

## 超音速輸送機用推進システム研究開発プロジェクトの現状と展望

村島完治（超音速輸送機用推進システム技術研究組合）

## 1. まえがき

1,976年に就航した超音速旅客機コンコルドは、巡航速度マッハ3.0を可能としたが、16機の生産に止まっている。しかし、近年の著しい技術革新により、コンコルドの課題を克服する見通しがたち、先進各国が巡航速度マッハ2.0~2.4の次期超音速旅客機開発の検討を始めている。さらに2,025~2,030年頃にはマッハ5クラスの超音速輸送機の実現が予想されており、これにより東京~ニューヨーク間を3時間(現在約12時間)で結ぶことが可能となる。その実現のための鍵となるのが推進システムである。

現在就航中のコンコルドは、経済性やエンジン騒音に課題を抱えているものの順調に20年を越えて商用運航され、今やその後継機としてマッハ数2~2.5クラスの超音速輸送機について、機体及びエンジンとも各国で基礎的研究が進められており、21世紀初頭の就航を目指して実用機の開発のタイミングが模索されている。米国では、NASAが国の資金を投入して機体・エンジンの技術開発を推進しており、欧州でも各国が結集して技術開発を進めている。

我が国では通商産業省工業技術院が、マッハ2レベルの超音速旅客機の開発動向を視野に入れつつ、さらに一歩進んで、地上の静止状態からマッハ5までの広範な速度域において高信頼性、低騒音及び低燃費を達成する超音速輸送機用推進システムの開発に必要な技術を確認することを目標として、平成元年度に本研究開発プロジェクトを開始した。平成4年3月からは、技術的に関係の深い発電用ガスタービンにも着目し、その高効率化のために必要となる技術を確認することを目標とした超高温ガスジェネレータの研究開発をプロジェクトに組み入れた。

この推進システムの形態として、高性能ターボジェットエンジンとラムジェットエンジンを統合するという画期的な「コンバインドサイクルエンジン」を採用している(図1)。ラムジェットエンジンはミサイル等に用いられている実績はあるが、本格的に航空機用の推進システムとして用いられた例はない。本システムでは効率性の観点から、離陸からマッハ3に加速するまで、またマッハ3から着陸まではターボジェットエンジン(実体は可変サイクルターボファンエンジン)、マッハ数2.5から5まではラムジェットエンジンを作動させる。マッハ2.5から3までは両エンジンを同時に作動させて、滑らかな移行を行うこととしている。

## 2. プロジェクトの詳細

本プロジェクトは平成元年度に工業技術院の大型プロジェクト制度(平成5年度より産業科学技術研究開発制度に改制)により開始され、平成10年度までの10年計画で、総額280億円の予算を見込んでいる。平成4年度までの基本検討・基本設計を基に、ラムジェット、ターボジェットといった要素別の研究開発が行われてきており、平成9年度からはこれらを統合したコンバインドサイクルエンジンの組立、機能試験の実施が予定されている。

本プロジェクトの実施体制は、4つの国立研究機関（工業技術院計量研究所、機械技術研究所、大阪工業技術研究所及び科学技術庁航空宇宙技術研究所）の他、超音速輸送機用推進システム技術研究組合（略称HYPR、国内エンジンメーカー3社（石川島播磨重工業、川崎重工業、三菱重工業）により構成）と、海外の主要エンジンメーカー4社（米国ユナイテッドテクノロジーズ社、ゼネラルエレクトリック社、英国ロールスロイス社、フランス・スネクマ社）が新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの委託を受けて研究開発を行う国際共同研究開発となっている。このうち国立研究機関は長期的視野に立った基礎技術の研究開発を担っており、特に航空宇宙技術研究所においては、超並列コンピュータによる流体解析、超音速風洞の利用、高速ラムジェットの研究等先端設備を活用した研究を担当している。国内企業はエンジン各部の要素技術の研究、ラムジェット、ターボジェットの開発、エンジン計測制御技術の開発等、試作エンジンの製作・試験に至るほとんどの過程を主体的に担っている。海外企業は各企業が保有する大規模な試験研究設備を利用した各種試験や低公害化に関連した研究を中心に参画している。

具体的な研究開発にあたっては、次の5つの項目に分けて要素研究を実施しており、最終的にこれらの成果を統合した試作エンジン（サブスケールモデル）による実証試験を行っている。

#### (1) ラムジェットエンジン

メタンを燃料とし、飛行マッハ数が2.5から5までの安定な飛行を可能とする高効率・高出力・低NOxのラムジェットエンジンの研究開発。

#### (2) 高性能ターボジェット

マッハ数3程度まで作動可能で、有害排出物の少ない高性能ターボジェットエンジンの研究開発。研究開発はファン、高圧圧縮機、燃焼器、高圧タービン、低圧タービンといった要素ごとに行われており、広い速度範囲に対応するためエンジン内部に種々の可変機構を装備している。

#### (3) 計測制御システム

エンジン全体を高度に計測制御するための多変数制御技術及び高温高圧高速場での計測技術の研究開発。

#### (4) トータルシステム

流体ソフトウェア、インテーク、低騒音化、耐熱材料・冷却システム等の研究、及びターボジェットエンジンとコンバインドサイクルエンジンの試作試験等。試作エンジンはいずれもサブスケールであり、実機のエンジンに対して全長で約1/3（約7m）、推力で約1/10（約3t）となる。

#### (5) 超高温ガスジェネレータ（ターボコアエンジン）

関連研究として平成4年度から追加された研究課題であり、発電用ガスタービンの核となる高度な材料技術、冷却技術を適用した超高温ガスジェネレータの研究開発。ターボジェットエンジンのコアエンジン部（高圧系）に相当する。

### 3. 主要な研究開発成果

システム関係の試験研究スケジュールを図2に示す。ラムジェットエンジンの研究開発については、ユナイテッドテクノロジーズ社の試験設備において平成6年及び7年の2回、ラム燃焼器試験（ダイレクトコネクト試験）を実施し、最適な燃焼方式の選定と性能確認

を行った。インテーク等を含めたシステムとしては、航空宇宙技術研究所角田宇宙推進技術研究センター（宮城県）において、マッハ5の環境による超音速風洞試験（フリージェット試験）を平成7年に実施し、空力特性等の確認を行った。マッハ5に於けるラムジェットの特性はここで確認を行ったことになる。

ターボコアエンジンの研究開発では、平成5年11月に初回運転を行い、エンジン吸入空気を300℃以上に加熱して運転し、平成8年5月にはタービン入口温度1,600℃（最終目標は9年度に1,700℃）の高温化試験に成功している。

ターボジェットエンジンの研究開発では、平成6年12月に試作1号機の初回運転を終了し（図4）、さらに昨年12月から本年2月にかけて、米国シンシナティのゼネラルエレクトリック社の高空性能試験設備において、高度約20km、飛行マッハ数3を模擬した高空高速環境下でターボジェットエンジンの運転に成功し、システムの健全性の確認及び性能の把握を行った（図5）。コンコルドの就航後久々の超音速民間機用エンジンの運転試験となり、このプロジェクト参加の米・欧各社のエンジニアも立会った。このとき飛行マッハ数3の状態タービン入口温度が1,600℃に達している。またこの試験の際にエンジン排気エミッションの計測も行い、妥当なデータを得ている。

要素研究では、マッハ5レベルの極超音速インテークの試験をフランスのONERA（国立航空宇宙技術研究所）の風洞にてスネクマ社と共同で実施し、目標値を満足するデータを得ている。また、エンジンに装着する排気消音器であるミキサエジェクタ・ノズルの模型試験を英国のDRAにて行い、損失7%以内で16dBレベルの大幅低減のデータを得て、エンジン装着用部品の設計製作を終わった（図3）。これは平成9年夏に英国で実施されるエンジン騒音計測試験に供試される。

最近、ICAO（国際民間航空機構）では、2,000年代初頭に始まることが予想される次世代のSSTの実用化開発をふまえて、エミッション、騒音などの規制値をSSTに対しても定めるための検討を始めている。目下は技術動向のデータ集めが中心のようであるが、現在の世界でも数少ないSST/HST研究である本プロジェクトに対してノイズやエミッションの低減研究の状況について説明を求められるケースが増してきている。

#### 4. 今後の計画

平成9年度にはプロジェクトの終盤にさしかかり、大きな試験を多数実施する計画である。ラムジェットエンジンについて、航空宇宙技術研究所角田宇宙推進技術研究センターにおいて小型模型によるマッハ数5の気流中で作動させるフリージェット試験を行い、システムの作動の確認、より広い運転範囲でのデータ取得を行う。7月には英国ハックネルのロールスロイス社の試験設備において試作ターボジェットエンジン2号機により騒音試験を行い、ジェット騒音の低減技術の実証を行う。

また、コンバインドサイクルエンジン用のインテークについて、12月にONERAの風洞において試験を行い、飛行マッハ数の影響や抽気方法等の効果を調べる。さらに同月には、コアエンジンの高温化試験を行い、最終目標であるタービン入口温度1,700℃の技術の運転確認を行う計画である。

最終年度である平成10年度には、ターボとラムを一体化した試作コンバインドサイクルエンジン（図6）の高空性能試験を米国の試験設備にて実施し、システムの最適化及びターボとラムの切換時の作動を含むトータルシステムとしての性能評価を行うこととなる。

いる。この形態のエンジンとしては世界で初めての試験となる。

## 5. 産業社会への効果

世界的な旅客需要は年々大きな伸びを示している。日本航空宇宙工業会の調査によれば、2010年頃には次期超音速旅客機の就航が予想され、これによる高速化の旅客誘発効果を考慮すれば、長距離輸送対象旅客は2015年に現在の4倍程度となると予想され、この旅客の半数を次世代超音速機が輸送するとすれば、500～600機の需要が見込まれるとされる。また、このような超音速輸送機による経済拡大効果は約3,600億ドルと見積もられ、率にして世界のGDPを約1.5%、日本では約1%押し上げる効果をもたらすと推測されている。

本プロジェクトで開発された技術は、極超音速輸送機用エンジンのみならず次期超音速旅客機用エンジンにも直結するものである。また、現在の亜音速旅客機用エンジンにも適用可能な技術も多く、エンジンの高効率化・低公害化等に大いに役立つものである。

一方、超高温ガスジェネレータの技術は発電用ガスタービンの大幅な高効率化を可能とし、省資源に役立ち、窒素酸化物・二酸化炭素等の排出量低減により環境問題・地球温暖化の問題の緩和に寄与する。また、タービン入口温度の高温化はガスタービン発電システムに付帯するコージェネレーションシステムの熱交換効率の向上につながるため、システム全体のエネルギー効率の向上にも多大な貢献をすることが期待される。

本プロジェクトは、この分野におけるわが国主導による初の国際共同研究プロジェクトであり、近年活発となってきている国際的な共同開発の推進にも大きな影響を与えていると考えられる。今や大型輸送機用エンジンは膨大な開発費用を必要とし、特に超音速輸送機用エンジンは世界的な共同開発を行わなければ開発不可能であると思われる。このプロジェクトがその基礎となり、将来の世界的な共同開発に結びつくことが期待される。

一方、本プロジェクトの成果をふまえて、将来の技術開発の方向を検討するため、工業技術院では平成9年度から先導研究として「エコ・スマート・エンジン」の名の下に2年間の予定で調査研究がスタートする。これは、排気エミッションの排出レベルを半減、エンジン騒音の音圧レベルを半減、高効率・軽量化により運用コストを30%減を目標としてこれを実現するシステム・要素技術を研究開発するための調査研究である。この結果を基に次の研究開発プロジェクトの立ち上げを計画することとしている。

国際協調ビジネスが必至となっている航空産業において、我が国の地歩を向上するための有効な鍵となることを期待している。

本研究は、通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものである。

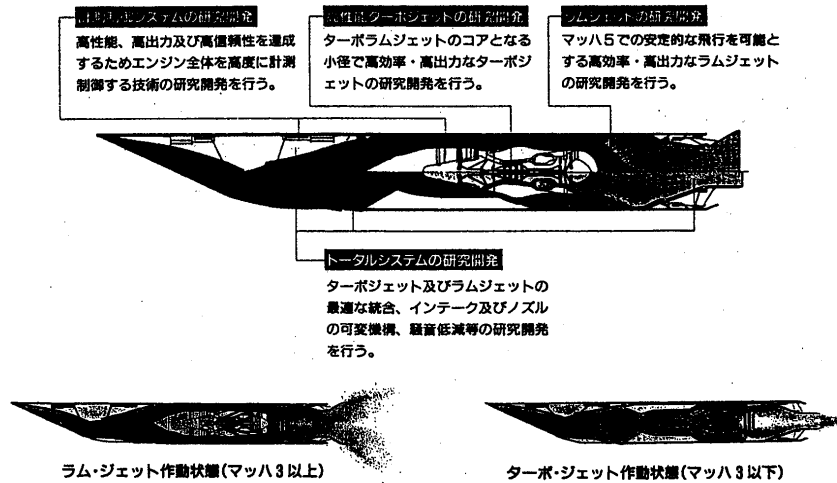


図1 コンバインドサイクルエンジンの概念

Test Theme		FY89	FY90	FY91	FY92	FY93	FY94	FY95	FY96	FY97	FY98
ラムジェット	Direct Connect		Design/Make					M5 (UTC)			
	Freejet							Design/Make	M5 (NAL)		
	Sea Level		Design/Make								
ターボコアエンジン (HTCE)	1873K (1600C)								1873K		
	1973K (1700C)							Design/Make	1973K		
	Ground Test		Design/Make								
可変サイクルターボエンジン	ATF Test								(GE)		
	Noise Test								(RR)		
	Ground Test		Design/Make								
コンバインドサイクルエンジン	ATF Test									(GE)	
	Ground Test		Design/Make								

図2 システム試験研究のスケジュール

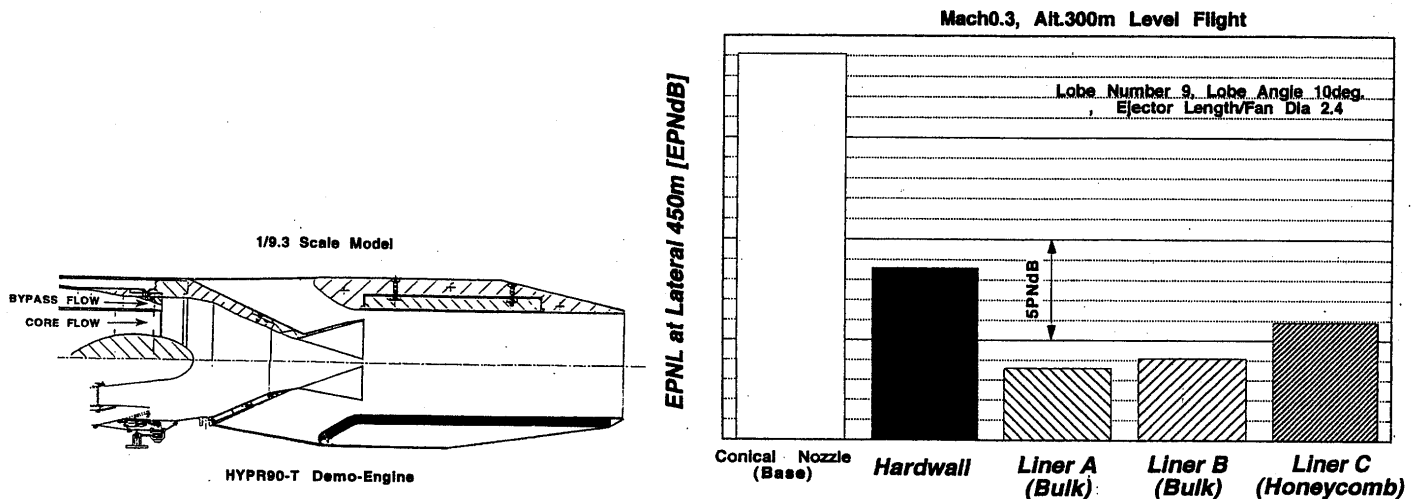


図3 ミキサエジェクタ・ノズルによる騒音低減

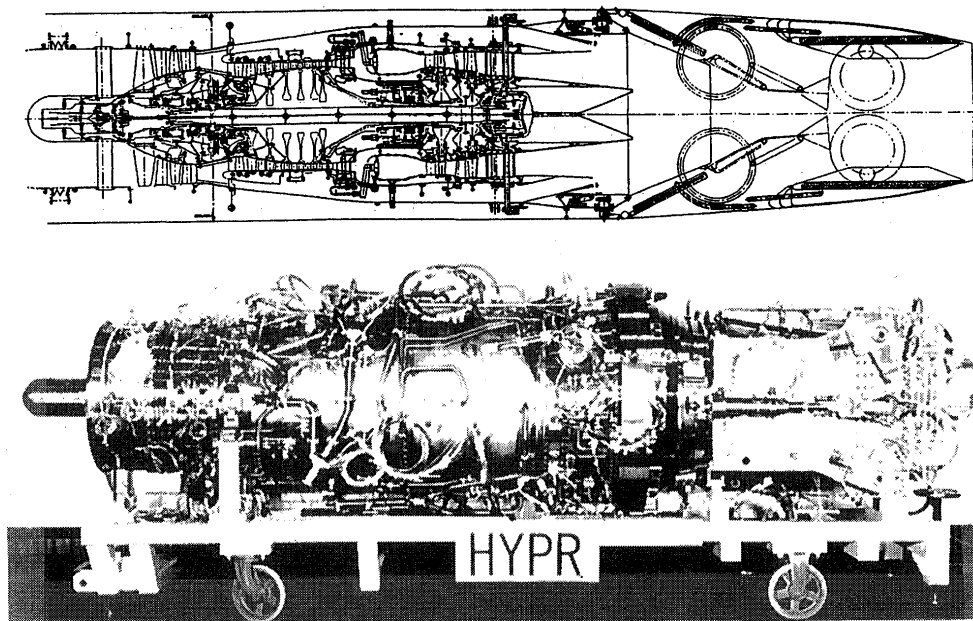


図4 可変サイクルターボエンジン（断面と写真）

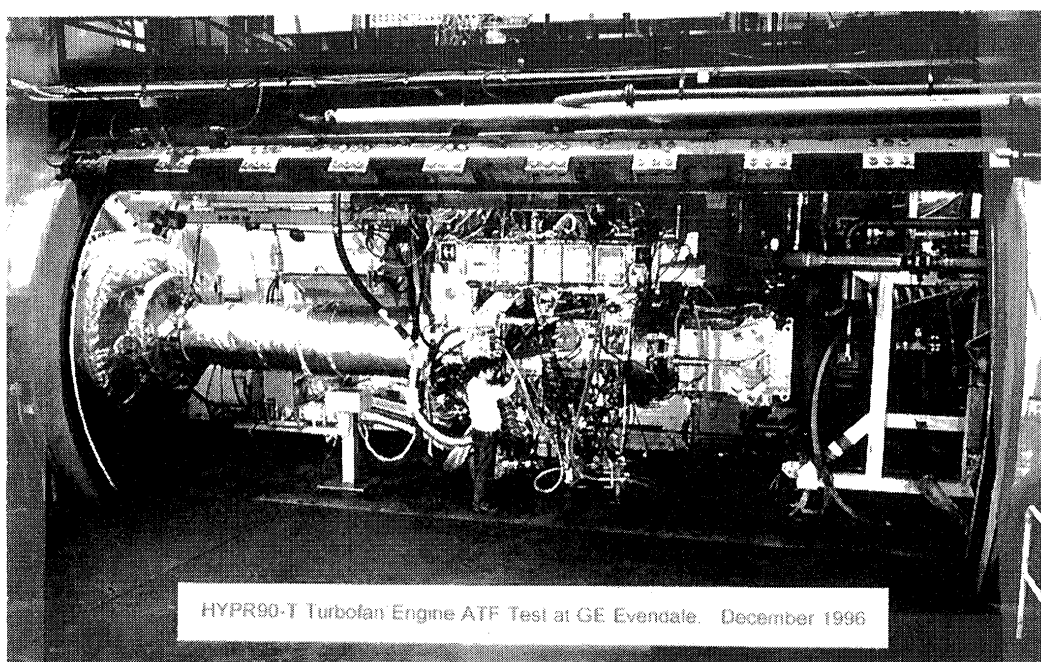


図5 ターボエンジンの高空性能試験

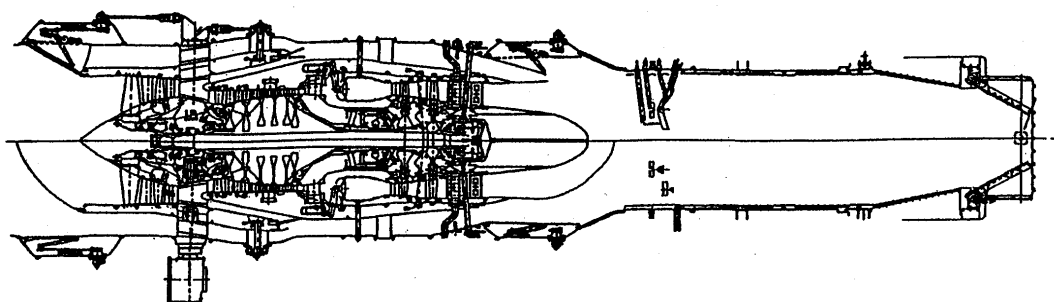


図6 コンバインドサイクルエンジン（断面）

\* 柴田貴範 (東大院) 梶昭次郎 (東大工)

### 1. 序論

近年、ジェットエンジンのファンや圧縮機翼列の高負荷大容量化の要求にともない、シュラウドのない、大翼弦長、薄型、低キャンパー翼が多用されるようになってきている。そのような翼列が遷音速の高負荷状態で作動する場合、曲げモードの翼列フラッタが発生し、圧縮機性能を落とさず、いかにこのフラッタを回避するかが重要な課題となっている。

遷音速翼列フラッタにおいて、衝撃波の変動によって生ずる変動空気力が翼列安定性を決める上で重要であることは、これまでに指摘されてきた<sup>(1),(2)</sup>。だが、理想的な遷音速流れ場の実現や高振動数の並進振動機構の製作が非常に困難であることから、実験例がごく限られているのが現状であり、各種パラメータと絡めた空力減衰力に関する詳細な議論はまだ行っていない。

実機での観察結果<sup>(3),(4)</sup>を参考にすると、曲げモード翼列フラッタは衝撃波を含む流れにおいて常に発生するのではなく、むしろ作動線図上のごく限られた領域でのみ観察される。そのことから曲げフラッタ発生は、翼列圧力比や流入マッハ数と相関が強いと考えられ、本研究では影響係数法を使った風洞実験により、それらのパラメータと非定常空力仕事の関連について調べた。

### 2. 実験設備および計測手法

実験は、乾燥空気を作動流体とするブローダウン方式の直線翼列風洞を用いて行なわれた。そのテストセクションを図1に示す。風洞壁面境界層の影響を抑えるため、風洞の両側壁面および下壁面において境界層の吸い込みを行っている。また、この下壁面での吸い込みは翼列からの衝撃波の反射を防ぐ役割も担っている。

一般に、入口超音速の高負荷翼列流れでは、流れ場の翼列方向の周期性を確保するのが非常に難しい<sup>(1),(5)</sup>。そのため本研究では、翼列中の最上位と最下位の翼の後縁に後流板を設置し、さらに上流側に位置する後流板の流れ面を多孔壁面にして、その背後に小空間を設けることによって、翼列方向周期性の改善を図っている。また、翼列高負荷状態の流れを模擬するため、背圧調節のための絞り弁が後流板上に取り付けられている。

実験には図2のような多重円弧翼からなる翼列を用い、風洞内に翼7枚を設置している。そのうち中心の翼は片持ち支持され、クランク軸とコンロッドから成る機械的な加振機構により、振動振幅2

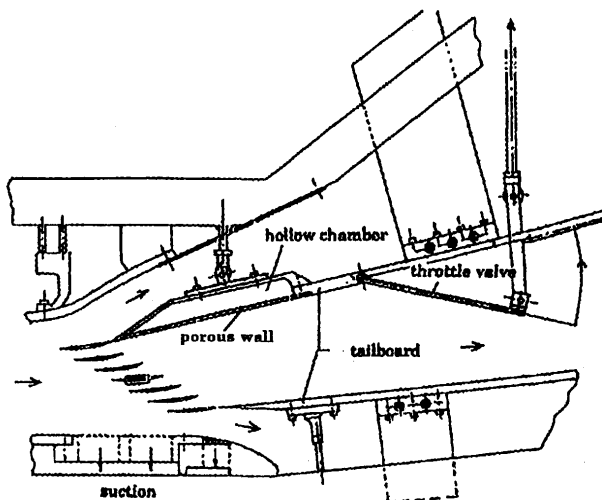
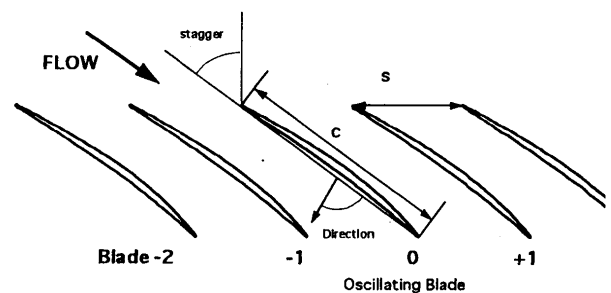


図1：風洞テストセクション



Camber Angle	13.6 (deg)
Stagger Angle	53.1 (deg)
Chord	c = 50 (mm)
Solidity	c/s = 2.0
Span	50 (mm)
Bending Oscillation Direction	83.1 (deg)
Amplitude	2.0 (mm)

図2：翼列形状

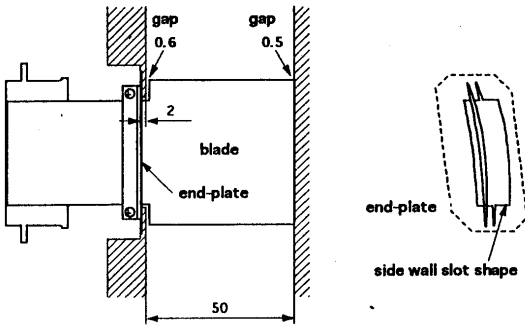


図3：振動翼と翼端板

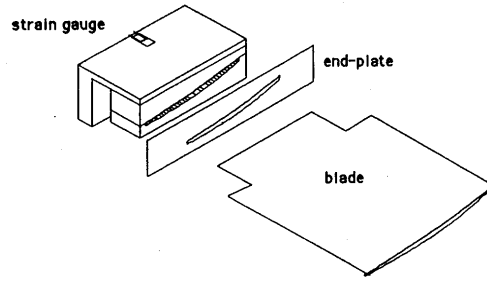


図4：空気力計測翼

mm、翼弦に対し $83.1^\circ$ の方向に並進振動する。風洞側壁の一部は可視化用の金属鏡になっているが、それには翼の移動領域に合わせたくり抜き加工が施されている。そのくり抜き部の存在による流れ場の乱れは、図3のように翼端板を使って極力抑えるよう努力し、さらに、くり抜き部の存在によって促進される境界層の発達、くり抜き部からの境界層吸い込みによって抑制している。

空気力の計測は、図4のような翼マウントを用意して、その支持部に歪みゲージを貼付することにより行った。その支持部形状は、ねじりモーメントには鈍感で、翼振動方向の空気力に敏感になるように設計されている。あらかじめ翼に働く力とゲージ出力の関係は校正しておき、風洞実験時のゲージ出力から逆算して翼に働く空気力を求めている。振動翼の歪みゲージ出力には、振動による慣性力の影響も含まれることになるが、その効果は前もって計測しておいた慣性力を使って、データ処理の段階で除去している。非定常空気力の計測は振動翼とその上下流2枚ずつ合計5枚の翼に関して行い、計測によって得られた各翼の非定常空気力を、影響係数法<sup>(6),(7)</sup>を利用して翼間位相差を考慮して重ね合わせることに、全翼振動している翼列での非定常空力仕事 $W_c$ を算出している：

$$W_c = \sum_{n=-2}^{n=+2} C_n \sin(\phi_n - n\sigma) \quad (1)$$

( $C_n, \phi_n$ ：非定常空気力の振幅と位相,  $n$ ：翼番号,  $\sigma$ ：翼間位相差)

### 3. 実験結果と考察

実験を行ったパラメタ範囲を表1に示す。どの流入マッハ数においても、一様上流の全圧は $2.1 \text{ [kgf/cm}^2]$ 、全温 $300 \text{ [K]}$ であり、このとき翼弦長を基準長さとするレイノルズ数は $M=1.2$ の場合で $1.8 \times 10^6$ 程度である。

線形な流れ場において、非定常空気力の振幅は振動振幅に比例し、空力仕事は振動振幅の2乗に比例するため、非定常空気力振幅および空力仕事はおのこの

$\rho U^2 s h / 2$ および $\pi \rho U^2 s h^2 / 2$  ( $\rho$ ：上流密度,  $U$ ：上流速度,  $s$ ：翼スパン長,  $h$ ：振動振幅)で無次元

化している。また、無次元振動数 $k$ の代表長さには翼弦長 $c$ を用いている： $k = \omega c / U$  ( $\omega$ ：角振動数)。

#### 3.1 定常流れ場

流入マッハ数を固定した場合、入口相対超音速の始動状態翼列流れでは流入角がunique incidence則で決まってしまうため、流れ場を決める上で支配的となるのは翼列圧力比PRだけである。流入マッハ数1.15のまま圧力比を変化させたときの翼面マッハ数の変化の様子を図5に示す。図中の、マッハ数が急

表1. 実験パラメタ

Mach number	1.05 ~ 1.20
Pressure Ratio	0.5 ~ 1.48
Frequency	10 Hz ~ 110 Hz
( Reduced frequency	
= 0.01 ~ 0.1 )	



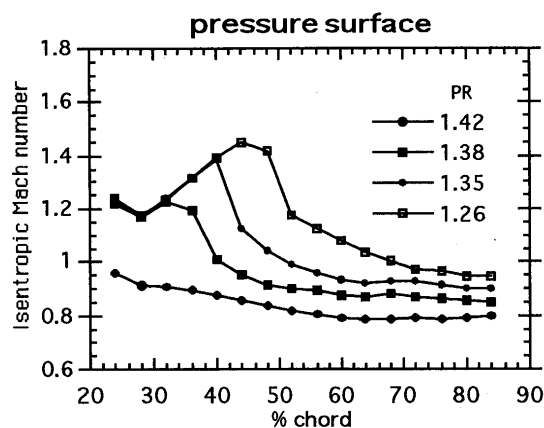


図5(a) : 定常翼面等エントロピーマッハ数分布 (腹)

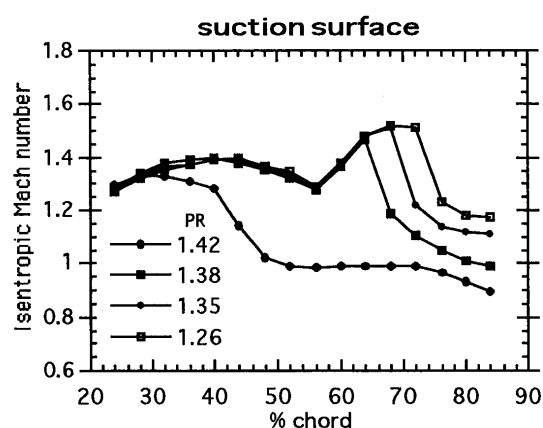


図5(b) : 定常翼面等エントロピーマッハ数分布 (背)

激に減少しているところが翼間衝撃波付着点である。翼間衝撃波上流の流れ場は圧力比の影響を受けないが、流出マッハ数は圧力比上昇とともに減少し、衝撃波付着点はしだいに上流側へ押しやられていく。図6(a)に可視化結果の一例を示す。翼間衝撃波発生位置などを見ると、ほど良い翼列方向周期性が実現されていることが分かる。

翼間衝撃波がちょうど翼間スロート下流に存在する圧力比以上に背圧を高めると、翼間衝撃波は前縁斜め衝撃波と一体となって離脱衝撃波を形成する。この状態を不始動状態 (図6(b),(c)参照) と呼ぶ。不始動状態では翼腹面が完全に亜音速となり、unique incidence則が崩れて、背圧上昇とともに流入マッハ数が減少する。

流入マッハ数が高い状態 ( $M=1.2$ や $1.3$ ) で、ぎりぎり始動状態よりも背圧を高めると、かえって圧力比が減少し、しかも翼列方向の周期性が大きく崩れる現象が現われた。その流れは強い離脱衝撃波の存在による失速を起している可能性が高く、2次元流れでは高流入マッハ数時において不始動状態は存在しないものと考えている。

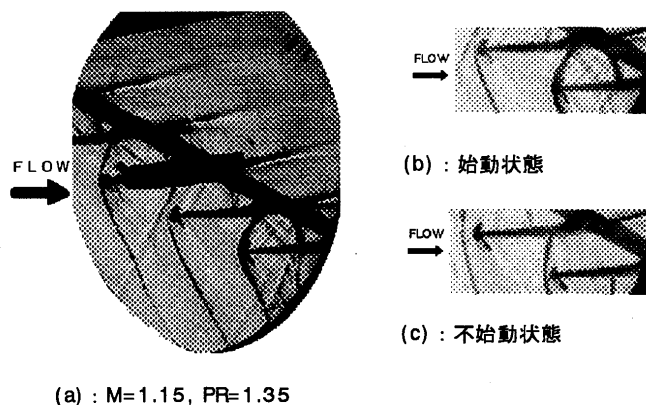


図6 : シュリーレン映像

### 3.2 非定常空気力計測結果

流入マッハ数1.15について、振動数10Hzのまま圧力比を変えたときの非定常空気力の振幅と位相の変化を図7, 8に示す。ここで、非定常空気力の位相というのは振動翼の変位に対する位相差のことである。圧力比に関係なく、非定常空気力の振幅が最も大きいのは+1番翼で、その次が0番翼 (振動翼自身) であり、この2つの翼の非定常空気力で、翼列安定性の傾向はほぼ決まってしまうと考えて良い。振動翼の上流側へ向かう擾乱に関しては、すでに-2番翼でノイズレベル以下になっているのに対し、下流側へは+2番翼でもはっきりと振動の影響が現れている。このことは、擾乱が上流側へは伝播しにくい下流側へは比較的良く伝わることを示しており、可視化で現れた衝撃波の動きに関する結果と一致するものである。どの負荷状態においても、変動空気力の高調波成分は無視できるほど小さく、振幅に対する線形性が成立し得る範囲内であった。Korbacher, H. et al.<sup>(6)</sup>が指摘しているように衝撃波近傍の局所的な変動圧力について重ね合わせはできないが、翼に働く全非定常空気力に関しては重ね合わせが可能であり、本実験は影響形数法が成立し得る範囲にある。

図7, 8を見て明らかのように、圧力比の上昇は変動空気力の振幅の増大につながり、その傾向は振幅の大きい+1番翼に特に強く現われている。それに対し、非定常空気力の位相はあまり圧力比の影響

を受けず、むしろ振動翼に対する相対位置に大きく左右される。一方、振動数の影響は、非定常空気力の振幅ではなく、位相の方に強く現れた。そのことを詳しく見るため、空気力振幅が最も大きいマッハ数1.10、圧力比1.4のときの非定常空気力の位相と振動数の関係を図9に示す。図中の数値は位相と振動数の関係を線形近似したときの直線の傾きを示している。振動数の影響は-1,+1,+2番翼の非定常空気力の位相に関しほとんど線形的な位相遅れとなって現れ、しかも、振動翼の近くにある翼よりも遠くに位置する翼の方が直線の傾き（位相遅れの度合い）が明らかに大きく、前者は後者のほぼ2倍である。このことは、各翼に現れる変動空気力の位相が振動翼からの擾乱の伝播遅れと相関が強いことを示唆しており、これは離脱衝撃波の動きに現れた振動数の影響と一致するものである。振動数をさらに増加させてもほぼ線形的に位相遅れが増大するものと予測されるが、そのような線形性がどこまで続くのかは今回の実験からは明らかでない。

### 3.3 非定常空力仕事

得られた非定常空気力を使い、影響係数法を利用して全翼振動する翼列での空力仕事を算出した。その結果を図10と図11に示す。これらの図の空力仕事が正となる範囲が空力弾性的に不安定となる翼振動を表わし、そのとき翼は流体から励振エネルギーを受け取り、フラッタが発生する。

図10を見るとわかるように、どの圧力比の流れであっても翼間位相差が正の範囲でフラッタが発生する。このことは振動数の高い場合（図11）でもあてはまり、この翼列は圧力比によらずforward traveling waveの範囲の翼間位相差でフラッタを発生しやすい。翼間位相差が正の領域でフラッタが発生するというのはAdamczyk et al.<sup>(9)</sup>の理論解析およびそこで引用されている実機での観察結果と一致するものである。

翼間位相差を変えて合成した全翼振動時の空力仕事の最大値に着目し、翼列安定性を最大空力仕事と圧力比および振動数の関係で示したのが図12である。明らかに、圧力比の上昇は励振エネルギーを増加させ、高負荷状態ほど翼列フラッタが発生しやすいことが分かる。先述した非定常空気力と圧力比の関係の思いおこすと、圧力比は非定常空気力の振幅には影響を与えても、位相には影響を与えないものであった。つまり、圧力比が上昇するにつれ変動空気力の振幅が大きくなり、そのことが直接非定常空気を増大させることに結びついて、フラッタ発生を助長している。

他方、振動数の増加は最大空力仕事を減少させ、かつ、不安定となる翼間位相差の範囲を減少させることが図10や図11、あるいは図12を見ることにより理解できる。圧力比の場合とは異なり、振動数の変化は非定常空気力の振幅にはあまり効かず、位相に対し強く効果を現すものであった。特に、振

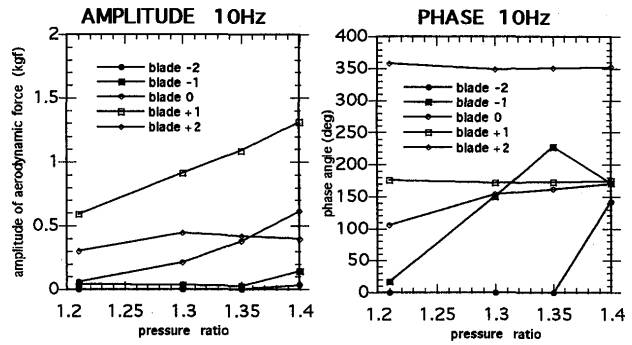


図7 (a) : 非定常空気力振幅 M=1.15, 振動数10Hz (b) : 非定常空気力位相

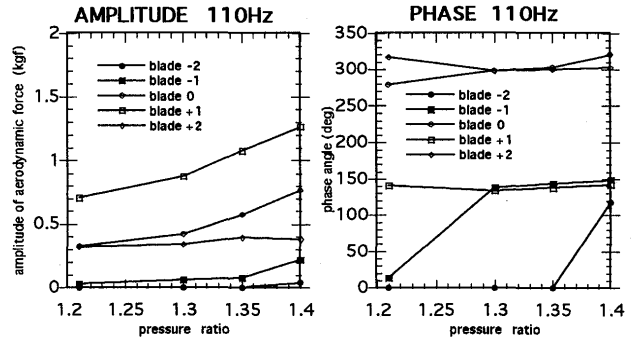


図8 (a) : 非定常空気力振幅 M=1.15, 振動数110Hz (b) : 非定常空気力位相

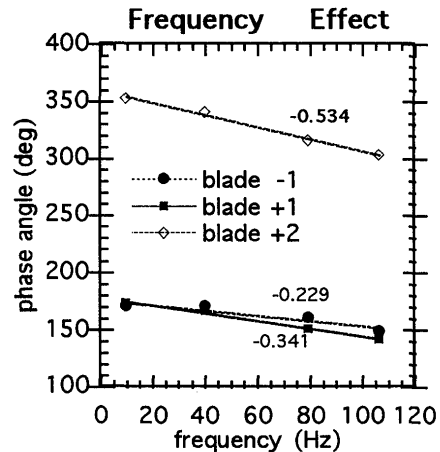


図9 : 非定常空気力の位相に現れた振動数の影響

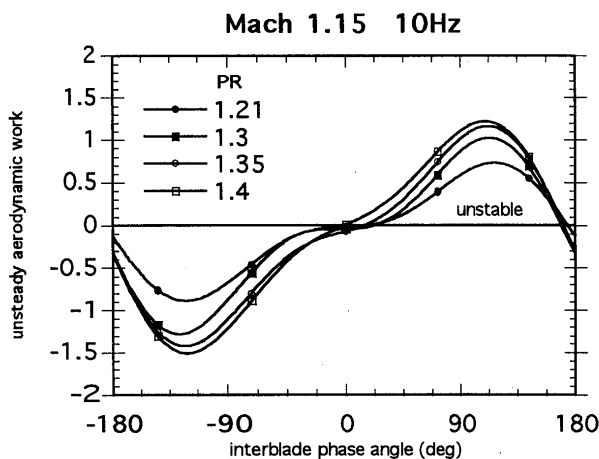


図 10 : 非定常空力仕事と翼間位相差の関係 (k=0.01)

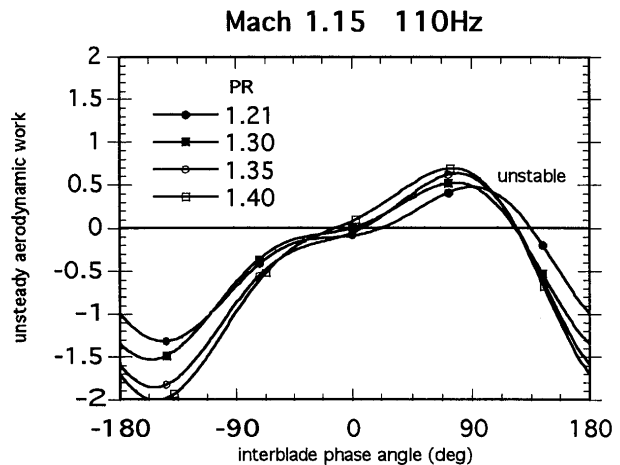


図 11 : 非定常空力仕事と翼間位相差の関係 (k=0.1)

幅の大きい0,+1,+2番翼の位相に対し振動数の影響が強く現れていたが、そのことが翼列安定性変化に関連していると考えられる。そのことを理解するため、影響係数法に現れる各項の意味をもう少し掘り下げてみる。

式(1)を見てわかるように、振動翼自身の非定常空力仕事 $C_0 \sin \phi_0$ は $\sigma$ に依存しない項であるので、空力仕事と翼間位相差の図で見たときの空力仕事の平均レベルを与えるものである。振動数が10Hzのとき $C_0$ はそれほど小さくならなかったが、位相 $\phi_0 \approx 0$ であったために $C_0 \sin \phi_0 \approx 0$ となり、翼間位相差のうちのほぼ半分にあたる領域でフラッタが発生した。ところが、振動数が増加すると、主として位相 $\phi_0$ が $-90^\circ$ 近くの値になったことが空力仕事の平均レベルを下げ、不安定となる翼間位相差の減少につながっている。他方、 $C_{\pm 1} \sin(\phi_{\pm 1} \mp \sigma)$ や $C_{\pm 2} \sin(\phi_{\pm 2} \mp 2\sigma)$ は、それぞれ空力仕事と翼間位相差の図で見たときの基本波と高調波的な変化を表しており、仮にこの両者の波の最大値が上手く重なれば大きな空力仕事が発生することになるが、そのためには各翼同士の非定常空気の位相差が重要である。このことから考えて、大きな振幅を持つ+1と+2番翼の変動空気の位相に振動数の影響が強く現れ、しかも+1と+2の非定常空気の位相差が大きくなる方向に働いたことが、空力仕事のピーク減少の原因と言えよう。このように振動数の増加によって各翼の非定常空力仕事の位相が変化し、そのことが結果的に最大空力仕事の減少や翼振動が不安定化する翼間位相差の減少を生み出している。

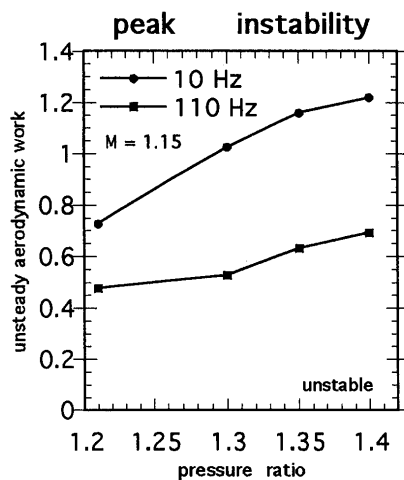


図 12 : 最大空力仕事と圧力比および振動数の関係

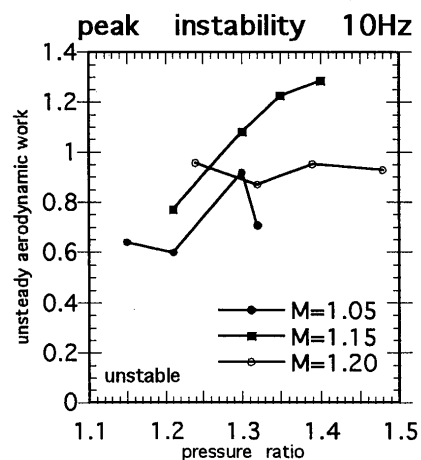


図 13 : 最大空力仕事と流入マッハ数の関係

### 3.4 マッハ数の影響

図13に、振動数10Hz ( $k=0.01$ )での最大空力仕事と圧力比および流入マッハ数の関係を示す。流入マッハ数が低いときには、最大空力仕事は翼列圧力比に対しほぼ右上がりの傾向を示すが、流入マッハ数が高い1.20のときには、圧力比によらずほぼ一定で、そのレベルも高くない。各マッハ数における最大空力仕事に着目すると、マッハ数の増加にともない一旦は空力仕事が増加するが、マッハ数が1.15を越えると今度は下がるようになる。始めのうちはマッハ数の増加にともない衝撃波が強くなり、生ずる非定常空気力も大きくなるのだが、マッハ数が高くなり過ぎると衝撃波と境界層の干渉が顕著になり、大きな非定常空気力を発生し得なくなる。また、高い流入マッハ数では不始動状態が存在し得ないことも、高流入マッハ数での最大空力仕事低下につながっている。

同じ圧力比で比較した場合、流入マッハ数の高い流れの方が衝撃波付着点が下流側に位置し、比較的強い衝撃波を発生することになるため、衝撃波と境界層の干渉は顕著になっている。境界層が剥離していると剥離域での流れ場は翼振動に同期しにくくなることが翼面非定常圧力計測から分かっており、このことが高流入マッハ数時の空力振幅減少の主たる原因であろう。だが、より確実な結論を導くには、衝撃波近傍の細かな非定常圧力分布や境界層状態の詳細な把握が必要である。

## 4. 結論

- (1) 振動数増加の影響は、各静止翼に働く非定常空気力の位相遅れとなって現れ、振動翼から離れた翼ほど位相遅れが大きくなることが判明した。この振動翼から離れた翼ほど位相遅れが大きくなるというのは衝撃波の動きに関してあてはまり、隣接翼からの非定常擾乱の伝播遅れがフラッタ発生に関連していることを示唆している。
- (2) 実験で用いた翼列の場合、高負荷・低振動数のforward traveling waveの翼間位相差で曲げ翼列フラッタが発生し、翼列圧力比の上昇は空力的な翼列安定性を低下させる方向に、振動数の増加は翼列安定性を改善する方向に働く。圧力比の増加は非定常空気力の振幅に、振動数の増加は非定常空気力の位相に主として影響を与えることによって、非定常空力仕事の増減に関わっている。
- (3) 流入マッハ数の増加は一旦は空力仕事を増加させる方向に働くが、流入マッハ数が高くなり過ぎると、衝撃波と境界層の干渉が顕著になり、かえってフラッタが発生しにくくなる。

本実験の実施にあたり御協力頂いた本研究室の町田保男助手に深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) Szechenyi, E., AGARD-AG-298, 1987, Chap. 10
- (2) 小林紘ほか, ガスタービン学会誌, 19-75, 1991, p. 50
- (3) Griffin, R. G. et al, NASA CR-120981, 1972
- (4) Ruggri, R. S. et al., NASA TM X-3076, 1974
- (5) Schreiber, H. A. et al., Trans. of the ASME: J. of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.106, 1984, p. 288
- (6) 花村庸治ほか, 日本機械学会論文集, 45-398, 1979, p. 1399
- (7) 花村庸治ほか, 日本機械学会論文集, 55-512, 1989, p. 951
- (8) Korbacher, H. et al., Proc. Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, 1995, p. 383
- (9) Adamczyk, J. J. et al., J. of Engineering for Power, vol. 104, 1982, p. 675

\*平野 孝典 (拓殖大学)  
藤本 一郎 ( " )

## 1. はじめに

近年、ターボ機械の性能向上により、翼列翼の作動する流れ場は遷音速や超音速となる場合がある。また、翼列翼の長大化や薄翼化もなされており、空力弾性学的観点からは危険性が増すことが予想される。つまり遷音速或いは超音速領域で作動する翼列では、翼間における衝撃波の発生や翼面上での反射など、亜音速領域とは異なる複雑な流れ場となり、さらに衝撃波が振動する場合には、翼面上で急激な圧力変動が生じるために、翼列の非定常空気力は、衝撃波が生じていない場合とは大きく異なることが予想される。従って、翼列内の衝撃波が振動する場合の非定常空力特性を正確に把握することは大変重要である。しかしながら、遷音速翼列において衝撃波の挙動に着目した実験的研究は、実験装置及び測定方法の困難さ等により、非常に少ないのが現状である<sup>(1)-(4)</sup>。

本研究の主目的は、遷音速圧縮機翼列の非定常空力特性を明らかにすることである。特に、翼列中1枚の翼のみが振動する場合について実験及び解析を行うが、本報では、まず翼列の基礎データとして、翼列中一枚の翼の迎え角を変えた準定常時の翼面圧力分布や全圧損失分布について報告する。さらに、一翼振動時の翼面上の非定常圧力計測を行った結果について一例を示す。

## 2. 実験装置及び方法

### 2. 1 遷音速風洞及び供試翼列

図1に遷音速風洞の概観図を示す。風洞は密閉回流型で、作動流体は空気である。⑦の測定部における主流マッハ数は、測定部内に物体が無い場合、0~1.2の範囲で設定可能となっている。測定部は幅100mm、高さ200mm~400mm可変の矩形断面を有する。翼列を構成する供試翼として、図2に示す翼幅99mm、翼弦長67.25mm、厚み比8%、轉向角10°の二重円弧翼を用いた。翼面上には直径0.8

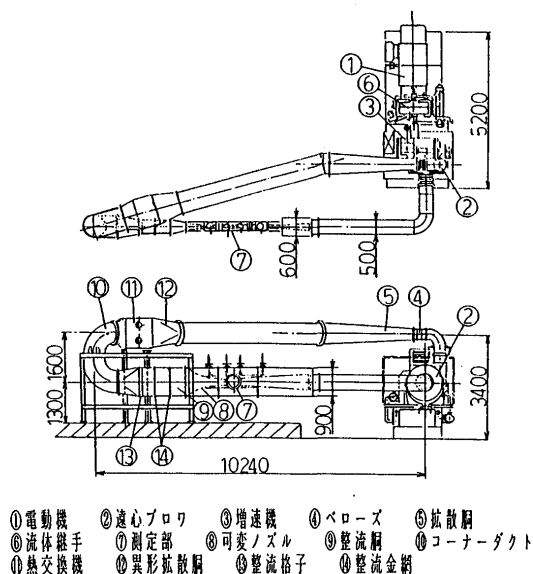


図1 遷音速風洞

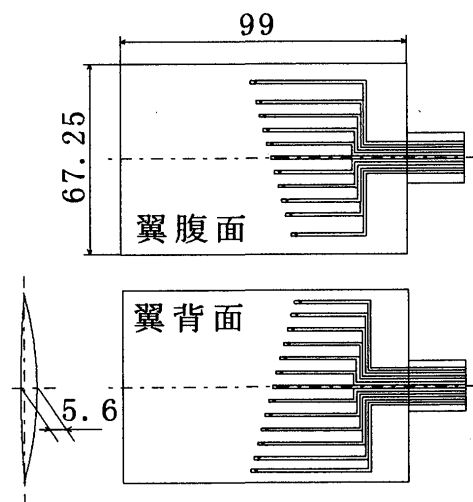


図2 圧力測定翼

mmの圧力孔が、翼背面側に13個、翼腹面側に11個設けてある。各圧力孔は、内径0.8mmの圧力導管により、翼支持部を通して独立に外部へ通じており、シリコンゴムチューブでスキヤニバルブに接続される。図3に供試翼列及び全圧測定位置を示す。翼列は9枚の翼で構成された直線圧縮機翼列で、翼列条件は、食い違い角 $30^\circ$ 、翼間ピッチ40mm、弦節比1.68125である。9枚の翼のうち、中央0番翼とその上下4枚の翼が圧力測定翼である。0番翼は測定部外部の高速ねじり加振装置に取り付けられており、翼弦中心周りに片角振幅 $2^\circ$ のねじり振動が可能となっている。尚、図3中の×印は、定常及び準定常状態における翼列下流全圧測定位置を表している。

## 2.2 回転式トラバース装置及び5孔プローブ

全圧測定に使用する回転式トラバース装置及び5孔プローブを、各々図4及び図5に示す。回転式トラバース装置は風洞測定部側壁に設置する構造となっており、大小2枚の偏心円盤を回転させることにより、直径324mmの円内範囲の任意の点にトラバース可能である。詳細は文献(5)を参照されたい。5孔プローブ先端部は直径2.8mmで、 $45^\circ$ の傾きを有する円錐台形状となっている。先端部中心に全圧孔、斜面上に $90^\circ$ 間隔で直径0.4mmの圧力孔が設けられている。支持部は超音速領域での影響を小さくするために菱形形状としてある。5孔プローブを回転式トラバース装置のプローブホルダーに設置したとき、その先端部はプローブホルダー中心に位置する。

## 2.3 準定常状態における全圧測定

図3に示す全圧測定位置(×印)において、5孔プローブにより全圧を測定する。各圧力孔の圧力は、スキヤニバルブ、拡散半導体型圧力変換器、増幅器を通してAD変換され、コンピュータに取り込まれる。測定は、全翼の迎え角が同じ $\alpha=5^\circ$ の場合、0番翼の迎え角のみを $\pm 1^\circ$ 及び $\pm 2^\circ$ 変えた場合について行った。結果は全圧損失係数 $\zeta$ で表す。ここで $\zeta$ は下式により求めた。

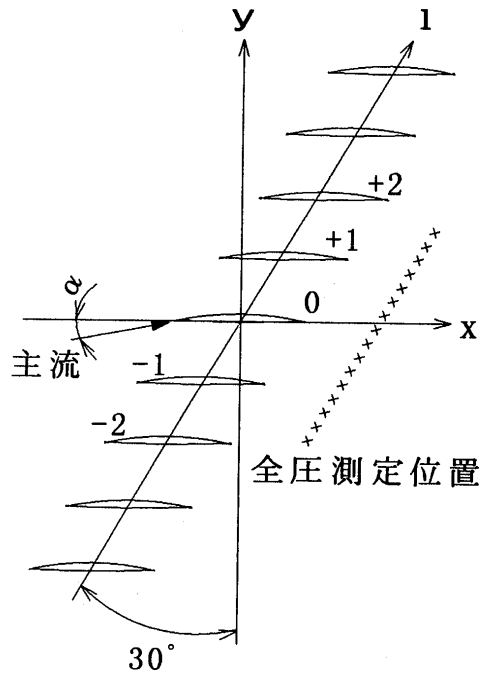


図3 直線翼列及び全圧測定位置

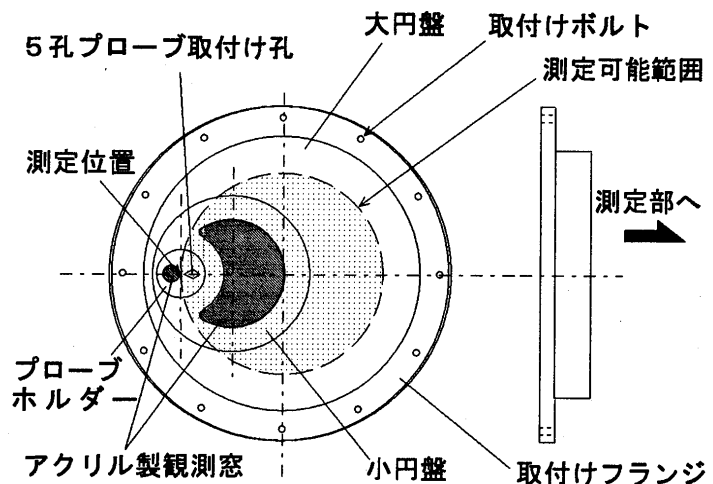


図4 回転式トラバース装置

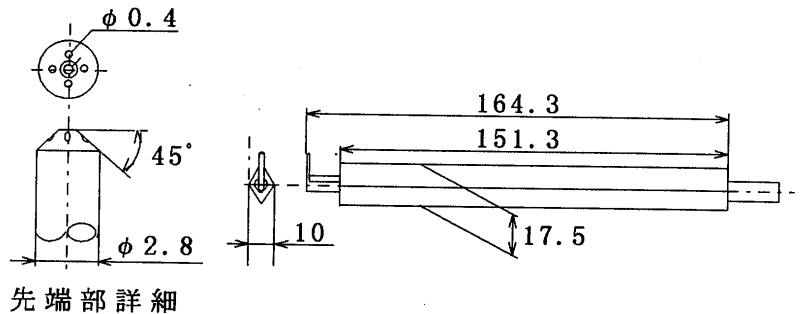


図5 5孔プローブ

$$S = \frac{P_{t0} - P_{t1}}{P_{t0} - P_{s0}}$$

ここで、

$P_{t0}$  : 翼列上流全圧、 $P_{t1}$  : 翼列下流全圧、 $P_{s0}$  : 翼列上流静圧

## 2. 4 翼面圧力測定

翼列中5枚の圧力測定翼の各圧力孔の圧力は、圧力導管、シリコンゴムチューブ、スキヤニバルブを介して、スキヤニバルブ内に取り付けられた圧力変換器で電圧に変換され、増幅器を通してコンピュータに取り込まれる。準定常状態の場合は、0番翼の迎え角及び流入マッハ数をセットした後、コンピュータの計測プログラムにより自動計測される。このときデータサンプリングは、1ms間隔で3000個のデータを取り込み平均処理を施す。非定常圧力測定の場合は、振動翼の迎え角増加時における平均迎え角位置でフォトマイクロセンサにより発生するパルススタートトリガとし、翼振動一周期を32分割して20周期分のデータサンプリングを行い、平均化処理を施して一周分分のデータとする。

## 4. 結果及び考察

### 4. 1 準定常状態における翼列下流の全圧損失分布

0番翼の迎え角変化が全圧損失に及ぼす影響を調べるために、0番翼の迎え角を $3^\circ$ 及び $7^\circ$ とした場合について、翼列下流の全圧測定を行った。

図6に、 $M=0.43$ における0番翼の上下約1ピッチ分の翼列下流の全圧損失分布を示す。左縦軸は全圧損失係数 $\zeta$ 、右縦軸は流出角 $\theta$ 、横軸は翼弦長 $c$ で無次元化した翼列方向距離 $1/c$ を表す。測定は翼後縁から半翼弦長下流において0番翼と $\pm 1$ 番翼を含む翼間2ピッチ分で行い、測定位置は翼後方付近は1mm間隔、翼間中央付近は2~4mm間隔とした。図6(a)の $\alpha_0=3^\circ$ 及び(b)の $\alpha_0=5^\circ$ の場合、-1番翼の損失が若干大きい、両者にはほとんど相違がない。しかし(c)の $\alpha_0=7^\circ$ の場合には、0番翼後方の全圧損失はかなり小さくなっている。また、-1番翼後方の損失も若干低下している。逆に+1番翼後方では僅かではあるが損失の増加が見られる。流出角は $\alpha_0$ が大きい程乱れているが、翼後方の腹面側では大きく、背面側で小さくなる傾向は一致している。

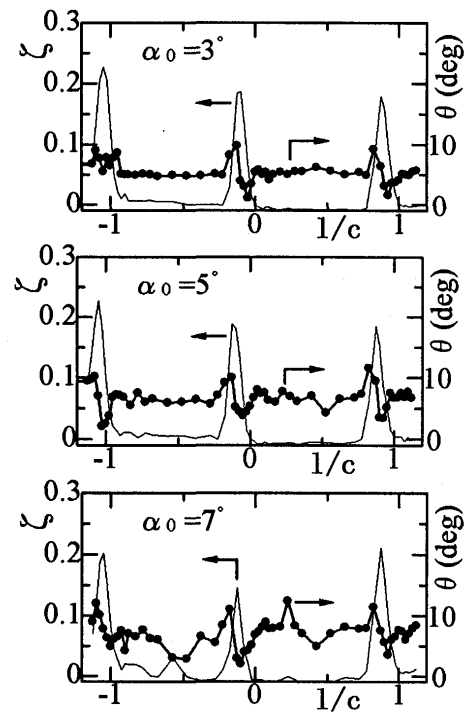
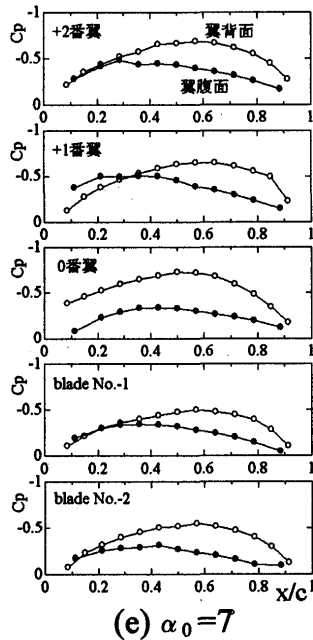
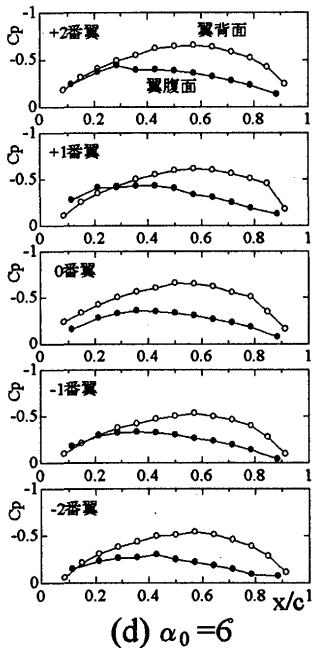
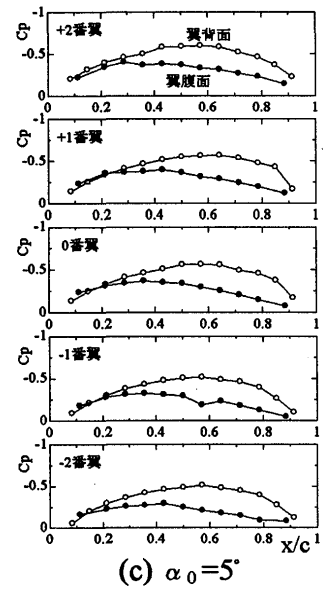
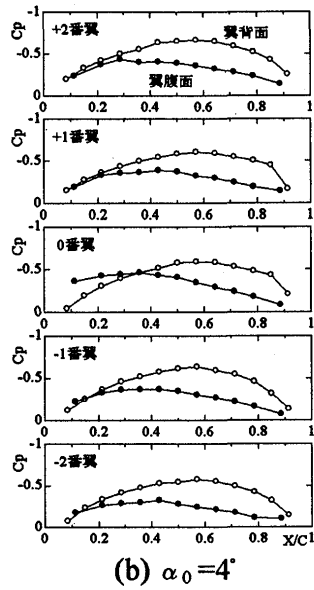
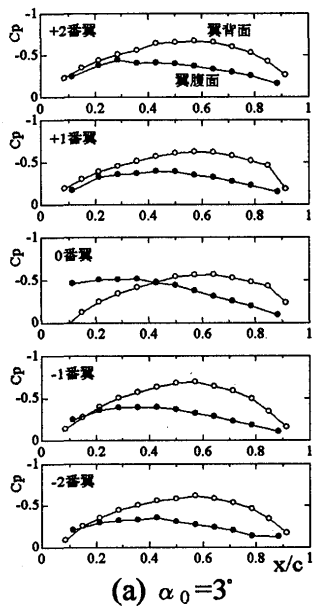


図6 全圧損失分布

### 4. 2 準定常状態における翼面圧力分布

一例として図7(a)~(e)に、0番翼の迎え角 $\alpha_0=3^\circ, 4^\circ, 5^\circ, 6^\circ$ 及び $7^\circ$ の場合における各翼(0番翼、 $\pm 1$ 番翼、 $\pm 2$ 番翼)の翼面圧力分布を、流入マッハ数 $M=0.423$ について示す。(c)の $\alpha_0=5^\circ$ すなわち全翼が同じ迎え角の場合、翼面圧力分布は全翼ともほぼ等しく、均一な流れ場となっている。0番翼に着目すると、 $\alpha_0$ の変化に対して、翼背面側及び翼腹面側ともに翼前縁側における圧力の変化が顕著に現れている。上流側に位置する-1番翼を見ると、翼背面側では $\alpha_0$ が高くなる程負圧が低下しているが、翼腹面側ではほとんど影響を受けていない。更に上流側に位置する



-2番翼になると、翼背面側及び翼腹面側ともに $\alpha_0$ の変化による影響は見られない。次に、0番翼の下流側に位置する+1番翼を見ると、 $\alpha_0$ が高くなる程翼前縁側において翼腹面側の負圧が低下しており、0番翼の迎え角変化による影響が現れている。しかし、翼背面側ではほとんど圧力分布に変化は見られない。更に下流側に位置する+2番翼では、圧力分布に全く変化はなく、0番翼の迎え角変化による

準定常状態における翼面圧力分布 ( $M=0.423$ )

影響はない。以上のことから、

準定常状態においては翼列中一枚の翼のみの迎え角の変化による影響は、翼間流路面積の変化する上下隣接翼のみに現れるが、それ以上離れて位置する翼にはほとんど無いと言える。

#### 4. 3 非定常翼面圧力

図8に、流入マッハ数 $M=0.423$ 、0番翼の振動数 $f=20.4\text{Hz}$  (無次元振動数0.06) における翼面圧力の時間履歴を、(a) 0番翼及び(b) -1番翼について示す。右縦軸に無次元翼弦方向距離を示してある。0番翼では、翼背面及び翼腹面共に正弦波状の大きな圧力変動が見られる。-1番翼についてみると、翼背面側では翼後半部分に0番翼と同程度の圧力変動が生じているが、翼前縁側に



おける変動は小さい。また、翼腹面側の圧力変動はかなり小さいことがわかる。図には示していないが、±2番翼では圧力変動はほとんど見られなかった。この程度の翼振動数では、翼振動の影響は準定常状態とさほど変わりがないものと考えられる。次に別の見方として、翼面上の圧力分布の時間変化を図9に示す。右縦軸に翼変位 $\omega t$ を示してある。0番翼の圧力分布の時間変化は顕著に見られるが、-1番翼では翼背面側で圧力分布の変化が見られるのに対して、翼腹面側ではほとんど見られない。

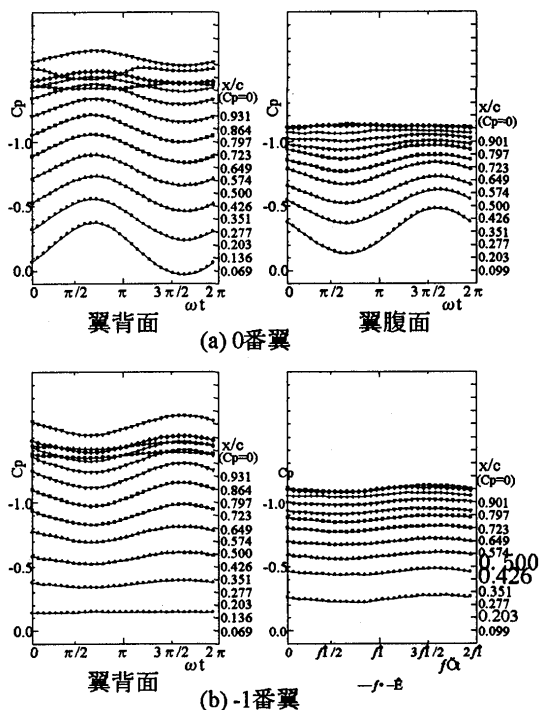


図8 非定常翼面圧力の時間履歴

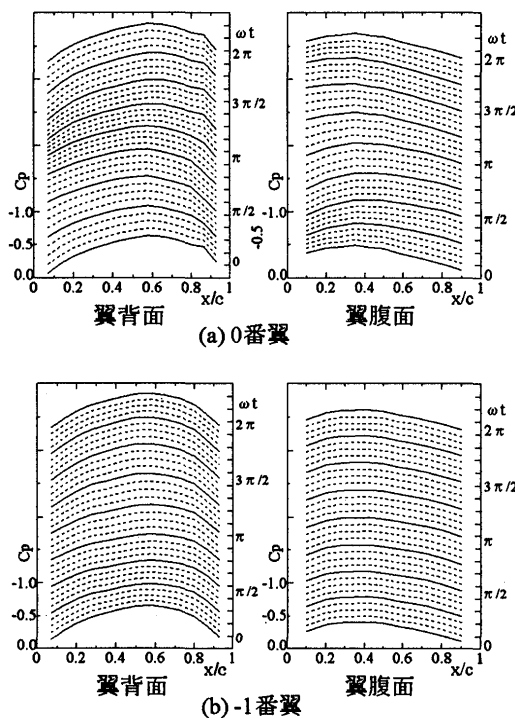


図9 非定常翼面圧力分布

## 5. 結論

遷音速圧縮機直線翼列について、翼列中一枚の翼のみの迎え角変化に対する準定常特性を調べた。翼列下流側全圧測定と翼面圧力測定を行い、以下の結果が得られた。

(1) 一枚の翼の迎え角が最大 $2^\circ$  変化した場合、迎え角減少時には全圧損失分布に変化は見られない。しかし迎え角増加時には、その翼自体及び腹面側に位置する翼の後方における全圧損失は小さくなり、背面側に位置する翼後方の全圧損失は大きくなる。

(2) 一枚の翼の迎え角変化が各翼の翼面圧力に及ぼす影響は、その翼自体と隣接翼に対して大きい。それ以上離れた翼に対してはほとんどない。つまり翼間流路面積の変化に対してのみ現れる。

また、一翼振動時の翼面非定常圧力計測を行い、以下の結論が得られた。

(3) 非常に低い無次元振動数に対して、一翼振動の影響は振動翼とその隣接翼に現れており、準定常状態の場合とさほど変わりはない。

今回は比較的低い流入マッハ数及び翼振動数における結果を報告したが、今後は更に高いマッハ数及び高振動数の場合について実験を行い、一翼振動時の非定常空力特性について解析を行う予定である。

#### 参考文献

- (1) 小林、機論 (B編)、52-474(1986)、713.
- (2) 小林、機論 (B編)、52-480(1986)、2920.
- (3) Boldman, D. R.、他 2 名、NASA-TM-82655(1981).
- (4) Shaw, L. M.、他 3 名、Trans. ASME, J. Eng. Power, 108(1986), 53.
- (5) 立石・平野・藤本、第24回ガスタービン定期講演会講演論文集(1996)、171.

\*青塚 瑞穂 (東京大学大学院)

町田 保男 (東京大学)

渡辺 紀徳 (東京大学)

## 1. はじめに

最近のジェットエンジンやガスタービン、蒸気タービンでは高い性能を得るため、タービン翼列を通過する流れはしばしば遷音速領域に達し、例えば典型的な発電プラントの蒸気タービン低圧最終段では入口相対マッハ数0.8、出口で1.6~2.0の遷音速翼列が使用されている。このような高速域では強力な非定常空力源と考えられている翼間衝撃波が存在し、また空力性能を向上させるため翼厚が薄くなるため、翼は曲げ剛性が低く、必然的に振動が発生しやすくなっている。このため翼列の機械的・空力的振動特性に強い関心が寄せられている。一方、蒸気タービンの低圧最終段では流れは運転条件の影響を受けやすく、運転負荷範囲の拡大により設計点とかけ離れた状態で運転されることもあるが、この際複雑な流れによる強制振動や失速フラッタなどの自励振動が問題となってくる<sup>(1)</sup>。このような遷音速の流れ場で薄翼で構成されるタービン翼列の振動特性について実験的に調べた研究はこれまで比較的少なく、先進的な遷音速タービンの設計に際し、振動特性に関する知見の蓄積が求められている状況にある。

そこで、本研究では遷音速領域で曲げ振動を行うタービン翼列の非定常空力特性を解明するため、特に翼振動と衝撃波の非定常挙動との関連に着目して一翼振動法による実験を行った。

## 2. 実験装置及び計測方法

実験にはブローダウン式の二次元遷音速直線振動翼列風洞を用いた。風洞の概観を図1に示す。テストセクションは102mm×50mmの矩形となっている。

供試翼列<sup>(2)</sup>は設計圧力比が、 $P_0/P_b=4.936$

( $P_0$ : 流入全圧、 $P_b$ : 下流静圧)、等エントロピ流出マッハ数が $M_{2.1s}=1.7$ の蒸気タービン翼列チップ部である。表1に設計点での翼列諸元を、図2に翼列の配置を示す。翼列は7枚の翼から構成

され、翼列中央の翼を0番翼とし、上流側を-1、-2、-3番翼、下流側を+1、+2、+3番翼とする。0番翼が加振翼となっている。加振装置はピストン-クランク機構を用いて翼に並進運動を与える。振動の片振幅は2mmである。振動数は10Hz、43Hz、82Hzの3種類で実験を行った。半弦長を基準とした無次元振動数 $K=c\omega/2U$ ( $c$ :コード長、 $\omega$ :翼振動の角振動数、 $U$ :出口流速)は0.0005~0.005になる。

風洞上流のセトリングチャンバーの全圧を変えることによって、翼列前後の圧力比を変えることができる。ここでは後述するように、設計点に近い比較的高い圧力比の場合と、これよりも低い圧力比の場

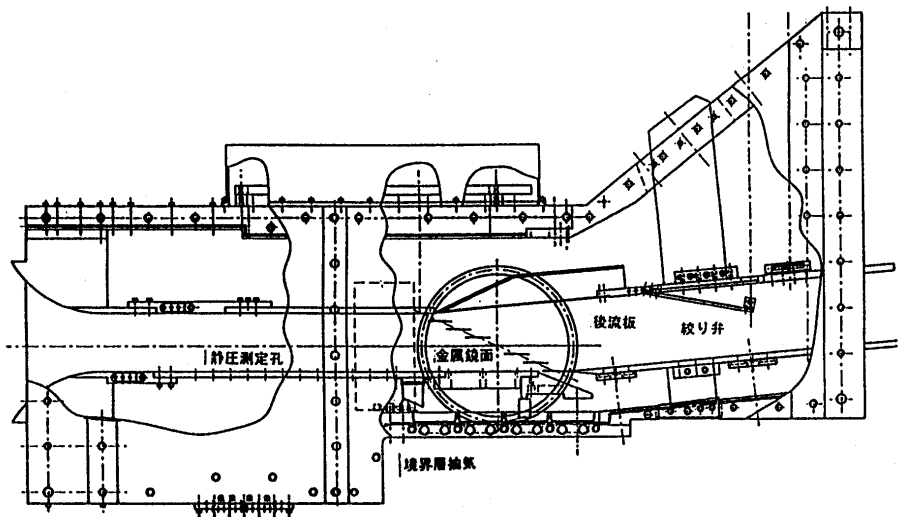


図1 風洞概観図

表1 翼列諸元

迎角	$\alpha$	0	(deg)
流入角	$\beta_1$	156	(deg)
流出角	$\beta_2$	5	(deg)
食い違い角	$\gamma$	156	(deg)
翼ピッチ	$s$	36.12	(mm)
翼弦長	$c$	42.49	(mm)
翼幅	$b$	50	(mm)
縦横比	$c/b$	0.85	
ソリディティ	$s/c$	0.85	

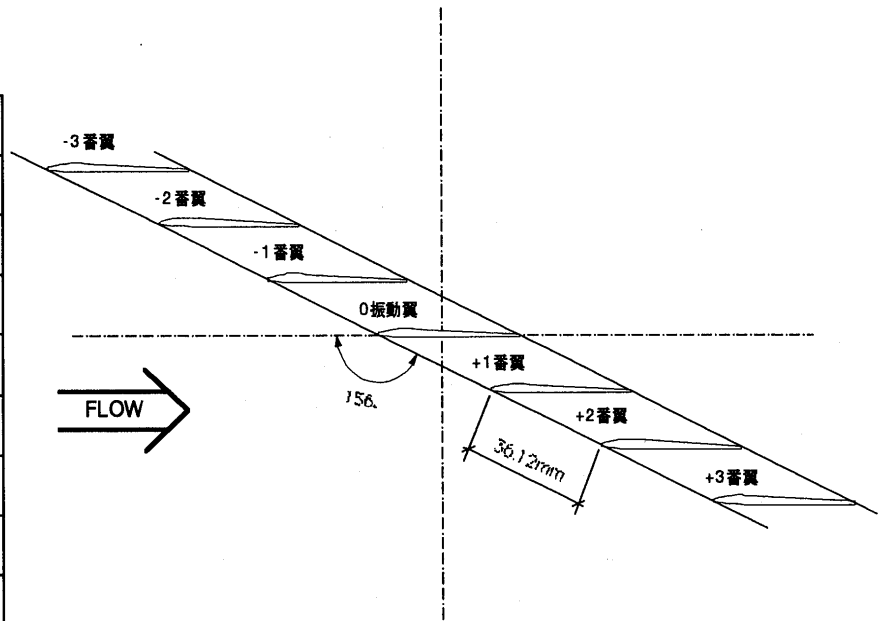


図2 翼列配置図

合の2つのケースについて実験した。

実験では各所の定常圧力の計測、翼面上の非定常圧力の計測、および翼に働く非定常空気力の計測を行った。また、シュリーレン法により流れ場を可視化した。

定常圧力の計測における計測部分は、大別して翼面、風洞側壁、風洞下壁である。48点のスキヤニバルブを3台並列に並べ、パソコンで3台を同時に制御しデータを取り込んだ。

非定常圧力の計測は、翼内部に埋め込んだ5個の圧力センサーによって行った。圧力センサーは翼スパン方向中央部に、背側は前縁から23.7%、50%、76.5%コード位置の3カ所に、腹側は23.4%、76.4%コード位置の2カ所に埋め込んだ。翼背側の前縁側のセンサーからS1、S2、S3、翼腹側の前縁側からP1、P2と名前をつける。また、翼の支持方法の違いから加振翼にセンサーを埋め込んだものと、固定した翼にセンサーを埋め込んだものの2種類を用意した。

翼にかかる非定常空気力は、図3に示したような片持ち支持の翼の根本に歪ゲージを貼付し測定した。測定した翼は加振翼とその上下1枚ずつの翼の計3枚である。

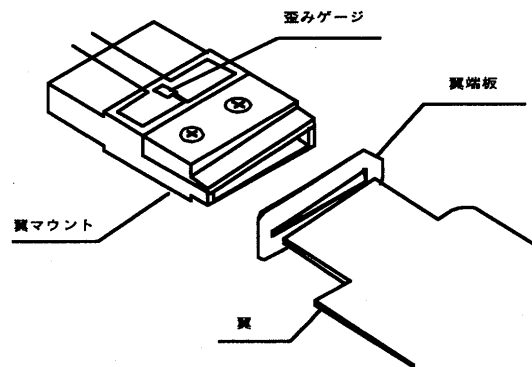


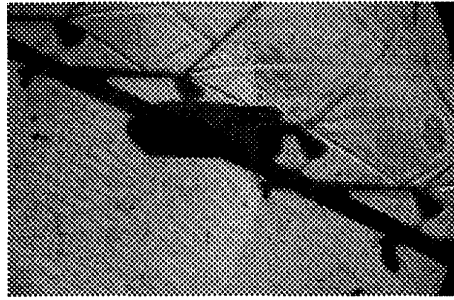
図3 空気力計測部

### 3. 結果及び考察

#### 3.1 定常流れ場のパターン

本実験の翼列における流れ場では、翼背面に隣接翼後縁からの斜め衝撃波が入射する。翼列の静圧比を変化させ、衝撃波の入射位置が異なる2つの流れ場について実験を行った。図4(a)、(b)は流れ場のシュリーレン写真、図4(c)、(d)はこれをもとに描いた流れ場のスケッチである。また、翼面でのマッハ数分布を図5に示す。2つの流れ場をケース1、ケース2と名付けると、各々の流れ場は以下のような様相を呈する。

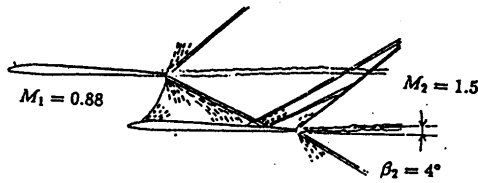
ケース1：静圧比(=  $P_f / P_b$ 、 $P_f$ ：翼列上流静圧、 $P_b$ ：翼列下流静圧)が2.2、出口マッハ数が1.5で、設計点に近い状態。隣接翼後縁からの斜め衝撃波が背面の80%コード付近に入射する。翼面



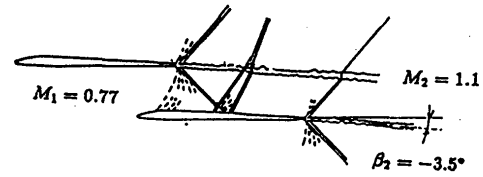
(a) ケース1 シュリーレン写真



(b) ケース2 シュリーレン写真



(c) ケース1 スケッチ



(d) ケース2 スケッチ

図4 流れ場の概観

のマッハ数分布に示されるように、背側の流れは衝撃波が入射する点まで加速され続け、ほとんどすべての領域で超音速の流れ場となっている。

ケース2：静圧比が1.4とケース1よりも小さく、設計点から大きく離れた状態。出口マッハ数は1.1。隣接翼後縁からの斜め衝撃波が背面の翼弦中央付近に入射する。流れはケース1に比べると安定せず、衝撃波が細かく振動する。このため入射位置は定常状態においても完全に固定しない。図5でマッハ数分布を見ると、流れは衝撃波が当たっている点から減速される。

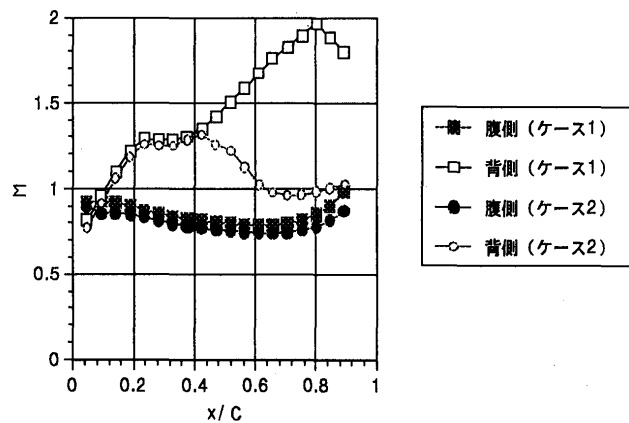


図5 翼面上マッハ数分布図

図5でケース1とケース2のマッハ数分布を比較すると、ケース2で衝撃波が入射する40%コード付近より上流の背側の領域と、腹側のすべての領域においては、ほとんどマッハ数が一致している。

### 3.2 振動翼列に関する実験結果及び考察

次に上記の2種類の流れ場において、加振装置により0番翼を並進振動させ、翼に働く非定常空気力と翼面上の非定常圧力を計測した。図6に各翼で計測した非定常空気力を示す。図6(a)は、ケース1の結果を、図6(b)はケース2の結果を示している。横軸は無次元振動数であり、0番翼および±1番翼の3枚の翼について計測した無次元非定常空気力係数 $C_F$ の振幅と、翼の振動を基準とした位相差 $\phi$ をプロットしてある。 $C_F$ は、

$$C_F = \frac{F}{1/2 \cdot \rho U^2 Ch}$$

( $F$  : 翼にかかる非定常空気力、 $\rho$  : 空気密度、 $U$  : 一様流上流流速、 $c$  : コード長、 $h$  : 振動振幅)で定義する。また、位相は遅れを正とする。

加振翼の上流側にある-1番翼から見ていくと、位相については静圧比が高いときも低いときも振動数が上がるにつれて進んでいく傾向がある。また、空気力の振幅は若干減少する傾向にある。翼列の静圧比が変化しても、位相と振幅は大きく変化しない。振動翼の影響を腹側に受ける-1番翼の非定常空気力が、静圧比の違いによってあまり変化しないことから、翼腹側の非定常流れは静圧比の変化の影響を受けないと言える。

次に0番翼の空気力の変化を見ると、位相が静圧比の違いによって図6(a)と

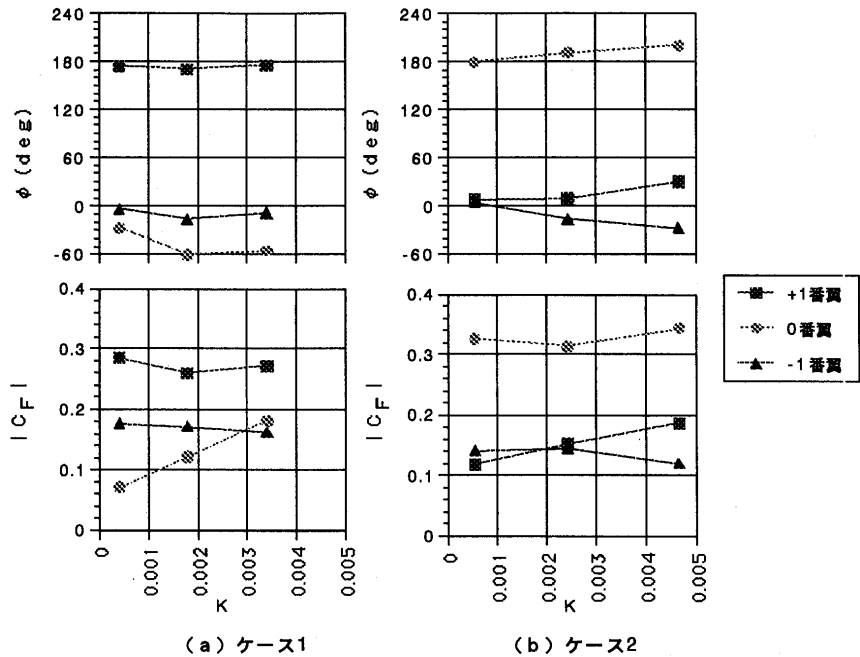


図6 非定常空気力

(b)とではほぼ180度大きく変わっており、(a)のケース1では位相が進んでいるが、(b)のケース2においては逆に位相が遅れていることがわかる。空気力の振幅はケース1よりも2の時のほうが大きい。また、ケース1においては振動数が上がるにつれて空気力の振幅も大きくなっていく様子がとらえられているが、ケース2においては振動数が変化してもほとんど変わっていない。

最後に+1番翼の空気力を見る。図6(a)から(b)へ静圧比が変わることによって、位相が0番翼とは逆であるが、180度変化している。また、ケース1では振動数によらずほぼ一定の位相であるが、ケース2では振動数の増加に伴って遅れて行く。空気力の振幅は0番翼とは逆にケース1で大きく、ケース2で小さくなっている。これら0番、+1番翼での空気力の静圧比変化による違いは、静圧比が変わることによる翼背側の流れ場の変化の影響と考えられる。

空気力のデータをもとに、一翼振動法<sup>(3)</sup>に基づき、影響係数を用いて翼列への励振エネルギー入力を算出した。この方法は、各翼の振動振幅が非常に小さい場合、翼列としての非定常空気力が各翼の振動振幅に関して線形的に分離できることに着目して、翼振動によって中央の振動翼自身及び各静止翼に誘起される非定常空気力を測定し、これらを任意の翼間位相差で線形的に重ね合わせるにより、全翼が任意の翼間位相差で振動しているときの非定常空気力を求めるものである。全翼が振動している際に翼にかかる空気力係数を $C_{F_{a11}}$ とすれば、実験で得られたm番翼の空気力係数 $C_{F_m}$ をもとに、以下の式で $C_{F_{a11}}$ を求めることができる。

$$C_{F_{a11}} = \sum_m C_{F_m} \times \sin(\phi_m - m \times \sigma)$$

( $\sigma$ : 翼間位相差 (背面側の翼が位相進みを正とする)、 $m$ : 各翼の番号)

重ね合わせる翼の枚数は多い方が真の値に近づくが、本実験では風洞と計測設備のかねあいから0、±1番翼の3枚のデータで算出した。また、このとき、翼の振動一周期の間に翼に流入する無次元化したエネルギー(励振エネルギー)は、以下の式で求められる。

$$E = \frac{\int \frac{\partial h}{\partial t} C_{F_{a11}} dt}{\pi h}$$

求めた励振エネルギーを図7に示す。図の横軸は隣接翼間位相差であり、縦軸の流入エネルギーの値

が正の領域で翼振動は不安定となる。図7 (a) はケース1、(b) はケース2の結果である。図から設計点に近い高い静圧比のケース1の時、翼間位相差が正の範囲で振動が不安定な領域が存在することがわかる。図7 (b) と比較すると、衝撃波が翼背面の中央部に入射するケース2の方が、不安定性がかなり小さいという結果になっている。また、ケース1、2ともに、振動数が上がるにつれて振動が安定化されるのがわかる。

静圧比の違い、あるいは衝撃波の入射位置の違いによって励振特性に大きな変化が現れるのは興味深い現象である。この原因について考察するため、まず各翼ごとの流入エネルギーの影響係数  $E_m$  を調べてみる。 $E_m$  は先のエネルギー流入  $E$  の式と同様に各翼で計算される。図8 に10 Hz で加振したときの各翼ごとの影響係数を翼間位相差に対してプロットしたものを示す。図8 (b) を見ると、静圧比が低いケース2では全ての翼間位相差で+1番翼と-1番翼とのエネルギー流入が相殺しあっており、このため振動が安定になっていることがわかる。一方、高い静圧比の図8 (a) の時、翼間位相差が正の範囲で+1番翼と-1番翼とにおけるエネルギー流入が加算され、不安定な領域を形成していることが明らかである。

また、位相差  $\phi$  の振動数による変化の影響を調べた結果、静圧比が高いときも低いときも振動数の増加に伴って、振動が安定化するという傾向は、振動翼自身に働く空気力の位相差の変化が、全体を安定側に変化させていることに起因していることがわかった。

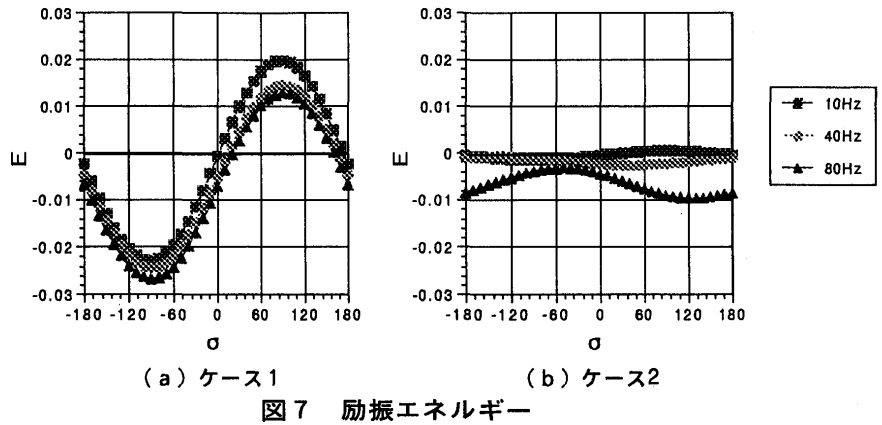


図7 励振エネルギー

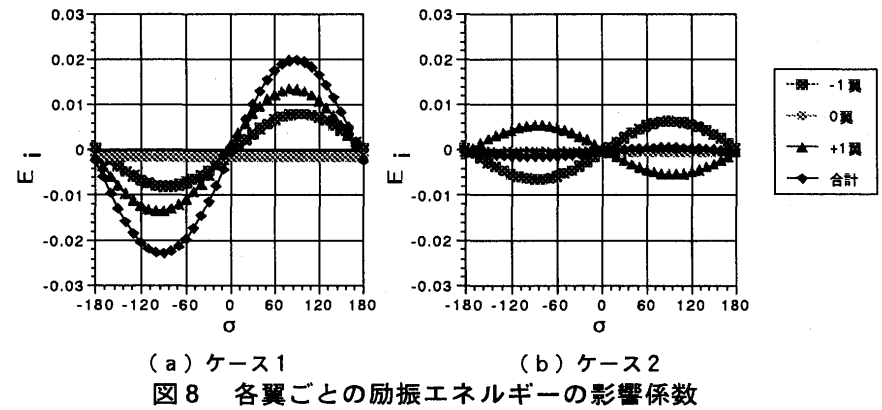


図8 各翼ごとの励振エネルギーの影響係数

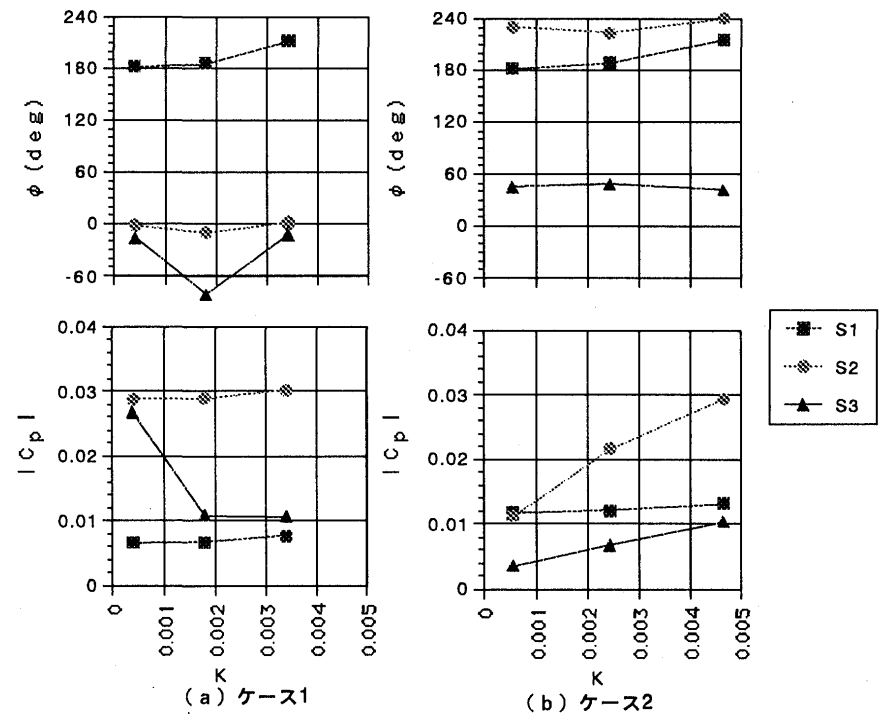


図9 +1番翼面上非定常圧力

最後に、翼面上のどの位置における非定常空気力が、翼に働く非定常空気力を支配しているかを局所的に明らかにするために、非定常圧力センサーによる圧力データを調べてみる。ここでは、背側の圧力変動に注目し、背側にのみ振動翼の影響を受けている+1番翼の結果を見ていくことにする。

図9に+1番翼の圧力係数 $C_p$ のグラフを示す。圧力係数は、翼面上の圧力 $p$ を風洞全圧 $P_0$ で除して無次元化した。また、図に腹側のセンサーP1, P2のデータがないのは、ほとんど振幅が検知されなかったからである。

まず、S1のデータを見る。S1はいずれのケースにおいても衝撃波入射位置より上流に存在し、静圧比と振動数の違いによる傾向の差は認められない。次にS2であるが、これは、ケース2の時にちょうど衝撃波が当たる位置に存在しており、ケース2の時は振動数の増加に伴って振幅も大きくなっている。また、位相は静圧比の違いによってほぼ逆の位相になる。S3は、ケース1の時にちょうど衝撃波が当たる位置のセンサーである。圧力振幅のグラフにおいて図(a)のケース1で急激な変化が見られる。位相については静圧比の違いによる変化が見られるが、S2のように位相が逆になるほど大きなものではない。

すべての条件で、衝撃波の入射する位置に関わらず、S2における圧力振幅が最大であった。また、翼に働く空気力の位相と各センサーの位相の関係を見ると、S2の位相の変化に従い空気力の位相も変化している。よって翼に働く空気力は、衝撃波付着点の圧力変動よりも、衝撃波入射位置の違いによる流れ場の変化により強く支配されていると考えられる。

#### 4. 結論

薄翼で構成される遷音速タービン翼列において、静圧比の高い設計点に近い状態と、それよりも静圧比の低い設計点から離れた状態とで、一翼振動法により翼列の非定常空力特性を調べる実験を行い、以下のような結論を得た。

(1) 翼に入射する衝撃波の位置の違いにより、翼に働く空気力の特性は変化する。特に振動の位相に顕著な変化が見られ、衝撃波の位置の違いにより位相が180度変化する。この変化は衝撃波付着点の圧力変動よりも、流れ場全体の変化に強く依存する。

(2) 翼に入射する衝撃波の位置により、翼の励振特性にも大きな違いが生じる。静圧比が高く衝撃波の入射位置が後方にある場合の方が、翼振動が不安定になりやすい。これは、静圧比が低く衝撃波が翼の中央付近に入射する流れ場では、上・下流の翼からのエネルギー流入が相殺し合い、逆に静圧比が高く衝撃波の入射位置が翼の後方に存在する場合は、上・下流の翼からのエネルギー流入が、翼間位相差が正の領域で加え合わされるからである。

(3) 静圧比が高い流れ場でも低い流れ場でも、振動数の増加に伴い、翼振動は安定な方向へと変化する。これは、振動翼自身に働く空気力によるエネルギー流入が、振動数の増加とともに小さくなっていくためである。

本研究には第26回倉田奨励金の援助を受けた。財団法人倉田記念科学技術振興会に深甚なる謝意を表す。

#### 参考文献

- (1) 蒸気タービンプレード分科会：タービンプレードの空力弾性問題対策と最近の研究動向、ターボ機械、19-10(1991.10)、678.
- (2) Sieverding,C.,Decuyper,R. and Hautot,G. : Investigation of Transonic Steam Turbine Tip Sections with Various Suction Side Blade Curvatures,I Mech E C195/79,(1979),241-252.
- (3) 花村、田中、山口：振動翼列における非定常流体力測定に関する一実験法、機械学会論文集、45-398、B (1979.10)、1399.



\* 渋川直紀、川崎榮、田沼唯士((株)東芝 重電技術研究所)、山本悟(東北大学)

## 1. まえがき

ガスタービンの高温化とともに、タービン翼の冷却法は進歩を遂げてきた。発電用ガスタービンにおいても背側、腹側翼面からの多列フィルム冷却、後縁からの吹き出しを持つ冷却翼が主流となってきた。一方、翼列の空力性能の観点からすれば、翼面からの冷媒の吹き出しは、混合による主流温度低下や翼回りの流れの乱れをひきおこすため、損失増加の要因となる。タービン冷却翼は信頼性重視のため、まず冷却性能が第1にあるが、主流ガスの高温化によりさらに冷却流量が増加することを考えると、空力性能の良好な冷却翼列の設計が必要になる。

Hartsel<sup>(1)</sup>、Itoら<sup>(2)</sup>は、翼面フィルム吹き出しをタービン静翼の低速風洞試験を行い、混合層(Mixing Layer)モデルを用いた損失予測法を提唱している。また、Köllenら<sup>(3)</sup>は、種々の吹き出し形状を持つ翼モデルによる環状翼列風洞試験を実施し、圧縮性を考慮した予測式を示している。また、後縁吹き出しを伴う翼列に関して、田沼ら<sup>(4)</sup>は定常、非定常粘性解析により、吹き出し冷媒と翼列損失の関係を示した。本研究は、背側、腹側、後縁から独立した吹き出しを行った場合の空力損失について、主流マッハ数の異なる条件での環状翼列風洞試験結果と解析結果を用いて考察し、実際のタービン設計に役立つ予測法を提案するものである。

## 2. 試験装置と方法

試験は2750KW電動遠心圧縮機を空気源とした空気タービン試験装置により実施した。図1に供試翼列の子午断面図を、図2に冷却模擬構造概略図を示す。冷却空気はタービン主流から分岐して、背側、腹側、後縁の3系統の供給配管から別々にそれぞれの冷却部位に送られる。3系統の流量は個別に計量され、独立して制御可能となっている。冷却空気の温度制御は行わず、主流とほぼ等しい温度で供給した。供試静翼②の上流には入口全温、全圧、風向を計測する3孔プローブ①を設置しており、静翼後縁から軸方向コード長の40%下流位置には翼列出口の詳細な全圧、風向、静圧計測のための5孔プローブ③が設置されている。冷却空気供給管⑤と同供給圧計測用の導圧管④は供試静翼の内輪側に取り付けてある。冷却孔を加工した静翼は全周48枚中5枚で、5孔プローブによる計測はこの範囲で実施した。また、別の位置には翼表面に静圧孔を加工した翼を設置して翼面静圧分布を計測した。表1に翼列の詳細仕様を、表2に試験条件を示す。

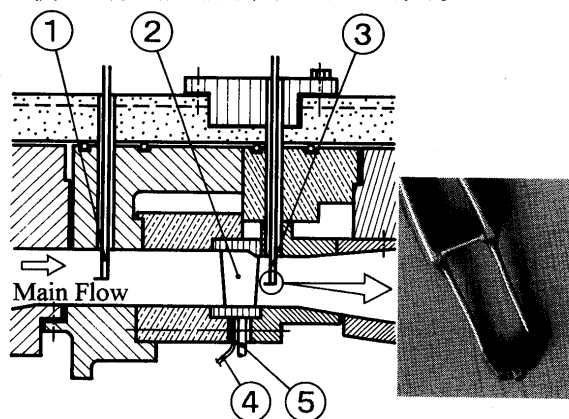


図1 供試翼列の子午断面図

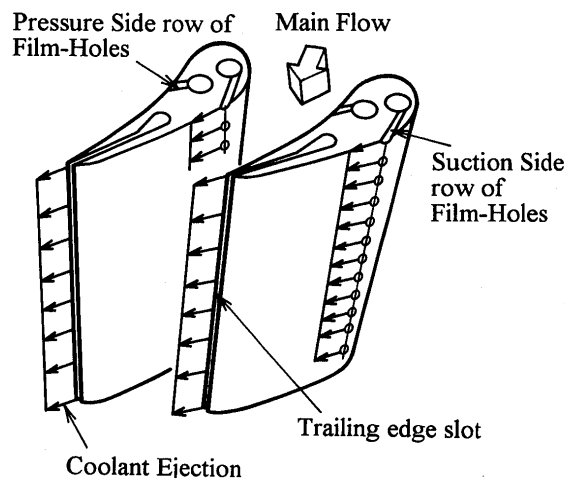


図2 冷却模擬構造概略図

表1 試験翼列諸元

静翼枚数	48
翼長(mm)	50.4
ピッチコード比(ミッドスパン)	0.70
アスペクト比	0.75
後縁厚さ/コード(ミッドスパン)	0.022
後縁スロット厚さ/後縁厚さ	0.33
ボス比	1.16
翼列流入角(deg)	0.0

表2 試験条件

入口全圧(Mpa)	0.12-0.20
入口全温(K)	325-350
出口静圧(Mpa)	0.10-0.15
流量(kg/s)	3.7-9.1
翼列出口理論マッハ数	0.5-0.9
翼列出口Re数	0.8-1.6×10 <sup>6</sup>
冷却空気流量比%	0.0-7.0

主流条件はマッハ数M=0.5, 0.7, 0.9の3通りとし、各マッハ数に対して、吹き出し位置、流量をパラメトリックに設定し、計50条件の試験を実施した。冷却条件による基本的な空力性能の変化の把握と計測時間の短縮を考慮して、内外壁面の影響を受けないミッドスパンにおける2次元計測に重点を置いた。

### 3. 試験結果

#### 3.1 翼列平均損失

ここでは翼列性能を(3.1)式に示すエネルギー損失係数 $\zeta$ の大小で評価するものとする。式中の翼列入口全圧、出口全圧、静圧はプローブ計測値の周方向平均値を用いている。主流マッハ数を3種類(M=0.5, 0.7, 0.9)変化させた時の翼列ミッドスパンにおける冷却/主流空気質量流量比

$$\zeta = 1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_{02}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3.1)$$

(添字0:トータル量、1:翼列入口、2:翼列出口)

$G_c/G_g$ とエネルギー損失増加量 $\Delta\zeta$ の関係を図3~5に示す。図3は背側、図4は腹側、図5は後縁吹き出しの場合を示している。背側、後縁吹き出しについては、流量比 $G_c/G_g$ に対して $\Delta\zeta$ は上に凸の放物線状の変化をする。吹き出し無しの場合に比べた増加量の最大値は後縁吹き出し、M=0.5のとき約1%となる。背側吹き出し、M=0.5の場合でも0.6%以上となる。これに対して腹側吹き出しの場合は、 $\Delta\zeta$ は $G_c/G_g$ が増加しても一定もしくはやや減少の傾向を示す。このような吹き出し位置による相違は主流のエネルギー収支を考えることにより定性的に説明できる。後縁、背側から少量吹き出す場合には、

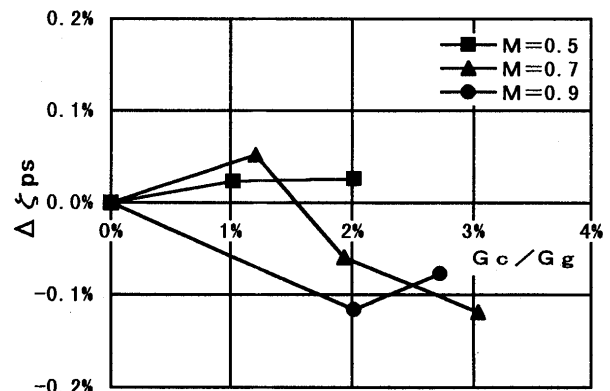


図4 腹側吹き出し流量比とエネルギー損失増加量

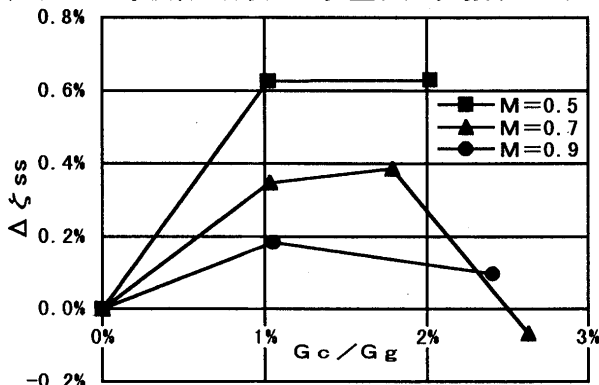


図3 背側吹き出し流量比とエネルギー損失増加量

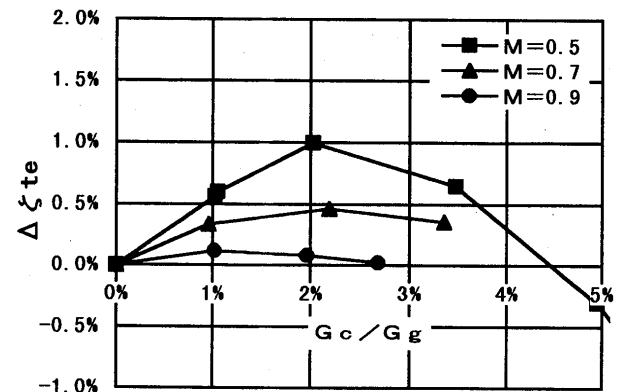


図5 後縁吹き出し流量比とエネルギー損失増加量

冷却空気供給圧が主流入口全圧より低いため、混合後の翼列出口の平均全圧は低下する。 $G_c/G_g$ の増加は低エネルギー流体の混合割合増加につながり損失は上昇するが、供給圧も同時に上昇するため損失増加量は飽和する。供給圧が主流入口全圧を上回る範囲では吹出し無しに対して損失絶対値が低下する。腹側については、小流量の吹出しにも入口全圧以上の供給圧が必要であり、混合による主流の全圧低下と冷却空気の高全圧の寄与が相殺して損失はあまり変化しない。但し、ガスタービン実機においては主流と冷却空気の温度差が非常に大きく、混合時のエンタルピー低下による損失が支配的となる。主流マッハ数によるピークレベルの相違は、 $\zeta$ の分母となる翼列出口の動圧の大小によるものである。吹出しによる圧力損失が同程度でも流速増加とともに損失係数は減少する。

### 3.2 翼列ウェーク形状

吹出しによる損失付加の形態を翼列下流のウェーク形状から考察する。図6、7、8はそれぞれ主流マッハ数0.5での背側、腹側、後縁吹出しとウェーク内全圧損失係数 $C_{p0}$ の変化を示したものである。図6より、1%背側吹出しにより翼面背側の混合による低エネルギー領域厚さが拡大するが、2%吹出しでは再び減少してくることがわかる。また図7より、腹側吹出しはウェーク形状にほとんど影響を与えないことがわかる。後縁吹出しについては、 $G_{gc}/G_g=1.0\%$ 、 $2.0\%$ の場合、背腹両側についてウェーク幅が拡大し、 $3.5\%$ 以上では吹出しによる損失低減がウェークの腹側に現れてくる。最大の $7.0\%$ では吹出しの高圧領域と背側に残った損失領域が区別できる。

### 3.3 損失の積算

空冷ガスタービン実機では複数箇所からの吹出し冷却翼が用いられる場合が多く、背側、腹側、後縁からの吹出しによる損失増分が積算可能であるか否かは重要な問題となる。そこで、2箇所あるいは3箇所からの吹出し条件を設定して損失を評価した。図9は背側吹出しを持つ場合について腹側、後縁吹出しの追加によるウェーク形状の変化を示したものであるが、腹側吹出しの影響がわずかであること、後縁吹出しの付加によるウェークの増加量は大きいことと、図示していないが背側吹出しの有無によりその量は不変であることが確かめられた。そこで、図3、4、

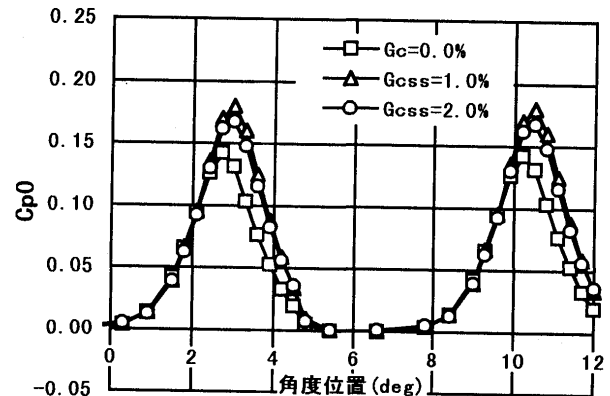


図6 背側吹出しによるウェーク形状変化( $M=0.5$ )

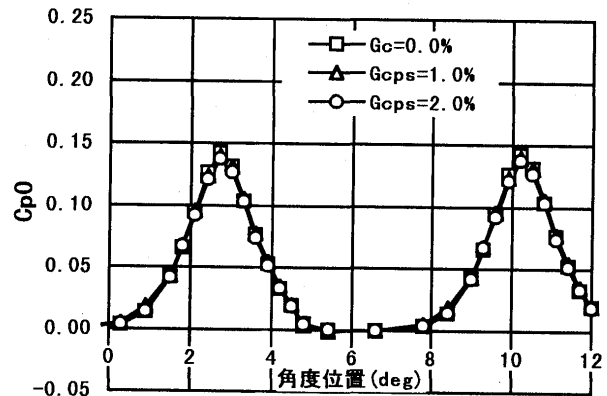


図7 腹側吹出しによるウェーク形状変化( $M=0.5$ )

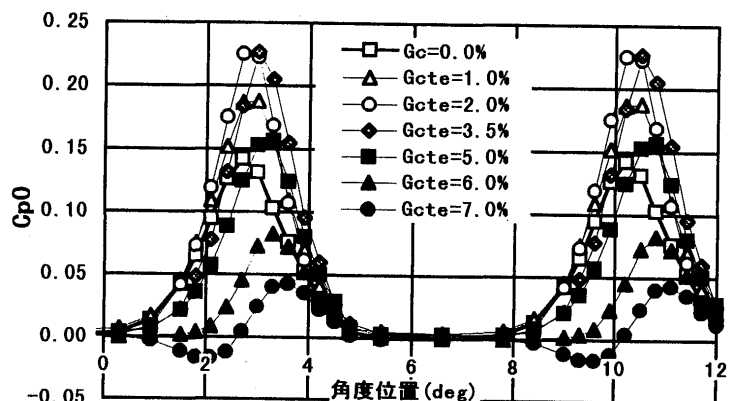


図8 後縁吹出しによるウェーク形状変化( $M=0.5$ )

$$\text{但し、} C_{p0} = (p_{01} - p_{02, \text{local}}) / (p_{01} - p_{2, \text{local}})$$

5から背、腹、後縁の $\Delta$ を $G_c/G_g$ の関数として定式化し、複数吹出しを行った場合の $\Delta$ を予測した。図10は予測値を横軸にとり、実測値を縦軸にとり示したものである。同図は吹出し無しの場合の損失を1として示してあり、吹出しにより損失が約1.3倍に増加するケースにおいても各部位の損失の重ね合わせが可能であるといえる。

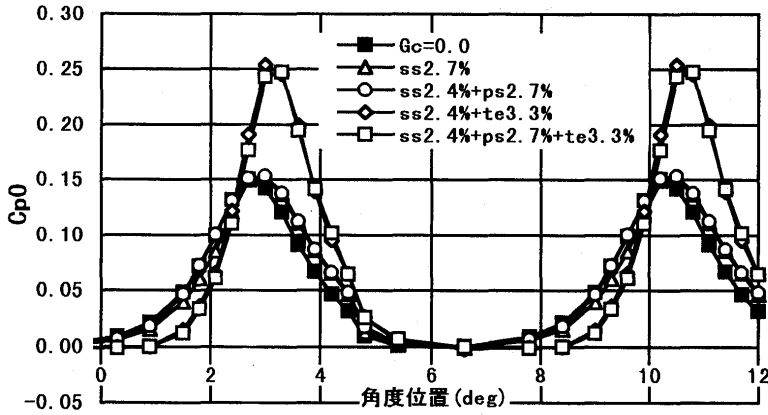


図9 複数吹出しによるウェーク形状変化(M=0.7)

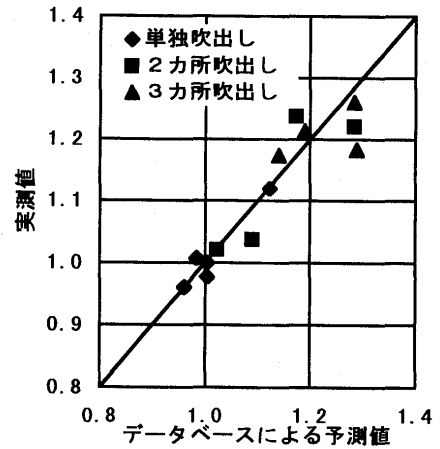


図10 損失積算の検証

#### 4. 数値解析

##### 4.1 解析条件

後縁吹出しを伴う場合について2次元粘性解析を実施し、計測結果と比較した。使用した解析法は圧縮性ナビエ-ストークス方程式に $k-\epsilon$ 二方程式モデルを用いた陰的時間進行法で、損失の原因となる渦や冷却空気の吹出し部分の解析解像度を向上させるためにMUSCL型のTVDスキームを基礎とした高次精度差分スキームを適用した。解析条件は試験条件を示す表1、2と同一条件で実施した。ただし主流マッハ数0.7に相当する条件を選択した。図11に計算格子を示す。主流境界条件は入口境界で全温、全圧、流入角を、出口境界で静圧を計測結果と一致するように与えた。吹出し条件は、翼後縁の吹出しスリット出口部で全温、全圧、吹出し角度を与えた。全温は主流入口と同一とし、全圧により吹出し流量比を実験値と合うよう微調整した。

##### 4.2 解析結果

使用した解析コードの精度確認のため翼面静圧分布を比較した。図12は、翼面吹出しのない場合の静圧分布であるが、解析値と計測値がよく一致していることがわかる。図13は翼列下流の全圧トラス結果を解析結果と比較したものである。横軸は翼の背側方向を正、腹側方向を負で示している。

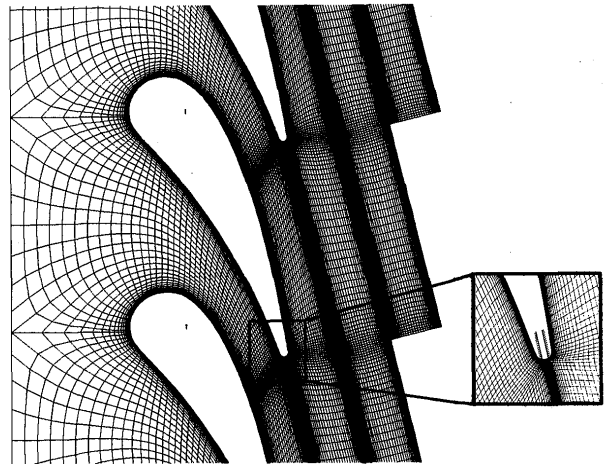


図11 2次元粘性解析格子

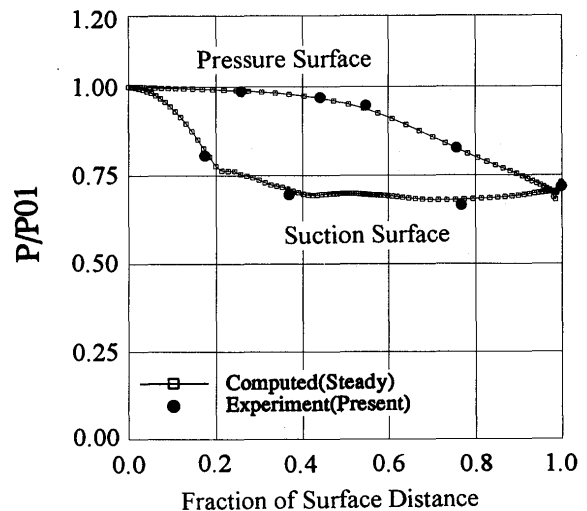


図12 翼面静圧分布の比較(吹出し無し)

損失の絶対値は解析値が大きくなっているが、吹出しの有無による定性的変化、特に吹出しによってウェークが深くなり、背側にシフトする様子はよく一致している。図14は翼列エネルギー損失と後縁吹出し流量比との関係と比較したものであるが、吹出しによる損失増加比率は解析と実験値がよく一致していることが分かる。本解析を用いれば、冷却流量比に対する損失増加量を予測できる。

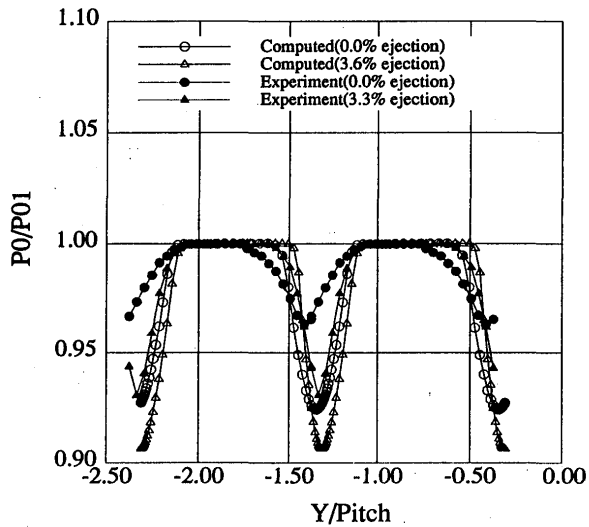


図13 後縁吹出しによるウェーク変化の比較(M=0.7)

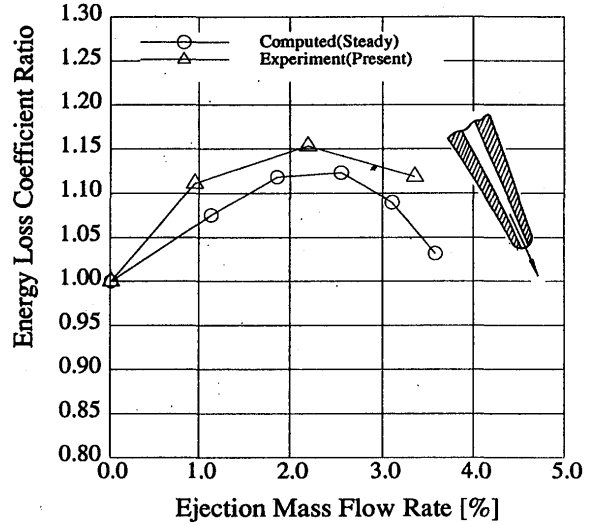


図14 後縁吹出し流量比とエネルギー損失(M=0.7)

## 5. 損失予測法

### 5.1 混合層(Mixing Layer)モデル

Hartsel<sup>(1)</sup>、Itoら<sup>(2)</sup>の混合層理論式に圧縮性を考慮したKöllénら<sup>(3)</sup>の方法を用いて損失増加を予測した。図15にモデル図を示す。この理論は、冷却空気の混合は主流全圧、流速に影響を与えず、混合の前後で静圧は不変であるという仮定に基づいて、主流のある割合 $\sigma$ の領域において混合前後の流量、運動量、エネルギー保存式を解くものである。基礎式を式(5.1)～式(5.3)に示す。但し $C_p$ は温度によらず一定とする。

$$\dot{m}_\infty + \dot{m}_c = \dot{m}_m \quad (5.1) \quad \begin{array}{l} T_t: \text{全温}, m: \text{質量流量}, \\ u: \text{流速}, \sigma: \text{混合層比率} \end{array}$$

$$\dot{m}_\infty u_\infty + \dot{m}_c u_c \cos \alpha_c = \dot{m}_m u_m \quad (5.2) \quad \begin{array}{l} \text{添字 } \infty: \text{混合前の主流}, \\ s: \text{主流 (コア部分)} \end{array}$$

$$\dot{m}_\infty T_{t\infty} + \dot{m}_c T_{tc} = \dot{m}_m T_{tm} \quad (5.3) \quad \begin{array}{l} c: \text{冷却空気}, m: \text{混合後} \end{array}$$

上式より、混合後のマッハ数 $M_m$ が式(5.4)のように求められ、 $p_\infty = p_m$  (等圧混合)であることから混合後の全圧 $p_m$ は式(5.5)より算出できる。

$$\frac{1}{M_m^2} = \frac{(1 + \xi)(T_{t\infty} + \xi T_{tc})(1 + (\kappa - 1)/2 \cdot M_\infty^2)}{(\xi \cdot u_c / u_\infty \cos \alpha_c + 1)^2 M_\infty^2 T_{t\infty}} \frac{\kappa - 1}{2} \quad (5.4)$$

$$\frac{p_m}{p_\infty} = \frac{(1 + (\kappa - 1)/2 \cdot M_m^2)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}{(1 + (\kappa - 1)/2 \cdot M_\infty^2)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (5.5)$$

$$\xi = \dot{m}_c / \dot{m}_\infty$$

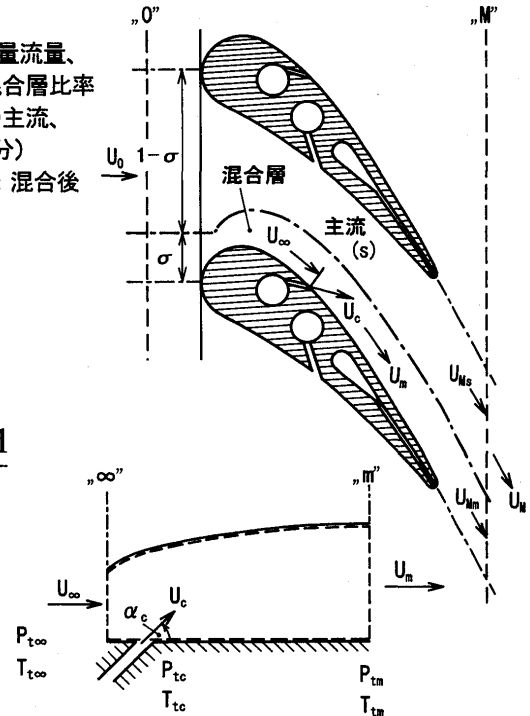


図15 混合層モデル

Köllenらの方法では翼列出口において混合層と主流との混合により静圧が変化するモデルを用いているが、ここではItoらと同様、等圧混合の考え方を翼列出口にも適用した。

### 5.2 吹出し流速の推定

混合層モデルでは、冷却空気の主流への吹出し流速 $u_c$ は既知であるものとしている。そこで、主流条件、供給圧、翼面静圧から $u_c$ を推定した。供給圧、温度と吹出し部の翼面静圧、吹出し孔面積から出口流速、流量を算出すると、特に背側吹出しにおいて計測流量を上回る。吹出し出口近傍の静圧は供給圧により上昇するものと考えられるため、実験データを分析して、式(5.6)に示すように吹出し部主流マッハ数と供給圧/翼面静圧をパラメータとした関数 $f$ により、吹出し出口局所静圧を修正し、吹出し流速を推定した。

$$p_{ex} = p_w \times f(M_\infty, p_c / p_w) \quad (5.6)$$

$p_{ex}$ : 吹出し部局所圧力、 $p_c$ : 供給圧、

$p_w$ : 吹出し部翼面静圧、 $M_\infty$ : 吹出し部主流マッハ数

### 5.3 実測値との比較

前項の方法で算出した吹出し流速を用いた結果を、図16(背側)、図17(腹側)に示す。混合層割合 $\sigma$ は0.07とした。背側については $M=0.5, 0.9$ で実測値と予測値がよく一致している。 $M=0.7$ のとき流量比1.8%付近でややずれが見られるが、ここから2.6%にかけては減少の勾配が急な領域であることを考慮すれば、良好な予測結果であるといえる。腹側については $M=0.9$ で差が大きくなるが、損失増減の絶対値が小さいので問題ない。

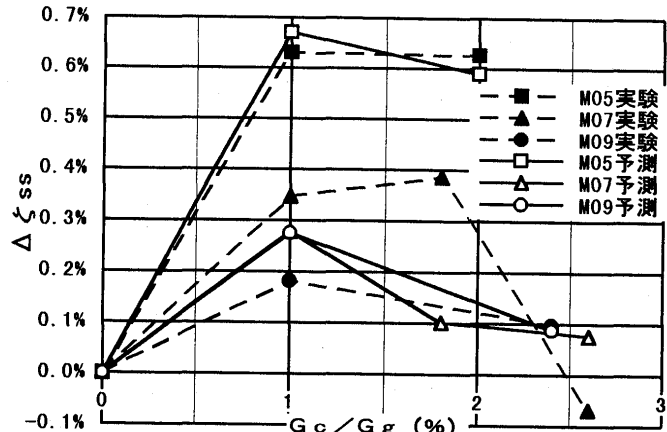


図16 エネルギー損失予測値と実測値の比較(背側)

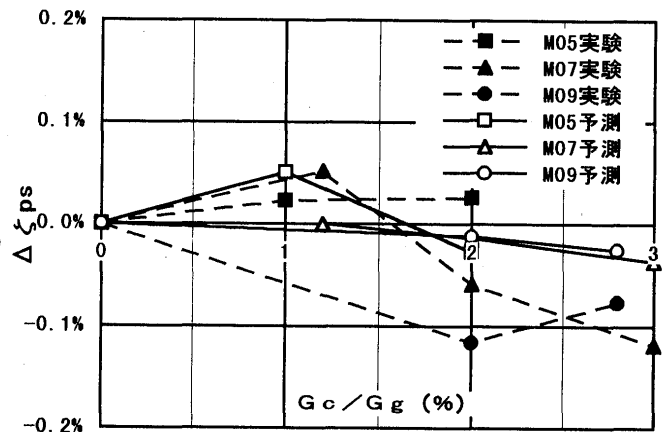


図17 エネルギー損失予測値と実測値の比較(腹側)

## 6. まとめ

- ・冷却静翼環状風洞試験により、吹出し空気の全圧が翼列性能と深く関わることを明らかにした。
- ・背、腹、後縁の吹出しによる損失は重ね合わせ可能であることを示した。
- ・2次元粘性解析により後縁吹出しを伴う翼列性能の予測が可能であることを示した。
- ・等圧混合の仮定による混合層理論により翼面フィルム吹出しによる損失増加量を定量的に予測できる。

### 参考文献

- (1)Hartsel,J.E. : Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade Row Efficiency of Turbine Airfoils AIAA Paper No.72-11,1972
- (2)Ito, S., Eckert,E.R., R.J.Goldstein : Aerodynamic Loss In a Gas Turbine Stage with Film Cooling ASME Journal of Power, Oct.1980,Vol102
- (3)Köllen, O., Koschel,W. Effect of Film Cooling on the Aerodynamic Performance of a Turbine Cascade AGARD-CP-390, Heat Transfer and Cooling In Gas Turbines, 65<sup>th</sup> PEP Symposium
- (4)Tanuma,T., Shibukawa,N., Yamamoto,S. : Navier-Stokes Analysis of Unsteady Transonic Flows Through Gas Turbine Cascades with and without Coolant Ejection ,ASME TURBO EXPO'97

広木 強 (熊本工業大学)  
 板原寛治 (石川島播磨重工業)  
 \* 寺町健司 (石川島播磨重工業)

## 1 緒言

最近のガスタービンのサイクル最高温度、全体圧力比は、高効率達成の為に、高い水準に達している。その為、タービン部冷却用、シール用等の、所謂二次空気系の設計が重要になってきている。冷却用、シール用には通常、圧縮機出口、又は中間段からのブリードエアが使われる。サイクル効率を維持する為に、二次空気量は最小限に留めたい。しかし高温部の構造強度を維持する為に、必要な空気量は確保しなければならない。また二次空気を流す為の圧力差は、サイクル上限られている。二次空気は回転体内部を流れており、遠心力、コリオリ力の影響を受ける。回転体各部を貫通する為に、その通路形状は複雑である。回転体を貫通するパスの断面積は、回転体の強度上、最低限にしたい。これらの諸要求を満足する設計は、流れが複雑である為困難であり、多くの研究を必要とする。図1に小型ガスタービンの二次空気系の一例を示す。二次空気系は多数の分岐を持つ回路を形成している。回路の各パスには多くの場合、オリフィスが設けられ、オリフィス流入空気は、通常旋回している。また圧縮機出口からタービン冷却部までの空気の通路は半径方向に大きく変化している。前記の設計目標を達成する為には、このようなパスを通る空気の圧力-流量特性を必要な精度で推定しなければならない。

本報告では、そのようなパスの典型的な要素として、回転円筒上のオリフィスを通して流入し、回転場の影響を受けながら回転軸中心部より流出する二次空気の圧力-流量特性の実験研究につき報告する。次報ではその理論的解析、定式化につき報告する予定である。

### 記号

b	キャビティの外径 (ドラム部内径)	U	周速
C <sub>pr</sub>	圧力係数 (=Δp/½ρV <sup>2</sup> )	V	孔断面平均流速
C <sub>pθ</sub>	圧力係数 (=Δp/½ρU <sup>2</sup> )	Δp	供試体通過時の静圧変化量
C <sub>w</sub>	貫流量係数 (=m/μb)	α	孔の半径方向からの傾斜角
d	孔径	μ	粘性係数
m	流量	ν	動粘性係数
Re <sub>r</sub>	孔断面平均流速レイノルズ数 (=Vd/ν)	ρ	密度
Re <sub>θ</sub>	周方向レイノルズ数 (=ωb <sup>2</sup> /ν)	ω	角速度

## 2 ガスタービン設計上の技術課題

ガスタービンエンジンのタービン部においては、圧縮機から抽出された空気により高温部の冷却が行われる。この冷却空気の供給方法は、エンジンの構造に応じて様々なケースが考えられるが、多段タービンにおける後段部の冷却及びキャビティパージに供される空気は、回転体 (シャフトまたはディスク) の内部を経て供給されることが多い (図1参照)。ところが、空気が回転体内部を内向きに通過する際、遠心力場の下でスワールが増大することにより大きな静圧降下を

生じ、空気流量が不足して後段部の冷却及びキャビティパージに支障をきたすことがある。

回転体内部の空気の流れについては従来多くの研究が為され<sup>[1][2]</sup>、流量及び回転数と圧力降下の相関が無次元パラメータ ( $Cp_\theta$ ,  $Cw$ ,  $Re_\theta$  等) により整理されている。しかし、空気孔や内部キャビティの形状等の違いにより実際の設計にそのまま適用できないことも多い。例えば、図 1 に示したガスタービンエンジンの場合、回転キャビティの中心部にも同じく回転体（ロータ締結用のタイボルト）があるが、このようなモデルについての実験結果の報告例は少なく、CFD 解析やリグ試験によって設計対象についてのデータを直接取得することが求められていた。

以上のような経緯から、回転体内部を通過する空気の流量と圧力降下の相関を把握するためのリグ試験装置を製作し、図 1 のタービンロータを模擬した供試体を用いて回転試験を行った。

### 3 リグ試験

#### 3.1 試験装置

試験装置のテストセクション部断面図を、図 2 に示す。

供試体はテストセクションのチャンバ内部に組み込まれており、インバータモータにより最大 10,000rpm まで回転可能である。リザーバタンクから供給された圧縮空気は、オリフィスで計量された後テストセクションに流入し、供試体内部を通過した後再び計量され、試験装置外部に排出される。供試体への空気の流入方向は、配管上のバルブ操作により変更でき、内向流（空気を供試体の外側から流す場合）、外向流（同じく内側から流す場合）のいずれの試験も実施可能である。また、図中に示した位置で圧力及び温度の計測を行った。

#### 3.2 供試体

供試体の内部キャビティ（図 2 において斜線で示した部分）は、既存のガスタービンのタービンロータと同一の形状を有しており、ドラム部には空気孔が設けられている。孔の半径方向からの傾斜角 ( $\alpha$ ) が供試体内部を通過する空気の圧力降下に及ぼす影響を調べるために、図 3 に示す 2 種類の供試体（供試体 1:  $\alpha=0^\circ$ 、供試体 2:  $\alpha=30^\circ$ ）を用意した。ただし、両供試体の孔径は同一である。

#### 3.3 試験条件

試験は、常温の空気を用いて、表 1 に示す回転数及び流量の範囲で行った。なお、この試験条件の下での空気孔部におけるマッハ数は最大約 0.23 であり、圧縮性の影響は実機（約 0.3）と同程度である。

表 1 試験条件

	物理量	無次元パラメータ
回転数	0~10,000 rpm	$Re_\theta=0\sim7\times 10^5$
流量	0~0.1 kg/s	$Cw=0\sim6\times 10^4$

(注) 実機における無次元パラメータ； $Re_\theta=1.3\times 10^6$ 、 $Cw\approx 7\times 10^4$

#### 3.4 データ整理方法

供試体内部を通過する空気の静圧変化は、①孔を通過する時の流速の増加に伴う静圧降下、②回転キャビティ内の遠心力場の下でスワールが変化することによって生じる静圧変化（一



般に、内向流の場合は降下、外向流の場合は上昇)の2つに区分される。しかし、本報のリグ試験装置では供試体内部の圧力計測を行っていないので、①、②を個別に評価することは不可能である。そこで、①と②を合わせた静圧変化について、それぞれを支配するパラメータによる整理を試みた。供試体の形状を固定した場合、①、②のそれぞれを支配するパラメータは次のとおりである。

- ①→ $Re_r$  (粘性)、 $U/V$  (孔に対する相対流入角)
- ②→ $Re_a$  (回転数)、 $C_w$  (流量)

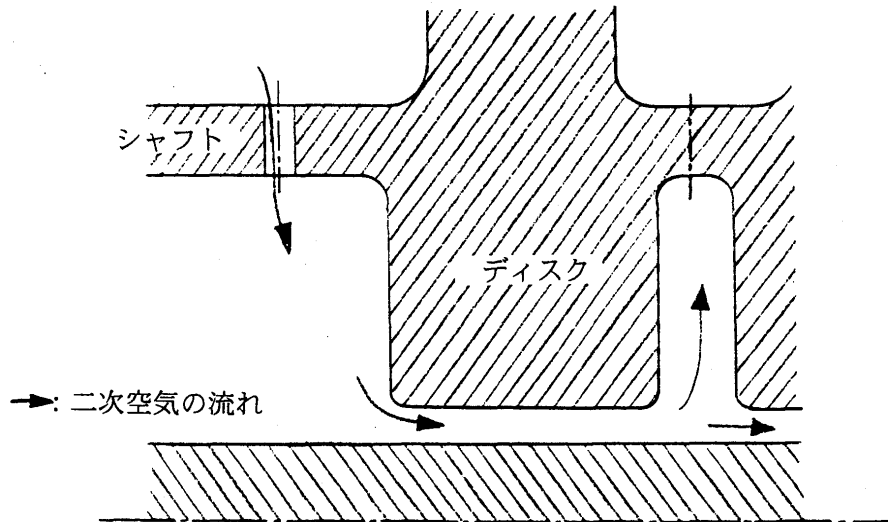


図1 小型ガスタービンの二次空気系の一例 (タービン部)

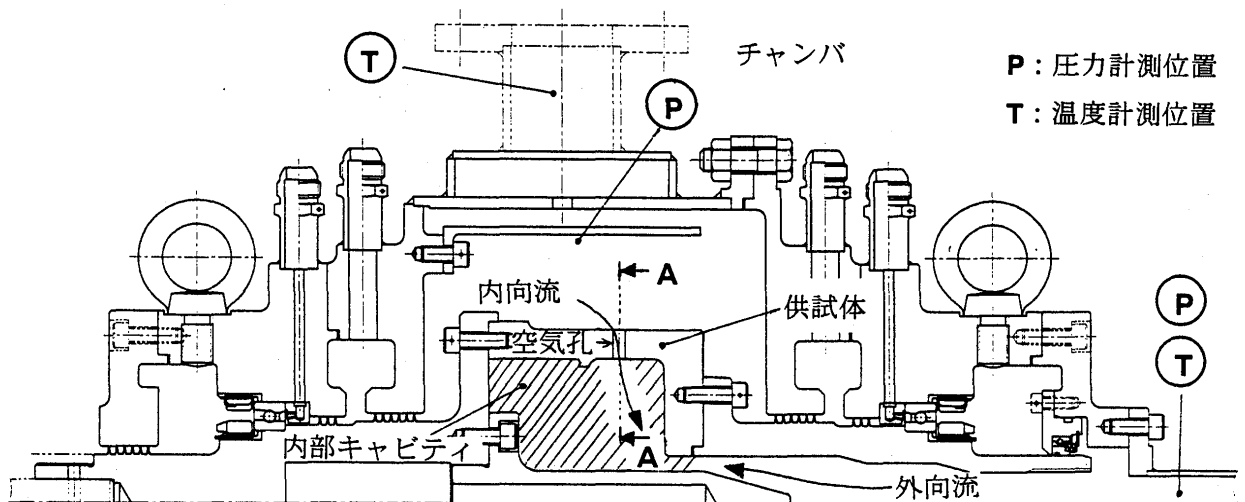


図2 リグ試験装置 テストセクション部断面図

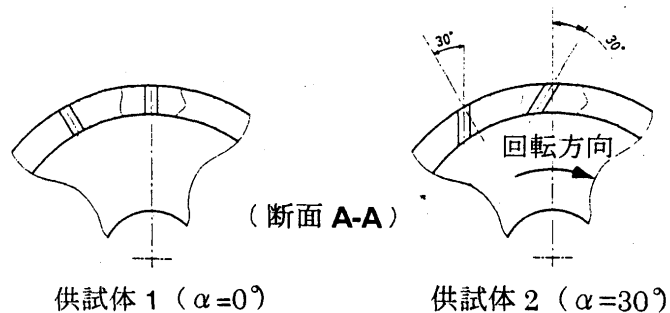


図3 供試体ドラム部の孔形状

## 4 試験結果

### 4.1 内向流試験結果

供試体 1 について、空気を外側から流した場合（内向流）の圧力係数  $Cp_\theta$  を周方向レイノルズ数  $Re_\theta$  に対してプロットしたものを図 5-1 に示す。貫流量係数  $Cw$  の増加とともに圧力係数  $Cp_\theta$  が増加する傾向が見られるが、その量は小さい。一方、グラフ上の点群の傾斜は約-0.9 であり、 $Cp_\theta$  が周方向レイノルズ数  $Re_\theta$  に強く依存するよう見える。しかし、試験は流量調整バルブ開度（→V）一定の下で回転数（→U、 $Re_\theta$ ）を変化させるという方法で行ったため、孔入口の速度比  $U/V$  は同図で横軸に取った  $Re_\theta$  にほぼ比例して変化していることになる。

そこで、孔断面平均流速に基づく圧力係数  $Cp_r$  を、孔入口における速度比  $U/V$ （相対周速と貫流流速の比）に対してプロットしたものを図 5-2 に示す。 $Re_r$  は十分大きいのでその影響は小さいが、速度比  $U/V$  の増加とともに  $Cp_r$  が増加しており、入口流入角の増大とともに静圧降下が増加するという孔の特徴が顕著に表れている。このことから、図 5-1 に表れた傾向は、静圧降下の周方向レイノルズ数  $Re_\theta$  に対する依存性というよりも、 $U/V$  に対する依存性が表れていると見るべきである。

### 4.2 外向流試験結果

供試体 1 について、空気を内側から流した場合（外向流）の圧力係数  $Cp_\theta$  を周方向レイノルズ数  $Re_\theta$  に対してプロットしたものを図 6 に示す。外向流の場合、回転キャビティ内部ではポンピング効果による静圧上昇があり、その程度は貫流量の増加とともに減少する傾向があることが知られている。しかしここでは、下流にある孔での静圧降下が大きいため、結果として  $Cp_\theta$  は静圧降下を表しており、貫流量係数  $Cw$  に対する依存性も逆の傾向を示している（即ち、 $Cw$  の増加とともに圧力係数  $Cp_\theta$  は増加）。

また、図 6 では、同一の貫流量係数について圧力係数を内向流と比較している。外向流の圧力降下は、内向流と比較して著しく小さいことが分かる。上述の静圧上昇の効果に加えて、回転キャビティ内を流れて孔入口に到達した空気の相対周速が比較的小さいために孔における静圧降下が小さいことも効いていると考えられる。

### 4.3 孔の角度の影響

ドラム部の空気孔が半径方向に対して傾斜した供試体 2（ $\alpha=30^\circ$ ）について、内向流の圧力係数  $Cp_\theta$  を周方向レイノルズ数  $Re_\theta$  に対してプロットしたものを図 7 に示す。 $Cp_\theta$  は各流量ごとに異なる特定の  $Re_\theta$  において極小値をとり、その  $Re_\theta$  は流量の増加と共に大きくなる傾向が見られる。

この傾向を明確に把握するため、圧力係数  $Cp_r$  を孔入口における速度比  $U/V$  に対してプロットしたものを図 8 に示す。供試体 2 では、 $U/V=0.5$ （ $=\sin \alpha$ ）において、空気の孔に対する相対流入角が  $0^\circ$  となるが、この点の近傍において静圧降下が極小となっている。この条件では、供試体 1 と比較しても静圧降下が小さく、同じ流量の空気を効率的に供給できることが分かる。従って、実際の設計にあたっては、このような状態で空気が供給されるように配慮することが必要である。なお、 $U/V<0.5$  の領域で  $Cp_r$  の値が孔断面平均流速レイノルズ数  $Re_r$  によりばらついてはいるが、この領域では空気が孔入口の鋭角部を回り込んで流入するため、流れのパターンが粘性の影響により大きく変化するためと推測される。

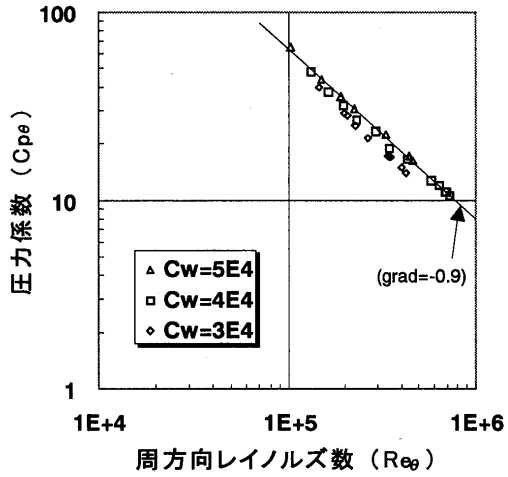


図 5-1 内向流試験結果 (供試体 1)

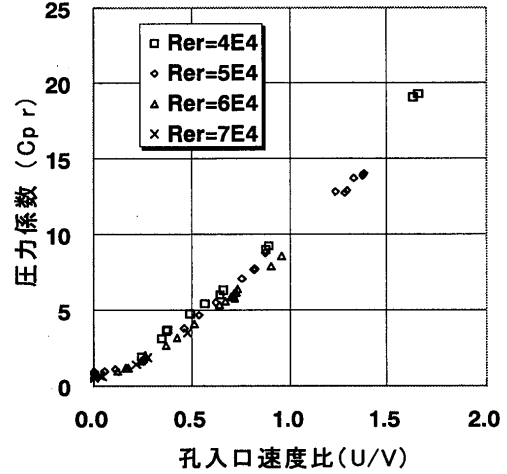


図 5-2 内向流試験結果 (供試体 1)

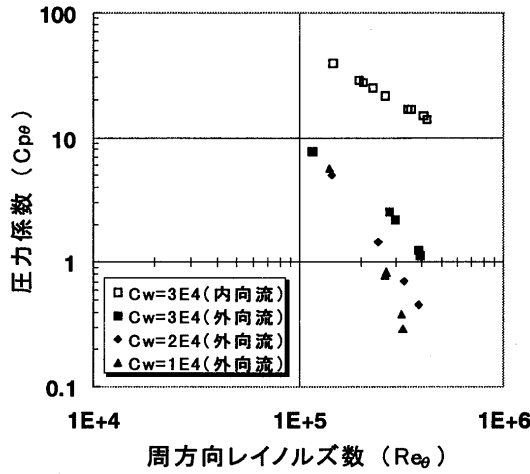


図 6 内向流と外向流の比較 (供試体 1)

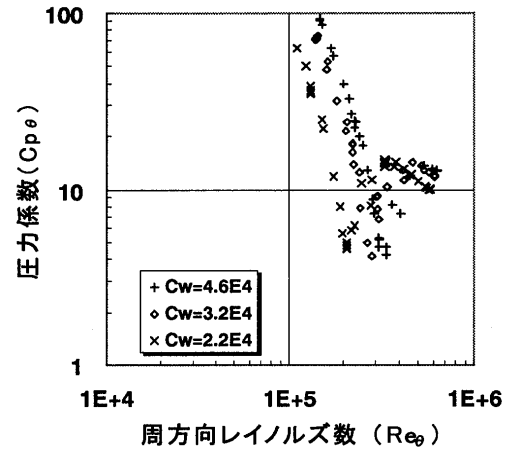


図 7 内向流試験結果 (供試体 2)

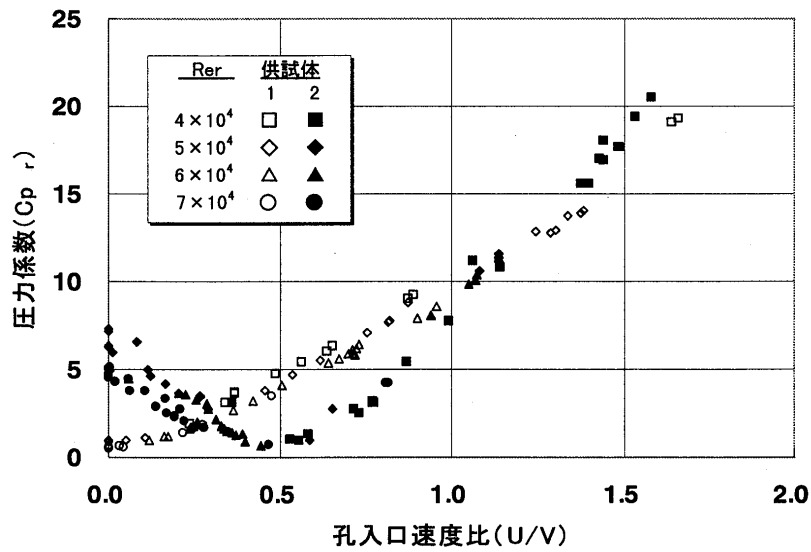


図 8 供試体 1 と供試体 2 の比較 (内向流)

## 5 結論

リグ試験装置を用いて、孔から流入または流出して回転体内部を通過する空気の流量と静圧降下に関するデータを取得し、以下の結果を得た。

- (1) 内向流及び外向流の静圧降下について、回転数、流量、並びに、孔入口速度比に対する定性的な傾向を確認した。本報のリグ試験の場合、孔における静圧降下が大きいため、孔入口速度比に対する依存性の強い結果が得られた。
- (2) 同一の貫流量条件の下で、外向流の静圧降下が内向流と比較して著しく小さいことを確認した。
- (3) 周方向に傾斜した孔から流入する内向流の静圧降下は、孔に対する相対流入角が $0^\circ$ となる条件で最小となり、この条件では、傾斜のない垂直の孔と比較しても静圧降下が小さいことを確認した。

## 6 今後の展望

今後、本報で紹介したリグ試験装置を発展的に流用し、以下のような研究を行う予定である。

- CFD解析結果との比較及び取得データの定式化
- 内向流の圧力降下低減のための孔・内部キャビティ形状の最適化

### <参考文献>

- [1] P.R.Farthing, J.W.Chew and J.M.Owen, "The Use of De-Swirl Nozzles to Reduce the Pressure Drop in a Rotating Cavity with a Radial Inflow", 1989, ASME Paper 89-GT-184.
- [2] J.W.Chew and R.J.Snell, "Prediction of the Pressure Distribution for Radial Inflow Between Co-Rotating Discs", 1988, ASME Paper 88-GT-61.
- [3] W.F.McGreehan and M.J.Schotsch, "Flow Characteristics of Long Orifices with Rotation and Corner Radiusing", 1987, ASME Paper 87-GT-162.

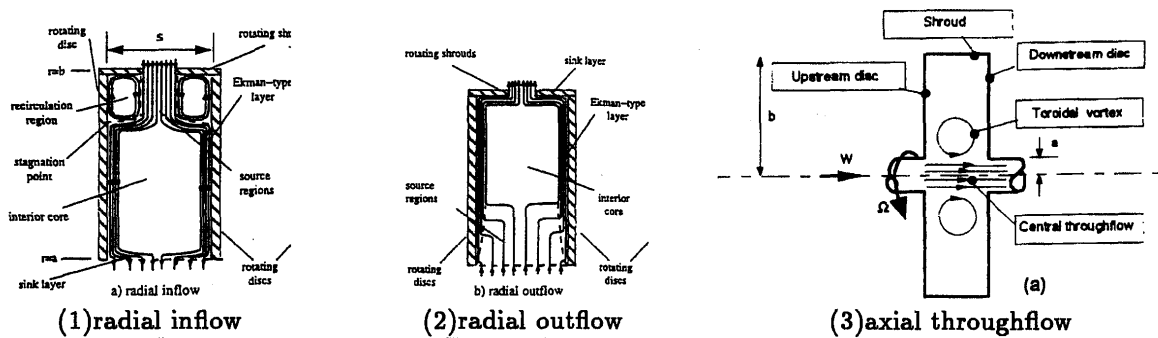
\* 海野 大、山脇 栄道、児玉 秀和 (石川島播磨重工業)

## 1 はじめに

回転する圧縮機またはタービンディスクが運用上問題となるのは、主流からの熱でディスクが高温になり、材料強度が劣化することにより寿命が損なわれることである。材質に応じた許容温度を満たすためには適切な冷却が必要であり、圧縮機中間段から比較的低い温度の空気を内径側に抽気し、その2次空気を圧縮機後段ディスクからタービン側に送り込んで冷却を行う。抽気量を増やせば冷却は容易になるが、過度な冷却空気はエンジン性能を低下させるため適正な冷却空気量を与える必要がある。このためには精度の高い伝熱解析手法が必要である。

伝熱解析上重要なのはディスクの熱伝達率の予測であり、熱伝達率を計算するためにはディスク内の2次空気流れを正確に把握する必要がある。ディスク内の2次空気の流れ場は回転するキャビティ内の流れにモデル化することができる。回転キャビティ内流れの研究はOwen等[1]により、理論的、試験的に行われてきている。しかしこのような試みは単純化されたモデル形状に対して行われており、実際の圧縮機ディスクのような複雑な形状に対して一般的な適用が必ずしもできない。我々はこのような複雑な圧縮機ディスク周りの2次空気流れを数値流体解析(CFD)によって正確に把握する試みを行っている。

回転キャビティ内における2次空気流れとしては以下のように3つのタイプの流れに分類される。



圧縮機ディスク内の流れ場はこれら3つのタイプの組み合わせと言える。radial inflow と radial outflow についてはCFDにより適確に流れ場が捕らえられることが示されている[2]。ここでは axial throughflow を含むモデル試験結果によってCFDの実用性を確認し、実機形状の高圧圧縮機ディスク部の2次空気流れ解析に適用した。またその結果を基にディスク伝熱解析を行ったので、ここに報告する。

## 2 数値計算法

本報告では山脇等[2]と同じく自社開発による熱流体解析コード“VEGA”[3]を使用した。本解析コードは3次元定常非圧縮性 Navier-Stokes 方程式を SIMPLE 解法により解いている。複雑形状に対しては計算領域

中に非計算の領域を含むマルチブロック格子とすることで対応している。乱流モデルは標準的な高レイノルズ数型  $k-\epsilon$  2 方程式モデルであり、壁境界には壁関数を使用している。

### 3 数値解析コードの検証

図1は D.G.Alberga 等 [4] が行った圧縮機ディスクドラムの模擬試験装置を示している。圧縮機ディスクドラムを円筒としてモデル化し、円筒内に仕切りを設けることで多段圧縮機のディスクを模擬したものである。円筒の中央部からドラム内に抽入した (radial inflow) フレオンを両端近くまで内径側を通し (axial through flow)、シャフト内径から外に出すことで圧縮機内における 2 次空気の流れをモデル化している。

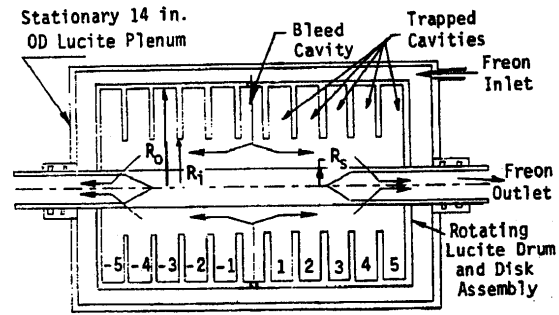


図 1: 検証に使用した試験装置

本流れ場は抽気孔近傍を除けば、軸対称でかつ左右対称な流れ場となる。抽気孔近傍は周方向に一様でない流れであるが、ここでは簡単化のため抽気孔をスリットに置き換え軸対称の流れとして解析を行った。スリットは抽気孔と同じ面積とし、抽気孔出口での流量が合うような速度を与え、またスワール比は 1.0 とした。ここでスワール比は空気の周速と同一半径でのディスク周速の比である ( $v_{\theta}/(r\Omega)$ )。

解析は表 1 に示すとおり、2 ケース行った。

表 1: 解析条件

Case	$C_w$	$Re_{\theta}$	$Ro$
1	1885	$2.06 \times 10^6$	0.0184
2	8924	$2.06 \times 10^6$	0.1224

$$C_w = \frac{W_t}{\mu R_o}$$

$$Re_{\theta} = \frac{\rho \Omega R_o^2}{\mu}$$

$$Ro = \frac{u_x}{\Omega R_i}$$

$W_t$  : 流量 (kg/sec)  
 $\Omega$  : 回転数 (rad/sec)  
 $u_x$  : 軸速 (m/sec)  
 $R_o$  : キャピティ外径 (m)  
 $R_i$  : キャピティ内径 (m)

図 2,3 に本解析で得られたディスク周りのスワール比と Alberga 等 [4] による試験値との比較を示す。グラフの横軸はスワール比で縦軸にはキャピティ外径で無次元化した半径をとっている。マークが試験値を示し、実線が本解析による計算結果である。bleed cavity 部では多少大きめの値を示しているが、良い一致が得られている。試験値と解析値のずれの原因としては、抽気孔をスリットでモデル化していること、および抽気孔出口でのスワール比を 1.0 と仮定していることが考えられる。試験装置のディスクシュラウドの厚さは薄いため、抽入される流れに十分な回転速度が与えられず実際にはスワール比が 1.0 以下になっていると思われる。trapped cavity 部では試験値とよく一致しており、本コードによる解析の信頼性が確認された。

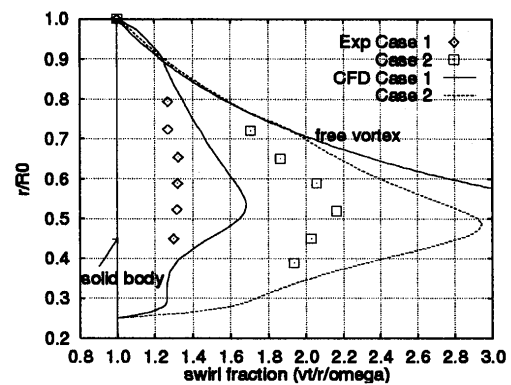


図 2: bleed cavity でのスワール比分布

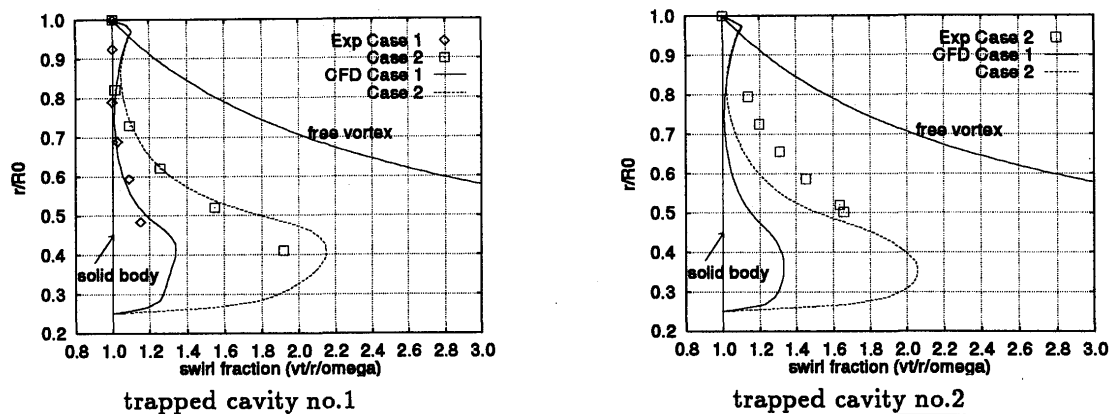


図 3: trapped cavity でのスワール比分布

図 4は速度ベクトルを示している。図左側の bleed cavity の領域では、radial inflow の流れ場の特徴である source regions, Ekman-type layer, interior core および sink layer が適確に捕らえていることがわかる。

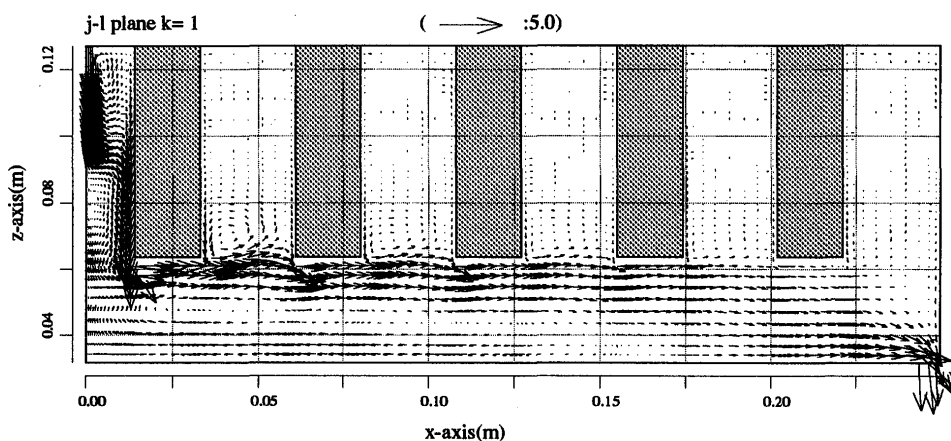


図 4: 速度ベクトル

#### 4 実機形状での 2 次空気解析

図 5は超音速輸送機用推進システムの研究開発 (HYPR プロジェクト) において開発されている高圧圧縮機のディスク形状を表している。この高圧圧縮機では、2次空気は左側のドラムから貫けて下向きの速度で低圧シャフト側に入り、5つのディスク間キャビティを通して、右側からタービンの方に流出していく。これらの領域に対して、2次空気流れ解析を行った。

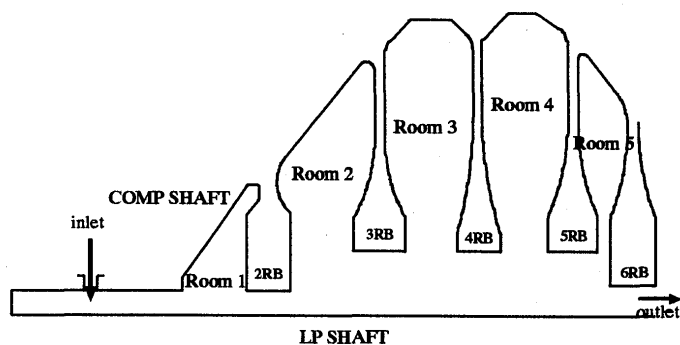


図 5: 解析領域およびモデル図

ディスクの伝熱解析で熱伝達率を正しく見積もるためにはディスク周りのスワール比を適確に予測することが必要である。Alberga 等 [4] によれば、2次空気の量によってはディスク間のキャビティ内流れの様相が大きく変わってくることが知られており、CFD 解析によって正確に把握することが重要である。

解析条件を表 2 に示す。

表 2: 解析条件

$C_w$	$Re_\theta$	Ro
6430	$3.09 \times 10^6$	0.0873

図 6 は子午面における速度ベクトルの結果を示している。静止系でよく現れるキャビティ内全域にわたる渦は見られず、周方向速度成分が支配的な流れ場を形成しているのが特徴である。

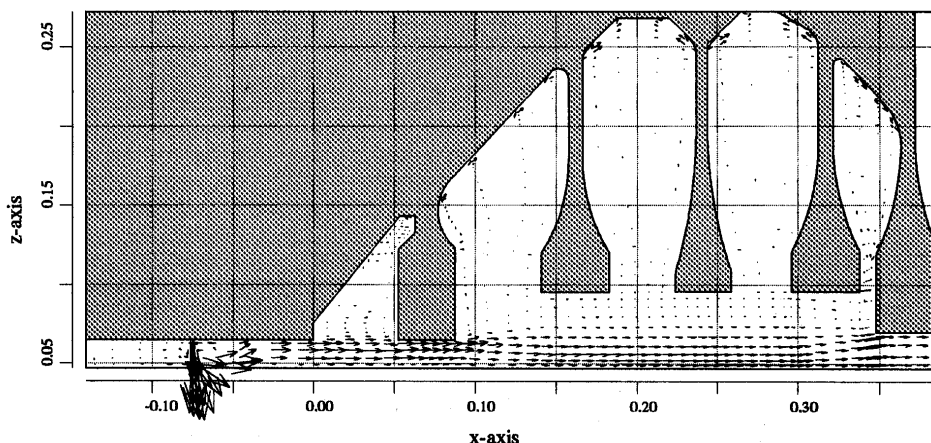


図 6: 高圧圧縮機ディスク内での速度ベクトル分布

図 7,8 は Room 1,3 での半径方向スワール比分布を示している。流入口近傍及び低圧シャフト近傍では約 1.2 のスワール比を示しており、流体の周方向速度がディスクの回転速度を大きく上まっただ流れになっている。それに比べ各ディスク間キャビティ内ではスワール比が約 1.0 になっており、ほとんどディスクと同じ速度で回転する剛体流を形成していることが分かる。図 9 は解析領域全体でのスワール比の分布を示している。図 3 と比べると流量、ロズビー数が比較的大きいにも拘らずスワール比が小さめになっている。これは図 3 の場合 2 次空気取り入れ口が高い位置にあり、radial inflow により、スワール比が大きくなって次のキャビティ部に流れ込んでいるのに対し、本高圧圧縮機では取り入れ口が低い位置にあるため、スワール比が大きくなり流れ込んでいるためと考えられる。



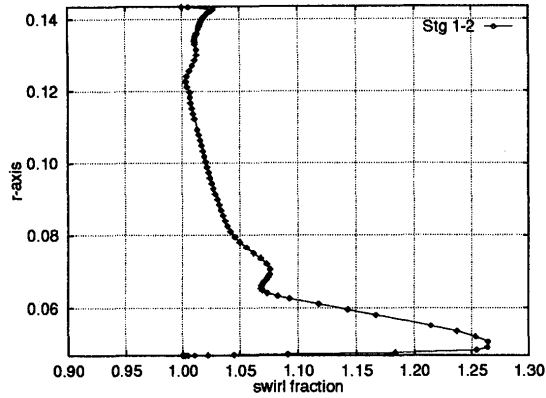


図 7: Room 1 でのスワール比分布

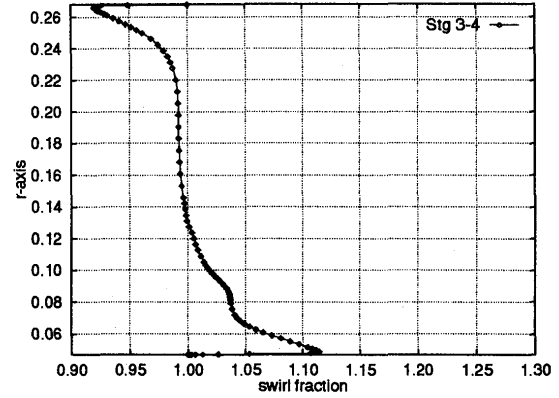


図 8: Room 3 でのスワール比分布

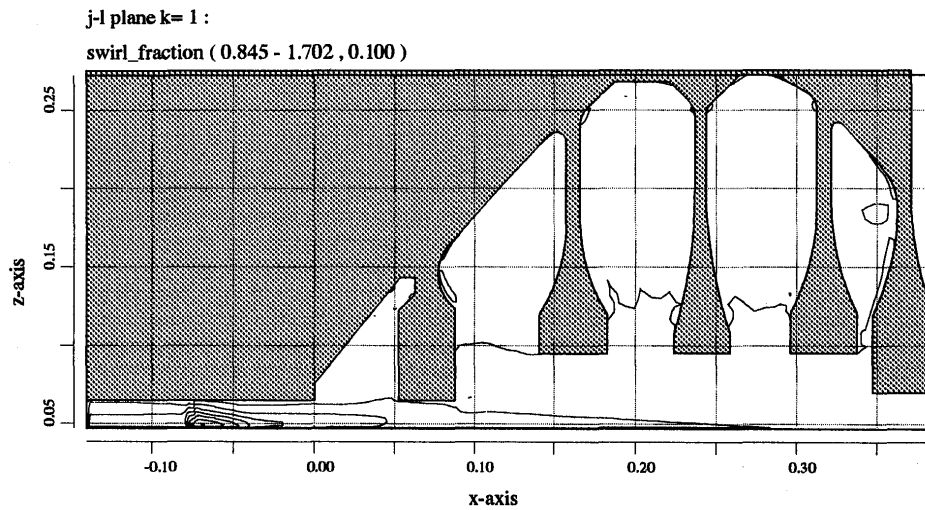


図 9: 高圧圧縮機ディスク内でのスワール比分布

## 5 実機形状での伝熱解析

2次空気流れ解析結果をもとにディスク間キャピティ内の熱伝達率を予測して伝熱解析を行った。伝熱解析は2次元軸対称モデルで有限要素法を用いている。図 10に定常状態の解析結果を示す。エンジン試験においては、定常状態に至ったと判断できるまで十分に時間をとった後温度計測が行われた。そのディスク温度計測結果と解析結果を比較したものを図 11に示す。横軸の数字は計測点を表し、図 10に示してある。両者は非常に良く一致しており、CFDによる2次空気流れ解析に基づいた熱伝達率の設定方法が妥当であったと判断できる。

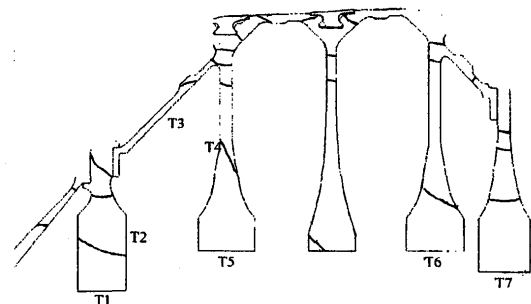


図 10: 伝熱解析結果

今回の解析条件の場合、Owen等[5]の試験結果に比べ、ディスクボア部を流れる axial through flow の流量が少ないために、ディスク間キャビティ内への巻き込みはほとんど無く、解析対象としたキャビティの全域について自然対流となっているが、2次空気流量が多くなるとキャビティ内への巻き込みが発生し、自然対流と強制対流が共存する状態になる。そのような場合は一般的に熱伝達率の見積りが難しく、適切な経験式も少ないため、温度場も合わせてCFDで解析することによって熱伝達率を求めることが望まれる。

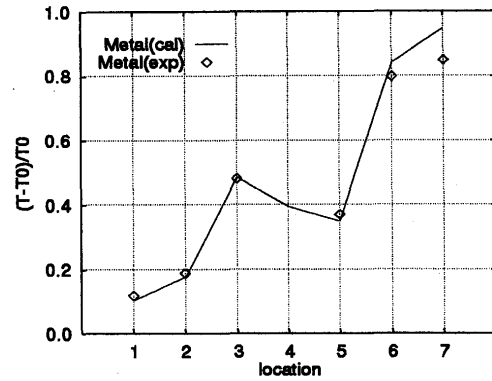


図 11: 試験結果との比較 (T0: 入口温度)

## 6 まとめ

- (1) ディスク周りの axial throughflow に 3次元非圧縮性粘性解析を適用し、実験結果との比較により信頼性を確認した。
- (2) CFDによる2次空気解析の結果に基づいた熱伝達率による圧縮機のディスク伝熱解析を行い、本伝熱解析の信頼性を確認した

## 7 謝辞

本研究は通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) から委託を受けて実施した試験の成果を活用させて頂いた。ここに関係各位に深く感謝致します。

## 参考文献

- [1] J.M.Owen, R.H.Rogers "Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems Vol 1,2", 1989, Research studies press LTD.
- [2] 山脇るり子、大北洋治、海野大、児玉秀和 "タービンディスクまわりの2次空気流れ解析"、第11回ガスタービン秋季講演会 講演論文集、pp.41-46
- [3] 安藤安則、河合理文、増子章、藤森俊郎、藤秀美、宮前茂広 "三次元熱・流体数値解析コード:VEGA-3の開発"、石川島播磨技報 第29巻第2号 平成1年3月、pp.108-114
- [4] D.G.Alberga, G.E.Stephens, B.B.Johnson "Comparison of Predicted and Measured Velocities in a Compressor Disk Drum Model", 1987, ASME 87-GT-208
- [5] P.R.Farthing, C.A.Long, J.M.Owen, J.R.Pincombe "Rotating Cavity with Axial Throughflow of Cooling Air: Heat Transfer", 1990, ASME 90-GT-16

## (第2報：油膜法による流れの可視化)

\* 松沼 孝幸 (機械技術研究所), 阿部 裕幸 (機械技術研究所)  
 村田 耕史 (筑波大学大学院), 筒井 康賢 (機械技術研究所)

### 1. 緒言

通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画で開発中の 300kW 級産業用セラミックガスタービンは、タービン入口温度を 1350°C まで上昇させて、熱効率の向上を目指している。タービン入口温度の高温化によって、タービン翼列の小型化およびガス温度の上昇による粘性係数の増加が起これ、タービンのレイノルズ数が低下する。タービン静翼のレイノルズ数 (入口速度基準) を試算すると  $6 \times 10^4$  程度であり、一般のガスタービンと比較して一桁小さい値となる。このような低レイノルズ数域では、剥離の発生による翼列性能の低下が予測され、従来の高レイノルズ数域での経験則を用いて翼列を設計すると、必要なタービン効率を得られない可能性がある。

この背景のもとに、著者らは単独翼<sup>[1]</sup>、直線翼列<sup>[2]</sup>での実験を行い、低レイノルズ数域における翼周りの流れの基本特性を把握してきた。さらに、より実際のタービンに近い環状翼列での実験<sup>[3]</sup>を開始し、剥離を伴う3次元流れを解明して、低レイノルズ数域に適した翼列の設計指針を得ることを目標としている。今回は、油膜法を用いてタービン静翼の負圧面側の流れを可視化し、レイノルズ数の低下に伴う剥離位置などの変化を捉えた。

### 2. 実験装置と方法

#### 2.1 風洞と翼形状

実験には、大気吸い込み型の環状翼列風洞を用いた。測定部の最大軸流速度は 30m/s である。この風洞は1組の静翼・動翼から構成される単段タービンであるが、今回は静翼の基本特性を調べるため、静翼のみを取り付けた。

図1および表1に、タービン静翼の形状と、ミッドスパンにおける仕様を示す。本静翼は、0.5mm (翼高さの0.67%)のチップクリアランスを有する。油膜法のために、静翼全体に黒色塗装を施した。

#### 2.2 油膜法

今回用いた油膜の組成は、

- 油 : 流動パラフィン
- 顔料 : 二酸化チタン (白色)
- 添加剤 : オレイン酸

である。これらの混合比は、実際に翼表面に油膜を塗布して予備実験を行い、その結果を基に微調整を繰り返して調節した。油膜を流れにさらす時間は、5分間に設定した。流れの方向を判断す

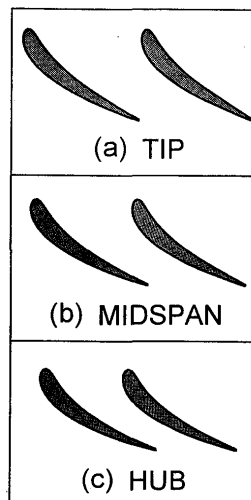


図1 静翼の形状

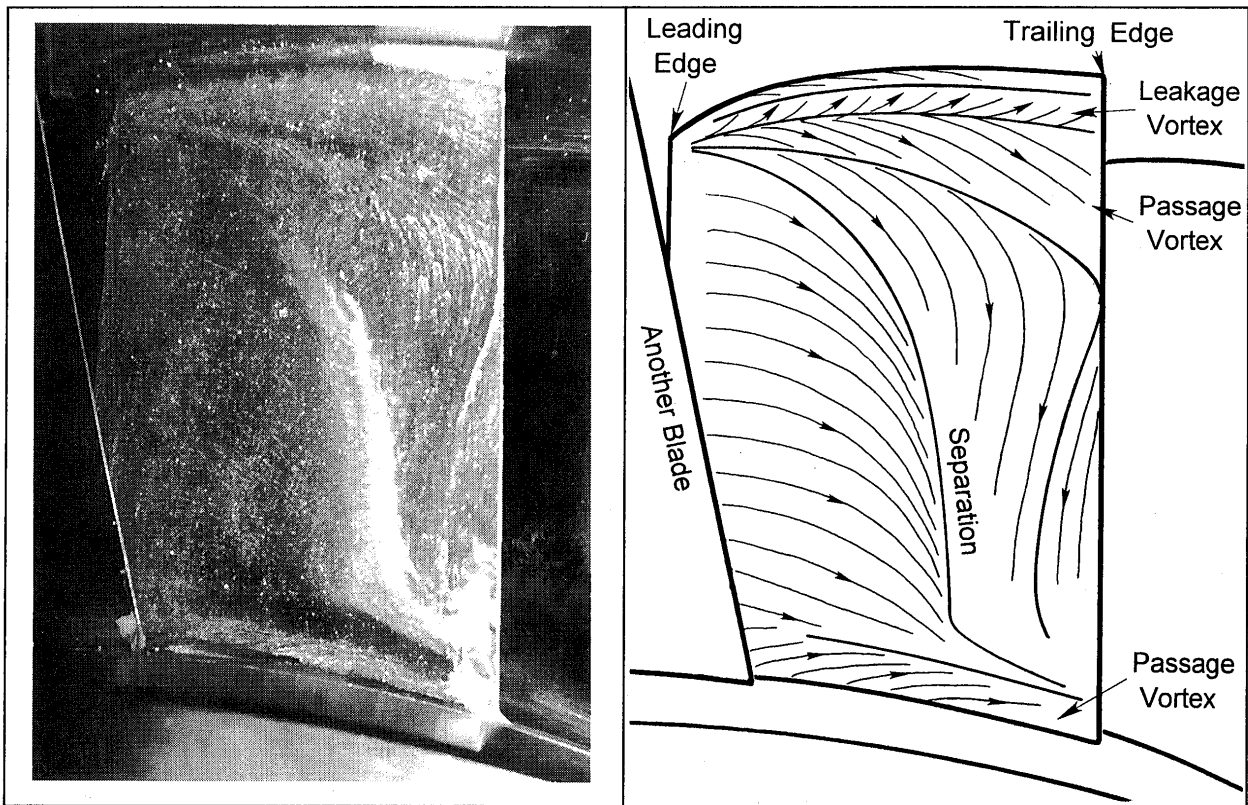
表1 静翼の仕様 (ミッドスパン)

翼枚数	28
翼弦長	67.6 mm
軸方向翼弦長	42.5 mm
翼スパン	74.5 mm
翼ピッチ	47.7 mm
アスペクト比	1.10
ソリディティ	1.42
設計流入角	0.0 deg
設計流出角	67.4 deg
食違い角	51.0 deg
内径	350 mm
外径	500 mm
ボス比	0.7

るために、油点法も併用した。

### 2.3 実験条件

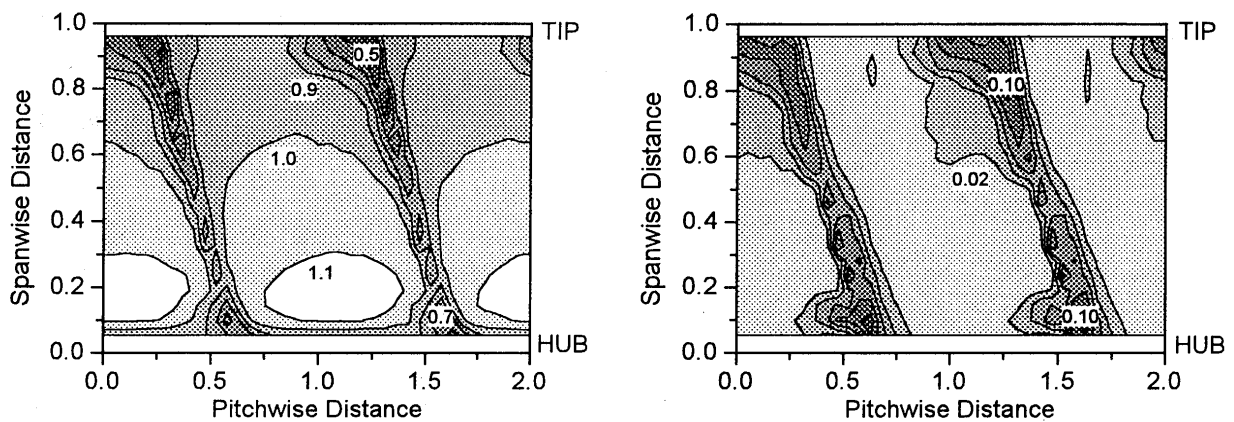
入口速度基準のレイノルズ数を、 $4 \times 10^4$  から  $12 \times 10^4$  (入口速度 8.8m/s から 26.6m/s) まで  $2 \times 10^4$  ずつ変化させた。一般にタービン翼列のレイノルズ数は出口速度を基準とするが、本研究では測定しやすい入口速度を基準とした。設計角で流出していると仮定すると、出口速度基準のレイノルズ数は  $10.4 \times 10^4$  から  $31.2 \times 10^4$  の範囲になる。静翼前縁から 18 mm 上流 (軸方向翼弦長の 42.4% 上流) のミッドスパンでの平均乱れ度は 0.7% であり、レイノルズ数による顕著な違いはなかった。



(a) 写真

(b) トレース図

図2 翼負圧面側の流れの可視化 ( $Re=6 \times 10^4$  の場合)



(a) 速度分布

(b) 乱れ度分布

図3 熱線流速計による後流測定 ( $Re=6 \times 10^4$  の場合)

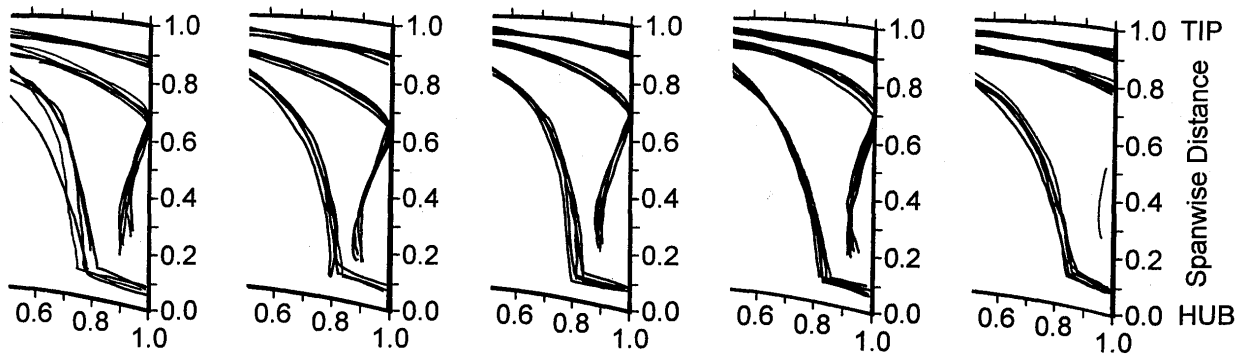
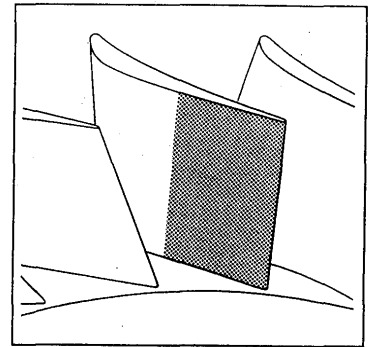
### 3. 実験結果と考察

#### 3.1 低レイノルズ数域での負圧面側の流れ ( $Re=6 \times 10^4$ の場合)

図 2 に、レイノルズ数が  $6 \times 10^4$  のときの負圧面側流れの可視化を示す。この図は、翼列を下流側から見ている。環状翼列では剥離を含む 3 次元的で複雑な流れを呈していることが分かる。剥離はチップ側ほど上流から発生する。翼前縁から負圧面に沿って流れてきた流体は、剥離線の手前でチップ側からハブ側に急激に移動する。環状翼列では下流に進むにつれて流れが旋回し、圧力の高いチップ側から圧力の低いハブ側に向かって圧力勾配が生じることが原因である。また、チップ側およびハブ側壁面近傍には、二次流れ<sup>[4][5]</sup>（流路渦と翼先端からの漏れ渦）の影響を確認できる。環状翼列では、特にチップ側の二次流れが強くなっている。図 3 に前報で報告した後流計測の結果を示した。剥離と二次流れの位置が、低速領域および乱れ度の大きい領域と対応していることが理解できる。

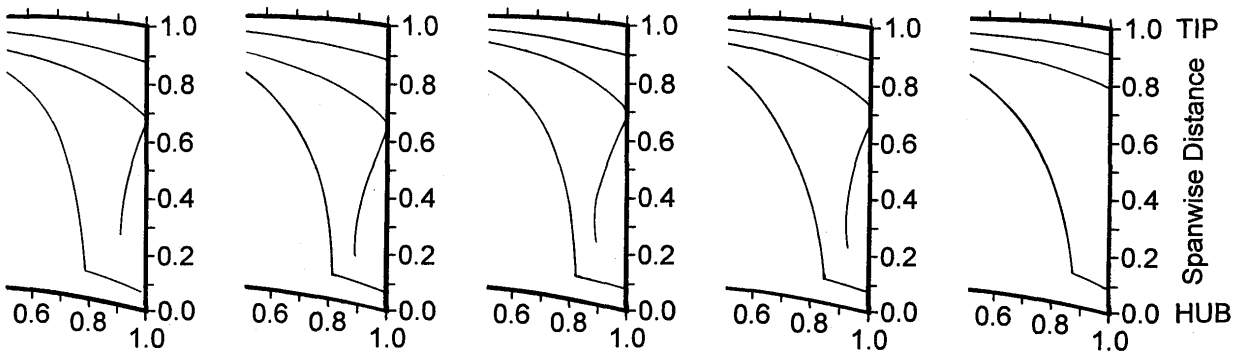
#### 3.2 レイノルズ数の変化の影響

図 4 に、レイノルズ数を変化させたときの負圧面側の流れを示す。写真では定量的な判断が難しいため、ここでは、油膜を流れにさらした後に直ちに風洞を停止させ、負圧面上に透明シートをあててペンで剥離位置などをトレースすることを試みた。測定誤差を減らすため、同じレイノルズ数に対して、5 回のトレースを行った。図 4(a) に 5 回分のトレース結果を示す。各回毎の



①  $Re=4 \times 10^4$     ②  $Re=6 \times 10^4$     ③  $Re=8 \times 10^4$     ④  $Re=10 \times 10^4$     ⑤  $Re=12 \times 10^4$

(a) トレース結果 (5 回分)

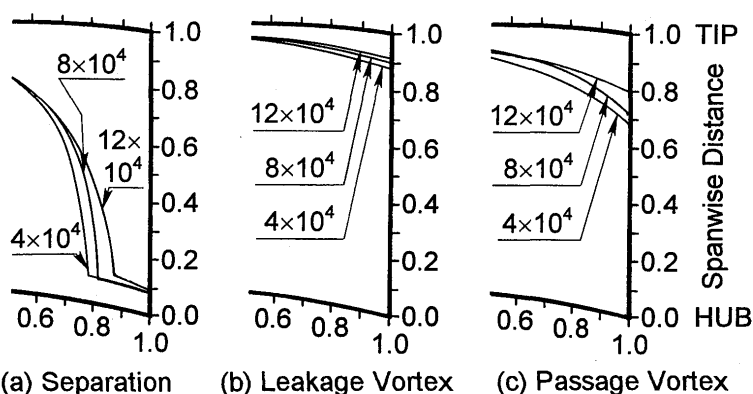


①  $Re=4 \times 10^4$     ②  $Re=6 \times 10^4$     ③  $Re=8 \times 10^4$     ④  $Re=10 \times 10^4$     ⑤  $Re=12 \times 10^4$

(b) 平均

図 4 各レイノルズ数における負圧面側流れのトレース図

トレース線のずれは、負圧面長さあるいは翼スパンの 5% 以内であるが、レイノルズ数が  $4 \times 10^4$  のときの剥離線のずれが大きくなっている。これは、流れが低速になったため、油膜が境界層に与える影響が大きくなったことが原因と考えられる。



(a) Separation (b) Leakage Vortex (c) Passage Vortex

図5 剥離、漏れ渦、流路渦に対するレイノルズ数の影響

図 4(b)に、トレースの平均を示す。この平均した結果を

用いて、剥離・漏れ渦・流路渦に対するレイノルズ数の影響を比較したものが、図 5 である。ミッドスパンでの剥離位置を求めると前縁からの 72% から 80% 付近であり、前回<sup>[3]</sup>報告した 2 次元の境界層計算から予測された剥離位置 94% よりも、かなり上流で発生している。剥離位置は、チップ側（スパン方向位置 0.8 付近）では変化が見られないが、ハブ側（スパン方向位置 0.1）ではレイノルズ数  $4 \times 10^4$  の場合と  $12 \times 10^4$  の場合で負圧面長さの 10% 程度の違いが生じている。チップ側の漏れ渦および流路渦は、レイノルズ数が低下するに連れて、ミッドスパン方向に発達していく。この二次流れの増大が翼面速度分布に影響を与えて、剥離位置が変化すると考えられる。

#### 4. まとめ

環状翼列風洞において油膜法による流れの可視化を行い、静翼負圧面側の流れの構造を把握し、レイノルズ数の低下による影響を調べた。得られた知見は、以下の通りである。

- ① 低レイノルズ数域の環状翼列では、スパン方向への変化が大きい複雑な 3 次元流れが形成されている。
- ② レイノルズ数の低下に伴い、剥離位置は上流に移動する。  $Re=4 \times 10^4$  と  $12 \times 10^4$  では、負圧面長さの 10% 程度の違いが生じる。
- ③ レイノルズ数が低下すると、チップ側の二次流れが強くなり、ミッドスパン方向に発達してくる。

#### 参考文献

- [1] Abe, H., Tsutsui, Y., and Yoshiki, H., "Characteristics of an Airfoil in Low Reynolds Number Flow with Strong Turbulence," Proceedings of ICOPE, Vol.2, 1995, pp.552-557.
- [2] 村田耕史, 阿部裕幸, 松沼孝幸, 筒井康賢, "低レイノルズ数域における直線タービン翼列特性(第 3 報, 圧力損失の計測)", ガスタービン秋季講演会(宮崎)講演論文集, 1996.11, pp.23-28.
- [3] 松沼孝幸, 阿部裕幸, 村田耕史, 筒井康賢, "低レイノルズ数域における環状タービン翼列特性", ガスタービン秋季講演会(宮崎)講演論文集, 1996.11, pp.29-34.
- [4] Sieverding, C.H., "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages," ASME Paper No.84-GT-78, 1984.
- [5] Hodson, H.P., and Dominy R.G., "Three-Dimensional Flow in a Low-Pressure Turbine Cascade at Its Design Condition," ASME Journal of Turbomachinery, Vol.109, 1987, pp.177-185.

清水 邦弘 \* 野上 龍馬  
( (株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

Research on Highly Loaded and High Pressure Ratio Turbine

Kunihiro Shimizu, Ryouma Nogami (AMG)

*Key words : highly Loaded, High pressure ratio, Air Turbine Test*

#### Abstract

This paper describes the design and the test result of the highly loaded turbine with the stage loading of 2.1, pressure ratio of 4.2.

The measured turbine efficiency was 1.0% lower than its target of 88.2%. The experimental data were compared to the predicted data.

#### 1. まえがき

当研究所（先進材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG））は、ガスタービンに複合材料等の先進材料を利用することにより、燃費低減20%、重量低減50%、NO<sub>x</sub>削減70%の課題を解決するための革新技术の研究開発に取り組んでいる。そのため、タービンにおいては、段数の削減と効率向上が同時に要求される。ガスタービンの高性能化のため全体圧力比は高くなるにも拘らずタービン段数が削減されるため、必然的に段当たりの膨張比及び負荷が高くなる<sup>(1)</sup>。

そこで、当研究所では、高負荷の対策（静翼のスタッキング最適化、動翼ハブ部のガスパス最適化）を盛り込んで高負荷・高膨張比単段タービンを設計し、当該タービンの空気タービン試験を実施した。本稿では、タービン設計、試験を通して得られた知見について報告する。

#### 2. タービン設計

##### 2.1 タービン仕様

当研究所における最終目標は負荷係数2.0で効率91%以上であり、中間目標として負荷係数2.0で効率90%を設定している。タービン仕様を決定するため、最新のターボファンエンジンの2段タービンを当研究所で開発する材料を適用して単段タービンにした場合を想定した。このとき、タービン仕様は中間目標と同レベルの負荷係数を2.1、膨張比4.2、効率は88.2%とした。この効率は、図1に示すタービン効率のトレンドカーブから中間目標値と同レベルであり、現状技術レベルに対しては2.4%高いレベルである。表1にタービンの諸元を示す。

負荷係数	2.1	流量係数	0.54
膨張比	4.2		
効率	88.2	反動度	0.345

	静翼	動翼
S/C	0.70	0.65
轉向角	75.24	120.17

表1 タービン諸元

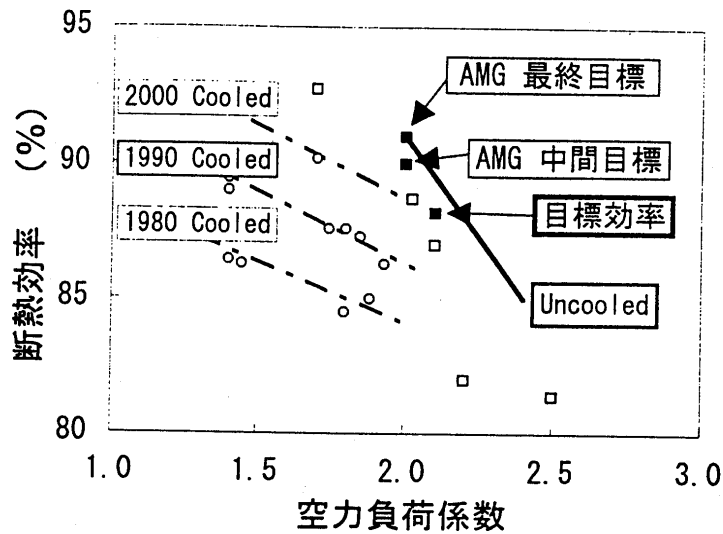


図1 タービン効率のトレンドカーブ

## 2.2 翼型設計

目標効率達成のため、翼型設計において下記の対策を実施した。図2に供試部ガスパスを示す。

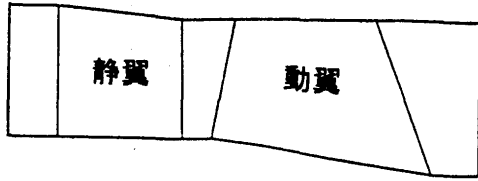
### (1) 静翼

静翼はフロントローディングを採用してピークマッハ数を抑え、スパン方向の仕事配分改良のためリーン角を付加しスタッキングの最適化を行った。図3に3次元粘性解析による翼面マッハ数分布(TIP断面)を示す。背側前部に存在した急加減速を改善できたことが確認できる。

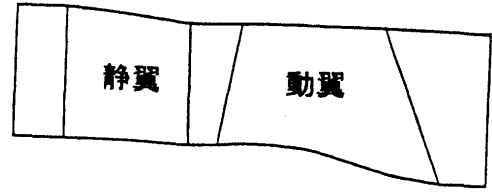
### (2) 動翼

動翼は高負荷化により入口マッハ数が増加し、ハブ部背側前縁部で急加減速が発生する。そこで、図2に示すようにハブ部のガスパス形状を最適化することによりこの急加減速を改善した。図4に3次元粘性解析による翼面マッハ数分布を示す。ガスパス形状の最適化により、背側の翼面マッハ数分布が改善され、特にピークマッハ数が低減されたことが判る。図5に損失係数分布を示す。ガスパス形状の最適化により、ハブ部の損失が低減されていることが判る。





オリジナルガスパス



改良ガスパス

図2 供試翼部ガスパス

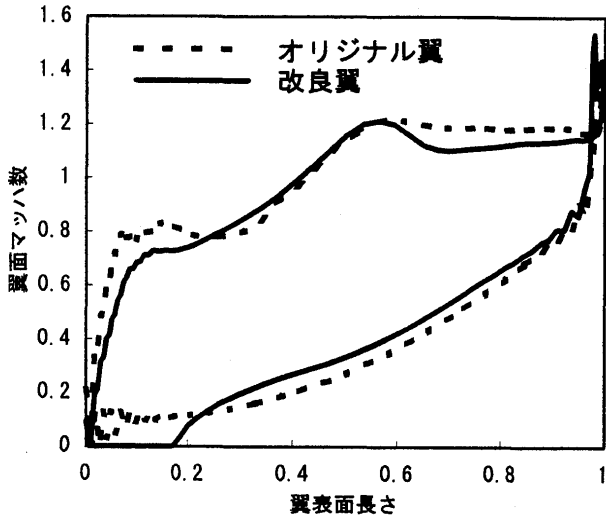


図3 翼面マッハ数分布 (静翼 TIP断面)

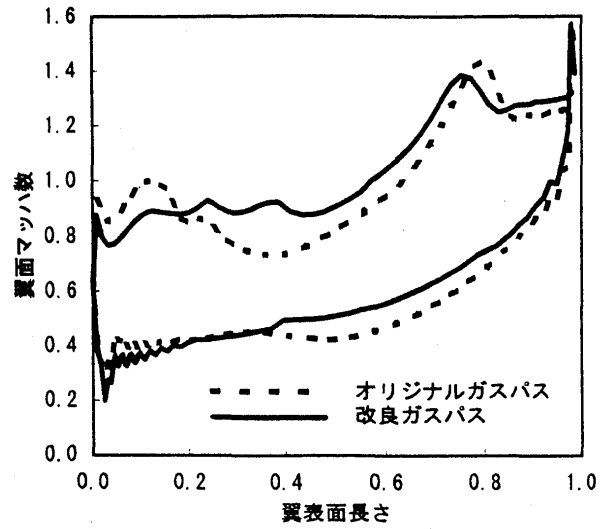


図4 翼面マッハ数分布 (動翼 HUB断面)

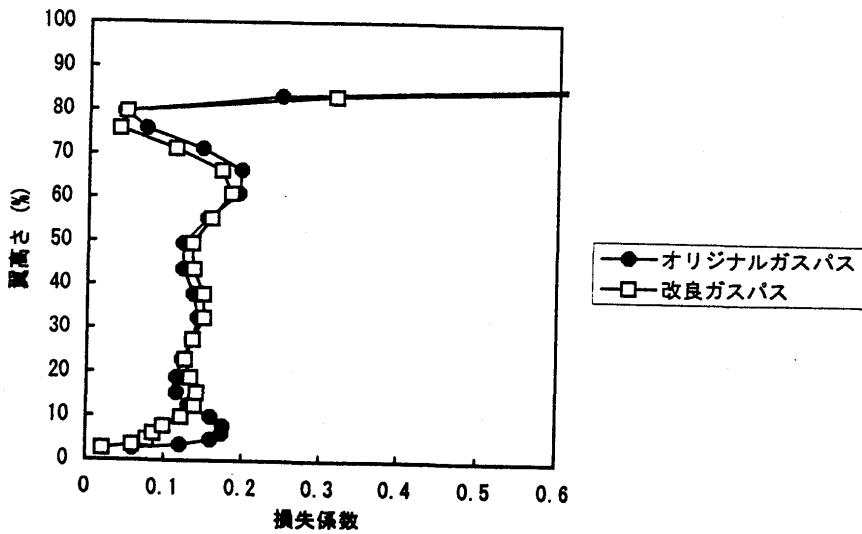


図5 損失係数分布 (動翼)

### 3. 試験

図6に試験装置の供試翼部断面図を示す。試験は静翼単体のみの環状翼列試験と空気タービン試験を行った。

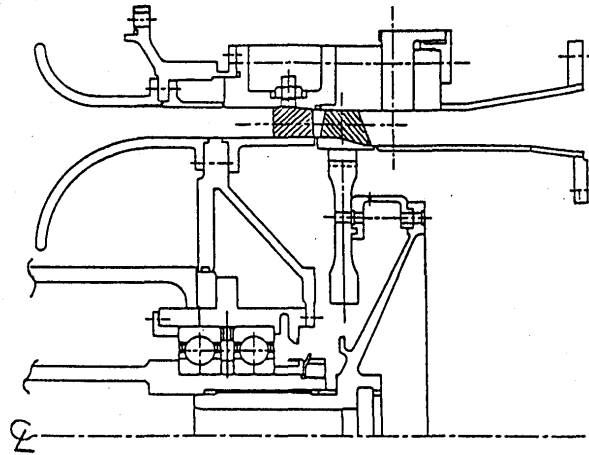


図6 試験装置

### 4. 結果及び考察

表2に試験結果の概要を示す。図7にタービン効率を示す。設計点膨張比におけるタービン効率は87.2%であり、目標値に対して1%下回ったが現状技術レベルに対しては1.4%向上した。また、タービン出口スワールは3°設計値を下回った。各翼の損失については、設計値に対して、静翼は約8ポイント大きく、動翼は約4ポイント小さかった。尚、動翼の損失は、環状翼列試験結果と空気タービン試験結果から推定した値である。

タービン効率が目標に対して1%下回ったのは、動静翼をトータルした損失が設計より増大したことと次に述べるように設計に対して反動度が減少したためである。

反動度が設計に対して減少した理由は次の通りと考えられる。試験結果から、①流量が設計に対して2.5%増であったため、静翼の流出角は設計に対してアンダーターンであったと推定される。これは反動度が増大する方向である②静翼の損失が設計に対してほぼ倍増したため静翼の出口マッハ数は設計に対して増加したと推定される。これは反動度が減少する方向である。本試験では、②のほうの影響が顕著であったため、反動度が設計よりも減少したと推測される。

タービン出口スワールが設計値を下回った理由は、反動度が設計より減少したためと推測される。

静翼の損失は、予想以上に大きかった。図8に翼面マッハ数分布における解析値との比較を示す。翼背側の翼面マッハ数分布の一致が良くなく、予測できなかった強い2次流れが発生している可能性が高い。この強い2次流れの発生が静翼損失増大の原因と考えられる。

動翼の損失は、予測を下回ったが、本試験において動翼は反動度が設計よりも低く、より厳しい状況にあった。動翼損失低減の理由は、動翼ハブ部のガスパス形状の最適化の効果が予想以上に現れたためと推測される。

項目	設計値	試験結果
修正回転数	100.0%rpm	99.4%rpm
修正流量	100.0%	102.5%
膨張比	4.2	4.2
負荷係数	2.1	2.1
断熱効率	88.2%	87.2%
出口スワール角	37.9°	34.5°

表 2 (a) 空気タービン試験結果

		設計値	試験結果
静翼	圧力損失 %	8.77	17.01
	流出角 deg	75.24	74.08
動翼	圧力損失 %	30.69	26.24
	相対流出角 deg	66.11	64.91

表 2 (b) 環状翼列試験結果 (静翼単体)

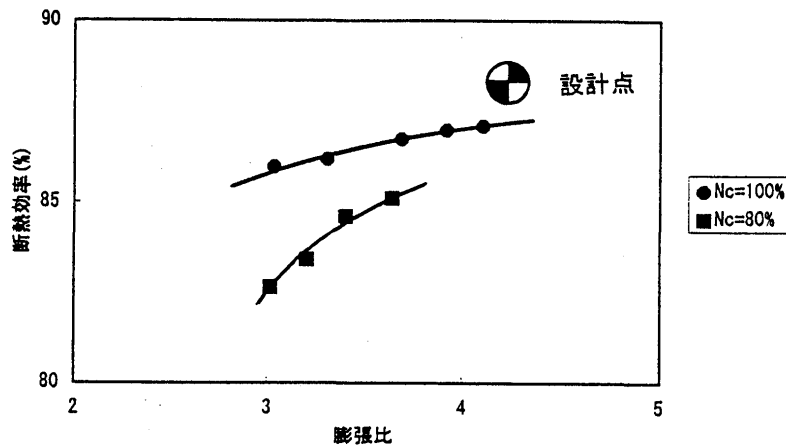


図 7 タービンマップ

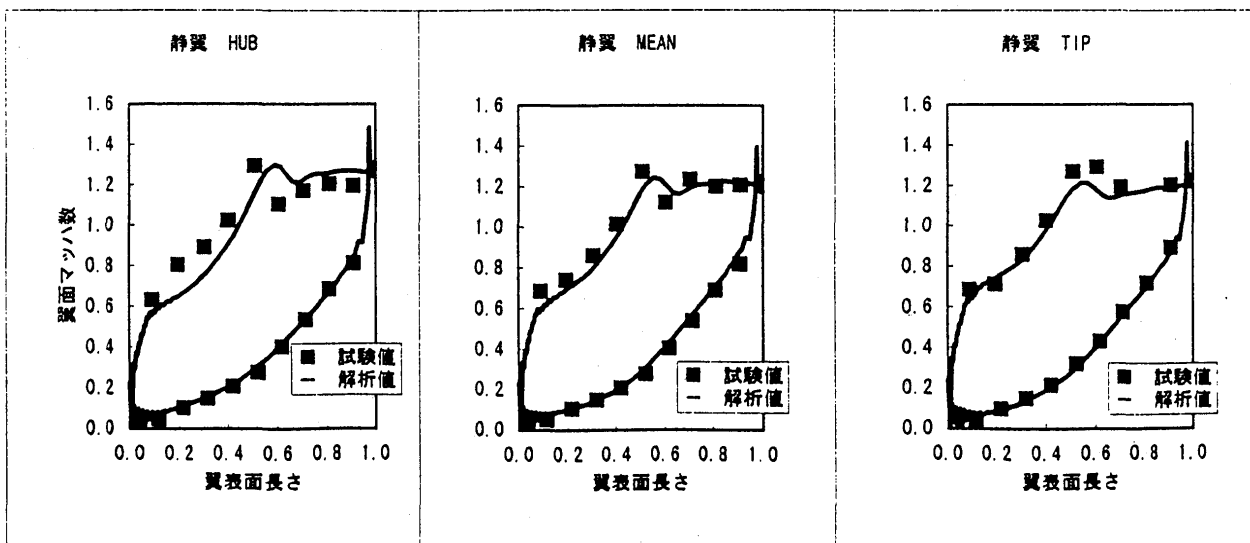


図 8 翼面マッハ数分布

## 5. まとめ

高負荷・高膨張比タービンの空気タービン試験を実施した。主な結果は以下の通りである。

- (1) タービン効率は87.2%であり、目標値を1%下回ったが、現状技術レベルに対して1.4%向上した。
- (2) 損失は、予測値に対して、静翼は約8ポイント大きく、動翼は約4ポイント小さかった。
- (3) 動翼ハブ部のガスパス形状の最適化の効果が確認できた。

## 6. 参考文献

- (1) 山本、「超高負荷タービンの研究」、平成8年度 近未来航空技術研究報告会、pp51-54

山本孝正、白井弘 (航技研)、 大田英輔(早大)

渡辺裕章、\*稲葉亨、山口淳、長谷川晃、富永純一(早大院)

## 1. まえがき

航空機及びパワープラントガスタービンには、段当たりの負荷を減らし効率をあげる目的から、一般に多段タービンが用いられることが多い。多段タービン内の流れは、翼列同士が干渉しあう為、単段タービンにくらべ非定常、かつ3次元的な複雑な流れになると予想され、その為、多段タービンでの翼列同士の干渉について詳しく調べることが重要となってくる。従来から翼列干渉について様々な研究<sup>[1]</sup>がされてきた。さらに動静翼干渉が複数段にわたり影響し合う多段タービン内の流れの研究<sup>[2][3]</sup>もなされている。

本研究では、3段タービン試験装置を製作し、高応答性圧力センサーと単一傾斜型熱線により3段のタービンの翼先端側の壁圧及び各翼列後方の全圧と流速を測定し、壁圧分布、2次流れ分布、流速分布、及び全圧損失分布を得た。これらの結果から、多段タービンによる複雑な流れと翼列干渉にともなう非定常流れについて報告する。

## 2. 実験装置と実験方法

図1に実験風洞の概略図を示す。本風洞は大気吸込型の風洞であり、3相誘導電動機駆動のターボファン送風機によりそのテストセクションへ大気を吸い込む。静翼、動翼の各翼列は表1及び図2に示すように同形状であり、HUBからTIPまでひねりのない翼である。翼列同士の軸方向のすきま間隔はすべて同一にした。各静翼とセンサーとの相対位置の変更は、試験装置に組み込んだパルスモータによりおこなった。本静翼列は動翼列と同じく、チップクリアランスが存在する。第1、2、3段の動翼の回転は、インバータ駆動モータにより制御した。動翼の回転数は、モータ軸に取り付けられたエンコーダの信号によりフィードバックさせて一定に保った。図3に計測システムフローチャートを示す。壁圧の測定孔は第1段静翼列の前縁部からその後縁部までは、7[mm]間隔、第1段静翼列から第3段動翼列までは、6[mm]間隔で計76個開けた。また、全圧及び流速は、第1段静翼下流から第3段静翼下流の5段面は各翼後縁からコードの6%下流で計測を行った。ただし、第3段動翼下流のみは風洞の都合上、後縁からコードの25%と他の段とは異なる位置で計測している。全圧の測定点はピッチ方向に25点、スパン方向に21点とし計525点とした。熱線の測定点は全圧のいくつかの測定点とあわせ

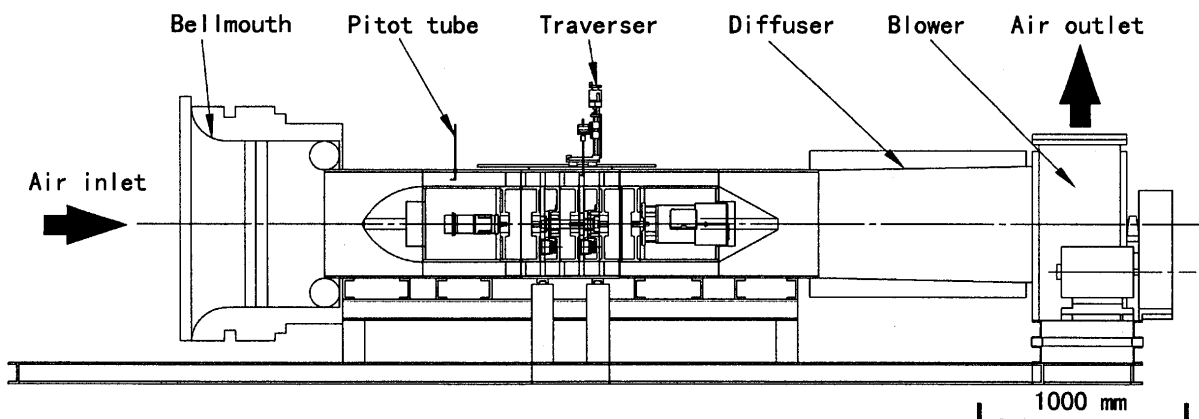


図1 実験装置

てピッチ方向に 13 点、スパン方向に 11 点とし計 142 点とした。実験条件として、軸流速は 8[m/s]とし、動翼回転数は 768[rpm]に設定し、ミッドスパンでの速度三角形が各翼列に相対的に軸方向に近くなるようにした。単一傾斜型熱線(傾斜角 45°)は軸回りに 12 回、回転させることにより 3次元流れを計測した<sup>[4][5]</sup>。

### 3. 解析方法

壁圧、全圧はそれぞれ次式により無次元化をおこなった。

$$C_{pw} = \frac{P_w - P_0}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

V:軸流速

P<sub>0</sub>:第 1 段静翼入口全圧

P<sub>w</sub>:壁圧(512 回のアンサンブル平均値)

$$C_{pi} = \frac{\overline{P_{n-1}} - P_n}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

P<sub>n</sub>:第 n 段面の全圧(512 回のアンサンブル平均値)

$\overline{P_{n-1}}$ :第 n-1 段面の断面時間平均した全圧

ここで動翼列下流に対しては、熱線で得られた非定常流速を用いて相対全圧を算出した。これから、動翼、静翼ともに全圧損失分布を得た。

流速については、動翼列下流では全圧と同様に、相対系に変換した。各段面の流速に対して質量流量平均を行いさらに時間平均を行うことにより、断面時間平均流速ベクトルを得、そのベクトルに直行する断面に投影した流れのベクトルを 2 次流れベクトルと定義して求めた。

表1 翼仕様

	Stator	Rotor
Blade number	20	20
Blade chord [mm]	89.17	89.17
Blade axial chord [mm]	68.00	68.00
Blade span [mm]	66.75	66.75
Blade pitch	66.44	66.44
Inlet flow angle [deg]	0.0	0.0
Exit flow angle [deg]	68.0	-68.0
Turnig angle [deg]	68.0	68.0
Stagger angle [deg]	39.0	-39.0
Aspect Ratio	0.749	0.749
Hub diameter [mm]	355	355
Tip diameter [mm]	491	491
Tip clearance [mm]	1.25	1.25

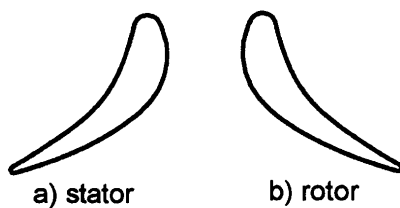


図2 翼型

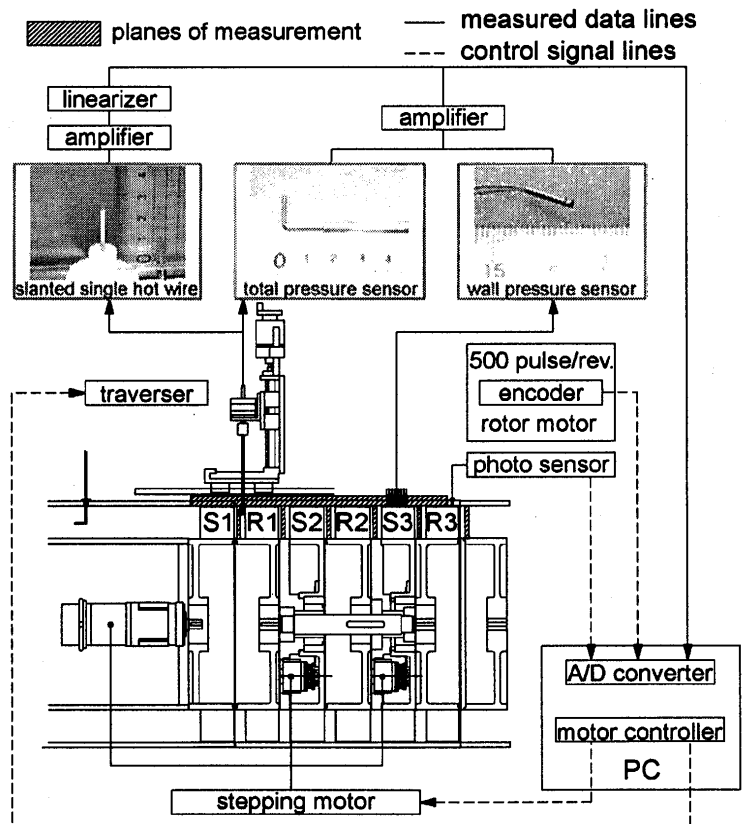


図3 計測システムフローチャート



図4 壁圧分布 ( $t=17/25T$ )

## 4 実験結果

### 4.1 壁圧分布

動翼と静翼がある位置関係にある場合の壁圧分布の例を図4に示す。図の右側に熱線によって測定されたチップ近傍の速度三角形を示す。第1段静翼列にはほぼ  $0[\text{deg}]$  で流入する。しかし、第2、3段静翼列では  $0[\text{deg}]$  で流入しないので翼列前縁の負圧面側で流れが淀んでいる。なお、各静翼列にもチップクリアランスが存在するために圧力勾配が隙間内にも存在している。各静翼列の前縁からコードの40%付近から下流で、正圧面に沿って圧力勾配が大きな領域がある。これは正圧面から負圧面に流れる漏れ流れがチップクリアランスに流入する際に、急激に加速されるためと考えられる。

第1、2、3段各動翼前縁の負圧面側にも、圧力勾配の大きな領域が見られる。この領域は上流からの流れが翼面に衝突し、そこでチップクリアランス内へ流入していることがわかり、この領域では、流れが淀んでいると考えられる。また、各動翼列の前縁からコードの40%付近から下流では、正圧面に沿って圧力勾配の大きい領域がある。静翼に比べこの圧力勾配は大きいことから、漏れ流れは動翼のほうが大きいことが推察される。

### 4.2 流速分布及び全圧損失分布

動翼と静翼の相対位置が図4と同じ位置における流速分布、全圧損失分布を図5a)、b)に示す。流速分布から、第1段静翼下流には、ウェークによる速度欠損及び流路渦がみられ、また正圧面から負圧面へ向かって2次流れがみられる。第2、3段静翼下流では、流速分布はほとんど同じ傾向であるが、第3段の方が、ウェークによる速度欠損が多少大きい。ウェーク内では低エネルギー流体が(圧力勾配に従い)TIP側からHUB側へ流れている。また、静翼列にはチップクリアランスが存在するために、時計回りの漏れ渦がみられる。

一方、第1、2段動翼下流には、静翼と同様に漏れ渦及びウェークによる速度欠損がみられる。しかし流れ場は、静翼とはかなり違っている。また、回転する翼による流体への遠心力の影響により、ウェーク内の低エネルギー流体が静翼とは逆にHUB側からTIP側へ巻き上がるように流れている。

第1段静翼下流の全圧損失分布は、他の段と比べて漏れ渦による損失が大きい。これはこの実験のときのチップクリアランスが多少大きくなっている(1.50[mm])。第2、3段静翼下流では、漏れ渦及びウェークで大きい損失を示している。また、翼根部にも損失の大きな領域がある。動翼列に対しても、ウェーク、漏れ渦による損失領域がみられる。第3段動翼では特に漏れ渦による全圧損

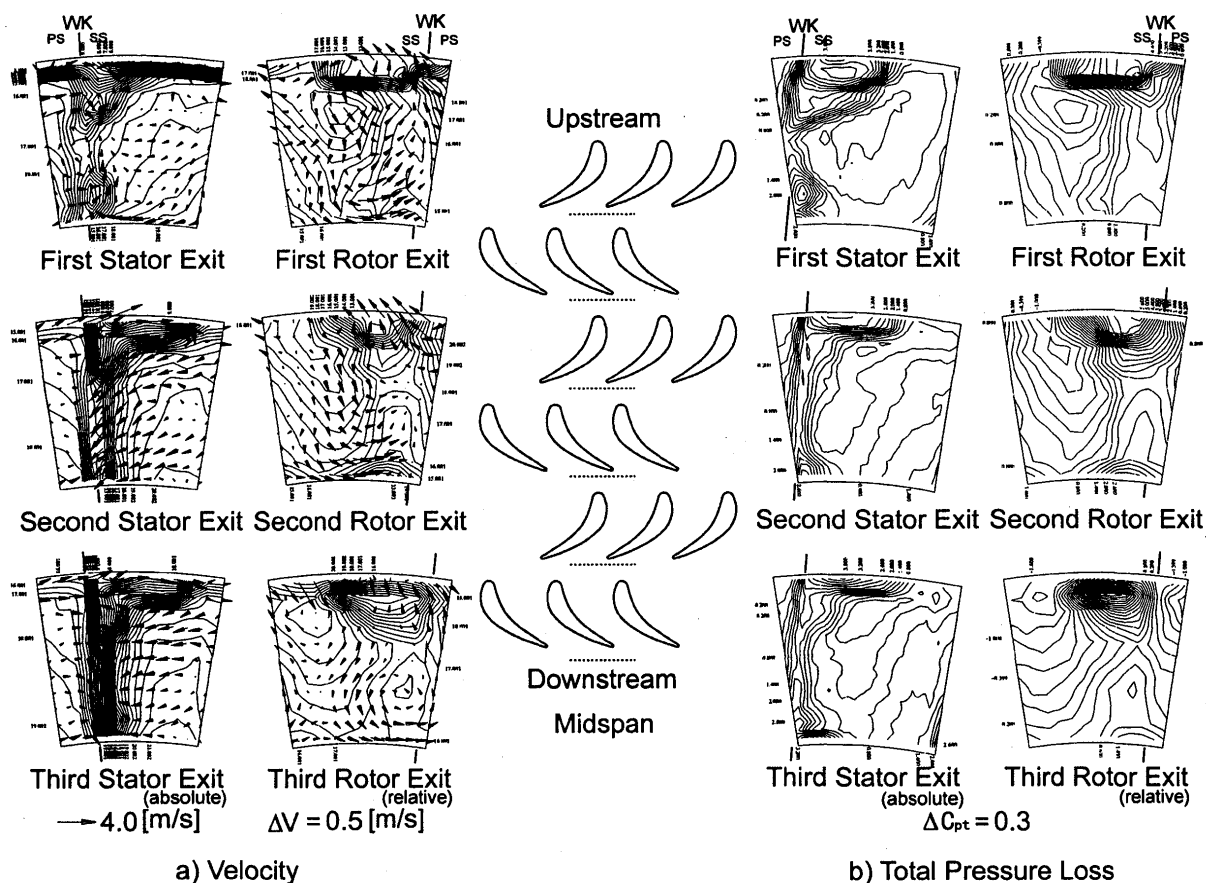


図5 2次流れベクトルと全圧損失分布( $t=17/25T$ )

失がかなり大きい。

#### 4.3 スパン方向全圧損失分布

図6には、動翼と静翼の相対位置を25種類変えたうちの代表的な4つの位置での全圧損失のスパン方向分布を示す。第1段静翼においてTIP側の損失が他と比べ大きくなっているが、これは先ほど述べたようにチップクリアランスが大きいためである。第2段静翼下流と第3段静翼下流は、ほぼ同じ分布をしている。TIP側やHUB側では、漏れ渦や翼根部のコーナー渦による損失のために全圧損失が大きくなっているが、相対位置の違いによる変化は少なく、翼列干渉による影響が小さい。一方、MIDSPANでは翼列干渉の影響が大きい。第2段静翼と第3段静翼を比べると、第3段のほうがより大きく翼列干渉の影響を受けている。

一方、第1、2段動翼列下流ではTIP近傍で損失がかなり大きくなっているが、これは、TIP近傍では流出角が大きく一定の方向に固定した全圧管では流れをとらえきれず、全圧が低く計測されたためと考えられる。特に第2段動翼下流では全スパンで相対位置の違いによる変化が大きく、翼列干渉の影響を強く受けている。

#### 4.4 相対位置の違いによる全圧損失の影響

ここでは特に第2段の静翼列、動翼列よりについて述べる。図7に図6と同様の相対位置における第2段の静翼列及び動翼列の全圧損失分布を示す。図に示す灰色の部分は全圧損失の低い領域である。図7のa)の静翼では、全圧損失の低い領域が静翼列、動翼列の翼列干渉により非定常に変化している。それにともないウェーク領域も変化している。 $t=7/25T$ では損失の低い領域がTIP近傍に



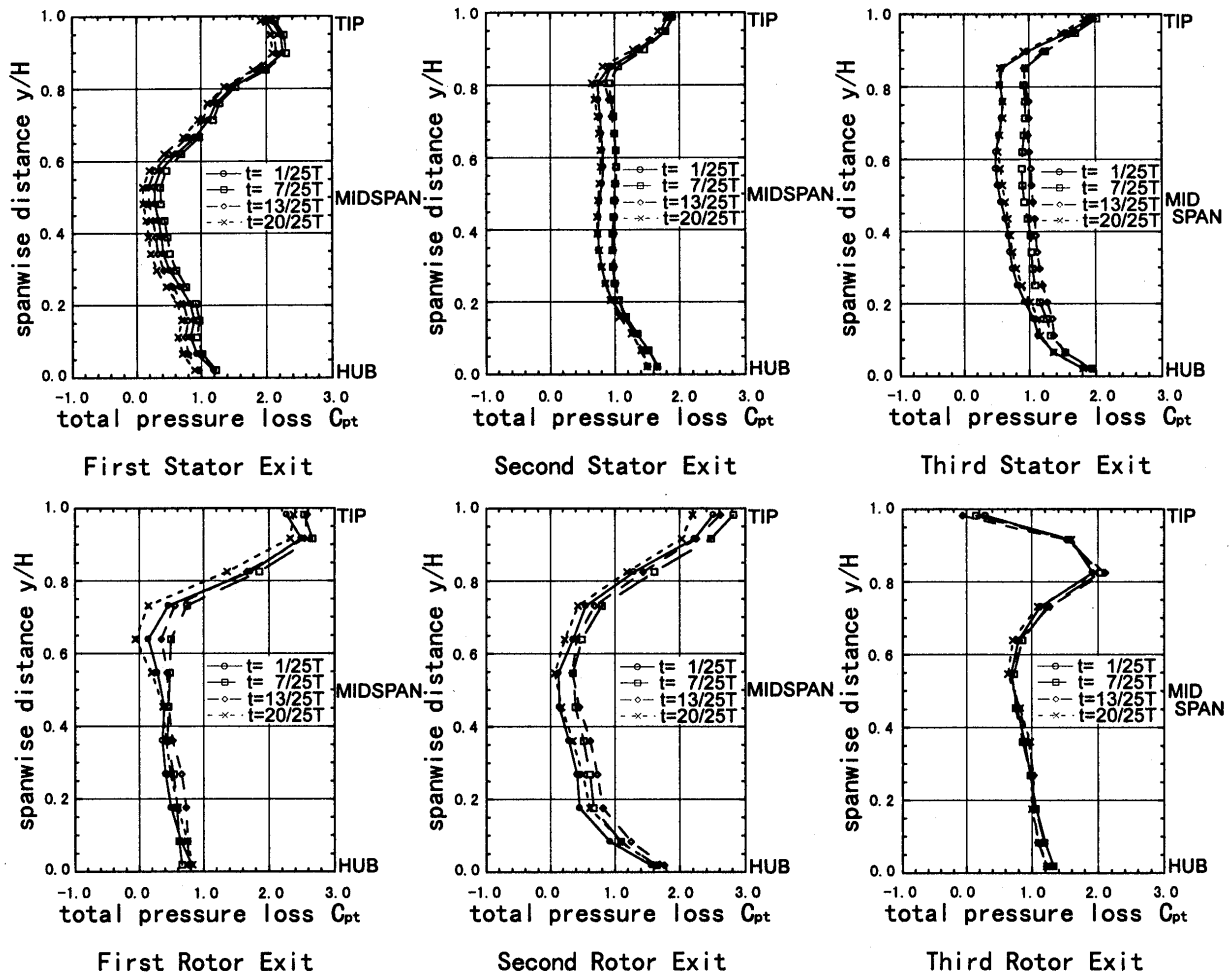


図6 スパン方向全圧損失分布

主に現れていたのが、 $t=20/25T$ ではHUB付近まで広がり広範囲にわたっていることがわかる。また、それにともないウエークの損失領域の勾配が増加しウエークによる損失領域が縮小している。同様に図7のb)の動翼においても $t=20/25T$ で損失の低い領域が全体的に広がっていることがわかる。また、損失が低い領域が小さくなる相対位置が $t=7/25T$ である。この現象を詳しくみるために、図8に横軸を動翼列と静翼列の相対位置、縦軸をそれぞれの相対位置における全圧損失から1ピッチ分の平均全圧損失を引いた量にしたものを示す。この図を見ると明らかに動翼と静翼でほぼ同じ相対位置で損失が増減することがわかる。損失が減少する相対位置は、前後の翼列の前縁と後縁が軸方向に並ぶ時である。逆に損失が増加する相対位置は、前縁と後縁がちょうど半ピッチずれている時である。図9にこれらの相対位置を示す。

## 5 まとめ

1. 3段タービン試験装置を製作し、それを用いて翼列同士の干渉によって生ずる非定常な3次元流れを高応答性圧力センサーと単一傾斜型熱線を用いて測定した。
2. 翼先端側の壁圧分布の測定結果から、静翼及び動翼で生ずる漏れ流れの様子が明らかになった。
3. 流速分布、全圧分布は静翼と動翼では異なる分布を示すが、これは2次元流れベクトルからもわかるように流れ場が違うことによる。特にウエーク内の低エネルギー流体が、動翼では遠心力の影響によりHUB側からTIP側へ、逆に静翼ではTIP側からHUB側へ流れる。

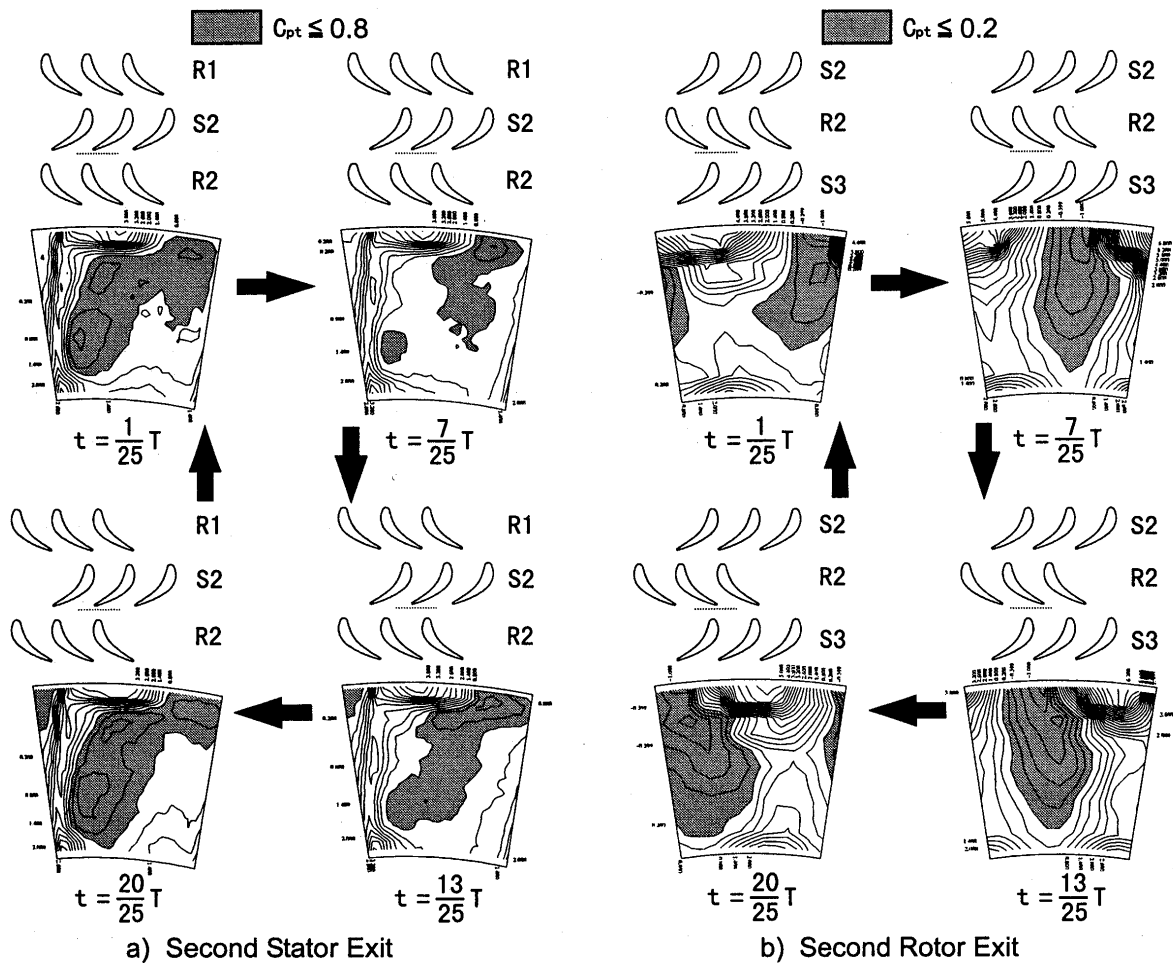


図7 第2段における非定常全圧損失分布

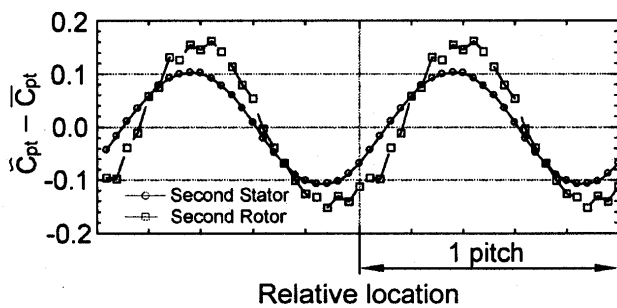


図8 動翼と静翼の相対位置による全圧損失への影響

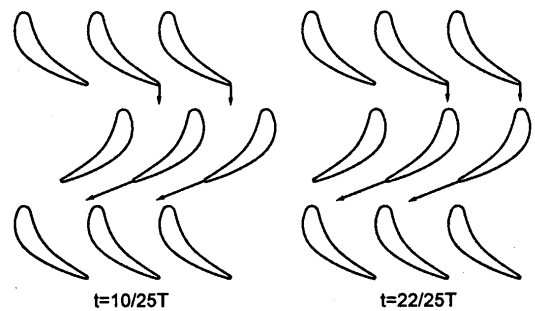


図9 ウェークと相対位置との関係

4. 動翼と静翼の相対位置により全圧損失が変化し、上下の翼列が一直線に並ぶときに損失が減少し、上下の翼列が互い違いになるときに損失が増加する。
5. 下流の段ほど全圧損失分布に及ぼす翼列干渉の影響が大きくなるのが特に静翼列の結果から推察される。

### 参考文献

[1]J.Zeschky et al. Journal of Turbomachinery Vol.115[2]A.Binder et al. ASME PAPER88-GT-79[3]O.P.Sharma et al. AIAA-88-3013[4]A.Ymamamoto et al. ASME PAPER 93-GT-404[5]M.Inoue et al. Journal of Engineering of Gas Turbines and Power Vol.106

\*平井健二 児玉秀和 (石川島播磨重工業)  
田村敦宏 菊地一雄 野崎理 (航空宇宙技術研究所)

## 1. はじめに

ガスタービンエンジン内部流れは極めて複雑な流れであるが、現状の設計技術を向上させるためにはこれら複雑な流れを正しく把握する必要がある。この点において数値流体解析による流れ場の理解は大変有効な手段となる。しかしながら回転する翼列と静止した翼列の組み合わせで生じる流れは非定常であり、かつ空間的な周期性から決まる計算領域には多数の翼を含めなければならないことから、数値計算に必要とされる時間や記憶領域は莫大になってくる。このような多段翼列内流れについて、3次元非定常レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式に基づいた解析を行うことは現状のスーパーコンピュータ単体の能力をはるかに超えたことである。

航空宇宙技術研究所では「数値風洞」と呼ばれる超大型並列計算機を開発し、スーパーコンピュータ相当の能力を持った要素計算機が最大で162台まで並列化できるようになっている。それぞれの要素計算機が1.7GFLOPSのピーク計算速度と256MBの主記憶容量を持つことから、理想的には最大で275GFLOPSの計算速度と41GBの主記憶容量を持つことになる。この「数値風洞」の出現により、多段翼列内における非定常流れ場の解析が飛躍的に拡大できることになった。

この「数値風洞」を利用した多段翼列解析の手始めとして、静翼列と動翼列の組み合わせである単段高圧タービンの解析を行い非定常流れ場における知見を得たので紹介する。

## 2. 解析方法

支配方程式は時間依存の3次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式であり、乱流粘性の計算にはBaldwin-Lomaxの代数モデルを用いている。この解析に用いている数値計算法は時間進行の陰解法による有限差分計算で、非粘性対流項はChakravarthy-OsherのTVDスキームによる離散化を行い、また各時間ステップにはNewton sub-Iterationを用いており、空間的には3次精度、時間的には2次精度となる。

超大型並列計算機を使うにあたり、多数の翼列間を含む計算領域はそれぞれ単一の翼列間毎に分割され、それら分割された計算領域が個別の要素計算機に割り当てられて計算が実行できるように計算アルゴリズムが作られた。上流または下流、および周方向に隣り合う計算領域との境界における情報は、各計算ステップ毎にそれぞれの要素計算機間でやりとりが行われる。

## 3. 計算条件

解析の対象とした高圧タービンは、超音速輸送機用推進システムの研究開発(HYPRプロジェクト)において開発されているもので、入口温度1700℃レベルに耐えられる優れた耐熱性と同時に、断熱効率90%という高い空力性能が求められている。この高圧タービンは28枚の静翼列と57枚の動翼列からなり、円筒の通路形状に置かれている。

本解析においては動翼列の枚数を56枚と仮定し、静翼列と動翼列の枚数比を1:2とした。こ

れにより静翼1翼間と動翼2翼間の組み合わせによる段解析が可能となり、3台の要素計算機を使った並列計算を行った。なお動翼列の枚数を57枚から56枚に減らすことでソリディティが変わるが、その違いは2%以下であり空力性能に与える影響は極めて小さいと考えられる。

境界条件として、流入面で全温、全圧および流入角を与え、流出面では静圧を時間的に固定して与えた。また翼面および壁面には固体壁として滑りなし条件を課した。静翼と動翼の接続部分では、流れ方向に格子を1つだけ重ね合わせて各変数のやりとりを行っている。静翼は絶対座標系、動翼は回転座標系で解いているため、境界条件は本接続部で互いの境界を回転させることによって与えた。円周方向に静翼と動翼の格子線がずれるので、対応する格子線上の各変数は線形補間によって求めている。なお半径方向には静翼と動翼の格子線は同一位置としており、半径方向の補間を避けることで計算の効率化を図っている。さらに、円周方向に隣接する翼との境界については、格子を重ね合わせずに、境界を挟む2点の線形補間によって各変数を定めた。

図1に解析に用いた計算格子を示す。格子はH型構造格子で、格子点数は流れ方向、円周方向、および半径方向にそれぞれ $119 \times 51 \times 61$ である。3翼間全てを合わせた総格子点数は約110万点となる。

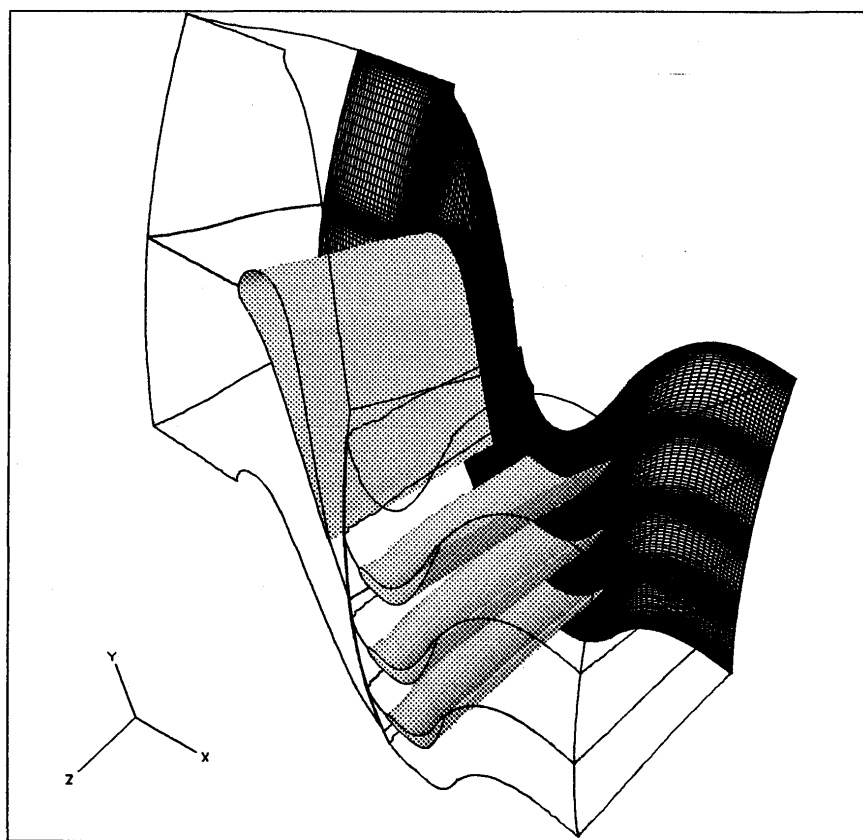


図1 計算格子図

#### 4. 結果

図2は50%半径位置における絶対全温の温度分布図である。温度は白い方が高く、黒い方が低く表されている。上から2番目と4番目の動翼の後縁に近い背側に温度の高い部分が見られるが、これは静翼の後流が動翼間で背側に移流したもので、運動量が低いがために仕事が小さく温度降下

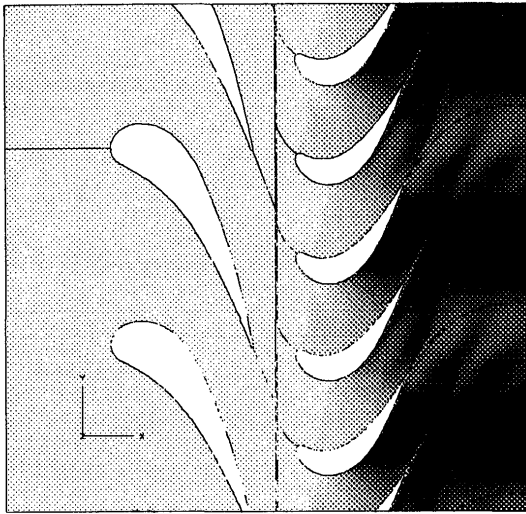
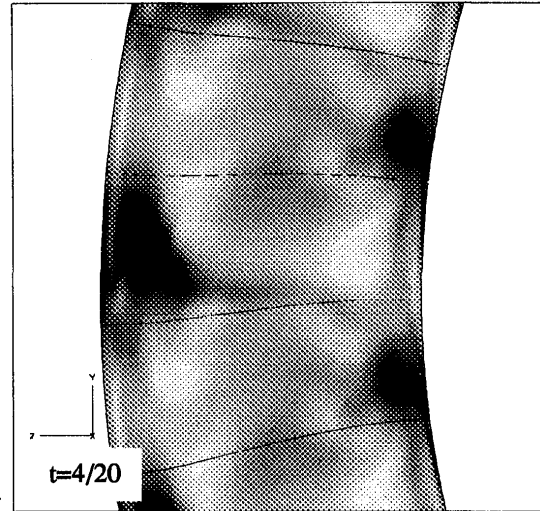
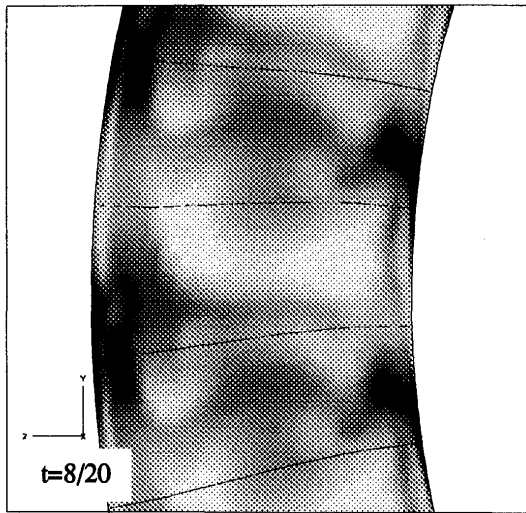


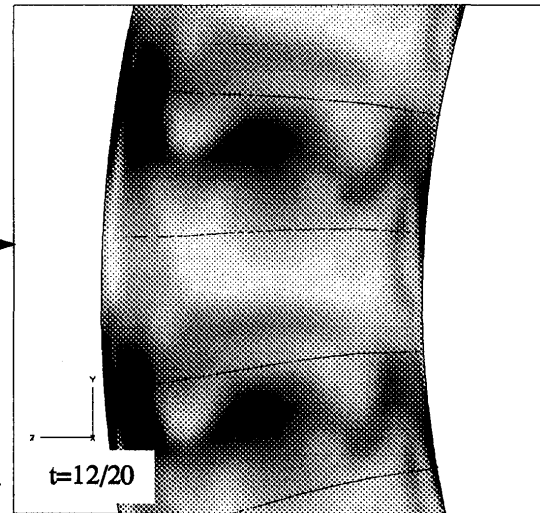
図2 全温分布 (50%スパン)



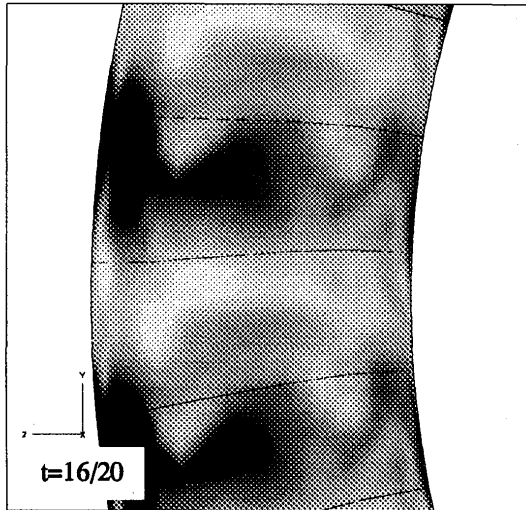
$t=4/20$



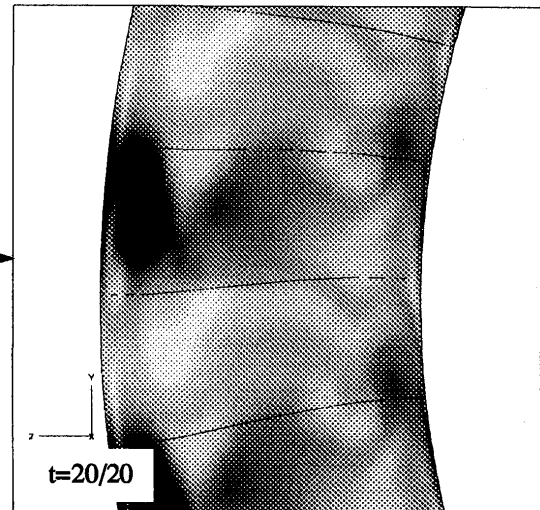
$t=8/20$



$t=12/20$

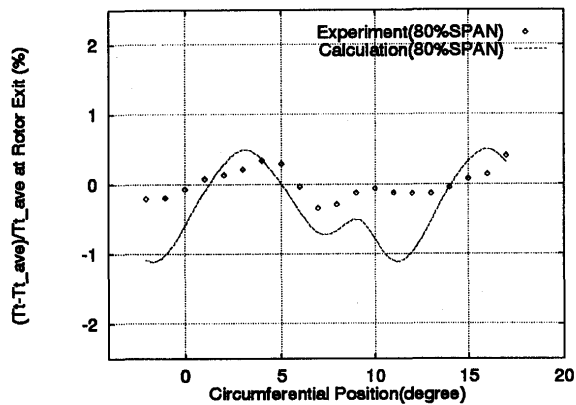


$t=16/20$

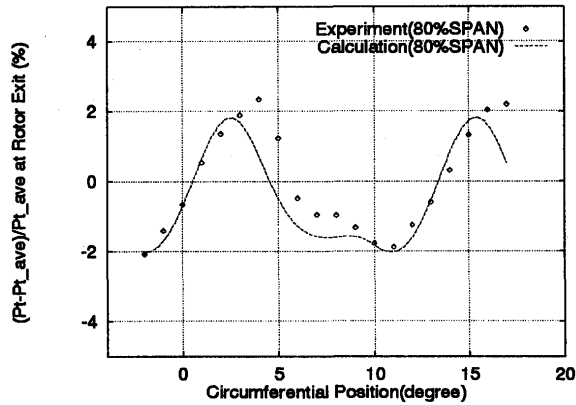


$t=20/20$

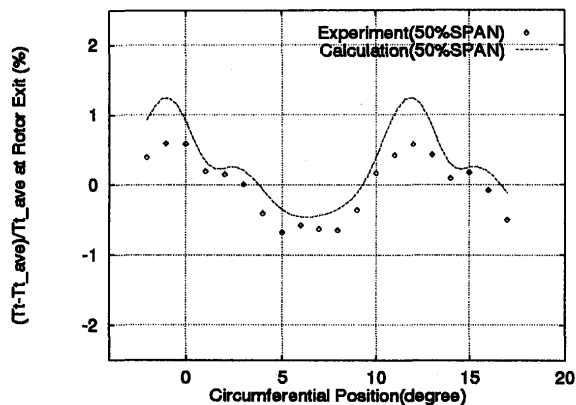
図3 動翼後流での全温分布の時間変化 (後視)



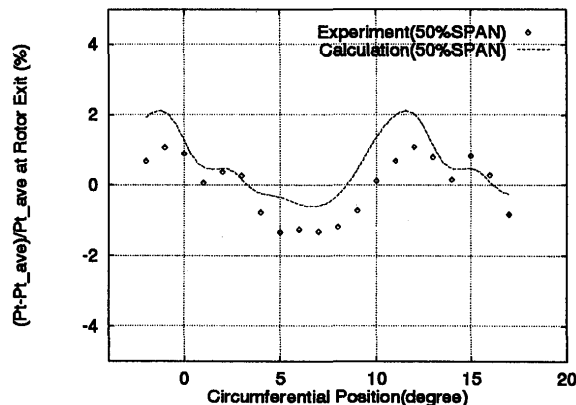
(a) 80%スパン



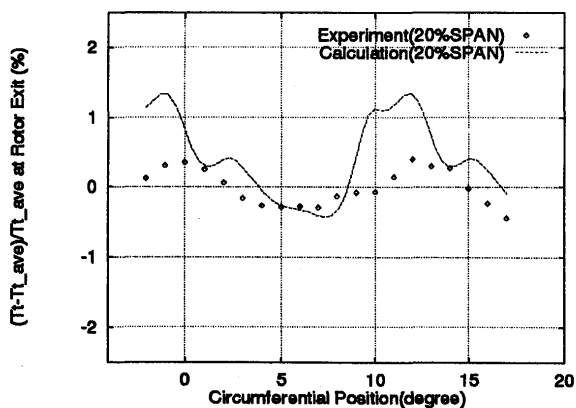
(a) 80%スパン



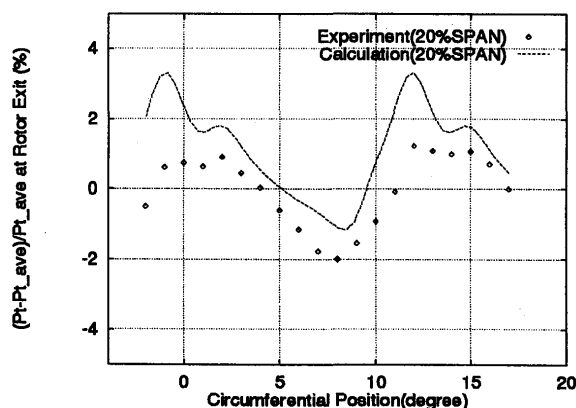
(b) 50%スパン



(b) 50%スパン



(c) 20%スパン



(c) 20%スパン

図4 動翼後流における時間平均した全温の周方向分布

図5 動翼後流における時間平均した全圧の周方向分布

の少ない流体塊として現れている。その下流側の同じ円周方向位置に前の動翼の背側を沿って流れ出た同様の流体の塊が並んでいる。動翼下流のある軸方向位置で絶対全温の分布をみると、静翼の後流から流れてきた流体は、円周方向のほぼ同じ位置に高い温度の流体塊として現れ、動翼に切られながら流れてくることから、時間的には動翼が通過する周期で現れたり消えたりして感知されることになる。

図3は動翼後縁から動翼のほぼ1軸弦長下流において、動翼が通過する周期を5分割したそれぞれの時間における絶対全温分布を示している。図2と同じく白い方が温度が高く、黒い方が低い温度として表わされている。図の右側がハブ側で左側がケーシング側となる。円周方向中央付近と図の上下の端のところに、温度の高い部分が時間的に形や濃さを変えて現れているが、これらが静翼の後流から流れてきた流体塊である。これに対してケーシング付近にもチップクリアランス流れの影響で転向角を失い温度降下の小さくなった流体塊が現れており、これは動翼の回転と同じ方向に移流する流れとなっている。

図4と5は、図3と同じ軸方向位置の断面の各点において、動翼が通過する1周期で時間的に平均して求めた全温と全圧の分布である。80%、50%および20%の半径位置で円周方向の分布を表わしており、それぞれトラバース計測による定常の試験結果と比較している。図3で見られるように、空間的にも時間的にも大きく変動する流れ場を平均的に比較しているにも拘わらず、解析と試験結果の一致は定量的にも定性的にも比較的良好である。

図6は、50%半径位置における静翼と動翼の翼面静圧の時間的な変化を圧力係数で表している。静翼面上の圧力係数は動翼1枚が静翼間を半ピッチ通過する周期で、動翼面上のそれは動翼が静翼1枚分を通過する周期で表してある。静翼面上では後縁近くの背側でわずかに圧力が変動しているのみであるが、動翼面上では静翼の後流の影響で全体的に大きな変動が生じており、出口動圧に対して50%以上の変動が起きているところもある。

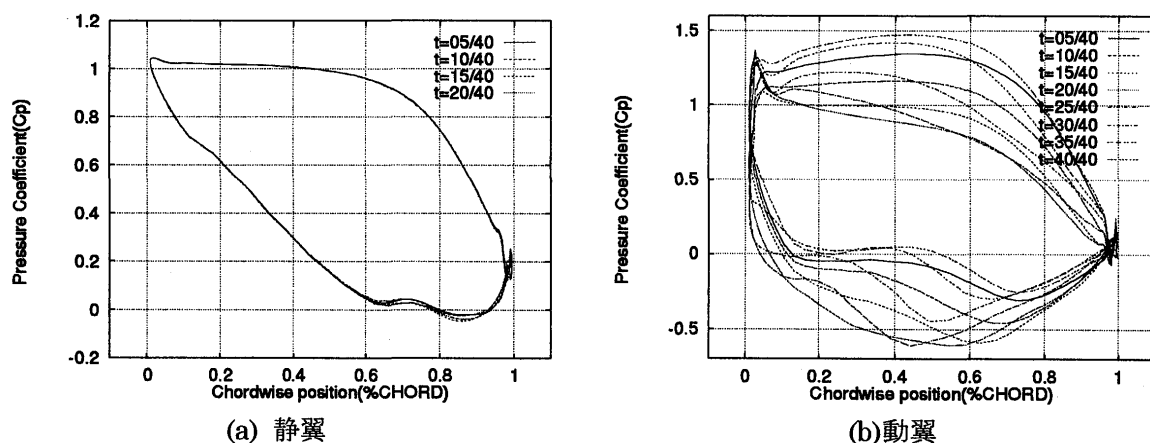


図6 翼面圧力係数の時間的な変化

## 5. 結論

航空宇宙技術研究所の「数値風洞」を利用した多段翼列解析の手始めとして、静翼列と動翼列の組み合わせである単段高圧タービンの解析を行い、静翼の後流と動翼の干渉および動翼のクリアランス流れの影響が、タービン出口における温度場の空間的および時間的な変動を起こすメカニズムが明らかになった。今後、並列化する要素計算機を増して多数の翼を含んだ多段翼列解析を行い、

ガスタービンエンジン内における非定常流れ場のメカニズムを明らかにしていく予定である。

## 6, 謝辞

本研究は通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)から委託を受けて実施した試験の成果を活用させて頂いた。ここに関係各位に深く感謝します。

## 参考文献

- [1] 菊地一雄, 野崎理, 松尾裕一, 児玉秀和, 松永康二, 竹内久雄, “インレットディストーションのあるファン翼列の非定常流れ解析”, 航空宇宙技術研究所特別資料, SP-30, 1996.1
- [2] 松永康二, 竹内久雄, 平井健二, 松尾裕一, 菊地一雄, 野崎理, “タービン単段流れの数値シミュレーション”, 航空宇宙技術研究所特別資料, SP-34, 1997.1
- [3] Y.Matsuo, “ Computations of Three-Dimensional Viscous Flows in Turbomachinery Cascades”, AIAA-91-2237, 1991
- [4] Chakravathy,S.R.,Osher,S., “ A New Class of High Accuracy TVD for Hyperbolic Conservation Laws”, AIAA-85-0363, 1985
- [5] Baldwin,B.,Lomax,H., “Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows”, AIAA-78-0257



○船崎健一（岩手大工）  
小泉一幸（東北真空）

## 1 緒言

航空エンジンをはじめとするターボ機械の効率は、CFD技法や製造技術などの進歩により完全3次元設計が可能になったことで、僅かながらではあるが上昇傾向にある。最近、Dentonら<sup>(1)</sup>は、低アスペクト比のタービン段での空力性能の向上を目指した三次元翼設計法を提唱し、三次元粘性コードを駆使して翼設計を行い、実際にその翼を回転試験に供して設計法の妥当性の検討を行った。その結果、よどみ点圧損失分布に関して、内部流の非定常性が原因と思われる比較的顕著な差異が計測結果と計算結果との間で確認された。このように、現在の設計法では基本的には一様でかつ定常な流れの中での翼列性能しか評価できず、流れの非定常性が翼列性能に与える影響を定量的に把握しない限り、翼列性能の向上は望めない状況になっている。このような背景から、翼列性能に及ぼす非定常性の効果を実験的に明らかにする研究が近年盛くに行われている。例えば、直線翼列上流に後流発生器を設置して非定常流中における翼列性能を計測した船崎ら<sup>(2)</sup>、Curtisら<sup>(3)</sup>、Shulte、Hodson<sup>(4)</sup>の研究、さらに、Curtisらの実験結果をDawes codeを用いて分析したHodson・Dawes<sup>(5)</sup>の研究がある。船崎らの研究では、翼列下流において上流側からの円柱後流に起因すると思われる高損失領域が翼後流の背面側に偏在することが示された。また、二次流れ（流路渦）が周期的後流に影響を受けることも確認された。これと同様の観測が渡辺<sup>(6)</sup>によって報告されている。航空エンジンの低圧タービンでは低レイノルズ数効果により翼背面での境界層剥離の発生が懸念されるが、Shulte、Hodsonの研究では、周期的後流を含む流れの中におかれた低圧タービン翼列の形状損失は、定常流中よりも低い値になりうるということが明らかにされている。

これらの翼列を用いた実験では、周期的後流の通過が全圧損失分布に与える効果を知ることはできるが、形状損失に対する周期的後流の効果に関しては、詳細な情報を得ることは難しい。そこで、Funazaki et al.<sup>(7)</sup>は、平板翼モデルを用い、平板境界層で発生する損失（境界層損失<sup>(8)</sup>）に関する実験的研究を行っている。船崎らは、圧力勾配のない状態での平板境界層のエネルギー散逸厚さ（エントロピー厚さに相当し、境界層内で発生する損失を表す）が、周期的後流の通過によりどのように変化するかを調べている。さらに、簡易モデルによる損失評価式を導入し、計測値との比較を行っている。この研究は、非定常流中における境界層損失を見積もる際の基礎的データとはなりうるが、圧力勾配の効果や主流乱れの効果が考慮されていないため、設計に適用できるものではない。

本研究は、実機翼での圧力勾配を再現した状態での平板境界層において、周期的後流による境界層損失の変化を計測し、その定量的予測のための評価式の開発改良を行うための研究の一環として実施されている。特に今回の報告では、順圧力勾配（favorable pressure gradient）における周期的後流の効果を実験的に明らかにすることを目的としている。

### 主な記号

$A_2$	: 翼列出口での流路面積	$d$	: 後流発生用円柱の直径
$f$	: 後流通過周期	$h_0, h$	: よどみ点、静エンタルピー
$K$	: 加速度パラメータ	$L$	: 供試体長さ
$l$	: 層流境界層領域の長さ	$l_{\max}$	: 定常流での層流境界層領域の長さ
$m$	: 時系列データサンプル数	$\dot{m}$	: 翼一枚当たりの質量流量
$n, n_c$	: 回転数、円柱本数	$S$	: 後流通過に関するストローハル数
$\Delta s$	: エントロピー生成	$T$	: 温度
$t$	: 時間	$Tu$	: 乱れ度
$U$	: 主流側流速	$v(t)$	: 熱線流速計で計測された流速
$\bar{v}(t)$	: 位相平均速度	$x$	: 前縁からの流れ方向距離
$y$	: 平板表面からの距離	$\delta_1$	: 排除厚さ

$\delta_2$  : 運動量厚さ  
 $\delta_s$  : エントロピー厚さ  
 $\rho$  : 密度

$\delta_3$  : エネルギー散逸厚さ  
 $\nu$  : 動粘度  
 $\zeta$  : 損失係数

添字

1,2 : 翼列または供試体入口及び出口  
 l,t : 層流、乱流

$e$  : 境界層外縁

## 2 実験方法

### 2.1 実験装置

図1に実験装置の概観を示す。実験装置はblowdown型の風洞であり、供試平板を納めた供試ダクトがノズル先端に装着されている。供試平板の上流側には、上流側翼列からの周期的後流を模擬するため後流発生器が設置されている。後流発生器は直径400mmの円板の外周に直径5mm、長さ250mmの円柱が取り付けられており、円柱列が入口流れを横切ることにより、周期的後流が発生する構造になっている。ノズル出口には、主流乱れを変化させるための乱流格子が装着可能になっている。今回の実験では二種類の乱流格子を用いた。その詳細を表1に示す。

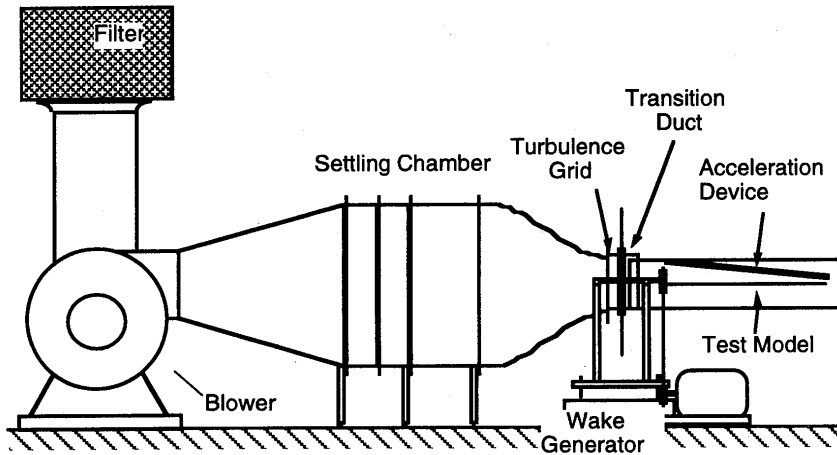


図1 実験装置概観

後流発生器は直径400mmの円板の外周に直径5mm、長さ250mmの円柱が取り付けられており、円柱列が入口流れを横切ることにより、周期的後流が発生する構造になっている。ノズル出口には、主流乱れを変化させるための乱流格子が装着可能になっている。今回の実験では二種類の乱流格子を用いた。その詳細を表1に示す。

供試部の詳細を図2に示す。供試平板はアクリル製で、厚み10mm、幅200mm、先端部には角度 $20^\circ$ のsharp-edge加工が施されている。さらに、平板表面には静圧分布を計測するための静圧孔が設けられている。供試平板の対向面に流れの加速するためのアルミ製の平板が取り付けられており、平板の取り付け角度を調整することで、加速の程度（順圧力勾配）を変化させることができる。今回の研究では、4つの取り付け角度を採用した。それぞれの場合での流れの加速状況を図3

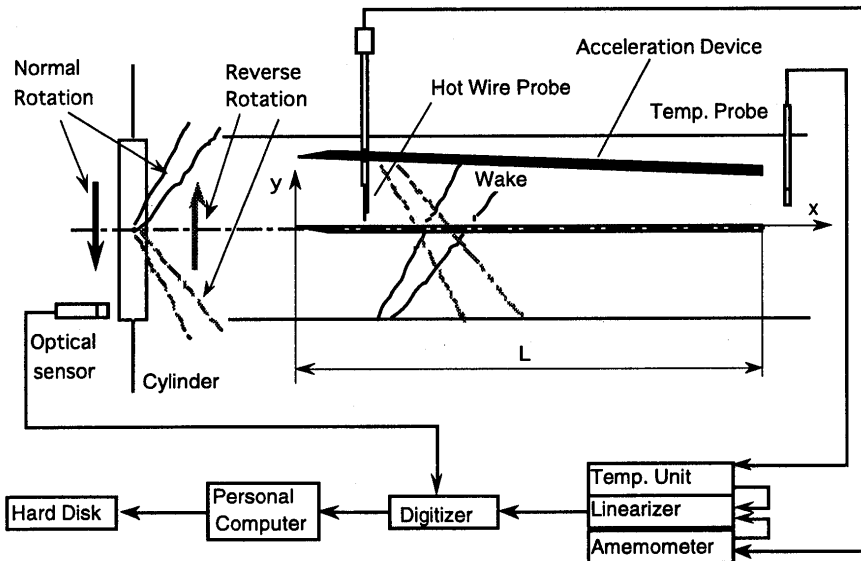


図2 供試部詳細及び計測システム

に示す。また、それぞれの場合の加速度パラメータ  $K$  の計測範囲での平均値を表2に示す。ここで、加速度パラメータ  $K$  は次式で定義される。

$$K = \frac{v^2}{U_e^2} \frac{dU_e}{dx} \quad (1)$$

表1 乱流格子

	Grid 1	Grid 2
Turbulence Intensity	1.4 %	2.8 %
Dissipation Scale	2.8 mm	4.2 mm

表2 実験で用いた加速度パラメータ

type 1	type 2	type 3	type 4
0.2	0.4	0.55	0.75

$\times 10^{-6}$

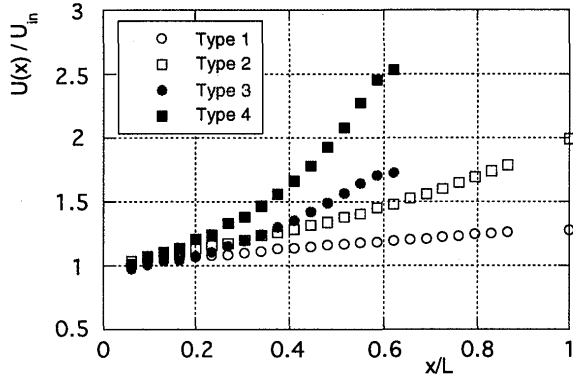


図3 平板上での速度分布

ここで、 $U_e$ は境界層外縁速度、 $\nu$ は動粘度である。なお、加速用平板には熱線プローブ挿入用のスロットが設けられているが、計測時にはプローブ挿入部を除きプラグで塞がれている。

2.2 境界層計測

周期的後流の影響を受ける平板境界層の速度計測には、単線の熱線プローブを用いた。熱線プローブの移動にはPC制御のトラバース装置を使用した。なお、プローブ先端がほぼ平板表面に一致した位置を平板に対し垂直方向（ $y$ 方向）への移動の原点とした。熱線プローブからの信号は、定温度型熱線流速計、リニアライザを経た後、A/D変換器で信号変換（サンプリング周波数50kHz、サンプル数2048word）し、ハードディスクに保存される。この際、後流発生器の1回転毎に光電式回転計から発生するパルス信号をトリガー信号としてA/D変換を開始する。上記の様に取得した境界層内速度データ  $v_k(y;t)$  ( $k=1, \dots, m$ 、 $m=100$ ) を元に、位相平均速度  $\bar{v}(y;t)$  及び乱れ度  $\bar{T}u(y;t)$  を次式で算出する。

$$\bar{v}(y;t) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m v_k(y;t) \quad (2) \quad \bar{T}u(y;t) = \frac{1}{m-1} \sqrt{\sum_{k=1}^m [v_k(y;t) - \bar{v}(y;t)]^2} / U_e \quad (3)$$

排除厚さなどの境界層特性は、位相平均速度  $\bar{v}(y;t)$  を用いて、次のように計算する。

$$\text{排除厚さ} \quad \delta_1(t) = \int_0^{\delta(t)} \left(1 - \frac{\bar{v}(y;t)}{U_e}\right) dy \quad (4) \quad \text{運動量厚さ} \quad \delta_2(t) = \int_0^{\delta(t)} \left(1 - \frac{\bar{v}(y;t)}{U_e}\right) \frac{\bar{v}(y;t)}{U_e} dy \quad (5)$$

$$\text{エネルギー散逸厚さ} \quad \delta_3(t) = \int_0^{\delta(t)} \left(1 - \left(\frac{\bar{v}(y;t)}{U_e}\right)^2\right) \frac{\bar{v}(y;t)}{U_e} dy \quad (6)$$

$$\text{形状係数} \quad H_{12}(t) = \delta_1(t) / \delta_2(t) \quad (7)$$

ここで、 $\delta(t)$ は流れ方向各計測位置での境界層厚さであるが、非定常流の場合その定義が曖昧である。本研究では各瞬間毎に速度の最大値を示す高さを境界層厚さとしている。それぞれの特性値の時間平均は次式で計算される。

$$\bar{\delta}_i = \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} \delta_i(t) dt, \quad i=1,2,3 \quad (8)$$

### 2.3 エネルギー散逸さの推定

Funazaki et al.<sup>(7)</sup>は、境界層理論に基づく評価式を用いてエネルギー散逸厚さを算定し、計測値と比較している。今回は研究では圧力勾配が存在するため、評価式による評価が煩雑であったため、 $k-\epsilon$ 二方程式乱流モデルに基づく境界層解析コード (Schmidt, Patankar<sup>(8)</sup>) を用いて定常流におけるエネル

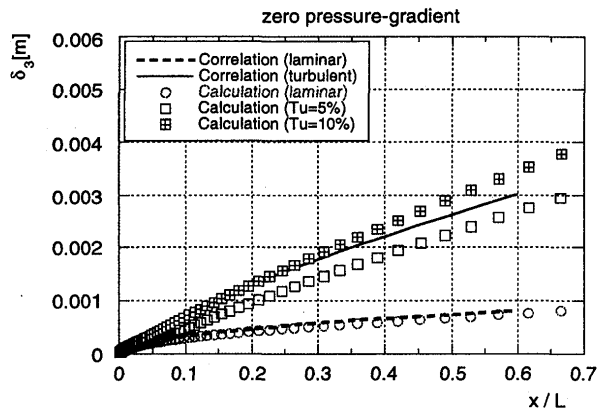


図4 相関式による評価値と境界層解析コードによる計算結果との比較

ギー散逸厚さを推定した。図4には、平板境界層（流速20m/s）のエネルギー散逸厚みの比較を示す。この結果、採用した解析コードで十分にエネルギー散逸厚みが評価できることがわかった。

### 3 境界層損失の評価法

#### 3.1 Dentonの方法

以下にDentonの方法による境界層損失に評価法を示す。Dentonは、損失の評価法にエントロピー生成の概念を導入した。それによれば、損失係数は次式で評価される。

$$\zeta = \frac{T_2 \Delta s}{\dot{m}(h_{02} - h_0)} = \frac{T_2 \Delta s}{\dot{m} U_2^2 / 2} \quad (9)$$

ここで、境界層内で発生する損失を評価する場合のエントロピー生成は、エントロピー厚さを導入することにより、スパン方向単位長さ当たり次式で計算される。

$$\Delta s = \frac{\rho_e U_e^3 \delta_s}{T_e}, \quad \delta_s = \frac{T_e}{\rho_e U_e^3} \int_0^\delta \rho u (s - s_e) dy \quad (10)$$

流れのマッハ数が小さい場合、エントロピー厚さはエネルギー散逸厚さに一致することが知られている。即ち、エネルギー散逸厚さを計測することで、境界層損失が評価できることになる。境界層の挙動は放物型の方程式で支配されることから、任意の場所での境界層のエネルギー散逸厚さは、その位置から上流側の境界層内で発生した損失の総和と関係することになる。本論文で取り扱う平板翼に上の関係式を適用する。この場合、代表速度に供試体上流側速度を用い、さらに翼表面上任意の計測位置を  $x_{ref}$  とすると、 $x_{ref}$  までに発生した損失に関して次式を得る。

$$\zeta = \zeta(x_{ref}) = \frac{T_2 \Delta s(x_{ref})}{\dot{m} U_1^2 / 2} = \frac{T_2}{\rho_1 A_1 U_1^3 / 2} \frac{\rho_e U_e(x_{ref})^3 \delta_s(x_{ref})}{T_e} \equiv 2 \left( \frac{U_e(x_{ref})}{U_1} \right)^3 \frac{\delta_s(x_{ref})}{A_1} \quad (11)$$

## 4 実験結果

実験は、供試体入口流速20m/sで行った。後流発生器は、円柱本数3本、回転数1200rpmで作動させた。図5には周期的後流の影響を受ける境界層の形状係数の時間的空間的变化を時空間図上の等値線で示す（乱流格子：Grid 1、加速状況：type 2）。周期的後流通過により形状係数が急激に変化し、通過後もとの状態に回復しているように見える。しかし、周期的後流の影響を受ける場合と定常流中の場合の形状係数との差をとり、正の値を示す領域を描画すると、図中ハッチングの部分のような領域が周期的後流通過後に出現している。この領域の存在は、境界層の状態が周期的後流の通過により層流状態に一時的に近づいたことを意味しており、いわゆるCalmed Regionであると考えられる。このような領域の存在は以前の損失評価法では考慮されておらず、その効果については今後十分な検討が必要である。また、後流発生装置の回転方向の違いによる形状係数のコンター図の明瞭な差異が確認される。さらに、Calmed Regionの時空間上での広がりを見るとき、Reverse Rotationの方が広く出現していることがわかる。これは、Reverse Rotationの場合にnegative jetが後流通過後に平板表面近傍での流れの加速を誘発することと関係しているものと思われる。図6、7に、各計測点で計測した境界層の時間平均及び最大エネルギー散逸厚さを、加速状況（Type 2 / Type 4）及び主流乱れ（Grid 1 / Grid 2）を変えた場合について示す。なお、後流発生器はNormal Rotationモードである。また、図中

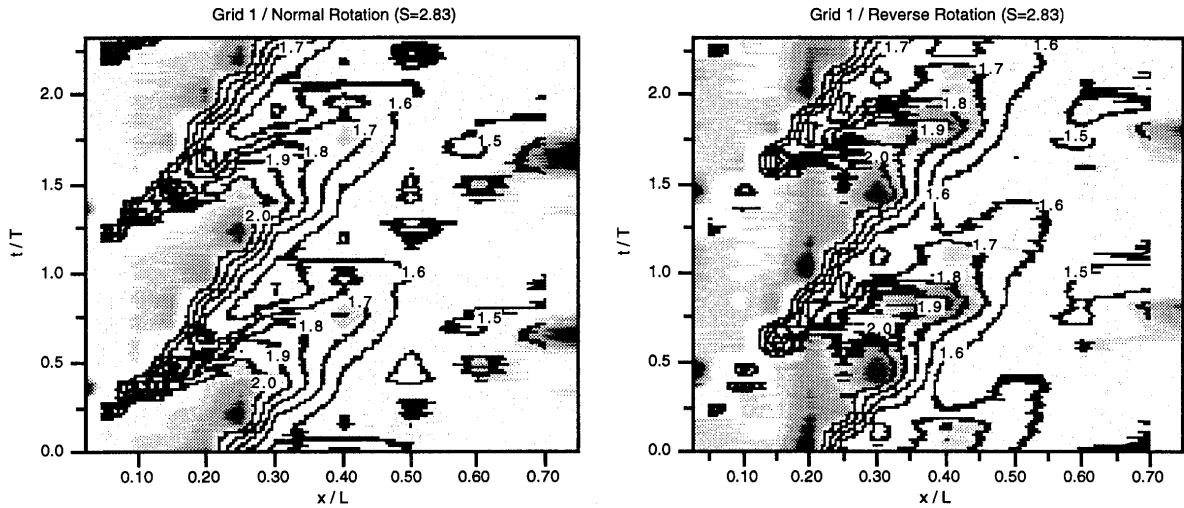


図5 周期的後流の影響を受ける境界層の形状係数に関する時空間図  
(左: Normal Rotationの場合、右: Reverse Rotationの場合)

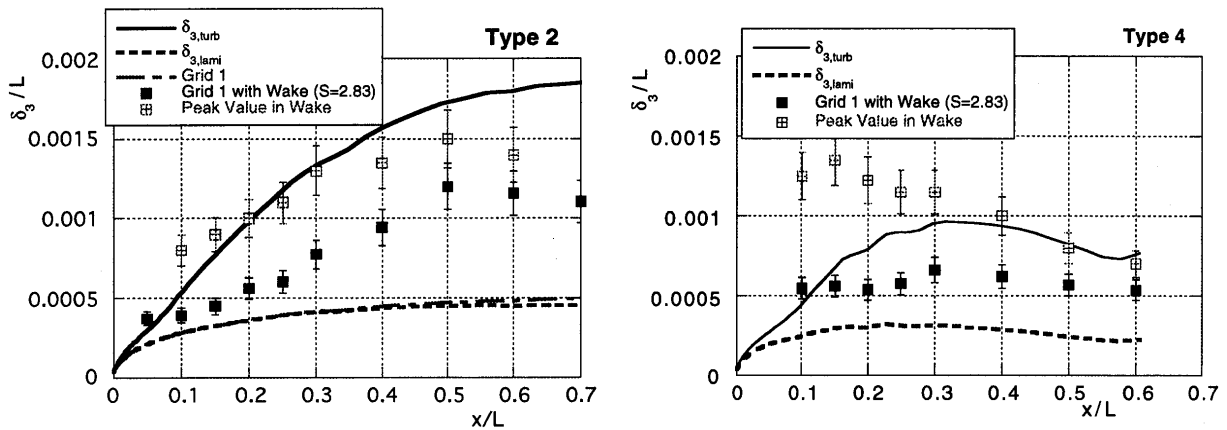


図6 周期的後流の影響を受ける境界層の時間平均エネルギー散逸厚さ (Grid 1 / Normal Rotation)  
(左: 加速条件 Type 2、右: 加速条件 Type 4)

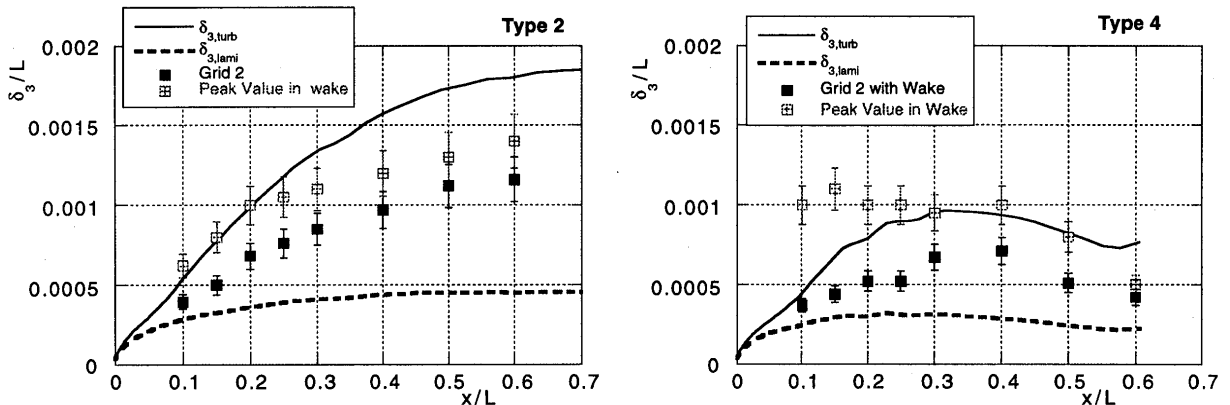


図7 周期的後流の影響を受ける境界層の時間平均エネルギー散逸厚さ (Grid 2 / Normal Rotation)  
(左: 加速条件 Type 2、右: 加速条件 Type 4)

には、比較のため、上述の境界層解析コードで計算した層流境界層（低入口乱れ度条件）及び乱流境界層（高入口乱れ度条件）でのエネルギー散逸厚さを示す。乱流格子がGrid 1、Grid 2のいずれの場合も、流れの加速が比較的緩やかなType 2では、後流通過時に発生するエネルギー散逸厚さの最大値は、供試体前縁から  $x/L \approx 0.3$  の範囲において、各計測点における乱流境界層の散逸厚さとほぼ等しい値を

示している。この傾向は流れの加速のない場合でも確認されている。 $x/L \cong 0.3$ より下流に行くにつれて、最大値の値は乱流境界層での値よりも小さくなっていく。これは円柱からの周期的後流が次第に減衰していくためであると考えられる。一方、流れの加速が比較的強いType 4の場合では、供試体前縁近くでの後流通過時での最大エネルギー散逸厚さは乱流境界層の厚さよりもかなり大きいことがわかる。このような違いの原因が何に起因しているのかは今のところ不明である。加速の違いによるものか、装置自身に起因するものか、現在検討中である。

式(11)から局所的な境界層損失を示す指標を

$$\Delta\zeta \equiv \left( U_e(x_{ref}) / U_1 \right)^3 \delta_s(x_{ref}) \quad (12)$$

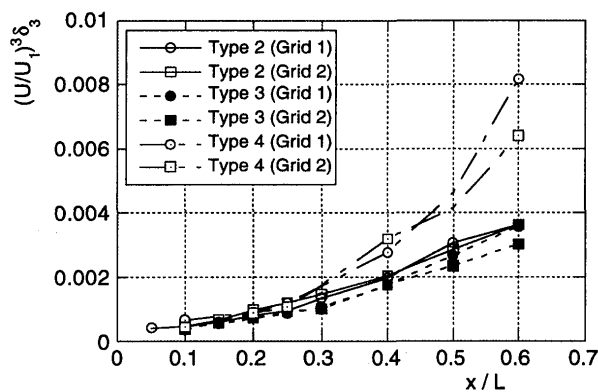


図8 局所境界層損失分布

と定義する。図6、7から及び図3から式(12)を評価した結果を図8に示す。主流乱れによる差異は計測の不確かさ(約15%)以下のオーダーであり、今回の試験での主流乱れ程度では、大きな違いは認められなかった。境界層損失は下流側に次第に増加していくが、その増加の程度は加速が強いほど大きくなる傾向にある。

## 5 結論

実機翼での圧力勾配を再現した状態での平板境界層において、周期的後流による境界層損失の変化を計測した。特に今回の報告では、順圧力勾配(favorable pressure gradient)における周期的後流の効果を調べた。本研究で明らか

かになった結果をまとめると以下ようになる。

(1) 形状係数を時空間図上で表現した場合、周期的な後流通過による変化が明瞭に現れ、後流通過による影響領域出現の後に定常状態での形状係数よりも値の大きな値を有する領域(Calmed Region)が現れている。正回転と逆回転と比較した場合、逆回転でのCalmed Regionの方が時空間上で広く出現している。

(2) 加速が比較的緩やかな場合、後流内で得られたエネルギー散逸厚さの最大値は、その計測点における乱流境界層に対するエネルギー散逸厚さにほぼ等しいが、後流内乱れ度の減衰等により、次第に乱流境界層に対するエネルギー散逸厚さよりも小さくなる。

(3) 局所的な境界層損失に与える主流乱れの効果は、加速流中ではほとんど確認できなかった。

## 参考文献

- (1) Dentonら、IMechE Seminar Publication A461, 1996, 109
- (2) 船崎、佐々木、田沼、日本ガスタービン学会誌、1996、74
- (3) Curtisら、ASME Paper 96-GT-、1996
- (4) Shulte, Hodson, ASME paper-96-GT-486, 1996
- (5) Hodson, H.P., and Dawes, . ASME Paper 96-GT-494, 1996
- (6) 渡辺、平成7年度科研費成果報告書、06651065、1996
- (7) Funazaki, K. and Tanuma, T., IMechE Symposium, 1996, 1
- (8) Denton, J. D., Trans. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, Vol. 115, pp. 621 - 656.
- (9) Schmidt, R.C., Patankar, S.V., ASME Journal of Turbomachinery, 1991, Vol. 113, pp. 10-17

船崎 健一(岩手大学)  
\*石澤 浩平(岩手大学 大学院)  
山脇 栄道(石川島播磨重工業)

## 1. 緒言

近年、ジェットエンジン並びにガスタービンエンジンの高出力、高性能化に伴ってタービン動翼にかかる熱負荷は増大する一方であり、翼を設計する上で、冷却に関する考慮が必要不可欠な状況になってきている。翼の冷却は、必要最小限の冷却空気で最大限の効果を得なければならないため、冷却効率が非常に重要となる。

冷却効率を高めるためには、内部冷却流路伝熱面での局所熱伝達率分布を詳細に調査する必要がある。また、実際の翼内部冷却流路は翼断面形状が高さ方向に変化するため、非常に複雑な流路形状を有しており、その流路形状に起因する流動特性が伝熱面での局所熱伝達率分布に少なからず影響を及ぼすことが予想される。

本研究は翼内部冷却流路を模擬した供試体を用いて局所熱伝達率分布及び流れの状態を計測し、その相互に及ぼす影響に関する調査を目的として実施された。今回は伝熱計測の結果を報告する。

伝熱面上の表面温度分布計測には、感温液晶の特性を利用した感温液晶法を用いた。感温液晶法は以前の研究により、計測面上の全体的な表面温度分布の把握及び非定常計測に有効な手法であるとの結論を得ている<sup>[1]</sup>が複雑な供試体での計測には難があった。今回は前回の手法を改良し、複雑な計測面を持つ場合の計測に適用した。

計測は矩形断面管供試体3種類と実際の翼内部冷却流路を模擬した供試体1種類を用いて行い、計測の結果得られた局所熱伝達率分布を主流流量及び流路形状について比較している。

## 2. 感温液晶法概略

感温液晶(以下TLC)は、温度により生じる分子間配列の移動によって、反射光に対して選択的散乱を起こし、その結果TLC塗膜表面温度の変化に応じて表示色を変化させ、等温度域は等色域として観察される。およそ0.01mm厚のTLC塗膜において、この反応のために数ミリ秒しか必要としないことが分かっている<sup>[2]</sup>。

感温液晶法は、TLCの特性を利用した温度計測法の一つであり、計測対象面上にTLC塗膜を形成し、TLC塗膜表面上に表示される色の分布を観察することによって表面上の温度分布の計測を行う。

しかし、計測時に色という計測者の主観が介在するために、温度分布の可視化だけでは定量的な計測法とは言えず、色という曖昧な情報を定量化する必要がある。これまでも様々な手法で色の定量化が為されてきている<sup>[3]</sup>が、本研究はそれぞれの色の持つ固有の情報である色相、彩度及び明度のうち、簡単のため色相値を用いて、色の定量化を行っている。これらの数値はそれぞれの色に対して、一義的に定められている数値で、これらの数値を用いることによって色を確定することが可能となる。

## 3. 局所熱伝達率計測試験

### 3.1. 局所熱伝達率の計測

本研究では、主流温度 $T_g$ 及び供試体初期温度 $T_i$ を計測し、計測面上の表面温度 $T_s$ の時間的変化から局所熱伝達率 $h$ を算出している。表面温度の計測は、計測面を主流に晒し、TLC塗膜表面に示される表面温度の非定常応答を計測することによって行う。主流温度及び供試体初期温度が同様であり、供試体表面において一次元熱伝導を仮定すると、表面温度の時間的な変化は次式で支配される。

$$\frac{T_s - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 t}{\rho c \kappa}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \kappa}}\right) \quad (1)$$

ここで、 $\rho$ :密度 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $c$ :比熱 [kJ/(kgm)]  
 $\lambda$ :熱伝導率[W/mK]  
 $\kappa$ :熱拡散係数  $\kappa = \lambda / c \rho$   
 $h$ :熱伝達率[W/m<sup>2</sup>K]

表面温度がTLC塗膜によって示される参照温度まで到達するのに要した時間 $t$ を計測することによって、

局所熱伝達率を確定することができる。

しかし、実際の主流側の温度はステップ状には上昇しない。そこで、主流温度の時間履歴を上流側でColdWireを用いて計測し、Duhamelの定理を用いて、一連のステップ状の変化の総和として近似し、熱伝達率を算定している。

また、従来の計測手法では計測面上に黒色塗料膜を形成し、更にTLCを塗布して計測面を形成したが、この手法では計測面の対向面等の存在によって透過光が減衰してしまい、鮮明な画像が得られない、または画像が屈折する等の悪影響が発生する可能性が高い。今回の計測では黒色塗料層及びTLC層の位置関係を逆にすることにより、この悪影響を軽減することが可能となった。

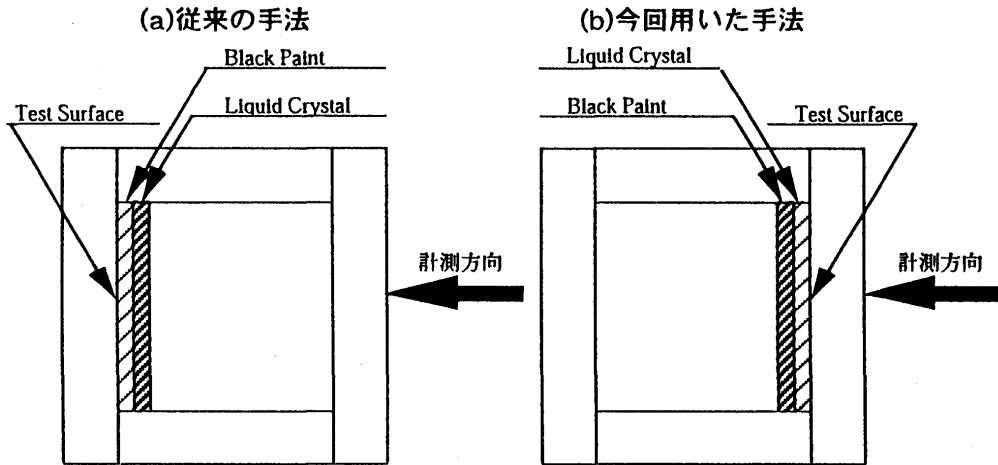


Fig.1. 計測面の構造

### 3.2. 試験装置

Fig.2.に試験装置全体の概略を示す。可変抵抗器によって任意に調節可能なヒータによって加熱された主流は送風機から整流部、ノズル、オリフィス流量計を経て供試部へ送られる。ここで、主流の流量及び温度が安定するまでは三叉式のバルブによって、供試部から迂回させている。また、切替前後で流量が変化しないように、迂回側に流量調節用のバルブが取り付けられている。

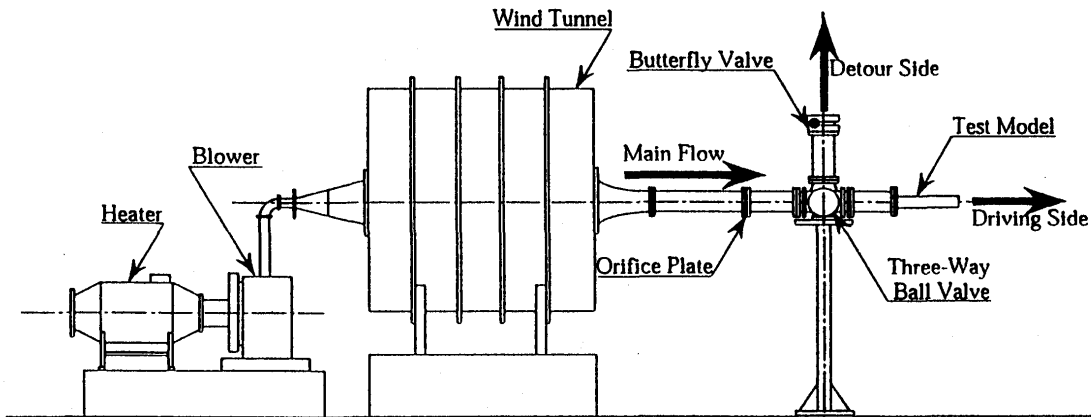


Fig.2. 試験装置全体の概略

そして、主流はFig.3.(a)(b)(c)(d)に概略を示す供試体を通過する。供試体(a)(b)(c)はいずれもアクリル樹脂製で断面積50mm×50mm、流路長500mmの矩形断面流路を持ち、(a)の内部表面は平滑面、(b)(c)の内部表面には乱流促進体を取り付けてある。乱流促進体は(b)(c)共に角度60°、ピッチ比は10:1で取り付けられているが、(b)の乱流促進体は計測面及び対向面で半ピッチずらして取り付けられている。以降の文中では、(a)(b)(c)の供試体をそれぞれNo-Rib Model, Staggered Model, In-Line Modelと表記する。

次に供試体(d)は実機の翼内部冷却流路を模擬した供試体で、入口部で26.2mm×32.8mmの平行四辺形状の流路断面を持ち、流路長はおよそ1072.8mmとなっている。流路内部には、角度60°、ピッチ比30:7でそれぞれ第一流路に9ヶ、第二流路に8ヶそして第三流路9ヶの乱流促進体を取り付けてある。(d)の供試体は以降の文中では、Serpentine Modelと表記する。

それぞれの供試体の内部表面に、TLC及び黒色塗料を塗布し温度分布を観察している。



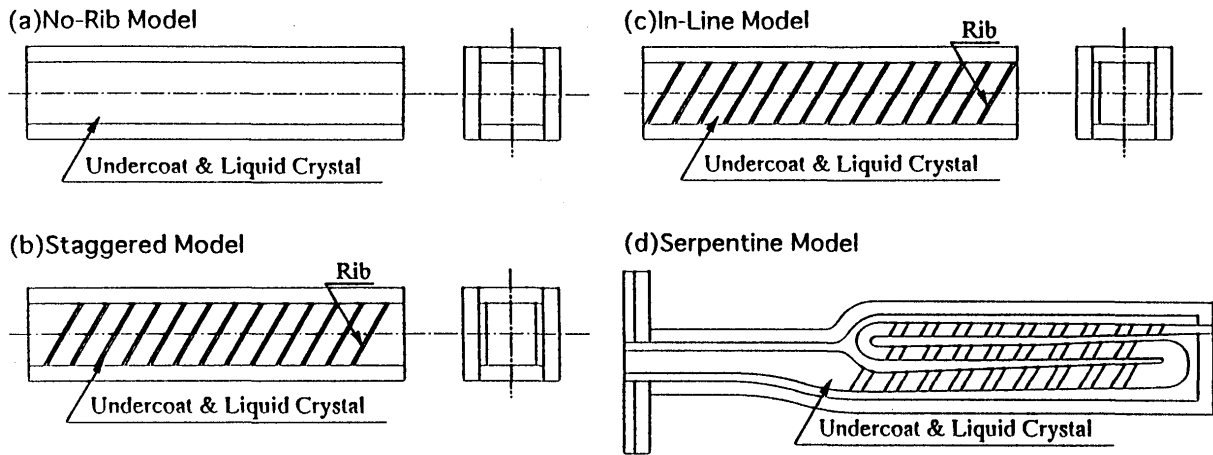


Fig.3. 供試体の概略

### 3.3. 画像処理手法

本研究では、感温液晶によって得られた計測面上の表面温度分布の情報は、デジタルビデオカメラ及びパーソナルコンピュータで構成される画像処理システムで処理を行った。

デジタルビデオカメラで記録された計測面上の表面温度分布の情報は、まずパーソナルコンピュータ上でRGB(R:赤色、G:緑色、B:青色)画像からHSL(H:色相、S:彩度、L:明度)画像への変換を行う。

この段階で撮影画像は、色相値の階調を元にしたHue画像に変換される。Hue画像は各画素での色相値によって256階調のグレースケールで表示したものである。今回の計測では、較正試験の結果より $34.14 \pm 0.059^\circ\text{C}$ で発色する「緑」(色相値:256階調中96.5、彩度及び明度:100階調中100)に着目した。

次に、色相値の階調を基に等高線を描くことによって、撮影画像から着目した温度のその時点での等温度分布線を抜き出すことが可能となる。このようにして得られた各瞬間の等温度分布線を重ね合わせていくことにより、計測面上の等熱伝達率線分布が得られる。

## 4. 計測結果及び考察

### 4.1. No-Rib Model, Staggered Model, In-Line Model

今回の計測結果より得られた等熱伝達率線をFig.4.(a)(b)(c)に示す。Fig.4.(a)(b)(c)はそれぞれ、No-Rib Model, Staggered Model及びIn-Line Modelで得られた計測結果であり、主流条件はいずれも $Re=1.0 \times 10^5$ である。図中の数値は等熱伝達率線上の局所熱伝達率である。

まず、No-Rib Modelで得られた計測結果を従来の研究結果と比較することにより、その妥当性を検証する。管内で境界層が十分に発達した領域における局所熱伝達率は(2)式によって支配される<sup>14)</sup>。また、今回の計測では供試体入口の影響によって、入口直後において境界層が十分に発達していないために、直接比較を行うには入口の影響を考慮する必要がある。この入口の影響による局所熱伝達率の増加傾向は経験的に(4)式で与えられることが知られている<sup>15)</sup>。

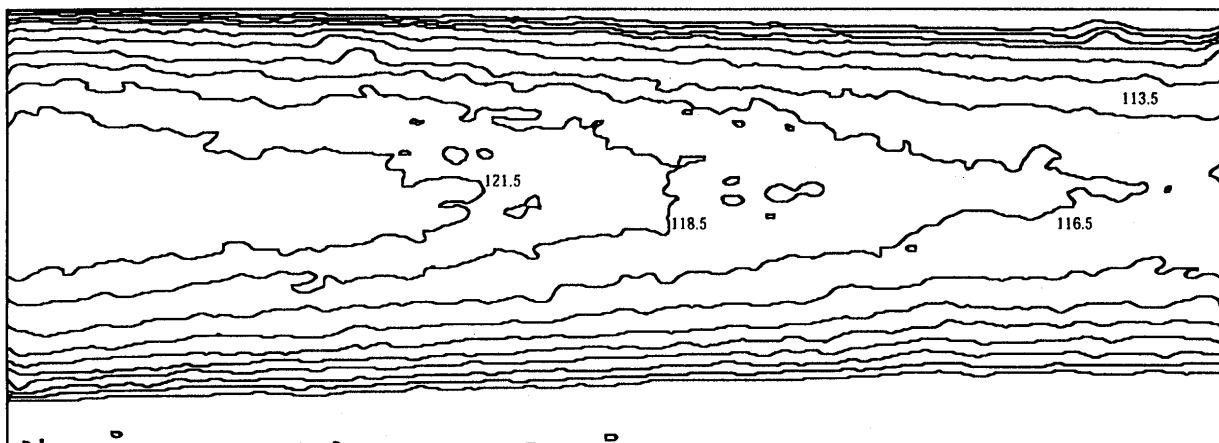
$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad (2)$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} \quad (3)$$

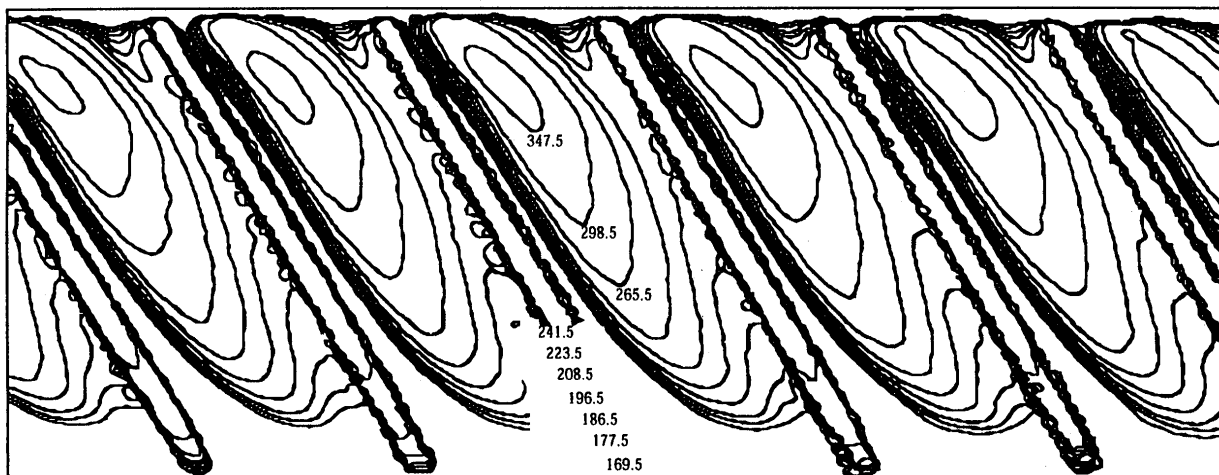
ここで、Nu:ヌセルト数  
Pr:プラントル数  $Pr = \mu c / \lambda$   
 $\mu$ :粘性係数  
c:比熱[kJ/(kgm)]  
D:水力等価直径(=50mm)

$$\bar{h} = \bar{h}_w \left( 1 + \alpha \frac{D}{x} \right) \quad (4)$$

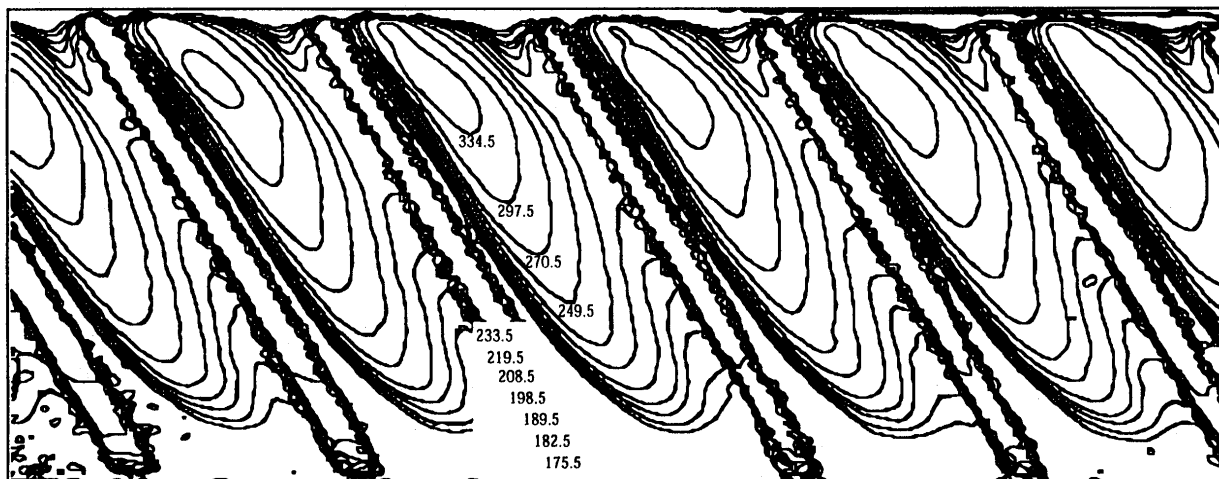
ここで、計測結果及び(2)(3)(4)式より得られた局所熱伝達率の分布傾向をFig.5に示す。この比較結果から、全般的に式(4)と比較的良好な一致が得られていると言える。



(a)等熱伝達率線(No-Rib Model:Re=1.0×10<sup>5</sup>)



(b)等熱伝達率線(Staggered Model:Re=1.0×10<sup>5</sup>)



(c)等熱伝達率線(In-Line Model:Re=1.0×10<sup>5</sup>)

Fig.4.等熱伝達率線(矩形断面管供試体)

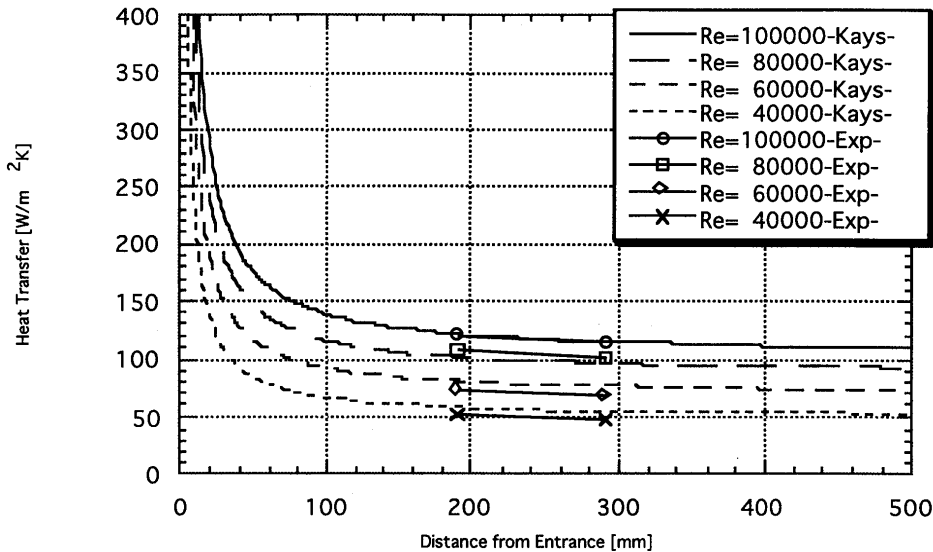


Fig.5.局所熱伝達率の分布傾向

次に各供試体での計測結果の比較を行い、流路形状が熱伝達率分布に与える影響について考察する。まず、Staggered Model及びIn-Line Modelでの計測結果(Fig.4.(b)(c))を比較すると、両者の熱伝達率分布の傾向は似通っており、両者共に熱伝達率分布のピークが各乱流促進体直後の上端よりの位置に発生している。この現象は、以前の研究においても計測されており<sup>6)</sup>、乱流促進体の主流に対する角度及び乱流促進体による主流の剥離、再付着によって、同位置に熱伝達率分布のピークが生じているものと考えられる。

続いて、乱流促進体の位置関係が熱伝達率分布に与える影響について考察する。両者の計測結果を比較すると、局所熱伝達率の値そのものについては大きな差異は見られないが、熱伝達率分布のピーク位置、高熱伝達率域の移動方向に若干の差異が見られる。熱伝達率分布のピーク位置については、In-Line Modelの方がより上端壁に近い位置にピークが生じており、他の主流条件の場合も同様の傾向が見受けられる。高熱伝達率域の移動方向に関しても、In-Line Modelでの高熱伝達率域の上端壁方向への移動が、Staggered Modelにおける移動よりも早く発生している。

これらの現象は、未だ裏付けは為されていないが、計測面及び対向面上の乱流促進体の位置関係によって、主流内の乱れ、渦の発生状況に差異が生じているためではないかと考えられる。

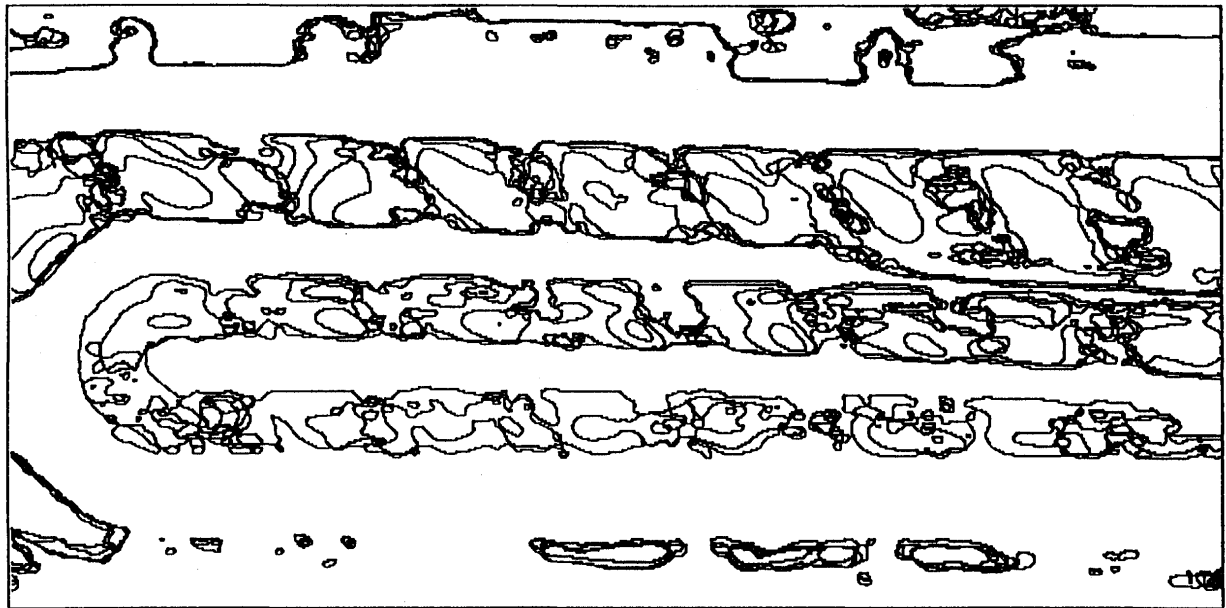
#### 4.2.Serpentine Model

Serpentine Modelでの計測結果をFig.6.(a)に示す。先にも述べたが、翼内部冷却流路は非常に複雑な流路形状を有しており、その流路形状、特に反転部によって主流は大きく乱れ、その下流域での熱伝達率分布に大きな影響を及ぼす。これは、今回の計測結果からも明らかである。

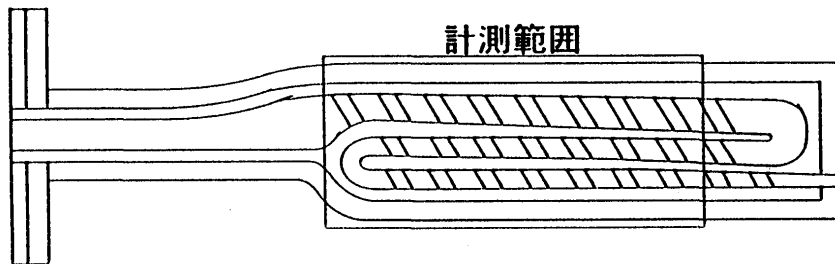
まず、第一流路における熱伝達率分布の傾向は、前半部において入口の影響によるものと思われる等熱伝達率線の乱れが生じているが、後半部では前述した矩形断面流路の場合とほぼ一致する。これは、矩形断面流路の場合と同じく、乱流促進体の位置及び角度によるものだと考えられる。

次に、第二流路においては第一流路の場合と同様に、乱流促進体直後の下端壁よりの位置に熱伝達率分布のピークが生じているが、同時に上端壁側にもピークが生じている。このように、熱伝達率分布のピークが二ヶ所生じている原因は、現在の所明らかではないが、反転部によって主流に生じた乱れ、または二次流れに起因しているのではないかと考えられる。

同じく第三流路の場合には、等熱伝達率線が大きく乱れており、複数のピークが見受けられる。第三流路の場合にも、第一及び第二反転部による乱れ、二次流れによって計測面上の熱伝達率分布が大きく影響を受けていると考えられる。



(a)等熱伝達率線(Serpentine Model)



(b)計測範囲の概略

Fig.6.等熱伝達率線(Serpentine Model)

## 5. 結言

本研究は、感温液晶法を用いて各種矩形断面供試体及びSerpentine Model内部表面における局所熱伝達率分布の計測を行った。以下に本研究で得られた知見を示す。

- (1)乱流促進体の有無、形状によって、管内の主流状態は影響を受けて変化し、同時に主流状態の変化を受けて流路壁上の局所熱伝達率分布も大きく影響を受ける。
- (2)In-Line Model及びStaggered Modelの計測結果の比較から、乱流促進体の位置関係の違いによる流路壁上の局所熱伝達率分布に有意差が認められた。
- (3)Serpentine Model第一流路において得られた等熱伝達率分布は
- (4)Serpentine Model第二及び第三流路において、主流の乱れ、または二次流れに起因するものと思われる特徴的な局所熱伝達率分布が得られた。流路内に反転部を有する場合、反転部下流域では主流が大きく乱れ、その乱れが熱伝達率及び熱伝達率分布の形状等に大きな影響を及ぼすことが分かった。

## 参考文献

- [1]石澤, 岩手大卒論, (平成7), 30
- [2]Douglas.N.Barlow and Yong.W.Kim, ASME PP, 95-GT-14, (1995)
- [3]功刀・上田・秋野, 機論, 53-485, B, (昭62), 241
- [4]日本機械学会, 伝熱工学資料, (昭61), 56
- [5]Fredrick C.Yeh and Francis S.Stepka, NASA Technical PP, 2232, (1984), 14
- [6]柴又, 岩手大卒論, (平成3), 31
- [7]Srinath V.Ekkad and Je-Chin Han, Heat and Mass Transfer, vol40.No.11, (1997), 2525-2537
- [8]岩澤・松原, 岩手大卒論, (平成3), 47

\*桜井伸隆 (東理大院)  
本阿弥眞治 (東理大工)

1. 緒言

剥離した流れは、非定常な渦が存在するため、流れ場が非常に不安定で、複雑であり、その上、流体機械における圧力損失、騒音、振動、破損の原因となっている。一方、近年の航空用ジェットエンジンの燃焼器に見られるダンプディフューザやスクラムジェットのように、剥離現象に伴う混合作用により、運動量、熱、物質移動の促進効果が利用される例もある。従って、剥離、再付着現象を明らかにし、それらの抑制・促進を試みることは極めて重要な課題である。本研究では、剥離、再付着現象のモデルとして、剥離線がステップ後縁に固定され、剥離現象のモデルとして、最も単純な2次元後方ステップを用い、ステップ端の加振により流れ場に周期的外乱を加え、再付着距離や剥離泡内の流れの構造の変化を調べ、剥離現象の制御の可能性を検討した。

2. 記号

D	: 振動板振幅 ( $\mu\text{m}$ )	d X r	: 再付着距離の極大極小の差(mm)
f	: 振動板加振周波数(Hz)	H	: ステップ高さ(40mm)
Re	: 代表長さをHとしたレイノルズ数	St	: $f D / U_{\text{ref}}$
Uref	: 基準点設定流速(m/s)	X	: 流れ方向座標(mm)
Xr	: 再付着距離(mm)	Xr <sub>0</sub>	: 無加振時の再付着距離(mm)
Y	: 流路幅方向座標(mm)	Z	: スパン方向座標(mm)
$\theta$	: 振動板位相(deg)		

3. 実験装置及び実験方法

実験流路は、ステップ流路拡大比 1.5、流路アスペクト比 18 の2次元後方ステップ流路を用いる。座標系は、流れ方向をX、流路高さ方向をY、流路スパン方向をZとし、ステップ端のスパン方向の中央を原点にとる。

図1にステップの詳細を示す。ステップ端に厚さ 0.3mm のスチール製片持ちばりを振動板として設け、関数発生器により正弦波、三角波を入力し、2つの電磁石で振動板を加振し、流れ場に周期的な外乱を与える。

実験条件として、正弦波、三角波ともに振動板周波数 f を 50Hz と一定にして、例えば、実験条件が正弦波で、基準流速 Uref = 11m/s、振動板振幅 D = 80  $\mu\text{m}$  のケースを

Case11S80

とする。記号 S は正弦波を表し、T は三角波を表す。また、無加振の場合は、

Case15

のように、Case の右側に基準流速 Uref (m/s) を示す。

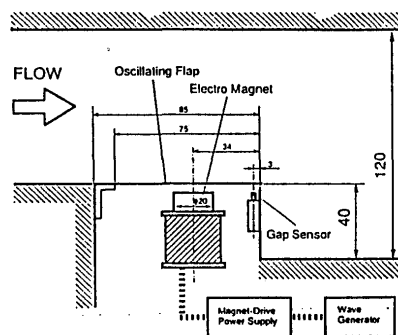


図1 ステップ部の詳細図

表1 測定点

X	25	60	110	160	210	250	280	310	340	380	420
X/H	0.625	1.5	2.75	4.0	5.25	6.25	7.0	7.75	8.5	9.5	10.5

順流率の測定にはマイクロセンサを用い、測定位置はX方向に11点で、表1に示す。流速の測定を正弦波に対して行い、I型熱線流速計を用い、測定点はX方向に2点、 $X=160,250\text{mm}(X/H=4.0,6.25)$ で、それぞれY方向に $Y=11\text{mm}$ から $50\text{mm}$ まで40点である。

## 4. 実験結果及び考察

### 4.1 順流率

各ケースの順流率分布を図2から11に示す。まず正弦波について、Case15S100を見ると、 $X/H=4$ から9の位置で位相 $0^\circ$ から $360^\circ$ にかけて、順流率が局所的に増加している。このことから、その位置でかつその位相で順流方向に流速が増加したと考えられる。そして、Case15S50を見ると、順流率の局所的増加の位置は、振幅 $100\mu\text{m}$ の場合と同じ位置で起こっている。次にCase11S100を見ると、順流率の局所的増加は、Case15S100の形と類似し、その位置は、1H程上流に位置している。また、Case11S50を見ると、順流率の局所的増加の位置は、Case11S100と同じ位置で起こっている。これらのことから、局所的に順流率が増加する流れは振動板位相に左右されずに、流速が同じであると、同じ位置で、かつ同じ位相で起こることがわかる。また、流速の違いによって順流率の局所的増加の位置がずれる( $11\text{m/s}$ の方が $15\text{m/s}$ より1H程上流に移動する)ことから、主流の流速は局所的に順流率が増加する流れの位置を変えることがわかる。さらに、Case15S100、Case15S50の順流率分布を見ると、振動板振幅が小さくなるにつれて、その局所的増加は小さくなる。このことは、Case11S100、Case11S50の場合も同様である。このことから、振動板振幅が小さいほど、剥離泡内の流れが安定していることがわかる。また、同じ振幅で比べてみると(Case15S100とCase11S100、Case15S50、Case11S50)流速が遅いほど上記と同じことがいえる。そこで、振動板振幅を代表長さとしたストロハル数 $St$ (表2)を見ると、振幅を一定とした場合、ストロハル数が大きい方が、また、流速を一定とした場合、ストロハル数が小さい方が剥離泡内の流れを安定にさせることがわかる。ところが、Case7S100、Case7S50を見ると、どれも順流率の局所的増加は、殆ど見られず剥離泡内の流れは安定している。このことから振幅を一定とした場合、ある程度、ストロハル数が大きくなると、それ以後の剥離泡内の流れは安定し、無加振時(Case15)の流れの構造に近づくことがわかる。

表2 各ケースのストロハル数

振幅D	$U=15\text{m/s}$	$U=11\text{m/s}$	$U=7\text{m/s}$
$100\mu\text{m}$	$330 \times 10^{-6}$	$450 \times 10^{-6}$	$710 \times 10^{-6}$
$80\mu\text{m}$	$270 \times 10^{-6}$	$360 \times 10^{-6}$	$570 \times 10^{-6}$
$50\mu\text{m}$	$170 \times 10^{-6}$	$230 \times 10^{-6}$	$360 \times 10^{-6}$
$20\mu\text{m}$	$67 \times 10^{-6}$	$91 \times 10^{-6}$	$140 \times 10^{-6}$

次に、三角波の順流率分布を見てみる。それぞれ、同じ流速、同じ振幅の正弦波のケースと比較すると、順流率が局所的に増加する傾向も位置も殆ど変化がない。このことから、正弦波と三角波の違いによる振動板位相と順流率の起伏の相違は殆どないことがわかる。また、順流率の構造についても、正弦波で述べたことと同様の傾向を持つ。ただ、三角波の方が全体的に順流率の値が小さく且つつぶれた分布になって

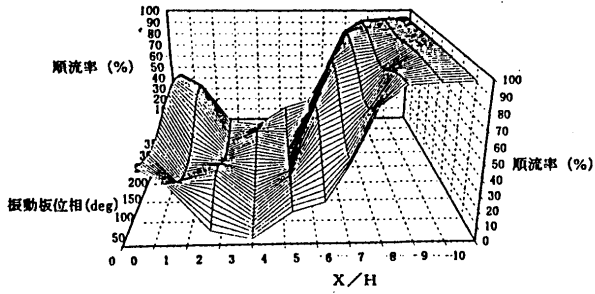


図2 順流率 (Case15s100)

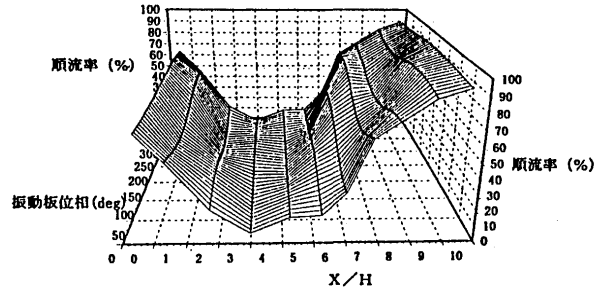


図3 順流率 (Case15s50)

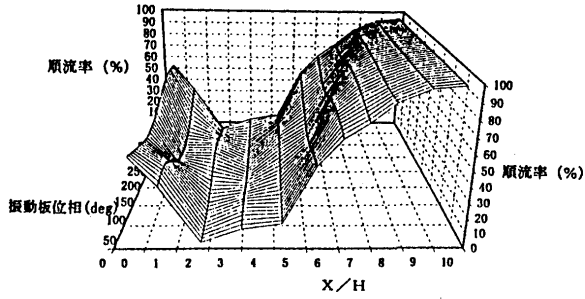


図4 順流率 (Case11s100)

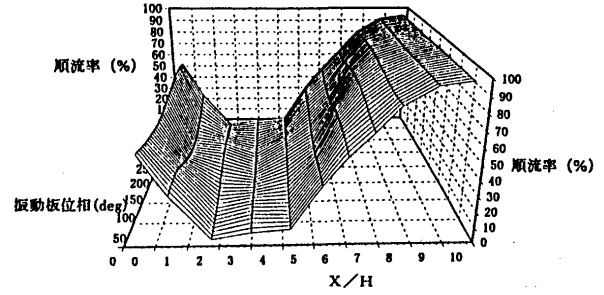


図5 順流率 (Case11s50)

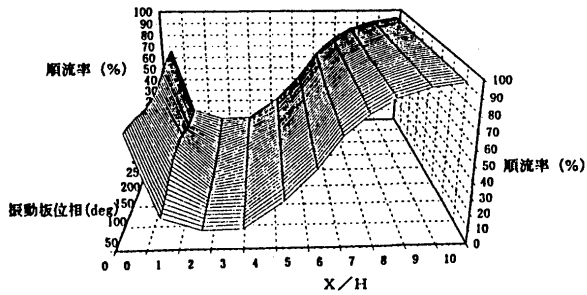


図6 順流率 (Case7s100)

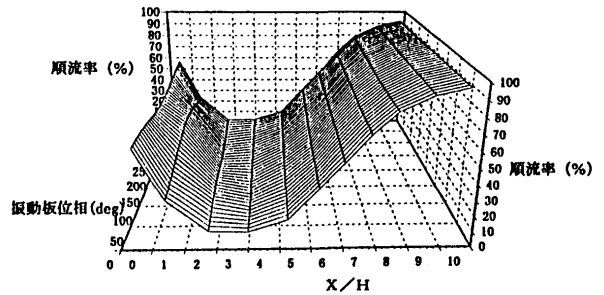


図7 順流率 (Case7s50)

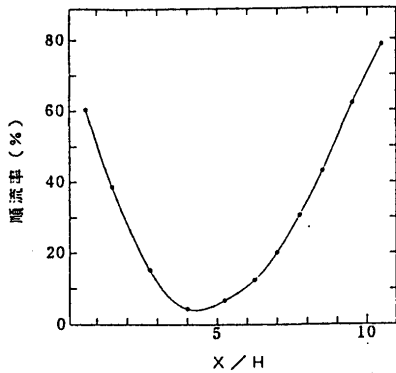


図8 順流率 (Case15)

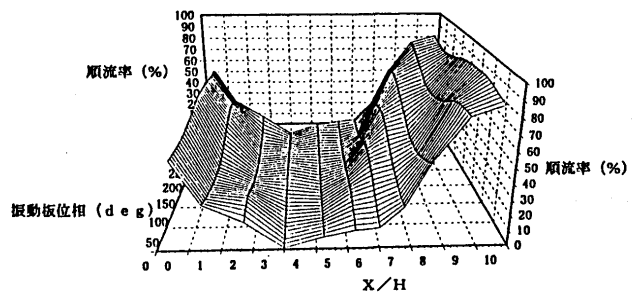


図9 順流率 (Case15T100)

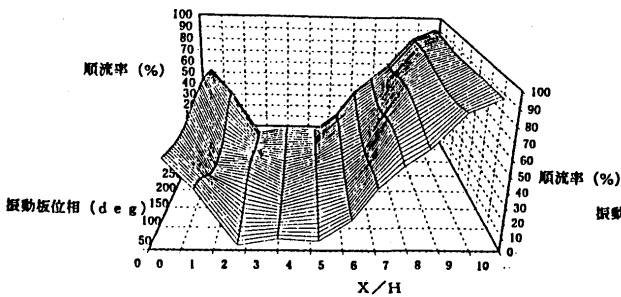


図10 順流率 (Case11T100)

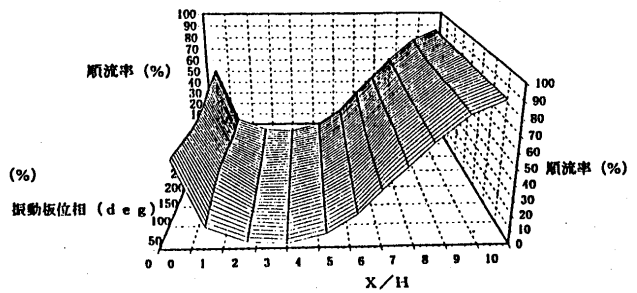


図11 順流率 (Case7T100)

おり、正弦波よりも三角波の方が逆流域が広い。このことから、剥離泡に及ぼす局所的に順流率が増加する流れの影響は、三角波よりも正弦波の方が強いことがわかる。

#### 4.2 位相平均再付着距離

各ケースの位相平均再付着距離を図 12 から 17 に示す。図 12 を見ると再付着距離の振動板位相における変化は、振動板振幅によらず、正弦波状の変化を示す。また、再付着距離の変化は、振動板振幅による位相のずれが生じ、振幅が小さいほど再付着距離の位相が遅れていることがわかる。そして、その遅れは、流速が遅いほど大きくなっている（図 13, 14 参照）。図 12 において、再付着距離の極大、極小を見ると、その差は振幅が大きくなるほど大きくなることわかる。これは、先に順流率のところでも述べた振幅が小さいほど剥離泡内の流れが安定するということに関連して、振幅が大きいほど、局所的に順流率が増加する流れが強くなり、剥離泡内が複雑になる。つまり順流率の変化が大きくなるので、極大、極小の差が大きくなると考えられる。このことは、図 13 についても同じことがいえる。図 14 を見ると極大、極小の差

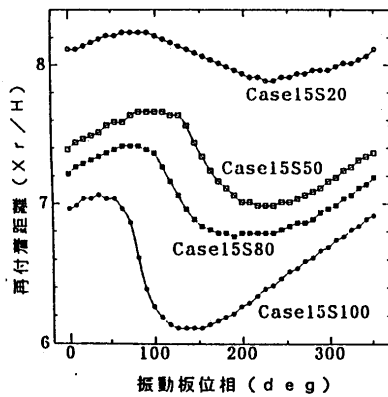


図 12 位相と再付着距離の関係 (15(m/s))

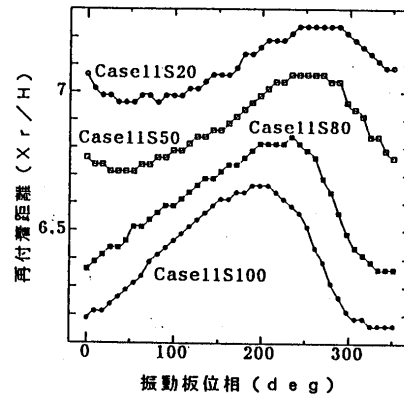


図 13 位相と再付着距離の関係 (11(m/s))

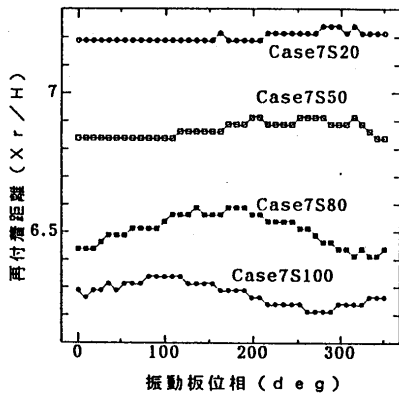


図 14 位相と再付着距離の関係 (7(m/s))

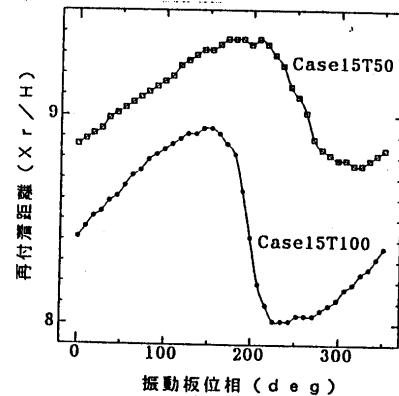


図 15 位相と再付着距離の関係 (15(m/s))

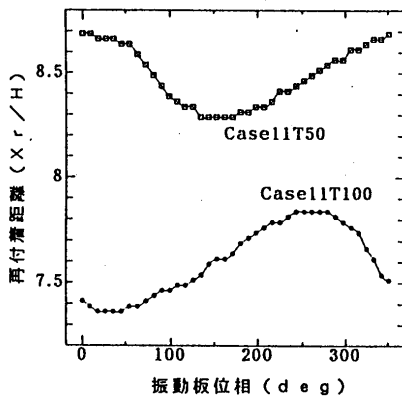


図 16 位相と再付着距離の関係 (11(m/s))

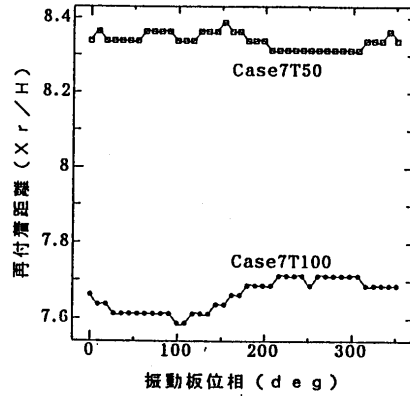


図 17 位相と再付着距離の関係 (7(m/s))



の傾向は、図 12, 13 と同様であるが、順流率と併せて考えると順流率の極値がないのに差が生じている。これは、再付着距離が、図 12, 13 と比べて短いことから、局所的に順流率が増加する流れが広い範囲で存在していると考えられる。よって、順流率に極値が存在しないように見える。このことから、図 14 も図 12, 13 と同じ傾向を持っていると考えられる。また、再付着距離は、振幅が大きくなるほど、且つ流速が遅くなるほど短くなるのがわかる。そして、再付着距離が短くなるのは、再付着点に局所的に順流率が増加する流れが流入するためと考えられる。

次に、三角波の結果に対応する図 15, 16, 17 を見ると、三角波についても前述した正弦波と同じ傾向を持っている。以上のことから、振動板振幅は再付着距離に大きく影響を与えていることがわかる。そして、正弦波、三角波による違いは、再付着距離の長さ（正弦波の方が短い）のみ異なり、そのほかの傾向は変わらないことがわかる。

### 4.3 ストロハル数

図 1 8 に代表長さを振動板振幅としたストロハル数  $St$  と時間平均再付着距離の関係を示す。ストロハル数が大きくなるに従って時間平均再付着距離は短くなる傾向を示す。振動板振幅が大きいほど、かつ流速が遅いほど（ $f$  は一定）時間平均再付着距離は、短くなるのがわかる。順流率と結びつけて考えると、振動板振幅が小さいほど、且つ流速が遅いほど剥離泡内の流れは安定した形になると述べた。このことから、時間平均再付着距離を短くするには、剥離泡内の流れを複雑にするだけではないことがわかる。また、流速ごとに見ると、その関係は、流速が速いほど傾きが大きくなり、ストロハル数が大きくなると急激に再付着距離が短くなるのがわかる。そして、振幅が一定の場合、どれも 15m/s から 11m/s にかけて再付着距離の減少が見られ、11m/s から 7m/s にかけては増加が見られることから、時間平均再付着距離を短くするには、流速よりも振動板振幅の方が影響が大きいことがわかる。

図 1 9 にストロハル数  $St$  と再付着距離の極大、極小の差の関係を示す。ストロハル数が大きくなるに従って、各流速ごとの極大、極小の差は大きくなっている。また、振幅ごとに見ると、ストロハル数が大きくなるに従ってその差は小さくなっている。そして、流速ごとに見ると傾きは流速が速いほど傾きが大きくなるのに対して、振幅ごとに見ると傾きは振幅によらずほぼ一定である。このことから、振幅は極大極小の差を広げることに、流速はその差を縮めることに関係していることがわかる。そして、正弦波、三角波ともに同様な傾向を持つ。

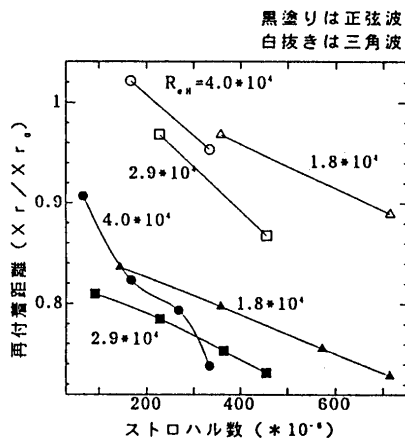


図 18 ストロハル数と再付着距離の関係

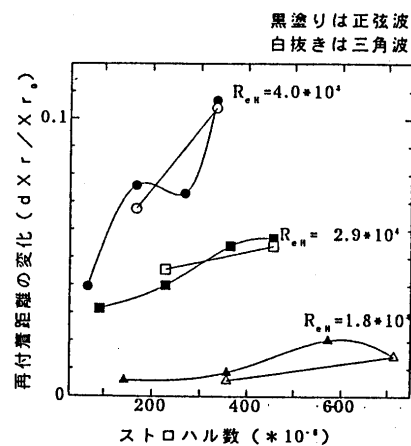


図 19 ストロハル数と  $dXr$  の関係

#### 4.4 主流の流速

図20に Case15S100 における  $X=4H$  での振動板位相と主流の流速の関係を示す。図20を見ると、 $Y=36\text{mm}$  までの流速の極大値は  $\theta=350^\circ$  付近で、極小値は  $\theta=200^\circ$  付近で、 $Y=35\text{mm}$  以下の流速を見ると、流速分布が反転して、極大値が  $\theta=200^\circ$  付近となり、極小値は  $\theta=50^\circ$  付近となっている。図21に  $X=6.25H$  における関係を示す。極大値は  $Y=42\text{mm}$  のとき、 $\theta=200^\circ$  付近にあり、 $Y$  が小さくなるに従って、極大値は徐々に位相の小さい方に移り、 $Y=35\text{mm}$  になると  $\theta=150^\circ$  付近に移り、それ以後その位置は変わらない。また、極小値も同じ傾向を持ち、 $Y=42\text{mm}$  のとき  $\theta=360^\circ$  付近で  $Y=35\text{mm}$  まで徐々に移動し、 $Y=35\text{mm}$  で  $\theta=300^\circ$  に移る。ここで順流率分布、図2 (Case15S100) を見ると、 $X=4H$ ,  $\theta=200^\circ$  付近、また、 $X=6.25H$ ,  $\theta=150^\circ$  付近で順流率の局所的増加が見られる。このことから、 $X=4H$ ,  $6.25H$  とともに  $Y=35\text{mm}$  以下の流れが順流率の局所的増加に関係していると考えられ、この流れが剥離泡内に潜り込み、局所的に順流率が増加する流れと推測できる。

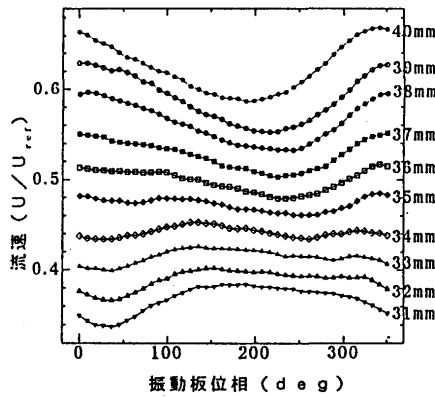


図20 位相と流速の関係 ( $X=4H, Y=31-40(\text{mm})$ )

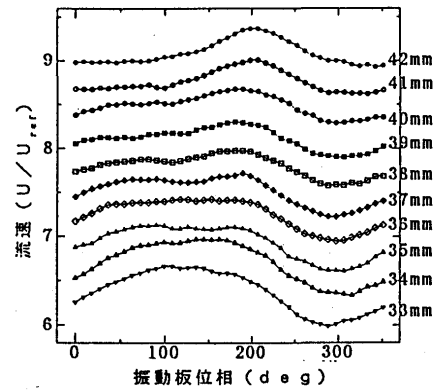


図21 位相と流速の関係 ( $X=6.25H, Y=33-42(\text{mm})$ )

#### 5. 結論

- (1) 振動板振幅は、剥離泡内の流れを大きく変え、振幅が大きいほど潜り込み流れが強い。
- (2) 振動板振幅が大きいほど再付着距離は短くなり、その極大と極小の差が大きくなる。
- (3) ストロハル数が大きいほど再付着距離は短くなり、その極大と極小の差が大きくなる。
- (4) 波形の影響に関し、剥離泡内の流れは類似しているが、正弦波の方が三角波に比べ再付着距離は短い。

# 低レイノルズ数域における翼列特性 (第4報:主流乱れの影響)

B-3

\* 村田耕史 (筑波大学大学院)  
阿部裕幸 (機械技術研究所)  
松沼孝幸 (機械技術研究所)  
筒井康賢 (機械技術研究所)

## 1.はじめに

通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画で開発中の 300kW 級のセラミックガスタービンは高効率を得るためタービン入り口温度の高温化を目指し、1350°Cまで上げることが目標としているが、これに対してタービン翼に関するレイノルズ数は、約 50,000 まで下がることが予測されている。

これまでの研究では直線タービン翼列においてレイノルズ数の低下とともに翼列の全圧損失が上昇することが確認された<sup>1,2</sup>が、本研究では乱れ度の変化に着目し、レイノルズ数 40,000~80,000 において乱れ度を 1.3%~4.0%の範囲で変化させたときの翼面圧力分布と翼列後流圧力分布を測定し、直線タービン翼列の空力的特性をさらに深く考察した。

## 2.記号の説明

$C_p$	圧力係数	$(p - p_{-\infty}) / \left( \frac{1}{2} \rho U_{in}^2 \right)$	$Tl_{out}$	翼列出口の乱れ度	$\sqrt{u'^2} / U_{out}$
$i$	入射角		$U_{in}$	翼列入り口速度	
$L$	翼弦長		$U_{out}$	翼列出口速度	
$M_{in}$	翼列入り口でのマッハ数		$x, y$	デカルト座標系(翼列軸)	
$M_{out}$	翼列出口でのマッハ数		$X, Y$	デカルト座標系(Xは翼弦に平行)	
$p$	翼面静圧		$\alpha$	迎え角, $\alpha + \beta = \gamma$	
$p_{-\infty}$	主流の静圧		$\beta$	流入角	
$P_{Din}$	翼列入り口の動圧	$\frac{1}{2} \rho U_{in}^2$	$\gamma$	食い違い角	
$P_{Dout}$	翼列出口の動圧	$\frac{1}{2} \rho U_{out}^2$	$\zeta$	$P_{Din}$ で無次元化した後流の全圧	
$P_{Tin}$	翼列入り口(主流)の全圧			$\frac{P_{Tout} - p_{-\infty}}{\frac{1}{2} \rho U_{in}^2}$	
$P_{Tout}$	翼列出口の全圧		$\nu$	動粘性係数	
$Re$	翼弦長を基準としたレイノルズ数		$\rho$	空気の密度	
	$U_{in}L / \nu$		$\omega_{Tout}$	全圧損失係数( $P_{Dout}$ によって無次元化)	
$s$	翼間ピッチ長さ			$\frac{P_{Tin} - P_{Tout}}{\frac{1}{2} \rho U_{out}^2}$	
$Tl_{in}$	翼列入り口の乱れ度	$\sqrt{u'^2} / U_{in}$			

## 3. 実験装置と方法

図1に実験装置の概略図を示す。風洞測定部には7枚の翼からなる直線タービン翼列が設置されている。翼型の形状を図2に示す。翼幅500mm, 節弦比0.7, 反り角 $10^\circ$ である。翼面圧力分布は翼面上の46個の静圧孔よりスキヤニバルブを用いて測定され、翼列後流の圧力分布は5孔ピトー管をトラバースして測定される。また、風洞の上流には20本のパイプからなる乱れ発生装置<sup>3</sup>があり、パイプからの噴流を調整することにより乱れ度をコントロールすることができる。

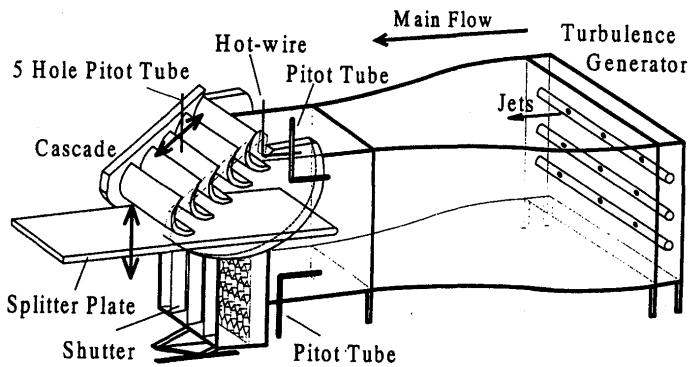


図1実験装置概略図

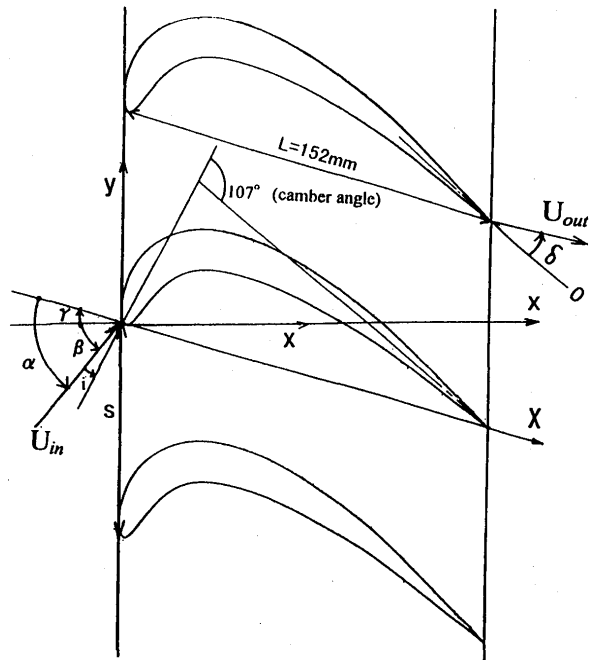


図2翼型の形状

実験条件を表1に示す。図3に示すように5孔ピトー管のトラバース線は風洞両壁面からそれぞれ150mmの位置と翼幅中央の3列とし、翼後縁から20mm後方をトラバースした。各トラバース線上の測定点は4ピッチ間で80点、すなわち1ピッチにつき20点取られた。5孔ピトー管によって得られたデータは繰り返し計算によって、後流の動圧、静圧、全圧、流速方向を算出し、各レイノルズ数 $Re$ と入射角 $i$  (迎え角 $\alpha$ )における全圧損失係数 $\omega_{Tour}$ を求めた。

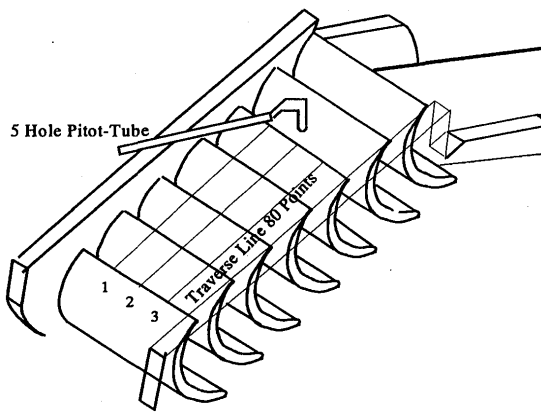


図3 5孔ピトー管のトラバース線

表1実験条件

	Exp. Conditions
Stagger Angle $\gamma$	$-30^\circ$
Incidence Angle $i$ (Attack Angle $\alpha$ )	$-21^\circ$ ( $73^\circ$ )
Reynolds Number $Re$	40,000, 80,000
Mach Number $M_{in}$	0.012, 0.023
Turbulence Intensity $TI_{in}$	1.3%, 3.0%, 4.0%

#### 4. 実験結果と考察

##### 乱れ度と翼面圧力分布

図4にレイノルズ数 $Re=40,000$ と $Re=80,000$ のときの翼面圧力分布の乱れ度 $TI$ に対する変化を示す。前縁からの位置 $X/L=0.1\sim 0.3$ 付近に剥離泡の存在を示す圧力分布が現れているが、各レイノルズ数 $Re$ において乱れ度 $TI$ による違いはほとんどない。しかし、 $Re=40,000$ の場合は $Re=80,000$ の場合に比べて圧力分布が一定の部分がわずかに大きくなっているのが認められる。

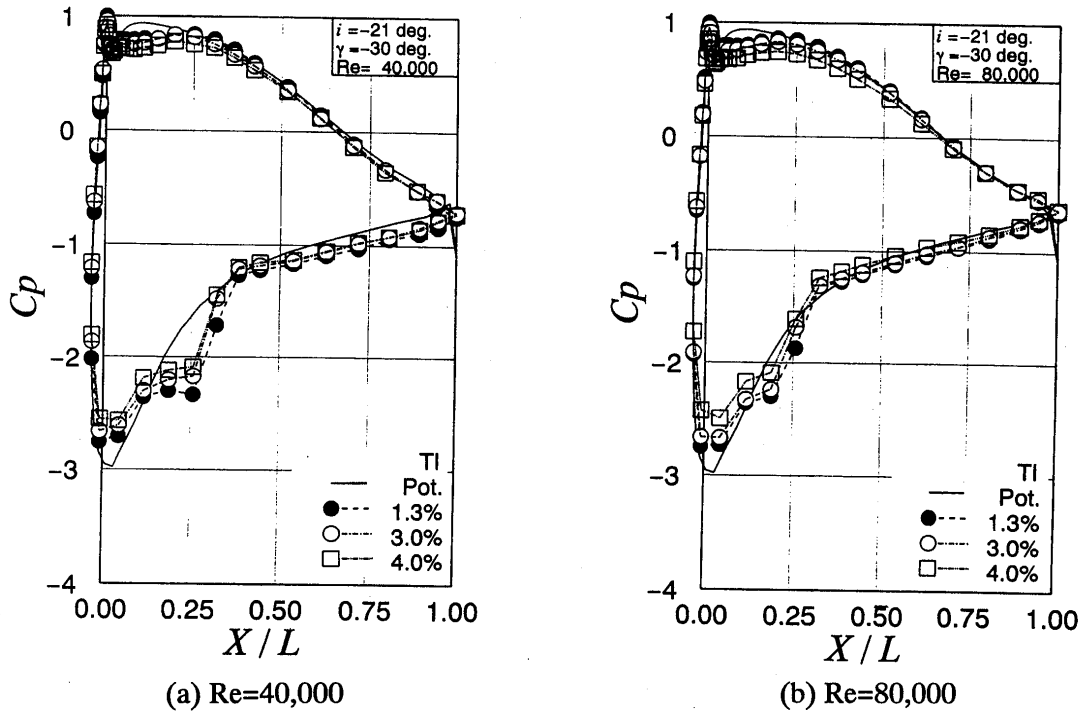


図4 翼面圧力分布

#### 乱れ度と全圧損失の関係

図5に各レイノルズ数 $Re$ における乱れ度 $TI$ と全圧損失係数 $\omega_{Tot}$ の変化を示す。また、図6に $Re=40,000$ のとき乱れ度 $TI=1.3\% \sim 4.0\%$ の場合の翼列後流の全圧分布 $\zeta$ を示す。

図6から考察すると乱れ度 $TI$ の増加とともに全圧の分布が不均一になるのがわかるが、これは乱れ度 $TI$ の増加とともに翼列入り口の速度分布が翼列軸方向に変化するためだと思われる。本実験においては残念ながら翼列入り口の圧力分布をトラバース測定していないので正確な数値の補正は行っていないが、もし正確な補正ができれば図5の $\omega_{Tot}$ の分布はさらに平坦になるであろう。

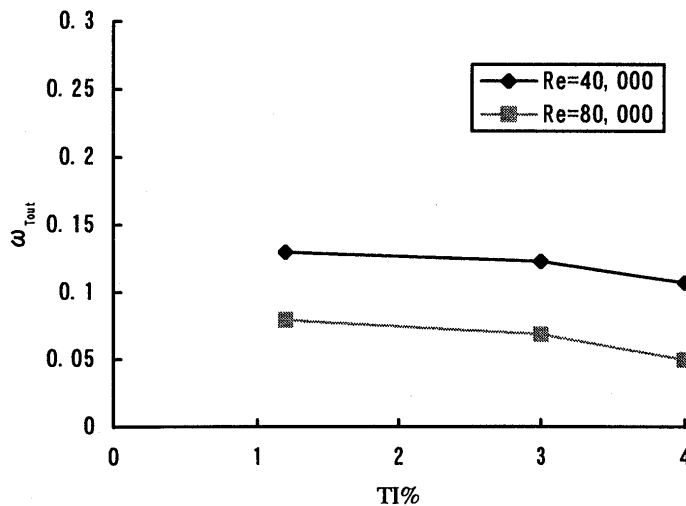


図5 各レイノルズ数における乱れ度と全圧損失係数の関係

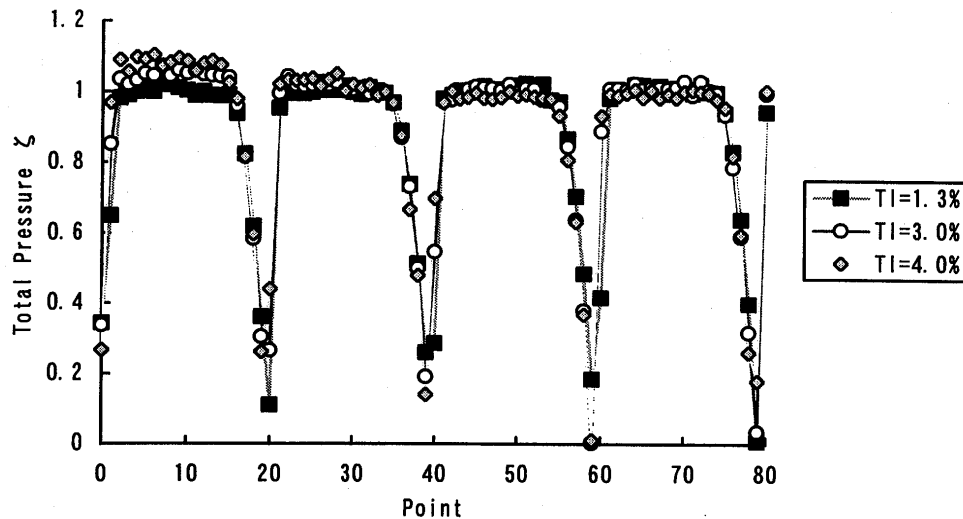


図6 Re=40,000 における翼列後流の全圧分布

これまでの研究ではレイノルズ数の増減による剥離泡の大きさの変化が全圧損失に大きく影響することを確認している<sup>1,2</sup>が、乱れ度の増加により翼面の剥離泡の大きさが減少する<sup>4</sup>ことも指摘されている。本実験条件下で図4の翼面圧力分布を見る限りでは乱れ度 TI による変化はあまり認められないので、全圧損失係数  $\omega_{\text{Tot}}$  の乱れ度 TI による変化はあまり見られなかった。

## 5.まとめ

以上の実験結果と考察より本実験条件下においては以下のことがわかった。

- 乱れ度は翼面静圧分布に影響を与えず、全圧損失の変化は認められない
- レイノルズ数の剥離泡の大きさの変化が全圧損失に大きく影響する

<sup>1</sup> Murata, K., Abe, H., Tsutsui, Y.: Characteristics of a Turbine Cascade at Low Reynolds Numbers, Accepted for publication at IGTI Turbo Expo '97

<sup>2</sup> 村田耕史, 阿部裕幸, 松沼孝幸, 筒井康賢: 低レイノルズ数域における直線タービン翼列特性 (第3報, 圧力損失の計測), 日本ガスタービン学会秋季講演会, A-5, (1996)

<sup>3</sup> 阿部裕幸, 筒井康賢, 吉識晴夫: 低レイノルズ数域において翼型特性に及ぼす主流乱れの影響, 日本機械学会, 論文 No. 95-1549

<sup>4</sup> 村田耕史: 低レイノルズ数域の翼列特性に及ぼす主流乱れの影響, 筑波大学修士論文, 1994

\*山中 矢、山田 正彦、小野田昭博（東芝）

## 1. まえがき

高度化する燃焼器開発においては、燃焼器内のガス組成を精度よく計測することが重要である。ガス組成計測には最近レーザを使った取り組みがあるが、まだ実用段階には至っておらず、ガスを採取して分析する方法が通常用いられている。分析用ガスを火炎および燃焼ガスから採取するにはサンプリングプローブが用いられる。プローブは保護および反応停止のため水冷構造となっているが、サンプルガスは吸引後しばらく高温に保たれるため、ガス中の組成濃度がプローブ内で変化し、計測値と実濃度に差があることが指摘されている。<sup>1)</sup>

そこで、現在よく用いられているプローブについて反応生成物のCOに的を絞り、プローブ内のCO濃度変化（以下CO転化と記す）を試験により定量的に把握するとともに、試験データをもとに解析によりプローブ内のCOの挙動変化について評価・検討した。

## 2. 試験装置および試験方法

### 2.1 サンプリングプローブ

試験に用いたサンプリングプローブを図1に示す。プローブ外径は16mmで、内部に内径3mmのサンプリングガス流路

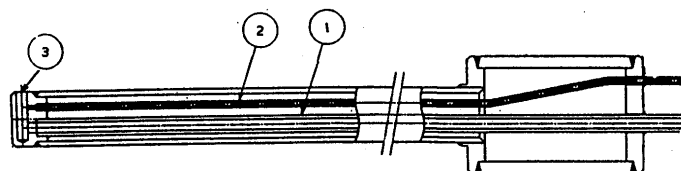


図1 サンプリングプローブ

（図の①）が配置されている。サンプリ

ングガス流路外壁とプローブ内壁間には冷却水が流れるようになっている。プローブ先端部に供給された冷却水はこの流路を下流側へ流れ、外部へ排出される。なお、冷却水入口および出口には冷却水温度計測のための熱電対を設置している。既知量のCOがプローブのガス吸込口に外部から供給出来るようにCO供給管（図の②）をプローブの冷却水流路内に設け、先端を吸込口（図の③）に導いている。プローブの材質は通常用いているプローブの評価を目的としているためステンレスとした。

### 2.2 高温ガス発生炉

高温ガスを発生するための炉を図2に示す。炉からの熱損失を抑えるため、高温ガス流路は断熱材で覆われている。ガスの昇温はメタン燃焼により行い、バーナはパイロットバーナとメインバーナとから構成されている。炉内のガス温度を計測している熱電対（Bタイプ）への火炎からの放射を避けるため、メインバーナは火炎が熱

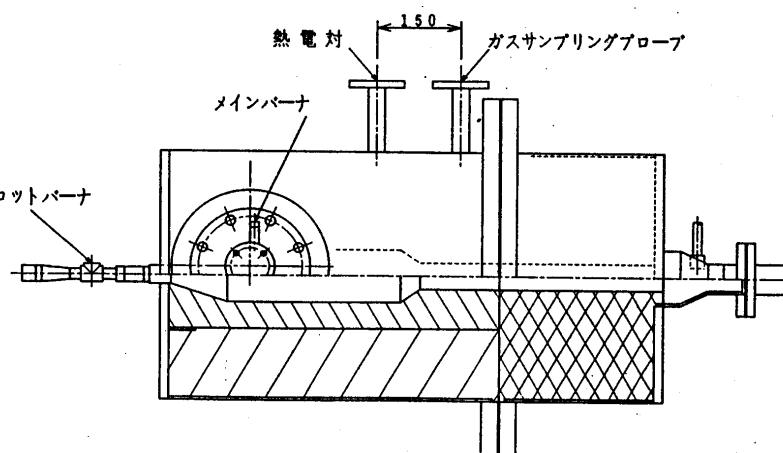


図2 高温ガス発生炉

電対から見えないよう炉の横に配置している。プローブを設置する高温ガスの流路は50mmで、ここでのガス流速は10m/s程度とした。プローブ上流150mmの位置に熱電対および圧力計を設置している。

### 2. 3 装置フロー

試験装置のフローを図3に示す。高温ガス発生炉へのメタン燃料はボンベにより供給する。流量計により計測された燃料はバルブの操作によりパイロットバーナ、メインバーナに供給される。燃焼用空気源にはエアコンプレッサーを用いる。着火はスパークプラグによりパイロットバーナを着

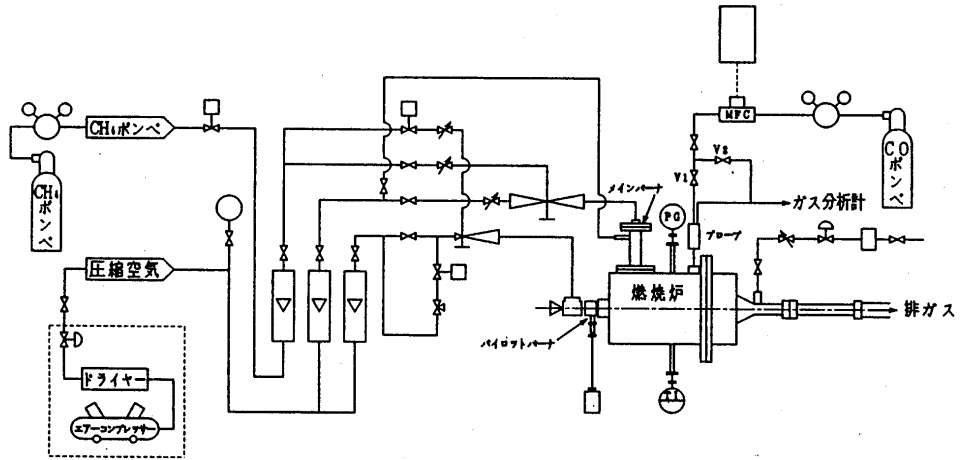


図3 試験装置フロー

火させる。メインバーナの着火はパイロットバーナの火炎を着火源として、メインバーナへ空気と燃料を供給することにより行う。メインバーナ着火後はパイロットバーナへの燃料供給を停止し消火させ、メインバーナ単独で運転する。

サンプリングプローブへのCOはボンベからマスフローコントローラを介して供給する。供給するCOは、サンプリングガスと混合することによる温度低下を避けるため、できるだけ少ない供給量となるよう99.9%以上の高濃度COガスを用いた。実際、サンプリングガス流量10 $\text{L}/\text{min}$ に対し、供給するCOは5 $\text{cc}/\text{min}$ 以下であるため、供給COがサンプルガスに及ぼす温度の影響は無視できる値である。バルブ1、バルブ2の操作によりプローブ吸込口あるいはプローブ出口のサンプリングガスラインへのCO供給の切替を可能としている。サンプリングしたガスは排ガス分析計（堀場製作所製MEXA-8120）により行う。

炉内の燃焼ガスは炉出口でスプレー水により冷却後、炉内の圧力を調整する圧力調整弁を介して大気へ放出する。

### 2. 3 試験条件

試験条件は次のとおり。

炉内圧力：大気圧  $\sim$  0.5MPa

ガス温度：1000  $\sim$  1450 $^{\circ}\text{C}$

供給CO量（プローブ出口濃度換算）：100  $\sim$  500ppm

プローブ冷却水量：0.2  $\sim$  4  $\text{L}/\text{min}$

ここで、供給CO量をパラメータとしているのは、プローブ内CO転化率におよぼすCO濃度の影響を、プローブ冷却水量をパラメータとしているのは、CO転化率におよぼすガス冷却の影響を調べることを目的としている。

## 3. 評価方法



### 3. 1 CO転化率

燃焼炉でガス昇温にメタンを燃焼しているため、サンプリングガスのベース中にCOが存在している。そこで、ベース中のCO濃度（以下ドライ状態で定義）をCO<sub>b</sub>とし、CO<sub>b</sub>がプローブ内転化後のCO濃度をCO<sub>d</sub>、新たにボンベからプローブ吸込口に供給するCO濃度をCO<sub>a</sub>（バルブ切替によりプローブ出口に供給することにより計測）、プローブ吸込口にCO<sub>a</sub>を供給した場合のCO濃度をCO<sub>c</sub>（ベースのCO<sub>d</sub>を含む）とする。プローブ出口へ供給するCOはサンプリングガスの温度が充分低いことから、供給部下流でのCOの転化がないこと、COはppmのオーダーであるためCOが転化してもガスの容積変化は無視できること、およびプローブ内でのCO転化はCO濃度に関係ないと仮定すると、CO転化率yは次式で表すことができる。

$$y = 1 - (CO_c - CO_d) / CO_a$$

### 3. 2 CO挙動解析

解析に用いた化学種は以下の19種である  
 N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, H, O, OH, HO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>,  
 CH<sub>3</sub>, CH<sub>2</sub>, CH, HCHO, CHO, CO, CO<sub>2</sub>, N, NO

これらの化学種を用いた表1に示す61個の素反応群を連立してCOの経時変化を解析する。なお、解析に必要な熱化学データはchemkin<sup>2)</sup>を用いる。

反応はOH、H等の活性な化学種の有無により異なる。サンプリングガスは高温の燃焼ガスであるため活性な化学種が存在することから、プローブ吸込口のガス組成は燃焼炉に供給した空気および燃料が燃焼し、炉内温度における表1の素反応解析により求めた平衡組成を用いることにする。

表1 解析に用いた素反応

1 CH <sub>3</sub> + H + M = CH <sub>4</sub> + M +	32 CHO - H + = CO + H <sub>2</sub> +
2 CH <sub>4</sub> + O <sub>2</sub> + = CH <sub>3</sub> + HO <sub>2</sub> +	33 CHO - O + = CO <sub>2</sub> - H +
3 CH <sub>4</sub> + H + = CH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> +	34 CHO - O <sub>2</sub> + = HO <sub>2</sub> - CO +
4 CH <sub>4</sub> + O + = CH <sub>3</sub> + OH +	35 CO - O + M = CO <sub>2</sub> - M +
5 CH <sub>4</sub> + OH + = CH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> O +	36 CO + OH + = CO <sub>2</sub> + H +
6 CH <sub>3</sub> + O + = HCHO + H +	37 CO + O <sub>2</sub> + = CO <sub>2</sub> + O +
7 CH <sub>3</sub> + OH + = HCHO + H <sub>2</sub> +	38 H <sub>2</sub> + CO + = CO <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> +
8 CH <sub>3</sub> + OH + = CH <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> O +	39 H <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> + = OH + OH +
9 CH <sub>3</sub> + H + = CH <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> +	40 OH + H <sub>2</sub> + = H <sub>2</sub> O + H +
10 CH <sub>2</sub> + H + = CH + H <sub>2</sub> +	41 H + O <sub>2</sub> + = OH + O +
11 CH <sub>2</sub> + OH + = HCHO + H +	42 O + H <sub>2</sub> + = OH + H +
12 CH <sub>2</sub> + OH + = CH + H <sub>2</sub> O +	43 H + O <sub>2</sub> + M = HO <sub>2</sub> + M +
13 CH - O <sub>2</sub> + = CHO + O +	44 OH + O <sub>2</sub> + = H <sub>2</sub> O + O <sub>2</sub> +
14 CH - O + = CO + H +	45 H + HO <sub>2</sub> + = OH + OH +
15 CH - OH + = CHO + H +	46 O + HO <sub>2</sub> + = O <sub>2</sub> + OH +
16 CH + CO <sub>2</sub> + = CHO + CO +	47 OH + OH + = O + H <sub>2</sub> O +
17 CH <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub> + = HCHO + CO +	48 H + H + N <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> + N <sub>2</sub> +
18 CH <sub>2</sub> - O + = CO + H + H	49 H + H + H <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> +
19 CH <sub>2</sub> - O + = CO + H <sub>2</sub> +	50 H + H + H <sub>2</sub> O = H <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> O +
20 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = CO <sub>2</sub> + H + H	51 H + H + CO <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub> +
21 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = HCHO + O +	52 H + OH + M = H <sub>2</sub> O + M +
22 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = CO <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> +	53 H + O + M = OH + M +
23 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = CO + H <sub>2</sub> O +	54 H + HO <sub>2</sub> + = H <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> +
24 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = CO + OH + H	55 HO <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub> + = H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> +
25 CH <sub>2</sub> - O <sub>2</sub> + = CHO + OH +	56 HCHO + OH + = OH + OH +
26 HCHO - OH + = CHO + H <sub>2</sub> O +	57 H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + H + = HO <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> +
27 HCHO - H + = CHO + H <sub>2</sub> +	58 H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + H + = H <sub>2</sub> O + HO <sub>2</sub> +
28 HCHO - M + = CHO + H + M	59 N <sub>2</sub> - O + = NO + N +
29 HCHO - O + = CHO + OH +	60 N + O <sub>2</sub> + = NO + O +
30 CHO - OH + = CO + H <sub>2</sub> O +	61 N + OH + = NO + H +
31 CHO - M + = H + CO + M	

## 4. 結果

### 4. 1 プローブ吸込口からの供給COのリークチェック

図4に非燃焼時にCOをプローブ吸込口、プローブ出口に同量のCOを供給したときのCO濃度記録を示す。ここで、CO計測値1はCOをプローブ吸込口に供給した場合の計測値を、CO計測値2はプローブ出口にCOを供給した場合の計測値を表す。温度が常温であるためCOの転化がないことから両者のCO濃度に差があり、計測値1が低い場合にはプローブ吸込口へ供給したCOがプローブ外へリークしていることが考えられる。計測結果を図4に示すが、計測値1、2

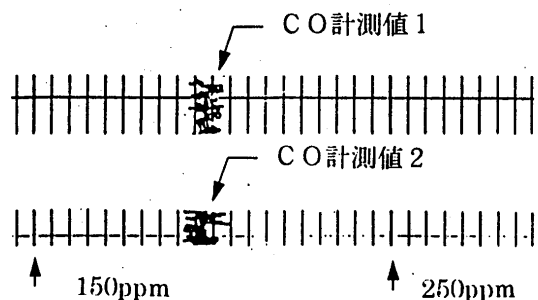


図4 CO濃度記録データ

とも差がないことからプローブ吸込口に供給するCOは全てプローブ内に供給されていると判定できる。なお、CO計測値には非燃焼時、燃焼時とも±5%程度の変動が見られた。これはCO供給量一定に対し、ガス分析計のガス吸引量に変動があるためである。以下のデータ整理では平均値を用いている。

#### 4.2 CO転化に及ぼす温度、圧力の影響

温度、圧力をパラメータとして整理したプローブ内CO転化率を図5に示す。図ではプローブ冷却水量および供給CO濃度をパラメータとしたデータも一緒に記載している。なお、サンプリングガスのベース中のCO計測値(メタン燃焼により発生するCO)は燃焼ガス温度1250℃以下では10ppm以下、1450℃では20~35ppmであった。

ガス温度1000℃以下ではプローブ内COの転化はみられないが、1000℃以上になると圧力・温度とともにCO転化が大きくなっていく。例えば、0.47MPa下1400℃においては、CO転化率は約50%に達している。

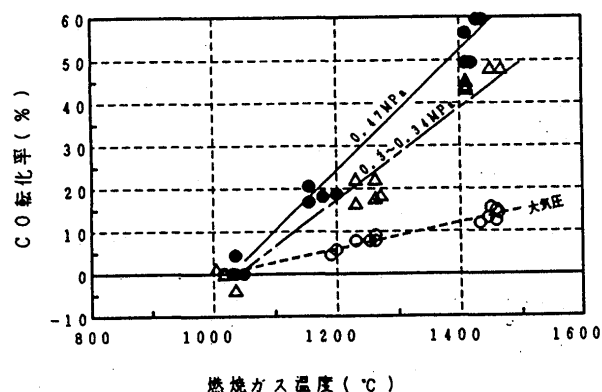


図5 CO転化に及ぼす温度、圧力の影響

#### 4.3 CO転化に及ぼすプローブ冷却の影響

反応は温度に依存するため、プローブ冷却水量をパラメータとしたCO転化の結果を図6に示す。なお、試験条件範囲では冷却水のプローブ入口と出口の温度差は3~20℃であった。これ以上の温度差を得るような試験は、プローブ内での水の沸騰をもたらすため行わなかった。図から分かるように、本試験条件での冷却水量変化ではCO転化におよぼす冷却水量の影響はみられなかった。

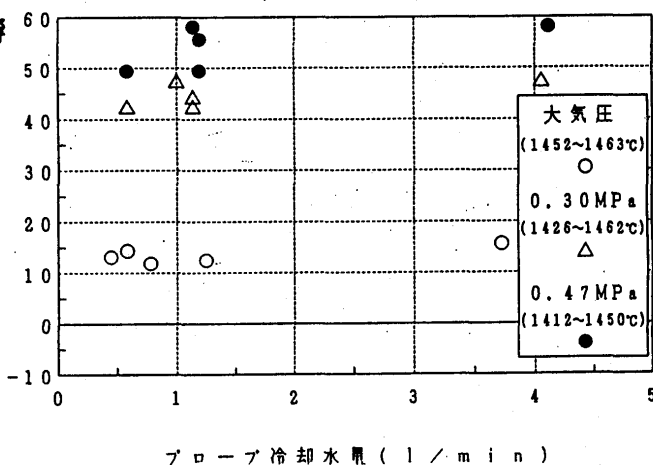


図6 CO転化に及ぼすプローブ冷却の影響

#### 4.4 CO転化に及ぼすCO濃度の影響

反応速度は通常反応物質の濃度にも影響を受けることから、プローブ入口CO量によってもCO転化率は異なることが予想される。そこで、プローブ吸込口へ供給するCO量を変化させた試験(100~400ppm)を行った結果を図7に示す。図よりCO転化におよぼすCO濃度の影響は明確にはみられなかった。したがって、3.1でCO転化率を算出する際に用いた仮定の妥当性が確認できたこ

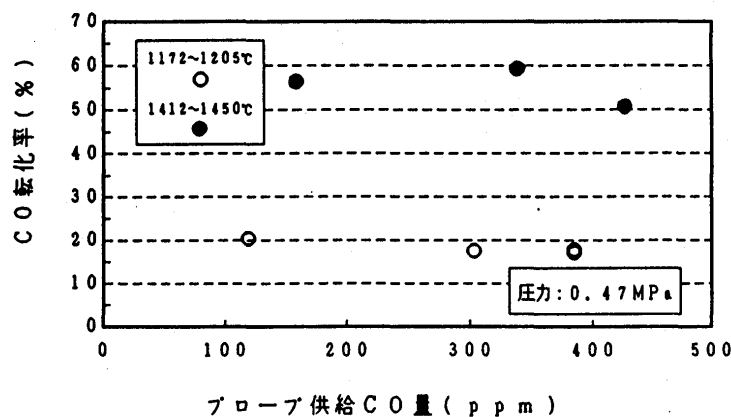


図7 CO転化に及ぼすCO濃度の影響

とになる。

#### 4.5 CO挙動解析

解析においては、プローブ内軸方向のガス温度変化を知る必要があるが、ここではプローブ冷却水入口温度と出口温度の算術平均値でサンプリングガス壁温一定としてプローブ内ガス温度を解析した。なお、4.2の試験結果より、1000℃以下ではCOの転化が見られないことから、プローブ内ガス温度が500℃以下では解析を停止するようにした。したがって、解析ではサンプリングガス中に含まれる水の凝縮は無視した。また、プローブ内での反応熱によるガスの温度変化および温度変化にともなう容積変化（流速）も反応量がppmオーダーと小さいため無視した。プローブ内ガス温度およびCO挙動解析結果の一例を図8に示す。横軸はプローブ吸込口からのプローブの位置に対応する。この場合のCOの転化率は試験データ49.7%に対し、計算値は47.2%となっている。以上の計算法により他の代表的な試験データについて求めたプローブ内CO転化率の解析値と計測値の比較を図9に示す。

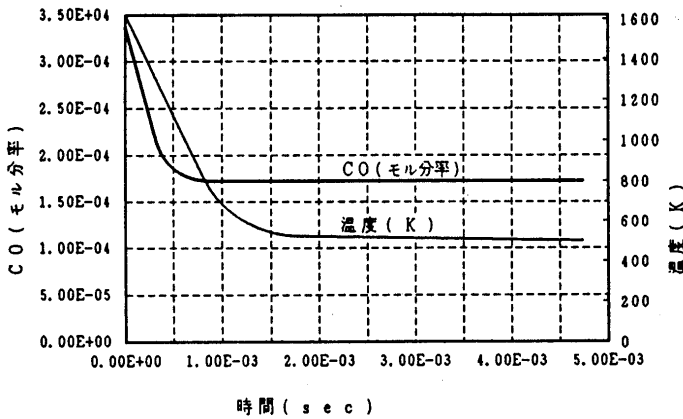


図8 プローブ内のCO、ガス温度解析例

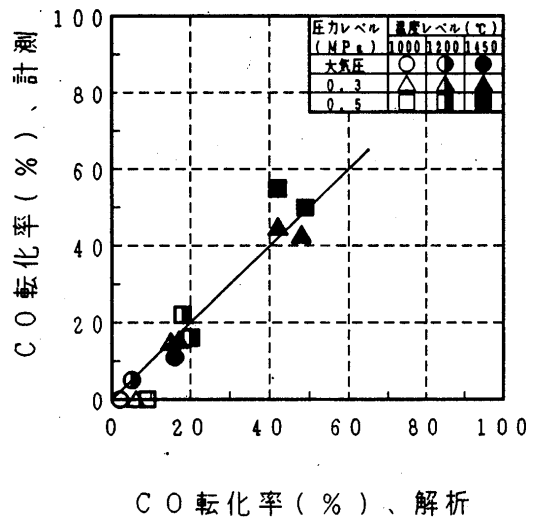


図9 CO転化率の解析値と計測値の比較

以上より、プローブ吸込口のガス温度、プローブ冷却水の平均温度が分かれば、ここで紹介した解析法により精度よくプローブ内のCO挙動が解析できることが分かる。したがって、図10に示したCO補正アルゴリズムにより従来用いられているプローブによるCO計測値を精度よく補正できることになる。

一方、本試験で用いたプローブを使用すれば、プローブ吸込口及びプローブ出口に個別に同量のCOを供給し、CO濃度の違いからCO転化を計測できることから、瞬時にサンプリング地点におけるCO濃度を知らることが可能である。

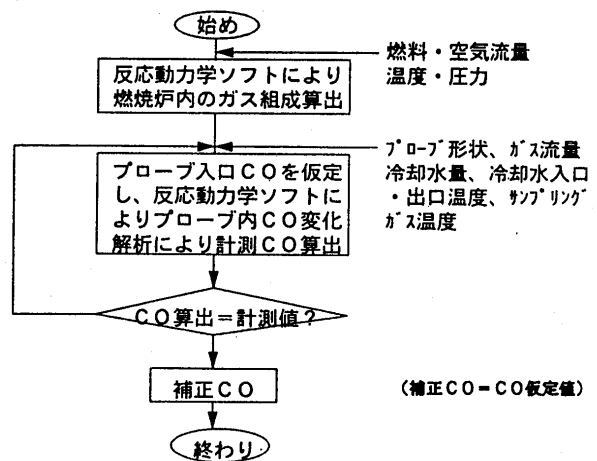


図10 CO補正アルゴリズム

## 5. まとめ

燃焼ガスのガス分析用に使用しているサンプリングプローブ内でのCO転化を試験により定量的に把握することができた。これらの試験データを用いて反応解析によりプローブ内のCO挙動解析をおこない、精度よく解析できることを確認し、プローブによるCO計測値からサンプリング地点でのCOを算出する計算法を提案した。

## 6. 参考文献

- 1) 日本機械学会、「燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法」、1980年、p243
- 2) Kee, Rupley, Miller" The CHEMKIN Thermodynamic Data Base, SAND87-8215, 1990

# イリジウム金属の酸化に及ぼす温度、 風速および酸素濃度の影響

B-5

航空宇宙技術研究所 田丸 卓、黒沢要治\*

## 1. まえがき

イリジウム・ロジウム(Ir-Rh)熱電対は2000°C近い高温まで計ることのできる熱電対である<sup>1)</sup>。しかし従来、温度計としての加工が困難で、しかもイリジウムは酸化雰囲気中で急速な酸化、蒸発がおきることが知られているため、通常の燃焼器排出ガス温度計測には不向きといわれてきた。最近、この熱電対の加工については燃焼器出口などでのガス計測において各種計測誤差原因を回避できる実用的な形状に製作し使用した実績が示されている<sup>2)</sup>。ここでは最近要望されている実用的高温燃焼排出ガスの計測条件に対してイリジウム金属がどの程度の酸化、減損を生ずるか、実験的に明らかにした。

Wimberらは酸素中の自然対流条件下の酸化については、温度1948~2533K、圧力134Pa~134kPaの条件<sup>3)</sup>および0.01Pa~134kPa<sup>4)</sup>までの実験を行った。彼らは空気中の強制対流条件下でも、圧力470Pa~85kPa、風速30~160m/sで実験をしている<sup>4)</sup>。彼らの実験では長さ14mm、直径0.5~0.6mmの試料を水冷電極で保持し、通電加熱している。その結果、Irの酸化/酸化はその表面でIrO<sub>2</sub>(g)およびIrO<sub>3</sub>(g)が形成され、それらの融点が1400K付近であるため酸化、拡散することによってIrの減損が起きることを明らかにした。

## 2. 試料

今回用いた試料は加工上の都合から断面が四角形、または八角形をした針金状である。今回は平均直径1.052~1.147mmの21本の試料(内、10本は重複使用)を直径35mmの輪として試験した。

イリジウムの物性は表1に示す。イリジウムは地球上でOs(Osmium)について最も重い金属である。用いた試料の純度は表2に示す。文献3,4)の試料と異なり、W(Tungsten)は検出できる濃度(ppmのオーダー)ほどは含まれていない。

## 3. 実験装置と供試条件

**供試試験装置** 装置系統を図1に示す。ターボ圧縮機より供給した空気を電気加熱器で昇温する。その後、後に設けたバーナー一部でメタン燃料を燃焼させることにより酸素濃度を低下させる。供給空気流量測定はボルテックス流量計を、燃料については質量流量計を用いた。図2に装置主要部の断面を示す。バーナーは図2の左に示すように半径方向に差込んだ長短24本の直

表1 イリジウムの物性値

原子番号	77
原子量	192.22
密度*(290 K)	22420 kg/m <sup>3</sup>
融点	2683 K
沸点	4403 K

\* Osに次いで最も重い金属

表2 供試試料の純度\*

不純物	濃度 [ppm]	
	(試料: MAR6/95 JAN4/95)	
Rh	168	32
Si	105	4
Ru	38	5
Al	23	16
Os	20	ND**
B	20	7
Pt	14	137
Fe	5	23
その他	<5	<5

\* Western Platinum Refinery Ltd. からの資料

\*\* Not detectable

径6mm/4mmの管に、メタン燃料を噴出させる0.7mmの穴を断面上でできるだけ均等に66個を開けたものである。燃焼ガス採取を兼ねた供試試料担持L字形プローブ(以降、単にプローブ)は最初燃焼ガスの到達しない外部に置き、燃焼ガス条件が設定値に落ち着いた時にバーナー下流の断熱管部に挿入した。バーナー部およびプローブの位置関係は図2のごとくである。

プローブ先端の詳細は図3に示すように、水冷ガス採取管先端に十文字形のイリジウム板を取り付け、それに試料を担持させる構造とした。耐熱断熱材で覆った採取管外形は20mmである。このガス採取管により採取したガスは掘場製

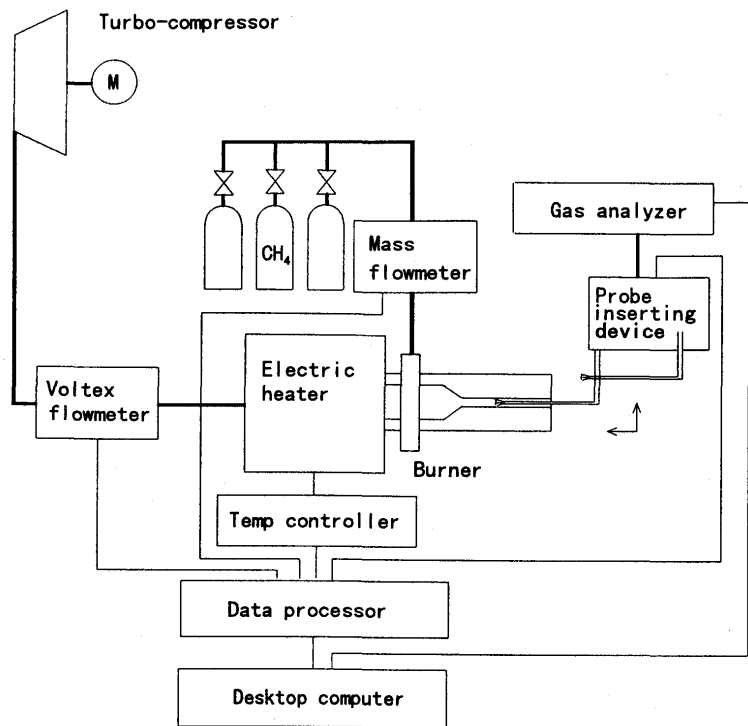


図1 試験装置系統図

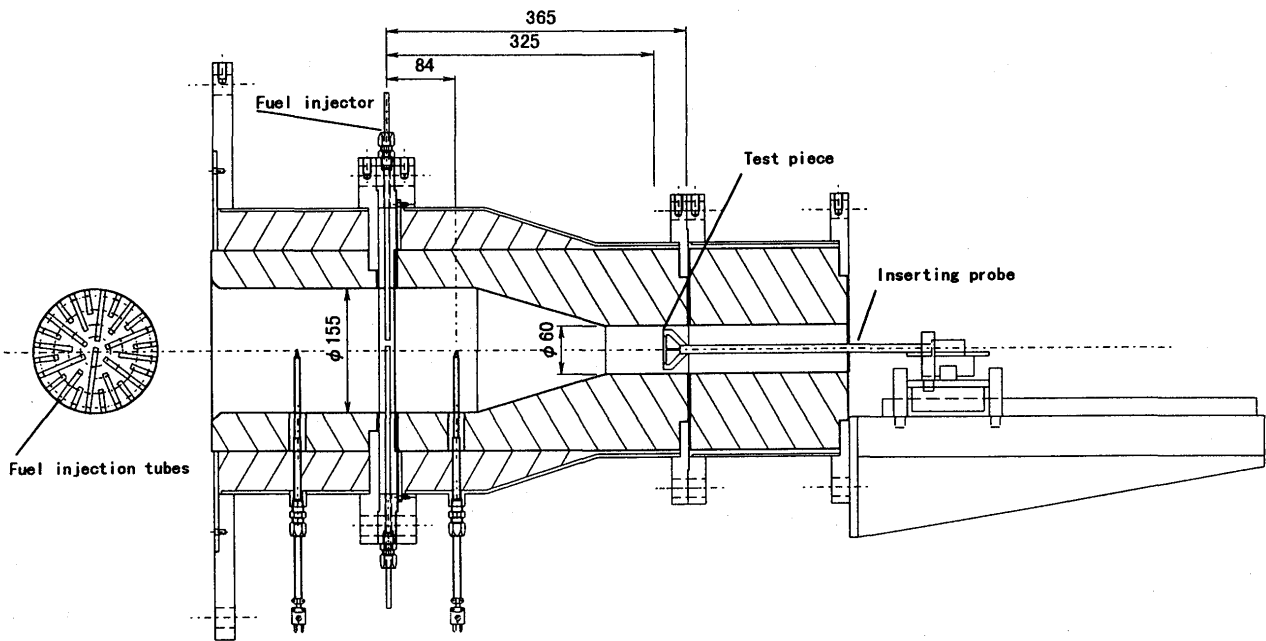


図2 装置主要部断面

ガス分析計 (MEXA-9110H) を用いて分析した。この分析計の各成分検出方式と検出レベルは表3に示す。各分析計の8時間後のドリフト、ノイズなどはフルスケールの±1%以内である。

**装置特性** 供試部付近断面での、上下(Z)および水平方向(Y)の局所当量比(PHI)および酸素濃度(O<sub>2</sub>)の代表的分布を図4に示す。酸素濃度は断面上ほぼ均一である

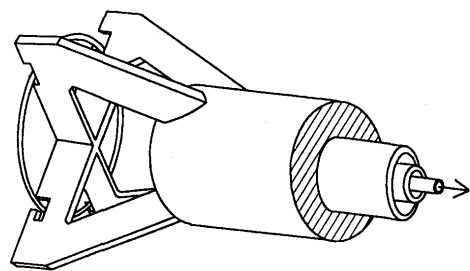


図3 供試試料担持プローブ先端部

が試料測定試験時にモニターのためガス採取を行っている中心部はやや燃料希薄となっている。この傾向はどの条件でもほぼ同様で、供試試料のある位置と中心部では最大25%の違いがあった。

#### 4. 実験方法

試験条件を下記の範囲の設定値にし、定常状態となっている時に試料を取り付けたプローブを挿入した。ほぼ同一温度、風速および酸素濃度で試料を変えてそれぞれ5分、10分および20分間、試料を燃焼ガスに暴露する試験を行った。

**試験条件** 実験範囲としたガス温度、酸素濃度および代表風速はつぎの通りであった。

供試温度：1630 ~ 1940 K

酸素濃度：14, 16%

代表風速：55 ~ 138 m/s

酸素濃度の低下は燃焼反応でまかなったため結果的に、低い酸素濃度での高温条件、高い酸素濃度での高温条件は設定が困難であった。また低温での高風速条件も燃焼状態の安定性を欠くことから困難であった。

データ整理に用いたガス温度は、バーナー直前で計測した空気温度に、それを初期温度とした供試当量比による断熱平衡火炎温度上昇値に燃焼効率をかけた値を加えて求めたものである。流入空気温度が740K程度で当量比を0.5とした条件のとき、燃焼効率が94%程度に低下したが、その他の条件では99%以上の燃焼効率であった。

**気化量測定** 燃焼ガスへの暴露試験の前後に電子天秤(Mettler Instruments, AE240)による試料の精密質量測定を行った。この天秤の読みとり限界は0.01mg、再現性は0.02mgであった。

#### 5. 結果とその整理

試験により初め質量 $m_0$ であった試料が時間 $\Delta t$ の燃焼ガス暴露によって $\Delta m$ の減損を生じたとする。減損はイリジウム金属の表面が酸化され、その酸化物が蒸発することによって生ずることから、単位表面積、単位時間あたりの物質移動量は、初期半径を $r_0$ 、試料長さを $L$ とすると

$$\frac{\Delta m}{2\pi r_0 L \cdot \Delta t} = \frac{\Delta m}{m_0} \cdot \frac{m_0}{2\pi r_0 L \cdot \Delta t} \quad (1)$$

上式右辺の質量変化割合 $\Delta m/m_0$ は平均半径にして元の $r_0$ から $\Delta r$ が減少したとすると、

$$\frac{\Delta m}{m_0} = \frac{\rho_s \pi \{r_0^2 - (r_0 - \Delta r)^2\} L}{\rho_s \pi r_0^2 L} = \frac{2\Delta r}{r_0} \quad (2)$$

表3 ガス分析計構成

対象ガス	方式	検出レベル	レンジ数
CO	NDIR	100ppm~6%	7
CO <sub>2</sub>	NDIR	5%, 10%, 15%	3
THC	CLD	50ppm~2%	9
O <sub>2</sub>	磁気式	5%, 10%, 25%	3
NO <sub>x</sub>	CLD	50ppm~1000ppm	5

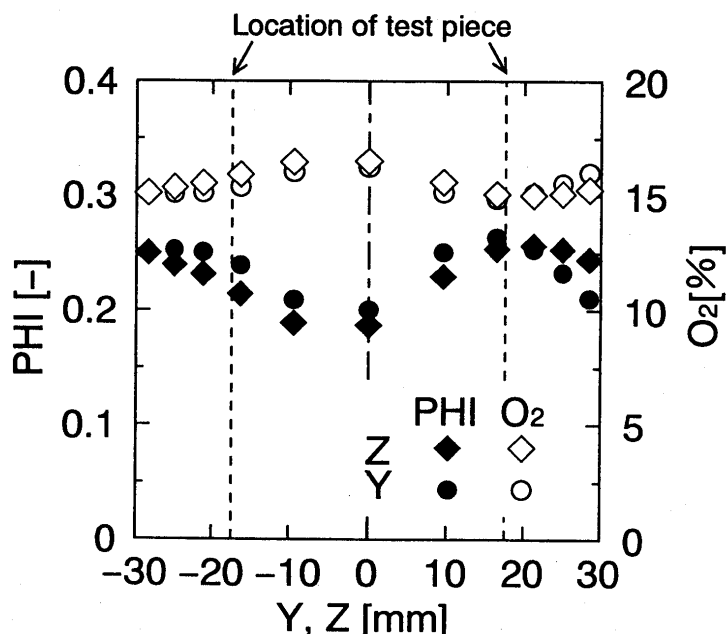


図4 試験部断面での局所ガス濃度分布  
(平均当量比0.22,  $T_{in}=1400K$ ,  $U_e=112m/s$ )

となり直径減少割合として表せる。ここで、 $\rho_s$ はイリジウム金属の密度である。これを式(1)に適用すると、

$$\frac{\Delta m}{2\pi r_0 L \cdot \Delta t} = \rho_s \frac{\Delta r}{\Delta t} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (3)$$

すなわち半径減少率 $\Delta r/\Delta t$  [m/s]は、単位表面積あたりの体積減少率そのものである。実験で得られた半径減少率を表4に示す。同表で3個ずつのデータが組みとなっているがそれらは燃焼ガスへの暴露時間がそれぞれ5, 10および20分のデータである。燃焼ガス温度 $T_g$ および流速 $U_e$ に対する半径減少率をそれぞれ図5と図6に示す。それらの図中の▽は文献4)による値である。

ここで物質伝達量が小さく、壁面での垂直対流速度や質量濃度が無視できるほど小さい、などを考慮すると熱伝達と物質伝達のアナロジが成り立つ。その場合、一般に実験した $Re$ 数範囲の円柱の無次元化熱伝達率 $Num$ は、次式のように $Re$ 数の0.5乗に比例することが知られている。

表4 実験結果

Rum No.	サンプル No.	$m_0$ [g]	$\Delta m$ [g]	$\Delta r/\Delta t$ [nm/s]	$T_g$ [K]	$U_e$ [m/s]	$O_2$ [%]
1	1	2.32308	0.02198	8.10	1634	67.32	16.5
2	2	2.37015	0.04141	7.83	1634	67.43	16.6
3	3	2.32260	0.09920	9.61	1634	68.10	16.5
4	4	2.32177	0.03583	13.40	1772	66.92	16.2
5	5	2.34003	0.07922	14.16	1772	67.51	16.2
6	6	2.28886	0.14453	14.16	1772	67.93	16.1
7	7	2.32929	0.05618	20.46	1772	136.66	16.4
8	*8	2.50118	0.10073	18.92	1772	137.62	16.4
9	*9	2.54872	0.17012	15.97	1772	138.57	16.5
10	11	2.54191	0.01199	4.63	1701	54.60	13.7
11	2	2.32874	0.02907	5.83	1674	55.36	14.3
12	1	2.30110	0.01492	5.93	1710	57.48	13.9
13	6	2.14433	0.02132	8.62	1683	114.18	14.0
14	5	2.26081	0.04611	9.15	1674	116.55	13.9
15	4	2.28594	0.08999	8.85	1705	120.90	13.5
16	9	2.37860	0.01627	6.33	1935	57.08	13.7
17	8	2.40045	0.03496	6.75	1935	54.64	13.5
18	7	2.27321	0.07727	7.71	1935	57.91	13.5
19	3	2.22207	0.03062	12.28	1940	112.74	13.9
20	*10	2.54486	0.04897	9.21	1940	114.05	13.7
21	*11	2.52992	0.09856	9.26	1940	115.38	13.7

\* 断面、四角形  
その他 断面、多角形

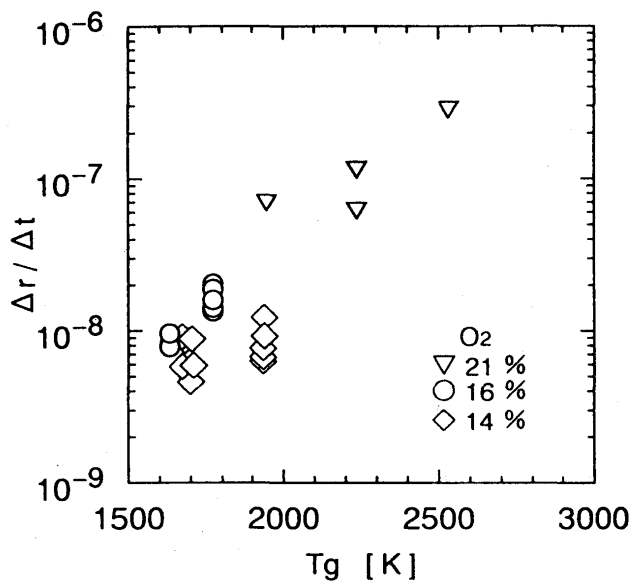


図5 燃焼ガス温度に対する半径減少率

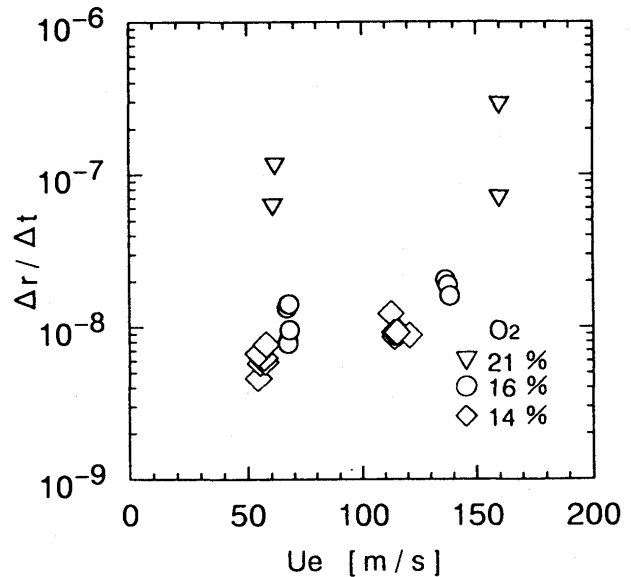


図6 燃焼ガス流速に対する半径減少率



すなわち、

$$\text{Nu}_m = \frac{2h_m \cdot r}{\lambda} = 0.51 \text{ Re}^{0.5} \text{ Pr}^{0.37} \quad (4)$$

ここで $h_m$ は熱伝達率、 $r$ と $\lambda$ はそれぞれ線半径とガスの熱伝導率、 $\text{Pr}$ はプラントル数である。従ってこれを物質伝達に当てはめた場合は、シャーウッド数 $\text{Sh}$ により表され

$$\text{Sh} = \frac{2h_d \cdot r}{D} = 0.51 \text{ Re}^{0.5} \text{ Sc}^{0.37} \quad (5)$$

ここで、物質伝達率 $h_d$ 、拡散係数 $D$ およびシュミット数 $\text{Sc}$ は、

$$h_d = \frac{h_m}{c_p \rho}, \quad D = \frac{\lambda}{c_p \rho}, \quad \text{Sc} = \frac{\nu}{D}$$

である。また上式で $c_p$ 、 $\rho$ および $\nu$ はそれぞれ表面付近混合気の比熱、密度および動粘性係数である。

これよりイリジウムの物質移動の風速への依存性は $\text{Re}$ 数の0.5乗に比例すると考えられる。図5のデータを $\text{Re}^{0.5}$ で除すと図7のようになる。更に物質伝達に及ぼす酸素濃度の影響はイリジウムの表面での蒸気圧、その蒸気の拡散係数および粘性係数に依存している。これらは周囲のガス温度の関数であると考えられるため供試酸素濃度の分圧 $p_{O_2}$ に対するパラメータ依存性を求めてみると図8のように分圧の3乗の場合に最もまとまった傾向を示す。

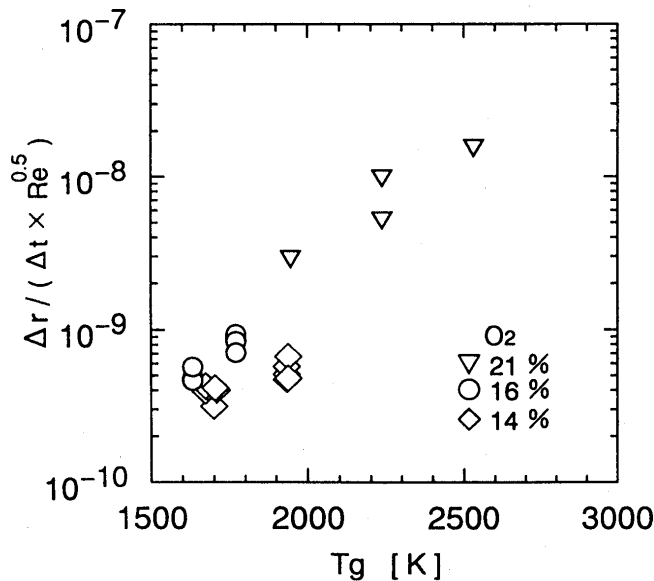


図7  $\text{Re}^{0.5}$ で除した半径減少率の温度依存性

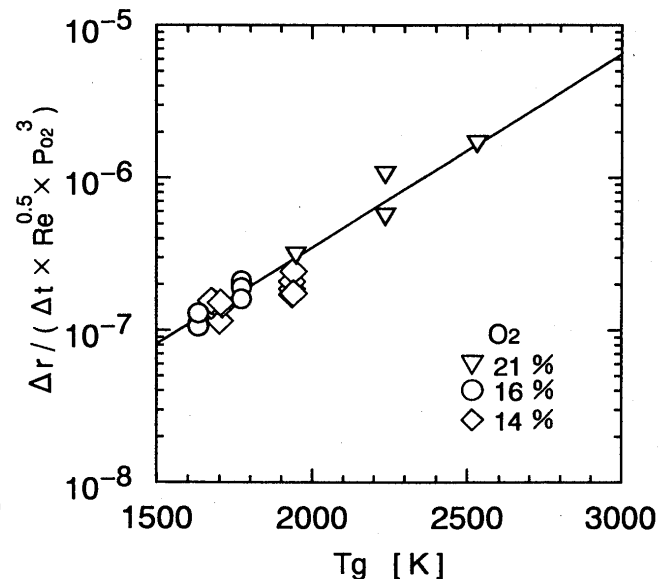


図8 燃焼ガスの流速と酸素分圧で補正した半径減少率の温度依存

結局、イリジウムの温度、風速および酸素濃度に対する依存性は、

$$\frac{\Delta r}{\Delta t} = 9.85 \times 10^{-10} \exp(2.93T_g/1000) \text{ Re}^{0.5} p_{O_2}^3 \quad (6)$$

と表されることがわかる。

この式に従えば、例えば800Kの入り口空気温度でメタン燃料を当量比0.6で燃焼させたとき残存酸素濃度は8%、温度1980K程度であるから、風速110m/sの速度場で測定しても半径減少率は $3 \times 10^{-9}$ m/s程度、すなわち10時間の実験で0.1mm程度であることがわかる。

## 5. まとめ

燃焼ガスの温度、風速および酸素濃度を変えた雰囲気中でイリジウム金属線の減損割合を測定し、これまで知られていなかった燃焼ガス中、強制対流条件下におけるイリジウム金属の酸化速度を定量的に求めた。その結果、単位表面積あたりの酸化量はガス温度に対数的依存性を示し、Re数には平方、酸素分圧には3乗に比例することがわかった。ガスタービンなどで経験する高温の燃焼ガスは一般に酸素濃度が低くなるため、イリジウム金属を短時間使用することに対しては比較的蒸発量が少ないので試験研究などで必要な数時間の使用には十分耐えられる。

本研究は通産省工業技術院による産業科学技術研究開発による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」に関連して行った。また本研究に際し試料提供と精密質量計測を分担していただいた榎フルヤ金属に謝意を表わす。

## 参考文献

- 1) Moffat, F.R.: Gas Temperature Measurement, Temperature, its Measurement and Control in Science and Industry, Vol.III, Part 2, Reinhold, N.Y.(1962) pp.553-571
- 2) 田丸、下平、黒沢: 1900°Cレベル高温燃焼ガス計測用イリジウム多点熱電対温度計, 日本ガスタービン学会誌, 24巻93号(1996/6) pp.67-72
- 3) Wimber, R.T. and Kraus, H.G.: Oxidation of Iridium, Metallurgical Trans., Vol.5 (1974) pp.1565-72
- 4) Wimber, R.T., Hills, S.W., Wahl, N.K. and Tempero, C.R.: Kinetics of Evaporation/Oxidation of Iridium, Metallurgical Trans.A, Vol.8A, (1977/1) pp.193-199

# 超音波翼端すきま計測(第1報)

## 静特性および低速度域

B-6

\*田頭 剛、杉山 七契、松田 幸雄(航空宇宙技術研究所)  
松木 正勝(日本工業大学)

### 1. まえがき

ガスタービンのコンプレッサーやタービンの翼列とケーシングの間には「翼端すきま」が存在する。この翼端すきまを常に最小限に保つことは、エンジンの効率に大きく寄与する。しかし、翼端すきまはエンジンの運転状態によって変化する。一般的に航空用エンジンでは、離陸・上昇時に翼端すきまが最小になり、燃料消費改善に最も効果のある巡航時には、必ずしも最小のクリアランスであるとはいえない。最近の航空用エンジンでは、ケーシングに冷却空気を吹き付け、熱膨張・収縮を利用して、オープン・ループ制御でクリアランスのコントロールをしているが、クローズド・ループ制御がより好ましい。クローズド・ループ制御を実現するためには、実機搭載状態で翼端すきまを計測する事が不可欠である。

翼端すきまを計測する手段としては渦電流、静電容量、放電現象を利用した方法や、レーザーなどの光学的手法や、X線などを利用などさまざまな方法がある<sup>[1]-[5]</sup>。これらは、金属翼に限る、汚れに弱い、非常に高価で取扱いが難しいなど、一長一短があり、もっぱら実験室での使用に限られる感がある。

超音波計測には上記の問題を克服する事ができる利点がある。すなわち (i)非金属にも対応する、(ii)非接触計測である、(iii)汚れにつよい、(iv)取扱いが容易である、などである。また、最近では周波数が MHz レベル、耐高温用の超音波センサ、強力なパルサ・レシーバおよび安価な高速データプロセッサなどが利用できるようになってきており、超音波による翼端すきま計測の実現により近づいた。

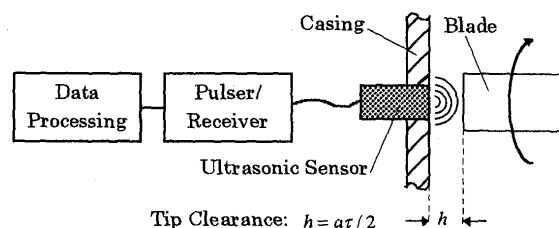


Fig.1 Concept of Measurement

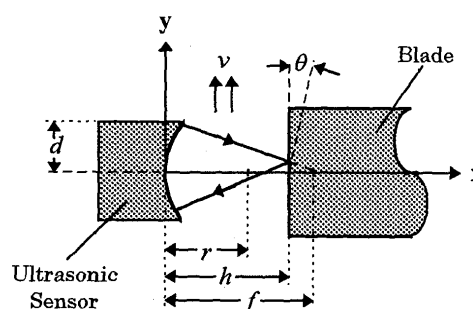


Fig.2 Near Field Correction

### 2. 計測原理

基本的に超音波すきま計測の原理は Fig.1 に示すごとく、非常に簡単なものである。センサから発した超音波は、翼端に当たって跳ね返り、再びセンサに戻ってくる。この間の時間差を計測し次式によりすきまが計算される。

$$h = \frac{a \tau}{2} \quad (1)$$

ここで、 $h$ : すきま量、 $\tau$ : 時間差、 $a$ : 音速度である。  
(1)式は超音波センサが点音源であると仮定できる場合、もしくは遠距離音響場の場合に成り立つ。  
Fig.2 に示すように音響レンズの直径などが、超音

波の行路長に対して無視できないほどの近い距離で、点音源とみなせない場合は、(1)式を補正する必要がある。

Fig.2の焦点付き空気伝播超音波センサの場合、超音波の最小の行路長( $l$ )は次のように計算される。

$$l = \min(l_n, l_f)$$

$$l_n = (2h - \delta - \delta')\sqrt{1 + k^2}$$

$$l_f = 2h\sqrt{1 + (v/h)^2}$$

$$\therefore l = g'(h, v) \quad (3)$$

ここで、 $k$ 、 $\delta$ および $\delta'$ は次式により定義される。

$$\frac{r \sin \varphi - |2h - \delta' - f| \cdot v/h}{|2h - \delta' - f|} = \frac{r \sin \varphi - f \cdot v/h}{f - \delta} = k$$

$$r \cos \varphi = r - \delta$$

$$r \cos \varphi' = r - \delta'$$

$$r \sin \varphi = d \text{ (if } \delta \geq \delta'), r \sin \varphi' = d \text{ (if } \delta < \delta') \quad (4)$$

ここで、 $h$ :音響レンズ中心からの翼端までの距離、 $r$ :音響レンズの曲率半径、 $f$ :焦点距離、 $v$ :翼端すきま内の流れの平均マッハ数、である。(3)(4)式は、 $y$ 軸方向の流れのについても、考慮されている。超音波センサは最小行路をたどった超音波を最初に感知するので、

$$l = a\tau \quad (5)$$

よって、すきま量  $h$  は次式の形であらわせる。

$$h = g(a\tau, v) \quad (6)$$

Fig.3は(3)式からすきま量と最小行路長の差( $h-l/2$ )をプロットしたものである。流れのマッハ数が低い場合は、最小行路長はすきま量よりも0~1.5mm小さくなる。よって、近距離では(1)式でなく(6)式を使う必要がある。

### 3. すきま計測システム

#### オペレーション

すきま計測システムをFig.4に示す。

- 1) 回転角を検知し、信号をデジタル・インプット・チャンネルに入力する。

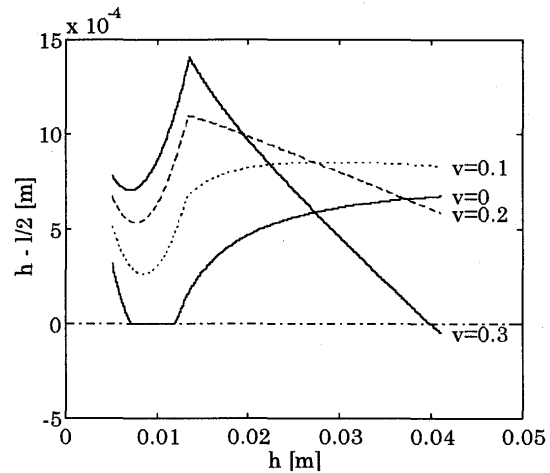


Fig.3 ( $h$ ) vs. ( $h-l/2$ )  
( $r = 11.8$  mm,  $d = 5.87$  mm,  $f = 13$  mm)

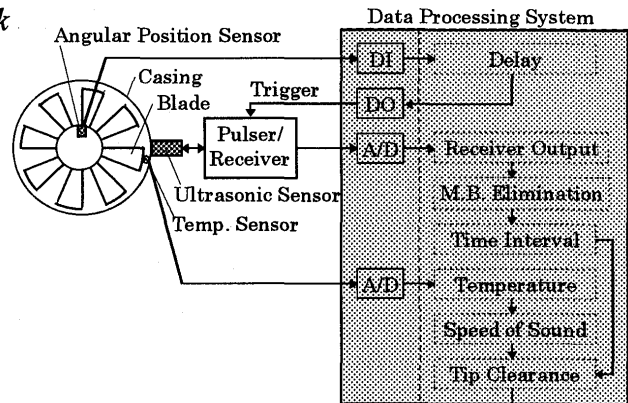


Fig.4 Clearance Measurement System

- 2) 1)の信号に必要な遅延をかけてトリガ信号とし、超音波を発振する。
- 3) 翼端のエコーを、超音波センサで検出する。
- 4) 超音波センサの出力をA/Dコンバータで取り込み、送信波とエコーを分離し、発振からエコーの検出までの時間差を算出する。
- 5) 温度センサーより温度を検出
- 6) 回転数から翼端すきまの流れの速度を推定する。
- 7) (6)式および(2)式からすきま量を計算する。

#### 超音波センサ

今回使用したソニックス(株)製の焦点付き空気伝播超音波センサの周波数特性と、エコーをFig.5に示す。中心周波数は1.465MHzで焦点は13mm、

音響レンズの半径は 5.78mm、音響レンズの曲率半径は 11.8mm である。

#### パルサー・レシーバー

ライテック社製 SP-801/BR-640 により発生する最大 1200V のパルスで超音波センサを発振する。エコーはアンプを経由してレシーバーにもどる。

#### 回転角センサ

回転角センサとして光反射方式のセンサを用いた。ローター軸上のマーキングを検知する。

#### A/Dコンバータ

使用したA/Dコンバータはソニックス(株)製 STR-8100D で、8ビットバイポーラー、最大 100MHz のサンプリング周波数が可能である。サンプリング周波数はすきまの計測分解能を決める。時間差  $\tau$  は、100MHz のサンプリング周波数の場合、 $1 \times 10^{-8}$ s (0.01 $\mu$ s) の精度で計測できる。ファン、コンプレッサおよびタービンなどの翼端周速度は 300~800ms 程度であるので、すきまは(1)式より  $4 \times 10^{-6}$ m (4 $\mu$ m) 程度の分解能で計測可能である。

#### 送信波除去

発振直後からの出力波形は Fig.6 に示すように強力な送信波が残ってしまう。そのため、エコーが早く帰ってくると、この送信波に埋もれてしまって、検出不能になる。そのため、従来の超音波距離計では、送信波が十分に減衰してから、エコーが返ってくるようにするため、最小計測距離を大きくとる必要がある。

最小計測距離を改善するため、送信波とエコーを分離した。Fig.7(a)は超音波センサの出力波形で、送信波だけでエコーがないもの、Fig.7(b)はエコーがあるもので、送信波とエコーが合わさっている。送信波だけの波形を  $f_m$ 、送信波とエコーの合わさった波形を  $f_d$  とすると、分離したエコーだけの波形  $f_e$  は非常に簡単な次式であらわせる。

$$f_e = f_d - f_m \quad (7)$$

Fig.7(c)に分離したエコーだけの波形を示す。この

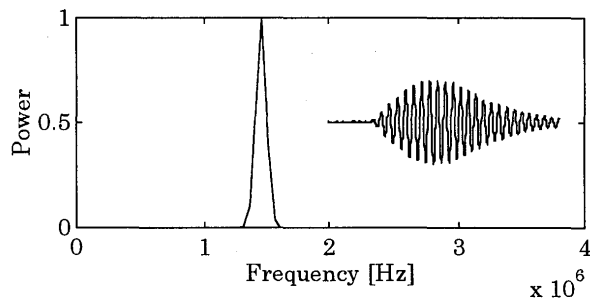


Fig.5 Frequency Characteristic of Sensor

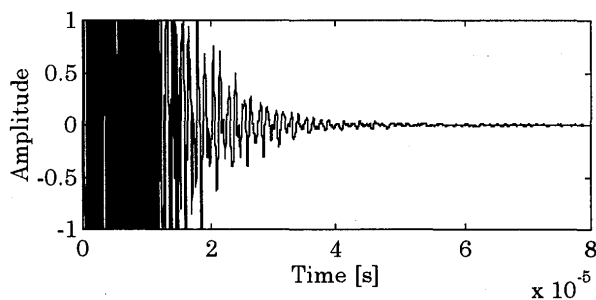


Fig.6 Main Bang Signal

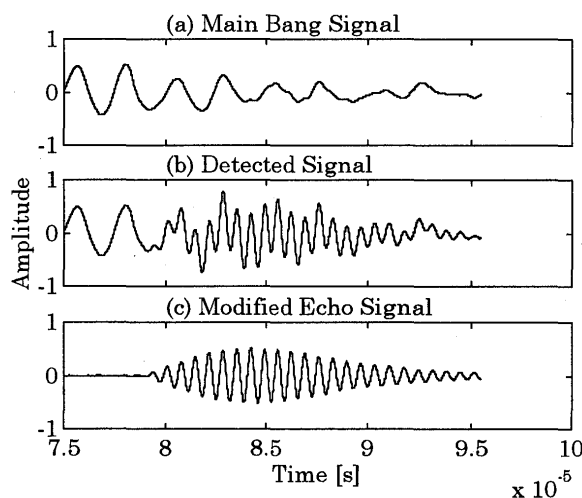


Fig.7 Elimination of Main Bang

操作はA/Dコンバータが飽和していない範囲に限り、有効である。今回使用した超音波センサの場合、最小計測距離をおよそ 4mm 程度まで改善できた。

#### 4. 静特性

##### エコーの強度分布

Fig.8 に反射物との距離とエコーの強度の関係を示す。反射物の傾きが 0 度の場合、0.012m 付近に極大値があり、焦点位置とほぼ一致する。いくつか

極大値、極小値が存在するが、これも近距離音響場の理論と一致する。また、反射物の角度が大きくなる程、強度が落ちているのは当然の結果であろう。

### エッジの反射

Fig9 に反射物のエッジを含んだ結果を示す。Fig.9(b)より、エッジの部分でエコーの強度が高くなっている。また Fig9(a)ではエッジより外側でもエコーが返ってきている。これは、超音波のビーム径は微少に絞れないことを示している。

### 距離測定

Fig.10 に距離測定結果と理論値との比較を示す。マッハ0では非常によい一致を示す。その差は最大で  $\pm 5 \times 10^{-5} \text{m}$  (0.05mm) 程度である。マッハ 0.05、1.0 では定性的には一致していると言える。

## 5. 動翼での翼端すきま測定結果

### 装置

Fig.11 に使用した動翼模型を示す。動翼はエポキシ系の樹脂で成形されており、合計18枚からなる。翼の高さは 30mm、厚さ 2.3mm である。翼列の径は 120mm で、最高回転数は約 160Hz、翼端速度は最高で約 60m/s となる。

静止状態での翼端すきまは約 0.8mm、超音波センサはケーシング内径から 10.85mm セットバックして装備した。よって、翼端とセンサの中心まで静止状態で約 11.65mm となる。

### 翼端すきま測定

Fig.12 に翼端すきまの測定結果を示す。図中、○が超音波での測定結果、□が光反射方式による測定結果である。翼を平板と仮定して遠心力による伸びを計算すると、伸びは高々  $1.8 \times 10^{-5} \text{m}$  程度である事から、光反射による測定はほぼ妥当であるが、超音波による計測結果は伸びを大きめに見積もってしまう。光反射による計測値との差は  $5 \times 10^{-5} \text{m}$  以内であった。

これは、翼端すきま内流れを、翼端通過速度と等しい一様流と仮定している事が原因と考えられる。

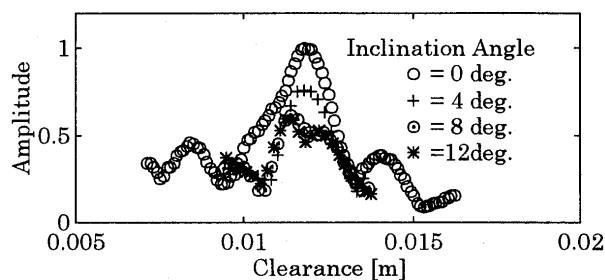


Fig.8 Maximum Amplitude of Echo Wave (Along x-Axis)

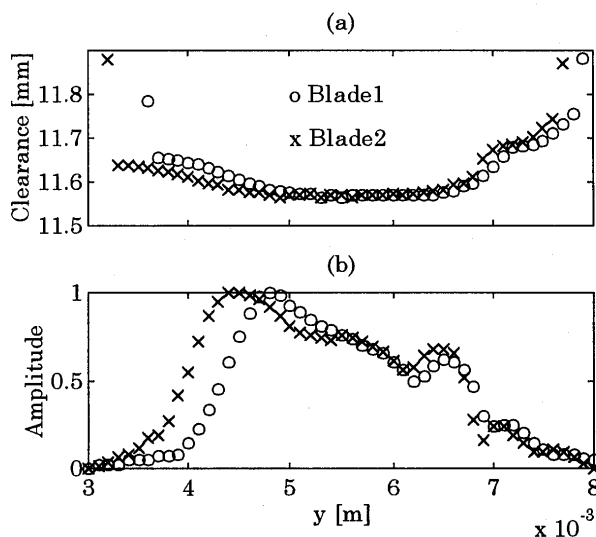


Fig.9 Maximum Amplitude of Echo Wave (Along y-Axis)

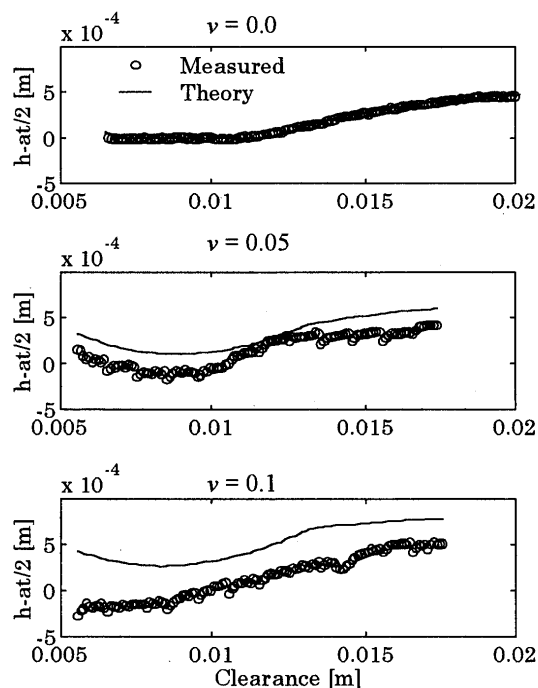


Fig.10 Clearance Measurement

またケーシングにφ4の穴を開けて、センサをセットバックしているため、ケーシングの穴で発生する渦などの影響も考えられる。

### トリガの遅延時間の影響

Fig.13に遅延時間を変化させた場合の、エコーの例を示す。7.2×10<sup>-5</sup>s 付近のマークはエコーの検知位置を示す。遅延時間が3.9~4.4msでは、検知位置に大きな違いはないが、4.5ms以降は徐々に検知位置が遅れている。これは超音波のビームが翼端から外れてしまっていると考えられる。

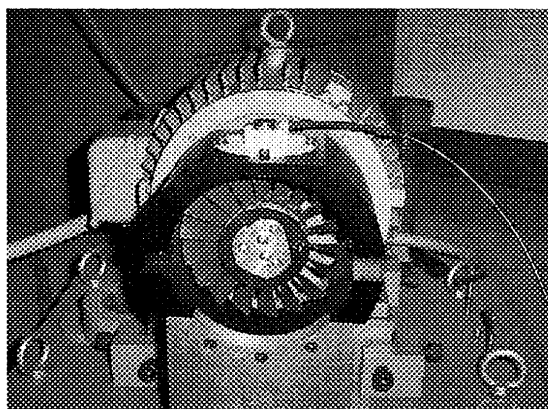


Fig.11 Rotating Blade Test Rig

### 5. まとめ

- 1) 焦点付き空気伝播超音波センサの校正原理を、最小行路長に基づいて推定し、定性的には実験結果とよい一致を得た。
- 2) 単純な引き算からなるデータ処理法により、送信波とエコーを分離する事に成功した。
- 3) 超音波により翼端すきまを計測した。誤差は5×10<sup>-5</sup>m以内と考えられる。

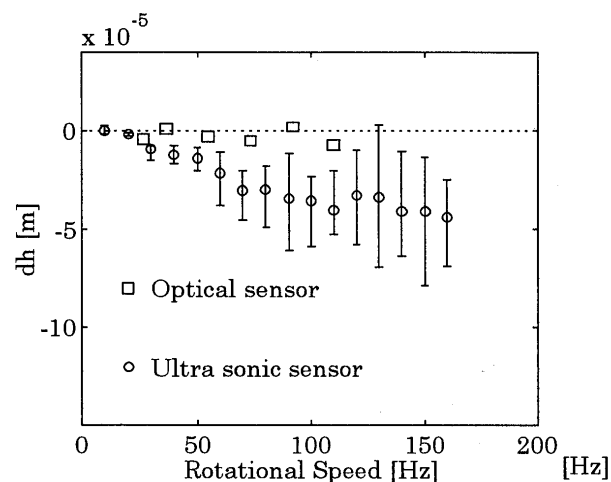


Fig.12 Dynamic Clearance

### 参考文献

- [1] Chivers, J.W.H., "A Technique for the Measurement of Blade Tip Clearance in a Gas Turbine", AIAA 89-2916, 1989.
- [2] Simmons, H.R., Michalsky, D.L., Brewer, K.E. and Smalley, A.J., "Measuring Rotor and Blade Dynamics Using an Optical Blade Tip Sensor", ASME 90-GT-91, 1990.
- [3] Sheard, A.G. and Killeen, B., "A Blade by Blade Tip Clearance Measurement System for Gas Turbine Applications", ASME 94-GT-40, 1994.
- [4] Grzybowski, R., Foyt, G., Atkinson, W., Knoell, H., Wenger, J., "Microwave Blade Tip Clearance Measurement System" ASME 96-GT-2, 1996.
- [5] 松田 幸雄、「光反射方式による非金属動翼のすきま計測」、第11回ガスタービン秋季講演会講演論文集 pp71-76

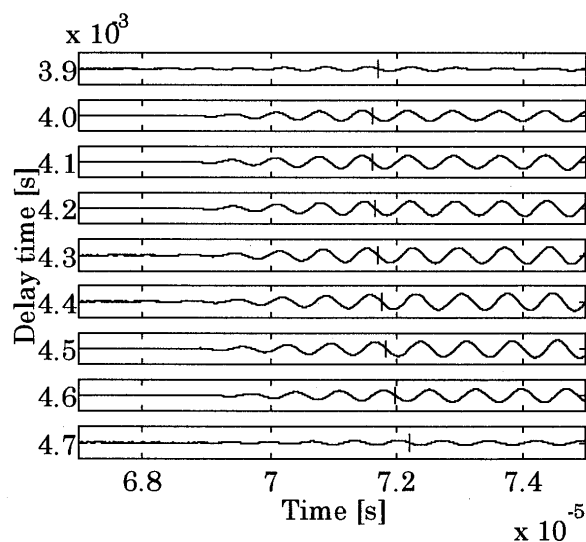


Fig.13 Effect of Delayed Signal

\* 高村倫太郎 (慶大理工・院)  
 富田 洋章 (慶大理工・院)  
 川口 修 (慶大理工)

1. まえがき

有望な低NO<sub>x</sub>燃焼法の一つとして希薄予混合燃焼法がある。この燃焼法は安定性に劣るため、開発された燃焼器の例<sup>1) 2) 3)</sup>では、何らかのパイロット機構を付加して燃焼の安定化を図っているものが多い。しかし、一般的にパイロット燃焼器は役割上、その燃焼温度が高くNO<sub>x</sub>の発生量が多いため、必要以上に負荷を大きくし過ぎると、希薄予混合燃焼器本来の低NO<sub>x</sub>性が損なわれてしまう。したがって、燃焼の安定性と低NO<sub>x</sub>性を最適条件で両立させるためには、パイロット側と主燃焼器側との作動条件を適切にバランスさせる必要がある。

このような考えを背景として、パイロット燃焼器付き希薄予混合燃焼器の小型・簡略化モデルを用いて、パイロット側と主燃焼器側の作動条件を様々に変えて燃焼実験を行い、その基礎的な排気特性について調べた。本報ではその結果について報告する。

2. 実験

2. 1 燃焼器モデル

燃焼器モデル(図1)は、直径約53mmで、2重の管状部分の内側がパイロット側、外側が主燃焼器側になっている。パイロット側には比較的濃い予混合気が、主燃焼器側には比較的薄い予混合気の流れる。燃料には純メタンを使用した。パイロット側上流には保炎用のセラミックハニカムがあり、パイロット火炎はこの背後に保持される。ハニカム保炎器からパイロット燃焼器出口までは、燃焼が十分完了するように長めの流路を確保した。パイロット燃焼器出口から主燃焼器出口までは約318mm(直径の6倍)の長さがあり、この領域でパイロット燃焼器による高温燃焼ガスにより主燃焼器側の希薄予混合気流に火炎を伝播させる。燃焼器出口は大気解放で、この位置で水冷プローブにより排気のサンプリングを行う。

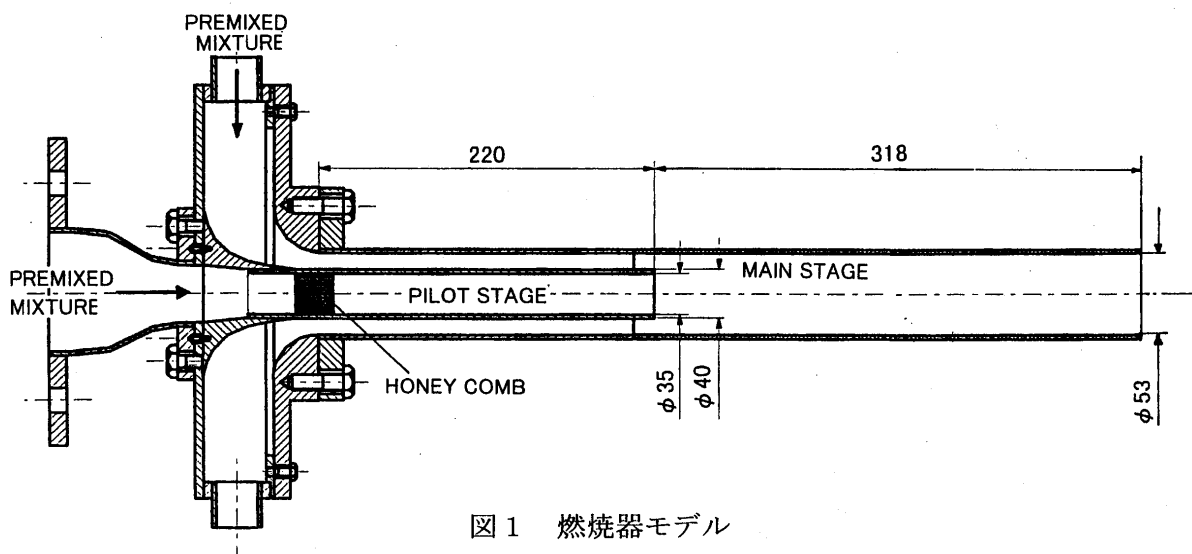


図1 燃焼器モデル



## 2. 2 流路系統

図2に流路系統を示す。パイロット側と主燃焼器側の空気は、それぞれ別系統の小型の空気源から、流量測定用のオリフィスを経て燃焼器に供給される。燃料は、燃焼器のかなり上流で空気と合流させ、完全に混合させて供給する。

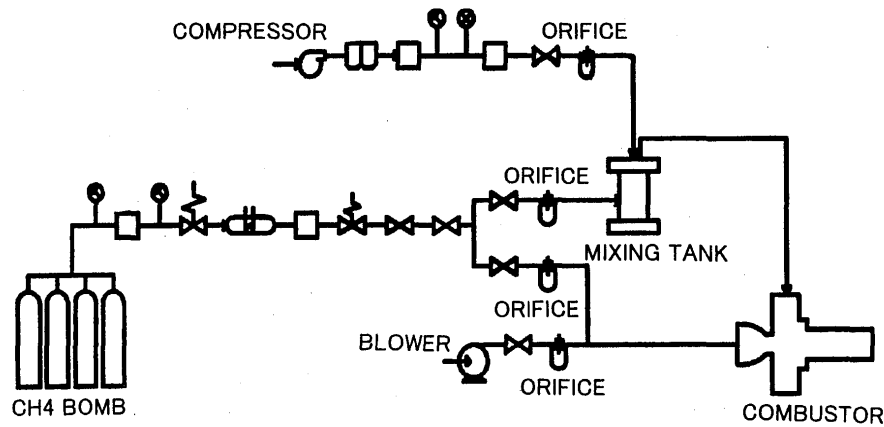


図2 流路系統

## 2. 3 測定方法

燃焼器出口において、水冷サンプリングプローブを半径方向に挿入して、排気のサンプリングを行った。採取されたガスは、前処理器を経て、連続型のガス分析器（NO<sub>x</sub>計、CO計、及びO<sub>2</sub>計）に供給される。プローブのガス採取孔は1つで、燃焼器の半径方向にトラバース（6点）し、各半径方向位置で得られたデータを面積加重して、出口における平均の排出濃度を算出した。

## 2. 4 実験条件

パラメータとして、パイロット側と主燃焼器側それぞれの、未燃予混合気の流速（以下「予混合気流速」という）と当量比を変化させた（表1）。また入口の温度・圧力は常温・常圧である。

表1

	パイロット側	主燃焼器側
予混合気流速* (m/s)	1.9**	6.8、9.3、11.8
当量比	0.7、0.8、0.9	0.35、0.45、0.55

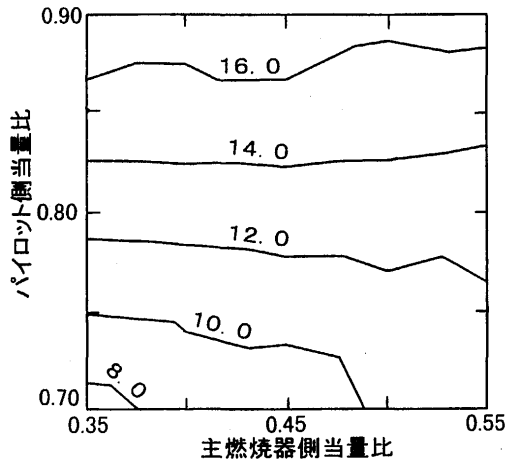
\*: 予混合気流速は、パイロット側はφ35の円形流路、主燃焼器側は外径φ53・内径φ40の環状流路における、常温・常圧での値。

\*\* : 当量比0.7のときにパイロット燃焼器出口の既燃ガス流速が9.3m/sとなる値。

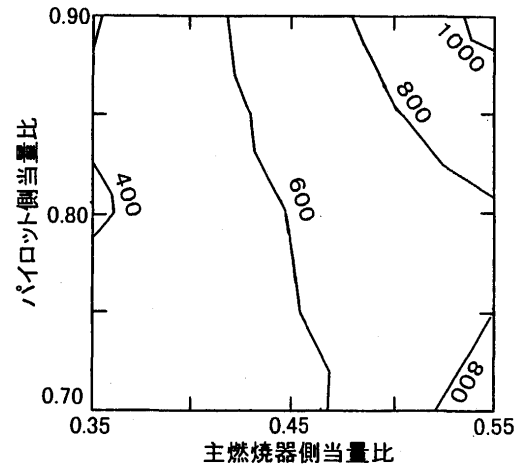
## 3. 結果と考察

### 3. 1 NO<sub>x</sub>およびCO濃度

図3～図5に、燃焼器出口におけるNO<sub>x</sub>及びCO濃度を示す。横軸は主燃焼器側当量比、縦軸はパイロット側当量比である。NO<sub>x</sub>濃度については、通常の拡散燃焼器と比較して全体的にかなり小さいレベルにあり、左下から右上へと（全体的な当量比が高い方向へと）増加する傾向にある。主燃焼器側予混合気流速が小（6.8m/s）の場合には、等濃度線は横に延びる（主としてパイロット側当量比に支配される）ように見えるが、主燃焼器側予混合気流速が中～大（9.3m/s及び11.8

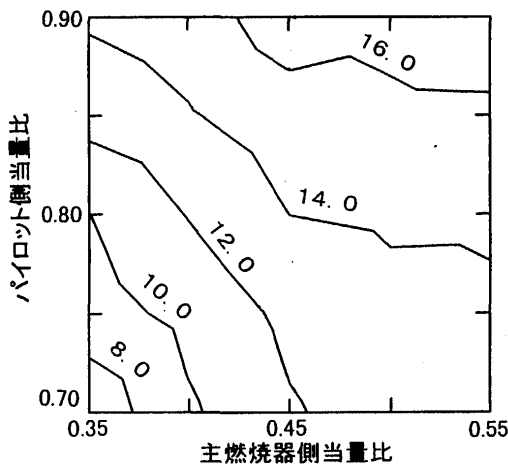


(a) NO<sub>x</sub> 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

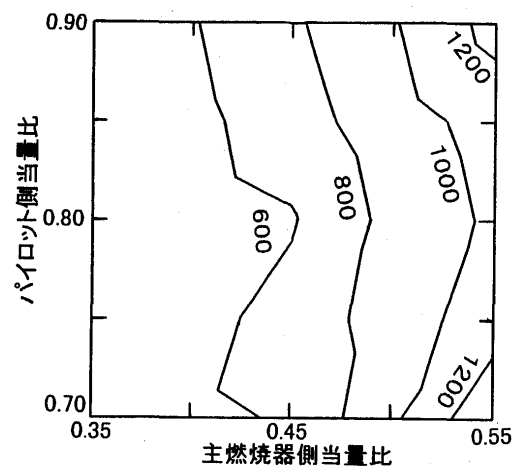


(b) CO 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

図3 当量比の組み合わせによるNO<sub>x</sub>、COの排出特性  
(主燃焼器側予混合気流速が6.8m/sの場合)

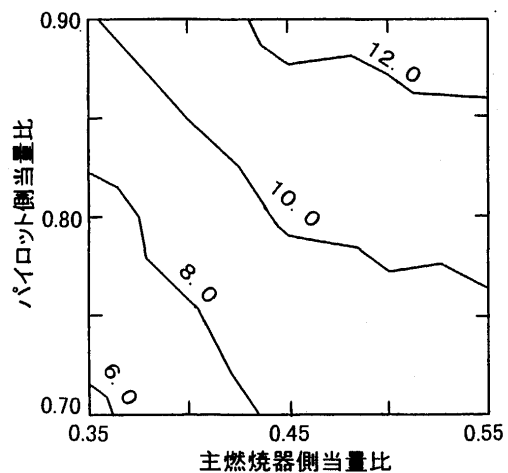


(a) NO<sub>x</sub> 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

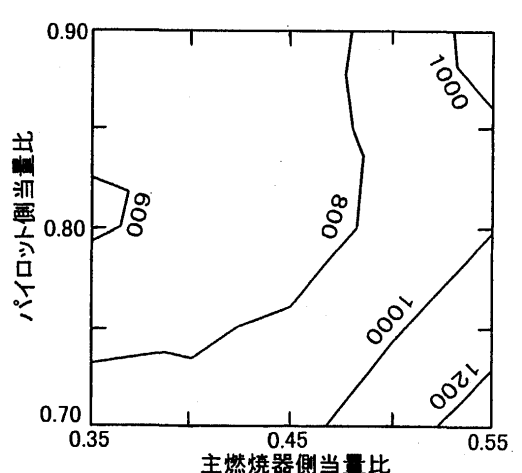


(b) CO 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

図4 当量比の組み合わせによるNO<sub>x</sub>、COの排出特性  
(主燃焼器側予混合気流速が9.3m/sの場合)



(a) NO<sub>x</sub> 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)



(b) CO 濃度 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

図5 当量比の組み合わせによるNO<sub>x</sub>、COの排出特性  
(主燃焼器側予混合気流速が11.8m/sの場合)

m/s) になるにつれて、等濃度線は斜めに延びる（パイロット側及び主燃焼器側当量比双方に支配される）ようになり、さらに全体的な濃度は減少して行く。CO濃度は全体的にややレベルが高く、左から右へと（主燃焼器側当量比が高い方向へと）増加する傾向にあり、主燃焼器側予混合気流速が大きくなるにつれて、多少増加する傾向にある。NO<sub>x</sub>のレベルが小さく、COのレベルが大きいのは、入口の温度・圧力が実機よりも非常に低いためと考えられる。また通常の拡散燃焼法を用いた燃焼器では、燃焼負荷率が増加するにつれて、NO<sub>x</sub>が増加し、これと相反するようにCOが減少する場合が普通であるが<sup>9)</sup>、本報の結果では必ずしもそうでなく、燃焼負荷率の増加とともにNO<sub>x</sub>とCO双方が増加するような傾向が見られる。

### 3. 2 NO<sub>x</sub> 濃度の見積もり値との比較

主燃焼器側予混合気流速が中（9.3m/s）のときに、NO<sub>x</sub>濃度の簡単な見積もり結果と実測値とを比較した。見積もりの方法は、初期条件を常温・常圧として設定当量比より計算した断熱火炎温度に、Lewisの文献<sup>9)</sup>に記載の以下の式、

$$\text{NO}_x (\text{ppmv}) = 7.50 \times 10^{-6} \exp(8.28 \times 10^{-3} T) \quad (T \text{ は火炎温度 K})$$

を適用して、パイロット側と主燃焼器側それぞれについてNO<sub>x</sub>濃度を求め、それらを質量流量平均したものである。燃料は完全に燃焼すると仮定した。図6に見積もりの結果を示す。等濃度線がほとんど横に延びる（ほぼ完全にパイロット側当量比に支配される）ような分布となった。比較のために、実測値を見積もり値で除算した結果を図7に示す。値が1.0の線（実測値が見積もり値と一致する線）を境に、上側（パイロット側当量比大）の領域では、実測値は見積もり値を下回り、逆に下側（パイロット側当量比小）の領域では、実測値が見積もり値を大きく上回っている。言い換えると、見積もり値と比較して実測値の場合では、パイロット側当量比の影響が小さく、主燃焼器側当量比の影響が大きくなっている。この理由の一つとして、実際の燃焼器モデルでは、パイロット側の既燃ガスと外側を流れる主燃焼器側の予混合気との間に熱交換が存在し、計算上の断熱火炎温度よりも、パイロット側は火炎温度が低くなり（NO<sub>x</sub>排出量が減少）、逆に主燃焼器側は火炎温度が高くなる（NO<sub>x</sub>排出量が増加）ことが影響しているものと考えられる。

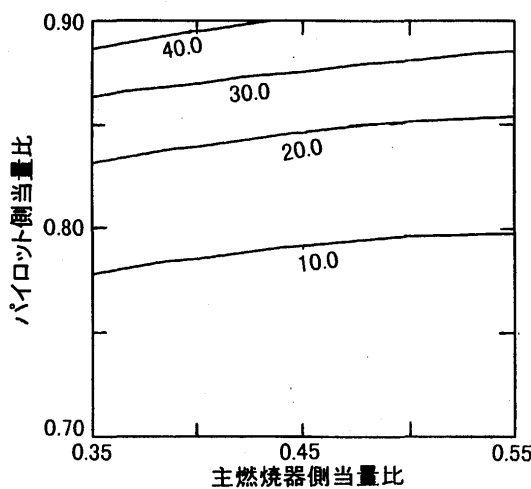


図6 NO<sub>x</sub>濃度の見積もり値 (ppmv at 16%O<sub>2</sub>)

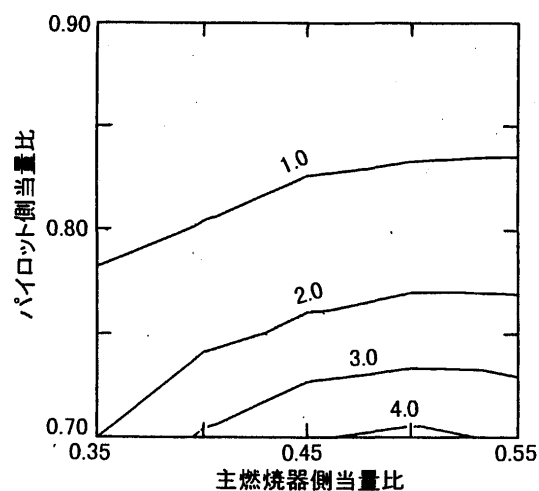


図7 NO<sub>x</sub>濃度の実測値の見積もり値に対する比

### 3. 3 燃料配分比の影響

主燃焼器側予混合気流速が中 (9.3m/s) のときに、全体当量比 (すなわち全体燃料流量) を一定として、パイロット側への燃料配分比 (パイロット側燃料流量/全体燃料流量) を変えた場合の影響を調べた。これは図4を別の形にまとめ直したものである。NO<sub>x</sub> 濃度への燃料配分比の影響を図8に示す。燃料配分比の増加とともにNO<sub>x</sub> 濃度は増加し、また全体当量比が高いほど、NO<sub>x</sub> 濃度は増加する。CO 濃度への影響を図9に示す。燃料配分比のある値に対して最小となるような下に凸の傾向を示すとともに、全体当量比が高いほど増加する傾向にある。さらに、横軸をNO<sub>x</sub> 濃度、縦軸をCO濃度として表した結果を図10に示す。ある全体当量比が与えられたとき、パイロット側への燃料配分比を変化させることにより、NO<sub>x</sub> とCOをトレードオフする曲線群ができ、全体当量比の増加とともにNO<sub>x</sub> とCO双方が増加するような傾向が見られる。

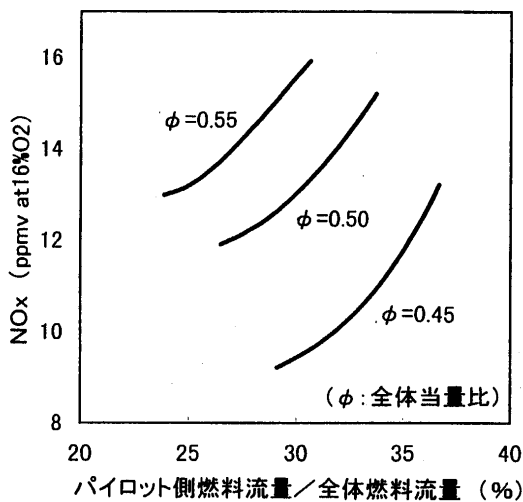


図8 NO<sub>x</sub> 濃度と燃料配分比

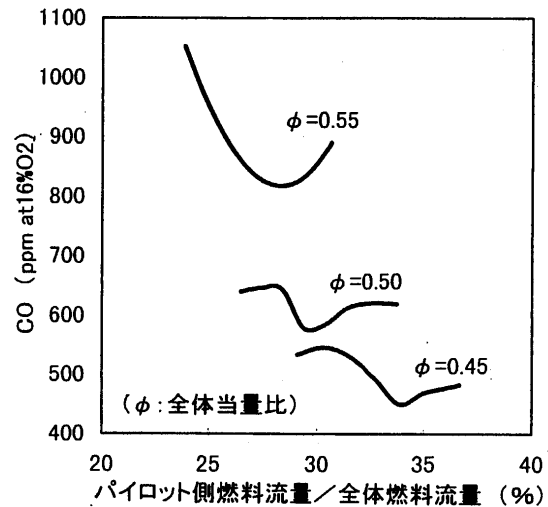


図9 CO濃度と燃料配分比

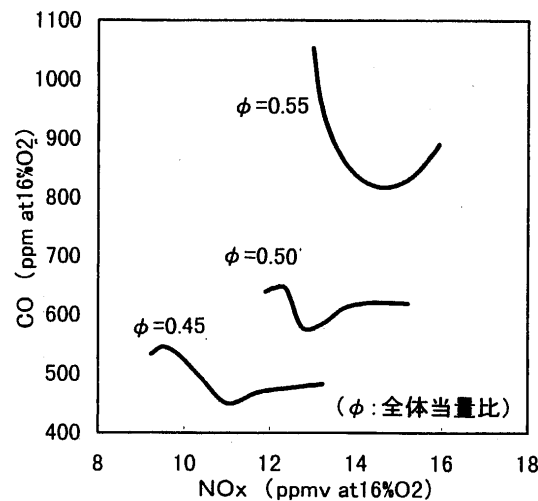


図10 NO<sub>x</sub> 濃度とCO濃度

### 4. まとめ

- (1) 通常の拡散燃焼法を用いた燃焼器では、燃焼負荷率が増加するにつれて、NO<sub>x</sub>が増加し、これと相反するようにCOが減少する場合が普通であるが、本報の結果では必ずしもそうではなく、燃焼負荷率の増加とともにNO<sub>x</sub>とCO双方が増加するような傾向が見られた。
- (2) NO<sub>x</sub> 濃度の簡単な見積もりと比較して、実際の計測結果ではパイロット側当量比の影響が

小さく、主燃焼器側当量比の影響が大きくなった。

- (3)ある全体当量比が与えられたとき、パイロット側への燃料配分比を変化させることにより、NO<sub>x</sub>とCOをトレードオフする曲線群ができ、全体当量比の増加とともにNO<sub>x</sub>とCO双方が増加する傾向が見られた。

## 5. 参考文献

- (1)Davis,L.B., Washam,R.M., "Development of a Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor, " ASME Paper No.89-GT-255,1989
- (2)Smith,K.O., Wade,G.W., Samii,M.H., and Mak,H.K., "Performance Testing of a Low Emissions, Natural-Gas Fired, Small Gas Turbine combustor, " ASME Paper No.89-GT-266
- (3)石橋 洋二ほか7名, "ガスタービン低NO<sub>x</sub>燃焼器の開発, " 第14回ガスタービン定期公演会講演論文集, pp51-56,1986
- (4)Lefebre,A.H, 佐藤幸徳 監訳, 永井伸樹 監修, "ガスタービンの燃焼工学, " pp571,日刊工業新聞社,1994
- (5)Lewis,G.D., "Prediction of NO<sub>x</sub> Emissions, " ASME Paper No.81-GT-119, 1981
- (6)小川 敦, "ダブルアニュラー型希薄予混合ガスタービン燃焼器に関する研究, " 慶応義塾大学修士論文

\*大塚 雅哉 吉田 正平 室田 知也  
平田 義隆 小林 成嘉 (日立、電開本)

## 1. まえがき

燃焼振動は、火炎と気柱系のフィードバックループによる自励振動と考えられるが、火炎部の発熱量変動と気柱系の圧力変動が相互に影響しあう複雑な現象であり、燃焼振動の発生を解析的に予測できる手法は、これまで確立していない。

燃焼器の低 NO<sub>x</sub> 化には予混合燃焼が採用されており、燃焼振動を予測するためには予混合火炎の燃焼振動特性の解明が必要である。特に、高圧条件で運転される燃焼器については、燃焼振動の圧力依存性の解明が必須である。そこで、予混合火炎の高圧燃焼振動実験を実施して、火炎の形状や発熱分布の圧力依存性と燃焼振動との関係を検討し、圧力の影響を考慮した新たな予混合火炎モデルを構築した。本報では、新たに構築した火炎モデルの概要と、本モデルを高圧燃焼振動実験に適用した結果について報告する。

## 2. 実験方法

高圧燃焼振動実験の体系を図1に示す。直径 200mm の配管内にバーナを設置し、燃焼室の軸方向に取り付けた圧力タップで圧力変動を測定した。また、配管出口には、境界条件を明確にするため、バーナ出口下流 1.09m に、直径 25.9mm のチョークノズルを設けた。予混合燃料のメタンは、バーナ上流で空気中に噴出させ、直径 200mm の予混合器内で空気と混合する。予混合器出口は、内径 66mm、長さ 151mm の円管に連結され、円管出口に旋回バーナが取り付けられている。バーナは旋回型であり、中央に着火用の拡散燃料ノズル、周囲に旋回羽根が設けられており、予混合気は、この旋回羽根を通過して燃焼する。ここで、円管入口部は、予混合器との断面積変化により、音響的にほぼ開放端の境界条件となる。実験条件は、圧力 0.51~1.48MPa、空気温度 235~395°C、燃空比 0.03~0.045、空気流量 0.27~0.52kg/s、バーナ出口流速 40~54m/s である。バーナ出口流速は、バーナ出口外周部に流路絞り用のリングを挿入して調節した。

単位：mm

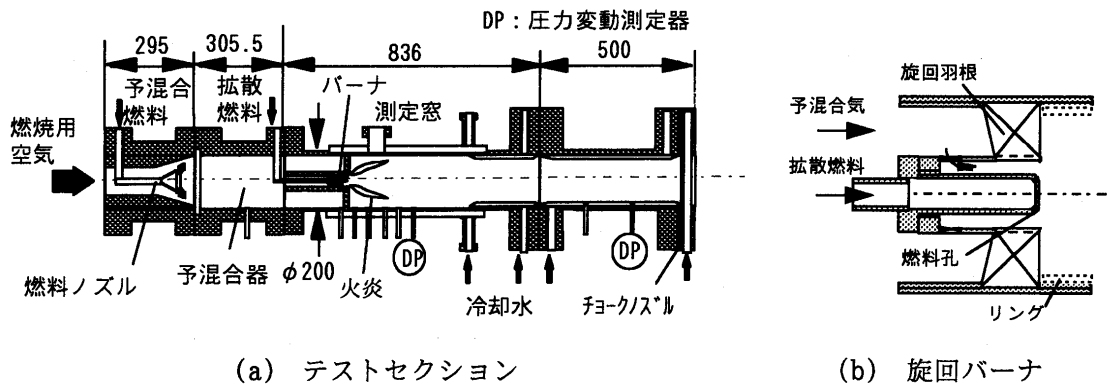


図1 燃焼振動の要素実験体系

### 3. 解析方法

燃焼振動の解析方法として、伝達関数法で気柱系一巡の音波の増幅率を求める方法を用いた。<sup>1)</sup> 一次元音波方程式をもとに、解の時間依存項を  $e^{j\omega t}$  として、流路間の圧力変動  $p(\text{Pa})$  と質量流量変動  $\eta(\text{kg/s})$  の関係を伝達関数で与える。さらに、音波を正方向と負方向の進行波に分割し、気柱系一巡の音波の増幅率  $G$  を以下により計算する。

$$G = G_f^+ G_u G_f^- G_b \quad (1)$$

$$G_f^+ = \frac{\eta_b^+}{\eta_u^+}, \quad G_u = \frac{\eta_u^+}{\eta_u^-}, \quad G_f^- = \frac{\eta_u^-}{\eta_b^-}, \quad G_b = \frac{\eta_b^-}{\eta_b^+} \quad (2)$$

$$\eta_i = \eta_i^+ + \eta_i^- \quad (3)$$

ここで、添字  $u$  は火炎前縁、 $b$  は火炎後縁を表す。 $G_u$ 、 $G_b$  は、音響インピーダンス  $z_u$ 、 $z_b(\text{Pa s/kg})$  から求めることができ、伝達関数をもとに境界条件を与えて計算することができる。また、 $G_f^+$ 、 $G_f^-$  は、火炎上流の  $\eta_u$  と下流の  $\eta_b$  の関係を表す  $G_f$  の関数である。Bohn & Deuker<sup>1)</sup> は、 $G_f$  として、移流にともなう特性時間  $\tau$  の一次遅れで評価するモデルを用いた。

$$G_f = \frac{\eta_b}{\eta_u} = \frac{1}{j\omega\tau} (1 - e^{-j\omega\tau}) \quad (4)$$

$$\tau = \frac{L_f}{U_f} \quad (5)$$

ここで、 $L_f$  は火炎長さ(m)、 $U_f$  は未燃気体の平均流速(m/s)である。一次遅れのモデルは火炎の応答を簡便に表現できるが、燃焼振動で重要な働きをする発熱量変動の影響を考慮することはできない。そこで、次のような Bloxidge ら<sup>2)</sup> が求めた保炎器後方の発熱量変動  $q(x)$  の実験式を用いた。

$$q(x) = \frac{u_f}{2\pi j\omega r_B} \overline{q(x)} e^{-j\omega\tau(x)} \quad (6)$$

$$\tau(x) = x/U_f, \quad (7)$$

ここで、 $u_f$  は保炎面での未燃気体の変動流速(m/s)、 $x$  は保炎器からの距離(m)、 $\overline{q(x)}$  は平均発熱量、 $r_B$  は保炎面の半径(m)である。(6)式を火炎長で積分して火炎前後の質量流量変化を求め、次のような火炎モデルを導いた。

$$G_f = \frac{T_u}{T_b} \left[ 1 + \frac{2(T_b - T_u)}{\omega^2 \tau_m \tau' T_u} \left\{ \left( \frac{2}{j\omega\tau} - \frac{L_m}{L_f - L_m} \right) e^{-j\omega\tau_m} + \left( \frac{1}{j\omega\tau} - \frac{L_f}{L_f - L_m} \right) e^{-j\omega\tau} - \frac{1}{j\omega\tau} \right\} \right] \quad (8)$$

$$\tau_m = \frac{L_m}{U_f}, \quad \tau' = \frac{2\pi r_B}{U_f} \quad (9)$$

ここで、 $L_f$ は火炎長さ(m)、 $T$ は絶対温度(K)である。平均発熱量としては、実験結果を参考に、以下に示すような三角形形状の分布を仮定した。

$$\bar{q}(x) = \frac{q_m}{L_m} x \quad (0 < x < L_m) \quad (10)$$

$$\bar{q}(x) = q_m - \frac{q_m}{L_f - L_m} (x - L_m) \quad (L_m < x < L_f) \quad (11)$$

また、遅れ時間 $\tau$ は、圧力の影響を考慮できるように、乱流燃焼速度 $S_t$ (m/s)を用いて定式化した。旋回角 $\vartheta$ を有する旋回型保炎器について、火炎は旋回角にほぼ等しい開き角をもってバーナ先端から外周に向かって形成されると仮定し、遅れ時間 $\tau$ を以下の式で計算した。

$$\tau = \frac{L_f}{U_f} = \sqrt{\frac{(r_o^2 - r_B^2) \cos \vartheta}{S_t \tan \vartheta}} \quad (12)$$

層流燃焼速度 $S_u$ (m/s)と乱流レイノルズ数 $R_t$ を圧力 $P$ ( $10^5$ Pa)の関数として与え、以下の関係式<sup>3)</sup>を用いて乱流燃焼速度 $S_t$ の圧力依存性を考慮した。

$$S_t = S_u (1 + (0.056 R_t)^2)^{0.5} \quad (13)$$

$$S_u = P^{-0.5} \sqrt{\frac{\lambda}{C_p} \frac{\alpha A}{M} \left\{ f_2 \frac{1}{\chi^2} \left( \frac{T_b}{E_0} \right)^2 + f_3 \frac{1}{\chi} \left( \frac{T_u}{E_0} \right) \right\}} \exp\left(-\frac{E_0}{2T_b}\right) \quad (14)$$

$$R_t = \frac{v_t}{\nu} \quad (15)$$

$$v_t = 0.016 \times C_v \times (0.1 U_I) \times (2r_B) \quad (16)$$

$$f_2 = 1 - f \quad (17)$$

$$f_3 = 1 - \frac{f}{f_{st}} \quad (18)$$

$$\chi = \frac{(T_b - T_u)}{T_u} \quad (19)$$



ここで、 $\lambda$ 、 $C_p$ 、 $\mu$ はそれぞれ熱伝導率(W/mK)、定圧比熱(J/kgK)、粘性係数(Pa s)であり、温度の依存性を考慮して計算した。また、 $M$ は分子量、 $A$ は頻度因子、 $E_0$ は活性化エネルギー(K)である。

#### 4. 結果

図1に火炎の画像解析結果を示す。実験条件は、空気流量 0.27kg/s、圧力 0.63MPa、入口温度 395°C、燃空比 0.04 である。図には、測定窓から撮影した画像の輝度分布を時間平均して示している。また、図の下方に画像中心線上の軸方向の平均発光輝度分布を示している。火炎は旋回角にほぼ等しい約 30 度の開き角をもってバーナ先端から外周に向かって形成される。軸方向の平均発熱分布は、(10)(11)式で仮定したように、火炎の中ほどで最大値を持つ三角形分布でほぼ近似される。最も輝度の高い位置から  $L_m/L_f=0.4$  を求め、解析に使用した。また、このような画像解析により、圧力と燃空比の増加とともに火炎長が短くなるとともに、振動時には、輝度の高い領域が上流から下流に移動して火炎が時間的に変動する様子を確認した。

図2に、実験で得られた振動モードと伝達関数法の解析結果を示す。実験条件は、空気流量 0.52kg/s、圧力  $1.21 \times 10^5$  Pa、入口温度 385°C、燃空比 0.04 である。解析体系は、入口の多孔板から出口のチョークノズルまでとし、入口開、出口閉の境界条件を設定した。350Hz の振動は、燃焼器内部で閉じる振動モードであり、バーナ出口とチョークノズル部で圧力の腹（圧力勾配ゼロ）となる。また、一方の 85Hz の振動モードは、チョークノズル部で圧力の腹、旋回バーナの設置されている円管の入口で圧力の節となる、より長波長のモードである。燃焼振動実験では、この二つの振動モードが発生しており伝達関数法による解析でこれらのモードを捉えることができている。

次に、燃焼振動の燃空比、圧力依存性を解析した。実験体系は、バーナ出口にリングを取り付けた体系であり、空気流量 0.57kg/s、入口温度 388°C、燃空比 0.03~0.04 である。圧力は 0.88MPa と 0.66MPa の 2 ケースである。いずれの場合も、最大振幅を持つ燃焼振動周波数は、約 350Hz である。

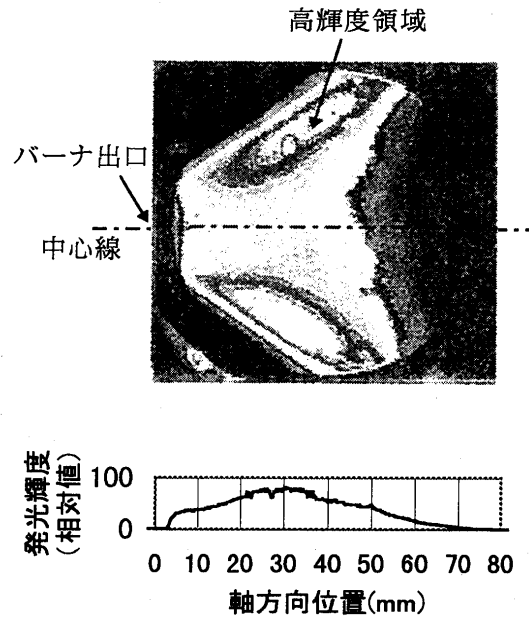


図1 火炎の発光輝度分布

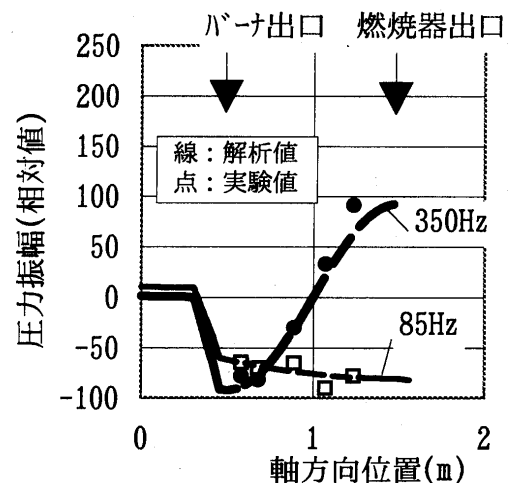
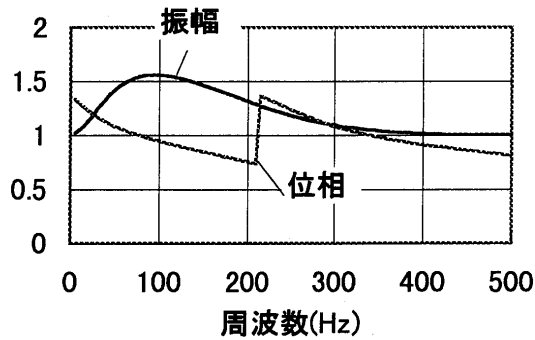
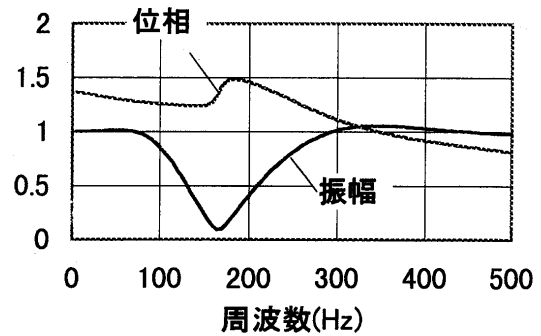


図2 振動モード



(a) 一次遅れモデル



(b) 発熱量変動モデル

図3  $G_f$ のボード線図 (0.66MPa)

図3に、 $G_f$ の振幅と位相の関係を表すボード線図を示す。ここで、位相 $\phi$ の縦軸は $e^{0.1\phi}$ を表しており、1となる点が位相ゼロの共鳴点を表す。一次遅れモデルの解析では、共鳴点は約80Hzと350Hzにあるが、約80Hzが最も音波の増幅率の大きい振動周波数となり、350Hz近傍で明確なピークは発生しない。この結果は、350Hzの振動が卓越する実験結果と異なる。一方、火炎モデルとして発熱量変動モデルを用いたときには、約80Hzの振動は、音波の増幅率が1よりも小さく安定となり、350Hzの振動が卓越する。また、350Hz近傍で音波の増幅率のピークを持つ。

図4に、一次遅れモデルと、発熱量変動モデルの伝達関数 $G_f$ の比較を示す。ここで、縦軸は $G_f$ の虚数部を表している。一次遅れモデルでは、火炎部の遅れ時間に関わらず $G_f$ の虚数部は常に負となるが、発熱量変動モデルでは、火炎部の遅れ時間に依存して $G_f$ の虚数部の符号が変化することがわかる。実験で得られた振動周波数について調べると、一次遅れモデルでは80Hzの方が350Hzよりも $G_f$ の虚数部の絶対値が大きくなるため、80Hzの方が振動しやすくなる。一方、発熱量変動モデルでは、80Hzで $G_f$ の虚数部が正となって振動が減衰する。このように、発熱量変動モデルでは、火炎上流と下流の質量流量の位相関係が火炎部の遅れ時間に依存して変化するため、80Hzの振動が卓越しないという実験結果を説明することができる。

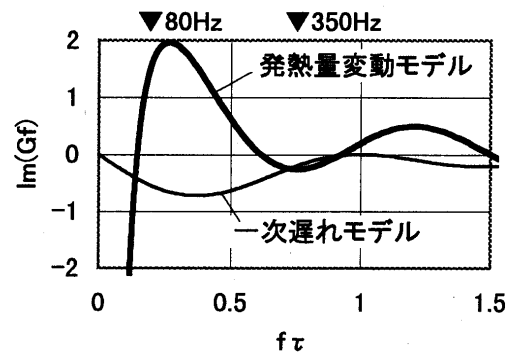


図4 火炎部の伝達関数 $G_f$

図5に、発熱量変動モデルで得られた音波の増幅率と燃空比の関係、図6に圧力振幅値の実験結果と燃空比の関係を比較して示す。ここで、解析では圧力振幅値の絶対値は求められないため、1以上となる音波の増幅率、即ち音波の不安定の度合いを示した。これらの図に示す様に、燃焼振動は、ある特定の燃空比で極大を示し、圧力を増加させると燃空比の小さい方に振動のピークが移動し、圧力振動の相対値も増加する。解析結果は、このような実験結果を予測することができている。

図7に、(13)式から(19)式を用いて得られた各物理量の圧力依存性を示す。圧力の増加によって層流燃焼速度 $S_L$ は減少するが、密度の増加に伴って乱流レイノルズ数 $Re_t$ が圧力とともに増加する

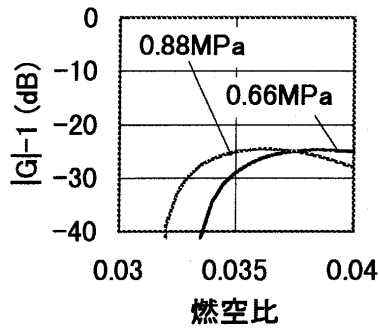


図5 音波の増幅率の燃空比、圧力依存性  
(解析結果)

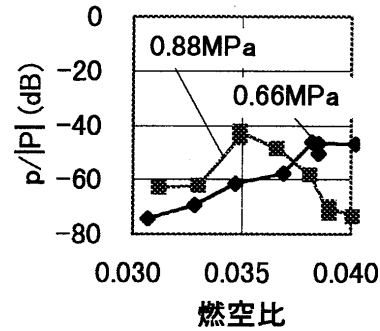


図6 圧力変動の燃空比、圧力依存性  
(実験結果)

ため、乱流燃焼速度  $S_f$  は圧力とともに上昇する。これに伴って、火炎長さ  $L_f$  は、圧力とともに短くなる。即ち、圧力の増加とともに乱流燃焼速度が増加して火炎長さが減少するため、共鳴がある一定の火炎長さで発生すると考えると、圧力が高いほどより低い燃空比で共鳴する。

このように、本モデルでは、予混合火炎の発熱量変動特性と圧力依存性をモデルに組み込むことにより、一次遅れモデルではとらえることができない燃焼振動の卓越周波数、卓越周波数の圧力依存性を計算することができる。

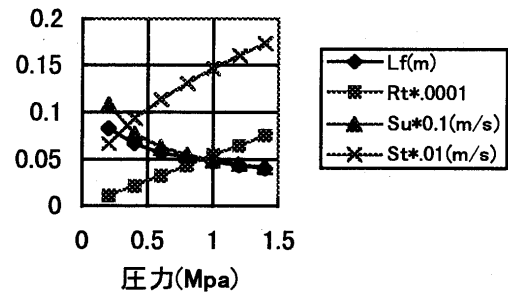


図7 火炎の特性値の圧力依存性

## 5. まとめ

高圧場での予混合火炎の燃焼振動を解析するため、伝達関数法に基づいて音波の安定性を解析する手法を開発した。巡回予混合バーナを用いた高圧実験に適用し、以下の結論を得た。

- (1) 一次遅れ応答のみを考慮した火炎モデルでは、実験で生ずる燃焼振動の圧力、燃空比依存性を説明できない。
- (2) 発熱量変動を考慮した火炎モデルにより、燃空比 0.03~0.04、圧力 0.66~0.88MPa の範囲で生ずる振動ピークの実験結果を予測できる。

## 参考文献

- [1] D. Bohn and E. Deuker, "An Acoustical Model to Predict Combustion Driven Oscillations", 20th Int. Congress on Comb. Engines, London 1993
- [2] G.J.Bloxidge, A.P.Dowling and P.J.Langhorne, "Reheat Buzz : An Acoustically Coupled Combustion Instability. Part 2 Theory", J. Fluid Mech. Vol.193 (1988) 445-473
- [1] 稲毛、大塚、"新たな乱流燃焼モデルの提案とその評価 第1報 モデルの開発"、日本機械学会論文集(B編)61巻 586号(1995-6)324-331

黒沢 要治、\* 鈴木 和雄、下平 一雄 (航技研)

## 1. はじめに

最近では、ガスタービン燃焼器や航空用エンジンの研究開発において大量の高温空気を使用する実験が要求される。その場合に、上流に予熱燃焼器を置き、直接燃焼ガスを混合することで大量の高温空気 (Vitiated Air) を得る方法が取られることが多い。それは、電気ヒーターのみでは、非常に高温の空気を大量に連続して供給することは、容量的に困難であるからである。現在では、その流入空気温度は、超音速用ラムエンジンの燃焼器や再生式ガスタービンの場合には1200Kにもなっている。このような高温流入空気条件ではNO<sub>x</sub>の排出が増大するので、その排出特性の取得は、実験の主な目標であり、その排出特性がどのように影響されるのかを把握することが不可欠となる。

従来の実験(1)(2)によると、このように Vitiated Air を使用した実験の場合にはNO<sub>x</sub>の排出が著しく低くなることが分かっている。この原因には、上流での燃焼による流入空気内酸素濃度低下やNO<sub>x</sub>などの生成物が、供試燃焼器でのNO<sub>x</sub>の生成に影響を与えるためと考えられている。

前報(1)では、Vitiated Air を作る際に予熱燃焼器で消費される酸素を燃料と同時に供給して、供試部入口での酸素濃度がほぼ空気と同じ値になる条件でNO<sub>x</sub>排出特性を実験的に求めたが、このように酸素濃度をもどしても供試燃焼器のNO<sub>x</sub>特性は低いままであった。そこで、本報では、酸素以外の組成変化の影響も調べるために、酸素附加位置を変えることと使用燃料に水素を用いることで、予熱燃焼器の燃焼条件を変化させてNO<sub>x</sub>排出特性への影響を調べた。

## 2. 供試部と保炎器の構造

実験装置の供試部と保炎器を図1に示す。基本的な供試部の構造は、上流に予熱のための保炎器、下流に供試燃焼器を配置する。燃焼器は直径70mmの円筒形とし、壁は高温燃焼時での温度低下を防ぐために、3重の円筒で構成され、外殻をステンレス製、内側2筒はセラミック製とし断熱効果を高めた。予熱燃焼器の燃焼領域は200mmと長くし、供試燃焼器は流入空気温度が高いので短くても燃焼が終了するため、長さを100mmとした。

酸素を上流で投入する場合は、予熱燃焼器の上流100mmの位置で、下流で附加する場合には、予熱燃焼器下流200mmで、また供試燃焼器の上流100mmの位置とした。使用する燃料は、供試燃焼器においては常にメタンガス、予熱燃焼器においてはメタンまたは水素である。

保炎器の構造を図1の中段に示す。燃料管と帯状の平板を格子状に配置し、燃料は管の側方に配置した噴射孔から流れに直角に噴き出す。その噴射孔位置の上流に平板を置き、速度の遅い領域を作り火炎を形成する。管の直径と平板の幅は同じで、8mmの保炎器と12mmの保炎器の2種類を使用した。小さな火炎が前者で16個、後者で4個形成される。保炎方式は、予熱燃焼器および供試燃焼器ともに、高温での逆火や自己着火の危険がない拡散燃焼を採用した。

組成に影響を与えないで空気を昇温する場合には、電気ヒーターを使用し、また予熱燃焼器への流入空気の温度の制御も電気ヒーターにて行った。

空気流量は、600Kの時に燃焼器断面風速で10 m/sとなるようにした。

計測は、主にガス組成分析を行い、温水で冷却したガス採取プローブを用いてガス分析器 MEXA-8120DS (HORIBA製)に導き、NO<sub>x</sub>, CO, O<sub>2</sub>, 未燃HCなどの濃度を求めた。予熱燃焼器や供試燃焼器への流入空気温度は保炎器の直前で熱電対で計測したが、火炎形成時に保炎器が加熱されることに伴う輻射を防ぐためにカバーを取り付けた。

### 3. 実験結果および考察

#### (1)酸素投入位置の影響

まず、予熱燃焼器の燃焼状態を変えることにより、その燃焼ガスの組成を変え、酸素濃度以外の成分変化によるNO<sub>x</sub>生成に与える影響を調べた。

3つの場合について実験を行い比較した。酸素を投入する位置を予熱燃焼器の上流にした場合(図1の上図)、予熱保炎器でメタン燃料と酸素を同時に投入し、火炎を形成する場合、予熱燃焼器の燃焼がほぼ終了する200mm下流で投入する場合(図1の下図)である。

それぞれの Vitiated Air の組成を表1~3に示す。これは800Kの空気を予熱燃焼器にて1130Kまで昇温し、酸素を投入したときの空気組成である。予熱燃焼器で消費される酸素量を [O<sub>2</sub>] で表す。

一般的な傾向は、酸素を投入するとNO<sub>x</sub>生成は増加しCO生成は減少する。しかし、投入位置を変えると量的にはかなり影響を受ける。上流や保炎器内へ酸素を投入すると、予熱燃焼器で燃え易くなり、COの

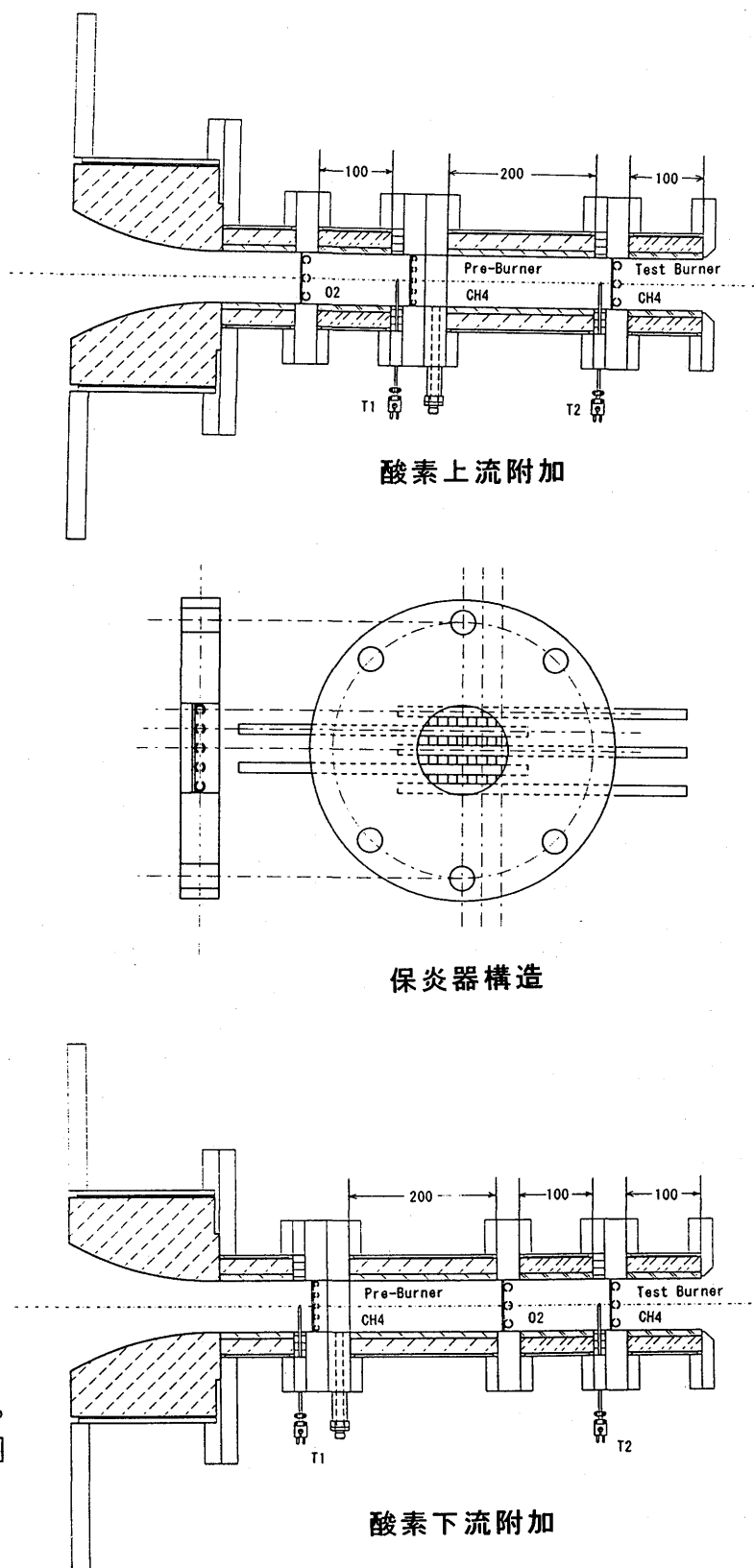


図1 供試部と保炎器

生成は下流で投入する場合に比べて低くなる。

NO<sub>x</sub>については、上流と下流で酸素を投入する場合には、供試燃焼器に流入するNO<sub>x</sub>は比較的低く20ppm程度である。

予熱保炎器で燃料と酸素を同時に供給する場合には、5本の燃料供給管のうち3本でメタン燃料を2本で酸素を供給し、燃料噴流と酸素噴流が衝突するように出すので、燃焼が促進され局所的に高温燃焼部が形成されるためNO<sub>x</sub>生成が多く、他の2つの場合の約3倍となる。反対に、CO生成については他の2つの場合に比べて1/8と極めて低い。

これらの Vitiated Air を用いて、供試燃焼器のNO<sub>x</sub>生成特性を求めた結果を図2～4に示す。上流で酸素を投入した結果を図2に、保炎器内に酸素を投入した結果を図3に、下流で酸素を投入した結果を図4に示す。ここで示すNO<sub>x</sub>値は、供試燃焼器の出口で計測した値から予熱燃焼器で生成されたNO<sub>x</sub>量を差し引いたものである。パラメータとして、予熱燃焼器で消費される酸素量の半分および同量を設定した。

いずれの場合についても、本来の空気を使用した場合に比べてNO<sub>x</sub>生成は低い値となる。3つの場合を比較すると、下流で投入した場合で比較的近い特性が得られ、最も遠い特性になるのは、燃料と酸素を同時に投入した場合である。

この場合には酸素量を増加しても、供試燃焼器のNO<sub>x</sub>生成量はほとんど変わらない傾向を持つ。

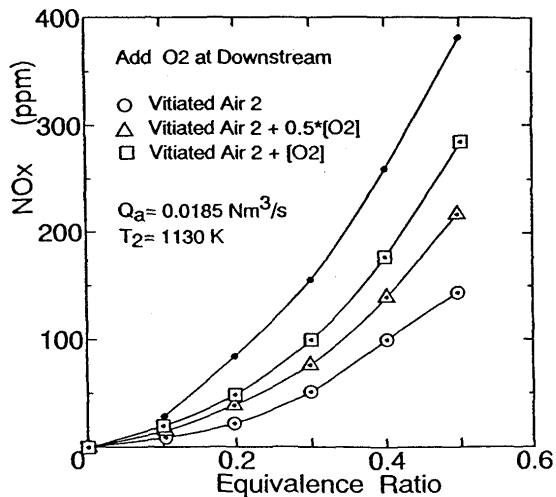


図4 NO<sub>x</sub>生成特性 (酸素下流附加)

表1 Vitiated Air 組成 (上流)

Inlet Air to Test Flame H.	NO <sub>x</sub>	CO	O <sub>2</sub>
Vitiated Air 2	11.7 ppm	1890 ppm	16.3 %
Vitiated Air 2 + [O <sub>2</sub> ]up	20.7	1146	18.1
Vitiated Air 2 + 2* [O <sub>2</sub> ]up	28.3	813	19.8

表2 Vitiated Air 組成 (保炎器)

Inlet Air to Test Flame H.	NO <sub>x</sub>	CO	O <sub>2</sub>
Vitiated Air 2	12.5 ppm	2056 ppm	16.6 %
Vitiated Air 2 + [O <sub>2</sub> ]fl	69.9	75	18.1
Vitiated Air 2 + 2* [O <sub>2</sub> ]fl	97.9	112	19.8

表3 Vitiated Air 組成 (下流)

Inlet Air to Test Flame H.	NO <sub>x</sub>	CO	O <sub>2</sub>
Vitiated Air 2	14.7 ppm	2129 ppm	15.9 %
Vitiated Air 2 + [O <sub>2</sub> ]dw	15.8	1968	17.9
Vitiated Air 2 + 2* [O <sub>2</sub> ]dw	19.9	1805	19.7

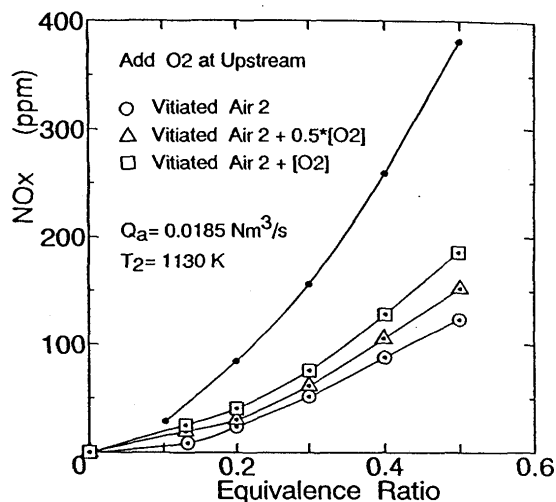


図2 NO<sub>x</sub>生成特性 (酸素上流附加)

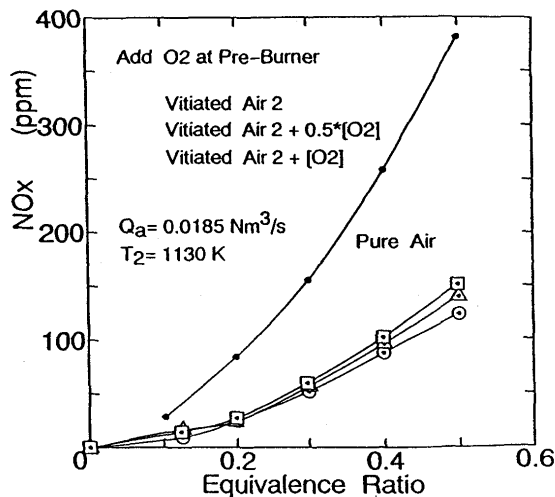


図3 NO<sub>x</sub>生成特性 (酸素保炎器附加)

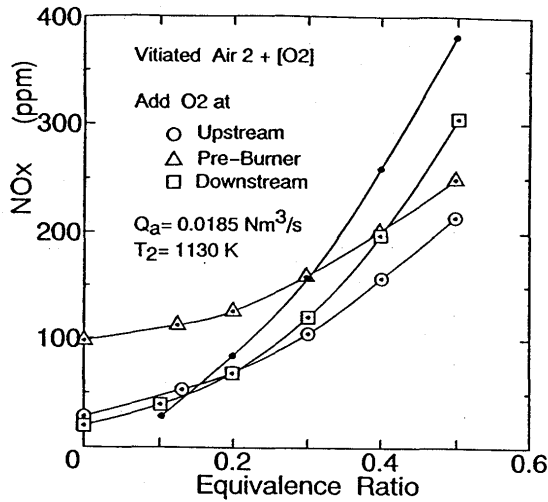


図5 NO<sub>x</sub>生成特性  
(酸素附加位置の影響)

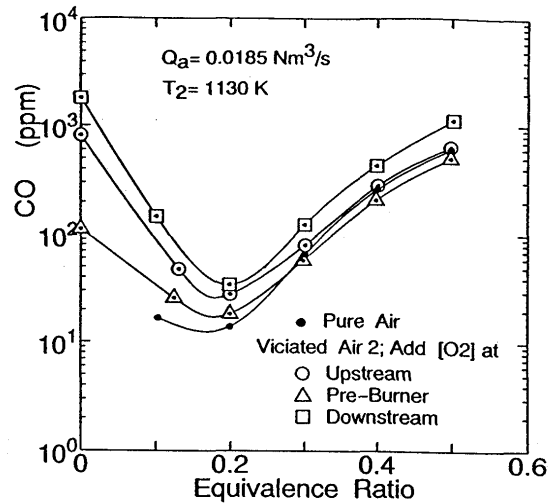


図6 CO生成特性  
(酸素附加位置の影響)

供試燃焼器の入口での酸素濃度が同じでも、附加した酸素が予熱燃焼器の燃焼に影響を与える状況では、その酸素は供試燃焼器でのNO<sub>x</sub>生成に与える影響は小さくなる。

図5に酸素投入位置を変えた場合のNO<sub>x</sub>生成の比較を示す。予熱燃焼器で発生するNO<sub>x</sub>の量が同じ場合でも、供試燃焼器でのNO<sub>x</sub>生成特性は異なるので、予熱燃焼器で発生するNO<sub>x</sub>量が決定的な因子とは言えない。

**CO生成特性** 酸素投入位置を変えたCO生成特性を図6に示す。全体の傾向はほぼ一致している。予熱燃焼器で最も高いCOを出す下流酸素投入の場合でCO排出が高く、保炎器内噴射の場合で最も低い。

(2)予熱燃焼器に水素を用いた場合

前述のように、供試燃焼器のNO<sub>x</sub>排出特性は、予熱燃焼器での燃焼状況の影響を受けることが分かったので、燃料をメタンから水素に変えることで、さらに燃焼生成物を変えて、下流の供試燃焼器のNO<sub>x</sub>排出特性への影響を調べた。

予熱燃焼器に水素を用いた時のVitiated Airの組成を表4に示す。予熱燃焼器による温度上昇幅を変えることでVitiatedの程度を変えて比較する。つまり、予熱燃焼器の出口温度を1130 Kで一定にして入口温

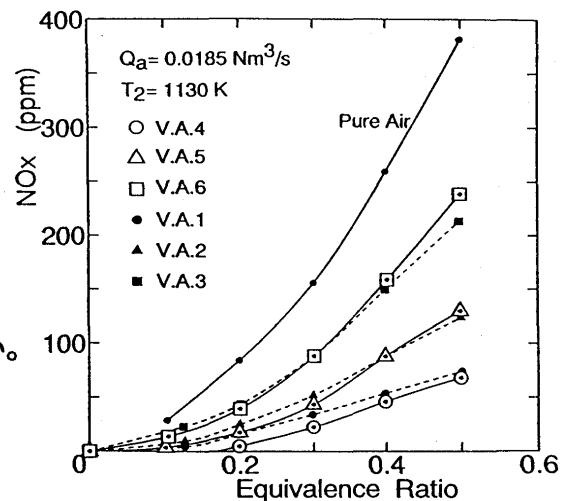


図7 NO<sub>x</sub>生成特性  
(CH<sub>4</sub>、H<sub>2</sub>の比較)

表4 Vitiated Air 組成 (H<sub>2</sub>燃料)

Inlet Air	DT by Pre-Burner	Fuel	NO <sub>x</sub>	O <sub>2</sub>
Vitiated Air 4	600K --> 1130K	H <sub>2</sub>	24.1 ppm	16.4 %
Vitiated Air 5	800K --> 1130K	H <sub>2</sub>	24.0	17.5
Vitiated Air 6	1000K --> 1130K	H <sub>2</sub>	15.5	18.8

度を変化させた。

水素とメタンを予熱燃焼器の燃料とし、Vitiatedの程度を上昇温度幅により同一にした場合のNO<sub>x</sub>生成特性の比較を図7に示す。V.A. 1-3 はメタン、V.A. 4-6 は水素で、1と4、2と5、3と6とが対応する。定量的にも傾向もほぼ同じであり、水素に変えた影響は小さいと言える。

図8に、酸素を附加した場合のNO<sub>x</sub>排出特性への影響を示す。酸素の投入位置は、Pure Air の場合の特性に近くなると期待される下流位置である。

予熱燃焼器で消費される同量の酸素を附加した場合で比較すると(図4参照)、水素を燃料にした場合のほうが酸素附加の効果小さい。

COの特性については、図9に示す。附加する酸素量が増えるほど本来の特性に近づくことが分かる。特に、当量比の大きな燃料の濃い作動条件ではVitiated Air の酸素濃度が低いため、酸素が不足するのでCOの生成が増大する。CO排出が低い当量比範囲では、上流からのCO濃度の影響は小さい。

供試燃焼器の作動条件を一定(当量比=0.3)にして、附加酸素量を変えた時のNO<sub>x</sub>とCOの生成特性を図10に示す。附加酸素量の増加とともにNO<sub>x</sub>は増加し、COは減少する。

供試燃焼器への流入空気温度を変える場合に、電気ヒーターによる昇温と水素を燃料とする予熱燃焼器による昇温とで排出特性がどの程度差がでるのか定量的な比較を行う。図11にNO<sub>x</sub>排出量を、図12にCO排出量を示す。

NO<sub>x</sub>生成については、予熱燃焼器を用いると明らかに温度上昇に対するNO<sub>x</sub>生成量の増加勾配が小さく、温度が高くなるほど本来の特性からの差異が大きくなる。

これに対して、COの排出値は、Vitiated Air でも近い特性が得られると考えられる。

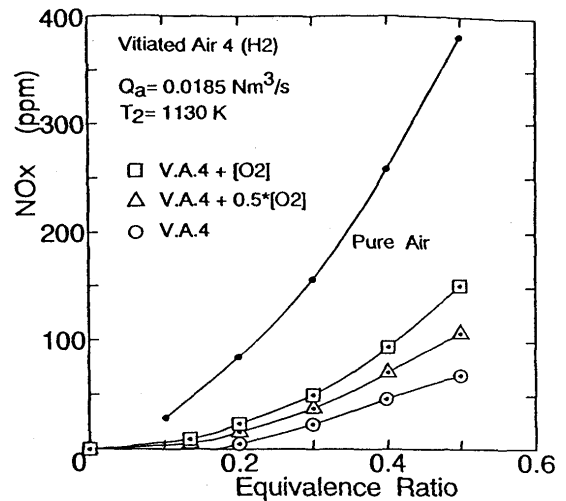


図8 NO<sub>x</sub>生成特性 (H2燃料)

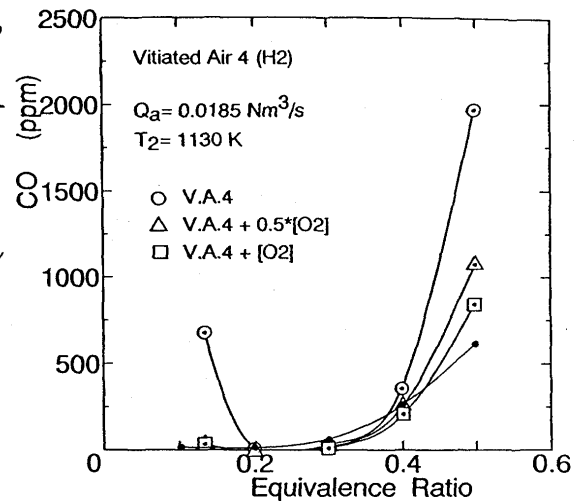


図9 CO生成特性 (予熱燃料: H2)

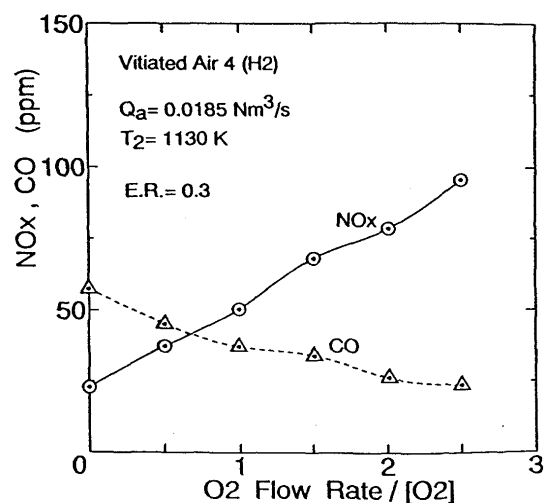


図10 附加酸素量の影響



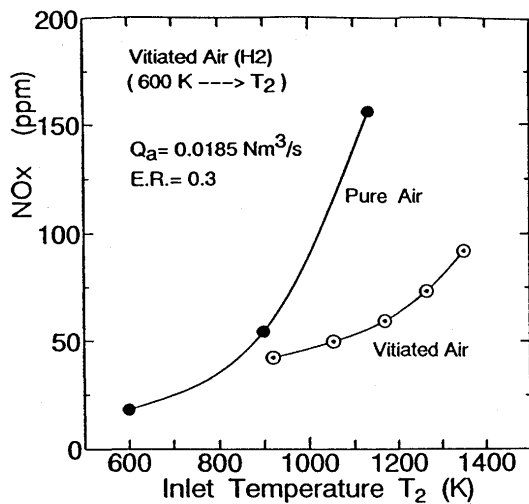


図11 NO<sub>x</sub>生成特性  
(流入空気温度の影響)

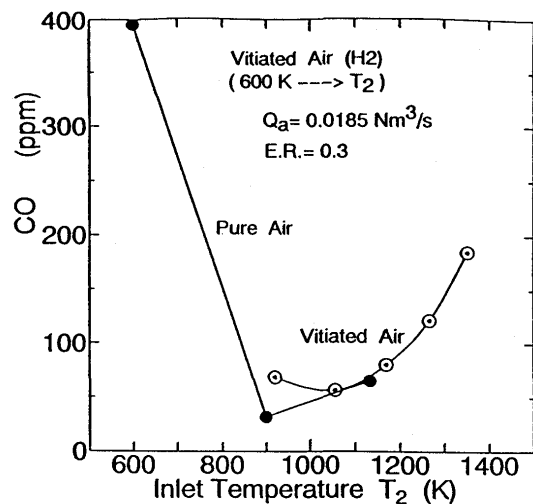


図12 CO生成特性  
(流入空気温度の影響)

#### 4. まとめ

以上の実験結果をまとめると次の2点が指摘できる。

- 1) Vitiated Air の酸素濃度を Pure Air と同じにするための酸素投入の際、その位置を変えると NO<sub>x</sub> 排出特性は影響を受け、下流で投入する場合で本来の特性に比較的近くなる。
- 2) 水素を予熱燃焼器の燃料とした Vitiated Air を用いてもメタンを燃料にした Vitiated Air とほぼ同様の NO<sub>x</sub> 排出特性となる。

#### 参考文献

- (1) 鈴木, 黒沢, 下平: ガスタービン秋季講演会 (松江) 講演論文集, (1994), 131
- (2) 鈴木, 黒沢, 下平: ガスタービン秋季講演会 (宮崎) 講演論文集, (1996), 135

航空宇宙技術研究所 \* 田丸 卓、 黒沢要治  
下平一雄  
青山学院大学 林 光一、 渡辺浩司

## 1. まえがき

世界的な環境保全認識の高まりから航空機ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼器について低 NOx 化研究が各エンジンメーカーや研究機関で進められている。特に航空エンジンについては液体燃料、広い負荷変動範囲、安全性最重視などの要求があって低 NOx 化が困難である。どれほどの低 NOx 化が必要かつ十分であるかの議論は別に行うとしてここでは低 NOx 化が見込まれる燃焼器要素の特性を明らかにする。

これまでの低 NOx 排出用ガスタービン燃焼器として開発されたもの、もしくはその特性を備えた燃焼器要素のうち、2重スワローを採用したものがいくつかみられる<sup>1)</sup>。低 NOx 燃焼の一つの方法として着火前に均質な希薄混合気を形成させた後燃焼させる手法が知られている。また半径流のスワローは強い保炎流を形成することがわかっている。そこで気流微粒化を利用し特別の予混合領域を設けず2重スワローで保炎する要素の特性とその最良の設計条件を見いだすために以下の基礎模型試験を行った。

## 2. 模型

航空用エンジン燃焼器として軽量高負荷の要求から環状形が最も一般的である。その主たる保炎渦は燃焼器出口ガス温度分布の要求からみて主軸を中心とする環状渦<sup>2)</sup>が望ましいが、現用エンジン改修なども考慮すると従来同様の環状燃焼器頭部に十数個、ないしはそれ以上の主軸方向に渦心を持った旋回羽根付き保炎器要素を配置するのが順当である。そこでここでも図1に示すような半径流2重スワローを備えた保炎ユニットを対象として研究した。燃料は実機に応用した場合の供給系統が複雑となることを避けるため1ユニットに1ヶ所から供給する。微粒化法としては気流微粒化を期待する。保炎旋回流中心付近の強制渦による滞留を避けるため中心部に別空気源からの気流導入をはかる。

その概念燃焼器要素の性能を知るため今回試験した燃焼装置模型を図2に示す。スワロー部の詳細は図3に示す。模型寸法は推力 50kN クラスのエンジン用燃焼器の1ユニットを想定した。このユニットは2重スワローにより構成され、今回の試験装置では下流に断熱壁により構成される内径 100mm、長さ約 230mm の燃焼室を設けた。図3中○のついた番号の場所には温度測定用熱電対をとりつけた。

ユニットの2個のスワローのうち上流側を第1、下流側を第2スワローと名づける。設置した羽根

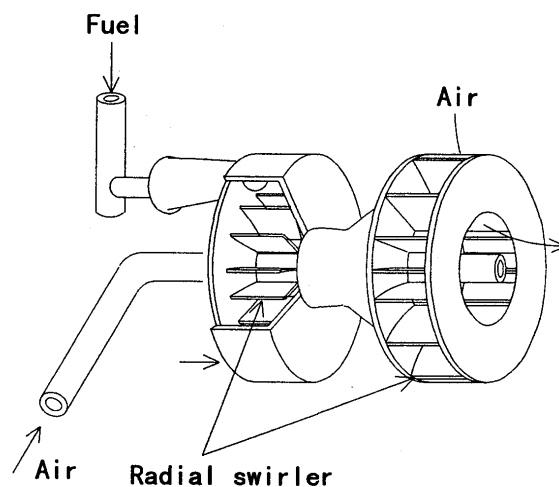


図1 二重スワロー概念図

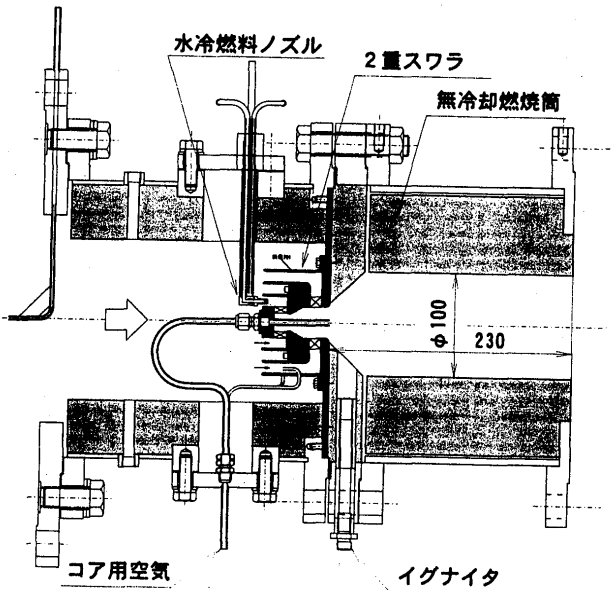


図2 供試燃焼器断面

の最小内径がそれぞれ 18mm と 30mm で、いずれも羽根厚みは 0.6mm、羽根数は 12 枚である。羽根の半径方向に対する傾きは 45 度であって、今回の試験ではこれら2つのスワラ流は同方向に旋回する。燃料は直径 0.8mm、4個の噴孔より 60 度の開き角での第1スワラの上流側より供給した。

### 3. 供試装置と実験

**供試試験装置** 使用した装置システムを図4に示す。150kW ターボ圧縮機より供給した空気を電気加熱器(120kW)で昇温する。供給空気流量測定はボルトックス流量計を、燃料流量は体積式流量計を用いた。スワラ中心部に供給する空気(以降、コア空気)は図4に示されていないが別置のベビコンより供給した。なお、使用した燃料は白灯油である。コア空気および燃料は加熱していない。

**装置特性** 以下の燃焼器特性は燃焼器出口中心部での温水冷却ステンレス管プローブによるガス採取とガス分析計(堀場 MEXA-9110H)による分析により求めた。ガス分析によって求めた当量比と供給流量から算出した当量比の比較を図5に示す。これによると採取したガスは燃焼ガスのほぼ代表的な値を示している。なお、確認のため代表的条件で出口断面上 129 点で局所値計測を行い、平均当量比(流量算定)で規準化した局所当量比分布を図6に示す。出口方向から見てやや右上が薄く、左下が濃い混合比分布になっている。しかし中心部では平均的な値を示しており図5のように中心部ガスが代表値として妥当であることが確認ができた。

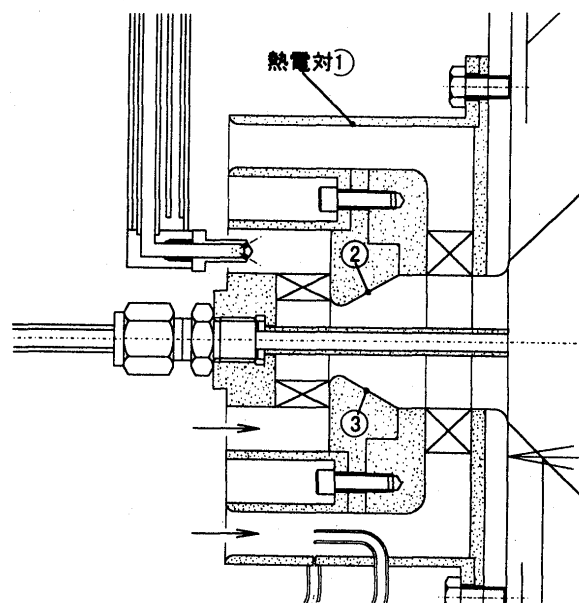


図3 スワラ部詳細(○付き番号は熱電対取付け箇所を示す)

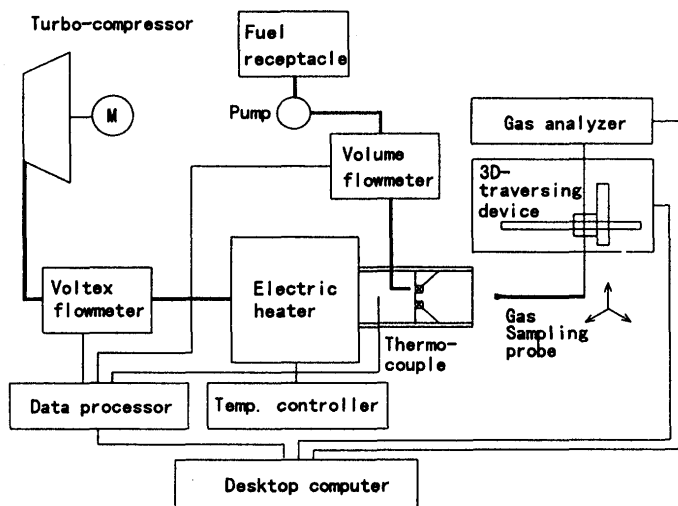


図4 使用装置系統

**実験方法** 供給空気流量に対し温度が設定値に一定となった条件で供給燃料量を変え定常条件となるのを待ってデータの取得を行った。コア空気は全空気量の2%で、これがある場合とない場合を同一条件で測定した。全計測点を1.4秒でスキャンし20回のデータ取り込みをしてその平均値をとった。したがって1条件の計測に約28秒の時間を要している。

**試験条件** 供給空気温度、質量流量および当量比の実験範囲はつぎの通りである。

供給空気温度( $T_{in}$ ): 340K, 600K, 800K,  
1000 K,  
質量流量 ( $m_a$ ): 30 ~ 80 g/s,  
当量比 ( $\phi$ ) : 0.5 ~ 1.0

#### 4. 結果

供試入口空気温度を一定にして当量比を変えた場合、燃焼効率特性はそれぞれ図7と8に示すように燃料希薄条件で高く、量論比に近くなるに従って低下した。すなわち、 $T_{in}$  が 340K の場合、当量比 0.5 付近ではほぼ 100% の燃焼効率をもち、当量比  $\phi$  が 1(量論比)に近くなるに従って低下する。供給空気の質量流量を 34g/s から 77g/s に倍増してもほとんどこの特性は変わらない。コア空気の有無はほとんど影響がない。 $T_{in}$  が 1000K の図8の場合は当量比 0.4 付近の燃焼効率が向上しているが比較的質量流

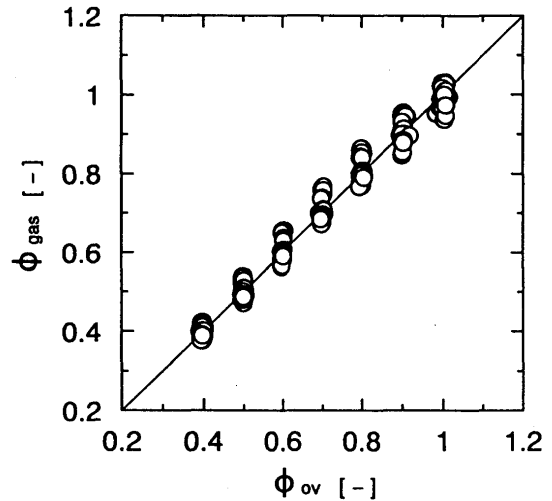


図5 供給流量による平均当量比と出口中心部採取ガスによる当量比の対応(全計測値)

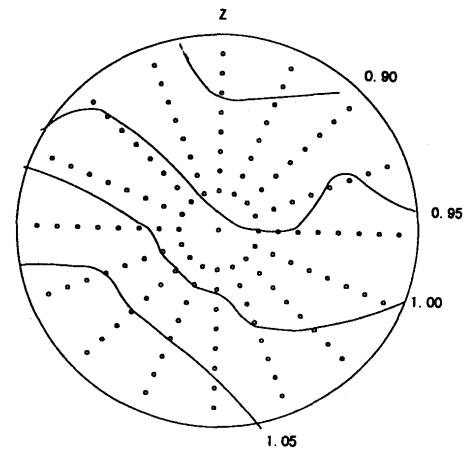


図6 出口断面での規準化した当量比分布 ( $T_{in}=800K, \phi = 0.5$ )

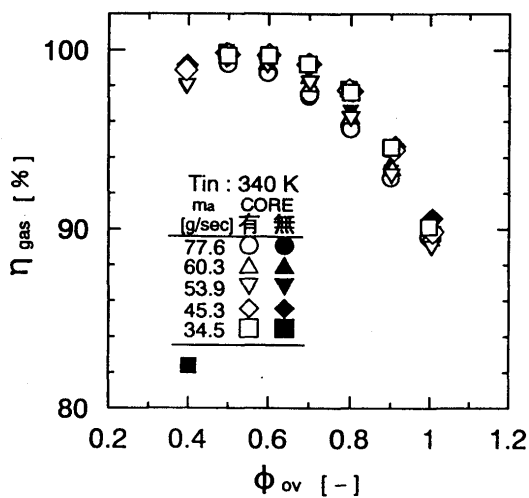


図7 当量比に対する燃焼効率( $T_{in}=340K$ )

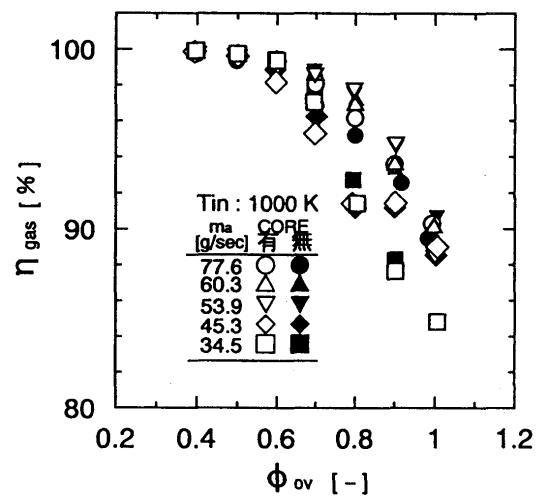


図8 当量比に対する燃焼効率( $T_{in}=1000K$ )

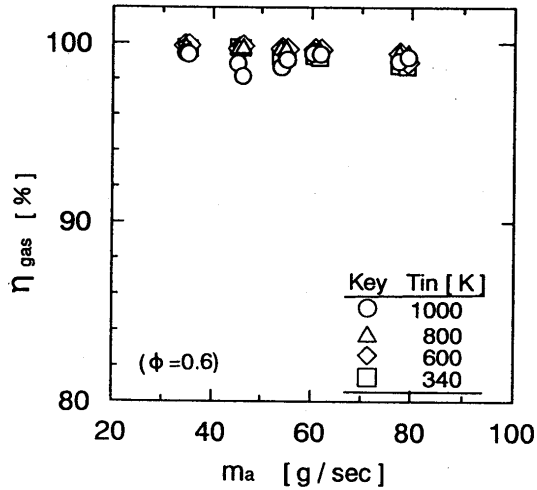


図9 質量流量に対する燃焼効率( $\phi = 0.6$ )

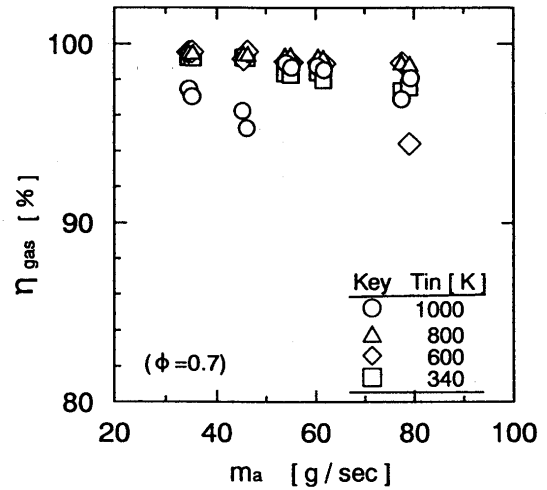


図10 質量流量に対する燃焼効率( $\phi = 0.7$ )

量の小さいとき、量論比に近づくに従って燃焼効率の低下がやや大きくなる。

当量比 0.6 と 0.7 の質量流量の増大に伴う燃焼効率の変化を図9と 10 に示す。質量流量増加に伴う燃焼効率低下はこのように希薄条件ではきわめて小さい。全圧損失係数は代表断面を直径 100mm の円とすると  $T_{in}$  が 600K 以上では 20 前後の値で、質量流量が増加しても変化しない。当量比 0.6 の場合の  $T_{in}$  の変化に対する全圧損失係数を図 11 に示す。

当量比 0.6 と 0.7 の場合の  $\text{NO}_x$  排出指数をそれぞれ図 12 と 13 に示す。高温の  $T_{in}$  の場合ほど質量流量を増加させるに従ってやや低下する傾向にある。当量比 0.6 の場合、供給空気温度が 1000K のときの

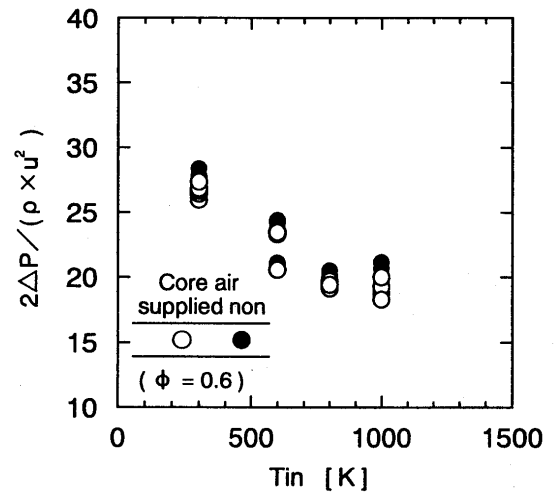


図11 流入空気温度に対する全圧損失係数

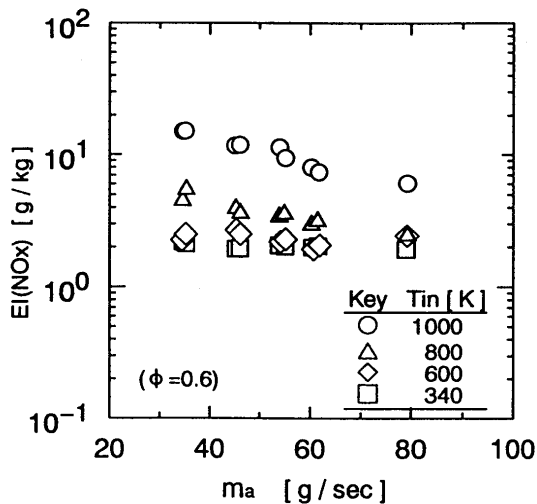


図12 質量流量に対する  $\text{NO}_x$  排出指数

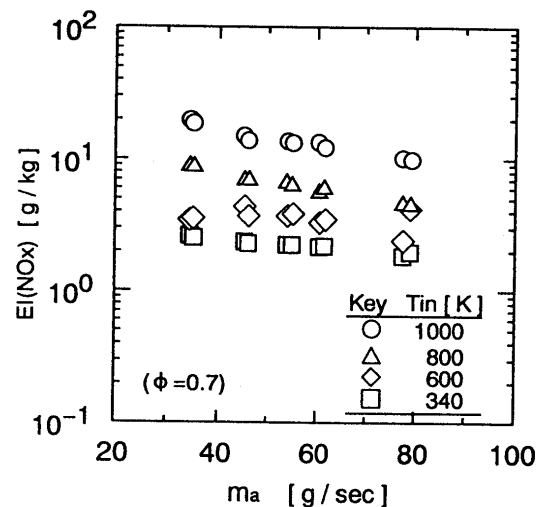


図13 質量流量に対する  $\text{NO}_x$  排出指数

NOx 排出が 800K 以下のときの2倍以上になっている。これは図3の②および③に取り付けた熱電対温度計の指示を見ると Tin が 800K までの場合 700K 以下の値を示しているのに対し、Tin が 1000K の場合は 800K から 1200K に至る温度を示している。観察からもスワロー内部に火炎の存在が見られる。この旋回流中心部への火炎侵入が NOx 排出増大の原因になっていると考えられる。

## 5. まとめ

灯油を用いた半径流2重スワローの NOx 排出特性を実験的に調べた。供給空気温度を 340 ~ 1000K とした場合大気圧下の燃焼試験で次の結果が得られた。

- ・ スワロー上流1ヶ所からの単純な燃料供給法でも十分高い燃焼効率特性が得られた。
- ・ 当量比 0.6 以下の混合気条件では排出指数5以下の NOx 排出となった。
- ・ 当量比 0.6 以下ならば質量流量の広い範囲にわたって高効率かつ低 NOx となる。
- ・ 全圧損失係数も 20 前後で十分低い値である。
- ・ 供給空気入口温度 1000K の場合、2重スワロー中心部に火炎の侵入があった。

今回の実験結果では中心部に供給するコア空気の効果がほとんど見られなかった。今後、この空気量を増して排出特性にどのような影響を与えるかを見ていく。特にスワローの旋回度や中心流が保炎性能に及ぼす影響などを数値模擬手法も併用して検討していく。また、次報以降では高圧条件で質量流量が増加した場合の影響などについても実験的に確認する。

本研究は科学技術庁振興調整費官民共同研究として行っているものである。

## 参考文献

- 1) 田丸：平成7年度官民共同研究報告書又は第 21 回日本ガスタービン学会セミナー資料(1993)pp.53-60
- 2) 田丸、他8名：新形式ガスタービン燃焼器の研究 (第 5 報 環状燃焼器 AS260), TM-335(1977/10)
- 3) 田丸：航技研におけるガスタービンおよびジェットエンジン燃焼器研究開発、TM-676(1995/1)

低NO<sub>x</sub>液焚き燃焼器の研究・開発

\* 石川 康弘  
 細井 潤  
 藤 秀実 (石川島播磨重工業株式会社)

1. はじめに

近年、ガスタービンを用いたコージェネレーションシステムは、有効なエネルギー利用という面からの需要の増加と、環境問題への関心の高まりによるNO<sub>x</sub>排出規制の強化とにより、低NO<sub>x</sub>化技術の確立が急務となっている。

NO<sub>x</sub>低減方法としては大別すると、水または蒸気噴射によるいわゆるウェット方式と、それらを行わないドライ方式に分けられるが、最近では設備、メンテナンス費の面から水または蒸気供給設備等の必要のないドライ方式の研究・開発が盛んに行われてきている。

こうした状況のなか、著者らは多種多様な燃料のガスタービン燃焼器の低NO<sub>x</sub>化の一環として液焚き用ガスタービン燃焼器の研究・開発を行ってきた。これらの研究・開発の結果、非常に良好なNO<sub>x</sub>低減効果が得られたので、この液焚き低NO<sub>x</sub>燃焼器の概念、最適な燃料配分の決定を行った要素試験の結果、及び最終的な性能把握を行ったエンジン運転の結果について紹介する。

2. 低NO<sub>x</sub>燃焼器

ドライ方式の低NO<sub>x</sub>燃焼器は主に燃料/空気の予混合化が有望と考えられている。しかし、希薄予混合燃焼はNO<sub>x</sub>低減効果が大きい反面、安定燃焼範囲が狭いという欠点があり、これが希薄予混合燃焼器開発の大きな課題となっている。

この課題を解決するため燃料ステージングの採用、及びライナ冷却構造の工夫により広い作動範囲でNO<sub>x</sub>の低減と安定燃焼の両立を目指したのが本燃焼器の特徴である。

2. 1 燃焼器構造

図1に本低NO<sub>x</sub>燃焼器の構造を示す。

燃焼器上流部は、中心部にパイロットチャンバがあり、その周囲に6本のメイン予混合噴射弁を配置した構成となっている。

パイロットチャンバは一般的な拡散燃焼であり、良好な着火性能の確保及びメイン予混

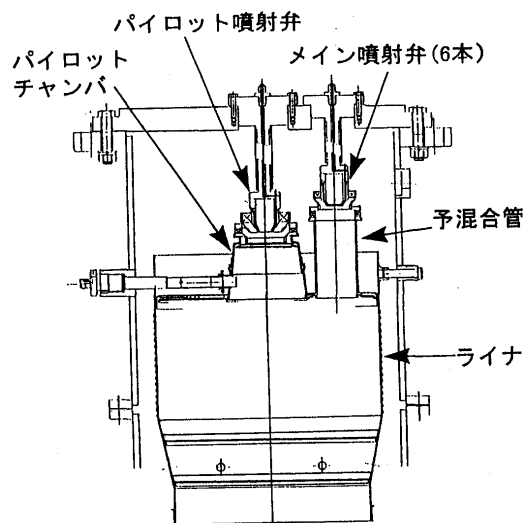


図1 燃焼器構造

合火炎の保炎源になっている。

メイン燃焼部では希薄予混合燃焼を行うため、燃料分布の均一化を考えた噴射弁と十分な蒸発時間を得られる予混合管を組合わせた予混合燃焼噴射弁を採用している。これによりメインにおける希薄予混合燃焼が可能となり、非常に高いNO<sub>x</sub>低減効果を得ることができる。

また、ライナ冷却構造には一般的に用いられているフィルム冷却を用いず、台形の乱流促進体による冷却構造を用いている。この冷却方式はフィルム冷却空気による火炎のクエンチング効果がないためCOの発生を最小限に抑えることができ、希薄予混合燃焼器には最適と考えられる。(1)

## 2. 2 予混合噴射弁単体試験

本燃焼器においては、前述したようにメイン部において希薄予混合燃焼を行い高いNO<sub>x</sub>低減を目指している。しかし、液体燃料の場合、ガス燃料と比べ均一な燃料の分布が得にくいいため、空気との予混合性は良いとは言えない。従ってより良い予混合性を得るためには、燃料分布の均一化を考えた噴射弁と十分な蒸発時間の得られる予混合管の組み合わせを選択する必要がある。

そこで、噴射弁単体での燃料分散分布試験及び燃焼試験を行い燃料分布均一化のための最適なリップ径、形状及び予混合に必要な予混合管長さの決定を行った。図2に最終的に採用した予混合燃焼噴射弁形態と通常の拡散燃焼噴射弁とのNO<sub>x</sub>排出量の比較を示す。これを見ると、従来の拡散燃焼に対し予混合燃焼させることで、NO<sub>x</sub>排出量を約十分の一にまで低減させられることがわかった。

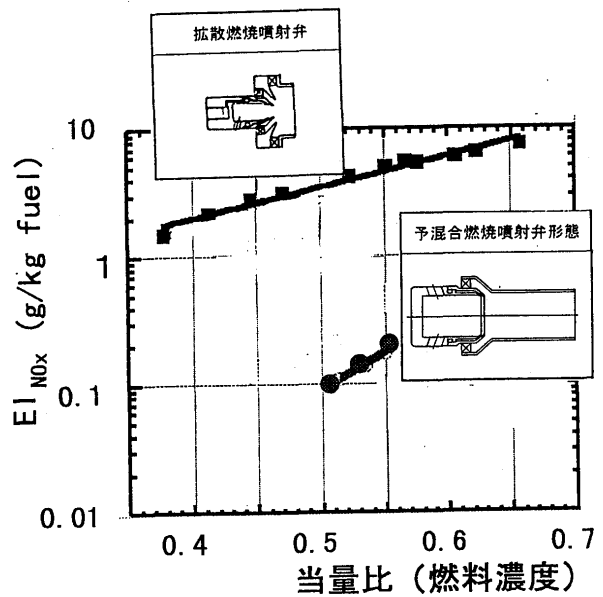


図2 噴射弁単体燃焼試験結果

## 2. 3 燃料ステージング

希薄予混合燃焼では低NO<sub>x</sub>でかつ安定燃焼できるのは狭い作動範囲に限られる。この範囲よりも燃料が増加すればNO<sub>x</sub>は急激に増大し、減少すると燃焼が不安定となる。従って広い作動範囲で低NO<sub>x</sub>と安定燃焼を両立させるためには、作動条件に関わらず燃焼領域の燃空比を常にある一定の範囲内に保つ必要がある。

本燃焼器においては、メインの燃焼パターンを3つに分け、負荷の増加に伴い段階的に

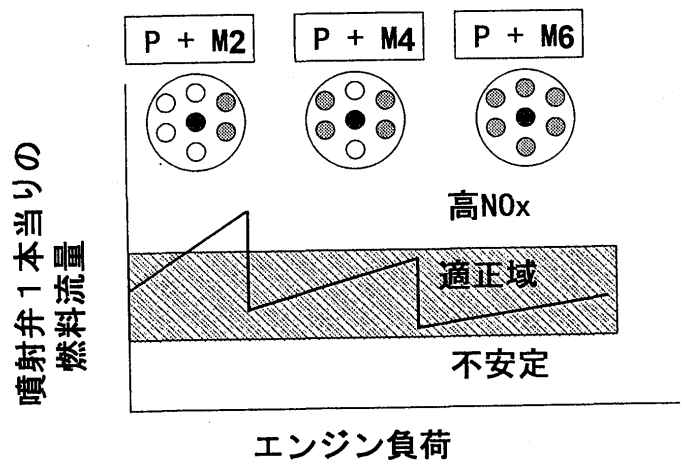


図3 燃料スケジュール



噴射弁に燃料を供給（燃料ステージング）することにより燃空比の制御を行っている。図3に燃料ステージングのスケジュールを示す。

### 3. 要素試験

本燃焼器においては、メイン予混合火炎の保炎源として拡散燃焼のパイロットを採用しているが拡散火炎からのNO<sub>x</sub>排出量は非常に多く、全体的に高いNO<sub>x</sub>低減を実現するためにはパイロット燃料配分を削減しNO<sub>x</sub>排出量をできるだけ少なくする必要がある。

そこでNO<sub>x</sub>と燃焼効率を考慮した最適なパイロット燃料配分を決定するために要素試験を行った。

#### 3. 1 試験装置及び方法

図4に本要素試験に用いた試験装置を示す。空気源より圧縮された空気は熱交換器により所定の温度まで加熱され、オリフィスにより計量されて供試体に供給される。また燃料としては灯油を使用し、それぞれパイロット、メイン各系統で計量され供給される。

供試体から排出された燃焼ガスは燃焼器出口から排ガスサンプリングプローブにより採取され排ガス計測装置により測定される。この排ガスサンプリングプローブは、周方向にトラバース計測できる構造になっている。

試験においては、所定の試験条件に条件を設定後、前述の排ガスプローブにて排ガスをサンプルし、NO<sub>x</sub>等の排ガス分析を行うなどの諸計測をおこなう。燃焼効率に関しては、排ガス分析結果から計算により求めた。

#### 3. 3 試験結果

図5に設計点条件付近におけるパイロット燃料配分削減率に対するNO<sub>x</sub>減少率と燃焼効率の関係を示す。

これを見ると、明らかにパイロット燃料配分を削減することによりNO<sub>x</sub>低減効果が得られることが分かる。しかし、基準とした初期燃料配分に対し85%よりも配分を減らすとNO<sub>x</sub>の減少率は小さくなる。これは、パイロット

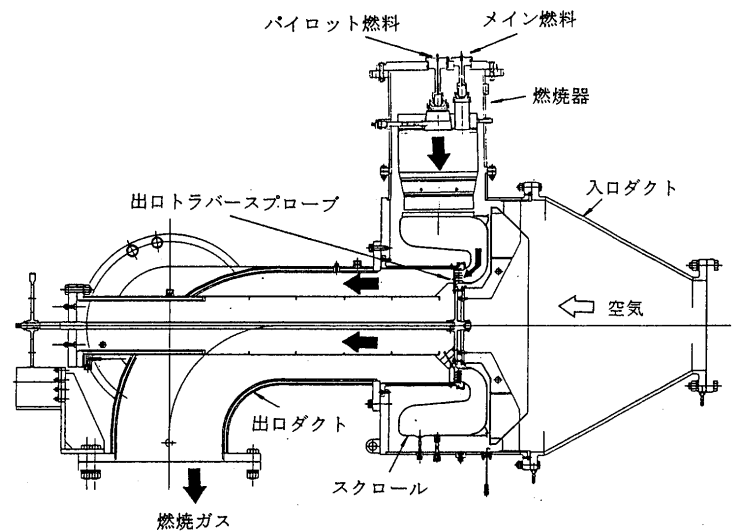


図4 要素試験装置

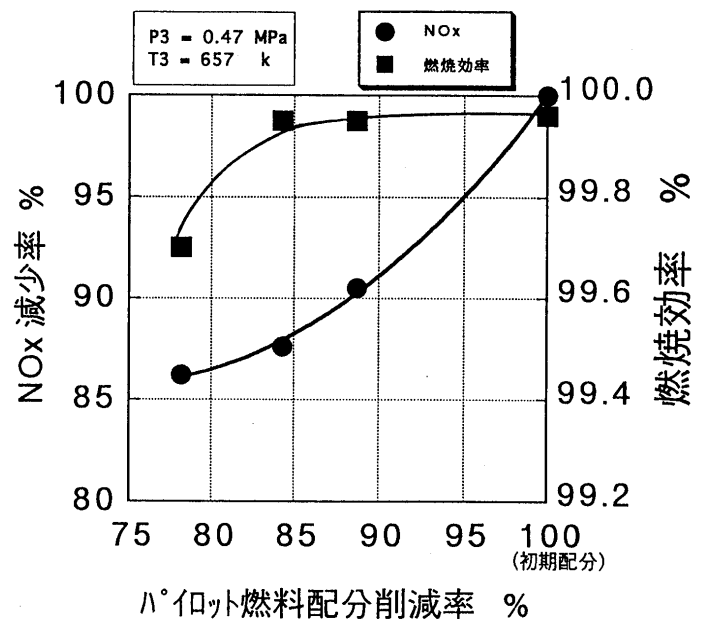


図5 NO<sub>x</sub>減少率

の燃料を減らした分メインの燃料が増えることにより、メインでのNO<sub>x</sub>排出量が増加し、それがパイロットでのNO<sub>x</sub>減少分を相殺してしまうためだと考えられる。またこの位置からは燃焼効率も低下しはじめる傾向にあり、パイロット燃料配分としては初期配分に対して85%まで削減した配分が最適であると考えられる。

また図6に、上記で決定した燃料配分を採用した場合の、〈パイロット+メイン6本〉（以下、〈P+M6〉）での全体燃空比に対する燃焼効率とNO<sub>x</sub>排出特性を示す。

これを見ると、設計点までの広い負荷範囲においてNO<sub>x</sub>排出量がかなり低いレベルに押さえられていることが分かる。また同時に高い燃焼効率も維持しており、先に決定した燃料配分の妥当性を確認することができた。

以上により、パイロット燃料配分を最適化した希薄予混合燃焼と乱流促進冷却ライナの採用によって大幅なNO<sub>x</sub>低減と広い負荷範囲で高い燃焼効率を両立できることがわかった。

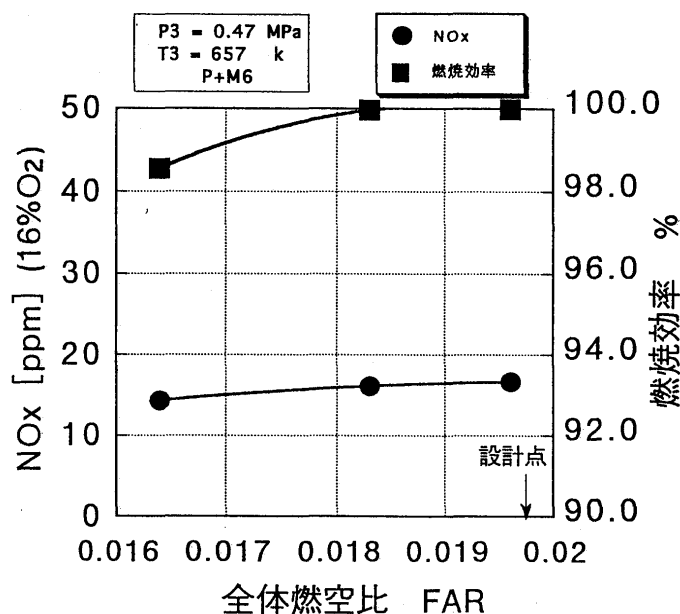


図6 燃焼効率及びNO<sub>x</sub>排出特性

#### 4. エンジン運転

次に、要素試験においてその性能が確認された本燃焼器をコージェネ用のガスタービンエンジンに搭載し、エンジン条件での性能の確認を行った。

##### 4.1 エンジン

今回エンジン運転に使用するのは、2000 kW 級ガスタービン「IM270」である。

表1にエンジンの構成を、図7に概略図を示す。

表1 IM270 ガスタービン構成

圧縮機	2段遠心
燃焼器	単缶型
タービン	3段軸流

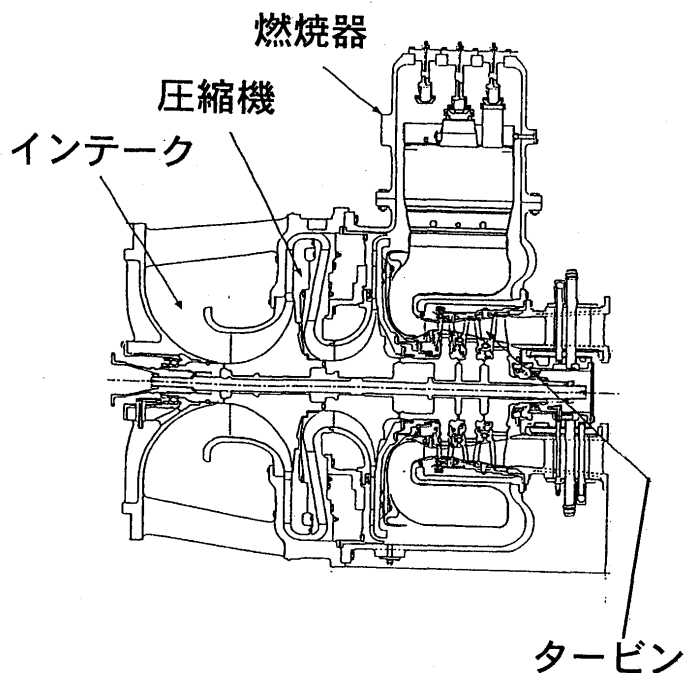


図7 IM270 エンジン概略図

#### 4. 2 エンジン運転結果

図8に各燃料ステージングごとのエンジン出力に対する燃焼効率とNO<sub>x</sub>排出特性を示す。

エンジンにおいては低負荷時の燃焼効率の確保が課題になるが、<P+M2>による燃焼によって十分に高い燃焼効率を確保していることが分かる。

また、負荷が上昇するに従い<P+M4>、<P+M6>と燃料ステージングを行うことにより高い燃焼効率を維持しつつ、大幅なNO<sub>x</sub>の低減を達成している。特に低NO<sub>x</sub>モードである<P+M6>においては負荷の上昇に伴うNO<sub>x</sub>の増加が低く抑えられており、広い作動範囲にわたりNO<sub>x</sub>の低減が可能であることが分かる。

最終的にNO<sub>x</sub>は定格付近において30 [ppm] (16%O<sub>2</sub>)を達成している。また、燃焼効率についても1500kW以上において99.9%以上を確保しており、高い安定性も確認された。

更に、本燃焼器を搭載したガスタービンは実機プラントにて耐久運転が行われ、良好な耐久性能も確認されている。

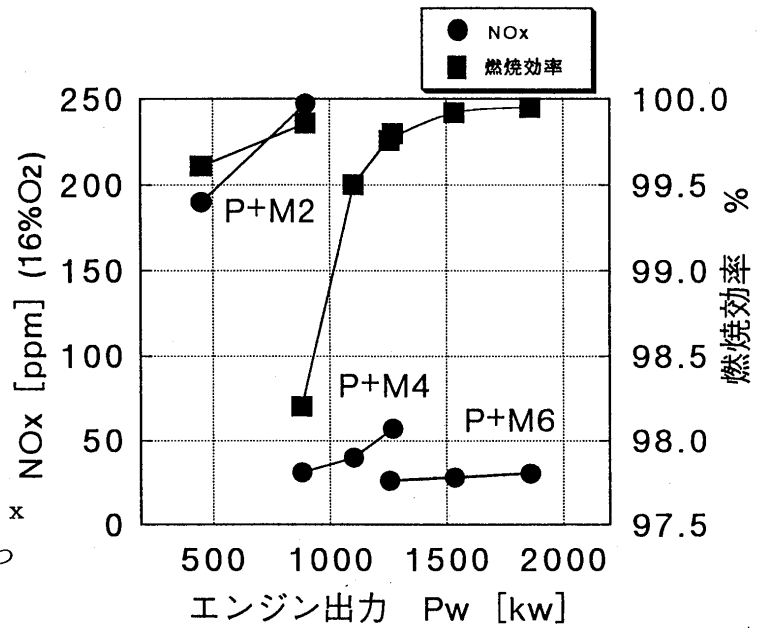


図8 燃焼効率及びNO<sub>x</sub>排出特性

#### 5. 結言

希薄予混合燃焼方式による液焚き低NO<sub>x</sub>燃焼器の噴射弁単体試験、要素燃焼試験及びエンジン運転を実施した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) ガスタービン用液焚き燃焼器NO<sub>x</sub>低減技術として、希薄予混合燃焼技術を確立した。
- (2) IM270 エンジンの運転で本燃焼方式の燃焼器が成立することを確認するとともに、液焚きでNO<sub>x</sub> 30 [ppm] (16%O<sub>2</sub>) を達成した。

今後、本希薄予混合低NO<sub>x</sub>燃焼方式の多種燃料への適用を展開していく。

#### 6. 参考文献

- (1) 藤、細井他“コージェネ用ガスタービン低NO<sub>x</sub>燃焼器の研究開発”、第10回ガスタービン秋期講演会(新潟)講演論文集 (1996)

# フリージェット試験用メタン燃料ラム燃烧器の研究 (第2報 フリージェット試験結果)

B-12

\*木下康裕、小田剛生、北嶋潤一、藤原賢治 (川崎重工業)  
三谷 徹 (航空宇宙技術研究所角田)

## 1. はじめに

将来のマッハ5クラスの超音速輸送機のマッハ2.5から5までの飛行には、ラムジェットエンジンを用いることが想定されており、広い速度範囲で安定して効率よく作動する高出力なラムジェットエンジンの研究開発が進められている。その一環として、ラムジェットシステムの設計および試験技術を確立、検証するために、サブスケールのラムジェットエンジンによるマッハ5のフリージェット気流中でのエンジン燃焼試験を、航空宇宙技術研究所角田宇宙推進技術研究センターのラムジェットエンジン試験設備(RJTF)で行った<sup>(1)(2)</sup>。

本報告では、サブスケールエンジン用に開発したラム燃焼器について、エンジン試験での燃焼性能を主に排ガス分析結果に基づいて考察するとともに、試験に用いた排ガスサンプルシステムについて評価を行う。

## 2. サブスケールラムジェットエンジンおよび供試燃焼器

サブスケールラムジェットエンジンは、設計マッハ数が5.5の固定形状の二次元インテークとメタンを燃料とする円形断面形状を持つ燃焼器、二次元の固定形状コンバージェント・ダイバージェントノズルで構成され、エンジンの寸法は高さ220 mm、幅180 mm、全長が2000 mmである。エンジンは、全長約6 m、直径3 mの風洞低圧室内部に上下倒置した状態で推力架台に固定した。図1にサブスケールラムジェットエンジンの概略を示す。

ラム燃焼器には、十分に広い着火範囲を持ち、圧力損失が低く安定して効率よく燃焼することが求められるが、本ラム燃焼器には目標エンジンとはスケールが異なる非常に小さな燃焼器でそれを達成するという、サブスケールエンジン用としての特別な要求がある。そのため、エンジン試験に先立ち燃焼器要素の開発研究を進め、単体での燃焼試験を実施してこれらの目標を満足するラム燃焼器を開発した<sup>(3)</sup>。本ラム燃焼器の概略を図2に示す。

燃焼器内径は94mm、長さは620mmであり、外側が二重円筒のSUS製水冷ダクトとなっている。

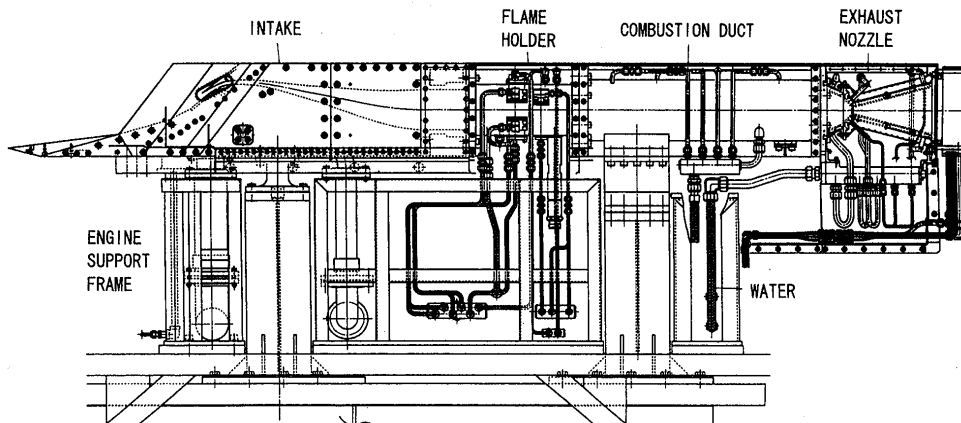


図1 サブスケールラムジェットエンジン

燃焼器ライナには、チタン酸アルミの円筒ブロックを用いて耐熱性、耐酸化性を確保し、燃焼ガスが直接水冷ダクトに触れて燃焼効率が低下しないようにした。また、保炎器にはコバルト基の耐熱超合金を材料とした、中央にコーン部を持つY字型のVガッタ構造を採用した。そして、確実に着火し保炎するようにパイロット燃料ノズルを3本のVガッタの内側に取り付けました。メイン燃料ノズルは、保炎器の上流60mmの位置に周上等間隔で6本取り付けられており、そのうち3本は低当量比時の燃料ゾーニング用としてVガッタに対して同位相に、残りの3本は高当量比時用として中間位相の位置に配置した。メイン燃料ノズルの噴射孔は、要素結合試験<sup>(4)</sup>での知見を基に主流空気に対して貫通力を持たないように比較的孔径を大きく設計した。そして、燃料のメタンは同位相、中間位相の各3本ごとのメイン燃料ノズルに対し独立に流量を制御して供給した。着火は、点火プラグをパイロット燃料ノズルの直後に取り付けてスパークレートの高い電気火花式点火装置を用い、パイロット燃料を少量噴射することにより行った。

### 3. 試験方法および試験条件

今回の試験において設定した風洞の気流条件は、風洞全圧3500kPa、風洞全温600K、風洞マッハ数5.5で、通風時間は最大60秒である。エンジン燃焼試験においては、風洞が始動し気流が安定してインテークが作動してから、点火プラグに通電した後パイロット燃料を供給して着火を行った。パイロット火炎が着火した後、メイン燃料を所定の流量噴射してエンジン各部の状態を計測したが、これらのすべての操作は試験する内容に応じてプリセットした一連のシーケンスに基づいてコンピュータにより制御・計測を行った。

燃焼器関係の計測項目は、燃料流量と噴射圧力の他、燃焼器入口および出口の全温、全圧と排気ノズルのスロート部の静圧および排気ノズル出口での燃焼ガス組成である。燃焼ガスは、ノズル出口に取り付けた9孔式水冷ガスサンプルプローブを用いて燃焼ガスを採取し、未燃炭化水素(THC)、一酸化炭素(CO)、窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)、酸素(O<sub>2</sub>)、二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)の5成分連続排ガス分析計にて燃焼ガスの組成を計測した。

エンジン試験では、燃焼試験に先立ちエンジンの着火が可能なパイロット当量比を知るための着火試験を実施した。その後、全体当量比を目標エンジンのマッハ5巡航時と同じ $\phi=0.42$ に設定したマッハ5設計点燃焼試験と、燃焼器出口温度を目標エンジンのマッハ5上昇時と同じ1900℃レベルに設定した高温燃焼試験を実施した。それぞれについて以下に結果と考察を述べる。

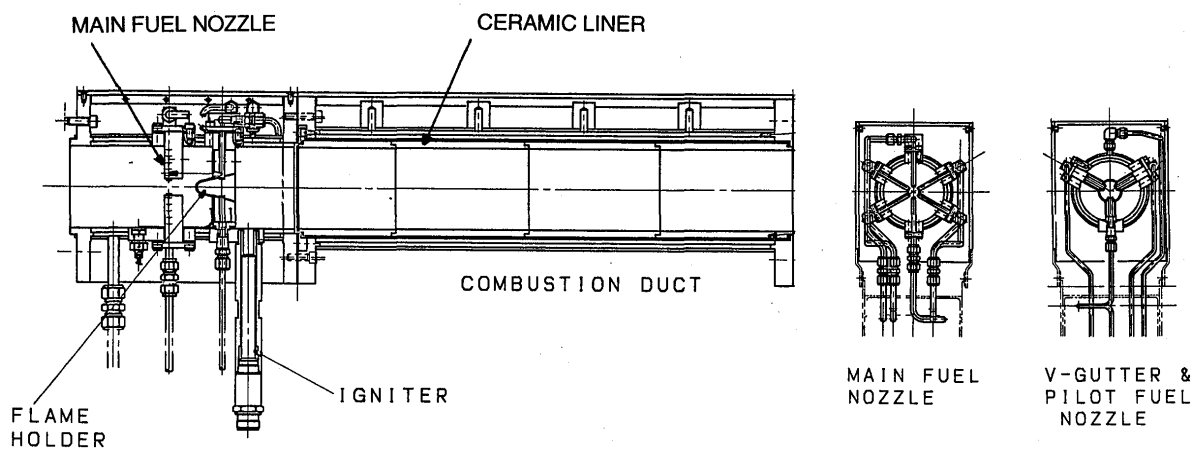


図2 ラム燃焼器の概略

## 4. 試験結果および考察

### 4.1 着火試験

着火試験においては、点火プラグを作動させた状態でパイロット燃料の供給を行い、点火プラグをOFFにした後も数秒間燃料を流し続けたのち供給を停止するという15秒程度の一連の試行を、一回の試験中に予め設定した3つのパイロット当量比について実施した。着火、不着火の確認は、点火プラグを切った後でパイロット燃料の燃焼が維持されるかどうかを、主として火炎検知用に保炎器に取り付けた3本の熱電対の示す温度により判断したが、燃焼器出口に取り付けた熱電対の示す燃焼器出口温度や燃焼器内圧の計測結果からも確認した。

図3にマッハ5設計点燃焼試験の条件で行った着火試験の結果を示す。着火当量比は試験の順番に $\phi_p=0.11$ 、 $0.02$ 、 $0.14$ の3条件である。着火に対応して燃焼器出口温度が大きく変化しており、 $\phi_p=0.02$ の当量比では着火せず、 $\phi_p=0.11$ 、 $0.14$ で着火に成功したことがわかる。また、本フリージェット試験での着火試験結果と要素単体試験で燃焼器を空気源に直結した時の試験結果を併せた着火特性を図4に示す。これより、両者はほぼ同じ特性を示していると考えられ、エンジンにおいても $\phi_p=0.04$ 程度の小さな当量比から着火が可能であることがわかった。また、エンジン燃焼試験の初期の段階でパイロット当量比を $\phi_p=0.04$ に設定して試験を行ったが、パイロット燃料の着火後メイン燃料の噴射とともに火炎吹き消えの発生を経験した。試験後の調査により、バルブ開度が不十分で実際のパイロット当量比は $\phi_p=0.03$ と小さく、着火後の安定燃焼を確保するには不安定な当量比であったことが判明したため、その後のエンジン燃焼試験では確実に安定保炎する $\phi_p=0.06\sim 0.08$ の条件で着火を行ったことにより、以降の試験はすべて成功した。

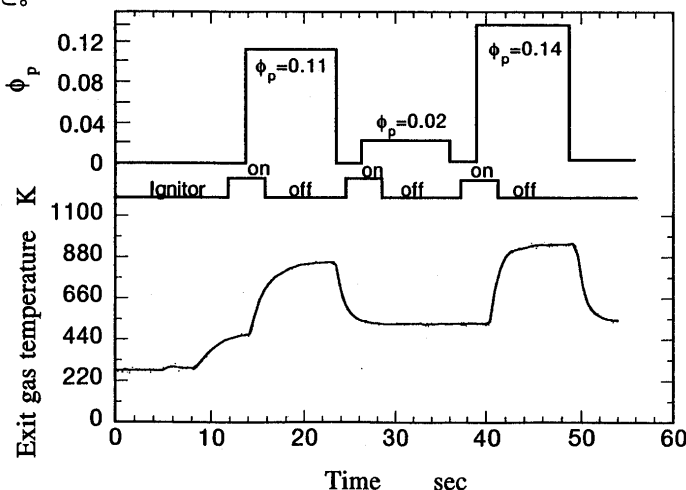


図3 エンジン着火試験結果

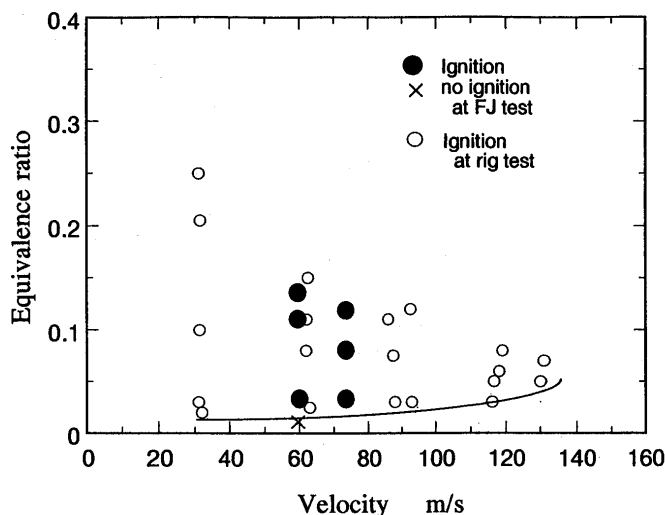


図4 供試ラム燃焼器の着火特性

### 4.2 マッハ5設計点燃焼試験

目標エンジンのマッハ5巡航時における燃焼器作動条件は、入口温度が $T_6=1263\text{K}$ 、当量比 $\phi=0.42$ 、燃焼器出口温度が $T_7=2083\text{K}$ であるが、フリージェット試験では計測機器、エンジン周辺補器類などの温度環境上の安全性を考慮して風洞全温を $600\text{K}$ としたため、燃焼器入口は $600\text{K}$ を少し下回る温度になった。そのため、マッハ5設計点燃焼試験では、燃焼による温度上昇を目標エンジンと一致させることを試験条件とし全体当量比を $\phi=0.42$ として試験を行った。このときの燃焼器出口温度は断熱

火炎温度で $T_f=1573\text{K}$ となる。

マッハ5設計点燃焼試験では、パイロット燃料により着火した後、同位相のメイン燃料ノズルを用いて燃料を噴射したが、全体当量比が $\phi=0.25, 0.42$ となるように2段階にメイン燃料流量を設定した。燃焼ガスの分析にはガスサンプリング配管での遅れと分析計での検出遅れがあり、今回のフリージェット試験では全体の遅れ時間が約3秒あることを予備試験で得た。燃焼試験ではこの遅れ時間が問題とならないように、一つの当量比の燃焼時間を15秒程度と長く設定した。また、ガス採取管での化学反応の凍結に関しては三谷らが検討を行っている<sup>(5)</sup>。排気ノズル出口で採取した燃焼ガスの組成分析結果を図5に示す。

試験分析計からの出力は、非常に安定していてそれぞれの当量比条件に応じて比較的敏感に反応していることから、本排ガスサンプルシステムは良好に機能していることがわかった。図6にそのガス組成から求めた燃焼性能を示す。排ガス分析から求めたメイン燃焼時の全体当量比は $\phi=0.3$ および $0.46$ を示し、設定当量比よりも若干高い値を示したが、同位相燃料ノズルから燃料を噴射してゾーニング燃焼を行わせていることを考えると、ガスサンプルとしては平均的に燃焼ガスを採取しているものと考えられる。一方、燃焼効率は全体当量比が $\phi=0.3$ の時は $\eta_b=86\%$ 、 $\phi=0.42$ の時は $\eta_b=93\%$ の高い値が得られ、ゾーニング燃焼に成功していることがわかるが、要素単体での燃焼試験結果に比べると6%程度低下している。これは燃焼効率に大きな影響を及ぼす燃焼器断面平均流速 $U_6$ が設計では $40\text{m/s}$ であったが、実際は $U_6=60\text{m/s}$ 以上に増加していたことと、燃焼器の長さが $1000\text{mm}$ から $620\text{mm}$ に短くなったことによるものと考えられる。

燃焼効率とともに重要な評価項目である燃焼器出口ガス温度の結果を図7に示す。本図には排ガス分析結果から算出した燃焼ガス温度の他に、燃焼器出口に取り付けた5点式Sタイプ熱電対が出力した平均温度およびロケットの燃焼研究で一般的に用いられている、排気ノズルで燃焼ガスがチョークすることを利用して熱力学的に求まる燃焼器出口ガス温度も一緒に図示している。熱電対の指示値が他と比べ $150\text{K}$ 程度高い値を示したが、これは熱電対を取り付けた位置がVガッタの後流に当たりゾーニング燃焼の影響を受けたことによるものと考えられる。一方、排ガス分析から求めた燃焼ガス温度と熱力学的に求まる燃焼器出口ガス温度は、当量比が高い条件においては比較的よく一致してい

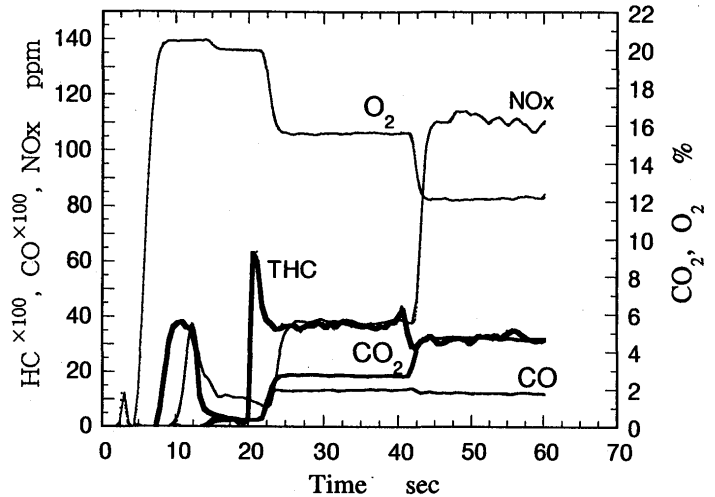


図5 マッハ5設計点試験での排ガス分析結果 (設定した全体当量比 $\phi=0.25, 0.42$ )

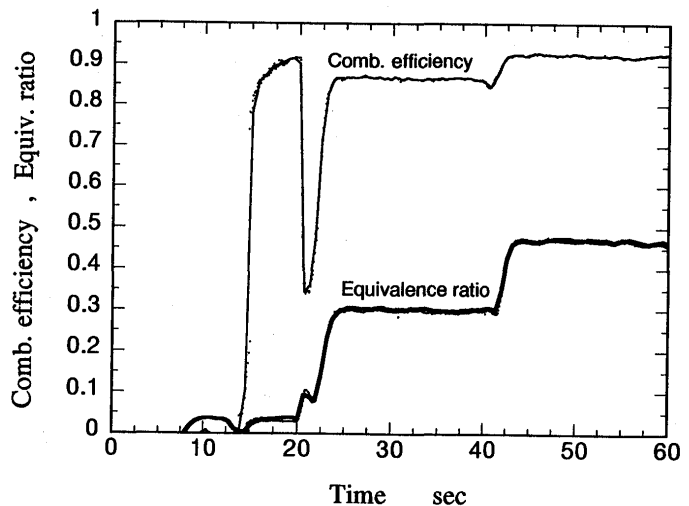


図6 マッハ5設計点試験での排ガス分析から算出した当量比と燃焼効率

て、特に当量比 $\phi=0.42$ の時の温度はともに約 $T_7=1600\text{K}$ を示し、今回の試験の一つの目標である燃焼器出口温度 $T_7=1573\text{K}$ の達成を本試験結果は満足したことを示している。しかし、当量比が小さい条件では熱力学的に求まる燃焼器出口ガス温度は、実際に供給した燃料流量を考えると高すぎる値を示し、排ガス分析から求めた燃焼ガス温度の方が妥当である。

### 4.3 高温燃焼試験

目標エンジンのマッハ5上昇時には燃焼器出口温度は $2170\text{K}$ レベルの高温となり、この温度での安定燃焼の実証が本プロジェクトのラム燃焼の研究のひとつの目標となっている。そこで、作動条件が異なるもののフリージェット試験においても高温燃焼試験を実施して、燃焼器出口温度が $2170\text{K}$ レベルでの安定燃焼を試みた。しかし、本試験での燃焼器入口温度が $600\text{K}$ 程度であるため、燃焼器出口温度を $2170\text{K}$ にするには当量比を $\phi=0.78$ （目標エンジンでは $\phi=0.48$ ）と高くする必要があり、温度レベルが高いことによる燃焼器ライナの焼損の他に、入口温度が低く当量比が高いことによる強い燃焼振動の発生や燃料過濃による火炎の吹消えが懸念された。

試験においては、パイロット当量比が $0.08$ で着火した後、メイン燃料を全体当量比が $\phi=0.58, 0.7, 0.8$ となるように3段階に設定した。全体当量比が高いため6本のメイン燃料ノズルから燃料を均等に噴射することにしたが、それでも保炎器後流の循環流領域が過濃になり吹消えの発生が起こることも考えられたため、 $\phi=0.7, 0.8$ の条件ではパイロット燃料の供給を停止した。試験後のデータ解析によりエンジンに吸い込まれた空気の流量は当初の見積もりより多く、実際の設定当量比は $\phi=0.56, 0.65, 0.70$ であった。

図8に燃焼ガスの組成分析結果から求めた燃焼性能を示す。排ガスから求めた当量比は $0.66, 0.7, 0.75$ であり最初の当量比条件で高い値を示したが、他は比較的一致していて、だいたい平均的に燃焼ガスを採用したものと思われる。一方、燃焼効率に着目すると $\phi=0.56$ では非常によく燃焼し $\eta_b=98\sim 99\%$ の高い燃焼効率が得られた。当量比の増加に伴い燃焼効率は徐々に低下するようになったが、それでも当量比が $\phi=0.65$ および $0.7$ ではそれぞれ $\eta_b=95\%$ と $93\%$ の高い値を示した。この $\phi=0.65$ および $0.7$ での燃焼効率の低下はパイロット燃料供給の停止が影響していることその他、今回の燃焼効率の算出

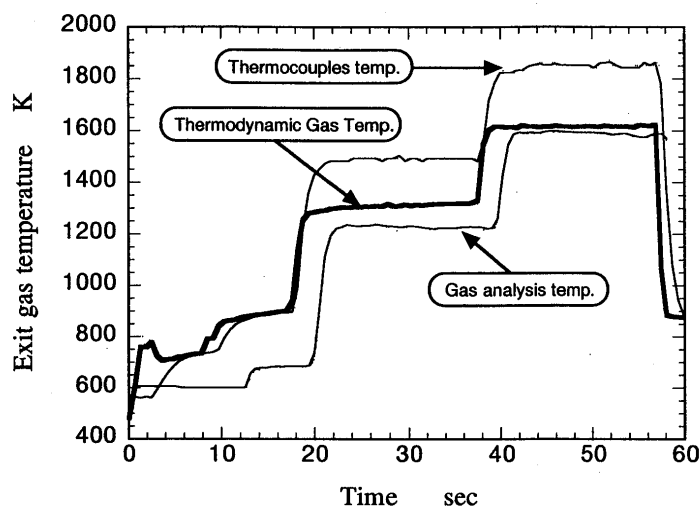


図7 マッハ5設計点試験での燃焼器出口ガス温度（熱電対の出力と排ガス分析から算出した温度、熱力学関係式から算出した温度の関係）

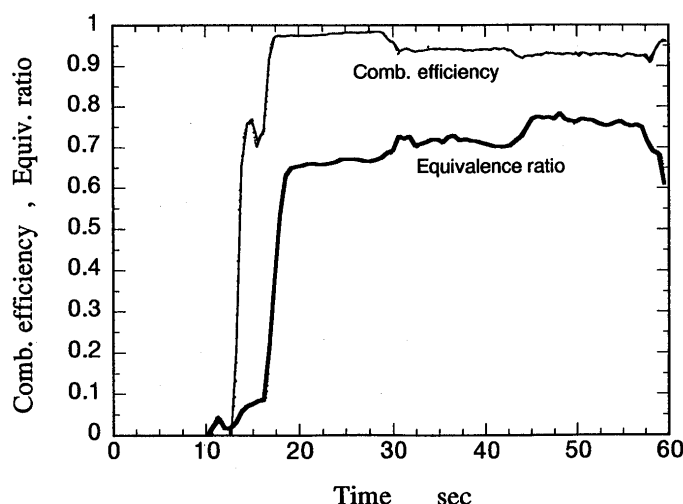


図8 高温燃焼試験での排ガス分析から算出した当量比と燃焼効率



にはCOの平衡濃度を考慮していないことも一因と考えられる。

次に、高温燃焼試験での燃焼器出口ガス温度について、排ガス分析から求めた燃焼ガス温度と熱力学的に求まる燃焼器出口ガス温度を図9に示す。この燃焼試験では熱電対は使用温度を超えるため取り外して行った。全体当量比が $\phi=0.56$ の条件では二つのガス温度には200 K程度のずれがみられるものの、 $\phi=0.65$ 、 $0.70$ の高い当量比では両者は比較的一致しており、特に $\phi=0.65$ では2つの温度は同じ $T_g=2000$  Kを示した。設定当量比の断熱火炎温度は $\phi=0.56$ 、 $0.65$ 、 $0.70$ においてそれぞれ1810、1960、2040 Kであり、排ガス分析および熱力学から求まる2つの燃焼器出口ガス温度はともにエンジンの性能を評価するのに適当であるものと考えられる。また、高い当量比条件でも燃焼振動は計測されず、安定して燃焼することも確認した。

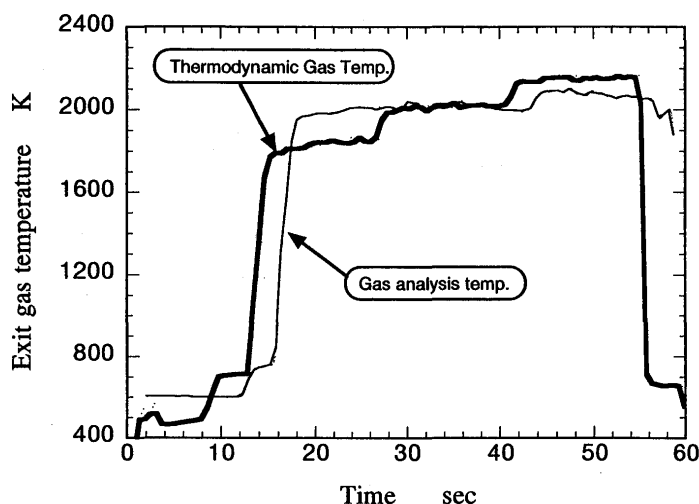


図9 高温燃焼試験での燃焼器出口ガス温度 (排ガス分析から算出した温度、熱力学関係式から算出した温度の関係)

## 5. まとめ

マッハ5のフリージェット気流中でのラムジェットエンジン燃焼試験を行い、燃焼器に関して次の結果が得られた。

1. パイロット燃料流量の不足によるメイン燃焼火炎の吹消えを一度経験したが、同流量の適正化により以降のエンジン試験はすべて燃焼に成功した。
2. マッハ5設計点燃焼試験では、設計当量比において93%の高い燃焼効率を得るとともに、燃焼器出口温度1600 Kを達成した。
3. 高温燃焼試験では、燃焼器出口温度が2170 Kレベルでの安定燃焼を確認した。
4. 排ガスサンプルシステムは、サンプリングに3秒程度の遅れ時間あったが、分析計の出力は非常に安定していて当量比条件に応じて比較的敏感に反応していることから、良好に機能しているものと考えられる。

最後に、本研究は通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

## 参考文献

- (1) 大嶋、他10名：超音速輸送機用ラムジェットエンジンのフリージェット試験について、航空原動機・宇宙推進講演会講演集(1997)
- (2) 木村：マッハ5ラムジェットエンジンの研究開発状況、飛行機シンポジウム(1996)
- (3) 木下、他2名：フリージェット試験用メタン燃料ラム燃焼器の研究(第1報要素基礎燃焼試験結果)、ガスタービン定期講演会講演論文集(1995)
- (4) 二村、他6名：超音速輸送機用ラムジェットエンジンの要素結合試験について、航空原動機・宇宙推進講演会講演集(1997)
- (5) 三谷、佐藤：ガス採取管における化学反応凍結、熱工学シンポジウム(1996)

\*杉山 七契（航空宇宙技術研究所）

## 1. まえがき

今日のガスタービンエンジンの性能向上は、圧縮機、タービン等の要素技術や材料技術の弛まざる進歩によって実現され得たものである。これらの技術の向上もしいに鈍化し、限界に近づきつつあり、革新的な新技術無しにはより一層の性能向上は困難になってきている。しかし、現用のエンジンでは、エンジン毎の性能差、性能劣化、ディストーション、センサ精度、アクチュエータ誤差等を考慮して、十分のマージンをとって運用されているため、もし必要なエンジン変数をオンラインで精度良く同定することができれば、このマージンを減少させることができ、エンジンが潜在的にもつ性能を十分に引き出し、全体性能の向上が期待できる。例えば、計測不能であるサージマージン、タービン入口温度を高精度で推定できれば、限界に近い性能を引出すことが可能となる。

この様なエンジン運転制御を実現するために、エンジン変数を高速高精度で推定するオンライン・システム同定技術が重要になる。本報告では、一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF: Constant Gain Extended Kalman Filter)を用いたジェットエンジンのシステム同定について述べ、2軸ファンエンジンに適用した場合の結果について述べる。

システム同定技術は将来型エンジン制御システム (FADEC: Full Authority Digital Electronic Control)において重要な役割を担う。上記の性能向上のみならず、安全性、信頼性、健全性、エンジン寿命の向上を目指す制御システムは、同定された高精度のモデルエンジンをマイクロプロセッサ上に内蔵し、センサーからの計測値及びこのモデルからの推定値を参照しながら適切な制御を行う適応制御システムとなると考えられる。同時に、このモデルエンジン自身もセンサーからの計測値により、逐次改定されていく。

## 2. 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ

非線型ジェットエンジンのダイナミクスは、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{g}_m(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_u &= \mathbf{g}_u(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (1)$$

で表せる。ここで、 $\mathbf{x}$ :状態変数ベクトル、 $\mathbf{u}$ :制御変数ベクトル、 $\mathbf{y}_m$ :計測可能変数ベクトル、 $\mathbf{y}_u$ :計測不能変数ベクトル、 $\mathbf{v}$ :システムノイズベクトル、 $\mathbf{w}$ :計測ノイズベクトル、 $\mathbf{G}$ :システムノイズ伝達行列、 $\mathbf{f}(\cdot)$ 、 $\mathbf{g}_m(\cdot)$ 、 $\mathbf{g}_u(\cdot)$ :関数ベクトルである。式(1)を任意作動点近傍で線形化すると、

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\mathbf{x}}} &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \hat{\mathbf{y}}_m &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{w} \\ \hat{\mathbf{y}}_u &= \mathbf{C}_u\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}_u\mathbf{u} \end{aligned} \quad (2)$$

となる。ここで、 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$ :システム行列、 $\mathbf{C}_u, \mathbf{D}_u$ :計測不能変数観測行列である。システムノイズ、計測ノイズの平均値および共分散を、

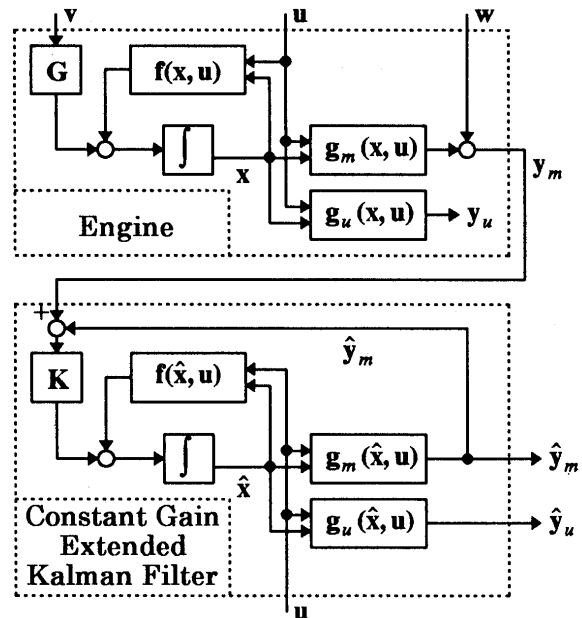


図1 一定ゲイン拡張カルマンフィルタの概念

$$E(\mathbf{v}) = 0, \quad E(\mathbf{w}) = 0, \quad (3)$$

$$E(\mathbf{v}\mathbf{v}^T) = Q, \quad E(\mathbf{w}\mathbf{w}^T) = R$$

とする。状態変数, 計測可能変数, 計測不能変数の最尤推定値  $\hat{\mathbf{x}}, \hat{\mathbf{y}}_m, \hat{\mathbf{y}}_u$  は,

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = A\hat{\mathbf{x}} + B\mathbf{u} + K(\mathbf{y}_m - C\hat{\mathbf{x}} - D\mathbf{u}) \quad (4)$$

$$\hat{\mathbf{y}}_m = C\hat{\mathbf{x}} + D\mathbf{u}$$

$$\hat{\mathbf{y}}_u = C_u\hat{\mathbf{x}} + D_u\mathbf{u}$$

と表せる。ここで,

$$K = PC^T R^{-1} \quad (5)$$

$$AP + PA^T + GQG^T - PC^T R^{-1} CP = 0$$

であり,  $K$  は線形カルマンフィルタ・ゲインである。これを非線型システムに拡張すると, 式(4)に対応して, 最尤推定値  $\hat{\mathbf{x}}, \hat{\mathbf{y}}_m, \hat{\mathbf{y}}_u$  は,

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}) + K(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})(\mathbf{y}_m - \mathbf{g}_m(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}))$$

$$\hat{\mathbf{y}}_m = \mathbf{g}_m(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}) \quad (6)$$

$$\hat{\mathbf{y}}_u = \mathbf{g}_u(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$$

となり, カルマンフィルタ・ゲイン  $K(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$  は作動点の非線型関数である。作動点が移動する場合, 式(5)を繰り返し解かなければならず, 制御計算機への負荷が過剰になるため, 代表的作動点において求められたカルマンフィルタ・ゲイン  $K(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$  を全作動領域に適用することにする。これを一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF: Constant Gain Extended Kalman Filter) と呼ぶ。式(6)から明らかなように, 計測値と計測推定値の差  $(\mathbf{y}_m - \mathbf{g}_m(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}))$  (これをイノベーション過程と呼ぶ) は 0 へ漸近するため,  $K(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$  を一定にしても推定精度は変化せず, 推定速度が変化するのみである。

図1において, 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF) の計算は, 式(1)で表せるエンジン・ダイナミックスの計算にイノベーション過程の計算を付加したものであり, 大部分はダイナミックスの計算, 即ち, 非線型ダイナミック・シミュレーション計算である。近年のマイクロプロセッサの進歩は, このシミュレーションの実時間計算を可能とし, CGEKF の実現を可能としている。

### 3. 2軸ターボファンエンジンへの適応

ここでは図2に示す構成の2軸ターボファンエンジンを考える。状態変数, 制御変数, 計測可能変数, 計測不能変数として,

$$\mathbf{x} = (N_l, N_h, G_{fh}, \eta_{fh}, G_{hc}, \eta_{hc}, G_{ht}, \eta_{ht}, G_u, \eta_u, G_{ft}, \eta_{ft}, A_{mn}, A_{bn})^T$$

$$\mathbf{u} = (W_f, \xi, M, P_0, T_0)^T \quad (7)$$

$$\mathbf{y}_m = (N_l, N_h, P_{21}, T_{21}, P_3, T_3, P_{41}, T_{41}, P_5, T_5, P_{3b}, T_{3b})^T$$

$$\mathbf{y}_u = (F, T_4, W_{bn}, \text{SFC}, \text{SM})^T$$

を選ぶ (記号の意味は文末に一覧してある)。

式(7)において, 状態変数  $\mathbf{x}$  は, 通常のエンジン状態変数  $\mathbf{x}_e$  と, エンジン要素特性の変動にカルマンフィルタを適応するために導入した人為的状态変数  $\mathbf{x}_c$ ,

$$\mathbf{x}_e = (N_l, N_h)^T \quad \text{および} \quad \mathbf{x}_c = (G_{fh}, \eta_{fh}, G_{hc}, \eta_{hc}, G_{ht}, \eta_{ht}, G_u, \eta_u, G_{ft}, \eta_{ft}, A_{mn}, A_{bn})^T \quad (8)$$

とから成る。これらは,

$$\dot{\mathbf{x}}_e = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad \text{および} \quad \dot{\mathbf{x}}_c = 0 \quad (9)$$

なる状態方程式で表される。

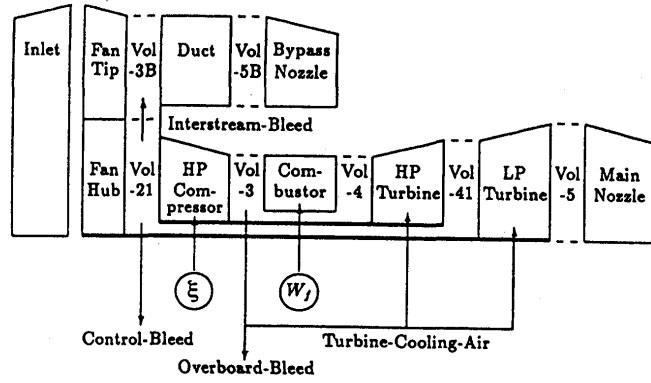


図2 2軸ターボファンエンジン構成図

式(7)の様状態, 制御, 観測変数を指定し, CGEKF は次の様に求められる。

- (1) 代表的作動点 (例えば, 離陸最大推力点 Ground Max) において, 式(1)を線形化し, システム行列  $A, B, C, D$  を求める<sup>(1)</sup>。
- (2) 数値計算上の問題を避けるため, 状態, 制御, 観測変数のスケーリング行列 (例えば, 最大値でスケーリングする) を定め, システム行列  $A, B, C, D$  を基準化する。
- (3) システムノイズ, 計測ノイズの共分散行列  $Q, R$ , システムノイズ伝達行列  $G$  を仮定する。これらは明確に指定することは困難であるため, カルマンフィルタ設計時のチューニングのための自由パラメータとする。
- (4) 行列  $(A, C)$  によりシステムの可観測性をチェックし, 式(5)によりカルマンフィルタ・ゲイン  $K$  を求める。
- (5) 図1 (あるいは式(6)) により CGEKF が構成され, その大部分は非線型ダイナミック・シミュレーションである。このシミュレーション・モデルとして高忠実度, 要素レベル, ダイナミックモデル<sup>(2)</sup>を採用する。

ここで, 上記の CGEKF が存在するための必要条件<sup>(3)</sup>は,

$$(\text{dimension of } \mathbf{x}_c) \leq (\text{dimension of } \mathbf{y}_m) \tag{10}$$

である。即ち, 計測点の数 (dimension of  $\mathbf{y}_m$ ) は, 推定したい要素特性パラメータの数 (dimension of  $\mathbf{x}_c$ ) に等しいか, あるいは, 多くなければならない。式(7)より両者は共に 12 であり, 条件は満足している。

#### 4. シミュレーションによる結果

**要素特性パラメータ変動の認識** CGEKF によるエンジン要素特性変動パラメータ (ECDP: Engine Component Deviation Parameter) の同定状況を見るため, 各エンジン要素の流量特性および効率特性を人為的に変動させる。図 3(a) では, ファン (ハブ側) の流量特性係数  $G_{fh}$ , 効率特性係数  $\eta_{fh}$  を人為的にそれぞれ 5%, 3%, 1 秒の時間差をもたしてステップ状に低下させる。これに応じて CGEKF はファン (ハブ側) の流量特性, 効率特性の変化を 2 秒程度の時間遅れをもって認識している。同様に図 3(b)-(e) では, 高圧コンプレッサ, 高圧タービン, 低圧タービン, ファン (ティップ側) の流量特性係数, 効率特性係数を, また, 図 3(f) では, メインノズルおよびバイパスノズルの面積を人為的に 1 秒の時間差をもたしてステップ状に低下させた場合の CGEKF の認識状況を示している。CGEKF は要素特性の変化を良好に同定しているといえる。

**計測不能変数の推定** 図 4 は計測不能変数

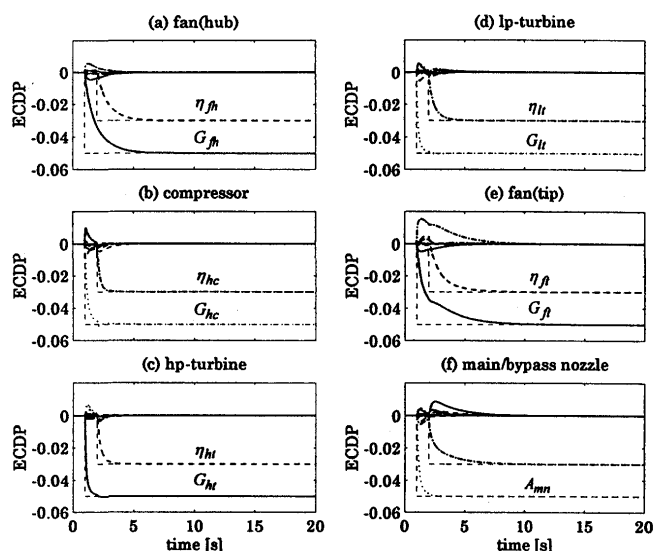


図3 エンジン要素特性の変動の認識

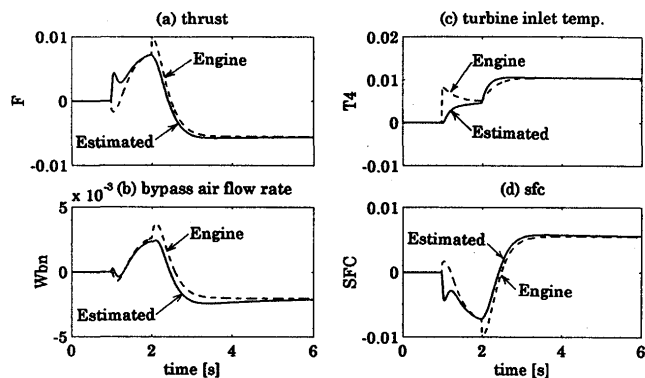


図4 計測不能変数の推定

として、(a)推力  $F$ , (b)バイパス空気流量  $W_{bn}$ , (c)タービン入口温度  $T_4$ , (d)燃料消費率 SFC の CGEKF による推定を実線で、エンジンシミュレータの出力を点線で示している。過渡的には推定誤差があるが、急速に減少し、高精度の推定値を示している。

**作動点の影響** CGEKFは全作動領域にわたって1つのカルマンフィルタ・ゲイン  $K$  を使用する。この  $K$  の設計を4つの代表的作動点で行い、その影響を比較する。図5は、(a)地上最大推力(ground max), (b)地上アイドル(ground idle), (c)飛行最大推力(flight max), (d)飛行アイドル(flight idle)の4点で設計を行った  $K$  を用いて、飛行高度 10,000 m, 飛行マッハ 0.8 でのエンジン要素変化の CGEKF による推定結果を示す。この飛行条件は、(c)flight max に相当しているが、他の作動点で設計されたカルマンフィルタ・ゲイン  $K$  を使用しても大きな差異はない。このことは、一定ゲイン拡張カルマンフィルタ CGEKF の妥当性を裏付けている。実際には、(a)ground max で設計するのが、スケーリング、推定速度の点から有利である。

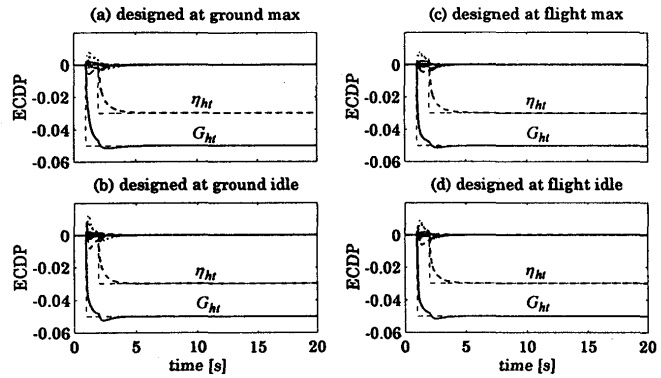


図5 作動点の影響

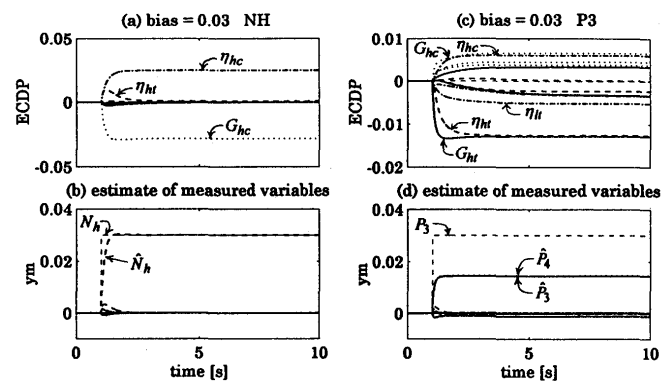


図6 計測バイアスの影響

**ノイズ共分散行列およびシステムノイズ伝達行列の影響**

前述のように、システムノイズ、計測ノイズの共分散行列  $Q, R$ , システムノイズ伝達行列  $G$  は明確に指定することは困難であり、カルマンフィルタ設計時のチューニングのための自由パラメータと考える。これらの行列はカルマンフィルタの応答性、ノイズ感度、安定性に影響を及ぼすため、シミュレーションによる確認を繰り返して選定する必要がある。応答性は式(4)における行列  $(A-KC)$  の固有値で表される。一般に、 $G$  と  $Q$  を大きくする、あるいは  $R$  を小さくすると応答性は向上するが、ノイズに影響され易くなる。

**計測バイアスの影響** カルマンフィルタは正確な計測を前提にしている。実際には必ず存在する計測誤差、特に計測バイアスの影響を考える。式(2)の2番目の式を書き直して、

$$(\mathbf{y}_m + \mathbf{y}_b) = C\mathbf{x} + D(\mathbf{u} + \mathbf{u}_b) + \mathbf{w} \quad (11)$$

とする。ここで、 $\mathbf{y}_b$ :計測バイアス、 $\mathbf{u}_b$ :制御変数バイアスとする。行列  $C$  に逆行列が存在すると仮定すると、式(11)は、

$$\mathbf{y}_m = C(\mathbf{x} + C^{-1}(D\mathbf{u}_b - \mathbf{y}_b)) + D\mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (12)$$

となる。つまり、状態変数  $\mathbf{x}$  が  $C^{-1}(D\mathbf{u}_b - \mathbf{y}_b)$  だけシフトしたのと等価になる。言い換えると、カルマンフィルタは計測バイアスと要素特性の変動とを区別できない。

図6(a)(b)は、高圧ロータ回転速度  $N_h$  の計測に  $\pm 3\%$  のバイアスがステップ状に加わった時の、CGEKF の推定結果を示す。高圧コンプレッサの流量特性および効率特性が変化したと誤認している。図6(c)は高圧ロータ回転速度自身の推定結果である。図6(d)(e)は、コンプレッサ出口圧力  $P_3$  の計測に  $\pm 3\%$  のバイアスがステップ状に加わった時の、CGEKF の推定結果を示す。全ての要素特性が変化

したと推定しており、意味のある解釈ができない。図 6 (f)はコンプレッサ出口圧力自身の推定結果で、計測値と一致しなくなる。このように、CGEKF の推定精度向上のために正確な計測が必要とされる。

**予測不能のシステム変化の影響** ここで取上げた 2 軸ターボファンエンジンの CGEKF では、12 種類の要素特性の変動の可能性を考慮した。これ以外のシステム変動が生じた場合の影響を考える。図 7 (a)は燃焼器効率が突然 5%低下した時の CGEKF の推定結果である。各要素の流量特性が変化すると誤認しており、意味のある解釈はできない。図 7 (b)は計測変数の推定値を示す。図 7 (c)はコンプレッサ出口で突然 5%のブリードが生じた時の CGEKF の推定結果であり意味のある解釈はできない。

図 6 および図 7 の様に、全ての要素特性が同時に変化すると CGEKF が推定した場合、実際のエンジンではそのようなことは発生しにくいと考え、計測バイアスあるいは予想不能システム変動があったと判断される。

### 5. 考察

**センサ故障への対応** 高精度計測は CGEKF の成功に必要である。通常、計測システムの信頼性はエンジン自身の信頼性よりも低い。従って、計測システムのノイズ、バイアス、ドリフト、故障等に対してロバストな CGEKF システムを構築しなければならない。図 8 は

センサ故障に対してロバストな冗長システム概念を示している。簡単のため、システムは 4 つのセンサ  $y_1, y_2, y_3, y_4$  を有し、CGEKF は 3 つの計測値で成立するとする。CGEKF-0 は 4 つのセンサを使用し、CGEKF- $i$  ( $i=1,2,3,4$ ) は  $y_i$  を除く 3 つのセンサを使用する。通常 CGEKF-0 が作動している。

はじめにセンサのレンジ制限およびレート制限がチェックされる。もし  $y_i$  が制限値以上であれば、CGEKF-0 を CGEKF- $i$  に切替える。次に、CGEKF-0 および CGEKF- $j$  の  $y_j$  推定値 ( $\hat{y}_j$ ) を比較し、制限値以上であれば、 $y_j$  は故障であると見なし CGEKF-0 を CGEKF- $j$  に切替える。この様に図 8 のシステムは 1 つのセンサ故障に対してロバストである。

式(10)は CGEKF 成立のための必要条件であるため、図 8 のような冗長システムが何時でも構成できるとは限らない。2 軸ターボファンエンジンの場合、高圧ロータ回転速度  $N_h$  および低圧ロータ回転速度  $N_l$  の計測を除去すると可観測性が失われて CGEKF が成立しなくなる。従って、回転速度センサ故障は致命的となる。

**センサ数の制約** 通常の 2 軸ターボファンエンジンの制御に必要なセンサ数は 10 以下である。これらの通常センサを利用して CGEKF を構成する場合、いくつかの要素特性パラメータは除かなければ

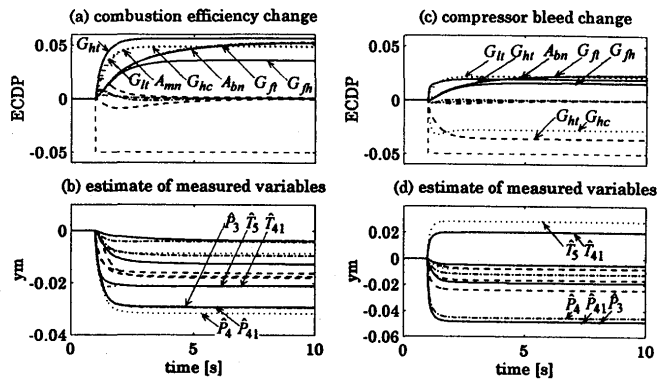


図 7 予測不能システム変化の影響

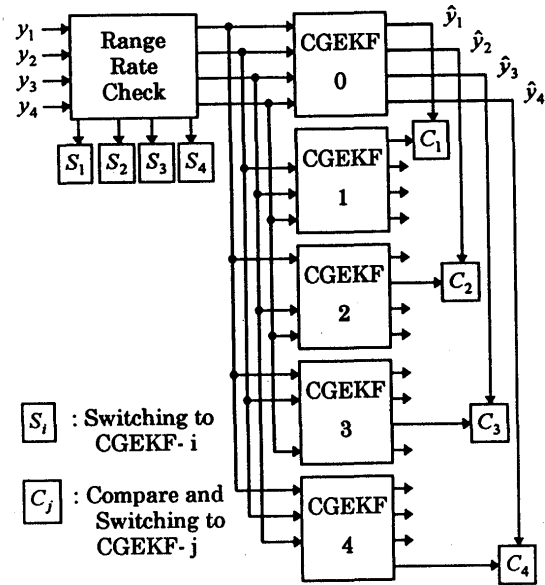


図 8 センサ故障に対する冗長システム

ならない。推定可能な要素特性パラメータは、センサの取付け位置できまる（可観測性をチェックすればよい）。もし除去された要素特性パラメータが変動した時は、予測不能システム変動となる（図7参照）。

**数値安定性** CGEKFが基礎としている非線型ダイナミック・シミュレーションは線形モデルに比較して、数値計算的にロバストとは言えない。例えば、制御変数の大きな急変により、要素特性の定義範囲外に作動点が移動した場合、数値計算は不安定になる。従って、非線型ダイナミック・シミュレーション・ソフトウェアは注意深くコーディングされなければならない、前記のような時は、急速に計算が回復するよう配慮が必要となる。

## 6. むすび

一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF: Constant Gain Extended Kalman Filter)を用いて、ジェットエンジンの状態推定を行った。その結果、適切な信号について良好な計測（バイアスが小さく、ノイズも過大でない）がなされれば、エンジンの全作動領域にわたって、要素特性パラメータの変化を識別し、計測不能信号を推定できることが明らかになった。これは、エンジン制御に新しい道を開くものであり、エンジンの効率、安全性、信頼性、健全性、寿命の向上を目指す新しい制御器実現のための重要な技術となろう（本研究の一部は、通産省工業技術院「超音速輸送機用推進システムの研究開発」によって行われた）。<sup>1997.5.30</sup>

## 記号

【一般変数】  $A, B, C, D$ : システム行列,  $C_u, D_u$ : 計測不能変数観測行列,  $E$ : 期待値,  $G$ : システムノイズ伝達行列,  $K$ : カルマンフィルタ・ゲイン,  $Q, R$ : 共分散行列,  $u$ : 制御変数ベクトル,  $u_b$ : 制御バイアスベクトル,  $v$ : システムノイズベクトル,  $w$ : 計測ノイズベクトル,  $x$ : 状態変数ベクトル,  $y_b$ : 計測バイアスベクトル,  $y_m$ : 計測可能変数ベクトル,  $y_u$ : 計測不能変数ベクトル。【上添字】  $\dot{\phantom{x}}$ : 微分,  $o^T$ : 転置行列。

【略号】 CGEKF: 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (Constant Gain Extended Kalman Filter), ECDP: エンジン要素特性変動パラメータ (Engine Component Deviation Parameter)。

【エンジン変数】  $A_{bn}$ : バイパスノズル面積,  $A_{mn}$ : メインノズル面積,  $F$ : 推力,  $G$ : 流量特性係数,  $M$ : 飛行マッハ,  $N_h$ : 高圧ロータ回転速度,  $N_l$ : 低圧ロータ回転速度,  $P$ : 圧力, SFC: 燃料消費率, SM: サージマージン,  $T$ : 温度,  $W_{bn}$ : バイパス空気流量,  $W_f$ : 燃料流量,  $\xi$ : 可変静翼角度,  $\eta$ : 効率特性係数。【添字】  $bn$ : バイパスノズル,  $hc$ : 高圧コンプレッサ,  $fh$ : ファン (ハブ側),  $ft$ : ファン (ティップ側),  $ht$ : 高圧タービン,  $lt$ : 低圧タービン,  $mn$ : メインノズル, 0,21,3,4,41,5,3b: エンジン断面位置 (図2参照)。

## 参考文献

- (1) Sugiyama, N., "Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.17, No.6, pp1320-1326, 1994.
- (2) Sugiyama, N., "Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engines", ASME 90-GT-270, 1990.
- (3) Espana, M.D., "On the Estimation Algorithm for Adaptive Performance Optimization of Turbofan Engines", AIAA 93-1823, 1993.
- (4) 杉山, "ガスタービンのオンライン・システム同定について", 第23回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1995.

# クローズド蒸気冷却ガスタービンを用いた コンバインドプラントの部分負荷性能検討

\* 圓島 信也      池口 隆      川池 和彦      (日立, 電力・電機開発本部)

## 1. はじめに

翼の冷媒を主流ガス中に放出しないクローズド冷却ガスタービンでは、主流ガスと冷却空気との混合損失、高温の主流ガスの希釈損失、動翼冷却空気のポンピング損失等を現用の主流中に排出するオープン空気冷却ガスタービンに比べて大幅に低減できる特長を備えており<sup>1)</sup>、クローズド冷却ガスタービンを用いた種々のコンバインドサイクルの定量的な評価を行ってきた<sup>2),3)</sup>。

クローズド冷却ガスタービンの中で、ボトミングサイクルからの蒸気によりタービン翼を冷却し、冷却後の蒸気を再びボトミングサイクルに回収するクローズド蒸気冷却ガスタービンの開発が進められている<sup>4)</sup>。クローズド蒸気冷却ガスタービンではガスタービンの要である冷却をボトミングサイクルに依存しているため、定格時はもちろんのこと部分負荷時におけるガスタービン及びボトミングサイクルの冷却蒸気の挙動を把握する必要がある。翼結合部のわずかな隙間からガスが侵入して、蒸気中の酸素濃度増加に伴うボイラ、蒸気タービンの腐食を引き起こさないように、冷却蒸気は主流ガスより常に圧力を高く保持しておくことが望ましい。ガスタービンロータについては、動翼冷却の供給・回収蒸気、冷却空気温度にさらされるため、部分負荷時のロータ内温度環境を把握することがロータの信頼性を評価する上で重要となる。

本報告では、クローズド蒸気冷却ガスタービンコンバインドサイクルの部分負荷時の静的なヒート・マスバランスを計算し、ボトミングサイクルからガスタービン翼に供給し回収される蒸気の状態量変化を明らかにする。以後クローズド蒸気冷却ガスタービンコンバインドサイクルをCCSC(Closed-Circuit Steam Cooling Combined Cycle)、オープン空気冷却ガスタービンコンバインドサイクルをOCAC(Open-Circuit Air Cooling Combined Cycle)と呼ぶこととする。

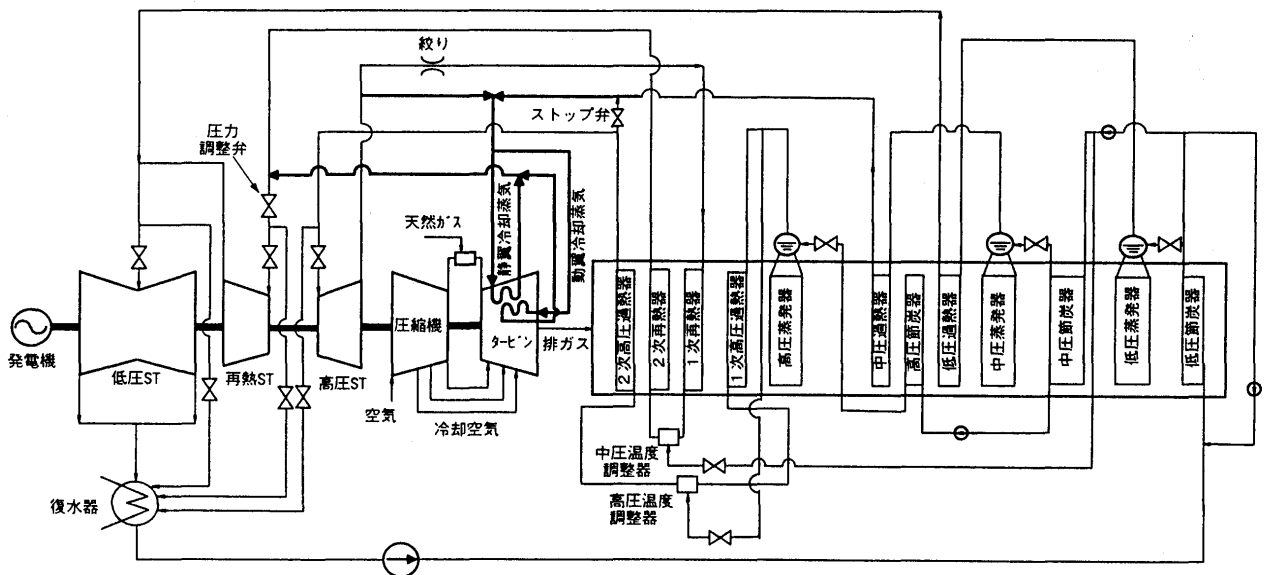


図1 クローズド蒸気冷却ガスタービンコンバインドサイクルの系統



## 2. クローズド蒸気冷却ガスタービンコンバインドサイクルの系統

計算した CCSC の系統を図 1 に示す。排熱回収ボイラーは自然循環再熱三重圧型である。ガスタービン翼冷却用蒸気は、高圧蒸気タービン出口蒸気の一部と中圧過熱器出口蒸気を混合した過熱蒸気とした。冷却蒸気は動翼冷却用と静翼冷却用に分岐し、静翼冷却蒸気はケーシング外周側から供給・回収され、動翼冷却蒸気はタービン側の軸端から供給・回収される。静・動翼を冷却した蒸気は合流し、さらに 2 次再熱器出口蒸気と合流し再熱蒸気タービンに流入する。高圧蒸気タービン出口と 1 次再熱器をつなぐ配管上には流路抵抗となる絞りを設け、翼に必要な冷却蒸気量を確保している。ガスタービン低負荷時に冷却蒸気と主流ガスの圧力逆転が生じる事が本解析で判明したので、回収蒸気と 2 次再熱器の合流後の配管に冷却蒸気の圧力を上げるための圧力調整弁を設けた。ガスタービン低負荷時の蒸気タービンバイパス運転時には、高圧蒸気タービン出口から冷却蒸気は供給されず、中圧過熱器出口蒸気のみでの供給では冷却後の蒸気の温度上昇が大きくなる事が本解析で判明したので、2 次高圧過熱器出口蒸気と中圧過熱器出口蒸気で冷却することとした。高圧蒸気タービン入口蒸気温度は、従来は高圧給水で制御されているが、高圧蒸気タービン出口蒸気をガスタービン冷却に用いることと、水には不純物が含まれている可能性がある事を考慮して、高圧給水ではなく高圧飽和蒸気で制御する事とした<sup>5)</sup>。蒸気冷却ガスタービンでは、起動時に蒸気が存在しないために冷媒を空気から蒸気に切り替え、停止時に冷却蒸気をパージする操作が必要であるが、ここでは、蒸気冷却運転状態のみを検討し、図 1 の系統には空気冷却と蒸気冷却の切り替えラインを省略している。

翼冷却系統を図 2 に示す。タービンは 4 段で、動翼は第 1 段、第 2 段、第 3 段を並列に冷却する系統とし、静翼は第 1 段、第 2 段を並列に冷却し、第 3 段は第 2 段を冷却した蒸気で冷却する系統とする。第 1 段静・動翼には TBC を施している。動翼冷却蒸気については、ポンピングによる温度・圧力上昇及び軸端、動翼根元における蒸気のリークを考慮している。ホイールスペース、静翼エンドウォール、シュラウドの冷却のため、圧縮機抽気空気をを用いている。

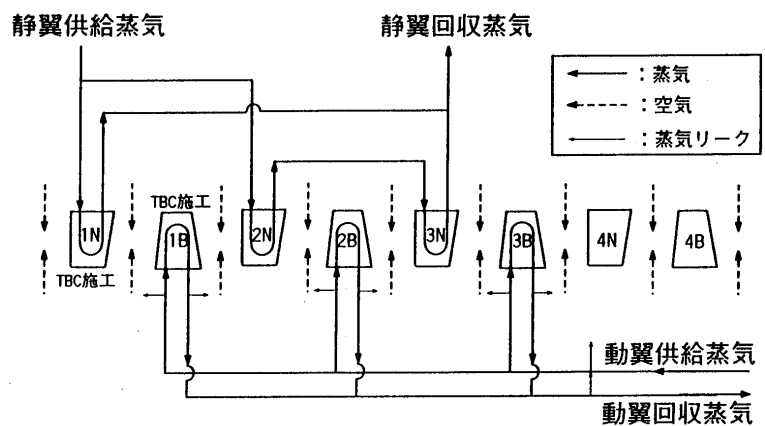


図 2 クローズド蒸気冷却ガスタービン冷却系統

## 3. 性能解析法

ガスタービンを用いたコンバインドサイクルの性能は、冷却空気、冷却蒸気の消費量の影響を強く受ける。また主流ガス中に冷媒を吹出さないクローズド蒸気冷却方式でも、主流ガスの温度は、主流ガスからタービン翼への熱伝達により低下する。この温度低下はオープン冷却方式に比べ小さいとはいえ、排ガス温度を低下させることになる。これらの影響を評価できるプログラムを作成してある<sup>2)</sup>。

OCAC ではガスタービンとボトミングサイクルはガスタービン排ガスの一方向流れのみでリンクしているので、排ガス条件が定まればボトミングサイクルを独立に解析することができた。CCSC ではガスタービンとボトミングサイクルの間で冷却蒸気による翼の回収熱量の授受が加わるために、ガスタービンとボトミングサイクルの一体解析が必要となる。部分負荷時の性能と各部蒸気の状態量の計算は、設計定格点の仕様を基本に、部分負荷時のガスタービン主流ガス状態量や翼内外の熱伝達率、

それに伴うボトミングサイクルの状態量を推定する方法を用いている。図3に部分負荷性能計算フローを示す。第1回目のガスタービン部分負荷計算はボトミングサイクルを計算していないので、各翼の回収熱量は未定のため仮定値を用いる。ガスタービン部分負荷計算からボトミングサイクル部分負荷計算に渡されるデータは静・動翼の出入口における平均ガス温度、ガスタービン出口排ガスの温度、流量、組成である。部分負荷時の翼及び配管の蒸気圧力損失は、定格点の値に対して部分負荷時の蒸気流量、状態量から計算する。回収熱量は、冷却蒸気の圧損、翼内外の熱伝達率の変化を考慮して算出する。蒸気タービン入口圧力は修正流量が一定である条件から計算する。圧力バランスは蒸気タービン入口圧力を基点として配管圧力損失から計算する。温度、流量のバランスは排熱回収ボイラ熱交換器伝熱面積が各負荷で不変である条件から計算する。ボトミングサイクルの状態量が収束したら、新たに得た回収熱量を用いてガスタービン部分負荷を計算する。この計算をコンバインドサイクル全体の状態量が収束するまで繰り返す。

#### 4. サイクル性能解析結果

表1に定格点におけるコンバインドサイクル性能計算の計算条件を示す。比較のためにOCAC性能も計算した。クローズド蒸気冷却ガスタービンでは更に以下の2項目を考慮した。

- (1) ロータ熱的強度を考慮して、ロータ軸端回収温度を500℃以内とする。
- (2) 高圧蒸気タービン出口の分岐点における分配比は各負荷で一定とする。

図4に定格点のコンバインドサイクルの比出力と発電端効率を示す。定格点の圧力比はCCSC, OCACとで最適サイクル効率点に設定している。CCSCが54.4 HHV%に対して、OCACでは52.2 HHV%である。図5にCCSCとOCACのガスタービン、蒸気タービン出力割合を示す。CCSCはクローズド冷却の効果によりガスタービンの出力割合が大きくなる。

ガスタービンが0%負荷、25%負荷、50%負荷、75%負荷、100%負荷の場合を計算し、0%負荷は蒸気タービンバイパス運転とした。圧縮機吸込み空気量は、OCAC, CCSC共にガスタービン0%負荷から75%負荷

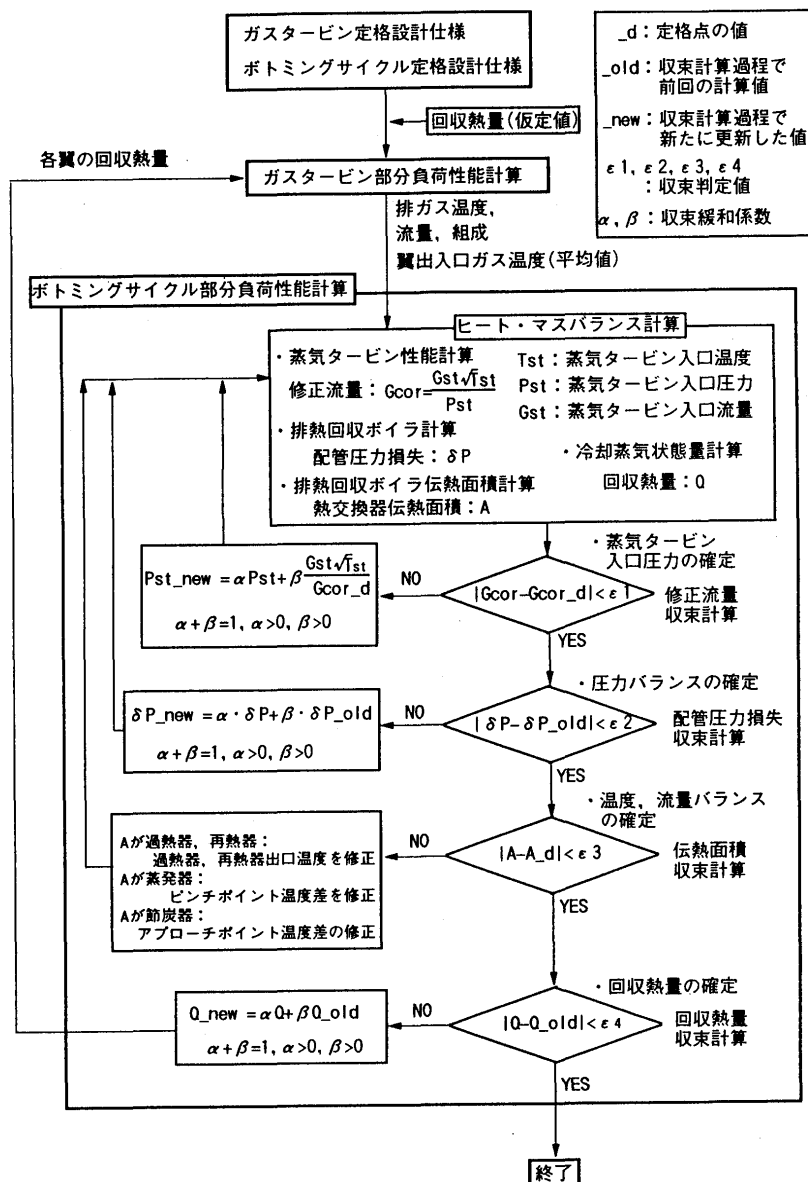


図3 部分負荷計算フロー

表1 コンバインドサイクル定格点仕様

項目			注: ←は同左 コンバインドサイクル		
			CGSC	OCAC	
大気条件			ISO条件	←	
ガスタービン	入口ダクト	圧力損失	$\Delta P/P=0.009$	←	
		圧縮機	圧力比	25	19
			空気流量	560kg/s	←
			ポリローブ効率	91.5%	←
	燃焼器	燃焼効率	99.99%	←	
		圧力損失	$\Delta P/P=0.05$	←	
		燃料	天然ガス	←	
		高位発熱量	55290kJ/kg	←	
	タービン	低位発熱量	50044kJ/kg	←	
		段数	4	←	
		回転数	3600rpm	←	
		オープン空気量	9.5%	21.5%	
		デューザ静圧回復係数	0.7	←	
		第1段静翼出口ガス温度	1450°C	1400°C	
		第1段静翼冷却蒸気圧損	0.98MPa	無し	
		第2段静翼冷却蒸気圧損	0.69MPa	無し	
第3段静翼冷却蒸気圧損		0.29MPa	無し		
第1,2,3段動翼冷却蒸気圧損		0.69MPa	無し		
動翼冷却蒸気リーク量		0.3%(圧縮機空気量比)	無し		
排ガス温度		600°C	←		
ボトムing サイクル	蒸気タービン	型式	再熟混圧復流排気型	←	
		高压タービン温度/圧力	552°C/16.2MPa	←	
		再熟タービン温度/圧力	552°C/3.24MPa	←	
		低压タービン温度/圧力	277°C/0.38MPa	←	
	排熱回収 ボイラ	型式	再熟三重圧型	←	
		高压P.P.温度差	16°C	←	
		中圧P.P.温度差	16°C	←	
		低压P.P.温度差	14°C	←	
		高压A.P.温度差	8°C	←	
		中圧A.P.温度差	8°C	←	
	ガスタービン 冷却空気クーラ	有無	無し	有り	
		熱回収	無し	燃料加熱 高压給水加熱	
	復水器	圧力	0.0049MPa	←	

注) P.P.:ピンチポイント AP.:アブローチポイント

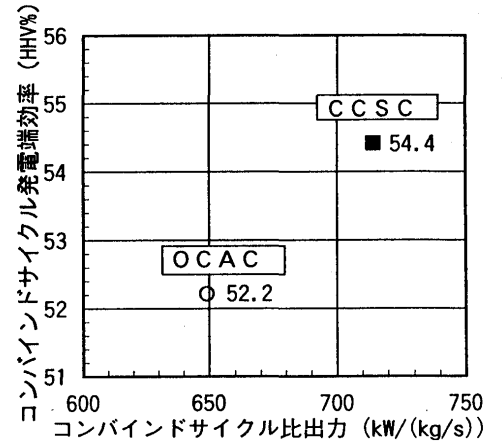


図4 コンバインドサイクル比出力・効率

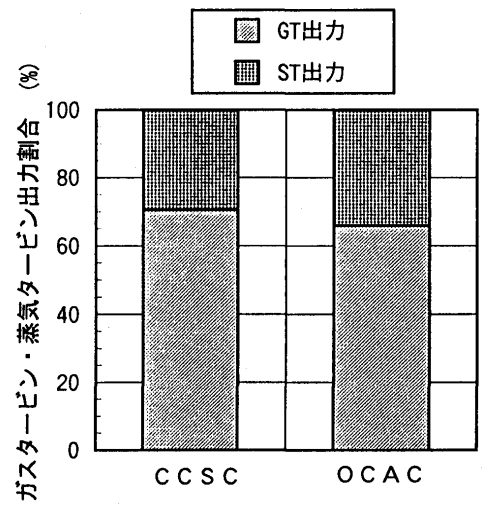


図5 ガスタービン・蒸気タービン出力割合

まではIGVを用いて80%まで減らすとして計算した。図6に定格点に対する部分負荷時のコンバインドサイクル効率を示す。OCACよりもCCSCの方が部分負荷効率の低下度が小さく、コンバインドサイクル50%負荷においては絶対値で3%程度CCSCの方が高くなっている。これは、ガスタービン部分負荷時のタービン出力の低下割合が、クローズド冷却ガスタービンの方が小さいためである。図7に部分負荷時の排ガス温度を示す。OCACよりもCCSCの方が排ガス温度が低くなる傾向を示している。図8にガスタービンに供給される冷却蒸気量を示す。ガスタービン負荷の低下に伴いほぼ直線的に減少している。0%負荷で中圧過熱器と2次高压過熱器の冷却蒸気に対して、中圧過熱器からの蒸気だけでは蒸気量は半減している。図9に供給蒸気、回収蒸気、2次再熱器出口蒸気温度を示す。冷却蒸気の温度上昇量は各負荷で約200°C一定となっている。2次再熱器出口蒸気温度はガスタービン排ガス温度と同様の傾向を示すため、負荷低下による温度低下が回収蒸気よりも大きくなる。2次再熱器出口蒸気と回収蒸気は再熟蒸気タービン入口で合流し、その温度差は25%負荷で100°C程度となる。図10、図11に翼入口平均ガス温度と翼回収熱量を示す。第3段静翼の0%負荷における回収熱量が負で、冷却蒸気からガス側に熱を与えている。図12に第1段静・動翼の外表面メタル平均温度を示す。定格点が最もメタル温度が高く、部分負荷時に許容温度を超えることはないといえる。図13に動翼根元位

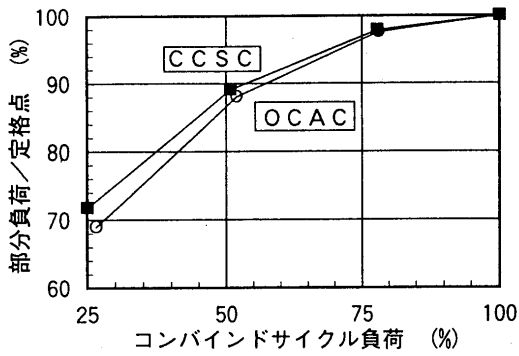


図6 部分負荷コンバインドサイクル効率

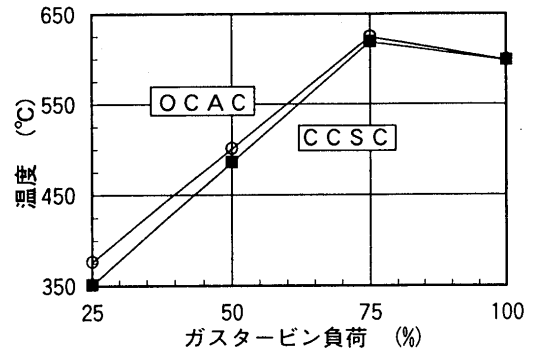


図7 ガスタービン排ガス温度

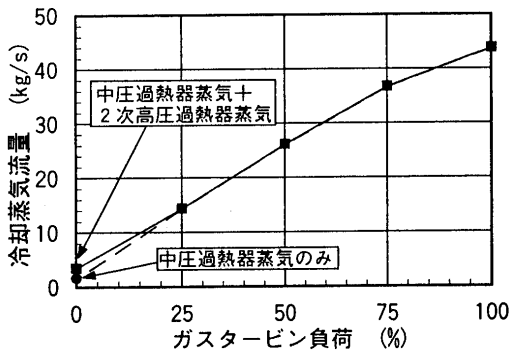


図8 冷却蒸気流量

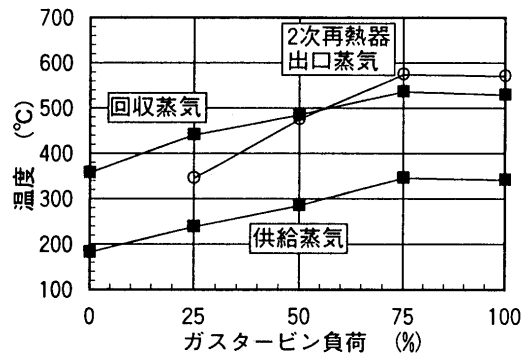


図9 供給蒸気, 回収蒸気, 2次再熱器出口蒸気温度

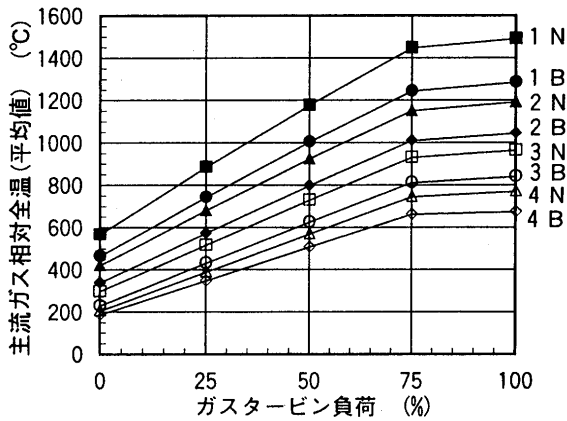


図10 翼入口平均ガス温度(相対全温)

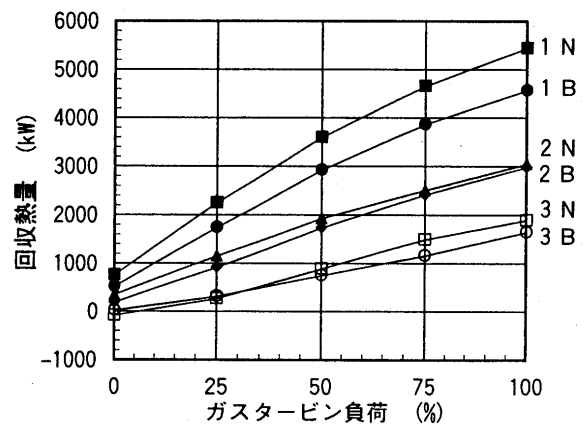


図11 翼冷却による回収熱量

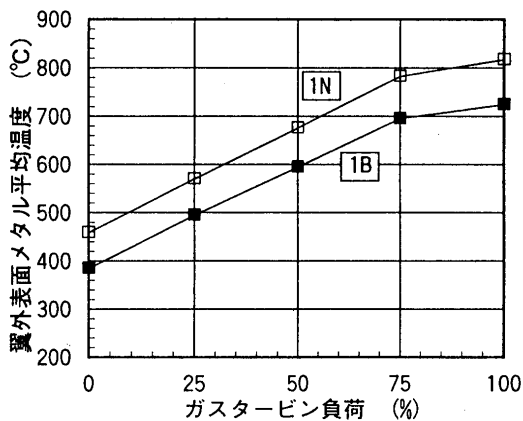


図12 翼外表表面メタル平均温度

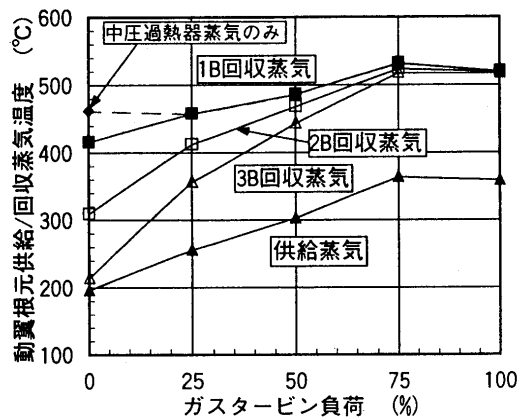


図13 動翼根元位置の供給/回収蒸気温度

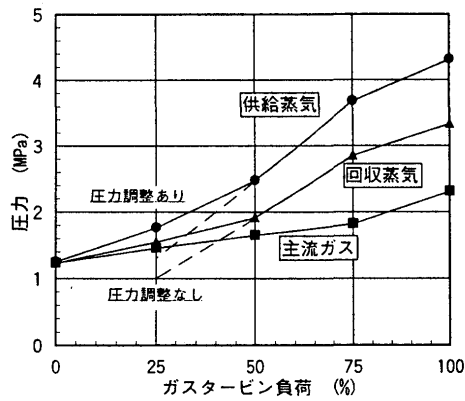


図 1 4 第1段静翼における  
主流ガスと冷却蒸気の圧力関係

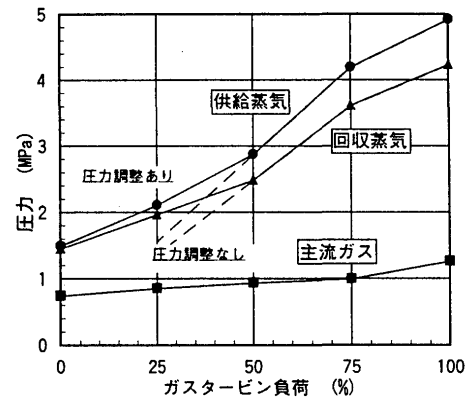


図 1 5 第1段動翼における  
主流ガスと冷却蒸気の圧力関係

置における、動翼冷却蒸気温度を示す。定格点から 75%負荷までは回収蒸気温度は若干増加するが、75%負荷以下では回収蒸気温度は低下する。第1段、第2段、第3段動翼でその温度に差が出てくるが、50%負荷で第1段と第3段動翼で50℃程度、第1段と第2段動翼で20℃程度の差である。0%負荷で中圧過熱器蒸気のみで冷却すると第1段動翼回収蒸気は50℃程度温度上昇する。図14と図15に第1段静・動翼における主流ガスの圧力と蒸気圧力の関係を示す。主流ガス圧力は翼入口における全圧である。50%負荷以下では再熱蒸気タービン入口前の圧力調整弁により冷却蒸気圧力を高めている。圧力調整を行わなければ、図示の点線の様に圧力が低下する。第1段静翼については圧力調整を行わないと30%負荷より低いところで圧力の逆転が生じている。第1段動翼については、主流ガス圧力が低下していることとポンピングにより蒸気圧力が上昇していることにより、圧力調整しなくても10%負荷近くまでは圧力は逆転することはない。

以上、部分負荷の静的なヒート・マスバランスを計算し冷却蒸気の状態量変化を把握したが、更に動翼冷却蒸気の状態量変化にロータの熱容量を考慮する事で冷却蒸気の過渡特性を得ることができる。

## 5. まとめ

CCSCの部分負荷における冷却蒸気の状態量変化を計算し、以下のことを明らかにした。

- (1) メタル温度は定格点で最も高く、部分負荷時には許容温度を超えることはない。
- (2) 動翼根元位置における動翼冷却の回収蒸気温度は、負荷が低下するに従い第1段、第2段、第3段動翼で差が出るが、50%負荷で第1段と第3段動翼で50℃程度の差である。
- (3) 蒸気タービンバイパス運転時には、中圧過熱器蒸気と2次高圧過熱器蒸気で翼冷却することにより回収蒸気温度の上昇を抑制できる。
- (4) 主流ガスと冷却蒸気の圧力逆転を防ぐには再熱蒸気タービン入口手前に冷却蒸気圧力を上げる圧力調整弁を設けることが効果的である。

## 参考文献

- 1) Kawaike, K., et al., : Effects of New Blade Cooling System with Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance : Trans. of ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power, (1984)
- 2) Ikeguchi, T., et al., : Effects of Closed-Circuit Gas Turbine Cooling Systems on Combined Cycle Performance : ASME 94-JPGC-GT-8, (1994)
- 3) 池口 他 4 : 蒸気冷却ガスタービンを用いた複合発電サイクルの検討 : 第23回ガスタービン定期講演会講演論文集, p117, (1995)
- 4) Corman, J. C., : "H" Gas Turbine Combined Cycles Power Generation System for the Future : 95-YOKOHAMA-IGTC-143, (1995)
- 5) Tomlinson, L. O., : Advanced Technology Combined Cycles : Power-Gen, (1995)

\* 幸田栄一、三巻利夫、森塚秀人 (財)電力中央研究所

## 1. まえがき

空調機器の普及などにより、最大電力使用量は総電力使用量を大きく上回る伸びを続けている。また、一日のうちにも、昼間と夜間では電力使用量に大きな差がある。一方、発電側では最大電力を賄う設備を用意する必要があるため、通常時には余剰な設備を持つこととなり、発電コスト増大の一因となっている。このような背景により、電力貯蔵設備の重要性が益々高まってきているが、これまでに我が国で実用化された電力貯蔵設備は揚水式水力発電のみであり、立地点の問題などから、今後、大幅な増設は期待できない。このような中、次世代の電力貯蔵技術として、蓄電池、フライホイール、超伝導コイル等、様々な技術の開発が進められているが、この中でもっとも実用化に近いと考えられるのがCAES(Compressed Air Energy Storage)である。

通常のカスタービン発電では、タービンの軸出力の内の大半を空気圧縮のための動力として費やしている。したがって、図1に示すように夜間の余剰電力で空気を圧縮して貯めておき、昼間はこの圧縮空気を用いて発電を行えば、昼間の電気出力を倍増することが可能である。このようなシステムをCAESという。

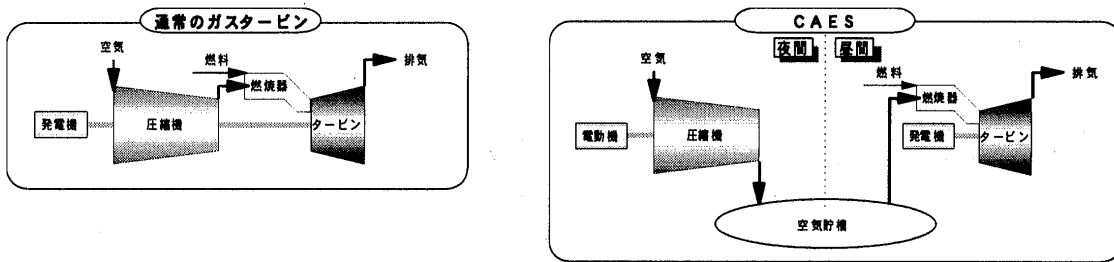


図1 CAESのしくみ

海外では既に実用化されたCAES発電プラントもあるが、これらのプラントでは地下の岩塩層を水で溶かすことにより安価に巨大な地下空気貯槽を建設できたため、発電プラントも低コストで建設され、ピーク対応電源として位置づけられており、効率も低い。しかし、我が国の地盤は硬岩または軟岩であり、地下貯槽の建設にはある程度のコストの負担は避けられない。したがって、我が国でCAESを実用化するためには、我が国の地質条件にあった低コストな地下空気貯槽建設技術の開発を進めるとともに、高利用率運転が可能で高効率な発電システムを開発して、発電コスト低減を図ることが不可欠である。本報告では、後者の高効率な発電システムの開発に関する当研究所の研究成果を紹介する。

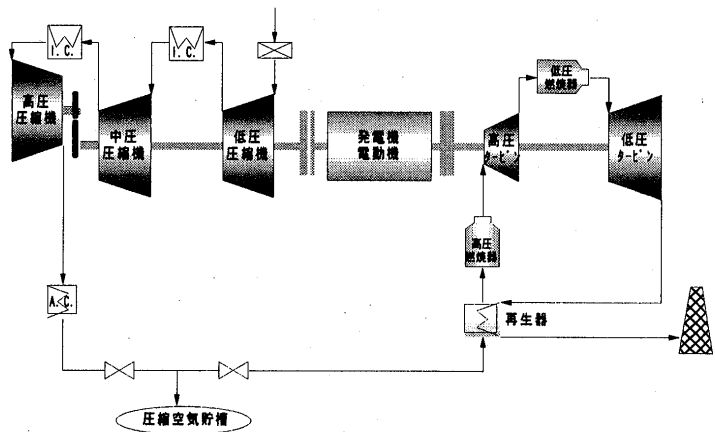


図2 従来型CAES発電システム

## 2. ACC-CAES発電システム

これまでに海外で実用化されたプラントのシステム構成を図2に示す。圧縮機を多段に分けて中間冷却することにより空気圧縮動力の低減を図るとともに、タービン排ガスで空気を余熱することにより、燃料消費の低減を図っている。しかし、このシステム構成では、圧縮機、タービンともに専用に開発する必要があり、最新の発電用ガスタービン技術と較べて効率の低いものとなる。また、空気圧縮運転と圧縮空気を用いた発電（CAES発電）しかできないため、プラントの稼働率を高めることができず、発電コストの低減が難しい。

発電コストの内訳は以下に示すように固定費と可変費に分けられる。このうち、固定費分を低減するには、建設費を低減するとともに、設備の利用率を高めて年間の発電電力量を増大することが有効である。また、可変費分を低減するには、効率の向上が重要である。

発電単価 = 固定費単価 + 可変費単価

固定費単価 = (総建設費 × 年経費率) / 年間発電電力量

可変費単価 = 燃料費単価 / 発電効率

このような観点から、開発課題の低減とともに柔軟な運用性による利用率の向上と高効率化を目指して考案したのが、図3に示すACC(Advanced Combined Cycle)併設型のCAES発電システム（以後、ACC-CAES発電システム）である。

本システムは低圧軸に通常のACC機器を改造して用いている。しかし、これまで発電用に用いられてきたガスタービンの圧縮機出口空気圧力は15気圧程度以下と低く、地下空気貯槽の容積が大きくなり建設コストが高くなるため、高圧軸を

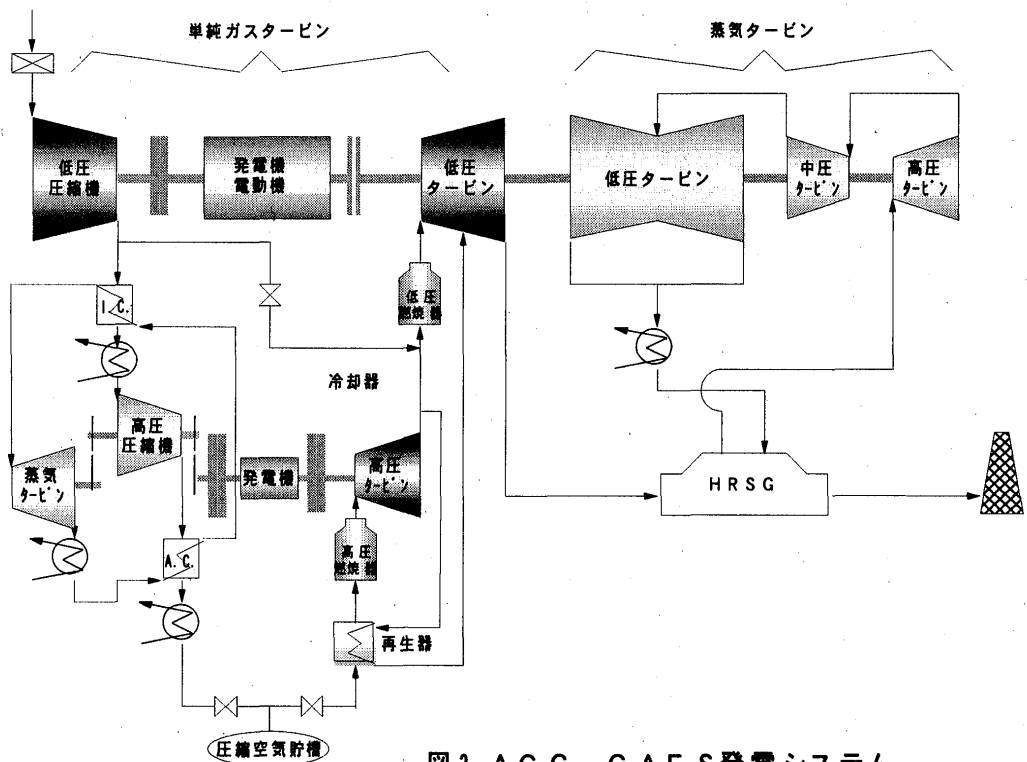


図3 ACC-CAES発電システム  
(GE社G型ガスタービン技術を応用したシステム)

付け加えた構成とした。このシステムの特徴は、最新のガスタービン技術を応用することによって高効率化を図るとともに開発要素を少なくできること、また、空気圧縮運転、CAES発電運転の他に通常のACCとしての運転も可能なため設備利用率向上による発電コスト低減が可能なこと、等である。さらに、図1の構成では圧縮空気を貯蔵温度まで冷却した熱は全て捨てる構成となっていたが、この熱を蒸気系で回収して補助蒸気タービンを回し、空気圧縮動力の一部を補填する構成とした。

さらに、近年ABB社が開発した再燃式ガスタービンは圧縮機出口圧力が30気圧程度と高いため、図4に示すような、よりシンプルな構成でも成立すると考えられる。そこで、本報告では、GE社のG型ガスタービン技術を応用した図3の構成のシステムと、ABB社の再燃ガスタービン技術を応用した図4の構成のシステムについて発電プラントの概念設計を実施した。なお、以後の記述において、前者をシステムG、後者をシステムAと呼ぶ。

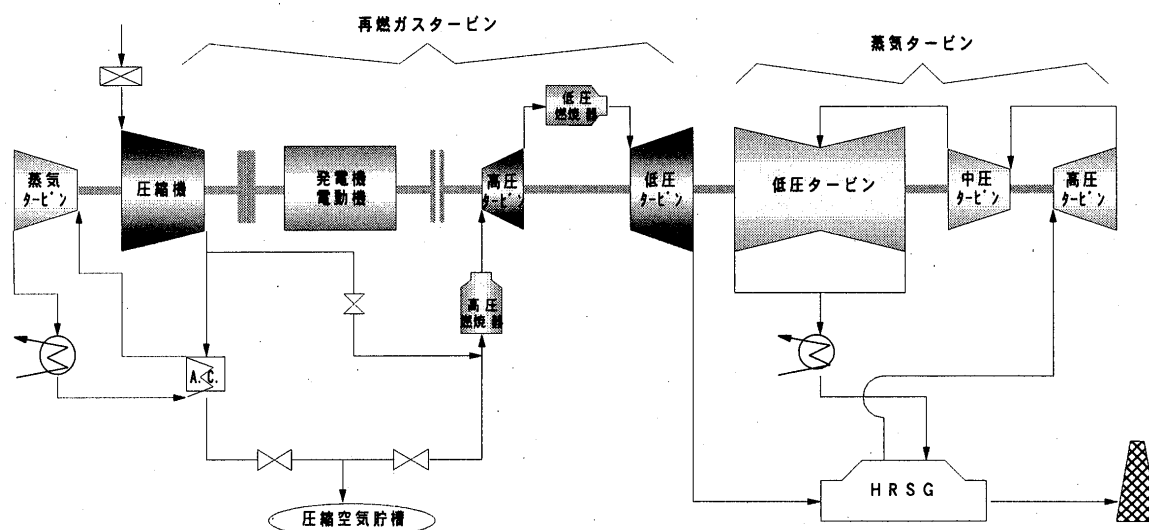


図4 ACC-CAES発電システム  
(ABB社GT24型ガスタービン技術を応用したシステム)

### 3. 発電プラントの概念設計

#### (1) 設計条件

概念設計の基本条件を表1に示す。地下空気貯槽は水置換による定圧式の貯槽とし、圧縮空気の漏れ量は貯蔵量の5%と仮定した。空気貯蔵温度は、周囲の岩盤温度との差を小さくするため、ここでは50℃と設定し、システムAについて、空気貯蔵温度の効率への影響を調べた。空気貯蔵圧力は、システムAに関しては高圧軸がないため使用するガスタービンの仕様により3MPaとし、システムGでは6MPaを基準とし、8MPaの場合についても計算を行った。

また、プラントの運転パターンは、夜間に8時間空気圧縮運転を行い、昼間は貯蔵した圧縮空気を用いるCAES発電を7.6時間行い、残りはACC運転を行うとした。

#### (2) プラント性能

表2に概念設計の結果得られたプラント性能の概要を示す。表に示すように、ACC発電時の出力がシステムAとシステムGでそれぞれ245MW、400MWであるのに対し、CAES発電時の最大出力はそれぞれ442MW、829MWとなり、圧縮空気を貯蔵して用いることにより、大幅に出力が増加することが分かる。また、システムAでは、電力貯蔵効率が72%となり、揚水発電を上回る効率が期待できることが分かった。



表2プラント性能計算結果

項目	単位	システムA	システムG	備考
空気貯蔵圧力	MPa	3	6	
空気貯蔵温度	K	3 2 3	3 2 3	
空気貯蔵運転				
運転時間	h	8	8	a
消費電力	MW	1 5 3	3 6 6	b
低圧圧縮機動力	MW	2 1 2	3 3 5	
高圧圧縮機動力	MW	—	9 5	
補助S T出力	MW	6 2	7 1	
CAES発電運転				
運転時間	h	7. 6	7. 6	c
消費燃料発熱量	MW	6 7 1	1 2 0 8	d
発電出力	MW	4 4 2	8 2 9	e
低圧G T出力	MW	3 6 6	5 9 1	
高圧G T出力	MW	—	1 2 0	
S T出力	MW	8 3. 2	1 2 7	
ACC発電運転				
運転時間	h	(6. 4)	(6. 4)	
消費燃料発熱量	MW	4 7 3	7 6 9	f
発電出力	MW	2 4 5	4 0 0	g
低圧G T出力	MW	3 5 7	6 1 7	
低圧C P動力	MW	1 9 8	3 2 9	
S T出力	MW	8 9	1 1 9	
CAES発電効率	%	4 4. 0	4 1. 4	h/m
CAES発電時発電電力量	MWh	3356	6293	$h = c \times e$
CAES発電時消費燃料発熱量	MWh	5102	9181	$i = c \times d$
空気貯蔵時消費電力量	MWh	1222	2928	$j = a \times b$
外部電源の発電効率	%	48.5	48.5	k
外部電源の一次燃料消費量	MWh	2520	6037	$l = j / k$
総燃料消費量	MWh	7622	15218	$m = i + l$
電力貯蔵効率	%	7 2. 1	6 2. 9	s/n
空気貯蔵時消費電力量	MWh	1222	2928	$n = a \times b$
CAES発電時発電電力量①	MWh	3356	6293	$o = c \times e$
CAES発電時投入燃料	MWh	5102	9181	$p = c \times d$
外部電源の発電効率	%	48.5	48.5	q
外部電源の発電電力量②	MWh	2474	4453	$r = p \times q$
差発電出力①-②	MWh	882	1840	$s = o - r$
ACC発電効率	%	5 1. 7	5 2. 0	g/f

図5 にシステムAに関して行った貯蔵空気温度が効率に与える影響の検討結果を示す。95℃までは、貯蔵温度の上昇によって補助蒸気タービンの出力が変わらないために空気圧縮時の動力が変化しないので、CAES発電時の投入燃料量が減少する分だけ効率が上昇する。95℃以上になると、貯蔵空気温度の上昇とともに補助蒸気タービンの

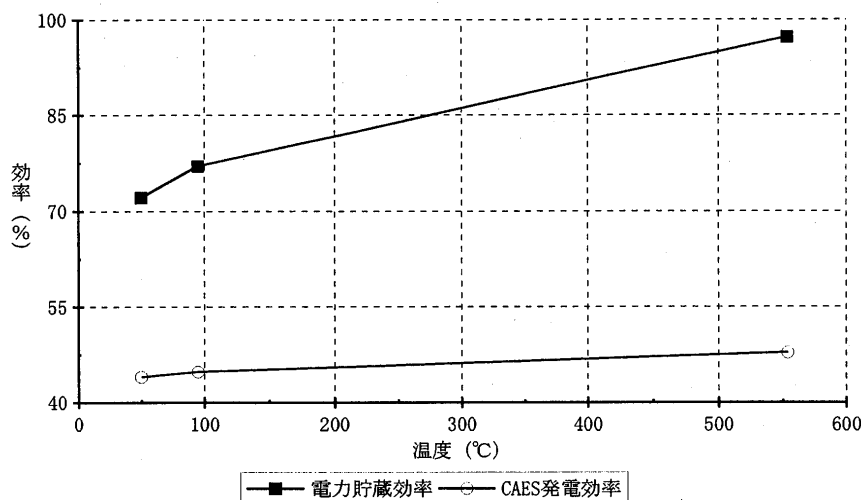


図5 空気貯蔵圧力の影響 (システムA)

出力が減少するために空気圧縮時の投入電力が増加するので、効率の上昇割合は小さくなる。このように貯蔵温度が効率に与える影響は非常に大きいので高効率化の観点からは貯蔵温度を出来るだけ高めることが望ましいが、貯蔵空気温度を上げると貯蔵空気の体積が増加するために空気貯槽の容積が大きくなり建設コストが増大する。したがって、

今後、より一層高効率なシステムの開発を目指すためには、空気貯蔵温度が地下空気貯槽に与える影響を正確に把握した上で、コスト分析を実施して最適な空気貯蔵温度を設定することが必要である。

次に、システムGの空気貯蔵圧力を6 MPaとした場合と8 MPaとした場合の計算結果を表3に示す。低圧軸の圧力は使用するガスタービンの形式で決まるため、空気貯蔵圧力を高めるためには高圧軸の圧力比を高めることが必要である。この場合、高圧軸の圧力比を高めると、低温で効率の低い高圧軸の出力比率が相対的に高まるため、プラント全体の効率は低下する。

表3 空気貯蔵圧力の影響 (システムG)

空気貯蔵圧力	ata	80	60
空気貯蔵運転			
運転時間	h	8	8
消費電力	MW	389	366
低圧圧縮機動力	MW	335	335
高圧圧縮機動力	MW	128	95
補助ST出力	MW	81	71
CAES発電運転			
運転時間	h	7.6	7.6
消費燃料発熱量	MW	1240	1208
発電出力	MW	856	829
低圧GT出力	MW	580	591
高圧GT出力	MW	159	120
ST出力	MW	126	127
CAES発電効率	%	41.1	41.4
CAES発電時発電電力量	MWh	6506	6293
CAES発電時消費燃料発熱量	MWh	9424	9181
空気貯蔵時消費電力量	MWh	3112	2928
外部電源の一次燃料消費量	MWh	6416	6037
総燃料消費量	MWh	15841	15218
電力貯蔵効率	%	62.2	62.9
空気貯蔵時消費電力量	MWh	1240	2928
CAES発電時発電電力量①	MWh	3356	6293
CAES発電時投入燃料	MWh	5102	9181
外部電源の発電電力量②	MWh	2474	4453
差発電出力①-②	MWh	882	1840

しかし、貯蔵圧力を上げると、最大出力の増加が大きくなるばかりでなく、地下貯槽の建設コストも低減するので、発電コストのうち、固定費単価は低減し、可変費単価は増加することとなる。

### (3) 発電コスト

図6に発電コストの試算結果を示す。なお、コスト試算において、具体的なサイトが定まらなると見積もりできない用地費、土木基礎工事費、共通ユーティリティー設備費などは除外した。また、地上設備の年経費率を16.5%、地下貯槽の年経費率を13.3%、燃料(LNG)費を2.2円/Mcalと仮定した。この結果、図に示すように揚水発電を下回るコストを達成可能であることが分かった。

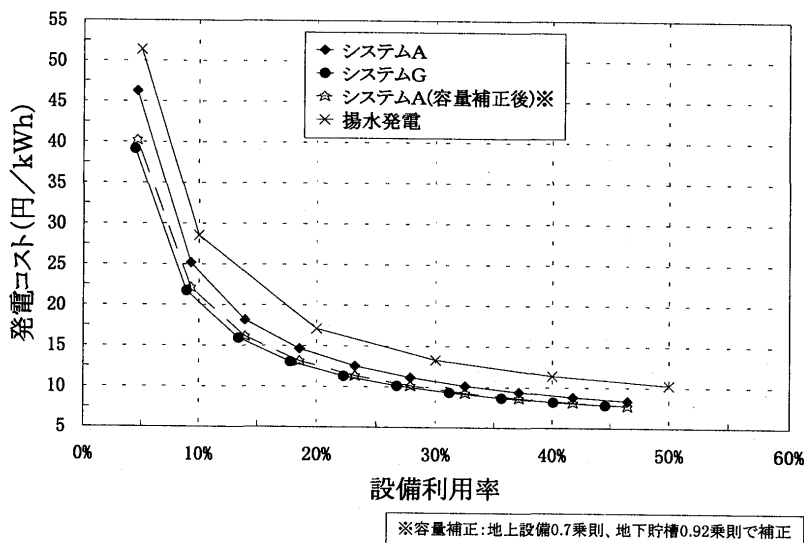


図6 発電コスト試算結果

### 4. まとめ

本報告では、次世代の電力貯蔵技術として期待されているCAESに最新のガスタービン技術を応用したACC-CAES発電システムを考案し、発電プラントの概念設計により、揚水発電並みの電力貯蔵効率と発電コストの達成が期待できることを明らかにした。

### [参考文献]

- 1)幸田, 「ACC-CAES発電システムの性能予測」, 第6回CAESセミナーテキスト (1996)
- 2)森塚・森永・三巻, 「ACC併設型CAES発電システムの検討」, 電力中央研究所研究報告W93009, (1993)
- 3)森永・森塚・三巻, 「ACC併設型CAES発電システムに関する概念設計」, 電力中央研究所研究報告, W93024 (1994)

井口 和春 (荏原製作所 袖ヶ浦工場設計開発部)

## 1. 航空転用形ガスタービンの開発

ガスタービンの開発は、仕様を設定して新規に設計あるいは既存機種のスケーラ変更で対応する場合と、航空機用エンジンからガスタービンへの転用、いわゆる航空転用形 (Aeroderivative) を採用する場合とがある。ここでは、当社が経験している航空転用によるガスタービンの開発とその利用技術について記述する。

航空転用形ガスタービンは小型で軽量の特長を持ち、しかも航空機で実証された高い信頼性のエンジンを陸及び舶用に転用することから、新規開発要素が少なくエンジンの生産やメンテナンス設備もほぼそのまま使用出来る利点がある。航空機エンジンには、ジェット運動エネルギーにより推進力を得るターボジェットエンジンと、タービンで得た有効出力をファンの駆動に利用し、推進効率を高めて騒音を低減したターボファンエンジンとがある。またファンの代わりにプロペラを回して推進力を得る、比較的小出力のターボプロップエンジンと、ヘリコプタの軸を回転させるターボシャフトエンジンがある。

### 1-1. 中大型航空転用ガスタービン

ターボジェットエンジンは 10~20 MW 程度の出力で、戦闘機や超音速旅客機などに使用されている。ターボファンエンジンは、大型輸送機やワイドボディの民間航空機に使用されており、必要とされている航空機の大きさから、航空転用形ガスタービンは 40~50 MW クラスが現在に於ける出力の限界である。

ターボジェットとターボファンエンジンでは、ジェットの運動エネルギーを回転エネルギーとして取り出す為にエンジン本体の改造が必要である。一般的には、ジェットエンジンをガス発生機として使用し、その後方に出力タービンを追加して出力軸を設けるのが一般的な方法である。前方に配置したファンを通過した空気をバイパスさせるターボファンエンジンでは、ガスタービンへの転用化の段階でファンを取り外したり、通常の圧縮機動翼に置き換えることが行なわれる。

図-1は、B727やB737などの航空機に使用されたPratt & Whitney (United Technologies) のJT8エンジンを、当社が提携しているP&Wのガスタービン部門であるTurbo Power & Marine (TPM) により航空転用化した、発電出力 27 MW のガスタービン FT8を示す。

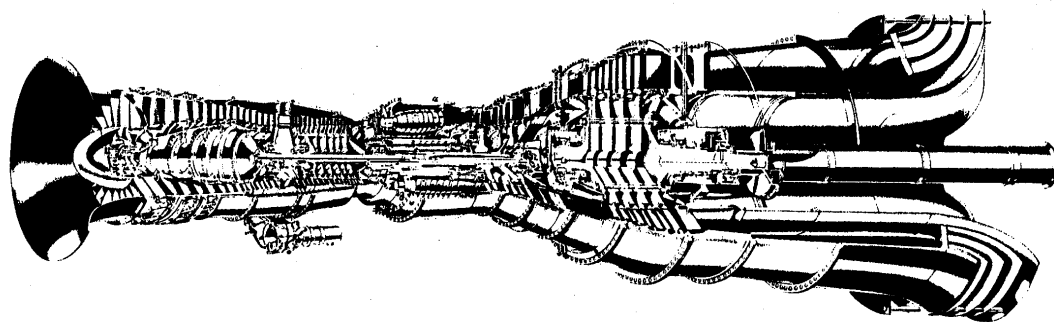


図-1 FT8ガスタービン

航空転用形ガスタービンは、エンジン製造メーカーがジェットエンジン技術の延長として出力タービンを開発してユニット全体をまとめ上げる場合と、エンジンとは別のメーカーが工業用に改造したガス発生機の供給を受け、独自に開発した出力タービンを取付ける場合とがある。

前者の場合、ガスタービン全体を一つの共通した技術でまとめることができるので、ジェットエンジンと同様に出力タービンも転がり軸受で統一し、合成潤滑油を使用してシステムを共通化できるなどの利点がある。一方、後者の場合は出力タービンに滑り軸受を使用して独立した潤滑システムを設け、ガス発生機と出力タービンの設計をそれぞれの製造メーカーが分担している。

## 1-2. 小型航空転用ガスタービン

ターボプロップとターボシャフトエンジンは、既にプロペラとロータ軸を回転させる出力軸を備えており、ターボジェットやターボファンエンジンの様に新たに出力タービンを開発して追加する必要はない。従って、エンジン本体はほとんど改造の必要がなく、航空機で裏付けられた高い信頼性を持つエンジンをそのまま利用することができる。

ターボプロップやターボシャフトエンジンは、20,000~30,000 min<sup>-1</sup>の出力タービン回転数を、プロペラやロータの回転数まで減速するギアユニットを内蔵している。航空転用化に当たっては、出力軸回転数を発電機やポンプ、圧縮機などの被駆動機に合わせて設定する必要がある。エンジン内蔵ギアを用途に応じて変更することは難しいので、内蔵ギアを取り外し代わりに工業用減速機を外部に接続することで多様な要求に対応している。

図-2は、Piper単発機や地域航空会社の小型双発機に使用されている Pratt & Whitney Canada (P&WC)の PT6エンジンと、航空転用化され当社でパッケージ化した 600~700 kWクラスの ST6

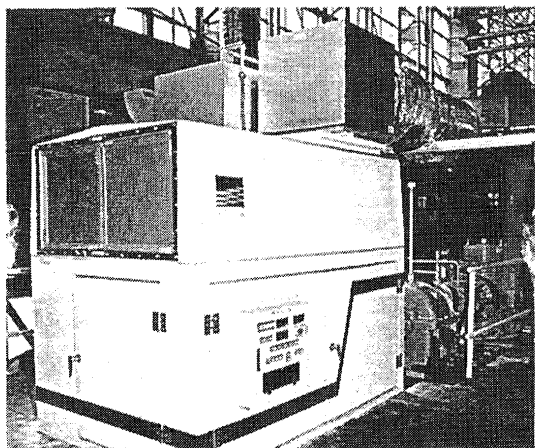
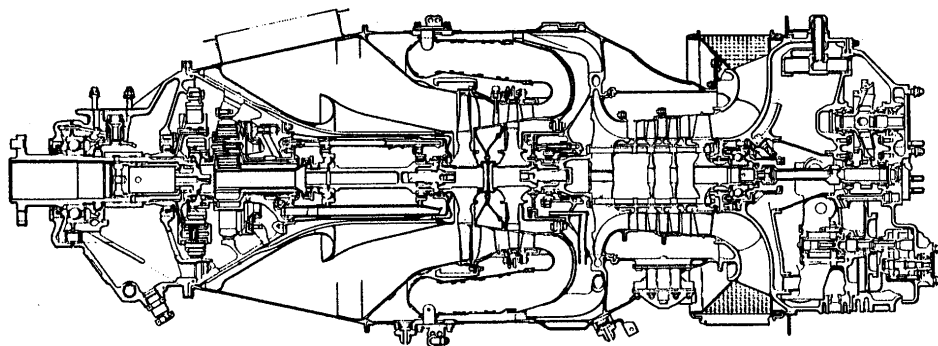


図-2 P&WC PT6とST6ガスタービン

小型ガスタービンでは、減速機軸受をエンジンと同様に転がり軸受とし、減速機ケースを共通の油タンクに利用してコンパクトな共通の潤滑システムを使用している。燃料システムでは、エンジン付属の燃料ポンプを使用する他は、燃料バルブ、アクチュエータ、フィルタなどを工業用機器に置き換えて部品の入手性と保守性を高めている。

## 2. 航空転用形ガスタービンの利用技術

航空転用形ガスタービンは、航空機に搭載する目的から出力に対し小型、軽量で熱効率が高い特長を持っている。運用面では、航空機の離陸時の急速な負荷増加や頻繁な離着陸の必要性から、急速始動と繰返し始動に強い特性がある。構造的には、出力タービンがガス発生機と分離した2軸式で、大きな慣性モーメントや始動時に負荷が掛かる被駆動機に適している。

またメンテナンスについても、航空機エンジンの縦割りモジュール構造と軽量の特長から、重構造形に比べて保守性に優れ作業時間も短い。

### 2-1. 発電用

高い熱効率による経済性と、小型軽量の特長で設置スペースと建設費を低減出来ることから、航空転用形ガスタービンは自家用発電設備として適している。特に、最近話題となっている独立発電プラント (IPP) は、ピーク負荷対応や利用率 30 %以下の発電設備では毎日の起動停止 (DSS)が必要で、急速起動と起動回数の頻度に対する制約が少ない航空転用形ガスタービンは最適である。当社では、FT8ガスタービン 2台で両軸端から発電機を駆動する 52 MWの発電ユニットと、15 MWの蒸気タービン発電ユニットを組合わせたコンバインドサイクル IPP を 2ヶ所受注し建設計画を進めている。

小型の発電設備でも、高い熱効率を生かした液体燃料による航空転用形ガスタービンのコージェネレーションユニットが稼働し、DSS運転で問題を生じることもなく好評を得ている。当社では、都市ガスを燃料とする 700 kWクラスの ST6ガスタービン発電ユニットを開発し、性能と機能を実証して市場に投入する予定である。従来市場には、このクラスの都市ガスを燃料とするガスタービン発電ユニットがなく、今後はビルや工場などの小規模な自家用発電への展開が期待されている。

図-3は、実証試験中のガス燃料コージェネレーション設備の全景である。

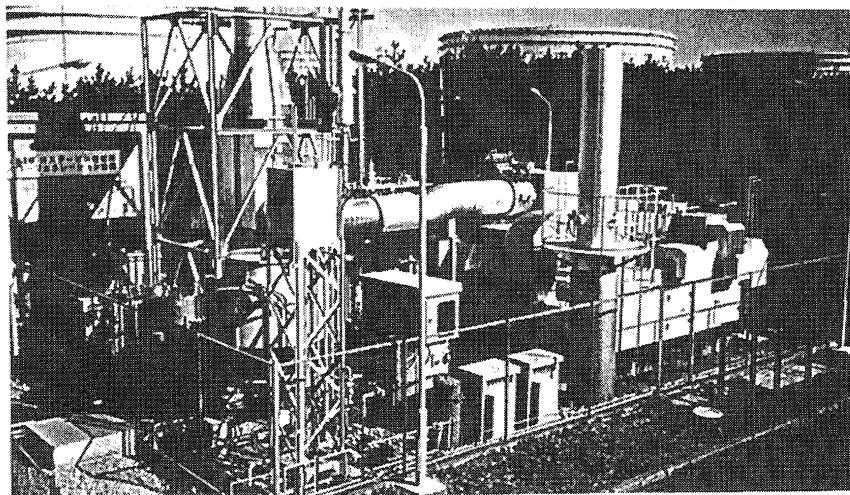


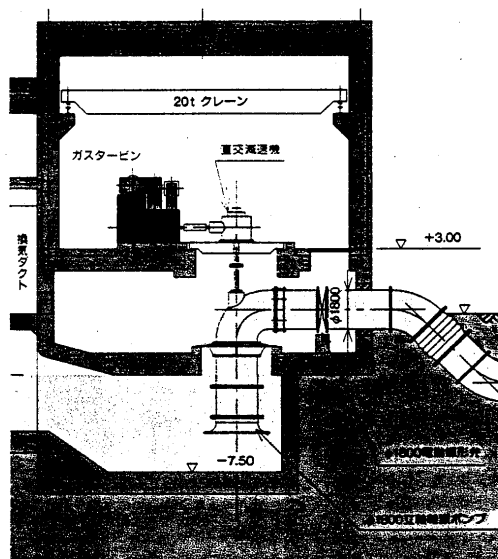
図-3 ST6 都市ガス燃料コージェネレーション設備の実証試験

### 2-2. 機械駆動用

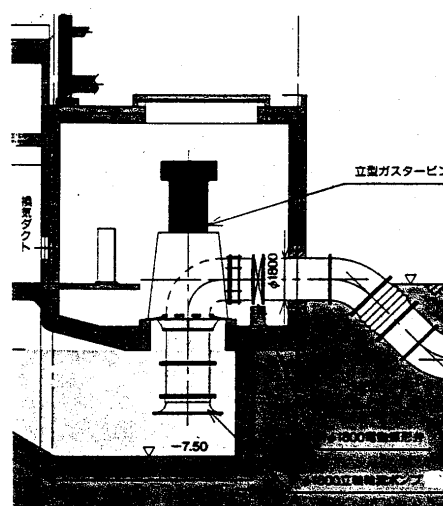
ポンプや圧縮機などの流体機械は、回転数の増加と共に負荷が増える、いわゆる有負荷起動となる。1軸式ガスタービンでは、アイドル速度以上でないとならぬ出力が取り出せないため、クラッチや流体継手が必要となる。航空転用形ガスタービンは、ガス発生機と出力軸が分離した2軸式で、被駆動機の慣性トルクや負荷の制約を受けることなく起動することが出来る。

また、ポンプや圧縮機などの流体機械は、流量を調整するために回転数制御を行なうことが一般的である。2軸式ガスタービンは、ガス発生機と出力タービンの回転数を別々に制御することが可能なので、速度制御範囲が広い。この様に、航空転用形ガスタービンは機械駆動用の原動機として適しており、特に灌漑用の揚水ポンプ、洪水時の排水ポンプや下水道ポンプなど、低速待機運転、緊急時の急速起動、有負荷起動や可変速運転が必要とされるポンプ駆動に最適と言える。

当社では、ST6ガスタービンを垂直にして出力軸を下方に配置した立形ガスタービンを開発した。ほとんどの揚排水ポンプは立形軸流あるいは斜流ポンプであり、従来はポンプとの間に直交減速機を介して原動機と接続していた。立形ガスタービンは、直交減速機を配置することなくポンプと直結することが可能で、ポンプ機場のスペースと建設コストを大幅に削減することが期待出来る。図-4は、従来形と立形ガスタービンの違いによるスペース削減効果を示している。



(横形ガスタービンの場合)



(立形ガスタービンの場合)

図-4 ポンプ機場の配置図

航空機用エンジンには転がり軸受が使用されており、機体の姿勢がある程度変化しても運転に支障が無いような構造となっている。ST6ガスタービンは、このような航空転用形ガスタービンの特長を生かして立形化に成功したものである。

図-5は、ST6立形ガスタービンの外観及び構造を示している。

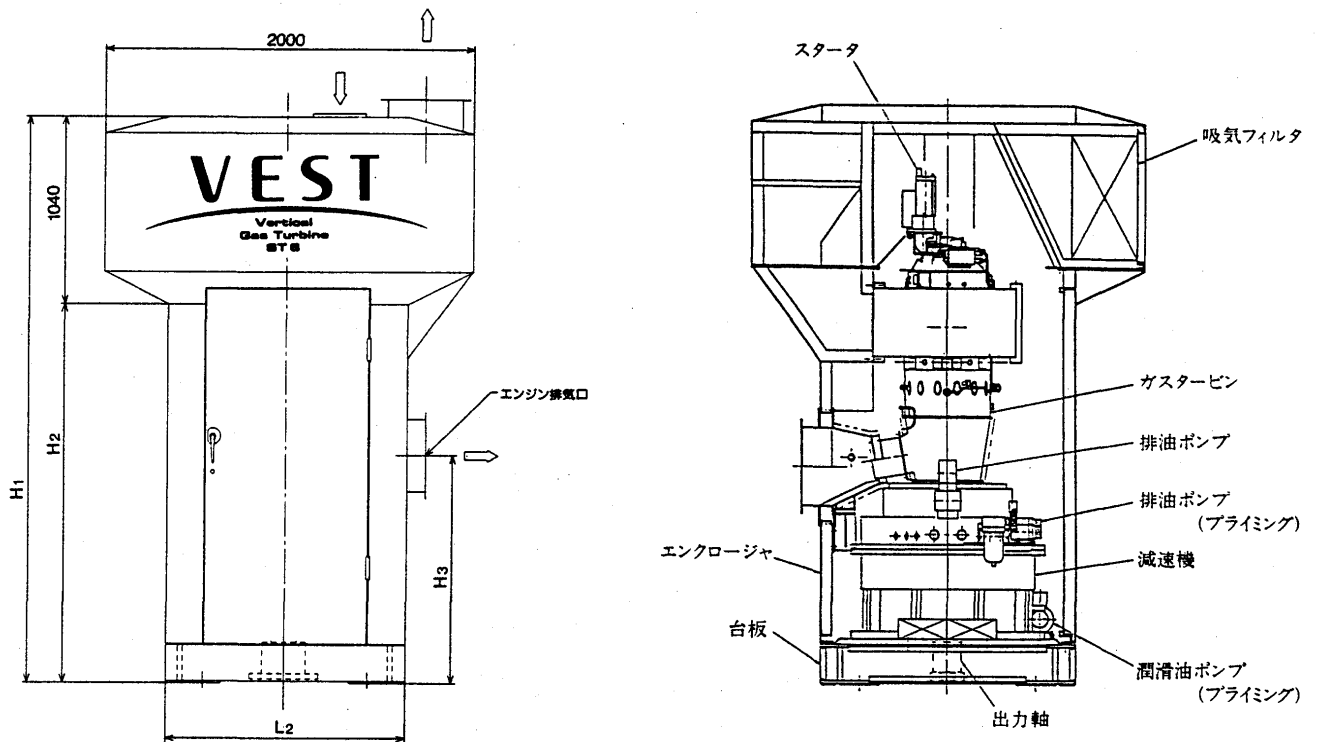


図-5 ST6立形ガスタービン

### 3. あとがき

航空転用形ガスタービンは、小型軽量が要求される艦艇や車輛搭載などの特殊な用途だけでなく、優れた性能と規制緩和により IPPやコジェネレーションへの今後の市場拡大が予想される。また機械駆動用としても優れた特性により使用実績を延ばし、特に立形ガスタービンの製品化は揚排水機場の設置スペースを大幅に削減させることが出来るものとして期待されている。

この様に、航空転用形ガスタービンの利点が理解され用途が拡大して行くことは関係者として大変喜ばしく、今後も空で培われた技術が地上で大いに活躍していくものと確信している。



石川島播磨重工業株式会社 航空宇宙事業本部

今村 龍三、小林 英夫、米澤 克夫、\*長 義守

## (1) 緒言

近年の環境問題、省資源問題の対応策として、自家発電設備はその排熱を蒸気の形で利用するコージェネレーションプラントが主流となっている。この駆動機関としてガスタービンはディーゼルエンジンと比較し、小型、軽量、排気がクリーンなどの特長によりその需要が拡大している。この背景には電気事業法の改正による自家発電規制緩和、地球温暖化防止行動計画策定による省エネ推進政策、さらに地方条例の排気ガス中窒素酸化物規制値の強化等の法的、政策的なものが大きく影響し、クリーンな駆動機関としてガスタービン駆動のコージェネレーションがその経済性も考慮し、民間企業を中心に設備導入が活発化している。

このような環境下で、弊社の中型コージェネ用ガスタービンの品揃えとしては1,000kWクラスのIM150、4,000kWクラスのIM400、6,000kWクラスのIM400のFLECSタイプといった航空転用シリーズに対し、2,000kWクラスはコージェネレーション用、非常用発電用として自社開発に取り組んだ。

本編では、自社開発の2000kW級発電用ガスタービンIM270について、その特徴を述べる

## (2) 要求される性能

前述の様なニーズ環境の中で新たなガスタービンに要求される仕様は、

- 1) 低価格、高信頼性（電気、蒸気の安定供給）
- 2) 低公害（低レベル排気ガス窒素酸化物）
- 3) 低ランニングコスト（高効率、低メンテナンスコスト）

である。

これらの要求を考慮した上、具体的なガスタービンの諸元を表1のように決めた。

## (3) 技術課題

## (3. 1) 低価格、高信頼性

低価格、長寿命を重視し、構造簡素化、部品点数削減、汎用材料の使用を基本方針とした。部品点数削減と構造簡素化には遠心圧縮機の採用、及び部品の一体化を極力図り、鋳物構造を多用した。軸系は発電機を駆動することから回転安定性、および構造の簡素化、低価格を考慮して一軸式とし、信頼性が要求されるロータ系重要箇所は一般的な航空用規格材料を適用した。軸結合も簡素化のためカービックカップリングと軸中心を通るロングボルト（タイボルト）1本により締め付ける構造とした。また燃焼器も同様の観点と低NOx制御の有利さから単筒型とした。（図1）

型式	単純開放サイクル一軸式ガスタービン
出力	2,000 kW
熱効率	26.6 %
排気ガスNOx (16%O <sub>2</sub> )	20 ppm (都市ガス)
	30 ppm (灯油)
ガスタービン回転数	20,300 rpm
空気流量	9.8 kg/s
圧力比	1.2
蒸気発生量	5.8 トン/時

表. 1 IM270ガスタービン諸元

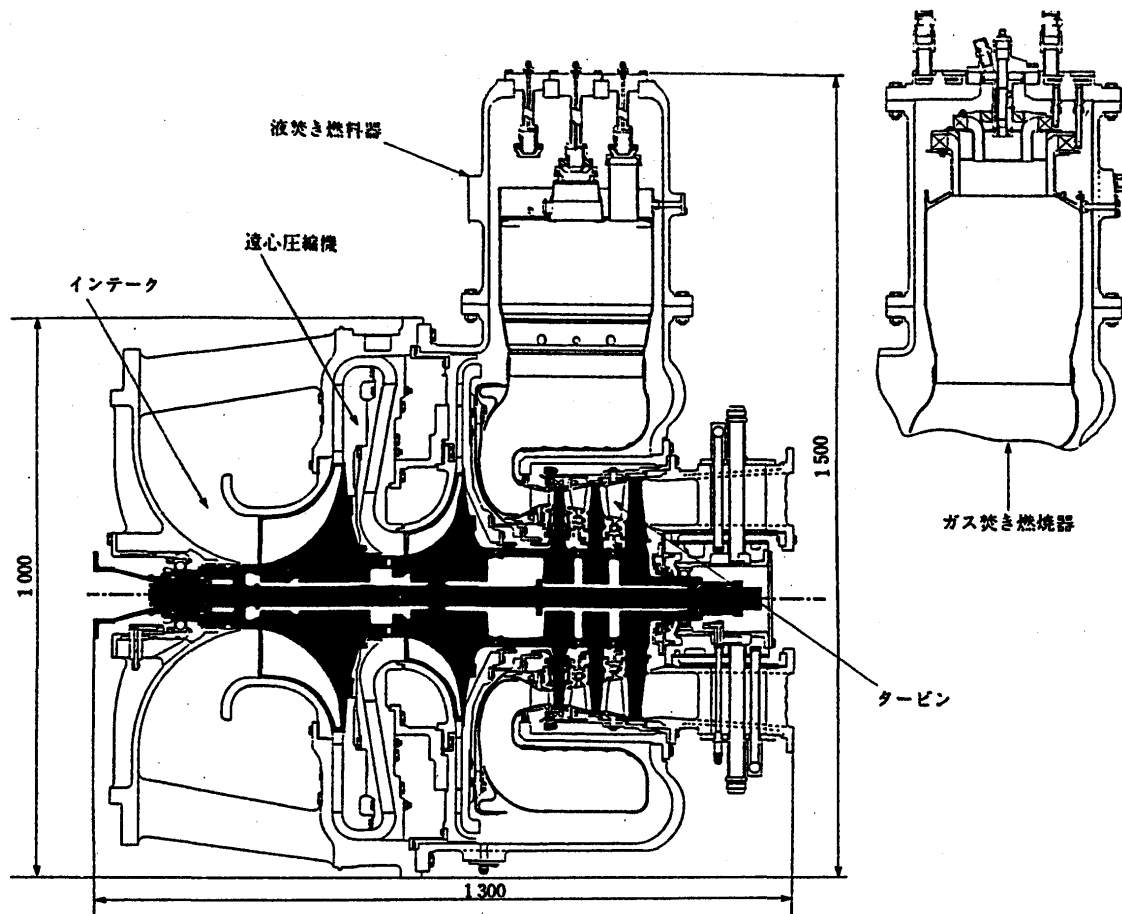


図. 1 IM270断面図

### (3. 2) 低公害 (低NO<sub>x</sub>燃焼器の開発)

#### 3.2.1 低公害への取り組み

環境規制上から特に排気ガスNO<sub>x</sub>が対象となる。従来この対応として排気ガス脱硝装置によるNO<sub>x</sub>削減か、水または蒸気噴射による低減を行っていたが、このための設備費、その維持管理費が負担になっていた。そこで燃焼器の燃焼コントロールのみで低NO<sub>x</sub>化を図るDry Low NO<sub>x</sub>タイプのがスタービンが切望されていた。本IM270ガスタービンもこの技術開発は必須条件であり、特化技術として開発に取り組んだ。

#### 3.2.2 低公害燃焼器

本ガスタービンでは液焚きの基本として灯油、及び都市ガス焚きの両者について開発した。またこの形態差も燃料制御機構と燃料噴射弁のみでガスタービン本体はもとより燃焼器ライナーも液、ガス焚き両者とも共通とした。

まず、灯油焚きは6本のメイン噴射弁と拡散燃焼方式の1本のパイロット噴射弁で構成される。(図2) 図中の予混合予蒸発管に噴射された燃料はここで燃料蒸発と空気との十分な混合により希薄燃焼に最適な状態で燃焼させるようになっている。またパイロット燃焼領域では拡散燃焼により着実な着火と低負荷時の安定火炎を可能にしている。一方ガスタービンにかかる負荷に応じてメイン噴射弁の使用本数をコントロール(ステージング制御)して希薄燃焼状態を絶えず保つ事により、NO<sub>x</sub>の発生を低く抑え、安定した燃焼状態を実現している。

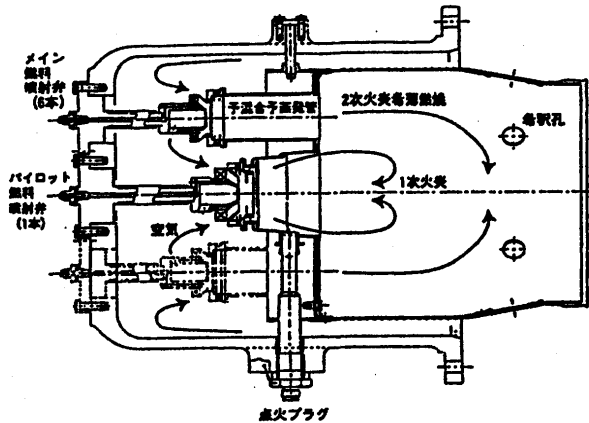


図. 2 液焚き燃焼器概念図  
(マッハノ式希薄予混合予蒸発燃焼器)

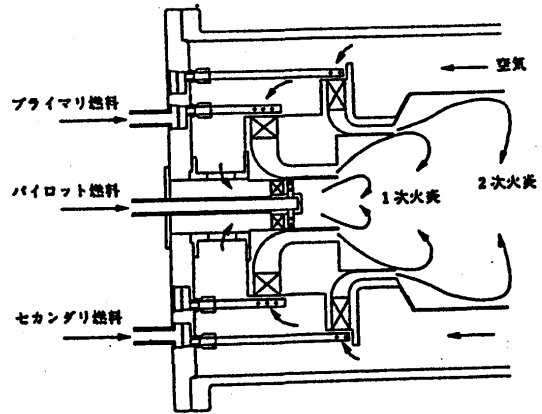


図. 3 ガス焚き燃焼器概念図  
(ダブルスワロー方式燃焼器)

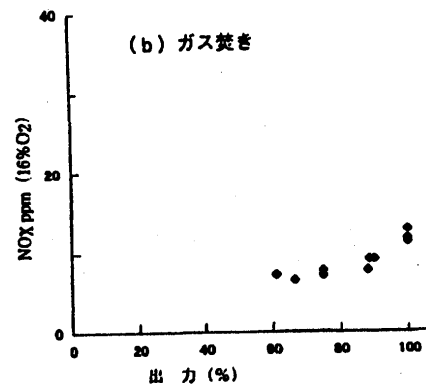
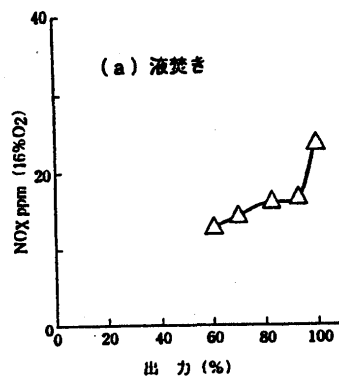


図. 4 NO<sub>x</sub>排出特性

一方、都市ガス焚きは基本的に同じ原理（希薄燃焼、ステージング燃焼制御）であるが、燃焼基礎技術そのものを東京ガス（株）殿より導入し、共同研究により実用エンジン燃焼器として開発した。図3にその概念図を示す。中央に火種のパイロット、その同心円内側が1次火炎のプライマリ、同心円外側が2次火炎のメインの3系統であり、十分な予混合と希薄燃焼によりNO<sub>x</sub>発生を低減する。

これら液及びガス焚き共に、弊社で開発した外壁冷却構造ライナを組み合わせる事で燃焼安定性の向上と低NO<sub>x</sub>モードの作動範囲拡大を実現している。

液焚き、ガス焚き両タイプの試運転時のNO<sub>x</sub>実績値を図4に示す。

### (3. 3) 低ランニングコスト（高効率、低メンテナンスコスト）

高効率達成、及びコージェネレーション適合のためには全体サイクルの圧力比が11から12、排気温度を550～650℃程度にすることが有利な条件となる。

そこで、圧縮機は、コスト、構造の簡素化を考慮に入れ、2段の遠心圧縮機とした。圧縮機の空力設計には、圧力比、高効率だけでなく、将来の蒸気噴射を考慮に入れたサージ余裕、低NO<sub>x</sub>燃焼器からの要求等を考慮し、既存開発の機種から選択、サイジングを行なった。2段を組み合わせた圧縮機実機の要素性能試験を実施し、設計性能を確認した。

タービン要素は効率の点から軸流3段式を採用。コストの面、及び、ガスタービン全体の効率を考慮に入れ、1段のみを空冷としたが、2、3段は無冷却とした。翼型設計には、航空用エンジンの空力、熱設計技術を用い、CFDを多用し短期間で設計した。

また、制御系は自社開発した航空用FADEC (Full Authority Digital Electric Control) を用い、さらに、コージェネレーションシステム全体の維持管理費低減のため、リモート監視、操作システムの採用、及び運用データを弊社サービス部門がモニタリングサービスを行う等運用ソフト面の充実も図った。

表. 2 IM270開発スケジュール

年度	1	2	3	4
項目				
概念設計				
試作エンジン		設計	製作	開発試験
試験運用プロトタイプエンジン			設計	製作
生産エンジン				試験運用
要素試験		燃焼器および圧縮機試験		

(4) ガスタービン開発計画と状況  
 ガスタービン開発は3ヶ年の計画でスタートした。開発スケジュールを表2に示す。要素開発、構造設計、部品製作等をコンカレントエンジニアリング (CE) 活用により同時進行を前提にスケジュールを組んだ。要素試験は遠心圧縮機と低NO<sub>x</sub>燃焼器及びその制御機構に特化して行った。

(4.1) 開発状況

4.1.1 開発運転

開発決定から初回運転まで約20ヶ月で行った。これはコンカレントエンジニアリングによる並列遂行の成果であり、また初回運転で100%回転及び出力も2000KW達成と極めて順調であった。この初回運転開始以来数回の運転試験を通じて必要なデータ取得と設計改良を加え、性能達成と機能強度確認を終えた。

4.1.2 灯油焚き耐久試験

量産1号機を弊社呉2工場に試験導入し、呉工場の電力、蒸気供給設備としてIM270コージェネ発電プラントを実運用に供試、耐久性評価試験を96年7月から開始した。

呉2工場に設置したIM270コージェネ発電設備の概要図を図5に示す。

97年4月現在、運転時間は1100時間超、始動回数も220回を超えている。運用開始からこれまでは、より厳しい運用条件を想定し、サイクル試験を兼ねて1日2~3回HOT STARTを繰り返し行ってきた。97年1月に自主点検を行い特に大きな問題もなく良好な状態であることを確認した。

今後は、耐久試験を重視したWeekly Start & Stop運用として運転実績を重ね、評価する予定。

- ① 発電機
- ② 減速機
- ③ ガスタービン
- ④ 排熱クーラー
- ⑤ エコマイザー
- ⑥ ガスタービン吸気
- ⑦ 燃料制御装置

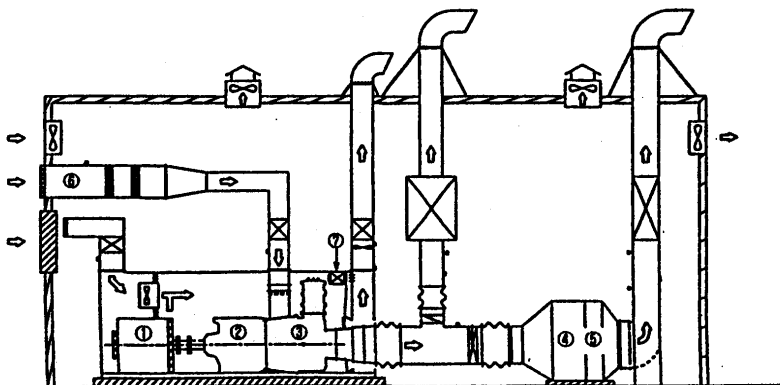


図. 5 IM270コージェネ設備概要図

#### 4.1.3 ガス焼き耐久試験

本ガスタービンの燃焼器は東京ガス（株）との共同開発により進めてきたもので、97年5月より東京ガス根岸工場に開発機のデモプラントを設置し耐久試験運用を開始する。本年4月には現地試運転にて、その目標性能（2000kW、排気NO<sub>x</sub>15ppm以下）を達成した。（図6）さらに始動後の低NO<sub>x</sub>のための燃料切り替えが1000～1200kWの出力時点の1回で済み、その際の出力変動もわずかであること、低Nox領域が約60%負荷から100%負荷までと広い範囲が確保できることが大きな特長である。

また、ガス製造工場における厳しい安定操業管理下での運用試験及び工場全体の中央制御室からの遠隔操作、監視下でのリモートオペレーション運用等を経てプラントシステムの完成度を高めてゆく。

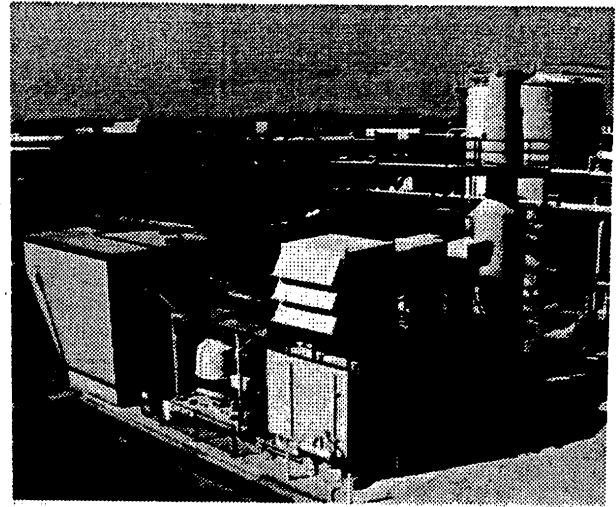


図. 6 IM270ガス焼き試験設備

#### 4.1.3 その他の開発

##### 非常用発電装置

96年よりガスタービン本体、及び燃焼ライナーを同一形状として、燃料噴射部を新設計し、非常用発電装置として始動特性を改良し、40秒起動、全負荷投入等のテストを完了した。

##### (5) 派生型ガスタービンの開発計画

需要家の多様な要求に対応するため、発生余剰蒸気をガスタービンに噴射し、発電出力を増加する蒸気注入サイクルの開発を促進させる。これにより、発電出力が最大約40%増加し、その効率を約30%にまで高めることができる。

航空転用のIM400ではこの開発に成功し、多くの受注が得られており（FLECSタイプ）ユーザの期待も大きい。

その他、多種燃料対応（特A重油、LPG焼き等）、移動用電源車等の派生型への展開も予定している。

また、東京ガス殿とさらなる低NO<sub>x</sub>化を目指した燃焼器を共同研究で開発中。

## (6) 結言

- ① IM270 (2000kW級) 発電用ガスタービンを短期間で開発した。
- ② 低公害で低価格、低ランニングコスト、高信頼性を実現するためこれらの点に技術を特化して開発した。
- ③ IM270の開発状況
  - ガスタービン本体の開発を終了した。
  - 弊社呉工場で液焚きコージェネレーションの実運用耐久試験をH8年7月より実施中。H9年1月の自主点検では良好な結果が得られた。
  - 東京ガス根岸工場でガス焚きシンプルサイクルの設備設置中で、5月より耐久運用を実施する。
  - 非常用としても燃料噴射部を改設計して試運転を行い、40秒起動、全負荷投入等に成功した。
- ④ IM270の今後
  - 蒸気噴射タイプの適応設計で出力増強、及び高効率化を計画。
  - さらなる低NO<sub>x</sub>ガス焚き燃焼器を東京ガス殿と共同開発中。

## 参考文献

- (1) 藤 秀実、細井 潤：「Development of a Low NO<sub>x</sub> Combustor for 2 MW Class Gas Turbine」ASME TURBO EXPO '96.
- (2) 米澤克夫、今村龍三、小林英夫：「2MW Class High Efficiency Gas Turbine IM270 for Co-Generation Plants」ASME TURBO EXPO '96

## 謝 辞

本ガスタービンの開発にあたり、東京ガス株式会社エネルギー技術研究所およびトータルエネルギーシステム部のガス焚き燃焼基礎技術を導入し、実機ガスタービンへの適用を進めてきました。本年5月には東京ガス根岸工場内に試験用プラントを設置し引き続き共同開発体制にてガスタービン発電プラントとしての完成度を高めてゆく予定であり、これまでのご協力に対し深く感謝の意を表します。

# M7A-02ガスタービンの開発

C-6

永井勝史 (川崎重工業)

## まえがき

近年とみにクローズアップされてきている地球環境保全、省エネルギー問題に対する一助として注目されているコージェネレーションシステムやコンバインドサイクル発電等の主機として利用することを目的とした出力7MW級のM7A-02ガスタービンを開発した。このガスタービンは、既に実用機として豊富な運転実績をもつ6MW級M7A-01ガスタービンを母体とし、高圧力・高容量の遷音速軸流圧縮機や遷音速タービンなど最新の技術を採用して高出力・高効率化を実現したものである。

## 開発方針

M7A-02ガスタービンの主要目を表1に示す。  
開発に当たっての基本方針は次の通りである。

### (1) 高出力

遷音速圧縮機・タービンの採用により、M7A-01と同じエンジンの大きさで、圧力比及び空気流量を増やし、エンジンの出力アップと共に単位出力当たりのコスト低減を図る。

### (2) 高効率

ガスタービンの減速機端出力軸で31%を越える高い熱効率とする。さらに、排気ガス温度を530℃と高く設定するにより排熱回収率を向上させ、コージェネレーションやコンバインドサイクルを構成した場合の総合効率を高める。

### (3) 高信頼性

既に実用プラントで5万時間以上の運転実績を持つM7A-01型ガスタービンとの共通化を図り、80%以上の部品を共通とする。特に、信頼性の実証に長時間を要する燃焼器や高温タービン部品は共通化を行うことにより、M7A-01ガスタービンで実証された信頼性を継承する。

## 設計

M7A-02ガスタービンの組立断面図を図1に示す。

### (1) 軸流圧縮機

M7A-01型の軸流圧縮機をベースにしながら前段に遷音速段を採用して、表2の如く段数を12段から

表1 M7A-02ガスタービン主要目  
(性能)

出力	7,160 KW
回転数	14,000 rpm
熱効率	31.5%
圧力比	15.5
空気流量	26.3 kg/s
タービン入口温度	1,160℃
排気ガス温度	530℃

(構造)

機関形式	単純開放一軸式
圧縮機	軸流11段
燃焼器	6筒缶型
タービン	軸流4段
寸法	3.7Lx1.5Wx1.7H (m)
重量	4,700 kg
燃料	都市ガス、灯油、軽油、A重油

表2 圧縮機要目

	M7A-02	M7A-01
段数	11	12
圧力比	15.5	12.7
空気流量 (kg/s)	26.3	21.5
初段圧力比	1.58	1.26
初段相対マッハ数	1.18	0.87

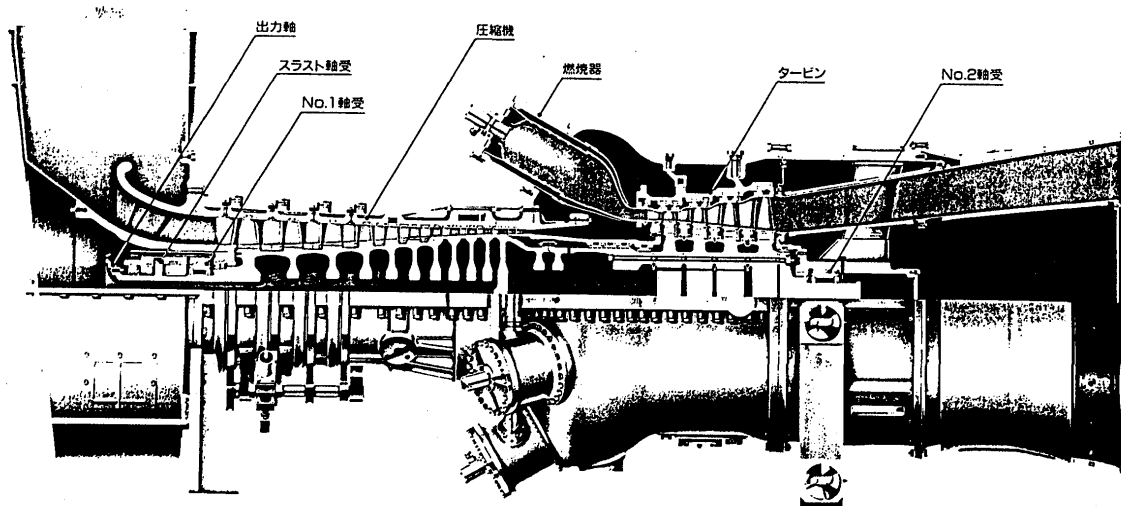


図1 M7A-02ガスタービン組立断面図

1 1段に減らしたにも拘わらず約20%の高圧・大容量化を実現した。1段から4段は新たに設計した遷音速2段+高亜音速2段の高負荷段落構成とし、5段以降の後段はM7A-01の後段を相似設計により流用し信頼性を高めた。遷音速段については、事前に遷音速2段圧縮機のリグ試験機により遷音速翼型の評価を行った。図2は、リグ試験に用いた翼型形状と圧縮機性能である。これより1、2段の動翼には流入マッハ数が超音速に達しても損失が少ない多重円弧翼型（MCA翼）を採用した。この遷音速翼を用い、初段で圧力比1.6という高負荷が達成できたことにより、高圧・大容量化が可能となった。産業用ガスタービン軸流圧縮機の段落と圧力比の関係を図3に示すが、M7A-02圧縮機の平均段当たり圧力比は、世界的にも最高レベルとなっている。また、前段の翼は思い切ったワイドコード翼にして空力性能や強度・耐エロージョン性の向上を図っている。1～6段の動翼には比強度が高く耐食性に優れたチタン合金（Ti-6Al-4V）を、7段以降の動翼と全静翼にはクープ特性の優れたステンレス鋼を使用している。入口案内翼を含めて前側の4段の静翼列が取付角度可変になっており、ガスタービン起動時に巡回失速を生ぜず安定した起動動作が可能である。更に、運転中に静翼取付角を変化させて空気流量を制御することにより、高効率運転を行うことができる。

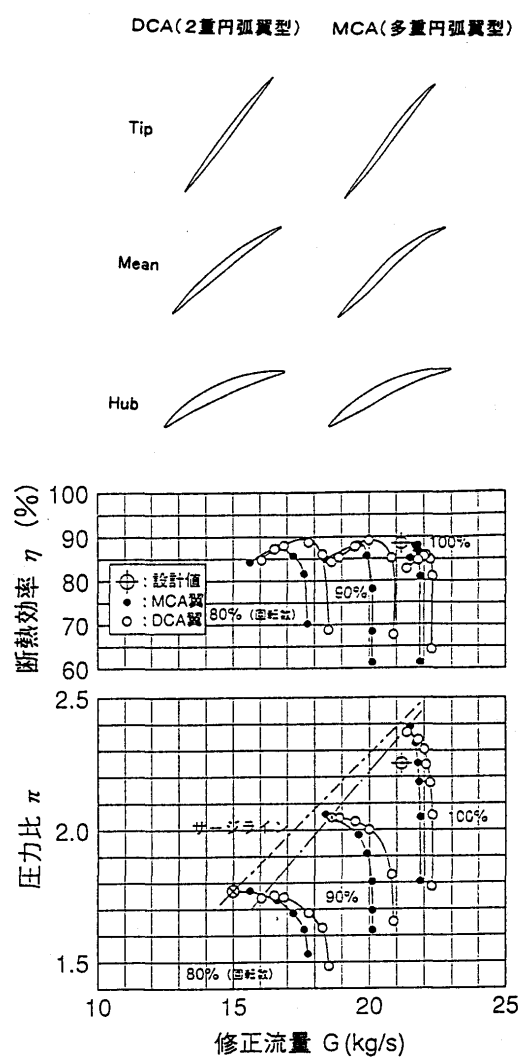


図2 遷音速二段圧縮機の  
供試翼プロフィールとリグ試験結果



## (2) 軸流タービン

4段構成であり、温度が高い1～3段は長時間の運転実績を持つM7A-01のタービンと共通である。このクラスの産業用ガスタービンとしては比較的高いタービン入口温度を採用して、ガスタービン単体の熱効率を高くすると同時に、排気温度を高くして排熱の有効利用率を高めること

ができる。タービンの動翼は高温でのクリープ強度が優れたニッケル基の耐熱合金を、静翼は熱衝撃特性や耐酸化性が優れたコバルト基の耐熱合金を採用し、それぞれ精密铸造によって製作したものである。特に1、2段の動静翼は図4に示すように翼の内部に複雑な冷却通路を形成し、さらに1段の動静翼は翼表面に冷却空気の薄膜を形成するフィルム冷却を採用して少ない冷却空気の高いタービン入口温度に耐える設計になっている。また、1、2段の静翼表面にはセラミック系の熱遮蔽コーティング(TBC)を施し、冷却効果をさらに高めている。第4段タービンの動静翼は、ガス流量の増加に対応するため翼高を約9%高くしている。この段はガス流速が増加し一部が超音速になるため、翼列予備実験と3次元DAWE S流れ解析を用いて設計した衝撃波損失の小さい遷音速タービンを採用した。

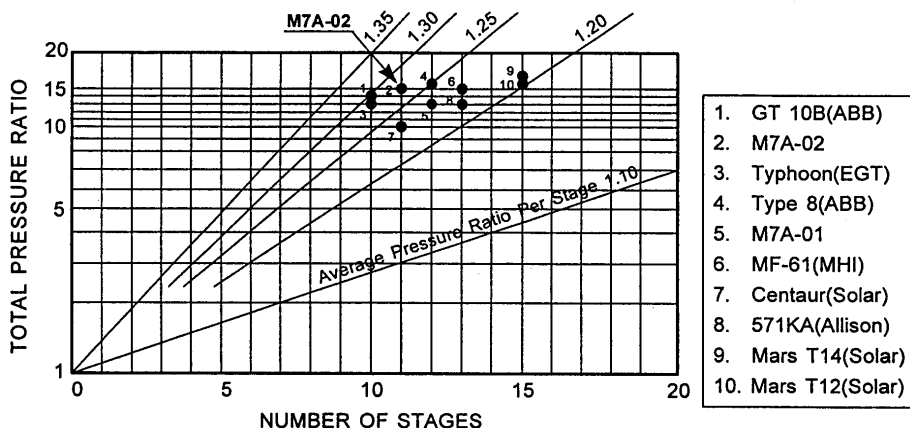


図3 産業用ガスタービン圧縮機の段数と圧力比

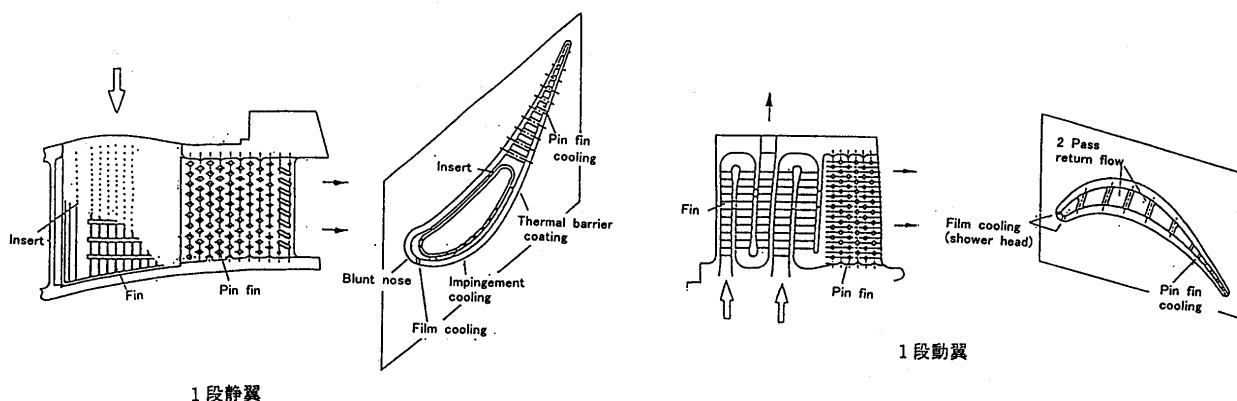


図4 1段タービンの冷却構造

## (3) 燃焼器

燃焼器も長時間実績を持つM7A-01燃焼器と共通である。M7Aの燃焼器は、高温化に有利な順流の缶型燃焼器を6個採用している。また燃焼器ライナー出口からタービン入口までの導入部の長さを短くしたことにより冷却空気を節約し、その結果、燃焼に寄与する空気量が多くなって火炎温度が下がるために、比較的高いタービン入口温度にも拘わらずNO<sub>x</sub>の排出濃度は低くなっている。燃焼器ライナーの壁面は、二重壁構造を採用して冷却が効果的に行われるようになっている(図5参照)。さらに内壁面には熱遮蔽コーティング(TBC)を施してニッケル基耐熱材料の温度上昇を抑え耐久性を高めている。燃焼器ライナーを保持している外筒はタービンケーシングと独立しているために、エンジンを開放することなく短時間で燃焼器の保守点検が可能である。

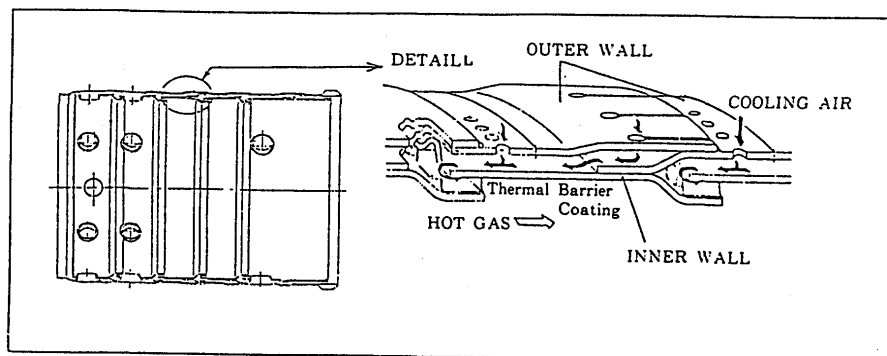


図5 燃焼器ライナーの構造

#### (4) ケーシング及びロータの構造

構造面でも、以下のように信頼性が実証されているM7A-01と同等の設計を踏襲している。完全水平二分割のケーシング構造を採用しているためフィールドでの開放点検が可能である。(図6参照)。さらに、軸方向を四つのケーシングに分割しているため、各部に適した点検間隔で部分開放点検が可能である。ケーシングは吸気側と排気側の二カ所で支持しており、前者は固定支持、後者はトランシオン支持構造としケーシングの熱伸びを吸収できるようになっている。

ロータの圧縮機部分は電子ビーム溶接による一体構造となっており、アンバランスを発生しにくくしてロータ振動の安定化を図っている。タービン部分は6個のロータ部品をカービックカップリングを介してシャフトで締め付けている。カービックカップリングを採用したことによって、タービンロータの熱膨張を許容しながら高精度の芯出し機能があるため、タービン部分の温度変化に対してもアンバランスが生じにくい。ロータを支持する軸受は、両端部に配置した2個のティルティングパッド型ジャーナル軸受と吸気側に設けた同じくティルティングパッド型スラスト軸受を採用している。2点支持であるためアライメント上の問題が少なく、ティルティングパッド軸受であるため軸受油膜による振動減衰効果が高くて危険速度通過時もロータ振動は安定している。出力は、吸気側ロータ軸端に設けたフレキシブルカップリングによって取り出し、別置きの減速機を介して発電機を駆動している。

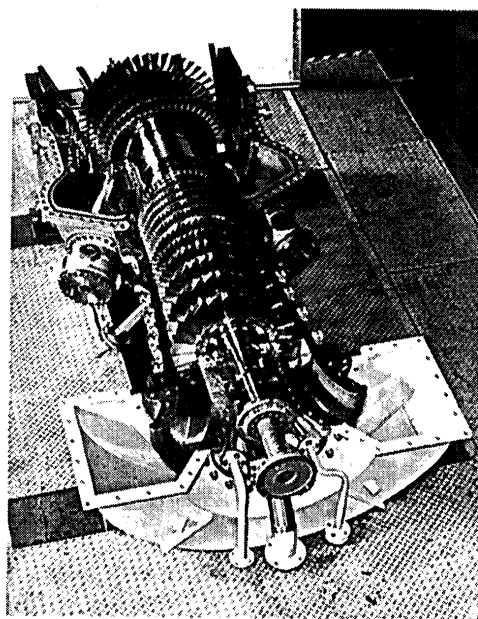


図6 上半ケーシング開放時

#### (5) 制御装置

M7A-02ガスタービンの制御には32ビットCPU搭載の高速デジタル制御装置を使用し、ガスタービン本体及び発電システムの起動・停止シーケンス、保護装置としてのアラーム・トリップ制御、燃料制御、圧縮機可変静翼角度制御などの複雑な制御を容易に処理できるようになっている。更に遠隔監視装置によって、ガスタービンの運転状態や制御情報を通信回線によって転送し、遠隔地でも運転状態の監視や異常診断ができるシステムを取り入れている。

## 実証試験

M7A-02ガスタービン試作機を平成8年11月に製作完了し、当社明石工場の試験設備を使用して、性能及び信頼性の検証試験を実施した。

### (1) 性能

吸気流量、燃料流量、動力計出力及び各部の温度・圧力を計測し、ガスタービン全体性能を測定した。その結果、ガスタービン出力及び熱効率とも表1に示す計画性能を上回っていることが確認された。

### (2) 圧縮機翼及びタービン翼

圧縮機の第1段～5段動翼には歪みゲージを貼付け、テレメータにより翼の固有振動数及び振動応力計測を実施した。この結果、動翼の振動応力値は許容値に対して充分低いことが確認された。一例として初段動翼の振動応力計測結果を図7に示す。また新設計である4段タービン動翼にも歪みゲージを貼りスリップリングを介して信号を取り出し、同様の検証を行った。高温段である1、2段タービン動翼はサーモペイントを用いてメタル温度が、許容温度以下であることを確認した。

### (3) 耐久試験

社内運転設備では、各種の試験を行い信頼性及び耐久性を確認している。信頼性の実証試験としては、過速度試験（定格回転数の111%以上で運転）でロータなどが機械的に耐え安定して運転できることを、また過負荷・過温度試験では最大定格を越えた出力やタービン入口温度でも短時間の運転に耐えられることを実証した。さらに、サイクル試験を行い起動・全負荷・停止のサイクルを繰り返し、低サイクル疲労強度も充分であることを確認している。

## あとがき

M7A-02ガスタービンは、豊富な運転実績と高い信頼性をもつM7A-01ガスタービンをベースとし、さらに最新の要素技術を適用することにより、コストパフォーマンスの優れた高性能で高信頼性のあるエンジンとして開発されたものである。近年の環境保全及び省エネルギーの観点からガスタービンに対する関心が高まっている中で、本ガスタービンがコージェネレーションやコンバインドプラント用原動機としてこれら社会ニーズに貢献できると期待している。

## 参考文献

- (1) T.Sugimoto et al., Development of a 6 MW-class High-efficiency Gas Turbine M7A-01, ASME paper 94-GT-66 (1996)
- (2) K.Nagai, K.Ikesawa et al., Design and Development of a Two Stage Transonic Axial Flow Compressor, ASME paper 96-GT-59 (1996)

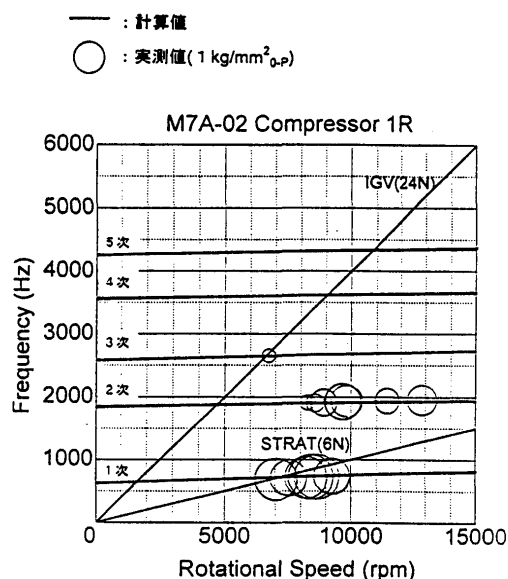


図7 初段動翼翼振動応力計測結果

# ターボ過給ディーゼルエンジンの マッチング計算に関する研究

C-7

吉識 晴夫 (東大)

\* 顧 茸 薔 (東大院)

## 1. まえがき

化石燃料を使う内燃機関の中では、ディーゼルエンジンの熱効率是最も高い。それにしても、燃料の持っている有効エネルギーの約2/3を大気環境中に捨てており、そのエネルギーを有効に利用できれば、熱効率の更なる向上、排ガスの低減という効果を生じ、省エネルギーと良好な都市環境保全などの社会的要請を満たすことができる。その目的を達成するために、排気のエネルギーを有効に利用するターボ過給機が注目されている。

ターボ過給ディーゼルエンジンは容積型のディーゼルエンジンと速度型の排気タービンを組み合わせた複合機関であるため、お互いの適切なマッチングを考慮することが不可欠である。これまでの研究はモータリングの場合で、実験結果を用い、過給機を含むエンジン吸排気系の一次元モデル化の妥当性を検証した<sup>(1)</sup>。それを基にターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測プログラムも構築した<sup>(2)</sup>。しかし、モータリングの場合、管路及びシリンダの壁面では温度が低いので、近似的に断熱とみなすことが多い。実際の場合では壁面への熱損失が必ず存在するので、その影響を詳しく検討する必要がある。本研究はそれを目標として、吸排気管路に対してはチルトン・コルバーンのアナログを用い、シリンダに対しては Annand と Woschni の実験式を用い<sup>(3)</sup>、ターボ過給ディーゼルエンジンのマッチング計算を行った。手元にコンプレッサ特性線図(マップ)がない場合を考えて、マップに頼らずコンプレッサの特性を数値的に解析した。その結果、エンジン性能の予測精度が改善された。

## 2. 主な記号

a: 音速、v: 流速、x: 一次元流路座標、t: 時間、F: 流路断面積、d: 流路直径、p: 圧力、 $\rho$ : 密度  
T: 絶対温度、 $\lambda$ : 管摩擦係数、 $f_v$ : 体積力、 $f_f$ : 管路摩擦力、q: 熱損失量、 $V_p$ : ピストン平均速度  
D: シリンダ内径、 $\eta_m$ : 機械効率、h: 熱伝達率、N: 回転数、L: 出力、m: 質量流量、 $\kappa$ : 比熱比  
IMEP: 図示平均有効圧力、BMEP: 正味平均有効圧力、A: シリンダ内側表面積、 $c_p$ : 定圧比熱  
Pr: プラントル数、Nu: ヌッセルト数、Re: レイノルズ数、 $\gamma$ : 熱伝導率、 $\mu$ : 粘性

### 添え字

T: タービン、C: コンプレッサ、f: 燃料、w: 壁面、i: 空間ステップ、n: 時間ステップ、atm: 大気

## 3. 対象機関

数値計算法の妥当性を検証するため、図1に示す直列6気筒ディーゼルエンジンを対象に計算を行った。このエンジンの点火順序は1-5-3-6-2-4である。ターボ過給機は混流式1段ラジアルタービンと1段遠心式圧縮機の組み合わせである。タービンスクロールは軸方向2分割、タービンノズルはベーンレスである。比較に用いたモータリング実験(Case1m,2m)は、当研究室の岡林<sup>(4)</sup>が行い、ファイアリング実験(Case3f,4f)は、いすゞ自動車株式会社が行った。

## 4. 数値計算

### 4.1 基礎方程式

排気タービンを含むエンジン流路系を一次元と仮定した基礎方程式は質量保存、運動量保存、エネルギー保存より下記となる:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} = B \quad (1)$$

ここで、

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ m \\ e \end{pmatrix}, \quad E = \begin{pmatrix} m \\ mv + p \\ hv \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} -\frac{m}{F} \frac{dF}{dx} \\ -\frac{mv}{F} \frac{dF}{dx} + \rho(f_b - f_f) \\ -\frac{hv}{F} \frac{dF}{dx} + \rho(vf_f + q) \end{pmatrix}$$

$$m = \rho v, \quad e = \frac{\rho v^2}{2} + \frac{p}{\kappa - 1}, \quad h = e + p$$

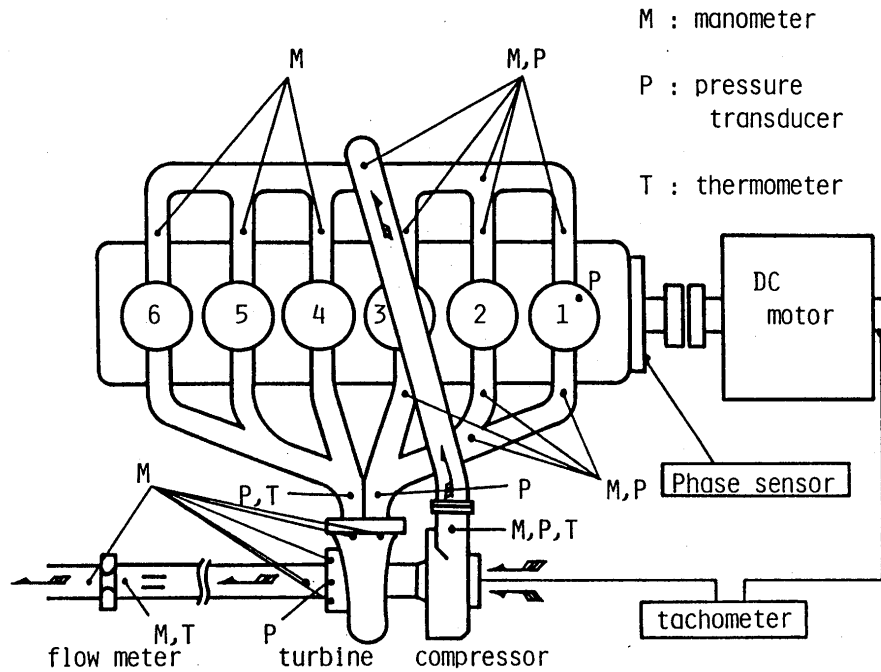


図1 対象機関モデル概要

#### 4.2 計算方法

式(1)を解くため、2段階のLax-Wendroffスキームの修正版、MacCormackスキームを用いる。

第1段階は予測段階であり、後退差分を用いる。

$$U_i^{n+1/2} = U_i^n - \left( \frac{\Delta t}{\Delta x} \right) \cdot (E_i^n - E_{i-1}^n) + \Delta t \cdot B_i^n \quad (2)$$

第2段階は修正段階であり、前進差分を用いる。

$$U_i^{n+1} = \frac{U_i^{n+1/2} + U_i^n}{2} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta t}{\Delta x} \right) \cdot (E_{i+1}^{n+1/2} - E_i^{n+1/2}) + \frac{\Delta t}{2} \cdot B_i^{n+1/2} \quad (3)$$

境界では、特性曲線法を用いる。基礎方程式から、3本の特性曲線が得られる。境界部分では3つの特性曲線が同時に存在しないので、必要な数の物理的に妥当な境界条件を加えて境界における状態量を決定していく<sup>(1)</sup>。シリンダ内部では、質量保存の式と熱力学の第一法則から状態変化を求める。燃焼により加えられた熱量はWatsonの熱発生率の予測モデルで計算される。

#### 4.3 熱損失の計算法

単位質量当たり単位時間内に流体と管路内側壁の間に発生した熱損失は

$$q_w = \frac{4 \cdot h \cdot (\bar{T}_w - T)}{d \cdot \rho} \quad (4)$$

である。その中、熱伝達率  $h$  はチルトン・コルバーンのアナログによって決まる。

$$h = \lambda \cdot \rho \cdot c_p \cdot v / 8 / Pr^{2/3} \quad (5)$$

ここで、空気のプラントル数  $Pr$  を近似的に 0.7 とする。

冷却によるシリンダ壁への熱損失は Annand と Woschni の実験式で計算される。

Annand によると、シリンダ内部では

$$Nu = a \cdot Re^b \quad (6)$$

ここで、 $Nu = h \cdot D / \gamma$ 、 $Re = \rho \cdot u \cdot D / \mu$  である。さらに、Annand は実験によって  $\gamma \propto T^{0.748}$  及び  $\mu \propto T^{0.62}$  の関係式を導いた。定数  $a$  と  $b$  及び代表速度  $u$  を決めれば、熱伝達率  $h$  を求めることができる。

Woschni は実験から

$$a = 0.045, \quad b = 0.786, \quad u = 5.5 V_p$$

とした。そして、シリンダ内側壁面への熱伝達率  $h$  は

$$h \propto \rho^{0.786} T^{-0.525} V_p^{0.786} D^{-0.214} \quad (7)$$

になり、単位時間内にシリンダ壁への熱損失は

$$Q = h \cdot (T - \bar{T}_w) \cdot A \quad (8)$$

である。

#### 4.4 コンプレッサ特性の数値解析

コンプレッサ特性線図が手元にない場合を考えて、コンプレッサの幾何寸法から特性を数値的に解析する方法も開発した。コンプレッサ流路をコンプレッサ入口、動翼内、羽根無しディフューザ、スクロールなどの空間に分ける。一つの空間に対して、完全流体で翼数が無限大の場合から空間の理論圧力ヘッドを求め、それから翼数の影響や流路の形状損失や摩擦損失などによる圧力ヘッドの損失分を引いて実際の圧力ヘッドを求める。それによって空間出口の圧力と温度を計算できる。空間出口の密度を独立変数として、出口の状態方程式を満たすまで収束計算を繰り返して行う。

#### 4.5 マッチング計算

ターボ過給機のマッチングは、次の条件とした：

$$N_C = N_T, \quad L_C = \eta_m L_T, \quad m_C + m_f = m_T \quad (9)$$

上述の条件を満たすまで計算を繰り返して行う。

### 5. 計算条件

計算条件には、大気条件と表 1 に示された実験データが必要である。上述の計算方法及び計算条件から、流れがすべて静止している状態から計算を始める。

表 1 計算入力データ

Case	エンジン回転数 (rpm)	タービン出口圧力 (Mpa)	タービン出口温度 (K)	燃費率 (g/cycle)
1m	2000	0.1087	303.9	0
2m	1800	0.1070	300.2	0
3f	1800	0.1005	495.1	0.01995
4f	1800	0.1018	573.6	0.03215

### 6. 計算結果及び考察

各圧力波形図の中に、横軸のクランク角はシリンダ 1 の燃料噴射時の上死点に達した時をクランク角ゼロとし、一サイクルは 720 度である。縦軸の圧力比は大気圧力による無次元化された値である。壁面断熱というのは吸、排気管路及びシリンダ壁への熱損失を考えない時のデータ系列であり、壁面非断熱というのは吸、排気管路及びシリンダ壁への熱損失を考える時のデータ系列である。マ

マップ不使用というのはコンプレッサ特性線図を使わず、その特性を数値的に解析して、マッチングを行った計算結果である。吸、排気バルブ開口面積は最大開口面積による相対値である。

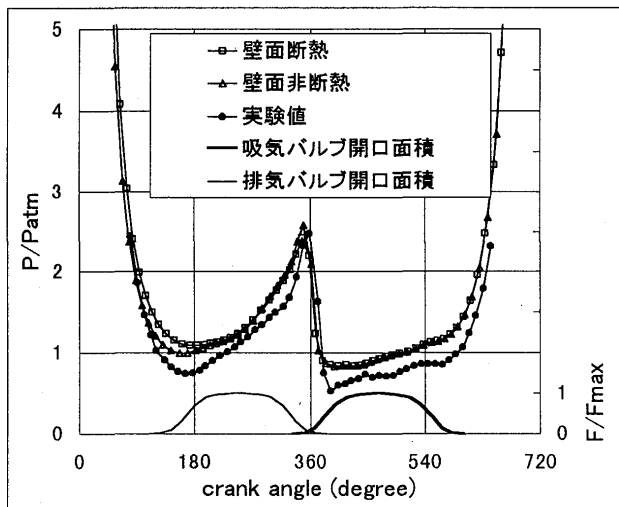


図2 Case 1m シリンダ1内圧力波形

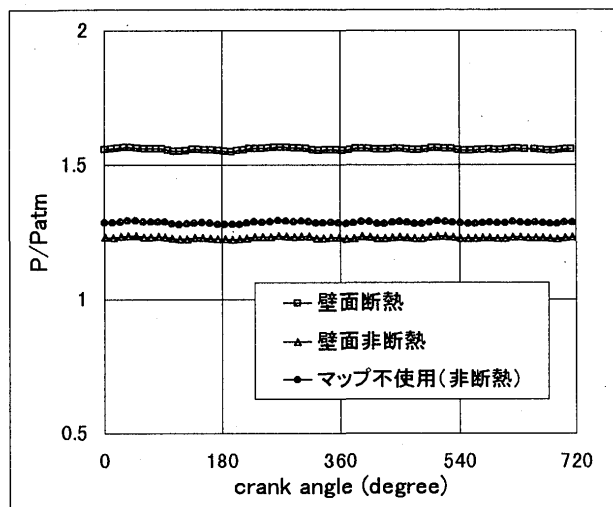


図3 Case 4f コンプレッサ出口圧力波形

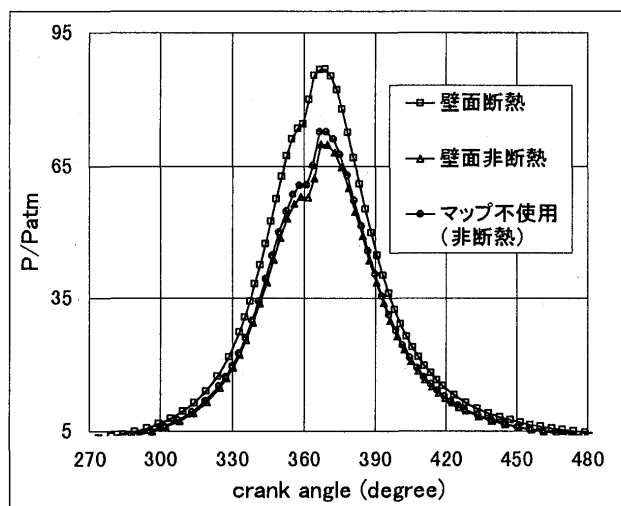


図4 Case 4f シリンダ6内圧力波形

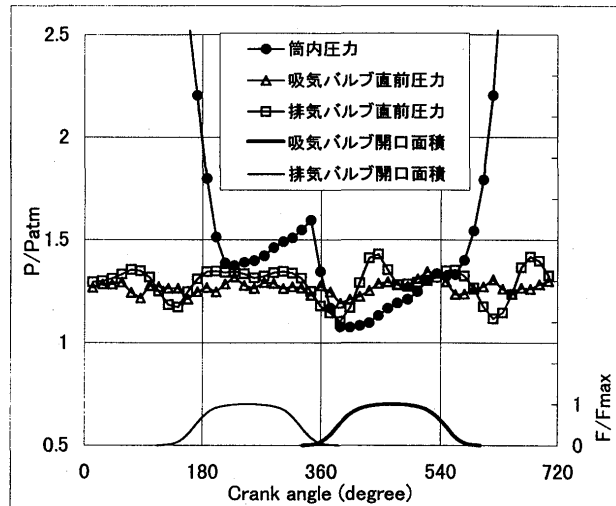


図5 Case 4f シリンダ1内及びその吸排気バルブ直前後の圧力波形

### 6.1 モータリングの圧力波形

図2ではCase 1mのシリンダ1内圧力波形の計算結果を、岡林によるモータリングの実験結果と共に示す。熱損失を考慮しなくても、圧力波形、位相、振幅のいずれも、実験結果と非常に精度良く一致している。熱損失を考慮しても、圧力の大きさの計算結果に差があまりない。

### 6.2 ファイリングの圧力波形

ファイリングの場合、流路系すべての領域での圧力波形は熱損失を考慮することによって、壁面断熱とする時の計算結果に比べて、著しく低くなる。

図3ではCase 4fのコンプレッサ出口の圧力波形を示す。壁面断熱の計算結果に比べて、圧力の大きさは、熱損失を考慮することによって、約2割程度低くなった。それによってコンプレッサの圧縮比は実験結果に近い値を予測できる。Case 3fの場合も同様である(表2、3を参照)。吸気ダクト、吸気マニホールドなどでの圧力波形も熱損失を考慮することによって同様に改善された。

図4ではCase 4fのシリンダ6内圧力波形(ピーク部分)を示す。壁面断熱とする時の計算結果に比べて、熱損失を考慮すると、燃料噴射時期の圧力は大部低くなり、その後の拡散燃焼による圧力上昇の幅も小さくなる。エンジンシステムの中で最も大きな熱損失は冷却によるシリンダ壁への熱伝達である。それによってエンジンの出力は壁面断熱とする時の計算結果に比べて、約15%減少した。予混合燃焼と拡散燃焼によるシリンダ内圧力上昇の区別も図4で明確に表現している。

図5ではCase 4fのシリンダ1内圧力波形とそのシリンダの吸気バルブ直前及び排気バルブ直後の圧力波形を示す。いずれも熱損失を考慮する時の計算結果である。排気バルブが開き始める時のシリンダ内圧力が高く、排気管内圧力が臨界圧以下であるために、シリンダ内のガスは音速で排気バルブスロット部を流出し、その結果排気管内の圧力はブローダウン現象によって上昇する。さらに、下死点を過ぎると、ピストンの上昇に伴う押し出しが始まる。排気吹き出しによって排気管内に起こった圧力波が排気管内を往復して負圧となり、その結果、排気バルブが開いている時期の圧力ピークはバルブが閉じている時期の圧力ピークより低く、排気効率をあげることになる。排気バルブと吸気バルブが同時に開いている時期に、排気側の圧力は吸気側の圧力より低く、掃気効果をはっきり現している。吸気行程が終わるまでに、シリンダ内圧力は吸気バルブでの圧力より低く、吸い込み効果を現している。圧縮行程が始まると、吸気バルブがまだ完全に閉じていないので、シリンダ内圧力が吸気バルブでの圧力より高くなり、多少の逆流が生ずる。その時、吸気バルブの開口面積は小さいので、エンジンの体積効率に対する影響はほぼ無視できる。本研究の計算モデルでシリンダ吸排気行程の物理的な現象を正確に表現できていると思われる。

### 6.3 コンプレッサ特性

コンプレッサ特性線図(マップ)不使用の場合で、エンジン吸排気系各部の圧力波形がマップを使用する時の計算結果に比べて少し大きくなり、その大きさの差は5%以下である。圧力波形の形状と位相及び振幅はほとんど一致している。そのコンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較を図6で示す。8万rpmまでの回転数範囲内では計算結果が特性線図と良く一致している。コンプレッサ効率に関しては本計算法の解析結果が特性線図と比べて全般的に6%程度高くなっている。これは漏れ損失や円盤摩擦損失などを無視することが原因と思われる。

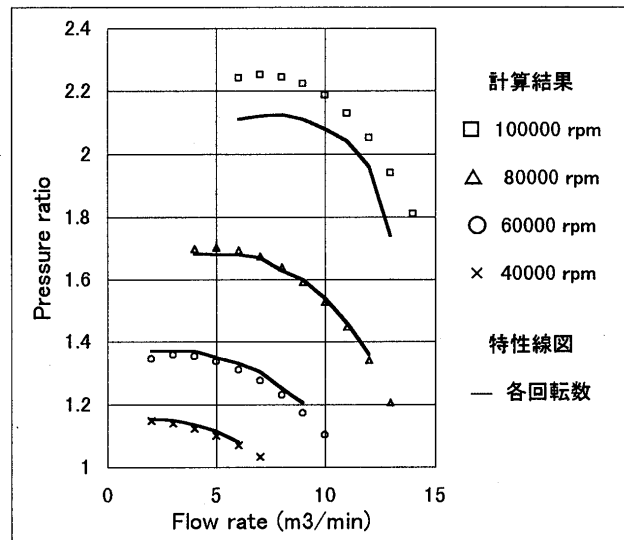


図6 コンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較

### 6.4 時間平均値の比較

表2、3で示すように、実験値に比べて、熱損失を考慮しない時、空気流量の誤差はCase 3fと



Case 4fの場合でそれぞれ約15%と20%だったが、熱損失を考慮すると、Case 3fでは約4%に減少し、Case 4fではほとんど差がない。マップ不使用の場合では約8%と4%に変わった。熱損失を考慮すると図示平均有効圧力 (IMEP) の減少は約14~16%である。マップを使う時と使わない時のIMEPの相対誤差は約0.5%である。実験値は正味平均有効圧力(BMEP)である。コンプレッサ出口温度及び圧縮比も実験値とよく一致している。タービン回転数が熱損失を考慮すると実験値の付近で収束する傾向も示している。モータリングの場合では熱損失の影響が小さいので、流量の計算精度は若干良くなったが、実験値に比べて依然過大である。いずれの場合でも、熱損失を加えることによって各時間平均値の変動が小さくなり、収束計算回数は減少した。

表2 Case 3fの各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	476389	399969	402368	252000*
吐出温度 Tc (K)	325.56	312.6	315.99	308.5
圧縮比	1.3156	1.1632	1.2164	1.149
空気流量(kg/s)	0.1166	0.1057	0.11	0.1016
タービン回転数	58000	44627	51937	44891

表3 Case 4fの各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	773063	665555	668637	442000*
吐出温度 Tc (K)	347.12	318.21	323.59	319.6
圧縮比	1.5587	1.2281	1.2873	1.2617
空気流量(kg/s)	0.1299	0.1083	0.1126	0.1083
タービン回転数	72699	50068	58133	56160

\*: BMEP (正味平均有効圧力)

## 7. むすび

モータリングの場合では、熱損失を考慮しても、エンジン吸排気管路圧力波形の計算結果に対する影響が小さかったが、ファイアリングの場合では、熱損失を考慮することによって、シリンダ内を含むエンジンすべての領域で圧力波形の計算結果が改善された。熱損失を考えない時に空気流量が過大に評価されたことは、熱損失を考慮することによって改善された。コンプレッサ特性線図の外挿領域で特性を正確に表現できていないという欠点をコンプレッサの数値モデルで数値的な解析によって解消した。タービンを含むエンジン吸排気流路の一次元モデル化の妥当性をモータリングとファイアリングの実験データを用いて改めて検証した。タービン及びコンプレッサ特性線図が入手できない場合には、それらの特性線図を用いない本計算法はターボ過給ディーゼルエンジンの開発設計や性能評価に有効である。

## 8. 参考文献

- (1) N. Mizumachi, H. Yoshiki, T. Endoh: A study on performance of radial turbine under unsteady flow conditions, report of the Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Vol.28 No.1, 1979
- (2) 小林兄治: ターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測に関する研究。日本機械学会第72期全国大会講演会論文集 No.711
- (3) R.S.Benson, etc. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Volume II, Clarendon Press, Oxford, 1986
- (4) 岡林章宏: ターボ過給機関の吸気性能の改善に関する研究。生産研究 第41巻 1989年7月

# 超音速矩形ジェットの構造とスクリーチ音 に対する縦渦の作用

\*木分孝幸 (早大院), 大田英輔 (早大・理工)  
小林 紘, 生沼秀司, 五味光男 (航空宇宙技術研究所)

## 1. まえがき

ジェット騒音の低減化は、次世代超音速輸送機開発における大きな課題の一つで、離陸時騒音について4 [EPN dB / %推力損失] レベルで低減可能な簡単な可変構造を開発することが目標となる。筆者らは、円形断面を主体に種々の収縮ノズルについて、タブによる騒音低減効果を報告してきた(1,2)。

超音速ジェットの騒音は乱流混合および衝撃波関連の広帯域成分にスクリーチ分離周波数成分が重畳したスペクトラムを持つ。このスクリーチ音は、ジェット表面に沿って下流へ伝播する大スケールの不安定波と衝撃波セルとの干渉によって放射され、その音響波がノズル出口でジェット表面せん断層を励起して大スケール不安定波を組織化するというフィードバックによって維持される(3,4)。衝撃波セルのジェット断面内振動は、円形ノズルでは半径方向モード、周方向モードおよび両者共存のヘリカルモードを持ち、矩形では長軸とジェット軸が張る面に対して非対称なフラッピングモードとなろう。この振動はノズル下流の数セル目に顕出するが、これを拘束することは難しい。従って、スクリーチ音を抑制するためには、ノズル出口周縁での不安定波の組織化を抑制することが必要となる。

比較的近年に、ジェットせん断層における不安定性の周方向均一分布を壊すように、ノズル出口に微小なタブを装着する方法が提案され(5,6)、スクリーチ音が概ね抑制されることが確認できる。しかし、タブの形状によるジェット構造の変更や不安定波の成長に対する影響など具体的に把握すべき課題が多数に想定される。音場シミュレーション(7)を含むNavier-Stokes数値解析がそれらの把握に有効な手段の一つとなろう。本報告では、矩形ノズルについて行ったジェット近距離場の3次元N-S解析の結果について報告する。最もスクリーチ成分が顕著なジェットマッハ数 $M_j = 1.48$ の場合について述べ、フラッピングモードを含む流れのシュリーレンパターンが実験と良く一致し、さらに、タブにより縦渦が発生してその渦度の拡散によりジェットが実質的に分離されることなどを示す。

## 2. ジェット騒音実験と数値解析

2.1 実験方法 NAL超音速ジェット騒音試験設備(1)を用い、常温ジェットで、そのマッハ数 $M_j$ の範囲は等エントロピー膨張値で $M_j = 0.99 - 1.88$ である。図1に示すように矩形収縮ノズルを使用し、そのアスペクト比は2 [RE-2: 31.6\*15.2 mm] および3 [RE-3: 38.3\*13.2 mm] である。ノズル

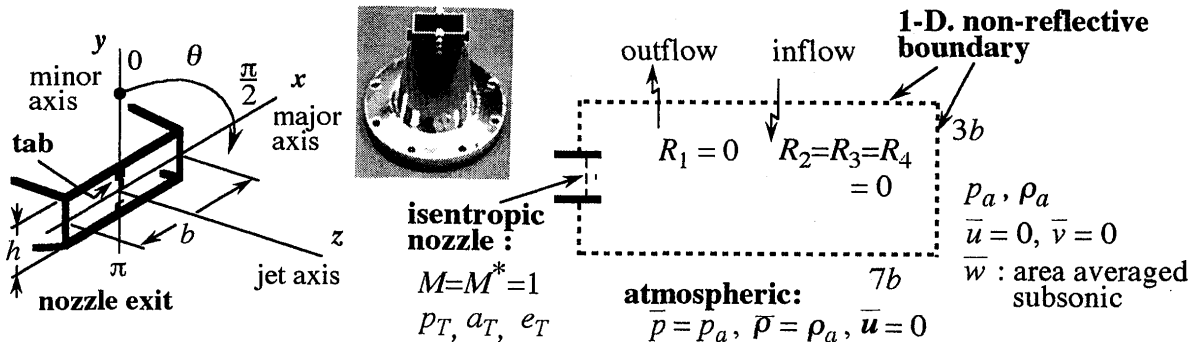


図1 矩形ノズルと数値解析境界条件

を軸  $z$  の周りに回転させ、11個のコンデンサーマイクロフォンを用いてノズル出口より半径1.5mの球面上の音圧分布を測定する。また、通常光源のほかHe-Neレーザー/A.0.モジュール系を使用し、スクリーチ音同期の短軸方向 ( $\theta=0$ ) と長軸方向 ( $\theta=\pi/2$ ) のシュリーレン撮影を行う。

2.2 流れの3次元N-S数値解析 図1のように、解析領域をノズル長辺  $b$  の3倍程度の幅で7倍程度の長さの立方体領域にとり、その全格子点数は  $110 \times 110 \times 240$  である。ノズル出口より若干上流側に音速状態の流入境界を設ける。格子数  $(6 \times 3 \times 1)$  の矩形タブをノズル出口長辺の中央に配置する。

保存形の非定常N-S方程式 (Stokes粘性) を不等間隔直交格子系で離散化し、Euler陽解法で時間進行解析する。対流項にはChakravarthy-Osher (8)形式で3次精度TVD差分式を適用し、粘性項には2次精度中心差分を用いる。Courant数を0.3程度に設定し、初期条件には  $M_j = 1$  の平行ジェットを適用する。

計算領域境界では、変動流れが流入あるいは流出することを考慮し、平均流れ (圧力  $\bar{p}$ , 密度  $\bar{\rho}$ , 流速  $\bar{u}$ ) と変動流れ ( $\tilde{p}, \tilde{\rho}, \tilde{u}$ ) に分け、下記のように境界条件を設定する。

(1) 平均流れ: 大気状態 ( $p_a, \rho_a$ ) に等しいとし、ノズル側および側面境界では静止 ( $\bar{u} = 0$ ),  
 ジェット流出境界ではノズル質量流量に対する境界面積平均の流速。

(2) 変動成分: 1次元無反射条件 (9) とする。すなわち、境界法線方向速度成分  $u_n$  に関して、

$$\text{Riemann不変量: } R_1 \equiv \tilde{p} - \bar{\rho} \tilde{u}_n, \quad R_2 \equiv \tilde{p} + \bar{\rho} \tilde{u}_n, \quad R_3 \equiv \tilde{p} - \bar{a}^2 \tilde{\rho} \quad (1)$$

を定義し、接線速度成分について  $R_4 \equiv \tilde{u}_t$  とすると、亜音速変動分の

$$\text{流出境界: } R_1 = 0, \quad \text{流入境界: } R_2 = R_3 = R_4 = 0 \quad (2)$$

(3) 超音速流出: 内点上の値を境界点に移す。

最後に、実験によるシュリーレン写真と比較するために、解析データをシュリーレン画像処理する。ここでは完全平行な入射光路に沿って計算全区間の密度勾配を積分し、透過光の偏向角を計算する。ナイフエッジ位置からの距離に比例する輝度で感度を調節した。

2.3 騒音スペクトラムとスクリーチ成分 ノズルRE-2についての計測例を図2に示す。通常ジェット (図a) では、スクリーチ分離周波数成分とその高調波が広帯域成分に重畳し、それは短軸方向 ( $\theta=0$ ) に顕著で長軸方向 ( $\theta=\pi/2$ ) には弱い指向性を示している。広帯域成分はジェット表面に分布する小スケール変動を音源とし無指向性であるのに対し、スクリーチ成分については、大スケール

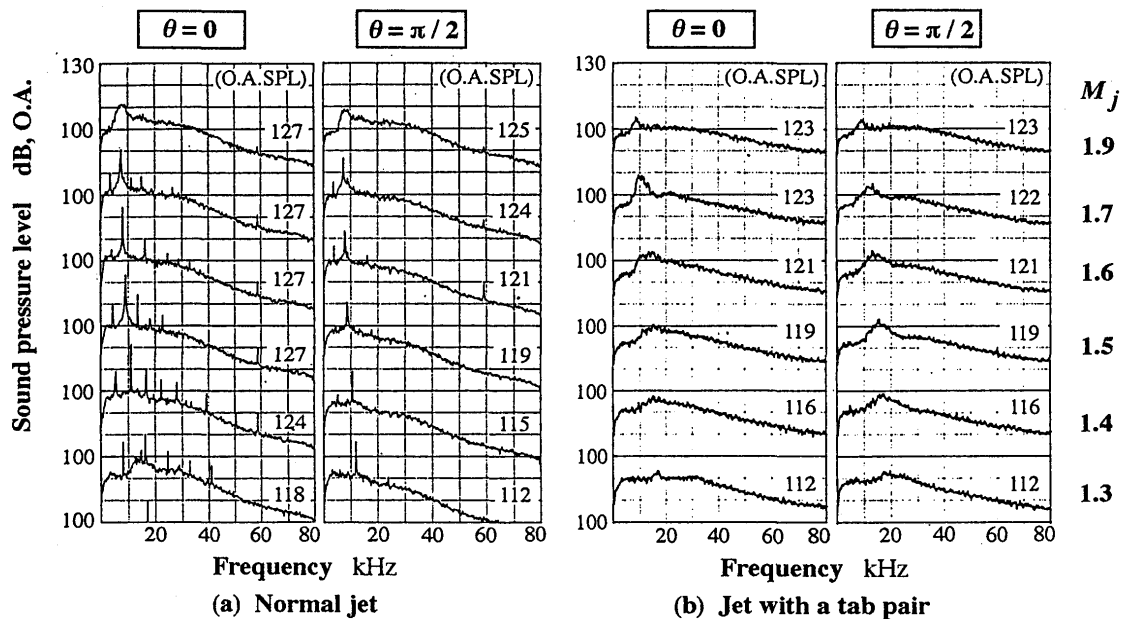


図2 超音速矩形ジェットの騒音特性とタブによるスクリーチ成分の抑制 [ノズルRE-2]

ル変動が長軸平行界面に現れ短軸平行界面には顕在していないことを示している。なお、 $M_j = 1.9$  程度の高膨張になると、広帯域成分が成長してスクリーチ成分は埋没している。

全音圧レベルは  $M_j$  に対して増大するが、短軸方向では  $M_j = 1.5$  程度で 127dB 程度のレベルで飽和し、長軸方向には増加し続ける。これは、短軸方向に放射されるスクリーチ音圧が  $M_j = 1.5$  程度で最大となり、その後減衰することを意味している。

ノズルにタブを装着すると (図 b), 分離成分は概ね消滅し、指向性も非常に弱くなっている。タブによる最大減音は  $M_j = 1.5$  で約 8dB となり、かなり有意な結果となっている。ただし、10kHz 程度の周波数にピークを示す衝撃波関連成分は高マッハ数域で強められるようである。全音圧レベルのマッハ数に対する相関は  $(M_j^2 - 1)^n$  に近く、ノズル RE-2 では  $n = 2.3$ , RE-3 では  $n = 2.1$  程度である。

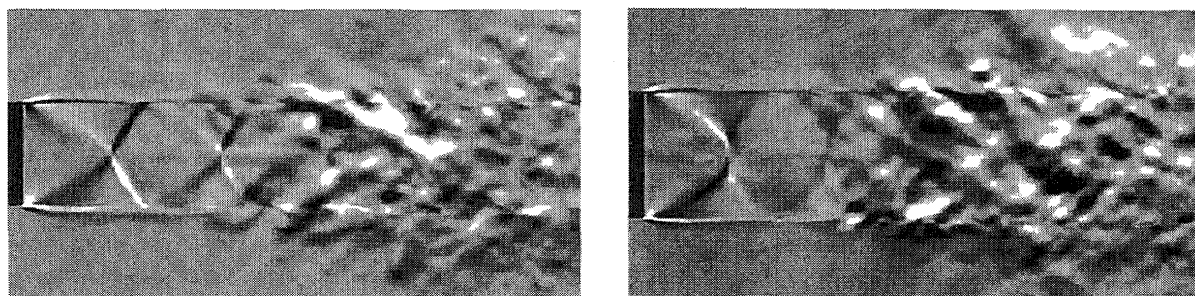
以上を背景に、流れ場の検討を  $M_j = 1.48$  の場合について行う。

### 3. ジェット構造に対する実験と数値解析結果の比較

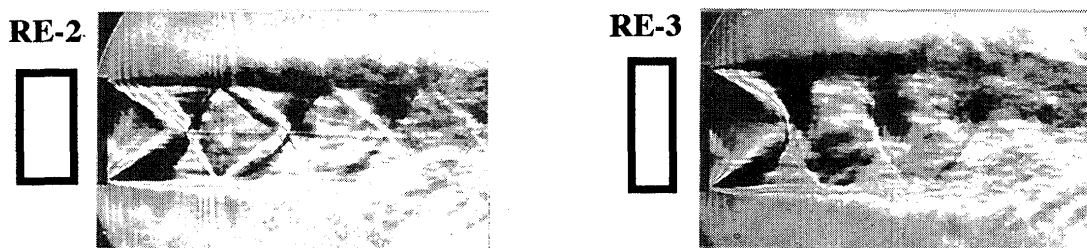
**3. 1 通常ジェットの短軸方向シュリーレン画像** 図3に示すように、衝撃波セルの形状と間隔、ジェット界面形状やせん断層の拡がり方などの点で、数値解析と実験による画像は良く一致していると言えよう。RE-2およびRE-3共にジェットはz軸に関して対称構造を示し、第1, 第2衝撃波セルは、RE-2ノズルでは斜め衝撃波による正常干渉で構成され、RE-3ノズルでは中心軸付近に垂直衝撃波が生じるマッハ干渉の構造を示している。解析では Stokes 粘性を扱っていることと流出境界での無反射境界の簡略化により、変動成分のスケールは実際の乱れのスケールよりかなり大きく現れている。第3衝撃波は乱れに埋没して見えるが、圧力分布には明確に衝撃波の存在が確認できる。

**3. 2 長軸方向シュリーレン画像とフラッピング** 図4に示すように、長軸方向画像には第2衝撃波セル付近にz軸非対称な大スケール変動が現れる。位相  $\phi = 0$  では第2セルは下方に偏り、 $\phi = \pi$  では上方に偏っている。中立位相の  $\phi = \pi/2$  では対称状態である。この様子は実験写真とも良く一致し、このフラッピング変動に応じてスクリーチ音波が周囲へ交互に放射される。

ところで、この方向で見た衝撃波セルは上流へ凸のレンズ状に観察される。図3の短軸方向画像での正常型あるいは弱いマッハ型の衝撃波干渉は短軸方向には大きく変形せず、z軸上衝撃波部分がほ



Computed schlieren picture



Experimental laser schlieren picture

図3 通常矩形ノズルのジェット構造 ( $M_j = 1.48$ , minor axis direction)

ば垂直に投影されていることによるものである。このマッハ数では、衝撃波セルは2次的であると言える。また、短軸投影ではジェットはほぼ平行であるのに対し、界面の短軸方向の膨張と収縮は非常に顕著に現れている。

以上のように、衝撃波構造に対するマッハ数の影響<sup>(10)</sup>と共に、大スケール不安定波の実体を把握し、不安定波と垂直衝撃波あるいは斜め衝撃波との干渉、さらにジェット界面の拡がりとの関連などを分析し、矩形ジェットに現れる大スケール変動の指向性を議論する手がかりが得られたと言えよう。

### 3.3 タブによるジェット構造

**の変化** RE-3 ノズルの長辺にタブを装着した場合の画像を図5に示す。実験では長時間露光のため数値解析より不鮮明であるが、両者は良く対応している。短軸方向投影では、ジェットが分割されて、z軸対称に小スケールの衝撃波セルが配列している。これに対応して、長軸方向投影画でもx型の衝撃波セルが正常ジェットのセルより短い間隔で配置している。また実験画像でもセルは鮮明で、フラッピングがないことがわかる。

噴流界面について、短軸方向撮影では正常の場合と変わらずジェットは平行でせん断層の拡散が現れ

ているだけである。長軸方向画像には、膨張・収縮するジェット界面の外側に薄い密度勾配層が認められる。これは後に述べるように、タブによる縦渦がジェット内の気体を巻き上げた結果である。

## 4. ジェット構造と近距離圧力変動に対するタブの影響

**4.1 密度と温度の断面分布** 数値解析によるジェット断面内の密度分布を図6に示す。正常ジェット(図a)では、ノズルに近い  $z/b=0.2$  では膨張波の低密度域がジェット両端に現れ、 $z/b=0.6$  では反射圧縮波と中央垂直衝撃波による高密度域が軸対称に現れている。 $z/b=1$  は第1, 第2セル中間の膨張領域であるが、下面側に密度の乱れが生じて既に非対称である。第2, 第3セル中間 ( $z/b=1.8$ ) では、高密度と低密度の上下非対称な大スケール乱れに発達している。

タブを装着した場合(図b), 界面の長辺中央部に周囲気体が侵入し、その両側が突出した形状を示す。 $z/b=1, 1.8$  ではこの構造が乱れて識別し難くなるが、長軸対称の分布はほぼ保たれている。界

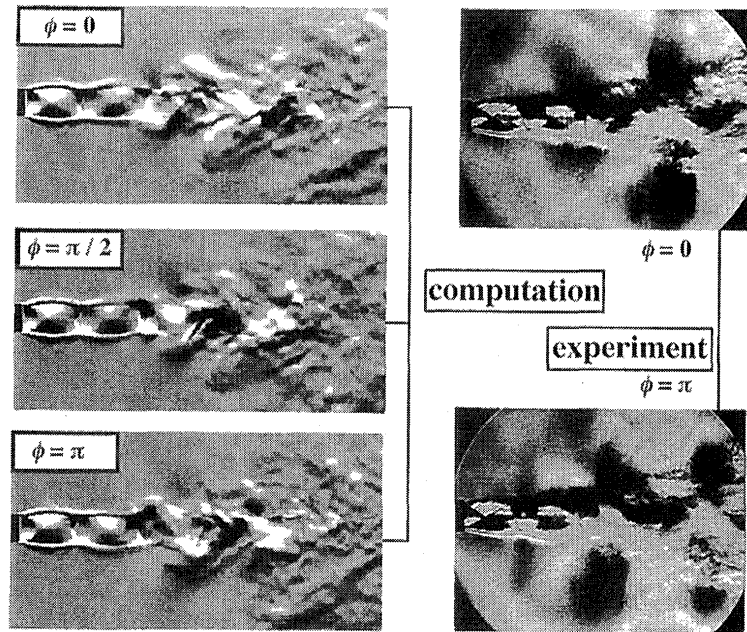


図4 フラッピングジェットの長軸方向投影シュリーレン画像 ( $M_j=1.48$ , RE-3 ノズル)

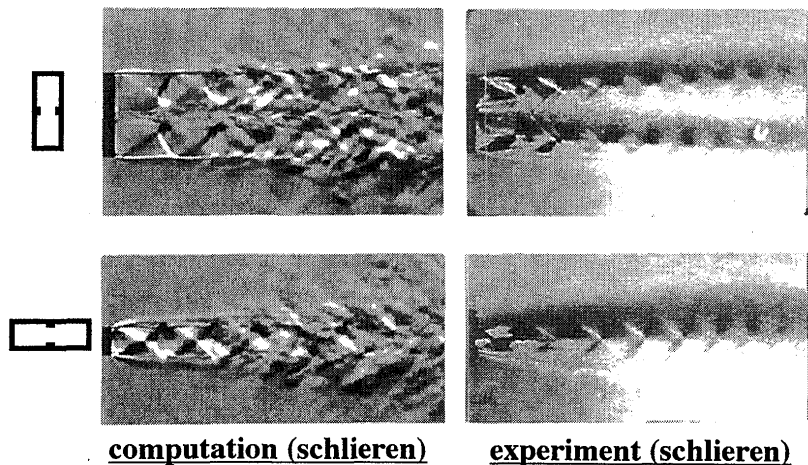


図5 タブ装着ジェットの画像 ( $M_j=1.48$ , RE-3)

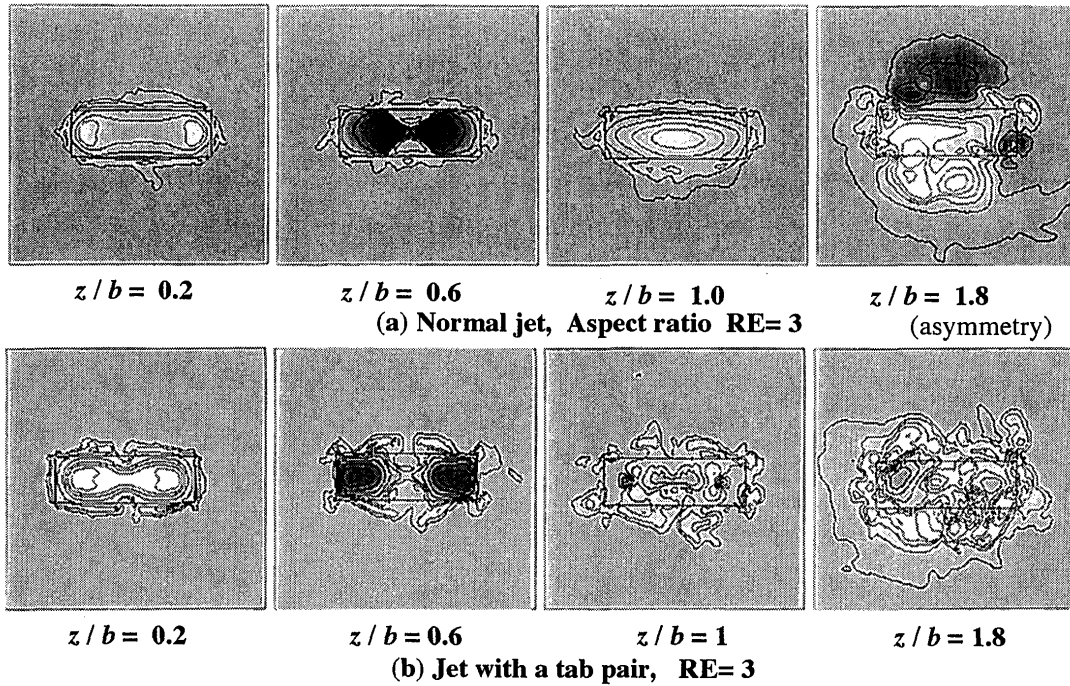


図6 ジェット断面内密度分布の軸方向変化 ( $M_j=1.48$ ,  $RE=3$ )

面の拡散は短辺では比較的弱く、長辺ではタブの影響により促進されているようである。

タブの作用は図7に示す  $z$  方向渦度の断面分布からより明確に理解される。ここで、反時計方向(+)渦度を黒色、時計方向(-)を白色で表す。ノズル近傍 ( $z/b=0.2$ ) では、付図に示すように+と-の縦渦対がタブ下流に認められる。この渦対の間には周囲気体が引き込まれ、両側ではジェット気体が外に膨らむ。タブ渦対はジェットコーナーの渦と干渉しながら発達していくが、 $z/b=1$  では中心近くまで侵入し、 $z/b=2$  ではジェットコアは完全に2分されている。コアの間の領域は外部気体が侵入した減速域で衝撃波は存在せず、衝撃波セルは図5のように1対の形をとる。タブが存在しない場合は、自由表面に沿って発達する渦がジェットを囲み、単一体として外部気体と混合していく。

タブによる構造変化はその形状やマッハ数によっても異なるが<sup>(6)</sup>、ジェットの分割は縦渦対による

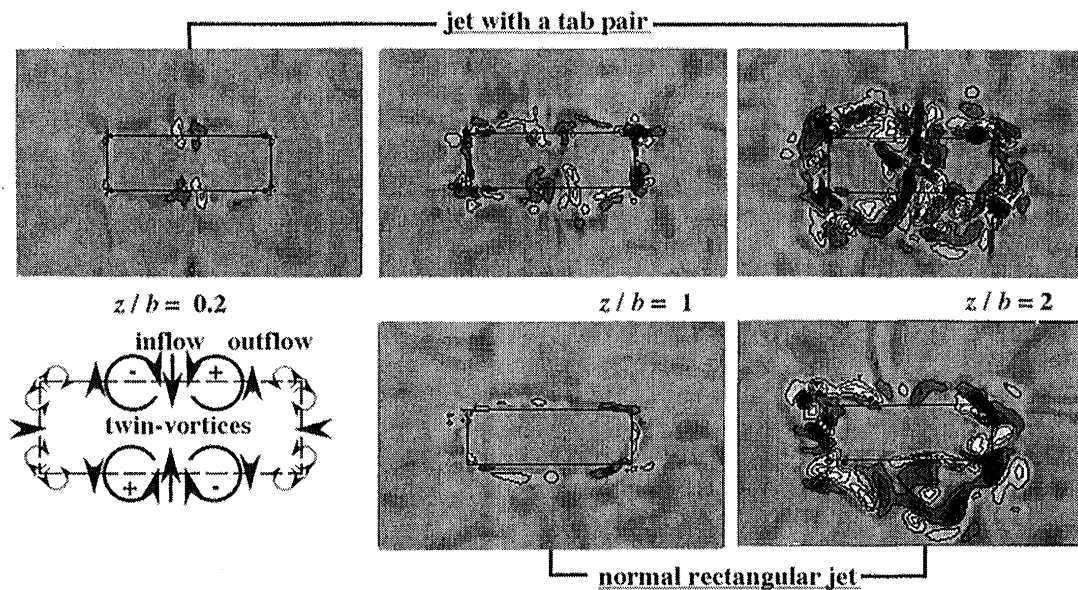


図7  $z$  方向渦度の断面内分布とタブによる渦度のジェット内浸透 ( $M_j=1.48$ ,  $RE=3$ )

ことが明らかになった。長辺界面での大スケール不安定波の組織化と成長に対する作用を今後検討したい。

4. 1 スクリーチ変動周波数 図6に第1セル付近で両軸方向の観測点における圧力変動の計算波形を示す。タブを装着しない場合、短軸方位  $\theta=0, \pi$  で位相差  $\pi/2$  の大振幅変動が現れている。アスペクト比が大きい RE-3 ではより大振幅で、フラッピングが強いことを示している。長軸方位  $\theta=\pi/2, 3\pi/2$  では、振幅は1/3程度 (-10dB) に減少しており、計測騒音と同程度の指向性となっている。

タブを装着すると、短軸方位の変動振幅は非常に小さく且つ不規則になって、フラッピングは除外されていると言える。なを、 $\theta=\pi/2$  の方位で大振幅の変動となっているが、これについては音場と圧力波の差異も考慮して、再検討すべき除外例としておく。

最後に、線形衝撃波の振動を仮定したTamの理論<sup>(4)</sup>によるスクリーチ音の基本周波数と、騒音計測値およびこの数値解析による圧力変動の周波数を図7に比較しておく。それらはほぼ一致した周波数となっている。

## 5. あとがき

超音速ジェットに関連するスクリーチ音発生機構とタブによる抑制機構を数値解析により明らかにする為の準備として、矩形ジェット近距離場のN-S数値解析を行った。実験結果とも良く一致したフラッピングパターンと、タブによる縦渦発生の作用を具体的に示した。今後、マッハ数範囲を拡げ、正方形ジェットのヘリカルモード解析などと共に、周囲音場解析へ発展させていきたい。

なを、解析コードの作成および実験計測につき、それぞれ当時早大大学院生の佐藤夕夏君と澤村寿明君に謝意を表しておく。

## 参考文献

- (1) Kobayashi, H., et al., AIAA-93-4348 (1993).
- (2) Kobayashi, H., et al., NCA-vol. 17, Acoustic Radiation and Wave Propagation, ASME (1994).
- (3) Powell, A., The Aeronautical Quarterly, vol. IV (1953-2), 103.
- (4) Tam, C.K.W., AIAA-86-1866 (1986). (5) Reeder, M.F., et al., AIAA-95-0672 (1995).
- (6) Zaman, K.B.M.Q., et al., Phys. Fluids, vol. 6, No. 2 (1994-2), 778.
- (7) Viswanathan, K. and Sankar, L.N., AIAA J., vol. 33, No.12 (1995-12), 2271.
- (8) Chakravarthy, S.R. and Osher, S., AIAA-85-0363 (1985).
- (9) Hayder, M.E. and Turkel, E., AIAA J., vol. 13, No. 12 (1995-12), 2264.
- (10) Gutmark, E., et al., AIAA J., vol. 28, No. 7 (1990-7), 1163.

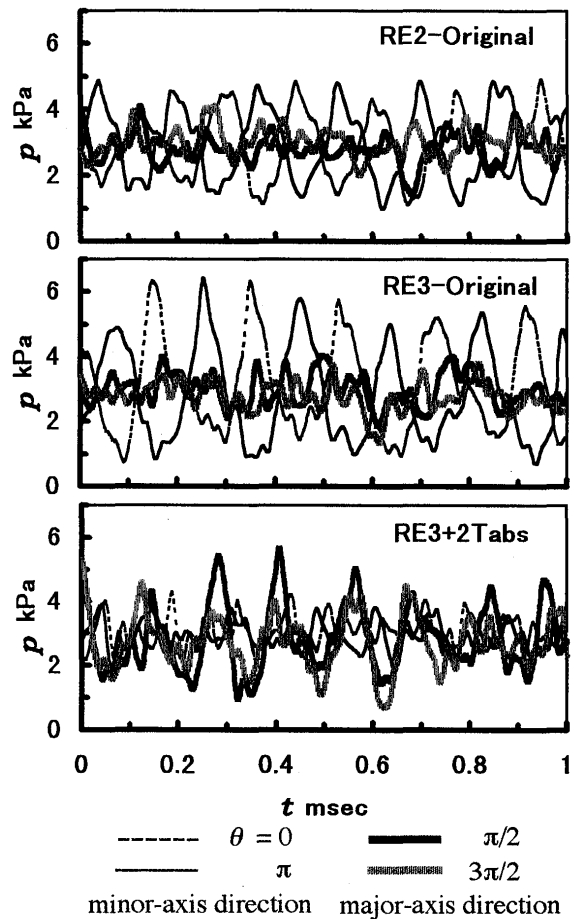


図8 周囲圧力変動 ( $M_j=1.48, z/b \approx 0.7$ )

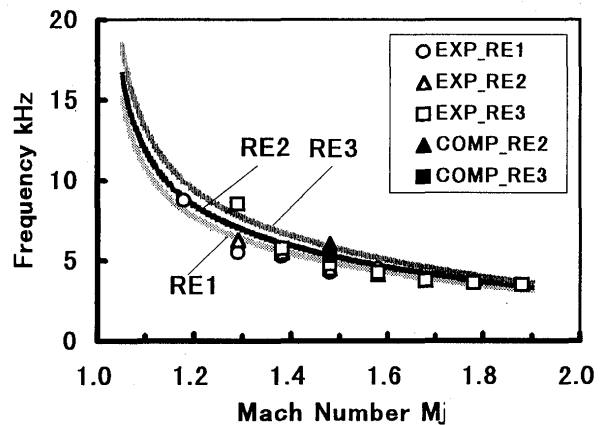


図9 スクリーチ周波数の比較

## セラミックス長繊維複合材料の開発

浅山雅弘

池田誠

\*伊藤義康 (東芝 重電技術研究所)

## 1. まえがき

ガスタービンの効率向上のためには、燃焼ガス温度の高温化が有効である。そのため、高度な冷却技術の導入と共に、耐熱性に優れた高温部材の開発、特にセラミックスの適用が検討されて久しい。しかしながら従来のモノリシックセラミックスは損傷許容性に劣るため、信頼性の観点からは、いまだ十分とはいえないのが現状である。この問題を解決する手段の一つに長繊維複合セラミックスがある。中でも SiC をマトリックスとする長繊維複合材料 (CMC) は、高温特性や損傷許容性が優れていることから、期待されている材料の一つである。本研究では、反応焼結法により開発した緻密質 SiC がマトリックスの、SiC 系長繊維複合材料の諸特性について報告する。

## 2. SiCf/SiC 複合材料の開発動向

表 1 に代表的な SiCf/SiC 複合材料の製造方法と特性を示す。表中に示すように、製造方法は大きく 4 つに分類される。以下に各製造方法による特徴を示す。

CVI 法は、SiC 系長繊維からなるプリフォームに化学的気相蒸着法により SiC マトリックスを形成している。複合材料の特徴は、マトリックスが高純度 SiC であることと、空隙率が 10% 前後と高いことがあげられる。CVI 法では、マトリックス形成速度が遅いため、時間、コスト共他に比較してかかる。

プリカーサー含浸・焼結法は、SiC 系長繊維からなるプリフォームに、SiC の前駆体である有機物を含浸・焼結し、これを繰り返すことでマトリックスを形成している。マトリックスには、プロセス上の制約から若干の酸素が残留し、耐熱性を低下させているのが現状である。この製造方法も、空隙率が高いのが特徴である。

ホットプレス法は、Ti を含んだ SiC 系長繊維をホットプレスにより焼結することで、複合材料を形成している。ほとんどが繊維で残部は若干の酸化物の粒界相よりなるため、長繊維の含有率が高いことと、緻密質マトリックスを有することが特徴である。その製法上、大型複雑形状物への適用は困難と思われる。

反応焼結法は、SiC 系長繊維プリフォームに、C 系のスラリーを含浸乾燥後、熔融 Si と反応させて SiC マトリックスを形成している。残留 Si を含む緻密質マトリックスを有することが特徴である。この残留 Si の低減化や高耐熱化によるさらなる高温化が課題。その製法上、形状物への適用は容易と思われる。

これら代表的な製造方法のうち、CVI 法とプリカーサー含浸・焼結法は、空隙率が高く、ホットプレス法と反応焼結法は緻密である。高温酸化雰囲気等の環境下では、比表面積が小さい後者の複合材料の方が、優れていると考えられる。また反応焼結法は初期破壊強度が 200 MPa と高い。これはマトリックスが緻密質で、強度が高かったためと思われる。初期破壊強度以下では複合材料



表1 代表的な SiCf/SiC 複合材料の製造方法と特性

製造法	CVI法	プリアー含浸焼成	ホットプレス	反応焼結
繊維	ニカロン	ニカロン	チラノ	ハイニカロン
繊維含有率	40%	30%	90%	30%
繊維配置構造	クロス積層	クロス積層	UD	ブレイディング
空隙率	8~12%	5%以上	~0%	~0%
密度	2.3g/cm <sup>3</sup>	1.8g/cm <sup>3</sup>	2.5g/cm <sup>3</sup>	3.0g/cm <sup>3</sup>
引っ張り強度特性				
最大強度	217 MPa	110 MPa	450~550MPa	460 MPa
比例限界	54 MPa			200 MPa
ヤング率	140 GPa	50 GPa	125 GPa	260 GPa
熱伝導率	6.9(RT)	0.56(RT)	4.5(RT)	50(RT)

に損傷はないと考えられるため、部品設計上初期破壊強度が高いことは有利である。また、熱伝導率も反応焼結法は高い。すなわち、定常状態で、部材に発生する熱応力が比較的小さな値になると考えられるため、この点からも部品設計上有利になると考えられる。

### 3. 反応焼結 SiCf/SiC 複合材料の開発

図1に反応焼結 SiCf/SiC 複合材料の製造方法のフローチャートを示す。ハイニカロン糸（日本カーボン（株）、繊維径14μm、500フィラメント/ヤーン）の単繊維表面にCVDでBN層を被覆し、これを4本合わせた糸（2000フィラメント/ヤーン）をブレイディング法を用いて、組み糸数13本の平打ち組物とした。これを多孔質型内にセットし、SiCおよびC粉末からなるスラリーを加圧含浸し、繊維が複合化された成形体を得た。これを乾燥後、約1450℃で熔融した金属Siを含浸し、緻密質マトリックスを有する反応焼結 SiC 基複合材料を得た。このようにして得られた複合材料は、繊維体積含有率は約30%で、密度3.0g/cm<sup>3</sup>、気孔率はほぼ0%であった。

### 4. 反応焼結 SiCf/SiC 複合材料の特性評価

#### 4.1 特性評価手法

物理的性質として密度、気孔率を評価した。密度はアルキメデス法で測定し、気孔率は密度をもとに計算にて算出した。

長さ40mm、幅10mm、厚さ1mmの試験片を用いて、室温及び1300℃の3点曲げ強度を測定した。クロスヘッドスピードは0.5mm/minである。得られた荷重-変位関係図より破壊エネルギーも同時に算出した。なお、強度の加熱劣化特性を評価するために、一部の試験片では大気中1300℃100時間の熱処理を行い3

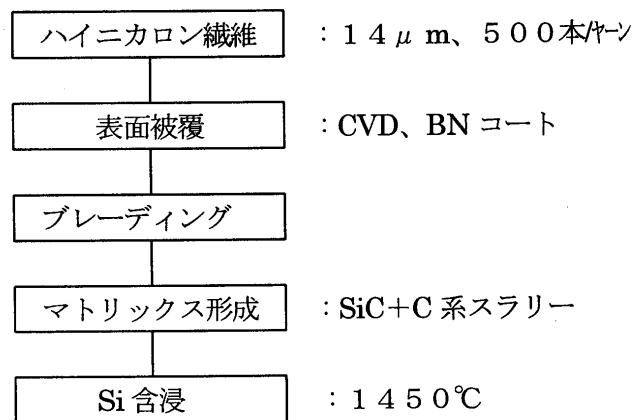


図1 製造方法のフローチャート

点曲げ試験に供した。また、小球衝突試験ではφ 3 mmの鋼球を 20mmx20mmx3mm の試験片に各種速度で衝突させ、試験片の損傷状況を調査した。

さらに、熱的性質として熱伝導率、熱膨張係数を測定した。熱伝導率はレーザーフラッシュ法で測定し、熱膨張係数は、変位をレーザー干渉法にて測定することで評価した。また水中投下型の熱衝撃試験も実施し、熱衝撃特性を評価した。

#### 4. 2 特性評価結果

表 2 に特性評価結果を示す。比較のため反応焼結 SiC モノリシック材の特性を同時に示す。密度は  $3.0 \text{ g/cm}^3$  と従来のモノリシック SiC とほぼ同程度を示した。これらの諸特性に関し、モノリシック材と比較して特徴的なことは、3点曲げ強度が初期破壊後も増加して、最終的に 450MPa もの値を示すことである。図 3 に代表的な 3点曲げ試験結果を示し、写真 1 に破面観察結果示すが、このような荷重—変位挙動は繊維表面の BN コート層が滑り層として有効に働き、繊維が十分に荷重を負担しているためである。図 4 に  $1300^\circ\text{C}$  100 時間熱処理後の代表的な常温 3点曲げ試験結果を示す。最大強度、及び荷重—変位曲線の面積である破壊エネルギー共若干減少している。写真 2 にこの材料の破面観察結果を示すが、BN コート層は健全に存在している事が確認されることから、この熱処理による特性劣化は主として、繊維の熱劣化によるものと推定している。また水中投下型の熱衝撃試験では、モノリシック材が  $600\sim 700^\circ\text{C}$  で割れるのに対して、複合材料は  $900^\circ\text{C}$  の温度差でも、バラバラに壊れることはなかった。各物性値を、急冷の場合の熱衝撃破壊抵抗係数 R に代入して評価した結果、モノリシック材よりも約 27% 向上していることがわかった。ガスタービンのトリップ等急激な温度差がつくような厳しい条件下での特性が改善されたことを示すものである。熱伝導率はモノリシック材よりもかなり低いが、これは繊維の熱膨張率が低いためであり、将来熱伝導率の高い繊維ができることで改善される可能性がある。また小球衝突試験では、モノリシック材が鋼球衝突速度 30m/s 程度でバラバラになるのに対して、複合材料では、120m/s でもコーン状のき裂が発生するだけで、バラバラになることはなかった。

表 2 反応焼結 SiCf/SiC 複合材料の特性

	反応焼結 SiCf/SiC	反応焼結 SiCf/モノリシック材
密度 ( $\text{g/cm}^3$ )	3.0	3.1
ヤング率 (GPa)	260	420
ポアソン比	0.2	0.24
曲げ強度 (MPa)	200(初期破壊)、450(最大強度)	530
破壊エネルギー( $\text{kJ/m}^2$ )	6.4	0.1
硬さ	1450	2500~3500
熱膨張率 ( $\times 10^{-6}$ )	4.9	4.3
熱伝導率 ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )	50 (RT)	200 (RT)
電気抵抗 ( $\Omega\cdot\text{cm}$ )	13	—
小球衝突試験	約 120m/s でコーン状の損傷	約 30m/s で壊滅的破壊
熱衝撃特性 ( $\Delta T$ )	$900^\circ\text{C}$ でも形状維持	$600\sim 700^\circ\text{C}$
熱衝撃破壊特性 $R(\times 10^{-3})$	0.28	0.22

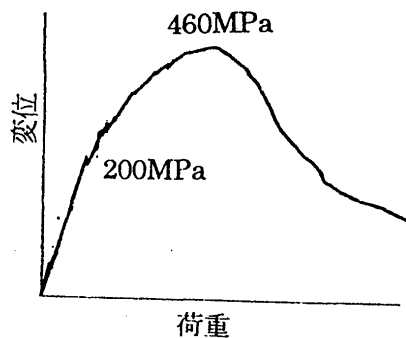


図1 室温3点曲げ試験結果

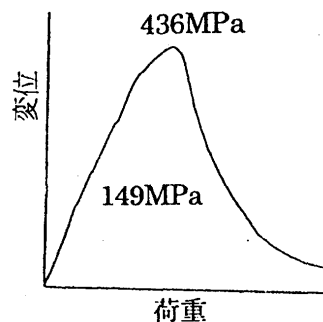


図2 室温3点曲げ試験結果  
(1300°C100時間熱処理後)

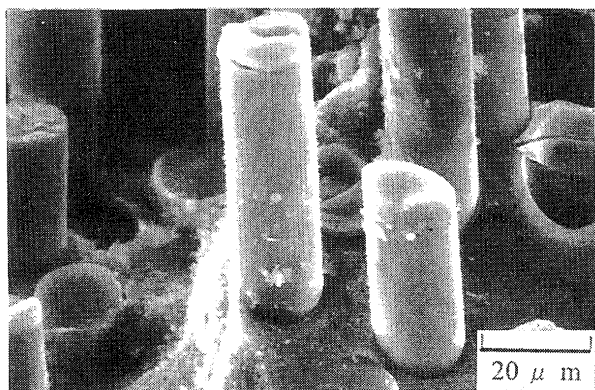


写真1 室温3点曲げ試験破面

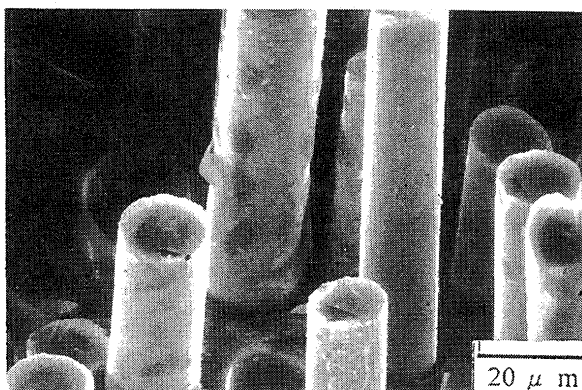


写真2 室温3点曲げ試験破面  
(1300°C100時間熱処理後)

## 5. 結論

代表的な製造方法の SiCf/SiC 複合材料の特性を評価した結果、耐環境性、強度特性、熱伝導率および製造性の観点から、緻密質マトリックスを有する反応焼結法がもっとも優れていると考えられた。またこの反応焼結法により作製した複合材料の特性をモノリシック材と比較しても、急冷時の熱衝撃特性や機械的な耐衝撃性に優れていることがわかった。

## 産業用ガスタービン高温部品への熱遮へいコーティングの適用

\*守屋慶一（三菱重工業㈱高砂研究所）

河合久孝，高橋孝二（三菱重工業㈱高砂製作所）

橋本英雄（東北電力㈱火力部）

下村慶一（東北電力㈱研究開発センター）

## 1 はじめに

近年発電用ガスタービンは、エネルギー需要の高まりから、蒸気タービンと組み合わせた高効率コンバインドプラント用として、注目を浴びている。ガスタービンの熱効率は多くの要因が関与しているが、タービン入口ガス温度（以下 TIT と略す）の影響が大きく、TIT は約 20°C/年の割で上昇し、現在では TIT が 1350°C 級のガスタービンが運転され、1500°C 級ガスタービンが開発されている。TIT の上昇に従い、ガスタービン高温部品の耐熱性を向上させることが必要となるが、金属材料では使用可能温度に限りがあるため、熱遮へいコーティング（以下 TBC と略す）の適用はメタル温度低減の有効な手段として注目されてきた。TBC は高温の燃焼ガスと接する金属部品表面に熱伝導率が低く、かつ輻射率の高いセラミックを被覆したものである。

ガスタービンへの TBC の適用は航空機用エンジンが最初でありタービン部では 20 年以上の実績がある。産業用ガスタービンではまず 1980 年代初頭に燃焼器に適用され、1990 年代初頭より動静翼への適用が試験的に始められた<sup>1),2)</sup>。一方、TBC の耐久性向上については施工法改善及び TBC の損傷メカニズム解明、寿命予測法開発が鋭意進められている<sup>3)</sup>。

本報では、ガスタービン動静翼に TBC を適用するにあたり、TBC 材料選定及び施工法の検討、TBC の耐久性に及ぼす長時間加熱の効果、並びに長時間使用した TBC 施工翼の TBC の健全性及び遮熱効果についての評価について報告する。

2 TBC の材料評価<sup>4)</sup>

## 2.1 供試材

TBC は、高温ガス通路面で遮熱層となるトップコート（セラミック層）及びトップコートと翼母材である超合金基材を結合させ、さらに耐酸化性、耐食性の向上を図るアンダーコート（金属層）からなる（図 1）。トップコート材料であるセラミックを選定するにあたり、満たすべき主な条件として、

- (i) 熱伝導率が低いこと
- (ii) 輻射率が高いこと
- (iii) 基材である超合金との熱膨張率差が小さいこと

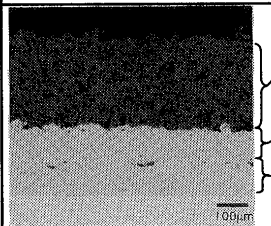
TBC の断面組織	構成層	目的
	トップコート (セラミック層)	・熱遮へい
	アンダーコート (金属層)	・トップコートと基材との結合 ・耐酸化性、耐食性の向上
	基材 (Ni 基, Co 基超合金)	———

図 1 TBC の断面組織と各層の目的

(iv) 耐環境性（特に耐酸化性）に優れること

があげられるが、これら条件でバランス良く、航空機エンジン等で実績のあるトップコート用材料として  $ZrO_2$  系セラミックスが挙げられる。

そこで  $ZrO_2$  系セラミックスの中で安定化元素を  $Y_2O_3$  系、 $MgO$  系及び  $Y_2O_3 \cdot CeO_2$  系とした 3 種類のセラミックスを選択し、また超合金基材との安定性、熱膨張率差の緩和と耐酸化性・耐食性の向上の観点から、基材に合わせて Ni 系及び Co 系 MCrAlY の 2 種類のアンダーコートを選択し、図 1 に示すような 2 層コーティング構造を有する供試材を作製した。コーティング施工法としてはアンダーコートは減圧プラズマ溶射（以下 LPPS と略す）、トップコートは大気プラズマ溶射（以下 APS と略す）もしくは LPPS を用いた。超合金基材は静翼用 Co 基超合金、もしくは動翼用 Ni 基超合金を用いた。

2.2 試験方法

コーティングの耐久性を評価するため、以下の 3 つの試験を実施した。

(a) 大気酸化試験

コーティング試験片に大気圧燃焼ガス下で  $950^\circ C \times 50 \sim 300hr$  の酸化試験を行ない、トップコートの剥離を調べた。

(b) 電子ビーム照射試験

実機で翼が受ける熱負荷と同一になるよう、コーティング試験片表面に電子ビーム照射によりスポット径約 20mm の電子ビームにより  $1 \times 10^6 kcal/m^2hr$  の熱負荷を 1 時間連続で与え、き裂もしくは剥離の発生を調べた。

(c) 熱サイクル試験

アルミナ流動床中にて  $950 \leftrightarrow 400^\circ C$  の温度変化（1 サイクル 11min）をコーティング試験片に与え、トップコート層の一部にき裂もしくは剥離の生じるまでの熱サイクル数を調べた。

2.3 試験結果

(a) トップコートの安定化元素が 3 種類いずれの供試材も  $950^\circ C \times 300hr$  の酸化試験後もき裂、剥離は生じなかった。

(b) 電子ビーム照射試験結果から、トップコートの材質として  $Y_2O_3$  を安定化材とした  $ZrO_2$  が動翼用、静翼用のいずれのコーティングとしても優れていることが判明した（表 1）。

(c) 熱サイクル試験結果から、 $Y_2O_3$  及び  $Y_2O_3 \cdot CeO_2$  を安定化材としたトップコートが耐熱衝撃性に優れており、またコーティング施工法としては APS が優れていることが明らかとなった（図 2）。

表 1 電子ビーム照射試験結果

基材/アンダーコートの組合せ	トップコート種類		
	$Zr_2O_3 \cdot Y_2O_3$	$ZrO_2 \cdot MgO$	$ZrO_2 \cdot Y_2O_3 \cdot CeO_2$
Co 基超合金/Co 系 MCrAlY	NC	NC	C
Ni 基超合金/Ni 系 MCrAlY	NC	C	C

C：き裂もしくは剥離あり

NC：き裂及び剥離なし

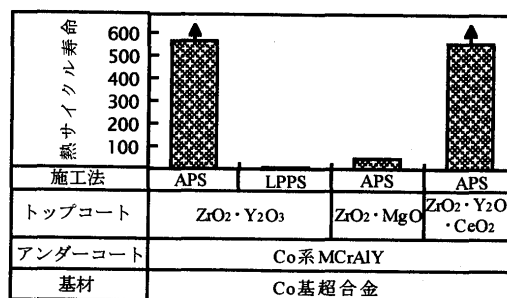


図 2 熱サイクル試験結果

### 3 TBC の性能評価<sup>4)</sup>

#### 3.1 試験方法

TBC の遮熱効果の検証のため、4ata 翼列燃焼試験を実施した。供試翼は 1250℃級ガスタービン 1 段静翼に TBC を施工したもので、基材は先に示した静翼用 Co 基超合金、TBC はアンダーコートに MCrAlY (LPPS により施工)、トップコートに  $ZrO_2 \cdot Y_2O_3$  (APS により施工) とした 2 層コーティングである。翼列燃焼試験では上記 1 段静翼 4 枚を 1 翼列とし、トップコートを施工したもの 3 枚とトップコートを施工せずアンダーコートのみ施工したものを 1 枚を供試翼とした。それぞれの供試翼について翼高さ中央部の翼前縁部から後縁部までの 4 カ所に、またアンダーコートのみ翼には 12 カ所に熱電対を取り付け、翼列燃焼試験を実施した。試験では実機と同じガス温度である 1250℃にて試験すると共に、実機を模擬した 1250℃→250℃のトリップ試験を 3 回実施した。

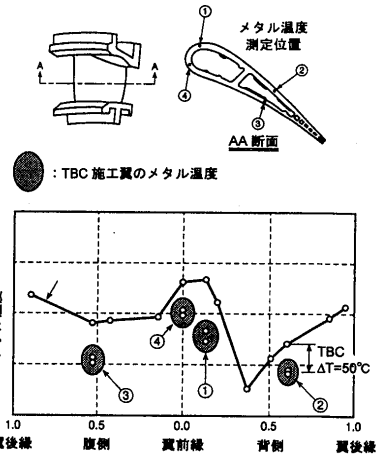


図3 4ata 中圧翼列試験

#### 3.2 試験結果

試験結果を図3に示す。TBCの施工により約50℃の遮熱効果が得られることが判った。また3回のトリップ試験の後も、いずれの翼のTBCにもき裂・剥離等は認められなかった。

### 4. 長時間加熱による TBC の特性変化

#### 4.1 供試材及び試験方法

TBC のアンダーコートに使用される MCrAlY は Al, Cr といった活性な元素を含むため、長時間加熱により、トップコート/アンダーコート界面に酸化物が生成、成長し、これが TBC の耐久性低下の一因と考えられている<sup>5)</sup>。しかし生成する酸化物層はせいぜい数  $\mu\text{m}$  と薄いため、X 線マイクロアナライザーと X 線回折を併用しても酸化物の同定は困難である。そこで透過型電子顕微鏡を用い、大気炉中で高温長時間加熱を行った TBC の酸化物層の詳細観察を行った。また、トップコート/アンダーコート界面に生成する酸化物層の生成、成長により TBC の耐久性が低下することから、TBC の余寿命評価を行う上で酸化物層厚さと TBC の耐熱サイクル性の関係を把握することが必要である。そこで熱サイクル試験を行う前に大気中で長時間加熱を行うことにより、あらかじめアンダーコートを酸化させた後にアルミナ流動床炉中にて熱サイクル試験に供試し、耐熱サイクル性に及ぼす長時間加熱の効果を評価した。供試材は動翼用 Ni 基超合金上にアンダーコートを MCrAlY、トップコートを  $ZrO_2 \cdot Y_2O_3$  とした TBC を施工した。長時間加熱の条件は温度は 1000℃一定とし、加熱時間を 200hr, 500hr, 1000hr と変えた。熱サイクル試験の条件は 990℃ $\leftrightarrow$ 60℃ (1 サイクル 7 分) である。

#### 4.2 試験結果

図4にTBC長時間加熱材のトップコート/アンダーコート界面に生成した酸化物層の透過型電子顕微鏡による明視野像と酸化物層の厚みのほぼ中央部位置から得た EDS 元素分析結果及び回折パ

ターンを示す。長時間加熱によりトップコート側で微細な、アンダーコート側で粗大な結晶粒からなる厚さ約  $5\mu\text{m}$  の酸化物が生成している。元素分析及び回折パターンの結果から、この酸化物はわずかなNiを含むものの、主にAlとOからなる結晶相であることから、アルミナであることが判明した。また、トップコート近傍の微細な酸化物は元素分析及び回折パターンからNi, Co, Al等からなる複合酸化物であることが推測された。図5に長時間加熱材の熱サイクル試験での寿命(TBCにき裂・剥離が生じるまでの熱サイクル数)と試験後の断面マイクロ組織観察により求めた酸化物層厚さの関係を示す。観察された酸化物は長時間加熱及び熱サイクル試験中に生成、成長したものである。酸化物層厚さの増加とともに耐熱サイクル性が低下する傾向が認められる。この結果からTBCの耐久性を向上させるためには酸化物の生成を抑制することがその方法の1つと考えられる。このほかにも高温長時間加熱によるトップコート層の物性変化や相変態挙動を把握し、トップコート層自体の劣化についても検討を行っている。

### 5 TBCの実機適用

以上の試験結果をもとに三菱重工業社製ガスタービン主要機種のタービン動静翼にTBCを施工し、実機に適用した。図6にTBC施工翼の一例として $1350^{\circ}\text{C}$ 級ガスタービンの静翼並びに $1250^{\circ}\text{C}$ 級ガスタービンの動翼の新翼時の外観写真を示す。

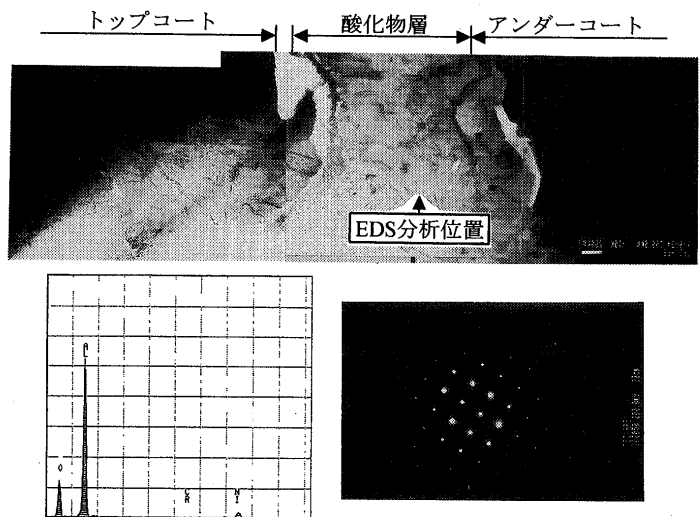


図4 長時間加熱 ( $1000^{\circ}\text{C} \times 1000\text{hr}$ ) により生成した酸化物の透過型電子顕微鏡観察結果

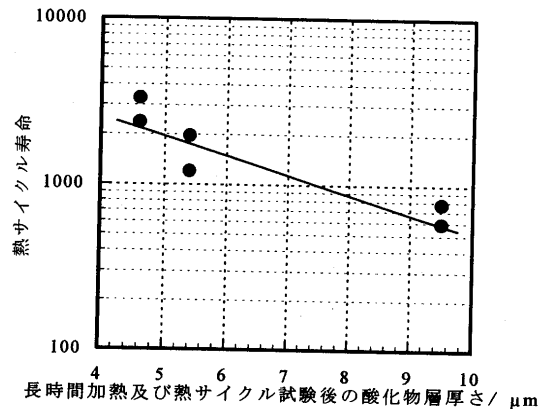


図5 長時間加熱による耐熱サイクル性の変化

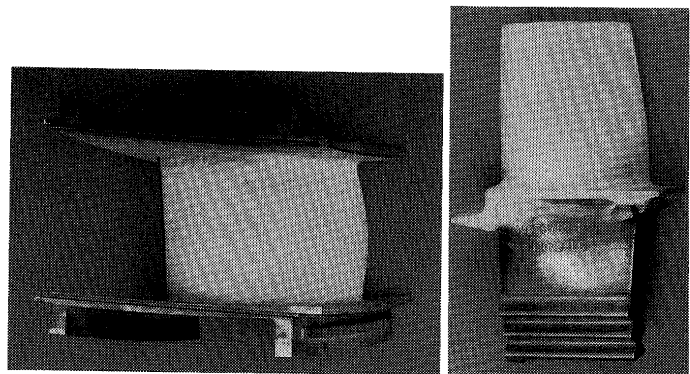


図6 TBC施工翼外観の一例(新翼)

〔左:  $1350^{\circ}\text{C}$ 級ガスタービン静翼〕  
〔右:  $1250^{\circ}\text{C}$ 級ガスタービン動翼〕

図7に TBC 施工後 1150℃級ガスタービンで 18,000hr 使用された静翼及び 16,000hr 使用された動翼の外観写真を示す。図7の静翼は前縁部に、動翼は翼面全体に TBC を施工している。これら動静翼とも部分的に付着物の剥離があるものの、TBC のき裂、はく離等の問題は認められなかった。実機での TBC の遮熱効果を確認するために、1150℃級ガスタービンで 16,000hr 使用された TBC 施工動翼及び TBC を施工していない動翼の翼前縁部について断面組織観察を行い、その  $\gamma$  相の大きさから翼前縁部のメタル温度を推定した。図8に断面ミクロ組織、及び  $\gamma$  相の電子顕微鏡写真を示す<sup>2)</sup>。TBC を施工していない翼では  $\gamma$  相が著しく粗大化が進んでいる。一方、TBC 施工翼では  $\gamma$  相の粗大化はわずかであり、両者の比較から TBC の施工により 50℃以上のメタル温度低減効果が推定された。次に TBC を施工し約 18,000hr 使用した 1150℃級ガスタービン1段静翼前縁部の X 線マイクロアナライザーによる元素分析の結果を図9に示す。トップコート上に Fe, Ca, Si, Ti 等からなる付着物の存在がわずかに認められるものの、トップコート中にき裂等は認められない。また電気炉中での長時間加熱と同様にトップコート/アンダーコート界面には Al と O が層状に濃化しており、実機での長時間使用によりアルミナ等の酸化物が生成していると推測された。一方、Cr についてもトップコート/アンダーコート界面に濃化が認められるが、O の分布位置の内層側に分布することから、この位置での Cr の酸化は生じていないと推測される。

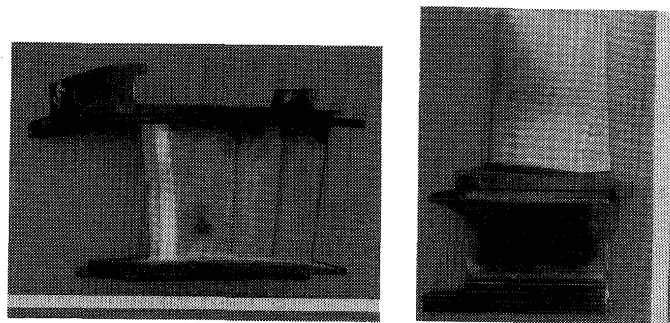


図7 実機使用後の 1150℃級ガスタービン動静翼の外観  
左：静翼（18,000hr 使用），右：動翼（16,000hr 使用）

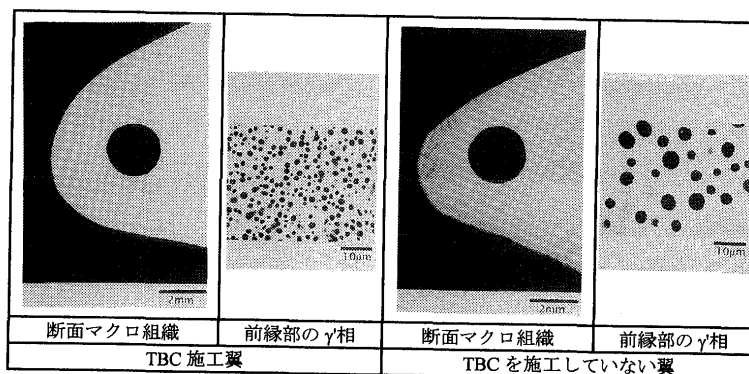


図8 TBC を施工翼及び施工していない翼の断面マクロ及び電子顕微鏡組織<sup>2)</sup>

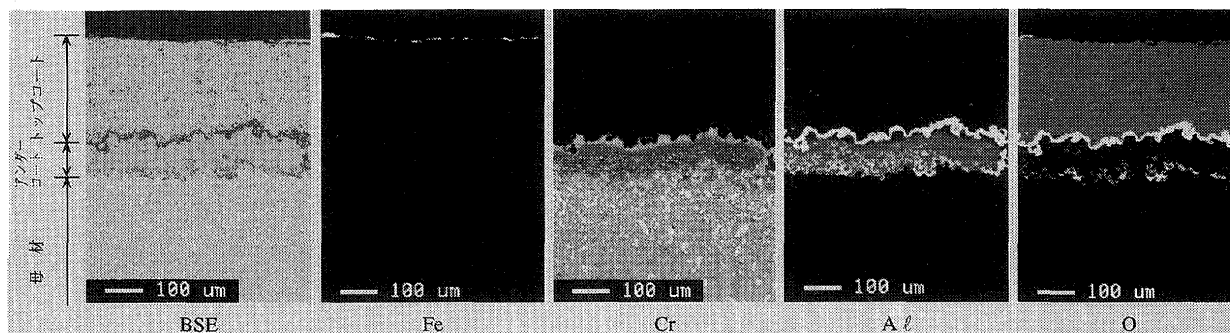


図9 1150℃級ガスタービン静翼前縁部断面の元素分析結果



## 6 まとめ

ガスタービンの高効率化に伴うタービン動静翼の使用環境温度上昇に対処するため、翼表面への熱遮へいコーティング (TBC) 適用を検討した。この結果

- (1) トップコート層用セラミックスは APS 法により施工した  $ZrO_2 \cdot Y_2O_3$  が優れていることが判明した。
- (2) 4ata 中圧翼列燃焼試験の結果、1250℃級ガスタービンで TBC の遮熱効果は 50℃以上あることが明らかになった。
- (3) 高温長時間加熱によりアンダーコート/トップコート界面にはアルミナ等の酸化物が層状に生成する。この酸化物層は加熱時間が長くなるほど厚みを増すが、それとともに耐熱サイクル性が低下することが明らかになった。
- (4) 現在、三菱重工業社製産業用ガスタービンでは燃焼器に加え、動静翼にも TBC が施工されており、これまで動翼で約 16,000hr、静翼で約 18,000hr 使用の後も TBC は健全であることが確認された。1150℃級ガスタービンでは TBC により翼前縁部で 50℃以上のメタル温度低減効果があることが推定された。なお長時間使用によりトップコート/アンダーコート界面にアルミナ等の酸化物が生成していると考えられた。

## 参考文献

- 1) Nelson, W. A. et al., ASME Paper 95-GT-270
- 2) I. Fukue, 95-Yokohama-IGTC-146,(1995) p1-291
- 3) 例えば Miller, R. A., NASA-CP-3312 P17-34,(1995) p17
- 4) 北井 敬人ほか, 日本溶射協会第 56 回全国大会講演論文集, (1992,11) p131
- 5) R. A. Miller, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 111(1989) p301

\*大橋 一生  
伊藤 吉幸 (ヤンマーディーゼル)

## 1. はじめに

近年ガスタービンの高効率・高出力化をめざしてタービン入口温度(TIT)は上昇傾向にあり、これを実現する材料や冷却技術の研究が進められている。しかし、冷却空気増加はタービン仕事量の減少を招き思ふような出力増加が期待できない。さらに小型のガスタービンでは、物理的な制約から十分な冷却効果を得にくく、高温化そのものが困難である。高温特性に優れるセラミックをガスタービン高温部材に適用できれば、無冷却のままタービン入口温度の上昇が図れ、従来困難であった小型ガスタービンの高温化も可能となる。

本論文はガスタービンの高温部材にセラミック(窒化珪素)を適用し、タービン入口温度 1350°Cでの運転を達成する過程での、主にセラミック部材の開発経移について述べる。

尚、本研究は通商産業省工業技術院の推進する「ニューサンシャインプロジェクト」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)よりヤンマーディーゼル(株)、(株)新潟鉄工所、京セラ(株)、日本特殊陶業(株)が受託した「300kW 級セラミックガスタービン」の研究開発で得られた成果である。

## 2. エンジン構造

本セラミックガスタービンの目標性能は出力 300kW 時の軸端熱効率 42%である。これを達成するためにタービン入口温度を 1350°Cまで上昇させると共に、排熱を回転蓄熱式熱交換器によって回収する再生サイクルを採用した。タービンは部分負荷時の熱効率を高く維持するために 2 軸配置とし、ガスジェネレーター側にラジアルタービンを、出力側にアキシアルタービンを配置した。圧縮機は 1 段遠心式、圧力比は 4.5 である。

図 1 にエンジンの断面図を示す。タービン入口温度 1350°Cでの運転時には、パワーモジュール全てが 950°C以上の高温ガスに曝されるため、燃焼器から排気ディフューザに至る部品は全てセラミック化した。

## 3. セラミック部品の開発

### 3.1 ガスジェネレータータービン

ガスジェネレータータービン(以下 GGT)は最も高温に曝される回転体であり、セラミックが金属材料に比べ靱性に劣ることを考慮して(表 1)設計に際しては、全体の応力レベルを均一かつ低く維持することに配慮した。本 GGT ローターの最外径は 162.6mm、翼枚数 13、定格運転時回転数 55,000rpm(周速:470m/s)である(図 2)。

定格運転時(TIT1350°C、55,000rpm)の予測応力は最大 155MPa(発生箇所は入口側翼付根 R 部)で、この時の信頼性(残存確率)は 98.6%(オーバーオール値)であった。

セラミックローターと金属シャフト(INCOALLY909)との接合は収縮締結法を採用した。GGT は常温から 1350°Cまで広い温度範囲で使用されるため接合部の嵌合量は、冷態時の応力と高温時の締結力の両立に配慮して決定した。

製作は京セラ(株)が担当し、材質は SN252(窒化珪素)を選択した。

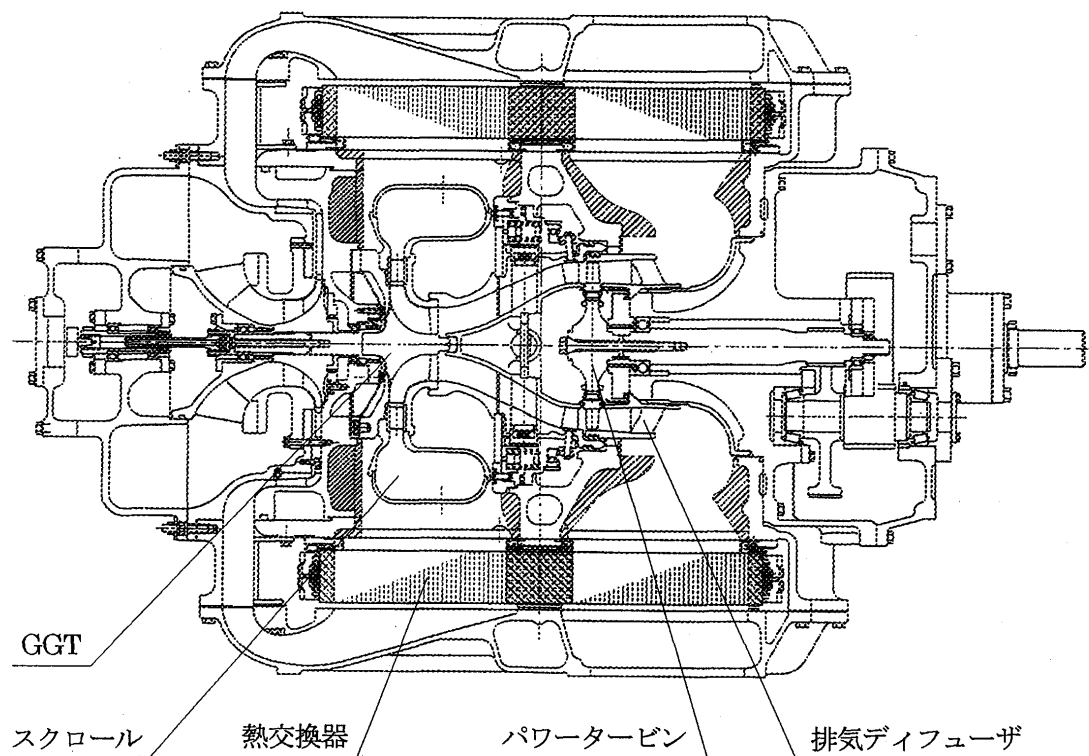


図1 CGT303 断面図

表1 セラミック (窒化珪素) の材料特性

項目	単位	構造用セラミック	金属 (IN-713)
	g/Cm <sup>3</sup>	3.3~3.4	8.0
弾性係数	GPa	310~320	200
強度(常温)	MPa	650~1000	900
(1000°C)		580~830	470
線膨脹係数	×10 <sup>-6</sup> /K	3.0~3.4	17
破壊靱性値	MPa・m <sup>1/2</sup>	5~7	(50~100)
内部減衰率		1~3×10 <sup>-4</sup>	30×10 <sup>-4</sup>

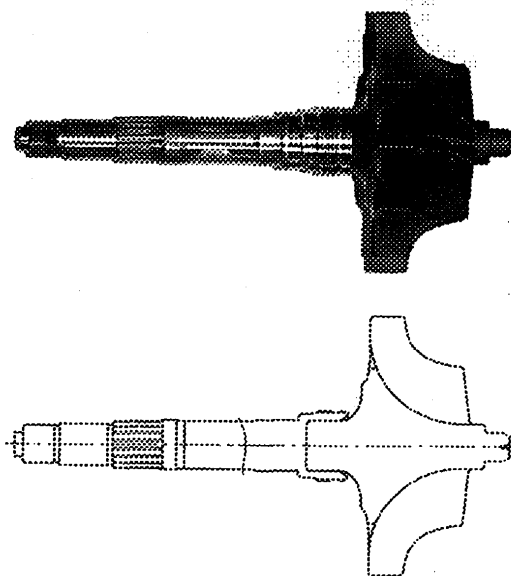


図2 第1案 GGT

### 3.1.1 スピンテスト

試作された GGT の実態強度を確認するために、メーカーにおいて回転試験機による破壊試験を実施した。その結果、供試した 4 本の GGT の平均破壊回転数は 82,000rpm に達し、設計要求強度 (定格回転数の 150%) を十分に凌ぐことが確認された。この時の推定破壊応力 511MPa は定格回転数(55,000rpm)時の応力の 225%に相当する。

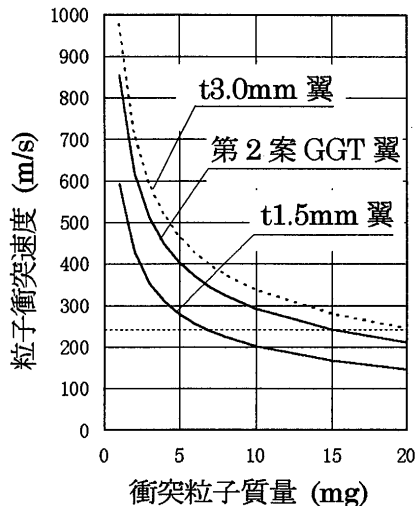


図3 GGT 粒子衝突試験結果  
(翼に損傷を及ぼす最低粒子速度)

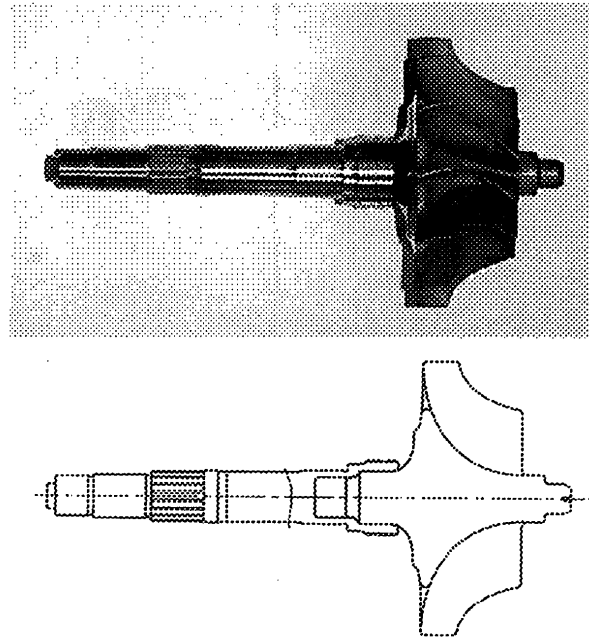


図4 第2案 GGT

GGT の高温強度の確認のために、高温の燃焼ガス中での回転試験（ホットスピント）を実施した（株新潟鉄工所が担当）。

試験当初、試験装置の断熱材が燃焼ガス中に混入するという不具合からタービン入口翼端が損傷する事故が発生したが、試験装置の断熱材を除去し空冷化することで、最終的に TIT1100℃、100% 回転を達成することができた。しかし、TIT1350℃での運転をより確実とするためには異物衝突強度の更なる向上が必要と判断し、第2案 GGT の検討を開始した。第2案 GGT は、定格運転時の残存確率 99.5%以上、異物衝突強度を第1案の2倍とすることを目標とした。

### 3.1.2 第2案 GGT

異物衝突強度向上のために、入口翼端厚みを増加させる案、及び入口翼端形状をガス流入方向に対し湾曲化（湾曲翼）させる案が提案された。さらに残存確率向上のために、超耐熱高強度セラミック(SN281 材)の採用が検討された。これらの案の効果を定量的に把握するために、工業技術院機械技術研究所の協力を得て試作翼に対する粒子衝突試験を実施した。結果を図3に示すが、翼端の厚肉化(1.5mm→3.0mm)によって異物衝突強度は 2.7 倍、湾曲化及び新材料の採用によって同じく 2.1 倍となることが確認された。空力特性を確保しつつ強度向上を計るため、第2案 GGT は後者の翼を採用することとした（図4）。3次元 FEM 解析によって推定した第2案 GGT の残存確率は、定格運転時で 99.99%以上、ローター中心部と表面の昇温速度の差から中心部に一時的な引張り応力の発生する始動時で 99.5%であった（始動時間 180 秒の場合）。

### 3.2 静止部品の開発

セラミック静止部品の開発に際しては、部材の強度確保だけでなく靱性の低いセラミック部品を支持する柔軟性と高圧ガスのシールやタービンチップクリアランスを維持するための位置決め精度を充たす支持構造の開発が必要であった。本 GGT セラミック部品では、エンジンケース中央部のメインサポート室に装着される 30 個のセラミックスプリングによって部品をエンジン前方に圧縮支持する方法が採られた。この方法はセラミック部品に作用する荷重を 1 方向に制御することと、温態時の金属製ケーシングとセラミック部品との熱膨脹差を吸収することが可能である。一方半径方向の位置決めは、同芯度を常時確保することをねらったテーパ嵌合構造を採用した。

セラミック部材の耐熱強度及び支持構造の健全性を実機運転に先立って確認するために、実機エンジンケースにセラミック静止部品を装着し、高温ガスを周期的に流す熱サイクル試験を導入した。試験ではセラミック部品の温度、熱流束、熱膨張量を測り、部品の挙動、応力を予測しながら不具合点を抽出し、解析・改善を行った。燃焼ガス温度は 600～1350℃、実機と等価な熱流束を得るためにガス流量を調節した。

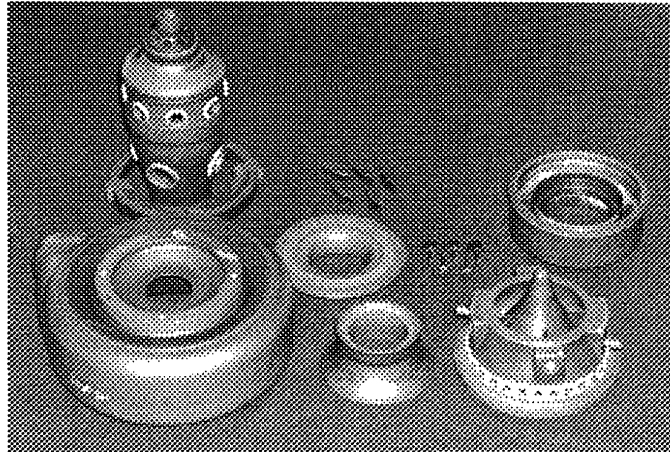


図5 セラミック静止部品

この熱サイクル試験によって、前述のテーパ嵌合は、熱収縮過程におけるテーパ面上の部品間の動きが断続的であること、この時に部材が回転することが判明したため、インロー式の嵌合構造に変更された。この他の部品についても材質・形状・支持構造などがこの試験を通して最適化された。

ガス温度 1200℃からの緊急停止を含め、総計 700 サイクルにわたる熱サイクル試験で健全性が確認されたセラミック静止部品は、このあと実機運転に供試された (図 5)。

## 4. 実機運転

### 4.1 TIT1200℃運転

スピントストと熱サイクル試験によって強度が確認された第 1 案 GGT と静止部品をエンジンに仕組み実機運転試験を開始した。試験は TIT を 900℃から段階的に上昇させ、各ステップでの運転終了後分解・目視によるチェック・不具合点の改善を繰り返しながら進められた。

回転蓄熱式熱交換器は、回転する円盤状のセラミック (コーージェライト) 製コアと金属製のシールから成り摺動面は常に高温・高圧に曝されることから、この部分のシーリングはエンジン実用化の上で大きな技術課題の一つであった。TIT の上昇に伴い、熱変形に起因すると思われるシール漏れと駆動トルクの増加がみられ、熱交換器コア表面の欠損からタービン翼のチッピングが発生した。そのため、TIT1150℃を超える運転からは熱交換器を取り外した状態で行なうこととした。この後、第 1 案 GGT は 1 次目標である TIT1200℃での運転に至るまで、何ら問題を生ずることはなかった。TIT1200℃での運転は総計 21 時間に達し、最大出力は 165kW(目標出力 230PS)であった。

### 4.2 TIT1350℃運転

TIT1200℃での運転を無事終了し、セラミック静止部品と GGT の健全性が確認されたものの、熱交換器のシールの漏れと PT シュラウド (排気ディフューザー) 支持部の耐熱性不足のため、以降の試験は GGT と静止部品に特化して行う事となった。TIT1350℃運転に際し耐熱性を考慮して、以下の部品の材質を新たに変更した。

- GGT ノズル (京セラ : SN252 → SN281 窒化珪素)
- PT ノズル (日本特殊陶業 : EC152 → ST-2 窒化珪素) (注) PT ローターは装着せず

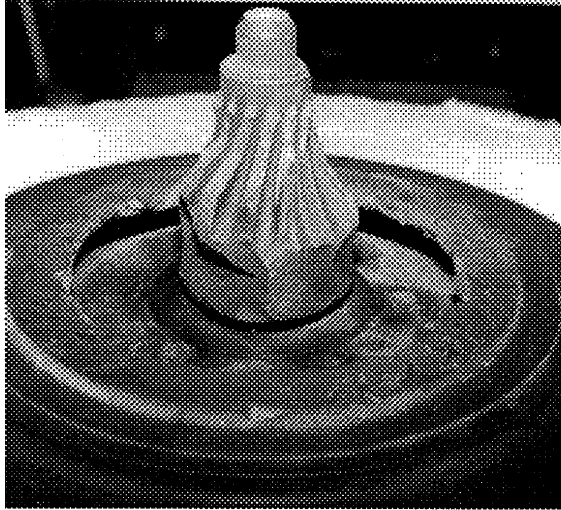


図6 翼が飛散したGGT (第2案GGT)

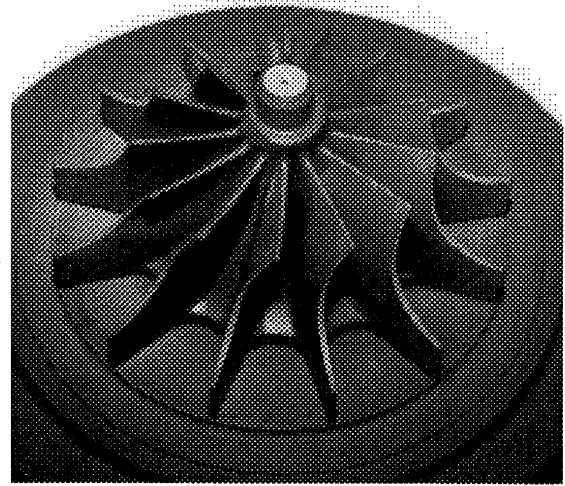


図7 TIT1350°C/100%回転運転後のGGT (第1案GGT)

TIT1350°Cの運転試験ではGGTの回転試験に特化したため、排気ガスは熱交換器への導入路(メインケース排気室)を通らず出力軸側から直接排出される。このことが原因で、GGT シュラウドに亀裂が発生した。即ち、従来メインケース全体を加熱していた排気ガスによる排気室への熱伝達が排気ディフューザー嵌合部1点に集中したため、熱膨張差によってメインサポート室内壁が楕円変形し、メインサポートを固着させたものであった。楕円変形量は0.6mmと予想されたことから、対策として排気室内に排気ガスを一部導入し、温度差を軽減を図った。その結果、楕円変形量は0.2mmまで改善された。対策後、第1案GGTによる80%(44,000rpm)回転、TIT1350°Cの運転を無事終了することができた。

#### 4.3 第2案GGTによる運転

FO衝突強度、始動時、定格運転時の残存確率など全てに強化された第2案GGTを前記の試験装置に組み込んでTIT1350°C,100%回転を開始したが、78%回転で翼が折損、飛散したため運転を完了するに至らなかった(図6)。原因はGGTノズルウェークによる翼共振であった。事前にFEM解析及び加振試験によってGGT回転速度80%近辺に翼入口側の倒れを伴う1.5次の共振点を確認していたが、変動圧力荷重を過小に見積もったための事故であった。今後の課題として、振動減衰能の低いセラミック材をタービンに適用する上では、ノズルウェークのような励振荷重の見積りまたは計測法の確立が必須であることを強く認識させられた。

表2 GGT 負荷性能

(TIT1350°C/100%回転時)

項目	単位	設計値	計測値
回転数	rpm	55000	55000
TIT	°C	1350	1350
軸出力	kW	300	—
圧縮機圧力比		4.46	4.08
空気流量	kg/s	1.25	1.43
タービン出口温度	°C	1188	1190
出口圧力	MPa	0.145	0.093
膨長比		1.67	1.99

#### 4.4 TIT1350℃、回転 100%運転

第2案 GGT に代わって再び第1案 GGT による運転試験を実施した。本試験装置では PT が未装着なため動力計による負荷吸収が行えないため、排気圧力を高めて模擬的に負荷条件を作り出すことで TIT の上昇を図った。その結果、TIT1350℃、100%回転による運転を約 22 分間に渡って行う事に成功した。この時の GGT の負荷性能を表 2 に示すが、ほぼ設計値通りの条件で設計値通りの性能を発揮することが確認できた。最終的に第1案 GGT による TIT1350℃での運転は、3 時間に達した。運転後の GGT は入口翼端に異物衝突痕が多数観察されたが、亀裂などは検出されなかった。同じく静止部品についても傷及び酸化などの不具合は観察されなかった。さらに、新たに換装した GGT ノズル、PT ノズルは運転後の変色さえなく優れた耐熱性を確認することができた。

### 5. まとめ

- (1) 燃焼器から排気ディフューザーまで 10 点余りの部品をセラミック化した CGT にセラミックラジアルタービンを装着し、TIT1350℃、55,000rpm での運転を達成した。
- (2) セラミックタービンの異物衝突強度に対する評価試験の結果、入口翼の厚肉化、湾曲化は衝突強度向上に有効であることを確認した。
- (3) ノズルウェークとの共振は振動減衰係数（内部減衰率）の低いセラミックタービン翼にとって致命的である。振動による曲げ応力を予測するために、翼の受ける励振力の見積りが課題である。
- (4) 静止部品セラミック化に際しては、熱応力の低減、金属ハウジングとの熱膨張差の吸収、せん断荷重の軽減が必須である。スプリングによる圧縮支持法はこの点で有効であった。

### 6. あとがき

9 年にわたるセラミックガスタービンの開発プロジェクトも昨年をもって終了した。本論文は CGT プロジェクトの総括として、特にセラミック部品の開発経移を述べたつもりであるが、紙面の都合で記述できなかったことも多く補足の意味で関連の文献を以下に紹介させていただく。

尚このプロジェクトの推進にあたっては、ニューサンシャイン計画推進本部、各国立研究機関、NEDO、研究会参加の各メーカー、CGT303 プロジェクトに参加いただいたメーカー（㈱新潟鉄工所、京セラ㈱、日本特殊陶業㈱）の皆様方には多大のご指導、ご援助いただきました。この紙面をお借りし御礼申し上げます。

#### (参考文献)

- 浜田 「可搬式発電用再生二軸式セラミックガスタービン」 日本ガスタービン学会誌 VOL.17, No.67 1989。
- 荒川, 大橋 「DEVELOPMENT OF 300kW CLASS CERAMIC GAS TURBINE (CGT303)」 ASME 94-GT-82 (1994)。
- 荒川, 伊藤, 大橋 「300kW 級ガスタービンへのセラミック部材の適用技術」 日本ガスタービン学会秋季講演会論文集 (1994.10)。
- 室田, 荒川, 伊藤, 大橋 「RESEARCH AND DEVELOPMENT OF 300kW CLASS CERAMIC GAS TURBINE (Development of the Static Ceramic Components for CGT303)」 ASME 95-GT-200 (1995)。
- 荒川, 伊藤, 大橋 「Research and Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine」 95-YOKOHAMA-IGTC-126 (1995)。

# 自動車用 100kW C G T の回転蓄熱式熱交換器の開発 C-12

\* 赤尾 好之\*\* 中沢 則雄\*\* 稲葉志津雄\*\* (三菱自動車工業)  
 幸 敬之 小池 哲哉 (日本自動車研究所)

## 1. まえがき

高効率, 低公害性, 多種燃料適用性の特徴を持つ自動車用 100kW セラミックガスタービン(CGT)の開発が通産省資源エネルギー庁の補助金を得て 1990 年度から 7 年間の計画で(財)石油産業活性化センターの開発研究事業として推進され,(財)日本自動車研究所が参加した。

エンジン構造は, 遠心圧縮機, ラジアルタービン, 缶型燃焼器, 回転蓄熱式熱交換器(2 個)および減速機で構成する 1 軸式である。定格点圧力比=5, 最高タービン入口ガス温度=1350℃で, 最高出力=100kW, 最高熱効率=40%の開発目標を設定している。本報告では, 40%の最高熱効率を得るために必要不可欠な, 回転蓄熱式熱交換器の開発について報告する。

## 2. 要求仕様

熱交換器の種類は, 自動車への搭載性を考慮して小型, 軽量, 高効率が得られる図 1 のような回転蓄熱式を採用している。温度効率, 空気漏れ率および圧力損失率の目標値は, エンジン目標性能を満たす条件として表 1 のように設定している。エンジン部分負荷性能に寄与する熱交換器入口ガスの上限温度は, 蓄熱体コアをセラミックスにすることを前提に材料特性から 1100℃と設定した。

表 1 開発目標

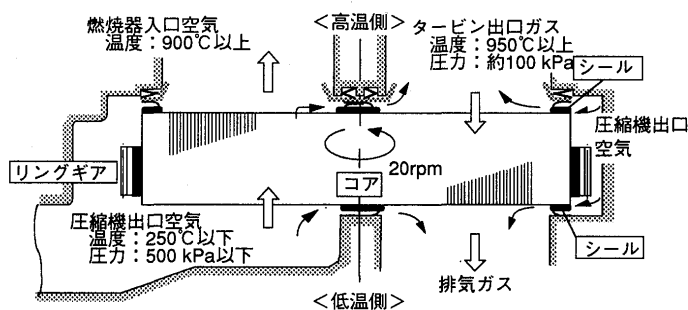


図 1 熱交換器の構造

項目	Nt: タービン回転数			
	最大出力点 (Nt:10万rpm)	最良燃費点 (Nt:10万rpm)	最良燃費点 (Nt:9万rpm)	
条件	ガス側入口温度 °C	950	974	1017
	入口流量 g/s	230	200	167
	空気側入口流量 g/s	224	196	163
	入口圧力 kg/cm <sup>2</sup> ab	5.0	4.4	3.6
目標	温度効率 %	92.5	93.4	94.5
	空気漏れ率 %	5.4	5.6	5.7
	ガス側圧損 %	6.6	5.8	5.0
	空気側圧損 %	0.27	0.31	0.38
	耐久性 h	100	—	—
最高温度	1100°C			

## 3. 熱交換器の設計

熱交換器の駆動と支持方法は, コア外周部にシリコン系エラストマで弾性的にボンディングしたリングギアをピニオンギアにより駆動し, 周方向 2ヶ所に配置したローラとともに支持する 3点支持ギア駆動方式とした。

コア材料は, 高い耐熱性と低熱膨張, 高強度, 且つ熱衝撃に強いセラミックスを採用し, 形状は熱交換性能面で支障が無い範囲で軸方向厚み 50mm ~ 100mm とし, 流量, 目標性能面からコア外径は 400mm ~ 500mm とした。

圧縮機出口高圧空気がタービン出口低圧ガス側通路へ流入するのを防ぐために設けたシール部品は,

\*\* (財)日本自動車研究所への出向('90/6 ~ '97/3)



バネ性と潤滑性およびシール性を併せ持つ構造としている。すなわち、ハウジング側には金属ダイアフラムを設置してコアの軸方向の振れを弾性的に吸収しながらシールし、摺動面側には金属基材にセラミクスなどの摺動材を被覆してコアと接触させてシールしている。熱変形が生じ易いハウジングと熱交換器の間には、シール相手面の平面度を確保するためにセラミック製のプラットホームを設け金属ベローズを介してハウジングに結合する構造を採用している。

### 3.1 コア的设计

現在入手し得る材料は、MAS(コーゼライト)、LAS( $\beta$ -スボジューメン)、AS(ムライト)の3種が有る。各コアのセル形状は表2に示すような特徴を持つが、強度に優れる押し出し成形MASコア(セルコード=CO-9)と巻き取り成形LASコア(セルコード=T20-38)を主体に評価した。

コアの厚みと有効外径は、圧力損失率と温度効率の目標値からそれぞれ85mm、369mmとし、個数を2個とした。セル形状の伝熱面積で決まる温度効率は、MASコアでは目標値に対し2%程度の余裕があり、LASコアでは要求空気漏れ率で有れば目標効率を満たすと推定される。コア外径はシール幅21mmを考慮して411mmとし、リングギア外径は444mmとした。なお、コア回転数は熱交換性能と摺動速度の面から15rpm~20rpmとしている。

運転中のコア内部の温度分布は、部分負荷条件で最高1000℃の温度差(中央部1100℃、外周部100℃)により外周部に高い周方向熱応力が発生するため、コア外周部に長さ30mmから60mm程度のスロットを設け、応力低減を図った。目標値に対して推定温度効率に余裕があるMASコアについては外周部の温度勾配を緩和するため、厚肉壁セルのLASコアより有効外径を小径化した。ハニカムコアを等価のソリッド材として扱い、スロット形状・数・長さをパラメータとしたFEM熱応力解析の結果、熱交換器入口ガス温度RIT=1100℃での周方向の最大応力は初期形状に対し図2のように約90%低減可能となった。

コア表面はシール部品と接触して摺動するため、セルの形状・配向によって厚さ0.1mm程度のセル壁が、チッピング(欠け)を生じる。コアのチッピングは、高圧空気漏れの増加原因になり、下流に位置する燃焼器の燃空比増大により、タービン入口ガス温度の過昇温の原因となり、また欠片が空気側流路に落ちると、他のセラミック部品を損傷させる可能性がある。特に、矩形セルのMASコアでは、シールとの摺動方向がセル長辺に対して45°以上になると、チッピングが発生することを予備試験で確認した。押し出し成形で製作されるMASコアは、成形機的能力から幅90mm、長さ120mm程度のブロックを組み合わせてコア形状にしている。チッピング防止を図るため、図3のようにブロッ

表2 コアの特性値

	MAS	LAS	Thin LAS AS
セル形状	長方形	ハニ波形状	ハニ波形状
壁厚 (mm)	0.11	0.13	0.08
セル密度 (個/cm <sup>2</sup> )	190	140	210
開口率 (%)	71	65	73
水力直径 (mm)	0.58	0.64	0.51
単位伝熱面積 (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	4890	3280	5250
理論温度効率 (%)*	95	93	96

\*: エンジン定格条件

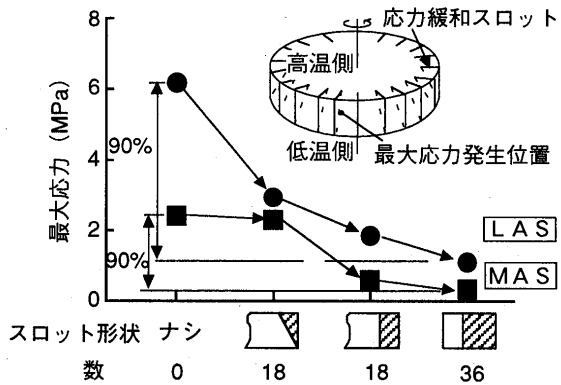


図2 スロットによる応力低減効果(RIT1100℃)

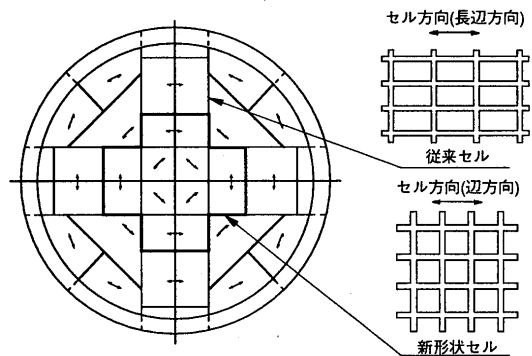


図3 コアの構造

クを周方向に配置して、セル長辺方向を摺動方向に対して45°以下とした。ブロックの周方向の配置が困難なコア中央部には、チップングに対して強度が高い壁厚0.13mmの厚肉壁正方形セルを適用している。厚肉壁セルは通常のセルより圧力損失率が2ポイント程度増加するが、コア中央部のみの適用に止めるため、コアとしての圧力損失率の目標値は達成可能である。

### 3.2 シール部品の設計

圧縮機出口の高圧空気をタービン出口の低圧ガス側へ漏れるのを防止するシール部品には、最高400kPaの差圧が生じる。形状は、大別して2種に分けられる。コアを挟んでエンジン内側の高温部にθ型のインナーシール、エンジン外側の低温部にD型の OUTERシールを設置している。図4にインナーシールの構造図を示す。外径400mm程度のインナーシールは、中央のクロスアーム部と外周のリム部との温度差が高いためにそれぞれを分割・独立させて熱変形を低減した。温度差が小さい OUTERシールは、一体構造としている。断面形状は、厚さ3mm程度の金属基材に約0.2mmの金属ダイアフラムを接合し、反対面には摺動材をプラ

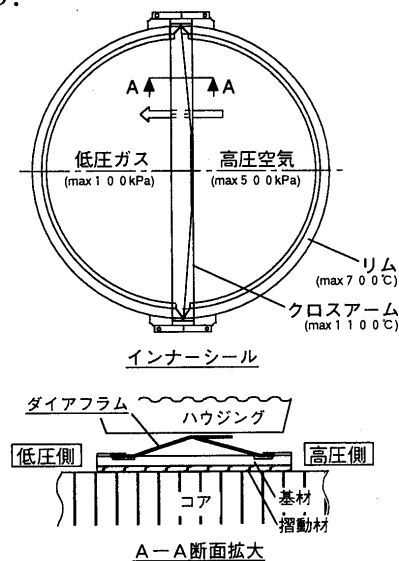


図4 シールの構造

ズマ溶射によって被覆している。ダイアフラムの機能は、バネ荷重に加えて差圧を利用し、ダイアフラム自体をプラットフォームに押し当ててシールさせることにある。すなわち、高圧になるほどダイアフラムの押し付け力が高くなるように設計している。コアとの隙間からの漏れは、基材に被覆した摺動材をコア表面に押し付けてシールさせている。押し付け力はダイアフラム同様、差圧に依存する。このような構造により、低圧から高圧にかけてあらゆるエンジン運転に対応したシール性能の保持が可能となる。

材料面では、燃焼ガス雰囲気1100℃レベルの高温で可撓性が要求されるダイアフラムには、鉄系の酸化粒子分散強化型金属(PM2000)を採用した。基材には、ダイアフラムとの熱膨張を合わせるために耐食性が優れるダイアフラムと同じ材料を使用している。摺動材は、低温部と高温部に分けて、各部位に適した材料を4項に述べる基礎評価試験により選定した。シール各部の運転中温度は、厚さ3mm程度のシールに側面から熱電対を直接埋め込んで計測した。

インナーシールクロスアーム部にはD A材(NiO-BaTiO<sub>3</sub>)、 OUTERシールリム部にはB材(Cu-NaF)、他部位にはD材(NiO-CaF<sub>2</sub>)を適用している。

D A材の特徴は1200℃以上の耐熱性を持ち摩耗速度が0.1 μm/h以下の高耐摩耗性を持つことである。B材は低温の摩擦係数に優れ相手コアとの馴染みが良く、シール性も高い。D材は耐熱性が高く、特に500℃レベルの中温域での摺動特性に優れた材料である。熱電対を埋め込んだ計測シールによる運転中のシール各部の温度と各摺動材の適用箇所を図5に示す。各材料の選定評価は、熱交換器単体性能試験で入口ガス温度RIT=900℃での結果を示したものである。注目すべき点は、イン

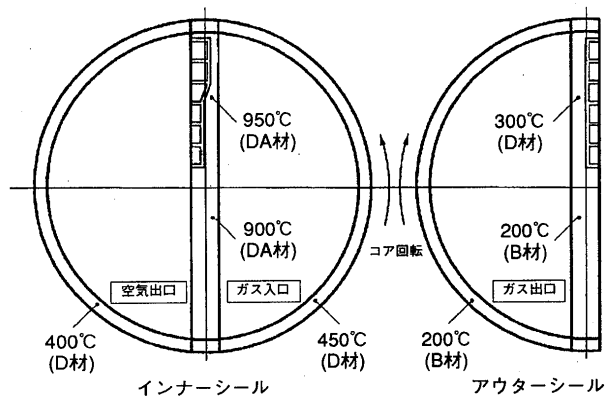


図5 シール摺動部温度(RIT900℃)

ナーシールクロスアーム部の温度が、ガス温度より50℃程度高くなることである。この温度上昇原因は、コアとの摺動発熱によるものと推定される。

#### 4. 基礎評価試験

実体形状のコア・シール各部品を製作する前に、小型試験片で適性を評価した。厚さ3mm、幅45mm、長さ90mm程度のシール試験片で、溶射性、耐熱衝撃性、耐酸化性を確認した後、コア材へのチップングや反応性などの相手攻撃性や摺動特性を評価した。

##### 4.1 評価装置

摺動特性評価試験装置の構造図を図6に示す。構造は大きく分けて、コア駆動モータ、ヒータ付きコア・シールホルダ、押し付け荷重調整用スプリングからなる。供試品形状は、実体コア・シールを小型にした外径230mm、厚さ35mmの円盤形ハニカムコアと幅35mm、長さ240mmの短冊状シール試験片を用いている。ホルダ部の供試体設置方法は、エンジンを模擬して縦型とした。試験方法は、実体コアの平均周速に合わせて電気モータでコアを45rpmに回転させ、シールの押し付け面圧をロードセルで管理しながら20kPa～150kPa程度にスプリングで調整している。評価方法は、高圧空気は流さず、供試体を電気ヒータで最高1200℃までの範囲で、設定した温度に加熱し、静止側のシール試験片との摩擦力を検出して摩擦係数を測定した。摩耗速度は、評価終了後マイクロメータで厚さを計測して評価した。

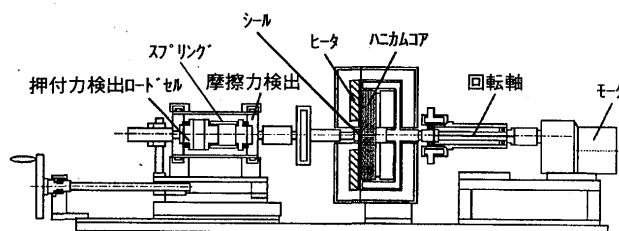


図6 摺動特性評価試験装置

##### 4.2 摺動特性の評価結果

シールに適用した3種の摺動材の温度に対する摺動特性を図7、図8に示す。

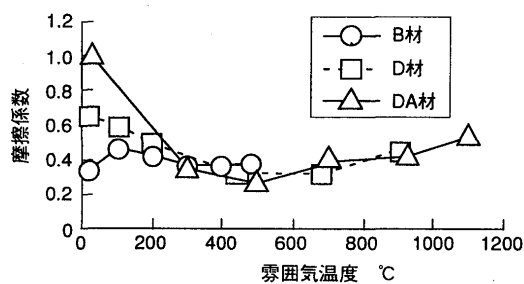


図7 摺動材の摩擦係数

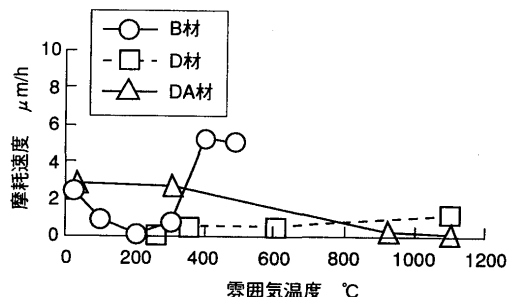


図8 摺動材の摩耗速度

B材の摩擦係数は、常温から500℃までの低温域で安定して低く、摩耗速度は400℃以上では増加するものの300℃以下の低温では低い特性を示す。D材の摺動特性は、低温の摩擦係数は高いが、300℃から700℃の中温域で摩擦係数、摩耗速度ともに低い特性を示している。最も耐熱性が高いDA材は、500℃から1100℃まで摩擦係数が低く、摩耗速度は900℃以上の高温で極めて低い。以上の結果から各摺動材の特徴を活かして、シールへの適用箇所を選定した。

#### 5. 熱交換器単体性能評価試験

エンジン組込状態では熱交換器単体の諸特性が明確にならないため、熱交換器単体での試験装置を製

作して性能を評価した。単体性能試験装置では、温度効率、高圧空気漏れ率、圧力損失率、コア駆動トルクを評価している。

### 5.1 評価装置

単体性能評価試験装置の構造図を図9に示す。構造は、エンジン同様に実体コア・シールをセットし、回転するコアへ低圧燃焼ガスと高圧空気を逆方向に通過させている。温度効率は、高圧空気入口・出口の温度( $T_{ai}$ ,  $T_{ao}$ )と低圧ガス入口温度( $T_{gi}$ )から算出した。特に、空気出口とガス入口温度は配管へのヒートロスが大きいことから、コア表面から30mm程度の位置で計測している。漏れ空気量は、高圧側空気の入口・出口の流量差( $G_{ai}$ ,  $G_{ao}$ )、また、圧力損失率は差圧計で測定した。

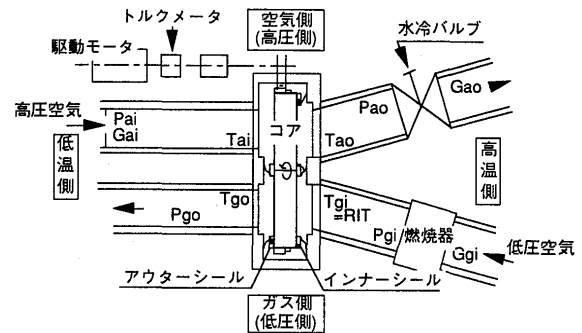


図9 熱交換器単体性能試験装置

### 5.2 評価結果

熱交換器性能の最高実績を表3に示す。定格点と2点の最良燃費点の計3点において設定された性能目標値を全て達成した。シール特性の評価結果を図10に示す。

表3 性能評価結果 (最高実績)

項目	Nt:タービン回転数					
	最大出力点 (Nt:10万rpm)		最良燃費点 (Nt:10万rpm)		最良燃費点 (Nt:9万rpm)	
	目標	実績	目標	実績	目標	実績
温度効率 %	92.5	94.3	93.4	94.9	94.5	95.4
空気漏れ率 %	5.4	1.9	5.6	1.5	5.7	4.4
ガス側圧損 %	6.6	4.8	5.8	5.6	5.0	4.0
空気側圧損 %	0.27	0.2	0.31	0.21	0.38	0.31

コア違いによる温度効率の性能比較結果を図11に示す。厚壁セルのLASコアに対し、MASコア、薄壁セルのLASコア共、1.4%ポイント程度向上することを確認した。

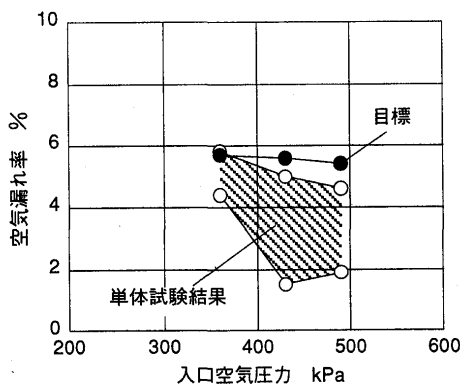


図10 シール性能評価結果

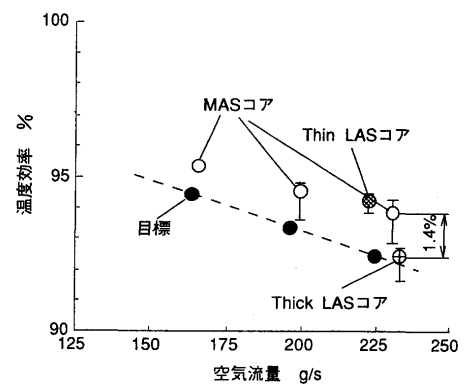


図11 熱交換特性評価結果 (コア片側)

耐久性を評価するため、エンジン定格条件相当のガス入口温度950℃、圧力比5の条件で100時間評価を実施した。100時間運転中の性能値を図12、図13に示す。13回の着火停止を含む評価となったが、昇温開始直後は若干性能のバラツキが大きいですが、100時間中目標値以内の性能を維持していることが判る。また、評価後の供試体の健全性も確認している。さらに、ガス入口温度1000℃および1050℃で各25時間づつの評価を行い高温条件での信頼性を実証している。

加えて、エンジン部分負荷条件に相当する熱交換器にとって最高温度条件であるガス入口温度1100℃で、短時間ではあるが耐熱性を確認した。

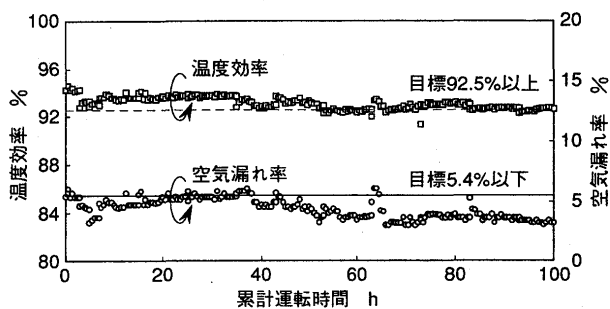


図 12 定格 100 時間評価結果

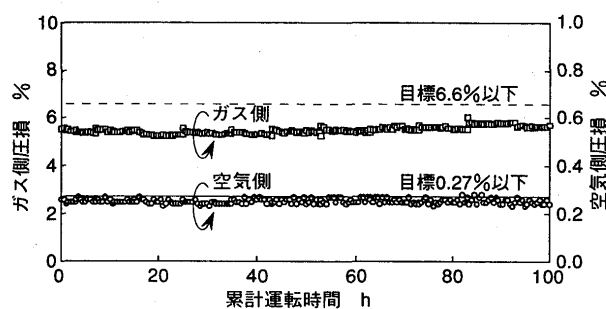


図 13 定格 100 時間評価結果

## 6. まとめ

自動車用 100kW CGT の回転蓄熱式熱交換器の開発において、以下の成果が得られた。

### (1) 全性能評価項目の目標達成

CGT エンジン運転での性能の目標値を得るために必要な 3 条件、すなわち定格点(タービン回転数 =  $Nt100,000\text{rpm}$  相当)、最良燃費点( $Nt100,000\text{rpm}$  相当)、最良燃費点( $Nt90,000\text{rpm}$  相当)で、熱交換器としての性能評価項目、すなわち温度効率、高圧空気漏れ率、圧力損失率(ガス側・空気側)の目標値を全て達成した。

### (2) 耐久目標の達成

連続長時間運転での性能・耐久性を評価するために実施した定格点での 100 時間耐久性評価を終了し、信頼性を実証した。

### (3) 限界温度の目標達成

エンジン部分負荷に相当する熱交換器にとって最高温度条件となるガス入口温度  $1100^{\circ}\text{C}$  でも短時間ではあるが耐熱性を確認した。

以上の評価結果から、CGT 熱交換器開発で設定された全目標値を達成した。

## 謝辞

本研究開発の実施にあたり、ご指導と御協力を戴いた PEC ならびに JARI の関係各位、および御協力を戴いたイーグル工業(株)研究部ならびに日本ガイシ(株)他の関係各位に対し、深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) Y. Akao, et al. : Development of a Regenerator for the 100kW Automotive CGT, 95-YOKOHAMA-IGTC-38 (1995)

