

ガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの熱伝導とふく射誤差評価

田丸 卓 (航技研)

下平一雄 (航技研)

久山利之 (川崎重工)

1. 緒言

ガスタービン燃焼器を研究開発する際には種々のガス温度測定を行わねばならない。特に燃焼器出口におけるガス温度測定はタービン寿命を左右するガス温度のレベルと分布を知る目的を有するため、指示温度とその位置が正確であることが必要である。

一般に熱電対温度計の測定精度を向上させるための構造等に関して、多くの研究報告があり¹⁻³⁾最近の文献にもしばしばその概略が解説されている⁴⁻⁶⁾。

一方、現実の温度計においては、使用装置の構造や使用条件によっては十分な計測精度とするために必要な形態が必ずしもとれない場合が多い。特に最近のガスタービン燃焼器では設計点圧力や温度が高くなっていることから高温高圧条件に対処した開口部の少ない密閉された供試部内での計測が必要とされている。最近盛んに研究されている光学的温度測定などは透過窓を要し実際の場合に適用する上では困難な点が多い。従来の熱電対を用いた方法の場合でも多くは温度計挿入ボス部の径を大きくとりにくいなど、熱伝導、ふく射等に対する十分な設計的配慮を講ずることができない。

またガスタービン燃焼器出口ガス温度測定などにおいては半径方向温度分布を知りたいため、多点の温度計測点をもつ、いわゆるクシ形温度計を用いる場合が多い。その多点すべてが同等の誤差レベルを有するか否かは疑問である。特に高圧条件の燃焼器試験では、装置耐圧上の都合から、水冷ジャケット構造の壁面を通して熱電対を挿入する場合が多く⁷⁻⁹⁾熱伝導およびふく射の影響が懸念される。このような対流、伝熱、ふく射が同時に影響を与える場における実用的熱電対温度計の誤差検討を行った例はみられない。

最近著者のひとりが高圧高温高湿度条件下でも劣化が少なく精度よく計測ができると考えられる白金シース熱電対を利用したクシ形温度計を設計し用いている⁹⁾。これは直径20mmのボスを設ければ容易に挿入できる作業性の高いものである。ここではこの温度計も含めこれまで実用してきた代表的クシ形温度計などについてふく射と熱伝導が同時に影響を与える場で精度を確認する実験的研究を行い、設計構造、計測環境条件がいかに影響するかを明らかにする。

2. 供試温度計

供試温度計は一点測定用のもの(呼称SIR¹⁰⁾)と図1に示す4点測定用のくし形温

度計 3 本 (E1K⁷⁾、E6R⁷⁾ および E7R⁷⁾) である。各温度計の感温部の詳細寸法構造を図 2 に示す。これらのうち E7R は新たに設計したもので 1600℃ 程度の高温で使用できるように先端部は白金製で高圧かつ高湿度雰囲気の中でも劣化が起きないよう外径 1mm の接地型シース熱電対を用いたものである。形状が図 3 に示すように白金薄板構造であるため、燃焼器出口に多数本配置しても流れに対する抵抗が比較的少なく、後流側から上流部火炎の観察にもあまり障害とならない構造となっている。

3. 試験装置と試験方法

試験装置の断面を図 4 に示す。図の右端に示す供試部に左端の天然ガスを燃料とする燃焼器により燃焼ガスを供給する。そのガス温度分布は燃焼器直後の混合部により均等化した。最終調整終了後の供試部入口で局所最高最低温度

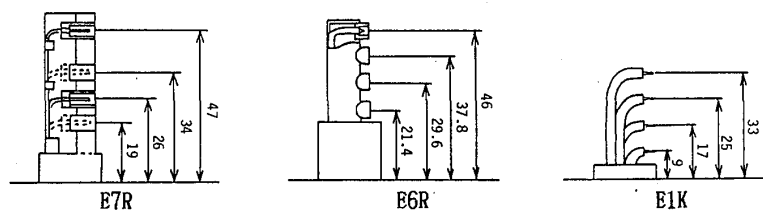


図 1 供試くし形温度計

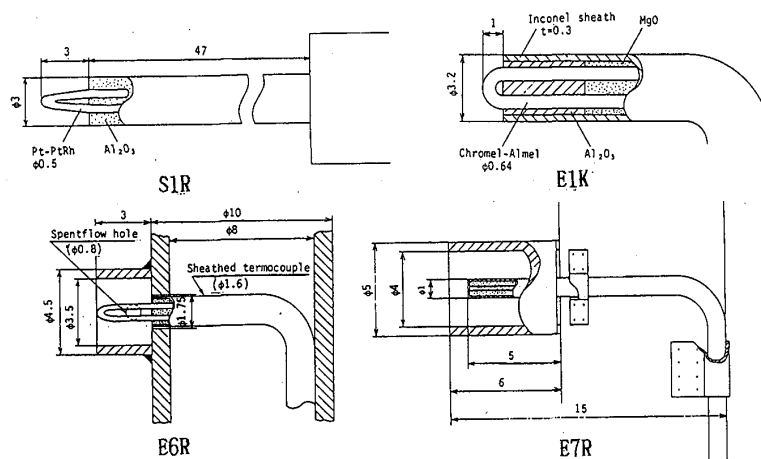


図 2 熱電対温度計の先端部構造 (単位mm)

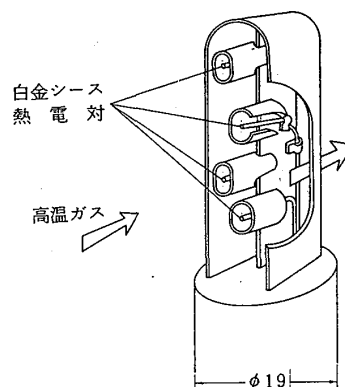


図 3 温度計 E7R の外観

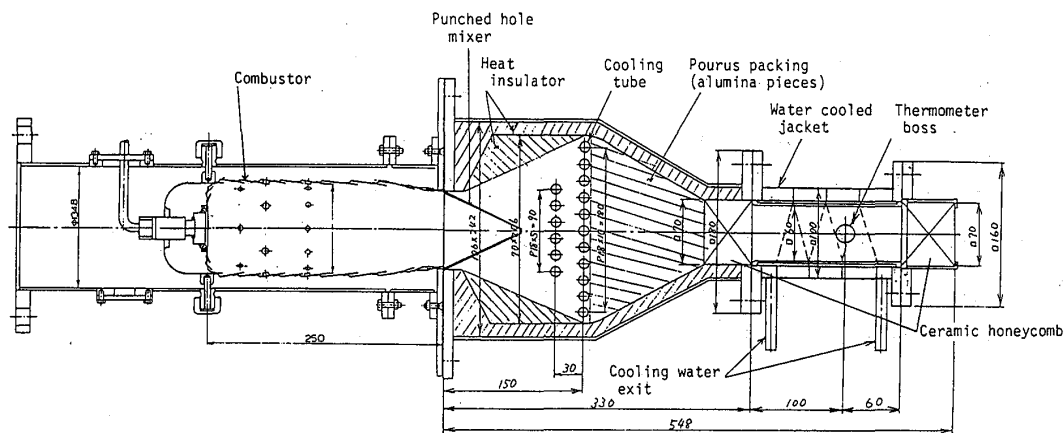


図 4 温度計試験装置

と平均との差は図5の赤外線映像装置による等温線の如く平均値から $\pm 3\%$ 以内であった。

ガス温度 T_t は供試部入口、出口に設けた厚み50mmのセラミックハニカム(210セル)の中央に挿入したシース外径1mmのK型熱電対によって測定した値の算術平均値である。

供給した燃焼ガス温度 T_t は400、600、800および1000℃の4種、供給ガス量 m_a はダクト断面積あたりの質量流量にして、1.39、2.08、2.78および3.47/($\text{cm}^2 \cdot \text{s}$)の4段階とした。

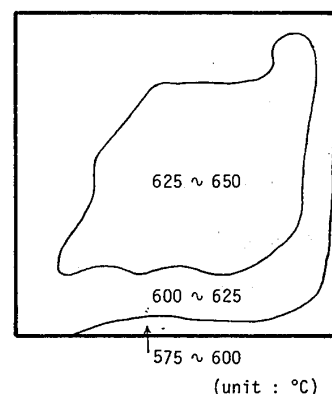


図5 最終調整時の供試部入口等温線 ($m_a = 0.1\text{kg/s}$, $\phi = 0.02$)

4. 測定結果

得られた結果のうち、各くし形温度計の測定ダクト中心に位置する熱電対のみを比較した例を図6と7に示す。

図6は被測定ガス温度 T_t が高い程、熱電対指示値 T_j との差が大きくなることを示している。被測定ガス温度が一定の図7の場合には流速 U_t が大きくなるに従って

$T_t - T_j$ の値が減少することを示している。 $T_t - T_j$ の大きい順でいえば、 $E1K > E6R > S1R > E7R$ となっている。側壁を水冷しないものは $T_t - T_j$ の値が30~40% 少ない。

これらの測定結果を一般化する試みを以下に示す。

なお以下の検討で用いる供試部内面の壁温 T_w はジャケット内の水温を一定(80℃)としダクト内のレイノルズ数に応じた

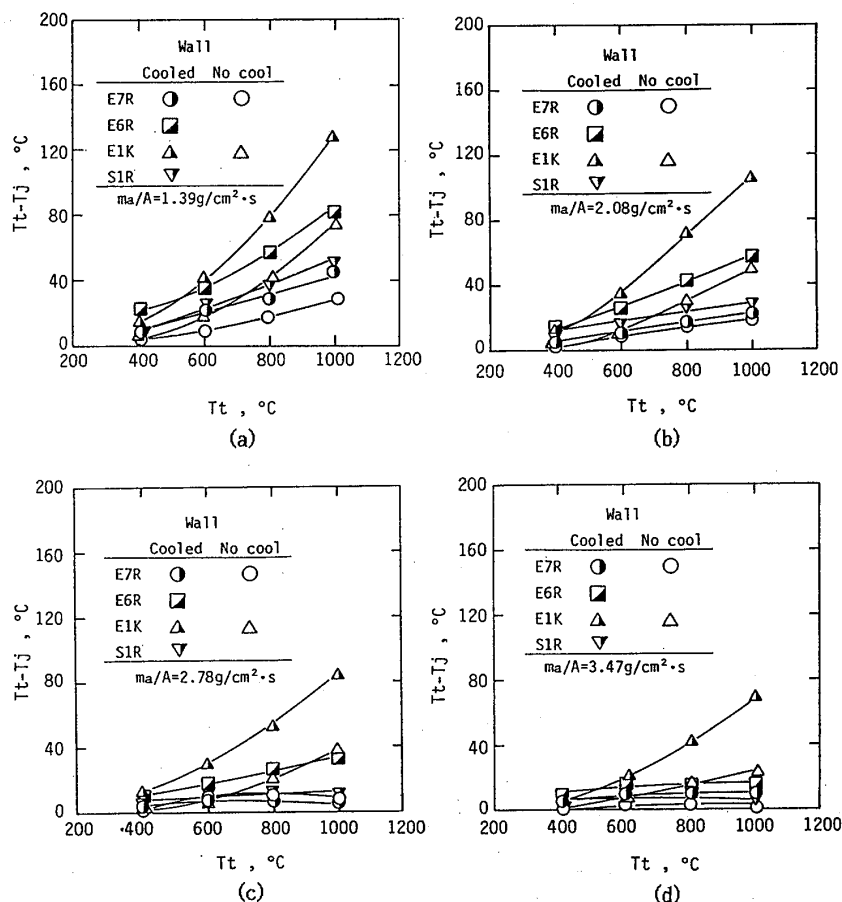


図6 ガス質量流量一定の場合の主流温度に対する指示温度の差

熱伝達率などから推算した値である。

5. 誤差の検討

今回の実験条件では被測定ガスのせき止めによる運動エネルギー回復はほとんど無視できる。したがって熱電対感温部へ影響する誤差原因は主として熱伝導とふく射による損失と考えられる。それらの伝

熱量をそれぞれ Q_K と Q_R とすると

$$Q_c - Q_K - Q_R = 0 \quad (1)$$

ここで Q_c は対流による加熱々量である。

簡単のため熱電対S1Rを温度 T_w の壁から垂直の x 方向に L の長さだけ突き出ている断面積 A_d 、熱伝導率 k_d の棒と考える。この棒は熱伝導率 k_1 の良好な半径 r_1 の円柱と比較的熱伝導率 k_2 の小さい外径 r_2 の円筒からなる同心複合体であるものとする。

熱電対軸方向の温度に関する基礎方程式はフィンなどの熱放散を考えるとときに用いられるものと同様、次のようにかける^{4), 5)}。

$$\frac{d^2 T_1}{dx^2} - \frac{T_1 - T_t}{k_d A_d R} = 0 \quad (2)$$

ここで $R = 1/(2\pi h_c) + \ln(r_2/r_1)/(2\pi k_2)$ 、 h_c は熱伝達率で、 $k_d A_d = k_1 A_1 + k_2 A_2$ である。ここで壁側の境界条件は「① $x=0$ で $T_1 = T_w$ 」とするが、先端部の境界条件は通常行われるような $dT/dx=0$ や対流熱流束に等しい⁴⁾とするのではなく「②先端部での伝導熱流束はその対流加熱とふく射熱伝達損失の差に等しい」として解く。

$x=L$ での T_1 すなわち T_j を求めると、

$$T_t - T_j = \frac{1 + \tanh(mL)}{1 - \frac{h_c}{mk_d} \tanh(mL)} \left(\frac{T_t - T_w}{e^{mL}} \right) + \frac{(Q_R/A_d) \tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)} \quad (3)$$

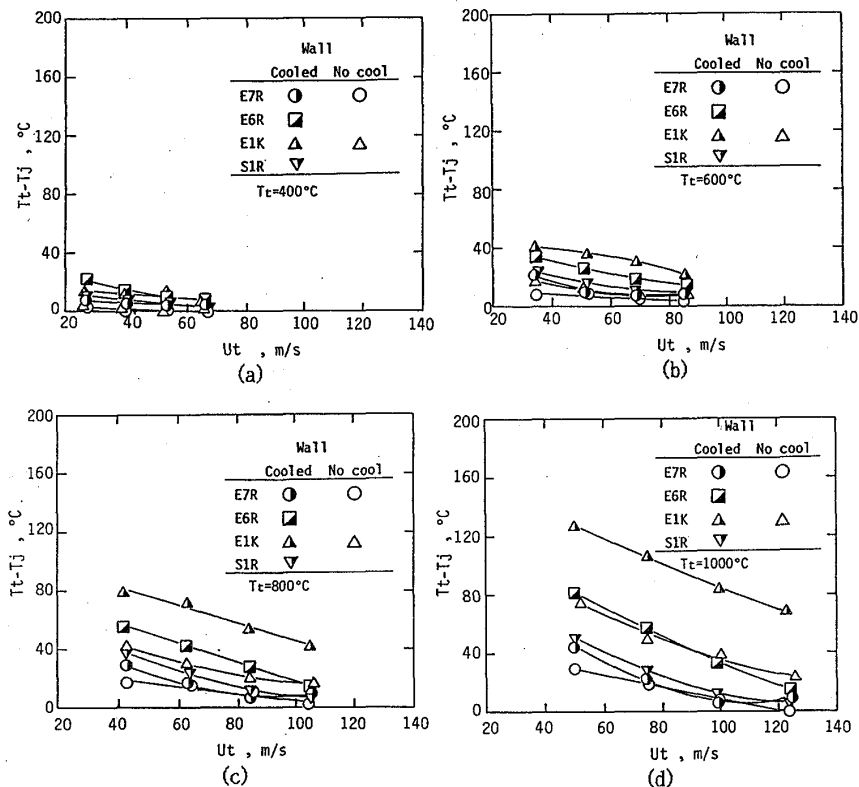


図7 ガス主流温度が一定の場合の主流風速変化に対する指示温度差

ここで $m=1/\sqrt{k_d A_d R}$ である。式(3)の右辺第1項は主として熱伝導、第2項はふく射による損失を示していると考えられるのでそれぞれの温度寄与を分けて

$$T_t - T_j = \Delta T_K + \Delta T_R$$

とする。一例としてS1Rの実測値 $T_t = 796^\circ\text{C}$ 、 $T_w = 106^\circ\text{C}$ のときを計算してみると $\Delta T_K = 0.93^\circ\text{C}$ となる。実測の T_j の値は 789°C なので残りの誤差 6°C は式(3)の第2項によるものと考え、

$$\frac{(Q_R / A_d) \tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)} = 6$$

これによりふく射熱流束の大きさは、

$$Q_R / A_d = 8.42 \text{ kW/m}^2 \quad (4)$$

なお、ここでは ΔT_K は小さい値であるが、シースや支持構造が白金材の場合には式(3)第1項の熱伝導の影響が非常に大きくなることがこの式からわかる。

ここで以上とは全く別に供試部を図8のような面積要素に区分して互いのふく射授受を計算してみる。k番目の面積要素から出てゆく正味熱量 Q_k を j から N までの要素面に適用すると

$$\sum \left(\frac{\delta_{kj}}{\varepsilon_j} - F_{k-j} \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \right) \frac{Q_j}{A_j} = \sum (\delta_{kj} - F_{k-j}) \sigma T_j^4 \quad (5)$$

δ_{kj} : Kronecker's delta

これで要素 A_j の T_j と ε_j が与えられれば Q_j が計算できる¹¹⁾。供試部前後のセラミックハニカム、ステンレス板の壁面および熱電対の表面ふく射率 ε_j をそれぞれ、0.8、0.85¹¹⁾ および 0.2¹¹⁾ としてこの n 元連立方程式を Gauss-Seidel 法により解いた。

S1Rの実験値 $T_t = 796^\circ\text{C}$ 、 $T_w = 106^\circ\text{C}$ 、 $T_j = 789^\circ\text{C}$ の場合について各要素の熱流束を求めてみると図9のようになる。同図の横軸には供試部長さ方向に相当するエレメント番号を示している。FとEはそれぞれ供試部入口と出口に設けたセラミ

ックハニカム面を示している。この図によるとプローブの先端に相当する面(図8の

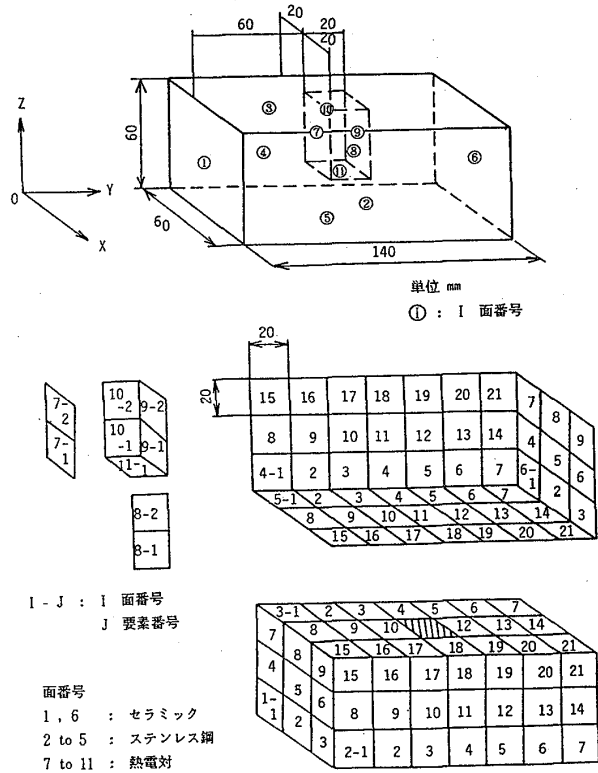


図8 供試部ふく射要素モデル

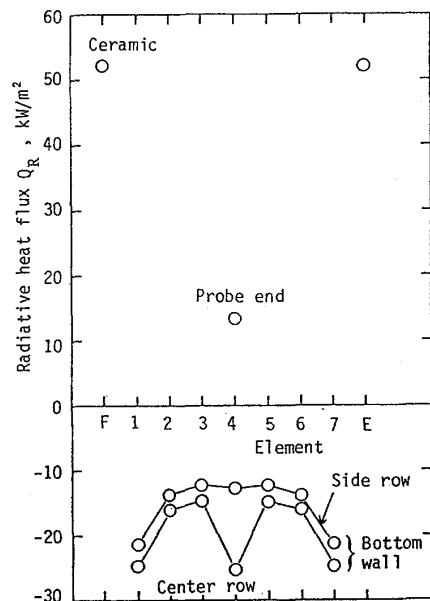


図9 各主要要素面からのふく射伝熱熱流束

11-1面) から13.5kW/m² の熱流束が失われ、その対面の壁面要素 (図 8の5-11面) は、隣接要素とくらべ10.6kW/m² 多い熱流束を吸収している。これはプローブへの影響がごく近隣の要素に限られることを示している。またこれらの値は(4) と同等のオーダーにあり、要素サイズをもう少し細かくし表面ふく射率などの値を厳密に与えることができればより近い値が得られるものと思われる。

なお、供試部前後のセラミックハニカムからのふく射熱流束は非常に大きいとそのふく射率を0.8 から0.6 および1.0 へと変化させてみたが、熱電対相当部 (図 8の7-1 面) での熱流束の変化はほとんど見られなかった。

6. くし形温度計の評価

式(3) より、温度比 $(T_t - T_j)/(T_t - T_w)$ は、第1 項に表れる実験条件の影響を示している。第2 項も $T_t - T_j$ が $T_t - T_w$ とくらべ大きくない範囲については、式(3) 第2 項に $Q_R = F_R A_R \sigma \varepsilon (T_t^4 - T_w^4)$ を代入すると

$$\frac{\Delta T_R}{T_t - T_w} = T_j^3 \frac{T_j - T_w}{T_t - T_w} \left(1 + \frac{T_w}{T_j}\right) \left\{1 + \left(\frac{T_w}{T_j}\right)^2\right\} \times F_R \sigma \varepsilon \left(\frac{A_R}{A_d}\right) \frac{\tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)}$$

ここで T_w は水温に近い値として上限があるため T_t の高い条件では $T_t - T_w$ に比較し T_j は T_t に極めて近い値とみなされる。そこで上式は近似的に、

$$\frac{\Delta T_R}{T_t - T_w} = T_t^3 \left(1 + \frac{T_w}{T_t}\right) \left\{1 + \left(\frac{T_w}{T_t}\right)^2\right\} \times F_R \sigma \varepsilon \left(\frac{A_R}{A_d}\right) \frac{\tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)} \quad (6)$$

となり左辺は T_t の影響を大きく受けることがわかる。ここで F_R は影響する要素同士のふく射形状係数、 σ はStefan-Boltzmann係数、 A_R はふく射に関係する温度計表面積である。

式(3) において h_c などの影響をみるため、横軸に $Re_d (= U_t d/\nu)$ 、たて軸に $\theta = (T_t - T_j)/(T_t - T_w)$ をとって温度計の相互比較を行ってみると図10のようになる。ここで d は熱電対素線直径(E7Rではシース外径)である。この図中の熱電対はいずれもダクト中心付近に位置するものである。図10によるといづれの温度計も Re_d が減少するほど誤差が増大する傾向を示している。また T_t の違いによって点のばらついている温度計SIR やE1K はふく射による誤差、すなわち(6) 式の値が大きく影響していると判断される。

くし形温度計の他の熱電対の場合も同様に無次元数 θ で Re_d に対する影響をみてみ

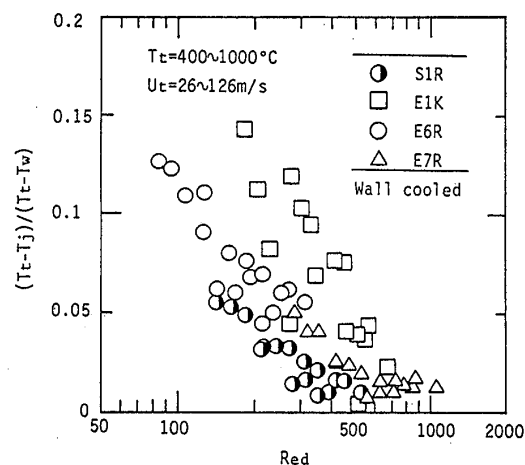


図10 Re_d に対する各温度計の指示値

ると図11のようである。同図では同一 Re_d 条件で壁から各熱電対までの位置 y_i の違いにより指示値を区別している。全体としては図10同様供試気流温度や風速条件の違いにかかわらず各温度計はそれぞれ Re_d に関係した類似の傾向を示している。しかし壁面に近い熱電対ほど大きな誤差を示している。

ここで壁面への距離をパラメータに同一 Re_d の条件で各温度計の θ を比較したものを図12に示す。

$y_i/B < 0.2$ となると θ の値が著しい増加を示しているが、これは熱電対が支持軸の近くに有るため熱伝導の影響を大きく受けていることと、冷却壁面近傍では主流自体が境界層付近で図5に示す以上に大きな温度勾配をもってしまうためその影響がでていると考えられる。後者については冷却壁面の影響をみようとする本実験の性質上避け難い結果である。

全体としてE1KとE6RにくらべてE7Rは各熱電対の取付け位置に比較的影響されずきわめて小さな誤差となっていることがわかる。

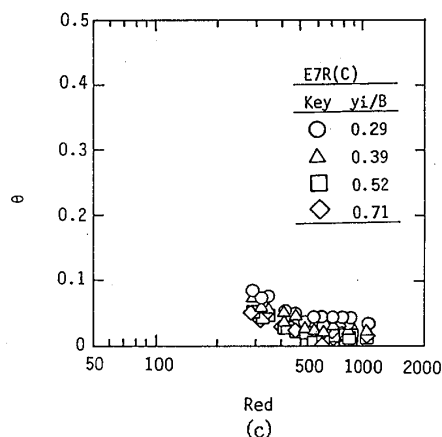
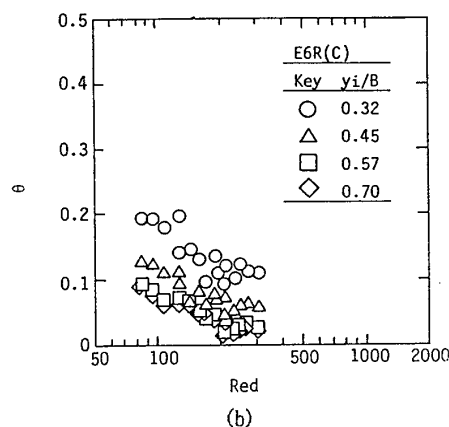
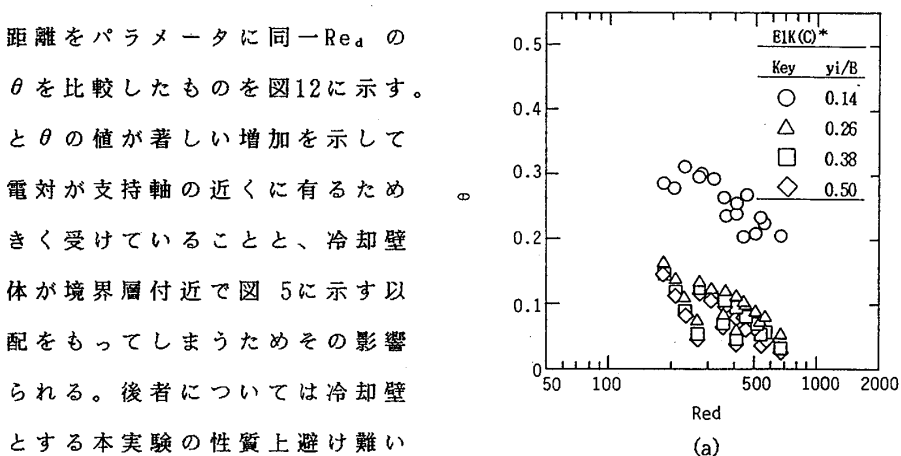


図11 主流レイノルズ数に対するくし形温度計各熱電対の無次元化温度誤差

7. まとめ

ガスタービン燃焼器の研究・開発に使用している3種のくし形多点計測熱電対温度計について対流、ふく射および伝導の影響を同時に受ける場合の誤差評価を行った。そのうちの1本は高温高湿度条件でも劣化が少ない接地型シーす熱電対を用いた新設計のものである。その結果、次のことが明らかとなった。

(1) 実用くし形温度計におよぼす壁面温度の影響を定量的に判断できるパラメータを求めることができた。すなわち伝導とふく射の影

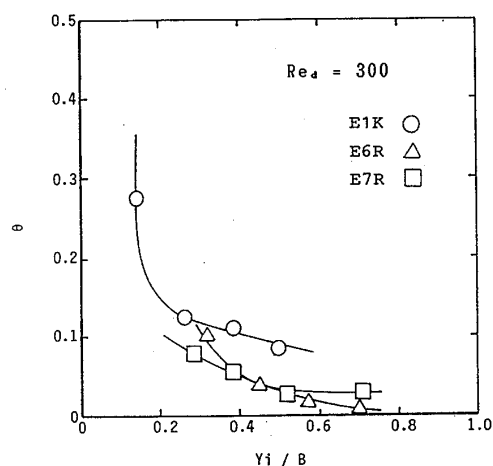


図12 温度計感温部の壁面からの位置と無次元温度差 θ

響は Re_d に対する無次元温度 θ で整理判断出来る。ふく射損失が大きければ主流温度を変化させたとき θ の値が大きく変化する。

(2) 狭い通路内のガス温度を測定する時ふく射の影響は熱電対のごく近傍の冷却壁面によるものが支配的で、通路上流または下流側の離れた場所の高温部等はほとんど影響を与えない。

(3) 一般に被測定主流の Re_d が大きいほど計測精度は向上する。その誤差は熱電対温度計の設計形状に大きく依存する。白金製多点クシ型温度計の場合には白金の熱伝導率が大きいので設計上熱伝導の影響を十分注意する必要がある。

(4) 今回試験した温度計のうちE7R が最も良好な結果を示した。この設計構造は実用上比較的優れた測定精度を確保することができる。しかしこの場合でもガス温度1000℃で20℃以下の精度を得るためには $Re_d > 500$ の条件を確保しなければならない。

本研究は通産省工技院による省エネルギープロジェクト、高効率ガスタービンの開発研究の一環として行ったものである。ふく射の計算に際しては研修生小野圭介君（当時、東海大）の助力を得た。ここに謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) King, W.J.; Trans ASME (1943) pp.421-431
- 2) Moffat, R.J. ; Temperature, pp.553-571
- 3) Glow, G.E., Simmons, F.S. & Stickney, T.M. ; NACA TN 3766 (1956/10) pp.1-25
- 4) Sparrow, E.M.; Measurements in Heat Transfer, E.R.G.Eckert & R.J.Goldstein, ed., Hemi-sphere, 2nd ed., (1976) pp.1-23
- 5) 八田、浅沼、松木編；内燃機関ハンドブック、朝倉書店（1979） pp.105-116
- 6) 日本機械学会基準「エンジンの温度測定」日本機械学会、（1986/4）
- 7) 田丸、ほか6名；航空宇宙技術研究所資料 TM-365（1978/9） pp.1-44
- 8) 田丸、ほか8名；航空宇宙技術研究所資料 TM-385（1979/6） pp. 1-76
- 9) 田丸、ほか6名；日本ガスタービン学会誌 11-42, (1983) pp.37-45
- 10) 田丸、山田；航空宇宙技術研究所報告 TR-906（1986/5） pp.1- 45
- 11) Siegel, R. and Howell, J.P.; Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill (1972)

一色 昭 (石炭技術研究所) 藤沢 由幸 (電源開発株式会社)

* 岩井 一躬 (日立機械研究所) 郡司 勉 (日立製作所)

1. まえがき

石炭ガス化複合発電はエネルギー供給の安定化と電源多様化を図るための2000年代の新火力方式として期待が高い。このシステムの技術課題を大きく分けると、クリーンな低カロリーガスを製造する技術の確立と、この燃料を使った複合発電システムの開発である。後者の複合発電システムにおいてはガスタービンにおける燃焼器の開発が最も重要な技術課題となる。

石炭ガス化燃料はその発熱量が従来燃料の $\frac{1}{10}$ 以下と非常に低く、かつアンモニアを含む点で他の燃料と性質が大きく異なる。このために従来の燃焼器構造ではガスタービン作動範囲全域で安定燃焼を実現するのが困難となり、燃焼の安定化を実現する燃料ノズル、燃焼器等の開発が重要となる。一方、燃料中にNH₃等の窒素化合物が含まれていると、それが燃焼過程でNO_xに変換される。このフューエルNO_xは環境汚染物質となり低減を図ることが重要課題となる。

石炭ガス化燃料を燃焼して発生するNO_xは大半がフューエルNO_xであり、サーマルNO_xの占める割合は少い。ガス燃焼におけるフューエルNO_x生成特性に関しては予混合火炎、拡散火炎について多くの研究がなされ、それ等を基にして開発された燃焼装置の改造によるフューエルNO_x抑制方法も多数公表されている。しかし公表されている実験データは主に炭化水素系燃料についてのものが多く、したがって火炎内でのHCNの挙動に着目したものである。これに対し、HCNが生成されないCO、H₂等の非炭化水素、あるいはそれらの混合燃料を用いた大型燃焼器での公表データは少ない。HCNを生成しないこれらの燃料では燃料中に含まれるフューエルNがより燃料過濃側で分解される程NO_xへの変換率は低くなると考えられる。そこで本研究では燃焼器内の火炎構造がNO_x生成量と密接な関係にあると考え、タイプの異なる二種類の燃料ノズルを用い、火炎温度分布、ラジカル温度分布の測定結果とNO_x生成量の関係を検討する。

2. 実験装置および方法

図1に試験装置系統を示す。本試験装置は通商産業省の委託により(財)石炭技術研究所が北海道夕張市に据付けた石炭処理量40%の流動床ガス化装置、ガス精製装置、ガスタービン開発要素試験装置である。ガスタービン開発要素試験装置は電源開発株式会社が再委託を受け据付けたものである。40%のガス化炉で生成されたガスは乾式脱硫装置に送られ、生成ガス中に含まれる硫化水素は単体硫黄として除去される。その後、脱塵装置に送ら

れ、生成ガス中に含まれるダストはろ過され、精製された高温ガスとして燃焼器に送られる。ガスタービン開発要素試験装置のうちガスタービン燃焼器試験装置は燃焼器テストスタンド、燃焼用空気予熱器、空気圧縮機から成る。燃焼器圧力は最大 19.6×10^4 Pa、燃料流量は最大 $4200 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ である。燃焼用空気温度は最高 400°C で任意に設定できる。空気予熱器は燃焼ガス希釈方式である。予熱用燃焼器の燃焼状態により燃焼用空気中の酸素濃度が極くわずかに変化するが、本実験では入口空気温度をほぼ一定にしたため、その影響は無視した。表1に燃焼用空気の組成を示す。

表2に実験に用いた燃料の燃焼器入口での性状を示す。単位体積中に含まれる可燃成分は太平洋炭で20%、リスゴー炭で18%である。太平洋炭では可燃成分の内、炭化水素は15%、残りの85%は非炭化水素である。これを発熱量で比較すると炭化水素で35%、非炭化水素で65%となり、火炎温度に大きく影響を与える。フューエルNOの生成に最も影響を与える NH_3 濃度はガス化炉の運転条件によって異なり、本研究中においては1200 ppmから3000 ppmまで変化することができた。燃料の低位発熱量は太平洋炭で $3.3 \times 10^6 \text{ J/m}^3$ である。

火炎の温度計測は米国アキュファイバ社製の黒体放射を利用した光ファイバ温度計測システムを用いた。ライナメタル温度は素線径0.3 mmのC-A熱電対を用い、ライナに溶接した後その表面をステンレスの薄板で覆った。

ガス分析は燃焼器入口の空気組成と燃料組成、および燃焼器出口の燃焼ガス組成の合計3ヶ所とした。特に燃焼ガスの分析に当っては、平均化されたガスを採集するために、12ヶ所からガスを取り出した。アンモニアの分析はイオン選択電極法を用い、 NO_x の分析は定電位電解法と化学発光法を並用した。その他の成分はガスクロマトグラフおよび非分散型赤外分析法を用いた。図2に燃焼器テストスタンドとこれらの測定位置を示す。

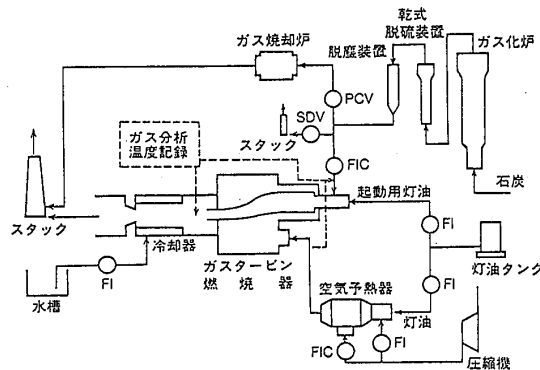


図1 試験装置系統図

表1 燃焼用空気の組成

組 成	測 定 値
CO_2 %	1.2
O_2 %	18.3
CO ppm	10~20
THC ppm	5 以下
H_2O %	1.7
NO_x ppm	9~25
比重量 kg/Nm^3	1.236

表2 試験に用いた石炭ガス化ガスの性状

炭種名		太 平 洋 炭	リスゴー炭
* 組 成	CO_2 %	11.5~13.2 (13.0)	11.0~11.9 (12.0)
	O_2 %	0.02~0.07 (0)	0.06~0.12 (0)
	CO %	6.0~8.5 (7.0)	5.9~7.5 (5.9)
	CH_4 %	3.0~3.4 (3.3)	1.2~2.0 (2.0)
	H_2 %	10.9~12.5 (11.6)	9.6~10.4 (9.7)
	N_2 %	45.0~48.2 (47.0)	46.8~49.2 (48.0)
	H_2O %	17.8~21.5 (18.0)	20.6~22.8 (22.0)
	NH_3 ppm	1200~3000 (2500)	2500~2730 (2550)
	H_2S ppm	232~488	397~612
	COS ppm	13~32	30~49
発熱量(LHV) J/Nm^3		3.3×10^6	2.5×10^6
比重量 kg/Nm^3		1.0003	0.9868
** 理論空気量 $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ fuel}$		0.86	0.64

* 組成はWetベース。

図3に供試燃焼器の外観を示す。ライナの外側には対流冷却強化用の外筒が設けられている。またライナ内面はセラミックスコーティングが施され、火炎からの熱遮蔽を行っている。

燃料ノズルはタイプの異なる二種類を用いた。タイプⅠは燃料空気の外部混合型、タイプⅡは拡散型である。いづれのタイプも油噴射弁を備えガスと油の同時噴射が可能な構造となっている。

3. 実験結果と考察

図4は外部混合型燃料ノズルによる非燃焼時のライナ内燃料濃度分布で、図5は拡散型燃料ノズルによるものである。外部混合型ノズルを用いた場合の方が、燃焼器頭部Aで燃料過濃となっている。またライナのほぼ中間の位置Cでは両ノズルともほぼ同じ燃料濃度となっている。外部混合型では燃焼器頭部のライナ中心部で燃料希薄になっているが、拡散型では半径方向ほぼ均一濃度となっている。

図6は燃焼時における外部混合型ノズルを用いた場合のライナ内温度分布、図7は拡散型ノズルを用いた場合の温度分布である。両ノズルの燃焼器頭部における温度差は100 deg 以上あり、外部混合型ノズルを使用した場合の方が、燃焼器頭部での反応が促進されていることがわかる。燃焼器後流の位置C、Dでは両者ともほぼ同じ温度パターンを示している。即ち両ノズルの違いは主に燃焼器頭部Aでの燃焼量の違いであることがわかる。

図8と図9はこの時のライナメタル温度分布である。外部混合型ノズルを使用した場合には燃焼器頭部での熱負荷が高いためにメタル温度も高くなっている。しかし燃焼器中央部以降はメタル温度分布にそれほど違いはない。

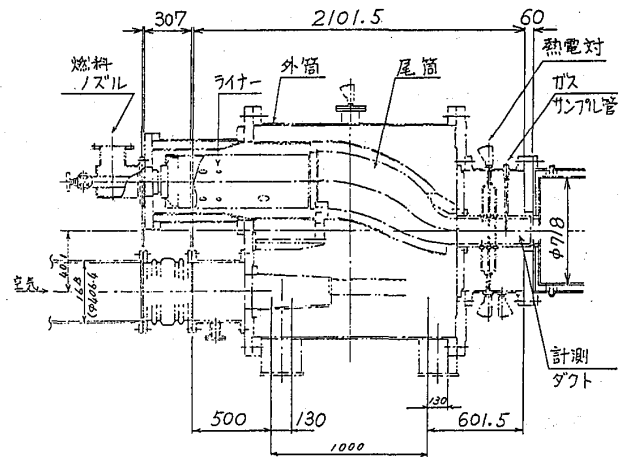


図2 燃焼器テストスタンド・計測位置

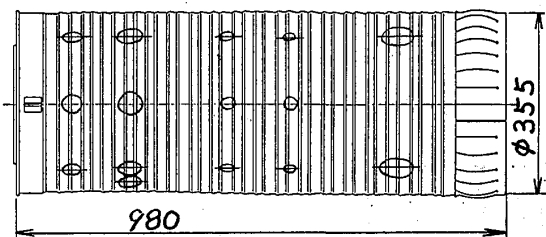


図3 供試燃焼器

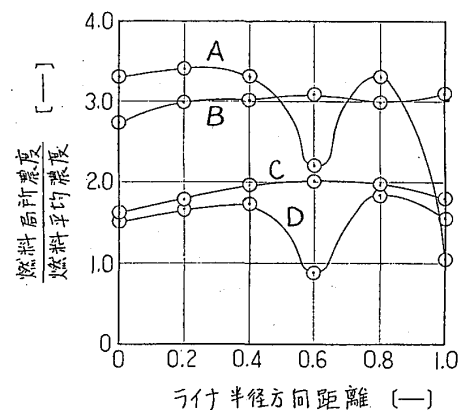


図4 燃料濃度分布(外部混合型)

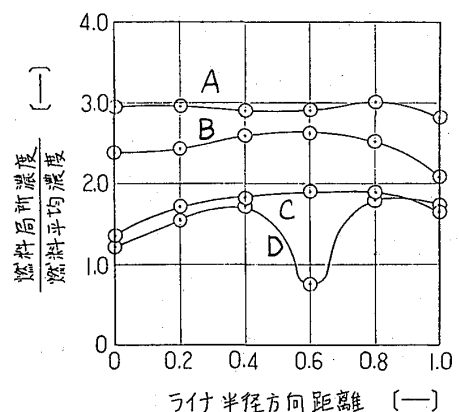


図5 燃料濃度分布(拡散型)

図10はこの時の
 NO_x 排出量を NO_x
 変換率で整理したも
 のである。拡散型ノ
 ズルに比べ、外部混
 合型ノズルでは NO_x
 変換率が約20%低
 くなっている。な
 お、いずれのノズル
 でも燃空比0.2付近
 で NO_x 変換率は最
 も高くなっている。

外部混合型ノズル
 では燃空比0.7以上
 で急激に NO_x 変換
 率が高くなる。一
 方、拡散型ノズル
 では燃空比0.2と
 燃空比0.4の間で
 連続性を欠いてい
 る。そこで図11
 (a)、(b)、(c)に
 この時のライナ温

度分布、図12に燃
 焼器内の圧力変動
 を示す。(a)は拡
 散型ノズルの場合
 で、図9に示した
 パターンとほぼ同
 一である。但し、
 燃空比が0.7と高
 くなっているため
 メタル温度の絶対
 値は図9の結果よ
 り高い。(b)、(c)
 は外部混合型ノズ
 ルを使用した場合
 で、(b)は安定し
 て燃焼した場合で
 、(c)は燃焼器内
 の圧力変動が激し
 い場合である。(c)
 の場合、ライナ内
 でのガス温度上昇
 は少なく、大部分
 は燃焼器後流のダ
 クト内で燃焼して
 いると思われる。
 この状態では燃焼
 器後流の局所で熱
 負荷の高い予混合
 燃焼となり一度に

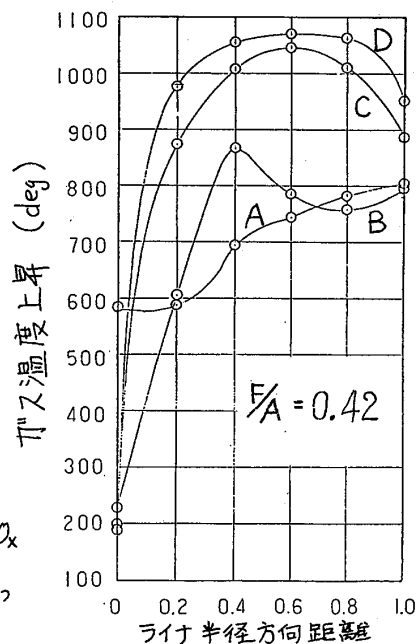


図6. ガス温度分布(外部混合型)

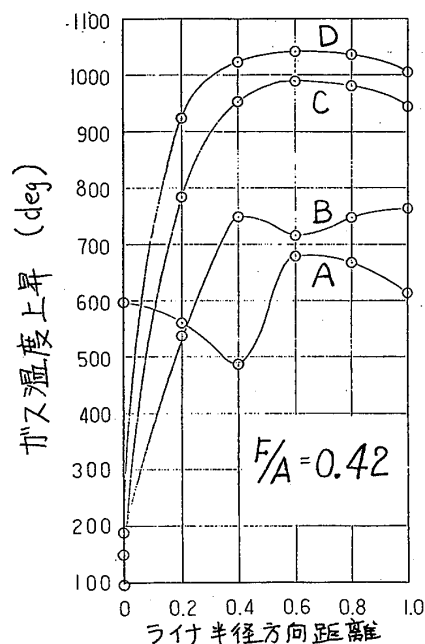


図7. ガス温度分布(拡散型)

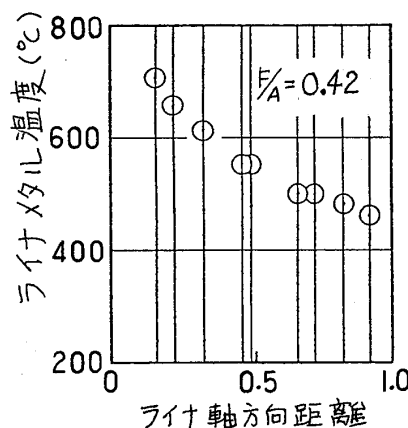


図8. メタル温度分布(外部混合型)

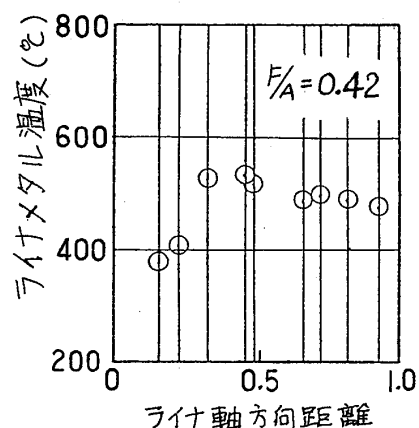


図9. メタル温度分布(拡散型)

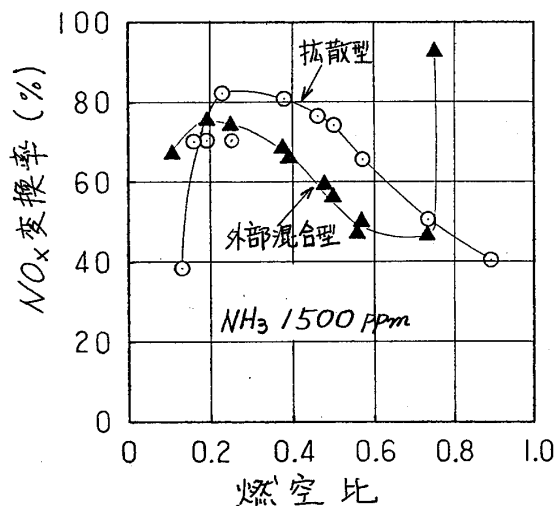


図10 燃料ノズルと NO_x 変換率

が生成され、これを還元する滞留時間が少ないために、 NO_x 変換率が急激に高くなる。

図12は燃焼器内の圧力変動を示す。燃空比0.7付近で外部混合型ノズルに圧力変動

幅の急激な変化が認められる。一方、拡散型ノズルでは燃空比0.2から0.4の間で圧力変動幅が大きくなっており、この付近の火炎が他に比べやや不安定になっているのがわかる。先に示した図10の NO_x 変換率において、これらの燃空比と同じところに急激な変化が表われていることと一致している。

図13と図14はこの時の火炎温度分布である。火炎が安定し、 NO_x 変換率が低い拡散型ノズルでは燃焼器頭部Aでの温度上昇が 750°C 以上ある。この時の絶対温度は 1150°C 程度となり、 NO の酸化に十分な温度であると考えられる。これに対し、 NO_x 変換率が高い外部混合型ノズルでは 600°C 以下となっている。また燃焼器後流C、Dで両者を比較すると外部混合型ノズルではライナ中心部で 700°C 程度と低くなっているのに対し、拡散型ノズルでは 900°C と高く、しかもライナ内半径方向に平均化されている。

図15は NH_3 濃度の違いによる NO_x 変換率である。燃空比0.6以上での NO_x 変換率の急激な増加は前に述べたと同じ、火炎の不安定さから生じたものである。

同じ燃空比で比較した場合、 NH_3 濃度が高い程 NO_x 変換率は低くなっている。図16は図15の結果から NH_3 濃度と NO_x 変換率を燃空比をパラメータに示したものである。図から、燃空比によらず NH_3 濃度に対する NO_x 変換率の変化率は同じである。▼は CH_4 と N_2 の混合ガスを燃料として実験した場合の結果で、実ガスと同じ傾向を示

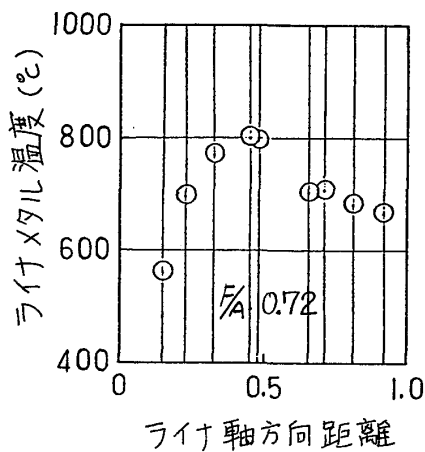


図11 メタル温度分布 (a)

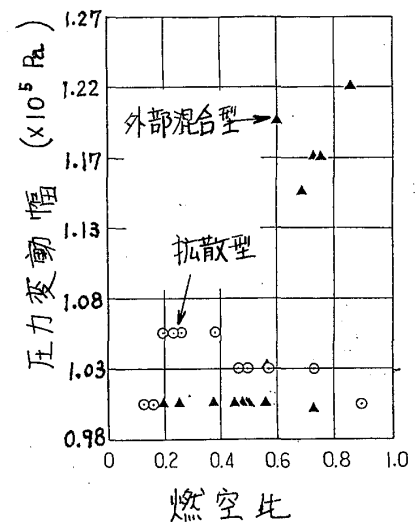
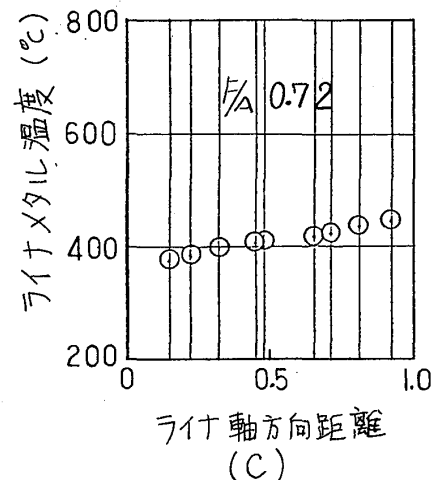
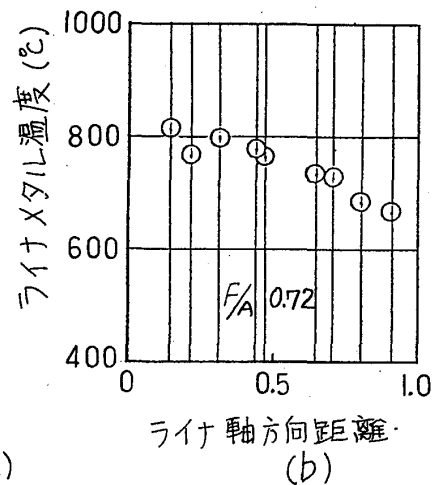


図12. 燃焼器圧力変動

しているのがわかる。

図17に炭種の
違いによる NO_x 変
換率を示す。 NH_3
濃度は2500～
2900 ppmと非
常に高い。リスゴ
ー炭と太平洋炭で
は可燃成分の割合
もかなり異なるが
 NO_x 変換率には大

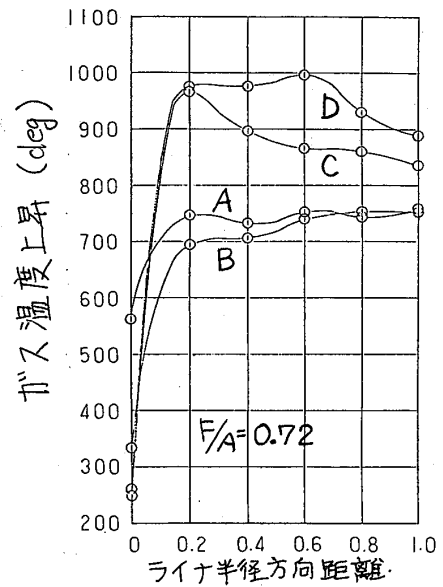
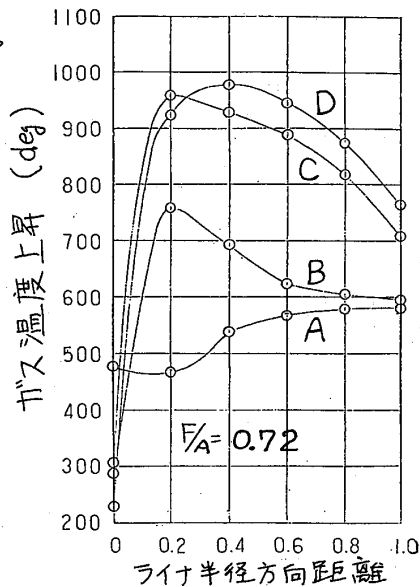


図13. ガス温度分布(外部混合型) 図14. ガス温度分布(拡散型)

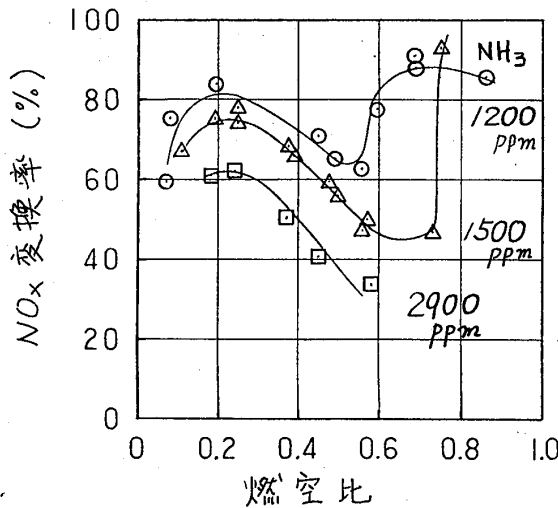


図15. NH_3 濃度と NO_x 変換率

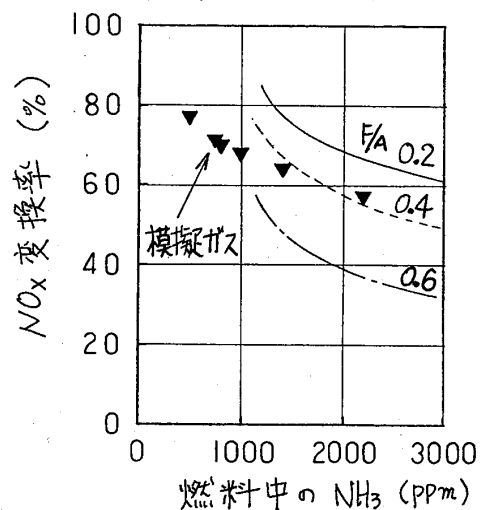


図16. 模擬ガスとの比較

きな違いが表われていない。

4. 結論.

石炭ガス化ガスを燃料として、70MW級ガスター
ビン燃焼器におけるフューエル NO_x 排出量と火炎構造
の関係を検討した。その結果、 NO_x 変換率を低くする
火炎構造としては、燃焼器頭部で出来る限りの高温ガ
スを作り、燃焼器後流での温度上昇を小さくするのが
望ましいことがわかった。

参考文献

- Muzio, L.J 他2 (Int) 16th Symp on Comb. (1977-8) 199
Wendt, J.O.L 他3 (Int) 17th Symp. On Comb. (1979) 671
高城 他3 機論 44-388 (S53-12) 4282
谷口, 片柳. カ17回燃焼シボ 155. (54-12) 岡本 他 カ21回燃焼シボ.

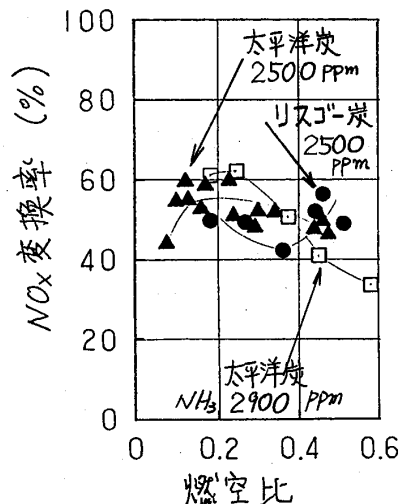


図17. 炭種と NO_x 変換率

300kWガスタービン用逆流筒形燃焼器の開発

*土屋利明（新潟鉄工所）

田丸 卓（航技研）

1. まえがき

車両用あるいは非常用として最も一般的で需要のある300kWクラスのガスタービンにたいする逆流筒型燃焼器の設計開発の一例について報告する。ここでは鈴木（邦）の設計法^{1,2)}に従って初期設計を行った燃焼器の改良試験とそれによって決定した燃焼器の実機ガスタービンによる設計点までの運転試験などについて、その過程で遭遇した技術的問題と解決法を記す。

2. 燃焼器基本仕様

設計ガスタービンの仕様から燃焼器設計点条件は表1のように定めた。

鈴木（邦）による設計法に従うと燃焼器基本要目は表2のように決めることができる。この中で燃焼器外筒内径は

圧力損失、燃焼の安定性などを勘案して190mmとした。ライナ内径は145mmとし開口面積の配分を表3のようにした。その表中、ライナ壁冷却用開口面積 A_c の値はやや少なめの値である。これは局所的に過熱する箇所を実験的に確認してからその付近の冷却を強化しようとした意図に基づく。なお表中 A_r は外筒断面積である。

ライナは厚さ1mmのSUS材による板金溶接構造とした。冷却構造は従来より実績のある膜冷却（metered hole）形式を採用した。

スワラは図1と表4に示す3個を試作した。これらは外径／内径＝ $\phi 72 / \phi 54$ の

表1 設計条件

ガスタービン出力	300 kW
圧力比	8
燃焼器入口圧力	0.81 MPa
" 入口温度	639 K
" 出口温度	1223 K
空気流量	2.4 kg/s
燃料（灯油相当）流量	0.04 kg/s
空燃比	60

表2 燃焼器基本設計要目

ケーシング直径	D_r	190 mm
ライナ直径	D_i	145 mm
最大断面平均流速	U_r	19.0 m/s
全圧損失率	$\Delta P / P$	3.5 %
全圧損失係数	ϕ	35
ライナ全長	l_i	330 mm
一次燃焼領域	l_p	60
二次 "	l_s	90
稀釈 "	l_d	180
一次燃焼領域負荷率	L_{ap}	6.37×10^{-4} kg/(m ² s Pa)
二次 "	L_{as}	3.63×10^{-8} kg/(m ² s Pa ²)
燃焼負荷率	L_b	391 W/(m ² Pa) (3.41×10^7 kcal/(m ² h atm))

表3 ライナ開口面積とその配分

全ライナ開口面積比、 $A \sigma / A_r$	0.22
ライナ空気流速比、 U_h / U_r	4.48
スワラ開口面積比、 $A_s / A \sigma$	0.158
ライナ壁冷却全開口面積比、 $A_c / A \sigma$	0.215
<面 積 配 分>	
	領 域
	一次 二次 稀釈 合計
基本配分、%	15.8 18.0 44.6 78.4
ライナ壁冷却、%	4.8 8.4 8.4 21.5
総合計、%	20.6 26.4 53.0 100

平板羽根16枚植込み型のものである。

燃焼器要素試験での燃料噴射弁（FNと略）は市販（Delavan社）のシンプレックス渦巻噴射弁を使用した。主として公称容量4GPH（Gallon/hour），噴射角 α は 60° ， 70° ， 80° および 90° の4種のいずれかを用いた。

燃焼器単独の燃焼試験の際の燃焼器部全体組立図を図2に、改良途中のライナ外観を図3に示す。

3. 要素試験装置と実験方法

燃焼器に流入する空気は150kW プロアにより加圧送風し、オリフィス流量計を経て予熱燃焼器により600Kに加熱し燃焼器に供給した。燃焼器取付けは、燃焼器出口側からの燃焼室内火炎観察と出口燃焼ガス温度分布の測定を容易にするため、燃焼器後端を開放とした。

燃焼器後半部側方から流入し外筒と燃焼器ライナの間の環状通路を上流（スワラ側）に向けて逆上る流れの円周方向全圧分布の偏りを最小とするため、図4に示すような空気流入部配置と外筒周囲に全圧回復させる外周径の大きなデフューザダクトを用いた。

燃焼器入口全圧は、図2に示すライナと外筒との

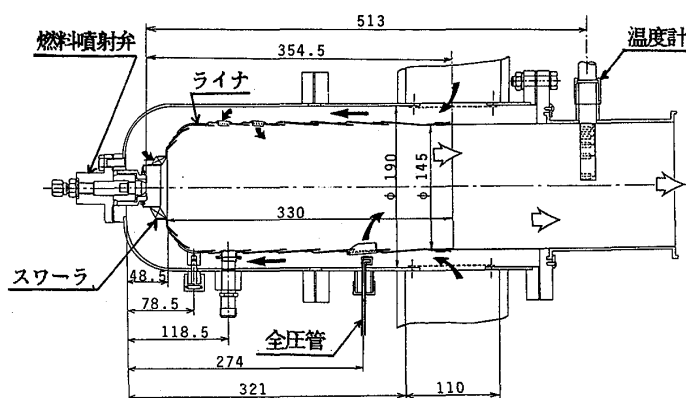


図2 供試燃焼器組立図

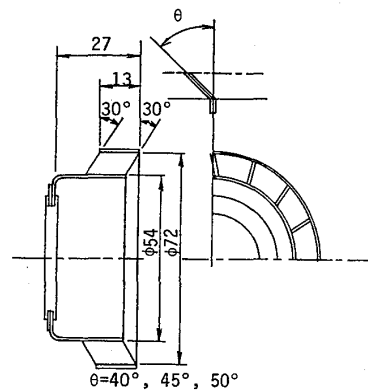


図1 仕様スワラ形状

表4 スワラ仕様

呼 称	旋回角 θ	有効面積 cm ²	スワール数* S
A 4 0	40	12.2	0.56
A 4 5	45	11.2	0.67
A 5 0	50	10.0	0.79

外径 d_o : 72 mm

内径 d_i : 54 mm

羽根 : 16枚

外径/ライナ径比 : 0.497

$$* : S = \frac{1}{3} \frac{(1-b^3)}{(1-b^2)^{3/2}} \cdot \tan \theta$$

ここで $b = d_o/d_i$



図3 ライナ(No.5)外観

間の環状通路（希釈空気孔付近）4ヶ所で計測した。

供給燃料である灯油の流量はタービンフローメータで測定した。

燃焼器出口断面の燃焼ガス温度測定は図5に示す5点式白金温度計を90°間隔に4本設置し、計測時には30°間隔で回転させ各測定時に1データ60点の計測を行った。

燃焼器入口全圧 P_1 は前記環状通路の4ヶ所の圧力測定値算術平均、出口静圧は大気圧とした。

燃焼器性能は主として入口空気温度 $T_1 = 605\text{K}$ 、代表断面平均風速 $U_r = 19\text{ m/s}$ 、空燃比 $n = 60, 80, 110$ および150を標準の条件としてデータ取得を行った。

燃焼器試験中の装置外観を図6に示す。

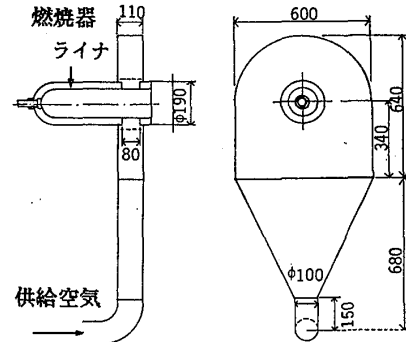


図4 燃焼器流入デフューザダクト形状

4. 要素試験結果

燃料噴射弁 圧力-流量特性と、噴射圧に対する平均粒径を図7に示す。ここで平均粒径は試料を水としレーザの散乱を利用した粒径解析器（Malvern 2200）を用いて測定した。粒径測定位置は噴霧中心で噴口から70mm隔たった所である。

スワロー スワローより噴出する気流中に主軸と垂直な方

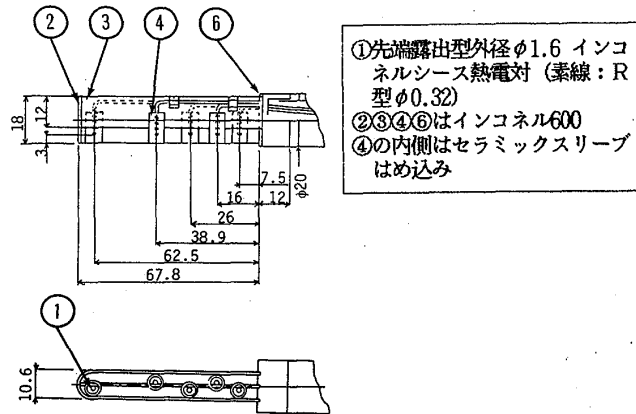


図5 燃焼器出口燃焼ガス計測用温度計

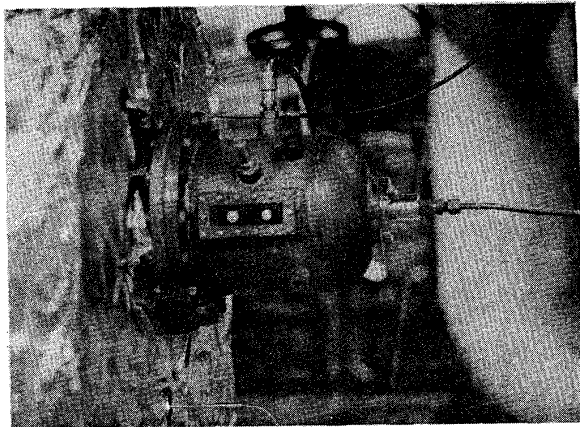


図6 燃焼試験状況

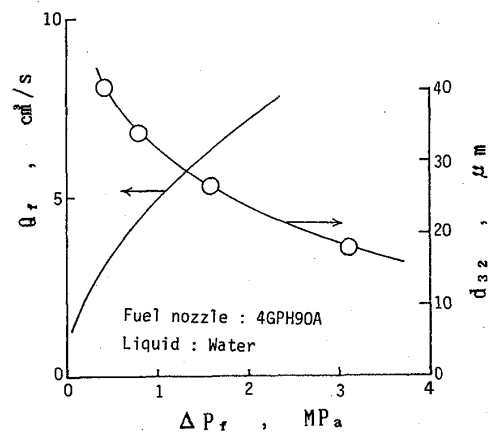


図7 使用噴射弁の燃料圧力に対する吐出流量と粒径特性の一例

向へプロパンガスを吹き込む方法³⁾で保炎火炎の観察を行った。その結果は図8の如くで、スワーラA45が最も火炎が短く逆流形成が強い。

燃焼器ライナ 資料¹⁾に基づき設計要求の圧力損失に相応する開口面積を持つライナを製作し試験した。それは呼称No.1でスワーラ端面から65mmおよび105 mmの位置に直径11mmの空気孔をそれぞれ6個、225mmの位置に30mmの稀釈孔を4個明けたものである。その特性は図9に示すように出口温度不均一率 δ_t は良好なものの、全圧損失係数 $\phi = \Delta P / (\frac{1}{2} \rho U r^2) = 83$ 、全圧損失率 $\sigma = \Delta P / P_1 = 9.3\%$ にも達した。ここで $\delta_t = (T_{max} - T_2) / (T_2 - T_1)$ であり T_{max} は出口ガス計測最高温度、 T_1 と T_2 は入口と出口の平均ガス温度である。また ΔP は燃焼器入口・出口の全圧差である。

まず σ を目標値の3.5%に近づける改善が最初の目標となった。そのためにライナ開口面積を拡大し全圧損失係数を40以下にする必要があり図10のようにライナNo.1からNo.15まで順次燃焼試験を行いながら改良した。最終モデル No. 15は $\phi = 38$ 、 $\sigma = 4\%$ となった。ここで σ や ϕ は表2の目標より高いが、以後の加圧試験、実機試験などの耐久性を考慮し冷却強化の余裕を

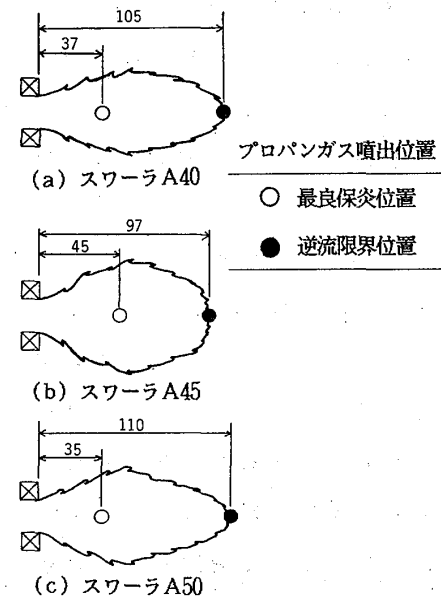


図8 プロパンガスによる開放保炎試験結果

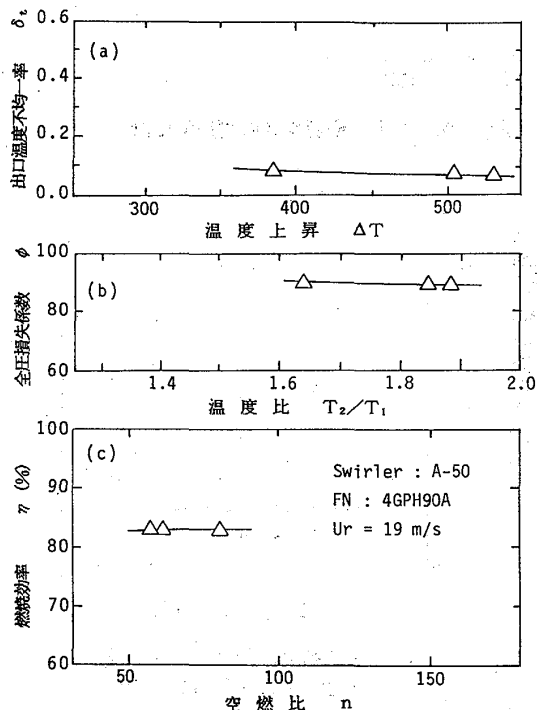


図9 初期ライナ(No.1)の燃焼器特性

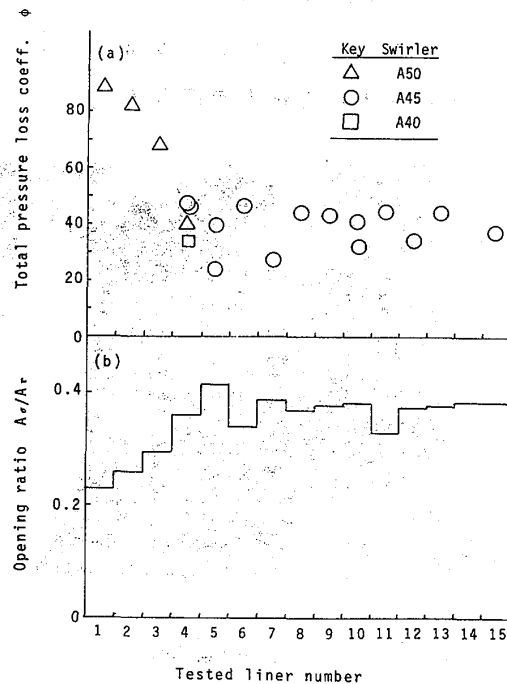


図10 ライナ開口面積調整による全圧損失係数の変化

残した。ライナNo.15 の特性を図11に示す。

これら改良の過程で試験したライナの全圧損失係数 ϕ とライナ開口面積比 A_o/A_r との関係は図12に示すように参考資料¹⁾のものとは大幅に異なる結果となった。

各燃焼器の燃焼状況には2種類のパターンがあることがわかった。すなわち図13に示すようにスワラ近傍での旋回流が顕著な低圧損燃焼(タイプI)と、旋回が比較的弱く空気孔からの貫通が中心部まで到達している高圧損燃焼(タイプII)とが区別できた。

この区別はライナ開口面積の比較的大きい時に顕著に現れた。タイプIの燃焼の特徴は出口温度不均一率 δ_t が大きく燃料希薄条件になるに従い燃焼器中心部に濃い黄白色の火炎の渦柱ができ吹消えが $n=100 \sim 150$ 程度でおきてしまう。タイプIIの燃焼の場合には燃焼室内が比較的均質な火炎で満たされ、 n が200を越えても吹消えがおきない。一次燃焼領域内に温度計などを挿入し乱れを与えるとタイプIの燃焼はタイプIIの燃焼状態に近づく。

δ_t は ϕ や σ が比較的大きい場合、低い値にしやすい。稀釈空気孔の数を少なくして噴流モーメントを増大させた場合にも δ_t を低下させやすかった。これは稀釈孔の数などにつき検討した基礎実験の結果⁴⁾でも確かめられている。初期のライナから最終改良ライナまでの ϕ と δ_t の変化をそれぞれ図14に示す。

スワラと噴射弁の組合わせ 最終モデルライナNo.15について U_r を変え σ と δ_t の関係をみると図15のようであり、風速の高い場合ほどタイプIとIIの燃焼による δ_t のレベルの違いが明確となる。し

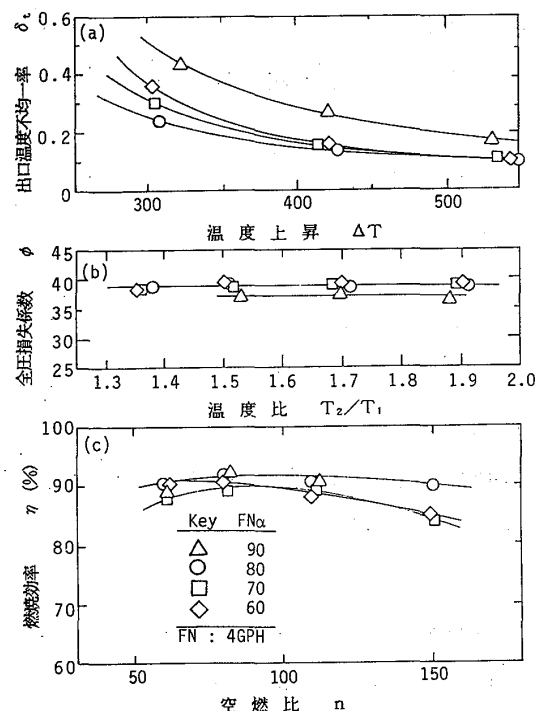


図11 ライナNo.15の燃焼器特性 (スワラA45)

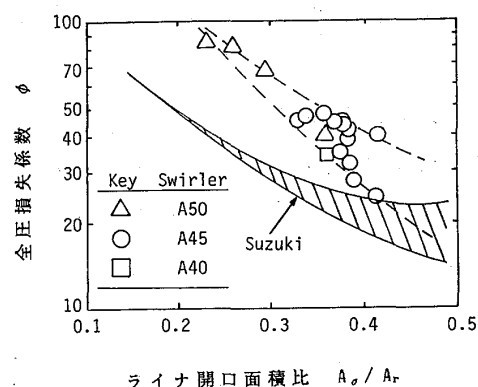


図12 設計資料¹⁾と実験値の比較

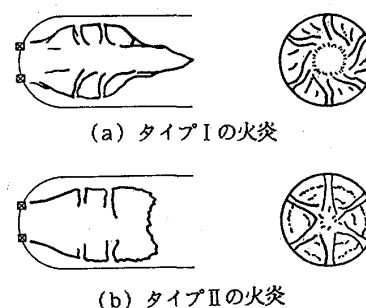


図13 圧力損失の異なる燃焼状況

かし、この範囲の U_r の変化ではタイプ I と II の燃焼形態はほぼスワラと燃料噴射弁の組合わせで決まる燃焼器固有の特性となって現れた。

U_r を一定としスワラと噴射弁の組み合わせについて詳細にみると図16のようである。すなわち、スワラ A40 と A50、FN の噴霧角が $60^\circ \sim 80^\circ$ のものおよび A45 で FN が 90° の場合はタイプ I の燃焼であって δ_t が $0.15 \sim 0.2$ である。スワラが A45 で FN の噴霧角が $60^\circ \sim 80^\circ$ 、およびスワラが A40 および A50 で FN の噴霧角が 90° の場合はタイプ II の燃焼であって δ_t はほぼ 0.1 である。

いづれにしても全体としては δ_t は比較的小さいく、この燃焼器が出口温度分布に関しては噴射弁噴霧角やスワラ旋回の違いによる上流の燃焼状況の変化に左右されにくい比較的余裕をもった設計のものであるといえる。

5. 実機装着試験

燃焼器を実機エンジンへ装着した場合に、流入する空気に旋回など偏りがあることが知られている⁵⁾。

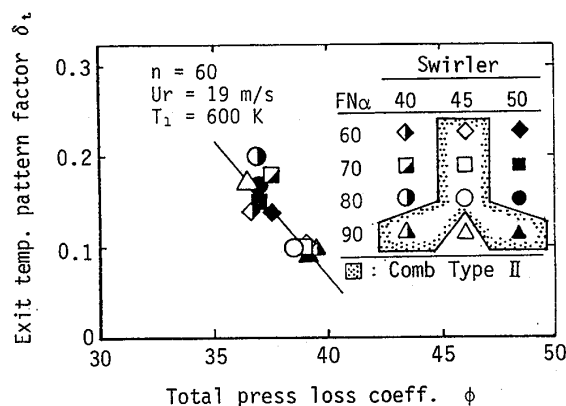


図16 ライナNo.15の出口温度不均一率

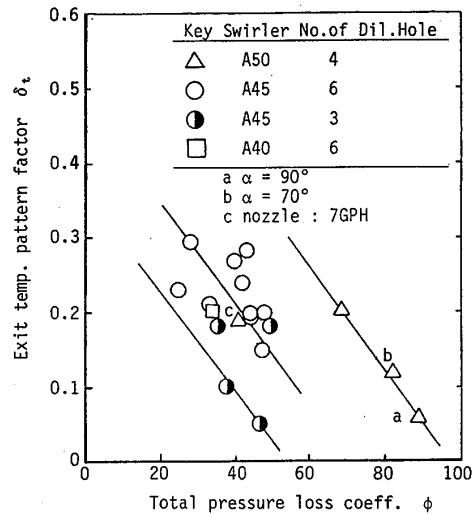


図14 圧力損失係数と温度不均一率
(使用ノズル, α=80°, 4GPH)

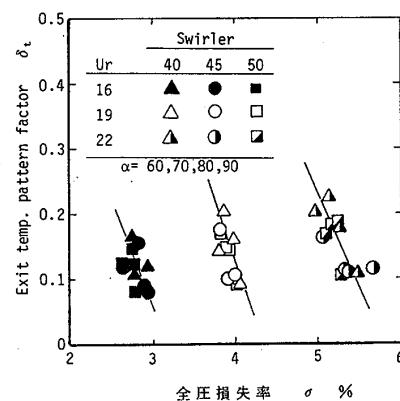


図15 ライナNo.15の温度不均一率

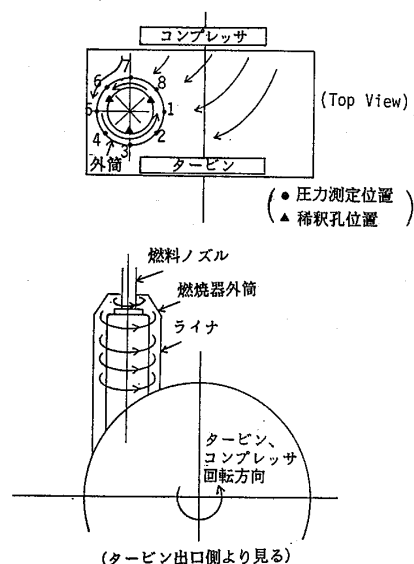


図17 燃焼器内空気の流れ方向

このガスタービンの場合、燃焼器入口部で測定した静圧と全圧の円周方向分布は場所によっては平均値から5%以上のピークがあり、かなりの偏りまたは旋回流の存在が予想された。

透明なアクリル外筒を用いて、煙および微粉による可視化を試みた結果、図17に示すような強い旋回があることがわかった。

実機エンジンの運転試験において、燃焼器内流速が設計点に近くなった状態のとき、スワロー近傍が焼損する現象がおきた。この付近を観察するため頭部付近に観察用窓を設置し、ビデオカメラで観察した結果、スワロー近傍から未燃焼ガスがライナ外に流出し着火することが原因であると判明した。これは前述のライナ周囲の旋回流と密接な関係があり、燃料ノズルの回りの旋回流を防止する仕切り板を設けることによってそれを防止することができた。

6. 検 討

燃焼効率として得た値は最高90~95%の値であったが燃焼状態は多くの場合良好で排気臭もなかったことから実際の燃焼効率は100%に近くで、計測値は主として燃焼器出口温度計の放射損失のため数%程度低い値となっていると思われる。

設計参考資料¹⁾と比較して圧力損失が大きく異なっていた原因としては次の点が考えられる。

ひとつには逆流形と直流形の相異であり、他はライナ開口部の形状相異であろう。

直流形のものにくらべ逆流形では過半の空気が稀釈孔など燃焼器後部でライナ内部燃焼室へ流入するためライナと外筒間の環状通路および空気孔流入部での圧力損失が大きく異なるものと考えられる。開口部の流量係数におよぼす環状通路流れの影響は大きい。ライナ開口部に対する流量係数は環状通路流速が大きくなるなどフローパラメータ $FP = (P_a - p_j) / (P_a - p_a)$ の値が小さくなる場合には流量係数は小さい⁶⁾。ここで P は全圧、 p は静圧、添字 a と j はそれぞれ環状通路部と噴流を示す。逆流形では稀釈孔近傍の外筒ライナ間通路を最も大流量の空気が通るため動圧が大きく FP は小さな値となる。結果として開口面積の割に全圧損失係数が大きくなることになる。

ライナ開口部の形状については系統的に変更した試験は行わなかったが、今回前半の段階で用いた供試体の多くが開口部案内筒の縁部に溶接ビードなど盛り上がりのあるものであったり、後半ではアール加工を全くほどこさないライナであったことなどが損失を大きくした一因と思われる。

7. さいごに

鈴木(邦)の設計法によってほぼ所期の性能の実用型燃焼器が比較的短期間に開発できることを示した。しかしライナ開口面積比と圧力損失の関係などは燃焼器のタイプ(直流と逆流の区別、デフューザ圧力損失、燃焼状態など)により適確に評価がで

きるようさらに設計資料を充実することが必要である。今回圧力損失の異なるタイプⅠとⅡの燃焼状態が区別でき、これは噴霧角とスワール流れとの相対関係できまることがわかった。結果的に圧力損失や出口温度不均一率および吹消え範囲などが大きく相違することから、今後その原因対策については研究が必要であろう。

最後に本研究開発において石井浅五郎技官（現、丸和電機）と宮城幸浩君（丸和電機）には要素試験において御協力いただき、また加藤利夫室長、田村隆両氏（新潟鉄工）には研究開発全般にわたって御助力いただいた。ここに記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器の設計（1）～（2），内燃機関第21巻1号～5号（1982/1～5）
- 2) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器設計・開発の実際（1）～（4），内燃機関第21巻11号～15号（1982/9～12）
- 3) 大塚貞吉，他4名；高負荷燃焼器の一次燃焼領域の研究，航技研報告 TR-143（1967/10）pp.1-42
- 4) 黒沢要治，他3名赤外線映像装置による燃焼器出口温度分布の測定、航技研報告 TR-550(1978/11)
- 5) Mori, K. et al ; Developmant of the Can-type Gas Turbine Combustors, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977/5) pp.120-128
- 6) Dittrich, R.T. & Graves, C.C. ; Discharge Coefficients for Combustor-Liner Air-Entry Holes, I-Circular Holes with Parallel Flow, NACA TN 3663 (1956/4)

通って、スワラ出口で半径方向に噴射される構造としてある。

燃焼器出口温度分布は $L=426\text{ mm}$ 下流のライナー軸に直角な断面内において、11本の熱電対を 30° おきに回転させることにより測定した。

実験は大気圧下で行った。今回は純空気流量 $G_{at} = 0.11\text{ kg/s}$ 、水素ガス流量 $G_{H_2} = 7.17 \times 10^{-4}\text{ kg/s}$

に設定し、スワラを通る1次空気の割合 G_{a1}/G_{at} を4段階変化させて実験した。各流量比において前述の断面内66点で出口ガス温度 T_g を求めた。

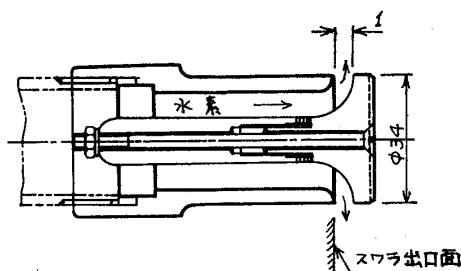


図-2 水素噴射弁

3. 実験結果及び考察

本実験に関与すると考えられる要因を実験計画法で用いる特性要因図に示すと図-3のようになる。環境条件である大気圧、温度、湿度は、今回は目的変量 σ (66点の T_g 分布から求まる標準偏差値で代表させる) に大きな影響を与えていないと考え対象から除く。ライナーの形状条件としては l , N , d を指定変量としているので、これらを X_1, X_2, X_3 で表わす。但しライナー総面積 $A_h = \frac{\pi}{4} d^2 N = 1605\text{ mm}^2$ - 一定の関係にある。1次、2次空気と水素の温度 T_{c1}, T_{c2}, T_{H_2} は実験装置の構造の影響で燃焼器入口において大気温より若干上昇を来しているため、 X_4, X_5, X_6 として考慮する。 G_{H_2} は一定

表-2. 実験結果及び平均、標準偏差

Run Nos	l mm	N 個	d mm	T_{c1} $^\circ\text{C}$	T_{c2} $^\circ\text{C}$	T_{H_2} $^\circ\text{C}$	G_{a1} kg/s	G_{a2} kg/s	G_{H_2} kg/s	G_{at} kg/s	T_g $^\circ\text{C}$	σ $^\circ\text{C}$
1	40	8	16.0	8.8	12.6	12.0	0.03164	0.08038	0.000721	0.11202	667	28.3
2	40	8	16.0	10.5	15.4	12.6	0.04483	0.06610	0.000721	0.11093	678	32.9
3	40	8	16.0	11.4	17.2	13.7	0.05318	0.05675	0.000720	0.10993	698	27.6
4	40	8	16.0	11.8	19.8	14.0	0.05945	0.05079	0.000720	0.11024	709	42.3
5	40	20	10.1	11.7	18.2	14.0	0.05894	0.05072	0.000718	0.10966	750	108.3
6	40	20	10.1	12.2	19.1	14.1	0.05412	0.05669	0.000719	0.11081	737	90.8
7	40	20	10.1	12.5	18.2	13.0	0.04448	0.06505	0.000719	0.10953	814	177.9
8	40	20	10.1	12.8	17.4	13.5	0.03040	0.07864	0.000720	0.10904	700	18.2
9	65	8	16.0	15.4	21.6	18.6	0.05817	0.05045	0.000716	0.10862	713	64.2
10	65	8	16.0	16.9	23.5	19.6	0.05176	0.05517	0.000721	0.10693	713	52.8
11	65	8	16.0	17.4	22.6	19.6	0.04676	0.06466	0.000720	0.11142	688	32.6
12	65	8	16.0	18.3	21.8	19.7	0.02965	0.07896	0.000719	0.10861	694	37.5
13	65	20	10.1	7.6	11.9	9.7	0.03004	0.07875	0.000717	0.10879	691	22.6
14	65	20	10.1	9.6	15.1	11.0	0.04657	0.06515	0.000682	0.11172	743	104.2
15	65	20	10.1	10.3	16.8	11.3	0.05076	0.05559	0.000719	0.10635	801	154.7
16	65	20	10.1	10.6	18.2	11.8	0.05844	0.05077	0.000720	0.10921	837	211.7
17	90	8	16.0	13.4	17.7	15.7	0.02944	0.08055	0.000720	0.10999	688	19.6
18	90	8	16.0	14.7	19.9	16.4	0.04359	0.06145	0.000718	0.10504	693	16.3
19	90	8	16.0	15.1	21.5	16.9	0.05342	0.05762	0.000720	0.11104	689	18.3
20	90	8	16.0	15.1	22.5	16.6	0.06038	0.05178	0.000720	0.11216	696	50.7
21	90	20	10.1	9.3	15.4	11.7	0.05912	0.04959	0.000717	0.10871	778	142.3
22	90	20	10.1	10.8	18.6	13.1	0.05328	0.05496	0.000718	0.10824	725	37.2
23	90	20	10.1	11.7	18.3	13.8	0.04587	0.06736	0.000718	0.11323	694	16.5
24	90	20	10.1	12.7	16.8	14.2	0.03125	0.08022	0.000719	0.11147	682	13.9
平均	65	14	13.0	12.52	18.33	14.44	0.04689	0.06283	0.000718	0.10973	719.9	63.39
標準偏差	20.4	6.0	2.95	2.73	2.95	2.80	0.01073	0.01098	0.000007	0.00189	44.6	55.93

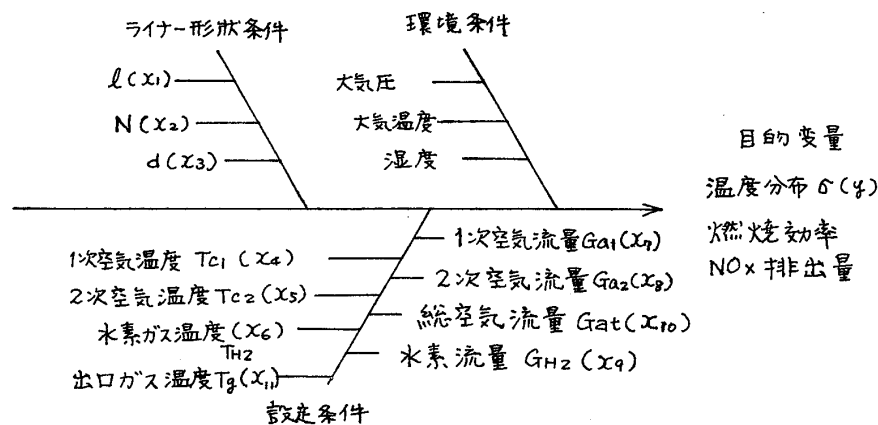


図-3 実験に関する特性要因図

に保ったが、設定誤差がある。この変動が δ に与える影響を見るため x_9 として取扱う。

多変量解析は次の手順で行った。すなわち、

- (1) 実験で得られた表-2の生データを用いて、各説明変量 $x_1 \sim x_{11}$ 間の単相関係数 r_{ij} と、 x_i と y の相関を求め、単相関 $r_{ij} > 約0.9$ の値をとる x_i は削除又は新たな代表変量に置換して多重共線性をなくす。
- (2) 生データを基準化し、平均値が0で分散が1に分布するように変量変換を行い、説明変量間の量的比較を可能とする。
- (3) 主成分分析を行い $z_i = \sum l_{ij} x_j$ で表わされる主成分の固有ベクトル l_{ij} と z_i と x_j の相関係数 $r^2(x_j, z_i)$ すなわち因子負荷量とバリマックス回転の因子負荷量の大きさを調べ、 x_j をできるだけ燃焼器の特性を表わす少数個の特性値 x_j にまとめる。
- (4) 重回帰分析を行い、 $\hat{y} = \sum a_i z_i$ で表わされる推定値と y との相関 $R = r(y, \hat{y}) = r(y, z_i)$ を調べる。次いで変数選択も行つて寄与率 R^2 (多重決定係数)が最大値となる $\hat{y}$ を求める。

まず、解析の出発点として表-2に示したデータの各変量間の相関を求めると表-3のようになった。この表によれば x_2 と x_3 の相関は-1である。これはAn-定としてあるた

表-3 相関行列

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	x_{10}	x_{11}	y
1	1.000000	0.000000	0.000000	0.207144	0.221097	0.209337	-0.003279	-0.007384	-0.054294	-0.062053	-0.123469	-0.193014
2		1.000000	-1.000000	-0.563776	-0.452722	-0.656938	0.003881	-0.004436	-0.281500	-0.005921	0.584339	0.503015
3			1.000000	0.563775	0.452722	0.656938	-0.003881	0.004436	0.281500	0.005921	-0.584339	-0.503015
4				1.000000	0.903795	0.971031	0.016172	-0.037212	0.250415	-0.122212	-0.279553	-0.281344
5					1.000000	0.879705	0.395015	-0.408998	0.249682	-0.131727	-0.060703	-0.091550
6						1.000000	0.055569	-0.071160	0.276825	-0.379923	-0.364229	-0.364229
7							1.000000	-0.984971	-0.016999	-0.045797	0.449951	0.453628
8								1.000000	-0.011882	-0.493500	-0.479348	-0.479348
9									1.000000	-0.160721	-0.151070	-0.185244
10										1.000000	-0.312695	-0.210025
11											1.000000	0.970540
12												1.000000

め、 N と d のいずれか一方が与えられれば他方も求まることによる。 X_2 と X_3 間に完全な多重共線性があるので、ここでは $X_2(N)$ を除くことにした。さらに、温度に関する X_4, X_5, X_6 間にも0.88以上の強い相関がある。従って、ここでは $G_{a1}, G_{a2}, G_{H2}, T_{c1}, T_{c2}, T_{H2}$ とそれらの比熱より求まる混合気温度 T_{mix} を X_4 として使用し、 X_5, X_6 は削除した。 $X_7(G_{a1})$ と $X_8(G_{a2})$ の相関が-0.985と高いのは G_{at} 一定の条件のため、 G_{a1} を与えれば G_{a2} が求まることによる。従って $X_8(G_{a2})$ を除外する。多重共線性のあるものを整理し、 $X_1(l/d), X_2(d/d), X_3(G_{a1}/G_{at}), X_4(G_{H2}/G_{at})$ を新たな説明変量とし、目的変量を改めて $y(\sigma/(\bar{T}_g - T_{mix}))$ で定義する。これらの説明変量間に多重共線性がないことを確認したのち、主成分分析を行った。結果を表-4a及び4bに示した。

表-4bにおいて、特に第2主成分の因子負荷量とバリマックス負荷量から分かるよ

表-4a 主成分分析結果

主成分	固有値	固有ベクトル				累積寄与率
Z_i	λ_i	l_{i1}	l_{i2}	l_{i3}	l_{i4}	
Z_1	1.163	0.1363	0.5675	0.3900	0.7122	0.291
Z_2	1.006	0.2460	-0.5943	0.7657	0.0071	0.542
Z_3	0.999	0.9518	-0.0011	-0.3065	-0.0134	0.792
Z_4	0.832	-0.1226	-0.5699	-0.4094	0.7018	1.000

表-4b 主成分分析結果

主成分	因子負荷量				バリマックス回転における負荷量			
Z_i	X_1	X_2	X_3	X_4	X_1	X_2	X_3	X_4
Z_1	0.1470	0.6121	0.4207	0.7683	0.2012	0.4540	0.5902	0.7482
Z_2	0.2467	-0.5960	0.7680	0.0071	0.2050	-0.7237	0.6469	-0.1746
Z_3	0.9513	-0.0011	-0.3064	-0.0134	0	0	0	0
Z_4	-0.1118	-0.5197	-0.3734	0.6399	0	0	0	0

うに、 $X_1 \sim X_4$ は各々異なる符号と大きさの値を示している。累積寄与率は第3主成分まで考えると79%の説明しかできないことになる。従って、完全に独立とはならないが $Z_1 = X_1(l/d), Z_2 = X_2(d/d), Z_3 = X_3(G_{a1}/G_{at}), Z_4 = X_4(G_{H2}/G_{at})$ として重回帰分析を行うこととした。

重回帰分析を行った結果を表-5に示した。この場合、変量4個の組み合わせは15通りあるが、変数の数によって4グループに分けられる。各グループのうち、寄与率が最大となるものを表-5に式で示してある。図-4に取り込んだ変数の数と R^2 の変化をプロットした。これらの結果を見ると全説明変量を用いた式(4)の場合に、寄与率が最高値となる。しかし、約53%の説明しかできておらず十分とはいえない。変量 $X_1 \sim X_4$ 相

表-5 推定重回帰式及び寄与率

$\hat{y} =$	$-0.4933X_2$	(1)	寄与率 R^2 0.243
$\hat{y} =$	$-0.4904X_2 + 0.4847X_3$	(2)	0.478
$\hat{y} =$	$-0.2077X_1 - 0.4904X_2 + 0.4851X_3$	(3)	0.521
$\hat{y} =$	$-0.2104X_1 - 0.5022X_2 + 0.4768X_3 + 0.0875X_4$	(4)	0.529

互間に相関があることに原因があるものと考えられる。

もう一つの試みとして Is , $Gat(\bar{T}_g - T_{mix})/GH_2$, $(Ga_1/Ga_2)^2$ の3個を説明変量 X_1, X_2, X_3 として考慮する。ここで Is は燃焼領域で発生した高温の燃焼ガスが、ライナー空気孔より流入した低温の空気 Ga_2 と混合して、温度計測点に到達したときの混合の不十分さ（独立性の強さ）を表わす値である。⁽²⁾ 1次元流を仮定すると Is は次式で与えられる；

$$Is = 1 / \left(\frac{\bar{\tau}}{t_m} + 1 \right) \quad (5)$$

ここで、 $\bar{\tau} = L/u$ ；燃焼器内の滞留時間，
 u ：平均流速， $t_m = (L-l)/u$ ；混合領域の平均滞留時間。

一般に燃焼器で用いられる逆ダムケラ数は次式で与えられている；

$$1/Da = \tau/\bar{\tau} = (rG\Delta T/g)/(L/u) \quad (6)$$

τ ：反応時間， r ：単位体積，単位時間当りの

空気流量， C_p ；比熱， ΔT ；温度上昇， g ；発熱率。燃焼効率が低い場合には $g \approx g_b$ （燃焼負荷率）と考え、 $g_b = g_{H_2} GH_2 / V \approx g$ （ g_{H_2} ：水素の発熱量， V ；燃焼器容積）より逆ダムケラ数は次式に等しくなる。

$$1/Da = Gat C_p \Delta T / g_{H_2} GH_2 \approx Gat(\bar{T}_g - T_{mix}) / GH_2 \quad (7)$$

すなわち $Gat(\bar{T}_g - T_{mix})/GH_2$ は空気の変熱量と水素の発生熱量の比となり、逆ダムケラ数に関する説明変量となる。 $(Ga_1/Ga_2)^2$ は1次空気と2次空気の運動量の比に関する説明変量である。これら3個の説明変量について主成分分析を行い、因子負荷量を検討した結果、重回帰式 $\hat{y} = \sum a_i z_i$ の説明変量として上記3変量すなわち $X_1(Is)$, $X_2(Gat(\bar{T}_g - T_{mix})/GH_2)$, $X_3[(Ga_1/Ga_2)^2]$ を試みることにした。

前述と同様な手順で求めた新しい変量からなる推定重回帰式を表-6に示した。この場合も全変量を用いた式(10)の寄与率が最も大きい。変数の数と R^2 の関係をプロット

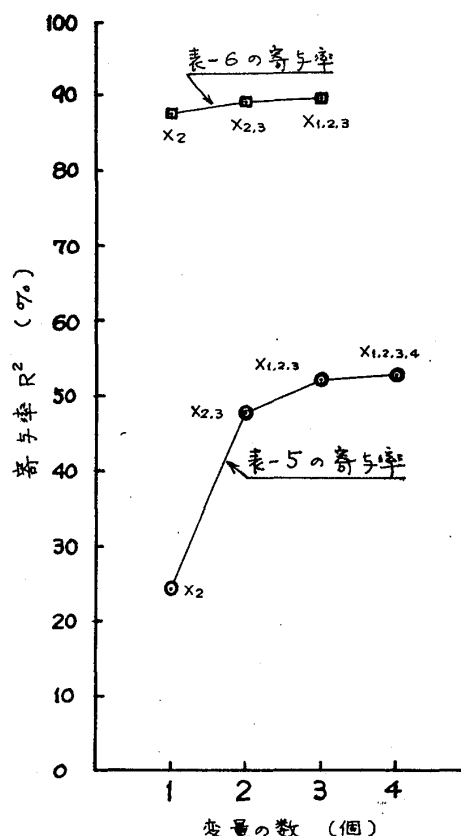


図-4 変数数による寄与率の変化

表-6 推定重回帰式及び寄与率

$\hat{y} =$	$0.9356 X_2$	(8)	寄与率 R^2 0.875
$\hat{y} =$	$0.8827 X_2 + 0.1306 X_3$	(9)	0.890
$\hat{y} =$	$0.0879 X_1 + 0.8666 X_2 + 0.1381 X_3$	(10)	0.897

すると図-4 のようになる。表-5 の場合に比較すると寄与率が約90%に達しており、式(10)を用いれば本実験結果を十分高い精度で説明できるものと思われる。

図-5 及び図-6 に式(4) ならびに式(10)と実験値との比較を行った。破線は標準偏差値の幅を示す。これらの図からも式(10)

の方がまとまりが良くなっていることがわかる。

式(4) の各項の係数の符号と大きさを見ると、 $X_1(1/d)$ の係数は負であることから、 X_1 が大になると温度のばらつきは少なくなり、実験と傾向が一致する。ライナー孔径 X_2 が大になるとばらつきが値下し、1次空気流量 X_3 が大になるとばらつきが増加するのと同様に実験で得られた傾向と一致する。

式(10)を見ると混合の不十分さ $X_1(I_s)$ が大きくなると温度のばらつきが大となる、圧が高くなると X_2 が大となり、やはりばらつきを増加すること、さらに1次空気の運動量比 X_3 が大になると温度のばらつきが増加する点も実験結果と一致した傾向である。

4. 結論

燃焼器出口温度分布とライナー空気孔位置、空気孔径、スワラを通過する空気流量とライナー空気孔より流入する空気流量の割合の関係式を主成分分析、重回帰分析により求め、実験値と比較した結果、説明変量の定義によって寄与率と精度が大幅に改善

されることが明らかとなった。

5. 参考文献

- 1) 第14回ガスタービン定期講演会講演論文集('86-6), pp.71-74.
- 2) 野村, 池田, "ガスタービン用水素燃焼器の研究(第1報)", 昭和59年度春期(第43回)船研研究発表会講演集(1984-5), pp.127-130.

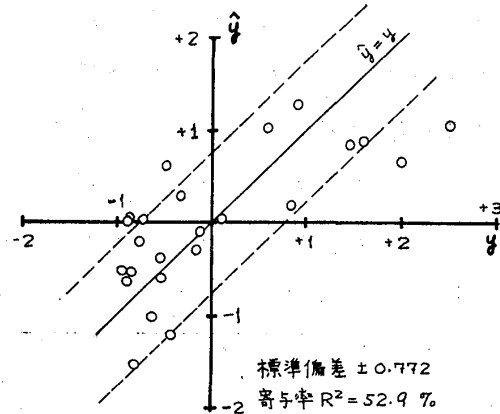


図-5 式(4)と実験値の比較

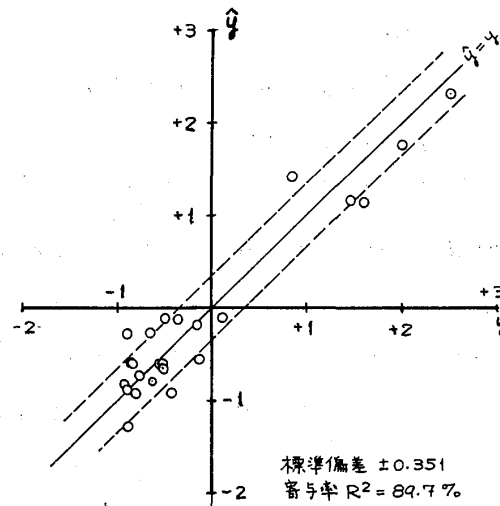


図-6 式(10)と実験値の比較

A-5

水素を燃料にした超小型ガスタービンシステムの試作研究

湯浅三郎、後藤 登 (東京都立科学技術大学)

桜井忠一、白鳥敏正 (同 上)

田代伸一、西山正章 (同 上)

1 はじめに

石油に代わる燃料の一つとして水素が注目され始めてから久しいが、これを現実の原動機の燃料として実用化する上では様々な技術的問題がある。その解決のためには個別的基礎調査・研究を踏まえて水素燃料による実際の原動機システムを作り上げることが今日の課題となっている。著者らはこれまで水素の燃焼特性を活かした小型ガスタービン用燃焼器の開発をすすめてきた^{(1),(2)}が、現在圧縮機・タービンを含む超小型水素ガスタービンシステムの試作研究⁽³⁾を行っている。

本研究の目的は、①水素の燃焼特性を活かしたできるだけ小型な燃焼器の開発、②自動車用ターボチャージャとして進歩し量産されている小型の圧縮機・タービンを新開発の燃焼器とマッチングさせる工夫、③水素燃料のコントロール技術など水素を取り扱う知識の蓄積、④機関としての全体性能だけでなく熱流体力学的データをシステム各部で計測し、リアルタイムで処理する多点計測処理システムの開発、等である。

本報では試作したシステム各部の紹介と試験運転の状況について報告する。

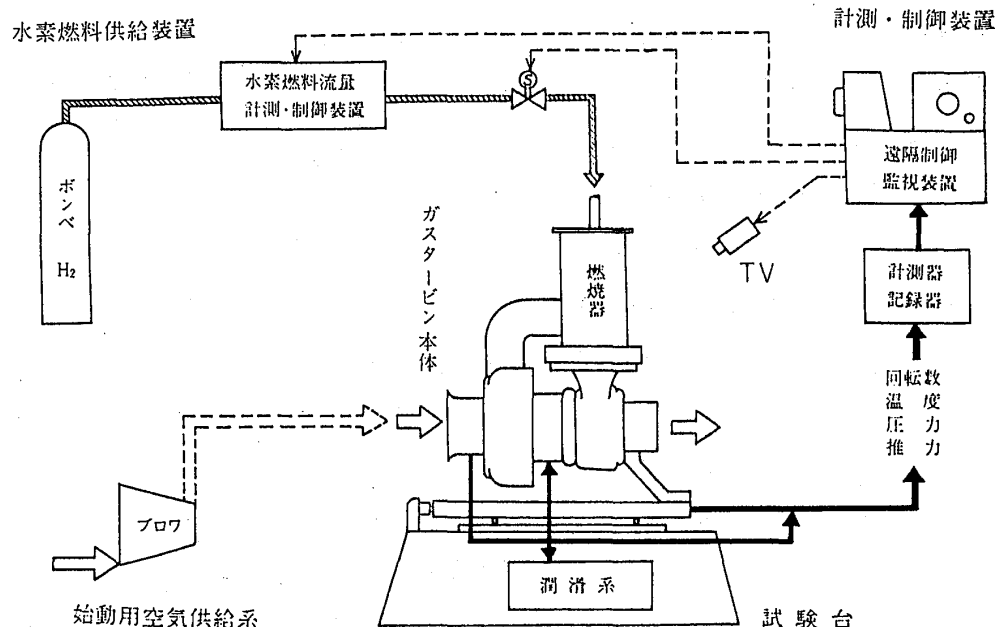


図1 実験システム全体図

第15回ガスタービン定期講演会講演論文集('87-6)

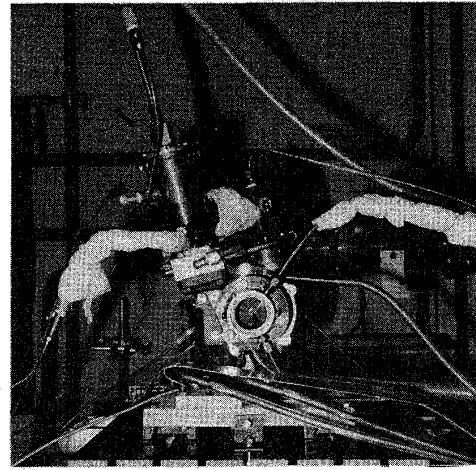
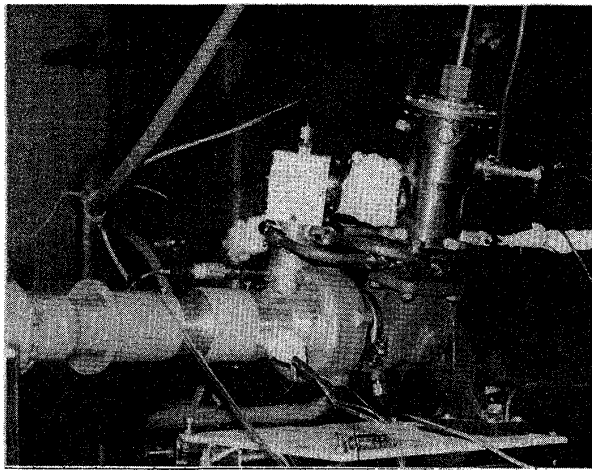


写真1 ガスタービン本体

2 実験システムと試作ガスタービン

試作した超小型水素ガスタービンの実験システムの全体を図1に、本体部を写真1に示す。システムの各部分、各要素について以下、順に述べる。

2.1 ガスタービン本体

圧縮機とタービン

圧縮機・ター

ピンは、排気量が1~2ℓの自動車エンジン用ターボチャージャ(日立製作所製HT10⁽⁴⁾)を用いている。これは翼車径50mm羽根数12枚の遠心圧縮機と翼車径47mm、羽根数10枚の遠心タービンから成っている。圧縮機の設計点は15万回転/分において圧力比2、空気流量98g/sである。図2に圧縮機の性能曲線を示す。なお図中に本ガスタービンの試験運転時の動作点をプロットしてある。タービンについては入口許容温度が950℃、断熱効率は

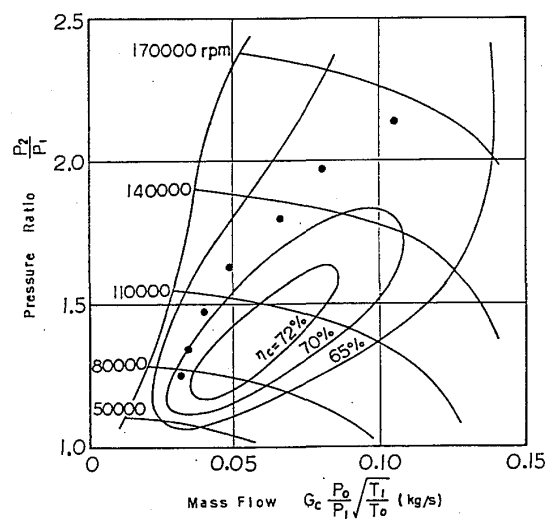


図2 圧縮機特性

80%以上、ターボチャージャとしての機械損失は10%程度と公表されている。また、圧縮機入口にベルマウスをつけ、タービン出口には出力を推力に変換できるようにノズルが取り付けられるようにした。

水素燃焼器

我々は、これまでに水素燃焼機の燃焼方式としては、旋回空気流中に火炎を形成させる方式が適していることを提案し、このことを実証するための実験を行ってきた^{(1),(2)}。これらの実験結果に基づいて試作した燃焼器の全体図を図3に示す。この燃焼器は、半径流型旋回器、水素噴射管、内筒および外筒、着火装置などから成る。半径流型旋回器の形状スワール数は5.7、内筒入口部のノズルスロ

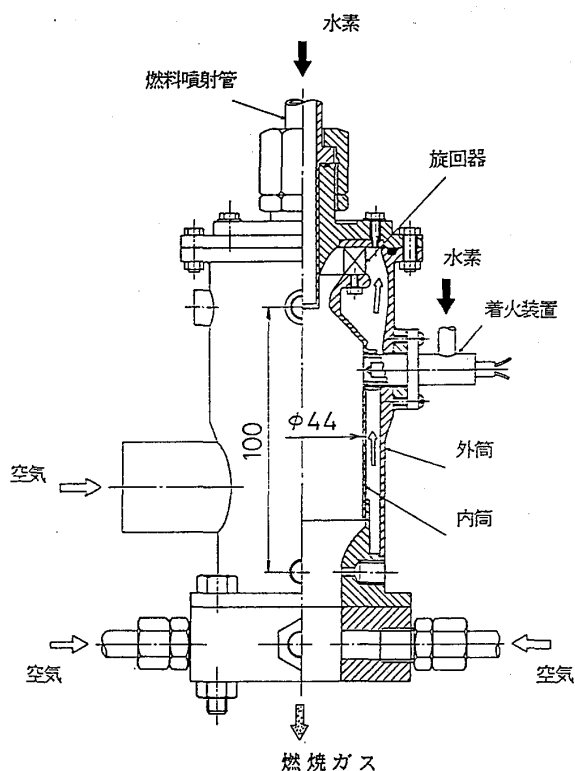


図3 水素燃焼器

分かった。さらに、燃焼負荷率は最大で $3 \times 10^8 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ h atm})$ が得られた。ところが一方、ノズルスロット部の絞りが大きいために燃焼器の空気流路が複雑なため、燃焼器前後の圧力損失が予想以上に大きく、本ガスタービンのように圧力比の小さいガスタービンではこの損失の影響が大きいことがわかった。そこで圧縮機出口部からタービン入口部へバイパスする空気流路を設けて圧力損失を少なくすることにした。このバイパス流路は、原理的には従来型のガスタービン燃焼器の希釈用空気孔と同じ働きをする。なお、ノズルスロット部とバイパス流路の面積比は等しくした。

2. 2 試験・計測部

水素燃料供給装置

本装置は、燃焼器に気体の水素を精度よく長時間連続して供給するためのもので図4に流動システムを示す。この装置は高圧ボンベ集合装置、水素流量測定装置、水素流量制御装置、緊急水素遮断装置から成る。高圧ボンベ集合装置は、高圧水素ポンペを8本並列にまとめたものと実験終了後の配管パージ用の窒素ポンペ2本から成る。水素流

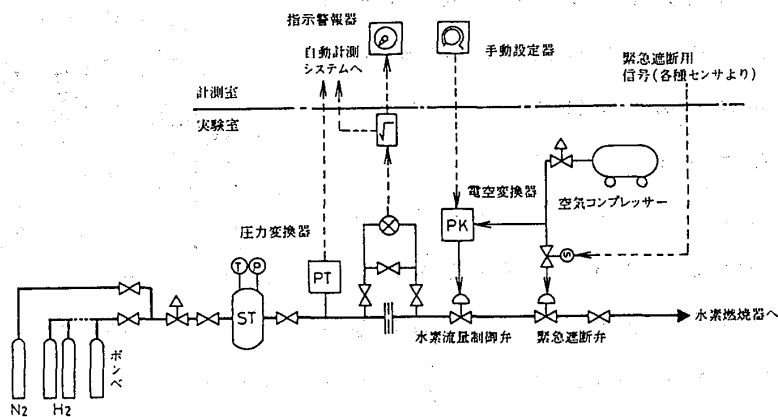


図4 水素流動系

御装置、緊急水素遮断装置から成る。高圧ボンベ集合装置は、高圧水素ポンペを8本並列にまとめたものと実験終了後の配管パージ用の窒素ポンペ2本から成る。水素流

ート径は20mm、広がり角は90度である。水素噴射管直径は12mmであり、その先端には直径1mmの噴射孔が噴射管の円周方向に噴射角90度で開けられている。内筒は容積が 125 cm^3 の超小型である。水素燃料の特徴を生かして初めから希薄な混合比で燃焼を行わせるため、内筒には希釈用の空気孔は開けなかった。着火装置は管の中心軸上に火花放電用の電極を挿入した構造と成っており、電極と管とのすき間に水素を流してパイロット火炎を形成、保持させる。

燃焼器単体の試験を大気圧下で行った結果から、本ガスタービンの運転条件に近い空気流量 (35 g/s) および水素流量 (0.3 g/s) においても、安定な火炎が形成され、また火炎は十分に燃焼器内に納まることなどが

量はオリフィスによって計測される。オリフィス差圧とオリフィス上流圧はともに計測室に設置されたモニタおよび自動計測システムに出力され流量計測に供される。流量調節弁制御は応答が早くシステムが簡単でかつ安全性も高い電気-空気変換方式によって行う。また流量制御弁の下流には燃焼器との間に空気圧作動型の緊急遮断弁を設置した。試験の結果、この供給装置は圧力 $5\text{kgf/cm}^2\text{G}$ で最大流量 $30\text{Nm}^3/\text{h}$ の水素を圧力流量とも一定に保って30分以上連続して供給する能力が確認された。

運転制御・データ計測について

試作した超小型水素ガスタービンの運転試験

における主な計測項目および使用機器などを以下に記す。

- ・吸入空気流量（ベルマウス部静圧測定）、
- ・水素燃料流量
- ・圧縮機入口／出口圧力、タービン入口／出口圧力（圧力変換器）
- ・圧縮機入口／出口温度、タービン入口／出口温度（K熱電対）
- ・ガスタービン回転数（光電ピックアップ）
- ・ガスタービン推力（ロードセル）
- ・潤滑油温度（K熱電対）

また主な操作／制御項目は以下の通りである。

- ・水素燃料流量調整、着火装置ON/OFF、緊急水素燃料遮断弁操作
- ・始動用空気源ブロワ起動／停止
- ・始動用空気流量調整

現在のところ、本ガスタービン運転／制御は手動にて行い、実際の運転状況をTVカメラにより常時監視しているが、運転／計測の信頼性の観点から、ガスタービン運転制御および各種データの計測は、パーソナルコンピュータを中心として構成される遠隔制御・計測システムを使用して手動および自動のいずれでも行い得るよう準備している。

テストベンチおよび潤滑装置

ガスタービン本体を載せてその推力を測定する試験台は架台と、その上に固定した $600\text{mm} \times 400\text{mm} \times 75\text{mm}$ の鋳鉄製の組立定盤、及びボールスライドユニットを介して定盤上をスライドするプレートから成っている（写真2参照）。

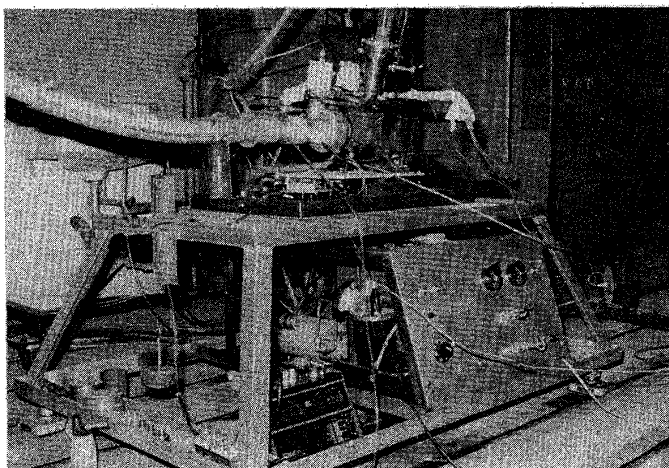


写真2 テストベンチ

ボールスライドユニットの摩擦係

数は $0.001 \sim 0.002$ （公称）である。スライドプレート先端部には、タービンの推力を測定するためのロードセルが取り付けられている。現在は本ガスタービンが試験運転の段階であり、燃料、潤滑油、冷却水等の配管の最終的組上げがなされていないため、まだ本格的な推力測定は行っていない。潤滑装置はテストベンチ下部に組み込まれてお

り、オイルパン（容量 14ℓ）、オイルポンプ、フィルタ、オイルギャラリ、ヒータ、冷却装置（水冷式）から成っている。オイルは最大120℃ まで任意の温度に加熱できる。タービン作動時に供給されるオイル圧力、温度、流量はそれぞれ2.5kgf/cm²、70℃、2ℓ/minである。オイルはニッサンモーターオイル（ターボ10W-30.SF）を使用している。

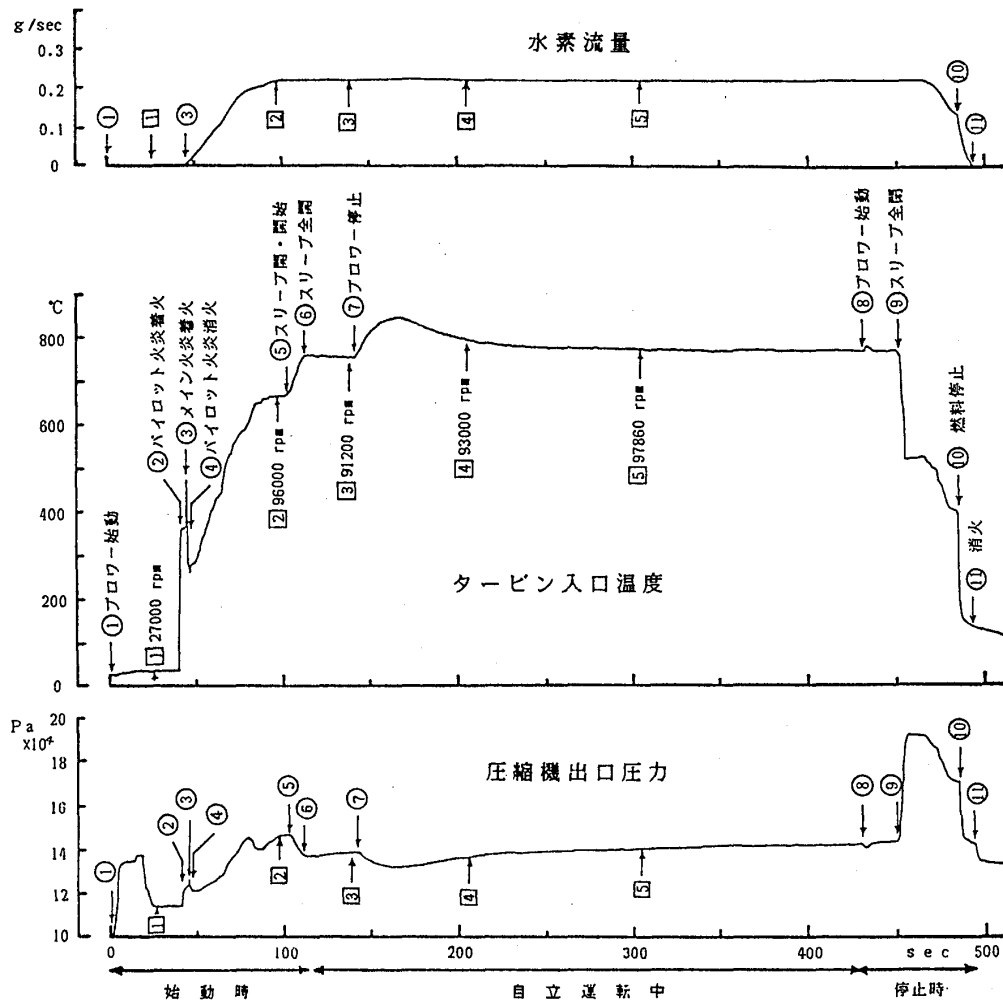


図5 試験運転状況例

3 試験運転

本ガスタービンの始動・停止手順を確立し、各部の温度・圧力の状況を把握するため試験運転を実施した。手動で行った始動・停止の操作手順の代表的な例を図5に示す。図中の「スリープ開」はブロウ吐出口とベルマウス部との間隔を開けることを示す。この図に示したような手順を踏むことによって、異常な温度上昇を起こすことなく定常回転状態に移行することができた。本ガスタービンは無負荷状態では約7万回転/分以上で自立が可能であった。表1に無負荷条件下での試験運転の結果の一部を示す。タービン入口温度は最高回転時においてもタービンの許容温度を130℃も下回っており、出力の余裕があることを示唆している。

表 1 試験運転結果

運転 番号	回転数 $\times 10^4 \text{rpm}$	圧縮機出口		タービン入口		タービン出口	水素流量 g/s	* 空気流量 g/s
		圧 力 $\times 10^2 \text{kPa}$	温 度 K	圧 力 $\times 10^2 \text{kPa}$	温 度 K	温 度 K		
1	7.68	1.22	315	1.07	1083	950	0.194	32
2	9.02	1.32	321	1.24	1033	918	0.211	34
3	10.49	1.44	333	1.33	1011	891	0.238	41
4	11.94	1.59	348	1.45	1013	878	0.271	49
5	13.53	1.75	363	1.59	1030	878	0.312	66
6	15.02	1.93	381	1.74	1058	879	0.367	82
7	16.54	2.09	399	1.90	1093	907	0.423	105

* 圧縮機性能図より概算した。

4 まとめ

本研究は現在ようやく自立運転に成功した段階であり、今後も部分的改良を加えながら超小型水素ガスタービンシステムの運転データを収集していく予定である。このデータは実用的な水素ガスタービンの重要な基礎データとなるものと確信している。

なお、本研究には昭和60年度から3年間の文部省科学研究費の補助がなされており、またターボチャージャ本体は日立製作所機械研究所の橋本孝氏から提供されたものであり、ここに記して謝意を表します。

< 参考文献 >

- (1) 湯浅三郎、後藤登 「超小型水素ガスタービン用燃焼器の開発（第1報：旋回流型試験燃焼器の燃焼特性）」、都立工科短大研究報告、第13号(1985)
- (2) 湯浅三郎、後藤登 「超小型水素ガスタービン用旋回流型試験燃焼器内での水素の燃焼特性」、日本機械学会論文集 468号（B編）、(1985)
- (3) 湯浅三郎、後藤登、桜井忠一、白鳥敏正、田代伸一、西山正章 「超小型水素ガスタービンの研究と開発（実験システムの設計）」、都立工科短大研究報告、第14号(1986)
- (4) Okazaki, T., Uchiyama, K., Tsubouchi, H. "Development of high speed small turbochargers for passenger cars", Turbocharging and Turbocharger 1982, Vol.C33/82, pp.27-36, I. Mech. Conference Publications 1982/3.

佐藤 幸徳 *藤 秀実

田頭 健 内田 博幸

(石川島播磨重工業(株))

1. ま え が き

航空用ガスタービンでは熱効率向上のためサイクルの改良がはかられ、燃焼器入口圧力、温度および燃焼器出口温度が上昇する傾向にある。このエンジンの高温化に伴い、圧縮器出口空気の大部分は燃焼用に使用され、またタービン入口の温度分布制御のため希釈空気の確保が必要であり、燃焼器ライナの冷却に必要な空気量は不足する傾向にある。このため燃焼器ライナの耐久性向上のため、ライナ冷却効率を高める構造について種々研究されている。(1)-(3)

これらライナ冷却構造の研究は従来主に実験的に行われてきたが、ここではフィルムクーリング型冷却構造のクーリングスロットリップ下流速度場、温度場およびライナ壁温を求める際に重要な冷却効率を数値解析にて求めることを試みた。まず本解析に用いた数値解析手法について述べる。つぎにこの解析を用いて、クーリングスロット部形状が速度、温度場および冷却効率に与える影響について調べた結果、更に解析の検証結果について報告する。

2. 数値解析手法

数値解析を行う場を明確にするため燃焼器ライナクーリングスロット部の流れについて示したのが図1である。図1でクーリングスロット部を領域Aと領域Bに分ける。領域Aは冷却効率を高めるために冷却空気を一様にする働きがある。その下流(領域B)で、ホットガスと冷却流の混合が起こる。ここでは領域Bについて解析する。その際クーリングスロットリップから流出する冷却流は一様流速であるとする。また解析を簡単化するために流れは2次元であるとする。図2にモデル化された解析場について示す。連続、運動量およびエネルギー保存則の式から、流れ関数 ψ と渦関数 ω を用いると次の様になる。

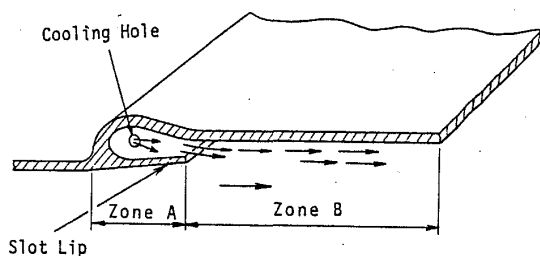


図1 燃焼器ライナクーリングスロット部

$$\frac{\rho}{\sigma} \frac{u}{x} + \frac{\partial \rho}{\partial y} \frac{v}{y} + \sigma = \frac{1}{Re} \nabla^2 \omega \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad \frac{\rho}{\rho_0} v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (2)$$

$$\omega = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) \quad (3)$$

$$\nabla^2 T = \text{Re} \cdot \text{Pr} \left(\frac{T_0}{T} \right) \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\partial V^2}{\partial y} - \frac{\partial \rho}{\partial y} \frac{\partial V^2}{\partial x} \right), \quad V^2 = u^2 + v^2 \quad (5)$$

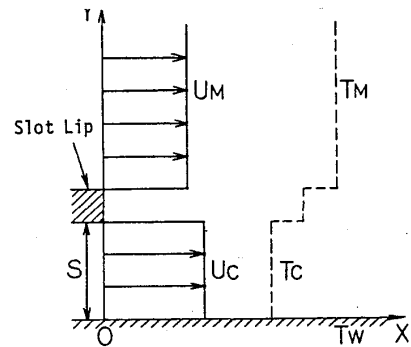


図2 モデル化された解析場

添字₀は基準状態を示す。また $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$, $\text{Re} = \frac{\rho_0 u_0 l}{\mu}$, Pr はプラントル数である。

(1)~(4) は差分法にて離散化し、ハイブリットスキーム法を用いる。

表1に境界条件を示す。ここで温度は壁面で断熱条件である。このため上の式を解いて得た壁面上の温度を T_{wad} とすると、ライナの冷却効率は次式で定義できる。

$$\eta_c = \frac{T_H - T_{\text{wad}}}{T_H - T_C} \quad (6)$$

3. 数値解析結果

解析は U および T を基準状態として、以下の条件で行った。

$$U_c = 1, \quad T_c = 1, \quad U_H = 0.89, \quad T_H = 0.8$$

表1 境界条件

	inlet	outlet	wall
u	given	$\partial u / \partial x = 0$	0
v	given	$\partial v / \partial x = 0$	0
ω	0	$\partial \omega / \partial x = 0$	0
ψ	given	$\partial \psi / \partial x = 0$	0
T	given	$\partial T / \partial x = 0$	$\partial T / \partial y = 0$

実際のガスタービン燃焼器では主流温度 T_H は冷却流温度 T_C よりも大きい、 T_H と T_C の大小は本質的な問題ではなく、ここでは検証試験の行い易さから $T_H < T_C$ として解析した。

リップと壁の距離 (S) が 1 mm の場合の U_C

あるいは T_C で無次元化された軸方向流速 U および温度場をそれぞれ図3および図4に示す。図3から $X/S = 15$ の場合 $Y/S = 4$ 近傍にピーク値があり、壁から離れると流速は主流側の流速におちついてくる。より下流の $X/S = 40$ ではピーク値が $X/S = 15$ の時より、壁から離れた点にある。 $X/S = 65$ では40とほぼ同じ分布である。

図4で $X/S = 15, 40$ および 65 共に $Y/S = 5$ 以上ではほぼ主流温度になっている。下流に行くに従って断熱壁温が低下してくる。これは下流側で主流と冷却流が混合してくるためである。図5に冷却効率の軸方向変化について示す。ここで M は主流と冷却流の質量流量比 $\rho_c U_c / \rho_m u_m$ である。冷却効率は軸方向下流に向かって低下していくが、下流側ではほぼ一定になってくる。これは下流側では混合が進み、主流と冷却流の混合した温度に壁温がおちつくためである。

クーリングスロット形状の影響を見るためクーリングスロット出口幅 $s = 1.5\text{mm}$ について解析し $s = 1\text{mm}$ と比較した結果を示す。図6には速度分布を示すが、 $s = 1\text{mm}$ と比較して、壁近傍の速度が速くなっている。図7には温度分布を示す。 $s = 1\text{mm}$ とほとんど変わらないが、壁面および壁面近傍で少し高くなっている。図8には冷却効率を示すが、 $s = 1\text{mm}$ と比較して全範囲で効率が高くなっている。

4. 検証試験

解析結果の妥当性を調べるため、速度分布、温度分布および冷却効率の計測を行った。図9に試験供試体部を示す。空気源からの空気は途中で主流側およびクーリングスロット通過空気に分かれる。本来は主流側空気を加熱する必要があるが、大容量の予熱器がいるため、ここでは主流側は圧力、温度共に無制御とし、クーリングスロット通過空気側を途中で予熱し、供試部に供給することとした。試験条件として主流側：温度 318K ，流速 42m/s ，クーリングスロット通過流側：温度 396K ，流速 47m/s である。流速はピトー管および壁圧測定より求め、温度分布は熱電対にて計測した。冷却効率計測のため、壁にはバークライトを使用し、その下面にグラスファイバを入れて断熱状態を作った。ク

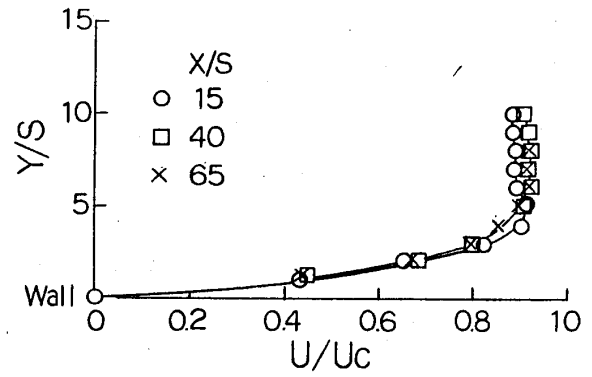


図3 速度分布 (解析)

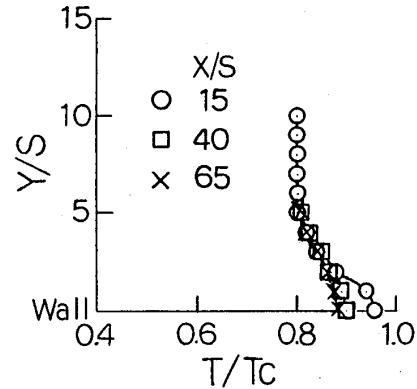


図4 温度分布 (解析)

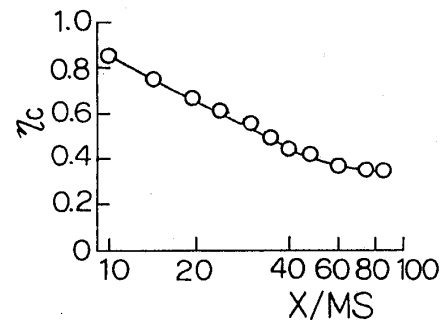


図5 冷却効率 (解析)

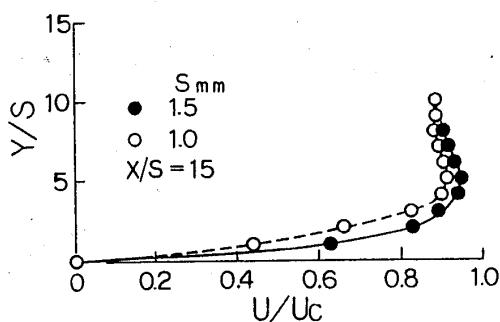


図6 速度分布比較 (解析)

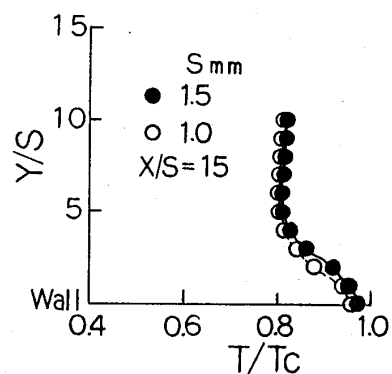


図7 温度分布比較 (解析)

ーリングホールは周方向にディスクリットにあいているので、周方向に分布があることが考えられたが、 $X=30\text{mm}$ にて周方向に計測した結果は周方向に分布はなかった。以下に示す試験結果はクーリングホールがある断面の後方の周方向位置の結果である。図10には速度分布の計測結果を解析結果と共に示す。半径方向には速度分布は良く一致している。図11には温度分布を示す。この場合もほぼ一致しているが、壁面近傍では計測値の方が小さくなっている。図12には冷却効率を示すが、 X/MS が20を超えたクーリングスロットリップ下流側では良く一致している。クーリングスロットリップ近傍では流れの3次元性、乱れ等により、計測結果の方が冷却効率が低いと考えられる。

5. まとめ

2次元数値解析によりライナクーリングスロットリップ下流速度分布、温度分布および冷却効率を求めさらに解析結果の検証を行った。結果として速度、温度分布はほぼ一致し、冷却効率に関してはライナクーリングスロットリップ近傍を除き、ほぼ一致し、この領域では本解析法の有効性が確認された。ライナクーリングスロットリップ近傍の冷却効率予測には3次元解析などを行う必要がある。

参考文献

- 1) 渡辺, 二階, 佐藤, 角田, 14回ガスタービン定期講演会講演論文集, P21-P28, (1986).
- 2) Tanrikut, S, et al, AIAA-81-1354.
- 3) Wassel, A. B., ASME paper 80-GT-66.

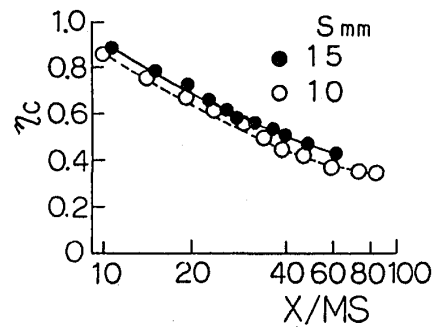


図8 冷却効率比較(解析)

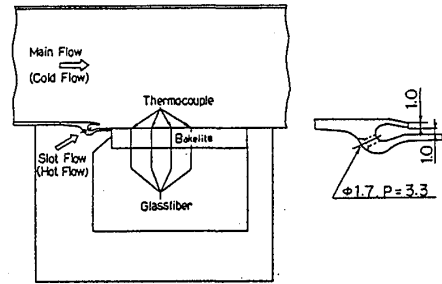


図9 試験供試体部

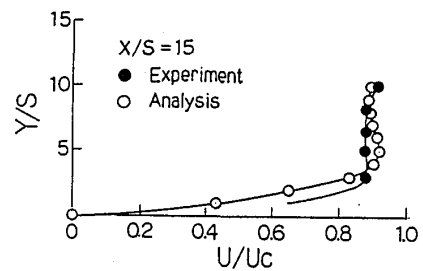


図10 速度分布計測結果

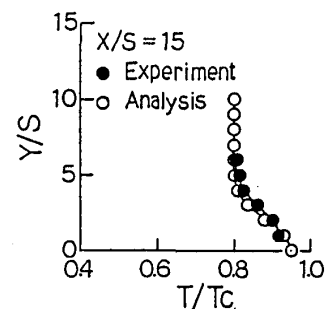


図11 温度分布計測結果

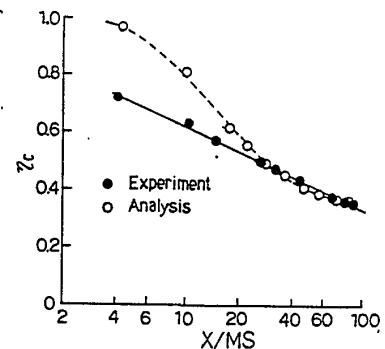


図12 冷却効率計測結果

ダンプディフューザの 急拡大領域における流動機構

*森 岡 楨 (東京理科大院)

本 阿 弥 真 治 (東京理科大工)

1. 緒言

ガスタービンの高温化に伴い、タービン入口温度分布の制御が重要となっている。そのためには燃焼器のインナアニュラスとアウトアニュラスへの空気流量配分を適切に行わなければならない。燃焼器のディフューザに、急拡大部を有し、燃焼筒先端部を鈍頭化したダンプディフューザは、入口速度分布の変化による流量配分への影響を受けにくい。

ダンプディフューザに関する従来の研究⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾は、流入速度分布、ダンプディフューザ形状を変化させた場合の圧力損失及び流量配分への影響を検討したものであり、急拡大領域に生ずるはく離渦の挙動と流量配分性能との関係が指摘されているにもかかわらず、これらを系統的に明らかにした研究例は見受けられない。

本研究では、ダンプディフューザの各種パラメータが変更可能な二次元モデル流路を製作し、入口で一様流入させた場合について、壁面静圧、順流率、速度・乱流値分布を測定し、急拡大部における流動機構を明らかにすることを目的とする。

2. 実験装置及び方法

実験装置は図1に示す回流型風洞である。図2に測定部の概略を示す。測定部はすべてアクリル製である。ディフューザ入口高さ h_i 、左右分流路高さ h_L, h_R は固定し、すべて20mmとした。よって、ディフューザの拡大比は2.0である。助走流路、分流路幅は300mmであり、アスペクト比は15である。燃焼筒モデルは、先端が半径50mmの半円形で、それに続く壁面は平行である。プレディフューザは拡がり角 $2\alpha = 0^\circ, 10^\circ, 14^\circ$ の3種類を用いた。また、プレディフューザ出口から燃焼筒先端部までの距離であるダンプギャップDを可変とした。①をダンプディフューザ入口、②をプレディフューザ出口、そして③をダンプディフュー

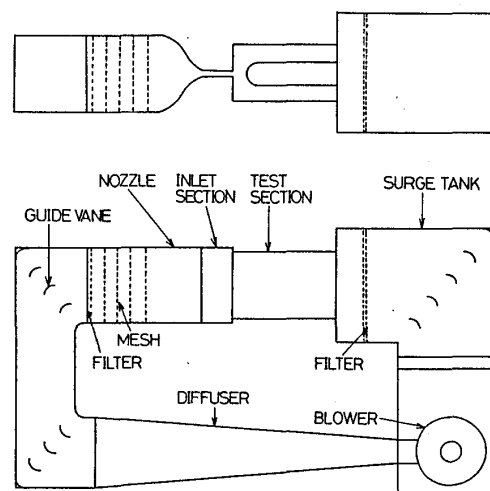


図1 測定装置

ザ出口の位置とする。

①, ③において一様流れで, 急拡大及び損失を無視した場合, Fishenden ら⁽¹⁾の示した理想静圧力回復係数 C_{p1-3} は, 二次元流路では次式のようにになる。

$$C_{p1-3}=1-\frac{1}{(1+S)^3}\left\{\left(\frac{A_1}{AR_3}\right)^2+S^3\left(\frac{A_1}{AL_3}\right)^2\right\} \quad (1)$$

ここで, S は質量流量比 (m_L/m_R), A は流路断面積である。本実験では, 左右分流路断面積はそれぞれディフューザ入口断面積に等しいので 式(1)は次式のようにになる。

$$C_{p1-3}=1-\frac{1+S^3}{(1+S)^3} \quad (2)$$

式(2)で示すように, 理想静圧力回復に及ぼすプレディフューザ, ダンプギャップの寄与は明らかでないが, 流量比による寄与を予測することは可能で, $S=1$ の場合に理想圧力回復は最大を示す。したがって, 本実験では流量比を 1 に設定した。

入口①における主流速度は, 30m/s ($\pm 1\%$), h_1 を代表長さとしたレイノルズ数は 3.92×10^4 である。ノズル出口にはトリッピングワイヤが取り付けられており, ①では十分に発達した乱流境界層である。スパン中央において, 壁面静圧, 全圧, 熱線流速計により流速・乱流値, そしてサーマルタフトプローブにより順流率を測定した。

3. 実験結果

図3にダンプギャップを変えた場合のディフューザ出口静圧力回復 C_{pw1-3} を, 図4に流量重み付け圧力損失 λ_{1-3} を示す。拡がり角 2α が $0^\circ, 10^\circ, 14^\circ$ の順に圧力回復が高く, 損失は小さい。また $D/h_1=2$ 付近で圧

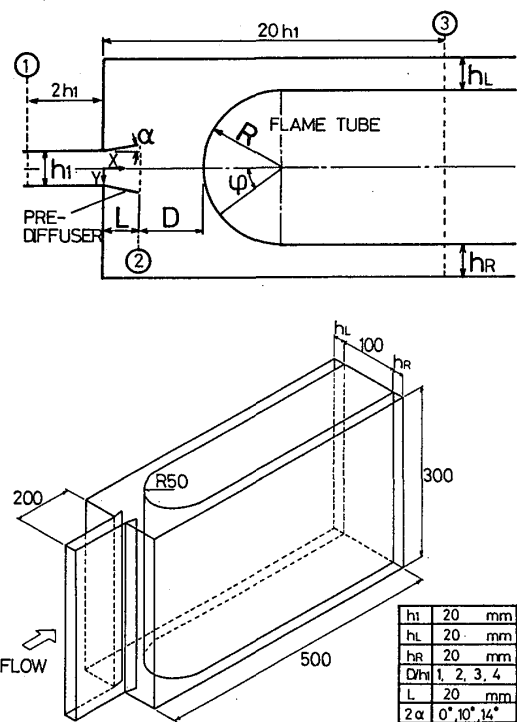


図2 測定部概略

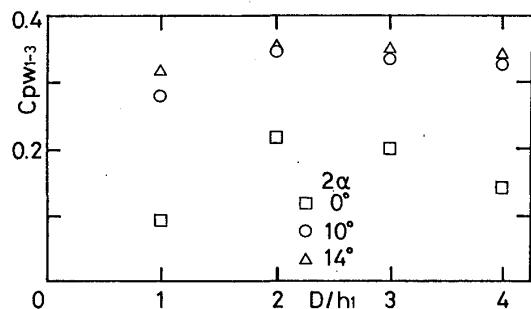


図3 ディフューザ出口静圧回復

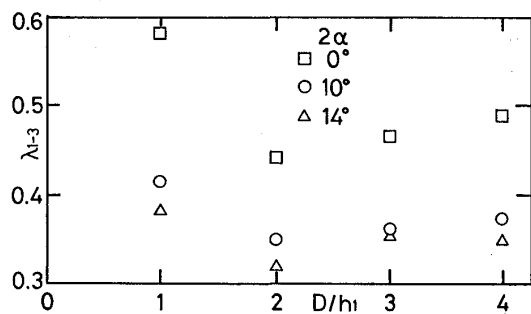


図4 ディフューザ出口圧力損失

力回復は最大値を，損失は最小値を示す。

図5(a)に $D/h_1=3$ に固定した場合の下流方向の測定壁面静圧分布を示す。プレディフューザ出口における圧力回復は， $0^\circ, 10^\circ, 14^\circ$ の順に高くなるが，プレディフューザ出口から③までの回復は， $14^\circ, 10^\circ, 0^\circ$ の順に高くなる。①から③までの回復は $0^\circ, 10^\circ, 14^\circ$ の順に高くなり，プレディフューザ角度が全体性能を支配する重要な因子の一つであることが判る。図9-図11(a)に示すように， 2α が 0° の場合は， $10^\circ, 14^\circ$ の場合に比べ主流速度は大きい。プレディフューザ下流の流れ（噴流）は燃焼筒先端部に衝突した後，燃焼筒先端部に沿って流れるが，この場合，速度が大きい程，燃焼筒側へ引

き寄せられ，分流路流入後も壁面静圧力は回復している。よって， $2\alpha=10^\circ, 14^\circ$ の場合に圧力回復がほぼ終了した $X/h_1=6$ 付近において， 0° の場合には圧力は未だ回復の途中にある。図5(b)に燃焼筒先端部における壁面静圧分布を示す。 2α が $14^\circ, 10^\circ, 0^\circ$ の順に圧力の低下とその後の回復量が大きくなるため，この部分での加速・減速の割合が大きくなり，その結果，圧力損失を生じることが予想される。

図6に $D/h_1=3$ における時間平均順流率分布を示す。各ケースとも同様の傾向を示すが， $X/h_1=5.5$ における順流率は 2α が $0^\circ, 10^\circ, 14^\circ$ の順に大きく，この順に再付着距離 X_r が短くなることが判る。

圧力回復，圧力損失共に $2\alpha=14^\circ$ が一番良いが，プレディフューザにおけるはく離を考慮し，以後 $2\alpha=10^\circ$ で測定を行った。

図7(a)に $2\alpha=10^\circ$ でダンプギャップ D を変化した場合の測定壁面静圧分布を示す。プレディフューザ出口における静圧力回復は D が大きくなるとともに高くなり，プレディフューザ出口から③までの回復はこの順に低くなる。プレディフューザ出口位置

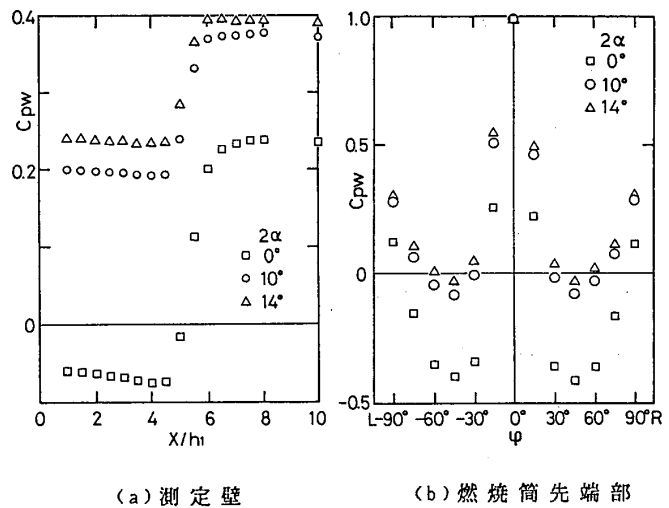


図5 壁面静圧分布 ($D/h_1=3$)

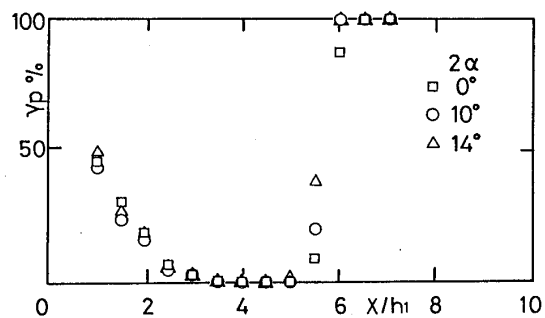


図6 順流率分布 ($D/h_1=3$)

の静圧は $D/h_1=1$ の時に特に低く、また静圧が最小値を示す位置で図 5(a) の $2\alpha=0^\circ$ の場合と同様に下向きにピークを持つ。図 7(b) に示す燃焼筒先端部の壁面静圧分布から $D/h_1=1$ における静圧の低下・回復量は特に大きく、燃焼筒先端部に沿う流れの加速・減速を伴う静圧の変化が測定壁面の静圧に影響を及ぼすと考えられる。また $D/h_1=4$ では、 X/h_1

$=7$ において回復した静圧が再び低下している。よって、 D が大きくなると、圧力回復した流れが再付着後、分流路に流入することにより加速し、圧力が低下すると考えられる。

図 8(a) に $2\alpha=10^\circ$ における流れ方向の時間平均順流率分布を示す。順流率 γ_p $=50\%$ を示す点（再付着点）は D/h_1 に応じて変化し、プレディフューザ下流の流れが燃焼筒によって強制的に再付着させられていることが判る。図 8(b) に横軸を無次元数 $(X-L)/(X_r-L)$ で表した順流率分布を示す。再付着領域内では各ケースとも同様の分布を示し、 X_r がこの領域の流れを支配するパラメータの一つであると思われる。

図 9(a)(b) に $2\alpha=0^\circ$ 、図 10(a)(b) に $2\alpha=10^\circ$ で $D/h_1=3$ の場合の急拡大領域にお

ける速度と乱流値分布の流れ方向変化を示す。 h_2 はプレディフューザ出口高さである。また、 u は局所流速、 u' は変動速度、そして U_1 は①における主流速度である。 $2\alpha=0^\circ, 10^\circ$ 共に $(X-L)/D=0.35$ から主流の速度分布が凹状になり、燃焼筒先端部の影響を受け減速を始めていることを示す。プレディフューザ出口において、主流及びせん断層の乱流値は $2\alpha=0^\circ, 10^\circ$ 共にほぼ等しい値を示す。しかし、下流に進むにしたがって

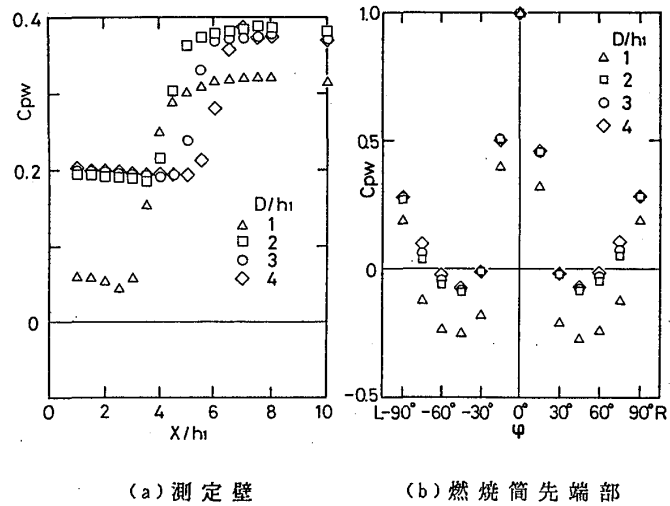


図 7 壁面静圧分布 ($2\alpha=10^\circ$)

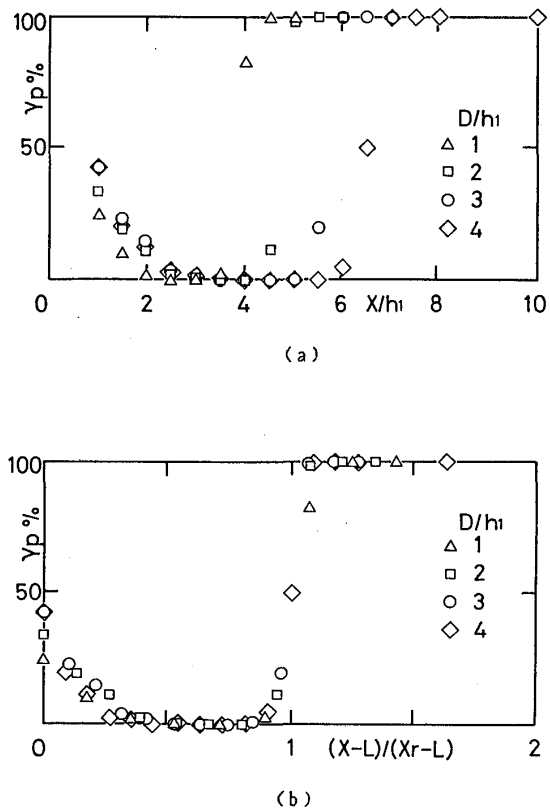


図 8 順流率分布 ($2\alpha=10^\circ$)

0° の場合のせん断領域の乱流値は，10° の場合よりも増加する． $2\alpha=10^\circ$ の場合プレディフューザ出口 ($(X-L)/D=0.01$) で乱流値分布に段差が見られるが，これはプレディフューザの拡がり角が 10° であるのでプレディフューザ内ではく離が生じているためと考えられ，図 11(b) に示すように拡がり角の大きい 14° においてもこの様な分布が生じている．また，下流に進むとともに Y 座標の負側における乱流値のピークが正の側より若干高く，速度分布においても正負非対称になっている．ここでは熱線プローブを正の方向から挿入しており，逆に負の方向から挿入した場合，逆の分布になった．よって，負側せん断領域の測定の場合，熱線プローブサポートが主流を横切ることにより，せん断領域の流れが影響を受けたと思われる．

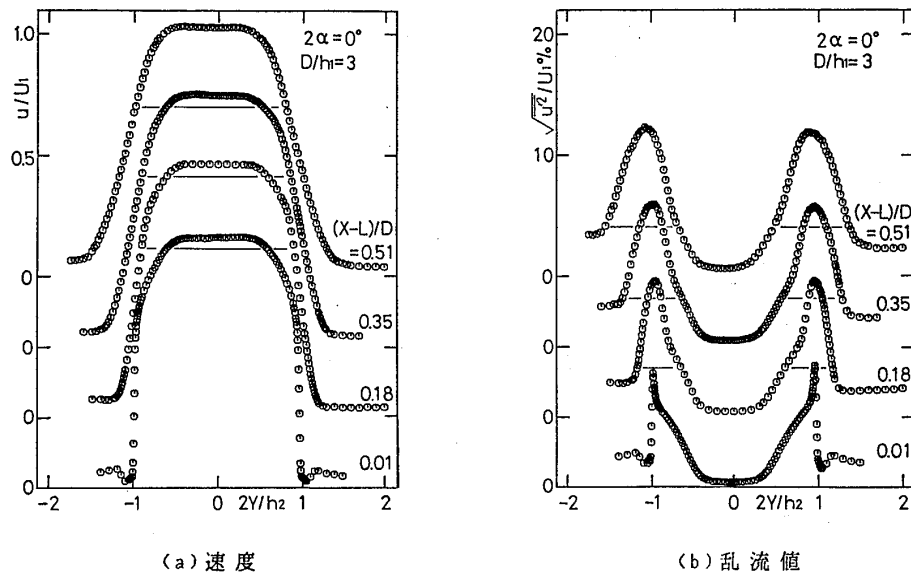


図 9 速度・乱流値分布の流れ方向変化 ($2\alpha = 0^\circ$, $D/h_1 = 3$)

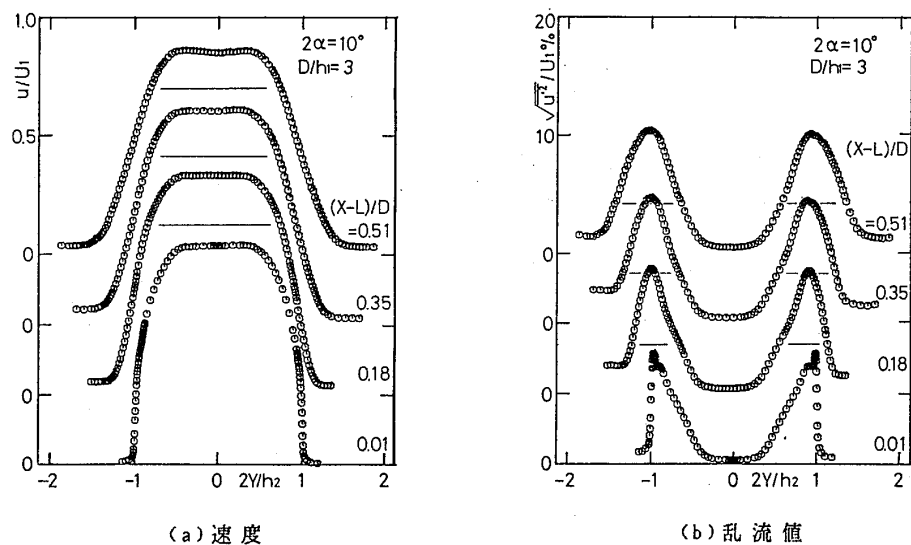


図 10 速度・乱流値分布の流れ方向変化 ($2\alpha = 10^\circ$, $D/h_1 = 3$)

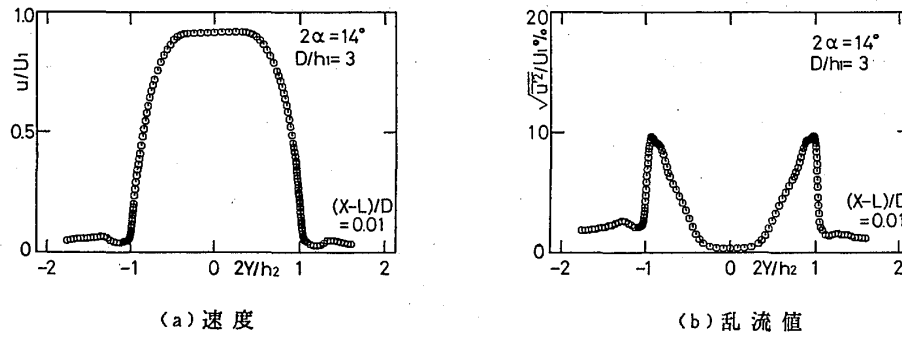


図 11 プレディフューザ出口速度・乱流値分布 ($2\alpha = 14^\circ$, $D/h_1 = 3$)

4. 結言

二次元ダンプディフューザの流動機構を明らかにする目的で実験を行った結果以下のことが得られた。

- 1) プレディフューザ形状，ダンプギャップはダンプディフューザ性能を支配する。
- 2) プレディフューザ拡がり角が小さく，プレディフューザ後の速度が大きい程，燃焼筒先端部での加速・減速の割合が大きい。また，ダンプギャップが小さい場合にもこれと同様の壁面静圧分布を示し，静圧回復の低下，圧力損失の原因の一つとなる。
- 3) 再付着距離は再付着領域の流れを支配するパラメータの一つである。

最後に，本実験装置の設計・製作と研究実施に多大な協力を頂いた本学卒研 生 矢沢成紀氏と久保田健一氏に感謝の意を表する。

参考文献

- 1) Fishenden, C. R., et, AIAA Paper No. 74-1097, 1974.
- 2) Klein, A., et, 2nd ISABE, Sheffield, paper, 1974.
- 3) Stevens, S. J., et, AIAA Paper No. 76-726, 1974.
- 4) Klein, A., et, Trans ASME. Vol. 102, 1980, pp236.
- 5) 佐藤，他3名；第12回ガスタービン講演論文集（'84-6），pp37.

気流微粒化式噴射弁の流速・燃料分布特性

(第1報:実験)

佐藤 幸徳 藤 秀実 *渡辺 猛

(石川島播磨重工業株式会社)

1. まえがき

最近のジェットエンジンでは、推力/(重量×燃料消費率)を大きくするため、エンジンサイクル的には高温・高圧化が図られ、要素効率の改善とともに、軽量化が図られてきている。したがって、燃焼器に対しては、燃焼器入口圧力・温度は上昇する傾向にあり、燃焼器出口温度の高温化、燃焼器長さの短縮化、即ち高負荷化の要求となつてあらわれてきている。

このような高温化・高負荷化を達成するためには燃料噴射弁の役割は大きい。(1)

近頃の高温化・高負荷化の傾向にある燃焼器には、微粒化性能が良くかつ燃料と空気の混合が強力に行なわれる気流微粒化式の噴射弁が使われるようになった。気流微粒化式は微粒化性能、燃料と空気の混合の向上には適するが、圧力噴射弁を使ったものに比べ、一般に安定燃焼範囲が狭く、着火性能特に高空での再着火特性が劣る欠点を持っている。

安定燃焼と着火性能への犠牲を最小にして、高温化・高負荷化に対処できる気流微粒化式燃料噴射弁では、平均粒径だけでなく粒径の空間分布や燃料の分散分布を制御する必要が出てきた。そこで、平均粒径、および粒径の空間分布、燃料の分散分布とこれらに影響すると思われる空気の流速分布の関連を実験的に調査したので報告する。

2. 供試燃料噴射弁

図1に供試噴射弁を示す。この供試噴射弁は各構成部品を交換したりすることにより、色々な形状や寸法パラメータを変えて試験ができるようにされている。

微粒化方式は、空気のエネルギーが小さくとも接触面積が大きいために微粒化特性が優れている液膜微粒化方式とし、かつベンチュリ形の絞りを付けることにより2段階の微粒化を行なう方式とした。

空気と燃料の混合を良くし、高負荷燃焼を達成するために、空気スワローを噴射弁と一体化させた。スワローの相対旋回方向は、正逆両方向について調べた。

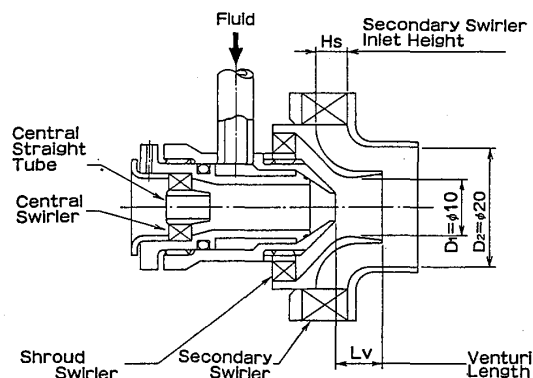


図1 供試噴射弁

燃料の分散分布は、噴射弁の中心に直進する空気通路とその周囲の小さな空気スワローを設けることにより微妙なコントロールができるようになっている。(2)

微粒化用空気通路は、Lefebvre (3)らの粒径と空気流量の関係式から、必要な空気流量を得られる面積とし、燃料噴出口は4個の旋回スリットからなり、最小燃料流量時に液膜が形成可能な噴出速度が得られるように設計した。本実験では、2次スワローの有無、2次スワローの相対旋回方向、ベンチュリの長さ、中心部の形態及び2次スワローの空気量配分を変え、まず粒径、次に粒径の空間分布、分散分布などの噴霧特性と空気の流速分布を調べた。

3. 実験

3.1 実験装置と方法

3.1.1 粒径計測

粒径計測は、図2に示すフランホーヘル回折を利用したレーザ粒子径測定器 (Malvern 社製) にて計測した。半径方向の粒径分布を調べる時には、測りたいスポット以外の燃料がレーザビーム内に入らないように、スリット付のデフレクタを使った。

噴射弁からの距離 L は、図3に示すように距離の影響を調べ、 $L = 100 \text{ mm}$ とした。

3.1.2 分散分布計測

図4に燃料の分散分布を調べる装置を示す。半径方向に 15 mm 間隔で燃料の受け口が配置され、受けた燃料をそれぞれメスシリンダで測るようになっている。噴射弁から受け口までの距離 X は 125 mm とした。

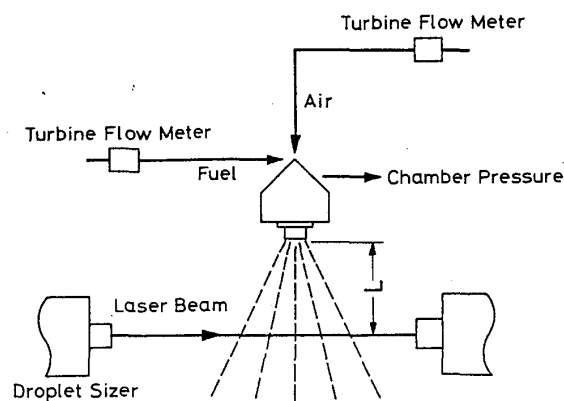


図2 噴霧粒径測定装置

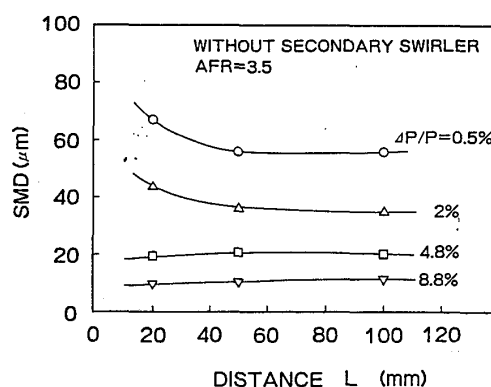


図3 計測位置による粒径の変化

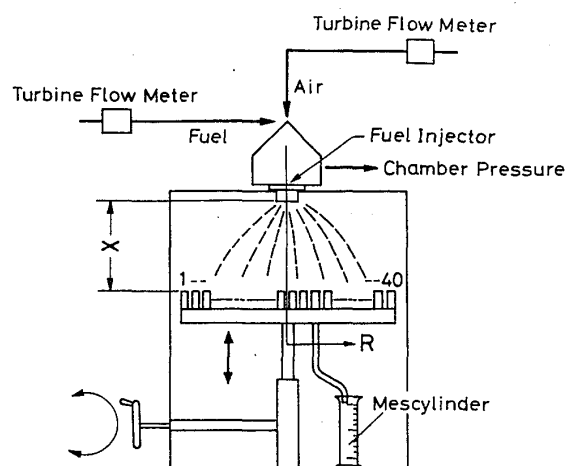


図4 噴霧の分散分布測定装置

3. 1. 3 空気の速度分布計測

噴射弁の拡大モデルを製作し、5孔ヨーメータにより、3次元の空気の速度を計測した。

3. 1. 4 試験液

試験液は、物理的な物性がJP-4に近いMIL-C-7024 TYPE IIの試験液を使用した。その物理的物性を表1に示す。

表1 試験液の物理的物性

Density	kg/m ³ (288.8K)	765.9
Viscosity	mm ² /s (298.2K)	1.162
Surface Tension	mN/m(288.8K)	22.50
Distillation Range	K	428.8~469.1
Flash Point	K	313.5

3. 2 実験結果と考察

3. 2. 1 平均粒径と粒径の空間分布

(1) 形状及び寸法の平均粒径への影響

図5に2次スワラの有無の効果を、ザウタ平均粒径(SMD)と微粒化用空気の圧力損失率($\Delta P/P$)の関係で示す。また、図6にはSMDと空燃比(AFR)の関係で2次スワラの有無の効果を示す。図6から、2次スワラの存在により微粒化が2段階に行なわれ極めて微粒化性能が良いことがわかる。

2次スワラの1次スワラに対する相対旋回方向の効果を図7に示すが、正逆関係なく同じである。

ベンチュリの長さやベンチュリの端部の形状は低圧力損失時に少しSMDに影響するが、 $\Delta P/P = 2\%$ 以上ではほとんど影響がなかった。また、中心部の直進流と旋回流の流量割合を大きく変えてもほとんどSMDは変わらなかった。

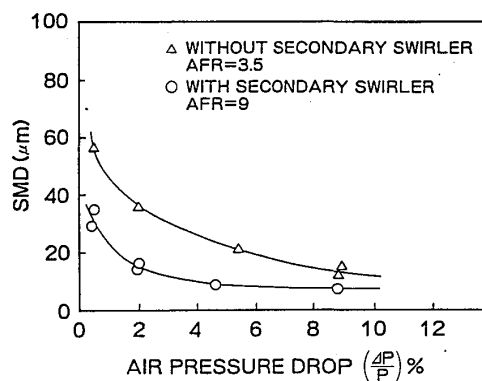


図5 2次スワラ有無の粒径への効果(1)

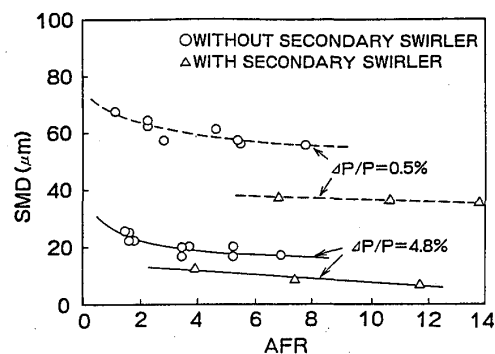


図6 2次スワラ有無の粒径への効果(2)

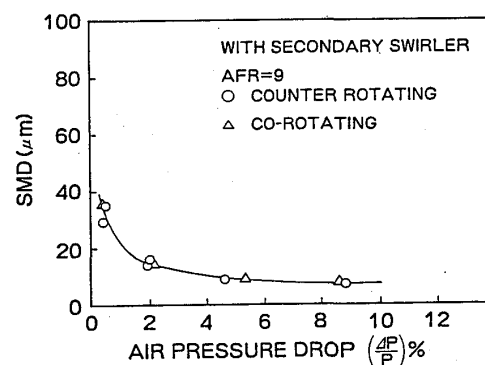


図7 2次スワラの旋回方向の粒径への効果

(2) 平均粒径と作動条件の関係

図8にSMDと作動条件である空燃比(AFR)と空気差圧(ΔP)の関係を、2次スワロー付きの場合について示す。その結果SMDは次式により相関づけられ、エンジンの各作動条件における粒径が求められる。

$$SMD = \left(1 + \frac{1}{AFR}\right) \left(\frac{1}{\Delta P}\right)^N$$

ここでは $N = 0.5$ で、計画しているエンジンの地上着火時でSMDは約 $50 \mu m$ で、最大負荷の時で約 $10 \mu m$ で十分に小さい平均粒径が得られる。

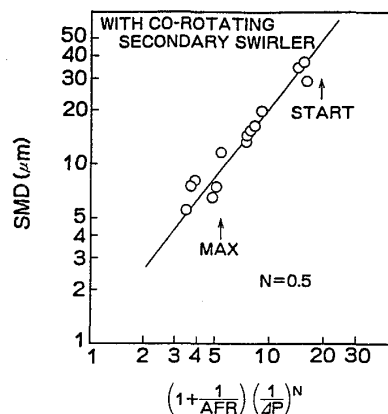


図8 作動条件と粒径の相関

(3) 粒径の空間分布

図9に同一旋回方向の2次スワローを有する場合の粒径の空間分布を示す。分布は外周部に大きな粒があり中心部に小さな粒のある分布となっている。これは、スワローによる遠心力により、大きな粒が外周部へ飛ばされるために半径 50 mm 付近にピークができ、さらにその大粒が分裂・分散するためにその外側で小さくなるものと思われる。

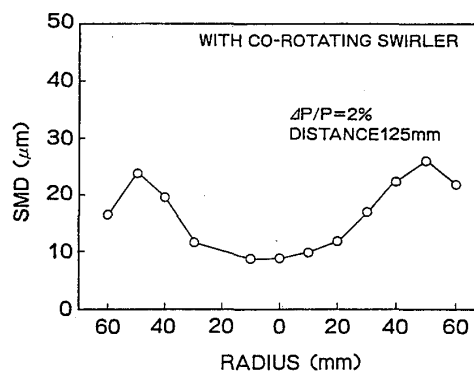


図9 粒径の空間分布

3. 2. 2 燃料の分散分布

(1) 2次スワローの効果

図10に2次スワローがない場合、1次スワローとの相対旋回方向が同じ場合及び逆の場合の3つの分散分布の比較を示す。2次スワローがない場合は、中心にピークのある山形となり、同一旋回方向の2次スワロー付きの場合は、ほとんど中心部に燃料が存在しない外輪山形となり、逆旋回方向の2次スワロー付の場合は、台形に近い山形となっている。

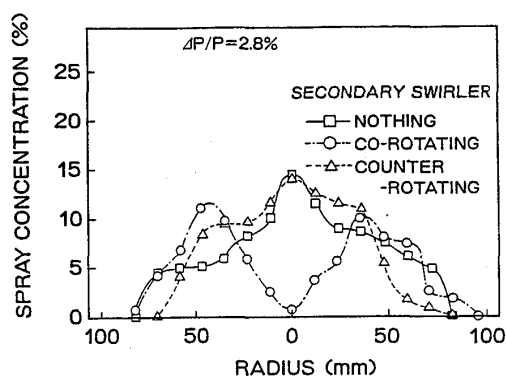


図10 2次スワローの分散分布への影響

(2) 中心部の形態の効果

図 1 1 に逆旋回 2 次スワロー付きの場合に中心部の形態を変えた場合の分散分布の変化を示す。中心部の形態の分散分布への影響は大きく、特に中心の直進空気の影響が重要で、この噴射弁の特徴とするところである。

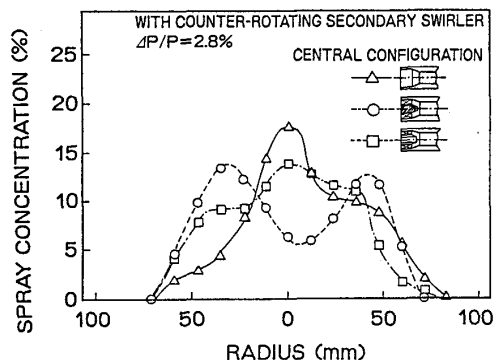


図 1 1 中心部形態の分散分布への影響

3. 2. 3 噴射弁出口の風速分布と燃料の分散分布、粒径の空間分布との関係

図 1 2 に拡大モデル噴射弁での軸方向速度 (U_z) と旋回方向速度 (U_θ) の分布を、2 次スワローがない場合と、同一旋回方向の 2 次スワロー付きの場合について示す。図 1 2 の軸方向速度分布と図 1 0 に示した燃料の分散分布を無次元化して比較したのが図 1 3 である。図 1 3 によると燃料の分散分布と軸方向速度分布はほぼ相似である。このことは、燃料の分散分布を最適化するためには、空気の流れ速度分布を適正化すれば良いことを示している。

また、図 9 に示した粒径の空間分布も図 1 3 (2) の軸方向風速分布および燃料の分散分布と相似に近い形をしており、粒径の空間分布も空気の流れ速度分布の影響が大きいようである。

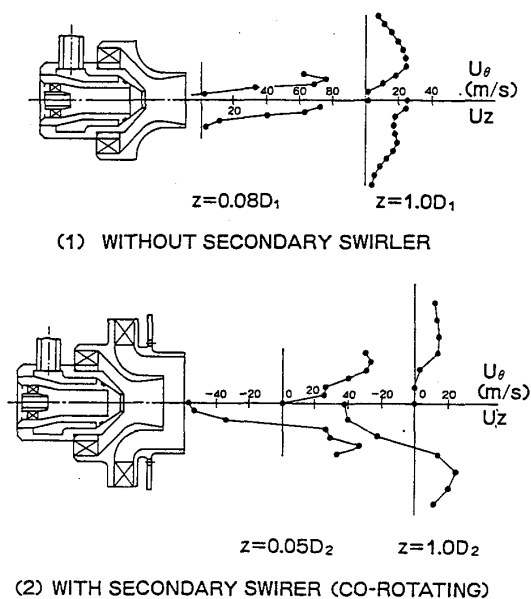


図 1 2 噴射弁出口の軸方向と旋回方向の空気の流れ速度分布

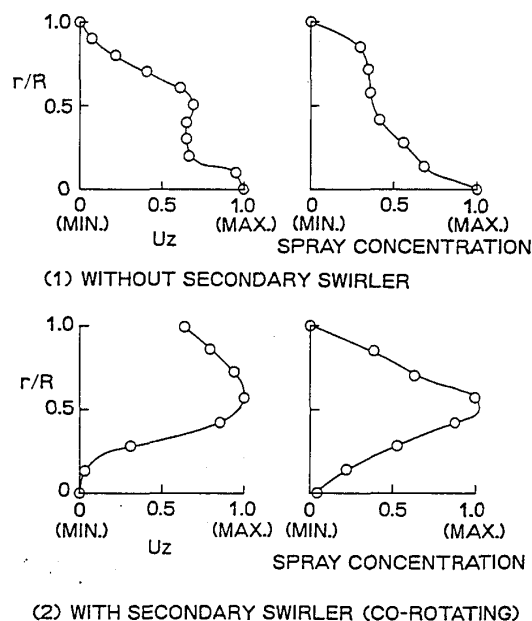


図 1 3 軸方向風速分布と燃料の分散分布の関係

4. まとめ、

高温高負荷燃焼器用に設計された気流粒化式燃料噴射弁の平均粒径、および粒径の空間分布、燃料の分散分布と微粒化用空気の速度分布との関連を調べる実験を行ない、次のようなことが明らかとなった。

- (1) 平均粒径は空燃比と空気差圧をパラメータとして求められ、また着火から最大負荷時まで小さく、実用的には十分である。
- (2) 燃料の分散分布と粒径の空間分布は噴射弁の細部の形状を変えることによりその分布を自由に制御できる特徴がある。
- (3) 燃料の分散分布および粒径の空間分布は、微粒化用空気の軸方向速度分布とほぼ相似であり、燃料の分散分布を最適化するためには空気の速度分布を適正化すれば良い。

最後に、本研究に御助言を頂いた東北大学精密工学科の永井教授、稲村助手の両氏に謝意を表する。

参考文献

- (1) 佐藤, 日本航空宇宙学会誌 第34巻第 393号, (昭61), P519~530
- (2) Sato Y., Toh H. and Watanabe T., AIAA-86-1397
- (3) Lefebvre, Prog. Energy Combust. Sci., Vol.6, (1980), P233~261

* 杉山 七契 (航空宇宙技術研究所)

遠藤 征紀 (航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

航空機用エンジンの省エネルギー化、低公害化への要求によって、エンジン形態はターボ・ジェットから、ターボ・プロップ、低バイパス比エンジン、高バイパス比エンジンへと発展してきている。近年のエンジン技術の進歩は、さらにバイパス比を大きくして、一層の省エネルギー性を目指した、超高バイパス比エンジンを可能にするに至っており、世界各国で研究開発が進められている。超高バイパス比エンジンとして、ダクトの有無、ファンの段数、正転反転、ファン位置、軸数、等により種々の形式があるが、サイクル論的には同等のものとして扱うことができる。本報告は、その様な種々のエンジン形式に共通で一般的な超高バイパス比エンジンの概念検討を行ったものである。概念検討すべき項目は多岐にわたるが、本報では設計点性能の検討に限定する。他の項目については逐次報告していく予定である。

2. 設計点性能

超高バイパス比エンジンの熱力学的サイクルは、通常のバイパスエンジンのそれと同じである。バイパスエンジンの最適サイクル、性能評価、等に関する研究は既になされおり⁽¹⁾、その計算手法を利用することができる。ここでは、各エンジン要素性能の現在の技術水準を考慮しながら、文献(1)の方法に従って、超高バイパス比エンジンの設計点性能について検討する。

バイパスエンジンは、図1の上半分に示すコアエンジン(ターボジェット)を基にして、図1の下半分に示すように、コアエンジンの噴出ジェットの一部のエネルギーを利用してファンを駆動し、

バイパス流を構成することにより、ターボジェットよりはるかに大きい全体効率を得ようというものである。

コアエンジンのサイクルを決定するパラメータとして、圧縮機圧力比 π_c 、タ

ービン入口温度 T_t を用い

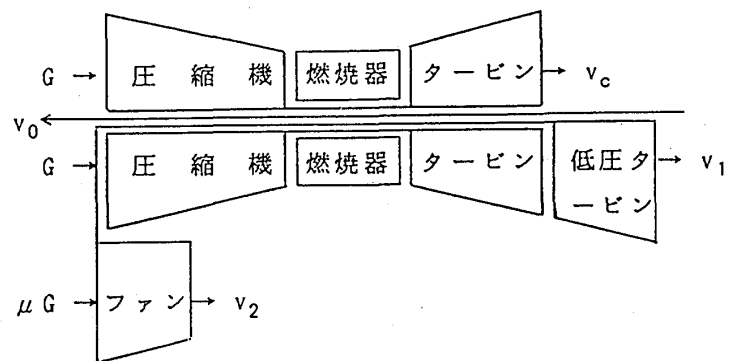


図1 コアエンジンとバイパスエンジン

第15回ガスタービン定期講演会講演論文集('87-6)

る。また、あるコアエンジンに対してバイパスエンジンのサイクルを決定するパラメータとして、コアエンジンの噴出ジェットエネルギーのうち低圧タービン駆動に利用されるエネルギーの分配率 λ 、および、バイパス比 μ を用いる。バイパス化による効果は、バイパスエンジンの正味推力 F_b とコアエンジンの正味推力 F_c との推力比 $\tau = F_b/F_c$ で評価することができる。バイパスエンジンの燃料消費率 $TSFC_b$ 、および、全体効率 η_{ob} は、

$$TSFC_b = (W_f/F_b) = (W_f/F_c)(F_c/F_b) = TSFC_c/\tau \quad (1)$$

$$\eta_{ob} = (F_b v_0)/(W_f Q_f) = (F_b/F_c)(F_c v_0)/(W_f Q_f) = \tau \eta_{oc} \quad (2)$$

であるから、コアエンジンが指定されている場合、推力比 τ が大きい程、バイパスエンジンの正味推力は増大し、燃料消費率は低下し、全体効率は高くなる。

コアエンジン噴出ジェット速度 v_c と飛行速度 v_0 との速度比 $\sigma = v_0/v_c$ を定義すると、推力比 τ は、 (σ, λ, μ) の関数となる。多くの場合、推力比 τ は、 (σ, λ, μ) について最大値をもち、コアエンジン・パラメータ (π_c, T_t, M_0 すなわち σ) やバイパス化パラメータ

(λ, μ) を適切に選ぶことにより、最適な全体効率を有するバイパスエンジンが実現される。サイクル計算、最適化計算のフローを図2に示す。

設計点は、飛行マッハ数 0.8、飛行高度 10,668 m (35,000 ft) とするが、エンジンの諸変数を入口状態による修正量で扱う場合、飛行高度は考慮する必要がない。図3は、圧縮機圧力比 $\pi_c = 20 \sim 56$ 、修正タービン入口温度 $T_t^* = 1000 \sim 1700^\circ\text{C}$ の範囲で、全体効率 η_{ob} (つまり、推力比 τ) について最適化を図った後の、エンジン性能および諸元を示している。図3から、飛行マッハ数 0.8 における、任意の (π_c, T_t^*) の組合せについての速度比 σ 、および、最適バイパス化のための (λ, μ)

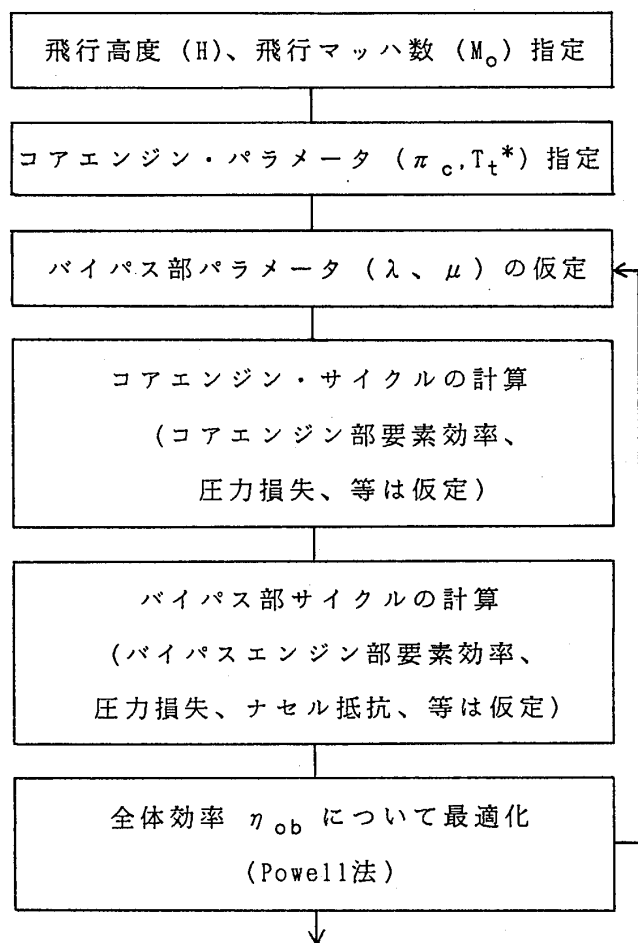


図2 計算フローチャート

がきまる。また、この時の主要なエンジン性能値 (η_{ob} 、 η_{pb} 、 η_{th} 、 $TSFC_b$ 、 τ 、 F_b 、 F_c 、 π_f) を読取ることができる。

図3によると、修正タービン入口温度が低い範囲 ($T_t^* < 1300^\circ\text{C}$) では、最適圧縮機圧力比 π_c が存在する。この温度範囲は、設計点飛行高度での実温度に換算すると凡そ $T_t < 1100^\circ\text{C}$ であり、現

在のタービン技術レベルでは、より高温での作動が許容される。 $T_t > 1100^\circ\text{C}$ の領域では、最適圧縮機圧力比 π_c は存在せず、 π_c が高ければ高い程、全体効率 は高くなる。

最大巡航 (Max Cruise) において、 $\pi_c = 38$ 、 $T_t = 1300^\circ\text{C}$ を選定した場合、主要なエンジン諸元は次の様にまとめられる。

飛行高度 (H)	10668m
飛行マッハ数 (M_o)	0.8
圧縮機圧力比 (π_c)	38
タービン入口温度 (T_t)	1300C
全体効率 (η_{ob})	35.4%
推進効率 (η_{pb})	79.5%
コア熱効率 (η_{th})	55.9%
燃料消費率 ($TSFC_b$)	0.554
比推力 (F_b/G)	163.5
バイパス比 (μ)	20.7
ファン圧力比 (π_f)	1.345
推力比 (τ)	1.783
分配率 (λ)	0.867
速度比 (σ)	0.214

図3から明らかな様に、超高バイパス比エンジンの全体効率は、ほぼコアエンジンの熱効率に比例している。超高

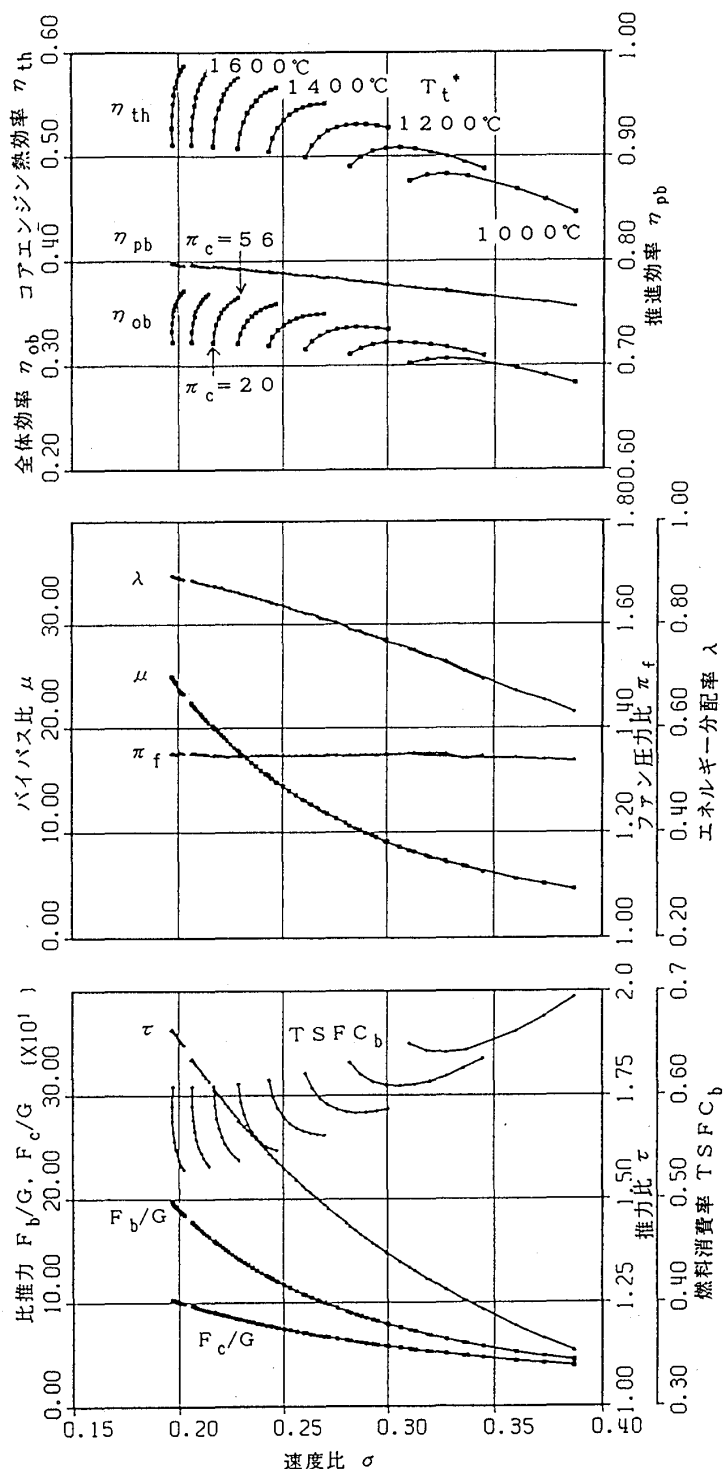


図3 バイパスエンジンの最適サイクル
(飛行マッハ数 0.8)

バイパス比化によるエンジン性能の向上は、高熱効率、高比出力を有するコアエンジンの存在によってはじめて可能となるものである。設計点における速度比 σ が 0.22 以下であると、最適バイパス比は 20 以上に及ぶ。

3. 要素性能の設計点性能への影響

エンジン要素効率、ナセル抵抗、および飛行マッハ数が設計点性能へ及ぼす影響について考察する。図4は、設計点近傍において、エンジン要素（ファン、低圧タービン、インレット、バイパスノズル、コア圧縮機、コアタービン、メインノズル）の断熱効率が 1 % 改善された時の全体効率の増加量を示している。さらに、ナセル抵抗、重量の 25 % 低減、ブリード空気量の 1 % 低下、圧縮機圧力比の 1 増加、タービン入口温度の 10 °C 上昇、の場合についても示してある。バイパス部要素性能の影響が大きいことがわかる。

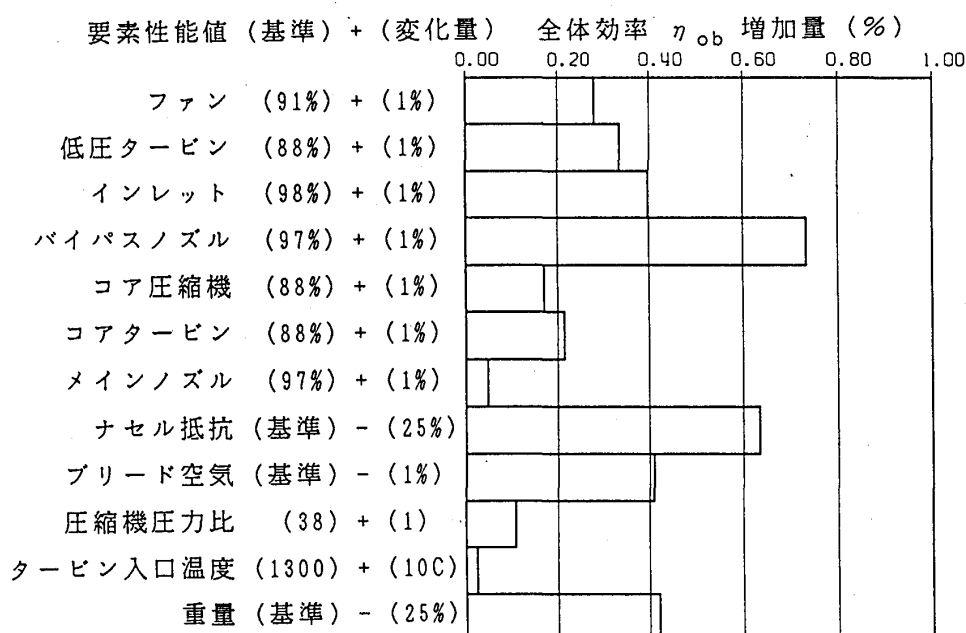


図4 要素性能の設計点性能への影響（飛行マッハ数 0.8）

図5はナセル抵抗が基準値（図中㊸）より 50 % 増加（図中㊹）および 50 % 減少（図中㊺）した時の、最適サイクルの変化を示している。最適バイパス比はナセル抵抗の変化に影響されやすい。バイパス比はバイパスエンジンの形状を決定するために重要なパラメータであるため、ナセル抵抗の見積りは出来るだけ正確でなければならない。ナセル抵抗を低下させると、最適バイパス比は増加し、最適ファン圧力比は低下し、全体効率、推進効率ともによくなる。この傾向を推し進めると、A T Pエンジンの形態になる。

図6はブリード空気量が 0 %（図中㊸）、5 %（図中㊹）および 10 %（図中㊺）

の時の最適サイクルの変化を示している。ブリード空気量を増やす程、全体効率は低下するが、最適バイパス比と最適ファン圧力比への影響は小さい。

図7は飛行マッハ数を0.8(図中④)、0.7(図中③)および0.6(図中②)とした時の最適サイクルの変化を示している。飛行マッハ数は最適ファン圧力比への影響が極めて大きい。

図8はバイパス比を指定した時の、飛行マッハ数に対する比推力 F_b/G 、燃料消費率 $TSFC_b$ の関係を、3種のバイパス比 μ について示している。低速域の比推力(および燃料消費率)は、高速域のその2~3倍(および1/2~1/3)あり、バイパス比が大きい程この傾向は顕著である。

4. むすび

高い省エネルギー性が期待できる超高バイパス比エンジンの設計点性能について検討した。超高バイパス比化によるエンジン性能向上のためには、適切なサイクル圧力、サイクル温度をもち、高効率のエンジン要素から構成される高性能コアエンジンが不可欠

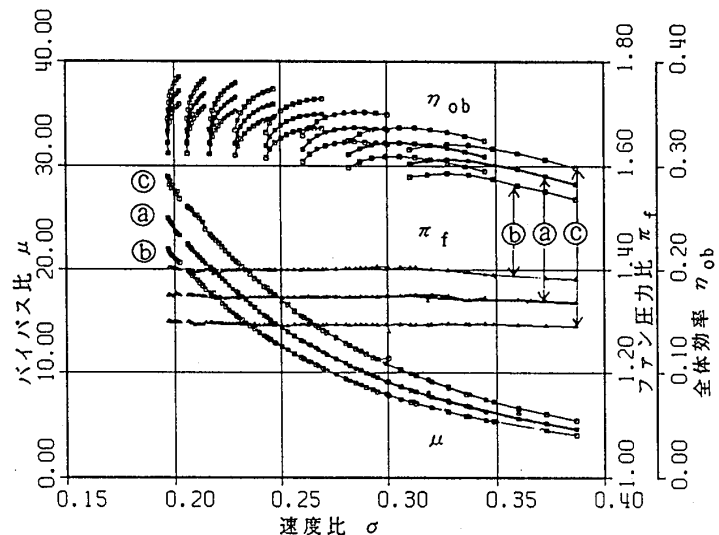


図5 ナセル抵抗の影響(飛行マッハ数0.8)

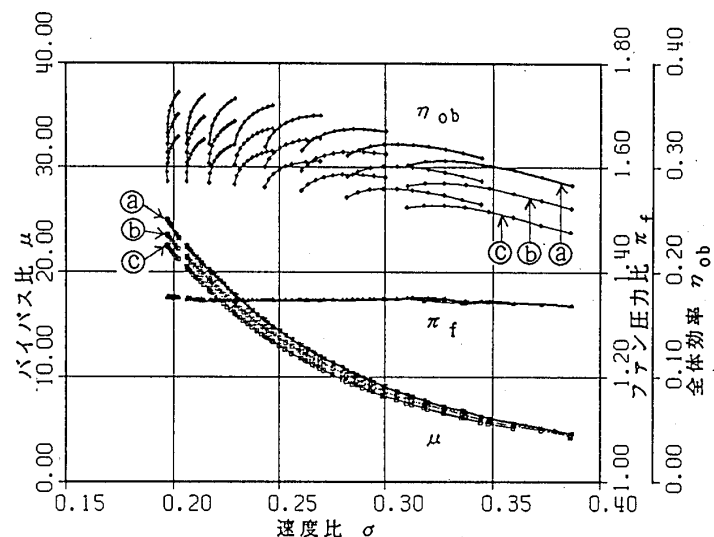


図6 ブリード空気量の影響(飛行マッハ数0.8)

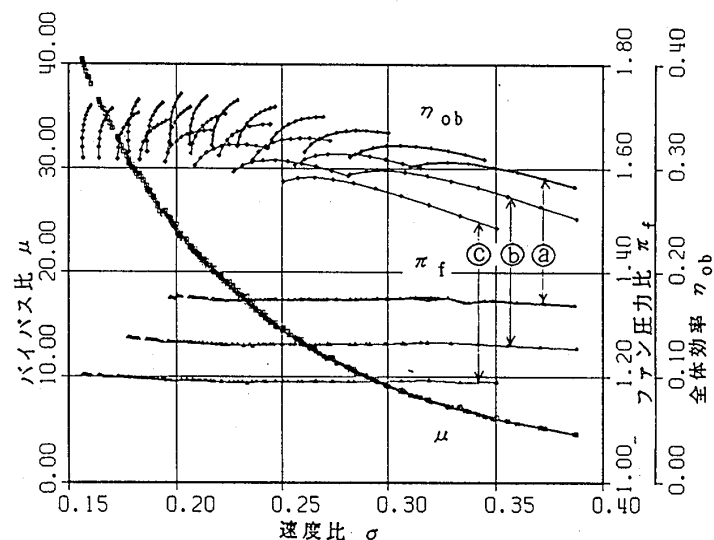


図7 飛行マッハ数の影響

である。また、バイパス比の増大による損失を最小にするとともに、それを予め正確に見積もれなければならない。

ここまでの検討結果は、図1下半分に示すブースト段なしのバイパスエンジン（原型エンジン）に適応されるが、ブースト段付きバイパスエンジンをはじめとして、多くの形式の超高バイパスにも、適応することができる。

超高バイパス比エンジンの

概念検討に当たって、検討すべき項目は、離着陸性能、部分負荷性能、飛行経路についての性能、重量、形状、等の多岐にわたる。これらについては別報で報告していく予定である。（17-APR-1987）

記号

F_b : バイパスエンジンの正味推力、 F_c : コアエンジンの正味推力、 G : コアエンジン空気流量、 H : 飛行高度、 M_0 : 飛行マッハ数、 Q_f : 燃料発熱量、 $TSFC_b$: バイパスエンジン燃料消費率、 $TSFC_c$: コアエンジン燃料消費率、 T_t : タービン入口温度、 T_t^* : 修正タービン入口温度、 v_c : コアエンジン噴出ジェット速度、 v_0 : 飛行速度、 v_1 : バイパスエンジン・メインノズル噴出ジェット速度、 v_2 : バイパスエンジン・バイパスノズル噴出ジェット速度、 W_f : 燃料流量、 η_{ob} : バイパスエンジン全体効率、 η_{oc} : コアエンジン全体効率、 η_{pb} : バイパスエンジン推進効率、 η_{pc} : コアエンジン推進効率、 η_{th} : コアエンジン熱効率、 λ : エネルギー分配率、 μ : バイパス比、 π_c : 圧縮機圧力比、 π_f : ファン圧力比、 σ : 速度比、 τ : 推力比。

参考文献

- (1) 鳥崎、森田、関根；ファンエンジンの性能に関する考察、航技研報告 NAL-TR-317、MAY 1973。
- (2) 遠藤、杉山；超高バイパス比エンジンの研究開発、NAL省エネルギー航空技術講演会前刷、MAY 1986。
- (3) 遠藤、杉山；超高バイパス比エンジン、日本ガスタービン学会誌、DEC 1986。

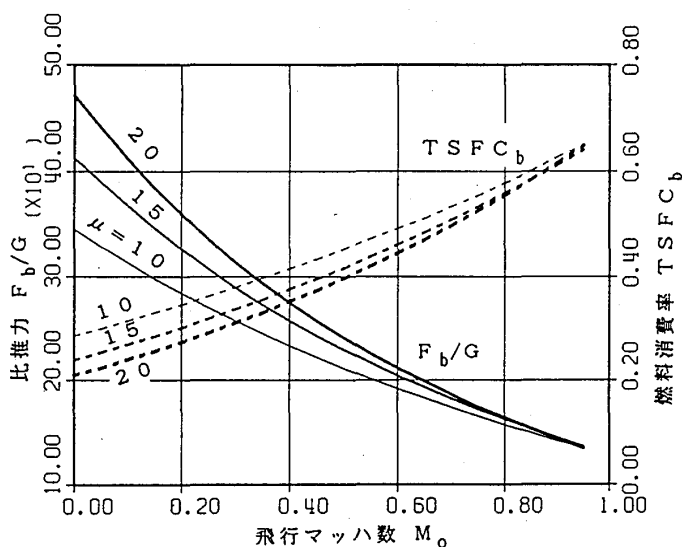


図8 飛行マッハ数と比推力、燃料消費率

光学的翼振動計測装置 (OPT-V) を利用した、
航空機用エンジン動翼の振動およびアンツイスト計測

青野比良夫	(石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)
近田哲夫	(石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)
萩原要司	(石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)
飯沼秀靖	(石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)

1. 序論

航空用ガスタービン・エンジンの開発および試験においては、運転中の動翼振動状態をモニターしておくことが、非常に重要である。従来、このため動翼に歪ゲージを貼付し、スリップリングあるいはテレメータ等を介して、信号を静止系に伝送するという方法が用いられている。しかし、これらの方法では、いずれも 1) スリップリングやテレメータの取付、あるいは配線系路の確保のため回転系に大巾な改造を要する。

2) 動翼へ歪ゲージや配線を付加するため、振動系が変化する。などの欠点を持つ。

一方、回転系に手を加えない方法としては、1) FM-GR 法⁽¹⁾ 2) 航技研より提案されている方法⁽²⁾ などがあるが、いずれもエンジンケーシング側にかかり大巾な追加工が必要となる。

これに対し、我々は従来より、ケーシング上に2つのプローブを取付けることにより動翼の振動をモニターする事ができる OPT-V 法 (光学的非接触翼振動計測法) を提案して来ている。⁽³⁾⁽⁴⁾

我々は、この OPT-V 法を実際の開発エンジンの運転試験の際にファン動翼の振動モニターに利用し、実際のエンジンにおいても十分実用になることを確認した。

そこで、ここでは実際のエンジン計測に利用した装置と計測結果の概要を示す。

また、この OPT-V システムと同一のハードウェアを利用し、プローブの取付位置および解析のソフトウェアを変えることによって、動翼のアンツイスト量も計測することができる。アンツイスト計測の際の原理計測結果も含めて紹介する。

2. 計測原理

2.1 OPT-V システム

OPT-V システムの計測原理は、参考文献⁽³⁾⁽⁴⁾ に示すかのように振動による翼先端位置のズレを光学式プローブによって検出し、これから先端振中を求めるものである。以下に翼が共振している場合と、フラッター等の非共振振動の場合に分け、

計測原理を示す。(O P T-V法では、1本のプローブのみを使う1プローブ法と二本のプローブを使う2プローブ法があるが、今回の計測では2プローブ法を用いる。)

2. 1. 1 共振時の計測

共振時には、振動数 $f_n (= \frac{\omega_n}{2\pi})$ と計測周期(すなわち回転数) $f (= \frac{\omega}{2\pi})$ との間に整数倍の関係があるため、O P T-Vによる出力は特異な形になる。

今、共振系の振動を2次系と仮定すると、振動方程式は

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \cos(\omega t) \quad (1)$$

となる。この方程式を解くことにより、先端振巾 x は、

$$x(t) = \frac{A}{\omega_n^2 \sqrt{(1-\omega'^2)^2 + (2\zeta\omega')^2}} \sin(\omega_n \omega' t + \phi_0) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} A &= \frac{F}{m} & \omega' &= \frac{\omega}{\omega_n} \\ 2\zeta\omega_n &= \frac{c}{m} & \phi_0 &= \frac{1-\omega'^2}{2\zeta\omega'} \\ \omega_n^2 &= \frac{k}{m} \end{aligned}$$

で表わされる。

一方、振動が黒い時1番目のプローブを翼端が通過する時刻を t_m 、基準位置から1番目のプローブまでの角度を θ_m とすると、

$$\omega t_m = \theta_m \quad (3)$$

となり、翼が式(2)で振動している場合のプローブ位置通過時刻 t_{mv} は、

$$\omega t_{mv} = \theta_m + \frac{A}{\omega_n^2 \sqrt{(1-\omega'^2)^2 + (2\zeta\omega')^2}} \sin(\omega_n \omega' t_{mv} + \phi_0) \quad (4)$$

2プローブ法では、二本のプローブ間での翼端の通過時刻差から振巾を求める。よって、2つのプローブ位置の通過時刻を式(4)で表し、その差を整理すると、

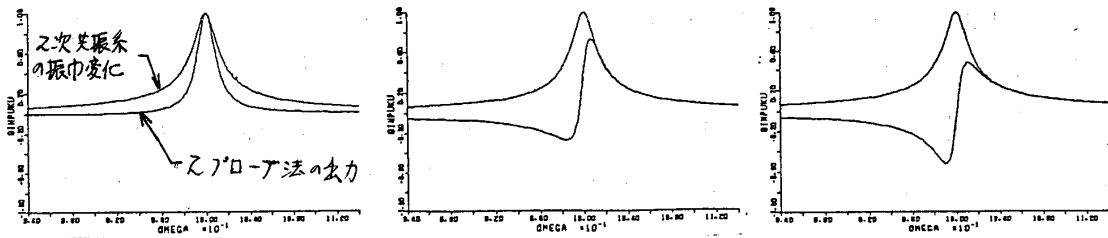
$$\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} = \omega_n \omega' \frac{A}{\omega_n^2 \sqrt{(1-\omega'^2)^2 + (2\zeta\omega')^2}} \cos\left(\frac{\omega_n \omega' (t_{2v} + t_{1v})}{2} + \phi_0\right) \quad (5)$$

となる。式(5)の $\cos$ の項は、励振源とプローブとの間の位相差によって変化する。しかし、計算機により、シミュレーションの結果、常に、

$$\omega_n \omega' \cdot \frac{A}{\omega_n^2} = \text{MAX.} \left(\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} \right) - \text{MIN.} \left(\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} \right) \quad (6)$$

が成立することが確認されている。すなわち、共振点前後での出力の最大値と最小値との差は、常に振動数 $(\omega_n \cdot \omega')$ と共振点での最大振巾 $(\frac{A}{\omega_n^2})$ を掛け合わせた値すなわち、対応値が得られることになる。

図1に、励振源と、1番目のプローブとの間の角度を、0度、60度、90度と変化させた際の、2次共振の振巾変化とO P T-Vで得られる出力をシミュレーションの結果を示す。(2個のプローブ間隔は5度に固定)



(1) 励振源 プローブ間 0度 (2) 励振源 プローブ間 60度 (3) 励振源 プローブ間 90度

図1. 共振点前後のDPT-V出力の変化

2. 1. 2. 非共振時の計測

非共振時には、振動数と計測周期が無関係なため、先端振巾を、

$$x(t) = A \sin(\omega_n t + \phi_0) \quad (7)$$

と表わすことができる。

式(3)から式(5)と同様に变形すると、

$$\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} = \omega_n A \cos\left(\frac{\omega_n(t_1 + t_2)}{2} + \phi_0\right) \quad (8)$$

式(8)のcosの項の ω_n は、計測周期と無関係なため、多数回計測を行えば、-1から1の間で変化する。すなわち、

$$\omega_n \cdot A = \frac{1}{2} \left\{ \text{MAX.} \left(\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} \right) - \text{MIN.} \left(\omega \frac{t_{2v} - t_{1v}}{t_2 - t_1} \right) \right\} \quad (9)$$

となり、DPT-Vの出力は共振時と同じく対応値が得られるが、同一の振巾で振動している場合には、出力が2倍になってしまう。

2. 2 アンツイスト計測

アンツイスト計測を行なう場合には、2本のプローブを、図2に示すように、軸方向にH、円周方向にLだけ離して配置する。

プローブ1の位置を翼端が通過した時刻 t_1 とプローブ2の位置を翼端が通過した時刻 t_2 との時間差を Δt とすると、スタガー角 θ は、

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{L - r_w \Delta t}{H} \right) \quad (9)$$

で得られる。

しかし、本方式では静止時のスタガー角の計測ができないため厳密な意味でのアンツイスト量を求める事はできない。

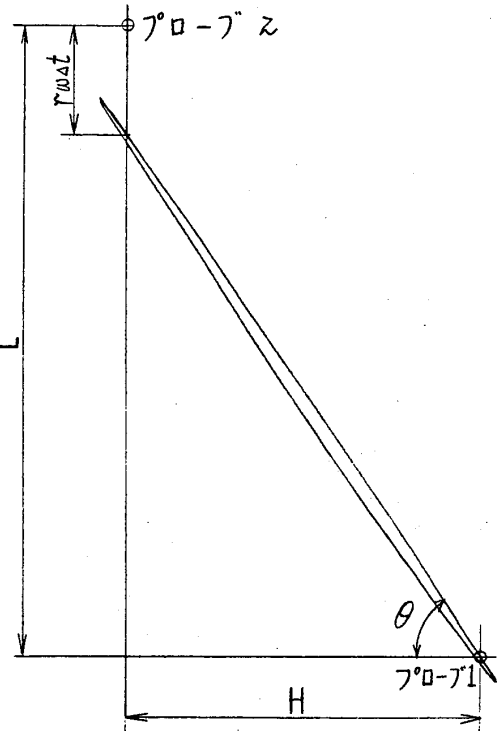


図2. アンツイスト計測

しかし、(1)図面上の指示値を静止時のスタガー角とする、あるいは、(2)得られた各回転数でのスタガー角データを、 $y = ax^2 + b$ の式に最小二乗近似し、係数 a 、 b を求め、 b を静止時のスタガー角、 a をアンツイスト量の係数とする、のいずれかの方法によって精度良く、アンツイスト量の算出が可能となる。

3. 計測システム

OPT-Vシステムを実際のエンジン計測に利用する上で、最大の問題としてみるのはセル内にOPT-Vの光学系をいかに配置するかということである。すなわち、セル内にすべての光学系を配置した場合には、運転中の調整が不可能となる。一方、従来の多成分系ガラスファイバーを利用した場合には、ロスが大きく数 m 以上の場合には信号検出が不可能となる。我々は、この問題を石英ファイバーを利用した $68m$ の光プローブを導入することで解決した。石英ファイバーは、ロスが非常に少く $68m$ のプローブでもロスは、多成分ガラスの数 m のプローブと同程度である。

次に、解析装置側にはミニ・コンピュータを導入することによって、従来同時に5枚しか計測できなかったものが全動リアル・タイムでの計測が可能となった。

計測システムのブロック・ダイアグラムを図3に示す。図3のシステムのうち、光ファイバー以外の装置は、計測室内に設置される。なお、序論で述べたように、アンツイスト計測の場合もハードウェアはまったく同一である。

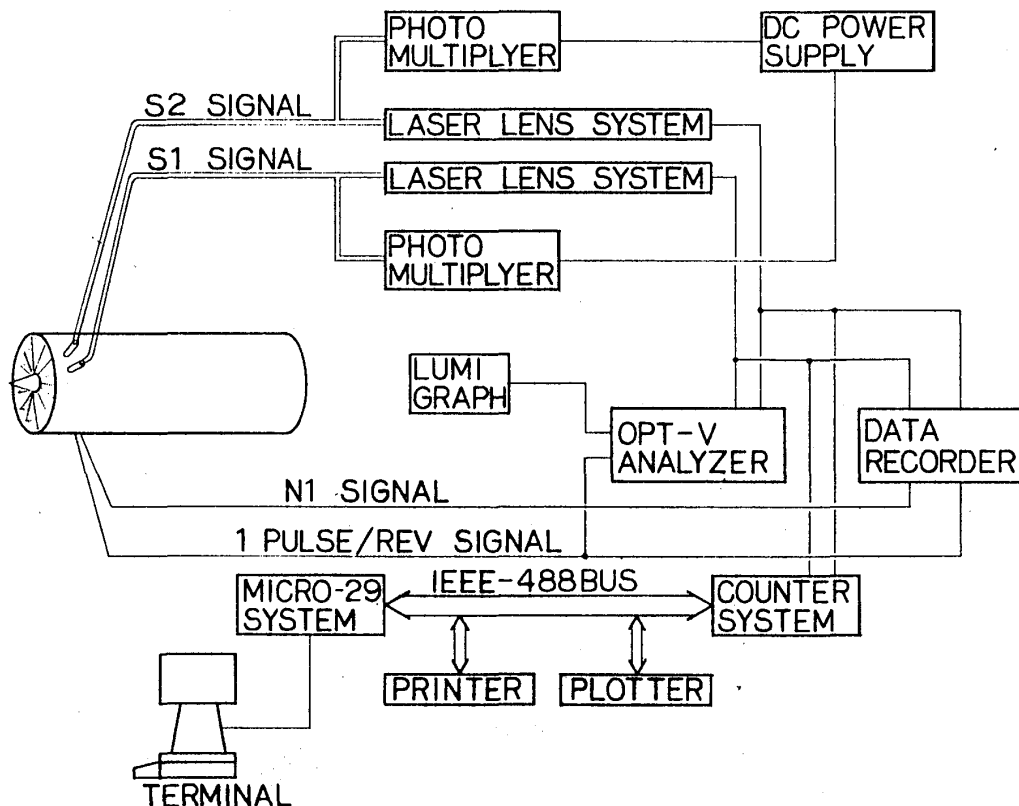


図3. OPT-V計測システム

4. 計測結果

4.1 振動計測

本計測システムを、実際の開発エンジンの運転試験の際の動翼振動モニターに利用した。その結果

(1) 約35%N付近で、1F/2Eの共振

(2) 約88%N付近で、フラッター

が観測された。

図4, 図5に従来システムで計測した計測結果を、図6に新たに導入したシステムによる計測結果を示す。

4.2 アンツイスト

同一のエンジンで、アンツイスト量を計測した結果を図7に示す。

図中+印が実際の計測データ、曲線は計測データから最小二乗近似で求めた曲線である。ただし、静止時のスタガー角も同じく計測データの最小二乗近似で求めた式から得たものである。ここで得られた静止時のスタガー角度および100%回転時のアンツイスト角度は、設計値に対して3%以内の誤差に収まっている。また、約35%以下の回転数で2次曲線からのズレが生じているのは、遠心力が小さくダブテール部分との接触が不安定なためではないかと推定している。

5. 結論と今後の課題

以上の結果より、DPT-Vシステムが実際のエンジン試験に際しても動翼の振動計測およびアンツイスト計測に有効に利用できることが確認できた。

しかし、計測原理の項で明らかにしたように、(1)共振時と非共振時で出力に差がある。(2)光学系の取扱いに注意が必要など問題点も残されている。今後、データ処理方法の改良、光学系の改良を進め、より実用的なシステムの構築が必要であると考えらる。

参考文献

- (1) Raby, H, Rotor Blade Vibration Observed from the Casing.
Conference on Methods of Transmitting Signals from Rotor Plant, 1970
- (2) Endoh, M他 Non-Contact Measurement of Rotating Blade Vibrations
1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 1983
- (3) Roth H, Vibration Measurements on turbomachine Rotor Blades
with Optical Probes, Measurements Methods in Rotating Components of
turbo machinery ASME, 1980
- (4) Adao H他, Optical Blade Vibration Measurements of Axial-Flow Compressor, Proc. SESA 1983 Spring Meeting 1983

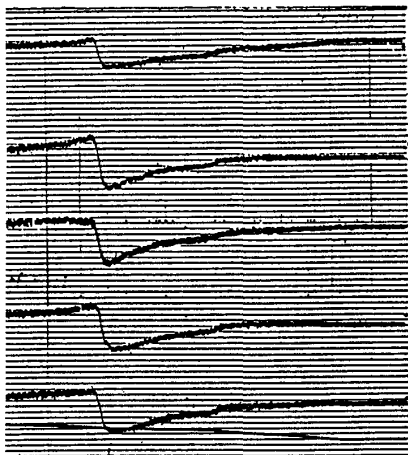


図4. $1/2\epsilon_0$ 共振時出力(従来システム)

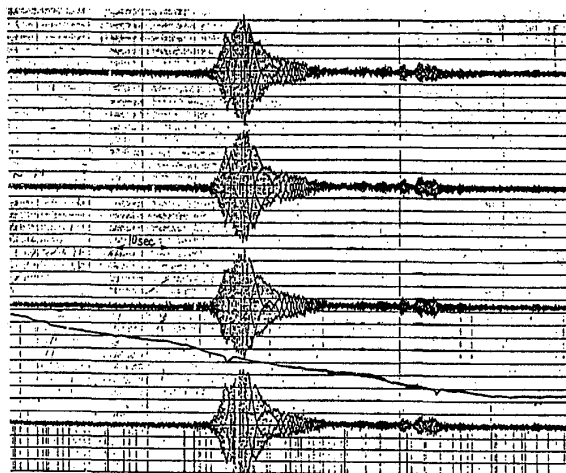


図5. フラッター出力(従来システム)

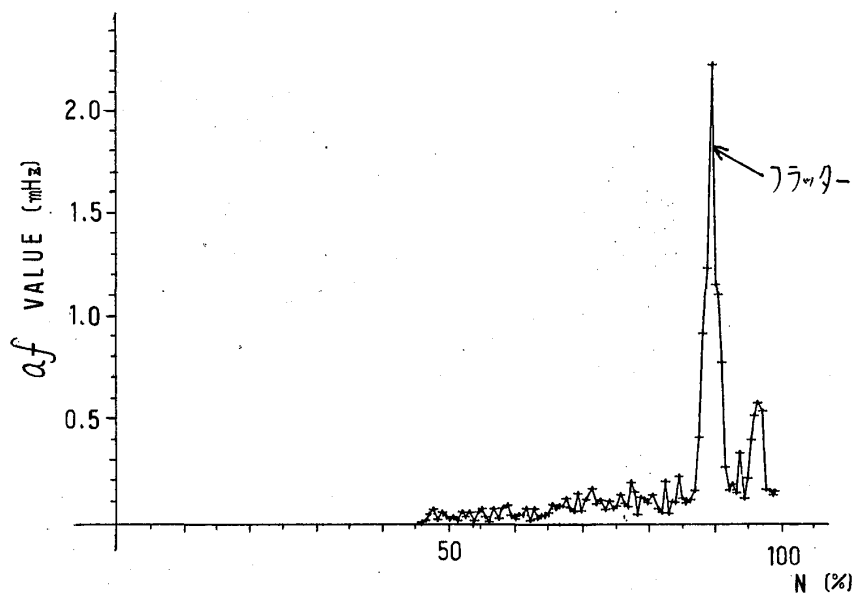


図6. 新システム出力

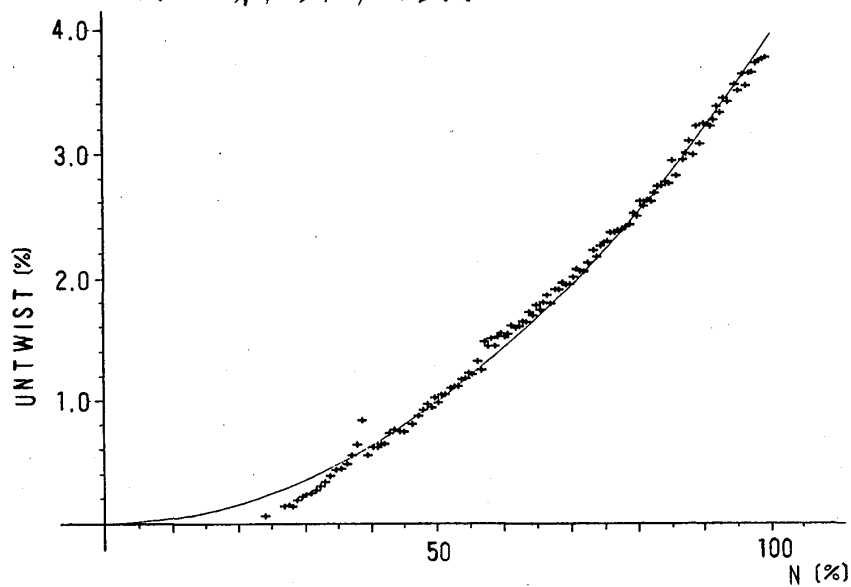


図7. アンツイスト計測結果

ファンエンジン開発時に経験した 非定常流れの現象例について

* 小林 紘 , 森田 光男 , 佐々木 誠
(航空宇宙技術研究所)

(I) まえがき

航技研低騒音STOL実験機に搭載されるFJR710型エンジンは、大型プロジェクト制度により開発されたものである。同プロジェクトによる研究開発の終了後も搭載用エンジンとしての一層の信頼性、安全性の向上、特に異物吸い込みに対するサージングの余裕の向上のため、水吸い込み及び鳥吸い込みに対するサージング限界の試験が行われた。その時にとらえられたエンジン内部流れの非定常現象並びに、エンジン搭載段階で生じた、低燃料流量領域での燃焼に基因する低周波音の現象について、実験方法と測定方法を含めて報告する。

(II) 水吸い込み試験

航空宇宙技術研究所において実施した水吸い込み試験の結果について述べる。一般に水吸い込みにより圧縮機翼列、特に水滴混ざりの空気が通過するブースト段や高圧圧縮機前段の性能が劣化し、サージ余裕が低下することが知られている。

(II-1) 試験方法

試験は図1に示す様に、ファンエンジンFJR710に水噴射装置を取り付けて行なった。試験は、バイパスリップとアイランド後縁形状の種々の組み合わせ(図2)のもとに水噴霧流量、ファン回転数、コア及びバイパスノズルを変えて行なわれた。水吸い込み試験中、サージングの前兆をモニタするために、ファン出口、圧縮機入口、圧縮機出口等で全圧変動を測定した。ここでは、バイパスリップA3(短形)と、アイランド後縁B2(短形)の組み合わせで、コア側及びバイパス側空気流量の各々4%の水噴射の条件で、ファン回転数5850rpmで発生したサージングにいたる現象について述べる。

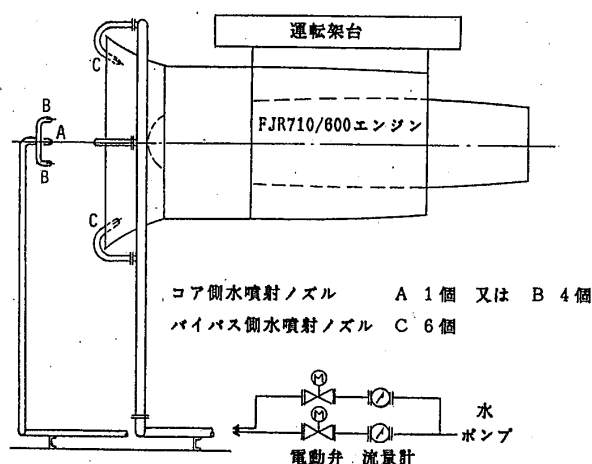


図1. 試験装置概略図

(II-2) 水吸い込みによるサージングの発生

噴霧された水は、遠心力によってエンジンダクト外径内側を流れるようになる。

その半径方向変化を監視するため、圧縮機入口の半径方向3点の変動圧力を測定した。図3は、サージング直前時における圧縮機入り口半径方向2点(ハブ側とチップ側)の変動圧力を比較したものである。また、図4は、これをスペクトラム表示したものである。

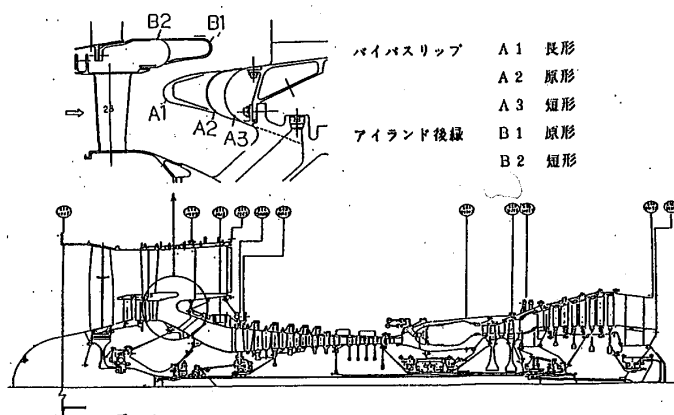


図2. バイパスリップ部形状比較

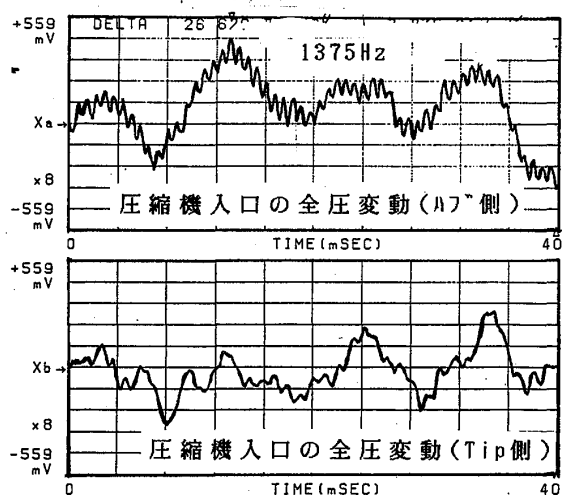


図3. 水吸い込み時の全圧変動の時間的变化
サージング発生直前

A3とアイランドB2を短形としたことにより、ブーストからバイパスへの通路が大きくなった。そのため、ブースト下流がディフューザ的な流れとなって、グーストネック内側で、流れの乱れ、あるいはブースト段での失速が発生して、1350Hzの圧力変動が発生したものと推定される。発生したサージングの脈動は、圧縮機出口→圧縮機入口→ファン出口の順に圧力センサーによって感知されており、サージングによる脈動は圧縮機後段側から発生したことを示した。

最終的には、バイパスリップA3（短形）とアイランド後縁B1（原形）を採用し、バイパスへの通路を狭くした。これにより、最高ファン回転数 5850rpm、コア側及びバイパス側空気流量の各々4%の水噴射の場合でも、上記現象は起こらず、サージング等の異常現象も発生しなかった。そして、エンジンは、持続的な推力の低下を起こすことなく、安全な運転の持続する能力を有することが確認された。

（Ⅲ） 鳥吸い込み試験

耐空性審査要領では、発動機は、85g(30z)の鳥、680g(1.5ib)の鳥、または砂利と砂の混合物を吸い込むことにより、25%以上の継続的な出力または推力の低下を生じてはならず、また、発動機を停止する必要が生じてはならない、と述べている。また、異物吸い込みは次の規定する条件のもとで実施しなければならない。異物； 680g(1.5ib)の大きさの鳥、異物の速度； 代表的な航空機の上昇開始速度、発動機の運転状

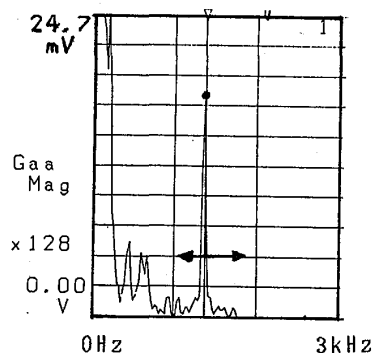


図4. 全圧変動のスペクトル
圧縮機入口の全圧変動（ハブ側）
サージング発生直前

サージ
直前において、圧縮機入口のハブ側では1350Hz成分の変動圧が感知された。

この変動圧は、圧縮機入口の半径中央やチップ側では感知されていない。これが旋回失速とすると、セル数が20個以上（セル回転速度をブースト段回転速度の60%として）となり、発生セル数から旋回失速ではないと考察される。多分、バイパスリップ

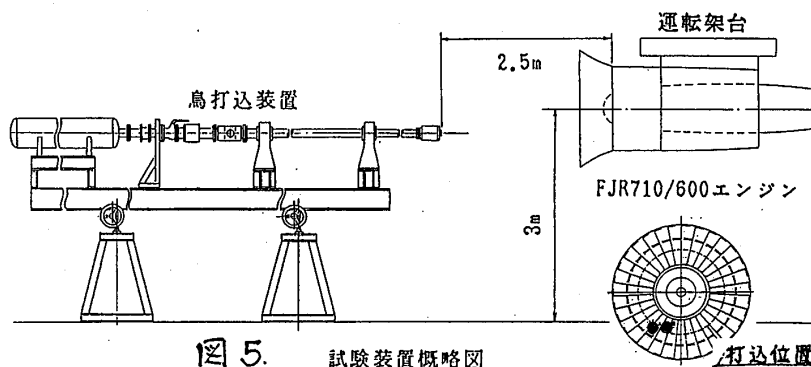


図 5. 試験装置概略図

態；離陸 となっている。

(Ⅲ-1) 試験方法

上記試験は、航空宇宙技術研究所のエンジンテストセルにて、図 5 に示す鳥打ち込み装

置を用い、異物；鳥（にわとり）680g、打ち込み速度；70m/s、ファン回転数；5850rpm の条件で遂行された。鳥吸い込み時

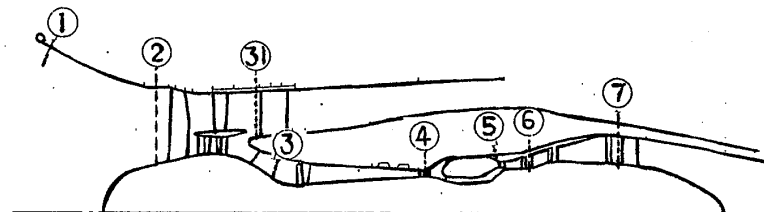


図 6. FJR710/600 計測器取付位置

に発生するエンジン内部の圧

力変動を、図 6 に示す、ファン出口 31、圧縮機入口 ③、圧縮機出口 ④ の各断面、及び圧縮機内壁面（5 段、7 段、9 段）において測定した。

(Ⅲ-2) 測定結果

鳥打ち込みパルス発信後の、ファン回転パルス変動、並びにファン下流のチップ側 31、ファン下流のハブ側 31、圧縮機入口、7 段及び 9 段の圧縮機壁面、圧縮機出口の変動圧力の時間経過の様子を図 7 に示す。鳥とファン翼の衝撃をファン回転パルスが感知してから約 10ms で、ファン後流のハブからチップ並びに圧縮機入口のエンジン同一軸面上において、ほとんど同時に変動圧力が発生し、下流へと伝搬した。そして、約 60m/s 遅れて、圧縮機 7 段、9 段、圧縮機出口へと伝搬している。鳥とファンブレード衝突時のファン回転パルスの周波数分析（図 8）はファン回転数が衝撃にともない、5265rpm～4995rpm 間を約 5 回断続的に変化しており、この変化は衝突によって発生した圧力変動が 5 パルスであることと対応している。

これらの測定結果より、鳥とファンブレード衝突から脈動発生までのメカニズムを以下のように推定する。； ファン動翼に衝突した鳥はローター全体に衝撃的なモーメントを与える。そのため、ファンローター全体が一個の円板の如く、回転しながらパルスの振動（回転の瞬時の減速、加速運動）を起こした。そのため、ファン及びブースト段の翼への流入角が変化し、動的失速あるいは圧力上昇の変化をもたらし、ファンおよびブースト段下流に衝撃的な圧力変動が生じた。このパルスの圧力変動は 5 回発生しており、鳥とファン動翼との衝突は 5 回程度と推定される。圧力変動はファン全体で発生し、ファン外径側はバイパスダクトから放出され、一方、内径側はブースト段を通して圧縮機に入り、圧縮機の終段付近で 5～6Hz の脈動を発生させた。しかし、この脈動は 2～3 回で減衰するとともに、圧縮機入口まで到達せず 9 段下流にとどまったため圧縮機のサージング発生に至らなかった。

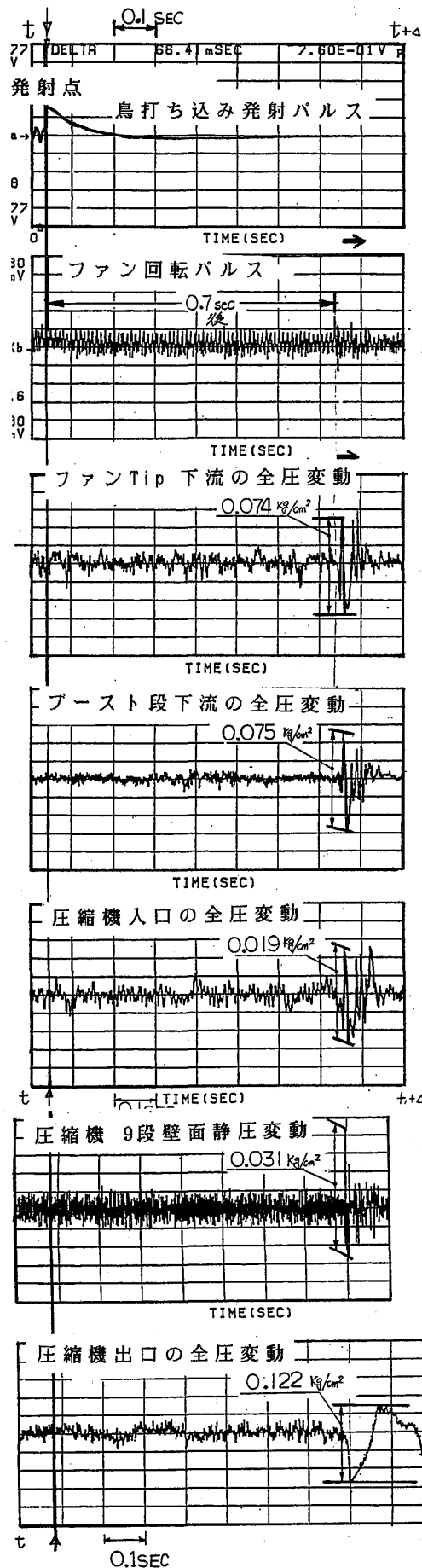


図 7. 鳥打ち込み試験時の圧力変動等の時間変化

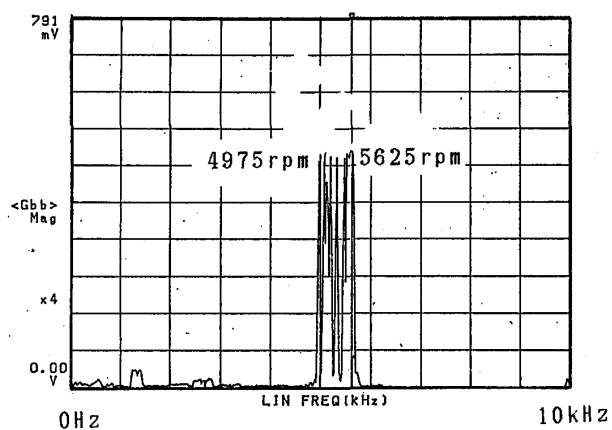


図 8. 鳥とファンブレード衝突前後のファン回転数の変化

(IV) 異音 (始動時低周波音) に関して

(IV-1) 異音の発生

始動直後のエンジンアイドル時にエンジンより、周波数約60Hzで音圧80~100dBの高いレベルの音が発生する現象が生じた。この異音はエンジンアイドル時の約8900rpmコア回転数で発生し、9070rpm付近で消滅し、発生の再現性が強い現象であった。

(IV-2) 異音の原因の推定 (異音の原因として次の①~⑥の現象が考えられた。)

- ① 旋回失速や翼列の失速が発生し、その変動圧力と気柱 (例えば、抽気配管) とが共鳴して発生した音
- ② エンジン補機関係 (燃料制御系、Flow Divider、スターター、潤滑油ポンプ) の振動とエンジン本体との共振あるいは共鳴。
- ③ 燃焼器及び圧縮機ディフューザーを含む系と、燃焼器内で発生する圧力変動との共鳴。
- ④ サージング
- ⑤ キャビティ騒音
- ⑥ エンジンサポート系とエンジン本体の振動に基因するもの

(IV-3) 計測

(IV-2)の原因推定を踏まえて、以下の(1)~(3)の計測を行なった。

(1) 音の測定(マイクロフォン)、測定ヶ所;エンジン真下、前方と後方

(2) エンジン内部の圧力変動測定(圧力センサー)

測定ヶ所;①圧縮機出口(P4)②燃焼器(P5)③高圧タービン出口(P6)

(3) 振動(必要に応じて補機の振動も計測した。)

測定ヶ所;①エンジン重心加速度(FG)②圧縮機後方段(CRV)③タービン(TH)

(IV-4) 測定結果

測定データを波形解析、スペクトル、相関並びにそれらの時間変化を含めて解析した。その結果以下の事が明かとなった。

(1) 異音のレベルは約80~100dB、エンジン内の圧力変動は、P4で約0.1psi、P5で0.15psi、P6で0.05psi程度の圧力振幅であり、重心加速度は1/30g、THは1/30g、CRVは一けたオーダーが小さかった。これらの信号間の相関は強くコヒレンスはあり、全ての測定信号の注目する周波数成分のスペクトラムの時間変位は同一であった。

(2) 異音は比較的正弦波に近い音である。異音の周波数は圧縮機回転数に比例しておらず、圧縮機回転数一定間でも58Hz~74Hz間を変動する。

(3) 約70Hzの異音が発生し、圧縮機回転数の上昇に対し、逆に低下(例えば70Hz→62Hz)する(図9 ステップ°1)。次に、反転して、62Hz→69Hzへと高くなり(ステップ°2)、一時的に57Hzと68Hzの成分音を同時に有する。その57Hzと68Hzの成分の内、68Hz成分音は消滅し(ステップ°3)、57Hz成分音は67Hzまで移動する(ステップ°4)。この異音の周波数移動現象は圧縮機回転数を一定に保持した場合にも生ずる。

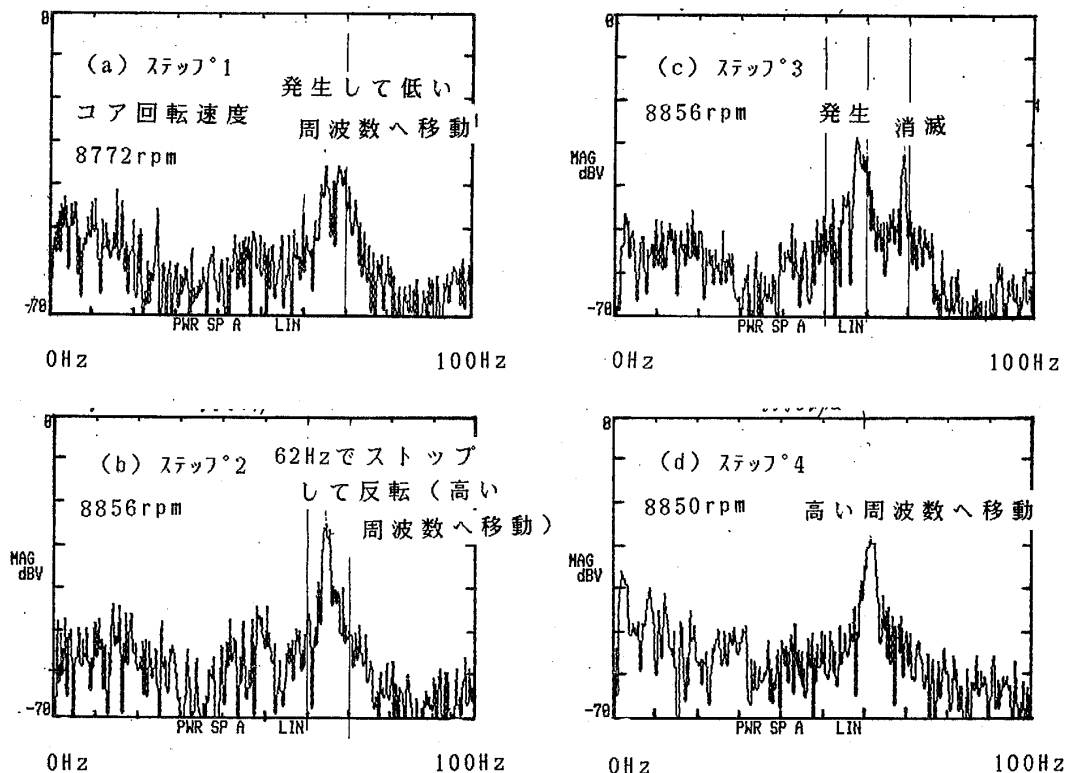


図9. 異音発生から消滅までの発生音のスペクトル変化

(Ⅳ-5) 測定データに基づく異音の原因推定

- (1) 圧縮機定回転時に、圧力変動の周波数は大きく変動し、同時に 2つの周波数成分が存在することから旋回失速ではない、また、周波数からサージングではない、と判定。
- (2) 原因②に関して、一連の補機交換（燃料関連を除いて）及び取りはずしの場合においても異音は消滅しておらず、補機が原因でないと判定。
- (3) 原因⑤に関して、キャビテーション騒音の原因と考えられる場所の点検及び盲にした試験においても異音は消滅しなかった。
- (4) 原因⑥に関して、エンジンをナセルに取り付けているラテラルリンク等の締め付け直し後の試験でも異音が変わらないため、発生源でないと判定した。
- (5) 原因③に関して、(a) 燃料関係の補機（Fuel control unitとFlow divider）交換前後の試験データ比較から次の事が明かとなった。(a-1) 変換後、異音の発生する圧縮機回転数は 8900rpmから 8772rpmへと低下した。(a-2) 異音の周波数は、74Hzから64Hz程度へと、その周波数が約10Hz程度低くなる現象が生じた。(a-3) 補機交換前には、異音消滅時でもP4とP6で約84Hzで大きな圧力変動成分があったが、交換後にはこの現象は見られない。(b) 注目する周波数成分の変動圧力レベルは、燃焼器付近が一番大きく、圧縮機出口、次いで高圧タービン出口（圧力変動は高圧タービンを通過することによる減衰のため低下している。）の順となっている。(c) 全計測データの信号間の相関が非常に強いことから発生音源は一ヶ所と推定される。(d) 発生する周波数は一定せず、時間的に大きく変化する。
- (a)～(d)までの事実から、異音の発生原因は燃焼器に基因するものと判断した。また、燃焼器ライナーのみの試験において、アイドル燃焼時に、問題となっている周波数領域に顕著な音が存在するかどうかを調べるために、燃焼器からの放射音を測定した。未燃焼時と燃焼時のスペクトル比較から、燃焼時には注目する65Hzの音が顕著に現われることが明確となった。

本試験に続いて、同機種他のエンジンについても、異音の発生の有無が再調査され、発生音のレベルに相違があるものの存在することが確認された。異音は始動時プライマリー燃料噴射時のみで、しかも、エンジンが暖気されると低減した。テストセルでの試験では、フローデバイダを調整し、主燃料噴射をアイドル時にあわせることにより、異音発生は極めて短時間に縮小された。上記データより、本現象は、低燃料流量領域における火焰の不安定に基因し、エンジン内部の圧力変動を引き起こし、異音を発生させていると判断した。このような異音現象は他機種エンジン R/Rの RB211、ADORE、CF6等にも発生し、いずれも、グラウンドアイドル時の不安定燃焼に基因している。

(Ⅴ) あとがき

エンジン内部の圧力変動等の測定により、エンジン水吸い込み及び鳥吸い込み時のエンジン内部の流動変化、並びに低燃料流量領域における火焰の不安定に基因した異音現象を明かにし、同時に貴重な資料を得ることが出来た。しかし、これらの現象の発生メカニズムは必ずしも明確でなく、今後の研究が必要とされている。

これらの試験計測にあたり、協力いただいた中山、関根両主任研究官始め、多くの航技研、並びにメーカーの方々に感謝の意を表します。

水流模型を用いたフィルム冷却に関する実験 (第2報)

*進藤重美、坂田公夫(航技研)

1. 緒言

ターボファンエンジンあるいはガスタービンの高性能化のために用いているフィルム冷却の高性能化は、タービン空力性能の向上にもつながり各種の方法で広範な研究が行われている。最近では、断熱壁や等温壁によるフィルム冷却性能や表面熱伝達率に関する実験的研究から、冷却表面の曲率、粗さ、乱れ、速度勾配等の影響因子に関する研究等、高効率な冷却構造の数値設計法を目的とする各種研究が進められている。

航技研においても、高い冷却性能に加え、空力損失の少ない吹出し冷却構造を得るため、基礎的な実験研究を進めている[1]、[2]、[3]。

ここでは、これらの一連の研究のうち、水流模型などを用いて、フィルム冷却の局所的な流れ場における吹出し流の挙動、主流との干渉、混合等の流れ構造を解明するための基礎的な研究として、平板模型を用いた第1報[3]に引続き、曲率のある翼間流れを模擬した曲り流路の表面(本報では翼背面に相当する凸面)に於けるフィルム冷却流の挙動について、水素気泡法、色素流脈法等によって可視化した結果及びその考察を第2報として報告する。

2. 実験装置及び方法

2-1 供試模型

模型は、想定する実機タービン静翼の翼間流路を6倍に拡大したものでタービン翼背面(Suction Surface)に相当する凸面とタービン翼腹面(Pressure Surface)に相当する凹面とを持ち、アスペクト比に相当する流路縦横比は0.56(360mm×200mm)である。翼前縁からの境界層の発達を模擬するため、吹出し孔より前縁までの距離に相当する長さ(240.5mm)だけ上流に境界層吸込み(BLC)のスリットを設けた。フィルム冷却流に相当する吹出し流は、乱れを静定するためのプレナムチャンバーを通り、直径5mm、ピッチ15mmのスパン方向一列(13個)の吹出し孔から表面傾斜角度35°で吹出す。図1に供試模型を実機翼列翼配備と比較して示す。吹出し位置に於ける表面圧力係数(C_{px})を図2に示すが、この位置は、圧力勾配(速度勾配)が負(正)から正(負)に変化する比較的勾配の小さな位置である。

2-2 回流水槽

実験には図3に示す小型の垂直循環型回流水槽を用いた。水槽本体の詳細については、文献[3]を参照されたい。本試験では供試曲り流路をそっくり透明アクリル製壁を有する観測槽に

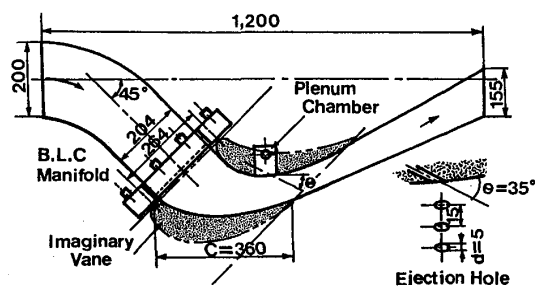


図1 供試モデルと実機翼列配備

入れ、流れの可視化観測の効果を高める様考慮した。

図4は吹出し及び主流境界層の吸込みのための二次流の系統図である。それぞれにロータメータ(流量計)を有し、流量調整は手動である。

2-3 流れの可視化法

(1) 色素流脈法(Dye Injection Method)

吹出し流の挙動を全体的に観測するには、吹出し流を着色する色素流脈法が効果的であることは[2]において論じたが、今回も同じ濃青色のメチレンブルーによる手法を用いた。可視化システム及び観察記録の状態を図5に示す。主流及び吹出し流に生ずる渦や混合流れ等の流れ構造の立体的把握のため、流れに直角な二方向からの同時撮影を行う様配慮した。

(2) 水素気泡法(H₂-Bubble Method)

吹出し流と主流との局所的な混合や渦の形成を観察するため、図6の様な水素気泡法による可視化法を用いた。水素気泡は、吹出孔直上流の境界層内のキンク形電極(50 μ 径白金線)によって発生させ、流れ及び壁面に対して直角のハロゲンランプによるスリット光を観察位置に照射し、反射鏡を用いて流れを観察・記録した。

2-4 実験条件

実験条件は、表1に示す通りである。各ケースにおける Re_c をも同時に示す。

代表的な Re 数($Re_x = 5 \times 10^4$)での主流の速度分布(吹出し無し)を、水素気泡法によるタイムラインの可視化写真により図7に示す。流れ方向は右であり、図中に、吹出し孔位置を示した。曲面近傍での主流の加速と、境界層とが可視化されている。

3. 結果及び考察

3.1. 曲り流路の吹出しに関する観察の結果

図8から12に、各主流 Re 数条件において吹出し流束比 $M=0.5$ の結果を示し、 $Re=5 \times 10^4$ の場合に、 $M=0.25$ と 0.75 とを併記した。色素流脈法の写真の流れ方向は全て右

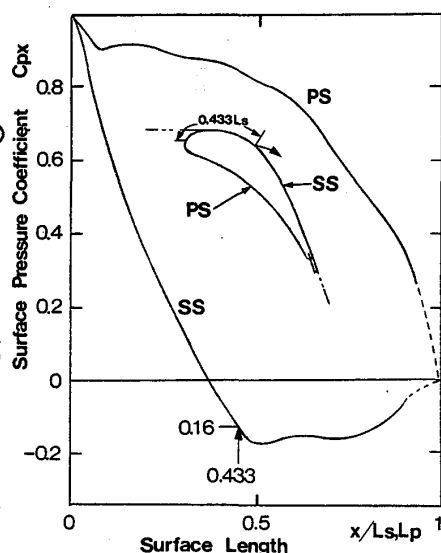


図2 モデル翼表面圧力分布と吹出し位置

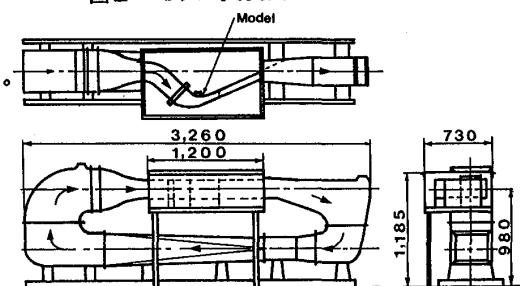


図3 回流水槽

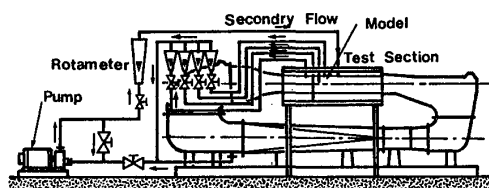


図4 二次流供給系統

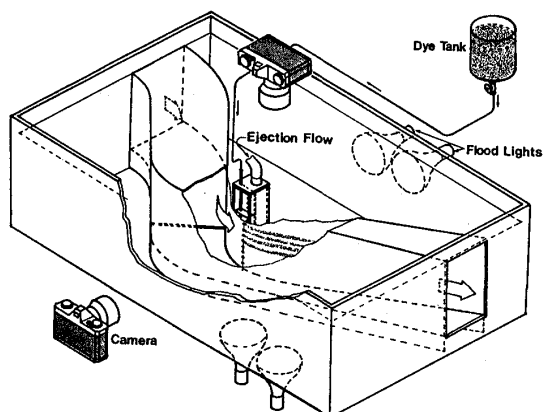


図5 色素流脈法可視化システム

であり、正面・側面像は同時刻のものである。

吹出し流の基本的な流れ構造は、主に吹出し流を着色した色素流脈法による流れの可視化の結果によって明らかになっている。水素気泡法では、流れ方向下流2d、5d、10dの位置の流れに直角な3断面を可視化した、吹出し流の広がり、主流との混合及び、主流からの影響の様子が示されている。写真では、一番左のドームが流路中央部の吹出しであり、その右側に並ぶドームはそれぞれが吹出し流を示している。

M=0.5においては、Re数の低い $Re_x=2 \times 10^4$ の場合、主流、吹出し流共に層流型の流れであることが出来、水素気泡法の結果図9、c,d,eにおいても流れが極めて落ち着いたものであることが示されている。このため、吹出し流が下流にいたっても横方向への

広がりが小さく、主流からの影響によって作られる吹出し流の渦(アーチ渦、内部渦)も極めて小さい。このことは水素気泡法による結果($x/d=10$ の断面)にも示されている。吹出し流と主流との混合は余り活発ではなく、Mの小さい場合でも吹出し流が翼面から剝離する傾向が出ている。水素気泡法によれば、主流の吹出し流内への巻き込みによる一對の渦が明瞭に示されており、境界層の状態も見えるが、下流に行くに従ってこの渦が高さ方向に大きく成長しかつ斜めに変形することが示されている。斜めの変形は、この実験が曲り流路であり、凸面側と凹面側との間に圧力差があり、これに起因する二次流の存在によって翼表面に相当する曲面に沿う主流方向と直角な流れを起こし、これが吹出し流を斜めに傾けさせるものである。この傾向はRe数が大きな場合、またMが多い場合でも同様に表れている事が後に掲げる写真によっても示されている。

同じM=0.5で主流Re数を 5×10^4 に上げると、状況は多少変り、吹出し流に主流との干渉によるアーチ渦がはっきりと見られるようになる。吹出し流の流れ方向の変化は、Re数の低い場合に比べて多少横方向の広がりが出ているが、水素気泡法の結果から見ると縦方向の広がりも相対的に大きく、吹出し流が表面への付着よりも下流方向に行くに従って表面から浮き上がる流れであると理解することが出来る。この点の

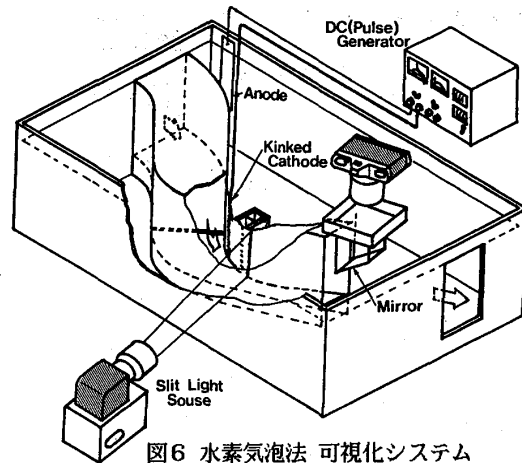


図6 水素気泡法 可視化システム

		主流局所レイノルズ数 Re_x		
		2×10^4	5×10^4	12×10^4
吹出し流束比 M	0.25	104	260	624
	0.5	210	520	1,248
	0.75	315	780	1,870
		$Re_x = U_x \cdot x / \nu$ ($x=240.5\text{mm}$) $M = (\rho U)_c / (\rho U)_{gx}$ $Re_c = U_c \cdot d / \nu$ ($d=5\text{mm}$) 水温 $T_w=15 \sim 25^\circ\text{C}$		

表1 実験条件及び Re_c

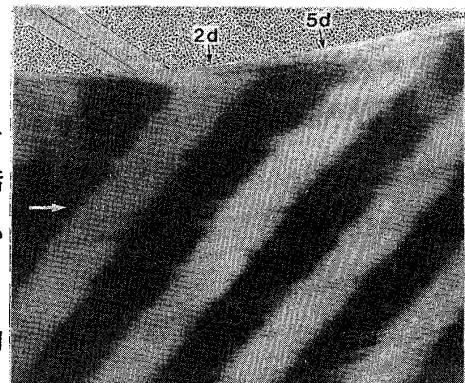


図7 主流速度分布(タイムライン)

考察は後ほど詳細に行う。
またこの条件では平板の結果[2],[3]に出ていた様な馬蹄型渦をどのMに対しても確認することは出来ない。この点もRe数等により、主流側の境界層の速度分布、あるいは速度勾配と吹出し流の速度分布との関係が平板とは異なっているためと考えられる。

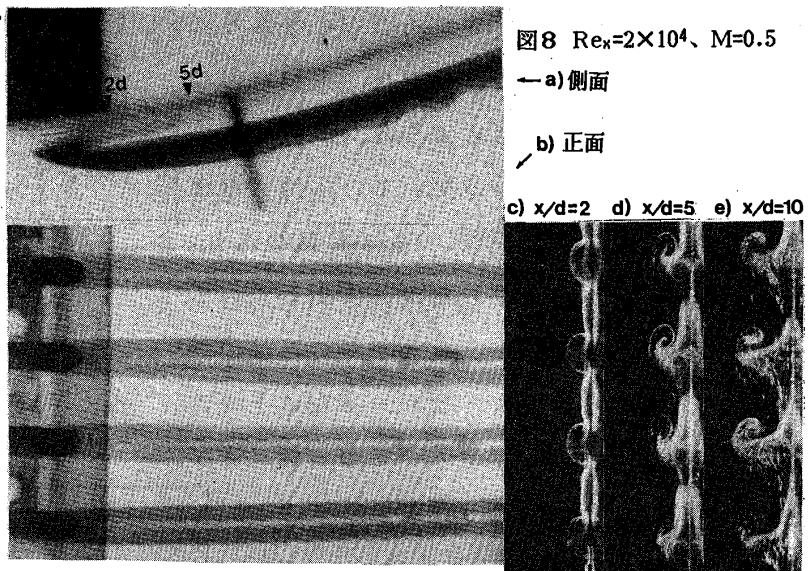


図8 $Re_x=2 \times 10^4$ 、 $M=0.5$

a) 側面

b) 正面

c) $x/d=2$ d) $x/d=5$ e) $x/d=10$

さらに図9から11に示される様にMを変化させると次の様な事が言える。Mの小さい $M=0.25$ では吹出し流の広がりや上下流とも大きくないが、 $Re_x=2 \times 10^4$ の低速の場合に比べ、アーチ渦も上流から生じ主流乱れの増大により、流れの浮き上がりが小さくなっている。また $M=0.75$ まで大きくすると、 $M=0.5$ に見られた様なアーチ型渦はビッチが細かく大量に出現し、下流方向で横方向の広がりよりも縦方向すなわち表面から剝離する方向への吹出し流の移動が見られる。

図12はRe数の最も高い $Re_x=12 \times 10^4$ の $M=0.5$ の場合についての結果を示す。吹出し流はRe数の低い場合に比べて表面上に横方向の広がりを持ち、また下流域でも水素気泡法の結果に見られる様にRe数が低い場合に比べて吹出し流が表面から垂直方向に浮き上がるという現象が少ないことから吹出し流が表面に付着しやすい流れとなっていることが分る。また平板時の様な馬蹄形渦も色素流脈法の結果に表れており、馬蹄形渦の出現が主に主流条件によって起こり、アーチ渦とともにこれが吹出し流の表面への付着性に強く関係していることが分る。主流の境界層を水素気泡法の結果から見ると、上流側から水素気泡の広がりが大きいため、主流の境界層が乱流型であると認められ、この事が上述の様な結果に大きく影響を与えていると考えられる。

これらを総合して考えると、Re数が高く、 $M=0.5$ 程度迄の比較的低いMの場合にフィルム冷却としては良い結果が得られることが流れの観察結果から理解できる。

3.2 平板の結果との比較

図14に $Re_x=5 \times 10^4$ 、 $M=0.5$ の色素法によって可視化した流れの状態を比較したが、上述した様に、明らかに曲り流路の結果では、アーチ渦の数が少なく馬蹄形渦が認められない。これは曲り流路の影響によりも、吹出し側のRe数の相違によるものと考えられる[$Re_c=520$ (曲): $2,500$ (平)]。また $M=0.5$ の場合の吹出し流の広がり状態を比較するため、吹出し流の幅と高さを計測し、アスペクト比と同じ形式で整理して見る

と図15の様になる。 W/H が大きい程吹出し流の広がり大きく、壁面付着性が良いこととなる。曲面においては、低 M 比で浮き上がりがあり、さらに下流域での横方向に広がりが少ないことが分る。

曲り流路に於ける吹出し流の浮き上りは、平板モデルに比べ、吹出しレイノルズ数 Re_c が低く、層流型であり、円管乱流遷移レイノルズ数 $Re_d=2,300$ よりも小さい。従って吹出し流の吹き抜く力が相対的に大きく[4]、これにより低 M 比に於いても浮き上がりが起こると考えられる。

下流域に於ける横方向の広がりが少ないのは、①主流境界層内にある速度勾配は、翼面側に低くなる圧力勾配を発生させ、吹出し流の周囲から下部へ向かい内部に一对の渦を形成させる。これにより低 M 比においても浮き上りを起こす。特に曲り流路に於いては、この境界層の速度勾配が強く、

吹出し流の浮き上りをさらに助長させるためと考えられる。また、②曲り流路内には、上述の背側と腹側の圧力差に起因する二次流があり、吹出し面が翼の背側に相当し、着目している吹出し位置（中央部）で翼面から離れる方向の流れが起こりこれが吹出

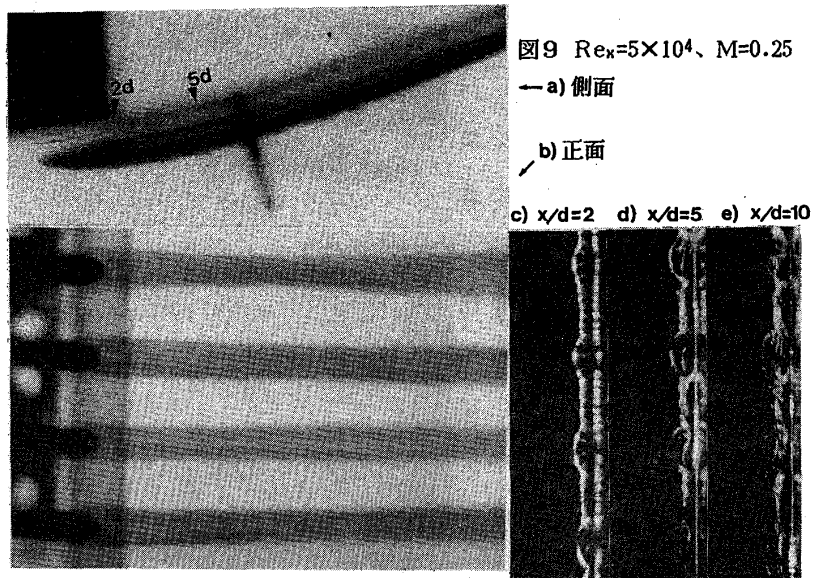


図9 $Re_x=5 \times 10^4$ 、 $M=0.25$

—a) 側面

b) 正面

c) $x/d=2$ d) $x/d=5$ e) $x/d=10$

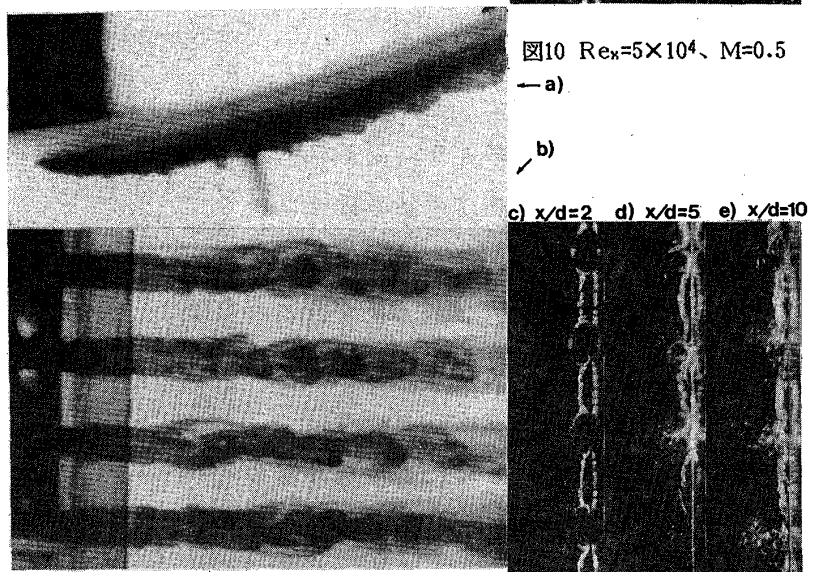


図10 $Re_x=5 \times 10^4$ 、 $M=0.5$

—a)

b)

c) $x/d=2$ d) $x/d=5$ e) $x/d=10$

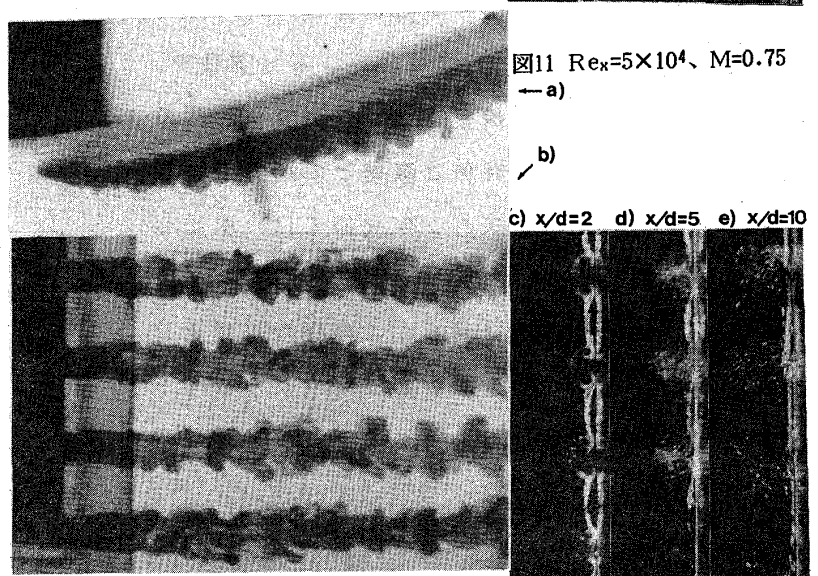


図11 $Re_x=5 \times 10^4$ 、 $M=0.75$

—a)

b)

c) $x/d=2$ d) $x/d=5$ e) $x/d=10$

し流の剝離を助長させると考えられる。

この他、曲り流路での馬蹄形渦は、平板時と逆に高い Re 数で表れている。この渦は、吹出し流の付着性に深く関与すると思われるが、この発生には、主流境界層厚さ、速度分布と吹出し流との関係に強く左右されると考えられる。

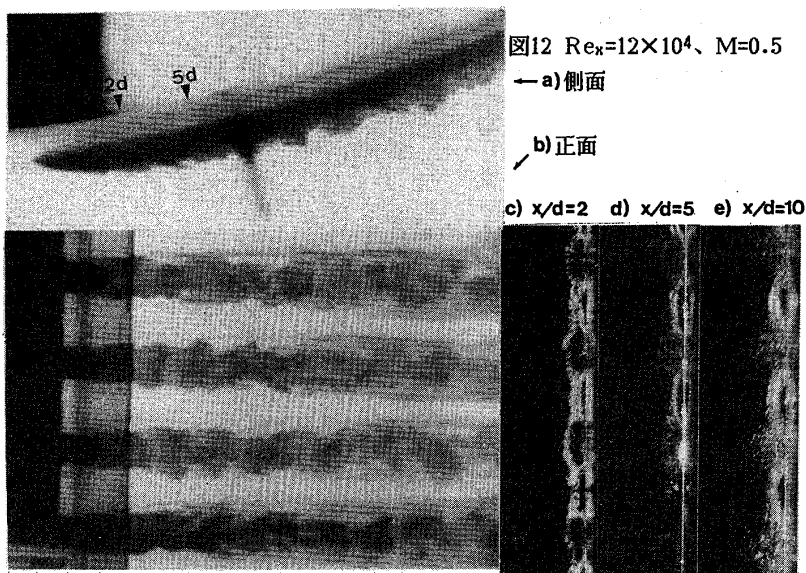


図12 $Re_x=12 \times 10^4$, $M=0.5$

← a) 側面

b) 正面

c) $x/d=2$ d) $x/d=5$ e) $x/d=10$

4. 結び

以上の実験結果と考察より、以下の数点がフィルム冷却の解析及び今後の研究に資する材料として特記される。

(1) 吹出し流の内部構造など、基本的な流れの性質は平板との差は無く、アーチ渦、内部渦、馬蹄形渦などが支配している。

(2) 吹出し流の浮き上りは、主流境界層の速度勾配によって促進され、曲り流路では速度勾配が急であり、この傾向が強い。

(3) 主流 Re 数が高いと下流域に於ける付着性を向上させ、また吹出し流相互のつながりが起こる。

(4) 曲り流路内では、背側と腹側との圧力差に起因する二次流のため、スパン中央部では、吹出し流の剝離を助長する。

吹出しフィルム冷却に関し、このような可視化と共に、詳細な流れ計測とコンピュータグラフィックスを用いた量的検討も必要であり、実験を計画中である。

参考文献

- (1) 坂田、進藤、他、「フィルム冷却流の挙動に関する実験」、第12回GTSJ定期講演会、1984-6
- (2) 坂田、進藤、他、「タービン翼フィルム冷却流の水流模型による可視化」、流れの可視化、Vol. 4, No. 14, 1984-7
- (3) 進藤、柳、他、「水流模型を用いたフィルム冷却に関する実験(第1報)」、第14回GTSJ定期講演会、1986-6
- (4) 坂田、吉田、他、「円柱、平板及び二次元翼列によるフィルム冷却に関する実験的研究」、GTSJ学会誌、6巻24号、1979-3

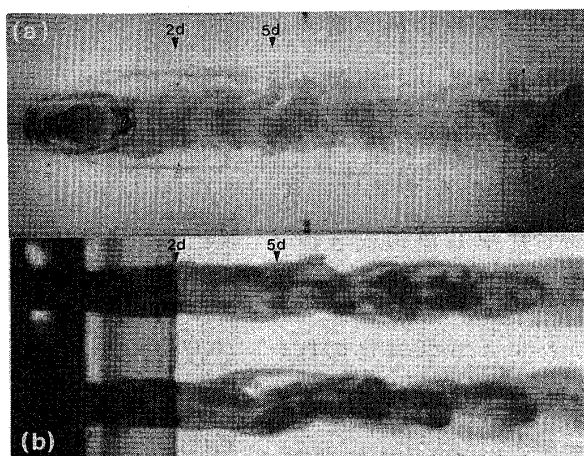


図13 $Re_x=5 \times 10^4$, $M=0.5$ における
平板(a)と曲り流路(b)との比較

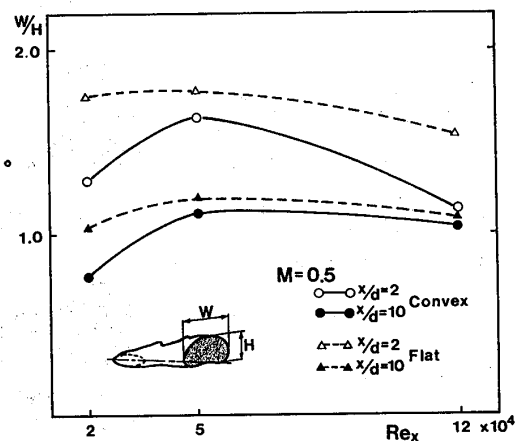


図14 吹出し流の付着性(平板との比較)

浜 辺 謙 二、谷 沢 正

(川崎重工)

大 中 晴 夫、森 建 二

(川崎重工)

1 緒言

ガスタービンの設計とりわけ翼の設計はその中核を成すものであり、空力、伝熱、強度、振動、寿命等の複雑な設計・解析計算ステップより構成されている。しかし目標性能より最終翼形状を定めるという純粋な意味での最適自動設計が殆ど不可能な現在では、人間が介在して判断し、計算を繰り返し行うことが不可欠であり、その各ステップでのデータ作成や結果の整理が膨大な量となっている。従って最近では、各ステップのプログラム相互を有機的につなぎ、データもファイル渡しとした設計システムを開発し、設計工数の大幅節減、設計工期短縮などが計られている。

川崎重工業(株)においても計算機との会話型タービン設計システム“K A I T”(Kawasaki Interactive Axial Turbine Design System)を開発し実用に供している⁽¹⁾。本報ではこのシステムの一部である冷却構造サブシステムの増強版に相当する冷却翼 3 次元設計システム“H I C O D E”(High Accuracy Cooling Design System)について紹介する。これは冷却構造の設計において、3 次元解析データを自動生成し、3 次元温度解析をおこなうシステムであり、翼の応力、寿命の推定精度を上げることが出来る。解析結果等も最新の画像処理技術を導入して 3 次元カラー表示が出来るので、きめ細かい設計が可能となり高温、高性能タービン翼の開発に対応できる。

2 H I C O D E の概要

2.1 K A I T との関係

上述のように、H I C O D E は当社の会話型タービン設計システム K A I T の冷却構造サブシステムの増強版であり冷却翼の 3 次元設計・解析が行える(図 1 参照)。H

I C O D E は単独でも実

行可能であるが、通常は

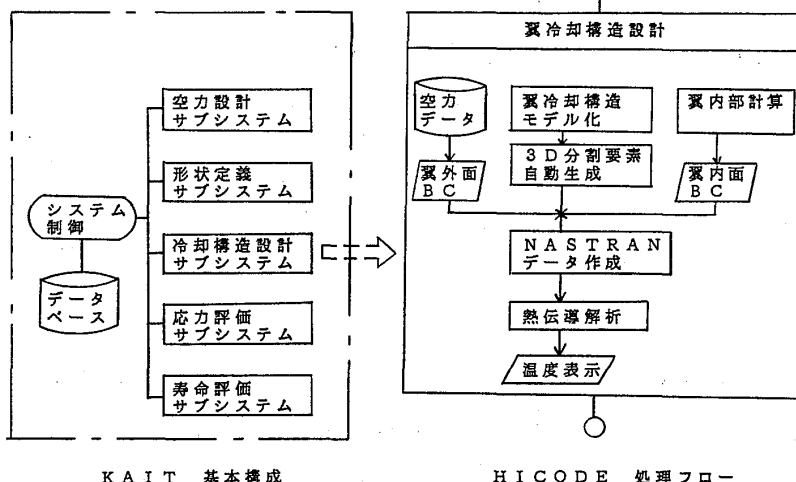


図 1 K A I T の基本構成と H I C O D E の処理フロー

K A I T の一機能として使用されるため、ここでは K A I T との関係について概説する。

K A I T は空力設計、形状定義、冷却構造設計、応力評価、及び寿命評価の各サブシステムから構成されており、これらはシステムコントロールプログラムにより制御されて、いつ、誰が、どの処理を行ったかが記録、管理されている。計算過程や結果は豊富な作図ルーチンによりグラフ表示され結果の判定を迅速に行うことが出来る。

空力設計：熱サイクルより得られたタービンの主要目（入口条件、膨張比、流量等）

を基にタービン流路設計、速度三角形の設計、翼形設計、タービン総合性能評価などを行う。H I C O D E には、翼外部の形状と境界条件等が渡される。

形状定義：セレーション、エクステンション、プラットフォーム、チップシュラウド、ディスク等の 3 次元幾何形状を定義し構造解析用データを自動生成する。

冷却構造設計（H I C O D E 相当部）：翼－ディスク系ヒートバランス設計と翼冷却構造設計とに分かれている。前者では翼－ディスク系を熱的に等価な回転円盤に置き換えて、ディスク温度、セレーション温度および翼入口冷却空気温度等を求める。後者では翼冷却構造の定義後、翼内部境界条件を算出し、空力設計サブシステムで得られる翼外部境界条件等から熱伝導解析を行い目標メタル温度を満足する翼冷却構造を決める。

応力評価：セレーション～チップの翼全体につき熱伝導解析、振動解析、及び応力解析を行う。

寿命評価：応力評価サブシステムで得られた結果を基に翼付け根、冷却翼断面およびセレーションに於けるクリープ寿命、疲労寿命の評価を行う。温度は H I C O D E の計算結果を用いる。

2.2 H I C O D E の特徴

従来の翼冷却構造の設計においては翼高方向の各断面の 2 次元解析が主体であり、翼寿命への影響が大きい翼付け根についても 3 次元解析が詳細に行われていなかった。H I C O D E では 3 次元解析モデルの生成、解析、結果表示が効率的に行われる。以下に主な特徴を列記する。

- ① 各処理の指定はメニューを選択するだけでよく、容易にシステムを実行させることができる。
- ② 解析モデルはチップシュラウドからセレーション迄を含む 3 次元塊体構造である（図 2）。
- ③ 形状データや解析データの作成は計算機と会話する形で行い、短期に必要なデータが作成できる。形状については、代表的な 3 次元冷却構造モデルが登録されており翼外形状は K

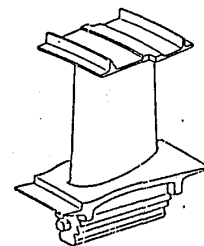


図 2 翼の例

A I T 空力設計サブシステムの出力を用い、その他は各部の代表寸法を入力することで冷却翼 3 次元分割データが自動生成される (図 3)。

④ 解析は N A S T R A N で行われる。

また解析モデルに付加する境界条件は手入力でも行え、数断面について入力すれば不足分は補間法により求められるので入力データ量は少なくすむ。

⑤ 翼内部境界条件 (熱伝達率分布、冷却空気温度分布) は冷却構造の代表寸法、翼出入口圧力条件を入力として冷却

空気流量と共に得られ、また翼外面境界条件 (翼面熱伝達率分布、ガス温度分布) は空力設計サブシステムの境界層計算結果から得られる。プラットフォームの条件としては SLITENKO の式^[2]等を用い、セレーション部は翼ーディスク系ヒートバランス設計から得られる温度条件、熱伝達条件が使われる。

⑥ 翼冷却構造は形状が複雑なため、従来解析データの生成と共にそのチェックに多大の労力を要したが、H I C O D E ではソリッドモデラーを利用して翼内面を含めあらゆる方向からの 3 次元形状チェックを容易に行うことができる。また、冷却構造や、プラットフォームその他の形状の変更に当たっても、解析データの追加修正が簡単に行える。図 4、図 5 に翼のメッシュ図と外表面の図を示す。

⑦ 作図出力としては解析条件である翼内外面の熱伝達率分布と翼面のガス温度分布、冷却空気温度分布、及び解析結果である翼メタル温度分布と冷却効率分布が翼の各断面について得られる。図 6 に翼内外面の冷却効率分布を例として示す。横軸は翼前縁から翼後縁までの翼面に沿った長さで無次元化した翼前縁からの道程であり、L E , T E , S S , P S はそれぞれ翼の前縁、後縁、背面、腹面を表している。縦軸は冷却効率 η であり次式で定義される。

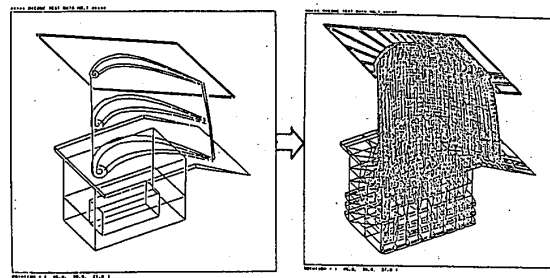


図 3 翼の 3 次元要素分割例

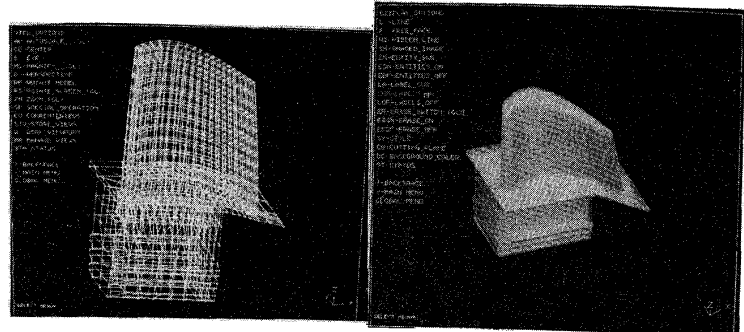


図 4 分割メッシュ

図 5 ソリッドモデル

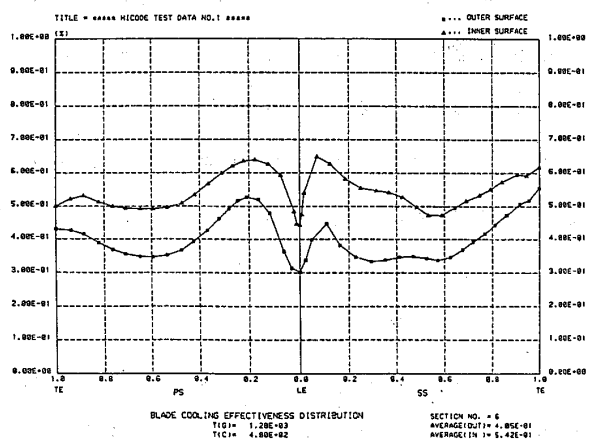


図 6 翼内外面の冷却効率分布

$$\eta = \frac{T_g - T_m}{T_g - T_c}$$

但し、 T_g ：主流温度、 T_c ：翼入口冷却空気温度、 T_m ：翼メタル温度である。

- ⑧ 3次元CAEソフトウェアのカラー表示機能を用いて任意の方向からの翼表面、及び翼断面の温度分布が表示できる。

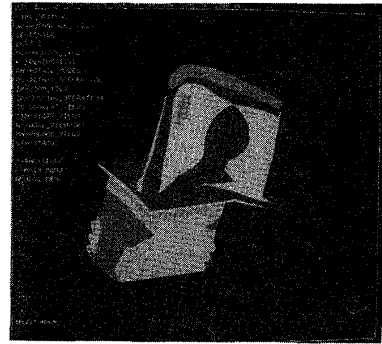


図7 翼表面温度分布

図7は翼面の等温分布であり、温度レベルと色彩の組合せを指定すれば中間の温度は補間され中間色として表示される。この機能を用いて、例えばクライテリア以上の温度を特定の色で表して注意を喚起することもできる。図8は翼面温度の等温線表示である。図9、図10はそれぞれ翼の横断面、縦断面の温度分布である。これらは何れもカラー表示であるので一見して高温で冷却不足の場所、または低温で冷却過多の場所が分かり冷却構造の変更へと迅速にフィードバックできる。

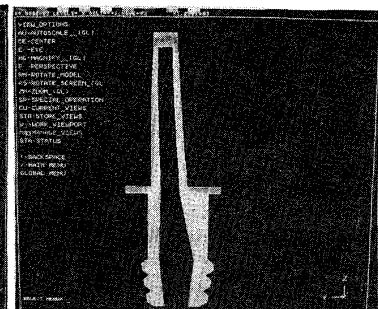
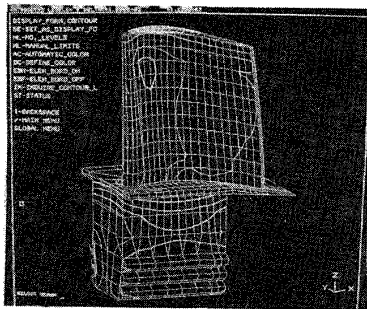


図8 翼表面等温線図 図9 翼の横断面温度分布 図10 翼の縦断面温度分布

3 H I C O D E の 検 証

数値解析では与えられた境界条件に対しては、一般に必ず結果が得られるが、その信頼性の評価は十分に行っておく必要がある。特に冷却翼熱伝導解析においての境界条件は、翼内外部、プラットフォーム、セレーション等で与えられるのでこれらを一に正確に求めるかが計算精度向上のキーポイントとなる。以下に、3次元環状翼列による冷却性能試験を行い、翼温度分布の点からH I C O D E の信頼性をチェックした例を示す。

3.1 供試翼

検証実験に用いた供試冷却翼の構造を図11に示す。本翼はタービン入口温度が、1200～1300℃級ガスタービンの第一段動翼である。翼内壁はインピン

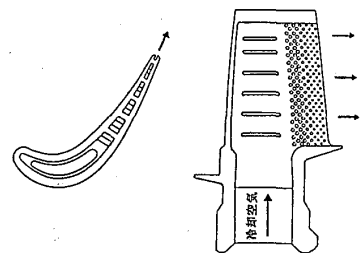


図11 供試翼の冷却構造

ジ冷却、翼後縁部はピンフィン冷却とし、また重質油燃料への対応や、翼面への遮熱コーティングの容易性を考慮しフィルム冷却は採用していない。

3.2 実験装置と実験条件

実験装置の断面を図12に、計測系統図を図13に示す。

本実験の計画に当たっては解析における不確実性をできるだけ少なくするように留意した。即ち、① 翼入口温度分布を一様とするために主流空気は大気吸い込みとし、冷却空気は流量計測後電気加熱した。② 翼は非回転であり、翼列は供試翼3枚、ダミー翼16枚からなり、翼流入、流出角の設定は計測翼前後にあるIGV、OGV及び側壁で

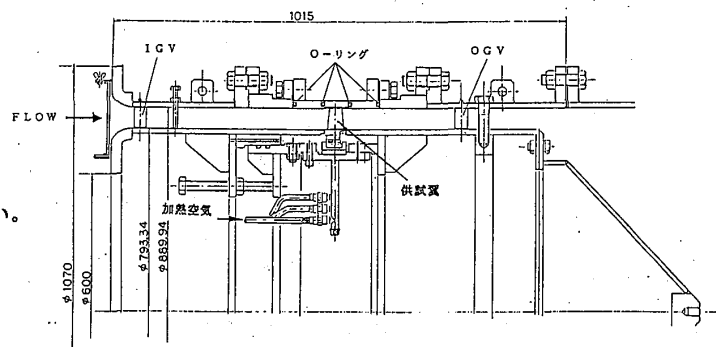


図12 実験装置の断面図

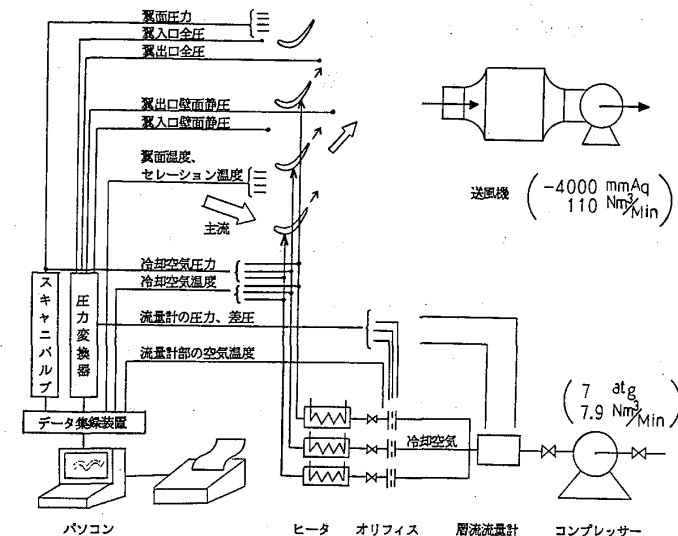


図13 計測系統図

調整した。③ セレクションは断熱材で保持され翼先端は断熱材のケーシングに接触し、またプラットフォーム前後は断熱材で挟み付けている。④ 翼面温度の計測は翼高さ0%、10%、20%、40%、80%、90%の各位置の翼周囲にシース径0.3mmのCA熱電対を供試翼3枚に分散させて多数埋め込み面一に仕上げて行った。また、エクステンション部の2箇所にも熱電対を埋め込み翼高さ方向の温度分布が把握できるようにした。

3.3 実験結果及び検討

翼周囲とエクステンション周囲の各断面での平均冷却効率 η についての翼高さ方向分布の実験とHICODEによる計算結果の比較を図14に示す。縦軸は冷却効率であり、横軸は翼高さで無次元化したプラットフォーム面からの高さで、負値の所はセレクション、エクステンション部である。図中に実験条件も併記しているが、冷却空気流量比 β は主流流量に対する冷却空気流量の割合であり、 M_o は翼出口マッハ数である。本図にはプラットフォームの平均冷却効率の値は記入していないが、ここからの放熱により翼付け根(Hub)での η が極小となっている。また翼先端(Tip)

では内部冷却されていないので η は小さくなっている。セレーション側で η が高いのは、冷却空気入口部のセレーション下端がインサートを介して冷却空気加熱されるためである。

翼付け根部は遠心応力も大きく翼寿命推定の上から温度を正確に求める必要があるが、本ケースの場合、計算値と実験値とは比較的よくあっており解析システムとしての信頼性は一応確認できた。

図15は同じ翼の実機条件での計算例である。主流温度1240℃、冷却空気温度400℃、冷却空気流量比2.7%で、解析条件としては翼先端～翼～プラットフォームにおける主流ガス条件、翼～セレーションにおける冷却空気条件、及びセレーションからディスク系の熱伝導が考慮されている。翼先端部は温度が高く、また翼付け根部ではエクステンションへの熱流出があっても、プラットフォームからの熱伝導等で温度は比較的高いレベルを保っており翼クリープ寿命の面から厳しいことが分かる。

4 結言

冷却翼3次元設計システム(HICODE)の開発により冷却翼の設計・解析が容易に行うことが可能になり、計算精度も満足できるものであることが分かった。また本システムを用いた解析の結果、翼寿命に直接かわる翼付け根においてはプラットフォームからの熱伝導についても十分留意する必要があることが明らかになった。

< 参考文献 >

- (1) 蔦紀夫ほか:対話型ガスタービン翼設計システム“KAIT”の開発,川崎重工技報(97),’87
- (2) A.F.SLITENKO,V.B.TITOV:“Heat Transfer at the End Surfaces of the Inter Blade Passages of Turbine Cascades”,Thermal Engineering,32(5),’85

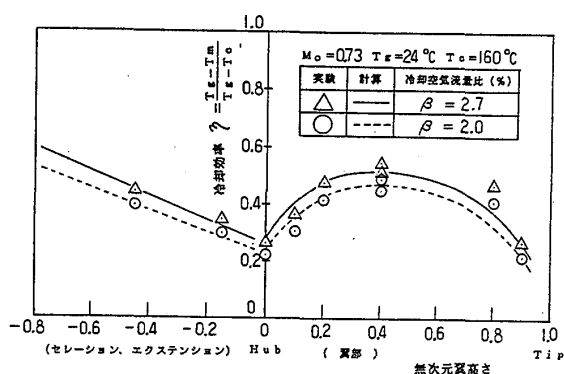


図14 翼高さ方向の冷却効率分布

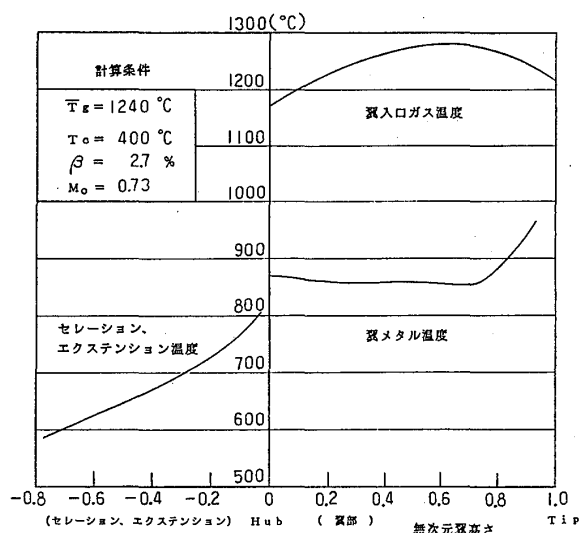


図15 翼高さ方向の温度分布

大越 昭男 (東京電力㈱技術研究所)

渡部 教雄 (同 上)

辻 一郎 (三菱重工業㈱高砂製作所)

*河合 久孝 (三菱重工業㈱高砂研究所)

1. まえがき

耐熱性に優れたセラミックスをタービンの高温部品に適用して、タービン入口ガス温度を上昇させ、熱効率の向上を図るとともに省エネルギー及び燃料の多様化を可能とすることが期待されている。このような情勢のもとで、東京電力㈱では1300℃級の石炭ガス化ガスタービンの高温部品（動翼、静翼、燃焼器）へのセラミックス適用化研究を実施中である。

セラミックスは周知のとおり、耐熱性、耐食性、耐摩耗性等に優れている反面、延性、じん性に欠け、切欠感受性が高いため、微細な欠陥でも部品の破壊に連がり、又材料強度のばらつきが大きく、このため製品間でのばらつきも大きくなる。したがって、セラミックスを構造部材として使用するにあたっては、微細な欠陥も非破壊的に検出する技術と全品保証検査技術を確立する必要がある。

そこで、上述の一環として、まず現有非破壊検査技術による欠陥検出限界を明らかにし、その適用性を検討した。次に、静翼及び燃焼器模擬部品を試作し、これらについて、全品保証検査としての熱衝撃試験、内圧試験及び曲げ試験を検討し、その有効性を検討した。

2. 現有非破壊検査技術による欠陥検出限界の検討

種々の非破壊検査手法があるが、当面実用できる非破壊検査手法として、蛍光浸透探傷検査、及び超音波探傷検査（表面波法）を選定し、これらの手法について欠陥検出限界の検討を行なった。又、X線透過検査（マイクロフォーカス）についても若干の検討を行なった。

2.1 標準試験体の製作

上述の手法に関する欠陥検出限界を検討するため、図1に示す3種類の標準試験体を製作した。

- ① エッジ試験体；静翼の前縁及び後縁を模擬した試験体
- ② ブレンド部試験体；静翼の翼部とシュラウド部のブレンド部を模擬した試験体

③ 円孔試験体；燃焼器内筒のスクープ（円孔）を模擬した試験体

これらの試験体を常圧焼結SiC及び常圧焼結Si₃N₄により製作した。

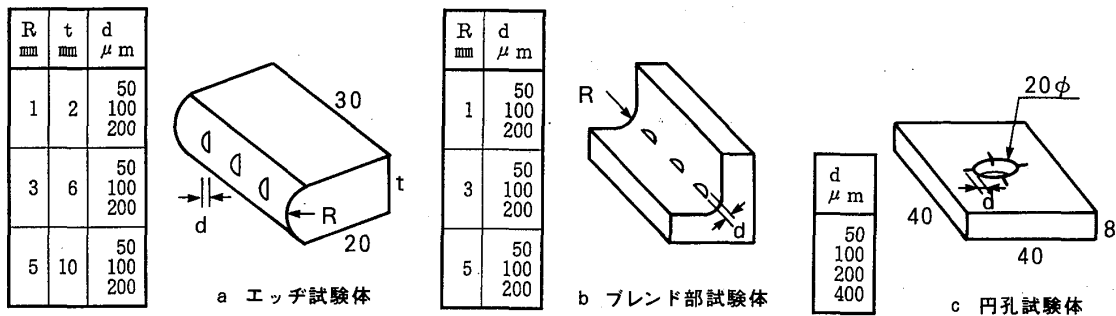


図1 非破壊検査用各種標準試験体

2.2 蛍光浸透探傷検査

溶剤除去性浸透剤を用いて、図1に示す試験体について蛍光浸透探傷検査を行なった。その結果、いずれの試験体についても全ての欠陥が検出できた。

2.3 超音波探傷検査

水浸表面波法；水浸表面波法を用いて、小曲率部への適用性を、周波数20MHzにより検討した。その結果、一例を図2に示すとおり図1に示す全ての人工表面欠陥が検出され、表面波探傷により約1mmRの小曲率半径部の深さ50μm程度の微小な欠陥が検出できること

が明らかとなった。なお、エッジ試験体、ブレード部試験体とも曲率半径が大きい程S/N比（信号とノイズの比）が良いが、欠陥寸法とエコー高さとの間には明確な対応は認められなかった。

直接接触法；複雑な曲面に対し、超音波を正確に入射させるためには、複雑な做い機構が必要であり、これが比較的容易にできる直接接触法について周波数10MHzにより検討した。その結果、金属シューを用いた場合S/N比が低く好ましくないが、プラスチックシューを使用した場合S/N比が良く、水浸法の場合と同様、図1に示す欠陥全てが検出できた。

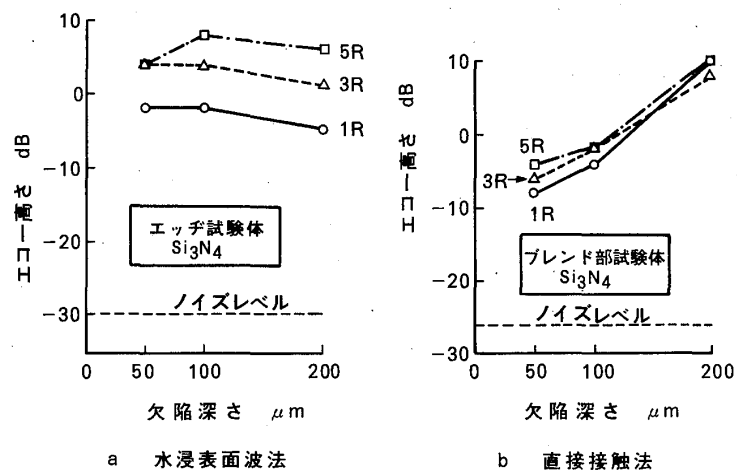
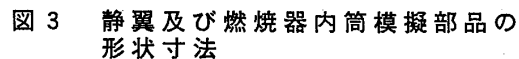


図2 超音波探傷検査結果の一例

セラミックス製品はばらつきが大きいいため、これを適用するにあたっては、全品保証検査が必要不可欠である。そこでセラミックス製静翼と燃焼器内筒に適用する全品保証検査として、熱衝撃試験、内圧試験及び曲げ試験を選定し、その有効性を検討した。

図3に示す燃焼器内筒及び静翼模擬部品を常圧焼結SiCとSi₃N₄により製作した。なお、全模擬部品について、2項で検討した非破壊検査を重要部分について実施した結果いずれの模擬部品とも致命的な欠陥(200μm以上)は検出されなかった。



3.1 項で製作した模擬部品の材料強度をは握することは全品保証検査結果を評価する上で必要である。そこで、模擬部品より曲げ試験片(JISR1601)を採取し、室温での曲げ試験とシェブロンノッチ法による破壊じん性試験を行なった。その結果を表1に示す。静翼模擬部品と燃焼器内筒模擬部品とは同じ原料を用い、同じ製法により製造されているが、前者は後者に比べ複雑であるために強度が低い傾向にある。

模擬部品		試験項目	試験温度 ℃	SiC				Si ₃ N ₄			
				試験片数	平均値	標準偏差	ワイブル係数	試験片数	平均値	標準偏差	ワイブル係数
				n	x	σ	m	n	x	σ	m
静翼部 翼シャフト部	曲げ強さ	RT	9	45.3	1.81	26	9	73.5	2.58	28	
		RT	10	44.5	2.41	18	10	70.2	3.02	24	
燃焼器内筒		RT	20	54.3	2.77	22	20	84.5	15.5	10	
	破壊靱性	RT	10	5.6	0.1	—	10	6.5	0.1	—	

— 83 —

3.3 静翼及び燃焼器内筒模擬部品の熱衝

撃試験

セラミックス製静翼及び燃焼器に実機ガスタービン使用時に発生すると予想される熱応力に安定率を考慮した応力を受入時に与えて全品保証試験とすることを考えた。熱応力を発生させる方法として種々あるが、水中投入熱衝撃試験（以下熱衝撃試験と言う）を選定した。

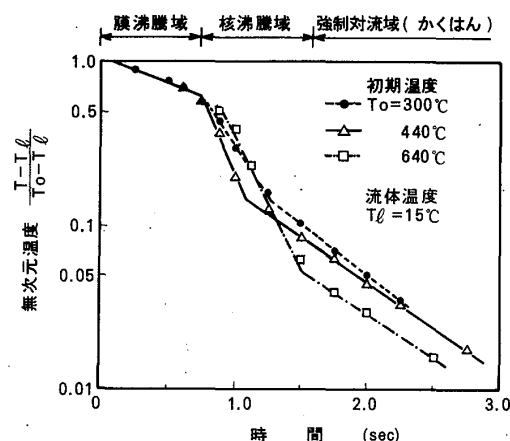


図4 セラミックス球の冷却特性 (SiC) と熱伝達率

(1) 熱衝撃予備試験（プール沸騰熱伝達の測定）

熱衝撃試験を行なうにあたっては、熱衝撃時の熱的境界条件を十分は握しておく必要がある。そこで模擬部品と同一材質でφ10mmの球を作り、この球を所定の温度に加熱後水中に投入し、冷却特性より熱伝達率を求めた。この結果を図4に示す。これらの値を保証検査における熱応力解析の境界条件として使用した。

(2) 静翼及び燃焼器内筒模擬部品の熱衝撃試験

静翼模擬部品；電気炉中で所定温度に加熱後水中に投入した。熱衝撃試験によるき裂の発生の有無は2.2項で検討した蛍光浸透探傷検査により行なった。熱衝撃試験結果を表2に示す。熱衝撃試験後の模擬部品の一例を図5に示す。SiC製静翼模擬部品では試験温度300℃ではき裂は検出されず、400℃でき裂が検出された。一方、Si₃N₄のそれでは400℃ではき裂は検出されず、500℃でき裂が検出された。

燃焼器内筒模擬部品；静翼模擬部品と同様の手法により熱衝撃試験を行なった結果を表2に示す。Si₃N₄製燃焼器内筒模擬部品では、試験温度400℃ではき裂は検出されず、500℃でき裂が検出され、静翼模擬部品と同一の結果を示した。

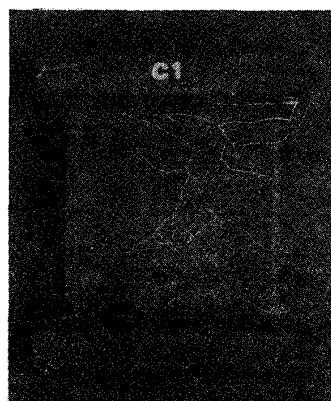
表2 静翼及び燃焼器内筒模擬部品の熱衝撃試験条件と結果の例

区分	材質	温度	300℃	400℃	500℃	600℃
静翼模擬部品	SiC	C1	○	×	—	—
		C6	○	—	×	—
	Si ₃ N ₄	N1	○	○	×	—
		N5	—	—	—	×
燃焼器模擬部品	Si ₃ N ₄	N5	○	○	×	—

○：蛍光浸透探傷検査で、き裂検出なし
×：蛍光浸透探傷検査で、き裂検出あり

T/E

L/E



SiC製静翼模擬部品
(試験温度: 400℃)

図5 熱衝撃試験後の蛍光浸透探傷検査結果の例

(3) 熱応力解析

静翼及び燃焼器内筒模擬部品について、熱衝撃時に発生する熱応力をFEM解析により求め、熱衝撃試験結果と比較検討した。

解析条件；解析モデルは軸対称とし、(1)で求めた核沸騰域の熱伝達率を用いてFEM解析を行なった。

解析結果；応力解析結果の一例を図6に示す。高い熱応力が発生する箇所は、静翼模擬部品では翼部とシュラウドとのコーナ部及びシュラウド端部の縁に平行な部分であり、一

方燃焼器模擬部品では円筒端部及び空気孔囲りである。熱衝撃試験によりほぼ全面に亀甲状き裂が発生しているが、解析上の高応力部分ではき裂が深かった。

解析結果は、熱衝撃試験結果とはほぼ一致しており、熱衝撃試験は全品保証検査として有効と考えられる。

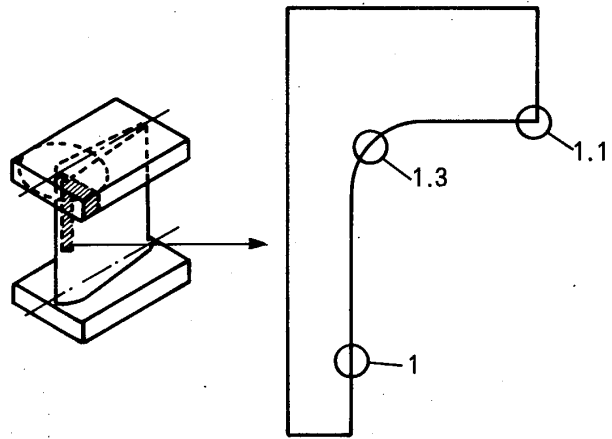


図6 静翼模擬部品の熱衝撃時の
応力比の例
(材質； Si_3N_4 ，
初期温度 $500^\circ\text{C} \rightarrow 15^\circ\text{C}$ 水中)

3.4 燃焼器内筒模擬部品の内圧試験

内圧を加えて所定の応力（実機使用応力に安全率を考慮した値）に耐えるかどうかを試験することにより、保証検査とすることを検討した。

燃焼器内筒模擬部品について、図7に示す内圧負荷試験装置により、試験を行なった。破壊の検出は供試体にストレインゲージを貼付け、この出力変化により行なった。

試験結果を表3に示す。又、破壊状況の一例を図7に示す。3.2項の曲げ強さと本試験値との相関を統計的手法（有効体積）により検討した結果、空気孔の応力集中係数3を考慮すると、これらの値はほぼ一致した。

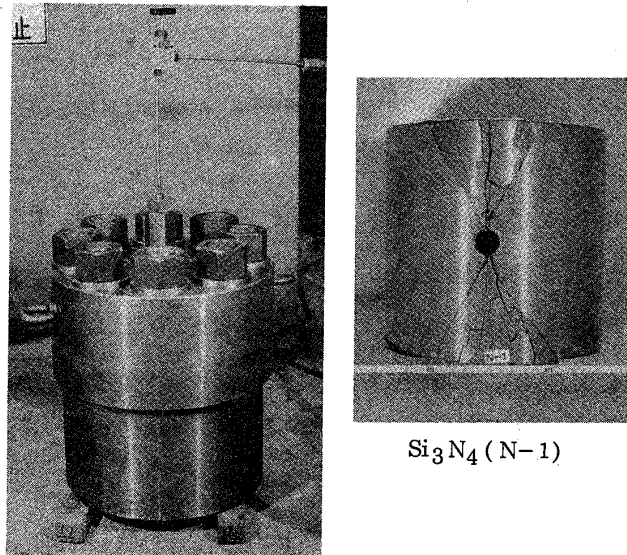


図7 内圧負荷試験装置の外観と
破壊状況の例

したがって、内圧負荷試験を行なえば、供試体の強度を応力集中も含めた形で評価できるため、本方法は保証試験として有効と考えられる。

3.5 静翼模擬部品の曲げ試験

曲げの所定の応力（実機使用応力に安全率を考慮した値）に耐えるかどうかを試験することにより、保証試験とすることを検討した。

静翼模擬部品について、図8に示す要領で曲げ試験を行なった。なお、翼部に9枚のストレインゲージを貼付けた。試験結果を表4に示すとともに、代表的な破壊状況を図8に示す。破壊応力は3.2項の曲げ強さとほぼよい一致を示している。

本試験では翼部に荷重を負荷し、ストレインゲージによる局所的な応力を求めたが、負荷方法を工夫することにより翼部全域に負荷することも可能で、実物形状で試験できるので、保証検査として有効と考える。

4. まとめ

セラミックスをガスタービン高温部材として、使用するにあたっての非破壊検査技術と全品保証検査手法について検討し、非破壊検査としては蛍光浸透探傷、超音波探傷検査とX線検査が、又全品保証検査としては熱衝撃試験、内圧試験及び曲げ試験が有効であり、これらを組合せることにより、初期の目的は達成できるものとする。

表3 内圧負荷試験結果の例（室温）

材 質	TP No	破壊圧力 kg/cm ²	破壊応力 kg/mm ²
SiC	C-2	64	8.2
	C-3	62	8.0
Si ₃ N ₄	N1	120	15.4
	N2	126	16.2

$$\sigma = P \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{D}{t} - 0.5 \right), \sigma: \text{応力 kg/mm}^2, \\ P: \text{圧力 kg/mm}^2, D: \text{外型 mm}, t: \text{板厚 mm}$$

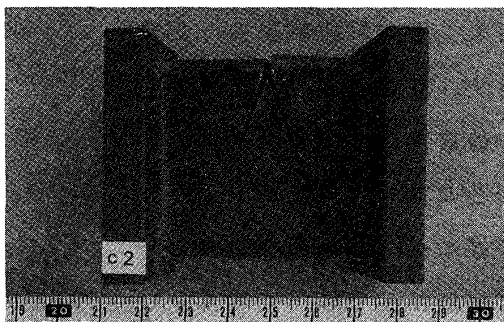


図8 静翼模擬部品の曲げ試験による破壊状況の例

表4 静翼模擬部品の曲げ試験結果の例（室温）

強度 材質 TP No	破壊ひずみ 10 ⁻⁶	破壊応力 kg/mm ²	荷 重 kg
SiC C3	1030	43.3	925
Si ₃ N ₄ N3	2540	71.1	1575

遮熱コーティングの非破壊検査

憐東芝 総合研究所 竹田 博光

鈴木 隆夫

伊藤 昌行

高橋 由和

1. はじめに

遮熱コーティング (TBC) は、ガスタービンの高効率化に極めて有効であるにも拘らず、未だ低い適用率でしかない。その理由として、TBCがプラズマ溶射によるセラミックコーティングによって形成されているため、信頼性に対する信用度が低いことが挙げられる。TBCの信頼性を支配する因子にはいくつかあると考えられるが、まず、TBCを構成しているセラミック層と金属結合層との結合力の高温特性が重要である。この問題に対しては、図1に例を示すように、新しい材料の適用により、高温と室温の間を繰返し往復させる熱負荷を与えても、結合性は長時間劣化することがないことが明らかとなっている。

次に、品質管理の手法が確立されているかが重要であるが、この点に関しては不十分であることを否めない。プラズマ溶射装置の性能向上とロボットの導入により¹⁾、施工時の被膜の均質性は大幅に向上したが、施工後の表面研磨の際、あるいは使用中の細部に亘る品質の管理は困難なことである。

一方、セラミックス層の厚さの管理は、TBCの特性を十分に引出す上で重要である。図2は、翼表面上の熱伝達率が $10,000 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C})$ の場合のTBCの効果を示すものであるが、セラミック層の厚さが 0.1 mm 以下になるとその効果は、急激に小さくなる。従って、TBCの厚さが 0.1 mm 以下にならないように監視する必要がある。しかも、厚さの把握を非破壊的に実施せねばならない。

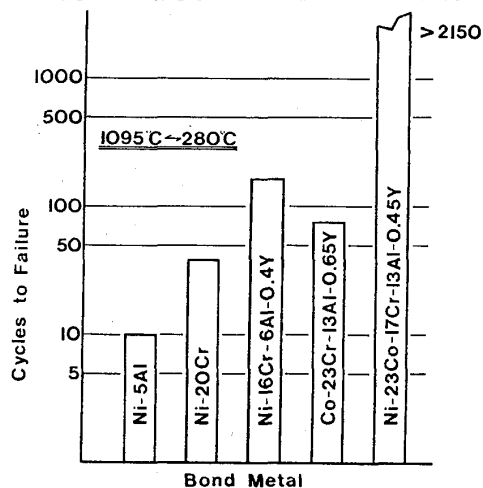
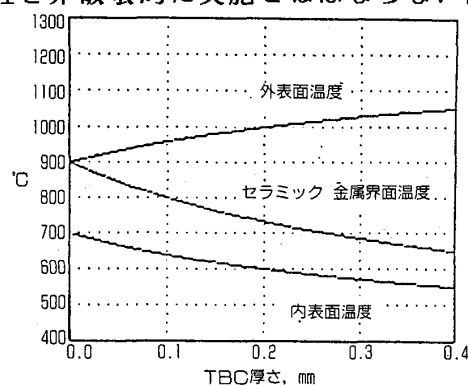


図1 TBCの耐久性に及ぼす
金属結合層の影響



熱伝達率 $10,000 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C})$
 高温ガス温度 $1,200^\circ\text{C}$, 冷却ガス温度 400°C
 熱伝導率 セラミック $1.5 \text{ kcal}/(\text{mhr}^\circ\text{C})$ 翼肉厚 2 mm
 金属 $30 \text{ kcal}/(\text{mhr}^\circ\text{C})$

図2 TBCの効果

本報告は、セラミック層厚さの非破壊的測定方法に関するもので、一般の非金属コーティングに対する膜厚測定器の応用に対する知見と、紫外線を応用した新しい評価方法について述べる。

2. 渦電流を用いたセラミック層の厚さ測定（工技院「ムーンライト計画」委託研究）

2.1 測定の原理

金属のような電気良導体に対して変動磁場を与えると、導体中に渦電流(Eddy Current)が生じる。この渦電流の大きさは、導体材料の種類、変動磁場の周波数、磁場の強さによって異なる。従って、一定の変動磁場を与えるコイルと、渦電流を検知するセンサーを組合せることによって、渦電流の生じる導体とその表面にある異質材料の厚さを知ることができる。

2.2 実験

①装置：市販の、主にメッキあるいは有機物コーティングの膜厚測定に用いられている、UPA Technology社のDermatron Model D-9を用いた。TBCのセラミック層のようになんまり多孔質の材料に対する評価実績はない。

②試験片：Ni基超合金平板上に自動プラズマ溶射装置によって、TBCを形成したものをを用いた。また実際のガスタービン翼にTBC施工したものも用いた。試験片作成条件を、表1に示す。

表1 膜厚測定用TBC試験片作成条件

TBC	材料	溶射条件
セラミック層	8%Y ₂ O ₃ 安定化ZrO ₂	36V 850A
金属結合層	NiCrAlY	34V 800A
溶射ガン：プラズマダイン社製SG-100 40kW サブソニック		

③評価方法：TBCを構成するセラミック層と、金属結合層の厚さの異なる試験片を製作し、Dermatronによる評価と、ダイヤルゲージあるいは光学顕微鏡観察によって測定した厚さとを比較した。

2.3 結果および考察

図3は、平板試験片を用いてTBCのセラミック層の厚さを測定した結果を示すものである。縦軸は、Dermatronによる測定結果、横軸は、ダイヤルゲージあるいは光学顕微鏡を用いて測定した結果である。両測定手段の間には、ほぼ1対1の直線関係があり渦電流による測定手段が、TBCの非破壊膜厚測定に使用可能であることを示唆している。しかしながら、図3のデータから分るように、評価結果は、金属結合層の厚さの影響を受けており、Dermatronの指示値は、金属結合層が薄い場合にはセラ

ミック層を過大評価し、金属結合層が厚い場合には、その反対となっている。これは、渦電流が生じる層の厚さが薄くなると、渦電流の大きさが小さくなり、見掛け上、渦電流が生じる層とプローブの間が大きくなったように検知され、結果としてセラミック層が厚いと、評価されることになるためと考えられる。金属結合層はセラミック層に比較して、プラズマ溶射によっても安定な膜厚が得られやすい傾向にあるが、

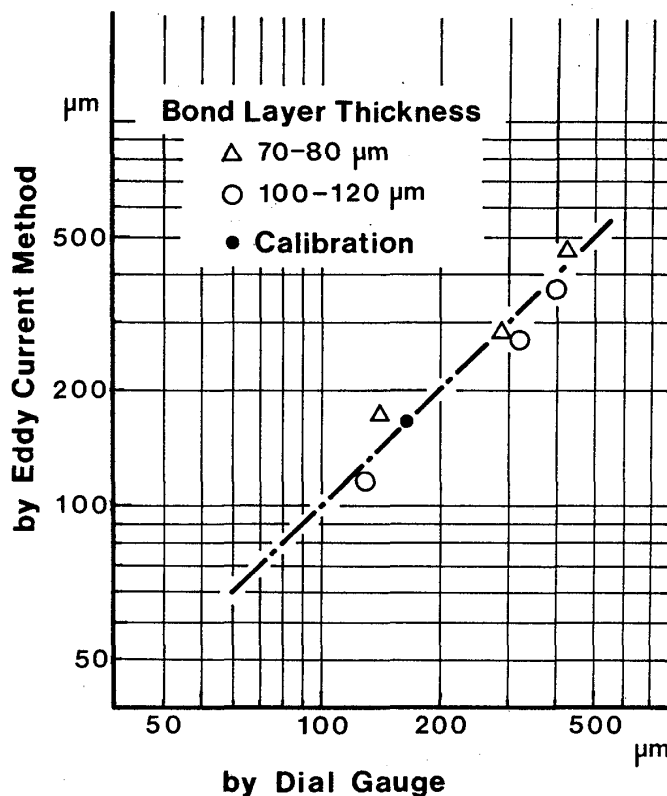


図3 渦電流を用いたセラミック層の膜厚測定

プラズマ溶射を受けるワークが複雑形状である場合、膜厚の変動を避けることは困難なことである。従って、膜厚の測定に際しては、プラズマ溶射条件を十分に把握しておき、膜厚変動の傾向を予め知っておく必要がある。

渦電流を用いる膜厚測定において、誤差を招く要因は上記の下地の影響だけではない。プローブの大きさや被測定物の形状、特に凹凸部の曲率、が大きな影響を及ぼす。表2は、図4に示すようなガスタービン翼表面上のTBCについて、平板と同様の測定を試みた結果を示すものである。全般的には、許容する誤差の範囲にあると言えるが、曲率の大きいリーディングエッジ（4の位置）では、大きな差異が生じている。曲率の大きな凸部では、表面に垂直に当てるべきプローブが傾斜したり、十分に面に接触できない状態が起こるために、計測値が不当なものとなると考えられる。

TBC膜厚測定に対する渦電流方式の計測器は、その検知特性を十分に把握していれば使用可能であると言える。

3. 紫外線を利用した膜厚の検知

渦電流を用いた計測方法は、デジタルな値を細部に亘って得ることができる反面、燃焼器のように大きな高温部材に対する評価は、長時間を必要とすることになる。しかも、長さや径の比が大きい燃焼器では奥の部分の測定が困難である。そこで、同時に広範囲に亘って膜厚に関する情報をうる手段として、光学的な手法を取り入れる試みを行なった。

表2 ガスタービン翼に施工したTBCの膜厚測定結果

		翼周囲上の位置（図4中の数字に対応）						
		1	2	3	4	5	6	7
翼長方向の位置	A	135	130	270	370	280	170	170
		185	160	220	100	290	225	190
		1.37	1.23	0.81	0.27	1.04	1.32	1.12
	B	140	120	250	370	260	170	110
		175	155	195	70	310	170	155
		1.25	1.29	0.78	0.19	1.19	1.00	1.41
	C	140	100	200	300	260	180	110
		170	155	200	75	275	195	170
		1.21	1.55	1.00	0.25	1.06	1.08	1.55

マス中 上段：Dermatron による測定値、中段：顕微鏡による測定値
下段：補正倍率

3.1 紫外線励起によるセラミックスの発光

ある種のセラミックスは、紫外線を照射すると励起された電子が中間段階を経て、低いエネルギーレベルに戻る際、蛍光を発する。TBCに用いられる Y_2O_3 安定化 ZrO_2 もその一種で、254nmの紫外線を照射すると弱い赤色を発する。純粋な ZrO_2 は、紫外線照射により弱い青白色の蛍光を発するもので、上記の赤色は Y_2O_3 の添加によるものである。このように、 ZrO_2 に特定の酸化物を添加すると、添加物の種類によって種々の蛍光を発する。しかも、添加する酸化物は非常に微量で良いのが特徴である。 ZrO_2 に添加して蛍光を発光させる代表的な酸化物と、蛍光色とを表3に表す。

3.2 紫外線励起蛍光発光によるTBC厚さの検知

上記の種々の色の蛍光発光を、大面積であったり、奥深い部位のTBC厚さを非破壊的に検知することに利用する試みを行なった。

試験片の製作は、通常のTBC試験片と全く同一の方法であるが、セラミック層を8% Y_2O_3 安定化 ZrO_2 を100 μm 、8% Y_2O_3 安定化 ZrO_2 に2%の Eu_2O_3 を添加したものを100 μm のものとした。

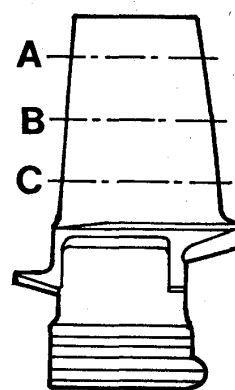
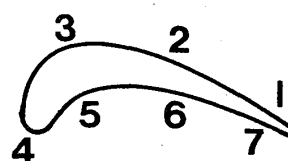


図4 翼面におけるTBC厚さの測定

試験片のセラミック層の部分を図5に示すように薄く斜めに研磨し、二つのセラミック層が斜めの断層として現れるようにした後、紫外線を照射する検知実験を実施した。図5は、上記試験片に254nmの紫外線を照射した状態を観察したものである。白黒の写真では区別が付きにくい、実際は第1層は赤紫色を発し、第2層は朱色を発しているため、各層の区別は極めて明瞭である。

表3 添加酸化物と発光色

添加酸化物	発光色
Bi_2O_3	青
TiO_2	青白
Tb_4O_7	緑
Eu_2O_3	朱
Sm_2O_3	橙
Y_2O_3	赤紫

このように、微量の第3酸化物を添加することによって、紫外線を照射するだけで層の存在を判別できることから、この現象をTBCを施工した高温部材の膜厚に関する検定に利用することができる。たとえば、50 μm 毎に発光色の異なる層でTBCを構成しておけば、高温部材の使用中に生じるエロージョン等のTBCの減耗を50 μm 毎に非破壊的に検知できることになる。

4. おわりに

TBCに関する2種類の非破壊検査方法についての試行を述べた。渦電流を用いた膜厚の測定は、使用者の技量とプラズマ溶射条件の把握に依存する部分が多いが、これは、TBC自体が未だ完全に確立された技術ではないことにもよる。TBCの実績の蓄積に対応して、膜厚測定技術も改善されると考えられる。

紫外線励起による発光を利用した点検手法は、極めて簡便でかつ効果的であることから、TBCの非破壊的検査手段として提唱するものである。

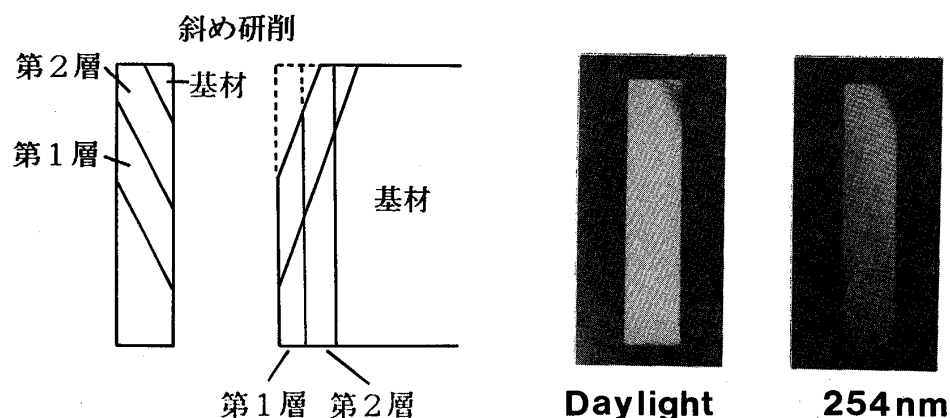


図5 紫外線照射によるTBCの発光

参考文献

- 1) T. Suzuki et al: The Proc. of the 7th Int. Conf. on Vac. Met., Nov. 1982, p. 323

フォーラム

「ターボ過給機の最近の進歩と動向」

1. 生産状況

ターボ過給機が現在のものに近い形でスイスではじめて実現したのは昭和10年代で、また、国産の過給機が漁船用に使われはじめたのは昭和20年代である。それ以来過給機の用途・範囲は順次広げられ、小型は550ccの軽自動車から大型のものは54000psの2ストロークディーゼルで広範囲に使われるに至り(図1、図2)、今日船用ディーゼルでは機関出力、効率の点から過給機は不可欠のユニットとなっている。日本での過給機の年間生産量は車両用では90万台、その他の用途で5000台に達するものとみられ、今や過給機は代表的な量産機種の一つになっている。さらに、車両用、船用ともその一部はアメリカ、韓国、その他の国々に輸出されている。用途も自動車用、船舶主機関のエンジンのみならず発電、建設機械、鉄道車両などのあらゆるエンジンに採用されている。

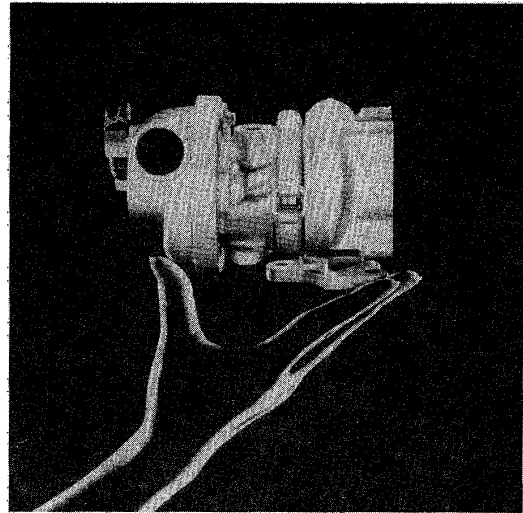


図1 軽自動車用

I H I - R H B 3 型過給機

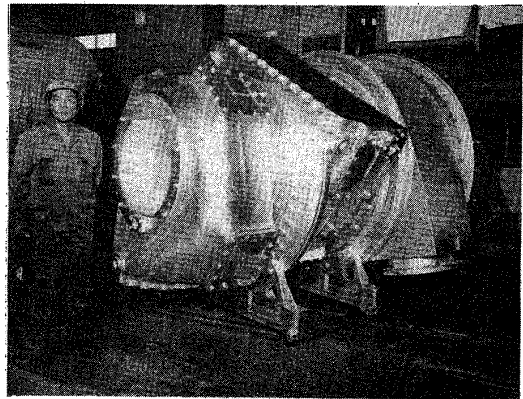


図2 最大のI H I - B B C -

V T R 7 5 4 型過給機

2. 構造

構造上からみると圧縮機は遠心式にほぼ絞られているが、細かく分類すれば扇車とインデューサの別体型と一体型、扇車の羽根出口形状が直線式とバックワード式、レークの有・無などの区別がある。タービンは小型はラジアル式、大型は軸流式というのが製造上、性能上からみて一般的で、ラジアル式の範囲が大きい方に広がっていく傾向にある。なお、乗用車および小型トラックの過給機ではエンジンの負荷変動に対応するためほとんどの場合にウェストゲートが組込まれている。軸受はすべり軸受ま

たはころがり軸受で、ロータ支持構造はタービン・圧縮機ロータの外側、内側、内外片側づつと各種あり、自己給油の可否、整備性の良否など設計上の重点のとり方で種々のバリエーションがある(図3、図4)。ただし、車両用としてそのスペース上の制約も強く、現状では内側支持のすべり軸受・外部給油方式が各メーカの共通した構造となっている。ただし、最近では加速性の改善および軸受損失改善などを目的としたころがり軸受使用の車両用ターボ過給機も市場に出つつある。

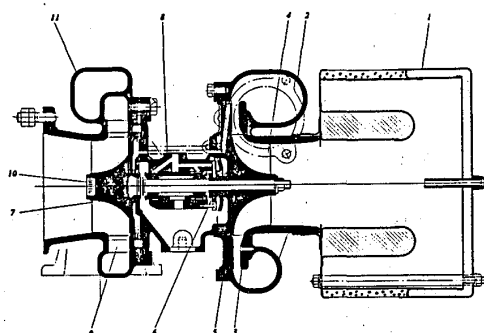


図3 IHI-RU型過給機の断面
—すべり軸受・内面支持

3. 性能

効率については過給機の存在価値を問う重要なポイントでもあり、そのアップのためには不断の開発努力が続けられており、総合効率として現在は大型の過給機では70%以上のレベルであって、圧縮機・タービンの要素効率の向上に伴って10年前に比べて約5ポイント以上改善されている。その結果、小形自動車向けなど適用分野の拡大に連なっている。過給機の耐久性の点で重要な要素であるタービン前の温度について船舶用ディーゼルの用途としては2ストロークエンジンで450℃弱、4ストロークエンジンで600℃弱、また、車両用としてはディーゼルエンジン用で750℃、ガソリンエンジン用で950℃に達している。これは昭和30年代の大型ガスタービンが600℃台、航空用ジェットエンジンが800℃台であったことと比較すると、今日の過給機の温度条件が当時のガスタービンのレベルに達しているといえる。ブースト圧力も圧縮機の性能向上に伴って単段で高圧力比のものが得られるようになってきており、大型のものでは公称圧力比4.5に達する。

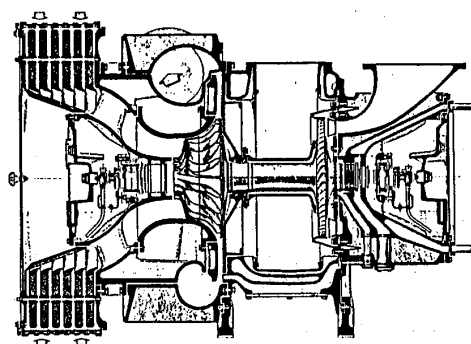


図4 IHI-BBC-VTR型過給機の断面—ころがり軸受・両端支持・自己給油

4. 将来動向

過給機の生産・利用はまだまだ伸びる要因をもっており、そのため各種の技術開発が
つづけられている。性能面の向上とし

ては圧力比、温度の上昇に対比してそれぞれ圧縮機、タービンの開発がなされると同時に、部分負荷特性を向上するため例えばタービンの可変翼などの検討がすすめられている。さらに、温度の上昇により排気エネルギーに余剰が生じてくるに伴い、すでに大型過給機では実現しているターボコンパウンド（パワータービン）システムの適用も今後ますます広まり、これがエンジンと組み合わせた総合効率、燃料消費率向上に大いに役立つものとみられる（図5）。

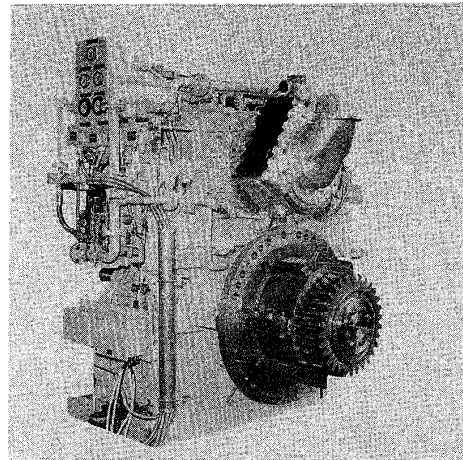


図5 IHI-EDターボ
ーパワータービンシステム

材料面ではセラミックタービンなど新素材
の採用が注目を浴びており、また、大型船

用の過給機では粗悪燃料に対する耐食性のために材料・コーティングの技術開発に努力が払われている。大型過給機では船舶市場の低迷による船価低減の影響、小型では円高による外国製品との国内・外における価格競争など、今、厳しい外的条件に晒されており、量産機種として製造コストの削減が不可欠で、そのため生産技術面での対応も必要とされているが、性能向上、耐久性向上などと相まって今後ますます過給機の発展が期待される。

話 題 提 供

船用を中心とした大型過給機

三菱重工業(株)長崎造船所

野村 滋郎

1. ま え が き

近年、大型過給機の効率向上及びそれによって生ずる余剰エネルギー利用技術の進歩は著しい。最近では効率が70%を越える過給機も出現し、実用に供せられている。これらの背景には、コンプレッサー、タービン、軸受等の要素技術の向上や工作技術の進歩がある。本文では大型過給機の進歩と動向の一端を述べることにする。

2. 大型ディーゼル機関の技術動向

大型過給機の動向はディーゼル機関の動向に大きく関わっている。第2次石油危機より昭和60年までの石油高価格時代において、大型ディーゼル機関の熱効率は目ざましく向上した。

図1に一例を示す。

達成の手段として、ディーゼル機関では機構上、Ⅰ) 静圧過給法、Ⅱ) ユニフロースカベンジング、Ⅲ) 超ロングストロークの3点を各社とも共通に採用した。

一方、掃排気性能上では高効率過給機の採用が最も効果的に低燃費に役立っている。

最近では、過給機効率の向上がディーゼル機関の必要分を上回り、余剰エネルギーが生ずるに至っている。

3. 大型過給機の技術動向

3. 1 効率向上

図2に過給機効率の例を示す。最新型では効率が70%を越えている。ピーク効率はディーゼル機関の

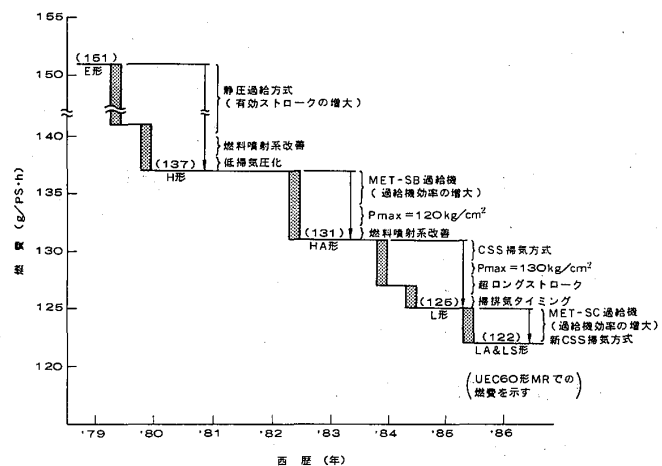


図1 三菱UE機関の燃料消費率

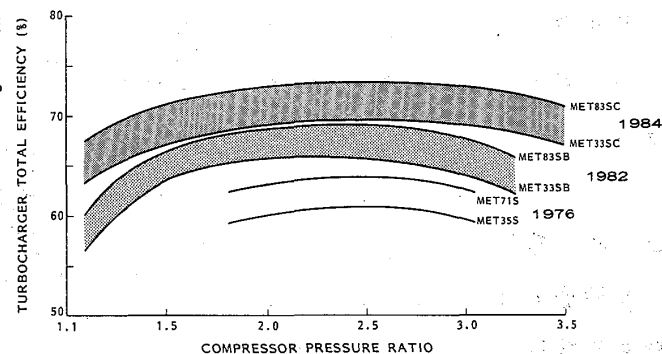


図2 三菱MET過給機の効率

常用出力（圧力比2.5附近）に合せているが、効率は全体としてフラットである。

3.2 コンプレッサー

大型過給機のコンプレッサーは、作動線における効率向上と低速域でのサージ特性の改良を目的として次のような変化をして来た。

- i) 放射状直線翼：出口角 90° 、一般に前翼・羽根車分離型
- ii) 後方弯曲翼：出口角 $70\sim 65^\circ$ 、一般に前翼・羽根車分離型
- iii) 三次元翼：出口角 55° 附近、レイク角付、一体型

三次元翼は5軸制御NC機の出現によってCAD/CAM一貫体制によって製作される。

図3に加工中の翼車を、図4には三次元翼コンプレッサーの性能曲線の一例を示す。

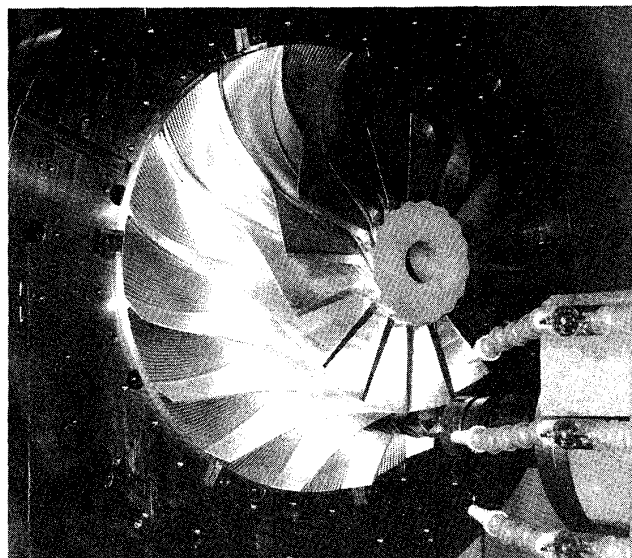


図3 三次元翼の加工機

3.3 タービン

大型過給機のタービンは単段軸流型が使用されている。70年代までは板ノズルであったがその後効率向上の目的でプロファイルノズルが使用されている。

タービン動翼はノズルと組み合わせられて種々の改良が施されて来たが（文献1）、大型ディーゼル機関が静圧過給方式となった時にラッシングワイヤ無しの単独翼となっている。

図5にタービン効率の一例を示す。

3.4 構造

大型過給機メーカーは夫々特徴ある構造をしているが、省エネ時代にあってガス側ケーシング

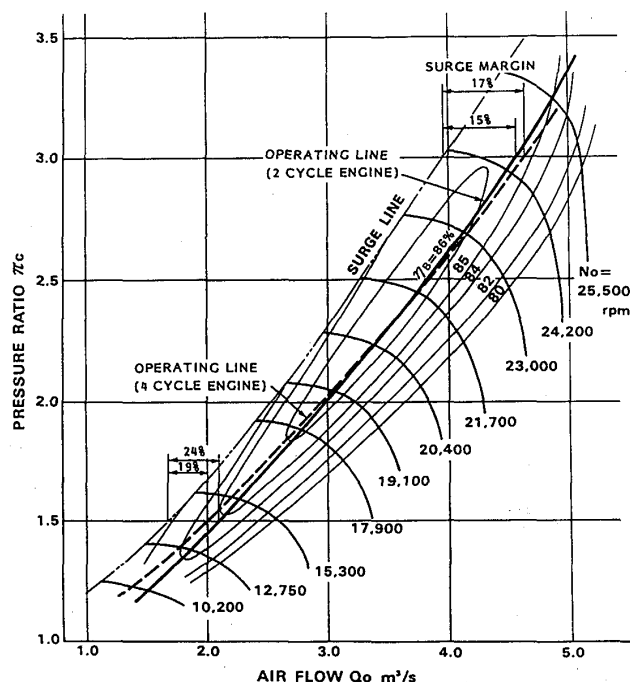


図4 コンプレッサー性能曲線（MET33SC）

グを無冷却としている点は共通している。

ころがり軸受を採用している過給機は自己給油型である。すべり軸受を採用している過給機は外部給油となるが、システムを簡易化するため潤滑油系統は主機と共通にしている。また重力タンクを過給機本体に内蔵しているものもある。

4. 低質燃料油対策

低質燃料油が過給機に及ぼす影響は、タービンの汚れとエロージョンである。

タービンの汚れを少なくするためには、高効率過給機を使用し十分な空気をシリンダ内に送り、良好な燃焼と低い排気温度を確保することが必要である。

通常タービン汚れに対しては運転中に水洗浄又は固形物洗浄を行う。水洗浄の場合、主機負荷を下げ、排気ガス温度を規定値以下に下げる必要がある。一方固形物洗浄の場合は主機負荷を下げる必要はなく、短時間で作業は終了する。

これらの方法でも汚れが除去できぬ場合はノズルを取り出して汚れを落とさねばならない。ロータ軸を抜かずにノズルのみを簡単に取り外せる様にした過給機もある。

エロージョンを起しやすい灰分粒子を多く含む低質燃料油の場合、ノズルリングなどのエロージョンが発生することがある。一般には耐摩耗性を向上させた特殊材質を使用する。

5. 余剰エネルギーの利用法

過給機効率の向上によって余剰エネルギーが生じた場合、ディーゼル機関の静圧排気溜より余剰分に相当する排気ガスを抽出しパワータービンを駆動させ動力として回収する。このターボコンパウンドシステムとして各種の案が考えられるが具体的に実現された二例を示す。

図6は三菱のスーパーターボ発電システム(S T G)のシステム図であり、既に3隻が就航中である。

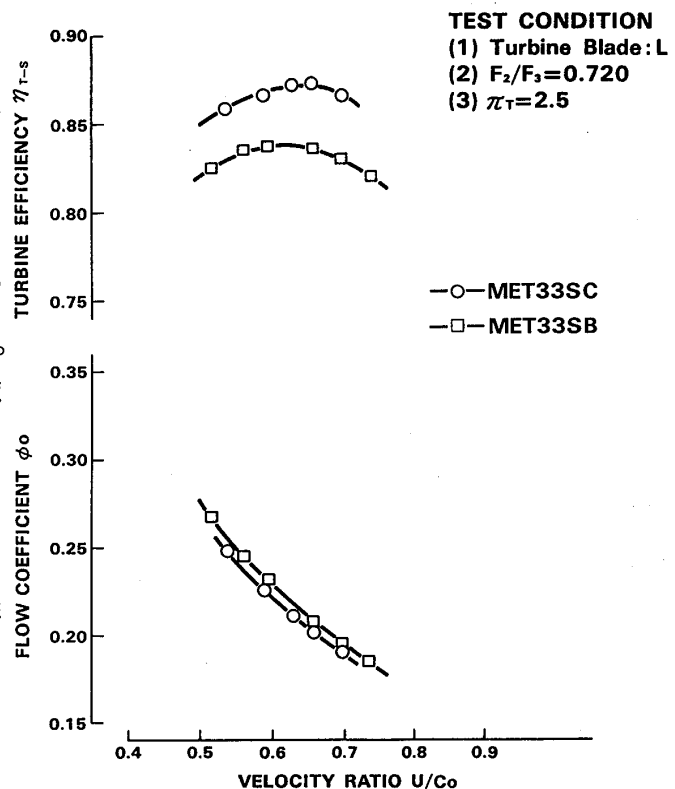


図5 タービン性能曲線

図7はSulzer社のエフィシェンシーブスターの例である(文献2)。

6. 今後の動向

現在海運・造船業は構造的な不況に陥っている。このため船舶——ディーゼル機関——大型過給機の生産台数も大幅に減少している。また石油価格も低下したため、省エネ機器の開発を行っても費用対効果が出難くなっている。

従って、現在開発はやや足踏み状態にある。

この様な状況下において新製品としては三菱重工業(株)が大型過給機にラジアルタービンを使用した、MET-SRシリーズを開発している(文献3)。

従来ラジアルタービンをもつ過給機は小型と決っていたが、MET-SRシリーズの最大過給機はD=660mmクラスである。

今後ラジアルタービンの良さを生かすことが可能になる。

また現在過給機効率としては足踏み状態であるが、要素技術の研究は着実に実施されているので市場の回復と共に再び進歩するものと考えられる。

文献

- 1) 辻村、内部流れの改良により排気ターボ過給機の性能向上、三菱重工技報 Vol. 23 No. 5 (1986)
- 2) D. BROWN, Modern Sulzer marine two-stroke crosshead diesel engines (Dec. 1986)
- 3) 今給黎ほか、大形ディーゼル機関用ラジアルタービン過給機MET-SRの開発、日本船用機関学会、第40回(昭和62年春季)学術講演会前刷

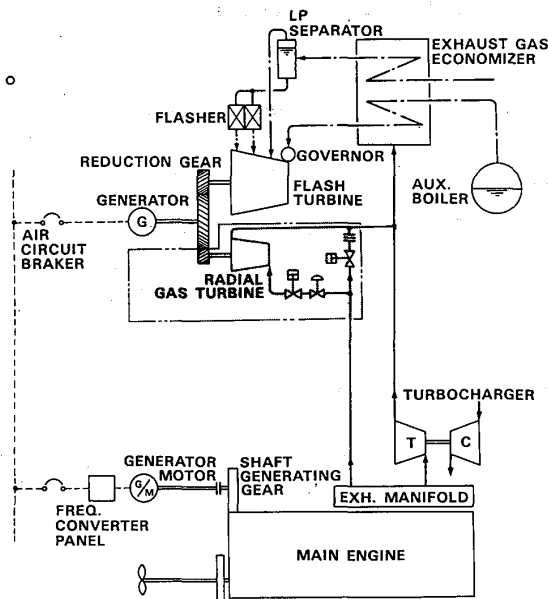


図6 三菱STGシステム

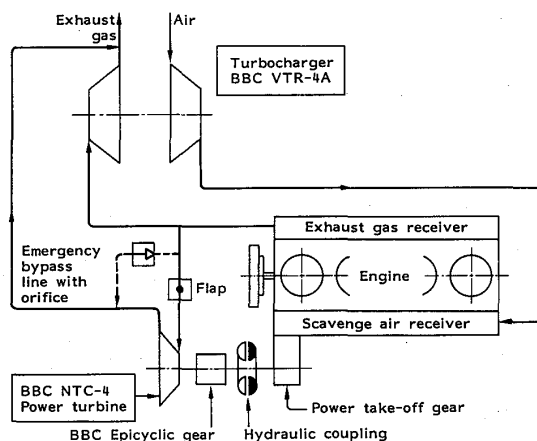


図7 Sulzer エフィシェンシーブスター

定置式、車両用中型過給機について

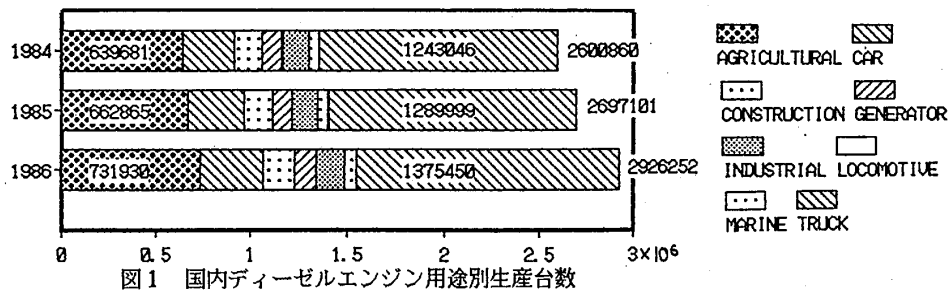
鶴小松製作所

山口 寛昌

1. 中型過給機の用途とニーズ

(1) 過給機の用途

中型過給機はディーゼルエンジンに使用されており、ディーゼルエンジンの用途、使われ方によって過給機へのニーズが異なってくる。図1に国内ディーゼルエンジンの用途と生産量をしめすが、中型過給機が使用されるサイズのエンジンの用途に限って見れば建設機械、発電機、産業機械、マリン、トラック用となり、台数的にはトラック用が最も多く、次いで建設機械用、産業機械用、発電機用となる。



(2) 過給機への要求

過給機の搭載されるエンジンはその用途、使用条件によって異なった使われ方をする。したがって過給機もエンジンの用途毎の機能を達成するために必要な性能と信頼性、耐久性を有する必要がある。表2に建設機械用エンジンに搭載される過給機の必要特性の例を示す。これらの用途毎の必要特性から過給機に与えられた課題として次のものが挙げられる。(表1)

表1 過給機に要求される課題

課題	達成の手段
①高い効率	流れ解析による最適化、摩擦損失低減(ボールベアリング等)、排気動圧利用
②広い作動範囲	バックワードインベアの採用
③低速での高い過給圧	排気動圧利用、可変化(ウェストゲート、可変ターボ)
④早い加速性	ターボ回転体小型化、軽量化、ヒラミッター

表2 建設機械用エンジンの使われかたと過給機への要求

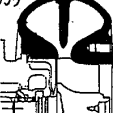
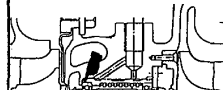
	作業の例	エンジンの使われ方	エンジンへの要求				過給機への要求
			低速トルク	加速性	高速燃費	全域燃費	
フォード	- フルートを下げ土砂を押す - 押し終わるとフルートを上げ、バックで戻る	- スロットル はほぼフル - 低速までフル回転で運転	◎	○	◎		- 低速での高い過給圧 - 広い作動域 - 高負荷域での高効率
ローショベル	- ブーム・アーム(腕部)を動かしてフルートで土砂を掘削 - 旋回してトラックに積み込む	- スロットル はフルが多い - エンジン回転速度は一定			◎		高速域での高効率
ホイールローダ	フルートを操作しながら前後進し、土砂を掘削、トラックに積み込む	- スロットル はアクセル操作で変化 - エンジン急加減速多い - 低速でもトルク 必要	◎	◎	○	◎	- 加速性 - 低速での高い過給圧 - 広い作動域

2. 中型過給機の動向

(1) 過給機の動向

ディーゼルエンジン用の中型過給機はトラック用を始め過給機の普及に伴い前述の課題に対し改良が加えられ革新が著しい。表3にその例をしめす。

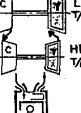
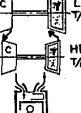
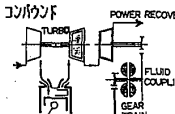
表3 中型過給機の動向

改良技術	ねらい	動向、特徴	適用例
フックードインバ 	- 広作動域 - 高効率	- 中型過給機用フックアップバルブとして広く採用されている。 - 流れ解析、応力解析の進歩により翼後縁のみを後退させたものから翼全体を滑らかな曲面で作るツリカババルブへ移行している。 - 応力的にはツリカバより厳しく高圧力比化には材料の改善が必要	トラック、建機 等各用途 (例:UBC1)
ニロタービン化ターボ 	エンジン排気動圧の有効利用	- エンジンの低速では排気動圧の利用による過給圧上昇の効果は大で低速トルクを要する建機用としては殆どに採用 - 効果を最大限発揮するには排気バルブ、バルブタイミングをエンジン作動条件に合わせて最適化する必要がある。	建機、トラック 等
可変ターボ 	エンジン低速での過給圧上昇	- 中型過給機用としては可変ノズル式タービンが用いられている。 - カリフォルニアに用いられている可変スクロール方式はディーゼルでは効果が少ないようである。 - 電子制御との組み合わせにより今後採用が増加するとみられる。	トラック (イヌ、ミビシ)
ミラミックスターボ 	過給機の慣性低減によるレスポンス向上	中型過給機用として各社で開発中であるが小型に比べ成形、焼成が困難でまた強度的にも高いものが要求され、採用時期は不明。	
ホールベアリングターボ 	エンジン低速での過給圧上昇	- 乗用車用としてIH1が開発完了。 - 中型用の負荷頻度で十分の信頼度のあるベアリング系の設計が課題	トラック用 開発中 (RHC7)

(2) 過給システムの動向

過給機の特性を生かし、またその弱点を克服するため前述の過給機本体の改良に加え、過給システムとしての改良もまた活発に行われている。その例を表4に示す。

表4 過給システムの動向

改良技術	ねらい	動向、特徴	適用例
慣性過給 	低速での過給圧のアシスト	- 空冷アフターとの組合わせで長い慣性過給管を用い低速での過給圧を補助、さらに管長を切り換え、高速・低速ともに最適化を図るシステムもあり。 - 吸気管内の共鳴現象を利用したコンパクトな共鳴過給も提唱されている	・トラック
二段過給 	高過給による出力増加	- 従来の一段の中型過給機では強度上、作動範囲上達成できなかった高圧力比を得てエンジンの平均有効圧力15~18kg/cmを達成 - 高過給のため低速トルク、加速性はやや劣るがさらに高過給化した時の弱点克服のためミドル過給方式も開発中である。	・発電機 ・ワイルドアイタンクトラック
ターボコンバインド 	排気エネルギー回収による燃費改善、出力向上	- 通常の中型ターボチャージャーを用いてもエンジン燃費率は約4~5%向上する。更に高効率のターボチャージャーを用いると5~7%向上の見込みあり。 - 燃費のみならずターボチャージャーのマッティングの関係で低速トルク、負荷追従性が向上する。	・開発中 (トラック、マシン)

3. 中型過給機の今後の課題

過給機付きディーゼルエンジンは無過給エンジンに比べ、品質、コストで多くの優れたものを持っているが、車両用としては低速トルク加速性に弱点がある。これらの点は過給機単体の改良とあいまって過給システム、吸排気システムとして今後改良が加えられていくものとする。また効率向上も着実に進展すると思われるがこれも過給システムとして全体で効率向上すべきものとする。

自動車用を中心とした

小型ターボ過給機について

日産自動車㈱ 西口文雄

1. はじめに

ターボ過給機を装着した乗用車は、1954年ごろアメリカで初めて実用化された。その後、小型化が進み2ℓガソリンエンジン用小型ターボ過給機が開発されて、1979年末に、わが国においてターボ過給機を装着した乗用車が実用化⁽¹⁾され、現在では、軽乗用車を含めあらゆる自動車用エンジンに装着されている。

1. ターボ乗用車の販売推移

わが国においては、ターボ車が実用化されて以来、ディーゼルターボ車、DOHCターボ車が次々と発売され、図-1に示した過去6年間のターボ車の販売推移でわかるように、1982年頃には月約2.5万台の市場に成長し、85年ごろからのDOHCターボ車の急成長によって、月約3万台の販売実績を上げるまでに成長した。この間乗用車の販売台数は、安定して推移しており、ターボ車の販売台数は実用化以来約7年の間に、乗用車の総販売台数の約15%を占めるに至っている。

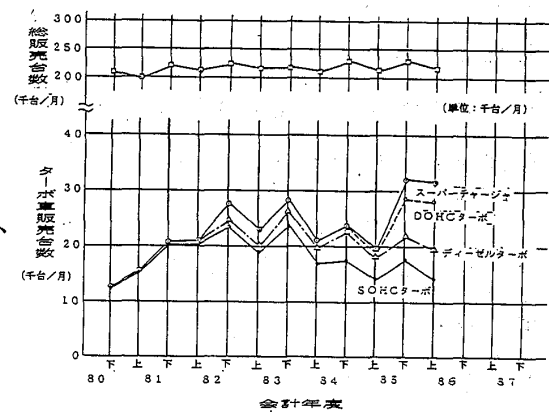


図1 乗用車販売推移(除く軽、コーチ)

このように広く採用されている小型ターボ過給機に対しては、

- (1) 加速レスポンスが良いこと (2) 高い信頼性を有すること

が要求されるが、ここでは、主に小型ターボ過給機のレスポンス向上に関する技術動向について述べる。

ターボ過給機装着車は、特に低速・低負荷域からの加速において、“ターボ・ラグ”があるとされている。このためターボ過給機の改良は、ここ数年、加速レスポンスの改良に集中しており、その成果は次々と発表され、実用化されている例も多い。

3. 加速レスポンスの向上

小型ターボ過給機は、遠心圧縮機(以下、コンプレッサ)と、ラジアルタービン(以下、タービン)とを、フルフローティング軸受で支持した構造が一般的であり、加速レスポンスの向上のためには、

- (1) 慣性モーメントの低減 (2) タービンノズル面積の減少

(3) 軸受の損失低減

(4) タービン、コンプレッサの効率向上

等が必要であり、これらの課題を克服するため、最近のターボ過給機にはさまざまな工夫がなされている。

3. 1 慣性モーメントの低減

ターボ過給機の慣性モーメント低減のためには、ターボ過給機回転体の慣性モーメントの70～80%を占めるタービンロータの慣性モーメント低減が最も効果的である。このため、

(1) タービンロータ翼枚数の低減⁽²⁾

(2) タービンロータ外径の減少⁽³⁾

(3) セラミックロータの適用⁽⁴⁾

等の努力がなされてきた。タービンの空力性能と、慣性モーメント低減の間にはトレードオフがあり、電算機を利用した空力設計技術および回転時の応力解析技術の進歩

によって、慣性モーメントを減少させつつ

タービン効率の維持・向上を図っている。図-2にセラミックタービンロータの応力解析例を示す。

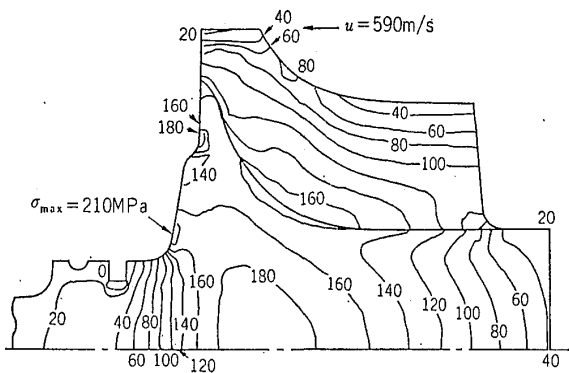


図2 セラミックロータの遠心応力解析

2. 2 タービンノズル面積の減少

ターボ過給機付きエンジンの高速高負荷域での燃費改善のため、可変容量型ターボ過給機が開発され、最初に大型トラック用として実用化された⁽⁵⁾。これは、タービンロータの入口環状通路部に複数のノズルバーンを配置したノズルリング式のものである。

乗用車用としては、高速燃費の改善もさることながら、ターボ過給機のレスポンス改善のため可変容量ターボ過給機が開発され、小型で安価なシングルフラップ式と⁽⁶⁾、ツインスクロール式の可変容量ターボ過給機が実用化されている⁽⁷⁾。

3. 3 軸受の損失低減

ターボ過給機の性能改善のために、軸受や軸シールの損失を低減することが重要な課題となっている。これらの軸損の低減は、ターボ過給機の総合効率を向上させるばかりでなく、加速時のレスポンスの向上にも寄与する。

ターボ過給機に一般に採用されているフルフローティング軸受は、高速回転に耐え、軸受損失も少なくターボ過給機の高速度・小型化のためには優れた特徴を持っている。しかし最近では、軸受損失のより一層の低減を狙って、ボールベアリングを軸受として採用したターボ過給機が開発がなされ、総合効率を5～20%向上させ(図-3)、加速レスポンスも10%向上させたとしている⁽⁸⁾。

3. 4 タービン、コンプレッサの効率向上

自動車用小型ターボ過給機のコンプレッサとタービンは、広い速度範囲において過度状態で使われる場合が多い。このため、広い流量範囲で作動することが要求され、レスポンスの向上のために、広い効率効率範囲が要求される。

小型ターボ過給機のコンプレッサは、広い流量範囲と広い効率範囲に対応するため、ベーンレスディフューザとバックワードインペラを組合わせた遠心圧縮機が採用されている。バックワードインペラのバックワード角は、当初、20～30度が用いられていたが、回転体の強度解析技術が進歩することによって、40度以上のバックワード角を持つ、インペラも採用されるようになった⁹⁾

タービンについては、3.1項で述べたので省略する。

4. 自動車用ターボ過給機の今後の動向

小型ターボ過給機は、特にガソリンエンジン用として最も重要とされた加速レスポンスの改善に関して急速に進歩し、2ℓガソリンエンジン用として実用化された当初のターボ過給機に比較して、セラミック材のタービンロータへの適用によって、慣性モーメントは約50%に低減し、コンプレッサやタービンの性能改良、ボールベアリングのターボ過給機への適用による軸受損失の低減、さらには可変容量ターボ過給機の開発によって加速レスポンスは大幅に向上した。またターボ過給機の総合効率も、これらの改良にともなって大幅に向上した。さらには、電子制御技術のターボ過給エンジンへの適用、ターボ過給システムの改良など、エンジンシステムとしての改良もなされ、最近の自動車用ターボエンジンの開発は、ターボ過給機のための改良に止まらず、システムとしての改良の時代に突入している。

これからのターボ過給機開発は、エアベアリングや磁気ベアリングの適用による軸受損失の低減、タービンやコンプレッサの性能改良によって一層の性能向上が期待される。また、現在までの開発が一分野のみの改良に限られていたのに対し、コストの低減やターボ過給エンジンの改良によって、相互に相乗効果を発揮する各改良技術の組合せによるターボ過給機の総合的な性能改良が中心となると予想され、ターボエンジンシステムの改良が一層盛んになるものと推定される。また、わが国において、着実に販売台数を伸ばしているディーゼルターボ車の開発に新たな進展が予想される。

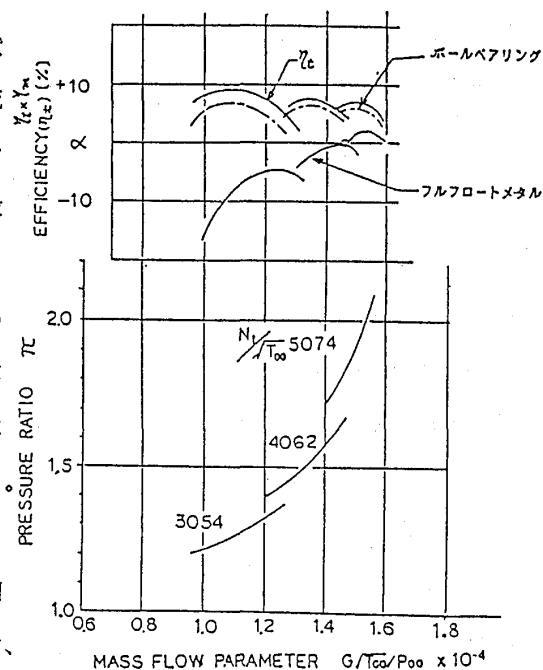


図3 ボールベアリングターボの単体性能試験結果

< 参考文献 >

- (1)渡部; ターボチャージャの歴史, ターボ機械 第10巻第7号(1982)
- (2)住, 西口; ターボチャージャロータの羽根枚数の減少に関する研究, 日産技報 第18号(1982)
- (3)Sakakida, Kurata, et al; Development of small, high specific speed radial inflow turbines for automotive turbochargers, IMechE C122/86 (1986)
- (4)Katayama, Watanabe, et al; Development of Nissan high response ceramic turbocharger rotor, SAE861128 (1986)
- (5)佐藤, 酒井, ほか; トラック・バス用バリエーブルジオメトリターボ過給機付エンジンの開発, 三菱重工技報 Vol.20, No.5 (1983)
- (6)住, 西口, ほか; 可変ノズル型ターボ過給機による加速レスポンスの向上, 第5回内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1985)
- (7)田所, 藤本, ほか; 新型サバンナRX-7用ロータリターボエンジン, 内燃機関 Vol.24, No.313 (1985)
- (8)池谷, 富田, ほか; 乗用車用ボールベアリング・ターボチャージャの開発, 自動車技術会学術講演会前刷り集 862 (1986)
- (9)西口; 自動車用排気ターボチャージャ, 内燃機関 Vol.25, No.320 (1986)