

*古田 昭紀 高橋 忠

(東芝エネルギー研)

石村 真文 相沢 協

片寄 成実 (東芝タービン工場)

1. まえがき

ガスタービンの出力を向上し、熱効率を改善する上、最も有効な方法は、タービン入口温度を上昇することである。このため冷却翼の研究が行われているが、弊社では昭和45年に高温ガスタービン試験設備を完成し、以後冷却翼の開発を進めてきた。本紙ではその一環としてタービン第1段冷却静翼の温度分布について実験を行い計算値と比較したので紹介したい。

2. 実験

2-1 実験装置

実験には前述の高温ガスタービン試験設備を使用した。本設備は電動機駆動の圧縮機を空気源とし、二回の燃焼器を持つ横置軸流タービンで、詳細は文献[1]を参照したい。タービンは2段落で、1.2段動静翼とも冷却翼を採用しているが、今回の実験では、第1段静翼に重点をおいて計測・解析を行った。

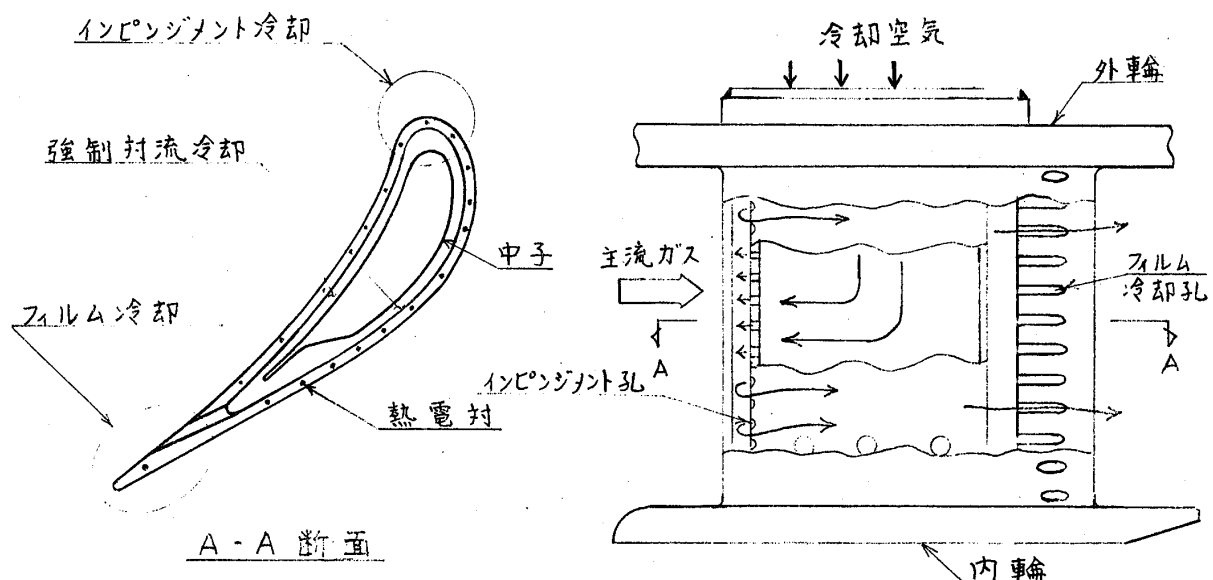


図1 第1段静翼の冷却方法

第1段静翼の冷却方法を図1に示す。冷却空気は外輪より静翼中子の内部に入り、前縁をインピンジメント冷却に、2冷却してから、背側と腹側を強制対流により冷却し、腹側の孔から主流へ出た後縁部をフィルム冷却により冷却する構造となる。2いる。

2-2 計測装置

静翼の温度は同一の静翼の平均径(PCD)上に、18本のクロマルアルメル熱電対をつけて計測した。(図1) この熱電対は試験終了後、電気炉に入れ、検定し所定の精度があることを確認した。主流ガスの状態量は供試静翼の近傍の上流側において全温測定用の熱電対と、ピトー管により求めた。冷却空気の温度と圧力は供試静翼の外輪部で計測した。冷却空気流量は供試静翼外輪部の圧力と腹側フィルム孔部の主流の静圧とを運転中に計測し、同じ方法で実験室で求めておいた圧力～流量の検定曲線と、温度と物性値を補正することにより求めた。

2-3 実験条件

実験は次の条件で行った。

主流ガス温度	980 °C
主流ガス圧力	2.3 bar
主流ガス流量	12 kg/s
冷却空気温度	230 °C
冷却空気圧力	2.5 bar
冷却空気流量	主流の 2.3 %

3 翼温度分布の計算

翼外面の断熱壁温と熱伝達率を求めるためには翼面の速度分布を知ることが必要である。速度分布の計算には Katsanis のプログラム [2] を使用した。図2に結果を示す。

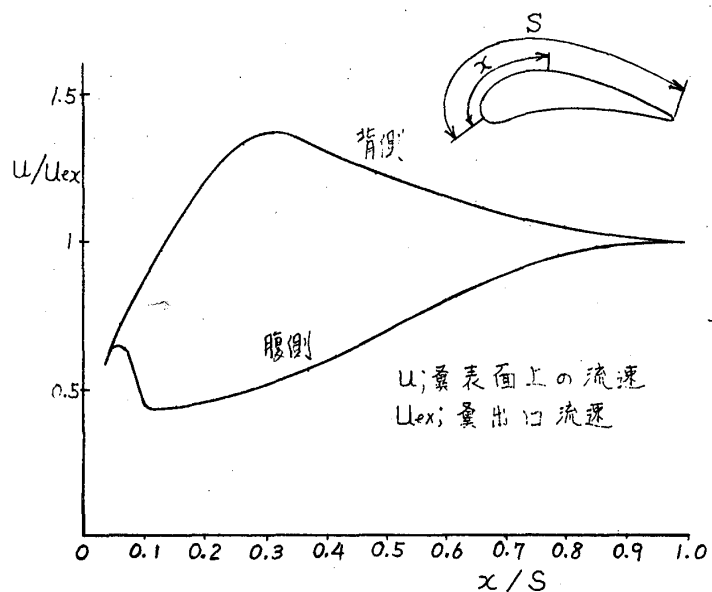


図2 翼まわり速度分布

3-1 断熱壁温

断熱壁温は次式で求められる。

$$\text{層流部分} \quad T_{\text{gad}} = T_g^* - (1 - \text{Pr}^{0.5}) \cdot \frac{u^2}{2C_p} \quad (1)$$

$$\text{乱流部分} \quad T_{\text{gad}} = T_g^* - (1 - \text{Pr}^{0.33}) \cdot \frac{u^2}{2C_p} \quad (2)$$

回復係数は層流と乱流とは殆んど変わらない。本計算では簡便のため、すべて(2)式の乱流の値を使用した。

3-2 翼外面の熱伝達率

前縁近傍

翼の前縁では円柱とみなす式を使った。

$$\text{Nud} = 1.14 \text{Red}^{0.5} \text{Pr}^{0.4} \quad (3)$$

層流部分

層流域の熱伝達率は、H. B. Squire の方法 [3] により計算した。

層流境界層で成立する運動量式とエネルギー式を y 方向に積分すると次式が得られる。

$$u_{\infty}^2 \frac{d\delta_2}{dx} + (2\delta_2 + \delta_1) u_{\infty} \frac{du_{\infty}}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho} \quad (4)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\infty} u(T - T_{\infty}) dy = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (5)$$

ここで $\eta = y/\delta$, $\eta_T = \eta/\delta_T$, $\Delta = \delta_T/\delta$ とし境界層内の速度と温度を次式で仮定する。

$$u = u_{\infty} (2\eta - 2\eta^3 + \eta^4) \quad (6)$$

$$T - T_{\infty} = (T_w - T_{\infty}) (1 - 2\eta_T + 2\eta_T^3 - \eta_T^4) \quad (7)$$

(6), (7) 式に (4), (5) 式を代入し、温度境界層厚 δ_T が求められる。局所ヌッセルト数 Nu_x の δ_T を使、2 次式で計算される。

$$Nu_x = \frac{q}{T_w - T_{\infty}} \frac{l}{\lambda} = 2 \cdot \frac{l}{\delta_T} \quad (8)$$

乱流境界層

乱流部分について境界層の運動量厚を求め Kármán のアナロジーにより熱伝達率を計算した。E. Truckenbrodt により乱流境界層の運動量厚は次式で与えられる。

$$\frac{\delta_2}{l} = \left(\frac{u_{\infty}}{u_0} \right)^{-3} \left\{ C_1^* + \left(\frac{0.074}{2} \cdot \frac{u_0 l}{\nu} \right)^{\frac{7}{6}} \int_{x_1/l}^{x/l} \left(\frac{u_{\infty}}{u_0} \right)^{\frac{10}{3}} d\left(\frac{x}{l} \right) \right\}^{\frac{6}{7}} \quad (9) \quad [3]$$

$$C_1^* = \left[\frac{1}{2} C_{f,l} \left\{ \int_0^{x/l} \left(\frac{u_{\infty}}{u_0} \right)^5 d\left(\frac{x}{l} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{7}{6}} \quad (10)$$

摩擦係数 C_f は, Squire と Young の式により次のように求められる。

$$C_f = \frac{0.0288}{\left[\log \left(4.075 \frac{u_{\infty} \delta_2}{\nu} \right) \right]^2} \quad (11)$$

von Kármán のアナロジーにより

ヌッセルト数は次式で得られる。

$$Nu_x = \frac{\frac{1}{2} C_f \cdot Pr \cdot Re_l}{1 + 5 \sqrt{\frac{C_f}{2}} \left[(Pr - 1) + \log \frac{1 + 5Pr}{6} \right]} \quad (12)$$

遷移判定

層流から乱流への遷移判定には Schlichting と Ulrich の計算による足限界レイノルズ数を使用した。図 3 に翼外面熱伝達率の計算値を示す。

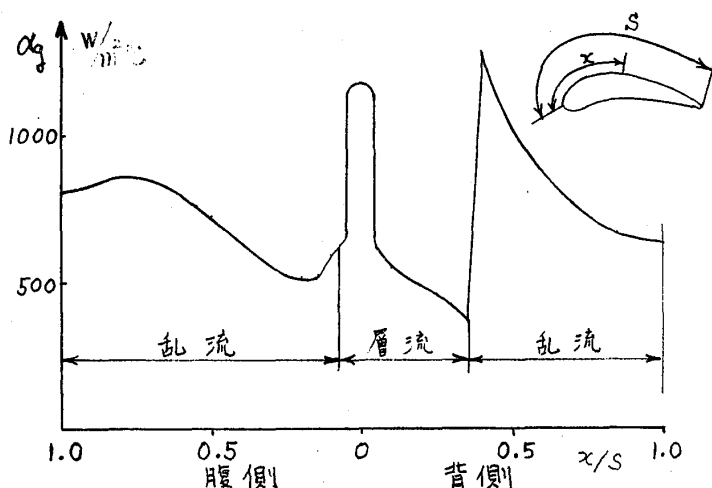


図 3 翼まわり熱伝達率(計算値)

3-3 翼内面の熱伝達率 [4]
インピーシメント部は次式によつた。

$$Nu_p = 0.36 Re_p^{0.62} \quad (13)$$

強制対流冷却部はコルバーンの式により計算し、表面粗度と表面からの凸起の影響を[5],[6]により補正した。

3-4 冷却空気の温度と圧力

冷却空気温度は次式で求められる。

$$dT_c^* = \frac{\alpha_g}{m c_p} \frac{T_{gad} - T_c^*}{1 + \frac{\alpha_g L_g}{\alpha_c L_c} + \frac{\alpha_g L_g}{\lambda_m / L_m}} L_g dx \quad (14)$$

冷却空気の同じく強制対流部における圧力損失は次式で得られる。

$$\frac{dp_c^*}{p_c^*} = -\frac{K}{2} M_c^2 \frac{dT_c^*}{T_c^*} - \frac{K}{2} M_c^2 \lambda_g \frac{dx}{D} \quad (15)$$

冷却空気の背側・腹側の流量配分は(15)式の圧損が、背腹について同一となるよう、計算機によつて繰返し計算を行い求めた。

3-5 翼面温度分布

以上によつて、ガス側熱伝達率、冷却空気側熱伝達率、冷却空気温度、主流ガス温度が求められる。熱伝導の式により温度分布が計算される。(二次元)

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (16)$$

$$\alpha(T_{gad} - T_w) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w \quad (17)$$

4 結果と考察

図4に実験と計算の比較を示す。全体に良く一致しているが、おぼろげに腹側での実験温度の方が計算温度より高い傾向がある。この結果は冷却翼の設計に反映させた。

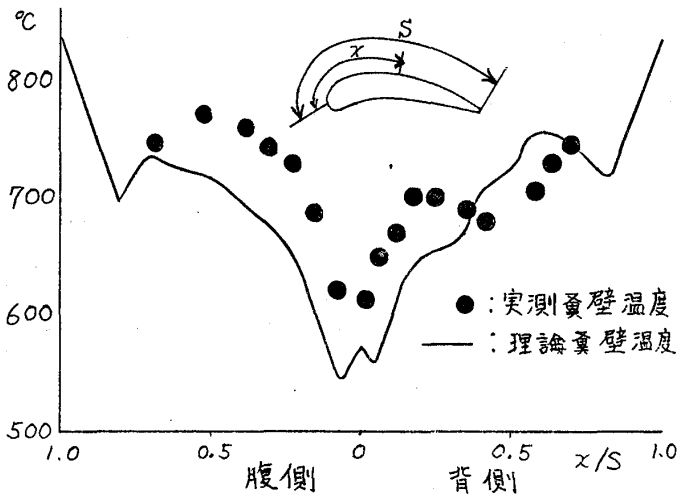


図4 冷却翼温度分布

参考文献

- [1] 佐藤光男他 冷却翼の温度分布
日本ガスタービン学会 第10回定期講演会論文集 1973-6
- [2] T. Katsanis, NASA TN D-5427
- [3] H. Schlichting, Boundary-Layer Theory
McGraw-Hill, 1968
- [4] F. Burggraf, ASME 72-GT-59
- [5] G. Theoditis, Heat Transfer and Flow-Friction
Characteristics of Nine Pin-Fin Surfaces ASME, Nov. '66
- [6] R.H. Norris, Some Simple Approximate Heat Transfer
Correlations for Turbulent Flow in Ducts with
Rough Surfaces ASME Dec. '70

記号

T: 温度 (g: ガス, gad: 断熱, w: 壁面, c: 冷却空気)
p: 圧力 (c: 冷却空気 *印は全圧, 全圧を示す)
m: 流量, u: 速度 (o: 上流, ∞: 一般流)
x, y: 座標系, z: 時間, L: 翼面展長, S: 翼面長
δ: 境界層厚, δ_i: 排気厚, δ₂: 流動厚, δ_T: 温度境界層厚
Nu: ヌセル数, λ_f: 摩擦係数 (円管) D: 水押通径
Re: レイノルズ数, ν: 動粘性係数, γ_f: 遷移点座標
Pr: プラントル数, C_f: 摩擦係数, K: 比熱比
q: 伝熱量, C_{fo}: 層流部摩擦係数, ρ: 密度
C_p: 比熱, L: 伝熱面長
λ: 熱伝達率, M: マッハ数

*小 幡 正 一 (石川島播磨重工, 技術研究所)

平 田 嘉 因 (石川島播磨重工, 技術研究所)

1. ま え が き

冷却翼を計画するに際して重要なファクタの一つに、ガスから翼表面への局所熱伝達率がある。通常翼表面の局所熱伝達率は、冷却翼の空力試験または流線解析法により翼表面の速度分布を求め、この速度分布を基に、翼前縁付近では円柱面に近似する方法、層流境界層域では Squire の理論による方法¹⁾、乱流境界層域では乱流平板または Wilson らの用いた理論による方法²⁾等を組合せ計算される。

本実験は、まず空力試験用後流可動壁付翼列風洞(図1)を製作し、あらかじめこの風洞の後流壁の2次元翼列性能におよぼす影響を確かめ、翼列性能を含む翼表面速度分布の測定試験および油煙法による遷移点の測定実験を行なった。さらにこれら結果の一部を使い、各部の寸法を2倍にした冷却翼用伝熱風洞(図3)を製作し、表面電気加熱翼を用い、壁温一定の条件の下に、翼周囲のガスから翼表面への局所熱伝達率分布を求め、上記理論計算結果と比較、検討した。

2. 実験装置と方法

2.1 翼表面速度分布測定および遷移点測定実験

(1) 翼列諸元

本実験に使用した翼は、冷却翼用に計画された50%反動翼で、後縁の厚みが1.8[mm]と普通の翼よりかなり厚い。翼弦長 l は39.73[mm]、翼長 L は90[mm]である。

表1に翼列の主要諸元を示す。

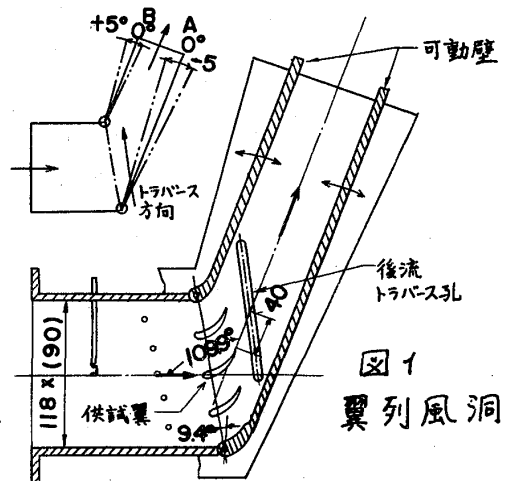
(2) 翼列風洞

高温風洞による2次元翼列伝熱実験を行なう場合、高温、高速気流の排気処理上、開放型2次元翼列風洞で実験を行なうことが困難になり、翼列後流に導管を設けることになる。

ここでは、この後流導管取付け角度が、翼表面速度分布を含む翼列性能に影響を与えることから図1に示すように、冷却翼伝熱試験用高温風洞に相似な、翼枚数5枚より成る後流可動壁付翼列風洞を製作した。図中 0° 位置は翼列の計画出口角

表 1 翼列諸元

翼 型		50% 反動翼
節 弦 比	b/l	0.744
取付角	δ	52.0°
流入角	α_1	9.4°
流出角	β_2	29.7°
アスペクト比	L/l	2.26

図1
翼列風洞

に合せてある。可動壁はこれを中心に、上下に $\pm 5^\circ$ 移動させてセットできるようになっている。

(3) 翼表面速度分布測定 (翼列試験)

2次元翼列試験の可能性を確かめるため、供試翼を含む1ピッチ間の翼列出口動圧分布の均一性が、2次元翼列として妥当なものであるという考えの下に、可動壁の取付角度を変え、翼列前、後流のトラバースを行ない、その最適位置を求めた。

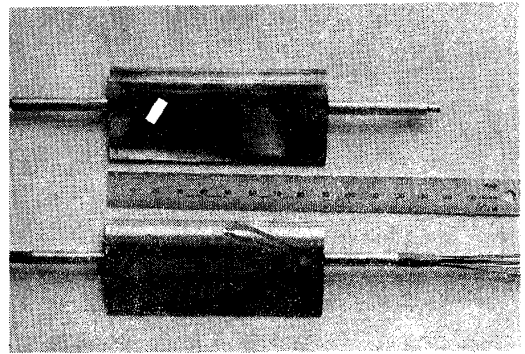


図2 静圧測定および遷移点測定供試翼

翼列性能は、可動壁を最適位置にセットし、翼列流入マッハ数 M_1 を $0.19 \sim 0.36$ の範囲で変化させ測定した。翼表面速度分布は、翼面に設けられた22個の静圧孔($0.2 \text{ mm} \phi$)により計測された静圧分布より計算した。図2に供試翼の写真を示す。

(4) 遷移点測定

翼表面をラップ仕上げした翼(図2)を用い、油煙法により、遷移点の測定を行った。油煙としては、アセチレン煙カーボンをスピンドル油に混入し、塗料状としたものを用いた。実験に先立ち、これを翼表面に薄く塗り付け、風洞中にセットする。空気源をあらかじめ運転しておき、風洞の前方のバルブを急に開き、十分露出した後翼を取出し、遷移点位置を観察して測定する。なお露出時間は流速によって異なり、3～5分であった。

2.2 翼表面熱伝達率分布測定実験

(1) 翼列諸元

翼列は空力性能試験用翼列の2倍寸法のものを用いた。従って翼後縁の厚みは 3.2 [mm] 、翼弦長は 79.46 [mm] 、翼長は 180 [mm] である。他の諸元は表1の通りである。

(2) 伝熱風洞

風洞は図3に示すごとく、翼列風洞寸法の2倍で、高温伝熱風洞として設計されたものを使用した。本風洞は2.1項の試験結果を基に設計されたもので、寸法を2倍にしたのは、供試モデル翼の加工上の問題からである。後流壁は固定型になっており、上下壁は、翼列流出角に対し、それぞれ $(+4^\circ)$ と $(+5^\circ)$ 傾けて設計されている。

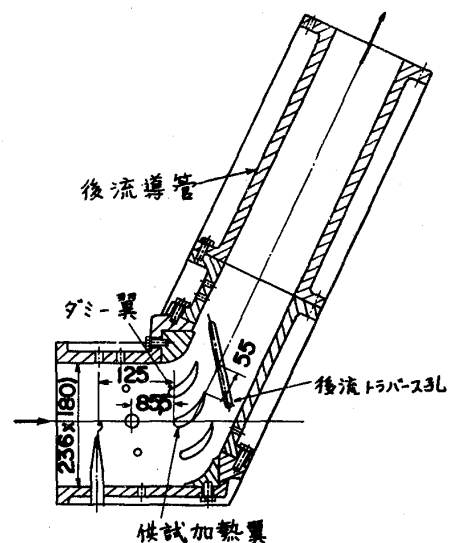


図3 伝熱風洞

でも、十分2次元翼列試験が可能であると考えられる。

3.2 翼表面速度分布

2次元翼列性能は、全圧損失係数、速度係数、流出角、翼表面圧力分布等を翼列出口マッハ数 M_2 に対して求めた。ここでは翼表面速度分布に注目しているので、その測定結果を流線解析結果と比較して図6に示す。 $M_2 \leq 0.6$ では、その分布に殆んど影響はみられず、 M_2 の増加により背面でわずかに高くなる傾向を示した。流線解析結果ともよい一致を示しているが、境界条件の決めにくい翼前縁近傍では、少々合わない結果を示している。しかしこの弱点を考慮すれば、流線解析結果は十分信頼できるものと思われる。

3.3 遷移点測定結果

翼表面上境界層の層流から乱流への遷移は、通常ある点で起るか、少なくともある微小領域で起ると考えられている。しかし実際に油煙法で測定観察してみると、図7の写真で示されるようにある領域となって現われる。その幅は、背面で $(0.15 \sim 0.2) \chi/l$ 、腹側で $0.1 \chi/l$ 程度であった。本実験では、目安として、この領域の開始点を遷移点とした。 $Re_2 = (0.9 \sim 6.3) \times 10^5$ の範囲で測定した結果を前縁からの距離に対してプロットしたのが図8である。このとき翼列流入速度に対する乱流レベルは約0.55%である。実験の性質上、測定遷移点はばらついているが、遷移点は Re_2 の増加により、背面では翼前縁側に近づき、腹面ではほとんど一定になる傾向を示している。

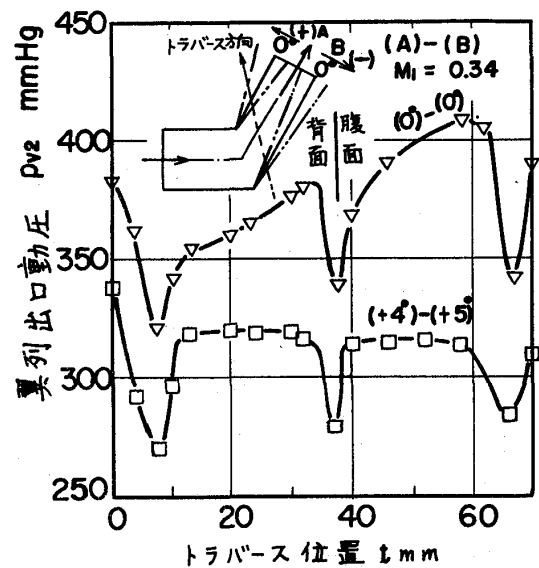


図5 後流可動壁変化による翼列出口動圧分布

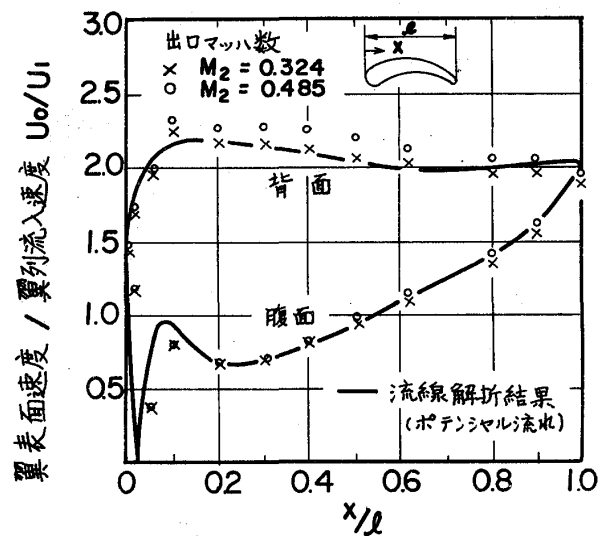


図6 翼面速度分布の比較

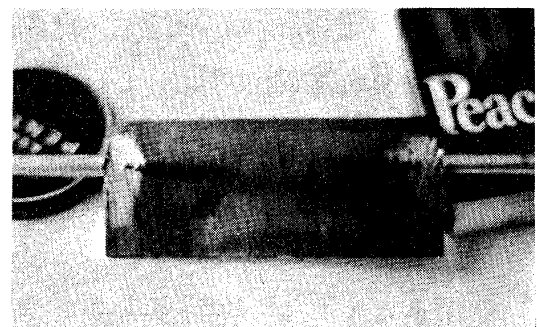


図7 油煙法による翼表面の流れ模様 (翼背面)

3.4 翼表面局所熱伝達率分布

(1) Re_z の影響

Re_z を変えた場合の翼表面熱伝達率分布 $\alpha = Nux / \sqrt{Re_z}$ をせき止め点から翼面に沿う距離に対してプロットしたのが図9である。 α の分布は、翼せき止め点で非常に高く、層流境界層の発達と共に急激に低下しつつ、途中遷移領域を経て乱流境界層に至り、再び上昇し、境界層の発達と共に減少していく様子がわかる。図中矢印は3.3項で求めた遷移点位置を表す。

せき止め点の α は、 Re_z の増加で高くなる傾向にあるが、層流境界層域ではあまり変化しない。遷移点を含む乱流境界層域は Re_z に強く影響され、 α は急激に変化している。翼腹側の遷移点は、3.3項の結果で明らかなように Re_z に対してあまり影響されず、 α の分布から判定される遷移点を、この点から始まる $0.1 x/l$ なる遷移領域と考えると、3.3項の結果とよく一致する。一方、翼背側の遷移点は、 Re_z にかなり影響されているが、遷移開始点が $0.2 x/l$ なる領域とみなせば、両者は比較的によく一致する。しかし α の分布から判定される遷移点は、油煙法の結果に比べ少々翼前縁側に移動している。これは供試加熱翼表面の粗度が、遷移点測定供試翼に比べ粗いため、この影響を受けたためと考えられる。

いずれにしても、遷移点は点と考えるよりもむしろ遷移開始点からある領域とみなす方が妥当なようである。

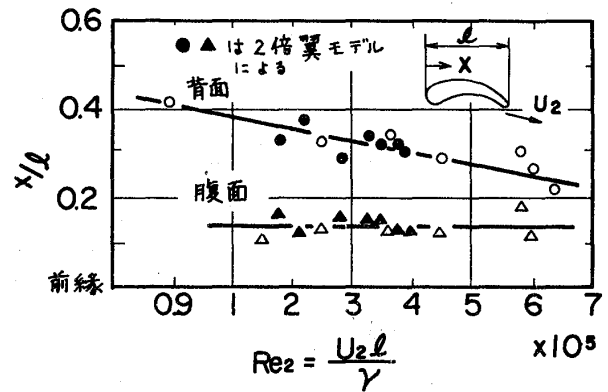


図8 油煙法による遷移点測定結果

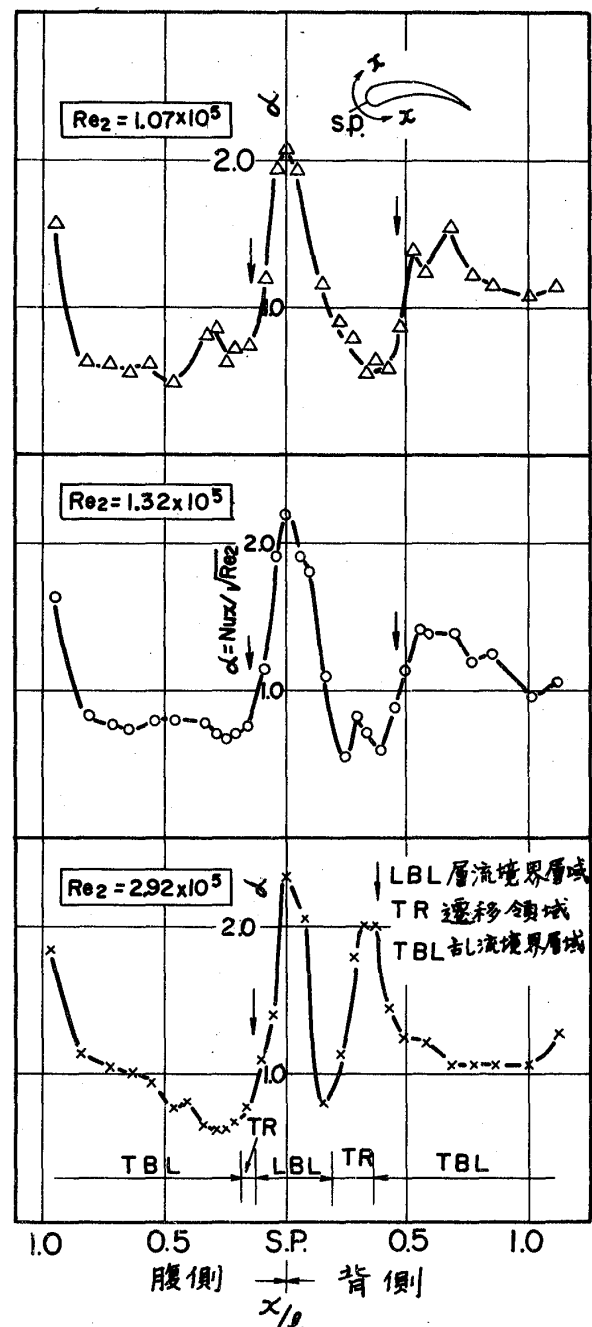


図9 翼表面局所熱伝達率分布の比較

(3) 供試加熱翼

供試加熱翼は熱伝導損失と加工精度を考慮して、ベークライト製の翼の表面に熱板を貼付けたものを使用した。熱電対位置は、あらかじめ熱伝達率分布を理論計算より求めておき、その変化の様子を調べ決められた。熱電対は翼長の間接点まで深さ0.5[mm]、幅0.3[mm]の溝をほり埋め込んだ。接点では、熱板と熱電対との絶縁を確保するため、雲母板を取付けた。

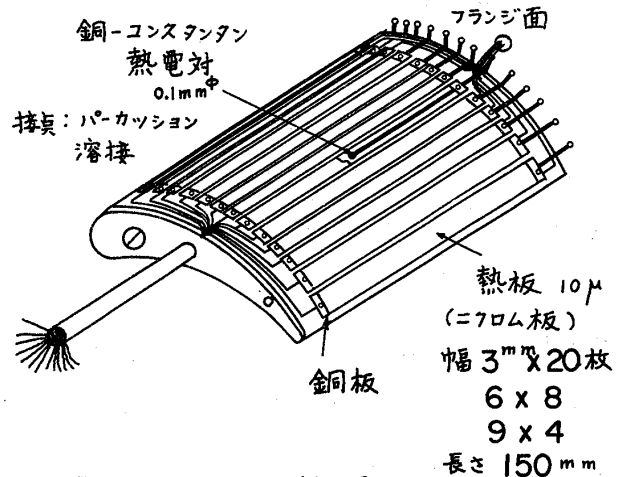


図4 供試加熱翼

次に熱板を所定の幅、長さに切っておき、その両端に導線を付けた銅板をハンダ付けし、熱電対の接点が幅の中心にくるように、翼面にエポキシ樹脂系接着剤で貼付けた。なお熱板と熱板との間隔は0.5[mm]とした。このようにして製作された供試加熱翼のスケッチを図4に示す。

(4) 翼表面局所熱伝達率分布測定

供試加熱翼を風洞にセットし電気配線をした後、空気源を運転し、入口流速を一定に保ち定常状態(約30分程度)を待つ。定常に達した後、非加熱壁温 T_{wcold} を測定する。次に壁温に注意しながら熱板に電圧をかけ、徐々に加熱し、壁温全体が一定になるように各熱板の電圧を調整する。壁温分布は、伝導の影響をできるだけ小さくするように、 $\pm 0.25[^\circ\text{C}]$ 以内におさえた。定常に達した後、熱板への供給電流と電圧、壁温、主流空気温度等の諸量を測定する。電氣的に加熱された熱量 q が、熱板表面より主流空気に持ち去られると仮定すれば、熱伝達率 h_x は、

$$q = A \cdot h_x (T_w - T_\infty) + q_{loss}, \quad q_{loss} = A \cdot h_x (T_{wcold} - T_\infty)$$

より計算される。ここに A は、熱板の幅にギャップ幅を加え、補正して出した面積である。実験範囲は $Re_z = U_z \cdot l / \nu = (1.07 \sim 2.92) \times 10^5$ で、このとき主流空気温度 $T_\infty = 74 \sim 95[^\circ\text{C}]$ 、壁温 $T_w = 86 \sim 97[^\circ\text{C}]$ 、熱板供給電圧 $= 0.9 \sim 3.25[\text{V}]$ 、および電流 $= 0.15 \sim 1.86[\text{A}]$ であった。

3. 実験結果と検討

3.1 翼列性能におよぼす後流壁の影響

図5は後流壁の位置を任意に選んで試験を行ない、その翼列出口動圧分布を調べた一例である。本試験では後流壁を $(+4^\circ)$ および $(+5^\circ)$ にセットすることにより、供試翼を含む1ピッチ間の動圧分布がほぼ一樣になり、後流導管の影響が最も小さくなった。このとき翼列入口断面の壁面における境界層の発達率は20%以下であり、流入動圧はほぼ一樣な状態にあった。従って後流壁を適当に調整すれば、枚数の少ない翼列

(2) 理論計算との比較

理論計算は1項で述べた方法により行なった。計算に使用した速度分布は、3.2項の実測値のうち、計画値に近い $M_2=0.485$ の場合を選んだ。遷移点は、3.3項の実測値と、通常よく使われる $dU_0/dx=0$ の2通りを用いた。遷移領域は、遷移開始点より翼腹側に対し $0.1x/l$ 、背側に対し $0.2x/l$ とした。理論計算値と実測値との比較を $Re_2=1.32 \times 10^5$ に対し図10に示した。せき止め点から層流境界層域は、円柱とSquireの理論を組合せた計算値とかなりよい一致を示している。乱流境界層域は遷移点の取り方に依存するが、上記条件に対し、一般乱流平板の式およびWilsonらの用いた方法と共に比較的よく一致した。

(3) 翼表面平均熱伝達率

翼表面平均熱伝達率は図9の結果を積分平均して求めた。これを同じ翼型を用いて別途行なった、冷却翼による伝熱試験から求められた実験式；

$$\bar{N}_{ug} = 0.0903 \cdot Re_g^{0.72} \cdot Pr^{1/3}$$

および、一例として、Ellerbrockらの実験式と比較して図11に示す。Ellerbrockの式より少々高い値(14%)を示したが、伝熱試験結果の式とはよく一致した。

4. むすび

冷却翼のガスから翼面への局所熱伝達率を、従来の理論的方法により求め、実験的に確かめたが、従来の方法はかなり信頼性があるものと思われる。しかし遷移点の決め方で、分布がかなり影響を受けるので、さらに各種翼型に対し検討を進めていく必要がある。終りに、本研究を御指導下さった早大理工学部の柴山信三教授ならびに実験に協力いただいた同研究室の方々にお礼を申し上げる。

5. 参考文献

- 1) Squire, H.B., R & M, No. 1986 (1942)
- 2) Wilson, D.G. et.al., PIME, Vol. 168 (1954)
- 3) Ellerbrock, H.H. et.al., NACA RME50 I40 (1950)

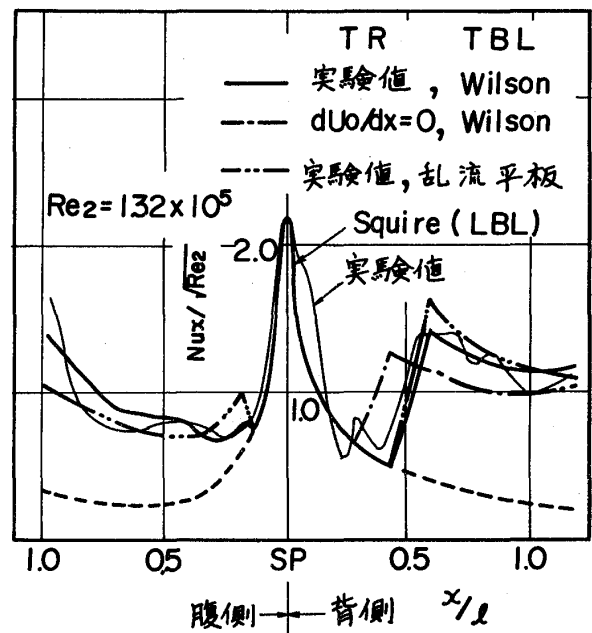


図10 理論計算値との比較

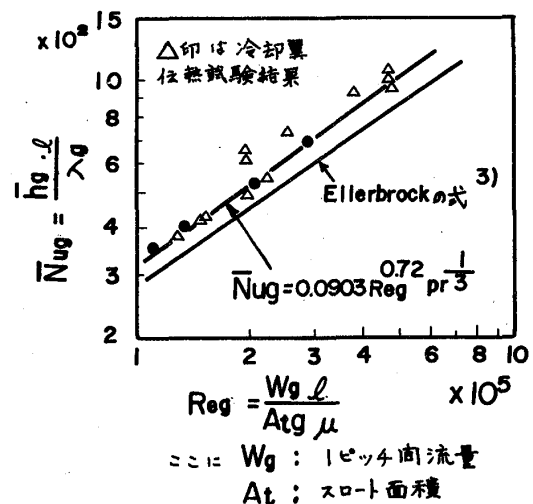


図11. 翼表面平均熱伝達率の比較

航技研における空冷タービン翼の研究と

実機回転試験機による実験について

*

能瀬弘幸 高原北雄 吉田豊明 山本孝正

坂田公夫 三村富嗣雄 井上重雄 臼井弘 (航技研)

§1. まえがき ガスタービンエンジンのタービン入口ガス温度の高温化を実現するために、超耐熱合金の開発や高温部材の冷却の研究が先進工業諸国で行なわれ、特に空冷タービンが航空用エンジンに実用化されて以来タービン入口ガス温度の年向上昇のペースは、それ以前にくらべて約2倍近い。航空宇宙技術研究所では、タービン翼等の高温部材を空冷化する事により航空用ガスタービンエンジンのタービン入口ガス温度を高温化するため、種々の実験、解析を進めているが、本報ではその中実機大のタービン回転試験機による研究について報告する。

§2. 実機大タービン回転試験機 試験は高温試験機と空力試験機とをもちいて、それぞれの試験装置により行なった。高温試験機は、アニュウ型燃焼器と1段軸流空冷タービンから成り、3種の試験機に数種のノズル翼と動翼を順次使用して高温ガスによる実験を行なった。空力試験機は、非加熱圧縮空気による空力性能試験を目的とした1段軸流タービンで、冷却空気のない状態で実験を行なった。

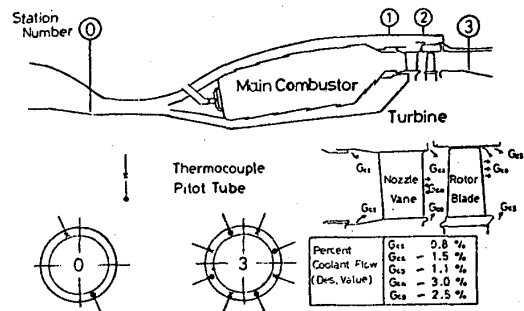


図1 高温試験機(NHT-312)の断面図

。なみこの試験機には燃焼器は組み込まれていない。図1は高温試験機(NHT-312)の断面図で、測定断面と冷却空気等の計画流量配分も共に示す。

§3. 試験の目的と概要 実験の主目的は、(A)空力的、熱力学的タービン性能、(B)空冷翼の冷却効率、(C)冷却空気のタービン性能に及ぼす影響、(D)高温部材構造の作動状況等を把握する事にある。これ等の目的に対して、試験用タービンと実機エンジンのタービンとの間には、(a)幾何学的形状の相似、(b)流体力学的相似、(c)気体力学的相似および(d)熱的相似が、主流(ガス)側と冷却空気側との両者に成り立たなければならぬ。高温試験機による実験では、流れの圧力レベルの相異を除いては上記の相似条件をほぼ満足していると考えられる。

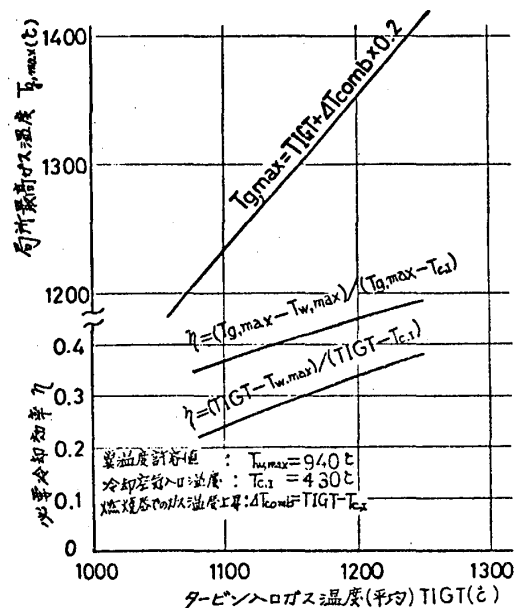


図2 初段タービンノズル翼の必要冷却効率(計算例)

§4. 初段タービン翼の空冷化について

の考察 エンジンの燃焼器出口（即ち初段タービン入口）ガス温度は、半径方向および円周方向に、燃焼器での平均ガス温度上昇の10～20%程度の非一様性があり、初段タービン翼（特にノズル翼）はこれに対処しなければならぬ。例えば図2のように平均ガス温度(TIGT)1200℃を達成するためには、局所最高ガス温度($T_{g,max}$)は約1350℃に達するので、翼材温

度を940℃以下に与えるには、冷却空気入口温度($T_{c,i}$)430℃の場合、平均ガス温度に対する空冷翼の冷却効率 η は約0.34(局所最高ガス温度を基準とすれば $\eta=0.45$)以上でなければならぬ。ノズル翼等によく用いられる薄肉中空構造の内部対流冷却を最も単純な肉厚方向の一次元熱流モデルで近似し、冷却効率を計算すると図3に示す結果を得る。通常の対流冷却翼では、ビオー数 $Bi \leq 0.2$ 、 $\phi (= \frac{h_c A_c}{h_g A_g}) \leq 1.0$ 程度であり、翼面(ガス側)局所冷却効率 $\eta_{w,g,l}$ は最高0.5程度である。冷却空気の温度上昇を考慮すると冷却空気入口温度を基準とした冷却効率 $\eta_{w,g}$ はさらに低くなる。従ってタービン入口ガス温度の一層の上昇のためには、冷却側熱伝達率 h_c の増大(インピンジ冷却、冷却通路フィン、冷却空気側 Re 数の増大等)と冷却側面積 A_c の増加(フィン等)により ϕ を増大すると共に、特に冷却を必要とする部位の冷却空気温度が十分低くなるように冷却空気通路を決定する事が重要であり、さらに必要に応じてフィルム冷却を適用する事が望ましい。後に述べる回転試験用空冷タービン初段ノズル翼は、上記のような理由と、二次元翼列試験を始め、多くの基礎研究に基づいて改良を加えてきた。動翼では回転による主流との相対運動によって、ガス相対全温がノズル翼の場合にくらべてやや低下する。図4に示す例では、タービン入口ガス温度(平均)1200℃の場合、動翼相対ガス全温(局所最高)は約1280℃であり、ノズル翼に対する局所最高ガス全温1350℃に比べ約70℃低下する。しかし動翼は遠心力等の極めて高い応力に耐える事が必要である。動翼のクリープ寿命は、翼の温度(冷却効率)と強い相関があり、図4に示す計算例(スパン方向対流冷却翼)では冷却効率を0.1増加する事により、同

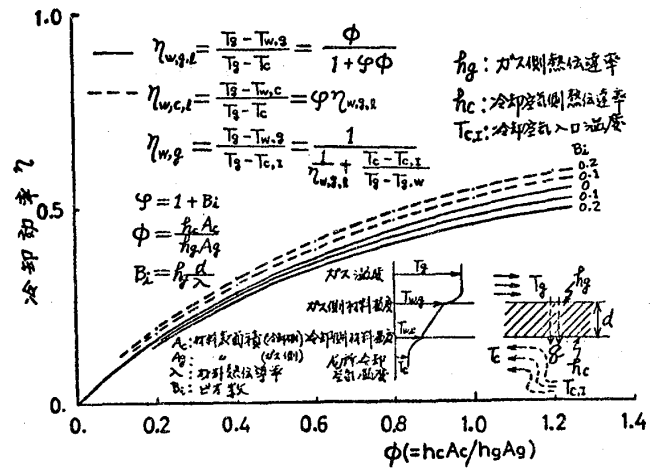


図3 対流冷却(一次元熱流)の冷却効率

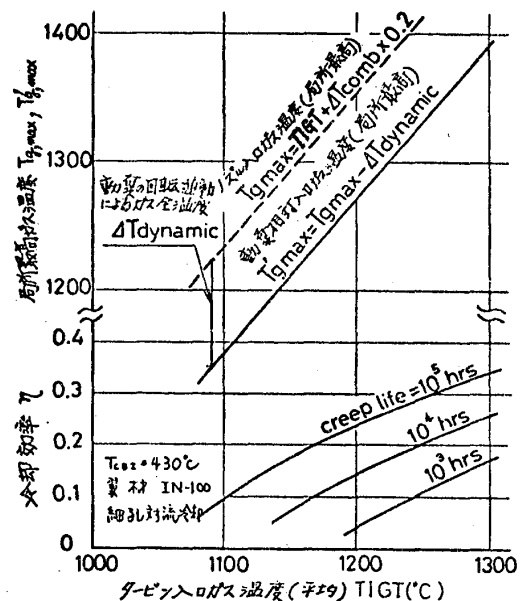


図4 タービン動翼の冷却効率と寿命(計算例)

じTIGTでは寿命が約10倍に延びる事を示している。動翼の冷却方式としては、回転体である事や翼の断面形状、大きさ等の面で、ノズル翼の場合に比べて多くの制限を受ける。最も単純な冷却方式として動翼に用いられるスパン方向細孔による対流冷却翼(表1のR22等)の場合、達成し得る翼の平均冷却効率($\beta=2.5\%$ の時)の計算例を図5に示す。細孔は放電加工や電解加工によつてあけられるが、技術的に可能な孔の真径および深さには限度がある上、冷却空気に含まれる埃の目詰まり等を考慮すると孔径を十分小さくする事は出来なため、この冷却方式により達成出来る冷却効率は0.3程度と考えられる。このためタービン入口ガス温度をさらに高めるためには特にガス側熱伝達率(h_g)の高い翼の前縁および後縁部で、インピンジ冷却やフィルム冷却の採用が必要となる。以上航空用ガスタービンエンジンの高圧タービン初段翼に関して、冷却の立場から簡単な考察を行なったが、実用上はこの他、erosion, corrosion, 熱応力、冷却空気によるタービン性能への影響等、多くの検討を必要とする事は言う迄もない。

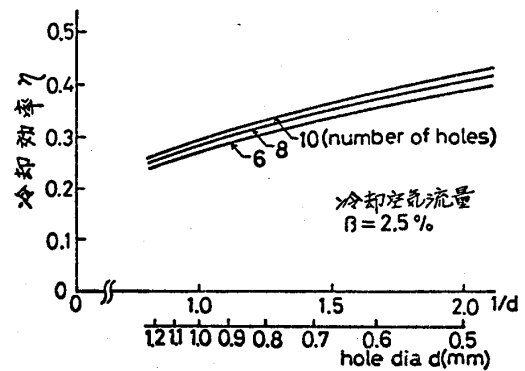


図5 細孔による対流冷却翼の冷却効率と孔径

§5. 航技研に於ける実機大回転試験用空冷タービン翼の研究 表1は高温試験に使用または実験計画中の主な空冷翼の断面(平均径)と主な特徴を示したものである。N-11はリフトエンジンJR-100のタービンノズル翼空冷化のための試験翼であり、これを除いて全て、ターボファンエンジンの高圧タービン初段用ノズル翼および動翼で、翼部高さ(スパン)はどれも約32mmの小さな翼である。ノズル翼の製作方法は、板金製シエルおよびインサートから成るノズルセグメント(N-11, -21)から精密鋳造製シエルおよび板金製インサートから成る翼(N-22, 31, -23, 32)に改善され、更

略称	翼断面(平均径)	主要冷却方式	製法	基盤
N-11	Cm=50mm	釘式(スパン方向) 吹出し(後面後縁)	板金	AMS-5540
N-21	Cm=32mm	インピンジ(前縁) 釘式(コード方向) 吹出し(後縁)	板金	U500
N-22	Cm=32mm	全上	精鋳 (シエル)	X40
N-31	Cm=32mm	全上	板金 (インサート)	
N-23	Cm=32mm	インピンジ 釘式(コード方向) フィルム(前縁, 後面後縁) 吹出し(後縁)	全上	X40
N-32	Cm=32mm	釘式 インピンジ フィルム(前縁, 後面後縁) 吹出し(後縁)	精鋳	X40
R-22	Cm=19mm	釘式(スパン方向) 吹出し(後縁)	精鋳	IN-100 Rm82
R-32	Cm=19mm	釘式 インピンジ フィルム(前縁) 吹出し(後縁)	全上	IN-100
R-31	Cm=19mm	釘式 インピンジ フィルム(前縁) 吹出し(後縁)	全上	IN-100

Cm: 平均径における翼弦長

表1 高温試験用空冷翼

なものである。N-11はリフトエンジンJR-100のタービンノズル翼空冷化のための試験翼であり、これを除いて全て、ターボファンエンジンの高圧タービン初段用ノズル翼および動翼で、翼部高さ(スパン)はどれも約32mmの小さな翼である。ノズル翼の製作方法は、板金製シエルおよびインサートから成るノズルセグメント(N-11, -21)から精密鋳造製シエルおよび板金製インサートから成る翼(N-22, 31, -23, 32)に改善され、更

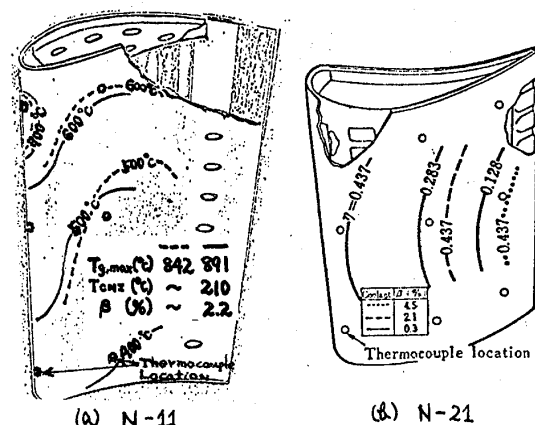


図6 板金製タービンノズル翼の面温度(冷却効率)

に精密鋳造技術の進歩を背景にして、ユニークな単一構造ノズル翼(N-33)の製作を行なった。図6-aはスパン方向対流冷却を主としたN-11のシエル温度分布測定例である。翼の内径側から供給される冷却空気の温度上昇と主流ガス温度分布の影響でTip側が、更にかス側熱伝達率が入ったため翼前縁部がそれぞれ冷却不足を生じた。これ等々点を改善するためN-21,-22,-31では前縁インピンジ冷却とコード方向対流冷却とを採用し、スパン方向温度分布の均一化が計られた。図6-bは、N-21シエルの冷却効率測定例である。N-22,-31はN-21とほぼ同一の冷却構造であるが、精密鋳造製シエルの採用によりノズルセグメントの交換が容易になった他、製作精度の向上と耐久性の向上が計られた。尚N-31では、翼前縁部の他に背側および腹側でもシエル内面をインピンジ冷却している。図7は、ノズル翼N-31,-32および動翼R-22,-32,-31の冷却効率測定例で、主流レイノルズ数、温度比、冷却空気流量の影響等を示したものである。翼面温度測定には、シース外径0.65mmφ(ノズル翼用)および0.5mmφ(動翼用)のC-A熱電対を用いた。尚動翼の温度は、銀-銀ガラスの接触子を持つスリッパリングを介して測定した。冷却効率 η_N (ノズル翼)および η_B (動翼)はそれぞれ次の定義による。 $\eta_N = (T_g - T_{w,N}) / (T_g - T_{c,NI})$, $\eta_B = (T_g' - T_{w,B}) / (T_g' - T_{c,BI})$ 〔但し、 T_g, T_g' はそれぞれノズル入口および動翼入口(相対)ガス平均温度、 $T_{w,N}, T_{w,B}$ はそれぞれノズル翼および動翼温度の測定値、 $T_{c,NI}, T_{c,BI}$ はそれぞれノズル翼および動翼冷却空気入口温度である。〕細孔による対流冷却方式の動翼R-22,-32は、冷却空気流量 $\beta = 2.5\%$ (計画値)で約0.25の冷却効率であったが、その後の精密鋳造技術の向上や二次元翼列実験等の結果、ノズル翼N-33と同様な冷却構造を動翼にも適用することが可能となり、R-31の実用化に成功した。冷却効率は図7-dに示すように大巾に改善されると共に、翼の重量軽減や非定常作動時の熱応力軽減対策等が可能となった。

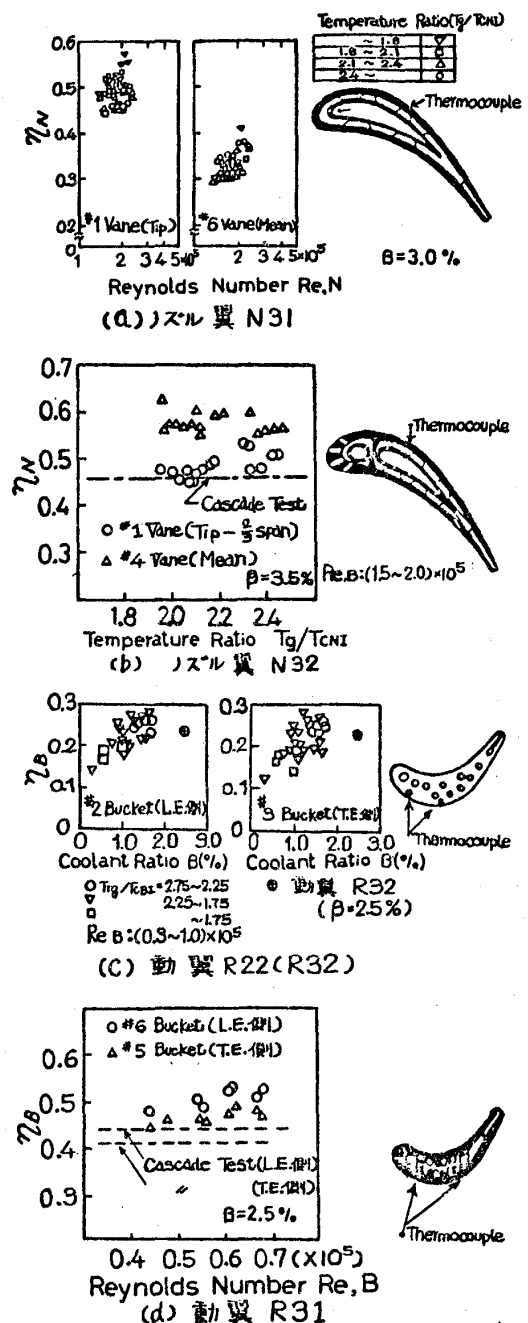


図7. 精密鋳造製空冷翼の冷却効率

3.6. 空冷タービンの空力性能試験

タービンの空冷化によるタービン入口温度の高温化は、エンジン推力の増加や燃効率の向上等のメリットをもたらすが、他方では冷却するために数々のデメリットを生ずる可能性がある。先ずエンジンのサイクル効率向上の観点から、冷却に

要する空気流量を出来るだけ少なくしなければならぬが、そのために冷却を必要とするタービンの段数および段当りの翼枚数を最小限に抑える事が要求される。これは (a) 段当りの Loading の増大と、(b) Solidity の減少に対応する。また翼の冷却の立場から (c) 翼前縁、後縁を始め、翼の厚みの増加と捩りの少ない翼の採用が好ましい。厚翼の採用により翼面局所クリティカルマッハ数 M_{cr} は低下し、Loading 増加の要求と相俟って、(d) 転向角の大きい速度三角形が選定される。これ等はいずれもタービンの空力性能を低下させる可能性のある要因である。空冷タービンの採用に当たっては、上記の要因によるタービンの空力性能上のデメリットと、タービン入口ガス温度上昇によるメリットとを考慮して総合的に判断しなければならぬが、現在のところ個々の因子による影響の定量的評価は十分ではない。以下に述べるタービンは、

上記の空冷タービンとしての要求事項を或る程度満足するように設計されたターボファンエンジン用の高压タービンで、その空力試験機 NHT-312C は、表1の N-31 および R-32 相当の翼を初段翼に用いた2段タービンである。表2に平均径に於ける翼および翼列の主な仕様を示す。図8の速度三角形(平均径)に示すように、初段ノズル流出角は 72.0° 、動翼転向角は 98.7° で、Loading Factor ($4H/p$) は約1.5である。実験は非加熱圧縮空気を作動流体として用い、冷却空気を流さぬ状態で空力性能を調べた後、その結果を基に冷却空気による性能変化を計算により

推定した。図9に全体性能(実験値)のマップを示す。実験範囲での最高効率は87.5%、設計点(回転数および膨張比)での効率は84.2%で、ほぼ所期の性能を得る事が出来た。表3は冷却空気によるタービン流路での流量特性の変化を考慮して冷却時のタービン性能の推定を行なった結果である。

Item	1st Stage		2nd Stage	
	Nozzle Vane	Rotor Blade	Nozzle Vane	Rotor Blade
Number of Blades	66	114	70	106
Mean Diameter (cm)	48.5	48.5	49.7	50.4
Chord Length (cm)	3.18	1.91	3.23	2.26
Pitch (cm)	2.31	1.34	2.21	1.49
Opening (cm)	0.74	0.56	0.84	0.73
Solidity	1.38	1.43	1.46	1.52
Leading Edge Thickness (cm)	0.41	0.20	0.24	0.08
Trailing Edge Thickness (cm)	0.10	0.10	0.05	0.06
Blade Inlet Angle (degree)	9.8	34.8	27.7	33.2
Stagger Angle (degree)	47.5	31.8	40.0	27.0

(at the Mean Diameter)

表2. 二段タービン(NHT-312C)用翼の諸元

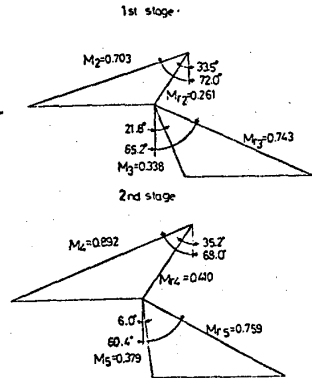


図8 二段タービン(NHT-312C)の速度三角形

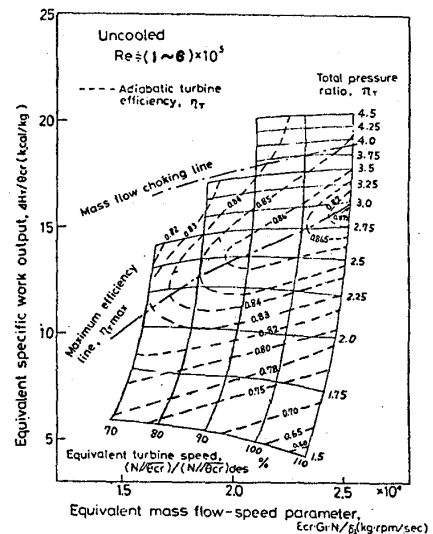


図9. 二段タービン(NHT-312C)の全体性能(非冷却時)

Item	Experiment (Uncooled)	Predicted (Cooled)	Design (Cooled)
Overall Adiabatic Efficiency *	0.842	0.837	0.860 (0.852)
Turbine Inlet Gas Flow **	1.093	1.052	1.000
Turbine Torque **	1.018	1.023	1.000
Stage Work Split (1st Stage/2nd Stage)	0.48/0.52	0.46/0.54	0.49/0.51
Stage Pressure Ratio (1st Stage/2nd Stage)	1.96/2.31	1.91/2.37	2.02/2.24

$$* \eta = (\text{Work Output}) / (C_p T_1 G_1 + C_p T_2 G_2) / \{1 - (1/\pi_t)\}$$

** 設計値に対する比

表3. 冷却空気によるタービン性能の変化(計算値)

なをこの推定には主流と冷却空気との混合損失は含んでいない。

§7. 空冷タービンの高温試験

前述した回転試験用空冷翼はそれぞれサイズ、構造を実機相当に製作し、高温試験機に組み込んで、実機エンジンの想定作動線に合せて高

温試験等を行なっている。以下ノズル翼 N-31 と動翼 R-32 とを組み合せによる高温試験機 NHT-312

の試験結果を一例として示す。このタービンは §6 で述べた空力試験機 NHT-312C の初段タービンに相当し、空冷翼とその他の高温部材の冷却空気および漏れ空気の流量配分（設計表に於ける計画値）は図1に示す通りである。この実験での作動流体（主流）温度は、タービンノズル入口で 100℃ から 1,100℃ の広い範囲に及びたため、主流レイノルズ数による効率の補正が必要である。ほとんどの設計膨張比に近い作動点のタービン効率は、図10のように Moody の実験式

と良く一致を示した。[この η_0 は、動翼レイノルズ数が Re_B の時の効率、 η_m は $Re_B = 2 \times 10^5$ に換算したタービン効率である。] 図11は上の実験式で $Re_B = 2 \times 10^5$ に換算した高温タービンの効率で、動翼入口断面より上流で主流と混合した冷却空気等は全く作動流体の一部として見做っている。図12は §6 の二段タービンの、初段のタービン効率（冷却空気なし）である。

冷却空気等の主流への混入によってタービンの流量特性が変化するため、この両者の設計点（回転数および膨張比）に於ける効率を対応させるのは必ずしも妥当ではないと思われるので、ここでは両者の最高効率（NHT-312 の 83.5%、NHT-312C 初段の 91.8%）を比較すると、約 8.3% の効率差がある。この中、図13に示す動翼冷却空気のポンプ仕事約 2% に起因するもの（約 1.6% の効率低下に相当）を差し引けば、残り約 6.7% の効率差は主にノズル翼およびその周辺の冷却（漏れ）空気約 5.3% に起因するものと考えられる。

§8. あとがき： 航研に於ける空冷タービンの回転試験機による研究の一部を報告した。空冷翼および試験機の製作にあたっては、石川島播磨重工業 KK、および小松ハイツ K.K. の関係各位から多大の協力を頂いた事に感謝します。本研究にあたっては、当研究所原動機部、松部長、島崎室長始め多くの方々の指導と協力を頂いた。

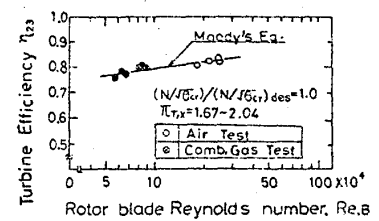


図10. タービン効率と主流Re数の関係

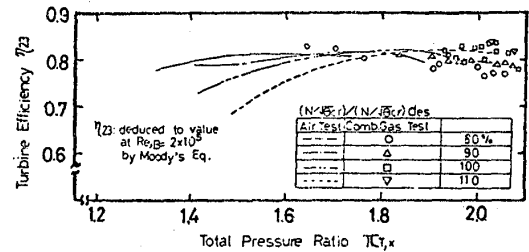


図11. 高温タービン(NHT-312)のタービン効率(冷却時)

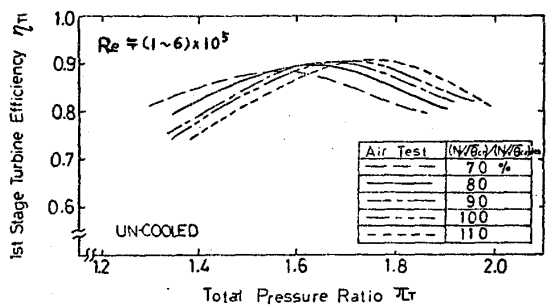


図12. 二段タービンNHT-312Cの初段タービン効率(非冷却)

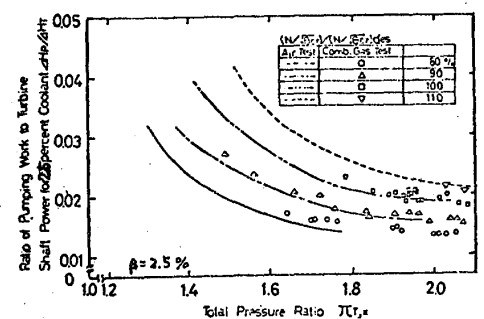


図13. 動翼冷却空気によるポンプ仕事 (NHT-312) (実験値)

日 浦 治 也 (三菱重工業高砂製作所)

* 塚 越 敬 三 (同 上)

萬 代 重 実 (三菱重工業高砂研究所)

五 良 哲 雄 (同 上)

1. ま え が き

近年ガスタービンは国内外を問わず発電用あるいは機械駆動用の分野で広く使用されるようになってきたが、これはタービン入口ガス温度の上昇に伴うガスタービンの大出力化、高効率化に負うところが大きい。従来からタービン入口ガス温度は、タービン高温部に使用する耐熱超合金の開発とあいまって漸次高温化の道をたどってきたが、最近特にタービン翼に種々の形式の強制空冷翼が使用されるようになり、タービン入口ガス温度は急ピッチで高められる傾向にある。しかし、冷却空気量の増大はガスタービンの全体性能を著しく低下させるため、空冷翼はできるだけ少ない空気量でかつ有効に翼温度を下げるように設計することが必要である。

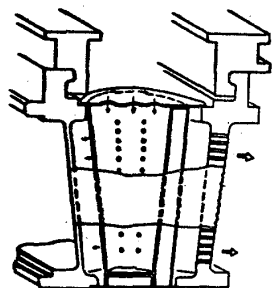
当社はすでに種々の形状の空冷翼をガスタービンに実用してきているが、さらに一層の性能向上を図るため、現在製作中のものを含め今後のガスタービンに対して、より高性能な空冷翼を実現すべく鋭意開発作業を進めている。このような開発作業の一環として当社では、ガスタービン空冷翼専用の翼温度分布計算プログラムを完成し、あわせて実験によって種々の冷却方式のモデル翼に対し温度分布を計測し、計算値との比較検討を行った。その結果、計算値は実測値に極めてよく一致し、本プログラムの有用性が立証され、今後の空冷翼の開発にも大いに役立つものと思われる。

本論文は、この計算プログラムの概要および実験結果と計算値との比較について述べたものである。

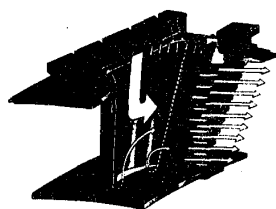
2. 当社のガスタービン空冷翼

当社は、現在、MW-251シリーズ、MW-501シリーズのガスタービンに空冷翼を採用しており、タービン入口ガス温度を 1070°C まで高めている。図1(a)~(c)は、当社で使用している空冷翼の形状と冷却機構を表したものである。図1(a)は、MW-501の第1段および第2段静翼に使用している空冷翼であり、中空翼内部にインサートを使用し、後縁部に吹き出し穴を明けている。冷却空気は翼内面とインサートのすきまに衝突流として噴出し、翼内部全域をインピンジメント冷却したのち、後縁部を吹き出し冷却し、主流ガス中へ放出される。図1(b)は、MW-251の第1段静翼の空冷翼であり、中空翼の薄い翼内部に翼高さ方向に多数の細孔が、後縁部に吹き出し穴があいてい

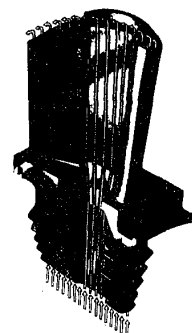
る。冷却空気はこの細孔を通過する際に翼内部を冷却するとともに、他方、翼の中空部にも冷却空気を供給して中空翼内面を冷却し翼後縁部を冷却する。図1(c)は、MW-251, 501の第1段動翼の空冷翼であり、翼内部に高さ方向に多数の細孔が空いており、冷却空気はこの穴をハブからチップへ向かって流れ、翼を内部冷却する。



(a) MW-501 第1.2段静翼



(b) MW-251 第1段静翼



(c) MW-251, 501 第1段動翼

図1 当社のガスタービン空冷翼

3. 翼温度計算プログラム

3.1 概要

空冷翼の温度分布の計算結果は、数多く発表されているが、その多くのものは、汎用熱伝導計算プログラムで解いたものである。当社においても従来は、同様の方法によって温度分布を求めていたが、この場合翼を3次元方向に適当な小片に分割し、その個々の要素（ノードと呼ぶ）に対して、伝導面積、ノード間距離等の幾何学的ディメンジョン、ならびに境界条件として熱伝達率および境界温度（ガス側、冷却側）をインプットデータとして与える必要がある。特に空冷翼のように形状が曲線的であるとともに冷却孔のような特異点を含むものでは、分割数を多くしなければならず、インプットデータの作成に膨大な労力を必要とする。

このような背景のもとに、当社のガスタービン用空冷翼専用の温度分布計算プログラムは、インプットデータの作成が簡便でかつ境界条件の見積りに、専門技術を要しないものとなるように工夫した。まず翼の分割については、翼の分割数と図面に指示されている翼寸法を与えれば、プログラム内部で翼を3次元的に分割し、各要素の必要な幾何学形状を計算する。また、境界条件についても、翼に流入するガスおよび冷却空気の条件を与えるだけで各要素に対する境界温度、熱伝達率をプログラム内部で計算する。このように本計算プログラムは、少ないインプットデータで翼温度分布を求めることができ、取扱いが非常に簡単になっている。

3.2 翼間内のガス流れ

タービン内を流れるガスと翼表面との間の熱伝達率を得るためには、翼表面に沿ったガスの速度と温度分布および流れが層流から乱流へ移る遷移点を求めなければならない。ガスの速度分布は、翼間内のガス流れをポテンシャル流れと仮定して求めた。

この場合通常タービン内のガス流れは高マッハ数となるので、圧縮性の影響も考慮している。⁽¹⁾ 一方、遷移点については、境界層の排気厚さと翼弦方向の速度分布の変化より、形状係数を求め、Schnitzing-Ulrich の方法で決定した。^{(2),(3)}

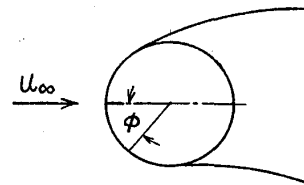
また、翼表面に沿ったガス温度は、流れが高速流であるために摩擦の影響を考慮し、温度回復係数（層流の場合 $Pr^{\frac{1}{3}}$ 、乱流の場合 $Pr^{\frac{1}{4}}$ ）を適用して求めた回復温度を使用した。

3.3 熱伝達率

高温ガス側の熱伝達率は、流れが層流であるか乱流であるかにより著しく異なり、それにより翼の温度分布も異なってくるが、後述の実験結果によると層流領域は翼前縁だけで、その直後から乱流になっていると考えられるので、翼表面上の各部分の熱伝達率には、下記の式を適用した。

(a) 翼前縁部：（円柱周りの熱伝達率）

$$Nu = 1.14 Re^{0.5} Pr^{0.4} \left[1 - \left(\frac{\phi}{90} \right)^3 \right] \text{----- (1)}$$



(b) 翼表面：（乱流平板熱伝達率）

$$Nu = 0.0296 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \text{----- (2)}$$

一方、冷却空気側では、翼内部の強制対流冷却に対して流れを次の3種のパターンに大別し、各々の熱伝達率を次の式で求めた。

(c) 中空翼内面に沿う流れ（乱流平板熱伝達率）

(d) 穴あき翼内部流れ（円管内乱流熱伝達率：ジグダスとベルタの式）

(e) 中空翼内面への衝突流（衝突流の熱伝達率：R. E. CHUPPの式⁽⁴⁾）

また、冷却空気量は高温ガス流量に比べて少ないため、空冷翼を通過する際にかなりの温度上昇をするので、本計算プログラムでは冷却空気の温度上昇を考慮して計算を行っている。

3.4 翼の熱伝導計算

本プログラムに使用した熱伝導方程式は、各ノードにおける熱伝導・熱伝達の伝熱方式を加味した(3)式で表される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_w}{\partial t} = & C_1 \left(\frac{\partial T_w}{\partial x} \right)_1 - C_2 \left(\frac{\partial T_w}{\partial x} \right)_2 + C_3 \left(\frac{\partial T_w}{\partial y} \right)_1 - C_4 \left(\frac{\partial T_w}{\partial y} \right)_2 + C_5 \left(\frac{\partial T_w}{\partial z} \right)_1 \\ & - C_6 \left(\frac{\partial T_w}{\partial z} \right)_2 + C_7 (T_g - T_w)_x + C_8 (T_g - T_w)_y + C_9 (T_g - T_w)_z \text{----- (3)} \end{aligned}$$

計算は(3)式を差分化し、各ノードの伝熱方式により熱伝導と熱伝達の項を適宜組合せ必要な6項を式中から選択し、不要な項は、そのコンダクタンスを0にして行っ

た。定常計算の場合は(3)式の左辺を0として繰り返し計算により求めた。

一方、冷却空気の温度上昇は、冷却通路を翼と同様に要素に分割し各要素の冷却空気と翼との間の伝熱の流出入量により計算した。

3.5 プログラムのフローチャート

図2は本計算プログラムのフローチャートである。インプットデータは空冷翼の形状とガスおよび冷却空気の温度・圧力・流量だけであり、これらの数値から翼表面の速度分布を計算し、その後、翼を自動的に分割し、各ノードの幾何学形状を決定するとともに、熱伝達率および冷却空気の温度上昇を計算して、空冷翼の温度分布を繰り返し計算により求めることができる。

4. 実験

本実験の系統図を図3に示す。ブロワからの空気は、オリフィスで流量計測されたのち、予熱器および主燃焼器で高温燃焼ガスとなる。このガスは多孔板で流速分布と乱れを均一化したのち供試部に導かれる。供試部は、 $131 \times 535 \text{ mm}$ の通路形状である。供試翼は供試部に4枚取り付け、中央の2枚の翼で圧力分布、温度分布を計測する。供試部の側壁面は壁面の影響が供試翼に及ばないように翼形状とほぼ同形状にした。

一方、冷却空気は工場空気を気水分離した後、オリフィスで流量計測して供試翼に導かれる。

供試翼の翼形は、MW-501形ガスタービンの第1段静翼の中央断面形状を基本にし、

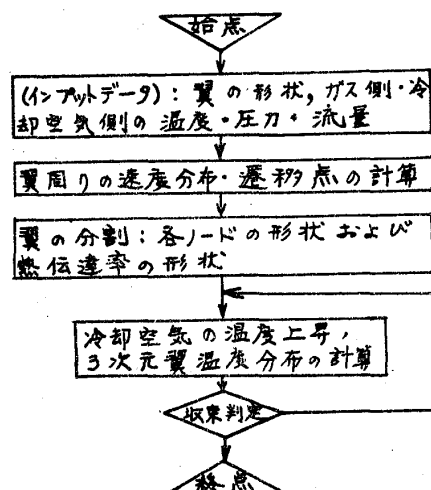


図2 プログラムのフローチャート

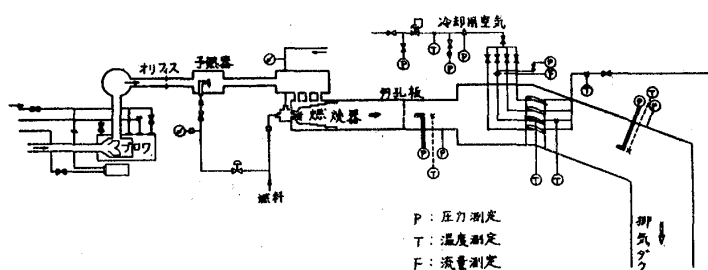


図3 実験系統図

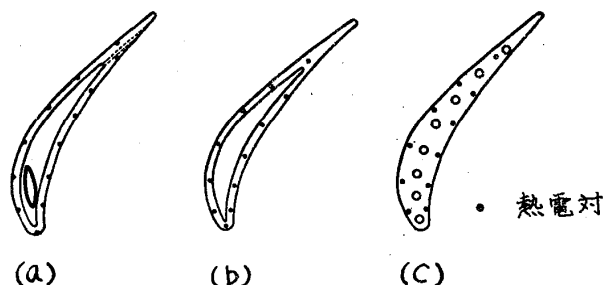


図4 供試翼

翼高さ方向にその断面形状が一様な二次元翼にした。空冷翼としては図4に示す種類のものを使用し、各々の翼高さ中央部に熱電対を埋め込み翼温度分布を計測した。

本実験は、 $G_c/G_g = (\text{冷却空気量} / \text{ガス流量})$ を 0.012 ~ 0.042, ガス温度を 200℃ ~ 759℃ まで変えて行った。

5. 実験結果と考察

空冷翼の温度分布は、ガス側の熱伝達率の変化により著しく変わるので、熱伝達率を決定するパラメータの一つである翼表面速度分布を実測し、計算値と比較した結果、図5に示すように両者はよく一致した。

翼の温度分布は、3種類の冷却機構の空冷翼に対して実測し、その一例を図6~8に示す。図6の結果は、図4(c)に示す穴あき空冷翼について、ガス温度 759℃, 流入速度 90 m/s, $G_c/G_g = 0.0284$

の条件で、翼高さ中央部で計測したものであり、本熱伝導プログラムによる計算結果と高々 15℃ の差で比較的よく一致している。図7は、前述の空冷翼の内部温度分布を本プログラムにより計算した結果である。

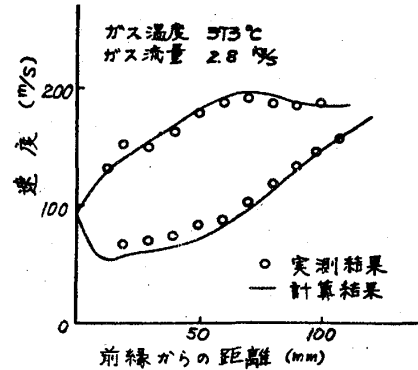


図5 翼表面速度分布

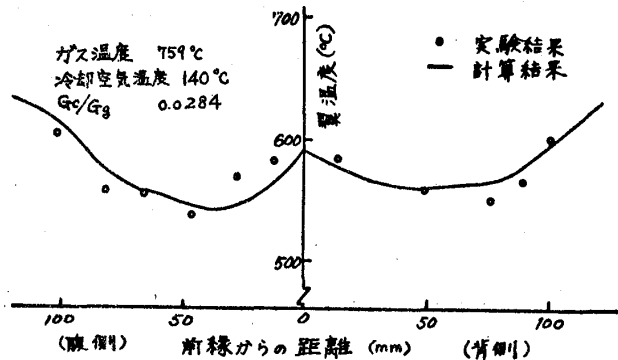


図6 翼表面温度分布 (穴あき空冷翼)

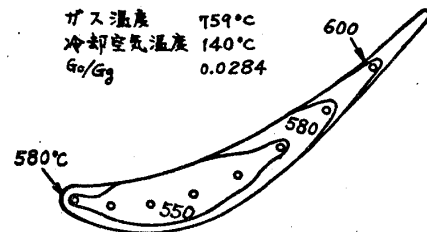


図7 翼内部温度分布 (計算結果)

図8は、図4(a)~(c)に示す空冷翼に対して、 G_c/G_g を 0.012 ~ 0.042 まで変えて各々の冷却効率を比較したものである。図から冷却効率は、中空冷却, 穴あき冷却, 中空インピンジメント冷却の順によくなってゆくことがわかる。一般に、冷却効率は G_c/G_g の増加とともによくなるが、その効果は G_c/G_g が小さい所では大きい、 G_c/G_g の増加とともに鈍るので、

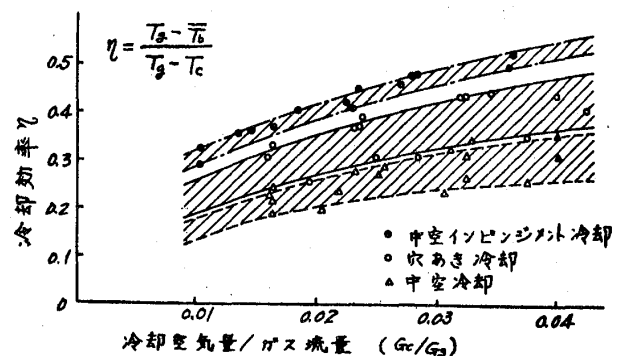


図8 各種の冷却機構における冷却効率

実機では通常 0.03 以下の値を使用している。

図9は、図1(C)に示す MW-25/形ガスタービンの第1段動翼の穴あき空冷翼について、実機運転状態での翼温度分布の計測結果と計算値との比較照合を行ったものである。実機計測は、翼高さ中央部において、動翼入口温度 939 °C、 $G_c/G_g = 0.015$ の条件で行った。

図から、実測値は計算結果とよく一致しており、このことから本熱伝導プログラムの信頼性は、実機条件においても確認を得ることができた。

6. 結 言

最近のガスタービンは、タービン部に空冷翼がよく使用されてきている。このような背景のもとでガスタービン用空冷翼専用の翼温度分布計算プログラムを開発し、あわせてモデル翼による実験計測ならびに実機計測データとの比較照合を行った。この結果、計算値は実測値とよく一致し、本プログラムの計算精度が極めて良好であることが確認された。

当社では、現在ガスタービン性能向上のため、さらに少ない冷却空気量で有効に翼を冷却できる強制空冷翼の開発とその実用化を進めているが、今回開発した本計算プログラムは、これに大いに役立つものと思われる。

記 号

Nu : ヌッセルト数	Re : レイノルズ数	F_r : フラントル数
T_g : ガス温度	T_w : 壁面温度	$\bar{T}_b$: 翼平均温度
T_c : 冷却空気温度	t : 時間	U_∞ : 主流ガス速度
$C_1 \sim C_6$: 熱伝導コンダクタンス	$C_T \sim C_9$: 熱伝達コンダクタンス	
x, y, z : X, Y, Z 軸方向のノード間距離		

参 考 文 献

- (1). T. Katzanis, NASA TND-5427 1969-9
- (2). H. Schlichting, Boundary Layer Theory Sixth Edition
- (3). W.D. McNally, NASA TND-5681 1970-5
- (4). R.E. Chupp, AIAA 4th Propulsion Joint Specialist Conference 1968-6

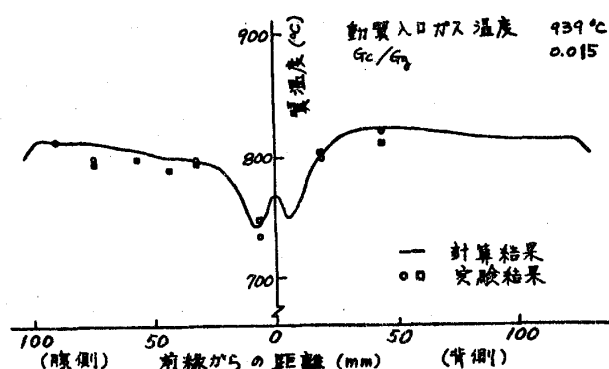


図9 実機における実験結果と計算結果との比較

* 豊田 国昭
平山 直道

(北海道工業大学)

(東京都立大学)

1. まえがき 一般に二次元翼列の実験では、翼列下流において1ピッチ間の総圧・静圧を測定して翼列性能を求めている。ところで、翼列を通る流れは翼列の影響を受けて翼列直後では総圧・静圧に分布をもつようになり、さらに下流では後流が拡散して無限下流で再び一様流となる。翼列の性能は翼列上流と翼列無限下流の流れの状態と比較することにより求められるべきであるが、実際上無限下流での測定は不可能なので、総圧・静圧に分布をもつ位置で測定を行い翼列性能を求めている。したがって、測定により求められた翼列性能は真の性能と異なり、その差異は測定位置に影響されることが予想される。

本報では、物体近傍後流に関する著者らの研究結果⁽¹⁾に基づいて、翼列実験で求められる翼列性能を表す諸係数が測定位置にどの程度影響されるかについて検討している。

2. 翼列性能を表す諸係数の定義^{(2),(3),(4)} 総圧損失係数として以下の係数を用いる。

$$\zeta_m = (P_{Tu} - \bar{P}_{Tm}) / \bar{P}_{Dm} \cdots (1), \quad \zeta'_m = (P_{Tu} - P'_{Tm}) / P_{Dmth} \cdots (2), \quad \zeta_{am} = (P_{Tu} - \bar{P}_{Tm}) / (\frac{1}{2} \rho U_{ua}^2) \cdots (3)$$

ここで、 P_{Tu} : 翼列上流の総圧、 P_{Tm} : 翼列下流の測定位置における総圧、 $\bar{P}_{Dm}$: 測定位置における動圧、 P_{Dmth} : 測定位置における平均静圧まで損失を伴わずに流れが変化したときの動圧、 U_{ua} : 翼列上流の軸流方向速度、 $\bar{\cdot}$: 1ピッチにわたる場所的平均値を表す、 $\cdot'$: 1ピッチにわたる流量平均値を表す。

また、翼列無限下流では上記の係数は以下になる。

$$\zeta_{\infty} = (P_{Tu} - P_{T\infty}) / P_{D\infty} \cdots (4), \quad \zeta'_{\infty} = (P_{Tu} - P_{T\infty}) / P_{D\infty th} \cdots (5), \quad \zeta_{a\infty} = (P_{Tu} - P_{T\infty}) / (\frac{1}{2} \rho U_{ua}^2) \cdots (6)$$

ここで、 $P_{T\infty}$: 翼列無限下流における総圧、 $P_{D\infty}$: 翼列無限下流における動圧、 $P_{D\infty th}$: 翼列無限下流の静圧まで損失を伴わずに流れが変化したときの動圧。

エネルギー損失係数 ε 、運動エネルギーの損失係数 ζ 、後流の運動量損失係数 C_{wm} 、流量係数 C_d 、速度係数 φ は、流出角がピッチ方向に変わらずかつ非圧縮性流体の場合について、以下のように定義される。すなわち、測定位置については

$$\varepsilon_m = (P_{Dmth} \sqrt{P_{Dm}}) / (P_{Dm} \sqrt{P_{Dm}}) - 1 \cdots (7), \quad \zeta_m = 1 - (P_{Dm} \sqrt{P_{Dm}}) / (P_{Dmth} \sqrt{P_{Dm}}) \cdots (8)$$

$$C_{wm} = U_m (U_{me} - U_m) C_{\infty} \alpha_m / (\frac{1}{2} U_{ua}^2 l_c) \cdots (9), \quad C_{Dm} = \sqrt{P_{Dm}} / \sqrt{P_{Dmth}} \cdots (10), \quad \varphi_m = \bar{P}_{Dm} / (\sqrt{P_{Dmth}} \cdot \sqrt{P_{Dm}}) \cdots (11)$$

ここで、 U_m : 測定位置における流れ方向速度、 U_{ua} : 翼列上流における速度、 α_m : 測定位置における流出角、 l_c : 翼弦長、添字 e : 主流状態

また、翼列無限下流については

$$\varepsilon_{\infty} = (P_{D\infty th} / P_{D\infty}) - 1 \cdots (12), \quad \zeta_{\infty} = 1 - (P_{D\infty} / P_{D\infty th}) \cdots (13), \quad C_{D\infty} = \varphi_{\infty} = \sqrt{P_{D\infty}} / \sqrt{P_{D\infty th}} \cdots (14)$$

3. 理論解析 解析において用いる座標系および記号を図1に示す。また、解析の都合上以下の仮定を設ける。(1) 流体は非圧縮性流体である。(2) 翼列下流の測定位置における後流の速度欠陥分布は次式のように誤差関数で表される。 $u_d/u_{dmax} = \exp\{-C(y'/b)^2\}$ --- (15)

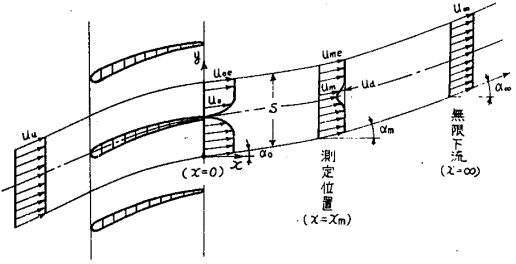


図1. 流れ模様および座標記号

ここで、 $u_d = u_{me} - u_m$, u_{dmax} : u_d の最大値, $C = \ln 2$, y' : 後流中心からの距離, b : 半値幅。また、1 ピッチ間で後流の両端では $u_d \approx 0$ となり主流が存在するものとする。式(15)より、 $\tilde{b}_s \equiv b/s = 1/6$ で $u_d/u_{dmax} = 0.002 \approx 0$ となるので $\tilde{b}_s \leq 1/6$ を本解析の適用範囲とした。式(15)は厳密には物体より十分下流の後流において成立する式であるが、⁽⁸⁾ 著者の研究⁽¹⁾によると物体近傍後流の場合にも物体の極く近傍を除くと速度欠陥分布は式(15)で表される。(3) 翼列下流の測定位置における静圧ならびに流れ方向は翼列方向に変化しない。

3.1 翼列無限下流における諸係数 翼後縁境界層の特性値として以下の値を定義する。

$$\Delta_o^* = \frac{\delta_o^*}{s \cos \alpha_o} = \int_0^1 \left(1 - \frac{u_o}{u_{oe}}\right) d\left(\frac{y}{s}\right) \dots (16), \quad \Theta_o = \frac{\theta_o}{s \cos \alpha_o} = \int_0^1 \frac{u_o}{u_{oe}} \left(1 - \frac{u_o}{u_{oe}}\right) d\left(\frac{y}{s}\right) \dots (17), \quad H_o = \frac{\delta_o^*}{\theta_o} \dots (18)$$

ここで、 δ_o^* : 排除厚さ, θ_o : 運動量厚さ, H_o : 形状係数, α_o : 翼列出口の流出角, u_o : 境界層内速度, u_{oe} : 主流速度

図1で、翼列出口と無限下流の間の連続条件より次式が成立する。 $\cos \alpha_o \int_0^s u_o dy = \cos \alpha_\infty u_{\infty} s$ --- (19) 式(16)を考慮すると式(19)は次式のようになる。 $u_o/u_{oe} = \cos \alpha_o \cdot (1 - \Delta_o^*) / \cos \alpha_\infty$ --- (20)

翼列方向および翼列軸方向の運動量法則より次式が成立する。

$$\cos \alpha_o \cdot \sin \alpha_o \int_0^s u_o^2 dy = \cos \alpha_\infty \sin \alpha_\infty \cdot u_{\infty}^2 s \dots (21)$$

$$\rho \cos^2 \alpha_o \int_0^s u_o^2 dy + P_{so} s = \rho u_{\infty}^2 \cos^2 \alpha_\infty \cdot s + P_{s\infty} \cdot s \dots (22)$$

式(16), (17), (20)を用いると、式(21), (22)は次式のようになる。

$$\tan \alpha_\infty / \tan \alpha_o = (1 - \Theta_o - \Delta_o^*) / (1 - \Delta_o^*)^2 \equiv \chi \dots (23), \quad P_{so} - P_{s\infty} = \rho u_{\infty}^2 \cdot \cos^2 \alpha_\infty \cdot (\chi - 1) \dots (24)$$

翼後縁の主流総圧 P_{Toe} は翼列上流総圧 P_{Tu} と等しいから、翼列上流と翼列無限下流の間の総圧損失 $(\Delta P_T)_\infty = P_{Tu} - P_{Toe}$ は式(20), (24)を考慮して次のようになる。

$$(\Delta P_T)_\infty = (P_{so} + \frac{1}{2} \rho u_{oe}^2) - (P_{s\infty} + \frac{1}{2} \rho u_{\infty}^2) = \frac{\rho u_{oe}^2}{2} \left\{ 2 \cdot \cos^2 \alpha_o \cdot (1 - \chi) + \frac{\cos^2 \alpha_o}{\cos^2 \alpha_o} - 1 \right\} \dots (25)$$

さらに式(23)を用いると、総圧損失係数 ζ_∞ , $\zeta_{a\infty}$ は次のようになる。

$$\zeta_\infty = \frac{(\Delta P_T)_\infty}{\frac{1}{2} \rho u_{\infty}^2} = \frac{1}{1 + \chi^2 \tan^2 \alpha_o} \left\{ 2(1 - \chi) + \frac{1}{\cos^2 \alpha_o \cdot (1 - \Delta_o^*)^2} \right\} - 1 \dots (26)$$

$$\zeta_{a\infty} = \frac{(\Delta P_T)_\infty}{\frac{1}{2} \rho (u_{\infty} \cos \alpha_\infty)^2} = 2(1 - \chi) + \frac{1}{\cos^2 \alpha_o \cdot (1 - \Delta_o^*)^2} - \chi^2 \tan^2 \alpha_o \dots (27)$$

P_{Toth} に対してはベルヌーイの式を適用して次式が成立する。

$$P_{Toth} + P_{s\infty} = \frac{1}{2} \rho u_{oe}^2 + P_{so} \dots (28)$$

式(20), (23), (24), (25), (28) を用いると, ζ_{∞} , ε_{∞} , ζ_{∞} , $C_{d\infty}$, φ_{∞} は次のようになる。

$$\zeta'_{\infty} = 1 - \frac{1 + \chi^2 \tan^2 \alpha_0}{\frac{1}{\cos^2 \alpha_0 (1 - \Delta_0^*)^2} + 2(1 - \chi)} \quad \text{--- (29)}$$

$$\varepsilon_{\infty} = \frac{1}{1 + \chi^2 \tan^2 \alpha_0} \left\{ \frac{1}{\cos^2 \alpha_0 (1 - \Delta_0^*)^2} + 2(1 - \chi) \right\} - 1 \quad \text{--- (30)}, \quad \zeta_{\infty} = \zeta'_{\infty} \quad \text{--- (31)}$$

$$C_{d\infty} = \varphi_{\infty} = \left\{ \frac{1 + \chi^2 \tan^2 \alpha_0}{\frac{1}{\cos^2 \alpha_0 (1 - \Delta_0^*)^2} + 2(1 - \chi)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \text{--- (32)}$$

3.2 翼列下流の測定位置における諸係数 図1で, 翼列出口と測定位置の間の

連続条件より次式が成立する。 $\cos \alpha_0 \int_0^S u_{0y} dy = \cos \alpha_m \int_0^S u_{my} dy \quad \text{--- (33)}$

式(15), (16)を用いると式(33)は次式のようになる。

$$\frac{u_{me}}{u_{oe}} = \frac{\cos \alpha_0 (1 - \Delta_0^*)}{\cos \alpha_m (1 - \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s)} \quad \text{--- (34)} \quad \text{ここで, } \tilde{u}_{dmax} = \frac{u_{dmax}}{u_{me}}, \quad \tilde{b}_s = \frac{b}{S}$$

翼列方向および翼列軸方向の運動量法則より次式が成立する。

$$\cos \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0 \int_0^S u_0^2 dy = \cos \alpha_m \sin \alpha_m \int_0^S u_m^2 dy \quad \text{--- (35)}$$

$$\rho \cos \alpha_0 \int_0^S u_0^2 dy + P_{s0} S = \rho \cos \alpha_m \int_0^S u_m^2 dy + P_{sm} S \quad \text{--- (36)}$$

ここで, P_{sm} は測定位置における静圧である。式(15), (34)を用いると, 式(35), (36)は

$$\text{次式のようになる。} \quad \frac{\tan \alpha_m}{\tan \alpha_0} = \chi \left\{ \frac{(1 - \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s)^2}{1 - 2\sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s + \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax}^2 \tilde{b}_s} \right\} \equiv \chi_m \quad \text{--- (37)}$$

$$P_{sm} - P_{s0} = \rho u_{me}^2 \cos \alpha_m (1 - 2\sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s + \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax}^2 \tilde{b}_s) (\chi_m - 1) \quad \text{--- (38)}$$

翼列出口および測定位置の主流に対してベルヌーイの式を適用して次式が得られる。

$$P_{sm} - P_{s0} = \rho u_{me}^2 / 2 \cdot \left\{ (u_{oe}/u_{me})^2 - 1 \right\} \quad \text{--- (39)}$$

式(38), (39), (34), (37)を結びつけることにより次式が得られる。

$$\frac{(1 - \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s)^2}{\cos^2 \alpha_0 (1 - \Delta_0^*)^2} = (1 + \chi_m^2 \tan^2 \alpha_0) + 2(1 - 2\sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s + \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax}^2 \tilde{b}_s) (\chi_m - 1) \quad \text{--- (40)}$$

式(40)より, 測定位置における $\tilde{u}_{dmax}$ の値が与えられると $\tilde{b}_s$ の値が求まる。

測定位置における主流総圧は翼列上流総圧と等しいから, 翼列上流と測定位置の間の平均総圧損失 $(\Delta P_T)_m = P_{Tu} - P_{Tm}$ は次のようになる。

$$(\Delta P_T)_m = (P_{sm} + \frac{\rho}{2} u_{me}^2) - (P_{sm} + \frac{\rho}{2} \int_0^1 u_m^2 d(\frac{y}{S})) = \frac{\rho u_{me}^2}{2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2C}} (2\sqrt{2} - \tilde{u}_{dmax}) \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s \quad \text{--- (41)}$$

また, 測定位置における平均動圧は次のようになる。

$$\bar{P}_{Dm} = \frac{\rho}{2} \int_0^1 u_m^2 d(\frac{y}{S}) = \frac{\rho u_{me}^2}{2} (1 - 2\sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s + \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax}^2 \tilde{b}_s) \quad \text{--- (42)}$$

$$\text{式(41), (42)より, } \zeta_m = \frac{\sqrt{\frac{\pi}{2C}} (2\sqrt{2} - \tilde{u}_{dmax}) \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s}{1 - \sqrt{\frac{\pi}{2C}} (2\sqrt{2} - \tilde{u}_{dmax}) \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s} \quad \text{--- (43)}$$

測定位置における流れが一様である場合の速度 u_{mid} は次式で表される。

$$u_{mid} = \int_0^1 u_m d(\frac{y}{S}) = u_{me} (1 - \sqrt{\frac{\pi}{2C}} \tilde{u}_{dmax} \tilde{b}_s) \quad \text{--- (44)}$$

(A) 総圧損失係数 ζ_m/ζ_{∞} , ζ'_m/ζ'_{∞} , $\zeta_{am}/\zeta_{a\infty}$ の値を図3~5に示す。いずれの場合にも H_0 の値の影響は本計算範囲 ($H_0 = 2.0 \sim 1.2$) では微小で無視することができる。図から明らかのように, ζ_m/ζ_{∞} , ζ'_m/ζ'_{∞} , $\zeta_{am}/\zeta_{a\infty}$ の値は $\hat{u}_{dmax}$, θ_0 の値に著しく影響されるが, α_0 の値にはさほど影響されず, 特に $\zeta_{am}/\zeta_{a\infty}$ の場合には α_0 の値の影響は微小で無視することができる。なお, 図中の一点鎖線は $\beta_s = 1/6$ の状態 (本理論の適用限界) を示している。

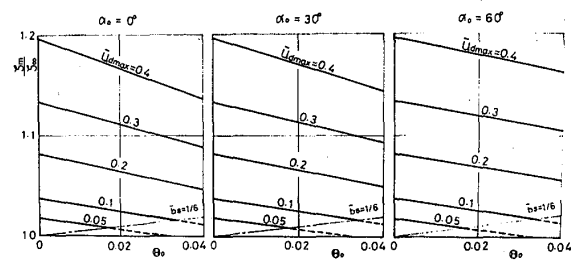


図3. 総圧損失係数比 ζ_m/ζ_{∞}

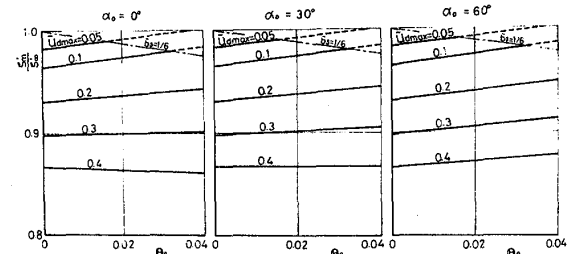


図4. 総圧損失係数比 ζ'_m/ζ'_{∞}

(B) エネルギー損失係数 E_m/E_{∞} の値を図6に示す。この場合にも H_0 の値の影響は微小で無視することができる。 E_m/E_{∞} の値は $\hat{u}_{dmax}$ の値に著しく影響されるが, θ_0 および α_0 の値にはさほど影響されない。

(C) 運動エネルギーの損失係数 定義より $\zeta_{\infty} = \zeta'_{\infty}$, $\zeta_m = \zeta'_m$ であるので, ζ_m/ζ_{∞} の値は図4の場合と一致する。

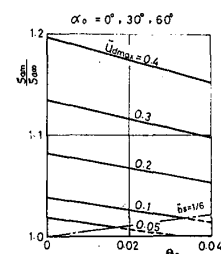


図5. 総圧損失係数比 $\zeta_{am}/\zeta_{a\infty}$

(D) 後流の運動量損失係数 測定位置における後流の運動量損失係数 C_{wm} の翼後縁の運動量損失係数 C_{w0} に対する割合を図7に示す。 C_{wm}/C_{w0} の値は, θ_0 および H_0 の値が大きくなるにしたがって増大し, α_0 の値が大きくなるにしたがって減小する。

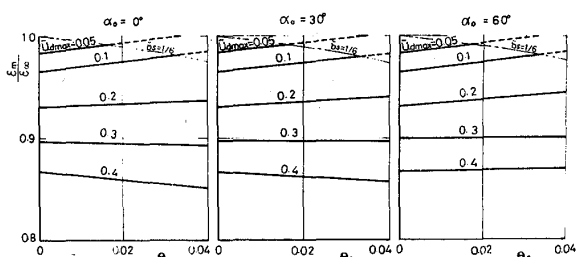


図6. エネルギー損失係数比 E_m/E_{∞}

(E) 流量係数 $C_{dm}/C_{d\infty}$ の値を図8に示す。 $C_{dm}/C_{d\infty}$ の値におよぼす H_0 , d_0 の値の影響は微小で無視することができる。 $C_{dm}/C_{d\infty}$ の値は $\hat{u}_{dmax}$ および θ_0 の値に多少影響されるが, 非常に1.0に近い値となる。

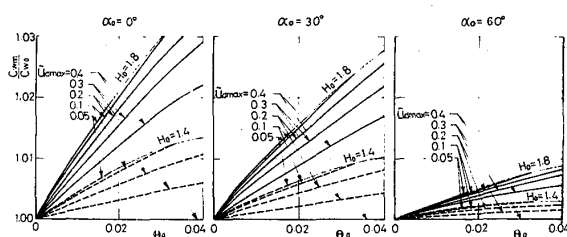
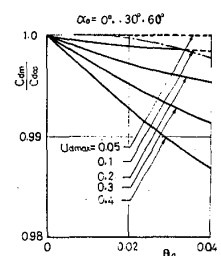


図7. 後流の運動量損失係数比 C_{wm}/C_{w0}

(F) 速度係数 $\varphi_m/\varphi_{\infty}$ の値は本計算範囲ではほぼ1.0であり ($1.0 < (\varphi_m/\varphi_{\infty}) < 1.002$), $\hat{u}_{dmax}$ の値の影響は微小で無視することができる。

(G) 翼列下流の測定位置に対する諸係数の変化 岡本らの研究⁽⁹⁾によると, $\theta_0/s \leq 0.04$ では翼列後流の半値幅の広がり静圧一定の場での単独翼後流の場合と同じであると考えられる。よって, 図8. 流量係数比 $C_{dm}/C_{d\infty}$



翼後縁境界層速度分布形状が $1/\sqrt{x}$ 則を満足し、翼後縁厚で (δ) が十分薄い場合⁽¹⁰⁾ $(\delta/\delta_0^* < 0.294)$ には、本計算範囲における翼列後流の半値幅の広がり⁽¹⁾は平板後流の場合と同じになると思われる。そこで、平板後流の解析結果と本報の結果を結びつけることにより、翼列下流の測定位置 $(\tilde{x}_m \equiv x_m/\delta_0)$ に対する諸係数の値の変化を求めることができる。一例として、 $\tilde{x}_m$ に対する z_m/z_∞ の値の変化を図9に示す。 z_m/z_∞ の値は θ_0 の値が大きくなるにしたがって1.0に近づき、 $\tilde{x}_m$ の値が大きくなるにしたがって非常にゆるやかに1.0に漸近する。

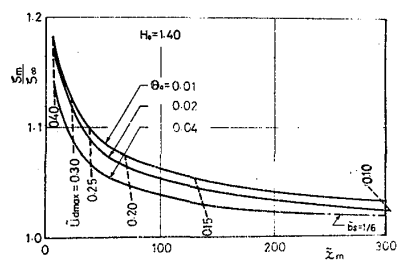


図9. $z_m/z_\infty \sim \tilde{x}_m$

5. 翼列実験法への適用 前節の結果から明らかなように、翼列実験における測定位置は翼列からできる限り遠く離すことが好ましい。しかし、実際の翼列実験の場合、翼列の当

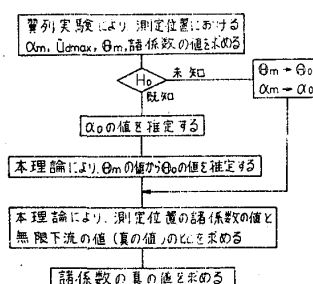


図10. 流れ図

板の境界層による影響、ならびに軸方向のプローブそう入可能な区域の場所的な制限などによって測定位置は極端に翼列から遠ざけることはできない。よって、翼列下流の測定位置における $\tilde{u}_{max}$ の値はかなり大きな値となり、そのために測定位置における諸係数の値は無限下流における真の値と異なった値を示すことになる。そこで、測定位置における諸係数の値を基にし

測定値	H_0 未知	H_0 既知
α_m $\tilde{u}_{max}$ θ_m z_m/z_∞	H_0 α_0 z_m/z_∞	
0° 0.4 0.04	1.136	2.0 0° 1.140
		1.8 1.139
		1.4 1.136
	0.02 1.167	1.8 1.168
		1.4 1.167
	0.2 0.04 1.047	1.8 1.049
		1.4 1.047
	0.02 1.065	1.8 1.066
		1.4 1.065
30° 0.4 0.04	1.144	1.8 29.44 1.146
60° 0.4 0.04	1.162	1.8 59.44 1.163

表1. 総圧損失係数の推定

て真の値を求める必要がある。図10に真の値を求めるための過程を示す。ところで、通常の翼列実験では H_0 の値は未知であるので $\theta_0 = \theta_m$, $\alpha_0 = \alpha_m$ として諸係数の真の値を計算することになる。本計算の範囲内では、 $(\Delta\alpha)_m = \alpha_m - \alpha_0$ の値は微小であるので $\alpha_0 = \alpha_m$ としても計算結果の誤差は微小である。計算例として、表1に種々の α_m , $\tilde{u}_{max}$, θ_m , H_0 の値に対する z_m/z_∞ の計算値を示す。表より明らかなように、 H_0 の値が未知の場合の値と H_0 の値が既知の場合の値の差は微小である。

6. まとめ 本研究で得られた結果を要約すると、(1) 翼列性能を表す諸係数におよぼす測定位置の影響が明らかになった。(2) 測定位置の諸係数の値から諸係数の真の値を求める方法を提案した。なお、計算は北大大型計算機センター FACOM230-60/75により行った。

(参考文献) (1)豊田平山, 機論, 40-338(昭49-10), 2873. (2)石川水町・平山, 機論, 21-108(昭30-8), 572. (3)石川・平山・前田, 機論, 22-121(昭31-9), 637. (4)石川・平山・前田, 機論, 28-186(昭37-2), 216. (5)前田, 東京都立大学学位論文(昭45). (6)Stewart, W.L., NACA TN3515(1955). (7)Schlichting, H., ASME (J. of Basic Engineering), December(1959), 543. (8)Schlichting, H., Boundary Layer Theory, (1960), 694, McGraw-Hill. (9)阪本竹内, 機論, 31-341(昭40-1), 181. (10)豊田白央, 機講論, No.740-13(昭49-11), 5.

森 下 光 (トヨタ自動車工業株式会社)

1. まえがき

動圧式気体軸受のターボ膨張機への応用実施例としては、原子炉用循環送風機、小型密閉サイクルタービン、ターボ膨張機等、比較的特殊な分野にみられるようであり、これらのターボ機械は通常一定回転数で運転されている。(1), (2), (3)

しかしながら航空機用エンジンや自動車用エンジンのように開放サイクルで回転数や出力の作動条件が変化するガスタービンに関しては、気体軸受の応用の可能性について研究されているが実際に応用された例は報告されていない。(4), (5), (6)

トヨタ自動車工業では数種の自動車用ガスタービンエンジンの開発を進めているが、その内の小型高速ガスタービンエンジンの主軸受にテイルテイングパッド型気体軸受を応用して実際に運転している。動圧式気体軸受は潤滑油を使用せず軸受周囲に存在する気体を潤滑剤として使用するので構造が簡単になる、高周速での運転が可能である、軸受騒音が小さい、安定な潤滑剤性能が得られる、オイルミスト等による排気の汚染がない等の長所を持っている。従つて動圧式気体軸受を自動車用ガスタービンエンジンに応用できた場合のメリットには非常に大きいものがある。

この論文ではテイルテイングパッドジャーナル気体軸受を自動車用小型ガスタービンエンジンに応用するために行つた開発研究の概要を述べ、その軸受について得た荷重-空気膜厚さ-回転数間の実験的關係と摩耗耐久性に関する実験結果を報告するものである。

まず、自動車用ガスタービンエンジンに応用されたときの気体軸受の作動条件としての特異な環境をまとめると、(1) 起動停止の回数が多い。(2) 軸受周囲温度の変化が大きい。すなわち第1には始動直後の常温雰囲気と定常運転時の高温雰囲気との温度差が大きいこと、第2には出力の状態によつて雰囲気温度が著しく変化することである。(3) 軸受周辺は等温でなく相当の熱勾配がある。(4) タービンロータからの熱伝導による軸の熱膨張がある。

自動車用ガスタービンエンジンに使用される気体軸受の耐久性に関して最も厳しい作動条件は、軸受と軸とが固体接触をする起動停止である。そこで気体軸受の摩耗耐久性に関しては気体軸受パッド及び軸の表面を種々の材料でコーティングし、常温雰囲気及び高温雰囲気中において摩耗試験を行つた。その結果数種類のコーティング材質が良好な摩耗耐久性を与え、起動停止に対する摩耗耐久性が確認できた。

また軸受性能については軸受諸元、ピボット構造、軸受室冷却空気の制御、軸の熱

膨張に対する設計等の改良開発を重ねて良好な結果を得ている。この軸受は現在各種改良の結果、軸受周囲の雰囲気温度 400°C 、周速 180 m/sec までは安定に作動することが確認できている。

またこの軸受は現在自動車用小型ガスタービンエンジンに組込まれて台上あるいは車両にて各種の試験が実施されており、将来の実用に明るい見通しが得られている。

2. テイルテイングパッドジャーナル気体軸受

図1は自動車用小型ガスタービンエンジンに応用したテイルテイングパッドジャーナル気体軸受の概略を示す写真であり、図2は同軸受の軸受支持構造を示したものである。軸受は3枚の 110 deg. 円弧のパッドより成り直径 40 mm の軸の周囲に等間隔に配置されている。上側の1枚のパッドは弾性支持され、下側の2枚のパッドは剛性支持されている。上側のパッドの支持構造は軸の熱膨張に対して特殊な工夫を施した構造になっている。またパッドは球面のピボットで支持されている。数種類のピボット形状を試験した結果、同一半径の球と球面との組合せによつて最も良い結果が得られた。軸とパッドの表面はセラミックでコーティングされている。

表1に軸受諸元を示す。

Journal radius	$R = 20\text{ mm}$
Bearing length	$L = 30\text{ mm}$
Pad arc length	$\alpha = 110\text{ deg.}$
Pivot location ratio	$\phi/\alpha = 0.65$
Radial clearance between pad and journal	$C = 0.075\text{ mm}$
Pre-load factor	$C'/C = 0.5$
Bearing static load	$W = 0.7\text{ kg}$
Revolutions	$N = 86000\text{ rpm}$
Peripheral speed	$V = 180\text{ m/s}$
Bearing number	$\Lambda = 60\omega R^2 / PaC^2 = 0.477$

表1 軸受諸元

3. 自動車用小型ガスタービンエンジン

開発された気体軸受の適用されるガスタービンエンジンの諸元、構造等の概略を以下に述べる。図3はエンジン構成断面図を示したものである。このガスタービンは、1軸再生式ガスタービンで、回転数 86000 rpm 、出力 30 PS 、またガスタービン入口最高温度 900°C である。図4はロータアッセンブリを示したものである。ロータアッセンブリの高温側は気体軸受で支持され、低温側は油潤滑の三点接触式玉軸受で支持されている。気体軸受はラジアルタービンの背面直後の高温部に位置し、ロータアッセンブリの主軸受として大部分のラジアル荷重を支持する。スラスト荷重

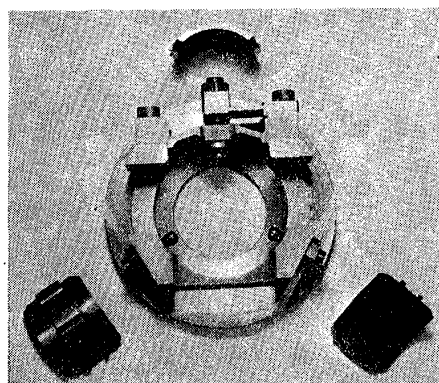


図1 気体軸受

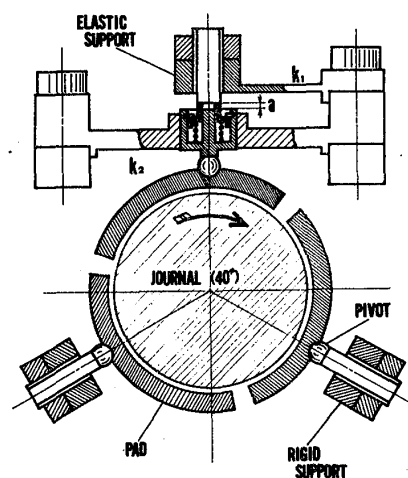


図2 軸受支持構造

は玉軸受で支持される。このような構成にすると高温部軸受の給排油系が省略でき、軸受系，潤滑系ともコンパクトかつ簡便な構造にまとめられる利点がある。

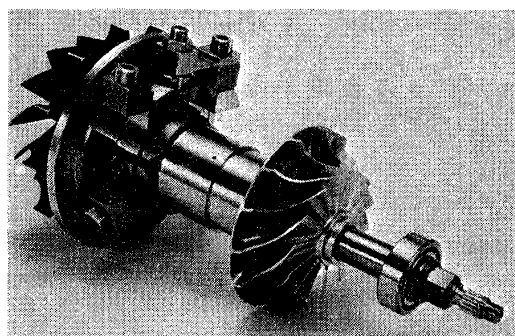


図 4 ロータアッセンブリと

軸受アッセンブリ

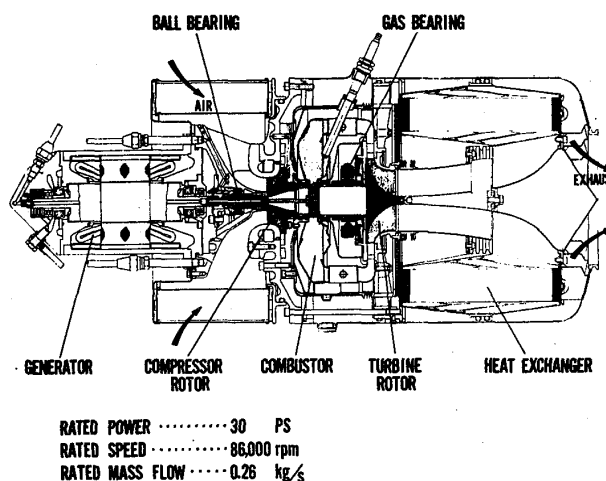


図 3 エンジン縦断面図

4. テイルテイングパッド気体軸受の荷重－空気膜厚さ－回転数間の実験的關係

気体軸受において荷重，回転数と流体膜厚さの間の関係はその基本性能を示すものである。そこで実機と同一諸元のテイルテイングパッド1枚についてこの関係を常温大気圧下で実験的に求めた。

使用した試験装置の概略を図5に示す。試験装置は周囲とは振動的に分離されている定盤の上に重量の大きい定盤を置き，この定盤の上に固定されている。回転による軸の振れは高速回転域まで， 2μ (ミクロン)未満であつた。パッドに対する荷重は，実機と同一寸法のピボットを先端に取付けた水平の片持梁を上下させ梁の曲げて与えた。荷重の大きさは片持梁に貼った歪ゲージで測定した。

空気膜厚さの測定には従来，容量型変位計，うず電流型変位計等が用いられてきた。我々も容量型変位計を用いて測定を試みたが周囲の温度変化に過敏なため測定値の再現性に難点があつた。そのため今回の測定には非接触光学式微少変位計を用いた。

これは光の明暗部の境界線の動きをとらえるものである。測定しようとするすきまを直流定電圧光源で照すとすきまの両端に暗－明及び明－暗2つの境界線ができる。両方の境界線の動きを同時にとらえ，その差を作ることによつてすきまの大きさを求める。各種の既知すきまの測定による確認では良好な精度と再現性が得られた。

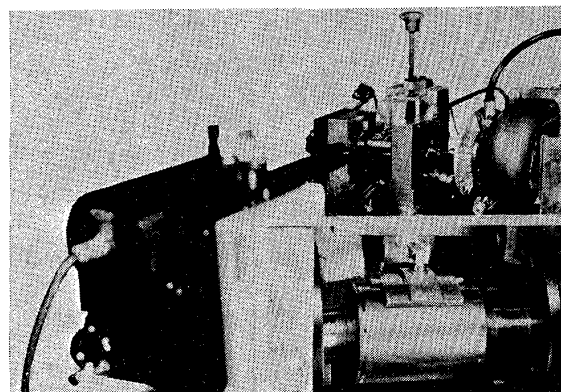


図 5 軸受パッド性能試験装置

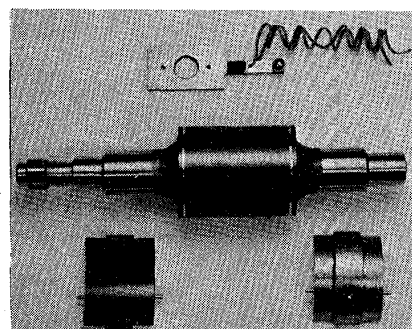


図 6 測定用主要部品

パッドの両側に短いピンを固定し(図6に示す), 静止状態でパッドに荷重を加えてパッドを軸外周面に密着させ予めピンと軸外周面とのすきまを測定しておく。次に回転数, 荷重を変えてピンと軸外周面とのすきまを測定することにより空気膜厚さを求めた。光学的非接触測定のため温度変化の影響を受けないこと, 及びピンと軸の相対変位を測定するので測定値の再現性は良好であつた。図6に測定用のパッド, 軸, 片持梁を示す。

試験範囲は回転数 5 0 0 0 rpm ~ 6 0 0 0 0 rpm, 荷重 0 ~ 1 0 Kg, 周囲圧力は大気圧, また周囲温度は常温である。回転数及び荷重が大きい条件下ではパッドと軸のすきま内の空気膜の摩擦や, 軸を支えているアングュラー軸受からの熱伝達により空気膜の温度が上昇する。しかしこの温度上昇は回転数 6 0 0 0 0 rpm, 荷重 1 0 Kg の条件でも, 周囲温度 2 5 °C にて 5 2 °C であり, この温度上昇分による空気の粘性係数の変化は最大 7 % 程度である。

圧縮性の影響領域では, 負荷容量 C_L は

$$C_L = \text{fn}(\alpha, L/D, \varepsilon, \xi, \Lambda)$$

となる。軸受諸元を $\alpha = 110 \text{ deg}$, $L/D = 0.75$, $\phi/\alpha = 0.65$ とし,

また $H_p = 1 + \varepsilon \cos(\xi + \phi)$ を考慮すると

$$C_L = \text{fn}(H_p, \Lambda)$$

となる。ただし, 記号は以下の通りである。

C_L	負荷容量 ($= W / PaRL$)	α	パッド弧長
L	パッド巾	D	軸直径
ε	偏心率	W	荷重
Pa	周囲圧力	R	軸半径
μ	気体の粘性係数	ω	角速度
Λ	ベアリング数 ($= 6\mu\omega R^2 / Pa C^3$)		
C	パッドの曲率半径と軸の半径との差		
ϕ	パッドのリーディングエッジからピボット位置までの角度		
H_p	ピボット位置における無次元流体膜厚さ ($= h_p / C$)		
h_p	ピボット位置における流体膜厚さ		
ξ	軸の中心とパッドの曲率半径中心を結ぶ線からパッドのリーディングエッジまでの角度		

この関係を実験値から求め, 次の実験式を得た。

$$C_L = \Lambda^{0.4} (2.79 - 30.3 H_p + 151 H_p^2 - 361 H_p^3 + 333 H_p^4) \quad (H_p \leq 0.3)$$

図7に測定値を整理した結果と実験式を示す。横軸にパッドのピボット点における無次元空気膜厚さ H_p (及び空気膜厚さ h_p) をとり、縦軸には無次元数 $C_L/\Lambda^{0.4}$ 及び $W/N^{0.4}$, N : 回転数をとつてある。

非圧縮性領域では $C_L \propto \Lambda$ の関係にあるが圧縮性の影響のため実験式として $C_L \propto \Lambda^{0.4}$ となつた。しかしながら、ベアリング数 Λ の小さい領域 ($\Lambda < 0.15$) では、 Λ の指数は 0.4 より大きく、 0.58 の

方が実験値によく一致し圧縮性の影響は少なくなる。図7でベアリング数の小さい領域の実験値が実験式からずれているのはこの理由によるものである。

図8はパラメータに空気膜厚さをとり、負荷容量とベアリング数の関係で1枚のパッドの性能を示したものである。図の斜線部分はパッドの不安定領域を示しており、この領域ではパッ

ドには主としてピッチング振動が発生している。また図にはパッドの限界負荷容量を示してあり、ここではパッドと軸とは固体接触をする。

5. 起動停止時における摩耗耐久性に関する実験結果

動圧式気体軸受は非常に低い回転数では殆んど支持力を発生しないので軸と軸受とは部分的に固体接触する。動圧式気体軸受は油潤滑の軸受と違って境界潤滑は起こらないので、起動停止時に生じる軸と軸受との固体接触が軸受の耐久性にとって最も厳しい作動条件である。実機エンジンでは回転数 3000 rpm 以上で軸は浮き上り、軸

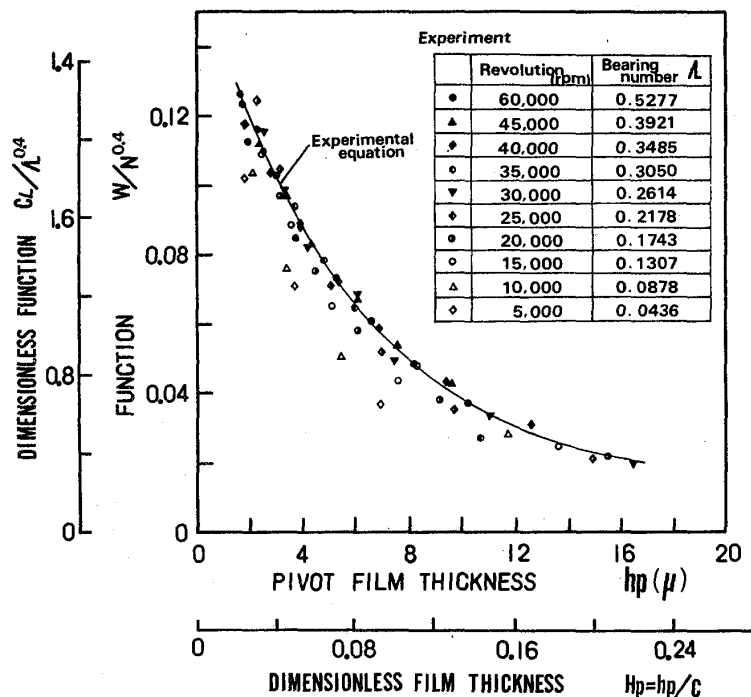


図7 軸受パッドの荷重—空気膜厚さ—回転数間の実験的關係

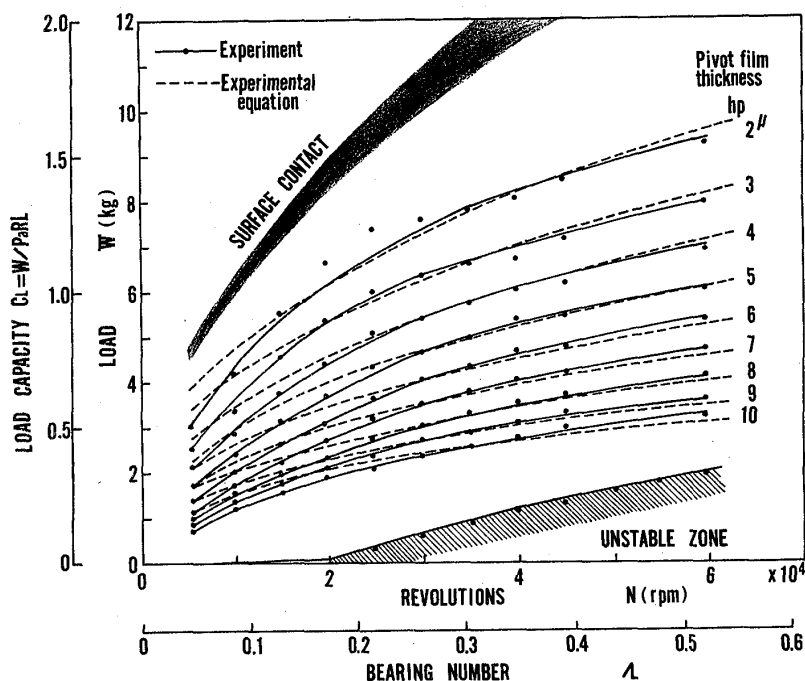


図8 軸受パッド性能

と軸受パッドとの固体接触は起こらなくなる。自動車用エンジンのメンテナンスフリーの起動停止回数は約10000回に設定できるので、この軸受に対する摩耗耐久試験の起動停止回数も同じ回転数を目標として行つた。耐摩耗性の評価基準は摩耗量、面粗さおよび外観においた。

軸及びパッドの表面にはセラミックコーティングが施してあるので、700°Cまでの熱衝撃繰返し試験を行い耐熱性を予め確認した。軸及びパッドのコーティングについてはセラミックを中心に多種類のコーティングの組合せを選び、常温雰囲気及び高温雰囲気中で前述した起動停止の摩耗耐久試験を行い耐摩耗性の優れているコーティングの組合せのいくつかを選んだ。その組合せの1つが実機エンジンの軸、軸受パッドともに使用した酸化クロム(Cr_2O_3)のコーティングである。以下この材質についての結果を述べる。

表2は常温雰囲気及び高温雰囲気における試験条件であり、図9及び図10はそれぞれにおける試験結果を示したものである。横軸は起動停止の繰返し回数、縦軸は重量摩耗量である。常温、高温いずれの雰囲気でも重量減少量は、10mg(ミリグラム)未満であり非常に少ないと言える。常温摩耗試験の場合は停止過程で回転の降下が緩慢なため固体接触時間が

長く摩耗量が多くなっている。

面粗さ及び起動トルクについては殆んど変化はなかつた。

	Wear test at room temp.	Wear test at high temp.
Bearing	composite, 3-pad	single pad
Bearing ambient temperature	approximately 20°C	500°C
Bearing load	1.0 kg	1.13 kg
Revolutions	0-4000 rpm	0-3600 rpm
Cycle time	150 sec	30 sec
Number of starts and stops	3000	9000

表2 摩耗耐久試験条件

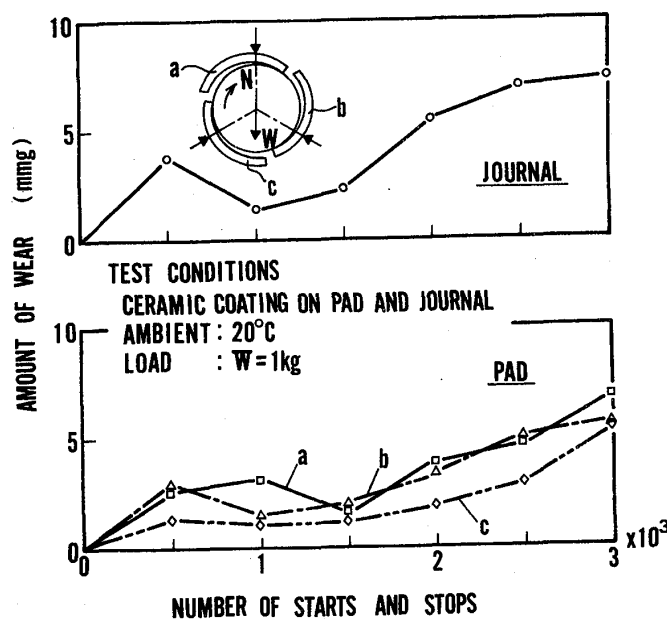


図9 常温摩耗耐久試験

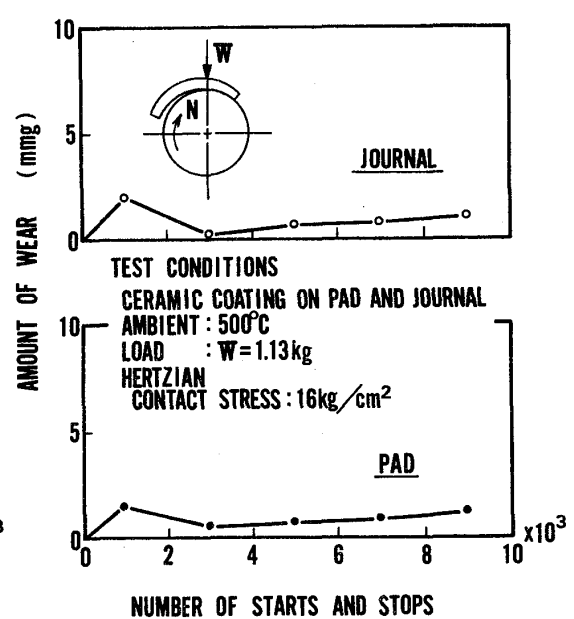


図10 高温摩耗耐久試験

図 1 1 は常温摩耗試験及び高温摩耗試験終了後のパッド及び軸の外観を示す写真である。

外観の観察ではパッドの両側端部が数mm巾にわたって軸と擦つた跡が残っている。起動停止時の固体接触によりパッドがフラッタリングを起すのでパッドの両側端部の当りが強くなりやすい。

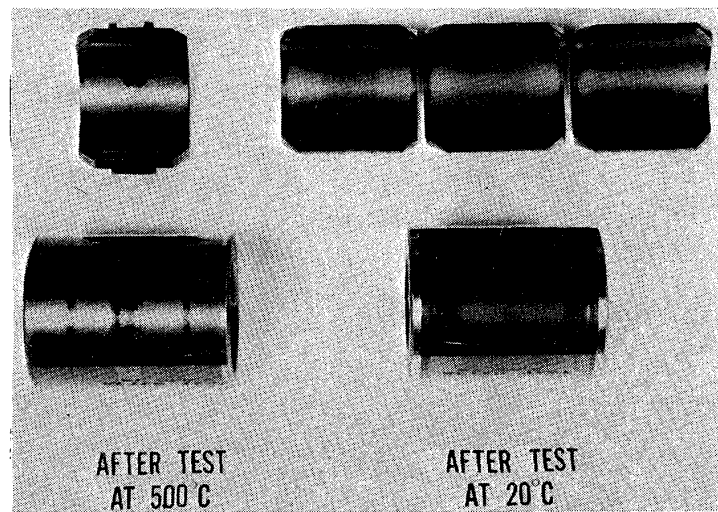


図 1 1 摩耗耐久試験終了後のパッドと軸

実機エンジンでは軸が軸受から完全に浮き上がる回転数 3 0 0 0 rpm までの加速時間は約 0.5 秒, また 3 0 0 0 rpm から停止までの減速時間は約 1.5 秒で, 摩耗耐久試験の場合より固体接触時間は相当短いため実機の摩耗量は更に少ないと考えられる。また実機エンジンに使用された軸及び軸受パッドについても軸受性能を低下させる様な損傷は認められなかった。従つて以上の結果によつて起動停止時における摩耗耐久性は確認されたものと考えられる。

6. 結 論

自動車用小型ガスタービンエンジンの主軸受として開発したテイルテイングパッドジャーナル気体軸受の概略を述べ, またその軸受について得た荷重-空気膜厚さ一回転数の間の関係と摩耗耐久性に関する実験結果を述べた。この軸受を実際に自動車用小型ガスタービンエンジンに使用して各種のエンジン試験を行つた結果, 軸受としての性能についても, また起動停止時に生じる固体接触に対する摩耗耐久性についても良好な結果が確認できた。以上の結果からテイルテイングパッドジャーナル気体軸受は自動車用小型ガスタービンエンジンの主軸受として十分実用の見込みがあるものと言える。

おわりに本研究に当り理化学研究所 曾田範宗教授, 東京大学工学部 染谷常雄教授に有益な御助言をいただいたこと, 材料試験は当社第 5 技術部金子泰久課長の実施によるものであることを記して深く感謝の意を表わす。

「参考文献」

- (1) M.Chrystian : Nuclear Engineering 12, 139 (1967) 917.
- (2) R.Y.Wong, W.L.Stewart & H.E.Rohlik : Trans.ASME, Ser.F, 90, 4 (1968) 687
- (3) D.B.Colyer : Advances in Cryogenic Engg., 14 (1967) 405
- (4) P.W.Curwen, "Feasibility of Gas Bearings for Small High-Performance Aircraft Gas Turbines," ASME paper 69-GT-60 (1969)
- (5) P.W.Curwen, W.E.Young & R.G.Furgurson, "Investigation of Air Bearings for Small High-Performance Aircraft Gas Turbines," ASME paper 72-GT-38 (1972)
- (6) S.B.Malanoski & W.Waldron, "Experimental Investigation of Air Bearings for Gas Turbine Engines," ASLE preprint no. 73AM-2B-1 (1973)

* 泉 英 樹 (日立機械研究所)
田 中 勝 之 (" ")

1. まえがき

各種の気体液化分離装置に使用される寒冷発生用膨張タービンに、従来の油軸受にかえて、プロセスガスで潤滑する気体軸受を使用すると、油の低温プロセスガスへの侵入による種々のトラブル(固化、爆発)が解消され、潤滑油供給のための補機が不用になる等の顕著な効果がある。静圧型気体軸受式膨張タービンについては廃棄を終えて純窒素発生装置(APNプラント)に実用しており、前報¹⁾でその概要を述べた。今回は、この静圧軸受式タービンを動圧軸受式に改造し回転試験を行った結果について報告する。動圧気体軸受は静圧型に比較して、加圧気体の供給を必要としないためタービン全体効率が向上し、軸受潤滑システムがさらにシンプルになるメリットがある。

2. タービンの仕様、全体構造

表1に膨張タービンの主な仕様を、図1にタービン全体構造図を示す。軸受の配置方式は回転軸の中央にスラスト軸受を配置しジャーナル軸受をこれの両側に配置する中間スラスト型とした。

3. 軸受の設計

3.1 軸受形式の選定

ジャーナル軸受には円筒型、ハリンボーン型、テイルテイングパッド型、フォイル型等種類があるが、円筒型、ハリンボーン型はアライメントホウールの問題があり、フォイル型は潤滑要素が多過ぎるのでテイルテイングパッド型を採用した。スラスト軸受にはスパイラル溝型、レイリーステップ型、テイルテイングパッド型などの種類があるが、製作が比較的容易で負荷容

表1 膨張タービンの仕様

タービン処理風量	1,050 Nm ³ /h
タービン入口圧力	4.1 Kg/cm ² g
出口圧力	0.37
入口温度	-150 °C
定格回転数	32,500 rpm
最高回転数	40,000 rpm

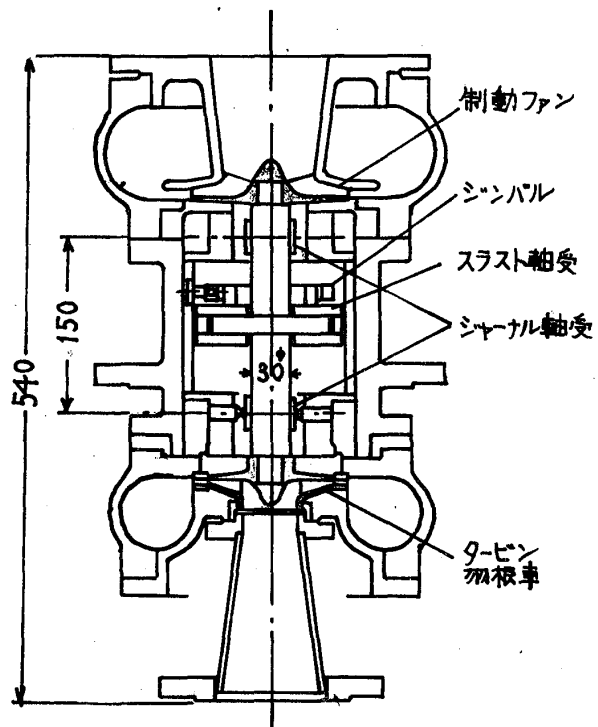


図1 動圧気体軸受式膨張タービン

量も大きいレイリーステップ型を採用した。

3.2 テイルテイングパッド型ジャーナル軸受の設計

図2に示すようにパッド数は3個とし、各パッド(円弧角 100°)を前縁より0.65の位置でピボットにより支持する。下側2個のピボットはハウジングに固定し、他の1つは予荷重用の板ばねにより弾性支持し、熱変形、遠心膨張による軸径の変化を補償する構造とした。ピボット位置にお

ける潤滑膜厚さと回転数、予荷重の関係の計算結果を図3に示す。

予荷重の大きさは 1.5 kg とした。

図4は不釣合振動のシミュレーション²⁾計算結果である。偏重心量 4μ の静不釣合を仮定している。設計回転数付近には共振域はなく、また共振域における減衰もよて不釣合振動上の問題はないと予想される。

なお、回転体の重量は 2.3 kg

重バまわりの横慣性モーメント

は $139.2\text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ 、極慣性モーメント

は $18.6\text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ 、パッド

のピッチング慣性モーメントは

$0.043\text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ である。

3.3 レーリーステップ型

スラスト軸受の設計

スラスト荷重は 50 kg 程度と予想されたので、これに耐えられるように設計した。図5に寸法図を示す。一軸受あたり6個のパッドがあり、ステップの深さは 10μ である。一軸受あたりの負荷容量の計算結果を図6に示す。スラスト軸受のアライメントをとるため図1に示したようにスラスト軸受板をジンバル支持した。

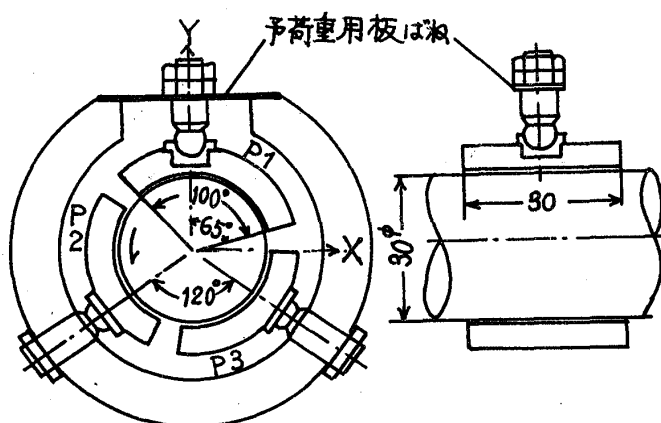


図2. テイルテイングパッド軸受

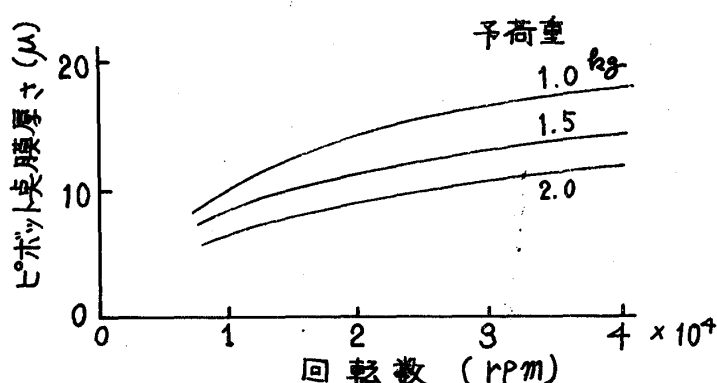


図3. ピボット点油膜厚さ

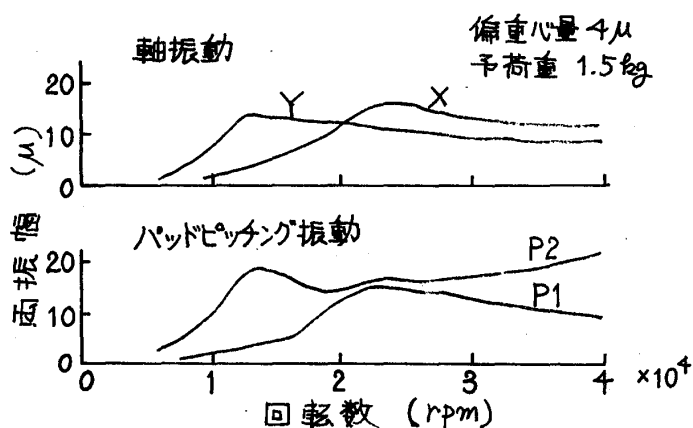


図4. 軸、パッドの不釣合振動(計算値)

4. 回転試験結果

回転試験は図7に示した試験
ループにより常温および低温試験
(-80°C まで)を行なった。

試験中も回転数でスラスト軸受
板がみそり状の自励振動を生ず
る問題のあることが解った。図8

に示すように自励振動は共振回転数
のほぼ2倍の回転数で発生し振動数
は共振回転数にほぼ等しい。この自
励振動はジャーナル軸受における

オイルホイップと現象が類似して
あり、潤滑膜の励振作用に基づく振動
であると推定された。これの対策と
して図9に示すように4枚の板ばね
をスラスト軸受板に押しつける方式
の摩擦ダンパを試みたところ、図

10に示すように自励振動を制振

あることができ定格まで安定回転を達成することができた。軸およびテイルテイング
パットの振動は問題なく、図11に示すようにほぼ予想どおりの振幅特性を示した。
なお -80°C までの低温試験を行ない異常のないことを確認した。

5. スラスト軸受板の自励振動の理論的考察

シンバル支持されたレーリーステップスラスト軸受板の自励振動に関しては、
Shapiro 等による解析があるが、必ずしもその発生機構、諸パラメータの影響が

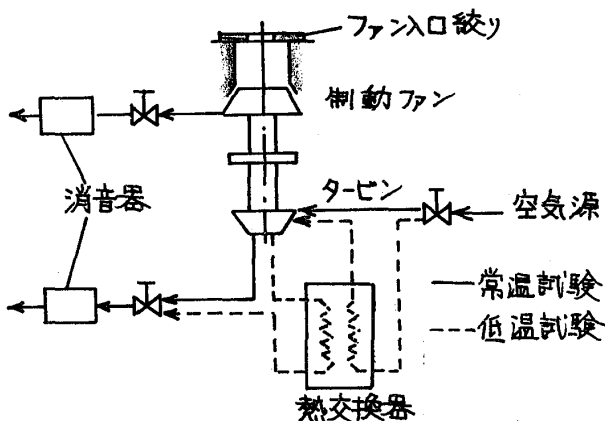


図7. 配管系統図

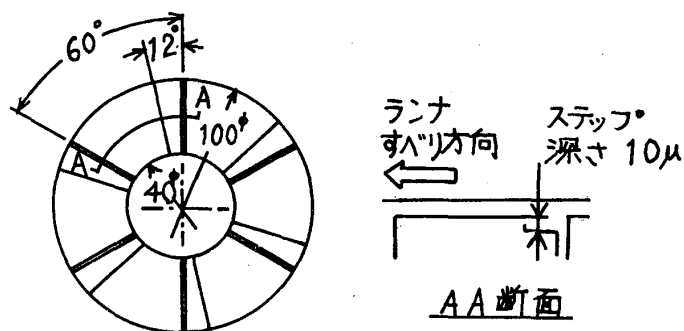


図5. レーリーステップスラスト軸受

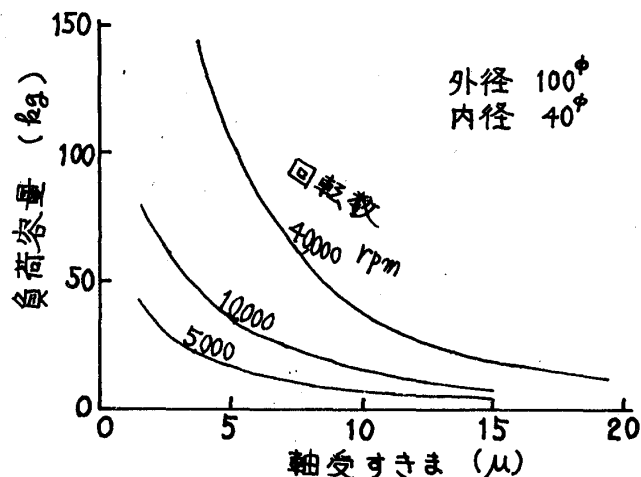


図6. スラスト軸受の負荷容量

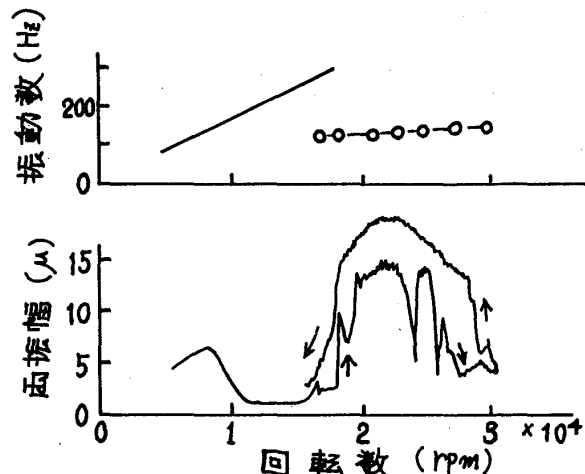


図8. スラスト軸受板の振動

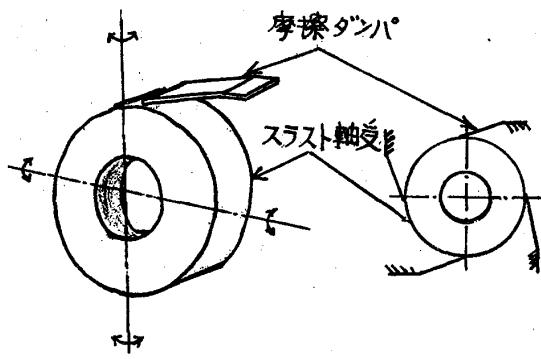


図9. 摩擦ダンパ

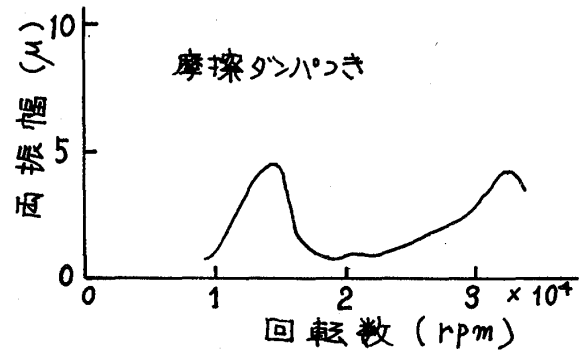


図10. スラスト軸受板の振動

明確にされていないので近似的解析を試みた。気体の圧縮性を無視し、かつスラスト軸受板の傾斜角が微小であると仮定すれば、スラスト軸受板の運動方程式は式(1)、(2)で与えられる。

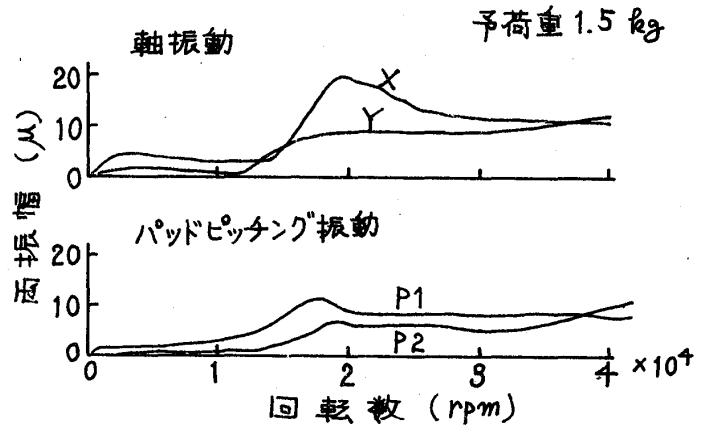


図11. 軸、パッドの振動

$$I_x \ddot{\varphi}_x + k \varphi_x + k_c \varphi_y + c \dot{\varphi}_x + \mu W R_f \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_x) = 0 \quad \dots (1)$$

$$I_y \ddot{\varphi}_y + k \varphi_y - k_c \varphi_x + c \dot{\varphi}_y + \mu W R_f \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_y) = 0 \quad \dots (2)$$

ここで、 φ_x, φ_y : x, y 軸まわり傾斜角, I_x, I_y : x, y 軸まわりの慣性モーメント, k : 潤滑膜の非連成回転ばね剛性, k_c : 連成回転ばね剛性, c : 非連成回転減衰係数, W : 摩擦ダンパの押付け力, R_f : 摩擦ダンパの取付け半径, μ : 摩擦係数。

流体潤滑方程式から求めた1軸受あたりの無次元回転ばね剛性, 減衰係数の値を図13に示す。

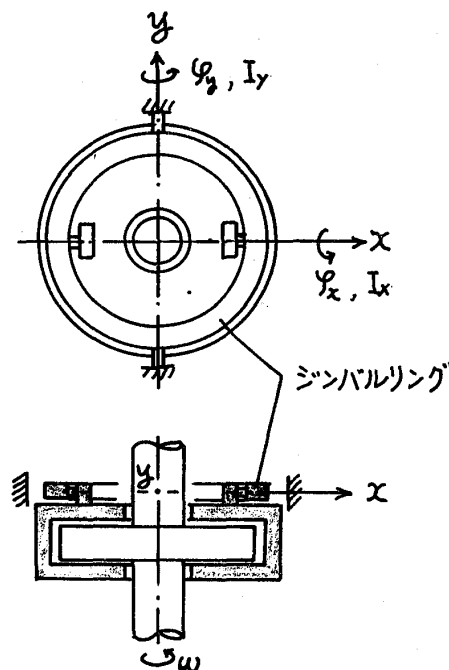


図12. ジンバル支持スラスト軸受

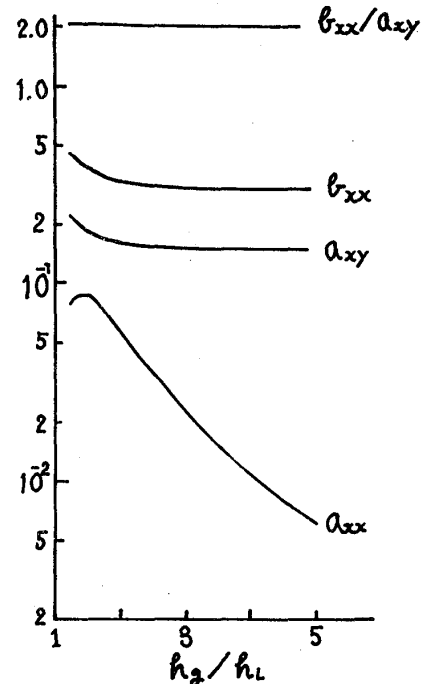


図13. 潤滑膜定数

同図で h_g は溝部すきま, h_l はランド部すきまである。 h , h_c , C は、これら無次元係数より次式によって計算される。

$$h = 2\gamma\omega\left(\frac{R_m}{h_l}\right)^3(R_o^3 - R_i^3) a_{xx} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$h_c = 2\gamma\omega\left(\frac{R_m}{h_l}\right)^3(R_o^3 - R_i^3) a_{xy} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$C = 2\gamma\left(\frac{R_m}{h_l}\right)^3(R_o^3 - R_i^3) b_{xx} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで γ : 粘性係数, ω : 回転角速度, R_o, R_i : スラスト軸受外・内半径,
 $R_m = \frac{1}{2}(R_o + R_i)$

(1). 摩擦ダンパのない場合

式(1), (2)で摩擦力の項を0とおいた式をラプラス変換して特性方程式を求め Hurwitz の安定判別式を用いると安定であるためには

$$h_c^2 < \frac{(I_x - I_y)^2}{(I_x + I_y)^2} h^2 + 2 \frac{C^2}{I_x + I_y} h \quad \dots\dots\dots (6)$$

が成立しなければならぬ。一方、図13に示した計算結果によれば、かなり良い近似で $b_{xx}/a_{xy} = 2$ が成立する。したがって式(4), (5)より

$$h_c = \frac{\omega}{2} C \quad \dots\dots\dots (7)$$

の関係が成り立つので、これを式(6)に代入すると、次式のように安定範囲を求めることができる。

$$\omega < \frac{16\gamma\left(\frac{R_m}{h_l}\right)^3(R_o^3 - R_i^3) a_{xx}}{\left\{1 - \left(\frac{I_x - I_y}{I_x + I_y} \frac{a_{xx}}{b_{xx}}\right)^2\right\} (I_x + I_y)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

図14に上式より求めた自励振動発生限界とスラスト軸受浮上量の関係を実験値と比較して示す。非圧縮性流体潤滑と仮定しているため定量的な一致は良いとはいえないが、定性的な傾向は一致しており、試験中、観察された振動は、潤滑膜の励振作用に起因する自励振動であることが立証されたものと考えらる。

(2). 摩擦ダンパによる安定化効果

この場合は非線形問題として取り扱いが必要になり解析解を求めることは難かしいので運動方程式を直接、数値積分してスラスト軸受板の運動軌跡を求め、これより安定性を判別する。図15に数値計算結果の一例を示す。4葉の摩擦ダンパを

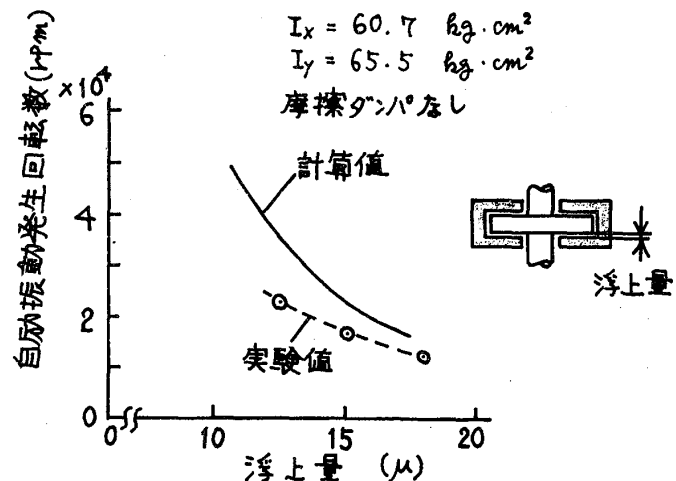


図14. 自励振動発生回転数

$R_f = 150 \text{ mm}$ の半径位置に $W = 2 \text{ kg}$ で押しつけるものとし、摩擦係数 μ と自励振動安定化効果の関係を示したもので、 $\mu > 0.03$ 以上であれば、自励振動を抑制できることがわかる。実際の摩擦係数は少なくとも 0.1 のオーダーであり、回転試験で実証されているように摩擦ダンパによる制振法は極めて有効である。

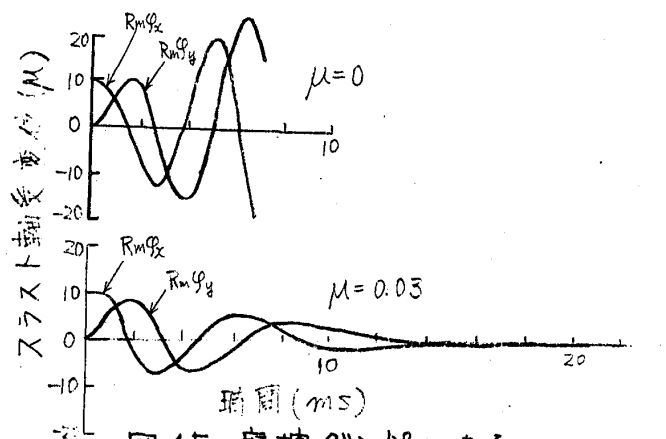


図 15. 摩擦ダンパによる

安定化効果 (回転数 30,000 rpm,
浮上量 16 μ)

6. むすび

以上、実機による回転試験の結果、適正に設計された動圧気体軸受は膨張タービン用軸受として十分実用に耐えることが明らかになった。なお、軸受メタルの起動、停止時の耐摩耗性、耐久性については別途検討を進め、メタルに耐摩耗材をコーティングすることにより 4,000 回以上の起動、停止に耐えることを確認している。

7. 参考文献

- (1). 泉, 田中; 日本ガスタービン会議第2回定期講演会論文集 (昭49-6)
- (2). 田中, 泉; 日本機械学会講演論文集 No. 720-16 (昭47-8)
- (3). W. Shapiro; 5th Gas Bearing Symposium (Southampton) (1971)

*鈴木 邦 男 (航空宇宙技術研究所)

斎 藤 隆 (航空宇宙技術研究所)

田 丸 卓 (航空宇宙技術研究所)

1. はしがき

ガスタービン燃焼器からの大気汚染成分排出低減化をはかるための研究の一環として、代表的な2種類の燃焼器模型を大気圧条件下で実験し、一次燃焼領域内のガスを分析して濃度分布を求めた。その結果、NO濃度に注目すると、推定局所空燃比 $n_e < 12$ の燃料過濃領域の小さなものが排出低減化に有利なことなど明らかになった。

2. 燃焼器模型

実験に用いた燃焼器模型は、アニュラ形燃焼器の部分模型に相当する箱形燃焼器模型である。燃焼器形式として、次の2種類のものを用いた。

(1) うず巻噴射弁とスワローを組合せた呼称CC20S-2形¹⁾

(2) 蒸発形噴射弁とエアキャップを組合せた呼称CC20SV形²⁾

この燃焼器模型の概要を図1および図2に示す。いずれも燃焼器外筒は同一のもので、燃料噴射弁数は4本である。

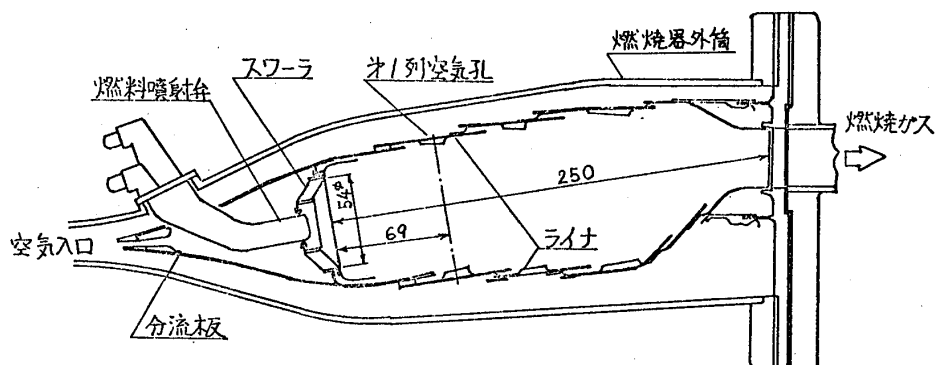


図1 CC20S-2形燃焼器模型概要図

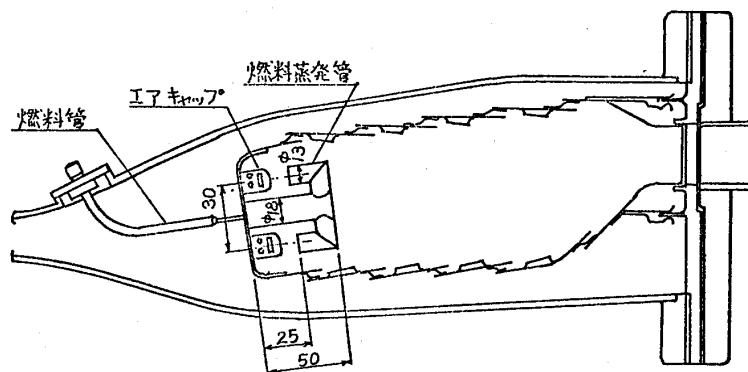


図2 CC20SV形燃焼器模型概要図

3. 実験条件および測定機器

燃焼実験は、次の条件で行なった。

入口空気温度 : $t_1 = 40 \sim 47^\circ\text{C}$ 入口空気圧力 : $P_1 = 1.1 \sim 1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$
最大断面平均風速 : $U_r = 14 \sim 19 \text{ m/s}$ 空燃比 : $n = 50 \sim 100$
使用燃料 : ジェット燃料 (Jet A-1)

用いた計測器は、次の通り。

出口温度計 : CA 熱電対 O_2 濃度 : 磁気式
 NO , NO_x 濃度計 : 化学発光式 (CLD) THC 濃度 : 水素炎イオン化検出器
 CO 濃度計 : 非分散赤外 (NDIR) (FID)
 CO_2 濃度計 : 非分散赤外 (NDIR)

ガス採取は、外径8φ 水冷のステンレス製サンプリングプローブを用い、燃料噴射弁の中心軸を含む面上を図1の紙面と垂直方向に、1ピッチ間トラバースして行なった。また、プローブを主流方向に数箇所移動させた。ガス採取ラインは、テフロンチューブの非加熱式であるので、THC 濃度の測定精度は低く、今回は、これについての検討を省略した。

4. 流れ模様および燃焼特性

非燃焼時の流れ模様の測定結果を図3 および図4に示す。図3は、スワロー中心の上下方向断面のもので、第1列空気孔位置までのひる循環流の存在が明らかである。図4は、蒸発管出口とエアキャップ中心を結ぶ上下方向断面のもので、蒸発管出口部の強い逆流およびエアキャップ下流側の流れの乱れた領域の存在、およびライナ空気孔からの空気噴流の存在が判明する。その他の領域の流れは複雑で、明らかでない。

出口温度計の指示値から求めた燃焼効率特性を図5および図6に示す。図5には100%を超える効率があるが、これは、主に出口温度の不均一に基くものと推定される。図6の場合は、出口温度分布が一様で測定精度は高いが、効率値はやや低めになっている。

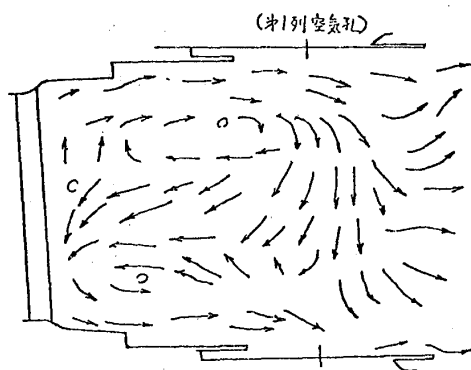


図3 CC20S-2 の流れ模様(スワロー中心断面)

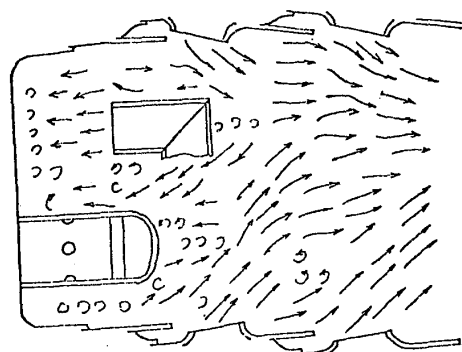


図4 CC20SV の流れ模様(エアキャップ中心断面)

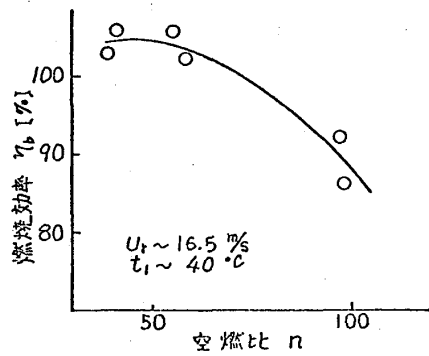


図5 CC20S-2の燃焼効率特性

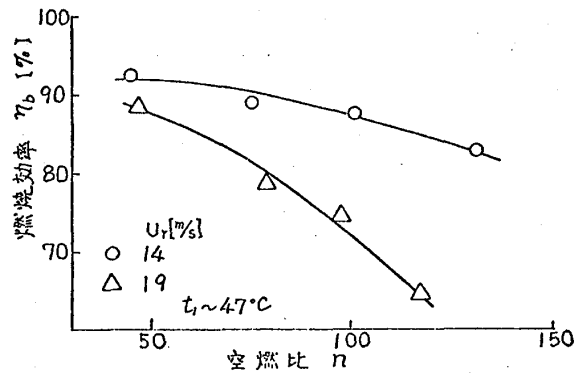


図6 CC20SVの燃焼効率特性

5. ガス分析結果

CO_2 , CO , O_2 , NO , NO_2 ($\equiv \text{NO}_x - \text{NO}$) の各成分について CC20S-2 の測定結果の例 ($t_i = 40^\circ\text{C}$, $U_r = 16.5 \text{ m/s}$, $n = 58$) を図7~図11 に示す。また, CC20SVの測定結果の例 ($t_i = 47^\circ\text{C}$, $U_r = 14.0 \text{ m/s}$, $n = 50$) を図12~ 図16 に示す。

図3と図7~11を合せてみるとスワーラ下流側の循環流領域内では, はじめ, CO 濃度が高くなりそのすぐ下流側で CO_2 濃度が高くなる。 NO 濃度は, CO_2 濃度の分布に似ている。ライナ空気孔からの空気噴流の影響は明らかで, この噴流により, O_2 濃度が急増し, CO および NO 濃度が急減している。 NO_2 は, 二次空気流入以後に生ずる。ライナ空気孔からの空気噴流の位置は, 図3と図7の結果とことなっているが, これは, 非燃焼時と燃焼時の差異に基くものとみられる。

図4によると, CC20SV の場

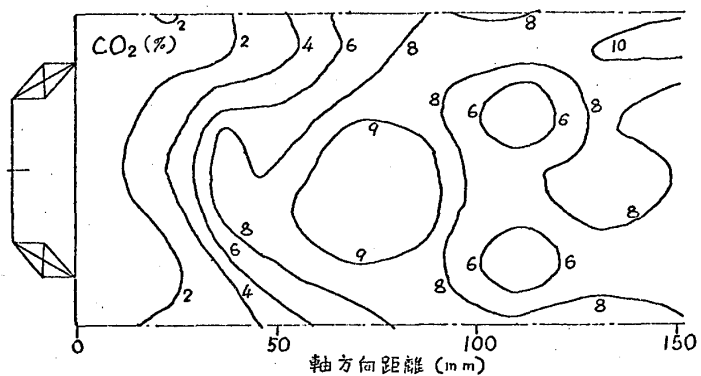


図7 CC20S-2の CO_2 濃度分布

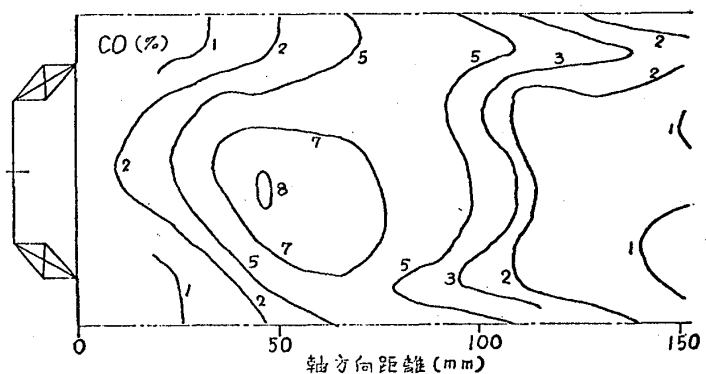


図8 CC20S-2の CO 濃度分布

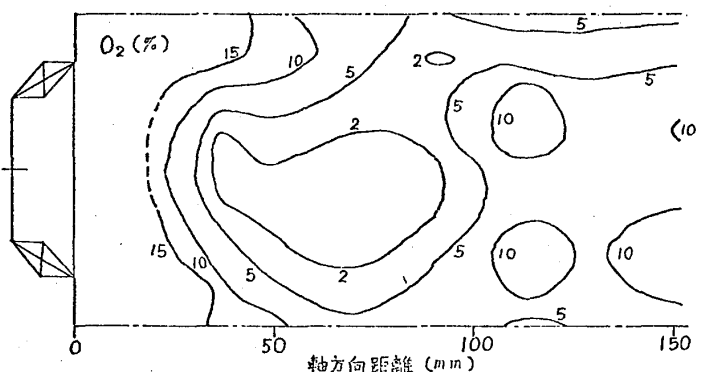


図9 CC20S-2の O_2 濃度分布

合、燃料蒸発管およびエアキャップ下流側に流れの乱れた小さな領域のあるほか、蒸発管より下流側に大きな循環流領域はない。しかし、この小さな流れの乱れの影響は、図15などに明らかに現われている。空気孔からの空気噴流の影響は、CC20S-2のときほど明らかでない。なお、図12~16にみられる図上下（実際には図2の紙面と垂直方向）の非対称性はT字形蒸発管から流出する燃料の量が重力のためアンバランスになることによると判断された。図17は、この関係を示したものである。

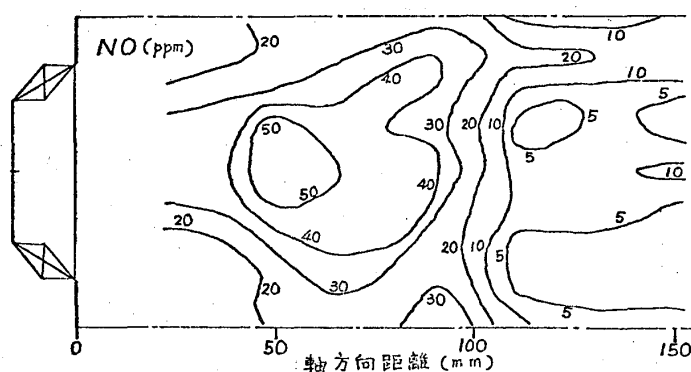


図10 CC20S-2のNO濃度分布

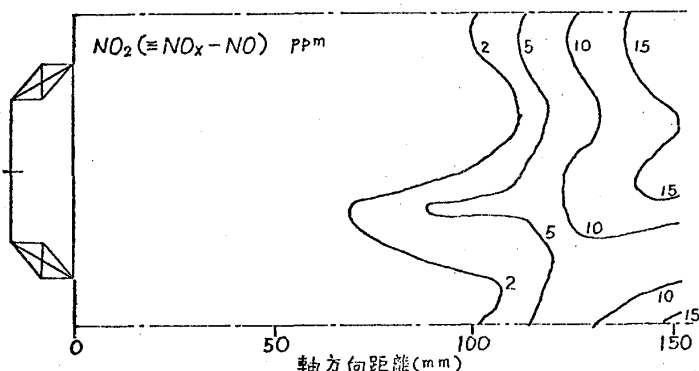


図11 CC20S-2のNO₂濃度分布

6. CC20S-2とCC20SV

とのガス濃度の比較

図7~11および図12~16の比較は、実験条件が同一でなく、また燃焼効率値も同一でないので、厳密にはできないが、測定した範囲内において次のようなことがいえる。

- 1) CC20SVのほうが全般にCO₂濃度が低い。
- 2) CC20SVのほうが全般にCO濃度が低い。
- 3) CC20SVのほうが全般にO₂濃度が高い。
- 4) CC20SVのほうが、NO濃度の高レベルの領域が小さい。
- 5) CC20SVのほうが、NO₂濃

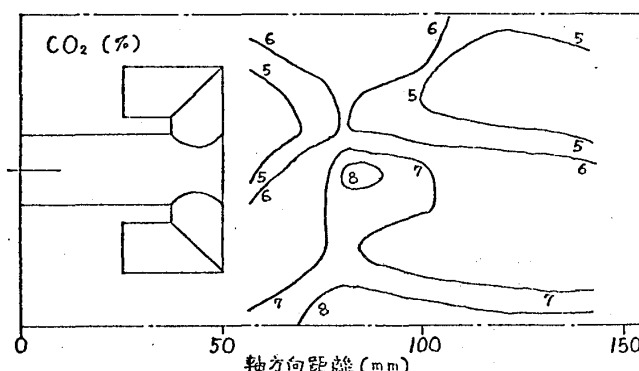


図12 CC20SVのCO₂濃度分布

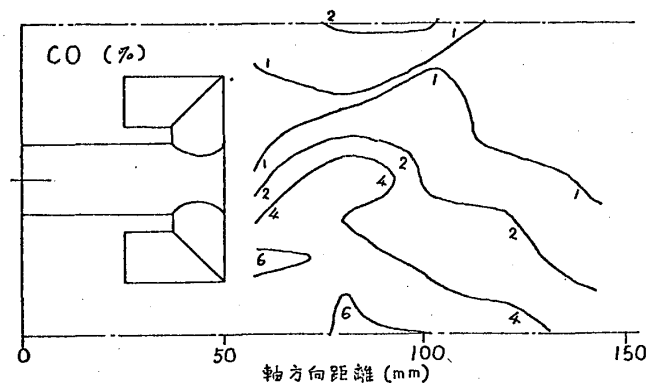


図13 CC20SVのCO濃度分布

度が低い。

6) CC20S-2 では、二次空気流入により、ガス濃度の著しい変化がみられたが、CC20SV では、このような急激な変化はみられない。

7) 燃焼器出口の NO_x 濃度は、図12～16の条件のとき約1.5 ppm、CC20S-2 では同一条件で未測定であるが、同形の結果は4～7 ppmであった。

8) CO/CO_2 濃度比から局所空燃比を推定し³⁾、主流方向の局所空燃比の変化を求めた結果を図18に示す。CC20S-2 の場合は、スワロー中心軸上のものであるが、CC20SV の場合は、図12～16の上側と下側の部分についてのものである。これ

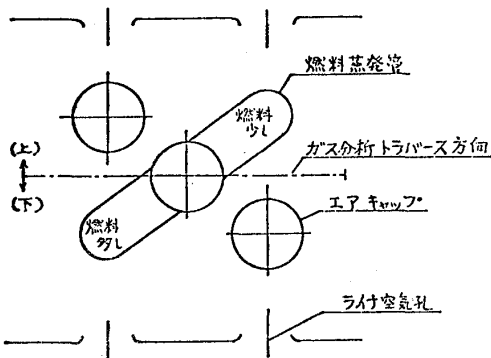


図17 燃料蒸発管の向き
と燃料流出量の傾向

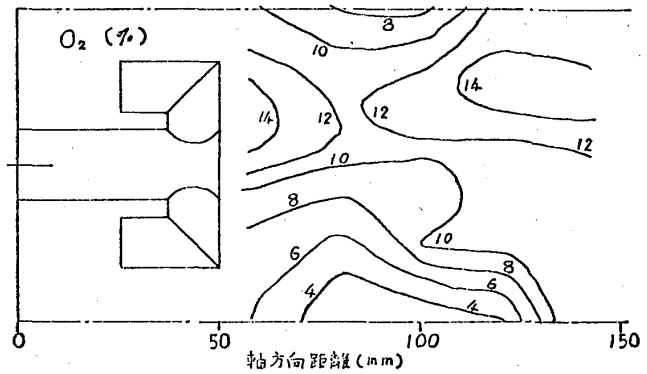


図14 CC20SV の O_2 濃度分布

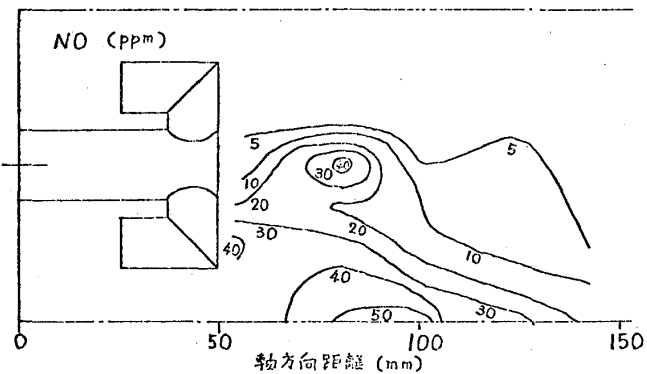


図15 CC20SV の NO 濃度分布

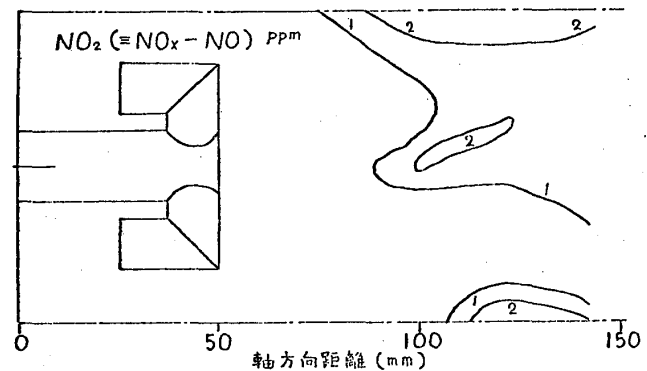


図16 CC20SV の NO_2 濃度分布

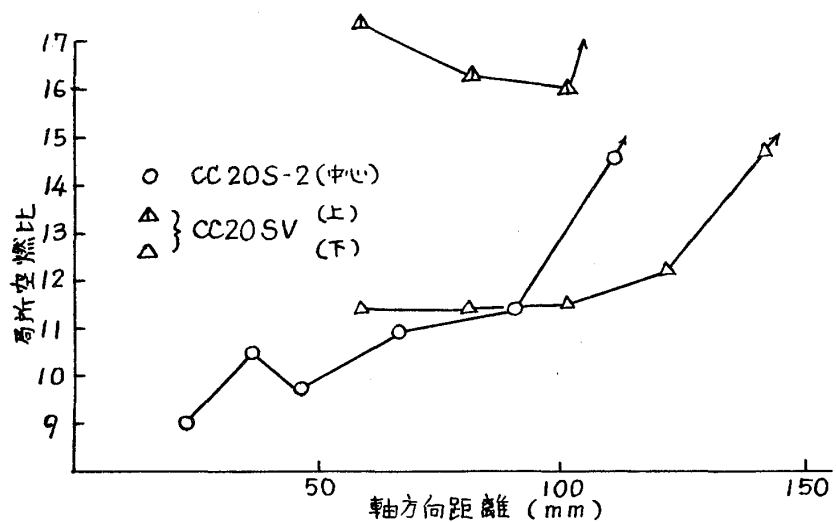


図18 (右) 推定局所空燃
比の軸方向変化

から、前記の燃料蒸発管から流出する燃料量のアンバランスの程度が判明する。この図18と、図10および図15のNO濃度分布を比較すると、局所空燃比 $n_e \approx 12$ のときNO濃度約35ppmで、これより n_e が増加するとNO濃度は相当に減少する。局所空燃比 $n_e \sim$ NO濃度の関係を図19に示す。これによると、燃焼器の噴霧形～蒸発形という形式には依存していないようである。

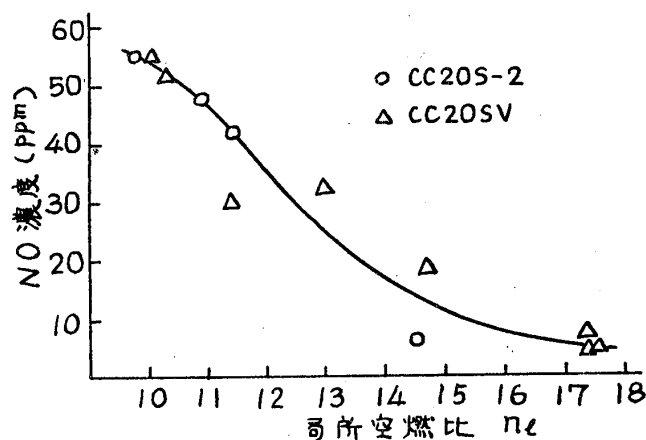


図19 局所空燃比とNO濃度の関係

7. おわりに

ガスタービン燃焼器内部のガス濃度分布の測定は、まだ実験途中であってデータ不十分の状態であるが、NO排出低減化に対し、燃料過濃混合気をつ

くらない形式の有利さが明らかとなった。その方法としては、大きな循環流領域の対策をはかること、予混合に基く燃料過濃領域の減少をはかること、など考えられる。

おわりにあたり、本実験に協力された当研究室の石井浅五郎、山田秀志、外山郁子、川崎重工業(株)の佐々木宣御、酒井規行；当時、芝浦工大学生の相模 滋、桜沢義男の諸氏に感謝の意を表わす。

8. 参考文献

- 1) 鈴木、石井：航技研資料 TM-269 ('75-1) 「配布先限定」
- 2) 田丸：近く航技研資料として発表予定、または 相模、桜沢：芝浦工大(機械Ⅱ)卒業論文(昭和49年度)
- 3) 大塚、斎藤^他：航技研資料 TM-166 ('69-11)

ガスタービン燃焼器の低 NO_x 化の研究 (第三報 燃焼器空気配分の影響)

中原 崇 文 (三菱重工高砂研究所)
 萬代 重 實 (同 上)
 *佐藤 亘 男 (同 上)
 五 良 哲 雄 (同 上)

1. 緒 言

ガスタービンでは最近の社会問題となっている公害のなかでも大気汚染が重要であり、その排気の無煙化と NO_x の減少を早期に実現しなければならない。前報で⁽¹⁾ガスタービンから排出される NO_x は火炎面で生成されるものが支配的であり、燃焼器頭部へ多量の空気を供給することにより NO_x を低減しうる可能性のあることを述べた。本報では燃焼器内の NO_x 濃度分布などを調べることににより上記方針を確認するとともに、これに基づいて燃焼器の空気配分を変更して行なった実験結果について述べる。

2. 実験装置および実験方法

燃焼実験装置のフローシートおよびその仕様を図1、表1に示す。燃焼器内の温度分布、ガス濃度分布の計測にはMW301型ガスタービン用燃焼器を実機相当の温度条件で燃焼させ、熱電対でガス温度分布を計測するとともに水冷プローブにより燃焼ガスを吸引、PDS法、オルザット、検知管、ガスクロマトグラフィーにより NO_x 、 O_2 、 CO_2 、 CO 、 H_2 をそれぞれ計測している。(計測法には問題があるが種々のケースについての相対比較をすればよいこと、実機燃焼器を対象としているためあまり繊細なことはできないことから今回のような実験を行なっている。) また、燃焼器の空気配分変更にはMW501型ガスタービン用燃焼器を使

表1 燃焼実験装置仕様

項 目	容 量
供給空気量	4 kg/s
・ 圧力	(max) 0.2 $\text{kg/cm}^2\text{G}$
空気予熱方式	直接燃焼方式
燃料供給量	200 g/h
・ 圧力	25 $\text{kg/cm}^2\text{G}$

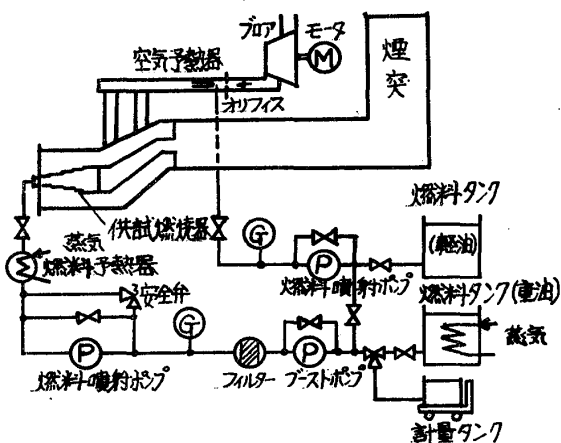


図1 燃焼実験装置フローシート

用し実機負荷条件（入口温度330℃，出口温度800～950℃，燃空比0.014～0.020）で燃焼，化学発光法によりNO_xを計測している。なお，燃料としては軽油，燃料噴射弁としては圧力噴霧式を使用した。

3. 燃焼器内のガス温度，ガス濃度分布

本実験計測結果の1例を図2に示す。これよりe臭ではガス温度が高くO₂濃度が低くなっており，その臭が循環流領域内であることを暗示している。d臭からb臭にかけては徐々に燃焼が行なわれガス温度の上昇，O₂濃度の低下となり，b～a間では稀釈空気が供給されるためガス温度の低下，O₂濃度の増加となっている。

つぎにNO_xについてみるとd臭より頭部では低く，その後d～b間で著しく増加しているが，b～a間で稀釈されて燃焼器から排出している。いまNO_x生成速度を比較するために単位燃焼量（O₂1 vol%）あたりのNO_x生成量（ $\Delta \text{NO}_x / \text{O}_2$ ）をとればc～b間での生成速度が高いことがわかる。これは前報に記したように燃焼雰囲気温度の影響が大きいことを裏づけている。なお，本試験においては予燃焼により燃焼器入口温度を実機相当にしているが，そのために燃焼器入口でガス濃度はすでにO₂～20.5 vol%，CO₂～0.2 vol%，NO_x～7 ppm，CO，H₂～0 ppmとなっている。しかし，ここで図示したものは燃焼器各部において計測されたガス濃度のままだであるがNO_xのみは燃焼器内での増加分をとっている。また，熱電対指示温度の輻射誤差は対流熱伝達が大さいために約25℃と比較的小さいようである。（グラフは補正していない。）

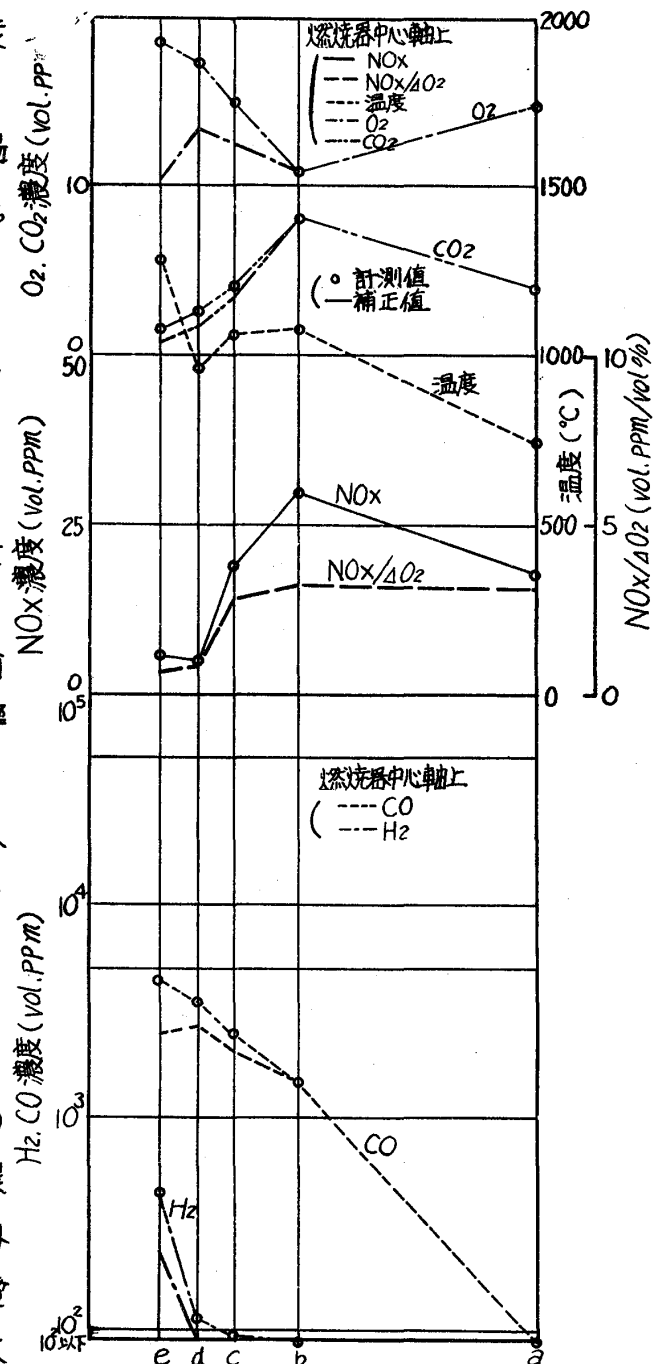


図2 燃焼器内温度，ガス濃度分布
(MW 301 スモークレス G 型 水なし)

また、図中e～c臭の間では燃料蒸気などがプローブ中で凝縮したため計測温度から推定した濃度も示した。

つぎに、燃料中へ $W/F = 0.72 \text{ wt.}$ の水添加を行なった時のガス濃度分布を図3に示す。(この計測では熱電対が切断したため温度は計測できなかった。) これから水添加を行なった時にはe臭における H_2 , CO 濃度が著しく高いことに気づく。これは水が 熱分解して

燃焼を促進する、あるいは燃焼過程そのものが変化しているようである。

これから水を加えた時には火炎温度の低下のほか化学的効果もはたらい NO_x およびスモークレベル⁽¹⁾を低下しているものと推定される。

4. 燃焼器の空気配分変更による NO_x 低減.

以上の実験から、また前報で行った実機データの検討から燃焼器頭部へ多量の空気を投入することにより NO_x を低減しうる可能性を見い出した。そこで燃焼器の空気配分を種々変更して燃焼実験を行なったが、その代表的なものの結果について述べる。 燃焼器としては、

MW501型用のものを使用し、空気孔の大きさ、位置、数などを変えることにより燃焼器の空気配分を変えている。その空気配分を表2に、また各々の燃焼器で生成された NO_x 濃度比を図4に示す。これから、期待したとおり燃焼器頭部に多量の空気を供給するほど NO_x を低減することができ、改造I型ではその NO_x 濃度がオリジナル燃焼器の約70%、また改造X型では約50%に低下した。この低下理由としては前述のとおり燃焼器内気温度の低下、酸素濃度増加による燃焼速度の上昇が考えられる。なお、燃焼器頭部に多量の空気を供給してもその位置、速度によ

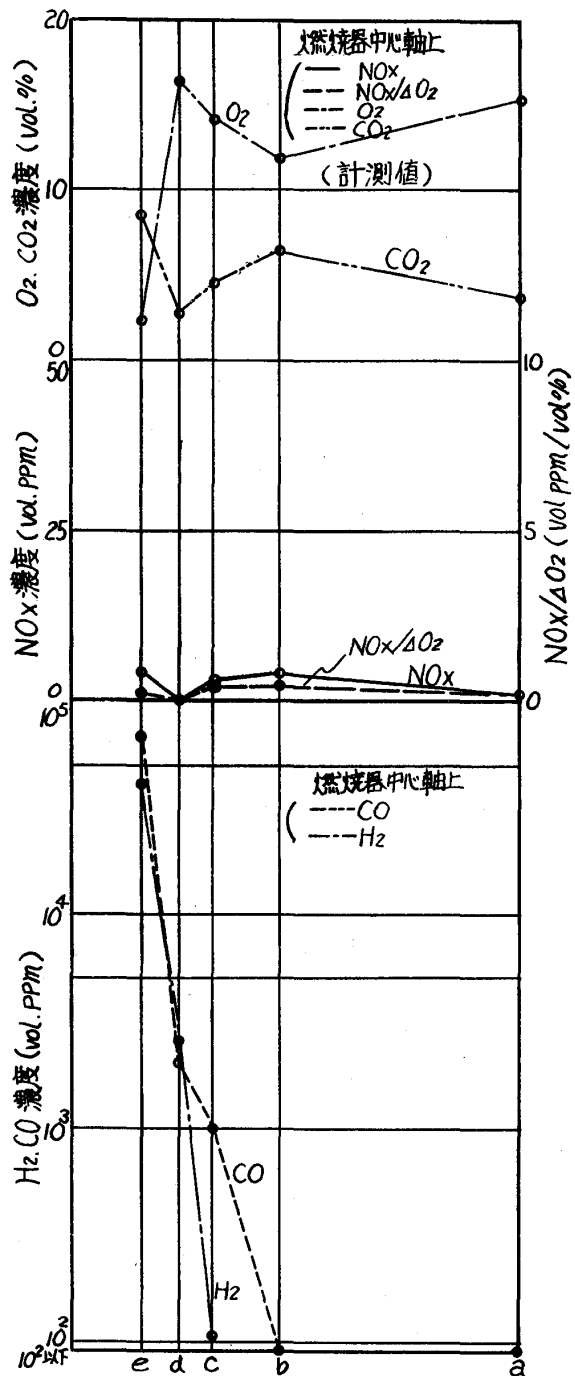


図3 燃焼器内ガス濃度分布
(MW301スモークレスG型-水添加: $W/F=0.72$)

ってあまり効果が無い場合もあったことを付記しておく。

つぎに実用化の臭から他の燃焼諸特性について検討する。まず、CO濃度はオリジナル型が最も低く、改造X型が最も高くなっているが、その値は本実験で高々100PPmであり、圧力下ではCO生成量が減少すること考えれば問題はない。

スモーク特性については大気圧実験では判断し難いので燃焼状況について記せば、オリジナル燃焼器では黄色炎であったのが燃焼器頭部への供給空気量を多くするにしたがい無色透明あるいは青色炎となり非常にきれいな燃焼が行なわれているようである。

また、燃焼器の圧力損失はどの燃焼器においてもほとんど差がなかったが改造型の方がオリジナル型よりやや少ないようである。燃焼効率についても差は認められなかった。

つぎに着火吹き消え特性を図5に示す。これから吹き消え特性は1次空気量の多いほど良くなっていることがわかる。これは循環流領域の温度により

表2 燃焼器の空気配分

	1次空気	2次空気	稀釈空気	ル・バフィルム冷却空気
オリジナル	10.7	24.2	33.0	32.1
スモークレス	12.7	24.7	24.7	37.9
改造I型	12.7	41.2	8.3	37.9
改造X型	10.8	56.9		32.3

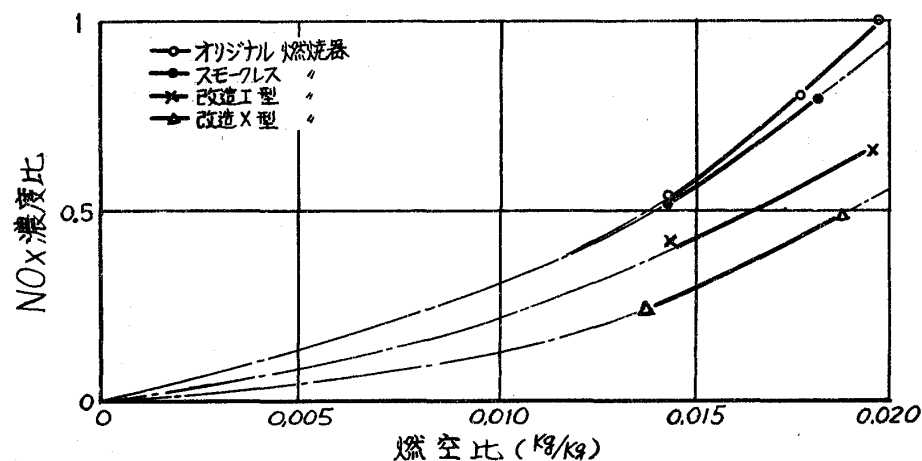


図4 異なる空気配分の燃焼器から排出されるNOx

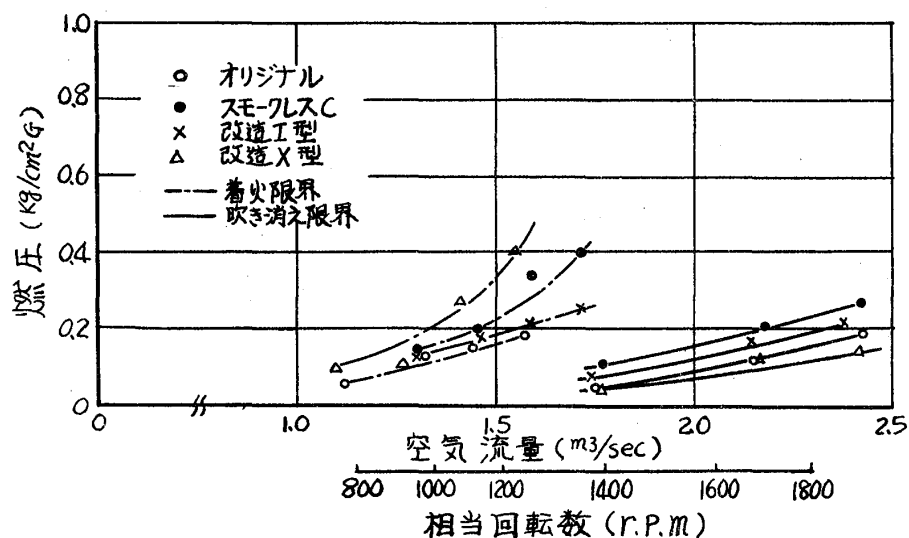


図5 各燃焼器の着火・吹き消え性

吹き消え特性が左右されるためと考えられる。また、着火特性も吹き消え特性と同傾向を示しているが、改造X型が着火性がやや異なっている。この理由は空気配分変更により循環流領域近傍の流れ状態が変わったために着火栓と燃料噴霧コーンの相対位置がズレたためと考えられる。

燃焼器壁温分布についても計測を行なったがオリジナル型より改造型の方が少し低くなっている。これは前述のように燃焼器頭部の空気量を増加するにつれて火炎の色調が黄色から青色へと変わったために火炎の輻射率が低下したためと考えられる。

5. 結 言

ガスタービン燃焼器内のガス温度、ガス濃度分布を調べることにより

- (1). 2次燃焼領域での NO_x 生成が顕著である。
- (2). 燃焼器に水を加えて燃焼した時の NO_x 低減効果は熱的なものだけでなく、化学的な効果がはたちいているものと考えられる。

ことがわかった。

また、空気配分を変更した燃焼器は、

- (3). 従来の燃焼器に較べて NO_x が約 $\frac{1}{2}$ に低減した。
- (4). 燃焼諸特性も良好であり、実用に供しうる。

ことがわかった。

参 考 文 献

- (1). 中原崇文ほか：「ガスタービンの NO_x 生成とその低減について」，日本ガスタービン会議第2回定期講演会論文集（49.6）P.119～125
- (2). 鍵谷勤：「無公害燃焼法」日本機械学会関西支部第17回特別講義会テキスト（昭47.12）P.1～10
- (3). 堀守雄：「高負荷燃焼器の空気量配分に関する実験（第3報，燃焼器内濃度分布）」日本機械学会論文集（第2部）37巻第295号（昭46.3）

篠原俊夫（日立製作所 機械研究所）

1. まえがき

軸流タービンの内部流動損失の一つに動翼先端間隙からの漏洩がある。近年、タービンの大型化および高速化にともない、動翼先端にシュラウドをとりつけることは、遠心強度上困難な場合もあり、この漏洩損失を低減することは、タービン性能向上のため重要な研究課題の一つである。

この漏洩損失を減少させるため、動翼先端に溝を設ける等の方法が従来から考案され、その一部は実機に適用されてきている。筆者らは、タービン内部流れの半径方向分布（フローパターン）を適切に選ぶことにより、動翼先端の漏洩を減少させ、あわせてタービンの効率を向上できるものと判断し、単段のモデルタービンを試作して実験を行った。その結果、フローパターンの改善によりシュラウドレスタービンの翼端漏洩損失を低下させ、タービン性能を改善できることを確認した。

2. 記号

C 絶対流速	S エントロピー	r 半径	B 拡り角
G 流量	T 気流温度	h 翼高さ	η 効率
H エンタルピー	U 相対速度	s オープニング	ρ 気流密度
P 気流圧力	V 理論速度	t ピッチ	ω 角速度
R 半径位置	R_x 反動度	α 流出角	ψ 速度係数

3. 供試タービンと実験装置

供試タービンは単段軸流タービンで、その主な仕様を表1に示す。実験は空気を用いて行った。実験装置の配置図を図1に示す。空気源としては220KW軸流ブロワを用いた。流量は配管途中に取りつけたオリフィスにより、タービン出力は、回転軸に直結した直流電気動力計により測定した。タービンを出た空気は、ベルマウス型の円環ディフューザーを経て、大気中に放出される。

供試タービンの軸を含む子午面を図2に示す。気流はタービンの上流で整流加

表1 タービンの主な仕様

入口圧力	kg/m ²	400.
回転数	r p m	800.
流量	kg/s	6.5
出力	kw	15.
根元径	mm	934.
翼高さ	mm	102.
ノズル枚数	枚	72.
動翼枚数	枚	96.
根元反動度	%	5.
実験レイノルズ数		7×10^5
実験マッハ数		0.35

速して、一様な流れとなって流入する。図中に示すように、タービンの前後に軸方向に①～⑨まで9ヶ所、5孔ピトー管を外壁から挿入して半径方向にトラバースして内部流動を計測した。軸方向の同一場所には半径方向にそれぞれ4ヶ所の測圧孔を設け、周方向の偏差を測定している。とくにノズル下流④では、歯車装置によりノズルリングを回転できるので、周方向2翼列ピッチにわたってノズルとピトー管の相対位置をこまかに変えて測定し、その平均値をとった。また、ノズルは ± 2 度ずつ取付角を変更できる。

4. フローパターンの検討

翼端間隙からの漏洩は動翼前後の圧力差（反動度に相当する）によって起る。この圧力差を小さくすれば漏洩は減少する筈である。一方ノズル下流で

は、流れは強い旋回成分を有しているので半径方向にかなり大きな圧力勾配が存在する。そのため、翼根元反動度を小さくしても、翼先端では20～40%前後の反動度となる。また、半径方向に振れないノズル（直線ノズル）を用いると、ノズルよりの流出角（翼列方向から測った角度）は一般に半径方向に漸増する。このことは翼先端反動度を一層大きくして、漏洩量を増大させる傾向にある。そこで、翼先端近くで流出角が小さくなるようノズルを半径方向に振って、動翼入口半径方向流れ分布を変えることにより、漏洩損失を低減させることが可能と思われる。この効果をみるため図3に示すように、半径方向に振りのない従来の直線ノズル（A）、先端近くで流出角が小さくなるように振ったノズル（B）、および先端近くで流出角が大きくなるように振ったノズル（C）について漏洩量およびタービン効率を検討した。動翼はいずれの場合も、従来ノズル（A）と組合せて用いてきた同一のものを使用

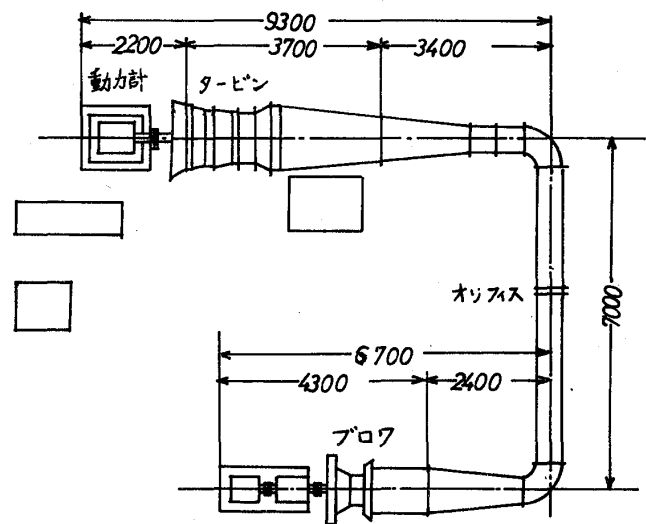


図1 実験装置配置図

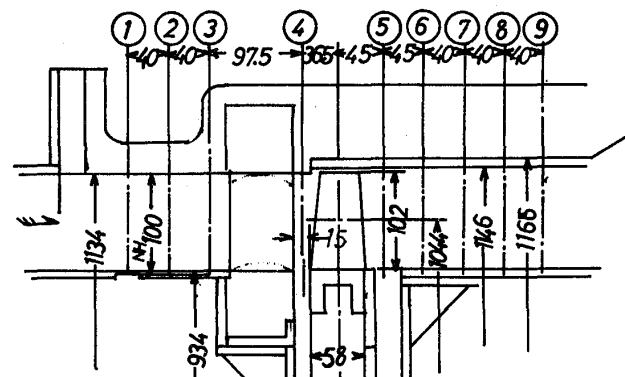


図2 タービン供試部子平面図

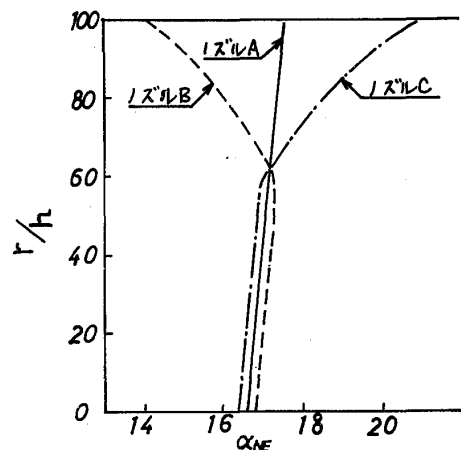


図3 ノズル流出角分布

することにした。

5. 理論的検討

まず、上記各ノズルを使用した場合のタービン内部流動を計算し、その性能を比較した。計算は簡略に行うため、ノズル、およびブレード前後に数々の計算面をおき、半径方向平衡式⁽¹⁾を用いて、次の仮定を用いて行った。

- 1) 軸対称、定常、断熱流れである
- 2) 運動方程式を解く場合は粘性の影響は無視する。
- 3) 計算面では半径方向の速度成分は無視する。
- 4) 同一流線上では全エンタルピー H_0 の値は一定である。
- 5) 動翼腹面から背面へ廻りこむ流れは考えない。
- 6) 漏れ流れは動翼を通過した主流とは静圧 P のみが連続である。

計算式は

$$\frac{(1+\tan^2\alpha')}{2} \frac{dU_z^2}{dr} + (\tan\alpha \frac{d(\tan\alpha')}{dr} + \frac{\tan^2\alpha}{r}) U_z^2 = \frac{dH'}{dr} - T \frac{dS}{dr} - 2\omega \tan\alpha' U_z \quad (1)$$

となる。(・)は翼に対する相対座標系での値である。

また、流れの損失はすべて速度係数 ψ で与えることにした。 ψ は α , r , 等の関数で、翼列実験結果等の既存資料から与えた。

同一流線上のエントロピー S と流体密度 ρ は、

$$S_e - S_i = C_p \ln \left[\frac{H + \frac{(\omega r_e)^2}{2} - \frac{U_e^2}{2}}{H + \frac{(\omega r_e)^2}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{U_e}{\psi} \right)^2} \right] \quad (2)$$

$$\rho_e = \rho_i \left(\frac{H_e}{H_0} \right)^{\frac{1}{K-1}} e^{-\frac{1}{C_p} \frac{K}{K-1} (S_e - S_i)} \quad (3)$$

となる。ここで C_p , K はそれぞれ気流の定圧比熱と比熱比である。また添字 i は入口断面、 e は出口断面を示す。

翼先端からの漏洩損失 $\dot{m}_L$ はTraupelの式⁽²⁾から求めた。

6. 計算結果の検討

上記(A), (B), (C)各ノズルを用いたときのタービン内部流れの計算結果を比較する。まず、ノズル出口静圧分布を図4に示す。静圧 P_4 はタービン前後の圧力差 Δ

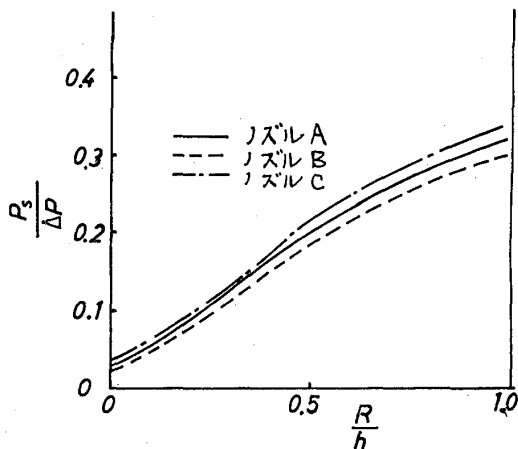


図4 ノズル出口静圧分布

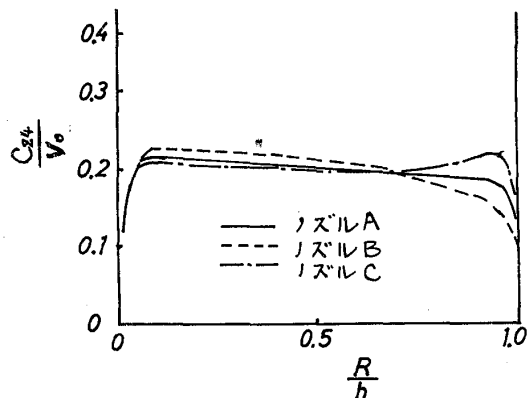


図5 ノズル出口軸方向速度分布

Pで無次元化した。添字4は図2に示した測定断面を示す。この値は反動度に相当する。ノズルを振っても反動度にはあまり大きな差を生じない。

次に、ノズル出口の軸方向速度分布をみると、ノズル振りのちがいによって先端近くの値がかなり変化している。このことから、ノズルの振りを変えることは、ノズル出口での流量の半径方向分布を変えることに相当していることがわかる。

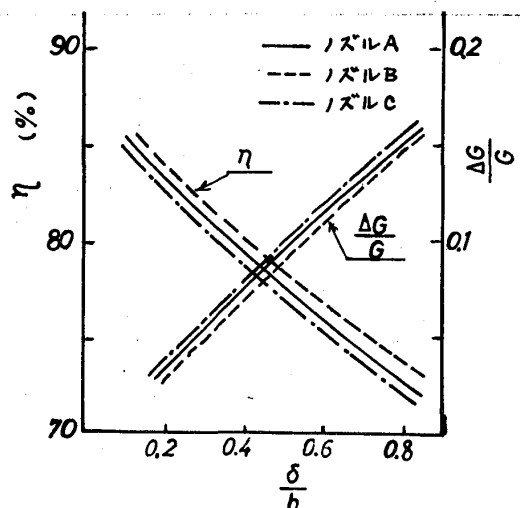


図6 漏洩量とタービン効率の比較

おわりに、この3者の漏洩量 ΔG とタービン段落効率 η とを図6に比較した。漏洩量は全体流量 G で無次元化した。タービン段落効率は次式で定義した。

$$\eta = \frac{\int (\Delta H + \frac{C_i^2}{2} - \frac{C_e^2}{2} - \zeta_L \Delta H_B) dG}{\int (\Delta H + \frac{C_i^2}{2}) dG} \quad (4)$$

ここで ΔH はタービン前後の熱落差、 ΔH_B は等エントロピー熱落差、 ΔH_B は動翼前後における熱落差である。

横軸は翼端間隙 δ と翼高さ h との比である。図からノズル(B)の場合が漏洩量も小さくタービン性能が良いことが期待できる。

7. 実験結果とその検討

上記計算結果にもとずき、ノズル(A)と(B)についてモデルを試作し、図1に示した実験装置により実験を行った。

図7に、翼端間隙の異なる2つの場合について、動翼出口断面⑤における流れの全圧 P_0 および静圧 P の半径方向の分布を示す。右端近くの一点鎖線は翼先端の位置を示す。その近くに全圧の値が非常に大きいところがある。翼端間隙 δ が大きいほどこの部分の幅も広く、全圧の値も高い。そこで、この部分は翼端間隙を仕事しないで通過してきた漏洩流れと判断した。そしてこの部分の流量を積分して漏洩量を求めた。その左の全圧の値が小さくなっている所は翼端部の損失の大きな位置の流れの部分である。この位置が翼端よりかなり半径方向下側にきているのは、漏洩流れが比較的高いエネルギーを持っているので、動翼の下流では、動翼を通過してきた主流を押し下げる傾向のあることを示している。左端近くで全圧の小さい所は翼根元付近で二次流れ等によって大きな損失が発生していることを示す。

次に同じ実験時の動翼出口の軸、周、および半径の各方向の速度成分 C_a, C_u, C_r と流出角 α 、および流れの流出角 β の半径方向分布を図8に示す。漏洩流れの範囲では α の値が負になっていて、ノズルから流出した方向に近い流れ方をしているのがわ

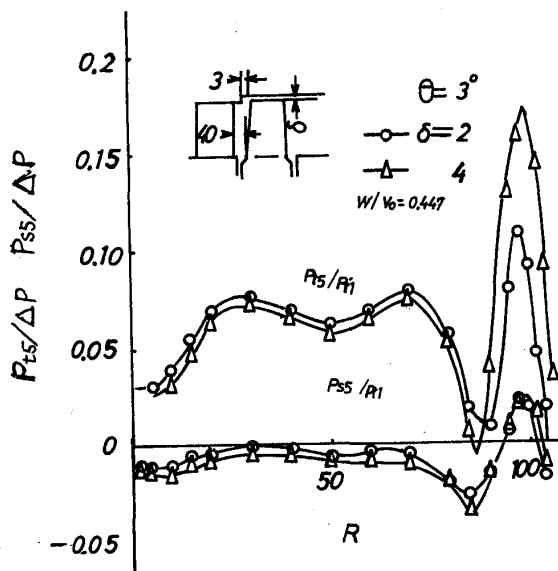


図7 動翼出口における圧力分布

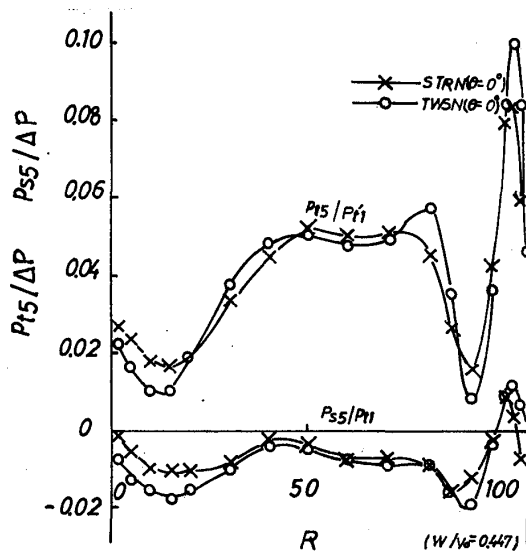


図9 動翼出口における圧力分布

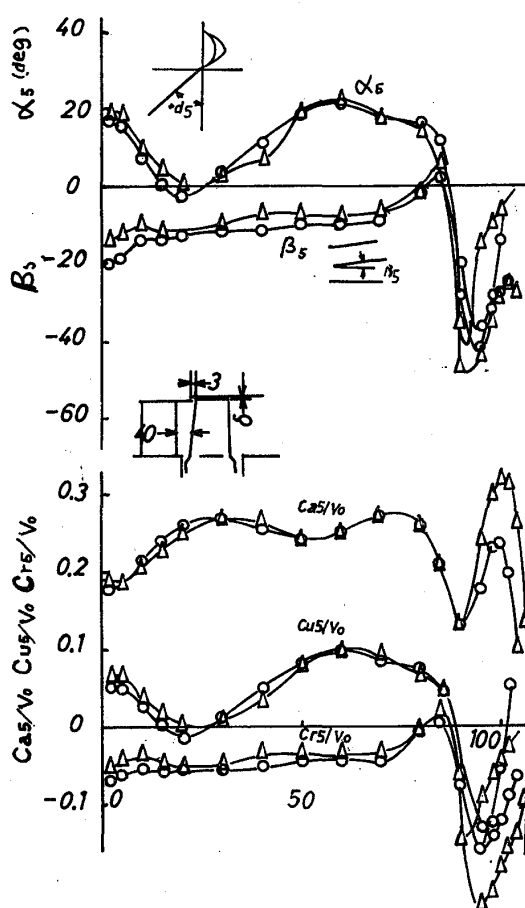


図8 動翼出口における流速分布

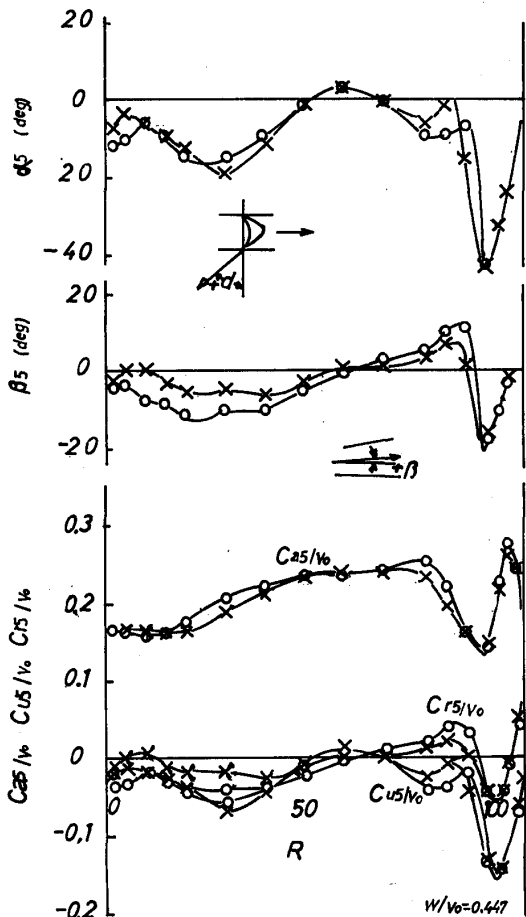


図10 動翼出口における流速分布

かる。また β の値が負になっているのは、漏洩流れが主流を押し下げて拡大していることを裏付けている。図9、図10はノズル(A)と(B)について動翼出口断面⑤の流れを比較したものである。両者の間には大きな差はないように見えるが、しかしよく見ると、ノズル(B)の場合が漏洩流れの範囲がわずかながら狭く、損失のすくない領域が大きくなっているのがわかる。

実験はノズルの取付角 θ を ± 2 度ずつ変更して行った。また、タービンの回転数を制御して、タービン前後のエンタルピー差 ΔH から求まる理論速度 V_0 とタービンの回転周速 W との比 $\frac{W}{V_0}$ の値をいろいろ変えて行った。 $\frac{W}{V_0}$ の値が大きいと、動翼に対する流入流れは背打ちとなり反動度が増加する。いろいろの実験結果から、翼端反動度（翼高さ90%の位置の実験値 R_{x90} をとった）と漏洩量の関係を図11に示す。翼端反動度を小さくすることにより漏洩量がかなり減少することがわかる。

次に、ノズル(A)と(B)とをそれぞれ用いたときのタービン段落効率を比較した。流れ条件によってタービンの効率は変化する。そこで横軸に、ノズルの平均のオープニング S と翼列ピッチ t の比 $\frac{S}{t}$ をとって比較した。いずれの場合も、先端に向かって流出角が小さくなるように振ったノズル(B)が従来の直線ノズル(A)よりもタービン段落効率が1~2%程度良くなっていることがわかる。ノズルを振ると、ノズル下流の子午流線の位置が半径方向下方に押し下げられており、これがタービン性能改善に寄与しているものと考えられる。

8. まとめ

タービン内部流動の数値計算を行い、動翼先端間隙からの漏洩損失の低減方法を検討した。その結果、翼端の反動度を小さくすれば、漏洩量が低下することが明らかになった。また、ノズルに振りを与え、翼先端の流量を少なくするようなフロパターンを採用することにより漏洩損失を減少させ、タービン効率を改善できることがわかった。さらに、モデルタービン実験を行ったところ、フロパターンの改善により、理論計算で予測した以上にタービン性能を改善できることを確認した。

9. 参考文献

- 1) Vaura M.H. "Aerothermodynamics and Flow in Turbomachines"
- 2) W. Traupel "Thermische Turbomaschinen"

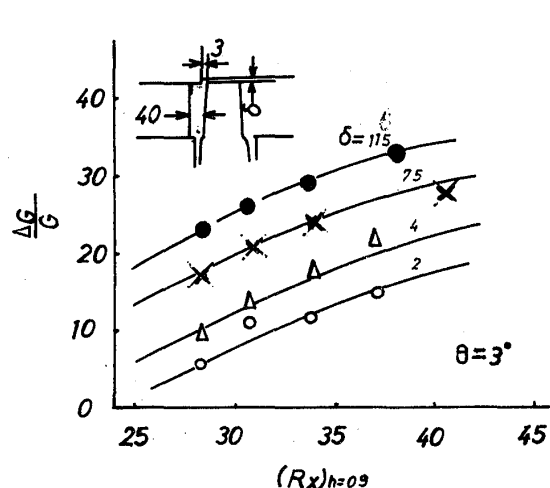


図11 反動度と漏洩量の関係

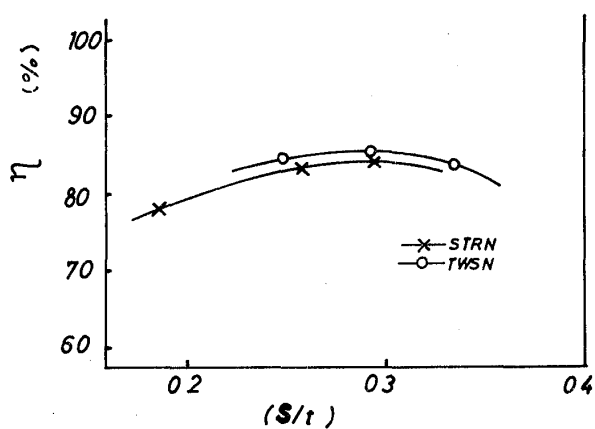


図12 タービン段落効率の比較

自動車用ガスタービンの 遠心圧縮機の開発経過

* 山崎 慎一 (日産自動車中央研究所)
渡辺 亜夫 (日産自動車中央研究所)

1 まえがき

自動車用原動機として各種新原動機が研究されてきているが、やはりガスタービンエンジンはその中でも有力なものである。だが周知のように実用化のためにはまだまだ多くの技術的問題を解決しなければならない。

日産自動車では昭和42年に300馬力の大型高速バス用エンジンを目的として設計に着手して以来、エンジンの実験、試作を重ね、かつ車両に搭載した場合のテストも行いつつ、現在もなお研究開発を続けている。

今回は主にエンジン内の空力パーツ、その中でも特に遠心圧縮機の開発経過の一端を紹介する。

2 自動車用ガスタービンの遠心圧縮機について

自動車に適用する場合のガスタービンエンジンは、一般に多く用いられている大型で定負荷の場合と異なり、小型高速、負荷変動激しく、部分負荷運転が多い等の特徴を有している。それゆえ、現在世界各国で開発されている自動車用ガスタービンエンジンもこれらの点を考慮して、トルク特性が良く、部分負荷の効率も高い2軸再生式のものが多い。

(図1)

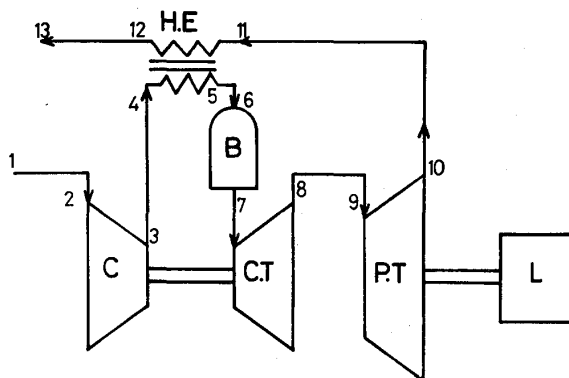


図 1

日産において開発中のガスタービンエンジンもこの形式をとっており、圧縮機は遠心一段、タービンは軸流二段

で圧縮機駆動用タービンとパワータービンであり、パワータービンには可変ノズルがついている。熱交換器は自動車用に特有な回転蓄熱式マトリクスを左右に2個もっている。エンジンコントロールは温度制御方式を採用している。(図2) 主な仕様は

空気流量	2 kg/s	圧力比	3.9
タービン入口温度	920 °C	トルク	14.5 kg.m
出力	280 PS		

ガス発生機回転数	40000 RPM	パワータービン回転数	30000 RPM
圧縮機効率	80 %	タービン効率	87 %
燃焼効率	99.8 %		

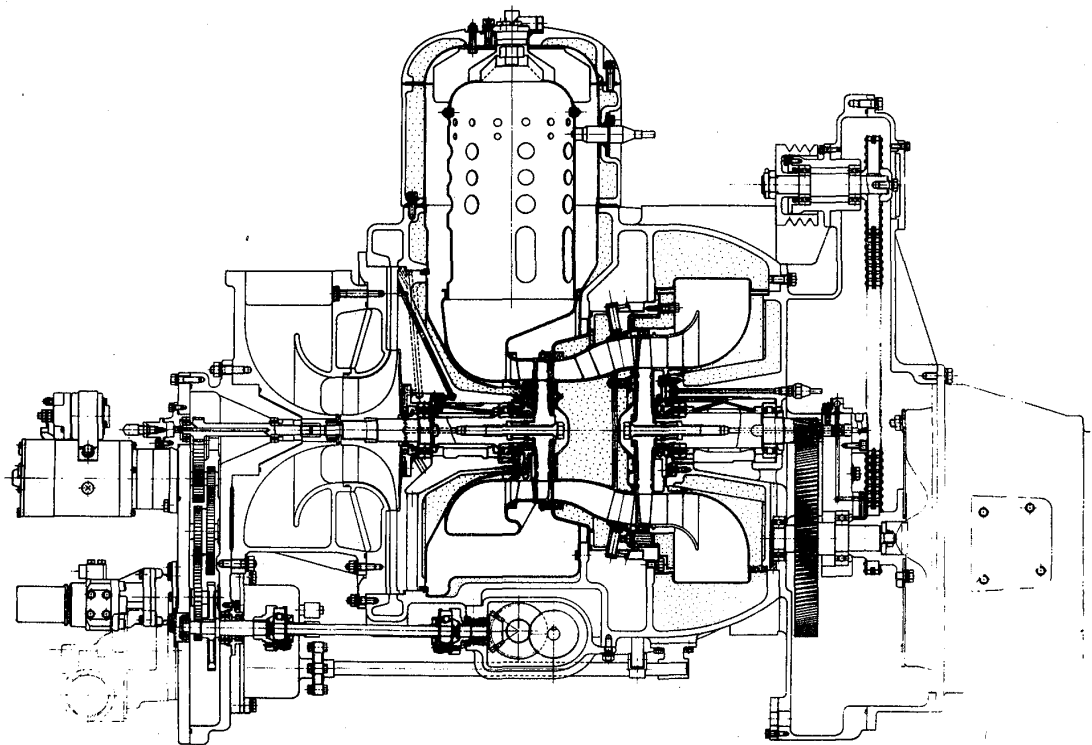


図2 YTP-12 エンジン断面図

自動車用ガスタービンに用いる圧縮機としては、他の用途の場合と同様、構造強度が十分でかつ耐久性信頼性があり、効率も高く、コストが安いことが必要であり、更にエンジンを小型軽量化するために高速化が望まれる。また性能に対する特別な要求として以下のことも望まれる。加減速が多く運転変動が激しくため作動範囲が広いこと。部分負荷状態での運転が多いため特性がフラットで効率も高いこと。サージラインに段付等がなく滑らかなこと。

これらの性能を満足させるための研究を続けてきているが、今回はエンジンの出力性能向上によりよくマッチした圧縮機の開発に関する報告にとどめてある。

3 実験装置 計測法

圧縮機実験装置を図3に示す。大気より吸入された空気はオリフィスで流量計測され、サージタンクに入り整流された後圧縮機に入る。流量をかえる場合には出口に設けた流量調整弁で行う。

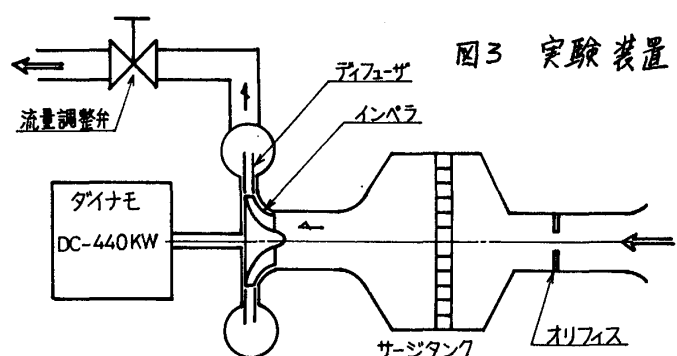


図3 実験装置

圧縮機の駆動は増速ギア内蔵の440 kW 直流ダイナモを使用しており、ギア損失を含まない形でトルク測定ができる。初期の頃は高速回転体の振動問題が生じ設計回転数40000 RPMまで上ることができなかったが、弾性支持軸受、フレキシブルカップリングの使用によって可能となった。回転数一定での性能実験において、回転変動は誤差の原因となるが、このダイナモは $\pm 0.1\%$ 以内の回転数制御が可能であり、ほとんど問題にならない。(図4)

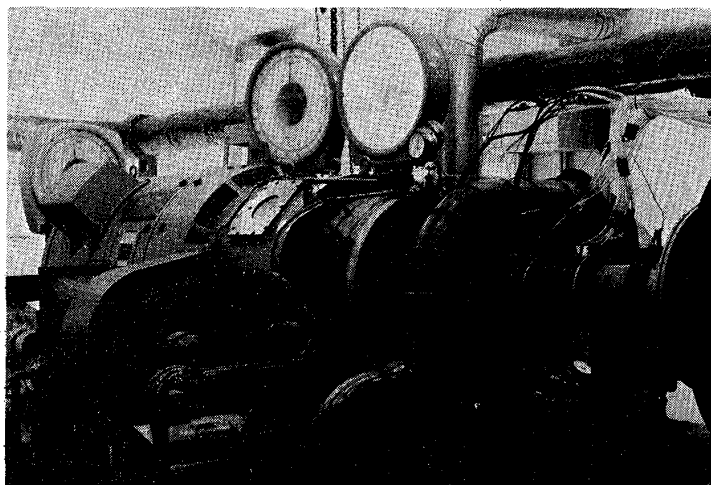


図4 440 kW ダイナモ

測定項目は通常のゴとく回転数、トルク、流量、出入口温度・圧力等である。その他実験内容に応じて、インペラ・デューザ内の壁面静圧分布、インペラ出入口速度分布および高感度の圧力センサーを用いたインペラ内の非定常圧力変動等の測定も行っている。

4 開発経過

4.1 強度問題 始めに作ったインペラはアルミの鋳造であったが、材料、鋳造技術の未熟のため30000 RPM近辺でディスクからバースト。次は強度を増すため、インペラ・インデューサ部はステン・ルの鋳造とし、ラジアル部はアルミ鍛造材からの削り出しと別体構造にしたが、接続等に問題があり十分な性能が得られなかった。次のインペラは、またアルミ合金の一体精密鋳造でスピントレストでは十分回転を上げることができたが、運転中ひんぱんにインデューサ部が破損するトラブルが生じた。原因を調査した結果、38000 RPM近辺に共振点をもつことがわかった。これを対策するためインデューサのハブからチップにかけての翼厚の変化と、根元の丸みを増して固有振動数を上げることで解決した。以後設計したインペラについて強度、振動問題は生じていない。

4.2 設計 インペラの設計は大型計算機を用いた流線解析によってインペラ内の相対速度分布が適当な形になるように行った。図5に中間翼位置をかえた場合の翼間平均の相対速度分布の計算例を示す。

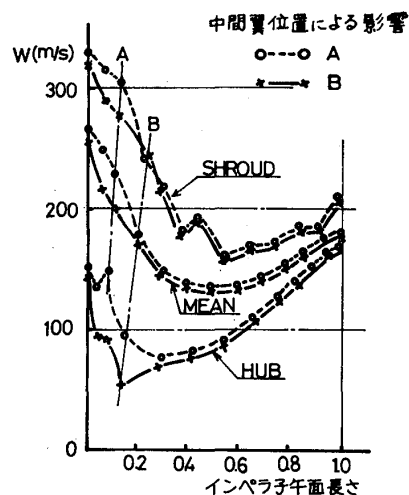


図5 インペラ内相対速度分布
($N=40000$ $Q=2$ kg/s)

ディフューザはチャンネルタイプとし、枚数、拡がり角、取付位置・角度等は実験結果をもとに適当な値に選んである。

これらのインペラとディフューザを組合せて性能測定を行った所、設計目標圧力比3.8に対して3.6程度と低い圧力比しか得られなかった。従ってエンジンのマッペングも悪いし、パワーも出なかった。以下に期待する圧縮機の性能が得られなかった原因を調べ、対策した経過を述べる。

4.3 考え方 圧力比の出ない原因として次のような考え方ができる。

- (i) もともとインペラの性能が悪い。
- (ii) インペラの性能は良いがディフューザが悪い。
- (iii) インペラ、ディフューザとも単独では良いがマッペングが悪い。

これらの考えられる原因の内、現在の場合いずれに相当するかを明らかにする必要がある。即ち、何らかの方法によってインペラ、ディフューザの単独の特性がわかることが望ましい。

4.4 インペラの試験 ディフューザでのサージ、チェークが起きることをさけるために、まずベーンレスディフューザを用いた実験(図6-a)を行って、インペラの流量特性を調べた。しかしながら実験データを分析した結果、ベーンレスディフューザがサージの原因となつていゝと判断された。

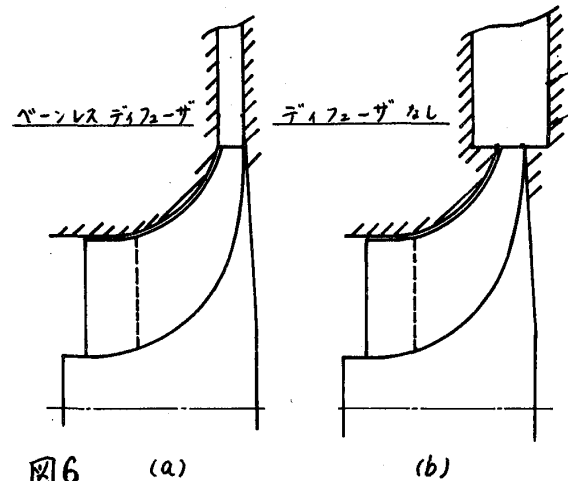


図6 (a) (b)

このサージをさけるためインペラ出口直後を軸対称な広い部屋に開放した図6-bの装置について実験を行った所、図7に示すように流量範囲が拡がり、これがインペラ単独の流量特性と判断された。

この実験でのインペラサージの判定は通常のサージ現象とは様子が異なり、系全体の圧力変動、音も低いため、判定はシュラウドに設けた圧力センサで得られた波形的変化で行った。

この方法によって各種のインペラの単独の特性を調べた。

4.5 インペラの流量特性 例えは図8のイ

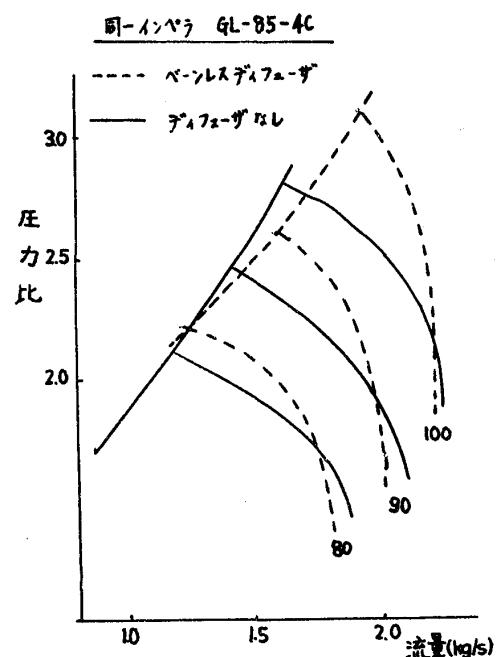


図7

ンペラのように同一粗材をもとに数種の形状パラメータ（インデューサ径、カット量、出口巾）をかえた実験を行った。

図9にインデューサカット量のみにかえた場合の結果の一例を示す。予想されるように、インデューサをカットしてインデューサの角度、スロート等をかえることによって、全体にほぼ流量が増加し圧力比が低下してきている。

これらの結果をインペラ単独の流量特性と考え、インペラがエンジンの要求する流量を満たしているかの判断に用いた。

4.6 ディフューザの特性 ディフューザの性能を調べようとする場合、高速で旋回をもった基準となる流れが必要であるが、現在までの所作れていない。従ってあるインペラの出口の流れを用いてディフューザの性能を調べることになるが、インペラが異なればディフューザ特性も異なるということでは一般性をもちにくい。

図10の例は同一ディフューザに対して若干インペラのインデューサ部をかえたものの結果の比較である。インペラの特性は図9に示した通りであるから、サージ、ケヨークとも明らかにディフューザで定まっているのであるが、インペラが異なるとこれらの流量も変化してきている。

インペラについても同様なことがいえる。例えば低回転ではディフューザを設けることによって、サージ流量は図9に示したインペラ単独のサージ流量よりも少なくなる。このようにインペラとディフューザが強い相互関係をもっている。

ディフューザについては各種タイプの設計試作

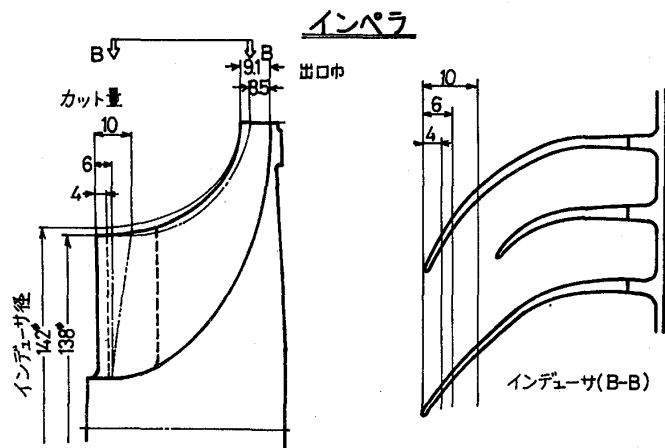


図8 インペラ形状パラメータ

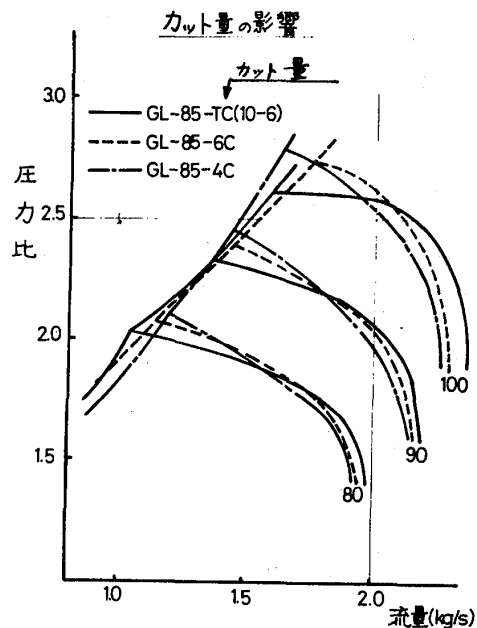


図9

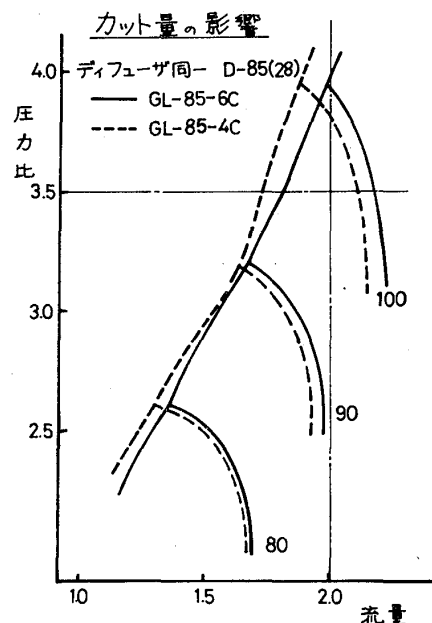


図10

を行い、これらクインパウにマッチするものを選んできた。

図11に示りような各種の実験を行って初期の目標以上の圧力比を得てきた。

5 マッチングについて

圧縮機の開発経過は以上のようであったが、エンジンとして十分な性能を発揮するには、他のパーツとのマッチングが必要である。マッチングに主に関係するものは、(1)圧縮機の流量、圧力比、効率 (2)圧縮機タービンの流量、効率 (3)熱交換器の空気もれ、その他エンジン内のもれ (4)各ガス流路の圧力損失。これら各コンポーネントについてもそれぞれ単独に開発を進めている。

(2) 圧縮機タービン 少量の高圧空気源と負荷吸収用ダイナモをもったタービン実験装置を用いて、入口温度 200℃ でのエアータストを行い、流量、効率等タービンの諸特性を調べ、エンジンマッチング用、および設計用データを得ている。

(3) 熱交換器 エンジンと同様な条件の再現できる実験装置をもち、シーロからのもれ特性および効率等の測定を行い、性能および耐久性の向上をはかっている。

(4) 流路 自動車用ガスタービンの流路は非常に複雑な形状をしており、その数も多い。実物を用いた実験、モデルを用いた流れの可視化実験等を行って、圧力損失が少く、速度分布の良い流路形状を開発している。

これら各コンポーネントをエンジンに組みあわせてテストするが、実験とコンポーネントとの条件の相違、もれや圧力損失見通りの不確実性などのため、予想通りのマッチングが得られないこともある。このような場合、原因にもよるが、圧縮機の修正によって行うこともあり、この種のマッチングのための実験的技術も必要となってくる。

＝あ と が ち＝

自動車用ガスタービンの圧縮機について主に実験の開発経過を述べてきたが、これら空力性能向上等を行って目標出力を達成してきた。自動車用ガスタービンについて開発すべき問題も多く、また燃費向上が強く要請されている所、これら空力コンポーネントのより以上の開発が急がれる。特に圧縮機については複雑な現象も多く、理論解析はもとより有効な計測法をもった各種実験を行って開発を進める必要がある。これら開発を進めるにあたって、実験を担当した野村善征、大滝重治 両君に御礼申し上げる。

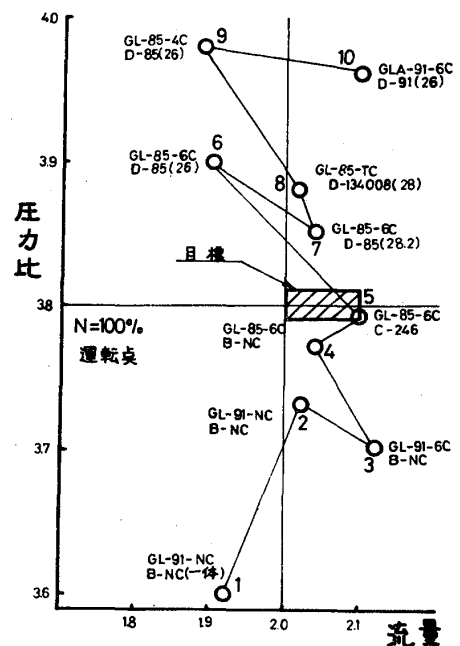


図11 実験経過

*大山 耕一 田村 敦宏 (航空宇宙技術研究所)
小林 紘 菅原 昇 (, ,)

1 はしがき

圧力比の高い多段の軸流圧縮機では静翼固定のまま運転すると作動範囲は設計回転速度近傍の狭い領域に限られ、その他の領域、特に低速においては安定した作動範囲が得られず運転不能となり易く、その対策として可変静翼あるいは抽気などの手段を必要とする場合が多い。このような場合、空力設計としては設計点での空力計算のみでなく off-design での特性も解析して作動範囲を確認する必要がある、可変静翼あるいは抽気の必要な場合はその具体的な諸元を決定することも要求されており、空力設計の大部分を off-design 特性の解析検討に費す状態に至っている。

軸流ターボ機械の空力的な問題を解く場合、これまで設計計算(間接問題)と off-design の流れの計算(直接問題)とは別個のものとして取扱われやすく、それぞれの解析法について種々の手法が工夫されてきた。本報告では前述のような理由から間接問題および直接問題を有機的なつながりを持つ一つの空力問題として共通の場で考え、処理してゆく方針をとり、流線解析法を用いて両者を共通の関係式より導いて解く場合について述べる。

2 計算式

(記号)

N: 回転速度
H: エンタルピ
U: 周速度
M: マッハ数
S: エントロピ
 ρ : 密度
P: 圧力
T: 温度
 ΔT_w : 1段当りの温度上昇
Y: 半径
Z: 軸方向距離
C: 流れの速度
W: 動翼に相対的な流れ速度
 α : 流れの角度
 β : 動翼に相対的な流れの角度
 φ : 流線が回転軸方向となす角
 σ : 翼列の弦節比
 ζ : 翼列の圧力損失係数
 γ : 翼列の喰違い角
 θ : 翼列のそり角
t: 翼厚さ
C: 翼弦長
Re: 翼列に対するレイルス数

(常数)

CP: 流体の比熱
K: 比熱比
J: 熱の仕事当量
R: ガス常数
g: 重力加速度

(添字)

0: よどみ点
1: 動翼入口
2: 動翼出口
3: 静翼出口
, : 相対的な値
Y: 半径方向
 θ : 円周方向
Z: 回転軸方向
R: 動翼
S: 静翼
t: 翼の tip
h: 翼の hub
N: 段の番号
M: 流線の番号
id: 理想値
*: 設計点の値

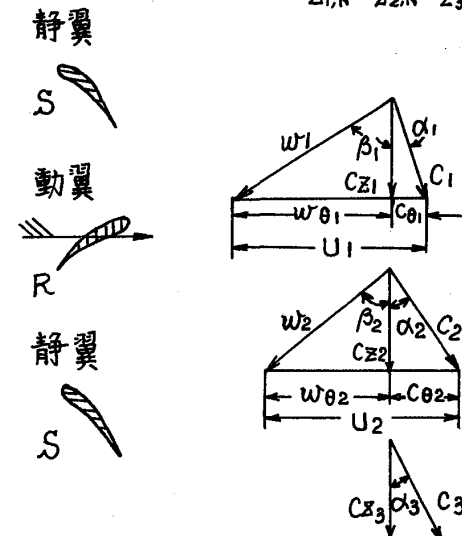
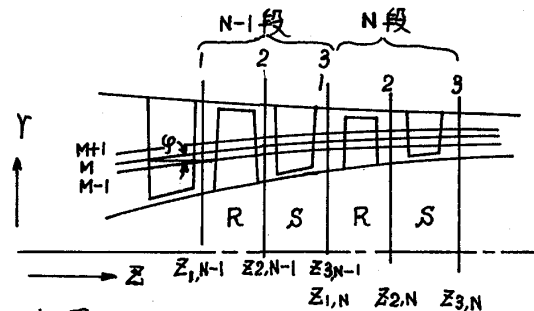


図-1

圧縮機内部の流れを定常な軸対称流れと仮定し、粘性の流れへの影響、圧縮機表面の熱伝達、下流の翼列が上流におよぼす影響などを無視すると、軸対称の微小な流路と回転軸を通る子午面との交わりによって形成される流線に沿って外力の作用しない位置では次の関係が成立つ。

(基礎式)

$$\begin{aligned} gJ \frac{\partial H}{\partial r} &= gJT \frac{\partial s}{\partial r} + \frac{C_\theta}{r} \frac{\partial (rC_\theta)}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_z}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} \quad \text{---(1)} & \tan \varphi &= \frac{C_r}{C_z} = \frac{dr}{dz} \quad \text{---(6)} \\ C_p &= C_p(T, P) \quad \text{---(2)} & P &= g \rho R T \quad \text{---(7)} \\ dH &= C_p dT_0 \quad \text{---(3)} & \frac{P_0}{P} &= \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{K}{K-1}} = \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad \text{---(8)} \\ dS &= C_p \frac{dT}{T} - \frac{R}{J} \frac{dP}{P} \quad \text{---(4)} & 2\pi \int_{r_h}^{r_t} \rho C_z r dr &= \text{const.} \quad \text{---(9)} \\ T_0 &= T + \frac{C^2}{2gJ C_p}, \quad T'_0 = T + \frac{w^2}{2gJ C_p} \quad \text{---(5)} & \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} &= \frac{C_\theta^2}{r} - C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} \quad \text{---(10)} \end{aligned}$$

(1)~(6) 式より

(動翼出口状態の方程式)

(1)~(10)式 および速度線図より次の関係式を得る。

$$\begin{aligned} w_{\theta 1} &= U_1 - C_{\theta 1} \quad \text{---(11)} & T_{02} &= T_{01} + \Delta T_w \quad \text{---(24)} \\ w^2 &= C_{\theta 1}^2 + w_{\theta 1}^2 + C_{r1}^2 \quad \text{---(12)} & T_2 &= T_{02} - \frac{1}{2gJ C_{p2}} (C_{\theta 2}^2 + C_{r2}^2 + C_{z2}^2) \quad \text{---(25)} \\ M'_1 &= \frac{w_1}{\sqrt{gK_1 R T_1}} \quad \text{---(13)} & P_2 &= P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{K_2}{K_2-1}} \quad \text{---(26)} \\ \tan \beta_1 &= \frac{w_{\theta 1}}{C_{z1} \Delta \sec \varphi_1} \quad \text{---(14)} & \zeta_R &= \zeta(M'_1, \beta_1, \sigma_R, \beta_2, \tau_R, C_{BR}, Re) \quad \text{---(27)} \\ T'_{01} &= T_{01} + \frac{1}{2gJ C_{p1}} (w_1^2 - C_{r1}^2) \quad \text{---(15)} & P_{02} &= P_2 \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{K_2}{K_2-1}} \quad \text{---(28)} \\ P'_{01} &= P_1 \left(\frac{T'_{01}}{T_1} \right)^{\frac{K_1}{K_1-1}} \quad \text{---(16)} & \rho_2 &= \frac{P_2}{gRT_2} \quad \text{---(29)} \\ U_2 &= 2\pi r_2 N \quad \text{---(17)} & \tan \varphi_2 &= \frac{C_{r2}}{C_{z2}} \quad \text{---(30)} \\ \frac{1}{\rho_2} \frac{\partial P_2}{\partial r_2} &= \frac{C_{\theta 2}^2}{r_2} - C_{r2} \frac{\partial C_{r2}}{\partial r_2} - C_{z2} \frac{\partial C_{r2}}{\partial z} \quad \text{---(18)} & \int_{r_{2h}}^{r_{2t}} \rho_2 C_{z2} r_2 dr_2 &= \int_{r_{1h}}^{r_{1t}} \rho_1 C_{z1} r_1 dr_1 \quad \text{---(31)} \\ C_{p2} &= C_p(T_2, P_2) \quad \text{---(19)} & \text{微小半径 } \Delta r \text{ の軸対称流管について} & \\ T'_{02} &= T'_{01} + \frac{1}{2gJ C_{p2}} (U_2^2 - U_1^2) \quad \text{---(20)} & \rho_2 C_{z2} r_2 \Delta r_2 &= \rho_1 C_{z1} r_1 \Delta r_1 \\ P'_{02id} &= P'_{01} \left(\frac{T'_{02}}{T'_{01}} \right)^{\frac{K_2}{K_2-1}} \quad \text{---(21)} & w_{\theta 2} &= U_2 - C_{\theta 2} \quad \text{---(32)} \\ P'_{02} &= P'_{02id} - \zeta_R (P'_{01} - P_1) \quad \text{---(22)} & \tan \beta_2 &= \frac{w_{\theta 2}}{C_{z2} \Delta \sec \varphi_2} \quad \text{---(33)} \\ \Delta T_w &= \frac{1}{gJ} \left(\frac{U_2 C_{\theta 2}}{C_{p2}} - \frac{U_1 C_{\theta 1}}{C_{p1}} \right) \quad \text{---(23)} & \beta_2 &= \beta(M'_1, \beta_1, \sigma_R, \theta_R, \zeta_R, \tau_R, C_{BR}, Re) \quad \text{---(34)} \end{aligned}$$

(11)~(16)式は動翼入口の状態より計算できるから動翼出口の状態に関する(17)~(33)の17個の式に対して変数は $r_2, C_{p2}, C_{r2}, C_{z2}, C_{\theta 2}$, 温度上昇の分布 $\Delta T_w = T_w(r_2)$, 流出角の分布 $\beta_2 = \beta(r_2)$, フローパターン $C_{\theta 2} = C_\theta(r_2)$, 翼型指定 $\theta_R = \theta(r_2), \zeta_R = \zeta(r_2)$ の19個である。

直接問題では翼列は与えられているので(34)式を追加して18個の式となり、 r_2 に対し

て解が得られる。間接問題では(35)式のうち適当な関数関係を一つ追加すると解が得られる。

(静翼出口状態の方程式)

(1)~(10)式および速度線図より次の関係式を得る。

$$C_2^2 = C_{z2}^2 + C_{\theta 2}^2 + C_{r2}^2 \quad \text{---(36)} \quad \tan \varphi_3 = \frac{C_{r3}}{C_{z3}} \quad \text{---(46)}$$

$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{g K_2 R T_2}} \quad \text{---(37)}$$

$$\frac{1}{\rho_3} \frac{\partial \rho_3}{\partial r} = \frac{C_{\theta 3}^2}{Y_3} - C_{r3} \frac{\partial C_{r3}}{\partial r} - C_{z3} \frac{\partial C_{r3}}{\partial z} \quad \text{---(38)}$$

$$T_{03} = T_{02} \quad \text{---(39)}$$

$$P_{03} = P_{02} - \zeta_s (P_{02} - P_2) \quad \text{---(40)}$$

$$C_{P3} = C_P(T_3, P_3) \quad \text{---(41)}$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{1}{2gJ C_{P3}} (C_{\theta 3}^2 + C_{r3}^2 + C_{z3}^2) \quad \text{---(42)}$$

$$P_3 = P_{03} \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{K_3}{K_3-1}} \quad \text{---(43)}$$

$$\zeta_s = \zeta(M_2, \alpha_2, \delta_s, \alpha_3, t_s, C_{bs}, Re) \quad \text{---(44)}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{g R T_3} \quad \text{---(45)}$$

$$\left. \begin{aligned} \int_{Y_{3h}}^{Y_{3t}} \rho_3 C_{z3} Y_3 \Delta Y_3 &= \int_{Y_{2h}}^{Y_{2t}} \rho_2 C_{z2} Y_2 \Delta Y_2 \\ \text{微小半径 } \Delta Y \text{ の軸対称流管について} \\ \rho_3 C_{z3} Y_3 \Delta Y_3 &= \rho_2 C_{z2} Y_2 \Delta Y_2 \end{aligned} \right\} \quad \text{---(47)}$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{\theta 3}}{C_{z3} \sec \varphi_3} \quad \text{---(48)}$$

$$\alpha_3 = \alpha(M_2, \alpha_2, \delta_s, \theta_s, \zeta_s, t_s, C_{bs}, Re) \quad \text{---(49)}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{フローパターン } C_{\theta 3} &= C_{\theta}(Y_3) \\ \text{流出角の分布 } \alpha_3 &= \alpha(Y_3) \\ \text{翼型指定 } \theta_s &= \theta(Y_3), \zeta_s = \zeta(Y_3) \end{aligned} \right\} \quad \text{---(50)}$$

(36)(37)式は静翼入口状態より求まるから静翼出口の状態に関する(38)~(48)の11個の式に対して変数は $Y_3, C_{P3}, C_{r3}, C_{z3}, C_{\theta 3}, \rho_3, T_3, T_{03}, P_{03}, \alpha_3, \zeta_s, \Delta Y_3, P_3$ の13個である。

直接問題では翼列が与えられているので(49)式を追加して12個の式となり、 Y_3 に対し解が得られる。間接問題では(50)式のうち適当な関数関係を一つ追加すると解が得られる。翼型指定の場合、流れは翼列に対し必ずしも設計流入角の状態にはならないが、流出角を算定できるから、流出角分布を与えた場合と同様な取扱いができる。

3 計算法

間接問題では与えられた設計要目より圧縮機の入口状態、段数、および基準半径における流線の形状、各段の仕事配分、軸流速度などを指定できる。この基準流線($M=1$)に沿う流れの状態は容易に求められるから、流線 M の状態を既知として流線 $M+1$ の状態を求めてゆくと、各流線の流れ状態と共に空力的な流路形状が決定する。

直接問題では流路形状、および各段翼列の形状は与えられているので圧縮機の入口状態、および回転速度を与えると流線に沿う流れの状態が求まる。

いずれの問題の場合も流線に沿って(11)~(50)式を解けば解が得られるわけであるが、そのまゝでは解きにくいので次のような方法を用いる。

圧縮機内部の圧力 P は半径方向に連続と考え、 Δr が充分微小なとき $r + \Delta r$ での圧力 $P(r + \Delta r) = P(r) + \Delta P$ をTaylor展開して二次以上の微小項を省略すると(10)式は

$$\Delta P = \rho \left(\frac{C_{\theta}^2}{r} - C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} \right) \Delta r \quad \text{---(51)}$$

流線 M の状態を既知とすると、流線 $M+1$ では

$$P_{M+1} = P_M + \Delta P_M$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_M &= P_M \left(\frac{C_{\theta}^2}{r} \Delta r - C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} \Delta r - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} \Delta r \right)_{r=r_M} \\ \left(\frac{\partial C_r}{\partial r} \Delta r \right)_{r=r_M} &\doteq \Delta C_{rM} = C_{zM+1} \tan \varphi_{M+1} - C_{zM} \tan \varphi_M \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

$\tan \varphi$, $\frac{\partial C_r}{\partial z}$ は流線M上では既知量である。流線M+1は $r_{M+1} = r_M + \Delta r_M$ と軸方向の位置zによって座標が定まるので多項式で近似すると $\tan \varphi_{M+1}$ は既知量として扱える。結局(52)式は C_{zM+1} の関数である。したがって(18)式(および(38)式)を(52)式のように変化させ、仮定した C_{zM+1} を代入して P_{M+1} を求める。一方(18)式を除いた(11)~(35)式(および(38)式を除いた(35)~(50)式)にも仮定した C_{zM+1} を代入して P_{M+1} が求まる。逐次近似法によって両者の差が許容範囲に納まるまで計算を繰返すと、 C_{zM+1} と共に流れの状態が求まる。

4 試験結果

図2は試験機の概略を示す。

静翼固定のまゝでは作動範囲は設計回転速度の近傍に限定され、95% N^* 以下では安定した運転は不可能となるので可変静翼の機構を採用した。可変静翼の角度変化量 $\Delta \xi_s$ の影響を受けて下流にある翼列の流入角は変化する。その影響の程度は半径方向に一樣でなく、図7

の計算例に示すように流入角の設計点からの偏差 $\Delta \alpha$ が外径側と内径側とで大きく喰違い、可変静翼をどのように操作しても部分的な失速は避けられない場合も生じる。部分的な失速をどの程度許すかで $\Delta \xi_s$ の値も変動するが、平均径の α は内径、および外径のほぼ平均値に近いので平均径だけに注目し、そこでの失速を防ぐように $\Delta \xi_s$ を決めるのも一方法であろう。このようにして求めた可変静翼各段の $\Delta \xi_s$ の比率は回転速度に応じて多少変動するが、可変静翼を必要とする全運転範囲にわたって共通に使用できる比率にせねばならない。図2の試験機ではこのようにして $\Delta \xi_s$ を定め、且つ航空機用であるので可変静翼の段数を最小限度に抑えてある。図3は圧縮機性能を示す。性能試験は駆動装置の動力不足のため、回転速度の上昇と共に試験機入口圧を減少させて行なった。

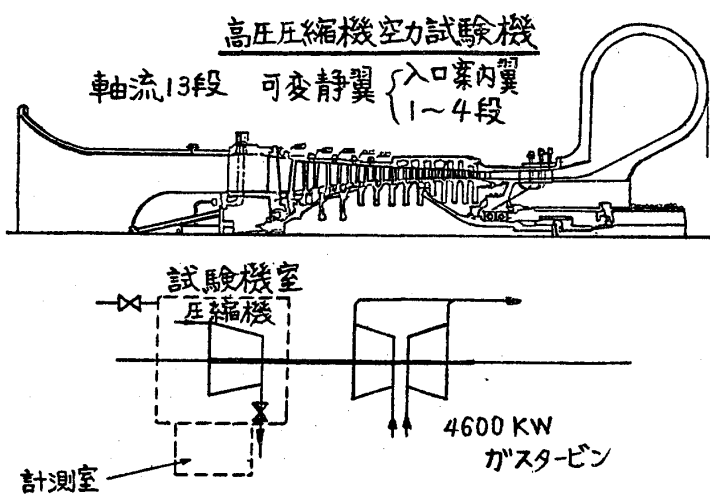


図2 試験機

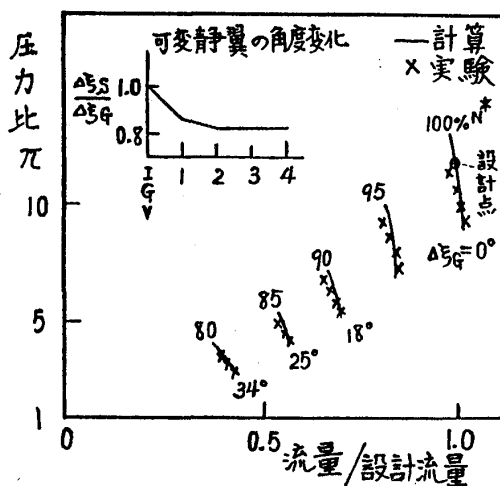
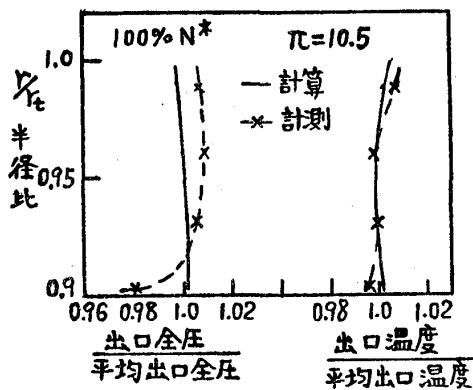


図3 圧縮機性能

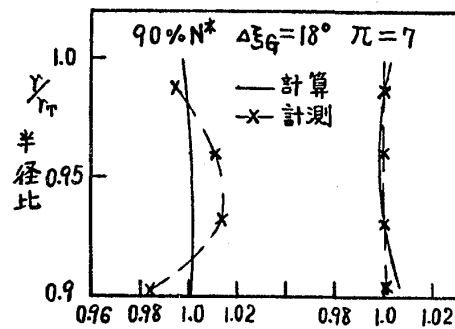
90% N^* では約 0.3 atg, 100% N^* では 0.2 atg 程度に減圧したので, 前段でのレイノルズ数は 1×10^5 程度まで低下した。

この試験機は実機と同一寸法に製作されているので計測器の装着できる箇所が少なく, 圧縮機入口, 出口の圧力, 温度および各段の外壁圧を測定できるのみである。したがって内部の流れ状態については off-design 特性を解析し, これらの限られた計測データを比較検討して推定すること余儀なくされている。

図4は設計点近くでの計測結果で, (a)は試験機出口における温度, 圧力の半径方向分布, (b)は各段の壁圧分布を示す。計算値と比較して, 出口全圧がハブで約2%低い, その他は温度, 圧力分布ともかなり良く合っている。壁圧分布は全段にわたって良い一致を示している。図5は90% N^* , 入口案内翼の角度変化量 $\Delta \xi_G = 18^\circ$, 圧力比7における計測結果で, 図4の場合と同様に(a)は温度, 圧力分布, (b)は各段の壁圧分布を示す。この点では吐出側の流量計オリフィスの差圧に低周波の変動が生じ始めており, サージ近傍にあると思われる。計算値と比較して出口の温度分布は良く合っているが, 全圧分布は内外壁付近で低い。壁圧分布は全体的にかなり良く合っているが6~10段で計測値の方が少し高い値を示している。図6は計算により求めた各段翼列の入射角の変化 Δi を示す。1段動翼では tip 側で正失速, 2,3段動翼では hub 側で正失速の状態にあり, その他の翼列には問題ないことを示している。



(a) 圧縮機出口, 圧力温度分布



(a) 圧縮機出口圧力, 温度分布

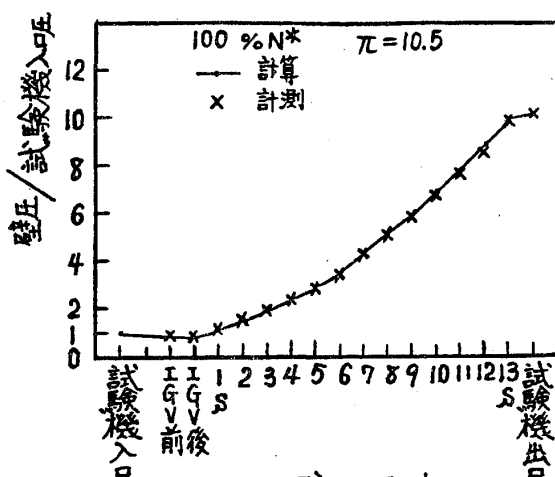


図4(b) 壁圧分布

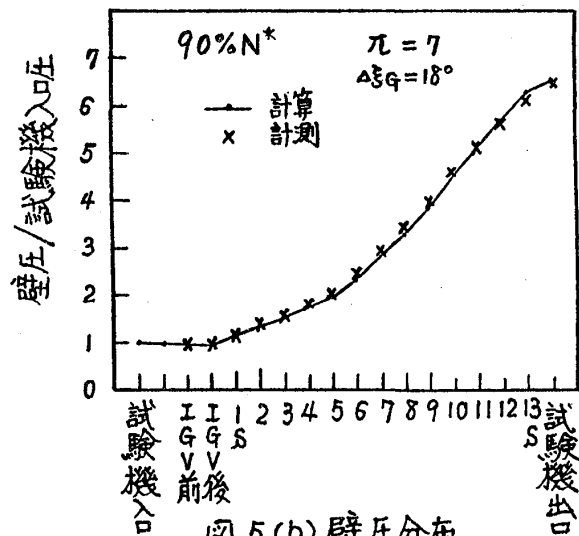


図5(b) 壁圧分布

図7は作動範囲を推定するため実験に先立って off-design 特性を解析した結果のうち失速しやすい前段および最終段の動翼について圧力比に対する入射角の変化を示す。1段動翼のtip側および2,3段動翼のhub側で正失速となっており、いずれの作動点でも部分的な失速は免れないこと、最終段では $\pi = 5$ 以下でチョーク、 $\pi = 9$ 以上では Δi が急激に増加し正失速に至ることがわかる。

部分的な失速がどの程度まで安全であるかの判断によって作動範囲の見積りが変わってくるが、試験結果と1,2段動翼の状態とを比較してみると、失速領域が流路の半分以下のところは作動範囲と考えてよいようである。

5 むすび

間接問題および直接問題を共通の関係式を用いて流線法により微分形で解く方法をとった。積分形の場合にくらべて関係式が多く計算が繁雑に思われるが、電算機による計算は比較的早く、計算時間は流線を20本程度にとって設計計算の場合1段当り約20秒、off-design 計算では約10秒であった。

この流線法では壁面境界層や翼端隙間の影響による流れの乱れやエネルギー分布の変化は解析できないので計算結果は近似的なものであるが、試験結果との比較では内外

の壁面近傍で若干の誤差があるけれども全体的によく合っており、可変静翼を有する多段軸流圧縮機の内部流れの状態を定量的に把握できること、空力設計および off-design 特性の解析法として充分使用できることがわかった。

文献

- 1) NASA SP36
- 2) 大山, 菅原他 機械学会講演論文集 関西 225 回, 50期 全国大会, 14回, 15回航空原動機

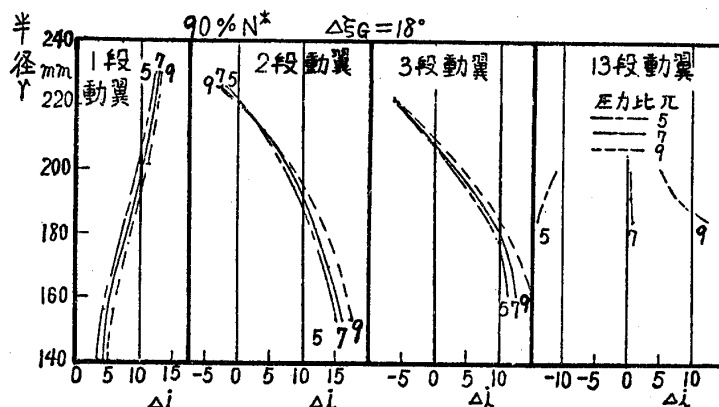


図7 動翼の入射角の変化

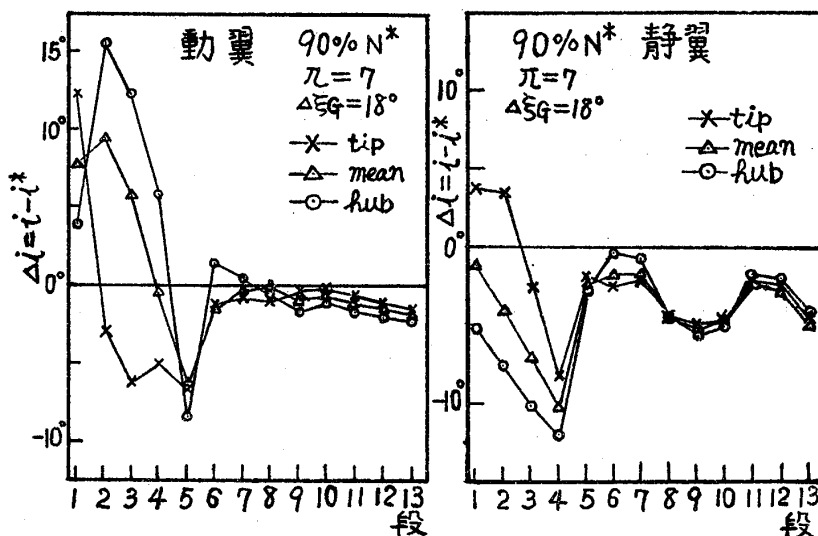


図6 各段の入射角の変化

*

平木 彦三郎 (小松製作所)

阿部 隆司 (小松製作所)

1. はじめに

従来、車両用ガスタービンとしては、主としてトルク特性の点から2軸式タイプのもものが主流を占めてきた。これに対して1軸式タイプのもものは構造が簡単なことから低価格、低燃費が期待されるがそのトルク特性が極端な左まがりであるために車両用には不向きと考えられてきた。

しかし、最近無段変速機の開発が進み、これにより1軸式ガスタービンの左まがりのトルク特性を補うことが可能となって、1軸式ガスタービンが車両用として見直されつつある。本論文では無段変速機として Sundstrand 社の Dual Mode Transmission (DMT) 車両として建機車両の場合についてエンジンおよび建機車両特性のシミュレーション結果を報告する。

2. 1軸式ガスタービンおよびDMT静特性

1軸GTの燃料消費率曲線を Fig 1 に

トルク特性を Fig 2 に示した。

定格点状態は

入口温度 = 288°K (15°C)

入口圧力 = 1.033 kg/cm^2

回転速度 = 58000 rpm

コンプレッサ効率 = 80% (t-t)

燃焼効率 = 99%

タービン効率 = 90% (t-t)

熱交換器効率 = 80% (recuperator)

タービン入口温度 = 1350°K (1077°C)

熱交入口温度 = 923°K (650°C)

部分負荷時は熱交入口温度を制限するためこの温度が 923°K = 一定に制御されるものとした。

Fig 3 に DMT の効率特性を示した。

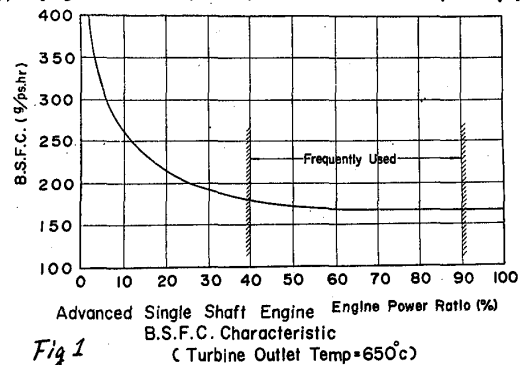


Fig 1

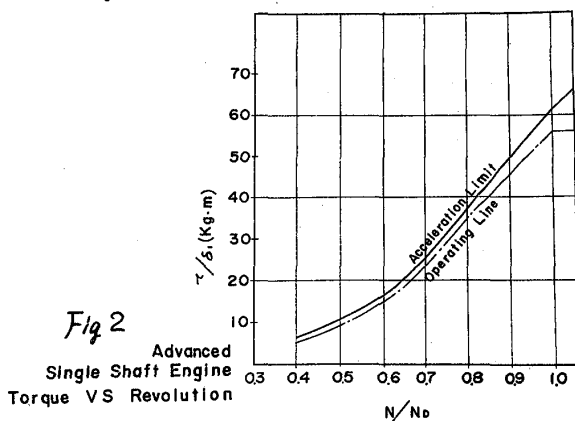


Fig 2

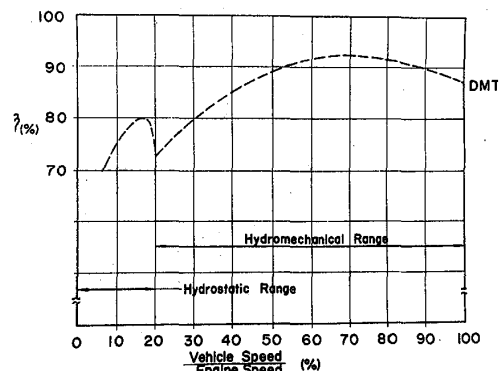


Fig 3

3. 加速時の斜板制御法

加速時 1軸式カスタービンに接続された無段変速機の斜板をどのように制御するかは車両の加速性能に対して重要な影響を及ぼす。すなわち1軸式カスタービンでは左さガリのトルク特性であるから、加速時にはエンジンの最大トルク点つまり最高回転速度のトルクで加速するのが最もよく、この状態に早く達するように斜板を操作することが肝要である。

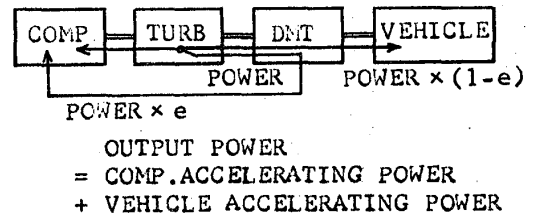


Fig 4

これを検討するためにエンジン出力（タービン発生出力－コンプレッサ吸収動力）をエンジンを加速するためのパワー（ $Power \times e$ ）と車両を加速するためのパワー（ $Power \times (1-e)$ ）の2つに分け（Fig 4）、 $e = 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 1.0$ の5種類の場合について車両加速性能を比較した。 $e = 1.0$ とは加速時全出力をエンジンの加速に費し、エンジンが定格回転速度に達してはじめて車両の加速が始まる場合である。

Table 1 に e をパラメータにして車両の加速性能を比較し、Fig 5、Fig 6 に無段変速機の斜板角の変化と車両の速度変化を示した。

Table 1 より考えると、加速直後（2 sec後）の車両速度では e は小さいほど加速性能は良いが、ある一定時間後（25%あるいは50mの距離に達するまでの時間）で比較すると e は大きいほど良い。加速直後の一定時間を無視すれば e が大きいほど加速性能は良くなるが、 e が大きすぎるとアクセルの踏み込みに対して車両の加速がすぐに追随しないたの運転者に悪いフィーリングを与える。これらのことを考えあわせると最適な e の値は 0.5～0.7 付近である。

e	Engine Acceleration Time	Vehicle Speed (T=2sec)	Time Required (25 km/h)	Time Required (1=50m)
0.1	---	4.5 km/h	---	23.5 sec
0.3	10.9 sec	3.35	15.3 sec	16.8
0.5	6.8	3.0	12.2	14.7
0.7	4.8	2.0	11.0	13.8
1.0	3.7	0	10.8	13.6

COMPARISON OF ACCELERATION PERFORMANCES OF VARIOUS SWASH PLATE CONTROLS

Table 1

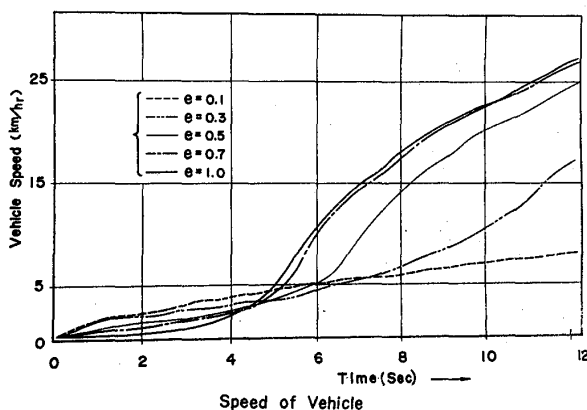


Fig 5

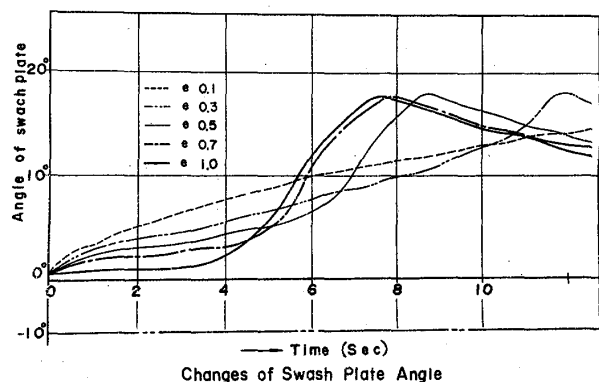


Fig 6

4. 急負荷変動について

ディーゼルエンジンではエンジン回転速度と燃料流量でもって最適作動点を決定することができる。よってディーゼルに無段変速機が接続された場合はこの2変数のOpenループでDMTの斜板を制御することにより、エンジンを常に最適点で作動させることができる。

しかし、車両用ガスタービンの場合一般に熱交換器を装備するのでこれの熱容量の遅れのためにこの2変数でもって最適点を決定することはできない。このため燃料流量のかわりにタービン入口（または出口）温度の測定が必要である。この場合の制御系をFig 7に示したが、斜板制御ループはclosedループになり、このループの安定性と応答性が問題となる。

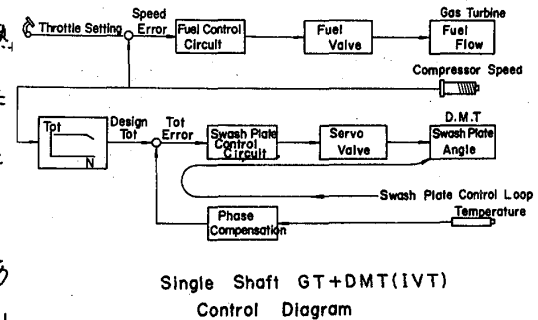
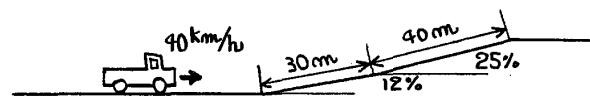


Fig 7

車両に対する負荷が急に増加した時、エンジンストップを防ぐには斜板制御ループが十分早く応答してトランスミッションの減速比を大きくする方向に働かねばならない。

斜板制御ループの遅れが負荷変動時のエンジン回転変動に与える影響を調べるために、この制御ループの時間遅れを0.5 sec, 0.1 sec および 0.05 sec の3種類についてシミュレーションテストを実施した。

負荷変動としてFig 8に示すように40%の速度の車両が勾配12%, 25%の坂を登ると仮定した。それぞれのシミュレーションテスト結果は次の通りである。



i) 遅れが 0.5 sec の時

車両が坂を登り始めて約10 sec後にエンジンストップする。

Fig 8

ii) 遅れが 0.1 sec の時

車両が坂を登り始めて5 sec後にエンジン回転速度は最大2000 rpm（定格回転速度の3.5%）変動するが、その後エンジン回転は回復し坂を登る。

iii) 遅れが 0.05 sec の時

ほとんどエンジン回転速度の変動なしに坂を登る。

実際の問題としてタービン入口（または出口）温度センサーとして使用するサーモカップルの遅れは0.5 sec ~ 1.0 sec程度と考えられるのでサーモカップルの直後に位相補償をすることが必要となるが、あまり大きくするとこの斜板の制御ループは不安定になりかねない。トランスミッション側でリリーフバルブやスリップポンクフラ

スイッチをつけて、急負荷変動をエンジン側に緩和して伝える工夫が必要であると考えられる。

5. ディーゼル車との加速性能の比較

次の3つのタイプについて比較した。

- i) 1軸ガスタービン(アイドル回転速度 = 50%)
- ii) 1軸ガスタービン(アイドル回転速度 = 60%)
- iii) ディーゼルエンジン(アイドル回転速度 = 35%)

※なおトランスミッションの特性は $e = 0.7$,

斜板制御ループの遅れは 0.05 sec とした。

Fig 9 に上の3種類の場合の車両速度の比較を示した。1軸式ガスタービンがディーゼル車と同程度の発進加速性能を維持するためにはアイドル回転速度を60%にあげなくては必要があるが、アイドル回転の上昇は燃料消費の増加になり好ましくない。この対策として

- i) 車両停止時のアイドル(ローアイドル)と走行直前あるいは走行中のアイドル(ハイアイドル)の2段に設定する。
 - ii) フライホイールを設け、アイドル時のエネルギーを回転慣性エネルギーとして貯え発進時の加速を助ける。
 - iii) 可変入口静翼あるいは可変デューザを用いる。
- ことが必要と考えられる。

6. 建設車両に適用した場合

1軸GT+DMTを建設車両に搭載した場合の問題点を把握するためにこのガスタービン車に実際の作業条件を与えシミュレーションテストを行なった。

6-1) トルク特性

トランスミッションとしてDMTだけの時、満車状態で25%の坂を登ることができない。これはFig 10に示したようにDMTだけのトルクライズでは8~9程度しか望めず、従来ダンプトラックに使用されているトルコン+6段トランスミッションの場合のトルクライズ16~20に比べて半分以下である。DMTのトルクライズを大きくするためには油圧部分の容量を大きくすればよいが、これはDMTの特徴であ

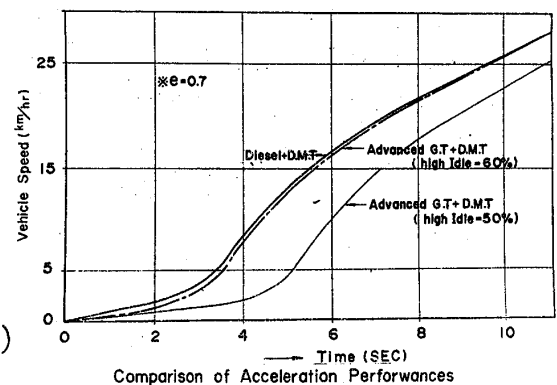


Fig 9

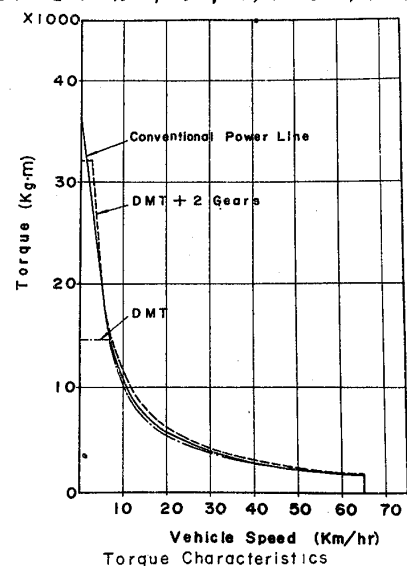


Fig 10

るコンパクト性が失われ好ましくない。建設機械用ダンプトラックのように15~20のトルクライズを必要とする車両には2段程度の機械式トランスミッションが不可欠である。

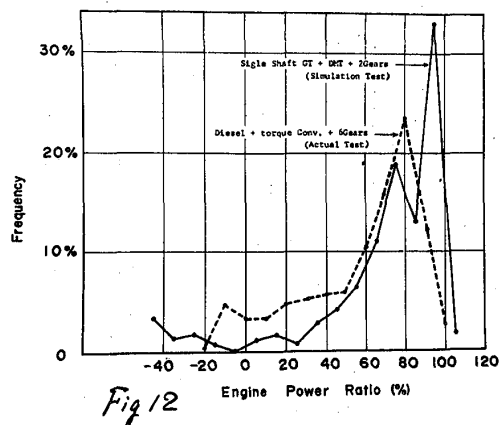
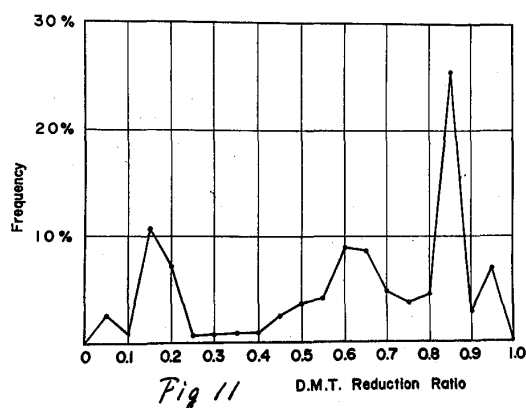
シミュレーションテストでは1:1および2.2:1の2段の機械式補助ミッションをDMTに接続するものとした。

6-2) 出力およびDMTの減速比の使用頻度

モデル作業条件でシミュレーションした時のDMT減速比の使用頻度をFig 11に、出力割合の使用頻度をFig 12に示した。Fig 11より建設車両の場合減速比の使用頻度はDMTの効率の悪い部分の使用頻度もかなり多いことがわかる。On High Way用のトラックの場合走行速度に対する走行抵抗がある程度一定レ

スいるのでトランスミッションの使用頻度もある減速比一点に集中するように設計することが可能だが、建設車両のように空車あるいは満車状態、坂の急勾配など負荷条件が大きく変化する場合にはこのような設計は不可能である。建設車両用のトランスミッションは広い範囲で高效率でなければならない。

Fig 12の出力頻度では1軸式カスタービン+DMT+2段トランスミッションの場合とディーゼル+トルコン+6段ミッションの場合(シミュレーションと同じコース、実測データ)を比較した。DMTを使用した場合100% Power(定格点)の使用頻度が高いのは従来の有段トランスミッションではエンジンの加速とともに車両も加速されるのに対し、DMTのような無段変速機を使用の時はエンジンは定格点においたままでトランスミッションの減速比のみを変えるだけで車両が加速されるためと考えられる。NOxや黒煙はエンジンの加速時に多く発生されることを考えると無段変速機の採用はNOxや排気色に対しては好影響を及ぼすであろう。Fig 12から建設車両用ダンプトラックでは出力割合40%以上の使用頻度が大部分で、これは乗用車などとは異なる点である。Fig 1の出力比に対する燃費曲線とあわせて考えれば使用頻度の大部分は燃費180%以下で使用されることがわかる。



7. 結論

EPAなどの報告にも見られるように Passenger Car 用原動機として1軸式カスタービンがとり上げられているが、今回 off-Highway 建設機械用原動機として検

討をした。その結果

- i) 1軸式ガスタービンの不都合なトルフ特性を無段変速機のトルフ特性で補うが、加速性を向上させるために無段変速機にパワースプリット(e)の採用を検討した。その結果加速性は満足される。
- ii) 建設車両の場合無段変速機の使用減速比が必ずしも一点に集中しないので広範囲にわたって無段変速機効率の高いことが要求される。ことが判明した。

今後 車両用原動機として 1軸式ガスタービンが主流を占めることができると
うかは、無段変速機の信頼性の向上とコストの低下にかかっている。

※参考文献

1. "Acceleration of a Passenger Car Powered by A Fixed-Geometry Single-Shaft Gas Turbine Engine" by S. G. Liddle (GM) 他 SAE 720758
2. "Case for the Single-Shaft Vehicular Gas Turbine Engine" by A. F. Mcleam (Ford) PIME 1968~69 Vol 183
3. "Dual Mode Hydromechanical Transmission as Applied to Gas Turbines" by R. H. Guedet (Sundstrand) 他 69-GT-13
4. "A Transmission System for Single Shaft Gas Turbine Powered Trucks" by C. E. Kraus (Tracor) 他 SAE 730644

山 田 雅 朗 (日本電信電話公社)

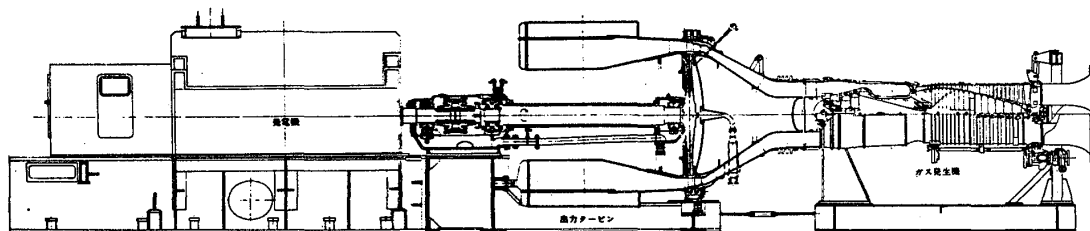
* 山 崎 恵 造 (石川島播磨重工業)

1. はじめに

従来、ビル施設の予備発電装置として、一般に、ディーゼル発電装置が採用されていたが、ビルの大形化にともないその負荷設備も増加の傾向にある。このたび、ビル施設の非常用電源として、わが国では初めての航空用ガスタービンエンジンを用いた非常用ガスタービン発電装置が日本電信電話公社東京データ通信局地下4階に設置された。現在、商用電力供給システムの信頼度は非常に向上し、一応不安のないまでに充実しているが、天災などのほか停電事故が皆無とはいえない。万一、このような事故が発生した場合にも、データ通信機器の電源を確保するために設置されたのが本装置である。ことに、このような大容量の場合、ディーゼル機関の並列設置とガスタービン機関の単独設置についてそれぞれの経済性、信頼性、保守性などを多方面から総合的に検討した結果、本装置にはガスタービン機関の単独設置が有利であることが確認され、採用されたものである。

航空用ジェットエンジンを利用したガスタービン発電装置は海外においてはすでに多く製作されているが、わが国においてはきわめて少ない。とくに、本装置がビルの地下階に設置されたことは画期的なことで、この形式のガスタービンの特長が十分に活かされたといっても過言ではない。

本装置の概要をここに紹介し、参考の一助に供したい。



第1図 発電用 IM1500 ガスタービンエンジン断面図

2. 仕 様

本装置の主要仕様はつぎのとおりである。

形 式 IM1500 開放サイクル2軸ガスタービン

性能(大気温度: 35℃, 圧力: 760mmHg)

発電機端出力 8,000 kW,

熱効率 23.3%

ガス発生機

形 式	IM1500GL(J79 航空転用型), 構成 <u>17A+10CAN+3T</u>
重 量	1,500 kg

出力タービン

形 式	軸流1段, ITA1651
回 転 数	3,000 rpm
重 量	15,000Kg

発電機

形 式	全閉水冷式空気冷却器付同期発電機(東京芝浦電気株式会社製)
発電機容量	10,000 kVA, 3 相, 2 極, 3,300V, 力率 0.8
励磁方式	静止励磁装置による自励複巻方式
重 量	36,600 kg (台板: 10,000 kg を含む)

IM1500 ガスタービンを第1図および第7図に示した。

3. ジェットガスタービン発電装置

3.1. 全体配置(第2図)

本装置は公社東京データ通信局の受電系統に異常を起した場合、電源系統集中制御装置から起動指令を受けて自動起動し、所内電源を確保する。

起動は外部の交流電源はまったく使用せず、起動時に必要な補機動力および制御電源にすべて直流電源と圧縮空気が使用されている。本装置の全体計画にあたっては、当初、ディーゼル発電機並列設置方式で建屋の設計を進めていたものを途中からガスタービン用に変更したため、建築の関係上、もはや変更することが困難な個所が多かったが、つぎの点を考慮して計画した。

1. ガスタービンの燃焼空気は、通常、利用度の少ないドライエリア(機器搬入口)から供給する。
2. 発電機室は運転中の設備機器からの放熱により温度が上昇するので、室内換気を十分に行なう必要がある。室内換気とガス発生機パッケージ内の換気用空気をそれぞれ独立して室内に導入することは非常用の見地からみて得策でないため、室内換気を兼ねてガス発生機パッケージ内を換気するようガス発生機パッケージ用ファンを設ける。運転中の換気の供給は直接外部から取り入れず、別室へ供給している換気空気をダンパの切替えによって自動的に発電機室へ供給する。このため、発電機室の換気用の排出ダクトは不要となった。
3. 多量の危険物を取り扱うため、本装置の燃料供給設備、ガス発生機パッケージ、出力タービン用潤滑油タンク、発電機室などにはそれぞれハロンガスの自動消火

面積にノズル面積を容易にマッチさせることができる。

3. 4. 吸・排気装置

ガスタービンには、吸・排気系統から高周波成分を含んだ騒音を発生する。東京データ通信局の場合、建築物の設計の変更はすでに困難であったため発電機室内において騒音を処理しなければならない、したがって発電機室内にダクトおよび消音器を持ちこむこととなった。

騒音に対しては敷地境界上において規制値の 55 ホンを設計目標とし、また、室内騒音は 90 ホン以下となるよう計画した。吸・排気装置ともダクト内部に吸音材をはり、吸気消音器は変形スプリッタ方式を、排気消音器は直線スプリッタ方式を採った。排気は、ダクトを経てビル最上階まで導き、大気へ排出させた。

3. 5. 発 電 機

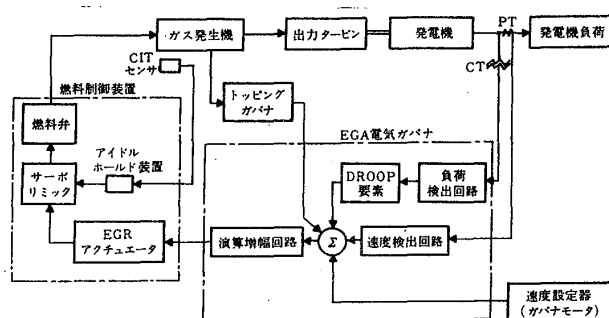
発電機は横軸円筒形回転界磁で、出力タービンとの結合にはギヤカップリングを介し直結されている。発電機の冷却方法は、冷却空気を水によって冷却する閉鎖循環通風方式を採用した。局舎の階高の制約から、従来の発電機のように 4 隅に冷却器を取り付ける構造では冷却器の引抜きろがとれないため、発電機の両脇に冷却器を 2 個取り付け、発電機軸と水平に引き抜く構造とした。

4. 運転制御方式

ガスタービンは空気起動方式である。また、本発電装置の制御は、すべてガスタービン発電機制御盤において行なわれる。ガスタービンの出力制御は、ガス発生機へ供給する燃料流量を規制することにより、出力タービンの発生トルクを制御する。本発電装置は、電気油圧ガバナを用いてガス発生機が発生するエネルギーを制御することにより、発電機周波数を制御する。

4. 1. 起動時の制御

EGA 電気ガバナは、発電機主回路の PT から速度の検出を行なうと同時にそれを制御電源としている。ガスタービン起動時には EGR アクチュエータに燃料増加の模擬信号を送り、ガス発生機を自動的に加速する。



第 3 図 燃料制御系統

4. 2. 定常運転時の制御

第 3 図に示したように、EGA 電気ガバナは、発電機主回路の PT を介して発電機電圧の周波数から回転数を検出するとともに、PT からの電圧信号と CT から送られる電流信号とを合成して発電機側の負荷変動を検出し、これらを直流電圧信号に変換

する。この二つの信号とガバナモータからの速度設定信号の三つの信号差が偏差信号となり、演算増幅回路において増幅され、EGRアクチュエータに送られる。EGRアクチュエータは、EGA電気ガバナから電気信号を受けてこれを油圧信号に変換し、燃料弁の一部であるサーボリミッタへ送る。サーボリミッタは、EGRアクチュエータからの油圧信号にしたがって燃料弁を規制する。

5. 起動・停止方式

起動、停止は、ガスタービン発電機制御盤よりすべてシーケンス制御によって行なわれる。本発電装置は、東京データ通信局全体の電源を監視している電源系統集中制御装置および中央監視盤と組み合わせて使用されている。

6. 性能試験

現地据付後、社内試験、立会試験など多くの試験を通じて性能、諸特性についてテストした結果、初期の計画性能を満足する良好な成果を確認することができた。

6.1. 起動特性

本ガスタービンの起動特性は、ガス発生機の起動における加速特性、アイドル保持装置の設定値、ガバナモータの引上速度などの因子に左右される。これらの調整と各制御器の切り替え点のマッチングをはかった結果、第4図に示す起動特性を得た。起動時間は約140秒であったが、さらに短縮することもできる。

6.2. 負荷しゃ断試験および負荷性能

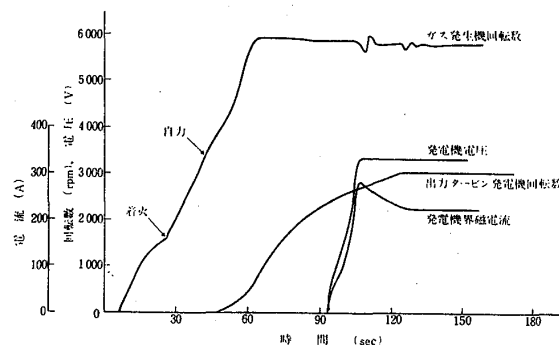
全負荷しゃ断試験結果を第5図、また大気温度：35℃における負荷時の特性を第6図に示した。全負荷しゃ断試験結果は初期の計画どおり6%の回転上昇にとどまり、良好であった。

6.3. ブラックアウト試験

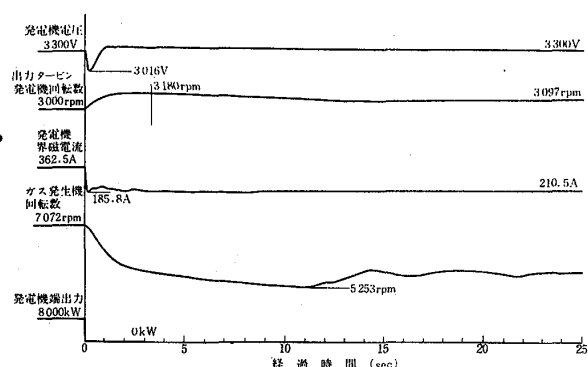
本発電装置本来の目的である非常用電源としての機能を確認するため実際に全停電を実現し、電源系統集中制御装置からの信号による自動起動試験を行なった。

6.4. 騒音

本装置は、当初から発電機室内においてディーゼル発電機以下の騒音に押えるよう計画し、ガス発生機はパッケージに収納した設計を行なった結果、室内にお



第4図 起動特性



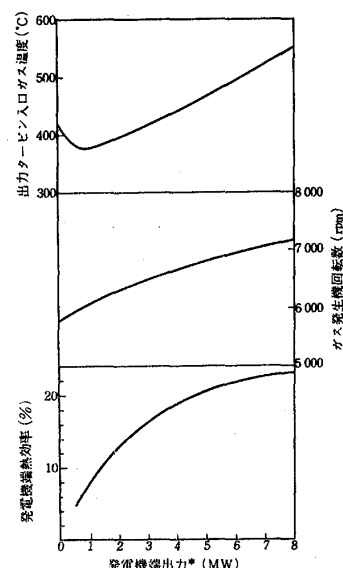
第5図 全負荷しゃ断特性

ける騒音は全負荷時にオーバーオール：Aスケールで81～92dBであった。屋外における騒音はその地域の条令で定められており，本装置では敷地境界線上で55ホン以下とされたが，深夜の測定結果は吸・排気口付近の境界点で暗騒音とほぼ同じの63～67bB（Aスケール）の値を示し，騒音測定が不可能に近いところまで消音効果が認められた。これらの結果から，騒音に対して十分な考慮を払えば，市街地において十分実用に供し得ることが確認できた。

7. む す び

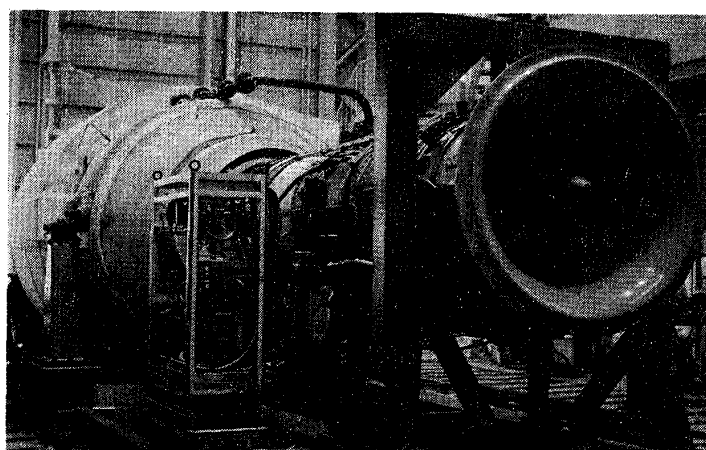
本装置は昭和48年8月末，完成し，同年10月使用前官庁検査を終了した。以後，日夜保全体制にはいつているが，その間10時間連続運転など種々の商用試験のほか，運転員の訓練もかね10日に1度の保守運転を実施している。

以上，日本電信電話公社東京データ通信局に設置されたジェットガスタービン発電装置の概要を述べた。本発電装置のガスタービンは，多くの航空エンジンの製作経験を発展させ，多くの新しい技術を採りいれたジェットガスタービンである。ビル施設の非常用電源として従来のディーゼル発電装置とその特性を異とするが，本形式のガスタービンは種々のすぐれた特長をもっている。すなわち，軽量小形大出力を特徴とするジェットガスタービンは，このようなスペース価値の高い，市街地ビル内設置にこそ，最も適した power plant であると云えよう。世界各国においてすでに非常用またはピークロード用として電力関係にひろく利用されているが，ビル施設の非常用としてもこれらの特性をフルに活かすことによって，今後，超高層ビル建設にともなう非常用電源の大形化に対処することができるであろう。



(注) 大気温度：35°Cにおける出力を示す。

第6図 負荷特性



第7図 発電用 IM1500 ガスタービンエンジン

* 橋本正樹 (防衛大学校)
井口 泉 (防衛大学校)
鶴野省三 (防衛大学校)
白竹盟三 (海上自衛隊)

1 まえがき

船用がスタービンにとって、吸気中に含まれる海水塩分の除去は、 Na_2SO_4 の生成による高温硫化腐食、および塩分堆積による機関性能の低下等の問題があるので重要である。現在一般に用いられているデミスタには次の2型式がある。

(1) イナーシャタイプデミスタ

(2) パッドタイプデミスタ

イナーシャタイプデミスタでは、その特性上分離効率がたかだか70%程度⁽¹⁾である。またパッドタイプデミスタでは、吸気中の水滴含有率が低いとき分離効率は97~98%と高いが、水滴が増加すると水滴の一部がパッドを突き抜けるために分離効率は極端に低下する⁽¹⁾。両者ともデミスタ部での空気流速は圧力損失を考慮すると4~8%程度の値しか取れず、このため吸気系の装置容積が増大する。圧力損失が増大することなく、空気流速を高く取ることができ、さらに水滴の含有率にも余り影響を受けないようなデミスタが要望される。そこでこれに対し、電気集じん方式が適用できないかを調べるために基礎実験を行った。

2 電気集じん方式デミスタの水滴分離理論

図1の如くコロナ放電等により電離した気体中を誘電物質が通過すると、物質粒子は帯電されフローンを受け、粒子は帯電した極性に応じた電極に吸引される。その時、移動速度 v は(1)式で表わされる⁽²⁾。

$$v = \frac{(1 + 2 \frac{\epsilon_s - 1}{\epsilon_s + 2}) 4 \epsilon_0 E_1 E_2 r_0}{6 \mu} \quad \dots (1)$$

ここで、 v ：粒子が電極に吸引される速度 (m/s) μ ：気体の粘性係数 ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)
 ϵ_s ：物質の比誘電率 (無次元) ϵ_0 ：真空の誘電率 ($8.85 \times 10^{-12} \text{F/m}$)
 E_1 ：帯電部の電界の強さ (V/m) E_2 ：吸引部の電界の強さ (V/m)
 r_0 ：粒子の半径 (m)

また、粒子吸着に必要な電極長 L は(2)式で表わされる。

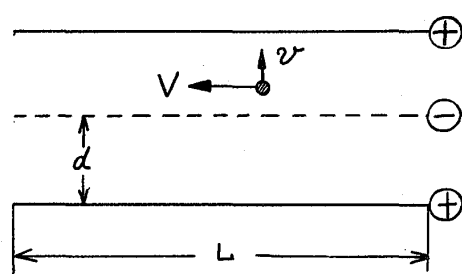


図1. 水滴分離の原理

$$L = V \times \frac{d}{v} \text{-----}(2) \quad \text{ここで: } V: \text{電界部を通る粒子の速度 (m/s)} \\ d: \text{電極間距離 (m)}$$

(1)式でわかる通りひは r_0 の影響を受けるので、これを考慮し、本実験では(2)式により $L = 1000 \text{ mm}$ (ただし $d = 37.5 \text{ mm}$)とした。(3)

$$L = \alpha \times V \times \frac{d}{v} \text{-----}(2') \quad \alpha: \text{粒子の径 } r_0 \text{ が一定でないことを考慮した係数.}$$

3. 実験装置および実験法

実験装置を図2に示す。デミスタ部の電極は⊕極として真ちゅう管(1,000×75×5^{mm})を用い、⊖極は錫メッキ銅線(0.4^{mm})である。またAC、100Vをスライダフ、ネオントランス、整流器でDC高圧としてコロナ放電を行っている。給水タンク内の塩水は噴射ノズルから、送風機より送られて来る空気流中に噴射されると同時に圧縮空気により霧化される。管内は負性コロナ放電されており、粒子は負に帯電され⊕極である管壁に吸引され付着し捕集容器に集められる。実験は印加電圧を4.5～19.5kVの範囲で変化させ、それぞれの電圧に対し噴射塩水量、空気流速を変えて水滴捕集量、デミスタ出口での塩素量の測定等を行なう。

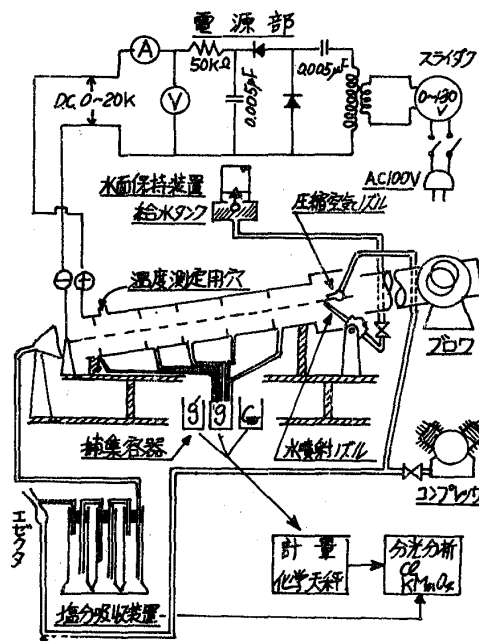


図2 実験装置の図

水滴分離効率 η およびデミスタ出口における空気と塩分量との重量比 S をそれぞれ式(3)、(5)より求めた。ただし、空気流速は10～30 m/s、塩水の噴射量は10～60 g/minの範囲で実験を行った。

$$\eta = \frac{g' - g}{G_w - g - m} \times 100 (\%) \text{-----}(3)$$

ここで、 G_w : 噴射塩水量 (g/s)

g : 電圧を印加しない時に捕集される水量 (g/s)

g' : 電圧を印加した時に捕集される水量 (g/s)

m : デミスタ内で蒸発する水量 (g/s)

m は式(4)で求める。

$$m = \frac{1}{h} (t_1 - t_2) C_p \times G_a \text{-----}(4)$$

ここで、 h : 水の蒸発潜熱 (539 kcal/kg) $(t_1 - t_2)$: デミスタ入口、出口の温度差 (°C)

C_p : 空気の定圧比熱 (Kcal/kg°C, $t_1 \sim t_2$ 平均) G_a : 空気流量 (kg/s)

$$S = \frac{\frac{G_w - g'}{r} \times D \times 10^{-3}}{G_a \times 10^3} \times 10^6 \text{ (塩分量対空気重量比 PPM)} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、D：溶液 1 l 中の NaCl 量 30.095 (g/l)

r：溶液の比重 1.016 (g/cm³)

次にデミスタ出口における Na の量に着目すると、式(5)の塩分量から推定することができるが、また別に分離されずに持ち去られた塩分を含むデミスタ出口の空気を一定量塩分吸収装置に導き、蒸留水中に塩分を溶解させ、この溶液中の Cl イオンを化学定量することにより決定することができる。Cl の化学定量法は、分光分析吸光度法を用いた。分光分析のための発色反応は Cl とチオシアン酸第 2 水銀、Hg(SCN)₂ および Fe³⁺ の発色反応を利用した。よってデミスタ出口での Na 量の決定は次の 2 方法となる。
①法、G_w、g' を測定し(5)式より対空気塩分量 S を決定し Na 量を算出する。

$$S \times \frac{[Na]}{[NaCl]} = Na \text{ (対空気重量比 PPM)}$$

ただし、[NaCl] 1 モルは [Na] = 22.991 g、[Cl] = 35.457 g が結合したものである。

②法、塩分吸収装置に導いた一定量の空気(4分間で15g)中の Cl の化学定量を行い、求めた対空気塩素重量比 Cl から Na 量を求める。

$$Cl \times \frac{[Na]}{[Cl]} = Na \text{ (対空気重量比 PPM)}$$

なお同様の実験を、三浦半島観音崎海岸で採取した海水を用いて行ない、塩水による実験と比較した。

4 実験結果

実験結果の一部代表例を図 3、4、5、6、7、8 に示す。図 3、4、5、6 は塩水による実験で、図 3、4、5 は水滴分離効率、図 6 はデミスタ出口での Na 量を示す。本実験は空気流速 10 ~ 30 m/s、噴射水量 10 ~ 60 g/min の範囲で行ったので、

$$\begin{cases} \text{水量：空気重量比} = 1,200 \sim 20,000 \text{ PPM} \\ \text{塩分：空気重量比} = 36 \sim 600 \text{ PPM} \end{cases}$$

であるが、図 3、4、5 からわかるように各噴射水量に対し、空気速度 20 m/s までは分離効率が印加電圧 10.5 kV / (電界 3 kV/cm) 付近で最高値を示し 95 ~ 98 % となる。図 5 において噴射水量 60 g/min、空気流速 30 m/s の場合、水滴分離効率が低下しているのは次の理由による。水量が多くなり、空気流速が早くなると、本実験に用いた分離水を捕集容器に導くビニール管の内直径 (4 mm^φ) がこの分離水量に対して充分でないため、捕集水がデミスタ内部の堰に滞留し、空気流により吹き飛ばされデミスタ外に出てしまうため、このとき塩分吸収装置に吸収される塩分量も増加している。図 7、8 は同様に

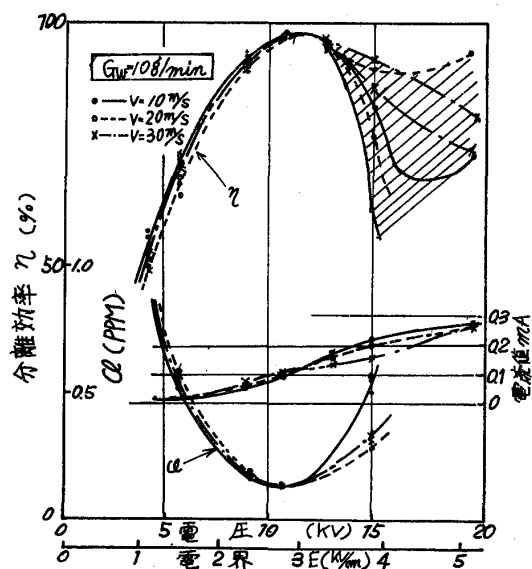


図3 塩水実験

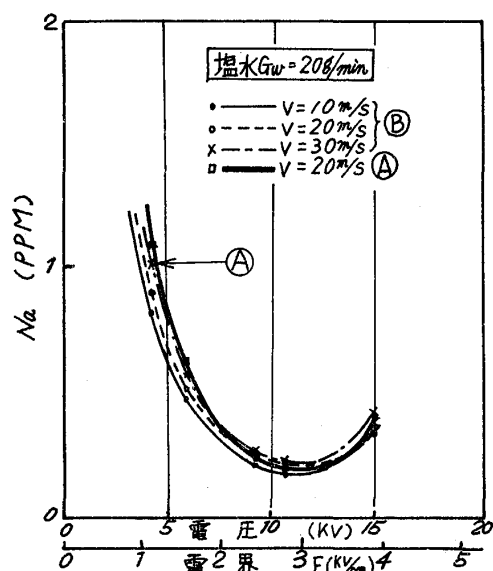


図6 デミスタ出口でのNa量

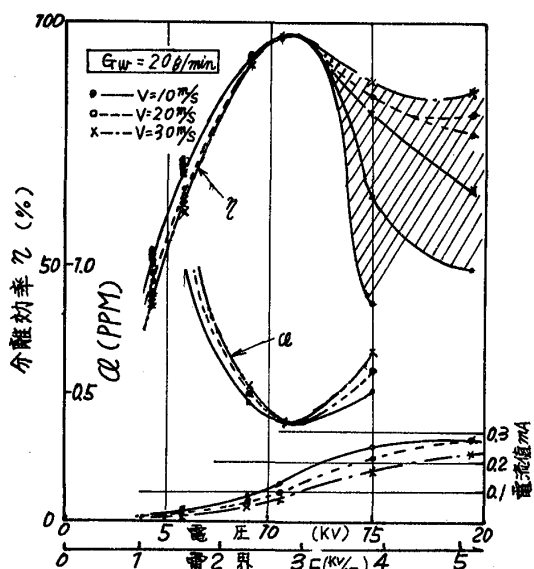


図4 塩水実験

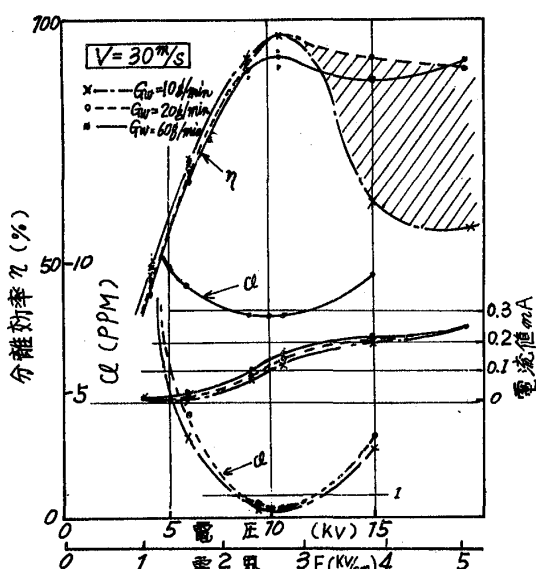


図7 海水実験

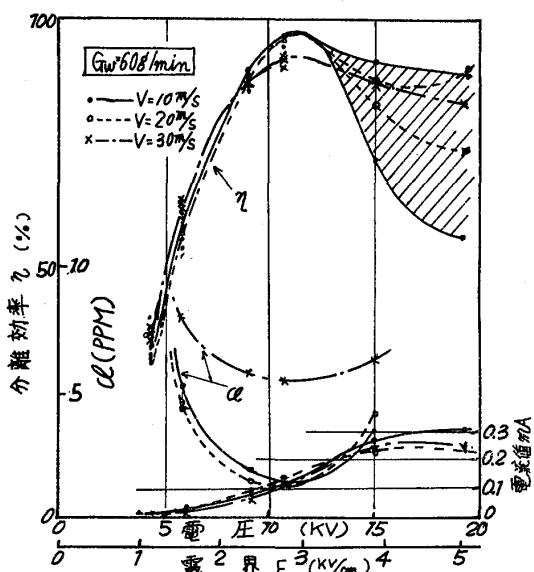


図5 塩水実験

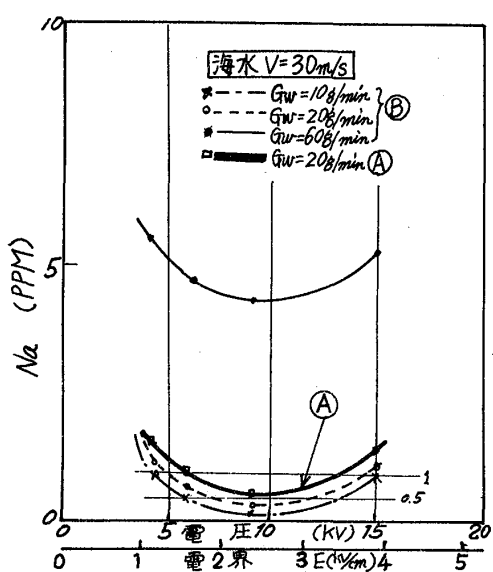


図8 デミスタ出口でのNa量

海水で実験した結果である。塩水、海水双方特に著しい差異は認められなかつた。
 ④法、⑤法による噴射水量20g/min、空気流速10~30m/sの場合のデミスタ出口での平均Na量を比較すると、

印加電圧 9KVの場合 { ④法による平均Na量 0.34PPM
 ⑤法による平均Na量 0.31PPM
 同じく、10.5KVの場合 { ④法による平均Na量 0.2PPM
 ⑤法による平均Na量 0.25PPM

となり、④⑤両法はかなりよく一致している。なお図7に示すように、塩水実験に比べて海水実験では塩分吸収装置に吸収されたClの量が増加しているのは、海水中の含有元素の種類と量によるものと思われる。すなわち、海水含有元素中のCl成分は、NaClだけでなくMgCl₂、CaCl₂の形で含まれており、化学定量にはこれらも含まれるためであると思われる。

また分光分析の手法を利用して次の実験も行つた。NaCl水溶液中でKMnO₄は安定であるのでNaCl溶液中にKMnO₄を約50PPM添加したものをノズルより噴射し、G_w g中のKMnO₄の含有量を分光分析法により求めると、KMnO₄の分離効率を式(6)から求めることができる。

$$\text{KMnO}_4 \text{ の分離効率} = \frac{g \times (\text{PPM}_2)}{G_w \times (\text{PPM}_1)} \quad \text{---(6)}$$

ここで、

PPM₁: 噴射水中のKMnO₄含有率(約50PPM)

PPM₂: 捕集水中のKMnO₄含有率

このKMnO₄の分離効率は近似的にNaClの分離効率とみなすことができよう。図9にKMnO₄の分離効率を示す。図の如く斜定値には、ぼらつきが見られるが、おおむね水滴分離効率と対比できる。斜定値が安定しないのはデミスタ内で水滴が霧化されることにより表面積が増加し、KMnO₄と空気の接触面積が増し、特殊な化学変化が生じたためと思われる。

5 結 論

実験の結果、電気集じん方式デミスタは良好な性能を示し、圧力損失を増すことなく空気流速が高く取れ、デミスタ部浴積の減りが期待できる。本実験範囲では、分離効率が水滴混入量に余り影響されず、印加電圧10.5KV付近で最高となり95~98%となる。印加電圧をさらに上げると、放電状態はコロナ放電から火花放電に変わり、電力消費量が増加し、粒子の帯電率が低下して水滴分離効率下がる。図3、4、5、7、9におい

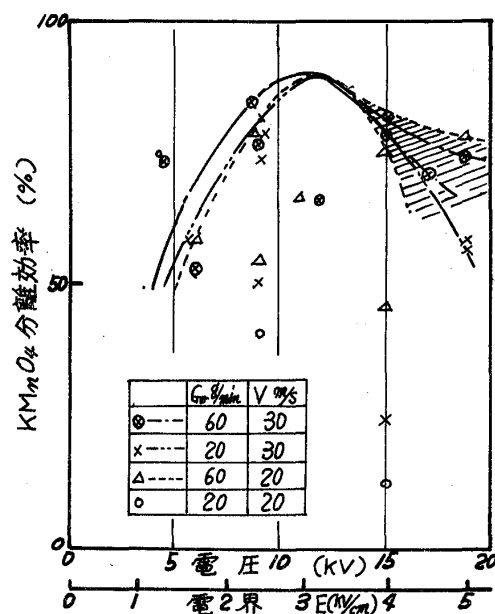


図9. KMnO₄の分離効率

で10.5KV以上(斜線部分)で分離効率がばらついているのは、このためである。
海上空気中の塩分混入率は12~0.01PPMと報告されているが、仮に1PPMとし、
本方式デミスタを使用して水滴分離効率を98%と見れば、デミスタ出口のNa量は、
 8×10^{-3} PPMとなる。これはカスタービンの温度と寿命にもよるが、英米海軍等の経験
に基く許容値に近いものと考えられる。

- 参考文献 (1)防衛庁技術研究本部 IHI 依託研究資料: デミスタパッドの研究. P2-4(1968)
(2)村崎: 静電気応用装置 (日刊工業新聞社) P71 (1966)
(3)大野: 火力発電 VOL15 P353 (1964-5)
(4)青木: 内燃機関 VOL11 P40 (1972-3)
(5)今井: 機械学会誌 VOL70 N0581 P892 (1967)
(6) Tatton-Brown(Royal Navy): Marine Propulsion Gas Turbines in the
Royal Navy. P41
(7)A.O. White(GE): The Design of a 55,000 Ps Gas Turbine for Ma-
rine Application 1973 CIMAC-Congress Paper.
(8)W.I. Rowen(GE): Application and Experience of the Heavy Duty
Gas Turbine in Marine Propulsion.
1975 CIMAC-Congress Paper.

6. 謝 辞

本実験に対して終始有益な御教示を賜わった本校電気工学教官藤本良三教授、なら
びに化学教官藤本司郎助教授に厚く御礼を申しあげる。

佐々木 良一 幡谷文男 *福井 寛 桎村哲夫 (日立製作所 日立研究所)
小島秀夫 (日立製作所 日立工場)

1. 緒言 ; ガスタービンの燃焼器ライナは高温燃焼ガスにさらされ材料の表面は700~900℃となり、高温強度、耐酸化性および燃焼ガスに対する耐食性あるいは起動、停止に伴う急激な温度変化に耐える耐熱衝撃および耐熱疲労性が重視される。

これらライナ材として、25Cr-45Ni-3Mo-3W-3Coあるいは25Cr-48Ni-9Mo-0.6W-1.5Coなどが一般に使用されており、これら合金は多量のMo, Wを含むためすぐれた高温強度を示す。しかし今後の燃焼温度の高温化および重質油燃料の使用などに対応するため燃焼器ライナ材として特に要求される耐食性、耐酸化性、耐熱衝撃および加工性を有し、かつ省資源の問題上、Mo, W, Co等の元素の少ない合金の開発を目的として研究を行なった。

2. 実験方法 ; 著者らの研究においてTiおよびミッシュメタルが高温強度および高温延性に有効であることが判り、^{1), 2)}このため本実験では高温強度の点からNbあるいはMoを複合添加することにした。

表1は本実験に用いた試料の化学組成を示す。No.21~26は実験材、No.27~28は比較

表1 試料の化学組成 (%)、La, Ce, 加量はppm)

試番	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	W	Nb	Ti	Co	La	Ce	N	O	H
21	0.05	0.71	1.61	26.3	48.1			0.25	0.16				326	132	1.5
22	0.06	0.69	1.58	26.6	48.1			0.28	0.12		390	880	243	112	1.2
23	0.07	1.20	1.52	28.4	46.2			0.40	0.46				222	92	1.9
24	0.07	0.82	1.59	26.5	48.0			1.04	0.19				247	77	0.9
25	0.05	0.80	1.46	25.9	47.9	2.17			0.18				209	107	1.2
26	0.07	0.72	1.58	27.3	48.6	2.06			0.15		160	470	187	69	0.5
27	0.09	1.19	1.34	26.0	47.1	2.58	2.35			3.20			198	75	1.0
28	0.08	1.37	1.49	28.2	45.0	3.20	4.14			2.98			165	135	0.9
29	0.09	0.58	0.68	21.6	47.8	8.36	0.79			1.57			214	97	0.6

10kg 大気溶解し、14×30×1に鍛造後、1150℃×1h→水冷の溶体化処理
La, Ceはミッシュメタル (Ce 50%, La 30%, Nd 15%)として0.3%配合

材を溶解したものである。No.21~26においてC, Cr, NiおよびTiはほぼ一定にした。No.21~24はNb-TiおよびNb-Ti-ミッシュメタルを添加したものである。Nbは微量添加で高温強度の向上に効果がある反面、耐酸化性を害することが知られているので最高1%までとし、適量をみつけるためNo.21が0.3Nb-0.2Ti, No.22はさらにミッシュメタルを添加し、No.23は0.4Nb-0.5Ti, No.24は1Nb-0.2TiとNb量を变化させた。Tiも強度向上に有効な元素であるのでNo.23で0.5%とした。No.25はMo-TiさらにNo.26はミッシュメタルを添加した。No.27およびNo.28はほぼ同じ成分

であるが Mo, W の量が違っている。No. 29 は Mo を多く含み, No. 28 と同様比較材である。これらの合金は全て大気中で 10 kg 溶解し, $14 \times 30 \times l$ に鍛造後 $1,150^\circ\text{C} \times 1$ h の溶体化処理を行ない酸化, 腐食, 衝撃, 引張, 熱衝撃およびフリープ破断の各試験に供した。

高温腐食試験は $5 \times 8 \times 50$ mm の試片を用い, 75% $\text{V}_2\text{O}_5 + 25\% \text{Na}_2\text{SO}_4$ の腐食剤を試片に 0.1 g 撒布して, 大気中で 900 および $1,100^\circ\text{C} \times 100$ h 加熱後の腐食減量を求めた。減量測定は腐食後試片をアルカリ性溶液で煮沸してスケールを溶かし, その後酸性溶液中で中和させ, 水洗後固着しているスケールをワイヤブラシで除去して減量を測定した。

高温長時間使用されると組織変化によって機械的性質に変化を生じ, 特に靱性, 延性は低下する。材質変化, 特に材料の脆化は耐熱衝撃性, 耐熱疲労性に対して重要である。これらの変化を調べるため溶体化処理のままと $850^\circ\text{C} \times 1,000$ h 加熱して組織, 衝撃, 硬さ, 引張および熱衝撃の各試験を行なった。引張試験は平行部 $8\text{mm}\phi \times 40\text{mm}$ の試片を用いオートグラフで, 衝撃試験は JIS 3 号試片を用い 30 kg-m シヤルピー試験機で室温で行なった。熱衝撃試験は図 1 に示す試片で, $800^\circ\text{C} \times 2.5 \sim 3$ min $\rightarrow$ 水冷のサイクルを 400 回まで繰返し, 試片肉厚中心部断面のき裂状況を比較した。

フリープ破断試験は平行部 $6\text{mm}\phi \times 30\text{mm}$ l の試片を用い 800°C で行なった。

3. 実験結果および検討

3.1 高温腐食試験 ; 図 2 は 75% $\text{V}_2\text{O}_5 + 25\%$

Na_2SO_4 による腐食減量を示す。 900°C の減量を示すと, No. 21 ~ 26 の実験材は $0.04 \sim 0.06 \text{ g/cm}^2$ であるのに対し, 比較材の No. 27 ~ 29 は $0.1 \sim 0.13 \text{ g/cm}^2$ と多い。 $1,100^\circ\text{C}$ でも No. 21 ~ 26 は $0.15 \sim 0.20 \text{ g/cm}^2$ であるのに対し, 比較材は $0.32 \sim 0.37 \text{ g/cm}^2$ で比較材の方が多い。両温度とも実験材の減量は比較材の約 $1/2$ と少ない。実験材において添加元素の影響をみると, 900°C では Nb を添加した No. 21 ~ 24 より Mo を添加した No. 25, 26 の方がわずかに減量が多くなっており, $1,100^\circ\text{C}$ ではその差が明瞭である。Nb 量の変化による影響は認められない。 V_2O_5 や Na_2SO_4 と合金の酸化物とが反応して低融点の酸化物を作る³⁾ために腐食が起るといわれている。したがって No. 28 や No. 29 のように Mo あるいは W を多く含むものはそれだけ低融点の酸化物を多く作ると思われるので耐食性が悪いのであろう。

一方, 海岸近くで使用される場合には, NaCl の混入によりさらに著しい高温腐食を起すことが知られている。

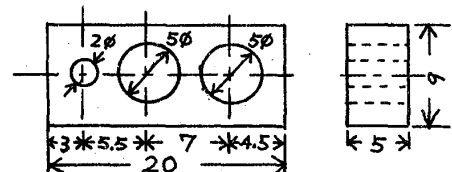


図 1. 熱衝撃試片寸法

3.2 加熱による靱性の変化 ; 図 3 に 850°C 加熱後の室温における衝撃値の変化

を示す。衝撃値の変化をみると溶体化処理のままでは実験材の No.21 ~26 は 26 ~34 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ を示し、比較材 No.27 ~29 の 17 ~22 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ に比較し高い値を示す。これらの値は加熱により低下し、1,000 時間になると No.21 ~26 は 5 ~17 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ となり、No.27 ~29 は 1 ~2 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ と非常に低い値となる。No.21 ~26 において成分の影響をみると Nb 量が増すにつれて衝撃値は低下しており特に 1% Nb の No.24 は 100 時間で 5 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ と脆化している。2% の Mo を含む No.25, 26 は 100 時間で 15 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ を示すが、1,000 時間では No.24 と同様に 5 $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ となっている。Nb + Ti 量の少ない No.21, 22 は脆化が少ない。

3.3. 引張試験結果

図4. に溶体化処理のままおよび 850°C x 1,000h 加熱後の引張強さ、耐力、伸び、絞り (800°C) の結果を示す。引張強さおよび耐力についてみると比較材、No.27 ~29 の方が実験材 No.21 ~26 より高い値を示す。また加熱による強度変化はあまりない。燃焼器ライナには内圧がほとんど加わらないことおよび耐食性、耐脆化性の点から炭化物形成元素を低くしたので引張強さおよび耐力が低いのはやむを得ない。(しかし溶体化処理のままの引張強さおよび耐力が 800°C の高温においてもそれぞれ 23 kg/mm^2 および 12 kg/mm^2 ある。

次に伸び、絞りについてみると加熱前後とも全体的にみて No.21 ~24 のグループと No.25 ~27 および 28, 29 のグループに大別される。No.25 ~27 を除く他のものは加熱によって伸び、絞りが大きくなり、特に No.21 ~24 は著しい。いずれの場合でも 800°C において伸び、絞りの低いグループはいずれも添加元素の量が多い。

以上の結果を総合すると No.27, 28 および No.29 のように添加元素の多い合金は引張強さが加熱前後とも高いが、高温における伸び、絞りが低い。実験材においても 1%

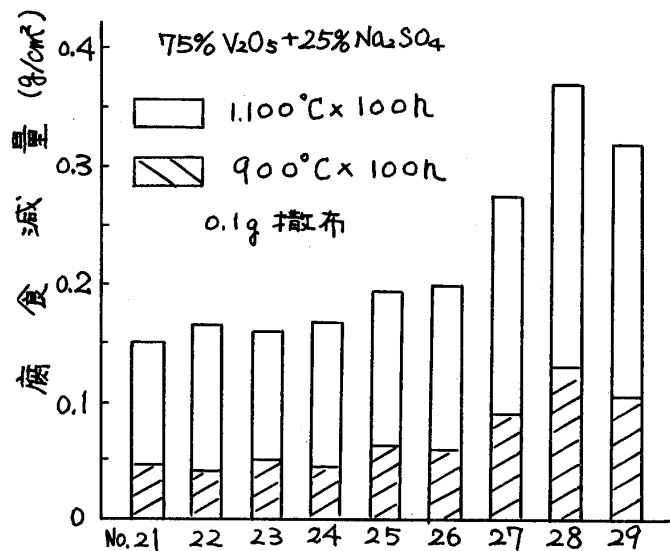


図2 75%V₂O₅+25%Na₂SO₄ 腐食試験結果

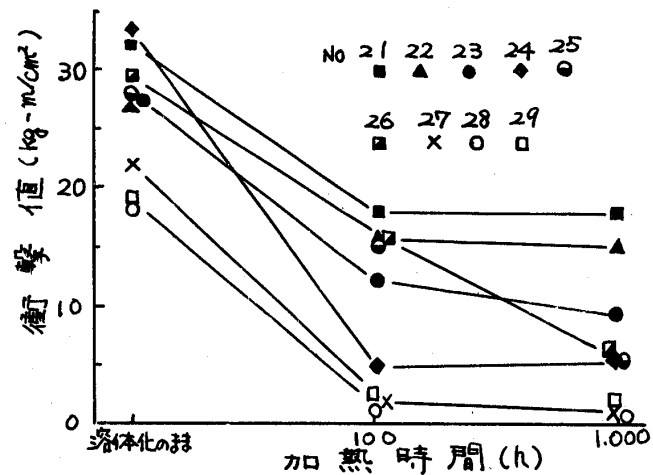


図3 850°C 加熱後の靱性の变化

2%のMoを含むNo.25, 26は延性が低下する。燃焼器ライナは引張強さよりもむしろ高温延性の方が重要であり、使用中の熱応力によって生ずる割れ等を考慮すると高温延性、特に高温長時間使用後の延性が大きいことが必要である。これらの条件を満足する合金としてNo.21~23を選ぶことができる。

3.4 フリーゾ破断試験結果

図5. は800℃におけるフリーゾ破断試験結果を示す。フリーゾ破断強度をみると、長時間側でNo.23の方がNo.29よりもすぐれる傾向にある。ついでNo.28が強く、No.23以外の実験材はいずれもNo.28より低い。実験材においてフリーゾ破断強度に対する添加元素の影響をみると、No.22はNo.21にミッシュメタルを添加したものであるがNo.22の方が低い。またNo.23と24を比較してもNbの多いNo.24よりもTiの多いNo.23の方が高い。これらのことからNbに比較し、Tiの効果が大いことがわかる。一方、No.25, 26は強度の低いグループであり、Tiが0.15~0.2%ぐらい入っても2%のMoでは強度への寄与は少ないようである。MoはNo.28やNo.29のように3%以上は必要と思われる。この場合でもWのような他の強化元素と複合添加する必要がある⁴⁾。しかしこれらの元素が多くなると高温耐食性、耐脆化性に問題を生ずる。

次にフリーゾ破断時の延性についてみる。全合金とも試験片平行部に多数のき裂が入り、き裂の間隔をも含めて伸び率を求めており真の伸びとはいえないのでここは絞りで比較する。Ti 0.5%, Nb 0.4%を含むNo.23が最も大きく、次いで1%NbのNo.24およびミッシュメタルを添加したNo.22である。フリーゾ破断強度と同じくTiの効果が大い。またフリーゾ破断強度には大きな効果がなかったNbおよびミッシュメタルは高温延性には有効に作用するようである。Moを多く含むNo.29は長時間で

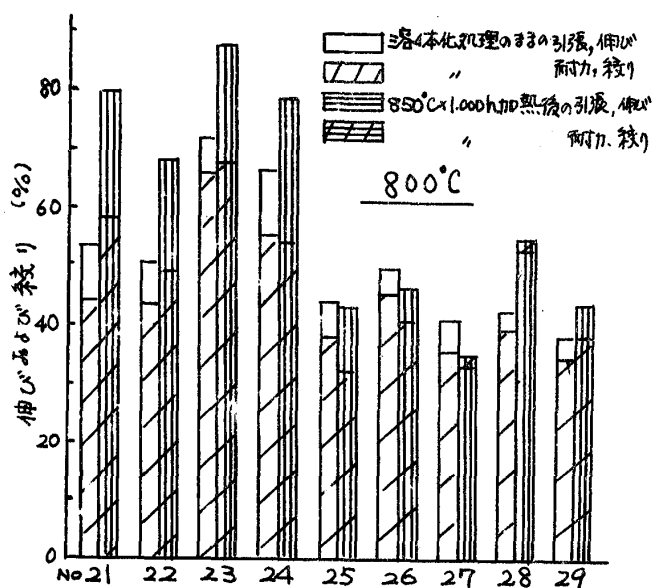
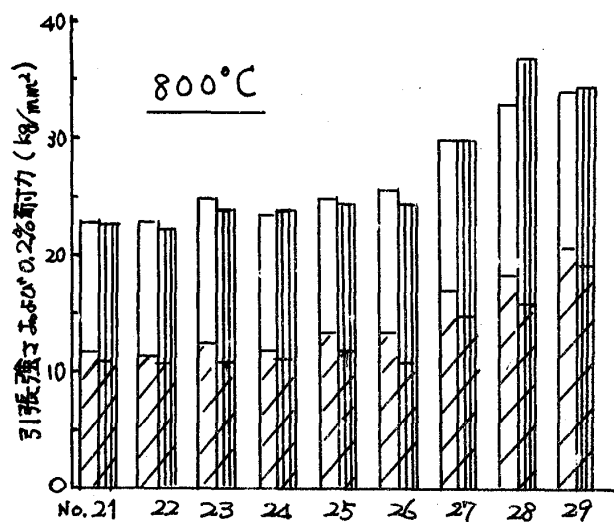


図4. 溶体化処理のままおよび850℃x1,000h加熱後の引張試験の結果 (800℃)

も絞りの低下がみ
られず、No.27
No.28およびNo.25
No.26は絞りが小
さい。以上のフリ
ーゾ破断試験結果
からNo.23の合金
が比較材、No.27
No.28およびNo.29
より強度、絞りと
もにすぐれた合金
であるといえる。

3.5 熱衝撃試験

図6 は溶体化

処理のままおよび

850℃×1,000時間加熱材に

ついて800℃→水冷を400

回繰返した後の試片肉厚中

心部の断面を示す。1種に

ついて2個ずつ行なった。

溶体化処理のままの結果を

みると実験材においてNo.23

No.24はNo.27~29に比較

してき裂が少なく、他の合

金はNo.28と同等でNo.28

とNo.29ではNo.28の方が

よい。溶体化処理のままでは

800℃に保持される時間

が短かく、組織変化が少な

い。実験は長時間使用中、

急速起動、停止が繰返されるのでそれに近い条件にするために850℃×1,000時間加熱

し、組織変化を起させたいものについて同じく、400回繰返した。その結果をみると溶

体化処理のままに比較しすべての合金のき裂は少なくなっており組織変化させたこと

によって耐熱衝撃性は向上したことになる。炭化物の析出あるいは成長粗大化などの

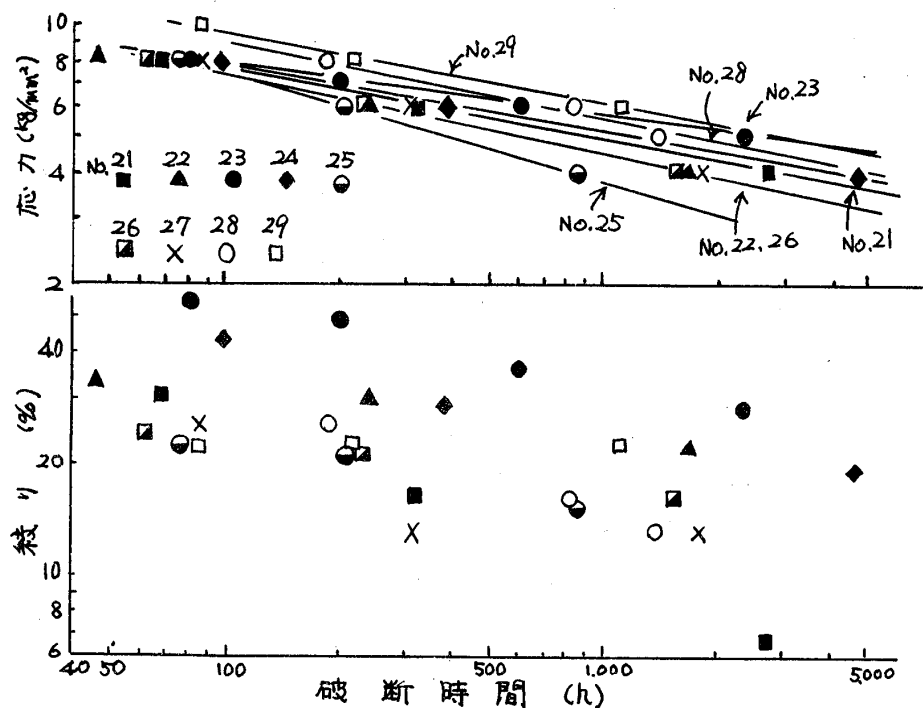


図5 800℃におけるフリーゾ破断試験結果

No	溶体化処理のまま		850℃×1,000h加熱後	
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				

図6 熱衝撃試験結果 (800℃, 400回繰返後)

組織変化を起せば当然高温延性が低下し、耐熱衝撃性は低下すると考えた。しかし引張試験における図4.の800℃での伸び、絞りから示すごとく加熱により高温延性が向上することから加熱したものの方がよい結果を示したものと考える。加熱後の場合でもマクロ的、ミクロ的に観察すると溶体化処理の場合と順位はほぼ一致し、No.23 No.24が最もすぐれ、No.29は最も悪い結果を示す。クリープ破断強度が高く、絞りの大きいNo.23はすぐれている。しかしクリープ破断強度が高くても破断時の絞りが小さいNo.27~29は耐熱衝撃性が悪い。No.24は比較材よりクリープ破断強度が低いが、絞りが大きいので比較材よりすぐれているものと思われる。またこれらの結果は800℃における引張の伸びおよび絞りの結果と比較的に一致するので耐熱衝撃性の良否を決める場合は引張試験の高温延性をも加味する必要がある。また、顕微鏡組織の観察によるといずれの場合もき裂は析出粒界に沿って発生、進展しており粒界の強度が低下する高温側で発生した様子を呈している。

4. 結 言 ; ガスタービン燃焼器ライナ材、25Cr-45Ni-3Mo-3W-3Coおよび22Cr-48Ni-9Mo-0.6W-1.5Coに代るよりすぐれた諸特性を有する合金を開発するため26~28Cr-46~48Ni-0.3~1Nb-0.2~0.5Ti、2Mo-0.2Tiおよびこれらに0.3ミツシメタル(1合金づつ)を添加した実験材を64ヤージ溶解した。上記二合金も比較材として溶解し、燃焼器ライナ材に要求される高温腐食、耐脆化、耐熱衝撃性およびクリープ破断強度を調べた。得られた結果を要約すると次の通りである。

- ・ (1) 0.3~1Nb-0.2~0.5Tiの添加においてNbは耐食性には影響ないが耐脆化性はNbが増すにつれ悪くなる。耐熱衝撃性、クリープ破断強度および破断時の絞りはTiの方がNbよりも効果が大きければTi量に影響される。

- (2) 2Mo-0.2Tiあるいはミツシメタルを添加したものはクリープ破断強度が低い。他の特性も悪い。

- (3) 実験材において最もすぐれた特性を示す合金は、0.4Nb-0.5Tiを添加したNo.23である。

5. 参考文献

- 1) H. Hataya and R. Sasaki ; JSME-23, Oct. 4-7 (1971)
- 2) 佐々木, 幡谷, 福井 ; 日本学術振興会 耐熱金属材料研究第123委員会 研究報告, Vol 14, No.3 (昭48.11)
- 3) 宮川外 ; 日本学術振興会 耐熱金属材料研究第123委員会 研究報告 Vol10 No.3 (昭44-11)
- 4) 今井外 ; 日本金属学会報, Vol 1, No.6 (1962)

霜 鳥 一 三 (東芝 総合研究所)

*宮 内 正 視 (東芝 総合研究所)

深 沢 美 治 (東芝 総合研究所)

1 緒 言

大型ガスタービンは変動する電力需要に対し、ピークおよびミドルロード部分を担う効果的な発電方式として着目されている。このガスタービン用耐熱合金は従来、おもにNi基超合金が用いられているが、要求されるおもな特性は高温強度と高温耐食性の2点である。航空機用ガスタービンにおいては、高温強度が、使用条件から優先されるが、発電用ガスタービンにおいては、高温耐食限界が使用温度を規定している現状から、高温腐食が重要となる。特に発電コスト低減のため原油の生だしなどの場合、VやSの灰付着による腐食がよりはげしくなる。従来、CrやAlの表面処理がNi基超合金に広く用いられているが、この表面処理の欠点として表面部分の損傷(いわゆるFOD)などによる不安定要素があり、大型ガスタービンには、本質的に高温腐食性に優れたCr濃度の高い耐熱材料が要求される。

この目的のため、1)表面処理を行わずに低質油の高温腐食に耐えること。2)少なくともS-816合金の高温強度をりよう駕すること。3)熱間鍛造性を確保すること。の3点を目標とし、新しい高Cr-Ni基耐熱合金の開発を行った。

本報告では、上記目標を達成した新高Cr-Ni基合金CNDの諸特性を明らかにする。

2 CND合金の組成

2.1 40%Cr-Ni合金の添加元素の影響

新合金のCr濃度を決定するため、その濃度と高温引張特性および灰腐食の両特性の関係を調べた。図1は、Ni-Cr合金の高温引張特性を示す。40%Crを境として、高Cr側で、強度の上昇が認められるが、延性値が40%Cr量以上で急激に減少し十分な延性が保持されるのは約40%Crまでである。一方図2に示す通り、耐灰腐食性はCr量の増加と共に改善されるが、約40%Cr以上で急激にその効果が増す。さらに組織的に40Cr-Ni合金の組成は β 相-Cr相や σ 相など脆化を生ずる析出相の出現しない領域に属し、単純に α -Cr相の析出する範囲であり、金属組織

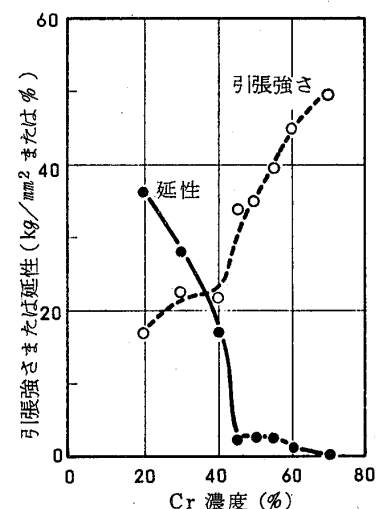


図1 Ni-Cr合金の800℃高温引張試験におけるCr濃度と試験結果の関係

上の不安定要素がない。この様な関係から、約40%Crが最適であることが判明した。

40Cr%-Ni合金を基本組成とし、12種(Zr, Ti, Ta, Nb, V, W, Mo, Mn, Co, Al, B, C)の添加元素を加えそれらが、1)時効硬化性、2)高温耐食性、3)熱間加工性に及ぼす影響を検討した。結果を図3～5に示す。図3は各元素を添加した合金を800℃～1250℃、1時間時効させた場合の硬さをまとめたものである。図4は、80%V₂O₅+20%Na₂SO₄合成灰を10mg/cm²塗布し、耐腐食性を重量変化で調べたものである。一方、燃焼試験法でも同様な傾向が確認されており、本実験結果が実機においてもおおむね適合できるものと考えられる。図5は高エネルギー速度加工機によるアップセット方式により決定した変形能限界により、各元素の熱間加工性の影響を見たものである。

以上の結果から、Al, Tiは高温強度に帰寄し、Taは、他の耐火金属のように耐腐食を比較的落さないで強化因子として重要である。また、組織的にW, Moはσ相の析出を促進するため制限して用いられなければならない。

2.2 CND合金の組成の決定

CND合金は、これらの基礎データをもとに、クリープ強度を改善するため、元素の組合せが考慮され、組成および標準熱処理が表1のように決定された。

3 CND合金の諸特性

3.1 機械的性質

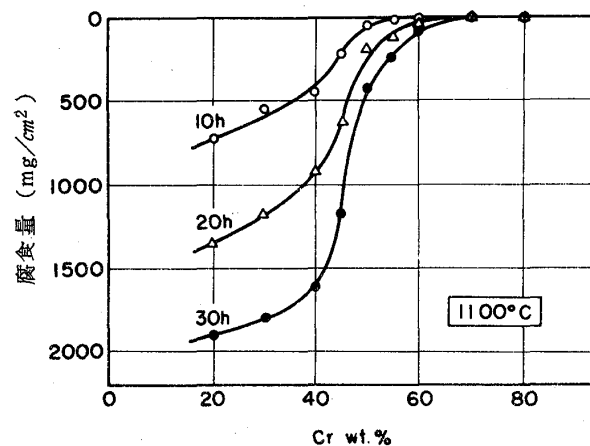


図2 Ni-Cr合金のパナジウム腐食におけるCr濃度と腐食量の関係

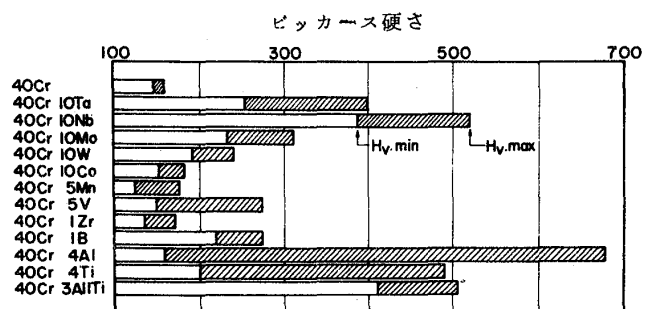


図3 40Cr-Ni合金の硬さにおよぼす添加元素の影響

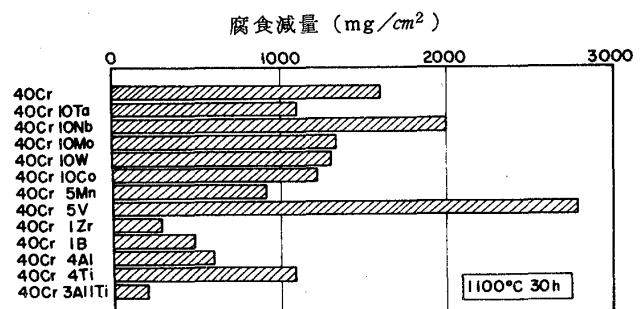


図4 40Cr-Ni合金の合成灰腐食(20%Na₂SO₄+80%V₂O₅)に及ぼす添加元素の影響

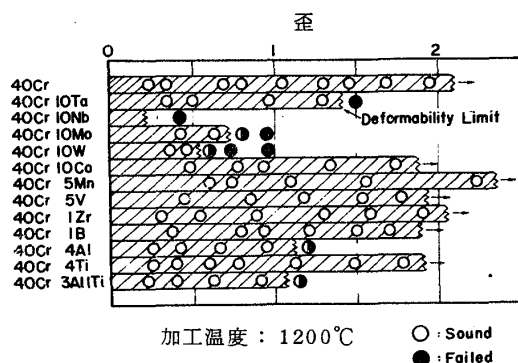


図5 40Cr-Ni合金の加工性に及ぼす添加元素の影響

3.1.1 クリープ破断強さ：クリープ破断強さは3種の試験温度で破断寿命を調査しその結果をマスター曲線として図6に示す。比較のためによく知られたCo-Cr-Ni基耐熱合金のS-816についても同じクリープ破断試験機で調べ、その結果をともに示した。

さらに高Cr・Ni合金の米国における開発合金2種も引用して示してある。この比較から本CND合金は高Cr・Ni基耐熱合金より高い強さを示し、さらにその強さはS-816を凌駕し、その長時間安定性も優れている。従来の高Cr・Ni合金に比較し、Ta添加の効果および長時間側のCとBの添加が、有効に作用していることが確認されている。

3.1.2 引張強さ：常温から900℃までの各温度の引張強さを平滑材とVノッチ材について調べた結果を図7に示す。Ni基超合金にくらべ約10 kg/mm²程度低い。さらに900℃で強さが急激に低下することがみられるので、本合金の使用温度の上限は約800℃附近とみなされよう。なお、800℃での平滑材の破断伸びは約22%であった。ノッチ付き試料における強さは、本質的に差異が認められない。

3.1.3 衝撃強さ：JIS 3号試験片(1R, U溝)の衝撃強さを表2に示す。Ni基超合金U-710と比較し、高温側で若干劣るが、通常のガスタービンの材料規格としては0.4 kg-m/cm²以上であれば問題ないと考える。

3.1.4 熱疲れ特性：耐熱合金の熱疲れ特性は、ガスタービンにおいて高温腐食とともに実用上の羽根破損の大きな原因の1つであり重要である。本実験では、M. J. Whitman

表1

CND合金の組成									
	化学組成 (wt.%)								
	Cr	Al	Ti	Mo	Ta	C	B	Mn	Ni
CND	36.2	0.65	0.91	3.39	5.02	0.08	0.15	0.42	Bal.

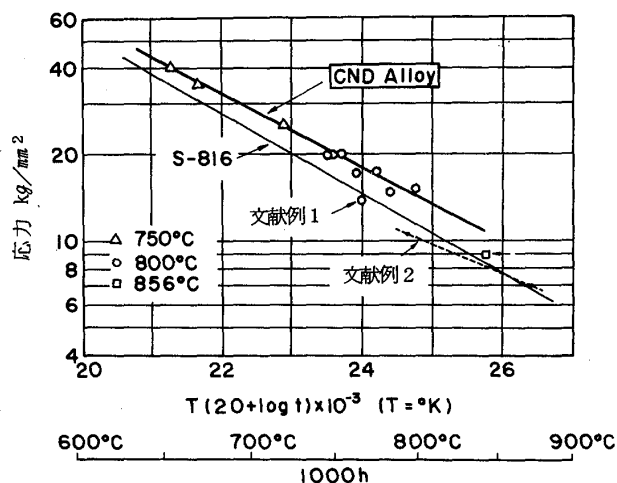


図6 CND合金のクリープ破断強さ

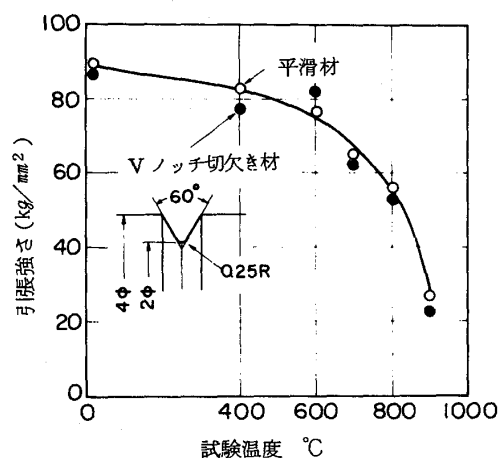


図7 CND合金の平滑および切欠き材の高温強さ

表2 CND合金のシャルピー衝撃値(Uノッチ)

試験温度	R.T.	600℃	800℃
衝撃値 kg-m/cm ²	0.56	0.80	0.86

らが行った熱衝撃試験法を用いた。図8に試験結果を示す。実験は954℃に1hr加熱後冷流水につけるサイクルを繰返し、き裂貫通の発生サイクル数および熱ひずみによるたわみ量を調べた。本合金はS-816より早い回数でき裂が入るが、すでに実績の多いX-40の回数より多い。一方、本合金の変形量はほとんど認められない。拘束状態の使用を考えると実用上の熱疲れ特性は若干優ることが示唆される。

3.2 化学的特性

灰腐食抵抗を2.1で述べたと同じ合成灰塗布試験方法で各種の比較材とともに調べた結果を図9に示す。S-816より優れ、Ni基超合金の中で優れた耐食性を示すU-500に比べても腐食減量は約1/3程度である。さらに実用条件に近い大型燃焼装置試験法による腐食試験結果も同一傾向を示す。

3.3 物理的特性

本合金のヤング率と熱膨張係数を各種の温度について比較材とともに表3に示す。

4 精密鍛造法によるタービン翼の試作とその回転試験

4.1 鍛造加工性

CND合金の鍛造性を知るため、高エネルギー速度鍛造法(ダイナパック)により、円柱試料を用いて行った。試験は1000℃から1200℃まで50℃間隔の加工温度で圧縮加工を行いひず

みと加工エネルギーの関係を求めた。図10は、加工温度と破損の生ずる最大歪の関係を示している。この結果より最適加工温度は1100℃から1150℃であり、十分な加工率が得

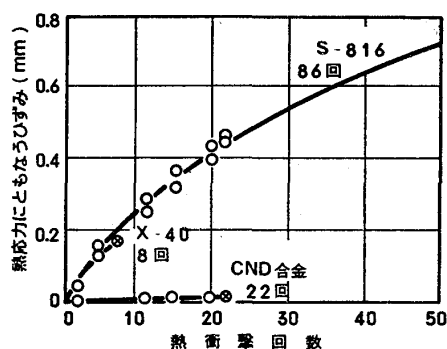


図8 CND合金の954℃～流冷水の熱サイクルによる熱衝撃試験結果

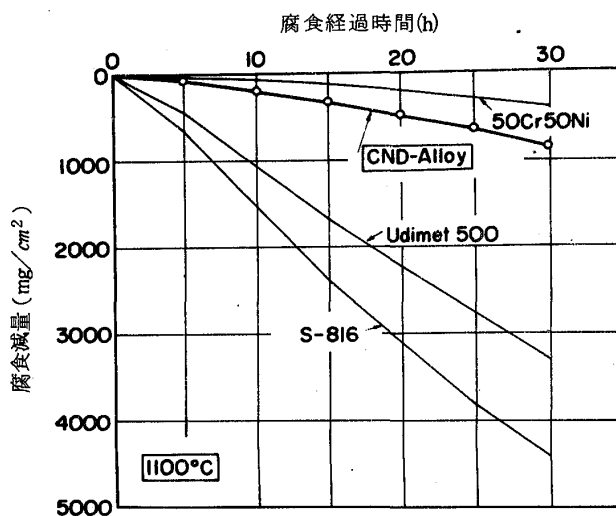


図9 1100℃, 人工灰(20%Na₂SO₄, 80%V₂O₅)塗布法による灰腐食

表3 従来合金と比較したCND合金の熱膨張係数とヤング率

温度 ℃	熱膨張係数 $\times 10^{-6}$, 1/℃			ヤング率 $\times 10^3$, kg/mm ²		
	CND	U-500*	S-816*	CND	U-500*	S-816*
100	11.02	12.2	13.3	15.83	20.3	23.7
200	11.52	12.8	13.4	15.58	19.7	23.1
300	11.27	13.4	13.7	14.99	19.0	22.4
400	12.52	13.6	14.1	14.58	18.4	21.4
500	13.15	13.9	14.5	14.17	17.9	20.7
600	13.77	14.3	14.9	13.60	17.2	20.0
670	-	-	-	13.25	16.6	19.3
700	14.03	14.8	15.4			
800	15.03	15.6	15.9			

られる。変形応力は1100℃の加工温度で歪が0.5の場合約54kg/mm²であり、同一条件のS-816の48kg/mm²より若干高い値を示す程度である。

4.2 精密鍛造法によるタービン翼の試作

4.2.1 タービン翼の試作：タービン翼の加工法は半密閉式のアップセット方式を採用し、本合金の限られた変形能内において、加工と加熱の繰返しにより成形した。得られたタービン翼の一例を図11に示す。この加工法では鍛造仕上り表面が非常に優れ、冷間加工に準じたものと言える。

4.2.2 得られたタービン翼の引張強さ：限られた形状の型鍛造品の強さの変動を表4に示すように翼から切出し各試験温度で引張試験を行った。翼部は、軸方向と翼形方向の2種類について調査した。全体的に破断伸びが低い値となっているが、これは板状の特殊形状試験片によるといえる。植込部の室温の伸びが若干低いが、ほぼ実験誤差範囲内に入る。全般的には大差なく、異方性も認められず、健全な鍛造品であることを示している。

4.3 回転試験

試作したCND合金の動翼を用いて回転試験を行った。試験条件は図12に示す通りである。本動翼の最大応力作用位置はR状切欠となっており、応力集中係数は光弾性測定法により約4.4であることが確認されている。

回転試験は12300rpmで、5分間保持を行った。この回転試験の相当応力は本合金の強さを植込部の応力集中係数でわった値であり、回転条件下でその強度が確認出来た。

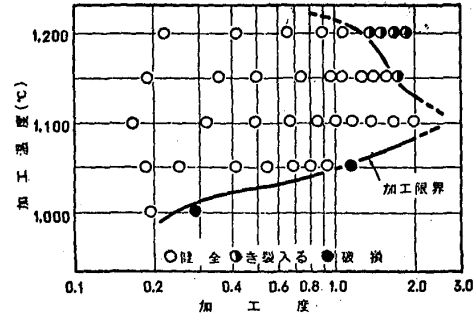


図 10 高エネルギー速度加工によるCND合金の加工性におよぼす加工温度の影響

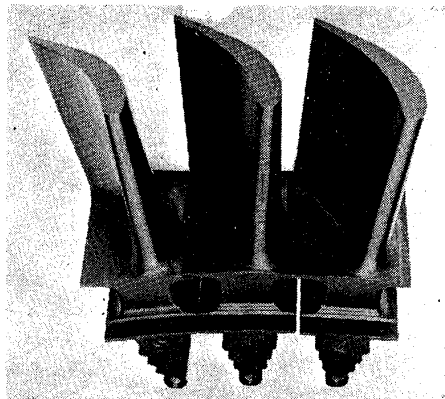
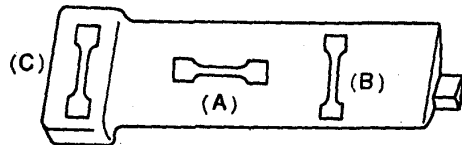


図 11 タービン翼

表 4 ダイナバック精密鍛造法によるCND合金タービン翼の各箇所引張試験特性(熱処理済み)



試験温度	特 性	A	B	C	素 材
R. T.	引張強さ, kg/mm ² 伸 び, %	113.4 5	112.6 5	110.2 3	102.7 2
750℃	引張強さ, kg/mm ² 伸 び, %	84.0 14	82.4 14	83.7 13	80.5 10
850℃	引張強さ, kg/mm ² 伸 び, %	49.3 15	-	49.8 19	-

5 結 言

高温強さと耐腐食性をあわせ持つ高Cr・Ni合金として、CND合金の開発を行った。本合金開発のおもな結論を以下に示す。

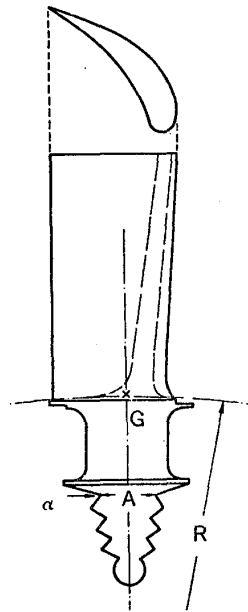
1) 本合金のクリープ破断強さはS-816より優れている。

2) 合成灰腐食試験による耐腐食性は50Cr-Ni合金に近く、重量減少量ではU-500合金の1/3.5、S-816合金の1/5である。

3) 熱間鍛造が可能であり、最適加工温度は1100℃から1150℃の範囲である。この試験条件により、精密型鍛造により、ガスタービン翼の作製が可能となった。

4) 精密型鍛造動翼の回転試験により動的条件下の強度の確認が出来た。

以上より、CND合金は、原油生だき等のガスタービンの第1段動翼材料として、表面処理を行わず使用出来る特性を有すると考える。



翼の重量(W) : 708gr
 回転半径(R) : 232.2mm
 回転数(N) : 12,300 r. p. m
 角速度(ω) : 1,287 rad/s
 引張強さ(σ_B) : 125 kg/mm²
 伸び(EI) : 5 %
 応力集中係数(α) : 4.4
 断面積(A) : 825 mm²

$$\sigma_s = \frac{W \cdot R \cdot \omega^2}{g \cdot A} = 28.4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\div \frac{\sigma_B}{\alpha}$$

図12 回転試験条件

文 献

- (1) Bucklin, A.G., Grant, N.J., Symposium on Metallic Materials for Service at Temperature above 1600°F. ASTM STP No 174, 1956, PP. 47-55
- (2) Bloom, D.S., Grant, N.J., U.S. Patent No 2,809, 139, 1957.

大西 絃 夫 (日立機械研究所)

1. 緒 言

ターボ圧縮機、ポンプなどの遠心形流体機械は近年急速に大形化、高速化する傾向にある。一般に、回転体の遠心応力は周速の2乗に比例して増大するから、上述の流体機械の羽根車は強度的に非常にきびしい条件のもとに運転されることになる。そこで、羽根車の設計にあたっては精密に各部の応力を計算し、破壊に対する安全性を十分確認しておく必要がある。本報告においては、筆者の開発した羽根車の応力解析法とその精度の検討結果について述べる。

2. 有限要素法による解析

ターボ機械、たとえばターボ圧縮機の羽根車は図1のように、心板、側板と呼ばれる2枚の軸対称シェルの間に数枚～20枚程度の羽根が取り付けられた構造になっている。ポンプ、水車あるいはファンなど一般のターボ機械の羽根車には、側板のないもの、羽根が翼形になったもの、羽根が大きく、複雑な曲面になったものなど種々の形状のものがあるが、ここでは図1の形状の羽根車を対象とする。

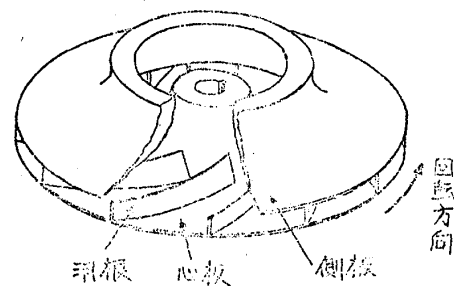


図1 ターボ圧縮機の羽根車

羽根車のような構造物の応力解析を有限要素法によって行なう場合、次に述べる周期境界条件の理論を用いると計算精度および経済性の点で非常に有利となる。羽根車は羽根の1ピッチを単位として円周方向に周期性をもった構造物である。したがって、その応力および変形のモードも周期性をもっている。このことを利用して1周期分の部分構造物を要素に分割するだけで羽根車全体の応力解析を行うための手法がここに述べる周期境界条件の理論である。

図2のように1周期分だけ切り出された部分構造物を考え、これを要素に分割する。2つの周期境界面（切断面をこう呼ぶ）の上の節点に関する諸量に添字A、Bを付け、

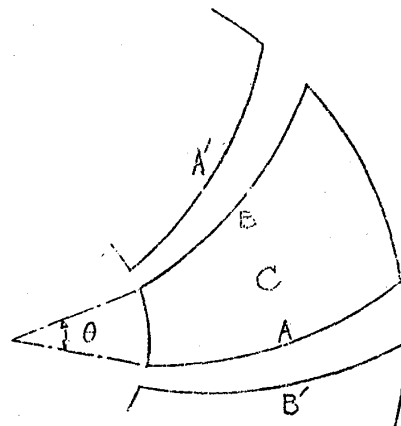


図2 部分構造物

その他の節点に関する諸量にCを付けることにすれば、部分構造物の剛性方程式は

$$\begin{bmatrix} K_{AA} & K_{AB} & K_{AC} \\ K_{BA} & K_{BB} & K_{BC} \\ K_{CA} & K_{CB} & K_{CC} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_A \\ q_B \\ q_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_A + r_A \\ R_B + r_B \\ R_C \end{Bmatrix} \quad (1)$$

と書ける。ここに q は節点変位、 R は節点外力、 r は隣接する部分構造物から受ける内力である。上式に構造の周期性より得られる関係

$$q_B = T q_A \quad \text{および} \quad r_B = -T r_A \quad (2)$$

を代入して q_B, r_A, r_B を消去すると、

$$\begin{bmatrix} K_{AA} + T^T K_{BB} T + T^T K_{BA} + K_{AB} T & K_{AC} + T^T K_{BC} \\ K_{CA} + K_{CB} T & K_{CC} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_A \\ q_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_A + T^T R_B \\ R_C \end{Bmatrix} \quad (3)$$

となり、これを解けば周期性を考慮した解が得られることになる。ここに、 T はA B間の座標変換マトリックス、 T^T は T の転置マトリックスである。

筆者は上述の理論を三次元シェルの有限要素法プログラムに適用した。この有限要素法プログラムは三角形平板要素を用いている。すなわち、計算にあたっては羽根車を多数の三角形平板の集合に置き換える。個々の要素内の応力は、面内変形に基づくものと面外（曲げ）変形に基づくものとに分けて考える。面内変形に基づく応力に関しては一般に広く用いられている線形の変位関数

$$\left. \begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \\ v &= \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

による平面応力要素を用いている。また、面外変形に基づく応力に関しては SMAT 17 と呼ばれる応力分布を仮定したハイブリッド応力モデルを用いている。要素内の応力分布の仮定を次式に示す。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= (\beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 x^2 + \beta_5 xy + \beta_6 y^2) \delta z / t \\ \sigma_y &= (\beta_7 + \beta_8 x + \beta_9 y + \beta_{10} x^2 + \beta_{11} xy + \beta_{12} y^2) \delta z / t \\ \sigma_z &= 0 \\ \tau_{yz} &= \{ \beta_{13} + \beta_{14} x + \beta_{15} y + \beta_{16} x^2 - (\beta_4 + \beta_{12}) xy + \beta_{17} y^2 \} \delta z / t \\ \tau_{zx} &= \{ (\beta_2 + \beta_{15}) + (\beta_4 - \beta_{12}) x + (\beta_5 + 2\beta_{17}) y \} (1 - 4z^3/t) t \\ \tau_{xy} &= \{ (\beta_7 + \beta_{14}) + (\beta_{11} + 2\beta_{16}) x + (\beta_9 - \beta_{12}) y \} (1 - 4z^3/t) t \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

(4), (5) 式において x, y, z は要素内の任意点の座標値、 t は板厚、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_6$,

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{17}$ はエネルギー原理より定められるべき未定係数である。座標軸は x, y 軸を板厚中央面上に、 z 軸を板厚方向にとった。

3. 解析的数値解法

つぎに、羽根車が軸対称変形をすると仮定してマクロな解析を行ない、その後、非対称成分の補正を行なう比較的解析的手法に近い計算法²⁾について述べる。この計算法ではシュラウド（心板と側板を総称してこう呼ぶ）の部分に円板の解析解を用い、羽根の剛性評価のためにラーメン構造物の解析解を用いるので、本節の標題は解析的数値解法としたが、以後本稿ではこれを簡単に解析的解法と呼ぶことにする。

解析的解法ではシュラウドは軸対称シェルと考え、羽根はそれらをつなぐ結合要素と考える。すなわち、羽根は図3のように回転軸（ z 軸）の方向に軸をもつ多数の梁（羽根要素）に置き換える。個々の羽根要素は心板から半径方向および軸方向の力 P_i および Q_i 、側板から同様の力 P'_i, Q'_i を受けて変形する。羽根要素が両隣の羽根要素とは独立に変形するものと仮定すると、

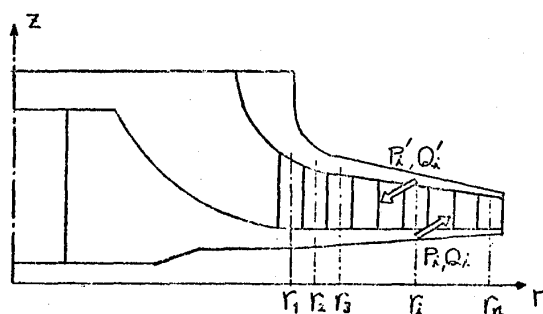


図3 羽根要素への分割

$$P_i = P'_i, \quad Q_i = Q'_i$$

となる。これらの力は円周上に均一に作用すると仮定すれば、シュラウドは軸対称荷重を受ける軸対称シェルとして解析すればよいことになる。力 P_i, Q_i の大きさは、羽根要素の z 軸および r 軸方向の変形量がその点における心板と側板の変形差に等しいことを用いて定める。すなわち、心板、側板および羽根の半径 r_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$) に関する影響係数マトリックスを $[F^s]$, $[F^c]$ および $[F^h]$ とし、心板および側板が単体として回転する場合の変位ベクトルを $\{\delta^s\}$, $\{\delta^c\}$ とすると、回転中の三者の変位の関係から、

$$(\{\delta^c\} + [F^c] \begin{Bmatrix} -P \\ -Q \end{Bmatrix}) - (\{\delta^s\} + [F^s] \begin{Bmatrix} P \\ Q \end{Bmatrix}) = [F^h] \begin{Bmatrix} P \\ Q \end{Bmatrix} \quad (6)$$

が成り立つ。(6) 式を整理すると、

$$([F^s] + [F^c] + [F^h]) \begin{Bmatrix} P \\ Q \end{Bmatrix} = \{\delta^c\} - \{\delta^s\} \quad (7)$$

となる。(7) 式は P, Q に関する連立一次方程式であり、容易に解ける。

つぎに、 $[F^s]$, $[F^c]$ および $[F^h]$ の求め方について述べる。まずシュラウドはその形状が与えられると、これを図4のように多数の円板要素に分ける。個々の円板要素は厚さ一様な円板として取り扱い、円板の面内および曲げ変形に関する理論を適用する。

円板要素と円板要素は力および曲げモーメントのつりあい条件、変位およびたわみ角の連続条件を用いて接続する。この方法は従来から回転円板の応力解析に用いられてきたドナートの方法を拡張したものである。このような解析法を用い、半径 r_n に半径方向および軸方向の単位荷重が作用する場合の r_j ($j=1, 2, 3, \dots, n$) の変位を求めれば $[F^r]$ または $[F^q]$ の列成分となる。

羽根要素は z 軸方向には引張りを受ける柱として取り扱う。また、羽根要素の r 方向の変形は、図5のように羽根の面内の方向 x と面に垂直な方向 y に分けて考える。そして前者に対しては単純せん断の理論を適用し、後者に対しては図6のようなラーメン構造物を変形モデルとした解を用いている。このようにすれば、1個の羽根要素の荷重—変位の関係は次のようになる。

$$\begin{Bmatrix} \delta_r \\ \delta_z \\ \delta_t \end{Bmatrix} = [T]^T \begin{bmatrix} \frac{l}{GA} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{l}{EA} & 0 \\ 0 & 0 & \eta \end{bmatrix} [T] \begin{Bmatrix} P_z \\ Q_x \\ R_x \end{Bmatrix} \quad (8)$$

ここに、

$$[T] = \begin{bmatrix} \sin \beta & 0 & \cos \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\cos \beta & 0 & \sin \beta \end{bmatrix} \quad \eta = \frac{l^3}{12 D_c} \left\{ 1 + \frac{3(d_{CA} + d_{CB}) + 5 d_{CA} d_{CB}}{12 + 5(d_{CA} + d_{CB})} s \right\}$$

$$d_{CA} = \frac{D_c}{D_A}, \quad d_{CB} = \frac{D_c}{D_B}, \quad s = \frac{L}{l}$$

また、 R_x は羽根要素に作用する円周方向の力、 E は材料の縦弾性係数、 G はせん断弾性係数、 D_A, D_B, D_c は図6の部材 A, B, C の曲げ剛性、 A および l は羽根要素の断面積および高さ (z 軸方向の長さ)、 L は羽根間距離である。

(8) 式の影響係数マトリックスを n 個の羽根要素に対して作成し、これらを総合すると $[F^r]$ となる。円周方向の力は回転軸に関するトルクのつりあいより定める。

(7) 式によって P, Q が定まるとこれを用いて前述の軸対称シェルの解析を行えば、羽根車の応力、変位のうち軸対称の成分が求まる。また、 P, Q および R を (8) 式に

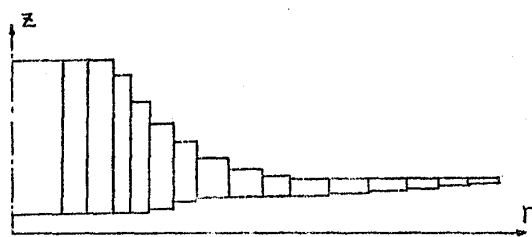


図4 円板要素への分割

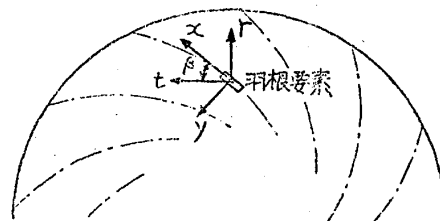


図5 羽根要素の座標系

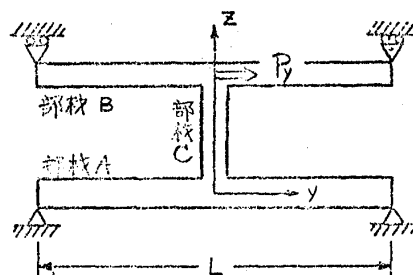


図6 羽根要素の剛性モデル

代入すれば非対称変形が求まり、これを用いて応力の非対称成分が定まる。軸対称成分と非対称成分を重ね合わせたものが求めるべき羽根車の応力分布である。

4. 計算結果と実験結果の比較

本節では前節までに述べた計算法の精度を検討するため、これらの方法による計算結果を三次元光弾性モデルを用いた応力凍結法による実験結果と比較する。

実験に用いられた模型羽根車の一例を示すと図7のようになる。この羽根車の半径A—Aに沿った断面を示すと図8中央の図のようになる。この断面の表面に沿った応力、すなわち側板および心板の子午線方向の応力をそれぞれ背面および流路面について示せば図8(a)～(d)のようになる。図中実線で示したのが第2節で述べた周期境界条件を用いた三次元シェル有限要素法プログラムによる計算結果であり、破線で示したのが第3節で述べた解析的解法による計算結果である。子午線方向の応力分布にも非軸対称成分の影響が表われており、図8とは異なった断面、たとえば図7のA—A断面における応力分布は図8のものとは異なっている。また、羽根と交差する点では心板あるいは側板は羽根から曲げモーメントを受けるため応力値が不連続に飛躍している。

図9には図7の円弧B—Bに沿った断面の表面応力、すなわち心板および側板の円周方向の応力分布を示す。この応力はフーグ応力と軸対称な曲げ応力(軸対称な面外変形に基づく応力)に羽根から与えられる曲げモーメントによる非対称な応力分布を重ね合わされたものであり、その分布形状から

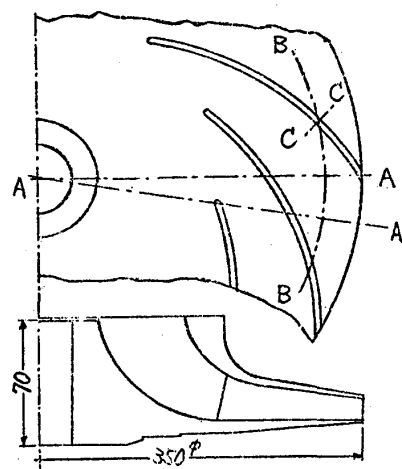
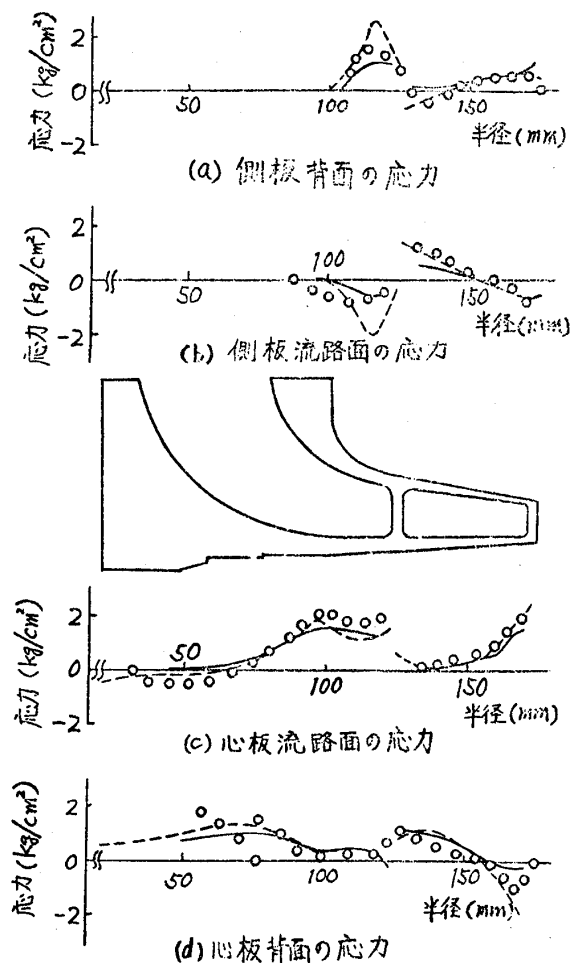


図7 光弾性模型羽根車



注: — 有限要素法 } 計算値
 ---- 解析的解法 }
 ○ 光弾性実験結果

図8 シュラウドの子午線方向応力

軸対称成分と非対称成分はほぼ同程度の大きさをもっていることがわかる。

図10は図7の羽根に垂直な断面C—Cにおける羽根の応力分布である。この応力は前述の図6における P_y による曲げ応力により若干の引張応力と羽根自身に作用する遠心力による応力が加わったものであるが、第2, 第3の成分は第1の成分に比してさほど大きくない。

図8～図10およびここでは示せなかったが、図7の羽根車の他の部分あるいは形状の異なった他の羽根車に対する計算値と実験値を比較した結果、有限要素法による計算結果は心板や側板の内周部のような厚肉部や局部応力の発生する段付部などを除けばかなり良好な精度で実験値と一致することがわかった。また、解析的解法による計算結果は部分的に精度の落ちるところもあるが全般的には有限要素法の結果と同程度の精度を有しており、さらにこの計算法には計算時間が短かくてすむという特長があることがわかった。

5. 結 言

以上のように、本稿で述べた2種類の計算法は実用上十分な精度をもっていることが確かめられた。今後は厚肉部や応力集中部の応力が解析でき、さらには弾塑性解析の可能な、経済性のある羽根車用応力解析法を開発することが課題となろう。

6. 参考文献

- 1) 大西, 機講論 No. 730-13 ('73-10), 175
- 2) 大西, 日立評論 56-8 ('74-8), 37

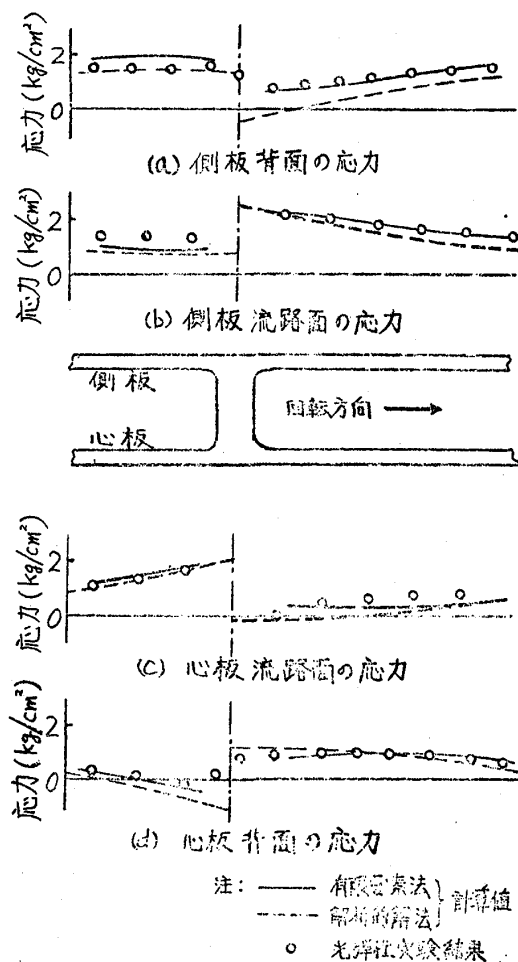


図9 シュラウドの円周方向応力

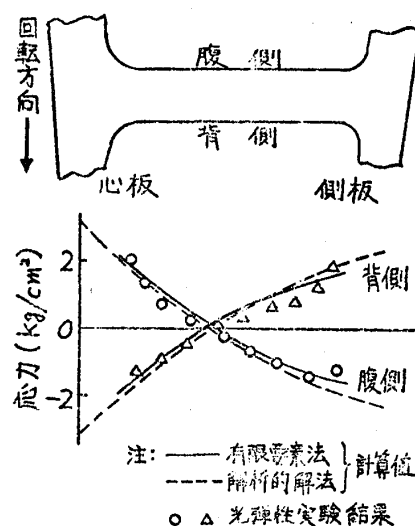


図10 羽根の表面応力

神 保 喜 一 (石川島播磨重工)

青 野 比 良 夫 (")

* 近 田 哲 夫 (")

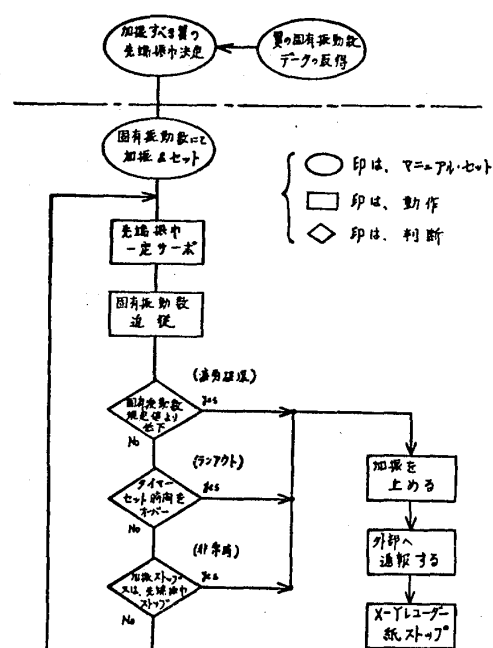
軸流圧縮機翼およびタービン翼について設計および製造上の強度確認のために、実際に翼をその固有振動数で加振し疲労破壊応力を調査することがある。これがいわゆる「翼疲労試験」である。この翼疲労試験は、新しく開発設計された翼および製造上の変更をした翼について必ずと言ってよい程実施される。また翼単品の受入検査として実施されることもある。ところが、この翼疲労試験は規定サイクルまでの加振を行なうまでに多くの時間を要し、その工数も多大である。また加振レベルの制御も人間がある時間間隔にチェックする方法では、その信頼性にも問題がある。そこで、この翼疲労試験を無人化し最初のセットを行なうことのみで後は自動的に働く（いわゆる加振レベル制御および固有振動数追従も常時コントロールされる）新しい完全自動化システムをここに紹介する。この完全自動化システムを使用することによって、多くの工数削減およびデータの信頼性向上に十分役立つものとする。なおこの疲労試験システムは翼のみならず他の部品でも実施可能であり、広範囲に使用できると思われる。

1. 完全自動化への必要条件

完全自動化にするためにはつぎのことが必要である。

- ① 加振レベル（翼先端振巾）を常に一定（規定値）にすること。
- ② 加振は常に翼の固有（共振）振動数で行い、破壊にともなう固有振動数の低下に十分追従すること。
- ③ 疲労試験終了時には加振を止め、外部へ通報すること。
- ④ 試験経過の記録を残すこと。
- ⑤ 非常時にも安全であること。

そこで上記5項目を満足するようなフローチャートを第1図に示す。これに基づいて、使用機材の選択および機器の設計を行ない、



第1図 制御のフローチャート図

つぎのような仕様を定めた。

2. 仕 様

2-1. 加振

- ① 動電型加振器を使用し、加振レベルは翼の先端振巾を一定になるようにサーボコントロールする。
- ② 翼の先端振巾は光学的非接触振動計を用いて計測制御する。
- ③ 加振周波数は、翼の固有振動数を追従し、常に固有振動数で加振する。

2-2. 制御

- ① 供試翼が疲労破壊（固有振動数が規定値より低下する）もしくは、ランアウト（規定サイクル数加振しても破壊しない）した場合、直ちに加振を止め外部へ通報する。
- ② 加振器および翼先端振巾計などが何らかの要因で働かなくなった場合、直ちに加振を止め外部へ通報する。

2-3. 通報

外部（別室）への通報はランプおよびブザーにより知らせる。

2-4. 記録

試験経過記録はX-Yレコーダ上に、時間、周波数、先端振巾を第2図のように表わす。以上の仕様により実際の機器構成に入る。 第2図

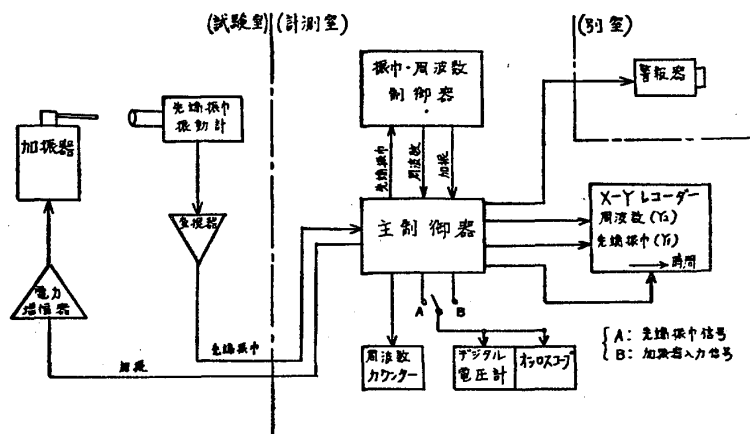
3. 構成および機能

3-1. システム

システム全体のブロックダイアグラムを第3図に示す。試験を行なう試験室には供試翼を載せた加振装置および先端振巾検出装置のみ設置し、他の制御装置は防音ガラスで遮断された計測室に置き騒音、温度変化から守っている。制御装置

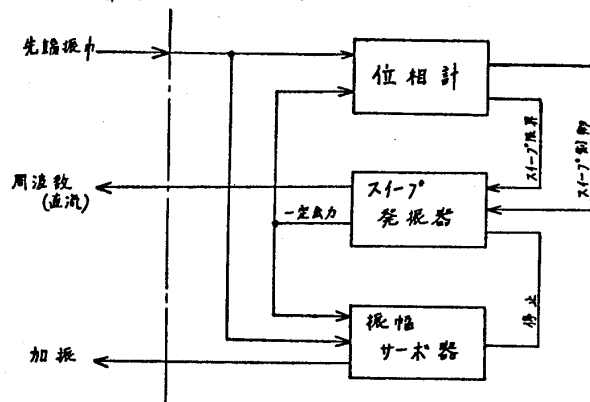
は電源電圧安定器およびエアーコンディショナーを使用した環境に設置し、内部はつぎの4つの部分から成り立っている。実際の組立構成を第5図に示す。

- ① 中枢となる振巾・周波数制御器と主制御器
- ② モニターとして周波数カウンタ、デジタル電圧計そしてオシロスコープ
- ③ 記録計としてX-Yレコーダ

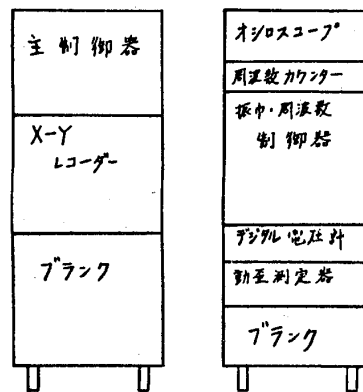


第3図 システム・ブロックダイアグラム

④外部通報装置として警報器



第4図 振巾・周波数制御器



第5図 組立構成図

3-2. 振巾・周波数制御器

サーボ機能を受け持つ振巾・周波数制御器は、つぎの3つの働きを持つ。詳細ブロックダイアグラムを第4図に示す。

①翼先端振巾一定サーボ

翼先端振巾振動計の出力信号のレベルを一定になるように、振幅サーボ器にて加振器への出力信号のレベル(電圧)をサーボコントロールする。この場合コントロールスピードをある程度遅くすることが重要である。

②固有(共振)振動数の追従

翼先端振巾計の出力信号と加振器への出力信号との位相差を一定になるように、位相計にて特殊掃引発振器の発振周波数を制御する。

③疲労破壊時の加振停止

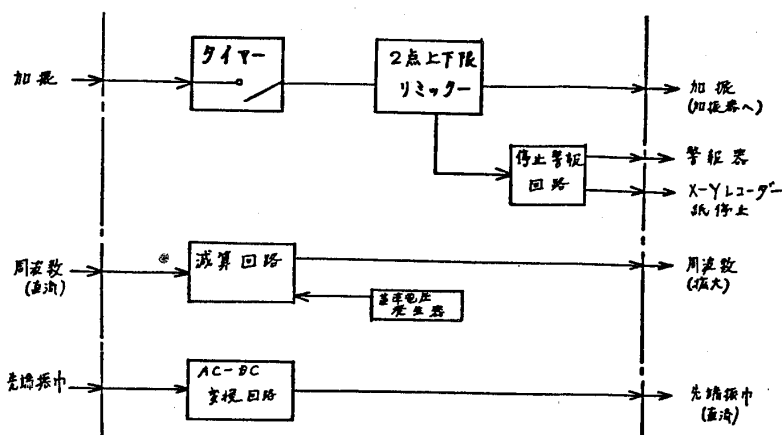
上述により加振周波数が変わり供試翼の疲労が進行する場合、共振周波数は低下する。そこで疲労破壊設定周波数(破壊であると判断するために設ける下限周波数)を特殊掃引発振器の下限値にセットしておき、実際試験にて疲労破壊が起きて加振周波数が低下してこの下限値に達すると停止回路が働き振幅サーボ器の出力を切り、加振を止める。

3-3. 主制御器

制御の中心となる主制御器はつぎの4つの働きを保持している。詳細ブロックダイアグラムを第6図に示す。

①ランアウト時の加振停止

規定サイクルを時間に



第6図 主制御器

換算してタイマーをセットして、タイマーが元に戻った時に加振出力を切って加振を止める。

②非常時の加振停止

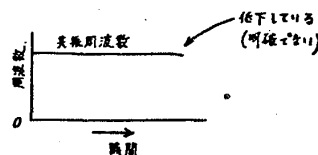
ここで言う非常時とは翼先端振巾計が何らかの要因で信号を出さなくなった場合、または加振器が故障して加振しなくなった場合に振幅サーボ器によってサーボコントロールされているため加振器への出力が急激に増加し、供試翼または加振器に損害を与える場合を言う。このような時には加振器への出力を上限リミッターに通し、ある値以上増加するとこの信号を切り、加振を止める。

③加振停止時の外部通報装置起動およびX-Yレコード紙送り停止

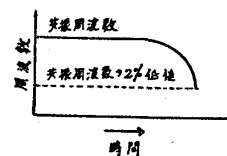
加振が停止することは加振器への出力が「零」になることであるから、この加振器への出力を下限リミッターに通しある値以下に低下すると外部通報装置を起動させる。さらに3分後、X-Yレコードの紙送りを停止させる。

④X-Yレコード用出力

加振周波数；特殊掃引発振器からの周波数直流出力は周波数に比例して直流電圧が上下する。ところが、この出力を直接X-Yレコードへ記録すると我々が希望する周波数の微



第7図



第8図

小な低下を明確に表示することができない。(第7図) そこで、この周波数直流出力にバイアス直流電圧(負電圧)を加えて減算回路に入れ、周波数直流出力の「零」点を移動させて希望する周波数近傍を第8図のように拡大表示する。

先端振巾；翼先端振巾計の出力は交流電圧であるから、直流電圧に変換する。

3-4. モニター

周波数カウンタ；加振している周波数を表示する。

デジタル電圧計；翼先端振巾計の出力電圧を表示する。これは加振セット時に加振レベルが希望する値になるかどうかチェックするためのものである。スイッチの切換えにより加振器への出力を表示することもできる。これは前述主制御器の上下限リミットの設定を行なう時に必要となるものである。

オシロスコープ；翼先端振巾計の出力波形を観測する。ノイズ成分が多い場合は、フィルターの使用が必要である。

3-5. 記録計

2ペンのX-Yレコードに紙送り装置を取り付け、記録紙を一定速度で巻き取る。

3-6. 外部通報装置

赤ランプの点灯およびブザー(スイッチ付)により知らせる。

4. 試験

4-1. 自動化システム起動前の準備動作

① 加振レベル決定

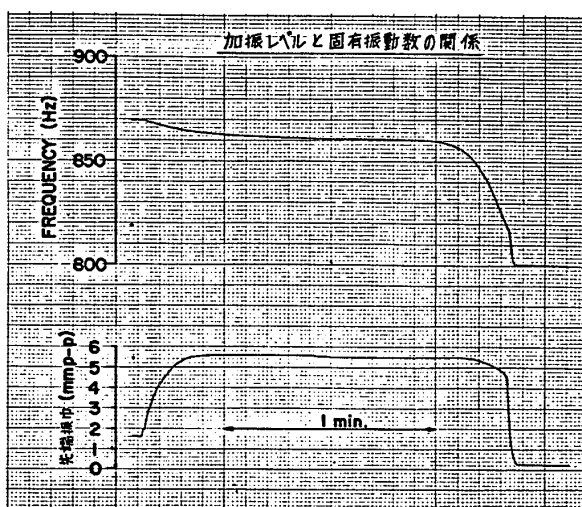
加振レベルの決定は翼の先端振巾の値を決める

第9図

ここで、加振レベルがある場所（翼面）の応力値で規定されている場合はその応力値と先端振巾の関係を前もって試験しておき、先端振巾の値に換算して試験を行なう。また翼の先端振巾で規定される場合は、先端振巾計で検出される先端振巾と各エッジで規定される先端振巾とに差がある場合が考えられるために（第9図）、それらの関係を明らかにしておく必要がある。

② 固有振動数の調査

翼の固有振動数の調査は低レベルで加振して調べるが、低レベルでの固有振動数値と実際試験する加振レベルでの固有振動数値に若干の差が生じることがある。これは加振レベルを大きくすると固有振動数が若干（約1%）低下する現象で、この状況を第10図に示す。この図は低レベル加振で固有振動数追従をセットし、加振力を徐々に上げて行きある値で一定にして加振したもので、加振1分後破壊が起こっている。



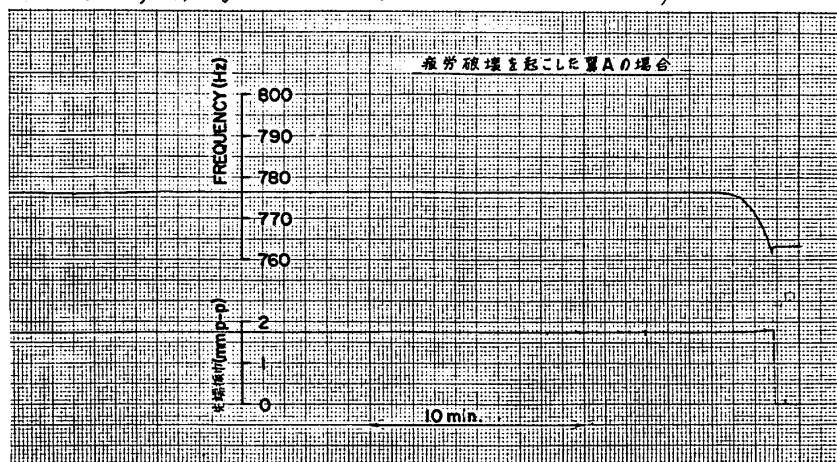
第10図 加振レベルと固有振動数

詳細に見ると、先端振巾1.6 mm 加振時には固有振動数が870 Hzであったものが、加振力を上げるに従って固有振動数が低下し、5.6 mm 加振時には863 Hzに低下していることが判かる。故にこのシステム起動前に実際試験レベルでの調査が必要である。

4-2. 試験

① 疲労破壊を起こした場合

固有振動数776 Hzの翼Aを先端振巾1.75 mmで加振し、疲労破壊規定周波数を763 Hzに設定して試験を行なった。疲労破壊は加振後2時間30分で起こり（ 7×10^6 サイクル）、



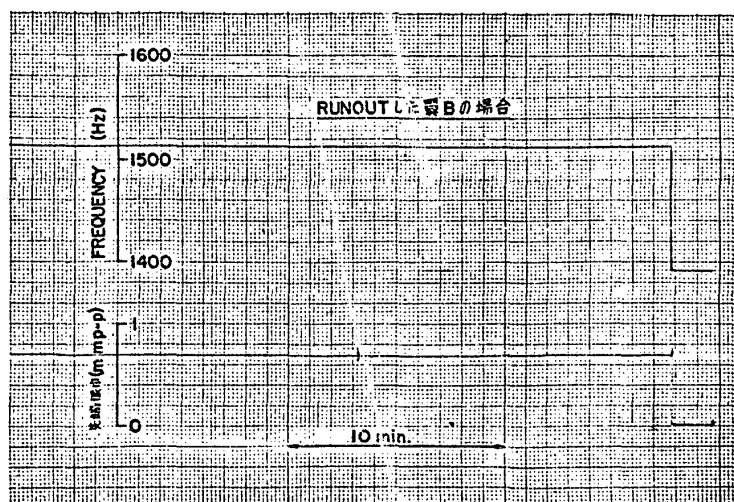
第11図 疲労破壊を起こした翼Aの結果

X-Yレコーダの記録の破壊前30分～40分を第11図に示す。これによってクラックが

発生してから約2分後に規定周波数まで固有振動数が低下して、加振が止まっていることが判かる。また固有振動数が低下している時でも先端振巾は、常に一定にコントロールされていることも判かる。

②ランアウトした場合

上述翼Aとは全く異なった翼B（固有振動数1514 Hz）を先端振巾0.7 mmで加振し、疲労破壊規定周波数を1392 Hzに設定して試験を行なった。1時間50分（10⁷ サイクル）加振後疲労破壊は起こらず加振が止まった。X-Yレコーダの記録を第12図に示す。



第12図 ランアウトした翼Bの結果

③非常時

上記試験中に先端振巾計に障害を与え出力が出ないようにした。この場合加振力は特に増大することもなく加振が止まり、X-Yレコーダの記録は第12図と同様である。これにより何らかの原因でサーボ系が切れても、供試体および加振装置などに損傷を与えることはないことが確認された。

5. 結 言

本システムの完成により、疲労試験の完全自動化（無人化）という所期の目的を達成することができた。本システムは、データの信頼性向上にも十分威力を発揮することがわかり、その有益性はきわめて大きい。

将来は、高次モードでの疲労試験にも適用できるように、加振装置を含めて考えて行きたい。