

カーボン/カーボン複合材の回転強度試験

(第三報) 回転強度に及ぼす強化繊維等の影響

※小河昭紀 (航空宇宙技術研究所)
 橋本良作 (")
 米内山誠 (都立航空高専)

1. はじめに

極超音速機や宇宙往還機用ガスタービンエンジンの開発には1500℃以上の超高温に耐える材料の開発がキーテクノロジーとされる。そのため、各種新素材の開発研究が進められている。そのなかで、炭素繊維強化炭素複合材料(以降C/C材と略記する。)は、軽量で、2000℃以上の高温強度が高く、熱膨張係数が低い事から超耐熱複合材料として注目されている。特に、タービン部材等の回転部品に適した特性を有している。しかし、基本的な回転強度特性関連の設計データが、殆ど無い状態である。ここでは、前報に^{1, 2)}引続き、C/C材の回転強度特性及び、C/C材の回転要素への適用性を研究する目的で、更に、前報と特性の異なるC/C材について2種類の積層(0/90, 0/45/90)のディスクモデルによる回転強度試験を行った。更に、破壊様式の解明のため、前報のC/C材も併せて破壊瞬間写真撮影を行った。C/C材の回転強度および破壊様式上の相違についての検討結果を報告する。

2. 試験ディスク模型

回転強度試験に供したC/C材ディスクモデルは前報と同様に内径100mmφ、外径

表1. C/C材ディスク・モデル仕様

N	モデル名	強化繊維 & 繊維配向	積層パターン	ply数	Vf (%)	板厚 mm	比重
1	(0/90)U	UM46/UD材	((0/90) ₄) _s	16	58	3.1	1.63
2	(0/45/90)U	UM46/UD材	((0/45/90/-45) ₂₀) _s	18	59	3.05	1.69
3	(0/90)S	短繊維紡績糸 8枚朱子織り	((0/90) ₂) _s	8	42	3.7	1.45
4	(0/45/90)S	短繊維紡績糸 8枚朱子織り	(0/45/90/-45) _s	8	42	3.7	1.45

160mmφ、板厚約3mmの中空円盤である。内外径比の選択にあたり、半径方向に繊維が配向されてい

表2. C/C材の特性

モデル名	E (GPa)	v	引張強度 (MPa)	曲げ強度 (MPa)
(0/90)U	127	0.0	738	300
(0/90)S	50	0.1	160	340

ない周巻（フィラメント・ワインディング）モデルでの試験も考慮して、半径方向応力 σ_r の影響の少ない内外径比の形状とした。板厚はモデルにより若干異なる。表1に示す様に、本試験では特性の異なる2種類のC/C材を試験対象とした。夫々、カーボン繊維（UM46及び短繊維紡績糸）及び繊維の織方が異なる。モデル名にサフィクス:Uをつけた最初のC/C材は前報と同材料で、高弾性繊維UM46（弾性率460GPa）の一方向配列プリプレグを単位としたものである。主に破壊瞬間状態の解明のため使用した。

別のサフィクス:Sを有する材料は同じベスファイト系の炭素繊維であるが、PAN7°レカサを耐炭化処理した後、短繊維にカットして紡績/織物にして、その後に炭素化処理した織物である。積層単位は8枚朱子織物である。両材の(0/90)積層材の機械的特性を表2に示す。UM46系C/C材は引張強度に優れているが曲げ強度や剪断強度が低く、一方、短繊維紡績糸系モデルSのC/C材はその反対の特性を示す。試験片枚数は各モデルについて2枚である。

3. 試験装置及び試験方法

回転強度試験は、新規エアータービン駆動（最大回転数100,000rpm）のスピントレス

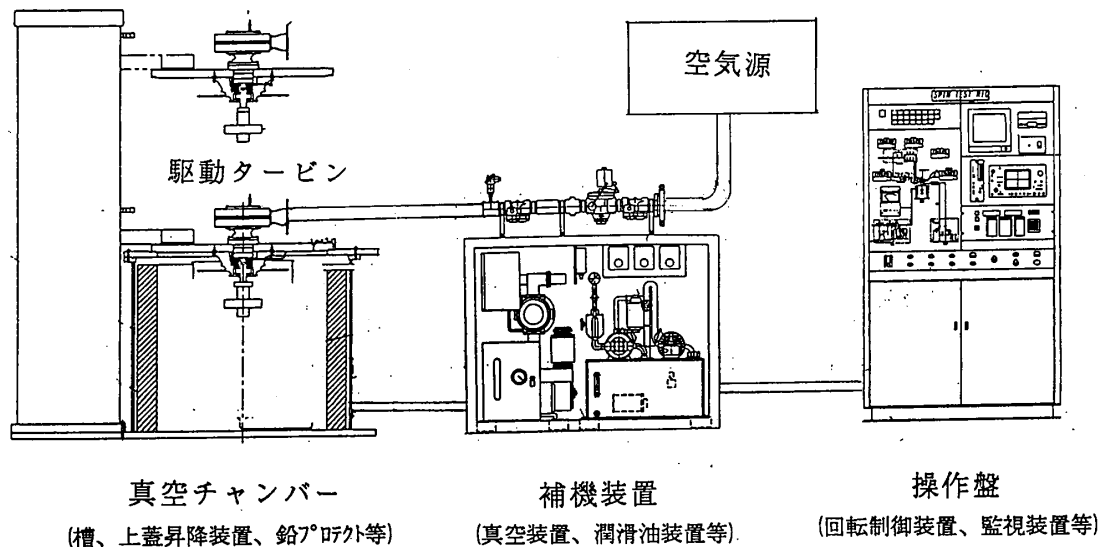


図1. 回転強度試験装置

ターを使用して実施した。その構成を図1に示す。試験ディスクを試験片取り付け治具に載せ、取り付け治具スピンドル上部を駆動タービンと連結した後、下部をローキャッチャー（図には示されていない）で振動防止した。試験ディスク内径面と取り付け治具間は無拘束で半径方向の機械的拘束は無い状態で試験を実施した。空気抵抗を減らすため内部を減圧（100 Pascal以下）した後、コンプレッサからの圧縮空気によりエアタービン駆動で定角加速度で回転

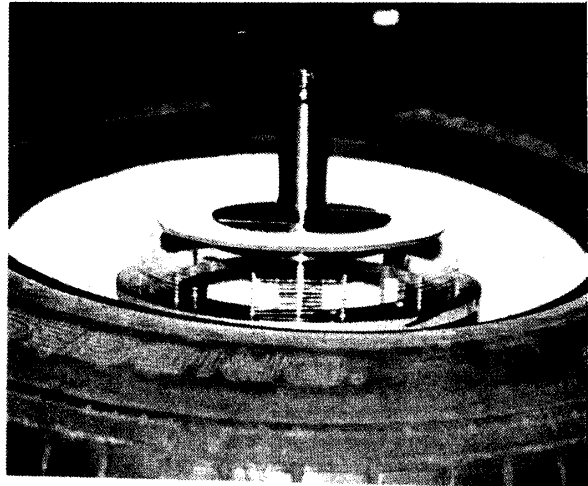


図2. バースト検知用コイル及び破片回収用コンテナメント

数を上げながらバーストまで試験を行った。従来の金属材料と異なりC/C材は比重1.7以下の軽量でバースト時の衝撃が少なく認知困難なことから、図2に示す試験ディスク周りにコイル状に張りめぐらした導線の断線によるバースト検知を試みた。その結果は良好で、総ての試験でバースト検知に成功した。更に、この検知回路とストロボ装置を連動して破壊瞬間写真の撮影と高速度ビデオによる観察を行った。試験片の2次破壊防止と破片回収のため自動車用タイヤ内にフェルトを充填したものを使用した（図2）。なを、総ての試験は室温で実施した。

4. 回転試験結果

図3に各モデルの破壊回転数を示す。各モデル内でのバラツキは少ない。(0/90)U, (0/45/90)U各モデルの破壊回転数は前回の結果と実験誤差内で一致している。(0/90)Uに比較して±45度積層の付加により(0/45/90)Uモデルの破壊回転数が2倍弱、増加する前回の結果が確認された。これに対

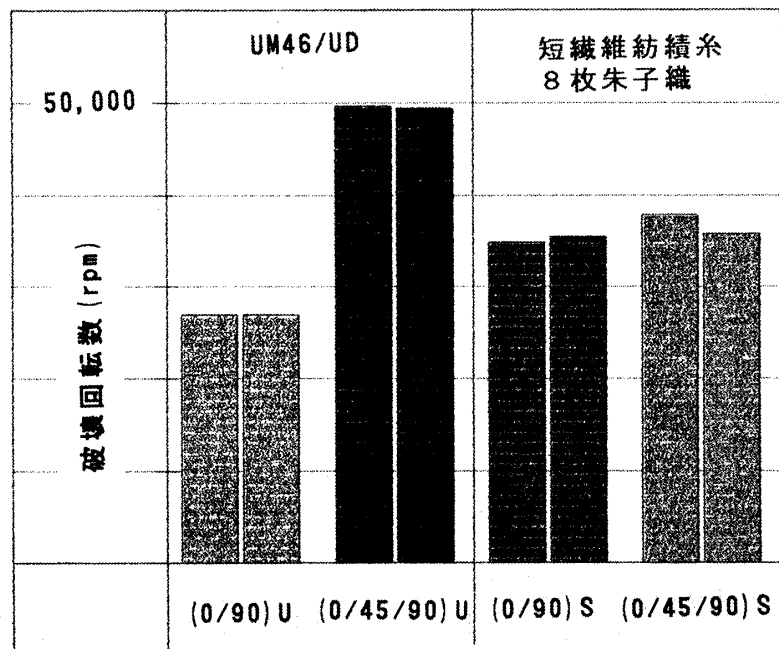


図3. C/C材ディスクモデルの破壊回転数

して、(0/90)S, (0/45/90)Sでは、モデルによる破壊回転数の相違は少ない。又、その破壊回転数は引張強度の高い(0/90)Uより高い。27,500rpmで破壊した(0/90)Uモデルは4分割破壊で、写真図4(a)に見られる様に剪断破壊である^{1,2)}。写真図4(b)は同モデルの破壊瞬間写真である。破壊は4ヵ所ではほぼ同時に発生している。図4(a)、(b)の位置関係は対応して表示してある。内径部から繊維に沿ってマトリックス割れが多数発生しており、また外周部に繊維の剪断破壊帯が観察される。これに対して、短繊維紡績糸C/C材:(0/90)S, (0/45/90)Sの破壊様式は共に同じ引張応力による遠心破壊であった。図5(a)に破壊の一例を示した。破断は6箇所が生じており、その内の1片は特に小さい。この破断状況は両モデルの4枚の試験ディスクで共通して観察された。図5(b)は37,800rpmで破壊した同モデルのバースト瞬間写真である。

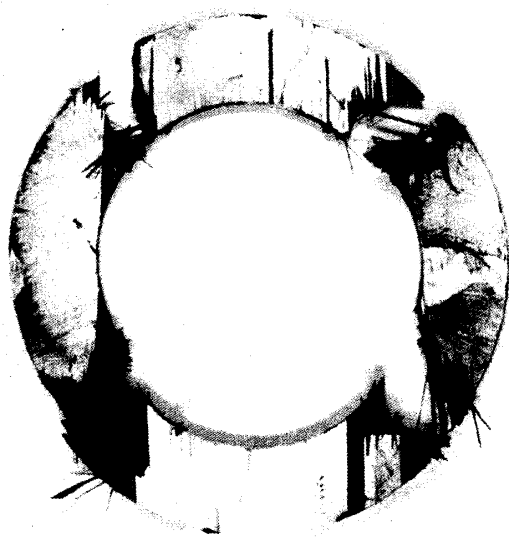


図4(a) (0/90)Uモデル回転破壊状態

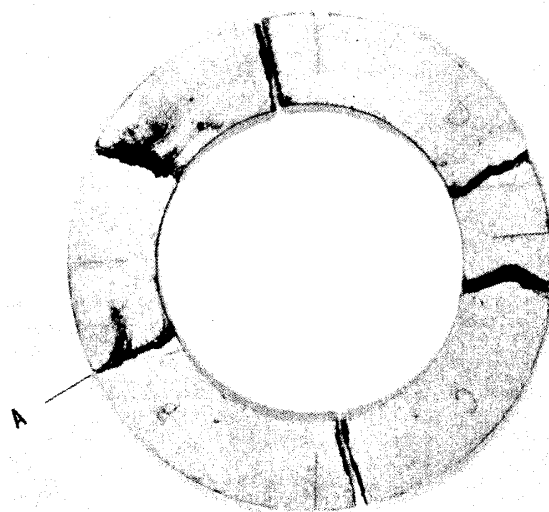


図5(a) (0/45/90)Sモデル回転破壊状態

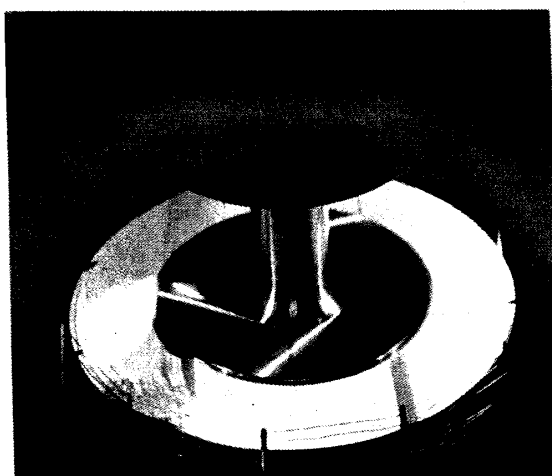


図4(b) (0/90)Uモデルのバースト瞬間写真(Burst speed:27,500 rpm)

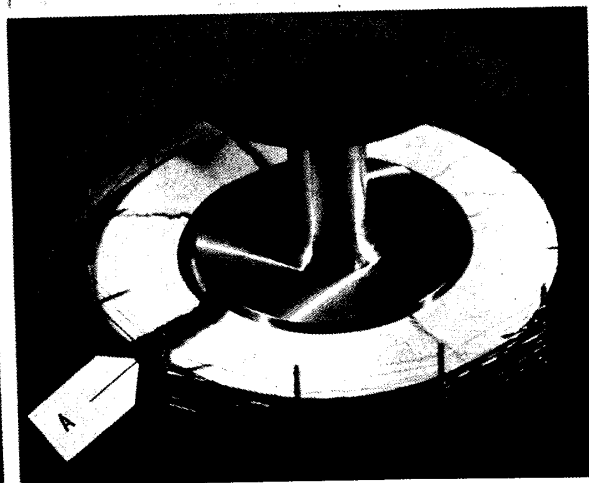


図5(b) (0/45/90)Sモデルのバースト瞬間写真(Burst speed:37,800 rpm)

る。バーストに於いて、既に6箇所の破断が開始している状況が明確に観察される。図5(a), (b)の破断状況が良く対応している事からコンテント等による2次破壊は生じていない事がわかる。図中のA破断面に於いて最初に破壊が始まったと考えられる。有限要素法による異方性弾性解析から、(0/90)Sモデルのバースト時の最大接線応力 $(\sigma_{\theta})_{max}$ は120MPa程度で、同材の引張強度を越えていない。しかし、最大剪断応力 $(\tau_{xy})_{max}$ は50MPa以上に達しており、剪断強度を越えた値になったと考えられる。回転破壊時の段階として最初に剪断による割れの発生があり、次いでその割れの応力集中により接線応力の引張破壊割れにより最終破断が生じたと推定される。(0/45/90)Sモデルは引張強度は(0/90)Sより低く、接線応力による引張破壊モードでバーストした。(0/45/90)Uモデルの破壊回転数は50,000rpm弱である。同モデルの破壊瞬間写真はバースト検知の瞬間、ディスク表面に明瞭な破壊痕跡を示さなかった。高速度ビデオによる観察から、ディスク内部で剥離破壊が進行して剥離片が飛出し、検知回路をバーストの前に動作させたためと思われる。同モデルの回転破壊は多数の剥離片に分離した破断様式を示す。これまでの観察結果から、2次破壊による細片化は無視できると考えられるのでバースト時の短時間に多数の剥離片が発生し、バースト以前にも剥離片が飛出したものと思われる。

5. 結論

2材質2種類積層のC/C材ディスクの回転強度試験を実施して以下の結論を得た。

- (1) C/C材ディスクはバースト破壊時に複数の破片に破断分離する。
- (2) 短繊維紡積糸を使用した(0/90)S、(0/45/90)Sモデルは接線応力による遠心破壊モードでバーストする。回転強度に及ぼす積層方法の影響は小さい。
- (3) 高弾性繊維UM46の(0/90)U、(0/45/90)Uモデルはせん断応力により破壊する。
- (4) 0/45/90積層は、せん断破壊するUM46系C/C材では、回転強度の改善に極めて有効であるが、遠心破壊をする低引張強度C/C材では、殆ど効果は見られない。

6. あとがき

本研究は、通産省工業技術院によるプロジェクト『超音速輸送機用推進システムの研究開発』の一環として行われた。

7. 参考文献

- 1) 小河, 他2名; 第7回日本がスタ-ピン学会秋期講演会講演論文集、pp205-210(1992)
- 2) 小河, 他2名; 第8回日本がスタ-ピン学会秋期講演会講演論文集、pp293-298(1993)

燃焼ガス中におけるC/Cコンポジットの劣化特性

小林 敬幸 (名大・高温エネルギー変換研究センター)

伏谷 一成 (名大・高温エネルギー変換研究センター)

新井 紀男 (名大・高温エネルギー変換研究センター)

加藤 吉成 (TYK)

1. 緒言

ガスタービン入口温度 (以下TIT) の上昇はガスタービンの熱効率、比出力の増大に不可欠である。しかし、タービンプレードに金属材料を用いる限りTITの改善には限度があり、現状技術の延長上でも1500℃が上限であると考えられている。これに対して、近年日本を含めた世界各国でセラミックガスタービンの開発が熾烈に行われているが、セラミックは大型翼を製造することが困難であること、あるいは低靱性のため、これを発電用ガスタービンへ応用するための検討課題は多く残されている。さらに耐熱特性を考えると、1500℃以上の高温場においてタービンプレードに必要な比強度を有する材料は殆ど見当たらない。従って、将来のTITの高温化を考慮すると、TITとして1500℃をブレイクスルーする技術は、現状の技術の改善ではなく新しい概念のシステムで構築される必要があると考えられる。

そこで著者らは、新しい概念に基づいたガスタービンシステムを提案している^{(1),(2),(3),(4)}。本システムは、

- (1) ケミカル火炎 (燃料過濃火炎) を用いる燃焼技術
- (2) 燃焼排熱からあまり動力を使うことなく高温の予熱空気を作るための高温再生技術
- (3) 空気圧縮動力の低減技術
- (4) 耐熱性材料創成技術

の4つの基本技術を軸としており、主に高温・高圧還元燃焼器 (燃料過濃燃焼器)^{(5),(6)}、燃焼用空気の高温再生予熱器、および炭素繊維強化炭素複合材料 (以下C/Cコンポジット) 製タービンプレードから構成される。

本研究においてガスタービンプレード材への適用が想定されているC/Cコンポジットは、不活性ガス雰囲気において耐熱性、高強度等に優れた特徴を有しているが、酸素との酸化反応や高温水蒸気との反応が大きな課題である。C/Cコンポジットを適用するためには、劣化を抑制できるような環境づくり、つまり、タービン入口ガスのガス雰囲気の改善、コーティングをはじめとするC/Cコンポジット自体の環境適応性の向上を図る必要がある。本研究では、燃料過濃燃焼によって作られる高温還元雰囲気中におけるC/Cコンポジットの劣化特性と劣化の抑制効果について実験的検討をすることを目的としている。そこで、燃料過濃なメタン/空気予混合燃焼を行い、その燃焼場中におけるC/Cコンポジットの重量変化、SEMによる表面観察を行い、その劣化特性についての基礎的検討を行った。

2. 実験装置及び方法

本実験に用いた実験装置の概略図と詳細図をそれぞれFigure.1, Figure.2に示す。本装置の反応管は内径54mm,長さ300mmのステンレス製円管である。ステンレス管内部に底部から50mmの高さに、厚さ10mmの多孔質セラミックス板が取り付けられている。直径1mmのムライトパイプで作成された底面10mm四方、高さ15mmのサンプルステージが、このセラミックス板上の中央に設置してある。供試試料のC/Cコンポジットおよび黒鉛は直径18mm、厚さ7mmの円柱形に成形した。その中心に直径1mmの穴をあけB熱電対を通し、試料を吊せるようにしてある。また、同時に試料の中央で温度を測定し、この温度を試料代表温度とした。メタンおよび空気流量はマスフローコントローラーを用いた。実験は、メタン/空気予混合燃焼を行い、燃焼器に取り付けてあるB熱電対の示す温度が定常になったのち、実験を開始した。所定時間後、燃焼を止め、窒素でパージし冷却後、試料重量変化の測定およびSEMによる試料表面の状態の観察を行った。また、C/Cコンポジットとの比較検討を目的として黒鉛についても同様の実験を行った。

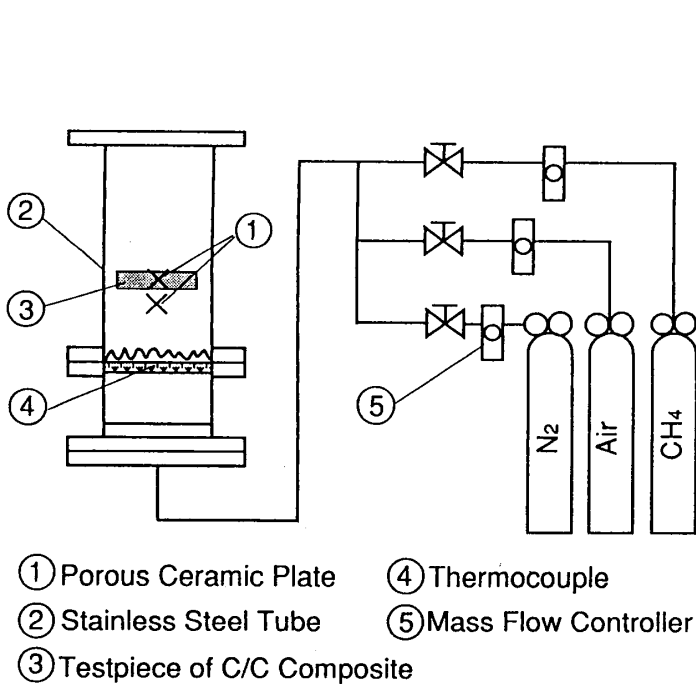


Figure 1. Schematic Diagram of Experimental Apparatus

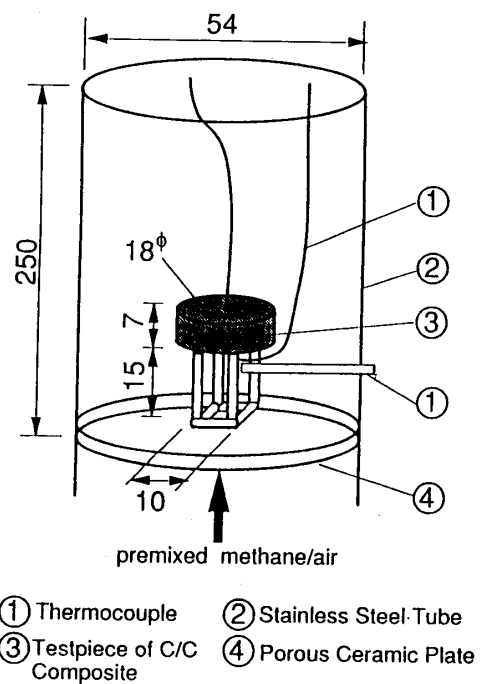


Figure 2. Details of Test Chamber

3. 試料

本研究で用いたC/Cコンポジット（(株)TYK製）はPAN系のカーボンファイバーとフェノールのマトリックスを原料として作られたものであり、2D積層構造をもつ。また、比較検討のための黒鉛はLGT-5を使用した。それぞれの諸物性値はTable.1に示した通りである。

見掛空隙率	[%]	15.3	
見掛比重	[g·cm ⁻³]	1.7	
曲げ強度	[kg·cm ⁻²]	1500	
引張り強度	[kg·cm ⁻²]	1300	
圧縮強度	[kg·cm ⁻²]	1000	
熱膨張率	[x 10 ⁻⁶ K ⁻¹]	1.1 (長さ方向) 8.4 (厚さ方向)	
熱伝導率	[kJ·m ⁻¹ ·hr ⁻¹ ·K ⁻¹]	376 (長さ方向) 46 (厚さ方向)	
シェア硬度	[-]	65	
炭素繊維含有率	[vol %]	40	
焼成温度	[K]	2000	

Properties of C/C Composite

見掛空隙率	[%]	14
見掛比重	[g·cm ⁻³]	1.80
曲げ強度	[kg·cm ⁻²]	650
引張り強度	[kg·cm ⁻²]	400
圧縮強度	[kg·cm ⁻²]	1100
熱膨張率	[x 10 ⁻⁶ K ⁻¹]	5.0
熱伝導率	[kJ·m ⁻¹ ·hr ⁻¹ ·K ⁻¹]	230
シェア硬度	[-]	65

Properties of Graphite

Table 1. Properties of C/C composite and Graphite used for experiments

4. 実験結果と考察

4-1. 材料劣化特性

Figure.3にメタン/空気燃料過濃燃焼によって作られた高温還元雰囲気における、C/Cコンポジットと黒鉛の重量変化に対する温度の影響について検討した実験結果を示す。図より、C/Cコンポジット、黒鉛ともに温度の上昇に伴いその劣化速度は増加していることがわかる。同じ条件下でのC/Cコンポジットと黒鉛とを比較すると、黒鉛の方が劣化速度が小さい。これは、C/Cコンポジットの空隙率が黒鉛と比較して大きいこと、その反応面積が大きいことや、主にマトリックスの黒鉛化度の違いによるためと考えられる。

黒鉛の場合、温度に対して劣化速度が指数関数的に増加しているが、C/Cコンポジットにおいては約1330Kを境にして劣化速度の傾きが変化していることがわかる。実験後のサンプルの状態を目視観察した結果、反応温度が約1330Kより高い場合、劣化した材料の一部が表面より崩落していた。このことから、C/Cコンポジットの劣化は、反応温度1330K以下では化学反応のみによるものであり、それに対して1330K以上では、化学反応とともに構造的な材料劣化が複合的に作用したためであると考えられる。

また、劣化速度に及ぼす当量比の影響について、1330K以下では、C/Cコンポジット、黒鉛の両場合において、当量比が大きいほど劣化速度が小さい。空気中におけるC/Cコンポジットの劣化速度を検討した結果⁽⁹⁾と比較すると、空気中におけるC/Cコンポジットの酸化劣化速度は当該温度範囲では反応温度にあまり依存していない。さらに本実験結果と比較すると、その値は1桁以上も異なっていることから、燃料過濃条件で当量比が大きいほど炭素材料の劣化速度を基本的

には抑制できると考えられる。しかし、反応温度が高いほど当量比の増大による劣化速度の抑制効果は小さいことが図からわかる。さらに1330Kより高い温度において、C/Cコンポジットの劣化速度は当量比には殆ど依存しておらず、黒鉛の結果とは異なる結果となった。これは、反応温度が約1330Kでは先述した構造的劣化速度は当量比に殆ど依存せず、さらにその速度は化学的劣化速度を大きく上回るため、総合的な劣化速度は当量比には殆ど依存しないと考えられる。

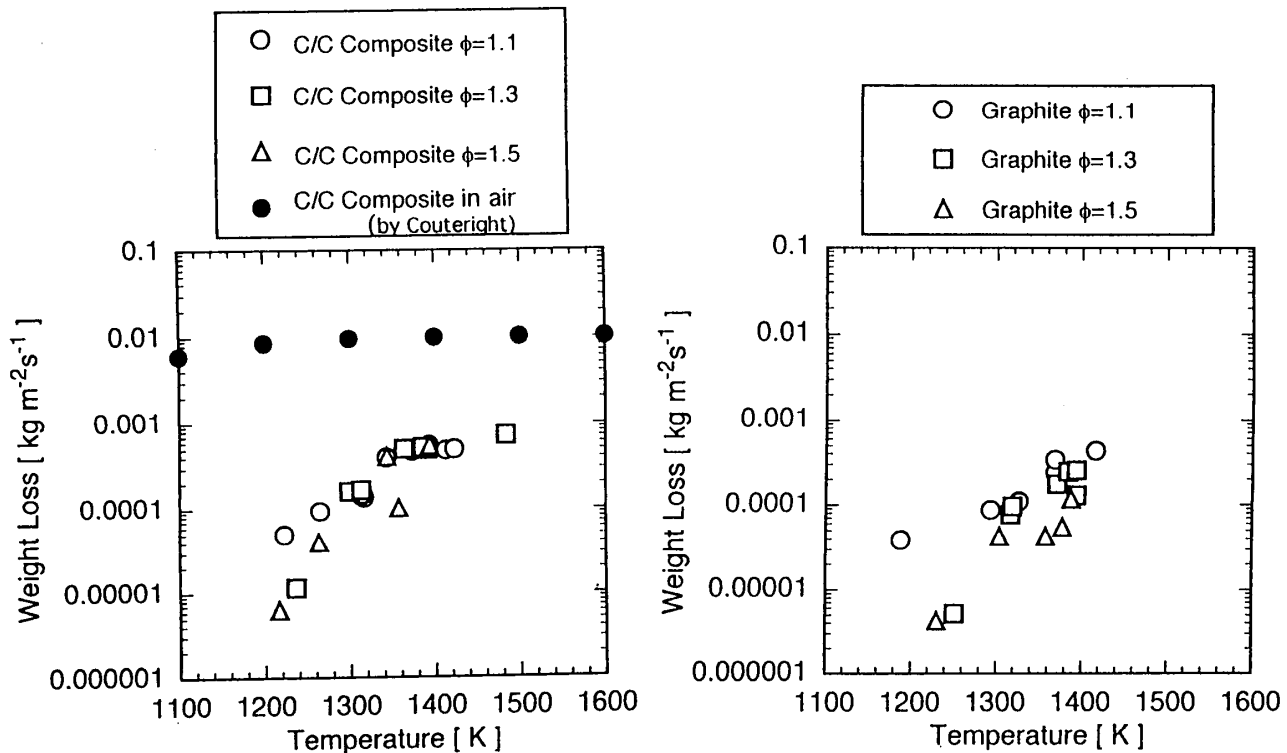


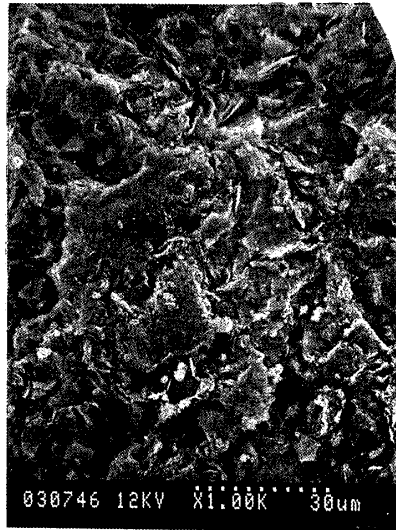
Figure 3. Relationship between Rate of Weight Loss and Reaction Temperature on C/C Composite and Graphite

4-2. SEMによる材料表面観察

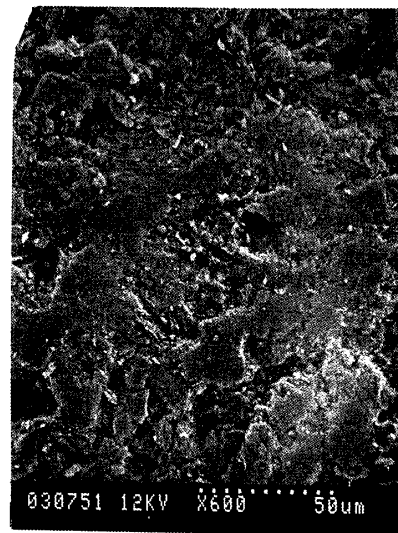
燃焼場での劣化実験を行った後のC/Cコンポジットについて、SEMによる表面観察を行い、その劣化機構について検討を行った。

まず、実験前におけるC/Cコンポジットと黒鉛材料表面のSEM写真をFigure.4に示す。図から分かるように、ファイバーを被覆する形でマトリックスの黒鉛化が行われファイバー間に黒鉛として成長した小片が多数存在している。Figure.5は、試料代表温度が約1223Kの時の当量比の違いによる劣化反応後の表面状態を比較したものである。図より、当量比1.1の場合ファイバー間に存在していたマトリックスの黒鉛が殆どなく、劣化が大きく進行していることがわかる。それに対して、当量比1.5ではマトリックスが実験後においても存在しており、劣化があまり進んでいな

い。Figure.6は、試料代表温度が約1373Kの時の当量比の違いによる表面状態を比較したものである。1223Kの時とは異なり、両場合ともマトリックスがほとんど存在せず、劣化が進行している。しかし試料側面（強化繊維配向方向に対し垂直断面）の状態を示したFigure.7より、当量比が1.1の場合の方が、ファイバーの劣化がより進行しており、当量比を大きくすることで、ある程度の劣化の抑制がされることが明らかとなった。

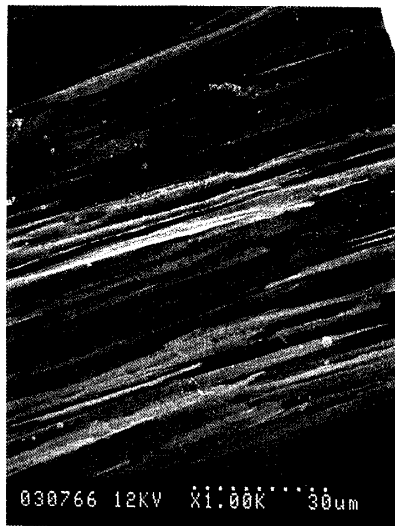


(a) C/C Composite

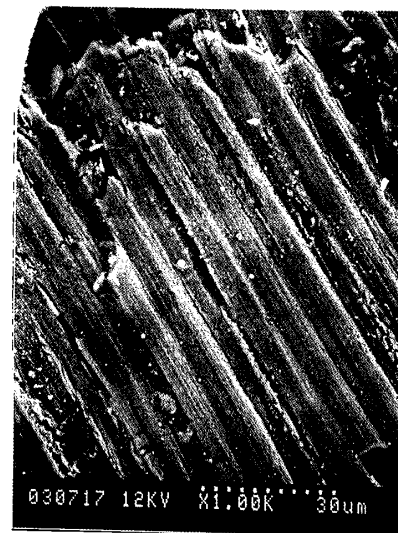


(b) Graphite

Figure 4. SEM Photographs of Surface on Test Piece before Experiment

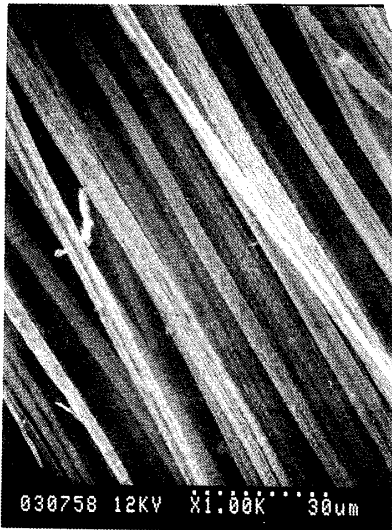


(a) $\phi = 1.1$

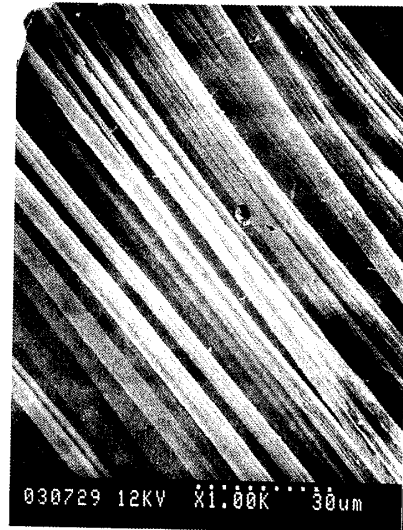


(b) $\phi = 1.5$

Figure 5. SEM Photographs of Surface of C/C Composite after Experiment (reaction temperature 1223K)

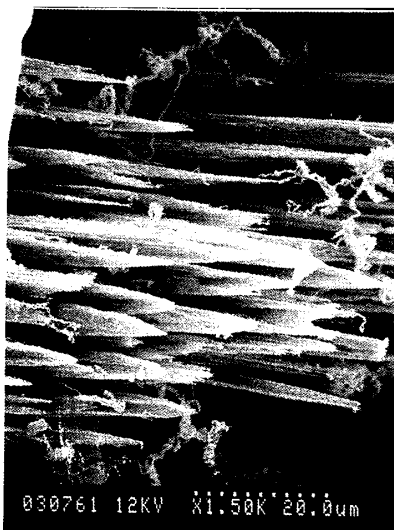


(a) $\phi = 1.1$

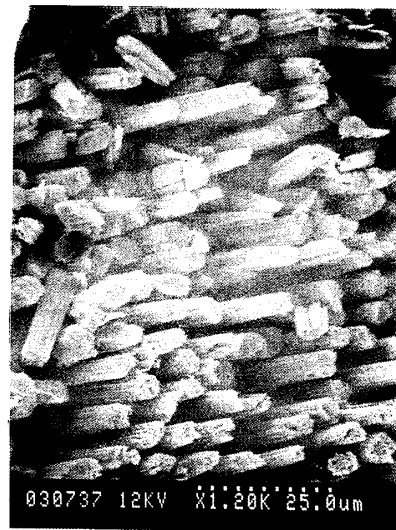


(b) $\phi = 1.5$

Figure 7. SEM Photographs of Surface on Side of C/C Composite after Experiment (reaction temperature 1223K)



(a) $\phi = 1.1$



(b) $\phi = 1.5$

Figure 6. SEM Photographs of Surface of C/C Composite after Experiment (reaction temperature 1373K)

5. 結言

燃料過濃燃焼によって作られる高温還元雰囲気中におけるC/Cコンポジットの劣化特性と劣化の抑制効果について実験的検討をすることを目的として、燃料過濃なメタン/空気予混合燃焼場中におけるC/Cコンポジットの重量変化の測定、SEMによる表面観察を行い、その劣化特性についての基礎的検討を行った。その結果、

1) C/Cコンポジットの劣化速度は、温度の上昇に伴い大きくなり、約1330K以上では、化学反応とともに構造的な材料劣化が複合的に作用する。

2) 燃料過濃燃焼によって作られる還元雰囲気において、当量比の増大による劣化の抑制が認められたが、その効果は雰囲気温度が高いほど小さくなる。

等が明らかとなった。

【謝 辞】

本研究は、平成6年度文部省科学研究費（重点領域研究「エクセルギー」A02課題番号06246212）及び平成6年度民間等との共同研究（課題番号7101）の一環として行われた。付して謝意を表する。

【参考文献】

- (1) N.Arai, N.Kobayashi, K.Nakano, A.Matsunami, Pacific RIM Int. Conf. on Environmental Control of Combustion Processes, Paper 6A (1994)
- (2) 新井・北川・小林, 第27回化学工学会秋季大会講演予稿集, G101 (1994)
- (3) 堤・新井, 第27回化学工学会秋季大会講演予稿集, G102 (1994)
- (4) 新井・北川・小林, 日本機械学会関西支部第253回講演会フォーラムFM-1 (1994)
- (5) 小林・中野・新井・架谷・田中, 第31回燃焼シンポジウム講演論文集, pp141-143 (1993)
- (6) 小林・中野・新井・架谷, 化学工学会第59年会講演予稿集, O206 (1994)
- (7) 高田・木村・望月, 化学工学会第59年会講演予稿集, N115 (1994)
- (8) G.R.St.Pierre, 3rd Int. Sym. Ultra-high Temperature Materials '93 pp.23 (1993)

高温耐食コーティング部材の強度特性

* 齊藤 正弘 (株)東芝 重電技術研究所
 伊藤 義康 (株)東芝 重電技術研究所
 高橋 雅士 (株)東芝 重電技術研究所
 宮崎 松生 (株)東芝 重電技術研究所

1. 緒言

ガスタービンでは、燃焼器出口ガス温度が高いほど発電効率が向上するため、タービン入口温度の高温化が進められている。しかしながら、燃料からの腐食成分、流入空気からの海塩腐食粒子混入による著しい高温腐食や高温酸化は、ガスタービンを構成する高温機器・部品、特に動翼・静翼材料にとっては、極めて過酷な環境となっている。一方、タービン入口温度が1273Kを越える現在、動翼・静翼内面の空気冷却は必須条件となっている。この空気冷却孔を有したガスタービン翼には、起動停止や燃焼ガス温度と冷却温度との差によって大きな熱応力が生じると共に、回転による遠心力が重畳される。したがって、耐熱性・耐食性は無論のこと、これら熱疲労やクリープ損傷に対する高温強度特性も併せて要求されている。現状、高温腐食や高温酸化は耐食コーティング皮膜により分担させ、熱応力や遠心力は高温強度に優れた超合金材料により持たせている。

一般に高温耐食コーティングとしては減圧プラズマ溶射(VPS)によりMCrAlY合金皮膜(MはNi、Co、Fe等)を形成するオーバーレイコーティングが行われている。当然のことながら、これら減圧プラズマ溶射により形成されたMCrAlY合金皮膜の機械的、熱的特性は、動翼・静翼基材の特性とは異なっている。このため、高温強度特性に及ぼす耐食コーティング皮膜の影響については種々研究¹⁾が成されており、皮膜の表面き裂がコーティング部材の寿命に影響を及ぼすことが報告²⁾されている。しかし、最適な材料選択やプロセス選択によっては、寿命にそれほど影響を及ぼさない報告^{3)~6)}もある。そこで、本報ではコーティング皮膜材料の熱物性および機械的特性の材料データ³⁾を基に、最適皮膜材料の選定やプロセス選択を行って製作したコーティング部材について、静的引張試験、クリープ試験等を実施し、耐食コーティング皮膜が高温強度特性に及ぼす影響について検討した。

2. 実験方法

2.1 供試材料

供試基材には、高温耐熱材料であるIN738LC(精密鑄造後、1396K-2h溶体化処理、1116K-24hr時効処理)を用いた。その化学組成を表1に示す。減圧プラズマ溶射に用いた溶射粉末はMを基本構成元素とし、それぞれCr、Al、Y等を添加したCoCrAlY、CoNiCrAlY、NiCrAlY合金粉末である。用いたMCrAlY合金粉末の化学組成を表2に示す。材料の選定にあたっては、前報³⁾で報告したコーティング設計システムのデータ

ベースより、皮膜材料と基材の熱物性（高温ヤング率、ポアソン比、線膨脹係数、熱伝導係数、曲げ強度、高温硬さ等）について検討を行い、基材に比べてヤング率の低い皮膜材料、基材よりも線膨脹係数の小さな皮膜材料をそれぞれ選択した。例えば、MCrAlY合金皮膜の温度に対するヤング率を図1に示すように、いずれのMCrAlY合金皮膜のヤング率もIN738LC基材のヤング率と同様に、高温域ほど低下する傾向を示す。MCrAlY合金皮膜のヤング率はIN738LC基材と比較すると同等かそれ以下のヤング率である。これらの値をMCrAlY合金皮膜のヤング率E2とIN738LC基材のヤング率E1比で示すと $0.9 < (E2/E1) < 1.0$ の範囲にあり、基材に比べて皮膜のヤング率が低いために、もし皮膜にき裂が生じても基材へのき裂進展を防止できる可能性がある。この傾向は高温においても同様と考えられる。

実験に供した引張試験片およびクリープ試験片の形状・寸法を図2および図3に示す。MCrAlY合金のコーティングは減圧プラズマ溶射装置（Plasma Technik社製）を用いて、試験片（精密鋳造後の溶体化、時候処理なし）表面に $300\mu\text{m}$ 程度の皮膜を形成した。

表1 IN738LC 基材の化学組成

Chemical compositions (wt%)								
Ni	Cr	W	Mo	Co	Al	Ti	Nb	Ta
Bal	15.8	2.46	1.78	8.11	3.45	3.60	0.92	1.92

表2 MCrAlY合金粉末の化学組成

Materials	Chemical compositions (wt%)				
	Cr	Al	Y	Co	Ni
CoCrAlY	28.80	6.25	0.35	Bal	--
CoNiCrAlY	20.30	8.20	0.51	Bal	31.27
NiCrAlY	31.45	11.55	0.83	--	Bal

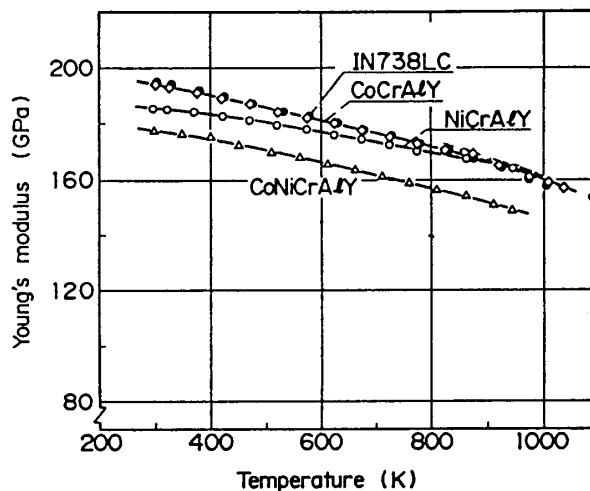


図1 MCrAlY合金皮膜のヤング率

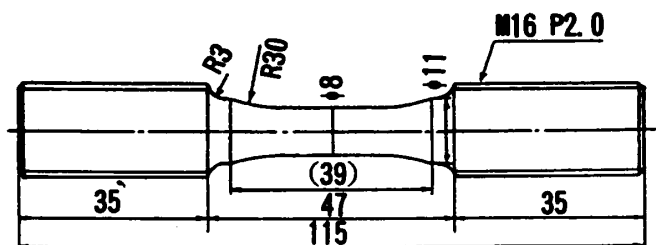


図2 引張試験片形状・寸法

減圧プラズマ溶射は、予熱温度 823~923K、プラズマガスAr/H₂、電圧64V、電流680A、Ar雰囲気圧 50~80Torr、溶射距離270mm、粉末供給量60~80g/minの条件にて施工した。

このとき、減圧プラズマ溶射による試験片のオーバーヒートを防止するために、FMテレメータを使ってチャンバー内の温度測定を行い、試験片の最高温度を1073K以下の温度に管理した。

減圧プラズマ溶射後、Arガス減圧雰囲気中にて1396K-2h、1116K-24hrの拡散熱処理を施し、さらに溶射皮膜表面をピーニング処理にて膜厚約250 μ mに、表面粗さをRa約1.0 μ mに仕上げた。

2.2 引張試験およびクリープ試験

引張試験はオートグラフ（島津製作所製 AG-10T）により、293Kおよび1123Kの温度にてJIS-Z-2201に従って実施した。常温ではひずみゲージ、1123Kでは差動トランスを用いた押し当て方式により試験中のひずみを検出し、0.2%耐力、引張強さ、破断伸び、絞りそれぞれ求めた。クリープ試験は荷重精度 $\pm 1\%$ 以内、温度分布 ± 274 Kの縦割り型管状炉を備えた縦型単テコ荷重式自立型クリープ試験機（自社製）を用い、JIS-Z-2201に従って1123Kおよび1173Kの2温度にて343MPa~451MPaの応力を負荷して試験を行った。ここで、応力の算出にはコーティング皮膜の膜厚を考慮しない断面積を用いた。また、引張試験およびクリープ試験後の破壊状態や組織は、光学顕微鏡やSEMにより観察した。

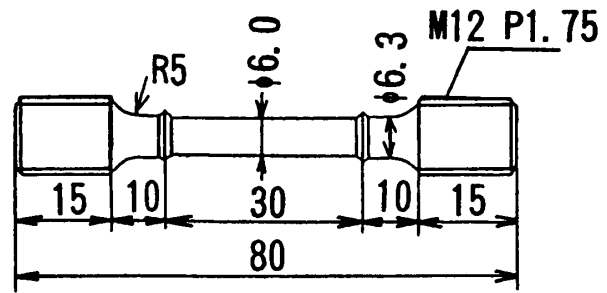


図3 クリープ試験片形状・寸法

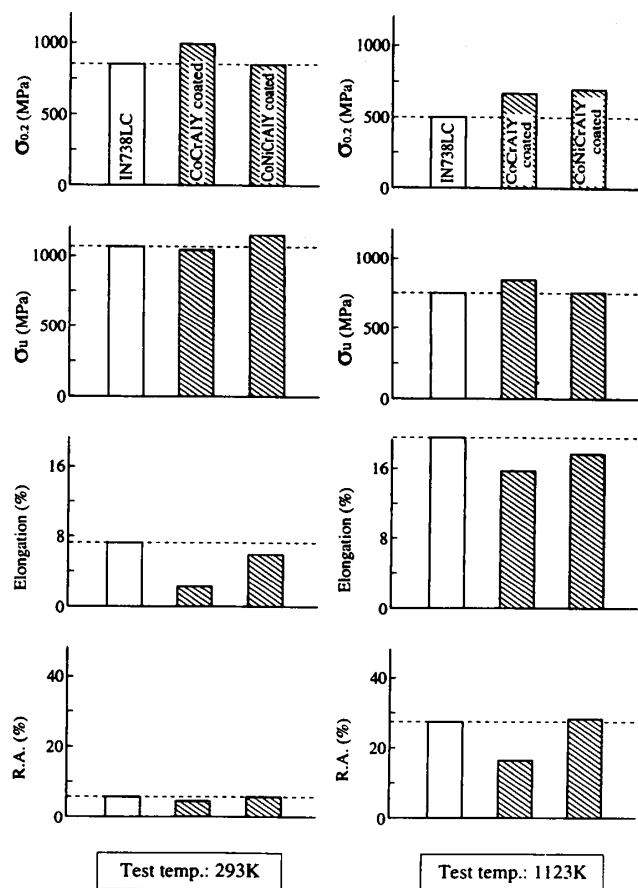


図4 耐食コーティング部材の機械的性質

3. 実験結果およびその検討

3.1 機械的性質に及ぼすコーティング皮膜の影響

CoCrAlY およびCoNiCrAlY コーティング試験片の常温および1123K における0.2%耐力、引張強さ、破断伸び、絞りをもとめて図4に示す。図から明らかなように、常温におけるCoCrAlY コーティング試験片およびCoNiCrAlY コーティング試験片の0.2%耐力と引張強さは、IN738LC 基材（精密鋳造後、1396K-2h溶体化処理、1116K-24hr時効処理）と比べて僅かに高くなっているが、破断伸びや絞りは、比較的コーティング皮膜が脆いために、基材に比べ若干低下している。

すなわち、常温ではCoCrAlY やCoNiCrAlY の皮膜は、基材に加わる荷重を分担しているものと考えられる。

これに対し、1123K におけるCoCrAlY およびCoNiCrAlY コーティング試験片の0.2%耐力、引張強さは、基材に比べて同等か、僅かに高い値が得られた。

しかし、高温におけるCoCrAlY およびCoNiCrAlY の皮膜の破断伸びや絞りは、基材と比べて同等か僅かに低い値である。

ところで、図5に各種MCrAlY合金皮膜のビッカース硬さの温度依存性を示すように、IN738LC 基材は1100K まで急激な硬さの低下を示さず、優れた耐熱材料であることが明らかである。

一方、MCrAlY合金皮膜は

常温付近において、IN738LC 基材と同等か、あるいはそれ以上の硬さを示すものの、温度上昇と共に硬さの低下が著しい。特に、900K程度以上では、いずれのMCrAlY合金

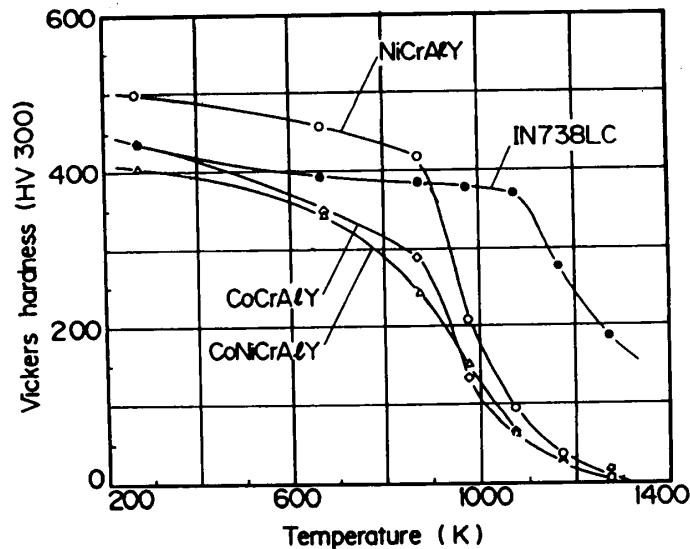
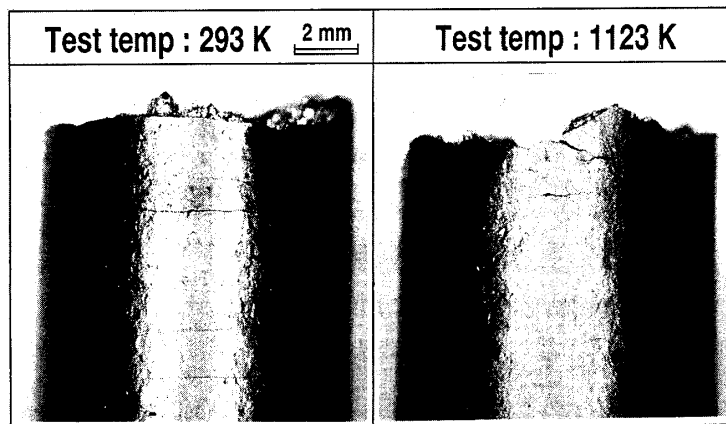


図5 各種MCrAlY合金皮膜の高温硬さ特性



(a) 293K (b) 1123K

図6 CoCrAlY コーティング皮膜のき裂発生状況

皮膜も急激な硬さの低下を示すことが明らかである。このように、MCrAlY合金皮膜は常温付近では強度が高く延性に乏しいものの、高温域では急激に強度が低下し、高延性となることが知られている。したがって、高温領域におけるCoCrAlYおよびCoNiCrAlY皮膜は、基材に加わる荷重を分担しているものの、その値は少なく、き裂が発生しにくいものと考えられる。このことは、図6に示すCoCrAlYコーティング試験片の表面観察から明らかである。

ここで、図6(a)は常温における引張試験後の皮膜表面き裂発生状態を示し、図6(b)は1123Kにおける引張試験後の皮膜表面き裂発生状態を示す。図から、常温で延性に乏しいコーティング試験片皮膜表面のき裂は、引張方向と垂直な周方向に多数発生しているが、1123Kにおけるコーティング試験片の表面き裂は、破断部近傍に僅かに認められるだけである。

3.2 クリープ破断寿命に及ぼすコーティング皮膜の影響

図7に1173Kおよび1123Kにおけるクリープ試験結果を示す。図中には、CoCrAlY、CoNiCrAlYおよびNiCrAlYコーティング試験片とIN738LC基材試験片のクリープ破断寿命を示した。図から、同じ負荷応力におけるMCrAlYコーティング試験片とIN738LC

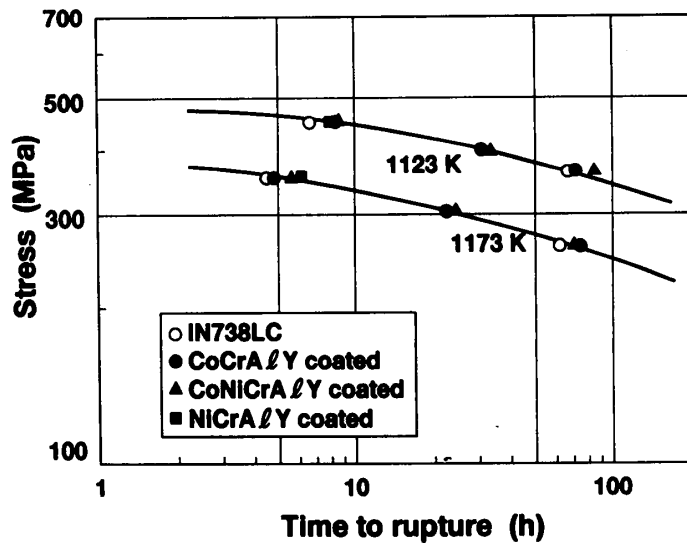


図7 IN738LC 基材とMCrAlYコーティング試験片のクリープ破断寿命

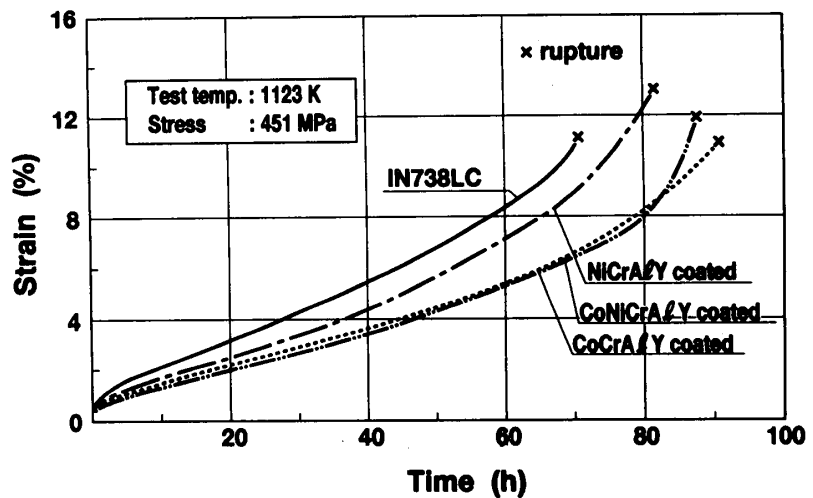


図8 IN738LC 基材とMCrAlYコーティング試験片のクリープ曲線

C 基材試験片のクリープ破断寿命は、試験温度が高いほど低下し、同一試験温度におけるクリープ破断寿命は、負荷応力が高いほど低下する。しかし、各種MCrAlYコーティング試験片は、IN738LC 基材試験片と比べて、コーティングによるクリープ寿命低下への影響はなく、逆にクリープ寿命が若干ではあるが延びる傾向にある。

また、図8には1123K、451MPaにおけるCoCrAlY、CoNiCrAlYおよびNiCrAlYコーティング試験片とIN738LC 基材試験片のクリープ曲線を示す。短時間クリープ試験での評価ではあるもの

の、IN738LC 基材試験片の寿命はMCrAlYコーティング試験片に比べ、低下しているようである。すなわち、MCrAlYコーティング試験片は高温においても僅かに荷重を分担し、寿命が延びる傾向にある。

さらに、図9に最小クリープ速度とクリープ破断時間の関係を示す。図から明らかのように、MCrAlYコーティング試験片とIN738LC 基材試験片の最小クリープ速度は、いずれも同等であり、クリープ破断寿命の低下に伴って速くなる傾向を示す。

また、クリープ試験温度が最小クリープ速度に及ぼす影響はほとんど認められず、1173K および1123K 共に同等である。

図10は1173K と1123K におけるIN738LC 基材試験片およびMCrAlYコーティング試験片の破断伸びとクリープ破断時間の関係を示したもので、寿命が短いほど破断伸びは増加し、寿命が長いほど破断伸びは低下する。

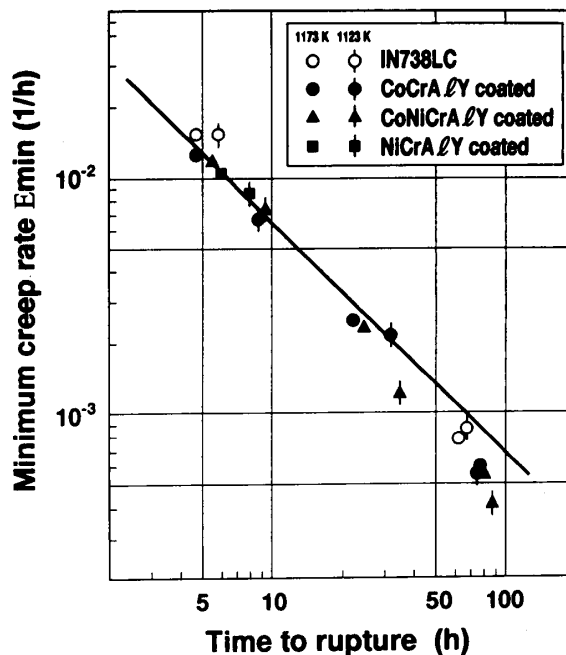


図9 最小クリープ速度と破断時間の関係

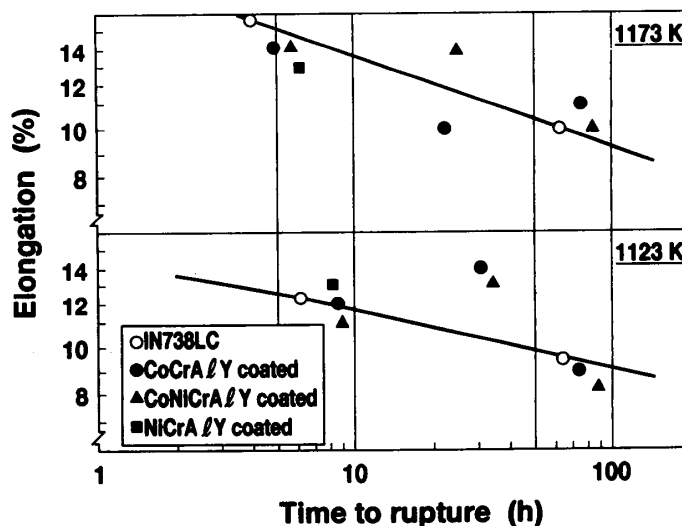


図10 破断伸びと破断時間の関係

また、試験温度が高いほど破断伸びは大きい。IN738LC 基材試験片の破断伸びは、ばらつきが極めて少ないものの、MCrAlY コーティング試験片に比べて、僅かに低下している。

以上の結果から、クリープ試験後の試験片を用いてクリープ破断寿命に及ぼすコーティング皮膜の影響を明らかにした。

図11は1173K、451MPaにてクリープ試験を行った後のIN738LC 基材試験片とCoNiCrAlY コーティング試験片の断面で、表面近

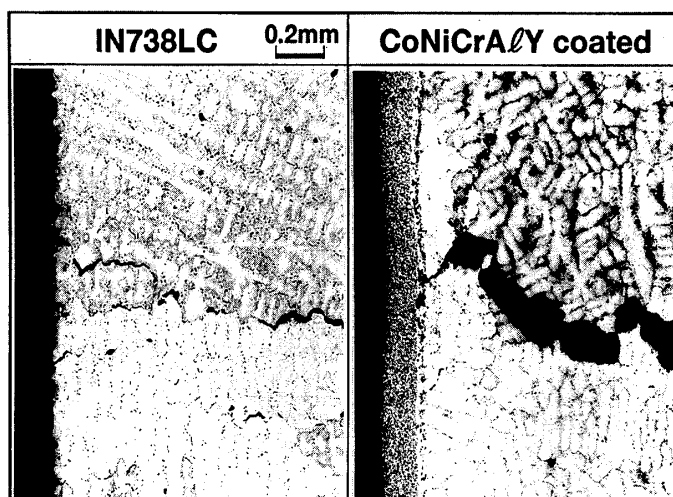


図11 1123K におけるき裂発生状況

傍のき裂状態を示した図である。図から明らかなように、IN738LC 基材のき裂は、表面層や基材内部でデンドライト粒界に沿って発生していることが分る。

一方、CoNiCrAlY コーティング試験片のき裂は基材内部より発生しており、皮膜には明瞭なき裂発生が認められない。すなわち、高温では皮膜が高延性となるために、皮膜表面からき裂が発生しにくく、クリープ寿命は基材と同等となっている。したがって、コーティング皮膜は若干の荷重分担を行うものの、クリープ寿命低下の原因とはなっていないことが明らかである。

4. 結 言

ガスタービンの動翼材料であるIN738LC 基材と、コーティング皮膜材料の熱物性および機械的特性の材料データを基に、最適皮膜材料の選定やプロセス選択を行って製作したコーティング部材について、静的引張試験、クリープ試験等を実施し、高温強度特性に及ぼす耐食コーティング皮膜の影響について検討を行い、以下の結論が得られた。

(1) MCrAlYコーティング部材の引張試験の結果、常温で延性に乏しいコーティング試験片皮膜表面のき裂は、引張方向と垂直な周方向に多数発生するが、1123K でのコーティング試験片における皮膜表面のき裂は少ない。また、常温においてはコーティング皮膜が基材に加わる荷重を分担するものの、高温領域では高延性を有するために荷重分担は僅かである。したがって、引張強度に及ぼす MCrAlYコーティング皮膜の影響は少ない。

(2) クリープ試験によるIN738LC 基材試験片のき裂は、基材表面層や基材内部のデンドライト粒界に沿って発生した。一方、コーティング試験片のき裂は皮膜に発生せず、基材内部に発生する。また、高温ではコーティング皮膜が高延性となるために、き裂が発生しにくい。したがって、コーティング皮膜は若干の荷重分担を行うものの、

クリープ寿命低下の因子とはならない。

5. 参考文献

- (1) 伊藤・斉藤・宮崎・本多・杉山、機械の研究、44-2(1992), 257
- (2) 松田・梅沢・児島、材料、40-449(1991), 33
- (3) 斉藤・伊藤・岡村、ガスタービン秋季講演会講演論文集、(1993), 285
- (4) 伊藤・豊田他、圧力技術、29-4(1991), 236
- (5) R. W. SMITH, Thin solid films, 84(1981), 59
- (6) 伊藤・斉藤・宮崎、日本材料学会講演論文集、(1993), 86

ガスタービントランジションピースの劣化・損傷予測法の検討

(株) 東芝 重電技術研究所 * 吉岡 洋明、齊藤 大蔵
藤山 一成、岡部 永年

1. まえがき

ガスタービンは燃焼ガスを駆動流体として用いることから、高温ガス通路部に当たる燃焼器ライナー、トランジションピース、静翼、動翼は非常に過酷な環境下で使用されている。ここでは、Ni基あるいはCo基の超合金が用いられているが^{1) 2)}、金属材料としての耐熱・耐雰囲気使用限界付近に達していることから、運転の初期段階においても損傷が生じている³⁾。このため、実機の劣化・損傷状態を正確に把握し、補修を含めた部品管理基準へ反映させると共に、精度の高い寿命予測技術の開発が望まれている。

ここではガスタービン高温部品の余寿命評価技術開発の基盤技術研究の一環として、材料の経年劣化が顕著に生じ、余寿命を評価する上においてその影響を無視し得ないと考えられるトランジションピースについて検討を行う。まず最初に破壊あるいは非破壊調査結果をもとに、これらの部品の劣化・損傷の実態を明らかにするとともに、人工劣化材の評価を基に、その材料劣化挙動を組織変化の観点から考察し、組織と機械的性質あるいは寿命と関係づける検討を行った。

2. 実機損傷形態

ガスタービンの高温部品の寿命は、運転方法、使用燃料、発電所の立地環境等によって異なり、また、部品によってその損傷形態は大きく異なることから、部品ごとに異なる寿命のクライテリアが設定されている。このため実機で生じている現象を正確に把握し、特定した寿命支配要因に対して予測技術の開発を行うことが重要と考える。ここではまずトランジションピースの実機劣化・損傷形態について、約1年毎に行われる燃焼器点検時の検査結果をもとに概説する。

実機トランジションピースの損傷としては、内面に施した遮熱コーティング層の剥離、ピクチャーフレーム部とトランジションピース本体との付け根部周辺の亀甲状の熱疲労クラック（表層部のごく浅い範囲のみ）、燃焼器ライナーあるいはノズルとの勘合部の摩耗等の損傷と、本体の軸方向へのあるいはピクチャーフレーム部の半径方向（開口量）へのクリープ変形が認められている。Ni基固溶強化型合金 Hastelloy X を用いたトランジションピースの軸方向の変形量あるいはピクチャーフレームの開口量の変化を図1に示す。ここで、半径方向は、変形がない場合は0となっている。定検ごとに変形量は0近くに反っているがこれは変形量が基準値を越えた場合、変形修正を施すためである。軸方向と半径方向の変形を同一図上に示し、両変形の比較も行ったが、半径方向の変形がより顕著に認められている。また、変形速度は補修を重ねるに従い加速する傾向も認められている。他の損傷が特に機器の寿命を支配する性質のものでなく、定検時に補修することで対処が可能なのに対し、クリープ変形は、燃焼ガスの勘合

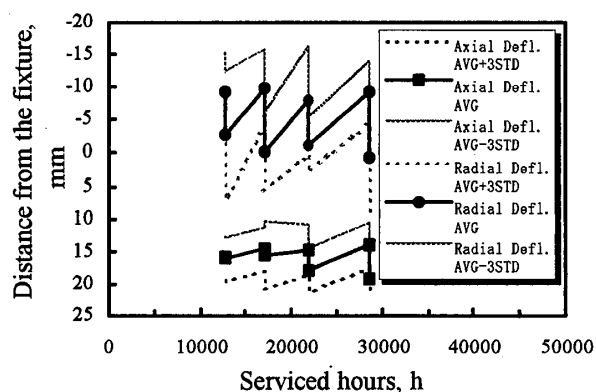


図1 Hast. X 製トランジションピースの変形計測結果

部からの噴出という事故につながることから、本製品の寿命を考える上で重要な要素と考えられている。近年、入口ガス温度の高温化に伴いトランジションピース材として更にクリープ強度の優れたNi基析出強化型合金 Nimonic 263 に移行する傾向にある。このため、クリープ変形量は図2に見られるとおりかなり低減してきてはいるが、変形が生じた場合の問題は大きいこと、また、運転時すでに材料劣化が認められており、これに伴う強度低下が考えられることから、依然として本製品の寿命を支配する最も重要な要因と考える。

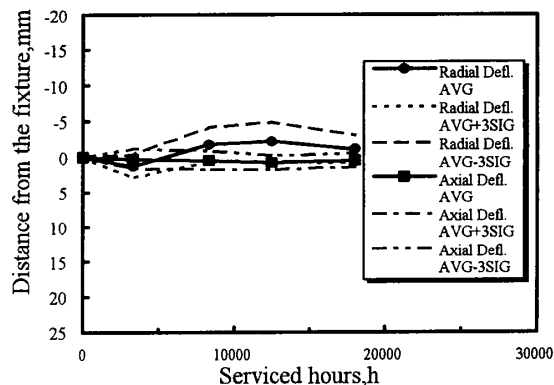


図2 トランジションピースのクリープ変形計測結果

前報⁴⁾では Hastelloy X を用いたトランジションピースの劣化予測法について検討を行ったが、ここでは、この新材料 Nimonic 263 についてその劣化挙動を検討すると共に、組織変化が機械的特性に及ぼす影響についての検討を行う。

3. 試験方法

3.1 供試材

表1に試験材の化学組成を示す。板厚20mmの圧延材を、標準熱処理である1150℃で40min.、800℃で8hの溶体化時効処理を施した後、750、800、850、900℃で24000hまでの長時間時効処理を施し、組織観察および機械試験に供した。

表1 供試材 Nimonic 263 の化学組成 (mass%)

C	Cr	Co	Al	Ti	Mo	Fe	Ni
0.06	20.28	19.68	0.42	2.21	5.94	0.54	Bal.

3.2 試験方法

組織観察は、HNO₃、HClおよびグリセリンを1:3:3の割合で配合した溶液を用い、光学顕微鏡および2段階レプリカ法を用いた透過電子顕微鏡観察を行った。また、析出相の評価は、画像処理解析を行うことにより、粒状の析出相はその面積率、平均粒径および析出個数密度を、針状相は平均長さおよび相間距離をパラメータとして用い定量的な評価を行った。

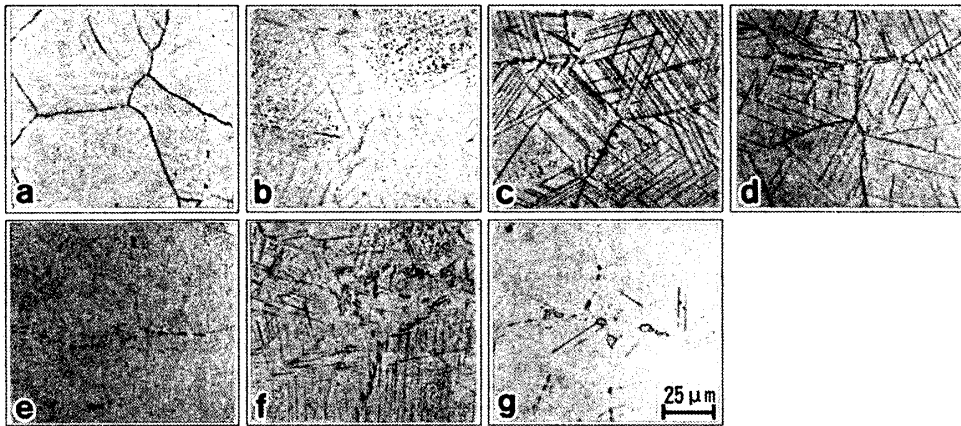
機械試験は、直径6mm、標点間距離30mmの丸棒試験片を用いクリープ試験に供した。クリープ試験は850℃で行い、負荷応力は49MPaと78.5MPaの2条件を用いた。

4. 試験結果

4.1 組織観察結果

時効材の光学顕微鏡観察結果を図3に示す。長時間時効処理により結晶粒界を核として針状あるいは板状の相がウッドマンステッテン状に析出している。その析出は800℃あるいは850℃で顕著であり、750℃あるいは900℃では偏析帯と結晶粒界が重なった領域近傍に若干量認められる程度であった。析出物に関しては、析出物のみを抽出し電子線回折およびEDXによる構成元素の分析を行った。この結果、針状(板状)の析出物はNi₃Tiからなるη相であり、それに付随するように析出した棒状の析

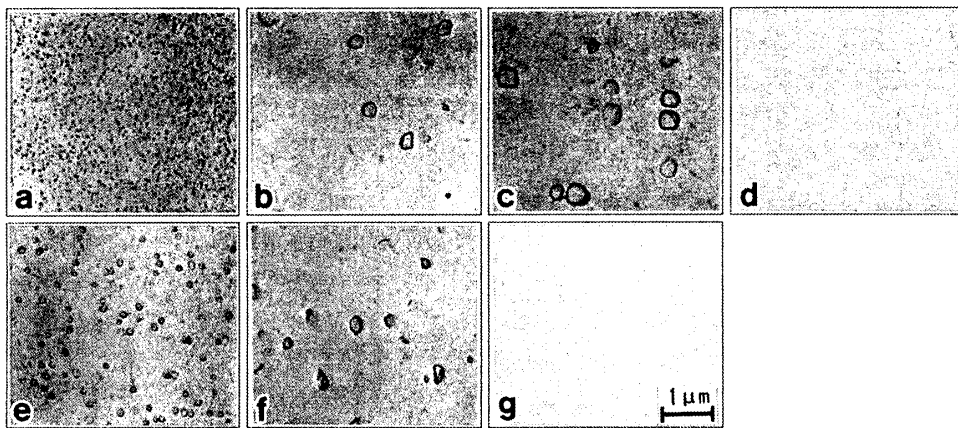
出物あるいは結晶粒界状の塊状の析出物は $M_{23}C_6$ 型の炭化物であった。



a) 新材, b) 850°C, 3000h 時効材, c) 850°C, 10000h 時効材, d) 850°C, 24000h 時効材
e) 750°C, 24000h 時効材, f) 800°C, 24000h 時効材, g) 900°C, 24000h 時効材

図3 Nimonic 263 長時間時効材の光学顕微鏡観察結果

本合金の主強化相である γ' を透過電子顕微鏡を用い観察した結果を図4に示す。新材の組織は、直径約 $0.06 \mu\text{m}$ の微細な球状の γ' 相の析出が多数観察されるが、長時間の時効処理により次第に凝集粗大化する傾向が認められる。しかし、24000h では析出量の顕著な低下が認められており、特に η 相の析出の顕著な 800°C あるいは 850°C においてその傾向は顕著であった。また、 900°C の処理においては、3000h の熱処理ですでに γ' は完全に消失していた。



a) 新材, b) 850°C, 3000h 時効材, c) 850°C, 10000h 時効材, d) 850°C, 24000h 時効材
e) 750°C, 24000h 時効材, f) 800°C, 24000h 時効材, g) 900°C, 24000h 時効材

図4 Nimonic 263 長時間時効材の透過電子顕微鏡観察結果

4. 2 機械試験結果

長時間時効材の850°Cにおけるクリープ試験結果をまとめて図5および図6に示す。49MPaおよび78.5MPaのいずれの試験条件においても、750°Cでの劣化材は、加熱時間と共に破断寿命は長くなり、850°Cおよび900°Cでは逆に低下する傾向が、また、800°Cでは3000hでいったん寿命は延び、それ以後低下する傾向が認められた。また、クリープ速度は、750°Cではほとんど変化は認められないが、他の温度においては、時間と共に速くなる傾向が認められた。

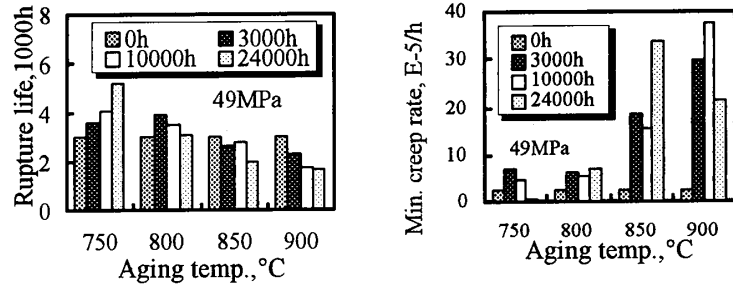


図5 長時間時効材のクリープ試験結果 (850°C, 49MPa)

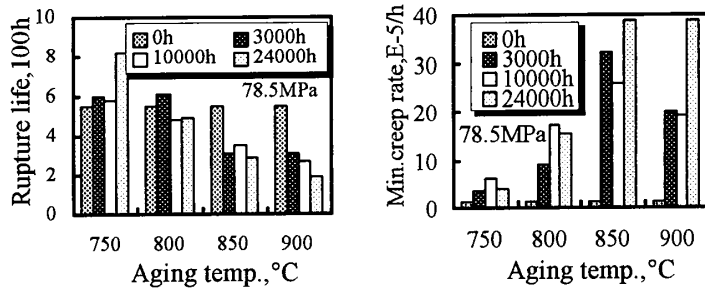
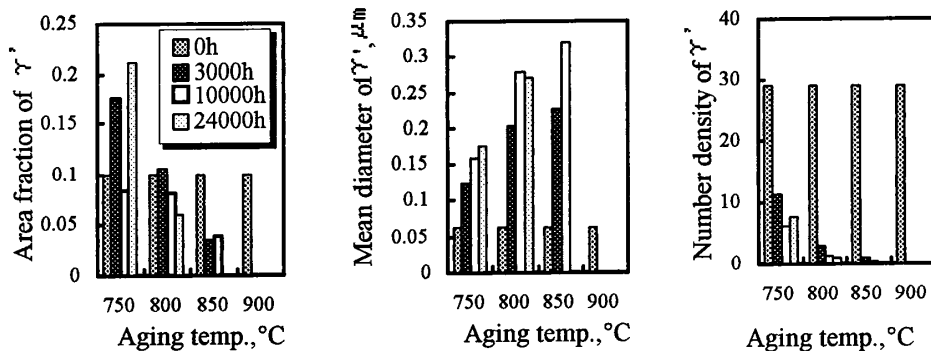


図6 長時間時効材のクリープ試験結果 (850°C, 78.5MPa)

5. 考察

5. 1 析出形態に及ぼす時効の影響

各時効材の組織を γ' 相に着目し、その面積率、平均粒子間距離、析出個数密度した結果を図7に、 η 相は総析出長さで整理した結果を図8に示す。750°Cの時効では γ' 相の面積率の増加が認められるのに対し、800°Cでは10000h、850°Cでは3000hから減少が認められる。また、この減少と呼応して η 相の析出量の増加が認められる。本材料は、Alが0.42%であるのに対しTiは2.21%と多い。このため、 γ' 相 $[\text{Ni}_3(\text{Al}, \text{Ti})]$ よりも η 相 $[\text{Ni}_3\text{Ti}]$ の方が安定であり、高温長時間側で η 相への相変化が顕著に認められたものとする。900°Cの時効では η 相の析出が認められないにも関わらず γ' 相の消失が認められている。本合金の γ' 相の固溶温度は910~925°Cの範囲と報告⁵⁾されており、 η 相もこれに準じると考えられることから、



900°Cの時効では

図7 Nimonic 263 時効材の γ' 相の画像処理結果

いずれの相もマトリックス中に固溶したものと考える。

ここでは、この γ' 相の成長に及ぼす時効温度および時間の影響について考察する。この γ' 相の粒径の成長速度は、時間の1/3乗に比例し、Lifshitz, Slyozov, Wagnerの体積拡散理論に従うことが報告されている^{6), 7), 8)}。図9に、粒径 d の3乗を時効時間でプロットした結果を示す。 γ' 相が消失する900°C、 η 相の析出が顕著となる800°Cおよび850°Cで24000hの時効材の結果を除き良好な直線性が得られ、以下の式で表すことができた。

$$d^3 - d_0^3 = Kt \quad (1)$$

この式における成長速度係数 K は温度依存性を示し、次式で表せる。

$$K = 64\gamma_e DC_e V_m^2 / 9kT \quad (2)$$

$$D = D_0 \exp(-Q/kT) \quad (3)$$

ここで、

D, D_0 : γ' 中の溶質元素の拡散係数

γ_e : γ/γ' 相の界面エネルギー

C_e : γ/γ' 相の平衡濃度

V_m : γ' の容積率

Q : γ' 相の溶質元素の拡散の活性化エネルギー

k : ボルツマン定数

図10にこの成長速度係数の温度依存性を示す。ここでは、縦軸 KT を横軸 $1/T$ でArrheniusプロットしているが、良好な直線性が得られていた。この直線の傾きから得られた γ' 相の拡散の活性化エネルギーは $4.2 \times 10^{-19} \text{J}$ である。Ni-Al中のTiあるいはAlの拡散の活性化エネルギーは $4.27 \sim 4.48 \times 10^{-19} \text{J}$ であり⁹⁾、ほぼ同等の値を示していることから、AlあるいはTiの拡散の活性化エネルギーに相当するものと考えられる。

5. 2 クリープ強度に及ぼす組織変化の影響

本材料は、 γ' 相の析出強化型合金であるが、 γ' 相は準安定な析出相であり、時効により η 相への相変化が生じる。このため、両析出相のクリープ強度に及ぼす効果を中心に本合金における組織変化のクリープ強度に及ぼす影響について検討を行った。

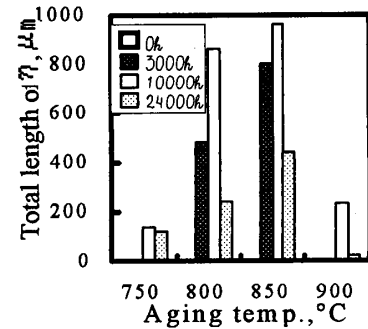


図8 Nim. 263 時効材の η 相計測結果

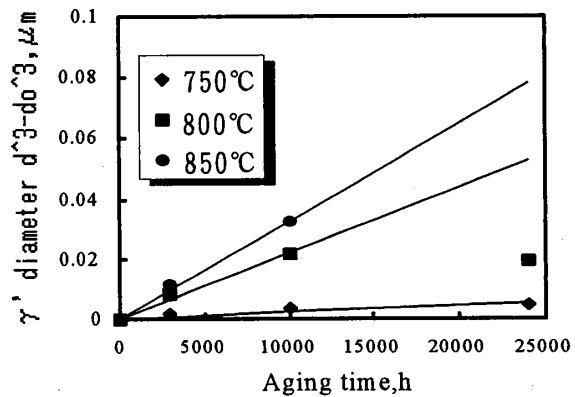


図9 Nim263の γ' 相粒径に及ぼす時効の影響

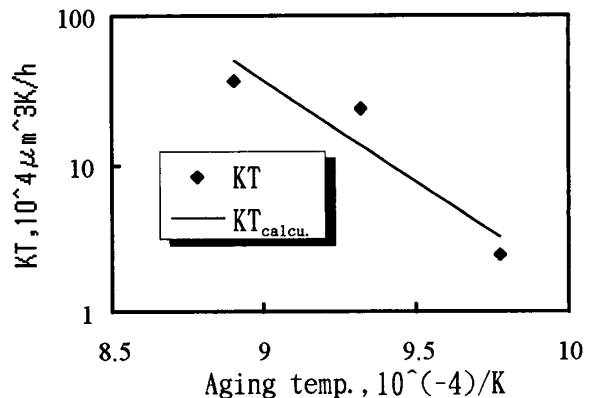


図10 Nim263の γ' 相成長に及ぼす温度の影響

析出物のクリープ強度に及ぼす影響としては、粒界への析出による粒界析出強化と粒内への析出による粒界析出強化作用が考えられる。本合金の場合、 γ' 相の粒界あるいは粒内への析出に伴う強化、 η 相の粒内析出に伴う強化とそれに付随して生じる γ' 相の減少による弱화가考えられる。しかし、時効材の組織観察の結果 3000h の時効ですでに結晶粒界は γ' 相あるいは $M_{23}C_6$ 型の炭化物で全面被覆されていたことから、ここでは粒内の析出物の強度に及ぼす効果についてのみ検討を行った。

まず、 η 相の強度に及ぼす影響について検討する。針状相である η 相の強度に寄与するパラメータとして、針状相の相関距離、針状相長さ等が考えられる。しかし、針状相の相関距離に関しては、時効による変化に顕著な傾向が認められなかったことからここでは針状相の長さの総和と最小クリープ速度との相関を検討した。検討結果を図 11 に示す。クリープ条件が、850°C で 49 MPa と 78.5 MPa のいずれの条件下でも。今回の評価結果に見る限り η 相との相関は認められず、 η 相の析出による強化作用は認められなかった。

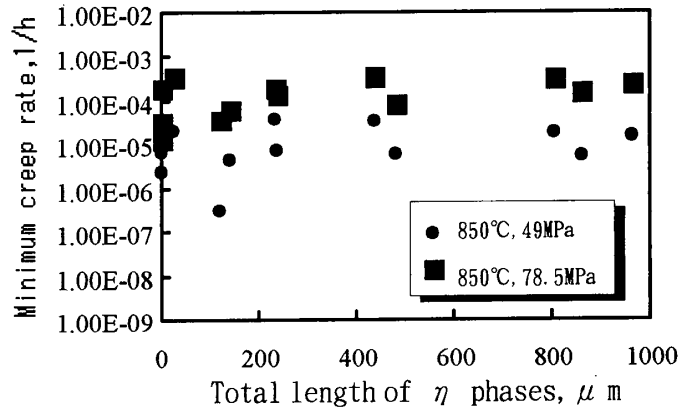


図 11 Nim263 の最小クリープ速度に及ぼす η 相析出の影響

次に、 γ' 相の影響について検討する。ここでは 850°C におけるクリープ変形機構として、 γ' 相の周りに転位ループが集積し生じる斥力により、後から来た転位の上昇運動が生じるとし、この上昇が律速過程となるモデルを考えた。この場合、最小クリープ速度 $\dot{\epsilon}_{\min}$ は γ' 相の平均粒径 d および粒子間距離 λ との間に次式の関係が成り立つ¹⁰⁾。

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_{\min} &= \frac{2\pi\sigma^4\alpha\lambda^2D}{dG^3kT} \\ &= \frac{2\pi}{G^3kT} \left(\frac{\lambda^2}{d} \right) D^* \exp\{-(Q - \beta \ln\sigma) / kT\} \end{aligned} \quad (4)$$

ここで、

$$\alpha = \beta / kT$$

β : 活性化体積

この(4)式を用い、最小クリープ速度を予測するパラメータとなりうる組織パラメータ λ^2/d との相関を検討し結果を図 12 に示す。850°C で 49 MPa と 78.5 MPa のいずれの試験応力においても、両対数のグラフ上で傾き 1 の直線と全てのデータがほぼ一致しており、本モデルに

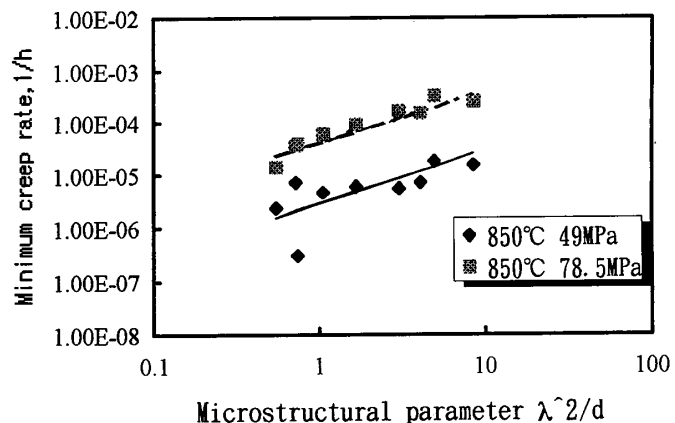


図 12 Nim263 の最小クリープ速度に及ぼす γ' 相の影響

基づく(4)式にて組織からクリープ速度を精度良く予測することができた。

なお、クリープ破断寿命 t_p は最小クリープ速度 $\dot{\epsilon}_{\min}$ との間に下式で示す関係があることが知られている¹¹⁾。

$$\dot{\epsilon}_{\min} \cdot t_p^m = C \quad (5)$$

この関係から、縦軸クリープ破断寿命、横軸最小クリープ速度で整理した図を図13に示す。

かなり良い相関が認められており、クリープ破断寿命に関しても最小クリープ速度を介して γ' 相の粒径と粒子間距離の関係から求められることが解る。

以上の結果より、析出相として、 η 相は 850°C のクリープ強度にはほとんど寄与せず、 γ' 相のみに着目することによりその強度推定が可能となった。

6. おわりに

ガスタービンの実機トランジションピースに生じている問題点を調査結果を基に解析すると共に、そこで問題となった組織劣化とクリープ変形の相関について、人工劣化材を作成し理論的な検討を行った。得られた結果をまとめると以下の通りである。

- 1) Hastelloy X を用いたトランジションピースではクリープ変形が顕著に生じており、寿命評価上最も重要な要因と考えられる。これに対して Nimonic 263 を用いたトランジションピースではその変形はわずかであるが、組織変化は顕著に認められることから、組織との関連の基で材質劣化量の予測技術を開発することは重要である。
- 2) Nimonic 263 材の高温時効により、 γ' 相の凝集粗大化と、 η 相の析出が認められた。 η 相の析出は 800°C と 850°C で顕著に認められており、この析出に伴い γ' 相の析出量は低減する傾向が認められた。
- 3) γ' 相の成長速度は、 η 相の析出が顕著となる 800°C および 850°C で 24000h のデータを除き、時間の 1/3 乗に比例する体積拡散律速を示した。
- 4) Nimonic 263 のクリープ速度は、 γ' 相の周りに集積した転位の上昇過程が律速するモデルで説明でき、その相関距離と粒径のパラメータで予測することができた。これに対して、 η 相との間には相関は認められなかった。
- 5) Nimonic 263 の長時間時効材においても最小クリープ速度とクリープ破断寿命の間には良い相関が認められた。

参考文献

- 1) P.W.Schilke, A.M.Beltran, A.D.Foster and J.J.Pepe, GE Reference Library GER-3569C (1992), pp1-19
- 2) R.Viswanathan, EPRI GS-7031(1990), pp155-164
- 3) 初芝信次, 第18回GTSJガスタービンセミナー資料集(1990), pp65-72
- 4) 吉岡、斉藤、藤山、岡部、ガスタービン学会秋期講演会(1991), pp.201-207
- 5) Henry Wiggin & Company Limited Nimonic alloys catalogue, (1971)
- 6) I.M.Lifshitz and V.V.Slyozov, "The kinetics of Precipitation From Supersaturated Solid Solutions", J. Phys. Chem. Solids
- 7) C.Wagner, "Theorie der Alterung von Niederschlagen durch Umlosen(Ostwald Ripening)",

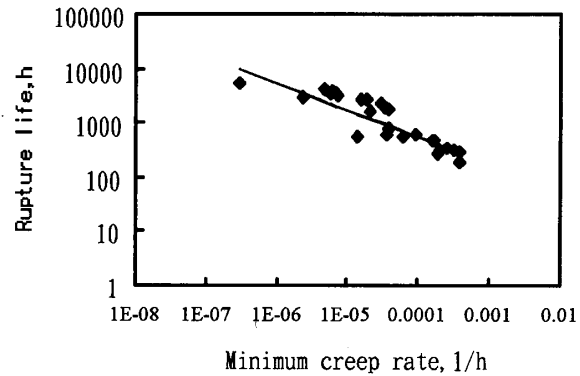


図13 Nim263の最小クリープ速度と破断寿命の関係

- Zeitschrift fuer elektrochemie, 65(1961)pp.581-591
- 8) Y.Yoshioka,D.aito,K.fujiyama,N.Okabe,Proceeding of ASM 1993 Material Congress Materials Week '93,(1993),pp.53-58
 - 9) 金属データブック (日本金属学会編), 丸善, (1984), pp.27
 - 10)G.S.Ansell and J.Weertman, Trans.Metall.Soc. AIME,215(1959),pp.838-843
 - 11)F.C.Monkman and N.J.Grant, Am.Soc.Test.Mater.Proc.,56(1956),pp.593

自動車用セラミックガスタービンの研究開発 (第3報)

西山 園 岩井益美¹⁾ (日本自動車研究所)佐々木正史²⁾ 中沢則雄³⁾ (日本自動車研究所)片桐晴郎⁴⁾ (日本自動車研究所)

1. まえがき

ガスタービンは、多様な燃料が利用でき、低公害性に優れ、かつセラミック適用により熱効率の向上を図り得るため、次世代の自動車用エンジンの一つとして期待が寄せられている。通産省資源エネルギー庁の支援の下、平成2年度から(財)石油産業活性化センターにより推進されている自動車用セラミックガスタービン(CGT)開発プロジェクトの中で、(財)日本自動車研究所はCGTエンジンの開発を担当している。

開発のねらい、エンジンの基本設計および一部のエンジン要素の開発に関しては既に報告した^[1-6]。各エンジン要素の単体並びに組み合わせた状態での評価と改良が進められ、平成5年度には各要素毎に中間評価が実施された。本報告では、各要素の開発状況とこれらの要素部品を組み込んだアッセンブリ試験について述べる。

2. エンジンの開発

エンジンの構造を図1に、構成するエンジン各要素の要求仕様を表1に示す。このエンジンは遠心圧縮機1段、ラジアルタービン1段、缶型燃焼器、回転蓄熱式熱交換器で構成される1軸再生式であり、定格点のタービン入口温度1350°C、圧力比5、回転数110000rpmである。

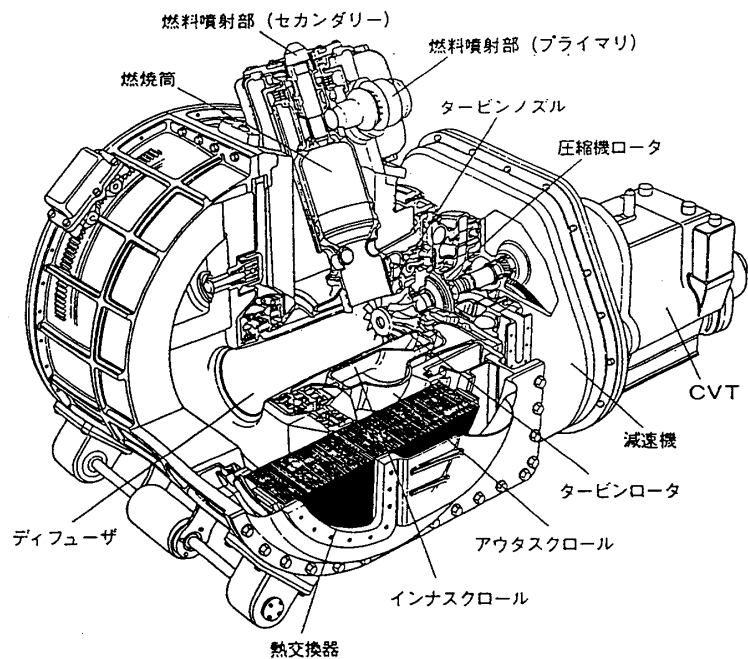


図1 エンジン構造

このエンジンはサイクル最高温度が高いこと、また高温部に主としてセラミック部

1) トヨタ自動車 2) 日産自動車 3) 三菱自動車工業 4) 豊田中央研究所

品を用いているため特徴ある構造を有しており、これを成立させるため以下の部品構造の開発を進めている。

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

熱交換器のシールは、回転するセラミックス製ハニカムコアと金属製エンジンハウジングの間に置かれるので、エンジンハウジングの熱変形の影響を受けまいよう、セラミックス製のシール座を金属ベローズを介してハウジング本体に締結する構造になっている。このシール座は、タービン入口温度1200℃相当条件で機能試験を行った結果、熱応力による破損が生じたが、最大応力を低減するよう設計変更の結果改善され^[4]、これまでに300hrを超える運転実績を示している。

エンジンハウジングは、内面に断熱材を配置して、金属部材の高温化の防止と放熱損失の低減を図っている。断熱構造にはアルミナ・シリカ系の塗り込み形と成形断熱材を併用している。図2に示す試験装置により、高温ガスを流して評価試験を実施しているが、ガス温度を1200℃まで段階的に上げたところ、表面にクラックが発生した。断熱材の収縮による

表1 エンジン要素の要求仕様

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

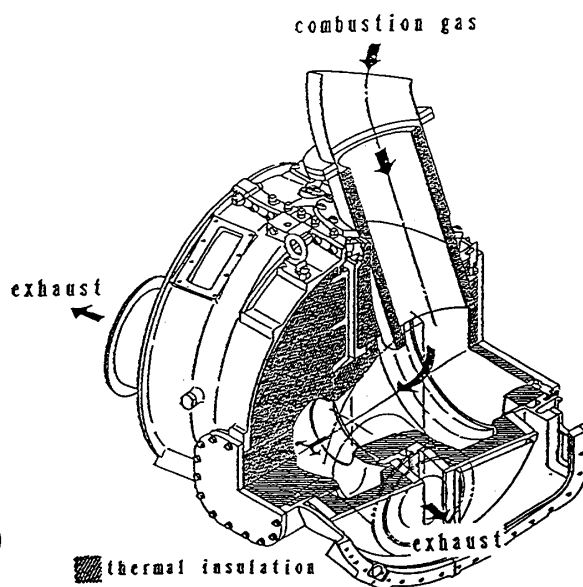


図2 断熱構造機能試験装置

ものであり予め目地を入れておいてクラックを発生させ、これを補修することにより、1200℃まで使用可能な見通しが得られた。図3は、補修して25hr試験後の状態を示しているが、新たにクラックの発生は見られない。また構造上断熱材の容積が小さく補修が困難な部分は成形断熱材に置き換えた。

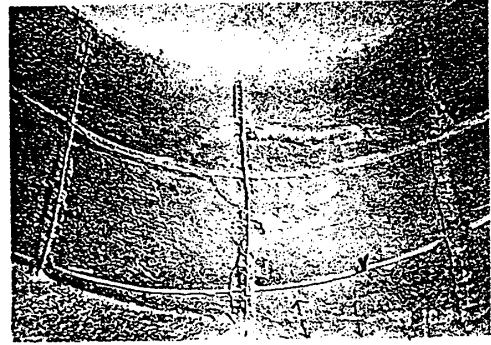


図3 断熱材補修部（試験後）

3. エンジン要素の開発

このエンジンは高い熱効率の実現を目標としているため、各エンジン要素には高い性能が要求されており、それぞれ専用の試験装置により評価と改良が進められた。

3. 1 圧縮機

1段で大きな圧力比がとれ、少流量に適した遠心圧縮機を採用している。自動車の特徴である大幅な負荷変動に対応できることが重要であるから、インペラは作動範囲の広いバックワード翼とし、さらに可変入口案内翼を備えた構造としている。

外径を95mmから104mmへ大きくする改良設計を行った結果、作動範囲が大幅に拡大するとともに効率も向上し、中間目標値79%を達成した。第2次設計圧縮機の性能を図4に示す。ただしこの設計では、インペラ径を大きくしたため、同一回転数での圧力比が高く、100000rpmにおいて定格条件に相当する圧力比5になっている^[5]。

3. 2 タービン

3. 2. 1 空力性能

1段で膨張比を大きくとれるラジアルタービンを採用している。金属製のロータとノズルを用いて、低温の空気による相似条件での性能評価試験を実施している^[2]。

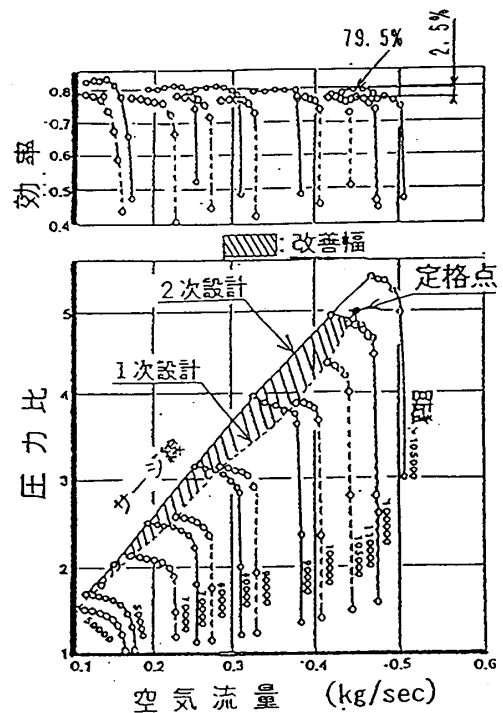


図4 圧縮機の性能^[5]

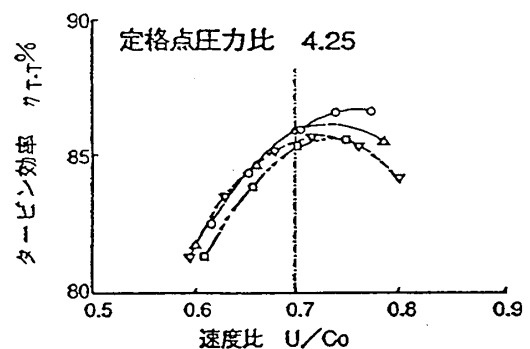


図5 タービン効率

翼形状と寸法を変えた改良設計により、図5に示すように、効率中間目標値86%を達成し、また流量もほぼ目標の特性が得られた。

3. 2. 2 セラミック部品の強度、信頼性

タービン部品は全てセラミック製である。設計に当たっては、可能な限り軸対称に近い単純形状とし、また大きい部品は避けて小形部品に分割するように留意した。静止部品は別報にて報告されるので、本報ではタービンロータのみについて述べる。

タービンロータは、応力解析の結果から、定格110000rpmで290MPa、起動時では40秒後に280MPaの最大応力が発生すると推定されている。コールドスピントテストおよびホットスピントテストによる過回転破壊試験、さらに高温連続耐久試験を行い、回転強度の評価を進めている^[2, 4]。3種類の窒化珪素製ロータが試作、評価された。

使用材料はSN91、SN253、EC155であるが、このうち、SN91はSN90から、SN253はSN252から、EC155はEC152から、途中でそれぞれ変更された。

タービン入口温度1200℃のホットスピントテストの結果を図6に示す。平均破壊回転数118000~119000rpmが得られており、材料および製法の改善の効果が表れてはいるが、定格回転数110000rpmに対して強度の余裕が不足している。また、図7にSN91の例で示すように、現状のタービンロータは高温での強度の低下に加え、ばらつきも大きい。強度のばらつきの低減、定格での長時間運転を保証する強度余裕を確保できるよう材料および製造技術のさらなる向上に期待するとともに、設計面では低応力化と定格回転数の変更を含めた見直しを進めている。

さらに、セラミック部品を組み込んだ低温空力性能試験において、ロータが破損した。解析の結果、翼の2次振動モードでの共振が原因と判明した。そこで、高温タービン試験装置を用いて各共振点での翼振動

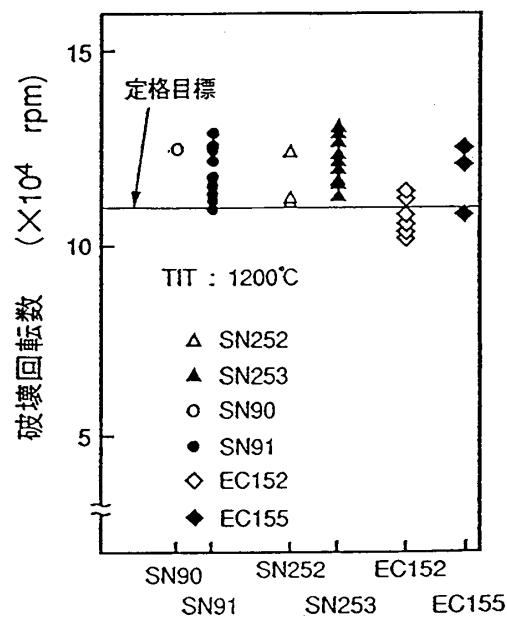


図6 ホットスピントテスト結果

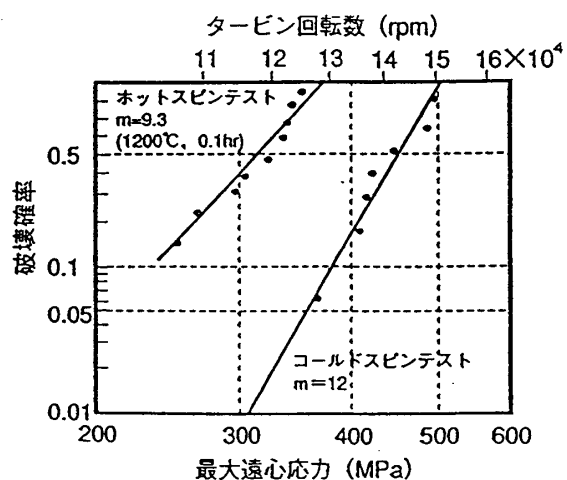


図7 SN91ロータの強度

強度評価を行った結果、図8に示すように2次共振点ではタービントルクがエンジン作動時の3倍で、3次共振点では1.2倍で破損した。セラミックロータは、材料の内部摩擦が金属に比べ小さいため、共振時の応力が大きくなるものと考えられるので、振動応力の計測、ノズルウェーク計測による空力加振力の推定等により評価手法の確立を図るとともに、共振に強い設計への変更を進めている。

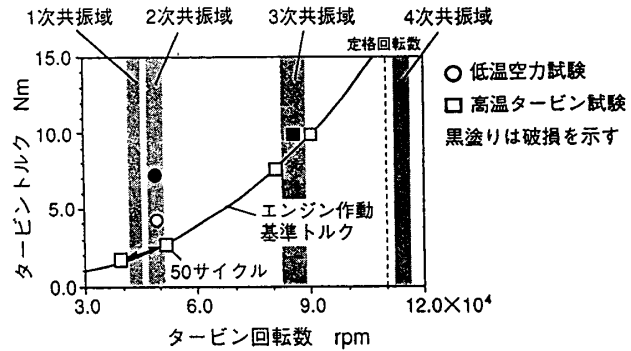


図8 ロータ翼振動強度評価

3. 3 燃焼器

乗用車の排ガス規制を満たすことを目標としており、NO_xの抑制のために予蒸発予混合希薄燃焼方式を採用している。燃焼器については、別報で報告されるので、詳しくは述べないが、予蒸発部の空気比を一定値以上に保持するよう制御できれば、NO_x排出量が規制値を満たすことが示された^[6]。ただし、安定な燃焼範囲が狭く逆火を起こしやすいことが分かったので、逆火を抑制するための改良設計を進めている。

3. 4 熱交換器

熱交換器の構造を図9に示す。セラミック製ハニカムコアは、耐熱性のシリコンゴム系材料を介して外周部の金属製駆動用リングギアに接合され、外周3箇所の軸受で支持される。シールは、耐熱合金製のダイヤフラムと表面に高温で潤滑性が高く磨耗しにくい溶射層を持つ摺動板で構成される。

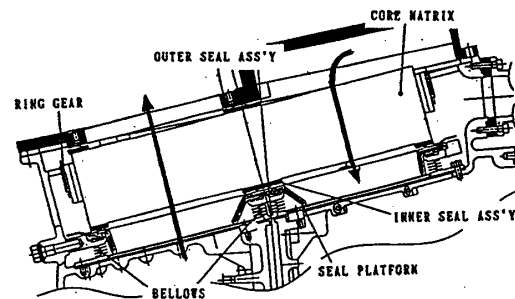


図9 熱交換器の構造

コアには、MASコアに比べ伝熱面積が小さいため熱交換器の温度効率が低い、チッピングに対する強度に優れるLASコアを用いて性能試験を行っている。LASコアについても、高温で運転中にクラックが発生した。比較的低温の外周部に熱応力が発生するためであり、外周部にスロットを入れて応力を緩和させる対策をとった結果、ガス入口温度1000℃の運転において問題ないことが確認された。

シールについては、インナシールのクロスアーム部の熱変形とこれに起因する摺動面の当たりの不均一が洩れの大きな原因と考えられたので、熱膨張係数の小さい耐熱鋼を採用してシールの熱変形を小さくし、また初期の当たりの不均一に対しては、摩擦し易く摩擦係数の小さい材料を摺動材の最外表面に溶射してなじみを良くするよう

改良を行った結果、図10に示すように、ガス温度1000°Cの条件で洩れが7%以下と、中間目標をほぼ達成した。

3. 5 軸系・減速機

高速軸系は、図11に示すように、圧縮機インペラをカービックカップリングを介してタービン軸に結合し、タイシャフトにより締結する構造としている。タービン・圧縮機間に玉軸受、圧縮機入口側にころ軸受を配置し、軸受外輪に油膜ダンパを配置することにより、安定な軸振動特性を確保する設計である。ダミーロータを有する等価軸系を、駆動タービンにより定格回転まで運転し振動特性を計測したところ、特に不安定な振動は発生しないことを確認した。

減速機は、110000rpm の高速軸回転から2段の歯車列により減速するもので、出力軸回転数は6000rpm である。2台の減速機を高速軸側で連結し、2台の動力計により駆動と動力吸収を行わせる方法で、減速機の機能確認と動力損失の測定を行った。高速軸軸受の保持器の疲労による破損が発生したが、対策を講じた結果、50hrの耐久試験を終了した。

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

3. 6 エンジン要素の開発状況のまとめ

各要素の開発状況をまとめて表2に示す。表には最終目標値、中間評価目標値に対して、達成状況を示している。各要素とも、性能面では、概ね中間評価目標値は達成しており、今後は最終目標値の達成をめざして、さらに開発を進める。

一方、エンジンとして機能させるうえで解決すべき課題も出てきており、前述のように対策を進めている。

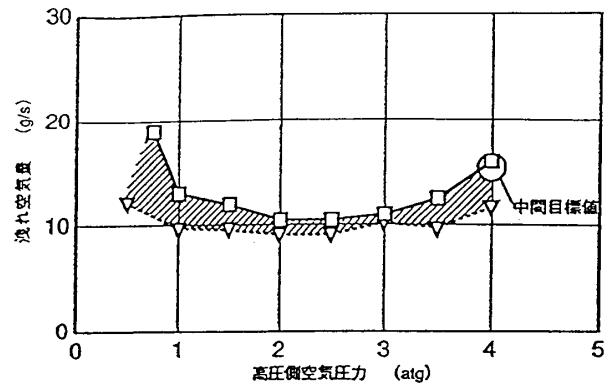


図10 熱交換器の性能（洩れ空気量）

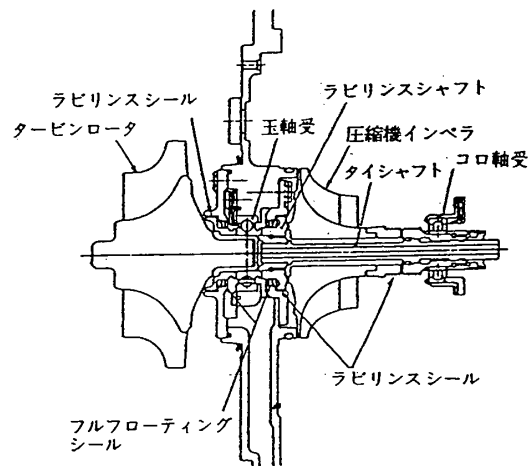


図11 高速軸系の構造

表2 エンジン要素開発の現状

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

4. 組合せ試験

各要素部品とも単体での性能評価が進み、改良が行われた。セラミック部品についても、単体並びに組み合わせた状態での強度信頼性評価が進められ、これまでのところ大きな問題は生じていない。そこで、評価を終えた要素部品をエンジンハウジングに組み込んで運転し、エンジンに近いアセンブリの状態での機能の確認を進めており、以下の2種類の組合せ試験を実施している。

先ず、高速回転部品とセラミック静止部品を組み合わせた、圧縮機・タービン複合試験を実施した。熱交換器と燃焼器を除くほとんど全ての部品をエンジンハウジングに組み込み、試験用の外部燃焼器を用いて運転し、目標の圧力、温度、回転数までの機能を確認しようとするものである。試験装置を図12に示すが、弁操作により圧縮機とタービンの配管系統を独立させられるようになっており、外部空気源によりタービンを駆動できるので、温度、回転数等の運転条件設定の自由度が大きい。最初は独立の系統で、運転条件を段階的に変えて、タービン入口温度1200℃、

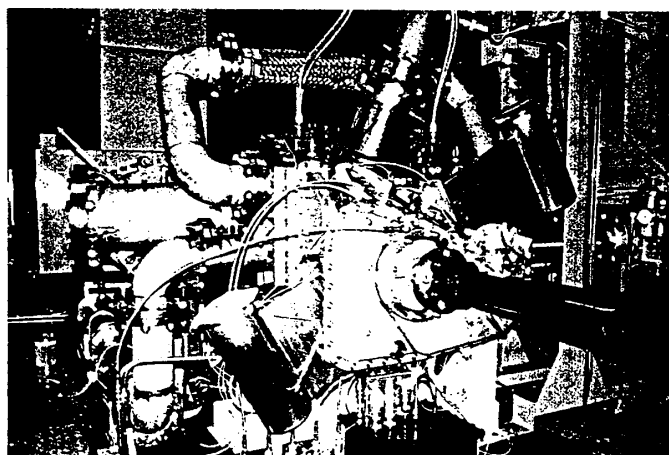


図12 圧縮機・タービン複合試験装置

80000rpmまで運転した。1200℃を含む累積約20hrの着火運転後に分解点検の結果、特に大きな不具合は認められなかった。その後、圧縮機とタービンとを組み換え、タービン入口温度1200℃、90000rpmまでの自立運転を行った結果、出力59PS(44kW)が得られた。

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

5. まとめ

(1) 各エンジン要素の単体での評価と改良が、またこれらを組み込んだアッセンブリでの評価が進められた。各要素部品とも性能面では概ね中間評価目標値を達成できた。

(2) 特徴あるエンジン構造を成立させるためのハウジング周りの部品構造についても、単体での評価の結果、エンジンに組み込める見通しが得られた。

(3) 熱交換器なしのアッセンブリを用い、タービン入口温度1200℃、回転数90000rpmまでの運転を行ったが、エンジン構造に関しては、これまでのところ大きな不具合は認められていない。

(4) タービンロータの強度が、長時間の運転に対して余裕が乏しいことがわかったので、現在の材料の実力に合わせるよう、定格回転数の変更を含めた設計変更に着手した。

参考文献

〔1〕伊藤、他：自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第1報：エンジンの基本設計）、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1991

〔2〕中沢、他：自動車用100kW CGTのタービンコンポーネントの開発、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1992

〔3〕佐々木、他：自動車用100kW CGTにおける低公害燃焼器の開発、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1992

〔4〕伊藤、他：自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第2報）、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1993

〔5〕内田、他：自動車用100kW CGT圧縮機の開発、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1993

〔6〕熊倉、他：自動車用100kW CGTにおける低公害燃焼器の開発 第2報、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1993

自動車用100kWCGTのタービン部品の開発(静止部品)

*和泉 隆夫⁽¹⁾ 宗清 正幸⁽¹⁾ (財団法人日本自動車研究所)
 中沢 則雄⁽²⁾ 稲葉志津雄⁽²⁾ (財団法人日本自動車研究所)
 佐々木祥二⁽³⁾ 赤井 亘⁽³⁾ (財団法人日本自動車研究所)
 近藤 真吾 (財団法人日本自動車研究所)

1. まえがき

1990年6月より通産省資源エネルギー庁からの補助事業として「自動車用100kWセラミックガスタービン(CGT)の開発」プロジェクトが石油、自動車、セラミックス等の関連業界の積極的な協力のもとに(財)石油産業活性化センターで進められている。CGTエンジンの構造を図1に示す。^{1)~4)} プロジェクトの目標は多種燃料性、排気特性に優れ、熱効率40%以上の自動車用100kWCGTを設計、試作し、台上運転でその優れたポテンシャルを実証することである。小型ガスタービンとしては極めて高い目標熱効率40%を達成するために、空力要素部品の高効率化と高効率熱交換器による排熱回収を行なう他、タービン入口ガス温度を1623Kにまで高める必要があり、燃焼器及びその下流に続くタービン要素の大部分にセラミックスを適用している。本報ではタービン要素の内、タービンロータを除くセラミック静止部品とこれらの静止部品面のガスシールと同時に弾性支持する機能を有するシール支持構造体について、常温及び1473K高温下で行なった強度信頼性試験結果の現状を中心に報告する。

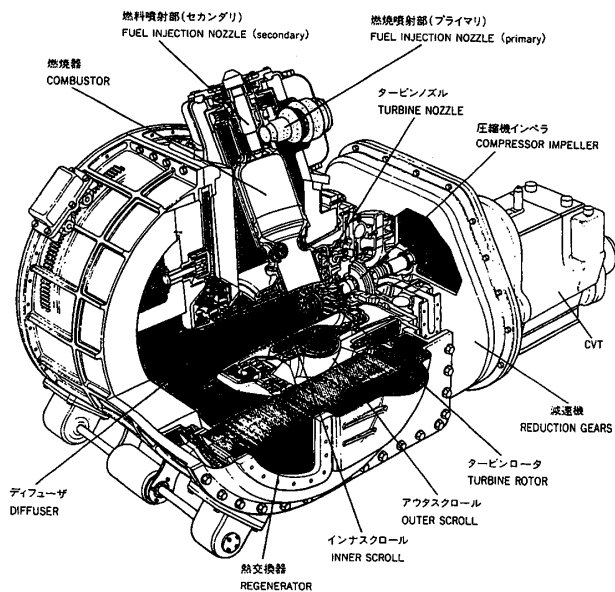


図1 CGTエンジン構造

2. 静止部品構造設計

セラミックスは典型的脆性材料であり局所的な応力であっても臨界強度を越えると降伏による応力緩和なしに破壊に至る。更に、内在欠陥分布に強度が依存するため、

(1)日産自動車株式会社、(2)三菱自動車工業株式会社、(3)トヨタ自動車株式会社

大型で複雑な形状になるほど部品としての強度が低くなる。そこで、セラミックスを適用した静止部品の設計は図2に示す指針に従って性能と成形性の両立を図りながら可能な限り単純且つ小さな軸対称形状とした。また、静止部品間のシールは平面コンタクト方式として、後述するシール支持構造体が発生する一方向弾性押し付け力によって、部品支持と積層した静止部品間の洩れ封止を行なう。試作した主要静止部品を図3に、静止部品組立状態を図4に示す。

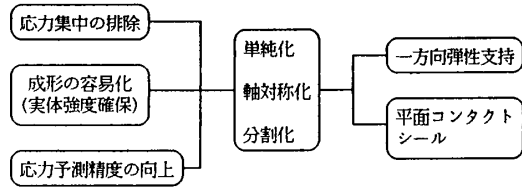


図2 静止部品設計指針

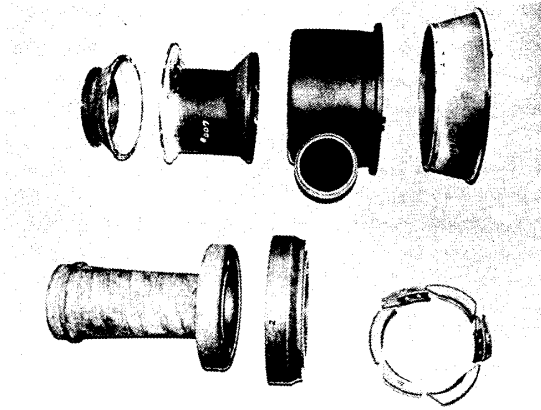


図3 試作した主要セラミック静止部品

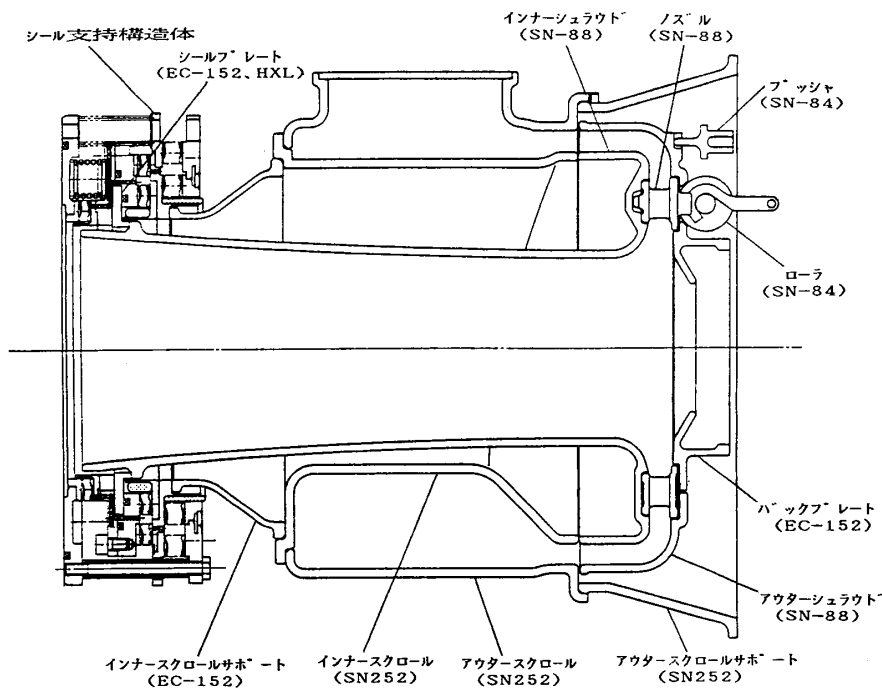


図4 静止部品組立状態

3. 信頼性設計

自動車用部品に要求される高い信頼性を満足するレベルとして、セラミック部品の設計信頼性目標は「1万回の起動停止を含む、10年10万km走行後の破壊確率が 10^{-5} 以下」とした。遠心応力が支配的なタービンロータに対し、静止部品の支配的応力は熱応力である。高効率熱交換器を備えたCGTエンジンは熱交換器コアの大き

なヒートマスのため、エンジン停止時のガス温度変化は緩やかであり、熱応力的には厳しい負荷条件とはならず、全ての部品でエンジン起動時の急加熱が最も厳しい負荷条件となる。設計解析に用いた起動スケジュールを図5に示す。主要な静止部品は、全て熱応力解析を行ない、適用セラミックス材料強度特性に対する寿命信頼性を検討し、先述した設計信頼性目標を満たすことを確認した後に試作を行なった。代表的な大型部品であるアウトースクロールとインナーシュラウドの起動時非常熱応力解析結果を図6と図7に示す。

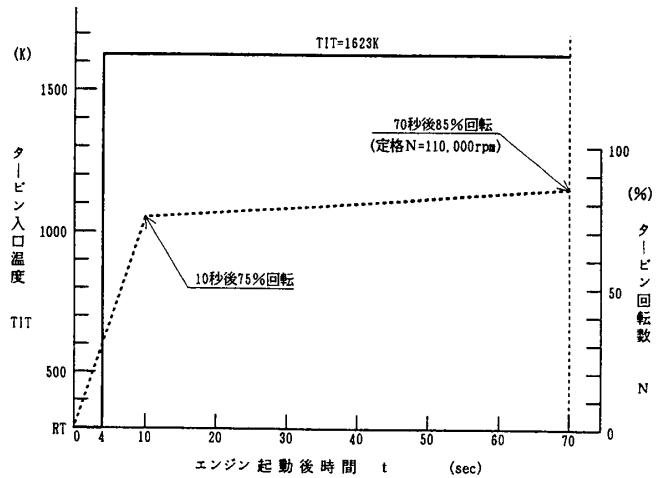


図5 設計解析用エンジン起動スケジュール

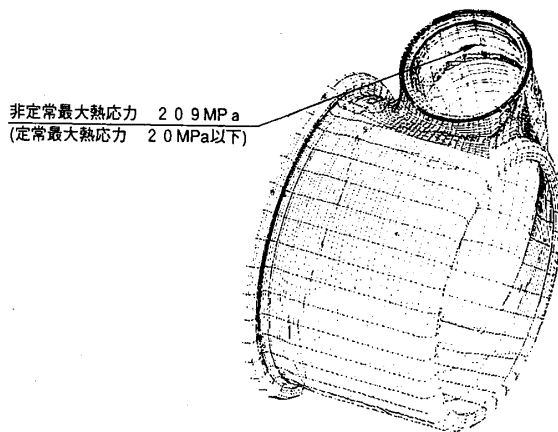


図6 エンジン起動時非常熱応力解析結果 (アウトースクロール)

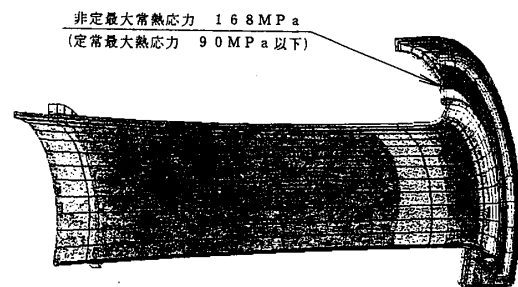


図7 エンジン起動時非常熱応力解析結果 (インナーシュラウド)

4. 静止部品強度評価

静止部品は図8に示す強度評価フローに従ってステップを踏んだ強度信頼性評価を行っており、これまでに実施した評価結果を以下に報告する。

4.1 実体切出し強度試験

試作した静止部品の実体強度を確認して製造工程及び信頼性検討にフィードバックする一方、後述する高温試験後部品についても同様の切出し試験を行なって強度比較するための初期データを得るために、部品実体から試験片を切り出して曲げ試験及び圧環試験を行なった。曲げ試験用の試験片はJISサイズまたはそれ以下であるが、いずれもJIS規格相当の全面研磨加工を行なった。一方、圧環試験用円輪試験片は内外径表面に焼成面を持つものも多く、肉厚みや真円度等の形状精度は曲げ試験片に

比べて劣るものの、高温試験前後の強度比較を行なう上では有効な試験方法と考えられる。図9にインナースクロールの場合の各種試験片切出し部位と試験方法を示す。

燃焼器部品も含め実体切出し強度試験結果をJIS4点曲げ試験相当の有効体積に換算して、適用材料のJIS4点曲げ強度（期待強度）と比較して表1に示す。いずれの部品においても曲げ強度は概ね期待強度を達成しており、製造上の大きな問題は無いと判断できる。一方、圧環強度は特に焼成面を有する試験片では、多くの場合に期待強度を下回る結果となった。これは一般に焼成面強度が期待強度に比べて低いことに加え、円輪試験片の形状精度が充分でないことが原因と考えられる。

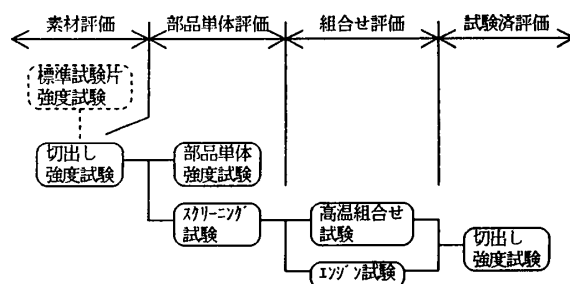


図8 強度信頼性評価フロー

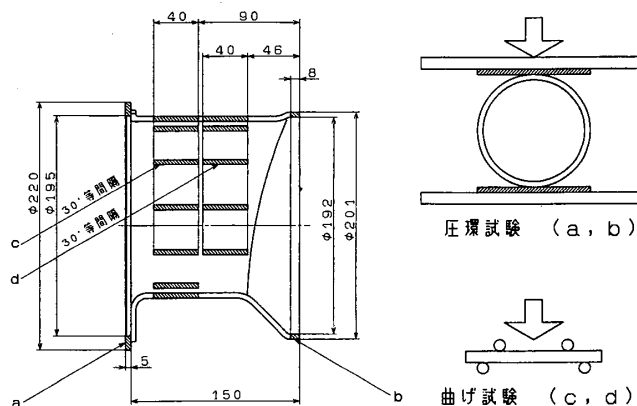


図9 インナースクロール実体切出し試験

表1 静止部品及び燃焼器部品の実体切出し試験結果

部品	材料	JIS4点曲げ強度 σ_{4PB} (MPa)	初期切出し強度 (σ_{4PB} 相当)		組合せ試験後切出し強度 (σ_{4PB} 相当)		
			曲げ(ワグル係数)	円輪圧環	曲げ(ワグル係数)	円輪圧環	
静止部品	アウタースクロール	SN252	615	644 (18.6)	417 ~ 643	671 (12.7)	578
	インナースクロール	SN252	615	626 (35.7)	543 ~ 688	653 (31.7)	654 ~ 770
	バックプレート	EC-152	1,020	914 (34.9)	549 ~ 892	920 (16.4)	588 ~ 970
	インナースクロールポート	EC-152	1,020	946 (17.2)	696 ~ 1,028	806 (15.2)	717 ~ 793
燃焼器部品	エバポシヨウイキ	C-600A	537	---	467 (9.2)	---	---
	ダイユシヨウイキ	SN252	615	---	481 (9.1)	---	472 (21.1)

4.2 単体強度試験

切出し試験強度が期待レベルであったとしても、必ずしも部品全体で均一な強度が達成されず、予想外に低強度な部位が存在する可能性を否定できない。そこで、部品形状での実体強度を確認するため単体強度試験を行なった。最大応力発生部のみならず部品全体の強度レベルを明らかにすることも、静止部品の強度信頼性を保証する上で重要なため、最大応力発生部に注目した荷重負荷試験と部品全体を評価する静水圧負荷試験の2種類の単体強度試験を部品毎に選択した。バックプレートとインナースクロールの単体試験状況を図10と図11に示す。

次工程の組合せ試験には、応力解析で求めた最大使用応力の1.2倍をスクリーニング応力として、単体強度試験を通過した部品を供試することとした。しかしながら、表2に示すように全ての主要部品で狙い通りの単体強度試験が行なえているわけではなく、一部の部品では試験法そのものの開発が必要である。

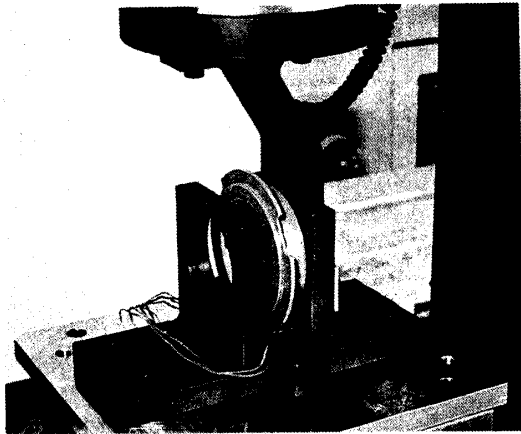


図10 バックプレート単体強度試験

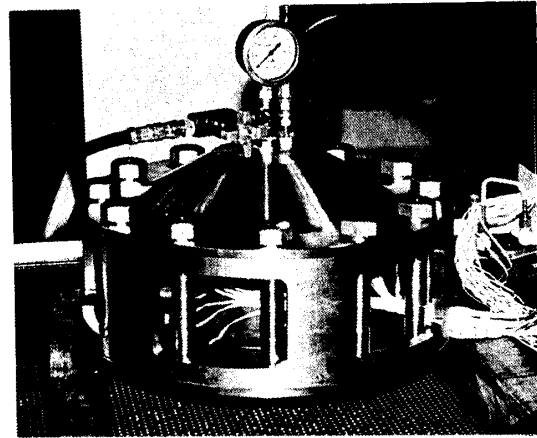


図11 インナースクロール単体強度試験

表2 主要静止部品の単体強度試験現状まとめ

部品名称	初期切出し試験	単体強度試験	組合せ試験供試品のスクリーニング試験	組合せ試験で発生した問題点
アウタースクロール	実施済	局所荷重負荷	試験法見直し中 ⁽¹⁾	局所的酸化→クラック→破損
インナースクロール	実施済	静水圧負荷	最大応力の1.2倍の応力を負荷	
バックプレート	実施済	局所荷重負荷	最大応力の1.2倍の応力を負荷	部分的に酸化
インナースクロールポート	実施済	静水圧負荷	最大応力の1.2倍の応力を負荷	全面が酸化
ノズル	未実施	熱衝撃	検討中	後縁に欠けとクラック
インジェクタ	実施中	荷重負荷	試験法見直し中 ⁽²⁾	ツバ部に欠けと積層クラック

(1)：試験法を静水圧負荷に変更して準備中。

(2)：支持荷重の2倍を負荷する暫定スクリーニング試験を実施中。最大応力の1.2倍を負荷する試験法を検討中。

4.3 高温組合せ試験

エンジンと同等の高温高圧環境下の強度信頼性を評価するため、静止部品の全てをアッセンブリし、高温燃焼ガス流に曝露する高温組合せ試験を実施した。この高温組合せ試験には表2の単体スクリーニング試験をパスしたものを供試した。試験装置を図12に示す。この試験装置は、熱交換器の代替として入口空気を予熱するための図示しない外付け燃焼器を備えている。

エンジン相当条件での試験に先立ち、ノズル入口ガス温度1473K常圧条件での短時間試験を数回行なった。その結果、静止部品に破損等強度上の問題は無かったが、シール支持構造体に組込んだ炭化珪素製シールプレートが3度に亘り破損するトラブルが生じたため、適用材料を窒化珪素への変更と金属部品による拘束を極力排除する設計変更を行なって破損対策を行なった。

引続き、入口ガス温度1473K実機エンジン相当温度圧力条件で、熱応力の面で最も厳しい起動状態を模擬した急加熱試験200回と最も熱負荷が厳しい定格定常で101時間の試験を行なった。試験中と全試験完了後には蛍光探傷検査、重量測定等の点検を行なった。試験条件を表3に、本試験で認められた主な損傷を図13に示す。

定格定常試験42時間目に確認されたインナーシュラウドのコンタクトシール面を形成する鋸角部の欠けと層状クラックは、角部を大きなRに変更することで、その後発生していない。定格定常試験101時間終了後に確認したアウトースクロール破損原因は特定できていないが、破壊起点近傍はクラック発生以前の42時間点

表3 1473K高温組合せ試験条件

条件 \ 試験	着火急加熱	定格定常
燃焼器入口温度	常温	973~1073K
ノズル入口ガス温度	1473K	1473K
燃焼器入口圧力	0.10~0.13MPaG	0.37MPaG
空気流量	130~200g/s	380~420g/s
実績 / 目標	200回 / 200回	101hr / 100hr
エンジン相当条件	70%回転	100%回転

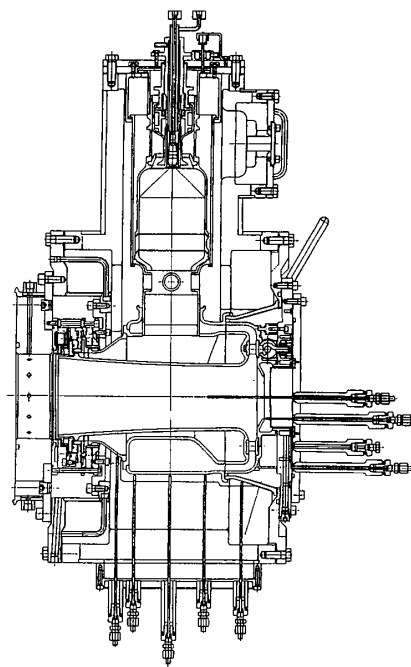


図12 静止部品組合せ試験装置

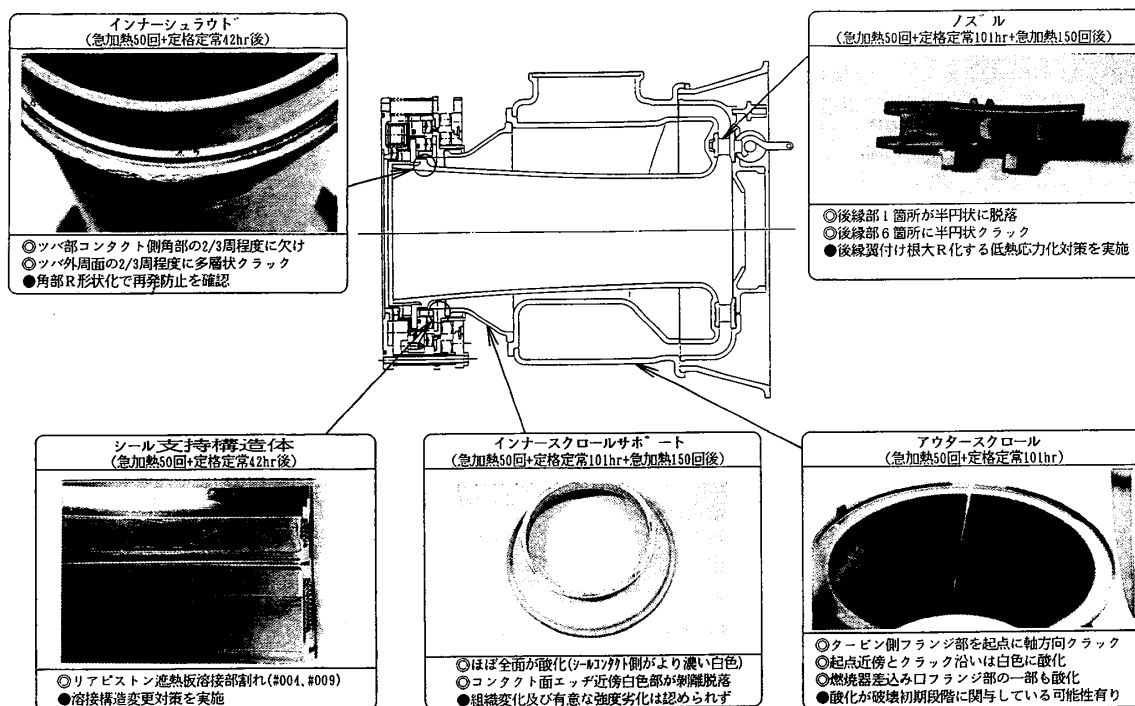


図13 1473K組合せ試験で損傷した静止部品

検で酸化（白色化）が認められており、酸化が破壊の初期段階に強く関与している可能性が示唆された。一方、インナースクロールサポートは時間と共に酸化が進行し、試験後には全面が白色に変色した。また、急加熱試験中に発生したノズル後縁翼付け根を起点とした半円状の欠けとクラックは、非定常熱応力で生じたものと推定されたため、後縁翼付け根Rを大径化し、低熱応力化対策を実施することとした。図14に対策形状ノズルの熱応力分布を示す。

組合せ試験終了後の切出し強度は表1に示した通りであり、表面酸化を起こした部品でも有意な強度劣化は認められなかった。ガス温度1473Kレベルでの静止部品高温強度や酸化等の諸問題は大略解決され、静止部品の高熱強度はエンジン試験に供試可能なレベルに達していると判断し、エンジンに部品を供試した。

5. シール支持構造体評価試験

図4に示したように、シール支持構造体は柔軟な金属製ベローズを使用することで積層構造のスクロール系とシュラウド系の静止部品を独立にシール支持する。2重に設けたベローズ室内とタービン下流排気部を連通して低圧に保つことで、シール支持構造体周りに導かれる高圧の圧縮機出口空気との圧力差により、タービン側に向かうスラストを圧力差に応じて発生する。シール支持構造体の詳細な断面を図15に示す。

特に、シュラウド系部品には圧力差により排気方向（図15で左向き）にスラストが作用するため、常にこれに打ち勝ってタービン方向に押し返す必要がある。また、シールプレートとインナシュラウドの接触面は、タービン段前後の最も高い圧力差をシールする部位であり、ここからの洩れはエンジン性能を著しく損なうため、シール性能を確保する上でも常に十分な押付力が付与される必要がある。

シール支持構造体は先ず、圧力差によって発生する押付力を調べるスラスト試験を行ない、ほぼ設計値のスラスト（高差圧シール部面圧5.5MPa）を発生することを確認した。シュラウド系のスラスト試験結果を図16に示す。次に、シール支持構造体

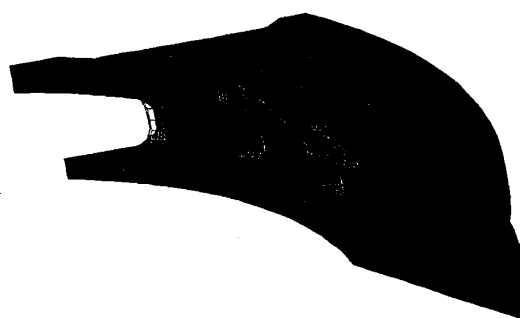


図14 対策ノズルの非定常熱応力分布

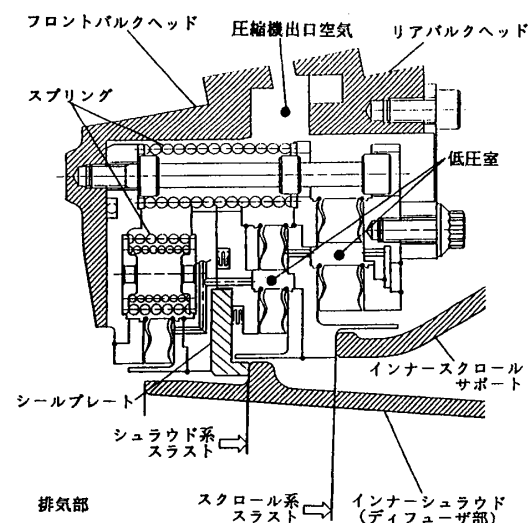


図15 シール支持構造体の詳細断面

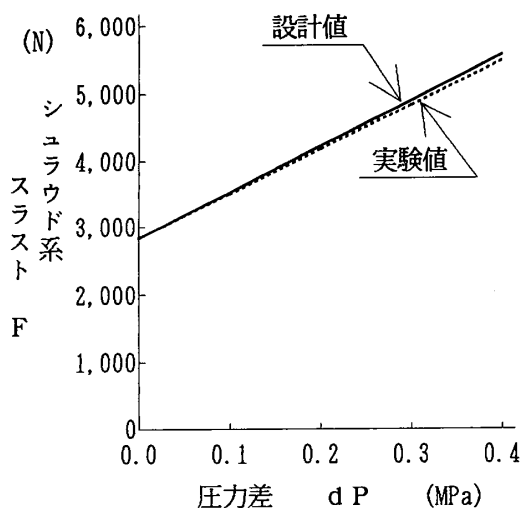


図16 シュラウド系のスラスト特性

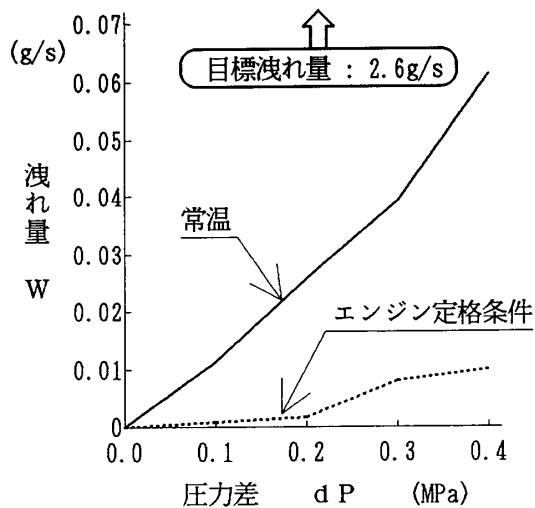


図17 高圧力差シール部洩れ試験結果

単体での洩れ特性を評価する専用試験装置を用いて、高圧力差シール部の洩れ量を計測した。図17に示すように、エンジン同等の温度条件にて定格圧力差0.4 MPaでの洩れ量は約0.01 g/sであり、目標洩れ量2.6 g/sをはるかに下回った。

先の1473 K高温組合せ試験に供試したシール支持構造体は、溶接部の割れを生じたが、溶接構造を変更することで解決した。

現在はガス温度1623 Kの高温組合せ試験が好調に進行(25時間)しており、引き続き静止部品及びシール支持構造体の信頼性評価を継続する。

6. まとめ

- (1) 設計試作した静止部品は、ノズルを除き1200℃エンジン試験に支障のない(定格定常101時間、起動200回)レベルの高温強度を有している。
- (2) ノズル後縁の欠けは翼付け根Rを拡大することで対策のメドを得た。
- (3) 面コンタクトする角部は欠けを生じ易いが、R形状化とすることで抑止できる。
- (4) 平面コンタクトシールは極めて良好な洩れ特性が得られた。

参考文献

- 1) T. Itoh, H. Kimura : ASME Paper 93-GT-40, May, 1993
- 2) N. Nakazawa, et al : ASME Paper 93-GT-64, May, 1993
- 3) 伊藤, 西山, 石渡, 松下 : 日本ガスタービン学会誌, 21-84, 1994, (p90-p96)
- 4) 自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書, (財)石油産業活性化センター PEC-93C01, March, 1994

破壊瞬間写真によるCGTロータの破壊起点の推定

*吉川 孝哉 (日本特殊陶業株式会社)

堀田 信行 (日本特殊陶業株式会社)

伊藤 正也 (日本特殊陶業株式会社)

1. 緒 言

日本特殊陶業(株)では自動車用100KWセラミックガスタービンロータの製造を行っており、品質および信頼性の維持向上を目的に独自の評価・開発試験を実施している。その代表的なものがスピントスターによるロータ実体の破壊試験である。しかし実際の破壊回転数は、テストピース強度を基に算出される推定値よりも、大幅に低いと言った問題が発生している。これは遠心応力以外の何らかの要因が関与しているとも考えられる⁽¹⁾。この原因を解明し、信頼性を向上し、更に低応力化設計の指針の有効な手段として、ロータの破壊瞬間写真による破壊形態の観察及び破壊起点の推定は重要な技術の1つである。

しかしラジアルタービンの様な複雑形状のロータでは、翼により視野が閉ざされる事が多く起点推定が困難であった⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。そこで本研究ではロータ背板の平滑面からの破壊形態観察を行った。更に正規のロータに加え3つのタイプの特別なロータ(表面破壊起点ロータ、内部破壊起点ロータ、欠陥破壊起点ロータ)を製作し、各々の典型的な破壊形態を観察し、この破壊形態を基に正規のロータの破壊起点の推定を行った。この結果、起点の位置や深さ等が推定可能となったので報告する。

2. 実験方法

2.1 供試体 セラミックガスタービンロータの概略形状は、入口翼外径127mm、出口翼外径92mm、翼枚数14枚である(図1参照)。またセラミック材料は日本特殊陶業(株)製窒化珪素EC-155である。表1に供試ローター一覧を示す。

試験番号 1-1~1-4 : 破壊起点確認の為、形状変更や各種欠陥の導入を行ったロータである。

試験番号 2-1~2-3 : 正規のロータである。

表1 供試ローター一覧

試験番号	目的	評価項目	予想破壊起点
1-1	破壊起点 確認用	背板表面高応力化(凹形状)	表面
1-2		背板部低応力化(形状変更)	内部
1-3		内部起点位置確認(ボス部縦切り)	
1-4		翼付根部人工欠陥(圧痕)	欠陥
2-1	破壊起点 推察用	正規品	
2-2			
2-3			

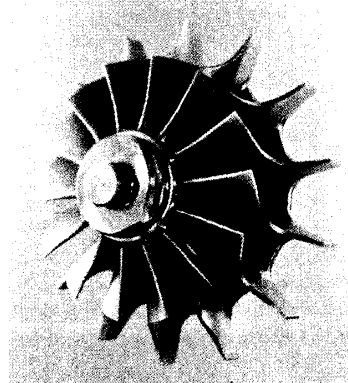


図1 セラミックガスタービンロータ 外観

2.2 試験方法 図2に示すスピントスターを用い破壊試験及び破壊瞬間写真の撮影を実施した。スピントスターには3箇所の窓①があり、両側の窓にフラッシュランプ②、中央の窓には撮影用のカメラ③を設置した。フラッシュランプからの光はチャンバー底部に設置した鏡④により反射させ供試ロータ⑤に当たるように、またカメラは鏡に写ったロータを捕らえるようにそれぞれセットした。次に試験装置全体を暗室の中に置き、ロータに破壊が生じるまで回転数を上昇させる。そして破壊に伴いロータから発生する光をチャンバー内に設置したフォトトランジスターで感知、これをトリガーとしフラッシュランプを発光させ撮影を行った。またカメラのバルブは予め開放状態にしてある。なおチャンバー内は室温・真空状態であり、今回は破壊形態の観察を容易にするため主にロータ頭部に金属軸を接合した。従ってロータは上下逆の取り付けとなる。

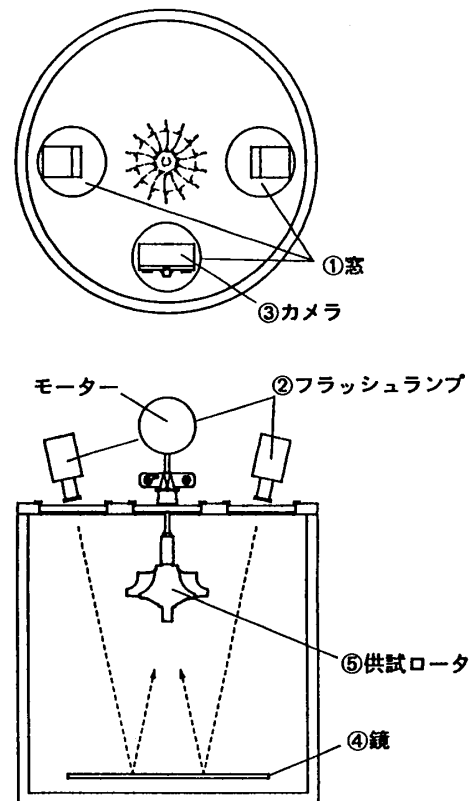


図2 試験装置概要

3. 試験結果および考察

3.1 破壊の起点と形態の確認

破壊起点の確認の為に特別ロータを製作し破壊試験を実施する事で、下記に示す典型的な破壊起点とその形態の確認を試みた。

3.1.1 背板表面起点

試験番号 1-1 ; 背板表面高応力化 図3に示すように背板に凹部を設け、凹底部表面（図中A）に強い応力集中が発生する形状とした。これを破壊させ、破壊起点が表面である時の典型的な破壊形態の観察を試みた。その結果、図4に示すように明確な破壊起点（○印）が表面の応力集中部分に現れ、そこを中心に放射状に亀裂が進行して行く様子が認められた。よって表面起点の特徴としては起点が点として直接見られる事であり、その模式図を図5に示した。

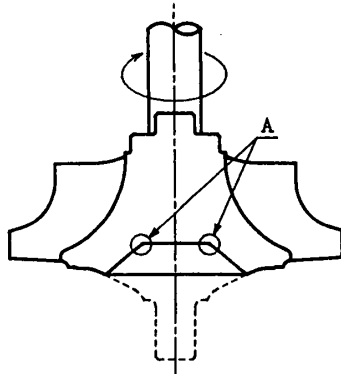


図3 背板部形状

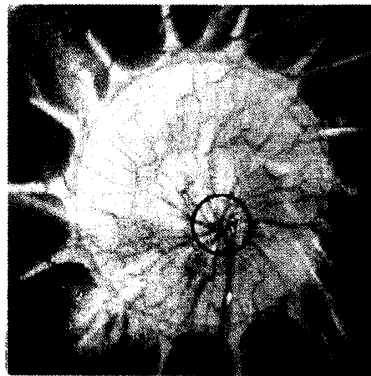


図4 破壊瞬間写真

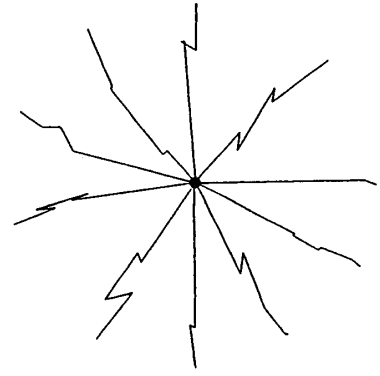


図5 破壊形態模式図

3.1.2 内部起点

試験番号 1-2 ; 背板部低応力化 図6に示すように背板形状を変更することで、相対的に背板表面の応力を低減する形状とした。これを破壊させ、破壊起点が内部である時の典型的な破壊形態の観察を試みた。その結果、図7に示すように内部起点近くの背板表面上に円形に細かくセラミックが砕け散った領域（○印）が見られ、その領域を中心に放射状に亀裂が進行して行く様子が認められた。よって内部起点の特徴として起点が領域として間接的に見られる事であり、その模式図を図8に示した。

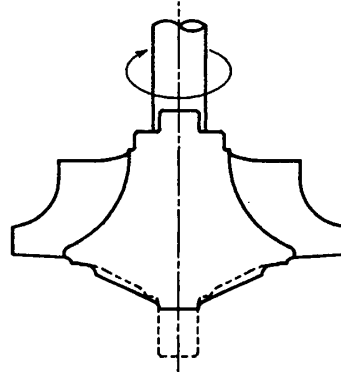


図6 背板部形状

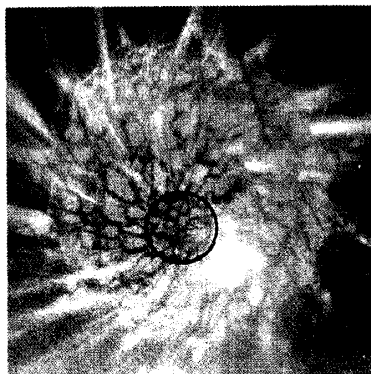


図7 破壊瞬間写真

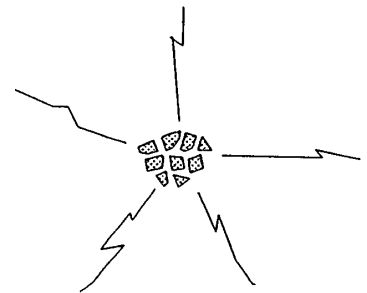


図8 破壊形態模式図

試験番号 1 - 3 : 内部起点位置観察 前述の背板部低応力化では破壊起点が内部である時の典型的な破壊形態を示した。しかしながら起点の深さについて特定するには至らなかった。そこで図 9 に示すようにボス部を厚さ20mmの板状に縦切りにし、これを破壊させることで、起点の背板からの深さについても考察した。その結果、図10 に示すように内部起点（○印）を中心にある一定の広がりをもってクラックが進展して行く様子が認められ、又そのクラック進展の中心線は回転軸にほぼ平行となった。図11にはその模式図を示した。

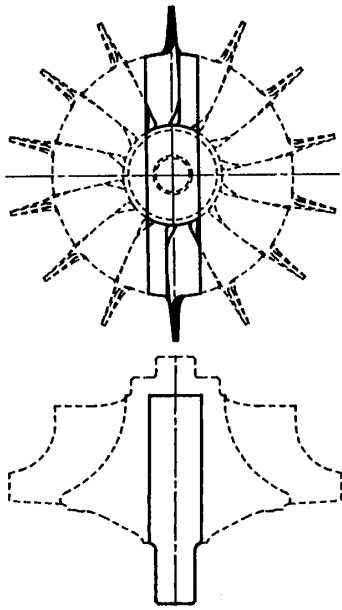


図 9 縦切りロータ形状

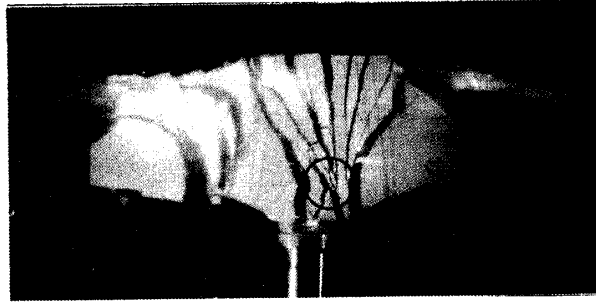


図10 破壊瞬間写真

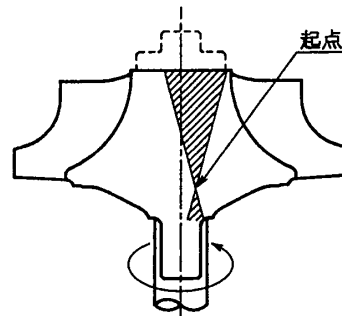


図11 破壊形態模式図

この縦切りロータにおけるクラックの背板面への進展と、先の背板部低応力化における内部起点近くの背板表面上に円形に細かくセラミックが砕け散った領域との間に一致が見られた。従って内部起点ロータにおいてこの領域の広さを求める事は具体的な起点の深さを把握する1つの方法となった。更にクラックの進展を確認する同種の試験を組み合わせる事で、試験番号 1-2（背板部低応力化）のロータの起点位置は図12に示す様にロータ中心部付近（破線部内）である事が推定された。

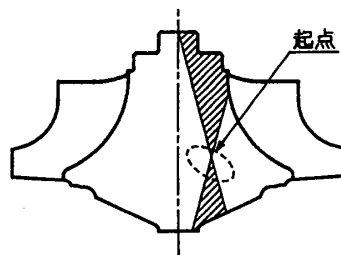


図12 内部起点破壊形態模式図(試験番号1-3)

3.1.3 欠陥起点

試験番号 1-4 ; 翼付根部人工欠陥 図13に示す位置(翼付根部表面)にダイヤモンド圧子による圧痕を設け人工欠陥とした。図14には圧痕の状態を示すが、ロータの軸方向、周方向にクラックが十字になるようにした。これを破壊させ、破壊起点が欠陥である時の典型的な破壊形態の観察を試みた。その結果、図15に示すように破壊は最初に欠陥のクラックに沿って進展し(○印)、その後全体に破壊が進展する様子が背板側からも認められた。従って欠陥起点の特徴は起点(欠陥)の付近が大きな破片として現れる事である。

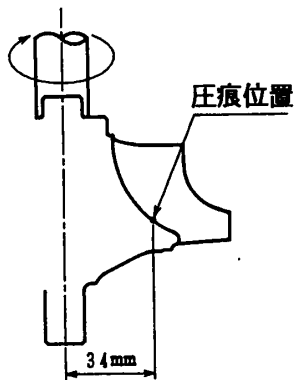


図13 圧痕設置位置

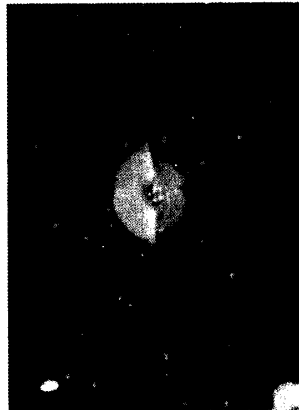


図14 圧痕状態

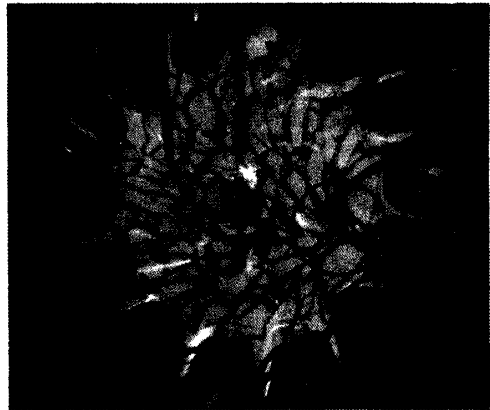


図15 破壊瞬間写真

3.2 正規ロータの破壊起点推測 前述の破壊の起点と形態をもとに正規のCGTロータの破壊起点の推察を行った。

試験番号 2-1 図16には破壊瞬間写真を示すが、かなり明確な起点(○印)が観察された。従ってこの写真より破壊起点は背板表面若しくはその極近傍部の内部であり、ロータ回転軸より約31mmの位置と推測される。又、その模式図を図17に示す。

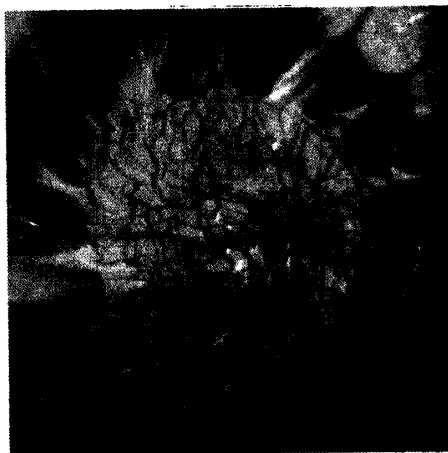


図16 破壊瞬間写真

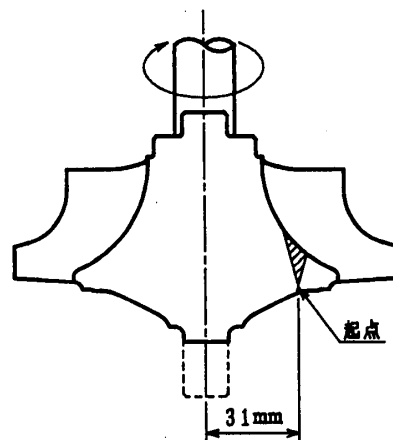


図17 破壊形態模式図

試験番号 2-2 図18には破壊瞬間写真を示すが、小さいながら円状に細かくセラミックが砕け散った領域（○印）が観察された。従ってこの写真より破壊起点はロータ内部であり背板表面より約12mm深さであり、回転軸より約24mmの位置であると推測される。又、その模式図を図19に示す。



図18 破壊瞬間写真

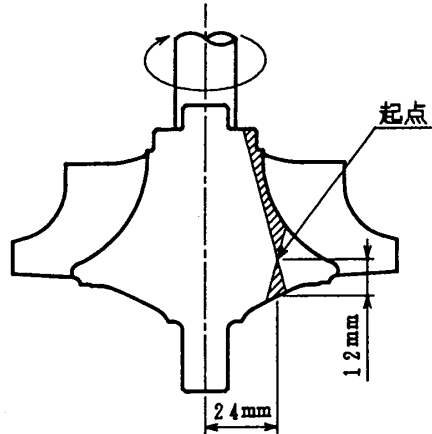


図19 破壊形態模式図

試験番号 2-3 図20には破壊瞬間写真を示すが、ロータ回転軸より約36mmの位置に、亀裂に沿った大きな破片（○印）の発生が見られた。これは先の欠陥起点（試験番号 1-4）の場合と破壊形態はよく似ている。しかしながら試験前の蛍光探傷検査において表面の異常は認められなかった。よって、破壊は内部の欠陥等から生じたと推測される。

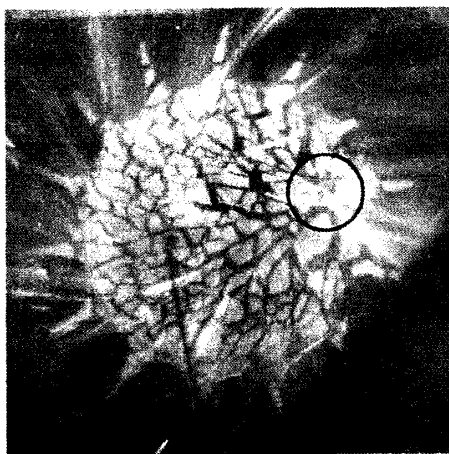


図20 破壊瞬間写真

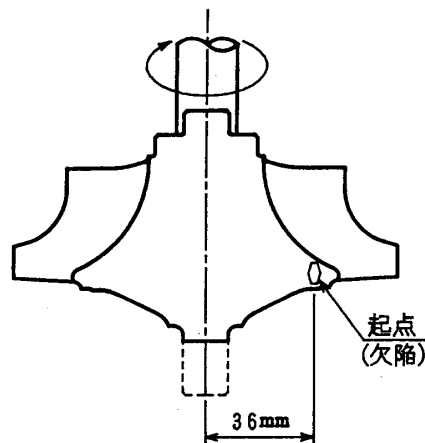


図21 破壊形態模式図

3.3 破壊起点推測位置 試験番号 2-1、2-2及び2-3の正規ロータの破壊起源推定位置を図22の黒点にて示した。これら以外にも、正規ロータの破壊起源位置の推定を行ったが、図22のハッチング部分に示した背板部周辺に集中した。100KWセラミックガスタービンロータの回転時の高応力発生位置は図22のA、B部に示す翼付根部及び軸中心部であるが⁽⁴⁾、本研究で推定した破壊起点とは一致していないことが判る。

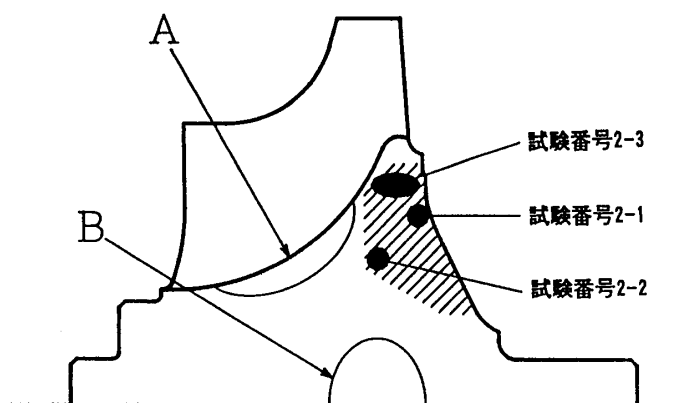


図22 破壊起点推測位置

4. まとめ

4.1 破壊形態の観察方法

ロータ頭部に金属軸を接合し背板の平滑面から破壊瞬間写真を撮影する事で、ラジアルタービンの様な複雑形状のロータにおいても翼により視野が閉ざされる事が無く破壊形態の観察が可能となった。

4.2 各種破壊とその形態について

破壊起点の確認の為の特別ロータの破壊試験を実施する事で、下記に示す典型的な破壊形態が観察された。

(1) **表面破壊起点** 表面の応力集中部に明確な起点が現れ、そこを中心に放射状に亀裂が進行して行く。

(2) **内部破壊起点** 破壊起点が内部の場合、起点近くの表面に円状に細かくセラミックが砕け散った領域として見られ、その領域を中心に放射状に亀裂が進行して行く様子が認められた。更に縦切りロータ等の破壊の観察により、軸方向のクラックの進展状況が判り、これによって起点の深さについても推定可能となった。

(3) **欠陥破壊起点** 最初に、欠陥に沿って亀裂が発生し、起点(欠陥)の付近が大きな破片として現れる事が特徴である。

4.3 正規ロータの破壊起点の推定 特別ロータの破壊形態を基に正規のロータの破壊起点の推定を行った結果、起点は背板部周辺に発生している事が推定された。また、その位置はロータ回転時の高応力発生位置とは一致は見なかった。

あとがき

「なお、本研究に用いたロータの一部は通産省の国家プロジェクトとして(財)石油産業活性化センターで推進している自動車用セラミックガスタービン(CGT)開発のために製作した金型を利用した事を付記する。」

参考文献

- (1) T. Izumi and M. Sasaki, "Evaluation of Rotational Strength of Ceramic Radial Turbines", 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress, 91-YOKOHAMA-IGTC-59, III-111.
- (2) S. Sasaki, W. Akai, M. Hiei and Okano, "A Development of Ceramic Components for Vehicular Gas Turbine Engine", 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress, 91-YOKOHAMA-IGTC-61, III-125.
- (3) K. Takatori, T. Honma, N. Kamiya, H. Masaki, S. Sasaki and S. Wada, "Fabrication and Testing of Ceramic Turbine Wheels", 1991 Orlando International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME 91-GT-142.
- (4) 中沢則雄、稲葉志津雄、和泉隆夫、宗清正幸、佐々木祥二、藤森功吉：自動車用100KW CGTのタービンコンポーネントの開発，ガスタービン秋季講演会（長崎）講演論文集(1992.11)，pp.233-240.

300kW級ガスタービン用セラミック熱交換器の開発

※芳村 幸宏 伊藤 勝規
大堀 邦夫 堀 政義 (石川島播磨重工業)

1. 緒 言

地球温暖化を始めとする近年の地球環境問題の顕在化にともない、エネルギー・資源・環境の総合的な解決策が望まれている。

ガスタービンは、排気ガスがクリーン、多種の燃料に対応可能、低騒音でかつ小形と多くの長所を有しているが、300kW級の小形ガスタービンでは他の内燃機関などと比較して熱効率が低い（すなわち燃料消費量が多い）という欠点も併せ持っている。この欠点を解決するにはガスタービンの動作温度（タービン入口温度）の上昇が有効であるが、このクラスのガスタービンでは翼が小形のため、大形ガスタービンやジェットエンジンで採用されている冷却翼構造は成立が困難で、高温強度に優れるセラミックスの適用がキーとなる。また、単純サイクルのガスタービンでは燃焼で発生した熱の70%以上が排気ガスとして捨てられてしまうため、熱交換器を設けて熱を有効に回収することがもう1つのキーとなる。

このような背景のもとで、通商産業省工業技術院のムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として1988年度に「セラミックガスタービンの研究開発」が開始され、1996年度までの9年間の予定で進められている。

CGT301は本プロジェクトの一環として石川島播磨重工業（株）日本碍子（株）、日本特殊陶業（株）

の3社で研究開発を進めているコージェネレーション用再生式1軸セラミックガスタービンである。図1にCGT301の概念図を示す。

ここに、CGT301の設計思想、基本構造について述べるとともに、エンジン構成要素の中核を成すセラミック熱交換器の研究開発について詳述する。

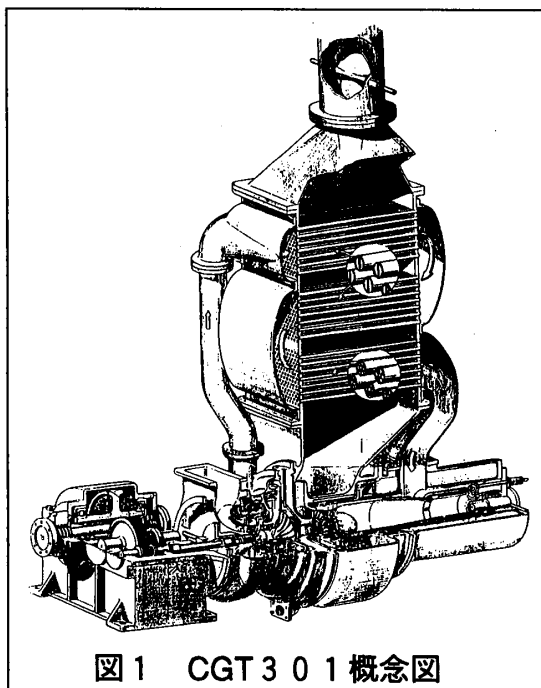


図1 CGT301概念図

2. CGT301の設計思想

CGT301のエンジン部分の断面を図2に示す。セラミックの適用箇所は熱交換器の最高温部伝熱要素の他、燃焼器、ノズルコーン、動/静翼である。セラミック部品の大形化には高度な成形技術を必要とし、また大形化

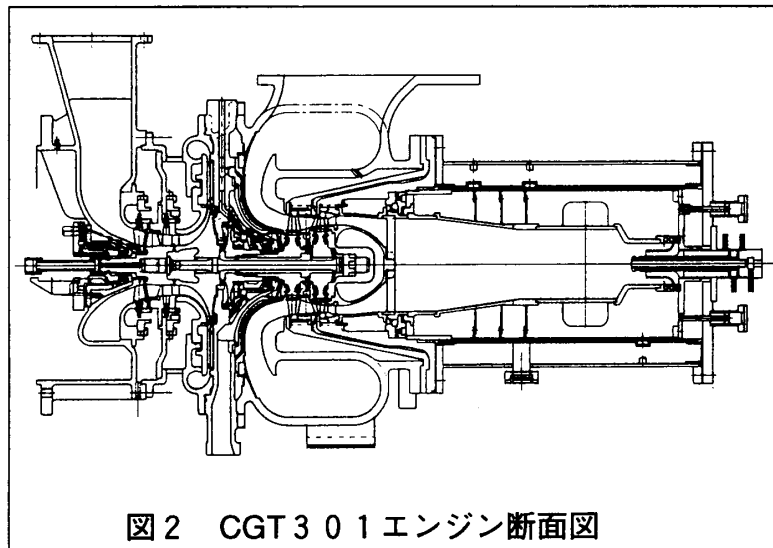


図2 CGT301エンジン断面図

にとまって体積効果により平均強度が低下する、そこでCGT301においては極力セラミック部品を小形化するとともに、不均一な変形を防止するために軸対称構造とすることを基本思想とした。以下に各エンジン構成要素についての設計思想、基本構造を示す。なお、熱交換器については3節以降に詳述する。

2.1 燃焼器

CGT301においては、大形複雑形状部品であるスクロールを排すため、一般的なレイアウトとは異なり、燃焼器を圧縮機と反対側の軸端にタービンと同一軸上に配置する構造を採用した。

2.2 タービン

タービンには軸流式と遠心式の2形式があるが、セラミック部品を小形化することならびに将来の大形エンジンへの適用範囲の拡大も考慮して、軸流式を選定し、かつセラミック動翼を金属ディスクに植込むハイブリッドロータ方式とした。

また、同様な理由からタービンノズルは単独翼を円周上に配置し締結する組立セグメント方式とした。

なお、セラミック動翼と金属ディスクの片当り防止を目的として、動翼とディスクの間には緩衝材（金属箔）を挿入することとした。

2.3 圧縮機

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

2.4 軸 系

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

また、燃焼器を圧縮機と反対側の軸端に配置したことにもない、タービンと圧縮機に作用するスラスト力が同一方向になり、両者の合計が約7kN{約700kgf}になるため、圧縮機とタービンの間にバランスピストンを設け、スラスト力の低減をはかった。

回転軸系は、圧縮機側軸端の玉軸受およびバランスピストンとタービンの間に位置するコロ軸受で保持する構造とし、両軸受部にはオイルフィルムダンパを設けて軸振動に対する回転の安定性を確保する構造とした。

以上の条件の下で性能シミュレーションならびに軸系の解析を行い、表1に示すよう主要目を決定した。

表1 機関主要目

項目	諸 元	
機 関 形 式	再 生 開 放 一 軸 式	
最 大 出 力 (kW)	300	
出 力 軸 回 転 数 (rpm)	3000 / 3600	
外 径 寸 法 (mm)	約1200L×500W×700H (本体)	
機 関 乾 燥 重 量 (kg)	800	
使 用 燃 料	ガ ス、灯 油、他 各 種	
使 用 潤 滑 油	合 成 基 油	
圧 縮 機	形 式	軸 流 + 遠 心 式
	寸 法 (mm)	φ113 / φ205
	回 転 速 度 (rpm)	56,000
タービン	形 式	2 段 軸 流 式
	寸 法 (mm)	φ162 / φ169
	回 転 速 度 (rpm)	56,000
燃 焼 器	形 式	単 筒 缶 型
	寸 法 (mm)	φ120 / φ160D×400L
熱 交 換 器 (コア)	形 式	伝 熱 式
	寸 法 (mm)	590L×540W×1075H
減 速 機	形 式	平 行 齒 車 式
	減 速 比	18.7 / 15.6
制 御 方 式	電 子 式	

3. CGT301用セラミック熱交換器の開発

CGT301に使用する熱交換器はガス入口温度の高温化に対する高い構造信頼性と小型で高い排熱回収性能が重要になる。特に熱交換器のガス入口温度は825℃以上と金属材料の強度信頼性が低下する温度レベルとなるため、高温での強度特性がすぐれるセラミックスを高温部分に適用するハイブリッド形セラミック熱交換器の実用化を目指し開発を実施している。ここでは、セラミック熱交換器の開発概要および性能評価試験結果について報告する。

本セラミック熱交換器の開発目標仕様を表2に示す。開発はタービ

表2 CGTセラミック熱交換器の開発目標

開 発 段 階	中間目標	最終目標
タービン入口温度 (°C)	1200	1350
温度効率 ε (%)	84 以上	84.5
圧力損失率 ΔP/P (%)	4.5 以下	4.5
ガス側入口温度 (°C)	696	825

ン入口温度にともない段階的に実施した。空気入口温度は約280℃で圧力は空気入口側約740kPa、ガス側はほぼ大気圧である。また温度効率εおよび圧力損失はそれぞれ(1)、(2)式で示されるものとする。圧力損失のガス/空気側の配分はガス側3%、空気側1.5%である。

$$\varepsilon = (T_{a,out} - T_{a,in}) / (T_{g,in} - T_{a,in}) \quad (1)$$

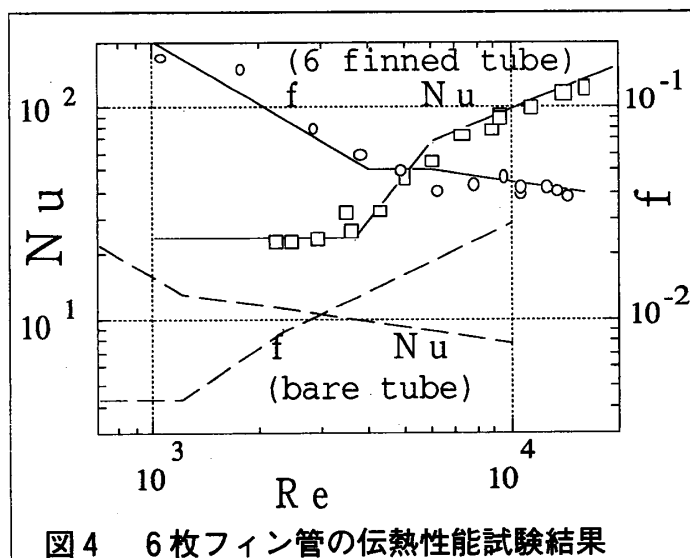
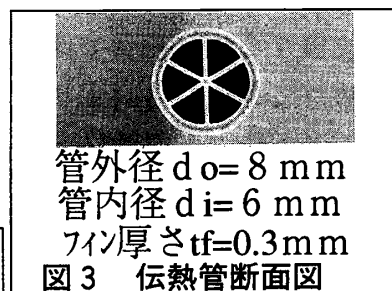
$$\Delta P / P = \Delta P_a / P_{a,in} + \Delta P_g / P_{g,in} \quad (2)$$

$$\Delta P_a = P_{a,in} - P_{a,out} \quad \Delta P_g = P_{g,in} - P_{g,out}$$

熱交換器の形式は伝熱特性・構造・製作/加工の面より検討した結果、セラミックの適用に対する熱応力緩和の可能性が他の形式と比べ高い等の理由より3回流細管形を採用した。運転時に最も高温になるガス入口の伝熱要素にセラミック製の管群伝熱ブロックを組み込むものである。細管形熱交換器に脆性材料のセラミックを適用する際の研究開発項目は(1)小型・高性能化に関する伝熱流動性能、(2)高温での信頼性に関する構造の項目に分類できる。

2.1 小形高性能セラミック伝熱管の開発

与えられる仕様で伝熱要素の小形・高性能化を検討すると、管内側の伝熱性能向上が必要である事が分かった。管内側の伝熱向上は、セラミックでの製作性を考慮して放射状の直線フィ



数の実験式から、フィンによる伝熱面積の増加と管壁からフィンへの放射伝熱を考慮したものである。本熱交換器に採用した管内フィン枚数6枚、外径

ンによるものとした。管外径とフィン枚数を変化させたセラミック伝熱管を試作し、伝熱性能と圧力損失係数の実験式を確認すると共に、性能評価解析の検証を行った。解析は、フィンによって構成される1つの扇形流路の熱伝達率と摩擦係

8 mmの伝熱管を図3に、伝熱性能および圧力損失性能の試験および解析結果を図4に示す。伝熱管内部のヌセルト数 Nu 、摩擦係数 f の実験式は管内径基準のレイノルズ数 Re 、プラントル数 Pr に対して (3) 式で示される。

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.1 Re^{0.77} Pr^{0.4} \\
 f &= 0.44 Re^{-0.25} && Re \geq 6000 \\
 Nu &= 1.66 \times 10^{-5} Re^{1.75} Pr^{0.4} \\
 f &= 0.05 && 6000 > Re \geq 4000 \\
 Nu &= 23.5 \\
 f &= 200/Re && 4000 > Re
 \end{aligned} \tag{3}$$

フィン付セラミック管は、伝熱面積の増加と水力直径減少の効果により、図4中に破線で示したように素管に比べて伝熱性能（ヌセルト数）および圧力損失性能（摩擦係数）が増加する。管群の設計は空気側、およびガス側の許容圧力損失条件と伝熱性能を満たすよう性能シミュレーションを実施して決定した。

2.2 構造信頼性

2.2.1 セラミックブロックの構造強度評価および熱応力緩和構造

本熱交換器のセラミックブロックは、コンパクト化とガスシール性能を確保するために管群と両端の管板を接合する一体構造とした。ブロックの伸びと回転を許容する条件で熱交換状態に発生する温度分布に対する熱応力と、流体励起による管群振動の検討を行った。これらの応力を、セラミック材の平均4点曲げ強度とワイブル係数から得た強度に伝熱管の体積効果を考慮した許容応力 [1] と比較した結果、許容応力以下でありセラミックブロックの構造は健全である事が分かった。

2.2.2 熱応力緩和構造

管群がその両端を管板で拘束される両端管板方式のセラミックブロックは、ブロックの伸びと回転を許容することで、熱応力に対する構造強度が確保されるものである。高温構造物の熱変形対策はセラミックス、金属共に重要であるが特に靱性の低いセラミック部分の構造面での対策を施す必要がある。両端管板方式のセラミックブロックの熱応力に対する成立条件を満足させるため、3回流の伝熱要素各々の間に生じる熱膨張差と直管部に生じるガス側ケーシングとの熱膨張差を吸収する構造を考案した。

2.3 基本設計

本セラミック熱交換器の構造を第5図に示す。全体構造は、製作性の面から、処理流量が1/6の1モジュールを、6モジュール並列に配置・結合するものとした。伝熱要素は管内側を空気、管外側をガスが流れる3回流細管形で、金属性のU字形伝熱管部からなる2回流とセラミック材を適用した直管部で構成した。セラミックブロックは製作信頼性の高い管板形状が矩形形状であるため、直管部は上下に2分割した。ガスタービン特有のガスの非定常な温度変化に対応するため、セラ

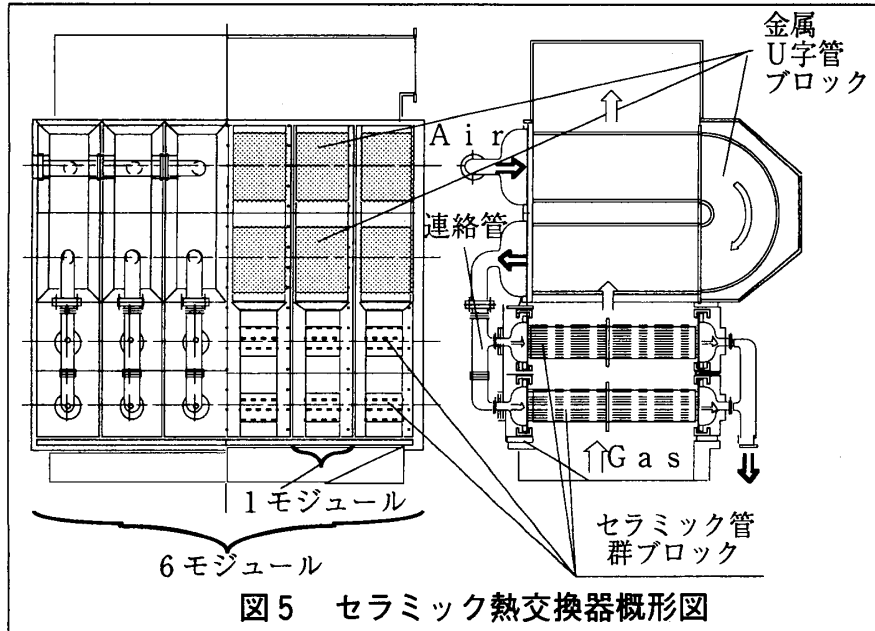


図5 セラミック熱交換器概形図

ミックブロックは耐熱衝撃性のよい高強度窒化珪素（日本碍子製SN-84材）を使用した。小形高性能化を図るため、伝熱要素の管外側は小口径管の千鳥管群配列を採用し、管内部は金属製U字管部にねじり板を挿入、セラミック管に放射状の6枚フィンを設けた。伝熱要素は開発目標・仕様に合わせて最適設計するものである。構造強度の検討から得た両端管板方式のセラミックブロックの成立条件であるブロックの回転と伸びを許容するため、(1) U字管と直管部を結ぶ高圧側空気連絡管、(2) 直管部とガス側ケーシングの間、に伸縮管を使用した熱膨張吸収構造を採用し熱応力の緩和を行った。

2. 4 セラミック熱交換器の性能確認試験

これまでの要素研究成果を反映させて設計・製作した中間開発のセラミック熱交換器供試体を第6図に示す。同図中の白色のダミーブロックが組み込まれている直管部分に、セラミックブロックを組み込むものである。セラミックブロックは7図に示すように高密度管群構成された163本の管を両端で管板と接合するものである。ブロックの全長は650mmで、管は正三角形千鳥に配列される。焼成接合技術はブロックを段階的に大形化試作することから向上させた。またこれより製作信頼性が高い管群断面形状がほぼ正方形の現在の形状であることが分かった。管群の中央に位置するのはバッフルでこれは焼成時に

起こる管群の変形防止をするものである。本供試体は6モジュールで構成されるセラミック熱交換器のうちの1モ

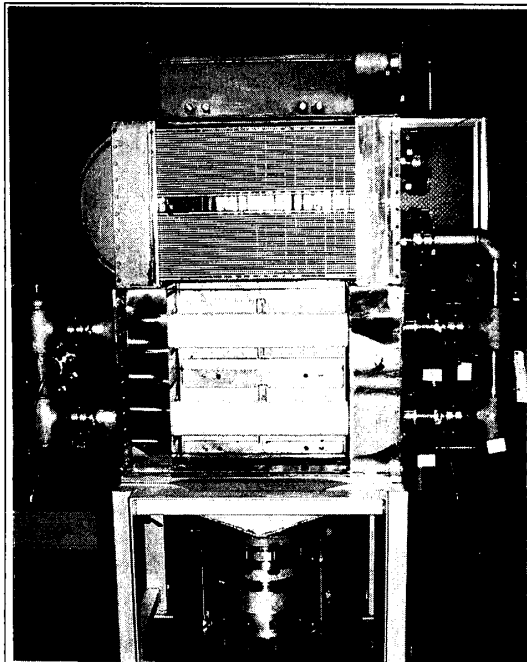


図6 供試体セラミック熱交換器
中間開発対応形1/6モジュール

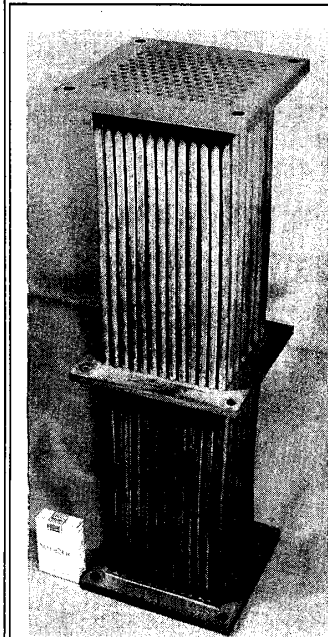


図7 セラミックブロック

ジュールとし、試験条件と開発目標値は中間開発段階のものである。性能試験結果を、第8図に示す。左縦軸は温度効率、右は全体圧力損失、横軸はガス側の流量と定格流量に対する比率を示す。100%流量の定格点で、温度効率 $\epsilon = 84.3\%$ (84.0%)、全体圧力損失=2.9% (4.5%以下)となり、()内に示した中間開発目標値を達成することを確認した。またセラミックブ

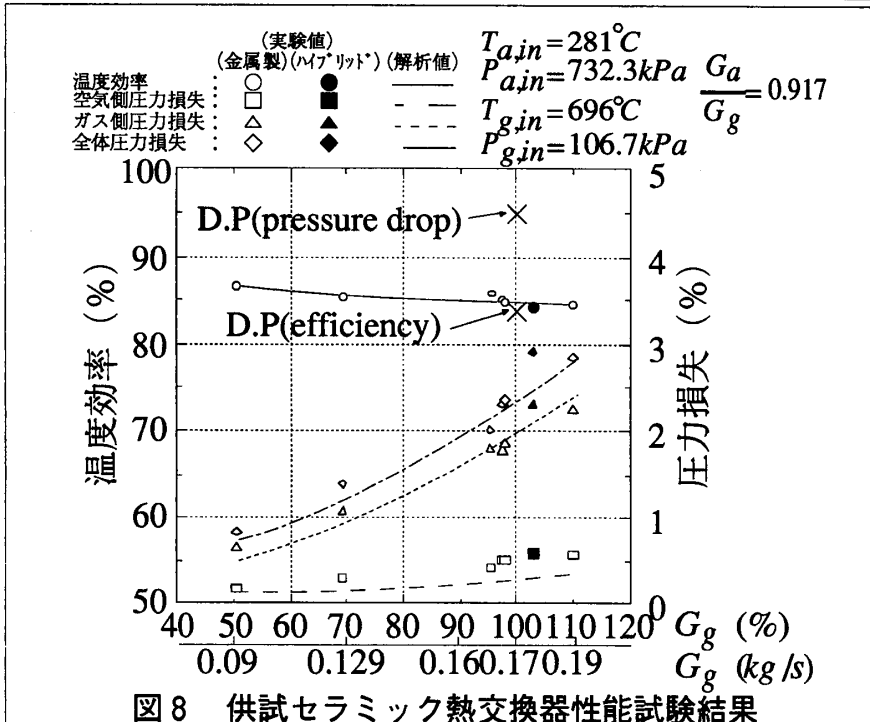


図8 供試セラミック熱交換器性能試験結果

ロックおよび金属製U字管ブロックの試験前後の損傷判定としてブロックからの気密試験を実施したが最も懸念されたセラミックブロックの管/管板接合部分も含め漏洩量の顕著な増加は見られなかった。また、熱膨張吸収用の高圧空気配管部分の変位量を計測したが、ほぼ設計どりの値であり、これらのこと

からセラミックブロックの構造強度成立条件および熱膨張吸収構造の高温での妥当性が確認できた。

4. 結 言

CGT301用セラミック熱交換器の開発を実施し以下の結果を得た。

(1)要素研究の成果を反映させたCGT301用ハイブリッドセラミック熱交換器は中間開発段階の仕様条件で開発目標値である温度効率84%以上、圧力損失4.5%以下を達成することを確認した。

(2)脆性材料であるセラミック製細管型伝熱ブロックと金属の混用構造での構造強度検討法と考案した熱膨張吸収構造の高温機能性を確認した

(3)ガスタービン用熱交換器に必要とされる高温/高圧力比条件に適合するセラミック管群ブロックの製造技術が得られた。

今回は中間開発段階であるタービン入口温度1200℃のCGT仕様に適合する1/6モジュールの供試体の性能試験を実施し、実機サイズのハイブリッドセラミック熱交換器の可能性を確認した。今後はモジュール並列結合方法の検討とともに、現在までに得た知見を踏まえ現状よりガス入口温度が100℃以上も上昇する最終開発条件に適合するハイブリッドセラミック熱交換器の開発を進める予定である。

5. 参考文献

[1] 鈴木章彦；ファインセラミックス部品の設計基準案、配管技術'89.1.

A-9

コージェネレーション用300kW級再生式2軸セラミックガスタービン CGT302

射延 功 (川崎重工業株式会社)

*巽 哲男 (川崎重工業株式会社)

竹原 勇志 (川崎重工業株式会社)

1. まえがき

産業用小型ガスタービンは小型軽量、低公害、低振動、低騒音等、優れた特性を持つ原動機であるが、現在のところその用途は、非常用発電機駆動等の限定された分野に限られている。その主な理由は、ガスタービンの熱効率が、特に小型機において低いためである。本技術開発は低公害原動機として優れた特性を持つガスタービン対し、中小型エンジンの高効率化、低公害化および燃料多様化を促進することを目的に、ムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として昭和63年度から開始された。川崎重工業（株）は京セラ（株）、住友精密工業（株）と共に 300kW級「コージェネレーション用再生式2軸セラミックガスタービン」（略称、CGT302）の研究開発を担当している。以下に現在までの研究開発の概要を紹介する。

2. 研究開発目標および開発スケジュール

タービン入口温度1350℃、熱効率 42%以上、出力 300kW級の低公害ガスタービンを、耐熱性に優れたセラミックスの使用によって実現することを基本的な目標としている。この実現のため、以下の3つの項目について、それぞれの開発課題を克服するべく、グループ各企業が分担あるいは協調して開発に取り組んでいる。

- (1)「耐熱セラミック部材の研究開発」
- (2)「要素技術の研究開発」
- (3)「設計試作運転研究」

上記の開発は、昭和63年度から平成8年度の9年間で、

- (1)基本設計
- (2)第1次設計試作運転研究：基本型GT、900℃級金属製ガスタービン
- (2)第2次設計試作運転研究：基本型CGT、1200℃級セラミックガスタービン
- (4)第3次設計試作運転研究：パイロットCGT、1350℃級セラミックガスタービン

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

3. CGT302の設計上の特徴

CGT302ガスタービンの出力発生部の構造を図1に示す。このガスタービンは、要素機器の保守的なレイアウトや金属製熱交換器等、実績のある基本構造を採用する一方で、セラミックの適用技術については、モノリシックセラミックスとセラミック繊維との複合構造や、セラミックバネを用いた弾性支持構造等新しい技術を採用したところに設計上の特徴がある。

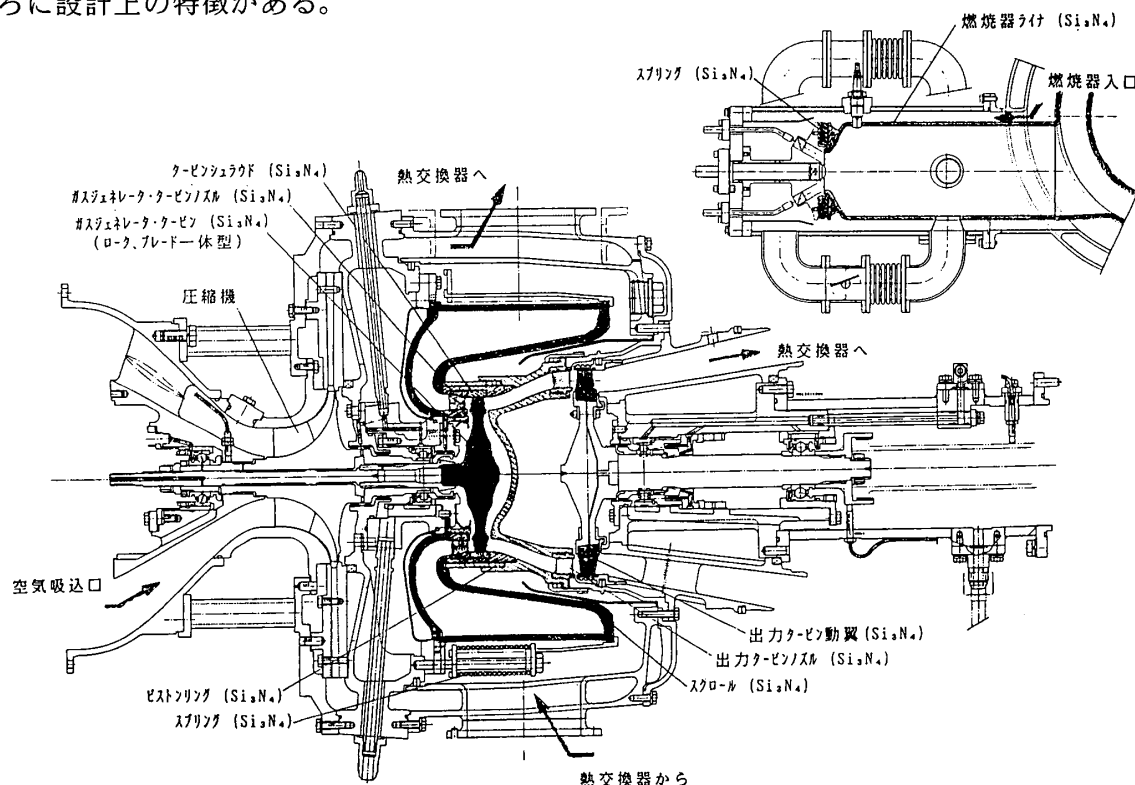


図1 CGT302構造図

4. 耐熱セラミック部材の製造技術開発

4.1 セラミック部品製造技術

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

中でも、一体型の軸流タービンとしては世界最大級の寸法（直径144mm）で、しかも世界最高レベルの周速度（外径で570m/sec）で設計され、欠陥に対する許容度が非常に厳しいガスジェネレータタービン（GGT）ロータの製作に成功したことや、スクロール等の大型複雑部品の製造技術、翼形状精度確保技術、セラミックの弾性を利用した高温バネの製造技術等の開発成果が得られた事は特筆に値する。GGTロータに

については、コールドスピントテストによる製品検査の他、バーストテストにより設計強度余裕の確認を行うと共に、応力計算に基づく信頼性解析結果と照合して、良い一致が得られることを確認した。この結果を図2に示す。

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

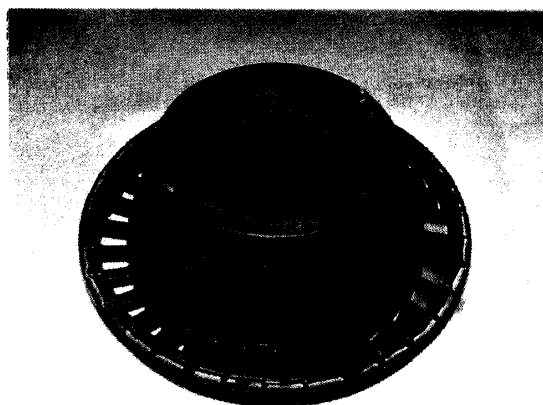
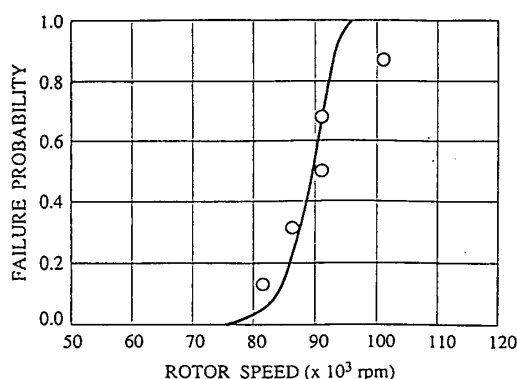


図2 GGTロータの破壊確率の計算値と実験結果の比較 図3 PTノズル（締結構造部品の一例）

4.2 接合技術

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

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

4.3 複合成形体の締結技術および表面処理技術

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

当初の小形4分割円筒モデルを用いた基礎研究から開始して、セラミックファイバーの評価・選定、締結・複合化方法の検討・評価等を順次行い、締結特性に優れた締結・複合化方法を見いだした。

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

4.4 材料データ整備

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

5. 要素技術の研究開発

目標効率を達成するためには、セラミックの採用によるタービン入口温度の向上のみでなく、圧縮機、タービン等の空力コンポーネント、熱交換器、燃焼器等の要素技術開発が必要であり、これらについて研究を実施している。目標主要性能諸元を表1に示す。

5.1 圧縮機

圧縮機は単段遠心式で、圧力比 8.0、空気流量0.89kg/sec、断熱効率 82%を設計目標としている。空力解析、設計、試作を経て基本型GTおよび基本型CGTに組み込み、運転試験を行うと同時に、要素試験装置を用いて圧縮機単体の広範囲の性能特性を計測した。中間評価の目標値に対して、圧力比と流量については満足な結果が得られたが、今のところ効率が約2%低い結果となっている。今後、インペラやディフューザ等の研究部品の組合せおよびチップクリアランスの最適化を図ることで目標を達成する。

5.2 燃焼器

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

表1 CGT302目標主要性能諸元

条件 …標準状態 (気温15℃, 高度0m)

項目	単位	目標性能
出力	kW	300
機関熱効率	%	42
排気ガス成分	NOX	ppm
	ばいじん	g/Nm ³
圧縮機圧力比	—	8.0
空気流量	kg/s	0.885
タービン入口温度	℃	1350
圧縮機効率	%	82
ガソジェネレータタービン 効率	%	84
出力タービン効率	%	88
燃焼器効率	%	99
熱交換器効率	%	82
空気漏れ量	%	3
ガソジェネレータ軸機械効率	%	97
機械効率	%	97
燃焼器圧力損失	%	3
中間ダクト圧力損失	%	GT効率に含む
熱交換器 (空気側) 圧力損失	%	2
熱交換器 (ガス側) 圧力損失	%	3
排気ディユーザ圧力損失	%	熱交換器圧損に含む
吸気系圧力損失	%	圧縮機効率に含む
排気系圧力損失	%	熱交換器圧損に含む

5.3 タービン

タービンロータは、GGT用として翼とディスクが一体のブリスク型を、PT用として金属ディスクにセラミックブレードを植込むハイブリッド型を採用している。いずれも目標効率達成のため、セラミックスの高い比強度を極限まで生かして極力高い周速を採用しており、基本型CGTで約520m/sec、パイロットCGTで約570m/secとなっている。このため設計に際しては入念な応力解析を実施し、応力集中を避け最大応力の低減を図った。

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

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

図4に熱衝撃試験中の温度記録の一例を示す。実機で想定されるガス温度変化よりもはるかに過酷な1200℃←→100℃間の急激なガス温度変化にもかかわらず、100サイクルの試験後の部品には全く異常がないことを確認した。

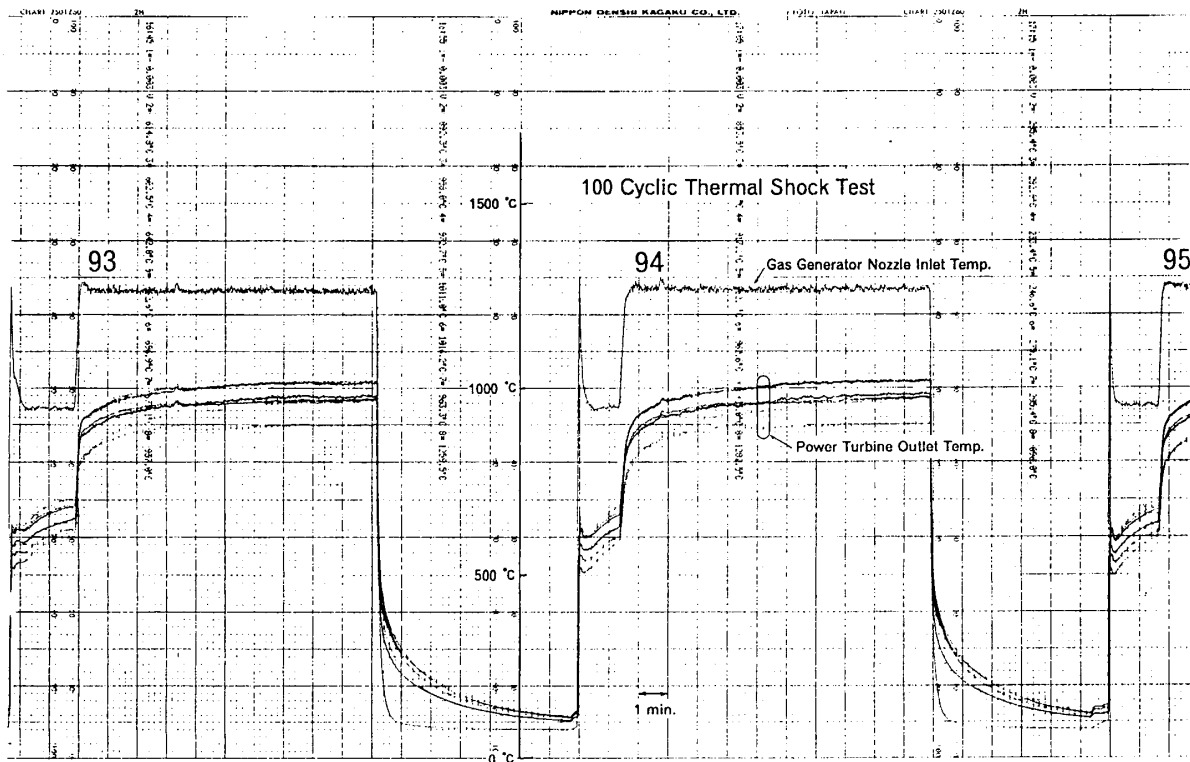


図4 熱衝撃試験時の温度記録

5.4 熱交換器

熱交換器は、金属製プレートフィン型レキュペレータを採用している。

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

6. エンジン運転試験

6.1 基本設計

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

6.2 第1次設計試作運転研究（基本型GT、900°C）

基本設計を基に、セラミック部材を金属製に置き換えて基本型GTを設計・試作し、延べ97時間、起動回数282回の運転試験を行った。この試験を通じて、基本型CGTのテストベッドとして必要な基本的機能・性能を発揮できるよう、必要な改良を行った。主な成果としては、i)出力が高々70PS、タービン入口温度も900°Cと、性能発揮には不

利な条件ながら、21.2%という高い熱効率が実測され、基本設計の妥当性が確認できたこと、ii)各要素のエンジン上での性能が把握できたこと、iii)圧縮機とタービンのマッチング特性が確認できたこと、iv)放熱・空気漏れ等が性能におよぼす影響の度合いが把握できたこと等が挙げられる。

6.3 第2次設計試作運転研究（基本型CGT，1200℃）

基本型CGTの運転試験については、基本型GTをベースに、段階的に金属部品をセラミックに置き換えていく方法をとった。図5に試験の段階を示す。

これらの一連の運転試験の結果、いくつかの問題があったものの最終的に基本型CGTの定格温度・回転数での運転に成功した。達成した運転実績値を表2に示す。基本型CGTの定格点が本機の約1/2部分負荷状態であり、性能的には不利な条件であるにもかかわらず数MW級ガスタービンの定格点性能にも匹敵する熱効率を達成している。運転試験状況を図6に示す。

さらに、パイロットCGT（TIT=1350℃）に対応すべく、運転中のGGTロータの接合部温度、バランス再現性チェック、チップクリアランス変更等、得られた運転情報をもとに改良設計を実施し、組立・運転の信頼性向上と運転実績の積み上げを目指した運転試験を実施中である。現在までのCGTの累積運転時間は12時間である。

表2 基本型CGT運転達成実績値

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

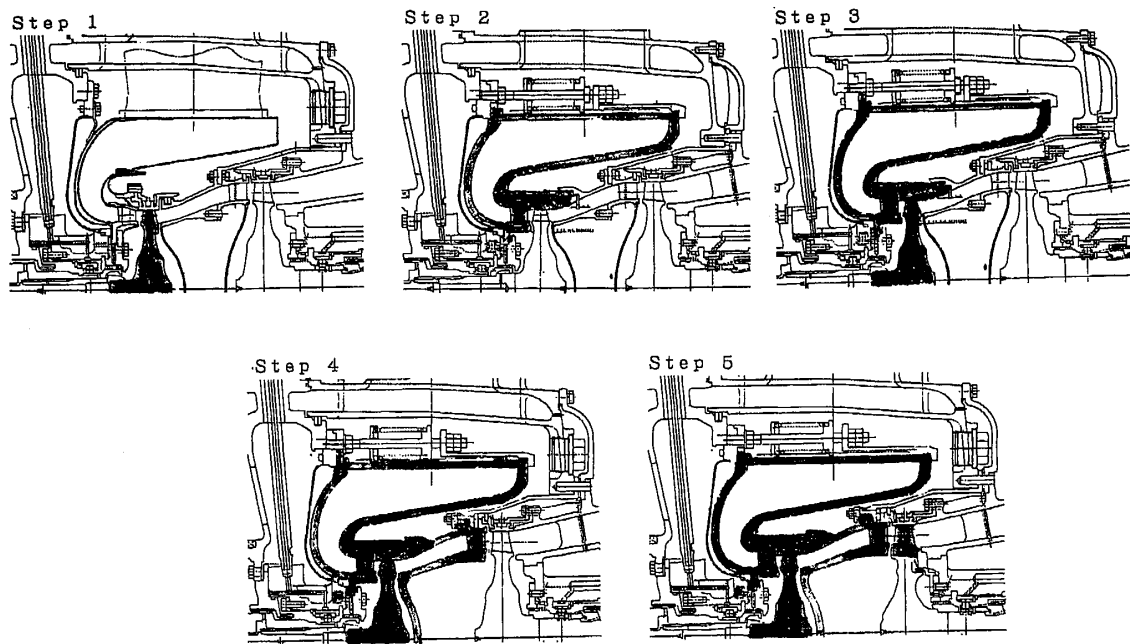


図5 基本型CGT運転試験段階毎の組込セラミック部品

7. おわりに

開発の開始からおよそ6年を経て、「耐熱セラミック部材」、「要素技術」、「設計試作運転」の3つの研究のテーマにおいて、中間評価の目標をほぼ達成し、世界に誇りうる技術開発成果を多少なりとも挙げられたと自負している。新エネルギー・産業技術総合開発機構をはじめ、工業技術院、国立研究所の関係各位の現在までの真剣なご指導に感謝する次第である。今後更に運転実績を積んで、パイロットCGTに向けた課題の抽出を図り、次の段階へ応用していきたいと考えている。試験のレベルはますます高度になってきており、困難度もますます増して行くものと思われるが、関係各位の今後の更なるご指導、ご協力をお願いする次第である。本稿は新エネルギー・産業技術総合開発機構による「セラミックガスタービンの研究開発」の研究成果をまとめたものである。

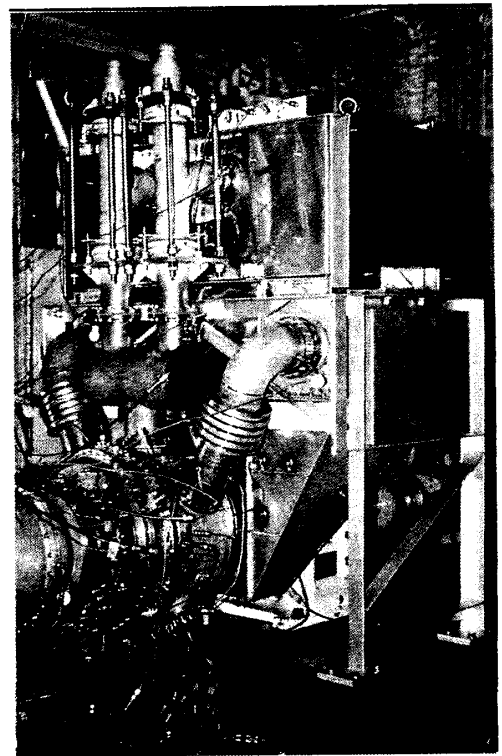


図6 基本型CGTの運転状況

300kW級ガスタービンへの セラミック部材の適用技術 (CGT303, 再生式2軸)

荒川 貞雄, *伊藤 吉幸, 大橋 一生
(ヤンマーディーゼル株)

1. はじめに

1988年から300kW級セラミックガスタービンの研究開発が工業技術院のムーンライト計画(後にニューサンシャイン計画となる)の一環として進められている。

目標性能はタービン入口温度(TIT)1350°Cにおいて熱効率42%以上を得ることである。小形ガスタービンの熱効率を2倍に高め、ディーゼルエンジンをも凌ぐ熱効率を得る手段はタービン入口温度を高めることと排熱回収の二つである。前者に対しては高温強度に優れたセラミックスを使用して無冷却化を図り、後者に対しては従来大気中に排出していた排気エネルギーを熱交換器を介することによって温度として燃焼器入口に回収する。

ヤンマーディーゼル株, 株新瀉鉄工所, 京セラ株, 日本特殊陶業株, 日本鋼管株の5社が開発を進めているCGT303は可搬式発電用を用途とするものである。可搬式発電用エンジンはコンパクトであることが要求されるため、熱交換器には回転蓄熱式を採用することとした。回転蓄熱式熱交換器はコンパクトであると同時に約90%の高い温度効率を得ることが可能である。この特性を活かして最高の熱効率を得られる圧力比を検討した結果、4.5と設定するのが望ましいことが予測された。圧力比が4.5と低く設定された結果、エンジンを構成する部材が大きくなる。このことは、靱性の低いセラミックスを使用する点で不利であり、エンジン部材としての強度を確保することを最重要課題と位置づけた。これを受けて、セラミック部材の熱サイクル試験を開発当初から実施することにした。

本稿では、熱衝撃試験の中で起こったセラミック静止部材の不具合点を解決し実機運転にまでこぎつけた過程を紹介する。将来の高温材料として期待されてい

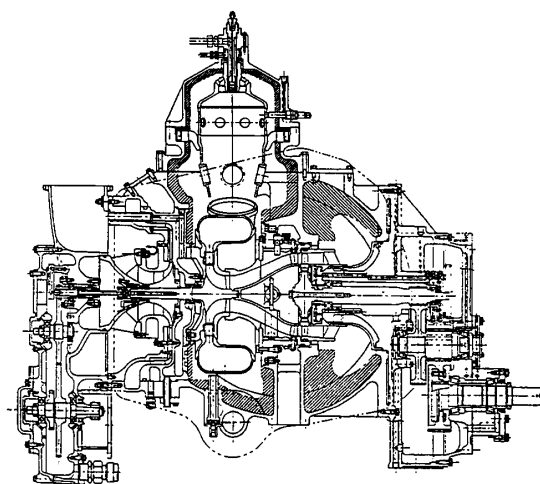


図1 エンジン断面図

るセラミックスをエンジン部材として適用する場合の参考にさせていただきたい。尚、これは、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託研究における成果の一部である。

2. CGT303を構成するセラミック部材

エンジンの断面図を図1に、構成部材を写真1に示す。また、部材の材質と成形法を表1に示す。ガスゼネレータタービン（GGT）ノズル、シュラウド、バックシュラウドの3部材は当初β-サイアロンとしたが、後に窒化珪素に変更した。他の部材は全て窒化珪素である。

3. 熱サイクル試験の方法

机上では予測出来ない現象が実機では起こることを考え、可能な限り実機の条件に近づけることとした。すなわち、セラミック

静止部材とそれらを納めるエンジンケースは写真2に示すようにエンジン部材そのものを用い、セラミック部材の保持方法も実機の場合と同一にした。セラミック部材の適用は2段階に分け、第1段階としてシュラウドまでの上流側部材をセラミックス化した。上流側の問題を解決した後、第2段階として、中間ダクトから下流の部材を

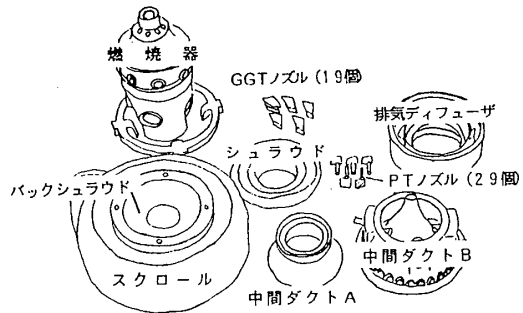
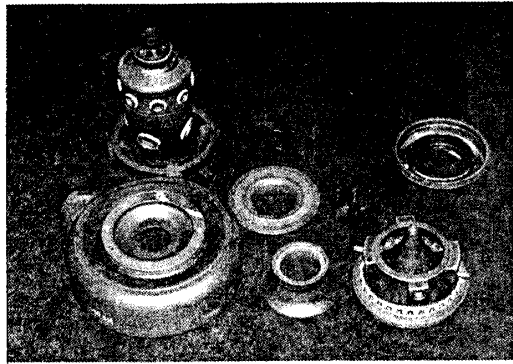


写真1 セラミック構成部材

表1 セラミック部材の材質と成形方法

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

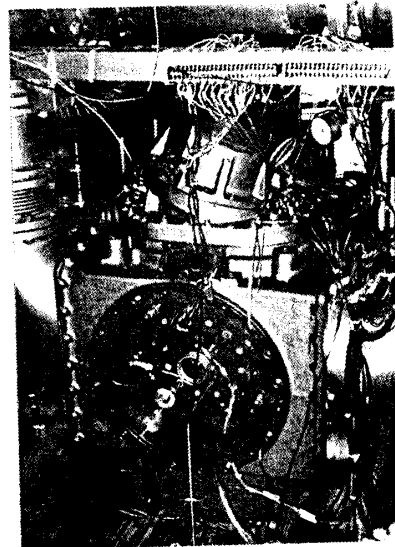


写真2 熱サイクル試験装置の外観

セラミックス化した。

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

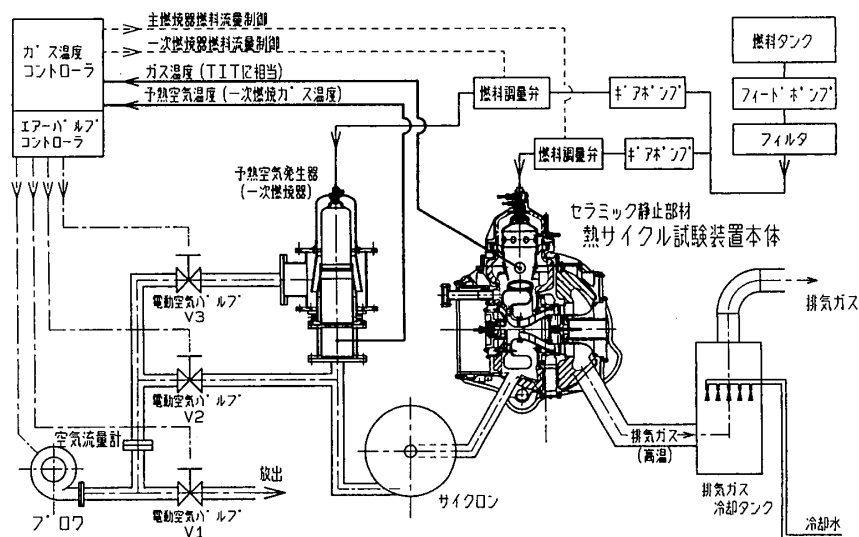


図2 熱サイクル試験装置のシステム図

温度スケジュールは先行的に実施したメタルガスタービンの運転データを参考にして設定した。図3にガス温度1200°Cでの温度スケジュールを示す。

- | | |
|---------------------|---------------------|
| ①立上り時間 約30秒 | ⑤ 150°C/分で降温 |
| ②アイドリング相当ガス温度 750°C | ⑥ 750°Cで2分間保持した後、停止 |
| ③立上げ後、150°C/分で昇温 | ⑦ 2分間自然冷却した後、強制冷却 |
| ④所定の温度を約10~15分間保持 | |

4 試験結果

ガス温度 600~1200°Cまでの熱サイクル試験を累計約 600回実施した。この間、いくつかの部材は破損し、形状変更や材質変更を必要とした。その一方では、強度が心配された燃焼器やスクロールは大形部材であるにもかかわらず破損することは無かつ

た。セラミック静止部材の主要なものについて実機に適用するまでの検討結果を以下に述べる。

(1) 燃焼器

図4に燃焼器の構造と支持方法を示す。燃焼器上部に設けたスプリングで燃焼器を下方に押付け、燃焼器下部の傾斜部を4点で支える。燃焼器と支えの間には緩衝材としてセラミック繊維を挟んでいる。燃焼器ライナは内部に高温の炎を保持するために熱的にも苛酷な条件下におかれ、過大な熱応力の発生が予測された。これを避けるために3分割されている。特にエンジンが急停止した場合には、希釈孔を通して冷たい空気が流れ込むため、希釈孔回りに高い引張応力の発生が予測された。そこで、燃焼器ライナに関しては、形状や分割方法の検討に併せ、熱応力とそれに基づく寿命の予測を行った。解析はエンジンが定格運転中(TiT=1350℃)に急停止した場合を想定し、瞬時に全てのガス温度を室温まで降下させた場合の非定常の熱応力解析を行った。その結果、図5に示すように非常停止後30秒で最大の引張応力が希釈孔の内縁に107MPa生じる。

以上の結果とテストピースで得られた材料特性値を用いて、NASA/CARESによる燃焼器の信頼性評価を行った。CARESはNASA Lewis研究所で開発されたセ

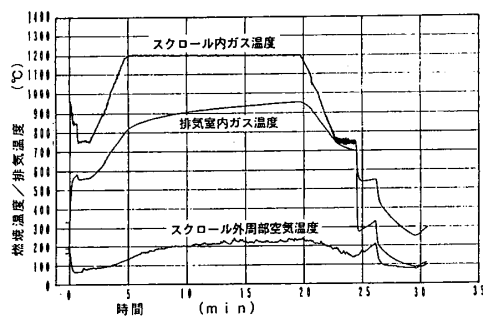


図3 熱サイクル試験の温度スケジュール

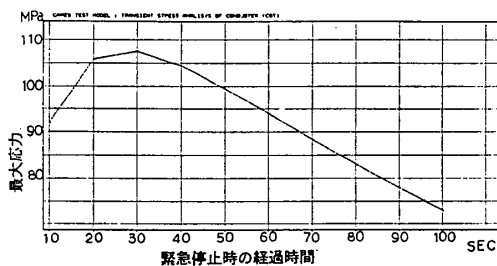


図5 燃焼器の熱応力解析結果

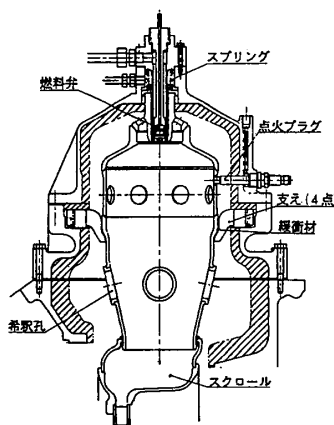


図4 燃焼器構造と支持方法

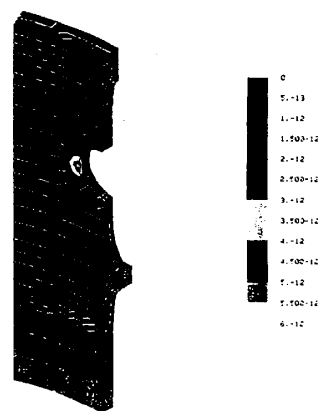


図6 燃焼器の信頼性評価結果

ラミックスの即時破壊に対する信頼性を計算するプログラムで、多軸応力下でクラックの散逸、主応力方向に対する傾きおよび剪断破壊に対する依存性を加味した評価ができる。内部破壊と表面破壊を別々に評価し、トータルの破壊確率を計算した結果、図6に示すように燃焼器の破壊確率は 2.46×10^{-9} となり、セラミック燃焼器は十分に高い信頼性を持つと評価された。この予測を裏付けるように約600サイクルに及ぶ熱サイクル試験を通し、一度も破損することは無かった。

(2) スクロール

スクロールは直径が400mmを越える薄肉(5mm)の大形部材である。熱応力の低減と造形を容易にする点から分割する必要があった。分割箇所を種々検討したが、結果として図7に示す3分割構造を採った。造形当初の焼成品は変形の大きなものであったが、セラミックスメーカーの改善努力により、写真3に示すような形状精度の高いスクロールが得られるようになった。



写真3 スクロールの組合せ状況

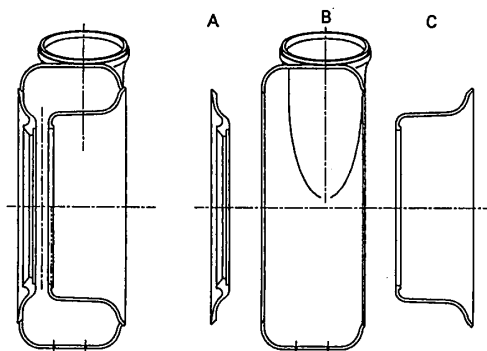


図7 3分割したスクロール

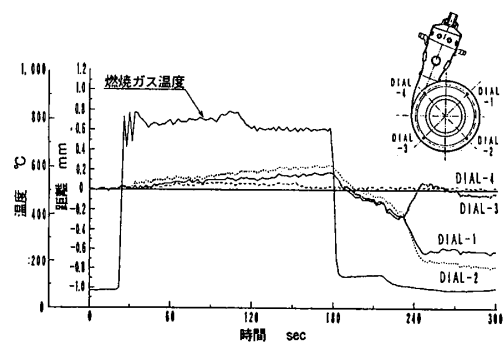


図8 スクロールBの動き

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

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

(3) バックシュラウド

バックシュラウドは図9に示すような形状をしており、背面の4本のピンでスクロール、シュラウド、GGTノズルなどを支える重要な部材である。当初の形状は図9・左に示すような周囲4箇所ピンが納まるミゾがあったが、成形過程においてミゾ底を起点としてクラックが多発した。また、実機に装着した場合でも、ミゾ底に高い応力が発生することが予測された(図10)ので、図9・右に示すようにミゾをピン穴に変更した。これに伴って外径を小さくすることが可能となったため造形上及び応力上の問題が解決した。バックシュラウド、シュラウド、GGTノズルの3部材は高温

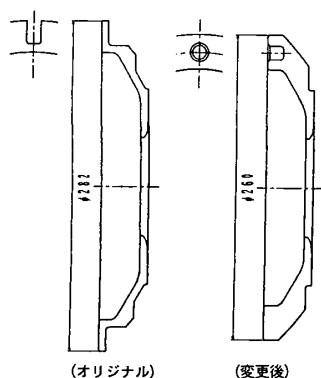


図9 バックシュラウド

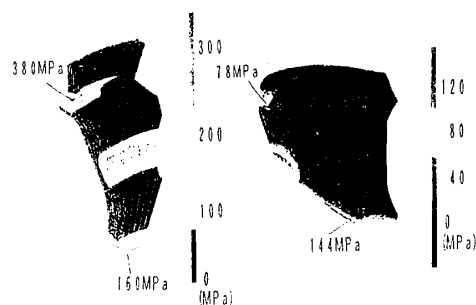


図10 バックシュラウドの熱応力解析結果

の高速ガスに晒されるので靱性は低い耐酸化性の高いβ-サイアロンを使用することで計画された。しかし、β-サイアロンは表面粗さによって強度が大きく影響を受けること、また、熱伝導率が小さいことから熱応力が高くなるなどの欠点が明らかとなった。従って、燃焼残渣物などの異物による衝突キズがつき易いGGTノズルをはじめシュラウド、バックシュラウドに対してβ-サイアロンを使用することは危険であると判断した。以後、材質を窒化珪素に変更し、1200℃までの熱サイクル試験をくりやした。

(4) 中間ダクトA

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

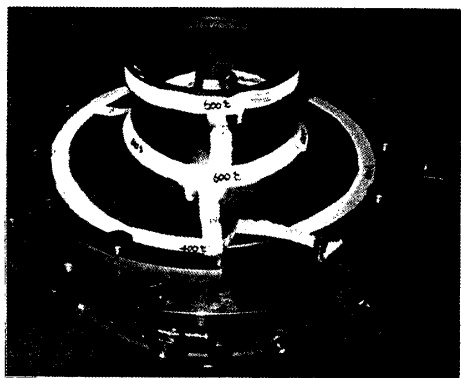


写真4 破損した中間ダクト

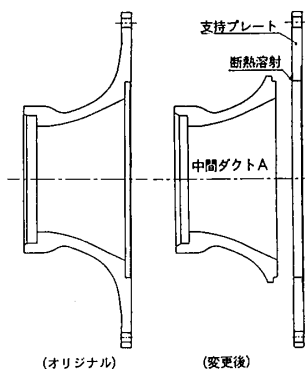


図11 中間ダクトA

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

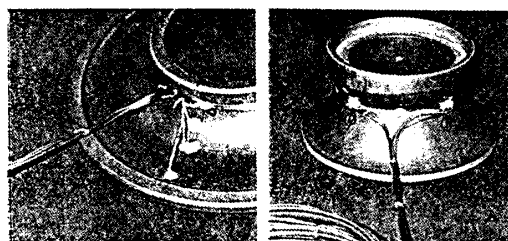


写真5 熱電対を埋め込んだ状態

(5) 中間ダクトB

図13に示すように中間ダクトBはメインサポート（メタル）に保持され、軸方向の位置決めは2本のセラミックピンでなされる。メインサポートはエンジンケースとの間で軸方向に摺動するようになっており、メインサポートのツバ部に設けたスプリングでセラミック部材をエンジン前方へ約800kgfで押付ける。セラミック部材などの熱膨張はメインサポートが摺動することで吸収する。

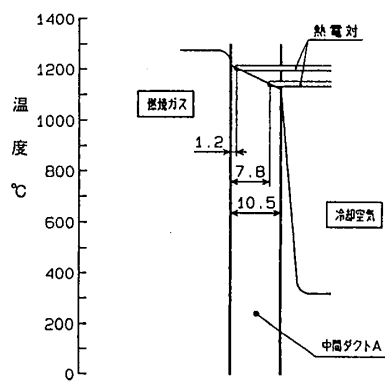


図12 温度計測結果の一例

ガス温度1200°Cの熱サイクル試験で写真6に示すように中間ダクトBの位置決めピンが折損するとともにピン穴周辺が破損した。原因はメインサポートがエンジンケースとの間でスティックしたためセラミック部材の熱膨張を位置決めピンが直接受けたものと推測された。対策として中間ダクトBとメインサポートの間にインシュ

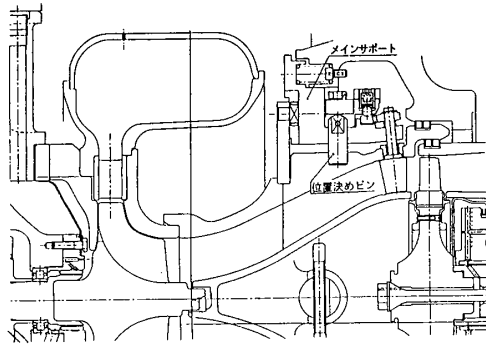


図13 旧設計のメインサポート周辺部

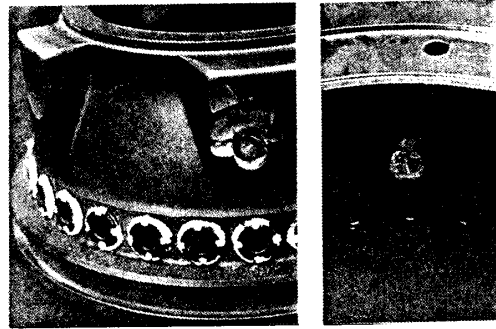


写真6 破損した中間ダクトB

レータ（セラミック繊維）を入れて、放射熱を防ぐとともに、メインサポート外周部に固体潤滑剤を入れてエンジンケースとの摺動を保った。これらの経験を元に、メインサポート部の構造を見直し、図14に示すように変更した。すなわち、中間ダクトAまでのセラミック部材をエンジン前方へ押付ける機能を独立させ、中間ダクトBと出力タービンノズルの可変機構はメインサポートAを介してエンジンケースに固定する構造とした。

5. あとがき

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

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

最後に関係各位の多大なご協力に対し深甚の謝意を表したい。

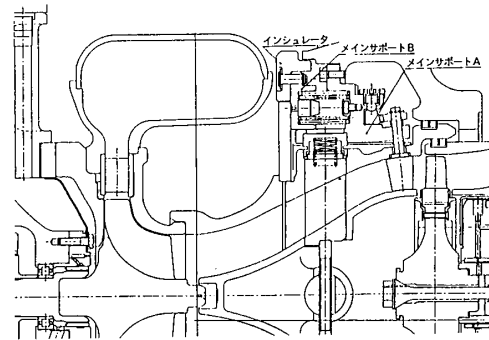


図14 新設計のメインサポート周辺部

発電用300kWCGTのセラミックタービン動翼の 翼形状精度ならびに回転強度評価結果

*幸村 由彦 (日本特殊陶業株式会社)
 牧野 圭祐 (日本特殊陶業株式会社)
 島森 融 (日本特殊陶業株式会社)
 松尾 康史 (日本特殊陶業株式会社)

1. まえがき

ガスタービンは多種燃料性、低公害性等優れた利点があり産業用として利用されているが、出力規模が小さくなると熱効率が悪くなる欠点があり、300kW級では15~20%に過ぎない。この熱効率の向上はタービン入り口温度(TIT)の高温化によって可能であるが、冷却構造の取り難い小型ガスタービンでは新たな耐熱材料が必要で、セラミックスが有望とされており国内外でいくつかの研究がある。

国内の小型発電用では、通産省・工業技術院のニューサンシャイン計画として推進されているNEDOの発電用300kWセラミックガスタービン(CGT)の研究開発があり、CGT301~3の3グループが最終目標のTIT1350℃、熱効率42%を目指している。

弊社はこの中でCGT301、303の2つのグループにタービンメーカーと共に参加し、ハイブリッドタイプのセラミックタービン動翼の製造技術開発を行っている。

今回は、CGT301で研究開発を行っている高圧段動翼が翼形状精度 $\pm 0.10\text{mm}$ を満足し、また真空室温中での回転強度評価において、平均破壊回転数が定格回転数のほぼ160%となり、定格時との応力比は250%以上の高い強度を有していることを確認したので報告する。

2. セラミックタービン動翼の製造

タービン動翼は複雑な三次元曲面を有しており高度な製造技術が必要とされており、また、タービン性能を発揮するため厳しい寸法精度が要求されていることは周知のとおりである。特に翼形状精度はタービン性能に直接影響をおよぼす。また、本動翼では、翼形状精度のうち位置精度が変動することにより、遠心応力が上昇することが報告されており¹⁾、精度の確保は重要である。

ところでセラミックスは通常製造工程において焼成収縮が生じ、本動翼の場合では線収縮率で約20%、体積収縮率でおよそ50%にも達する。このため一般的に精密鑄造法あるいは鍛造法で製作する金属動翼よりも寸法精度の維持が難しくなっている。

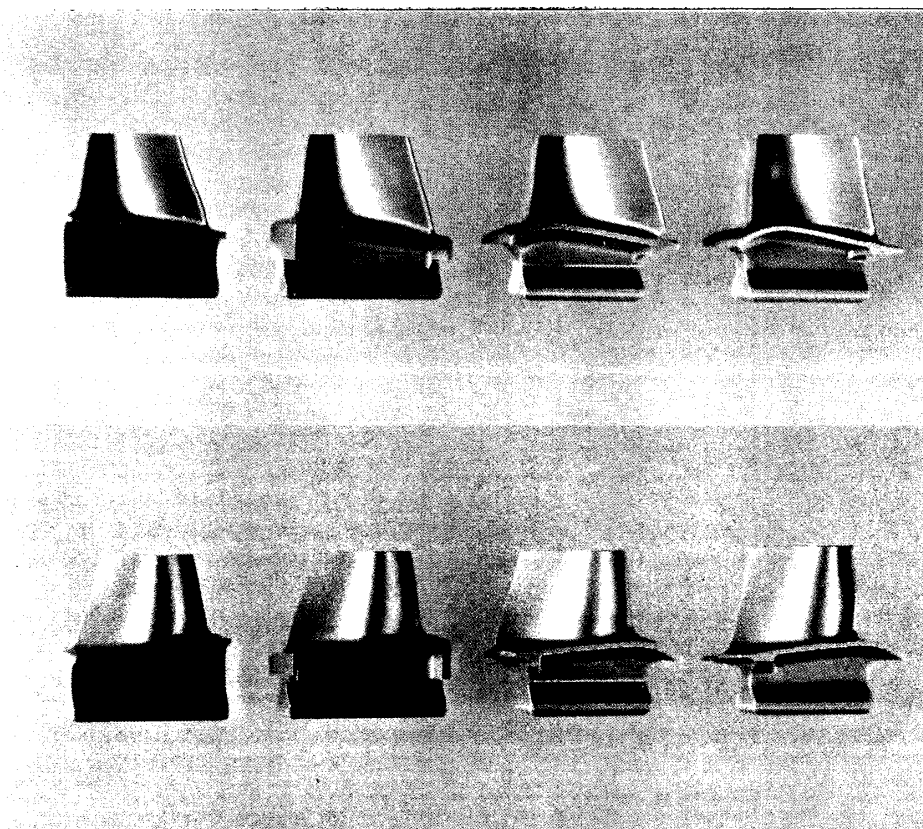
また、焼結後では複雑な三次元曲面の加工が非常に困難となるため、翼は通常未加

ガスタービン秋季講演会(松江)講演論文集(1994.10)

工であることが多く、高い寸法精度が要求される動翼等にはセラミックスの適用は難しいとされてきた。

筆者らは、本プロジェクトにおいてまず中間目標であるTIT1200°C CGTのセラミックタービン動翼について、写真1に示すModel-1~4の高圧段動翼の開発を順次行うことによって、翼形状精度の向上を図ってきた。

これら動翼の特徴を表1に示す。



Model-1 Model-2 Model-3 Model-4

(上部写真：正圧面側、下部写真：負圧面側)

写真1 動翼外観

表1 動翼の特徴

項目	Model-1	Model-2	Model-3	Model-4
プラットホーム形状	平坦	円錐面	曲面	←
スカート	無し	両側に大きなスカート	TE側に小さなスカート	←
その他	・Model-1~4のダブテールのプロファイルは同一 ・Model-4のダブテールとスカートのつながりはModel-3より滑らか			

*TE:トレリング イッ

3. 翼形状精度

開発した動翼のうち、Model-1~3の翼形状は同一であるが、実機運転試験用であるModel-4については僅かではあるが設計変更がなされている。そこで本項ではModel-4の翼形状精度の測定について以下に述べる。

まずはじめに、外形を図1に示す。全長約24mmで翼高さはおよそ13mmである。翼形状の測定面はチップ側・断面Iとハブ側・断面IIの2断面で、翼形状精度の基準値は $\pm 0.10\text{mm}$ である。

測定はまずダブテール形状から積重軸を求め、次にダブテール底面を測定基準面として、それぞれの翼面の高さで形状を測定した。測定条件を表2に示す。測定精度は

$\pm 1\mu\text{m}$ で、本動翼の計測には充分である。

試料数は10個で、測定を行った結果、全ての動翼において基準値 $\pm 0.10\text{mm}$ を満たしていた。

この測定結果を表3に示す。

形状精度は全翼において安定していた。なお、最良翼形状は $\pm 0.07\text{mm}$ であった。

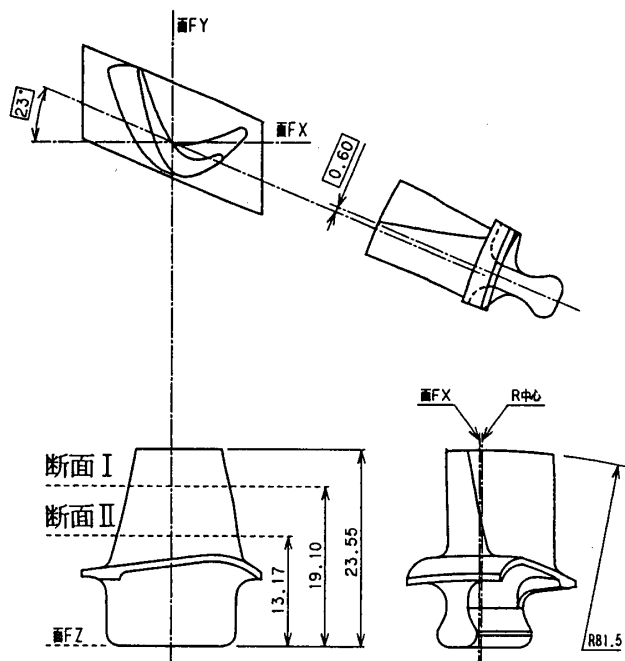


図1 Model-4外形図

表2 翼形状測定条件

測定装置	三次元測定装置(ZEISS UPMC550)
分解能	0.2 μm
測定精度	$\pm 1\mu\text{m}$ (測長距離40mm以内で)
プローブ材質	人エルビー
プローブ径	$\phi 1.5\text{mm}$
測定速度	0.3mm/sec.
測定環境	20 $\pm 0.5^\circ\text{C}$

表3 翼形状精度測定結果

No.	断面I (mm)	断面II (mm)
1	0.10	0.08
2	0.07	0.07
3	0.10	0.09
4	0.10	0.10
5	0.09	0.09
6	0.10	0.09
7	0.09	0.10
8	0.09	0.08
9	0.09	0.10
10	0.10	0.10

*値は絶対値で示した

この最良翼形状の測定結果を、基準値とともに図2に示す。

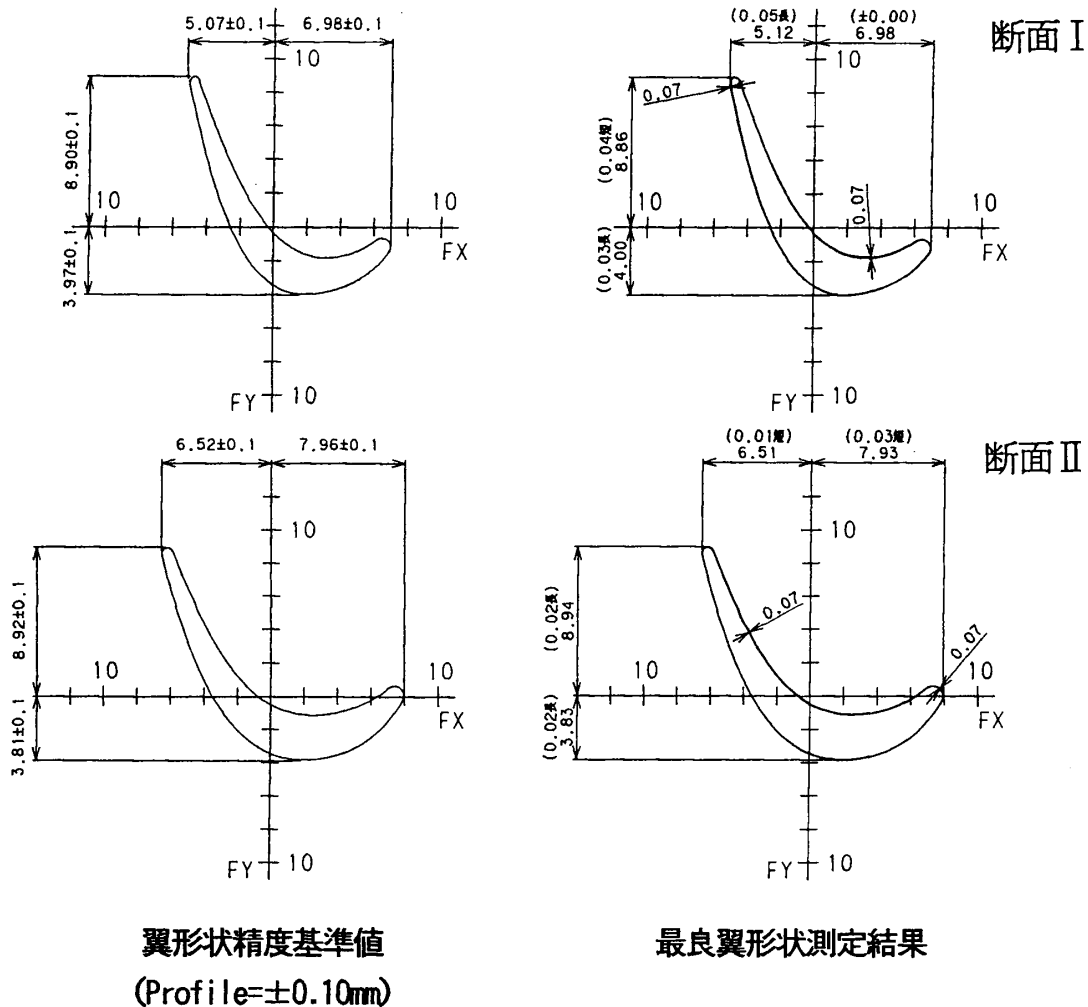


図2 Model-4翼形状測定結果

現在は、TIT1350COGTでの翼形状精度±0.05mmの達成を目指して開発を進めている。

4. 回転強度評価

4.1 試験方法

評価に供した動翼は先の写真1に示した4種のModel-1~4の動翼である。

また、動翼のプラットホーム下に形成されているスカートが、回転におよぼす影響を調査するために、Model-2とModel-3についてはスカートを除去した形状を作製し評価を行った。

なお、この回転強度評価を実施した動翼は、通常の運転試験に供する動翼と異なりプルーフ試験（定格回転数の120%回転、67,200rpm）は実施していない。

材料はTIT1200℃CGT用として弊社サイアロン(EC-152)を用いた。特性を表4に示す。

表4 1200℃CGT用材料特性表 (EC-152)

項目	単位	測定条件	物性	測定法
密度	g/cm ³	室温	3.26	アルキメデス法
即時破壊強度	MPa	室温	1,020	4点曲げJIS R 1601
		1000℃	830	JIS R 1604
		1200℃	760	〃
破壊靱性	MPa・m ^{1/2}	室温	6.0	SEPB法 JIS R 1607
硬度		室温	1,500	HV30
ヤング率	GPa	室温	318	超音波パルス法

回転試験は縦型の電動モーター駆動式コールドスピントスターで真空、室温中にて実施し、回転の上限値を100,000rpmとし1分間で上昇させた。上限値は金属製ディスクの強度から制限した。

4.2 試験結果

動翼の回転試験結果を図3に示し、表5にまとめる。

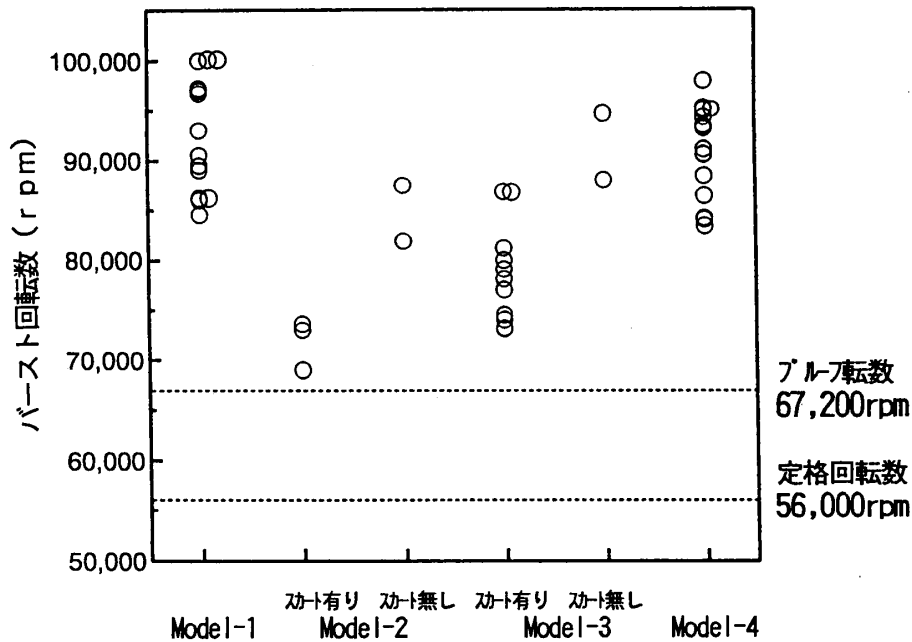


図3 動翼回転試験結果

表5 動翼回転試験結果

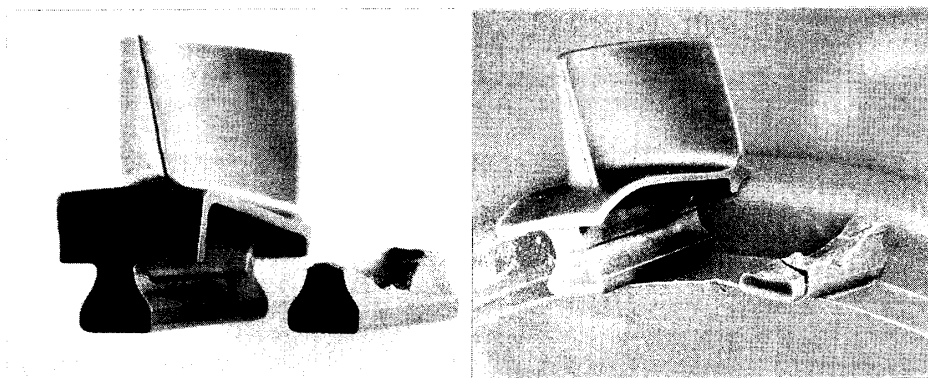
項目	単位	Model-1	Model-2		Model-3		Model-4
			スカート有り	スカート無し	スカート有り	スカート無し	
平均破壊回転数	rpm	93,200	71,900	84,700	78,500	91,400	90,700
定格回転数比	%	166	128	151	140	163	162
応力比	%	277	164	229	197	266	262

なお、表中の応力比は遠心応力が $\sigma = mr\omega^2$ であることから、回転数比の2乗に比例するとして、定格回転での最大主応力を100%として求めたものである。

いずれの動翼の破壊回転数も、定格回転数の56,000rpmならびにプルーフ回転数の67,200rpmを上回った。

Model-1では平均破壊回転数は93,200rpmで、うち100,000rpmで破壊しないものが14試料中3個見られるなど十分な回転強度を持っていた。

しかし、スカートのあるModel-2あるいはModel-3などの動翼に移行したところ破壊レベルが低下した。また、破壊起源も通常みられる高応力の発生するダブテール近傍からの破壊では無く、スカート付根であった。破壊状態を写真2に示す。



Model-2

Model-3

写真2 スカート付け根から破壊した動翼

この破壊状態を設計面から検討した結果、FEMでの遠心応力解析においてスカート付け根に応力集中を起こしている可能性が示唆された。

そこで、この応力集中を軽減させる目的でModel-2とModel-3の動翼のスカートを除去したモデルを製作し試験を行った。その結果、両者ともに破壊回転数が除去前の動翼と比較し13,000rpm程上昇するとともに、破壊起源もスカート付け根からダブテール近傍に移行した。これによりスカート付け根に応力集中を起こしていたことを確認した。

次に設計されたModel-4ではスカート付け根の応力集中に対して考慮され、ダブテールとスカートがより滑らかにつながる形状となった。図4にFEMによる遠心応力解析結果（石川島播磨重工業株式会社殿での解析）を示すが、解析結果では正圧側のスカート部と、負圧側ダブテール部に高い応力が発生しているものの、応力集中は見られない。最大応力発生位置は負圧側ダブテールのトレーリング側で応力値は300Mpaである。

このModel-4の回転評価結果は、先の図3ならびに表5に示すように、平均破壊回転数が90,700rpm(n=18)であり、これは定格回転数比162%で、定格時との応力比は262%であった。また、破壊起源は主として負圧側ダブテール部で解析結果と一致し応力集中

部が解消されていることを確認した。破壊起源が解析結果と一致するので、定格時の最大発生応力300MPaを用いることができ、この応力と定格時との平均応力比262%から、平均破壊回転強度は790MPaとなる。

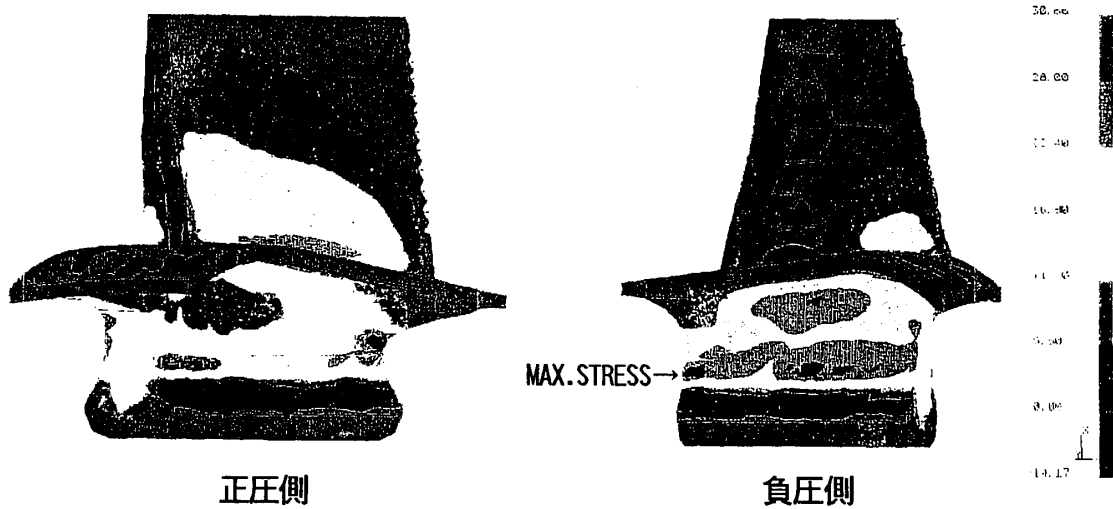


図4 Model-4遠心応力解析結果
(定格56,000rpm時)

次に、破壊回転数から回転強度を個々に算出し、ワイブルプロットしたものを図5に示す。また、Model-4から切り出した試料の破壊強度と、これを動翼の有効体積が $V_e=10\text{mm}^3$ と仮定して換算した破壊強度のワイブルプロットも合わせて示す。

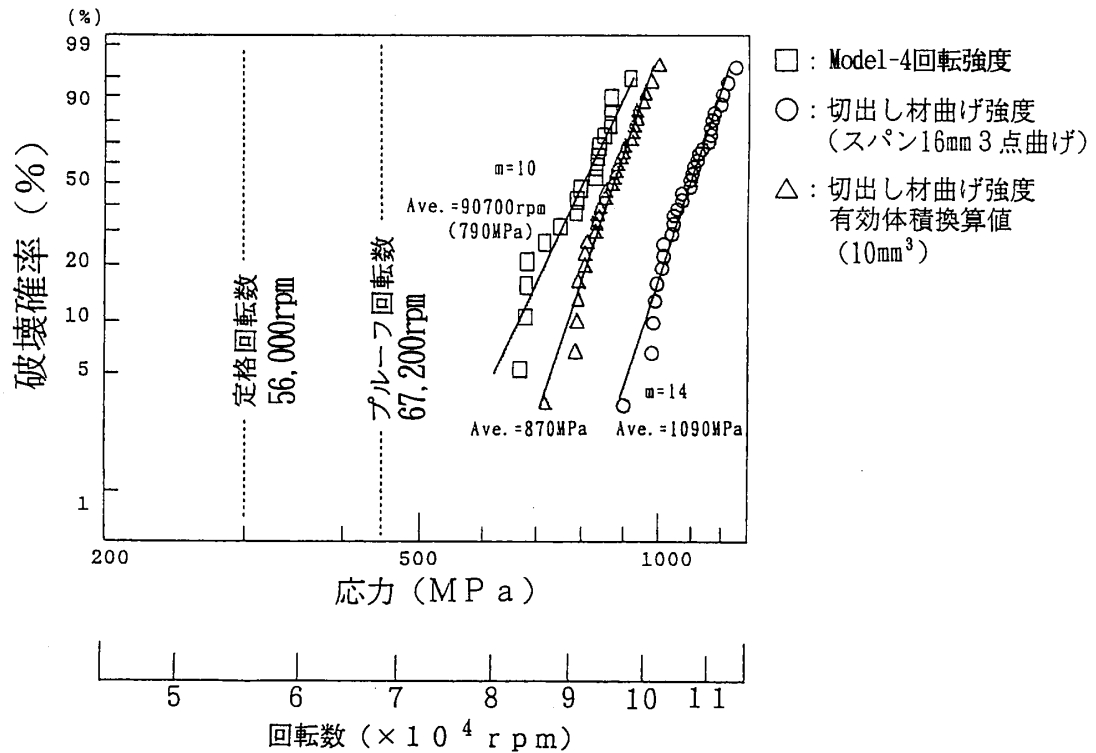


図5 Model-4の回転強度

Model-4の回転強度のワイブル係数は $m=10$ で、プルーフ回転数である67,200rpmでは破壊の起こらない十分な回転強度を持つことが推定された。

また、切り出した試料の破壊強度は1090MPa(JIS 3点曲げ スパン16mm)、ワイブル係数 $m=14$ で、標準試験片と同等であった。

この切り出し材の強度結果を、本動翼の最大応力発生部の有効体積が最大 $V_e=10\text{mm}^3$ と仮定して換算したワイブル分布は、回転強度結果と比較的良好一致を見た。また、この動翼の有効体積で換算した平均破壊強度は次式から870MPaとなり、実体の回転強度790MPaと概ね一致した。

$$\begin{aligned} \text{切り出し材の有効体積: } V_{e1} &= \frac{bHL}{2(m+1)^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 16}{2(14+1)^2} = 0.43\text{mm}^3 \\ \text{切り出し材の応力値} &: \sigma_1 = 1090\text{MPa} \\ \text{動翼の有効体積(仮定): } V_{e2} &= 10\text{mm}^3 \\ \text{換算した破壊強度} &: \sigma_2 = \sigma_1 \left(\frac{V_{e1}}{V_{e2}} \right)^{1/m} = 1090 \left(\frac{0.43}{10} \right)^{1/14} = 870\text{MPa} \end{aligned}$$

b	: 試料幅
H	: 試料厚み
L	: スパン長さ
m	: ワイブル係数

4. まとめ

- 1) 翼形状精度はModel-4において基準値の翼形状精度 $\pm 0.10\text{mm}$ を達成した。
- 2) 回転強度ではModel-2、Model-3の動翼においてスカート付け根に応力集中を起し破壊回転数が低下していることを推定した。また、これら動翼のスカート除去により、平均破壊回転数が約13,000rpm上昇し、破壊起源もスカート付け根からダブテール近傍に移行し、応力集中であったことを確認した。
- 3) Model-4はこの応力集中について考慮され、平均破壊回転数90,700rpm (定格回転数比162%、応力比換算262%) となり、十分な回転強度が得られた。
- 4) この時の平均破壊回転強度は790MPaとなり、動翼の有効体積を $V_e=10\text{mm}^3$ と仮定して換算した切り出し材の平均破壊強度870MPaと概ね一致を見た。

なお、本研究はNEDOの委託研究である「先進型セラミックガスタービンの研究開発」(コージェネレーション用再生式1軸セラミックガスタービン)の成果である。

また、遠心応力解析データについては石川島播磨重工業株式会社殿に快く御提供いただいたことを付記して謝意を表します。

参考文献

- 1) Sakakida, M., Sasa, T., Akiyama, K., Tanaka, S., 1994, "300kW CLASS CERAMIC GAS TURBINE DEVELOPMENT(CGT301)" ASME94-GT-125

CGT用予混合低NO_x燃焼器の研究開発

奥戸 淳 (川崎重工業 明石技術研究所)
 *木村武清 (川崎重工業 明石技術研究所)
 北嶋潤一 (川崎重工業 明石技術研究所)

1. はじめに

セラミックガスタービン(CGT)は、高効率、小型・軽量、低公害、燃料多様化などの多くの優れた特性が期待されており、次世代の原動機として注目されている。当社は、CGT開発プロジェクトに参画しており、「300kW級コージェネレーション用再生式2軸セラミックガスタービン」を担当している。このプロジェクトでは、TITの向上に加えて再生サイクルの採用および各要素の最適化により熱効率を42%に向上させることを最終目標としている。これらの目標を達成するために基本型メタルガスタービン(MGT)、基本型CGT、パイロット型CGTの3段階のステップが設定されている。これらの仕様のうち、燃焼器に関するものを表1にまとめている。

CGTでは入口温度、出口温度が非常に高温となっており、現用の小型ガスタービン燃焼器の要求仕様をはるかに超えている。さらに環境適応性の要求からNO_xの排出を抑制し、大気汚染防止法で定められた70ppm(O₂=16%)をクリアしなければならない。

そこで当社では希薄予混合燃焼方式を採用し、このような厳しい条件下でのNO_x排出の低減を実現すべく研究開発を実施してきた。また、試験装置を改良しエンジン搭載時と同じ温度・圧力条件下での燃焼器要素試験が実施できるようにしている。ここでは、先般実施した基本型CGT用の可変機構付予混合低NO_x燃焼器の燃焼器要素試験について発表する。基本型CGTの定格条件(0.58MPa, 678℃)での基礎的燃焼特性と燃焼器入口温度・圧力を変化させた場合のNO_x排出量の変化を主として計測している。

表1 各ステップの燃焼器諸元

	基本型MGT	基本型CGT	パイロット型CGT
燃焼器入口圧力 MPa	0.41	0.58	0.79
燃焼器入口温度 °C	541	678	717
タービン入口温度 °C	900	1200	1350
燃焼効率 %	>99	>99	>99
NO _x 排出(ppm O ₂ =16%)	<70	<70	<70

2. 低NOx燃焼器の概要

前述のように、CGTでは再生サイクルを採用しているため、入口空気温度が従来のものよりも400℃程度高温となっている。NOxの排出量は入口空気温度が100℃上昇すると約1.5倍に増加することが知られている。つまりCGTでは通常の燃焼器の約5倍のNOx排出が予想される。したがって、このような高温条件下でのNOx排出の抑制は非常に困難な問題である。本燃焼器では希薄予混合燃焼方式を採用し、NOx排出を大幅に低減している。

しかしながら希薄予混合燃焼では低NOxと完全燃焼が両立する範囲は狭く、また、逆火の危険性がある。そのため、燃焼領域での空燃比を常に最適に保っておく必要がある。本燃焼器では図1に示すようにバイパスラインを設け、流量調整用バルブにより燃焼領域に流入する空気量を制御している。すなわち、ケーシングとライナの間を通過して燃焼器に供給される空気は、一部が固定希釈孔からライナに流入し、さらにケーシングの上部に達した空気がバイパスラインを通過して希釈孔から流入するものと、スワーラを通過して燃焼器に流入する燃焼用空気に分かれる。流量調整用バルブの開閉により、燃焼用空気の割合を変化させることができ、燃焼器全体での空燃比が大きく変化する場合にも燃焼領域の空燃比の変化を小さく抑えることができ、広い範囲で希薄予混合燃焼による低NOx運転が可能となっている。

本燃焼器のライナは窒化ケイ素セラミック製であり、無冷却構造である。また、ステンレス製のケーシングとの熱伸びの差を吸収するために、セラミックバネによる弾性支持構造としている。

燃料の供給は、スワーラ下流の中央部にあるパイロットノズルとスワーラの上流から燃料を噴射するメインノズルの2種類の燃料噴射弁により行われる。パイロットノズルから噴射される燃料は拡散火炎を形成し、起動時および燃焼の安定のために用いられる。一方、メインノズルは3孔分散ノズルチップを備えた12本のノズルから構成される。このメインノズルから噴射される燃料はスワーラにより燃焼用空気と予混合され希薄予混合火炎を形成する。

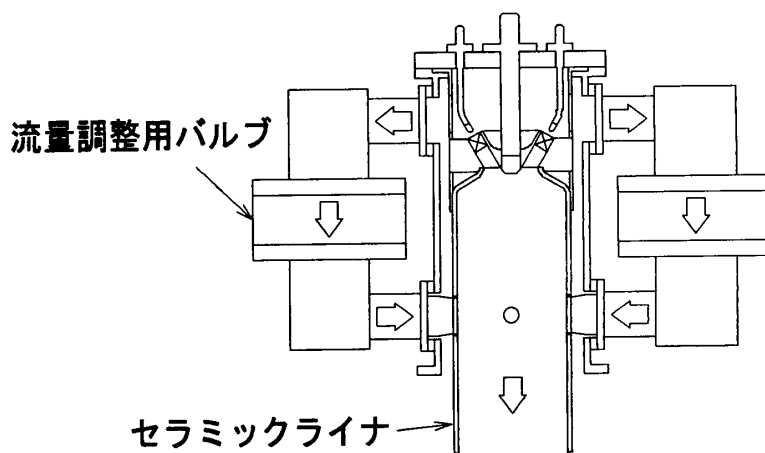


図1 燃焼器概略図

3. 実験装置および方法

図2に使用した燃焼試験装置の系統図を示す。ガスタービン駆動のコンプレッサで圧縮された空気は、ガスタービンの排ガスと熱交換した後、流量を測定しさらに電気ヒータにより昇温される。供試燃焼器はエンジン用のスクロールに取り付けられており、エンジン搭載時と比較的似た流れの中で要素燃焼試験を実施できるようにしている。燃料は純メタンを使用している。ポンベカードルから供給されるメタンを、温水ヒータを通してからレギュレータで調圧した後パイロットとメインの2系統に分け、それぞれオリフィスで流量測定をし、流量調節バルブを通して、パイロットノズルおよびメイン燃料ガスヘッドに導びく。燃焼ガスは水スプレー式冷却塔などを通った後、大気中に排出される。

燃焼器入口では空気温度、全圧を、燃焼器出口では燃焼ガス温度、全圧、ガス組成をそれぞれ測定している。ガス組成は、水冷ガスサンプリングプローブでサンプルしたものを連続ガス分析計を使用して、 NO_x 、 CO 、 CO_2 、 O_2 、 HC の5成分を測定している。測定された温度、圧力、差圧、ガス濃度などは、データロガーを通してパーソナルコンピュータに取り込まれる。パソコン上ではこれらのデータを処理し、空気流量、燃料流量、燃焼ガス平均温度、パターンファクタ、燃焼効率、燃焼器全圧損失率などをリアルタイムで計算・表示し、これらをモニタしながら燃焼試験を実施できる。

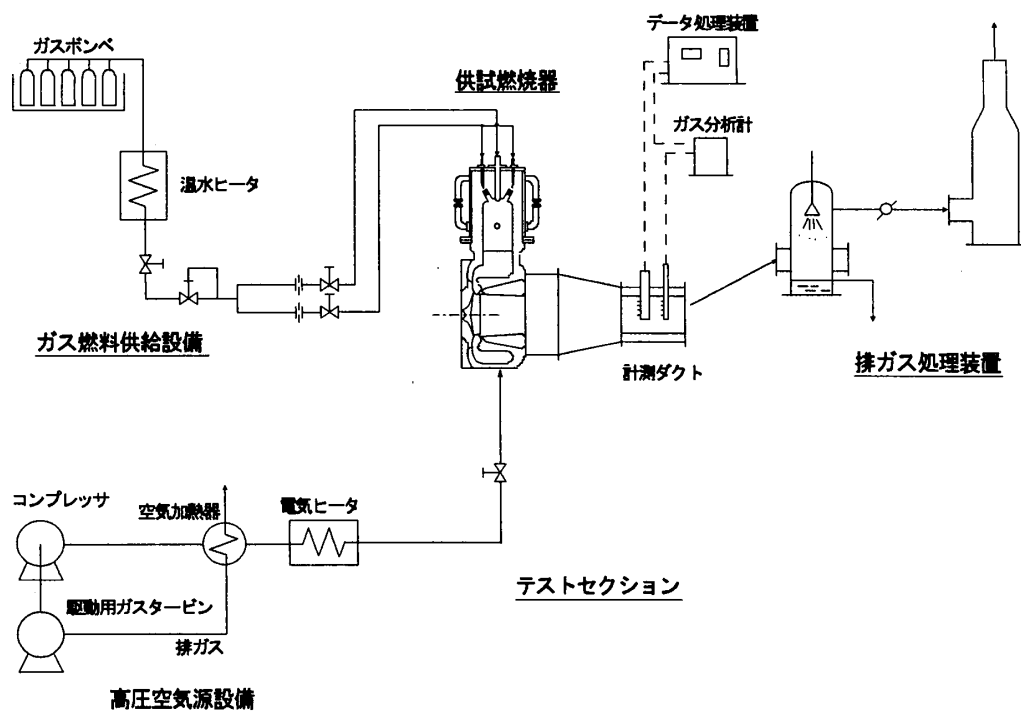


図2 燃焼器要素試験装置系統図

4. 燃焼試験結果

4.1 NO_x 排出特性

今回の燃焼試験ではパイロット燃料は0とし、すべての燃料をメインノズルから噴射する完全予混合モードで実施した。これは燃焼器入口温度・圧力を変化させた場合のNO_x 排出量の変化を調べる上での簡単化のためである。

図3は、基本型CGTの定格条件(0.58MPa, 678℃)での試験結果を示したものである。図中の「開度」はバイパスラインの流量調節用バタフライバルブの開度であり、全開が100%、全閉が0%である。横軸の「A/F」は燃焼器全体での空燃比、すなわち、全空気量と全燃料量の比であり、縦軸のNO_x 値は残存酸素濃度16%換算値である。実際の実験においては、圧力・入口温度・全空気量を一定に保ち、バルブ開度を設定した後に全燃料量を増減させている。また、基本型CGTの定格であるタービン入口温度(TIT) 1200℃は空燃比74.5に相当する。

トータルの空燃比が一定でもバルブを閉じていくと、燃焼領域での空燃比が希薄になるためNO_x の排出量が低減されていることがわかる。また、空燃比を小さくしていくとNO_x の排出量が急激に増大していく予混合燃焼の傾向がよく表れている。バルブ開度が10%以下ではNO_x 排出の目標値をクリアし、かつ、燃焼効率も良好である。

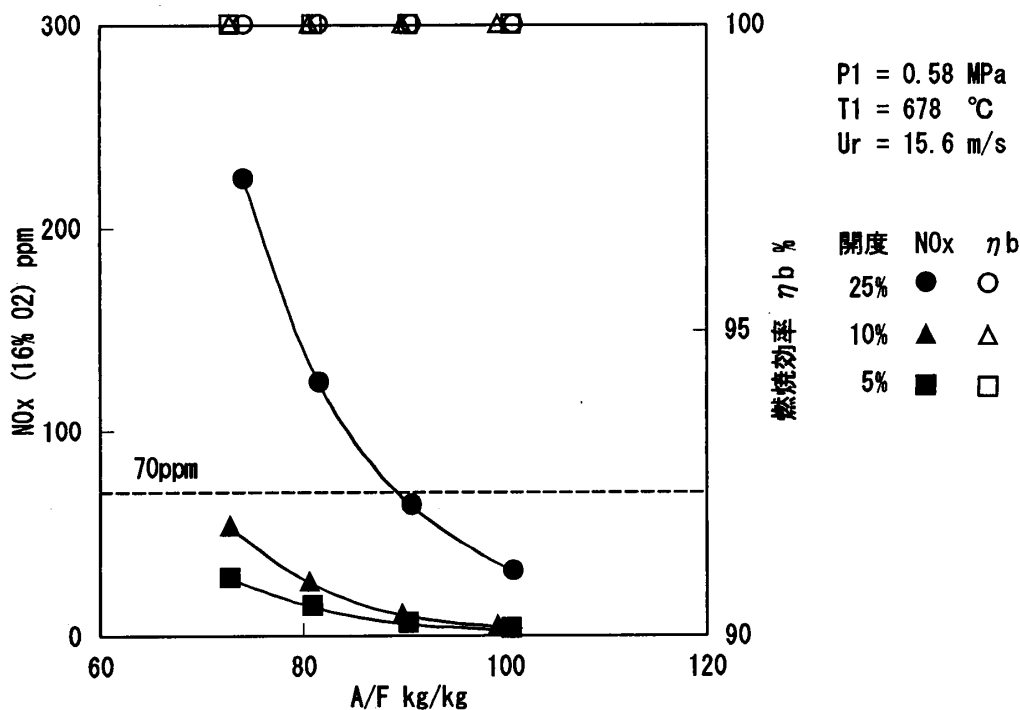


図3 NO_x排出特性 (0.58MPa, 678℃)

4.2 温度・圧力の影響

燃焼器入口温度・圧力を変化させた場合のNOx 排出量の変化を調べるために表 2 に示した条件でも同様の燃焼試験を実施した。その実験点のうち代表的なものとして、

- ①空燃比(A/F):80 バルブ開度:10%
- ②空燃比(A/F):80 バルブ開度:25%
- ③空燃比(A/F):90 バルブ開度:25%

の 3 点を選び、温度・圧力について、それぞれプロットしたものが、図 4 および図 5 である。温度・圧力の上昇につれてNOx 排出量が増大していく様子が分かる。従来の拡散燃焼器では温度・圧力のNOx 排出量への影響は次式のように示されてきた^[1]。

$$NOx = A \cdot p^m \cdot \exp(T/n)$$

ここで、NOx : NOx 排出量、p : 燃焼器圧力、T : 燃焼器入口温度、
A : 定数、m : 圧力指数、n : 温度指数

上式にしたがって、図 4、図 5 の NOx と圧力は対数軸としている。

図 4 で上式に従うとすれば、実験点は直線に乗るはずである。そこで、最小 2 乗法を用いて直線近似を行い、温度指数を計算すると、① 196, ② 204, ③ 164 となる。この数値は、従来の拡散燃焼器での値^[1]である 246 にかなり近い値である。しかし、図 4 では、低温部と高温部の温度指数にはかなりの差が存在している。そこで低温部

表 2 試験条件

条件	入口圧力	入口温度
I	0.58 MPa	678 °C
II	0.58 MPa	550 °C
III	0.58 MPa	400 °C
IV	0.44 MPa	678 °C
V	0.29 MPa	678 °C

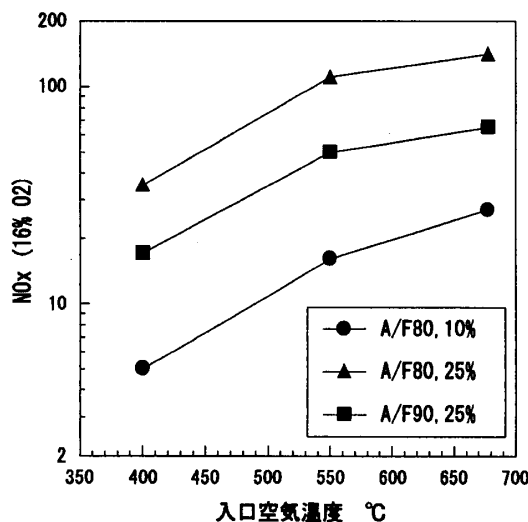


図 4 温度の影響

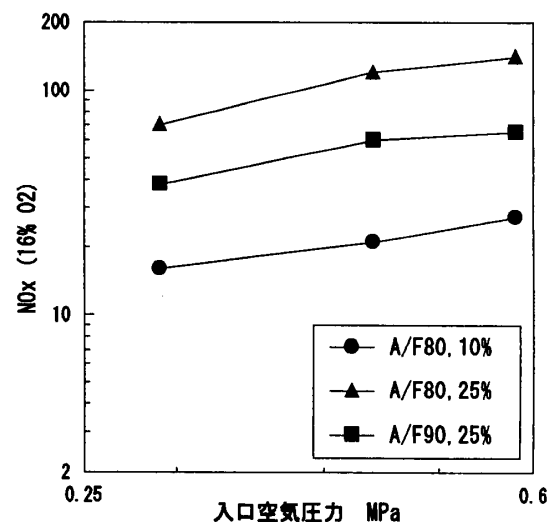


図 5 圧力の影響

と高温部に分けて、温度指数を計算し直すと、

・低温部 ① 129, ② 131, ③ 139

・高温部 ① 245, ② 516, ③ 489

となる。今回の実験では、データが不足しており十分なことは言えないが、温度の影響は高温域では、従来よりも小さくなることが予想される。

圧力指数に関しては、反応速度論からの考察によると 0.5となることが知られており、拡散燃焼器での実験では 0.6付近の値が報告されている^[1]。予混合燃焼器では 0.5よりも大きいとする説^[2]や火炎温度が 1800K以下ではあまり圧力の影響は無いとする説^[3]などがあり、現在ではまだ定説は得られていない段階である。

本実験では、図 5 において最小 2 乗法による直線近似から、

① 0.747, ② 1.033, ③ 0.800

と求められる。予混合燃焼での圧力指数の測定例として文献[2]では 0.7~1.0を挙げしており、入口空気温度の上昇、燃焼領域の当量比の上昇につれて 1 に近付くとしている。本燃焼試験でも同様の結果が得られている。

5. おわりに

セラミックガスタービン用低NOx 燃焼器の要素燃焼試験を実機定格条件も含めて実施した。特に、燃焼器入口空気温度が高い条件でのNOx の排出特性を得ることができた。また、NOx 排出に対する空気温度・圧力の影響を調べ、温度指数および圧力指数を求めた。

最後に本研究はセラミックガスタービンの研究開発の一環として、川崎重工業（株）が新エネルギー・産業技術開発機構(NEDO)から委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に感謝の意を表す。

<参考文献>

[1] 森、他 3 名：ガスタービン燃焼器の排ガス制御の研究、

川崎技報、No. 69(JAN. 1979)、pp15-19

[2] Aigner, M., et al. : Second-Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines: Under Full-Engine Conditions, ASME Paper 90-GT-308

[3] Synder, T. S., et al. : Emission and Performance of a Lean-Premixed Gas Fuel Injection System for Aeroderivative Gas Turbine Engines, ASME Paper 94-GT-234

航技研におけるセラミックガスタービンの研究

航空宇宙技術研究所 能瀬 弘幸

はじめに

航空宇宙技術研究所では、通商産業省工業技術院の「セラミックガスタービンの研究開発」に対する研究協力要請を請けて、セラミックガスタービンの要素技術ならびに高効率化技術に関する研究を進めている。

本講演では、これまでの研究成果の概要について報告する。

1. システム技術—エンジンシミュレーションの研究

セラミックガスタービン (CGT) エンジンのダイナミック・シミュレーションの開発とエンジン・ダイナミクス同定を行い、再熱式ガスタービンを対象とした汎用性の高いダイナミック・シミュレーション・ソフトウェアを得た (図1)。これは高速性・高忠実度・高精度を重視し、種々の形態の再熱式ガスタービンに適用できる汎用プログラムである。本プロジェクトで研究開発中の3種の実機ガスタービンについての演算時間は、400 μ s 以下である。

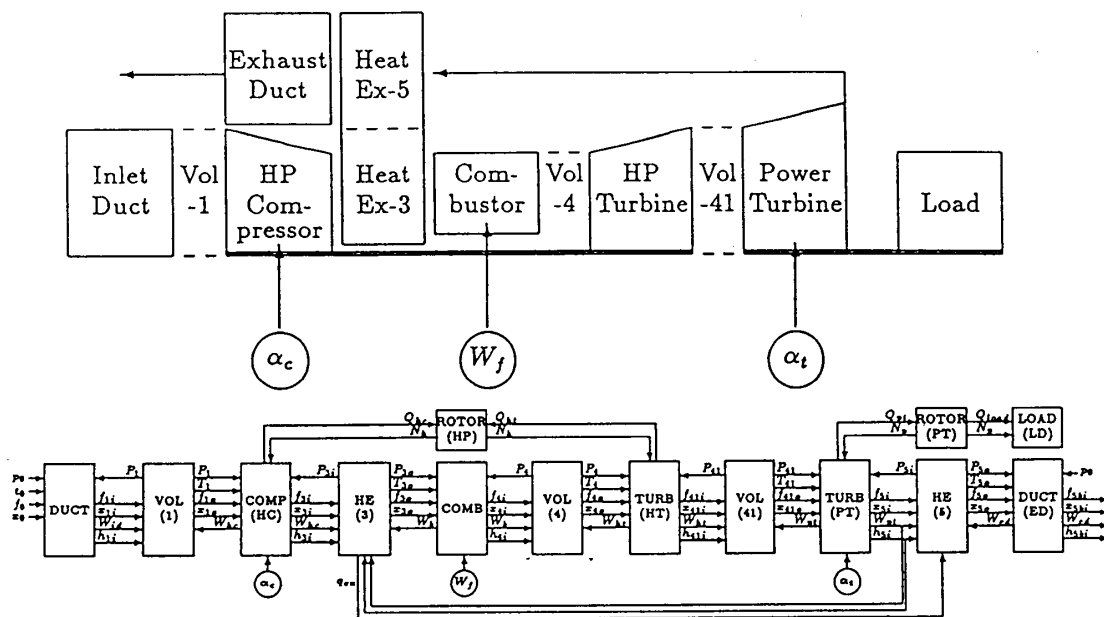


図1 シミュレーション・ブロック図 (MGT 302 の例)

3種の実機ガスタービン (MGT: 基本型金属ガスタービン) について、各研究開発実施企業からデータの提供を受け、良好なダイナミック・シミュレータを得た。これにダイナミクス同定ソフトウェアを組み込み、各エンジンのダイナミクス (伝達関数・時定数・周波数応答・ステップ応答等) の特性を得た (図2)。

これらの成果を基礎にして、現在以下の研究を進めている。

- ① 実機要素データに基づくシミュレーションにより全体性能および動特性を解析し、

高効率化のために重要かつ有効な手段を明確にする。

② C G Tエンジンの制御方式の開発および簡易制御装置による評価を行う。

③ ダイナミック・シミュレーションを実機エンジン開発のためのツールとして提供する。即ち、設計変更の検討基準、故障・異常の原因究明、性能の一層の向上対策等に利用する。

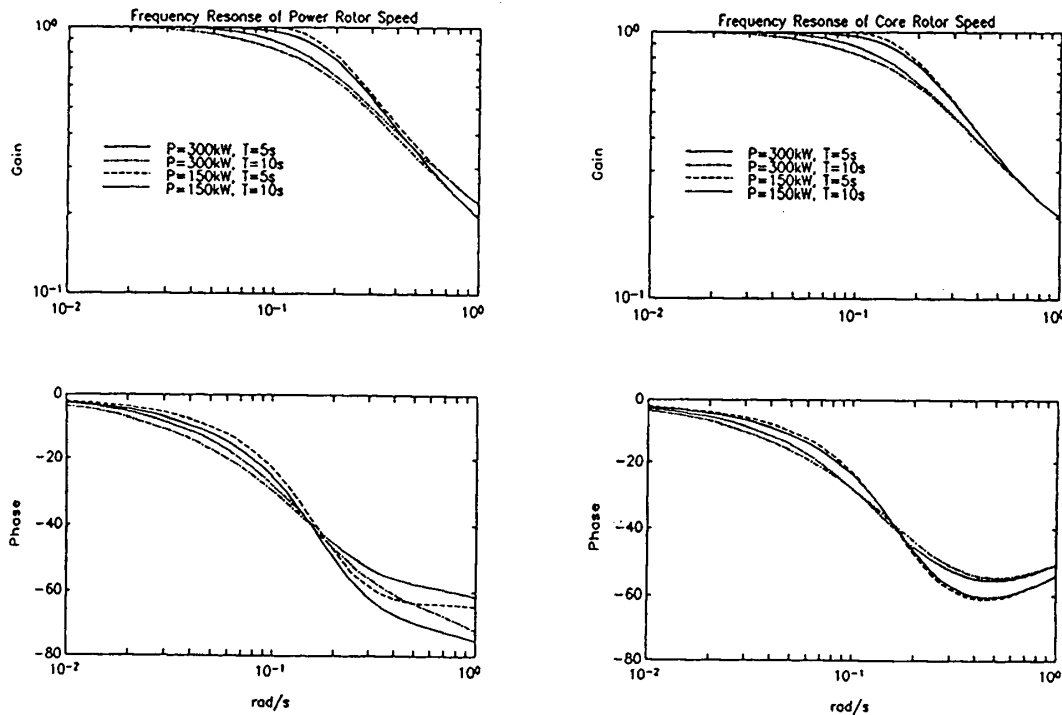


図2 パワーロータおよびコアロータの周波数応答特性 (MGT302)

2. 要素技術

(1) 圧縮機技術—CFDによる空力設計法の研究 大型電子計算機と数値計算技術の進歩により、圧縮機空力設計においても流れの数値シミュレーションが重要な役割を果たすようになりつつあり、今後は圧縮機開発における空力設計は基本的に数値シミュレーションによって行なわれるようになると予想される。数値シミュレーションによる空力設計技術が確立すると、設計計算上は従来の遠心式、軸流式といった形式の区別が基本的になくなるため、圧縮機は空力設計法の制約から解放されて、より自由な形状の圧縮機設計が可能となり、従来形式より優れた形状の圧縮機が実現する可能性がある。そこで数値シミュレーションを応用することによって、効率と構造の単純さが高い水準で両立する、セラミックガスタービンに適した圧縮機形状を探るための研究を進めてきた。

本研究では、完全な3次元形状の圧縮機空力設計を行なうのに必要な数値シミュレーション・ソフトの開発から着手し、質量およびエネルギーの保存性に優れた有限

体積法による流れ場の計算プログラム、3次元物体周りに質の良い格子を生成するための格子生成プログラム、流れの計算結果を迅速に表示できるグラフィックス・プログラム等の開発を行ない、本格的な3次元空力設計を可能とした(図3)。さらに、これらの設計用ソフトを用いて、圧力比:約3、空気流量:3 kg/sの圧縮機の試設計を行なった(図4)。

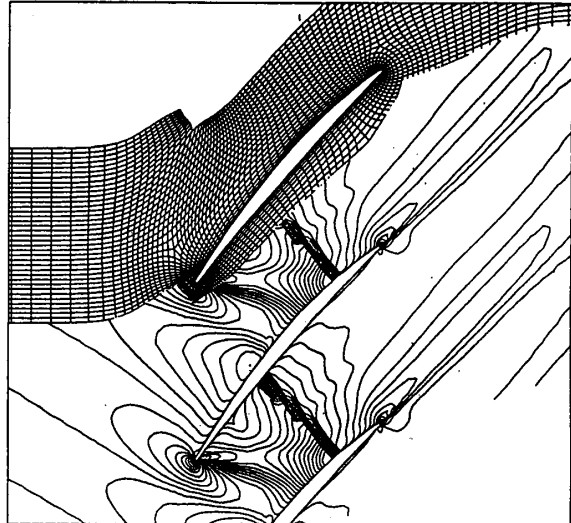


図3 翼列流れ場の数値シミュレーション

また、空力設計の検証を行なうための試験装置の整備を進め、試設計を行なった圧縮機の空力的スケールモデルによる低速での検証実験を進めている。

(2) 燃焼器技術-NO_x評価技術と低NO_x燃焼器の研究

本プロジェクトが開発対象としているガスタービンには、再生サイクルが採用されており、燃焼器流入空気温度は800~900℃程度の高温になる。このような高温流入空気条件では、NO_xの生成の増大が予想され、その排出低減が重要な課題であり、実験による排出特性の把握が必要となる。



図4 数値シミュレーションによる
圧縮機翼列の設計

従来、供試燃焼器流入空気を高温まで、熱交換器や電気ヒーターなどで加熱することが難しかったため、上流に予熱燃焼器を用いて昇温する方法が多く行われていたが、燃焼ガスが供試燃焼器への流入空気に混入するため、供試燃焼器のNO_xの排出特性の正確な評価が困難であった。このため、本研究では1,230Kまで昇温可能な電気ヒーターを使用し、実際のエンジンの条件と同じ空気成分の下で燃焼実験を行い、予熱燃焼器を用いた従来の実験との、NO_xデータの比較評価を行った。

ここでは、供試燃焼器への流入空気を600Kから予熱燃焼器で1,230Kまで昇温(Vitiated)する場合、電気ヒーターにより直接1,230Kまで昇温(Non Vitiated)する場合、ならびに電気ヒーターにより900Kまで昇温の後、予熱燃焼器にて1,230Kまで昇温する

場合についてNO_x排出特性の測定を行った(図5)。

これによると、エンジン実機相当(Non Vitiated)条件でのNO_xの排出値は、900Kから予熱燃焼器により加熱した場合に比べて2倍以上の値となっている。したがって、予熱燃焼器を用いたNO_x評価実験では、排出値が非常に小さく見積られる事となり、正確な評価が難しいことが明かになった。

一方、燃焼器入口空気温度の高い条件で従来の燃焼方式を用いてNO_xの低減を達成するには困難が予想されるため、低NO_x燃焼技術の一つである希薄予混合燃焼を用いた、超短縮希薄予混合燃焼器の研究を進めている。希薄燃焼は、燃焼器入口空気温度の上昇により燃焼安定範囲が拡大される。しかし、希薄になるほど保炎性の低下、CO、未燃焼成分の排出が増加する傾向がある。

ここでは、燃焼器入口空気温度が700℃以上の条件で、ハニカム状保炎器の上に短い平面状の予混合火炎を形成させ、その下流におけるNO_xの発生量と燃焼反応の完了位置について調べた。そのため、保炎器からの軸方向長さに対する未燃焼成分の消滅過程から、燃焼領域長さ(滞留時間)とNO_x排出のレベルを明らかにする目的で、混合気当量比 $\phi=0.5$ 、燃焼器の断面平均流速 $U=15\text{m/s}$ 、混合気温度 $T_{\text{mix}}=700\sim 900\text{℃}$ の場合の、保炎器の下流端からの軸方向距離 $Z(\text{mm})$ に対するNO_xの排出指数 $E_I(\text{NO}_x)$ ($\text{gNO}_2/\text{kg Fuel}$)とCOの排出濃度(ppm)の傾向を実験的に解析した(図6)。その結果、CO排出濃度は $Z=20\text{mm}$ 付近で急激に減少し、それぞれの化学平衡濃度の値に漸

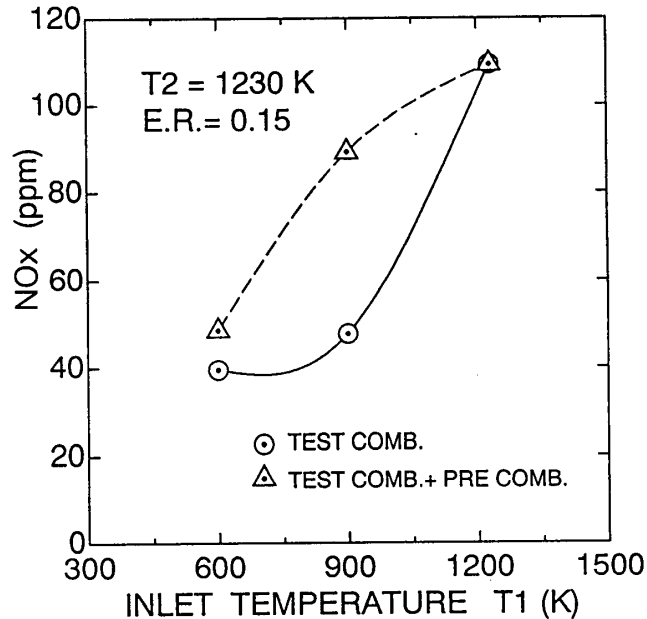


図5 燃焼器入口空気昇温方法の違いによるNO_x評価への影響

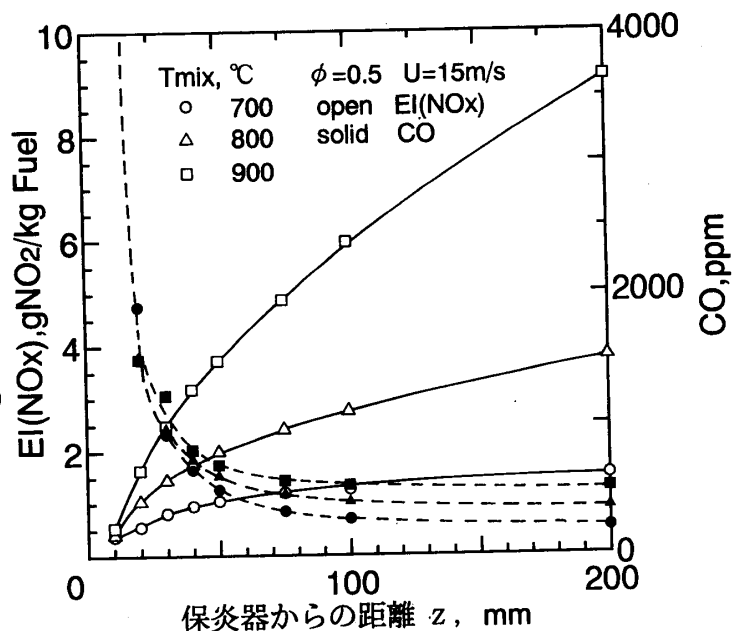


図6 燃焼領域長さとNO_xの排出

近する、未燃焼のHCの排出濃度は、 $Z = 20\text{mm}$ 以上では1 ppm 以下となる、未燃焼成分の減少の割合から、燃焼反応の長さは20~50mmで充分である等が明らかになった。

これらの結果を基に、平面状火炎のすぐ下流で希釈空気を多数の噴射孔から導入して、燃焼ガスの温度を急速にさげる、超短縮希薄予混合燃焼器の研究を進めている。これは、燃焼反応が完了する位置に、希釈空気を燃焼領域全体に導入することによって、それより下流の燃焼ガス温度を下げ NO_x の生成を抑制するものである(図7)。

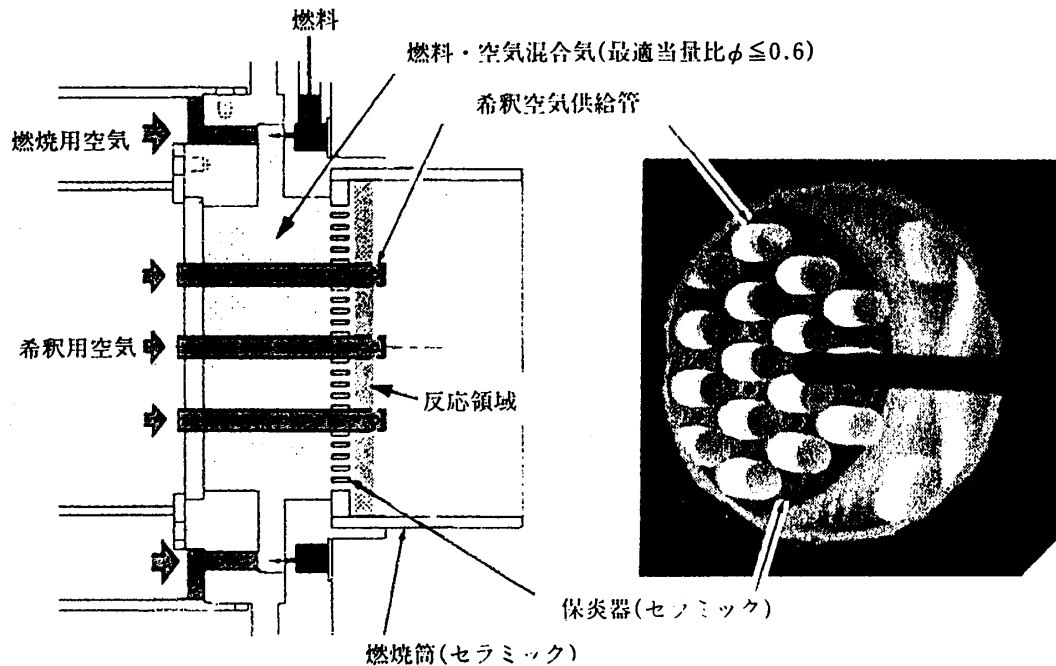


図7 超短縮希薄予混合燃焼器の概念図と燃焼状態

予混合気は保炎器に明けられた多数の孔から供給され、その端面に短い平面状の火炎として燃焼させ、そのすぐ下流で多数の希釈空気孔から空気を導入し、燃焼ガスの温度を急激に下げる。この平面状の火炎は、燃料が完全に分解されるようにやや温度を高くし、その下流のガス温度は希釈空気の混合により NO_x の生成は凍結される。本燃焼器(希釈空気導入位置30mm)において、希釈空気の流入割合 R_c を0.3~0.4に変化させ

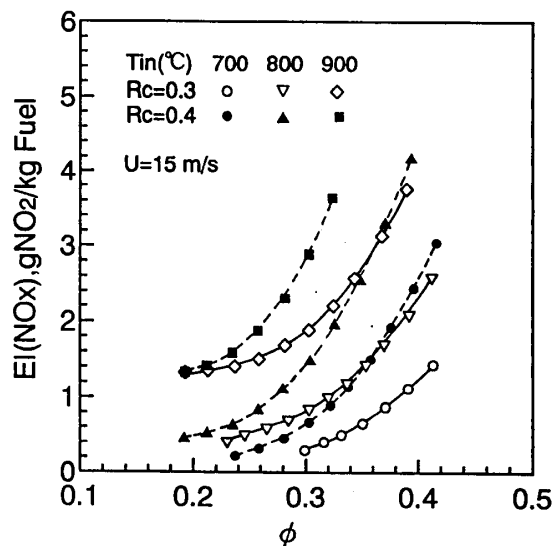
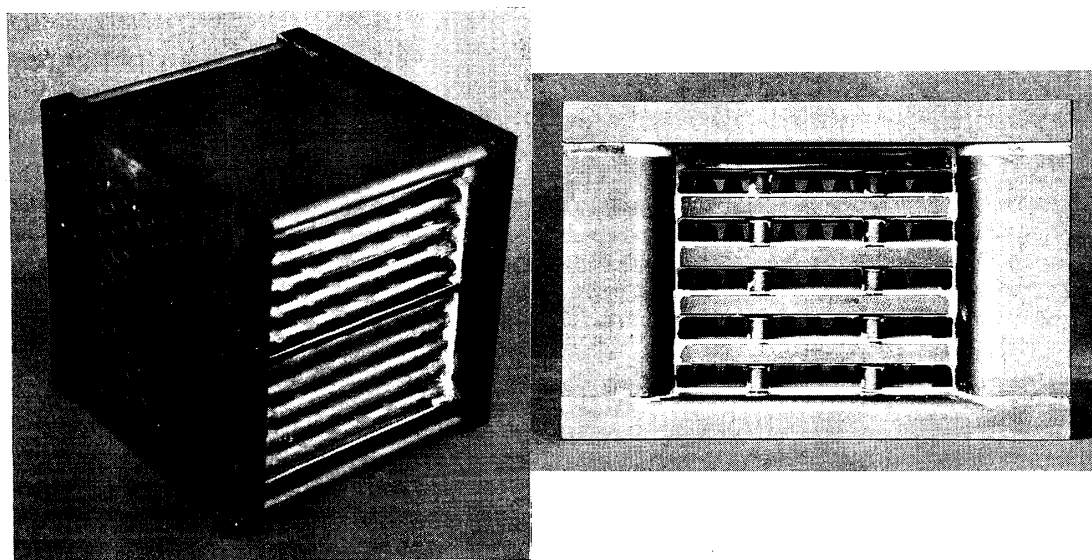


図8 NO_x 排出におよぼす希釈用空気配分の影響

た場合、同一の当量比に対して、 Re を小さくすることによって、燃焼領域の混合気の当量比が小さくなり NO_x の排出が低減する（図8）。燃焼領域の混合気の当量比に換算して図6と比較すると、 $Z=30mm$ で、それぞれの温度に対応する NO_x の排出値と一致し、反応領域の長さで NO_x の排出がほぼ決まっている。

(3) 熱交換器技術—セラミックス製小型・高性能熱交換器の研究 高温で小型高性能な熱交換器を開発するための先行的技術の研究として、炭化けい素(SiC) を候補材料とし、緻密で高い強度が期待できる化学蒸着法(CVD) による製法を比較的大型の熱交換器試験体の製作に適用した。採用した構造は、千鳥配列の円管群からなる基礎模型とピン状の突起をプレートに千鳥状に配備したプレートフィン型模型の二種類である（図9）。



円管群型

プレートフィン型

図9 セラミックス(SiC) 製熱交換器試験模型（外形 150mmX150mm）

これらについて熱交換器の基本的な伝熱性能を得て、温度比の熱交換器温度効率に及ぼす影響等を明らかにした（図10）。さらに現在、耐圧強度、耐熱性の高い炭化けい素繊維／炭化けい素マトリックスからなるセラミックス複合材製波板構造

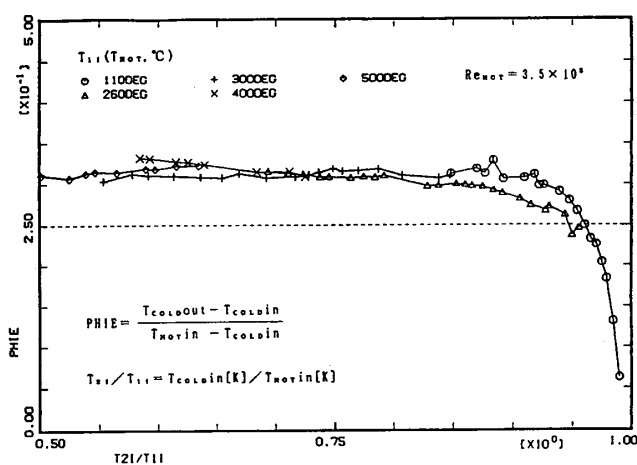


図10 温度比の熱交換器温度効率に及ぼす影響（円管群型模型）

のプレートフィン型熱交換器の試作研究を進めている。

(4) 軸受技術—ハイブリッド・セラミックス製玉軸受の研究 セラミックガスタービンのような高速高温化が要求される熱機関の主軸には、耐熱性、耐摩耗性が高く密度、摩擦係数が小さいセラミックス製の玉軸受が期待される。利点として、転動体が軽量なため高速回転に適する・軸受温度上昇が低い・剛性が大きいので主軸の変位を抑え高精度が保持できる・焼付きにくい・潤滑油が少量でよい等が挙げられる。

本研究では、トライボロジー特性が良好であり、軸受材料として最適と考えられる窒化けい素を採用する事とし、窒化けい素製玉軸受を用いたハイブリッド軸受を試験に用いることとした。内輪及び外輪は工具鋼 M50製で、内輪内径50mmのアンギュラコンタクト形（#50BNT、接触角15'）である。

超高速ころがり軸受試験機（図11）による試験条件は、表1の通りである。

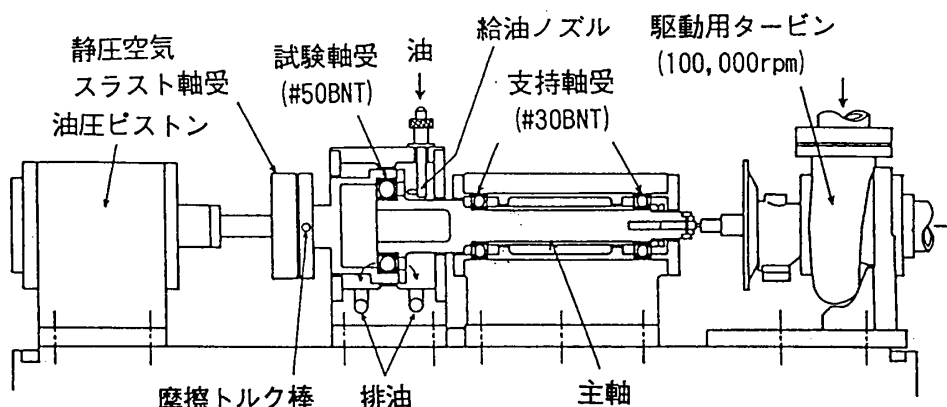


図 11 超高速ころがり軸受試験機

表 1 超高速ころがり軸受試験機による試験条件

潤滑油	エアロシェルタービン油 2 号
潤滑法	ジェット潤滑 (ジェット速度 約 20m/s. 一定)
給油方式	1 本単一ノズル
給油量	0.5, 1, 2, 4 kg/min
軸受荷重	スラスト荷重、490N 一定
油入口温度	30℃ 一定

実験は最高回転数を60,000rpm (dn値300万)とし、各回転数における軸受摩擦トルク、軸受外輪温度及び潤滑油の排油温度等を測定した。また比較のため従来の金属製軸受 (M50 製及びSUJ2製軸受) も試験した。試験の結果 (図12)、ハイブリッドセラミック軸受の場合、回転数の増加に対する軸受温度上昇は、SUJ2軸受、M50 軸受に比較して小さく、60,000 rpmにおいてSUJ2軸受と比べ10℃程度低い。これに対して摩

擦トルクの増加は他の軸受に比べて大きく、60,000rpm においては、SUJ2軸受に比べて30%以上増大した。現在のところ、従来の金属製の軸受と比較して際立って良好との結果は得られていないが、特に高温での使用に対して今後の発展が期待される。

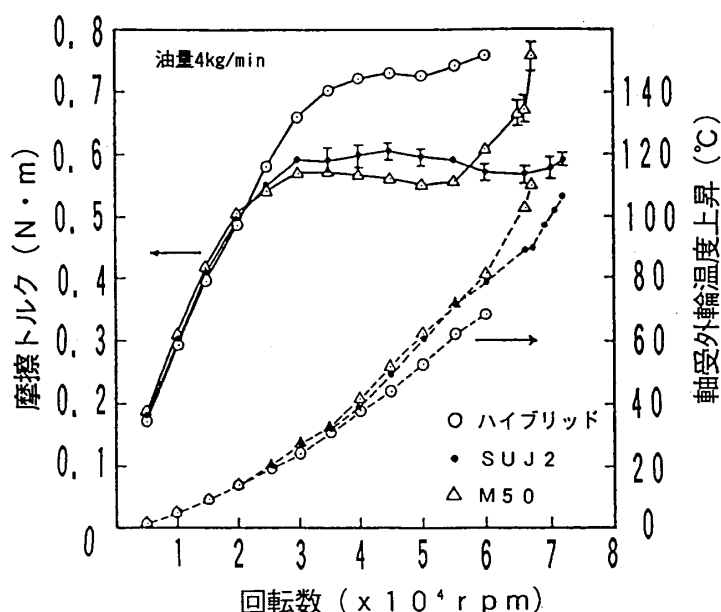


図 12 軸受の摩擦トルク、軸受温度上昇と回転数の関係

3. 計測技術—非金属タービン動翼の翼端スキマ計測法の研究

ガスタービンの総合効率に大きく影響する、圧縮機、タービン等の動翼とケーシング間の距離（翼端スキマ）の計測法には、電磁気誘導現象、放電現象、空気圧及び光学的な方法などがある。この内電磁気及び放電現象を利用するには動翼が導体である必要があり、CGT等の非金属動翼の場合はこれを応用することはできない。

そこで光学的な測定方法として、一般的に用いられている光反射による距離測定法を応用した、光ファイバと1次元半導体位置検出器による動翼翼端スキマ計測法の研究を行っている。

本計測法の原理は、動翼の位置変化を反射光の位置変化として検出する一般的なものの（図13）であるが、非金属動翼端での光の反射率が極めて低いため、光源として通常用いられているレーザーでは十分な反射光量が得られない。そのため大光量光源として価格や取扱いの容易さを考慮して、特殊な用途に使用される投光用キセノンランプを採用した。

放射側光ファイバは、石英光ファイバを1.2 mmφに束ねたもので、レンズによって測定位置に約1 mmφのスポットを形成する。受光側光ファイバアレイは、光ファイバを位置検出器の受光部に対応して、幅25 μm(10層)、長さ5mmの長方形に束ねたものである。位置検出器は、受光部に当たる光の位置に対応した電圧を出力する。実際の回路ではこれを一定の周波数でスキャンして、出力信号波形のピーク電圧を示す

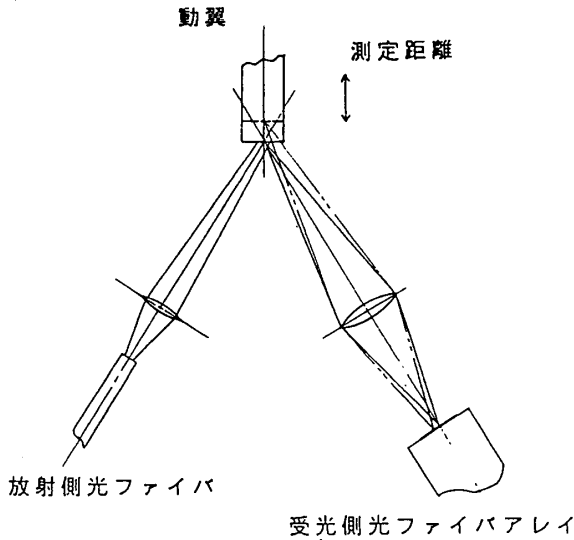


図 13 計測法原理

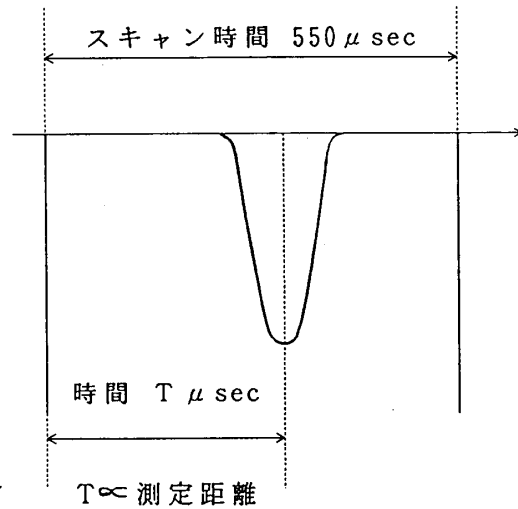


図 14 位置検出器出力信号

時間 (T) を測定して反射位置変化を検出する (図14)。

測定系の動作を確認するため、FRP で作成した圧縮機の模擬動翼を微動台に固定して、出力波形での時間 T に対する位置変化を計測した (図15-放射側と受光側の光ファイバの中心軸間の角度: 35° および 70°)。

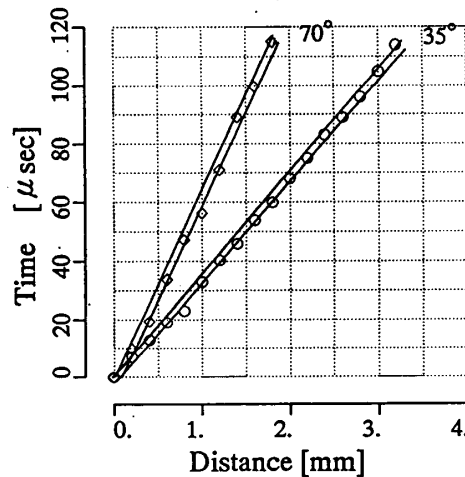


図 15 模擬動翼を用いた位置変化計測結果例

この結果より測定範囲は 1~2 mm、誤差は ± 0.043 mm ~ ± 0.052 mm となった。

今後はこの模擬動翼による回転体を用い、回転中の全動翼のスキャナ計測実験を行い実機適応に対しての問題点とその解決法について研究を進める予定である。

4. セラミックス材料評価技術

セラミックス製構造部材の候補材料について衝撃強さを評価するため、衝撃強さ、および比較参照に必要な曲げ強さの評価方法の研究を行ってきた。

衝撃強さの評価法については、落錘式試験機を開発し (図 16, 特許申請)、標準試

験材料としてマコールを用いて常温、および高温におけるセラミックスの衝撃強さの評価試験を行うとともに、曲げ強さの評価試験を行って、セラミックスの衝撃強さの特質を明らかにした(図17)。

引続き候補材料としての炭化けい素(SiC)、窒化けい素(Si₃N₄)、ジルコニア(ZrO₂)について衝撃強さの評価試験を実施中である。

セラミックス材料の高温回転場における強度評価の研究としては、各種候補材料の試験が容易に行えるように円筒状の小型試験片を高速回転させる試験装置(最高温度1,500℃、最高回転数30,000rpm)を開発し、高温高速回転試験のための予備的実験、表面温度センサーの校正などを行って整備を終え、金属基材の表面にジルコニアを被覆した試験片についての評価試験を実施中である。

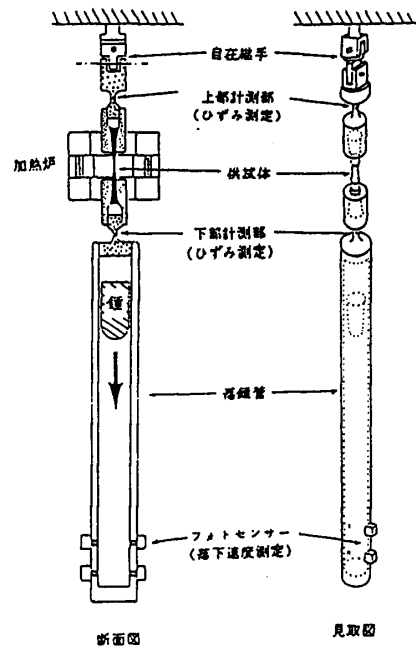


図16 落錘式高温引張衝撃試験装置

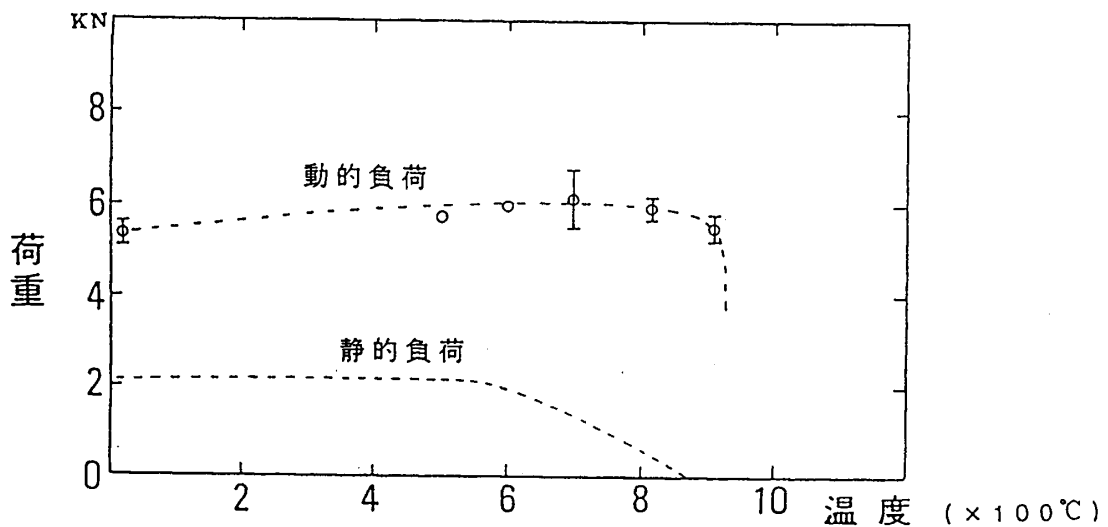


図17 衝撃強さ評価試験結果例

あとがき

タービンの高温部にセラミックスを適用して熱効率の大幅な向上を図ろうとするこの研究開発プロジェクトは、単に地上用小型ガスタービンの効率向上によるエネルギー・環境問題への貢献に止まらず、エンジニアリング・セラミックスの構造部材への適用に新たな領域を開くものとして、意義は極めて大きく、今後とも当所における研究を推進すると共に、国立研究所としてプロジェクトの推進に協力する所存である。

なお、本研究は通商産業省工業技術院のニューサンシャイン計画の一環として進められているものである。

自動車用100kW CGTにおける 低公害燃焼器の開発 第3報

*佐々木 正史⁽¹⁾ 熊倉 弘隆⁽¹⁾ 鈴木 大志⁽¹⁾
市川 浩之⁽¹⁾ 片桐 晴郎⁽²⁾ 大久保 陽一郎⁽²⁾
((財) 日本自動車研究所)

1. まえがき

1990年度より通商産業省の支援の下に石油産業活性化センターが自動車用セラミックガスタービン (CGT) 開発プロジェクトを推進している。日本自動車研究所 (JARI) は石油グループと共にこのCGTプロジェクトに参画し、CGTエンジンの開発を進めている。CGTエンジンの構成を図1に示す。出力100kW、1軸再生式でタービン入口温度1623K、目標機関効率40%である。目標排気性能は当面国内ガソリン乗用車の排気規制値 (10・15モード) を後処理システム無しでクリアすることである。

CGTは部分負荷燃費を維持するために高効率の熱交換器 (リジェネレータ) を備え、燃焼器入口温度 T_{in} が1150~1300Kと著しく高くなる。これによりThermal-NO_xの生成が促進されるため、NO_xを抑制することが最も重要な課題となる。

CGT開発プロジェクトではエンジン用燃焼器として予蒸発予混合希薄燃焼 (PPL) 方式を採用した

[1]。定常燃焼試験の結果から、低負荷域での安定燃焼範囲を確保すれば排気目標を達成できる目処を得た [2]。第1次設計燃焼器 (PPL-1) を図2に示す。

本報ではこの第1次設計燃焼器 (PPL-1) の評価試験結果と安定燃焼範囲の改善 (逆火抑止) について報告すると共に、問題点を改良した第2次設計燃焼器 (PPL-2) を設計・試作したので報告する。

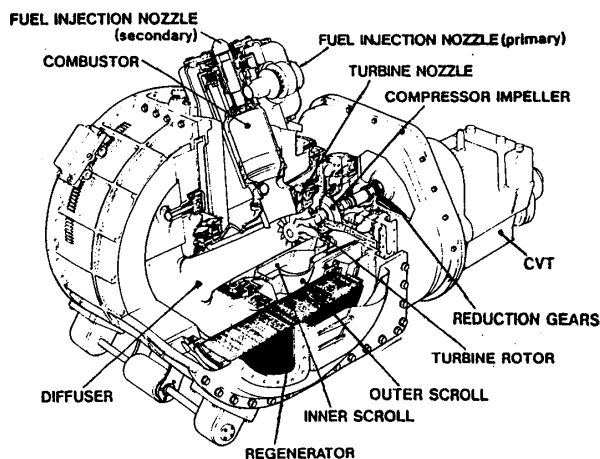


図1 100kW CGTエンジン

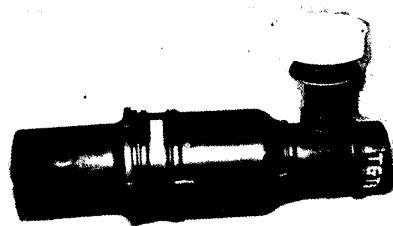


図2 第1次設計燃焼器 (PPL-1)

(1) 日産自動車 (株) (2) (株) 豊田中央研究所

2. PPL-1 燃焼器の定常燃焼試験結果

第1次設計燃焼器 (PPL-1) の構造図を図3に示す。PPL燃焼時、燃料はプライマリ噴射弁より供給される。燃料は蒸発管において予蒸発、空気と混合されて予混合気を形成し、スワールチャンバで所定のスワール ($S \sim 1.0$) を付与されて主燃焼室に導かれる。保安器位置を主燃焼器軸方向に変えることにより、主燃焼室へ導入される予混合気通路のスロート面積が変化し、主燃焼室への空気配分率 n_p を制御する。主燃焼室と希積部との間はゾーンセパレータで仕切られている。点火栓にはセラミックグローを用いている。その燃焼安定性および排気特性については前報で述べた [2]。本章ではPPL-1の定常燃焼試験によって各部の詳細仕様を決定する。

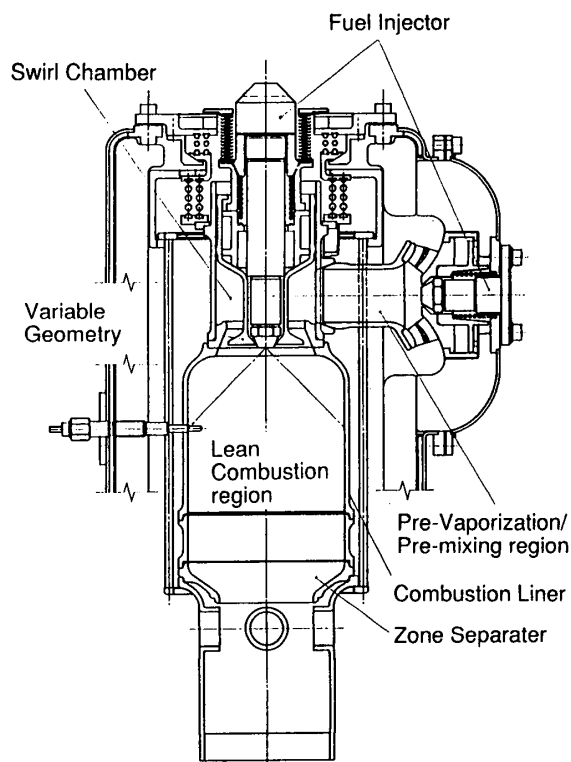


図3 PPL-1 燃焼器の構造

2.1 ゾーンセパレータ

希積部から循環域への空気の巻き込みにより主燃焼室部が更に希薄化して、希薄安定性が損なわれることを防ぐために、ゾーンセパレータによる循環域長さの短縮化を図った。このゾーンセパレータの有無により安定燃焼範囲がどのように変わるかを調べた結果を図4に示す。縦軸には予混合気が燃焼室に流入してくる際のスロート (のど) 部での軸方向平均流入流速 u_{ax} をとり、横軸には予混合燃焼部の空気比 λ_p をとったものである。図中の安定範囲の過濃側限界 (細線) は逆火限界を示し、安定範囲の希薄側限界は (太線) 希薄吹き消え限界を示す。ゾーンセパレータを装着した方が装着しないものに比べて、特に希薄吹き消え限界が大きく伸びており、また低流速側での安定燃焼範囲が拡大している事が分かる。この結果から、希薄側の安定燃焼範囲を確保するために、ゾーンセパレータは必要であると判断した。

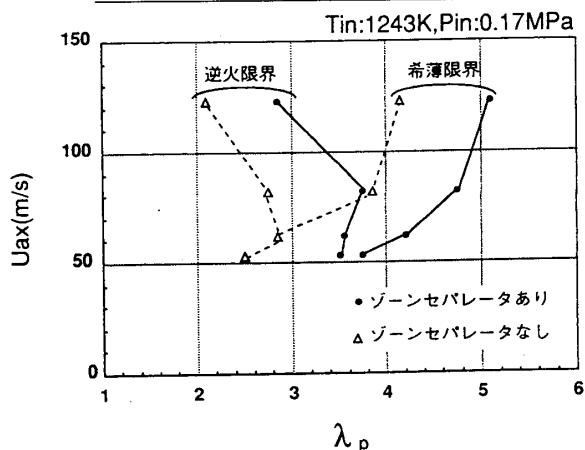


図4 ゾーンセパレータの有無と安定燃焼範囲

しかし、ゾーンセパレータはその表面が非常に高温（推定1500℃以上）にさらされるため、高温酸化による損傷が問題となる。図5の左に示すように、約10時間程度の使用で母材のSiCが酸化してSiO₂のパブリングを起こし、クラックが発生する物も見られた。そこで酸化対策として母材（SiC）表面にSiCのCVD処理を施したところ図5の右に示すように、約20時間使用した後も、目立った酸化損傷は見られず、CVD処理の効果が見られた。このゾーンセパレータは継続して燃焼試験に供し、その耐久性を評価中である。

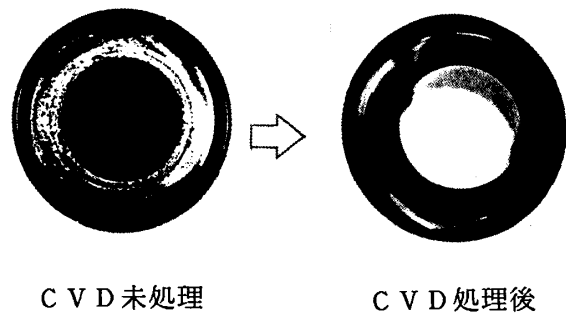


図5 ゾーンセパレータの損傷

2.2 希釈部

PPL-1 燃焼器の燃焼器出口温度分布の一例を図6に示す。燃焼器出口端から150mmの位置でR熱電対を用いて13点計測した結果である。燃焼器出口温度分布は目標の±50℃以内に収まっている。

Tin:1223K,Pin:0.17MPa,Ga:300g/s

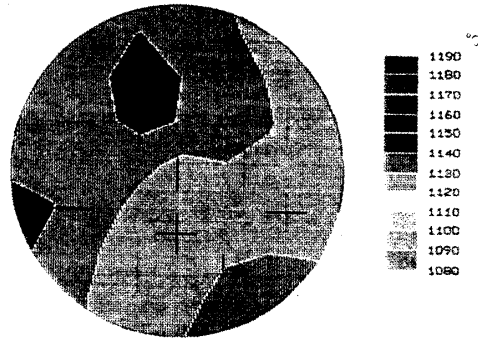


図6 燃焼器出口温度分布

一方、希釈ライナと上流のゾーンセパレータのはめあい部のクリアランスが、当初の設計では不足していたため、希釈ライナにクラックが発生した。希釈ライナの損傷の様子を図7に示す。希釈ライナ側のはめあい部の径を修正することで対策した。

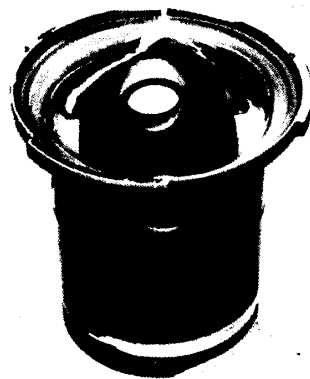


図7 希釈ライナの損傷

2.3 燃料噴射弁

予蒸発予混合用の燃料噴射弁の噴霧角の違いが単体性能、主として高温時の燃料蒸発特性にどのような影響を及ぼすかを比較した結果を図8に示す。縦軸には予蒸発管出口での噴霧未蒸発率をとり、横軸に燃料流量をとってある。噴霧角SAの狭いものの方が蒸発特性に優れていることが分かる。噴霧角の広いほうが噴霧角の狭いもの比べて微粒化特性が悪いため、蒸発率が悪化すると考えられる。

噴霧角 60° の燃料噴射弁と噴霧角

45° の燃料噴射弁を比較したところ、安定燃焼範囲および NO_x 排出量に有意な差は見られなかったが、以後噴霧蒸発特性に優れた噴霧角 45° の燃料噴射弁を使用することとした。

予蒸発部入口のルーバ、およびスワールは主流に剪断を付与することで蒸発・混合の促進を狙ったものであるが、その噴霧蒸発特性に与える影響を評価した結果を図9に示す。予蒸発部入口にスワールを付与し、かつルーバを使用したものが蒸発特性に優れていることが確認された。

2. 4 支持部品

燃焼器のセラミック化に伴って分割した燃焼器部品を積み重ね（スタックアップ）、燃焼器全体を弾性的に自立支持する「プルアップ構造」を採用した。支持部材（ホルダ）に当初は図10の左に示す3-RODタイプを使用したが、燃焼試験中に熱応力あるいはセラミック部品を組合せた際のアライメントのずれによる応力のため破損が見られた。製造上も上下のリングの平行度をだすことが困難であったこともあり、図10の右に示すHOLEタイプに変更した。HOLEタイプは50hr以上の運転に耐え、継続して燃焼試験に供し、耐久性を評価中である。

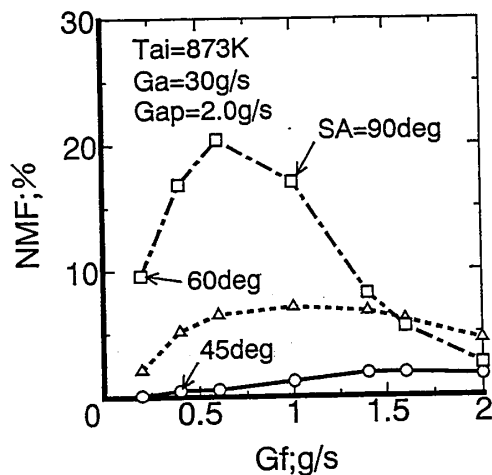


図8 噴霧蒸発特性（噴霧角の影響）

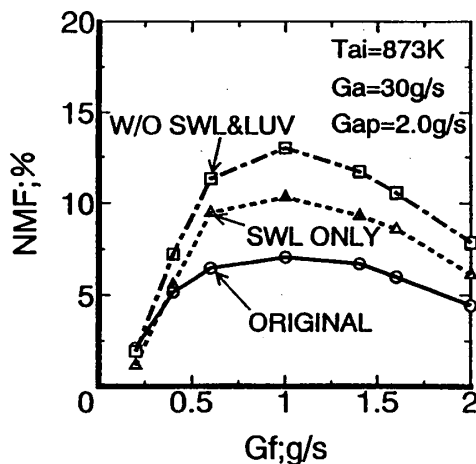


図9 噴霧蒸発特性
（予蒸発管入口スワールの影響）

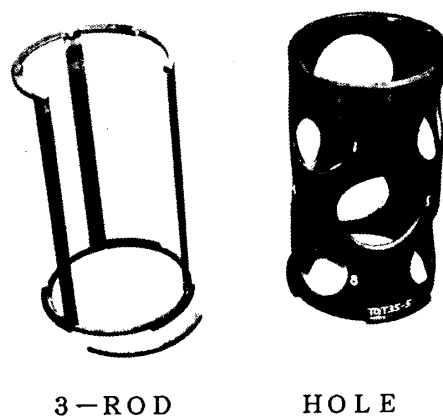


図10 支持部材（ホルダ）外観

3. P P L-1 燃焼器の逆火抑止

3.1 保炎器の位置

保炎器の軸方向位置を変化させたときの安定燃焼範囲の変化を測定した結果を図11に示す。図中に示す保炎器位置 $X_{BB} = -4.5$ の時に一番広い安定燃焼範囲が得られ、保炎器を $X_{BB} = -4.5$ よりも燃焼室側に突き出しても引き上げても安定燃焼範囲は狭まることが分かった。このように保炎器位置（スロート部面積）には安定燃焼範囲に対する最適値が存在することが判った。従って空気配分率 n_p 調整のために保炎器の位置を可変とするコンセプトは不適當であると結論した。

3.2 境界層の希薄化

本燃焼器では壁面温度が1300K以上と高く、壁面近傍の低流速部（境界層近傍）もクエンチゾーンとならないことが、逆火抑止を困難にしている最大の原因と考えられる。そこでスロート部の外周側に空気を導入することで境界層近傍を希薄化し、云わば組成クエンチゾーンを形成することにより、低流速部での予混合火炎の伝播を抑止してみた。

境界層を希薄化するには図12に示すようにスロート部外周側部品に空気導入用のスリットを設け、そのスリットの大きさを変えることによって境界層への導入空気量を調節する構造とした。境界層への空気の導入に伴う安定燃焼範囲の変化を図13に示す。境界層への導入空気量を増すことで逆火限界がリッチ側に拡大するがその効果は頭打ちになる。逆火抑止策の一つとして境界層の希薄化は有効な手段であることが確認されたので、今後は空気を導入する位置の最適化を実施する。また図13に示すように、主燃焼部の空気配分率 n_p を増加させること

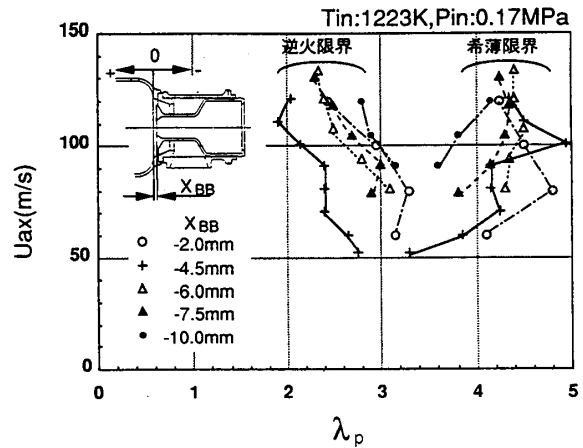


図11 保炎器の位置による安定燃焼範囲の違い

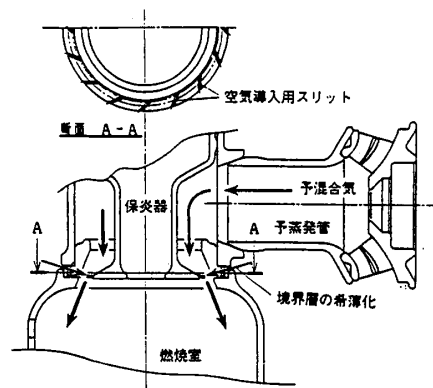


図12 境界層の希薄化

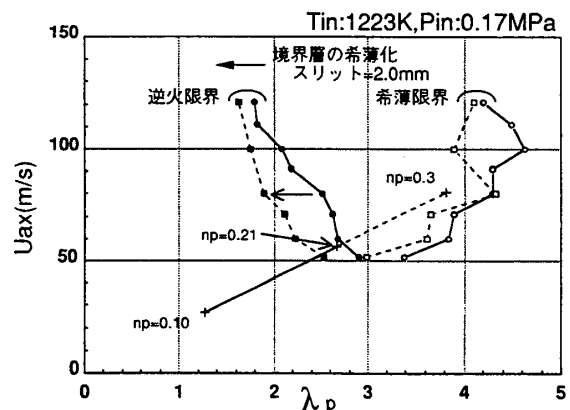


図13 安定燃焼範囲（逆火限界）の改善

で燃焼器の運転点をより希薄側に選ぶ、すなわち逆火を回避することが出来る。これら逆火抑止と共に空気配分率 n_p の増加による逆火の回避を組合せることで、適正な運転点が実現できる。

4. PPL-2 燃焼器の設計

PPL-1 燃焼器の逆火抑止および空気配分率の増加

($n_p = 0.21 \rightarrow 0.3$) による逆火回避を行なうために PPL-2 燃焼器を設計・試作した。PPL-1 燃焼器からの主な変更点を表1に示す。

PPL-2 燃焼器の構造図を図15に示す。主燃焼部から下流のセラミック部品はPPL-1と共通であり、予蒸発予混合部と空気配分率可変機構を変更した。

プリチャンバの図を図16に、外観を図17に示す。プリチャンバは野村らの行なった流れ計算 [3] に基づいてスクロールタイプとし、旋回発生損失の低減による n_p の増加を図ると共に流れの均一化をも狙った。

表1 PPL-1からPPL-2への改良点

	PPL-1 設計値及び実験結果	PPL-2 設計値
空気配分率 の可変機構	ブラフボディを移動し外周流路面積を可変する	予蒸発部入口部に入口絞り(可変スロット)を配置する 全開時の図示面積 1760 mm ² 全閉時の図示面積 200 mm ²
予蒸発用スワラ形式	ペーン式(16枚)	可動ブロック式スワラ
予蒸発用スワール	0.17	0~0.47
スワラ出口図示面積	1400 mm ²	1430 mm ²
ルーバー出口図示面積	同上	1416 mm ²
予蒸発管	φ 34(908 mm ²)	←
プリチャンバー部 有効流路面積	同軸形状 実験結果 約 400 mm ²	スクロール形状 約 710 mm ²
ブラフボディ・ スロット部図示面積	1110 mm ²	1110 mm ²
空気配分率可変幅	実験結果 0.12~0.23	0.1~0.32

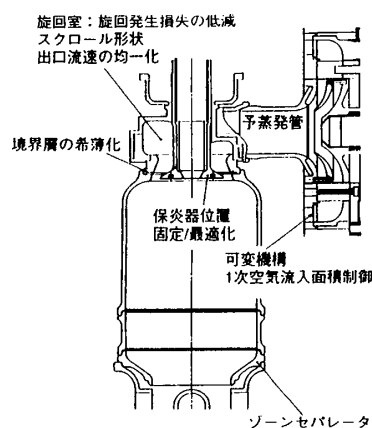


図15 PPL-2 燃焼器アッシー図

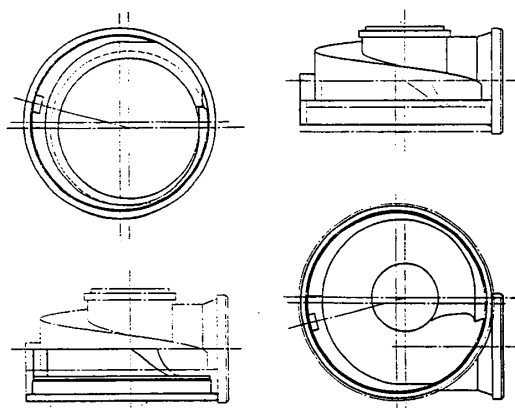


図16 PPL-2用プリチャンバー

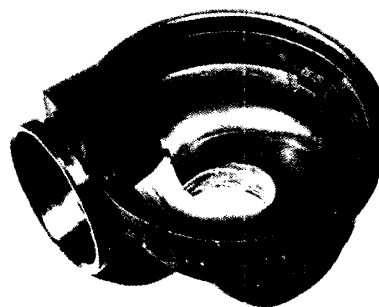


図17 PPL-2用プリチャンバ外観

空気配分率可変機構（VG）の外観を図18に示す。予蒸発管入口に燃料の蒸発混合促進用のスワールをかけるブロックスワラを設け、更に上流側に n_p 調整用のシャッタを設けた。

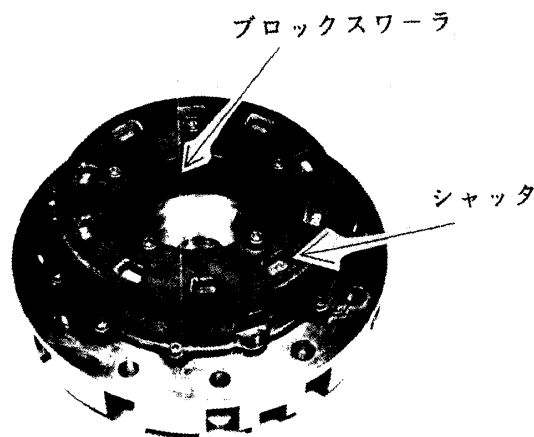


図18 VG部外観

5. まとめ

- (1) 自動車用100kWCGTの第1次設計燃焼器PPL-1を定常燃焼試験に供し、ゾーンセパレータの必要性、出口温度分布の評価を行なった。
- (2) 第1次設計燃焼器PPL-1の保炎器周囲のスロート壁面を希薄化することで、逆火特性を改善できた。
- (3) 希薄燃焼部の空気配分率を増して逆火を回避し、低負荷域でのより安定な運転点を確保する第2次設計燃焼器PPL-2を設計、試作した。
- (4) 今後PPL-2燃焼器の燃焼特性を把握し、過渡排気性能の評価を実施する。

参考文献

- [1] 佐々木ほか 自動車用100kWCGTにおける低公害燃焼器の開発 第1報
ガスタービン学会秋季講演会講演論文集 1992
- [2] 熊倉ほか 自動車用100kWCGTにおける低公害燃焼器の開発 第2報
ガスタービン学会秋季講演会講演論文集 1993
- [3] 野村ほか 自動車用100kWCGT燃焼器の燃焼解析
ガスタービン学会秋季講演会講演論文集 1993

低NO_x予混合燃焼器のエンジン搭載試験

林 茂 (日本ガスタービン学会)

山田 秀志 (日本ガスタービン学会)

下平 一雄 (日本ガスタービン学会)

1. まえがき

航空用ガスタービンの大気汚染物質の排出については、ICAOによる国際的な基準が定められているが、産業用ガスタービンについても、いくつかの国において、その状況に即した排出規制が行われている。わが国では、1988年、大気汚染防止法の施行規則の改正により定置用ガスタービンがばい煙発生施設に追加され、NO_x、SO_x、ばいじんの排出基準値が定められた。環境基準達成の点から低減が特に求められているNO_xについては、いくつかの自治体において、より厳しい指導基準が導入されてきた。仮に規制が現状のままとしても、燃費低減のためにサイクルの高温高圧化が進められるので、やがて排出基準の達成が困難になるであろう。そのため、低NO_x燃焼技術の実用化をめざした研究開発の重要性は、いっそう高まっている。

研究開発の中心は、もちろん、希薄燃焼である。コージェネレーションや複合サイクル発電のガスタービンには、燃料として天然ガスが広く利用されているが、これは液体燃料に比べると予混合化がはるかに容易であるので、理想的な予混合希薄燃焼も可能である。希薄予混合燃焼の本質的な問題点は、低NO_x排出と高い燃焼効率とが両立する当量比範囲が非常に狭いことで、エンジンの定格負荷だけでなく部分負荷においても低排出を実現するためには、マルチバーナによるステージング、可変機構による空気量配分制御、インレットガイドベーンによる空気流量制御などが不可欠である。

著者らは、これまでいくつかの低NO_x燃焼のコンセプトについて燃焼器要素での試験を行ってきたが、それらを実エンジンに適用する上での問題の理解と解決には、エンジンでの実証試験が必要であると考えてきた。ようやく、小型ではあるが、試験用のガスタービンを導入することができたので、可変機構を備えた予混合希薄燃焼器を試作し、搭載試験を行った。搭載までの実圧要素試験とエンジン搭載試験の結果について報告する。

2. 小型ガスタービンの低NO_x化の困難さ

すでに、大型発電用ガスタービンの燃焼器では、ABB社の希薄予混合燃焼のEVバーナによるマルチバーナ方式のステージングの例¹⁾に見られるように、25ppm (15%O₂) の

排出レベルが実現されている。小型ガスタービンに希薄予混合燃焼を適用するうえで本質的な困難さは、未燃焼成分が増加しやすいことである。燃焼器入り口空気温度が低いために、燃焼領域に導入される空気による消炎が起り易い。反応域で生成されたCOや未燃焼成分は、その下流でほとんど酸化されずに排出される。ガス温度が1200℃を超える条件では、燃焼域の下流でCOの酸化が進むので、未燃焼成分の抑制が容易である。したがって、希薄予混合燃焼を適用すれば、サイクル圧力・温度の高い大型ガスタービンのほうが、むしろ低NO_x化が容易だということも起りえる。

3. 燃焼器の設計

試験に用いた燃焼器の構造を図1に示す。この燃焼器の特徴は、非予混合のパイロットバーナと希薄予混合のメインバーナの二段で構成され、メインバーナへの空気流量と希積空気の流量配分が可変なことである。

パイロットバーナは、すでに報告した二重スワラバーナの内側通路部と相似な形状で、燃料は、通路を流れる旋回空気流中に多孔ノズルから噴射される。メインバーナでは、空気は燃焼器ライナの回りの4本のバタフライ弁を備えた円管の空気ダクトを通り、曲がり部を経て、燃焼器ヘッド部の環状の空間に旋回して流入する。ここで、壁面に開けられた多数の小孔から燃料が噴射され、形成された予混合気は、環状通路から燃焼器内に噴出する。この予混合気噴流の旋回方向は、パイロットバーナの空気噴流の旋回方向とおなじである。希積空気は、一部は通常の燃焼器と同じようにライナ壁の4個の固定希積空気孔から、残りはバタフライ弁を備えた4本の空気ダクトから、燃焼器ライナ内に噴出する。固定希積孔は、元の燃焼器と同じ位置にあるが、空気ダクトにつながる希積空気孔は、ケーシングの形状の制約から上流側に寄せた。

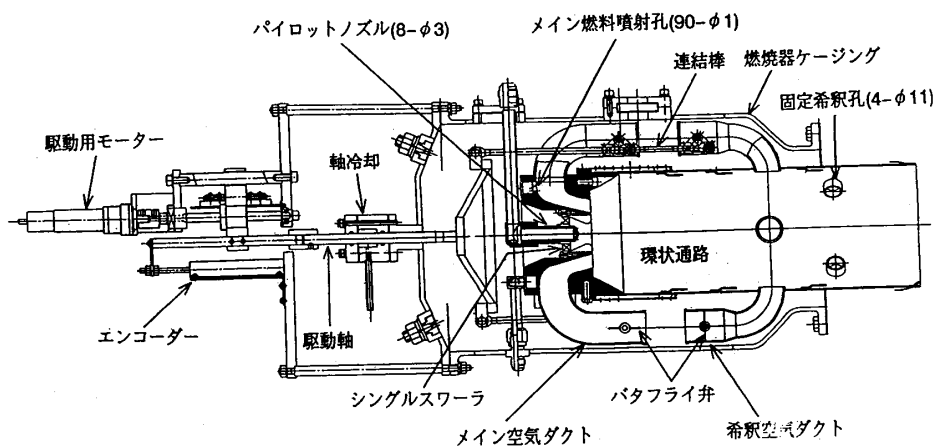


図1 試作燃焼器（最新モデル）

燃焼器ケーシングや燃焼器ライナの寸法は、エンジンの燃焼器取付座の周囲の配管や補機のために空間的に制約され、図に示す燃焼器ケーシングの寸法が、半径方向には限界であったが、燃焼器ライナの直径は元の燃焼器と同じ136mmである。燃焼器ライナのバーナ寄りの壁面には、冷却空気による壁面近傍の消炎作用を排除するためにインピンジメント冷却を適用し、その下流の壁面には一般的な膜冷却を適用した。

メインバーナへの空気ダクトと希釈空気ダクトのバタフライ弁は、リンク機構によって、一方が全開の時に他方は全閉になるような位置関係で連結されており、その開度は、サーボモータ・ボールネジ機構によって駆動される直線軸の動きに応じて変化する。

4. 試験

4. 1 要素試験²⁾

燃焼器回りの空気流入をエンジン搭載時と合わせるために燃焼器を逆流型の燃焼空気・排気ダクトに取付けた。エンジンの運転時の温度、圧力、当量比に合わせ、燃焼器入り口空気温度600K、圧力0.78MPa、燃焼器ライナ出口断面平均流速40m/sとし、当量比は、アイドリングから最大負荷に対応する0.12~0.24の範囲で変化させた。燃料は天然ガスで、流量計と電動制御バルブを備えたメイン・パイロットの2系統から供給した。

燃焼ガスは、燃焼器出口に設けた多点ガス採取プローブを通して連続的に大気中に噴出させ、その一部を連続ガス分析計に導入して組成を測定した。燃焼器ライナおよびヘッドの壁面温度は、熱電対により測定した。

4. 2 エンジン搭載試験³⁾

使用した試験装置の概要を図2に示す。エンジンは、ヤンマーディーゼル株式会社製ガスタービンAT360で、動力計はFrude社製水動力計である。このエンジンの主要諸元を表Iに示す。

燃料の供給には、要素試験で使用した燃料供給システムを使用した。パイロットバーナの燃料流量はガバナの調量弁により制御し、メインバーナの燃料流量は、燃料・空気流量配分制御装置により調整した。バタフライ弁の開度は、サーボモータに与える電圧信号を可変抵抗器により発生させて、変化させた。

表 I. エンジンの主要諸元

形式	単純開放一軸式
圧縮機	一段遠心式
燃焼器	単筒缶形
タービン	二段軸流式
定格出力	257 kW(15℃) 199 kW(40℃)
空気流量	1.82 kg/s(40℃)
燃焼器入口圧力	0.79 MPa
燃焼器入口温度	600 K
タービン入口温度	1143 K
当量比	0.12~0.24
燃料	メタンガス

5. 結果

要素試験

図3は、要素試験におけるNO_xの排出と燃焼効率の当量比に対する変化を示している。図中VPに続く数値は、メインバーナ空気ダクトのバタフライ弁の開度を表している。パイロットバーナ単独での当量比に対するNO_x排出の変化の様子から、このバーナでは、実圧においても、大気圧のときと同じように予混合燃焼に近い状況が起きていると推察される。また、非予混合方式にもかかわらず、実エンジンの温度圧力において、完全燃焼のもとに30 ppmという低いNO_x排出が実現できることを示している。NO_xの発生をどこまで下げられるかは実験しなかったが、今回の一連の実験データの中には25ppmの値がみられた。

メインバーナを、バタフライ弁全開(VP100)で作動させると、NO_x濃度は大幅に減少するが、全体当量比の小さい、すなわち燃焼ガス温度の低いときには燃焼効率の低下が顕著である。バタフライ弁を少し閉じると(VP75)、メインバーナの燃焼が改善されるため燃焼効率は向上し、パイロットバーナの燃料流量を絞ると、NO_xの排出はさらに減った。燃焼効率は、エンジンの定格負荷での燃焼ガス温度よりも高い温度条件で、ようやく99%を超え、NO_x濃度は10ppmを下回った。希薄予混合燃焼では、燃焼効率の低下がNO_xの低減を著しく制約することが、実感させられた。空気と燃焼ガスの温度が相対的に低い小型ガスタービンに希薄予混合燃焼を適用するうえでの困難さの本質は、まさにここにあるといえよう。

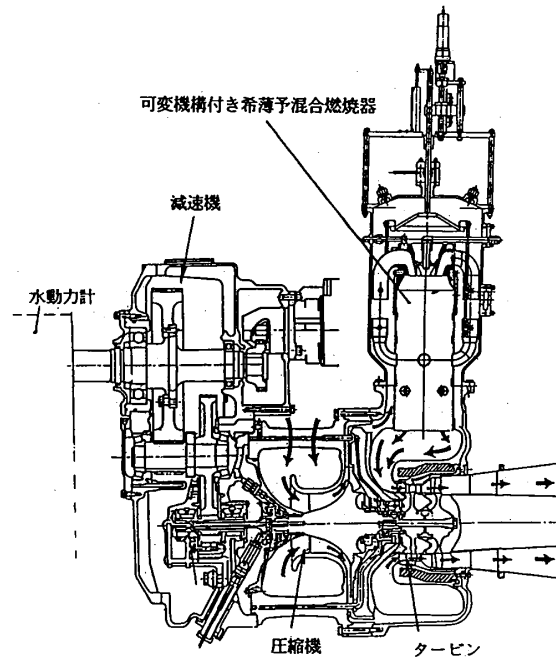


図2 ガスタービン排気性能試験装置

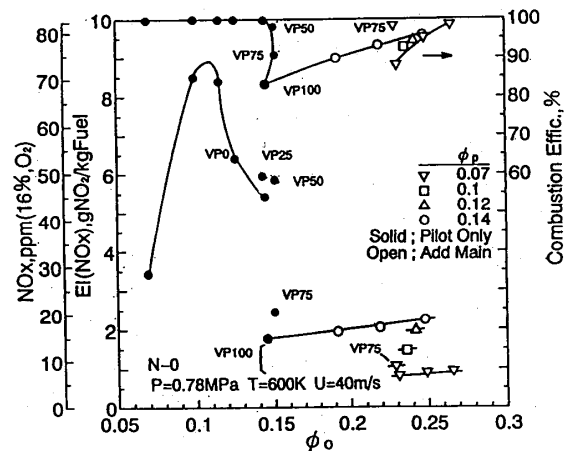


図3 要素試験による排出特性試験の結果の例

登載試験

メインバーナをどの程度の負荷から作動させ、空気弁開度を負荷に合わせてどのように開けていくかによって、また、メイン・パイロットの燃料配分によって、異なった負荷と排出との関係が得られる。図4の場合は、パイロットバーナで起動後、メインバーナのバタフライ弁を全開にし、出力100kWまで燃料を増やした後、メインバーナにも燃料を供給し、その流量を増やして定格出力に至る運転をした。メインバーナの環状通路から噴出する空気のために、パイロットバーナの火炎が冷やされ、その消炎のために100kWにおいて燃焼効率は98%にしかならなかった。

メインバーナに燃料を供給すると、パイロット燃料は絞られ、NOx濃度は下がったが、メインバーナの予混合気も薄すぎるために燃焼効率は低下した。このあと動力計によって負荷を増すと、ガバナの働きによって調量弁の開度が大きくなり、パイロットバーナへの燃料流量が増え、結果としてNOx排出が増えた。ここでメインバーナへの燃料流量を増やしてやると調量弁は閉じる方向に動き、パイロットバーナの燃料流量が絞られ、NOx濃度は減少した。NOx濃度が鋸歯状に変化したのは、この一連の操作の繰り返しの結果である。メインバーナの並列作動によりNOxの濃度は下がり、20ppmを下回る値が得られた。図中、それぞれのNOxのデータ点に添えられた数字の組は、前・後が、それぞれ、パイロットバーナおよびメインバーナの、燃料流量と全体空気流量に基づいた当量比の値を100倍した数値である。燃焼効率は、負荷とともにほぼ連続的に上昇し、試験時の吸気温度における最大出力180kWでは、99.8%以上に達した。

パイロットバーナの燃料流量を固定し、メインバーナの燃料流量をガバナ連動の調量弁で制御すれば、図に記入された破線に沿って、ほぼ一定の排出に抑制されるはずである。また、バタフライ弁の開度をメイン燃料流量に連動作せれば、部分負荷での燃焼効率は著しく改善される。

定格負荷でのNOx排出は、従来の燃焼器の約1/3のレベルまで低減できた。この排出は、このクラスのエンジンに適用される東京都の指導基準値、16%O₂換算で36ppm、出力2000kW以上のエンジンに対する基準値、同24ppmよりも低い。

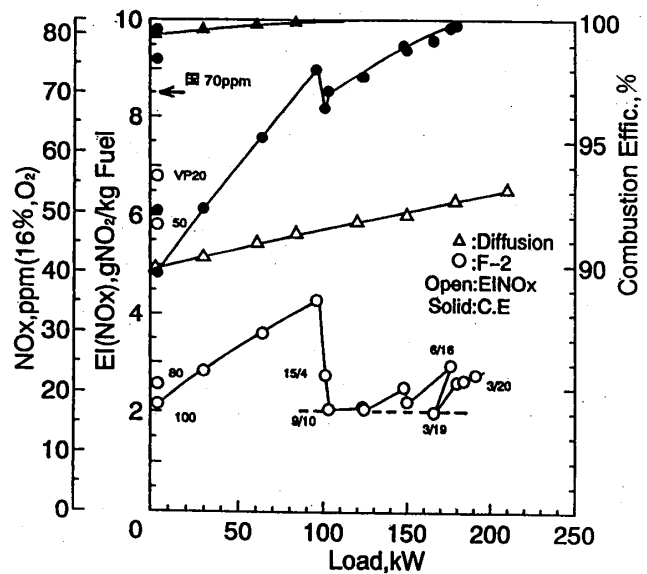


図4 エンジン搭載試験による排出特性の結果の例

6. まとめ

予混合空気と希釈空気の流量配分を可変とする希薄予混合燃焼器を設計し、要素試験により改良を行った後、小型一軸単純サイクル ガスタービンエンジンに搭載して排気特性の評価試験を行った。

主な結果は以下のとおりである。

- (1) 定格負荷でNOx排出濃度20ppm (16%O₂) を達成できた。
- (2) 要素試験では、10ppmを下回るNOx排出濃度が得られることが確認されており、メインバーナの細部の改良により実エンジンにおいてさらにNOx排出を低減できる可能性を示した。
- (3) 空気流量配分可変機構の制御プログラムのための基礎的データを得た。

この研究は、環境庁の大気保全総合研究プロジェクトの一環として、平成2-5年度に行われたものである。

参考文献

- 1) ABB Publication No. CH_KW207292E (1992)
- 2) 山田, 下平, 林: 第72期全国大会講演論文集、機械学会(1994)
- 3) 山田, 下平, 林: 環境保全研究成果集, 平成5年版, 環境庁(1994)

ガスタービン用低NO_x燃焼器

- * (株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所 中北智文
- (株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所 齊藤司
- (株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所 細井潤
- (株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所 藤秀実

1. はじめに

(株) 先進材料利用ガスジェネレータ研究所 (略称 AMG) では、基盤技術研究促進センターおよび民間 14 社の出資のもとに、先進材料利用ガスジェネレータ技術開発を実施している。本プロジェクトでは、陸船用・航空用を問わず近年益々要求が厳しくなっている高度な省資源、優れた環境適合性 (地球規模の環境保全) を備えたガスタービンの開発に向けて、複合材料等を利用し、低燃費、小型・軽量、環境適合性の面で革新的な性能を有するガスジェネレータの陸舶空共通基盤技術を確立することを目的としている。その目標は、燃料消費率 20% 改善、ガスジェネレータ重量 50% 削減、そして NO_x 排出量 70 ~ 80% 低減である。

著者らは、本プロジェクトの一環として NO_x 低減率 70% 以上、燃焼器出口温度 1600 °C 級を目標とした革新燃焼器の試験研究を行っている。このような高い NO_x 低減率を達成するためには希薄予混合予蒸発燃焼方式が有望である。

本報では、著者らの研究している低 NO_x 燃焼器の概念ならびに、予混合予蒸発噴射弁の燃料噴霧微粒化特性および燃料/空気の混合に関する試験結果について紹介する。

2. 低NO_x燃焼器の概念

乾式低 NO_x 燃焼方式として、希薄拡散燃焼方式、希薄予混合予蒸発 (以下、LP P と称す) 燃焼方式および過濃燃焼急速希釈希薄燃焼 (Rich Burn Quick Quench Lean Burn) 方式等が提言されている⁽¹⁾。いずれも可燃限界近傍の希薄または過濃空燃比で燃焼させることにより火炎温度を低い値に抑え拡大 Zeldovich 機構によるサーマル NO_x の生成を極力少なくすることを狙ったものである。

これらの燃焼方式のうち、希薄拡散燃焼方式は、燃料の蒸発ならびに燃料/空気の混合が不十分であるため大幅な NO_x 低減率を得ることはできないと考えられる。また過濃燃焼急速希釈希薄燃焼方式は、急速希釈という概念の実現の困難とともに、航空機用ガスタービンに適用するには燃焼器全長が多少長すぎるという欠点がある。

ガスタービン秋季講演会(松江)講演論文集 (1994.10)

著者らは、高いNO_x低減率を得るためにはLPP燃焼方式が最も有望であると考え、これについての試作研究に着手した。

LPP燃焼方式にも数種の形態が想定されるが、著者らが採用した形態は、図1に示すマルチプル噴射弁方式LPP（以下、マルチプルLPPと略す）燃焼器である。噴射弁は3列配置されており、アウト側並びにインナ側の2列にはLPP噴射弁をメイン噴射弁として配置し、また中央の列には火炎の安定性を向上するため従来の拡散燃焼方式のパイロット噴射弁を配置している。ある一定負荷条件まではパイロットのみを作動させ、その負荷条件以上ではメインも作動させる。従来の拡散燃焼とは違い、パイロット火炎からの熱と活性基（radical）の供給により予混合気を燃焼させることができるのでメインのLPP噴射弁は保炎のための循環流を形成する必要はない。

また、本燃焼器においては、耐熱性の高い複合材ライナの利用により冷却空気流量を削減し、希薄燃焼に必要な燃焼用空気を確保するとともに、冷却空気によるライナ壁近傍での消炎を抑え燃焼効率と低NO_x化の両立を図ることを構想している。この複合材ライナについては、AMGにおいて別途研究が進められている。

著者らはこのマルチプルLPP燃焼器の試作研究において、まず高いNO_x低減率を実現するため可能な限り完全に燃料の蒸発と燃料/空気の混合を完了し得るLPP噴射弁を開発することが主要課題であると考え、その試験研究から着手した。以下では、その試作試験の結果について報告する。

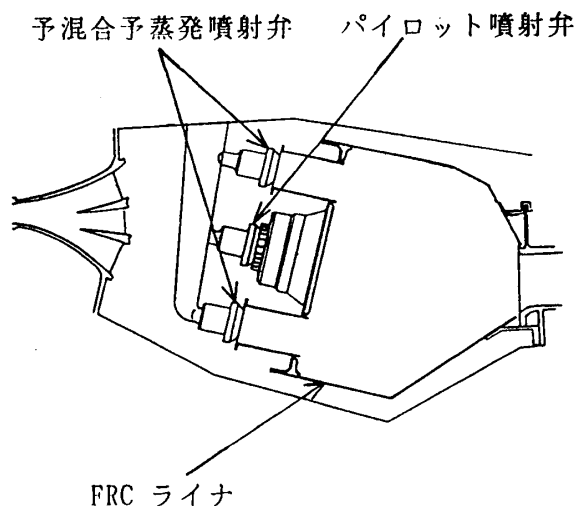


図1 マルチプル噴射弁方式予混合予蒸発燃焼器

3. 燃料噴射弁単体試験

3.1 供試燃料噴射弁

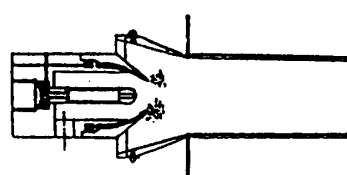
燃料/空気の混合を促進するにあたって種々の燃料噴射弁形態が考えられるが、今回は、代表的な形態として図2に示す3種類の噴射弁を供試した。一つは図2（b）に示す従来型と同様のスワローを用いた気流微粒化式燃料噴射弁（以下、スワール型噴射弁と称す）である。もう一つは、図2（c）に示したようにスワローは用いず燃料プレフィルマ先端部に複数の切欠きを設けた気流微粒化式噴射弁（以下、広域噴霧

型噴射弁と称す)である。また、スワールならびにプレフィルマ先端部の切欠きの効果を把握するために、図2(a)に示すようにスワラもプレフィルマ先端部の切欠きも設けていない気流微粒化式噴射弁(以下、ベース形態噴射弁と称す)も供試した。このベース形態噴射弁は、プレフィルマ先端部の切欠きがない以外は広域噴霧型噴射弁と同一形状である。

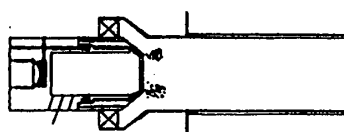
スワール型噴射弁は、センタコアとシュラウドを逆旋回流としている。逆旋回流としたのは、一つには予混合予蒸発管内にて旋回成分を減衰させることにより予混合予蒸発管中心軸上での流速軸方向成分の低下もしくは逆流の発生を抑え逆火・自着火を抑制するためであり、もう一つには強い剪断流とすることにより乱流を活発にし燃料/空気の混合を促進するためである。

広域噴霧型噴射弁は、下記2点に主眼を置いて考案されたものである。主眼の一つは、従来型噴射弁のように空気流を旋回させず直進流とすることにより、予混合予蒸発管中心軸上に流速の遅い領域や逆流領域が生じることを防ぎ均一な流速分布に近づけることで逆火・自着火を起こし難くすることにある。もう一つは、より広い領域から燃料を噴霧することで燃料/空気の予混合を促進することにある。

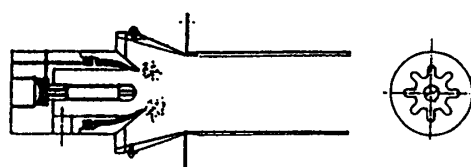
上述の3種類の噴射弁について、燃料噴霧微粒化特性の計測および予混合予蒸発管出口における当量比分布の計測を行った。



(a) ベース形態噴射弁



(b) スワール型噴射弁



(c) 広域噴霧型噴射弁

図2 供試燃料噴射弁

3.2 試験装置および方法

燃料噴霧粒径は、常温常圧下において試験液(MIL C 7024)を噴霧し、粒子表面でのレーザ光のフランホーヘル回折を利用した非接触計測器(MALVERN社製)を用いて計測し、Sauter平均粒径を算出した。

また、予混合予蒸発管出口における当量比分布は、図3に示す試験装置により、灯

油を噴霧し予混合予蒸発管出口においてガスサンプリングプローブをトラバースし、吸引した混合気を加熱N₂ガスにより希釈した後、HCとO₂の濃度分布を計測し、算出した。この計測は、0.71 MPa、573 K、予混合予蒸発管内平均流速 100 m/s という条件下にて行った。

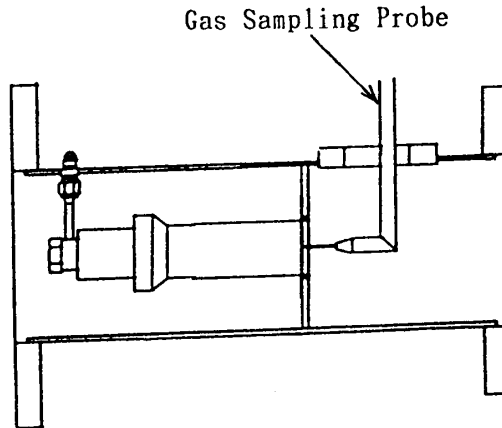


図3 試験装置

4. 試験結果および考察

4.1 燃料噴霧微粒化特性

図4に当量比 0.5 における燃料噴射弁入口出口間の空気差圧に対する Sauter 平均粒径 (D_{32}) の関係を示す。

図4に示すように、スワール型噴射弁の D_{32} は約 10 μm と良好な微粒化特性を示している。一方、広域噴霧型噴射弁とベース形態噴射弁の微粒化特性はスワール型噴射弁ほど良好ではない。広域噴霧型噴射弁の微粒化特性がベース形態噴射弁とほぼ同じであることは、プレフィルマ先端部の切欠きが微粒化特性悪化の原因ではないことを示す。

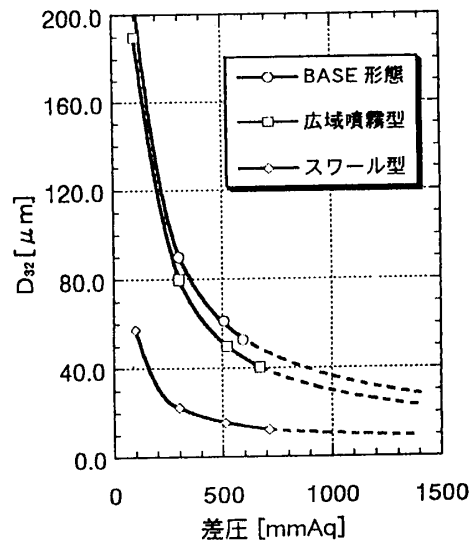


図4 燃料噴霧粒径計測結果

4.2 混合気当量比分布

図5に予混合予蒸発管出口において計測した混合気の当量比分布を示す。また、表1には、下式で評価した当量比分布の不均一度 S を示す。

$$S = \frac{\sqrt{\int (\phi / \bar{\phi} - 1)^2 r dr}}{R^2}$$

ここに、 ϕ は計測点当量比、 $\bar{\phi}$ は平均当量比、 r は計測点位置半径、そして R は予

混合予蒸発管壁半径である。

スワール型噴射弁および広域噴霧型噴射弁の双方ともに、ベース形態噴射弁よりもはるかに燃料／空気の混合はよく、スワラ及びプレフィルマ先端部切欠きの燃料／空気混合効果は高いことが確認された。また、スワール型噴射弁および広域噴霧型噴射弁の双方ともに不均一度 S は約 0.1 であり、高い低 NO_x 効果を得るに足る十分な燃料／空気の混合を達成することができたと考えられる。

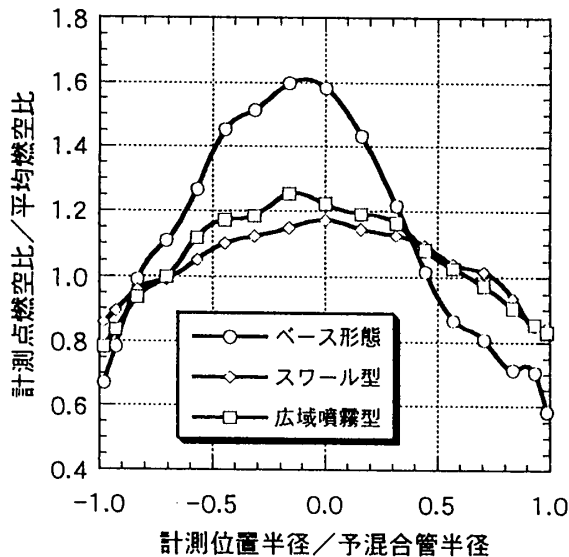


表 1 当量比分布不均一度

噴射弁形態	不均一度 S
ベース形態噴射弁	0.28
スワール型噴射弁	0.09
広域噴霧型噴射弁	0.13

図 5 予混合予蒸発管出口当量比分布計測結果

この試験にて用いたスワール型噴射弁、ならびに本供試体とは別形態ではあるが広域噴霧型噴射弁の双方について流速分布の数値解析を実施した。その解析結果については別の文献にて既報である⁽²⁾。その数値解析は空気流のみの解析であり燃料噴霧は取り扱っていないが、スワール型噴射弁の乱流混合の活発さを示している。スワール型噴射弁では、遠心力による燃料液滴の分散と乱流混合の双方の効果により、燃料／空気の混合が促進されていると考えている。また、広域噴霧型噴射弁においては乱流混合は活発ではないが、当初の狙いどおり噴霧点を広域に設けていることにより当量比分布の不均一度は小さくなったと考えられる。

5. 結言

予混合予蒸発噴射弁単体にて、燃料噴霧微粒化特性計測試験と予混合予蒸発管出口における混合気の当量比分布計測試験を行い、以下の結果を得た。

(1) 従来より広く利用されているスワール型噴射弁では、良好な燃料噴霧微粒化

特性とともに低NO_x化のために十分な燃料／空気の混合を得ることができた。

- (2) 旋回流を用いずに噴霧点をより広域に設けることにより十分な燃料／空気の混合を得る広域噴霧型噴射弁を実現できた。ただし、本供試体では燃料噴霧微粒化特性はスワール型噴射弁より劣っている。

今後、燃料噴射弁の形状等についてパラメトリックな調査を行う予定である。

参考文献

- (1) Bahr, D. W., ISABE 91-7022(1991)
(2) TOH, H., HOSOI, J., NAKAKITA, T., AIAA-94-2900(1994)

石炭ガス化用1500℃級ガスタービン燃焼器の開発

-第3報 1500℃級燃焼器の低NO_x燃焼技術-

*二宮 徹 (電中研)

長谷川武治 (電中研)

佐藤 幹夫 (電中研)

1. はじめに

当研究所は、石炭ガス化複合発電の一層の高効率化と環境保全性の向上をめざして、1500℃級ガスタービン燃焼器の研究開発を進めている。石炭ガス化複合発電の実証機・商用機の導入を検討するにあたり、アンモニアを含む石炭ガスを用いる1500℃級ガスタービン燃焼器技術の見通しは重要なポイントである。著者らは冷却空気の効率的利用やリッチ・リーン燃焼法等の基本的な考え方に沿って、150MW、1500℃級燃焼器 (CGT7001) を試作し、大気圧条件でのNO_x やCOの排出特性、燃焼器壁面温度特性などを検討してきている。これまでに、燃焼器の壁面最高温度は800℃程度であり、アンモニアからNO_x への転換率 (NH₃ 濃度: 1000ppm) を38%とする性能を達成した¹⁾。しかし、反応動力学による燃焼反応解析から、2次空気の導入を緩慢にすることにより、一層の低NO_x 化の可能性が明らかとなっている。

そこで、本研究はNO_x 排出濃度の低減に着目して、2次燃焼域への2次空気の混合が緩慢となるように燃焼器を改良し、大気圧燃焼試験により、その性能を評価したものである。

(記号)

CH ₄ : 燃料中のCH ₄ 濃度	Vol %	T _a : 空気温度	℃
CO : CO排出濃度	ppm	T _{adia} : 断熱火炎温度	℃
C. R. : 燃料中のアンモニアからNO _x への転換率	%	T _f : 燃料温度	℃
F/A(W) : 燃空比 (重量比)		T _g : 燃焼器出口ガス温度	℃
F/A(V) : 燃空比 (体積比)		T _w : 燃焼器壁面温度	℃
HHV : 燃料の高位発熱量	KJ/m ³	T _{FN} : 窒素系化合物の総和 (=NO+HCN+NH _i)	
LHV : 燃料の低位発熱量	KJ/m ³	u : 平均断面流速	m/s
L : 燃焼器の軸方向距離	mm	ギリシャ文字	
NH ₃ : 燃料中のアンモニア濃度	ppm	η : 燃焼効率	
NO _x : NO _x 排出濃度	ppm	λ : 空気比	
NO _x (16%O ₂) : 燃焼ガス中の酸素濃度を16%に換算したときのNO _x 排出濃度	ppm	φ : 当量比	
P. F. : 燃焼器出口ガス温度不均一率 (パターンファクタ)	%	φ ₁ : 一次燃焼領域の当量比	
Q _a : 空気流量	m ³ /s	φ _{ox} : 燃焼器出口の当量比	
Q _f : 燃料流量	m ³ /s	略号	
t : 時間	sec	CGT5001 : 石炭ガス化低加圧-燃料用1300℃級燃焼器	
		CGT7001 : 石炭ガス化低加圧-燃料用1500℃級燃焼器	
		CGT7002 : 石炭ガス化低加圧-燃料用1500℃級低NO _x 燃焼器	

2. 石炭ガス化用1500℃級ガスタービン低NO_x燃焼器の設計

2. 1 燃焼器の設計思想

空気吹き噴流床石炭ガス化炉から生成する石炭ガスは、その燃料組成を表1に示すように、発熱量がメタン等の高カロリー燃料に比べて約10分の1と低く、COが主要可燃成分である。また、フュエルNO_xの生成源となるNH₃を、標準で約1000ppm含むことが特徴である。

図1は、石炭ガス化低カロリー燃料を用いるガスタービン燃焼器において、燃焼器出口ガス温度と空気配分の関係を示したものである。ガスタービンの高温化にともなって燃焼用空気の割合が増加するために、冷却・希釈用空気の割合が大きく減少し、燃焼器設計の裕度が狭まることが示される。

これらの特徴をまとめると、低カロリー燃料を用いるガスタービン燃焼器の高温化にともなって、次に示す課題を考慮した燃焼器設計が必要となる。

- (1) 燃焼性の劣る低カロリー燃料を安定に保炎する、燃焼安定性。
- (2) 燃料中のNH₃に起因するフュエルNO_xの生成を抑制するための、低NO_x燃焼技術。
- (3) より少ない空気で燃焼器壁面を効率的に冷却する、冷却構造。

2. 2 燃焼器の構造

図2に今回設計・試作した1500℃級低NO_x燃焼器（CGT7002）の特徴を示す。燃焼器の全長は1320mm、内径は356mmである。本燃焼器は、CGT7001と同様に、フュエルNO_xを抑制するために、リッチ・リーン燃焼法を採用している。1次燃焼領域でのNO_x濃度は、1次燃焼領域の当量比と、燃料中のCH₄濃度により決定される²⁾。このため、CGT7001と同様に、供試低カロリー燃料はCH₄濃度が約1.0%含むことから、1次当量比を1.6に設定した。

水流モデル解析³⁾や燃焼反応解析⁴⁾で得た知見、また、CGT7001の実験結果から、2次燃焼領域でのNO_x濃度の低減には、2次空気混合をできるだけ弱める必要がある。このため、供試燃焼器の2次空気の流入部に外壁を設け、2重構造とした中間圧領域

表1 石炭ガス化低カロリー燃料の組成

Composition		
CO	21.3 %	
H ₂	8.6 %	
CH ₄	1.0 %	
CO ₂	12.9 %	
H ₂ O	2.0 %	
N ₂	53.1 %	
NH ₃	1000 ppm	
HHV	4190 kJ/m ³ (1000 kcal/m ³)	
LHV	3960 kJ/m ³ (950 kcal/m ³)	

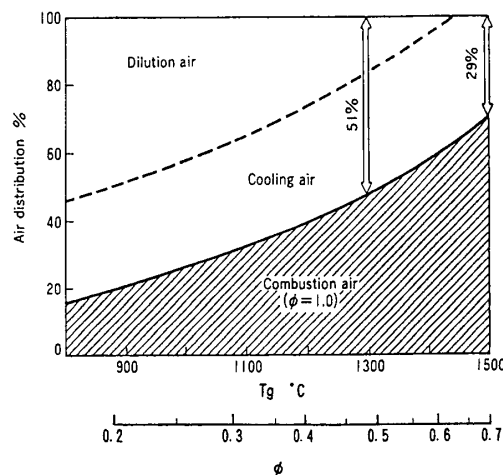


図1 石炭ガス化低カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の空気配分

を設けた。2次空気の燃焼室内への流入速度はCGT7001の85m/sから60m/sに低下し、2次空気貫通力を1/2とした。

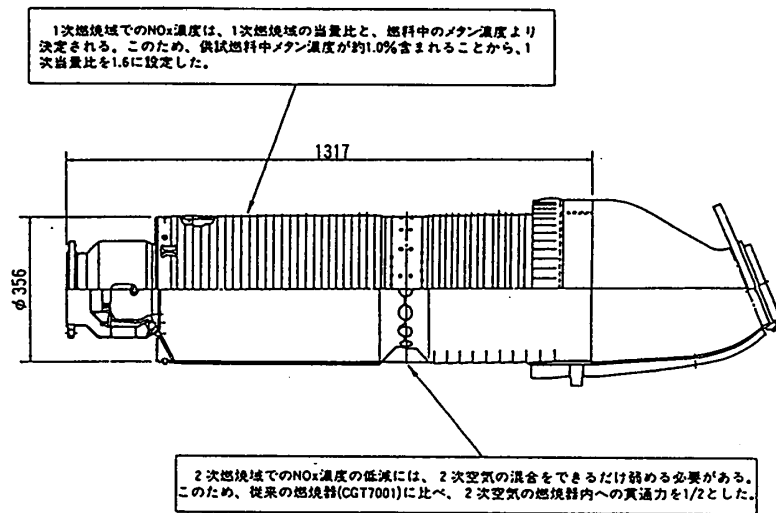


図2 1500°C級燃焼器 (CGT7002) の設計思想

3. 実験設備および実験方法

3. 1 実験設備

ガスタービン燃焼器の実験設備の概要を図3に示す。燃料ガスは、空気吹き噴流床方式の石炭ガス化炉の生成ガスと同組成になるように、製造、調整される。まず、原料のLPGを水蒸気でCOとH₂に改質した後に、H₂分離膜を通してCO/H₂モル比を調整する。さらに、N₂を添加し所定の燃料発熱量まで下げるとともに、NH₃を燃料ガス中に注入する。燃焼器に供給する空気は、電動機出力が2810kWの四段階遠心型圧縮機で2.0MPaまで昇圧する。燃料と空気は、それぞれ予熱器によって所定の温度まで加熱される。

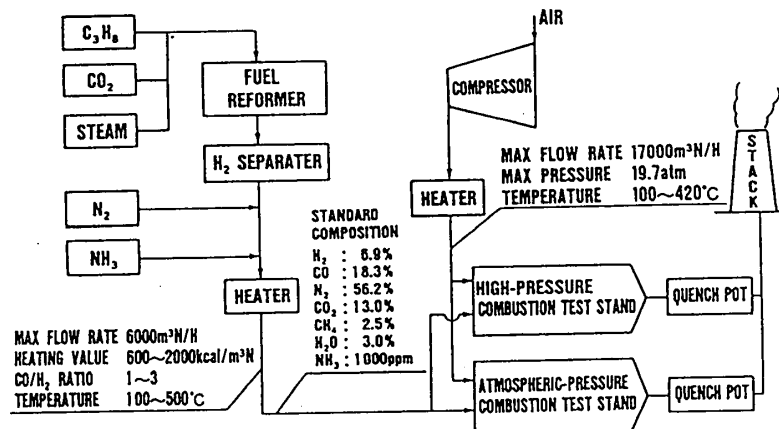


図3 実験設備の系統図

燃焼器の大気圧燃焼実験スタンドの断面を図4に示す。燃焼器の外壁面には、約100本のシース径1 mmのK型熱電対を溶接し、燃焼器のライナメタル温度を計測する。高温の燃焼排ガスは、尾筒を通過した後、計測ダクトにて成分とガス温度を測定する。燃焼ガス成分は、自動ガス分析計によって、NO, NO₂, CO, CO₂, O₂, THCなどの各成分が連続分析される。燃焼ガス温度は、計測ダクトに挿入した5本のR型熱電対を縦方向に移動して測定する。

3. 2 実験方法

表2に1500℃級燃焼器の定格実験条件を示す。この定格条件を基準として、燃料流量変化試験, 燃料発熱量変化試験, 空気流量変化試験, NH₃濃度変化試験およびCH₄濃度変化試験を実施した。

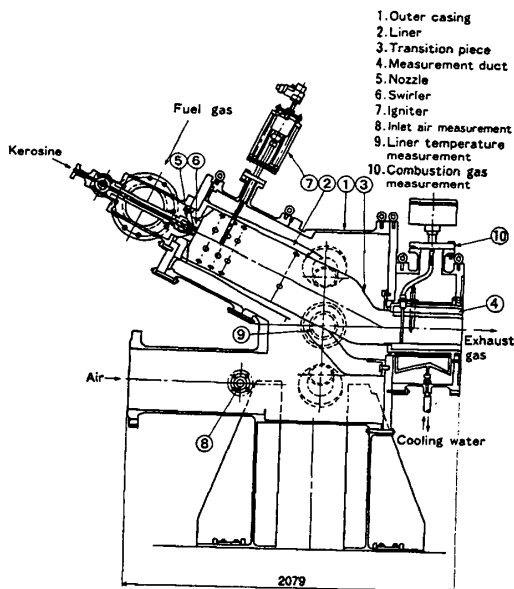


表2 1500℃級燃焼器の定格条件

T _a	427 °C
T _f	360 °C
T _g	1500 °C
F/A(w)	0.73
F/A(v)	0.77
φ	0.62
O ₂	5.0 %
Q _a	2370 m ³ /h
Q _f	1950 m ³ /h
u	28.4 m/s
P	0.1 MPa

図4 大気圧燃焼実験スタンド

4. 実験結果および考察

4. 1 NO_x 排出特性

図5に当量比と燃料中NH₃のNO_xへの転換率およびNO_x濃度(O₂16%換算)の関係を示す。図中のパラメータは燃焼器形状(CGT5001:1300℃級燃焼器, CGT7002:1500℃級燃焼器, CGT7002:1500℃級低NO_x燃焼器)である。燃料発熱量(HHV)は1000 Kcal/m³N, NH₃濃度1000ppm, CH₄濃度1%である。NO_x転換率は、供試燃焼器(CGT7002)の設計条件である燃焼器出口ガス温度が1500℃の条件で、約34%を示した。また、全負荷帯に渡って、NO_x転換率は34%以下と良好であった。CGT7002はCGT7001に比べ、NO_x転換率は、全負荷帯に渡って、約4%低減した。これは、2次空気の混合緩慢化によって、燃料NO_xの一層の低減が図られたものと考えら

れる。

図6は燃焼器出口ガス温度が1500℃となる条件での、燃料中のNH₃濃度の影響を示したものである。NH₃濃度が増加するとともに、NO_x排出濃度は増加し、NO_x転換率は減少する。この傾向は、従来の燃焼試験結果と同様である。

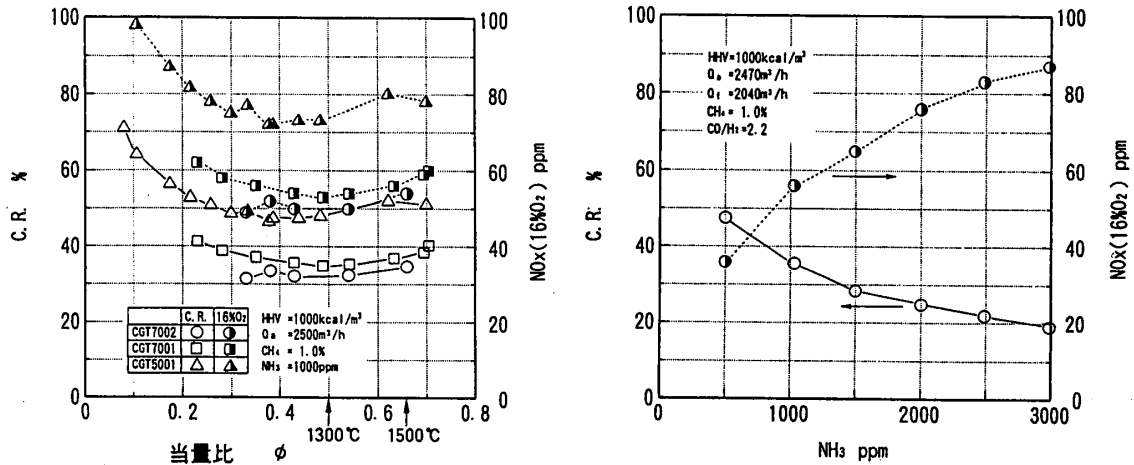


図5 NO_x排出特性(燃焼器形状の影響) 図6 燃料中アンモニア濃度とNO_x転換率の関係

図7は当量比とNO_x転換率およびNO_x排出濃度の関係を燃料発熱量をパラメータとして示したものである。燃料発熱量を850Kcal/m³Nから1200Kcal/m³Nまで変化しても、発熱量による相違はあまり見られない。これは、実験条件として、燃焼器に流入するNH₃量が一定になるようにしているためと考えられる。

図8は当量比とNO_x転換率およびNO_x排出濃度の関係を空気流量をパラメータとして示したものである。空気流量の減少に伴いNO_x転換率は減少する。これは、空気流量の減少に伴い、2次空気の燃料室内への流入速度が減少し、これにより、2次空気の混合緩慢化が図られ、フェュエルNO_xが減少したものと考えられる。

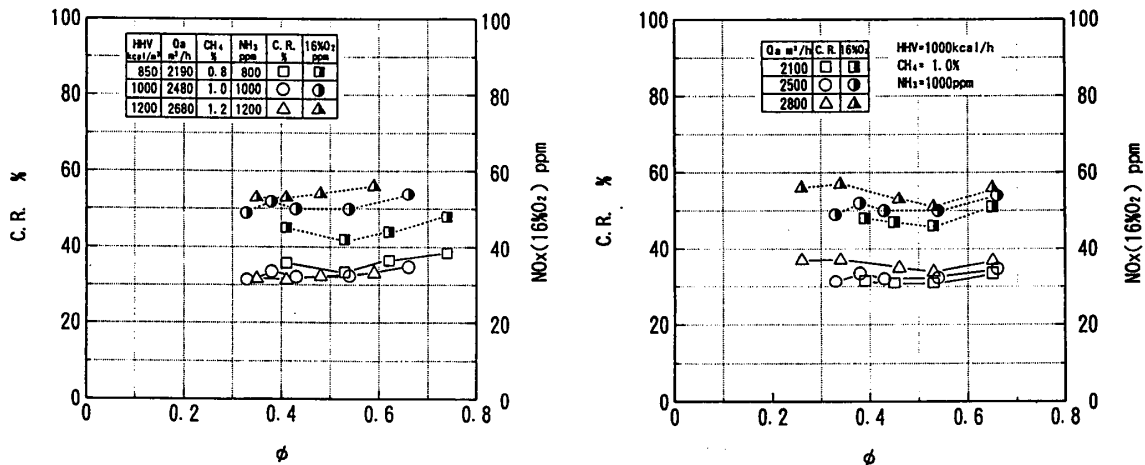


図7 NO_x排出特性(燃料発熱量の影響) 図8 NO_x排出特性(空気流量の影響)

図9は当量比とNO_x転換率およびNO_x排出濃度の関係を燃料中CH₄濃度をパ

ラメータとして示したものである。同じ当量比条件でも、 CH_4 濃度低いほど NO_x 転換率は減少する。また、本燃焼器は、 CH_4 濃度0.4%の条件で、 NO_x 転換率は、全負荷帯で30%以下を達成することができた。

4.2 CO排出特性

図10は、当量比とCO排出濃度および燃焼効率の関係を示したものである。当量比の増加とともにCO排出濃度は増加し、燃焼効率は低下する。

また、燃焼器形状の影響はあまり顕著ではない。燃焼器出口ガス温度が 1500°C の条件では、CO排出濃度は2050ppm、燃焼効率は98.8%であった。

図11は燃料発熱量と燃焼効率の関係を示したものである。燃焼器出口ガス温度が 1500°C の条件では、燃料発熱量の低下に伴い、燃焼効率は低下する。燃料発熱量が $1200\text{Kcal/m}^3\text{N}$ の場合、燃焼効率は99.0%であるが、燃料発熱量が $850\text{Kcal/m}^3\text{N}$ に低下すると、燃焼効率は98.6%に低下する。

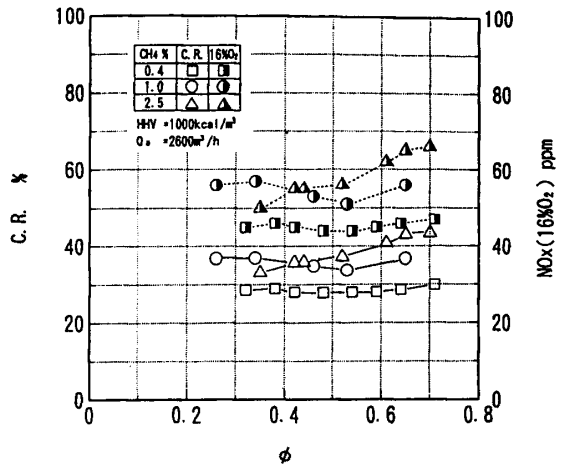


図9 NO_x 排出特性
(燃料中メタン濃度の影響)

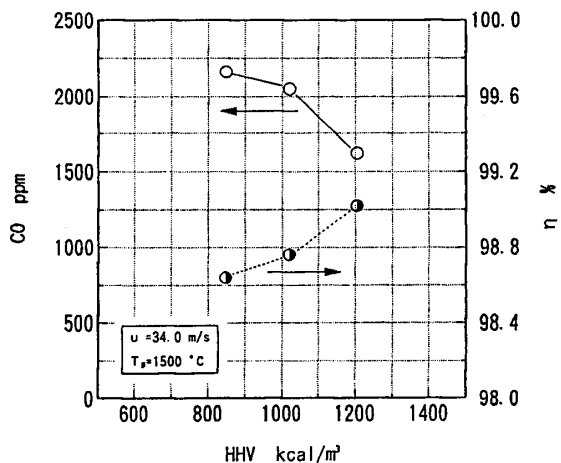
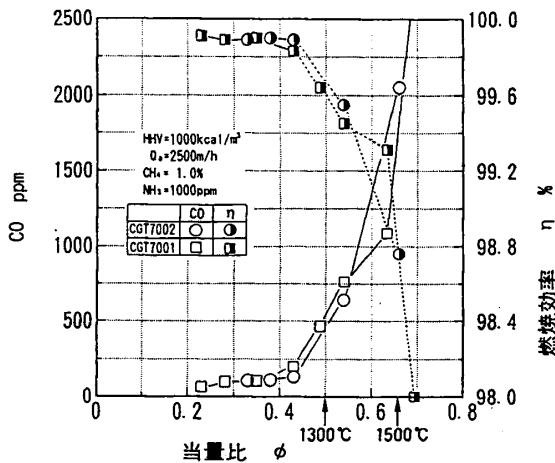


図10 CO排出特性と燃焼効率(燃焼器形状の影響) 図11 燃料発熱量と燃焼効率の関係

4.3 燃焼器壁面温度特性

図12はCGT7002とCGT7001の燃焼器ライナメタル温度分布を示したものである。両燃焼器ともほぼ同様なメタル温度分布を示している。また、全体の温度分布から、副燃焼室、一次燃焼室とも十分な温度上昇が見られ、燃焼器内で安定した保炎がなされていることがわかる。燃焼器出口ガス温度が 1500°C の条件においても、最高壁面温

度は820°Cであり、設計値の850°C以下であることを確認した。

4. 4 燃焼器出口ガス温度分布

図13に燃焼器出口ガス温度分布から算出した出口ガス温度不均一率を示す。出口ガス温度不均一率は、燃焼器出口ガス温度が1500°Cの条件で6.6%であり、きわめて低い値であった。これは供試燃料の理論断熱火炎温度が約1660°Cであるため、出口ガス温度の上昇に伴い、最高火炎温度と出口ガス温度との差が小さくなったことによるものと考えられる。

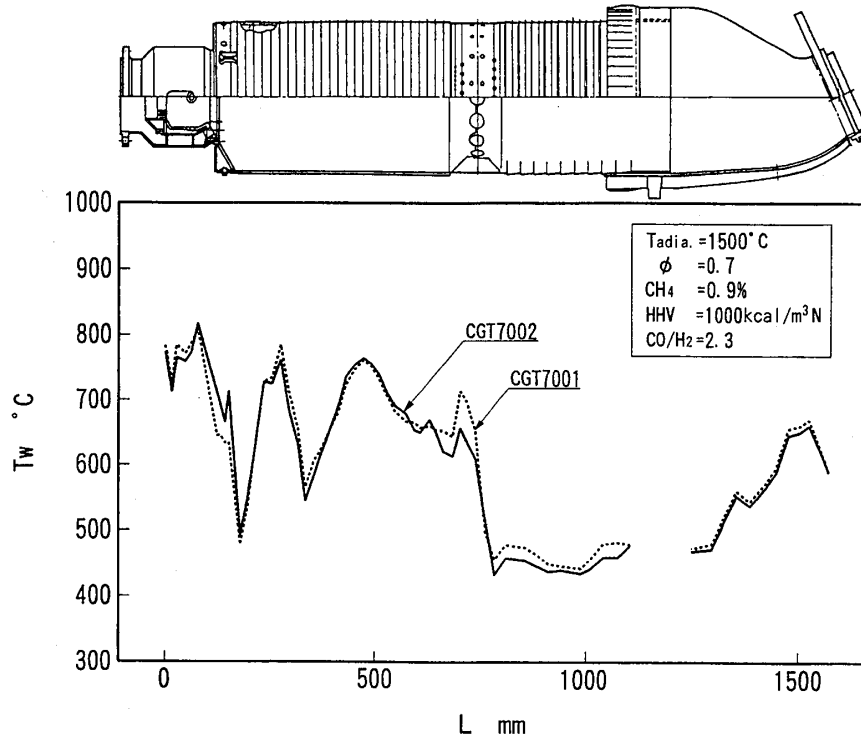
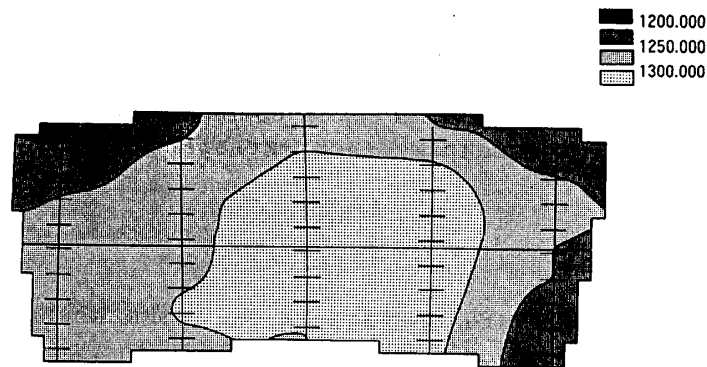


図12 燃焼器壁面温度（燃焼器形状の影響）



CGT7002 第1回 (1993. 11. 16) 3シリーズ
 $T_{max} = 1346^{\circ}\text{C}$ $Q_a = 2462\text{m}^3\text{N}/\text{H}$
 $T_{mean} = 1283^{\circ}\text{C}$ $Q_i = 2018\text{m}^3\text{N}/\text{H}$
 $T_{air} = 335^{\circ}\text{C}$ $QH_4 = 0.97$
 $T_{adia} = 1507^{\circ}\text{C}$
P.F. = 6.6%

図13 燃焼器出口ガス温度分布

5. まとめ

石炭ガス化用1500℃級ガスタービン燃焼器の一層の低NO_x化を目的として、2次空気の混合緩慢化を図った燃焼器を設計・試作し、大気圧燃焼試験を実施した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 燃料中アンモニアのNO_xへの転換率は、燃焼器出口ガス温度が1500℃となる定格条件（NH₃濃度：1000ppm, CH₄濃度：1%）において34%を示し、従来の燃焼器に比べ、約4%の低減を図ることができた。これは2次燃焼領域において2次空気の混合を弱めることにより、アンモニア分解に伴う中間生成物からNO_xへの反応が抑制されたためと考えられる。
- (2) 燃料中メタン濃度が0.4%の条件では、全負荷帯に渡って、燃料中アンモニアのNO_xへの転換率を30%以下に抑制することができた。
- (3) 本燃焼器は、燃焼器出口ガス温度が1500℃に上昇しても、最高壁面温度は820℃であり、設計目標値の850℃以下であることを確認した。
- (4) 2次空気の混合緩慢化を図った燃焼器であるにもかかわらず、燃焼器出口温度不均一率は6.6%と良好であった。
- (5) NO_x低減化を主眼とした空気配分設計としたため、CO排出濃度は定格条件下で約2000ppmと高く、燃えにくいCOの排出濃度の低減化が今後の検討課題であることが明らかとなった。

謝 辞

燃焼実験の実施にあたっては、電力中央研究所 川島 健氏、香坂幸雄氏、(株)テクノサービス 垣内智和氏、馬場義照氏、ウエキコーポレーション(株) 清野忠吉氏のご協力を得た。また、燃焼器の製作に関しては、(株)東芝重電技術研究所の芳根俊行氏、山田正彦氏のご協力を得た。ここに記して、感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 二宮 徹他3名, 第22回ガスタービン定期講演会講演論文集(1994), 63
- 2) 佐藤幹夫他2名, 燃料協会誌, 69-10(1990), 952
- 3) 二宮 徹他3名, ガスタービン秋季講演会(盛岡)講演論文集(1993), 61
- 4) 中田俊彦他2名, 機論, 59巻564号(1993), 2568

高温でのNO_x排出特性について

— 流入空気組成の影響 —

鈴木 和雄、黒沢 要治、下平 一雄 (航技研)

1. はじめに

最近では、再生式の高スタービンや亜音速のラムエンジンのように燃焼器への流入空気温度が非常に高くなってきている。前者の場合には、800～900℃に、後者の場合には1000℃もの高温になる。特に、このような高温ではNO_x排出の増大が予想され、燃焼実験による排出特性の把握が必要となる。しかし、従来ではこのような高温空気を作るには、予熱燃焼器の燃焼ガスを直接混入させて空気温度を上昇させる方法に頼らざるを得なかった。電気加熱や熱交換器などで、これほどの高温まで空気を加熱することが困難であったからである。さらに、実機に近い条件にて実験をするには、多量の高温空気が必要となるため、予熱燃焼器を用いた空気加熱法は加熱容量を容易に大きくできるので、今後も採用せざるを得ない。しかし、この実験法の問題点は、燃焼ガスが混入するために、供試部への流入空気の組成が大気と異なり燃焼性能や排出特性が影響され、供試燃焼器の正確な評価ができないことである。

本研究では、主にNO_xを対象として、予熱燃焼器を用いた実験と電気ヒーター加熱で組成に影響を与えない実験とで計測結果を比較して、この影響を調べた。

2. 実験装置

実験装置の系統図を図1に示す。空気は720kWの圧縮機にて供給され、電気ヒーターで加熱され所定の温度に制御された後、供試部に導かれる。電気ヒーターの容量は600kWで、空気を最高1273Kまで加熱できる。予熱燃焼器および供試燃焼器には、図2に示すようなVガッタータイプの保炎器を使用した。予熱燃焼器では、燃焼ガスが空間的に均一になるようにVガッターを2連に配置した。供試燃焼器は単独のVガッターとし、内部に対向噴流が形成される構造を用いた。

両燃焼器共に、Vガッターの中央内側の燃料供給管から燃料を噴射する拡散燃焼方式を採用している。供試部と予熱部は、断面が幅100mm、縦150mmの長方形のダクトで、燃焼は2次元的になる。燃料はメタンガスで、カードルより両燃焼器に供給され、

流量は独立に制御される。

計測は主にガス分析を行い、NO_x、CO₂、未燃HC、CO、O₂等の濃度をMEXA-8120DS (HORIBA製)にて計測した。空間的な分布を求めるために、水冷式のプロブ採取装置をトラバースして燃焼ガスを採取した。燃焼効率は、燃焼ガスの組成から算定した。温度分布は楕円熱電対 (Rタイプ) プロブにより計測した。

実験条件は、1230Kまで電気ヒーターで加熱する場合、900Kまで電気ヒーターで加熱し、さらに1230Kまで予熱燃焼器で加熱する場合 (Vitiated Air 1)、600Kまで電気ヒーターで加熱し、その後予熱燃焼器で1230Kまで昇温する場合 (Vitiated Air 2) の3条件を選んだ。いずれの場合も供試部で断面平均風速が60m/sとなるように設定した。供試燃焼器の燃焼条件は全体当量比=0.15に設定した。

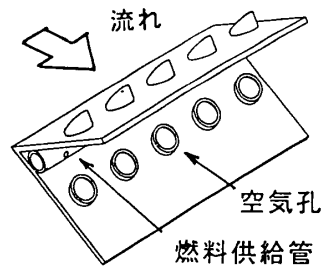


図2 供試燃焼器の保炎構造

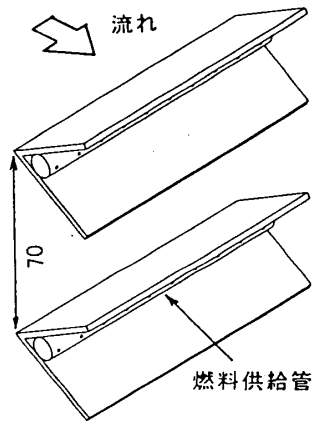


図3 予熱燃焼器の保炎構造

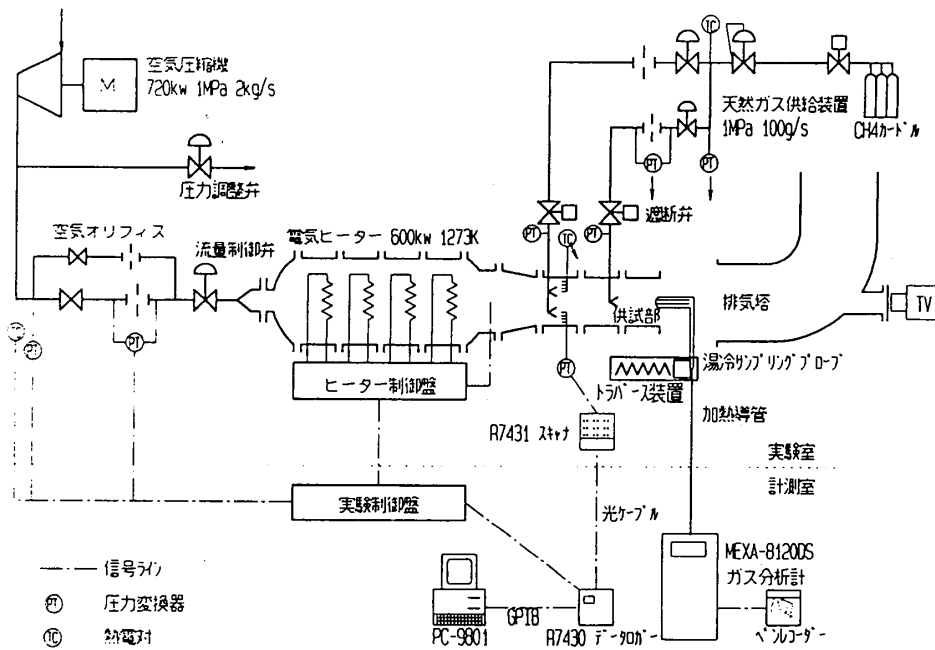


図1 実験装置の全系統

3. 実験結果および考察

(1) 予熱燃焼器の燃焼特性

Vitiated Air 1 と 2 について、供試燃焼器に流入する直前の温度分布を図 4 に示す。平均値はほぼ 1230 K で、分布もほぼ均一である。ただし、予熱燃焼器による温度上昇分が大きい Vitiated Air 2 では分布の歪みが大きい。また、ダクト壁にセラミックを使用して無冷却壁としたが、壁の近傍で温度が低くなる。

酸素濃度の同様の断面分布を図 5 に示す。Vitiated Air 1 の酸素濃度の平均値は約 17% で、大気のはほぼ 80% の濃度である。断面分布はほぼ均一である。

予熱燃焼器から発生する NO_x の断面濃度分布及び局所燃焼効率の分布を図 6 に示す。 NO_x の排出量は、断面平均で 45 ppm 程度である。中央で少し高いのは、この位置で燃焼がいくらか強いためである。局所燃焼効率はほぼ全体にわたり 100% に近く、この予熱燃焼器ではほぼ完全燃焼がなされていると考えられる。

(2) NO_x の排出特性

供試燃焼器への流入空気温度を 1230 K として、電気ヒーターのみで加熱した Pure Air の場合と Vitiated Air 1 の場合とで、供試燃焼器の NO_x 生成量を比較した結果を図 7 に示す。Vitiated Air を使用した場合での供試燃焼器の NO_x 生成量の算定法は、供試燃焼器を燃焼した時の NO_x 排出量から、供試燃

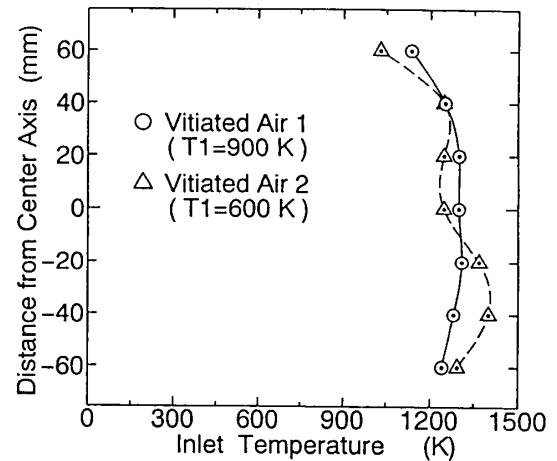


図 4 供試部入口温度分布

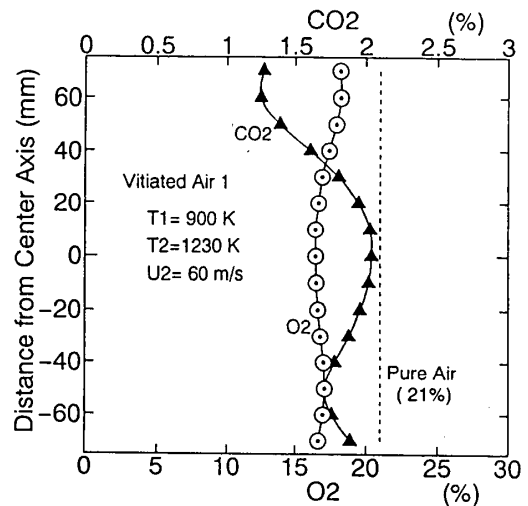


図 5 供試部入口酸素濃度分布

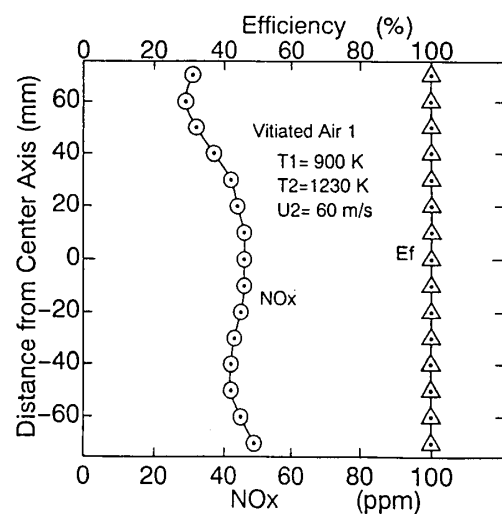


図 6 供試部入口 NO_x / 燃焼効率分布

焼器を燃焼させずに予熱燃焼器の燃焼ガスのみでのNO_x排出量を差し引いた。

この結果から, Vitiated Air 1 の場合は電気ヒーターのみで加熱した場合の約1/2 程度の低い排出値となる。したがって、従来行われてきた予熱燃焼器を用いた実験でNO_x排出を評価すると、緩い評価となる。ただし、分布については相似であり、NO_xが高く発生する領域などは同じと考えられる。

流入空気温度を、電気ヒーターのみで600 K、900 K、1230 Kに加熱した時のNO_x排出をEmission Index (g/kg Fuel) で比較した結果を図8に示す。Vitiated Air を使用した場合において、予熱燃焼器のNO_x排出量と供試燃焼器のそれを合計して Emission Index を求めた結果を、同じ図の◆▲で表す。前者はいずれの温度でも全体当量比0.15で燃焼させているが、後者の場合は、予熱燃焼器で燃料消費があるため、それぞれ全体当量比は0.38、0.32となる。このため、同じ入口空気温度でも、最終到達火炎温度は後者で高くなり Emission Index は高くなる。

この点を考慮すると、Vitiated Air 2 と 1 での予熱燃焼器と供試燃焼器を合わせたNO_x排出値は、流入空気温度を600 K、900 Kの条件とした拡散燃焼でのNO_x排出値に近い。

この結果から Vitiated Air を使用したNO_xの排出量は、予熱燃焼器と供試燃焼器を合体

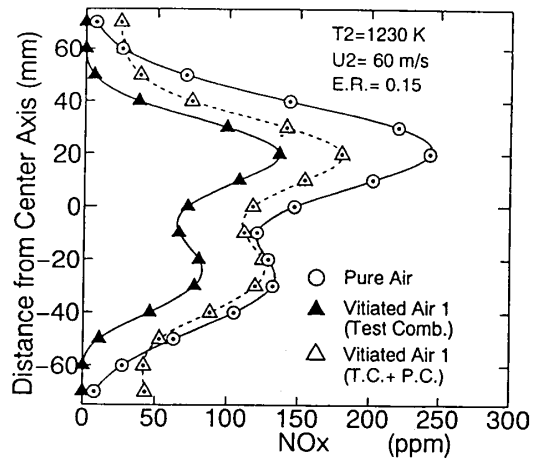


図7 NO_x排出量(断面分布)

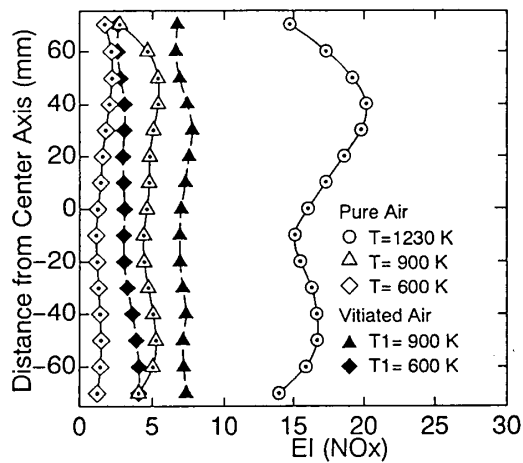


図8 NO_x排出量(Emission Index)

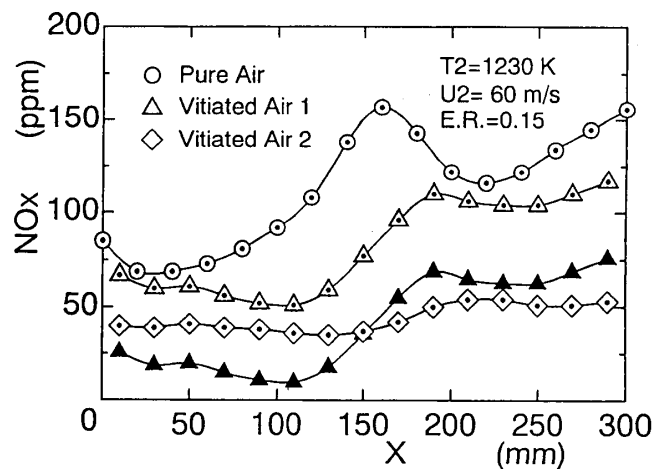


図9 燃焼領域内のNO_x分布

した一つの燃焼器として考えて、予熱燃焼器に流入する空気条件のもとで生成するNO_x排出量と大差ないと考えられる。

(3) 燃焼領域内の状態

供試保炎器の後縁の位置をX = 0として、構造の中心位置において下流方向へNO_xの分布を測定した結果を図9に示す。図中の△◇はVitiated Airの場合で、予熱燃焼器と供試燃焼器からの排出量を合計した値で、▲は予熱燃焼器で生成されたNO_xの値を差し引いたもので、供試燃焼器のみによると算定された値である。これによると、Pure Airの場合には0mmから150mmまでの燃焼領域でNO_xが増加しているが、Vitiated Airの場合にはほとんど増加していない。また、上流の予熱燃焼器からのNO_xを差し引いた分に注目すると絶対値そのものが低い値である。共通した特徴は、150mmの付近でNO_xの生成が見られることである。Vitiated Air 1では、供試燃焼器で新たに生成されるNO_xはX = 150~200mmで増加するだけで、それ以降の下流ではあまり増加していない。また、Vitiated Air 2ではさらにNO_x生成量が低いことがわかる。

図10に示すCO₂の燃焼領域内の流れ方向分布によると、150mm付近でピークが見られ、ここで反応が強く進行していることが分かる。その後希釈空気が燃焼領域に流入し、CO₂濃度が低くなることが分かる。Vitiated Airの場合には、予熱燃焼器によるCO₂が既にあるため、燃焼

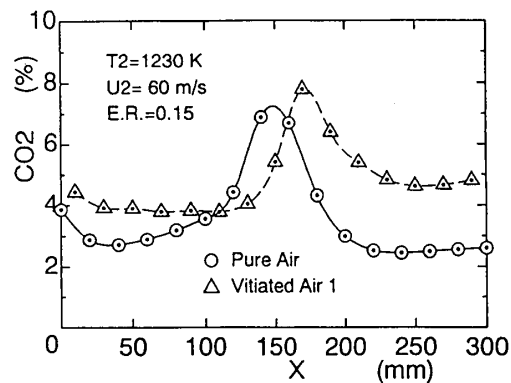


図10 燃焼領域内のCO₂分布

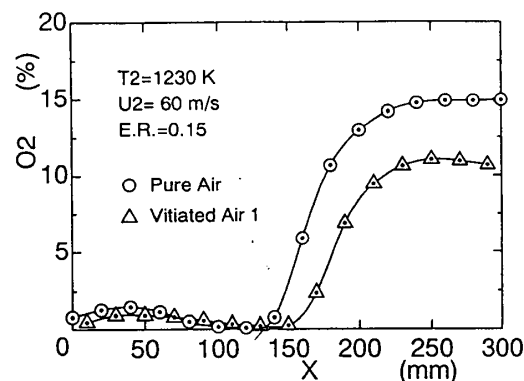


図11 燃焼領域内のO₂分布

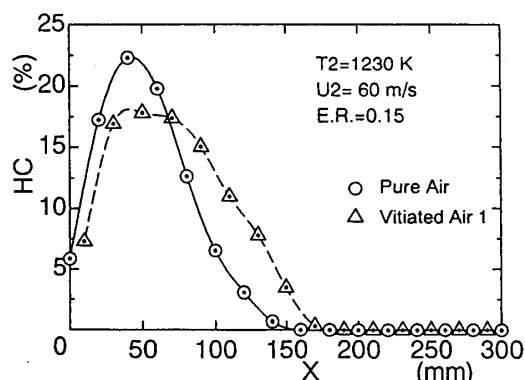


図12 燃焼領域内の未燃HC分布

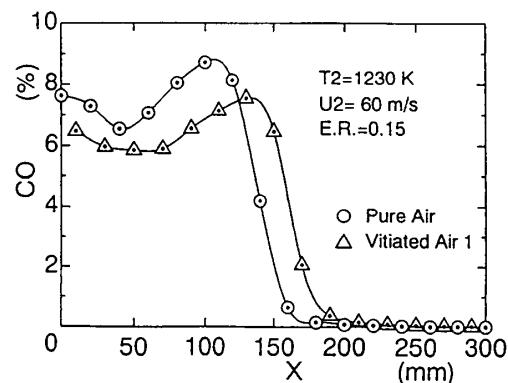


図13 燃焼領域内のCO分布

の始めからある濃度だけ存在し、それに供試燃焼器で生成された分が重ね合わされている。しかし、その増加率は燃焼領域内でも低い。

O₂について、燃焼領域内の分布を測定した結果を図11に示す。0mmから150mmまでは、ほとんど酸素は消費されていて残っておらず、ここでは酸素が反応の強さを支配していることが分かる。つまり酸素が多ければ反応が進み、少なければ反応は制約される。ここで採用した燃焼方式では、酸素濃度の影響は大きいと考えられる。

未燃炭化水素（HC）について、流れ方向の分布を測定した結果を図12に示す。これにより、Pure Airの方が消費の速度が速く、Vitiated Airでは緩やかに消費されてしかも火炎が少し長くなる様子が分かる。酸素の供給が十分になる150mmを越える範囲で、両方ともHCは急激に減少し、ほとんど無くなる。

一酸化炭素の燃焼領域内の分布を図13に示す。150mmまでは燃料過濃で燃焼しているのでほぼ一定のCOの発生がある。それより下流では急減して、X=200mmより下流ではほとんど無くなる。

4. まとめ

保炎器として構造の簡単なVガッターを用いた、拡散燃焼方式の供試燃焼器および予熱燃焼器の実験により、流入空気を Vitiated Air にした場合と Pure Air にした場合とで、NO_xの生成量を比較した。以下にその結果をまとめる。

- (1) NO_xの生成は、Vitiated Air を使用した場合には Pure Air に比べてかなり低くなる。予熱燃焼器で900Kから1230Kまで加熱した場合には、約1/2となる。
- (2) 予熱燃焼器での温度上昇分が大きいほど、供試燃焼器でのNO_xの生成量は低くなる。
- (3) Vitiated Air を使用した場合には、燃焼領域で反応は緩やかになり、火炎が少し長くなる。

5. あとがき

本研究は、通産省工業技術院によるプロジェクト『セラミックガスタービンの研究開発』における「評価技術の研究」の一環として行われた。

メタン燃料ラム燃焼器の研究

柏木 武 (石川島播磨重工業)

* 徳永 幸二 (石川島播磨重工業)

山本 政彦 (石川島播磨重工業)

1. はじめに

現在研究が進められている超音速で巡航する超音速輸送機の推進システムとして、メタンを燃料に用いたエンジンが考えられ、その研究開発が進められている。図1に目標とする超音速輸送機用エンジンの概念図を示す。超音速輸送機の巡航マッハ数はマッハ5で、エンジンは離陸からマッハ3までがバイパス比可変のターボファンエンジン、マッハ3から5までがターボファンエンジンの下流に配置されたラム燃焼器を用いたラムジェットエンジンとして作動するコンバインドサイクルエンジンである。このような超音速輸送機の場合、その機体抵抗が大きいいため、エンジン効率のわずかな違いがペイロードの大きさを左右する。したがって、その燃焼効率を高めることは非常に重要なファクターとなる。

燃焼効率を高めるためには、従来の主燃焼器のように入口流速を低く抑え、かつ大きな燃焼体積を確保しスワラ等で燃料と空気の混合を促進させることが効果的である。しかし、ラム燃焼器の場合入口流速が従来主燃焼器に比べて速いため、圧力損失が大きくなってしまう。一方、入口流速が速くても圧力損失が低い燃焼器として、従来超音速機用再熱装置として用いられているアフタバーナのようなガッタ型の燃焼器がある。しかし、この形式では入口流速が速い場合には高い燃焼効率を達成することが困難である。

我々はこれら両方の燃焼器の特徴を生かし圧力損失を低いレベルに確保しつつ高い燃焼効率を達成できるブロック型ラム燃焼器の研究を行っている。

本報は、ブロック型ラム燃焼器のメタン燃料による燃焼試験結果をもとに低圧力損失と高燃焼効率を両立するブロック型ラム燃焼器の性能特性について報告する。

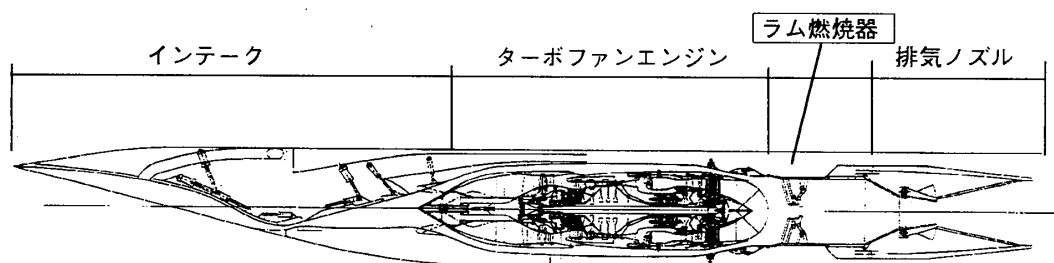


図1 超音速輸送機用エンジン概念図

2. ブロック型ラム燃焼器の概念

表1に目標とする超音速輸送機用エンジンにおけるラム燃焼器の飛行マッハ数毎の作動条件と要求性能を示す。表から、飛行マッハ数が比較的低い場合には、低温・高速の入口条件における燃焼効率の向上と圧力損失の低減の両立及び着火性が、また、高マッハ領域では高温・低速条件下での耐久性および低NO_x化が課題となることがわかる。

そこで我々は、低マッハ領域での高燃焼効率・低圧力損失および高マッハ領域での耐久性他を考慮したラム燃焼器の形態として図2に示すような2つのブロック型ラム燃焼器の概念を考案した⁽¹⁾。

1つは(a)に示すように主燃焼器型保炎器であるキャン型保炎器とガッタ型保炎器と組合せたものであり、もう1つは(b)に示すような主燃焼器型保炎器としてアニュラ型保炎器を用いたものである。このブロック型ラム燃焼器は飛行マッハ数に応じて、その作動を切り替える。まず、飛行マッハ数3近傍の場合

表1 ラム燃焼器作動条件及び要求性能

作動条件		
飛行マッハ数	3	5
入口全圧 (MPa)	0.14	0.46
入口全温(K)	600	1250
出口全温(K)	1300	2150
入口マッハ数	0.2	0.05
全体当量比	0.3	0.5
要求性能		
飛行マッハ数	3	5
圧力損失率 (%), $\Delta P/P_i$	8	0.6
燃焼効率(%) η	99	99
技術課題	・高燃焼効率 ・低圧力損失 ・安定着火	・耐久性 ・低NO _x

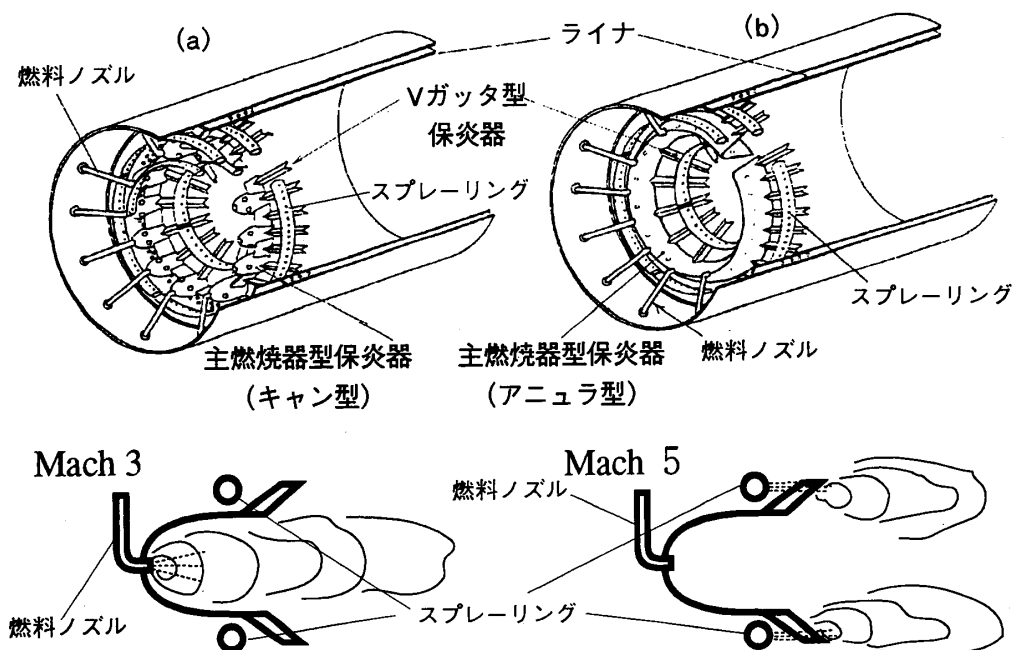


図2 ブロックタイプラム燃焼器概念図

は入口流速が速くかつ要求燃焼効率が高いため、燃料を主燃焼器型保炎器のみに供給し燃焼させる。それに対して、飛行マッハ数5近傍では、入口流速が遅く高温のためスプレeringより燃料を均一に噴射することにより従来ガッタ型保炎器でも要求燃焼効率が達成可能であり、さらに主燃焼器型保炎器の耐久性確保の理由から、主燃焼器型保炎器への燃料供給をやめて、ガッタ型保炎器のみで燃焼を行う。飛行マッハ数3から5になるにつれトータル燃料流量に対する主燃焼器型保炎器への燃料流量比率を低減させるとともに、ガッタ型保炎器への燃料流量比率を増加させる。飛行マッハ数3条件での主燃焼器型保炎器への着火は電気式スパークイグナイタにより行い、ガッタ型保炎器への着火は、主燃焼器型保炎器出口から下流に伸びた火炎の火移りにより行われる。

これまでの研究では、まず、ブロック型ラム燃焼器の一部を要素として取り出し、低マッハ飛行域での着火、安定燃焼、圧力損失、燃焼効率を調査した(1)~(3)。これまでの試験の結果、着火保炎性能、および圧力損失率は飛行マッハ数3条件において目標性能を満足したが、燃焼効率は図3に示すように、当量比0.2をピークにその後減少し、当量比0.3で目標の99%に対し93%となり、目標を達成していない。そこで、この燃焼効率向上に着目して、改良型ラム燃焼器を設計・製作し、燃焼試験を実施した。

3. 燃焼効率向上の方法

燃焼効率向上の方法を考えるにあたり、従来型の主燃焼器型保炎器内部の様相の把握する目的で、保炎器壁温分布および主燃焼器型保炎器内の局所当量比を調査した。局所当量比は、主燃焼器型保炎器に流入する空気流量を計

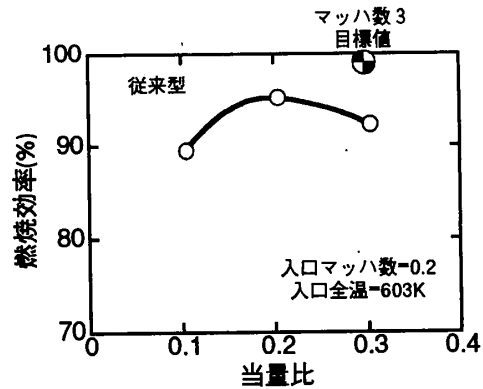


図3 燃焼効率

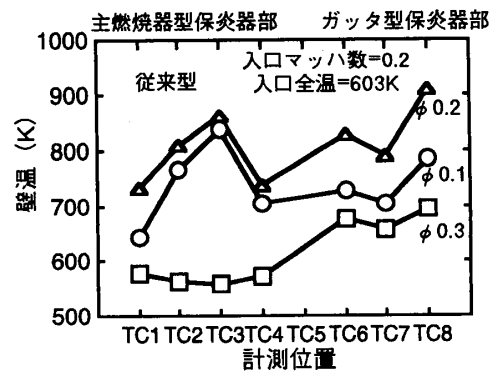


図4 保炎器壁温分布

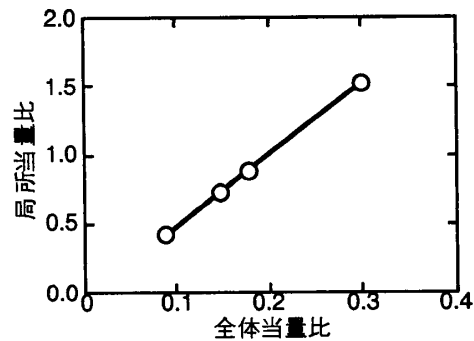


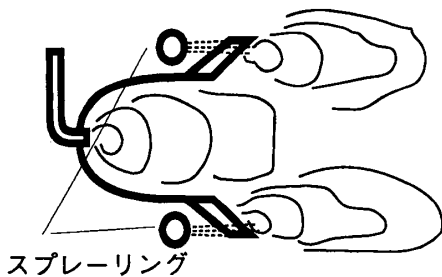
図5 主燃焼器型保炎器内局所当量比

測し、これと燃料流量から算出した主燃焼器型保炎器内部で平均された当量比である。結果を図4および5に示す。なお、図4の壁温分布の計測位置のTC1～TC4が主燃焼器型保炎器部、TC5～TC8がガッタ型保炎器部の壁温を示している。飛行マッハ数3相当条件において、全体当量比が0.2までは主燃焼器型保炎器部の壁温は上昇しているが、当量比が0.3まで上昇すると主燃焼器型保炎器部の壁温は入口全温とほぼ等しいまま上昇しなくなっていること、および局所当量比がメタンガスの可燃範囲を越えていることから、主燃焼器型保炎器内での燃焼が行われていないことがわかった。これらは、燃焼状態が主燃焼器型からガッタ型に移行してしまったことを示しており、このことが全体当量比0.2から0.3での燃焼効率の低下の原因と考えられた。この主燃焼器型保炎器内の燃料過濃による吹き消え対策としては、図6に示すように、

- ①高マッハ飛行用のスプレーリングへ主燃焼器型保炎器用燃料の一部をバイパスさせ、バイパスされた燃料をガッタ型保炎器部で燃焼させる方法。
- ②主燃焼器型保炎器形状をより外気が流入するように変更し、主燃焼器型保炎器内の燃料過濃による吹き消えを防止して燃焼させる方法。

等が考えられる。我々は、すでに①の方法により、主燃焼器型保炎器内の吹き消えが防止でき、そこでの燃焼が良好なまま保たれることを確認した⁽²⁾。本研究では、もう一方の方法である②の方法に着目することとした。

① 燃料をバイパスさせる方法



② より多くの空気を導入する方法

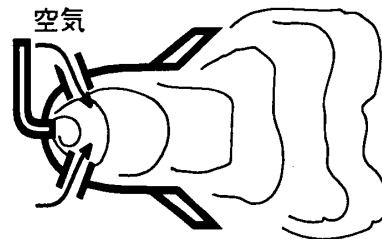


図6 燃焼効率向上の考え方

また、より詳細に保炎器内部の流れの様相を把握するため、主燃焼器型保炎器内の流れ解析も実施した。なお本計算は、軸対称流れ解析（混合場）であり、各空気孔からの流入空気量を境界条件として与えて計算を行ったものである。また、燃料ノズルからは空気が流出しているものとして計算を行った。速度ベクトル分布、および空気孔から流入した空気と、燃料ノズルから噴出したメタンガスを模擬した空気との混合度分布を図7および8に示す。これより、燃料ノズルからのメタンガスは、あまり貫通せず、空気孔からの流入空気と燃料ノズルからのメタンガスはほとんど混合されることなく、中心部に燃料リッチ

な領域ができたまま下流へと流れてしまっていることが予想された。

そこで、先に述べたように、より多くの空気を主燃焼器型保炎器に導入すると同時に、燃料と空気の混合促進にも注意した、改良型ラム燃焼器供試体を設計製作し燃焼試験を実施した。

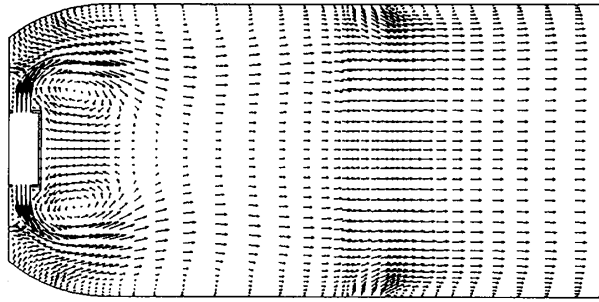


図7 速度ベクトル分布 (従来型)

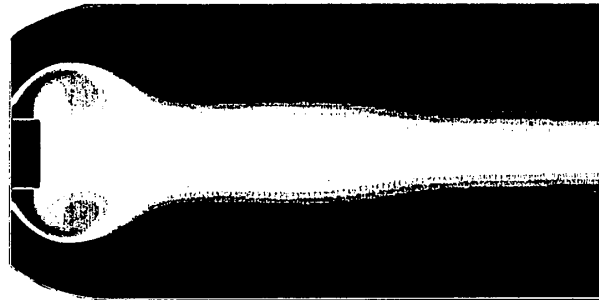


図8 混合度分布 (従来型)

4. 供試体

図9に本研究で使用したラム燃焼器供試体を示す。また、参考のため従来型供試体も示す。改良型供試体は従来型同様、

主燃焼器型保炎器と4本のガッタ型保炎器より成る。主燃焼器型保炎器は従来よりも多くの空気を導入し、かつ主燃焼器型保炎器内での燃焼を安定させるため、前面に軸流スワーラを採用した。このスワーラと主燃焼器型保炎器に設けたエアスクープ付空気孔により、従来の1.5倍程度の空気を主燃焼器型保炎器内に導入する。その際、燃料と空気の混合促進を狙い、燃料はスワーラの外側にそれを囲むように配置されたメインノズルより内側に向かってマルチプルに噴射される。また、着火保炎性能を確保するため、スワーラの内側に副燃焼室を設け、パイロットノズルと電気式スパークイグナイタにより着火を行う。

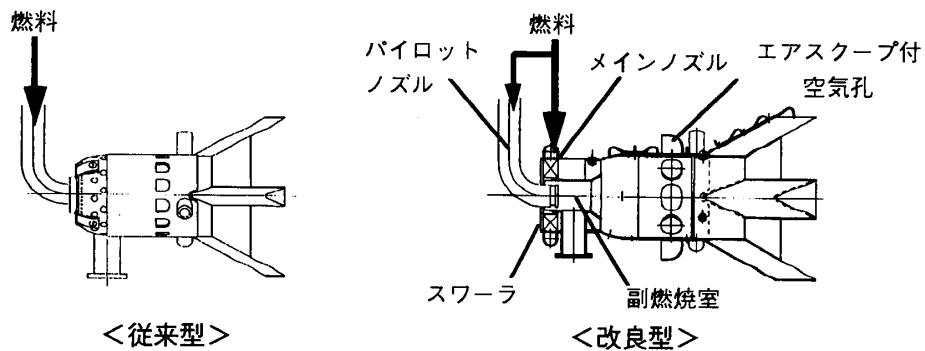


図9 ラム燃焼器供試体

5. 試験装置および試験方法

燃焼試験は、石川島播磨重工業（株）瑞穂工場のラム燃焼試験装置で行った。図10に試験装置の概略を示す。試験装置は、燃焼用空気供給用の中圧空気源、燃焼空気間接加熱用の熱交換器と加熱用の予熱燃焼器、およびその空気源である常圧空気源、メタン供給設備、試験ダクト、排気冷却塔からなる。ラム燃焼器から下流のダクトは耐熱のため水冷ダクトとなっている。ラム燃焼器ダクト断面積に対する供試体のブロックage比は約0.45である。燃焼効率は排ガスサンプリングにより計測する。排ガスサンプリングは、ラム燃焼器の7D下流で半径方向5点×円周方向4箇所計20点実施した（Dはラム燃焼器ダクト直径）。

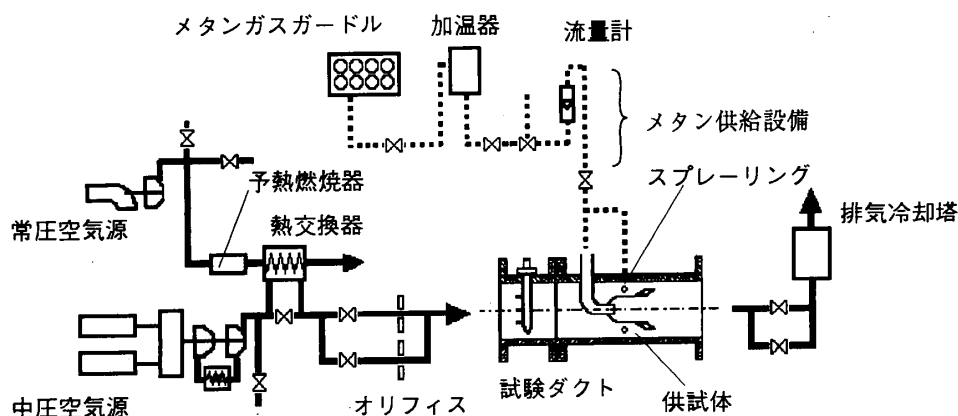


図10 ラム燃焼試験装置概略図

6. 結果および考察

(1) 燃焼効率

図11に燃焼効率試験結果を示す。図は当量比に対する燃焼効率の変化の様子を示したものである。参考のため、従来型供試体の試験結果も並記する（図中点線で表示）。改良型供試体では、目標当量比である当量比0.3（飛行マッハ数3相当の当量比）において、従来型供試体の結果よりも6%上昇し、約99%の燃焼効率を達成し、目標値を満足した。このことは、従来型供試体の燃焼効率が当量比0.2付近において最大値を示し、その後当量比増加とともに減少するという傾向が、主燃焼器型保炎器内の空気流量を増加させたことにより防止でき、かつ、スワーラによる旋回流とメインノズルのマルチプル化により、燃料と空気の混合が促進され、従来型供試体の燃焼状態よりも良好な燃焼が行われていることを示していると考えられる。

なお、ここで示した燃焼効率はガスサンプリングにより、算出されたものである。今回のガスサンプリングの信頼性を確認する目的で、サンプリングしたガスの分析値より算出した空燃比と、実際に流した燃料流量から算出した空燃比との比較を行った。その結果、全ての計測点において、誤差は±5%以内にはいっており、本研究のガスサンプリングによる燃焼効率の信頼性は高いことが確認された。

(2) 圧力損失率

図12に圧力損失率の結果を示す。図は、入口マッハ数に対して圧力損失率を示したものである。従来型供試体の結果を点線で示す。図に示すように、改良型の圧力損失特性は、従来型に比べ、大きくなっており、飛行マッハ数3相当条件において7.9%となったが、目標値は満足した。これは、従来型供試体の圧力損失率が6%と目標値に対して、2%のマージンがあったため、燃焼効率向上をねらう目的で、ガッタ型保炎器のガッタ幅を2倍し、また、主燃焼器型保炎器にエアスクープ付き空気孔を設け、より多くの空気を導入させた結果圧力損失が増加したと考えられる。

(3) 着火性能

着火性能の結果を、図13に示す。図は、入口マッハ数に対する着火当量比を示してある。また、従来型供試体の結果を点線で示す。今回、副燃焼室を設けたことにより、着火性能は向上し、従来型供試体の着火当量比に対し、1/5程度の当量比で安定着火することが確認された。

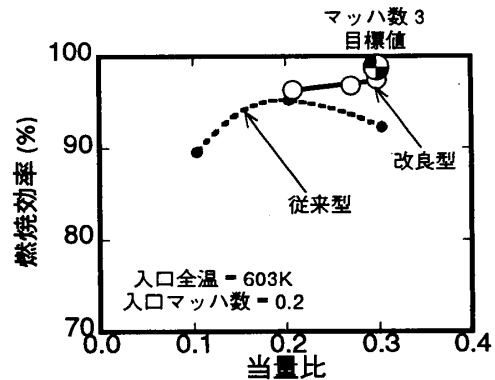


図1.1 燃焼効率

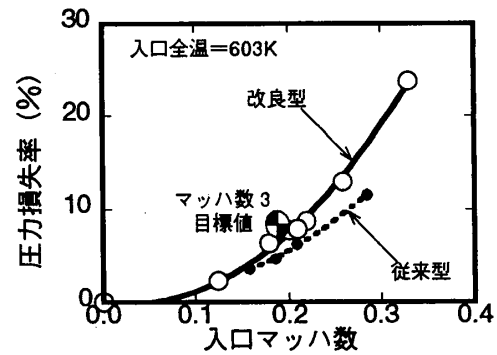


図1.2 圧力損失率

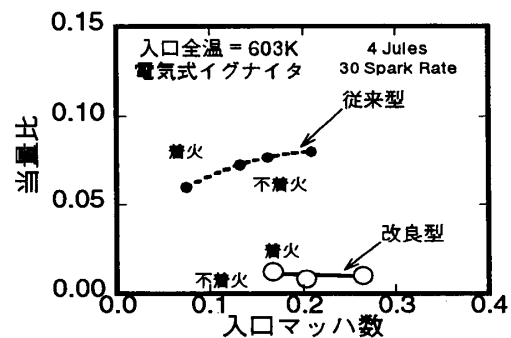


図1.3 着火性能

7. まとめ

ブロック型ラム燃焼器の概念を考案し、その燃焼効率向上をねらった改良型供試体を設計製作し、飛行マッハ数3相当条件における要素試験を実施した結果以下のことがわかった。

- (1) 当量比0.2から0.3 (M3設計点)における燃焼効率の低下を防止し、作動条件当量比において、99%の燃焼効率を達成した。これにより目標値を満足した。
- (2) 圧力損失は従来型より約2%上昇したが、目標値は満足した。
- (3) 副燃焼室の採用により、従来型の約1/5の当量比でも安定着火することを確認した。
- (4) 以上の結果より、飛行マッハ数3相当条件での目標性能は満足することができた。今後はターボモードからラムモードへの切り換え時を想定した入口ディストーションの影響調査、および高飛行マッハ数領域における技術課題について研究を行う必要がある。

8. おわりに

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) から委託を受けて、実施したものである。

参考文献

- (1) 山本, 柏木, 藤: 第3回ラム/スクラムジェットシンポジウム講演論文集. P117(1993)
- (2) 山本, 徳永, 柏木: 第8回ガスタービン秋季講演会講演論文集. P1(1993)
- (3) 柏木, 徳永, 山本: 第3回日本エネルギー学会大会講演要旨集. P227(1994)

高負荷ラム燃烧器の研究

* 柏木 武、永原 元一郎 (石川島播磨重工業)

棚次 巨弘、佐藤 哲也 (宇宙科学研究所)

1. まえがき

スペースプレーン用推進システムとして、種々な空気吸込式エンジンが提案されているが、その内有力な候補の一つであるエアターボラムジェット(ATR)の開発研究が、宇宙科学研究所と石川島播磨重工業(株)による共同研究で進められている(1)~(2)。

このATRエンジンは、燃料に液体水素を用いたエキスパンダーサイクルでターボ機械を作動させており、燃烧室に設けた熱交換器によって水素を加熱し、タービンに供給している。タービンから排出された水素は、燃烧室内でファンによって大気から吸い込まれた空気と燃焼し、ノズルから大気に噴出して推力を得る。図1に試作したATRエンジンの断面図を示す。平成4年度までに、開発第一段階である、エンジンの地上静止状態における燃焼試験を実施し、総合的にはほぼ当初に計画した性能および機能が達成されたことを確認した(3)。

スペースプレーン用エンジンを想定しているATRエンジンには、軽量・小型化の要求があり、その構成要素の一つであるラム燃烧器要素としては、将来的に燃烧室の小型化、言い換えれば高負荷化が必要となってくる。

本研究はラム燃烧器の高負荷化の手段として旋回流発生型混合促進ミキサを考案し、燃料である水素と空気の流りに旋回流をかけることによる高負荷化の可能性を見出すために基礎試験を実施したので、その結果について報告する。

2. 旋回流発生型混合促進ミキサの狙い

本研究で提案した、旋回流発生型混合促進ミキサは図2のように、実際のATRエンジン形態を考慮し、エンジン内周側に空気、外周側に水素の流れの中に置かれる。このミキサは出口に主流方向に対し角度が与えられ、旋回がかかるようになっている。

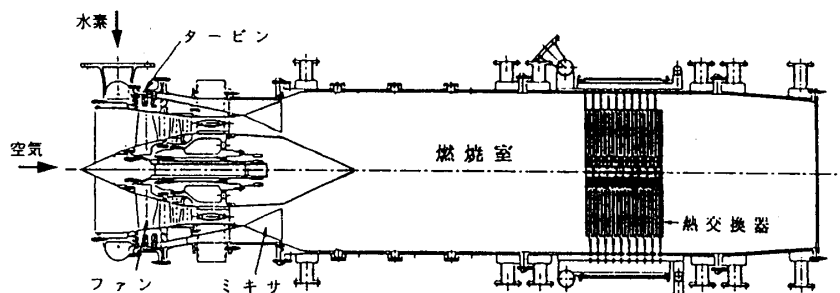


図1 ATRエンジン断面図(1)~(2)

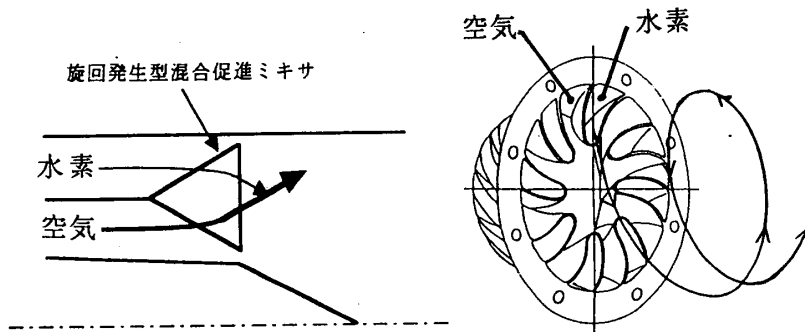


図2 旋回流発生型混合促進ミキサ

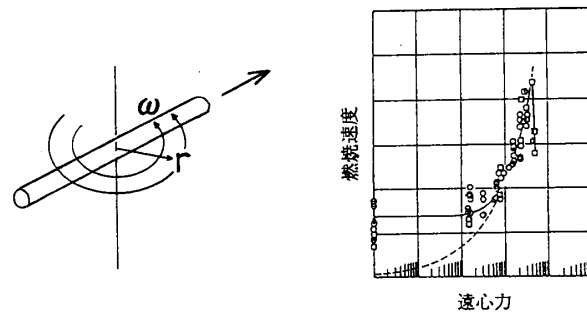


図3 遠心力と燃焼速度の関係⁽⁴⁾

従来燃焼器の高負荷化は、燃料と空気の混合促進及び燃焼促進等によって達成されるが、燃焼速度促進については、図3に示すようにG.D.Lewis⁽⁴⁾により「チューブの中にプロパン-空気の予混合気を充填し、チューブを回転させながら予混合気に端部から点火すると、遠心力 ($r\omega^2$) により火炎核の移動促進効果が発生し、見かけの燃焼速度が遠心力の平方根に比例して増加する」という基礎研究結果が得られている。

この基礎研究結果を適用し提案した旋回流発生型混合促進ミキサは、流れに旋回流を発生させて、「ミキサによる水素と空気の混合促進」、「旋回流により発生した遠心力による燃焼速度増加」および「旋回流による滞留時間の増加」などの効果によりラム燃焼器の高負荷化を狙っている。

3. 流れ解析

燃焼試験に先立ち、水素と空気の混合促進の効果をチェックする目的で流れ解析を行った。遠心力の効果を調査するために、旋回角度が 0° と 15° の形態とし、図4に解析モデルとその計算結果である水素濃度分布とパーティクルパス（水素と空気の挙動を表わす）を示す。なお、計算は燃焼室を16分割化したセクタモデルで行った。これより流れに旋回流を発生させた場合、縦渦に旋回の影響が付加され、ミキサ下流で急激に混合が促進することがわかった。また、図5は燃焼室軸方向距離に対する、水素と空気の相対的混合度を示す。これよりミキサ下流で、旋回角度を 15° とした

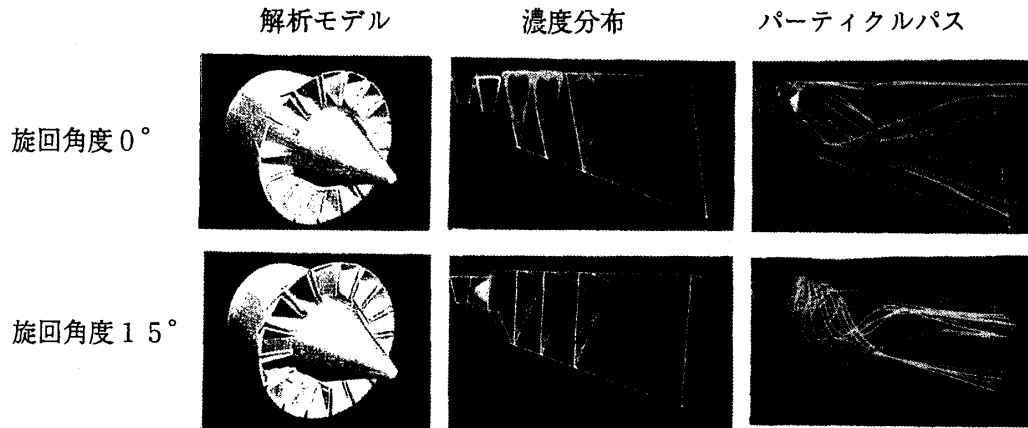


図4 流れ解析

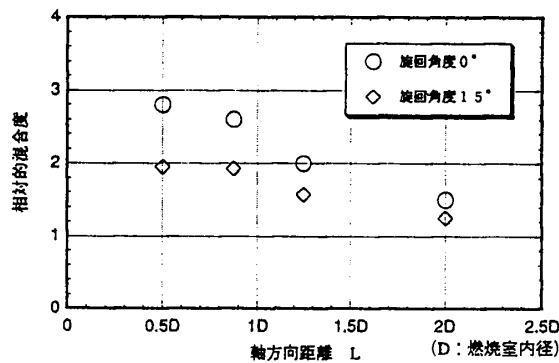


図5 水素/空気の相対的混合度

場合、旋回角度 0° の場合と比べ約 1.5 倍混合促進が行われているという結果が得られ、このことから旋回流を発生させることが、水素と空気の混合促進、ひいては燃焼器の高負荷化につながるということが期待できる。

4. 試験

4.1 試験装置および方法

使用した試験装置を図6に示す。燃焼室は円筒 ($D = \phi 80\text{mm}$) のものと矩形断面 ($132 \times 132\text{mm}$) のものを用い、これに水素と空気を供給する左側の部分は共通とした。この燃焼室はATRエンジンの1/5スケールの構造に近いもので、図7の試験フロー図に示すように、ファンから供給される空気はコンプレッサーと空気タンクを用いて中央部から、またタービンから排出される水素燃料は水素カードルを用いて周辺部から燃焼室に供給される。

着火は、電気火花点火方式の水素/酸素トーチを用いた。矩形燃焼室の両側面は、火炎観測ができるように石英ガラスが埋め込まれている。

試験では、空気流量を設計条件に合わせた後、当量比が1になるように水素流量を設定して行い、定常燃焼に達した後、各熱・流体諸量の計測を行った。燃焼時間は、矩形燃焼室で12秒とした。

図8に円筒燃焼室の計測配置図を示す。非燃焼時の圧力損失は、ミキサ入口全圧と燃焼器出口ノズル全圧から求めた。

図9に矩形燃焼室の計測配置図を示す。紫外線写真撮影による火炎の形状及び挙動の観測⁽⁵⁾を行い、また2色パイロメータ（放射温度計）を用いて、軸方向／径方向温度分布の計測⁽⁶⁾を行った。

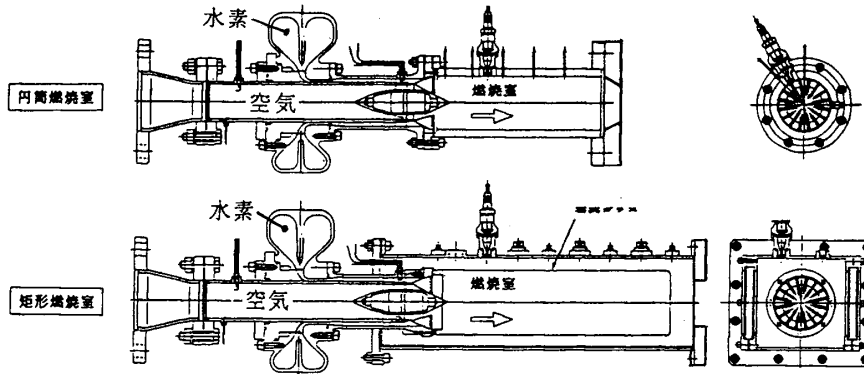


図6 試験装置

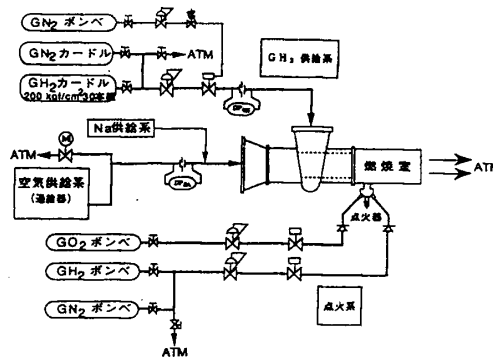


図7 試験フロー図

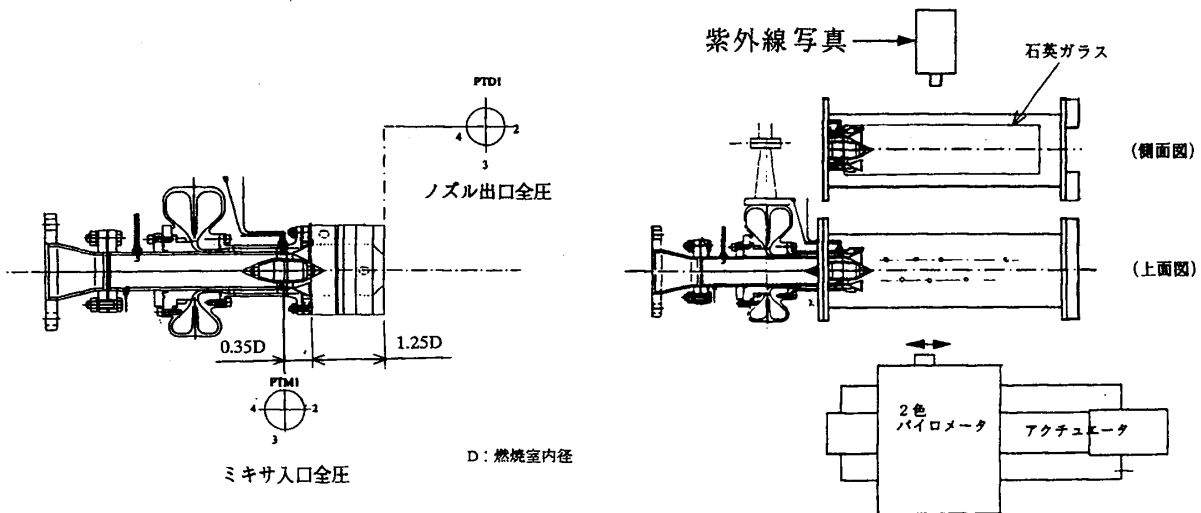


図8 計測器配置図（円筒燃焼室）

図9 計測器配置図（矩形燃焼室）

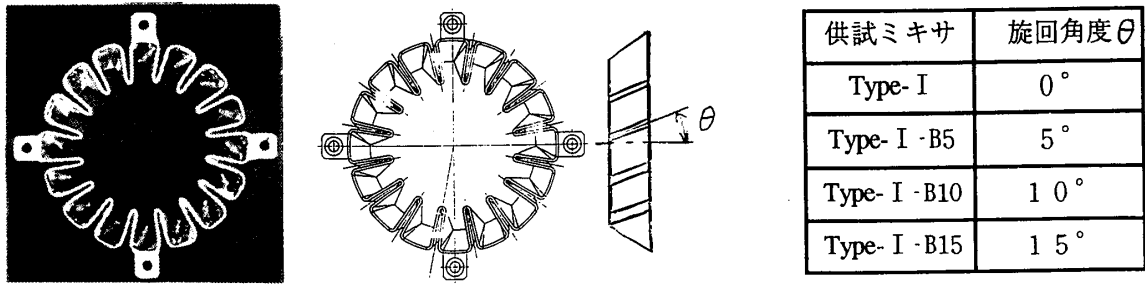


図10 供試ミキサ

4.2 供試体

本試験で供試したミキサを図10に示す。供試ミキサは遠心力の効果を調査するために、旋回強度の異なる4ケースとした。Type-Iのミキサは水素と空気を流れに平行に噴き出して混合を行うタイプで、ミキサ出口の水素側と空気側の面積比は1:4となっており(7)~(8)、旋回流のない基準形である。Type-I-B5、Type-I-B10、Type-I-B15はType-Iのミキサ出口に主流方向に対し、各々5°、10°、15°の旋回角度を与え、燃焼器内に旋回流を発生させる形状となっている。

5. 試験結果

5.1 高負荷燃焼特性

図11に燃焼器内の火炎温度分布結果を示す。縦軸は温度、横軸は軸方向距離を燃焼器内径で無次元化をしている。また、データは2色パイロメータで測定を行った燃焼器中心軸に対し0.38D径方向にずらした位置における軸方向温度分布を示している。旋回流発生混合促進ミキサ(旋回角度15°)であるType-I-B-15を用いた場合は、旋回角度0°のType-Iミキサに比べ、最高火炎温度がType-I-B-15ミキサのほうが高くなっており、さらに最高火炎温度になる燃焼器ダクト軸方向位置も上流側に移動している。これを燃焼器軸方向距離と燃焼室内径の比で表わすと、旋回角度0°のときは約1.5であるのに対し、旋回角度15°の場合は約1.1となり、燃焼負荷率で言い換えると約1.35倍高負荷化したと推定することができた。

5.2 圧力損失率

図12に圧力損失率結果を示す。横軸はミキサ入口マッハ数(空気側)であり、縦軸は本試験での圧力損失率(ミキサ入口全圧とノズル出口全圧の差をミキサ入口全圧で徐する)である。この結果より、旋回流をかけることによる圧力損失率の差は大きくないことがわかった。

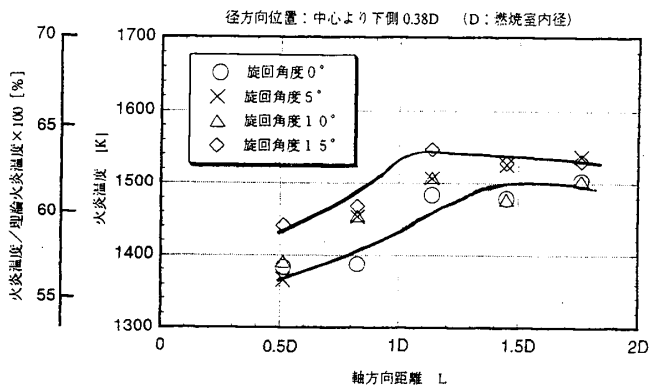


図 1.1 火炎温度分布

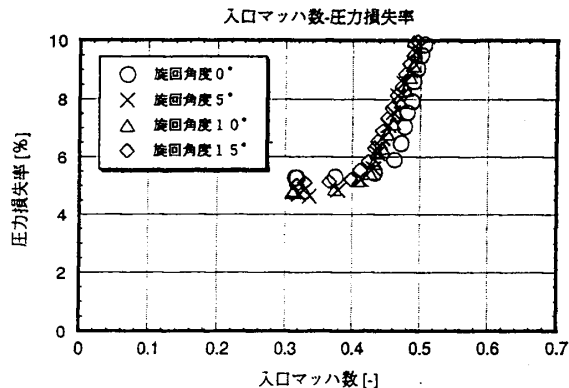


図 1.2 圧力損失率

5. 3 火炎可視化

図 1.3 に火炎のOHラジカル発光像紫外線写真、およびこれらの発光像をパソコンにより画像解析した結果を示す。また図 1.4 に燃焼室軸方向距離に対するOHラジカル発光強度分布を、図 1.5 に各ミキサの旋回角度に対するミキサ出口より燃焼室軸方向距離3D (D:燃焼室内径) までのOHラジカル発光強度積算量を示す。

これらの火炎画像解析結果を総括すると、発光強度分布の軸方向距離に対する傾向は旋回強度を増加させた場合混合が促進し、火炎反応帯は半径方向に広がるとともに軸方向上流側に移動し短くなる。OHラジカルによる発光強度も、旋回強度を増加させると強くなり、その発光強度積算量も高くなる。また旋回角度を15°とした場合、軸方向発光領域が燃焼室内径の約1.5倍になるのに対し、旋回角度を設けない場合は約2倍となり、軸方向発光領域長さは旋回角度を15°設けることにより相対的に約25%程度短縮され、すなわち燃焼負荷率で言い換えると約1.35倍高負荷化されていることが火炎可視化計測により明らかとなった。

この火炎の挙動、及び前述の火炎温度分布結果は、旋回流発生混合促進ミキサを適用することにより、燃焼速度の促進や水素と空気の混合が促進したと考えられ、このミキサによる燃焼器の高負荷化の可能性が見い出されたといえる。

6. まとめ

旋回流発生型混合促進ミキサの効果を調査するために基礎試験を実施した結果、以下のことがわかった。

紫外線写真

画像解析

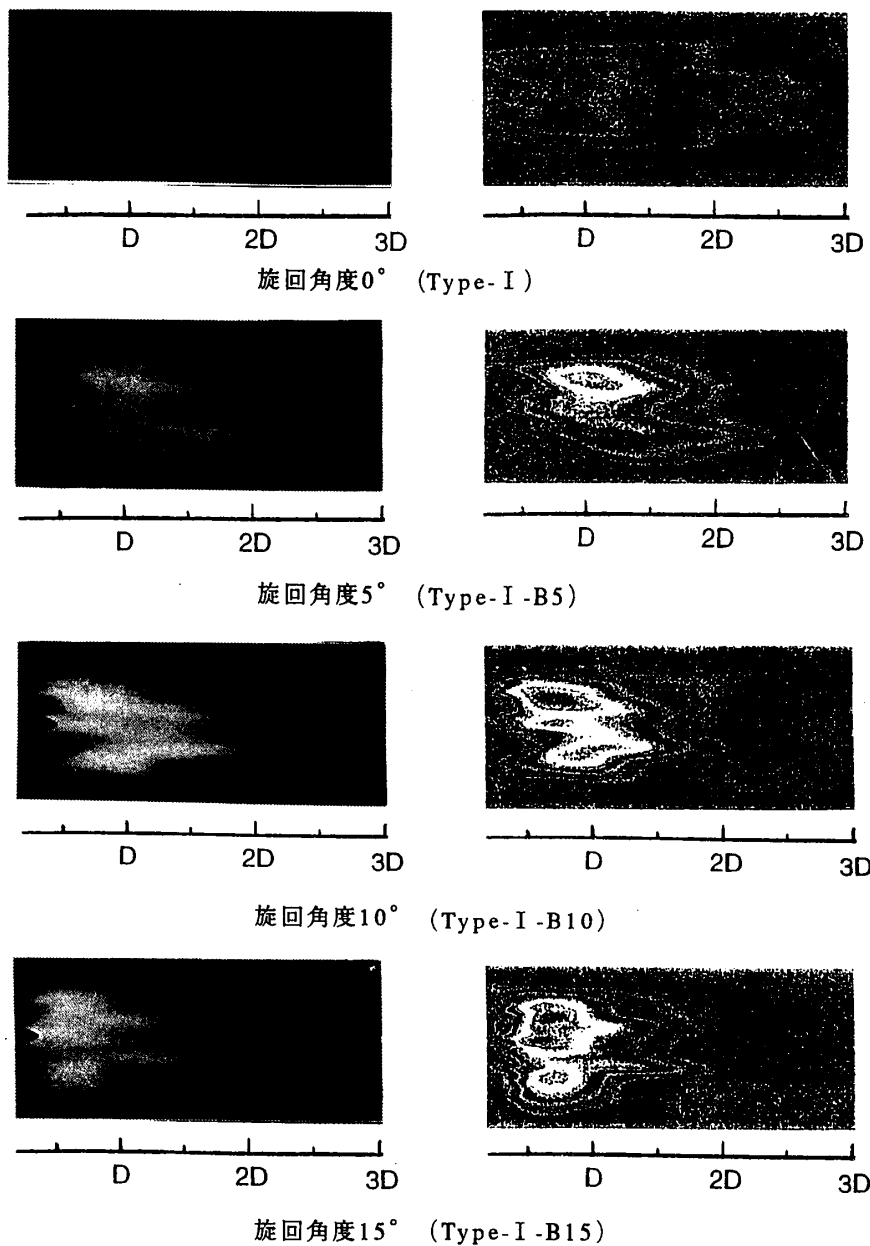


図13 OHラジカル発光像（紫外線写真）および画像解析結果

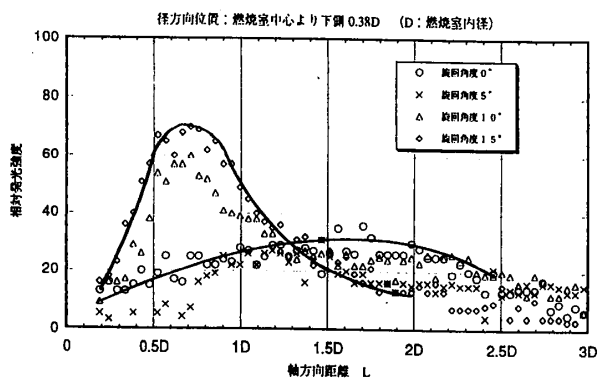


図14 発光強度分布

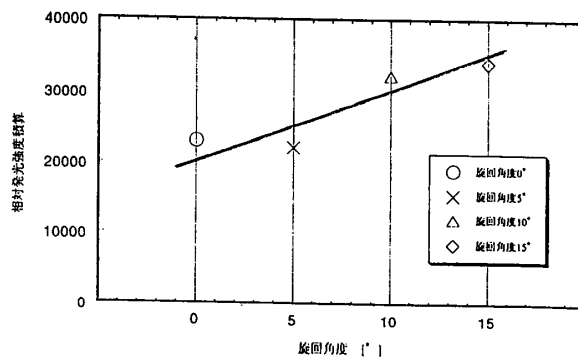


図15 発光強度積算量

- (1) 旋回流発生型混合促進ミキサで、空気／水素流に旋回をかけることにより、火炎が半径方向に広がるとともに火炎が短くなった。また、最高火炎温度になるダクト軸方向位置が上流側に移動する結果が得られ、約1.35倍程度の高負荷化の可能性を見出した。
- (2) 旋回流発生型混合促進ミキサにより、旋回をかけることによる圧力損失率への影響は大きくないことがわかった。
- (3) 今後、更なる高負荷化のための、旋回流発生型混合促進ミキサの最適化形状および定量的評価法の検討、確立が必要である。

7. おわりに

本研究は、(社)日本航空宇宙工業会革新航空機技術開発センターの研究補助金によるものである。ここに関係各位に深く感謝の意を表する。

参考文献

- (1) N.Tanatsugu, T.Honda, Y.Sagiya and K.Higasino : Development study on Air Turbo-Ramjet for Future Space Plane, 40'th Congress of the International Astronautical Federation(1989)
- (2) N.Tanatsugu, Y.Naruo, I.Rokutanda, T.Mizutani, K.Higasino, M.Oguma, T.Kashiwagi and M.Obata : Results of Sea-Level Static Tests on Air Turbo Ramjet for a Future Space Plane, The Fourth International Space Conference of Pacific-basin Societies(1991)
- (3) 棚次、成尾、佐藤、小林、六反田、水谷、柏木 : ATREXエンジン総合システム試験結果、平成4年度宇宙輸送シンポジウム、P108～113(1992)
- (4) G.D.Lewis : 14th Symposium (International) on Combustion、P413(1973)
- (5) 柏木、大北、棚次 : 燃焼診断技術の研究、第30回燃焼シンポジウム P358～360(1992)
- (6) 岡部、小林、佐藤、棚次 : 二色パイロメーターを用いた水素／空気燃焼火炎の温度計測、平成5年度宇宙輸送シンポジウム、P56～59(1993)
- (7) 柏木、大北、小幡、棚次、成尾 : ATRエンジン燃焼器の基礎実験、ガスタービン秋季講演会、P29～36(1992)
- (8) T.Kashiwagi, M.Obata, Y.Ohkita, N.Tanatsugu, Y.Naruo : Test Results of the Hydrogen Fueled Model Combustor for the Air Turbo Ramjet engine, ELEVENTH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AIR BREATHING ENGINES、P838～845(1993)

水素燃料噴流保炎型ラム燃焼器の高温燃焼特性

* 下平一雄 田丸 卓 黒沢要治 (航技研)
木下康裕 北嶋潤一 (川崎重工業)

1. まえがき

水平離着陸式有翼宇宙往還機の離陸から飛行速度マッハ数6(以後M=6と記す)までの推進を受け持つエアブリージングエンジンとして、M=0~3までをターボジェットとそのアフターバーナーで、M=3~6までを亜音速燃焼ラムジェットとして作動する、ターボラムジェットエンジンが考えられている。図1にその概念図を、表1に両モードでの機速とその時のアフターバーナー/ラム燃焼器の作動条件を示す。このアフターバーナー/ラム燃焼器として、図2に示すような、アフターバーナーモードでは、燃料噴射器/ブラフボデー保炎器となり、ラムジェットモードでは空気/燃料噴流による保炎を行う方式を考案した。

これまでにラムジェットモードでの空気/燃料噴射筒の配置と燃料噴射法の最適値を求める燃焼試験を行い、M=3条件の入口空気温度600Kで従来のVガッタ型保炎器よりすぐれた空気燃料の混合特性を持つ形態を明らかにした¹⁾。ここでは、水素燃料噴流保炎型ラム燃焼器のM=5に相当する燃焼器入口空気温度1200Kまでの高温常圧燃焼試験の結果を報告する。

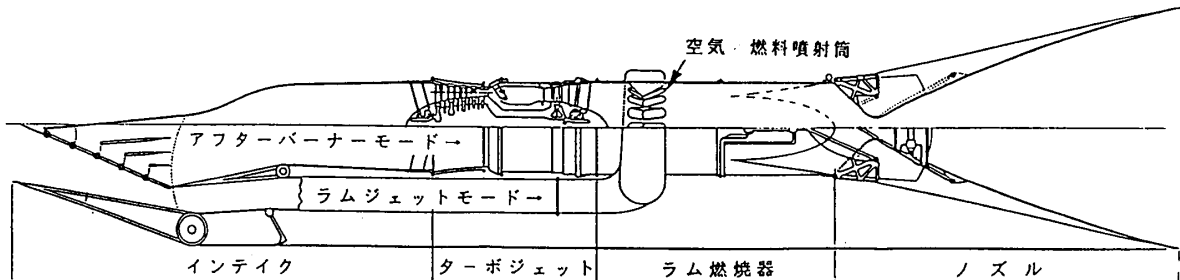


図1 ターボラムジェットエンジンの概念図

表1 燃焼器作動条件

	機速 M	入口全圧 PIA(MPa)	入口全温 TIA(K)	酸素濃度 RO ₂ (%)	断面風速 UA(m/s)	当量比 E.R	出口全温 TEG(K)
ターボ ジェット	0	0.463	1343	9.65	91.6	0.408	2318
	1.2	0.746	1356	10.1	88.9	0.430	2367
	2.5	0.728	1370	10.8	86.1	0.464	2436
	3.0	0.793	1381	11.6	82.4	0.498	2483
ラム ジェット	3.0	0.318	641	21.0	91.0	0.960	2481
	4.0	0.519	867	21.0	93.0	0.960	2587
	5.0	0.899	1192	21.0	80.0	0.980	2727
	6.0	1.480	1624	21.0	64.0	0.980	2913

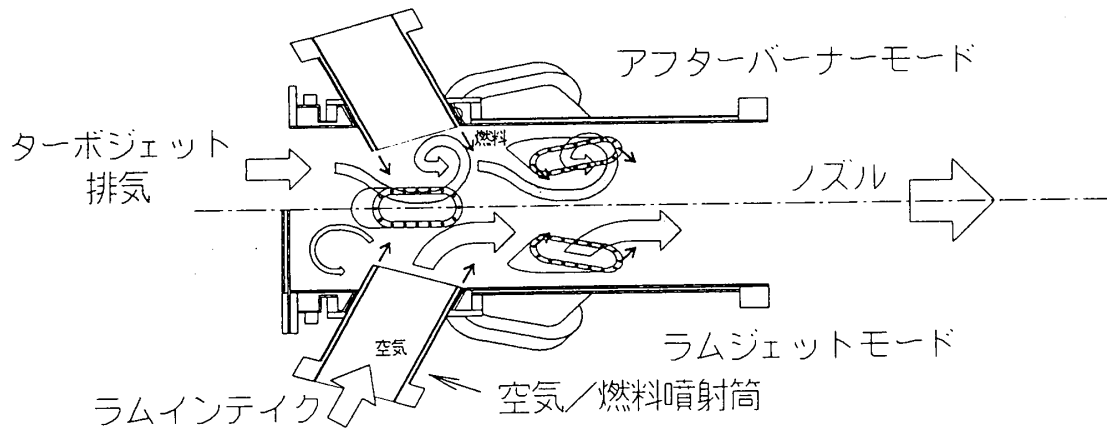


図2 アフターバーナー/ラム燃焼器作動図

2. 供試燃焼器模型

図3に噴流保炎型ラム燃焼器模型の組立図を示す。内径155mm、長さ450mmの空冷燃焼筒に、空気/燃料噴射筒（以後噴射筒と記す）を周方向4個、下流方向150mmに千鳥配列でさらに4個、燃焼筒下流方向に30°傾けて取付けた。噴射筒はステンレス製で、空気流路の外周に燃料の水素ガスを流して冷却した。噴射筒の空気流路断面積は、8個合計で燃焼筒断面積の約80%である。水素ガス噴口は、直径1mmで1個の噴射筒に32個有り、空気噴流の方向と平行に噴射した。

噴射筒の付く空冷燃焼筒は、ステンレス製溝構造として燃焼筒内壁の温度が1000K以下になるよう冷却空気を流した。燃焼筒最上流部は、燃焼用空気インピンジメント冷却されたステンレス板で塞いだ。空冷燃焼筒後方には点火用水素トーチバーナ、水冷燃焼筒、そして出口温度計測用IR40熱電対、ガス採取/全圧管、NO_x採取管を取付けた。異なる長さの水冷燃焼筒およびそれらの有無によって燃焼器全長を変化させた。

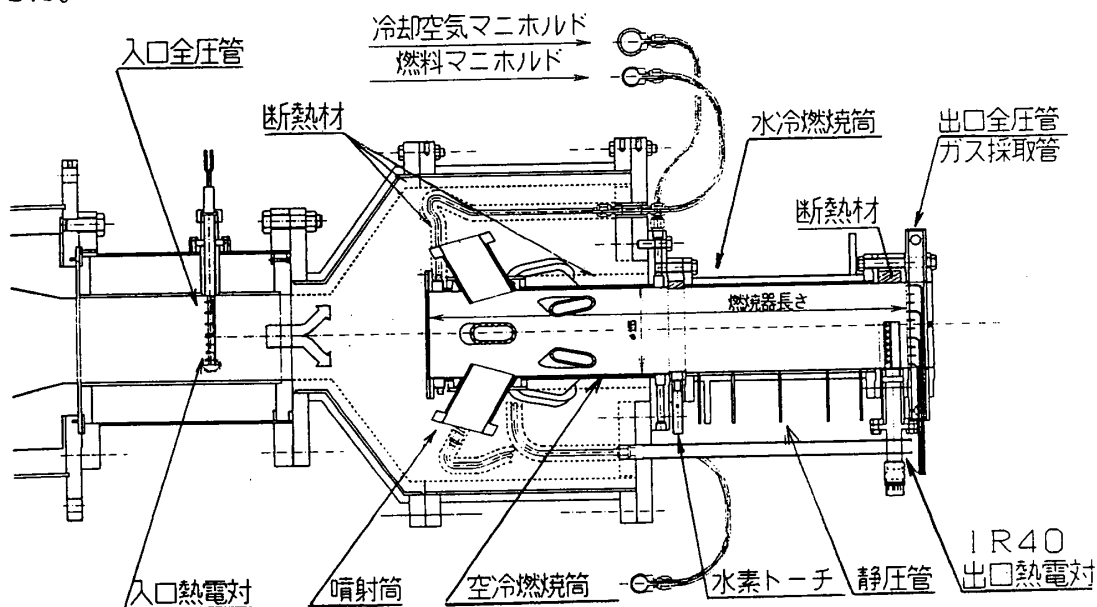


図3 噴流保炎型ラム燃焼器模型組立図

3. 試験方法

燃焼用空気は、空気圧縮機から送気しオリフィスで流量計測後、電気ヒーターで加熱し供給した。燃料の水素ガスは、充填圧20MPaのカードルから減圧しオリフィスで計量後、常温で供給した。

主な試験点および略記号：

燃焼器入口空気温度(TIA)	600~1200K	燃焼器長さ	(L)	545~1222mm
燃焼器断面風速	(UA) 80m/s	直径との比	(L/D)	3.52~7.88
当量比	(E. R) 0.6~1.0	周方向計測角度	(R)	0°, 20°, 45°

燃焼器出口での計測項目 () 内は計測手法：

当量比分布、燃焼効率分布 (10点式ガス採取/全圧管とガスクロマトグラフによるガス組成分析から)

出口全圧分布、出口静圧 (同上ガス採取/全圧管の切替による)

出口温度分布 (7点式IR40楕形熱電対²⁾)

窒素酸化物の排出濃度 (10点集合式NO_x採取プローブと化学発光分析)

図4に燃焼器出口に取付けた、ガス採取/全圧管、熱電対の状況と計測点の位置、周方向計測角度(以後計測角度と記す)とガス採取位置の関係を示す。

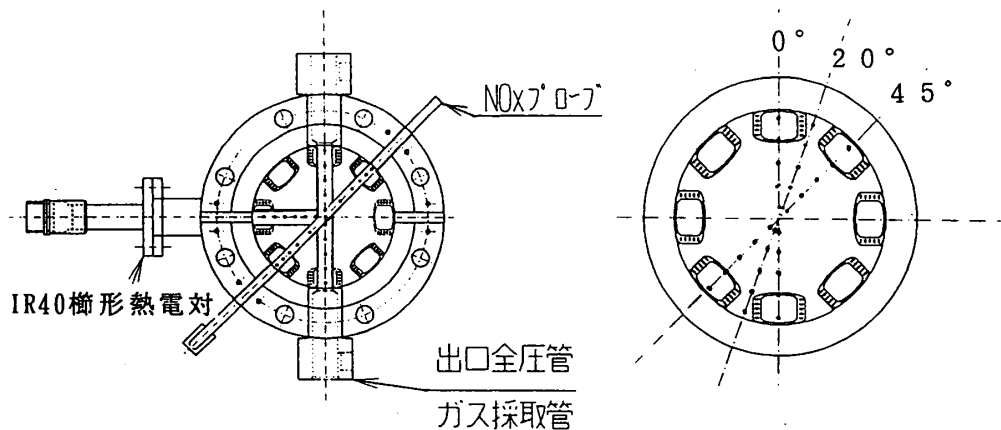


図4 燃焼器出口計測点および計測角度とガス採取点 (後視)

4. 試験結果

4.1 ガス組成分析

図5には、TIA=1200K UA=80m/s E. R=1.0で計測断面における平均燃焼効率(C. E %)のガス分析当量比(E. R_g)と燃焼器長さ(L/D)、計測角度(R)による変化を示した。添字は設定当量比(E. R)を示す。燃焼効率は、当量比0.6では99%だが、当量比1.0では90%程度に下がった。L/D=5.82から7.88と長くなっても燃焼効率は上昇しない。極端に短いL/D=3.52では、ガス分析による当量比が設定当量比より大幅に薄くなっている。

図6にはL/D=5.82での当量比と入口空気温度の変化による燃焼効率の影響を示す。燃焼効率は入口空気温度が高くなってもほとんど上昇しない。

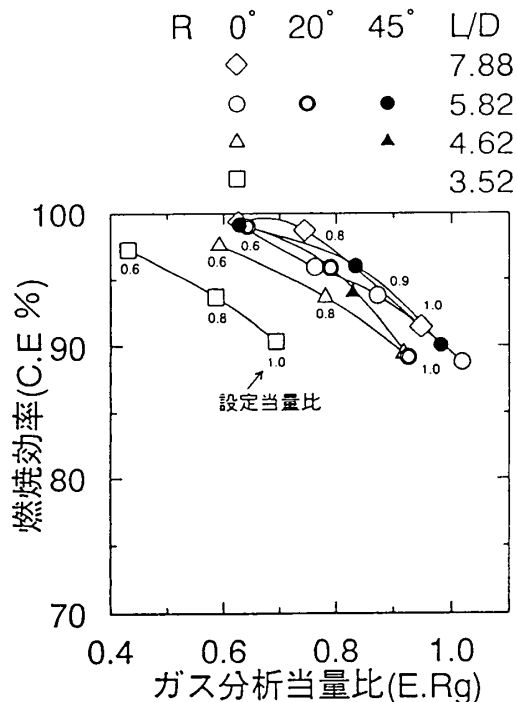


図5 燃烧効率の燃烧器長さによる変化
(TIA=1200K UA=80m/s)

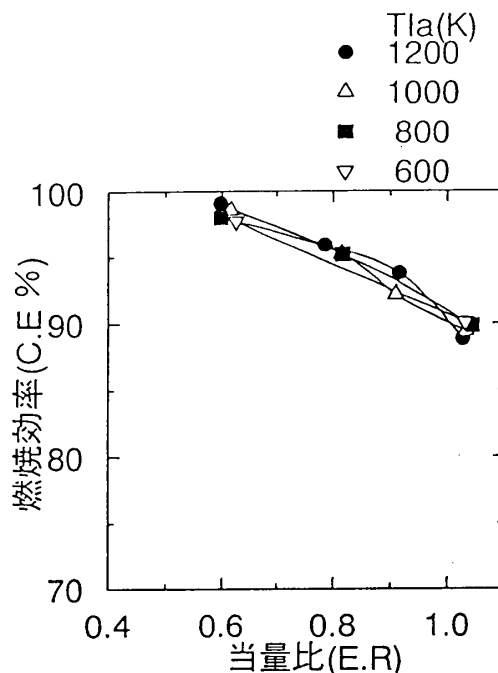


図6 燃烧効率の入口空気温度による変化
(UA=80m/s L/D=5.82 R=0°)

図7にR=0°でL/Dを変化させたときの局所当量比(局所値は小文字で記す: e.r)と燃烧効率(c.e %)の半径方向分布を示す。L/D=5.82と7.88では同様な当量比分布だが、L/D=4.62と3.52の位置では、燃烧器中心部の当量比が薄くなっている。

図8には、R=0, 20, 45°での局所当量比、燃烧効率分布を示す。L/D=5.82では周方向の分布の相違がほとんどない。

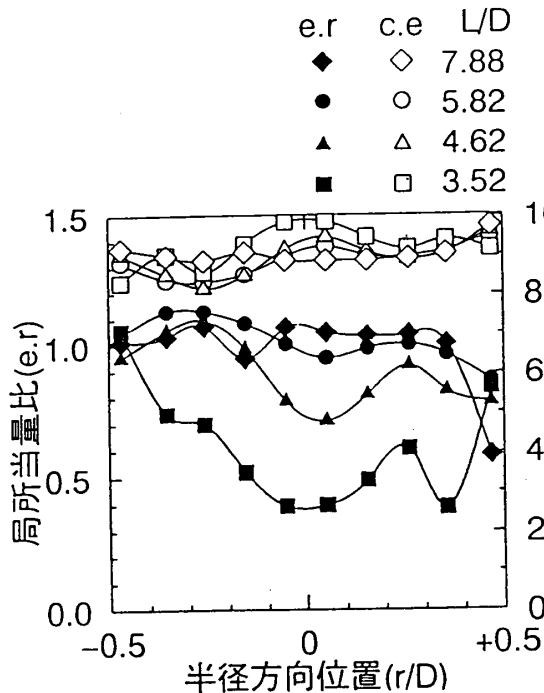


図7 当量比、燃烧効率分布の
燃烧器長さによる変化
(TIA=1200K UA=80m/s ER=1.0 R=0°)

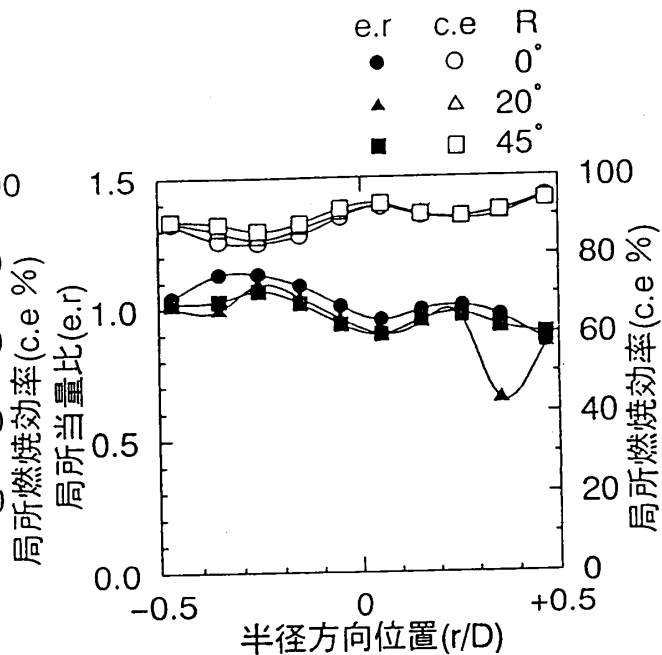


図8 当量比、燃烧効率分布の
計測角度による変化
(TIA=1200K UA=80m/S E.R=1.0 L/D=5.82)

図9にTIA=1200K UA=80m/s L/D=5.82 R=0°で設定当量比を変化させたときの局所当量比と燃焼効率の半径方向分布を示す。

図10には、L/D=5.82 R=0°での局所当量比、燃焼効率分布の入口空気温度による変化を示す。局所当量比、燃焼効率分布は、入口空気温度、当量比によらず同じ燃焼器長さでは同様の半径方向分布を示した。

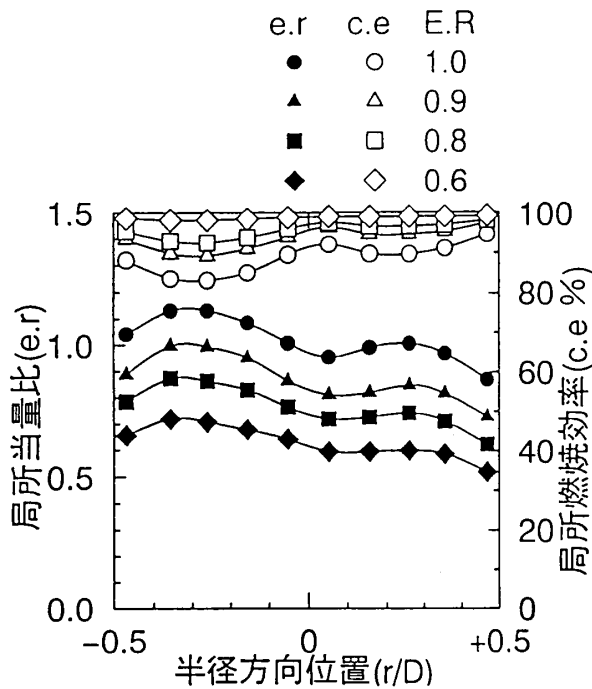


図9 局所当量比、燃焼効率分布の設定当量比による変化 (TIA=1200K UA=80m/s L/D=5.82 R=0°)

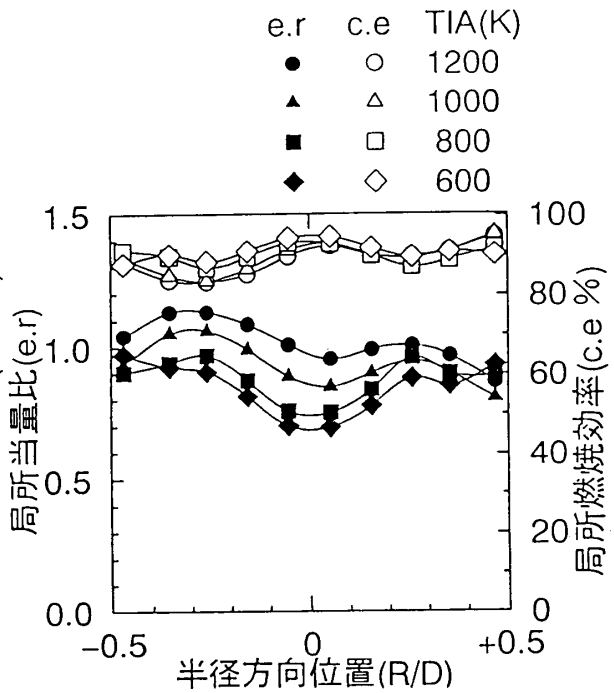


図10 局所当量比、燃焼効率分布の入口空気温度による変化 (UA=80m/S E.R=1.0 L/D=5.82 R=0°)

これらのことから、空気/燃料の噴流による混合は、L/D=5.82迄で終り、それ以降は混合も燃焼もほとんど進展しない。また、当量比が1.0近傍での燃焼効率の低下は、部分的に当量比1.0を超える領域が有り、酸素不足による反応凍結に起因すると考察した。

4.2 燃焼器出口温度

図11にTIA=1200K UA80m/S E.R=1.0での出口温度分布の燃焼器長さによる変化を示す。L/D=3.32では燃焼器中心部のガス温度が低いなど、出口ガス温度分布は、ガス分析による当量比分布に傾向的に良く一致した。

図12に燃焼器出口温度上昇(出口平均温度-入口温度)の当量比と燃焼器長さによる変化を示す。L/D=5.61における温度上昇は理論温度上昇と比べると当量比1.0の時約250K低い。この時の燃焼効率、空冷および水冷燃焼筒による熱損失などによって燃焼ガス温度低下することを考慮すると、それらは良く一致している。

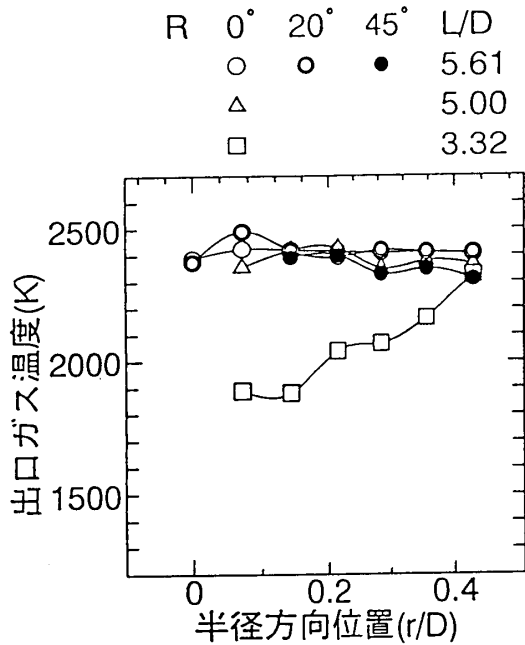


図 1.1 出口ガス温度分布の
燃焼器長さによる変化
(TIA=1200K UA=80m/s E. R=1.0)

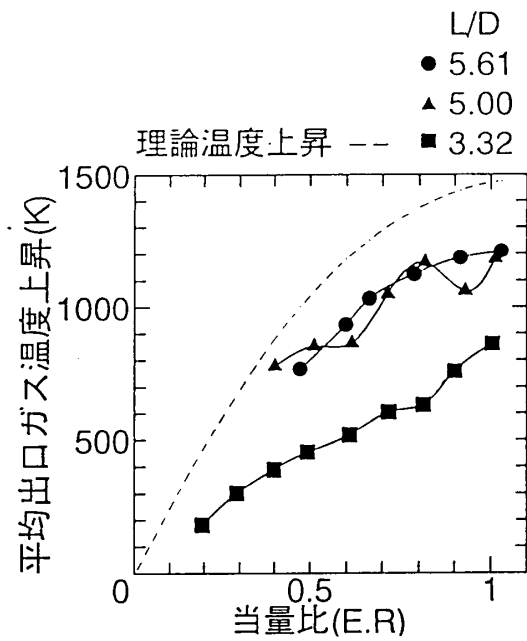


図 1.2 平均出口ガス温度上昇の
燃焼器長さによる変化
(TIA=1200K UA=80m/s)

4. 3 出口全圧

出口全圧の半径方向分布は、入口空気温度、当量比の変化に関係なくほぼ均一であった。

図 1.3 に全圧損失率(RDP=(入口全圧-出口全圧)/入口全圧×100%)の当量比と入口空気温度による変化を示す。TIA=600K UA=80m/s E. R=1.0でRDP=7.6%、1200Kで3.5%となり、エンジンシステムからの要求値RDP=10%以下を満たす値となった。

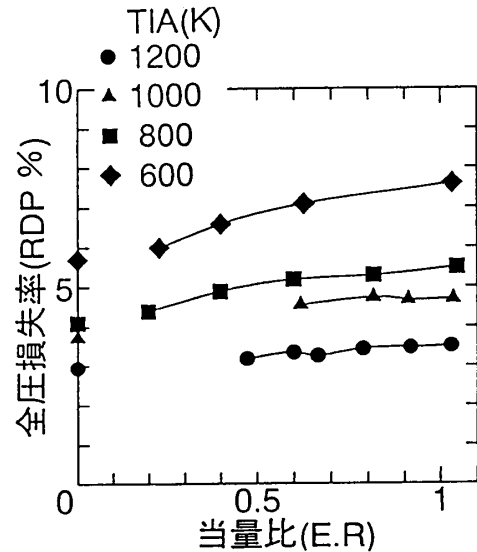


図 1.3 全圧損失率の当量比、
入口空気温度による変化
(UA=80m/s L/D=5.82)

4. 4 窒素酸化物の排出

宇宙往還機では飛行頻度が少ないことから、窒素酸化物排出量の制限は無い。しかし、その排出特性は求めておく必要がある。

図 1.4 に窒素酸化物の排出濃度(NOx ppm)の燃焼器長さによる変化を示す。NOxの排出濃度は、当量比0.8近傍でピークを持ち、当量比1.0では下がってくる。しかし、当量比1.0で酸素濃度が1%以下の低い状態でも、L/Dが6.1から8.2に伸長するとNOx排出濃度は、約2倍近くに増加した。

図 1.5 にL/D=6.06でのNOxの入口空気温度による変化を示す。TIA=1200Kでは、600Kの時の約10倍の排出濃度の450ppm(E. R=1.0)となった。

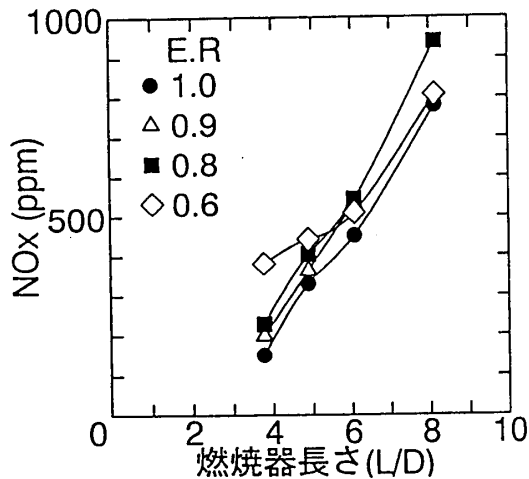


図14 NOxの燃焼器長さによる変化 (TIA=1200K UA=80m/s)

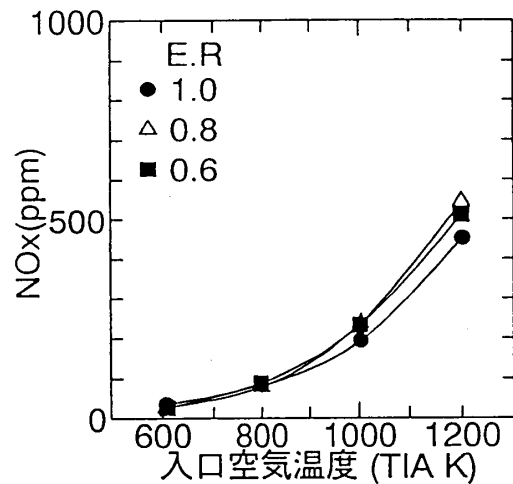


図15 NOxの入口空気温度による変化 (UA=80m/s L/D=6.06)

5. まとめ

噴流保炎方式のラム燃焼器について、 $M=3\sim 5$ に相当する入口空気温度600~1200Kでの常圧燃焼試験を行い次のことを明らかにした。

- 1) 燃焼効率は、燃焼器入口空気温度より空気/燃料の混合によって支配される。
- 2) 燃焼器長さは、 $L/D=5.82(950\text{mm})$ 程度が必要で、この時燃焼効率は90%程度であった。これ以上の長さにしても燃焼効率は向上しない。
- 3) 全圧損失率は、TIA=600Kで7.6%、1200Kで3.5%となりエンジンシステムからの要求値RDP=10%以下となった。
- 4) 窒素酸化物の排出濃度は、当量比1.0で残存酸素濃度1%以下でも燃焼器長さに応じて増加する。

今後は、アフターバーナーモード(高温、低酸素条件)での燃焼特性を求める試験を行う予定である。

本燃焼試験は、元航技研熱流体力学部の斎藤 隆、元川崎重工業の内田正博、両氏の協力の下に行われた。ここに付記して謝意を表わす。

- 参考文献
- 1) 斎藤 隆、他6名 : 水素燃料噴流保炎型ラム燃焼器の燃焼特性、日本ガスタービン学会秋期講演会講演論文集(1993)
 - 2) 田丸 卓、他2名 : 2200Kレベルガス温度測定用イリジウム多点温度計 日本ガスタービン学会誌 VOL.22 No.86 (1994.9)
 - 3) 田丸 卓、他3名 : 極超音速機用水素燃料ターボラム燃焼器模型の試験結果 航技研報告 TR-1193(1993.3)

超小型水素ガスタービン用予混合実機燃焼器の試作

*繁田 政治 (都立科技大院)

皆川 和大 (都立科技大院)

西田 幸一 (都立科技大院)

湯浅 三郎 (都立科技大)

1. はじめに

筆者らの研究室では、水素を用いたガスタービン実用化のための基礎研究の一環として、超小型水素ガスタービンの開発を行っている。これまでに拡散火炎型燃焼器を開発し、実機に搭載してガスタービン全体性能の把握と共に排気ガス特性を調べた^{(1) - (4)}。その結果、化石燃料を使用した場合よりも燃焼効率は高く(安定作動範囲で 99.95 % 以上)、高負荷(最大で 3.5×10^3 MPa/($\text{m}^3 \cdot \text{MPa}$))で、NO_x排出濃度は十分低い値(実測値で 25 ppm 以下)であったが、近年の環境問題の深刻さを考慮すればより低NO_xな燃焼器の開発が望まれた。そこで、可燃範囲が広く燃焼速度も速い水素燃料の特長を生かすことで希薄予混合燃焼が実現できれば、高燃焼効率で高負荷な性能を損なうことなく一段と低NO_xな燃焼器が可能であると考え、従来の旋回型拡散火炎方式の試験燃焼器を改良して旋回型希薄予混合試験燃焼器を製作し、その火炎安定性、火炎形状、燃焼器内温度分布、排ガス特性を調べた^{(5) - (7)}。その結果、燃焼器入り口スロート部流速 100 m/s 以上でも安定な火炎が形成され、当量比 0.35 以上では燃焼効率 99.98 % 以上、最大燃焼負荷率 2.5×10^3 MPa/($\text{m}^3 \cdot \text{MPa}$)、NO_x排出濃度 0.6 ppm 以下という高性能な値が得られた。このことから、水素の希薄予混合燃焼による高負荷、高燃焼効率、超低NO_xな燃焼器実現の可能性が実証された。一方、希薄予混合燃焼器の実機搭載を考えた場合、所有の超小型水素ガスタービンは圧力比が小さく、燃焼器の圧力損失が性能に大きく影響を及ぼしてしまう⁽⁴⁾ため、圧力損失の少ない燃焼器の開発が望ましい。そこで今回は、実機燃焼器の試作に先立って、前報までに用いた試験燃焼器(以後、旧試験燃焼器と呼ぶ)の圧力損失低減を図った後、この低圧力損失燃焼器(以後、新試験燃焼器と呼ぶ)の火炎安定限界、燃焼器内温度分布、NO_x濃度分布を調べた。さらにそれを基に実機燃焼器を試作し、第一段階として実機燃焼器の着火・安定実験を行ったので報告する。

2. 試験燃焼器及び実験方法

旋回型希薄予混合試験燃焼器(新試験燃焼器)を図1に示す。この燃焼器は、後述

するノズルスロート径の違いを除き旧試験燃焼器と同一であり、燃焼方式の基本的な考え方は、極力希薄な予混合気を旋回流れ場で乱流燃焼させることによって火炎の安定化と燃焼反応の速やかな進行を図ろうとするものである。従って、旋回器と保炎棒（直径 12 mm、ノズルスロートより先端を 7 mm 突き出して設置）とを取り付け、旋回流れ場に再循環領域を形成させ火炎の保持を図るようにした。旋回器はこれまでの実験結果を考慮して形状スワール数 $S_g=2.6$ のものを使用した。その理由として、旧試験燃焼器で比較に用いた $S_g=0$ 及び 5.6 のものと比べ、火炎の安定限界が広いこと、火炎長さが短いこと、燃焼効率が高いこと、 NO_x 濃度が低いことが挙げられる⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。

また均一な空気-水素予混合気を作るため、燃焼室からおよそ 300 mm 上流で水素を導入し予混合室で十分に混合できるようにした。燃焼筒は石英製であり、内径 45 mm、ノズルスロート部からの高さは 82 mm である。逆火に対する安全対策として、本試験燃焼器では旋回器の上流に熱電対を設置し逆火時の予混合気の温度上昇を感知して水素供給を遮断すると共に、予混合室に設置した破裂膜（内径 29 mm）が破れて圧力上昇を逃がすようになっている。

超小型水素ガスタービンでは圧力比が 2 と小さいために燃焼器の圧力損失が大きいと著しい性能低下をもたらし、圧力損失率 16 % 以上の場合には自立運転不可能になってしまう⁽⁴⁾。旧試験燃焼器ではスロート部内径 $D_n=20$ mm のノズルを使用していたが、流路面積から判断してこのノズルスロート部による損失が圧力損失の大きな部分を占めると考えられた。ノズル部での圧力損失の低減を図るため、新試験燃焼器では $D_n=22.5$ mm とし未燃焼時の燃焼筒入り口前後での圧力損失差を測定して、旧試験燃焼器と比較した。さらに、新試験燃焼器の火炎安定限界、燃焼器内温度分布、 NO_x 濃度分布を調べ、ノズル径の違いが性能に及ぼす影響を確認した。火炎写真は、UV レンズとカラーフィルムを用いて OH の発光を撮影し⁽⁵⁾、温度分布測定では素線径 0.1 mm の R 熱電対（表面での触媒反応を防ぐため酸化珪素で被覆）を用いた。 NO_x 濃度は、微細オリフィスを持つ石英製サンプルプローブにて燃焼筒出口の NO_x を採取し、 NO_x 自動計測器（ECL-77 型：株式会社柳本製作所）を用いて測定を行った。

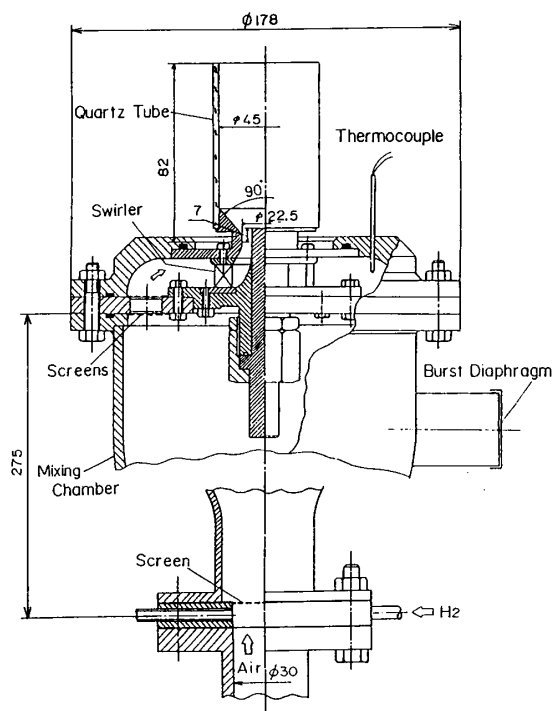


図1 旋回型希薄予混合試験燃焼器

3. 予混合試験燃焼器による実験結果及び考察

3.1 圧力損失率

図2にレイノルズ数 $Re = ut(Dn - Di) / \nu$ と圧力損失率 $P_L = \Delta P / (P_0 + P_c)$ との関係を示す。ここで、 ut : ノズルスロット部予混合気平均流速、 Di : 保炎棒直径、 ν : 空気の動粘性係数、 ΔP : 旋回器入り口と大気との圧力差、 P_0 : 大気圧、 P_c : 旋回器上流圧 (ゲージ圧) である。これによると、圧力損失率はレイノルズ

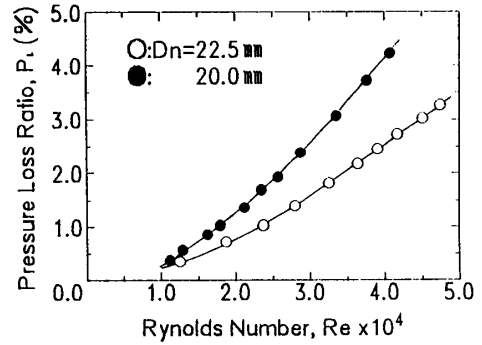


図2 レイノルズ数に対する圧力損失率の変化

数と共に増加していく傾向があるが、明らかに Dn の大きい方が圧力損失率が小さいことがわかる。そのため、 $Dn = 22.5$ mm のノズルを使用することにより圧力損失が大幅に低減できると考えられる。

3.2 火炎安定限界

図3にノズル径を変えた場合の火炎安定限界を示す。図3(a)に示す $Dn = 22.5$ mm のときの吹き飛び限界の ϕ は、 ut を増すにつれて希薄可燃限界から $\phi = 0.25$ の範囲で僅かに増加した。逆火限界は、 $3 \text{ m/s} < ut < 30 \text{ m/s}$ では $\phi \approx 1$ 付近まで確認できなかった。 $ut = 30 \text{ m/s}$ 以上では ut を一定にしたまま ϕ を上げていくと振動燃焼が現れた。この振動燃焼は約 2 kHz の周波数 (燃焼ガス温度の音速と燃焼筒の長さに基づく、片端開放管の縦振動モードの基本振動の周波数にほぼ一致する。) を持つことが確認された。 $30 \text{ m/s} < ut < 40 \text{ m/s}$ の範囲では振動燃焼の開始直後に逆火が起こったが、 $ut > 40 \text{ m/s}$ では振動燃焼に達した後も火炎が安定して存在した。しかし ϕ を上げていくと、ついには逆火に至ることが $ut \approx 70 \text{ m/s}$ まで確認された。 3 m/s 以下及び 70 m/s 以上の ut では、空気あるいは水素供給系の能力の限界のため逆火

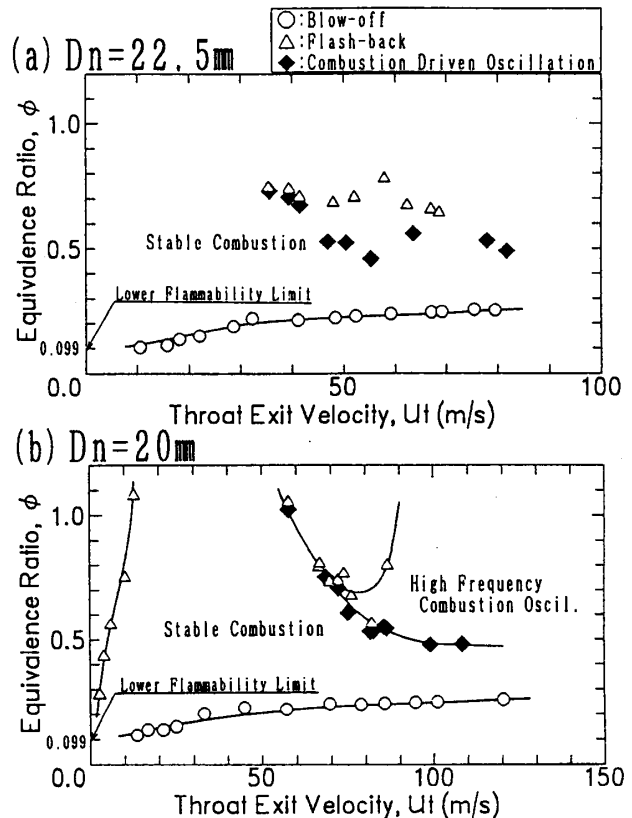


図3 旋回型予混合試験燃焼器の安定限界 $Sg = 2.6$

測定はできなかった。比較のために図3(b)に示した $D_n=20$ mmのときの火炎安定限界と比べると、 $D_n=20$ mmでの吹き飛びや逆火はより高流速で起こるものの同様の傾向を示しており、ノズル径の違いによる影響は見られず同一形状の火炎の形成が推測される。吹き飛び限界は旋回を与えない場合の吹き飛び限界⁽⁵⁾と同様の傾向であり、このことは、物体の背後に保炎された一般的な予混合火炎と同じく、保炎器背後の再循環領域における空気力学的特性時間と化学反応の特性時間との大小関係によって決まるという考え⁽⁸⁾が旋回流中でも適用できることを示唆している。低流速での逆火は $D_n=22.5$ mmでは確認されなかったが、 $D_n=20$ mmの場合と後述する実機燃焼器での結果から推測すると、 ut のより低流速域に存在すると考えられる。逆火時の ϕ と ut との関係は、バーナーリムに付着する一般の予混合火炎の逆火の振る舞いと同一であり、 ut の低流速域での逆火に対しては旋回流場においても一般の予混合火炎における境界速度勾配の理論⁽⁹⁾が適用できると考えられる。一方、高流速域での逆火は一般の予混合火炎には見られず振動燃焼への遷移後に起こることから、境界速度勾配の考え方が適用できず、振動燃焼による火炎安定位置付近の流れ場に対する何らかの関与が推測される。

本ガスタービンの稼働範囲は、回転数範囲： $9\sim 17\times 10^4$ rpm、空気流量 W_{AT} ： ~ 65 g/s、水素流量 W_{H_2} ： ~ 0.50 g/s、圧力比： ~ 2.2 、燃焼器の全体当量比 ϕ ： $0.24\sim 0.29$ である^{(3)・(4)}。この運転範囲を考慮して旋回器を通過する空気流量から ut を求めると、 $D_n=22.5$ mmではおよそ $50\sim 90$ m/sとなる。図3(a)の安定限界の範囲は、この稼働範囲を必要ならば希釈空気を若干導入するだけで十分カバーできることを示している。

3.3 火炎形状と燃焼器内温度分布

図4(a)に $D_n=22.5$ mmにおける $ut\approx 54$ m/s、 $\phi=0.35$ 、 $S_g=2.6$ での燃焼筒内温度分布と、それに対応した火炎写真を示す。また比較のため、(b)にその条件に対応した $D_n=20$ mmでの結果を示す。ただし、 $D_n=20$ mmには再循環領域の境界（この境界は、上流方向と下流方向との総圧が等しくなる位置で定義し、総圧測定より求めた。○印）の測定結果^{(6)・(7)}も併せて示しているが、 $D_n=22.5$ mmでは未測定である。なお、図中の T_{max} は測定温度の最高値（熱損失の補正は行っていない）、 T_{ad} はその ϕ における断熱火炎温度を表している。温度分布における温度勾配の急な位置は、火炎写真における火炎発光の特に強い位置と対応している。等温度分布と火炎写真との比較により、保炎棒先端部とノズル拡大部に付着点を持つM字状の火炎が形成されていることがわかる。また、火炎は燃焼筒内に十分納まっており、燃焼筒の半ばより下流側ではほぼ一様な温度分布になっていることから、燃焼反応は燃焼筒内で十分終了している

と考えられる。Dn=20 mmの場合と比較すると、Dn=22.5 mmの方が火炎が長くなっているものの同じ形状をしており、燃焼筒内の流れ場は類似していると考えられる。Dn=22.5 mmの場合の燃焼効率は無測定であるが、非常に高燃焼効率であったDn=20 mmの場合と火炎形状、温度分布が類似していることを考えると、同様に高燃焼効率であることが期待される。

3.4 NOx濃度

図5にDn及びφを変化させたときの燃焼筒出口でのNOx濃度分布を示す。Dn=22.5 mm、φ=0.35のNOx濃度分布を見ると、燃焼筒出口全面において一様で極めて低いことがわかる。φ=0.44の場合も同様の傾向であるが、

φ=0.35の場合の約3倍高い値となっている。この傾向はDn=20 mmの場合と同じであり、DnによるNOx濃度分布への影響は見られない。また、濃度の絶対値もほぼ等しい。図6にDn、Sg、utを変えたときの燃焼筒出口におけるNOxの最高濃度のφに対する変化を示す。旧試験燃焼器(Dn=20 mm)においてSgとφを変化させた場合のNOx排出濃度は、utによらずφを増すにつれて増加すること、旋回が弱い方が強い場合よりも低いことがわかっている⁽⁷⁾。Dn=22.5 mmの場合もこの傾向は同じであり、

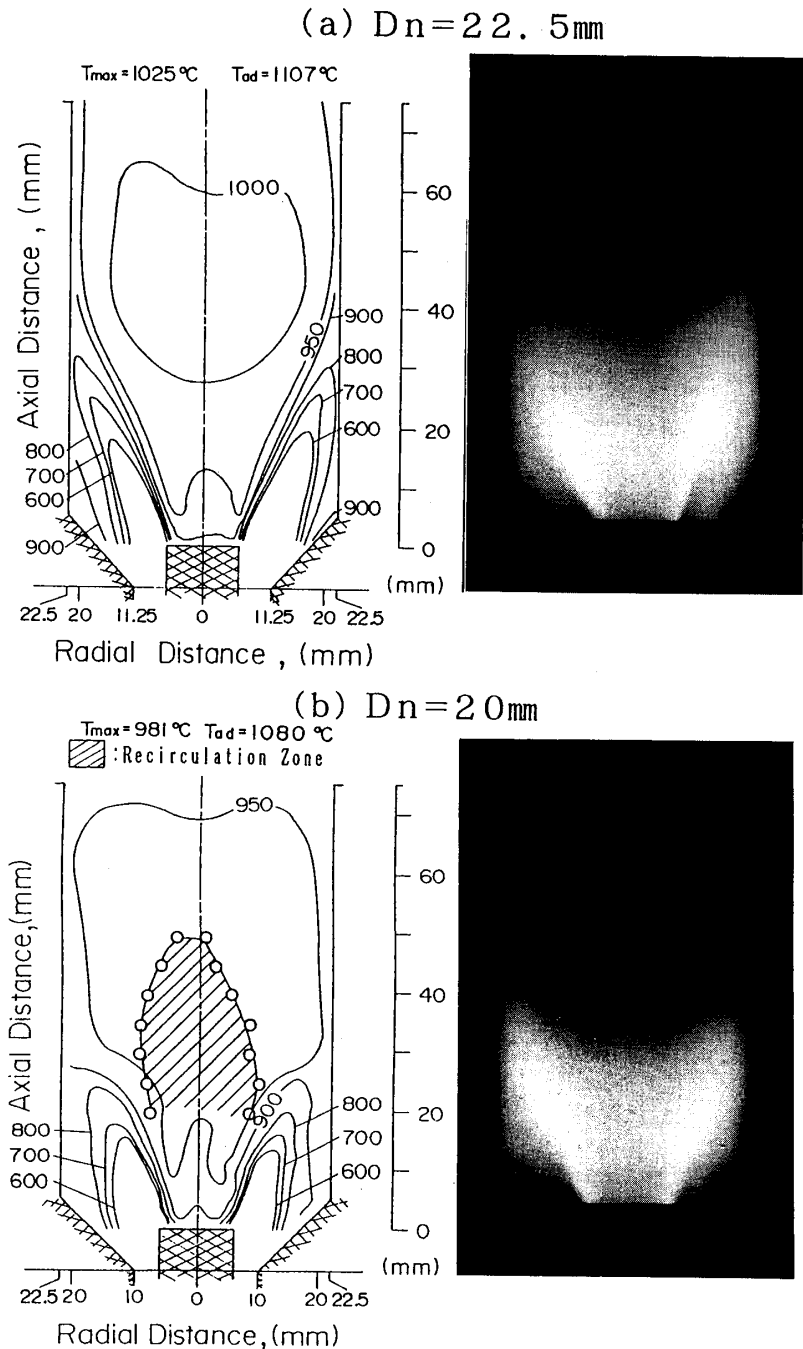


図4 火炎形状及び燃焼筒内温度分布
Sg=2.6, ut≈54m/s, φ=0.35

NO_x濃度はD_nに影響されないことが理解できる。

以上の結果より、ノズル径をD_n=22.5 mmと広くしたことにより、圧力損失の低減が図れ、火炎も超小型水素ガスタービンの稼働範囲内で十分安定で、火炎長さも十分短いことが確認された。さらにNO_x濃度も非常に低く、超低NO_xな燃焼器の実現が十分可能であることが確認された。

4. 予混合実機燃焼器の試作と燃焼実験

4.1 実機燃焼器

試作した予混合実機燃焼器を図7に示す。この燃焼器はステンレス製であり、超小型水素ガスタービンへの接続を考え、構造は予混合試験燃焼器及び現在実機に搭載している拡散火炎型燃焼器を参考にした。旋回器はS_g=2.6、燃焼筒入口のノズルはD_n=22.5 mmである。燃焼器の側面には、計測用の熱電対や圧力センサーを取り付ける事ができる。逆火時の安全対策のため、試験燃焼器の場合と同じ動きをする熱電対を旋回器の上流に取り付け、さらに破裂膜（内径 18 mm）を設けて逆火時の燃焼器内の圧力上昇を逃がす様にしている。実機燃焼器における予混合気の形成は、圧縮器出口直後の予混合部で行う予定である。

試作した実機燃焼器をガスタービン本体に組み込む前に、燃焼器単体での着火及び安定限界特性を大気圧下で調べた。この単体試験では、均一な空気-水素予混合気を得るために燃焼器の上流 420 mmの位置から水素を導入し、予混合室（内径 30 mm、長さ 390 mm）で空気と水素が十分均一に予混合されるようにした。予混合室から燃焼器

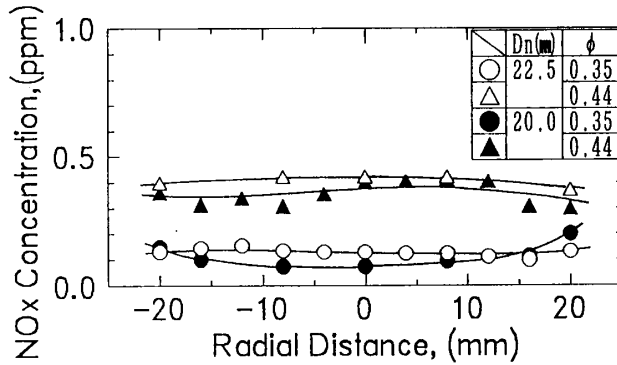


図5 燃焼筒出口におけるNO_x濃度分布
S_g=2.6, u_t≈51m/s

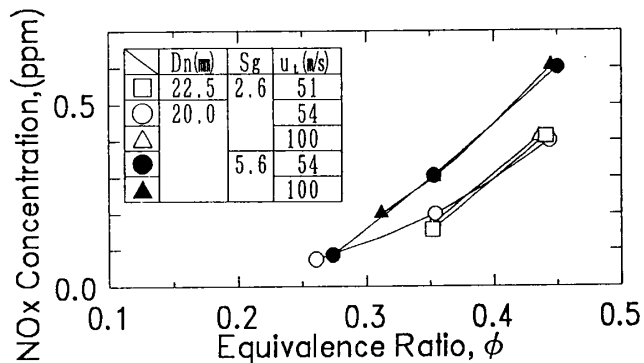


図6 当量比に対する排気NO_x濃度の変化

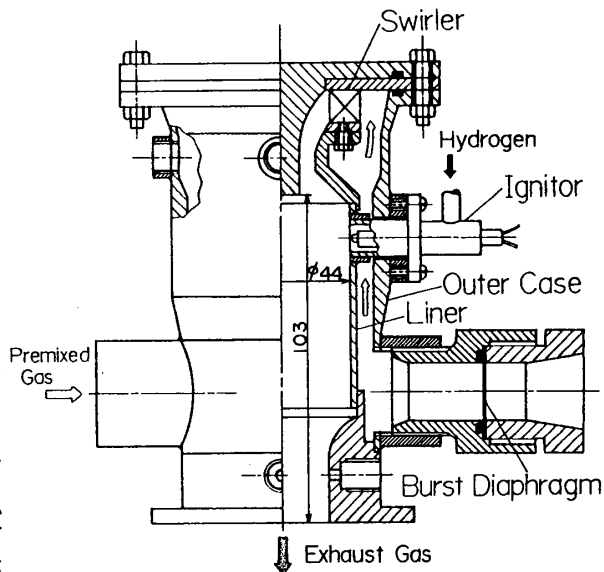


図7 旋回型予混合実機燃焼器

への入り口と旋回器のすぐ上流には熱電対を挿入し、予混合気の温度をモニターできるようにした。着火はパイロット火炎方式で行った。着火時には、まず空気のみを流した状態で少量の着火用水素を着火装置出口から噴出して火花放電によりパイロット火炎を形成させ、その後燃焼筒内に流入する予混合気の水素濃度を徐々に上げて、予混合気に着火させた。

4.2 安定限界

実機燃焼器内に空気のみを流している状態でのパイロット火炎の形成は、比較的容易に行えることがわかった。空気流速の速い場合でも、着火用水素流量を増すことで容易にパイロット火炎を形成できることがわかった。実機燃焼器内の予混合気の着火は、パイロット火炎が形成されれば極めて容易にかつ確実に起こることが確認された。

図8に予混合実機燃焼器の安定限界を示す。吹き飛び限界は、 u_t の増加と共に希薄可燃限界から $\phi \approx 0.21$ の範囲で僅かに増加しており試験燃焼器と同様の傾向を示しているが、試験燃焼器で行ったどの条件の結果よりも低くなっている。これは、予混合気が燃焼筒の冷却もかねているため予混合気が加熱され、燃焼速度

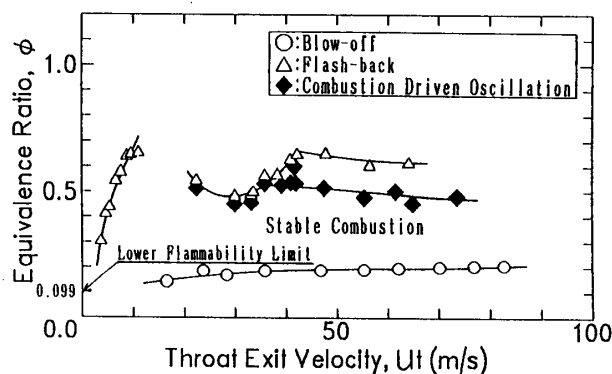


図8 旋回型予混合実機燃焼器の安定限界

が速くなることから理解できる。逆火時の ϕ は、低流速域では u_t の増加と共にほぼ直線的に増加し、前述した一般の予混合火炎の逆火と同じ振る舞いを示した。燃焼速度の上昇を考慮すると、図3(a)における低流速域での逆火は、より低流速側に存在していることが推測される。 u_t が速い場合には、 $u_t=40$ m/s以下では振動燃焼の開始直後に逆火が起こった。 $u_t=40$ m/s以上では振動燃焼後も火炎は形成されたが、さらに ϕ を上げていくと逆火が起こった。この傾向は新試験燃焼器 ($D_n=22.5$ mm) の場合とほぼ同様である。実機燃焼器の安定限界の範囲は、前述の超小型水素ガスタービンの稼働範囲を十分カバーできることから、このままガスタービンに装着しても稼働可能であることが期待できる。

5. まとめ

超小型水素ガスタービン用の低 NO_x ・高負荷燃焼器の開発を最終目的として、圧力損失の低い旋回型希薄予混合燃焼器を製作し、この燃焼器の未燃焼時の圧力損失率と燃焼時の安定限界及び火炎形状、燃焼器内温度分布、 NO_x 濃度分布を調べた。さらに

実機燃焼器を試作して安定限界を測定した。これらの実験から、以下の結果を得た。

- 1) 燃焼器内で流路面積が最も狭くなるノズル部の内径を大きくすることで、燃焼器入り口前後での圧力損失を低減できることがわかった。試験燃焼器における火炎安定限界及び火炎形状、温度分布はノズル径には依存せず、燃焼器内の希薄予混合火炎は超小型水素ガスタービンの稼働範囲内で十分安定した。排気NO_x濃度はノズル径の大きさには依存せず極めて低い値であり、超低NO_xな燃焼器の実現が十分可能であることが確認された。
- 2) 実機燃焼器の単体試験により、パイロット火炎の形成は、着火用水素の流量の調整により高流速域でも容易に実現できた。実機燃焼器での着火は、パイロット火炎が形成されると容易にかつ確実に実現できることがわかった。実機燃焼器の安定限界は超小型水素ガスタービンの稼働範囲を十分カバーできることがわかり、水素の希薄予混合燃焼器の実機搭載の可能性が確認された。

本研究を遂行するにあたって、本学の後藤 登氏及び卒研究生 宮島 健次君の協力を得た。また、東京都特定技術研究費（1994年度）及び谷川熱技術振興基金の研究助成金（1992年度）の補助を得た。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- (1)湯浅三郎・後藤 登, 日本機械学会論文集(B編), 51-468(1985), 2767-2772
- (2)湯浅三郎他5名, 日本ガスタービン学会誌, 15-59(1987), 122-128
- (3)湯浅三郎他6名, 東京都立科学技術大学研究報告, 5(1991), 131-144
- (4)湯浅三郎・後藤 登, 日本機械学会論文集(B編), 58-551(1992), 2288-2295
- (5)西田幸一・湯浅三郎・後藤登, 第30回燃焼シンポジウム, (1992), 64-66
- (6)西田幸一・繁田政治・湯浅三郎・後藤登, 第31回燃焼シンポジウム, (1993), 135-137
- (7)湯浅三郎, 日本機会学会研究協力部会RC121研究成果報告書(中間), (1994), 228-231
- (8)辻 廣, 機械の研究, 29-9(1977), 1123-1128
- (9)Lewis, B. and von Elbe, G., Combustion, Flames and Explosions of Gases, 3rd Ed., (1978), Academic Press.

タービン内再熱水素燃焼ガスタービンの研究 (第3報)

*平岡克英 菅 進 熊倉孝尚 井亀 優
春海一佳 城田英之 森下輝夫 (以上 船舶技研)

1. はじめに

タービン内で水素を燃焼させて作動ガスを再熱することによって、近似的に等温膨張が可能となる。この考え方を著者らはタービン内再熱と名付け、これを実証するために、単段のタービン内再熱水素燃焼ガスタービンを試作し、運転試験を行ってきた。既報^{1) 2)}において、(1) 試験タービン内において水素の着火・燃焼が可能であり、その燃焼効率は、83～96%になること、(2) 水素再熱によってNO_xの総量は変わらないがNO_x中にしめるNOの比率が低下すること、(3) 設計回転数における出力特性について報告した。

本報告では、水素燃焼効率の改善についての検討結果と試験タービンの回転数を変化させて運転した試験結果について述べる。水素燃焼効率は運転条件によって異なるが最高ではほぼ100%になること、水素再熱時のNO_x中に占めるNOの比率は再熱水素の燃焼効率と強い関係があることを示す。

2. 試験タービンおよび試験装置

図1に試験タービン断面を示す。主空気は主空気配管からタービンに入った後内外ケーシングの間を通過して主燃焼器に入る。主燃焼器の燃料には灯油を使用する。再熱用水素はノズル翼毎に導かれ、翼を内部冷却した後、翼後縁から吹き出されタービン内のガス流中で燃焼する。ノズル翼・動翼間の水素燃焼によってガス温度が上昇し、その結果ロータで吸収される動力が増加する。

主空気の一部は内部ケーシング冷却後にタービン流路内に流入するものと内部ケーシングの接続部から低温のまま直接タービン流路内に流入するものがあり、これらは主燃焼器をバイパスしてロータに至る。主燃焼器に入る空気量は燃料消費量と燃焼器前後の温度上昇から計算すると主空気量の82～84%となった。本報告でのタービン入口温度(TIT)は、図2に示すように、タービン本体入口の高温ガス流路に挿入した放射シールド付きK熱電対6本で計測したものである。

図2に試験装置概要図を示す。ガスサンプリングのためにロータから約2m下流でL型曲がりを経た排気ダクトの中央に60℃の温水で冷却したサンプリング管を挿入した。サンプリング断面ではガスがすでに均一に混合され有意の濃度分布がない

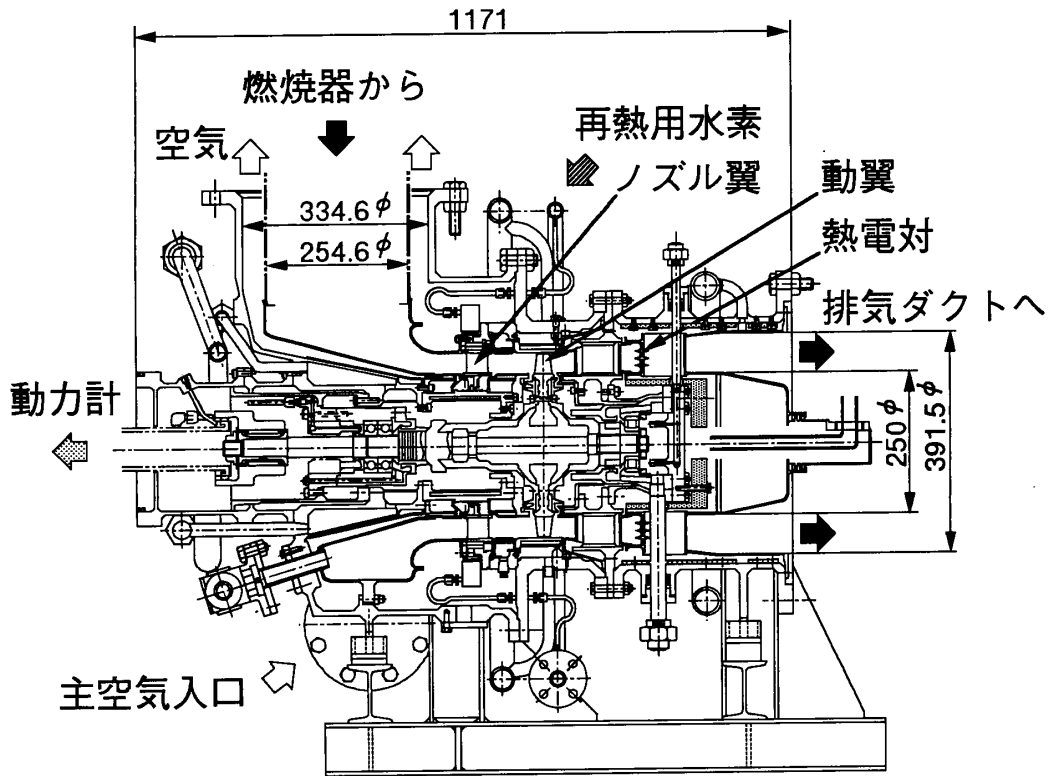


図1 試験タービン断面図

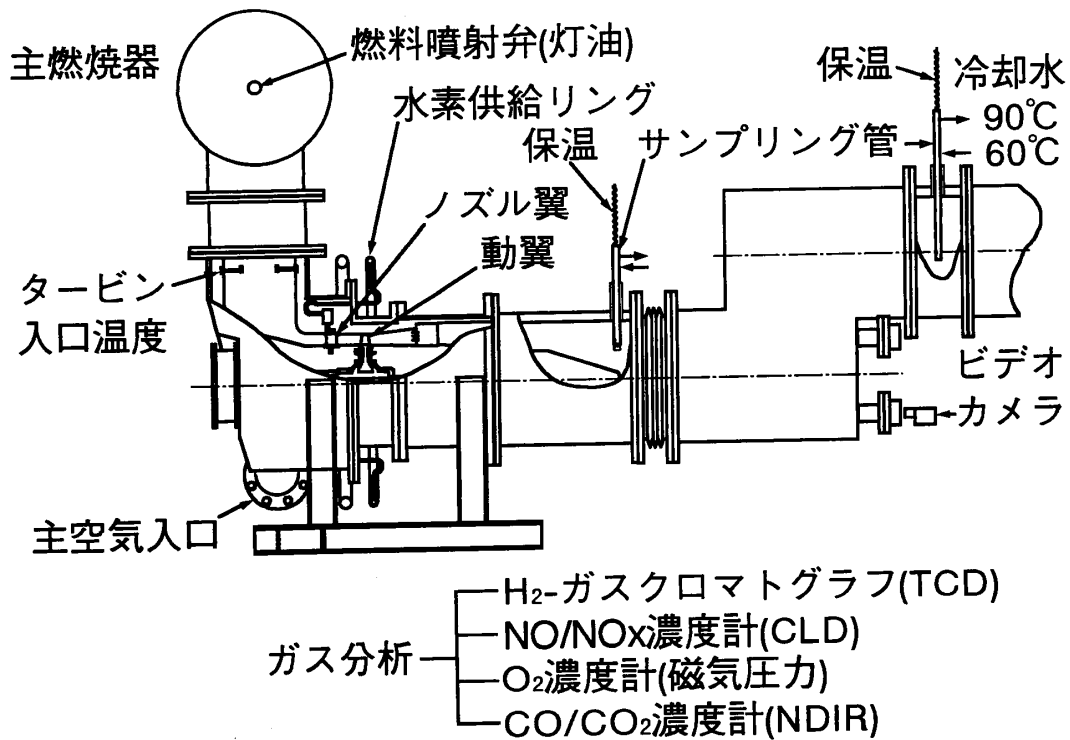


図2 試験装置概要図

ことを予備実験で確認した。

また、ロータ下流の周方向の水素およびNOx濃度と温度の分布を計測するため、ロータから約850mm下流の環状ダクト断面に、放射シールド付きK熱電対を取り付けた水冷サンプリングプローブを周方向に6本挿入した。

ノズル翼後流での再熱用水素の燃焼状況はL型曲がり部にある2個の覗き窓から回転する動翼の隙間を透してみる事が可能で、全ノズル翼の約2/3を観察できる。火炎の状況はこの覗き窓からビデオカメラで観察、録画した。

3. 水素燃焼効率改善の検討

前報までの実験結果では水素燃焼効率が期待したものより低い。これはビデオの観察から一部のノズル翼から吹出された水素が未着火であるためと考えた。このことをガス分析により検証するためにロータ下流で周方向に水素濃度分布を計ることにした。ロータ下流の環状ダクト断面における再熱運転時の残存水素濃度の周方向分布の例を図3に示す。残存水素がほとんど検出されない部分と後方の排気ダクトで計測した残存水素の平均濃度に比して非常に濃い部分があることが判明した。このように局所的に高い残存水素が生じるのは、比較的低温のガスがノズル翼上流から流入し、この低温ガス中に吹き出された水素は燃焼状態が悪くなるためと推定される。

図3には、NOx濃度およびNO/NOx比の周方向分布も示す。再熱時のNOx濃度は周方向に一樣で、かつ非再熱時と比較しても

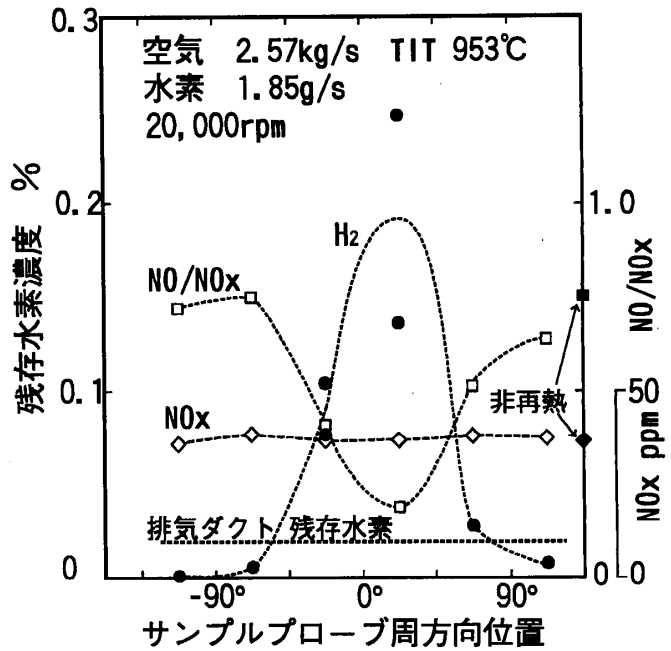


図3 タービン出口周方向ガス濃度分布

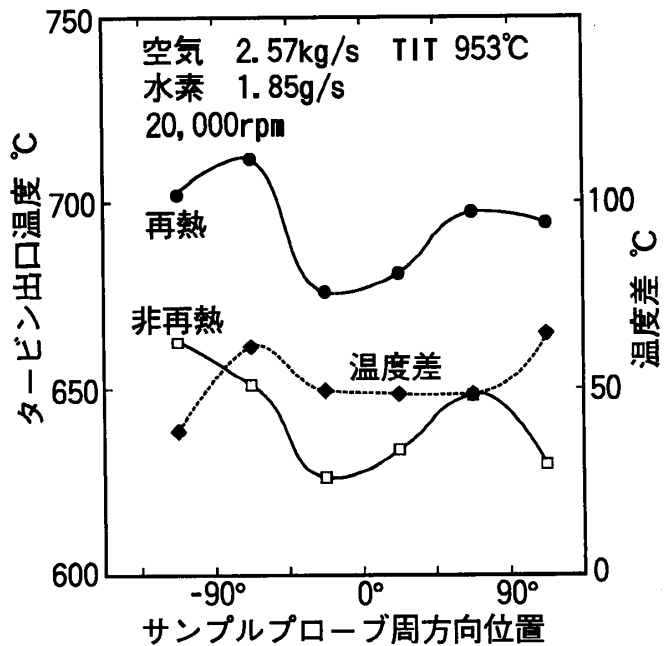


図4 タービン出口周方向ガス温度分布

ほとんど変化はない。しかしながらNO/NO_x比は、残存水素の多い場所では減少していることが明らかになった。

図4に再熱時と非再熱時の周方向温度分布を示す。周方向にかなりの温度不均一があるがいずれの位置においても再熱時には相当な温度上昇が見られる。このことは、残存水素が検出されないのはノズル翼から水素が吹き出されていないためではなく、すべてのノズル翼から再熱用水素は吹出されて燃焼していることを示している。

ノズル翼上流には内部ケーシングの接続部があり、ここにかかなりの隙間があり、この隙間から低温の主空気が燃焼ガス中に漏れ込むことが考えられた。そこで、隙間を塞ぐために挿入が可能な部分に0.3mm厚さのシムを挿入した。あわせてノズル翼に流入するガスの最低温度を高めることを目的にTITを約20℃上昇させて以後の実験を行うことにした。

以上の対策の効果を見るために再熱実験を行い、タービン後流より再熱時の火炎の様子をビデオカメラで観察し、以前には火炎の存在が確認できなかった部分に明瞭な火炎を確認することができた。

4. 実験結果

<再熱用水素燃焼効率>

図5に再熱用水素の燃焼効率を示す。主空気流量2.6kg/s、TIT944℃の場合、水素流量が2.4g/sまでは燃焼効率が92~93%であるのに、TITを966℃に上昇すると燃焼効率は97.5~99.8%まで改善される。特に、水素流量1.5g/sの時、ビデオで観察できる範囲の全てのノズル翼後流で安定な火炎が観察できた。TIT944℃で水素流量が3g/sの場合は燃焼効率は大幅に低下する。また、主空気流量を2.3kg/sに低下した場合、水素流量1.5g/sと1.8g/sでは全てのノズル翼後流で安定な火炎が観察され、燃焼効率は99.8~99.9%が得られた。

図6は、再熱時のNO/NO_x比の変化と残存水素濃度の関係を示したものである。再熱によってNO_x中のNOの割合が低下し、NO/NO_x比は残存水素濃度と極め

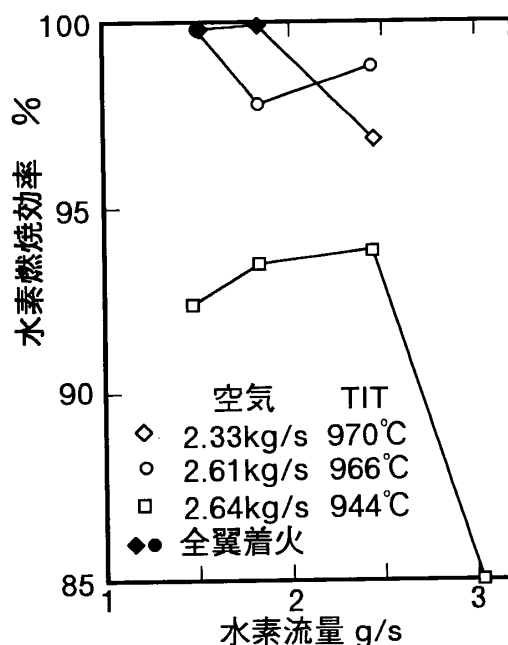


図5 再熱用水素の燃焼効率

て明瞭な関係があることを示している。

<タービン出力>

図7は、回転数20,000rpm、主空気流量2.6kg/sにおける再熱実験の結果を、比出力と水素流量の関係で示す。ここで比出力は動力計出力を主空気流量で割ったものである。TIT944℃では、水素流量が2.4g/sまでは比出力が上昇するが、それ以上では比出力はあまり増大しない。この原因は、水素流量の増大とともに吹き出し速度が大きくなり、燃焼がノズル翼と動翼の間で完了しないことと、図5で示したように水素の燃焼効率も悪化するためと考えられる。また、TITを約20℃上昇した場合の比出力は、TITの上昇とともに上昇している。

図8は主空気流量2.6kg/sにおける比出力の回転数による変化を示す。非再熱の時、最大比出力が得られる

のは18,000rpm付近であるが、再熱時には約5%高い19,000rpm付近に上昇する。再熱による最大比出力は非再熱時より約4%増加する。

図9は主空気流量が2.3kg/sにおける比出力の回転数による変化を示す。非再熱時の最大比出力が得られるのは16,500rpm付近であるが、再熱時には約5%高い17,500rpm付近である。再熱による最大比出力の増加は約4%である。

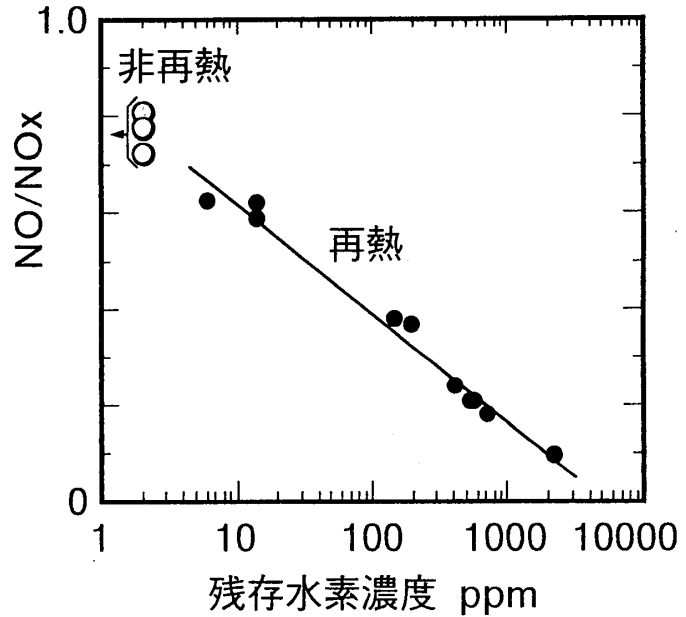


図6 NO/NOx比と残存水素濃度の関係

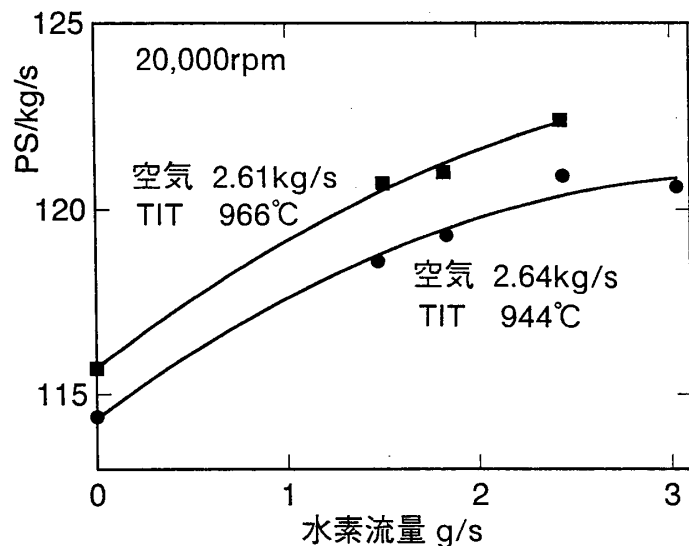


図7 比出力と再熱用水素流量

5. まとめ

- (1) ノズル翼前方の内部ケーシング接続部の隙間を塞ぐこととタービン入口温度を上昇することにより、ほぼ100%の再熱用水素の燃焼効率が得られた。
- (2) NO/NO_x比は再熱によって低下し、残存水素濃度と明瞭な相関関係がある。
- (3) 再熱により比出力は約4%増加した。
- (4) 最大比出力が得られる回転数は再熱によって非再熱時のそれより約5%増加する。

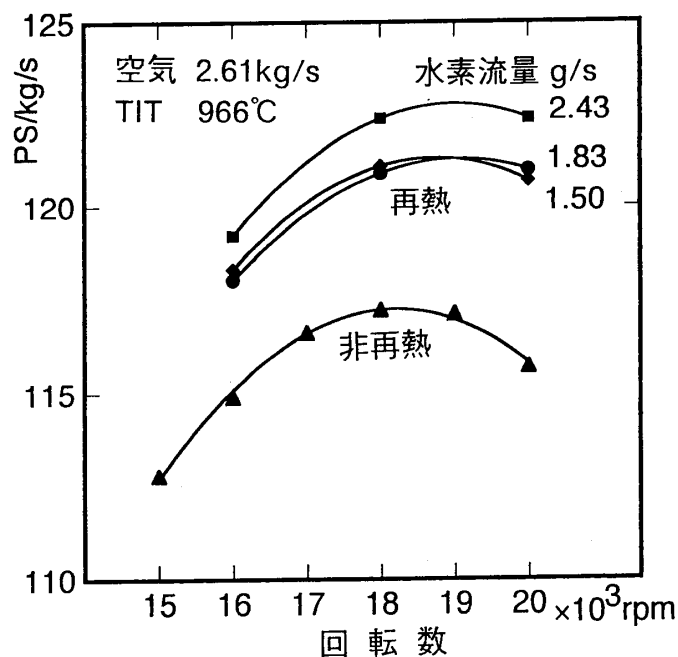


図8 比出力と回転数 (主空気流量 2.6 kg/s)

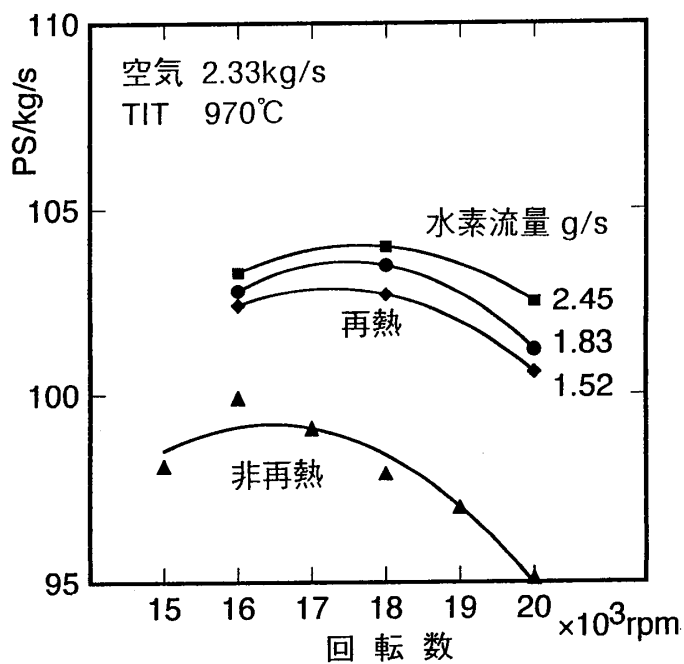


図9 比出力と回転数 (主空気流量 2.3 kg/s)

<参考文献>

- 1) 森下他、日本ガスタービン学会秋季講演会 (1992. 11、長崎)
- 2) 菅他、日本ガスタービン学会秋季講演会 (1993. 10、盛岡)

CFDによるタービン空力設計

*伊藤 栄作 (三菱重工)

青木 素直 (三菱重工)

1. まえがき

ガスタービンの空力設計では、流れの数値シミュレーション技術、即ち、CFDコードを駆使した翼設計が行われている。翼設計に用いられるCFDコードの中で、翼間流れ解析プログラムは最も使用頻度が高い。このため、翼間流れ解析プログラムには、計算時間が短いこと、いかなる翼型及び翼列作動条件に対しても適用可能であること、計算精度が高いことなどが要求される。これらの要求を満足するものとして、従来より準3次元及び3次元の非粘性流解析コードが使用されてきたが、最近では粘性流解析コードも頻繁に使用されている。また、これらのCFDコードは、単翼列のみならず多段流れを取り扱えるように拡張され、冷却空気の混入も考慮可能となっている。さらに非定常流解析コードの開発も進んでいる。

本論文では、これら各種CFDコードのガスタービン翼設計への適用例と今後の課題について述べる。

2. CFDを用いたタービン設計の概要

タービン設計手順は、次の5段階に分けられる。(図1)

- ①タービン流路形状及び各段速度三角形設計
- ②翼型空力設計
- ③内部冷却構造設計
- ④翼振動強度設計
- ⑤設計された翼データに基づくタービン性能計算

これらの設計に用いられるデータのやりとりは全て自動化され、CAEシステムとしてまとめられている。上記の設計手順の中で最適化のために最も複雑な調整作業を必要とするのは、②から④までの翼型設計である。各種CFDコードは、当然②で繰り返し使用されるが、空力設計のみならず③及び④の冷却、構造強度、振動等、他の重要な設計項目の境界条件を与えるものとして、不可欠となっている。

また、⑤においては、以前は翼形状パラメタを用い

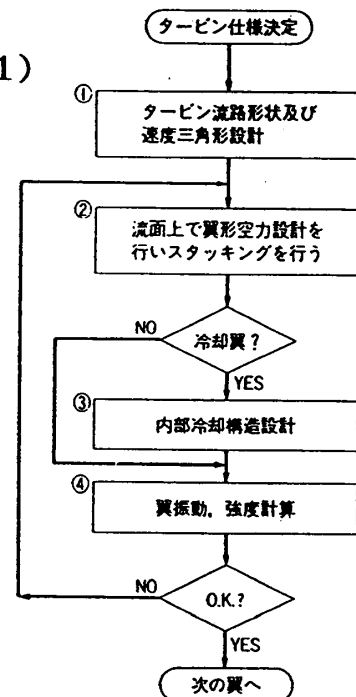


図1 タービン設計手順

た損失モデルによってタービン性能が計算されていたが、近年CFD、特に3次元粘性流解析コードが用いられるようになりつつある。

以下に、空力設計を幾つかのステップに分類しCFDコードの適用例及び検証例について述べる。

3. 準3次元翼設計

従来、翼間流れ解析には、非粘性流解析プログラムが使用されてきた。非粘性流解析では基本的に翼損失の評価はできず翼面のマッハ数分布の良し悪しが、設計の判断基準であり、全圧損失の定量的評価は、設計者の経験により推定するか、または、翼列試験により確認する必要があった。しかし最近、実用性の高い粘性流解析プログラムが開発され、翼列性能の定量的評価が可能となりつつある。このような背景において、CFD、特に粘性流解析プログラムの精度が重要であり、十分な検証が必要である。

ここでは、典型的なガスタービン翼(図2)を準3次元粘性流解析プログラムを用いて解析し、計算格子点数、及び、計算格子の周方向格子間隔の比が、解析結果に与える影響について調べ、全圧損失値を実験データと比較した結果を示す。本研究で用いた手法は、タービン翼列の1ピッチ間の領域を多数の要素に切り、その各要素内で保存形で書かれ且つ粘性項を含めた運動量方程式と連続の式と、エネルギー保存式を解くものである。また、乱流の効果を表現するため、ボールドウィン・ロマックスによる二層混合長モデルを用い、乱流渦粘性係数を求めている。

粘性効果を精度良く予測するためには、翼面境界層内に数点の計算格子を入れる必要がある。実際の設計では計算時間を短く保ちつつ、精度良い解を得るように翼面付近で格子を密に、翼間中央付近では粗くする必要があるが、その格子間隔の比が大きすぎると、数値誤差の影響が無視できなくなる。図2の翼型に対して、様々な計算格子点数、及び、計算格子の周方向格子間隔の比が、解に与える影響を調べた結果、

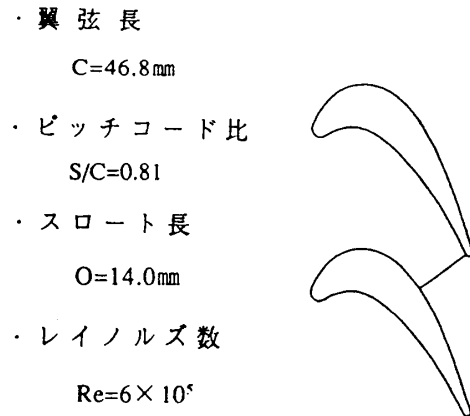


図2 供試翼列

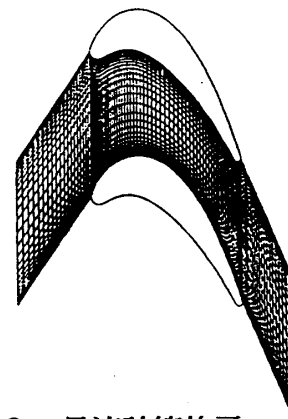


図3 最適計算格子

出口マッハ数 $M2=0.8$ では、実用上十分な計算精度を保ちつつ、最小の計算時間で解を得るためには、図3に示すように格子点数が最低 100×33 程度、周方向格子間隔が1.3程度を取り、翼面境界層内部に最低約7点を取るのが良いと考えられる。また、衝撃波が生じている遷音速翼列に対しては、さらに格子点数を増したほうがよい場合もある。

また、上記計算格子を用いて得られた全圧損失値を実験データと比較した結果を、図4、5に示す。出口マッハ数 $M2=0.8$ では実験データの傾向を精度良くシミュレートできることがわかる。

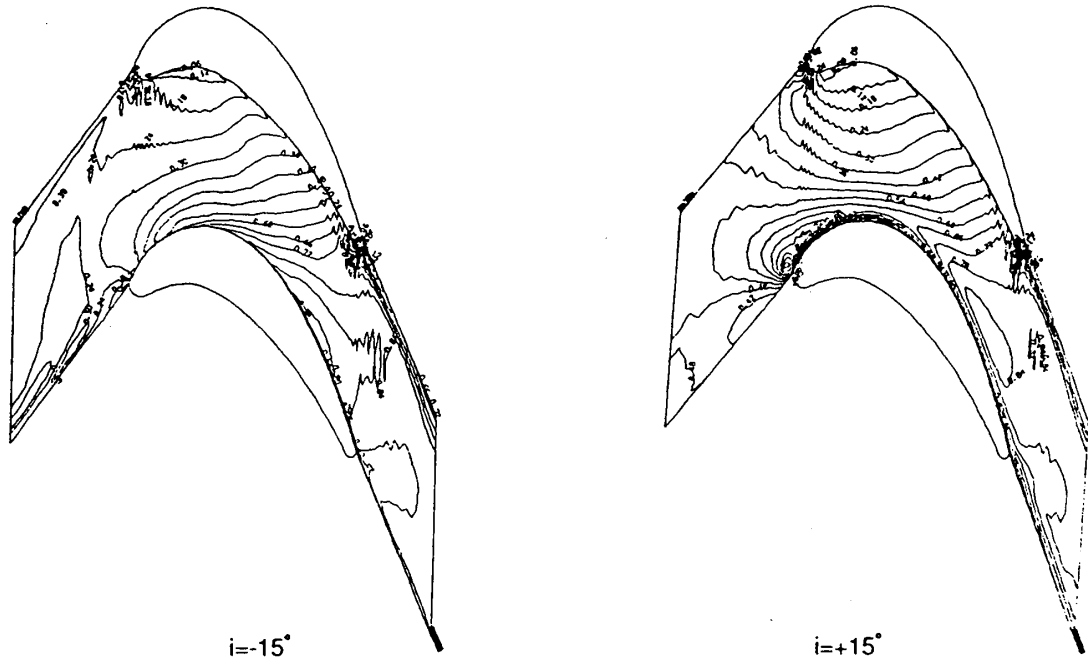


図5 翼間マッハ数分布 (インシデンス角 $i=-15^\circ$, $i=+15^\circ$)

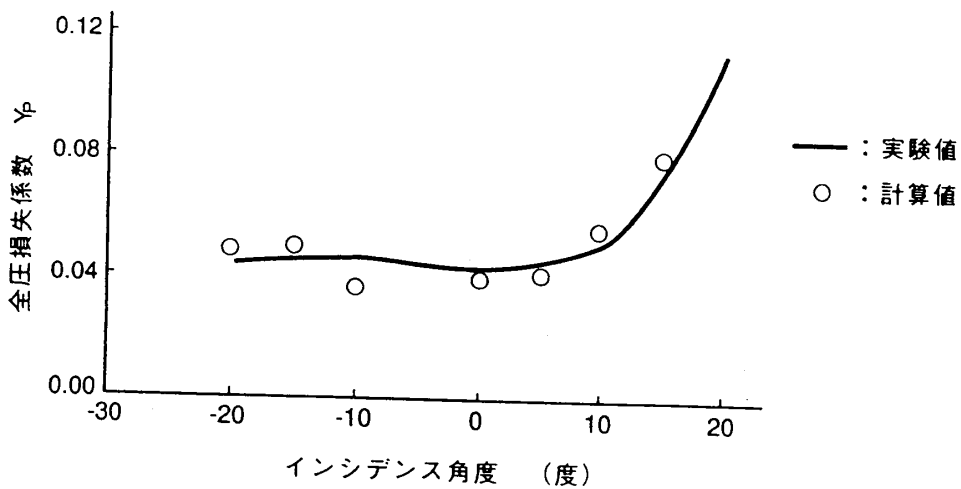


図6 全圧損失値のインシデンス角特性

4. 3次元翼設計

上記準3次元翼設計で設計された翼型を半径方向にスタッキングして3次元翼を設計する。上下の端壁形状やスタッキングラインの選択によって、翼間流れ場が大きく変化する場合や、最終段動翼のように長翼の半径方向の流れが無視できないときは、3次元流れ解析を行い、必要があれば準3次元設計まで立ち返らなければならない。

これまで、3次元粘性流解析プログラムの検証のために、数多くの環状翼列試験やタービン試験のデータが解析結果と比較されてきた。その一例を図7～10に示す。このように翼面マッハ数、タービン流量、全圧損失分布等かなりの精度で予測できることが報告されており、未だ遷移点の取扱いや剥離流の予測精度向上など改良点が多いものの、かなり実設計に適用されている。

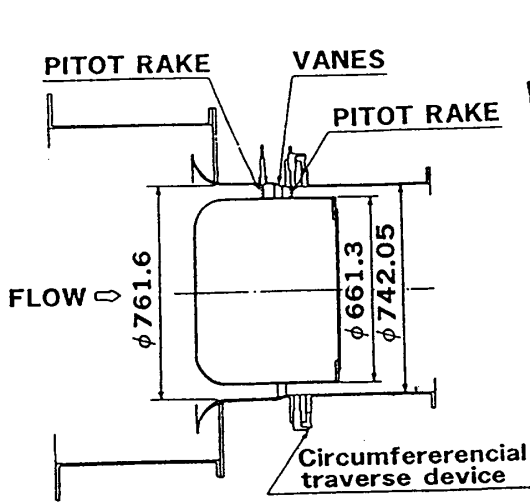


図7 環状翼列試験装置

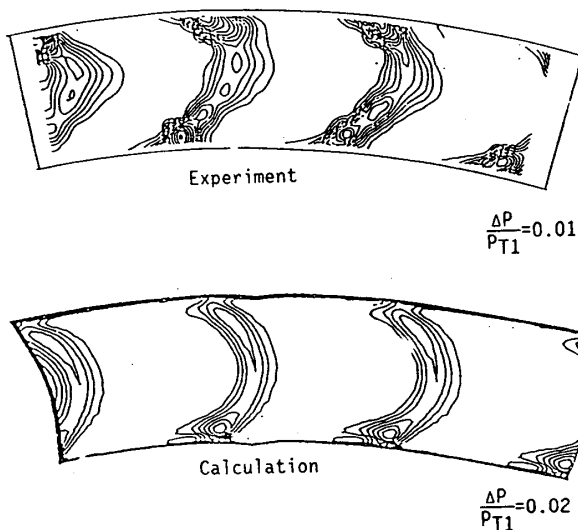


図9 翼列出口全圧分布の比較

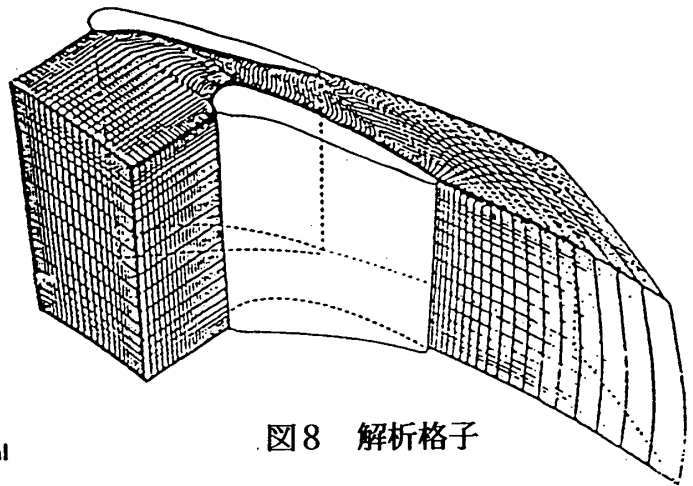


図8 解析格子

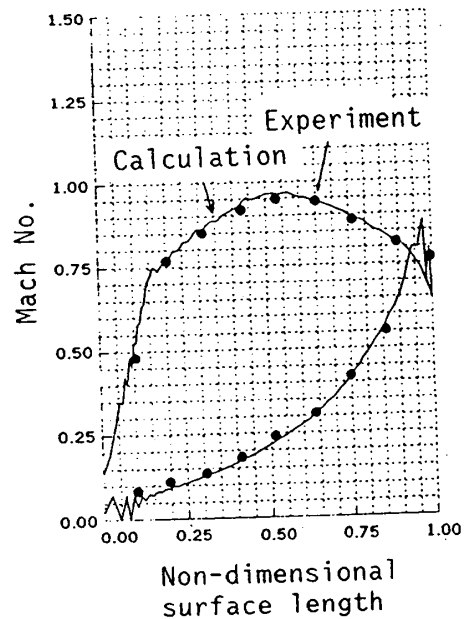


図10 翼面速度分布の比較

5. 多段空力設計

各翼の翼型設計が終了すると、前置翼列からの流入角の確認、即ちマッチングの確認を行う為に多段流れ解析が行われる。計算時間の制限から非粘性多段流れ解析が多用されるが、粘性多段流れ解析も使用されるようになった。図1 1に解析格子を示す。

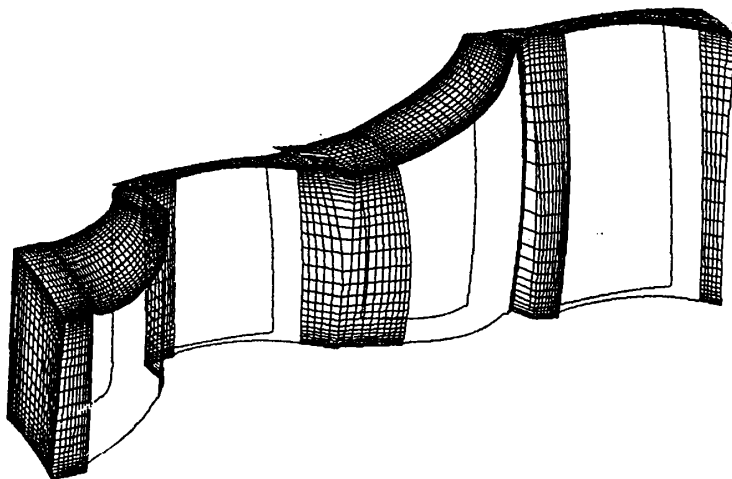


図1 1 粘性多段流れ解析に用いられる解析格子

6. 冷却空気を考慮した多段空力設計

前項まで、翼列の入口と出口で流量が保存される場合、即ち、冷却空気の混入がない場合の解析法について述べてきた。ところが、実際のガスタービンではますます高温化が進みつつあり、タービン翼列のフィルム冷却が多用されているため、その冷却空気の翼列流れへの吹き出しの効果、及び、上流で吹き出された冷却空気の後方段への影響を考慮する必要がある。そこで、冷却空気を考慮可能な多段流れ解析プログラムが開発された。本解析法では、翼面に設けられた多数のフィルム冷却孔において指定された冷却空気の吹き出し温度・圧力・角度と、各タイムステップで出力される翼面局所静圧により、流量及びエネルギーの保存則を用いて冷却空気の混入が考慮される。図1 2に解析格子を、図1 3に冷却空気を考慮した場合の翼面全温分布を示す。図1 3から明らかのように冷却空気の影響は非常に大きいことがわかる。

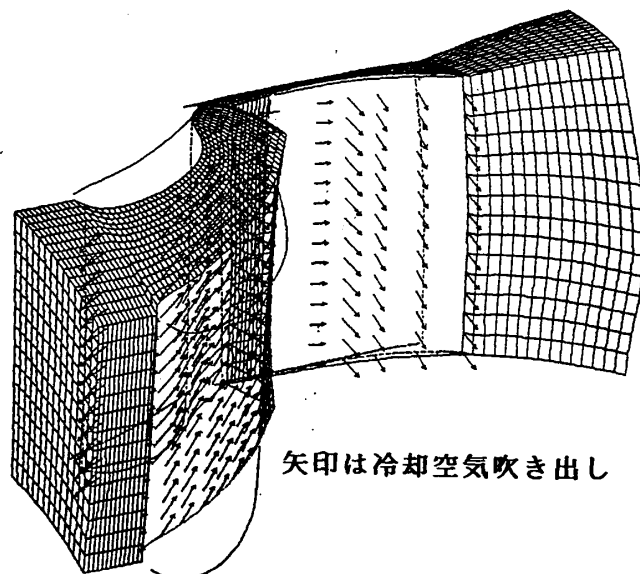


図1 2 解析格子

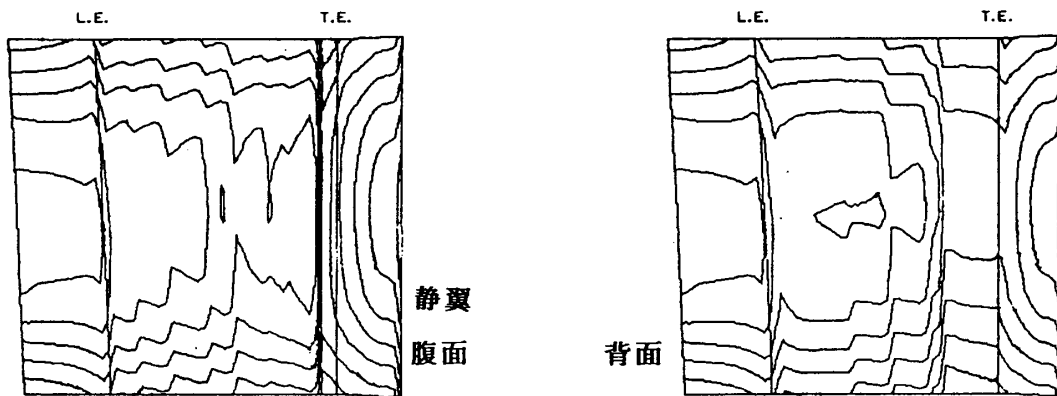


図13 冷却空気を考慮した場合の翼面全温分布

7. 非定常翼列空力設計

一般に翼型設計は、上述のように定常流れ場において実施されるが、実際の流れは、非定常であり、後縁からの非定常渦放出、隣接する翼列同士のポテンシャル干渉、後流・衝撃波の後方段への影響等の現象ががよく知られている。空力性能上考慮すべき点は、これらによる翼面境界層の遷移点の移動や、翼列へのインシデンス角の変化等があり、翼の信頼性の点からは、翼面静圧変化による励振力や、空力ダンピングが負になることによるフラッタ現象等がある。

解析は、単翼列または、多段翼列での非定常解析が行われる。図14に多段粘性流非定常解析を、図15には粘性流解析によるフラッタ予測例を示す。

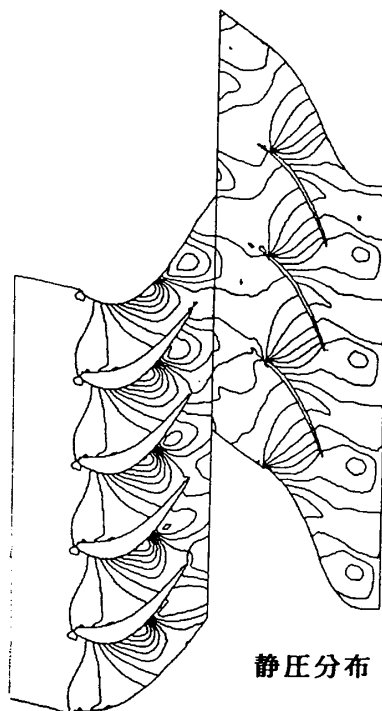


図14 多段粘性流非定常解析

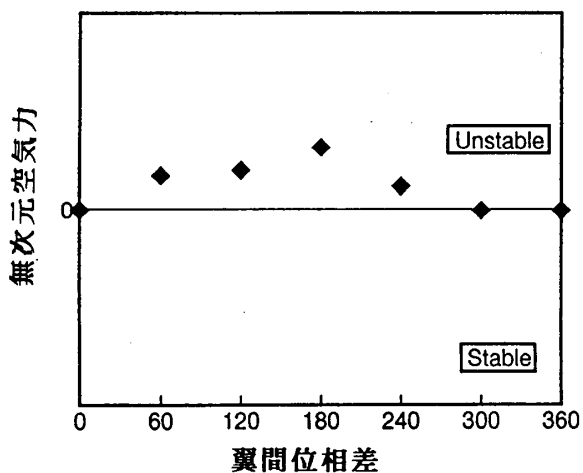


図15 粘性流解析によるフラッタ予測



8. CFDコードの今後の課題

上述のようにCFDコードが取り扱える範囲は急速に広がってきたが、ここで実設計で使用するための問題点をまとめておく。

まず第一に計算時間の問題である。例えば、3次元粘性流解析コードを計算するためには、十数万点の解析格子を用いた場合、スーパーコンピュータでも数時間を要するため繰り返し使用することは困難であり、非粘性流解析と準3次元粘性流解析をルーチンプログラムとしてうまく利用することが大切である。

また、精度に関しては、プログラムの高度化とともに、より高精度な実験データに検証することが必要となってくる。実設計で参照する各パラメタ、例えば、流速分布や流量特性、境界層の性状、等を項目毎に検証していくことが必要と思われる。そして、実験データと比較した結果、予測精度が不十分と判断された場合には、解法の本質的な問題か、それとも解析格子や乱流モデルの問題か等を判断する必要がある。特に乱流モデルが問題となる場合は、圧力勾配の正負等の適用範囲を明確にして、乱流モデル自体の高度化が必要か、現状の乱流モデルの修正を行うべきかを見極める必要がある。実設計の点から言えば、やみくもに乱流モデルを高級化するよりも、現状の乱流モデルの適用可能範囲を明確化し修正していくほうが良いと思われる。

9. あとがき

タービン空力設計の中で、CFDコードは繰り返し用いられており、使用されるコードも短時間で解が得られる非粘性流解析コードのみならず、より正確に流れ場を把握できる粘性流解析コードや、冷却空気の混入を考慮可能な多段流れ解析も多用されるようになってきた。また、非定常流れ解析も可能となってきており、これらを有効活用することによって複雑な実機タービン流れを模擬できるシミュレーターとしての役割が期待される。

参考文献

- (1) T. Sato, S. Aoki and H. Mori, ASME Paper No. 85-JPGC-GT-11.
- (2) Denton, J, D, ASME Paper No. 82-GT-239.
- (3) T. Sato, S. Aoki and T. Nagayama, Transactions of ASME VOL. 108, No. 2, Oct. 1986 No. 86-GT-57
- (4) T. Sato, S. Aoki and T. Nagayama, Transactions of ASME VOL. 108, No. 2, Oct. 1986 No. 86-GT-58
- (5) Dawes, W. N., ASME Paper No. 88-GT-70
- (6) 伊藤、森、青木、第19回ガスタービン定期講演会講演文集
- (7) W. N. Dawes, A. J. White, ASME Paper No. 93-GT-250
- (8) T. Eguchi, A. Wiedermann, Book of Abstracts, The 7th International Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines

C F Dによる遠心圧縮機空力設計

*須賀信也 橋本啓介 東部泰昌 藤井龍雄 (川崎重工業)

1. まえがき

ガスタービンには、各要素の高効率化を図る事によって低燃費化を促進すると共に、構造を簡素化し重量・コストを低減する事が求められている。このため、ガスタービンの主要構成要素のひとつである遠心圧縮機では一段当たりの圧力比が増大する傾向にあり、インペラの翼面負荷やインデューサ流入部の相対マッハ数が従来のものより大きくなってきている。これらの条件において高効率な遠心圧縮機を設計するには、インペラ内部の複雑な三次元流れを精度良く解析し、内部流れに起因する各損失を低減する必要がある事から、三次元C F D (数値流体解析) の設計への適用が進められている。

近年のC F D技術とコンピュータ技術の著しい進歩によって三次元N S解析も可能となりつつあるが、計算時間が長くコストが膨大なものになるため、形状の最適化を図るために翼形状設計を繰り返し行う実設計に適用するのは現状ではまだ困難である。一方、オイラー解析は非粘性ではあるが、高負荷インペラ内部の亜音速・超音速が混在した流れを解析でき、計算時間も比較的短いので翼形状設計に広く用いられている。

本稿では、代表的なオイラー解析手法であるD E N T O N法による三次元流れ解析をインペラ翼設計に適用した事例について紹介する。

2. 適用解析例

インペラの空力性能を決定する主要な形状パラメータには、シュラウド・ハブの子午面形状、翼形状 (翼角度分布および翼厚分布) がある。さらに、高負荷、高マッハ数のインペラにおいては、インデューサ部ではシュラウドでの最大相対マッハ数を抑えると共にチョークマージンを確保するために翼枚数を少なくし、出口部分では高負荷に対応するため翼枚数を多くしたスプリッタタイプを採用する事があり、この場合は、スプリッタ翼の翼形状及び開始位置も重要なパラメータとなる。

これらのパラメータの変化は相互に影響し合い、また、翼の応力・振動特性にも影響を与えるため、空力解析と構造解析を繰り返し実施して形状を修正し、構造的に成立し得る最適なフローパターンを得る必要がある。

以下に示す例は、このような一連の設計過程の中で上記の形状パラメータの中で一つだけを変化させたときに空力的にどのような影響があるかを調べたものである。

変化させたパラメータは、子午面形状およびスプリッタ翼形状である。

2-1 子午面形状の影響

シュラウド・ハブ子午面形状と翼角度分布は、これらの関係によって基本的な流路形状が決まるため、フローパターンに最も大きな影響を与えるパラメータである。

インデューサ部での翼角度変化が大きいと、ハブ側では流れが急激に軸方向に曲げられるため流路面積が拡大し相対速度が急減速することがある。一方、シュラウド側では、負圧面側の相対速度が増加するため、入口相対流れが超音速となるような高負荷インペラの場合、衝撃波による損失が増大する。これらを防ぐには、インデューサ部での翼角度の変化を小さくして負荷を減らし流れの急変を抑える事が効果的であるが、ハブ・シュラウドの翼角度分布が相互に密接な関係にあるため必ずしも双方を最適化できない場合がある。

ここでは、翼角度の分布自体は変更せず、子午面形状のみを変化させる事によるフローパターンへの影響について検討した例について述べる。

(1) 解析対象

CFD解析の対象としたインペラは、当社が新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）より委託を受けた300kW級セラミックガスタービンの研究開発の要素研究として設計されたもので、スプリッタタイプの遷音速インペラである。性能予測計算により求めたインペラの設計主要目を表1に示す。

表1 インペラ主要目

流量	0.89 kgf/s
回転数	76,000 rpm
インペラ出口静圧	4.5 kgf/cm ² abs
インペラ翼枚数	28(主翼14、スプリッタ翼14)
ハックワート角	44 deg
インデューサ入口チップ径	92 mm
インペラ出口径	160 mm
インデューサ入口相対マッハ数	1.24

解析計算格子を図1に示す。格子点数は周方向、軸方向、径方向にそれぞれ10×75×10点で、計算回数はいずれの場合もおよそ4000回ぐらいの繰り返しで収束した。

(2) ハブ子午面形状の影響

解析は、図2に示したモデル1-1およびモデル1-2について実施した。モデル1-2はモデル1-1に比べてハブ子午面形状を全体的に絞ったものである。

図3に解析によって得られた主翼の翼面相対マッハ数分布を示すが、モデル1-2の方は流路を絞った影響で中間部分で全体的に相対マッハ数が高くなっており、ハブ側のインデューサ部分の急減速も若干緩和されている。一方で、相対マッハ数が一番

高くなるシュラウド側のインデューサ部分では二つのモデルでの違いはほとんどなく、ハブ子午面形状を絞ることによる悪影響はみられない。

これらのことから、ハブ側のインデューサ部分の相対速度の急減速に対する対策として、ハブ子午面形状の変更が効果的であることがわかる。ここでは、ハブ子午面形状を全体的に絞ったのでインデューサ部分に対する影響は小さかったが、インデューサ部分のみを絞るとさらに効果がある。

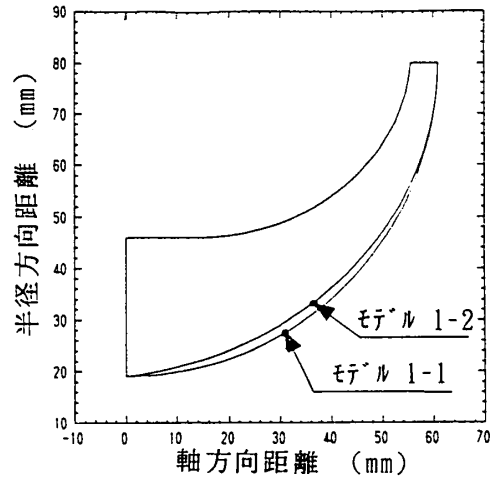


図2 子午面形状

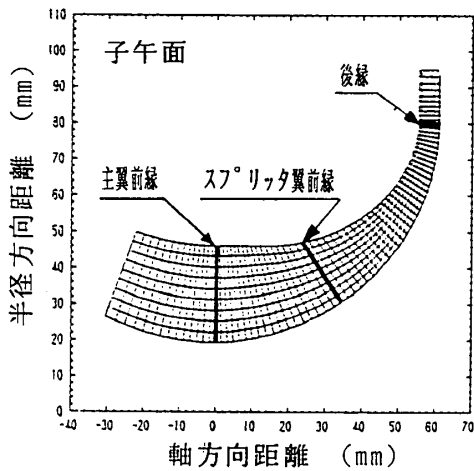
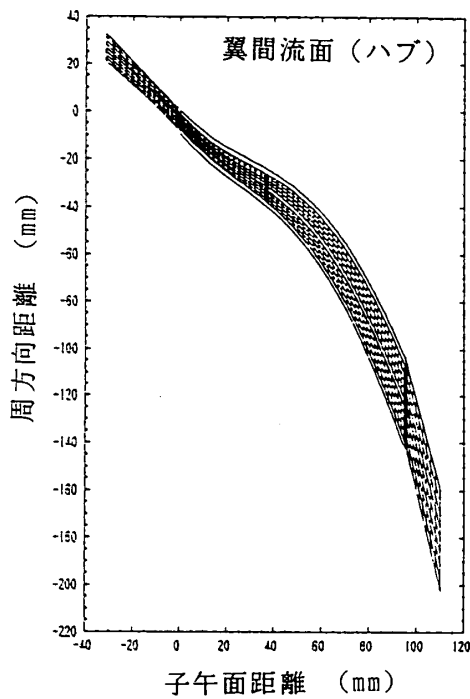


図1 計算格子

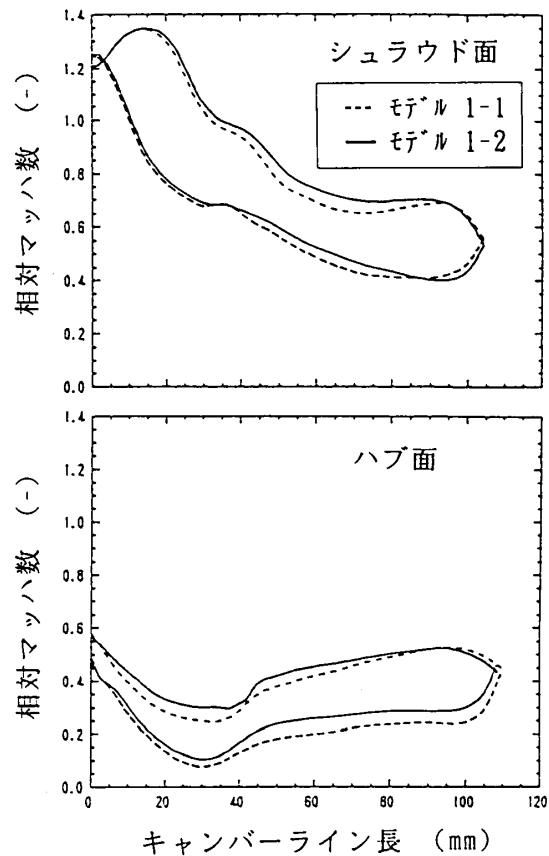


図3 翼面相対マッハ数分布

(3) シュラウド子午面形状の影響

図4に解析を行ったモデル2-1およびモデル2-2の子午面形状を示す。モデル2-2はモデル2-1に対してシュラウド子午面形状のインデューサ直線部分を長くしたものである。解析によって得られた主翼の翼面相对マッハ数分布を図5に示す。モデル2-2の方は流路を絞った影響で中間部分で全体的に相对マッハ数が高くなっているが、シュラウド側インデューサ部の相对マッハ数分布についてはモデル2-1に見られる局所的な相对マッハ数の増大は無く、最大値も小さい。また、ハブ側のインデューサ部分の急減速も流路を絞った影響で緩和されている。

このように、シュラウド側インデューサ部分の最大相对マッハ数の局所的な増大を抑える方法として、翼角度分布を変更するだけでなく、シュラウドの子午面形状を変えることも有効な手段であることがわかった。

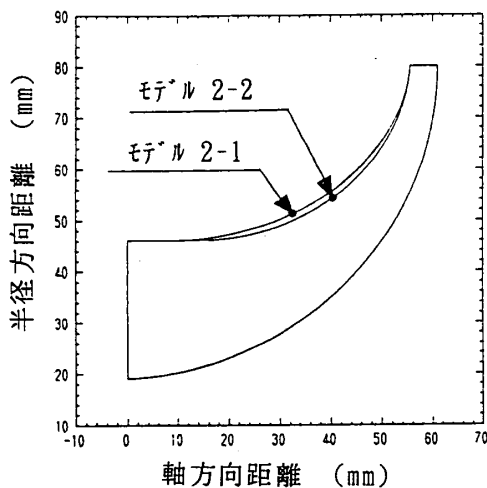


図4 子午面形状

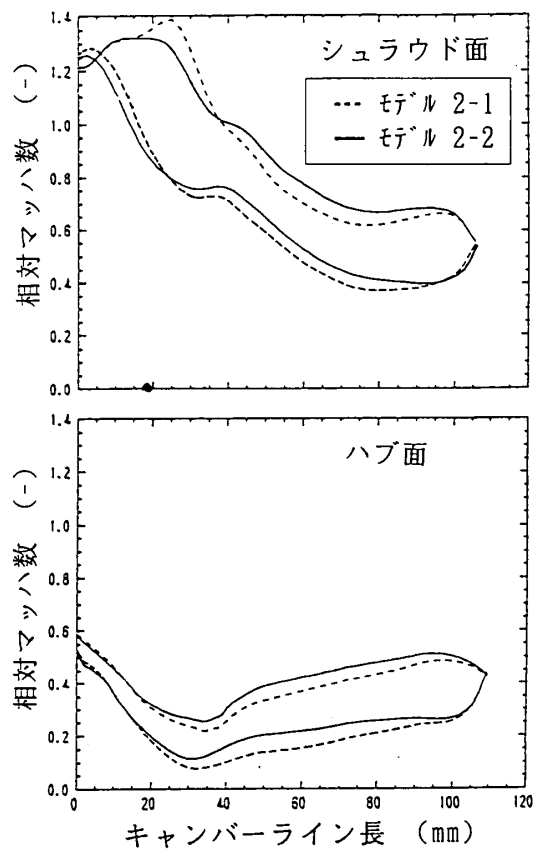


図5 翼面相对マッハ数分布

2-2. スプリッタ翼形状の影響

前述の通り、スプリッタ翼の採用はインデューサ部での損失を抑えつつインペラの負荷を高めるのに有効な手段であるが、スプリッタ翼によって分断される部分の流れは、主翼の入口のような一様流ではなく複雑な流れであり、流れの状態を良く把握していないと損失が大きくなって逆効果になることもある。ここでは、スプリッタ翼の形状によってスプリッタ翼下流の流れがどのように変化するかを解析した例について述べる。

(1) スプリッタ翼前縁形状の影響

前項の解析対象インペラにおいて、モデル3-1およびモデル3-2の二つのスプリッタ翼形状を検討した。モデル3-1は通常用いられるスプリッタ翼で、二つの主翼のちょうど中間に位置し、主翼を途中で切断したものと同一翼厚中心形状を持ち、翼厚分布が違うものである。モデル3-2はスプリッタ翼前縁部分のシュラウド側を主翼の負圧面方向にずらしたものである。図6にシュラウド面での翼形状を示す。

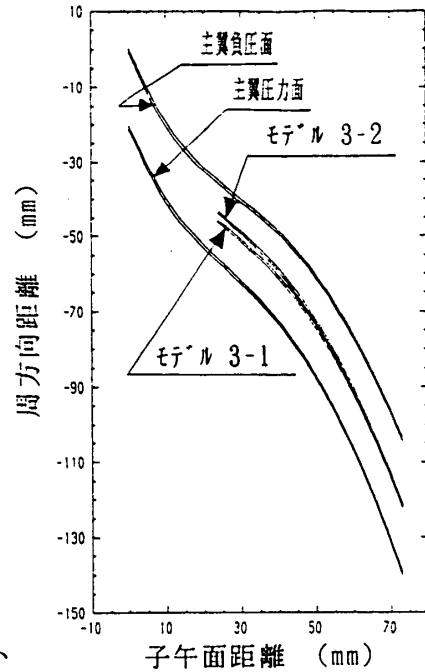


図6 シュラウド面形状

図7に示した解析結果の翼面相对マッハ数分布を見ると、モデル3-1はスプリッタ翼前縁シュラウド側で流れの角度と翼の角度が一致していないため、スプリッタ翼前縁部で局所的に急激な加減速を生じている。また、負圧面側と圧力面側の相对マッハ数の差を翼負荷をみなすと、モデル3-1のシュラウド側ではスプリッタ翼によって二つに分けられる部分の翼負荷の分布がかなり異なる。これに対して、モデル3-2ではスプリッタ翼前縁部で流れの角度と翼の角度がほぼ一致しているため、急減速部は見られず、スプリッタ翼によって二つに分けられる部分の翼負荷の分布もほぼ等しい。

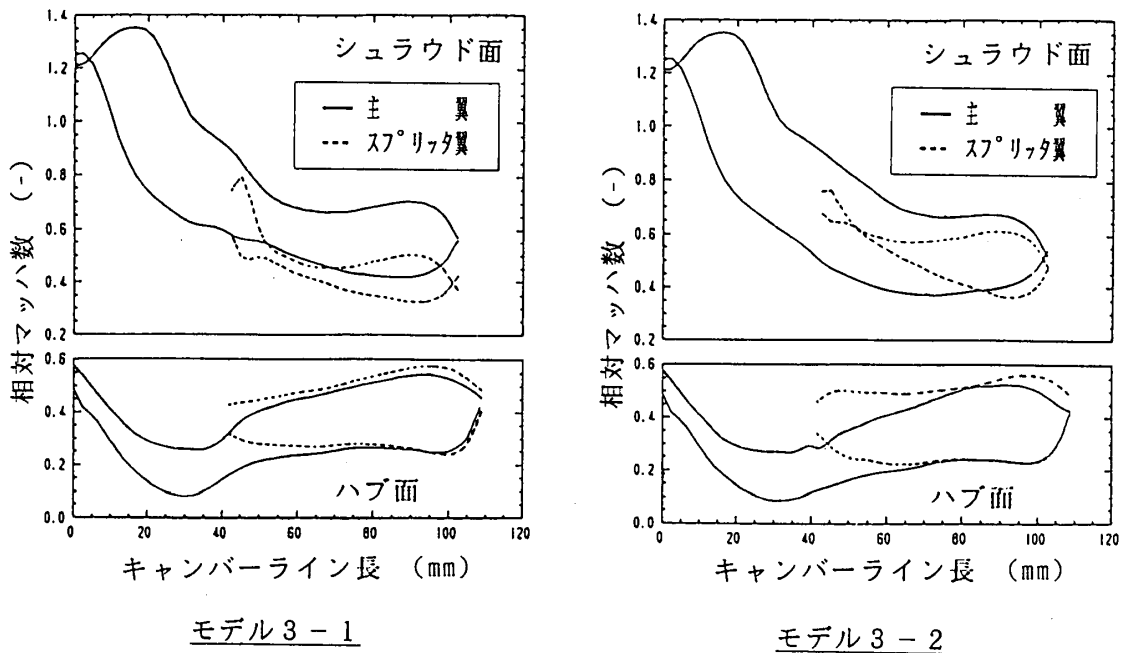


図7 翼面相对マッハ数分布

以上のように、スプリッタ翼前縁形状を変えることによりスプリッタ翼前縁部および下流のフローパターンを改善し、損失を低減できる。

(2) スプリッタ翼周方向位置の影響

次に、スプリッタ翼の周方向位置が流れに与える影響について解析検討を行った例について述べる。解析対象は、当社が開発した航空用小型ガスタービンの遠心圧縮機インペラである。このガスタービン用圧縮機は軸流2段と遠心段で構成され空気流量2.5kg/s、全体圧力比11.5を目標としている。インペラの主要目は、表2の通りである。

表2 インペラ主要目

流量	2.5 kg/s
回転数	49,000 rpm
段圧力比	5.0
インペラ翼枚数	30(主翼15、スプリッタ翼15)
バックワート角	40 deg
平均流入角	25 deg

解析計算は、図8に示す通り隣接する主翼間の周方向位置を負圧面を0.0、圧力面を1.0としたとき0.4(主翼負圧面より)、0.5(主翼間の中央)、0.6(主翼圧力面より)の各周方向位置にスプリッタ翼を設置したモデル4-1、4-2、4-3の3ケースについて行った。

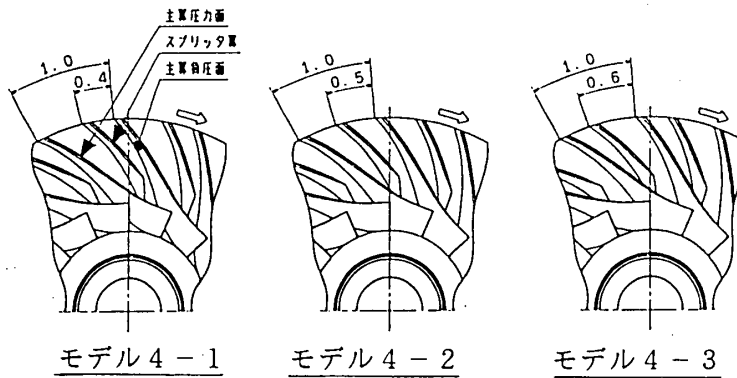


図8 解析モデルインペラ形状

すべてのモデルで、計算格子点数および主翼・スプリッタ翼形状は同一であり、スプリッタ翼の周方向位置のみを変化させた。図9にモデル4-2の計算格子を示す。格子点数は、周方向、軸方向、径方向にそれぞれ13×70×10点である。

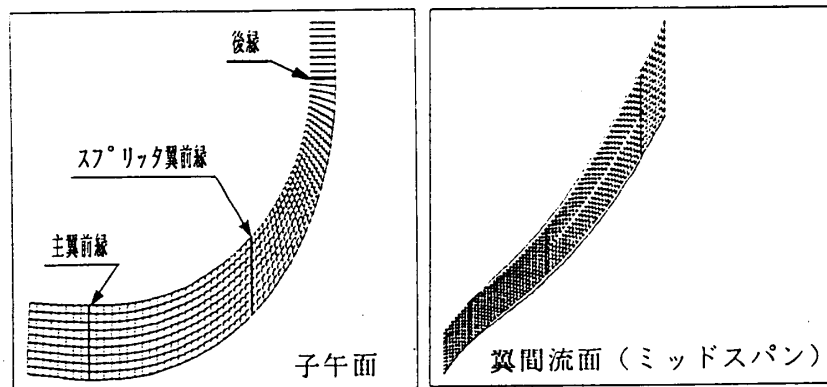


図9 計算格子

解析結果のうちハブ面及びシュラウド面における翼面相对マッハ数分布を図10に、シュラウド面における翼間相对マッハ数分布を図11に示す。

全体的なフローパターンは、ハブ面についてはいずれのモデルもほぼ類似しており、スプリッタ翼厚力面側と負圧面側の二つの流路内で同様なパターンを有しインペラ出口直後で周方向にはほぼ均等な分布となっている。翼面相对マッハ数分布については、図10に示す通り主翼負圧面では入口スロート部近傍でマッハ数が最大となりその後は出口に向かって緩やかに減速している。一方、圧力面では主翼前縁からスプリッタ翼前縁にかけて減速した後、増速しているが、モデル4-1, 4-2, 4-3の順に減速・増速の勾配が緩やかでより滑らかな流れとなっておりスプリッタ翼位置による相違が見られる。

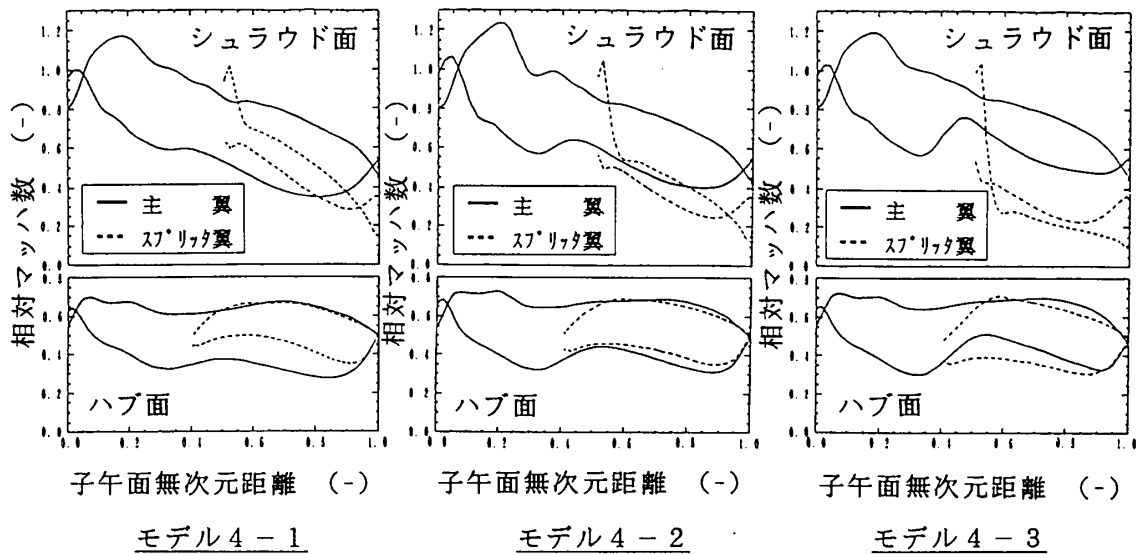


図10 翼面相对マッハ数分布

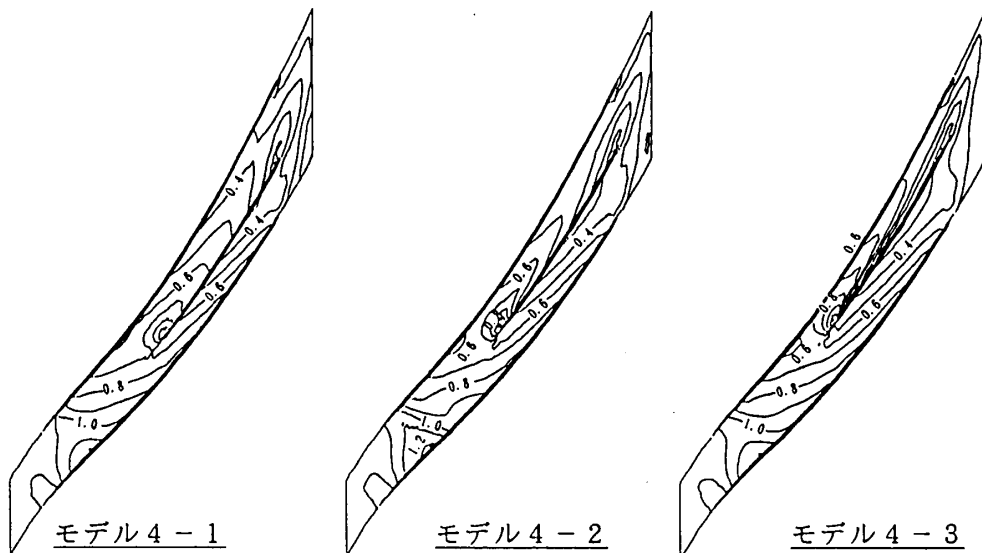


図11 翼間相对マッハ数分布

シュラウド面については、二つの流路内でフローパターンが異なり、スプリッタ翼

負圧面側流路内では、主翼・スプリッタ翼の前縁部分で流れの急激な増減がある。このうちスプリッタ翼入口部での現象は前項にある通り、流れ方向とスプリッタ翼角度の相違が原因と思われ、入口翼角度の調整によって改善できる。スプリッタ翼面マッハ数分布を見ると、図10に示す通り圧力面では各モデルとも比較的類似したパターンで値も近い。しかし、負圧面では前縁部のピークマッハ数はいずれも約1.0と同様な傾向を示しているにもかかわらずモデル4-3、4-2、4-1の順にマッハ数が急減しており、特にモデル4-3では圧力面より低いマッハ数となり負の負荷をもたらしている。このため、スプリッタ翼負圧面と圧力面の速度差はモデル4-1が最も大きくスプリッタ翼での負荷が高くなっている。主翼入口負圧面のスロート部では、ハブ面と同様マッハ数が最大となり出口に向かって減速している。一方、圧力面ではスプリッタ翼開始位置でいったん増速された後減速に転じている。これらの相対マッハ数の増減はモデル4-1の場合が最も勾配が緩やかで入口から出口まで滑らかな分布となっており、翼面負荷分布についてもスプリッタ翼開始位置後方における負圧面と圧力面との速度差が大きくスプリッタ翼と共に高負荷となっている。

このように、スプリッタ翼周方向位置を主翼負圧面寄りとすることでも、フローパターンを変化させ、翼面負荷分布が改善できる。

4. あとがき

三次元のDENTON法によるインペラ内部の翼間流れ解析を設計に適用した事例を紹介した。三次元オイラー解析を用いることにより、従来の準三次元ポテンシャル解析では不可能な超音速流れ、衝撃波、二次流れの解析が可能になりより高度なインペラ設計ができるようになった。

近年のCFD技術の進歩で軸流コンプレッサや軸流タービンにおいては二次元N-S解析が空力設計に適用されつつあるが、インペラは三次元形状が複雑で二次元解析は困難であり、現状では、三次元オイラー解析と境界層計算を組み合わせたものが実設計ツールの主流となっている。しかし、一方では解析コードの進歩と計算機の能力向上により、インペラのような膨大なメッシュ数が必要な三次元N-S解析も可能になってきている。当社においても、三次元N-S解析の実用化開発に積極的に取り組んでおり、今後は、三次元オイラー解析と三次元N-S解析を併用したさらに高度なインペラ設計をめざしている。

なお、本稿でのCFD解析適用例のうち、2-1および2-2(1)については、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)より委託を受けた300kw級セラミックガスタービンの研究開発の要素研究における成果の一部であり、ここに、関係各位に謝意を表します。

CFDによる軸流型ターボ機械の空力設計

*鹿野芳雄（日立・機械研），池口 隆（日立・機械研）
加藤泰弘（日立・機械研），西岡卓宏（日立・機械研）

1. 緒言

火力プラントの発電効率向上を目指したコンバインドサイクルでは，各種の軸流型ターボ機械が使用されており，これら機器の高性能化，高信頼性化は，環境問題や安定したエネルギー供給という社会的な観点から重要な課題となっている。従来，軸流型ターボ機械の開発・設計では，多くの試作を行いその性能や信頼性を確認しなければならなかったが，今日の計算機の飛躍的な進歩により，最近では数値流体力学（以下CFDと呼ぶ）を開発・設計段階で取り入れて，開発期間を短縮する試みがなされている。ここでは，ガスタービン，軸流圧縮機，軸流ファンおよび蒸気タービンなどの空力設計におけるCFDの適用例について述べる。

2. 解析手法の概要

二次元および三次元の翼間流れを，定常流れあるいは非定常流れとして計算する。解析手法としては，陽的時間進行法および有限体積法とbody-fit型曲線座標系を組み合わせた空間の離散化法⁽¹⁾を基本とし，乱流モデルとしては2方程式乱流モデルを採用する。また，時間積分法として，定常流解析ではdamping surface technique⁽²⁾，非定常流解析では2次精度のAdams-Bashforth法を用いる。

Damping surface techniqueでは，時間積分を行う際に陽的に人工粘性を導入し計算の安定化を図るが，Adams-Bashforth法では，時間積分の後の平滑化操作により計算の安定化を行う。なお，計算対象によっては陽的に人工粘性項を導入しないMUSCL法を用いた流束ベクトル分離法⁽³⁾も用いられる。また，前述した2方程式乱流モデルとしては，Launderらの高レイノルズ数型乱流モデル⁽⁴⁾を基本的に採用し，必要に応じてChienの提唱した低レイノルズ数型乱流モデル⁽⁵⁾も使用する。

3. CFDの空力設計への適用例

3.1 ガスタービンにおけるエンドウォールコンタリング

二次流れ渦などの側壁損失を低減する方法の一つとして，側壁を絞るエンドウォールコンタリングが従来より考案されている。ここでは，その実験値と計算値を比較した結果について述べる。

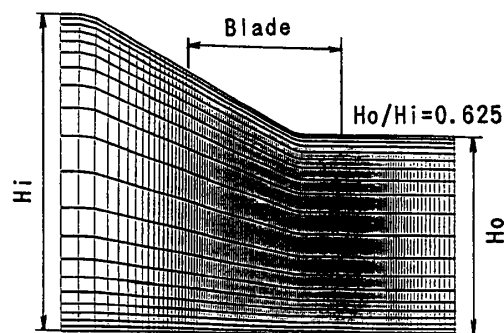


図1 子午面のメッシュ分割

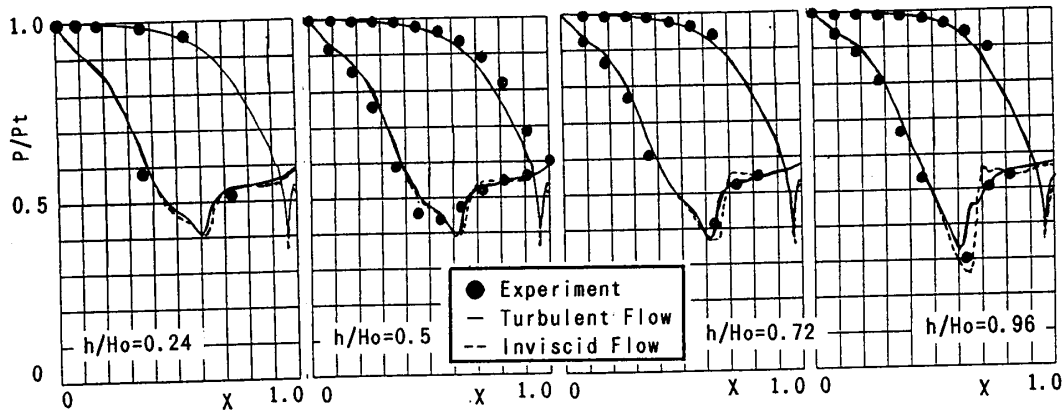


図2 高さ方向断面の翼面圧力分布

図1に、解析対象としたエンドウォールコンタリングを有する直線翼列の子午面でのメッシュ分割の様子と翼の位置関係を示す。ここで、絞り角度は30度とし、計算条件としては、理論流出マッハ数を0.95とした。計算要素数は、流れ方向140、ピッチ方向27、高さ方向20の総計75600である。なお、説明の便宜上、エンドウォールコンタリング側を翼先端、反対側を翼根元と呼ぶ。

初めに、高さ方向断面の翼面圧力分布を流入部全圧で無次元化して図2に示す。図2の横軸は、翼幅で無次元化した翼前縁からの距離、 h/H_o は翼出口高さで無次元化した翼高さ位置である。なお、図2には非粘性流解も同時に示す。翼根元側から先端側にかけて、翼面圧力分布の計算値は実験値と比較的良好一致を示す。翼先端側では、エンドウォールコンタリングの影響で翼負圧面側の流れは急激に加速されるが、その様子も計算で捕えられている。一方、非粘性流解と乱流解を比較すると、翼圧力面側はほぼ同じ値となる。また、翼負圧面側でも、翼先端側の下流側を除けば、ほぼ同じ値となる。違いの現れる翼先端側の翼負圧面側下流では、衝撃波が発生しているが、ここでは、やや乱流解が実験値に近い値を示す。

図3には、解析領域流出部の軸流速度の高さ方向分布を実験値と比較して示す。なお、図3に示す値は、ピッチ方向に平均した値である。図3に示すように、側壁近

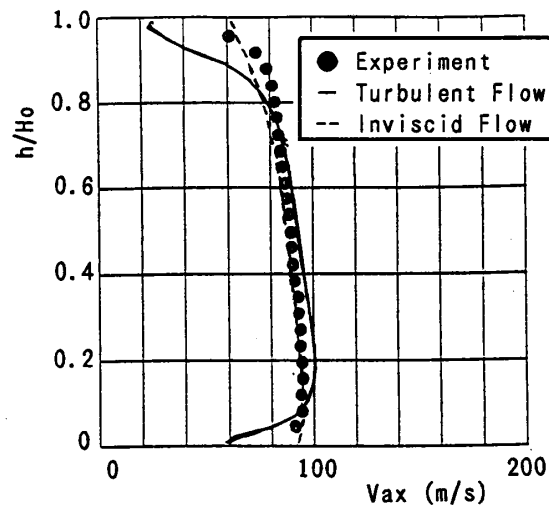


図3 流出部の軸流速度分布

傍を除けば、実験と計算の一致は良好である。一方、乱流解では、側壁近傍の速度の減少が実験値より側壁から離れた位置から始まり、その結果、側壁境界層の影響のない非粘性流解のほうが実験値との一致が良好となる。乱流解が側壁近傍で実験値から離れる傾向を示すのは、翼高さ方向のメッシュ分割数が20と少なく、側壁境界層の影響が精度良く捕えられていないことに起因するものと考えられる。なお、先端壁にエンドウォールコンタリングを施すと、流れは翼根元方向に偏り、そのため、実験値、計算値ともに、根元側の軸流速度が先端側に比べて大きくなる。

このように、非粘性流解析や乱流解析によって、タービンのフローパターンに関する検討が行えることを示した。なお、より定量的な検討を行うためには、計算点数を増やした乱流解析を実施する必要があると考える。

3.2 軸流圧縮機翼列におけるリーン角の影響

最近では、バウ翼あるいはコンパウンドリーン翼などと呼ばれる翼列の三次元効果を狙った翼が注目されている。ここでは、CFDでその基礎検討を行うために、軸流圧縮機の直線翼列を対象とし、リーン角が翼間流れに及ぼす影響を検討した。

計算対象とした圧縮機翼列は流入マッハ数が約0.8で、要素分割数は流れ方向125、ピッチ方向42、高さ方向33の総計173250である。また、計算はリーン角がない場合と 30° の場合の2種類について実施した。ここでも、説明の便宜上、以下に示す図の上側を翼先端部、下側を翼根元部と呼ぶ。なお、リーン角は根元側の翼圧力面と側壁のなす角度が 120° となるように設定した。

図4には、翼後縁端の流れ方向断面における高さ方向速度成分の等速度線分布を示す。平行側壁を有する直線翼列の場合、高さ方向速度成分は二次流れ運動の強弱を示す目安となる。同図から明らかなように、リーン角をつけた場合には、リーン角のない場合に比べて、翼先端部では高さ方向速度成分の絶対値が減少し、反対に翼根元部では増大する。このことは、翼間流れの二次流れ渦は翼先端部で弱まり、翼根元部で強くなることを意味する。これは、リーン角をつけることにより、翼先端部と根元部の翼負荷が変わるためと考えられる。すなわち、側壁と翼圧力面のなす角度が 90° より小さい翼先端部では翼負荷が低下し、 90°

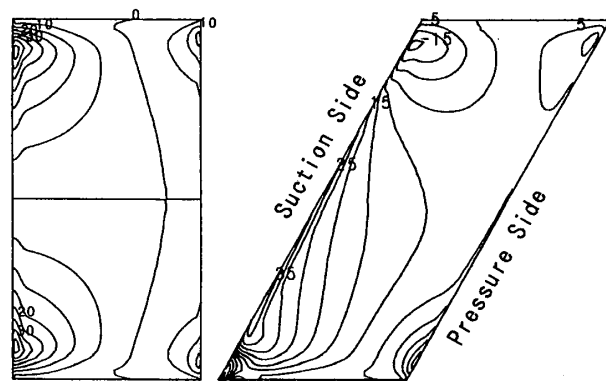


図4 翼後縁端における高さ方向速度成分の分布

より大きい翼根元部では翼負荷が増大する。この結果、図4に示すようなリーン角の影響が現れる。

図5は、翼後縁端における全圧分布を示す図である。なお、図中の数値は流入部全圧で無次元化している。図5に示すように、リーン角の有無に係らず、側壁近傍の翼負圧面側の全圧は低

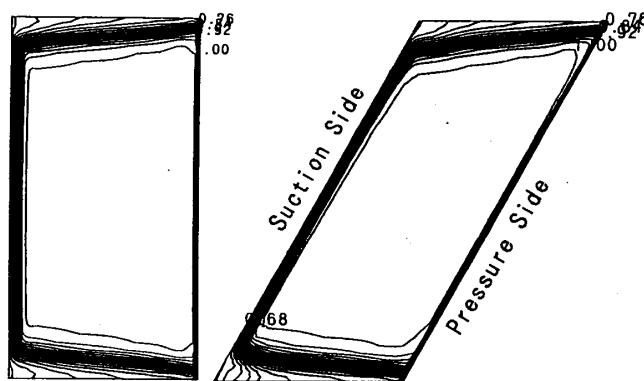


図5 翼後縁端における全圧分布

下し、二次流れによって低エネルギーの流体が翼負圧面側に集まる様子が捕えられている。また、リーン角のある場合には、根元側の全圧が先端側に比較して低下する傾向を示し、リーン角のない場合に比べても全圧低下が認められる。一方、リーン角のある場合の翼先端部では、全圧の低下がそれほど大きくなく、しかも、リーン角のない場合に比べても全圧の低下は少なくなる傾向を示す。

このような三次元効果に着目して設計されたものが、前述したバウ翼あるいはコンパウンドリーン翼などと呼ばれる翼である。現在、その最適形状についての研究がなされているが、本計算例に示したようにリーン角の影響が計算で求められることから、CFDによって翼の三次元形状を決定することも可能であるとの見通しを得た。

3.3 軸流ファンの非定常干渉流れ

非定常干渉流れがターボ機械の性能や信頼性に影響を及ぼすことは、よく知られている。しかし、その影響を定量的に評価し、設計に反映させることは容易ではない。そこで、非定常干渉流れ解析手法⁽⁶⁾を開発し、火花追跡法による流れの可視化⁽⁷⁾によって実験と計算から得られたフローパターンの定性的な一致は確認した。ここでは軸流ファンを用いた実験と圧力変動の比較を行い、設計への適用の可能性を検討する。なお、CFDにおいて静翼と動翼の翼枚数の違いは、時間位相遅れの境界条件により考慮する。

図6は、解析対象とした軸流ファンの動翼と静翼、および翼面圧力の計測点を示す。図6に示す段落は、第二段落であ

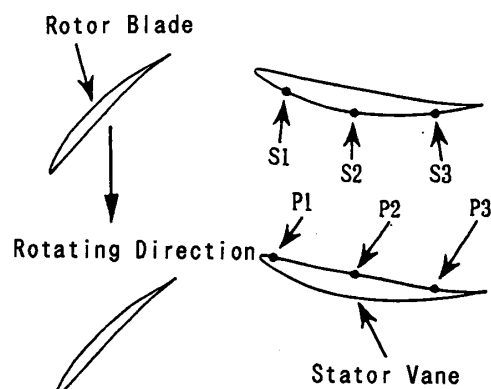
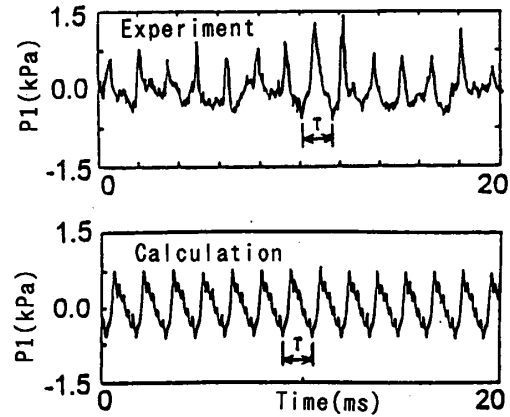


図6 軸流ファンと翼面圧力計測点

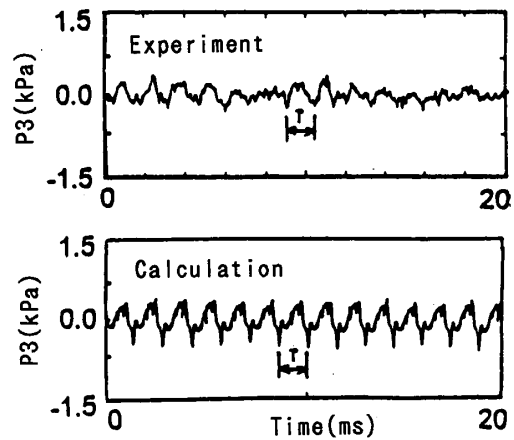
り、翼面圧力の測定は圧力面側、負圧面側ともに3点である。動翼は回転数が2940rpmであり、計算対象とした二次元断面でのピッチ方向の動翼移動速度は約77m/s、計算要素数は、動翼部で3600、静翼部で5000である。

図7には、図6に示したP1点とP3点における翼面圧力変動の実験値と計算値の比較である。図7-(a)に示したP1点では実験値と計算値の双方にスパイク状の変動が現れるが、この変動周期は動翼通過周波数と一致している。一方、実験値と計算値の圧力変動の細部を比較すると、前述したスパイクの幅や小さな変動に関しては異なっている。これは、乱流モデルや要素分割数などの影響によって、周波数の高い領域までの圧力変動は捕えることができないためと考えられる。図7-(b)に示したP3点では、実験値と計算値ともに圧力変動幅はP1点に比べて減少する。しかし、その変動周期は動翼通過周波数と一致しており、静翼後縁近傍においても非定常干渉流れの影響がまだ存在していることを表している。なお、P1点のピークとP3点のピークの時間差は、計算値が0.39ms、実験値が0.46msと比較的近い値となる。

次に、図6に示した各点の圧力変動の大きさを図8に示す。横軸のXは前縁からの距離を翼幅で無次元化した値、縦軸は圧力変動のRMS値である。実験値では、圧力面側の圧力変動は比較的早く減衰するのに対し、負圧面側ではや



(a) P1点での圧力変動



(b) P3点での圧力変動

図7 翼面圧力の時間変動

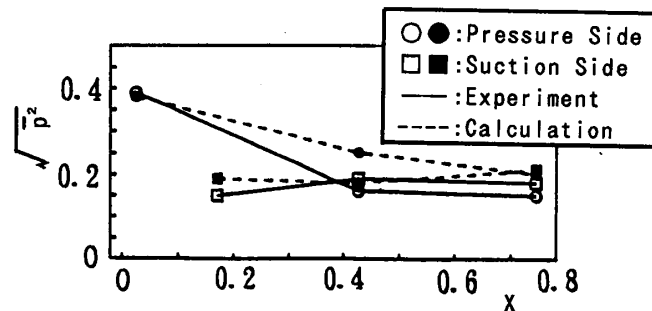


図8 圧力変動の大きさの比較

や増幅される傾向となる。このような圧力変動の大きさに関しては、計算値も同様の傾向を示し、圧力面側のP2点を除けば、実験値との一致も比較的良好である。

以上、非定常干渉流れ解析の結果を実験の圧力変動と比較して示したが、これらの結果から、CFDによって非定常干渉流れに起因する翼に働く非定常流体力の評価などが可能であるとの見通しが得られた。

3.4 蒸気タービンの翼列フラッタ予測

最近では、翼の長翼化や軽量化が進み、翼剛性の低下により翼列フラッタの危険性を考慮した翼設計が必要となる。そのため、翼列フラッタ予測手法として、翼を強制振動させて翼間流れを計算するCFD技術⁽⁸⁾を開発した。流れ解析には、移動格子を用い、周期境界条件には時間位相遅れの境界条件を導入することで、任意の翼間振動位相差を考慮した計算ができる。

ここでは、蒸気タービン最終段長翼の先端部の流れ解析に用いた例について述べる。

この翼列の定常状態における翼間流れは、最大局所マッハ数が約1.9程度の遷音速流れであり、翼後縁から衝撃波が発生する流れ場である。なお、本計算例では無次元振動数を1.25と0.62とし、翼振動の片振幅が5度のねじり振動モードで計算を行った。計算要素数は、3000である。

図9には、無次元振動数が1.25の場合の乱流解析から得られた翼に働く非定常モーメント係数の時間変動を示す。横軸の時間は、翼振動周期の2周期分の時間である。図9において、翼間振動位相差 ϕ が異なると、モーメントの変動振幅が異なるほか、モーメント変動の位相も違っていることがわかる。また、モーメントの変動振幅が最も大きいのは、 $\phi = 90^\circ$ の場合で

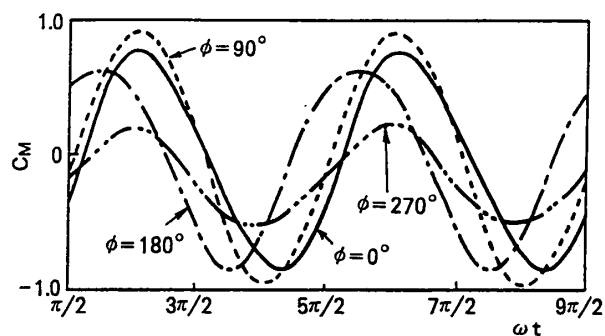


図9 翼に働くモーメントの時間変動

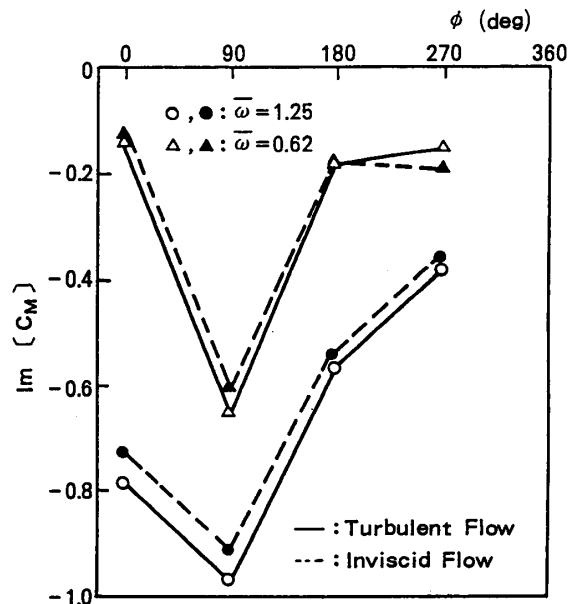


図10 翼振動系への入力エネルギー

あることもわかる。このように翼に働くモーメントの時間変動の変動振幅や位相が異なると、翼振動系への入力エネルギーも異なってくる。

図10には、乱流解析と非粘性流解析から得られた、翼振動系への入力エネルギーと翼間振動位相差の関係を示す。図10から明らかのように、無次元振動数が異なれば翼振動系への入力エネルギーも異なり、無次元振動数が一つの重要なパラメータであることがわかる。また、本計算例では、全ての翼間振動位相差で翼振動系への入力エネルギーは負の値となり、翼間流れの時間変動は、翼振動系に対して減衰力として作用し、最も大きな減衰力は、前述したモーメント変動振幅が最大であった $\phi = 90^\circ$ で発生していることがわかる。一方、乱流解と非粘性流解を比べると、両者はほぼ等しい値を示すことがわかり、翼列フラッタに関係する翼振動系への入力エネルギーについては流体の粘性の影響は小さいといえる。このことは、例えば、設計点を外れた条件で流れがはく離するような場合を除けば、非粘性流解析でも翼列フラッタ予測に関しては十分であることを意味している。

4. 結言

本報告では、火力プラントで使用される軸流型ターボ機械を対象とした空力設計へのCFDの適用例を示してきた。ガスタービンのウォールコンタリングや軸流圧縮機翼列のリーン角の計算では、三次元流動現象が捕えられ、軸流ファンの計算では、非定常干渉流れによる圧力変動が実験値と比較的良好一致を示した。また、蒸気タービンの翼列フラッタ問題では、実験値との比較はないが、定性的な検討は可能であると考えられる結果が得られた。これらのことから、CFDは実験値との定量的な一致は必ずしも十分といえない場合もあるが、設計パラメータを絞り込むためのパラメータサーベイには有効なツールと考えられる。

参考文献

- (1) 鹿野・池川・中野, 機論 51-462, B (1985), 461-469.
- (2) Couston, M. McDonald, P. W. and Smolderen, J. J., VKI Tech. Note, 109 (1975).
- (3) Anderson, W. K., et al., AIAA Paper 85-0122, (1985).
- (4) Launder, B. E. and Spalding, D. B., Comput. Method Appl. Mech. Eng., 3 (1974), 269.
- (5) Chien, K. Y., AIAA J., 20-1 (1982), 33-38.
- (6) 鹿野・池川・中野, 機論 55-515, B (1989), 1855-1860.
- (7) 鹿野, 機講論 No.900-14, Vol. B, (1990), 112-114.
- (8) 鹿野・名村, 機論 58-545, B (1992), 139-144.

C F D による軸流圧縮機空力設計

- * 児玉 秀和 (石川島播磨重工業)
- 今成 邦之 (石川島播磨重工業)
- 山脇 りり子 (石川島播磨重工業)
- 大北 洋治 (石川島播磨重工業)
- 平井 健二 (石川島播磨重工業)

1. はじめに

ガスタービンエンジンの開発におけるCFDの役割は急速にその重要性を増している。構成要素の性能向上をもたらすばかりでなく、開発期間の短縮、開発コストの削減、さらには開発リスクの削減といった点でCFDにかけられる期待は大きい。軸流圧縮機の開発も1970年代の終わりまでは試験データベースに基づく空力設計に頼っていた。設計、製作、試験というサイクルを何度も繰り返すことによって目標性能を達成しており、その開発期間および開発費は莫大なものであった。1980年代に入り準3次元翼間解析が盛んに使われるようになり、翼面速度分布が最適化されたいわゆる“Controlled Diffusion Airfoil”が現れた。翼形状パラメータと翼素性能が試験データベースにより関係付けられた二重円弧翼のようなものはこれに置き換えられていった。その後3次元翼間オイラー解析、3次元翼間粘性解析が次々と用いられるようになり、遷音速翼列の翼形状も衝撃波構造を最適化するよう決められるようになった。1990年代に入ると3次元翼間粘性解析が設計ツールとして定着し、翼端2次流れや翼端隙間流れの予測にもCFDが直接用いられるようになってきた。このような推移の中で、翼列試験もかつての設計データ取得ということから、CFDコードの検証データ取得ということにその役割を変えてきている。

しかしながら軸流圧縮機内部流れのような複雑な流れに対して、現在設計で用いているCFDはその現象を忠実に予測し得るものではない。使用する計算機の能力や設計として実用的な計算時間のことを考えれば、乱流モデル等の解析のレベルや格子生成等の計算のレベルに自ずと制限が出てくる。また動静翼列間の非定常性をそのまま考慮した解析は計算時間の点からその適用範囲が限られており、多くの解析は入口の非定常的な乱れを無視して成されている。このような解析結果を設計にどう取り入れていくかは設計者に任されており重要なノウハウとなっている。

本論文では軸流圧縮機の空力設計においてCFDがどのように活用されているのかその現状を述べる。

2. スルーフロー計算

多段の軸流圧縮機では混合現象が顕著で、従来の流線曲率法子午面計算では、全圧や全温などの半径方向分布が正しく予測できないことが知られている。この混合現象は翼列後流や翼端隙間流れなどの乱れによる乱流拡散プロセスに大きく支配されていることが実験的に示されており、従来の流線曲率法子午面計算に乱流拡散モデルを導入することで十分予測可能となることがわかっている。

ここでは同様の乱流拡散モデルを用いて6段高压圧縮機の流れ場予測に適用した例 [1] を示す。図2に示すように最後列の6段静翼上流のトラバース計測で測られた全圧と全温を入力条件として6段静翼下流の流れ場を予測し、下流の固定計器で測った全圧/全温分布と比較した。

図3、図4にそれぞれ全圧分布、全温分布の結果を示す。図中に乱流拡散モデルを入れた混合ありの計算結果と、混合のなしの従来の計算結果の両方を示す。従来の計算方法ではエネルギーが流線上で保存されるよう定式化されており、このため混合なしの計算の全温分布は、ほぼ6段静翼上流で計測した全温分布とみてよい。静翼の上流と下流の間でかなりの半径方向混合が起きていることがわかるが、乱流拡散モデルを入れた混合ありの計算結果はこれを良くシミュレートしている。従来の混合なしの計算を設計に使えば、流れ場に合致しない翼形状を生成をして、意図しない性能を生み出すことになり、また試験データ解析に使えば、翼列圧力損失を誤って認識し、その後の改良設計の方向を大きく誤ってしまうことになる。多段の軸流圧縮機においてはスルーフロー計算の中で混合現象を考慮することが大変に重要である。

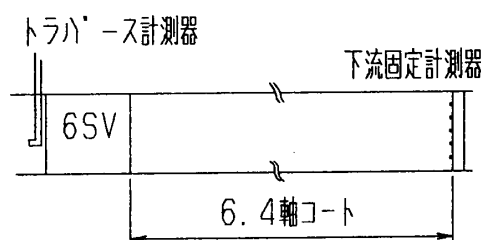


図2 計測概略図

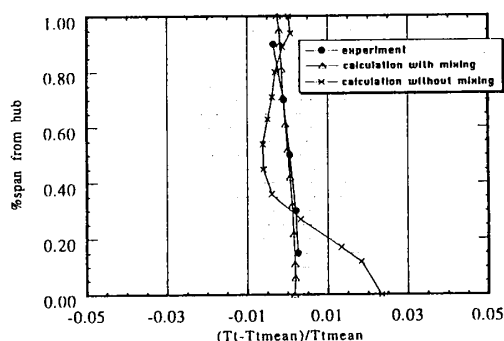


図3 全圧分布 (設計回転最高効率点)

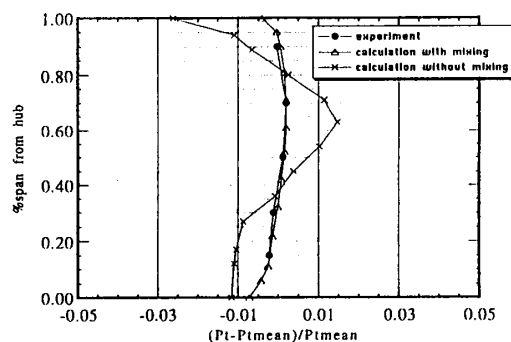


図4 全温分布 (設計回転最高効率点)

3. 準3次元翼間解析

準3次元翼間解析は、翼形状を翼面速度分布が最適化されるよう決めていく中で使われる。このとき翼素圧力損失や流出角も計算され確認される。かつては準3次元翼間オイラー解析と翼面境界層計算を組み合わせ解析が行われていたが、翼間解析の中での翼面境界層（特に剥離した場合）の排除厚の取扱いが難しいこと、翼素圧力損失や流出角の計算が一般的でなくノウハウを要することなどから、現在では準3次元翼間粘性解析が多用されている。特に衝撃波の存在する場合に、粘性解析では翼素圧力損失や流出角が下流側で直接的に求められるという点で便利である。

図5に超音速翼列試験結果 [2] に対する衝撃波構造の比較を示す。翼列は前縁近くの負圧面が超音速圧縮となる曲率の翼形状を持ち、スタガー角56.9度、ソリディティーが1.53となるようなピッチで配置されている。ここでは、軸速密度比が0.99、静圧比が2.1の試験条件について比較を行っており、このとき入口の計測マッハ数は1.58を得ている。解析の中では軸速密度比が0.99となるようにほぼ一定の流管分布を与え、静圧比2.1を境界条件として計算している。比較的入口のマッハ数の高い条件であるが全体的な衝撃波構造は計算と試験で良く一致している。表1に翼素圧力損失と流出角についても計算と試験の比較を示すが良い一致を得ている。

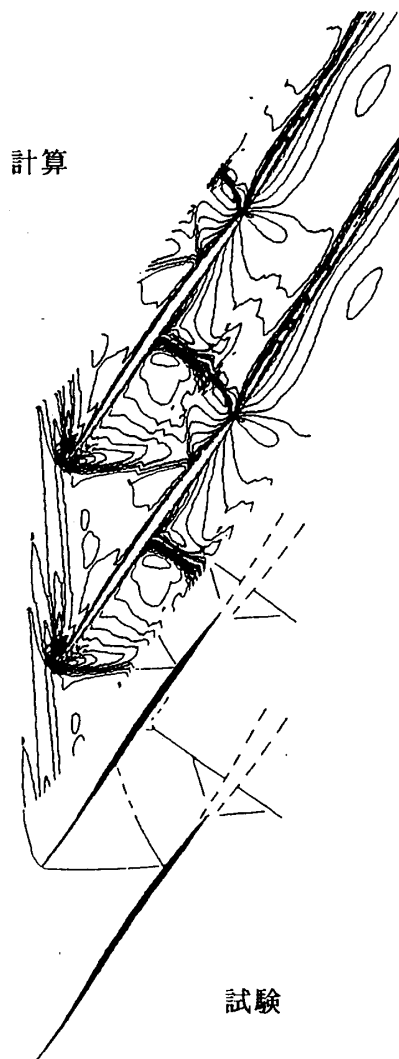


図5 衝撃波構造比較

	圧力損失係数	流出角 (deg)
試験	0.144	61.2
計算	0.148	60.5

表1 翼素性能の比較

4. 3次元翼間解析

3次元性の強い翼列の翼形状生成や、翼端2次流れ、翼端隙間流れの解析には3次元翼間解析が使われる。圧力損失や流出角などを定量的に予測するためには粘性解析を行わなければならない。しかし翼形状設計のように試行錯誤的な繰り返しが数多く行われる最適化の中で用いるには、3次元翼間粘性解析はまだまだ計算時間が長く計算コストも高い。このためある程度絞り込まれた翼形状に対して性能を確認する目的で使われるのが現状である。それでも空力設計の様々なサイクルの中で3次元翼間粘性解析の使われる頻度は高く、このため計算は迅速でかつ安定であることが望まれる。しかし解析ソフトに迅速でかつ安定であることを望めば、定量的な予測精度がある程度犠牲になってくることは避けられない。空力設計者はこれらの比重をどうとるか、与えられた計算機の環境の中で、目的に応じて選択していかなければならない。

図7は、入口にスパン方向剪断流れを持つ静翼について3次元翼間粘性解析を行った結果[3]で、下流における流れ方向に垂直な面での圧力損失分布を示す。右側が翼端2次流れ制御を行った静翼で左側が行う前の静翼である。圧力損失を精度良く求めるため、航空宇宙技術研究所によって開発されたCAS3DM[4]を使用し、図6のような計算格子を用いた。2次流れ制御設計により圧力損失が低減されているのわかる。試験においてもほぼ同様の圧力損失低減が得られた。設計でCFDを活用することにより極めて短い期間に設計の目標を達成したという例である。

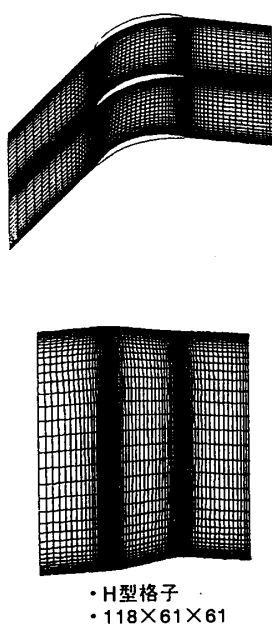
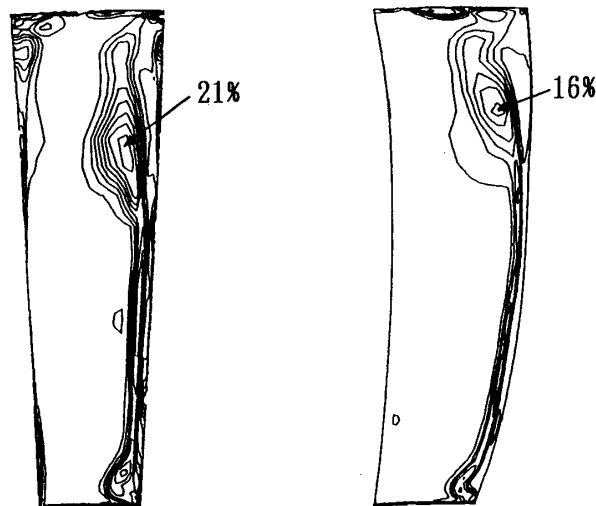


図6 計算格子



従来翼

2次流れ制御翼

図7 圧力損失率分布 $\Delta P/P$ (%)

5. 計算格子

翼列の計算格子生成は一般化できるので、翼形状座標と通路形状座標を与えれば、自動的に格子生成が行われるプロセスを、解析システムの中に組み込むことが可能である。格子数の採り方、格子の粗密の与え方もこれまでの経験により自動的に決められる。このような自動化は空力設計を効率的に行うために大変重要な事である。しかしながら解析前に決めた計算格子が最適であるとは限らない。衝撃波や渦による剪断層など流れが急激に変化する部分があり、精度良く解析するためにはそういう部分の格子を密に与えなければならない。このため解に適合して格子を生成していく技術が必要となり、今後広く用いられると思われる。解適合格子生成はその適用の易しさから非構造格子解析に多く用いられているが、ここでは構造格子に解適合格子生成を用いた例を示す。これまで実用的に用いてきた構造格子による解析ソフトがそのまま適用できるという利点がある。Matuno-Dwyerの方法[5]によるもので、図8に準3次元翼間オイラー解析の初期格子と解適合格子を示す。また図9にそれぞれの格子を用いた解析結果を示す。解析対象は第4章のものと同じで、前縁から負圧面に向かう衝撃波やその反射波、さらに後縁後のラムダ波等、解適合格子により衝撃波がより鮮明になっている。

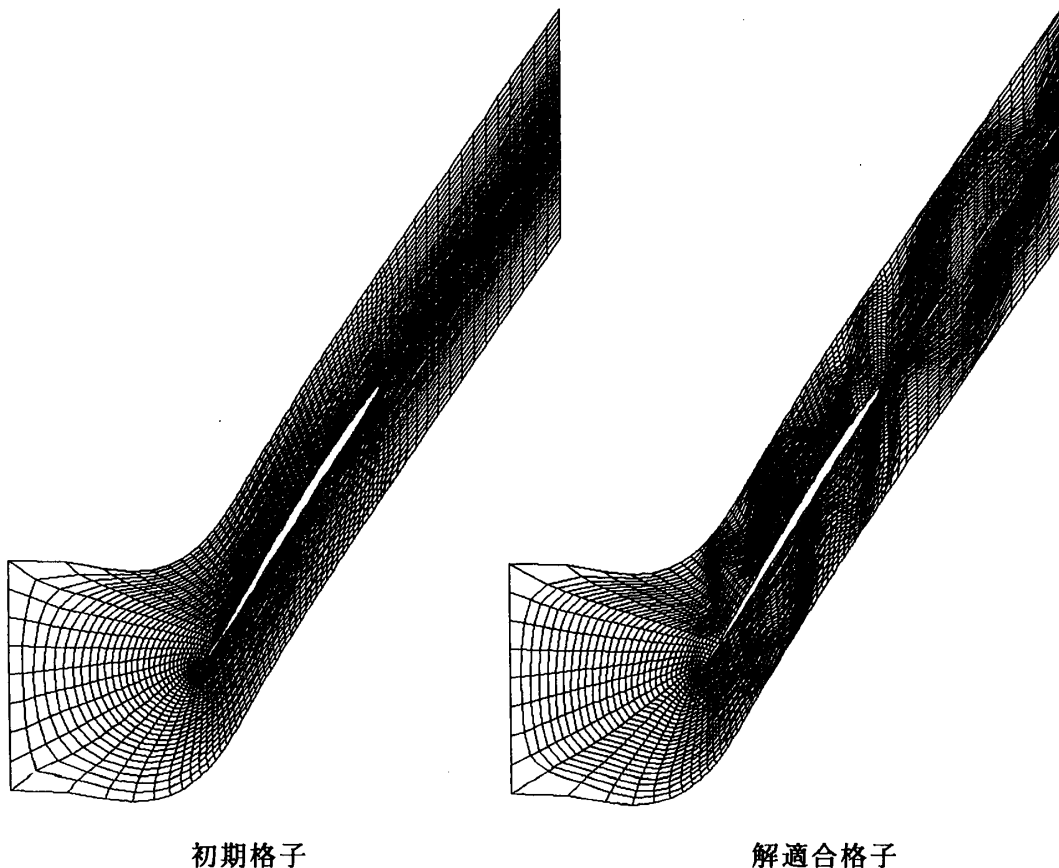
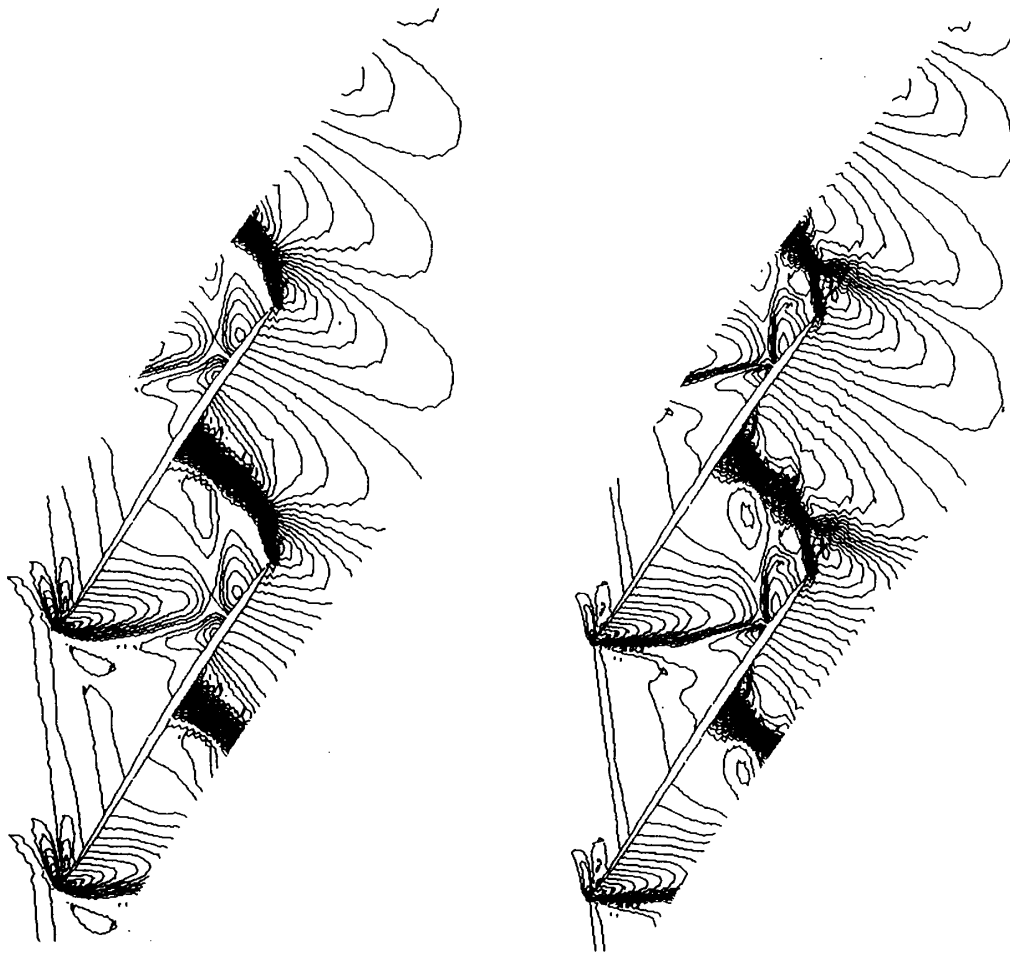


図8 計算格子の比較



初期格子

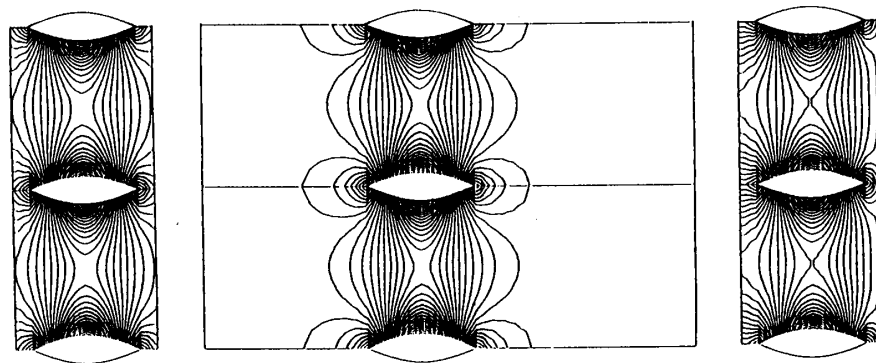
解適合格子

図9 解析結果の比較

6. 境界条件

空力設計における翼間解析の境界条件はスルーフロー計算の結果から与えられる。計算格子と同様に解析システムの中で自動的に境界条件が設定される。

翼間解析の境界は、通常上流下流とも十分な距離を置いてとられる。しかしながら軸流圧縮機のように翼列が互いに短い間隔で並んでいるものは、指定すべき境界条件が解析する翼列に極めて近い位置になってしまう。また衝撃波のある翼列や厚みのある翼列では自身の生み出す擾乱が遠方まで残り境界の影響を受ける。このため実際的な位置で境界条件が与えられるように解析技術を開発する必要がある。



a) Non-reflecting b.c. on restricted grid

b) Reflecting b.c. on extended grid

c) Reflecting b.c. on restricted grid

図 10 等圧線図の比較

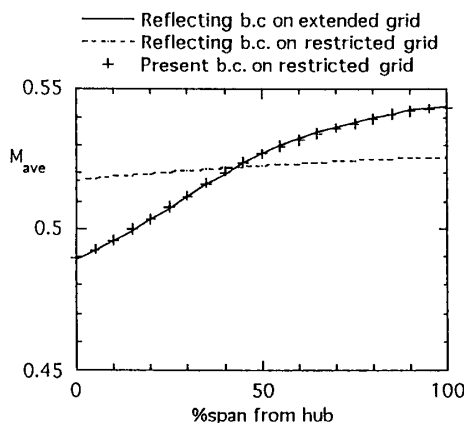


図 11 スパン方向マッハ数分布

非反射境界条件はその解析技術のひとつである。2次元の非反射境界条件はよく用いられているが、3次元へ一般的に拡張することは困難である。ここでは3次元への拡張のひとつの試みとして、円筒環状ダクトの線形化擾乱解を用いて非反射境界条件を与えた例 [6] を示す。図 10 はハブチップ比が 0.4、入口マッハ数が 0.52 のストラットの 50% スパンにおける等圧線図を示す。十分な距離を置いて境界をとった場合 (中央) に対し、境界を翼列の近くにとり、通常の境界条件を与えたもの (右側) は圧力場が異なっているのに対し、非反射境界条件を与えたものはほぼ同じ圧力場を示している。下流境界において周方向平均したスパン方向マッハ数分を図 11 に比較するが、3次元的な非反射境界条件の取扱いが重要であることが良く理解できる。

7. まとめ

軸流圧縮機では動静翼列が相対的に回転しており、その非定常性による影響は大きい。これまでに述べてきた翼間解析においてはその非定常性は無視されている。非定常解析そのものが相当に時間を要する計算である上、動静翼列を全て同時に解くには莫大な計算メモリーが必要になってくる。しかしながら非定常性の与える影響の研究は重要であり、でき得る非定常解析の結果から空力設計に還元すべきものを導き出していかなければならない。

CFDの進歩はめざましいが、それはあくまでシミュレーション技術の進歩である。空力設計の成否はそのシミュレーション結果をいかに適確に解釈し、いかに適切に還元していくかにあり、これは空力設計者の問題である。

参考文献

- [1] 児玉ほか、第34回航空原動機・宇宙推進講演会講演集、1994
- [2] Tweedt, T. L. et al, 'Experimental Investigation of the Performance of a Supersonic Compressor Cascade', ASME 88-GT-306
- [3] 大北ほか、第12回航空機計算空気力学シンポジウム論文集 (掲載予定)
- [4] 野崎ほか、大型工業技術国際シンポジウム-超音速機用推進システム-予稿集
- [5] Matuno, K. and Dwyer, H. A., 'Adaptive Methods for Elliptic Grid Generation', Journal of Computational Physics, Vol. 77, No. 1, 1988
- [6] Imanari, K. and Kodama, H., 'Nonreflecting Boundary Conditions of Three-Dimensional Euler Equation Calculation for Strut Cascades', Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 3, 1993

翼面境界層吸込みによる減速翼列の高負荷化の試み

*白鳥敏正 (東京都立科学技術大学)

桜井忠一 (東京都立科学技術大学)

1. まえがき

軸流圧縮機の高圧力比化の要求にともない、翼列の高速化、高負荷化が進められている。その中で、高転向角時の失速遅延による高負荷化、ストールマージンの拡大等をねらって、種々の試みがなされてきている。たとえば、タンデム配置翼列、その変形とみなされるスロット付き翼列、吹き出し翼列、ジェットフラップ翼列等(1)がある。タンデム配置翼列、スロット付き翼列では、翼下面側空気を前後翼間の細流路、翼部スロットを通して、翼上面から吹き出させ、上面側の弱くなった境界層にエネルギーを与え、はく離を遅らせ、作動範囲を拡大しようとするものである。またジェットフラップ翼列では、単独翼と同様に翼の後縁からある角度をつけてジェットを吹き出し、翼の循環を増加させ、ジェットのエン trenメントにより失速を遅らせようとするものである。吹き出し翼列では、スリットから高速空気を吹き出させ、コアンダ効果等により、はく離を遅らせようとするものである。

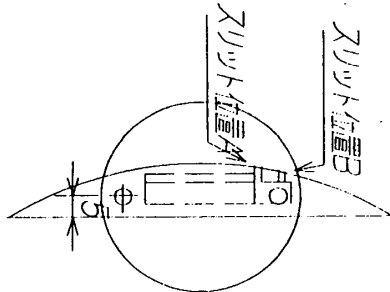
このような方法により、失速角を数度程度増加させることが出来たと報告されているが、これらの成果が実用の圧縮機に広く採用された例はほとんどないようである。これは、これら翼列の得失、構造上の問題、他の方法の採用等の理由によるものと判断される。なお、ジェットフラップ翼列、吹き出し翼列とも一定のメリットがあるとしても、圧縮機全体としての損得はそのために必要なエネルギー、ペナルティ等を注意深く考慮する必要があることは言うまでもない。しかしながら、部分的適用あるいは他の用途への適用について、このような方法の適用の得失を見直しても良いであろう。

その一つとして以前、低速翼列の高負荷化、作動範囲の拡大化を目的として、翼上面部に吹き出しを持つ翼列について、スリットから空気を噴出させ、コアンダ効果等により剥離を遅らせる方法を試みた(2)。しかしながら、この方法では吹き出し効果は認められたものの、吹き出しスリット部による損失増加が避けられなかった。

一方、単独翼では、吹き出しとは逆に剥離を起こす低エネルギーの境界層を吸い込み除去して、剥離を抑える方法がある。そこで今回は吹き出し部による損失増加を避けつつ、剥離を抑止させる事をねらって、翼上面に吸込みを有する減速翼列について、予備的実験を行ない、翼面境界層吸込みによる翼列の高負荷化を試みた。

2. 供試翼列

供試直線翼列の基本翼型は、翼弦長84.5mm、翼幅149mm、翼厚16.5%の円弧翼とし、通常翼列と吸込みスリット付き翼列二種類を自作した。図1に吸込みスリット付き翼の形状を、通常翼に対する基本翼型、翼列条件、実験条件とともに示す。



設計轉向角	27.2°
(流入角45°、食違い角26.2°に対し)	
翼枚数	7枚
反り角	38.1°
ソリディティ	1.30
レイノルズ数	約2.4~2.7×10 ⁵

図1 吸込みスリット付き翼形状

タフトを用いた翼面流れ観察から、吸込みスリット位置は翼前縁から翼弦長の30%（スリット位置B）および35%（スリット位置A）の二種類とし、吸込みスリット寸法は1.5mm×128mmである。実験は低速二次元翼列風洞で行った。なお側壁からの抽気等は行っていない。吸込み空気供給系を図2に示す。上下各一枚の翼を除き、5枚の翼から吸入された空気は吸込み空気集合器に入り、オリフィス流量計を通して、ブローアから排出される。翼一枚当たりの平均吸込み流量は(a) $0.48\sim 0.72\times 10^{-3}\text{kg/s}$ 、(b) $1.74\sim 2.14\times 10^{-3}\text{kg/s}$ 、(c) $2.76\sim 3.12\times 10^{-3}\text{kg/s}$ 、(d) $4.38\sim 4.80\times 10^{-3}\text{kg/s}$ の4種類とした。実験は、一定流入角に対して流入迎角（食違い角）を変えて行った。流出全圧、流出角の測定は、翼後方60%点、翼幅中央で行った。

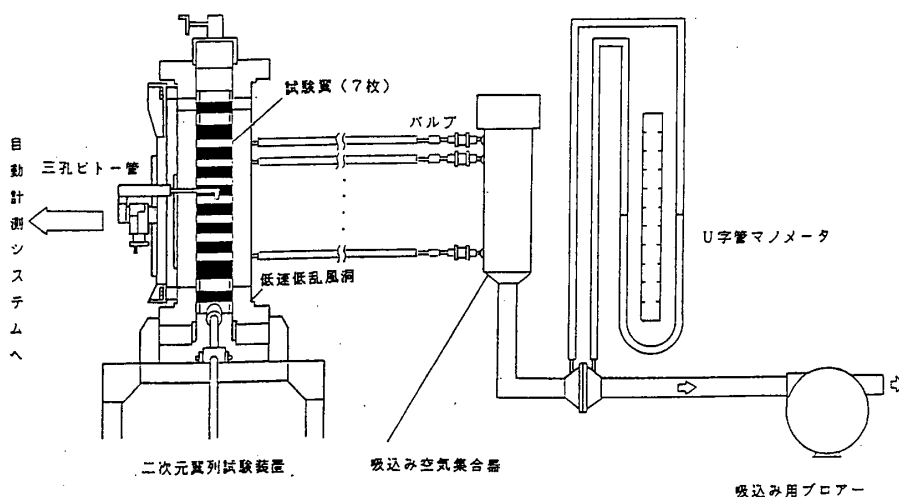


図2 実験装置

3. 結果

流出全圧と転向角の翼列方向分布 図3に通常のスリット無し翼列について、流入角 45° に対する翼列方向の流出全圧と転向角の測定例（ほぼ設計点にあたる流入迎角 20° とそれより 10° 大きくした 30° の場合）を示す。図より、試作した翼列はほぼ設計点で正常に機能し、また迎角 30° で全圧の落ち込みが増大している事がわかる。図4に流入迎角 30° とした場合の吸込みスリットを有する翼列（吸い込み位置A、B、平均吸込み流量(d)）についての測定例を示す。吸込みを行うことにより流出全圧の落ち込みが小さくなっていることがみて取れる。

境界層吸込みの効果 図5に流入迎角に対する全圧損失係数と転向角の変化を吸込みスリットの有無と吸込み流量の異なる場合を含めて示した。通常翼列の全圧損失係数は、設計点（流入迎角 18.8° ）付近で、最少となり、転向角も妥当な値となっている。が、これを越えると、転向角の増加が停滞し、損失も増加しはじめる。

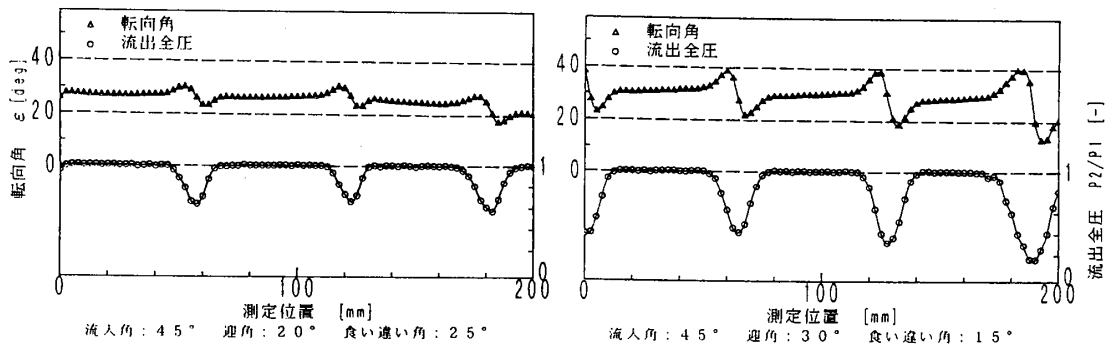


図3 通常翼列における流出全圧と転向角の翼列方向分布

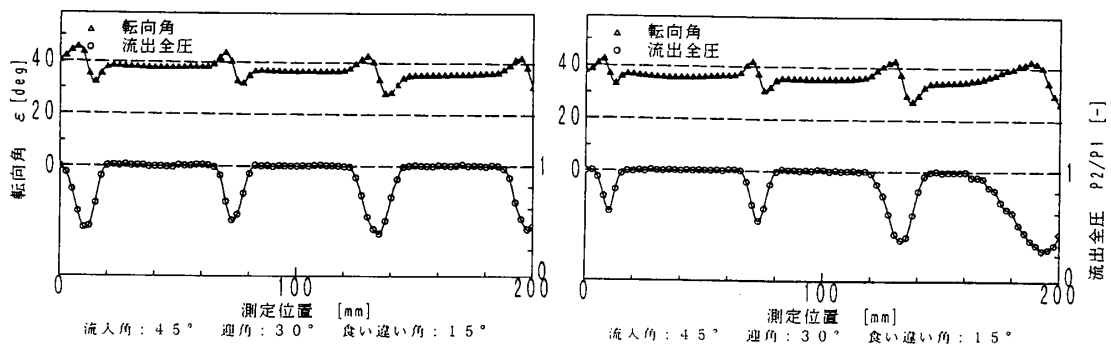


図4 スリット付き翼列における流出全圧と転向角の翼列方向分布

吸込みを行った場合をスリット位置Bの結果で見ると、吸込み流量を(a)から(d)と増してゆくと、迎角 $25^\circ, 30^\circ, 35^\circ$ のいずれでも全圧損失は低下し、轉向角も増大し、翼列性能が改善されていく。スリット位置Aの場合も同様であるが、スリット位置Bの場合のほうが良好である。なおA、Bいずれにおいても最も少ない吸込み流量(a)では、全圧損失がかえって通常翼列のときより大きくなっている。これは翼上面の吸込みスリット部の存在により、ここで境界層の部分はく離が発生しているためであると思われる。しかしながら、吸込み流量の大きな場合のスリット有り翼列の結果は、スリット無し翼列の結果と比べて、轉向角は大きくなり、さらに全圧損失は大きく低下している。これより翼列においても、吸込みを行なうことによって、高迎角時の失速をかなり抑えることが出来、翼列の高負荷化が可能であると言えよう。

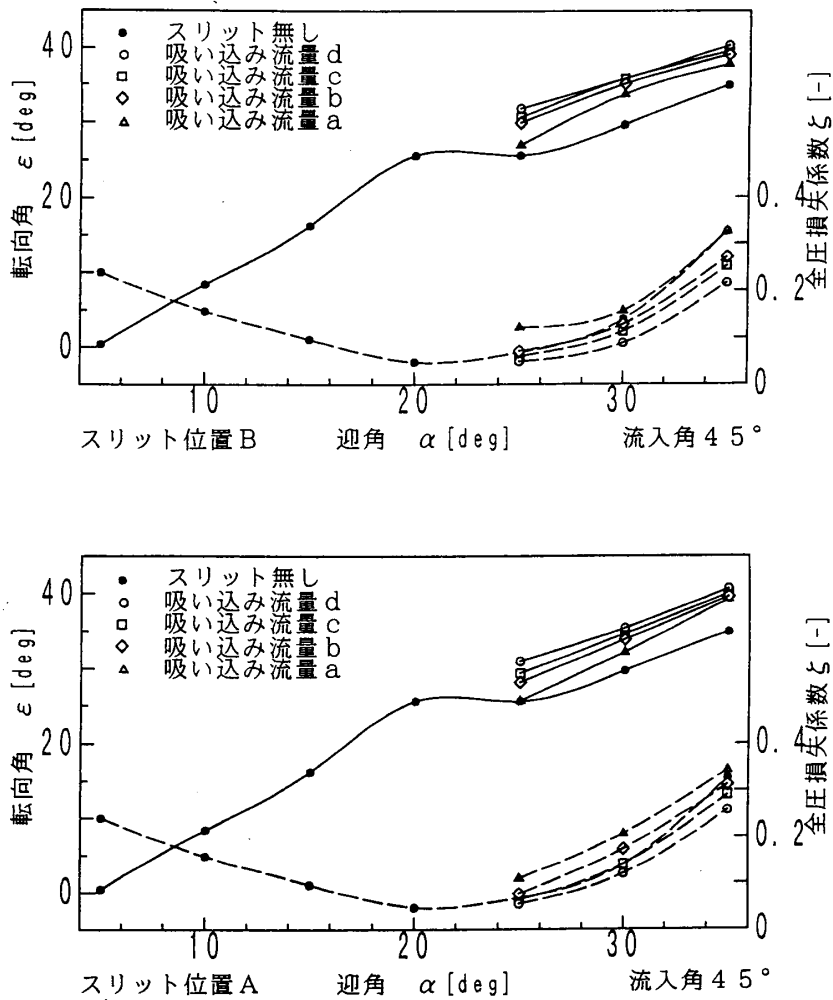


図5 流入迎角に対する全圧損失係数と轉向角の変化

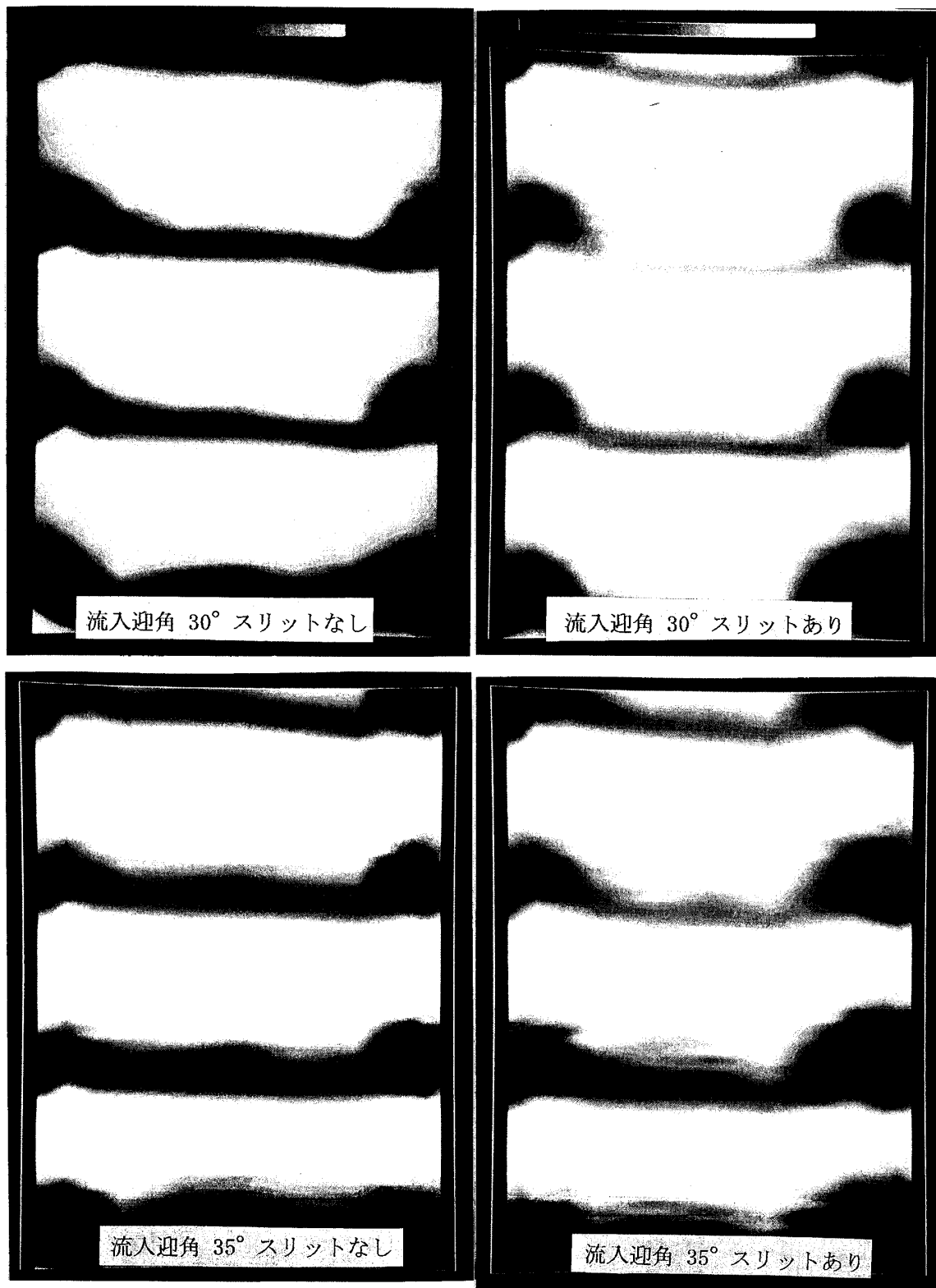


図6 流出全圧分布

流出全圧の流出面分布 以上の測定は、翼後方60%点、翼幅中央で行われているが、翼幅149mmに対し、吸込みスリット幅128mmと、翼幅全体で吸込みを行っているわけではなく、また風洞側壁からの抽気も行っていないため、翼端と側壁境界層の影響が少なからずあるものと思われる。そこで通常翼列とスリット位置Bの翼列（吸込み流量(d)）について、流入角45°、迎角30°と35°の場合を取り上げ、流出面での流出全圧分布を求めてみた。図6に各場合の流出全圧分布を濃淡表示（白色から黒色へと流出全圧が低下する）したものを示す。いずれの場合も、黒く示された後流分布をみると、翼幅約60%程度の範囲で二次元性が保たれており、この範囲においては吸込みにより後流の厚さが小さくなっており、その効果がよくわかる。しかしながら、その範囲（翼幅約60%）はスリット幅（翼幅の85%）より狭く、かつ側壁近傍に翼上面左右翼端からの大きな剥離の発生が観察される。今回の試みでは、側壁での剥離については対策をとっていないため当然の結果ではあるが、このような方法を実際に適用しようとする場合には、この部分の評価、さらには側壁についても同様の対策を必要とするであろう。

4. むすび

減速翼列の高負荷化、作動範囲の拡大化を目的として、翼上面に吸込みスリットを有する翼列について、翼面境界層吸込みによる翼列の高負荷化を試みた。吸込みを行った場合、全圧損失係数は行わない場合と比べ、小さくなっており、また転向角も増加が見られた。これより翼列においても、吸込みを行なうことによって、高迎角時の失速をかなり抑えることが出来、翼列の高負荷化が可能であると言えよう。吸込みスリット付き翼では、以前試みた吹出しスリット付き翼で観察された吹出し口の段差形状による損失増加は存在しないが、吸込み流量の少ない場合には吸込みスリットによる若干の損失増加が認められた。また吸込みを行うためには、何らかの動力が必要であることから、最適な吸込み流量の設定、吸込みスリット位置、幅などの選定など、なお検討すべき点がある。

最後に、実験に際して協力いただいた本学学生であった、窪田達夫君、芹沢俊幸君、中沢優君に感謝します。

参考文献

(1) これらの全般については、

Gostelow, J. P., "Cascade Aerodynamics", Pergamon Press, 1984, pp.196-203.

(2) 白鳥、桜井、今井、「翼上面吹き出しを有する減速翼列の特性」、ガスタービン学会秋季講演会講演論文集、平成3年8月、31.

翼列性能に及ぼす抽気の影響

(第2報) 低速直線翼列実験(その2)

*菅原 昇 齊藤喜夫(航技研)

1. まえがき

航空・産業ガスタービンエンジンにおいて、圧縮機からの抽気は圧縮機の低速での作動範囲の拡大やタービン翼の冷却空気等などの種々の用途に使用されている。抽気が圧縮機の性能及び内部流れなどにどのような影響を及ぼすかは、三次元流れを考慮した設計法が開発されていないことや抽気実験データが不足しているため十分解明されていないので、圧縮機の設計にあたっては、抽気段や抽気孔の形状などは経験上及び製作の容易さなどで決定されている。本研究は大量抽気を前提とした将来の圧縮機の設計に備えて、幅広い視点から抽気の影響を明らかにして、圧縮機の性能向上及び性能予測並びに圧縮機の信頼性や安全性に対して役立つデータの提供及び最適な抽気法の確立を目指す目的で行ったものである。その第一段階として、静翼列の場合について検討を行った。第一報⁽¹⁾では、低速翼列風洞を用いて、ソリディティや流入角一定の実験条件で外壁側に抽気孔があるタイプの抽気実験を行った。本報では、圧縮機のハブ側を模擬した内径側(中空翼)から抽気するタイプの抽気実験やソリディティ及び流入角の実験条件をかえて行った低速直線翼列による抽気実験結果について述べる。

2. 抽気の種類

翼列性能に及ぼす抽気の諸因子としては(1)抽気量の影響(2)流路壁に対する抽気個所の影響(イ)内径側(中空翼)からの抽気(ロ)外壁側からの抽気(3)翼列に対する抽気孔の位置の影響(イ)翼前方(ロ)翼間(4)抽気孔の形状の影響(イ)丸穴(ロ)溝(5)抽気個所の数(イ)単独抽気(ロ)複数の個所からの同時抽気がある。

抽気孔の形状や翼列に対する抽気孔の位置の決定に際しては、本実験は実際の圧縮機のケーシング側及び内径側からの抽気を模擬した実験であり、実機の圧縮機を参考にした。また中空翼からの抽気を除いて、抽気率が最大30%程度確保できるように抽気孔の寸法を定めた。

図1に示すように、(1)流路の

(記号)

P: 圧力

V: 速度

 α : 流れ角 θy : 流れのピッチ角

q: 動圧

 ρ : 密度 σ : ソリディティ ρV_a : 平均軸流速度密度比 ε : 転向角 ζ : 平均全圧損失係数

Cp: 翼面圧力係数

S: 翼列1ピッチ

C: 翼弦長

(添字)

1: 流入状態

2: 流出状態

a: 軸方向

i: 局所値

t: total

s: static

-: 平均値

外壁の翼列中心線の翼間位置にあって抽気孔の形状が丸穴のAタイプの抽気(2)流路の外壁側の翼列前方にある場合で(イ)翼前縁位置にあって抽気孔の形状が丸穴のBタイプの抽気(ロ)翼間位置にあって丸穴のCタイプの抽気(ハ)抽気孔の形状が溝のDタイプの抽気(3)AタイプとCタイプの同時抽気のEタイプの抽気(4)翼の腹側に切り欠きがある中空翼からのFタイプの抽気の6種類の抽気実験を行った。表1に抽気孔の寸法とその数を示す。

3. 実験装置及び方法

実験装置は図2に示すように強制的に抽出できるように別に排風機を備えた低速の大気吹出し式風洞を用いた。図3に風洞測定部の断面を示す。翼模型は風洞内壁側に取付、外壁側には、外壁側からの抽気実験では必要に応じて丸穴又は溝のあけてある供試板を取付けた。また内壁側からの実験では翼模型を取外し、外壁側に中空翼を取付けた。表2に翼模型の仕様を示す。

翼列流入及び流出圧力、速度、角度を測定するため、翼前縁から約2/3弦長上流位置で3孔ピトー管によるスパン方向トラバース、翼後縁から約2/3弦長後流位置で5孔ピトー管によるスパン方向及び翼列方向のトラバースを行った。風洞流量は吸込み管の直管部の位置で標準ピトー管で求めた。また抽気流量の測定は抽気管に設けたオリフィスで測定した。翼面静圧のための静圧孔は翼背側に12点、翼腹側に10点

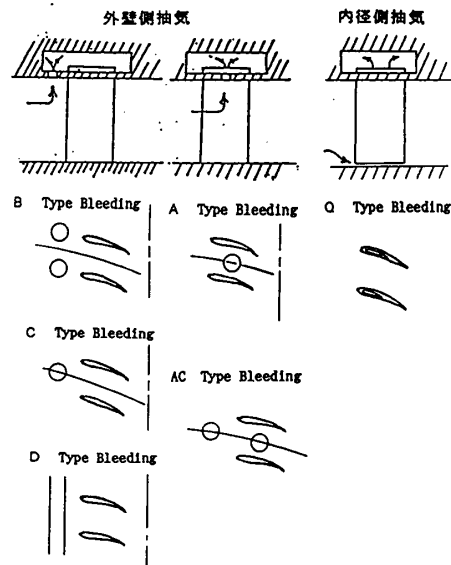


図1. 抽気孔の配置

Circle Hole	$\sigma = 1.0$	28mm ϕ × 4~5
	$\sigma = 1.33$	22mm ϕ × 5~7
	$\sigma = 2.0$	16mm ϕ × 7~9
Slit		200mm × 12mm × 1

表1. 抽気孔の寸法及び数

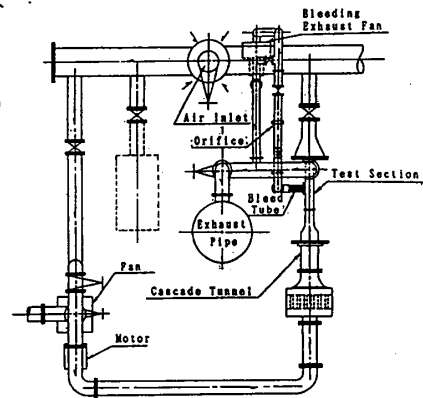


図2. 実験装置

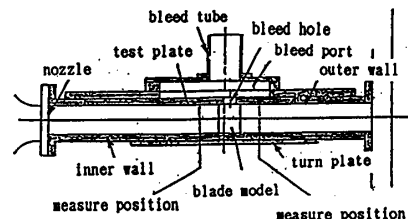


図3. 風洞測定部略図

表2. 翼模型

Blade Profile	NACA65 Series
	DCA Camber
Camber Angle	33.27°
Chord Length	50mm
Blade Height	60mm

Inlet Velocity	50m/s
Inlet Angle	40°, 50°, 60°
Solidity	1.0, 1.33, 2.0
Re. Number	1.6×10^5
Bleeding Rate	0~29%

表3. 実験条件

設けた。また翼面静圧のスペン方向分布を測定するため、スペン方向に測定孔位置が異なる7種類の静圧孔付き翼を用意した。表3に実験条件を示す。

3. 性能表示

翼列性能は平均軸流速度密度比 ρV_a 、転向角 ε 、平均全圧損失係数 ζ で表し、それぞれ次式から求めた。 ρV_a は実験の二次元性の指標となる数値であるが、実機の圧縮機では抽気段のある静翼から出た流れが次の動翼段に翼スペン方向に一様に流入するのが好ましい。本実験では翼スペン方向に対しての翼列性能の変化の目安としても用いた。

$$\text{平均軸流速度密度比 } \rho V_a = \overline{\rho_{21} V_{a21}} / \rho_1 V_{a1}, \quad \text{転向角 } \varepsilon = \alpha_1 - \overline{\alpha_{21}}$$

$$\text{平均全圧損失係数 } \zeta = \int_0^s (P_{t1} - P_{t21}) (\rho_{21} V_{a21}) / q_1 S \int_0^s \rho_{21} V_{a21}$$

但し $q_1 = P_{t1} - P_{s1}$, 翼面圧力係数 C_p は次式から求めた。

$$\text{翼面圧力係数 } C_p = P_{s1} - P_{s1} / q_1$$

また計算に使用した全圧、静圧、流入角は流路中心位置で3孔ピトー管でスペン方向にトラバースして求めた値の内、内外壁境界層の影響を受けない領域のほぼ一様な値の平均値を用いた。

4. 実験結果

(1) 抽気量の影響

図4～7はソリディティ $\sigma = 1.0, 1.33$ 流入角 $\alpha_1 = 50^\circ$ におけるAタイプ及びDタイプの抽気における抽気率が0%～29%までの平均軸流速度密度比 ρV_a 、転向角 ε 、平均全圧損失係数 ζ の翼1ピッチ平均したスペン方向分布である。

A, D各タイプとも抽気孔が外壁側にあるので、抽気なしの0%の場合、境界層の発達の影響の他に、抽気孔の形状が誘起する壁からの剥離の影響を受けて、外壁側が内壁側よりも圧力損失が大きくなり、また ρV_a 値も小さくなっている。抽気した場合、圧力損失が小さくなり、速度低下が回復するなど抽気の効果が見られるが、逆に転向角が小さくな

っている。また抽気によって流路中央付近から内壁に向かって、ある勾配を持つ形で翼スペン方向に翼列性能が変化して

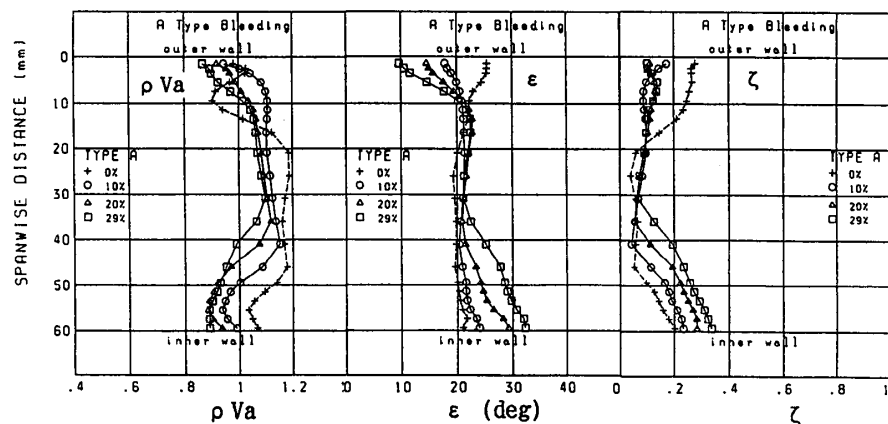


図4. Aタイプの $\rho V_a, \varepsilon, \zeta$ の翼スペン方向分布 ($\sigma = 1.0$)

いる。

図4, 5のように転向角が大きくなるが逆に損失が増加し、かつ速度が低下する現象が生じている。この性能の変化の度

合いはほぼ抽気量に比例しかつソリディティ値が大きくなるとこの性能の変化の度合いは一層大きくなっている。図6,

7に示すがごとくソリディティが $\sigma = 1.33$ の場合、性能のスパン方向の変化が $\sigma = 1.0$ よりも大きくなっている。この特徴はA、Dタイプ以外の

タイプもほぼ同じ傾向を示している。これは図8に示すように内壁側から外壁側の抽気孔に向かって上向きの流れが発生しており、これが主たる原因と思われる。その上向きの流れは抽気量が増加すると大きくなっていく。また翼間の幅や抽気孔の寸法との関連もあり、この上向きの流れはソリディティ値が大きくなると増加している。図8

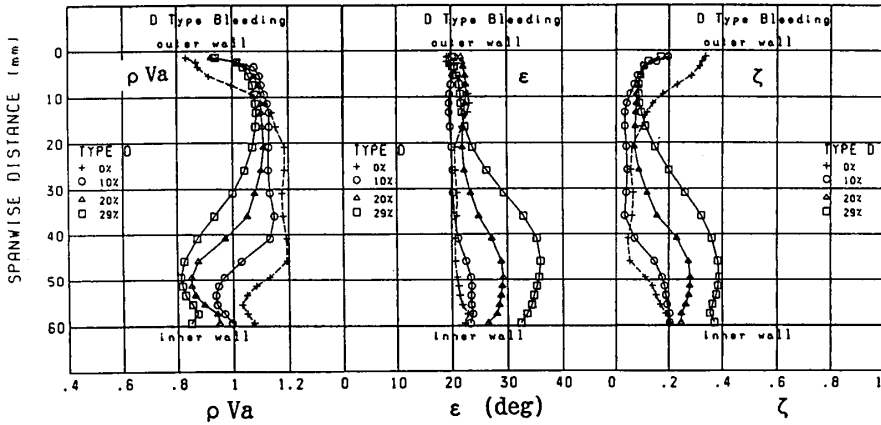


図5. Dタイプの $\rho Va, \epsilon, \zeta$ の翼スパン方向分布($\sigma=1.0$)

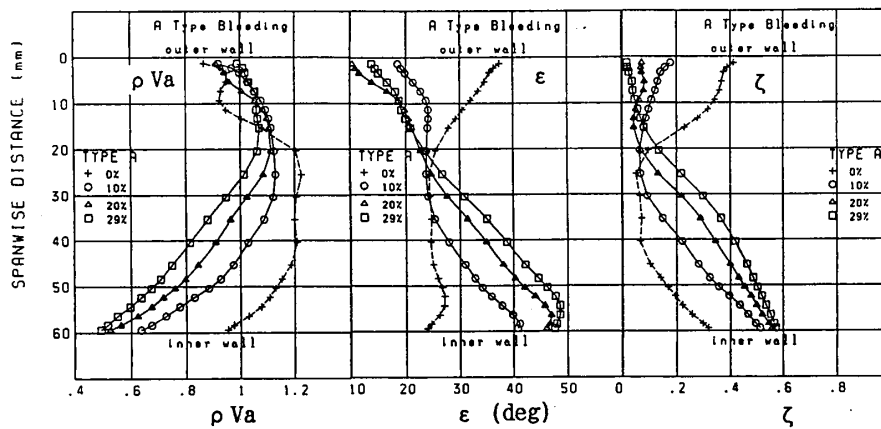


図6. Aタイプの $\rho Va, \epsilon, \zeta$ の翼スパン方向分布($\sigma=1.33$)

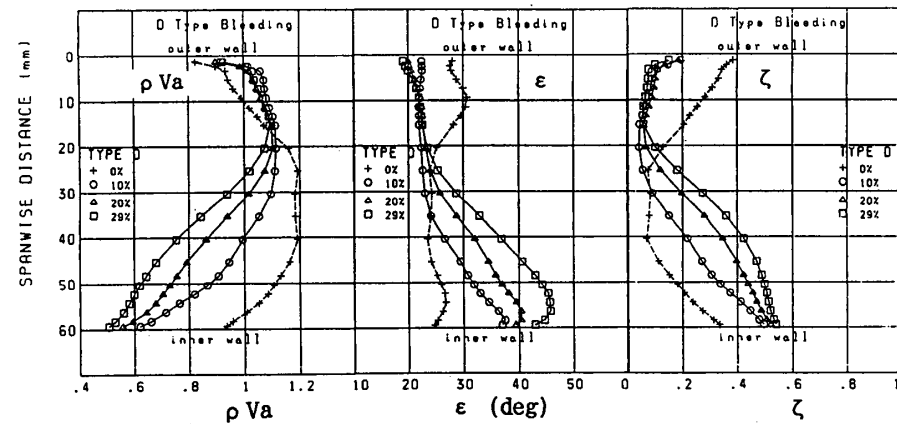


図7. Dタイプの $\rho Va, \epsilon, \zeta$ の翼スパン方向分布($\sigma=1.33$)

の $\sigma=1.0$ の場合、翼間にあるAタイプの方が翼列前方にあるDタイプよりこの上向きの流れが小さくこれが図4, 5のAタイプとDタイプとの翼列性能のスパン方向の変化の大きさの違いに現れている。

(2) 各抽気と比較

(2-1) 外壁側からの抽気

(イ) ソリディティの影響

図9はソリディティ $\sigma=1.0$ 、流入角 $=50^\circ$ の実験条件で、抽気率が29%おける各A, B, C, D, ACタイプの抽気における轉向角 ϵ 及び平均圧力損失係数 ζ のスパン方向分布である。

各タイプの抽気を比較すると、 $\sigma=1.0$ の場合、Aタイプは、抽気孔の影響が他のタイプより大きいため、その影響で他のタイプより外壁側で轉向角は小さい。それ以外は図に示すように他の抽気率の場合でもスパン方向の翼列性能の変化は小さい(図4)。Cタイプはスパン方向分布の形はAタイプと類似の形をしているが、抽気率の増加にともなって損失が増加し、20%以上ではAタイプよりスパン方向全域で大きい。またB、Dタイプの抽気では、抽気率が大きくなるにしたがって内壁側に向かって損失が増えるなど、スパン方向に対しての性能の変化が大きい(図5)。ACタイプの抽気はAタイプとCタイプの抽気を同時に行なった抽気なので、分布の形はAタイプとCタイプとのほぼ中間の形になっている。

図10は $\sigma=1.33$, $\alpha_1=50^\circ$ の場合、図11は $\sigma=2.0$, $\alpha_1=50^\circ$ の場合の各A, B, C,

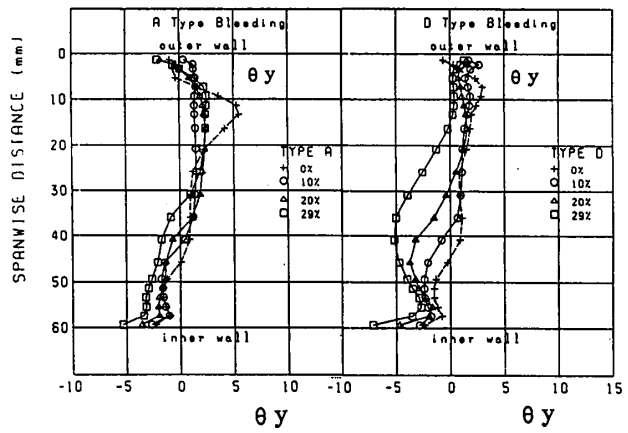


図8. θ_y の翼スパン方向分布($\sigma=1.0$)

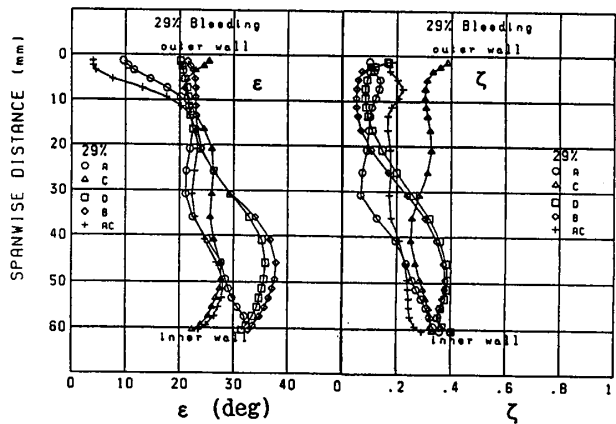


図9. $\sigma=1.0$ の ϵ, ζ の翼スパン方向分布(29%)

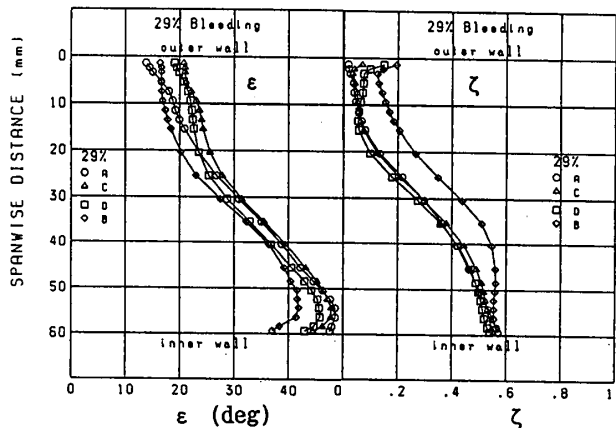


図10. $\sigma=1.33$ の ϵ, ζ の翼スパン方向分布(29%)

Dタイプの抽気の抽気率29%における轉向角 ε 、平均圧力損失係数 ζ の翼スパン方向分布である。 $\sigma = 1.33$ の場合は、各タイプの抽気ともとはAタイプの外壁側を除いて分布の形も類似しておるが、Bタイプのみがスパン方向全域で損失がおおきかった。 $\sigma = 2.0$ の場合Aタイプの外壁側での轉向角は $\sigma = 1.33$ の場合より大きくなるが、それ以外はスパン方向の性能の変化はほぼ同じであった。 $\sigma = 1.33$ 及び2.0 の場合は各タイプの抽気による翼列性能の違いは $\sigma = 1.0$ の場合ほど明確に現れていない。

(ロ) 流入角の影響

図12はソリティティ $\sigma = 1.33$ の一定の条件での $\alpha_1 = 40^\circ$ 場合、図13は $\alpha_1 = 60^\circ$ 場合の抽気率 20% における各A、C、Dタイプの抽気における轉向角 ε 、平均圧力損失係数 ζ のスパン方向分布である。50に比較して、 40° の場合、迎え角が負の方向に、逆に 60° は正の方向にある。 50° の場合と異なり、流入角の違いによる影響が各タイプの抽気に現れている。 40° では、CタイプとDタイプは損失及び轉向角がほぼ等しかった。AタイプはC、Dタイプと比較して抽気孔の影響がまだ減衰せず残っており外壁側で損失などの翼列性能が悪かった。 60° では、損失はAタイプが最も小さく、DタイプはA、Cタイプより大きな轉向角が得られるが、逆に損失は最も大きかった。

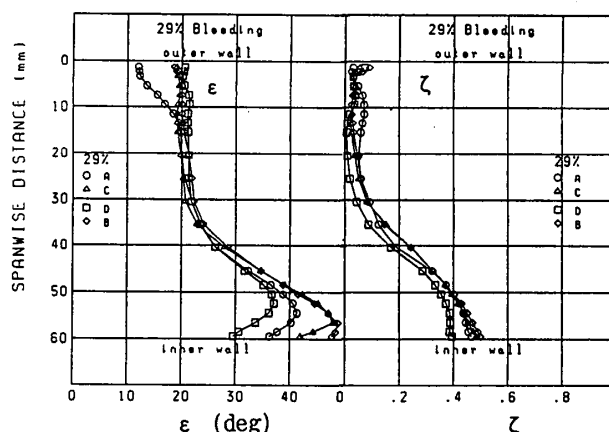


図11. $\sigma = 2.0$ の ε, ζ の翼スパン方向分布 (29%)

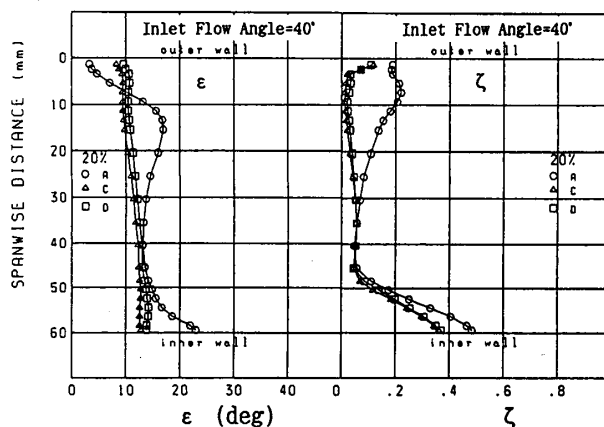


図12. $\alpha_1 = 40^\circ$ の ε, ζ の翼スパン方向分布

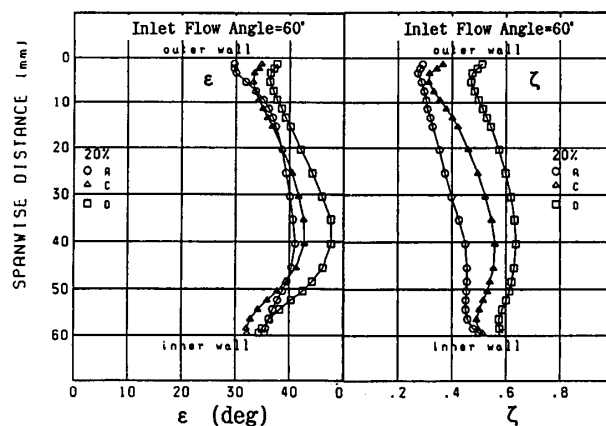


図13. $\alpha_1 = 60^\circ$ の ε, ζ の翼スパン方向分布

(ハ) 翼面静圧のスパン方向分布

各タイプ抽気の翼間流れを詳細に調べるため翼面静圧のスパン方向分布を調べた。図14はその一例で最も損失の増加の割合が大きかったCタイプ抽気の場合である。

20%から翼背側の翼中央から後縁に向かって剥離が始まっており、29%では全域に広がっている。その剥離の翼スパン方向の範囲は外壁側の翼先端からほぼ翼中央部付近まで達している。

(2-2) 中空翼からの抽気

内径側(中空翼)のQタイプの抽気は翼端及び翼の腹側の切り欠きの抽気孔から抽気を行っているので抽気量を確保するために1mmの翼端隙間が生じた。またQタイプの抽気量は中空翼なので翼弦長や翼厚さ及び翼枚数に比例しており、今回の実験では5%が最大であった。図15は

内径側抽気のQタイプと翼列に対してほぼ同じ抽気位置にある外壁側抽気のAタイプとを比較したものである。Qタイプは外壁側から抽気していないのでAタイプに比較して、当然ながら外壁側は圧力損失はよくない。抽気孔がある内壁側は改善が期待されたが、抽気の効果より翼端隙間の影響や翼端形状の影響の方が大きくAタイプより損失が大きい。

4. まとめ

6種類のタイプの抽気

実験を流速一定で、一部ソリディティ及び流入角をかえて、抽気率0~29%の範囲で行ない、抽気量や流路壁に対する抽気個所及び翼列に対する抽気孔等などの抽気の諸因子の影響について調べた。その結果次のようなことが明らかになった。

(抽気量の影響)

抽気孔の形状の影響が外壁付近にあり、抽気によって改善されるが、逆に流路中央部付近より内壁側まで抽気なしよりも損失が増大するなど翼列スパン方向の翼列性能

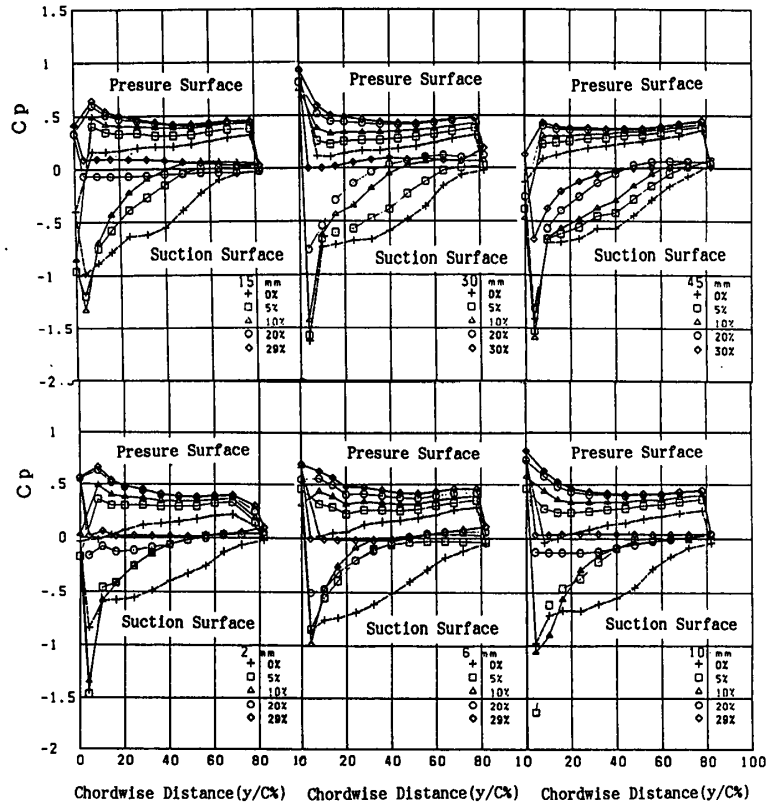


図14. Cタイプの翼面静圧スパン方向分布($\sigma=1.0$)

に影響を及ぼすことがわかった。またこの翼スパン方向に及ぼす影響の度合いはソリディティ1.0よりも1.33, 2.0の方が大きかった。

(翼列に対する抽気孔の位置の影響)

AタイプとCタイプの抽気を比較した場合、Cタイプの方がソリディティやの流入角の違いによる翼列性能の変化がAタイプより大きかった。それに対してAタイプの方が性能の変化が小さい。

(抽気個所の違いの影響)

外壁側から抽気のアタイプと内径側(中空翼)からの抽気のQタイプとでは、Qタイプは境界層の他、

翼端の隙間や翼腹側の切り欠きの形状の影響がおおきく、抽気孔がある内壁側でも損失はAタイプより大きかった。

(抽気孔の形状の影響)

同じ翼列前方に抽気孔がある抽気孔の形状が溝であるDタイプと形状が丸穴であるBタイプとは、スパン方向分布の形、損失などの翼列性能がほぼ同じである。またCタイプとは、Dタイプの方が流入角60°のとき損失が大きくなるが、 $\sigma = 1.0$ を除いて、その他は分布の形は類似しており、形状の違いによる影響は極端の形には現れていない。

以上前報に続いて翼列流入速度50m/s一定の低速の直線翼列実験を行ない将来の圧縮機の設計及び最適な抽気法の確立を図るためのデータの蓄積を得た。今後翼列に対する抽気孔の位置や抽気孔の形状等の抽気の諸因子の影響を詳細に調べるには、抽気孔の近傍を含めた翼間流れの計測が必要である。

文献

- (1)菅原、他2名、日本機械学会第69期全国大会講演会講演集
- (2)松木、高原、機論、27-180(1961), 1221
- (3)蓑田、山崎、GTSJ学会誌、6-26(1979), 29
- (4)坂口、高森、機論、56-526(1990), 99

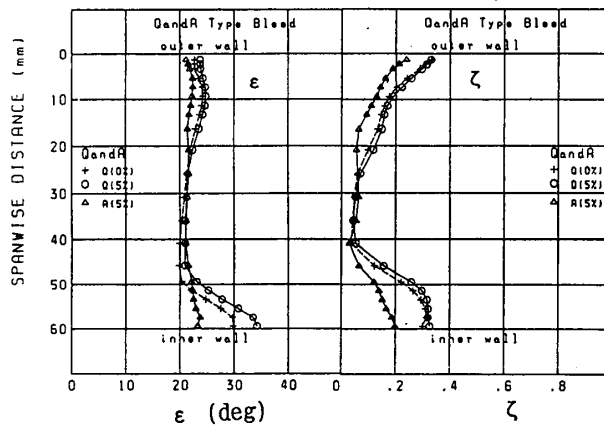


図15. Qタイプの ϵ, ζ の翼スパン方向分布

入口案内翼後流に発生する不安定流れ

吉 謙 晴 夫 (東大生研) *高 間 信 行 (東大生研)
 住 吉 圭 司 (東大院) 西 村 勝 彦 (東大生研)
 筒 井 康 賢 (機械技研)

1. はじめに

吸い込み型風洞の入口に設けた旋回流発生装置において、旋回の強さを任意に設定するために円周上に取り付けた24枚の案内羽根の後流中で、案内羽根の半径方向に対する取付角がある値以上の大きさになると、周期的変動を持った不安定な流れが現れ、異音が発生する。このような翼まわりの流れの変動現象について構造や特性が研究されているが¹⁾不明な点も多い。本研究では案内羽根後流中に発生する流れの状態を熱線流速計、半導体小型圧力変換器を使い測定し、発生状況の確認と構造を検討した。

2. 実験装置

実験装置の概略図を図1に示す。実験供試部の旋回流発生装置 (Swirl Generator) は吸い込み型風洞の静定室前の直管部を介し取り付けられた。流入空気は旋回流発生装置の外周部より半径方向に流入し、2枚の円板に挟まれた20mmの間隙を通過する際、円周上に並べられた24枚の木製の案内羽根により任意の強さの旋回を与えられ、2重円管の直管部 (長さ600mm, 内径 ϕ 122mm, 心棒径 ϕ 42.7mm) を通過し、静定室に流れ込む。直管部St.1にコブラ型3孔ピトー管を挿入し、直管部のフローパターンを測定した。実験装置詳細部を図2に示す。実験に使われた旋回流発生装置は本体、側板、

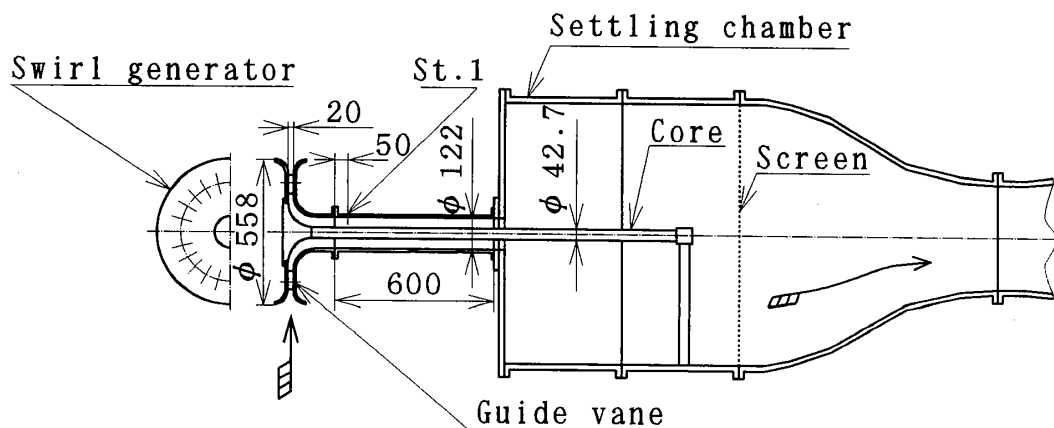
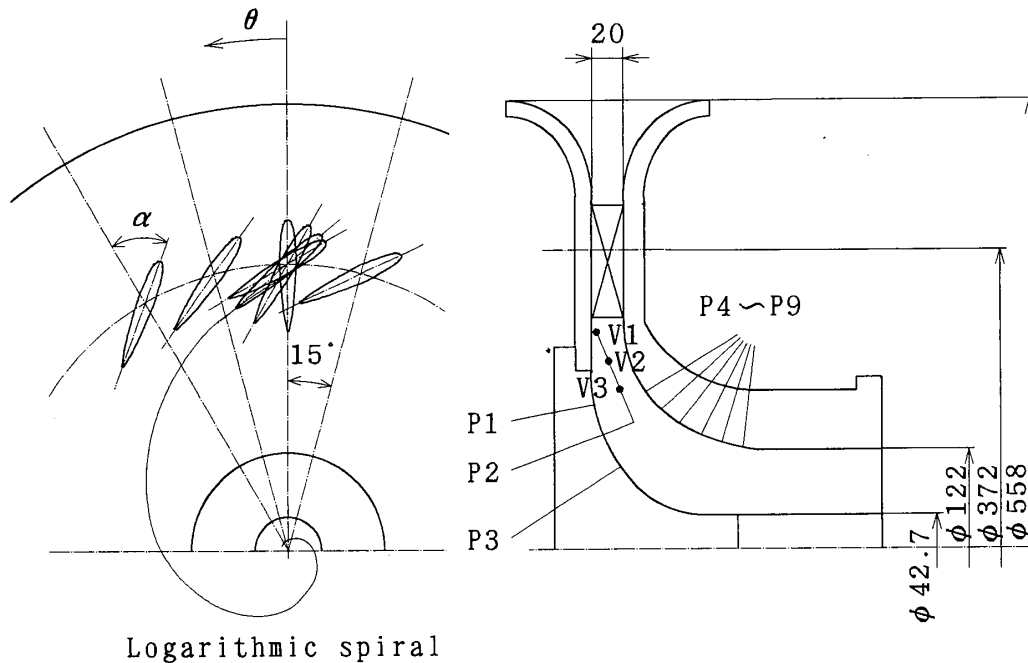


図1 実験装置概略



Logarithmic spiral

図2 実験装置詳細部

案内羽根から成り立っている。本体は最大径 $\phi 558\text{mm}$ のアルミ製で、流れに接する部分は十分滑らかに仕上げ、外周部には大きな半径の丸味をつけ、流れが滑らかに流入するようになっている。また、 $\phi 372\text{mm}$ の円周上に案内羽根取付用の穴を開けてあり、穴を回転中心にして羽根取付角(= α)設定の為の角度目盛りを罫書いてある。案内羽根は NACA 747, A-015の翼型に基き、製作上の都合により翼弦長の90%で後縁を切り落としてある。仕上がり翼弦長は70mm, 最大厚みは11.25mm, 翼幅20mmとなっている。翼弦長の40%の位置が回転中心になっている。側板は本体と同じく外周部に大きな半径の丸味を持ち、中央部にある $\phi 220\text{mm}$ の取り外し可能な蓋は $\phi 42.7\text{mm}$ の心棒に固定されている。図中P1~P9は $\phi 0.5\text{mm}$ の壁面静圧測定孔であり、圧力は半導体小型圧力変換器により測定した。V1~V3は蓋に熱線流速計を取付け、流れの下流側より速度を測った位置である。蓋は周方向に回転させることができ、任意の周方向角度(= θ)に設定することが出来る。P1~P3は蓋に設けた圧力測定孔で、熱線同様に蓋を回転させることにより、周方向の圧力分布を測定できる。

3. 実験方法

実験は吸い込み型風洞の静定室の圧力を一定に保ち、24枚の案内羽根の取付角 α を半径方向に対し $30^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ と設定し、側板に取り付けた蓋を θ 方向に回転させることにより圧力は 5° おきに、流速は 2° おきに測定した。圧力測定位置P1~P

3は半径 $r=60\text{mm}$ の点から壁面軸方向^上下流に約 20mm 間隔で、 $P4\sim P9$ は $r=100\text{mm}$ の点から壁面軸方向下流に 15mm 間隔で軸方向に一直線に並んでいる。熱線流速計はI型プローブを $V1$ は $r=136\text{mm}$ 、側板より 3mm 、 $V2$ は $r=117\text{mm}$ 、側板より 10mm 、 $V3$ は $r=98\text{mm}$ 、側板より 17mm に設置し、 θ 方向に移動させ流れの後方より測定した。圧力、流速ともサンプリング周波数 2.5kHz によりデータを計算機に取り込み測定した。

4. 実験結果

実験は吸込み型風洞静定室の静圧 P_{sc} （大気圧との差圧）を一定とし行った。直管部St.1で3孔ピート管を使い流速、流れ角、圧力の半径方向分布を測定し、軸方向速度より流量を算出した。レイノルズ数 Re は案内羽根翼弦長 $C=70\text{mm}$ を代表長さに取り、入口案内羽根通路の最小面積と直管部の流路面積比より算出した案内羽根における代表流速を用い定義した。圧力、速度ともにフーリエ変換を行い周波数成分を調べた。以下に実験の結果を報告する。

4. 1 壁面静圧

図3、図4に案内羽根下流の壁面静圧とその周波数特性を示す。実験条件は図3(a)は静定室静圧 $P_{sc}=82\text{mmAq}$ 、羽根取付角 $\alpha=30^\circ$ 、レイノルズ数 $Re=6.7\times 10^4$ 、(b)は $P_{sc}=80\text{mmAq}$ 、 $\alpha=60^\circ$ 、 $Re=4.8\times 10^4$ の場合である。図3の左図の縦軸は圧力を示し、横軸は時間を表している。右図の縦軸はパワースペクトルを示し、横軸は周波数を表す。

図3(a)より $\alpha=30^\circ$ の場合蓋側($P1\sim P3$)、本体側($P4\sim P7$)の静圧は下流に行くにしたがい負圧が大きくなり速度も増速していることが想像できる。また、大きな変動もなく周期的変動をともなった不安定な流れはなく、異音も発生していない。図3(b)より $\alpha=60^\circ$ では周期的変動をともない異音を発生し、不安定な流れになっており、特に 41Hz 前後の周波数が際立っている。 $P1\sim P3$ と $P4\sim P7$ でも異なった波形になっており、特に $P3$ は振幅も大きく他の波形と違っている。これは流速が増大するに伴い振幅が増幅されることを示している。時間平均圧力は $\alpha=30^\circ$ と違い $P3$ が $P7$ よりも負圧が大きくなり旋回の影響が出ているものと思われる。また、周波数成分だけを見ると $P1\sim P3$ は 41Hz が支配的であり、2次、3次成分は小さい。しかし、 $P4\sim P7$ は1次成分が小さく下流に行くにしたがい2次、3次成分が増大していくのがわかる。

図4の実験条件は $P_{sc}=80\text{mmAq}$ 、 $\alpha=50^\circ$ 、 $Re=4.8\times 10^4$ で、 $P1\sim P3$ を周方向に 5° ずつ移動させて、案内羽根の後流の影響を周方向の壁面静圧分布より調べた。 $P1\sim P7$ は $\alpha=60^\circ$ の場合と同様な波形である。この場合も周期的変動が存在し、異音を発生して不安定な流れになっている。その周波数成分は 51Hz 前後の値を示し

ている。P1～P3, P4～P7の周波数成分の分布は $\alpha = 60^\circ$ と変わらない。また、周方向による壁面静圧は $\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$ ともに顕著な違いはみられない。これは、静圧孔の位置が一番半径の大きな位置にあるP1ですら案内翼後縁から1弦長以上離れているため、後流の影響を明確に捕らえることが出来なかった。

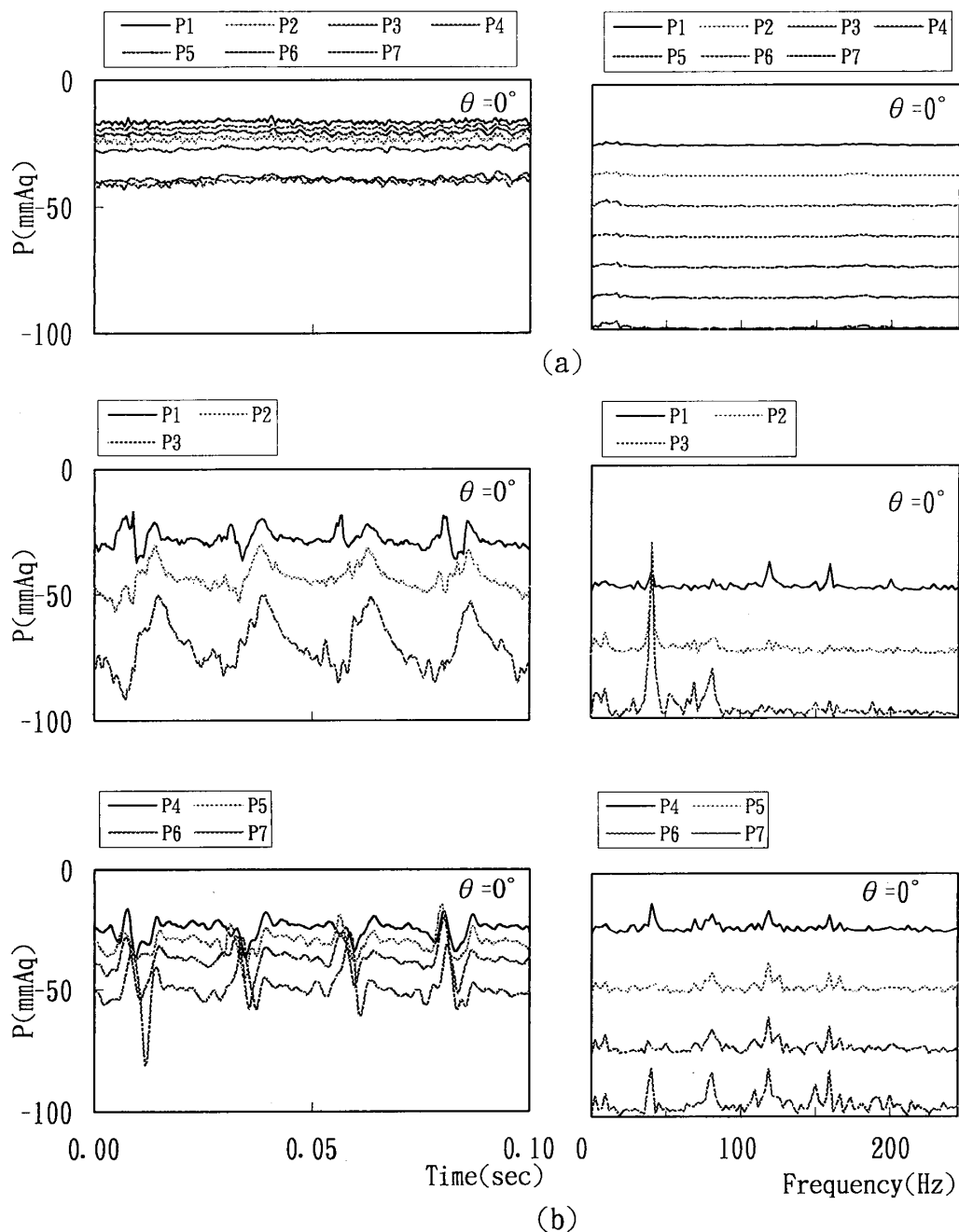


図3 壁面静圧と周波数成分

(a) $\alpha = 30^\circ$, $\theta = 0^\circ$, $P_{sc} = 82 \text{ mmAq}$

(b) $\alpha = 60^\circ$, $\theta = 0^\circ$, $P_{sc} = 80 \text{ mmAq}$

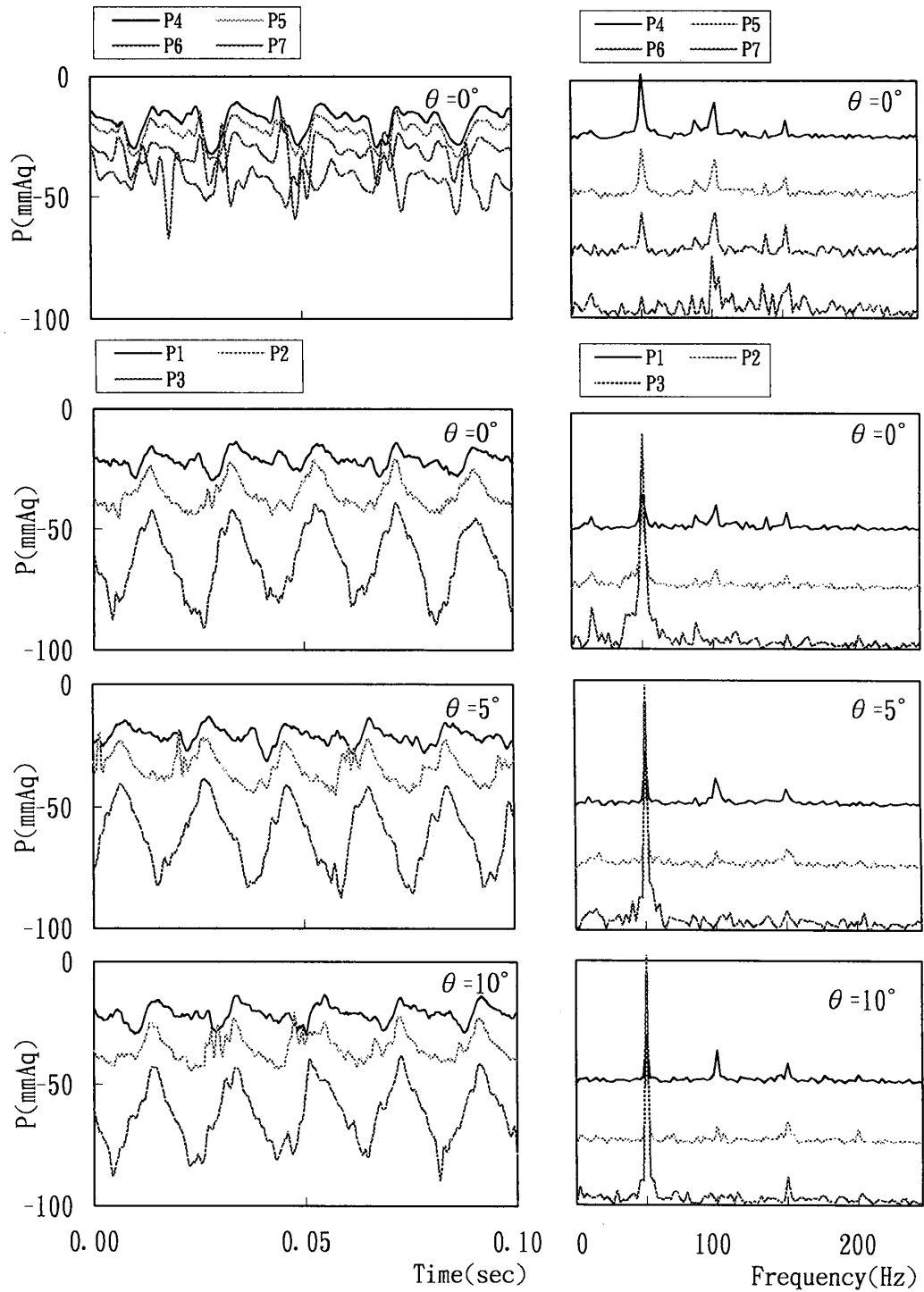


図4 壁面静圧と周波数成分

($\alpha = 50^\circ$, $\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$, $P_{sc} = 80 \text{ mmAq}$)

4.2 速度分布

図5に案内羽根下流の速度と周波数特性を示す。実験条件は静定室静圧 $P_{sc} = 80 \text{ mmAq}$ 、羽根取付角 $\alpha = 50^\circ$ 、レイノルズ数 $Re = 4.8 \times 10^4$ で、 θ 方向に 2° ずつ回転させ

11点を測定した。(a)は熱線流速計測定位置V1で θ 方向に -7° , -5° , -1° , 3° の位置を,(b)はV2で $\theta = 1^\circ$, (c)はV3で $\theta = 1^\circ$ の位置で計測したものを示す。熱線プローブはI型の $5\mu\text{m}$ のタングステン線を用い、出力をリニアライズして測定した。流速の測定データは高周波の乱れを含んでいるため基本形状を変えない300Hz以下

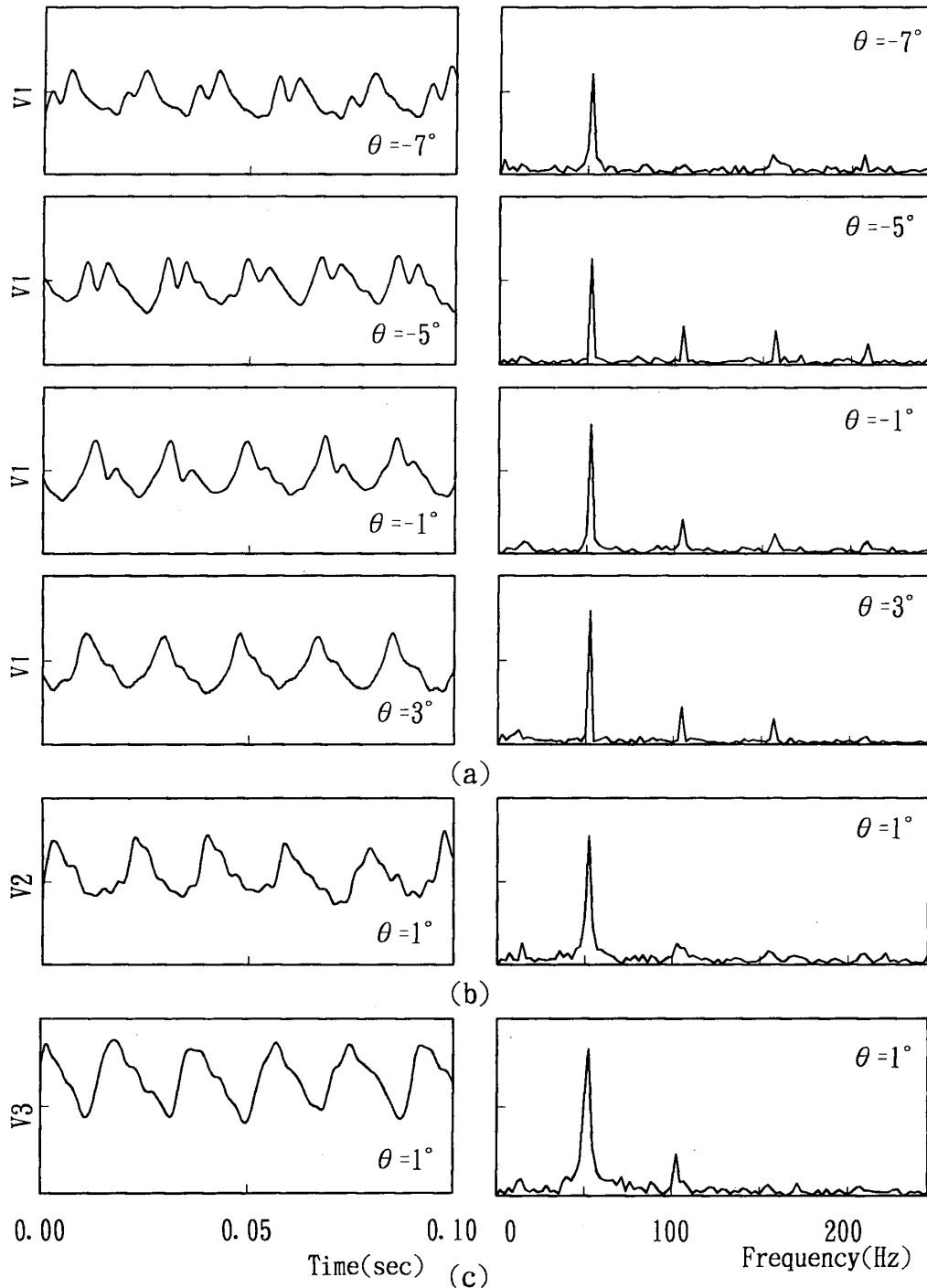


図5 速度波形と周波数成分 ($\alpha = 50^\circ$, $P_{sc} = 80\text{mmAq}$, $Re = 4.8 \times 10^4$)

(a)測定位置V1, (b)測定位置V2, (c)測定位置V3

上の成分を除いた波形を示す。左図の縦軸は熱線流速計で測定した電圧値を示し、横軸は時間を表す、右図の縦軸はパワースペクトルを、横軸は周波数を表す。

図5(a)には11点測定した波形の基本的形状を4つのグループに分け、その代表的なものを示した。この速度波形の特徴は波形の山が2つ在り、 θ 方向反時計回りに左側の小さな山が右側に移動するに従い成長し同じ大きさになり、それを過ぎると小さくなり消えてしまい、上側に鋭く下側に丸味を持った波形になるという4パターンを繰り返す。これらの波形の基本周波数成分は51Hz前後で、圧力波形の場合と同じ周波数分布を示す。次に、速度の時間平均値と周方向位置 θ との関係を図6に示す。図6の縦軸はV1における熱線流速計で測定した電圧を時間平均した値で、横軸は θ 方向の位置である。これにも 15° 前後の周期性が在ることが分かる。これは案内羽根の1ピッチ角度 15° に近い値である。図5と図6を比べると、 $\theta = -7^\circ$ は \bar{v}_1 が低い値から増大する直前に位置し、 $\theta = -5^\circ$ は \bar{v}_1 が高い値の位置にあり、 $\theta = -1^\circ$ は \bar{v}_1 が低い値に減少する直前であり、 $\theta = 3^\circ$ は \bar{v}_1 が低い値の位置にある。これらから θ 方向の位置の違いにより波形が違い、平均速度が違うことが分かる。この原因は案内羽根の後流の影響によるものと思われる。また、図5(b), (c)に示したV2, V3位置での速度波形は周方向に回転させて測定しても特徴的な波形の差は出なかった。これは、測定位置が案内羽根後縁より1弦長以上下流で測定しているため後流の影響を捕らえなかったのではないかと考えられる。図7はレイノルズ数 Re と変動の基本周波数の関係を示す。 $\alpha = 60^\circ$ の場合 Re 数と特定周波数は比例していることが分かる。

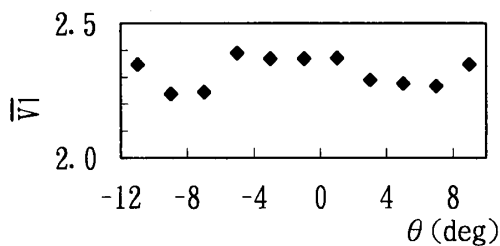


図6 時間平均速度の周方向分布

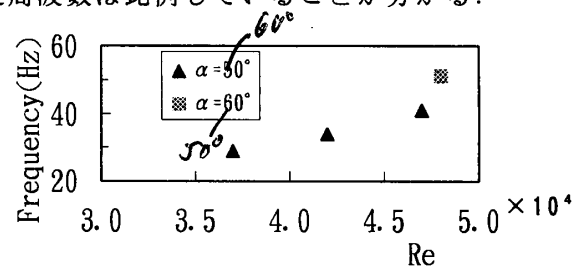


図7 流量変化と発生周波数

5. まとめ

旋回流発生装置の案内羽根後流について半導体小型圧力変換器、熱線流速計を使用し測定した結果次のことが解った。

- 羽根取付角が $\alpha = 50^\circ$ を超えると、案内羽根下流で周期変動を伴った不安定な流れが現れ異音を発生する。この基本周波数は、レイノルズ数と比例し、速度波形は特徴的な4パターンを持つことが解った。これらの詳細な検討を今後引き続き行う予定でいる。

6. 参考文献

- (1)林・深野・児玉, 機論, 59-559, (B)(1993), 802.

衝撃波の翼列振動時の挙動とその作用の研究

(第1報、振りモード時の衝撃波変位の可視化と誘起される変動空気力の測定)

*生沼秀司(航空宇宙技術研究所) 磯山 裕(武蔵工業大学院生)

小林 紘(航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

高速ターボ機械の遷音速あるいは超音速流れを特徴づける現象として、翼列間での衝撃波の発生がある。翼面上に発生した衝撃波の翼振動に伴う位置変動は、翼面に大きな圧力変動と、大きな変動モーメントを誘起することから、衝撃波の挙動は遷音速翼列の空力減衰特性を支配する主要な要因の一つとなっていると考えられる。

難波ら^[1]は、亜音速軸流速度の超音速翼列に対して、改良二重線形理論により衝撃波変位効果を解析し、その効果は非定常減衰に重大な影響を与えていることを明らかにしている。Tijdman^[2]や白鳥・谷田ら^[3]の単独翼に関する実験的研究でも、翼振動に伴う衝撃波の位置変動は翼の空力減衰特性に大きな影響を及ぼすと指摘されているが、翼列翼振動に伴う衝撃波の位置変動に関する実験的な研究は少ない。

航技研では、翼に作用する変動圧力の詳細な測定を行い、遷音速タービン翼列^[4]、並びに超音速圧縮機翼列^[5]の非失速ねじりフラッタ領域、およびフラッタ発生への非定常パラメータの影響などを明らかにした。また、翼面上の衝撃波の位置変動は、翼面に大きな変動圧力を誘起することを明らかにしている^{[6][7]}。しかし、その解明にはより詳細な衝撃波による翼面上の変動圧力測定、並びに衝撃波の挙動とその影響を明らかにすることが必要である。そのため、衝撃波挙動解析システムの開発を行った。

今回、環状翼列間流れ可視化用シュリーレン装置と衝撃波挙動解析装置を用いて、翼間振動位相差 $\sigma = -67.5^\circ$ 一定条件のもとで振り振動する翼列翼の衝撃波の挙動、翼振動、並びに衝撃波が翼面上に誘起する非定常空気力に同期をかけて計測し、それらの特性並びに関係を無次元振動数 ($1/2$ 翼弦長基準) をパラメータとして明らかにしたので、その結果を報告する。

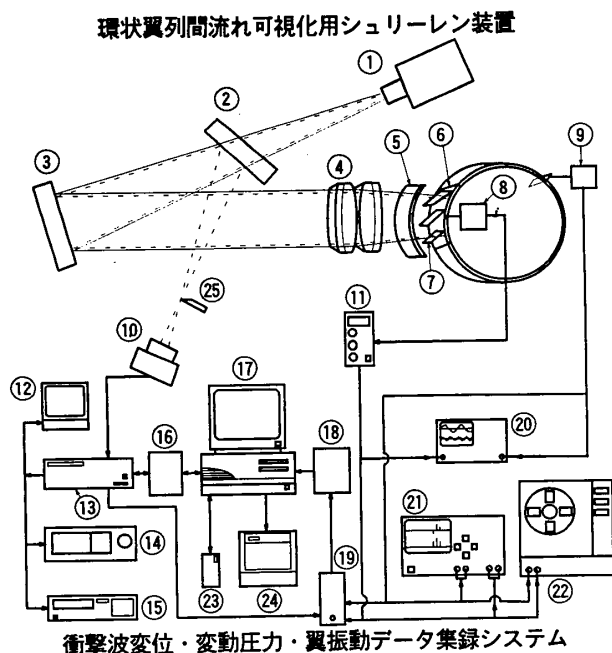
2. 実験装置および方法

2.1 環状翼列風洞

本実験には翼列を構成する16枚全ての翼列翼を任意の翼間振動位相差のもとに、最高500Hzまで連続的に強制ねじり加振出来

表1. 試験翼列の主要諸元

Chord length C: 72mm, Max thickness ratio: 4%,
Aspect ratio : 0.357, Camber angle : 6 deg.,
Inlet angle: 61 deg., Outlet angle: 55 deg.,
Stagger angle: 58 deg., Torsional axis: 50%,
Pitch chord ratio : 0.873 (Tip), 0.804 (Mid),
0.763 (Hub)



① クセノン光源	② ハーフミラー	③ 凹面鏡	④ シリンドリカルレンズ
⑤ 円筒窓ガラス	⑥ シリンドリカルミラー	⑦ 環状翼列	⑧ 圧力センサ
⑨ 変位センサ	⑩ CCDカメラ MC9128	⑪ DCアンプ	⑫ モニター
⑬ スキップコントローラ	⑭ VTR	⑮ ビデオプリンター	
⑯ スキップコントローラ I/F ボード	⑰ パソコン PC9801-RX2	⑱ A/D変換ボード	
⑲ トリガ I/F ボックス	⑳ オシロスコープ	㉑ FFTアナライザ	㉒ データレコーダ
㉓ ハードディスク	㉔ プリンター	㉕ ナイフエッジ	

図1 衝撃波挙動解析システム図



図2 環状翼列間流れ可視化用シュリーレン装置概観図

る加振装置を内蔵した、環状翼列風洞^[8]に、翼列条件の食違い角、弦節比等は実機圧縮機翼列とほぼ等しいキャンバ角 6° の二重円弧翼列を組み込み、実験を行った。試験翼列の主要諸元を表1に示す。

2.2 衝撃波挙動解析システム

図1に衝撃波挙動解析システム図、図2に環状翼列間流れ可視化用シュリーレン装置概観図を示す。CCDカメラからの制御信号に同期させて衝撃波の変位・変動圧力・翼振動を同時に測定可能なデータ収録システムによって構成されている。

光源①から出た光はハーフミラー②を通過し、 $\phi 300$ mmの凹面鏡③に入る。ここで平行光線となった光は、シリンドリカルレンズ④で円筒ダクト軸線上に線焦点を結ぶように屈折され、円筒窓ガラス⑤、翼列間流れの中を通った後、内側円筒ダクト表面に貼られたシリンドリカルミラー⑥

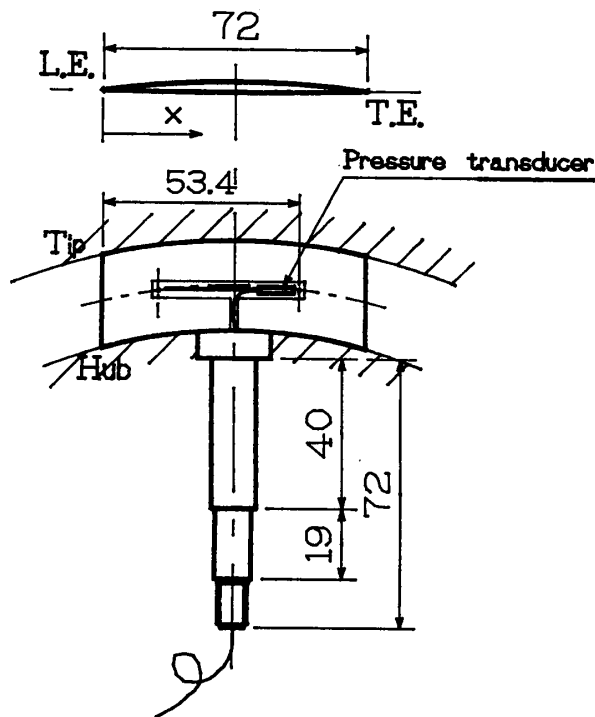


図3 変動圧力測定翼

で反射され、入射光と同じ光路を逆に辿る。凹面鏡で再び反射された光はハーフミラーで更に反射されてナイフエッジを通過した後、明暗のある像をCCDカメラ⑩の素子上に結ぶ。

今回の実験に使用したCCDカメラ (RETICON社製 MC9128) は画素数128×128点を有し、従来のビデオ信号のCCDカメラに比してスキップ (画像の不要部分をライン単位で飛び越し) 走査、スキャンレート (センサの露光時間) を変えることが可能であり、サンプリングレートは380~5680 Hz である。

トリガI/Fボックス⑨にて、カメラの走査信号と同期させて、翼振動と変動圧力データは同時にA/D変換ボード⑧を経てパソコン⑦のメモリにストアされ、衝撃波変位データはスキップコントローラ⑬内のメモリにストアされる。これらのデータは、パソコンでデータ処理されデジタルデータとしてハードディスク⑭にセーブされる。また、翼振動及び変動圧力データはオシロスコープ⑳並びにFFTアナライザ㉑でモニタされ、より詳細な解析を行うためにデータレコーダ㉒に録音される。図3に測定翼に対する圧力センサ位置を示す。衝撃波の位置変動によって誘起される翼面上の変動圧力測定は、振動翼背側の74.2%翼弦長位置に超小型圧力センサ (Kulite XCS-062) を取り付けて行われた。翼振動変位は渦電流タイプの微小変位センサで電気信号に変換される。

3. 実験結果および考察

実験は、16枚の翼列翼を一定翼間振動位相差 σ (翼背側位相進みが正) -67.5° で強制調和ねじり振動し、無次元振動数 K ($K=b\omega/U$, b : 半翼弦長, ω : 翼の角振動数, U : 主流の速度) を0.034~0.203 (翼振動数25Hz~150Hz) の範囲内において行った。衝撃波の振動中心と翼に内蔵された圧力センサの測定孔との位置関係として、(1)測定孔よりも下流位置、(2)測定孔位置上、(3)測定孔よりも上流位置の3つのケースについて翼振動、衝撃波による非定常空気力、衝撃波変位の3つのデータの関係が調べられた。

この実験は、衝撃波の翼面上での影響範囲を調べることも一つの目的としている。本報告では(1)と(2)の場合について述べる。

測定時の翼列の静特性として、図4に翼スパン中央での翼面上の翼弦方向のマッハ数分布を示す。いずれの場合にも翼背面上の流れは超音速であり、70%翼弦長付近に現れる垂直衝撃波により大きなマッハ数変化が翼背側で生じている。また、翼腹側も超音速流れとなっており、図上の大きなマッハ数変化位置は隣接翼後縁からの斜め衝撃波の反射位置に対応している。

図5に流入マッハ数1.17のときのシュリーレン写真を示す。これは、翼間通路に発生する垂直衝撃波と隣接翼からの衝撃波との結合、並びに、翼後縁からの斜め衝撃波が観測され、翼面上のマッハ数分布と良く対応している。流入マッハ数1.199及び1.192の場合の(外側ケーシング壁面での1ピッチ間の平均)流出マッハ数は、それぞれ

0.989と0.964であり、翼列上流と下流での静圧比 P_{s2}/P_{s1} (外側ケーシング壁面での1ピッチ間の平均静圧) は、いずれの場合にも1.09の低背圧条件であった。

実験での衝撃波の変動、翼振動の運動方向並びに非定常圧力の正負の定義を表わしたスケッチを図6に示す。翼の頭上げ方向を+、頭下げを-とし、翼振

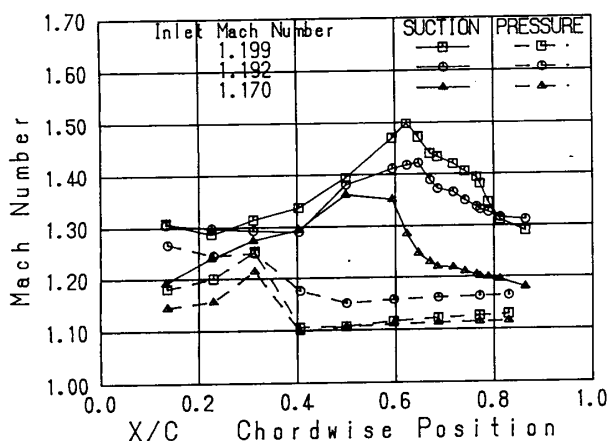
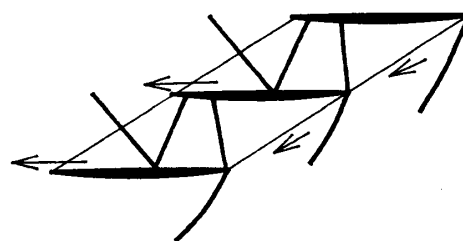
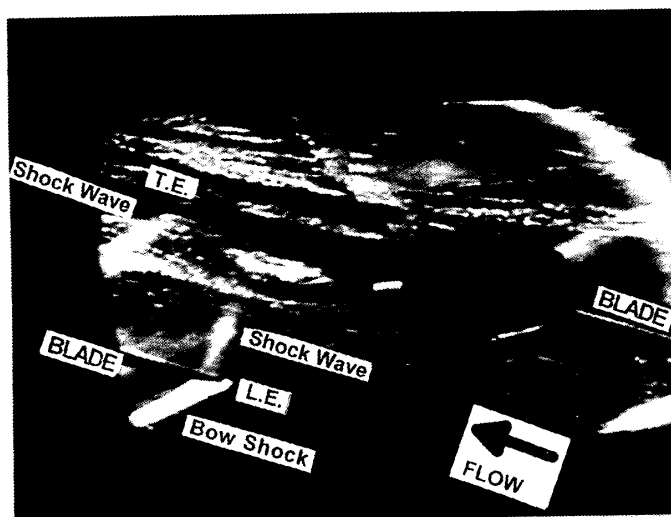


図4 翼面上のマッハ数分布



流入マッハ数 $M=1.17$

図5 翼列間流れのシュリーレン写真と衝撃波パターン

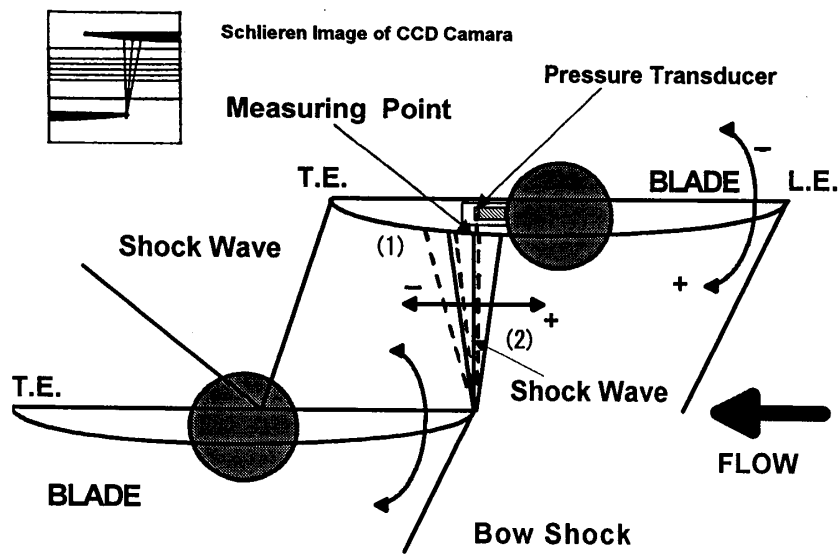
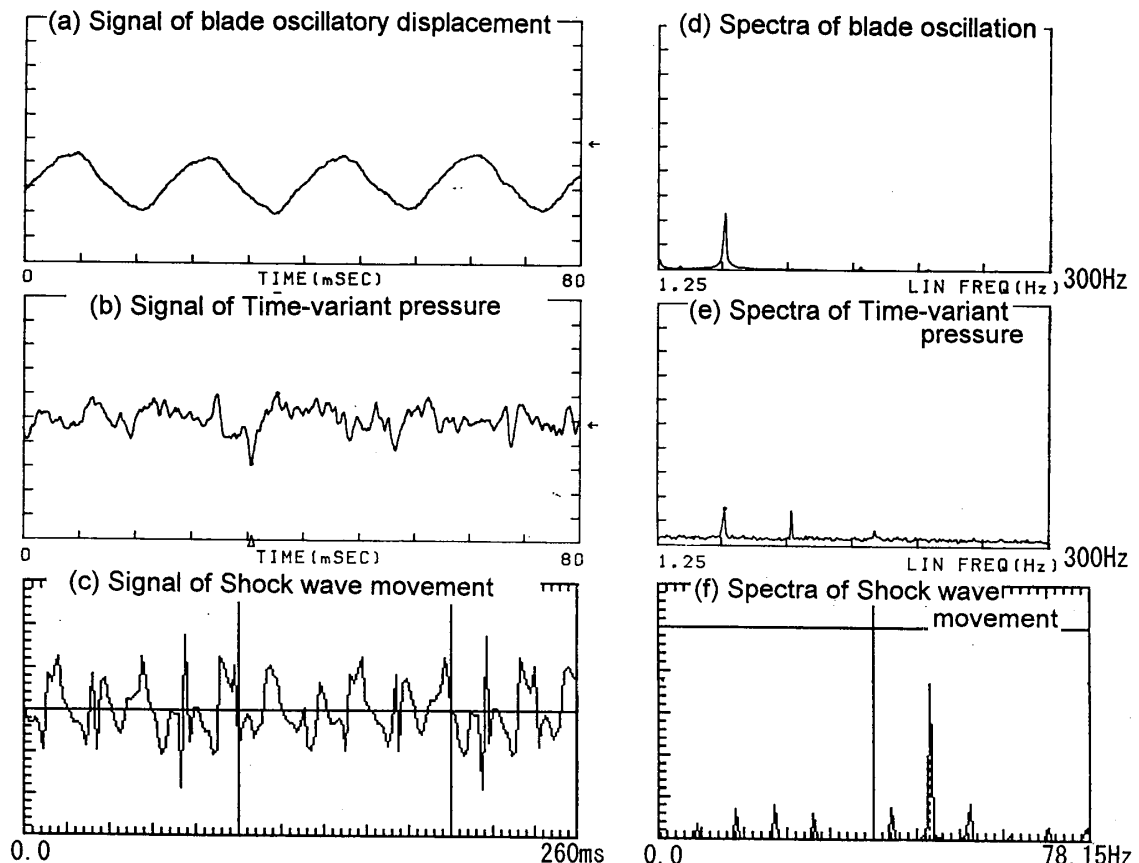


図6 衝撃波及び翼振動の運動方向の定義

動に伴う衝撃波の変位について翼前縁方向を+、翼後縁方向を-と定義した。

実験結果の一例として、無次元振動数 $K = 0.067$ (翼振動数50Hz) のときに、(1)衝撃波の振動中心が圧力測定孔よりも後流方向にある場合、(2)衝撃波の振動中心が測定孔上の場合の衝撃波変位、変動圧力並びに翼振動波形と

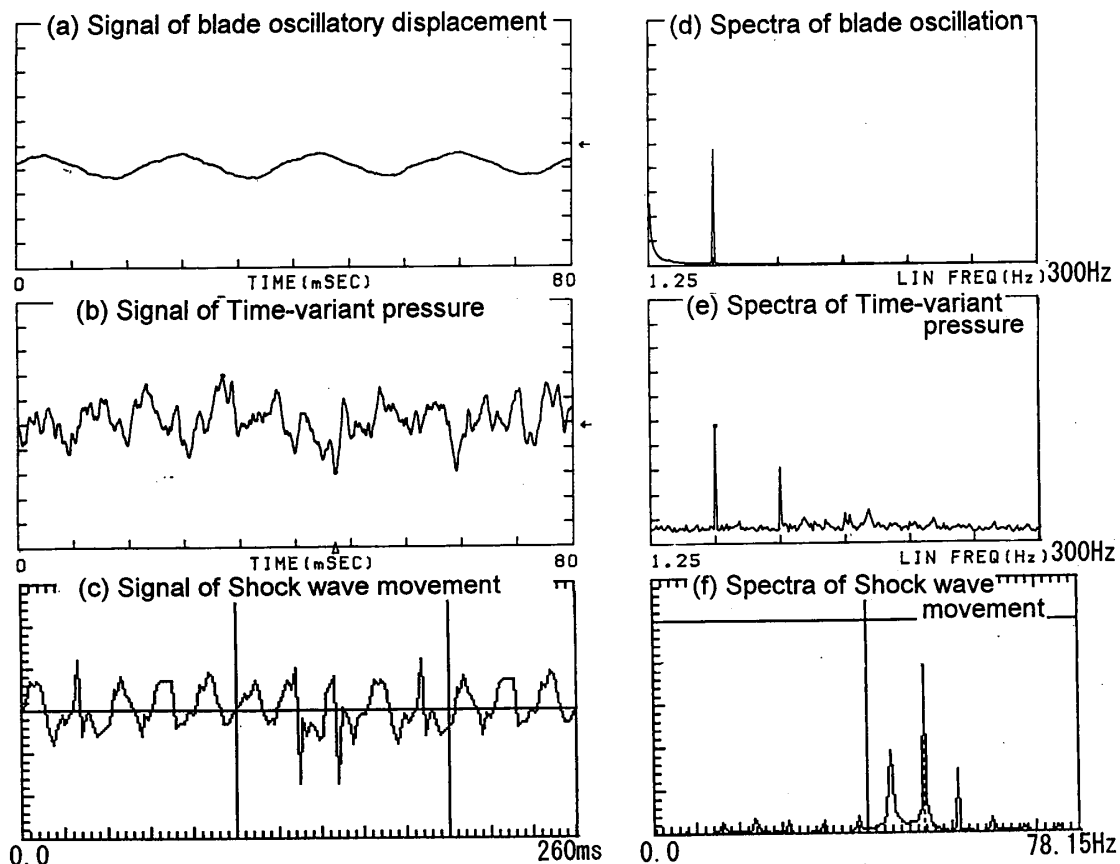


(1) 衝撃波の振動中心が圧力測定孔よりも後流方向にある場合

図7 翼振動と衝撃波によって発生する変動圧力の時系列データとスペクトル

スペクトルを図7(1),(2)に示す。(1)と(2)において翼振動波形はほぼ正弦波形に近く、変動圧力は(2)の場合に大きくなっている。衝撃波変位と変動圧力の翼振動数成分と、その二次成分とを比較すると、(1)の場合にはほぼ等しいものの、(2)では一次成分が十分に大きい。スペクトルも変動圧力波形、衝撃波変位は翼振動数成分が主体となっていることを明らかにしている。

前述の(1)と(2)の場合の翼振動一周期を①～⑧まで8等分し、各々の場合の翼位置、衝撃波位置並びに変動圧力の作用方向、大きさをそれぞれ図8(1),(2)に示す。(1)において、翼振動と変動圧力の位相差は、それぞれ 143.7° 、 165.3° であり、これより衝撃波の挙動は翼を励振する作用をしている。一例として、図8(1),(2)のそれぞれ⑧の場合を比較すると、(1)の⑧の場合には、非定常空気力が最大となり、翼は最小の迎え角となる。その時に衝撃波は翼後縁方向に移動しようとしている。一方、(2)の⑧の場合には、(1)と非定常空気力による翼の頭上げが最大となる翼の位置関係が同じであるが、衝撃波位置が約 70° の位相進みとなっている。



(2) 衝撃波の振動中心が圧力測定孔上にある場合

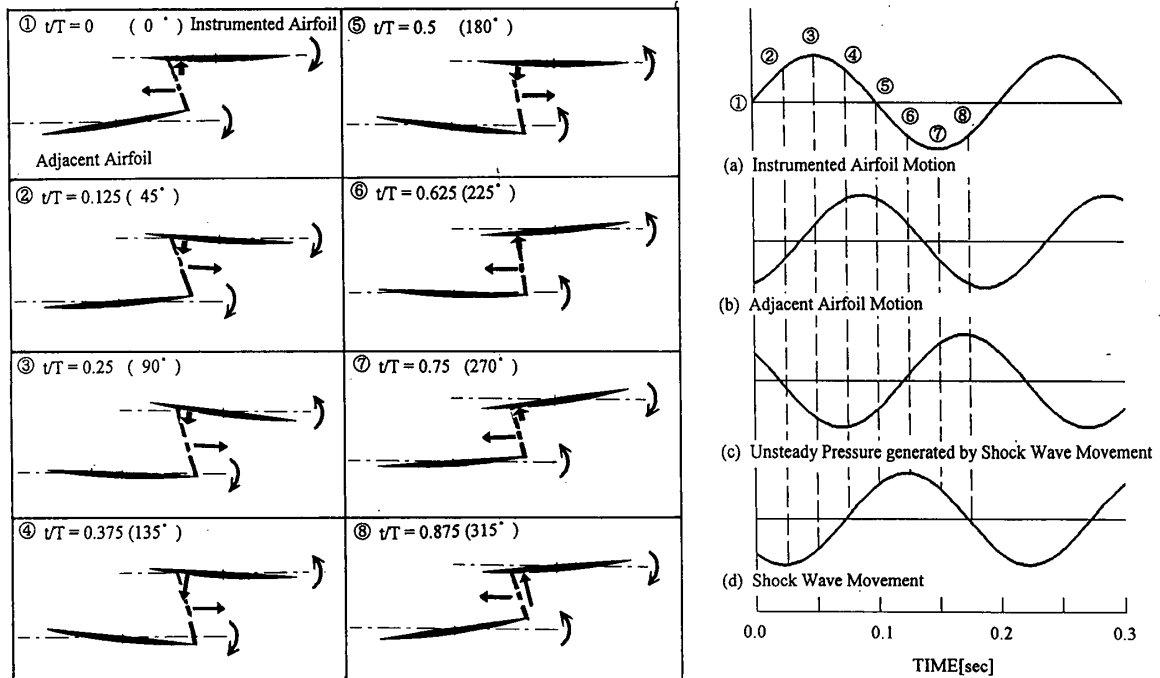
図7 翼振動と衝撃波によって発生する変動圧力の時系列データとスペクトル

4. 結論

翼の振動に伴う衝撃波の挙動と発生する非定常空気力、及び翼振動との応答を環状翼列風洞と開発した衝撃波挙動解析システムを用いて調べた。

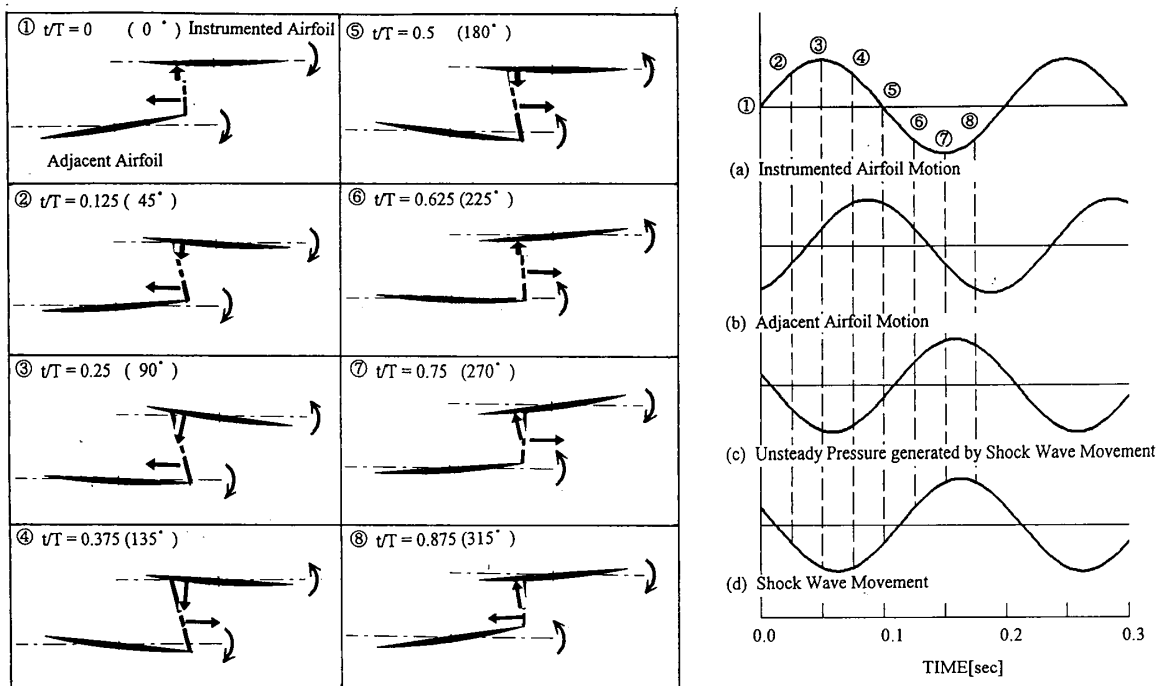
実験は、翼間振動位相差 -67.5° 一定条件のもとに、流入マッハ数範囲1.170~1.199、無次元振動数は0.034~0.203(翼振動数25Hz~150Hz)までの範囲で衝撃波の振動位置を変えて行った。

1. 開発した衝撃波挙動解析システムにより、翼振動、衝撃波位置、並びに衝撃波変位によって誘起された変動圧力を同期させて測定可能となった。
2. 衝撃波が圧力測定孔を中心として変位する(2)の場合において、翼振動に対する衝撃波変位並びに、変動圧力の位相差は、翼振動数75Hz~100Hzにかけて変化している。圧力測定孔の下流にある(1)の場合には、翼振動に対する変動圧力の位相は(2)と同様に翼振動数が50Hz~75Hzにかけて変化しているが、翼振動に対する衝撃波変位の位相差は、翼振動数に対して $225^\circ \sim 260^\circ$ と一定であった。
3. 衝撃波が圧力測定孔の下流にある(1)の場合、非定常空気力は、翼振動数50Hzの場合に翼を励振する作用をなし、その他の振動数では減衰する働きをしている。一方、圧力測定孔を中心として変位する(2)の場合には、翼振動数25Hz~75Hzにお



(1) 衝撃波の振動中心が圧力測定孔よりも後流方向にある場合

図8 翼振動一周期における変動圧力の作用と衝撃波変位の挙動



(2) 衝撃波の振動中心が圧力測定孔上にある場合

図8 翼振動一周期における変動圧力の作用と衝撃波変位の挙動

いて翼を励振する作用をなし、75Hzを越える高い振動数時には、翼振動を減衰する働きをしている。

本研究に関してご指導戴いた多くの方々、ならびに本試験遂行において協力戴いた、研修生の中條秀浩君、平野勝紀君、市村健一君に感謝の意を表します。

[参考文献]

- [1] 難波・利光、日本機学会論文集、53巻496号、B (昭62)、3568.
- [2] H. Tijdman, and R. Seebass, *Ann Rev. Fluid Mech.*, (1980), 181.
- [3] T. Shiratori, and Y. Tanida, *Tokyo International Gas Turbine Congress*, 83-GT-IGTC-85 (1983).
- [4] 小林、日本機学会論文集、52巻474号、B (昭61)、PP 514-523.
- [5] 小林、日本機学会論文集、52巻480号、B (昭61)、PP 2920-2929.
- [6] H. Kobayashi, *ASME Trans., Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, (1989, 7) PP 222-230.
- [7] 小林、生沼、日本機学会論文集、54巻502号、B (昭63)、PP 1273-1280.
- [8] 小林、日本機学会論文集、52巻474号、B (昭61)、PP 713-721.

遷音速翼列に生じる衝撃波の振動特性

*平野孝典（拓殖大学工学部）
 藤本一郎（拓殖大学工学部）
 田中英穂（東海大学工学部）
 石井進（日本大学生産工学部）

1. まえがき

ターボ機械の翼列内部に生じる衝撃波は、大きな損失を生じさせるのみならず、これが変動することにより翼面に大きな圧力変動を生じさせ、結果的に翼に大きな変動モーメントを誘起する。これが遷、超音速域におけるフラッタの大きな要因となる可能性がある。このため、数値計算および実験の両面から衝撃波を伴う遷、超音速翼列の非定常空力特性に関する研究が活発になされるようになってきた⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾。しかし本来高振動数での実験装置を構築することが困難であることから、流れ場における衝撃波全体の変動と、翼振動数や衝撃波発生パターンとの関連性について実験的に明らかにした例は非常に少ない。

著者らは、遷音速翼列に生じた衝撃波変位を定量的に明らかにするために、高速ビデオカメラの範疇には入るが比較的撮影速度の遅いビデオカメラを用いて、高振動数で振動する翼列の流れ場に生じる衝撃波変動を、翼振動一周りにわたり精度良く撮影および画像処理するシステムを開発した⁽⁶⁾。このシステムを用いて、翼列中一枚の翼のみを低振動数から高振動数までねじり振動させた場合の衝撃波の可視化撮影を行い、衝撃波変動の振動特性について調べた。

2. 実験装置および方法

図1に本実験で用いた遷音速風洞の概観を示す。本風洞は密閉式回流型風洞で、作動流体としては空気を用いている。図中⑦に示す測定部において主流マッハ数 $M=0.3\sim 1.2$ の範囲内で風速調整が可能である。測定部は矩形断面で、幅は100mm、高さは上流側の可変ノズル(⑧)および可動板により200~400mmの範囲内で調整可能となっている。測定部両側は

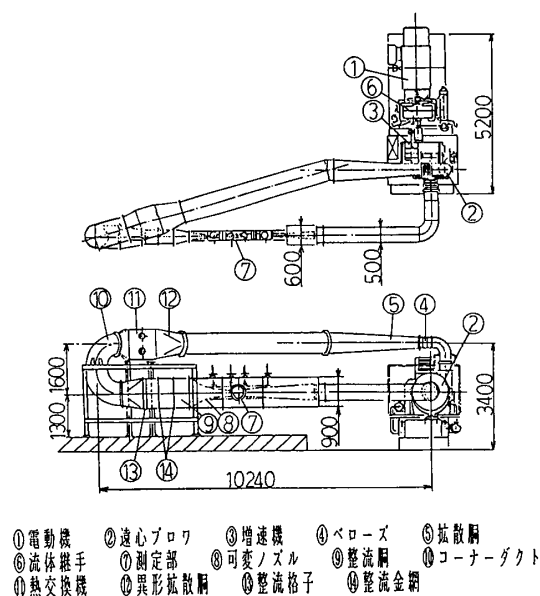


図1 遷音速風洞

直径400mmの観測用強化ガラス窓となっており、シュリーレン撮影時にはシュリーレンガラスと反射鏡が設置される。

図2に供試翼および翼列を示す。供試翼は両端くさび形の平板翼で、翼弦長50mm、厚さ5mm、翼幅100mmのジュラルミン製である。翼列は食い違い角 0° 、迎え角 0° の直線翼列であり、7枚の翼で構成される。このうち中央の翼のみが、高速ねじり加振装置により、片角振幅 2° のねじり振動を行う。

図3に高速撮影システムのブロック図を示す。可視化撮影装置として、シュリーレン光学装置、スチルカメラおよびビデオカメラを用いた。ビデオカメラの撮影速度は240コマ/s、シャッタースピードは $1/70000$ sで、1コマあたり $256 \times 256 \times 8$ bitの記録画像は、ICメモリに最大512コマまで記録することができる。ビデオカメラは図中に示した制御用パソコンで制御される。画像データはデータ転送用ボードで制御用パソコンを通して光磁気ディスクに保存される。ビデオカメラ本体からはタイミングパルスが $1/240$ ms($=4.17$ ms)ごとに出力されており、これにより撮影のタイミングを捉えることができる。振動翼変位は加振機ねじり軸に設置されたポテンシオメータにより、また翼振動一周期の迎角増加時の平均迎え角における翼変位基準パルスはフォトマイクロセンサとパルス円板により与えられる。これら3つの信号(撮影タイミングパルス、振動翼変位および翼変位基準パルス)は高速多チャンネル・トランジェントメモリにA/D変換して取り込まれ、計測用パソコンと画像処理ボードにより必要な画像の処理および画像並べ替えが行われる。

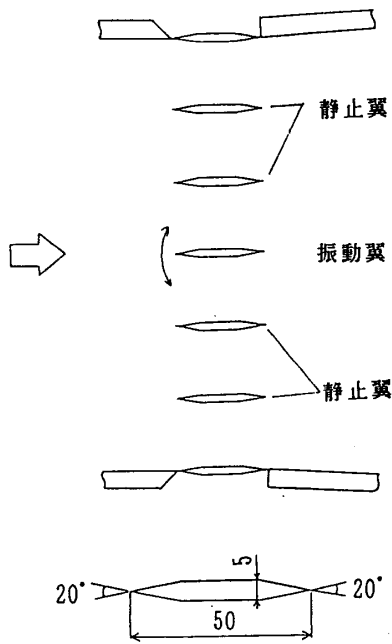


図2 供試翼および翼列

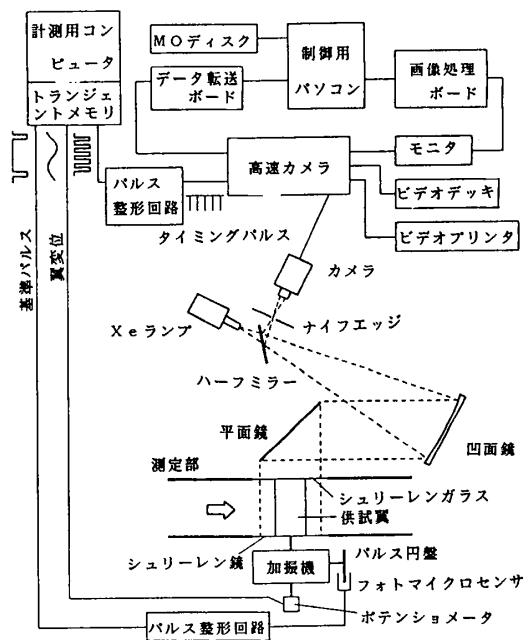


図3 高速撮影システム

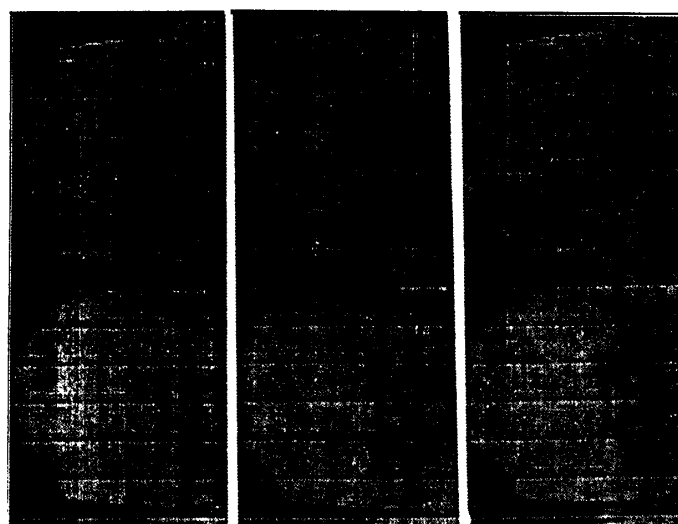
3. 結果および考察

高速撮影システムにより、翼列上流マッハ数 $M=0.65$ 、翼振動数 $f=23, 100, 150$ および 200Hz について、一翼振動時の衝撃波の可視化撮影を行った。無次元振動数で表すと各々、 $k=0.033, 0.142, 0.213$ および 0.284 となる。ここで $k=2\pi f c/U$ であり、 c は翼弦長、 U は上流側主流速度を表す。撮影はすべて 240コマ/s の撮影速度で行った。以下に結果を示す。

定常状態における衝撃波

最初に図4 (a)~(c)に、翼列上流マッハ数 $M=0.65$ における定常状態の衝撃波の画像を示す。

(a)は中央翼の最大迎え角時、(b)は平均迎え角時、(c)は最小迎え角時である。なお今回のシュリーレン撮影では、観測窓にシュリーレンガラスではなく強化ガラスを用いているため、鮮明な画像が得られておらず写真



(a) $\alpha = 2^\circ$ (b) $\alpha = 0^\circ$ (c) $\alpha = -2^\circ$

図4 定常時の衝撃波

左側が黒くなっている。図4 (a)と(c)を比較すると、振動翼上下の衝撃波変位が対称な位置関係になっていることがわかる。しかし衝撃波は翼後縁から生じているので、各迎え角において振動翼後縁の衝撃波位置は同じ流れ方向位置にあり、振動翼を挟む上下の衝撃波は振動翼後縁においては不連続にはならないことがわかる。

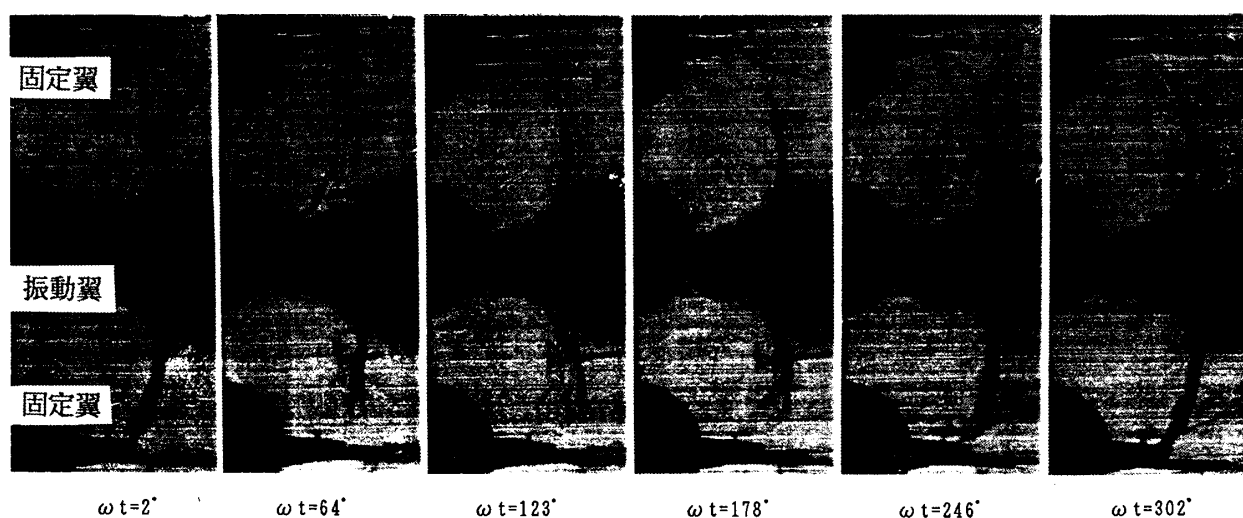


図5 翼振動一周期に対する衝撃波挙動

高速画像撮影

図5に、一例として翼振動数 $f = 150\text{Hz}$ の場合の、翼振動一周期に対する約 60° ほどの連続画像を示す。中央の翼が振動翼、上下の翼が静止翼である。これらの写真から、翼列後縁より下流側に生じた衝撃波が、翼振動に追従した周期的挙動を示していることがわかる。

衝撃波変位

図6(a)~(c)に翼振動数 $f = 23, 100$ および 200Hz における、翼振動3周期に対する衝撃波の流れ方向変位を示す。図中の $y1 \sim y6$ は図上に示す計測点を示す。これらの位置における衝撃波変位は画像処理ソフトを使用して読み取った。

図6(a)の $f = 23\text{Hz}$ の場合をみると、振動翼背面側 ($y1, y2, y3$) と腹面側 ($y4, y5, y6$) では衝撃波変位の位相はほぼ π ずれている。ここで振動翼上下で振幅と位相が完全な対称形になっていないのは、翼列の設置にわずかな不正確さがあったためである。

まず、静止翼に近い $y1$ および $y6$ における衝撃波変位をみると、振幅に相違はあるがほぼ π の位相差で変動していることがわかる。次に振動翼に近い $y3$ および $y4$ における衝撃波変位をみると、翼振動数に対して2倍の振動数で変位しており同位相にみえる。しかし実際は、上述したように π の位相差を有している。つまり振動翼に近い衝撃波は、定常状態の場合に見られたように、流れ方向に同一の変動をしていること、およ

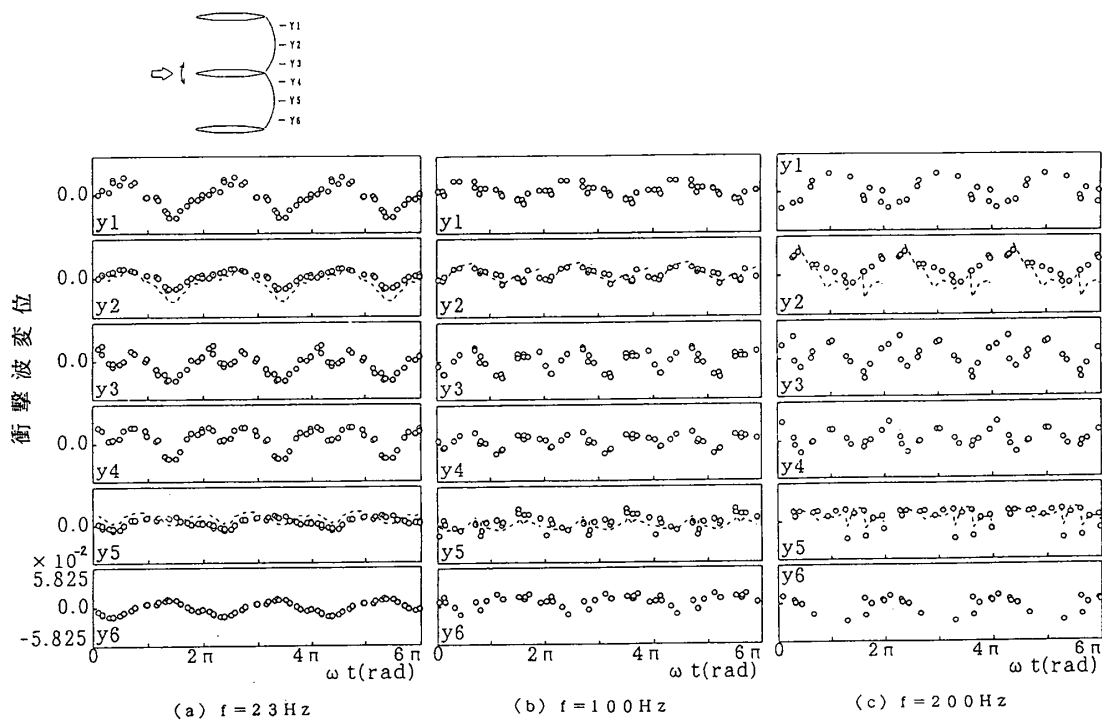


図6 翼振動3周期に対する衝撃波変位

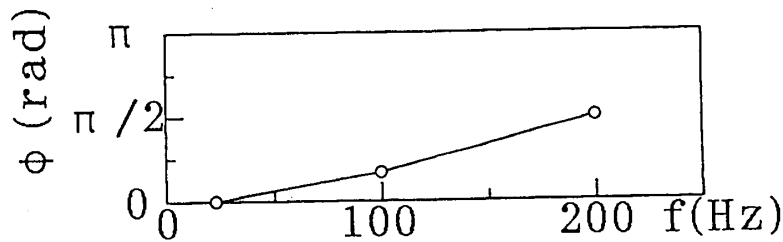


図7 翼振動数に対する衝撃波変位の位相遅れ

び位相が π ずれていること、これらを矛盾なく満たすために2山の変動となっている。最後に、中間の $y2$ および $y5$ の衝撃波変位も、他の位置における衝撃波変位と同様に π の位相差で変動している。図中には、 $y1$ と $y3$ の変位の平均値 $((y1+y3)/2)$ および $y4$ と $y6$ の変位の平均値 $((y4+y6)/2)$ を波線で示してある。この平均値と実際の変位にはほとんど相違が見られず、衝撃波は単純な変動を行っているといえる。

図6 (b)の $f=100\text{Hz}$ の場合も、各位置の衝撃波変位は $f=23\text{Hz}$ の場合と同様の現象がみられるが、翼変位に対して約 30° の位相遅れとなっている。

図6 (c)の $f=200\text{Hz}$ の場合も同様に、振動翼上下の相対位置における衝撃波は位相差 π で変動しているが、翼変位に対して全体的にはほぼ $\pi/2$ の位相遅れとなっている。

図7に衝撃波変位の翼変位に対する位相遅れを、翼振動数に対して示す。今回の実験における翼振動数範囲内では、衝撃波変位の翼振動数に対する位相遅れは、翼振動数の増加とともに単調に増加している。

なお変位振幅については、本実験の翼振動数範囲内ではほとんど変化はみられない。

4. むすび

高速撮影システムを用いて、翼列中一枚の翼のみがねじり振動する遷音速直線翼列に生じる衝撃波の高速撮影および画像処理を行い、翼振動数200Hzまでの範囲における衝撃波の振動特性について調べた結果、以下のことがわかった。

1. 振動翼を挟む上下の衝撃波は、全体として π の位相差で変動を行う。
2. 振動翼近傍では、衝撃波変位は翼変位に対して2倍の変動を示す。これは振動翼を挟む上下の衝撃波変位に π の位相差があることと、衝撃波が流れ方向に同一の変動をするという条件を矛盾なく満たすためである。
3. 本実験範囲内では衝撃波変位の振幅はあまり変化しないが、翼振動数が増加するにつれて、翼変位に対する衝撃波変位の位相遅れは増大する。翼振動数200Hzの場合、約 $\pi/2$ の位相遅れであった。

参考文献

- (1)花村・山口・平野・鈴木, 遷音速高転向角タービンの翼間空力干渉および翼列空力減衰力に及ぼすマッハ数の影響, 機論, 55-512, B(1989), 951.
- (2)花村・山口・平野・鈴木, 非圧縮流から超音速流までの翼列振動時翼間空力干渉及びフラッタ特性に関する研究, 日本ガスタービン学会誌, 17-67(1989), 66.
- (3)小林, 振動する遷音速環状翼列の非定常空力特性の研究(第3報, 低背圧での圧縮機超音速翼列フラッタ), 機論, 52-480, B(1986), 2920.
- (4)He, L., An Euler Solution for Unsteady Flows Around Oscillating Blades, *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, 112(1990), 714.
- (5)白鳥・野口, ピッチング振動する遷音速翼列の非定常空力特性(振動数の影響), ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1993-10, 225.
- (6)平野・藤本・田中・石井, 高振動数でねじり振動する遷音速翼列に生じる衝撃波の高速撮影および画像処理システム, ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1993-10, 167.

直線タービン翼列内の損失生成メカニズムについての 数値解析と実験との比較

* 富永 純一 (早大院)
山本 孝正 (航技研)
大田 英輔 (早大理工)

1. 緒言

高負荷のタービン翼列流路では、複雑な三次元渦やそれに伴って生成される損失が存在し、タービンの性能向上には、翼列内で起こるこの流れと損失の三次元構造を明らかにすることが重要である。この要請により翼列流れ解析は、近年の計算機技術の進歩によって三次元ナビエ・ストークス解析⁽¹⁾⁽²⁾が主流となって盛んに行われている。しかし、翼列の二次流れや全圧損失の発達の様相を表した報告⁽³⁾は余り多くなく、また全圧損失などの試験結果との定量的な評価が難しいことから、数値解析のみではなく実験との比較を行いながら流れ場を把握していくことが必要である。

本研究では翼列解析用に開発された圧縮性コード⁽¹⁾を基に拡張、解析を行い、航技研で行った詳細な非圧縮実験データ⁽⁴⁾との比較を行った。特に、翼列内の二次流れと損失生成メカニズムとの関連について考察し、さらに、入口境界分布を一定にすることにより、エンドウォール境界層が損失に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。

2. 数値解析法

基礎方程式には一般曲線座標系で表された3次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を用い、これを対角化ADI法による陰的時間進行法を適用する。対流項にはChakravarthy-OsherのTVDスキーム⁽⁵⁾を粘性項には2次精度中心差分を用いた。また、定常解を求めることを目的とし、計算時間の節約ができる局所時間刻みを用いている。乱流モデルについてはBaldwin-Lomax代数モデル⁽⁶⁾を用いた。

3. 格子と境界条件

図1に本解析に用いた直線タービン翼

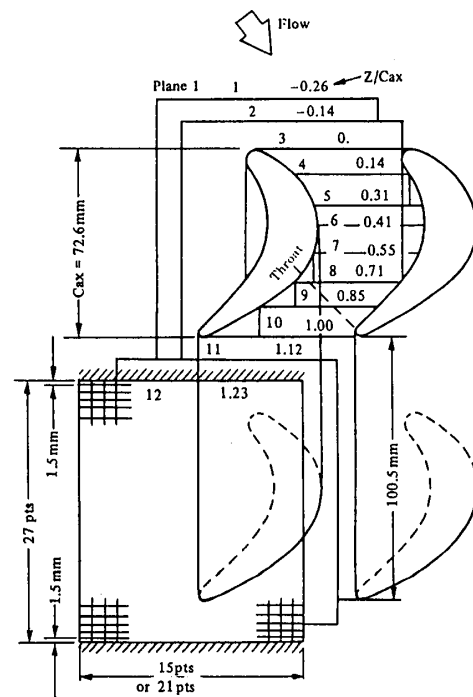


図1 直線タービン翼列と計測断面

列の概要図と計測断面，表1に翼列の主要仕様を示す。解析はミッドスパン上下の流れを対称と仮定することにより，翼列流路半分の領域について行った。格子形状は図2に示す様にH型二次元格子をスパン方向に積み重ねることにより生成し，流れ方向に161，翼ピッチ方向に51，スパン方向に51，計約41万点の格子点数となっている。

表1 翼列主要仕様

Blade chord	C=73.5 mm
Axial blade chord	Cax=72.6 mm
Blade pitch	S=61.42 mm
Aspect ratio	H/C=1.37
Solidity	S/C=1.36

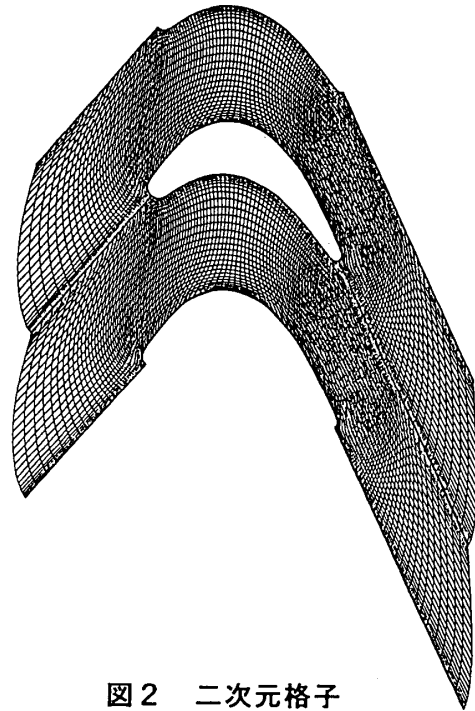
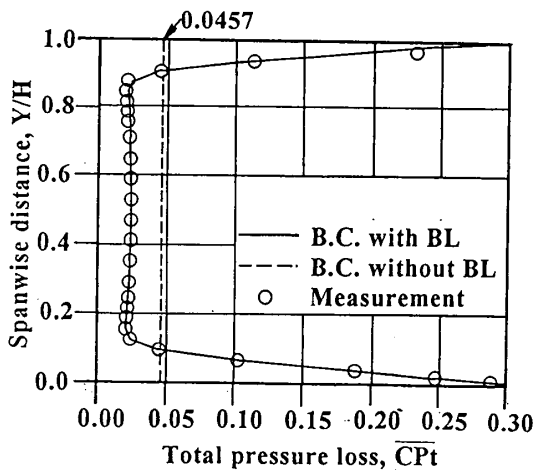
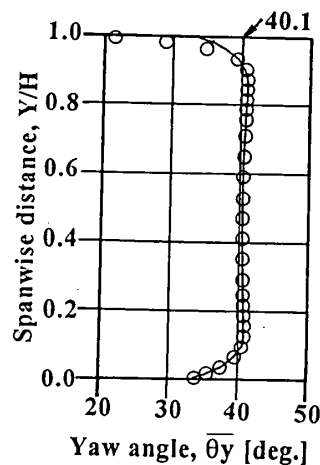


図2 二次元格子

数値解析は，入口境界層による翼列内での損失への影響を調査するために，入口境界層無しと有りの二通りについて行った。即ち境界条件として，入口で境界層有りの場合，断面1 ($Z/C_{ax}=-0.27$)の実験結果による全圧および流入角をピッチ方向に質量流量平均して得られるスパン方向分布(図3(a)および(b))を与え，境界層無しの場合，図3の点線で示される全圧と流入角の断面質量流量平均を一定値として与えた。また，出口では翼列下流断面12の静圧の質量流量平均を与えた。



(a) 全圧損失分布



(b) 流れ角分布

図3 入口境界条件のスパン方向分布

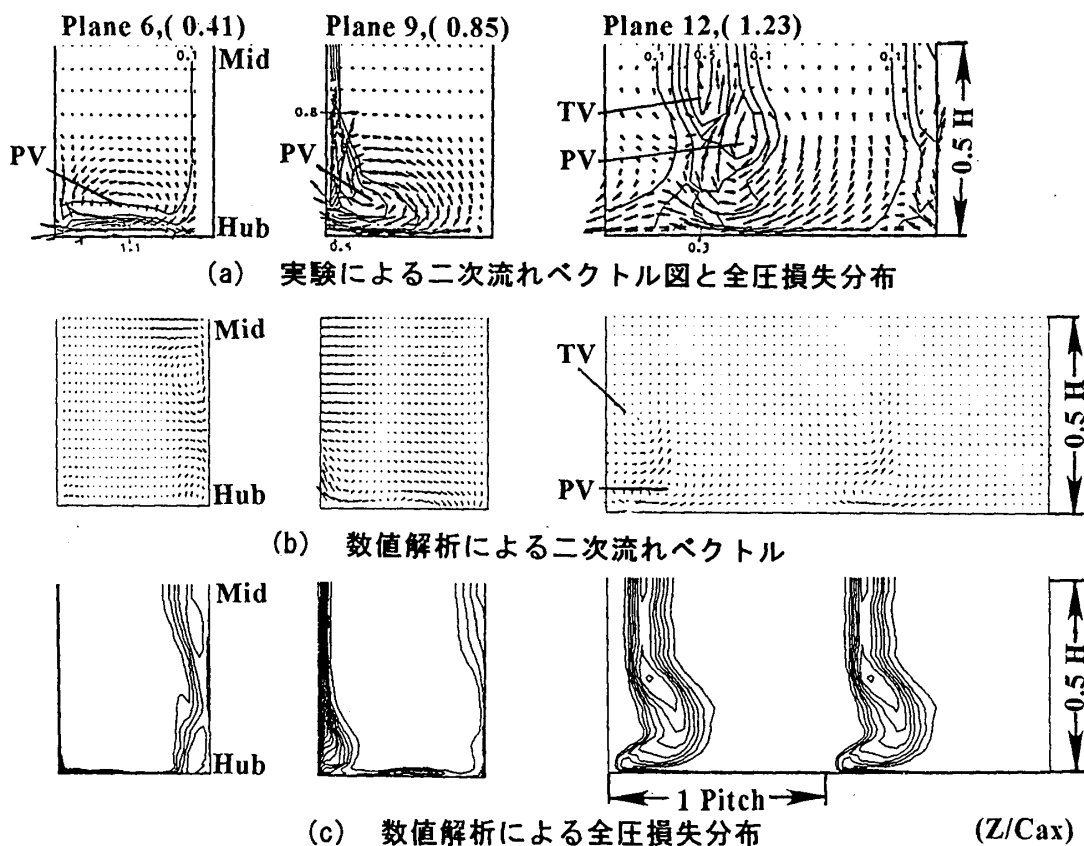


図4 計測断面での数値解析結果（入口境界層無し）と実験結果の比較

4. 解析結果と考察

4.1 入口境界層無しの場合の数値解析結果と実験結果の比較

図4(a)に、実験による二次流れベクトルと全圧損失分布、また、図4(b)および(c)に数値解析による二次流れベクトルおよび全圧損失分布を示す。図は左から断面6. ($Z/Cax=0.41$), 9 (0.85), および12 (1.23)を示した。

図4(a)の実験では、流路渦 (PV) が断面6で明確に捉えられ、断面9, 12と移って行くに従って、渦の強さとその領域を増加させている様子がわかる。これに対して、図4(b)の数値解析では、流路渦は断面9でも明確には現れていない。翼列下流の断面12では、流路渦とこの渦が後縁を剥離することにより派生する反時計方向の後縁剥離渦が存在し、実験結果と定性的に一致している。

図4(c)の全圧損失分布では、断面9および12で流路渦により、低エネルギー流体が負圧面に巻上げられる様子が実験結果と同様に現れている。しかし、境界層が無くエンドウォール上の低エネルギー流体が巻上げられないため、分布形状は実験結果ほど広い範囲には及んでいない。

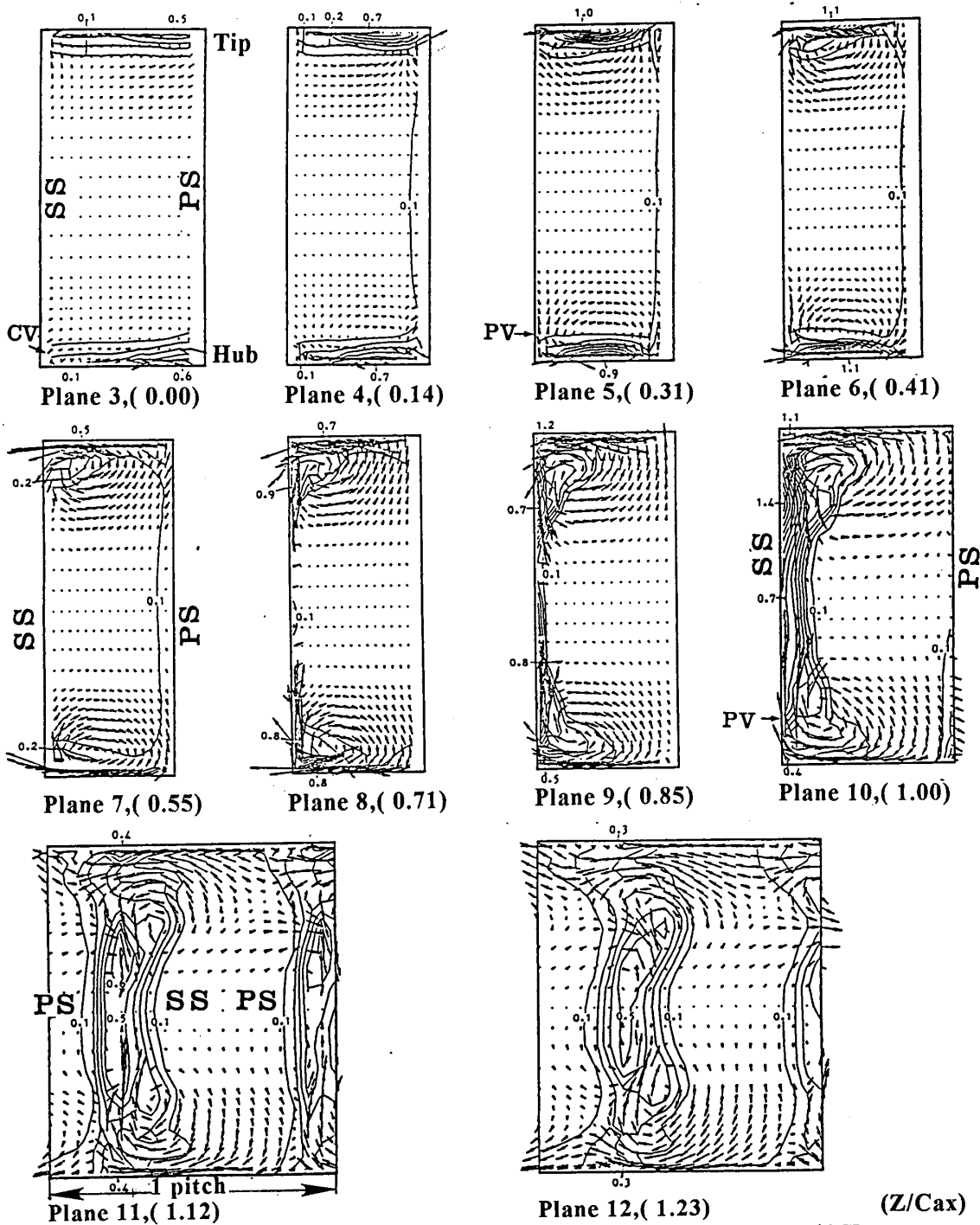


図5 各計測断面での二次流れベクトルと全圧損失分布の実験結果

4. 2 入口境界層有りの場合の数値解析結果と実験結果の比較

(a) 二次流れベクトル

図5に、各計測断面での二次流れベクトルおよびそれに伴う全圧損失分布の実験結果を示す。また、図6に二次流れベクトルの数値解析結果を示す。

翼列入口の断面3 ($Z/Cax = 0.00$)をみると、実験結果では翼負圧面側のエンドウォー

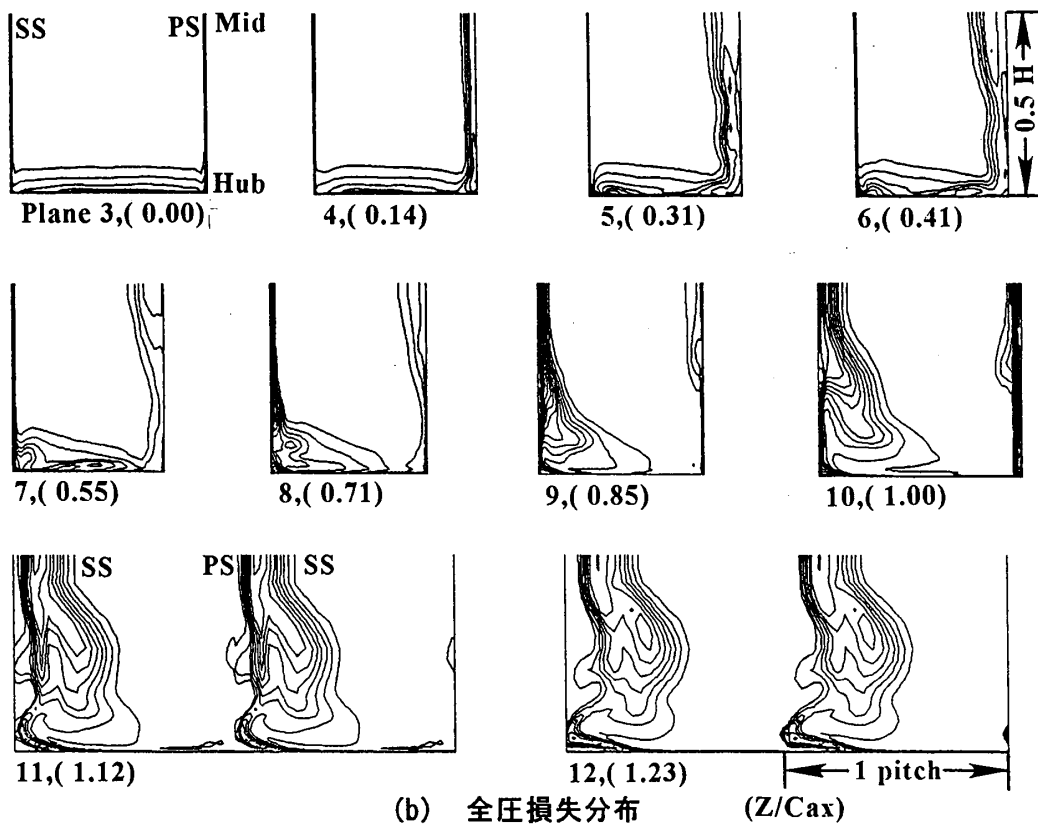
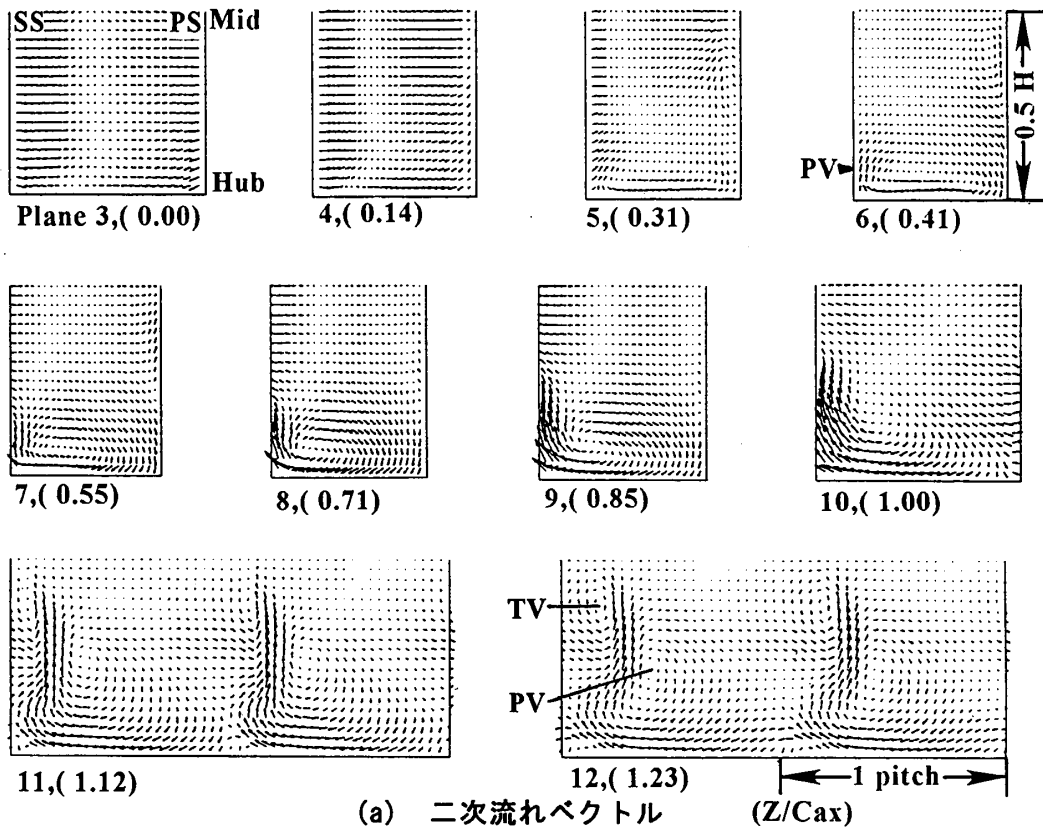


図6 各計測断面での入口境界層有り場合の数値解析結果

ル近傍に弱い馬蹄渦の負圧面側の分岐渦 (CV) が現れたが、数値解析結果からは確認することができない。流路渦 (PV) は、図4より断面5 ($Z/Cax=0.31$) で徐々に発達している様子がわかる。この流路渦は後縁部から翼列下流に進むに連れて渦の中心がスパン中央方向へと移動し、またその寸法も大きく、渦も強くなっている。これらの数値解析結果は実験結果と良く一致している。さらに、翼列下流の断面11 ($Z/Cax=1.12$) および12 ($Z/Cax=1.23$) に進むと、翼後縁から剥離した強い流路渦により、流路渦と逆回りの後縁剥離渦 (TV) が翼スパン位置 35~40% で派生している様子についても確認することができた。

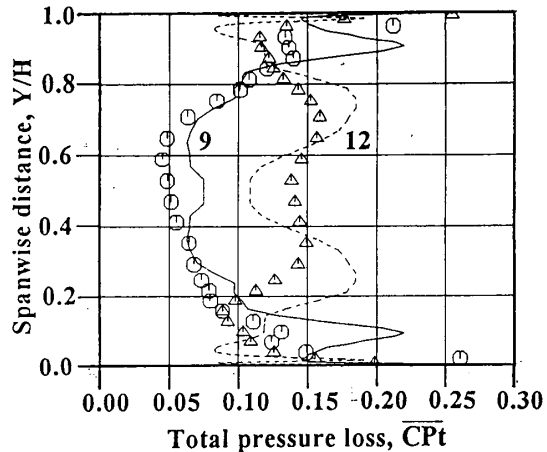


図7 全圧損失のスパン方向分布の推移

(b) 全圧損失分布の比較と二次流れとの関係

図6に全圧損失分布の数値解析結果を示す。二次流れに伴って負圧面側に移動する低エネルギー流体の様子は、実験で得られたそれとどの断面でも良く一致している。翼列入口断面にあるエンドウォール境界層上の低エネルギー流体は、断面5 ($Z/Cax=0.31$) 辺りから発達する流路渦により負圧面側へと移動し、スパン方向へと巻き上げられている。また、断面6 ($Z/Cax=0.41$) ~ 9 (0.85) の正圧面側にみられる翼前縁剥離により生じた低エネルギー流体も、エンドウォール近辺では発達した流路渦により翼負圧面側に移動し、翼負圧面上に巻き上げられている。このため、翼正圧面側のミッドスパン近傍の損失流体は取り残される。そして、この正圧面側の取り残された損失流体は、翼列下流の断面11および12 ($Z/Cax=1.12$ および 1.23) では、負圧面側に巻き上げられた低エネルギー流体とともに厚い翼列ウエーク領域を形成する。また、翼列下流断面では流路渦 (PV) や放出渦 (TV) によって、低エネルギー流体がその形状を変化させている様子がみられる。

図7に、翼列内部の断面9 ($Z/Cax=0.85$)、および翼列出口の断面12 ($Z/Cax=1.23$) における全圧損失分布の数値解析結果と実験結果との比較をそれぞれ示す。断面9にある損失のピークは断面12では、エンドウォールからミッドスパンへと移っている。これは図6の翼列内部でみられる低エネルギー流体の負圧面上への巻き上げや、翼列下流でみられるスパン方向へのミキシングによるものである。

4.3 入口境界層の有無による損失への影響

図8(a)および(b)に翼列出口での全圧損失および流れ角のスパン方向分布を示す。

流れ角分布にずれがあるが概ね形状は一致している。全圧損失と流れ角両方のピーク部分をみると、入口境界層有りの場合 (with BL)の方が無い場合 (without BL)より、エンドウォールから離れた位置にあり、より実験結果に近い形状をしている。

図9に、断面質量流量平均した全圧損失の発達の様子を示す。入口境界層有りの場合 (with BL), 断面全体での損失の発達状況の結果は実験とよく一致する。数値解析によると、 $Z/Cax=0.00$ を過ぎた辺りから波状の増加曲線を描く。そして、翼列下流では、やや緩い勾配で増えている。翼列下流でのこの緩やかな損失増加は、後流のミキシングによるものである。以上より、翼列内前半部分は前縁剥離、後半部分は二次流れによる損失増加が支配的になっていると考えられる。入口境界層無しの場合 (without BL), $Z/Cax=1.00$ 付近までは有りの場合 (with BL)とほとんど同じ曲線を描いている。ゆえに、本翼列間内では全圧損失の生成過程は入口全圧損失分布の有無による影響をほとんど受けていない。翼列下流では、入口境界層無しの場合の損失の勾配は有りの場合よりも緩くなっている。即ち、ミキシングによる損失生成は入口境界層が無い場合の方が小さいことがわかる。これは、図4で示された入口境界層が無い場合の流路渦が有りの場合よりも弱く、ミキシング損失も従って少ないためであると考えられる。

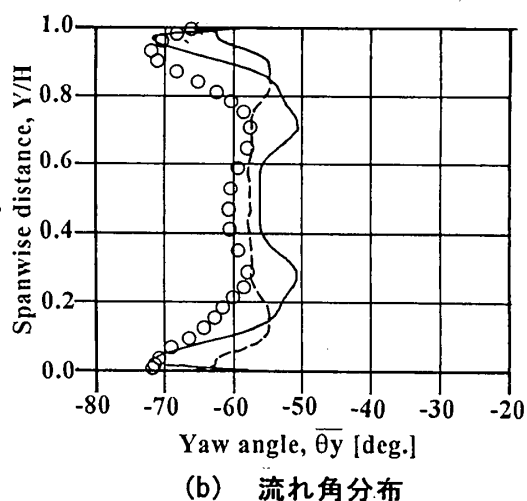
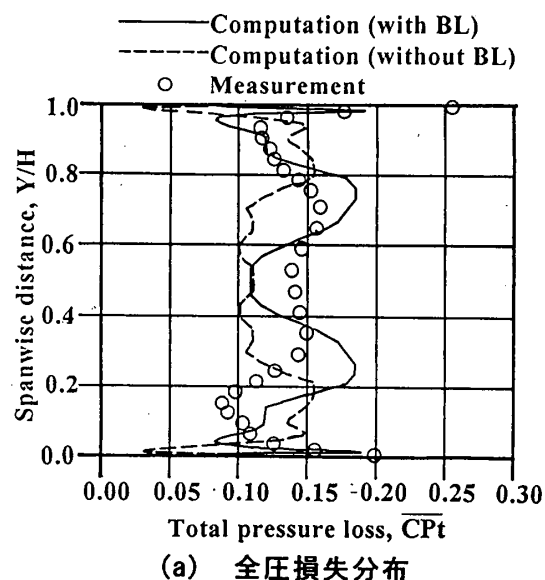


図8 翼列出口でのスパン方向分布の入口境界層の有無による影響

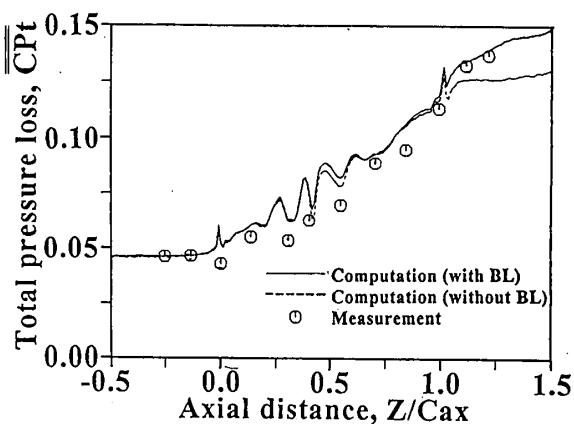


図9 全圧損失の発達過程の比較

5. 結論

(1) 三次元圧縮性ナビエ・ストークス解析結果と低速試験結果との比較から、二次流れとこれに付随する損失の生成メカニズムは両者で定性的に良く一致している。また、全圧損失分布の発達については定量的にも良く一致した。

(2) 二次流れと損失の生成メカニズムについて以下の知見を得た。

流路渦は、エンドウォール境界層や翼前縁剥離による正圧面側にある低エネルギー流体を負圧面側へと移動、集積する。

翼列下流で、正圧面側剥離流れと負圧面側に巻上げられた低エネルギー流体、そして翼列後縁での剥離流体がウエークを形成する。

入口エンドウォール上の境界層は、本翼列間内での全圧損失の生成過程にはほとんど影響を及ぼさないが、翼列下流では流路渦が弱く、従ってミキシングによる損失生成が減少することがわかった。

本研究の数値解析を行うにあたり、航技研数理解析部の松尾裕一主任研究官にコアコードと有益な助言を頂きました。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Matsuo, Y., "Computations of Three-Dimensional Viscous Flows in Turbomachinery Cascade," AIAA Paper 91-2237, 1991
- (2) Rai, M. M., "Unsteady Three-Dimensional Navier-Stokes Simulations of Turbine Rotor-Stator Interaction," AIAA Paper 87-2058, 1987
- (3) Hah, C., "A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional Turbulent Flows inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions," ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 106, 1984, pp. 421-429
- (4) Yamamoto, A., "Secondary Flows and Losses in Two Type of Straight Turbine Cascades: Part 2-A Rotor Case," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, 1987, pp. 194-200
- (5) Chakravarthy, S. R. and Osher, S., "A New Class of High Accuracy TVD Schemes for Hyperbolic Conservation Laws," AIAA Paper 85-0363, 1985
- (6) Baldwin, B. S. and Lomax, H., "Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA Paper 78-257, 1978

低レイノルズ数域におけるタービン翼列特性 (第2報, 翼面圧力分布と後流速度分布)

阿部裕幸(機械技研), *筒井康賢(機械技研)
村田耕史(機械技研), 佐藤公一(丸和電機)

1. はじめに

通商産業省の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¹⁾のタービンブレードのレイノルズ数を試算した結果は, 表1のようになる。特に1軸式の2段目と2軸式のパワータービンでは, タービン前方の条件を基準にとったレイノルズ数は $4\sim 6\times 10^4$ の値になり, 良く知られている円柱などの臨界レイノルズ数 3×10^5 に比べて1桁小さい値となる。セラミックガスタービンでは, 無冷却のため翼面からの冷却空気の吹出しにより翼面の流れが乱されることもなく低レイノルズ数域^{2) 3)}では, 良好なタービン性能が得られない可能性が強い。しかし, タービン内ではガスの流れに強い乱れがあるので, 主流乱れの影響も無視できない。このような背景のもとに, 低レイノルズ数域のタービン翼列の特性とそれらに及ぼす乱れの影響について研究を行っている。

これまで, 低レイノルズ数域の流れの基本特性を把握するために単独翼に対して, 可変乱れ発生装置を用いて主流乱れ度を変えた実験等^{4) 5) 6) 7) 8)}をレイノルズ数 $5\sim 20\times 10^4$ の範囲で行った。これらの単独翼の実験結果からは, レイノルズ数約 5×10^4 の領域では, 十分なタービン翼列性能が期待できないことが予想される。

上述の可変乱れ発生装置を用いて2次元翼列実験を開始した⁹⁾。今回は, 翼面圧力分布と熱線流速計による後流計測の結果などからレイノルズ数と乱れ度とが翼列性能に及ぼす影響などについて報告する。

2. 実験装置の概略と実験方法

翼型と実験装置は前報⁹⁾と同一のものであり, 記述も前報と重複するが, 翼型は, 弦長 $L=152\text{mm}$, 翼幅 500mm , 節弦比 $S/L=0.7$, 反り角 $\theta=107^\circ$ であり, 食違い角を 35° に設定した時の翼列の形状・諸元を図1に示す。同図に示すように, 翼列軸を y , それに直角な方向を x , 翼弦方向を X , 直角な方向を Y にとっている。翼列試験装置には, 7枚の翼と2枚のダミー翼(整流翼)を用いており, 中央翼には46個の静圧孔が設けられ, 導管は翼内部から左右に引き出されている。また, 翼列試験装置は, 図2に示すように上部の測定用ダクトと下部のバイパスダクトをスプリッタで分けて, スプリッタを上下に移動して翼列に対する迎角と食違い角の設定角度を大きくとれる構造になっている。また, バイパスダクト後端のシャッタの開度を調整して, それぞれのダクトに設けた2つの同型ピトー管の静圧差がなくなるように, 上下ダクトの流

表1 タービンブレードのレイノルズ数

	High Pressure Stage / Gas Gen. Turbine		Low Pressure Stage / Power Turbine	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
CGT301	8.9	14.6×10^4	4.1	6.4×10^4
CGT302	6.9	19.0	5.4	8.2
CGT303	radial turbine		4.1	7.7

表2 実験条件

Stagger Angle (degree)	-30, -35, -40
Attack Angle (degree)	68, 73, 78, 83, 88, 93
Reynolds Number	4, 6, 8, 10, 12, 16×10^4
Turbulence Intensity (%)	0.4, 1.3, 3.0, 4.0

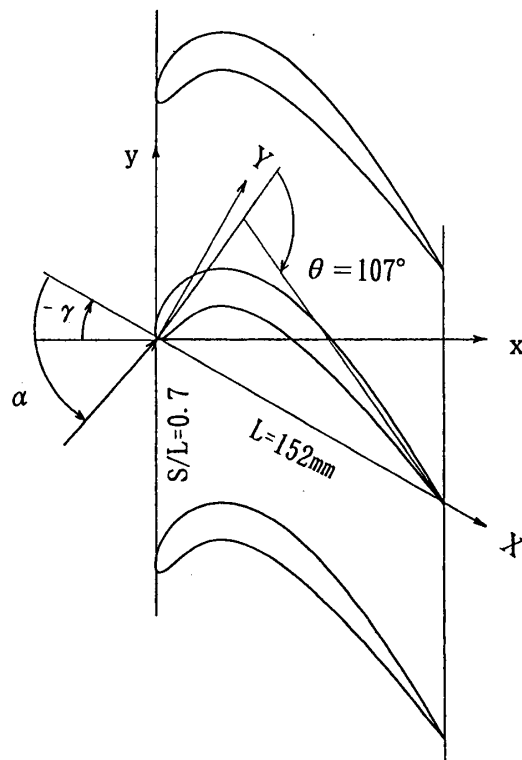


図1 供試翼列の形状と諸元

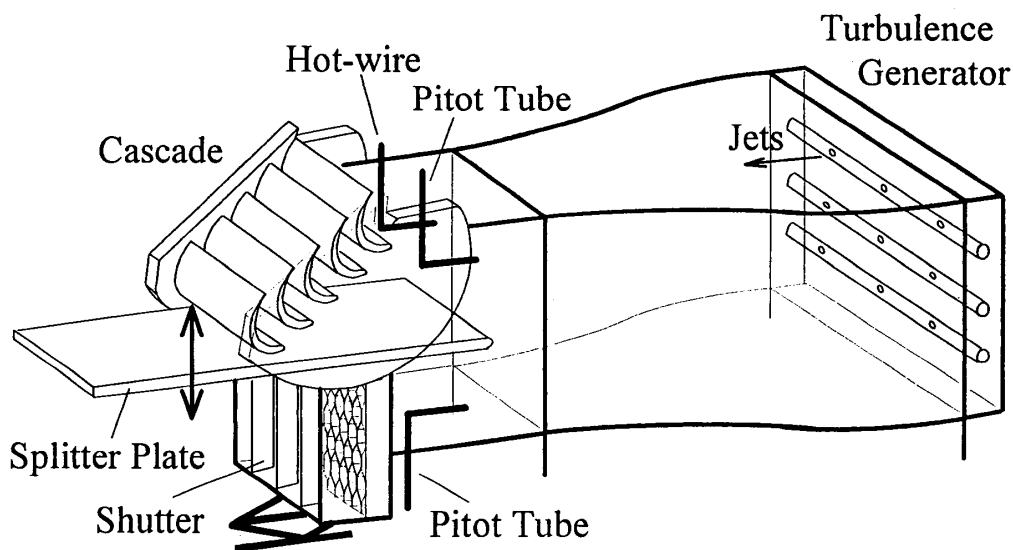


図2 翼列試験装置の概略図

速を合わせている。

乱れ度は、翼列試験装置の上流に設置した可変乱れ発生装置^{5) 6)}を用いて与えている。この可変乱れ発生装置は、縮流部上流部に設置した20本のパイプから下流方向に100本のジェットを噴出し、ジェットの速度と周囲の速度の差で乱れを発生し、ジェットの速度を変えることにより乱れ度を変える仕組みになっている。

実験条件は、表1に示す食違い角 γ 、迎角 α 、レイノルズ数 Re 、乱れ度 Tl の範囲で行ったが、装置の性能などの限界により、それらの組み合わせの中で実現できなかった部分もある。通常、タービン翼列のレイノルズ数は後方の流速を基準にするが、本研究では、測定しやすい前方の流速 $W_{-\infty}$ を基準に、 $Re=W_{-\infty}L/\nu$ から求めた。ここに、 ν は空気の動粘性係数である。

前報と同様に翼面圧力分布を、翼表面に設けた46個の圧力孔の静圧をスキヤニバルブで切り替え、1個の圧力センサで計測するとともに、今回は、1型熱線プローブを翼列後縁2mm後方を翼列軸方向に3スペース分トラバースして、流速と乱れ度を計測した。流速、乱れ度(RMS)とも熱線風速計のタイムコンスタントを1秒にして、3重積分式のAD変換器を持つ計測器で、約3秒間に20回計測・平均して測定した。

3. 実験結果と考察

(1) 翼に働く力

上述のように今回の後流トラバースは、1次元の1型熱線プローブを用いて行っており、厳密なタービン特性を求めるまでには至っていない。そこで、タービン特性に及ぼすレイノルズ数や乱れ度の影響を明らかにするために、ポテンシャル流計算から求めた揚力の方向 y_j とそれに直角な方向 x_j の力成分の係数 C_{y_j} 、 C_{x_j} を、計測した圧力分布を積分して求め、それらのレイノルズ数による変化を図3($\gamma=-30^\circ$ 、 $Tl=1.3\%$)と図4($\gamma=-35^\circ$ 、 $Tl=1.3\%$)、乱れ度による変化を図5($\gamma=-30$ 、 $Re=40,000$)、図6($\gamma=-35$ 、 $Re=40,000$)を示している。

(2) 圧力分布

図7は、図3で $\alpha=78^\circ$ 、図8は $\alpha=83^\circ$ の場合、図9は、図4で $\alpha=78^\circ$ 、図10は $\alpha=83^\circ$ の場合の圧力分布を示す。いずれの図でも、翼弦方向の位置 X/L の圧力係数 $C_p=(p-p_{-\infty})/\frac{1}{2}\rho W_{-\infty}^2$ を示している。ここに、 p は翼面の静圧、 $p_{-\infty}$ は、翼列前方の静圧、 ρ は空気の密度である。図中の実線は、特異点解法を用いてポテンシャル解析から求めた圧力分布である。

(3) 後流速度分布

図11、12は、 $\gamma=-30^\circ$ 、 $\alpha=78^\circ$ の場合、図13、14は、 $\gamma=-30^\circ$ 、 $\alpha=83^\circ$ の場合の後流速度分布と乱れ度分布のレイノルズ数による変化を示している。後流速度分布は、翼列中央部で翼列後縁から距離2mmの位置を翼列軸(y 軸)の負の方向にトラバースにしている。

(4) 考察

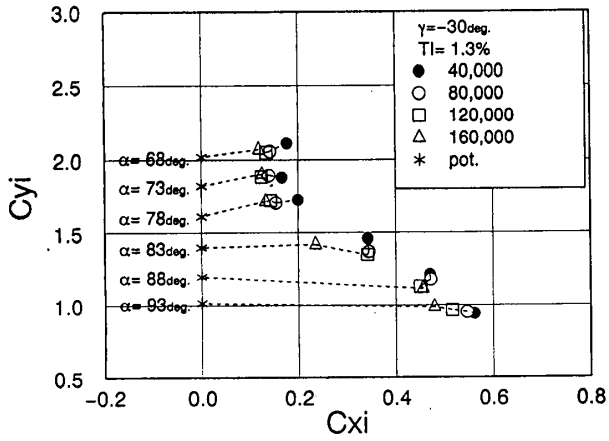


図3 Cx_i , Cy_j に及ぼすレイノルズ数の影響

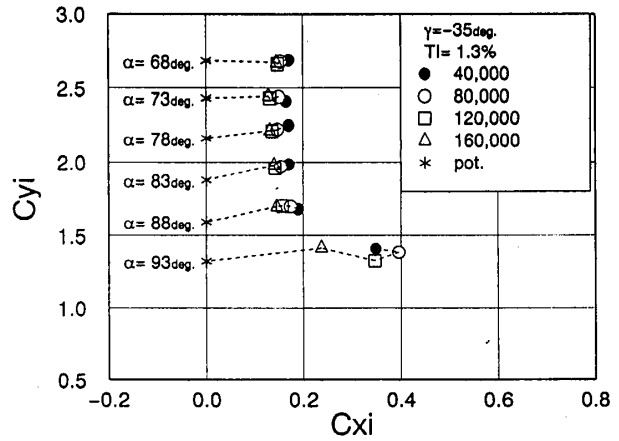


図4 Cx_i , Cy_j に及ぼすレイノルズ数の影響

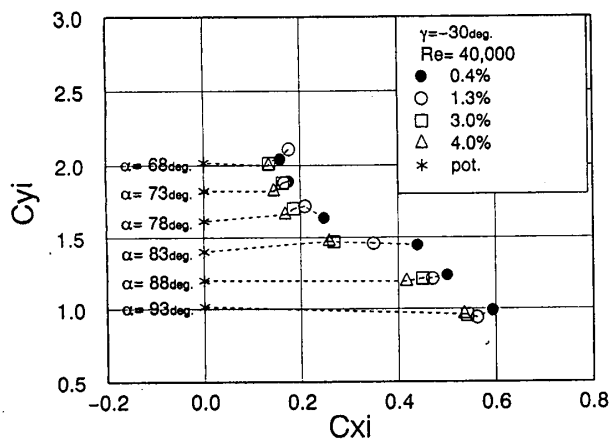


図5 Cx_i , Cy_j に及ぼす主流乱れの影響

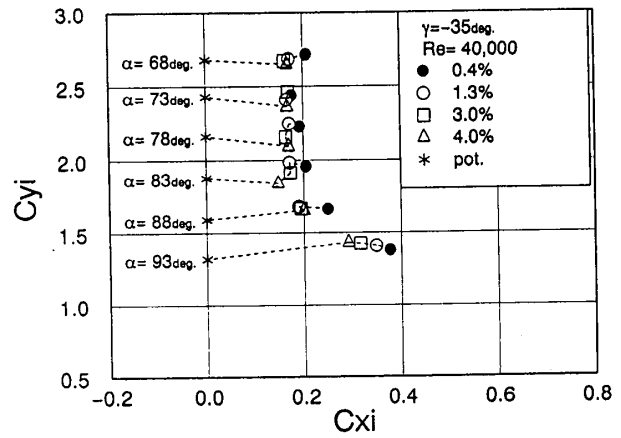


図6 Cx_i , Cy_j に及ぼす主流乱れの影響

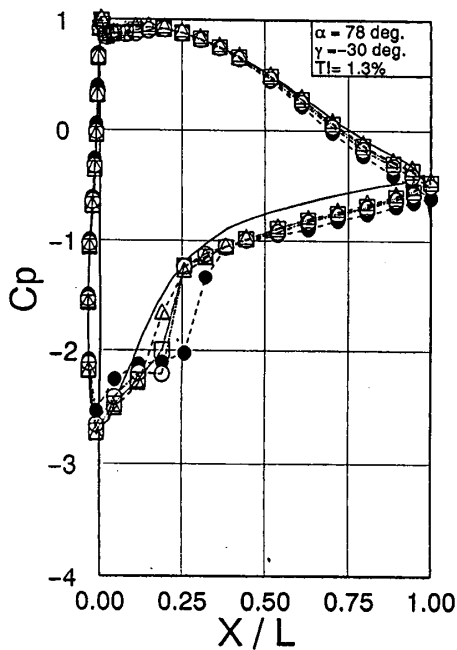


図7 圧力係数に及ぼすレイノルズ数の影響

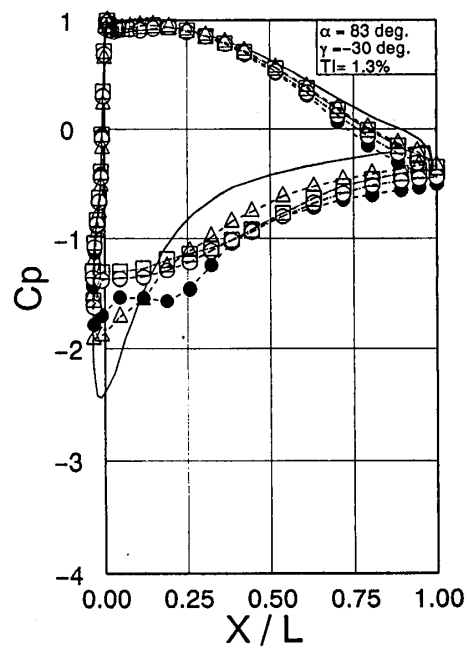


図8 圧力係数に及ぼすレイノルズ数の影響

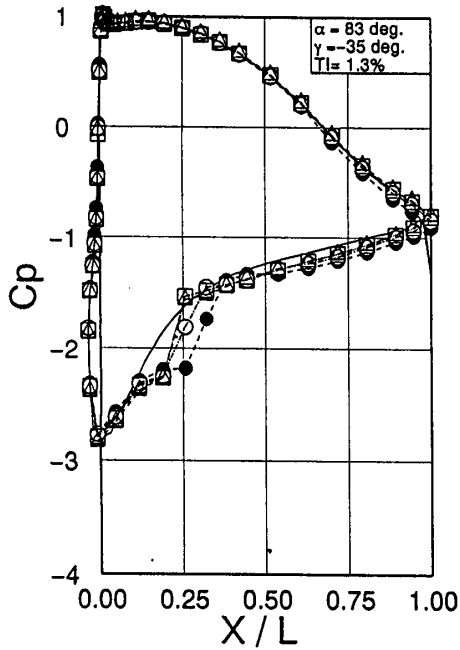


図9 圧力係数に及ぼすレイノルズ数の影響

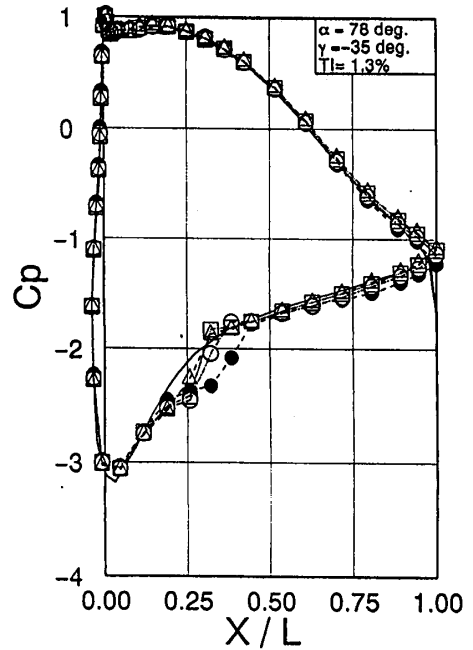


図10 圧力係数に及ぼすレイノルズ数の影響

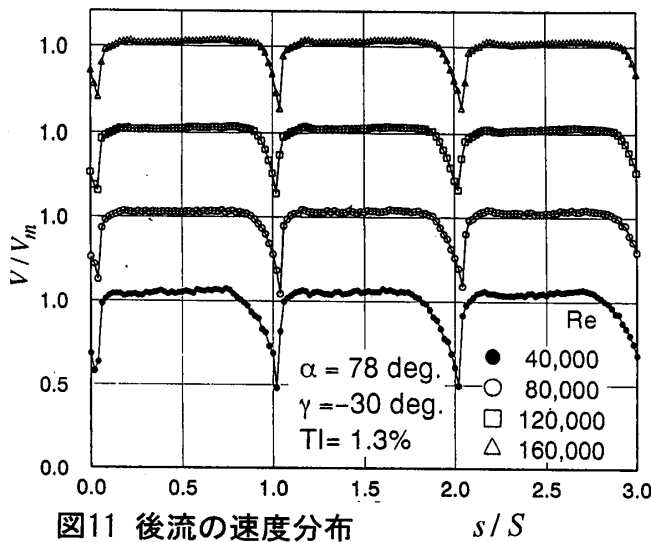


図11 後流の速度分布 s/S

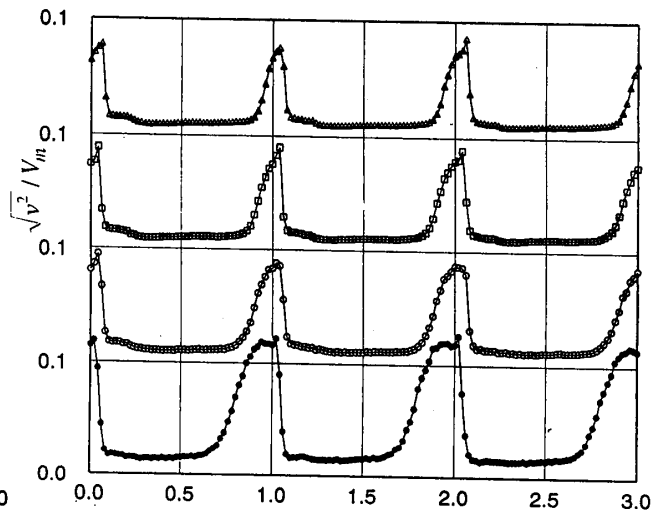


図12 後流の乱れ度分布 s/S

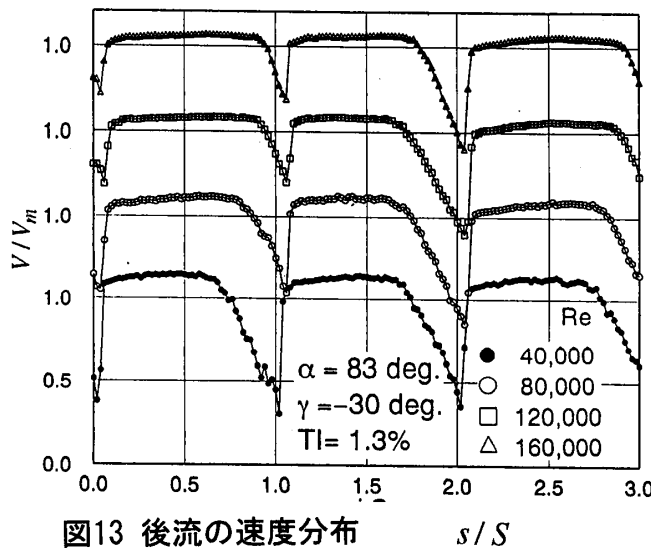


図13 後流の速度分布 s/S

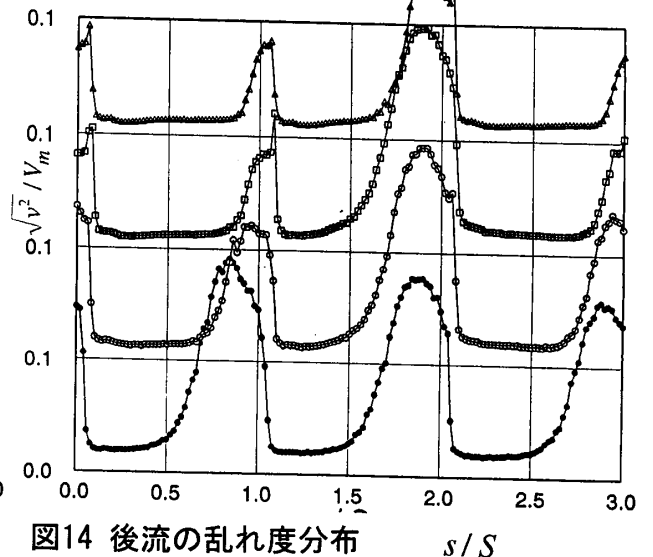


図14 後流の乱れ度分布 s/S

図3で、 $\alpha=78^\circ$ から 83° にかけてレイノルズ数によって C_{xj} がバラツキ始めて、さらに迎角 α が増大すると C_{xj} が大きくなっている。それに対応する $\alpha=78^\circ$ の圧力分布が図7である。 $X/L=0.1\sim 0.25$ で圧力分布が平坦になっている部分が、層流剥離泡の部分であるが、レイノルズ数が大きくなるとともにその大きさが小さくなり、ポテンシャル流の圧力分布に近づいている。図11に示した後流の速度分布でも、レイノルズ数の増大とともに翼背側の欠損部分 ($s/S=0.9\sim 1, 1.9\sim 2, 2.9\sim 3$) が小さくなっている。

$\alpha=83^\circ$ の場合 (図8) には、レイノルズ数が $4, 8, 12 \times 10^4$ では前縁からの剥離が見られ、 16×10^4 ではそれらと圧力分布が変わってきている。図13には対応する後流の速度分布を示しているが、レイノルズ数が 4×10^4 では翼背側の欠損部分が極めて大きく、図14に示した乱れ度も20%近い値であり、剥離が再付着していないものと見られる。レイノルズ数が大きくなると、剥離した翼と剥離しない翼が存在するようで後流の一様性が崩れてくる。

図15には、

$$\delta = \frac{1}{3S} \int_{3S: \text{for } V/V_m < 1} (1 - V/V_m) ds \quad (1)$$

式(1)で示すように後流で速度が平均速度より低い部分のみについて $(1 - V/V_m)$ を積分してスペースSで無次元化した境界層の排除厚に相当する量を示している。当然のことながら、I型プローブによる1次元測定結果を用いているので流れの方向を無視しており、さらに翼後縁の2mm後方の後流を計測しているので厳密な意味で排除厚になるわけではない。 $\gamma=-35^\circ$ 、 $\alpha=78^\circ$ 、 83° では、 δ の値もレイノルズ数による変化も小さい。 $\gamma=-30^\circ$ 、 $\alpha=78^\circ$ 、 83° では、 δ の値もレイノルズ数による変化も大きくなっており、とくに $\alpha=83^\circ$ では、レイノルズ数が 4×10^4 で剥離していたものが、レイノルズ数の増大により一部が再付着するなどにより δ の値が急激に小さくなっている。このようにクリティカルな条件では、翼列特性はレイノルズ数の影響を強く受ける。

以上のように、これらの現象は、単独翼の場合^{7) 8)}と同様に、層流剥離が再付着して剥離泡が形成されるかどうかに関わっている。また、それらは図5、6で見られるように主流乱れにも影響を受ける。

4. まとめ

低レイノルズ数域のタービン翼列特性に及ぼすレイノルズ数と乱れ度の影響を調べるために圧力分布の計測とともにI型熱線プローブを用いた後流計測を行った。その結果、翼列の場合も単独翼の場合と同様に、層流剥離した流れが再付着して剥離泡が形成されるかどうかで大きく影響をうけることが明らかになった。

今後は、翼列特性を測定するとともに、可視化や流れの計測により翼列での剥離泡形成の条件などについても明らかにしたい。

参考文献

- 1) K. Shimada, et. al, ASME paper 93-GT-188, 1993
- 2) P. B. S. Lissaman, Ann. Rev. Fluid Mech., Vol. 15, pp. 223-239, 1983
- 3) M. Gad-el-Hak, Control of Low-Reynolds-Number Airfoils: A Review, Lecture Notes in Engineering 54, Springer-Verlag (1989), 246
- 4) 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, (乱流格子による実験), 機論集 (B) 56-567 (1993), 3388
- 5) 阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫, 強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究 - 第2報 - 主流乱れ可変制御できる風洞の試作, ガスタービン秋季講演会 (札幌) 論文集 (1991. 8), 17
- 6) 阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫, 強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究 - 第3報 - 乱れ度可変風洞の改良とその特性, ガスタービン秋季講演会 (長崎) 論文集 (1992. 11), 121
- 7) 阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫, 強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究 - 第4報 - 乱れ度可変風洞を用いた実験, ガスタービン秋季講演会 (長崎) 論文集 (1992. 11), 127
- 8) 阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫, 強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究 - 第5報 - 油膜法による流れの可視化, ガスタービン秋季講演会 (盛岡) 論文集 (1993. 10), 155
- 9) 阿部裕幸・村田耕史・筒井康賢, 低レイノルズ数域におけるタービン翼列特性, ガスタービン定期講演会 (1994. 6), 129

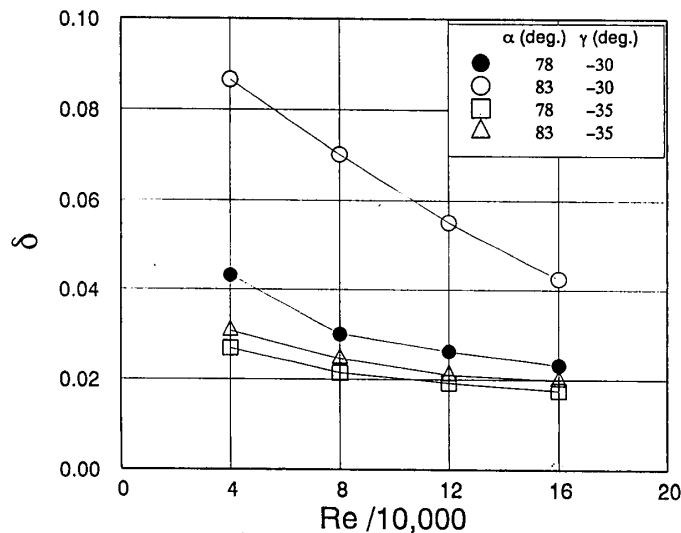


図15 排除厚さの変化
($Tl=1.3\%$)

k-εモデルによるガスタービン静翼膜冷却の数値解析

*福山 佳孝 大友 文雄 (株) 東芝研究開発センター
佐藤 実 小林 雄一 松崎 裕之 東北電力 (株) 火力計画課

1. まえがき

発電用コンパインドサイクルの熱効率向上を目指してガスタービンの高温化に関するシステム、冷却材料及び製造の研究を進めている(Matsuzaki(1992))。翼材質には耐熱超合金を使用するが、高温・高圧段落翼の開発では冷却が重要な研究課題である。翼冷却技術は、対流冷却と膜冷却の要素技術から成るが、高温ガスタービンでは翼寿命の観点から翼材料に発生する熱流束を低減できる冷却技術として膜冷却の有効利用が重要である。

本報告では圧縮性流体解析コード¹⁾に膜冷却を模擬する改良を行い、壁近傍の乱流量分布を与える壁関数手法で解析格子数を低減し、低レイノルズ数k-εモデルを使用して、実機翼形状の3次元膜冷却の数値解析を行い実験結果と比較し検討した。

2. 従来の研究と本研究の目的

膜冷却を目的とした数値解析の研究は数多く行われている。以下概要を示す。

平板からの膜冷却研究が、Berglesら(1976, 1978, 1980, 1981), Demuren(1986), Jubran(1989), Leylekら(1993)に報告されている。これらの研究は非圧縮性解析で膜冷却に対する流量比や噴き出し角度、孔配置の影響を対象とした。Berglesらは噴流のパン方向拡散が重要として非等方乱流粘性モデル提唱、使用している。Leylekらは膜冷却効率には噴き出し面の速度分布が重要として冷却空気供給側流路を含めた解析を行い、噴き出し部近傍の流れの複雑さを示し、冷却孔出口速度分布に対する冷却孔入口剥離や噴き出し流量の影響を明らかにした。さらに、膜冷却孔近くの流れ場が非常に複雑である事から単純な渦粘性タイプの乱流モデルの適用性は疑問であるとしている。

翼列に関する研究はSchonung(1987), Haas(1992), Choi(1993), Garg(1993, 1994), Dorney(1993), Chanez(1993), Weigand(1994), Fougères(1994)等の報告がある。

翼列解析は圧縮性解析ベースで行われ、最近では冷却孔内部や近傍を詳細に解析するためにマルチブロック解法も活用されている。Choiの解析は流線曲率に対する改良を加えたq-wモデル(Coakley, 1983)を使用した詳細なもので実験結果を非常に良く説明した。Gargらは3次元実機翼(C3X)を対象として背側、腹側と前縁シャワーヘッド冷却を含めた解析を行った。Dorneyは燃焼器出口ガス温度の不均一の第1段動翼腹側への影響に関連して翼面の膜冷却孔配置設計に数値解析を適用した。Chanezは後縁冷却に関連して、後縁冷却方式と冷却媒体吹き出しに伴う膜冷却と熱伝達の解析を行い実験と比較して設計情報を得ている。Weigandは翼高さ方向の冷却流路の流量配分を含めた解析を行った。Fougèresは背腹に4箇所膜冷却孔を持つ翼を膜冷却孔も詳細に格子分割し、主流解析格子とOverlap配置して解いた。実験と比較すると冷却孔近くを除いて熱伝達率分布は

¹⁾ガスタービン秋季講演会(松江)講演論文集(1994.10)

比較的良好に一致した。

これら従来の研究で指摘されている点をまとめると以下の様になるだろう。

- (1) 膜冷却解析では噴出口の速度分布が孔近傍の現象を支配する重要な因子で膜冷却孔内部や入口も含めた解析が望ましい。但し、膜冷却孔が十分長いか噴き出し流量比(M)が大きい場合、冷却孔出口は発達した管内乱流の速度分布に近づく。
- (2) Mの大きい条件、 $M > 1$ では解析結果と実験値の一致が悪い。
- (3) 翼面に沿った横方向の噴流の拡散が低く計算される傾向がある。非等方粘性係数モデルはある程度有効である。
- (4) (2), (3)と関連して、現状の乱流モデルでは噴流の複雑な物理現象を高精度で扱う事はモデルの如何にかかわらず困難である。膜冷却翼列の現象は主流乱れ, 圧力勾配, 流線曲率, 噴流の存在と剥離・再付着等が複雑に影響する3次元流れであり、等方性を仮定した乱流モデルの能力を越える。
- (5) 膜冷却の各種パラメータ(M, 噴き出し角度等)の定性的な影響は把握できる。

以上の様に実機翼パールの膜冷却の解析にはまだ多くの問題点が存在する事は明かであるが、本報告では現在著者らが設計にも利用している圧縮性熱流体解析手法で膜冷却がどこまで取り扱えるかを検討する。解析格子は単純なH格子を、乱流モデルには、 $k-\epsilon$ モデルを使用した。壁から少し離れた場所で乱流量の境界条件を設定する方法を開発した。本方法は壁面近傍の格子数の減少に有効で大規模解析のコスト低減を実現できる。

3. 実験計測

実験装置、実験方法等は既報(福山(1994))に記したのでここでは省略する。

4. 数値解析

4.1 基礎方程式と数値解法

解析の基礎方程式は質量, 運動量, エネルギー, 乱流量の輸送方程式と完全気体の状態方程式でこれらは以下の様に書けるだろう。基礎式はFavre平均によりレイノルズ分解を施し渦粘性仮定を用いてレイノルズ応力を表現した。

$$\begin{aligned}
 &(\rho)_t + (\rho U_i)_{,i} = 0 \\
 &(\rho U_i)_t + (\rho U_i U_j)_{,j} = -P_{,i} + F_i - (2/3)(\rho k)_{,i} \\
 &(\rho E)_t + (\rho H U_j)_{,j} = [c_p(\mu/\sigma + \mu_t/\sigma_t) T]_{,j} + U_j F_j + \Phi \\
 &(\rho k)_t + (\rho k U_j)_{,j} = [(\mu + \mu_t/\sigma_k) k]_{,j} + P_k - \rho \epsilon \\
 &(\rho \epsilon)_t + (\rho \epsilon U_j)_{,j} = [(\mu + \mu_t/\sigma_\epsilon) \epsilon]_{,j} + (C_{e1} f_1 P_k - C_{e2} f_2 \rho \epsilon)(\epsilon/k) \\
 &P = \rho R T \\
 &F_i = [(\mu + \mu_t)(U_{i,j} + U_{j,i})]_{,j} - (2/3)[(\mu + \mu_t)(U_{j,j})]_{,i} \\
 &\Phi = (\mu + \mu_t)(U_{i,j} + U_{j,i}) U_{i,j} - (2/3)(\mu + \mu_t)(U_{j,j})^2 \\
 &P_k = \mu_t(U_{i,j} + U_{j,i}) U_{i,j} - (2/3)(U_{j,j})^2 \\
 &\mu_t = C_\mu f_\mu (k^2/\epsilon)
 \end{aligned}$$

ここで、 $\partial/\partial t$ は時間微分、 $\partial/\partial i$ 等は空間微分を表わし、添字の繰り返しは総和を取る。 ρ , U , P , E , H , T , k , ε は、密度、流速、静圧、全内部エネルギー、全エンタルピー、静温、乱流運動エネルギー、 k の散逸率で、 μ , c_p , σ , R は粘性係数、定圧比熱、プラントル数、気体定数である。小文字の変数は変動量を示す。 μ_t は乱流粘性係数、 σ_t , σ_k , σ_ε は T , k , ε に関する乱流プラントル数である。 F は運動量方程式の粘性力項、 Φ は平均流の粘性散逸項、 P_k は乱流運動エネルギーの生成項である。 C_{e1} , C_{e2} , C_μ は乱流モデル定数、 f_1 , f_2 , f_μ はモデル定数で、これら乱流モデルに関しては後述する。

解析コード(COBRA)は、セル中心に全変数を定義する有限体積法コードで、基礎方程式を3次元一般座標変換を施し解析する。時間積分は局所時間刻みと陰的残差平滑化付き2段階Runge-Kutta法(Dawes, 1986)で行い、スケール半径でスケリングした可変定数法を使用した。解析時間刻みは対流と拡散の時間刻みを考慮して求め、CFLは2.0を使用した。

空間微分は対流項は3次精度上流差分、その他は2次精度中心差分を使用した。対流項の差分方法を以下に示す。従属変数 ϕ の $i+1/2$ 面の流束 $[F(\phi)_{i+1/2}]$ は、

$$F(\phi)_{i+1/2} = \lambda_i(1/2)(\phi_{i+1} + \phi_i) - \lambda_i \chi_3(1/16)(\phi_{i+2} - \phi_{i+1} - \phi_i + \phi_{i-1}) \\ + \text{abs}(\lambda_i) \chi_1(1 - \chi_3)(1/2)(\phi_{i+1} - \phi_i) \\ + \text{abs}(\lambda_i) \chi_1 \chi_3(1/16)(\phi_{i+2} - 3\phi_{i+1} + 3\phi_i - \phi_{i-1})$$

ここで、 λ_i は反変速度成分、 χ_1 は上流差分フラグ(=1:上流差分, =0:中心差分)、 χ_3 は差分精度フラグ(=1:高次精度, =0:低次精度)である。基本を3次精度上流差分として、速度の残差ベクトルが大きく速度ベクトルの変化量が設定値を越える場合に1次精度上流差分に切り替える差分精度制御法を採用し解析の安定性を高めた。本方法では定常解に達するとほぼ全ての点で3次精度上流差分が使用される。

4.2 解析格子

解析領域は2次元翼列中央部分の膜冷却孔 $1/2\pi$ ずつ分で、壁面に格子を直角させたH型解析格子を使用した。解析セル数は翼間方向に64、流れ方向に278、翼高さ方向には等間隔で6セル重ねた。膜冷却孔は、その半分を流れ方向2-4セル、翼間方向2セルで表現した。壁面に隣接する解析点の y^+ は低レイノルズ数モデルを使用する場合も3~12に設定した。

4.3 翼列流入・流出境界条件

流入境界では全圧、全温、流入角を固定し、解析領域内部から上流に向けてリマン不変量を外挿しその他の量を計算した。流出境界では静圧を固定し、その他の変数は解析領域内部から2次精度で外挿し与えた。乱流量の入口境界条件は主流乱れ度1%(低速風洞計測値)、長さスケール(= $k^{3/2}/\varepsilon$)は翼間距離の1%として k と ε の流入値を与えた。

4.4 膜冷却孔の境界条件

膜冷却孔は対応する位置の翼面で流入流束を与え、拡散項は薄層近似した。冷却翼の設計では膜冷却媒体の流量と主流流量の比が設計パラメータと成る。膜冷却孔では流入する質量流束、噴き出し角度と全エンタルピーを固定し、静圧を1次精度で外挿して流入流速等を与えた。乱流量の流入量は孔内部が発達した乱流と仮定して与えた。ブラジウスの式とLauferの実験結果より乱流粘性係数(μ_{tf})は次のように与えられる。粘性散逸(ε_f)

は圧力損失から、乱流運動エネルギー (k_f) は $k-\epsilon$ モデルの μ_{tf} の定義式で計算した。膜冷却孔内部の物理量の分布は無視した。

$$\mu_{tf} = 0.07 U_\tau d_f / (2\nu), U_\tau = (\tau_w / \rho_f)^{0.5}, \tau_w = 0.03955 \rho_f U_f^2 / Re_d^{0.25}$$

$$\epsilon_f = 4 U_\tau^2 U_f / d_f, k_f = [\mu_{tf} \epsilon_f / (\rho_f C_\mu)], Re_d = U_f d_f / \nu$$

4. 5 壁面境界条件

(1) 乱流量の壁面境界条件

標準型 $k-\epsilon$ 乱流モデルでは一般に k と ϵ の境界条件は壁に隣接する解析点の値を乱流量の生成と散逸が釣り合うとして与える。これは対数領域の関係であるから壁に隣接する解析点は $y^+ > 40$ ($y^+ = y U_\tau / \nu$) に形成すべきであるが、翼面熱伝達や膜冷却の解析を行う場合にはもう少し細かい解析格子が必要である。又、低レイノルズ数バージョン $k-\epsilon$ 乱流モデルを利用する場合、壁に隣接する解析点の位置は $y^+ < 1$ が要求されるが、実用規模の3次元翼間流解析では解析格子数の増大は解析コストの増大に直結する。

これらの問題点を解決する方法として、対数領域よりも壁に近い所 ($1 < y^+ < 40$) でも k と ϵ の値を与え得る方法を考えた。

乱流モデル開発が乱流直接解法 (DNS) をデータベースとして行われる事も多い。Michelassi (1993) は $k-\epsilon$ 乱流モデルの改良とともに壁近傍の k と ϵ の分布を示した。これらの結果を踏まえて本研究では対数域と壁の極近傍の k と ϵ の分布を次のように仮定した。

Near Wall	Log Law Region
$k^+ = C_k y^{+2}$	$k^+ = 1/C_\mu^{0.5} = k/u_\tau^2$
$\epsilon^+ = 2C_k + C_e y^{+2}$	$\epsilon^+ = 1/(\kappa y^+) = \epsilon \nu / u_\tau^4$

ここで、 y^+ に依ってこの二つの関数に漸近する関数形を次のように仮定した。 D_k , D_e はダンピング関数で次の形を仮定した。

$$k^+ = C_k y^{+2} / (1 + C_k C_\mu^{0.5} y^{+2} D_k) \quad D_k = [1 - \exp(-y^+ / A_k^+)]^{n_k}$$

$$\epsilon^+ = (2C_k + C_e y^{+2}) / [1 + (2C_k + C_e y^{+2}) \kappa y^+ D_e] \quad D_e = [1 - \exp(-y^+ / A_e^+)]^{n_e}$$

C_k は DNS の結果から 0.125、 C_μ は 0.09 とした。その他の定数、 C_e , A_k^+ , A_e^+ , n_k , n_e は DNS と実験の k^+ , ϵ^+ , $\mu^+ = (\mu_{tf} + \mu) / \mu$ の分布形と比較して数値的に決定した。

(2) 速度と温度の壁面境界条件

速度分布は Spalding 関数を仮定し、壁面上の速度勾配を推定した。

$$y^+ = U^+ + C_v \{ \exp(\kappa_v U^+) - 1 + \sum_{n=1}^4 [(\kappa_v U^+)^n / n!] \}$$

$$\kappa_v = 0.4, C_v = \exp(-\kappa_v B), B = 5.5$$

解析から得られる、壁面に隣接する解析点のレイノルズ数 ($R^+ = U y / \nu$) を Spalding 関数により y^+ と U^+ に分離し、線形速度分布との比 (π_v) 次式を与える。

$$\pi_v = y^+ / U^+$$

本報告の解析は断熱壁面条件である。

4. 6 乱流モデル

k と ϵ の壁関数の定数は低レイノルズ数 $k-\epsilon$ モデルと合わせて決定する必要がある。乱流モデルには Lam-Bremhorst [LB] (1981) モデルを選定した。このモデルは壁近傍の乱流量の漸

近傾向に問題が指摘されている (Patel, 1985) が、バッファ領域の f_μ の分布が DNS と最も良く一致するモデルの一つである。又、本報の計算方法は壁まで積分しない方法であるから壁近傍のモデル自体の漸近傾向は解析精度には影響は無い。LBモデルの定数と関数形を以下に示すが、モデル関数中の y^+ や複雑な付加項が無く、一般座標の3次元解析でも使用し易いと言う大きな利点がある。

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165 R_y)]^2 (1 + 20.5/R_t)$$

$$f_1 = 1 + (0.05/f_\mu)^3$$

$$f_2 = -\exp(-R_t^2)$$

$$C_\mu = 0.09, C_{e1} = 1.44, C_{e2} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

$$R_y = k^{0.5} y / \nu, R_t = k^2 / \nu \epsilon$$

前記壁関数をLBモデルと共に使用して、乱流量の境界層内層分布をDNSと比較して分布関数の定数を以下のように決定した。

$$A_k = 32, n_k = 0.5,$$

$$A_\epsilon = 1, n_\epsilon = 1.0, C_\epsilon = 0.0025$$

図1, 2に決定した k^+ と ϵ^+ の分布をDNS, 実験 (exp.) 及び漸近関数と共に示す。図3には結果として得られる実効乱流粘性係数 (μ^+) の値を標準モデルの値と比較した。

4. 7 解析条件

解析は低速風洞を使用した膜冷却性能試験を模擬し、表1にまとめた条件で行った。解析対象である翼形状膜冷却孔位置を図4に示す。膜冷却解析では膜冷却噴き出しに伴い翼面静圧分布が変化する。表1の質量速度比等は膜冷却の無い解析で得られた翼面静圧を使用して推定した値である。

5. 解析結果と実験結果の比較

5. 1 解析結果

図5に膜冷却の無い場合の翼面静圧分布を比較する。図の縦軸は圧力係数 (c_{p1})、

$$c_{p1} = (P_{s1} - P_{s2}) / (P_{t1} - P_{s2})$$

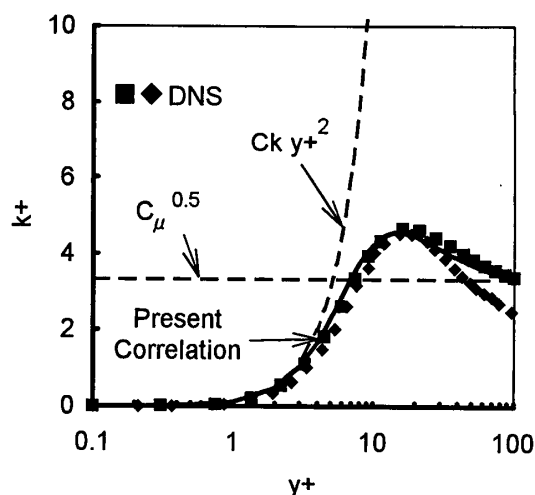


図1 k^+ の境界層内分布

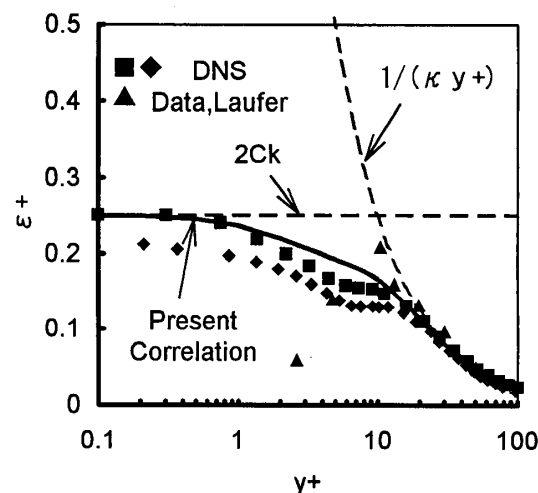


図2 ϵ^+ の境界層内分布

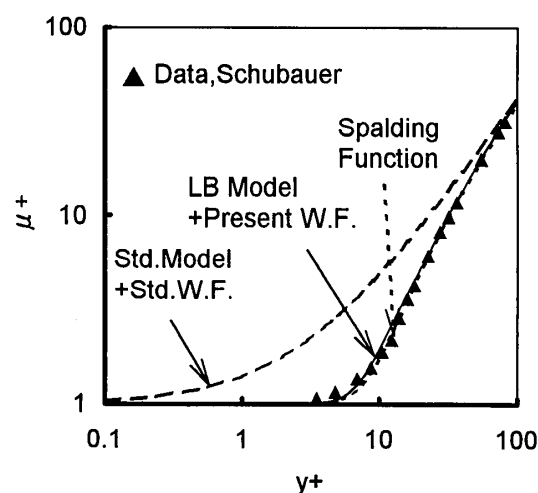


図3 μ^+ の値

表 1 解析条件

主流条件		膜冷却噴き出し条件						
$P_{tg}=107976\text{Pa}$		$T_{tf}=350\text{K}$						
$T_{tg}=310\text{K}$		R_{fg}			M		I	
ρ_g	U_g	G_f/G_g	α_f	ρ_f	U_f	ρ_f/ρ_g	$\frac{\rho_f U_f}{\rho_g U_g}$	$\frac{\rho_f U_f^2}{\rho_g U_g^2}$
kg/m ³	m/s	%	deg	kg/m ³	m/s	--	--	--
1.171	94.02	0.50	65	1.065	42.12	0.91	0.408	0.183
		0.75	65	1.069	63.00	0.91	0.611	0.410
		1.00	65	1.073	83.62	0.92	0.815	0.725

横軸は翼前縁から計った無次元翼表面距離 (Ss) である。図中の●は実験値、実線が計算値で実験と解析の一致は極めて良い。

図6は翼面上の膜冷却効率 (η_f)

$$\eta_f = (T - T_{tg}) / (T_{tf} - T_{tg})$$

を色表示したものである。図中の線はそれぞれ $\eta_f = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ の等効率線で、赤は $\eta_f > 0.25$ の領域を示す。解析結果から冷却空気流量の増加と共に下流域の η_f が増加する傾向が示される。今回の解析は壁面に対して65度の急角度の噴き出しを行っている為、冷却空気流量比 (R_{fg}) 1%では噴流は噴き出し直後に翼面から剥離し下流で翼面に再付着する傾向を示す。

5. 2 実験結果との比較

図7から9に、 $R_{fg} 0.5\%, 0.75\%, 1.0\%$ の解析結果とそれに近い実験結果を比較した。実線で示す解析結果はパン方向の各格子点の値を示し、太い実線はパン方向の平均値で、実験結果は●で示した。

$R_{fg} = 0.5\%$ の場合解析結果と実験結果は比較的良好であるが、 $R_{fg} = 0.75\%$ では解析と実験の差が若干大きく、平均 η_f で解析は実験より0.03から0.07程度高い η_f を示す。 $R_{fg} = 1.0\%$ の場合実験と解析の一致は余り良くなく、解析結果は実験に比較して0.1程度高い膜冷却効率を示す。今回の解

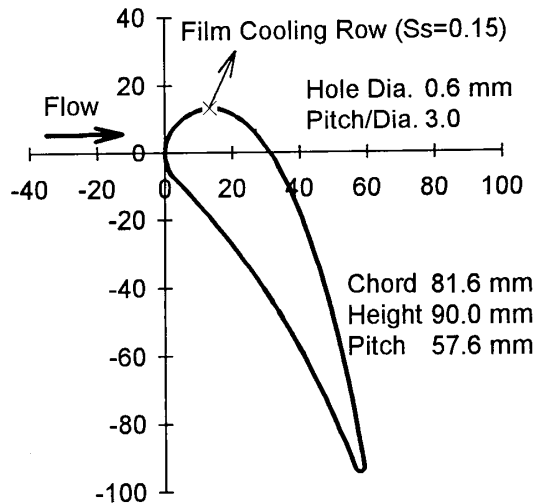


図 4 翼形状と膜冷却孔位置

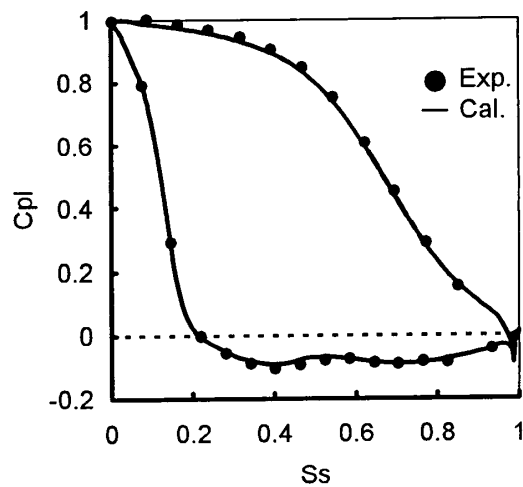


図 5 翼面静圧分布の比較

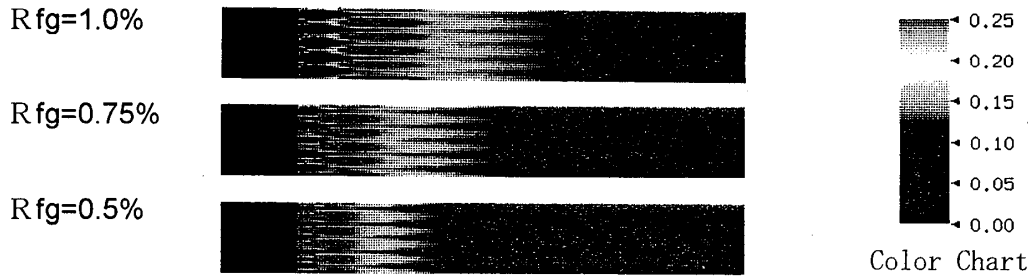


図6 翼面上膜冷却効率分布

析条件では R_{fg} が増加するに従い解析と実験の差が広がり、特に下流部分で解析は実験に比較してかなり高い η_f を予測した。

解析と実験それぞれの η_f と R_{fg} の関係を見る為に図10に解析の方向平均 η_f を図11に実験結果を示す。解析では R_{fg} の増加に伴い膜冷却孔近くで生じる η_f の低下が激しくなり、 η_f のピークが下流方向に移動する。下流の η_f は、 R_{fg} の増加と共に増加する。しかし、実験では R_{fg} の変化が η_f に与える影響は小さく、 R_{fg} と η_f の関係も0.72%の場合に下流で最大 η_f を示す。

この差異の原因は必ずしも明確ではないが、実験と解析双方に原因が考えられる。実験では、壁面は完全断熱条件で無く膜冷却孔内部や翼面腹側への熱伝導の影響が存在する。膜冷却孔への熱伝導の影響は実験結果を基に補正した。肉厚の薄い後縁部では背側から腹側への熱通過が生じる。この誤差を1次元計算で推定すると、 η_f は後縁端で30%程度、翼中間部分で10%程度の誤差を含む可能性が示唆された(未補正)。

解析は計算量を削減する為、膜冷却孔等を十分多数の格子で表現していないから膜冷却噴流の複雑な物理現象を十分に模擬できない。さらに、従来の研究で指摘されている方向の噴流拡散や等方性の乱流モデル、流線曲率の影響も存在するからMの高い条件では精度が低下したものと考えられる。

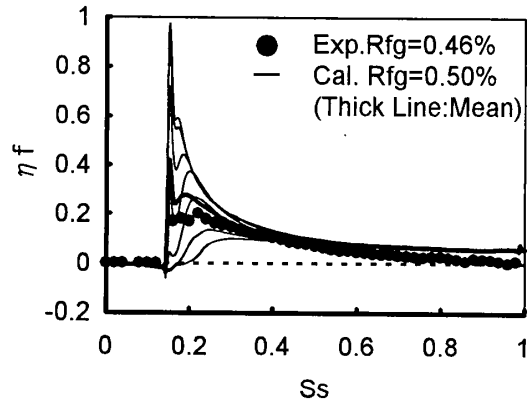


図7 膜冷却効率解析と実験の比較(1)

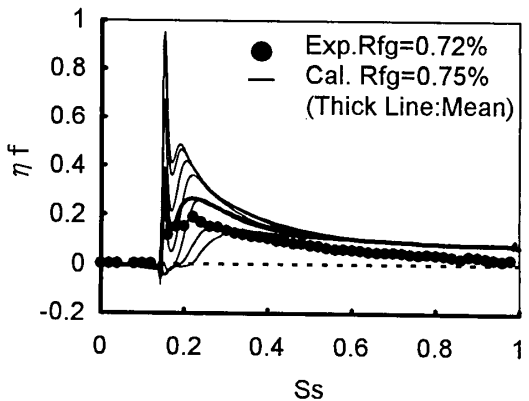


図8 膜冷却効率解析と実験の比較(2)

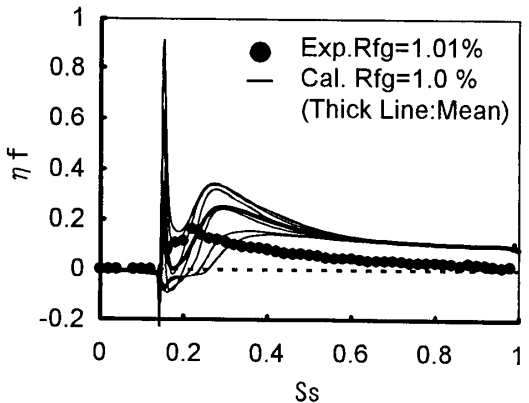


図9 膜冷却効率解析と実験の比較(3)

6. 結論

ガスタービン第1段静翼の背側膜冷却の3次元数値解析による予測を行い実験結果と比較検討し、以下の結論を得た。

- (1) 解析コストの低減をト考え、壁近傍の取扱いを簡略化する低レイノルズ数バージョン $k-\epsilon$ 乱流モデル用壁関数を開発し、3次元膜冷却解析に適用した。
- (2) 解析では R_{fg} の増加に伴い冷却孔近傍で噴流が壁面から剥離する為 η_f が低下し、スパン方向分布が激しくなる。下流では R_{fg} の増加はほぼ線形に η_f を増加する。
- (3) M の小さい条件では解析と実験の一致は良好であるが、 $M > 0.6$ では噴流の剥離が明確になり解析と実験の差が大きくなる。 M の大きい条件では解析は実験に比較して膜冷却効率を高く予測する。
- (4) 現状では η_f の定量的な数値予測は M の高い条件では困難である。しかし、膜冷却孔近くを除いて下流側の η_f の漸近値が計算できれば設計の目安には成る。数値解析は短時間でパラメータバリエーションを行える有望技術であり、今後さらに評価と検討を進める。

参考文献

- 福山他, 1994, 第22回GTSJ定期講演会, pp. 55-62.
 Baldwin, B.S. et al. 1978, AIAA Paper 78-257.
 Bergles, G. et al., 1976, ASME JI. of Heat Transfer, Vol. 98, No. 3, pp. 379-386.
 Bergles, G. et al., 1978, Num. Heat Transfer, Vol. 1, pp. 217-242.
 Bergles, G. et al., 1980, JI. of ASME Eng. for Power, Vol. 102, pp. 498-503.
 Bergles, G., et al., 1981, ASME JI. of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 141-145.
 Coakley, T.J., 1983, AIAA Paper 83-1693.
 Dawes, W.N., 1986, ASME Paper 86-GT-16.
 Demuren, A.O., et al., 1986, ASME JI. of Turb., Vol. 108, July, pp. 124-130.
 Dorney, D.J. et al. 1993, AIAA JI. of Prop. and Power, Vol. 9, No. 3, pp. 329-336.
 Fougeres, J.M. et al., 1994, ASME Paper 94-GT-14.
 Garg, V.K. et al. 1993, ASME Paper 93-GT-81.
 Garg, V.K. et al. 1994, ASME Paper 94-GT-16.
 Haas, W., et al. 1992, ASME JI. of Turb., Vol. 114, Oct., pp. 747-755.
 Jubran, B.A., 1989, ASME JI. of Turb., Vol. 111, Oct., pp. 502-509.
 Lam, C.K.G. et al. 1981, ASME JI. of Fluids Eng., Vol. 103, pp. 456-460.
 Leyeck, J.H. et al. 1993, ASME Paper 93-GT-207.
 Matsuzaki, H. et al., 1992, ASME Paper 92-GT-240.
 Michelassi, V., et al. 1993, Eng. Notes, AIAA JI., Vol. 31, No. 9, pp. 1720-1723.
 Patel, V.C., et al. 1985, AIAA JI., Vol. 23, No. 9, pp. 1308-1319.
 Shonung, B. et al. 1987, ASME JI. of Turb., Vol. 109, Oct., pp. 579-587.
 Weigand, B. et al. 1994, ASME Paper 94-GT-15.

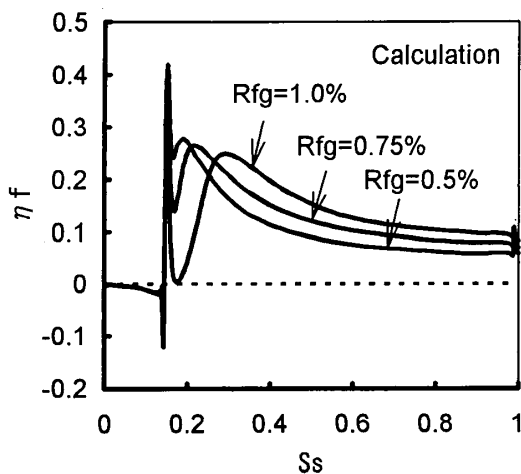


図 10 冷却空気流量の影響(解析)

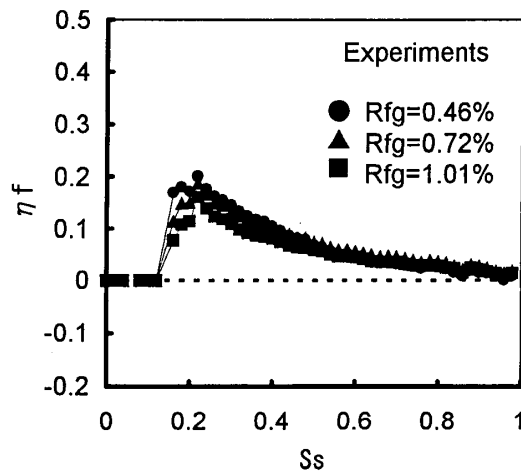


図 11 冷却空気流量の影響(実験)

軸方向に翼端隙間の変化するタービンシュラウド面上の熱伝達特性

* 小幡 正一 (石川島播磨重工) 熊田 雅弥 (岐阜大学)
伊知地伸彰 (石川島播磨重工) 宇野 聡 (岐阜大学)

1. まえがき

ガスタービンの高温化は、エンジンのサイクル性能を向上させる上で最も有効な手段である。しかし、近年タービンの高温化に伴う冷却空気量の増大が、むしろサイクル性能を低下させるため、タービンの高温要素部品をセラミックス化したセラミックガスタービン (CGT) の研究開発が進められるようになってきた。高温CGTの開発においては、セラミックスと金属部品の熱膨張を吸収する技術と熱遮断技術の確立が必要であり、熱伝達率の予測精度の向上が求められている。

特にCGTでは、タービン動翼やシュラウド自体がセラミックス製であり、金属に比べ靱性が低いため、動翼とシュラウド面の接触を極力避けるとともに、翼端隙間を最小に保つ必要があり、翼端隙間を動翼の先端に沿って変化させる新しいシュラウドの開発が望まれている。

最近、セラミック・アブレードダブル冷却シュラウドの設計の為に、タービン動翼に対抗するシュラウド面上の熱伝達率の測定⁽¹⁾⁻⁽³⁾と、翼列の空力性能の向上の為に、翼端隙間の流れと翼間流れとの複雑な流れ現象の解明の研究⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾が数多くなされている。著者らは、実機を用いてシュラウド面上の局所熱伝達率特性と流動特性⁽³⁾を明らかにしてきた。しかしながら、これらの研究は、金属製のタービンを対象としている為、シュラウド面の形状が動翼の先端面に平行な翼端隙間一定の場合を取り扱っており、形状が変化する場合の熱伝達特性や流動特性は皆無である。

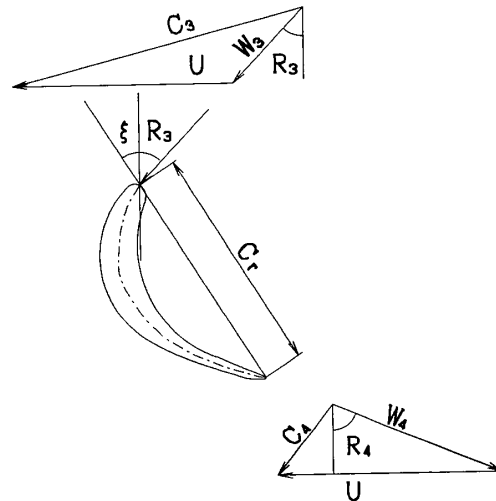
引き続き本研究は、CGTに適したセラミックシュラウドの開発を目的に、動翼先端の漏れ流れの結果⁽³⁾を考慮して、比較的漏れ流れの少ない翼前縁部から中央部の翼端隙間を大きくした新しいシュラウド面形状について、その局所熱伝達特性を明らかにしたものである。

2. 実験装置および方法

本実験装置として、軸流タービン型過給機 (IHI製 VTR161型ターボチャージャー) を使用した。このターボチャージャーは、外径 $d = 169.2\text{mm}$ 、ハブ/チップ比 0.76のローターを持つ。動翼の枚数は53枚で、その翼弦長 C_r は翼端において13.14 mmである。タービン駆動用のプロアからの空気は、タービンスクロールに入り、ノズルガイドベンを通過した後、ローターに向けてテストセクションに流入する。ローターの回

転数 N は、タービンに取り付けられたフォトピックアップからの信号を、パルスカウンターに入力して計測した。本実験では、 $N = 4000 \sim 9000$ rpm の範囲で実験を行った。流量 Q と回転数 N を測定することにより図 1 に示す速度三角形から幾何学的にタービンの主要パラメータを算出した。翼端隙間は、シックネスゲージを用いて測定した。翼端隙間のばらつきは、シュラウド全周で $\pm 5\%$ 以内であった。本実験では、翼端隙間 δ の変化は基本的にアクリル製のシュラウド内径を変化させて行った。入射角の制御は、ターボチャージャーのコンプレッサのインペラーの翼高さや、フィルター部の通過面積を調整してコンプレッサ側の仕事量进行操作することによりタービン軸への負荷进行操作し、これより定常状態で相対流入角 R_3 を -48° から $+59^\circ$ まで変化させることが可能となった。ここで本実験に用いた軸流タービンの動翼先端で、流れが動翼に対して無衝突の場合、 $R_3 = 36^\circ$ である。

シュラウド面上の局所熱伝達率の測定は、熱流束一定の条件に対応する箔法（ステンレス箔厚み $30 \mu\text{m}$ ）によって行った。図 2 に示すように本実験のシュラウドは翼端の半分の位置（前縁 $x = 0$ から $x = 11\text{mm}$ ）までテーパ状になっているため、テーパ部と直線部を 2 枚の箔で分離接着した。箔は周方向 2 分割され、電極はアクリル製のシュラウドに加工された溝より取り出された。それぞれ箔は直流安定化電源により等熱流束になるよう通電加熱された。局所温度は、箔の裏面に半田付けされた 9 本の Cu-Co 熱電対（テーパ部 3 本、直線部 6 本）により測定された。熱電対は、裏面への熱損失を抑えるために幅 6 mm 、深さ 10 mm の溝から取り出され、溝にはグラスウールが断熱のために挿入されている。本実験では熱損失は無視した。熱電対用溝は周方向対象に 2



C: Absolute velocity
 W: Relative velocity
 U: Blade tip speed
 R: Relative flow angle

図 1 速度三角形

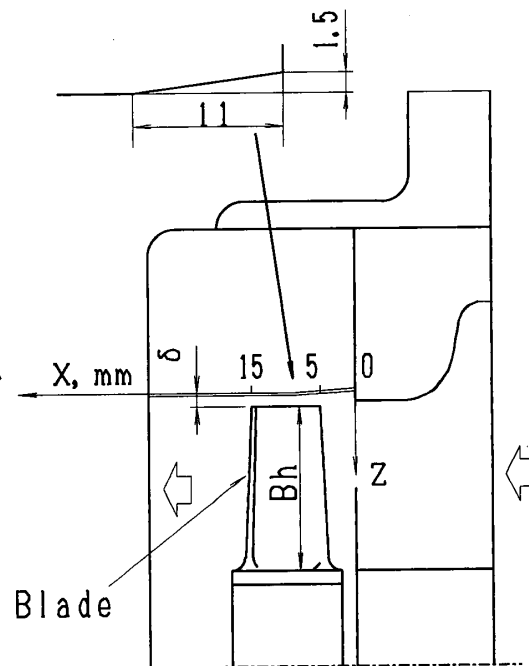


図 2 テストセクション

力所設けた。熱伝達率の定義に用いた温度差は、加熱時と非加熱時の箔の温度差を用いた。これは、気流温度が動翼回転部での熱落差の影響を避けるためである。

3. 実験結果および考察

3.1 局所熱伝達率分布 図3(a)~(d)に三種類の無次元翼端隙間に対する軸方向局所熱伝達率分布をレイノルズ数をパラメータに示す。レイノルズ数の代表長は翼端でのコード長を、代表速度は絶対流入速度 C_3 と絶対流出速度 C_4 の平均値を用いた。図(d)は、全シユラウド面が翼端に平行な場合の結果(δ 一定)⁽³⁾である。また、横軸 $x=0\sim 11$ mmがテーバ部であり、 $x=5\sim 15$ mmが翼端に対向している。翼端隙間によらずレイノルズ数に対してほぼ相似な分布になっている。図(d)の平滑の場合、熱伝達率はノズル出口から下流方向に減少し、ロータ直下中央付近から上昇に転じている。その後、翼後端下流付近で極大に達した後、再び減少していき翼後端よ

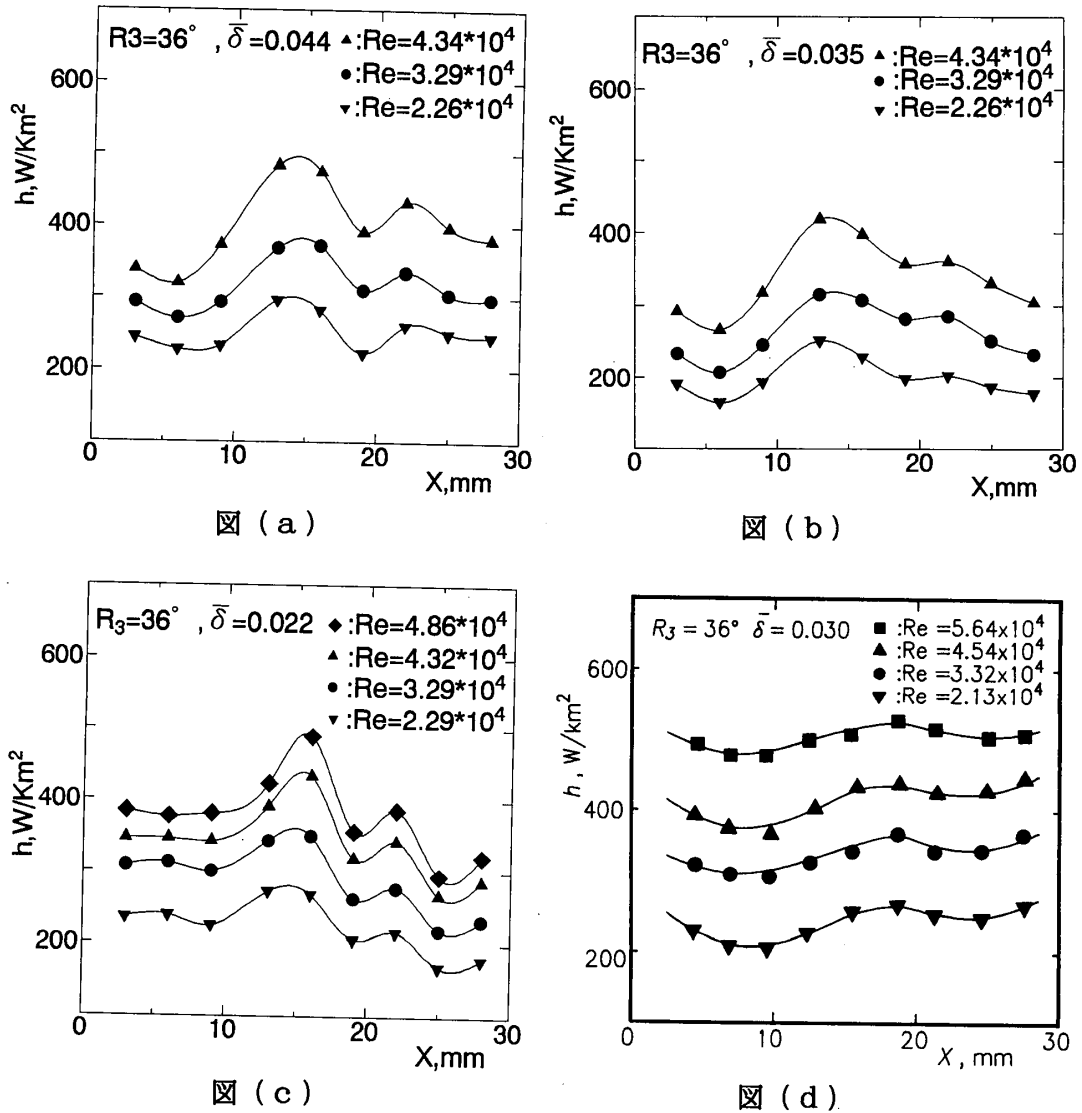


図3 局所熱伝達率分布 ($R_3=36^\circ$:設計点)

り1コード長下流より再度上昇する。これに対して、テーパ部を有する場合は、傾向としてノズル出口より上昇し翼端下流で極大値を示す点は同じ傾向であるが、その極大値は顕著であり、その位置は若干上流に位置している。これは、極大値が上昇したと言うより、ノズル出口での値が低くなったことにより強調されたものである。その後、翼端隙間によって、程度の差はあるが、第二の極大値を示した後単調に減少する。第一極大値までは、境界層の発達とシュラウド面上の速度の加速によることは、前報での速度の計測によって確認されている。特に、極大値は、翼先端の漏れ流れに誘起された二次流れによるものと確認されている。しかし、テーパ部を有する場合は、ノズル出口下流の低下が顕著であるが、これは、翼端隙間の増大に対応するものかどうかは明確でない。実際、翼端隙間の増加は、一般的には熱伝達率の増加をもたらすからである。ただ、本実機の固有なものでもあるが、ノズル出口直後に約3mmのステップがあるので、これが、低

下の要因とも考えられる。何れにしても、シュラウド面上の速度場の計測を行っているので、次報でその詳細を明らかにする。また、第二の極大値については、翼端隙間の影響が顕著であるため、二次流れと関係するものであるが、これについても、速度場の計測によって明らかにする。テーパ部と直線部の境界でのエッジの存在は、熱伝達に影響を与えていないようである。図4(a)(b)は、相対流入角度の影響を示した一例である。 $R_3=46^\circ$ は、正のincidenceを、 $R_3=21^\circ$ は負のincidenceをそれぞれ示す。設計点($R_3=36^\circ$)の場合と比して、レイノルズ数や翼端隙間に対して基本的に相似な分布になっている。ただし、第一極大値が平坦化し、第二極大値が顕著でなくなっている。この様な傾向は、翼端隙間によって変化しないが、第二極大値の存在は、翼端隙間が大きいほど残存しているようである。また、シュラウド全面が翼端に平行な前報の結果と比較した場合、基本的に相似な分布である。

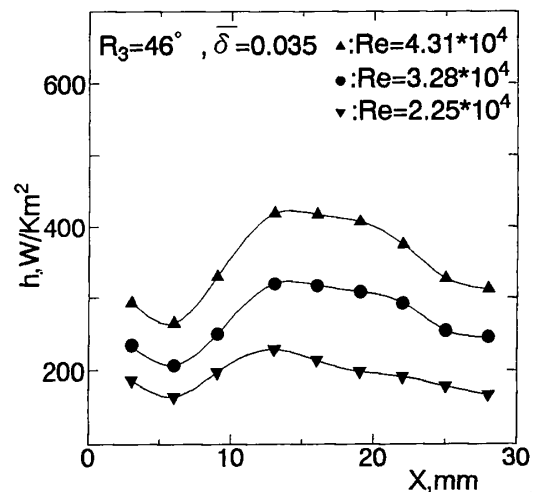


図 (a)

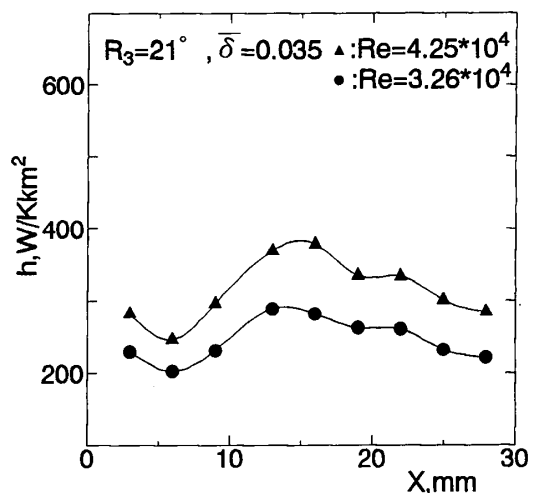


図 (b)

図4 局所熱伝達率分布

3. 2 平均熱伝達率 上述の局所熱伝達率分布の翼端コード長に対向する面 ($x = 5 \text{ mm} \sim 15 \text{ mm}$) の平均熱伝達率を局所分布の図式積分より求めた結果の一例を Re に対して図5(a)~(c)に示す。ここでヌセルト数の代表長は、翼端でのコード長である。図(c)は、前報のシュラウド面が翼端に対して平行な場合の結果である。

これらの図に示されるように、 Nu は負荷によらず $Re^{0.8}$ によって整理される。また、図中の実線で示される Karimova⁽¹⁾ の結果は、次式で示されるように本実験結果と同じであり、翼端隙間が一定でも本実験のように軸方向に変化しても変わらない。この Re に対する依存性は、平板乱流熱伝達に対する Colburnの結果と同じであることは興味深い事実である。Karimovaの結果と値を比較することは、 Re 範囲、速度三角形、タービンの形式や翼のプロファイルが相違していて問題があるが、 $\delta = \text{一定}$ の場合、正の incidence ではほとんど同じ値である。しかし、シュラウドがテーパ状の本実験の場合、 R_3 や翼端隙間が異なっているので厳密なことは言えないが、 $\delta = \text{一定}$ の場合とほぼ同じ傾向にあると言える。これは局所分布から予想されるように翼の上流部での減少が、翼後縁下流での上昇によって相殺されたためである。翼端隙間が小さい場合も基本的には同じである。

4. シュラウド面上の静圧分布

図6は、シュラウド面上の静圧を動翼先端の周速度に対する動圧で無次元化して示したものである。壁面静圧は、本実験の Re 範囲では、 Re によらず、ノズル終端

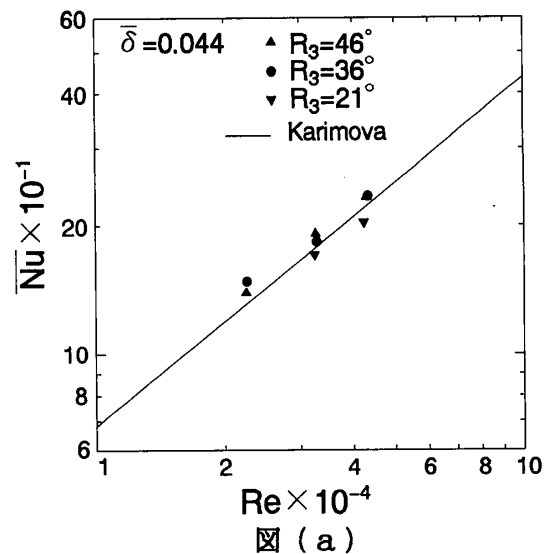


図 (a)

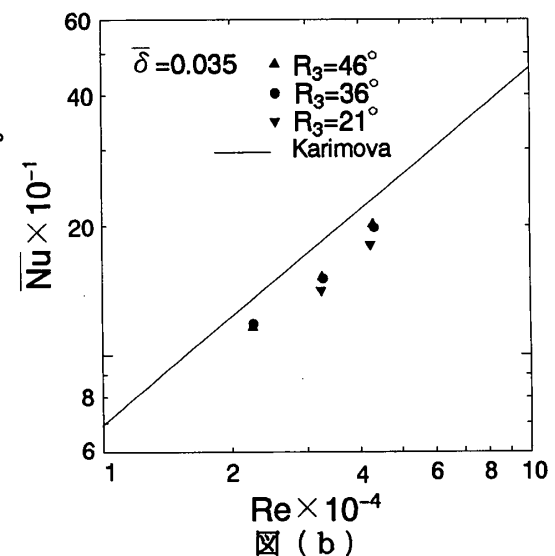


図 (b)

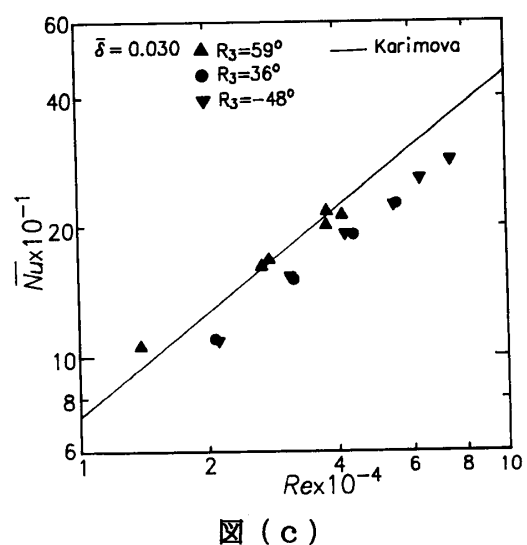


図 (c)

図5 平均熱伝達率

から翼後端まで急激に減少している。その後、1コード長下流まで幾分上昇傾向を示した後大気圧に近づく。この静圧の最小値の位置は、ほぼ翼後端にあたり熱伝達率分布での極大値の位置とよく対応している。この傾向は、他の翼端隙間においても同じである。また、 $\delta = \text{一定}$ の場合も同じ結果を示す。ただ、incidence が正負の場合は分布形状は、若干異なるが、熱伝達率の極大値と静圧の低下位置との対応は同じである。(7)

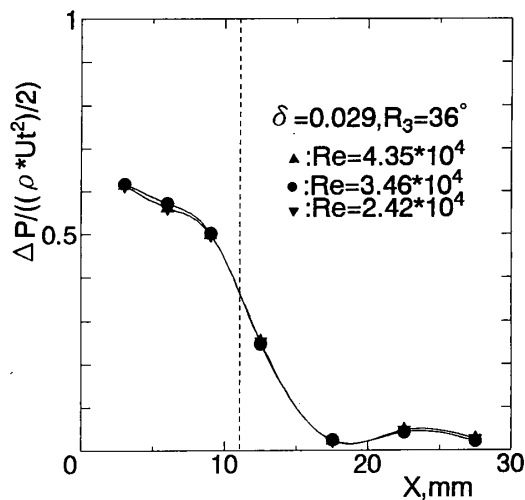


図6 壁面静圧分布

5. 結論

試験機として、軸流タービン型過給機を用いて、動翼の半分より上流のシュラウドをテーパ状にした場合、すなわち軸方向に翼端隙間が変化する場合のシュラウド壁面における局所熱伝達率と壁面静圧を測定し、翼端隙間一定の場合と比較し、以下のような結論を得た。

- (1) シュラウド面上の局所熱伝達率分布は、軸方向に次のような傾向を持っている。
ノズルから下流方向に単調に減少していき、動翼対向部中央付近から増加に転じ動翼後端付近で極大値を示す。その後減少し、動翼後端1コード長下流で第二の極大値を示した後、再び減少する。
- (2) この様な傾向は、 Re 、相対流入角や翼端隙間の影響をほとんど受けない。また、翼端隙間が一定の場合と比較して、基本的には同じ傾向であるが、テーパ部での低下が顕著で、その結果として極大値が顕在化している。
- (3) 動翼に対向した部分の平均熱伝達率は、平板乱流熱伝達と同じ Re の0.8乗で整理され、 Re の増加と共に増加する。翼端隙間や相対流入角の影響は小さい。この様な傾向は、翼端隙間が一定の場合とほとんど同じである。
- (4) シュラウド壁面上の静圧分布は、ノズル出口から下流に急激に減少する。静圧の極小値の位置は、熱伝達率の極大値の位置に対応している。この様な傾向は、 Re や軸方向に翼端隙間が変化しても同じである。

参考文献

- (1) Karimova, A.G., Lokai, V.I., and Tkachenko, N.S., 1973, "Investigation of Heat Release From a Gas to the Elements of Turbine Body," Izvestiya VUZ Aiatsinnaya Tekhnika, Vol.16, pp.114-119.
- (2) Guenette, G.R., Epstein, A.H., Norton, R.J.G., and Yozhang, C., 1985,

“Time Resolved Measurements of a Turbine Rotor Stationary Tip Casing Pressure and Heat Transfer Field,” AIAA Paper No.85-1220.

- (3) Kumada, M., Iwata, I., Obata, M., and Watanabe, O., 1994, “Tip Clearance Effect on Heat Transfer and Leakage Flows on the Shroud-Wall Surface in an Axial Flow Turbine,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116, pp.39-45.
- (4) Inoue, M., and Kuroumaru, M., 1989, “Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp.250-256.
- (5) Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, “Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part 1: Mean Velocity Profiles and Annulus Wall Boundary Layer,” ASME Journal of Engineering for Power, Vol.104, pp.760-771.
- (6) Pouagare, M., and Delaney, R.A., 1986, “Study of Three-Dimensional Viscous Flows in an Axial Compressor Cascade Including Tip Leakage Effect Using a SIMPLE-Based Algorithm,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol.108, pp.51-58.
- (7) 熊田、渡辺、小幡、榊田、1990, “ガスタービンシュラウドの熱伝達特性、” 第18回ガスタービン定期講演会講演論文集、 pp.59-65.

180° シャープターンをもつ長方形流路内の熱（物質）伝達

*廣田真史（名大・機械），藤田秀臣（名大・機械）
田中 篤（名大・院），滝 真人（中部電力）

1. 緒言

近年の高性能ガスタービンでは，ガスタービン入口温度の高温化に対処するために，タービン翼の内部に冷却流路を設けて翼の強制対流冷却を行っている．こうした内部冷却流路に多く使用される往復冷却流路では，流路の途中に設けられたターン部分において，遠心力に起因する二次流れが発生するとともに流れのはく離・再付着が起こる．そのため，流路内の流れは，回転系では言うに及ばず静止系においても，極めて複雑な特性を示す．こうした往復流路内の熱流動特性を明らかにすることは，ガスタービン翼の冷却設計にとって重要かつ有意義であるため，180° シャープターンをもつ流路内の強制対流伝熱に関しては従来多くの研究が行われてきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾．

一般に，シャープターン流路内の流れ場は著しい3次元性を有するため，流路内の伝熱特性も，とくにターン部の前後では急激に変化すると予想される．したがって，流路内の伝熱特性を的確に把握するためには，局所的な伝熱特性に関するデータの蓄積が必要であろう．しかし従来の研究⁽¹⁾⁻⁽³⁾では，流路形状が複雑なこともあり，流路全域にわたる局所伝熱特性は，必ずしも十分に明らかにされてはいないようである．そこで本研究では，180° シャープターンをもつ矩形流路内の局所伝熱特性を，実験的に明らかにすることを試みた．本報では，その第1段階として，断面のアスペクト比が2:1の長方形流路を試験流路に選び，静止系においてその長辺壁上の伝熱特性を測定した．とくに，ターン部の間隙（ターンクリアランス）を3通りに変化させ，この寸法変化が伝熱特性に及ぼす影響について検討した．実験には，高い空間分解能が得られるナフタレン昇華法を用い，物質伝達と熱伝達の相似性を仮定した上で測定を行った．なお，実験結果はすべて物質伝達率（シャドウ数）で整理・表示する．

2. 実験装置および方法

図1に実験装置の概要を示す．流路系は吸込型であり，空気は整流用ベルマウスノズル①を経て測定流路に流入する．流路入口部における空気流は，ほぼ一様な速度分布を示し，最大乱れ強さは0.4%以下であった．測定流路②は2カ所に180° シャープターンを有する長方形断面流路であり，そのうち図中に灰色で示した上流側ターン部を含む往復流路で物質伝達率を測定した．すなわち，物質伝達領域は整流用ベルマウスノズルのすぐ下流に位置しており，空気は層流状態で測定流路に流入し，速度境界層と濃度境界層はほぼ同時に発達すると考えられる．

図2および図3に、それぞれ流路断面と物質伝達領域の詳細を示す。流路断面は50 mm × 25 mm の長方形（アスペクト比=2:1, 水力直径 $d_h = 33.3$ mm）であり、長辺壁2面をタービン翼面に想定してナフタレン面、短辺壁2面をジュラルミン製平板で製作した。伝熱的には、それぞれ等温加熱壁および断熱壁に対応している。物質伝達領域（図3の灰白色部分）は、幅50 mmの直線部分2本（upstream straight section 及び downstream straight section）と、それらをつなぐ180° シャープターン部（turn section）より構成されている。直線部分を仕切る流路隔壁（図中の黒色部分）は厚さ10 mm のジュラルミン製平板で製作した。この隔壁の長さを変え、ターンクリアランスの寸法 C を $C=40$ mm, 50 mm, 60 mm と3通りに変化させて実験を行った。直線部分の長さは、 C の変化に伴って 294 mm ($\approx 8.8 d_h$) ~ 274 mm ($\approx 8.2 d_h$) の範囲で変化する。下流側直線部の出口は、2番目のシャープターン部に接続されている。また流路壁には、図4に示す位置に直径0.5 mm の圧力孔を設けて圧力分布を測定し、流動状態を推定した。

実験は、レイノルズ数 $Re = U \cdot d_h / \nu = (2.0 \sim 6.0) \times 10^4$ の範囲で行った。ここで、 U および ν はそれぞれ空気の流れ平均速度と動粘度である。物質伝達率を求めるのに必要となるナフタレンの昇華深さは、分解能 $1 \mu\text{m}$ のデジタルリニアゲージにより測定した。リニアゲージは、コンピュータ制御の2次元移動装置により、流路軸方向

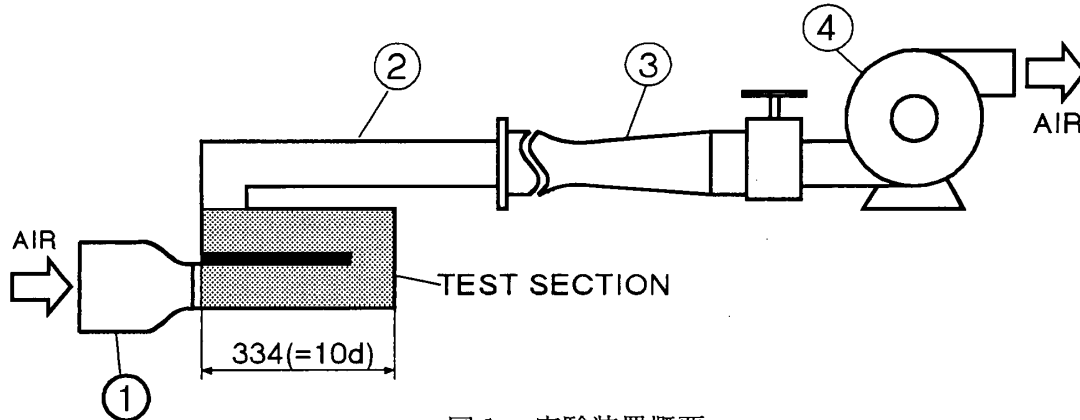


図1 実験装置概要

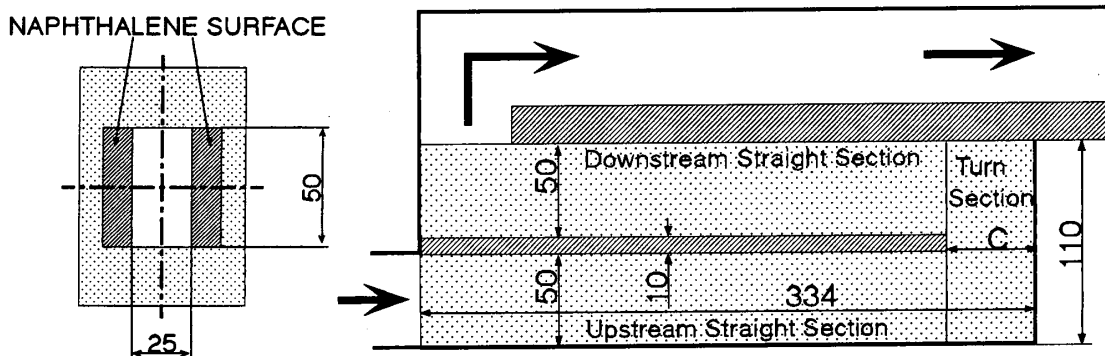


図2 測定流路断面

図3 物質伝達測定領域の詳細

に 0.2 mm 間隔，流路幅方向に 2.5 mm 間隔で移動させた．この結果，ナフタレン面 1 面に対して得られた測定点数は約 63000 となり，局所物質伝達率分布を求めするのに十分な高い空間分解能を得ることができた．

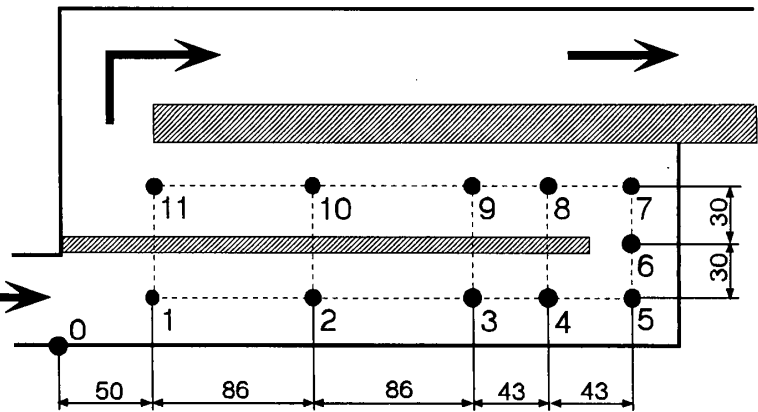


図 4 圧力測定孔の位置

3. 実験結果および考察

3.1 圧力分布 図 5 に $C=50$ mm の場合に得られた測定流路内の静圧分布を示す．図の横軸は，図 4 に示した圧力測定孔の番号に対応している．圧力は，流路入口から下流に向かって直線的に減少していくが，ターン部直前の 4 からターン前半の 5 に至る領域で上昇している．これは，直線部からターン部に入った流れが，ターンを構成する

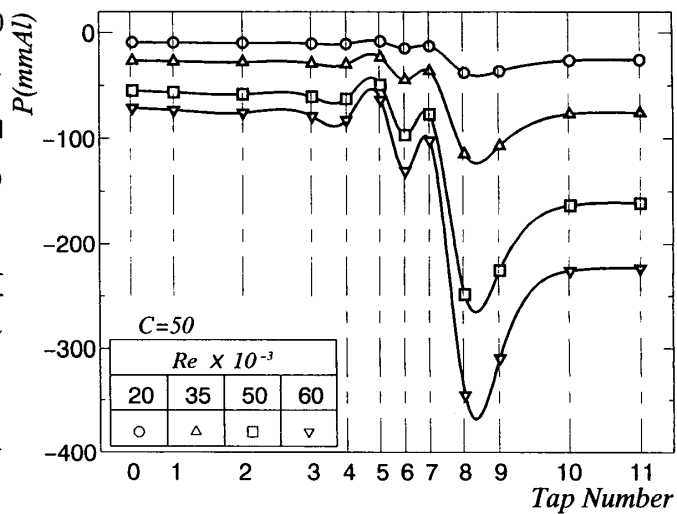


図 5 圧力分布

流路外壁 (end wall) に衝突し，せき止められるためと考えられる．圧力は，ターン部中央の 6 で極小値をとった後，ターン後半の 7 で一旦上昇するが，ターン部直後の 8 で大きく減少している．後にも述べるように，ターン部で方向を変えられた流れは，流路隔壁の先端部においてはく離し，その結果ターン部下流の直線部では隔壁近傍に大きな再循環領域 (はく離泡) が形成される．図 5 の 6 および 8 の位置に見られる圧力の極小値は，このはく離泡の形成により流路断面積が実質的に狭められ，平均流速が増大したことに起因すると考えられる．なお，ターンクリアランスを変えた場合の圧力分布も，定性的には本結果と一致する傾向を示した．

3.2 平均シャウド数 ここでは，流路の伝熱特性を表す最も基本的な指標である平均シャウド数 \overline{Sh} について示す．図 6 は $Sh = \overline{h} \cdot d_p / D$ のレイノルズ数に対する変化である．ここで， \overline{h} は物質伝達面全域にわたって平均化した平均物質伝達率， D は空気に対するナフタレンの拡散係数である． \overline{Sh} は Re に対して指数関数的に増加している．全般に，ターンクリアランスが最も小さい $C = 40$ mm の場合に， \overline{Sh} は最大値を示し，

C=50 mm と C=60mm の Sh には顕著な差異は認められない。なお、ターン上流側の直線部で平均化したシャウド数の値を、下流側直線部の平均値と比較したところ、後者は前者の 1.6 倍程度に達することが確認され、シャープターンの存在が伝熱促進効果をもつことが認められた。

3.3 ブロック平均シャウド数

本測定流路における局所物質

伝達率の大局的な特性を把握するために、物質伝達領域を図 7 に示すような 14 のブロックに分割し、各ブロックにおける平均シャウド数 Sh_b の分布を求めてみた。

図 8 は、C=50 mm の流路における結果である。 Sh_b は流路入口で極大値をとった後、下流に向けて一旦減少するが、ブロック 3 以降では増加する傾向にある。この Sh_b の増加は、流路入口近傍に発達した層流境界層の乱流遷移に起因している。 Sh_b は、ターン部 (7, 8) で比較的高い値を示すが、最大値はターン出口よりやや下流のブロック 10 において観察される。すなわち、シャープターンによる伝熱促進の効果は、ターン部内あるいはターン直後ではなく、ターン部よりやや離れた下流部分において最も顕著に現れるといえる。こうした傾向は、従来の研究結果⁽¹⁾⁽²⁾とよく一致している。ブロック 10 以降では、 Sh_b は境界層の発達に伴い徐々に減少していくが、ブロック 14 で再び Sh_b が増加する傾向が認められる。これは、物質伝達領域の出口に接続されている 2 番目のターンの影響によると考えられる。

図 9 には、各ターンクリアランスで得られた Sh_b 分布を比較して示した ($Re=3.5 \times 10^4$)。ターンより上流の直線部分 (1~6) では Sh_b の分布に顕著な差は現れないが、ターン部内とその下流の直線部分 (7~14) では、C=40mm の Sh_b が最も高い値を示している。すなわち、ターンクリアランスを狭くすることにより得られる伝熱促進効果の増大は、ター

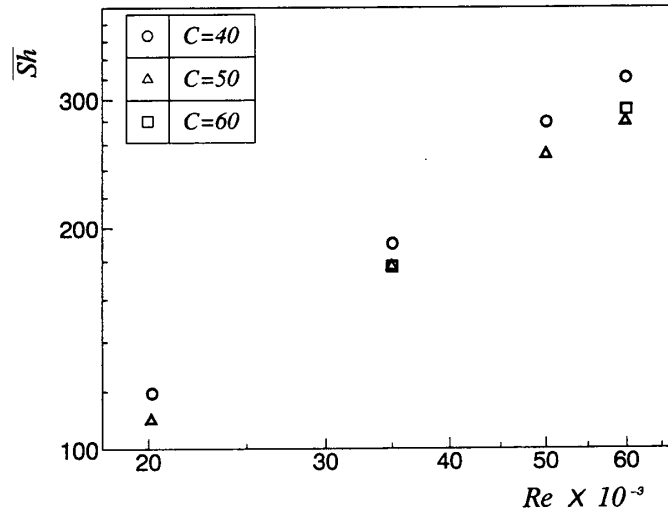


図 6 平均シャウド数

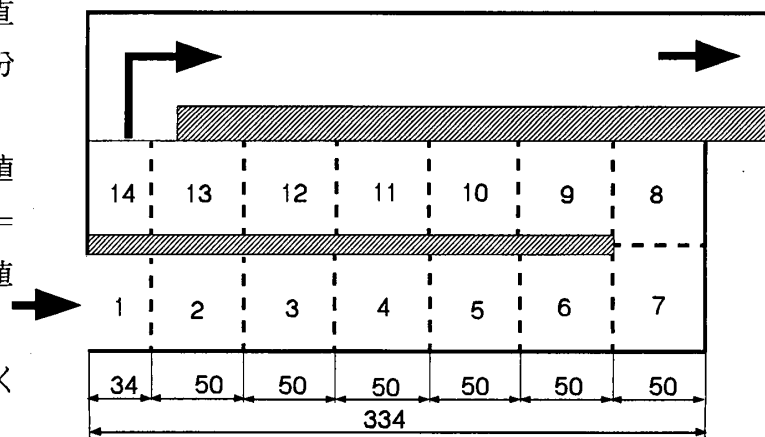


図 7 ブロック分割

ン部下流の比較的長い距離にわたって維持されるといえる。

3.4 局所シャウド数 図10は、 $Re=3.5 \times 10^4$ 、 $C=50$ mm の条件で測定された局所シャウド数 Sh の等値線図である。図中の暗い部分ほど Sh は低い値を示している。以降では、物質伝達領域を (1) ターン部の上流側直線部分 (図7のブロック 1~6)、(2) ターン部分 (ブロック7, 8)、(3) ターンの downstream 直線部分 (ブロック9~14) の3つの部分に分けて、局所物質伝達特性を検討する。

3.4.1 ターン部上流側直線部 ターン部上流の直線部分には、流路入口から下流に向かって三角形状の低 Sh 領域が観察される。一般に長方形直線流路の助走区間において Re が十分高い場合には、流路入口の近傍に発達する層流境界層の乱流遷移は流路コーナー部より始まり、乱流領域は下流に向かうにつれて流路中心部へと発達する。そのため、局所シャウド数が高い値を示す乱流領域は、隣接 (短辺) 壁の近傍から中心部へ向かって広がり、結果的に流路中央部には三角形状の層流物質伝達領域が残存する。本シャープターン流路に観察される低 Sh 領域も、層流境界層の部分に対応すると考えられ

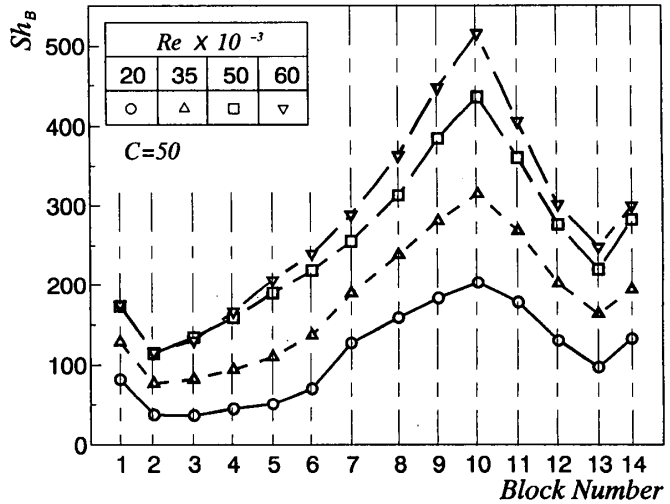


図8 ブロック平均シャウド数 ($C=50$ mm)

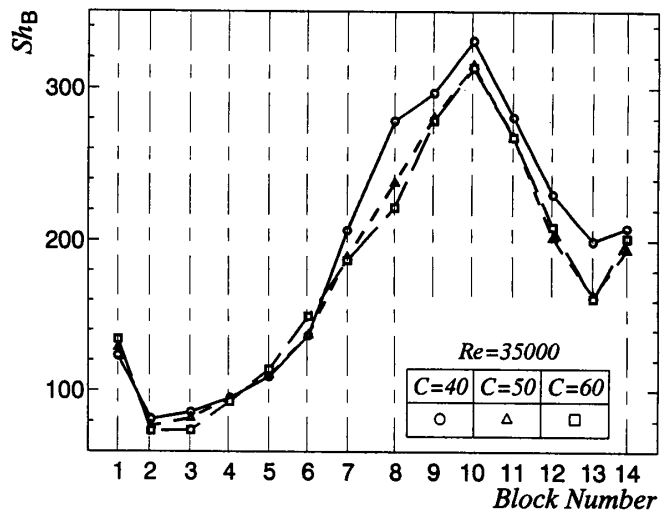


図9 ブロック平均シャウド数の比較

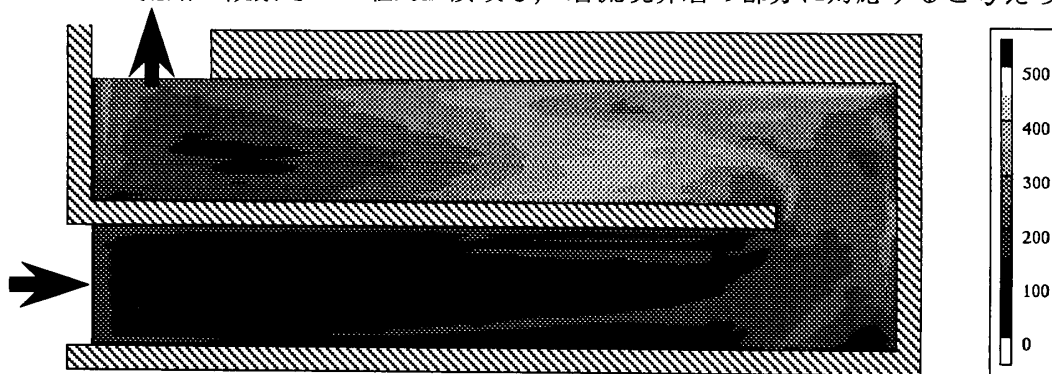


図10 局所シャウド数分布 ($C=50$ mm)

るが、ターン入口の約 $1 d_h$ 上流において、三角形の頂点が流路隔壁側に傾き、低 Sh 領域が流路の内側に偏在する傾向が認められる。これは、ターン部において発生する二次流れが、ターンよりも上流の位置において既に物質伝達特性に影響を及ぼすことを示唆している。

3.4.2 シャープターン部 ターン部の前半では（ブロック7）、 Sh は上流側直線部分に比べて全般に高い値を示している。このターンによる物質伝達の促進は、ターンを通過する際に発生する強い二次流れに起因すると考えられる。 Sh は、ターンを構成する流路外壁（end wall）の midpoint 付近で極大値に達している。図5に示した圧力分布からも理解されるように、この高 Sh 領域は、上流側の直線部よりターンに流入した流れが end wall に衝突することにより生じると推定される。また、コーナー部における Sh は低い値を示している。ターン部に入った流れは end wall に衝突し急激に曲げられるため、コーナーでは流れのはく離が起こる。その結果、コーナー近傍に再循環領域が形成されて、局所シャドウ数は低い値をとると考えられる。

ターン部後半における局所シャドウ数の値は、前半部分に比べて全般に大きく、ターンによる物質伝達促進の効果がより顕著に認められる。ターンにより曲げられた流れは流路隔壁の先端ではく離するため、ターンの後半部分における実質的な流路面積は減少する。その結果、流れは加速するとともに、流れのはく離に伴って強い乱れが生成される。ターン部後半における高物質伝達率は、こうした流れの加速と乱れの生成、及び二次流れの相乗効果によってもたらされることが考えられる。また、コーナー部近傍のごく狭い領域において、 Sh の値は全物質伝達領域内で最大値に達している。この高物質伝達領域の出現は、ターンによって曲げられた流れが、流路短辺壁（流路外壁）に衝突することを示唆しており、図5の圧力分布とも整合している。

3.4.3 ターン部下流側直線部 ターン部下流の直線部分における Sh の分布特性は、上流側の直線部分に比べて複雑である。まず、流路隔壁（流路内壁）の近傍における Sh 分布について検討する。流路隔壁の先端部分近傍、すなわちターン部出口の隔壁側には、 Sh の低い領域が観察される。この領域では隔壁先端ではく離した流れがはく離泡を形成するため、物質伝達率も低くなると推定される。隔壁近傍の Sh の値は下流に向かうにつれて増加し、隔壁先端から $2 \sim 3 d_h$ 下流の位置で極大値に達している。これは、隔壁先端ではく離した流れが、この位置で再付着することを示唆している。 Sh はこの位置で極大値に達した後、下流に向かうにつれて減少している。

一方、流路外壁の近傍における Sh は、ターン部出口から下流 $2 d_h$ 程度の位置に至る領域で、流路軸方向にはほぼ一様な分布をとっている。その結果、流路隔壁上にはく離泡が形成されるターン部の出口付近では、外壁側の Sh の値は隔壁近傍よりも大きく、一方、隔壁側の Sh が極大値に達する隔壁先端から $2 \sim 3 d_h$ 下流の位置では、外

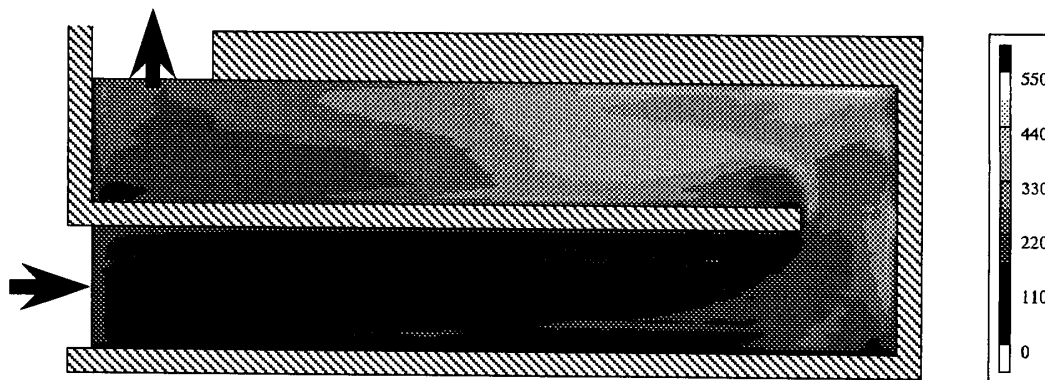


図11 局所シャウド数分布 (C=40mm)

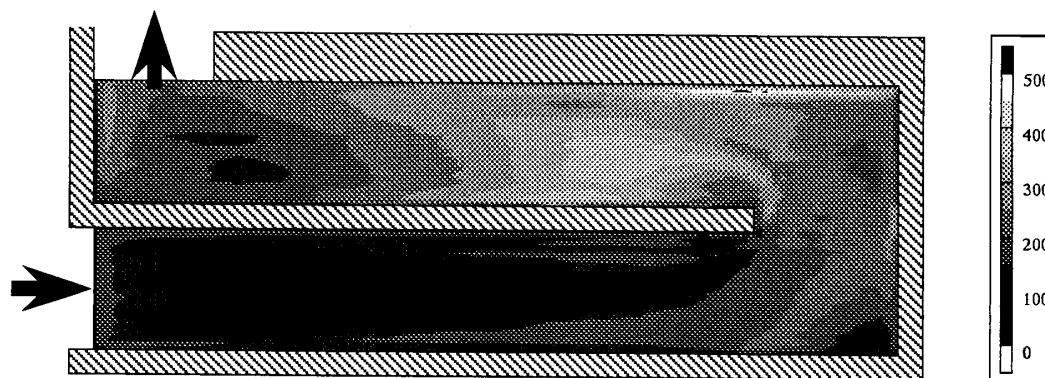


図12 局所シャウド数分布 (C=60mm)

壁側の Sh は隔壁近傍よりも低い値を示している。また、この位置より下流では、同じ流路断面内で比較した場合、流路外壁近傍の Sh は隔壁側の Sh に比べて全般に高い値を示している。これは、ターン部を通過する際に生じる遠心力と、流れのはく離の影響により、高速の流体が流路外壁側に偏って流れることによると考えられる。

3.4.4 ターンクリアランスの影響 図11 は、 $C=40\text{ mm}$ とターンクリアランスを狭くした場合の Sh 分布である。ターン上流の直線部からターン部に至る領域の Sh 分布は、上述の $C=50\text{ mm}$ の Sh 分布と定性的に一致している。しかし、ターン出口付近における Sh 分布には、以下のような差異が認められる。すなわち、 $C=50\text{ mm}$ の場合、隔壁先端ではく離した流れは隔壁先端から $2\sim 3d_h$ 下流で隔壁上に再付着し、 Sh は再付着点近傍で極大値を示した。しかし、図11 の隔壁上には、流れの再付着に対応する Sh の極大値は認められず、むしろ流路外壁側で Sh は大きな値を示している。こうした Sh の分布は、 $C=40\text{ mm}$ の場合、隔壁先端ではく離した流れは、隔壁ではなく流路外壁上に再付着（あるいは衝突）することを示唆している。一方、図12 に示すように、 C を 60 mm と広くした場合の Sh 分布は、 $C=50\text{ mm}$ における分布と定性的かつ定量的に一致しており、顕著な差異は現れないといえる。

4. 結論

本シャープターン流路内の物質伝達特性は、以下のようにまとめられる。

- (1) ブロック平均シャウド数 Sh_B は、ターン部で比較的高い値を示すが、その最大値はターン部出口よりやや下流の位置に現れる。ターンクリアランスを変化させた場合、 Sh_B への影響はターン部とその下流の直線部全域にわたって観察される。
- (2) ターン部上流の直線部における局所シャウド数 Sh の等値線図には、流路中央部に三角形の低物質伝達領域が現れる。ターンへの入口付近では、ターン部に発生する二次流れの影響により、低 Sh 領域が流路隔壁側に偏る傾向を示す。
- (3) ターン部では、下流側の領域ほど Sh は全般に高い値をとる。ターン部のうち、上流側のコーナーには、流れのはく離に起因する低物質伝達領域が現れる。また Sh は、end wall の中点近傍およびターン後半の流路外壁付近において極大値を示す。
- (4) ターン下流の直線部では、流路隔壁の先端における流れのはく離により、 Sh は隔壁近傍で極小値をとる。ターンクリアランス C が小さい場合、このはく離した流れは隔壁上に再付着して Sh は極大値をとるが、 C が大きい場合には対向する流路外壁上に再付着する。外壁近傍の Sh の方が、隔壁近傍に比べて全般に高い値を示す。

参考文献

- (1) Metzger, D. E. and Sham, M. K., 1986, "Heat Transfer Around 180-deg Turns in Smooth Rectangular Channels", ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 500-506.
- (2) Chyu, M. K., 1991, "Regional Heat Transfer in Two-Pass and Three-Pass Passages With 180-deg Sharp Turns", ASME J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 63-70.
- (3) 村田・田岡・望月, 1992, "180° 急激曲がり部を持つ正方形断面流路内の流れと熱伝達 (局所熱伝達率の計測)", 第29回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 10-11.

ガスタービン用プレートフィン熱交換器の非定常加熱特性に関する研究

(その1 非定常温度特性)

*堀 政義 大矢 弘史
永盛 和夫 (石川島播磨重工業)

1. まえがき

近年再び、発電の高効率化、熱エネルギーのカスケード利用、エネルギー生産と利用の高効率化などが、世界的規模で進められている。これら資源、エネルギーの有効利用については、発電から輸送機器に至る全てに拡大しつつある。この中で、ガスタービンは、高出力・高効率の他に高温排気の熱エネルギーを再利用できる特徴が生かせるので、大型の発電用コンバインドサイクルやコージェネレーションなどへの適用が拡大しており、動力機器として中心的役割の一つを既に果たしている。今後は、大型に比べて効率が劣る中・小型ガスタービンの高効率化が期待されており、再生サイクルが有力な方法の一つである。しかし、再生サイクルには、高温排気に耐える信頼性のあるコンパクトで高性能な熱交換器が必要であり、その開発が望まれている。

本研究は、このために、再生熱交換器として開発しているプレートフィン熱交換器について、運転時に想定される急激な非定常加熱冷却変化特性に対する構造的信頼性を評価することを目的に行っている。そして、解析評価と実環境を模擬した試験実施を含む評価を計画している。ここでは、その初段として、まず非定常加熱冷却時の熱交換器内温度変化特性の数値解析検討を行い、運転時を想定した実環境模擬試験に必要な条件を求めたので、その結果を報告する。また、併せて製作した装置の概要を紹介する。

再生サイクルは、排熱を回収して軸出力化するので、排熱を減少させた分だけ燃料消費を減じた高効率化が図れ、排熱エネルギーの熱的利用が進めにくい場合に適している。

図-1(a)は、代表的

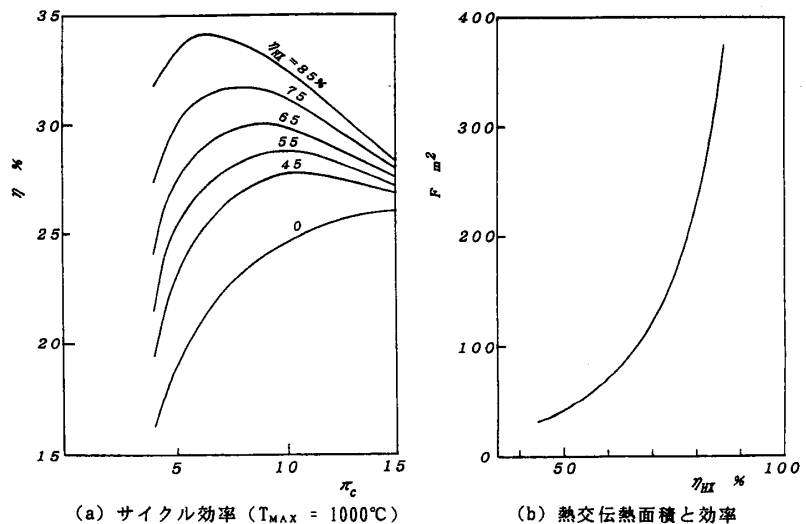


図-1 1 Mw再生サイクルガスタービンの代表例

ケースとして、最高温度1000℃ 1Mw出力のガスタービンを例にとり、圧力比 π_c をパラメータとして、再生熱交換器の温度効率性能 η_{HX} が出力効率 η 向上に与える度合いを調べたものである。同様に、図-1(b)は、プレートフィン型熱交換器を代表例として、温度効率 η_{HX} に対する必要伝熱面積Fの関係を求めた。この様に、再生によって著しい効率上昇が期待できる。しかし、再生熱交換器は、要求される性能が高くなるほど、より大きな伝熱面積を必要とするために、機器が大きくなりすぎる欠点がある。このため、ガスタービンの高温排気に使用できるコンパクト高性能な熱交換器の開発が必要であり、その一つとしてプレートフィン型が期待されている⁽¹⁾。

2. 解析方法

2.1 静特性解析

前報⁽¹⁾と同様に、Zフロー型のプレートフィン型熱交換器について、下記に示す解析方法を用いた。

熱交換器内の定常状態における流体温度は、図-2に示す通り、対向流の要素と斜交流の要素に区分して、各メッシュに区切り、メッシュ内では流れに直角な

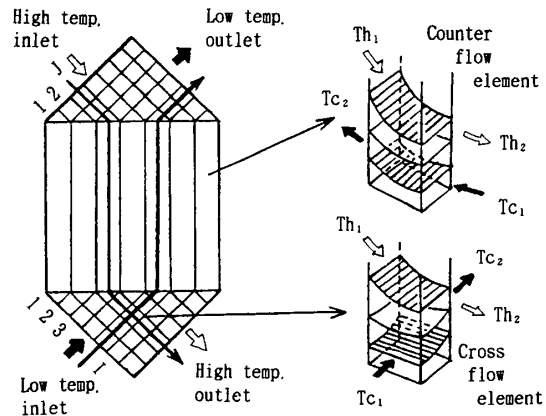


図-2 熱交換器要素のメッシュ

方向に温度分布は無いとすると、表-1のヒートバランス式を得る。表における各記号は、T：温度、G：重量流量、Cp：比熱、 A_0 ：メッシュの伝熱面積、U：総括伝熱係数、添字：h、cはそれぞれ高温、低温側を示す。以上の式を用いて、図-2に示したメッシュ(I、J)に関して、(1、1)から(N、N)まで、Jを固定してIを1をからNまで順にヒートバランスの計算を進めて行くことにより、熱交換器内部の流体とメタルの温度分布を求めることができる。フィン流路部の熱伝達には、ねじり板については

表1 ヒートバランス式

文献(1)(2)、オフセットフィンについては文献(3)を用いる。尚、ねじり板については、輻射の効果も考慮したヒートバランスをとっている。

対向流要素	斜交流要素
$T_{h2} = \left[T_{h1} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) \exp UA_0 \left(\frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_h} \right) + T_{c1} \left\{ 1 - \exp UA_0 \left(\frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_h} \right) \right\} \right] \times \left\{ 1 - \frac{W_h}{W_c} \exp UA_0 \left(\frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_h} \right) \right\}^{-1}$	$T_{h2} = \zeta + (T_{h1} - \zeta) \exp \left(- \frac{UA_0}{W_h} \right)$
$T_{c2} = \left[T_h \frac{W_h}{W_c} \left\{ 1 - \exp UA_0 \left(\frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_h} \right) \right\} + T_{c1} \left(1 - \frac{W_h}{W_c} \right) \right] \times \left\{ 1 - \frac{W_h}{W_c} \exp UA_0 \left(\frac{1}{W_c} - \frac{1}{W_h} \right) \right\}^{-1}$	$T_{c2} = \xi + (T_{c1} - \xi) \exp \left(- \frac{UA_0}{W_c} \right)$
<p>ここで $W_h = C_{ph} G_h$, $W_c = C_{pc} G_c$</p>	$\zeta = T_{h1} - \frac{C}{H + C - CH} (T_{h1} - T_{c1})$ $\xi = T_{c1} + \frac{C}{H + C - CH} (T_{h1} - T_{c1})$ $H = \frac{W_h}{UA_0} \left\{ 1 - \exp \left(- \frac{UA_0}{W_h} \right) \right\}$ $C = \frac{W_c}{UA_0} \left\{ 1 - \exp \left(- \frac{UA_0}{W_c} \right) \right\}$

2.2 動特性解析

ガスタービンの再生熱交換器として、運転変化に伴う急激な温度・流量・圧

表2 ヒートバランス式

対向流要素	斜交流要素
$C_h \frac{\partial T_h}{\partial t} = -h_h \left(\frac{T_{hi} + T_h}{2} - T_w \right) \Delta F + C_h \frac{v_h}{\Delta x} (T_{hi} - T_h)$	$C_h \frac{\partial T_h}{\partial t} = -h_h (T_h - T_w) \Delta F - C_h v_h \frac{\partial T_h}{\partial x}$
$C_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = h_c \left(T_w - \frac{T_{ci} + T_c}{2} \right) \Delta F - C_c \frac{v_c}{\Delta y} (T_c - T_{ci})$	$C_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = h_c (T_w - T_c) \Delta F - C_c v_c \frac{\partial T_c}{\partial y}$
$C_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = h_h \left(\frac{T_{hi} + T_h}{2} - T_w \right) \Delta F - h_c \left(T_w - \frac{T_{ci} + T_c}{2} \right) \Delta F$	$C_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = h_h (T_h - T_w) \Delta F - h_c (T_w - T_c)$

力の変化を受けた時に、プレートフィン熱交換器本体内部の流体とメタルがどのような変化をするか調べることにし、計算対象は積層方向を考慮しない本体のみの二次元とした。したがって、計算対象は図-2と同じメッシュ分割構成になるが、対向流部については、斜交流部のメッシュに合わせ、新たに分割した。その他は、静特性の解析方法と合わせることによって、熱的データをそのまま流用した。

対象メッシュに流入して来る流体について、図-2の添字1を*i*に、対象メッシュから次のメッシュに流出する流体について、図-2の添字2を無しに、メタルについてはそのメッシュ中心を示すものと置き換えることによって、各要素のヒートバランスについて表-2を得る。表における各記号は、*T*：温度、*v*：流速、*C*：熱容量、 ΔF ：伝熱面積、*h*：熱伝達率である。

計算は、静特性と同様に、各メッシュ毎に入口条件の時間変化に対する出口温度の経時変化を求める。斜交流部要素については、3式をそれぞれ積分することによって各メッシュの流体とメタル温度が求められる。対向流部については、各メッシュの低温側出口流体温度を仮定して、メッシュ毎の逐次計算を行って、低温側入口温度の収束解を求める方法をとった。

3. 解析結果

3.1 代表的熱交換器の諸元

伝熱促進体にねじり板を入れる方式で、図-1に示す標準ガスタービンに対応する温度効率75%の再生熱交換器を求めると、表-3、図-3の結果を得る。ここで、比較的容易にできる範囲で、ガスタービンの最高温度を上げて出力ならびに効率上昇が期待できる様に、熱交換器入口温度は650℃とした。

3.2 起動特性解析

ガスタービン用の再生熱交換器の過渡応答特性を評価する場合、過渡応答条件に最も近いものとして、起動特性がある。起動特性に優れるガスタービンは、数秒で風量

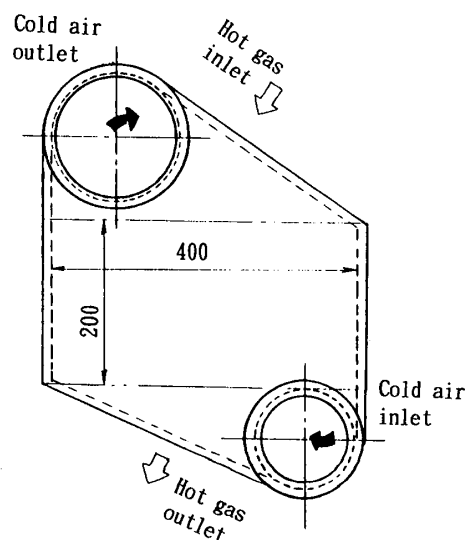


図-3 代表熱交換器

が立ち上がり、約20秒ぐらい経つとほぼ定格域に近い条件に達してくる。起動前は、熱交換器は常温に静定されており、起動開始後、ガスタービンの燃焼温度の上昇に伴って熱交換器がこの変化の速い排ガスにさらされ始める。したがって、流量・圧力の上昇変化を伴うが、基本的にはほぼステップ状の排ガス温度変化を受ける状況に近い。しかも熱交換器は、再生器の使命として、できるだけ速く圧縮機空気昇温のために排ガスの熱を空気側に熱交換する機能を果たさなければならず、熱交換器自体応答性の良い特徴を持つ必要がある。

フィンプレート ねじり板入り	ガス側	P4.5xH4.5x0.3t
	空気側	P2.5xH2.5x0.3t
熱交換器コア部	巾	400 mm
	長さ	200 mm
入口温度	ガス側	~650°C
	空気側	~300°C
ガス流量	5.3 kg/s	
温度効率	75 %	

表-3 代表熱交の諸元

したがって、起動特性は、ガスタービン再生熱交換器の非定常加熱冷却変化特性に対する構造信頼性を評価する際に、必要な動特性解析の代表ケースとなり得ると言える。そこで、以下の様に起動特性の解析を行った。

まず、起動時の排ガス温度・流量、空気流量・圧力・温度の条件を定め、それにしたがって動特性解析を行った。図-4には、定めた排ガス温度 T_{HG_i} 、流量 W_{HG} と空気温度 T_{HC_i} の変化特性を示す。図-5には、動特性解析の結果得られた熱交換器各部の温度変化特性を示す。図中の各記号は、 T_H ：ガス平均温度、 T_c ：空気平均温度、 T_w ：メタル温度、添字は図中の場所を示す。この結果から、次の事柄が明かとなった。

起動時の熱交温度変化特性

(1) 流量変化は、熱交換器の過渡温度変化特性に比べて速く、熱交換器内部各温度が大きく変化する前に、流量は定常に達している。このため、流量変化の影響は見られない。したがって、圧力変化も同様である。

(2) 排ガスの温度変化は、熱交換器の過渡温度変化特性に近く、排ガスの温度変化は実機と同じ変化条件を与える必要がある。

(3) 板厚0.5mmの隔離板とフィンで構成されている熱交換器のコア部は、約1分で定常に達する。

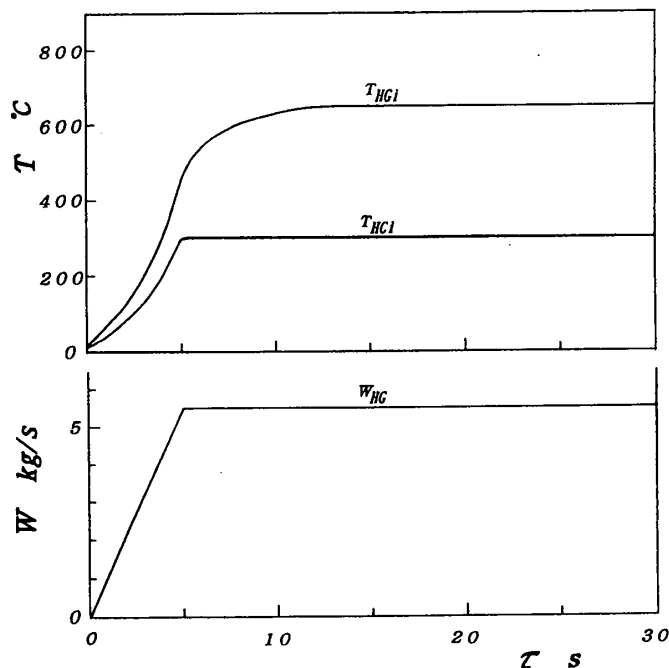


図-4 起動時のガス・空気の熱交入口条件

- (4) 隔離板の板厚を厚くすると、定常に達する時間は、板厚に比例して増加する。したがって、熱交換器の側部は数mmの板厚の側板が取り付けられるので、その分だけ温度変化が遅くなる。この結果、この側部とコア部には温度差が生ずることになる。
- (5) 温度変化が最も著しいのは、静定時温度レベルが高い空気側出口の頂部である。

4. 非定常加熱冷却試験装置

起動特性解析の結果から、再生熱交換器の過渡温度変化特性に比べて流量変化は十分速く、すぐに定常に達するのに対して、排ガス温度変化は速くなく、影響を与える状況にあることが明かとなった。この結果、動特性解析のみならず、実環境模擬試験を行う試験装置としても、流量変化はともかく、この排ガスの温度変化を十分同等にシミュレートできる必要があると言える。したがって、約10~20秒で定格近傍の温度に達する起動特性時の排ガス温度変化特性を実現できる装置が必要不可欠である。

そこで、加熱方式に燃焼器を採用して、その燃焼を制御することにより、流量は一定であるが、この排ガス温度変化を実現させる非定常加熱冷却装置を製作した。装置のフローを図-6に示す。

この装置の特徴は、10~20秒で定格排ガス温度に昇温あるいは逆に降温させることによって、昇温と降温のサイクルを繰り返すことができ、この際に生ずる熱膨張が試験体の熱交換器に影響を与えない構造を有することにある。したがって、この装置によって、再生熱交換器の高温試験だけでなく、ガスタービン特有の起動時を含む急激な

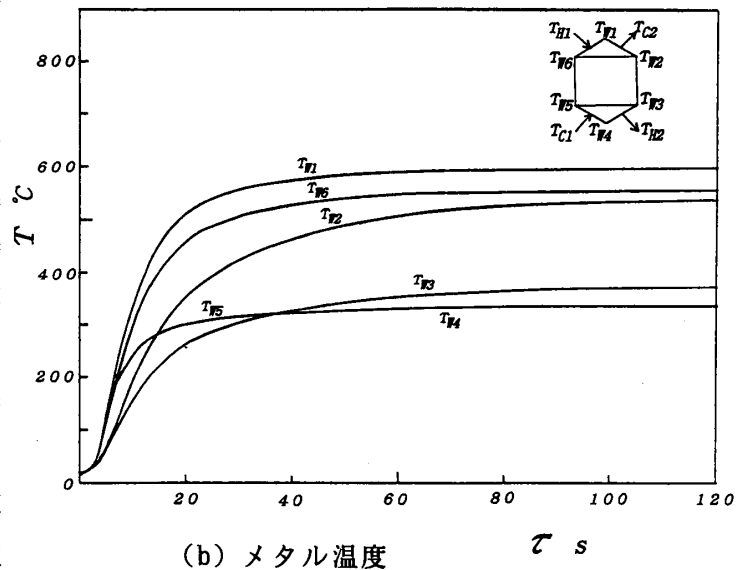
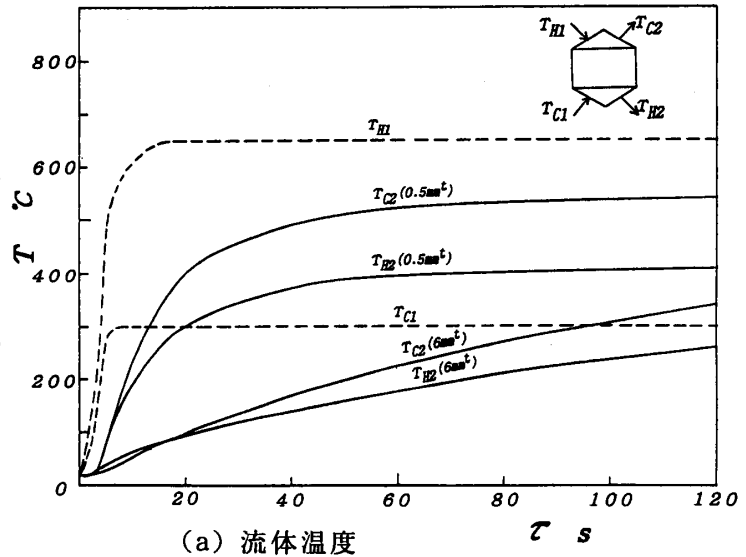


図-5 起動時の熱交動特性解析結果

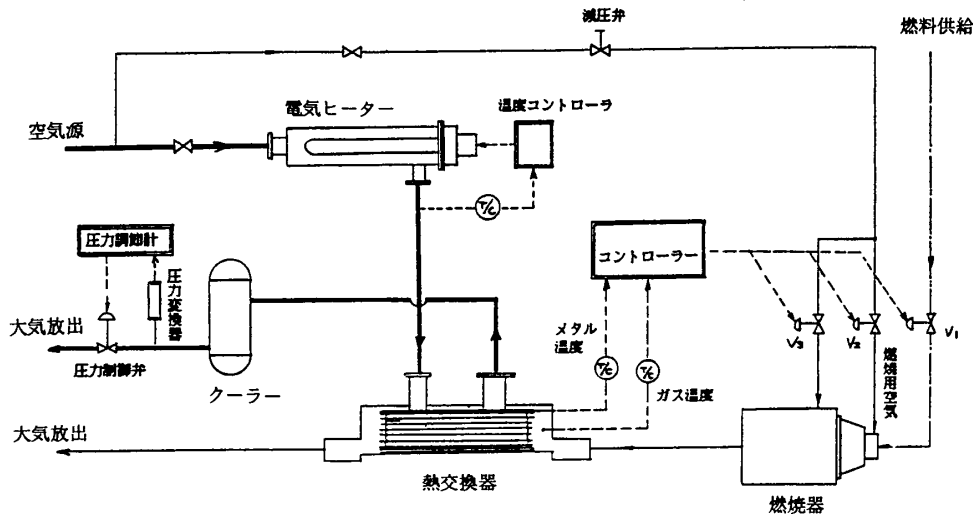


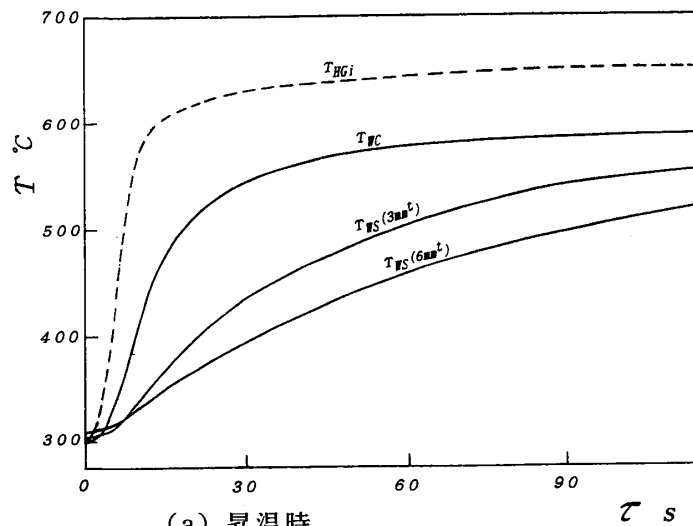
図-6 非定常熱交換テスト装置

温度変化を与える運転条件に対しても、模擬試験可能になる。

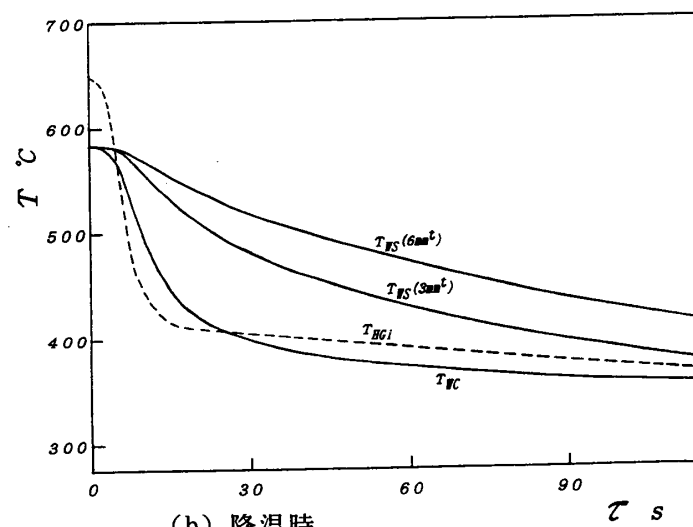
試験装置のサイクル燃焼テストを行った結果、所定の性能を確保できることを確認した。この時に得られた排ガス温度の非定常加熱冷却温度特性データを基に、前述の熱交換器について再度動特性解析を行った。

図-7はこの結果得られた空気側出口頂部の温度変化特性を示す。図中の点線は、この装置で与えられる排ガス温度変化特性を示している。

図-7の結果から、更に次のことが明かである。
 (1) ガスタービン再生熱交換器の実環境模擬試験として、非定常加熱冷却のテストを行



(a) 昇温時



(b) 降温時

図-7 サイクル加熱時の動特性解析結果

う装置の能力として十分であり、ほぼ現実に近い状態を再現できる。

(2) 熱交換器内の非定常温度特性として、各部温度差が最も顕著に大きくなる状態は昇温後約30秒後、降温後約20秒後である。

(3) この時、熱交換器の側部とコア部との間に大きな温度差が生じる。

5. 結 論

ガスタービン用再生熱交換器として開発しているプレートフィン熱交換器に対して、運転時に想定される非定常加熱冷却変化特性に対する構造的信頼性を評価することを目的に、その初段として必要な非定常加熱冷却時の熱交換器内温度変化特性の数値解析検討を行い、下記の結論を得た。

(1) ガスタービン用プレートフィン型再生熱交換器の実環境模擬試験装置に要求される温度変化特性について動特性解析を行った結果、実機と同じに、約10～20秒で定格に達する排ガス温度変化を与え得ることが必要不可欠と分かった。

(2) 更に、実環境模擬試験装置で与えられる排ガス温度変化特性を基に、代表熱交換器の非定常加熱冷却時の動特性解析を行った結果、内部の温度差が最も顕著になる状態は、昇温後約30秒、降温後約20秒に現れることが分かった。

今後引き続き、プレートフィン熱交換器の構造解析ならびに実証試験を行い、構造的信頼性の評価方法を作成して行く。

6. 参考文献

(1) 渡辺、二階、大堀他2名：「ガスタービン用環状プレートフィン熱交換器」、第22回日本伝熱シンポジウム講演論文集、P488～P490、1985

(2) K. Ohhori, K. Watanabe, I. Nikai, T. Nakata: Denelopement of High Perfomace Plate Fin Heat Exchanger on the Selection of Configuration and Performance of Heat Transfer, IHI Engineering Review Vol.17 No.2, 1984

(3) 伝熱工学資料（改訂第4版）、日本機化学会、1986

超音速ジェット騒音に及ぼす非円形断面ノズル形状の影響

* 沢村寿明(早大院) 小林 紘(航技研) 大田英輔(早大) 生沼秀司(航技研)

1. 緒言

超音速ジェットが不足膨張時に発生する衝撃波の空間的形状やその強さ、さらに剪断流を含めたジェット混合領域の乱流構造や強さ等は、ノズル開口端断面形状により異なるため、同一圧力比・温度比の条件下においても、超音速ジェットから放射される騒音の強さ、スペクトルおよび指向性等が異なる事が予想される。

非円形開口端ノズルからの過不足膨張超音速ジェットの音響特性については矩形、楕円、三角形等と研究がなされているが[1][2]、広範囲なジェットマッハ数において、様々な測定位置での音響測定結果や、それぞれの音響特性間での比較がなされているものは見当たらない。

そこで同一開口断面積を持つ矩形、三角形、楕円形ならびに円形の先細ノズルからの超音速ジェット騒音を、0.99~1.88の広いジェットマッハ数範囲にわたり、様々な測定位置において遠距離騒音測定を行い、それぞれの音響特性を明らかにすると共に、特性間の比較を行った結果について報告する。

2. 実験装置と実験条件

実験装置は、NALの超音速ジェット騒音試験装置[3]を用いた。

実験条件として、常温ジェット、ジェットマッハ数 $M_j=0.99\sim 1.88$ の間で10点を選んだ。

供試ノズルは、表1に示す6種類で、非円形形状として矩形、楕円形、三角形を選んだ。それぞれアスペクト比(AR)により、矩形ではAR=1のRE1, AR=2のRE2, AR=3のRE3とし、楕円形ではAR=3のEL3、三角形は底辺を長辺としAR=2のTR2とする。なお、すべて円形ノズルCSと同じ出口断面積とした先細ノズルである。

音響測定におけるマイクロホンの

表1. 供試ノズルの出口形状寸法 (単位: mm)

ノズル	出口形状	長辺	短辺	アスペクト比
CS	円形	ϕ 25.0		—
RE1	矩形	21.7	21.7	1
RE2	矩形	31.6	15.2	2.08
RE3	矩形	38.3	13.2	2.9
EL3	楕円	43.7	15.3	2.86
TR2	三角形	42.8	21.5	1.99

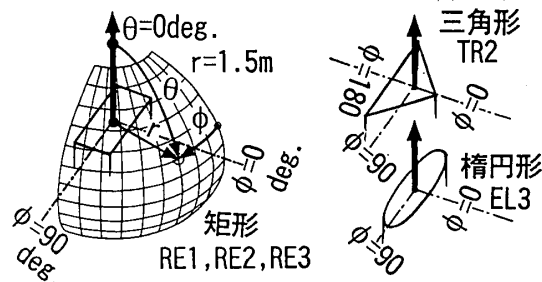


図1. 音響測定における座標系

座標は、図1に示すように、ノズル出口断面を極とした半径 $r=1.5\text{m}$ の球座標で、極線のジェット軸を $\theta=0$ としてノズル面と平行な緯度面までの角度を軸方向 θ とし、その緯度面上の方位角を周方向 ϕ と表す。矩形及び楕円は長辺側とマイクが直角のとき(三角形は頂角側)を $\phi=0$ とした。測定範囲は、 $\theta=20\sim 120$ 度、 $\phi=0\sim 90$ 度(三角形は $\phi=0\sim 180$ 度)にて10度間隔である。

3. 実験結果と考察

3. 1 各ノズルの騒音特性

3. 1. 1 矩形ノズルからの不足膨張超音速ジェット騒音特性

RE1, RE2, RE3の矩形ノズル全体の傾向として、以下の事が明かとなった。まず、どのMjにおいても軸方向 $\theta=20$ 度で最大音圧となる単調増加な指向特性を持つ。スクリーチ音の発生するマッハ数範囲は、RE1とRE2は $Mj=1.285$ から、RE3は $Mj=1.178$ から発生し、それぞれ $Mj=1.784$ まで認められ、その発生マッハ数範囲は円形ノズルの $Mj=1.178\sim 1.884$ よりも狭い。また、RE1を除くRE2とRE3の長辺側では多くの倍音成分をもつ高レベルのスクリーチ音が発生し、短辺側方向へ向かうにつれその倍音成分とレベルは単調減少するという周方向の指向特性を示した。ところが $Mj=1.885$ ではスクリーチ音の指向特性は消えて、ノズルの対角エッジ部分近傍では広帯域高周波成分の音圧増加により、新たな周方向 ϕ の指向特性が生じた。さらに、この時、RE2とRE3では長辺側から短辺側へ微小な音圧増加が認められた。

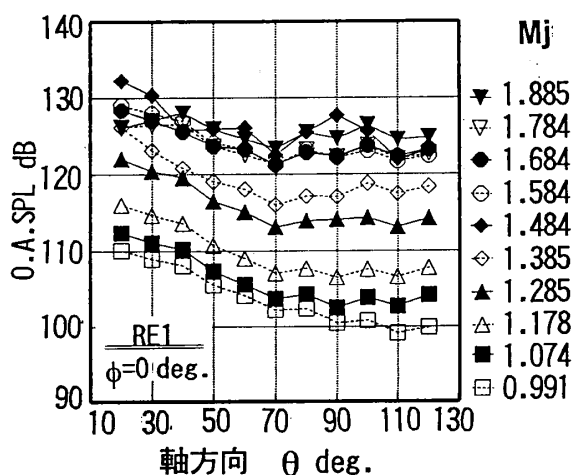


図2. RE1の θ 方向の音圧分布

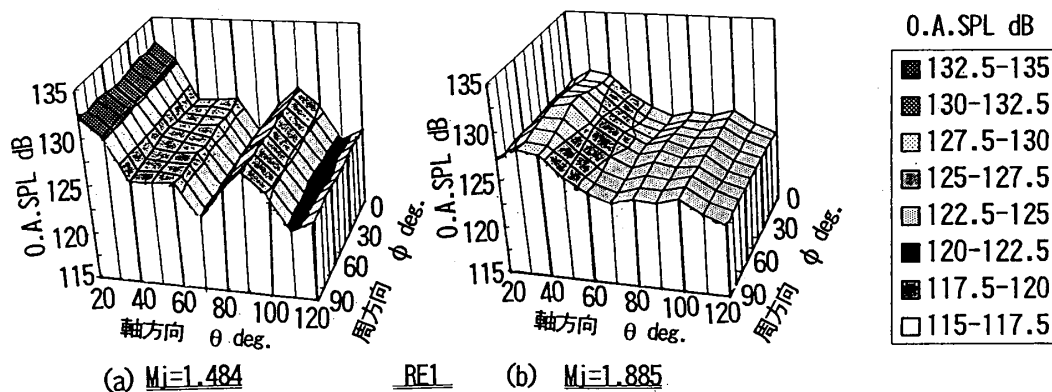


図3. RE1の放射音場

まず、RE1の音響特性を示す。図2に様々なMjについてRE1の辺に直角な方向($\phi=0$)からの放射全音圧レベルの軸方向分布図を示す。これより、 $\theta=70\sim 120$ の各測定位置では、Mj=1.484を除く全てのMjでほぼ同音圧レベルである。 $\theta=80\sim 100$ のMj=1.484では強いスクリーチ音の影響により約5dB程その他の位置より音圧レベルが高い。また、図3に2つのMjでのRE1からの球面状の放射全音圧レベルを平面 $\theta-\phi$ に描画したものを示す。Mj=1.484では、 $\theta=80$ でのスクリーチ音は、どの周方向 ϕ にても変化が無い。Mj=1.885では、 $\theta=30\sim 70$ の、対角エッジ近傍($\phi=45$)で、長辺側($\phi=0$)より1.6dB程度のわずかな音圧増加が見られる。

次に、RE2に特徴的な音響特性について述べる。図4に様々なMjについてRE2の長辺側($\phi=0$)からの放射全音圧レベルの軸方向分布図を示す。RE2から強いスクリーチ音が発生する位置は $\theta=20, 80\sim 100, 120$ で、全音圧レベルがその他の測定位置より2~7dB程度大きい。また、それが発生するMj範囲はMj=1.285からMj=1.685である。図5に2つのMjでのRE2からの球面状の放射全音圧レベルを平面 $\theta-\phi$ に描画したものを示す。Mj=1.484では、全ての θ 位置で長辺側 $\phi=0$ から短辺側 $\phi=90$ に向かうに従い音圧は単調減少し、 $\theta=90$ で最大9.9dBの低下を示す。Mj=1.885では長辺側から短辺側へ1.2dBの微小量音圧増加を生じた。また、 $\theta=40\sim 60$ での対角エッジ部近傍($\phi=64$)では $\phi=0$ よりも1.6dB音圧増加している。

なお、RE3では、長辺側の $\theta=80$ と $\theta=120$ でRE2より高レベルのスクリーチ音が見れる。また、Mj=1.885での対角エッジ部近傍($\phi=72$)での音圧増加量はRE2よりも大きい。

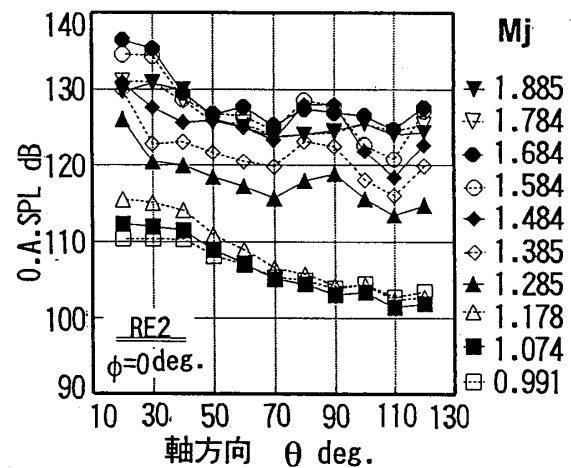


図4. RE2の θ 方向の音圧分布

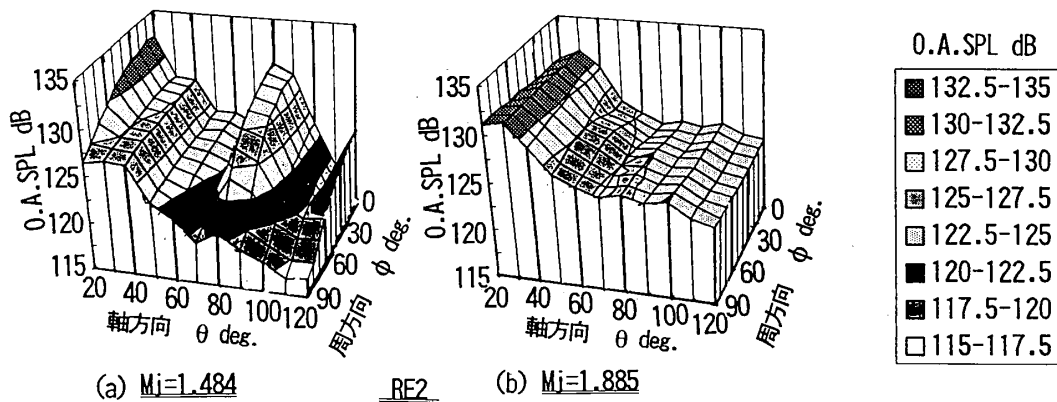


図5. RE2の放射音場

3. 1. 2 楕円形ノズルからの不足膨張超音速ジェット騒音特性

EL3の指向性の全体的な傾向は前述のRE2やRE3と同じ点が多いが、EL3の特徴を以下に示す。図6に、様々なMjについてEL3の長径側からの放射全音圧レベルの軸方向分布を示す。これより、 $\theta=60$ 度位置のMj=1.285~1.684では矩形の指向特性においてはほとんど認められなかった音圧増減が現れている。また、図7に2つのMjでのEL3からの球面状の放射全音圧レベルを平面 $\theta-\phi$ に描画したものを示す。Mj=1.484では、全体的な傾向はRE2と同様に、全ての θ 位置で長径側($\phi=0$)から短径側($\phi=90$)へ単調減少な指向特性を示している。これは図8のスペクトル(下側:濃線)が示すように、スクリーチ音のレベルと倍音成分が短辺側では長径側より低レベルの為である。しかしながら、 $\theta=20, 80, 90$ での ϕ 方向への音圧低下量は矩形ノズルよりも少ない。また、 $\theta=120$ において最大低下量9.7dBをとる。Mj=1.885では、スクリーチ音の影響が薄れ、なだらかな放射音場となっている。さらに、周方向の全音圧レベルはRE2やRE3よりも大きい。その理由は、図8のスペクトル(上側:薄線)の $\phi=0$ と $\phi=90$ でともに示す様に、スクリーチ音のレベルは低下するが、強度な衝撃波関連広帯域騒音が依然存在している

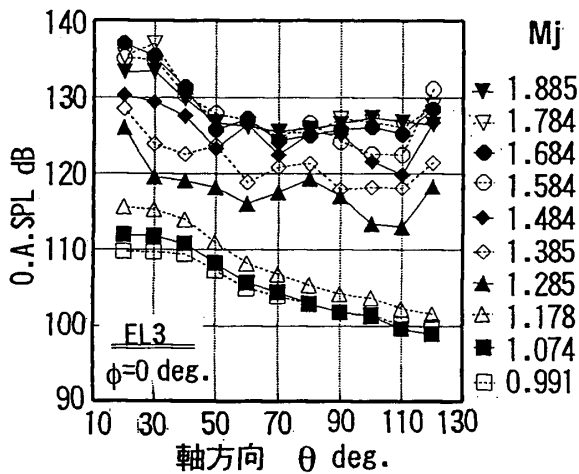


図6. EL3の θ 方向の音圧分布

るからである。また、矩形ノズルで見られた対角エッジによる微小音圧増加はない。

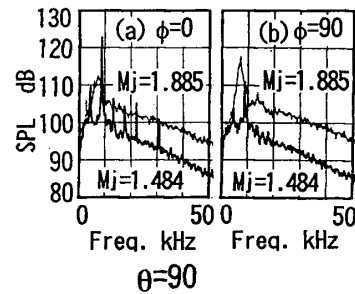


図8. EL3のスペクトル

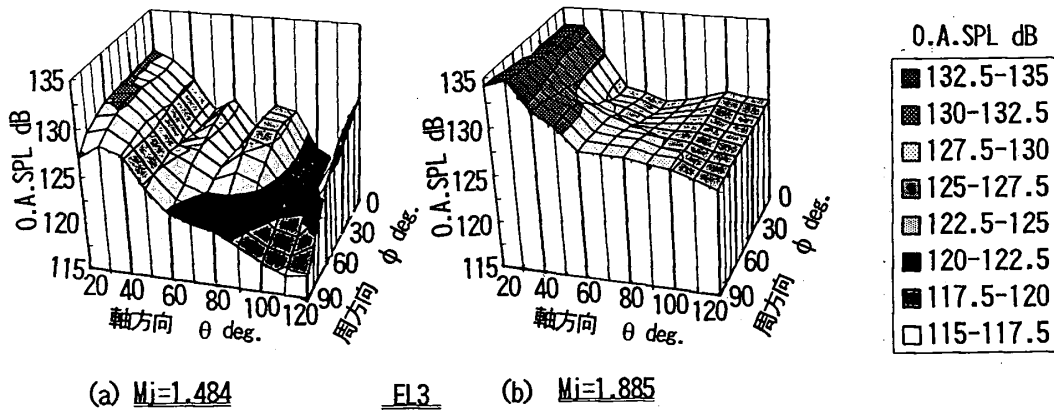


図7. EL3の放射音場

3. 1. 3 三角形ノズルからの不足膨張超音速ジェット騒音特性

TR2では、スクリーチ音の発生の為、頂角側 $\phi=0$ と底辺側 $\phi=180$ で最も音圧が高く、 $\phi=90$ へ向かうに従い単調減少する傾向を示した。図9に様々なMjについてTR2の頂角側($\phi=0$)からの放射全音圧レベルの軸方向分布を示す。 $\theta=80\sim 100$ では、Mj=1.385を除くMj=1.285からMj=1.684までスクリーチ音の指向特性による音圧増加が発生しているが、 $\theta=20$ と $\theta=120$ についてはその傾向が現れるMjの範囲がRE2やEL3などと比べて狭く、増加量も少ない。図10に2つのMjでのTR2からの球面状の放射全音圧レベルを平面 $\theta-\phi$ に描画したものを示す。Mj=1.484では、 $\phi=90$ を最小とし $\phi=0$ と $\phi=180$ に向かって音圧が単調増加している。また、このとき $\phi=0$ 方向と $\phi=180$ 方向共に θ 方向の音圧分布は同形状で、スクリーチ音の影響を示している。これは図11に示す $\phi=0, 90, 180$ のスペクトル(下側:濃線)のそれぞれのスクリーチ音のレベルからも明らかである。また、RE2と比べて、 $\theta=20$ を除く全ての θ 位置で ϕ 方向への音圧変化量は少ない。Mj=1.885では、頂角($\phi=0$)と底角($\phi=117$)の近傍においては、底辺側($\phi=180$)と比べてわずかな音圧増加が認められる。この差の原因として、図11の $\phi=0$ と $\phi=180$ のスペク

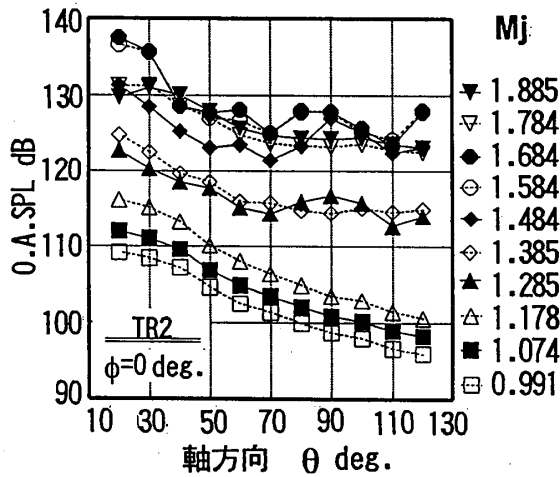


図9. TR2の θ 方向の音圧分布

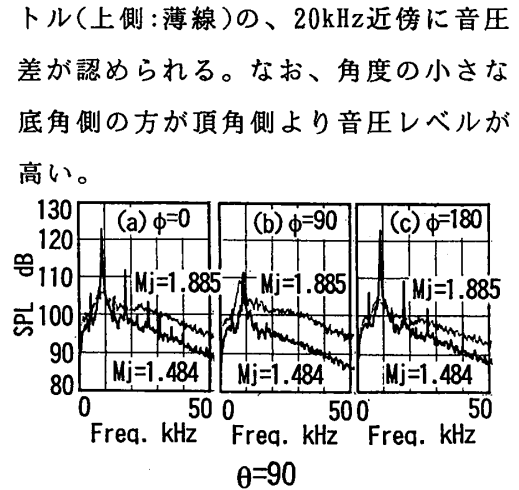


図11. TR2のスペクトル

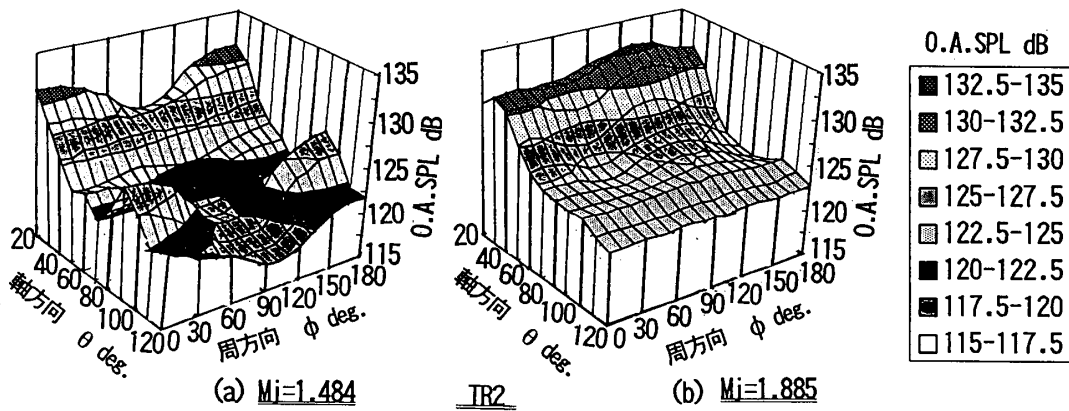


図10. TR2の放射音場

3. 2 各ノズルの音響特性の比較

図12に、マッハ数に対する各ノズルの放射全音圧レベルの比較を $\phi=0$ と $\phi=90$ 方向の $\theta=20, 90$ 度位置について示す。これらの全体的な傾向として、 $\phi=0$ ではMjの増加につれ音圧増加し、 $\theta=20$ ではMj=1.68、 $\theta=90$ ではMj=1.48にて最大音圧をとる。また、その増加傾向はノズルによって異なる。一方、 $\phi=90$ ではMjの増加に連れて音圧も単調増加する。さらに、最も音圧が高いCSと短辺側が無いRE1を除くと、Mj=0.99~1.79では各ノズル間の音圧レベルの差は少ない。Mj=1.28~1.68では各ノズルとも $\phi=0$ 方向の方が $\phi=90$ よりも音圧が高く、それ以外のMjでは $\phi=0$ と $\phi=90$ ともほぼ同レベルを示している。

ここで、最も特徴的なRE1について検討する。図13に、 $\phi=0$ 方向の $\theta=90$ での各ノズルのスペクトルをMj=1.384(下側:薄線)とMj=1.484(上側:濃線)について示す。図13(a)に示すRE1は、Mj=1.48(上側:濃線)では高レベルのスクリーチ音が発生しているが、そのMj=1.48を除くMj=1.28からMj=1.68まではMj=1.38(下側:薄線)の様なスペクトル形状を示す。そのスペクトルでは、混合騒音と強度な衝撃波関連広帯域騒音が存在しているが、倍音成分を含めスクリーチ音のレベルが低い。さらに、前述以外のMjでは、衝撃波関連広帯域騒音もレベルが低くなる。これらの音響成分のレベルが低い事により、Mj=1.48を除くMj=1.18以上でRE1が比較的静かなノズルとなる。

次に、Mj=1.885における矩形ノズルの対角エッジ方向やTR2の頂角や底角方向での微小な全音圧増加は、広帯域高周波成分の音圧増加による。これは、エッジから放出された小さな渦による音圧成分と思われる。

図12の $\phi=0$ の $\theta=20$ と $\theta=90$ において、Mj=1.38ではRE3>RE2>EL3-CS>RE1>TR2の順で

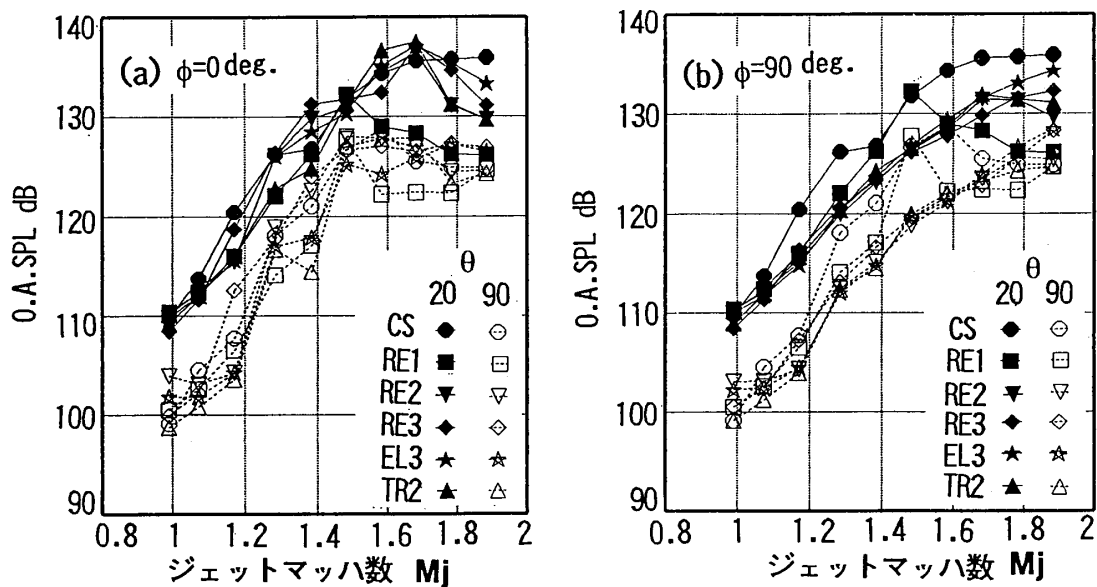


図12. 各ノズルのジェットマッハ数に対する音圧変化

各ノズル間に音圧差が現れている。一方、 $M_j=1.48$ では、各ノズル間の音圧差は少ない。この時のスペクトルの図13において、どちらの M_j でも倍音成分を持つスクリーチ音が発生し、2倍音成分が最も高レベルである。 $M_j=1.38$ では、各ノズル間でスクリーチ音の2倍音成分にレベル差があり、その差が全音圧の順番となっている。一方、 $M_j=1.48$ では、各ノズル間でスクリーチ音の2倍音成分のレベル差はわずかである。この様に、各ノズルともスクリーチ音が全音圧レベルを支配している。

また、図12の $\phi=0, 90$ ともに $\theta=20$ の $M_j=1.88$ では $CS>EL3>RE3>RE2-TR2>RE1$ の順に10.2dBの音圧差がある。ここでは、スクリーチ音が依然発生しているCSを除くその他のノズルは混合騒音が支配的で、ノズル出口形状よりもアスペクト比の増加に連れて混合騒音の音圧レベルも増加している。

図14に、3つの M_j における各ノズルの音響パワーレベルを示す。これによると、各ノズル間のレベル差は最大3.6dBで全音圧レベルでの比較の時よりも少ない。また、 $M_j=1.484$ と $M_j=1.885$ の音響パワーの差は少なく、それらの音響パワーは $M_j=1.178$ よりも約15dBも高い。これらの理由として、 $M_j=1.178$ ではスクリーチ音が発生しているのはCSとRE3だけであり、そのレベルは $M_j=1.484$ と比べて低レベルである事による。また、 $M_j=1.484$ では高レベルなスクリーチ音が長辺側で発生しているために音響パワーでも高レベルとなる。一方、 $M_j=1.885$ では、スクリーチ音は低レベルとなるが、高レベルな衝撃波関連広帯域騒音と混合騒音が周方向にほぼ一様に放射されている為に高くなっている。各ノズルについてみると、CSはどの M_j においても高レベルである。また、RE1とRE2間でのレベル差は少ない。RE3とEL3の $M_j=1.885$ では、両者とも衝撃波関連広帯域騒音と混合騒音がその他のノズルより高レベルに発生しているために音響パワーも高くなる。TR2は $M_j=1.178$ と $M_j=1.484$ では各ノズル間において最も低レベルであるが、 $M_j=1.885$ では底角エッジからの放出音成分の為にその他のノズルと同レベルとなる。

スクリーチ音の発生機構に関しては、円形や矩形については様々な研究が成されているが[4]-[7]、RE1に関しては周方向の指向特性が無いために、円形の場合の軸対称

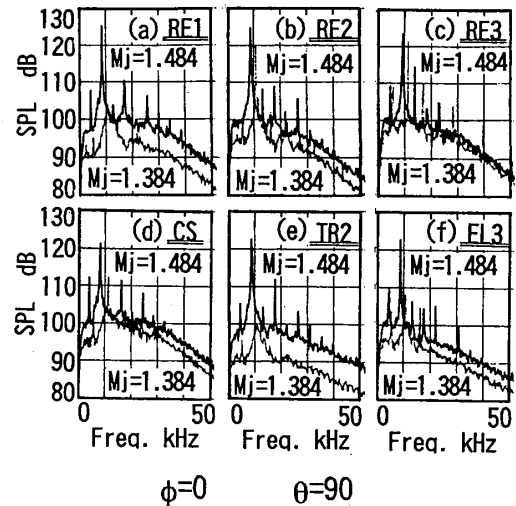


図13. 各ノズルのスペクトル

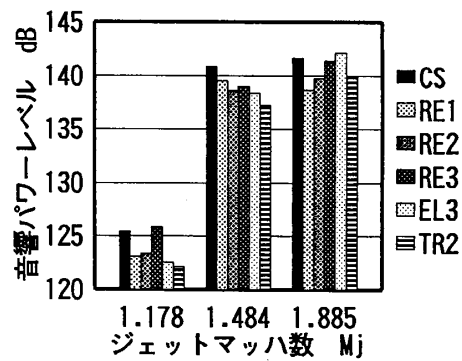


図14. 各ノズルの音響パワーレベル

や螺旋状のモードなのか、それとも矩形ノズルの場合の対称やフラッピングモードなのか明らかにする必要がある。また楕円や三角形などについても、衝撃波構造やジェット混合領域を含めたジェット流れ構造を知るため、今後研究が必要とされる。

指向特性利用の騒音制御として注目すると、今回ノズルの中で最も静かなノズルとその条件は、 $M_j=0.991\sim 1.584$ まではTR2またはRE2の $\phi=90$ 方向で、 $M_j=1.584$ 以上になるとRE1の $\phi=0$ 方向である。

4. 結言

同一開口断面積を持つ矩形、三角形、楕円形ならびに円形の先細ノズルからの超音速ジェット騒音を、 $0.99\sim 1.88$ の広いジェットマッハ数範囲にわたり、様々な測定位置において遠距離場騒音測定を行い、それぞれの音響特性を明らかにすると共に、特性間の比較を行い、次のことを明らかにした。

- (1) 正方形ノズルは $M_j=1.484$ を除くと、全ての M_j においてスクリーチ音の音圧レベルが他のノズルより低い。また、 $M_j=1.784$ 以上になると、衝撃波関連広帯域騒音も低レベルとなる。また、周方向にスクリーチ音による指向特性はない。
- (2) アスペクト比2以上の各ノズルで共通な傾向として、スクリーチ音の発生によりジェット軸から $\theta=20, 80\sim 100, 120$ 度位置にて音圧レベルが高くなる。また、長辺側で最大音圧を取り、短辺側に向かうに従い単調減少する。 $M_j=1.885$ になるとスクリーチ音は弱まり、軸方向には $\theta=120$ から単調増加し $\theta=20\sim 30$ で最大音圧となり、周方向では長辺側から短辺側へ向かうに従い微小量単調増加する。
- (3) 矩形ノズルは $\theta=90$ で、アスペクト比3の楕円ノズルは $\theta=120$ で、周方向に音圧レベルが最も大きく変化する。底辺が長いアスペクト比2の三角形ノズルは矩形や楕円と比べて、 $\theta=90$ と $\theta=120$ での周方向の音圧レベルの変化量が少ない。
- (4) 音響パワーで比較すると、各ノズル間のレベル差は最大で3.6dB程度である。また、底辺が長いアスペクト比2の三角形ノズルがわずかに低レベルである。
- (5) 最も静かなノズルとその条件は、 $M_j=0.991\sim 1.584$ まではアスペクト比2の矩形の短辺側及び底辺が長い三角形ノズルの頂角に垂直な方向、 $M_j=1.584$ 以上になると正方形ノズルの辺に直角な方向である。

本研究は通産省基盤技術の超音速輸送機推進システムのプロジェクトの一研究として行われたものである。

参考文献

- [1] K. K. Ahuja et. al., AIAA-90-3982
- [2] E. Ota and H. Kobayashi, inter-noise'94 Proc. pp. 499-502
- [3] H. Kobayashi et. al., AIAA-93-4348
- [4] T. D. Norum, AIAA-82-0050
- [5] C. K. W. Tam, J. Sound. Vib. (1986) 110(2). pp. 309-321
- [6] C. K. W. Tam, AIAA-86-1866
- [7] H. Suda et. al., AIAA-93-4323

* 渡辺 高幸 (日本工業大)

松木 正勝 (日本工業大)

1. はじめに

放電式翼端すきま測定法は測定精度の良い測定法¹⁾であるが、探針を翼端に近づけ放電させることから、探針を動かすための駆動装置が必要である。駆動装置はステッピングモータ、ボールネジ等から構成され、それに見合うだけの大きさを有することになる。しかし、供試回転体のケーシング外周にこの駆動装置を取り付けるためのスペースが不十分な場合には当測定方式の使用は困難である。そこでこの駆動装置を必要とせず、不十分な空間でも使用可能な放電式翼端すきま測定法を考案し、この方式の基礎的実験データを得たので報告する。

2. 測定原理

平等電界での火花電圧 V_s は気体の温度 $T = \text{一定}$ のもとでは気圧 P と放電ギャップ d の関数 $V_s = f_T(Pd)$ となり、次式で表される (Paschen の法則)⁽²⁾。

$$V_s = \frac{B(Pd)}{\ln A - \ln \ln(1 + 1/\gamma) + \ln(Pd)} \quad (1)$$

ここで、 A 、 B は気体の種類による定数、 γ は二次電離係数である。(1) 式の適用範囲は $P = 0.01 \sim 2400$ [mmHg]、 $d = 0.005 \sim 200$ [mm]、 $T = -15 \sim 860$ [°C]、平等および準平等電界といわれる。図. 1 は空気中、アルゴンガス中における式(1)の曲線 (Paschen 曲線) である。空気中の場合、 $A = 1.5$

$[(\text{mm} \cdot \text{mmHg})^{-1}]$ 、 $B = 36.5$ [V/mm · mmHg]、 $\gamma = 0.01$ 、アルゴンガス中の場合、 $A = 1.2$ $[(\text{mm} \cdot \text{mmHg})^{-1}]$ 、 $B = 18$ [V/mm · mmHg]、 $\gamma = 0.002$ 、を用いて計算した³⁾。

グラフからわかるように、 $d > 0.02$ [mm] では火花電圧 V_s と放電ギャップ d の関係はほぼ直線で、ガスの種類によりその直線の傾きが変わる。同じギャップで、アルゴンガス中と空気中での火花電圧を比較した場合、アルゴンガス中でのそれは空気中の約 $1/2$ である。

当測定方法はこのアルゴンガス中におけるギャップと火花電圧の関係を、ギャップ長 1[mm]程度にまで適用したもので、翼端すきまを火花電圧の変化としてとらえようとするものである。

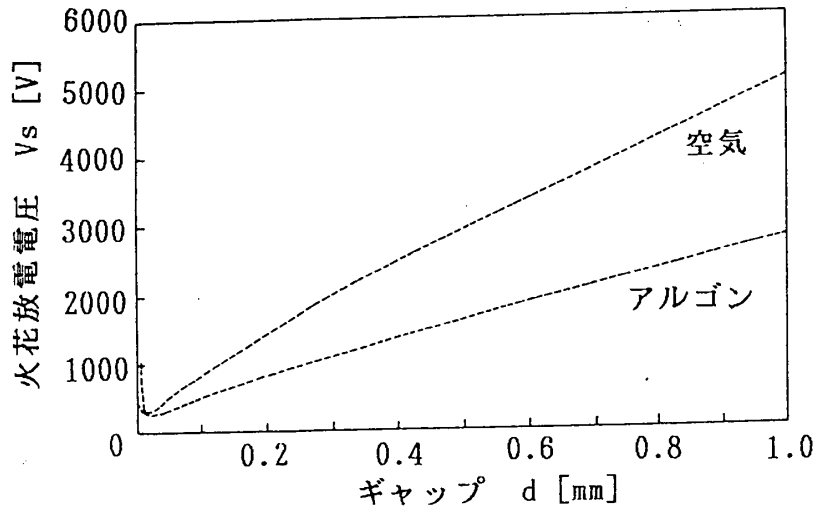


図. 1 Paschen 曲線

3. プローブ用電極

プローブ用電極として、図. 2 に示す2種類を製作した。(A) は円筒形で肉厚ある細い銅管を使用した。管内よりアルゴンガスを翼に対し直角に噴出し、管肉厚部で放電させる形式である。(B) は肉厚の薄いステンレス管の中に1φの銅棒を設けたもので、管内壁と銅棒の空間よりアルゴンガスを噴出し、放電を銅棒で行なわせる形式である。

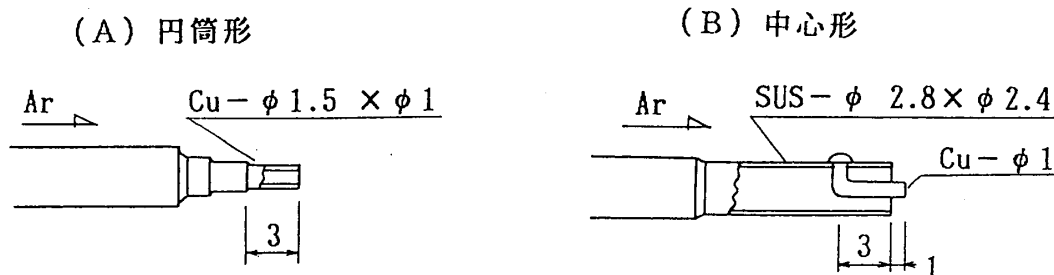


図. 2 プローブ用電極

4. 静的な特性

4-1. 2種電極の交直流による差異、圧力の影響

製作したプローブ用電極を微動装置に取り付け、ギャップを変えて放電電圧がどのように変わるか直流、交流の場合について調べた。電極の種類は針対平板電極とし、平板は大きさが直径12.5[mm]で、銅製とした。微動装置の最小読み取り値は0.001[mm]で、零の位置は電氣的導通により決めた。Paschenの法則より火花電圧は圧力の影響を受けるので、図. 3

に示すように電極周囲を空気により加圧し、圧力中での特性も得た。この際、4-2の結果に基づきプローブ用電極のアルゴン供給圧力は電極周囲圧力より0.5 [Kg/cm²] 高い圧力とした。直流での特性はプローブ用電極を陽極、平板を陰極とした。電流制限抵抗は 2[MΩ]、放電はオシロスコープにより確認した。図. 4に円筒形プローブの特性、図. 5に中心形プローブの特性を示す。両プローブとも直流、交流において特性はほぼ直線で、圧力が高くなるとその傾きが変わる。

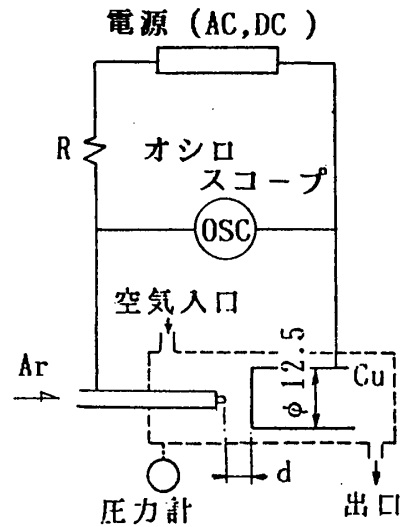


図. 3 特性実験装置

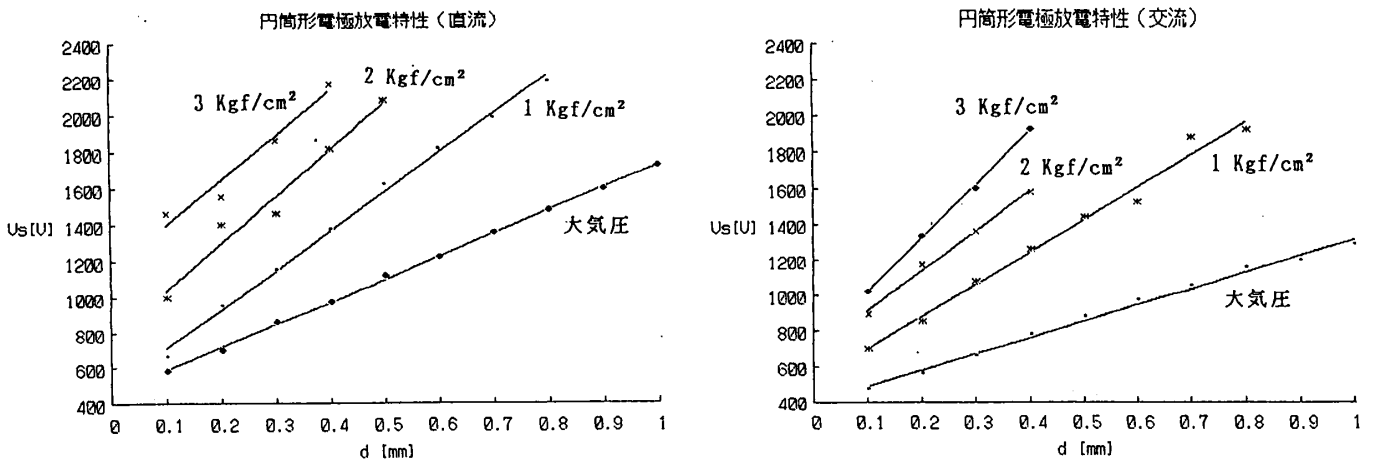


図. 4 円筒形電極の特性

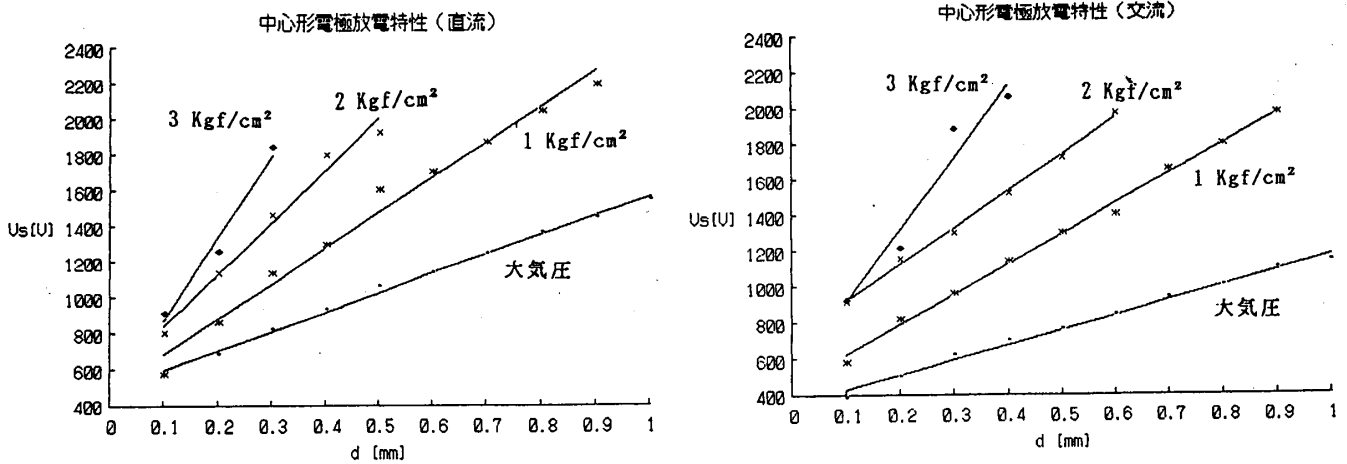


図. 5 中心形電極の特性

4-2. アルゴン供給圧力の特性への影響

アルゴン供給圧力が特性に影響する。図. 6は大気圧下、直流での両プローブへの影響を示したものである。両プローブとも供給圧0.5[Kg/cm²]では特性は直線であるが、供給圧1.5[Kg/cm²]、2.5[Kg/cm²]では特性は曲線化し、供給圧が高くなるにつれて特性が大きく変わる。この傾向は円筒形プローブのほうが中心形プローブより大きい。これは供給圧力の増大に伴う放電面付近のアルゴンガスと空気の混合の程度の差によるものと考えられる。静的な特性をとる際、高い噴出速度を必要としないので、ここでは供給圧は0.5[Kg/cm²]とする

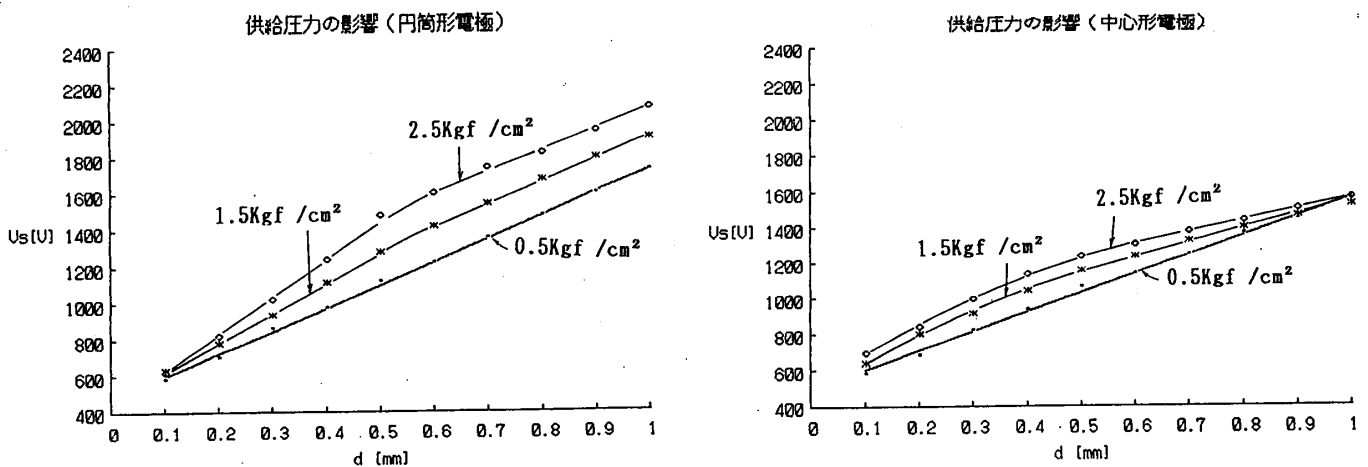
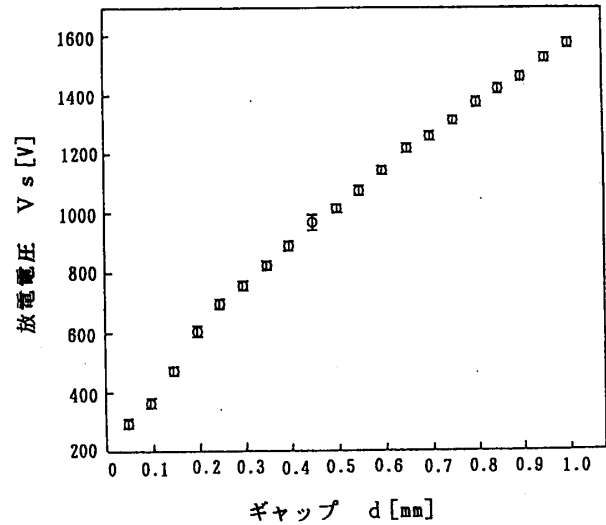


図. 6 アルゴン供給圧力の影響 (直流)

4-3. 円筒形プローブの大気圧下での特性

円筒形プローブはアルゴン供給圧力の影響を大きく受けるが、大気圧下でのデータの再現性が良い。図. 7は各ギャップについて20個のデータを得た結果で平均値と $\pm 2\sigma$ (σ は標準偏差)の範囲を示す。



以上、静的特性実験より次のことがわかった。

図. 7 円筒形プローブの特性 (大気圧、直流)

- (1) 両プローブとも特性はほぼ直線である。
- (2) 両プローブとも、アルゴン供給圧力により特性が変わるが、この傾向は中心形プローブの方が小さい。
- (3) 両プローブとも、ギャップが同じなら交流のときのほうが、放電電圧は低い。
- (4) 両プローブとも、圧力により特性が変わる。
- (5) 交、直流において、ギャップが同じなら円筒形のほうが、放電電圧はやや低い。
- (6) 大気圧下での、円筒形プローブのデータの再現性はよい。

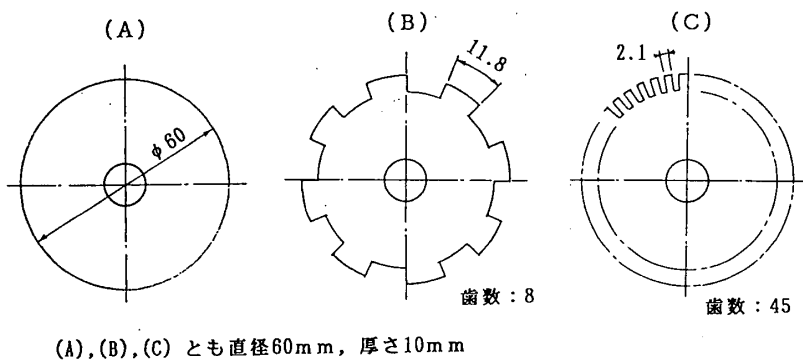
5. 動的な特性

図. 8に示すような3種類のロータを用いて製作したプローブ電極の放電特性を求めた。ロータは 直径60[mm]、厚さ10[mm]、歯数は45枚 (電極面の大きさ10×11.8[mm])、8枚 (電極面の大きさ10×2.1 [mm])、歯のないものである。ロータの回転数は2542[r.p.m] (周速度7.98[m/sec])である。

実験は静的な場合と同様に歯面からのギャップを変えて直流、交流の場合における放電電圧を測定した。電圧の印加方法は図. 9に示すとおりで、ロータへの通電は軸受を通して行なう。

図. 10はロータを用いた特性実験の測定状況の結果である。放電の判断はオシロスコープによる目視判断によった。◎印は放電の判断が容易に出来た場合、○印は放電の判断がやや難しい場合、×印は静止時放電していても回転時に放電が

途切れてしまい特性がとれない場合である。図からわかるように、交流のほうが目視による放電の判断がしやすい。



(A), (B), (C) とも直径60mm, 厚さ10mm

図. 8 特性実験に用いたロータ

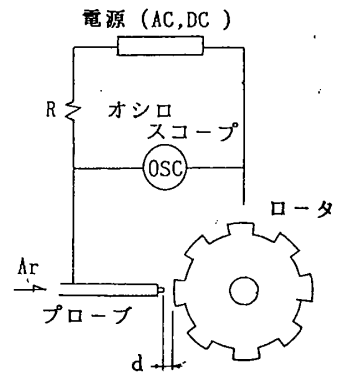


図. 9 ロータでの特性実験

◎：放電の判断が容易、○：放電の判断がやや難、×：放電の判断が困難

	直 流		交 流	
歯無し ロータ	円筒形 No.1	中心形 No.2	No.3	No.4
測定状況	×	×	◎	◎
8枚歯 ロータ	No.5	No.6	No.7	No.8
測定状況	×	○	◎	◎
45枚歯 ロータ	No.9	No.10	No.11	No.12
測定状況	○	◎	◎	◎

図. 10 ロータでの特性実験結果

図. 1 1 は両プローブの交、直流での特性の比較 (No.9とNo.11、No.10とNo.12、45枚歯ロータ) で両プローブとも交流のほうが放電電圧は低く、中心形の放電電圧が最も低い。

図. 1 2 は交流における両プローブのロータ形状による特性の違いを比較 ([No.3, No.7, No.11] と [No.4, No.8, No.12]) したもので、中心形プローブのほうがロータ形状の影響が少なく、同じギャップでの放電電圧が低いことがわかる。

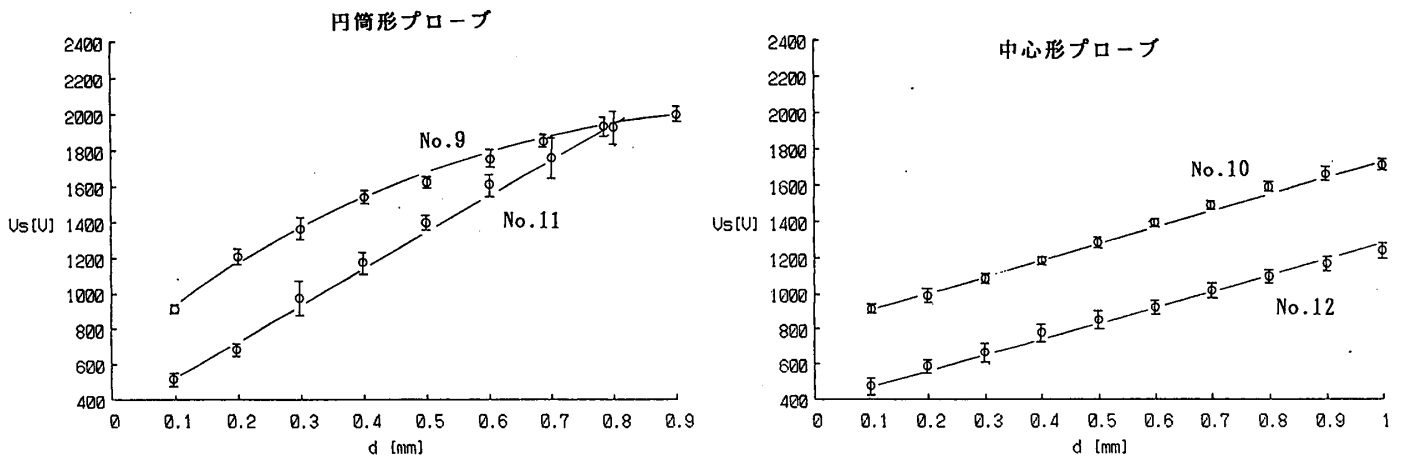


図. 1 1 交流、直流による特性変化 (45枚歯)

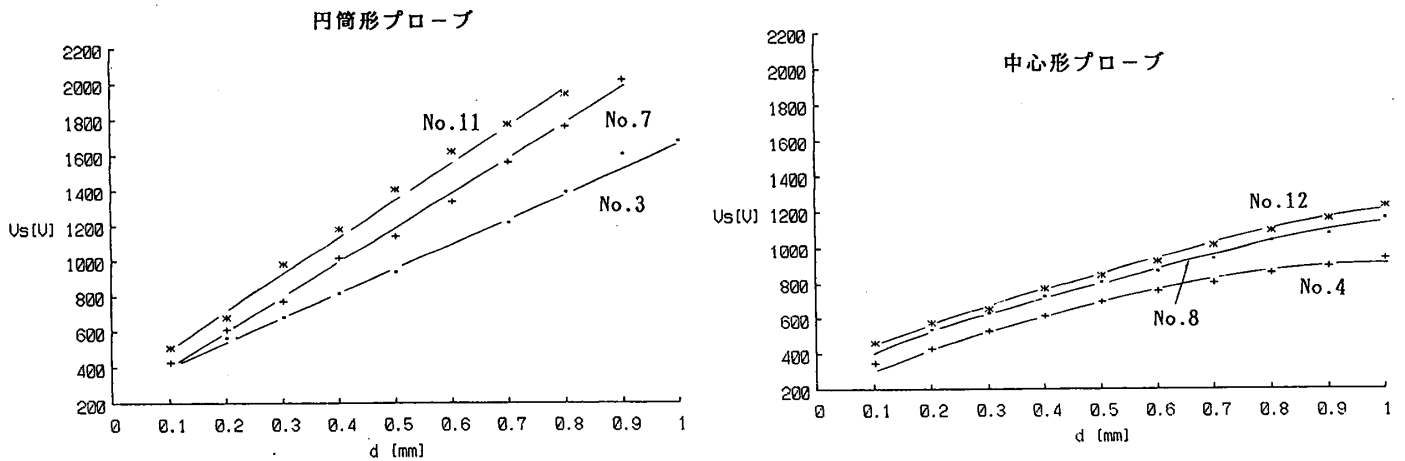


図. 1 2 ロータ形状の違いによる特性変化 (交流)

以上、ロータを用いた特性実験より次ぎのことがわかった。

- (1) 針対平板電極での特性と同様に、特性はいずれの場合にもほぼ直線であるが、直流のとき、回転時に特性がとれない場合がある。

- (2) 交流のほうが目視による放電の判断がしやすい。
- (3) 針対平板電極での特性と同様に、交流、直流により特性が変わり、交流のほうが直流より放電電圧は低い。
- (4) 直流、交流ともロータ形状の違いにより特性が変化する。交流における中心形プローブのそれは小さい。

6. プローブ用電極、電源の選定

針対平板電極での静的な特性、ロータを用いた動的な特性実験から得た結果から当測定方法に今後用いるプローブ、電源を選定する。

○電源は交流を使用する。

針対平板電極での実験、ロータを用いた実験とも放電電圧は交流のほうが低いこと。ロータを用いた実験で、目視による放電の判断がしやすいことによる。

○プローブ用電極には中心形を使用する。

針対平板電極での実験において、アルゴン供給圧力の影響が少ないこと。ロータを用いた実験で、ロータ形状の影響が小さいことによる。

7. おわりに

今後、上で選定した条件により、測定の自動化、高周速度での測定実験を行なう予定である。

参考文献

- (1) 渡辺・松木, 機論, 60-574, C(1994), 200.
- (2) 例えば, 本多, 気体放電現象, (1988), 66, 東京電機大学出版.
- (3) エンゲル(山本訳), 電離気体, (1968), 170, コロナ社.

© (社)日本ガスタービン学会 180 '94.10