

低レイノルズ数域における環状タービン翼列特性

A-1

(第7報：LDV計測)

* 松沼 孝幸, 阿部 裕幸, 筒井 康賢 (機械技術研究所)

1. 緒言

通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画で研究開発を行った 300kW 級産業用セラミックガスタービンは、タービン入口温度を 1350°C まで上昇させて、熱効率を向上させている。タービン入口温度の高温化によって、タービン翼列の小型化およびガス温度の上昇による粘性係数の増加が起こり、タービンのレイノルズ数が低下する。セラミックガスタービンのレイノルズ数（入口速度基準）は 10^4 オーダであり、従来のガスタービンと比較して一桁以上小さい。このような低レイノルズ数域では、剥離の発生による翼列性能の低下が予測される。

タービン翼列は一般に $10^5 \sim 10^7$ の高レイノルズ数域で作動する増速翼列であるため、これまで数多くの実験^{(1),(2)}が行われているにもかかわらず、レイノルズ数の低下が与える影響に関してはあまり問題とされてこなかった。最近になって、低レイノルズ数域での低圧タービンに関する研究^{(3),(4)}が報告された。これは、小型ガスタービンを高高度で作動させる場合に作動流体の密度の低下が起こり、低レイノルズ数の問題が生じるためである。しかし、それらの研究は、直線翼列を用いた2次元流れの実験である。そこで、本研究では、環状翼列を用いて実際のタービンに近い3次元非定常流れを捉えることに取り組んでいる。今回は、計測の難しさから報告例が少ない^{(5),(6)}動翼内部の非定常流れを、レーザードップラ流速計（LDV）を用いて測定し、動静翼干渉の影響を調べた。

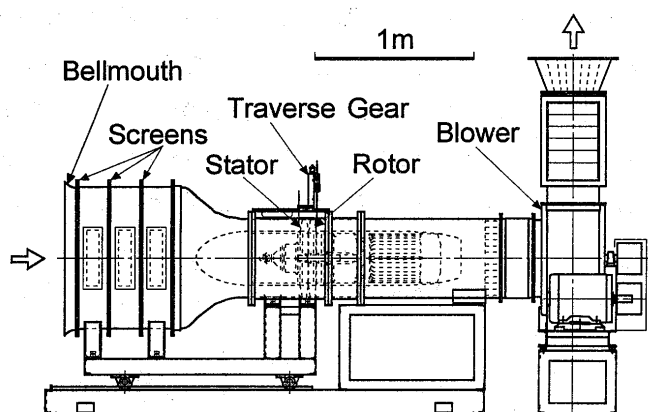


図1 環状タービン翼列風洞

2. 実験装置と方法

2.1 風洞と翼形状

図1に実験に用いた環状タービン翼列風洞を示す。本風洞は、大気吸い込み型で測定部の最大軸流速度は 30m/s である。測定部には1組の静翼・動翼から構成される単段タービンが設置されている。表1に単段タービンのミッドスパンにおける仕様を示す。静翼入口および動翼出口での絶対流れ角 0 deg（旋回なし）、ミッドスパンでの反動度 0.4、流量係数 0.5、負荷係数 1.2 となるように設計した。3次元翼にするため、半径方向の流れの設計にはフリーボルトテクス法を用いた。ミッドスパンにおける静翼後縁から動翼前縁ま

表1 単段タービンの仕様（ミッドスパン）

	Stator	Rotor
Blade Number, N	28	31
Chord, C mm	67.6	58.5
Axial Chord, C_{ax} mm	42.5	40.9
Blade Span, H mm	75.0	74.0
Blade Pitch, S mm	47.7	43.1
Aspect Ratio, H/C	1.11	1.26
Solidity, C/S	1.42	1.42
Inlet Flow Angle, α_1 deg	0.0	21.8
Exit Flow Angle, α_2 deg	67.4	63.4
Stagger Angle, ξ deg	51.0	47.6
Inner Diameter, D_{in} mm	350	
Outer Diameter, D_{out} mm	500	
Hub/Tip Ratio, D_{in}/D_{out}	0.7	
Tip Clearance, mm	---	1.0

での軸方向距離は 23.1mm で、静翼軸方向コード長の 54%に相当する。

2.2 実験条件

静翼入口基準のレイノルズ数 $Re_{in,ST}$ を 1.8×10^4 (軸流速度 4.0m/s) に設定した。動翼のレイノルズ数は、 1.6×10^4 (入口相対速度基準)、 3.4×10^4 (出口相対速度基準) である。動翼回転数は 400rpm、動翼ミッドスパンでのインシデンスは -10deg となっている。

2.3 実験方法

ミッドスパンの静翼出口直後(動翼上流)から動翼下流までの流れを、TSI 社製 2 次元 LDV によって測定した。測定位置を図 2 に示す。静翼に対するトラバースは、周方向 32 点(静翼 1 ピッチ分、実線で示した格子)、軸方向 43 点(間隔 2mm)、計 1376 点である。各測定点において、5,000 組の LDV データと動翼位置データ(動翼エンコード信号は 1800 パルス/回転)を取り込んだ。動翼 1 ピッチを 58 分割し、それぞれの位置に対してデータを位相固定平均して、絶対系の速度、流れ角、乱れ度などを求めた。さらに、動翼回転数から求めた周方向速度成分を加えることによって、相対系での流れを解析した。なお、周方向へのトラバースは静翼 1 ピッチ分のみで行ったが、以下の解析では流れをわかりやすくするために、静翼 2 ピッチ分(図 2 の実線と波線の格子)のデータを表示した。

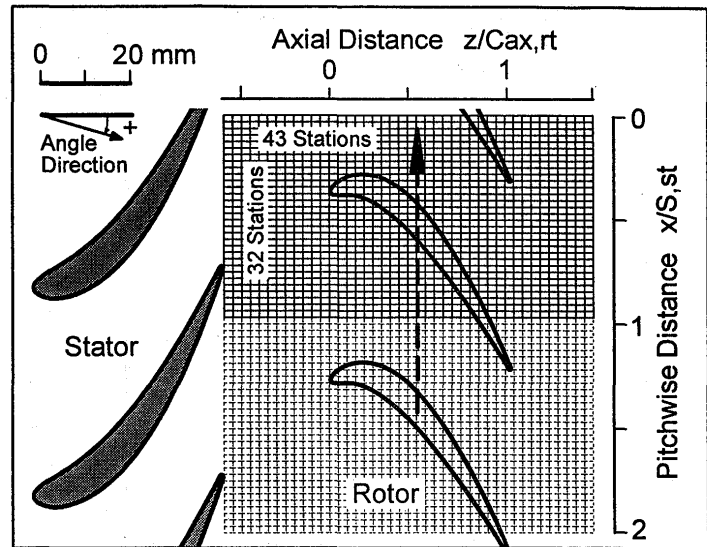


図 2 LDV 計測位置

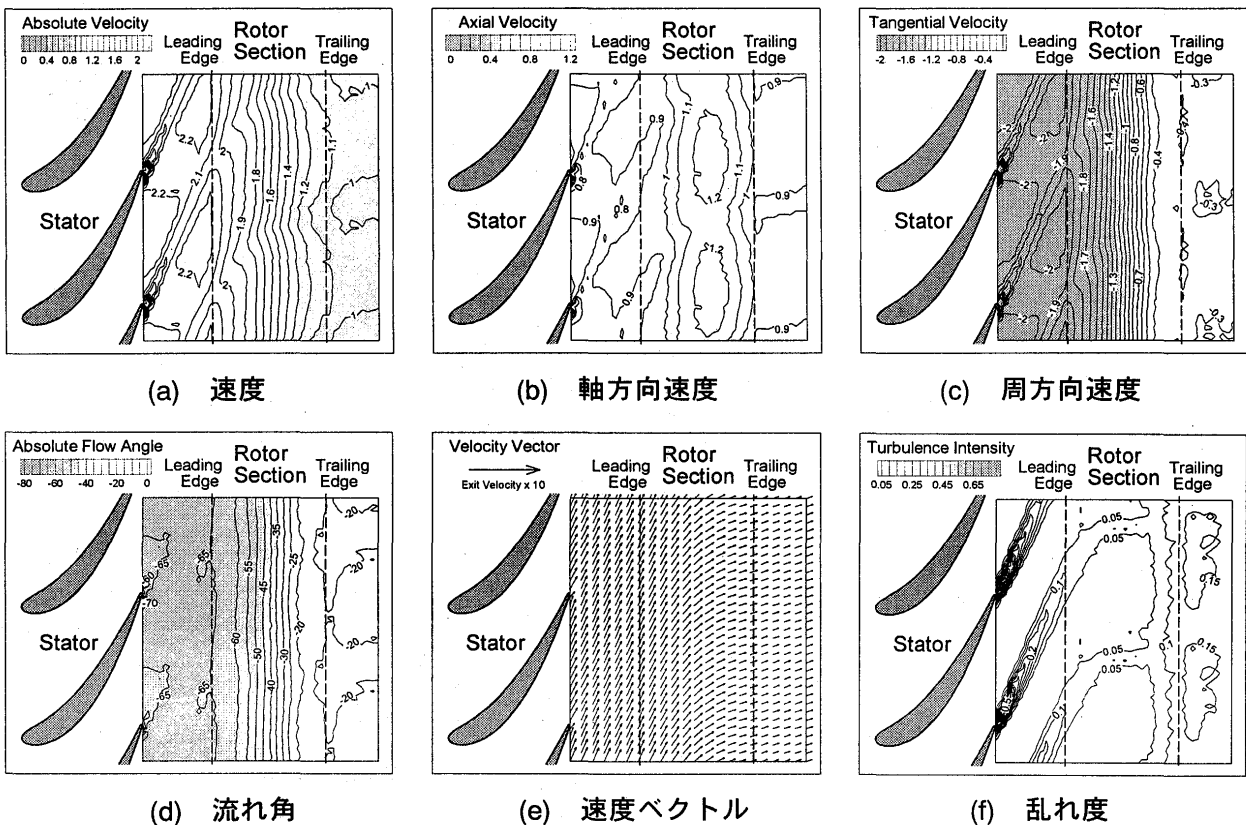


図 3 定常流れ(絶対系)

3. 実験結果と考察

3.1 絶対座標系（静止系）での観察

3.1.1 定常流れ（時間平均）

図3に、絶対系から見た定常流れを示す。速度および乱れ度は、再下流位置での時間平均絶対速度で無次元化してある。静翼とともに静止している絶対系で時間平均したので、動翼が見えない。絶対系では、静翼から出た旋回流が動翼内部で減速していく（図3(a)~(e)）。図3(f)の乱れ度分布では、静翼のウェーク（乱れ度の高い部分）が、動翼下流に流れていく様子が捉えられている。

3.1.2 非定常流れ（時間依存）

図4に、絶対系から観察した非定常速度分布を示す。静翼のウェークが、動翼の下流まで周期的な速度変動を起こしている。図5に、3つの軸方向位置での非定常速度のピッチ方向分布を示す。

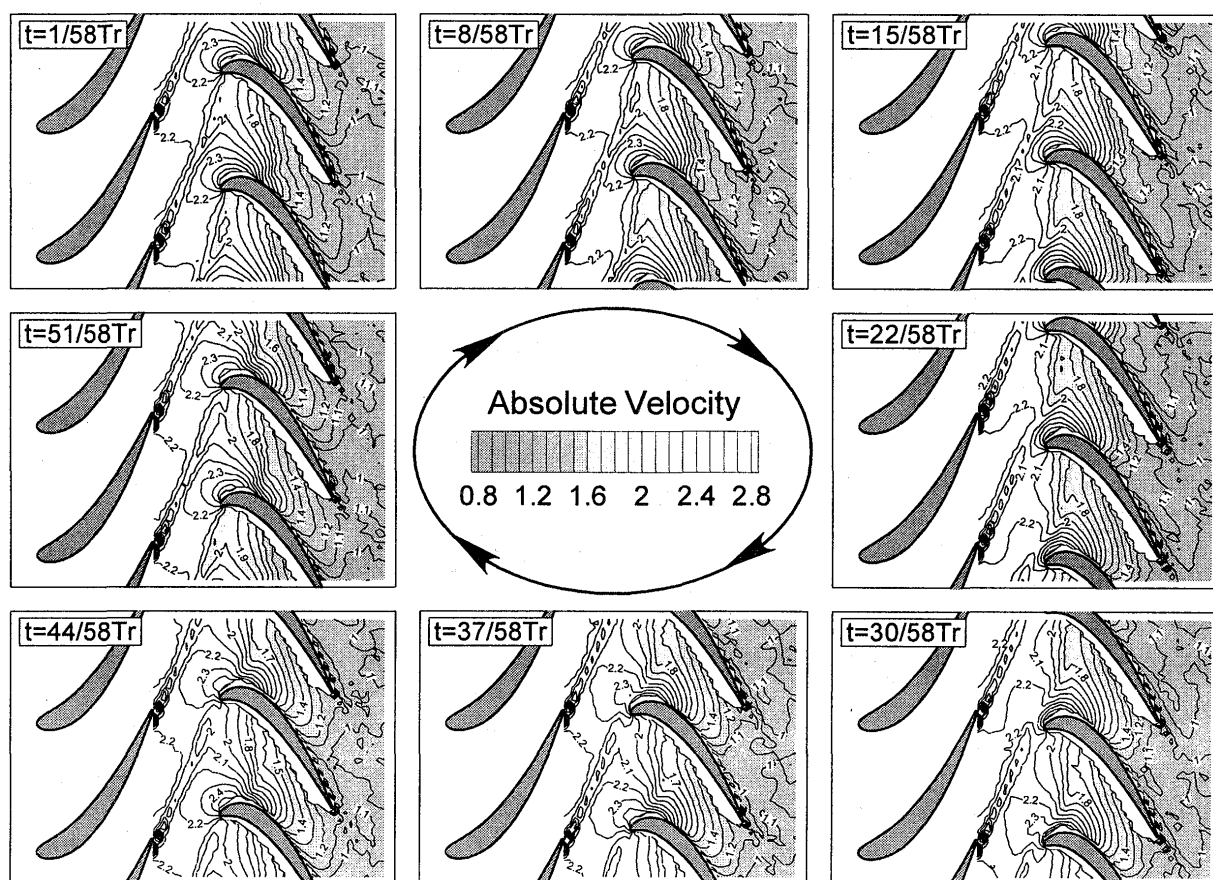
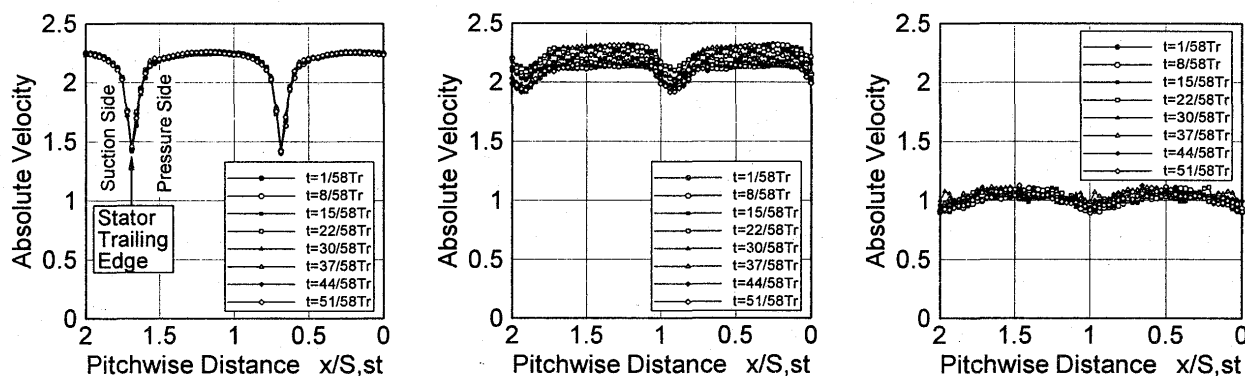


図4 非定常速度分布（絶対系）



(a) 静翼下流 ($z/C_{ax},rt = -0.52$) (b) 動翼上流 ($z/C_{ax},rt = -0.14$) (c) 動翼下流 ($z/C_{ax},rt = 1.17$)

図5 静翼下流，動翼上流，動翼下流での非定常速度のピッチ方向分布（絶対系）

静翼下流では、動翼の影響が少ない。動翼上流では、静翼の主流とウェークの混合によって速度欠損が減り、動翼の影響が増えている。静翼の主流とウェークでの速度差と、動翼の回転による速度変動は、どちらも 0.2（平均速度の 10%）程度である。動翼下流でも、静翼と動翼の影響は、ともに 0.1（10%）程度である。静翼ウェークが動翼下流にまで影響を及ぼしていることがわかる。

3.2 相対座標系（回転系）での観察

絶対系で測定した速度ベクトルに、動翼の周方向速度成分を加えて、相対系での流れを解析した。

3.2.1 定常流れ（時間平均）

図 6 に、相対系から見た定常流れを示す。速度および乱れ度は、最下流位置での時間平均相対速度で無次元化した。相対系では、流れが動翼内部で加速される（図 6(a)~(e)）。速度分布と乱れ度分布から、動翼負圧面側の流れが中央コード付近で剥離していることがわかる。

3.2.2 非定常流れ（時間依存）

図 7 に、相対系から観察した非定常速度分布を示す。静翼と動翼の相対位置の違いによって、動翼内部の速度分布が周期的に変動している。また、動翼ウェークの幅も周期変動を繰り返している。

図 8 に、相対系の非定常乱れ度分布を示す。静翼ウェークは、動翼前縁部で切断される。正圧面側で速度が遅く、負圧面側で速度が速いことに起因して、静翼ウェークは動翼内部で湾曲する。動翼負圧面側の後半では、静翼ウェークと剥離流れが干渉して、流れの非定常性が增大している。

図 9 に、相対系で観察した動翼上流での非定常流れのピッチ方向分布を示す。流れが動翼前縁に近づくとき、負圧面側では速度と流れ角が増加し、正圧面側では反対に減少する。静翼の影響により生じる変動は、動翼ピッチ方向に一様に現れる。

静翼ウェークの影響によって、速度が 0.06（平均速度の 12%）減少し、流れ角が約 13deg 増加し、乱れ度が 9% 増加している。

図 10 に、動翼下流での非定常流れのピッチ方向分布を示す。動翼の負圧面上で流れが剥離するため、負圧面側の速度欠損が大きく、乱れ度も高くなる。静翼の影響は、正圧面側では小さく、負圧面側では大きい。静翼ウェークによって、負圧面側の速度が 0.12（9%）、流れ角が 6deg 減少し、乱れ度が 16% 増加している。

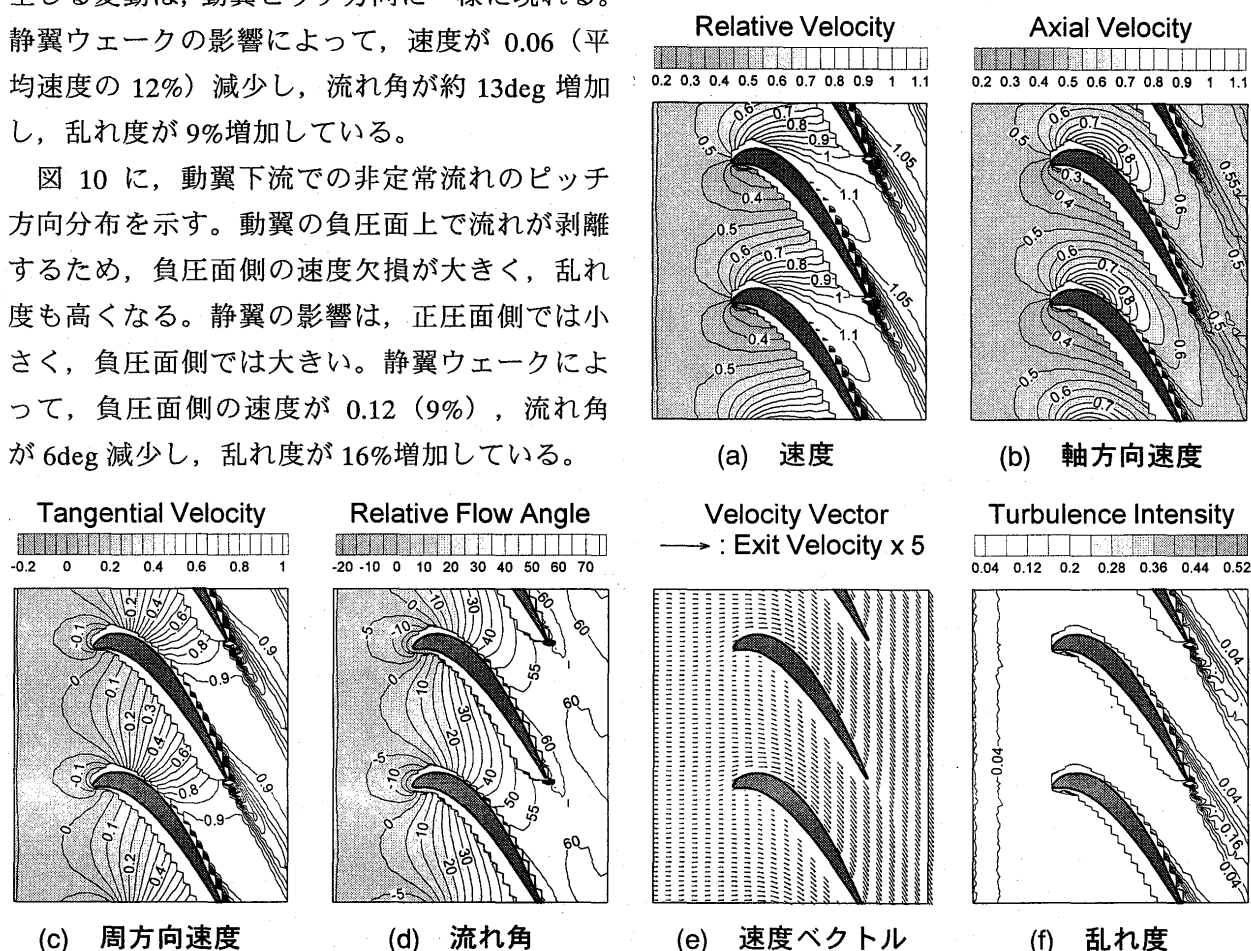


図 6 定常流れ（相対系）

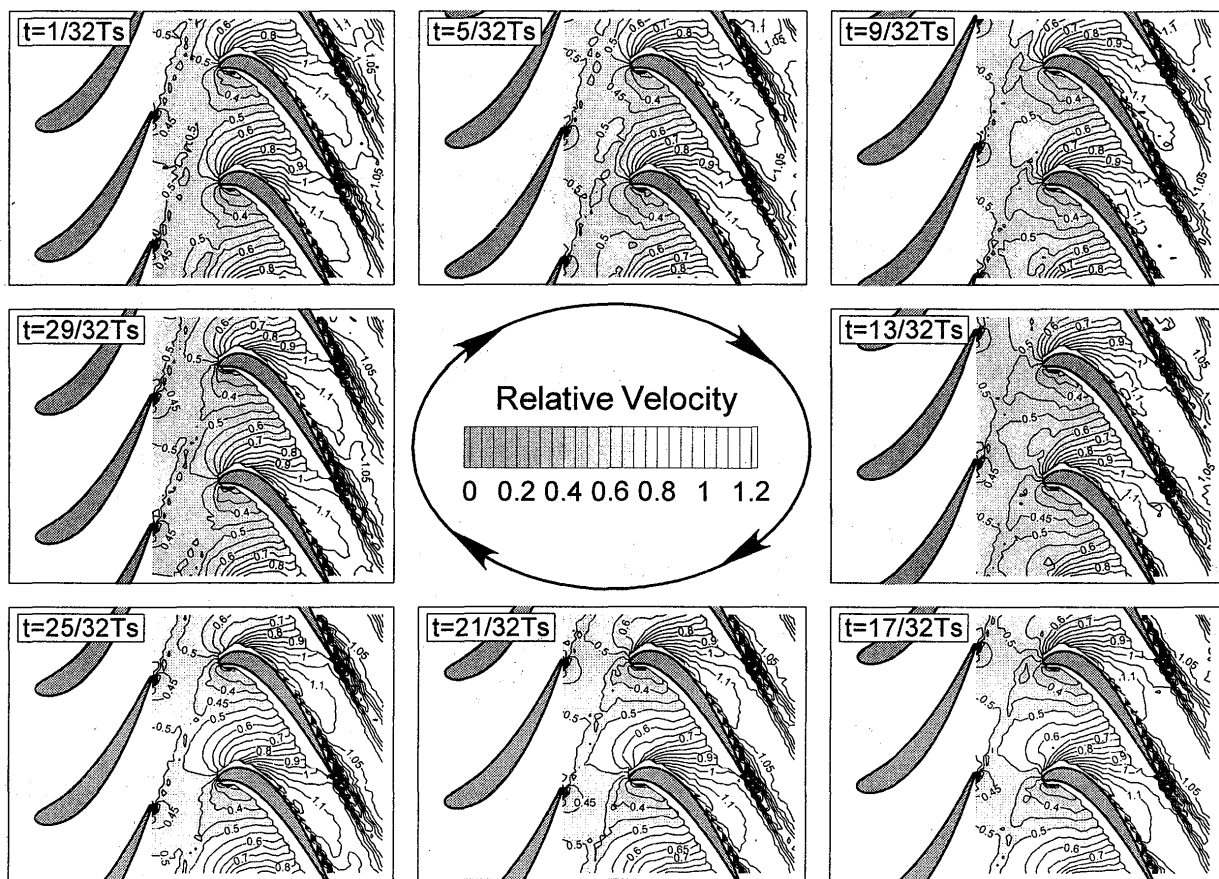


图 7 非定常速度分布 (相对系)

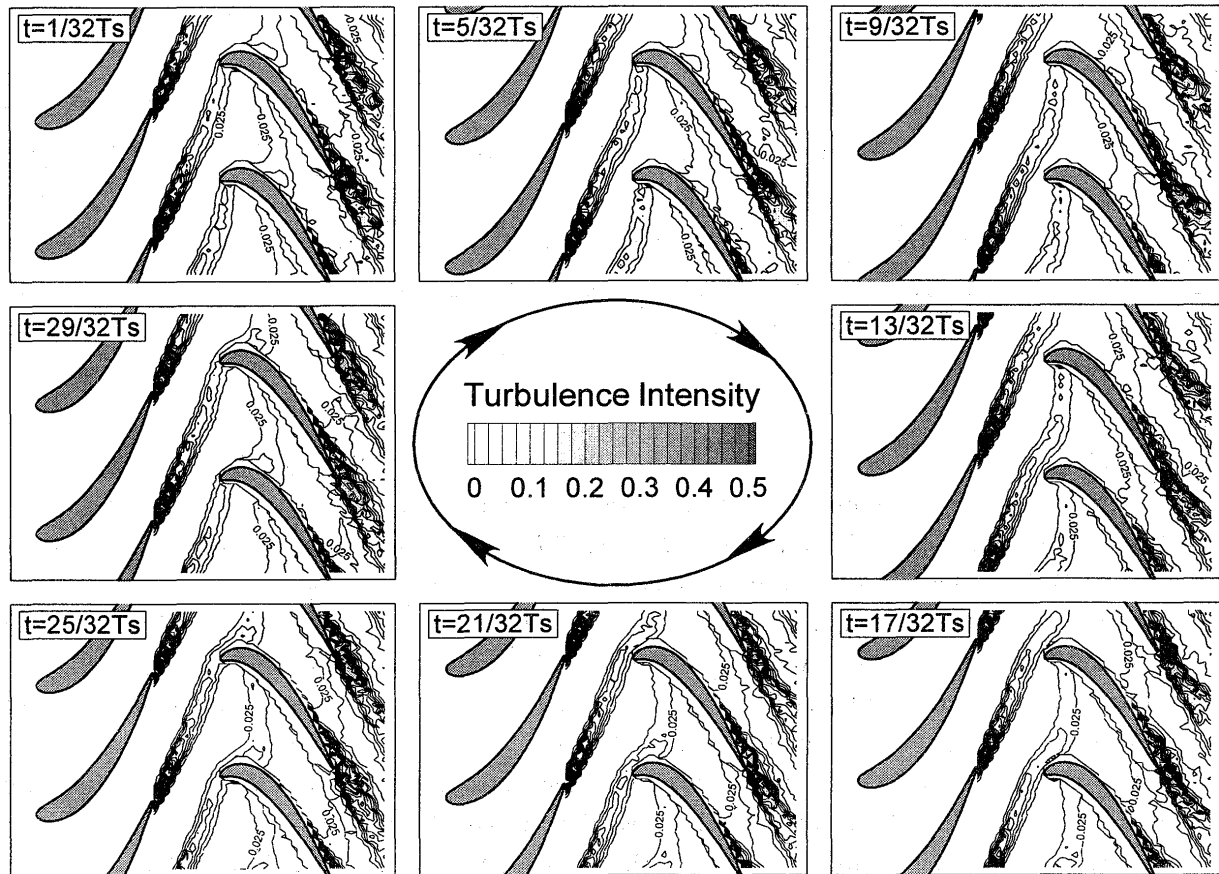


图 8 非定常乱れ度分布 (相对系)

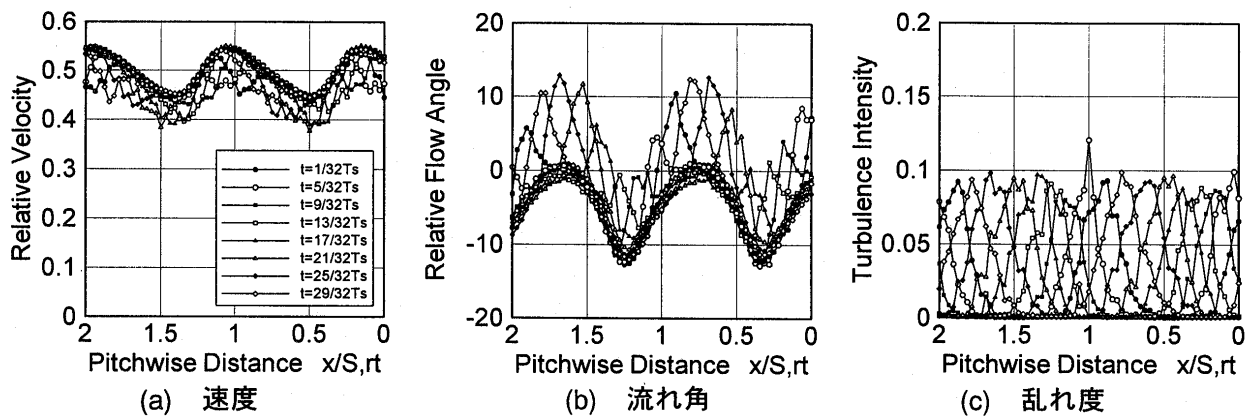


図9 動翼上流での非定常流れのピッチ方向分布 (相対系, $z/Cax,rt = -0.14$)

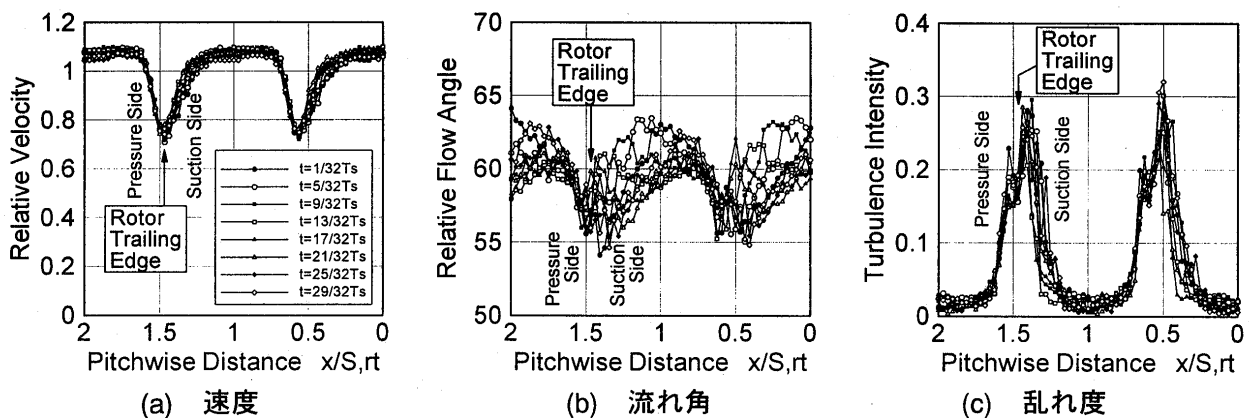


図10 動翼下流での非定常流れのピッチ方向分布 (相対系, $z/Cax,rt = 1.17$)

4. まとめ

低レイノルズ数域において、環状タービン動翼のミッドスパンでの非定常流れを、レーザードップラ流速計によって測定した。絶対座標系と相対座標系の両方でデータ解析を行い、静翼ウェークが動翼の流れに与える影響について考察した。

- ① 静翼の主流とウェークによって発生する周期変動は、動翼の下流にまで及ぶ。
- ② レイノルズ数が低いため、動翼内部の流れは負圧面側で剥離する。
- ③ 静翼ウェークの影響は、動翼の正圧面側で小さく、負圧面側で大きい。

参考文献

- (1) Sieverding, C.H., Hove, W.V., and Boletis, E., 1983, "Experimental Study of the Three-Dimensional Flow Field in an Annular Turbine Nozzle Guidevane," ASME Paper No.83-GT-120.
- (2) Sharma, O.P., Butler, T.L., Joslyn, H.D., and Dring, R.P., 1988, "Three-Dimensional Unsteady Flow in an Axial Flow Turbine," *Journal of Propulsion*, Vol.1, No.1, January, pp-29-38.
- (3) Murawski, C.G., et al., 1997, "Experimental Study of the Unsteady Aerodynamics in a Linear Cascade with Low Reynolds Number Low Pressure Turbine Blades," ASME Paper No.97-GT-95.
- (4) Schulte, V., and Hodson, H.P., 1996, "Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines," ASME Paper No.96-GT-486.
- (5) Binder, M.A., et al., 1985, "An Experimental Investigation Into the Effect of Wakes on the Unsteady Turbine Rotor Flow", ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.107, pp.458-466.
- (6) Zaccaria, M.A., and Lakshminarayana, B., 1997, "Unsteady Flow Field Due to Nozzle Wake Interaction With the Rotor in an Axial Flow Turbine", ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.119, pp.201-224.

*西 秀幸 (東京大学大学院)
渡辺紀徳 (東京大学工学系研究科)
平野雄一郎 (三菱重工業(株)長崎研究所)
堤 雅徳 (三菱重工業(株)長崎研究所)

1. 緒言

ターボ機械における静翼列・動翼列の干渉流れ場は、全圧損失など翼列性能への影響の観点から、近年非常に盛んに研究が行われており、実験と流体数値解析によって詳細な流れの様子が捉えられるようになってきている^[1]。一方、このような干渉流れにより、各翼には大きな非定常空気が誘起され、翼の強制振動の問題が生じる。このような非定常空気力に関しては、従来からポテンシャル理論を基礎とした理論解析法が発達しており、圧縮機翼列や負荷のあまり大きくないタービン翼列については、工学的に十分な精度で空気力を評価し得るようになってきている^[2]。しかし、大転向角・高負荷のタービン翼列に関しては、これらの理論解析では実験との結果の一致が不十分と言われており、実際上は経験に依拠して空気力が見積もられる現状にある^[3]。このため、このような大転向角のタービン翼列において、静・動翼列干渉により誘起される非定常空気力を評価するには、流れの数値解析が非常に有効であると考えられる。

そこで本研究では、大転向角衝動タービンの静動翼列段に関し、前置静翼の影響により動翼に誘起される非定常空気力を実験および数値解析で検討した。実験では LDV を用いた流速測定、圧力トランスデューサを用いた圧力測定などを行った。数値解析では実験と同様の条件で計算を行い、さらに別の条件でも解析を行った。ここでは数値解析の内容を中心に報告を行う。

2. 数値計算手法^{[4][5]}

基礎方程式に 2 次元非定常 Navier-Stokes 方程式を用いた。非粘性流束の評価に MUSCL 補間を組み込んだ Roe の流束差分分離法を用いている。この補間は非一様な格子に対しても 3 次精度を保つ。時間進行には LU-SSOR 陰解法を用いている。静翼列と動翼列の格子は境界で接続されるが、この界面を通る数値流束を保存的に評価し精度と安定性を保つ。乱流粘性の計算には Baldwin-Lomax の乱流モデルを用いた。

実験で用いた翼列はハブ直径 500mm、翼高さ 18.5mm で、ミーン部断面で図 1 のような形状となっている。この翼列段の計算を行うにあたり、計算負荷を軽減するために、静翼 1 枚および動翼 2 枚の計 3 流路で計算ができるよう、動翼翼型に 12.5% の相似拡

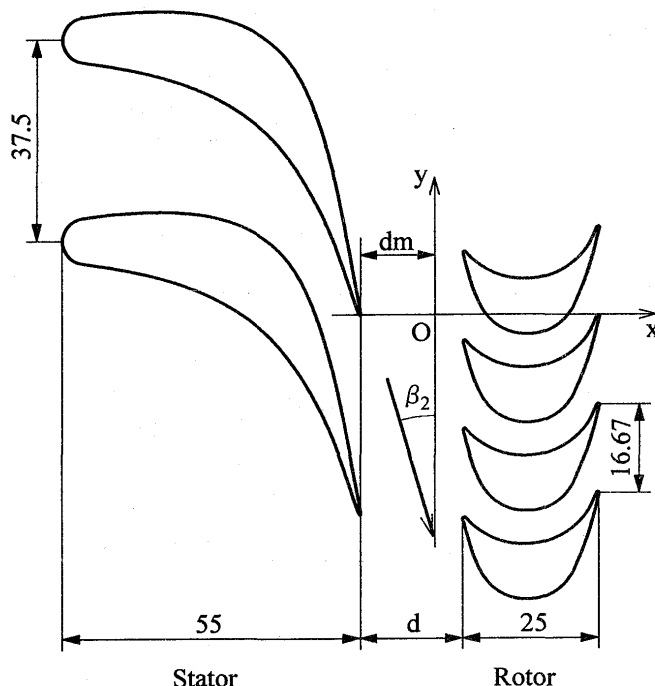


図1 供試タービン翼列

大を施した。この結果、静動翼枚数比は 1:2、動翼軸方向長は 28.125mm、動翼ピッチは 18.75mm となった。これらをもとに H 型格子と周期境界を用いて、図 2 のような 2 次元直線翼列格子を作成した。格子の直交性を確保するため、静翼上流領域、静動翼列間領域および翼下流領域で格子を湾曲させた。また翼後縁を鋭く尖った形状とし、格子点数を減少させた。格子点数は静翼・動翼共に 120×40 点である。

境界条件として、入口境界では全温および全圧を一定とし、周方向速度を 0 とした。出口境界では静圧を一定としている。計算は、表 1 に示す 5 つのケースについて行った。*印を付したケースに関しては、実験データをそのまま用いて計算した。ここで段落マッハ数 M_{st} とは、ノズル入口全圧 P_0 、動翼出口静圧 P_s として以下の式から計算される値である。

$$\frac{P_0}{P_s} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{st}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

表 1. 計算条件

	段落マッハ数 M_{st}	翼列間隔 d [mm]	回転数 N [rpm]
Case1*	0.414	3.0	3005
Case2	0.500	3.0	3500
Case3	0.600	3.0	4000
Case4*	0.726	3.0	4502
Case5	0.800	3.0	5000

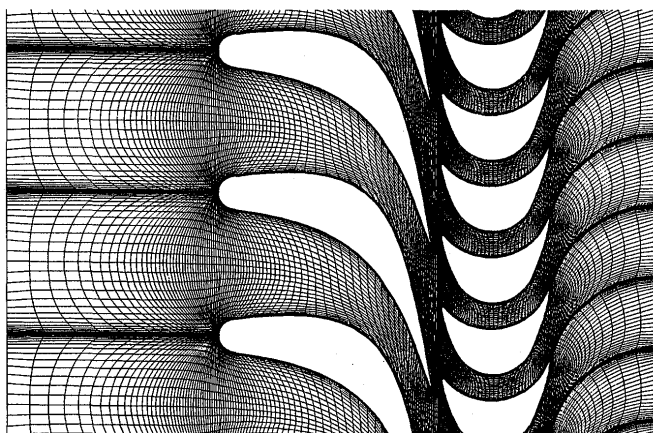
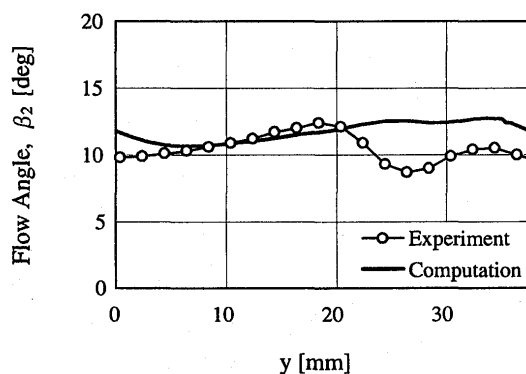
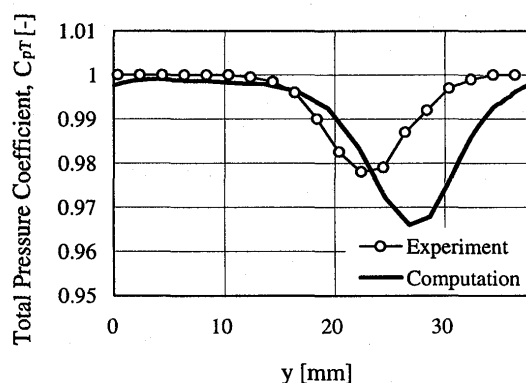
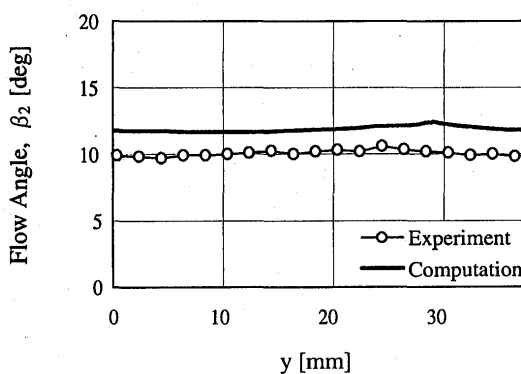
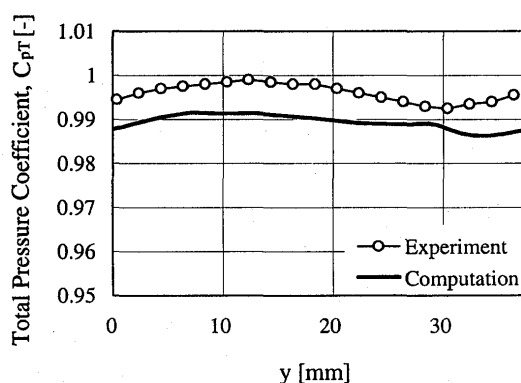


図2 計算格子 ($d=3.0$)



(a) $d=7.8$, $dm=2.8$



(b) $d=16.3$, $dm=11.3$

図3 全圧分布, 流出角分布

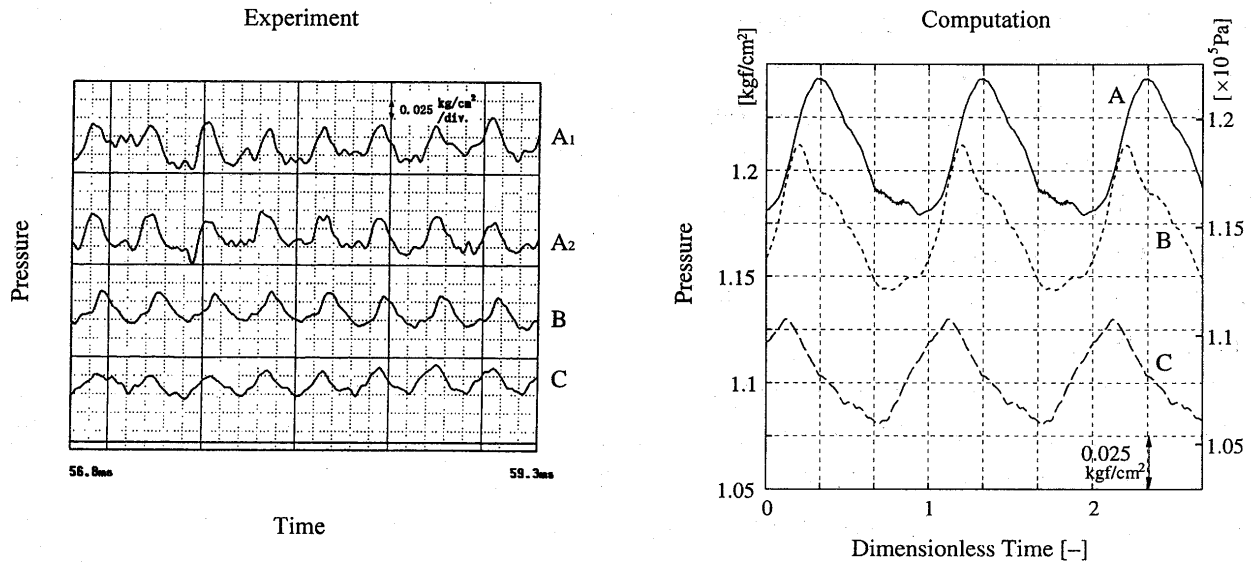


図4 圧力変動波形 (Case4)

入口・出口境界における波動伝播に関しては、無反射境界条件を採用した。翼面境界では粘性境界条件としてすべり無しの条件を与え、圧力は垂直方向運動方程式を解くことにより内点から外挿した。また、翼列方向の外側境界では周期境界条件を課した。

3. 計算結果

前節で述べた方法により、実験に供されたタービン段の流れを対象とする数値計算を行った。ただし計算負荷軽減のための措置で、静翼列と動翼列の枚数比が厳密には実験と一致しておらず、また翼後縁形状が実験で用いられたものと若干異なる。なお、圧力係数は入口全圧をもって無次元化している。また「ある動翼が静翼1ピッチ距離を移動する時間」を「1周期」とし、時間基準としている。

3.1 実験結果との比較

図3に、静翼下流における全圧、流出角の分布を示す。横軸は y 座標、縦軸は圧力係数 C_{pT} 、流出角 β_2 である。図3(a)は $d=7.8[\text{mm}]$, $dm=2.8[\text{mm}]$ における結果、図3(b)は $d=16.3[\text{mm}]$, $dm=11.3[\text{mm}]$ における結果である。ここで y , β_2 , d , dm は図1を参照されたい。計算結果において、実験結果と同様の全圧欠損分布が確認されるとともに、静翼後縁から遠ざかると全圧欠損が散逸する様子が観察される。しかしながら、図3(a)の流出角分布では $y=25$ 付近での流出角変動を捕らえられていない。計算では実験と比較して全圧欠損部付近の β_2 が大きく見積もられており、そのため全圧欠損の位置が図の右方向にずれている。また図3(b)においても各数値は厳密には一致していない。しかし定性的には計算結果と実験結果はよい相関を示している。

図4に、Case4における動翼表面での圧力変動波形を示す。左図が実験結果、右図が計算結果である。横軸は無次元時間、縦軸は圧力である。実験では非定常圧力が図5におけるA, B, C点で測定され、図4のA, B, Cに対応している。

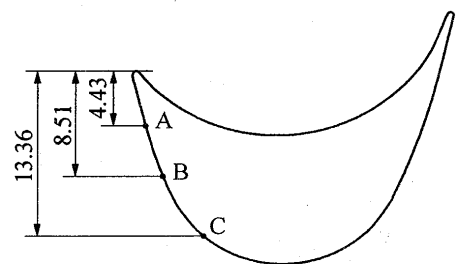


図5 動翼面上圧力測定点

なお、実験ではそれぞれ異なる翼の表面で圧力測定を行っている。また、点 A における測定は異なる 2 枚の翼面上で行われ、それぞれ A_1 , A_2 としてデータを示した。計算結果においては、点 A におけるデータでの大きな圧力波形の谷間に存在する小波形や、点 C におけるデータでのカギ状の波形を捕らえており、これらは実験結果とよく一致している。図 6 にこの圧力変動波形の FFT 解析結果を示す。横軸 1st は前述の周期を基準とした基本周波数成分で、その 2 倍、3 倍の高調波成分を 2nd、3rd と表記している。縦軸は圧力係数の各周波数成分である。計算結果では実験結果に比べ基本周波数成分の値が大きい、全体の傾向はよく捉えられている。

3.2 流れ場の様子

図 7 に Case1 におけるマッハ数等高線を示す。静翼後縁から流れ出た後流が動翼列へ流れ込む様子が見てとれる。流れの遅い後流が流れ込む動翼では入射角が急激に減少し、その結果、動翼腹側の前縁付近で流れが剥離している。このような非定常的剥離は翼列間隔 d が大きなケースでは見られなかった。また静翼後流に注目すると、その速度欠損の拡散は比較的早い。動翼流路中で静翼後流は散逸し、動翼列出口付近ではほとんどその様子が確認できない。圧縮機翼列の解析^[6]などでは、上流翼列から発生した後流速度欠損が下流翼により細かく分断され、下流翼列流路内で梯子段状に連なる様子が見られる。しかしタービン翼列の解析^[6]などでは、後流は細かく分断されず、ある程度の大きさをもって主流と共に流される。本解析においても、これと同様の結果となった。

図 8 は静翼、動翼面上の圧力分布である。横軸は無次元化したコード長、縦軸は圧力係数である。変動が顕著に見られる t_1 , t_2 の 2 時刻についての圧力分布を描画した。 t_1 は静翼後流が動翼前縁にちょうど入射する時刻であり、 t_2 はそれから半周期後の時刻である。図を見ると、静翼では大

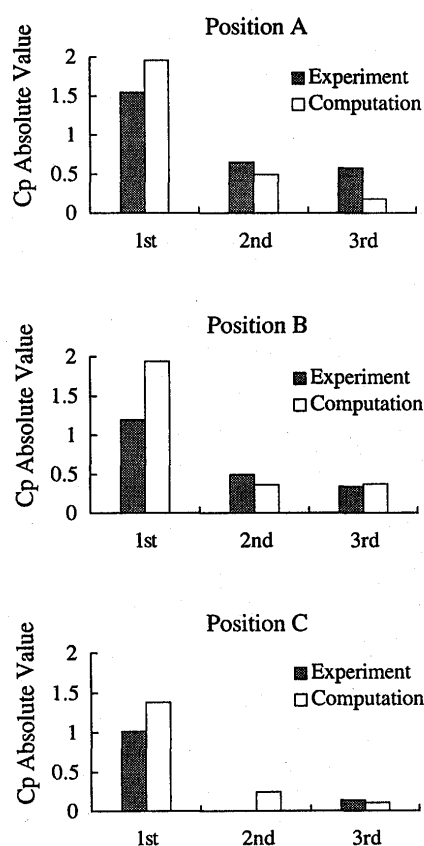


図6 変動圧力FFT解析結果 (Case4)

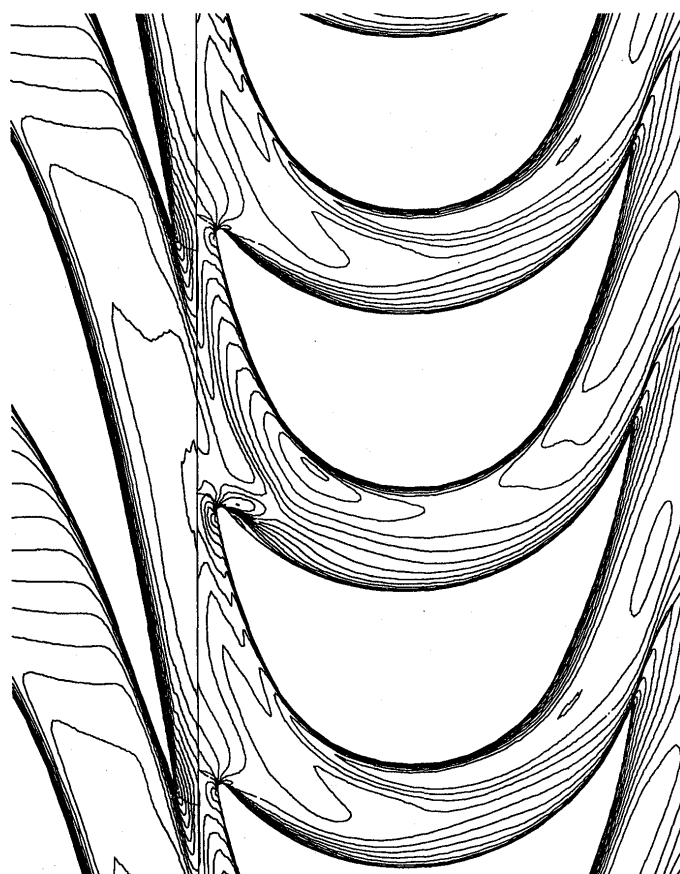


図7 マッハ数等高線 (Case1)

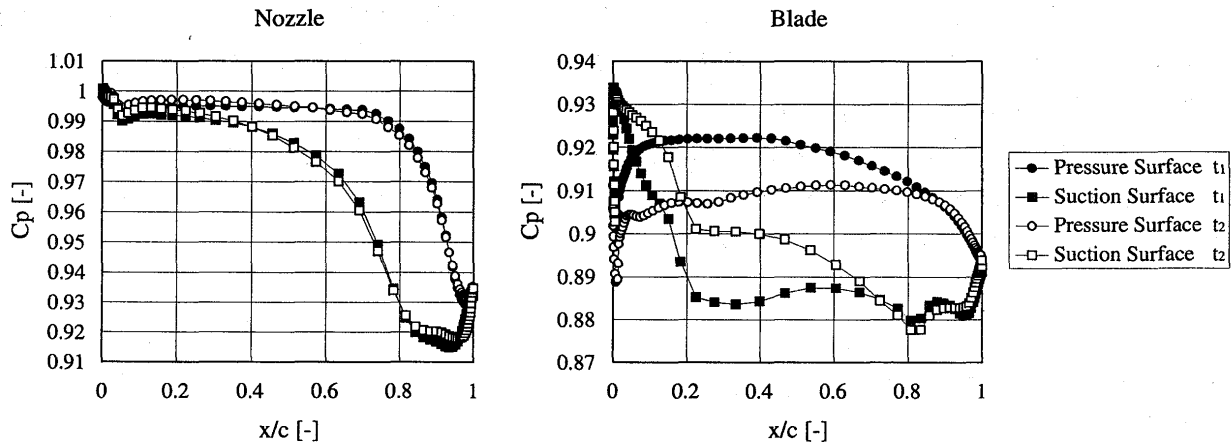


図8 翼面上圧力分布 (Case1)

きな圧力変動が見られないのに対し、動翼では大域的な圧力変動が観察される。広い範囲にわたって大きく圧力が変動する様子から、細かく分断されない大きな後流の塊が動翼列に流れ込んでいることが確認できる。また動翼後縁付近で圧力分布が t_1 , t_2 共にほぼ等しく、動翼出口付近で静翼後流がほぼ散逸していることが確認できる。時刻 t_1 では翼腹側を主流が通過しているため腹面で圧力が高く、翼背側を後流が通過しており背面で圧力が低い。従って動翼は大きな揚力を得ている。逆に時刻 t_2 では翼腹側を後流が通過しており、翼背側を主流が通過しているため、動翼はあまり揚力を得ていない。後流が動翼流路のどこに位置するかにより、翼に加わる空気力は大きく変化する。翼に加わる空気力に関しては次節でさらに詳細に検討する。

3.3 翼に加わる空気力

図 8 のような翼表面圧力を積分することにより、翼に加わる無次元非定常空気力を計算した。図 9 は、Case4 において翼に加わる非定常空気力変動の FFT 解析結果である。横軸 1st は前述の周期を基準とした基本周波数成分で、その 2 倍、3 倍の高調波成分を 2nd、3rd と表記している。縦軸は各周波数成分の空気力の大きさである。図を見ると、動翼揚力の基本周波数成分が他に比べ非常に大きいことがわかる。動翼流路内には 1 周期に 1 回静翼後流が流れ込む。後流は細かく分断されずに動翼流路に流れ込むため、動翼に大域的な影響を及ぼす。1 周期の間に翼の背側、腹側に 1 回ずつ後流の影響が大きく現れるため、動翼揚力変動は基本周波数成分が大きくなると考えられる。

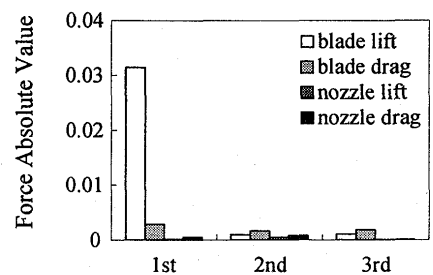


図9 空気力変動FFT解析結果 (Case4)

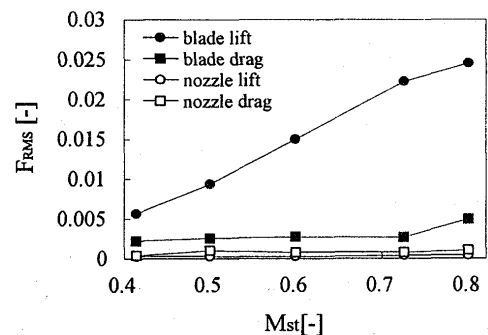


図10 空気力変動量

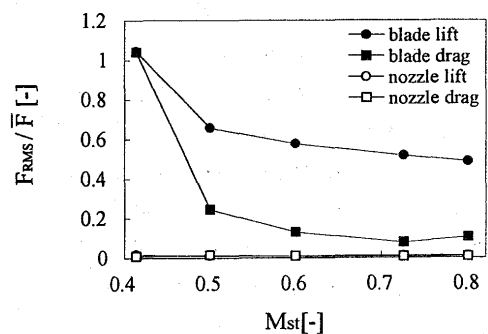


図11 時間平均空気力に対する空気力変動量

図 10 では、各ケース毎の空気力変動量を比較している。横軸は M_{st} 、縦軸は無次元空気力の標準偏差 F_{RMS} である。他の空気力に比べ動翼揚力の F_{RMS} がもっとも大きく、また各ケースとも M_{st} の上昇に伴い F_{RMS} が大きくなっている。図 11 には、時間平均空気力 $\bar{F}$ で規格化した空気力変動量を示す。横軸は M_{st} 、縦軸は空気力変動量 $F_{RMS}/\bar{F}$ である。やはり各ケースとも動翼揚力の $F_{RMS}/\bar{F}$ が大きく、その大きさは $\bar{F}$ の 60% 程度に達している。また、 $M_{st}=0.4$ における $F_{RMS}/\bar{F}$ の値が他に比べて大きいものの、それ以外の M_{st} では $F_{RMS}/\bar{F}$ がほぼ一定となっている。

4. 結言

- (1) 高負荷の大転向角衝動タービン翼列段に対して既存の方法で数値解析を施し、実験結果と定性的に良い一致をみた。
- (2) 本解析で用いた翼型は前縁が尖っており、静翼後流の流入に伴う流入角の変動によって非定常な剥離が生じる。しかし翼列間隔を広げれば非定常な流入角変動が減少し、このような剥離は生じない。
- (3) 本解析で用いた衝動タービン翼列では後流は下流翼列の翼面に沿う方向で流入し、下流翼列に大域的な影響を及ぼす。
- (4) 動翼に加わる非定常空気力を評価した結果、静翼後流の流入に同期して大きな非定常揚力が誘起されることが見出された。このとき、動翼面上の圧力はコード全域にわたって変動しており、これは静翼後流が動翼面に沿う方向で流入するためである。
- (5) 段落マッハ数 M_{st} の上昇に伴い非定常空気力変動は増大する。また時間平均空気力を基準とする空気力の大きさは M_{st} が変化してもほとんど一定であった。

謝辞

本研究で用いた数値計算コードの基本部分は、清華大学 Ren Yuxin 助教授が東京大学滞在中に開発されたものである。同助教授に感謝の意を表す。

参考文献

- [1] たとえば Graf, M. B., Greitzer, E. M., Marble, F. E., and Sharma, O. P., "Effects of Stator Pressure Field on Upstream Rotor Performance", ASME 99-GT-099.
- [2] 西山・船崎, 「粘性後流列をよぎるタービン動翼列の非定常応答 (解析法の実験的検討)」, 機論(B) 52-475, 昭 61-3, pp. 1005-1013.
- [3] 石原・ほか 2 名, 「タービン動翼に加わる流体励振力に関する研究 (第 2 報, 実験に基づく励振力評価法)」, 機論(B) 56-528, 1990-8, pp. 2397-2402.
- [4] Ren, Y., Watanabe, T., and Kaji, S., "Numerical Computation of Rotor-Stator Interactions in a Transonic Compressor Stage by Solving Navier-Stokes Equations", Proceedings of the Third International Conference on Fluid Mechanics, 1998, pp. 451-456.
- [5] 任玉新, 渡辺紀徳, 梶昭次郎, 「Navier-Stokes 方程式による動・静翼列干渉流れの数値解析」, 第 10 回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 1996, pp. 60-61.
- [6] Arnone, A. and Pacciani, R., "Rotor-Stator Interaction Analysis Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method", Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 118, 1996, pp. 679-689.

* 来摩智哉, 水上純一 (法大院), 細田豊 (日本鉄道建設公団)
山本孝正, 臼井弘 (航技研), 水木新平, 辻田星歩 (法大)

1. まえがき

航空機用ジェットエンジンの性能向上の一つとして, タービン要素の高負荷化がある. タービン翼を高負荷化すれば, タービンの段数および翼枚数を少なくでき, またケーシング径を小さくできるためエンジン重量の軽減, 製作コストの低減, および取り扱いの簡素化が可能となる. しかし, 高負荷化に伴い転向角が増加し, 翼間流路内で圧力勾配が大きくなるため3次元流の発生がより強くなり, 性能が劣化する傾向がある. その為, 高負荷化を図りつつ性能向上も同時に図るためには翼列内の流れを知ることが重要である.

本研究では, 超高負荷タービン直線翼列風洞を用いて試験した. 流れの計測は5孔ピトー管により行い, 2次流れ分布, 流速分布, 全圧損失分布を得た. そして, 翼列入口でのエンドウォール境界層厚さを変えた場合にそれらに与える影響も調べた.

2. 実験装置と実験方法

図1に直線翼列風洞の概略図を示す. 本風洞は大気開放型吹出し風洞である. 供試翼の主な仕様と形状を表1および図2に示す. 供試翼の転向角は160度である.

内部流動は, 図2に示すように翼列上流, 翼間内および下流の11断面で測定した. また, 入口境界層厚さを変えた場合は翼列の上流の断面1, 翼間の断面6, 8と下流の断面9, 10, 11の計6断面で流れを測定した. 測定点数はどの断面もスパン方向29点, ピッチ方向27点の計783点である. 実験の流速は翼列下流に設置した2孔ピトー管により40m/sに設定した.

翼列入口の境界層厚さは, 翼前縁より700mmの上流に境界層Trip(幅10mm×高3mmまたは4mm)を設け, 変化させた. 図3にその分布を示す. 境界層厚さはTripをつけない場合(ケース1)は12.6mmであり, 3mmのTripをつけた場合(ケース2)は19.8mm, 4mmのTripをつけた場合(ケース3)26.6mmであった.

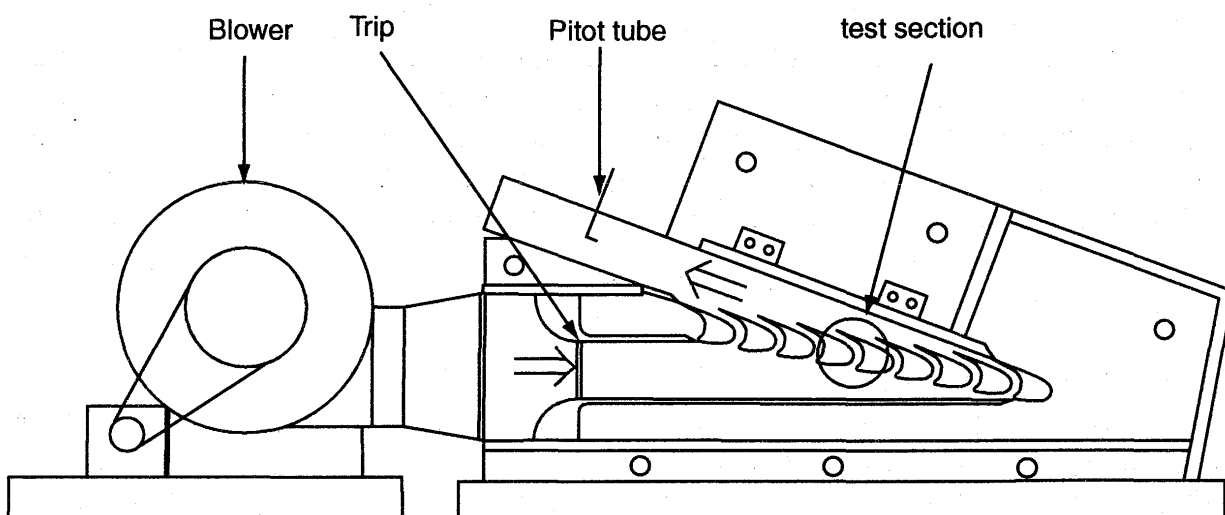


図1 実験装置図

表 1 翼仕様

Blade number	9
Blade chord[mm]	100
Blade axial chord[mm]	86
Blade span[mm]	100
Blade pitch[mm]	100
Blade inlet angle[deg]	-80
Blade exit angle[deg]	80
Blade turning angle[deg]	160
Tip clearance[mm]	0

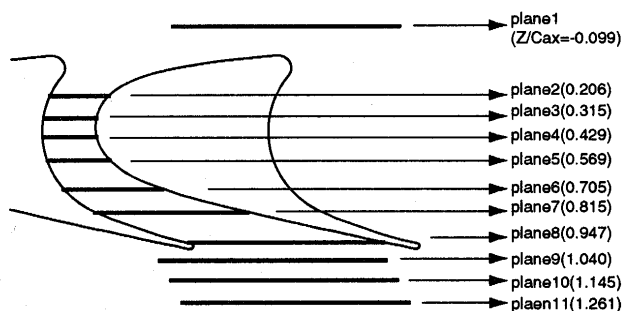


図 2 供試翼と測定断面

3. 解析方法

測定により得られた全圧 P_t は翼列上流断面(測定位置 $Z/Cax=-0.099$) の質量平均全圧 $\overline{P_t}$ と出口断面 ($Z/Cax=1.261$) の質量平均流速 $\overline{V_{m11}}$ を用いて次式で無次元化をおこなった。

$$C_{pt,i} = \frac{\overline{P_t} - P_{t,i}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_{m11}}^2} \quad (i = \text{断面 NO.})$$

2次流れベクトルは、各断面での質量平均流速ベクトルに直行する断面に投影したベクトルと定義して求めた。また、2次流れの運動エネルギーを表すためにその係数 C_{sk} を次のように定義した。

$$C_{sk} = \left(\frac{V_s}{\overline{V_{m11}}} \right)^2$$

ここで、 V_s は2次流れベクトルの大きさを表す。

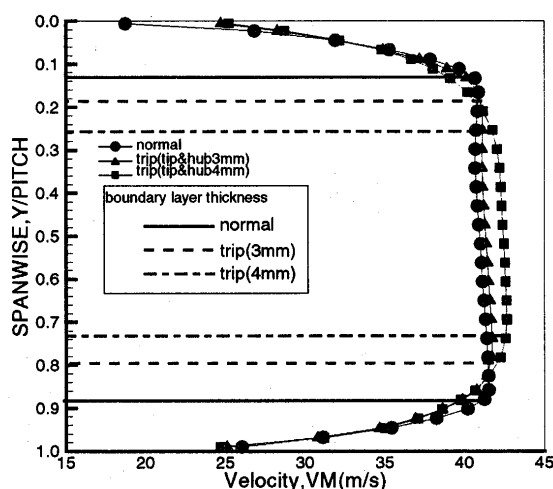


図 3 境界層厚さに対する速度分布 (断面 1)

4. 実験結果

①全圧損失の各断面における分布

図 4 に全圧損失分布をいくつかの断面につき示す。入口断面 1 でエンドウォール上にあった境界層流体 (低エネルギー流体) は断面 3 で強い 2 次流れ (流路渦) の発生によりミッドスパンに移動し始めている。さらに、断面 5 ではすでに負圧面一面に移動している。断面 6 では負圧面に厚い低エネルギー流体が存在する。出口付近の断面 8 では低エネルギー流体は、さらに負圧面上ミッドスパン付近に集まっている。ここでは両エンドウォール上の境界層流体は二つの流路渦によって合体、非常に高い損失の核を形成している。翼出口下流の断面 (断面 9 ~ 11) では翼列で発生した強い 2 次流れ (流路渦) のため、急激にミキシングが進む様子がわかる。

②各質量平均値の軸方向分布

図 5 (a) に流れの角度 (軸方向から測った角度) の変化を示す。翼列への流入角度は $-76.0[\text{deg}]$ 、流出角度は $81.5[\text{deg}]$ であり、この翼列の実験での転向角は $157.5[\text{deg}]$ である。図 5 (b) に示すように、全圧損失は前縁から翼列軸方向コードの 60% の付近までは比較的なだらかに増加、その後急激に増加する。図 5 (c) に 2 次流れの運動エネルギー C_{sk} を示す。それは、断面 5 で最大となり、その後、急激に減少していく。図 5 (d) に流速の変化を示す。流速は前縁からコードの 60% の位置まで下降し、そ

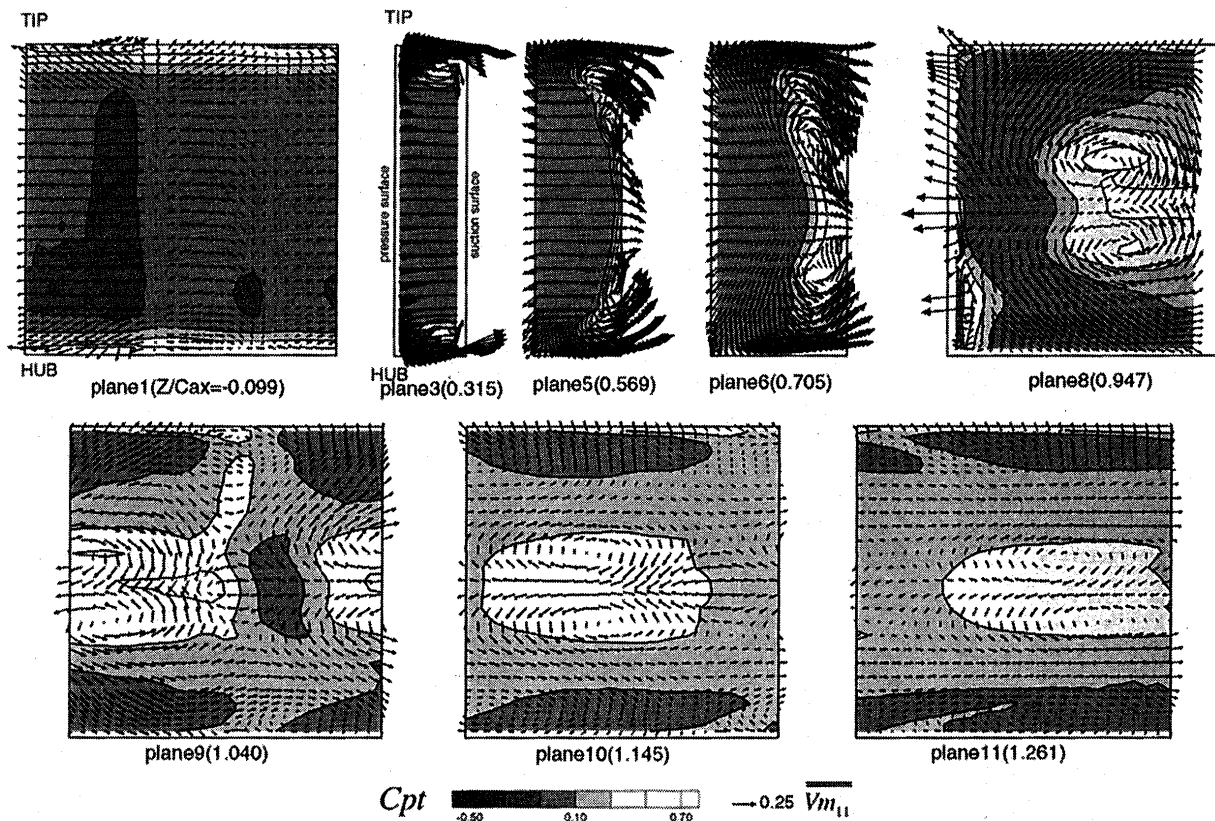


図4 全圧損失の断面分布

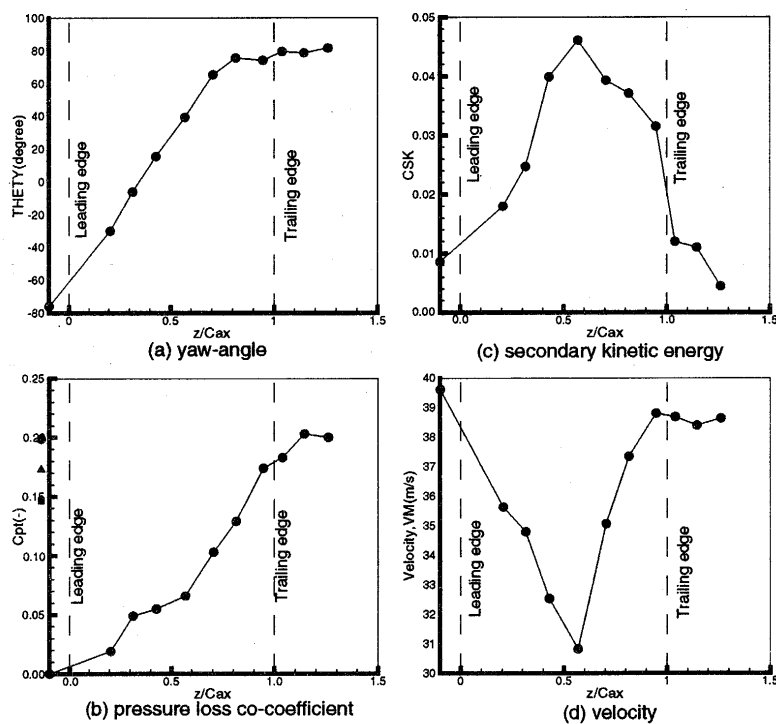


図5 質量平均値の軸方向分布

の後上昇する。なお、この60%コードの位置では負圧面の曲率は最も大きく、したがってこの近辺で2次流れが強く発生する。

③入口境界層厚さの全圧損失への影響

図6に3ケースの全圧損失分布を示す。境界層の厚さの状況をより明確に示すため質量平均をとり図7(a)から(d)に示す。図7(a)から翼間では各断面の損失 n の発生状況にほとんど違いは見られない。一方翼列下流では損失の発生は境界層に大きく影響を受けている。これは、図7(b)から入口境界層が厚くなるほど翼間で2次流れの発生が強くそれが下流でミキシングロスを起こすためである。図5(c),(d)から、流れの角度と速度分布に違いは見られない。

5. 結論

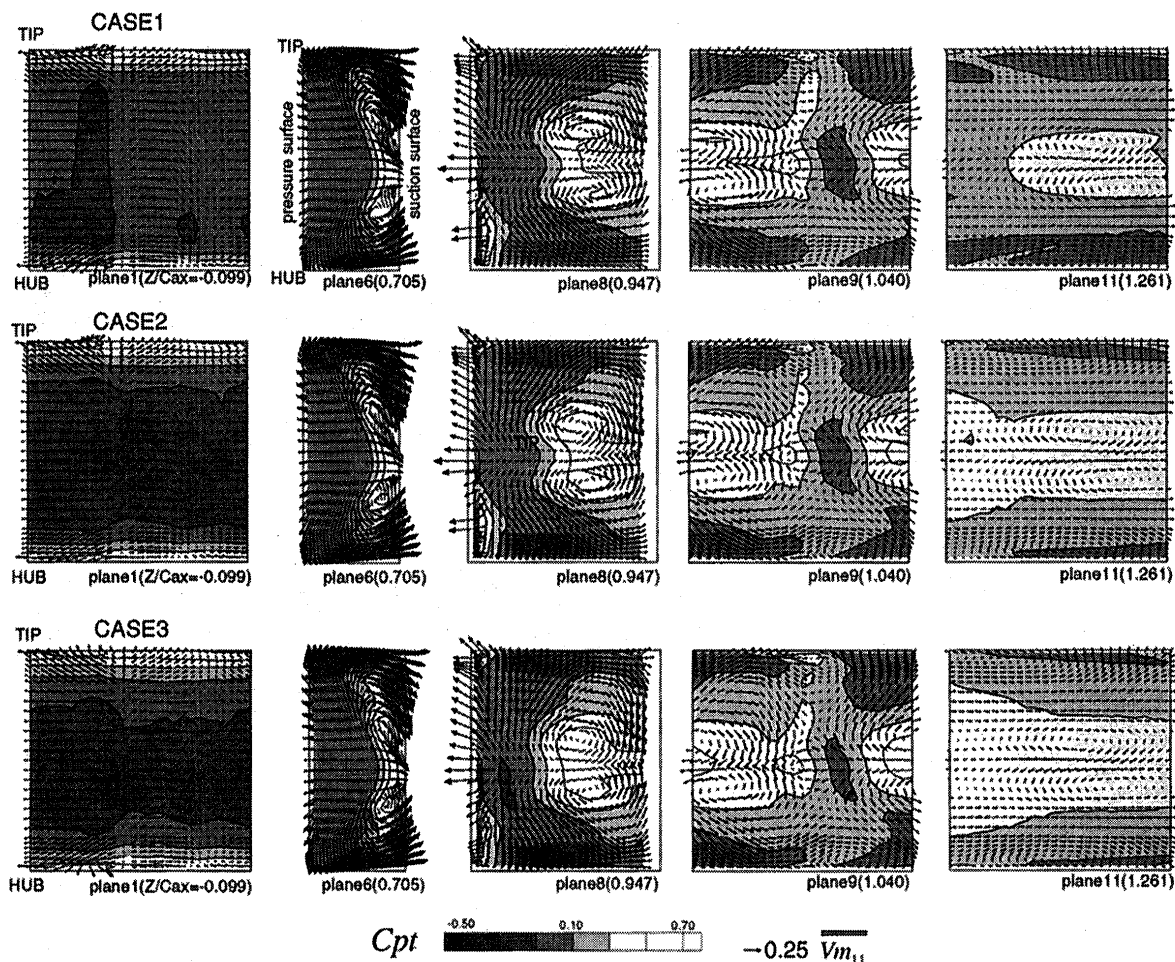


図6 境界層厚さの違いによる全圧損失分布

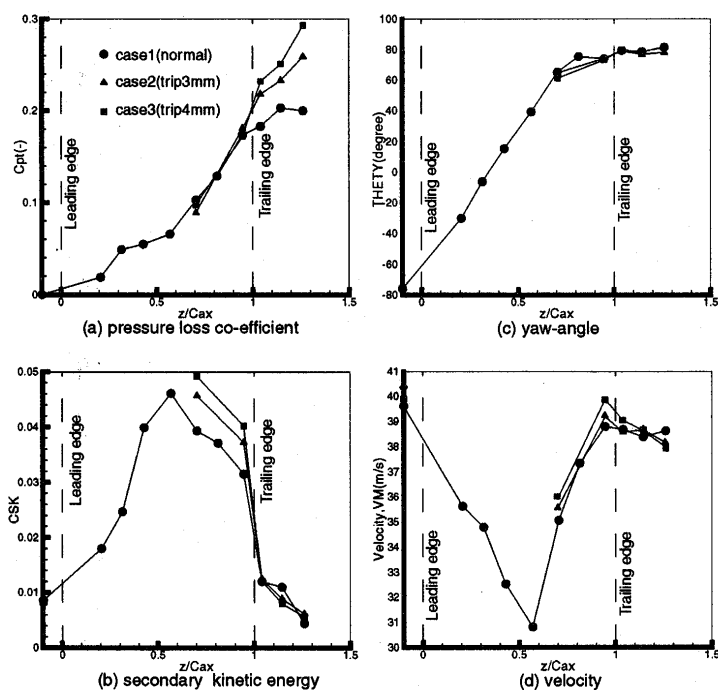


図7 境界層厚さの違いによる断面平均値の分布

1. 本研究の供試超高負荷タービン翼列は轉向角 157.5° ，全圧損失係数は $0.20 (Z/Cax=1.261)$ であった。
2. 翼列入口境界層厚さの違いは，翼列内部での損失の発生にはあまり影響を与えない。
3. しかし，境界層が厚くなると2次流れの発生が強くなり，その結果，翼列下流でのミキシングロスの発生が大きくなる。

参考文献

- (1) 山本孝正，“タービン翼列の二次流れと損失の発生メカニズム，ターボ機械，14巻4号，1986。
- (2) 山本孝正，“軸流タービン翼間の三次元流動と損失のメカニズムに関する実験的研究” 博士論文，1989。

回転翼列性能に及ぼす抽気の影響

A-4

(低速実験用小型単段軸流圧縮機による抽気実験)

*菅原 昇 齊藤 喜夫 山本一臣 (航技研)

1. まえがき

航空・産業用ガスタービンにおいて、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、シール空気等などの幅広い用途に使用されている。最近航空用ガスタービンエンジンの圧縮機は高負荷化が進んでおり、将来さらに高効率で極めて段数の少ない超高負荷圧縮機が実現すると予想される。超高負荷圧縮機が低速から高速領域まで安定した作動範囲を確保するには可変静翼の他に抽気が必要である。特に低速の過渡的な範囲では、作動状態に応じて従来よりも大量に抽気を行い、翼列に流入出する流れを最適に制御する必要がある。このため圧縮機設計に当っては翼列性能に及ぼす大量抽気の影響を考慮した設計が必要であるが、そのためには、翼列に対する抽気孔の位置及び抽気孔の形状、抽気量等の翼列性能に与える影響を把握する必要がある。しかしこれらの抽気条件の影響を系統的に調べた実験データは少ない。本研究では、大量抽気を前提にした将来の圧縮機の設計及び性能予測の基礎資料を得るため、幅広い視点から抽気の影響を調べる基礎実験を行っており、前報^{(1)~(3)}では、第1段階として低速直線翼列を用いて、抽気孔の位置及び抽気孔の形状が異なるタイプについての実験を行い、静翼列性能に及ぼす抽気の影響を明らかにした。本報では、回転翼列性能に及ぼす基本的な影響を調べるため、低速実験用小型単段軸流圧縮機を用いて、予備的な基礎実験を行った。その実験結果について報告する。

2. 抽気の種類

圧縮機の静翼段のケーシングに設けた抽気孔から抽気を行った場合、抽気によって、静翼の翼列性能がスパン方向に変化し、次の段（動翼段）に影響を与える。しかし今回は動翼前段の静翼段を省略し、主に動翼段の性能に及ぼす抽気量及び抽気孔の形状の影響を調べる目的で下記の2タイプの抽気実験を行った。図1、2に示す如く抽気孔は、動翼段前方のケーシング内壁（動翼ハブ前縁から抽気孔中心まで約19mm）

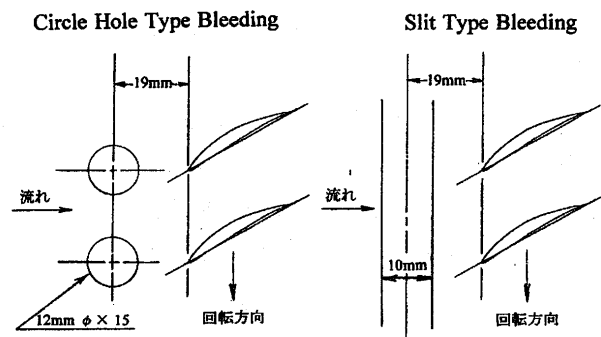


図1. 抽気孔の配置

に設けてあり、抽気孔の形状は、実機の圧縮機を参考に丸穴（丸穴タイプ）、並びに溝（溝タイプ）とした。丸穴タイプはリング円周上等分な位置に12mm ϕ の穴を15個設け、溝タイプは円周上に幅10mmの溝を設けた。抽気孔の寸法は圧縮機入口流量(G)に対する抽気流量(GB)の割合が最大約30%程度確保できるよう定めた。

3. 実験装置及び方法

低速実験用小型単段軸流圧縮機は図2示すように外径(120mm ϕ)一定、内径(60mm ϕ)一定の形状で、動翼及び静翼段一組から構成されている。動翼の枚数は12枚、静翼の枚数は15枚である。表1に主な設計要目を示す。抽気孔ケーシングは二重構造になっており、抽気孔を設けた内

壁は、抽気タイプによって、取り替えられる。外壁の円周上には、3箇所の抽気ポートが設けてあり、抽気孔から集められた抽出空気は抽気ポートから別に設けた排風機で強制的に排出する。

圧縮機入口流量は入口ストラット部に設けたくし型全圧管及び静圧管で測定し、抽気流量は抽気管の途中に設けたオリフィスで測定した。圧縮機内部の流れは、動翼後方の位置で、5孔ピトー管をスパン方向にピトートラバースして計測を行った。静翼出口全圧は静翼の後方位置で、円周方向の1ピッチ間の全圧が計測できる熊手型のピトー管をスパン方向にトラバースして測定した。また翼スパン方向の取付位置が異なる7枚の全圧管付き静翼を円周上に分散して取り付け、動翼直後の全圧を測定した。

4. 実験結果

実験は、抽気孔が丸穴タイプと溝タイプの2種類について、7000rpm 回転一定の条件で、抽気率が0%から最大 25%の範囲で抽気量を変えて行い、主に動翼の性能に及ぼす抽気量の影響及び抽気孔の形状の違いによる影響を調べた。

(空力特性)

図3は丸穴タイプにおける動翼段までの空力特性である。全圧上昇(ΔP)は7枚の静翼に取り付けた全圧管で測定した動翼出口全圧(P2)の平均値と圧縮機入口ストラット部に設けたくし型全圧管で測定した入口全圧(P1)の平均値との差で表し、動翼吸込み修正流量(GC)は圧縮機入口吸込み流量(G)から抽気孔から抽出された抽気流量(GB)を差し引いた値で表した。抽気によって、入口吸込み流量が増加すると動翼吸込み流量も多くなり、また全圧上昇値も大きくなっている。この傾向は抽気率が大きくなるにしたがって拡大している。図4は溝タイプにおける動翼段までの空力特性で、丸穴タイプと同様な傾

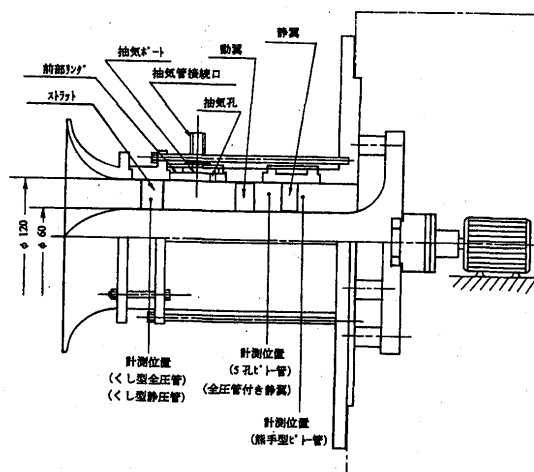


図2.低速実験用小型単段軸流圧縮機

外径	120 mm ϕ
内径	60 mm ϕ
回転数	10000 rpm
流量	0.36 kg/sec
全圧上昇	998 mmAq
温度上昇	0.9 $^{\circ}\text{C}$
軸流速度	35 m/sec
翼型	動翼 NACA65 (NACA65 Camber)
	静翼 NACA65 (NACA65 Camber)
翼枚数	動翼 12
	静翼 15

表1. 単段圧縮機の主設計要目

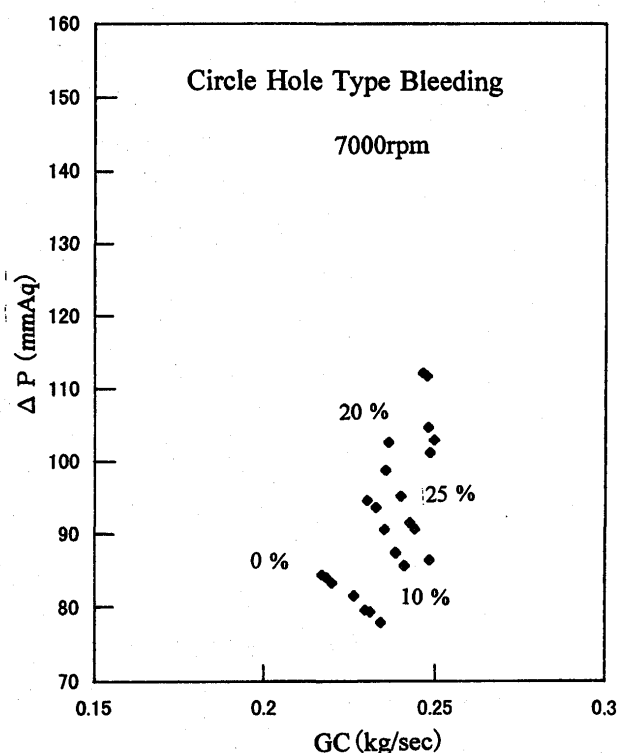


図3. 丸穴タイプ抽気の実験結果

向を示している。しかし抽気なし（0 %）の場合を含め、各抽気率同士で比較した場合、丸穴タイプよりも流量が増えており、また全圧上昇値も大きくなっている。

（内部流れ）

図5、6は静翼に取り付けた全圧管で測定した同一の出口弁開度における抽気率0～25%での動翼出口全圧（P2）のスパン方向分布である。図5は丸穴タイプの場合、図6は溝タイプの場合である。計測点のスパン方向位置はハブ面からの距離（Y）とハブ面からケーシング面までの流路高さ（H）との比で表している。丸穴タイプ及び溝タイプとも抽気によってスパン方向全範囲で全圧が大きくなっている。また同じ抽気率で比較した

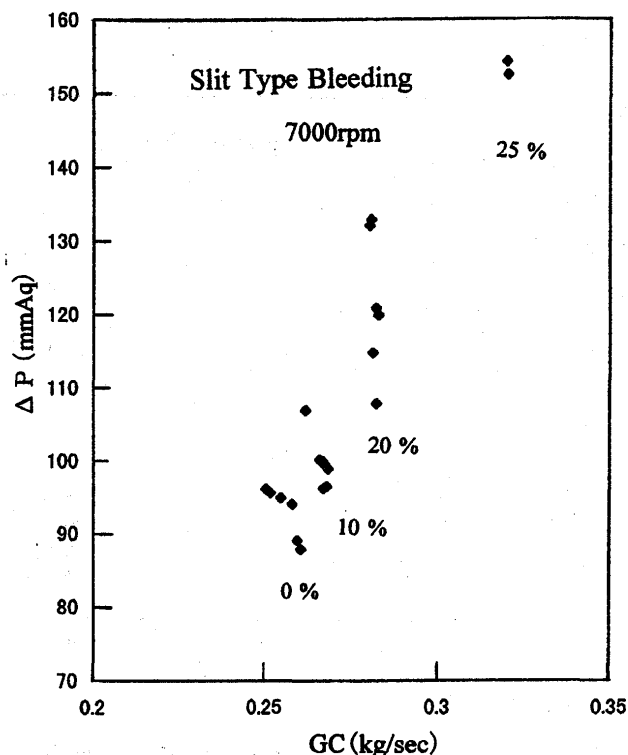


図4. 溝タイプ抽気の空力特性

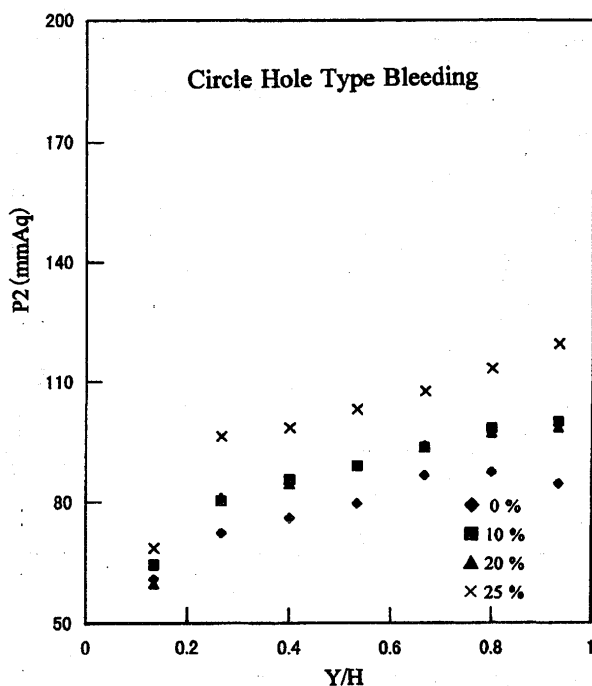


図5. 丸穴タイプ抽気の動翼出口全圧

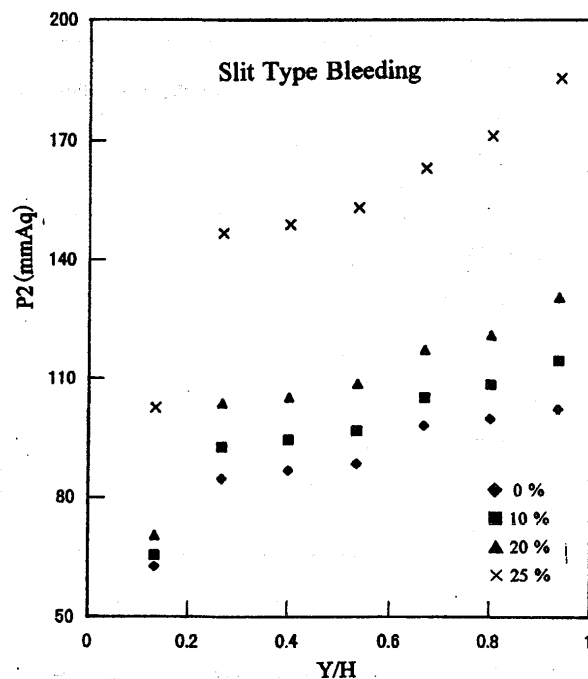


図6. 溝タイプ抽気の動翼出口全圧

場合、丸穴タイプよりも溝タイプのほうが、全圧が大きい。しかしスパン方向分布の形状は類似している。

図7、8は図5、6と同じ抽気率0～25%での同一の出口弁開度における5孔ピトー管で計測した動翼出口の絶対流出速度（V2）及び絶対流出角（ α_2 ）のスパン方向分布である。

図7は丸穴タイプの場合で、絶対流出速度は抽気量の増加にともない、スパン方向全範囲で増加

しており、
抽気の影響
が現れている。
また絶対
流出角は、
速度ほど
抽気による
差が生じ
ないが、
チップ付
近を除くと
抽気量の
増加によ
り、増加
している。

図8は溝
タイプの場合
である。
同一抽気率
では、絶対
流出速度及
び絶対流出
角とも丸穴
タイプより
大きい。抽
気孔が丸穴
タイプ及び
溝タイプと
も、全圧の
場合と同じ
く、抽気量
が変化して
も、絶対流
出速度及び
絶対流出角

のスパン方向分布の形状は類似している。

図9は、丸穴タイプ及び溝タイプの抽気率が20%における同一の出口弁開度での絶対流出速度(V_2)、動翼出口全圧(P_2)、絶対流出角(α_2)及び翼列方向の流れ角(θ_p)の各スパン方向分布の比較である。溝タイプの方が速度、全圧は明らかに大きい。また抽気孔へ向かっての上向きの流れが動翼出口のチップ付近を除いたスパン方向の範囲で残っており、溝タイプの方が、上向きの流れが大きい。同一抽気量では、抽気孔の形状の違いによって翼列性能に明確な差異が生じている。

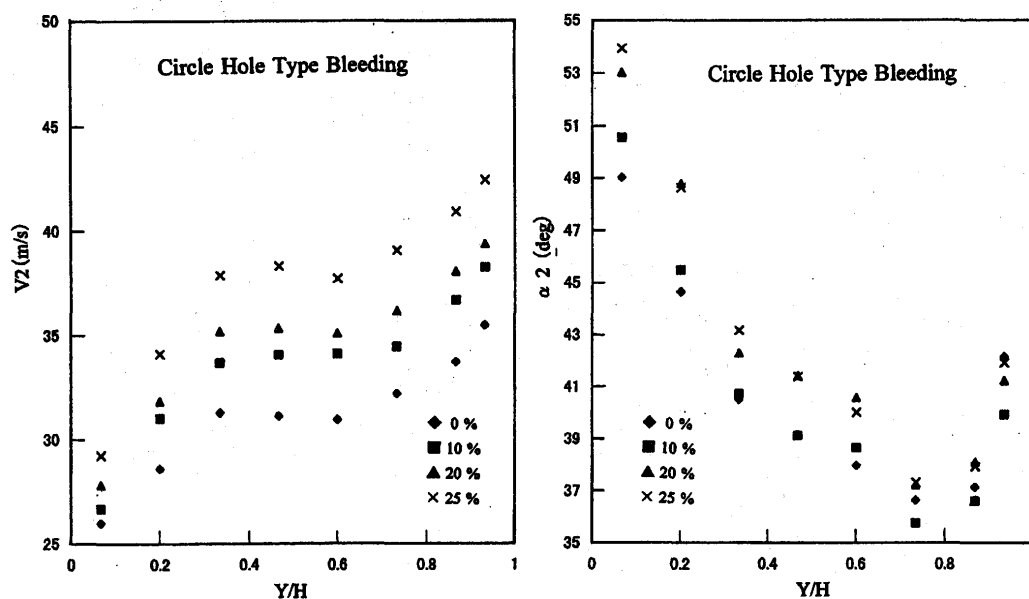


図7. 丸穴タイプ抽気の絶対流出速度、絶対流出角のスパン方向分布

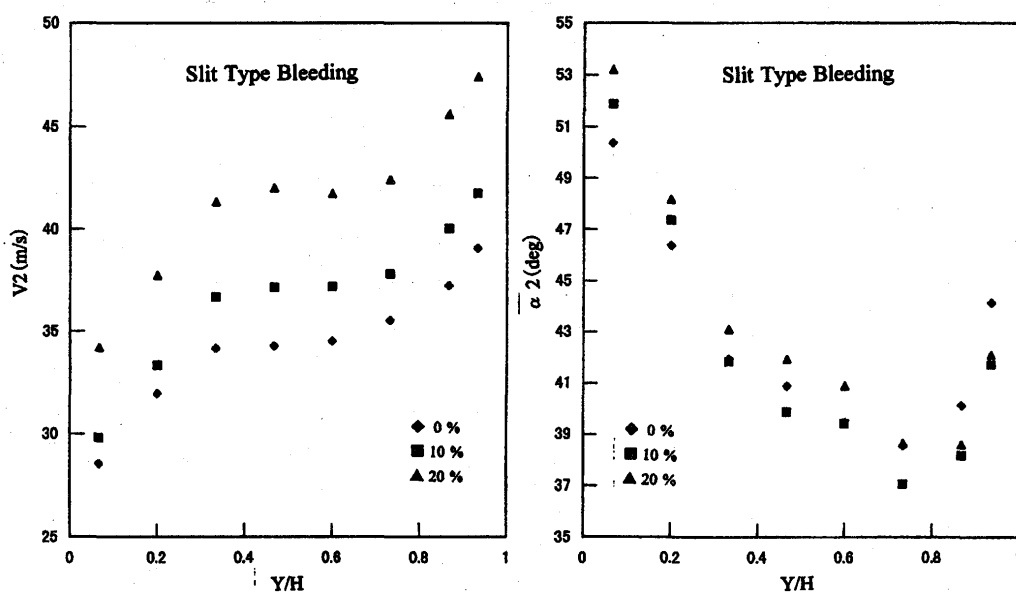


図8. 溝穴タイプ抽気の絶対流出速度、絶対流出角のスパン方向分布

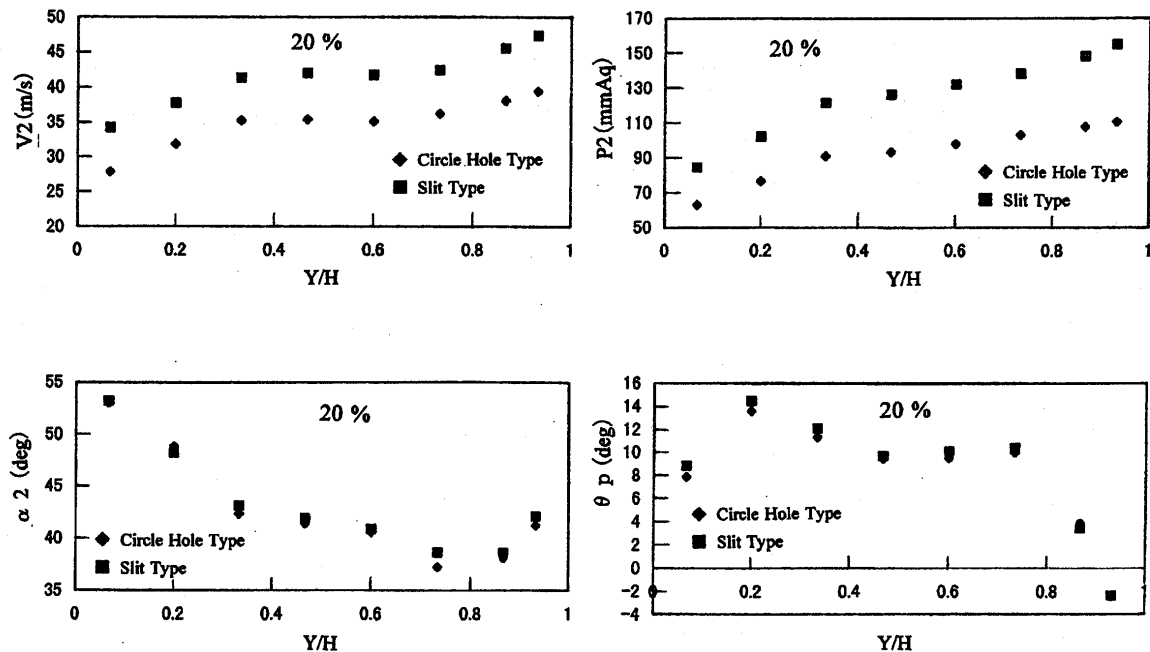


図 9. 抽気率 20 %での丸穴タイプ抽気及び溝タイプ抽気の比較

5. まとめ

抽気が動翼に及ぼす影響を調べるため、低速実験用小型単段軸流圧縮機を用いて、動翼前方に設けた抽気孔の形状が丸穴タイプ及び溝タイプの2種類について基礎実験を行った。その結果次のようなことが明らかになった。抽気孔の形状が丸穴タイプ及び溝タイプとも抽気によって動翼吸込み流量が増加し、また動翼出口での全圧、速度、流出角が全スパンにおいて大きくなることが明らかになった。また溝タイプの方が丸穴タイプより空力性能に及ぼす抽気の影響が大きく、抽気孔の形状の違いによる影響が現れた。以上回転翼列性能に及ぼす抽気の影響について、基礎的なデータが得られた。実際の圧縮機は動翼前段の静翼前方、あるいは静翼間に設けた抽気孔から抽気を行う場合が多い。今後静翼段の翼列性能の影響を考慮した実験も行う予定である。

参考文献

- (1) 菅原、他 2 名、日本機械学会第 69 期全国大会講演会講演会講演集
- (2) 菅原、齊藤、日本ガスタービン学会秋季講演会(松江)講演論文集
- (3) 菅原、齊藤、日本ガスタービン学会秋季講演会(奈良)講演論文集
- (4) 菅原、他 2 名、日本ガスタービン学会第 13 回ガスタービン定期講演会講演論文集
- (5) 航技研資料 TM-509 ファンエンジン用高圧圧縮機の研究(7) 空力試験機 HC-20 の低速での抽気性能
- (6) 齊藤、他 2 名、日本航空宇宙学会第 39 回航空原動機・宇宙推進講演会講演集 圧縮機形状最適化の研究

周期的後流と翼面境界層との干渉に関する研究 (主流乱れの効果)

*小薮 栄太郎 (岩手大院)
船崎 健一 (岩手大工)

1 緒言

航空エンジンなどのターボ機械内での流れ場は、動・静翼列干渉等により複雑な非定常流になっている。特に上流側翼列から生じる周期的な後流は、下流側翼列の翼まわりの境界層に空力的、伝熱的影響を与える。そのため高性能、高信頼性のエンジン開発には、翼まわり流れの動的挙動の把握が重要である。例えば、Shulte, Hodson⁽¹⁾⁽²⁾は、翼面境界層の挙動を予測するために、直線翼列試験装置と後流を発生させる装置を用いて、周期的後流と負圧面境界層に生じる剥離や損失の影響を調べている。しかし、翼列を用いた実験では、周期的後流の通過が境界層特性や損失に与える効果に関する詳細な情報を得るには難しい。そこで、Funazaki, Koyabu⁽³⁾は翼面境界層を模擬した試験装置を用いて、後流通過による順・逆圧力勾配下の境界層遷移を実験的に調べ、後流通過周波数および後流発生装置の円柱の移動方向が影響することを明らかにした。

本研究は、この研究を発展させ、主流乱れと後流による境界層遷移促進効果が、実際の圧力分布に近い状態でどのように変化するかを熱線プローブによる詳細な速度計測を通じて解明を試みた。

2 実験

2.1 試験装置

図1は、試験装置概要を示す。この装置では、翼面境界層を模擬するためアクリル製の平板翼（厚み：300mm、幅：200mm）を用いる。先端部には楕円形（長軸：75mm、短軸：15mm）の前縁を取り付けており、平板翼表面には静圧分布を計測するための静圧孔が設けられている。平板翼の計測面の対向面には、ダクト上板から2枚の傾斜板を組み合わせた加減速装置を取り付けて流れを加速・減速させて平板境界層上にタービン翼負圧面上の圧力分布⁽⁴⁾を模擬する。加減速装置は平板翼上側にしか取り付けられていないため、供試流体が平板翼に平行に流入しない。そのためダクト下側下流に流量調節用の網を取り付け、入口流れが平板翼にほぼ平行に流入するようにした。油膜法による流れの可視化により、平板翼の先端がよどみ線になることを確認している。後流発生装置は後流発生用円柱（直径5mm）、回転円盤（直径400mm）、フレームおよび誘導モータおよびモータと直結の無段階変速器からなる。円柱は回転円盤の外周に最大6本まで取り付け可能であり、円柱中心軸が平板翼よどみ線と平行になるように設置

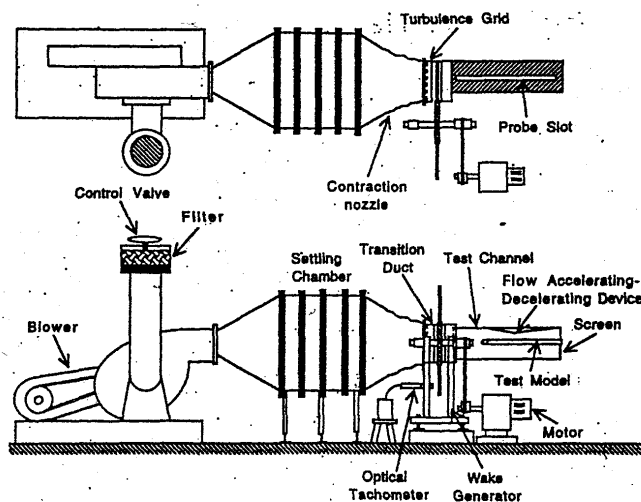


図1 試験装置概要

した。また円盤の回転数は900～1500rpmの間で自由に設定でき、回転数は接触式回転計で計測した。今回の計測では全て回転数を1200rpmに限定した。ノズル出口に取り付けたアクリル製のトランジションダクトには、後流発生装置の円柱列が通過するスロットを設けている。供試ダクト（断面：200mm×300mm）とトランジションダクトとの間には10mm程度の間隔を設け、絞りノズル境界層の影響が供試部に及ばないように配慮した。また、乱流格子をノズル出口に装着することにより主流乱れを受動的に制御する。今回の実験では二種類の乱流格子を用いた。その詳細を表1に示す。

2.2 計測システムおよびデータ処理方法

図2は、計測システムを示す。非定常境界層計測には、熱線プローブおよび定温度型熱線流速計、熱線プローブの温度補償ユニット、A/D変換用のデジタイザそ

してデジタイザのトリガー信号を発生する光電式回転検出器を用いる。熱線プローブはコンピュータ制御の電動トラバーサに取り付け、原点は注意深く平板部表面に十分に近づけた位置とする。計測範囲は、どちらも不等間隔で流れ方向（ x_{surf} ）に21点、高さ方向（ y ）には x_{surf} 方向各点に対して21点の計441点で計測する。回転円盤からトリガパルスが発生させ、回転に同期したトリガー信号により熱線流速計からのリニアライズされたアナログ信号が、サンプリング周波数50KHzで、2048wordサンプリングされる。このように取得された100個（ $k=1, 2, \dots, 100$ ）の流速の生データ v_k をハードディスクに記録し、アンサンブル平均速度 $\bar{v}$ およびアンサンブル平均乱れ度 $\bar{t}u$ を以下の式で算出した。

$$\bar{v}(x_{surf}, y, t) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N v_k(x_{surf}, y, t) \quad (1)$$

$$\bar{t}u(x_{surf}, y, t) = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{k=1}^N \{v_k(x_{surf}, y, t) - \bar{v}(x_{surf}, y, t)\}^2} / U_e(x_{surf}) \quad (2)$$

ここで U_e は静圧分布から算出した局所主流速度である。次にアンサンブル平均速度 $\bar{v}$ を用い、後流の影響を受けて時間的に変化するアンサンブル平均した排除厚さ δ_1 、運動量厚さ δ_2 、エネルギー散逸厚さ δ_3 および形状係数 $\bar{H}_{12}$ を以下の式で求めた。

表1 乱流格子

	Grid1	Grid2	No Grid
Wire Diameter(d)	0.8mm	1.9mm	-
Mesh Width(M)	5.0mm	10.0mm	-
Degree of Openness	0.71	0.66	-
M/d	6.25	5.26	-
Tu	1.80%	3.15%	0.70%

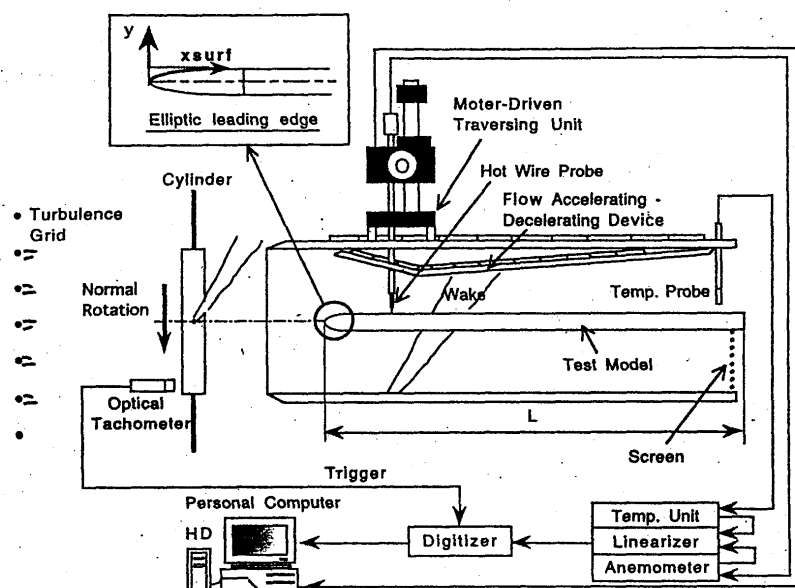


図2 計測システム

$$\delta_1(x_{surf}, t) = \int_0^{\delta(x_{surf}, t)} \left\{ 1 - \frac{\tilde{v}(x_{surf}, y, t)}{U_e(x_{surf})} \right\} dy \quad (3)$$

$$\delta_2(x_{surf}, t) = \int_0^{\delta(x_{surf}, t)} \frac{\tilde{v}(x_{surf}, y, t)}{U_e(x_{surf})} \left\{ 1 - \frac{\tilde{v}(x_{surf}, y, t)}{U_e(x_{surf})} \right\} dy \quad (4)$$

$$\delta_3(x_{surf}, t) = \int_0^{\delta(x_{surf}, t)} \frac{\tilde{v}(x_{surf}, y, t)}{U_e(x_{surf})} \left\{ 1 - \left(\frac{\tilde{v}(x_{surf}, y, t)}{U_e(x_{surf})} \right)^2 \right\} dy \quad (5)$$

$$\tilde{H}_{12}(x_{surf}, t) = \delta_1(x_{surf}, t) / \delta_2(x_{surf}, t) \quad (6)$$

ここで δ はアンサンブル平均した瞬間的な境界層厚さで、高さ方向にトラバースしたときに最大流速となる点の高さと定義する。なお、供試ダクト及び加速減速装置には熱線プローブ挿入用のスロットが設けられているが、計測時には、プローブ挿入部を除きスロットにいくつかのブロックを詰めることで、スロットからの空気漏れを防いでいる。

2.3 試験条件

後流の影響を受ける平板翼まわりの非定常流れ場に関するパラメータは、入口速度に基づくレイノルズ数 Re_{in} と、後流の影響を示すストローハル数（無次元周波数） S で表す。

$$Re_{in} = \frac{U_{in} L}{\nu} \quad (7)$$

$$S = \frac{fL}{U_{in}} = \frac{nn_c}{60} \frac{L}{U_{in}} \quad (8)$$

ここで U_{in} ：入口速度（=20m/s）、 L ：平板翼長さ（=1.075m）、 f ：後流通過周波数、 T ：後流通過周期、 n_c ：円柱本数（=2本）、 n ：後流発生装置の回転数（=1200rpm）、 ν ：動粘性係数である。式（6）、（7）より $Re_{in} \approx 1.43 \times 10^6$ 、 $S = 2.15$ となる。図2に示す後流発生装置の回転円盤の回転方向を、正回転の方向（Normal Rotation）と呼ぶ。これはタービン翼負圧面上における後流を再現する。

2.4 圧力分布

図3は平板翼表面で計測した圧力分布および、ポテンシャル流解析コードで行った計算結果を、そして今回の研究で参考にしたタービン翼表面上の圧力分布⁽⁴⁾も示す。それらの圧力分布 C_p は式（9）で示される。

$$C_p = \frac{P_0 - p}{1/2 \rho U_{in}^2} = \left\{ \frac{U_e(x_{surf})}{U_{in}} \right\}^2 \quad (9)$$

ここで、 P_0 ：入口全圧、 p ：平板翼表面上圧力、 ρ ：空気

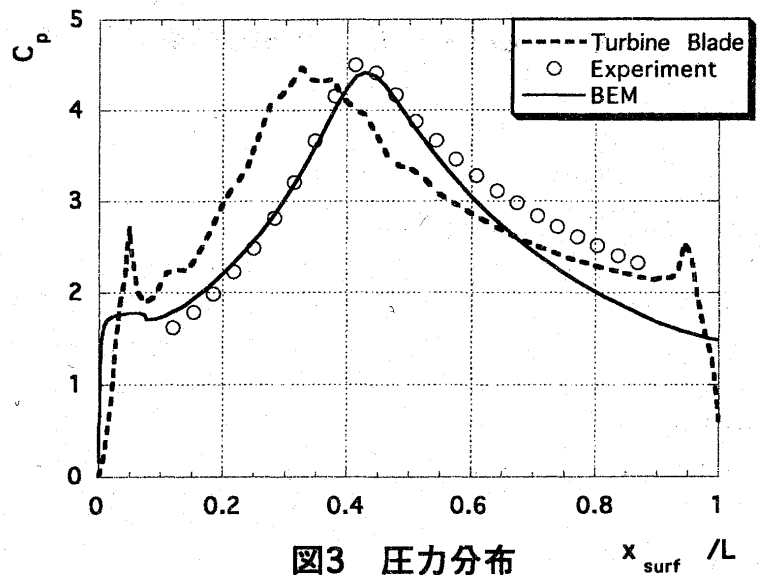


図3 圧力分布

の密度である。

3 主流乱れ度および円柱後流の特性

図4は乱流格子を変化させた主流乱れ度および円柱後流の乱れ度のピーク値と計測位置までの距離との関係⁽⁵⁾⁽⁶⁾を示す。空間的な乱れ度の減衰状況を得るため、流れ方向に5点、高さ方向には流れ方向各点に対して51点の計255点計測した。定常流 ($S=0$)、非定常流 ($S=2.15$) それぞれ下流になるにつれてピーク値は減少するが、乱流格子による影響は、非定常流の場合は上流側でさえも定常流ほど影響を受けないことがわかる。

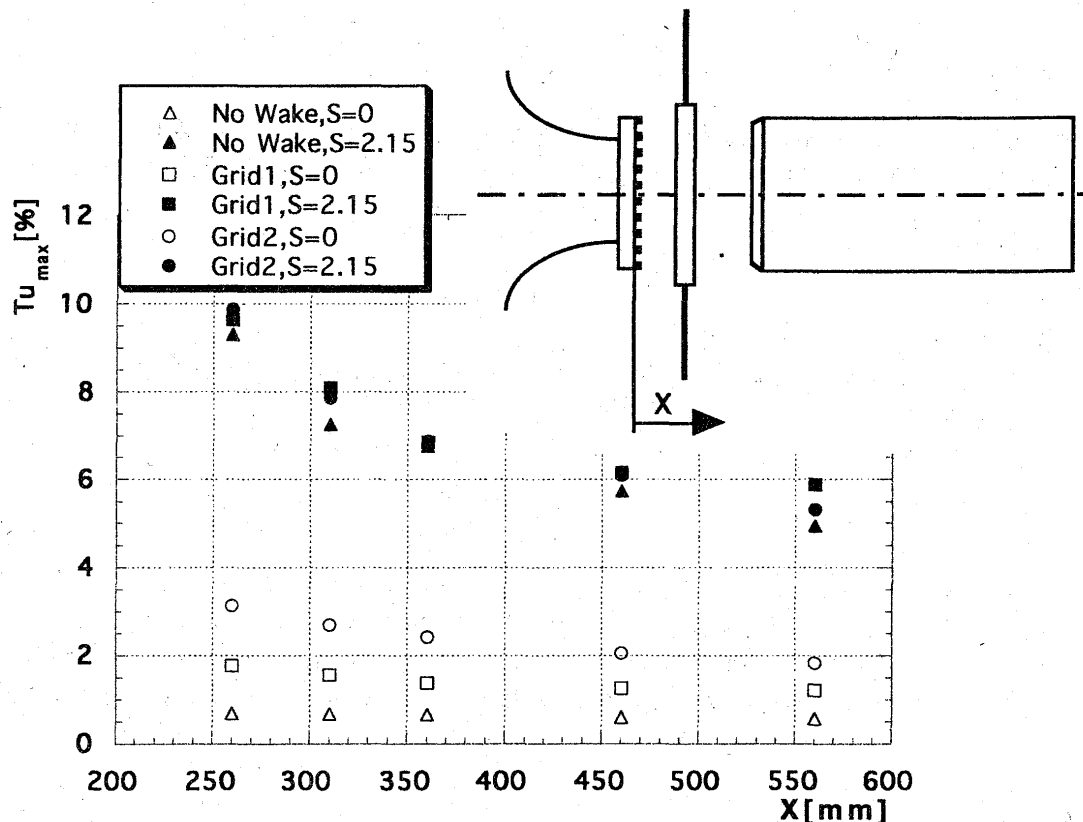


図4 乱流格子および円柱後流による最大乱れ度の減衰状況

4 境界層計測

4.1 形状係数の時空間図

図5、6、7は主流乱れ度を変化させた場合の周期的後流の影響を受ける境界層の三次元的な形状係数の時間的・空間的变化を示す。ここで、各軸はそれぞれ楕円前縁からの無次元距離、時間および形状係数（正、負の領域）を表す。データ整理には、同一乱流格子の下で周期的後流の影響を受ける場合から受けない場合（定常流）の形状係数の差をとった。各図において、後流通過により上流側は形状係数が負のくさび状の領域が現れる。これは、主流乱れ度が低く、ストローハル数を増加させた場合の計測結果⁽⁷⁾からも明らかにされている。また主流乱れ度が大きいGrid2の場合は、乱れ度が小さい場合と比べて、加速領域から減速領域にかけての急激な変化が少ない。これは、図5、6の場合の境界層遷移が、後流通過による影響が大きいのに対し、図7では、乱流格子による影響が大きいと考えられる。

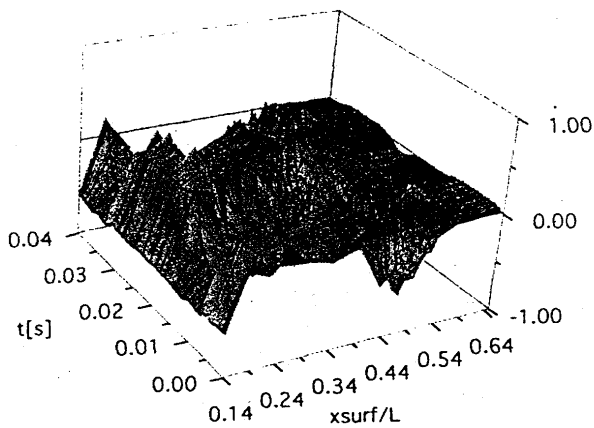


図5 後流の影響を受ける
形状係数の時空間図 (No Grid)

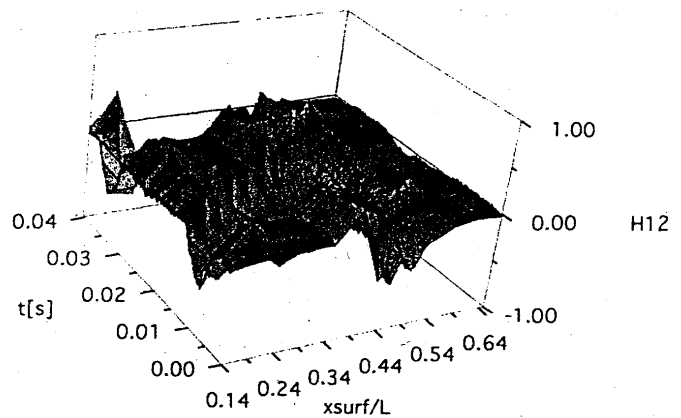


図6 後流の影響を受ける
形状係数の時空間図 (Grid1)

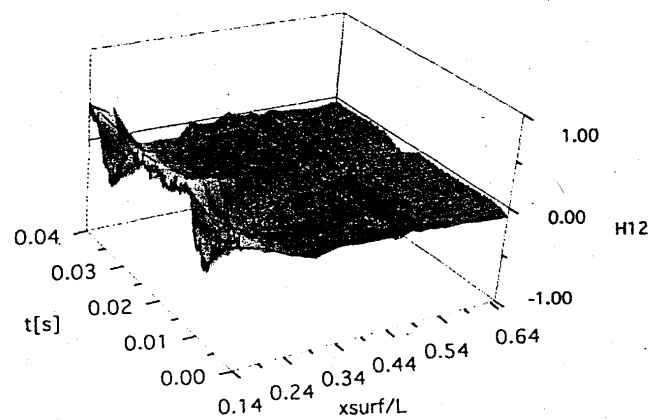


図7 後流の影響を受ける
形状係数の時空間図 (Grid2)

4.2 時間平均エネルギー散逸厚さ

図8は時間平均エネルギー散逸厚さを示す。それぞれ上流側の加速領域では、流れ方向に一定となるが、減速領域からは時間平均エネルギー厚さが直線的に増加する。

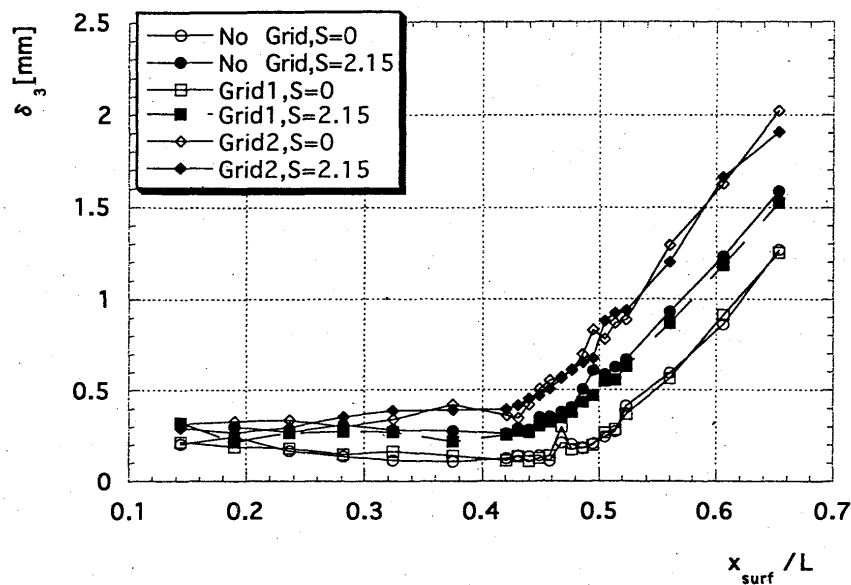


図8 時間平均エネルギー散逸厚さ

4 結論

本研究で得られた結果をまとめると以下のようになる。

(1) 形状係数の時空間図から後流通過による境界層遷移は、供試体入口での主流乱れ度が増加するに伴い主流乱れ度が周期的後流よりも支配的になる。

(2) 時間平均エネルギー散逸厚さは、乱流格子および後流の影響にかかわらず減速領域から直線的に増加する。

謝辞

実験遂行に当たっては齊藤二三技術職員、学部生高橋潤君の協力を得た。また、本研究で使用した装置の製作に当たっては、工作センター佐々木圭一技術職員にご助力を得た。合わせてここに感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Schulte, Volker., Hodson, Howard, P., Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines, ASME Paper 96-GT-486, 1996
- (2) Schulte, Volker., Hodson, Howard, P., Wake-Separation Bubble Interaction in Low Pressure Turbines, AIAA 94-2931, 1994
- (3) Funazaki, K., Koyabu, E., Effects of Periodic Wake Passing Upon Flat-Plate Boundary layers Experiencing Favorable and Adverse Pressure Gradients, ASME Journal of Turbomachinery Vol.121, 1999, pp.333-340.
- (4) 船崎、佐々木、田沼、タービン翼列の非定常損失に関する研究（直線翼列を用いた実験的研究）、日本ガスタービン学会誌、Vol.25, No.95, 1996, pp.74-80
- (5) 船崎、手塚、田沼、タービン翼列の空力特性に対する後流干渉効果（第1報）、日本ガスタービン学会誌、Vol.27, No.3, 1999, pp.177-185.
- (6) Young, C.D., Han J.C., Huang, Y., Rivir, R.B. Influence of Jet-Grid Turbulence on Flat Plate Turbulent Boundary Layer Flow and Heat Transfer, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.114, 1992, pp.65-72.
- (7) 船崎、小薮、周期的後流と翼面境界層との干渉現象に関する研究、日本ガスタービン学会誌、Vol.26, No.101, 1998, pp.88-94.

清水 邦弘 * 野上 龍馬

（（株）先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

1. まえがき

当研究所（先進材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG））は、ガスタービンに複合材料等の先進材料を利用することにより、燃費低減20%、重量低減50%、NO_x削減70%の課題を解決するための革新技术の研究開発に取り組んでいる。そのため、タービンにおいては、段数の削減と効率向上が同時に要求される。ガスタービンの高性能化のため全体圧力比は高くなるにも拘らずタービン段数が削減されるため、必然的に段当たりの膨張比及び負荷が高くなる⁽¹⁾。

高負荷高膨張比タービンの研究報告は少ないが、最近の事例を見てみると、負荷係数2.2、圧力比5.0の単段タービンで効率が82%の報告例⁽²⁾があり、高効率達成が非常に難しいことを示唆している。

高負荷高膨張比タービンの問題を洗い出すと、代表として次の2項目が挙げられる。

（1）高負荷については、動翼の転向角が大きくなり、ガス通路内部に発生する2次流れが強くなり損失が増大する。

（2）膨張比が3.0より高くなると、翼前縁部、後縁部で衝撃波が発生し損失が増大する。

従って、2次流れと衝撃波の制御が重要な課題となる。

そこで、当研究所では、高負荷・高膨張比の対策を盛り込んで高負荷・高膨張比単段タービンを設計し、当該タービンの空気タービン試験を実施し目標効率を達成した。本稿では、初回試験・第2次試験の試験結果を反映した改良設計、及びその試験結果（第3次試験）について報告する。

2. タービン設計

2.1 タービン仕様

当研究所における最終目標は、負荷係数2.0で効率91%を設定している。第3次試験では、タービン仕様を決定するため、最新のターボファンエンジンの2段タービンを当研究所で開発する材料を適用して単段タービンにした場合を想定した。このとき、タービン仕様は中間目標と同レベルの負荷係数は2.1、膨張比は4.0、効率は89.2%となった。この効率は、図1に示すタービン効率のトレンドカーブから最終目標値と同レベルであり、現状技術レベルに対しては3.4%高いレベルである。表1にタービンの諸元を示す。第3次試験は、第1次試験・第2次試験に対して、目標効率を1%高く設定し、また、試験設備上の制約から膨張比を若干引き下げている。

2.2 初回試験の概要

2.2.1 設計

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

（1）静翼：静翼はフロントローディング、スタッキングの最適化。

（2）動翼：ハブ部のガスパス形状最適化

2.2.2 試験結果

試験は静翼単体の環状翼列試験と空気タービン試験を行った。

表2及び表3(a)に試験結果の概要を示す。設計点膨張比におけるタービン効率は87.2%であり、目標値に対して1%下回ったが現状技術レベルに対しては1.4%向上した。各翼の損失については、計画値に対して、静翼は約8ポイント大きく、動翼は約4ポイント小さかった。尚、動翼の損失は、環状翼列試験結果と空気タービン試験結果から推定した値である。効率向上には、静翼の損失低減が不可欠であることが判明した。

2.3 第2次試験の概要

2.3.1 第1次改良設計

初回試験の結果より、動静翼に対して下記の改良設計を行った。

- (1) 静翼：衝撃波による翼型損失低減のため、翼後縁厚の薄肉化、スタッキングの最適化。
- (2) 動翼：オリジナル設計と同様にハブ部のガスパス形状最適化を適用、翼後縁厚の薄肉化。

2.3.2 試験結果

試験は静翼単体の環状翼列試験と空気タービン試験を行った。

表2及び表3(a)に試験結果の概要を示す。静翼の損失は、計画値に対して約1.2ポイント小さく、に対しては9.4ポイント低減し静翼改良設計は良好であった。空気タービン試験については、膨張比3～3.2では、第1報に対し効率が0.7ポイント向上した。ところが、膨張比3.6以上では初回試験に対し効率が低下した。高膨張比領域において、動翼前縁背側での翼面マッハ数が高くなり、強い衝撃波が発生し、動翼損失が増大し効率が低下したと推測される。

2.4 第2次改良設計方針

初回試験・第2次試験の結果より、動静翼に対して以下の改良設計を実施した。

(1) 静翼

- ① 静翼は第2次試験の静翼単体の試験結果が良好のため、第2次改良設計では第1次改良設計の静翼をそのまま使用する。
- ② タービン仕様の変更による動翼相対流入角への影響は、スルーフローの計算を実施して補正する。

(2) 動翼

- ① オリジナル設計と同様にハブ部のガスパス形状最適化を実施する。
- ② 翼型は粘性解析による翼面マッハ数分布及び全圧損失分布を評価パラメータにして創成する。(任意翼型の適用)
- ③ ミーンからチップにかけて翼負荷が高いため、翼コード長を延長して単位翼コード長あたりの翼負荷を下げる。(ワイドコード化)
- ④ 動翼入口メタル角の最適化
- ⑤ 試験時のクリアランスを通常レベルの0.3mm程度(翼高さの1.0%に相当)にする。

2.5 第2次改良設計結果

動翼を2.4(2)の改良設計方針に従って設計した。図3に動翼の3次元翼形状を示す。各設計評価パラメータについては以下のような結果が得られた。なお、3次元粘性解析時のチップクリアランスは第1次改良設計、第2次改良設計とも同じで0.3mmに設定した。

(1) 翼面マッハ数分布

図4は翼面マッハ数分布について3次元解析結果を第1次改良設計と第2次改良設計で比較し

たものである。第1次改良設計に対して第2次改良設計は背側ピークマッハ数がミーン断面で0.1、チップ断面で0.25低減することができた。その結果、第2次改良設計では背側ピークマッハ数を1.4以下に抑制することができた。特にチップ領域で大きな損失低減が期待できる。これは主に、任意翼型の適用及びワイドコード化の効果である。

(2) 全圧損失分布

図5は全圧損失分布について3次元解析結果を第1次改良設計と第2次改良設計で比較したものである。翼高さ70%から100%まで大幅に全圧損失が低減されている。これは(1)項で述べたように当該領域で任意翼型の適用及びワイドコード化の効果により背側ピークマッハ数が大きく抑制されたためである。翼高さ0%から30%までの全圧損失は試験値を反映した動翼入口メタル角最適化による効果であり、第1次改良設計に比べて第2次改良設計は若干インシデンスを背打ち側にシフトしてある。改良設計の結果、全圧損失流量平均値において、第2次改良設計は第1次改良設計に対して34ポイント低減することに成功した。

(3) 効率予測

第1次改良静翼及び第2次改良設計動翼を組み込んだ時の効率について初回試験・第1次試験の試験結果及び3次元粘性解析結果を反映して予測し、目標効率89.2%を達成できる見通しを得た。効率向上の寄与率は、翼改良設計により3割、試験チップクリアランス減少により7割と推定される。

3. 試験

図6に試験装置の供試翼部断面図を示す。試験は空気タービン試験を実施した。

4. 試験結果及び考察

表3(a)に試験結果概要を示す。図7にタービン効率を示す。設計点における膨張比での断熱効率は89.6%となり、目標効率を達成することができ、第2次改良設計が有効であることが確認できた。今回の改良設計及び試験を通じて確認できたことは以下の通りである。

- (1) 高負荷タービンの高効率化には、ワイドコード動翼により単位翼コード長あたりの翼負荷を下げるのが有効である。
- (2) 高負荷タービン動翼において、3次元粘性解析によるハブ側エンドウォールコンタリング、任意翼型の最適化により全圧損失を低減できる。

5. まとめ

高負荷・高膨張比タービンの動翼の改良設計を行い、空気タービン試験を実施した。本稿で得られた主な知見は以下の通りである。

- (1) 目標効率89.2% (負荷係数2.1、膨張比4.0のとき) を達成した。
- (2) 高負荷・高膨張比タービン動翼の損失低減には、ハブ側のエンドウォールコンタリング、任意翼型、ワイドコード翼が有効であることがわかった。

6. 参考文献

- (1) 山本他、「超高負荷タービン動翼模擬試験」、第27回ガスタービン定期講演会講演論文集、pp45-49
- (2) Vlastic, E. P., Girgis, S., Moustapha, S. H., 1995 "The Design and Performance of a High Work Research Turbine", ASME Paper 95-GT-233

表1(a) タービン諸元 (初回試験、第2次試験)

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

	静翼	動翼
S/C	0.70	0.65
転向角	75.24	120.17

表1(b) タービン諸元 (第3次試験)

負荷係数	2.1	流量係数	0.52
膨張比	4.0		
断熱効率	89.2	反動度	0.313

	静翼	動翼
S/C	0.70	0.60
転向角	75.38	123.13

表2 環状翼列試験結果

			計画値	初回試験	第2次試験
静翼	圧力損失	%	8.8	17.0	7.6
	流出角	deg	75.2	74.1	74.3

表3(a) 空気タービン試験結果 (初回試験、第2次試験)

項目	設計値	初回試験	第2次試験
修正回転数	100.0%rpm	99.4%rpm	99.9%rpm
修正流量	100.0%	98.6%	98.5%
膨張比	4.20	4.02	4.09
負荷係数	2.1	2.1	2.1
断熱効率	88.2%	87.2%	85.8%
反動度	34.5%	32.7%	31.0%
試験クリアランス	0.3mm	0.6mm	0.6mm

表3(b) 空気タービン試験結果 (第3次試験)

項目	設計値	第3次試験
修正回転数	100.0%rpm	99.7%rpm
修正流量	100.0%	99.3%
膨張比	4.00	4.07
負荷係数	2.1	2.1
断熱効率	89.2%	89.6%
反動度	31.3%	28.8%
試験クリアランス	0.3mm	0.3mm

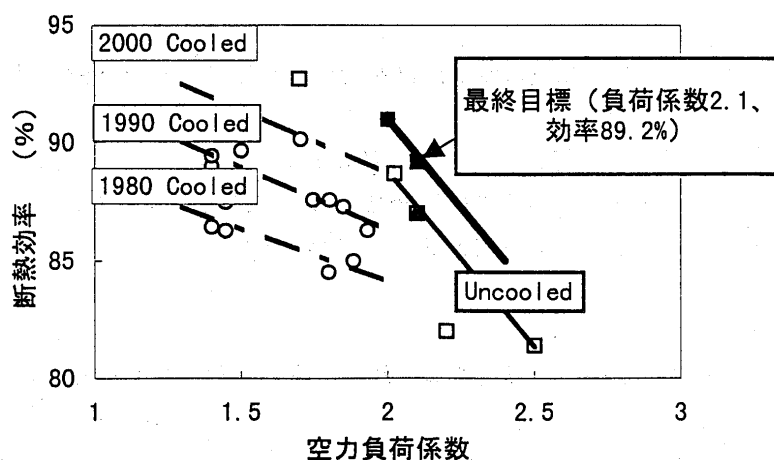


図1 タービン効率のトレンドカーブ

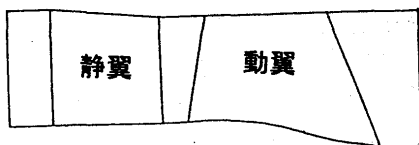


図2 供試翼部ガス通路

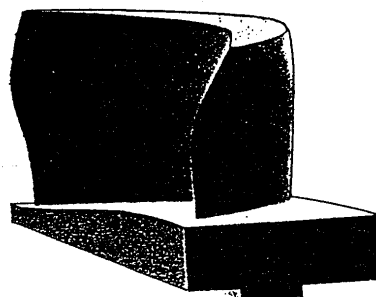
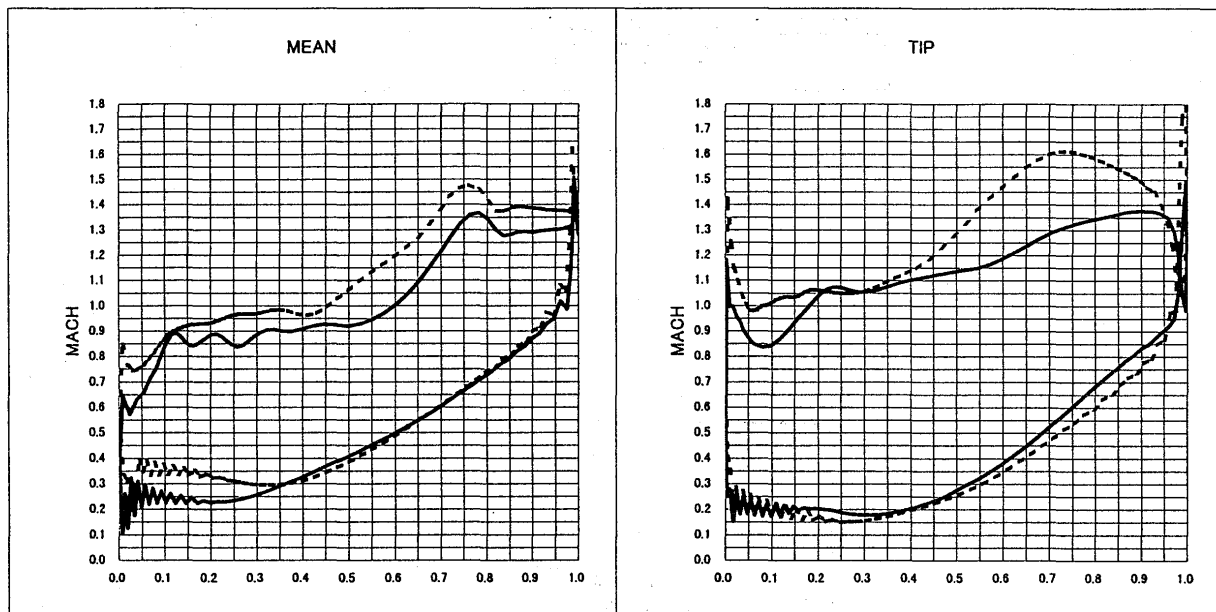


図3 動翼3Dモデル



-----: 第1次改良設計
—————: 第2次改良設計

注: 横軸=無次元翼面距離

図4 翼面マッハ数分布 (動翼、3次元粘性解析結果)

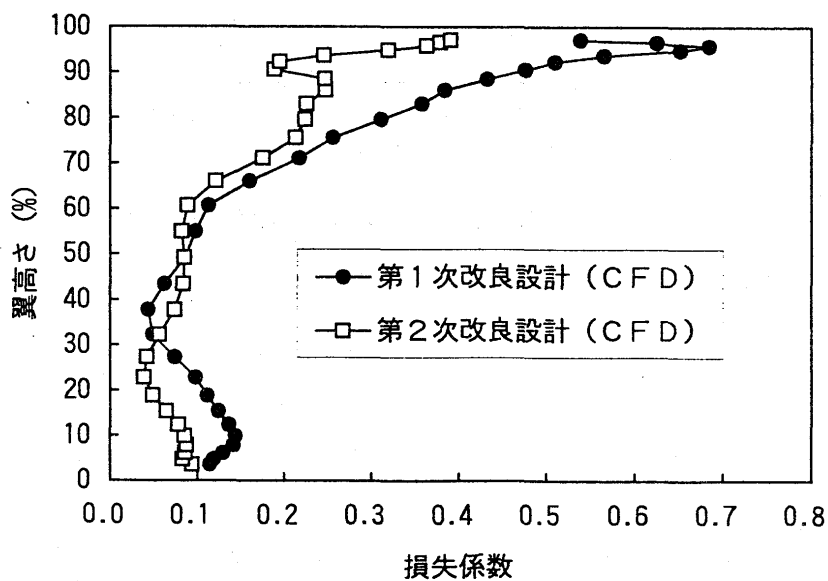


図5 損失係数分布 (動翼、3次元粘性解析結果)

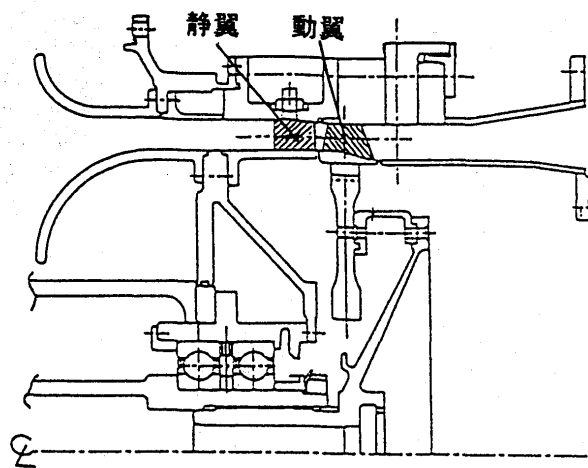


図6 試験装置

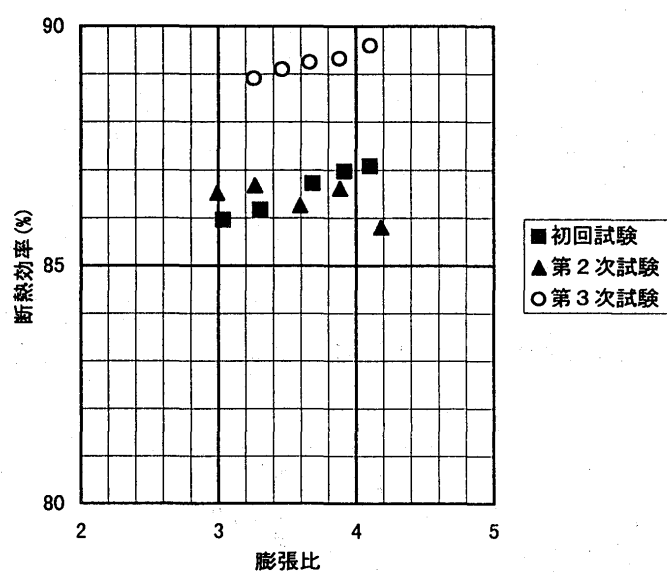


図7 タービン効率 ($N_c=100\text{rpm}$)

超音速ジェットエンジンのセミフリージェット模擬試験

*田口 秀之, 関根 静雄, 二村 尚夫, 柳 良二 (航空宇宙技術研究所)
小見 淳介, 加藤 俊樹 (石川島播磨重工業)
寺崎 眞太郎 (アイ・エヌ・シー・エンジニアリング)

1. はじめに

航空宇宙技術研究所において小型超音速実験機に用いる超音速エンジンの性能評価試験を行うことを目的とした, 超音速エンジン試験施設¹⁾の建設が始まっている. この施設は超音速飛行時と同等の超音速気流を生成してインテーク (空気取入口) を含むエンジン全体の性能試験を行うためのものである. この施設には, ジェットエンジンが吸込む大量の超音速気流を連続供給するとともに, 高空における低圧環境を模擬するための大型の給排気装置が必要になる. この装置を最小限にするためにインテークの前面より少しだけ大きい範囲に超音速気流を供給する「セミフリージェット試験法²⁾」の採用を予定している.

この試験法を確立するために, 上記施設の約 30 分の 1 の空気流量を供給できる小型エンジン高空性能試験装置 (図 1) を整備し, 推力 170N の小型ジェットエンジンを用いたセミフリージェット試験模型 (図 2) による実証試験を行った. 模擬する飛行環境は高度 15,000m, 飛行マッハ数 2.0 とし, インテーク流れ場における衝撃波の観察と, 圧力分布および推力の測定を行った.

試験の結果, インテーク前面より少しだけ大きい範囲に超音速気流を供給することで超音速飛行時と同等のインテーク流れ場を再現でき, エンジン全体の性能評価ができることを実証した. 一方, 超音速飛行においては飛行マッハ数が増加すると, インテークに吸込めない空気が溢れ出て生じるスピレージ抵抗が問題となる. これを防ぐために, 吸入空気の一部を外部に排出するバイパス機構を装着した試験を行い, 実際に抵抗を低く維持できることを確認した.

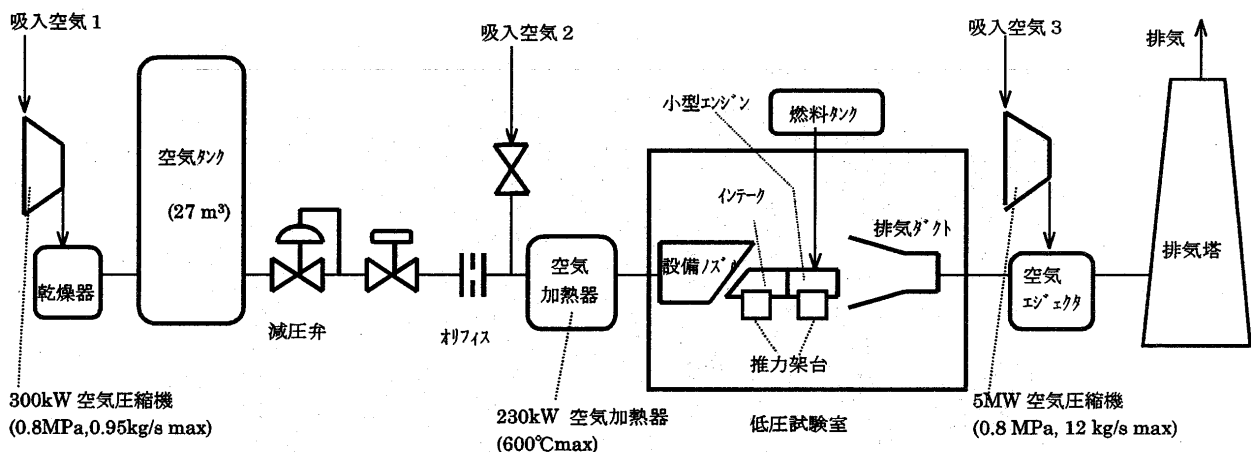


図 1 小型エンジン高空性能試験装置・概略系統図

2. 試験装置および試験方法

2.1 小型エンジン高空性能試験装置

図1に小型エンジン高空性能試験装置の概略系統図を示す。供給空気としては空気圧縮機を介した圧縮空気(約100~800kPa・吸入空気1)または大気吸入による常圧空気(約100kPa・吸入空気2)を選択できる。また温度は、電気式空気加熱器により常温から600℃の範囲で設定できるように設計されている。本報の試験においては、セミフリージェット方式の作動確認を行うため、供給空気は大気吸入で常温とした。大気から吸入された空気はオリフィス流量計を介して低压試験室に供給される。供給された空気のほとんどは小型エンジンの作動に使用されて排気される。低压試験室は下流に設置された空気エジェクタにより設定した圧力に維持することができる。空気エジェクタの1次高压空気(吸入空気3)は5MW空気圧縮機により圧縮されて供給される。

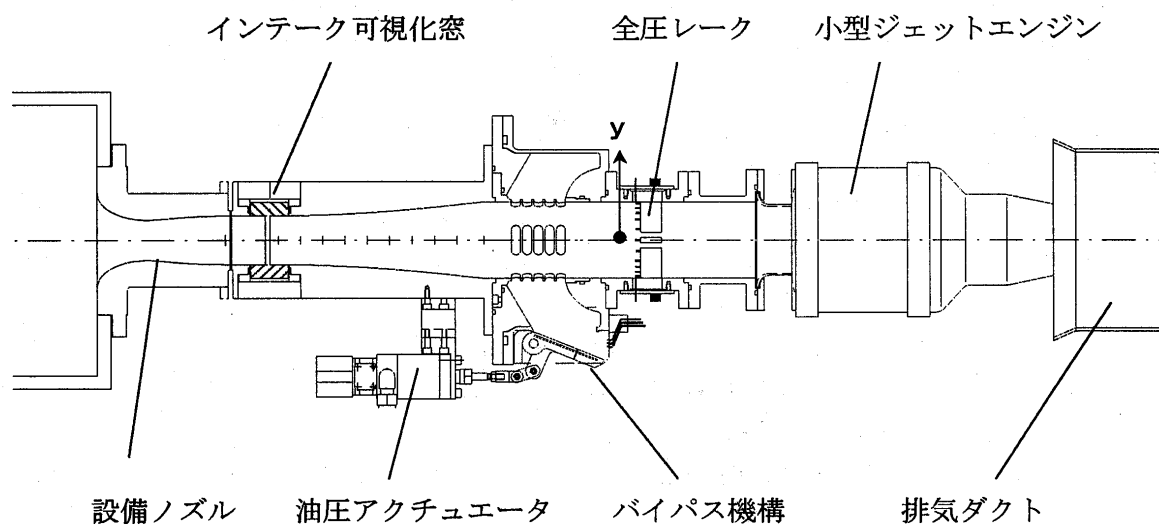


図2 セミフリージェット試験模型(平面図)

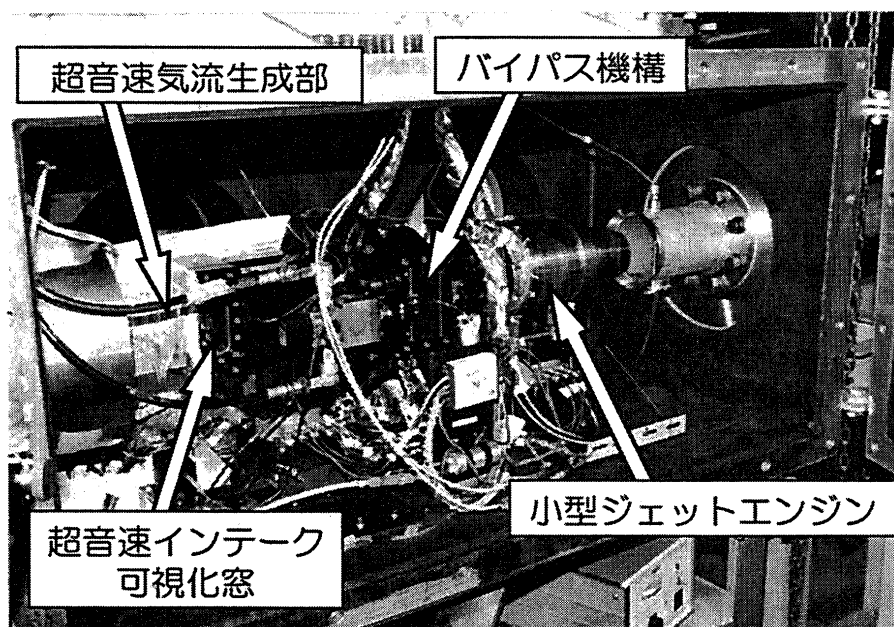


図3 試験セットアップ

2.2 セミフリージェット試験模型

図2にセミフリージェット試験模型の断面図、図3に試験セットアップを示す。これは、排気能力を最小限にして超音速エンジン試験施設の建設コストを抑えるために採用した試験方法を実証するための模型である。

インテーク入口の気流条件としては、マッハ 2.0 の気流を 2 段階の外部圧縮ランプから生じる斜め衝撃波で圧縮した後の状態を模擬し、マッハ 1.5 とした。これにより、低圧試験室の圧力を実際の飛行高度における圧力より高く設定でき、排気装置への要求能力を最小限に抑えることができる。この場合、排気ノズルの閉塞が保たれていれば、エンジン内部流の作動状態としては実飛行を模擬したものとなる。

表1は模擬飛行条件、2 段外部圧縮ランプ後流の条件、および試験条件を比較したものである。設備ノズルの設計マッハ数は 1.5 とした。小型エンジンの高温環境下での作動が保証されていないため、供給する空気の温度は常温とした。

インテーク模型は 2 次元外部圧縮型インテークの外部圧縮部を除いた形態とした。インテークの入口は正方形、出口は円形とし、中心線は小型エンジンの中心軸に合わせた直線とした。これは、インテークの曲がり起因するディストーションを生じさせないためである。

インテーク下流には、インテーク吸込流量とエンジン吸込流量の不整合を調整するためのバイパス機構を設けた。バイパス機構は流路壁面に設けたスリットから空気を吸い出して外部に排出する方式とし、排出口の面積を可変とすることで流量調整を行った。試験範囲において、排出口での閉塞が保たれている。排出口の最大面積はインテーク吸込流量の全量を排出できる面積とした。

エンジン部を模擬するために、Advanced Micro Turbine 社の小型ターボジェットエンジン Olympus を用いた。このエンジンの最高回転数は 108,000rpm、セットアップ状態での地上静止最大推力は 130N であった。

2.3 計測方法

図4に主な計測点を示す。試験装置に関しては、入口空気の総圧、総温、流量、設備ノズル壁面静圧、低圧試験室静圧、静温、排気ダクト内総圧分布、壁面温度分布を計測した。インテークに関しては、内壁面静圧分布、出口総圧分布、エンジン入口総圧分布を計測した。エンジンに関しては、回転数、燃料流量、圧縮機出口圧、排気温度を計測した。また、インテークとエンジンについては模型間をシリコン充填剤で結合し、それぞれの模型に単独に懸かる 3 分力を計測した。インテーク先端部については側壁に光学窓を設け、シュリーレン撮影による衝撃波の可視化を行った。

2.4 試験方法

飛行マッハ数 2.0、高度 15,000m を模擬した条件において、インテーク流量を調節するフロープラグを用いたインテーク特性試験と、小型エンジンを用いたインテーク・エンジン結合試験を行った。

インテーク・エンジン結合試験においては、エンジン特性を取得するための地上静止試験と、超音速飛行を模擬したセミフリージェット試験を行った。

地上静止試験においては、超音速で設計されたインテーク入口面積では流入空気の圧力損失が大きいので、バイパスドアを全開にして補助空気取入ドアとして使用した。エンジン回転数 28% (アイドル) から 100% (最高) の範囲で計測を行った。

インテーク可視化範囲

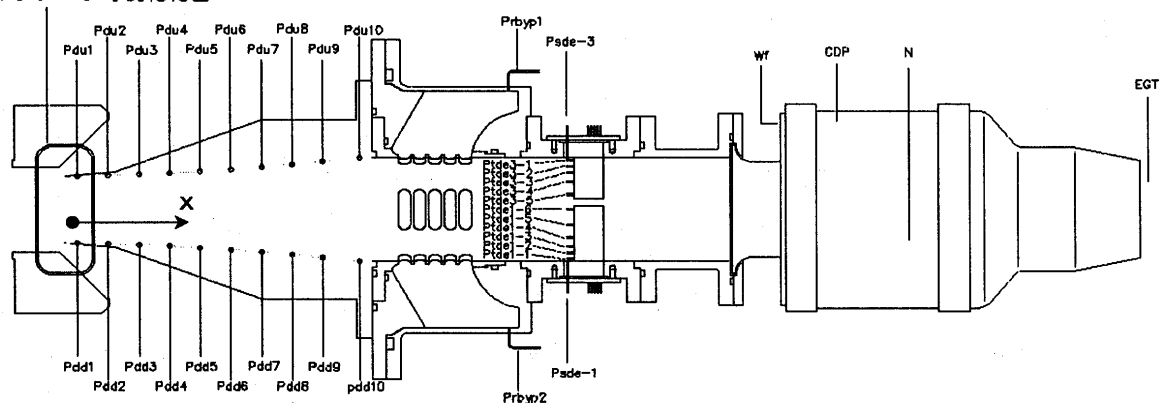


図4 セミフリージェット試験模型計測点（側面図）

表1 試験条件

		模擬飛行条件	2段階後条件	試験条件
飛行高度	m	15000	—	—
マッ数		2.00	1.49	1.50
総圧	kPa	954	943	89.1
静圧	kPa	120	26.1	24.6以下
総温	K	388	388	288
静温	K	215	269	199

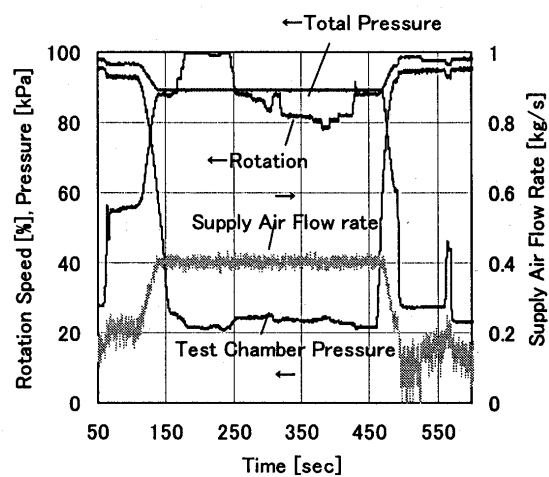


図5 セミフリージェット試験シーケンス

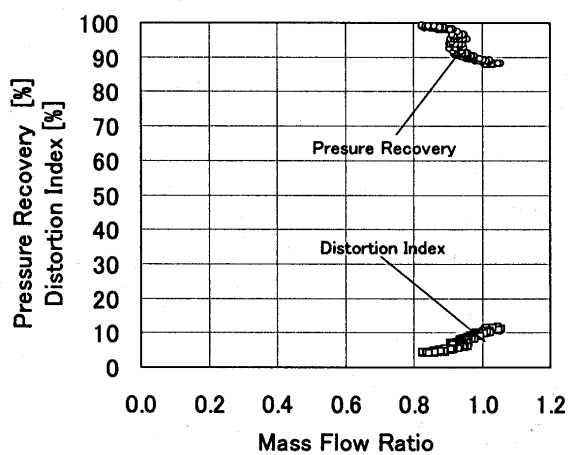
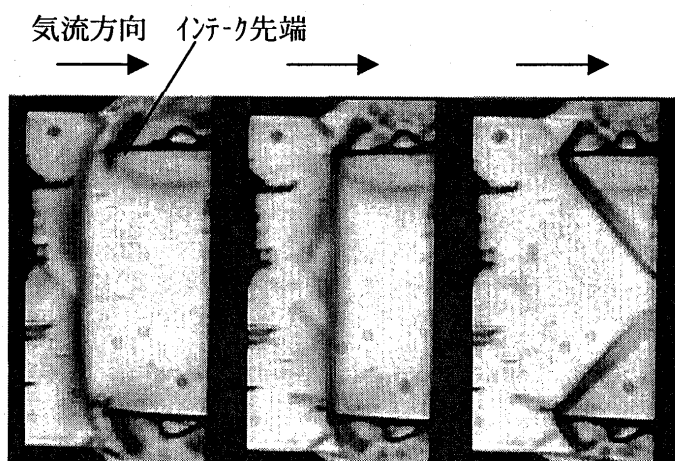


図6 インテーク特性



a) 亜臨界 b) 臨界 c) 超臨界

図7 インテーク先端部のシュリーレン像

セミフリージェット試験の試験シーケンスを図5に示す。常圧環境において地上静止試験と同様にエンジンを始動させ、回転数 56%程度で燃料流量を保持した後、空気エジェクターを作動させて低圧試験室を減圧した。減圧によりタービン膨張比が上昇するため、回転数は 86%程度に上昇して安定する。試験条件の空気総圧に対応した設備ノズルの設計出口静圧は 24.6kPa であるため、低圧試験室の圧力を 24.6kPa 以下に保持し、エンジン回転数 74%から 100%の範囲で試験を行った。低圧試験室の圧力が 24.6kPa 付近におけるウィンドミル回転数は 59%であった。低圧試験室の圧力が変動しているのは、エンジン回転数の変化によりエンジン排気のエジェクター効果が変わっているためである。

3. 試験結果

3.1 インテーク特性試験

図6にインテーク特性試験で得られたインテーク特性（総圧回復率、ディストーション指数）を示す。ディストーション指数は、最高総圧と最低総圧の差を平均総圧で割った値とした。質量流量比 0.9 以上で設備ノズルが始動したため、この付近で総圧回復率が大きく変化している。総圧回復率は亜臨界状態で最大 90%程度で、設計値とほぼ一致した。ディストーション指数は超臨界の時に大きくなり、最大 12%程度であった。

3.2 インテーク・エンジン結合試験

インテーク・エンジン結合模型を用いて、模擬超音速気流中における流量整合試験を行った。

図7にインテーク先端部のシュリーレン像を示す。a)の亜臨界状態では、垂直衝撃波がインテーク先端から離脱し、インテークの上下に溢れ流が来ている。b)の臨界状態では垂直衝撃波がインテーク先端に形成され、設計通りの流れ場が再現されている。c)の超臨界状態ではインテーク内部に斜め衝撃波が形成され、垂直衝撃波がインテーク内部に形成されている。この状態では、垂直衝撃波により境界層の成長が促進されている様子も観察された。

図8にインテーク中央断面における流れ方向（図4の x 方向）の壁面静圧分布、図9にエンジン入口総圧分布（図2の y 方向）を示す。条件は回転数 100%の設計点（A）と、回転数 83%の非設計点においてバイパス機構を作動させた場合（B～D）である。設計点Aではインテークは臨界状態となった。非設計点でバイパスを全閉したBにおいては、インテークは亜臨界状態となり、図6の結果と同様に臨界状態より高い総圧回復率を示した。バイパスを制御してインテークを臨界状態にしたCではAとほぼ同じ圧力分布となった。Cよりもバイパス開度を上げて超臨界状態にしたDでは、インテーク内部で垂直衝撃波により圧力が急上昇しているが、垂直衝撃波が強いために全般的に低い圧力を示した。

図10に臨界状態における回転数と流量、バイパス率の関係を示す。供給空気流量は 0.4kg/s 程度で一定であるが、エンジン流量（エンジン入口総圧分布から算出）はエンジン回転数に応じて変化している。バイパス機構を制御してバイパス率を変化させることにより、インテーク流量は設計点付近（臨界状態）に維持することができた。流量バランスから、矩形形状のバイパス出口の流量係数は 0.5 程度と推察された。

図11にエンジン回転数と推力の関係を示す。推力は、インテーク、エンジン双方で測定した3分力のうち、推力方向の力を加算して求めた。セミフリージェット試験においては、模型外部に排出された気流の抗力が大きいため負推力（抵抗）となった。特に非設計点でバイパスを全閉にしたB点では、亜臨界状態のインテークからの溢れ流量が多くなり、抵抗が過大となった。ここでバイパスを制御しインテークを臨界状態にしたC点では抵抗が大きく低減した。

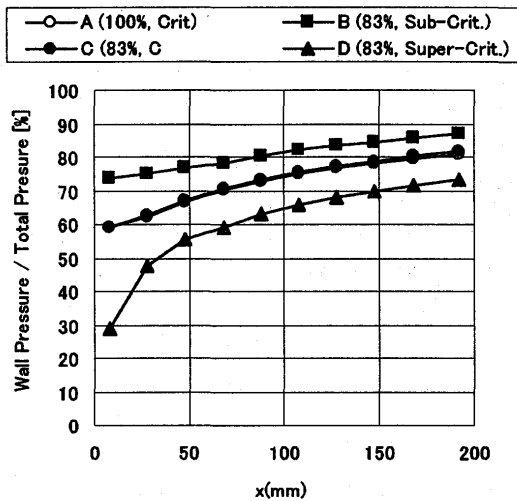


図 8 亜音速ディフューザ壁面静圧分布

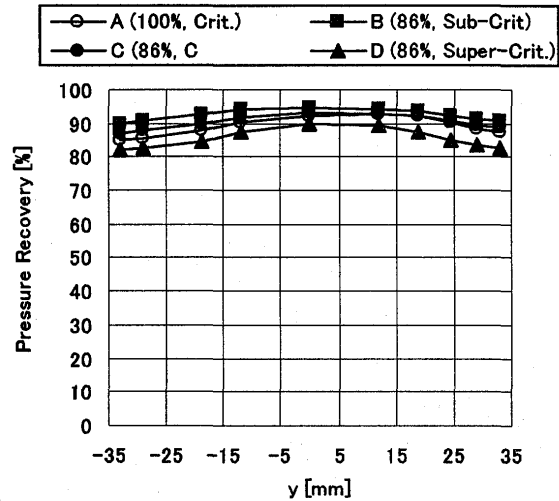


図 9 エンジン入口総圧分布

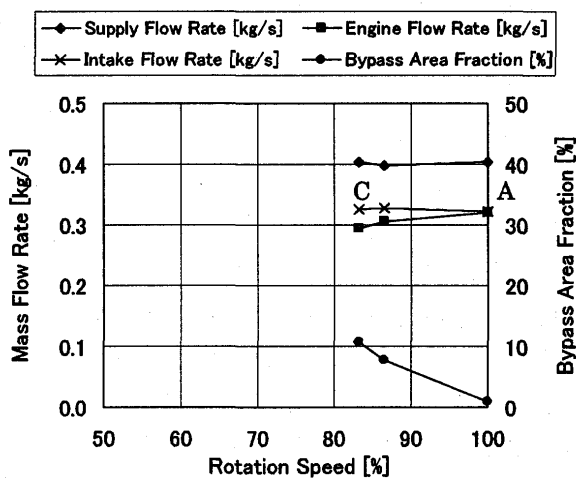


図 10 回転数と流量, バイパス面積率

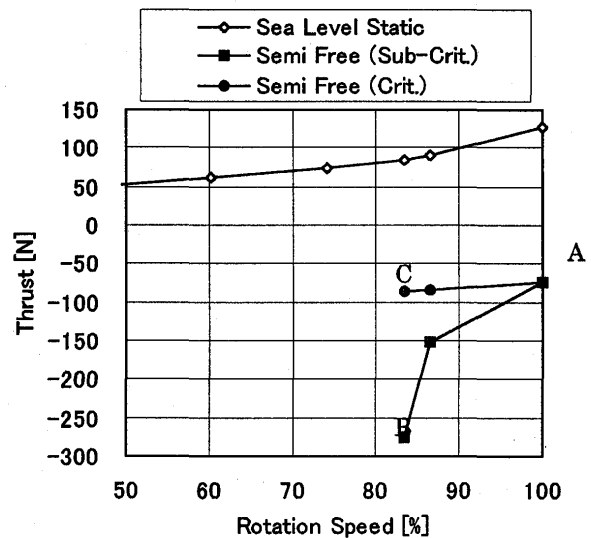


図 11 回転数と推力

4. まとめ

超音速エンジン試験施設の設計に必要なデータを取得するために、セミフリージェット模擬試験を行った。結果として、インテーク前面より少しだけ大きい範囲に超音速気流を供給することで超音速飛行時と同等のインテーク流れ場を再現でき、エンジン全体の性能評価ができることを実証した。またバイパス機構により、非設計点における抵抗を低く維持できることを確認した。これらの結果を基にして超音速エンジン試験施設の詳細設計および建設を行い、平成13年度から実験機に用いる超音速エンジンの性能評価試験を始める予定である。

試験においてご協力いただきました、東京理科大学工学部・本阿弥研究室（佐藤氏，小川氏，祖谷氏），日本大学理工学部・青木研究室（鰐淵氏，梶山氏）の皆様に謝意を表します。

参考文献

- [1] 佐々木，柳，二村，田口，関根「超音速エンジン試験施設の概要」，第12回ガスタービン秋期講演会講演論文集，
- [2] J. G. Mitchell, "The Aero-Propulsion Systems Test Facility," AIAA 72-1034

ファン動静翼およびバイパスダクト内の流れ解析

*海野大 児玉秀和 (石川島播磨重工業)

野崎理 菊地一雄 西澤敏雄 松尾裕一 (航空宇宙技術研究所)

1 はじめに

航空用高バイパス比ターボファンエンジンでは、回転系の支持をしたり推力を伝えたりする構造物をバイパス側空気通路を通してエンジン外部に繋げる必要がある。さらに潤滑油や圧縮機の抽気空気が通る配管類をエンジン内部から外部に送る必要もあり、これらはバイパス側空気通路内で流線形を成すストラットやパイロンの中を通して行われる。こうしたストラットやパイロンは相当な厚みを持っているため、バイパス側流れを妨げ周方向に大きな圧力擾乱を生じさせる。この圧力擾乱は上流側に伝わり、バイパス側ファン静翼を通過してファン動翼に達する。下流側から伝わってくる圧力擾乱場の中を回転するファン動翼は時間的に変動する空気力を受けることになり、翼の固有振動数と共振するとこの空気力が強制加振力となって大きな翼振動応力を発生することがある。また翼面上の非定常空気力は音源ともなって過剰なファン騒音を生じさせる。さらにファン動翼の翼間流れは時間的に変動する背圧を受けることになり、翼間衝撃波が上下流に振動することで過剰な圧力損失を招くこともある。

このような影響を最小限にするため下流側から伝わってくる圧力擾乱を小さくするためにいろいろな工夫が成されている。その中の一つとしてバイパス側ファン静翼の流出角を周方向に変えることで別の周方向圧力擾乱場を形成し下流側から伝わってくる圧力擾乱を打ち消そうといういわゆるテイラーリングが最も一般的に行われている方法である^[1,2,3,4,5]。また下流側圧力擾乱の発生源であるストラットやパイロンのテイラーリングによって発生する圧力擾乱そのものを小さくしようという試みも成されている^[2,6]。しかしながら、これらの方法は翼の種類を増やしたり構造を複雑にしたりするため製造コストを上げてしまうという欠点がある。このため圧力擾乱を小さくすることによる耐久性、騒音、ファン性能の向上と製造コストを定量的な比較を行うことによって、いくつまで翼の種類を増やすかどこまで構造を複雑にするかを決めなければならない。そのためには下流側から伝わってくる圧力擾乱場の中を回転するファン動翼の解析を行い、翼振動応力やファン騒音そしてファン効率を定量的に評価することが必要になってくる。

ストラットやパイロンによって誘起される圧力擾乱の周方向波長は一般的に長く、多くの場合擾乱の最低次の波は全周を一周期とする波長を持っている。このような圧力擾乱場を回転するファン動翼の解析ではファン動翼全周を扱った計算を行わなければならない。さらに圧力擾乱場はストラットやパイロンによって誘起される圧力擾乱のみではなく、その圧力擾乱がバイパス側ファン静翼やファン動翼と干渉することによって発生する圧力擾乱をも含むと考えられ、またそれらは互いに影響し合っていることから解析においてはどの要素も欠かすことはできない。こうした理由からファンおよびバイパスダクトの圧力擾乱およびその影響を解析するためには、ファン動翼からストラット、パイロンに至る下流までを全周で扱う非定常三次元粘性数値解析が必要である。しかしながら、これは通常のスーパーコンピュータ単体の能力をはるかに超えた大規模な計算機システムが必

要であるため、従来は翼列の部分をアクチュエータディスクで置き換えて単純化した計算モデル^[7]等による解析が行われてきたが、より厳密な全周非定常三次元粘性数値解析手法による試みはほとんど成されていない。しかしながら航空宇宙技術研究所では「NWT」と呼ばれる超大型並列計算機を開発し、スーパーコンピュータ相当の能力を持った要素計算機が最大で166台まで並列化できるようになっており、上記のような解析も可能になっている。

本研究では、航空宇宙技術研究所の「NWT」を使った超大型並列計算によりファン動翼からストラット、パイロンに至る下流およびコア通路入口部分までの全周について非定常三次元粘性解析を行い、ストラットやパイロンが誘起する圧力擾乱とファン動翼との非定常干渉によって生じるファン動翼出口全圧分布の予測に対する有効性を調べたので報告する。

2 解析方法

支配方程式は三次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式とした。また、乱流粘性については Baldwin-Lomax の代数モデル^[8]を用いて評価した。これらの方程式を陰解法による有限差分法を用いて計算した。対流項を Chakravarthy-Osher の TVD スキーム^[9]により離散化し、また粘性項は二次精度中心差分で離散化した。時間に関しては、オイラー後退差分を用いて評価した。

入口境界条件として、全温、全圧、流れ角を与え、出口境界条件として静圧分布を与えた。翼面やハブおよびケーシング壁面では滑りなし条件とした。

解析格子として各翼列ごとにH型格子を生成した。各翼列間の接続部では、計算の効率化を図るために、隣り合う翼列同士で半径方向に格子線を同一位置となるように配置して、格子線上で情報のやりとりを行えるようにした。また、解析精度を保つために、軸方向には1格子を重ね合わせた。

並列化の方法としては、翼間流路を含めた全流れ場を123の計算領域に分割し、その分割された計算領域を123台の要素計算機(PE)に割り当てて計算を実行した。

時間精度を維持するために、各時間ステップでサブイタレーションを行った。動静翼間の接続境界では、境界条件を動翼の回転とともに接続境界で互いの境界を回転させることによって求め、すべての基本変数をやりとりした。この境界では、前述のように動静翼格子の接続面で格子線を一致させているため、複雑な二次元の補間を避けて線形補間によって情報をやりとりした。

図1は解析に用いた航空用高バイパス比ファンのモデルである。モデルはバイパス・スプリッターを含む通路形状をファン動翼部、LPCを除いたコア空気通路部、バイパス側ファン静翼部、パイロン/ストラット部の4つのブロッ

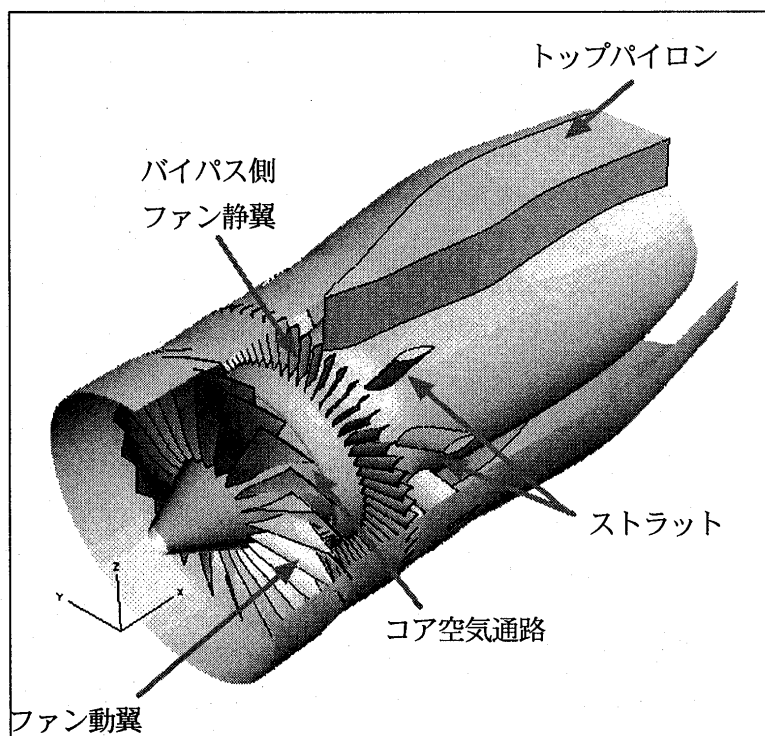


図1 高バイパスファンのモデル図

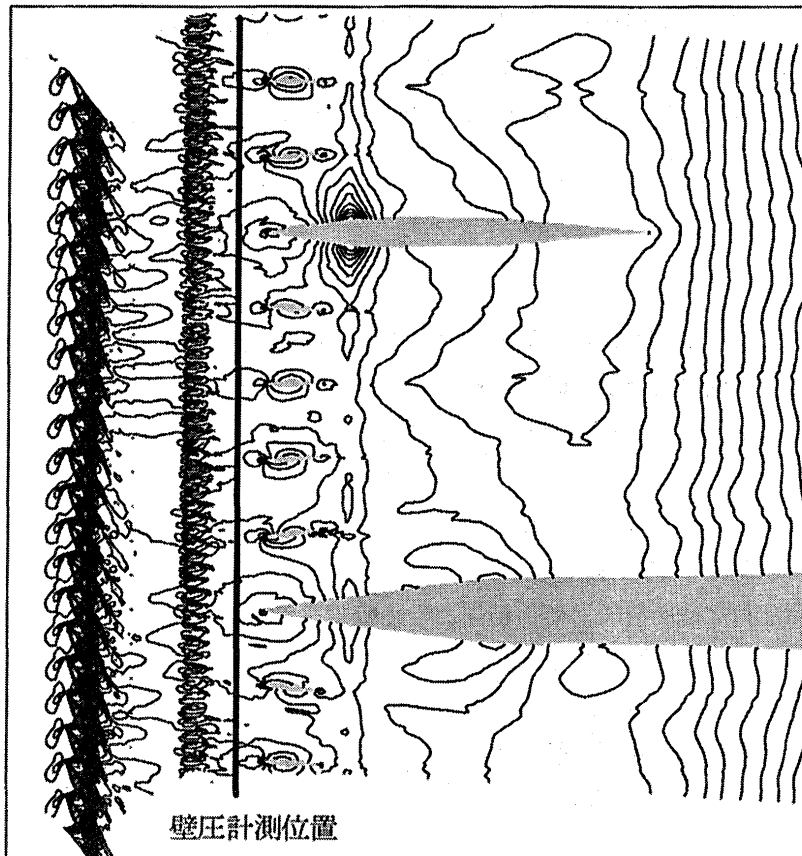
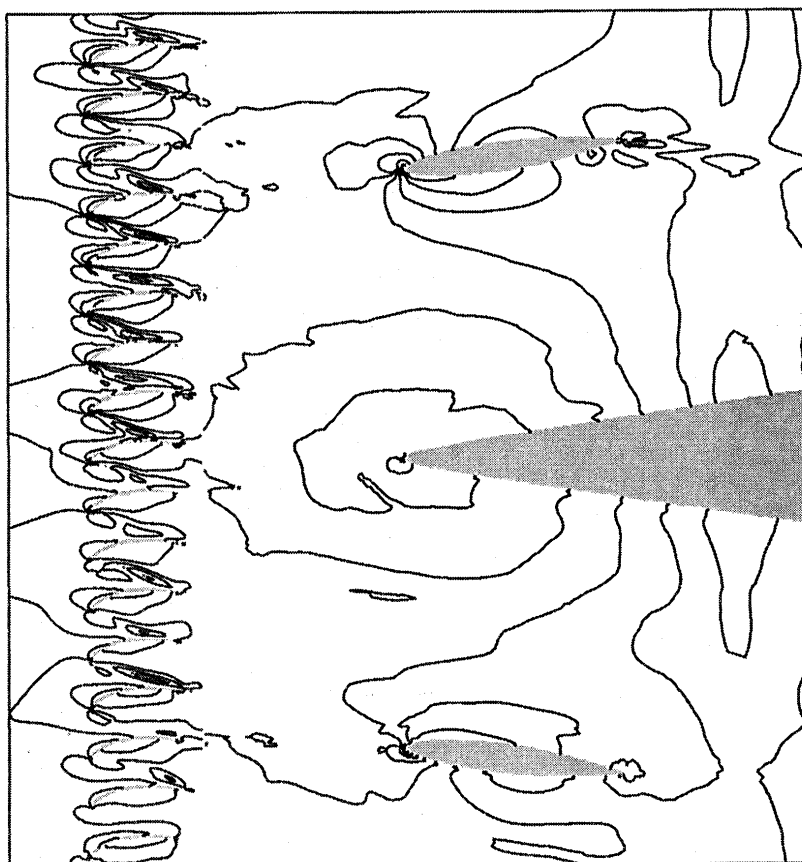


図2 ケーシング面での静圧分布



クにわけ、更に各ブロックを翼列毎にH型格子に分割した。格子点数はファン動翼部、コア空気通路部、バイパス側ファン静翼部、パイロン/ストラット部に対し、流れ方向、周方向、半径方向、翼枚数の順に 111x61x87x22, 45x61x31x11, 111x61x57x60, 111x61x57x30 で、合計約 5000 万点である。

3 結果

非定常解析の結果として図2はある瞬時のケーシングの壁圧分布を全周にわたって展開して表示したものを示す。上流側からファン動翼、バイパス側ファン静翼、パイロン/ストラットであり、パイロン/ストラット部は上から8番目がトップパイロンであり、上から3番目がボトムパイロンである。パイロンの間にあるストラットはパイロンによる圧力擾乱を小さくするために、テイラーリングを行っている。ボトム、トップパイロンによって誘起された圧力擾乱がバイパス側ファン静翼の上流まで伝播している様子が見られる。図3はパイロン/ストラット先端からストラットの0.5コード上流で計測された壁面静圧と解析結果との比較である。計測結果は時間平均値であるが、解析結果は処理の都合により、瞬時値を示してある。横軸は周方向の位置を示し、0° (360°) がトップパイロンの位置であり、180° がボトムパイロンの位置である。パイロンの位置でピークをもつ圧力分布が捕らえられ、解析結果は時間平均されていないことを考えると試験結果と解析結果は比較的良い一致が得られており、本解析の妥当性を示している。

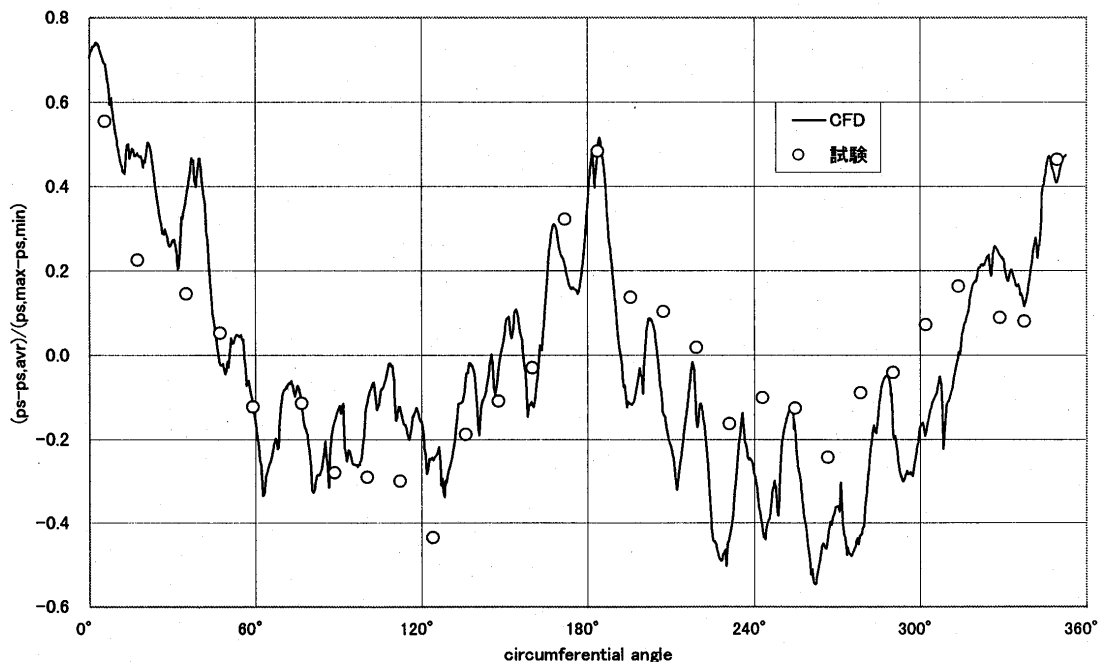


図3 パイロンによる静圧擾乱分布 (パイロン/ストラット上流位置)

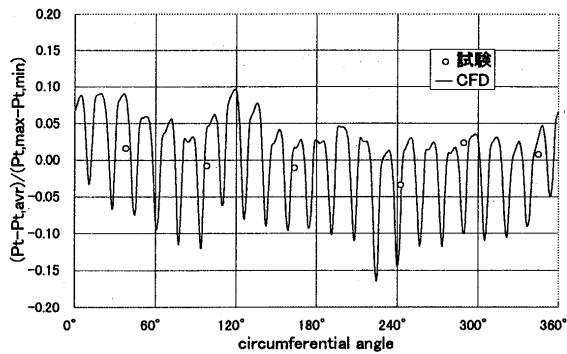


図4 ファン動翼出口での全圧
周方向分布(ハブ)

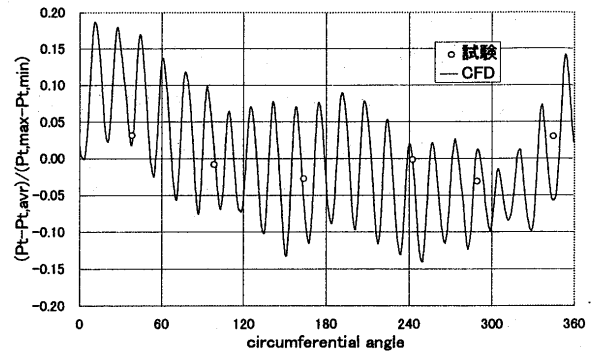


図5 ファン動翼出口での全圧
周方向分布(ミーン)

図4, 5, 6はパイパス通路の入口(動翼後端1.5コード下流)でのパイパス通路それぞれ15%, 50%, 85%の半径位置での円周方向の全圧分布である。試験結果は時間平均値であるが, 解析結果はある瞬時の解であり, 動翼の後流による全圧欠損が現れている。パイロンによる圧力擾乱の影響がミーンからチップ部においてファン動翼出口周方向分布に現れていることがわかる。試験での計測点が少なく, また解析結果が瞬時値なので, 定量的な比較は難しいが, 解析結果は圧力擾乱の影響を定性的には良くとらえていると考えられる。

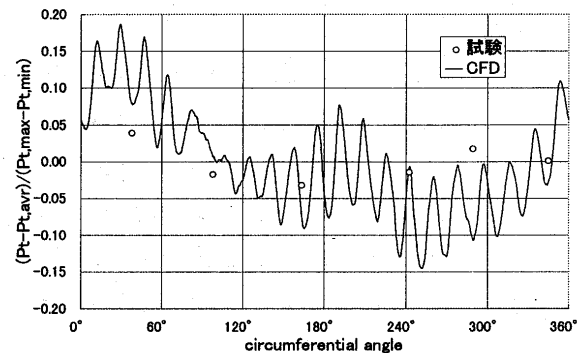


図6 ファン動翼出口での全圧
周方向分布(チップ)

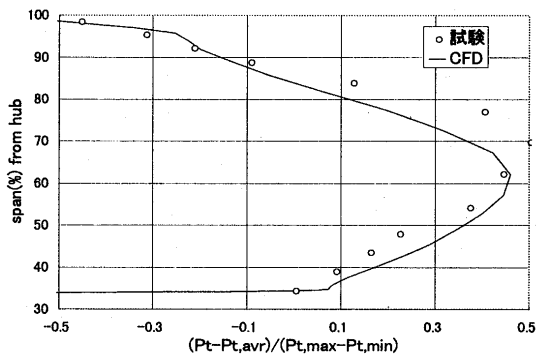


図7 トップパイロン位置でのファン
動翼出口全圧分布

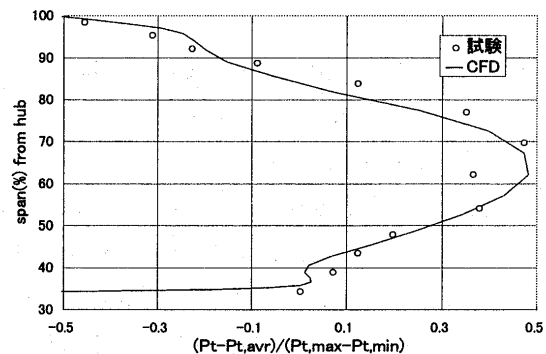


図8 ストラット位置でのファン
動翼出口全圧分布

図7, 8は図4, 5, 6と同じ軸位置における全圧の半径方向の分布である。それぞれの周方向位置は図7はトップパイロン周方向位置の上流であり, 図8はトップパイロンとボトムパイロンの中間に近い位置である。圧力ピークの位置が多少ずれているが解析結果は試験結果を良好に再現している。

図4~8よりファン性能にパイロン/ストラットによる圧力擾乱が及ぶ影響は小さいと考えられる。

4 結論

非定常多段解析をパイロン/ストラットを含むファンダクト全周流れ場に適用し、パイロンが誘起する圧力擾乱の影響を調べた。本解析で対象とした高バイパス比ファンの場合、ストラットのテイラーリングにより圧力擾乱が弱められ、ファン動翼に及ぼす影響が小さいことを明らかにした。今後はコア空気通路の LPC も考慮し、ファン低圧系の要素全体の性能予測に適用していく予定である。

5 謝辞

今回実施したリグ試験に匹敵するような大規模なファンダクト全周解析は航空宇宙技術研究所の NWT を駆使して実現したものであり、計算科学研究部の御協力に深く感謝致します。

参考文献

- [1] Yokoi,S.,Nagano.S.,and Kakehi,T.,“Reduction of Strut Induced Rotor Blade Vibration with the Modified Stator Setting Angles,” International Symposium on Airbreathing Engines,Bangalore,India,pp.61-1 – 61-7,1981.
- [2] Kodama,H., and Nagano, S., “Potential Pressure Field by Stator/Downstream Strut Interaction,” ASME Journal of Turbomachinery,Vol.111, pp.197-203,1989.
- [3] Shrinivas,G.N., and Giles,M.B.,“OGV Tailoring to Alleviate Pylon-OGV-Fan Interaction,”ASME Paper No.95-GT-198,1995.
- [4] Jones,M.G.,Barton,M.T.,and O'Brien,W.F.,“The Use of Circumferentially Non Uniform Stators to Attenuate LP Compressor Rotor-Stator-Strut Aerodynamic and Mechanical Interactions,” ASME Paper No.96-GT-154,1996.
- [5] Parry,A.B.,“Optimization of Bypass Fan Outlet Guide Vanes,”ASME Paper No.96-GT-433,1996
- [6] Parry,A.B.,and Bailey,R.H., “The Use of Cyclic Variations in Strut Stagger to Reduce Coupled Blade-Vane-Strut-Pylon Interaction and System Losses ,”ASME Paper No.97-GT-470,1997.
- [7] Kodama,H.,“Performance of Axial Compressor with Non Uniform Exit Static pressure,” ASME Journal of Turbomachinery,Vol.108,pp.76-81,1986.
- [8] Baldwin.B.,Lomax,H.,“Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows”,AIAA-78-0257,1978.
- [9] Chakravathy,S.R., Osher,S., “ A New Class of High Accuracy TVD for Hyperbolic Conservation Laws”, AIAA-85-0363,1985.

Heat Transfer in Channels with Convergent Walls and Cylindrical Fins (Entrance Fin Height to Diameter Ratio = 1)

Karel Balatka, Sadanari Mochizuki and Akira Murata

Dept. of Mechanical Systems Eng., Tokyo University of A & T, Koganei-shi, Tokyo 184

Detailed heat transfer measurements using an IR imaging system were conducted on channels equipped with circular pin fins with the pin fin height to diameter ratio = 1. The Reynolds number based on the pin fin diameter and mean velocity at the first pin fin row ranged from $Re = 1000$ to 15000 . Measurements were performed for three different convergence angles $\alpha = 0^\circ$ (parallel side walls), 2.5° and 5° . The results revealed that the best heat transfer is obtained in the case of $\alpha = 5^\circ$ where the flow acceleration greatly enhances the heat transfer, which is clearly superior to the $\alpha = 0^\circ$, 2.5° channels. Only an insignificant difference in the overall heat transfer was found between the $\alpha = 0^\circ$, 2.5° channels. All channels displayed an improved heat transfer towards their outlet as a result of turbulence promotion and flow acceleration (only $\alpha = 2.5^\circ$, 5°).

Key Words: Convergent Channels, Circular Fins, Heat transfer, Thermography

1. Introduction

One of the ways to increase the thermal efficiency of a jet engine is to increase the temperature at the inlet of a gas turbine. Consequently gas turbine blades, which are exposed to extremely high temperature gases from the combustion chamber, must be efficiently cooled to assure their reasonably long service life and reliability. It is of no surprise that great efforts are being devoted to the development of turbine blade internal and external cooling systems (Fig. 1), see Mochizuki et al. 1997 and Goldstein et al. 1999 for example. One of the most critical places on a turbine blade that set limits to the maximum allowable temperature of the entering gas is the turbine blade trailing edge. It is, therefore, of high priority to understand the flow phenomena and consequently heat transfer that take place in the flow passage formed inside the blade trailing edge.

The trailing edge of a turbine blade forms a convergent channel which is usually equipped with pin fins to enhance the heat transfer from the hot blade material to the cooling air passing over the pin fin arrays. The angle between the convergent walls is typically set between 2° to 5° and the fin height (h) to diameter (d) ratio is on the order of unity.

Heat transfer investigation on convergent channels with pin-fins was performed, among others, by Metzger et al. 1986. They performed an experimental study to measure a pin-fin-row averaged heat transfer for various pin fin geometries. His results show that the pin-fin-row averaged Nusselt number increases downstream through the convergent channel. In a more recent work Hwang et al. 1999 investigated overall heat transfer and pressure drop characteristics of a convergent channel with straight and/or lateral outlets. In the former case the flow flows across the convergent channel and is not exposed to any contraction while in the latter case the flow turns into the direction of contraction and is accelerated towards the outlet. Comparisons are made for in-line and staggered pin fin arrangements and for different lateral to total flow ratios. The results show that the averaged Nusselt number increases with an increase in the lateral flow rate and for higher values of the lateral to total flow ratios it is virtually independent of the pin fin arrangement. The pressure drop experiment results suggest that the overall pressure drop coefficient is almost independent of the Reynolds number. In the straight-flow case, staggered pin fin arrangement suffered from higher pressure drop when compared to the

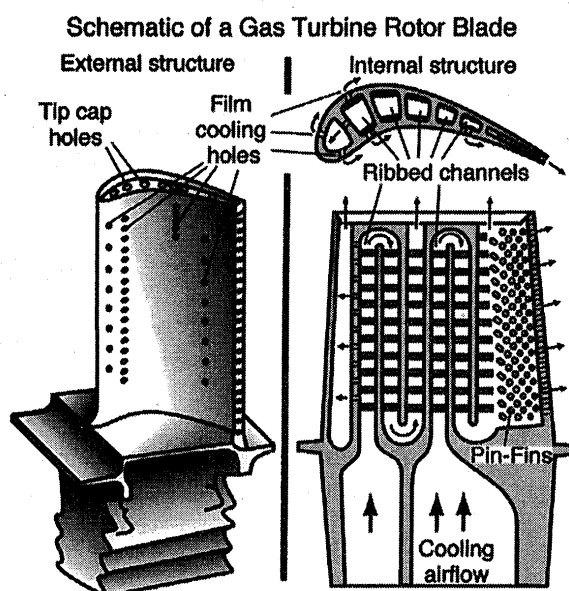


Fig. 1 Schematic of internal and external cooling of a gas turbine rotor blade

in-line pin fin arrangement. For high values of the lateral to total flow ratios, the pressure drop appeared to be almost the same for both arrangements. Although a lot of research has been done on the convergent channels with pin fins the reported heat transfer results mainly show only overall heat transfer characteristics averaged in one way or another. Not much work, however; has so far been done to understand the local heat transfer characteristics of such channels. To start filling in this knowledge gap, the present work experimentally investigates a detailed heat transfer in three channels with staggered pin fins and convergence angles set at $\alpha = 0^\circ$ (parallel side walls), 2.5° and 5° . The investigated Reynolds number range was from $Re = 1000$ to 15000 and the h/d ratio was, for the entrance (first) row of pin fins, always kept at a value of one.

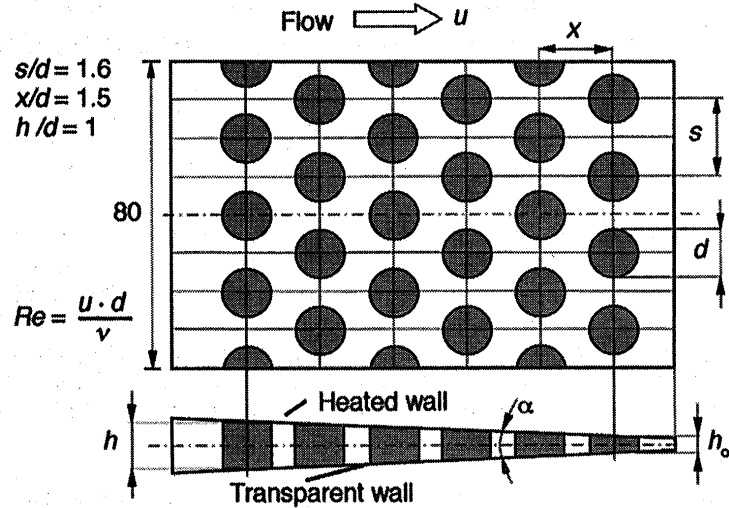


Fig. 2 Test section geometry

2. Experimental procedure

To investigate the local heat transfer characteristics an IR camera (working in the $8 - 13 \mu\text{m}$ IR window) was used. The IR camera was connected to a personal computer via a GPIB board. Interested reader is referred to Carlomagno 1997 for details about using infrared thermography for thermo-fluid-dynamic applications.

The convergent channel test section and its geometric parameters are presented in Fig. 2. The pin fin diameter, d , is 15 mm . To build the test section 5 mm thick Bakelite plates were used. A uniform heat flux was supplied through a thin ($20 \mu\text{m}$) electrically conductive plastic sheet, which was attached to the exposed side of the back wall of the test section. The pin fins were mounted on the heated wall by means of the double-sided tape and acted only as turbulence promoters; the heat was not conducted from the heated wall into the pin fins to be released from the pin fin surfaces into the air. The front wall was made of a 2.5 mm thick Germanium glass with the transmissivity coefficient equal to or larger than 96% to assure the radiation transparency and allow the IR camera to capture the thermal images. Both sides of the Germanium glass received an antireflective coating in order to suppress the undesirable reflections that may adversely affect the accuracy of obtained thermal images. The whole test section, except the transparent front wall, was covered with a thick layer of insulation to bring the heat loss to a minimum. Calibration of the IR camera was performed by using four K-type thermocouples, which measured the precise temperature of the heated surface. An inlet air temperature was measured by one thermocouple, while the outlet air temperature was obtained as an average value from three thermocouples.

3. Data reduction

The Reynolds number, shown in Fig. 2, was based on the fin diameter and the maximum mean velocity at the first pin fin row.

The wall heat flux was calculated from the energy balance as:

$$(1) \quad \dot{q} = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A_{ht}} (T_{out} - T_{in})$$

where T_{out} and T_{in} are the outlet and inlet temperatures, respectively and A_{ht} is the heat transfer area. The bulk temperature was obtained from:

$$(2) \quad T_b(z) = T_{in} + \frac{z}{L} (T_{out} - T_{in})$$

where L is the heated surface length and z is the axial distance from the test section inlet. Finally, the local heat transfer coefficient and Nusselt number were obtained from:

$$(3) \quad h = \frac{\dot{q}}{T_w - T_b} \quad Nu = \frac{h \cdot d}{k}$$

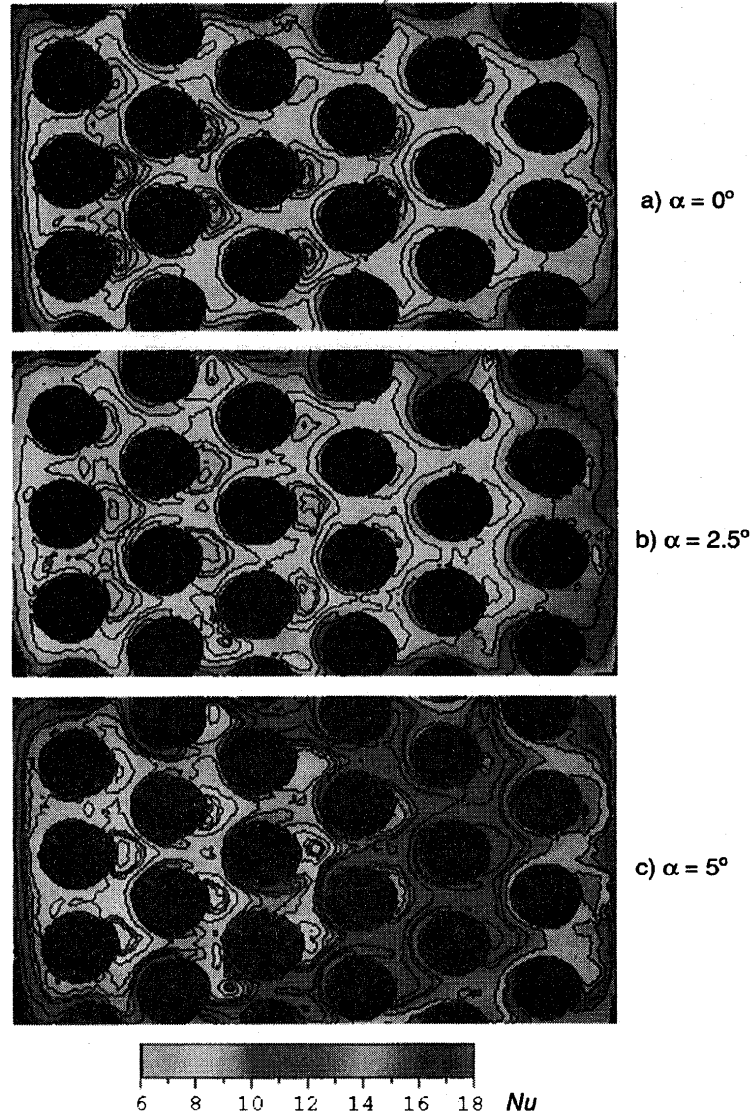


Fig. 4 Local Nusselt number distribution obtained for $Re = 1000$

Here k denotes the thermal conductivity and T_w is the local wall temperature obtained by the IR camera. The probable uncertainty ($U_{RSS,95\%}$) of the Nusselt number was estimated to be around 10% for $Re = 15000$.

4. Experimental results and discussion

Detailed heat transfer distributions on the wall of convergent channels were obtained for three different convergence angles $\alpha = 0^\circ$ (parallel side walls), 2.5° and 5° using the IR imaging system. The investigated Reynolds number range was from $Re = 1000$ to 15000 .

Figure 4 shows a comparison of the detailed Nusselt number distributions for the three tested channels ($\alpha = 0^\circ$, 2.5° , 5°) with the Reynolds number set at 1000 . Examining the local heat transfer distribution, it can be observed for all three convergence angles that the heat transfer peaks (high Nusselt number) are located around the front part of the pin fins and also in between two adjacent pin fins. This is believed to be caused by the combined effects of the Horse-shoe vortex, which is formed in front of and around a pin fin, and the local flow acceleration caused by the contraction between the two adjacent pin fins. On the contrary, the heat transfer inefficient areas (low Nusselt number) are clearly revealed behind the pin fins. The heat transfer deterioration occurs as a result of the pin fin wake, which is formed behind each pin fin. Physically, the recirculation within the separation bubble prevents fresh cool air from entering that area and thus lowers the heat transfer.

Let us now focus on the difference in the heat transfer distribution in channels with different convergence angles when the Reynolds number is kept constant. As can be seen in Fig. 4a ($\alpha = 0^\circ$), the overall heat transfer slightly

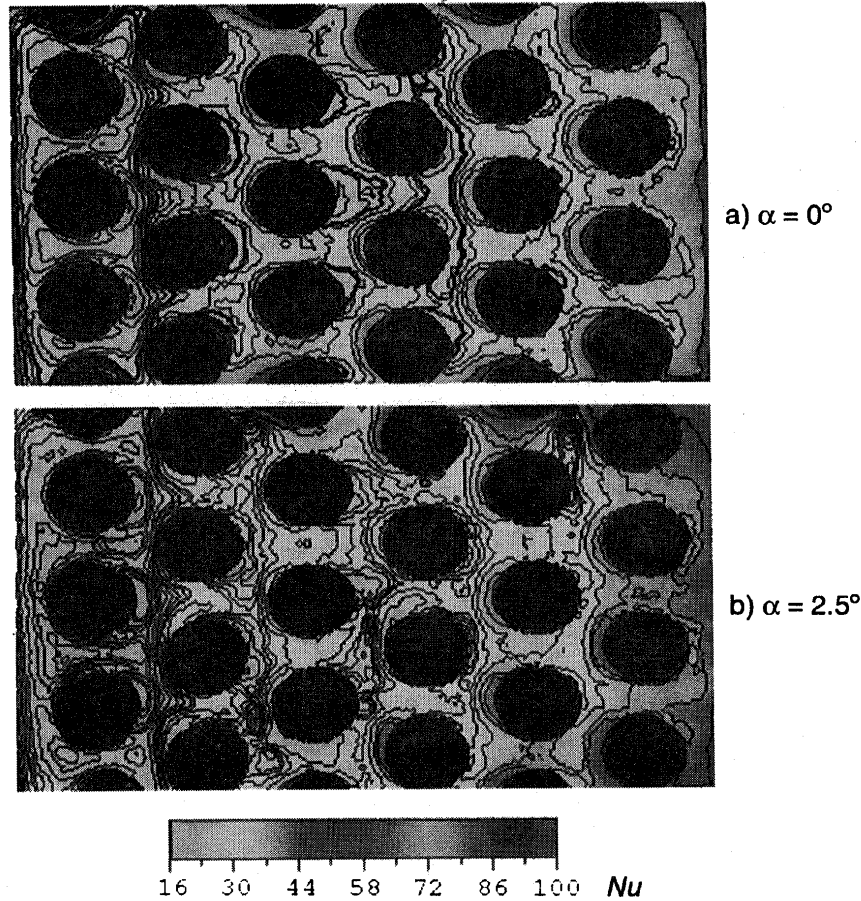


Fig.5 Local Nusselt number distribution obtained for $Re = 5000$

improves towards the outlet as the flow proceeds through the pin fins arrays. This is due to the promotion of the turbulent like behavior of the flow, which is caused by the pin fins working as turbulence promoters. When the channel walls are arranged with a certain convergence angle, the flow accelerates towards the outlet and a negative pressure gradient is imposed on the flow. This suppresses the turbulence promoting phenomena and hinders the heat transfer. On the contrary with the flow acceleration the local (row resolved) Reynolds number increases, which works in favor of the local heat transfer. Comparing Fig. 4a and 4b it can be observed that the effects working in favor of the heat transfer (flow acceleration) prevail over the heat transfer hindering effects (turbulence suppression). This is indicated by the higher heat transfer in the downstream part of the convergent channel ($\alpha = 2.5^\circ$), Fig. 4b, as compared to the channel with parallel walls, Fig. 4a. The positive effect of flow acceleration on the heat transfer is even more pronounced when the convergence angle is increased to $\alpha = 5^\circ$ as can be observed on the higher Nusselt number values in Fig. 4c.

The pattern of the local Nusselt number distribution somewhat changes when the Reynolds number is increased, see Fig. 5. The heat transfer is rather low at the first pin fin row and then, at the next pin fin row, it suddenly improves. This change in the Nusselt number pattern is observed from the Reynolds number of about 2000. This phenomena may be explained as follows: For low Reynolds numbers ($Re = 1000$) the transition of the flow into turbulent-like behavior occurs in the downstream region of the channel, see Balatka et al. 1997. As the Reynolds number is increased the origin of the vigorously mixing flow moves upstream until it stops at the first pin fin row. The flow passing through the first array of pin fin is always smooth without mixing, which works against the heat transfer and causes low Nusselt number values at the first pin fin row. After the flow passes the first pin fin row it starts to mix vigorously and thus the heat transfer is improved in the rest of the flow passage.

An average Nusselt number was evaluated for each flow passage in relation to the Reynolds number. The mean Nusselt number value was obtained based on the total heat flux and mean difference between the local wall temperature and the bulk temperature. The result is shown in Fig 6. It can be observed that the average heat transfer for all three tested flow passages does not differ much in the low Reynolds number range. In the higher Reynolds number range ($Re = 5000 \sim 15000$) the heat transfer appeared to be always better for the channel with $\alpha = 5^\circ$;

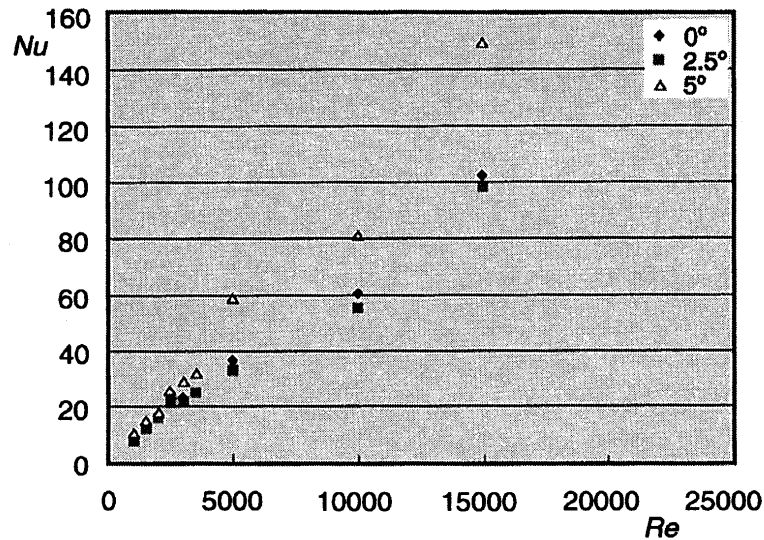


Fig. 6 Plot of the average Nusselt number against the Reynolds number for all tested cases

perhaps owing to the high acceleration rate. Not much difference in the average Nusselt number, however; was found between the channels with $\alpha = 2.5^\circ$ and 0° .

5. Summary

Detailed heat transfer measurements using an IR imaging system were conducted on channels equipped with circular pin fins with the pin fin height to diameter ratio = 1. The Reynolds number based on the pin fin diameter and mean velocity at the first pin fin row ranged from $Re = 1000$ to 15000 . Measurements were performed for three different convergence angles $\alpha = 0^\circ$ (parallel side walls), 2.5° and 5° . The results provided information about the local Nusselt number peaks and the heat transfer inefficient areas. The best heat transfer was obtained in the case of $\alpha = 5^\circ$ where the flow acceleration greatly enhances the heat transfer, which is clearly superior to the $\alpha = 0^\circ$, 2.5° channels. Only an insignificant difference in the overall heat transfer was found between the $\alpha = 0^\circ$, 2.5° channels. All channels displayed an improved heat transfer towards their outlet as a result of turbulence promotion and flow acceleration (only $\alpha = 2.5^\circ$, 5°).

Acknowledgement

The authors would like to thank to Mr. H. Hiroki for his help in carrying out the experiments.

References

- K. Balatka et al., *Flow and Heat Transfer in a Channel with Convergent Walls and Circular Fins (Entrance Fin Height to Diameter Ratio = 1)*, Proc. 34th National Heat Transfer Symp. of Japan, Sendai, Vol.1, pp. 29-30, 1997.
- G.M. Carlomagno, *Thermo-Fluid-Dynamic Applications of Quantitative Infrared Thermography*, Proc. of the 1st Pacific Symp. on Flow Visualization and Image Processing, Honolulu, Vol. 1, pp. 35-45, 1997
- R. J. Goldstein et al., *Film Cooling Effectiveness and Mass/Heat Transfer Coefficient Downstream of One Row of Discrete Hole*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 225-232, 1999
- J.-J. Hwang et al., *Heat Transfer and Pressure Drop in Pin-Fin Trapezoidal Ducts*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 264-271, 1999
- D.E. Metzger et al., *Row Resolved Heat Transfer Variations in Pin-Fin Arrays including Effects of Non-Uniform Arrays and Flow Convergence*, Intl. Gas Turbine Conference, Dusseldorf, Germany, June, 1986.
- S. Mochizuki et al., *Effects of Rib Arrangement on Pressure Drop and Heat Transfer in a Rib-roughened Channel with a Sharp 180° Turn*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 610-616, 1997

感温液晶による表面熱伝達率計測法の高精度化に関する研究

船崎健一（岩手大工）

1 緒言

航空エンジンや発電プラント等で使用されるガスタービンでは、出力増強やサイクル効率向上のため、タービン入口温度 (TIT) の上昇が著しい⁽¹⁾が、このような高温化を実現したのは、タービン翼内部冷却技術の進歩によるところが大きい。今後も更なる TIT の上昇が想定されている⁽²⁾が、熱応力の低減、冷却空気の効果的な利用、という観点から、これからのタービン翼の冷却設計には、流路の平均熱伝達特性に基づく設計だけでなく、局所的な熱伝達分布にまで配慮した設計が必要になるなど、従来以上に高度な設計技術が要求されている。複雑な断面形状を有し突起列を伴う翼内部流路内面の熱伝達分布をより正確に予測するためには、実機翼モデルに基づく詳細な計測や CFD (計算流体力学) での評価が必要である。特に、CFD の冷却設計への応用が重要なポイントになり、それを実現するためにも、翼内部流路の熱伝達特性に関する詳細な実験は今後ますます重要性を帯びてくる。

著者は、物体表面温度の時間的変化を観測して熱伝達率を推定する方法を導入・改良し、矩形ダクトや実機翼モデルの内部流路熱伝達率分布を計測した⁽³⁾。この計測法 (過渡応答法) では、アクリル製の流路モデル内壁を瞬時に通風加熱した後、内壁表面温度の時間的変化を感温液晶により計測し、半無限物体表面上における非定常一次元熱伝導方程式の解との対比から表面熱伝達率を推定する。この過渡応答法は、感温液晶の塗布が可能で、液晶の色の変化を観測できる状況であれば、流路形状が多少複雑であっても比較的簡単に熱伝達率を推定できる、という利点を有している。そのため、主としてタービン翼表面⁽⁴⁾⁽⁵⁾やタービン翼内部流路⁽⁶⁾での熱伝達特性計測に多用されている。しかし、その計測精度に関する議論は十分に行われているとは言えない状況にある。感温液晶を用いた定常的熱伝達率計測法での計測精度については、例えば、Hippensteele ら⁽⁷⁾や Behle ら⁽⁸⁾の研究で詳細に検討されているが、既報⁽⁹⁾で指摘した過渡応答法特有の問題点の克服にむけて今後も研究を進めていく必要がある。

本研究では、感温液晶を用いた場合の過渡応答熱伝達率計測法に関して、計測精度に対する影響因子について定量的な議論を行い、計測精度の向上に関する方策について検討する。

2 計測法

2.1 過渡応答法

過渡応答法による熱伝達率計測法の原理を簡単に説明する。半無限物体 (密度 ρ , 比熱 c , 熱伝導率 λ) 及びそれに接する流れの温度がそれぞれ T_i である状態から、流れの温度 T_g をステップ状にまで上昇させたとすると、半無限物体表面の温度は次のような時間的変化を示す。

$$\theta = \frac{T_w - T_i}{T_g - T_i} \quad (1)$$

$$\theta = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 t}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (2)$$

ここで、 $T_g - T_i$: 主流温度, T_w : 発色温度, T_i : 物体初期温度, h : 熱伝達率, t : 経過時間。実際の計測では、流れの温度をステップ状に変化させることは困難であり、温度上昇の時間の遅れを評価する必要がある。Duhamel の定理を適用し、図 1 のように流れの温度上昇を微小な温度上昇の積み重ね ($T_{g,j}$, $j=1, \dots, N$) で近似することで、表面温度の時間変化に関する次式を得る⁽³⁾。

$$T - T_i = \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j) (T_{g,j} - T_i) \quad (3)$$

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 (t - \tau_j)}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{t - \tau_j}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (4)$$

温度上昇曲線の分割数 N が熱伝達率の推定値に与える効果に関しては、石澤の研究がある⁽⁹⁾。図 2 には、式(3)及び(4)で算定した熱伝達率 (参照熱伝達率で無次元化

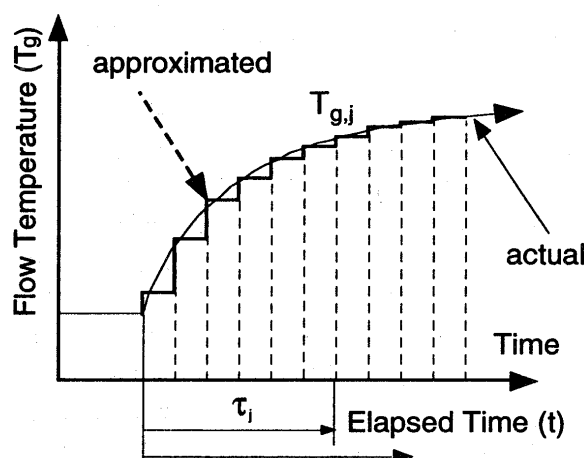


Figure 1 Approximation of temperature rise by a series of steps

している)が、 N によってどのように変化するかを調べた例を示す。この例では、 N が約20以上ではほぼ熱伝達率が一定になっている。何回かの調査結果を元に、 $N=40$ を採用した。

2.2 不確かさの評価式

過渡応答法による熱伝達率計測における誤差に関しては、熱伝達率 h が陽に与えられないので、従来の解析法⁽¹⁰⁾が使えない。ここでは、Saabasら⁽¹¹⁾の手法を用いる。それによれば、式(1)(2)で計測される熱伝達率 h の不確かさは、下記の式で評価することができる。

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{\frac{\partial \theta}{\partial T_w} \Delta T_w + \frac{\partial \theta}{\partial T_g} \Delta T_g + \frac{\partial \theta}{\partial T_i} \Delta T_i - \frac{\partial \theta}{\partial t} \Delta t - \frac{\partial \theta}{\partial k} \Delta k}{h \frac{\partial \theta}{\partial h}} \equiv S_{T_w} \Delta T_w + S_{T_g} \Delta T_g + S_{T_i} \Delta T_i + S_t \Delta t + S_k \Delta k \quad (5)$$

ここで、式(5)の右辺に現れる項 S_f ($f: T_w, T_g, \dots$)はそれぞれの因子のもつ誤差に対する熱伝達率の相対感度係数に相当する。式(2)から、時間 t 及び物性値 k ($= \rho c \lambda$)に関する感度係数は、下記の式で解析的に計算できる。

$$S_t \equiv \frac{1}{h} \frac{\partial \theta / \partial t}{\partial \theta / \partial h} = \frac{1}{2t} \quad (6)$$

$$S_k \equiv \frac{1}{h} \frac{\partial \theta / \partial k}{\partial \theta / \partial h} = -\frac{1}{2k} \quad (7)$$

その他の感度係数は、例えば

$$S_{T_w} = \frac{1}{h} \frac{\partial \theta / \partial T_w}{\partial \theta / \partial h} = \frac{1}{T_g - T_i} \left/ h \frac{\partial \theta}{\partial h} \right. \quad (8)$$

のように計算される。しかし、この係数には計算結果として求まる熱伝達率 h が含まれるため陽的には評価できない。そのため、全ての感度係数を評価する場合には、温度差 $T_g - T_i$ 、発色温度 T_w や経過時間 t などを与えて h を算出する必要がある。

図3には、3種類の温度条件での感度係数の比較の結果を示す。なお、物性値に関する感度係数は他の係数と比べ桁違いに小さいのでここでは示していない。ここでの比較の結果、発色までの経過時間が短い場合(即ち、同じ温度条件下で熱伝達率が高い場合)、時間誤差に対する感度係数が他の感度係数よりもかなり高い値を示しているが、経過時間が延びるとともに、温度に関する感度係数、特に表面温度 T_w の誤差に関する感度係数が支配的になってくる。主流温度や供試体初期温度の計測誤差は、計測プローブ(熱電対など)の精度やその設置方法に注意を払うことで低く抑えることは可能であるが、表面温度は、最も誤差が混入する可能性の高い感温液晶で計測するので、十分な注意が必要である。

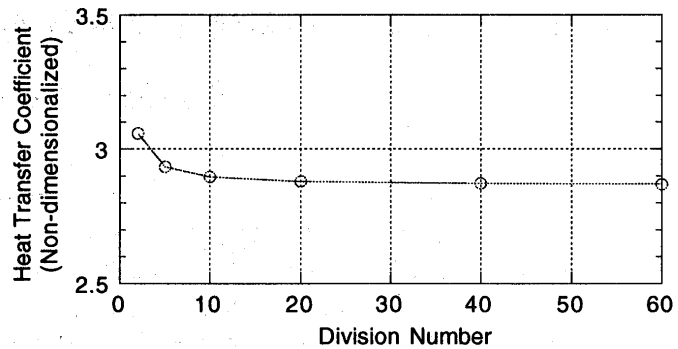


Figure 2 Effect of division number N upon the estimation

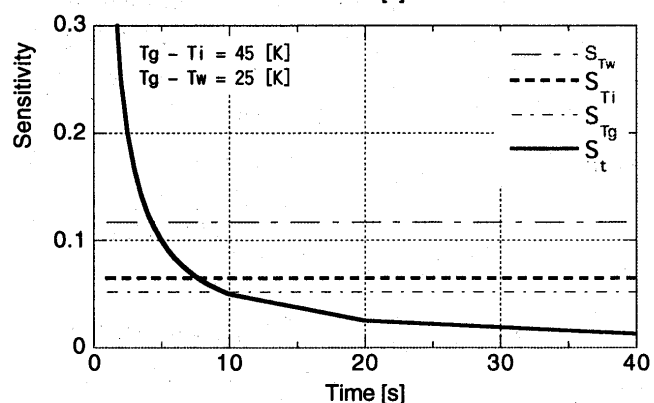
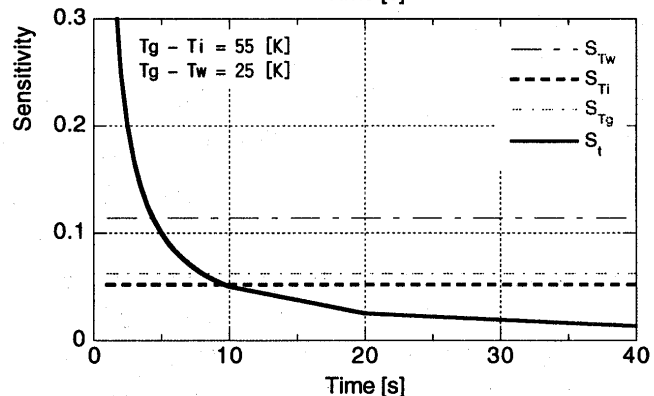
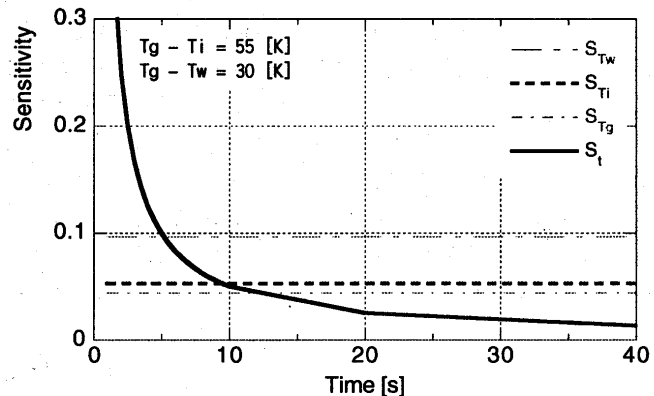


Figure 3 Sensitivities for three temperature conditions

3 不確かさの要因

上記の感度係数に関する議論を踏まえ、以下では、推定された熱伝達率の不確かさに強く影響する因子のいくつかについて検討を加える。

3.1 二次元性の影響

過渡応答法では表面からの熱伝導が一次元熱伝導方程式に従うことを前提としている。実際には計測対象物は通常三次元形状であり、また、表面の熱伝達率も表面上で一様ではない。このような非一次元性がどのような熱伝達率の評価にどのような影響をもたらすかを明らかにすることは重要である。以下にこの点を議論する。なお、議論を統一して行うために、式(2)内の変数を下記の様に無次元化する。

$$\theta = 1 - \exp(-Bi^2 Fo) \operatorname{erfc}(Bi\sqrt{Fo}) \quad (6)$$

ここで、 $Bi (= hl/\lambda)$ はビオ数、 $Fo (= Fo = at/l^2)$ はフーリエ数、 $a (= \lambda/\rho c)$ は熱拡散率、 l は代表長さである。供試体がアクリル製であるとする、 $a = 0.12$ (mm²/s)である⁽¹²⁾。

3.1.1 突起部の効果

非一次元的な熱伝導の例として、タービン冷却流路における乱流促進体をモデルにした平板上の突起について検討する。簡単のため、正方形断面の突起を考え、突起のピッチは突起高さの10倍とする。二次元非定常熱伝導解析は、差分法による計算コードを使用した。時間積分にはオイラーの陽解法を用いた。計算に用いた格子の概略図と境界条件を図4に示す。実際の格子点数は突起部以外では、301 x 121点、突起部では31 x 31点である。

計算結果の例を図5に示す。熱伝達率 h は主流側の各面(A,B,C,D)で一定値(100[W/m²K])を与えている(突起高さ e に関する Bi 数は1.12)。突起間の中央に位置する表面上の点(M)での温度変化は、式(2)で与えられる温度変化とほとんど一致していることから、一次元的な熱伝導の状態が得られていることがわかる。一方、突起上での温度変化は、 Fo が0.04に達する手前で、一次元的な温度変化からより高い温度状態へ逸脱し始めている。このような温度変化は、突起の両サイド(A,C)からの熱流入が原因であることは容易に想像がつく。実際にA及びC面を断熱条件に変更した場合、一次元的熱伝導の状態から逸脱する Fo 数は約0.16にまで延び、その後の温度差も小さいことが確かめられている。

突起面での熱伝達も、タービン翼冷却に関与しており、そこでの熱伝達を把握することは重要である。さて、式(6)のように熱伝導の1次元性を仮定した方法での計測を試みる場合、1次元性が成立している間に発色するするような温度域を有する感温液晶を選

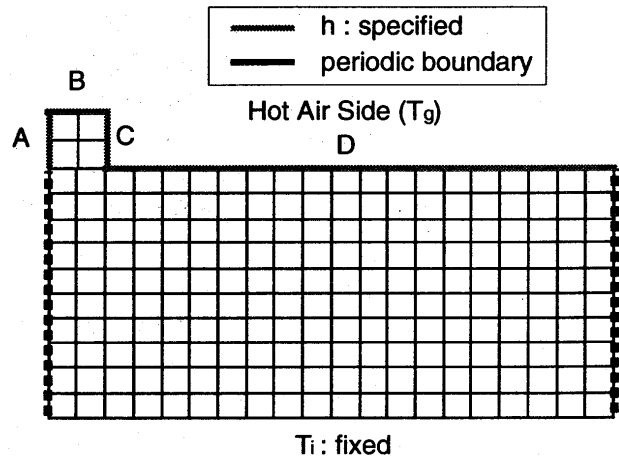


Figure 4 Grid system for heat conduction calculation

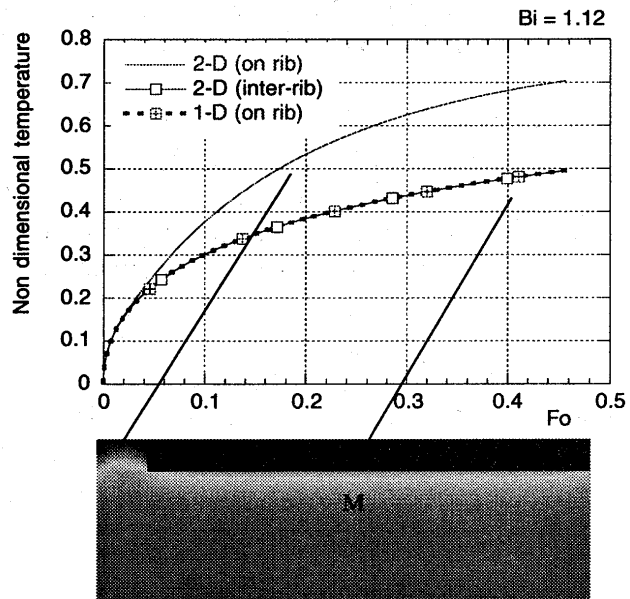


Figure 5 Timewise temperature variations on the top of the rib and the inter-rib point, with a snapshot of the temperature distribution in the test model

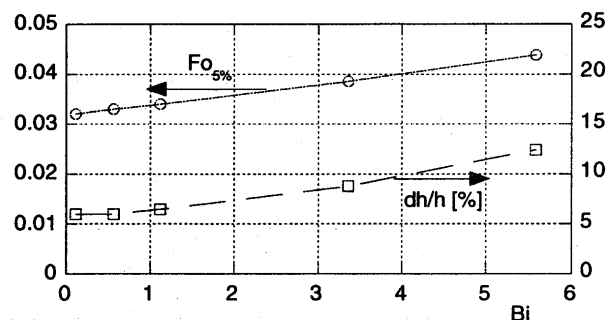


Figure 6 Relationship between $Fo_{5\%}$ and Bi number

ぶことで、突起面上での熱伝達率の計測が可能になる。そこで、温度変化の二次元効果が現れるまでの時間を、 Bi 数を変化させて算出した。図 6 に、突起面上での温度と式 (6) で与えられる温度との差が後者の 5% になるまでの時間（フーリエ数） $Fo_{5\%}$ とその時の Bi 数との関係を示す。また、その時の突起表面温度と到達時間を元に式 (6) から熱伝達率を逆算し、境界条件として与えた熱伝達率との差の比率（ dh/h ）も算出した。その結果も図 6 中に併記する。 $Fo_{5\%}$ は Bi 数の増加により緩やかに増加するが、ほぼ 0.03～0.04 の値を示している。熱伝達率の推定誤差は Bi 数が低い場合には 6% 程度であるが、その後次第に増加している。更に詳しい検討を加えた結果、二次元性による推定誤差を 6% 程度に留めるためには、 Bi 数によらず発色時間に関する Fo は 0.033 程度に抑える必要があることがわかった。この値は、突起 3 面とも等しい熱伝達率で加熱された状態で得られた結果であり、実際とは異なる状態に対する結果ではあるが、液晶の発色域の設定や実験装置の設計上有益なデータである。

突起の存在が周辺の温度変化に与える影響について調べた結果を図 7 に示す。突起部の熱容量の効果により、突起のごく近傍の温度上昇は突起から離れた位置（ $x/e=0.5$ ）での温度上昇よりも緩やかである。また、この図から、突起の影響が及ぶ領域は突起高さ程度であることもわかる。

3.1.2 熱伝達率の二次元性

以下では、表面の熱伝達率分布が二次元的に変化する場合に、温度上昇がどのように変化するかを調べた。図 8 には、突起列を伴う流路での典型的な熱伝達率分布から定めた Bi 数分布（左）及びその分布を境界条件として与えた場合の表面温度上昇を、式 (6) で算出される温度分布との比較で示している。この結果、二次元計算と一次元計算による結果には、突起のごく近傍を除いては差がないことが確認できた。

3.2 コーティングの影響

過渡応答法では表面温度の時間的変化を何らかの方法で計測する必要がある。表面温度分布の時間的変化を二次元情報として取得する方法としては、感温液晶を代表とする特殊なコーティングを計測面に塗布する方法と、放射温度計を使用する方法が考えられるが、実験室レベルの研究用としては、コストパフォーマンスなどの面でコーティング塗布法が優れている。以下には、塗布法での代表的な塗料である感温液晶を温度計測用に使用した場合の

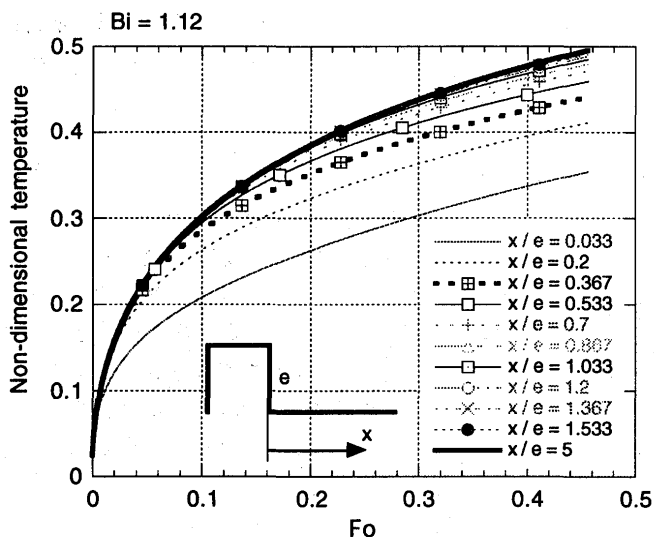


Figure 7 Temperature variations near the rib

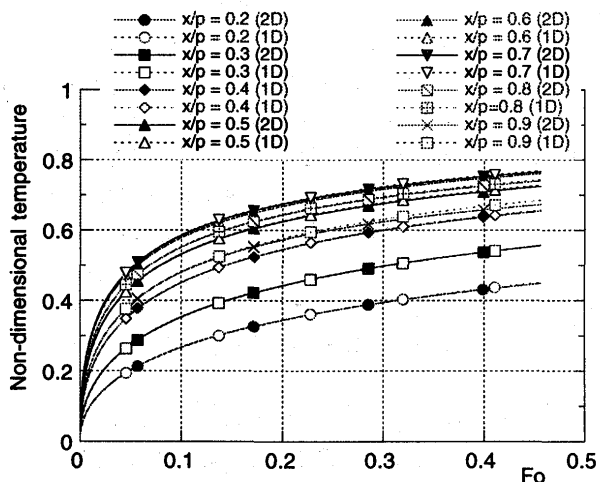
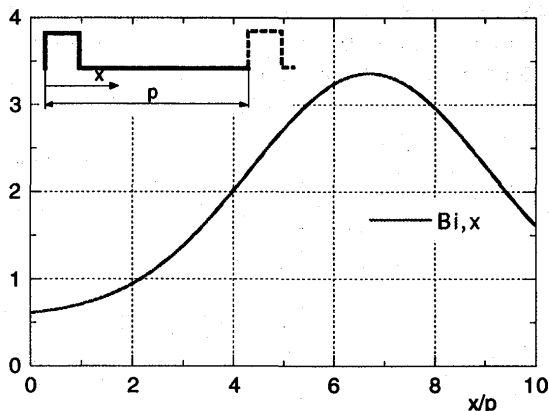


Figure 8 Effect of surface heat transfer distribution upon one-dimensionality of the heat conduction (left : Biot number distribution on the test surface right : resultant temperature variations with time)

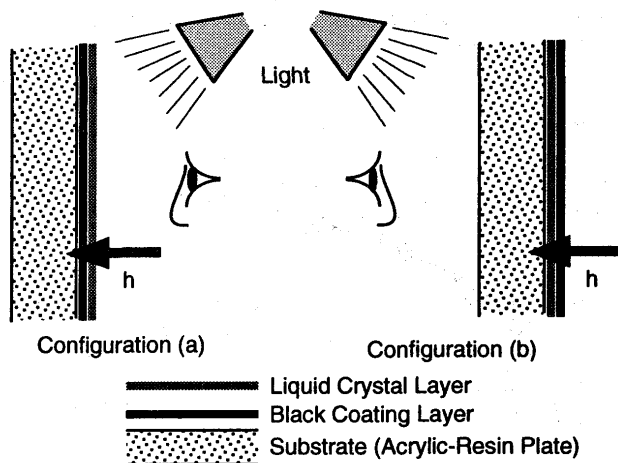


Figure 9 Coating layers and the substrate

影響について検討する。

一般に、感温液晶は黒色塗料と組み合わせて計測対象面に塗布される。これらはの層の厚みは十分薄いと考えられるが、いくらかの熱容量を有しているため、感温液晶の温度変化と計測面での温度変化に若干の時間差が発生することが予想される。上で議論した様に、時間誤差は計測開始直後には熱伝達率の計測誤差の中で大きな割合を占めることから、この時間誤差を見積もることは大変重要である。以下にこの点を検討する。

図9には、テストモデルの上に塗布される液晶層及び黒色塗料層とモデル母材（アクリル板）との関係を示す。Configuration (a)では母材の上に黒色塗料層があり、その上に液晶を塗布する形態になっている。この場合、母材と感温液晶との間には黒色塗料層が存在する。一方、Configuration (b)では、母材と感温液晶が直接接触しているが、主流との間には黒色塗料層が存在している。計測上は Configuration (b)の方が鮮明な画像を得やすい。以下では Configuration (b)の塗布方法の場合の各層の温度変化を、上で用いた熱伝導解析コードを用いて計算した。計算の際に使用した物性値は表1の通りである。感温液晶の熱物性値は笠木のデータ⁽¹³⁾から推測した値が用いられている。なお、黒色塗料については正確なデータが不明だったので、熱伝導率、熱拡散率が感温液晶の2倍と仮定し、密度、比熱は推定した。時間遅れの程度を理解するため、時間等の表示は有次元とする。表面熱伝達率は $300[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ である。図10に、黒色塗料及び感温液晶層の厚みをそれぞれ $25\mu\text{m}$ として算出した場合の各境界面上における温度変化を示す。この場合、コーティング層の表面や界面、またアクリル母材表面の温度(T_1, T_2, T_3)の差異はわずかではあるが、コーティング層の熱物性値の違いなどにより、それぞれの温度上昇が必ずし

Table 1 Thermal Properties

	$\lambda [\text{W}/\text{m K}]$	$\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$	$c [\text{kJ}/\text{kg K}]$	$\kappa [\text{mm}^2/\text{s}]$
Liquid Crystal	0.223	900	9.910	0.025
Black Paint	0.443	1000	8.920	0.050
Substrate (Acrylic)	0.21	1190	1.400	0.126

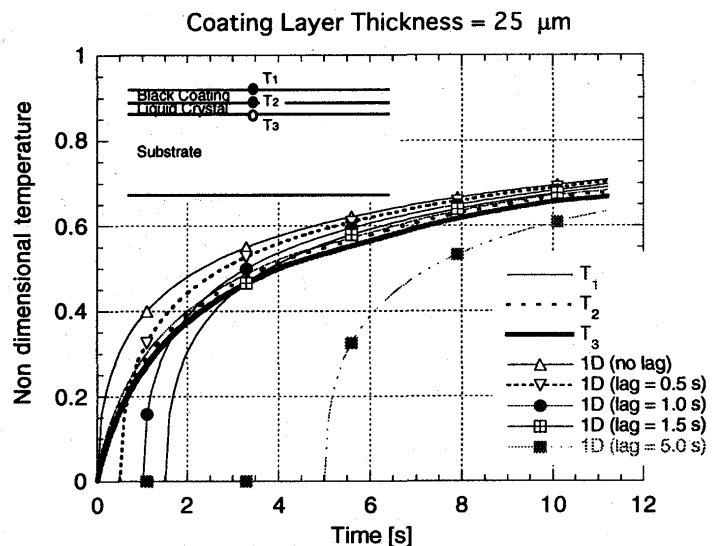


Figure 10 Effect of coating layers upon temperature rise (Coating thickness: $25\mu\text{m}$)

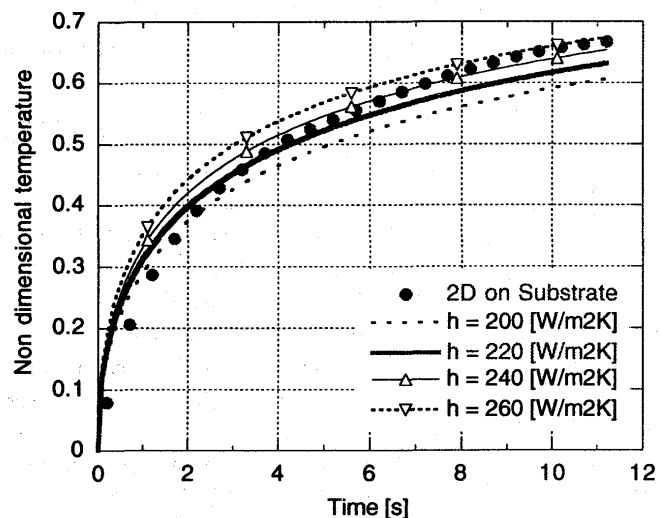


Figure 11 Effect of coating layers upon temperature rise (Coating thickness: $10\mu\text{m}$)

も式(6)で与えられる温度上昇曲線とは一致していない。式(6)の時間 t に時間遅れ τ を導入して算出した結果も同じ図中に併記している。その結果、母材表面の温度上昇は、温度の立ち上がりを除いて $\tau=1.5$ [s]程度の解析解とほぼ一致することがわかった。図12では熱伝達率を変えた場合の温度変化と母材温度の変化の比較を行っている。この結果から、発色温度が比較的低く発色までの経過時間が短い場合には、母材の温度変化は低めの熱伝達率の場合の解析解に近くなり（即ち実際よりも低い熱伝達率が算出されてしまうことを意味する）、発色温度が高く発色までの経過時間が長くなるほど推定した熱伝達率が真値（この場合は $300[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ ）に近くなる。しかし、真値との差は10%以上とかなり誤差は大きい。図12にはコーティング層の厚みをそれぞれ $10\mu\text{m}$ として算出した温度上昇を時間遅れを伴う解析解とともに示す。この場合には、母材表面の温度上昇は解析解とかなり一致している。実際に、熱伝達率は $280\sim 300[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ の間で推定可能であり、誤差は半分以下に減少している。

以上の議論では、感温液晶や塗料の熱物性値が必ずしも正確ではなく、またコーティング層の厚みも推定であるため、コーティング層の定量的な影響はまだ検討の余地はあるが、熱伝達率の推定にかなりの影響を与え、実験を行う際に十分な注意と、またコーティング厚みや塗料等の熱物性値の正確な把握の重要性が明らかになった。

結論

二次元熱伝導解析を通じて、感温液晶を用いた過渡応答法による熱伝達率推定方法について、その高精度化を妨げている要因のいくつかを数値的に検討した。コーティング層の効果がかなり大きいことが明らかになったが、その他にも計測精度に影響する要因があり、今後実験を平行して行うことで、計測精度の更なる高精度化を進める計画である。

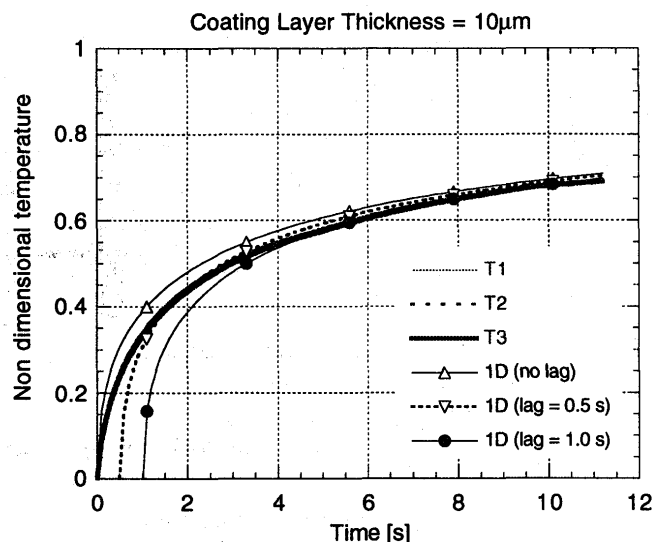


Figure 12 Effect of coating layers upon temperature rise (Coating thickness : $10\mu\text{m}$)

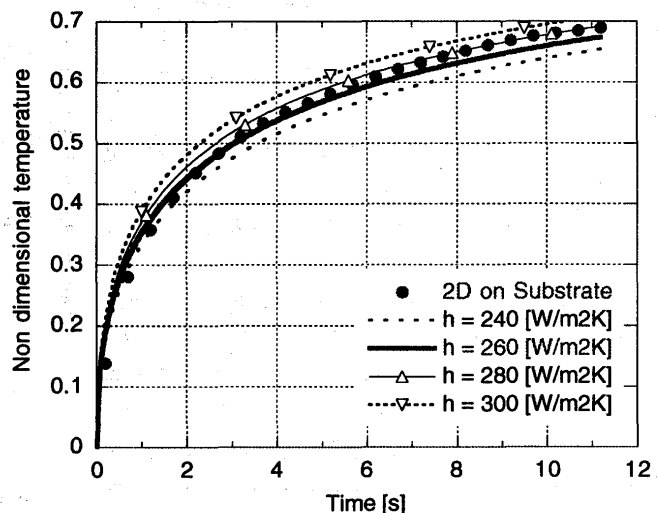


Figure 13 Effect of coating layers upon temperature rise (Coating thickness : $10\mu\text{m}$)

参考文献

- (1) 塚越ら, 機構論, No.98-1, VI, 1998, 788
- (2) 玉木, 機構論, No.98-1, VI, 1998, 702
- (3) 船崎ら, 日本ガスタービン学会, Vol.26, No.101, 76, 1998
- (4) Hoffs, A. et al., ASME Paper 95-GT-8, 1995
- (5) Drost, U. et al., ASME Paper 97-GT-26, 1997
- (6) Chyu, M.K. et al., ASME Paper 97-GT-489, 1997
- (7) Hippensteele, S.A., et al., J. Eng. Gas Turbines and Power, 107, 1985, 953
- (8) Behle, M., et al., Applied Scientific Research, 56, 113, 1996
- (9) 石澤, 岩手大学修士論文, 平成9年度
- (10) Kline, S.J. and McClintock, F.A., Mech. Eng., Vol. 75, pp. 3-8, 1953
- (11) Saabas, H. J. et al., ASME Paper 87-GT-212, 1987
- (12) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第4版), p. 321, 昭和61年
- (13) 笠木, 伝熱研究における温度測定の基礎, 棚沢ほか共著, 養賢堂, 1985

水素燃焼タービン1700℃級ハイブリッド型冷却翼 翼列評価試験

*伊藤勝康、古閑昭紀、川岸裕之、松田 寿、須賀威夫、岡村隆成
((株)東芝 電力システム社 電力・産業システム技術開発センター)

1. はじめに

国家プロジェクトWE-NET(水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術: World Energy Network)における水素利用技術の一つとして、水素燃料を利用したゼロエミッション発電システム開発があり、熱効率60%(HHV)以上の1700℃級水素燃焼タービンプラントの開発を目標にしている⁽¹⁾。このためにはタービンプラント高温化に対応する1700℃級タービン冷却翼開発が重要課題である。当社は、WE-NETプロジェクトの冷却翼開発計画に参画して、冷却システムを含めたタービンプラントシステムのフレーム設計と、これに適用するタービン冷却翼の開発を実施してきた。冷却翼の開発は、翼外面および内面の伝熱特性試験⁽²⁾⁽³⁾、翼基材およびTBC(遮熱コーティング)の耐環境評価試験等の要素試験結果を反映して、スケールモデルの評価試験翼を設計・試作した。更に試作した試験翼は、水素燃焼翼列試験装置にて1700℃での冷却性能試験を実施し評価した。

本稿では、水素燃焼タービンシステムにおいて所定のプラント性能を満たしつつ1700℃の高温化に対応できる冷却方式の選定と、開発したタービン初段静翼、動翼の水素燃焼翼列評価試験の結果について述べる。

2. 冷却方式の選定と冷却構造

1700℃級水素燃焼タービン用冷却翼開発において、想定したタービンシステムのフレーム設計構成を図1に示す。システムは、水蒸気を作動媒体としたブレイトンサイクルとランキンサイクルを組合せたコンプレックスサイクルである。対象である高温タービンはブレイトンサイクル中にあり、タービン入口部で1700℃、4.75MPaの水蒸気が供給される。高温タービンの冷却蒸気は、高温タービンで膨張した蒸気の一部を冷却器で冷却して供給される。更

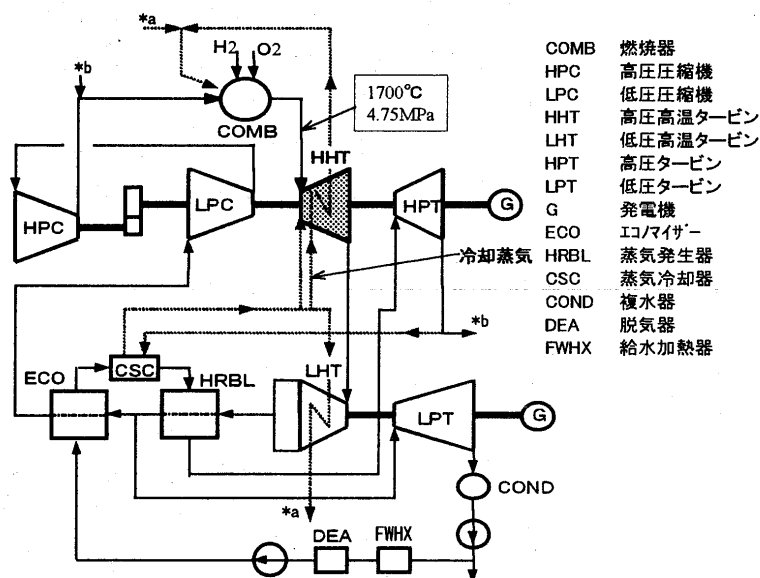


図1 水素燃焼タービンシステムの構成

に冷却後の蒸気は燃焼器前に回収され、燃焼用蒸気と混合される。プラント性能上、冷却蒸気は全量回収されることが望ましいが、タービン入口温度が1700℃もの高温になると、特に初段の冷却翼の場合、回収冷却だけでは冷却翼に対する熱負荷が過大になり、翼基材およびTBCの信頼性に問題がある。そこで筆者等は、回収冷却を基本にしながらも一部吹出し膜冷却を併用して、熱負荷を減少させるハイブリッド冷却方式を提案した。図2、図3に1700℃級タービン初段冷却静翼と

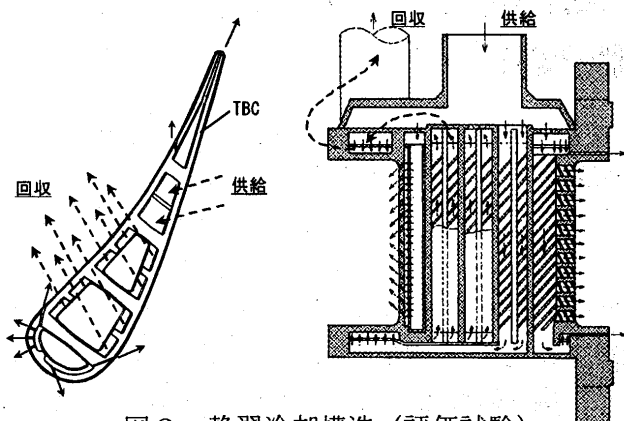


図2 静翼冷却構造（評価試験）

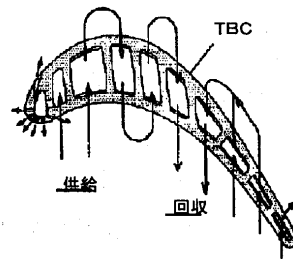


図3 動翼冷却構造（評価試験）

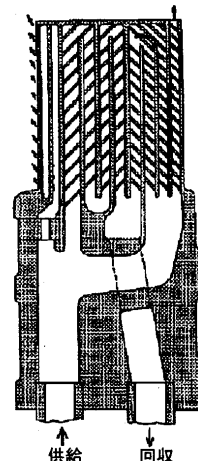


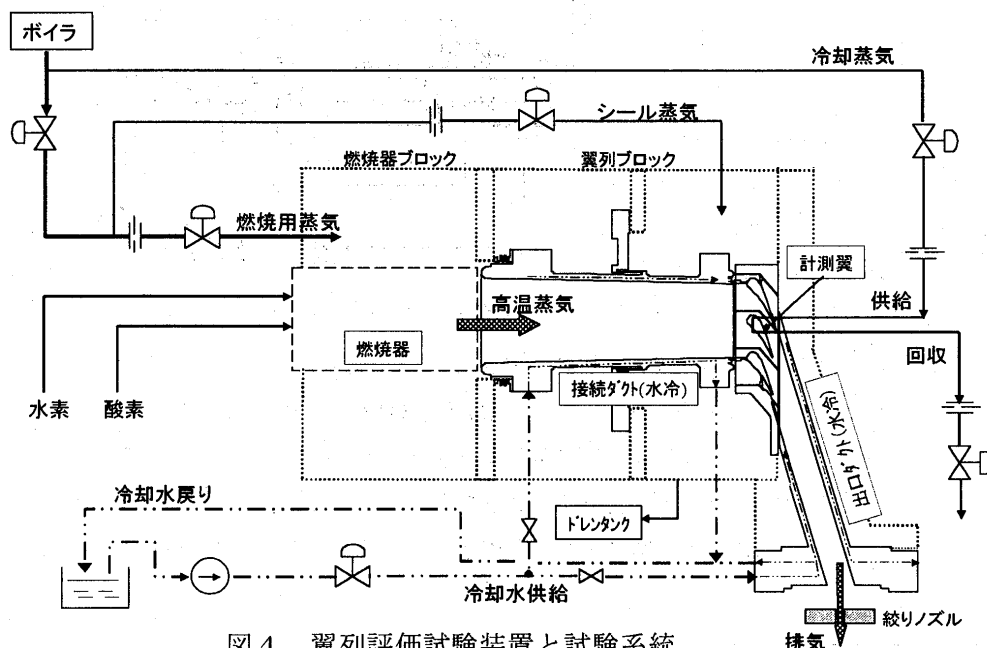
図4 翼列評価試験装置と試験系統

動翼の冷却構造を示す。なお図中の冷却翼は、翼列評価試験用のモデル翼を示すが、実機においても基本的な冷却構造は同一である。タービン静翼・動翼共に熱負荷の大きい前縁部と後縁部に吹出し冷却を用いており、中間部は内部からの対流で冷却している。また、内部冷却通路には傾斜タイプの伝熱促進リブを採用して熱伝達率増加を図っている。翼は精密鋳造にて冷却通路も一体で製作しているが、静翼に関しては内部にインサートを配置することで冷却通路を構成する構造となっている。膜吹出し孔は、冷却効果の大きいディフュージョン形状を採用し、レーザ加工と放電加工で形成した。翼表面にはTBCを施工し、翼基材への熱負荷低減を図っている。表1に実機翼と試験翼の設計要項をまとめた。

表1 設計要項

	初段静翼		初段動翼	
	評価試験翼	実機翼	評価試験翼	実機翼
主流蒸気				
入口平均温度 [°C]	1700	1700	1570	1570
入口最大温度 [°C]	1809	1809	1641	1641
入口平均圧力 [MPa]	2.44	4.74	2.44	3.71
出口レイノルズ数	1.8×10^6	6.5×10^6	0.6×10^6	1.8×10^6
出口マッハ数	0.68	0.68	0.46	0.46
冷却蒸気				
供給温度 [°C]	350	350	350	374
流量比 [%]	6.7	6.4	7.0	6.9
翼列形状				
有効部スパン [mm]	40	71	40	71
PCDコード [mm]	79	141	36.6	64.5
翼間数	2	38	4	92
その他要項				
冷却方式	ハイブリット冷却		ハイブリット冷却	
翼製造	精密鋳造		精密鋳造	
TBC厚さ [mm]	0.2		0.15	

3. 水素燃焼翼列評価試験装置



翼列評価試験装置の構成と試験系統を図4に示す。同図は静翼における翼列試験構成を示すものである。翼列は、計測翼と翼列側壁を構成する両サイドの側壁翼から構成されており、通路数は2である。ボイラからの燃焼用蒸気は燃焼器で水素・酸素燃焼し、高温の蒸気となって接続ダクトを介して翼列部に流入する。翼列部からは出口ダクトを介して排気ダクトから大気に放出される。接続ダクトおよび出口ダクトは水冷却されている。また、排気ダクトの大気放出部には、絞りノズルが設けられ、試験圧力が確保されている。ボイラで発生する蒸気の一部は途中で分岐して、冷却蒸気として流量調整され、それぞれの翼に供給されている。計測翼に供給される冷却蒸気は流量計測されており、主流中に吹出した冷却蒸気を除いた回収蒸気量も流量計測されている。シール蒸気は、翼列部において主流の高温蒸気が翼列通路外に廻り込むのを防止するために供給されている。シール蒸気は主流に混入するだけでなく、凝縮してドレンとして排出される。なお、動翼試験に関しても試験装置構成および系統は、静翼の場合と同一である。但し動翼の場合、翼列は5枚で構成され、通路数は4である。図5に静翼試験装置の翼列部を上流側から見た状態を示す。(注：1700℃試験後の状況)

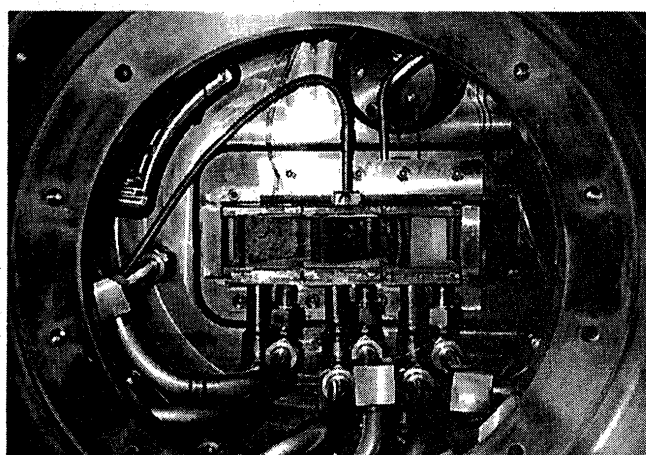


図5 静翼試験部状況(試験後に上流側より見る)

翼列に流入する主流蒸気の温度を、接続ダクトに設けた全温計測プローブで、高さ方向に5点計測している。冷却蒸気系では、前記供給・回収流量の他に供給および回収の温度・圧力も計測している。メタル温度は、50%高さ断面の翼面周囲とその他高さ方向にも計測している。更に静翼エンドウォールおよび動翼プラットホームのメタル温度も計測している。図6に静翼と動翼の50%断面におけるメタル温度計測位置を示す。なお翼メタル温度は、シース外径0.5mm(一部0.25mm)のK型熱電対を埋め込んで計測しており、熱電対を埋め込んだ後から翼面にTBCを施工している。

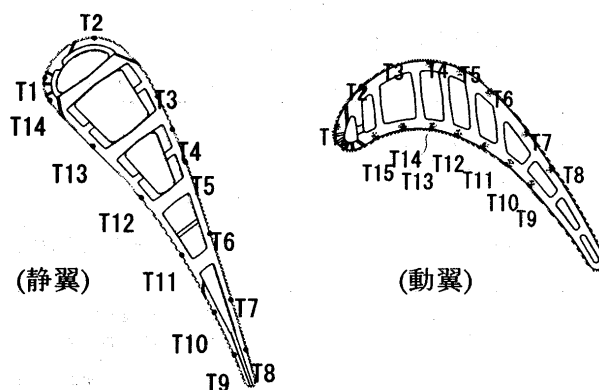


図6 メタル温度計測位置(50%断面)

4. 試験結果と評価

試験は、静翼および動翼に関して、基本的に以下の2ステップで実施した。なお主流温度の公称値は、燃料流量と蒸気流量により計算される理論燃焼温度 T_{gth} で整理してある。

(1)主流温度 1000℃での冷却特性試験

冷却蒸気流量(吹出し、回収)に対する冷却特性の把握。

(2)主流温度 1700℃までの温度上昇試験

定格温度でも計画した冷却性能を示すこ

表2 評価試験実施条件範囲

項目	静翼試験	動翼試験
主流蒸気入口平均温度	1000~1780℃	1000~1778℃
主流蒸気入口平均圧力	~2.72MPa	~2.64MPa
主流出口レイノルズ数	~ 2.1×10^6	~ 0.82×10^6
冷却蒸気供給温度	~300℃	~291℃
冷却蒸気供給圧力	~3.33MPa	~3.61MPa
冷却蒸気供給流量比	6.0~7.5%	6.2~7.8%

とを実証。表 2 に実施した試験条件範囲を示す。

4. 1 冷却特性試験結果

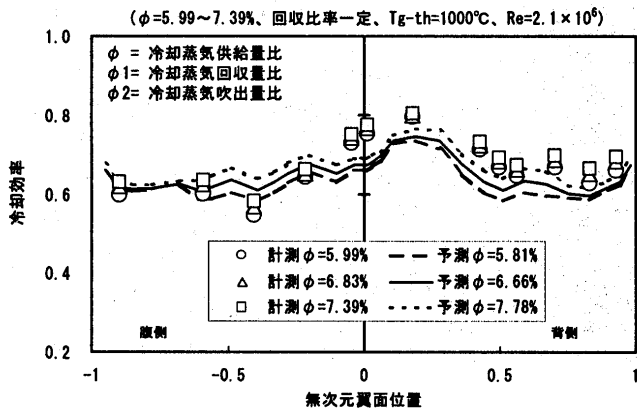
理論燃焼温度 $T_{gth}=1000^{\circ}\text{C}$ の主流状態で、冷却蒸気量の変化に伴う冷却効率への影響を調べた。冷却蒸気量の変化は、以下の 3 ケースに関して試験を実施した。(a) 回収流量 G_{c1} と吹出し流量 G_{c2} の割合が一定の状態、総供給量 G_c を変化、(b) 吹出し流量 G_{c2} 一定の状態、回収流量 G_{c1} だけ変化、(c) 回収流量 G_{c1} 一定の状態、吹出し流量 G_{c2} だけ変化

試験で得られる 50% 高さ断面の局所冷却効率 η_{m_i} は、以下の定義により算出した。

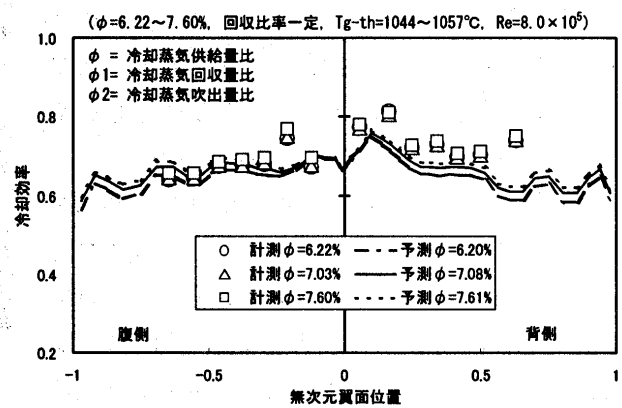
$$\eta_{m_i} = (T_g - T_{m_i}) / (T_g - T_c)$$

ここで T_g は 50% 高さ位置における全温プローブ計測値、 T_{m_i} は 50% 断面の翼メタル熱電対計測値、 T_c は冷却蒸気供給温度を示す。また冷却蒸気流量の変化は、以下に示す主流流量 G_g に対する比率で定義した。供給流量比 $\phi = G_c/G_g$ 、回収流量比 $\phi_1 = G_{c1}/G_g$ 、吹出し流量比 $\phi_2 = G_{c2}/G_g$

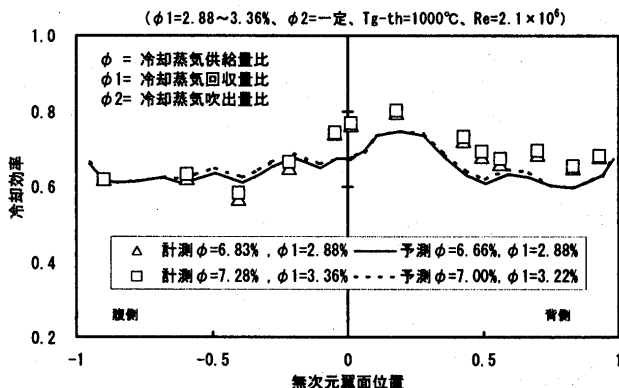
図 7 (a) (b) (c) に静翼試験、図 8 (a) (b) (c) に動翼試験における各ケースの冷却効率分布の変化状



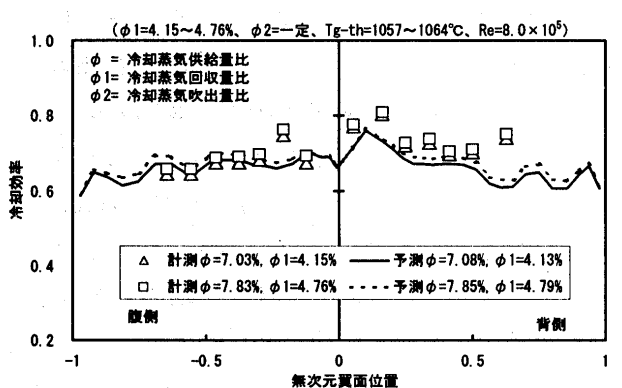
(a) 冷却蒸気供給量変化



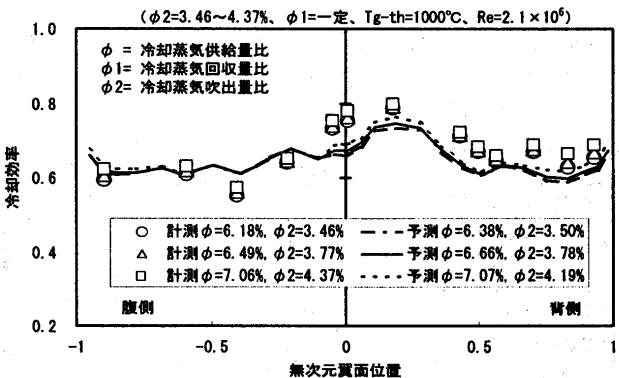
(a) 冷却蒸気供給量変化



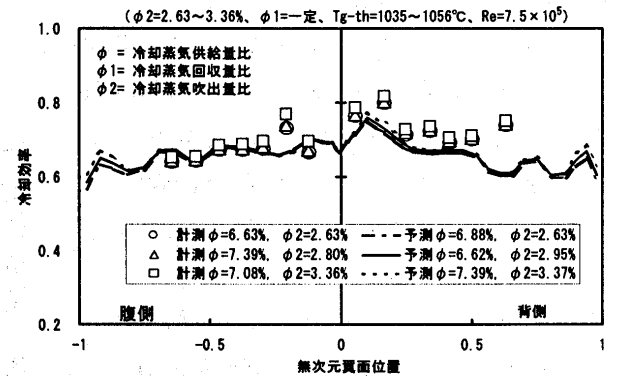
(b) 回収冷却蒸気量変化



(b) 回収冷却蒸気量変化



(c) 吹出し冷却蒸気量変化



(c) 吹出し冷却蒸気量変化

図 7 静翼の冷却蒸気量と冷却特性

図 8 動翼の冷却蒸気量と冷却特性

況を示す。また、同時に予測計算による冷却効率分布の変化も示す。(a)のケースでは流量変化に対して、静翼および動翼共に冷却効率が翼全域でほぼ同じ割合で変化している。(b)のケースでは回収流量変化に対して、静翼および動翼共に翼の中央部で変化が大きく、前縁・後縁部ではほとんど変化しない。(c)のケースでは吹出し量変化に対して、静翼および動翼共に翼中央部に比較して前縁・後縁部での変化が大きい。これら(a)、(b)、(c)各ケースの傾向は、予測計算と良く一致しており、試験翼の冷却蒸気の流量配分、膜冷却特性および内部冷却特性がほぼ計画通りで、正常に冷却されていると推察される。

4. 2 1700℃温度上昇試験結果

主流蒸気温度の上昇に伴い、翼メタル温度も同様に上昇する。この結果を冷却効率に換算した結果を静翼・動翼に関して図9と図10に示す。試験結果は、冷却蒸気量の設定値が各主流温度毎に若干異なるため、正当な比較が難しいが、主流温度変化に対する冷却効率変化の顕著な傾向は認められない。計算結果も同様に、主流温度変化の影響による冷却効率変化は小さい。

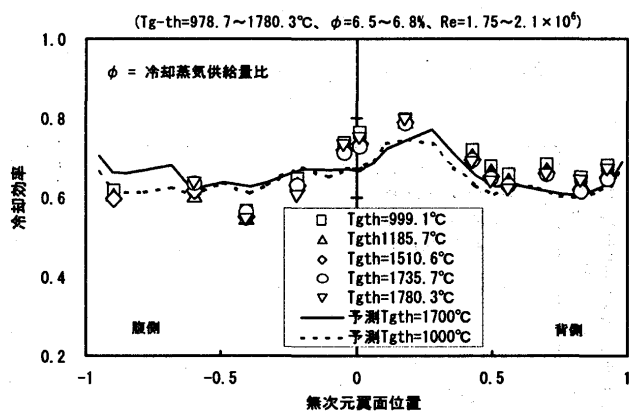


図9 静翼の主流温度変化と冷却効率

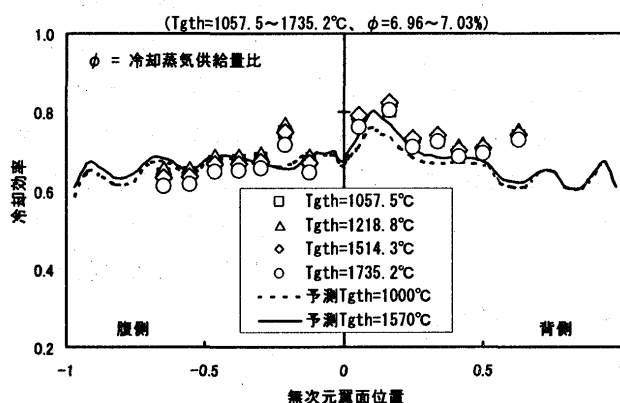


図10 動翼の主流温度変化と冷却効率

次に、定格温度における静翼と動翼のメタル温度分布を図11と図12に示す。また図中には予測計算によるメタル温度分布とTBC温度分布も示した。試験で得られたメタル温度計測値は、熱電対の埋め込み位置を考慮してメタル表面に換算した値である。静翼試験において、試験経過と共に腹側の一部で冷却性能が低下する傾向が見られた。試験後の検査より、この腹側の部位には付着物が観察され、この付着物は装置上流からの飛来物であることが判明した。これにより、定格試験での冷却性能は、初期状態より低下していると判断されたため、図11に示す静翼メタル温度は、

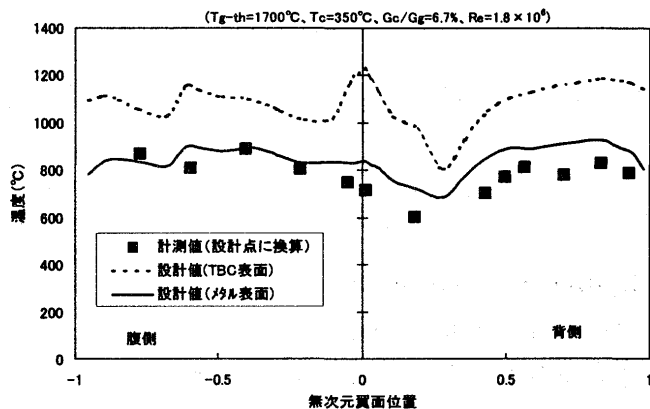


図11 静翼メタル温度分布(設計点に換算)

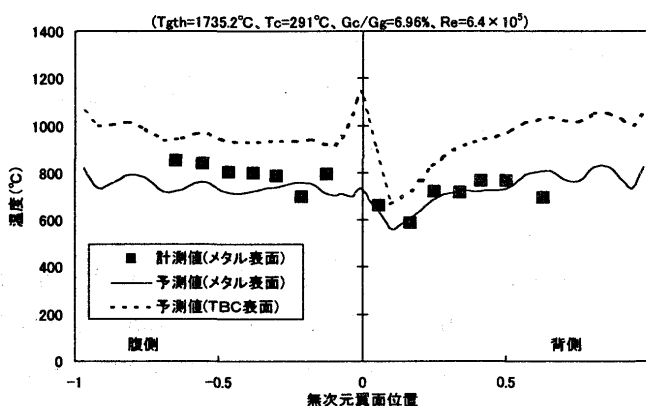


図12 動翼メタル温度分布

1000℃冷却試験での初期状態冷却効率より換算して求めた分布である。この操作は、前述のように主流蒸気温度変化に対して冷却効率がほとんど変化しないことから妥当と考えられる。結果は、予測と良く一致している。動翼試験では、付着物の影響は少なく、定格試験の結果は予測と良く一致している。

4. 3 冷却蒸気流量特性

翼内部冷却蒸気の流量特性を静翼および動翼に関して調べた結果を、図13と図14に示す。今回の一連の試験において計測された冷却蒸気の供給圧力、回収圧力、供給温度、供給流量、回収流量から流量と圧損の関係を調べた。回収通路と吹出し通路それぞれに関して、密度・差圧平方根($2\rho\Delta P$)^{0.5}を定義し、これに対する回収・吹出し蒸気流量計測値/設計供給流量の関係で整理した。なお、吹出し冷却通路に関しては、前縁部と後縁部の吹出し通路の合計流量であり、出口部の圧力は、静翼試験では翼列出口主流静圧、動翼試験では翼列入口主流全圧で代表させてある。一連の計測結果は、静翼・動翼共に設計値と良く一致しており、内部冷却通路設計の妥当性が確認された。

5. 結論

1700℃級水素燃焼タービンの初段静翼と初段動翼に適用可能なハイブリッド冷却翼を開発し、1700℃水素燃焼翼列評価試験にて冷却性能を確認した。(1)冷却蒸気流量変化(供給量、回収量、吹出し量)に対して、冷却効率の相対変化は予測値と良く一致することを確認した。(2)1700℃の定格温度試験においても、良好な冷却性能を示し、メタル温度分布は予測値と良く一致することを確認した。(3)回収および吹出し冷却通路内の冷却蒸気流量と圧損の特性は計画と良く一致することを確認した。

謝辞

本研究は、財団法人発電設備技術検査協会を通して、NEDOからの委託で実施した。両機関に対して研究への支援に謝意を表します。

参考文献

- (1) Mouri, K., et al., "Research and Development of Hydrogen Combustion Turbine and Very Hot Heat Exchanger in WE-NET Project," IJPGC'98 Vol. 1, pp. 433-437, 1998
- (2) 佐伯、他4名、GTSJ第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集、p201-206, 1998.10
- (3) Okamura, T., et al., "Heat Transfer in Cooling Channel Applied to Trailing Edge Region in Turbine Rotor Blade," IJPGC'99 Vol. 1, pp. -, 1999

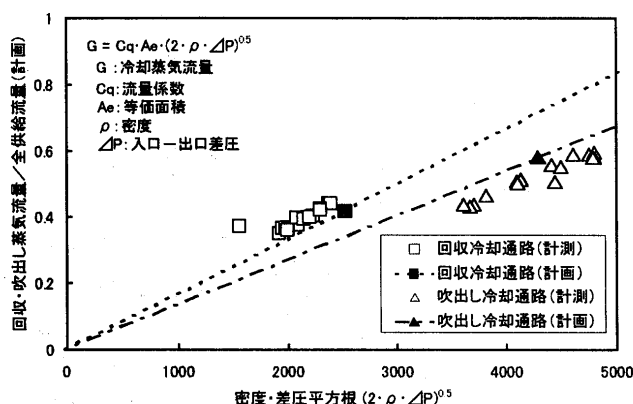


図13 静翼冷却蒸気流量特性

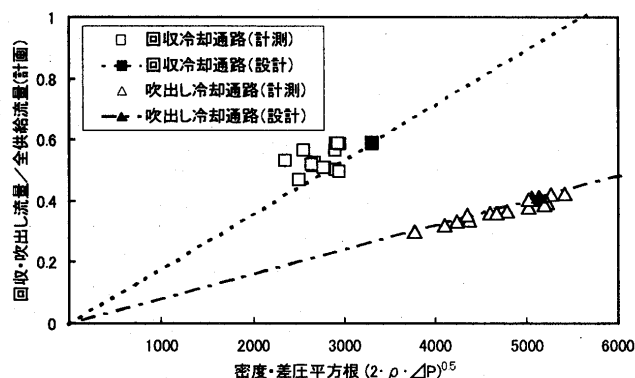


図14 動翼冷却蒸気流量特性

*久松 暢（電力中央研究所）、西田啓之（三菱重工業）、笠井剛州（三菱重工業）
村山元秀（石川島播磨重工業）、百々 聡（日立製作所）、深堀 修（三菱重工業）

1. まえがき

水素を大規模発電システムに利用する技術として、水素燃焼タービンの研究開発がある。図1に水素燃焼タービン発電システムの一例（トッピング再生サイクル）を示す⁽¹⁾。これは水素と酸素の量論比燃焼によって発生する高温の水蒸気（1700℃、約5MPa）を作動媒体とする水蒸気循環型のガスタービンであり、実現すればCO₂、NO_x、SO_xを発生しない極めてクリーンで高効率な発電（発電端熱効率はHHVで60%以上）が可能となる。このうち、水蒸気中で水素・酸素の量論比燃焼を行わせる燃焼器は、ガスタービン燃焼器として前例がなく、燃焼器開発は水素燃焼タービンの開発の中でも最も重要な技術開発の一つである。

一方、燃焼器開発においては、燃焼器の性能を評価するために出口ガス温度分布の計測が不可欠である。現在、ガスタービン燃焼器の開発試験では、B型熱電対（Pt/Rh30%-Pt/Rh6%）を用いた多点型温度プローブによる出口ガス温度分布計測が行われており、最高1650℃～1700℃までの計測が可能である。水素燃焼タービン用燃焼器では燃焼ガスが水蒸気であり、また、ガス温度分布を考慮すると最高温度は1800℃を超えることが予想され、燃焼器開発にはより高温でのガス温度分布計測技術が必要となる。

本報告では、水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験用にPt/Rh40%-Pt/20Rh%のシース熱電対を用いた多点型ガス温度プローブを設計・試作するとともに、燃焼器の実温・高圧燃焼試験に供試し、燃焼器開発試験への適用可能性を検討した。

2. 多点型ガス温度プローブ

表1に各種高温用熱電対の一般的な仕様を示す。水素燃焼タービン用燃焼器の燃焼ガス中には、量論比燃焼であってもおよそ1～2%の水素・酸素ガスが含まれると予想されるが、表から明らかなように、酸化雰囲気と還元雰囲気の双方に適する熱電対は見当たらない。しかし、残存水素・酸素がいずれも低濃度であることから、Pt/Rh40%-Pt/Rh20%熱電対とIr/Rh40%-Ir熱電対を適用できる可能性が考えられ、直径0.5mmの素線を用いて水素・酸素燃焼ガス流中での耐久性を比較・検討した。その結果、両者の測定値はほぼ一致したものの、Ir/Rh40%-Ir熱電対で

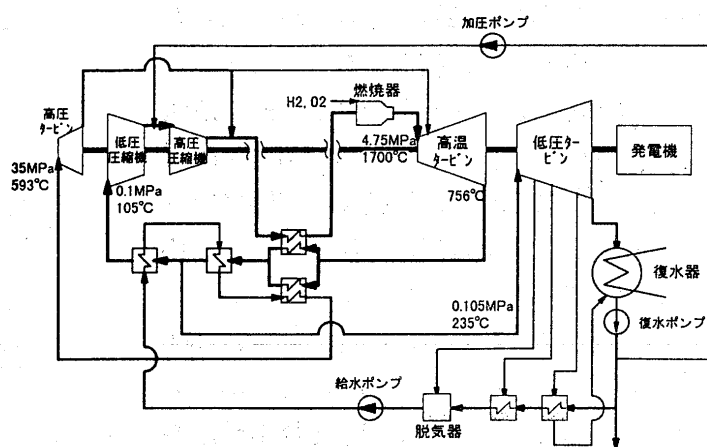


図1 水素燃焼タービン発電システム

表1 高温用熱電対の仕様

種類 (+/-)	絶縁材	シース		使用雰囲気			使用温度 (℃) (常用/過熱)
		材質	外径(mm)	酸化	還元	真空	
Pt/13Rh-Pt (R)	MgO	Pt/10Rh	1.0~3.2	○			1400/1600
Pt/30Rh-Pt/6Rh (B)	MgO	Pt/10Rh	1.0~3.2	○			1500/1700
Pt/40Rh-Pt/20Rh	硝子	—	—	○			1700/1800
W/5Re-W/26Re	MgO	Ta	1.0~3.2			○	1600/
	MgO	Mo	3.2~6.4		○	○	1600
	BeO	Ta	1.0~3.2			○	2200
	BeO	Mo	3.2~6.4		○	○	2200
W-Ir	硝子	—	—			○	/2100
Ir/40Rh-Ir	硝子	—	—	△	○	○	1800/2000
B,C-C	BN	—	(外径:10)	△		○	/2200

はIr側の温接点近傍（露出部）での断線が多発し、破面は丸みを帯びて損耗の様相を呈した。Ir素線の破断原因はIrの脆化とプローブの熱歪みと推定されるが、破面の様相からはIrの酸化による気化現象が示唆された。燃焼試験では燃焼器性能を把握するために、水素と酸素の供給比率を変化させ、当量比を 0.9～1.1 程度の範囲で変化させる必要がある。また、安全上の理由から、燃焼器の負荷上昇時には水素より先に酸素の供給量を上昇させるため、酸素が過剰に供給される条件が生じる。そこで、Ir素線の気化量の推算式⁽²⁾を用いて高圧燃焼試験条件でのIr素線（直径 0.5mm）の気化・減肉量を試算した。その結果、水素過剰供給条件であれば素線直径が1/2になるまでの時間は数百時間以上であるが、酸素過剰供給条件では素線直径が1/2になるまでの時間は大幅に短くなり、当量比0.95では 100秒程度と見積もられた。このため、高圧燃焼試験へのIr/Rh40%－Ir熱電対の適用は難しく、Pt/Rh40%－Pt/Rh20%の使用が妥当と考えられた。

Pt/Rh40%－Pt/Rh20%熱電対は素線での使用が一般的であり、シース型熱電対の使用実績例はほとんどない。しかしながら、多点型ガス温度プローブの小型化と操作性の向上にはシース型熱電対を使用する必要があるため、現状での製造技術を考慮し、シース材質をPt/Rh20%とする外径 1.6mmのPt/Rh40%－Pt/Rh20%非接地型シース熱電対を使用することにした。

図2に設計・試作した多点型ガス温度プローブ（無冷却式）の概略構造を示す。これは航空機用ガスタービン燃焼器の開発における実績をベースに設計したもので、構造強度を確保するとともに測定誤差を低減するため、プローブはU字型の薄板（厚さ1mm）に輻射シールドを取り付けた構造になっている。プローブ本体と輻射シールドの材質はPt/Rh20%とし、1本のプローブに5本の熱電対が設置されている。各熱電対の温接点の周囲に設けられた輻射シールドは円筒形状であり、燃焼ガスが通過できるようになっている。

しかしながら、Pt/Rh20%の高温強度は1500℃以上では極めて低く、1700℃の高温条件では燃焼ガスのガス曲げ力に対して構造強度を保持できない可能性がある。そこで、図3に示すように、プローブ本体を直径14mmの Hastelloy-X製、水冷円筒構造とした多点型ガス温度プローブ（水冷式）を併せて設計・試作した。これは事業用大型ガスタービン燃焼器の開発における実績をベースに設計したもので、測定誤差を低減するため、各熱電対の温接点の周囲にはアルミナ製の輻射シールドが配置されており、輻射シールドとプローブ水冷部の間には間隙を設け、燃焼ガスが通過できるようにした。

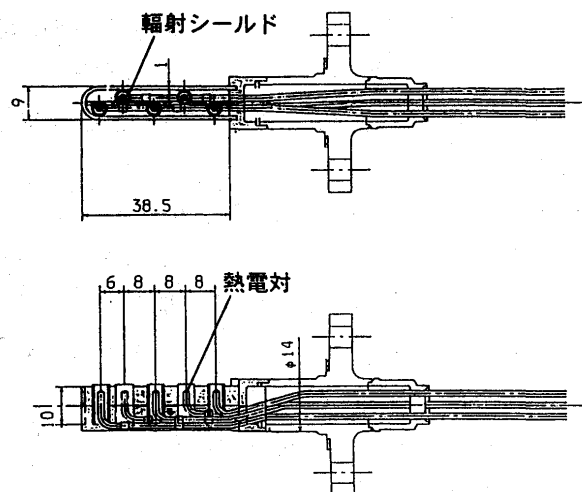


図2 ガス温度プローブ（無冷却式）

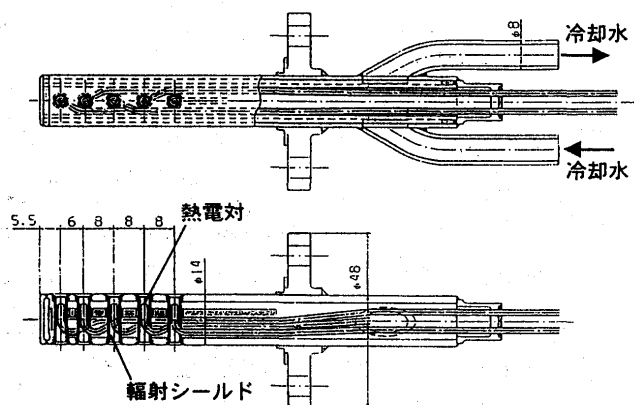


図3 ガス温度プローブ（水冷式）

3. 試験設備と試験方法

高圧燃焼試験設備の系統概略を図4に示す。本設備では50MW級燃焼器（1缶分相当）の実温・実圧試験（1700℃、5MPa）が実施可能である。水素、酸素は常温で、水蒸気は350℃の過熱蒸気として燃焼器に供給され、1回の試験時間は定格条件に換算して連続約50分間である。また、燃焼器の下流側にタービン翼列を設置して、静翼または動翼の翼列試験が実施できる。

図5は燃焼器試験装置の断面概略である。燃焼器⁽³⁾が設置された燃焼器ベッセルに水蒸気が供給され、水素および酸素はフランジを通して燃焼器に供給される。燃焼器出口には計測ダクトが接続されており、燃焼器出口におけるガス温度分布、全圧、残存水素・酸素濃度が測定される。計測ダクトを出た燃焼ガスは排気ダクトを経て、減圧オリフィスより大気中に排出される。計測ダクトのガス流路断面は高さ40mm×幅140mmであり、燃焼器出口端より118mmの位置に3本のガス温度プローブを46mm間隔でダクト上方より挿入した。したがって、ガス温度測定点は合計15点である。計測ダクトの壁面構造は水冷壁構造とし、内壁の表面にジルコニアの遮熱コーティングを溶射した。

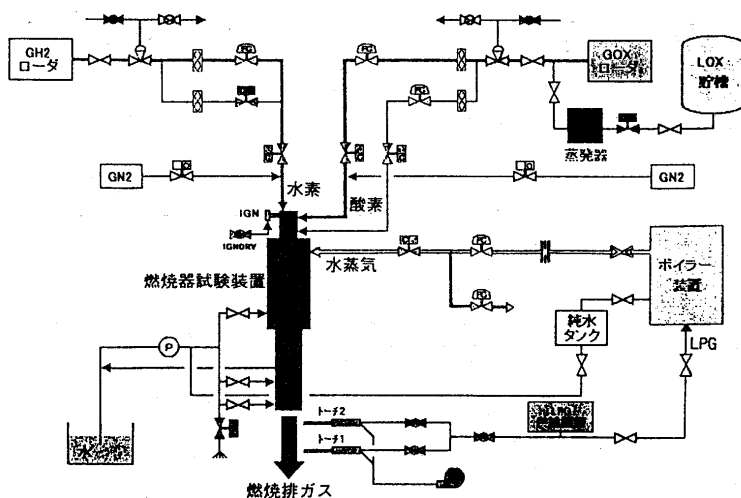


図4 高圧燃焼試験設備の系統概略

ローブを46mm間隔でダクト上方より挿入した。したがって、ガス温度測定点は合計15点である。計測ダクトの壁面構造は水冷壁構造とし、内壁の表面にジルコニアの遮熱コーティングを溶射した。

燃焼器試験が終了した後に、燃焼器の後流に水冷壁構造の接続ダクト（燃焼器出口と翼列入口の寸法調整用ダクト）を介して翼列を設置し、翼列試験を実施した関係で、圧力については最大2.5MPaまでの試験とした。試験では、燃焼器着火後に燃焼

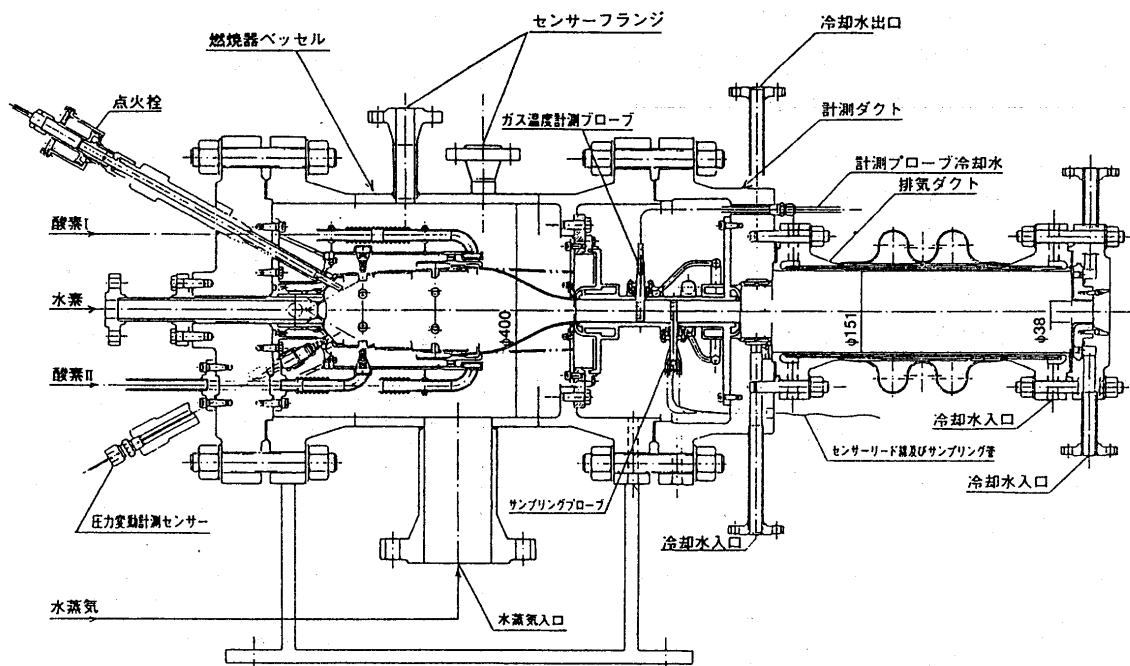


図5 燃焼器試験装置の断面概略

負荷を上昇させて水蒸気供給量を一定とした。その後、水素と酸素の供給量を増加させてガス温度と圧力を上昇させ、1000℃(1.5MPa)、1200℃(1.7MPa)、1500℃(2.1MPa)、1700℃(2.5MPa)の各条件において当量比を変化させた。また、燃焼器試験では、1500℃までの試験条件には無冷却式のガス温度プローブを、また、1700℃までの試験条件には水冷式のガス温度プローブを使用した。

4. 試験結果

図6は1700℃、2.5MPa、量論比における燃焼器出口ガス温度分布の測定結果である。測定には水冷プローブを使用した。燃焼ガス中の水素・酸素濃度の測定値は、それぞれ約0.7%と約0.3%であった。図中の右、中、左とは、ガス流路断面におけるプローブ位置を示している。計測ダクト水冷壁の影響による輻射誤差とプローブ水冷部の影響による輻射誤差および熱伝導誤差などにより、測定されたガス温度の平均値(測定平均温度)は1635℃で、燃焼器への水素、酸素、水蒸気の供給条件より計算した平均ガス温度(計算平均温度)1723℃よりも約90℃低くなっている。測定されたガス温度分布には若干の偏りが見られるものの、次式で定義されるガス温度分布のパターンファクター(PF)は約10%と算出され、ガス温度分布の均一性は概ね良好である。

$$PF = (T_{\max} - T_{\text{av}}) / (T_{\text{av}} - T_s)$$

ここで、 $T_{\max}$ は最高ガス温度、 T_{av} は平均ガス温度、 T_s は燃焼器入口での水蒸気温度である。

図7は水冷プローブと無冷却プローブの測定結果の比較である。プローブを入れ換えての試験であるため、必ずしも両者の試験条件は同一とは言えないが、計算平均温度は水冷プローブを用いた試験で1532℃、無冷却プローブを用いた試験で1530℃とほぼ一致している。ガス温度分布に偏りがあるため、プローブ位置毎に両者の測定結果を比較すると、同一プローブ位置であれば水冷プローブと無冷却プローブでの分布形状はほぼ同一であること、両者の測定値の大小関係はほぼプローブの位置によって決まっており、プローブの種類による明確な傾向は見られないことなどがわかる。また、測定平均温度は水冷プローブで1398℃、無冷却プローブで1402℃とほぼ一致した。流路断面における測定点が15点と少ないので断定はできないが、計算平均温度と測定平均温度の結果からすると水冷プローブの測定値は無冷却プローブに比べてやや低い傾向があるように思われものの、両者の測定結果に明確な差は見られず、図中の両者の測定値の差は、主にガス温度分布自体の偏りが

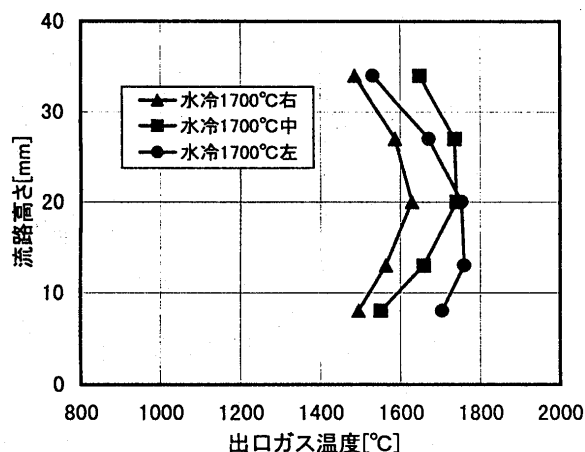


図6 出口ガス温度分布(1700℃条件)

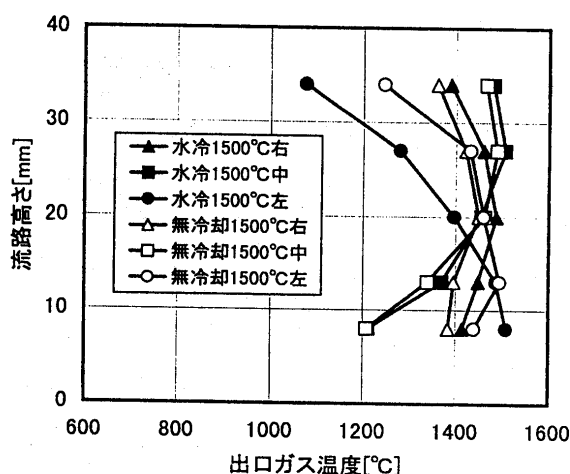


図7 出口ガス温度分布(1500℃条件)

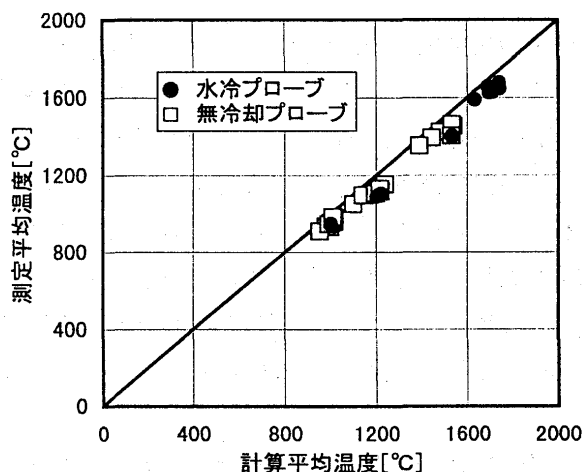


図8 測定平均温度と計算平均温度の比較

は、計測ダクトに水冷壁を使用したため、無冷却プローブの本体および温接点部の輻射損失による誤差が増大し、水冷プローブの誤差と同程度になったためと推定される。また、図ではガス温度が上昇するにつれて測定平均温度と計算平均温度の差がわずかに増大する傾向が見られる。輻射損失はガス温度の上昇とともに大きく増加するが、ここではガス温度の上昇とともにガス流速と圧力が上昇して対流入熱も増大しているため、ガス温度と測定誤差の関係にわずかな傾向しか現れなかったものと思われる。今後は測定誤差についてより詳細に検討し、誤差の低減化を図る必要がある。

図9は、1700℃、2.5MPaの条件で水蒸気および酸素供給量を一定とし、水素供給量を変えることによって当量比を変化させた場合の、当量比と測定最高温度の関係である。測定には水冷プローブを用い、燃焼方式の異なる2種類の燃焼器での測定結果を示した。燃焼器によって当量比と測定最高温度の関係は大きく異なっているが、これは、当量比の変化による燃焼状態の変化と、それによる出口ガス温度分布の変化が全く異なるためである。当量比0.8における燃焼ガス中の水素・酸素濃度の測定値はそれぞれ約0.4%と約2.7%、当量比1.05においてはそれぞれ約1.4%と約0.1%であった。試験の範囲では、燃焼ガス中の水素・酸素濃度によらず、約1850℃での測定が可能であった。しかし、1850℃付近ではおよそ数分間の使用で熱電対に断線が生じる場合があり、それを超える温度では熱電対がほぼ瞬時に断線し、測定できなかった。また、測定最高温度が1850℃より下回る条件では数回の試験に繰り返し使用が可能であった。

一方、無冷却プローブの使用限界温度については、燃焼器の後流にタービン翼列を配置した翼列試験において検討した。その結果、無冷却プローブは、測定最高温度が約1750℃の条件で繰り返し使用が可能であったが、約1800℃の条件ではプローブ本体が強度低下に

影響したものと考えられる。一方、無冷却プローブではプローブの固定部が計測ダクト水冷壁に接しているため、熱伝導の影響によって流路断面の上方部分での測定値が低下することが懸念される。しかし、図からはそうした測定値の低下や水冷プローブとの明確な差が見られないことから、プローブ固定部の影響による熱伝導誤差は小さいものと考えられる。

水冷プローブまたは無冷却プローブによる測定平均温度と計算平均温度の比較を図8に示す。測定平均温度と計算平均温度の差は最大で約130℃であり、水冷プローブと無冷却プローブの違いはほとんど見られない。これ

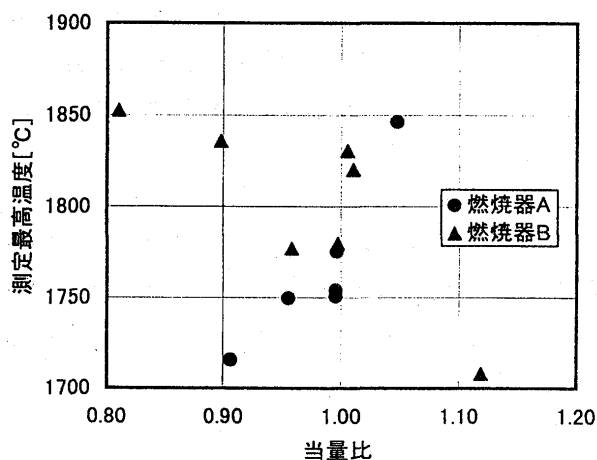


図9 当量比と測定最高温度の関係

よって破損した。

したがって、設計・試作した多点型ガス温度プローブの現実的な使用可能温度の上限は、水冷プローブで1800℃程度、無冷却プローブで1750℃程度と考えられる。これは従来のものに比べて使用可能温度が約 100℃上昇しており、水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験に適用可能である。しかしながら、無冷却プローブについては、計測ダクトに水冷壁構造を採用したことによってプローブ本体の温度が低下したため使用可能であったが、計測ダクトに耐熱構造を採用した場合にはプローブ本体の温度が上昇するため、無冷却プローブの使用は難しくなるものと予想される。また、水冷プローブであっても1850℃を超える温度は測定できないため、出口ガス温度分布の均一性に欠ける燃焼器への適用は困難であり、パターンファクターがおよそ15%以下（従来燃焼器と同レベル）の燃焼器への適用に限定されるものと考えられる。

水冷プローブおよび無冷却プローブの使用中に、一部の熱電対の先端部が輻射シールドに接触して測定値が異常に低下する現象が発生し、プローブの交換が必要となった。これは、高温下で熱電対シース部の剛性が低下したためと推定される。ガス温度プローブの耐久性についての詳細な検討は今後の課題であるが、熱電対先端位置のズレを防止し、プローブの耐久性向上を図る必要があると考えられる。

5. まとめ

1700℃水素燃焼タービン用燃焼器の出口ガス温度分布測定用に、シース材質をPt/Rh20%とする外径 1.6mmのPt/Rh40%－Pt/Rh20%非接地型シース熱電対を用いた無冷却式および水冷式の多点型ガス温度プローブを設計・試作するとともに、実温・高圧燃焼試験に供試し、以下の結果を得た。

- (1)計測ダクトに水冷壁を用いた本試験体系では、無冷却式と水冷式の測定値には明確な差は見られず、両者の測定平均温度はほぼ一致した。これは、水冷壁によって無冷却プローブの輻射損失による誤差が増大し、水冷プローブの誤差と同程度になったためと推定される。
- (2)測定平均温度は計算平均温度に比べて最大で約 130℃低く見積もられた。
- (3)現実的な使用可能温度の上限は、水冷式で1800℃程度、無冷却式で1750℃程度と考えられ、1700℃水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験に適用可能である。
- (4)熱電対の先端部が輻射シールドに接触して測定値が異常に低下する現象がみられた。今後は、熱電対先端部と輻射シールドの接触を防止し、耐久性向上を図る必要がある。

本ガス温度プローブは、水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験のみならず、LNG等を燃料とする従来型ガスタービン燃焼器の開発試験にも適用可能であり、高温化が進むガスタービン技術の発展に寄与するものと考ええる。

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）が進める「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術（WE-NET）」研究開発の一環として実施されたものである。

最後に、ガス温度プローブの設計においてご指導くださった航空宇宙技術研究所の田丸 卓氏と研究開発全般にご指導、ご協力いただいた石川島播磨重工業(株)の安 昭八氏に謝意を表する。

参考文献

- (1)幸田、WE-NET水素エネルギーシンポジウム講演予稿集、(1999)、223-228
- (2)田丸、第25回ガスタービン定期講演会講演論文集、(1997)、93-98
- (3)久松、燃焼研究、第115号、日本燃焼学会、(1999)、55-68

堀 守雄（拓殖大学工学部）

1. まえがき

ガスタービンの排ガスでは、特に低負荷条件において、NO_x (=NO+NO₂) に占めるNO₂ の割合が非常に高くなる。一例として発電用ガスタービンの排ガスでの測定結果を図1に示す⁽¹⁾。一般にほとんどのエンジンや燃焼装置の排ガスではNOに比べてNO₂はわずかししか測定されないので(<10%)、NO_xに関する研究はもっぱらNOを対象に行われたが、このようなガスタービン排ガスの測定結果が端緒の一つとなって、NO₂の生成機構の研究とNO、NO₂濃度測定法の検討が進められることとなった。以下では、NO、NO₂濃度のプローブサンプリング測定におけるプローブでのNO-NO₂変換の問題、いわゆるprobe-formed NO₂の問題と、ガスの輸送・分析回路でのNO₂損失の問題についてレビューする。

2. サンプリングプローブでのNO-NO₂変換

非水冷と水冷のプローブで測定した旋回流燃焼器内のNO₂濃度を図2に示すが、水冷プローブのほうがはるかにNO₂濃度が高い⁽²⁾。このように、火炎や高温燃焼ガスのNO_x濃度のプローブ測定において形式の異なるプローブの測定結果を比較すると、NO_x濃度はほぼ一致するものの、NOとNO₂の割合が大きく変化してしまうことが多い。すなわち、プローブの測定結果から元の場のNO_xに占めるNOとNO₂の割合、すなわちNOとNO₂の濃度を知ることは難しいといえる。これがprobe-formed NO₂の問題である。

Allen⁽³⁾は平面火炎の火炎帯でNO濃度の上昇に先だって上流側で見られるNO₂は元の場合に存在するものではなく、プローブ内で生じる可能性を示唆した。

我々は、予混合バーナ火炎において、水冷の有無、サンプリング圧力（常圧または減圧）、材質（石英またはステンレス）および直径の異なる5種類のプローブを用いて系統的な成分濃度測定を行い、水冷した常圧プローブが高いNO₂濃度を与えること、燃料希薄条件のガスほどNO₂の割合が高くなること、低温の燃焼ガスではプローブによるNO₂の割合の違いは見られないこと、な

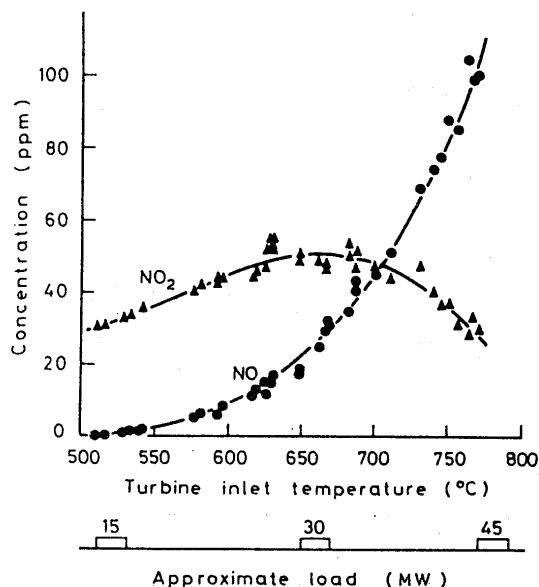


図1 発電用ガスタービン排ガスのNO、NO₂濃度⁽¹⁾

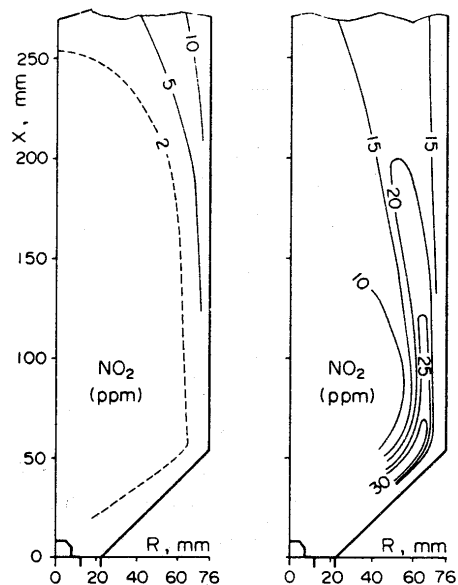


図2 非水冷（左）と水冷（右）のプローブによる旋回流燃焼器内のNO₂濃度⁽²⁾

どを明らかにした⁽⁴⁾。さらに、表1に示す気相反応のほかにプローブ壁面でのラジカル失活反応を考慮し、プローブ入口では NO_2 濃度=0と仮定して、これらの測定に対応するプローブモデル計算を行った⁽⁵⁾。図3に NO_x に占める NO_2 の割合の実験結果と計算結果を比較して示すが、両者はよく一致している。次いで、このモデル計算によって、ガスの条件（バーナ当量比、温度、初期の NO 、 NO_2 濃度）とプローブの設計条件（圧力、冷却速度、ガス流量、直径）がprobe-formed NO_2 に及ぼす影響を調べる計算実験を行った⁽⁶⁾。図4にプローブ内のガス温度と計算された成分濃度の時間変化を示すが、温度低下に伴う NO 濃度の低下と NO_2 濃度の上昇が計算されている。

probe-formed NO_2 の問題については、バーナ火炎^(7,8)やstirred reactor^(9,10)を用いた実験と解析なども行われており、これまでの研究成果は以下のようにまとめられる。(1) 高温ガスのプローブ測定ではプローブ内で NO から NO_2 への変換が生じるので、元場の NO 、 NO_2 濃度を知ることは難しい。(2) この変換はガスの冷却に伴うラジカル緩和過程（図4参照）で生じる HO_2 ラジカルと NO の反応、 $\text{NO} + \text{HO}_2 = \text{NO}_2 + \text{OH}$ 、により主に進行する。(3) 低温ガスではラジカル濃度が低いのでprobe-formed NO_2 は生じにくい。(4) probe-formed NO_2 を抑えるには、プローブ内の圧力をできるだけ下げ、またガスをゆっくりと冷却するほうがよい。

従って、低温の排ガスの測定ではprobe-formed NO_2 の影響は少ないと考えられるが、高温ガスの NO と NO_2 の濃度を知るには、プローブ測定の結果をプローブモデル計算で補正するか、プローブ法以外の光学的方法などを用いなければならない。stirred reactorでのprobe-formed NO_2 の影響をモデル計算で示した最近の例を図5に示すが⁽¹¹⁾、モデル計算による補正法はまだ確立されたとはいえず、また光学的な NO_2 濃度測定法も実用化されていない。

表1 プローブモデル計算の
気相反応メカニズム⁽⁵⁾

1	$\text{H} + \text{O}_2 = \text{OH} + \text{O}$
2	$\text{O} + \text{H}_2 = \text{OH} + \text{H}$
3	$\text{H} + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2 + \text{OH}$
4	$\text{O} + \text{H}_2\text{O} = \text{OH} + \text{OH}$
5	$\text{H}_2 + \text{M} = \text{H} + \text{H} + \text{M}$
6	$\text{O}_2 + \text{M} = \text{O} + \text{O} + \text{M}$
7	$\text{H}_2\text{O} + \text{M} = \text{OH} + \text{H} + \text{M}$
8	$\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$
9	$\text{NO} + \text{O} + \text{M} = \text{NO}_2 + \text{M}$
10	$\text{NO} + \text{O}_2 = \text{NO}_2 + \text{O}$
11	$\text{NO} + \text{OH} = \text{NO}_2 + \text{H}$
12	$\text{NO} + \text{NO} + \text{O}_2 = \text{NO}_2 + \text{NO}_2$
13	$\text{NO} + \text{HO}_2 = \text{NO}_2 + \text{OH}$
14	$\text{HO}_2 + \text{M} = \text{H} + \text{O}_2 + \text{M}$
15	$\text{HO}_2 + \text{H} = \text{OH} + \text{OH}$
16	$\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2 + \text{O}_2$
17	$\text{HO}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$
18	$\text{HO}_2 + \text{O} = \text{OH} + \text{O}_2$
19	$\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}$
20	$\text{HO}_2 + \text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$
21	$\text{HO}_2 + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{OH}$
22	$\text{HO}_2 + \text{H}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{H}$
23	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O} + \text{OH}$
24	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{O} = \text{HO}_2 + \text{OH}$
25	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{M} = \text{OH} + \text{OH} + \text{M}$
26	$\text{O} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{O}_3 + \text{M}$
27	$\text{O} + \text{O}_3 = \text{O}_2 + \text{O}_2$
28	$\text{H} + \text{O}_3 = \text{O}_2 + \text{OH}$
29	$\text{NO} + \text{O}_3 = \text{NO}_2 + \text{O}_2$

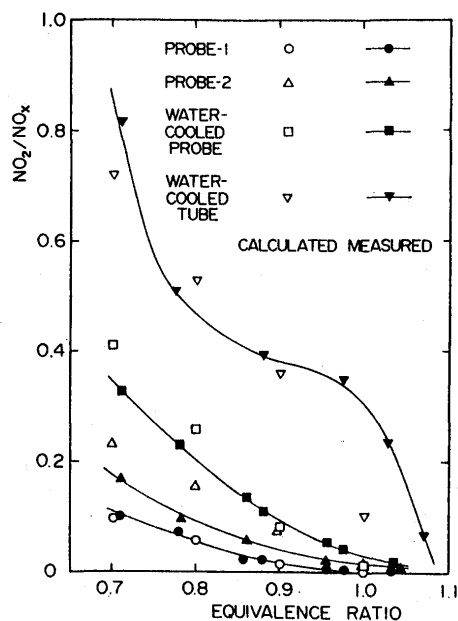


図3 4種類のプローブの NO_2/NO_x の測定結果と計算結果の比較（バーナ火炎、PROBE：減圧、TUBE：常圧）⁽⁵⁾

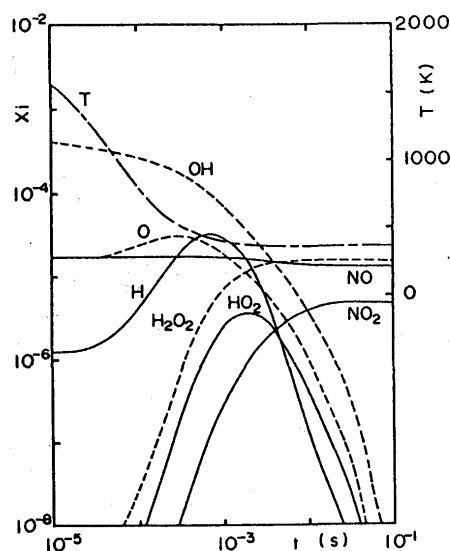


図4 プローブモデル計算の結果（バーナ火炎、 $\phi = 0.80$ 、初期 NO 濃度：17ppm）⁽⁶⁾

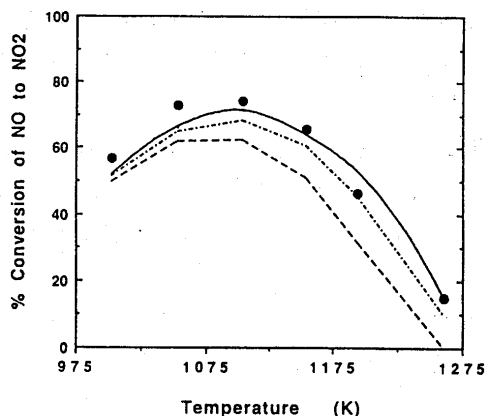


図5 NO-NO₂変換割合のプロープ測定(●)と計算(実線)(破線: stirred reactor内ガス)⁽¹¹⁾

3. ガスの輸送・分析回路でのNO₂損失

Reutherらは、論文に発表されたNO₂データには研究者により大きなばらつきがあり、NO₂のデータに信頼性がないこと、NO₂濃度測定法に問題があること、を指摘した⁽¹²⁾。実際、NO₂の割合の高いガスのNO_x濃度(特にNO₂濃度)を正確に、再現性よく測定することはなかなか難しく、信頼性のあるデータを得るためにはいくつかの点に配慮しなければならない。それらは、前節のprobe-formed NO₂の影響のほかに、プローブ以降のガスの輸送・分析回路を含めて次のようにまとめられる。

- (1) NO₂は表面に吸着しやすいので回路や容器の材質に配慮する。一般的にはテフロンやガラスなどの不活性な材質が好ましく、ゴムや乾燥剤の使用は避けたほうがよい。
- (2) NO₂は水(凝縮水)によく吸収されるので、プローブ、輸送回路、ガス前処理装置(アイスバス)などにおける水へのNO₂損失を最小に抑える。
- (3) 化学発光式分析計ではコンバータによりNO₂をNOに変換し、NO_x濃度とNO濃度の差としてNO₂濃度を求めるので、コンバータの機能(NO₂-NO変換効率、共存成分の影響)を確認する。コンバータの材質として、ステンレスには還元性雰囲気での機能低下や共存成分の反応進行などの問題があり、モリブデンのほうが機能は安定している⁽¹³⁾。
- (4) 化学発光式分析計の検出器における化学発光強度に及ぼす共存成分の干渉効果を確認し、必要ならば指示値にその補正を行う。通常、影響の大きな共存成分は、CO₂とH₂Oである⁽¹⁴⁾。

EvansらはNO₂濃度が高いガスの輸送・分析回路の問題を要素別に検討して、ガス中のH₂Oの凝縮に伴う上記(2)の"NO₂の水への吸収"が大きなNO₂損失の原因になると指摘した⁽¹⁵⁾。

NO₂の水への吸収を防止する方法の一つは、アイスバスの上流にコンバータを設置し、ガスがアイスバスの凝縮水に接する前にNO₂を水に吸収されにくいNOに変換するもの(いわゆる外部コンバ

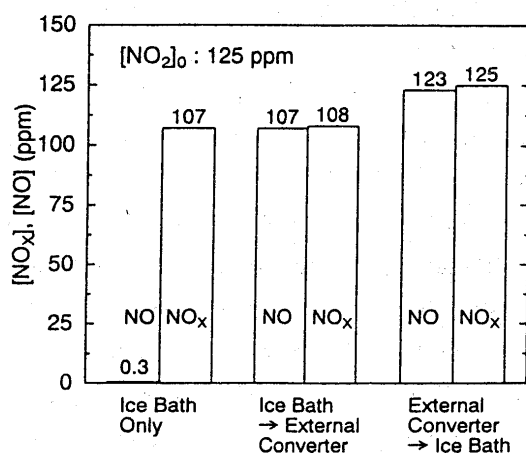


図6 コンバータの配置によるNO₂濃度の測定結果の変化⁽¹⁷⁾

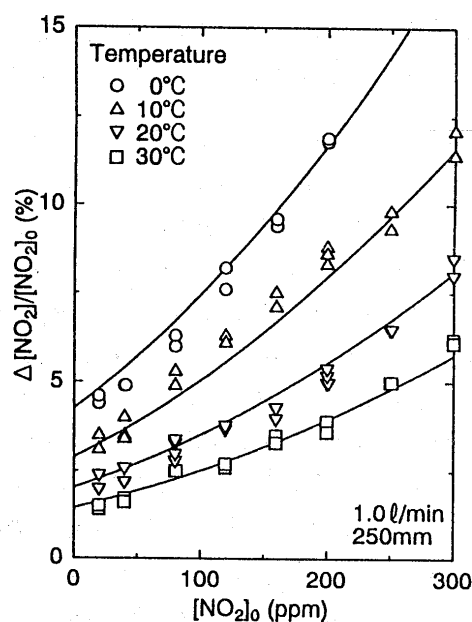


図7 水へのNO₂損失率と初期NO₂濃度の関係⁽¹⁹⁾

ータ法)である。我々はプローブ条件の異なるプローブの使用を可能にするために、バッチ式の濃度測定法を開発し、これに外部コンバータ法を採用した⁽¹⁶⁾。図6は外部コンバータ法の効果を調べるモデル実験の結果で、この例ではコンバータがアイスバスの下流にあると約15%の NO_2 損失が見られるが、上流にある場合はほとんど損失は見られない⁽¹⁷⁾。

NO_2 の水への吸収を防止する第2の方法は、 H_2O が凝縮しない減圧状態でバッチ式のガスサンプリングを行い、その後ガスを不活性ガスで希釈・加圧して分析計に導入するもので、stirred reactor内の測定に使用されている⁽¹⁰⁾。この方法では分析計に流入するガスの CO_2 と H_2O の濃度を干渉効果の補正を必要としない低濃度にする利点もある。

第3の方法は、バッチサンプリングで回路全体を保温して H_2O を含んだガスの化学発光分析を行い、後から指示値に H_2O などの干渉効果の補正をほどこすもので、小形バーナ火炎の測定に使用されている⁽¹⁸⁾。

アイスバスなどにおける凝縮水への NO_2 損失量を明らかにするために、容器内の水面上に NO_2 ・空気ガスを流し、ガスが容器を通過する前後の NO_2 濃度の差を測定して NO_2 損失率を求める基礎実験を行った⁽¹⁹⁾。結果の一例として、初期 NO_2 濃度と NO_2 損失率の関係を水温をパラメータとして図7に示す。測定結果をまとめると、 NO_2 損失率は、水との接触面積に比例し、ガスの体積流量に反比例し、初期 NO_2 濃度の増加により上昇し、さらに水温に対しては負のアレニウス型で依存することがわかった。従って、水への NO_2 損失を抑えるには、まず回路内に生じる水の表面積を小さくすべきである。

4. あとがき

プローブサンプリングによる NO 、 NO_2 濃度測定では、火炎や高温燃焼ガスの NO と NO_2 の割合を知ることは難しく、また NO_2 濃度が高い場合は、測定に際して NO_2 損失の防止に注意を払う必要があることを述べた。今後、実験による NO - NO_2 反応の解明のため、空間分解能のある光学的 NO 、 NO_2 濃度測定法の実用化が待たれる。

probe-formed NO_2 の生成反応が燃焼器などの燃焼場で起これば NO_2 が生成されと考えられるので、プローブと同様の NO - NO_2 変換反応を適用して燃焼場における NO_2 生成機構の研究が始められた⁽²⁰⁾。この研究は近年大きく発展し、高温ガスの冷却と NO_2 の生成、燃料成分による NO_2 生成の促進、 NO 、 NO_2 による炭化水素の酸化・着火反応の促進、などの機構が明らかにされた。今後、プローブモデル計算にこれらの成果を取り入れていく必要がある。

参考文献

- 1) Johnson and Smith, Combust. Sci. Tech., 19, (1978), 67.
- 2) Hori, 21st Symp. on Combust., (1986), 1181.
- 3) Allen, Combust. Flame, 24, (1975), 133.
- 4) 堀, 安里, 園田, 東大宇航研報告, 14, (1978), 769.
- 5) Hori, Combust. Sci. Tech., 23, (1980), 131.
- 6) 堀, ガスタービン学会誌, 9, (1981), 44.
- 7) Johnson, Smith and Mulcahy, 17th Symp. on Combust., (1979), 647.
- 8) Hargreaves et al., 18th Symp. on Combust., (1981), 133.
- 9) Kramlich and Malte, Combust. Sci. Tech., 18, (1978), 91.
- 10) Malte and Kramlich, ibid., 22, (1980), 263.
- 11) Marinov et al., WSS/CI Paper 93-039, 1993.
- 12) Reuther, Billick and Gaynor, Combust. Flame, 71 (1988), 331.
- 13) Hori and Matsunaga, Joint Conf. Australia, New Zealand, Japanese Sections/CI, (1989), 189.
- 14) Nizami, Recchiuti and Cernansky, Drexel Univ. Report, (1982).
- 15) Evans et al., WSS/CI Paper 93-040, (1993).
- 16) Hori, 22nd Symp. on Combust., (1988), 1175.
- 17) 松永, 堀, 仲村, 第34回燃焼シンポジウム講演, (1996), 471.
- 18) 酒井, 辻, 機論, 47, (1981), 1639.
- 19) Matsunaga, Hori and Nakamura, 2nd Asia-Pacific Conf. on Combust., (1999), 178.
- 20) Cernansky, Progress Aeron. Astron., 53, (1977), 83.



Japan Airlines

ジェットエンジンの整備とモニタリング

日本航空技術部
エンジン技術グループ
吉岡俊彦

ガスタービン学会第14回秋季講演会



エンジン・モニタリング・プログラム

Japan Airlines

- ・ 定例整備時の検査
 - ボアスコープ検査
 - Magnetic Chip Detector 検査
 - オイル・フィルターの検査
- ・ コンピュータを利用したモニタリング
 - 地上のシステムによるモニタリング
 - Oil Consumption Monitoring Program
 - Spectrometric Oil Analysis Program
 - Engine Condition Monitoring (TEAM III, GEM)
 - 機上のシステムによるモニタリング(AIMS)
 - Trend Monitoring
 - Exceedance Monitoring

ガスタービン学会第14回秋季講演会



定例整備時の検査

Japan Airlines

- ・ ボアスコープ検査
- ・ Magnetic Chip Detector Inspection
- ・ Oil Filter Inspection

ガスタービン学会第14回秋季講演会



ボアスコープ検査

Japan Airlines

- ・ 定期的に検査を実施
 - 検査間隔:(燃焼室の例)

JT9D-7A/747	1200 Hrs
JT9D-7Q/747	600 Hrs
JT9D-7R4G2/747	1000 Hrs
JT9D-7R4D/767	1000 Hrs
JT9D-59A/DC10	600 Hrs
PW4460/MD11	250 Cyc
PW4077,90/777	2000 Hrs or 600 Cyc
CF6-80C2B1F/747-400	1200 Hrs or 400 Cyc
CF6-80C2B4F/767	400 Cyc

ガスタービン学会第14回秋季講演会



Magnetic Chip Detector の検査

Japan Airlines

- ・ 定期的に検査を実施
 - 検査間隔:

JT9D-7A/747	3A
JT9D-7Q/747	3A
JT9D-7R4G2/747	3A
JT9D-7R4D/767	250 Hrs
JT9D-59A/DC10	1A
PW4460/MD11	400 Hrs
PW4077,90/777	500 Hrs
CF6-80C2B1F/747-400	400 Hrs
CF6-80C2B4F/767	400 Cyc

ガスタービン学会第14回秋季講演会



Oil Filter の検査

Japan Airlines

- 定期的に検査を実施
 - 検査間隔:

JT9D-7A/747	600 Hrs
JT9D-7Q/747	600 Hrs
JT9D-7R4G2/747	600 Hrs
JT9D-7R4D/767	600 Hrs
JT9D-59A/DC10	4A
PW4460/MD11	2A
PW4077,90/777	1500 Hrs
CF6-80C2B1F/747-400	1C
CF6-80C2B4F/767	1C

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL コンピュータを利用したモニタリン (地上システム)

Japan Airlines

- Oil Consumption Monitoring Program
- Spectrometric Oil Analysis Program
- Engine Condition Monitoring (TEAM III, GEM)

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL Oil Consumption Monitoring - Ground based

Japan Airlines

- 25年以上の実績
- 国際線は到着時、国内線は夜間に Oil を補充
- 追加した Oil の量は飛行記録に記入され、コンピュータに入力される
- 計算結果は消費率の値とともにグラフでも出力される

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL Spectrometric Oil Analysis Program

Japan Airlines

- 25年以上の実績
- Oil サンプリングの間隔:

JT9D-7A/747.....	200 Hrs
JT9D-7Q/747.....	200 Hrs
JT9D-7R4G2/747.....	200 Hrs
JT9D-7R4D/767.....	200 Hrs
JT9D-59A/DC10.....	200 Hrs
PW4460/MD11.....	200 Hrs
PW4077/777.....	200 Hrs
CF6-80C2B1F/747-400.....	1A
CF6-80C2B4F/767.....	200 Hrs
- Oil の補充量と Oil 交換は計算に反映される

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL Engine Condition Monitoring

Japan Airlines

- 巡航中のデータによりエンジン性能の変化をモニター
 - TEAM III
Pratt & Whitney エンジンに適用
 - GEM
GE エンジンに適用

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL コンピュータを利用したモニタリン (機上システム)

Japan Airlines

- トレンドモニタリング
 - 中期的なエンジンの状況をモニター
 - 着陸後トレンドを出力させる
- Exceedance Monitoring
 - 飛行中に発生するエンジンの異常をモニター
 - 飛行中に異常の発生を地上に知らせる
- 故障解析への利用
 - メモリおよび記録テープの内容を故障解析に活用する

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL トレンド・モニタリング

Japan Airlines

- Engine Trend Monitoring Report
 - エンジン主要パラメータのトレンドを10飛行回数分表示する
- EGT Divergence Check Report
 - 排気ガス温度の相対値のトレンドを10飛行回数分表示する
- Engine Oil Monitoring Report
 - オイルの消費量を10飛行回数分表示する

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL Exceedance Monitoring

Japan Airlines

- ・飛行中に常に異常の発生を監視
- ・異常を感知した際には空地通信を使用して地上に通知
- ・モニターするパラメータおよび状況
 - 排気ガス温度、高圧系/低圧系回転数、振動値、エンジンサージ、フレイムアウト、ハングスタート、オーバーヒート、火災、可変静翼の異常、可変抽気バルブの異常、燃料制御バルブの異常

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL 故障解析への利用

Japan Airlines

- ・故障発生時に記録テープを取おろし、地上のシステムで解析を実施
- ・機上のシステムでも一部のデータを出力可能
- ・計器に表示されないパラメータも記録
- ・迅速で正確な処置の決定と対策の設定に貢献

ガスタービン学会第14回秋季講演会

JAL 今後の課題

Japan Airlines

- ・地上システムへのデータ転送タイミングの改善
- ・トレンド警告の自動化(AIの利用等)
- ・非デジタル機材のデータ品質の改善
- ・機上システムの Exceedance Logic の改良

ガスタービン学会第14回秋季講演会

*二宮 弘行、 小林 正佳、 河野 学
久山 利之、 遠崎 良樹 (川崎重工)

1. はじめに

環境保全への要求から、航空用ジェットエンジンへの低 NO_x 化の要求は年々高まり、大型・中型エンジン市場では、低 NO_x 燃焼器の開発競争が激化している。それに比べ、小型エンジン市場は需要が少ないために競争が鈍く、更にスペースの制約から低 NO_x 化構造適用難等の技術的問題があり、大幅な低 NO_x 化を達成している例は少ないのが現状である⁽¹⁾。しかし、小型エンジン市場も将来活性化することが予想されており、小型エンジン用低 NO_x 燃焼技術も早急に確立させておく必要がある。一方、CO₂削減の要求も厳しくなっており、エンジンの小型化による重量軽減により、燃料消費量の低減が求められている。

そこで本研究では、大型・中型エンジン用低 NO_x 燃焼技術を、従来の燃焼器に対して長さを約 20%短縮した小型エンジン用燃焼器（推力 60kN クラス）へ適用し、大型・中型エンジン並みの低 NO_x 化を目指した。まず、燃料ノズルについて、急速均一混合を狙った気流微粒化式燃料ノズルの開発を行い、これを試作ダブルアニュラ式燃焼器に適用し、高効率を維持しながら低 NO_x 化が図れるよう最適化を行った。その結果、NO_x 排出量を現在の大型・中型エンジンの最高レベルに等しい ICAO-CAEP II 規制値の約 40%を達成した。

2. 急速均一混合燃焼技術

従来の大型・中型エンジン用燃焼器に開発された低 NO_x 燃焼技術を、小型エンジン用燃焼器に適用する場合、スペースや流れ場等の違いがあり、単純なスケールダウンの設計手法を用いることはできない。更に、エンジン重量軽減のために燃焼器長さの短縮を行うことは、燃焼効率低下の要因ともなり、技術的に一層困難になる。そこで本研究では、燃料と空気の急速均一混合燃焼技術の確立に主眼を置き研究を進めた⁽²⁾。本技術の狙いを以下に示す。

(1) 急速燃焼

燃料の微粒化性能を向上させ急速燃焼を実現することにより、燃焼器の小型化が実現できる。

(2) 均一混合燃焼

NO_x は、燃焼器上流部の火炎温度の高い領域で生成される⁽³⁾。そこで、燃焼器内部における燃料と空気の混合を均一かつ希薄にし、局所的な高温部を形成させずに燃焼させることにより NO_x 排出量を低減させることができる。

本研究では、上述の技術確立を目指して、燃料ノズルおよび燃焼器ライナの開発を行い、高効率を維持しながら低 NO_x 化が図れるよう燃焼器の最適化を行うことで、小型低 NO_x 燃焼器を開発した。以下にその研究内容を示す。

3. 低 NO_x 燃料ノズルの開発

3. 1 燃料ノズル概要

急速均一燃焼を実現するために、燃料ノズルには、燃料の急速微粒化、燃料と空気の均一混合、安定燃焼が要求される。そこで、これらの性能達成を目的とし、3種類の燃料ノズルの開発を行った。図1にその概略を示す。それぞれの燃料ノズルは、混合性能が優れている気流微粒化方式を採用した。空気による強いせん断力を与えて微粒化させるとともに、強い旋回力を得るため、3重スワアラ構造とした。スワアラは、比較的強い旋回力が得られる半径流方式を多用し、内側2つのスワアラは逆旋回としてより強いせん断力を発生させ、微粒化性能の向上を狙っている。以下に、それぞれの燃料ノズルの特徴を述べる。

- ・タイプA：強旋回のインナースワアラで強い循環領域を形成させ、安定燃焼を狙っている。
- ・タイプB：燃料を内側2つのスワアラで挟み、微粒化性能の向上を狙っている。
- ・タイプC：タイプBに対し、インナースワアラの形状を半径流から軸流にすることで、ディフューザから出た空気の全圧を利用し、燃料と空気の混合性能向上を狙っている。

これら3種類の燃焼ノズルを用いて、微粒化性能、混合性能、安定燃焼性能を取得し、その結果をもとに燃焼器ライナに適用する燃料ノズルの選定を行った。

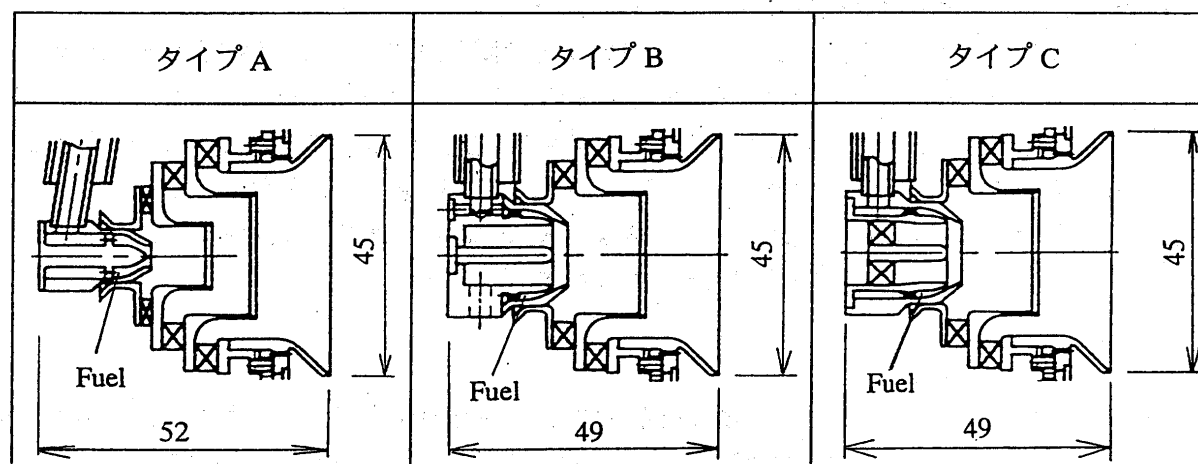


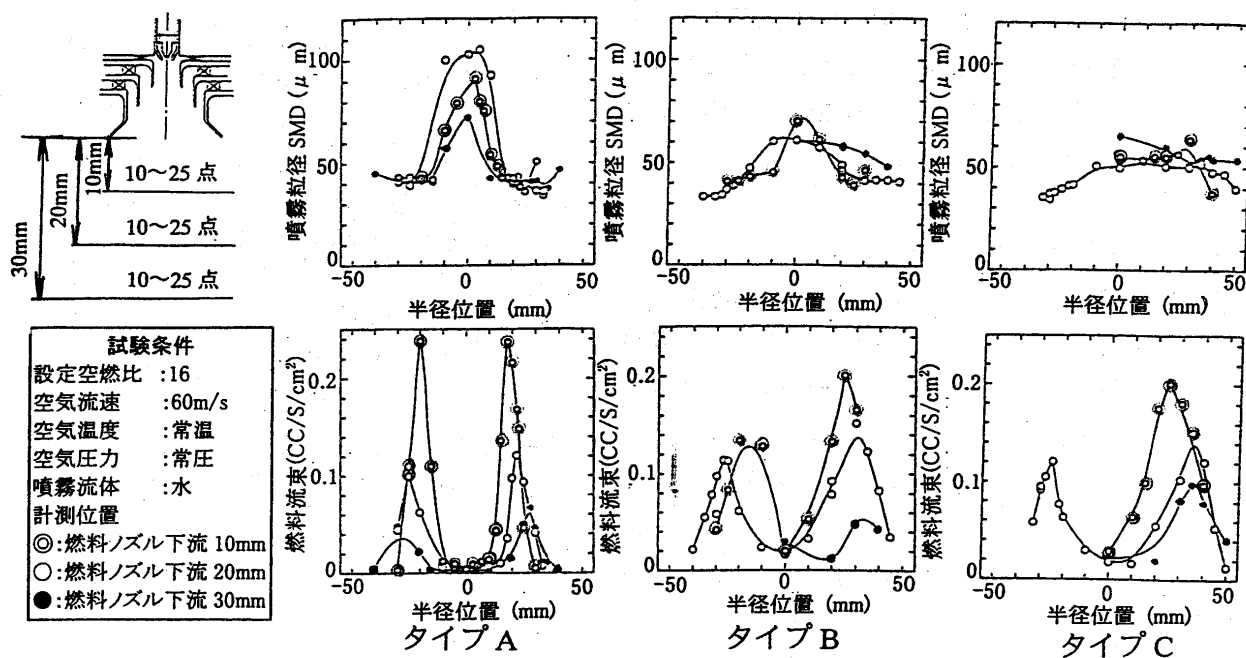
図1 燃料ノズル概要

3. 2 燃料ノズル特性

3. 2. 1 微粒化性能

試験は、常温常圧条件で、燃料ノズル部空燃比を設計点での燃料ノズル空燃比 (AFR: 16) に設定して行った。スワアラ部空気流速は、設計点での平均流速相当(60m/s)に設定した。計測はPDPA(Phase Doppler Particle Analyzer: エアロメトリックス社製)を用いて、噴霧粒径と流速の同時計測を実施した。計測領域は、燃料ノズル噴射端面から下流 10~30mm 位置である。なお、試験では燃料(Jet A-1)の代わりに水を使用した。

燃料ノズル A、B、C それぞれについて、粒径分布と燃料流量分布を調べた結果を図2に示す。粒径分布は、ノズル中心軸付近の粒径が大きく、中心軸から離れるにしたがって粒径が小さくなった。一方、燃料流量分布は、燃料ノズル中心部では少ないが、中心から半径方向 20mm 程度離れたところの流量が多くなっていた。これらの結果をもとに、それぞれのノズルについてノズルから 10mm 下流位置での平均粒径(SMD)を求めると、タイプ A、B、C の順に、44、49、59 μm となり、タイプ A のノズルが最も微粒化性能が良い結果であった。



3. 2. 2 混合性能

混合性能を評価するため、Lyons⁽⁴⁾は予混合燃焼の研究ではあるが、下式に示す混合度 S を用いて当量比と NO_x 排出量の関係を求め、希薄燃焼(当量比 0.6 付近)では混合度の値が小さいほど NO_x 排出量が減少する結果を得た(図3)。そこで本研究においても同式の混合度を用いて混合性能を評価した。具体的には、3種類の燃料ノズルの燃焼領域内での燃料と空気の当量比分布を測定し混合度を求めた。なお、混合度の値は小さいほど燃料と空気の混合が均一であることを示している。

$$\text{混合度 } S = \frac{\text{当量比分布の標準偏差}}{\text{平均当量比}}$$

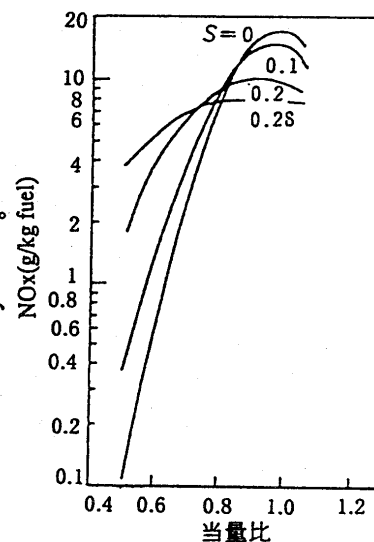
試験は、入口温度 672K、入口圧力 0.1MPa、燃焼領域空燃比 24(当量比 0.6)に設定し、燃料場の燃焼ガス濃度分布計測を行った。計測領域は、燃料ノズル噴射端面から下流 30mm の位置である。

試験の結果、タイプ A、B、C それぞれの燃料ノズルの混合度は、0.34、0.42、0.41 であった。このことから、タイプ A の燃料ノズルが最も混合性能が優れていると考えられる。また、燃焼試験を実施中、火炎の安定性を目視により観察したところ、タイプ A の燃料ノズルは安定した火炎であったが、タイプ B とタイプ C のノズルは、火炎がノズルから離れ、不安定な燃焼になっていることが確認された。

以上の結果を表1にまとめる。

表1 燃料ノズル特性結果

	SMD(μm)	混合度	燃焼の安定性
タイプA	44	0.34	安定
タイプB	49	0.42	不安定
タイプC	59	0.41	不安定



このことから、燃料の微粒化、燃料と空気の混合、燃焼の安定性のすべての性能が最も優れていたタイプ A の燃料ノズルを後述の燃焼器に適用し、NO_x 排出量の評価を行った。

4. 燃焼器ライナ

4. 1 ダブルアニュラ式燃焼器ライナ概要

低負荷時の燃焼の安定性と高負荷時の希薄燃焼を実現するために、燃焼器形態はパイロットステージとメインステージを持つダブルアニュラ式とした。図4に燃焼器ライナ概要を示す。本燃焼器は、低負荷燃焼時にはパイロットステージだけを燃焼させて安定燃焼を、高負荷燃焼時にはパイロットステージとメインステージの両方を希薄に燃焼させることで NO_x 排出量の低減を狙っている。また、燃焼器の小型化のため、ほぼ同じ推力レベルである最新の実機エンジンに対して燃焼器長さを約 20%短縮している。なお、空気量配分の最適化を行うため、燃焼領域の空燃比の異なる燃焼器を4種試作した。図5に定格条件での空燃比配分を示す。

- ・タイプ1：希薄燃焼を実現するために、燃焼領域の空燃比を 24 に設定した。
- ・タイプ2：タイプ1よりも希薄燃焼を狙っている。燃焼領域の希薄化により燃焼が不安定にならないように燃焼用空気孔を拡大している。燃焼領域の空燃比を 28 に設定した。
- ・タイプ3：タイプ2に対して、燃焼器最上流部より希薄燃焼となるようスワーラ面積を拡大し、燃料ノズル部で希薄化している。燃焼領域の空燃比を 28 に設定した。
- ・タイプ4：タイプ2に対して更に燃焼用空気孔を拡大して、希薄燃焼を狙っている。燃焼領域の空燃比を 30 に設定した。

4. 2 燃焼試験

本ダブルアニュラ式燃焼器に、上述のノズル特性試験で選定したタイプ A の燃料ノズルをメインステージ用燃料ノズルに適用し、パイロットステージ用燃料ノズルには、安定燃焼で実績

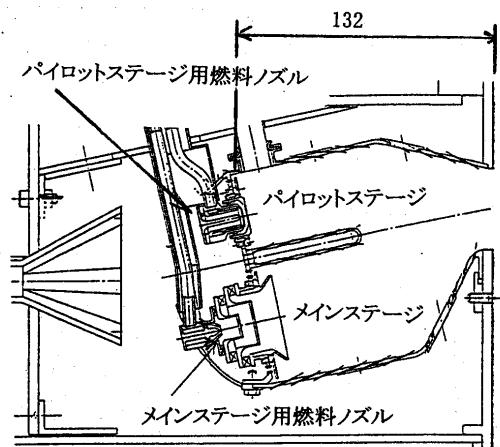


図4 燃焼器ライナ概要
タイプ1

燃焼領域全体		希釈領域
パイロット側24		40 (冷却空気を含む)
燃料ノズル	燃焼孔	
8	16	
メイン側24		
燃料ノズル	燃焼孔	
17	7	

タイプ2

燃焼領域全体		希釈領域
パイロット側24		40 (冷却空気を含む)
燃料ノズル 8	燃焼孔 16	
メイン側28		
燃料ノズル 17	燃焼孔 11	

タイプ3

燃焼領域全体		希釈領域
パイロット側24		40 (冷却空気を含む)
燃料ノズル 8	燃焼孔 16	
メイン側28		
燃料ノズル 21	燃焼孔 7	

タイプ4

燃焼領域全体		希釈領域
パイロット側30		40 (冷却空気を含む)
燃料ノズル 7	燃焼孔 23	
メイン側30		
燃料ノズル 17	燃焼孔 13	

図5 空燃比配分

のある既存の燃料ノズルを適用した。本燃焼器の定格条件を表2に示す。ただし、燃焼試験は試験設備の制約から表3に示す条件で行い、定格条件等での NOx 排出量は、相関式を用いて予測した。

表2 定格条件

P ₃ (MPa)	T ₃ (K)	W _a (kg/s)	W _f (g/s)	AFR
2.5	781	24	590	40

ここで、P₃：入口圧力

T₃：入口温度

W_a：空気流量

W_f：燃料流量

AFR：空燃比

表3 試験条件

NO.	P ₃ (MPa)	T ₃ (K)	W _a (kg/s)	W _{fp} (g/s)	W _{fm} (g/s)	AFR	条件
1	0.4	513	1.4	16	0	85	アイドル条件相当
2	0.7	683	1.8	10	20	60	アプローチ条件相当
3	0.7	753	1.7	14	28	41	クライム条件相当
4	0.7	781	1.7	14	28	40	テイクオフ条件相当
5	0.7	893	1.5	12.5	25	40	

ここで、W_{fp}：パイロット燃料流量

W_{fm}：メイン燃料流量

4. 3 試験結果

NOx 排出レベルを NOx シビアリティパラメータ(S_{NOx})を用いて整理した結果を図6に示す。S_{NOx}は、次式で表され、値が大きいほど燃焼負荷が高いことを表している。

$$S_{NOx} = \left(\frac{P_3}{432.7} \right)^{0.4} \exp \left(\left(\frac{T_3 - 1027.6}{349.9} \right) + \left(\frac{6.29 - H_0}{53.2} \right) \right)$$

ここで、P₃：入口圧力(Pa)， T₃：入口温度(F)

H₀：湿度(g/kg)

タイプ1に対し、燃焼領域の希薄化を行ったタイプ2とタイプ3は、NOx 排出量が減少しており、燃焼領域を希薄化したことによる効果が現れている。しかし、タイプ4の燃料ノズルは、更に燃焼領域の希薄化をしているにもかかわらず、タイプ2、3よりもNOx 排出量が増加している。これは、タイプ4は他の燃料ノズルに比べ、空気孔からの空気量を増やしたことにより、空気孔からの空気噴流の後流の渦が発達し、燃焼場の流れが乱れること等で混合が悪くなり、局所的な高温部が生じたためだと考える。

燃焼効率をθパラメータで整理した結果を図7に示す。なお、θパラメータは次式で表され、θの値が大きいほど燃焼負荷が高いことを示している。

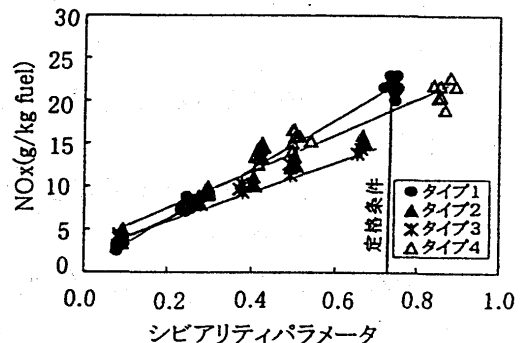


図6 NOx 排出量

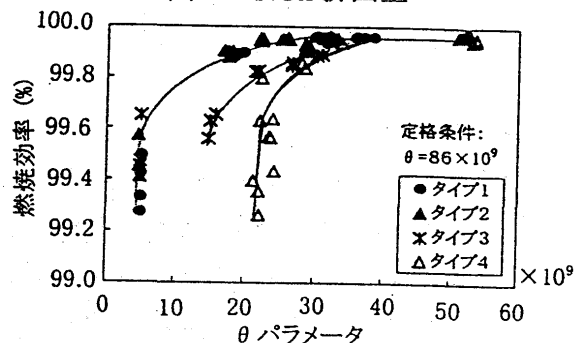


図7 燃焼効率

$$\theta = P_3^{1.75} \text{EXP}(T_3/300)/W_a$$

ここで、 P_3 : 燃焼器入口圧力(Pa)

T_3 : 燃焼器入口温度(K)

W_a : 入口空気流量(kg/s)

高負荷条件では、全てのノズルで燃焼効率ほぼ 100% を達成しており、燃焼器長さを短くしても燃焼が完了し、小型化の目標を達成している。しかし、低負荷時には、タイプ 3 とタイプ 4 の燃焼効率が低下しており、特にタイプ 4 の燃焼効率の低下が大きいことがわかる。これは、タイプ 4 が燃焼空気孔を拡大したことにより、上述したように、燃料と空気の混合が乱れたことによる局所的な過濃部が生じ未燃分が増加したためだと考える。

以上のことから、燃焼領域の希薄化は NO_x 排出量低減に効果的であるが、燃料と空気の均一混合を乱すような希薄化は、燃焼が不安定になり、低負荷時には燃焼効率の悪化、高負荷時には NO_x 排出量の増加を招くことがあることが分かった。

タイプ 2 の燃焼器における LTO NO_x を、最新の実機エンジンと比較した結果を図 8 に示す。本燃焼器の NO_x 排出量は、ICAO-CAEP II 規制値の約 40% で、他のエンジンに対しても十分な低 NO_x 性能を示している。また、他の有害排出物である CO、THC についても規制値の 50% 以下であり、全く問題ないレベルであった。

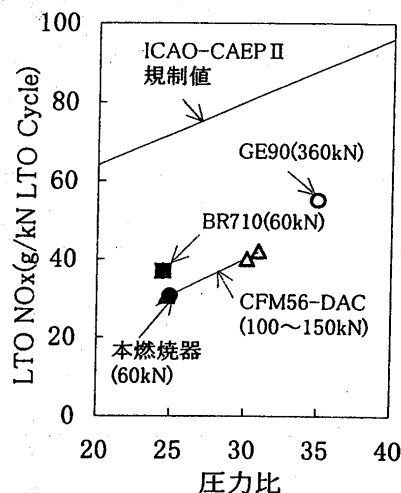


図 8 NO_x 排出量比較

5. まとめ

急速均一混合燃焼技術を確立させ、燃料ノズル、燃焼器ライナへ適用することにより、以下の結果を得た。

- (1) 小型エンジン用低 NO_x 燃焼器を開発し、燃料と空気の均一かつ希薄な混合を実現し、 NO_x 排出量を最新大型・中型エンジン並みの ICAO-CAEP II 規制値の約 40% を達成した。
- (2) 既存の燃焼器に対して長さを 20% 短縮する燃焼器の小型化を実現した。

なお、本研究は科学技術庁航空宇宙研究所との共同研究を基に実施した。御助言御協力を頂いた関係各位に厚く御礼申し上げる。

参考文献

- (1) 寺崎、ガスタービンの NO_x 排出低減のための非予混合・希薄燃焼・排出特性、ガスタービン秋季講演会、1993
- (2) M. Kobayashi、Development of small low NO_x combustor with staging system for aircraft engine、ASME、1996
- (3) G. Roffe Emissions Measurements for a Lean Premixed Propane / Air System at Pressures up to 30 Atmospheres、NASA、1978
- (4) V. J. Lyons、Fuel/Air Nonuniformity-Effect of Nitric Oxide Emissions、AIAA、1981

高温下でのメタン空気予混合円管バーナの吹消えと逆火

* 倉田 修, 高橋 三餘 (機械技術研究所)

1. 緒言

セラミックガスタービン用予混合希薄燃焼器の燃焼器入口空気温度は750から850℃程度の高温になるため、高温下での予混合燃焼器の希薄側の保炎特性を知る必要がある。一方、従来から吹飛びや逆火などの保炎特性は、燃焼速度などに強く依存するとされている。たとえば、円管バーナの保炎はリム近傍の混合気速度と燃焼速度の釣合いにより説明され^(1,2)、再循環域を有する保炎器の吹消えは、ダムケラー数を用いて説明される⁽³⁾。しかし、高温における保炎特性の燃焼速度などへの依存性について調べた例はない。そこで、予熱温度が750℃までの高温下で、メタン空気予混合円管バーナの燃料希薄側の吹飛びと逆火を、層流の範囲内において実験的に測定し、吹飛び速度や逆火速度の燃焼速度などへの依存性について調べた。

2. 実験装置と方法

実験に用いた予混合円管バーナは内径8mm、外径10.5mmのステンレス製とし、主ヒータの他にバーナ出口壁保温ヒータを設け、バーナ出口の半径方向ガス温度分布が一様になるよう、バーナ出口壁温度を設定温度と同じレベルに制御した。その代表的な温度分布を図1に示す。実験装置は、既報⁽⁴⁾の装置とほぼ同じで、燃料に純度99.99%のメタンガスを、酸化剤にO₂:21%/N₂:Balanceガスを、高压容器内の雰囲気には予熱温度以下に予熱した加圧空気を用いた。吹飛び及び逆火速度の測定は、予熱温度を常温から750℃まで、圧力を0.1MPaから0.3MPaまで、当量比を1.0から保炎可能な燃料希薄範囲まで変化させて行った。実験に際しては、まず火炎が安定である流速で燃焼させ、バーナリムが熱的に平衡になった後、当量比が一定になるようメタン及び空気の両流量を徐々に増加あるいは減少させていき、目視とバーナ上流部の熱電対の温度変化から吹飛びと逆火のそれぞれを確認した。

3. 実験結果

図2にメタン空気予混合円管バーナの各圧力に対する吹飛び速度($U_{blowoff}$)と逆火速度($U_{flashback}$)の当量比依存性を、予熱温度℃をパラメータにして示した。縦軸はメタン空気混合気の当量比を、横軸は混合気流量から温度、圧力に応じて換算した、バーナの断面平均速度(U)を表わす。各予熱温度において、吹飛び速度は丸記号で、逆火速度は対応する上三角記号で示してある。安定な保炎範囲は上三角記号と丸記号の間であり、当量比を一定に保ったまま流速を増減させると、丸記号より右側は吹飛び、上三角記号よ

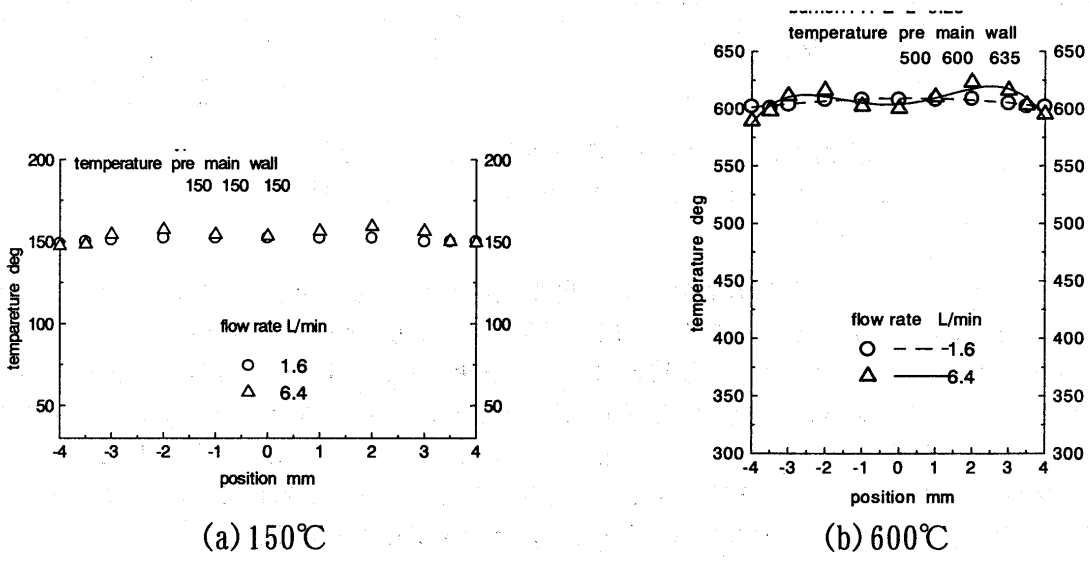


図1 円管バーナの半径方向出口温度分布

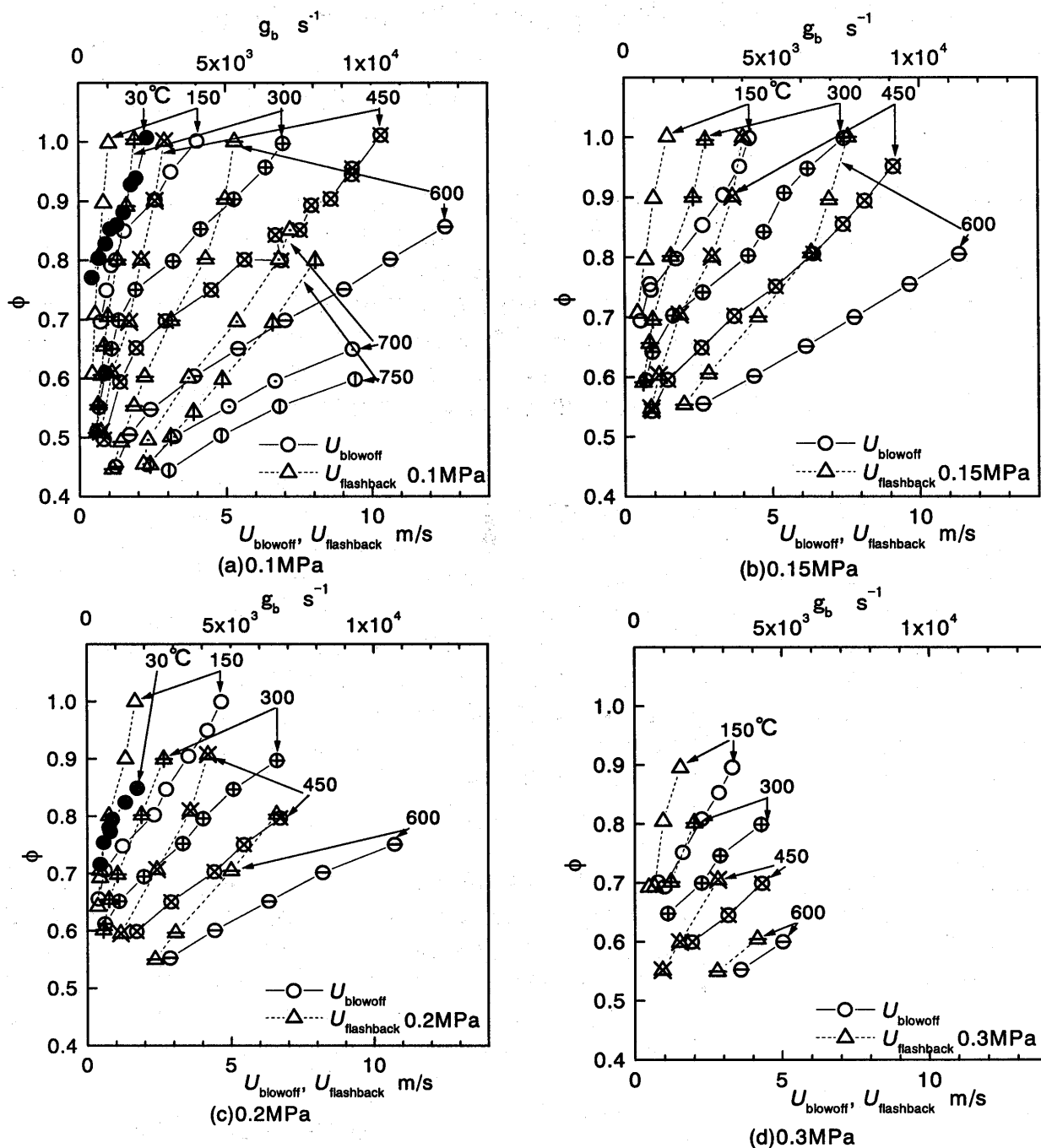


図2 吹飛び速度と逆火速度への予熱温度と圧力の影響

(メタン, 空気, 円管バーナ, 内径8mm, 外径10.5mm, 雰囲気:加熱空気)

り左側は逆火する。さて、予熱温度の増加により、吹飛び速度と逆火速度はともに大きく上昇している。例えば圧力が0.1MPa、当量比が0.8では、吹飛び速度は予熱温度が常温、150、300、450、600℃のとき、0.68、1.24、3.2、6.3、10.7m/sとなり、常温における吹飛び速度の1.8、4.7、9.3、16倍の値を示している。また、逆火速度は予熱温度が150、300、450、600、750℃のとき、0.67、1.3、2.1、4.3、8.1m/sとなり、150℃における逆火速度の1.9、3.2、6.4、12倍の値を示している。圧力が0.15、0.2、0.3MPaの際も同様に、予熱温度の増加により、吹飛び速度と逆火速度はともに大きく上昇していた。なお、実験は層流の範囲でおこなったため、高圧力では当量比が1に近いデータが抜けている。

4. 考察

4.1. 予熱温度の上昇と境界速度勾配

円管バーナの吹飛びや逆火は、リム近傍での燃焼速度とガス速度の勾配との釣り合いによる境界速度勾配理論により説明されている。境界速度勾配理論では、境界速度勾配(gb)で整理した吹飛びと逆火は、バーナ径に依らないことが示される。本実験の円管バーナ直径は8mmと一定であり、流れは発達したポアズイユ分布となっているので、

$$gb = 8 \cdot U / d = 1000 \cdot U \quad \text{s}^{-1}$$

となる。 gb を図2の上側の軸に合せて示した。図2に示すように、予熱温度の上昇により燃焼速度が増加するため、吹飛びと逆火の境界速度勾配はともに増加する。吹飛びや逆火の境界速度勾配の燃焼速度や温度、圧力への依存性については次節に述べる。

4.2. 吹飛び速度の燃焼速度などへの依存性

Reed⁽⁶⁾は火炎伸長により吹飛びが生じるとして境界速度勾配を用いてカルロピッツ数(K)を表わし、炭化水素燃料のバーナ火炎の吹飛びの結果を整理して相関式を求めた。

$$K = gb \cdot \delta_0 / Su = 0.23 \quad (1)$$

ここで、 δ_0 : 予熱帯厚さ、 Su : 層流燃焼速度 である。

予熱帯厚さ(δ_0)に T と P の依存性を代入すると、式(1)は

$$K = gb \cdot \delta_0 / Su = gb \cdot \lambda / (Cp \rho Su^2) \sim gb \cdot Su^{-2} \cdot Tu^{1.5} \cdot P^{-1} \quad (2)$$

ここで、 λ : 熱伝導率、 Cp : 定圧比熱、 ρ : 密度 であり、

$$\delta_0 = \lambda / (Cp \rho Su), \quad \lambda / Cp \sim Tu^{0.5}, \quad \rho \sim P/T$$

とし、熱伝導率の評価は予熱温度で代表させた。

図3は両対数グラフの縦軸に層流燃焼速度実験値^(6,7)、横軸に吹飛び速度と逆火速度の実験値をとり整理した結果である。記号(黒抜き, 白抜き, +, ×, −, 1)は予熱温度が常温, 150, 300, 450, 600, 750℃の時を、記号(○, △, ▽, ◇)は圧力が0.1, 0.15, 0.2, 0.3MPaの時を示している。図3(a)に0.1MPa, 20℃においてReedが相関をとった線を示す。常温、常圧の実験結果についてはReedの相関に合うが、燃焼速度の依存性は低い値を示していた。これは、常温における燃焼速度実験値が低当量比において、やや高めのこと^(4,7)が原因と思われる。温度や圧力が高くなると、吹飛び速度は層流燃焼速度の2

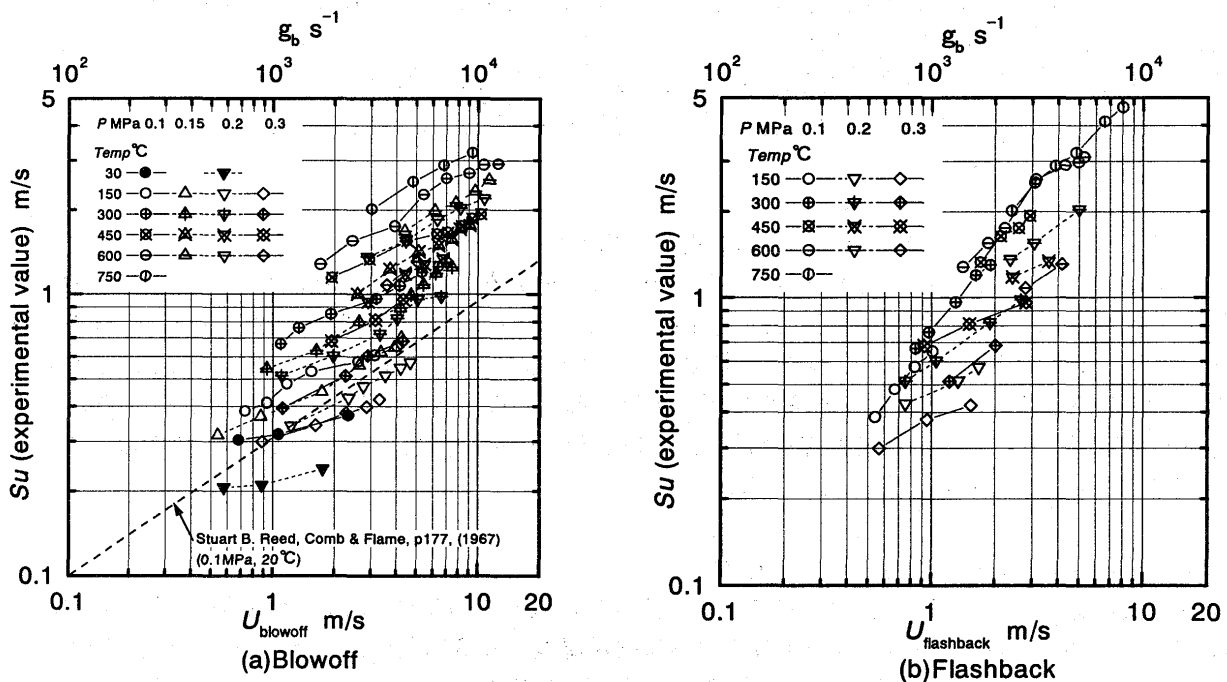


図3 吹飛び速度や逆火速度と燃焼速度(実験値)との関係

乗に比例しており、Reedの相関式(2)の燃焼速度の依存性とは一致するものの、予熱温度や圧力の依存性は異なる結果となった。予熱温度が常温から750℃まで、圧力が0.1から0.3MPaまでの範囲では、予熱温度のべき数は平均で-2.38、圧力のべき数は平均で0.79であった。この原因として、Reedの相関式は主として常温、常圧下の結果であり、本実験の高温、高压側の結果が影響を与えたためと考えられる。ここで導かれた依存式は以下のように表わせた。

$$U_{\text{blowoff}} \sim Su^2 * Tu^{-2.38} * P^{0.79} \quad (3)$$

図4は縦軸にこの依存式(3)を、横軸に当量比をとり、実験結果を整理した。依存式は高温、低当量比側ではほぼ一定値になることが示される。

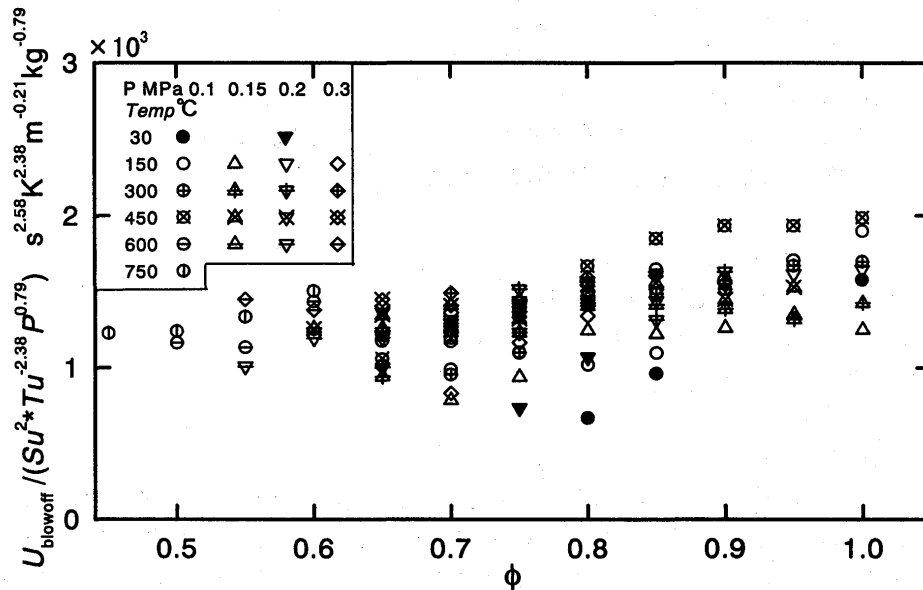


図4 吹飛び速度の依存式と当量比の関係(燃焼速度は実験値)

ところで、メタン空気の層流燃焼速度は、予熱温度、圧力の依存性が次式のように表わせる⁽⁸⁾。

$$Su = Su0 * (Tu^{1.5 \sim 2.1}) * (1 - 0.5 * \log P) \quad (4)$$

ここで、高温における予熱温度の依存性は著者らの値⁽⁶⁾を用いた。これと、

$$\rho u Su \sim \exp(-E/2RTB), \quad \rho u * U = m, \quad (1 - 0.5 * \log P) \approx P^{-0.25} \quad (1 < P < 3)$$

を組合せると、式(3)は

$$M_{\text{blowoff}} / P^{1.29} \sim \exp(-E/RTB) \quad (5)$$

と変形できる。ただし、TB:断熱火炎温度、M:質量流量とした。

図5は横軸に1/TBを、縦軸に $M_{\text{blowoff}}/P^{1.29}$ をとり、結果を整理した。図5から、吹飛び流量は1/TBに強く依存することがわかる。一方、同様に整理した逆火流量は、吹飛び流量の依存性とは異なっているうえ、断熱火炎温度2100Kを境に、予熱温度や圧力による影響も異なっていた。吹飛び流量も断熱火炎温度2000Kを境に1/TBに対する依存性が若干異なるが、断熱火炎温度2000Kは、用いた円管バーナの、予熱温度が常温における希薄側保炎限界にほぼ相当し、火炎の高さが低くなるため、この温度を境に保炎特性が変化していることが考えられる。

4.3. 逆火速度の燃焼速度などへの依存性

境界速度勾配理論は流速と燃焼速度の釣合いを定性的に扱っているが、流速と燃焼速度の釣合い位置について明確には示されていない。バーナリム温度は火炎温度より低いいため、バーナリムと火炎の間には消炎層が形成されるが、消炎層の外の火炎端部の流速が燃焼速度に等しくなった時に逆火が生じると仮定する。

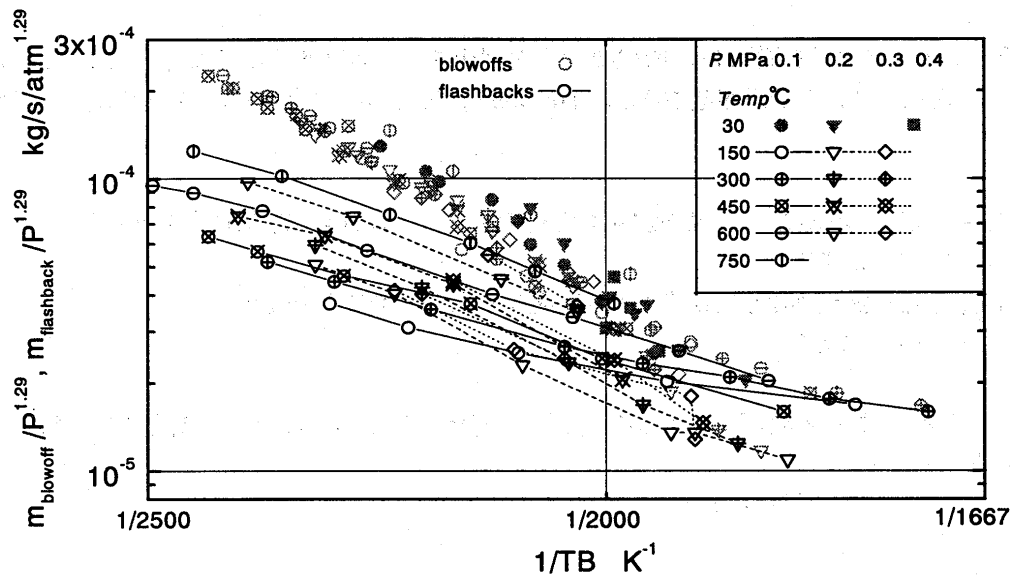


図5 断熱火炎温度で整理した吹飛び流量と逆火流量

ここで、 d_c :消炎距離、 d :バーナ直径、 $U_{\text{flashback}}$:逆火速度、 Nu :ヌッセルト数 とおく。
境界速度勾配から、

$$Su = d_c * g_{\text{flashback}}, \therefore U_{\text{flashback}} = Su * d / d_c \quad (6)$$

となる。一方、円管内での消炎距離 d_c は、熱理論より、

$$d_c = 2Nu^{0.5} \times \lambda / (Cp \rho u Su) \quad (7)$$

で表わされる。これら両式と、

$\lambda / Cp \sim T_m^{0.5}$, $T_m = (T_u + T_B) / 2$, $\rho u \sim P / T$, および、逆火の範囲においては Nu はほぼ一定とすると、逆火速度は

$$U_{\text{flashback}} \sim Su^2 * (T_u^{-1} * T_m^{-0.5}) * P \quad (8)$$

なる依存性をもつこととなる。

図6に、この式に基づいて逆火速度の燃焼速度などへの依存性を示した。依存性で整理した値は予熱温度が低い時には、当量比に対し一定とはならない上、温度の高い時の値とも大きく離れている。しかし、予熱温度300℃以上、圧力が0.3MPaまでの条件では、依存性を導出する際に多くの仮定がなされているにもかかわらずほぼ一定の値を示しており、こうした範囲での逆火速度の予測は可能であると考えられる。

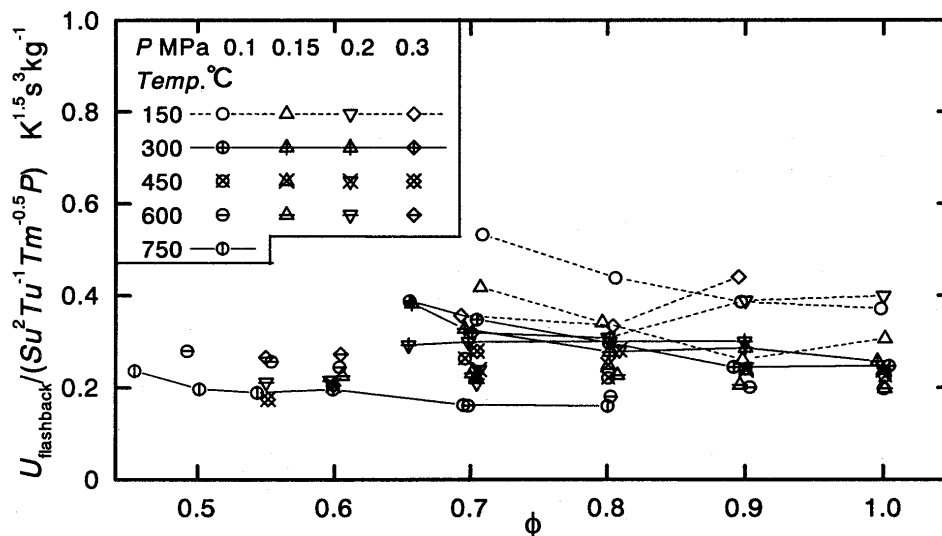


図6 逆火速度の燃焼速度などへの依存性(燃焼速度は実験値)

5. 結論

メタン空気予混合円管バーナの燃料希薄側の吹飛びおよび逆火を, 予熱温度が常温から750℃, 圧力が0.1MPaから0.3MPa, 当量比が1から希薄側測定限界, 層流の範囲内において実験的に調べ整理し, 以下の結論を得た。

(1) Reedの相関式を基に高い予熱温度での, 吹飛びの燃焼速度などへの依存式を実験的に求めた。

$$U_{\text{blowoff}} \sim Su^2 * Tu^{-2.38} * P^{0.79}$$

また上式から燃焼速度を断熱火炎温度で代表させ, 吹飛び流量への依存式を求めた。

$$M_{\text{blowoff}} / P^{1.29} \sim \exp(-E/RTB)$$

(2) 消炎層の端で燃焼速度と逆火速度が等しくなるとした逆火速度の依存式は, 300℃以上の予熱温度では比較的良くあてはまる。

$$U_{\text{flashback}} \sim Su^2 * (Tu^{-1} * Tm^{-0.5}) * P$$

6. 参考文献

- (1) 日本機械学会, 燃焼工学ハンドブック, 丸善, p35, (1995)
- (2) LEWIS von ELBE, COMBUSTION, FLAMES and EXPLOSIONS of GASES, Academic Press Inc, p234, (1987)
- (3) 疋田, 秋田, 燃焼概論, コロナ社, p70, (1987)
- (4) 倉田, 高橋, 内山, 層流燃焼速度の予熱温度による影響—実験値と数値計算値の比較—, p83, (1995. 6), 第23回ガスタービン定期講演会講演論文集, 日本ガスタービン学会
- (5) Stuart B. Reed, Comb & Flame, p177, 11, (1967)
- (6) O. Kurata, S. Takahashi, Y. Uchiyama, Influence of Preheat Temperature on the Laminar Burning Velocity of Methane Air Mixtures, SAE Technical Paper Series No. 942037, (1994)
- (7) 倉田, 高橋, 内山, 高温下でのメタン—空気層流燃焼速度の数値計算, p65, 25巻97号, (1997), 日本ガスタービン学会誌
- (8) T. Iijima, T. Takeno, Comb & Flame, p35, 65, (1986)

石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の開発

(第3報 高圧燃焼特性)

*長谷川武治, 久松 暢, 香月靖生 ((財)電力中央研究所)
岩井保憲, 小野田昭博, 宇都宮正治 ((株)東芝)

1. 緒 言

石炭は、世界中に広く分布し、埋蔵量も豊富であり、長期的に安定供給が可能であることから、発電プラントにおける石炭利用の拡大を図る技術開発が国内外で進められている。なかでも、石炭ガス化複合発電は、幅広い炭種適合性があり、また、高効率で環境保全性に優れていることから21世紀の火力発電技術として期待され、わが国においては1986年から200t/日規模の空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電パイロットプラントによる研究開発が国家プロジェクトとして進められてきた。一方、欧米では空気吹き石炭ガス化複合発電方式に加えて酸素吹き石炭ガス化複合発電が実証機による開発段階にある。

酸素吹き石炭ガス化複合発電では、ガス化炉から生成される中カロリー燃料の火炎温度が高く、サーマルNOxが高い濃度で排出するため^{(1) (2)}、ガス化剤である酸素の製造過程で生成される窒素(プラント余剰N₂)を燃料に予混合してNOx排出濃度の低減ならびにガスタービン出力の増大が図られている。本研究では、プラント余剰N₂を圧力の高い燃料に注入する代わりに燃焼器に直接に供給する方法を提案し、これにより送電端熱効率を約0.3%(絶対値)向上し、しかもNOx排出量を大幅に低減できることを明らかにした^{(3) ~ (5)}。

本報告は、小型拡散バーナ及び実寸バーナによる燃焼実験結果^{(3) ~ (5)}に基づき、プラント余剰N₂をバーナから直接に噴出させる低NOx燃焼法を採用する中カロリー燃料用300MW、1300℃級燃焼器⁽⁵⁾とほぼ同一設計の1/2サイズ燃焼器を設計、試作すると共に、中カロリー燃料を模擬したガス燃料を用いた高圧燃焼試験により燃焼器性能を明らかにしたものである。

記号

HHV	: 高位燃料発熱量	MJ/m ³
LHV	: 低位燃料発熱量	MJ/m ³
Ic	: 燃焼負荷率	W/(m ³ ・Pa)
NOx(16%O ₂)	: 燃焼ガス中の酸素濃度を16%に換算したときのNOx排出濃度	ppm
P	: 燃焼器内圧力	MPa
Tair	: 空気温度	℃
Tfuel	: 燃料温度	℃
TN ₂	: 窒素温度	℃
Tex	: 燃焼器出口ガス温度	℃
φ _{ex}	: 燃焼器出口における平均の当量比	
φ _p	: 一次燃焼領域の当量比(一次当量比)	

2. 酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器

表1に酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料の代表的な組成例^{(6) ~ (8)}を示す。ガス化剤に酸素を用いた石炭ガス化燃料は、一酸化炭素(CO)、水素(H₂)を主要可燃性成分とし、その他少量のメタン(CH₄)を含み、燃料組成の90%程度を可燃性成分が占める。このため、燃料発熱量は10~13MJ/m³と高く、空気吹き石炭ガス化燃料と比較して3倍程度の発熱量である。しかも、炭種やガス化方式により燃料ガス組成や発熱量が大幅に異なる特徴を有する。

また、石炭ガス化燃料では、燃料発熱量の上昇に伴い理論断熱火炎温度は大幅に上昇し⁽¹⁾、最高火炎温度は、燃料発熱量が4.2MJ/m³の場合1780℃であるのに対し、12.7MJ/m³では2250℃に

達する。燃料発熱量が 8.4MJ/m^3 以上では、すべての当量比で CH_4 の理論断熱火炎温度を上回ることからサーマル NO_x の生成量の増大が懸念される⁽¹⁾。一方で、酸素吹き石炭ガス化複合発電システムでは燃料の 1.15 倍 (N_2/Fuel 供給比 $=1.15\text{kg/kg}$) 程度の量の余剰 N_2 があり、これを燃焼器に供給することにより、 NO_x 排出量の低減を図ることが可能である。本研究では、プラント余剰 N_2 を燃焼器に供給する場合、できるだけ所内動力を低減できる供給法による石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器を開発することを目的とし、以下でサーマル NO_x 生成を抑制する低 NO_x 燃焼技術について検討した。

2.1 サーマル NO_x 生成を抑制する低 NO_x 燃焼技術

窒素を利用する低 NO_x 燃焼方式について検討するために、小型拡散バーナを用いた燃焼実験を実施した。図 1⁽²⁾、図 2⁽²⁾ は、燃焼器出口ガス温度を 1300°C で一定となるように燃焼器出口における当量比 ϕ_{ex} を設定し、一次燃焼領域の当量比 ϕ_p を変化させた場合のサーマル NO_x 、 CO 排出濃度に及ぼす N_2 供給位置の影響を示す。図 1 より、燃焼器出口ガス温度を一定とする場合、 N_2 を燃料または空気に予混合してバーナから燃焼器に供給することによりサーマル NO_x 生成量を大幅に低減でき、しかも、一次燃焼領域の当量比 ϕ_p を量論混合比以上の燃料過濃条件とすることにより NO_x 排出量をさらに低減できることがわかる。一方、 CO 排出特性については図 2 に示すように、 N_2 を空気に予混合して燃焼器に供給する方式が、 N_2 を燃料に予混合する場合に比べて燃焼

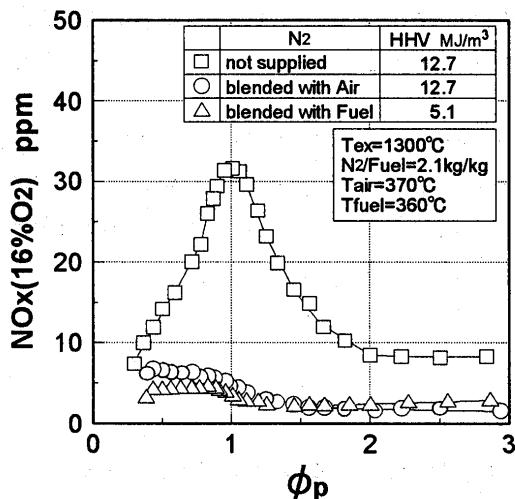


Fig.1 Effect of nitrogen injection on NO_x emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner⁽²⁾.

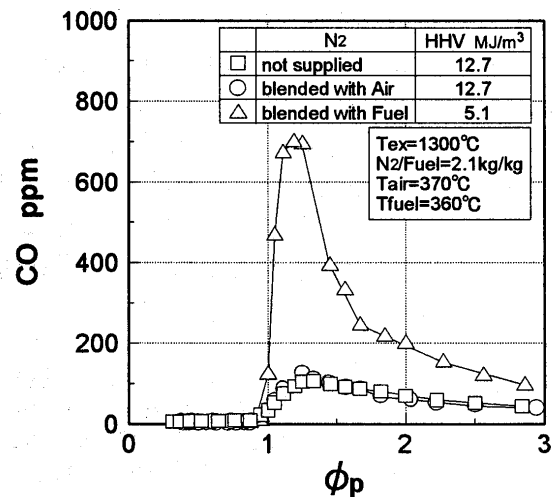


Fig.2 Effect of nitrogen injection on CO emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner⁽²⁾.

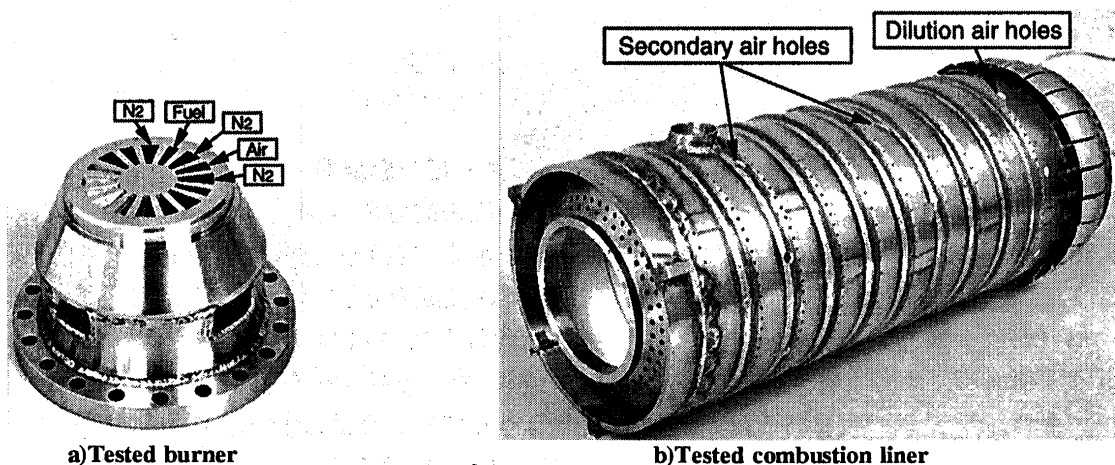


Fig.3 Tested 1300°C -class combustor

安定性に優れ、CO排出濃度を大幅に抑制できる。

供試した中カロリー燃料用 300MW、1300℃級 1/2 寸燃焼器のバーナ及びライナの外觀を図 3 に示す。供試燃焼器は多缶型燃焼器一缶に相当し、全長は 445mm、内径は 174mm である。小型バーナを用いた検討結果から、燃料ノズルと空気ノズルの間に N₂ 噴出ノズルを有するバーナを設計し、燃焼器内で燃料と空気がそれぞれ N₂ と混合する構造とした。これにより、バーナ近傍の局所高温域を減少させ、サーマル NO_x の生成量を低減できるものと考えられる。また、本研究では表 1 に示すテキサコ炉方式によるガス化燃料を対象として実施したため、部分負荷時における燃焼安定性を考慮して、定格時におけるバーナ近傍の当量比を 4.0、一次燃焼領域の当量比を 1.4 とし、燃料、空気及び N₂ 噴出ノズルの旋回角を 30°、内向角を 15° とした。本方式を採用することにより、N₂ を燃料に予混合して燃焼器に供給する従来の方法に比べて、N₂ の昇圧動力が低減できるため、プラント熱効率を 0.3% 程度向上できる⁽⁴⁾。

さらに、燃焼器壁面冷却空気を確保するために尾筒壁を二重構造として、尾筒のインピンジメント冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却に再利用する構造とすると共に、高温になると予想される二次空気孔近傍には、燃焼器ライナ壁面に、フローズリーブから空気を吹きつける構造とし、冷却効率の向上を図った⁽⁴⁾。

3. 実験設備及び実験方法

供試燃料は酸素吹き石炭ガス化炉で生成される燃料とほぼ同組成になるように、原料のプロパン (C₃H₈) を水蒸気改質して、水素分離膜と N₂ 添加により成分が調整される。燃焼器に供給する空気は、2.0MPa まで昇圧された後、所定の圧力まで減圧して用いられる。供試燃料と空気は、それぞれ予熱器により所定の温度まで加熱され、燃焼器に供給される。また、本設備では燃焼器に直接供給するために N₂ の供給ラインが設けられている。

燃焼器実験では、高温の燃焼ガスは尾筒を通過した後、計測ダクトにてガス成分とガス温度が計測される。燃焼ガス成分は自動ガス分析計によって、NO、NO₂、CO、CO₂、O₂ 及び THC の各成分が連続分析される。燃焼器出口ガス温度分布は、計測ダクトに挿入した 3 本の R 型シース熱電対により計測される。さらに、燃焼器の外壁面には約 40 本のシース外径 1mm の K 型熱電対がステンレス箔により固定され、燃焼器壁面温度が計測される。

表 2 は 1300℃級燃焼器の定格相当の実験条件を示す。実際のプラントでは、N₂/Fuel 供給比率は 1.15kg/kg であるが、実際のプラントで生成される中カロリー燃料の密度が供試燃料に比較して小さいこと、また N₂ の供給温度が実プラントの場合 (150～330℃) よりも低

Table 2 Standard test condition

Tair	:	330℃
Tfuel	:	310℃
TN ₂	:	60℃
N ₂ /Fuel supply ratio	:	0.70 kg/kg
Tex	:	1400℃
P	:	1.4 MPa
Ic	:	4.9x10 ² W/(m ³ ·Pa)

Table 1 Typical compositions of the oxygen-blown coal gasified fuels

Gasifier type Fuel feed Developer	Fixed Dry BGL ⁽⁶⁾	Entrained		
		Dry		Slurry Texaco
Composition		Shell ⁽⁷⁾	Hycol ⁽⁸⁾	
CO	56.4%	65.2–67.8%	55.2–59.4%	40.9%
H ₂	25.6%	28.8–31.0%	31.1–33.7%	29.9%
CH ₄	6.6%	0.01%	1.0–2.0%	0.1%
CO ₂	2.8%	1.0–2.8%	7.6–10.4%	9.5%
H ₂ O	–	(Dry base)	–	12.3%
NH ₃	unknown	100–600ppm	unknown	unknown
H ₂ S+COS	20ppm	–	–	–
Others(N ₂ etc)	8.6%	–	–	7.3%
CO/H ₂ mole ratio	2.2	2.2–2.3	1.8	1.4
HHV[MJ/m ³]	13.0	12.2–12.3	11.3–12.6	9.0

いことから、バーナ近傍での火炎温度を実機と同等とすることを目的として、本実験では N_2/Fuel 供給比率を 0.70kg/kg で定格相当条件として評価した。また、供試燃料組成については、表3に示すように HHV が 8.8MJ/m^3 、 $(CO+CH_4)/H_2$ モル比が 1.2 を標準とした。

4. 実験結果及び考察

試作した中カロリー燃料用 1/2 寸燃焼器について、模擬ガス燃料を用いた高圧燃焼実験により壁面温度特性及び燃焼特性を把握し、酸素吹き IGCC 用ガスタービン燃焼器としての性能を確認する。

4.1 燃焼器壁面温度特性

図4はガスタービン相当負荷を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。実験では燃焼器内圧力を 1.16MPa 、 N_2/Fuel 供給比率を 0.7kg/kg で一定とする条件下で、燃料、空気および N_2 流量を変化させることによりガスタービン負荷を変化させた。ガスタービン負荷が上昇すると、燃焼器壁面温度は上昇する傾向を示すが、壁面温度が最も厳しくなる定格相当条件においても、壁面温度は概ね 800°C 以下と材料の耐熱許容温度(850°C)以下であり、十分な燃焼器壁面冷却性能が得られていることがわかる。また、いずれのガスタービン負荷の場合にも一次燃焼領域の壁面温度は $700\sim 800^\circ\text{C}$ を示すことから、バーナ出口に安定した火炎が形成されていることが推察される。このことから、無負荷相当まで燃焼安定性を確保することができたと考える。

図5は燃焼器出口ガス温度を 1400°C 、 N_2/Fuel 供給比率を 0.70kg/kg で一定とし、燃焼器内圧力を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。いずれの燃焼器内圧力においても、燃焼器壁面温度は概ね 800°C 以下であり、冷却性能が十分であることがわかる。また、一般に、燃焼器内圧力の上昇に伴い、壁面温度が上昇することが知られているが、供試燃焼器では N_2 を燃焼器内の高温部に噴出し、燃焼ガス温度を低下させていることから、圧力の影響が顕著でなかったものと考えられる。

プラント余剰 N_2 の供給条件はガス化複合発電プラントの運用ならびにガスタービンの運転条件によって変化する。図6は燃焼器へ噴出する N_2 供給量を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。実寸燃焼器による大気圧条件下での実験結果⁽⁵⁾と同様に、バーナから供給する N_2 量を増加させることにより一次燃焼領域の壁面温度が大幅に低下することがわかる。これは、 N_2 をバーナから噴出させることにより、一次燃焼領域の燃焼ガス温度が低下するためと考えられる。このように、 N_2 をバーナから高温となる一次燃焼領域に直接噴

Table 3 Typical composition of the test fuel

Composition	CO	31.4 %
	H ₂	28.6 %
	CH ₄	3.0 %
	CO ₂	32.0 %
	H ₂ O	—
	N ₂	5.0 %
	HHV	8.8 MJ/m^3 (2100 kcal/m^3)
	LHV	8.1 MJ/m^3 (1940 kcal/m^3)

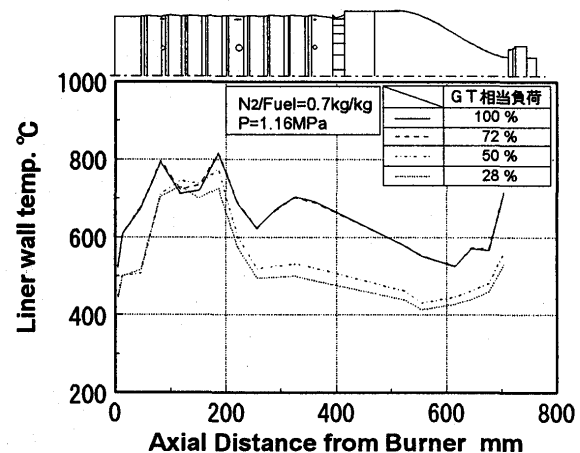


Fig.4 Combustor wall temperature distribution using the gas turbine load as a parameter.

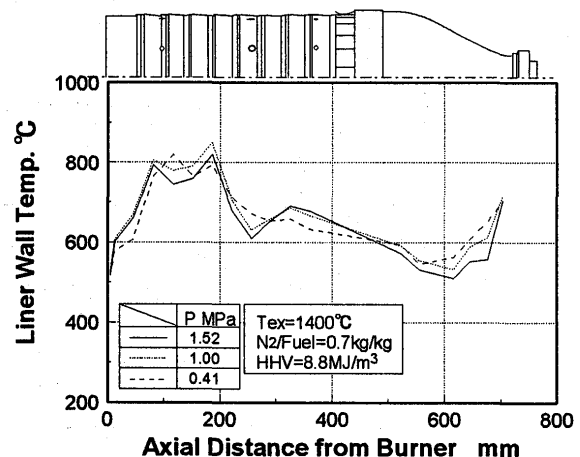


Fig.5 Effect of pressure in the combustor on the combustor wall temperature distribution.

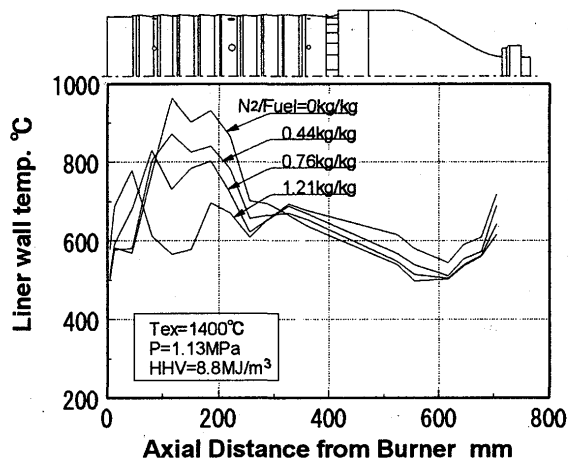


Fig.6 Effect of nitrogen injection flow rate from the burner on the combustor wall temperature distribution.

出する方式により、サーマルNOxの生成源となる局所的な高温ガス領域を効果的に減少させ、燃焼器壁面温度を低減できる。一方、二次燃焼領域および尾筒では、一次燃焼領域の場合と異なり、N₂/Fuel 供給比率の増加に伴い壁面温度はわずかに上昇するものの、N₂/Fuel 供給比率が1.21kg/kgにまで増加しても、壁面温度は700℃以下であり、十分な冷却性能が得られていることがわかる。

また、ここには示さなかったが、燃焼器内圧力変動は、燃焼器の単缶試験である本試験条件において、ガスタービン負荷約25%相当以上の範囲で0.05kgf/cm²以下と許容範囲内であった。

4.2 燃焼特性

燃焼特性に及ぼすガスタービン負荷、燃焼器内圧力およびN₂供給量の影響について検討した。図7はガスタービン運用条件における燃焼特性を示す。実験では、燃焼器内圧力を1.2MPaで一定とし、N₂/Fuel 供給比率を0.70、1.15kg/kgの場合について検討した。ガスタービン負荷25%相当以上では、いずれのN₂/Fuel 供給比率においてもNOx排出濃度はガスタービン負荷の上昇に伴い緩やか増加する傾向を示すものの、部分負荷から定格負荷相当条件までの全般に渡り8ppm(O₂濃度16%換算)以下に抑制できることがわかる。これは、図6に示すように、N₂をバーナから供給することにより一次燃焼領域における局所高温領域を効果的に低減し、NOx生成を抑制できたためと考えられる。一方、CO排出濃度については、いずれの負荷においても10ppm以下と低く、燃焼効率で99.99%以上を達成できた。

燃焼器内圧力は、燃焼状態に影響を及ぼすことから、圧力の影響について検討した。図8は、燃焼器出口ガス温度を1400℃で一定とする条件下で、燃焼器内圧力と燃焼特性の関係をN₂/Fuelをパラメータとして示す。いずれのN₂/Fuel 供給比率においても、NOx排出濃度は燃焼器内圧力の上昇に伴い増加する傾向を示した。すなわち、供試燃焼器では低カロリー燃料用燃焼器⁽⁹⁾の場合と同様に、NOx排出濃度は圧力の約0.2乗に比例して増加した。ここでは、燃焼器へのN₂/Fuel 供給比率を0.70、1.15kg/kgとしており、これを燃料に混合した場合にはHHV=4.0～5.0MJ/m³程度の

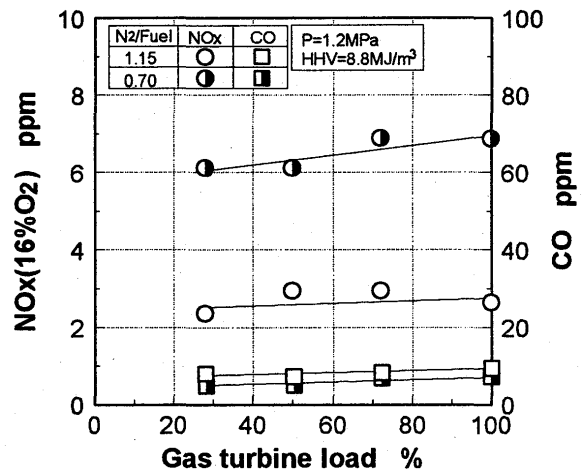


Fig.7 Effect of the gas turbine load on combustion emission characteristics.

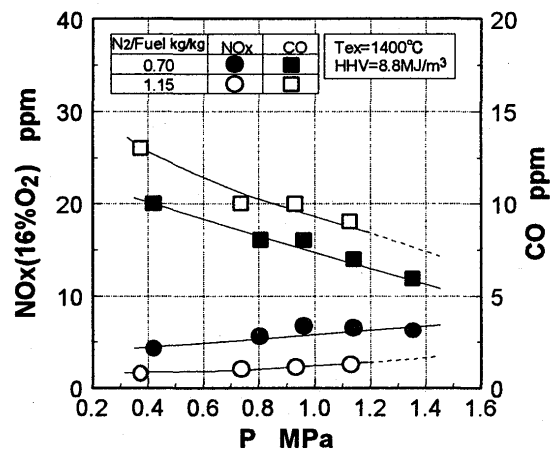


Fig.8 Effect of pressure in the combustor on combustion emission characteristics.

低カロリー燃料となることから、低カロリー燃料の場合と同様な圧力特性を示したものと推察される。一方、CO排出濃度は、実寸燃焼器による大気圧条件下での実験⁽⁵⁾では3000ppm程度と高い濃度を示すものの、燃焼器内圧力の影響を強く受け、0.4MPa以上の圧力条件では10ppm程度にまで低下する。これは、圧力の上昇に伴いCOの酸化反応が促進されるためであり、実プラント運用条件である1.0～1.4MPaの範囲ではCO排出濃度は10ppm以下に低減できる。

N₂供給量はガス化複合発電プラントの運用ならびにガスタービンの運転条件によって変化するため、燃焼特性に及ぼす影響を検討した。

図9は燃焼器出口ガス温度を1400℃、供給空気量を1.31m³/sで一定とする条件下で、N₂/Fuel供給比を変化させた場合のNO_x、CO排出濃度を示す。N₂/Fuel供給比の上昇に伴いNO_x排出濃度は低下し、一方で、CO排出濃度はN₂/Fuel供給比の上昇に伴い増加する傾向を示した。これは、N₂供給量の増加に伴い燃焼器出口ガス温度を1400℃とする当量比が上昇すると共に、一次燃焼領域の燃焼温度が低下したためと考えられる。

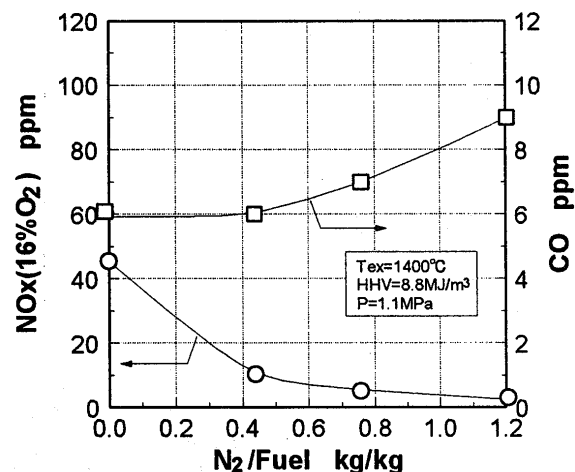


Fig.9 Effect of the nitrogen injection flow rate on combustion emission characteristics.

5. 結言

小型拡散バーナを用いた燃焼実験結果をもとにN₂噴出ノズルを有する中カロリー燃料用1300℃級燃焼器を設計、試作し、模擬ガス燃料を用いた高圧燃焼実験により、以下の知見を得た。

- (1) N₂を供給する場合(N₂/Fuel=0.7kg/kg)、NO_x排出濃度は燃焼器内圧力の約0.2乗に比例して増加する。また、ガスタービン負荷25%相当以上で、NO_x排出濃度を8ppm(O₂濃度16%換算値)以下に抑制できる。
- (2) CO排出濃度は、圧力の上昇に伴い低下し、ガスタービン負荷25%相当以上で、燃焼効率は99.99%以上を確保できる。
- (3) 燃焼器壁面が最も厳しくなる定格相当条件においても、壁面温度はほぼ材料の耐熱許容温度(850℃)以下であった。

以上より、燃料ノズルと空気ノズルの間からN₂を噴出させる燃焼方式を採用した供試燃焼器は酸素吹きIGCC用ガスタービンに適用し得る基本性能を有していると考えられ、これにより、中カロリー燃料を用いたガスタービンにおけるNO_x排出量の低減とプラントの高効率化を図ることが可能である。

謝辞

燃焼実験の実施にあたっては、(財)電力中央研究所 川島健氏、香坂幸雄氏、(株)テクノサービス 馬場義輝氏、根岸慎治氏、福井秀樹氏のご協力を得た。ここに記して、感謝の意を表する。

6. 文献

- (1) 長谷川武治, 佐藤幹夫, 機論, 63-613, B(1997), 3123-3130.
- (2) 長谷川武治, 香月靖生, 久松暢, 佐藤幹夫, 第34回燃焼シンポジウム前刷集(1996), 597-599.
- (3) 長谷川武治, 他7名, 第26回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1998-5), pp.13-18.
- (4) Hasegawa, T. et al., 1998, ASME Paper, 98-GT-331.
- (5) 長谷川武治, 他7名, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1998-10), pp.119-124.
- (6) Kalsall, G.J., Smith, M.A. and Cannon, M.F., Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power 116:559(1994).
- (7) W.V. Bush, D.C. Baker and P.J.A. Tijm, 1991, EPRI Interim Report No. GS-7397, Project 2695-1.
- (8) Ueda, T., et al., Proc. Int. Conf. Power Engineering-95, pp.242-247.
- (9) 長谷川武治, 佐藤幹夫, 二宮徹, 機論, 64-621, B (1998), 1524-1530.

高温燃焼ガス流による希薄予混合気流の燃焼支援機構

* 渡邊 清郷 (慶大院)

瀧川 敬史 (慶大院)

村尾 雅也 (本田技研)

川口 修 (慶大理工)

1. まえがき

ガスタービン燃焼器において、 NO_x 低減技術として最も有効と考えられる希薄予混合燃焼であるが、予混合火炎は保炎性が悪いという問題がある。

そこで本研究では、パイロット燃焼器を NO_x 発生量の小さい予混合燃焼を用いて高温燃焼ガスを生成させ、希薄予混合気側へ供給することにより、予混合気側当量比の希薄可燃限界近傍において、高温燃焼ガスによる燃焼安定化の機構を燃焼器モデルとそれを二次元化した実験装置 (以下、二次元モデル) で調べた。その結果について以下に報告する。

2. 燃焼器モデルを用いた実験

2. 1 実験装置及び実験方法

図1に燃焼器モデルを示す。この燃焼器は、前報¹⁾と同様大きく分けてパイロット燃焼器と主燃焼器から構成され、燃料としてはメタンを用いている。パイロット燃焼器は、燃焼器手前で燃料が噴射され、常温の空気と混合しされる。なお、逆火防止及び燃料と空気の混合を促す工夫がされている。また、パイロット火炎は多孔板で保持され、高温燃焼ガスを主燃焼器に供給する。

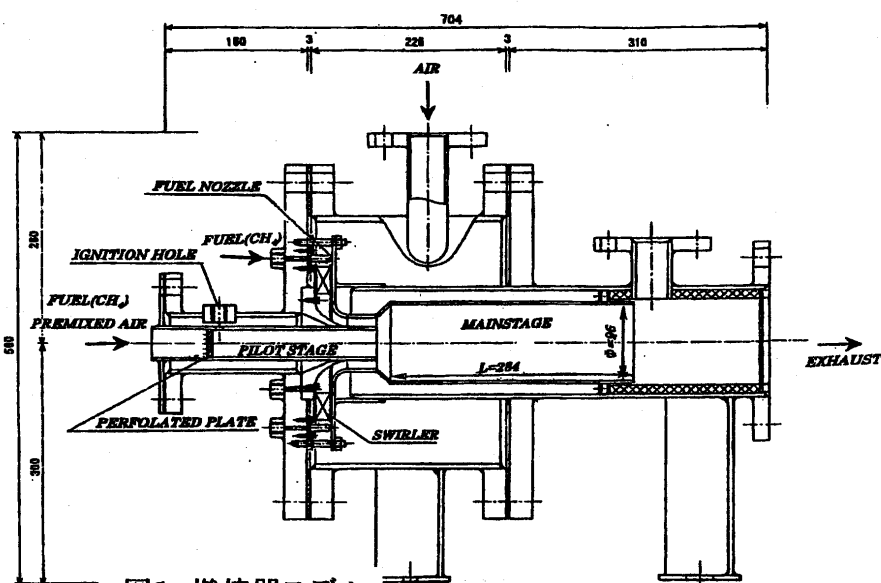


図1 燃焼器モデル

主燃焼器への常温の空気は燃焼筒の周囲を通して導入され、燃料は燃焼器直前に8本の燃料噴射ノズルから円周方向に噴射、混合気を形成し、スワラーを経由して環状流路から燃焼器に流入する。そして、パイロット燃焼器から供給された高温燃焼ガスと接触し、着火、燃焼する。

なお、ガスサンプリングプローブ (ステンレス製、直径約 10mm の水冷式) 及び、熱電対プローブ (R 型) は、燃焼筒内下流側から上流へ向かって軸方向に挿入した。

実験は、表1に示す条件で行い、測定は燃焼筒内を半径方向、軸方向へ変化させて行った。そして、燃焼ガスをガスサンプリングプローブにより吸引し、連続型のガス分析計で、 O_2 、 NO_x 、 CO 、 CO_2 及び UHC を分析した。

表1 各パラメータ

記号	意味	設定値	
		燃焼器モデル	二次元モデル
U_b	高温燃焼ガス流側流速[m/s]	8.0	5.0
U_u	予混合気流側流速[m/s]	8.0	5.0
ϕ_b	高温燃焼ガス流側当量比	0.7	0.7
ϕ_u	予混合気流側当量比	0.45/0.50/0.55	0.450/0.475/0.500

座標については r 方向の原点は主燃焼器の中心とし、 z 方向の原点は高温燃焼ガス流と予混合気流の2気流合流地点を原点とした。また、結果における座標表記方法は、以下に示すように各代表寸法で割ったものを使用している。

r/R_p : 主燃焼器内半径方向 (R_p : パイロット燃焼器の内半径 (=16.45mm))

z/D_1 : 主燃焼器内軸方向 (D_1 : 主燃焼器の直径 (=96mm))

2. 2 実験結果及び考察(燃焼器モデル)

図2に温度と UHC 濃度及び CO 濃度の関係を示す。温度に着目すると、予混合気側当量比 $\phi_u=0.45$ では予混合気流側の反応が遅く、火炎が壁面までに到達するのに反応距離を要し、 $\phi_u=0.50, 0.55$ では反応が速やかに進み、火炎が短い距離で壁面に到達していることが推測される。なお、温度の勾配のある領域、すなわち低温気流(予混合気流)との混合領域において、反応初期生成物である CO が生成されると考えられ、そのピークを追うことにより反応領域の動きが読み取ることができる。すなわち、予混合気側当量比の増加に伴い上流から下流方向(z/D_1 増加方向)へ、CO の濃度分布のピークは主燃焼器壁面に向かい(r/R_p 増加方向)、素早くその領域を広げている。

更に、図の最下流($z/D_1=3.20$)における UHC 濃度を排ガスと見なすと、予混合気側当量比 0.45 ではまだ未燃分が残っているのに対し、0.55 になると未燃分はほぼ 0 となり分布も一樣になっていることから反応はほぼ終了していると思われる。

以上より、希薄可燃限界近傍において、わずかな当量比の増加により燃焼状態に明らかな差が現れ、更に、予混合気側当量比 0.5 付近において、急激な燃焼状態の変化が現れることがわかった。しかし、この燃焼状態の変化が、高温燃焼ガス流と予混合気流間において、どのようなメカニズムにより引き起こされるのかは、この結果からでは不明である。そこで二次元モデルを用い、火炎保持機構を明らかにする詳細な実験を行った。次にその結果について報告する。

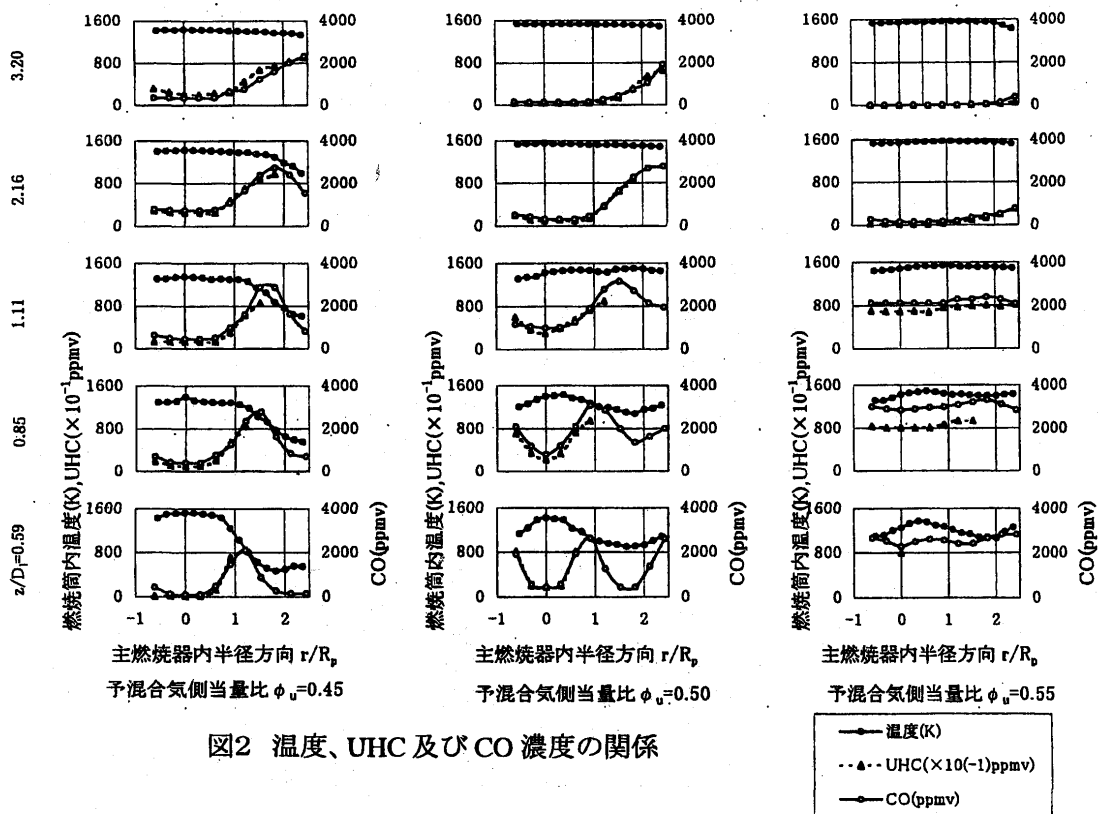


図2 温度、UHC 及び CO 濃度の関係

3. 二次元化実験装置を用いた実験

3. 1 実験装置及び実験方法

図3に二次元モデルを示す。本装置は、パイロット燃焼器による高温燃焼ガスを希薄予混合気と平行に流すことによって、燃焼筒(テストセクション)内に希薄予混合火炎を形成する。なお、燃料にはメタンを使用し、実験条件は、表1に示した通りである。装置の構造は混合室、整流ノズル、パイロット予混合バーナ及びテストセクションからなる。整流ノズルは x 方向の流速分布を平坦なものとするように設計されており、また奥行き方向に関しては、十分な寸法をとることによって二次元性を保つようにしている。装置上流から供給された常温の予混合気はガラスビーズを通過した後、均一に混合、整流されテストセクション入口に達する。パイロット火炎はテストセクション入口に設置されたセラミックハニカムおよび、その上に敷き詰められたステンレスボール上に保持されテストセクションへ高温燃焼ガスを供給する。テストセクションの壁部分は、光学的な測定が可能のように、耐熱ガラス板としているが、接触的な測定を行う際には、測定用の窓を開けたステンレス鋼板へ変更して実験を行った。

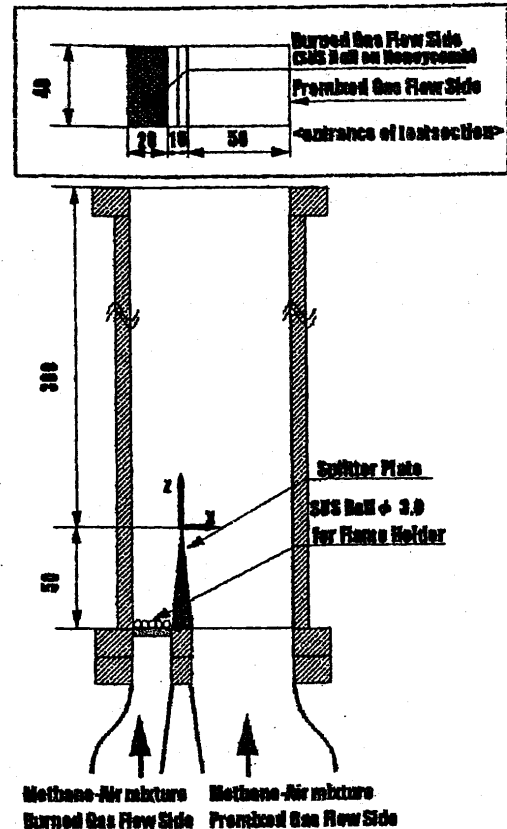


図3 二次元モデル

ラジカル自発光強度分布の測定の際には、火炎からの微弱な自発光を狭帯域干渉フィルタ(日本真空工業株式会社製、中心波長 305.4nm)、高速ゲートイメージンテンシファイア(浜松ホトニクス社製、Ch4573)を用いて、特定波長の光を増幅させ CCD カメラ(浜松ホトニクス社製、C3077)により撮影したのち、コンピュータに取り込み、処理を行った。温度測定の際には、素線径 $50\mu\text{m}$ のR型熱電対(ビード径 $70\mu\text{m}$)を外径 1mm の磁製管2本で保持したものを用い、表面触媒反応を防ぐために、シリコーンコーティングを施した。なお、本研究では温度データの評価を相対的に行ったため、放射による補正のみを行っている。ガス組成分布の測定の際には熱伝導度検出器を搭載したガスクロマトグラフィーを用いた。燃焼場流速測定の際には LDV システム(日本科学工業社製、8832 型)を用い、トレーサには公称粒径 $1\mu\text{m}$ 以下の MgO 粉体を使用した。

3. 2 実験結果及び考察(二次元モデル)

はじめに、図4にラジカル自発光強度分布を予混合気側当量比を変えて示す。この結果より、本研究の設定範囲内に限って言えば予混合気側当量比が 0.450 から 0.500 に変わると、ラジカル反応が盛んになることでラジカル自発光強度が増加している。よって、予混合気側当量比の増加に伴い燃焼が盛んになることで、火炎の性質が変わるように思われる。

次に、図5に温度分布及び温度の RMS 値

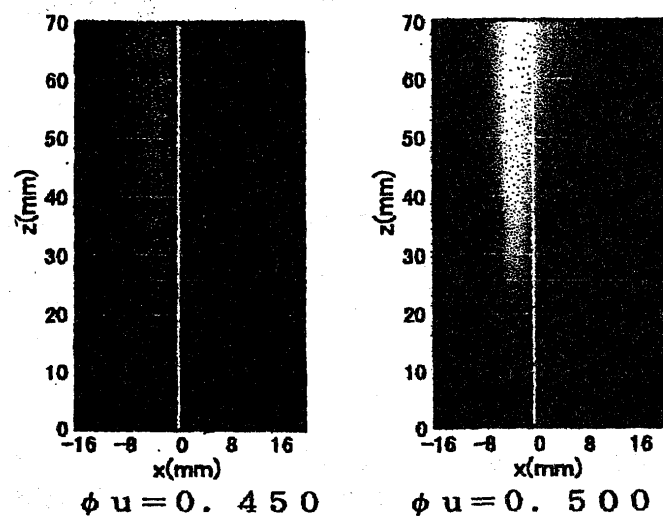


図4 ラジカル自発光強度分布

分布を予混合気側当量比を変えて示す。予混合気側当量比が増加すると、上流から下流へかけて、反応領域での温度勾配が速く緩やかになっている。更に、RMS 値分布は、その領域を拡げ、予混合気側当量比の増加が、反応領域の拡がり速度を大きくしている。すなわち、反応速度を増大させていると思われる。

これらのことは、図6において、反応領域を流れ方向に追ったときの燃焼達成率の上昇からいえる、当量比 0.450 に比べ 0.500 の方が広範囲にわたり、燃焼達成率の増加が見られる。なお、この燃焼達成率は O_2 、 N_2 、 CH_4 、 CO_2 、 CO 、 H_2 の各ガス組成より算出したもので、燃焼達成率が 0 であれば未燃の状態、1 ならば燃焼が終了していることになる。

更に、各断面での温度、ガス組成及び、LDV により流速分布(図7)から、熱発生量を明確にし、下流方向への熱発生速度を確認

するため、熱流束を断面ごとに積算し断面積を乗ずることで熱流量を算出した。その結果を図8に示す。 $z=30$ 程度までは高温ガス流の持つ熱が測定範囲外に逃げたり、壁面冷却により損失することで、断面積通過熱流量が減少している。しかし、熱流量は火炎発生付近の $z=30$ から上昇し始め、予混合気の反応が開始されることが分かる。 $z=50$ 以降では他の設定当量比に比べ、予混合気側当量比 0.500 で比較的急激に通過熱量

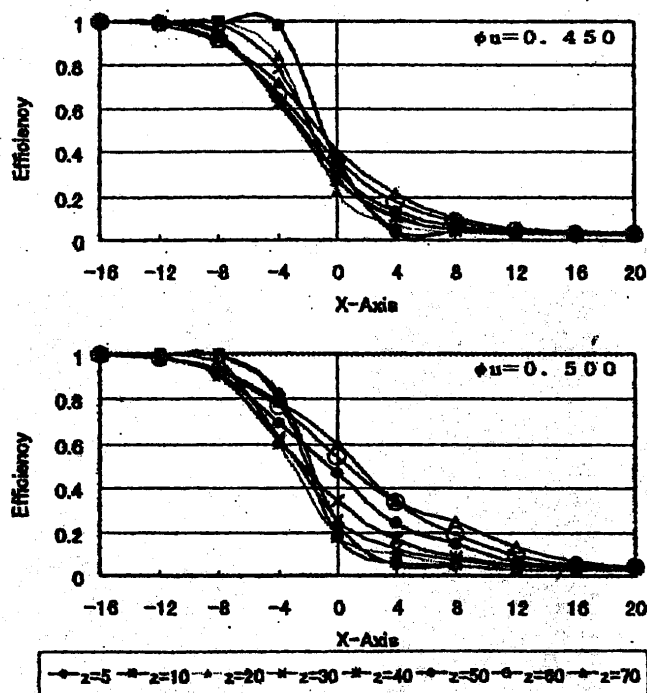


図6 ガス組成分布から算出した
低発熱量ベースの燃焼達成率

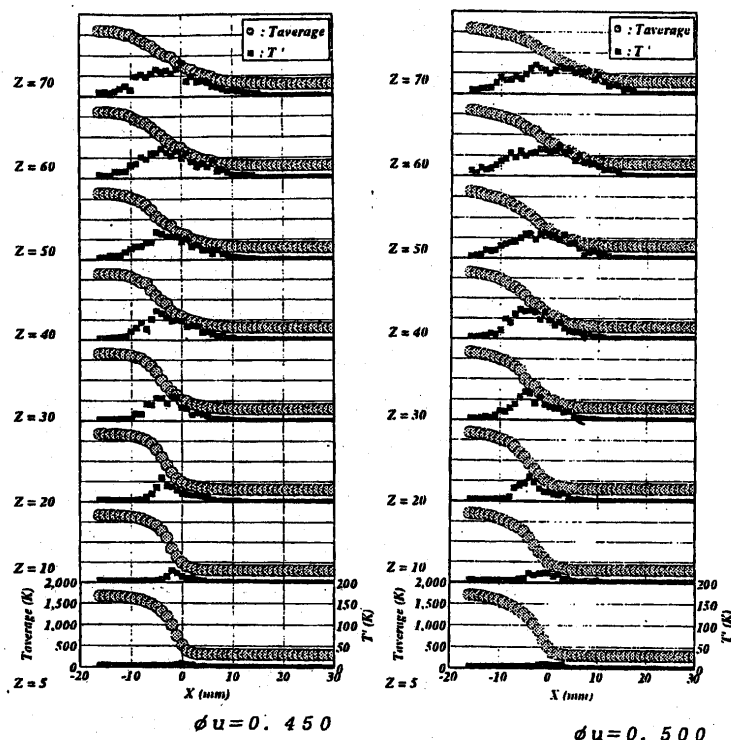


図5 温度の時間平均値と RMS 値

が増加する。つまり、予混合気側当量比 0.500 付近を境に火炎の伝播性が大きく変化し、結果、下流に進むほど発熱量が大きくなる。この事が前に挙げた温度勾配領域及び、温度 RMS 値(図5)の拡がり方に影響を及ぼしていると思われる。

最後に、燃焼支援機構をわかりやすく示すため、図9に熱流束をベクトル表示した。この図からも熱流量(図8)同様、上流では差異はないが、予混合気側当量比 0.500 において、火炎発生後の $z=20$ より下流において、他とは異なった熱の移動が生じていることがわかる。すなわち、予混合気側当量比が増加することにより、流れに直行方向の流速(図7)と乱流に伴う高温燃焼ガス流と予混合気流の混合が活発になり、燃焼状態が急激に変化し、その結果、ラジカル自発光強度分布(図4)、温度分布及び RMS 値(図5)の変化に反映されることが考えられる。

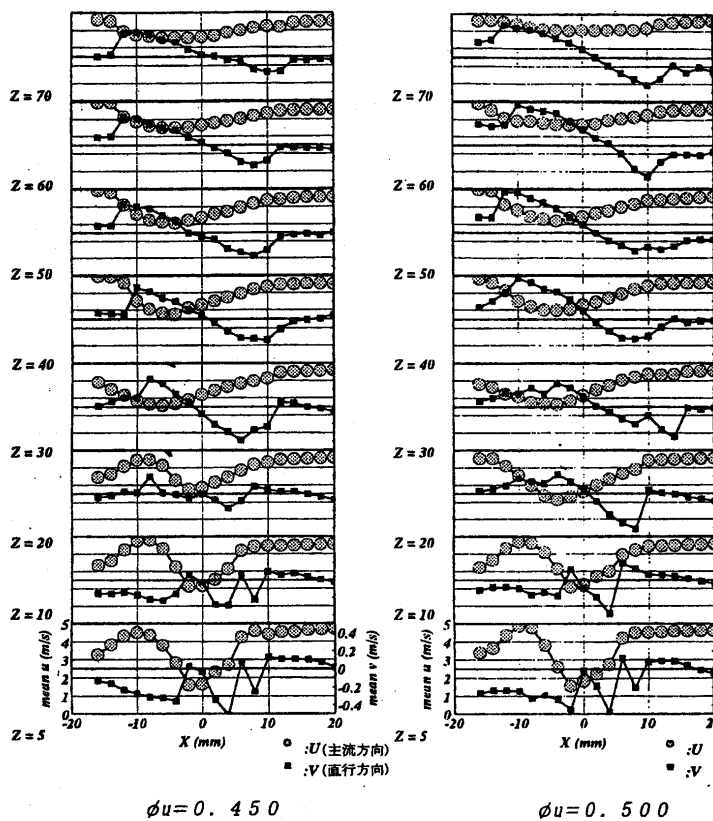


図7 主流方向及び直行方向の平均流速分布

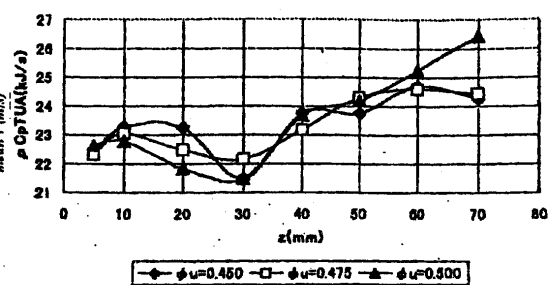


図8 熱流量 z 断面積分値の
下流方向への変化

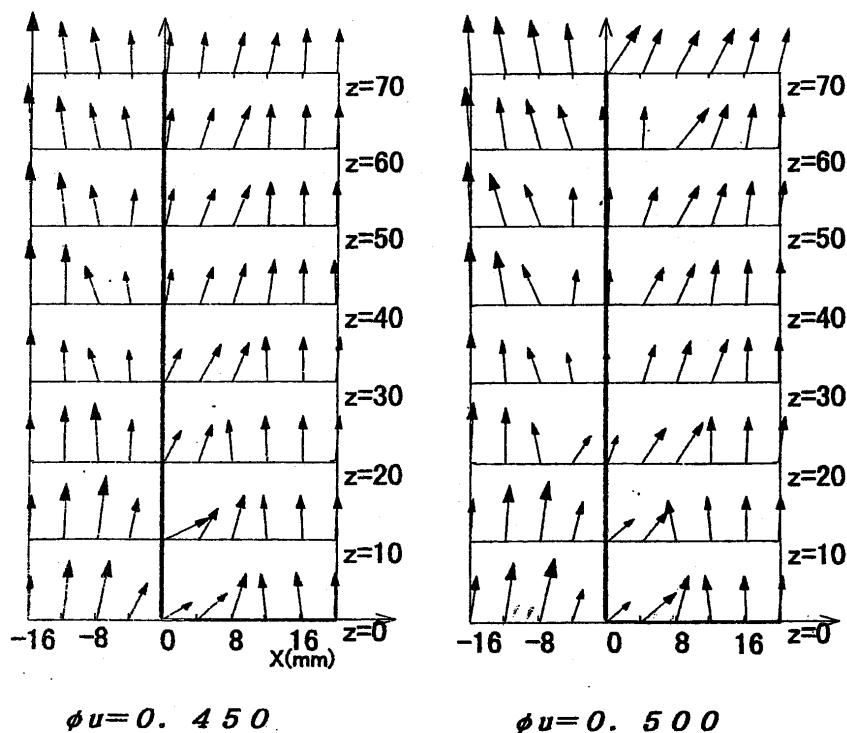


図9 熱流束のベクトル表示



4. まとめ

希薄予混合燃焼型燃焼器モデルにおいて、大気開放、入り口空気常温条件により、燃焼筒内部の温度及びガス組成を測定し以下の結論を得た。

- 1) 予混合気側当量比を 0.5 以上に設定することによって、燃焼がほぼ完全に終了し、UHC 及び中間生成物などの排出を防ぐことが可能となる。
- 2) 希薄可燃限界近傍において、わずかな当量比の増加により燃焼状態に明らかな差が現れ、更に、予混合気当量比 0.5 付近に、反応領域の予混合気流側への拡がりが急激に大きくなる当量比条件があると考えられる。

更に、火炎保持機構を調べる為に二次元化した燃焼器モデルを用いて、供給する高温燃焼ガスの温度及び流速、また予混合気の流速を固定し、希薄可燃限界近傍の設定で当量比を変化させ、ラジカル自発光強度、温度、流速及び、ガス組成の測定を行い、以下の結論を得た。

- 1) 予混合気側当量比の増加により、下流における火炎の拡がりに大きな変化が生じるが、合流直後から着火に至るまでの距離は、ほとんど変化しない。
- 2) 予混合気流の反応の開始は、高温燃焼ガス流との合流直後の対流及び乱流輸送によって十分な熱供給が行われることにより、明確な燃焼反応を生じる。また、下流では、平均的な流れに直行する流速成分と乱流輸送による高温ガスの移動により、燃焼場の拡がりを生ずる。

以上により、本実験の測定範囲において燃焼ガスに保持された希薄予混合燃焼で、予混合気流当量比 0.5 近傍において、上流部より燃焼反応は顕著に活発になり、下流への燃焼状態に影響を及ぼす事が明らかに成った。

3. 参考文献

- 1) 高村 倫太郎 “パイロット付希薄予混合器モデルの排気特性に関する研究”第26回ガスタービン定期講演論文集, 1997. 5, (名古屋)
- 2) 香月 正司、水谷 幸夫、安田 俊彦、吉田 哲之 “乱流予混合火炎における流れと混合”日本機械学会論文集(B編),1992. 7

3D-C/C複合材ブリス্ক・ロータ模型の回転強度試験

*小河昭紀・橋本良作・周 風華（航空宇宙技術研究所）
米内山誠（東京都立航空工業高等専門学校）

1. はじめに

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℃までの高温強度に優れ、熱膨張係数が低いことから超耐熱複合材料として、超音速機や宇宙往還機用ガスタービンエンジン高温部要素の候補材料として注目されてきた。C/C材料は静止部品のみならず、タービン部材等の回転部品にも適した特性を有していることから、同材料の回転部材への適用化を図るため、近年、回転強度試験から模擬タービンロータ等の開発研究が行われている^{1,2)}。しかし、きわめて異方性の高い同材料のロータ要素に関する基本的な回転強度設計データは未だ不十分な状態である。筆者等は先に、基礎的3次元織C/C材の平板翼付ロータ模型の試作と回転試験を行い、平板翼の破断や加工面からの小片剥離とそれに伴うアンバランスの発生等の前バースト損傷を報告した^{3,4)}。本報告では、半径方向強度を改善した、実機ブレードに近い形状のブリス্ক・ロータ模型を試作して、回転下のひずみ計測及びバースト試験を行った。その試験結果として、C/C材ブリス্কロータのひずみ特性及び回転強度改善等について報告する。

2. 試験ディスク模型

C/C複合材のブリス্কタービンロータ適用性評価のため3次元織りによるブリス্ক模型の試作を実施した。評価に供したC/C材の織り方は $r-\theta-z$ 方向の直交3軸織りである。UM46™(東邦レーヨン製；高弾性繊維/弾性率460GPa)を半径/円周方向に配し、厚さ方向には比較的低弾性率のIM-600™(東邦レーヨン製；高強度繊維)を使用している。図1はC/C化する前の織物ディスクを示す。繊維体積含有率(Vf)は θ 方向：26%， r 方向：13.3～26.5%， z 方向：5.5～11.2%，合計：44.8～63.7%である。しかし、 r 方向繊維は外周に向けて拡散して繊維密度が低下し、ブレード部では十分な強度を確保できない。このため、デ

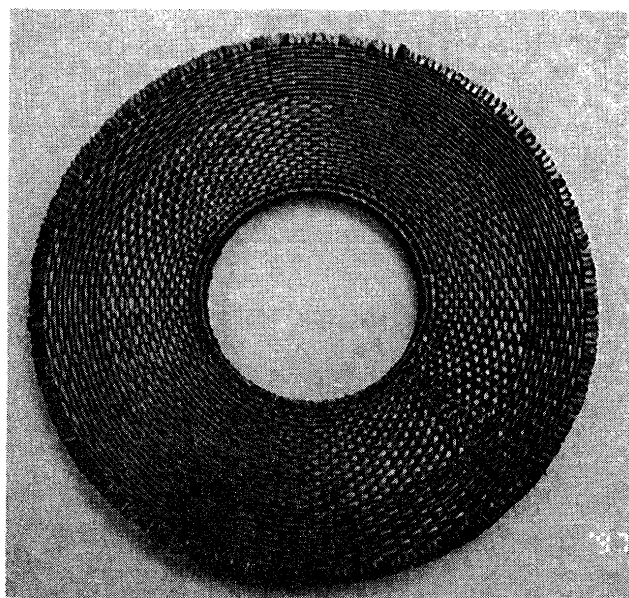


Fig.1 3D-cylindrical weave disk

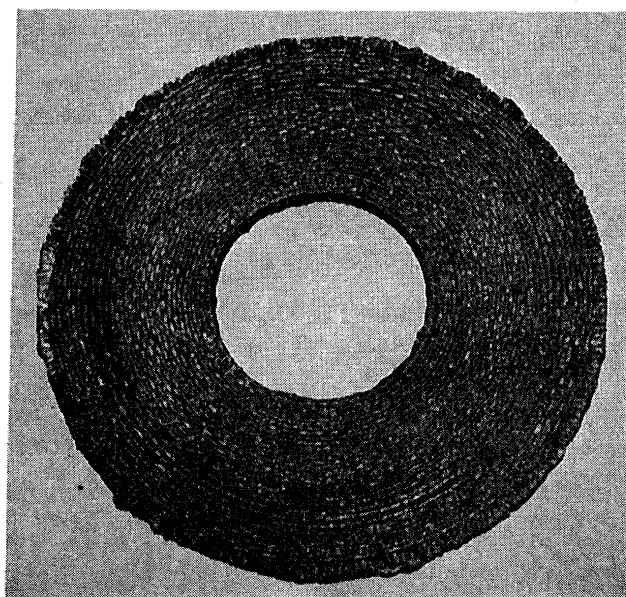


Fig.2 3D-Cylindrical C/C disk after final densified process

ディスク中央部 (130mm ϕ) で r 方向繊維を倍増している。この後、C/C 化処理として、ピッチ含浸と焼成の繰返しによるカーボン基材の形成で、C/C 複合材を製作する。その結果、嵩密度は $1.83\text{g}/\text{cm}^3$ になる。C/C 材ブリスロータモデルは、内径 80mm ϕ 、外径 200mm ϕ 、板厚約 12~13mm の中空円盤素材 (図 2.) から機械加工により、翼先端外径 180mm、ディスク内径 100mm ϕ 、外径 160mm ϕ に成形されたものである。36 枚の翼が外周上に、半径方向繊維を切断しない様に加工されている。繊維配向や製造プロセスは基本的に前報と同様であるが翼根部の強度向上のため、半径方向繊維をディスク中央部で増補した点が異なる。図 3. にブリスロータの形状・寸法を示す。

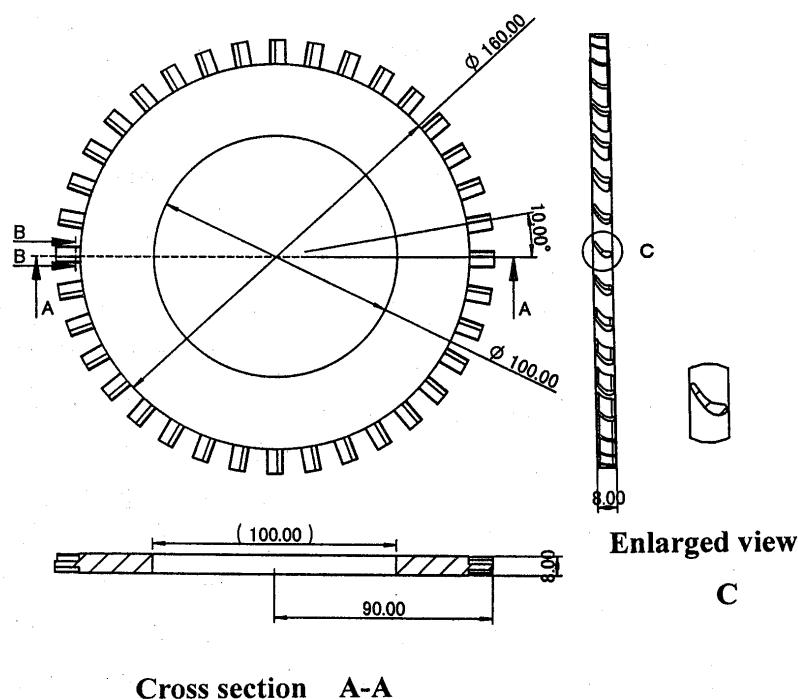


Fig.3 3D-weave C/C Blisk rotor model

3. 試験装置及び試験方法

回転試験は、エアタービン駆動 (最大回転数 100,000rpm) のスピントスターを使用して室温で実施した。その構成を図 4 に示す。空気抵抗による、浮力や加熱の影響を除くため内部を排気減圧 (30 Pascal 以下) した後、コンプレッサーからの圧縮空気によりエアタービン駆動で一定割合で回転数を上げ、バースト試験、或は 1,000rpm 増分で所定の回転数までひずみ計測を実施する。写真 5 に示す様に、ひずみ計測のため、C/C

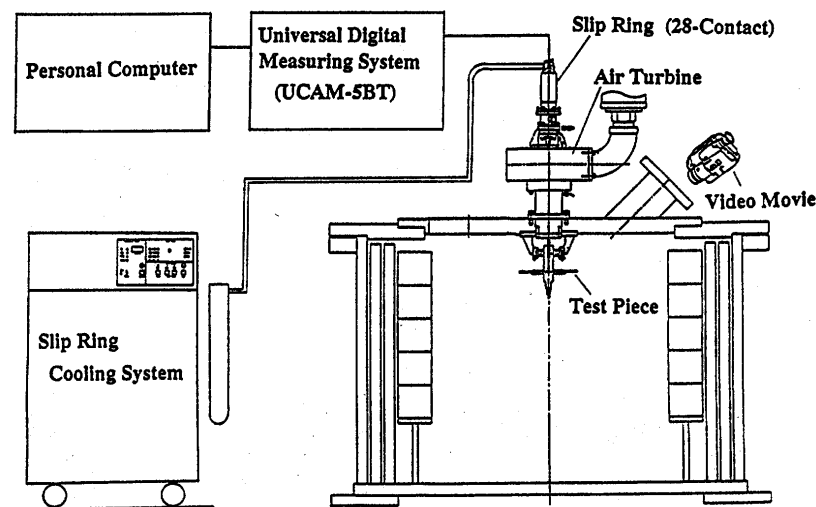


Fig.4 Schematic diagram of the spin test systems

ディスク内周面、中央部、外周及びブレード付根部等各所に 2 軸ゲージ (ゲージ長さ 1mm) を貼付した。回転バランス上、各ゲージは軸対称の位置に貼られた。

ゲージからの最大 12 本の細線をスピンドルシャフト内部を通してタービン上部のスリップリング (28 接点) を経由して外部計測器に接続した。スピンドルシャフト内径を通せる最大 6 点以上の場合、ひずみ計測は同時計測出来ないため、複数回の試験に分けて計測した。

摺動部の加熱防止のため温度制御 (摂氏 7°C) した冷媒による (フロンを主成分とする) 液体循環で冷却を行った。バースト試験ではディスク周りコイル状に張り巡らした導線の断線によるバースト検知回路

とストロボ装置を連動して破壊瞬間写真の撮影を行った。また、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ている。

4. 回転ひずみ計測実験・解析結果

図4. はブリスクロータ設置状況と貼付ひずみゲージ配線状況を示す。回転数0～15,000rpmの範囲で1,000rpm増毎にひずみ計測を行った。半径方向のひずみ(ϵ_r)と円周方向のひずみ(ϵ_θ)とも再現性のある安定した計測値が得られた。計測点はディスク内周(Hub), 中央部(半径繊維の継ぎ足しの開始部), ディスク外周(Rim)部, 及び翼根部の4箇所である。ひずみゲージは回転軸に対称に貼るため総計8枚のゲージが貼付された。図5. は各点の(ϵ_θ)または(ϵ_r)の回転数による増加を示す。内周面(Hub部)のひずみ○, ディスク中央部●, および外周部Rim◇のひずみ計測

値はゲージ位置による変動が見られた。これは繊維配向の部分的不均一性によるものと思われる。しかし、繊維増補を施した中央部では明らかにひずみ増加が生じている。中央部における接線方向ひずみ(ϵ_θ)はハブ部と同程度か、更に高くなっている。また、半径方向ひずみ(ϵ_r)に関して、FEMの解析結果は圧縮ひずみを示すが、計測値●は引張ひずみになっている。繊維配分の急激な変化領域は回転強度の観点から要注意箇所であると言える。FEM解析結果図6. が示す様に翼根部のひずみ分布変化が激しいため、ひずみゲージ

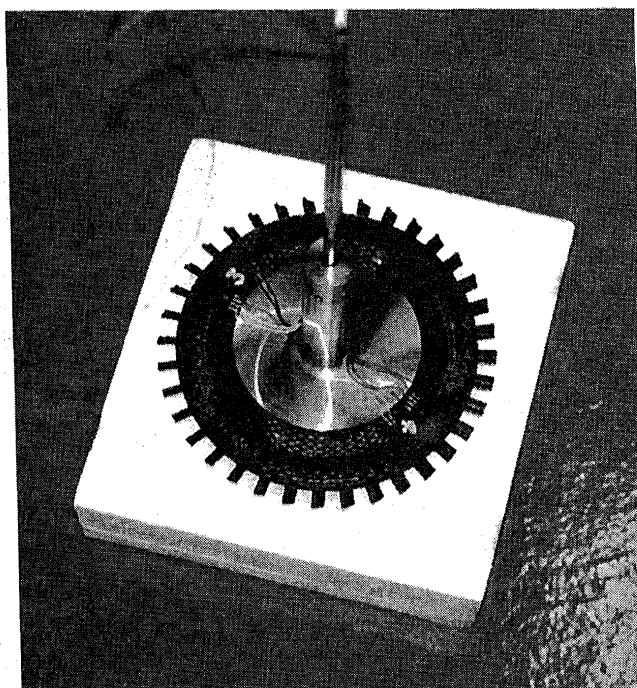


Fig.5 C/C Blisk rotor with wired strain gages

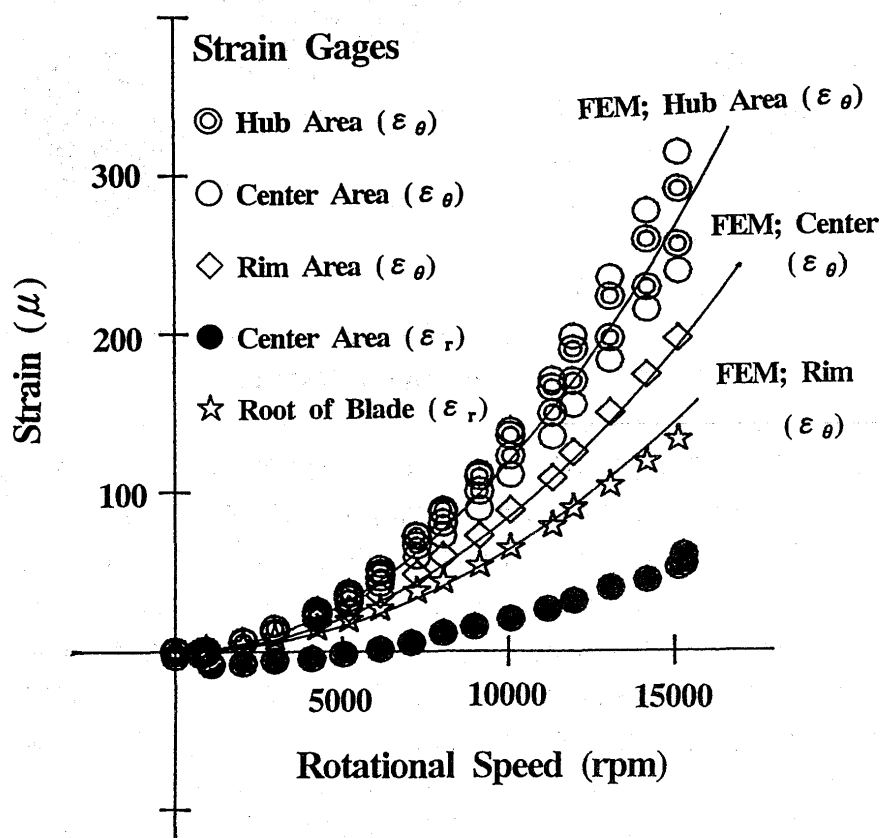


Fig.6 Strain variations of 3D-C/C Blisk rotor model versus rotational speed

計測値☆は平均的な数値であるが、許容範囲内にある。同図で実線により、内周部、中央部そして外周部での有限要素法解析（FEM）結果を参考として示す。FEM解析では繊維配向の場所による変化を考慮していないため、特に、中央部でのひずみ計測値と乖離が大きい。MSC/NASTRAN でひずみ解析した結果を図7(a)(b)に示す。計算は15,000rpmで行っている。翼の影響は、局部的で、ディスク内部では影響は速やかに減衰する結果を示す。概して、ひずみ分布の計測値は計算値に比較して高い傾向を示した。

5. 回転破壊試験

C/C素材から加工後、特に外周部に模擬翼加工を行った後では、加工表面状態が悪く、回転試験中に遊離基材や繊維片の飛散が生ずる。このため、破断センサーが誤作動し、破壊瞬間写真撮影が困難になる。これを防止するため外周加工面

の抑えに少量の樹脂系接着剤塗布した。更に、試験片観察面にコントラスト増強用カラ・スプレーを施した。これ等処置による重量増加はロータ重量194gに対して0.5gである。

バースト試験は250rpm/sec割合で回転数を上げながら破断まで試験を行った。破断回転数は約6万回転であった。翼先端周速度は565m/sに達した。Hub部の破断応力は450MPaと評価される。この3D-C/C材の破壊強度は600MPaである。素材強度の点から更に回転強度の改善は可能と考えられる。前報^{3,4)}では模擬翼の破断が最初に生じ、更に、外周面からの小ブロックの剥離飛散のために全体がアンバランスとなり、異常振動のためそのままではバースト破壊まで試験を続行出来なかった。本試験では、外周面からの若干の剥離を生じたが、バースト試験まで支障なく実施できた。図8. にその破壊瞬間写真を示す。ディスク中央部に円周き裂が複数発生・拡大して行く様子が観察される。本試験では最初に破断は繊維増補部のひずみ集中部に生じて、半径方向繊維を切断しながら円周方向に進み、ある程度、き裂が拡大した時点で不安定回転振動で最終的ロータ破壊が起きたと推定される。バースト後、破片として中央で分離している部分や未分離部分が回収された（図. 9参照）。図8. が示す様に、ブレードは最後まで破断せず、半径方向繊維継ぎ足しの効果が確認できた。その反面、ディスク中央の繊維継ぎ足し部にひずみ集

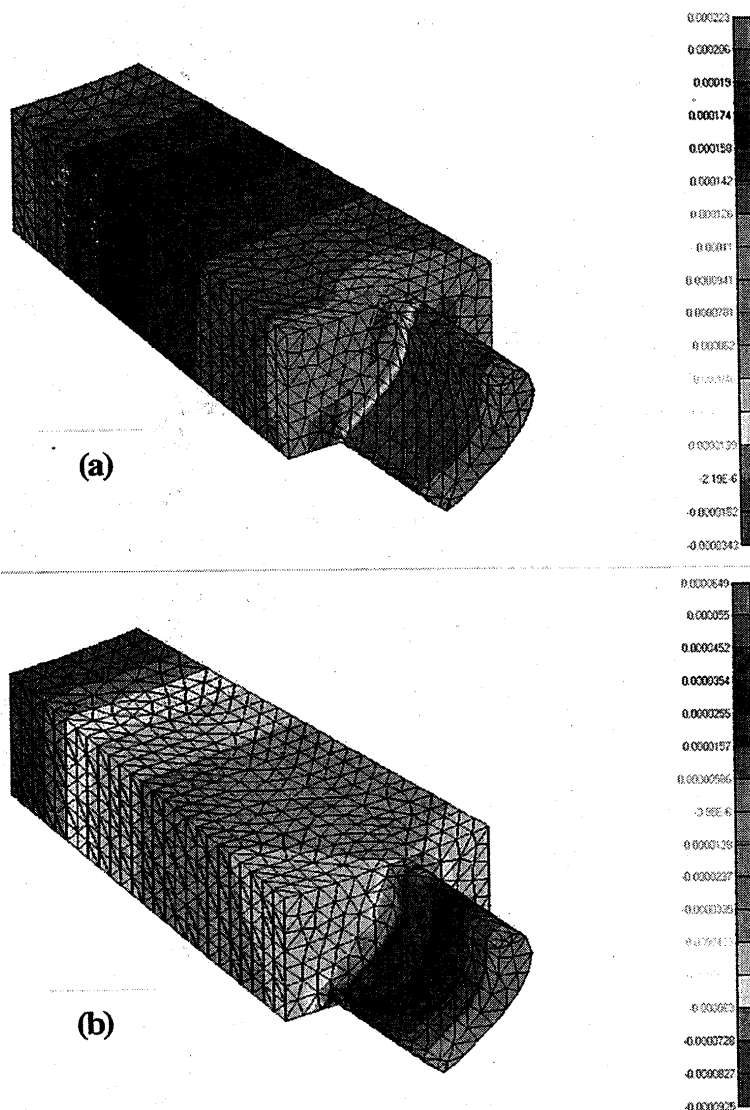


Fig.7 FEM analysis results on a divided model of C/C Blisk rotor

(a) Tangential strain

(b) Radial strain

中が生じた。広い領域に渡り緩やかに繊維増補を行う等、ひずみ集中を低減する方策が必要である。

6. まとめ

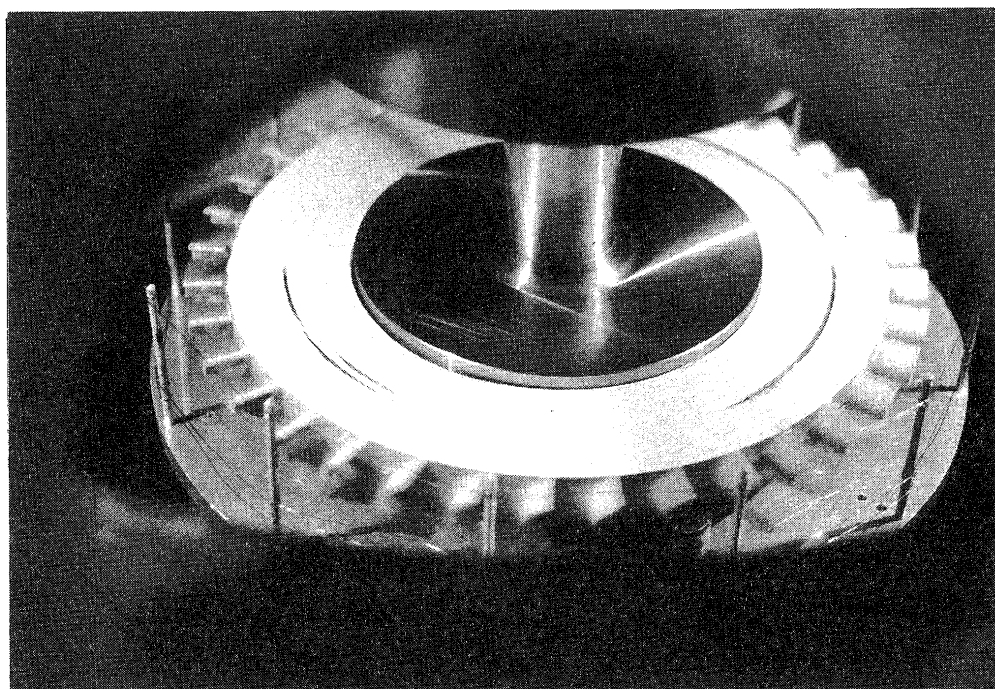
模擬翼付C/Cブリスクロータを試作し、コールドスピントで回転ひずみ計測およびバースト試験を実施して以下の結論を得た。

(1) 回転ひずみの計測値は定性的に有限要素法解析解に一致するが、定量的には実測値の方が、大きい傾向がある。特に、繊維増補を行ったディスク中央部のひずみが大きい事が観察された。

(2) 3次元織C/Cブリスクロータのバースト回転数は6万回転、翼先端周速度は565 m/sに達した。ディスク中央部で半径方向繊維を2倍に増補した結果、ブレード破断は防止できた。その反面、ディスク中央部で、ひずみ集中が生じた結果、円周き裂が発生し、最終破壊の原因となった。

7. 参考文献

- 1)末光毅, 他4名; 3D-C/C コンポジット製タービンロータの開発, 第36回航空原動機・宇宙推進講演会, 日本航空宇宙学会, pp285-290(1996)
- 2)八田博志, 他3名; C/C 円板の遠心力による回転破壊挙動, 第38回構造強度に関する講演会, 日本航空宇宙学会, pp197-200(1996)
- 3)小河昭紀, 他3名; 3次元織り C/C タービンディスク模型の回転強度, 第12回ガスタービン秋季講演会, 日本ガスタービン学会, pp7-10(1997)
- 4)A. OGAWA, etc; An Application Study of C/C Composites to Turbine Rotors, 3rd HYPR International Symposium on Japanese National Project for Super/Hyper-sonic Transport Propulsion System, pp191-198(1999)



**Fig.8 A instantaneous photography of 3D-C/C Blisk rotor
at the rotational speed 59,569 rpm.**

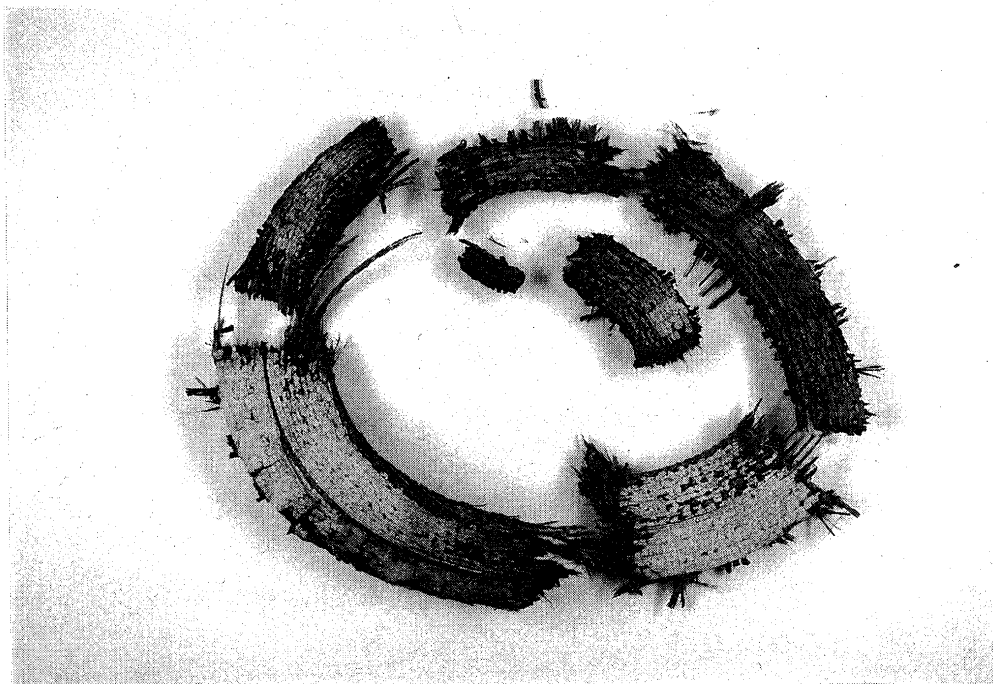


Fig.9 Some retrieved fragments after burst test

水素燃焼雰囲気下におけるガスタービン単結晶翼の高温酸化挙動の評価

＊吉岡洋明，日野武久，閻梁，稲垣修一，岡村隆成
(株)東芝 電力システム社 電力産業システム技術開発センター

1. まえがき

通産省のニューサンシャイン計画の一環として行われた WE-NET (World Energy Network) では、クリーンなエネルギーである水素を利用した 1700℃級ガスタービンの開発が行われた。ここでは、500MW のパイロットシステムを目指した設計上の要素技術の確立を意図しており、昨年度までの第一期計画では、最終的に秋田県田代における 1700℃の水素燃焼ガス高温風洞試験による翼列検証までの設計と縮小モデルの試作を行い、検証試験を終了している。

この中では、冷却翼の設計およびNi基単結晶合金の評価とセラミックス遮熱コーティング (TBC: Thermal Barrier Coating) の開発を行うと共に、燃焼ガスおよび冷却媒体が水蒸気であることから、水蒸気環境下における合金およびコーティング層の酸化特性の評価、具体的には本ガスタービンの初段動・静翼候補単結晶合金 CMSX4 および TBC の水蒸気環境下における酸化挙動およびその機械的性質に及ぼす効果の基礎的評価を行った。また、田代での翼列検証試験に用いた動翼を切断調査し、ラボ試験に見られる現象から推察した本試験翼の劣化・損傷の解析も行い、設計仕様を満たす冷却・遮熱性能が得られ、水蒸気酸化等が生じなかったことの確認も行ったので、ここに報告する。

2. 実験方法

2. 1 ラボ試験

(1) 供試材

試験片素材はφ13.5×100 mm の丸棒に鋳造した後、φ13.5×20 mm の丸棒試験片あるいは10×20×2mm のクーポン試験片を切り出し、全面を鏡面仕上げし試験に供した。また、一部の試験片には、アルミナイズ処理あるいはTBCを施し試験に供した。アルミナイズ処理は、Al/Fe 粉末と Al₂O₃ の混合粉末に NH₄Cl を添加した Al パック粉末中に試験片を挿入し、水素雰囲気中で加熱し約 30～40mm のアルミナイズ層を形成させた。TBC コーティングは、丸棒の側面に真空プラズマ溶射 (VPS: Vacuum Plasma Spray) により約 150μm のボンド層をコーティングした後、電子ビーム物理蒸着 (EB-PVD:Electron Beam Physical Vapor Deposition) にて約 200μm の TBC を施し試験に供した。各々の供試材の化学組成を表 1 に示す。

表 1 供試材

	Ni	Cr	Co	Fe	Mo	W	Al	Ti	Ta	Re	Hf	Y
CMSX4	Bal.	6.5	9.0	-	0.6	6.0	5.6	1.0	6.50	3.0	0.1	-
TBC	ZrO ₂ /8%Y ₂ O ₃											
Bond coating	Bal.	17.0	23.0	-	-	-	12.5	-	-	-	-	0.5

(2) 水蒸気酸化試験

水蒸気酸化試験に供する試験装置の系統図を図 1 に示す。試験装置は大きくテストセクションと蒸

気発生装置からなり、前者は横型管状電気炉と蒸気通路部を出入り口を除き密封した内径 100mm のステンレス製反応筒からなる。後者は高純度の Ar ガスをバブリングし十分に脱気した純水を約 200℃ で加熱した蒸気発生器に滴下し、発生した蒸気の体積膨張を駆動力とし上記反応筒中に流入させる方式を採用した。

試験温度は、動翼の内外表面のメタル温度を想定し 600～1000℃とし電気炉にて制御した。100h, 200h, 300h, 500h の曝露試験後、試験後試験片の質量および外観の性状の経時変化を調査すると共に、所定時間経過後に切断調査を行い断面組織観察および生成酸化被膜の分析を行った。

(3) 予水蒸気酸化試験片の機械試験

水蒸気酸化の機械特性に及ぼす効果を確認するため、水蒸気中および大気中で 900℃, 500h の曝露試験を行った後、クリープ試験は、900℃, 392MPa の条件で、低サイクル試験は、900℃, 全ひずみ範囲 2%, ひずみ速度 0.1%/s で行った。クリープ試験は、平行部径 6.0mm, 評点間距離 30mm のつば付き試験片を、低サイクル試験は平行部径 6.35mm, 平行部長 25.4mm の試験片を用いた。

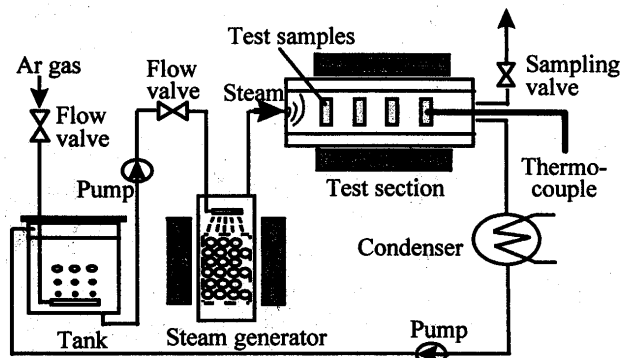


図1 水蒸気酸化試験装置系統図

2. 2 水素燃焼翼列試験

水素燃焼タービンの翼列試験および動翼の材料の仕様を表2に示す。水素・酸素燃焼条件下で 1000～1200℃で 113 min., 1200～1500℃で 41min., 1500～1640℃で 10min., 定格の 1640℃で 22min., 合計 186 分の試験計測を行った。

試験後、翼有効部長の 50%スパンの部位で翼長方向に垂直な断面で切断し、組織観察を実施した。

表2 水素燃焼翼列試験の仕様¹⁾

		Rotor blade
Main flow	Inlet mean temp.	1570℃
	Inlet max. temp.	1641℃
	Inlet pressure	2.44 MPa
Cooling flow	Inlet temp.	350℃
	Inlet pressure	3.63 MPa
Materials	Substrate	CMSX4
	Coating	TBC / Bond coating

3. 実験結果および考察

3. 1 ラボ試験

3. 1. 1 水蒸気酸化試験結果

500～1000℃で 500h までの水蒸気酸化試験結果を、800～1000℃の大気酸化試験の結果とあわせて図2に示す。大気中においては試験温度が高くなるに従い酸化による重量増は大きくなる傾向が見られたのに対し、水蒸気中では、800℃にて最も重量増は大きくなる傾向が認められた。なお、水蒸気による酸化の加速傾向は、1000℃では認められないのに対し、900℃以下では認められており、酸化増量の最も大きかった 800℃で最も顕著な差違が認められた。この顕著な差違の認められた 800℃の試験では、アルミナイズ処理材の評価も行ったが、ここでは大気中とほぼ同等の酸化量を示し、加速酸化の傾向は認められなかった。

図3にTBCを施した試験片を用い900℃と1000℃で行った酸化試験結果を示す。ここでもCMSX4と同様1000℃ではほぼ同等の酸化量を示したが、900℃においては水蒸気中の方が酸化増量は大きく

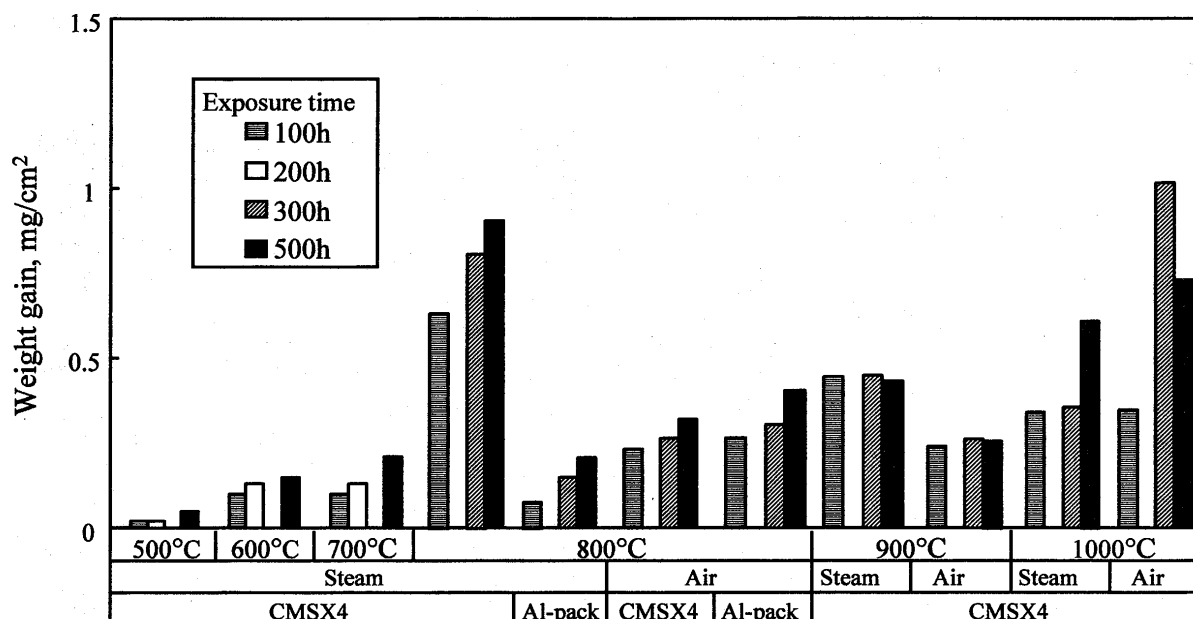


図2 CMSX4 無垢材とアルミナイズ処理材の水蒸気と大気中における酸化試験結果

なる傾向が認められた。

図4に 800°C, 500h の酸化試験後の断面組織観察結果を示す。いずれの酸化層も、外層スケールと内層スケールの2層構造を示しており、大気中ではその2層が均一であるのに対し

(図4(a))、水蒸気中では内外層スケール共厚く、かつ、内層スケールは不均一な酸化形態を示し、また、内部酸化も生じていた。しかし、アルミナイズ処理を施した試験片は、緻密な酸化スケールを形成しており、水蒸気によるスケールの形態の変化は認められなかった。

図5に、各酸化試験後の試験片の断面組織の EPMA による各構成元素の面分析結果を示す。800°Cの大気中では内外層スケール中にコラム状の Al の濃化相が認められたが、外層スケール中への Co, Cr, Ni の拡散は比較的少なかったのに対して、水蒸気中においては Co, Ni, 特に Ni の外層スケール中への濃化が顕著に認められた。Cr, Al, Ta 等は内層スケール中に留まり、複合型の酸化皮膜を形成していた。本合金は、Al 含有量は 5.6%と比較的高いが、Cr は 6.5%と低く、本温度域および時間では保護性の高い緻密な Al_2O_3 の酸化皮膜はできなかったものと考えられる。

なお、Al パック材は、外層スケ

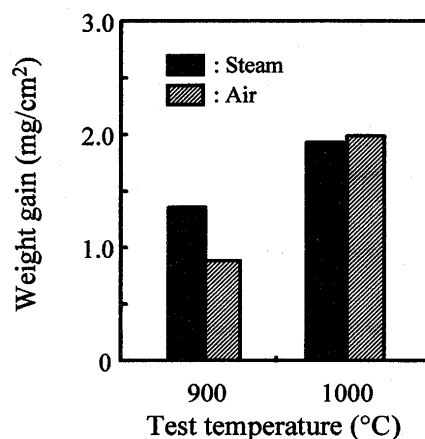


図3 TBC の水蒸気中及び大気中酸化試験結果

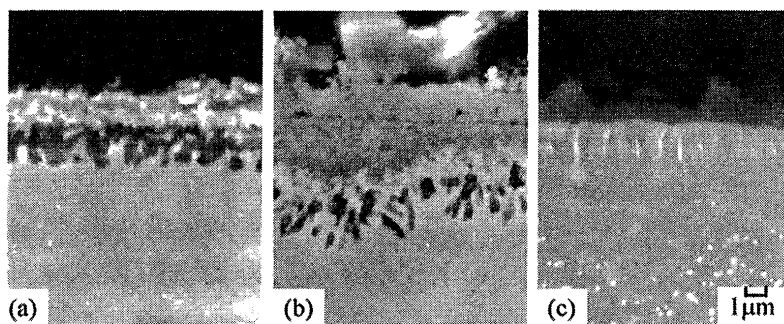


図4 無垢(a)およびアルミナイズ処理を施した CMSX4 の大気中(b)と水蒸気中(c)で 800°C, 500h 後の断面組織観察結果

ール中に Al と酸素の濃化が認められたが、内層スケールの形成は認められずいずれの元素の濃化も認められなかった。緻密な保護性の強い Al_2O_3 の酸化皮膜が形成されたものと考えられる。

800°C/Steam CMSX 4					
800°C/Air CMSX 4					
800°C/Steam CMSX 4+Al					
800°C/Air CMSX 4+Al					
	BEI	Ni-image	Cr-image	Al-image	O-image

図5 800°C蒸気中および大気中 500h 酸化試験後の CMSX4 およびそのアルミナイズ材の断面 EPMA 面分析結果

図6に 1000°C, 500h の断面組織観察結果を示す。1000°Cでは、試験後の冷却過程で酸化スケールの剥離が生じたことから、少ない残存部位での観察となったが、観察できた限りに於いて水蒸気中での酸化は大気中に比較して、特に内層スケールの形成が顕著であり、より層状に形成されていた。また、スケールの剥離は大気中試験に於いては外層スケールのみの剥離であったのに対し、蒸気中では内層スケールと基材の境界で生じていた。

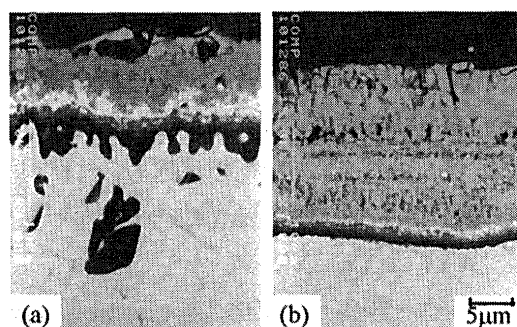


図6 CMSX4 無垢材の大気中(a)と水蒸気中(b)で 1000°C, 500h 後の断面組織観察結果

図7に 1000°Cにおける各酸化試験後の試験片断面組織の EPMA による各構成元素の面分析結果を示す。1000°Cにおいても、大気中では外層スケールは Cr, Co, Ni, Ta の濃化、特に、Cr の濃化が認められるのに対し、内層スケールは Al の濃化が認められた。これに対して水蒸気中では、強い Ni の濃化が外層スケールにおいて認められており、内層スケールでは Ta, Co, Cr の濃化が認められた。また、酸素は内外層スケールいずれにおいても顕著な濃化が認められており、大気と蒸気で皮膜に顕

著な差異が認められた。

TBC 材の試験片は、CMSX4 無垢材と同様、900℃の酸化試験では、TBC 層とボンド層の界面の酸化は大気試験では均一な保護皮膜が形成されているのに対し、水蒸気中では不均一であったが、1000℃では、水蒸気中と大気中で酸化層厚さに有為差はなく、ほぼ同等の酸化量を示していた。しかし、EPMA による元素分析の結果、TBC コーティング材のボンド層の酸化は、900℃、1000℃いずれも Al と酸素の強い濃化が認められたことから、 Al_2O_3 の酸化皮膜が形成されていたと考えられる。

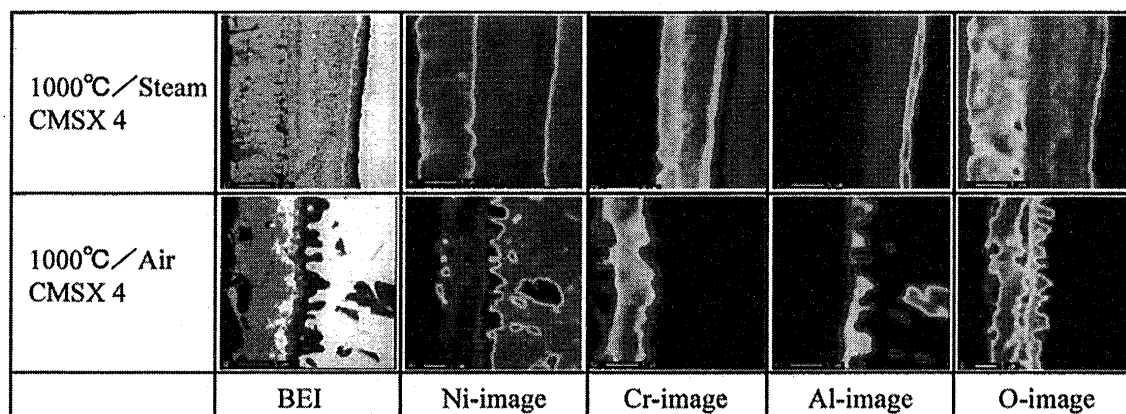


図7 1000℃蒸気中および大気中 500h 酸化試験後の断面 EPMA 面分析結果

3. 1. 2 水蒸気予酸化材の機械試験結果

900℃で 500h の曝露試験を行った後、900℃、392MPa のクリープ試験および 900℃、全ひずみ範囲 2%、ひずみ速度 0.1%/s の低サイクル試験結果を図8および図9に示す。水蒸気予酸化材のクリープ寿命、伸び、絞りおよび低サイクル疲労強度は、大気中の予酸化材とほぼ同等であり、水蒸気による特性の低下は今回の 500h の予酸化材においては認められなかった。今回の予酸化条件では蒸気中と大気中で内層スケール厚さに有為差はなく断面積低下の差は無視できること、また、酸化皮膜の形態が特に蒸気中においては層状であり、き裂状の酸化形態が生じていなかったことによるものと考えられる。

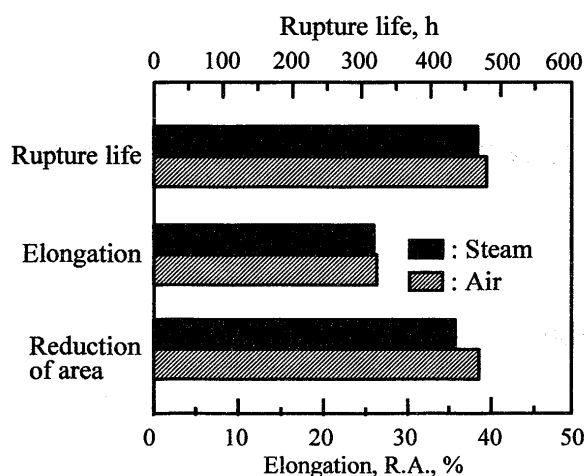


図8 900℃、500h予酸化後のクリープ試験結果 (900℃、392MPa)

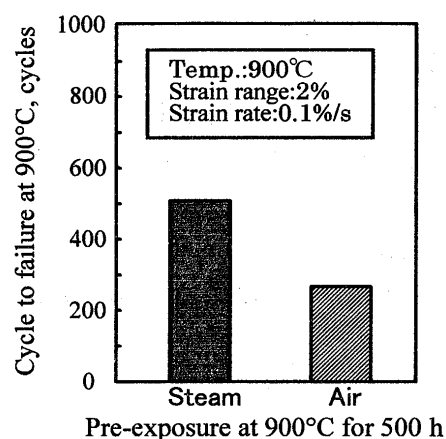


図9 900℃、500h予酸化後のLCF試験結果

3. 2 水素燃焼翼列試験

水素燃焼タービンの翼列試験後、翼有効部長の 50%スパンの部位で翼長方向に垂直な断面で切断し、組織観察を実施した結果を図 10 に示す。冷却孔内面および外表面の TBC ボンド層界面に酸化はほとんど認められなかった。このため、十分に冷却および遮熱がなされており、設計仕様を超える過昇温は生じておらず、今回の運転時間において水蒸気酸化が生じるまでの温度には上がっていなかったものとする。

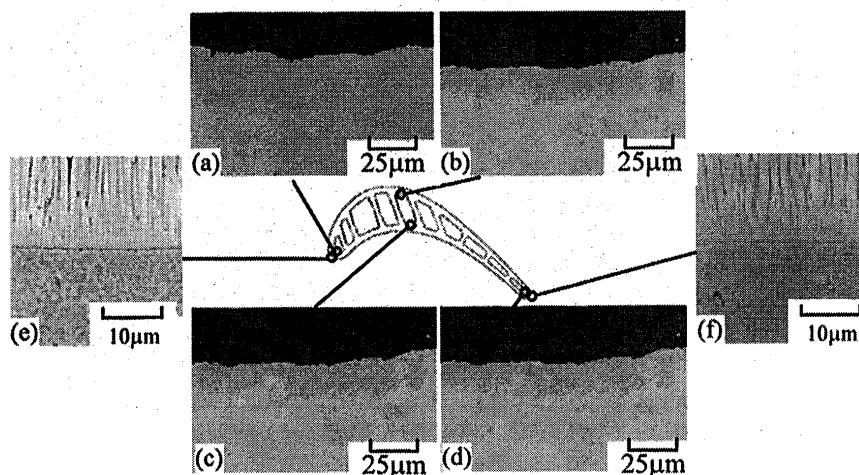


図 10 水素燃焼タービンの翼列試験後の翼有効部長の 50%スパン部位の冷却孔内面 (a~d) および外表面 TBC(e,f)の組織観察結果

5. あとがき

高温水蒸気中および大気中における酸化試験結果、1000℃では比較的緻密な酸化皮膜が形成されており、両雰囲気による大きな差異は認められなかったが、900℃以下では特に内層スケールの発達が認められ、800℃をピークに水蒸気による酸化の加速が認められた。しかし、クリープあるいは低サイクル疲労寿命への影響は、900℃、500h の予酸化に関する限り認められなかった。

今後更に長時間のデータを採取し酸化機構の解明を行うと共に、データベースの構築を図って行きたい。

謝辞

本研究は財団法人発電設備技術検査協会を通して、NEDO からの委託で実施した。両機関の研究への支援に対してここに深く感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 岡村隆成, 川岸裕之, 古閑明紀, 伊藤勝康, 機械学会 1999 年度年次大会予稿集

遮熱コーティングの熱サイクル特性と高温水蒸気雰囲気下の挙動

*松本一秀 牧野吉延 和田国彦 日野武久 岡村隆成
(東芝・電力システム社・電力産業システム技術開発センター)

1. まえがき

国家プロジェクトとして、WE-NET 計画は 1993 年から開始され、水素利用技術の一つとして水素燃焼タービンシステムの開発がある。このシステムはプラント出力が 500MW で、水素・酸素燃焼による 60%(HHV)以上のプラント熱効率を目標とした高効率でゼロエミッションのプラントである。このタービンシステムのキー技術である 1700℃級タービン冷却翼の研究開発計画が遂行されており⁽¹⁾、当社はこの冷却翼開発に参画してきた。冷却翼の技術開発は、翼基材、冷却技術および遮熱コーティング (TBC : Thermal Barrier Coating) 技術がある。この TBC 開発にあたり、プラズマ溶射と電子ビーム物理蒸着技術の開発、TBC 評価、翼の冷却孔加工および TBC 施工技術開発等を行ってきたが、本稿では各種コーティングプロセスを組合わせた TBC 皮膜の熱サイクル特性評価、高温水蒸気雰囲気中での TBC 皮膜評価、冷却翼の TBC 施工および水素燃焼翼列試験後の TBC 評価について述べる。

2. 冷却翼設計と課題

タービン冷却翼の開発課題は、高温機械的特性に優れた翼基材の選択、翼冷却技術および皮膜剥離特性に優れた TBC 開発の項目がある。翼基材に要求される特性には、蒸気雰囲気での耐酸化性、クリープ特性、高温引張特性、低サイクル疲労特性、 casting 性等があり、ここでは高温でのクリープ破断強度や低サイクル疲労強度に優れ、航空機や発電用ガスタービン材料として上記特性のバランスに優れた第 2 世代 Ni 基単結晶合金 CMSX-4 を採用した。翼の冷却方式は、全面膜冷却方式、回収方式、ハイブリッド方式 (回収式に吹出し式を併用する方式)、水冷却方式、蒸発冷却方式があるが、プラント性能や運転信頼性の観点から検討を行い、総合評価で最も優れたハイブリッド方式を選定した。TBC は翼メタル温度を現行の冷却翼とほぼ同レベルに維持するには不可欠の技術であり、冷却翼設計において、TBC 表面の最高温度を 1200℃以下とした。これは、TBC の温度が高くなると焼結が起って体積が縮小し、そのためクラックが発生して TBC の耐久性が低下することを防止するための上限温度である⁽²⁾。翼メタルについては、高温水蒸気雰囲気中で高温酸化が顕著に起らない温度を上限温度としている。TBC に要求される特性には、熱負荷が高い環境下での耐剥離特性、高温水蒸気雰囲気下での耐酸化特性および高温耐久性があり、これらの特性を満たす材料の評価と選定、最適コーティングプロセスの開発、および耐剥離特性に優れた TBC 皮膜構造の開発を行った。

3. TBC 皮膜構成と TBC 材料

TBC 皮膜は、図 1 に示すような 2 層構造を基本構成としており、翼基材の高温酸化を防止するボンド層と、高温燃焼ガス流から翼への熱流束を低減させるトップ層から成っている。トップ層の材料は航空機や発電用ガスタービン材料として実績があり、熱伝導率が低くて総合特性が良いイットリア部分安定化ジルコニア (8wt%Y₂O₃-ZrO₂) を選定した。ボンド層は一般に MCrAlY (M: Ni, Co 等)

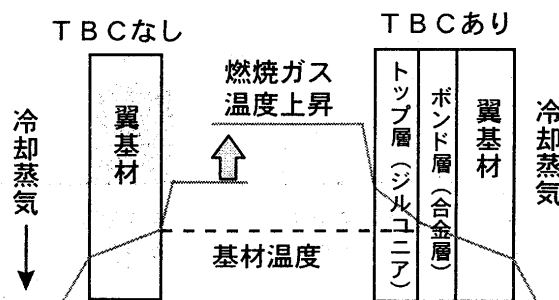


図1 TBC基本構成と原理

合金が用いられるが、翼材の Ni 基合金に対して高温酸化特性が優れた NiCoCrAlY 合金を採用した。

4. 各種 TBC の熱サイクル特性

TBC は遮熱という重要な機能を担っているために、TBC 皮膜の剥離は遮熱機能の消失と翼材料の温度上昇を招き、高い熱負荷環境下での皮膜剥離特性を評価することは不可欠の項目である。ここでは、皮膜剥離損傷特性に優れた TBC 構成と施工方法の選定およびプロセスパラメータの最適化を行うために、高温大気雰囲気中での熱サイクル試験を実施した。

4・1 試験片製作および試験方法

試験片は Ni 基超合金の IN738LC を $20 \times 20 \times 5 \text{ mm}$ の平板形状に加工し、片面に TBC を施工して試験に供した。TBC の施工は、ボンドコートとして大気プラズマ溶射 (APS: Atmospheric Plasma Splaying) と減圧プラズマ溶射 (VPS: Vacuum Plasma Splaying) を、トップコートとして大気プラズマ溶射と電子ビーム物理蒸着 (EB-PVD: Electron Beam-Physical Vapor Deposition) を実施し、各方式において最適プロセスパラメータの検討を行った。ボンド層の厚さは約 $150 \mu\text{m}$ 、トップ層の厚さは約 $200 \mu\text{m}$ である。試験装置は図 2 に示す熱サイクル試験

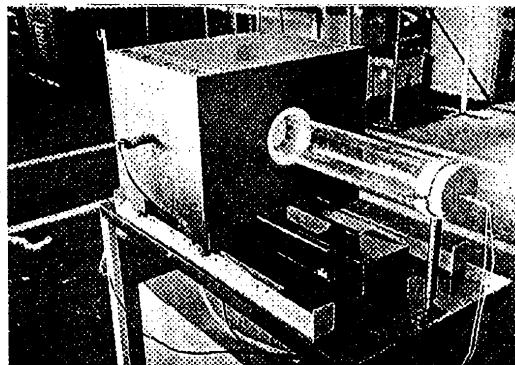


図 2 熱サイクル試験装置

装置を用い、その仕様は試験温度 1100°C 、均熱領域: $\phi 100 \times 90 \text{ mm}$ 、発熱体: カンタル A-1、炉体の移動機構である。試験条件は、大気中: $150^\circ\text{C} \Leftrightarrow 1100^\circ\text{C}$ (30 分保持)、昇温・降温それぞれ 30 分の熱サイクルで行った。

4・2 熱サイクル試験結果

図 3 に熱サイクル試験結果を示す。横軸はトップ層とボンド層のプロセス組合せを示しており、APS/VPS 組合せの試料 C は現在の東芝標準、試料 E は世界的に有名なジョブショップで製作した EB-PVD/VPS 組合せの試料である。縦軸は、TBC 皮膜がほぼ全面剥離したときの剥離寿命比率 (L/L_0) を示しており、試料 A のトップ層剥離までの熱サイクル回数を L_0 としている。この結果から、試験翼には試料 D の施工を選択した。

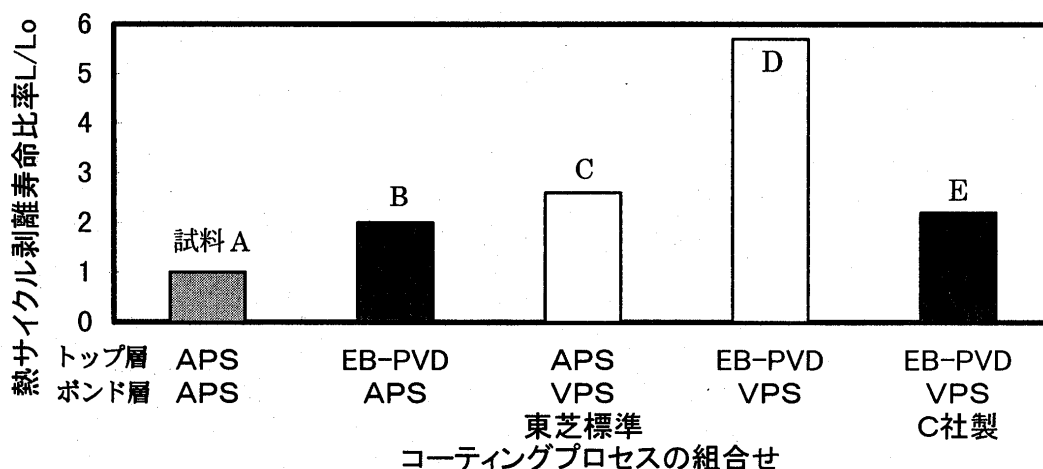


図 3 熱サイクル試験結果

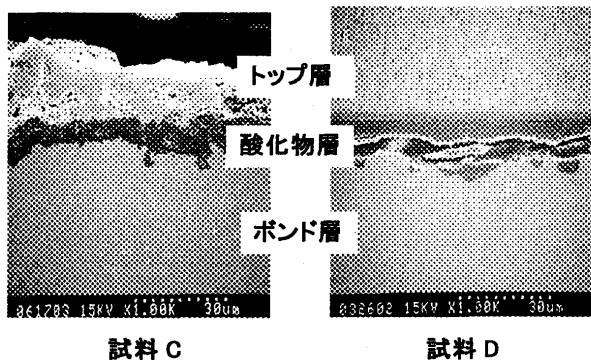


図4 熱サイクル試験後の剥離断面

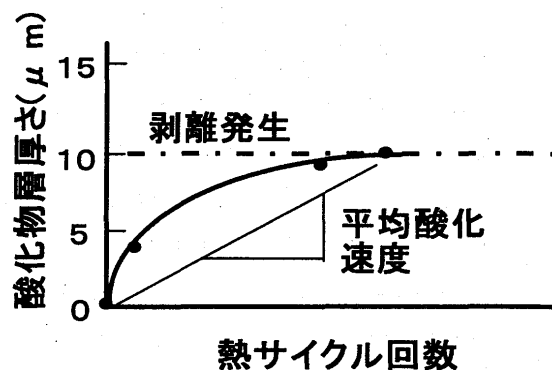


図5 酸化物層厚さと剥離発生の関係

コーティングプロセスによる皮膜剥離損傷の違いは、次のように考えられる。図4は、熱サイクル試験後の代表的な剥離断面組織である。APS/VPS 組合せ試料Cの皮膜剥離面はボンド層界面近傍のトップ層内であるが、EB-PVD/VPS 組合せ試料Dの剥離面は界面に生成された酸化物層内である。この酸化物層は、X線による元素分析およびX線回折の結果、アルミナ(Al_2O_3)であった。他の試料についてもトップ層が APS の場合はトップ層内で、EB-PVD の場合は酸化物層内で剥離している。しかしながら、両者に共通していることは、トップ層とボンド層界面に生成された酸化物層厚さが $10\text{ }\mu\text{m}$ 程度に達すると皮膜の剥離が発生していることである。図5はこれを模式的に示した図であるが、ここに示すような平均酸化速度と剥離寿命比率の関係を示すと、図6のようになる。すなわち、プロセスの組合せによりトップ層・ボンド層の組織形態が異なり、そのためにトップ層とボンド層界面に生成する酸化物層の平均酸化速度が変わり、皮膜剥離特性の相違として現れると考えている。図6から剥離寿命比率 L/L_0 と平均酸化速度 V の関係式を求めると、次式が得られる。

$$L/L_0 = 2.31 \times (1/V) \quad (1)$$

ここで、 L ：各コーティングプロセスによる剥離寿命(回数)

L_0 ：試料Aの剥離寿命(回数)

V ：寿命に達するまでの平均酸化速度($\times 10^{-3}\text{ }\mu\text{m}/\text{min}$)

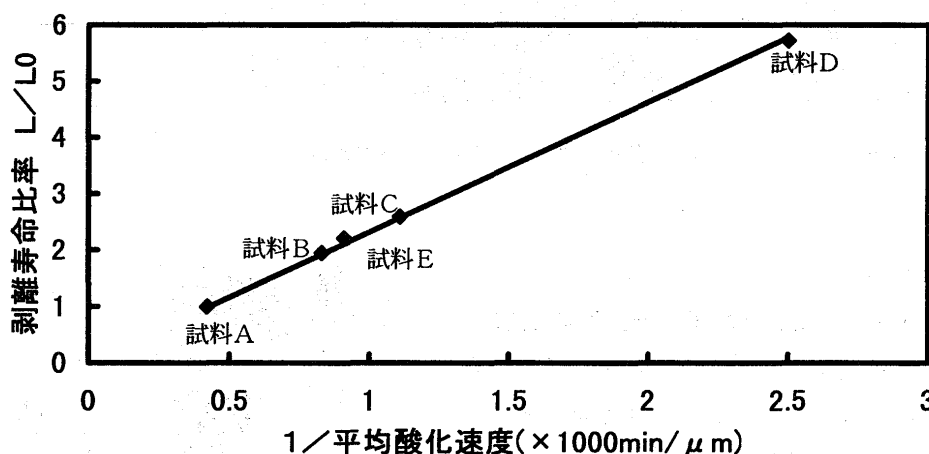


図6 剥離寿命比率と平均酸化速度の関係

5. TBC の高温水蒸気酸化特性

5・1 試験片製作および試験方法

ここでは TBC の耐酸化性に与える水蒸気の影響を明らかにすることを目的として水蒸気酸化試験を実施した。試験はφ 13.5mm×20mm の CMSX-4 丸棒試験片表面に試料Dと同じ TBC を施工し、水蒸気／大気雰囲気中で 900、1000℃の2温度条件にて 500 時間まで実施した。

5・2 水蒸気雰囲気試験結果

酸化による質量変化量を図 7 に示す。900℃×500 時間の結果では大気雰囲気に対して水蒸気雰囲気に加速酸化傾向が見られるが、1000℃×500 時間ではほぼ同等の酸化量となった。図 8 に 1000℃×500 時間酸化試験後の水蒸気、大気酸化試験後のトップ層とボンド層界面の断面組織を示す。水蒸気／大気雰囲気ともトップ層とボンド層界面に酸化物層が形成されており、その酸化物層厚さはほぼ同等である。分析の結果、水蒸気／大気中とも酸化物は層状の Al_2O_3 皮膜である。これらにより、

低温側では酸化性が高い水蒸気雰囲気下で大気雰囲気に対し酸化が進行するが、 Al_2O_3 皮膜がある厚さに達すると Al_2O_3 中の金属元素、酸素の拡散が律速となり、水蒸気の影響がでなくなるものと考えられる。

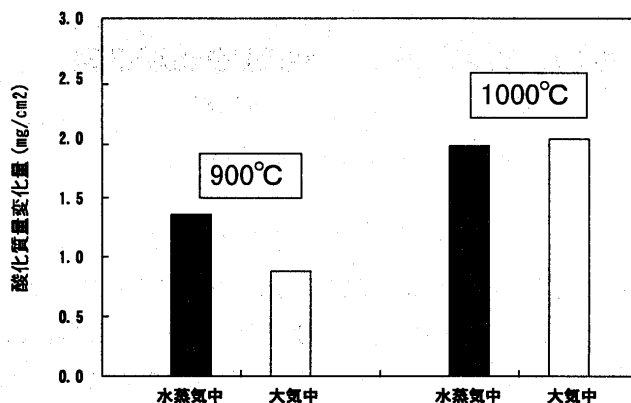


図 7 TBC 材の水蒸気酸化質量変化

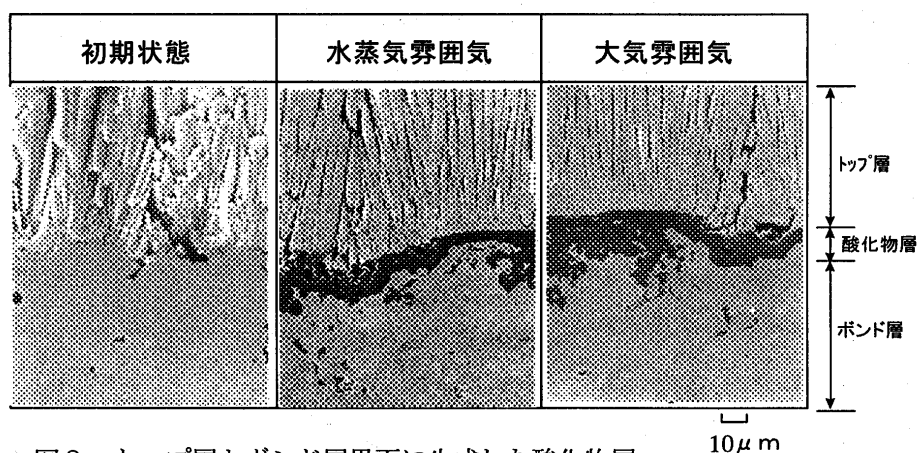


図 8 トップ層とボンド層界面に生成した酸化物層

6. 冷却翼の TBC 施工

冷却翼には翼メタル温度と翼面圧力を計測するため多数の計測線が埋め込まれ、更にφ 0.3mm の冷却孔が加工してある。TBC は冷却孔を含めて翼全面に施工しているが、TBC 後の孔形状精度を確保するため、レーザ加工と放電加工の条件を最適化した。図 9 は、翼列試験前における静翼と動翼の外観である。

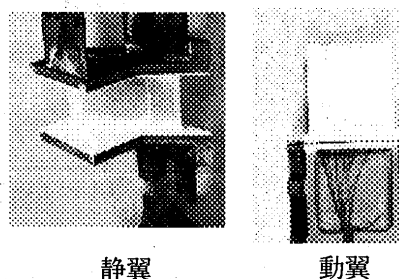


図 9 翼列試験前の翼外観

7. 水素燃焼翼列試験翼の TBC 健全性評価

TBC を施工した翼（静翼と動翼）の冷却性能翼列試験を 1700℃の水素酸素燃焼下で実施し、試験後の冷却翼について TBC の健全性評価を行った。定格温度(1700℃)での運転時間は、静翼試験で約 24 分、動翼試験で約 22 分であった。

7・1 外観目視観察

冷却性能翼列試験後の静翼と動翼の外観を図 10 に示す。試験前後で翼外観の異常はみられず、翼有効部での TBC 剥離も認められないが、静翼・動翼の腹側には黒い付着物がみられる。これに対し背側には付着物はなく、表面状態はきれいである。

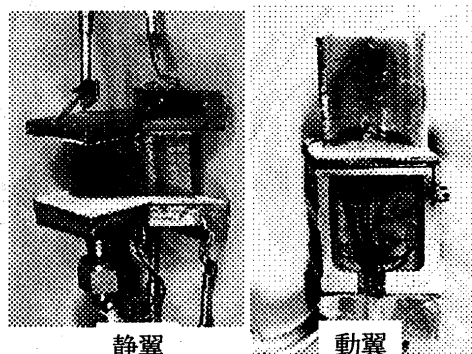


図 10 翼列試験後の翼外観

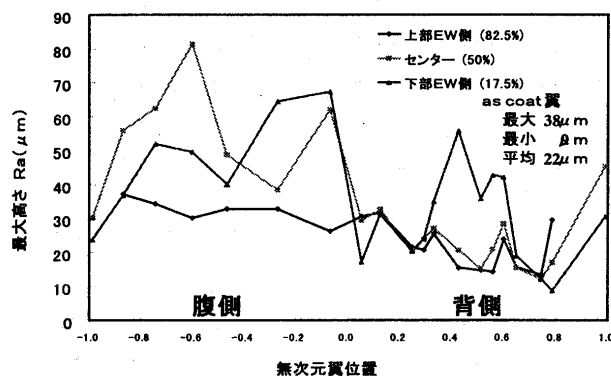
7・2 TBC 内部剥離検査

翼面に施工した TBC 内部に剥離があるかどうかの評価を非破壊赤外線検査により実施した。この測定原理は、加熱源であるランプで TBC 表面を加熱して赤外線カメラで表面温度分布を測定し、このとき TBC 内部に剥離箇所が存在すると、この箇所が高温領域箇所として表示される。この測定方法による分解能は 1 mm であり、翼列試験前後において、静翼・動翼の腹側背側およびエンドウォールの TBC に内部剥離は認められず健全であった。

7・3 付着物分析と表面粗度

静翼の腹側には黒い付着物が多く認められるが、特に大きな付着物について X 線回折による分析と SEM による断面組織観察および元素分布測定を行った。腹側の大きな付着物には Fe、Cr、Ni の強いピークがみられた。また、腹側の薄くて黒い付着物についても X 線回折と断面組織観察を行い、Ni、Fe の酸化物が検出された。これらの付着物は冷却翼上流側装置からの飛来物とみられる。

次に、試験後の動静翼における有効部の表面粗度を、東京精密製・触針式表面粗さ測定機を用い、最大高さ $R_{max}(\mu m)$ で計測した。図 11 は静翼有効部の表面粗さ分布を無次元翼位置で整理した図である。測定箇所は上部 E W 側(82.5%)、センター(50%)、下部 E W 側(17.5%)の 3 ヲ所であり、as-coat は試験翼と同じ TBC 施工方法で製作した翼の値である。腹側の表面粗度は付着物のため最大高さが非常に大きく、背側はほぼ as-coat 翼に近く全体的に滑らかである。



as-coat 翼は試験翼と同じ施工方法で製作した翼

図 11 静翼有効部の表面粗さ分布

7・4 膜厚分布と TBC 断面組織

試験後の静翼と動翼の有効部 50%の箇所を切断し、断面組織から有効部トップ層の膜厚を計測した。静翼・動翼とも膜厚分布は as-coat 翼と同じであり、試験による TBC 膜厚の減少はみられなかった。TBC の断面組織は電子顕微鏡で観察したが、その一例を付着物が多い静翼腹側について図 12 に示す。トップ層のマイクロ組織は緻密な柱状晶で欠損・脱落等は認められず、トップ層とボンド層界面も初期状態とほぼ同じような組織を示しており、異常酸化はなく健全である。

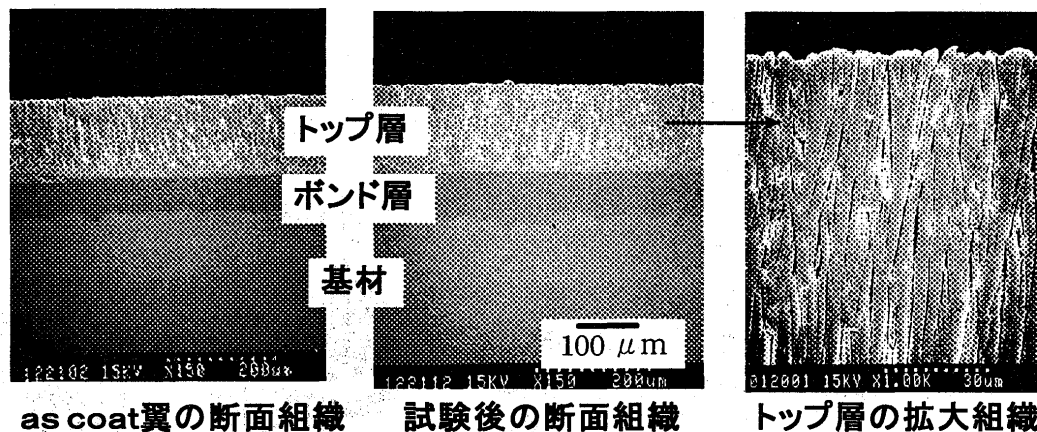


図 12 静翼有効部の TBC 断面組織

試験前後において、トップ層ジルコニア結晶構造の変化があるかどうかを X 線回折で計測した。測定は波長 $1.5\text{\AA}$ の X 線を TBC 表面に照射し、 $2^\circ/\text{min}$ のスキャン速度で X 線回折パターンを得た。静翼・動翼ともトップ層のジルコニア結晶構造は、X 線回折ピーク位置と結晶方位が as-coat 材と同じであり、変化は認められなかった。

8. 今後の課題

1700℃水素・酸素燃焼下での短時間試験後、試験翼の TBC について評価を行なったが、静翼・動翼とも TBC の剥離は殆どなく、TBC 組織の変化や界面の異常酸化も認められず、健全であることを確認することができた。しかしながら今回の翼列試験は短時間での評価であり、実機適用のためには、TBC 特性として蒸気雰囲気中における長期の耐熱性と耐久性の評価が必要である。

9. 結論

1700℃級タービン冷却翼に適用する TBC 開発において、以下の成果を得た。

- (1) 大気中 1100℃の熱サイクル試験により、耐剥離特性に優れた TBC を開発した。TBC の熱サイクル剥離寿命は、コーティングのプロセス組合せの相違にかかわらず、トップ層とボンド層界面に生成する酸化物層の平均酸化速度に依存する関係が認められた。
- (2) TBC の高温水蒸気酸化は、上記酸化物層 (Al_2O_3) がある厚さに達すると酸化物中の金属元素や酸素の拡散が律速となり、水蒸気の影響が出なくなると考えられる。
- (3) 翼への TBC 施工においては、ボンド層に減圧プラズマ溶射、トップ層に電子ビーム物理蒸着を採用し、それぞれのプロセス開発を行った。冷却孔加工は、TBC 施工後も孔形状精度を保つ加工方法を開発した。
- (4) 水素燃焼翼列試験において、翼面および冷却孔入口の TBC 剥離はなく、断面組織にも異常は認められず、TBC の健全性を検証することができた。

謝辞

本研究は、財団法人発電設備技術検査協会を通して、NEDO からの委託で実施した。両機関に対して研究への支援に謝意を表します。

参考文献

- (1) Mouri, K., Arai, N., Taniguchi, H., and Maekawa, H., "Research and Development of Hydrogen Combustion Turbine and Very Hot Heat Exchanger in WE-NET Project" IJPGC '98 Vol.1, p.433-437
- (2) 高橋雅士、浜田孝治、伊藤義康、松本一秀、岡村隆成、"プラズマ溶射法によるイットリウム部分安定化ジルコニア溶射皮膜の耐熱性" 溶接学会全国大会講演概要 第 59 集 '96-10, p.370

Ti 合金 (SP700) 及び SiC (SCS-6) / Ti (SP700) 複合材の引張試験

* 祖父江 靖、橋本 良作、小河 昭紀、周 風華 (航技研)

1. まえがき

近年、航空用エンジンの構造部材に耐熱性、比強度、比剛性に優れたSiC/Ti複合材料を適用する目的で、材料強度特性を調べる研究が行われている^{(1),(2)}。航空用エンジンのファン動翼にSiC/Ti複合材料を適用する場合、異物吸い込みに対する耐FOD(異物吸い込み損傷)特性が高いことが必須の要件である。複合材料はマトリックスや成形条件の違いによって材料強度特性に大きな影響を及ぼす。このため、最適なSiC/Ti複合材料製造条件を選定して、耐FOD特性の高い複合材料を開発する必要がある。熱間静水圧プレス(以後HIPと記述する)成形工程の温度を低くすると、SiC繊維とTi合金マトリックスとの界面反応層の違いの影響で、耐FOD特性を向上できる可能性がある。航空宇宙技術研究所では、HIP温度を低くできるTi合金(SP700)を用いたSiC/Ti複合材試験片を製作して、耐FOD特性を高めるための研究を進めている。本報では、Ti合金(SP700)及びSiC(SCS-6)/Ti(SP700)複合材料の静的材料強度特性に関する基礎資料の収集を目的として、Ti合金及びSiC/Ti複合材料の引張試験を行い、材料強度特性を調べたので報告する。なお、試験で用いたSiC/Ti試験片は、SiC繊維を一方向に配向し強化したUD材であり、繊維含有率は32%である。

2. 試験片の種類

図1の(A)、(B)に引張試験で用いた二種類の試験片形状を示す。(A)はHIP成形のTi合金(SP700)板から採取した試験片(以後Ti・HIP試験片と記述する)及びHIP成形のSiC(SCS-6)繊維強化Ti合金(SP700)複合材料板から採取した試験片(以後SiC/Ti試験片と記述する)である。(B)は圧延成形のTi合金(SP700)板から採取した試験片(以後Ti・Roll試験片と記述する)である。(A)の試験片は、HIP成形時にタブ部を成形した。(B)は圧延成形材をそのまま使用しタブ部を厚くできないため、つかみ部の幅を大きくした。なお、Ti合金(SP700)の組成はTi-4.5Al-3V-2Mo-2Feである。

表1にHIP成形の製造条件を示す。図2にTi・HIP試験片及びSiC/Ti試験片の積層方法を示す。Ti・HIP試験片及びSiC/Ti試験片は縦120mm、横120mmのHIP成形板から採取した。Ti・Roll試験片は縦120mm、横120mm、厚さ1mmの圧延成形板から最大主応力方向が圧延方向になるよう採取した。

表 1 HIP成形の製造条件

温 度	775 ℃
圧 力	118 MPa
保持時間	120 min

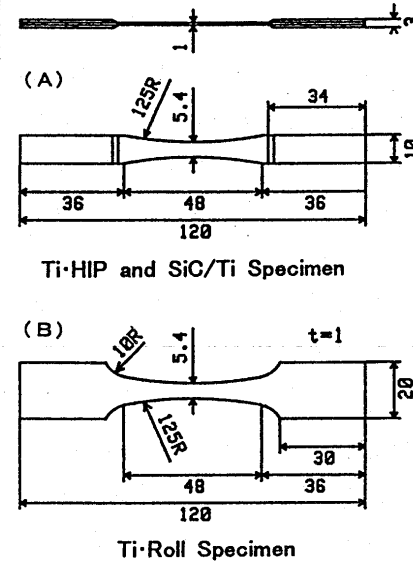


図 1 試験片の形状

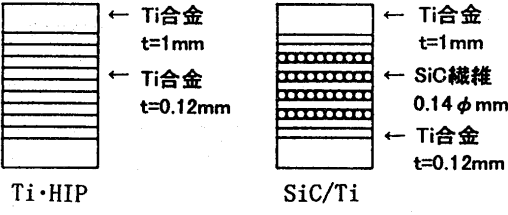


図 2 Ti・HIP試験片およびSiC/Ti複合材試験片の積層方法

引張試験で得られた各試験片の材料強度特性の概要を以下に示す。図3は各試験片の引張強さである。横軸は試験片の番号、縦軸は応力である。試験片の名称は、SiC/Ti複合材試験片の番号4の場合SiC/Ti-N4試験片とし、種類が明らかな箇所ではN4試験片とした。SiC/Ti-N4試験片は他のSiC/Ti試験片に比べ引張強さが低下した。SiC/Ti-N4試験片は、試験片製造時の切削加工で試験片表面に繊維が露出した。引張強さが低下したのは、繊維に損傷が生じ強化機能が達成できないためと考えられる。図4に三種類の代表的試験片の引張破壊までの応力-ひずみ曲線を示す。Ti-HIP-N1試験片の場合、降伏応力は1040MPaである。このときのひずみは0.98%である。降伏点を越えると応力は1000MPaまで低下する。その後ひずみの増加と共に応力も増加し、ひずみ10.7%のとき引張強さ1069MPaになった。破断伸びは15.1%である。Ti-Roll-N1試験片の場合、Ti-HIP-N1試験片のような降伏点後の明瞭な応力低下は生じない。降伏応力は932MPaである。引張強さは982MPaであり、Ti-HIP試験片の引張強さに比べ約8%低い。SiC/Ti試験片の場合、直線の勾配が異なる折れ曲がりの挙動を示した。表2は三種類の試験片の引張試験で得られた引張強度特性の平均値を示す。

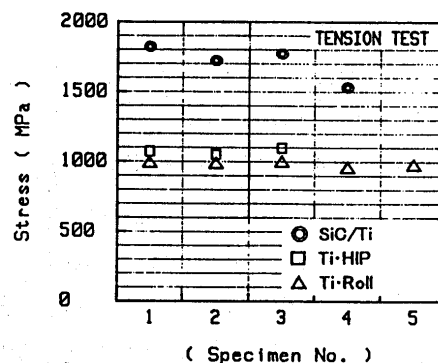


図3 各試験片の引張強さ

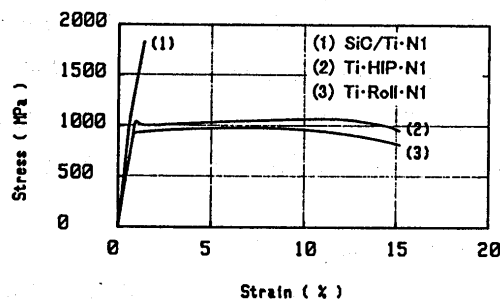


図4 各試験片の応力-ひずみ曲線

3. 試験方法

引張試験はINSTRON-1185型万能試験機(以後引張試験機と記述する)を使用した。図5に引張試験の計測系の概要を示す。引張試験機のロードセルとクリップゲージのアナログ電圧の測定値は、引張試験機の制御器からA/D変換器を経由してデータ集積装置のパーソナルコンピュータ(以後パソコンと記述する)に入力した。試験片のひずみを三軸ロゼットひずみゲージ(以後ひずみゲージと記述する)及びクリップゲージで測定した。又、クロスヘッド移動量をダイヤルゲージで測定した。ひずみゲージとダイヤルゲージの測定値は、A/D変換器を経由してパソコンに入力した。引張試験の試験過程はリアルタイムでパソコン画面上に表示した。なお、クロスヘッドスピード

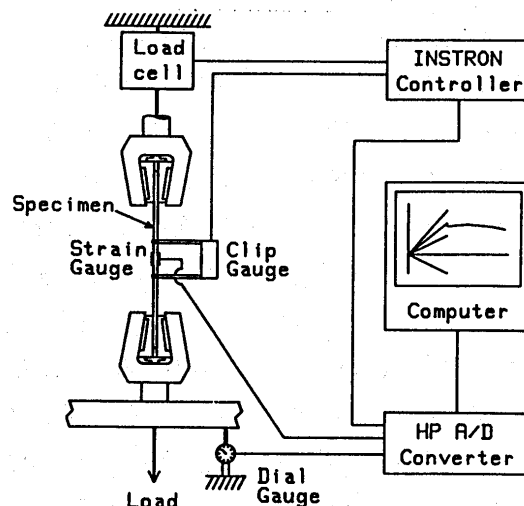


図5 引張試験の計測系の概要

表2 各試験片の引張強度特性および密度

種類	引張強さ	弾性率	ポアソン比	破断伸び	密度
Ti-HIP	1071 MPa	127 GPa	0.27	15.1 %	4.46 g/cm ³
Ti-Roll	972 MPa	110 GPa	0.33	15.1 %	4.49 g/cm ³
SiC/Ti	1770 MPa	203 GPa	0.24	1.3 %	4.09 g/cm ³

は0.5mm/minである。引張破壊後の試験片は、光学顕微鏡を用いて破断状況の観察、走査型電子顕微鏡(以後SEMと記述する)を用いて破面の観察を行った。

4. Ti-HIP試験片の引張試験

試験片の密度は引張試験片と同じ積層の縦120mm、横120mm、厚さ1mmの4枚の衝撃試験用試験片を用いて実測し 4.46g/cm^3 の平均値を得た。図6にTi-HIP-N1～N3試験片のひずみ2%までの応力-ひずみ線図を示す。ひずみはクリップゲージの伸びから求めた。Ti-HIP-N1、N2試験片はほぼ同じ挙動であるが、ロットの異なるN3試験片はやや高い弾性率となった。なお、ひずみ2%までの応力-ひずみ線図は、他の種類の試験片と比較するため、他の試験片と同じスケールで示した。図7にN1試験片の応力増加に伴う弾性率の挙動を示す。縦軸は弾性率、横軸は応力である。弾性率は試験時に記録した応力及びひずみの入力データから計算した。負荷の初期から750MPa付近まで弾性率は125GPaでほぼ一定である。800MPa以上では急低下した。

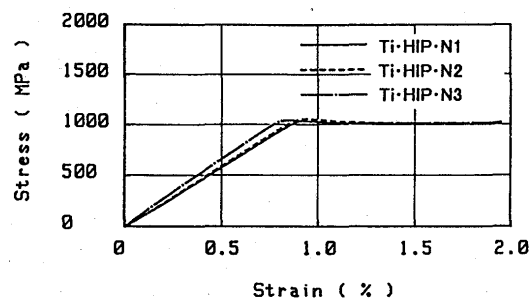


図6 Ti-HIP試験片の応力-ひずみ曲線

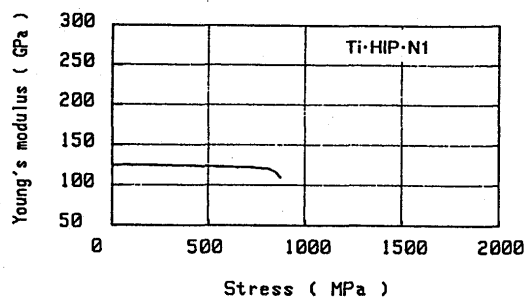


図7 Ti-HIP-N1試験片の応力-弾性率曲線

図8に光学顕微鏡で観察したTi-HIP試験片の引張破壊状況を示す。破断部付近は延性材料特有のネッキングが生じてくびれている。破壊状況はN1、N2試験片の一部を除いて大部分が厚さ方向に斜めにせん断破壊した。これは、後述のTi-Roll試験片の幅方向に斜めにせん断破壊した状況と異なる。Ti-HIP試験片の場合、厚さ方向に斜めにせん断破壊したのは、Ti合金箔の積層が完全には均質化されず、すべりが生じ易いためと考えられる。

図9にSEM観察したN1試験片の引張破面状況を示す。(A)は図8の(1)の上側にある試験片の破

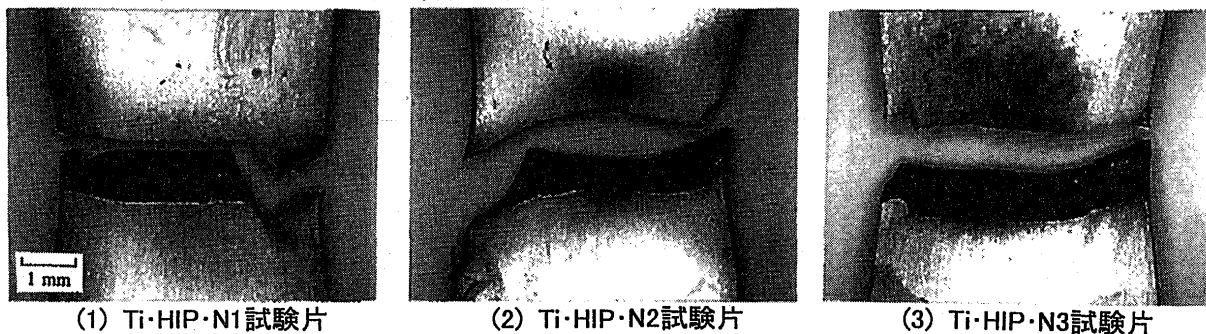


図8 Ti-HIP試験片の引張破壊状況

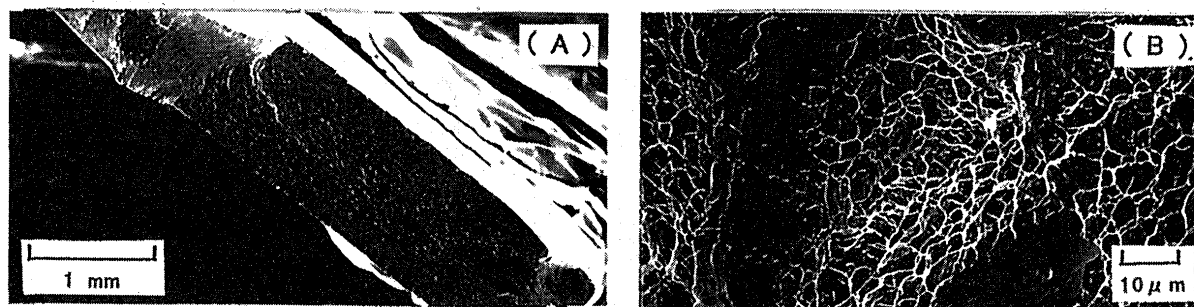


図9 Ti-HIP-N1試験片の破面SEM観察

面である。(A)には、幅方向と平行に細かい白色のすべり面分離が見える。(B)は(A)の一部を拡大した。(B)の破面の大部分は、微小空洞の成長と合体で生じるディンプル破面であるが、一部に微小空洞が形成されず、せん断分離によって表面積だけが增加するすべり面分離が観察できる。

5. Ti-Roll試験片の引張試験

試験片の密度は4枚の衝撃試験用試験片を用いて実測し 4.49 g/cm^3 の平均値を得た。図10にTi-Roll-N1～N5試験片のひずみ2%までの応力-ひずみ曲線を示す。ひずみはクリップゲージで計測した伸びから求めた。応力-ひずみ曲線は各試験片ともほぼ同様な挙動を示した。

図11にN1試験片の応力増加に伴う弾性率の挙動を示す。弾性率は負荷の初期から350MPaの負荷まで110GPaでほぼ一定であるが、350 MPaを越えると弾性率は低下した。

図12に光学顕微鏡で観察したTi-Roll試験片の引張破壊状況を示す。各試験片の破断部付近はネッキングが生じてくびれている。引張破壊状況を見るとN1、N2試験片の幅方向の中央付近は、最大主応力方向に対し直角方向に破壊するが、中央付近を外れると幅方向斜めにせん断破壊した。

図13の(A)、(B)にSEM観察したN1試験片の引張破面状況を示す。(A)は図12の(1)に示した試験片の下側破面である。試験片の厚さ方向にすべり面分離が生じている。破面の状況は、(B)に示すように大部分がディンプル破面であるが、ディンプル破面と厚さ方向のすべり面分離が混在している。なお、Ti-HIP試験片のすべり面は、Ti合金箔の積層による影響で幅方向に生じた。すべ

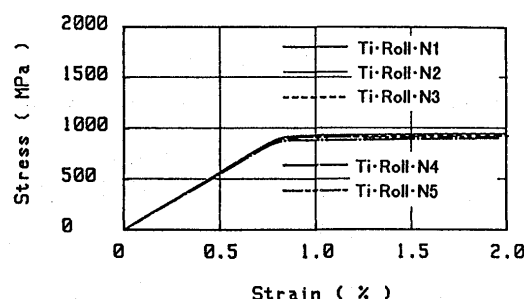


図 10 Ti-Roll試験片の応力-ひずみ曲線

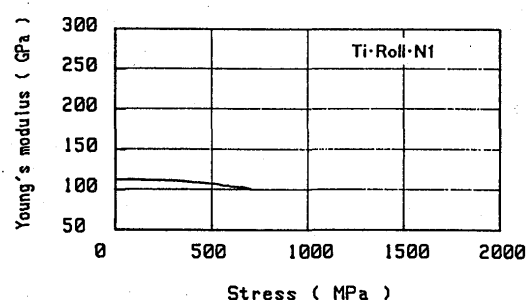


図 11 Ti-Roll-N1試験片の応力-弾性率曲線

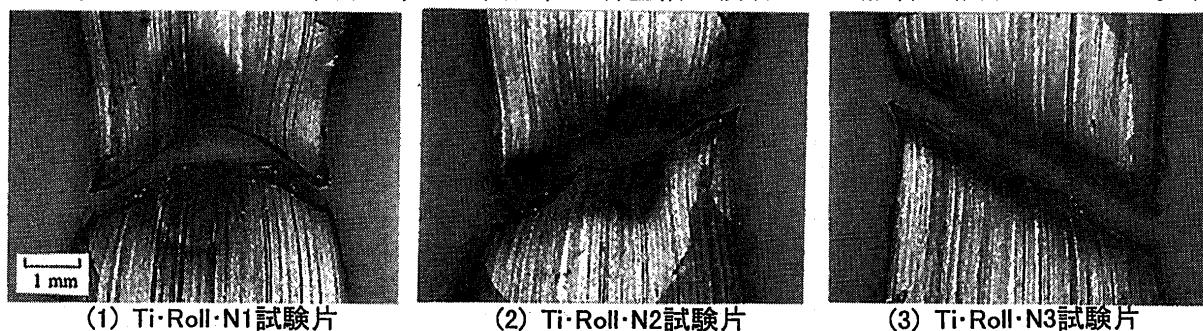


図 12 Ti-Roll試験片の引張破壊状況

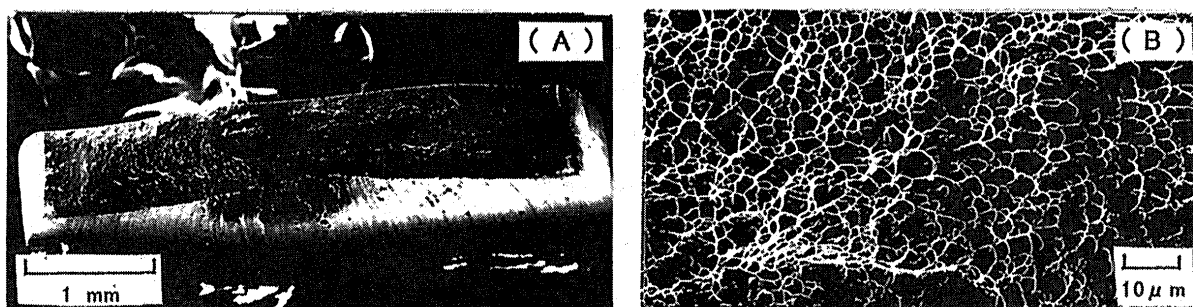


図 13 Ti-Roll-N1試験片の破面SEM観察

り面の厚さ方向及び幅方向の違いは、製造方法の差異による影響で生じたと考えられる。

6. SiC/Ti試験片の引張試験

SiC/Ti試験片には、HIP成形板に引張残留応力及び繊維配列の乱れ等があるため変形が生じた。試験片の密度は、4枚の衝撃試験用試験片を用いて実測し 4.09 g/cm^3 の平均値を得た。

図14にSiC/Ti-N1～N4試験片の破壊までの応力－ひずみ曲線を示す。SiC/Ti試験片の応力－ひずみ曲線には、直線が折れ曲がるknee点が生じた。knee点が生じるのはマトリックスが塑性域に達した場合、又は、複合材料の破断前に強化繊維が損傷する場合が考えられる。連続繊維で強化した複合材料の場合、マトリックスの弾性限度までと塑性域まで変形したときでは次式に示すように弾性係数が異なる。マトリックスが弾性限度までの場合、繊維方向に引張力が働いたときの繊維方向の弾性係数 E は、 $E = E_f V_f + E_m (1 - V_f)$ で定義される。又、マトリックスが塑性域まで変形したときの弾性係数 E は、 $E = E_f V_f + (d\sigma_m/d\varepsilon_m) V_m$ で定義される⁽³⁾。式中の V は体積含有率である。添字の f 、 m はそれぞれ繊維、マトリックスを示す。なお、図14に示すSiC/Ti複合材料のknee点は、図6に示すマトリックス材料であるTi-HIP試験片の塑性域に達する前に生じた。HIP成形複合材料は高温で成形されるため、引張残留応力がマトリックス内に生じる。このためマトリックス単独の場合より小さなひずみで塑性変形が生じるとい報告がある⁽⁴⁾。

図14の場合、全ての試験片がknee点から破壊まで直線的かつ、こう配もほぼ等しい挙動を示すことから、knee点はマトリックスが塑性域に達したため生じたと考えられる。

図15に応力増加に伴う弾性率の挙動を示す。弾性率の挙動は低い負荷から650MPaまでは弾性率207GPaでほぼ一定であり、knee点を挟む1000～1350MPaで急激に低下する。1400MPaを超えると弾性率112GPaで安定し、ほぼマトリックス材の弾性率と同等の値になった。

図16に光学顕微鏡で観察したSiC/Ti試験片の引張破壊状況を示す。N4試験片はHIP成形時の残留応力の影響で反りによる曲がりのため破断部の表面にSiC繊維が露出した。各試験片の破断部は、多数のSiC繊維が引き抜けて露出している。破断形状は3枚の試験片それぞれ異なっている。複合材料の破壊は繊維の破壊と密接に関係し、マトリックスの破壊部位は繊維の破壊部位に影響されるため、繊維破壊位置によって多様な破壊状況になったと考えられる。図17に斜めからSEM観察したN1試験片の引張破面状況を示す。(A)は破断面の全面、(B)はSiC繊維の引き抜けが生じた部位の拡大破断面である。(A)のマトリックス部には、厚みの違いがある。これは、HIP成形板に反りがあるため、試験片標定部の切削加工時に生じた。繊維とマトリックスの界面は剥離しており、引き抜けた繊維や繊維が引き抜かれた穴がある。破断した繊維の位置は様々で破面は一様な面ではな。(B)を観察するとSiC繊維の破面は、脆性材料特有の塑性変形をともしない引張分離で生じるへき開破面である。マトリックスの破面はディンプル破面が大部分である。SiC/Ti試験片のディンプル破面は、Ti合金試験片のディンプル破面に比べ、凹部の溝が浅い特徴がある。これは、伸

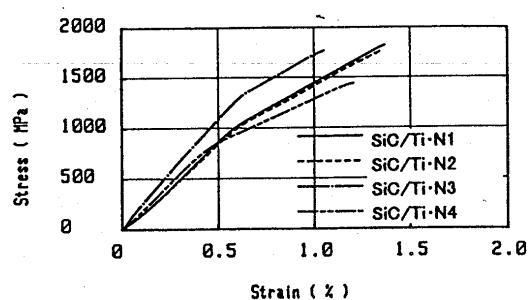


図 14 SiC/Ti試験片の応力－ひずみ曲線

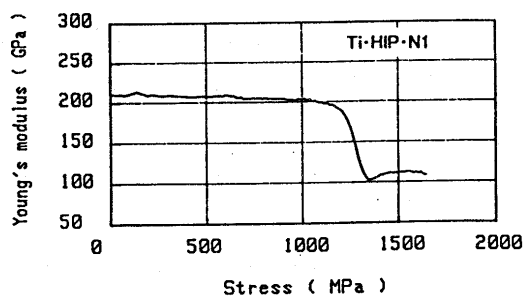


図 15 SiC/Ti試験片の応力－弾性率曲線

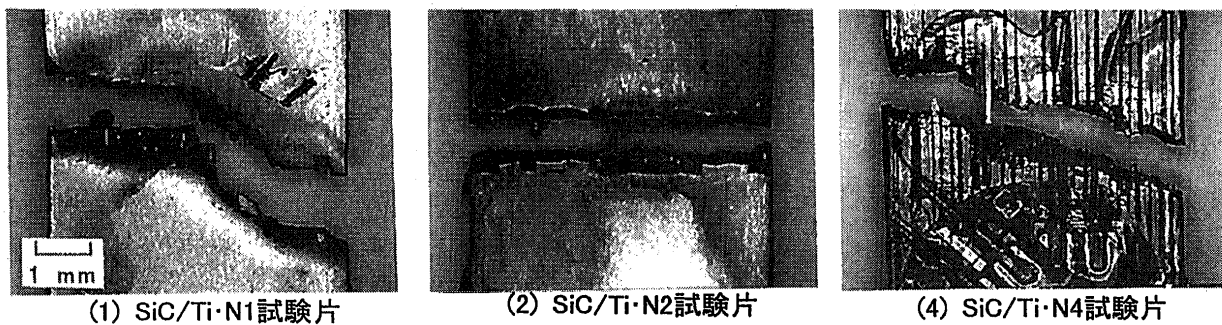


図 16 SiC/Ti試験片の引張破壊状況

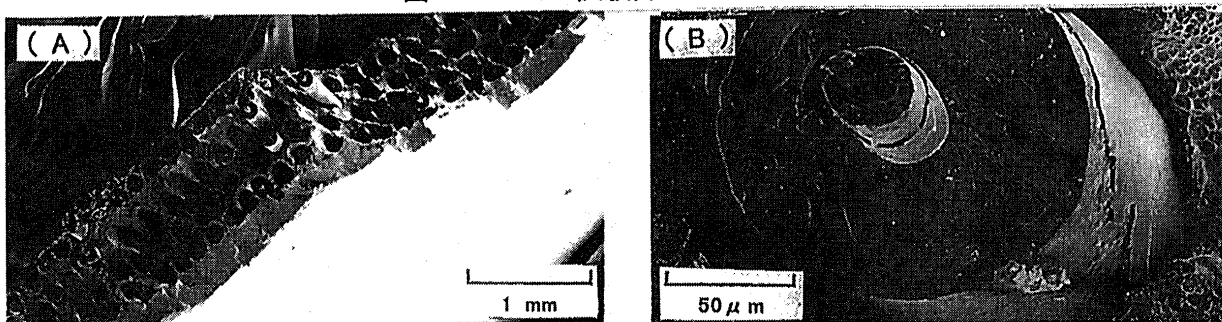


図 17 SiC/Ti-N1試験片の破面SEM観察

びが少ない状態で破断したためと考えられる。SiC繊維表面の表皮が剥離している。繊維表面は滑らかであるが、表皮が剥離した部分は微小な凹凸が見られる。SiC繊維の表面にはマトリックスとの濡れ性を高めるためにコーティング層があり、剥離した表皮はSiC繊維表面のコーティング層と考えられる。各繊維の破断位置が異なり繊維の引き抜け等もある破壊状況から推定すると、SiC/Ti複合材試験片の繊維強度は充分発揮したと考えられる。

7. あとがき

SiC/Ti複合材料のマトリックス材料であるTi合金についてHIP成形及び圧延成形等製造方法が異なるTi合金の引張試験、ファン動翼の材料として適用が期待されているSiC/Ti複合材料の引張試験を行い、以下の材料強度特性を得た。なお、数値は各試験片の平均値である。

1. HIP成形Ti合金試験片の引張強さは1070MPa、弾性率は127GPa、密度は4.46g/cm³である。
2. 圧延成形Ti合金試験片の引張強さは972MPa、弾性率は110GPa、密度は4.49g/cm³である。
3. HIP成形及び圧延成形Ti合金試験片の破断伸びは両者とも約15%で等しい。降伏点後の応力-ひずみ線図は、前者は応力が低下するが、後者は応力の低下がなく異なる挙動を示した。
4. SiC/Ti複合材試験片の引張強さは1770MPaでHIP成形Ti合金マトリックス材料に比べ1.65倍高い。弾性率は203GPaでマトリックス材料に比べ1.6倍高い。密度は4.09g/cm³でマトリックス材料の92%である。破断伸びは1.4%でマトリックス材料の9.5%である。

SiC/Ti複合材試験片には、HIP成形時の引張残留応力及び繊維配列の乱れ等の影響で曲がりが生じた。残留応力の軽減及び強化繊維の配列等改良すべき製造上の問題点があることがわかった。

参考文献

- (1) 藤原力：金属及び金属間化合物基複合材料の課題と今後の展開、日本金属学会シンポジウム、(1997)、P.13--16
- (2) 中谷浩、他：チタン基複合材料の航空機エンジン部品への適用技術の研究、川崎重工技報、129号、(1997)、P.8-13
- (3) 日本機械学会編、技術資料、金属材料の弾性係数
- (4) 岡崎正和、他：SiC連続繊維強化Ti-24Al-11Nb基複合材料の安定き裂成長過程、「材料」、Vol.46、No.7、P.787-794、July1997

* 周 風華, 橋本 良作, 祖父江 靖, 小河 昭紀

(航空宇宙技術研究所)

1. はじめに

炭化珪素 (SiC) 連続繊維により強化したチタニウム基複合材 (SiC/Ti) は金属基複合材料 (MMC) の一種類として、耐熱性、比強度が高いため、ガスタービンエンジンに適用する事が検討されている。筆者らはこれまで SiC/Ti について、主に材料の (積層) 面内挙動⁽¹⁾と、材料の面外挙動、特に材料の面外衝撃に対する強度を調べてきた^(2, 3)。これまで得た研究結果により、SiC/Ti 材の耐衝撃強度は、繊維体積含有率が増加すると低下し; また、材料製作時の熱間静水圧プレス (HIP) 加熱温度 900℃と 950℃で比較すると高い温度の方が衝撃強度が低下する事が明らかになった。

本報では、引き続き SiC/Ti 材料の耐衝撃特性を研究した。まず HIP 製造過程で生じるマトリクス脆化現象を低減できる材料製造条件を選定するため、HIP 成形温度を 775℃に低下できる Ti-4.5Al-3V-2Mo-2Fe ($\alpha+\beta$ 系, β リッチ合金)チタニウム合金 (NKK: SP700TM) を用いた SiC/Ti 複合材の平板試験片を製作した。そして、試験片に対して静的な押込打抜き試験を行い、材料の押込打抜き強度を評価した。最後に、材料の耐異物吸い込み (FOD) 特性を調べるため、試験片に対して動的な衝撃試験を実施し、新しく作製した材料の耐衝撃強度を評価し、従来の材料と比較した。試験結果より、SiC/Ti 複合材繊維層数の変化にともない、材料押込強度の変化と材料の耐衝撃強度の変化は一致し、繊維含有率が高い程低下し、また、同じ繊維含有率で比較すると、本報告の材料の耐衝撃強度は前報複合材より増加することが確認された。

2. 試験片

本研究に使用される試験片は計 4 種類。その内 3 種類の材料は CVD-SiC 繊維 (Textron SCS-6TM) 層と SP700 合金箔合計 11 層を積層し、HIP 工法で 120×120×1mm の正方形板に複合化したものである。11 層の中、SiC 繊維層数はそれぞれ 0、2、4 であり、製造された複合材の繊維体積

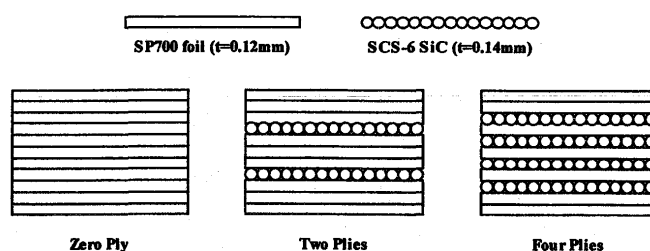


図1 SiC/Ti 複合材料の積層方式 (3 種類)

率は 0%、16%と 32%に当たる (図1)。前報⁽³⁾と同じ、各繊維層の繊維配向は同一方向で、複合材料論では一方向 (UD) 強化材に分類される。HIP 製造条件は温度 775℃、圧力 118MPa、保持時間 2hrs である。繊維含有率ゼロの試験片は HIP 法で積層した均一 SP700 材に相当し、以後 HIP-Ti と表記する。データを対比するため、同じ寸法で圧延成形の SP700 チタニウム合金試験片 (Roll-Ti) も製作し、HIP 法で製作した材料と一緒に実験を行った。

3. 押込試験

これまで行った材料の耐衝撃特性についての研究では、試験片に対し一定の速度 V_i で弾丸を発射し、試験片を打抜いた後の弾丸の残留速度 V_r を計測した。多数点からなる V_i - V_r 関係により材料の耐衝撃強度を評価する。この試験方法では高価な試験片一枚で (V_i , V_r) 座標系中一点しか得られないため、あまり有効ではない。近年、複合材料に対する衝撃貫通過程と静的押込貫通過程を比較すると有益な情報が得られることが指摘されている^(4, 5)。本研究では、衝撃試験結果と比較するため、各種類の試験片に対する衝撃実験を行うまえに押込試験を行った。

図 2a は押込試験の概要を示す。試験片は上下二枚のステンレス製フレームでおさえ、アルミニウム合金製ブロックに固定する。ブロックは万能試験機のクロスヘッドの上に固定され、1mm/min の速度で上昇させる。ステンレス製圧子 (plug) は上の荷重軸に装着され、試験片中心部に押し込まれる。押込試験全過程中、押込荷重 P 及び試験片中心部のたわみ変形量 δ はそれぞれ試験機のロードセルと試験片底面に設置されたクリップゲージにより計測される。

後述の衝撃実験と同じに、試験片(120×120 mm)はフレーム固定部分を除く有効領域は 96×96mm である。押込圧子先端は直径 12.5mm の半球状である。実際の実験様子を図 2b に示した。

各種試験材の押込実験データ (P - δ 曲線) を図 3 に示す。典型的な P - δ 曲線では、実験開始から、押込変形量の増大に伴い、荷重も増加し、ついに (第一) ピーク値 (P_1) に到達する。 P_1 点は試験片底面に亀裂が発生する時点に対応する。破壊が始まると、荷重はいったん P_1 より落ちるがまた増え、やがて第二ピーク値 (P_2) に到達する。これは圧子が試験片に当たる部分を破壊しながら前方へ進む過

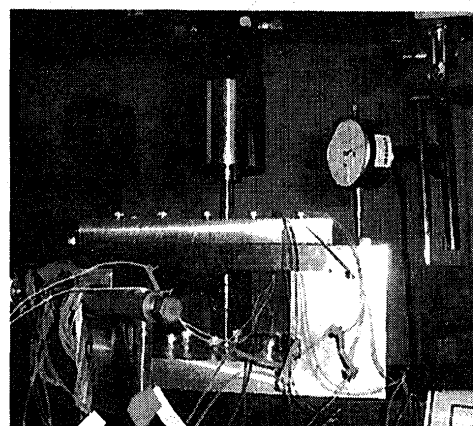
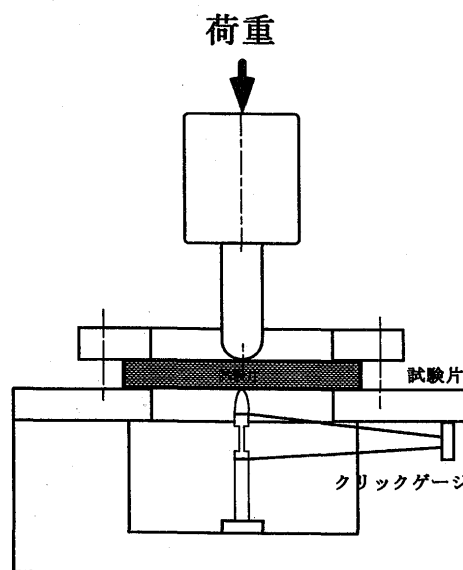


図 2 押込試験の概要図(a)と写真(b)

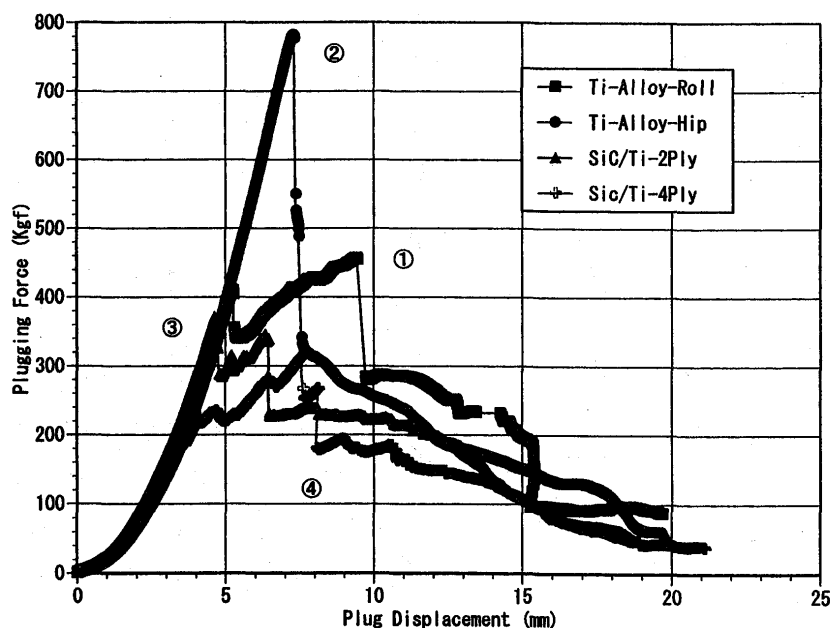


図 3 各材料の押込荷重 - 変形曲線

程に対応する。ところが HIP-Ti 材は例外で、試験片の破壊は底面亀裂の伝播ではなく、破壊が一気に生ずる。故に、P1 点と P2 点が重なり、ピーク荷重は Roll-Ti 材の倍に近くなる。押込貫通

過程の所要エネルギー E_s は以下の式で計算される：
$$E_s = \int_0^{\delta_f} P d\delta \quad (1)$$

δ_f は押込過程の最終たわみに対応し、本研究の $\phi 12.3\text{mm}$ の弾丸衝撃問題の場合、 20mm に評価した。図 3 に示す 4 本の P - δ 曲線から、各材料の E_s を計算し、押込試験データと一緒に表 1 に示す。表 1 のデータから以下の事が示される：1. 同じく SiC/Ti MMC 材で、繊維含有率は高いほど、材料の押込強度は低く、試験片の貫通所要エネルギーも低い；2. Roll-Ti と HIP-Ti を比較すると、最大押込荷重は大きく異なるが、貫通過程に消耗するエネルギーは同じ程度である。

表 1 各材料の押込データ

材料	P1 点たわみ (mm)	P1 点荷重 (Kgf)	P2 点たわみ (mm)	P2 点荷重 (Kgf)	貫通まで所要 エネルギー(Nm)
Roll-Ti Alloy	5.244	409.4	7.263	413.3	43.0
HIP-Ti Alloy	7.275	781.5	—	—	40.0
SiC/Ti MMC (2Ply)	4.626	370.7	6.331	345.1	34.3
SiC/Ti MMC (4Ply)	4.109	225.1	7.531	311.6	27.2

4. 衝撃試験

材料の衝撃試験に使う装置のブロック図は図 4a、装着された試験片の写真は図 4b に示す。高圧窒素ガス銃で $\phi 12.3\text{mm}$ のスチール弾丸球（質量 7.6g ）を発射し、試験片中心に当て衝突・貫通させる。弾丸の入射速度 V_i と残留速度 V_r はそれぞれ試験片前方に置いた一対のフォトセンサーと試験片後方を撮影する高速カメラで計測する。試験片の大きさ及び弾丸の種類は文献[3]と同じ。弾丸残留速度の計測は以前の高速テープ式ビデオカメラの代わりに、高速デジタルビデオカメラ (Kodak Ektapro Motion Analyzer HS4540) を用いた。なお、カメラのトリガー信号には一個のフォトセンサーの出力信号を用いた。

高速度カメラで撮影した弾丸の貫通後運動軌跡の一例を図 5 に示す（試験片：4Ply-SiC/Ti, Test No.3, $V_i=108.6\text{m/s}$ ）。弾丸の移動距離を測り易くするため、写真の視野の背景に格

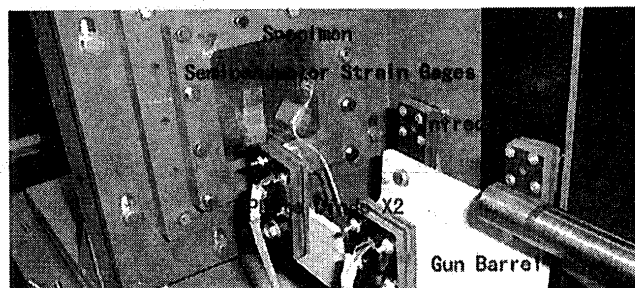
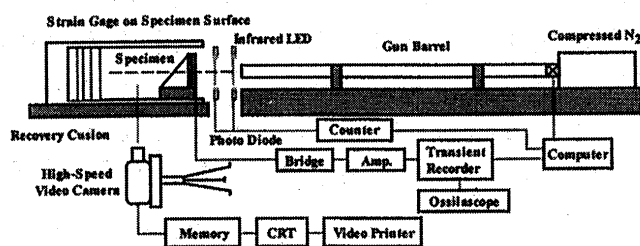


図 4 衝撃試験の概要図と写真

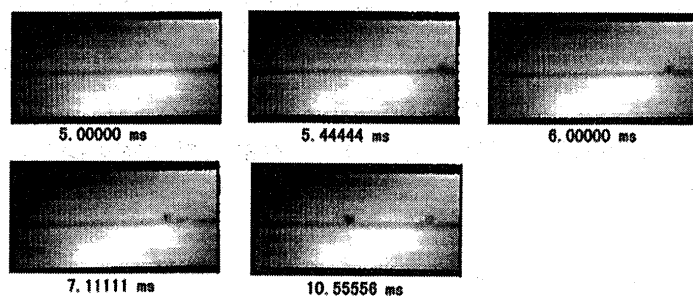


図 5 典型的な高速写真

子模様を描いた紙板を置いた。図5の写真で見られるように、試験片を貫通した弾丸が紙板に接触した例もある。接触発生以前の写真(1-3枚目)で各時刻 t 、弾丸の位置 x を測り、 $x-t$ 曲線(ほぼ一直線)に基づき残留速度の平均値を計算した結果、 $V_r=46\text{m/s}$ の値を得た。同じ方法で各衝撃試験(貫通する場合)の残留速度を計算した(図6)。

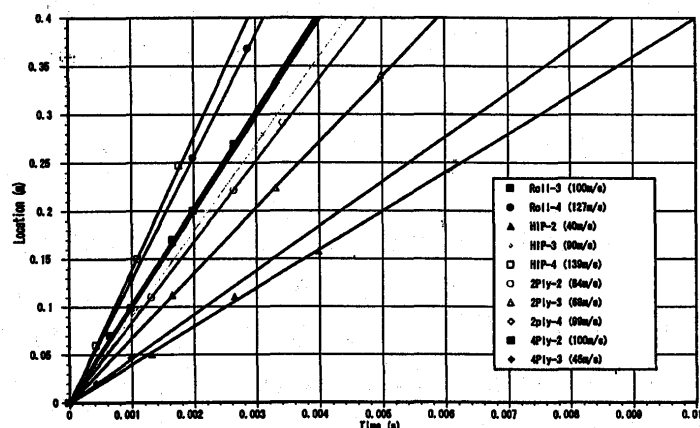


図6 残留速度の計算

図7に示されるのは各衝撃試験で得た V_i - V_r データである。貫通が生じなかった試験の場合は $V_r=0$ とする。参考のため、図7には前報[3]で得たデータも示す。TP0, TP1, TP4(4)材料は、それぞれ繊維層数0、2、4であり、熱処理温度は 900°C である(ただし、TP4'は 950°C)。図7の結果から以下の結果が得られた:

1. SiC 繊維強化 Ti 材は、繊維含有率は高いほど、材料の耐衝撃強度は低くなる (V_i - V_r 点は左の方へ移動する);
2. 同じ繊維含有率材料では、本試験で使われた材料の耐衝撃強度は前報で作製された材料より強い(試験データ点は前報の V_i - V_r 曲線の右下方に在る)。

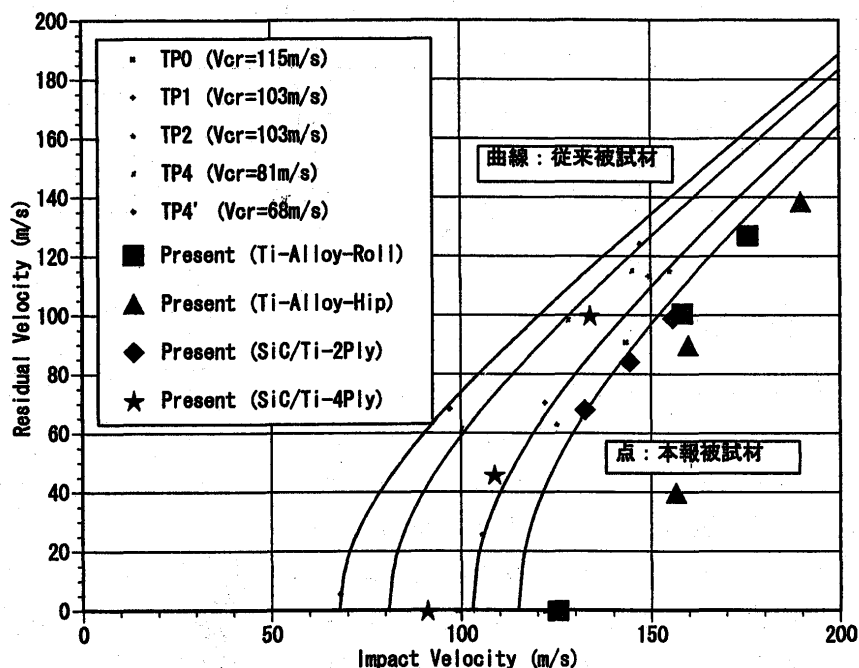


図7 被試材の V_i - V_r 関係及び前報結果との比較

5. 破壊観察

最後ページの図8に各試験片の変形及び破壊の様子を示す。いずれの場合も、試験片の変形及び損傷は中心部に集中した。チタニウム合金(Roll-Ti 及び HIP-Ti) の貫通孔は非規則的な形状であるに対して、SiC/Ti 複合材(UD 材、2Ply 及び 4Ply) は十文字亀裂を生じる。また、試験片の変形・破壊様相の外観を見る限り、静的な押込貫通様相と動的な衝撃貫通様相には大きな差は見られない。

6. 考査

ここで、圧子及び弾丸の試験片を貫通する過程について検討する。エネルギー保存則で、衝撃貫通過程で試験片に吸収されるエネルギー E_d は次の式で計算する：

$$E_d = \frac{1}{2} m (V_i^2 - V_r^2) \quad (2)$$

m は弾丸の質量、本研究では 7.6g である。図 9 に示すのは各試験片の貫通過程に要するエネルギーである。直線は試験片の静的な押込過程の量 E_s 、点は動的な衝撃貫通過程の量 E_d である。この

図で分かるように、異なる材料の面外押込に対する強度と衝撃に対する強度の差異は同の程度である。また、試験ごとにばらつきがあるが、異なる入射速度 (90m/s~190m/s 範囲) で E_d の値はほぼ同じである。これは前記の試験片の変形・破壊様相が類似することと対応し、また、文献[4, 5]の報告とも一致する。

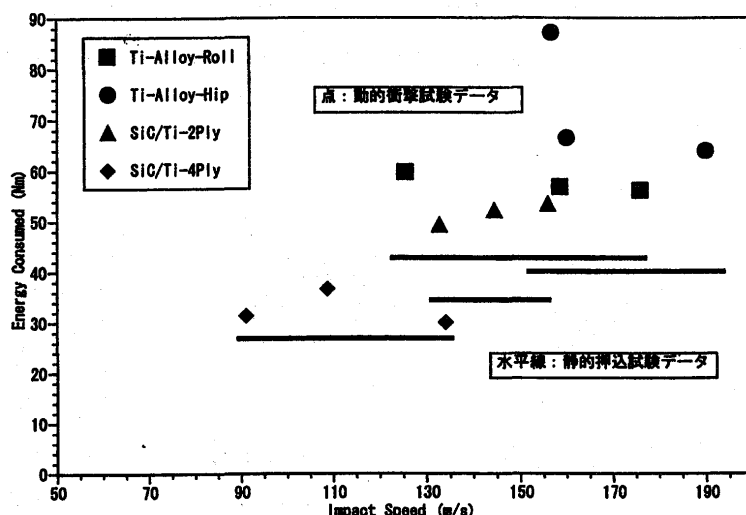


図 9 試験片を静的及び動的貫通する過程に所要エネルギー

7. 結論

本研究で以下の結論を得られた：

1. チタニウム合金及び SiC 繊維強化 Ti 複合材料の平板に対する静的な押込打抜き試験と動的な衝撃貫通試験での試験片の変形・破壊様子は類似する。
2. 押込試験で得た $P-\delta$ 曲線でも、材料を貫通する所要エネルギーを計算でき、材料の（押込或いは衝撃）貫通過程に対する強度を相対的に評価・比較できる。
3. SiC/Ti 複合材の場合、繊維層数の増加（従って繊維含有率の増加）にともない、材料の耐衝撃荷重（強度）は低下する。
4. 本研究で作製された材料（HIP 温度 775℃）の耐衝撃強度は、従来材（HIP 温度 900℃以上）より増加することが確認された。

8. 参考文献

- (1) 祖父江靖他、Ti 合金(SP700)及び SiC(SCS-6)/Ti(SP700)複合材料の引張試験、航技研資料(TM)、1999 年
- (2) 小河昭紀他、SiC/Ti 複合材料の衝撃試験、材料力学講演会講演論文集、JSME No.910-71、金沢、1991 年
- (3) 橋本良作他、SiC/Ti 複合材料の衝撃試験（第 2 報、繊維含有率の影響について）、第 1 回機械材料・材料加工技術講演会講演論文集、JSME No.930-75、東京、1991 年
- (4) Lee, S-W.R. and Sun, C.T., A quasi-static penetration model for composite laminates, Journal of Composite Materials, 27, 251~271, 1993

- (5) Lee, S-W.R. and Sun, C.T., Dynamic penetration of graphite/epoxy laminates impacted by a blunt-ended projectile, Composite Science and Technology, 49, 369~380, 1993

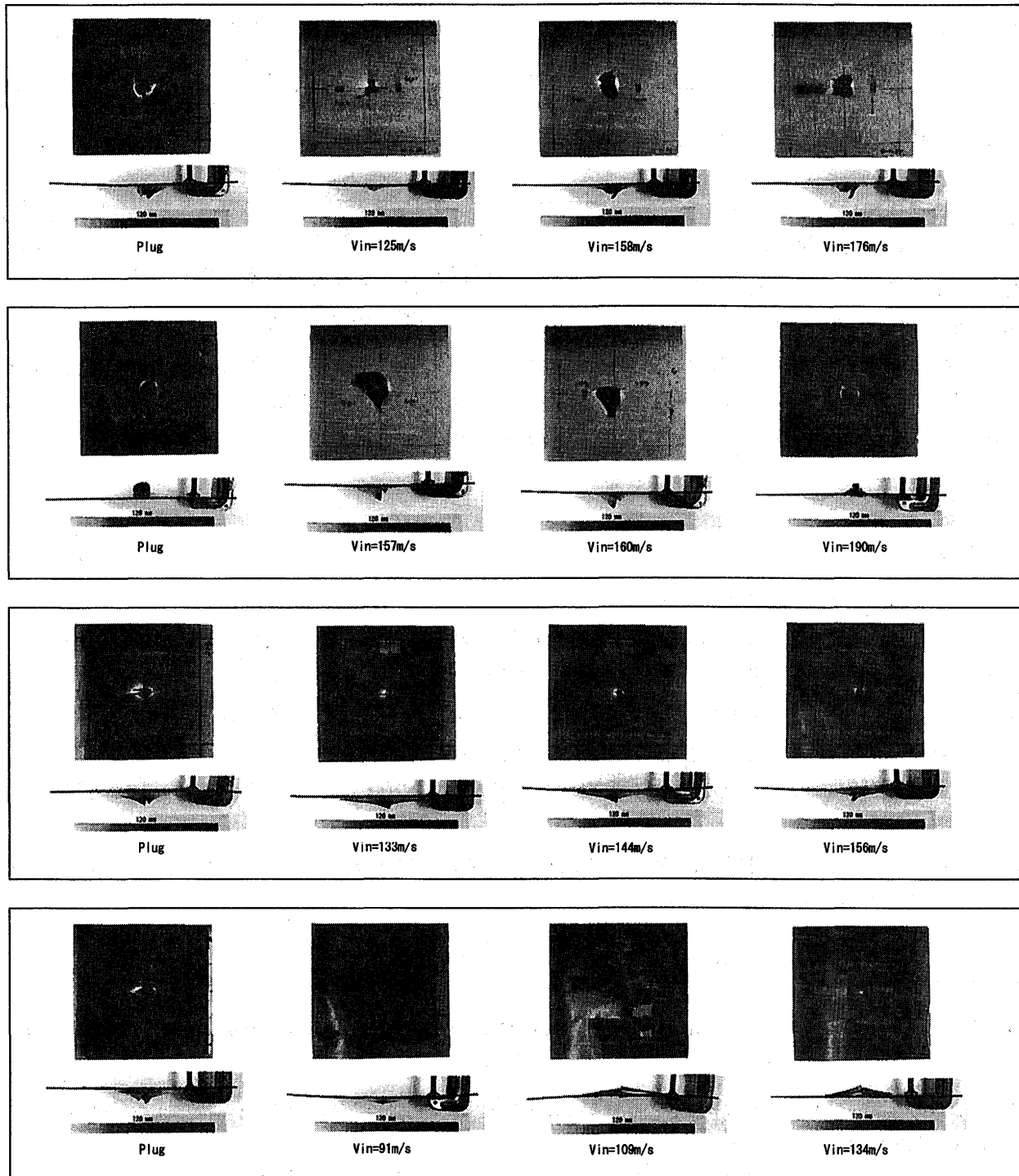


図8 貫通された各試験片の変形及び破壊様子 (上から順で)
a. Roll-Ti 合金 ; b. HIP-Ti 合金 ; c. 2Ply SiC/Ti 複合材 ; d. 4Ply SiC/Ti 複合材

自動車用ハイブリッドシステムの研究 (第3報)

伊藤 高根(東海大学)、 呉 英毅 (KAO)

1. はじめに

自動車用駆動システムについては、エネルギーのほぼ100%を石油系燃料に頼っていること、排気規制の強化にもかかわらず大都市内において環境基準が達成されていない場所が多く、その原因の大半が自動車によるものである事など大きな問題をかかえている。著者等は、内燃機関として熱効率、排気特性に優れた小型セラミックガスタービン(CGT)を用いたハイブリッドシステムを取り上げ、都市内路線バスへ適用した場合の走行燃費等を従来のディーゼルエンジン車等と比較検討し、シリーズ式ハイブリッドシステムが燃費の面で優れていること¹⁾、また主要要素であるエンジン、発電機、モータ、バッテリーがモード走行中に実際にどのように作動しているかを解析するとともに、CGTを用いたハイブリッドシステムでは、「発電機アシスト」制御方式が有効であり、電池の特性およびその充放電制御を含むシステム全体の制御は重要であること等を報告してきた²⁾。その後、これらの知見をもとに、さらにシステムの最適化をはかることにより、バス実走行モードにおける走行燃費およびNO_x排気ガス特性に関し、現状のディーゼルエンジン直接駆動システムに比べ圧倒的によい結果が得られたので第3報として報告する。

2. ベース車両諸元及び解析方法

2.1 ベース車両と主要要素の諸元

図1に今まで検討してきたシリーズ式ハイブリッドシステムの構成図を示す。前報と同様に実際の路線バスの車両諸元を参考に、ディーゼルエンジン駆動関連部品を図1に示すようなハイブリッド関連部品に載せ変えたとして重量修正のみを行いベース車両の諸元とした。表1に今回の計算に用いたベース車両の主要諸元を示す。定格点におけるCGT/発電機系の発電効率は40%、モータの効率は90%である。

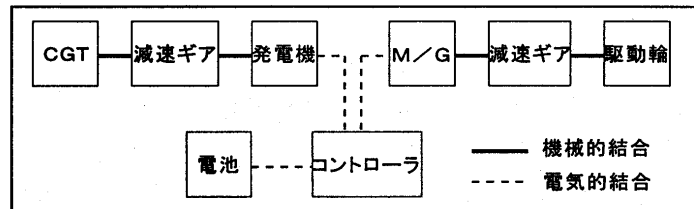


図1 シリーズ式ハイブリッドシステム

2.2 走行モード

前報では、時刻毎の走行状態と各要素の作動点との関係を明確にするため、バス用に定められたモードではないが走行状態の明確な10—15モードを採用したが、今回はシステムの最適化により走行燃費および排気特性の改善効果を知るのが目的であるため、バス実走行モードを

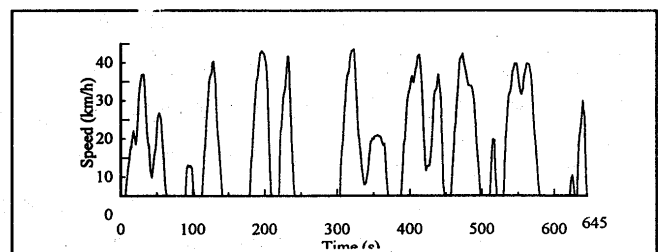


図2 バス実走行モード

用いた。これは東京都区内のあるバス路線を走行して得られた実測値の一部をもとにモデル化したものであり、バス実走行モードの最高速度は38.7km/h、平均速度12.0km/h、最大加速度1.54m/s²、最大減速度2.17m/s²で、走行距離2.16km、所要時間は645秒である。前報の10—15モードに比べると平均車速が低く、加減速がきつくなっている。図2にバス実走行モードの走行速度図を示す。

2.3 ベースシステム各要素のモデル化と解析方法

CGT、発電機、モータ、バッテリー等のモデル化および解析方法は、前報で述べた方法とまったく同じであるため、改めて述べることは省略するが、これらの各要素毎に与えられた静特性（部分負荷特性を含む）を用い、

CGT／発電機系およびモータ／車両系の運動方程式を与えられた走行モードに従って時々刻々解くことにより、その時刻の燃料流量、排気ガス量等を計算し、それをモード走行の全時間にわたって積分し走行燃費等を計算することを基本としている。なお、モード走行中バッテリーの充放電が繰り返り行われる為に走行終了時のバッテリーに蓄えられている電気的エネルギー量は走行開始時と一致しないため、これを初期状態に戻したとした時に必要な燃料消費量を換算し、走行燃費を算出している。また、今回新たにCGTからのNO_x排出量の推定もあわせて行ったので、その方法について以下に説明する。

2.4 CGTからのNO_x排出量の推定方法

CGTからの排出ガス特性については、文献3)にも述べられているように予蒸発予混合希薄燃焼方式の採用によりCO、HCについてはガソリン乗用車用に定められた厳しい排気規制値に比べてもまったく問題ないレベルであることがわかっているものであらためて比較するまでもないと判断し、ディーゼルエンジンで現在対策に苦慮しているNO_x排出量のみについて推定することとした。ところで、CGT実機エンジンに於ける詳細な排気ガス排出特性の実験データは利用できる状況ではないが、CGT燃焼器性能実験に関する報告によれば、1) 静特性と、過渡状態の特性はほぼ同じであること、2) 実験条件と異なる温度、圧力条件での推定はある程度可能である事が判っているので、次のような方法でモード走行における排気特性を推定した。

- ① 燃焼器単体の代表的な定常性能試験結果をもとに、ある温度、圧力、空気過剰率におけるNO_xのエミッションインデックスEI：[NO_x]_{ref}を求める。ここでは文献3)のデータを参考とした。ここに、EI：燃料1kg当たりの排出ガス量(g)
- ② 圧力P、温度Tの条件の違う場合のEIは次の形式の実験式により推定する。

$$[\text{NO}_x] = [\text{NO}_x]_{\text{ref}} \cdot (P/P_{\text{ref}})^m \cdot \exp \{k(T - T_{\text{ref}})\}$$

$$[\text{NO}_x]_{\text{ref}} = a \cdot \lambda^b$$

ここに、λ：空気過剰率、a、b、m、k：実験により決定される定数

CGTの運転点が決まれば、その点での回転数、空気流量、圧力、温度、出力、燃料流量等は、そ

表1 車両及び駆動系の諸元

項 目	単 位	諸 元
車両総重量	kg	15528
全面投影面積	m ²	6.125
転がり抵抗係数		0.012
Cd値		0.50
タイヤ有効半径	m	0.50
エンジン形式		CGT
定格出力	kW	113
定格回転数	rpm	10000
モータ形式		PM
定格出力	kW	86.1
最高回転数	rpm	2834
定格回転数	rpm	1063
重量	kg	425
発電機形式		PM
定格出力	kW	50
最高回転数	rpm	10000
定格回転数	rpm	6000
重量	kg	90
電池形式		鉛電池
エネルギー密度	Wh/kg	42
出力密度	W/kg	200
重量	kg	700

の静特性から求められるので、これらのデータをもとに、②の実験式を用いて任意の運転点の〔N O x〕を算定する。

3. 結果と考察

以上の方法により、バッテリーの初期放電深度(D OD)を40%とし、バス実走行モードを1サイクル走行させた場合を計算させたところ、前報の10-15モードの場合と比較して走行燃費は大幅に悪化した。各コンポーネントの作動点を検討したところ、走行モードの違いにより低速走行が増加し、加減速がきつくなった為に、特にモータの作動点が図3に示すように駆動時、回生時ともに効率の悪い低回転、低負荷の領域で作動する頻度が大幅に増加していること、「発電機アシスト」制御モードの使用頻度が増加していること、バッテリーの放電電流が増大し、放電損失が増加していること等が明らかになった。しかしながらこれらの原因は全て低速、急加減速と言う走行モードに起因していることであり、当然の結果とも言えるが、また逆に、加減速が激しいことは回生可能エネルギーも大きいことでもあるから、減速エネルギーの回生制御や発電機アシスト制御等加減速に関わるシステムの制御方法の影響を念頭に実走行モードにおける走行燃費に対してシステムの最適化を検討した。なお、CGTの運転点は図4に示すように、激しい加減速のあるモードであっても、「発電機アシスト」制御の導入により定常運転線に沿って運転されている事が確認された。

3.1 CGT小容量化の効果検討

前報に於ける検討結果によれば、CGT/発電機系を小容量化し、負荷率を高めることの有利性が示唆されていたので、あらためて検討を行った。ベース車両におけるエネルギー供給部分の全出力容量は約275kWであり、その内CGTは113kWで、全出力容量に対するCGTの占める割合は約41%となっている。そこで、先ずバッテリー容量を変えずに、車両がバス実走行モードを走行できることを条件に、CGTを小容量化した場合の走行燃費およびNOx排出量への影響を調べた。なお、CGT特性は小型化すると効率等も幾分低下するが、ここでは空気流量のみが減少するとして扱った。結果を図5に示す。CGT容量が70kW(全容量の25.4%)の場合、走行燃費は約43%向上し、NOx排出量は23%低減することが判った。その理由は、図5にも示して有るように、エンジン／

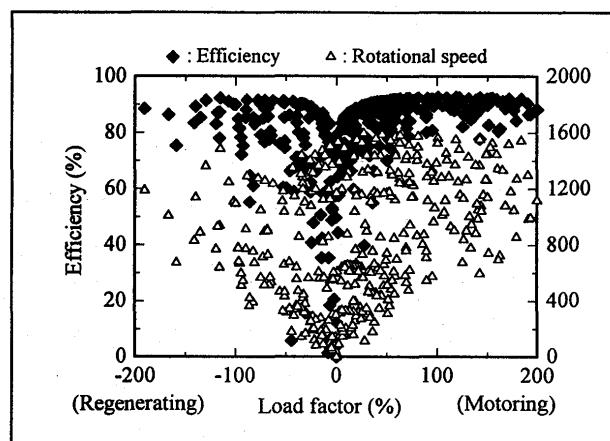


図3 モータの作動点性能

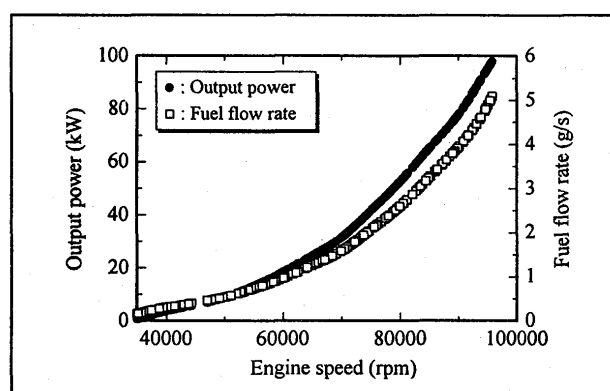


図4 CGTの作動点性能

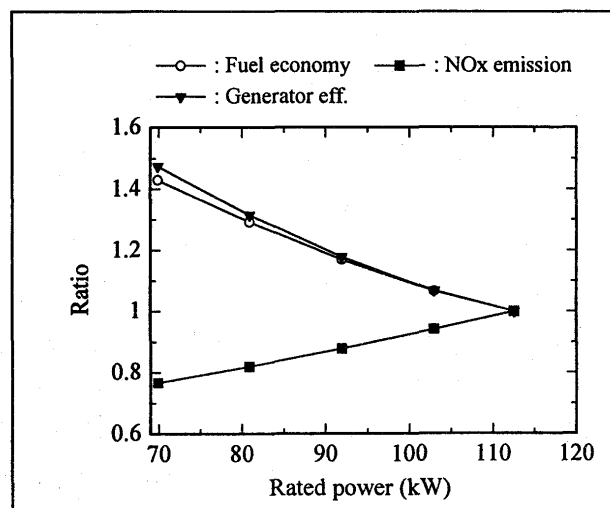


図5 CGT小容量化の効果

発電機の小容量化により、CGT・発電機の負荷率が増大し、発電効率が向上したためと思われる。なお、CGT容量が70kW以下では、走行中に発電機からの供給電力が不足となり、モード走行ができなくなった。

3.2 バッテリ特性の影響

バッテリー容量の増加は、重量増加による悪影響と内部抵抗減少によるプラス効果とがあり、そのバランスにより最適値が存在する。ベース車両の場合、およそ2700Ah程度が良い結果となっている。バッテリー性能については、出力密度とエネルギー密度で表され、一般に出力密度は最高速度と加速性能に影響するが、走行モードが定められている場合どの程度の影響が得られるかを先ず調べた。バッテリーの出力密度をベースの鉛酸バッテリーの現状値200W/kgから開発中の先進バッテリーの目標値である300W/kgまで変化させた場合の充・放電効率や回生効率等の変化を検討した。その結果、バッテリー出力密度を1.5倍に増やすと、走行燃費は約3.5%向上し、NOx排出量は3.4%低減した。その理由は出力密度の増加は結局バッテリーの内部抵抗減少であるから、電池の充・放電効率および回生効率が3～4%向上するためであることが確認された。

次に、出力密度を300W/kg一定とし、バッテリー全容量をベースの2700Ahから減少させ、各種性能パラメータに及ぼす影響を調べたが、バッテリー容量を減らしていくと内部抵抗の増大効果が、出力密度増による内部抵抗減少効果より勝り、結局電池の充・放電効率と回生効率が悪化し、車両重量は減少するが、走行燃費及び排気性能は逆に悪化することが判った。また、エネルギー密度の向上はバッテリーの軽量化につながるため、ベースの42Wh/kgから新型電池で実現可能な100Wh/kgまで順次変化させたところ、電池の充・放電効率と回生効率が若干向上し、走行燃費は3.5%向上、NOx排出量は約3%低減することが判った。

以上の検討結果により、車両重量の大きな都市内路線バスにおいては、現状期待できるバッテリーの性能向上程度では走行燃費と排気特性の改善効果は期待される程大きくないことが判った。

3.2 制御パラメータの影響検討

モード走行ではシステム制御の方法を変えても、モータの作動点は変わらないが、CGT、発電機、バッテリーの作動状況が変わるため、充・放電効率や回生効率、走行燃費、排気特性に影響すると思われる。そこで以下のパラメータについて、その影響を調べた。

(1) バッテリ制御定数の影響

モード走行中にモータが必要とする電力は時々刻々の走行条件で決まるが、この必要な電力はバッテリーまたは発電機から供給され、また両者から一部ずつ供給する場合はどの程度の比率で供給するのかを決定する必要がある。この際バッテリーの容量が満充電に近い場合には、モータや発電機から回生可能なエネルギーがあってもバッテリーに回収できない。従ってバッテリーの残量（即ちDOD）との関連においてシステムとして最も効率の良い方法を取る必要がある。具体的には、モータの必要電力に対して発電機の発電目標値を時々刻々決める方法を採用し、その比率を表す変数としてバッテリー制御定数 α_d （＝発電機出力目標値／モータ必要駆動電力）を定義し、車両のモード走行が可能であることを前提として、 α_d を初期設定値の53%から順次増加させその影響を調べた。 α_d を大きくして行くと走行燃費及びNOx排出量が改善されるが、 α_d が73%以上の場合は、減速時に発電機アシスト制御が働くと発電機電流が過大となりバッテリーの充電制限電圧（定格電圧の125%としている）をオーバーし充電出来なくなる場合が生ずることも判った。これはバス実走行モードでは、予備検討の結果、バッテリーの初期DODは40%以下に設定する必要がある、10～15モードの場合に比べて充電に対する余裕が少なくなっているためと思われる。なお、 α_d が大きくなる

につれ走行燃費等が改善されるのは、前報でも述べたように発電負荷が増大し、CGT及び発電機の作動点が高効率側に移動すると共に、バッテリーからの放電電流が減少するため、バッテリーでの損失が減少するためである。 α_d の上限を73%とした場合の初期設定に対する改善効果は走行燃費は約5%、NO_x排出量は約9%の改善であった。

(2) 発電機アシスト強度の影響

ガスタービンは大きな加速を必要とする場合、燃料制御だけで行くと一度に多くの燃料が供給され、過温度や圧縮機のサージング等の危険性がある。サージングを避けようとするすると燃料供給量が制限され目標回転数への追従が困難となる。そのためガスタービンは一般的にレスポンスがレシプロエンジンに比べて劣り、ハイブリッドシステム用の原動機として考えたときに大きな容量のエンジンが必要とされている。そこで、前報において既に述べたように、CGTにとっては負荷である発電機側の負荷を一時的に増減制御することにより、エンジンの回転数制御の支援を行う「発電機アシスト制御」を考案した。この負荷増減はCGTの目標回転数と実回転数の差に比例させたある量を、本来のその時刻における負荷から差し引くことで行う。極端な場合は発電機をモータとして働かせることにより急加速が可能となる。これにより、エンジン回転数が目標回転数に近くなったところで本来の燃料制御に切り替え、エンジンをサージに入らずに素早く加速させることが可能となる。一方、減速の場合は、発電機の負荷を一時的に増やすことになり、回転慣性の大きなガスタービンでも、有効なエンジンブレーキがかけられるため、供給燃料が急減することによるエンジンの吹き消えも起こすことなく、エネルギーを回生してエンジンを急減速させることが可能となる。加減速の激しいバス実走行モードにおいてもこの方式が有効であるかどうかを確認した。バッテリー制御定数を70%一定として、発電機アシストの強度を徐々に増大させ、その影響を調べた。発電機アシストの強度を強くして行くにつれ、走行燃費、排気特性ともに良くなるが、その理由は発電機アシスト強度の増大とともに発電機出力が大きくなり、発電機の作動点が高効率側に移り、発電機効率が向上したためと思われる。しかしある値以上にするとやはり減速時に発電機電流が過大となり充電出来なくなる場合が発生することが判った。この限界以内での初期設定値に対する改善効果は、走行燃費およびNO_x排出量ともに約2%であった。

以上の検討結果より、制御パラメタの調整による最適化は、バッテリーの初期DODとも関係するが、発電機電流が過大とならない範囲で、バッテリー制御定数 α_d を出来るだけ高く選定し、発電機アシスト強度を大きく設定したほうが効果的であることが示唆された。

3.3 CGTを用いたハイブリッドシステム最適化による走行燃費およびNO_x排出量の改善効果

以上の検討結果により、ベースシステムを出発点として最適化の方向を検討し各パラメタを設定した。表2に結果を示す。主な変更点は、CGT/発電機系

表2 ベースシステムの最適化の詳細

項目	単位	ベース	最適化
エンジン形式		CGT	←
最大出力	kW	113	70
最高回転数	rpm	100000	←
発電機形式		PM	←
出力 (定格/最大)	kW	50/100	32/64
回転数 (定格/最高)	rpm	6000/10000	←
モータ形式		PM	←
出力 (定格/最大)	kW	86.1/172.2	←
回転数 (定格/最高)	rpm	1063/2834	←
電池形式		Lead-Acid	
エネルギー密度	Wh/kg	42	100
出力密度	W/kg	200	300
バッテリー制御定数	%	70	←
発電機アシスト強度		1	1.9
走行燃費	km/l	3.17	5.01
NO _x 排出量	g/km	0.98	0.69

の容量を約64%程度に小型化したこと、バッテリーの特性として先進バッテリーの開発目標値を参考にエネルギー密度を42から100Wh/kgに、出力密度を200から300W/kgとしたこと、システム制御のうち発電機アシストの強度を高めたことである。その結果、ベース車両に対して走行燃費は約60%向上し、NO_x排出量は30%低減することが判った。この値は、従来のディーゼルエンジン搭載の路線バスの計算結果である走行燃費(1.8km/l)、NO_x排出量(19.7g/km)⁴⁾と比べると、走行燃費は約2.7倍、NO_x排出量は1/28以下に相当する値であって、現行ディーゼル車に比べて大幅な改善効果が期待されることが判った。また、以上の検討とは別に、バス実走行モードではエンジンのアイドル時間は全走行時間の49%であるので、アイドルストップの効果を検討するため、アイドルで消費した燃料を計算したところエンジンの全消費燃料の約11%であった。従ってアイドルストップによる燃料の節約効果は約11%と推定される。

4. まとめ

CGTを用いた都市バス用シリーズ式ハイブリッドシステムの最適化を目的に、シミュレーションプログラムを開発し、その主要要素のモード運転時の作動状況を検討し、走行燃費、NO_x排気特性に及ぼす各種パラメタの影響を調べた。その結果、次のことがわかった。

- (1) 定格発電効率40%程度のCGTを用いたシリーズ式ハイブリッドシステムのシミュレーション結果によれば、バス実走行モードに於ける走行燃費は現行ディーゼルバスと比べ約2.7倍、NO_x排気量は約1/28と圧倒的に優れた特性が期待できる。
- (2) 走行モードにより走行燃費は大きく影響される。最終的なシステムの最適化に当たっては実際の使用モードに出来るだけ近い走行モードにて行う必要がある。
- (3) 慣性モーメントの大きなガスタービンであっても、発電機の負荷制御により加減速を補助する「発電機アシスト」システムにより、バス実走行モードにおいても最良燃費の定常運転線を作動させることが可能であることが確認できた。
- (4) 最良燃費点が定格点にきわめて近いガスタービンは出力容量の小さなエンジンを搭載することが可能でその効果は大きい。
- (5) 車両重量の大きな都市バスに於いてはバッテリーの性能向上はそれほど大きな効果は望めない。
- (6) シリーズ式ハイブリッドシステムでは出来るだけ発電負荷を高くして発電効率を上げるとともに、発電した電気エネルギーは出来るだけ電池に溜めずに直接モータで使うことを目指したシステム制御が肝要である。
- (7) 回生効率は70%程度であったが、その損失の主なものはモータの損失とバッテリーの充電損失であった。モータの効率向上が望まれる。
- (8) バス実走行モードでは、アイドルストップ制御の導入によるさらなる燃費の改善は約11%と推定される。

参考文献

- (1) 伊藤高根他：日本ガスタービン学会誌，VOL. 23(1996)，No. 92，p27.
- (2) 伊藤高根，呉 英毅：日本ガスタービン学会誌，VOL. 26(1998)，No. 102，p67.
- (3) 佐々木正史：日本ガスタービン学会誌，VOL. 25(1997)，No. 98，p25.
- (4) (財)石油産業活性化センタ：自動車用CGTの社会適合性に関する報告書，1996. 3

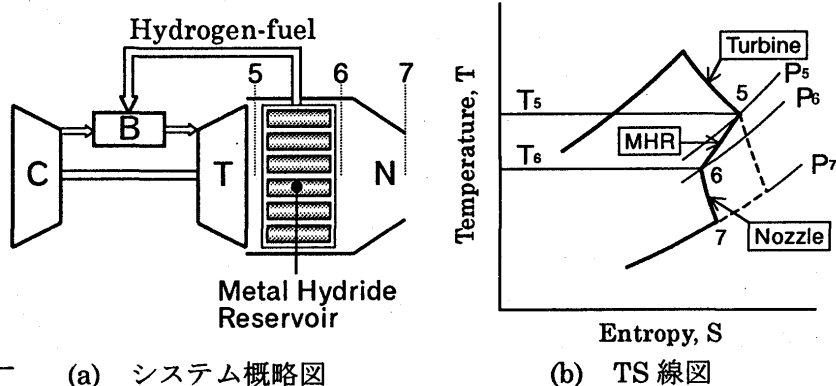
水素吸蔵合金を用いた水素ガスタービン用排熱利用型 燃料供給システムの検討

*湯浅三郎（都科技大）、秋月 渉、皆川和大、
朝日雅博、横山知子（都科技大院）

1. はじめに

筆者らは、水素を現実のガスタービン燃料として実用化する一つの試みとして、超小型水素ガスタービンシステムの開発を行っている^(1,2)。それらの過程で、水素ガスタービンを実用化するためには、燃焼器の低NO_x化と水素燃料の高密度貯蔵供給システムの開発が最も重要な課題であることが明らかになった。前者は、水素を予混合燃焼することによって解決でき、予混合燃焼器の試作とそれを具備した超小型水素ガスタービンシステムの開発・運転試験を実施している^(3~5)。一方後者に関しては、水素吸蔵合金の水素化物がガスタービン用水素の長期間安全貯蔵供給源として適していると結論づけた。

筆者らは、このシステムの開発研究の第一歩として水素吸蔵量が多く、かつ諸特性が比較的良好でわかっているMmNi_{4.15}Fe_{0.85}水素吸蔵合金を選んで水素放出特性を調べ、それを用いた水素供給システムを構築し、超小型水素ガスタービンの稼動試験を実施した^(6,7)。しかしこの合金は常温を越える付近で水素放出をするため、水素放出時の加熱源として水素ガスタービンの排熱は直接的には利用できずに別置の温水加熱装置を用いる必要があった。これはガスタービンシステムを大型・複雑にするばかりでなく、エネルギーの有効利用の観点からは望ましくない。水素ガスタービンの排熱を加熱源として利用できれば、これらを改善できる。そこで次の段階として、水素ガスタービンの排気を熱媒体として用いる場合を想定し、高温用水素吸蔵合金の選定と排気利用ガスタービンサイクルの性能予測を行い、選定した吸蔵合金の伝熱及び水素放出特性を調べたので報告する。



(a) システム概略図

(b) TS線図

図1 水素吸蔵合金燃料供給装置を装備したガスタービン

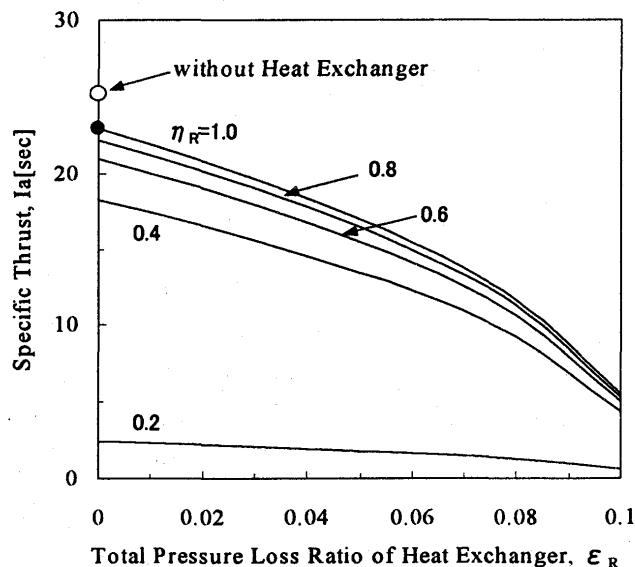


図2 排熱利用型水素供給装置の特性がガスタービン性能に及ぼす影響

2. 全体性能に及ぼす排熱利用型水素供給装置の影響

排熱利用型水素吸蔵合金の選定に当たっては、①

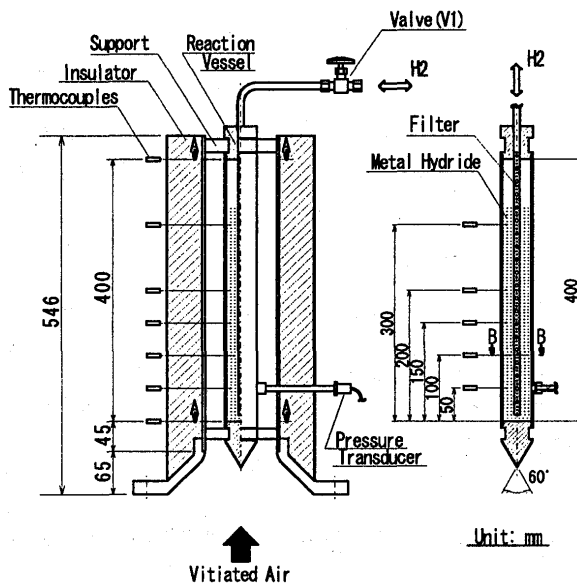
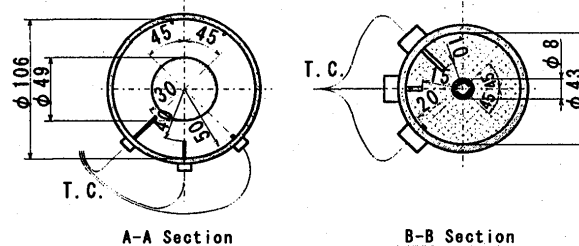
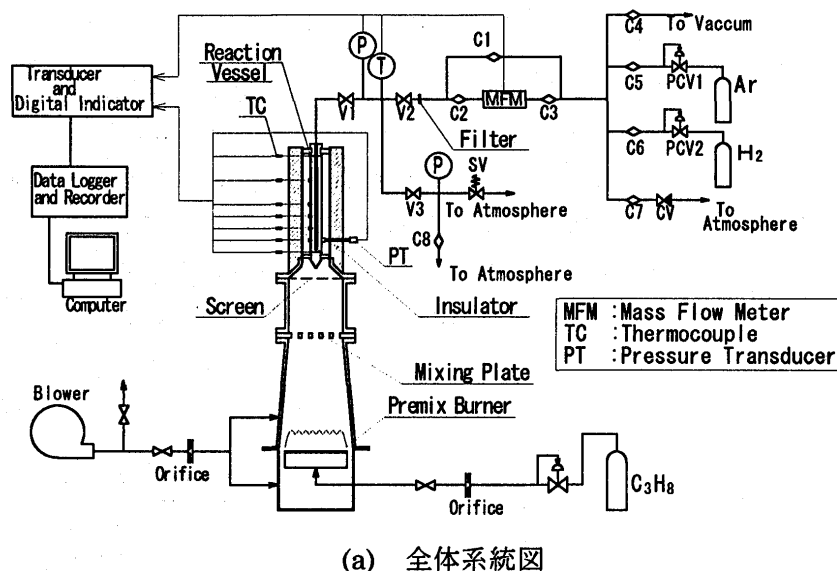
水素吸蔵量が多いこと、②水素放出時の作動温度が300℃付近以上であること、③水素吸放出時に焼結しないこと、④水素化物の生成熱が低いことが望ましい。市販の高温型水素吸蔵合金の中からこれらを考慮して Mg_2Ni と $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ を選んだ。それらの水素含有量と水素吸放出時の反応熱はそれぞれ(3.6重量%、-32.2[kJ/gH₂])と(3.7重量%、-10~-11.5[kJ/gH₂])である⁽⁸⁾。このうち Mg_2Ni は生成熱が大きく焼結しやすいのが欠点である⁽⁸⁾。これに対して $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ は作動温度が高いものの反応熱も低くかつ焼結が起こりにくいと言われている⁽⁸⁾。しかしそれらの熱・反応特性、特に熱伝導率は殆ど報告されていない。

ところで Mg_2Ni 水素化物が水素を放出する際には、水素／空気の燃焼熱の約1/4もの吸熱反応を起こす。これによって排気ガスの持つエネルギーが水素化物との熱交換時に奪われるため、ガスタービンの全体性能に及ぼす熱交換の影響を事前に調べておく必要がある。そこで、筆者らが開発研究している超小型水素ガスタービンに水素化物容器を取り付けた場合を想定し、性能予測を行った。そのシステムの概略図を図1(a)に示す。水素吸蔵合金容器はタービン出口に設置し、合金容器を通過する排気ガスとの間で熱交換を行い、水素ガスが放出されて燃焼器に入る。排気ガスは熱交換器内で圧力をおとした後ノズルより噴出されて推力を発生する。この過程のTS線図を図1(b)に示す。この熱交換システムでは水素流量と排気ガス温度、及び排気ガスの圧力損失の間には以下の式が成り立つ。

$$\eta_R C_{pt} (\dot{m}_o + \dot{m}_f) (T_5 - T_6) = \Delta h_{MH} \dot{m}_f$$

$$(P_5 - P_6) / P_5 = \varepsilon_R$$

ここで C_{pt} ：排気ガス定圧比熱、 $\dot{m}_o$ ：空気の質量流量、 $\dot{m}_f$ ：水素の質量流量、 T_5 ：反応容器入口温度、 T_6 ：反応容器出口温度、 Δh_{MH} ：水素化物生成熱、 η_R ：熱交換率、 ε_R ：反応容器圧力損失率である。性能計算に必要な他の関係式はジェットエンジンに関する教科書の関係式と基本的には同じである。計算で用いた圧縮機やタービンの効率やサイクル温度比などはこれまでの研究^(1, 2)で得られた結果を参考にして決定し



(b) 反応容器詳細及び温度測定位置図

図3 排熱利用型水素吸蔵合金実験装置

た。

図2に熱交換率をパラメータとしたときの圧力損失率に対する比推力の計算結果を示す。この図から全く損失のない熱交換器（●印）を用いた場合でも、水素ガス供給に要するエネルギーを考慮しない理想ガスタービン（○印）よりも1割程度性能が低下することがわかる。熱交換率の低下と圧力損失率の増加はともに性能を低くするが、本水素ガスタービンのように圧力比が低い場合には熱交換率の低下に比べて圧力損失の方が大きな影響を持つことがわかった。しかし、熱交換率と圧力損失に対して適切な設計をすれば、排熱利用型水素供給装置を具備した超小型水素ガスタービンシステムを構築することは可能である。

3. 実験装置

図3(a)に水素吸蔵合金実験装置の全体系統図を示す。本実験では水素吸蔵合金の水素化物を充填した反応容器をプロパンと空気との燃焼ガス流中に直接曝す方式を採用した。図3(b)に水素吸蔵合金の水素化物反応容器の詳細図と高温ガスと水素化物内温度の測定位置を示す。反応容器は肉厚3mmのステンレスパイプ製で、その中心には焼結金属フィルター（透過率 $7\mu\text{m}$ ）が装着されており、これを通して水素ガスが吸放出される。反応容器内温度は7本の熱電対で測定した。本実験には、 Mg_2Ni を充填した反応容器（合金充填量：900[g]、嵩密度： $1.6[\text{g}/\text{cm}^3]$ ）および $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ を充填した反応容器（合金充填量：600[g]、嵩密度： $1.1[\text{g}/\text{cm}^3]$ ）をそれぞれ用いた。本装置は、空気及びプロパン流量を設定することで高温ガスの流量と温度とを任意に制御することが可能であり、高温ガス流速を約 $9[\text{m}/\text{s}]$ で一定に保って、実験を行った。具体的には、反応容器入口のバルブV1を閉じた状態で、高温ガスにより反応容器を加熱し、各測定位置における温度が所定の値に安定した時点でバルブV1を開けて水素を導入・排気させる方法で実験を行った。

4. 実験結果と考察

4・1 熱伝導率

水素化物から十分に水素を放出させた後、不活性ガスを充填した反応容器を加熱し、反応容器内半径方向三点の温度応答を計測することによって、微細化された水素吸蔵合金の見かけ上の熱伝導率（以下有効熱伝導率と呼ぶ）を測定することができる。このとき、①反応容器内の円周方向及び軸方向への熱移動は無視できる、②熱的物性値は温度によって変化しない、③吸蔵合金の温度伝導率は

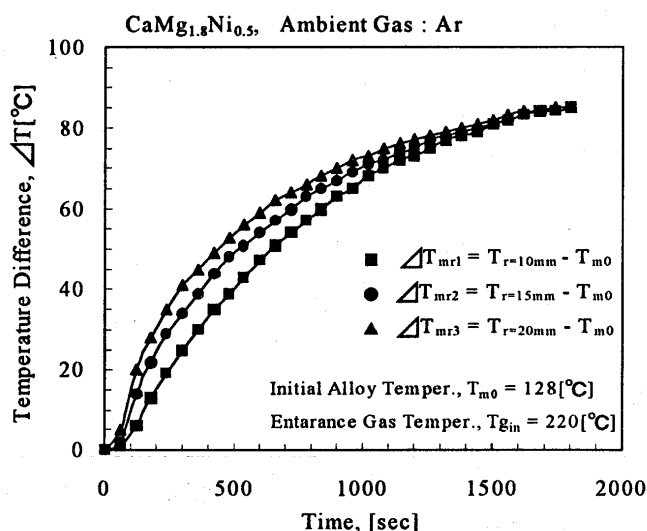


図4 加熱時における反応容器内温度の時間的変化

表1 水素吸蔵合金の有効熱伝導率

合金の種類	雰囲気	ヘリウム	アルゴン	水素
		[W/(m·K)]	[W/(m·K)]	[W/(m·K)]
Mg_2Ni		5.0 [H/M=0 0.2MPa 220~320°C]	2.1 [H/M=0 0.2MPa 200~320°C]	1.8 [H/M=0.77~ 0.02~0.52MPa 220~320°C]
$\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$		1.1 [H/M=0 0.2MPa 180~320°C]	0.75 [H/M=0 0.2MPa 220~320°C]	1.9 [H/M=0.9~ 0MPa 30~150°C] 0.43 [H/M=0.9~ 0.07~0.64MPa 220~320°C]
雰囲気ガス		0.252 (327°C)	0.0306 (327°C)	0.315 (327°C)

※ステンレス: $16.3[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ (20°C), マグネシウム: $156[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ (27°C),
ニッケル: $90.7[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ (27°C), カルシウム : $200[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ (27°C)

ノイマン・コップの法則⁽⁹⁾より推定した水素吸蔵合金の比熱と反応容器内の嵩密度とから求まる、と仮定すれば飯田らのラプラス変換法⁽¹⁰⁾を用いて行える。図4に、 $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ の水素化物から十分に水素を放出させた後にアルゴンを充填して反応容器を加熱した場合の、反応容器内の半径方向温度分布の代表的な時間変化例を示す。この測定法では、加熱を開始してから温度平衡が達成されるまでの時間と温度応答曲線の実験式とが実験値として必要である。

表1にヘリウム、アルゴン雰囲気中での Mg_2Ni と $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ の熱伝導率の測定結果を示す。比較のため水素吸蔵合金構成金属単体とステンレス及び雰囲気ガスの熱伝導率を示す。この測定結果より、雰囲気気体の熱伝導率が高い場合には有効熱伝導率が増加することがわかる。その絶対値は、雰囲気ガスよりは一桁から二桁大きい、逆に構成金属単体よりも二桁近く、ステンレスよりも一桁近くも小さい。この原因は、合金は微粉化されているため雰囲気ガスによる断熱効果が働くためであると考えられる。

一方、水素吸蔵合金の水素化物の有効熱伝導率は、同様な方法で雰囲気水を水素にすることによって行える。表1にその結果もあわせて示す。 $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ の水素化物は、ヘリウム中の $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ の熱伝導率に近い値を示すが、温度が上昇して水素

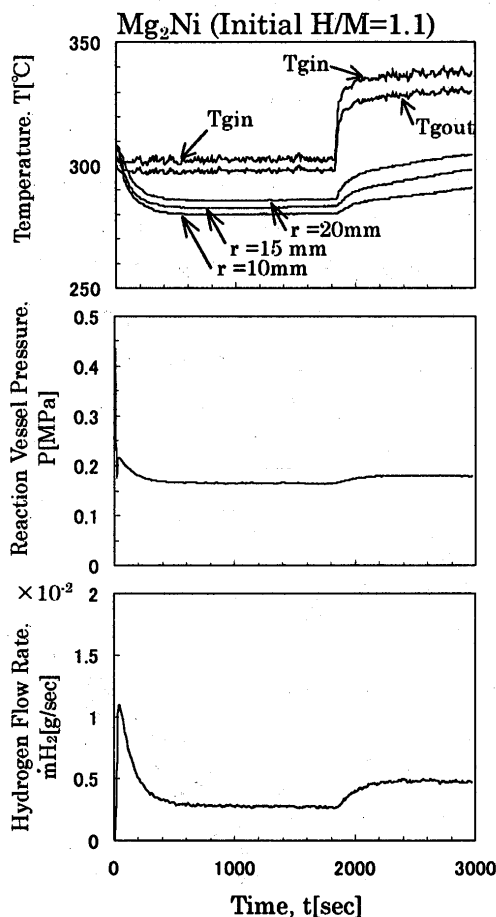


図5 水素放出時における諸特性の時間的变化 (Mg_2Ni)

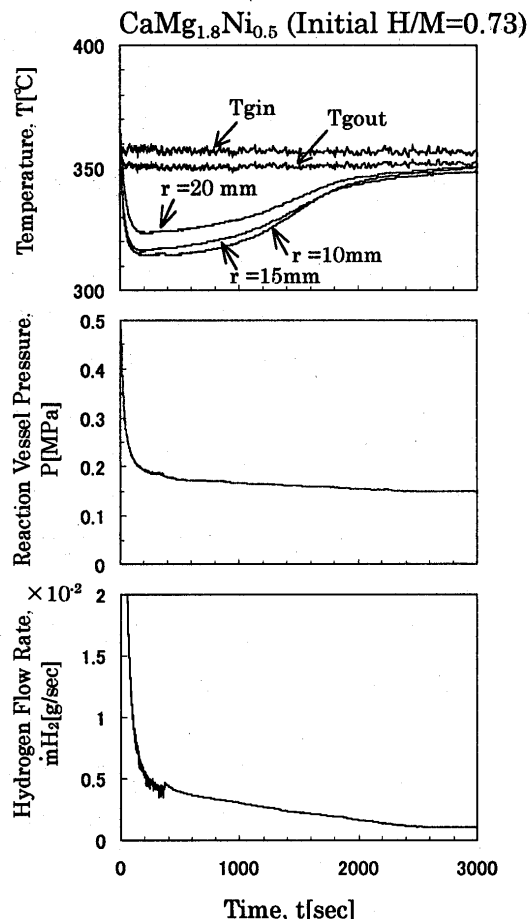


図8 水素放出時における諸特性の時間的变化 ($\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$)

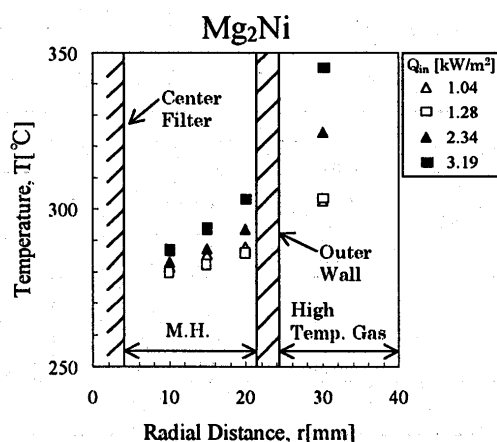


図6 水素放出時における反応容器内半径方向温度分布 (Mg_2Ni)

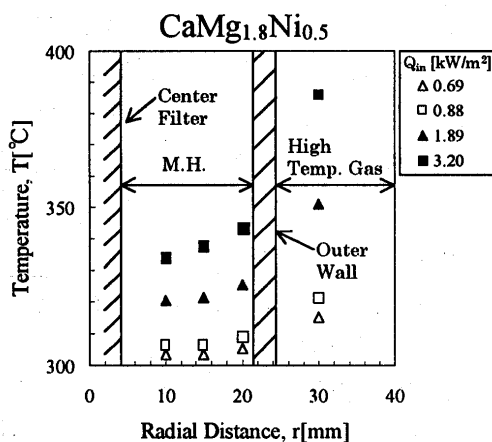


図9 水素放出時における反応容器内半径方向温度分布 ($\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$)

の放出が始まると吸熱反応が起こるため、有効熱伝導率は低くなることが分かる。またこれらの値は、これまでに報告されている $\text{MmNi}_{4.15}\text{Fe}_{0.85}$ 、 TiFe 、 LaNi の有効熱伝導率⁽¹¹⁾と比べて同じオーダーであった。

4・2 水素放出特性

図5に、 Mg_2Ni の水素放出時の諸特性値の時間変化の代表的な例を示す。放出実験開始前、水素化物は初期温度(307℃)と水素吸蔵組成($\text{H/M}=1.1$)によって決まる平衡圧力(0.43 MPa)に保たれている。水素放出バルブ開度を全開にした場合、水素放出開始後、水素化物の温度・圧力はともに急激に低下した後ほぼ一定値に落ち着いた。これに伴って水素の放出速度も一定に保たれ、水素化物からの水素放出が定常的に進行していることが分かる。放出開始から30分経過後に高温ガスの温度を上昇させたところ水素化物の温度・圧力・水素放出速度はいずれも増加し、再びほぼ定常状態に移した。このことは、高温ガス温度のみを変化させることにより水素放出速度を制御することができることを示している。図6に、定常状態における水素化物内の半径方向温度分布を高温ガスからの熱流束をパラメータにして示す。いずれの熱流束の場合も半径方向の温度分布は中心に向かってほぼ直線的に低下している。また同一半径位置の温度は下流に向かって全長で数℃低下する程度であることが測定されており、軸方向の温度分布は殆どないといえる。

この半径方向温度分布と前節で求めた Mg_2Ni の水素化物の温度伝導率とからこの反応容器内の水素化物の温度伝導の特性時間と高温ガスの熱流束⁽¹²⁾による水素化物の加熱の特性時間を見積もることができる。その結果、それらの値はともに150秒程度となった。このことは、一般に水素化物からの水素の放出反応の特性時間は非常に短いことを考慮すると、高温ガスからの熱流束による加熱速度と水素化物からの水素の放出反応による吸熱速度とが水素化物内の熱の移動速度と釣り合っていることを示唆している。事実図7に示すように、高温ガスから反応容器全体に流入する単位時間当たりの全流入熱量 $\dot{Q}_{in}$ と水素放出に伴う全水素化物の単位時間当たりの吸熱反応熱量 $-\dot{Q}_{reac}$ ($=\dot{m}\text{H}_2 \cdot \Delta h_{MH}$)とはほぼ一致する。すなわち Mg_2Ni の場合には、本実験の反応容器程度の寸法であれば、高温ガスからの熱流束に対応した圧力や温度に反応容器の状態を保ったままで、水素放出量を制御できることを示している。

一方 $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ に対する、 Mg_2Ni と同様な実験結果を図8～10に示す。 Mg_2Ni と異なり高温ガス温度を一定に保っているにもかかわらず水素放出後に最小値を取った後、温度・圧力ともに増加し始め、しかも水素化物中の温度分布は中心ほどその上昇割合が高くなっている。しかし水素流量と圧力はともに減少し続けている。図9に示した半径方向温度分布(温度が最小値を示す時刻あたり)も中心に向かうと温度勾配が緩やかになっているのが分かる。これらの結果は、 $\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$ の場合には中心付近で発熱反応が起こっていることを示唆している。事実、図10に示すように高温ガス

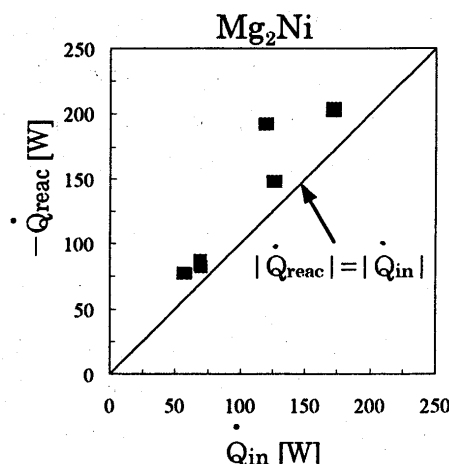


図7 水素放出時における供給熱量と反応熱量との関係 (Mg_2Ni)

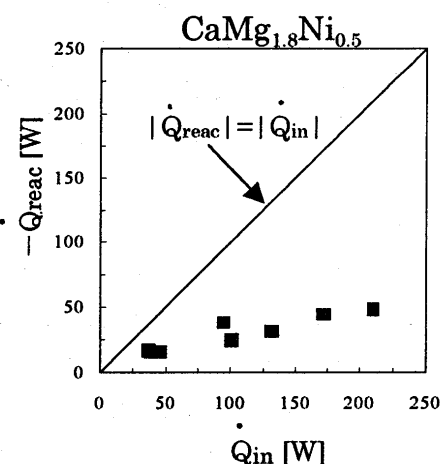


図10 水素放出時における供給熱量と反応熱量との関係 ($\text{CaMg}_{1.8}\text{Ni}_{0.5}$)

からの流入熱量は水素の放出に伴う反応熱量よりも数倍も大きい。これは、高温ガスからの加熱を受けて外壁近くで放出された水素が中心付近の水素化物で再吸蔵され、その結果発熱反応が進行し、見かけ上放出水素流量が少なくなった可能性が考えられる。この原因の検討は今後の課題の一つであるが、その発生は解離圧と平衡組成との関係や水素放出速度と吸蔵速度との関係に依存すると考えられる。

5. まとめ

- (1) 排熱利用型水素吸蔵合金燃料供給装置を備えた超小型水素ガスタービンでは熱交換率よりも熱交換器の圧力損失の影響を強く受けるが、サイクルの自立は十分に可能である。
- (2) 微粉化されたMg系の水素吸蔵合金の有効熱伝導率はステンレスのそれよりも一桁小さい。 Mg_2Ni の有効熱伝導率は $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ よりも大きい。水素化物の有効熱伝導率は水素放出時には水素吸蔵合金よりも低くなる。
- (3) 本実験の反応容器の寸法では、温度伝導の特性時間と加熱の特性時間とはほぼ等しい。 Mg_2Ni の水素化物は、反応容器の温度と圧力を一定に保ちながら水素供給が可能であるが、 $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ の水素素物は放出された水素が再吸蔵されるため定常的な水素供給は困難である。

参考文献

- (1) 湯浅三郎他 5 名、日本ガスタービン学会誌、15-59(1987)、122-128.
- (2) 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.
- (3) 湯浅三郎他 3 名、日本機化学会論文集 B、61-588(1995)、3075-3081.
- (4) Yuasa, S., et al., Proceedings of the 1995 YOKOHAMA Inter. Gas Turbine Congress, II(1995), 3075-3081.
- (5) Minakawa K., et al., AIAA 97-3388(1997).
- (6) 湯浅三郎、後藤登、日本ガスタービン学会誌、20-78(1992)、16-24.
- (7) 湯浅三郎他 2 名、ガスタービン秋季講演会講演論文集、(1992)、189-196.
- (8) 大角泰章、「水素吸蔵合金—その物性と応用—」、(1993)、アグネ技術センター.
- (9) 長倉三郎他編集、理化学事典第5版、(1998)、岩波書店.
- (10) 飯田嘉宏他 2 名、日本機械学会論文集B、48-425(1983)、142-149.
- (11) 大角泰章、「金属水素化物—その物性と応用—」、(1986)、化学工業社.
- (12) 日本機械学会編、「伝熱ハンドブック」、(1993)、76-77、丸善.

CGT を用いた自動車用ハイブリッドシステムの走行性能評価

*荒木智彦 (東京電力 (株))

吉識晴夫 (東京大学生産技術研究所)

1 序論

地球環境問題や都市大気環境問題が深刻化する中、自動車がこれらの問題に与える影響が無視できない状況になった。特にディーゼル車は自動車保有台数の 18% しかないが自動車起因の窒素酸化物の 75%、粒子状物質ではほぼ全部を占めており、環境負荷の大きな車と言える。しかし、バスやトラックではディーゼルエンジンに頼らざるを得ないのが現状である。特に路線バスは発進停止が多く、低速走行により燃費及び排ガスが著しく悪い。そこで小型、軽量、高効率、排ガスがクリーンな CGT (セラミックガスタービン) を用いたハイブリッドシステムの路線バスへの適応を提案し、シミュレーションによりその走行性能評価を行なうことを研究目的とした。

2 ハイブリッドシステムの設計

本研究対象とするハイブリッドシステムはシリーズ型とした。要求性能及びモータ効率の向上から 3 段変速機を搭載した。図 1 にハイブリッドシステム概念図を示す。

2.1 CGT

CGT は高熱効率化のため $TIT=1350^{\circ}\text{C}$ 一定の運転線に沿って運転するとした。出力特性、排気特性は文献[1]の CGT 回転数に対する CGT 軸出力及び燃料流量の静特性マップ、燃焼器の単体定常実験データから算出した。動特性は発電機を含む回転系の慣性のみを考慮し、回転系に対する運動方程式をルンゲクッタ法で解いた。CGT 特性を図 2 に示す。

2.2 モータ、発電機

モータ及び発電機には永久磁石式(PM)を用いるとした。PM は励磁に永久磁石を使うため励磁電流が不要であり、構造も簡単になると共に効率もよい。シミュレーションでは文献[1]の設計値を用い、各作動点ごとにインバータ損、銅損、無負荷損、漂遊負荷損を計算して効率を求めた。

シミュレーションでは文献[1]の設計値を用い、各作動点ごとにインバータ損、銅損、無負荷損、漂遊負荷損を計算して効率を求めた。

2.3 蓄電池

蓄電池には比較的安価かつ高パワー密度の鉛蓄電池を採用した。文献[2]の鉛蓄電池の定常充放電特性の実験値から起電力及び内部抵抗を放電深度(DOD)の関数として数式化し、内部抵抗によ

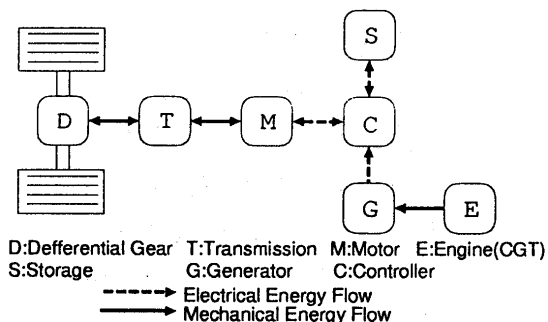


図 1: ハイブリッドシステム概念図

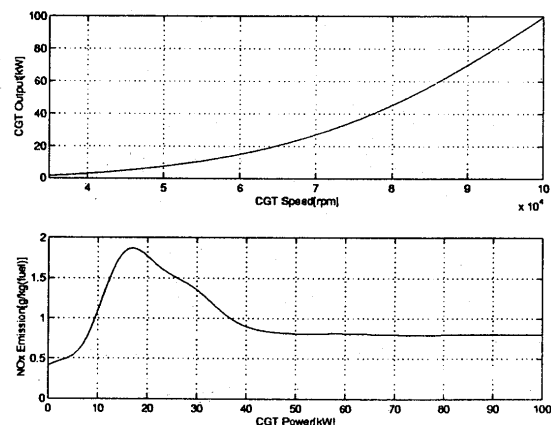


図 2: CGT 特性

る発熱損失から充放電時の効率を求めた。また、大電圧での充電は電池の寿命を縮める原因となるので定格電圧の 1.25 倍を超える場合は 1 部の充電電力を回避させるとした。

2.4 フライホイール蓄電装置

フライホイール蓄電装置は化学電池とは異なりエネルギーをフライホイールの回転エネルギーとして蓄える。高エネルギー密度で急速かつ大電力の充放電に適している。本研究では文献[3]の小型フライホイール蓄電装置を後述の負荷追従制御方式で鉛蓄電池と併用し、車の加速時のエネルギー放出、減速時の回生エネルギー回収に使用した。

2.5 ブレーキシステム

通常、車のブレーキシステムは前後輪が同時にロック寸前となるような理想制動力配分に近い制動力配分となっている。この理想制動力配分は安全性の上では有効である。しかし、回生ブレーキを持つハイブリッド電気自動車 (HEV) にとってはせっかくの制動エネルギーを捨てることになり(4 駆を除く)、そのメリットを生かしきれない。そこで本研究対象としている HEV(後輪駆動車)に適した制動力配分を検討した(図 3)。ただし前輪ブレーキは油圧式ブレーキのみで、後輪ブレーキはできるだけ回生、モータトルクが足りなかったらその分だけ後輪油圧式ブレーキとする。

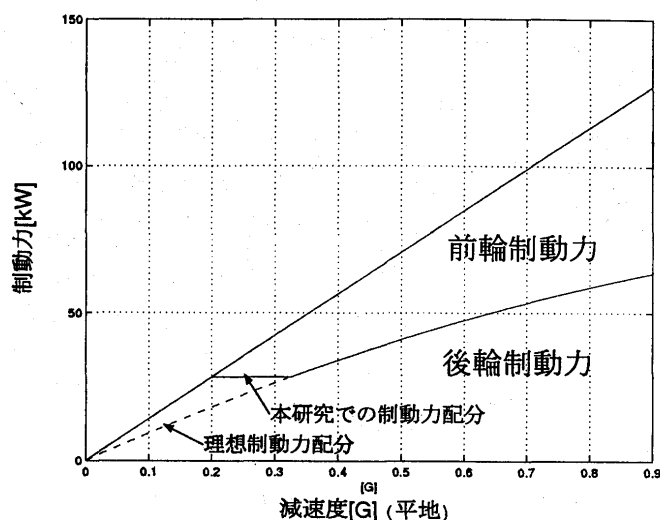


図 3: 制動力配分

3 CGT 運転制御方法

3.1 ON-OFF 制御

シリーズ型 HEV の基本的な発電方法である。電池残存容量(SOC)があらかじめ定められた下限 (SOC_{Bmin}) に達したらエンジンの効率の良い点で発電を行なう。また SOC があらかじめ定められた上限 (SOC_{Bmax}) に達したらエンジンを停止(アイドル)する。利点はエンジン、発電機の効率がよいこと、制御系が簡単なことであり、欠点は走行状態によっては電池の充放電効率の影響を大きく受けること、非発電状態での走行エネルギーはすべて電池から供給するので電池搭載量が多いことである。ON-OFF 制御の SOC、CGT 回転数、CGT 出力、発電機出力の関係は図 4 のようになる。

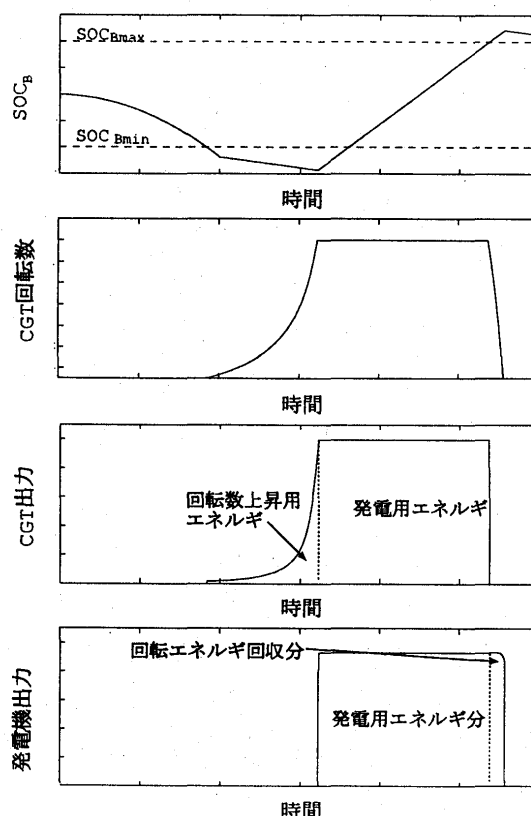


図 4: ON-OFF 制御

とである。ON-OFF 制御の SOC、CGT 回転数、CGT 出力、発電機出力の関係は図 4 のようになる。

3.2 負荷追従制御

走行負荷及び SOC から発電機出力の目標値（目標発電機出力： P_{Gt} ）を決定し、それに応じてエンジン出力を変化させ、なるべく発電機出力のみで車両を駆動させる発電方法である。SOC の上下限を定め、SOC が適切な幅にある時はその走行を実現するのに必要な発電機出力（ P_M ）を P_{Gt} とする。また上限（ SOC_{Bmax} ）に達したら P_M に放電係数（ β ）をかけた値を P_{Gt} とし、下限（ SOC_{Bmin} ）に達したら P_M に電池の最大充電可能電力（ P_{Bmax} ）に充電係数（ α ：駆動時、 γ ：停車時）をかけたものを加えた値を P_{Gt} とする。このように P_{Gt} を定めることにより SOC をある幅で保つことができる。利点は走行エネルギーの大部分を発電機出力から供給するので電池搭載量が少ないこと、電池の充放電効率の影響を受けにくいことであり、欠点は走行状態によってはエンジン、発電機の効率が悪いこと、制御系が複雑なことである。負荷追従制御の車速度、CGT 回転数、CGT 出力、発電機出力の関係は図 5 のようになる。駆動時の P_{Gt} は蓄電池システム、蓄電池+フライホイール蓄電装置システムでそれぞれ図 6 のように定めた。

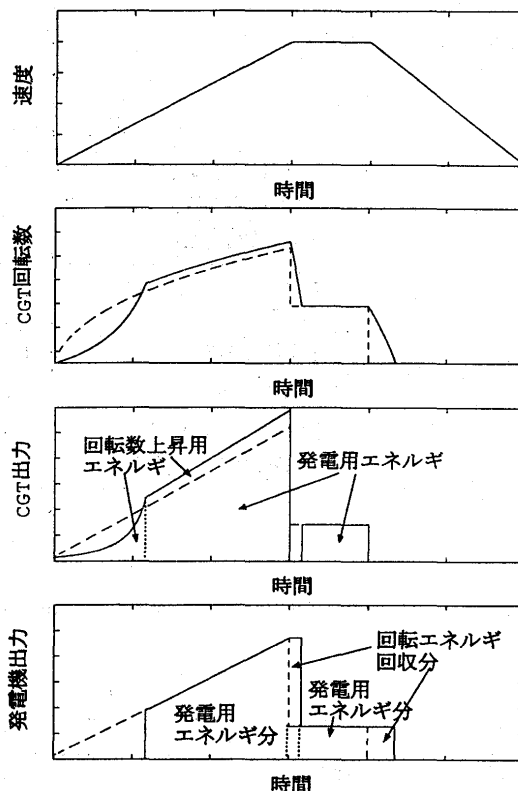
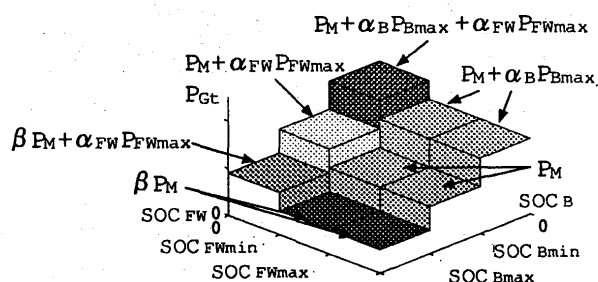
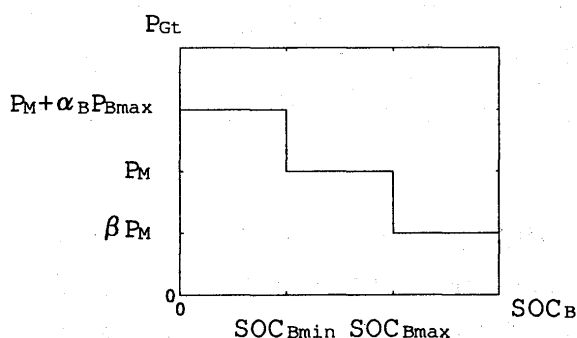


図 5: 負荷追従制御 (—: 実際、---: 目標)



左：蓄電池システム、右：蓄電池+フライホイール蓄電装置システム

図 6: 駆動時の目標発電機出力

4 シミュレーション

以下で ON-OFF 制御—蓄電池システムを ‘ON-OFF’、負荷追従制御—蓄電池システムを ‘LT1’、負荷追従制御—蓄電池+フライホイール蓄電装置システムを ‘LT2’ とする。

4.1 走行モード

走行モードには都内路線バスの実走行モード及び市街地の多少混雑した走行を想定した 10 モードを使用する。ただし、路線バス用の統一された走行モードは存在しないため、文献[4]のモードを使用する。

4.2 HEV 諸元

表 1 に HEV 緒元を示す。

表 1 HEV 緒元

車両総重量[kg]	14640(ON-OFF) 14440(LT1) 14483(LT2)	エンジン形式 定格出力[kW] 定格回転数[rpm]	CGT 100 100000
モータ形式 定格出力[kW] 定格/最高回転数[rpm]	PM 86.1 1063/2834	発電機形式 定格出力[kW] 定格/最高回転数[rpm]	PM 50 6000/10000
蓄電装置 (1) 重量[kg]	鉛蓄電池 900(ON-OFF) 700(LT1、LT2)	蓄電装置 (2) 重量[kg] 蓄電容量	フライホイール 43 100[kW]10[s]

4.3 制御係数

表 2 に制御係数を示す。ただし、これらの値は最適化されていない。

表 2 制御係数

	ON-OFF	LT1	LT2
SOC (蓄電池) の初期値[%]	80	80	80
SOC (蓄電池) の上限[%] : SOC_{Bmax}	85	85	85
SOC (蓄電池) の下限[%] : SOC_{Bmin}	75	75	75
SOC (フライホイール) の初期値[%]			100
SOC (フライホイール) の上限[%] : SOC_{FWmax}			100
SOC (フライホイール) の下限[%] : SOC_{FWmin}			16
充電係数 (蓄電池、駆動時) : α_B		0.6	0.6
充電係数 (蓄電池、停止時) : γ_B		1.0	1.0
充電係数 (フライホイール、駆動時) : α_{FW}			0.6
充電係数 (フライホイール、停止時) : γ_{FW}			1.0
放電係数 (蓄電池) : β		0.4	0.4

4.4 性能評価方法

燃費は低公害車の重要な評価基準である。しかし、HEV のエネルギー源は燃料と電気であるため、その燃費評価が非常に難しく、統一された評価法もない。HEV では走行状態によって電池からの持ち出し電力が多い場合は燃費はよくなり、逆の場合は悪くなる。そこで走行モードを多数回繰り返した方が真の値に近くなると言える。そこで今回はシステムの性能評価に 50 サイクル終了時の値を用いることにした。

4.5 計算結果及び考察

表 3 に計算結果を示す。また図 7 に蓄電池の SOC の時間変化を示す。フライホイール蓄電装置の SOC はその下限に達することがなかったので省略する。ON-OFF 制御 (ON-OFF) では CGT 平均熱効率は最高熱効率に近い値を示しているが、発電機出力が直接モータを駆動させる割合は 10% 台と非常に低い。一方、負荷追従制御 (LT1、LT2) では CGT 平均熱効率は 30% 台前半と低めであるが発電機出力が直接モータを駆動させる割合は 70%~90% と高い。これらはそれぞれの制御方法の特徴である。

ところで、発電機出力が直接モータを駆動させる割合はLT1よりLT2の値が大きい。LT1ではCGTが目標とする回転数になるまでは出力のすべてを回転数上昇用に使用するため、その間の走行は電池出力で行う。回生などで電池にも充電する機会があるが、減少分よりも少なかったために、SOCが減少し、下限に達して故意に電池に充電する機会が多かったために

低くなった。また、バスモードのLT2ではSOCが上昇している。これは10モードよりもバスモードの方が回生エネルギーが多いためである。

制限電圧により蓄電池で回避される充電用電力をON-OFFとLT1で比べると10モードではLT1の方が少ないが、バスモードではLT1が多くなっている。負荷追従制御では回生時はCGTをアイドリング状態にしてCGTの回転エネルギーを発電機で吸収し、減速させる。その際、電池にはモータからの回生電力と発電機からの電力が充電されようとする。もし、これらの電力が電池の最大充電可能電力を超えていたらその1部の電力が回避される。負荷追従制御では毎回の減速についてこのようなことが起こる。ON-OFFでもON状態（発電状態）で回生が行われていれば充電電力が回避される可能性があるが、OFF状態（非発電状態）では回生電力のみで発電機出力はない。よって、どちらが回避される電力が多いかは走行モードやON-OFF幅などの制御係数にも影響されるので一概には言えない。バスモードで回避させる電力が多いのは回生電力が大きく、加減速も多いからだと考えられる。LT2では両方の走行モードで回避電力が飛躍的に減少している。これはLT2では回生エネルギー及びCGT減速エネルギーを優先的にフライホイールで吸収したため、電池にはあまり大電力がかからず、回避される電力も大幅に減少したからである。

次に文献[5]のディーゼル車の性能データを用いてHEVとディーゼル車の性能を比較する。燃費ではすべてのハイブリッドシステムでディーゼル車を上回りLT2、LT1、ON-OFFの順で高い。よって燃費にはCGT平均熱効率よりも発電機出力が直接モータを駆動させる割合が大きく影響を及ぼし、ON-OFF制御よりも負荷追従制御が優れているといえる。また、鉛蓄電池とフライホイール蓄電装置の併用は有効であることが確かめられた。NO_x排出量はすべてのハイブリッドシステムでディーゼル車より圧倒的に優れていることがわかる。ところで、NO_x排出量はLT1よりもLT2が低い。CGTのNO_x排出量はその特性(図2)より部分負荷で多いことがわかる。LT1ではLT2よりSOCが下限を下回る回数が多いためその分CGT出力は高負荷となり、走行状態によっては

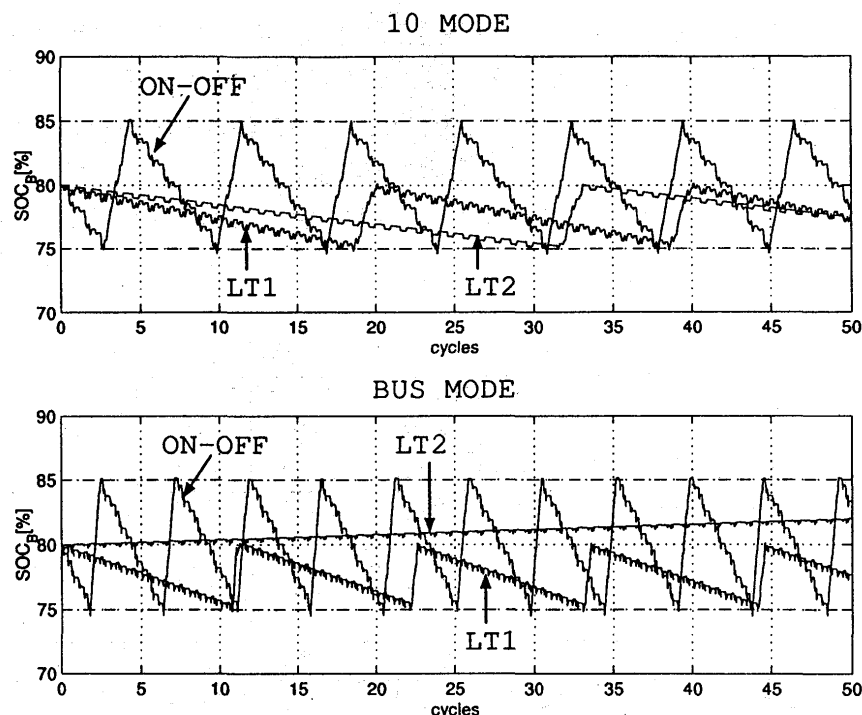


図 7: SOC の時間変化

NO_x 排出量が少ない場合もある。しかし、本研究では SOC が下限を下回った場合は初期値に戻るまではたとえ停車時であっても発電を行わせている。アイドル時の NO_x 排出量は駆動時の排出量に比べてはるかに低いため、総合的には LT2 がより低い値となった。LT1 と LT2 の NO_x 排出量の差がバスモードで 10 モードよりも大きいのは停車時間の占める割合がバスモードでは全体の 51%、10 モードでは 27% とバスモードの方が多いためである。ON-OFF 制御については発電中は最大出力発電であるので排出量は低く、発電時間、発電回数に関係するので走行モードに依存すると考えられる。

表 3 計算結果

	ON-OFF		LT1		LT2		ディーゼル	
	10	バス	10	バス	10	バス	10	バス
CGT 平均熱効率[%]	39.6	39.6	34.9	33.9	34.8	33.7		
発電機出力が直接モータを駆動させる割合[%]	18.1	18.1	81.7	72.6	89.0	90.8		
蓄電池で回避される充電用電力[kWh]	1.26	4.76	0.848	6.62	0.013	0.426		
燃費[km/l]	2.92	2.00	3.39	2.33	3.55	2.64	2.3	1.8
NO _x 排出量[g/km]	0.211	0.301	0.221	0.294	0.210	0.252	14.0	19.5

5 結論

セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムは燃費、NO_x 排出量についてディーゼル車より優れていることがわかった。また、CGT 運転制御は ON-OFF 制御よりも負荷追従制御が優れており、フライホイール蓄電装置を併用することにより更に性能が向上することがわかった。

参考文献

- [1]石油産業活性化センター:自動車用 CGT ハイブリッドシステムに関する調査報告書,1993
- [2]伊藤他:小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究,第 12 回ガスタービン秋季講演会講演論文集, pp.199-204,1997
- [3]高橋勲:電気自動車用小型、大出力、長寿命フライホイールエネルギーシステムの開発,平成 10 年電気学会産業応用部門全国大会論文集,pp.33-36,1998
- [4]石油産業活性化センター:CGT ハイブリッド電気自動車の調査研究報告書,1996
- [5]半田統敏:セラミックガスタービンの応用展開,日本ガスタービン学会誌,Vol25 No.98,pp57-60,1997

