

# A-1 タービン動翼の振動応力の測定

神保喜一, \*青野比良夫, 柳下佳仁  
 萩原要司, 吉森満, 高橋勉  
 (石川島播磨重工業会社)

## 1 まえがき

近年とくに航空用エンジンの性能向上が著しいが、これは構造の軽量化、タービン入口温度の上昇、高速回転の採用などによって達成されている。軽量化は多くの場合部材の剛性を下げ、そのために固有振動数が低下して振動問題を起す傾向をもっている。静的荷重の問題と異なり、とくに流体などと連成して発生する振動は定量的な予測・評価が困難な場合が多い。そのような問題として軸流圧縮機およびタービン動翼の振動の問題がある。

設計段階ではキャンベル線図(Campbell)と呼ぶ干渉線図(第8図)を描いて振動発生の可能性を検討してはいるが、この解析では翼の振動振幅を定量的に予測することはできない。したがってこの干渉線図をもとに振動の問題点を予め絞って、試作機運転段階で翼の振動状況を実測し、安全性を確認して開発を進めているのが現状である。実機での測定が必要ではあるが、タービンの場合には測定環境はかなり厳しく容易ではない。タービン動翼の場合、環境条件として遠心力 50,000 G、温度 900°C が達成できれば殆んどの場合に適用できる。

今回は、遠心力 39,000 G、温度 750°C の環境条件におけるタービン動翼の振動応力測定を試みて有効な結果を得ることができたので報告する。

## 2 高温ゲージ

国内外で市販されている高温ひずみゲージをその接着方法により分類すると(1)焼付硬化型ゲージ (2)溶接型ゲージ (3)溶射型ゲージになる。これらのゲージを使用者の立場から比較してみると第1表のようになる。航空用エンジンのタービン動翼の場合には高温ひずみゲージに対してつぎのような性質が要求される。

- (1) 高温(700~900°C)に耐える。
- (2) 貼付翼面の曲率に適合できる可撓性をもつこと。
- (3) 翼寸法に応じてゲージ寸法が小さいこと。

	焼付硬化型	溶接型	溶射型
可撓性	良	不可	良
薄板への適用	可	問題あり	可
金属への適用	可	Al, Mg合金に問題あり	可
非金属への適用	可	不可	可
設備	乾燥炉	溶射器	溶射器
ゲージ寸法	小	大	小

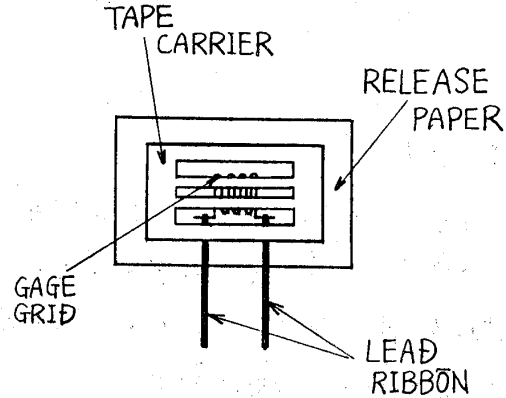
- (4) 高速回転部に適用する  $n$  で 30,000 G ~ 第1表 高温ゲージの比較

50,000 G の耐加速度があること。

(5) ゲージの貼付により空気力学的な擾乱を与えることが小さいこと。

これらのなかで最も重要な要件となる耐熱性については溶接型、溶射型とも可能性をもっているが、可撓性、ゲージ寸法、ゲージ形状の点からタービン動翼の測定に溶射型ゲージを採用することに決定した。

溶射型ゲージの形状の概要を第1図に示す。接着されて最後に翼面に残るのは Gage Grid と Lead Ribbon のみを Release Paper と Tape Carrier は接着手順中に取外される。



第1図 溶射型ゲージ

### 3 基礎試験

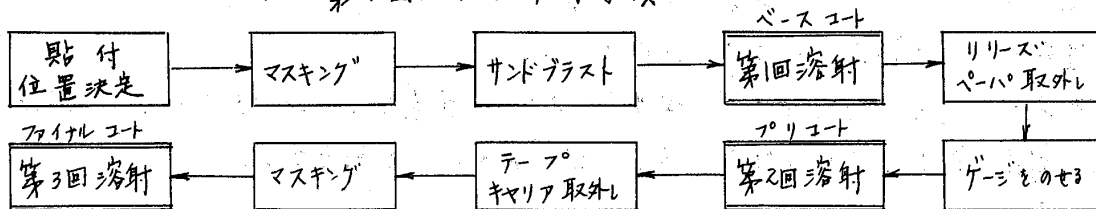
#### 3.1 溶射型ゲージの取付け方法

溶射型ゲージ (free-filament Gage) は高純度のアルミナ ( $Al_2O_3$ ) を溶射器で溶射することによって翼面に取付けられるが、取付け手順を確立するために溶射試験を行なった。

##### 3.1.1 取付け手順

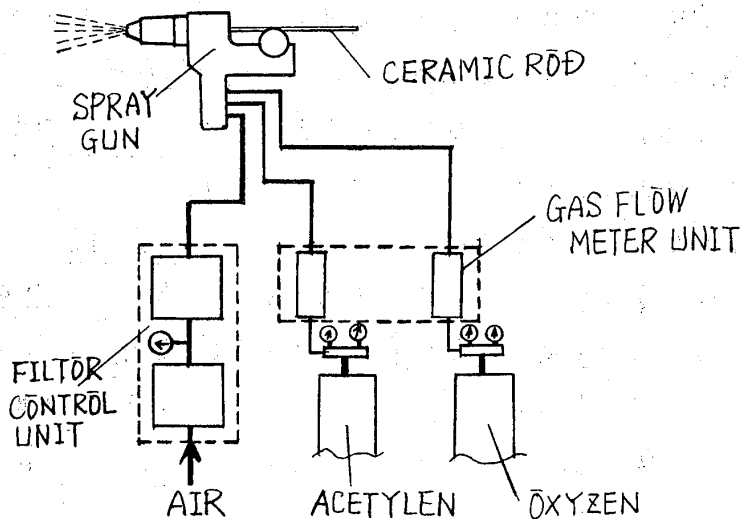
溶射試験などによって確立した手順の概略を第2図にフローチャートにして示す。ゲージ取付け作業内で最低3回の溶射が必要であり、まず第1回目の溶射で絶縁層を形成する。第2回目の溶射はゲージ線の仮止めのために、第3回目の溶射でゲージ線の被覆が行われる。

第2図 ゲージ取付け手順



##### 3.1.2 溶射装置

第3図に溶射装置の構成を示す。酸素とアセチレンガスをスプレガンに導いて燃焼させ、この燃焼ガス中に高純度のアルミナの棒を適当な速度で送り込み、微粒子に溶解されたアルミナを圧縮空気と前方に噴出させてゲージの取付けを行なうものである。



第3図 溶射装置

##### 3.1.3 溶射剤

溶射型ゲージ貼付に使用する溶射剤は高純度のアルミナ( $Al_2O_3$ )である。これを使ったコーティング層の特徴は (1) 融点が極めて高い(約 $2000^{\circ}C$ )、(2) 良好な絶縁特性を保つ (3) 熱膨張率が小さい (4) 耐熱衝撃性を有する (5) すべての金属に適用できる (6) 化学的に変化しにくい (7) 硬度が高い などである。特に(1)(2)(5)の特徴が高温ゲージ貼付に溶射剤として使用される理由である。

### 3.2 温度特性試験

溶射型ゲージの温度特性を把握するために溶射型ゲージを取付けた静荷重試験片および動荷重試験片を製作した。タービン動翼の振動応力測定が目的であるので温度によるゲージ率の変化および零点移動量(ゲージ抵抗変化)に絞って試験を行った。

#### 3.2.1 静荷重試験

静荷重試験装置の電気炉内に試験片を置き電気炉の温度を所定の温度まで上昇させこの温度におけるゲージの抵抗値を読み取る。この状態に荷重を加えてひずみ計の出力からゲージ率を求めた。

#### 3.2.2 動荷重試験

動荷重試験片(タービン翼)を動電型加振器上にセットし高周波加熱炉で所定の温度まで上昇させ試験片の先端振幅一定の条件のもとで温度の変化に対応するひずみの変化分を記録した。先端振幅の検出には光学式の非接触振動計を使用した。

#### 3.2.3 試験結果

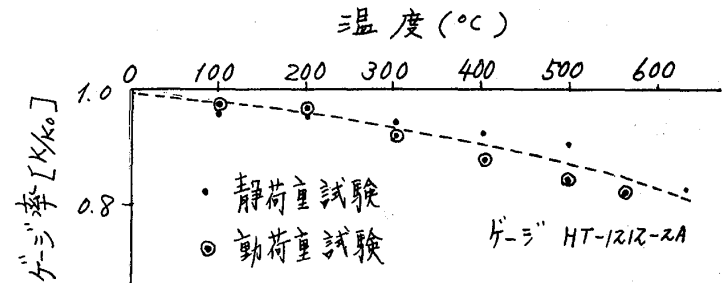
##### 〔1〕ゲージ率

温度のゲージ率への影響を第4図に示す。同図の縦軸は常温時のゲージ率( $K_0$ )に対する比で表はしてある。600 $^{\circ}C$ では約20%程度のゲージ率の低下があることが判る。

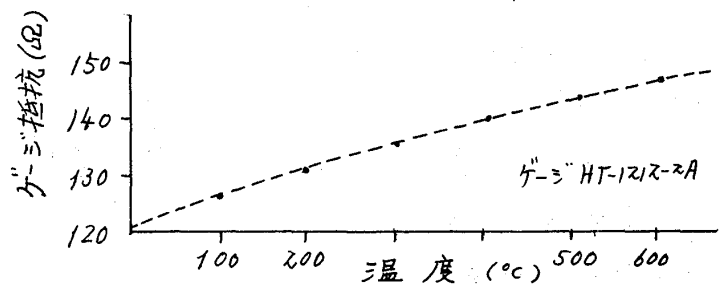
##### 〔2〕零点移動量

温度変化に伴うゲージ抵抗の変化を第5図に示す。同図の縦軸にはゲージ抵抗値をとっている。この抵抗値は

変化量をホイートストン橋を用いて読みとっており600 $^{\circ}C$ では約30 $\Omega$ もの零点移動量がある。したがって、溶射型ゲージを用いて静的応力を測定することは極めて困難である。しかし振動応力測定の場合には既存のブリッジ回路を組んだひずみ測定器の代わりに電圧分割方式による測定器が必要であり、測定が可能であることを示している。



第4図 ゲージ率



第5図 ゲージ抵抗

#### 4. 圧縮機動翼への応用

タービン動翼の測定を行なう前に予備試験的に試験用圧縮機後段の動翼に同じ溶射型ゲージを貼付して性能運転時に発生する振動応力の測定を行なった。

##### 4.1 ゲージの取付け

ゲージ取付け位置は翼面全長の翼面根元部から10%の位置で翼背側である。ゲージ取付け部温度 200~400°C 加速度 約 8,000 G である。使用したゲージは基礎試験およびタービン試験に使用したものと同一である。グリッド材質は Pt-W 合金の HT-12-SA 型でゲージ寸法 3.2 x 1.6 (mm) 公称ゲージ率 4.05 のものである。ゲージの取付けは基礎試験時と同様に第5図に示す要領で行なった。

##### 4.2 計測結果

圧縮機動翼に取付けた溶射型ゲージからのリード線は試験機前側に設置したスリップリングを介して外部へ導き、動ひずみ測定器により増幅しその出力をデータレコーダに記録した。計測系統図を第6図に示す。データレコーダに記録した翼の振動データ

は自動周波数分析

装置を使ってキャン

ベル線図にまとめ

た。温度補正はゲ

ージ率の低下に対

して考慮した。作

動温度 200°C にお

けるゲージ率の補

正は第4図から約

5% であることが

判る。このように

して得られた振動

応力のデータのう

ちから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

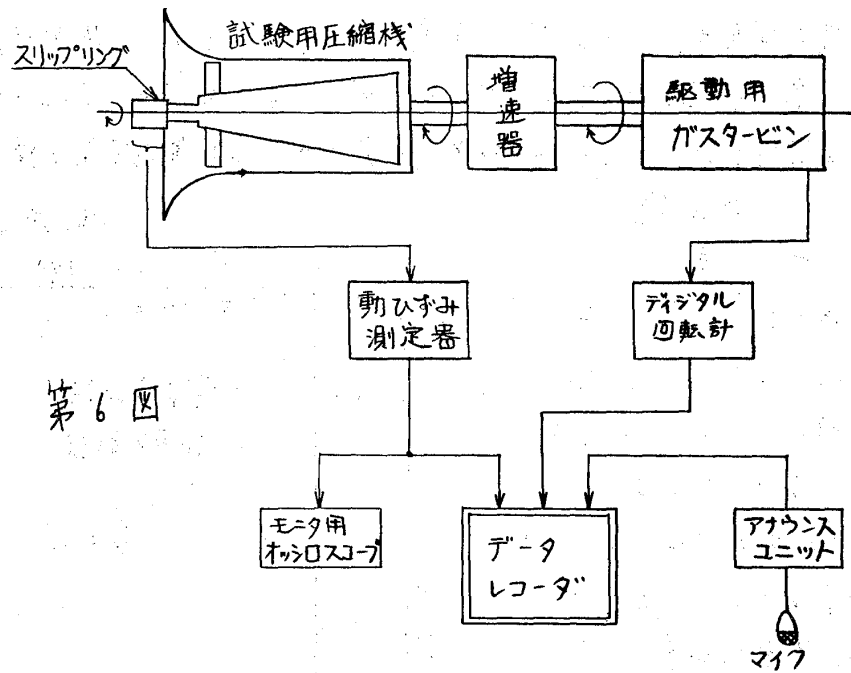
らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。

らから一例として第7図に6段動翼の測定結果を示す。1次曲げ固有振動が比較的明確に把握されている。



第6図

#### 5 タービン動翼への応用

上述の基礎試験および圧縮機動翼への応用試験の結果をもとに最終的の目的である航空用エンジンの運転時にタービン動翼に発生する振動応力の計測を行ない、満足すべき結果を得た。

測定対象のタービン動翼については木ログラフィ干渉法などによって確認されたデータをもとに作成されたキャンベル線図から100%回転付近で第5次振動モードとタービ

ンノズルが干渉する可能性があることを示している。この共振状態が実際に発生するか! その時の応カレベルをどの程度か?を確認するために実機計測を計画した。第7図には組み込まれた動翼の固有振動数が各モードについて全数実験的に測定され、平均値( $f_{mean}$ )、標準偏差( $\sigma$ )を算出してバラツキの幅として( $f_{mean} \pm 3\sigma$ )の幅を示してある。

### 5.1 ゲージの取付

溶射型ゲージの取付け位置は翼面全長の翼面根元部よりスス5%の位置であり、翼面の背側である。ゲージ貼付位置の環境は温度750℃、加速度約39,000Gである。使用したゲージは圧縮機動翼の場合と同じものである。ゲージの貼付は第2図のフローチャートのとおりである。

スリップリングはタービンディスクの後ろに設置した。このため周囲が高温雰囲気になることが予想されるので冷却空気と冷却水による特別の冷却を追加した。使用したスリップリングは当社の設計の極数12の標準型のものである。

### 5.2 計測方法

供試エンジンの運転および計測は当社のエンジン運転場で行った。エンジン始動後回転をゆくり100%回転数まで加速および減速をさせこの間にタービン動翼の振動応力をデータレコーダに記録した。圧縮機動翼の場合と同様に記録されたデータは自動周波数分析器によりキャンベル線図の形にまとめた。

### 5.3 計測結果

第8図は測定したタービン動翼の振動応力結果をキャンベル線図にまとめたものの一例である。同図が成功裡に得られたことにより、で使用した溶射型ゲージにより

(1) 加速度 約39,000Gの遠心力に耐える

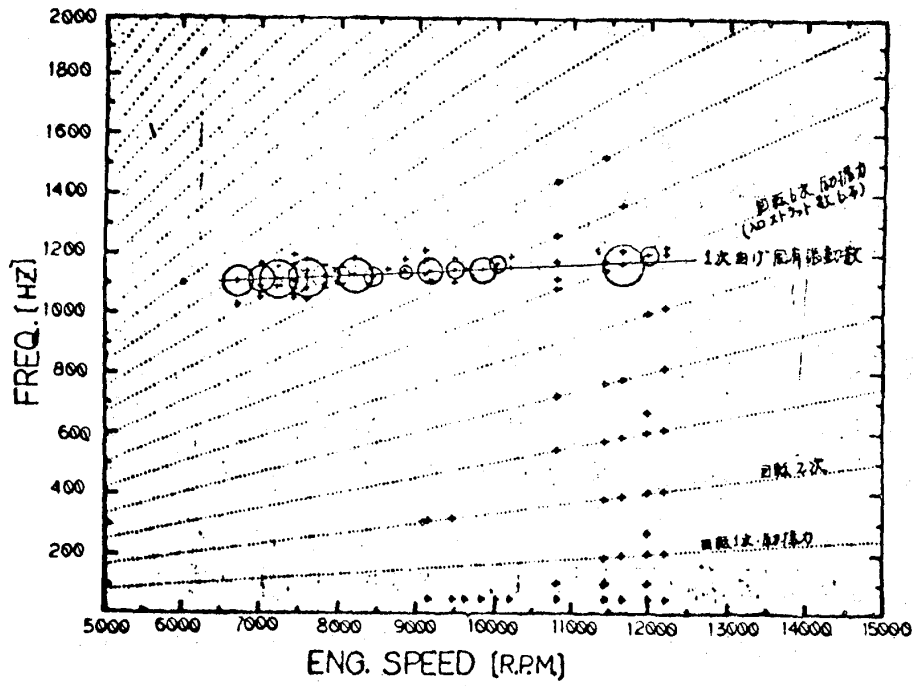
(2) 最大温度 750℃の環境に耐える ことが確認された。

なお、試験の初期には最大遠心力 50,100Gの位置にゲージを貼付して計測を試みたが、ゲージの剥離・リード線の飛散などが発生した。これらの事実から現在の貼付技術では加速度 約45,000G程度が限界になっているものと考えられる。

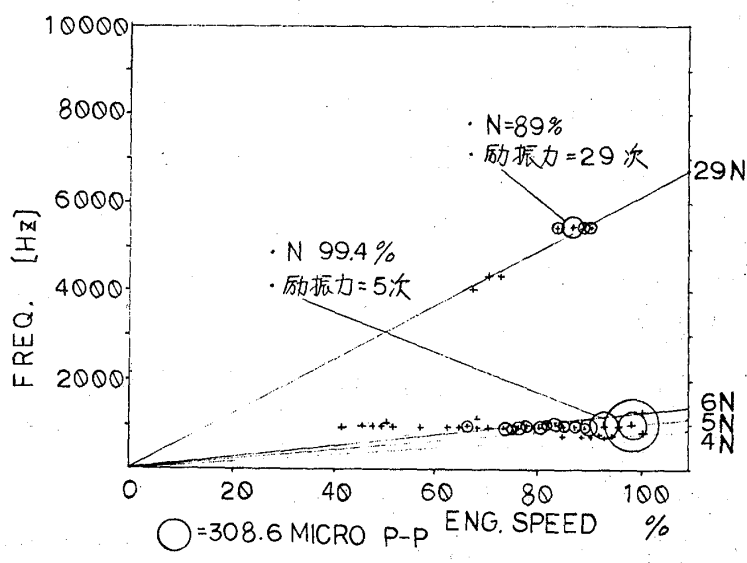
また、実測のキャンベル線図は計測前の予想に近いものであるが、計測前に全然予想していなかった事実を把握することができた。それは第1次振動モードと回転5次とが回転100%付近で干渉して比較的大きな振動応力が発生していることである。この回転5次の励振源となる構造をエンジンおよび運転設備について吟味したが、特にその原因となるべきものを見出していない。

設計の基準として従来より入口乱れのことも考えて回転4次までは動翼の固有振動数と干渉をいよいよ配慮してきたが、本計測結果は回転5次についても無視できないものがあることを示している。

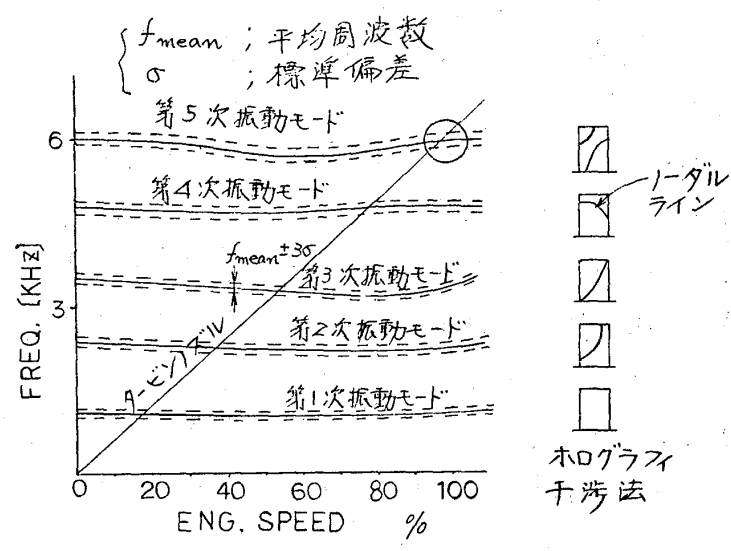
第7図



第8図



第9図



# A-2

## 有限要素法による羽根車の振動解析

梅 村 直 (三菱重工業高砂研)

間 瀬 正 隆 (三菱重工業高砂研)

### 1. まえがき

回転機械の翼は形状が複雑であり、流体性能と強度を Matching させたものとするためには、開発時に十分な解析を必要とする。高負荷・高遠心力場で使われる羽根車の設計に当っては、計算の汎用化、計算精度向上を目的として有限要素法 (F E M) が汎く使われ始めてきている。

比較的細長比の大きな軸流翼では、はり理論による計算が従来より適用されてかなりの高精度で実用されているが、幅の広い軸流翼や遠心羽根車では、計算に際して大きな誤差が伴うことがあり、フレキシブルなディスクに取付けられた羽根車やシュラウド付の遠心羽根車では、従来の方法では計算不可能である。このような場合に F E M が有効であるが、これらの構造をいかに精度よく、かつ安価に計算するかが重要な問題となる。ここで筆者らは、羽根車の専用プログラムを開発して、実機に適用したが、その計算法と適用例について述べる。

### 2. 羽根車の F E M における取扱い

F E M においては羽根車を分割した、各要素から成る立体構造体を考える。固有振動数、モードは系全体の弾性歪エネルギーと運動エネルギーを求めることにより、得られる。回転時の振動特性を計算する場合には、弾性歪エネルギーとして、通常の弾性歪エネルギーの他に遠心力の作用によって初期張力  $\sigma_0$  の効果としてのエネルギーが付加される。各エネルギーは、

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \int_V \epsilon^S \sigma \, dV && : \text{歪エネルギー} \\ T &= \frac{1}{2} \int_V \rho \, v^2 \, dV && : \text{運動エネルギー} \end{aligned} \right\} (1)$$

となる。ここで(1)式を各要素の節点位置で表わしてラグランジュの方程式に代入すれば、

$$\frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial (T-U)}{\partial \dot{\delta}} - \frac{\partial (T-U)}{\partial \delta} = 0 \quad \dots\dots (2)$$

より

$$M \ddot{\delta} + \{ KE + KG(\sigma_0) \} \delta = F(\Omega^2) \quad \dots\dots (3)$$

を得る。ここで、静的なつりあいを考えると、

$$\{ KE + KG(\sigma_0) \} \delta = F(\Omega^2) \quad \dots\dots (4)$$

- V : 体積
- $\epsilon$  : 歪
- $\sigma$  : 応力
- $\rho$  : 密度
- U : 速度
- S : 転置行列の記号
- t : 時間
- $F(\Omega^2)$  : 遠心力
- M : 質量行列
- KE : 剛性行列
- KG : 遠心力による付加剛性

付加剛性は、遠心応力 $\sigma_c$ の関数となるので、(4)式は、繰り返し計算により求められる。(4)式により求められた、KGマトリックスを(3)式に代入して、 $\delta = X_0 e^{i\omega t}$ ,  $F(\Omega^2) = 0$  とおくと(3)式は、

$$\{ [KE + KG] - \omega^2 [M] \} \{ \delta \} = 0$$

となる。

したがって、(5)式の振動方程式を解くことにより、固有値及びモードが求められる。(1)~(3)式を導入するに際しての要素として、使いやすい三角形三節点板要素を使って以下の計算を進めることとした。

### 3. 羽根車の単独の振動解析

羽根車単独の場合には(5)式を解くことによって直ちに解が得られる。図1は軸流羽根車の固有振動数、モードの計算値と実験値との比較を示したものである。

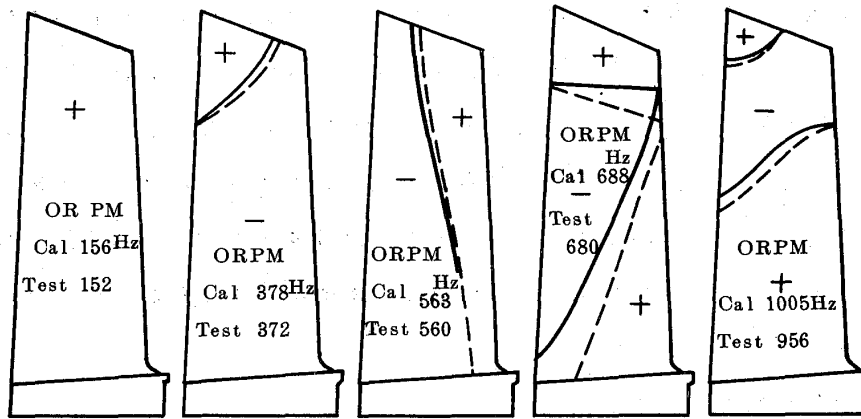


図1 固有モードの計算と実測の比較 (— 計算、…… 実測)

このような軸流羽根車では、120節点以上分割すれば、実用上、十分な精度が得られると考えられる。

図2、3は遠心圧縮機の計算モデル化およびその計算結果を示したものである。小形の遠心圧縮機では、低次モードでは、入口側の振幅が卓越しており、この部分に注意を払った分割方法や羽根取付部のRの影響を考りよして計算精度を向上させる配慮が必要である。また遠心力の上昇は比較的少ないのを特徴としている。

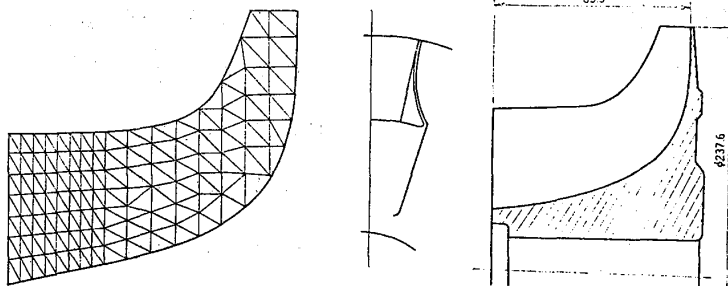


図2 遠心圧縮機のFEM計算モデル化

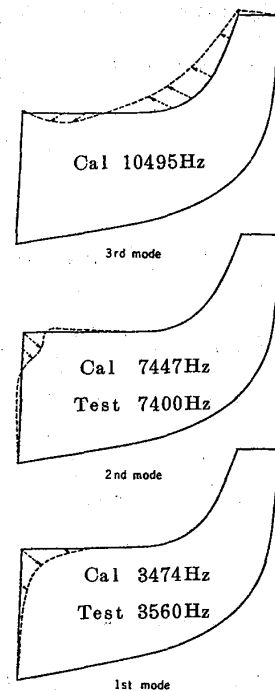


図3 固有モード



#### 4. ディスクに植込まれた羽根車の振動解析

##### 4.1 解析法

図4に示すような羽根車では羽根車と円板がいわゆる連成振動を起こし、羽根車全体として

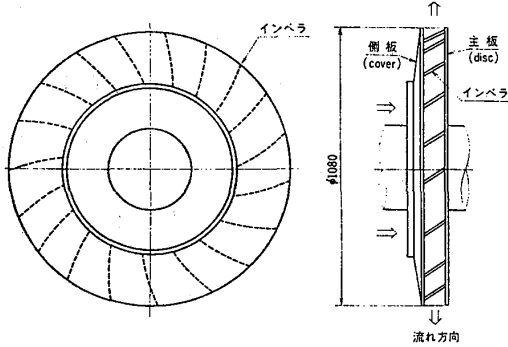


図4 羽根車の概観

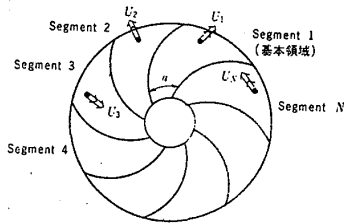


図5 セグメントモデル

の振動挙動を示す。このような羽根車では、羽根又は円板単独では取扱えないので羽根車全体としての解析が必要となる。このような羽根車を全体一度にFEMで解析すると、計算費用が膨大になり経済的ではない。

この場合に、羽根車が、軸心に対して羽根数に相当するSegmentの構造対称形状から成立していることに着目すれば、各Segment(基本領域)の境界が周期的に変化すると考えたCyclic Symmetry法を適用することによって、1 Segmentだけを取り出して羽根車全体の解析が可能となる。図5において、ピッチ角  $a = 2\pi/N$  だけずれたNケのSegmentから成るインペラを考える。ある一つのSegmentの荷重、

変位等の物理量UをSegment数を最大の項数とするフーリエ級数で表わすと、Cyclic量Xに対して、

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= X_1^0 + X_1^1 + X_1^2 + \dots + X_1^{N-1} \\ U_2 &= X_1^0 e^{i\alpha} + X_1^1 e^{-i\alpha} + \dots + X_1^{N-1} e^{-i\alpha(N-1)} \\ &\vdots \\ U_n &= X_1^0 e^{i(n-1)\alpha} + X_1^1 e^{-i(n-1)\alpha} + \dots + X_1^{N-1} e^{-i\alpha(n-1)(N-1)} \\ &\vdots \\ U_N &= X_1^0 e^{i(N-1)\alpha} + X_1^1 e^{-i(N-1)\alpha} + \dots + X_1^{N-1} e^{-i(N-1)(N-1)\alpha} \\ U_{n+N} &= U_n \end{aligned} \right\} (6)$$

の関係が成立する。U→Xの変換を行ない、Xの正弦・余弦成分に分解すると、

$$\left. \begin{aligned} X_1^0 &= \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U_n \\ X^{KC} &= \frac{2}{N} \sum_{n=1}^N U_n \cos(n-1)Ka \\ X^{KS} &= \frac{2}{N} \sum_{n=1}^N U_n \sin(n-1)Ka \\ X_1^{N/2} &= \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (-1)^{n-1} U_n \quad (Nが偶数のとき) \end{aligned} \right\} (7)$$

ただし、 $X^{KC} = X_1^K + X_1^{N-K}$ 、 $X^{KS} = -i(X_1^K - X_1^{N-K})$

すなわち、(6)、(7)式はCyclic面と物理面の変換を表わしている。

つぎに、物理面からCyclic面への方程式の変換を行なうと、(6)、(7)式の変換式を導入して、エネルギー計算を行なうことによりつぎのような対応で両者は結びつけられる。

物理面

Cyclic 面

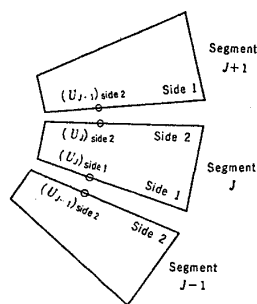
- 1) 変位ベクトル  $\{U\} = \{U_1, U_2, \dots, U_N\}^T$   $\{X\} = \{X_0, X^{IC}, X^{IS}, \dots, X^{KLS}, X^{N/2}\}^T$
- 2) 剛性行列  $\begin{pmatrix} \{Y_s\} \\ \{Y_s\} \text{---} \{Y_s\} \\ \vdots \\ \{Y_s\} \end{pmatrix}$   $\begin{pmatrix} N\{Y_s\} \\ \frac{1}{2}N\{Y_s\} \text{---} \frac{1}{2}N\{Y_s\} \\ \vdots \\ N\{Y_s\} \end{pmatrix}$
- (Ys は Segment の 剛性行列)
- 3) 質量行列  $\begin{pmatrix} \{M_s\} \\ \{M_s\} \text{---} \{M_s\} \\ \vdots \\ \{M_s\} \end{pmatrix}$   $\begin{pmatrix} N\{M_s\} \\ \frac{1}{2}N\{M_s\} \text{---} \frac{1}{2}N\{M_s\} \\ \vdots \\ N\{M_s\} \end{pmatrix}$
- (Ms は Segment の 質量行列)

となる。したがって Cyclic 面での方程式は、

$$\begin{pmatrix} N\{Y_s\} \\ \frac{N}{2}\{Y_s\} \\ \vdots \\ \frac{N}{2}\{Y_s\} \\ N\{Y_s\} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_0 \\ X^{IC} \\ X^{IS} \\ \vdots \\ X^{KLS} \\ X^{N/2} \end{pmatrix} = \omega^2 \begin{pmatrix} N\{M_s\} \\ \frac{N}{2}\{M_s\} \\ \vdots \\ \frac{N}{2}\{M_s\} \\ N\{M_s\} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_0 \\ X^{IC} \\ X^{IS} \\ \vdots \\ X^{KLS} \\ X^{N/2} \end{pmatrix} \quad \dots \dots \dots (8)$$

となる。ここで、 $K_L = \text{Integer} \left( \frac{N-1}{2} \right)$  である。

つぎに各 Segment の接合条件として図 6 において物理面では、



$$\left. \begin{aligned} (U_{j-1})_{\text{side 2}} &= (U_j)_{\text{side 1}} \\ (U_j)_{\text{side 2}} &= (U_{j+1})_{\text{side 1}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

が成立するから、これらを(7)式より Cyclic 面で表わすと

$$\begin{Bmatrix} X^{KC} \\ X^{KS} \end{Bmatrix}_{\text{Side 2}} = \begin{bmatrix} \cos Ka & -\sin Ka \\ \sin Ka & \cos Ka \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X^{KS} \\ X^{KC} \end{Bmatrix}_{\text{Side 1}} \quad \dots \dots \dots (10)$$

となる。すなわち、Kを指定することにより、Side1とSide2

図 6 接合条件

の関係を一義的に表わすことができるので、(10)式を用いて(8)

式を解くと、指定されたKに対して、Xを分離して解くことが可能となる。

すなわち、

a)  $K = 0 : \{Y_1\} \{X^0\} = \omega^2 \{M_1\} \{X^0\}$  ..... (11)

接合条件  $\{X^0\}_{\text{Side 2}} = \{X^0\}_{\text{Side 1}}$

b)  $1 \leq K \leq K_L$

$$\begin{pmatrix} \{Y_s\} \\ \{Y_s\} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} X^{KC} \\ X^{KS} \end{Bmatrix} = \omega^2 \begin{pmatrix} \{M_s\} \\ \{M_s\} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} X^{KC} \\ X^{KS} \end{Bmatrix} \quad \dots \dots \dots (12)$$

接合条件

$$\begin{Bmatrix} X^{KC} \\ X^{KS} \end{Bmatrix}_{\text{Side 2}} = \begin{bmatrix} \cos Ka & -\sin Ka \\ \sin Ka & \cos Ka \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X^{KC} \\ X^{KS} \end{Bmatrix}_{\text{Side 1}}$$

$1 \leq K \leq K_L$

c)  $K = N/2$  (Nが偶数のとき)

$$\{Y_s\} \{X^{N/2}\} = \omega^2 \{M_s\} \{X^{N/2}\} \dots\dots\dots (13)$$

$$\text{接合条件 } \{X^{N/2}\}_{\text{Side 2}} = -\{X^{N/2}\}_{\text{Side 1}}$$

を各Kに対して独立して解けばよいことになり、基本領域における剛性、質量行列だけで全体系を解くことができる。この場合、大形過疎行列を解くことになるので、質量凝縮法が適用される。これらの解析ステップを図7に示す。

#### 4.2 適用例

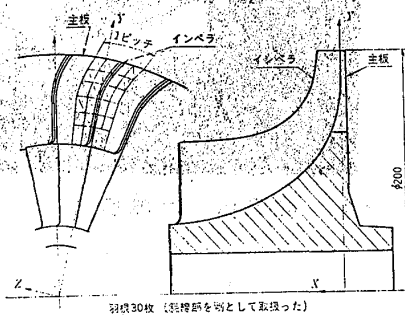


図7 主板をもつ羽根車の例

表1 計算結果

Case Mode	計測値	算のみ (主板取付部 で固定)	主板との連成を考慮 (Cyclic Symmetry法)		
			0 ND	2 ND	15 ND
1	2700 ~2800	2935.0	2936.9	2934.6	2935.4
2	6800 ~7000	7204.8	7204.2	7202.3	7203.5
3	—	—	10196.2	10182.4	8930.7

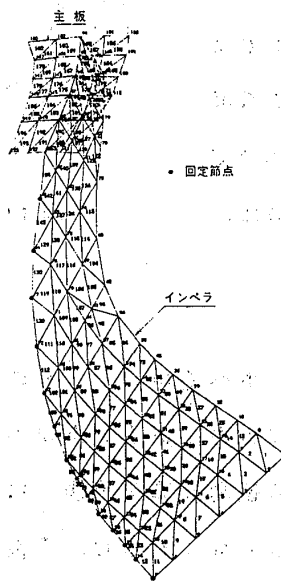


図8 モデル化

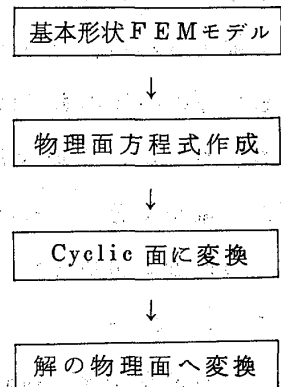


図7 解析ステップ

図7, 8、表1は主板に取付けられた羽根車をFEMで計算した例である。これを見ると、1次、2次モードはほとんどディスクの影響を受けていないが、これは圧縮機入口側が1次、2次モードとも支配的に変形するために、ディスクの剛性の寄与は少なかったものと考えられる。

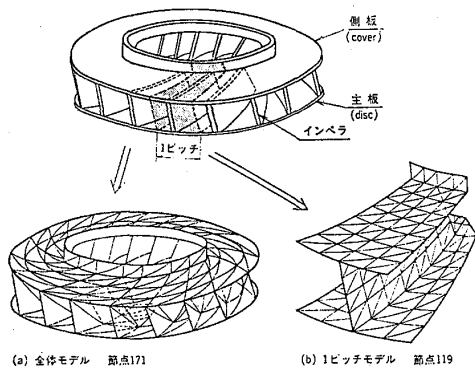


図9 主側板をもつ羽根車の例

図9の主側板をもつ羽根車に対して、計算を行なった結果を図10、11に示す。これを見ると、固有振動数の計算値は計測値とほぼ一致している。計算値が計測値と

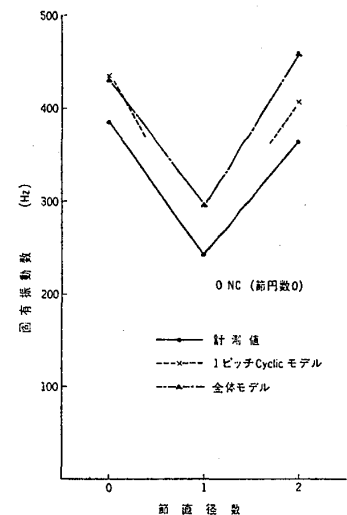


図10 振動数計算結果

比較して高目に出ているが、この理由として、このモードはディスクタイプのモードであ

り、ベーンがリブとして効いており、ベーンの分割数の関係上、面内剛性を高目に評価しているためと考えられる。振動モードは図11に示すように実測とよく一致しており、本計算により、応力分布も妥当な形であることが推定される。全体モデルでは応力分布の詳細までは計算不可能であるが、Cyclic法を用いてより細かく分割すれば、局部応力の把握も可能となる。

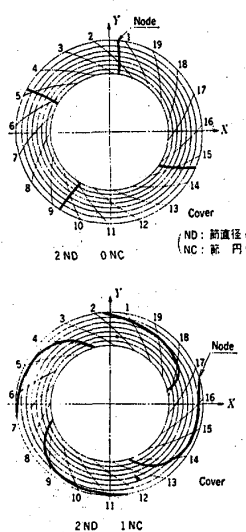


図11 振動モード 計算値と計測値

## 5. むすび

FEMを軸流・遠心羽根車へ適用して、その実用性を述べた。FEMを使用するに際しては、データ作りに大きな労力を費す欠点があるが、専用のメッシュジェネレータを併せて完備させ、図面から直ちに振動計算が可能となったので、設計時のStepや事故解析にも汎く、FEMが使われるようになってきた。今後、より費用の低減と解の精度向上を計り、羽根車の信頼性向上に努めたい。

## 参考文献

- 1) 間瀬、梅村：機構論 ㍷753-2(昭50.3)
- 2) 梅村、間瀬、村井：三菱重工技報 Vol.14、㍷2(昭52.3)

# A-3 ガスパイプラインの過渡応答 に関する一考察

\*吉 識 晴 夫 (東大 生研)  
江 国 裕 (新 日 鉄)

## 1. ま え が き

ガスパイプラインの圧送用原動機にガスタービンと圧縮機を用いることが多くなってきた。この圧縮機は吐出圧が一定となるように運転されることがしばしばあり、また、パイプラインの作動状態をガス流量により監視することが多い。このパイプラインに緊急事態が生じて、ガス流量を急激に変化させる必要が生じる場合が考えられる。このとき、圧縮機の吐出圧を一定に保ち、流量を減少させる場合には、圧縮機の運転条件がサージング限界を越すことが予想される。逆に、流量を増加させる場合には、運転条件が最高回転速度を越すことが考えられる。

このように、ガス流量をステップ状に変化させた場合、圧縮機出口側パイプラインの圧力、流量等が場所毎に時間変化する状態を、一次元流路モデルについて特性曲線法を用いて行った数値解析について述べる。

### 主 な 記 号

$a$ : 音速,  $v$ : 流速,  $p$ : 圧力,  $\rho$ : 密度,  $k$ : 比熱比,  $F$ : 流路面積,  
 $d$ : 管内径,  $x$ : 一次元座標,  $t$ : 時間

### 添 字

1: 入口, 2: パイプライン始端, 3: パイプライン終端,  $a$ : 大気,  
 $P$ : path line, I: Mach line I, II: Mach line II

## 2. 理 論 解 析

### 2.1 流路モデル

圧送用圧縮機の吐出圧力を一定とする運転状態を、圧力一定の無限容量のタンクに置き換えて考え、図1に示す一次元流路モデルによりガスパイプラインを代表させる。

### 2.2 基礎式

管内の絶対流束に対する連続の式、運動量の式及びエネルギーの式は、各

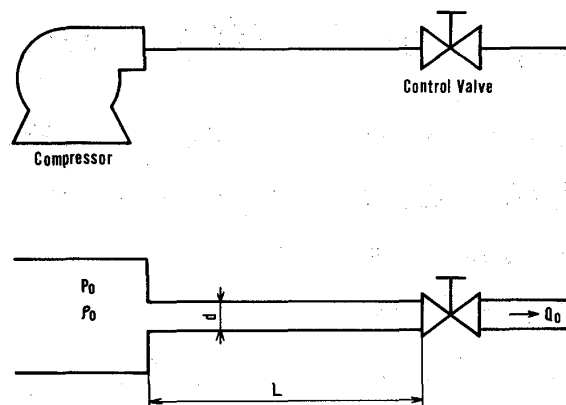


図1 一次元流路モデル

各次式となる。

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\rho v}{F} \frac{dF}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = f_b - f_f \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) = (k-1) \rho (v f_f + g) \quad (3)$$

ここに、 $f_b$  は物体力を表わし、ガスパイプラインでは重力加速度がこれに相当し、 $f_b = g \cdot dh/dx$ 、( $g$  は重力加速度、 $h$  は基準面よりの高さ) であるが、実際の計算ではこの項は無視出来る。次に、 $f_f$  は管摩擦を表わし、 $f_f = (\lambda/d) \cdot (v^2/2) \cdot (v/|v|)$ 、( $\lambda$  は管摩擦係数) である。最後に、 $g$  は単位質量当り単位時間に外部より流体に加えられる熱量を表わし、 $g = (4K/d) \cdot (\theta/\rho)$ 、( $K$  は熱通過率、 $\theta$  は外部と流体との温度差) である。

式(1)~(3)より3本の特性曲線が得られ、path line, Mach line I, 及び Mach line II に沿って、次の関係が得られる。

path line に対し、

$$\left. \begin{aligned} \delta x_p &= v \delta t_p \\ \delta p_p - a^2 \delta \rho_p &= (k-1) \rho (v f_f + g) \delta t_p \end{aligned} \right\} (4)$$

Mach line I に対し、

$$\left. \begin{aligned} \delta x_I &= (v + a) \delta t_I \\ \delta p_I + \rho a \delta v_I &= \left\{ -\frac{\rho a^2 v}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a (f_b - f_f) + (k-1) \rho (v f_f + g) \right\} \delta t_I \end{aligned} \right\} (5)$$

Mach line II に対し、

$$\left. \begin{aligned} \delta x_{II} &= (v - a) \delta t_{II} \\ \delta p_{II} - \rho a \delta v_{II} &= \left\{ -\frac{\rho a^2 v}{F} \frac{dF}{dx} - \rho a (f_b - f_f) + (k-1) \rho (v f_f + g) \right\} \delta t_{II} \end{aligned} \right\} (6)$$

ここで、パイプラインの全長  $L$ 、基準状態での音速  $a_0$ 、同じ状態での圧力  $p_0$ 、密度  $\rho_0$ 、温度  $\theta_0$  を用いて、式(4)~(6)を無次元表示すると、次の式が得られる。

path line に対し、

$$\left. \begin{aligned} \delta x_p^* &= v^* \delta t_p^* \\ \frac{1}{k} \delta p_p^* - a^{*2} \delta \rho_p^* &= (k-1) \rho^* (v^* f_f^* + g^*) \delta t_p^* \end{aligned} \right\} (4')$$

Mach line I に対し、

$$\left. \begin{aligned} \delta x_I^* &= (v^* + a^*) \delta t_I^* \\ \frac{1}{k} \delta p_I^* + \rho^* a^* \delta v_I^* &= \left\{ -\frac{\rho^* a^{*2} v^*}{F^*} \frac{dF^*}{dx^*} + \rho^* a^* (f_b^* - f_f^*) + (k-1) \rho^* (v^* f_f^* + g^*) \right\} \delta t_I^* \end{aligned} \right\} (5')$$

Mach line II に対し,

$$\left. \begin{aligned} \delta x_{II}^* &= (v^* - a^*) \delta t_{II}^* \\ \frac{1}{k} \delta p_{II}^* - \rho^* a^* \delta v_{II}^* &= \left\{ -\frac{\rho^* a^{*2} v^*}{F^*} \frac{dF^*}{dx^*} - \rho^* a^* (f_b^* - f_f^*) + (k-1) \rho^* (v^* f_f^* + g^*) \right\} \delta t_{II}^* \end{aligned} \right\} (6')$$

ここに、\* を付した変数は前述の基準値を用いて無次元化した変数を示す。これ以降は、簡単化のため \* を取った変数で無次元量を表す。

式(4')~(6')を用い、時刻  $t = t_a$  における状態から、時刻  $t = t_a + \delta t$  における状態を図2のように、3本の特性曲線より求める。

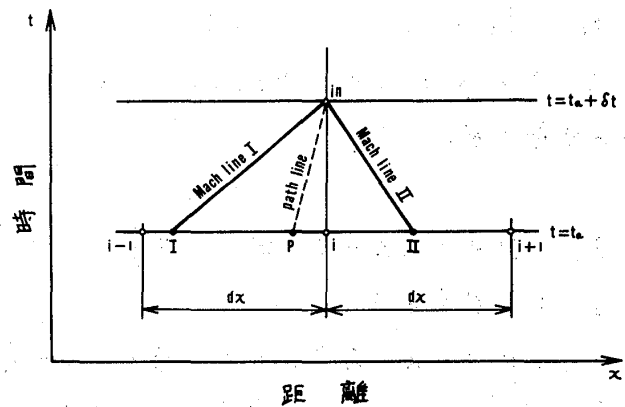


図2 特性曲線の構成

ここに、

$$\begin{aligned} v_{in} &= v_p + \delta v_p = v_I + \delta v_I \\ &= v_{II} + \delta v_{II} \end{aligned} \quad (7)$$

$$p_{in} = p_p + \delta p_p = p_I + \delta p_I = p_{II} + \delta p_{II} \quad (8)$$

$$\rho_{in} = \rho_p + \delta \rho_p = \rho_I + \delta \rho_I = \rho_{II} + \delta \rho_{II} \quad (9)$$

であり、 $\delta v_p, \dots, \delta \rho_{II}$  は各々 path line 等に沿、この状態値の変化量を示す。

### 2.3 境界条件

流路系の境界では、3本の特性曲線全てが同時に存在出来ないで、特性曲線のみによ、この状態値を決定することが出来ず、境界に適した条件が必要となる。

2.3.1 パイプライン始端 圧縮機の吐出圧一定の条件を、圧力一定、密度一定の容量無限大のタンクで考えると、タンクよりパイプラインに流出する場合には次の境界条件が得られる。

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k} \quad (10)$$

$$\frac{1}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{1}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} v_2^2 \quad (11)$$

式(10), (11)とMach line II の関係より,  $\delta t$  時間後のパイプライン始端の状態値が求まる。

逆に, パイプラインよりタンクに流入する場合には, 次の境界条件が得られる。

$$p_2 = p_1 \quad (12)$$

式(12)とpath line, Mach line II の関係より,  $\delta t$  時間後のパイプライン始端の状態値が求まる。

2. 3. 2 パイプライン終端 ここでは, ある一定流量  $Q_0$  で定常的に流れている場合を考えているので, 境界条件は次式となる。

$$\rho_3 v_3 F_3 = Q_0 \quad (13)$$

式(13)とpath line, Mach line I の関係より,  $\delta t$  時間後のパイプライン終端の状態値が求まる。

### 3. 計算方法及び計算結果の考察

#### 3. 1 計算方法

ここではモデルを簡単化して, 管内径は一定とし, 物体力を無視し, 外部との熱の授受も考えない。そして密度一定の流体が一定流量流れていると考へ, 管摩擦により生ずる圧力損失を考慮してパイプライン終端の圧力を決め, 始端から終端迄直線状に圧力変化するとして, 計算開始の圧力分布を与えらる。次に, 流体の温度を一定と考へ, この圧力分布に対応する密度分布の初期値を完全ガスの状態式より与えらる。最後に, この密度分布を用い, 流速分布の初期値を流量一定の条件より与えらる。

これらの初期状態から計算を始め, 一定流量に対し圧力分布等が時間変化しなくなる迄計算を続ける。この定常状態が得られた後, 流量をステップ状に変化させ, 圧力分布等の時間変動を求めらる。

#### 3. 2 計算条件

パイプライン全長  $L = 73.5 \text{ km}$ ,  
管内径  $d = 0.59 \text{ m}$ , タンク内圧力  $p_1 = 2.64 \times 10^5 \text{ kg/m}^2$ , タンク内温度  $48.9^\circ\text{C}$ , 管摩擦係数  $\lambda = 0.01$ , 分割数 50

流体は天然ガスで, パイプライン終端で流量を減少させる場合は  $Q_0 = 3.7 \text{ kg s/m}$  より

$1.586 \text{ kg s/m}$  に, 増加させる場合は  $Q_0 = 1.586 \text{ kg s/m}$  より

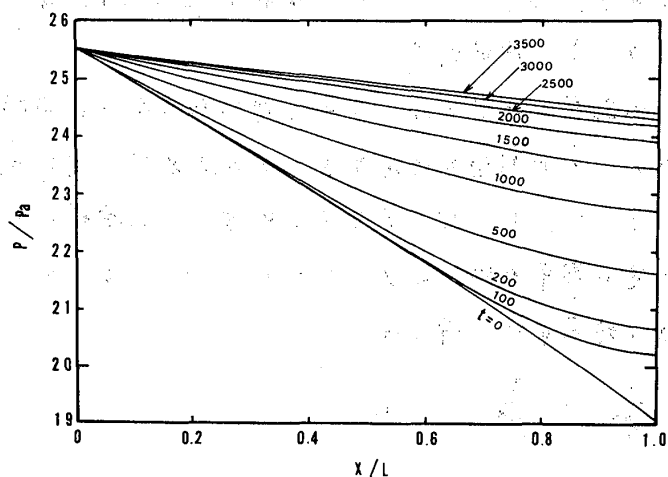


図3 圧力分布 (流量減の場合)



り  $3.7 \text{ kg/s/m}$  にステップ状に変化させる。

### 3.3 計算結果と考察

3.3.1 流量をステップ状に減少させる場合 流量を変化させた時を  $t=0$  として、経過時間をパラメータに取り圧力分布、流速分布、流量分布を図3~5に示す。各図とも横軸は全長  $L$  で無次元化した距離と、時間パラメータ  $t$  は秒を用いている。図3の縦軸は大気圧との比、図5の縦軸は最初の一定流量  $Q_0$  との比を用いている。

図3より、終端で流量を変化させた後200秒後に、その影響が始端に現われていることが分かる。これは、音速が約  $400 \text{ m/s}$  であることから予想される。図4, 5の速度分布と流量分布は、流路面積一定、密度変化も少ないことから、ほぼ相似な形をしている。図5の流量分布のうち、 $t=0$  の状態は本来ならば全長に亘り一定になるべきであるが、この計算結果では始端に近い方で約3%小さくなる。これは流量一定の条件を完全には満足していないことを示すが、この誤差は無視出来るものとして、流量をステップ状に変化させて過渡応答を計算した。この結果、

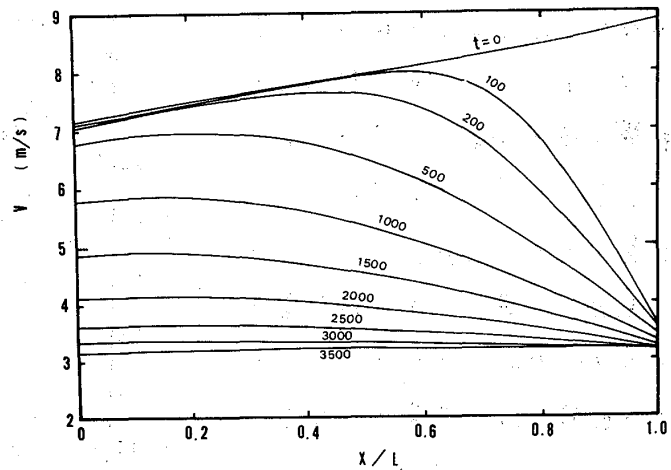


図4 流速分布 (流量減の場合)

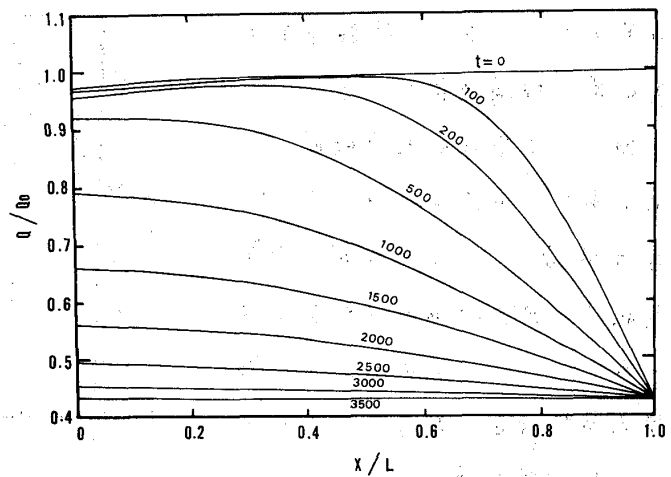


図5 流量分布 (流量減の場合)

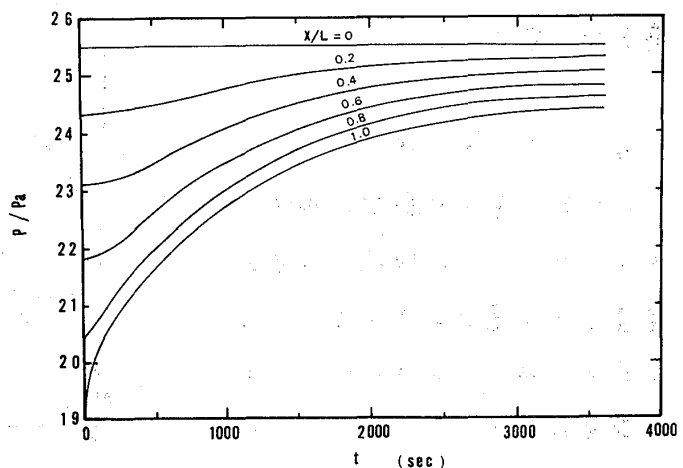


図6 圧力変動 (流量減の場合)

本来ならば流量変化後100秒後ではパイプライン前半部にその影響は現われないと思われろのに、図では $t=0$ と $t=100$ の状態に差が生じた。

圧力及び密度一定の無限容量タンクに接続されたパイプラインの始端での流量変化を知るこがこの研究の目的の一つであるので、次にパイプライン各位置の圧力変動及び流量変動を図6, 7に示す。図の縦軸は前の図と同じであり、横軸は流量変化後の経過時間である。

図7で重要な曲線は始端のものであり、本来ならば $t < 200$ 迄は $Q/Q_0 = 1$ であるが、流量変化前の定常状態での誤差が現われている。この曲線と圧縮機流量特性を比較することにより、圧縮機の運転限界が分かる。

3.3.2 流量をステップ状に増加させる場合  
パイプライン各位置の圧力変動及び流量変動を図8, 9に示す。

#### 4. むすび

吐出圧一定の圧縮機に接続したパイプラインの終端で流量を急変させた場合の流れを、一次元流れに対する特性曲線法により数値解析を行った。

終りに、データ整理に協力を得た高間技官に感謝する。

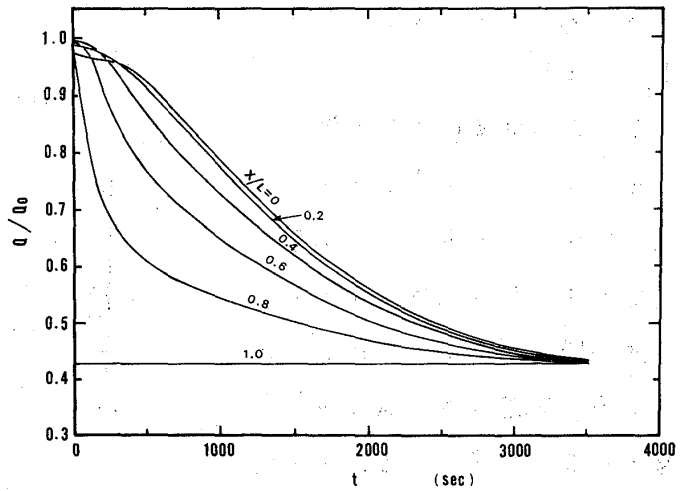


図7 流量変動 (流量減の場合)

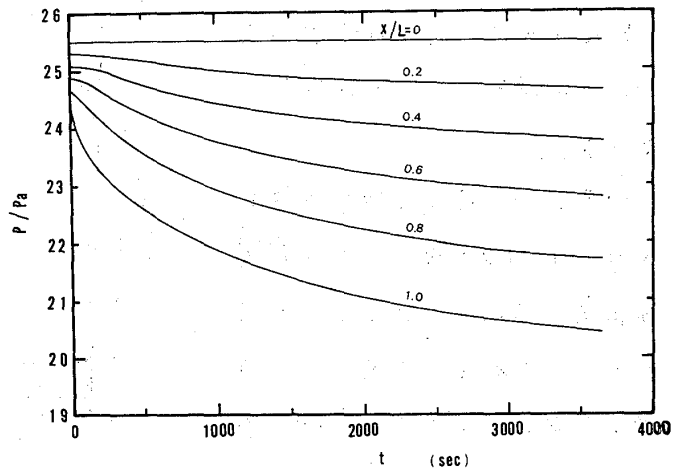


図8 圧力変動 (流量増の場合)

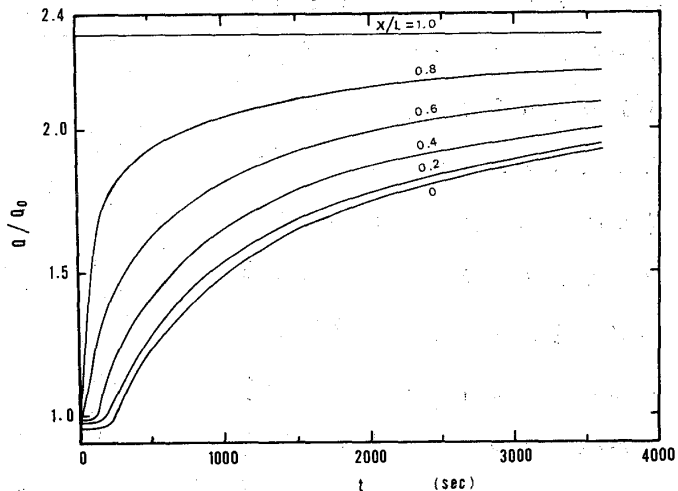


図9 流量変動 (流量増の場合)

## A-4 ハイブリッド計算機によるガスタービン制御系の開発

\* 石田 徳平 (日産自動車中央研究所)  
 竹内 徹 (日産自動車中央研究所)  
 伊藤 高根 (日産自動車中央研究所)

### 1. はじめに

自動車用ガスタービンは、航空機用とは定置用と比較して負荷変動が多く、また部分負荷で運転する頻度が高い。従って制御装置を開発するためには、タービン本体および制御系の特性(特に動特性)を十分把握しておくことが重要であり、制御系は本体の特性に充分マッチしたものでなければならない。実機を用いてこのような制御装置を開発しようとするとは広い範囲の応答特性を検討しなければならず、多くの時間・費用を要する。また、サージ限界近傍における運転特性の検討などを実機で行なうことは、エンジンにとって好ましくない。このような状況において制御系を能率よく開発するためには、実機に代わり得る高い精度のシミュレータ。最終的には、制御装置実機を接続して制御特性の良否を検討し得るリアルタイムシミュレータが必要となる。このような観点からハイブリッド計算機を使用したリアルタイムシミュレータを開発し、これを用いて制御系を開発を行なったので報告する。

### 2. ガスタービン本体のモデル化

エンジン本体の構成は、Fig. 1 に示すような二軸再生式である。本体のモデル化に際して基本方針として留意した点、およびモデルの概略を次に示す。

(1) 自動車用であるため部分負荷から全負荷まで運転領域が広い。したがってシミュレータの作動領域を広くとることが要求されるので圧縮機、タービンなど各コンポーネントの特性は、マップで与えた。使用したマップを次に示す。

$$G_C^* = f_C(\pi_C, N_{gg}^*)$$

$$G_{ct} = f_{ct1}(\pi_{ct})$$

$$\Delta T_{ct}/T_7 = f_{ct2}(\pi_{ct}, N_{gg}^*)$$

$$G_{pt}^* = f_{pt1}(\pi_{pt}, \alpha_{VN})$$

$$\Delta T_{pt}/T_{89} = f_{pt2}(\pi_{pt}, N_{pt}^*, \alpha_{VN})$$

ここに  $G^*$  は修正流量、 $\Delta T/T$  は温度降下比、 $\pi$  は圧力比、 $N^*$  は修正回転数、 $\alpha_{VN}$  は可変ノズル開度であり添字は Fig. 1 参照。

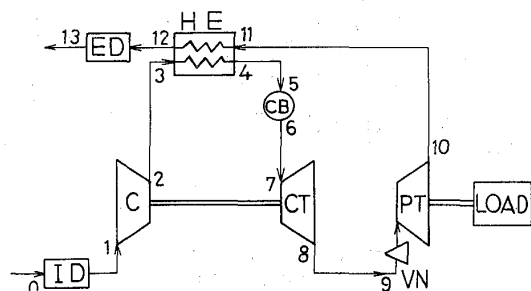


Fig. 1 SCHEMA OF ENGINE

- (2) 上記コンポーネントの流量は、各々別に計算させ、流路内の燃焼器および、インテークステージデューザ部には容量をもたせた。
- (3) 可変ノズルの特性は、パワータービンの特性に盛り込まれている。  
( (1) 項  $f_{pt1}$ ,  $f_{pt2}$  を参照 )
- (4) 熱交換器は、高温側、低温側に分け、各々を集中定数系に置きかえた。
- (5) 吸排気系については、圧力損失分のみを考え、乱流の式より求めた。
- (6) 軸系の回転数は、コンプレッサータービンの運動方程式から求め、圧縮機の吸収馬力は効率から求めるのではなく、ワーキングファクターから求めた。

### 3. シミュレータの作成

以上の方針に従って数学モデルを作り、これを解くことにより、シミュレーションを行なうことができる。次にこのシミュレータの概要などについて述べる。

#### シミュレータの概要

Fig.2 にシミュレータのブロックダイアグラムを示し、次にその概要を述べる。

(1) ハイブリッド計算機のデジタル部では、

- イ) エネルギーのアンバランス分の計算のような精度を要する計算、および
- ロ)  $f_c$ ,  $f_{ct1}$ ,  $f_{ct2}$ ,  $f_{pt1}$ ,  $f_{pt2}$  のようなコンポーネントの特性を示す多変数関数の発生を行なっている。

(2) 一方アナログ部では、回転系の運動方程式、ガスの状態を決める微分方程式などの解を求める計算を行なっている。

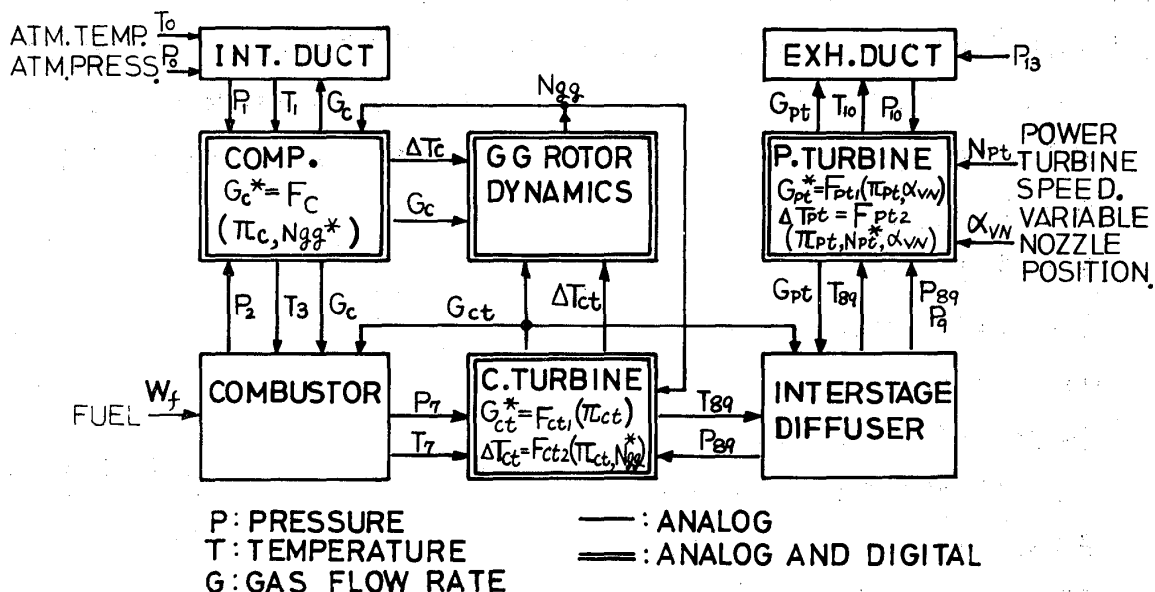


Fig.2 INFORMATION FLOW DIAGRAM

- (3) 自動車用のガスタービンは大形の発電機用などに比較して回転系の慣性が小さく時定数が小さい。一方シミュレータとしては、実時間性が要求されるためデジタル部の演算時間の遅れを小さくしなければならない。これに対してはプログラムの一部にアセンブラ言語を使用して演算時間を短縮した。
- (4) 現在のシミュレータは圧縮機の低速回転部のマップが入っていないためシミュレータを稼働させるには  $P_0, T_0, W_f, N_{pt}, \alpha_{WN}$  などの入力および各状態量の初期値を与えることが必要であり、これらの入力に対して定常解が得られればそれが定常状態を示しその時点から  $W_f$  又は  $\alpha_{WN}$  を変化させてやれば過渡計算が可能となる。始動時からシミュレートするには低回転部からマップを与えればよい。

### 圧縮機のモデル化について

$T_c$  を圧縮機の管路定数(流体の慣性を表わす定数)、 $G_c$  を実流量、 $\pi_c$  を圧力比 ( $\pi_c = f_c(G_c^*, N_{gg}^*)$ )、 $P_{out} = P_1 * \pi_c$ 、 $P_2$  を下流側より求められた圧縮機出口側圧力とすると圧縮機内の運動方程式は、次式にて表わされる。

$$T_c \frac{dG_c}{dt} = P_{out} - P_2$$

これより  $G_c$  を求めるには、上式を解けばよく、Fig. 3 に示す回路により求められる。

当初この方式で試みたところ積分器 I に実時間演算ではオーバーロードが生じた。これは  $\pi_c$  をデジタル計算機によって求めているために生ずる時間おくれがあるためである。これをさける為モデルを変更して、 $G_c$  は、

$$G_c = \sqrt{\frac{T_{1STD}}{T_1}} \frac{P_1}{P_{1STD}} f_c(\pi_c (= \frac{P_2}{P_1}), N_{gg}^*)$$

添字 STD は標準状態を示す。

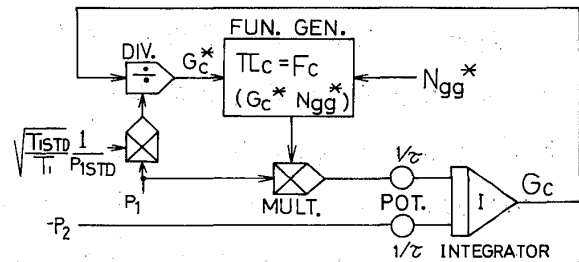


Fig. 3 MODEL IN CONSIDERATION OF INERTIA

より求める方式を採用した。

この方式は、流体の慣性を考慮していないが回転系の時定数に比較して充分小さいので問題はない。この方式の演算回路図を Fig. 4 に示す。図中の F は低域フィルタで、アナログ信号の雑音を除去するものである。

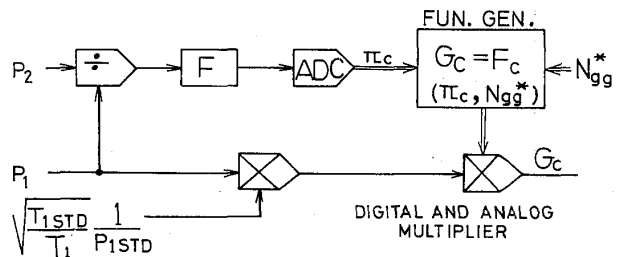


Fig. 4 COMPUTER WIRING DIAGRAM

## 圧縮機特性の手え方

圧縮機のモデルでは、 $G_c^* = f_c(\pi_c, Ngg^*)$  なる2変数関数の発生が必要であるが、まず、 $Ngg^*$  をパラメータとして考え、 $G_c^* = f(\pi_c)$  なる関数テーブルを作り次にこれを使用して  $G_c^*$  を一次補間で求める方式をとった。このとき計算機に入力するデータは、Fig. 5 に示すような放射状の格子点データを使用した。

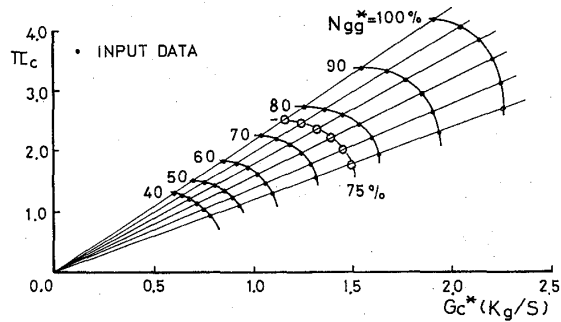


Fig.5 INPUT DATA

## 4. 実機との対応

### (1) 概要

制御系開発にシミュレータを用いる際、用途はいろいろあるが、一つは、新たに作るエンジンが完成する前に、設計データ又はコンポーネントの実験データをもとに組み上げ、実機に先行して制御系の開発を進める用途である。又、実機が完成した後、シミュレータは破壊の心配がないので、実験内容を自由に選べる長所がある。後者の実験をする際はシミュレータを実機と正確に一致させておくに便利である。シミュレータを構成し、実機実験値と比較したところ、当初、よい一致をみなかった。そこで、我々は、次の方法で実機との対応をとった。

### (2) ガス発生機の対応(静特性)

まず、ガス発生機のみを取り出し、比較したところ、これに誤差がかなりあり、特に静特性が合わなかった。ガス発生機だけでも状態量は非常に多いが、そのうち何の値を合わせれば対応がとれたと見なせるかを考えた。自動車用ガスタービンでは

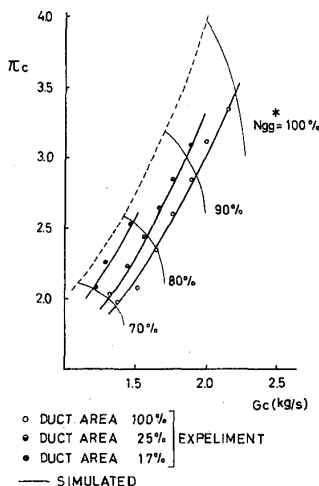


Fig.6 RUNNING LINE

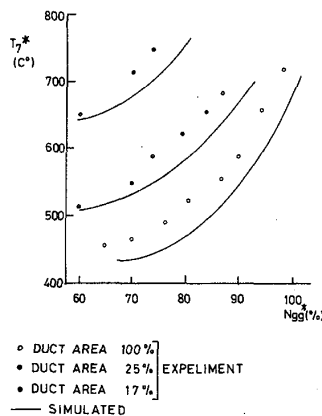


Fig.7 COMPRESSOR TURBINE INLET TEMPERATURE

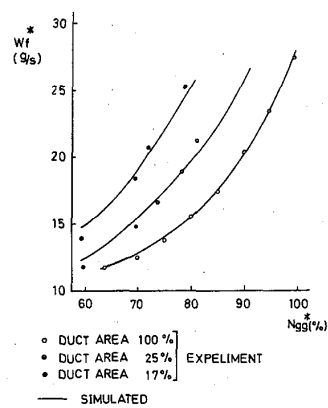


Fig.8 FUEL FLOW RATE

サージに入れぬことと、サイクル最高温度に限度を設けることが大切であるから、圧縮機の運転点、タービン入口温度、燃料流量が合えば、静特性が一致したとすることにした。まず各コンポーネントの実験データを元にした理論計算の結果である。シミュレータの結果と、実機のデータの間の差を以下の方法で追った。すなわち、入カデータを微小に変化させた時の、上記の3つのグラフの感度解析を行なった。その結果の全体を見わたし、どこを修正すれば対応がとれるかを検討した。モデルの簡略化の程度と、入カデータの信頼性を再調査し、修正を行なうことにより、比較的良い対応が得られた。Fig. 6, 7, 8 参照のこと。

### (3) ガス発生機の対応(動特性)

図9は、燃料流量設定値  $CV_{set}$  に対する、ガス発生機の応答である。当初、ゲインの方は良く合ったが、位相遅れが合わなかった。(Fig.9 点線) これは、燃料制御系、配管、燃焼の遅れを入れてなかったため、0.23秒の無駄時間を入れてとこる、位相遅れも良く一致した。

### (4) パワータービン系の追加

ガス発生機については、静特性、動特性ともに対応が確認できたので、PT系のコンポーネントデータを入力した。静特性は、一部異なる点があるが、実機のデータを元に、出力が一致するように入カデータを微調整して、双方の対応をとった。

動特性としては、燃料流量設定値に対する出力タービンの周波数応答を調べた。ゲインは良くあったが、位相の方は実機の方が20近く遅れが大きくなってしまった。この時のパワータービンの動きを比較すると、シミュレータでは、正弦波状となっているのに対し、実機では、波形がかなり崩れていた。この実験はパワータービンの負荷として発電機をつないで行なったが、発電機のモデル化に無理があったと考えられる。

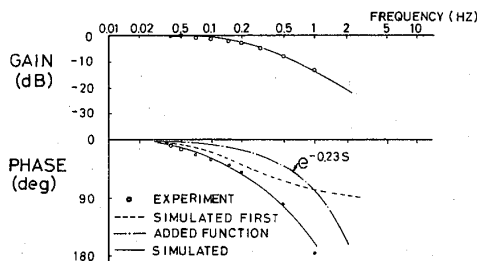


Fig. 9 BODE DIAGRAM OF CVset-Ngg

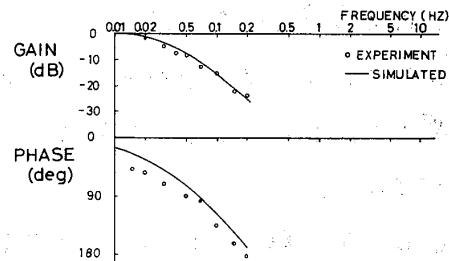


Fig. 10 BODE DIAGRAM OF CVset-Npt

### (5) 熱交換器の追加

静特性については、先に述べたモデルを用いると対応はとれるが、動特性は満足がいかず、検討中である。

## 5. シミュレータを用いた制御系の開発

簡単な為、熱交換器を取り除いた2軸非再生式ガスタービンポンプ、発電機等に用いた時の制御法を検討したが、ここでは、一例として発電機用に検討した結果をあげる。発電機の制御において、原動機側での制御量は、周波数を決定する出力軸回転数である。操作量として、可変ノズルと燃料をとると、発電機の負荷の変化に対しても、出力軸の変動は僅かであった。しかし、可変ノズルはコスト高となる為、燃料流量のみを操作量としてみた。従来2軸のガスタービン発電機は、スタートが容易、部分負荷燃費が良い等のメリットがあったが、回転数変動が大きくなりがらであった。しかし、発電機系の慣性を少し増してやれば、十分な性能が得られることが判った。

Fig.11は、慣性を増した時のガスタービン発電機の負荷投入時の応答である。又このシミュレータに圧縮機入口可変翼をつけた時の応答等も実機実験に先立って求められた。

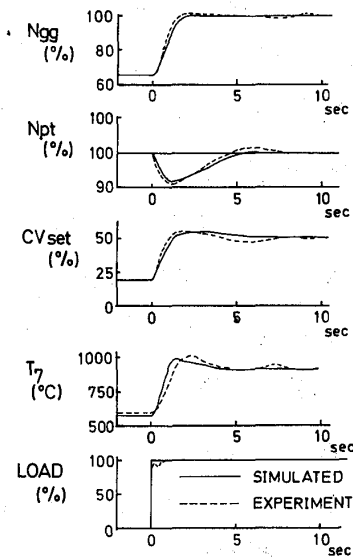


Fig.11 TRANSIENT RESPONSE OF GASTURBINE GENERATOR

## 6. まとめ

以上2軸ガスタービンのシミュレータによる制御系の開発について述べて来たが正確なシミュレータを構成する上で、以下の2点が重要だと思った。

- ①入カデータはできる限り正確なものとし、又その誤差範囲を知っておく必要がある。
- ②シミュレータと実機との対応をとるには、感度解析が役に立つ。

又このシミュレータと実機データの差を解析する事により、今まで気付かなかったエンジン内の各種の現象を推測し、その対策をして、エンジンの性能向上に役立った。

このシミュレータの長所として、以下の点をあげておく。

- ①実時間シミュレーションが可能なので、実機用の制御回路のテスト、調整にも用いることができた。
- ②シミュレータを動かしながら、各定数の変化が可能なので、エンジンの性能評価が極めて短時間でできる。
- ③エンジンの全ての点の状態を取り出すことが可能で、しかもアナログ、デジタルの出力や、運転点のブ라운管表示が得られるので、状態が良くつかめる。
- ④計算機との対話が可能なシステムとしたので、入出カデータの変更が容易である。

### 参考文献

- (1)日浦他、ハイブリッド計算機によるガスタービンシミュレータ(日本ガスタービン会議、春回定期講演論文集(73-6))



高原 北雄 (航空宇宙技術研究所)

1. はじめに

航空宇宙技術研究所は、過去10年、ガスタービンの性能向上を目指して、タービン入口ガス温度を高める研究を進めてきた。この高温タービンの研究の目的は、タービン翼の高温強度部材を、使用材料の許容温度以下に保つために、圧縮空気で冷却すること、それに附随して起る諸問題を解決することにあった。この冷却タービンの研究により、タービン入口ガス温度を、無冷却タービンに比べ300~400℃高めることが可能となり、航空用エンジンにおいて比推力の増大と燃費の低減に貢献してきた。

ここでは、航空用ガスタービンエンジンの中で冷却タービンがどのような状態で作動しているかを検討し、今後さらに、タービン入口ガス温度の向上をはかるために考慮すべき2, 3の問題について著者の考え方を述べる。

2. タービンの入口ガス温度と冷却タービン翼温度

一般に、燃焼器の出口ガス温度分布は半径方向、円周方向にむらがある。このため、局所最高ガス温度近傍にある1段タービンのノズル翼が一番苛酷な温度条件に曝される。図1(A)は航空用ガスタービンエンジンのタービン入口ガス温度の分布の1例を示したものである。タービン入口平均ガス温度が1300℃、局所最高ガス温度が1460℃で1段タービンのノズル翼の冷却効率が0.5であるとき、翼材最高温度は1000℃近くなることが図1(B)から分る。又、タービン動翼は高速で回転しているので図1(C)のように、動翼に対する相対ガス全温は相対運動により円周方向の平均化によって、タービン入口局所最高ガス温度より約80℃低くなる

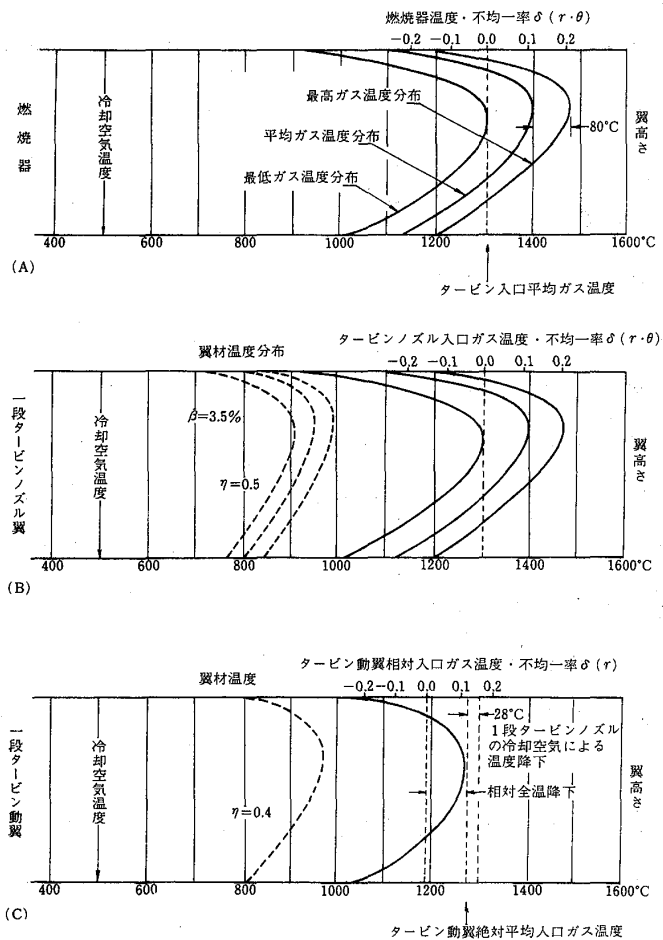


図1 タービン入口ガス温度と冷却タービン翼材温度

と共に、相対運動により約 100℃ の温度降下が起る。更に、1 段タービンノズル翼の冷却に 500℃ の冷却空気を 3.5% 用いると、この冷却空気が動翼入口で混入されるので主流ガス温度は 28℃ 下ることになる。これらの結果から 1 段タービン動翼の作動ガス温度は 1 段タービンノズル翼の一番苛酷な作動ガス温度より約 200℃ 近く下ることを意味する。動翼は冷却通路面積の確保が困難で冷却構造の選定にも自由度が少ないため、タービンノズル翼ほど高い冷却効率は望めない。今、1 段タービン動翼の冷却効率を 0.4 とすると翼材最高温度は 1 段タービンノズル翼よりやや低い 980℃ 近くになる。1 段タービンノズル翼は、普通、両端支持の構造が採用できるため応力が低いため、耐蝕、耐酸化性のよい Co 基超耐熱合金が一般に用いられる。他方、1 段タービン動翼は遠心応力、熱応力、振動応力が働くため、クリープ強度の高い Ni 基超耐熱合金が用いられる。2 段タービンは 1 段タービンで仕事が行なわれた分だけ、作動ガス温度が下るが、2 段タービン翼は空力性能上、翼高さが大きくなり、構造上、外側ケーシング側より片持支持にせざるを得ないので、応力が高く、1 段タービン動翼と同様に Ni 基超耐熱合金が利用されることが多い。これらの超耐熱合金は使用温度と使用応力に応じて、クリープ寿命が定まるので、各々のタービン翼の各翼高さ位置での温度、応力に対して、クリープ寿命が特に低くならないように冷却効率を設定する必要がある。

図 2 には、タービン入口ガス温度を 1080℃、1150℃、1250℃、1300℃、1400℃、1500℃ を採用した航空用エンジンの 1 段タービンノズル翼と動翼の翼材温度がノズル翼入口温度不均一率  $\delta(r, \theta)$ 、動翼入口相対温度不均一率  $\theta(r)$ 、ノズル翼、動翼の冷却効率  $\eta_{N1}$ 、 $\eta_{A1}$ 、ノズル翼の冷却空気流量  $\beta_N$  の各パラメータによりどの様な影響を受けるかを判断するものである。この図を用いて、タービン入口ガス温度 1300℃、冷却空気温度 490℃ のタービンについて考えてみる。このエンジンに用いる 1 段タービンノズル翼入口ガス温度不均一率と 1 段タービン動翼入口相対ガス温度不均一率が共に 0.2 で、タービンノズル翼は冷却空気流量 3.5% で冷却効率  $\eta_N = 0.5$ 、タービン動翼は冷却効率 0.4 の冷却構造を用いれば、タービンノズル翼の最高翼材温度は約 1000℃ になり、タービン動翼の最高翼材温度が 1000℃ 弱になる。もし、この翼材温度を実現できる超耐熱合金が利用できなければ、ノズル翼、動翼の入口ガス温度不均一率の低下と冷却効率の向上を図る必要がある。今後、タービン入口ガス温度を 1400℃、1500℃ に高め、航空エンジン性能を向上せしめるためには、燃焼器の温度不均一率を低減することの他に、ノズル翼、動翼の冷却効率を 0.6～0.7 程度に高めることや、冷却空気が主流に混入する時の損失を少なくするための研究を積極的に進める必要がある。特に燃焼器の温度不均一率はエンジン運用期間中の長期にわたってどのように変化するかを調べるのが大切で、実際には運用実績で判断することが大切であろう。

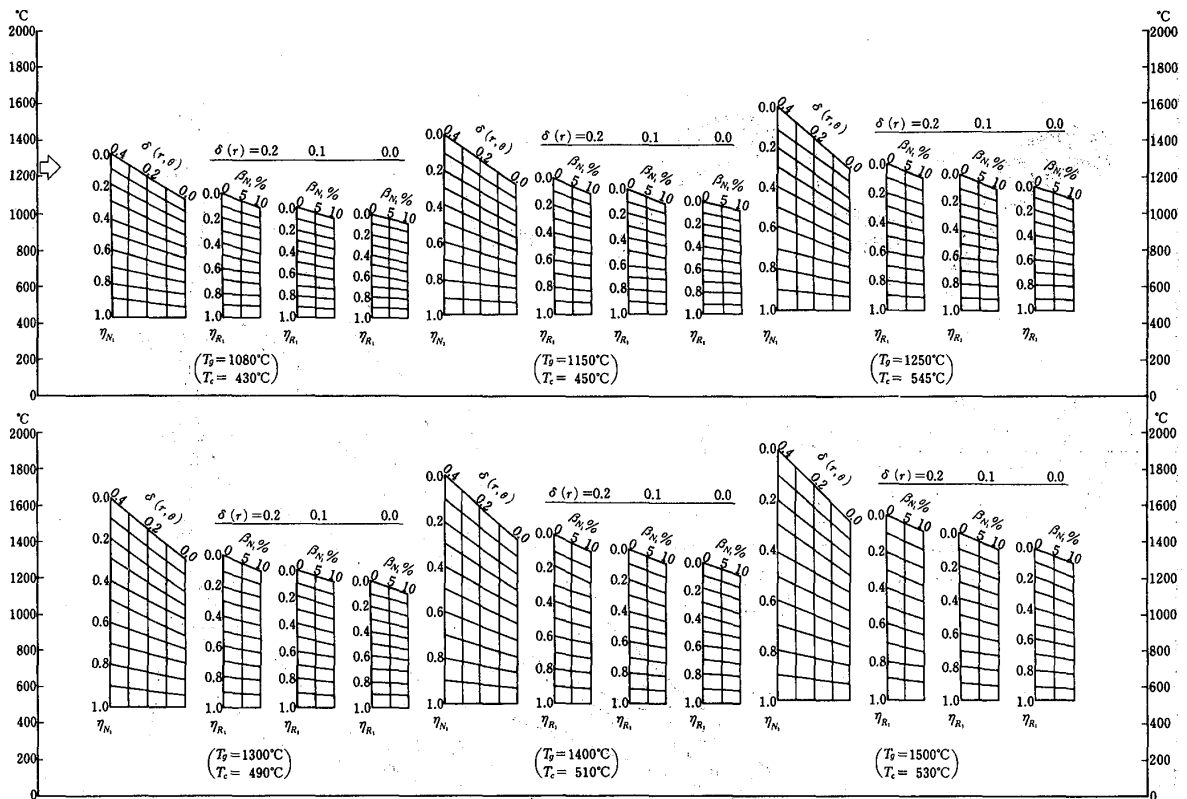


図2 冷却タービン翼の翼材温度の推定図

### 3. 空冷タービンのI-S線図

図3に2段冷却タービン翼の構造とその作動流体である冷却空気のI-S線図の一例を示す。一般にタービン入口ガス温度分布は燃焼器の温度不均一率に大きく依存し、局所最高ガス温度と局所最低ガス温度の差は500℃を越えることもある。この作動ガスの取扱いを簡便にするため、平均値で代表点を示す。冷却タービンでは、抽気空気の一部が、燃焼器をバイパスして、タービ nozzle 翼、動翼等の高温強度部材の冷却に用いられ、翼面から主流に混入している。このことは主流からみると、圧縮機の流量より冷却空気流量だけ減じた流量が、1段タービン nozzle 翼に流入し、以後、各冷却翼を冷却した空気流量が主流に混入し、後段に行くに従って次第に作動流量が増加していくことを意味する。このため、冷却タービンのI-S線図を判断する場合は無冷却タービンのように流量が一定であると考えすることはできない。図中④は圧縮機出口空気状態量、⑤は圧縮機中間段空気状態量、⑥、⑦、⑧、⑨は1、2段冷却タービン nozzle 翼、動翼の入口、出口での冷却空気を含めた平均ガスの状態量を示す。1段タービン nozzle 翼、動翼、2段タービン動翼の冷却にはタービン入口主流ガスの全圧  $P_0$  より燃焼器の圧力損失だけ高い圧縮機出口空気圧  $P_{c0}$  の冷却空気を用い、2段タービン nozzle 翼の冷却にはその主流ガスの入口全圧  $P_2$  より高い圧縮機中間段の圧力  $P_{cm}$  の空気を用いている。1段タービン nozzle 翼の冷却空気は④の状態から翼中央室に入り、対流冷却し翼前室と翼後室に入りインピンジ冷却で内部

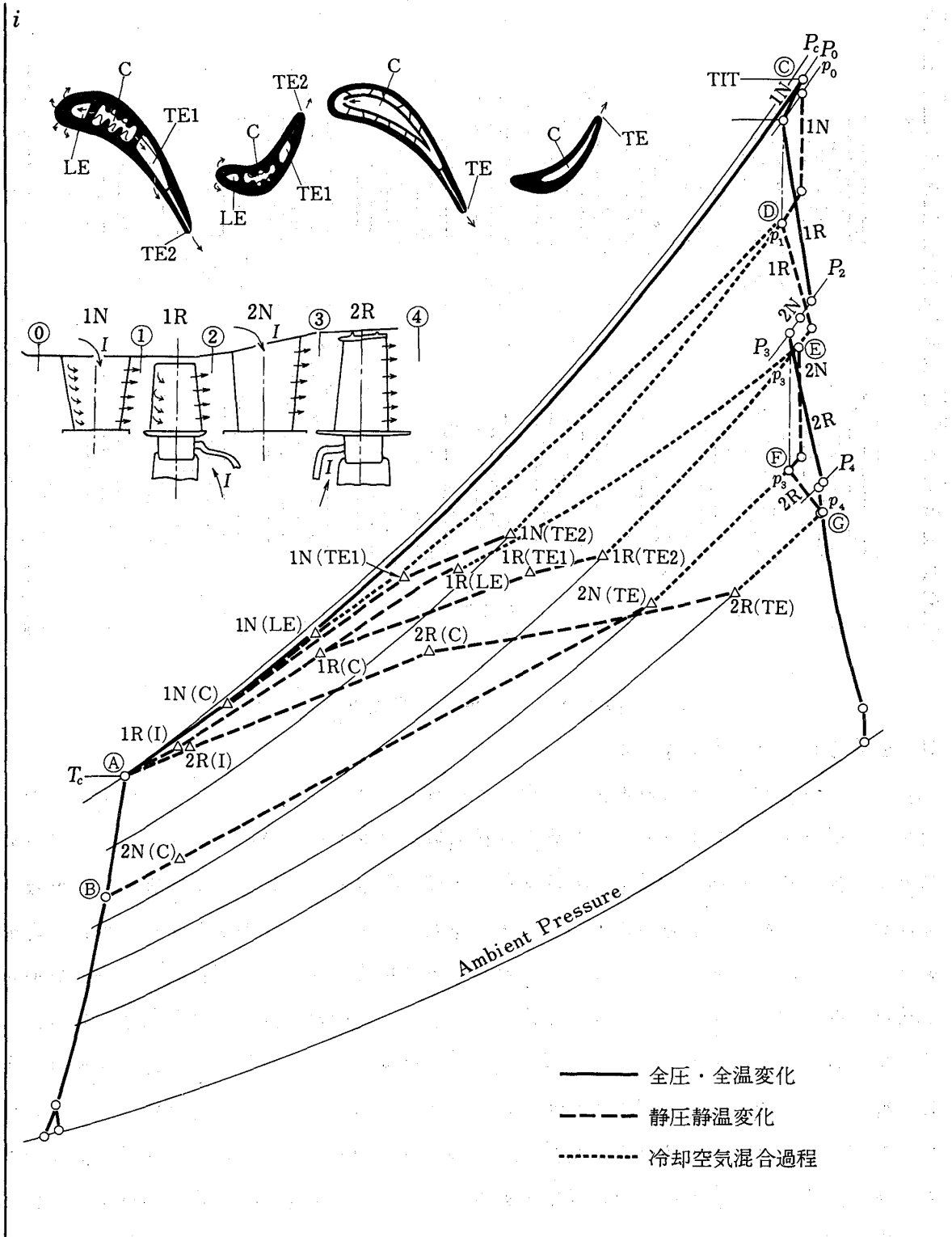


図 3 二段冷却タービン翼を持つファンエンジンの I-S 線図

から冷却する。翼前縁部ではフィルム冷却孔から翼面に噴出し翼面をフィルム冷却し、又、翼後縁部は細孔で熱交換して主流中に流出している。この間、冷却空気は翼面の圧力まで降下し、翼を冷却しただけ温度は高くなる。1段タービンノズル翼の前縁フィルム冷却孔を流れる空気の圧力ヘッドは燃焼器の圧力損失分  $P_{co} - P_o$  しかなく、一般に冷却性能を高くすることが困難である。1段タービンノズル翼の冷却空気は翼前縁と翼後縁から主流中に混入し、1段タービン入口の平均温度を下げ状態①に示す値になる。1段タービン動翼は高速で回転しているので、主流の相対全温に相当する分だけ低下し、更に1段タービンノズル翼から供給される冷却空気流量の分だけ増大している。動翼の冷却空気は構造上、翼中央部までの空気通路を充分に確保することが難しく、又、摩擦損失が大きいので、流量を大きくとることができず冷却効果を高めることは難しい。この冷却空気は翼根部から流入し、翼中央室を冷却し、翼前縁部、翼後縁部の圧力まで一部圧力上昇も含めながら、全体として圧力降下して、主流に混入する。2段タービンノズル翼を流れる主流ガスは1段タービンの仕事と1段タービン動翼の冷却空気の混合により平均温度が下り、流量は1段タービン動翼の冷却空気流量だけ増加して状態②に示す値になる。2段タービンノズル翼の冷却空気は圧縮機の間段の状態③から抽気し、翼のインサート内部に入り、翼前縁部をインピンジ冷却し、翼内部とインサートで構成される通路を対流冷却し、翼後縁から出口  $P_3$  まで圧力降下する。主流はこの冷却空気と混合して図中の状態④の状態量となる。又、2段タービン動翼は同様に入口状態④と⑤から出口状態⑥にまで膨張する。このように2段冷却タービンは状態量④、⑤、⑥の各々の空気流量を状態量⑥まで膨張して機械エネルギーを取り出す流体機械である。この主流ガス及び冷却空気の作動状態は非常に複雑であるのみならずその作動状態を計測する手法も現在充分ではない。しかし今後タービン入口ガス温度を一層高めてガスタービンエンジンの性能向上を図るためには解析手法の確立が急務であると考えている。

#### 4. 冷却タービンを用いたガスタービンエンジンの要素の問題

冷却タービンを用いて、今後一層タービン入口ガス温度を高め、ガスタービンの性能向上を図るためには、ガスタービン全体の性能解析を行ない、各要素の性能改善を進める必要がある。このため、表1に、圧縮機、燃焼器を含めて1、2段冷却タービン翼のいくつかの特徴と問題点を著者の考えにもとづいて列記してみた。

#### 5. おわりに

冷却タービン技術の進歩により、タービン入口ガス温度はその翼材料である超耐熱合金の熔融温度を越えるまでになった。省エネルギーが呼ばれる今日、産業用ガスタービンもスチームタービンとの組合せによる複合サイクルの研究開発が進められている。この場合更に複雑なサイクルの中の一部として冷却タービンを考える必要があり、このためにも冷却タービンのような複雑な作動状態を正確に、詳細に把握する努力が行なわれる必要があろう。

表 1 冷却タービンエンジンの各要素の特徴と問題点

要素	特徴と問題点
圧縮機	<ul style="list-style-type: none"> <li>タービン入口ガス温度の上昇と共に圧縮機の最適圧力比も高くなるが、タービン翼を冷却するために圧縮機出口空気温度が低いことが望まれ、一層断熱効率のよい圧縮機にする必要がある。</li> <li>タービン入口ガス温度、冷却空気流量等を考慮した圧縮機の圧力比を決定する必要がある。</li> </ul>
燃焼器	<ul style="list-style-type: none"> <li>タービン入口ガス温度が高くなるに従って、燃焼器の温度上昇が高くなる必要がある。</li> <li>エンジン運用期間中の長期にわたる温度不均一率を考慮して、運転実績から判断する必要がある。</li> <li>燃焼器の圧力損失が少ないことが好ましいが、他方、1段冷却タービンノズル翼の前縁フィルム冷却は、主に、燃焼器の圧力損失による圧力差が強く影響するので、適当な圧力損失値に押えることが必要となる。</li> <li>燃焼器の温度上昇が高くなるに従って燃焼器ライナーの焼損が起り易い。</li> </ul>
1段タービンノズル翼	<ul style="list-style-type: none"> <li>ノズル翼の支持は両端支持にできるので応力は低い。</li> <li>翼前縁部の内部冷却面積を大きくするため鈍頭の翼になる。</li> <li>耐蝕、耐酸化性のよいCo基超耐熱合金を用いる。</li> <li>局所最高ガス温度に曝される翼が許容翼材温度以下になる様に冷却する必要がある。</li> <li>冷却空気流量が大きくなると1段動翼の前での平均ガス温度が下り、サイクル温度の低下をまねく。</li> <li>冷却空気が主流に混入する時に干渉が起り圧力損失が生じ易い。</li> </ul>
1段タービン動翼	<ul style="list-style-type: none"> <li>高速回転しているので円周方向ガス温度の平均化が行なわれる。</li> <li>高速回転により相対全温の低下が起こる。</li> <li>1段タービン翼の冷却空気の混入により、主流ガスの平均温度の低下と流量の増大が起こる。</li> <li>遠心応力、振動応力、空力曲げ、熱応力により1段タービンノズル翼より応力が高い。</li> <li>高温クリープ強度の強いNi基超耐熱合金を用いる。</li> <li>翼根部より破損すると後段の翼の破損が起り被害が大きくなるので、信頼性の高い設計を行なうこと。</li> <li>翼高方向の温度不均一を考慮した設計を行なうこと。</li> <li>冷却空気が回転体の内部を通るので摩擦により圧縮仕事が発生し、圧力上昇と温度上昇が起こる。場合によっては圧力上昇と通路の圧力損失が相殺することもある。</li> </ul>
2段タービンノズル翼	<ul style="list-style-type: none"> <li>1段タービンでの仕事の分だけ、作動温度は低下する。</li> <li>温度が下るので、一般に対流冷却のみでフィルム冷却は行なわない。</li> <li>構造上の制約から片持支持により、曲げ応力が高い。</li> <li>曲げ応力が高いので高温クリープ強度の高い材料を用いる。</li> <li>温度不均一率を考慮して、冷却設計を行なう必要がある。</li> <li>外周部より冷却空気を供給するので中央部が破損すると翼内径側に冷却空気が供給困難となり、翼内径部の破損が進行し易い。</li> </ul>
2段タービン動翼	<ul style="list-style-type: none"> <li>空力性能向上のため、一般にタービンシェラウドをつける。</li> <li>空力性能向上のため、一般に、翼前縁半径を小さくする。</li> <li>2段タービンノズル翼より主流ガス温度が下るので、冷却空気流量を少なくして、冷却効率も相対的に低くする。</li> </ul>

## 6. 感謝

この考察を行なうに当たり、御意見、御協力を頂いた熱伝達研究室能瀬弘幸室長、タービン研究室、佐々木誠主任研究官 坂田公夫技官に深く感謝します。

# A-6 翼列内水素燃焼ガスタービンの研究

\* 菅 進 (船舶技術研究所)  
 森 下 輝 夫 (船舶技術研究所)  
 平 岡 克 英 (船舶技術研究所)

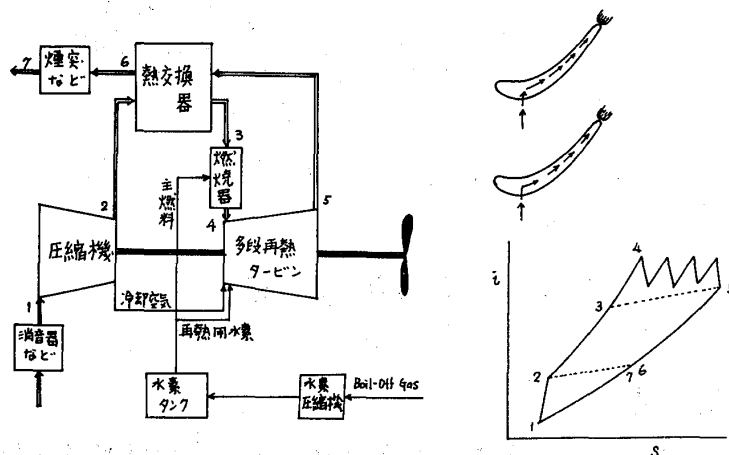
## 1. まえがき

近年、水素は低公害燃料として注目され始め、その製造・貯蔵・輸送と利用の各分野で活発な研究が行なわれている。水素は化石燃料にくらべて燃焼速度が非常に大きく、比較的小さな空間で容易に燃焼させることができる。また水素の熱伝導率は空気等にくらべて極めて高く、燃料としての水素で翼冷却を行うことが可能と考えられる。

我々は水素のこの特性を活かした新しいガスタービンとして、水素を翼に導き内部冷却を行わせたのち、後縁から外に噴出させ、タービン内部の高速気流中で燃焼させる水素冷却多段再熱タービンを提案することにした。本報告では多段再熱ガスタービンサイクルの計算結果および高温風洞を用いた翼後縁水素吹き出し燃焼実験の結果を報告する。

## 2. 多段再熱ガスタービンサイクルの計算

図-1に計算を行なったガスタービンサイクルの略図を示す。タービンを構成するいくつかの翼列に水素を導き翼を冷却したのち後縁から噴出させて高温高速気流中で燃焼させる。燃焼および主流との混合は次の翼列に達する前に完全に終了するものとする。再熱後のガス温度はタービン入口温度と同じになるように供給水素量をきめた。水素を導入する翼列の数が再熱回数となる。計算に用いた条件を表-1に示す。



大気温度	20°C
機関出力	50000 ps
圧縮機圧力比	3~16
圧力損失	8.5%
熱交換器温度効率	70%
圧縮機効率	88%
タービン効率	90%
燃焼効率	98%
機械効率	98%

図-1 多段再熱ガスタービンサイクル

表-1 計算条件

図-2に再熱回数をパラメータとして、熱効率および5万馬力機関に必要な空気流量と圧縮機圧力比の関係を示す。図-2a, -2bはそれぞれ、タービン入口温度 $900^{\circ}\text{C}$ ,  $1100^{\circ}\text{C}$ , 冷却空気量0%, 8%で共に再熱をくり返しても冷却空気量が変わらない場合を示し、図-2cはタービン入口温度 $1100^{\circ}\text{C}$ , 冷却空気量が再熱回数と共に増加する例を示す。図-3には冷却空気流量, 再熱回数と最高熱効率およびその圧力比における必要空気流量の関係を示す。図-2, -3から、再熱によって比出力が大中に改善されることがわかる。冷却空気流量を増さずに多段再熱を行うことができれば、熱効率も大中に改善される。

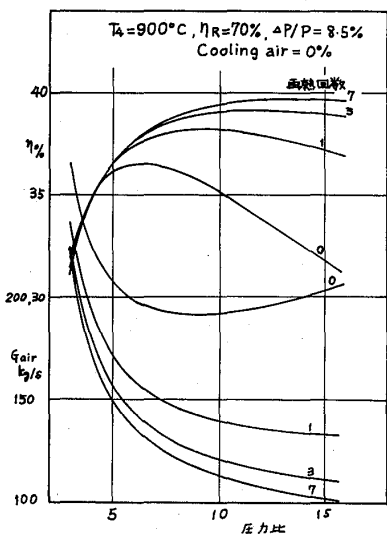
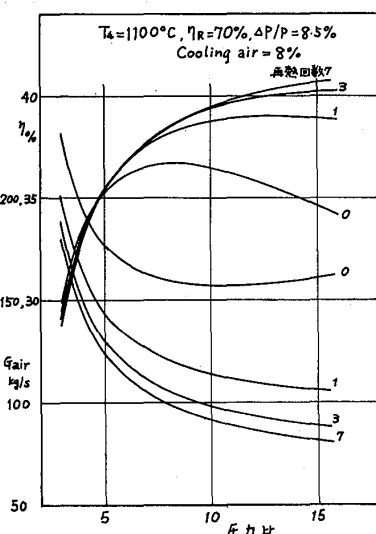
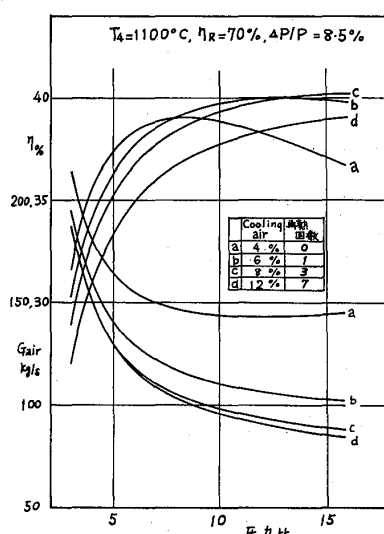


図-2 a



b



c

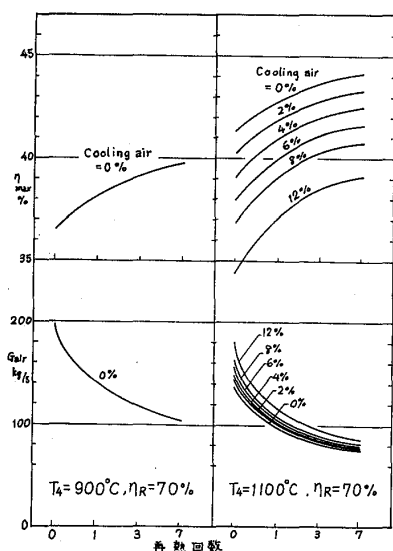


図-3

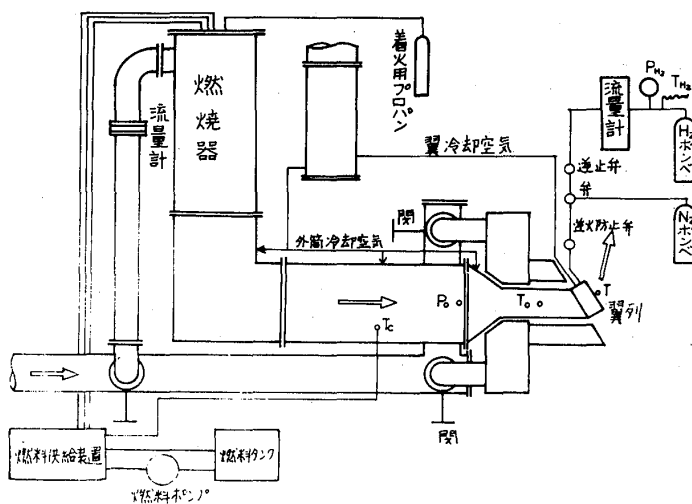


図-4 実験装置

### 3. 翼後縁からの水素吹き出し燃焼実験

翼を冷却した水素を翼後縁から吹き出して、高温・高速気流中で水素が燃焼するかどうかを確かめるための実験を高温風洞を用いて行った。図-4に実験装置の概略



を示す。高温風洞としてタービン翼枝の熱疲労試験用風洞の高温流路を使用した。

翼列は4枚の翼で構成し、1枚の翼には水素を導き、翼内部冷却を行なったのち後縁から主流中に吹き出すこととした。水素を導びかない他の3枚の翼は空気により冷却した。実験では翼列入口全圧を約70mm Hgとし、主流入口温度、水素流量を変えて着火・燃焼の様子を目視観察および翼列下流の温度分布測定を行なった。

使用した翼の形状および翼列形状を図-5に示す。翼はNi基鑄造合金製の精鑄翼で、翼弦長40mm、翼後縁厚さは2.4mm、後縁にはピッチ6mmで巾0.7mm、高さ2mmの11個の吹き出し孔が加工されている。精鑄翼の高さは80mmであるが、本実験では翼根部10mmを耐火材の壁の中に埋めて、流路高さは70mmとした。

翼列の節弦比は1.0、スタック角は33°、流入角は30°とした。翼を支える上下壁はステンレス鋼製の枠に耐火材を張って作り、翼根部側の上壁は水冷、翼先端側の下壁は外部から空冷した。翼列出口側は、周囲からの空気のまきこみを避けるため温度分布を測定する断面まで上下壁および側壁をとりつけた。翼列法線と側壁の角度は55°とした。

水素流量は浮遊式流量計を用いて測定した。翼列入口全圧は翼列に入る絞り部直前で測定、主流温度は翼列前約150mmに挿入した保護管に入れたPR熱電対で測定した。翼列出口側の気流温度は、翼後縁から40mm下流で、翼高さ方向に10断面ピッチ方向には2mmおきに裸のPR熱電対を用いて測定した。使用した熱電対の素線の太さは0.5mm、接点は約1mmφの球形である。輻射や熱伝導による測定値の誤差の検討は行なっていない。

### 3.1 着火・火炎の状況

主流温度を720°Cと770°C、水素流量を約20、40、80 Nl/mとしたときの燃焼状況を図-6の写真a~dに示す。主流温度が720°Cの場合、翼後縁付近に火炎は全く見られず、水素は気流中で燃焼し、下流のガス温度は火炎がみえる778°C

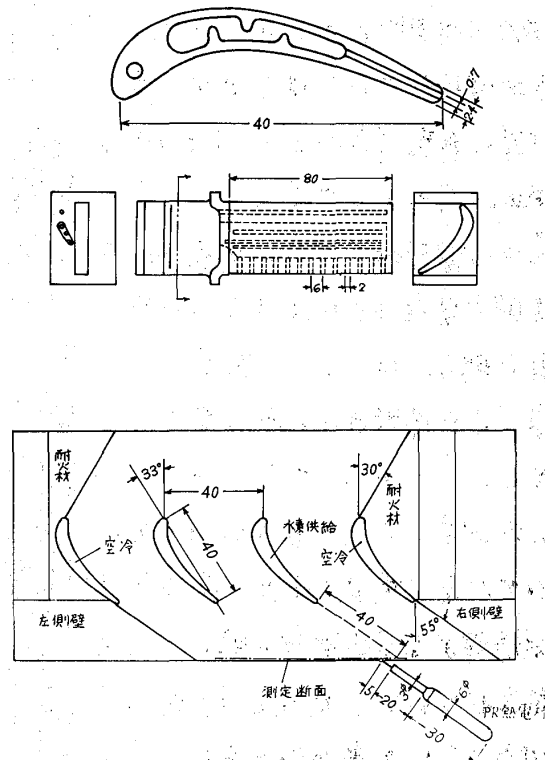


図-5 翼および翼列

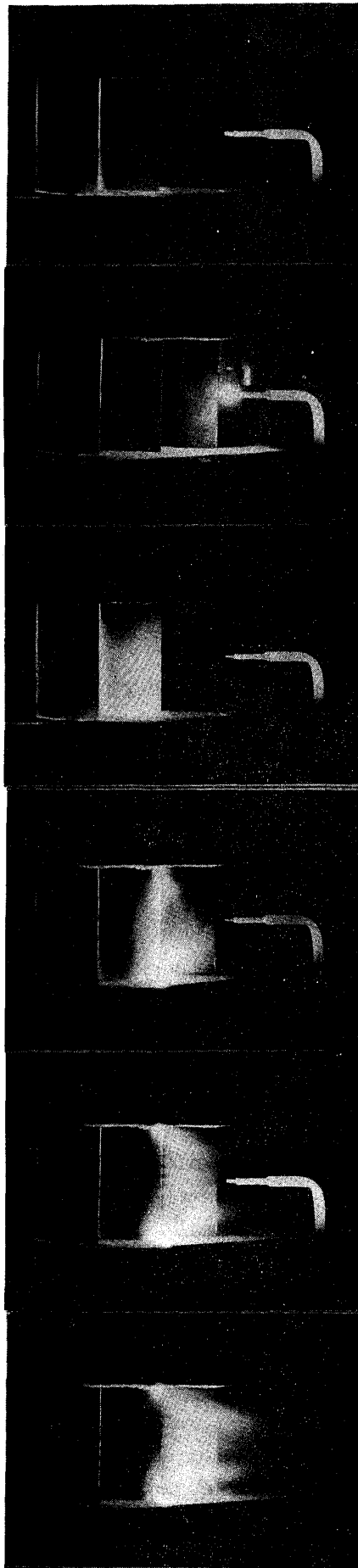
の場合と同程度に上昇していることが温度分布測定により確かめられた。

主流温度が $770^{\circ}\text{C}$ の場合、翼後縁付近に青白い炎が見え、水素流量を $80\text{NL/m}$ とした場合にはこの青白い炎は翼列後方 $20\sim 30\text{cm}$ まで肉眼で見ることが出来る。火炎の写真で明らかたように、翼高さ方向に沿っての燃焼の不揃いがいちぢるしい。

以上の例で示したように翼から吹き出された水素は、定常火炎を形成して燃焼する場合のほか、火炎は形成されず下流で燃焼反応の進む場合もある。本実験の場合、火炎が形成されるようにする主流温度は約 $730^{\circ}\text{C}$ であった。火炎が見られる場合には、翼後縁の温度は上昇し赤熱される。特に上下壁近傍の翼後縁温度の上昇はいちぢるしい。

### 3.2 温度分布測定結果

翼列下流では水素を供給しない場合でも温度分布が不均一なので、主流温度を一定に保ちながら、水素を送らない場合と所定の水素量を供給した場合の温度測定を行い、同一位置の測定値の差を水素燃焼による温度上昇とした。図-7に、主流温度を $720^{\circ}\text{C}$ 、 $770^{\circ}\text{C}$ 、水素流量を $42\text{NL/m}$ としたときの翼後縁から $40\text{mm}$ 下流における温度上昇分布を示す。前述のように前者は火炎が見えない場合、後者は火炎が見え



主流温度  $720^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $42\text{NL/m}$

火炎は見えない。  
熱電対先端は赤く輝く。

主流温度  $720^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $82\text{NL/m}$

熱電対先端は高温のため写真でハレーションをおこす。

主流温度  $770^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $0$

水素吹き出し翼は水素量0のため冷却されている。

主流温度  $770^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $21\text{NL/m}$

火炎が見える。  
翼後縁は赤く熱せられる。中央部の火炎は短い。

主流温度  $770^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $42\text{NL/m}$

火炎が長くなる。翼後縁上下端付近は白く輝く。

主流温度  $770^{\circ}\text{C}$   
水素流量  $82\text{NL/m}$

火炎はさらに長くなる。

図-6

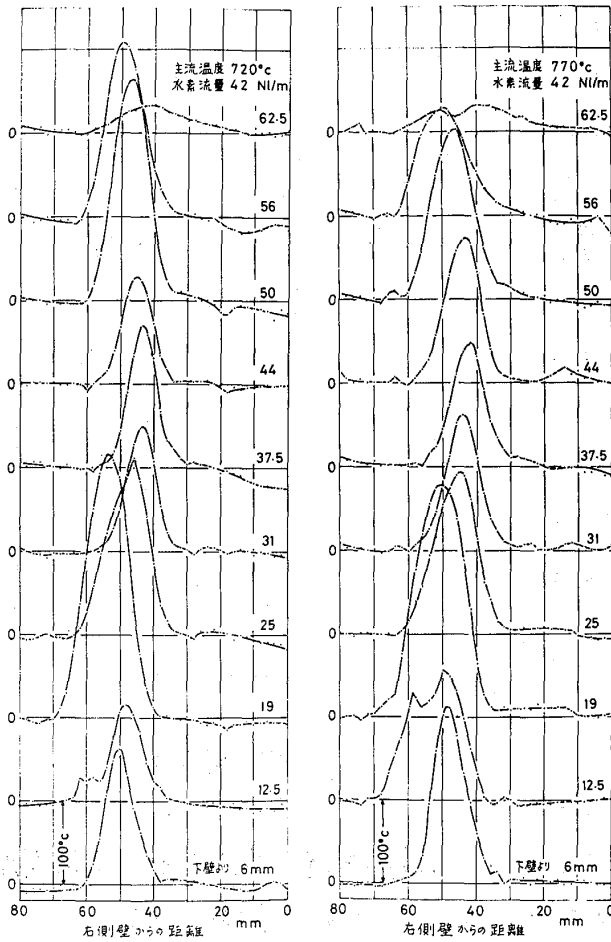


図-7 ピッチ方向温度上昇分布

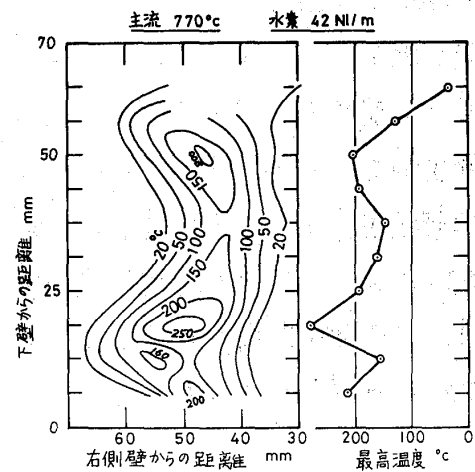
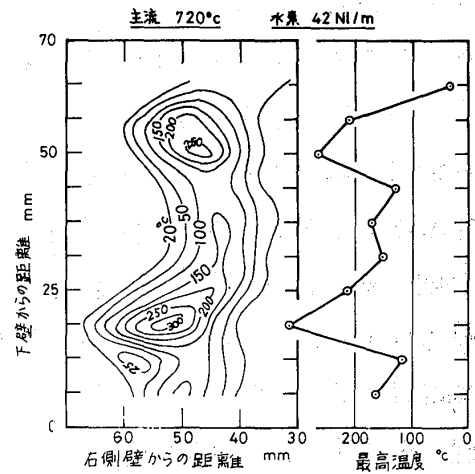


図-8 等温線図と最高温度上昇

る場合である。図-8はこれを等温線図に直したものである。最高温度は翼高方向の位置によって非常に変化する。

図-9に温度測定断面における全圧分布を示す。実験に使用した高温風洞は絞り部から翼列入口までの距離が長く、翼列入口での壁面付近の全圧低下は比較的大きいうえに、翼の後流や強い二次流れの影響を受けて測定面での全圧分布は翼高さ方向にもピッチ方向にもいちぢるしく不均一となった。全圧分布測定は、水素は供給せず主流温度40°C、翼弦長を代表長さとし出口理論速度を代表速度とするレイノルズ数  $Re = 2.4 \times 10^5$  で実施した。水素燃焼実験のレイノルズ数は約  $0.75 \times 10^5$  である。

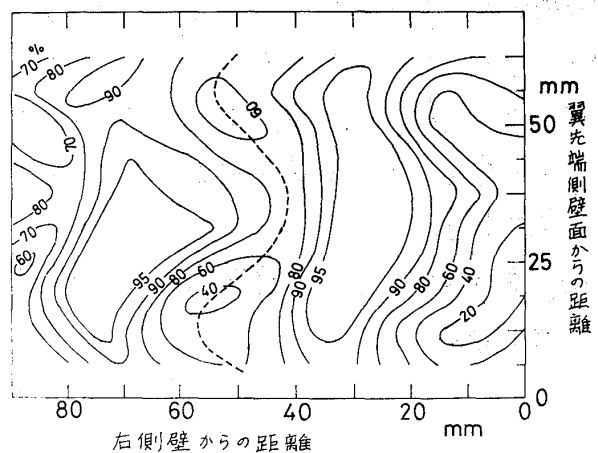


図-9 測定面の全圧分布

図-8の等温線図の山と図-9の等全圧線図の谷は非常によく対応しており、後縁

吹き出し燃焼による下流温度分布と翼後縁付近の二次流れが密接に関係していることがわかる。図-8の温度分布図において、上下壁から約20mmのところに見られる2つの大きな山は、上下壁を伝って隣接翼側から翼負圧面側に流れこむ二次流れの影響とみられ、下壁より12mmのところのみられる谷は翼先端間隙の流れの影響と考えられる。

図-9に示した低温時の全圧分布および同時に測定した静圧分布を用い、流出角は54°一定と仮定して、図-7に示した温度上昇分布から、翼高さ方向の10測定断面における熱発生量を求めた。図-10に、断面ごとに求めた熱発生量と、水素が翼高さ方向に均一に供給されたとして求めた理論発熱量との比を示す。10測定断面の熱発生量を平均して全断面の熱発生効率を求めると、主流温度770°Cの場合には99.6%、720°Cの場合には87.9%と計算された。

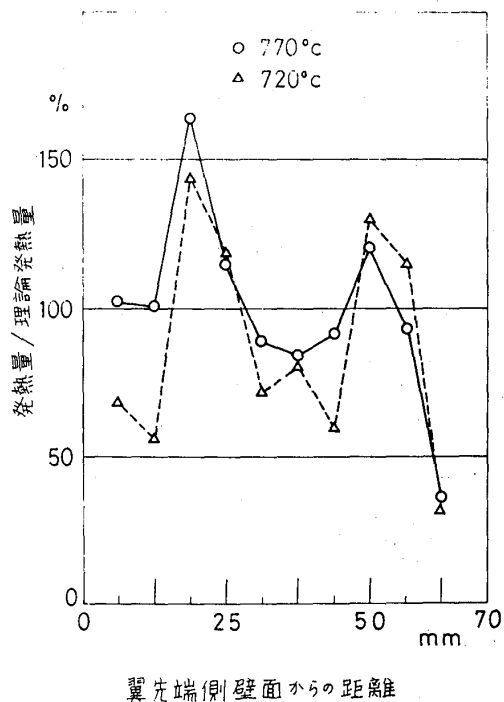


図-10 発熱量分布

#### 4. まとめ

タービン翼を水素で冷却し、その水素を翼後縁から吹き出して燃焼させる水素冷却多段再熱タービンを提唱し、サイクル計算および吹き出し燃焼実験を行った。これから以下のことがわかった。

- (1). 多段再熱サイクルによってガスタービンの比出力は大巾に改善される。翼冷却に必要な冷却空気量を増すことなく多段再熱を実現できれば、熱効率は大巾に改善される。
- (2). 高温風洞を用いた翼後縁吹き出し燃焼実験の結果、水素吹き出し燃焼の実現可能性が確かめられた。

# A-7

## 軸流タービンの研究

(後縁吹出し孔を有する低アスペクト比翼列の回転試験)

\*手島清美 (三井造船 玉野研究所)  
坪井俊雄 (同上)

### 1. まえがき

筆者らは先に翼列付近の流れを考慮した高負荷翼列を設計し、その回転試験を行って、予想を上回る結果を得た<sup>1)</sup>。これと同じ設計法により、翼負荷は等しいが、アスペクト比の小さい、しかも動静翼とも後縁吹出しを有する、空冷タービンの回転試験を行ったので、この空力性能試験の結果を報告する。特に本報においては比較的負荷の高いタービン翼列のアスペクト比の影響について、既報の結果と対比して報告する。

### 2. 試験機の概要

試験機は軸流単段の空気タービンで、その主要目を表1に示す。設計上の特徴としては、特に既報<sup>1)</sup>の高負荷翼列と比較して、次の諸点が挙げられる。すなわち

- (1) 代表径における速度三角形はほぼ相似である。
- (2) 基本翼形および翼列の設計法も同一であるが、冷却翼列のため翼の厚味比および後縁厚味比は若干異なる。また動静翼とも後縁吹出し孔を有する。
- (3) 性能を比較する際に便利はように、試験機の大きさも同程度とした。特に両試験機の外径は略同一である。

試験機主要目	
入口圧力 $P_{i0}$	15160 kg/m <sup>2</sup> abs
入口温度 $T_{i0}$	393.15 °K
出口圧力 $P_{e0}$	10870 kg/m <sup>2</sup> abs
流量 $G$	4.0 kg/s
出力 $L$	110.0 kW
回転数 $N$	5,000 rpm
圧力比 $P_r$	1.38
$G\sqrt{T_{i0}}/P_{i0}$	$5.232 \times 10^{-3}$
$L/P_{i0}\sqrt{T_{i0}}$	$3.659 \times 10^{-4}$
$U/C_0$	0.470
断熱効率 $\eta_{TT}$	0.821
内径 $D_i$	440.0 mm
外径 $D_o$	508.5 mm
ホス比 $\psi$	0.865
流量係数 $\gamma_N$	0.656 (静翼)
$\gamma_R$	0.647 (動翼)
温度降下係数 $\Theta$	3.588
反動度 $R$	0.408

表 1

また、本試験機の計画入口温度は従来のものよりかなり高くなってゐるが、これは翼列の冷却性能を調べるために、主流と冷却空気の温度差をつけるためである。さらに構造上の特徴としては、後縁吹出し翼列であるため、動静翼とも後縁スリットから冷却空気を吹出す構造になっており、この冷却性能に関しては既に報告してゐる<sup>2)</sup>。

表2は翼列の主要目を示す。この要目において既報の翼配備と異なる点は、まずアスペクト比が静翼で0.515、動翼で0.822、平均で0.669と非常に小さく、次いで後縁厚味比および最大厚味が大きいことである。これらはインサートと有する後縁吹出し冷却翼という構造上の制約からくるものであり、このような低アスペクト比翼列がどの程度の性能低下を招くかを調べることは実機設計上重要な問題である。このように翼形および

代表径における翼列主要目			
		静翼	動翼
代表径	$D_r$ (mm)	473.27	
ピッチ	$S$ (mm)	46.09	29.98
コード	$C$ (mm)	59.47	44.00
	$S/C$ (-)	0.775	0.663
流入角	$\alpha_1$ (°)	0	37.77
流出角	$\alpha_2$ (°)	65.3	63.68
インシデンス	$i$ (°)	-3.0	-6.5
取付角	$\xi$ (°)	45.9	25.6
最大厚味比	$t_m/C$ (-)	0.16	0.14
後縁厚味比	$t_e/S$ (-)	0.043	0.067
アスペクト比	$A$ (-)	0.515	0.822
レイノルズ数	$Re$ (-)	$6.1 \times 10^5$	$3.7 \times 10^5$

表 2

翼配備はわずかに異なるが、計算上の翼面速度分布の相違は図1に示す程度である。(a)は静翼、(b)は動翼で、いずれも横軸は翼のコードに沿う無次元長さ、縦軸は翼面速度 $V$ と軸流速度 $V_a$ で除した無次元速度である。図にみられるように、よく類似した速度分布であることがわかる。

次に計測関係に関しては、出力は300kWの電気動力計にて計測し、回転数は電磁式ピックアップとデジタルカウンタを用いた。空気流量は試験機上流側管路に薄板オリフィスを設けて測定した。また流れの状態は翼列前後に熱電対付き5孔ヨーメータによって計測した。このヨーメータは半径方向に移動可能であり、静翼環も回転でき、翼間流れを網目状に測定することが出来る。

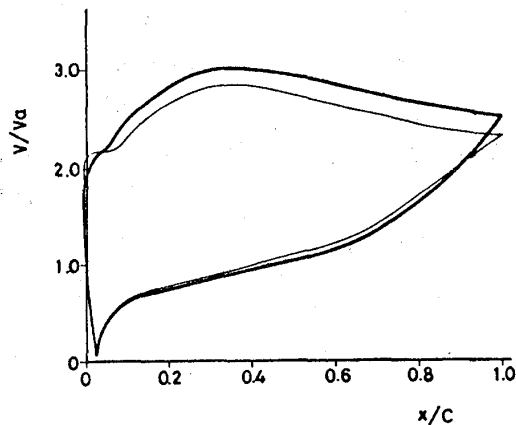


図 1 (a)

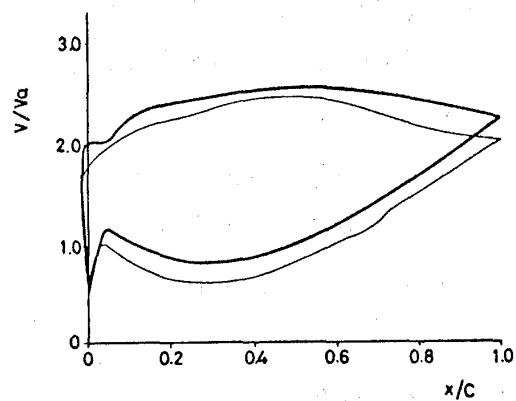


図 1 (b)

### 3. 試験結果および考察

図2はtotal-to-totalの翼間効率を示すが、横軸の $U/c_0$ は平均周速と段当りの断熱熱落差を速度で表わしたものの比である。これによると設計 $U/c_0$ において、 $\eta_{TT} = 0.846$ を得た。

一方、図中の細線は既報の静翼A ( $R=1.969$ ) および静翼B ( $R=1.181$ ) のものである。これによると、静翼Aでは $\eta_{TT} = 0.890$ 、静翼Bでは $\eta_{TT} = 0.884$ を得ている。これらの効率の差の大部分はアスペクト比によるものであると考えられるが、この他に最大厚味比、後縁厚味比あるいは先端スキマ比等の相違にも帰因している。

部分負荷をも含めた効率をみるとアスペクト比が大きい場合には $U/c_0$ の変化に対してゆるやかであるが、アスペクト比が小さい場合には効率の

高い領域が狭く、その低下も著しい。これはアスペクト比が小さい場合には動翼の損失はインシデンスに強く影響されることを示している。

設計点におけるアスペクト比の影響をさらに詳しく調べるためにAinley<sup>3)</sup>、Dunham<sup>4)</sup>らの方法およびCox<sup>5)</sup>らの方法による計算値と比較した。この様子を図3に示す。図の横軸は静翼と動翼のアスペクト比の算術平均値である。曲線(1)、(2)はAinleyらの計算方法により、曲線(3)、(4)はCoxらの計算法によるものである。さらに曲線(1)、(3)は表1の翼配備、および外径を一定として、内径を変えることによりアスペクト比を変化させた場合、曲線(2)、(4)は既報の試験機で内外径、ピッチ・コード比および後縁厚味比を一定としてコードを変えることによりアスペクト比を変化させたものである。

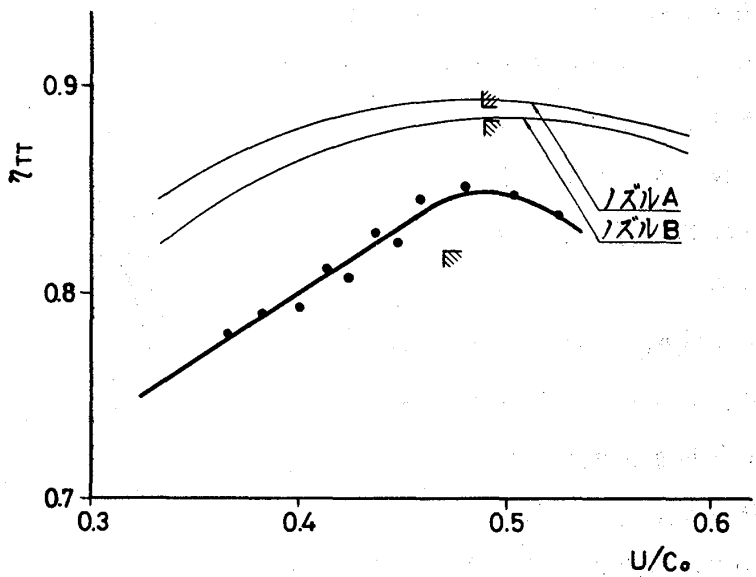


図 2

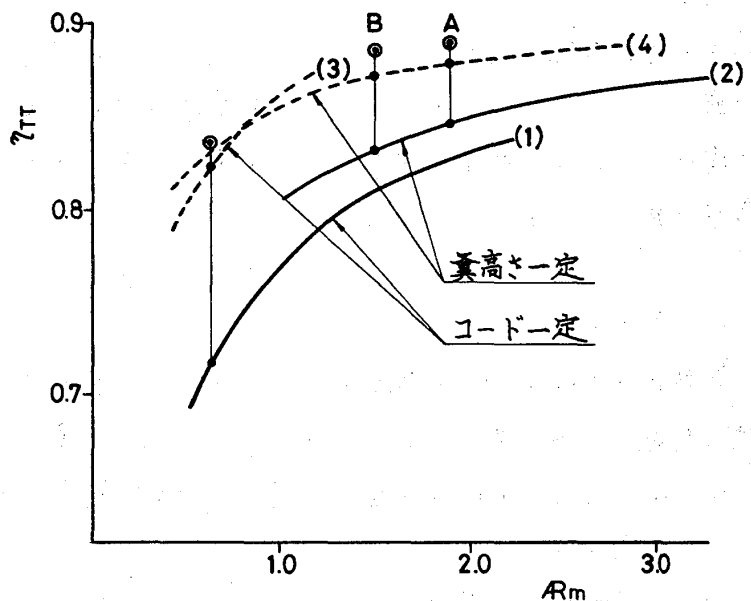


図 3

図よりわかるように、実験の範囲においては Cox らの計算法とよく一致していると言える。さらに計算結果から推定するとアスペクト比が 1 以下になると性能が著しく低下することがわかる。

次に翼列前後の流れの状態を調べる。図4はヨーメータ・トラバース試験の一例で、設計点における、静翼および動翼の流出角度の半径方向分布を示す。図中の斜線部は内外壁を示す。図より静翼流出角度はアスペクト比によらず計算値とよく

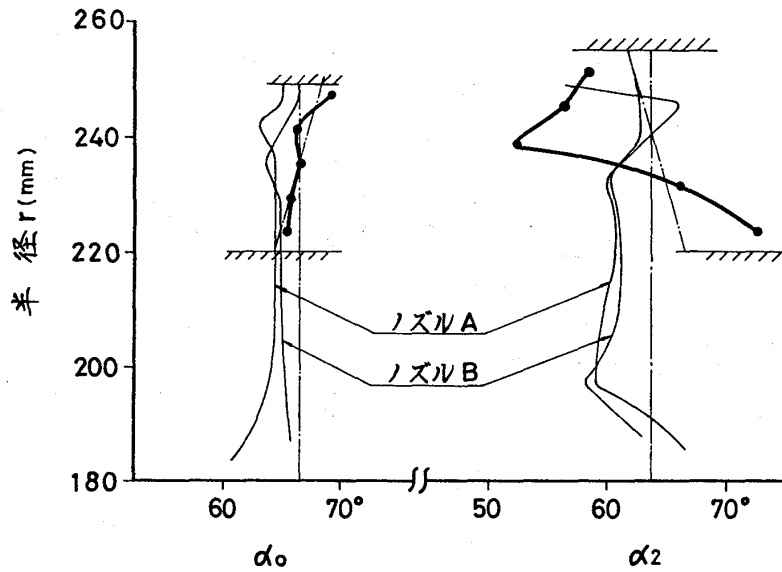


図 4

一致していることがわかる。しかし動翼流出角度に関してはアスペクト比の影響が強く現われており、低アスペクト比の場合には角度分布は非常に乱れており、内外壁の影響が強いことがわかる。

#### 4. あとがき

動静翼とも後縁吹出し孔を有する低アスペクト比タービン翼列の回転試験を行い、特に既報の実験結果と比較してアスペクト比の影響を調べた。その結果

- (1) 低アスペクト比の場合には  $U/c_0$  に対して効率のよい領域が狭く、しかもその低下も著しい。
- (2) 実験結果を計算値と比較すると、実験の範囲ではいずれも Cox らの方法に近く若干これを上まわっている。
- (3) 内部流動に関して、特に流出角度分布は静翼では計算値とよく一致しているが動翼では非常に乱れており、内外壁の影響が顕著である。

ことがわかった。

#### 参考文献

- 1) 手島、坪井、機論, 42-363 (昭51-11), 3468
- 2) 坪井、塩田他, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress Paper No. 04
- 3) Mathieson, G.C.R. and Ainley, D.G., Rep. & Mem., Aeron. Res. Council, No. 2974 (1957)
- 4) Dunham, J. and Came, P.M., ASME Gas Turbine Power Paper, 70-GT-1 (1970)
- 5) Craig, H.R.M. and Cox, H.J.A., Proc. Instn. Mech. Engrs. 1970-71



## A-8 気体軸受式膨張タービンの常温空気回転試験について

\*田中勝之 (日立機械研)  
竹内芽徳 ( " " )  
寺崎政男 (日立笠戸工場)

### 1. 緒言

酸素製造装置, 窒素製造装置, ヘリウム液化装置などに使用される寒冷発生用膨張タービンの軸受として比較的小形高速のタービンでは従来の油潤滑すべり軸受によってかわって気体軸受が実用化されつつある<sup>1)2)</sup>。今回報告する気体軸受タービンの試験はさらに大形の膨張タービンに気体軸受が採用できるかどうかをみるために行なったものである。本報では膨張タービンの常温空気による回転試験結果について述べる。

### 2. 膨張タービン試験機

本試験に使用した膨張タービンは酸素製造用(TOプラント)に使用するものである。本タービンの羽根車には従来の油軸受式膨張タービンのものを流用し, 軸および軸受は気体軸受用に改造したものである。プロセスガスは空気を使用し, その処理風量は  $6,300 \sim 9,000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$  である。膨張タービンとしては中形に属する。タービン羽根車はフルシェラウド形ラジアルタービンである。定格回転数は  $15,000 \text{ rpm}$  である。動力吸収はハーフシェラウド形遠心コンプレッサを使用している。吸収動力は  $200 \sim 250 \text{ kW}$  である。表1に本タービンの基本仕様を示す。

### 3. 回転軸および気体軸受

酸素製造用に使用する中・大形膨張タービンではプラント起動時のプロセス空気は完全に除湿されていない。このためタービンを起動するとプロセス空気中の水分がタービン羽根車内を通過する時に冷却されて氷となり, これが羽根車に付着してタービンの回転バランスを悪くする。この状態はプラント全体が零度C以下になるまでおよそ10~20分間続く。油軸受では境界潤滑が許されるためこのような動不釣合による軸振動の増大もある程度許容できる。しかし気体軸受はこのような境界潤滑が期待できない。瞬間的な接触が軸受焼付にいたる恐れがある。気体軸受では不釣合の増加に対して十分安全なように軸受・回転体を設計する必要がある。本タービンでは動不釣合の増加に対して回転体の応答が鈍感となるように回転体質量を大きくした。タービン羽根車先端に数g重の不釣合が付着しても軸と軸受が接触しないように回転体重量をおよそ  $50 \text{ kg}$  とした。

ジャーナル軸受は軸受減衰力が大きく許容不釣合量を大きくとれるようにディルト

表1 膨張タービン基本仕様

項目	単位	
処理風量	$\text{Nm}^3/\text{h}$	$6,300 \sim 9,000$
定格回転数	rpm	15,000
入口圧力	$\text{kg}/\text{cm}^2$	4
入口温度	$^{\circ}\text{C}$	-144.0
出口温度	$^{\circ}\text{C}$	-181.5

イングパッド形を採用した。軸径は120mmである。3パッドのうち2パッドのピボットはハウジングに固定しているが、他の1パッドのピボットは予荷重を任意に変えることができるようにエアピストンと一体となった可動ピボットである。軸受パッドの円弧角は100°である、パッド前縁から60°のところにピボット点をもうけた。パッド幅は90mmである。起動停止時にパッドと軸の金属接触を避けるために2個の浮上用(ジャッキング)ガス給気口をもうけた。図2は給気圧をかえた時の軸浮上量を測定したものである。予荷重を20kgとした場合給気圧が3kg/cm<sup>2</sup>以上であれば十分浮上していることが確かめられた。パッドの軸受面には瞬間的な接触をしても焼きつかないように二硫化モリブデンのコーティングを行っている。

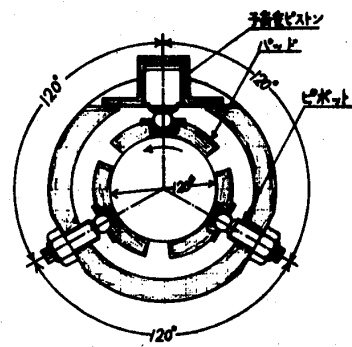


図1 テイルイングパッド軸受

スラスト軸受は動的安定性がよく製作が容易なレーリーステップ形を採用した。これもジャーナル軸受と同様に浮上用ガス給気口を1セクター毎に1個もうけた。図3にその外形写真を示す。

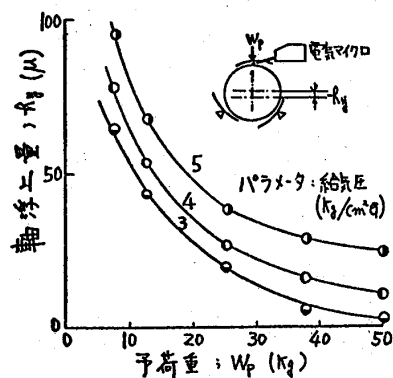


図2 静圧パッド軸受の負荷容量

#### 4. 回転試験結果

タービン駆動空気(プロセスガス)には工場空気をを使用した。工場空気の除湿は完全ではなく、ほぼ100%に近い湿度であると推定される。実プラントではタービンを運転するとタービン入口温度が徐々に下がり、最終的には-144°Cまで下がる。それと共に除湿も行われる。氷の付着による不釣合増加は工場空気で試験する場合が最悪の状態である。

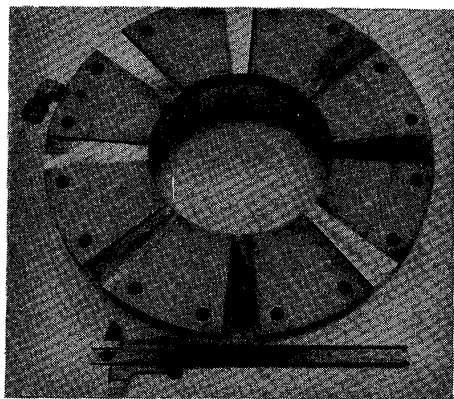


図3 レーリーステップスラスト軸受

図4は工場における常温空気回転試験を行っているところである。この図ではテストスタンドの上がタービン側である。タービン出口は大気開放の状態である。テストスタンドの下部はブレードファンである。

図5はタービン出口温度を測定したものである。試験時のタービン入口温度は気温とほぼ同じで4°Cである。出口温度は回転が増すにつれて急激に下がり、定格回転数1500rpmでは-85°Cとなった。このような低温になる時間はタービン起動から15秒程度である。従来の油軸受式タービンではこのような急速な回転数上

昇が困難であったが気体軸受では何ら問題はなかった。このことはプラントの起動が早急にできることを意味する。

図6はタービン起動時の軸振動を測定したものである。およそ8,000rpmで振幅が急に大きくなっている。タービン空気中の水分は羽根車内で氷となり、この氷は羽根車に付着したり、遠心力でふき飛ばされることをくり返してい

る。しかし8,000rpm以上ではこれらの水分が強固に羽根車に固着し、このため不釣合が増えて振幅が増大したものと解釈される。なおタービン回転数を落として低速運転を行なうと、羽根車に付着した氷が融けて元の軸振動振幅にもどる。

図7に回転数を定格回転数15,000rpm一定として大気中の水分が少ない冬期(2月, 気温12°C, 湿度60%)において試験を行なった時の軸振動振幅を示す。振幅は時間と共にやや変動があるが、小振幅を保って回転している。30分間連続運転を行なったが特に振幅の増加が認められなかった。

図8は夏期(8月, 気温26.5°C, 湿度95%)において試験を行なったものである。振幅の大きさは冬期に比べてかなり大きくなり、かつ時間的に大きく変動している。夏期の工場空気は冬期に比べて極度に多量の水分を含んでおり、氷の付着・剥離がひんぱんに行なわれていることを示している。また振幅は時間と共にやや大きくなる傾向にある。すなわち付着・剥離をくり返しながら徐々に氷が堆積してゆくことを示している。

これらの振幅は許容限度内に入っている。試験後タービンを分解してみたところ、軸受パッドの二硫化モリブデンコーティングにわずかに接触した形跡が残っていたが、地金が露出しているところは全く問題ないことがわかった。また二硫化モリブデンコーティングの有効性も明らかとなった。



図4 常温空気回転試験

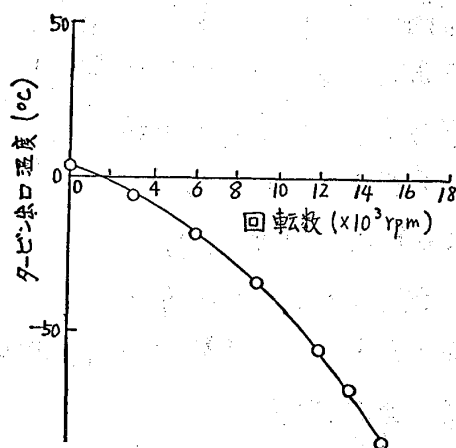


図5 タービン出口温度

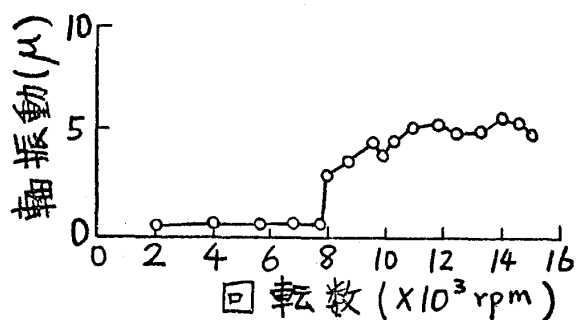


図6 軸振動

## 5. 結言

テイルテイングパッド形ジャーナル軸受およびレーリーステップ形スラスト軸受を採用した気体軸受式膨張タービンを試作し、工場空気を使用した常温空気回転試験を行なった。冬期に比べて夏期にはタービン羽根車に付着する氷が多かったが、プラントの除湿器が有効に作用するまでの10～20分間の不釣合増加に耐えられることが確か

## 6. 参考文献

- 1) 泉・田中；日本ガスタービン会議講演論文集（昭49年6月）
- 2) C. Schmid；Gas Bearing Turboexpanders for cryogenic plants, 6th International Gas Bearing Symposium (March, 1974)

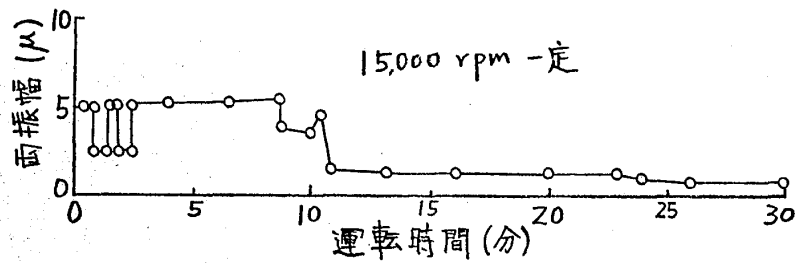


図7 冬期試験軸振動

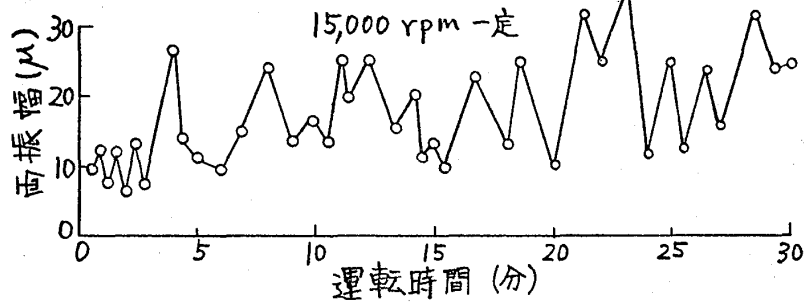


図8 夏期試験軸振動

められた。この結果中、大形膨張タービンへの気体軸受の応用の途がひらけた。

浅妻金平 (小松製作所)

\*堀合邦雄 (小松製作所)

## 1. まえがき

現在建設機械用ディーゼルエンジンに使用されているターボチャージャは、ほとんど滑動アッシュ形ジャーナル軸受とテーパランド型スラスト軸受で支持されており、潤滑油はディーゼルエンジンオイルを使用している。このような軸受では潤滑油の油もれ、タービン側からの伝熱による潤滑油の劣化等の問題を引き起しており、機械効率の大幅な向上もほとんど期待できない。これらの問題を解決するには、動圧気体軸受の使用が考えられ、事実同じ様な問題をかかえるがスタービンでは、従来から動圧気体軸受の実用化の研究がおこなわれており実用可能な段階にまで達している。このような状況から当社では、ターボチャージャに動圧気体軸受を適用することを考えたがスタービン用に使用実績の多いテイルテイングパッド軸受は、高価で構造も複雑になりターボチャージャ用には不向きであると考え、フォイル軸受を使用することとした。フォイル軸受は、製造コストが安くかつ回転安定性が良く、これをターボチャージャに適用すれば、潤滑油が不用なために構造が簡単になり、油もれ、油の劣化等の問題がなくなり、高周速高温雰囲気での運転が可能となるばかりでなく、機械効率の向上が期待できる等のメリットがある。当社では、ターボチャージャにフォイル軸受を適用するに先立ってテスト装置で回転安定性、軸受摩擦損失についてテストを実施したのでここに報告する。

## 2. 軸受の設計及び仕様

ジャーナル軸受の構造を図1に示す。

軸受エレメントは、図2に示す様な一枚の薄板からなり、プレス加工で成形されている。軸は軸受エレメントの平板部分により構成される真円状の軸受面で支持され、この真円状の軸受面はさらに波状に成形された薄板により弾性支持されている。この構造では、軸受面に形成される空気膜のバネ剛さよりも弾性支持部のバネ剛さを小さくする様に設計すれば、①潤滑流体(この場

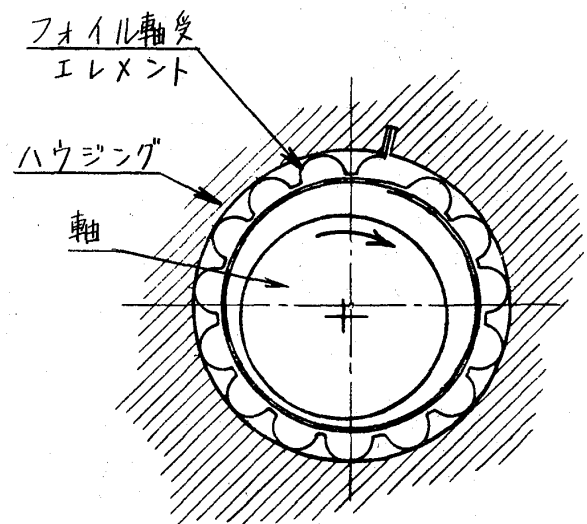


図1 ジャーナル軸受

合は空気)中に含まれる固形異物に対する許容度が大きく、②熱変形、ミスアライメントを相当程度許容し、③高い機械加工精度を必要とせず、④回転安定性が良い軸受

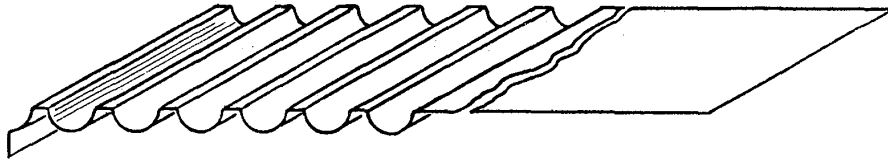


図2 フォイル軸受エレメントの形状

を得ることができ、⑤空気潤滑であるために摩擦損失が少ないことと合わせてターボチャージャー用軸受として最適な特性をとなえている。フォイル軸受の弾性支持部分のバネ定数は、図3に示す様にフォイル軸受エレメントの波状部分の板厚 $t_b$ 、波状部分の半径 $r_0$ 、波状部分の位置 $\theta_i$ がわかれば次式により求めることができる。

$$K_f = k_f \cdot [1 + 2 \cdot \sum \cos^3 \theta_i]$$

$$k_f = \frac{6Et_b^3}{12(1-\nu^2)} \cdot \frac{L}{r_0}$$

従って空気膜のバネ定数に対応して波状部分の寸法を適正に選定すれば弾性支持部分のバネ定数を空気膜のバネ定数より小さくすることが可能である。表1に試験に使用したフォイル軸受の諸元を示す。

表1 軸受諸元

軸径	25 mm
軸受幅	25 mm
軸重量	1.7~1.9 kg
薄板の材質	SUS 304
薄板の板厚	0.025 mm
バネ定数( $K_f$ )	$1.5 \sim 2.0 \times 10^3 \text{ kg/cm}$
表面処理(軸)	酸化クロム
〃 (軸受)	二硫化モリブデン

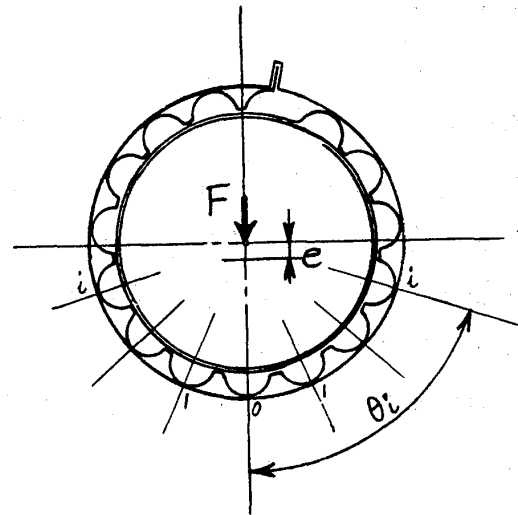
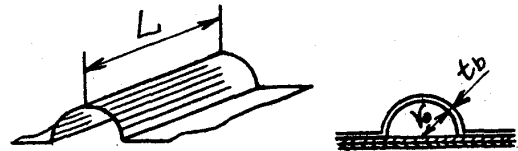


図3. フォイル軸受のバネ定数

弾性支持部分のバネ定数が与えられれば、空気膜部分のバネ定数は近似的に真円空気軸受として求めることができるので、ジャーナル軸受全体のバネ定数が  $K_f \cdot K_a / (K_f + K_a)$   $K_a$ : 空気膜のバネ定数 により求まる。これを

を軸回転速度の関数として図4に示した。ジャーナル軸受の試験は、実際のターボチャージャーを簡略化したテスト装置で行なった。このテスト装置と振動測定位置を図5に、テストに使用したロータの寸法を表2に示す。表2の#1ロータにフリー危険回転速度をバネ定数の関数として計算した結果を図4に示した。この図から軸系の曲げ

モードの危険回転速度(第3次危険回転速度)が7500rpm前後にあることが予想される。なお#2ロータの第3次危険回転速度は、12000rpm以上であった。

表2 ロータ寸法

	#1ロータ	#2ロータ
軸重量	1.9kg	1.71g
軸受スパン	128mm	66mm
極慣性モーメント	0.065kgmm <sup>2</sup>	0.063kgmm <sup>2</sup>
直径回り慣性モーメント	1.84kgmm <sup>2</sup>	0.90kgmm <sup>2</sup>

3. テスト結果

図6に#1ロータを使って行った回転試験の結果を示す。軸受ハウジングの内径を変えて軸受スキマを100μm以下におさえることにより100Hz前後の振動数成分をもつ振れ回りの振幅を小さくすることができた。図6に示したリサージュ波形からわかる様に、軸心の軌跡は上下方向に長軸を有する円形に近い振れ回り運動をしてゐる。しかし#1ロータでは、軸受スキマをどの様な値にとっても7500rpm以上に回転させることはできなかった。これは、軸系の第3次危険回転速度が7500rpm付近にあるために回転1次成分の振れ回り振幅が急激に大きくなるためである。そこで#1ロータに比べて軸受スパンが短い#2ロータで同様の試験を

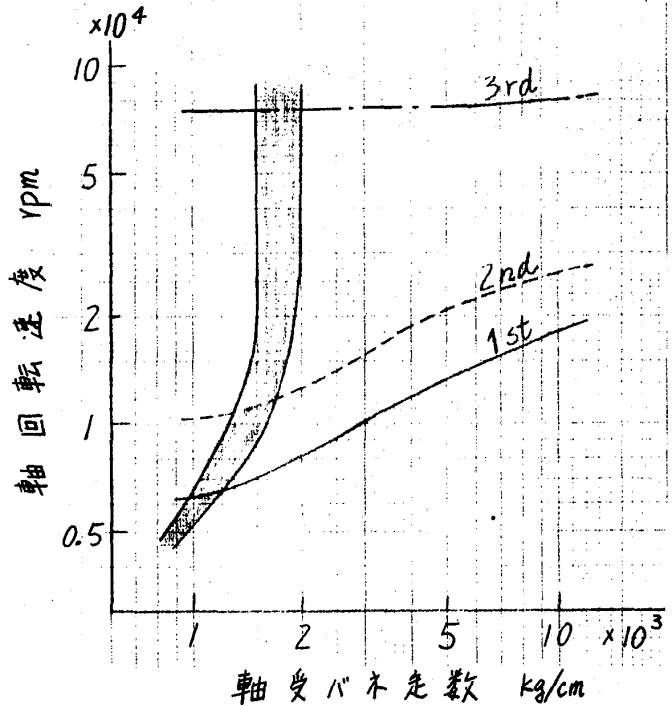


図4 軸受バネ走数と危険回転速度

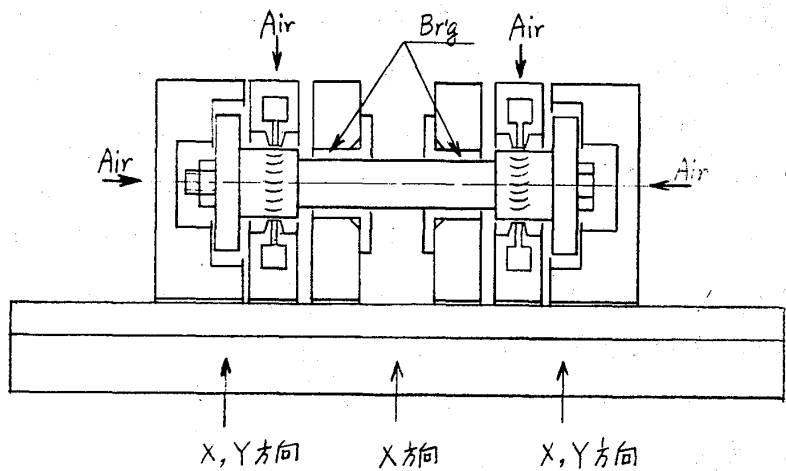


図5 軸受テスト装置

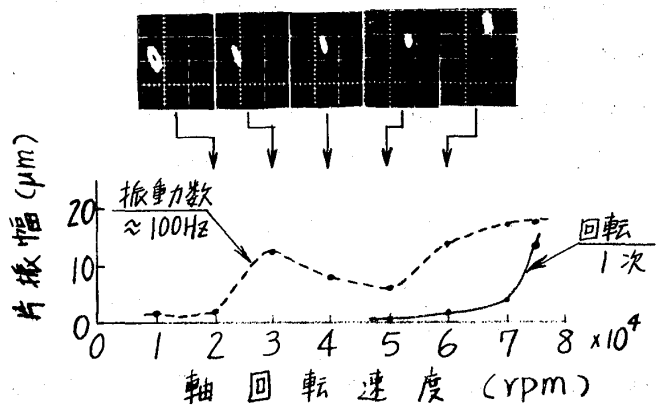


図6 ロータの振れ回り振幅(#1ロータ)

行なった。この結果が図7である。この場合には振り回り振幅が大きくなることなく100000rpmまで回転させることができた。次に不フリ合量をつけた場合の回転試験の結果を示す。(図8)

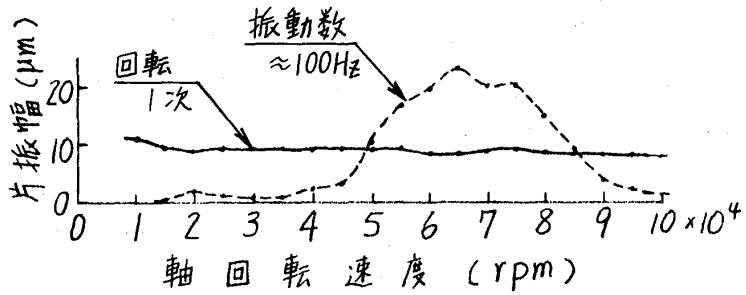


図7 ローラの振り回り振幅(#2ローラ)

不フリ合がない場合より100 Hz 前後の振動数成分をもつ振り回りの振幅が減少し、回転1次成分の振り回り振幅が少し大きくなっていくが特別の問題なく

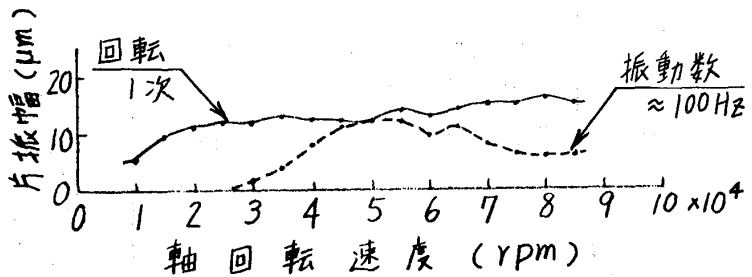


図8 ローラの振り回り振幅(#2ローラ, 不フリ合量 5 μm)

85000 rpmまで回転させることが可能である。この様に軸受スキマと軸系の危険回転速度(特に第3次危険回転速度)を適正に選走すれば、オイル軸受で100000 rpmまで回転させることが可能であることがわかった。なお、10000 rpm以下は回転速度を一速に保つことがむずかしく、第1次及び第2次の危険回転速度を計測することはできなかった。しかし異常振動を誘発することなくスムーズに回転を停止することができたので、これらの危険回転速度は運転上何の問題もないと思われる。次に軸受摩擦力を知るために、軸回転速度を80000 rpmにした後、供給空気を急停止した時の回転速度の減衰を測定した結果を図9に示す。駆動タービンが非常に抵抗の少ない形状をしているためにこの部分の抵抗を無視し、さらに支持スラスト軸受部は、軸受スキマが大きいため摩擦抵抗が無視できる程小さいので、ジャーナル軸受部分の摩擦トルクを  $T_j$  とすれば、近似的に次の式が成立する。

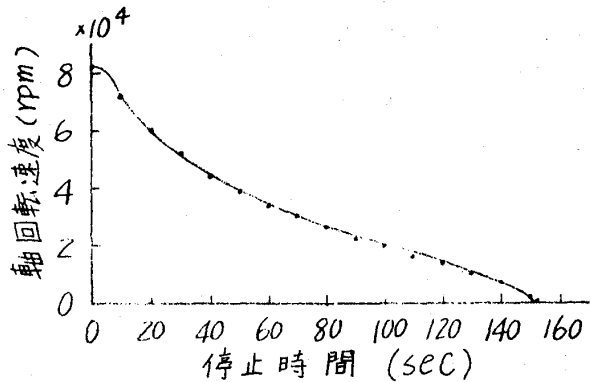


図9 回転速度の減衰

$$\frac{dw}{dt} = \frac{T_j}{I_p} \quad \text{即ち} \quad T_j = I_p \frac{dw}{dt}$$

図9から、各回転速度における  $\frac{dw}{dt}$  を求めれば、上の式を使ってジャーナル軸受の摩擦損失を求めることができる。表3にこの様にして求めた軸受摩擦損失を示す。



この摩擦損失は、ほぼ同じ大きさの浮動ブッシュ軸受の摩擦損失の約1/5である。また図9から回転速度が低下するにもかかわらず  $dw/dt$  が増加し始める10000~12000rpmの間で軸と軸受面とが固体接触を始めるものと推定される。

表3 軸受摩擦損失(2 Brq)

	$dw/dt$	$P_{fric} (W)$	摩擦損失
10000 rpm	123 $mt^2/s$	8.0 $kg \cdot mm$	0.78 P
60000	103	6.7	0.56
50000	78	5.1	0.36
40000	57	3.7	0.21
30000	45	2.9	0.12
20000	40	2.6	0.04

#### 4 おさげ

以上、テスト装置での回転試験の結果、軸受スキマと軸系の危険回転速度を適正に選定すれば、ファイル軸受で100000rpmまでの回転が可能であることが確かめられた。この回転速度は、周速に直すと130 m/secに相等する。

#### 5 参考文献

- (1) 森下; 日本ガスタービン会議より回定期講演会論文集(昭50-5)
- (2) S. Gray; SAE 751070
- (3) L. Licht, M. Branger; ASME, F, Vol. 97, No. 2
- (4) "The MTI Hydrosil Bearing"; MTI 1907
- (5) J. Walowit, S. F. Murray, J. McCabe, E. B. Arwas; AFAPL-TR-73-92.

## B-1 航空用気流微粒化方式燃焼器の開発(I)

\* 江口邦久(航技研) 石井茂五郎(航技研)  
 鈴木邦男(航技研) 佐々木宣郷(川重)  
 北原一起(川重) 中越元行(川重)

### 1. はじめに

航空エンジン用ガスタービン燃焼器からの排煙及び大気汚染物質の排出量の低減化を目標に、燃料の気流微粒化方式を採用した燃料霧化器を有する燃焼器(呼称KA-01)の開発を進めている。

本燃焼器の特徴は、燃料と空気の混合促進を図るため、図1の写真に見られるように、円筒の両端に空気旋回器を設けた霧化室内で燃料の微粒化及び空気との予混合を行う霧化器、さらに、燃焼性能の面から、この霧化器との最適化をはかった燃焼器ライナにある。

本報告では、試作段階にある常圧箱形及び高圧アニュラ燃焼器模型の要素試験結果をらびに両者の相互関係を示した。

### 2. 燃焼器模型

本燃焼器模型の概要は図2に示すとおりで、主要空気孔は、軸方向4孔配列とした。また、これは、従来の圧力噴霧形燃焼器に比べ、ライナエ流側に位置している。燃焼器の構成を表1に示す。燃料霧化器(図1)は、入口及び出口スワラに軸流形同旋回のものを使用している。この霧化器の外周には、混流形保炎用スワラを有している。燃料ノズルには、着火用として渦巻形霧化器への燃料供給に多孔ノズルを用いている。箱形模型は、アニュラ模型の円周4分割相当である。

### 3. 試験装置及び条件

燃焼試験は、表2に示した常圧系、高圧セクタ系、高圧アニュラ系燃焼試験装置を用いて、燃料霧化器内の流動状態の観察、流れ模様、空気流量配分測定、燃焼性能(

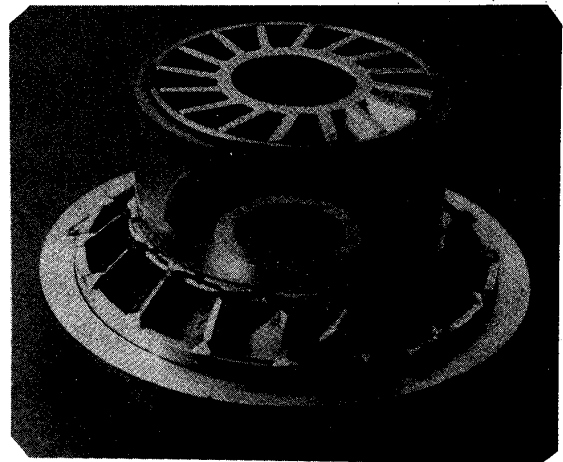


図1. 燃料霧化器

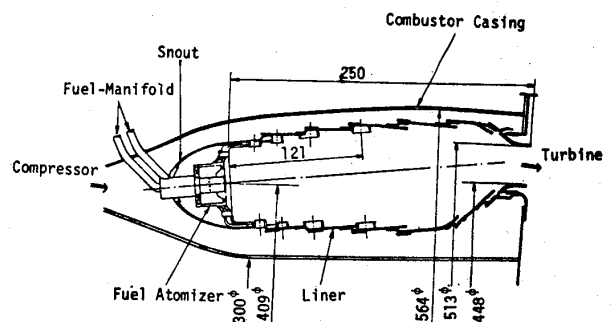


図2. 高圧アニュラ燃焼器模型

火炎安定性、効率、圧力損失、温度分布など)、排ガス濃度の測定を行った。

燃焼器出口の排煙測定には、バッハラツハスモークメータ。排ガス分析には、堀場製作所製MEXA 2000Nを用い、サンプリング流路には、加熱方式(約150°C)を採用した。

表1. 燃焼器模型の構成

要素	内容
分流板	鈍頭形 入口穴径 34 <sup>φ</sup> , 32 <sup>φ</sup> , 30 <sup>φ</sup> 全周16ヶ
スワラ	燃料霧化器 入口30° 出口50° 軸流形 } 全周16ヶ 保炭用 外径46 <sup>φ</sup> 45° 混流形 }
燃料ノズル	着火用 17 <sup>φ</sup> 圧力噴霧形 } 全周16ヶ メイン 0.4 <sup>φ</sup> -10ヶ }
ライナ	1列空気孔16ヶ, 2列空気孔32ヶ(合計48ヶ) 遮熱板冷却空気はライナ内へ流入する

表2. 各試験装置における諸条件

名称	入口空気圧力 P <sub>0</sub> [ata]	入口空気温度 T <sub>0</sub> [K]	風速 U <sub>r</sub> [m/s]	空燃比 η	測定
常圧系燃焼試験装置	1.13	300~600	15, 19	50~100	温度 排ガス分析
高圧セクタ燃焼試験装置	5~15	600	22	60~100	火煙
高圧アーク燃焼試験装置	3~9.6	500~600	17~23	50~100	温度 排ガス分析・火煙

#### 4. 実験結果

##### 4.1 燃料霧化器の流動特性

実機条件では、入口空気が高圧、高温にたつたため、燃料流量の多い時に、燃料のBack Flowにより分流板内での着火が心配される。そこでその安全性を確認するため、単体試験を用いて霧化器内部の燃料の流動特性を観察した。燃料の代わりに水を用い、空気及び水の流量設定は、実機状態の運動量と等しくした。図3に示された結果は、分流板からの空気流入量を全空気の18%と見積つたときのもので、霧化室の壁面に形成される液膜長さ(L<sub>f</sub>)が室長さ(L)と等しくなるときの燃料流量は、実機の作動線に沿った流量に比べ充分余裕があり、分流板内への燃料の流入はないと判断される。

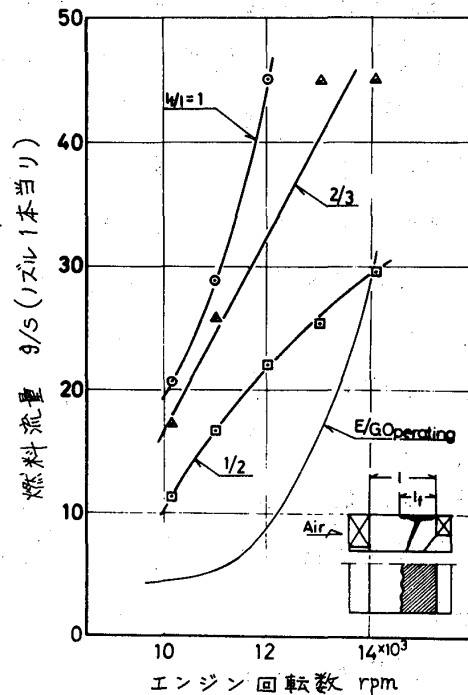


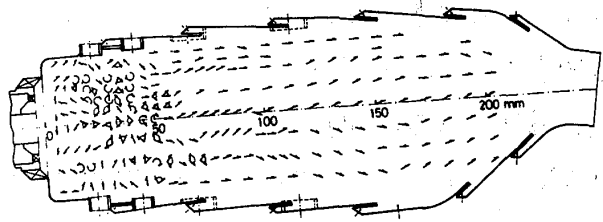
図3. 燃料霧化器の流動特性

##### 4.2 常圧箱形燃焼器の諸特性

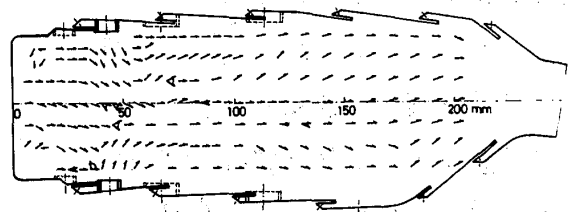
###### A. 非燃焼時の流れ模様と空気流量配分

スワラの中心断面(図4-1)では、スワラからの流れに対する第1列及び第2列空気孔からの噴流の貫通は強く、遮熱板より第2列空気孔までの間に、火炎安定性に

必要な循環渦領域を形成している(1次燃焼領域に相当)。次に、スワラ中間の断面(図4-2)では、スワラからの噴流が合流した後の流れは、第2列空気孔からの噴流が加わって絞められる。遮熱板から90mmの位置に、第3列空気孔からの噴流の衝突が見られその下流で流れは少し広がっている。燃料過濃になり易いスワラ中間の領域では、第2列及び第3列空気孔からの噴流により、燃料の希薄化がなされている。



4-1. スワラ中心断面



4-2. スワラ中間断面

図4. 箱形燃焼器内の流れ模様

次に、鉤頭形分流板入口部(穴径30 $\phi$ )におけるポトー静圧から、入口風速分布をフラットと考えて分流板に入る空気流量を求めた結果、最大断面平均風速16~22 m/sの範囲では、全空気の2.6~23%になることがわかった。これをもとに、各分流板の開口部寸法の違いによる燃焼器内部の軸方向における平均的な当量比変化を図5に示した。これによると、1次燃焼領域での平均当量比は、全体空燃比の作動範囲内で、燃料希薄側にあると推定される。

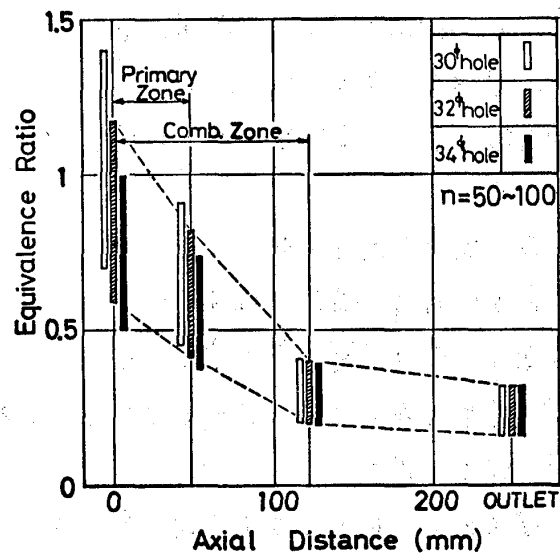


図5. 燃焼器内部の軸方向当量比変化の推定

B. 燃焼効率及び排出特性  
 単機の作動線に沿って、入口空気温度、風速、空燃比の値を合せたときのガス分析から得られた燃焼効率特性を図6に、排出特性を図7に示す。燃焼効率は、分流板穴径30 $\phi$ 、34 $\phi$ に比べ32 $\phi$ のものが一番良好で95%以上の値である。この効率の違いは、単機のアイドル条件に相当する450 Kでは、30 $\phi$ の場合、霧化器への空気流入不足で、微細化性能が悪く長い輝炭を形成し、34 $\phi$ の場合、空気が入りすぎ青色炭を呈するが、他に比べ火炎安定性が悪かったことによると考えられる。

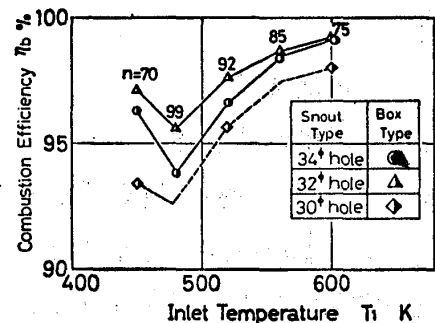


図6. 燃焼効率特性

次に、排出特性をみると、THCとCOの排出レベ

ルは、入口温度の増加とともに、一旦増えた後、再び減少し、NOxの排出レベルは、一旦減り、その後入口温度とともに増加していく傾向を示した。総合すると、排出レベルに関して、分流板穴径32中が最も良好な結果を示した。

以上の結果に基づき、箱形ライナと同一空気孔配置の高圧アニュラ燃焼器模型を設計試作し、高圧下においてエンジンに適用する諸条件を加味して、性能及び排出特性を調査した。

#### 4.3 高圧アニュラ燃焼器の諸特性

##### A. 全圧損失係数(図8参照)

本燃焼器ライナの輪郭は、現用燃焼器に比べ空気孔開口面積が少いにもかかわらず全圧損失係数は23~26の範囲にあり、現用と同程度にある。また、分流板穴径による相違は見られなかった。

##### B. 燃焼器出口温度分布

代表的な出口温度半径方向分布を図9に示す。霧化器下流及び中間の温度分布の開きはほとんどなく、要求の分布に近き結果を得た。

図10に示した出口温度不均一率では、分流板穴径による大きな値の変化は見られず、約0.25付近の値を示している。エンジン側からの要求値は、 $\delta_t = 0.2$ であるが、実用上、 $\delta_t \leq 0.3$ であればよく、ほぼ満足している。

##### C. 排煙濃度

煙の排出濃度を図11に示す。当所で開発したエンジン搭載用燃焼器の事例I, IIと比較すると、充分低い値を示している。これは、燃料霧化器による予混合化及び1次燃焼領域の燃料希薄化によるものである。分流板穴径34中より32中の方が低く、高圧セクタ

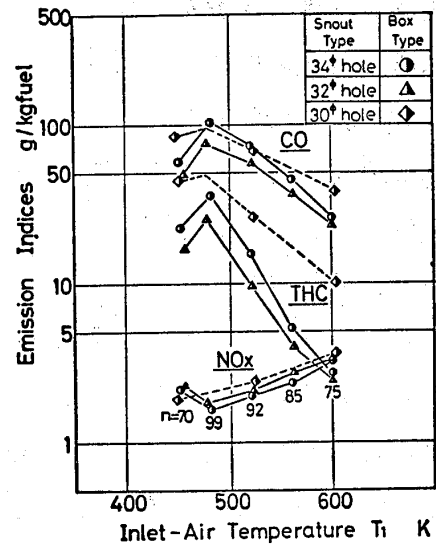


図7. 排出特性

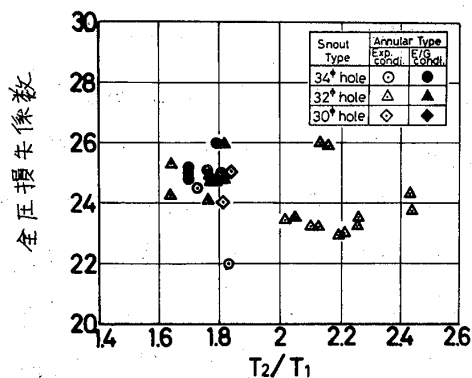


図8. 全圧損失係数

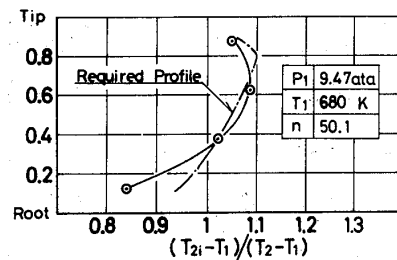


図9. 出口温度半径方向分布(32°)

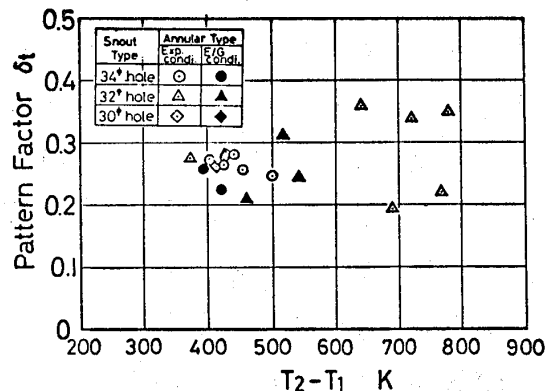


図10. 出口温度不均一率( $\delta_t$ )

(30 $\phi$ )の結果も、アニュラ試験の結果とほぼ同じ傾向を示し、入口空気圧力14 ataでA.I.A.数にして12という値を示し、米国EPA規制値の41%に相当している。よって本燃焼器は、排煙低減に有効であることが判明した。

D. 未燃炭化水素及び一酸化炭素の排出  
未燃炭化水素(THC), 一酸化炭素(CO)の排出指数と作動パラメータ $P_1 \cdot T_i / n \cdot U_r$ <sup>3)</sup>の関係を図12に示した。分流板穴径34 $\phi$ では、実例I, IIの値と同程度となっているが、穴径32 $\phi$ になると、THC, COの排出低減が大巾になされ、アイドル条件相当では、THCにして1/30, COにして1/3になっている。この低減は、常圧試験の結果と対応しており、高压下での低減割合が大きいことを意味している。実機アイドル条件では、THC, COの大巾な低減が期待できる。

#### E. 窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)の排出

一般に、燃焼効率の向上とNO<sub>x</sub>の排出低減は、相反する関係にあると言われ、また燃焼器を開発する上で重要な関係にあることは間違いない。そこで、高压アニュラ試験におけるNO<sub>x</sub>排出指数と燃焼不完全率(100- $\eta_b$ )の関係を図13に示した。

この試験条件では、入口空気温度及び風速の値は、各点で多少異なっているが、一言えることは、NO<sub>x</sub>の排出指数は、空燃比にはほとんど依存せず、入口空気圧力の値に大きく依存することである。実機作動線の入口圧力、空燃比、風速を合せた点を結んだ線について、2種類の分流板を比較すると、穴径32 $\phi$ の方が、THC, COの低減と対応して高い燃焼効率を示している。NO<sub>x</sub>の排出レベルも、やはり穴径32 $\phi$ の方が低く、低減効果を示している。

#### 5. 常圧及び高压時の相互関係

常圧箱形及び高压アニュラ試験で得られたNO<sub>x</sub>の排出濃度より、同一ライナ形状に

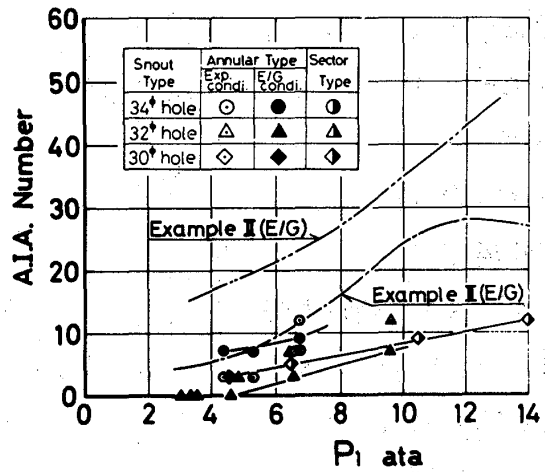


図11. 排煙濃度

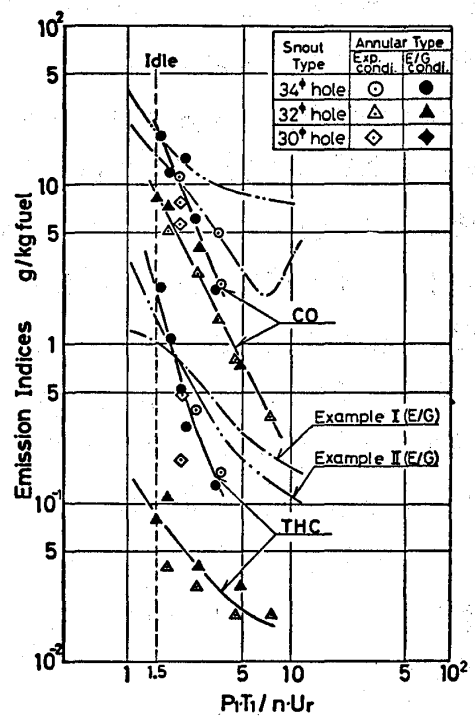


図12. THC及びCOの排出特性

対して、入口温度、空燃比、風速の条件を合せた時のNOxレベルに及ぼす圧力の効果を、圧力指数の形で求めた(図14参照)。

(17, 2)  
NASAの燃焼器開発では、圧力指数として0.5を採用しているが、本試験では、約0.4の値を得た。これをもちょう、常圧時のNOxレベルから高圧時のレベルを予測することができる。

次に、燃焼器出口でのNO/NOxモル比とパラメータ  $\phi \cdot P_i \cdot \exp\left(\frac{T_i}{288}\right)$  (φ: 全体当量比) の関係を示すと図15のように、1つの曲線にまとまる。常圧範囲では、NO/NOx比は単調に増し、高圧範囲では、約0.9の値となる。そのため、実験条件でのNOx排出レベルを低減する場合、燃焼器内部のNO発生を抑制する必要がある。又、常圧時、このパラメータを1.73(実験アイドル条件)以上に設定すべきである。

6. まとめ  
新しく開発した気流微細化方式燃焼器は、煙、THC、COの排出レベルの低減に大きく貢献した。NOx排出レベルについては、常圧と高

圧時の相関より、低減化を実施していく予定である。なお、本研究開発は、通産省大型プロジェクト「エミッション低減総合研究」の一環として行ったものである。本所原動機部燃焼研・航空機公害グループの皆様のご協力に対し、感謝の意を表します。

REFERENCES

- 1) C.C.Gleason et al, Results of NASA/G.E. Experimental Clean Program, AIAA Paper NO.76-763
- 2) R.Roberts et al, Low Pollution Combustion Design for CTOL Engines Results of Experimental Clean Combustor Program, AIAA Paper NO.76-762
- 3) 鈴木邦男 他: 環境保全研究成果集(昭和51年度) 3. 蒸気エンジン排気ガスの制御に関する研究

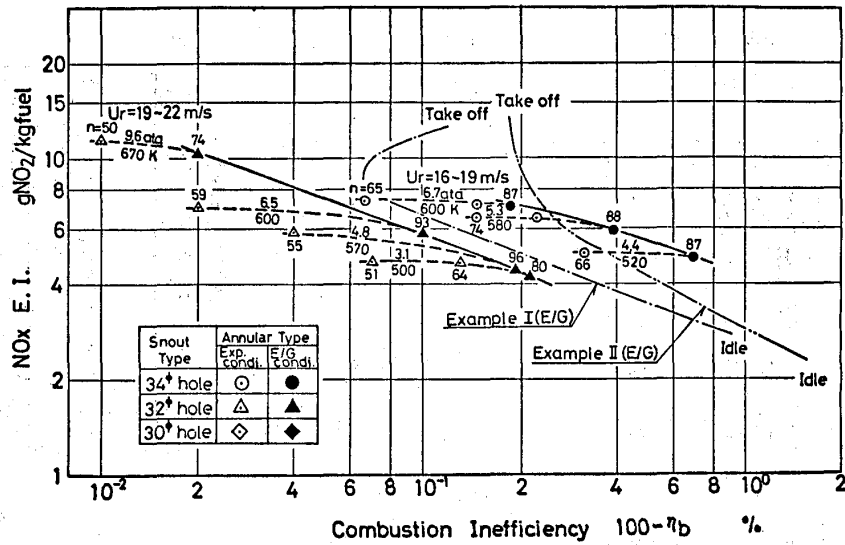


図13. NOx 排出レベルと燃焼不完全率の関係

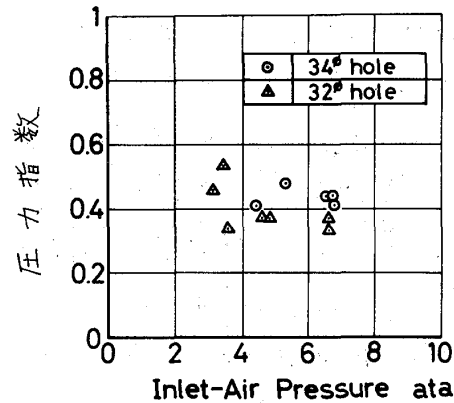


図14. NOx 排出レベルに及ぼす圧力の効果

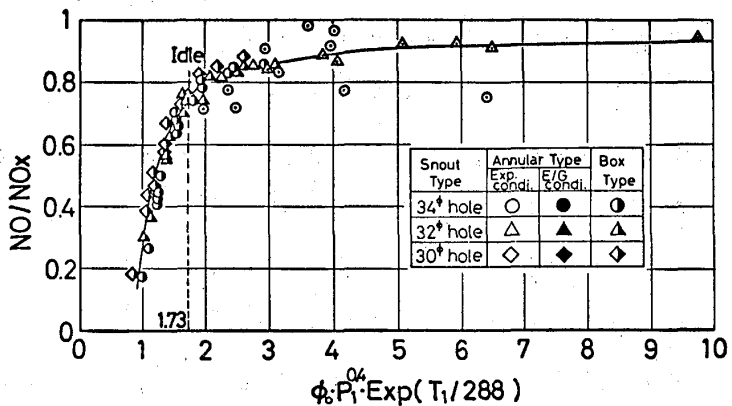


図15. 常圧及高圧時のNO/NOxモル比

## B-2 ターボファンエンジン用新形式環状燃焼器模型の特性

\* 田丸 卓, 鈴木 邦男, 斎藤 隆  
 山田 秀志, 堀内 正司, 下平 一雄  
 石井 浅五郎 (以上, 航空宇宙技術研究所)  
 遠崎 良樹, 国師 正一  
 (以上, 川崎重工業株式会社)

### 1. ま え が き

低公害, 高性能のターボファンエンジン(圧力比17)用燃焼器を開発する目的で, 全く新しい燃焼方式の燃焼器を研究している。すなわち, 燃焼室外に設けたダクトによって導かれた気流によって燃料を微粒化し, 鈍頭内部に保炎循環流を形成させる, 呼称「AS形」燃焼器がそれである。セクタ形模形<sup>1)</sup>について試験をした既報<sup>1)</sup>に続いて, ここでは環状

模型, 呼称 AS-260 を製作し, 入口空気圧力  $P_1 = 3.5 \sim 10 \text{ kg/cm}^2$  の条件で燃焼試験した結果について報告する。

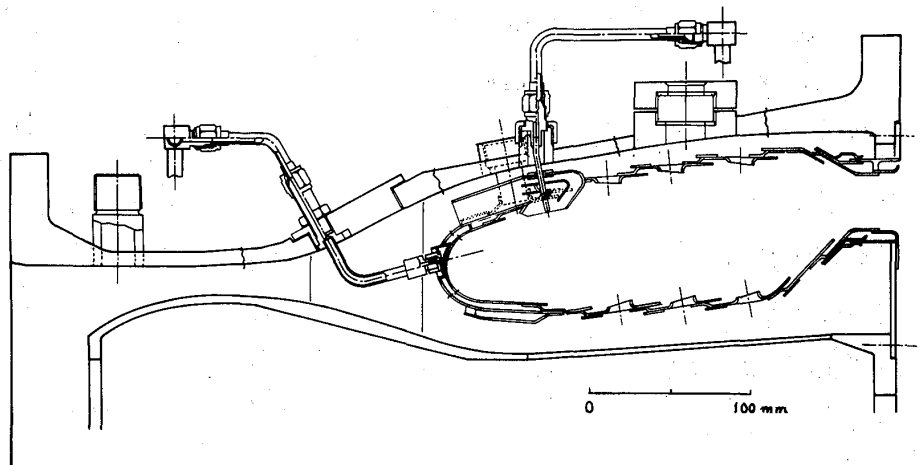


図1 供試燃焼器組立断面図

### 2. 供試燃焼器と燃焼試験条件

供試燃焼器全体の主軸を含む断面を図1に, ライナの外觀を図2に示す。

主要特徴は, ①燃料を空気ダクト出口, すなわち噴射管出口部で噴射している, ②噴射管噴流, および遮熱板スリットからの噴流に接線方向成分を与えた, ③鈍頭はインピンジ冷却構造である, ④ライナ空気孔列は, 噴射管中間断面上で, 軸方向に3列とした, ⑤着火用噴射弁は8個, などである。

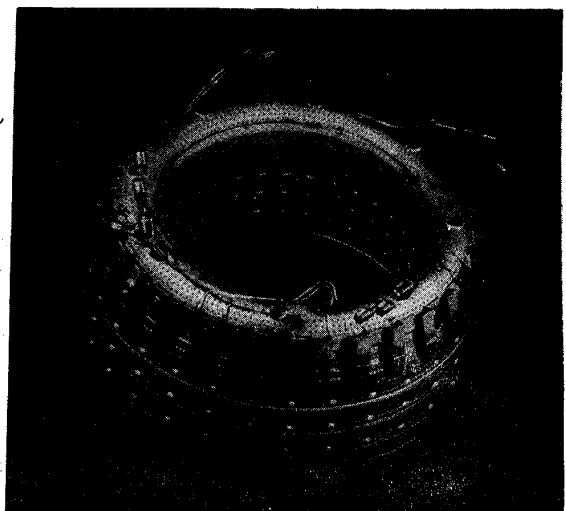


図2 AS-260 ライナ外觀



噴射管の個数, およびライナ空気孔列の数は, それぞれ32である。それらと諸種の計測位置との円周方向相対位置の関係を図3に示す。

図4には, 鈍頭部の燃焼室側を示す。デフレクタは, 遮熱板冷却スเปントフローを円周方向に偏向させるためのものである。

燃焼試験は, 合計3回行つた。第1回と第2回は, 原形の燃焼器 (AS-260.0 と称す) で行い, 第3

回は, ライナ空気孔の出口温度分布にたいする影響などをみるために, 内側ライ

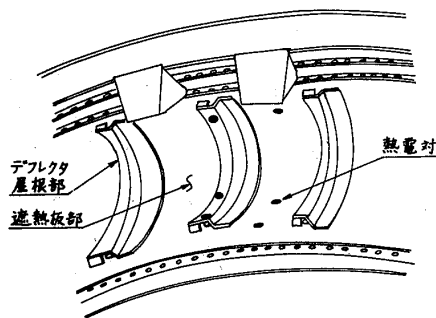


図4 鈍頭部遮熱板側

ナ最終空気孔を全閉とした模型 (AS-260.1 と称す) について試験した。排出ガス分析は, 第2回と第3回について行った。

試験装置は, 航技研のアニウラ型高压燃焼試験装置<sup>2)</sup>を用いた。その特性上, 燃焼器に供給する空気の温度と圧力を独立に変えることができず, 図5に示す試験条件である。

### 3. 燃焼試験結果

#### 3.1 燃焼器諸特性

図6に空燃比  $n$  にたいする燃焼効率  $\eta_b$  を示す。この図から, 所要作動空燃比範囲で, 十分な燃焼効率であることがわかる。AS-260.0 と 260.1 の差はない。

図7に燃焼器出口/入口の温度比  $T_2/T_1$  にたいする全圧損失係数  $\phi$  を示す。AS-260.0 も 260.1 もほぼ妥当な値を示している。  $T_2/T_1 > 2$  でやや上昇の傾向を示す。

図8には, 出口温度不均一率  $\delta_t$  を, 平均温度上昇値  $\Delta T$  にたいして示した。ほとんどの場合,  $\delta_t$  は 0.2 以下で, 特に AS-260.0 の第1回試験結果では 0.15 以下となっている。

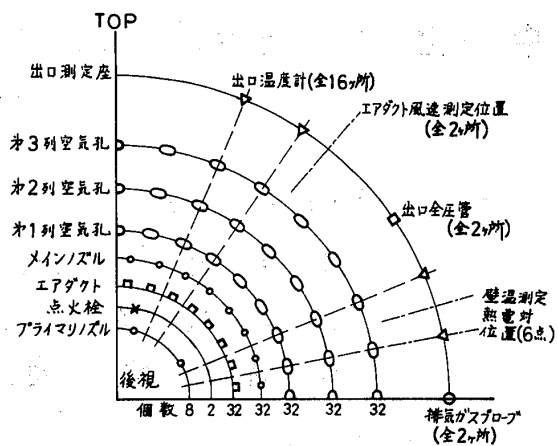


図3 燃焼器諸要素と計測位置

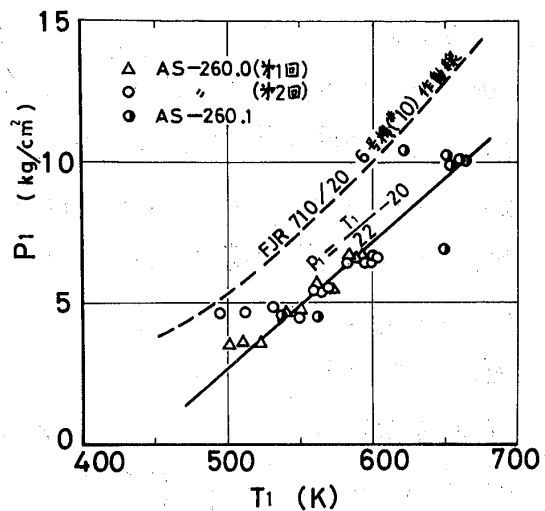


図5 試験時の空気圧力と温度

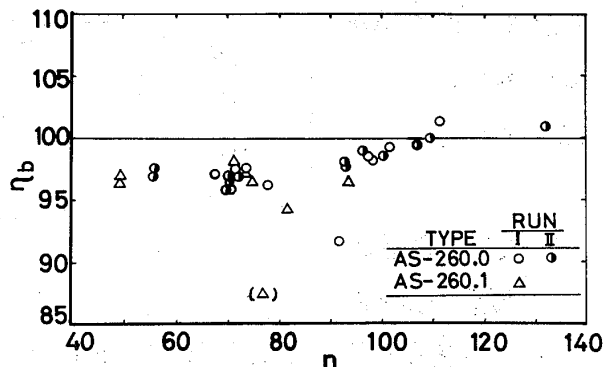


図6 空燃比にたいする燃焼効率

燃焼条件の変化にたいする燃焼器出口温度分布について詳細にみくみると次のようである。

図9はAS-260.0の2回の出口温度を、無次元温度  $\theta = (T - T_2) / (T_1 - T_2)$  で示したものである。T, および  $T_2$  は、任意位置と出口での温度を示す。A', A, B' などは、後視時計回りにみた出口熱電対位置を示す。図より、実験条件が変化しても分布形に余り変動がないことがわかる。図10は3回の試験結果同士の関連性が比較的薄いことを示す。ただ、やや4ヶ所偏倚の傾向が共通している。

半径方向平均温度分布は、今回の3回の燃焼試験データのすべてが図11に示す狭い分布領域内に入ってしまう。また、半径方向各位置で最大の偏差を示したものは、図12に示す上限、下限内にあって、温度分布の均一性を裏づけている。これらの図で、AS-260.0と260.1の分布形に差がみられない。これから内側ライナ最終空気孔からの空気流は、出口温度分布に全く影響を与えていないことがわかる。

図13には、鈍頭部渡熱板などの温度を示す。一般に内径側が高温を示した。

空気ダクト（噴射管）を通る空気量の全体供給量にたいする割合を、図14に示す。設計時の予想流量は24%程度であった。

### 3.2 排出特性

採取した排出ガスの代表値として

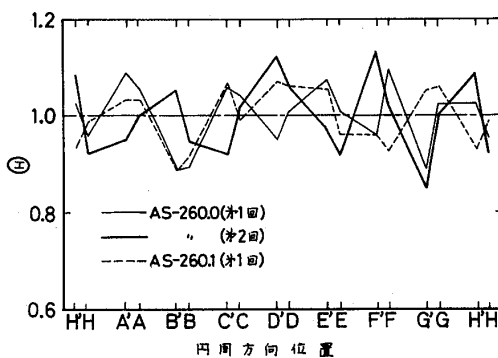


図10 円周方向出口温度分布の比較

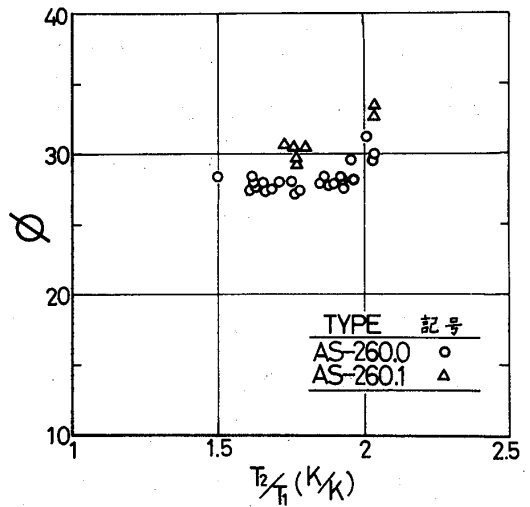


図7 全圧損失係数

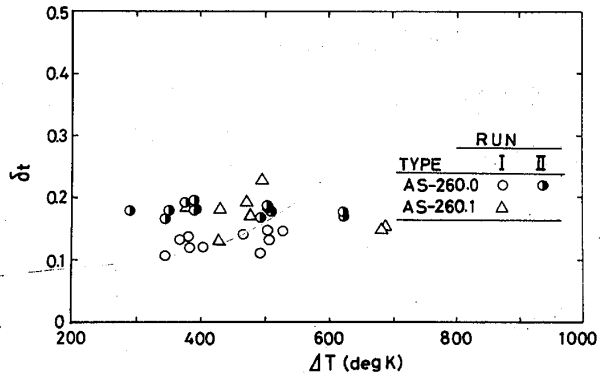


図8 出口温度の均一率

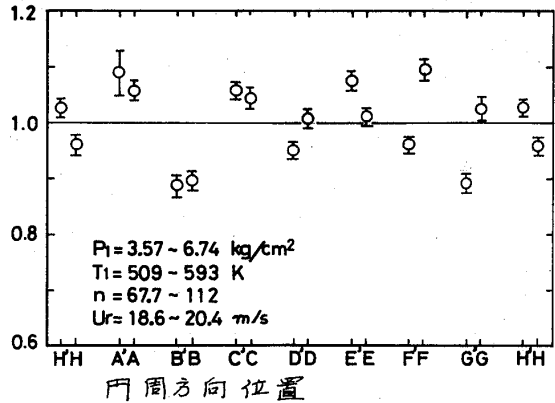


図9 円周方向温度分布の変化

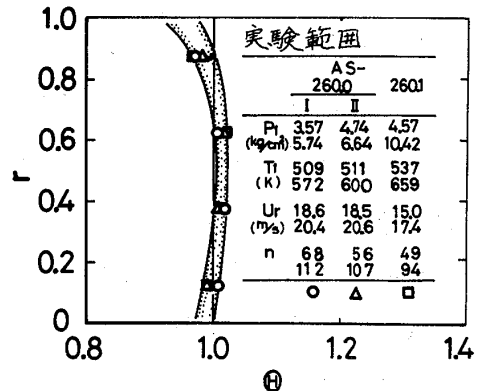


図11 半径方向出口温度分布

をみるため、燃料と空気の供給量による空燃比  $n$  と、採取排出ガスの分析により求めた空燃比  $n_c$  との違いを図 15 に示す。 $(n-n_c)/n$  は、 $\pm 3.5\%$  以内にある、これから採取ガスはよく混合された燃焼ガスとみなせる。

不完全燃焼排出成分である一酸化炭素 (CO)、および未燃焼炭化水素 (THC) の入口空気温度にたいする排出指数を図 16 に示す。これらの点は、 $P_1, n$ , あるいは風速  $U_r$  の影響のため散在している。

窒素酸化物 ( $NO, NO_x$ ) の  $T_{11}$  にたいする排出傾向を、図 17 に示す。

CO, THC, および  $NO_x$  の排出レベルを  $n_c$  についてみると図 18 のようになる。THC や CO は、 $n_c$  が小になるにつれて減少するが、 $NO_x$  は  $n_c$  に余り依存しない。

供試燃焼器の排煙濃度を Bacharach 法で測定した結果の最高値を、表 1 に示す。

#### 4. 考察

AS-260 の燃焼器性能は、ほぼ満足できる値である。

空気ダクト通過空気量は予定より少ない。これはガイドベーンが抵抗となつたためであろう。遮熱板のインピンジ冷却は一応の効果を発揮している。しかし設計点では  $\Delta T = 410\text{K}$  程度が目標なので、更に冷却強化を要する。ことにデフレクタ屋根根部の構造は改良を要する。

CO, および THC の排出傾向を、パラメータ  $P_1 T_{11}/n_c U_r$  で整理してみると、図 19 のようである。供試燃焼器の排出レベルは、従来の圧力噴霧式のものより

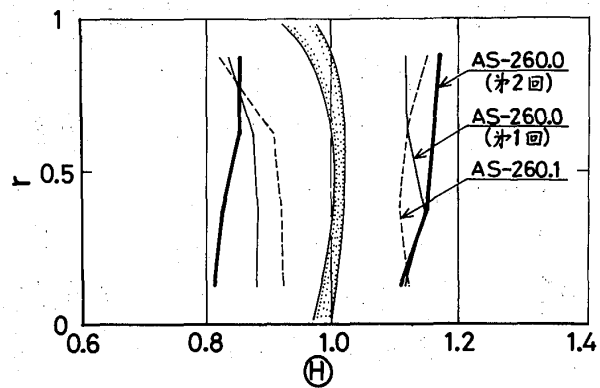


図 12 出口半径方向温度分布の偏差限界

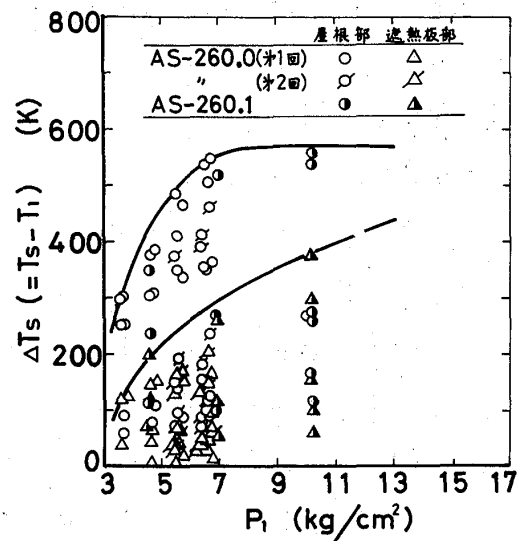


図 13 鈍頭部内側の温度

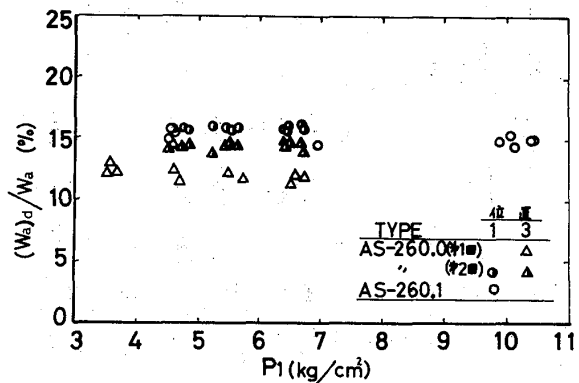


図 14 空気ダクト通過空気量割合

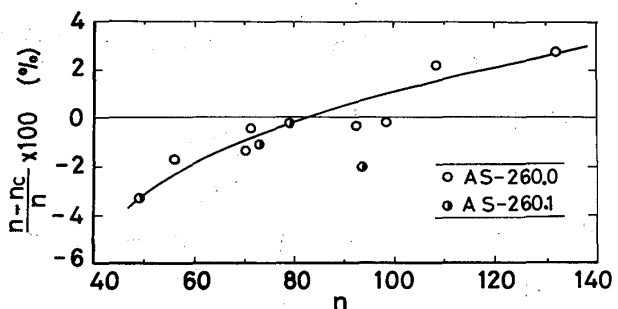


図 15 ガス分析による空燃比  $n_c$  の相違

格段に低い。

NO<sub>x</sub> の排出レベルを Lipfert<sup>3)</sup> の得た関係と比較してみると、図 20 のようになる。ここで実験条件(添字 1)とエンジン作動条件(添字 2)を合わせるため、次の補正式<sup>4)</sup>を使用した。

$$(NO_x)_2 = (NO_x)_1 \left\{ \frac{(P_1)_2}{(P_1)_1} \right\}^{0.5} \left( \frac{M_1}{M_2} \right) e^{-19(H_2-H_1)} e^{1.14 \left\{ \frac{(T_1)_2 - (T_1)_1}{288} \right\}}$$

ここで、M:マッハ数、H:絶対温度、 $H_2 = 0.01 \frac{g \text{ water}}{g \text{ air}}$  である。なお、エンジン作動線としては、FJR 710/20、6号機(ライナ#10)のものを用い、今回の実験値と温度上昇値が同一の条件で換算した。一方、燃焼器出口温度値が同一条件で換算しても排出レベル値などはほとんど同じである。

図 20 において最も高温側の AS-260.1 の点は、圧力の補正係数が比較的 1 に近く、信頼できる点である。したがって、燃焼器入口空気が高温高圧となる作動条件下では、NO<sub>x</sub> の排出特性は破線で示した従来の気流微粒化型燃焼器の排出レベル<sup>5)</sup> に近づくものと考えられる。

### 5. まとめ

環状燃焼器模型 AS-260 は、ほぼ所要の燃焼性能を示した。

特に出口温度分布は負荷の変動にかかわらず安定である。内側ライナ最終空気孔は、出口温度分布形に影響を与えない。

噴射管、遮熱板スバントフローの円周方向旋回成分は、出口燃焼ガスの均一化に有効である。

鈍頭部内面のインピンジグ冷却は有効であるが、デフレクタ屋根部の構造も含め膜冷却を更に加味し、冷却強化の必要がある。

CO, THC, および排煙の排出は、従来の圧

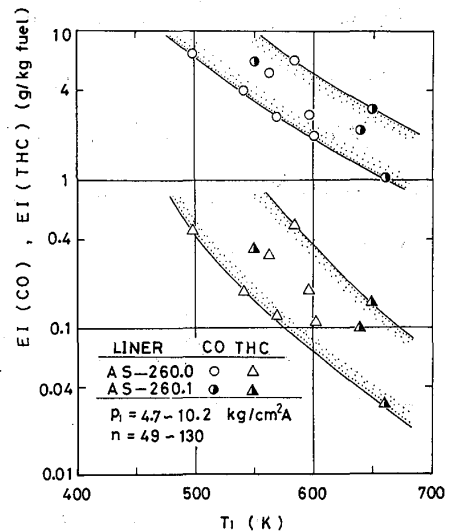


図 16 未燃焼成分排出指数

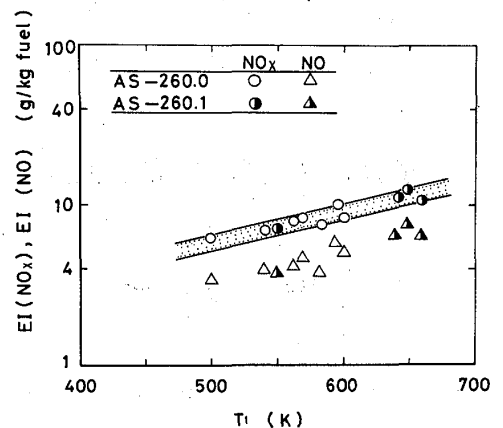


図 17 窒素酸化物排出指数

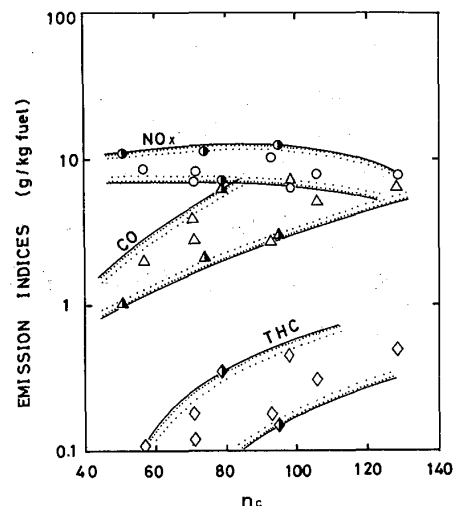


図 18 空燃比にたいする排出指数

表 1 排煙濃度

燃焼器	Pi [kg/cm²]	n	S/N
AS-260.0	6.65	56	2
AS-260.1	10.1	49	3.5

カ噴霧形式のものに較べ十分に低い。

NO<sub>x</sub>も P<sub>i</sub> が 6 kg/cm<sup>2</sup> の条件では、従来の圧カ噴霧形式のもの並みかやや低く、今回行った<sup>最大</sup>高温高压の作動条件では、Lipfert の求めた関係よりも 50% 近い排出低減を示している。

なお、本研究費は主として通商産業省工業技術院の主宰する大型プロジェクトによってている。

### 参考文献

- 1) Tamaru, T., K. Suzuki, H. Yamada & S. Nakano; A New Air Blast Type Combustor, Design, Performance and Emission, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, 16
- 2) 航技研原動機部; 航空機用ジェットエンジンの研究開発(第1期成果報告), 航技研報告 NAL TR-482, 1971, pp.18~20
- 3) Lipfert, F. W.; Correlation of Gas Turbine Emission Data, ASME Paper 72-GT-60, 1972
- 4) Marchionna, N. R.; Effect of Inlet-air Humidity, Temperature, Pressure, and Reference Mach Number on the Formation of Oxides of Nitrogen in a Gas Turbine Combustor, NASA TN D-7396, 1973
- 5) ICAO 航空機エンジン排気ガス研究会サブグループ報告書, 運輸省航空局, 昭51

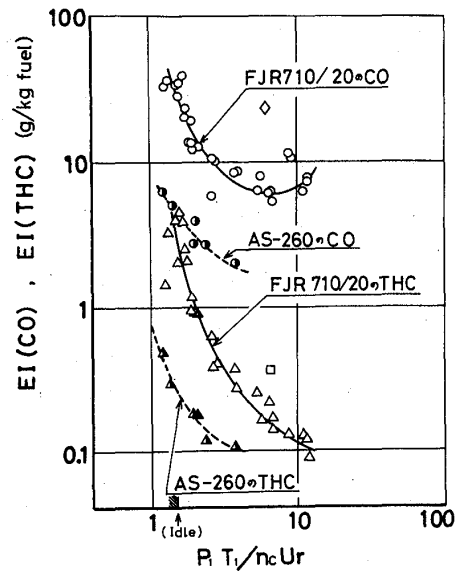


図19 未燃焼排出成分排出指数のパラメータによる整理

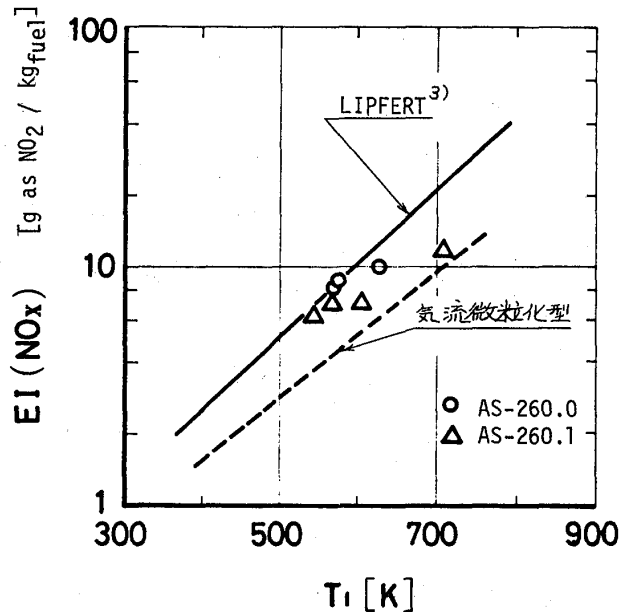


図20 AS-260のNO<sub>x</sub>排出特性

# B-3 噴霧燃焼器の排出ガス特性 (空気量配分および入口空気温度・湿度の影響)

\*吉田 祐作 (日本自動車研究所)  
 鈴木 仁治 ( )  
 瀬古 俊之 ( )  
 金 栄吉 ( )  
 川口 修 (慶応大学 工学部)

## 1. ま え が き

大気汚染、省資源の肉題とともに自動車用原動機の排気浄化、省エネルギー化が注目され、現用エンジンのみならず新型・新燃料エンジンについても広く検討がなされ多くの研究が行なわれてきている。ガスタービン、ランキンエンジン、スターリングエンジン等の連続燃焼機関は、排気浄化に有利な燃料経済性でいま一歩というものの燃料の多様化に対応しやすく、機関本来の特質をガわめて有力な代替エンジンのひとつとして考えられている。これら機関の連続燃焼器に関して、燃焼器の特性は、それぞれの形式によって異なることはもちろんのことそれらが運転される作動条件によって大きく異なり、燃焼器の実用性を検討する場合、実用作動条件でのデータはきわめて重要である。

本研究では、排出ガス特性に大きく影響すると考えられる燃焼器入口空気条件、特に空気温度、空気湿度、空気量配分に注目し、燃焼実験用空気源設備および慶応大学佐藤・川口研究室で開発した実験用燃焼器<sup>(1)</sup>を用い、排出ガスおよび燃焼器内部ガスの測定を行ない、入口空気条件が排出ガス特性および燃焼効率などに及ぼす影響について考察したものである。

## 2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置系統図を示す。空気源の主な仕様は、最大流量 1.4 kg/s, 最高圧力 7 kg/cm<sup>2</sup>g, 最高温度 400℃, 最高湿度 0.03 gH<sub>2</sub>O/gair である。任意の条件に設定された実験用空気は、一次、二次、希釈空気として分岐され、バルブにて流量調節後、燃焼器に導入される。図2に、供試

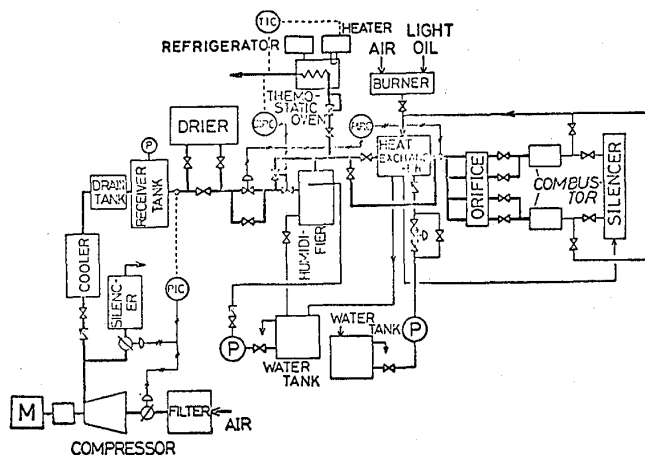


図1. 実験装置系統図

燃焼器の概略を示す。燃焼器は、一次、二次燃焼室および希釈室に分けられ、現象をとらえやすくするためにモデル化されている。二段燃焼等の効果が明確に調べられるよう配慮されている。巡回器として輻流式（スワール比1.5）を用い、噴射弁としては二流体還流式渦巻噴射弁を用いた。燃料としては白灯油を用いた。排出ガスの測定は燃焼器出口後流235mmにて行ない、ガスの採取にはステンレス製油冷多孔プローブを用い、温度の測定にはC-Aニース型熱電対を使用し行なった。燃焼器内部ガスの測定は、燃焼器後流から水冷プローブを挿入して行なった。ガスの採取はステンレス製単孔プローブにより、温度は組み込まれたPt-PtRh13%熱電対にて測定した。流速測定にはピトー管を用いた。分析計は、NO・NO<sub>x</sub>一極場CLA31形分析計、CO一極場AIA21形赤外線分析計、HC一東莞ベックマン402形炭化水素分析計を用いた。主な実験条件を表1に示す。実験は、入口空気温度の影響を調べる場合、空気湿度を0.0005 g<sub>H<sub>2</sub>O</sub>/g<sub>air</sub>と一定に保ち、空燃比、空気量配分をパラメータとし、空気温度を30℃～400℃の範囲で変えて行なった。入口空気温度の影響を調べる場合、空気量配分を一定にし、空燃比と空気温度をパラメータとし、空気湿度を0.0005～0.0260 g<sub>H<sub>2</sub>O</sub>/g<sub>air</sub>の範囲で変えて行なった。空気流量は0.36 kg/sと一定とし、燃焼器出口は大気開放としている。

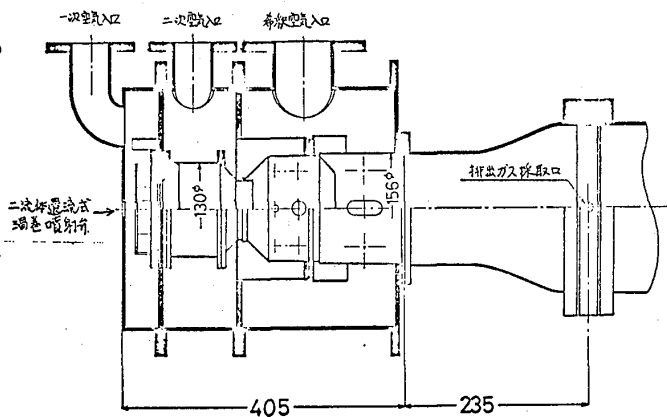


図2 実試燃焼器

燃焼器入口空気	圧力(mmHg)	765.0
	流量(kg/s)	0.36
空気量配分	4:27:69	6:26:68
	8:26:66	10:25:65
	14:22:64	16:21:63
空燃比	50, 80, 100, 140, 200, 300	
入口空気温度t <sub>a</sub> (°C)	30, 100, 200, 300, 400	
絶対湿度(g/g)	0.0005 ~ 0.0260	

表1. 実験条件

### 3. 入口空気温度の影響

#### 3.1 空燃比を変えた場合

入口空気温度が排出ガス特性におよぼす影響について明らかにするために、まず空燃比を変えながら燃焼負荷を変化させ、燃焼器出口での排出ガス特性を調べた。図3は、空気量配分が14:22:64の場合のNO、NO<sub>x</sub>排出指数である。入口空気温度(t<sub>a</sub>)が30℃(常温)においては、NOは空燃比(A/F)が100付近でピークを示し、この条件では一次燃焼室空燃比(A/F)<sub>p</sub>は14付近で、灯油の当量比14.8に近いところにある。即ち、(A/F)<sub>p</sub>が当量比付近ではNOはピークを示す。NO<sub>x</sub>は、A/Fを変えてもほぼ一定である。入口空気温度を200℃、400

°Cと上げた場合、  
 NO、NO<sub>x</sub>レベルはいずれも高くなり、NOピーク位置は過剰側に移動する。NO<sub>x</sub>は、入口空気温度を上げた場合、特に顕著な結果があらわれ、A/Fが100近傍で低下して

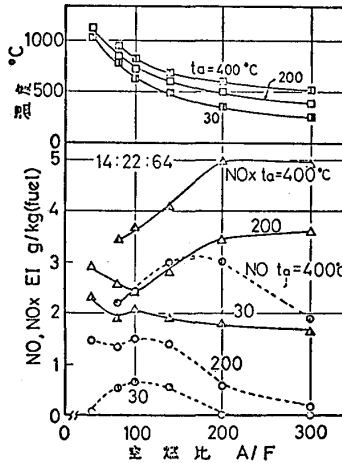


図3. NO、NO<sub>x</sub>排出指数 (入口空気温度の影響)

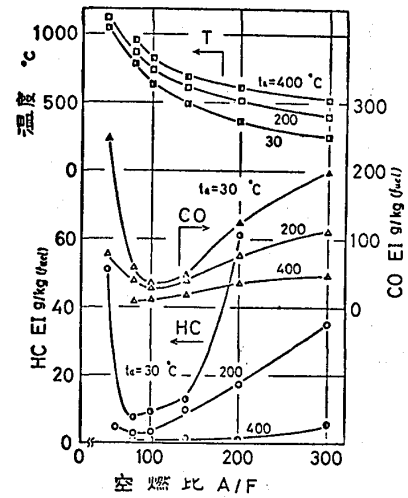


図4. CO、HC排出指数 (入口空気温度の影響)

いる。同様の条件におけるCO、HC排出指数を示したものが図4である。A/Fが100、即ち(A/F)<sub>P</sub>が当量比のところでCO、HCはともに低下している。従って、A/Fが100近傍ではNO<sub>x</sub>、CO、HCがいずれも低くなり、しかも入口空気温度を上げた場合効果が顕著にあらわれることが示された。この特性は、燃料の種類、燃焼器の形式、運転条件などによってマッチングされるべきものであろう。

NO、NO<sub>x</sub>排出指数を対数表示し、入口空気温度との関係を示したものが図5である。入口空気温度の増加とともにNO、NO<sub>x</sub>は増大し、NO<sub>x</sub>は $t_a$ が30°Cの場合、1.63~2.36 g/kg fuelであり、400°Cの場合には3.45~4.98 g/kg fuelと2倍程度多くなる。NO<sub>x</sub>は、 $t_a$ に対してほぼ直線的に増加することから、この関係は次式により近似される。

$$[NO_x] = [NO_x]_0 e^{K(t_a - t_{a0})}$$

上式は、燃焼効率が95%以上においてよい近似が得られることがわかった。さらに、Lipfert<sup>(2)</sup>、斎藤<sup>(3)</sup>の結果を四角すると図6のようになる。また、それぞれの温度定数Kは、表2のようになる。各燃焼器によって

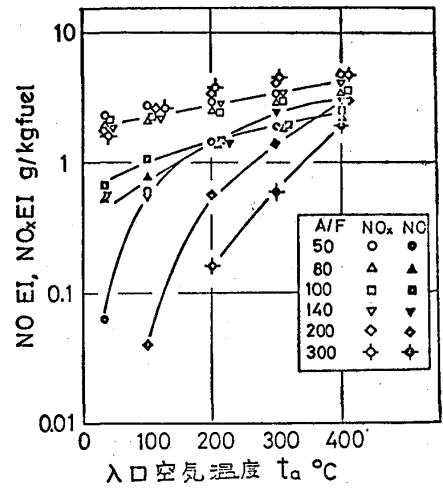


図5. NO、NO<sub>x</sub>排出指数(対数表示)

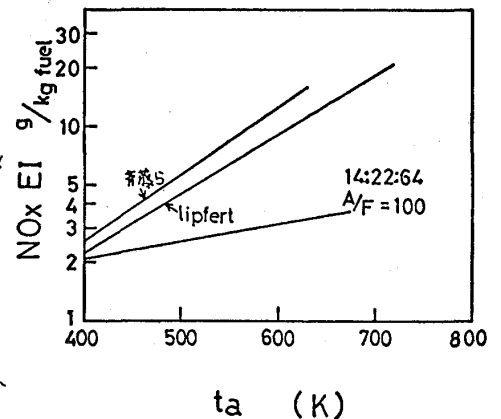


図6. NO<sub>x</sub>排出指数の温度依存性

14:22:64 A/F=100	Lipfert <sup>(2)</sup>	斎藤 <sup>(3)</sup>	Norster <sup>(4)</sup>
0.0015	0.0080	0.0069	0.0069

表2 温度定数 K



NOx 排出指数の温度依存性がかなり異なり、さらに高い入口温度条件におけるNOx値もこの関係式を用いることにより推定できるといえる。

### 3. 2 空気量配分を変えた場合

空燃比を一定にし、燃焼負荷条件一定のもとで、一次、二次燃焼室および希釈室に導入される空気量配分を変えながら、排出ガス特性におよぼす入口空気温度の影響について調べた。

図7、8は、空燃比が100におけるNOx、CO、HC排出指数を一次燃焼室空燃比でまとめたものである。なお30℃～200℃と低い場合には、NOxは空気量配分を変えても大きく変化しないが、300℃、400℃と高温になるにつれ顕著な変化があらわれた。NOxは、 $(A/F)_p$ が8～10の過剰域で極小を示しており、二段燃焼によるNOx低減効果が明確にあらわれたものである。なお高い場合、CO、HCはともに低い値となることから、高温条件において、二段燃焼法がきわめて効果的であることが示された。

### 3. 3 局所ガス性状の内部分布

上述した排出ガス特性をさらに詳細に調べるために、燃焼器内部ガスの温度、濃度、流速の測定を行ない、有害成分生成過程の検討を行なった。

測定位置は、一次燃焼室出口(I)、二次燃焼室出口(II)、燃焼器出口(III)における各断面にて直径方向に測定

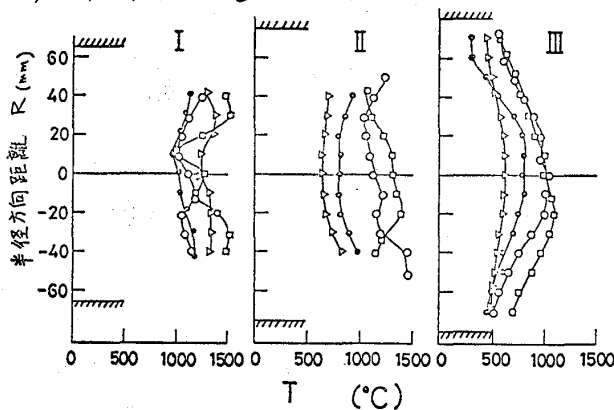


図9. 温度分布

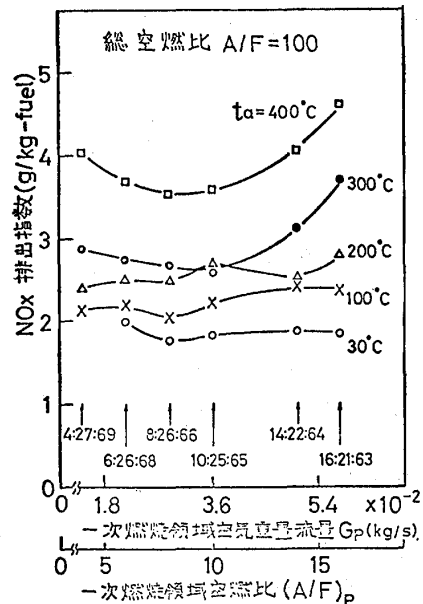


図7. NOx排出指数 (空気量配分の影響)

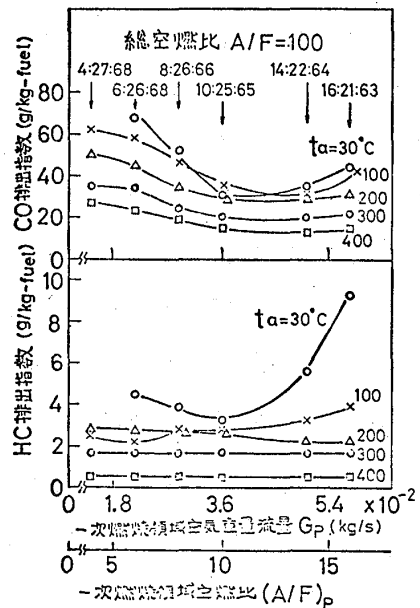


図8. CO, HC排出指数 (空気量配分の影響)

○	400°C	A/F=100	8:26:66	実験No ①
●	100°C	100	8:26:66	②
△	400°C	200	8:26:66	③
□	400°C	100	14:22:64	④

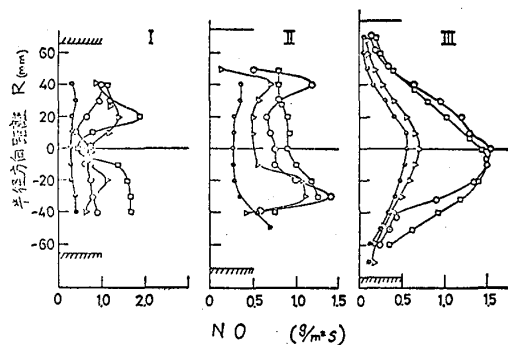


図10. NO流速分布

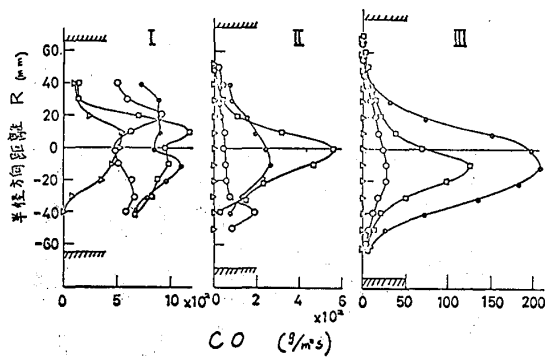


図11. CO 流束分布

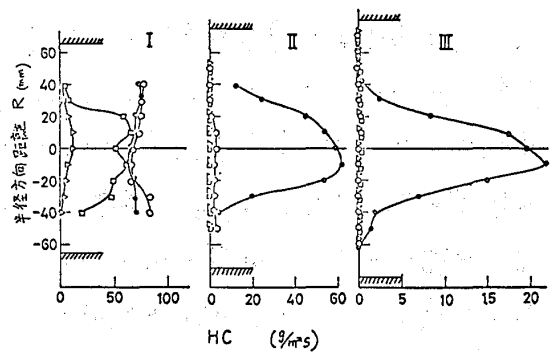


図12. HC 流束分布

した。図9～12は、各測定断面での温度および  $\text{NO}_x$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{HC}$  質量流束の分布を示したものである。入口空気温度を高めた場合 (No①,②), 測定位置Iでの温度はNo①がやや高く, 滞留時間は約  $1/2$  であるが  $\text{NO}$  は2倍ほどに高くなる。II, IIIで温度差は大きくなるが,  $\text{NO}$  は2倍程度多いまま保たれる。このことから  $\text{NO}$  生成は, 一次燃焼室における生成が決定的であり, しかも、温度が最も大きく関与することが明らかとなった。No①と④の結果を比較すると二段燃焼状態が明確に示されている。さらに、温度分布, 局所空燃比分布について比較してみると、局所的な不均一さが  $\text{NO}$  生成を増大させる要因にもなっていると思われる。燃焼器の設計にあたって、この点にも充分配慮する必要がある。

#### 4. 入口空気湿度の影響

環境条件は、その日の大気状態によって大きく左右され、入口空気の湿度もかなり広い範囲にわたって変化する。このことが排出ガス特性に影響を与えることが充分考えられることから、空気湿度もない範囲にわたって変化させ、排出ガス特性などに及ぼす影響について調べた。実験は、空気量配分を  $8:26:66$  と一定にし、空燃比を

80, 100, 200, 入口空気温度を30℃, 200℃, 400℃についてそれぞれ空気湿度を変えながら行なった。図13は、 $A/F$ が100,  $t_a$ が400℃の場合の結果を示したものである。 $\text{NO}$ 、 $\text{NO}_x$ は加湿するにしたがい減少していき、 $\text{CO}$ 、

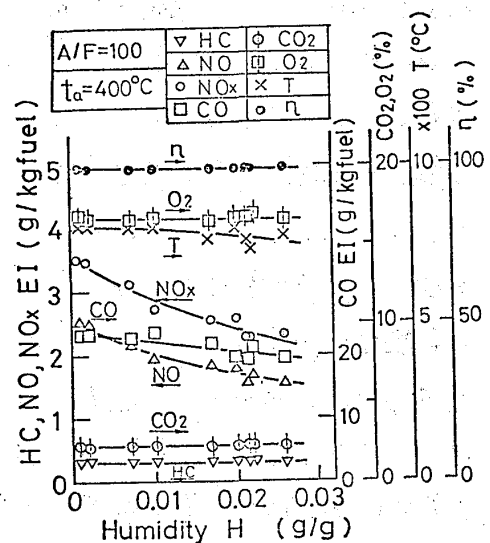


図13. 排出ガス特性に及ぼす入口空気湿度の影響

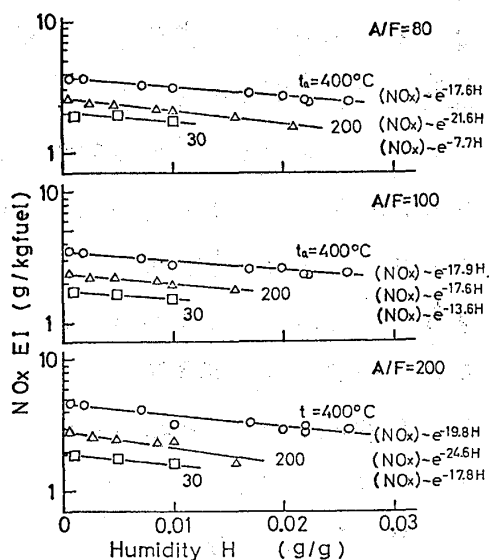


図14.  $\text{NO}_x$  排出指数と空気湿度

H<sub>2</sub>O, 湿度および燃焼効率には, 顕著な変化があらわれていない。このことは空燃比および入口空気温度を変えた場合も同様である。そこでNO<sub>x</sub>排出指数について, 空燃比および空気温度をパラメータとして図示したものが図14である。NO<sub>x</sub>を対数表示しプロットしたものは, 絶対湿度に対してほぼ直線的な関係にあり, これらを  $[NO_x] = [NO_x]_0 e^{JH}$  の関係式で表わすことができる。ここでJは湿度定数。Hは絶対湿度。湿度定数Jは, たが200℃と400℃の場合, -24.6から-17.6の範囲にあるが, 空燃比や空気温度が定数Jにおよぼす影響は明白ではない。これらの平均値をとると, Jは-19.9となり  $[NO_x] = [NO_x]_0 e^{-19.9H}$  で示される。両方, 空気重量の1%の水

を加えると, NO<sub>x</sub>は約18%減少することになる。NASAの実験例では, J=-19で示されている。図15に測定位置I, II, IIIでのNO流束と温度分布を示した。各位置におけるNO濃度は, 加湿した場合全般的に低くなり, 温度は, 加湿した場合位置Iでは差異が少ないが, II, IIIでは低下し, NO濃度とよく対応する。また, NOは, Iにおける生成が支配的であることから, この領域での微細な温度の差異が重要な役割をしていると思われる。滞留時間の差異は少ない。図16に燃焼器内の局所ガス性状を示す。湿度0.0006  $\frac{gH_2O}{gair}$  と0.0150  $\frac{gH_2O}{gair}$  まで加湿した場合, NO質量流量は位置Iで38%, IIで43%, IIIで33%減少した。加湿しない場合, NOは, 一次, 二次燃焼室で大部分生成され, 加湿した場合, 希釈室で生成される質量割合が増加することが明らかとなった。燃焼効率に対しては, 加湿の影響はほとんどあらわれなかった。

### 参考文献

- 1). 川口, 南, 佐藤: 日本ガスタービン学会講演論文集, ('76-6 第4回)
- 2). F. W. Liptert: ASME paper 72-GT-60, 1972
- 3). 奇藤, 鈴木, 山田, 鴫井: 日本ガスタービン学会講演論文集 ('76-6 第4回)
- 4). E. W. Norster and A. H. Lefebvre: Emissions from Continuous Combustion Systems, PLENUM PRESS, p255, 1972

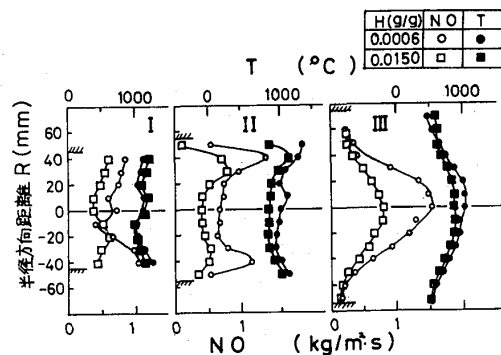


図15. NO流束分布

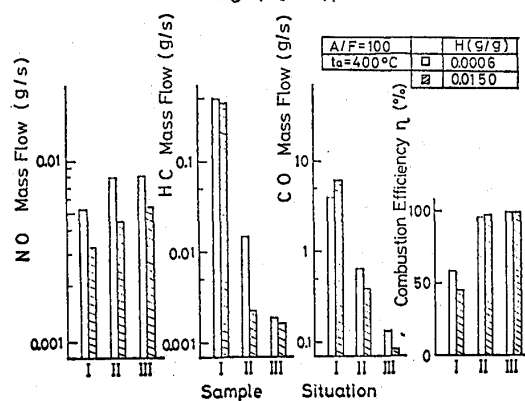


図16. 位置I, II, IIIにおける生成量の比較

## B-4 ガスタービン用予混合燃焼釜の研究(1) —燃料希薄側の燃焼性能と排気特性—

\* 齊藤 隆 (航空宇宙技術研究所)  
山田 秀志 (航空宇宙技術研究所)  
堀井 規行 (川崎重工業株式会社)

### 1 まえがき

従来用いられてきたガスタービン用燃焼釜では、燃料の分散・蒸発過程、空気や高温燃焼ガスとの混合過程などが複雑に影響を及ぼし合い、これらを制御して窒素酸化物の排出を大幅に抑制することは困難と考えられている。このような理由で、上記の諸過程が律速とならないような新形式燃焼釜による排出低減化の努力がばらわられている。本報告は、低減化対策の一つとして予混合燃焼方式をとり上げ、 $\text{NO}_x$ の排出制御に重点をおいて行った基礎試験の結果を述べる。

### 2. 実験装置と実験方法

2-1. 供試矢形燃焼釜模型 図1に試験に用いた装置を示す。燃焼釜模型は一次燃焼領域相当の矢形とし、同方向6個所の予混合気供給孔からの噴流の衝突によって形成される循環流によって火炎安定化をばかり、燃焼釜上部部全容積を有効に利用することによって、燃料希薄燃焼に伴う燃焼効率の低下を防止する。これは文献1) に示したVIC COMBUSTOR と動作状態を同じくするものと考えられる。ここでは、主として(a)循環流領域の大きさ(b)循環流領域内への予混合気の流入率および(c)混合特性の変更を意図して、(1)予混合気噴流の供給位置(2)案内筒の形状(3)予混合気供給孔の開口面積比 を変えて実験を行なった。各構造要素の組合わせを表1に示してある。なお、当面はバーナヘッドの冷却は行なっていない。

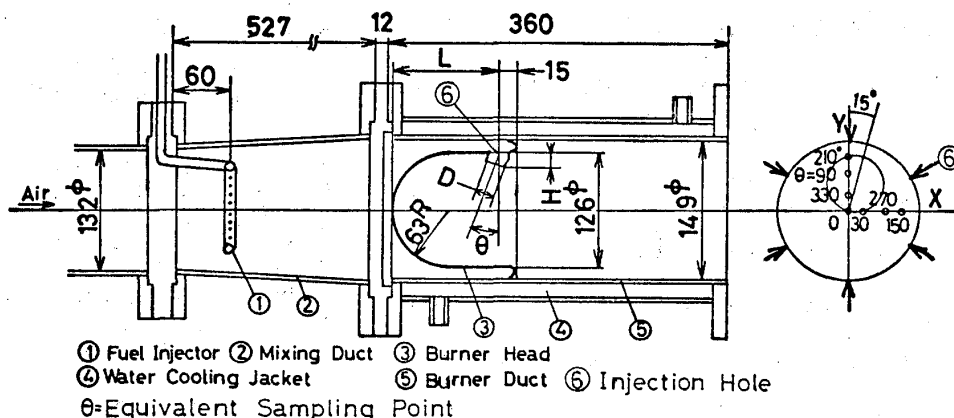


図1. 供試燃焼釜

### 2-2 予混合気の形成

供試燃焼釜上流部に、長さ527mmの混合ダクトを設け、上流端で環状噴射器(噴孔 2φ×24個)より経プロパンを空気に混合して供給した。得られた燃料と空気の混合気の不均質度は、当量比:  $\phi_0 = 1$  に対して  $\sigma = 11\%$ 、

$\phi_0 = 0.6$  相当の場合  $\sigma = 13\%$  と見積られた。これは、約5%の主燃焼空気中に、それぞれの当量比の場合の燃料と空気の運動量比に合わせて、0.5%プロパンと空気の混合気を供給し、混合ダクト出口でのプロパン濃度分布を測定して求めたものである。

### 2-3 実験条件

実験は主として次の条件で行った。(1) 入口空気温度:  $T_1 = 430\text{K} \sim 668\text{K}$  (電気加熱) (2) 代表風速:  $U_c = 7.5\text{m/s}, 12.5\text{m/s}, 17.5\text{m/s}$  (3) 燃焼釜内圧力 = 大気圧 (4) 当量比:  $\phi_0 = 0.6 \sim$  希薄側吹消之限界 ここで  $U_c$  はバーナダクト断面積を代表面積として求めたものであって、 $U_c = 12.5\text{m/s}$  は、設計当量比:  $\phi_0 = 0.32$ 、一次領域当量比:  $\phi_1 = 0.6$ 、燃焼釜断面積に対するライナ断面積比を0.8とした場合、設計風速を20m/sにするために要求される一次領域代表風速である。

### 2-4 ガス組成の測定

図1に示したトラバース円周上の異なる位置に、燃焼ガス(または燃焼中のガス)を、約80°Cの油循環を行なったステンレス製プローブ(吸引孔径: 2φ)で吸引した。吸引したガスについて、CO, CO<sub>2</sub> (NDIR), THC (FID), NO/NO<sub>x</sub> (CLD) および O<sub>2</sub> (MM) を測定し、(1) 当量比、(2) 燃焼不完全率、(3) 排出指数などを求めた。尚、軸方向距離を供試燃焼釜バーナヘッド上流端からの距離として  $l$  (mm) で示す。

## 3. 実験結果

得られた実験結果を以下に示す。特に注記のない場合は、 $T_1 = 660\text{K}$ ,  $U_c = 12.5\text{m/s}$  の条件での結果である。図中の記号は表1に示したものである。

### 3-1. 燃料希薄側吹消之限界

図2に示すように、循環流領域の大きさと循環流領域への予混合気流入率に関係した吹消之限界を示した。すなわち、この実験の範囲内では、循環流領域の長い PC-30, 31, 32 系では、PC-20, 21 系より希薄側の吹消之限界をもつ。また、案内筒の付加または変更によって吹消之限界が移動する。

記号	バーナヘッド	L(mm)	D(mm)	H(mm)	$\theta$	開口面積比
▽	PC-20	90	20.0	4	0	10.8%
△	PC-30	120	20.0	4	0	10.8
○	PC-21-1	90	20.0	18	20	10.8
□	PC-21-2	90	20.0	18	45	10.8
◇	PC-31-2	120	20.0	18	45	10.8
▷	PC-32-2	120	23.4	18	45	14.8

案内筒 #1:  $\theta = 20^\circ$ ,  $H = 18\text{mm}$   
 " #2:  $\theta = 45^\circ$ ,  $H = 18\text{mm}$

表1. バーナヘッド諸元

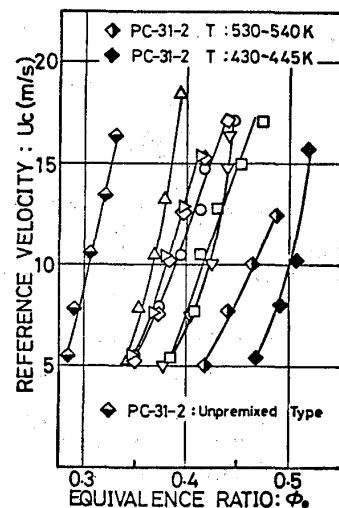


図2. 燃料希薄側吹消限界

$T_f = 660\text{ K}$  の条件では、 $\phi_0 = 0.45$  程度を实用限界とすることば十分に可能と考えられる。図中非予混合型と表示したものは、6本の予混合気供給孔中央部で、3φの噴孔から燃焼軸軸に垂直にプロパンを供給したものである。混合気供給孔の開口面積比を10.8%から14.8%に変えた場合、吹消え限界に影響を与えなかった。

3-2. 全圧損失率 図3に各バーナヘッドの場合について、全圧損失率を示した。設計実風速で5%以下の値を得ることは容易である。

3-3. 燃焼状況 当量比の低下にともない、火炎の色は透明からピンク→青と変化し、青炎が軸まわりに残留するようになり、次第にダクト外へのびて吹消えに至る状況を示した。青炎は案内筒の高さや向きによって顕著な影響を受け、循環流領域部への混合気流入率の増加によって、青炎が減少すると同時に火炎長さが短縮された。振動燃焼範囲の詳細な測定は行なわなかったが、代表風速の低い領域で発生し易い傾向を示し、循環流領域部への混合気流入率の増加と共に、振動燃焼が発生しにくくなり(PC-20, PC-30 → PC-21-1 → PC-21-2, PC-31-2)、更に混合気供給孔の開口面積比を増加させたPC-32-2では、全実験範囲( $T_f = 660\text{ K}$ )にわたって、振動燃焼を伴わない安定した燃焼状態を示した。また全実験範囲にわたって逐火の発生はなかったが、12.5%以下の代表風速の低い側で、未熱したバーナヘッド表面での着火が $\phi_0 = 0.6 \sim 0.65$  で生じた。

3-4. 燃焼効率特性 当量比の小さな領域では、図4に示すように、燃焼効率は案内筒の付加によって改善され、特に案内筒#2の効果が大きい。図5に燃焼領域内での燃焼不完全率の半径方向分布を示した。こゝにみられるように、案内筒#1(PC-21-1)から案内筒#2

(PC-21-2, PC-31-2)に変更することによって、燃焼軸まわりの不完全燃焼コアが大幅に減少し、循環流領域内への混合気の流入率の重要性を示している。入口空気温度： $T_f = 440\text{ K}$ ,  $535\text{ K}$ ,  $660\text{ K}$  に対して $\phi_0(c) = 0.55$  で得られた燃焼不完全率は、 $d = 260\text{ mm}$  で5%, 1%, 0.35%,  $d = 340\text{ mm}$  で1%, 0.92%, 0.2%であった。

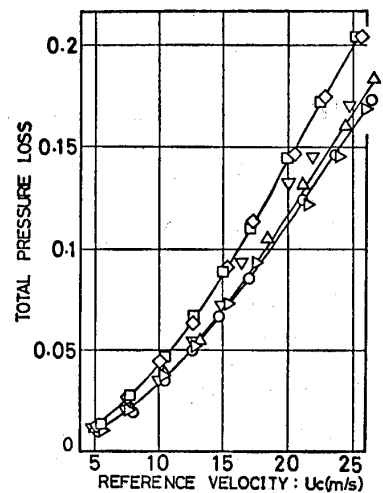


図3. 全圧損失率

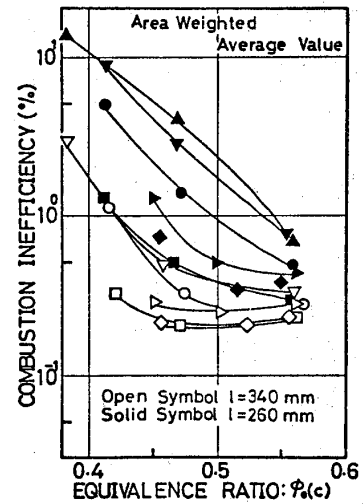


図4. 燃焼効率特性

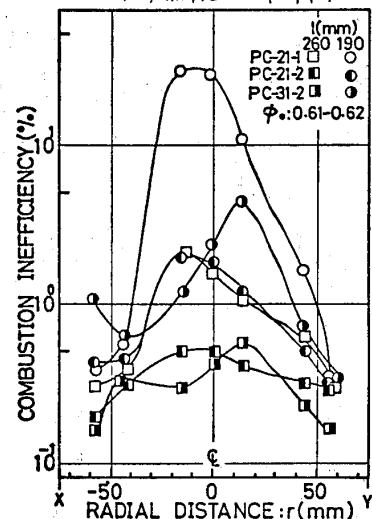


図5. 燃焼不完全率分布

#### 4. 排出特性

4-1. NO<sub>x</sub>排出特性 図6に NO/NO<sub>x</sub> 比の当量比の関係を示す。圧力噴霧形の場合は、二次空気孔や希釈空気孔をもつ実機型のもので、他の二つと直接比較することは問題があるが、予混合度の増加と当量比の減少ともなって NO/NO<sub>x</sub> 比が低下する傾向を示している。

図7に表1に示した各バーナヘッドについての NO<sub>x</sub> 排出指数を示した。これによれば、NO<sub>x</sub> 排出指数は構造要素の影響をほとんど受けたことなく、当量比:  $\phi(c)$  に強く依存する特性を示している。軸方向距離のちがいに与える影響はほとんど認められない。図4中に示した  $l=260$  mm での燃焼不完全率は、当量比の低い範囲で各バーナヘッドの間で大きな差を生じているにもかかわらず、NO<sub>x</sub> 排出指数には大きなちがいを生じていない。図8に代表風速をパラメータとして NO<sub>x</sub> 排出指数を示した。代表風速の低下によって、NO<sub>x</sub> 排出指数が増加する一般的な傾向を示しているが、風速依存性は少ない。

#### 4-2 予混合度を減少させた場合の NO<sub>x</sub> 排出特性

図8に、混合気供給孔開口部中央でプロパンを直接供給し、予混合度を低下させた場合の NO<sub>x</sub> 排出特性を併記して示した。この場合は NO<sub>x</sub> 排出指数が急増し、当量比:  $\phi=0.6$  程度で従来形燃焼器の排出レベルに近づくようになった。(図13) また、予混合形の場合と比較して代表風速の影響を大きく受け、当量比を増加して行くに、当量比の変化に対する排出指数の変化が鈍くなるような傾向を示している。燃焼不完全率の値には差を生じなかった。

#### 4-3 CO および THC の排出特性

供試バーナヘッドに冷却空気を供給していないこと、および二次空気の導入を行っていない条件での測定値であるため、参考資料として図9に示した。CO の排出指数は圧力および温度条件をほぼ同じにした場合の気流微粒化方式のもので、ほぼ同レベルの値を示すが、当量比を増加させても、軸方向距離を変えて滞留時間を大きくしても変化が少なくなる。これらことから、部分負荷条件での CO 排出制御に問題があると予想される。

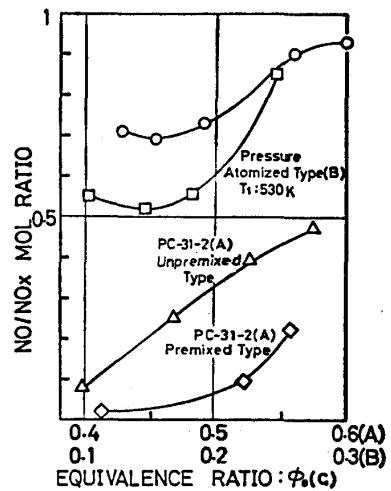


図6. NO/NO<sub>x</sub> 比

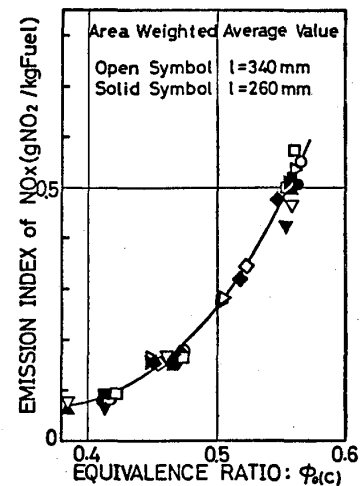


図7. NO<sub>x</sub> 排出特性

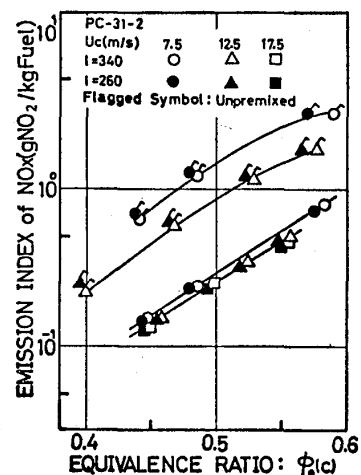


図8. NO<sub>x</sub> 排出特性

### 5. 実験結果の検討

図10にバーナ断面内局所測定値について、 $\text{NO}_x$ 排出指数と当量比の関係を示す。図7に示した断面積加重平均値と同様に、局所当量比に強く依存する特性と、バーナダクト内位置にあまり影響されない特性を示している。図10で $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 330^\circ$ の臭はバーナ中心部の領域内であり、滞留時間が少ないこと、燃焼不完全率が高いことのために、 $\text{NO}_x$ 排出指数と局所当量比の間に他の臭とやいことなる関係を与えていると考えられる。 $\theta = 210^\circ, 150^\circ$ の臭は、もっとも水冷ジャケットに近接した領域であるが、他の臭とことなる値を示していない。図11に燃焼不完全率と $\text{NO}_x$ 排出指数の軸方向変化を、バーナ内の代表位置について示す。予混合気供給孔より噴出したプロパンへ空気予混合気は、バーナ中心軸近傍で衝突し、一部はバーナヘッド上流端に向かって中心部を撓動し、上流端部に衝突して反転した後、バーナ壁に沿って下流に向かう流れを形成する。 $(\theta = 210^\circ, 150^\circ)$  図中の燃焼不完全率の変化特性は、上に述べた混合気の履歴をよく示している。 $\text{NO}_x$ は燃焼不完全率の急激に減少する反応領域中で急激な増加を示し、燃焼不完全率の減少した領域での排出指数の変化は少ない特性を示している。図12にバーナダクト内での半径方向温度分布を示す。実験条件の入口空気温度： $T_1 = 660\text{K}$ 、当量比： $\phi_0 = 0.55$  に対する断熱炎温度： $T_{ad} = 1975\text{K}$ を、中心部で約 $200\text{K}$ 下まわると中高層分布を示している。この温度分布に対応して、中心部下流ではゆるやかな $\text{NO}_x$ 排出指数の増加がみられるが、壁面近傍では増加が認められない。図11には、予混合気供給孔位置を、PC-31-2の約1Dに対し、約 $3/4$ Dと上流側へ移動したPC-21-2の場合を併記して示してある。こゝにみられるように、上流部での滞留時間の減少による影響をよく示している。いずれの場合にも、反応領域中での $\text{NO}_x$ の生成が反応領域後流での生成より大きいことを示している。燃料希薄予混合気の反応領域内で、このように急速な $\text{NO}_x$ の生成があることは、多孔

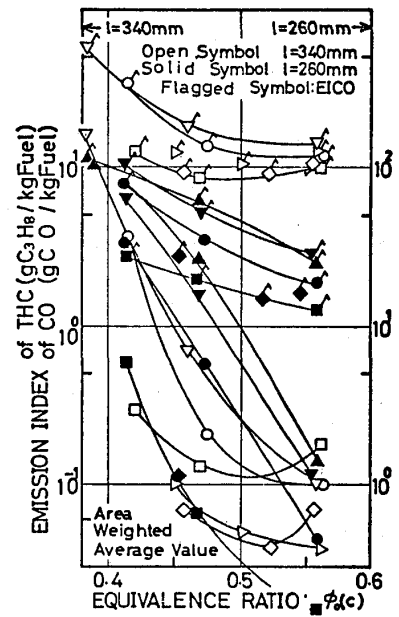


図9.  $\text{THC}/\text{CO}$  排出特性

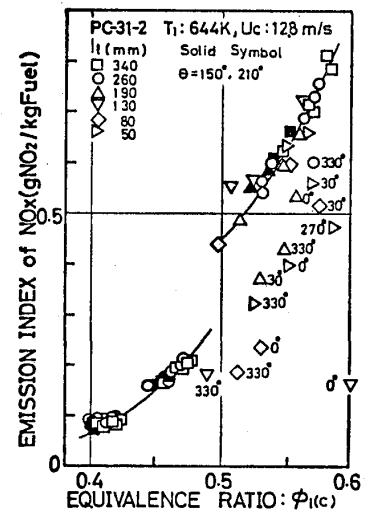


図10.  $\text{NO}_x$  排出指数局所値

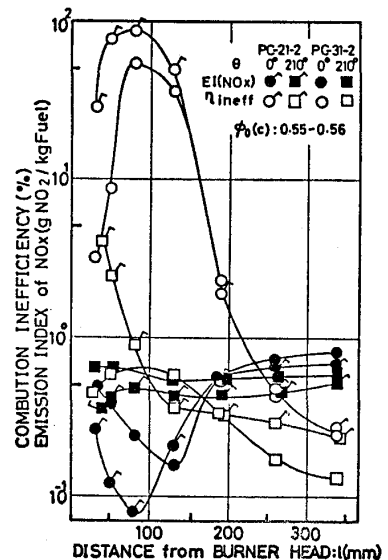


図11. 軸方向変化特性



板保炎管を用いて行った Jet-A 燃料へ空気予混合気についての基礎試験でも示されていて、いわゆる Prompt NO<sub>x</sub> によって燃料希薄側での NO<sub>x</sub> 排出レベルが支配されると指摘している。<sup>2)</sup> 反応領域での生成速度が支配的であるとすれば、NO<sub>x</sub> 排出指数が強、当量比依存性をもちバーナ内位置

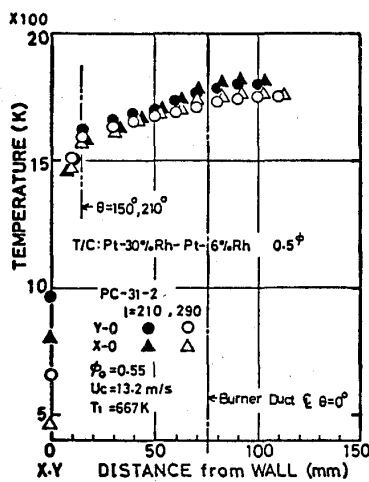


図12. バーナ内温度分布

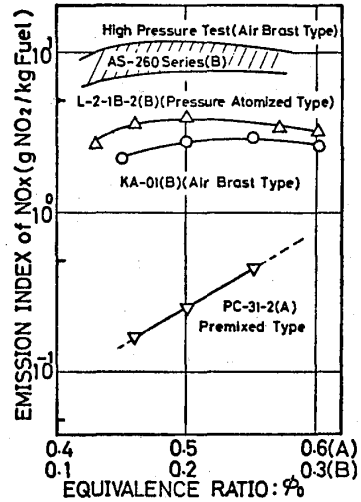


図13. 各種燃焼管の NO<sub>x</sub> 排出指数

によって差を生じにくいことや、温度低下による影響を受けにくいなどの実験結果を説明出来ると考えられる。このように、燃料希薄予混合気中での NO<sub>x</sub> 生成は、理論混合比付近の生成機構と比較して相当にこせなっていることが予想され、これが図13に示すような予混合燃焼管以外の各種燃焼管の排出特性とちがいに思われる。

## 6. まとめ

予混合気噴流の衝突によってバーナ上流部に形成される循環流によって保炎をはかった呼称 PC 形燃焼管によって、ガスタービン燃焼管一次領域部相当の条件で試験を行なった。構造要素の変更による燃焼管内フローパターンの調整により、比較的容易に燃焼性能の高いものが得られるようである。NO<sub>x</sub> 排出指数は当量比に強く依存し、反応領域中での NO<sub>x</sub> 生成が排出レベルに大きな影響をもつと考えられる。また、NO<sub>x</sub> の制御と同時に THC や CO を抑制するには、一次領域内当量比を狭い範囲に限定する必要がある。これらの制御機構や予混合気形成法または予混合燃焼に伴う安全上の問題等の解決など、実機条件を想定した試験を行なう予定である。

本研究については、その各段階で当所原動機部：鈴木邦男室長の有益な御意見をいただいた。こゝに改めて感謝の意を表す。

## 参考文献

- 1) P.B.Roberts, J.R.Shekleton, D.J.White & H.F.Butze; Advanced Low Nox Combustors for Supersonic High-Altitude Aircraft Gas Turbines, ASME Paper 76-GT-12, 1976
- 2) H.Semerjane; Nox Formation in Premixed Turbulent Flames, Sixteenth Symposium(International) on Combustion, 1976

# B-5 エンジン騒音低減に関する ソニック・スロート・インレットの研究 (第1報)

\* 武田 克己 (航空宇宙技術研究所)  
西脇 英夫 (企 上)  
藤井 昭一 (企 上)

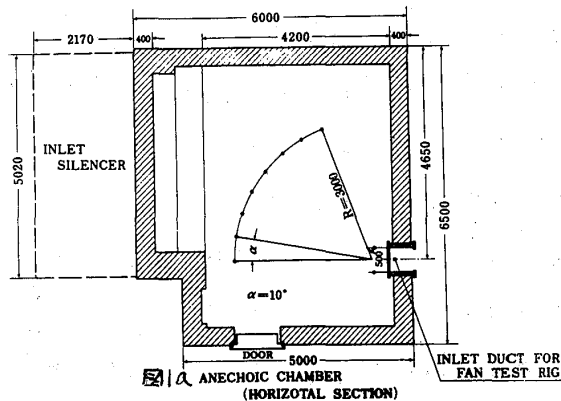
## 1. まえがき

ファンエンジンで発生する騒音は、エンジン吸入側及び排気側のダクトから放射される。そこで吸入側にソニック・スロート・インレット(以後インレットと呼ぶ)を取り付けスロート部でのマッハ数を1近傍にするこゝによって、エンジン前方への騒音放射を大幅に低減するこゝが可能であるこゝは従来からよく知られており、実機への応用を目ざして研究開発が各国で進められている。航技研でもファンエンジン騒音低減化の研究の一環として、既設低騒音ファン試験装置を利用してインレットの基礎研究を進めている。本報告では、スロート形状の設計、放射音圧レベル、総圧損失ほどの基礎的問題を明らかにした。

## 2. 実験装置

既設の低騒音ファン試験装置<sup>(1)</sup>の前方に今回設計製作したインレットを組み込み実験を行なった。その配置および構成図を第1図a, bに示す。既設の低騒音ファンは、圧力比1.3, 空気流量11kg/s, 動翼枚数23枚で入口案内翼6枚を有する単段試験機である。また動翼は円周方向取り付け位置(ピッチ)を不等間隔にした不等ピッチファンを音減として利用した。

要する、図1のaに示すように入口消音器を通して無響室内に導かれインレットに流入する。試験機は、1600KW噴気動力計で駆動しその回転数に応じ空気流量を変化させるこゝによって、インレットのスロートマッハ数を変化させかつ最高1.0に設定するこゝができる。インレットは、スロート部で音速状態を実現し、ファン入口の遅い速度にまで圧力回復をさせる必要があるのゆゑ衝撃波のよびはく離の発生が問題となる。スロート



扇形状の設計には、  
 流線解析法をもち、  
 た、はく離に關して  
 はストラット・フォ  
 ードの判定法を用い、  
 0.28を限度とし  
 た。おもな設計諸元  
 を表1に、インレッ  
 トの形状および測定  
 断面を図2に示す。

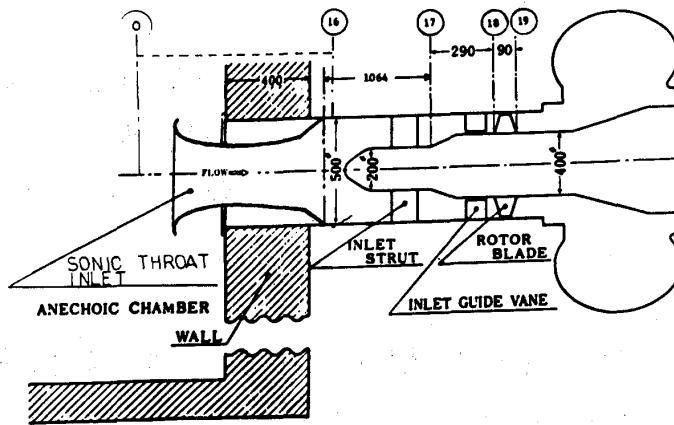


図1 実験装置及び測定断面

3. 実験方法および測定方法

ファン入口にインレットを取り付けた  
 場合と、取りはずした場合とについて、  
 試験機の回転数、出口弁開度を同一に保  
 ちつつ騒音・空力データの測定を行っ  
 た。測定箇所は、図1のb及び図2に示  
 すように断面0から断面19まであり、

空気流量	10 kg/sec
平均スロット・マッハ数	0.95
スロット径	230 mm $\phi$
ディフューザー出口径	284.1 mm $\phi$
スロットから出口までの長さ	1220 mm
ベルマウス長さ	270 mm
ベルマウス最大径	600 mm

表1 設計諸元

断面1から断面15では、  
 壁面静圧の測定を、断面1  
 6, 17, 18, 19では  
 ピトー管による半径方向ト  
 ラバースを行なった。空気  
 流量は、ファン出口の直管  
 部のオリフィスによった。  
 騒音データは、図1aに示  
 すように無響室内ベルマウ

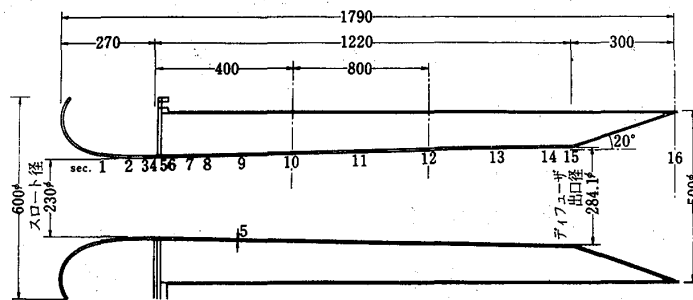


図2 インレット形状寸法及び測定断面

ス前方に半径3mで10度間隔に配置したマイクロホン(直径1/2")と、ファン動  
 翼前後(断面18, 19)でのフラッシュマウント型マイクロホン(直径1/4")によ  
 った。これらの騒音データは、いったん増幅器を通した後14チャンネルレコー  
 ダーに約1分間録音し、その後A/D変換器を通してデジタル周波数分析器(Time/  
 Data)で1/3オクターブバンドおよび20Hz狭帯域分析を行なった。実験精度  
 は、流量及び圧力比が0.2%以内で、マッハ数は0.5%以内、音圧は $\pm 1.5$  d

B程度と考えられる。

#### 4. 実験結果

インレットの壁面静圧から求められたスロート壁面マッハ数の軸方向分布を図3に示す。スロート部は図中断面4に示す。流線解析法による計算値と実験値によるマッハ数分布は、インレットのスロート壁面マッハ数が低い場合は良好一致を示すが、スロート壁面マッハ数が1.0に近づくにつれて境界層が発達しスロート部下流が超音速になっている。インレット入口から断面10, 12,

16, 17までの総圧損失係数の関係をスロート壁面マッハ数の関係で整理すると図4のようになる。

その際の総圧損失係数は、スロート壁面マッハ数が0.9附近までは0.005以下と小さいが、スロート壁面マッハ数が1.0に近づくとき境界層の発達のために急激に増加する。断面12までの総圧損失は、断面10と同様の変化を示すが当然大きな値となる。断面16, 17では、スロート壁面マッハ数の増加と共に損失も大巾に増加しているが、これはインレットのディフューザ後端部に急激に広がるディフューザが接続されている為でこの実験装置の図

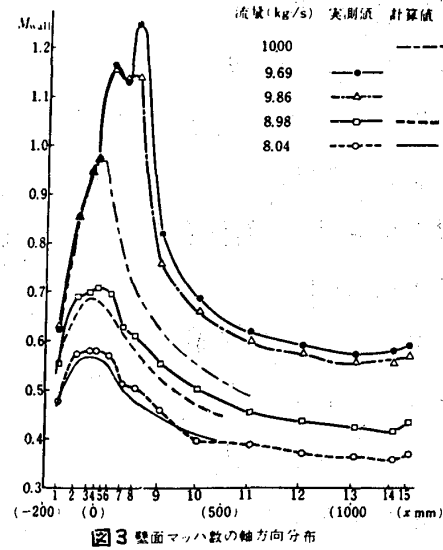


図3 壁面マッハ数の軸方向分布

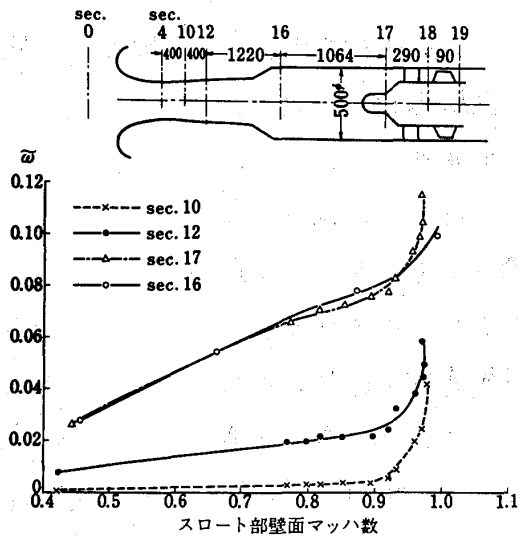


図4 総圧力損失係数マッハ分布

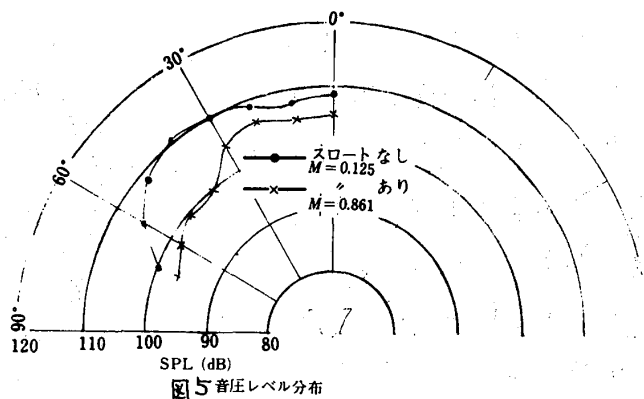
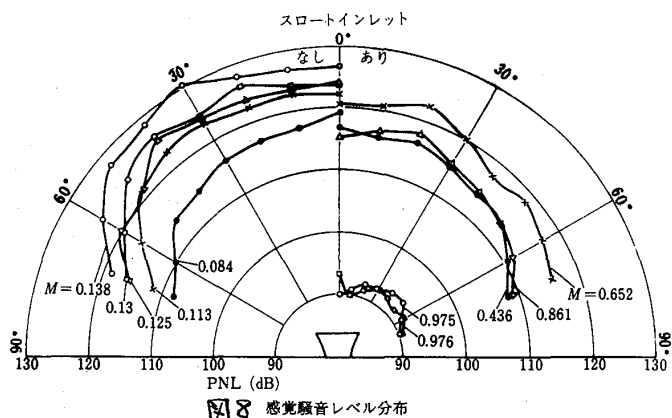
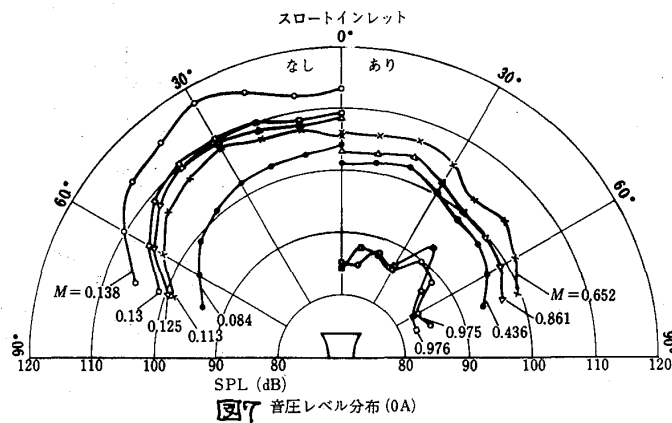
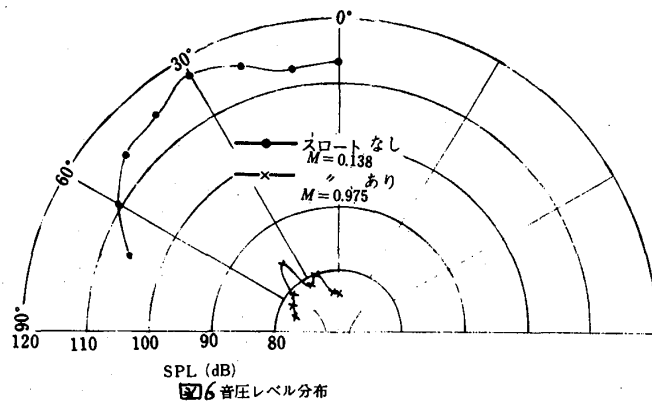


図5 音圧レベル分布

有のものである。図5, 6に試験機の回転数を一定にした時インレットあり, なしでの無響室内音圧レベル(オーバーオール)と指向性について示した。図5を見て, 試験機回転数が90%の時インレットを挿入すれば, スロート壁面マッハ数は0.861になり, 減音量はファン入口から測った40度方向で最大になり, 約10 dBに達した。ただここで言う減音量はインレットあり, なしにかかわらず音源の変化がないとした場合である。しかし試験回転数が100%に行くと, スロート挿入時にそのマッハ数は0.975になり減音量は平均35 dB程度になる。これをさらに他の実験条件を含めて整理した結果を図7に示す。図7の左右で同一記号はファン試験機回転数がそれぞれ同じであることを示す。インレットなしの場合は, 当然試験機入口管でのマッハ数と共に音圧レベルが増加するがこれは試験機の回転数増加によるためである。ありの場合は, スロート壁面マッハ数が0.960~0.976の間で急激に減音する。マッハ数が0.976附近での音減は, ファン入口より40度方向にピークを持つ指向性分布を示す。1/3オクターブバンド分析の結果を用いて人間の感覚的騒音レベル(PNL)についても同様の整理を行った結果を図8に示す。オーバーオールの結果とほぼ同様



の変化を示すが、ファン入口より40度方向のピークはほぼほぼ指向性分布を示す。一方インレットを挿入するときはファン試験機の全体性能の変化は、図9のように、た。すなわち出口弁全開時の抵抗曲線は、白丸実線から黒丸実線と変化した。同一周速度で軸流速度が低くなりファン試験機の速度三角形の形状にも変化を与えていることがうかがえる。ファン試験機自身の空力性能は、このようにインレットの挿入により変化する。一方音源の変化量を把握するため断面18, 19の動翼前後に入れたフラッシュマウント形マイクロホンによる測定結果(図10)を見ればインレットの有無に

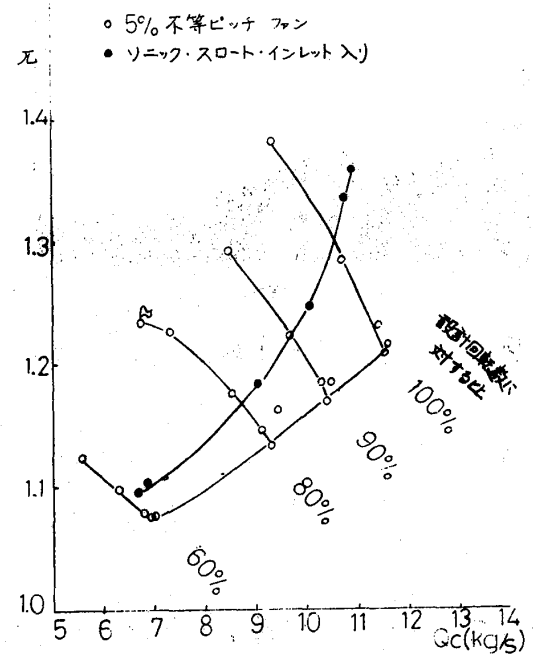


図9 全体性能曲線

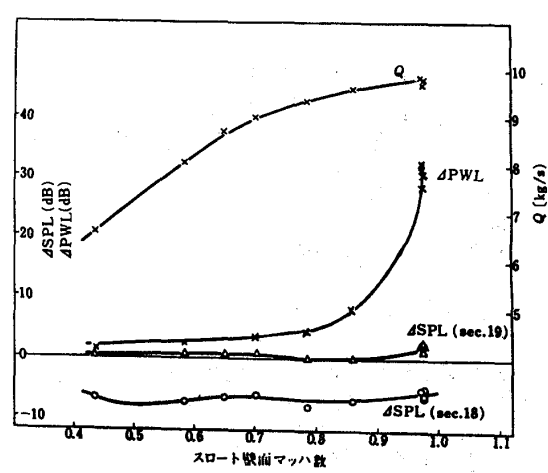


図10 減音量特性

よる変化はスロートマッハ数にかかわらず一定であった。ΔPWLのオーブは、いまインレットの挿入による音源変化はあまりないと仮定すると減音量は30〜33dBであった。図12, 13は、無響室内音圧レベル(入口より測り、70度方向)でのインレット挿入時のスペクトル分布例を示す。スロートマッハ

数の増加によって一次, 二次翼通過周波数は90%のとき, 他の周波数も著しく減音されている。

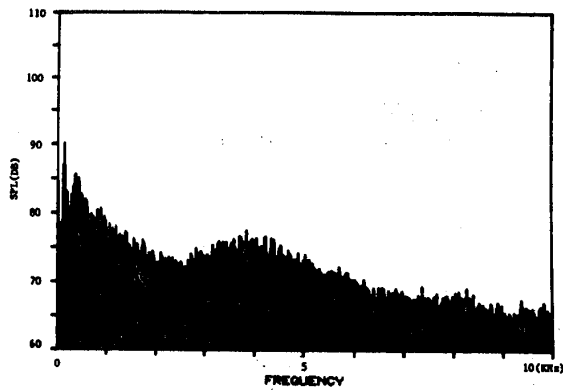


図12 スペクトル分析 (N=90%)

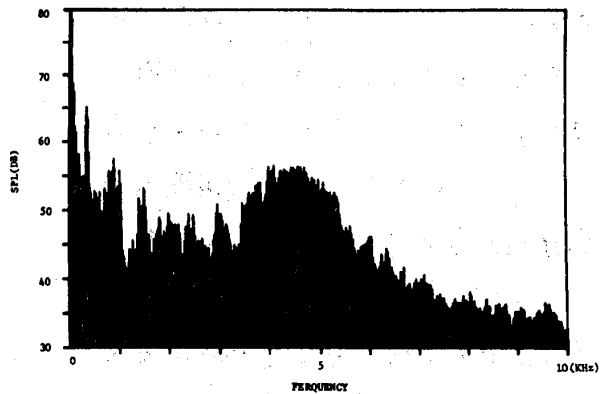


図13 スペクトル分析 (N=100%)

### 5. あとがき

ソニック・スロット・インレットを試作し、ファン試験機にとりつけ実験を行った。

- ① スロットの設計値と壁面静圧から求めた軸方向マッハ数分布は、かなり良い一致を得た。
- ② 奥機ファンエンジン入口に相当する断面10での総圧損失は、スロット壁面マッハ数が0.95附近で急激に増加するが0.9以下では0.005と低い。
- ③ 減音量は、ターボオールでスロット壁面マッハ数が0.9で約10dB、0.97で30~35dBに達した。

以上のことから奥機エンジン騒音低減への有効性がよくわかったが、特にスロット壁面マッハ数が0.9から1.0近傍の減音量について追加試験を行いたい。ファン試験機の内部流動について検討を行っている。

なお本研究は、主として通産省工業技術院の主催する大型プロジェクトによるものである。

#### 参考文献

- 1) S.Fujii, H.Nishiwaki, M.Watanabe and H.Kabayashi.  
Some Considerations on Pure Tone Noise Generation  
in Axial-Flow Fan.  
1977 Tokyo Gas Turbine Congress Paper NO.51
- 2) Stratford, B.S.  
The Prediction of Separation of the Turbulent  
Boundary Layer.  
J. of Fluid Mechanics, Vol 5, Part 1, Janu. 1959

## B-6

### ガスタービン回転部の計測

小村重徳 (三菱重工 高砂研究所)

日浦治也 (三菱重工 高砂製作所)

#### 1. はじめに

産業用機械の動力源としてのガスタービンは回転数、負荷変動などの特性に対する要求が、発電用の場合と異つて非常に広範囲であるため、圧縮機部と出力部とが分離した2軸型のガスタービンが必要となつてくる。 数百時間にわたる耐久試験を実施し

当社は、昨年出力25000KWの2軸ガスタービンの試作開発し試運転に成巧したが、その際、各部の圧力、温度等を計測し、安全を確認しながら、定格の回転数、負荷達上昇達成させることが可能となつた。ガスタービンの性能、強度等について、設計段階でかなり詳細に計算、検討が行われてはいるものの、最終的には実機を測定して確認する必要があることは云うまでもない。ガスタービンの計測項目として、温度、圧力、応力など通常良く測定されるものであるが、これをガスタービンのように高温にさらされ、しかも高速回転している回転体部分には非常に大きな遠心力が働いているので測定技術上の困難さが伴う。しかも回転体であるために、外部計器への信号の伝達方法も苦心をしたところである。

2軸ガスタービンの試運転時に、多数の項目について計測が行われたが、その内で回転体部分の温度および応力の計測について述べてみたい。

#### 2. 信号の外部取出し

回転体部分を測定する方法はいろいろあるが、ガスタービンに適用する場合には温度の面で制約が多い。各種の方法を検討して結局配線を、軸心を通して軸端迄導き、そこでスリップリングとテレメーターで外部計器に接続して測定することにした。

2軸ガスタービンは、圧縮機部分と出力タービン部が別の軸

となつているが、それぞれの信号伝達は次頁のような方式を採用した。

出力タービン軸は水動力計と接続されているために構造的にスリップリングが採用できず、カップリングの直前で軸心を通つてきた配線を軸表面に取出し、そこでテレ

出力	25000 KW
圧縮機	14 ~ 16 Stages
高圧タービン (圧縮機駆動用)	Single Stage
低圧タービン (出力タービン)	Single Stage
燃焼器	8
圧縮機軸回転数	(max) 5200 rpm
出力タービン軸回転数	1500 ~ 4850 rpm

表-1 2軸ガスタービンの主要目

(図-2)



メーター-発信器に接続した。

一方、圧縮機側は、起動用蒸気タービンの減速ギヤに連結されている。配線の1部は出力タービンと同様、カップリングの直前で軸表面に取出しテレメータに接続し、残りは圧縮機軸、ギヤ軸を貫通させてスリップリングに接続した。

今回の計測で回転体部分の測定は、温度と応力について行いその取出しは、テレメータとスリップリングを併用したが、それぞれ一長一短がある。スリップリングは、水銀封入式30点のものを採用したが、多数の測定値を同時に取出すことができ、1点当りの価格が割安である。しかし今回採用した多点式水銀スリップにおいてある回転数で水銀との接触が悪くなり異常な測定値となつたケースがあること、ノイズが多く測定値に巾ができること、常時点検調整の必要があつたことなどの難点があつた。テレメータは信号をFM発信するために、比較的ノイズに強く安定した測定値が得られる利点があるが、大きな遠心力に耐え得る電池、送信器が輸入品に頼らなければならず高価であること、電池と送信器の取付けにスペースを必要とするために、多点の同時測定ができず、数点が限度であること、などの難点があつた。

### 3. 検出部の取付けおよびワイヤリング

#### 3・1) 動翼の表面温度

図3は、圧縮機駆動用、タービン動翼表面温度を測定したときの熱電対取付け方法を示したものである。圧縮機駆動用タービン動翼が、動翼の中で最もガス温度が高いところであり内部が空冷されている。熱電対の取付けに際し、動翼表面に突起が出ないように、しかも冷却用の孔をふさがないように工夫した。取付けは、動翼表面に溝加工し熱電対を埋込み薄板で要所を押へ、溶射で肉盛して成形した。

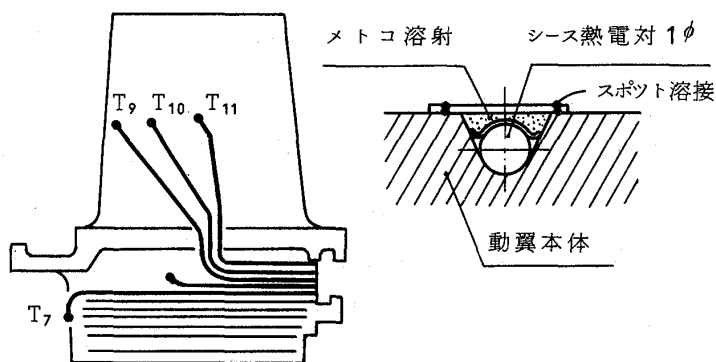


図-3 熱電対の取付

#### 3・2) 応力測定

図4は、動翼の翼根部にストレングージを取付けた状況を示す。ストレングージは高温用のもので、接着はスポット溶接する型のものである。

外部への信号伝達については出力タービン動翼およびディスク部共に前述したテレメータ方式によつて行なつた。圧縮機側のディスク部応力についてはスリップリングにより伝達した。

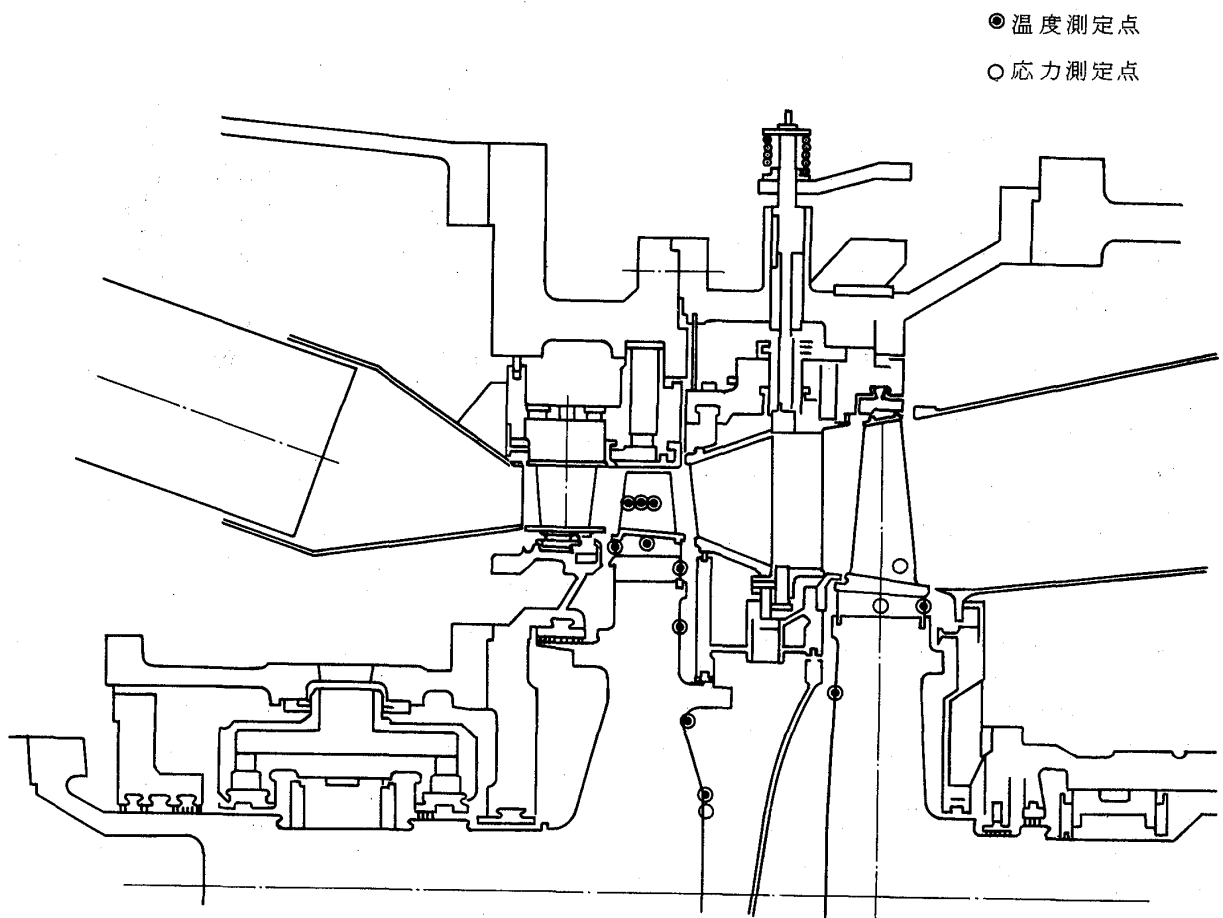


図 - 1 2軸ガスタービン回転部測定点

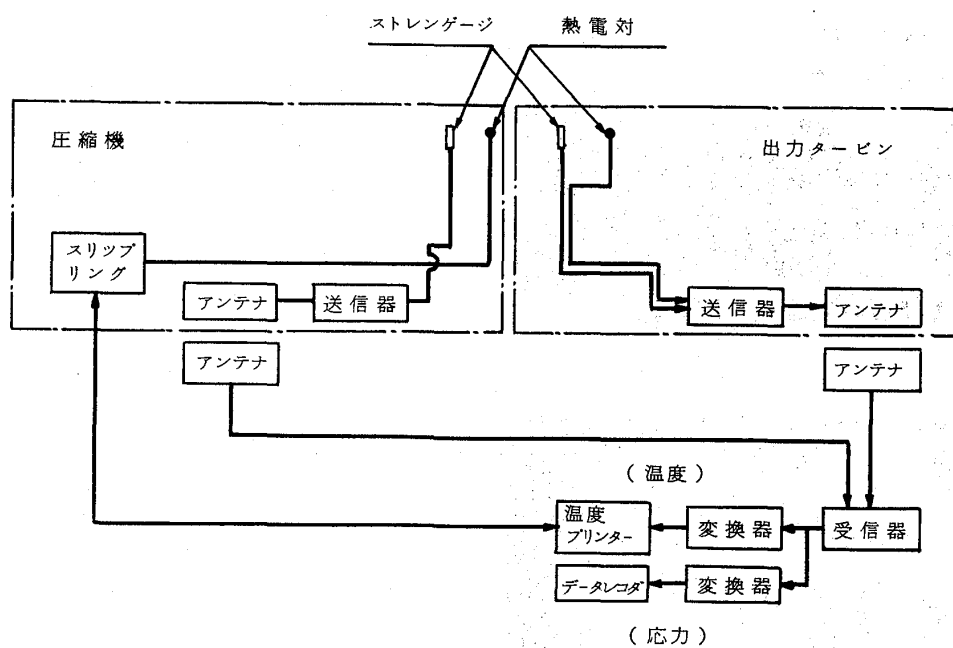


図 - 2 計測ブロック図

### 3.3 ワイヤリング

前述したように、検出部から軸端迄の配線は、1.6 mmのシース線を用いディスク面で中心部に寄せ、軸芯を通して軸端に導いている。高速の回転体では、配線自体にも大きな遠心力が働き引張りによる断線に注意する必要がある。そこで写真3.1に示すように、ディスク面の配線は全て渦巻状またはS字状に取付け0.15 mmのステンレス箔で押へた。

圧縮機軸、出力タービン軸共に2.5 mmφの貫通孔をあけ、配線を束ねて

その中を通し、がたつかないように100 mmピッチにアスベストでくるんで節をつくって通した。最初は軸芯内シリコンゴムを充填していたがゴムの熱膨張により配線が引張られて断線した失敗があつた。

今回の計測で最もトラブルの多かつたのは配線の断線である。細心の注意でワイヤリング作業を行い完璧のつもりでも運転中に断線する事故が数多くあつた。ガスタービンを一旦組立てた後では、断線の修復をすることができず、次のオーバーホールを待たなければならない苦しい経験であつた。

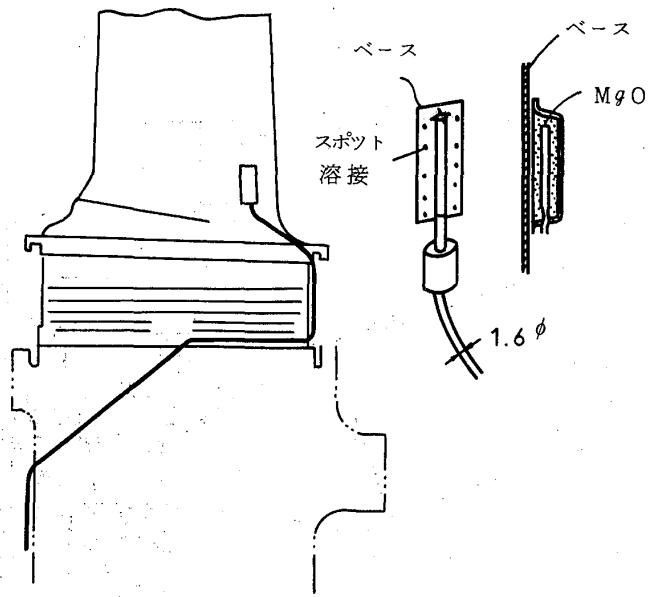


図-4 ストレンゲージの取付

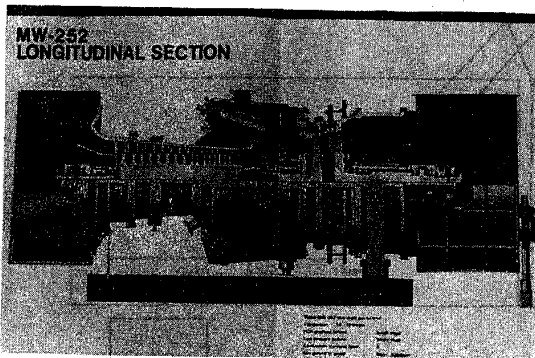


写真-1

2軸ガスタービン断面

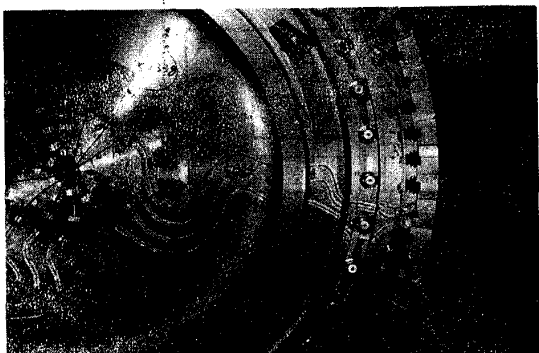


写真-1

圧縮機用タービンディスク面の

ワイヤリング状況

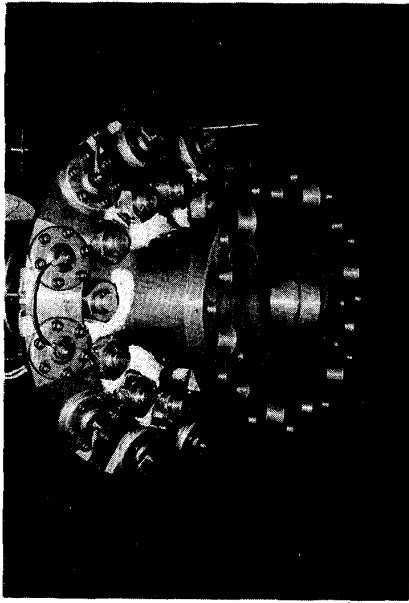


写真-3  
センサー取付状況

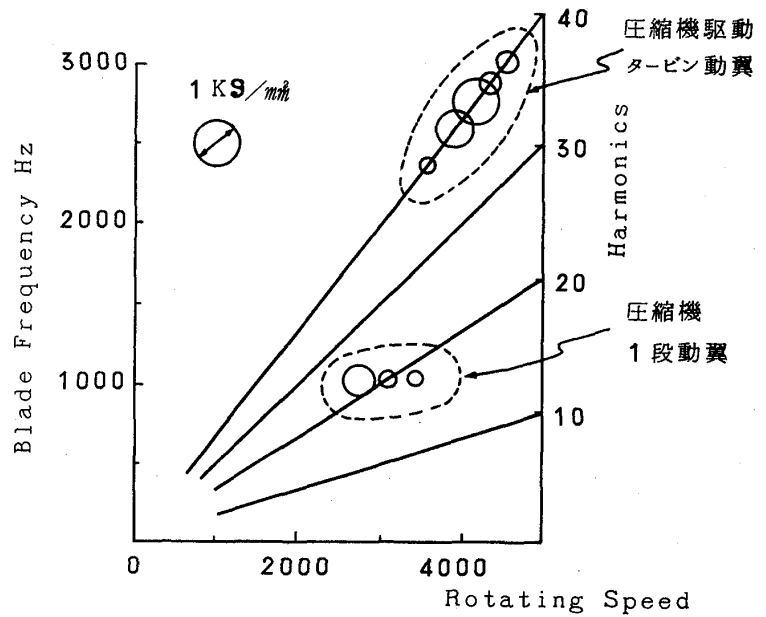


図-5 振動応力計測結果の一例

4. おわりに

25000KW2軸ガスタービン1号試作機の全負荷テストと行、た際、上に述べた計測により高温部の温度分布および回転体の応力が計測できたことは、計算値との比較照合することができ、新規開発機と安全に運転できる等の莫大な意義がある。しかし現状では高温でかつ大きな遠心力の場で100%信頼のおける計測方法がないのが実情である。配線の断線にしても計画、施工の失敗が明らかなる場合もあるが大半は原因不明のケースが多い。今後の技術向上に期待したいところである。

以上

\*星野昭史 (川崎重工)  
 佐々維典 (川崎重工)  
 河岸優 (川崎重工)

1 はじめに

川崎重工では、昭和52年4月より出力150KW級のカワサキPU200形ガスタービン発電設備の販売を開始した。本稿では、この発電設備の駆動源として開発したカワサキS1A形ガスタービンの圧縮機について、その概要を紹介する。

2 S1A形エンジン

このエンジンは主として発電機駆動を目的として、川崎重工が独自の技術により開発した1軸式ガスタービンで、その主要諸元は表1の通りである。

このエンジンは昭和48年末より開発を開始し、昭和49年9月には01号機の試運転を行った。爾来、延べ20台以上の試作エンジンにより、各種性能・耐久テストを実施して改良を施し、昭和51年末より本格的な量産に入っている。

これと併行して、本エンジンに應用した発電設備の開発研究を行い、昭和51年7月にはカワサキPU200形非常用発電設備として消防庁の認定を取得した。

S1A形エンジンは特に低価格・高性能に着眼をかりて設計したもので、可能な限り構造を単純化すると共に高速・高圧力比の採用により小型軽量化を計った。エンジンの主要部分となる出力発生部は図1に示すような断面構造で、2段遠心式圧縮機・単筒缶形燃焼器及び2段軸流式タービンの組合せよりなる。

このエンジンは定格出力条件におけるオーバーホール間隔を1000時間・1000サイクルの使用を想定して設計しており、その耐久性を保障している。

形 式	カワサキS1A形 単純開放サイクル 1軸式
構 成	遠心2段圧縮機、単筒缶形燃焼器、軸流2段タービン、 2段減速機、起動用直流電動機、電気シーケンス自動始 動制御器
定 格 出 力	連続275 PS (210) 最大310 PS (235) (吸気温度15°C (40°C), 大気圧 760mm Hgにて)
定 格 回 転 数	主軸 53,000 rpm 出力軸 1,500 rpm または 1,800 rpm
空 気 流 量	1.5 Kg/S
圧 力 比	8
燃 料 消 費 率	340 gr/PS·hr (連続定格出力時)
使 用 燃 料	灯油1号、2号 (JIS-K-2203) または 軽油2号、3号、特3号 (JIS-K-2204)
潤 滑 油 量	32ℓ
使 用 潤 滑 油	合成基油：指定銘柄 MOBIL JET-1 または AERO SHELL ASTO-500

表1 エンジン主要諸元

### 3 圧縮機

#### 3-1 一般 圧縮

機部は図2に示すような断面の2段遠心式で、表2にその主要諸元を示す。この形式の利点は種々で異物の混入に強く、構造が簡単でコストも抑えることが挙げられる。また空力的にも汚れや変形に対して比較的鈍感で、本エンジンのように空気流量の少ないものに対して特に有利な特性を持っている。

インペラは二段共マルチサイト系ステンレスの17-4PH材の一体精密鋳造品で、出口にはそれぞれ4チャンネルタイプのディフューザが引き続き配備されている。第一段と第二段の間は、これもステンレス系鋳物で作られたクロスオーバーダクトで結ばれている。

吸気は図2に示すように環状のインレットハウジング吸入口よりエンジン内部に入り、圧縮機部を通ってメインハウジング内に放出され、速度を落して燃焼室に至る。この間、約3%の吸気は通路途中より抽気され、エンジン各部の冷却用、シール用として使用される。

防災用発電装置の駆動系として使用する場合、エンジンは特に迅速な起動が要求されるが、本エンジンでは起動中圧縮機中両段より約10%の空気を抽気して急速起動を容易にしている。

3-2 強度 インペラは本体強度で120 Kg/mm<sup>2</sup>以上の引張り強さを持っている17-4PHを素材としている。

インペラの強度に関しては、スピンドル装置を用いて破壊試験を実施し、

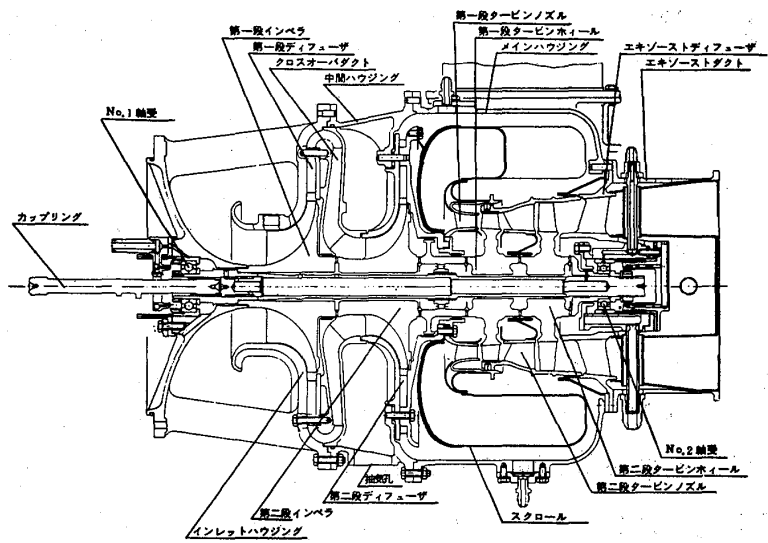


図1 出力発生部

- ① 第1段インペラ入口
- ② 第1段インペラ出口
- ③ 第1段ディフューザ出口
- ④ クロスオーバーダクト出口
- ⑤ 第2段インペラ入口
- ⑥ 第2段インペラ出口
- ⑦ 第2段ディフューザ出口
- ⑧ コンプレッサ出口

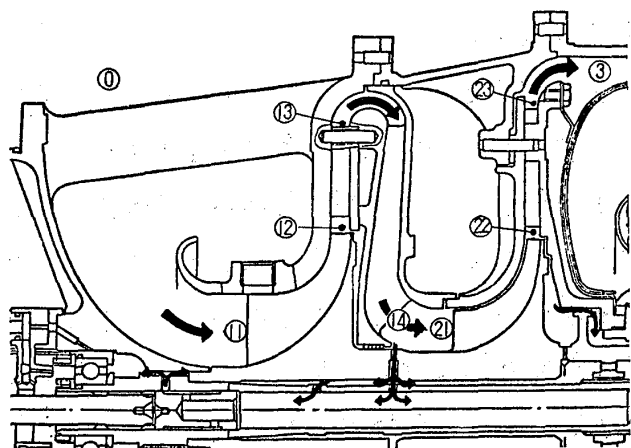


図2 圧縮機部断面構造

項目		単位	
全 段	空気流量	kg/SEC	1.52
	圧力比	—	8.0
	断熱効率	%	72.3
	回転数	RPM	53000
第 一 段	圧力比	—	3.33
	断熱効率	%	74.1
	インテュサハブ径	mm	44
	インテュサシュラウド径	mm	113.5
	インペラチップ径	mm	173
	インペラ羽根枚数	—	16
	インペラ出口翼角度	度	60
	ディフューザ入口径	mm	190
	ディフューザ出口径	mm	280
	ディフューザ入口角度	度	23.2
ディフューザ羽根枚数	—	18	
第 二 段	圧力比	—	2.40
	断熱効率	%	77.5
	インテュサハブ径	mm	56
	インテュサシュラウド径	mm	98
	インペラチップ径	mm	166
	インペラ羽根枚数	—	18
	インペラ出口翼角度	度	60
	ディフューザ入口径	mm	179
	ディフューザ出口径	mm	296
	ディフューザ入口角度	度	18.3
ディフューザ羽根枚数	—	17	

表2 圧縮機主要諸元

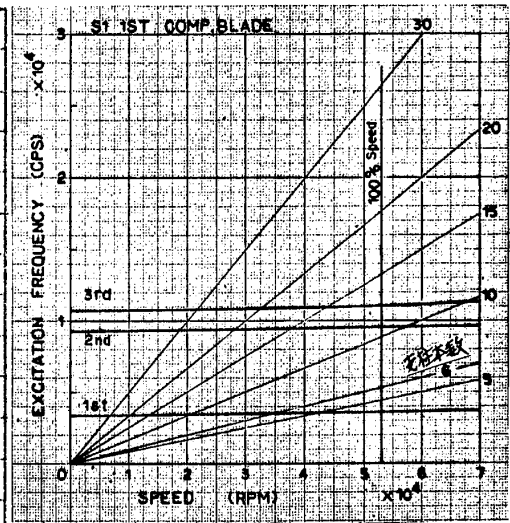


図3 1段ブレード

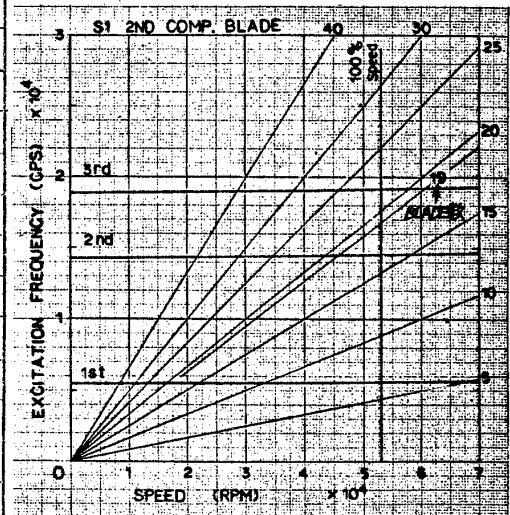


図4 2段ブレード

各段共に150%以上のバーストマージンがあることを確認している。また、実機においては、急速起動-急負荷投入-急負荷遮断-停止のサイクルを繰り返す耐久試験を行い、実用状態での低サイクル疲労に対する耐久性の確認を実施した。

ブレード部分の強度に関しては、静的応力解析と同時に、エンジン回転数・インレットハウジングの支柱本数・クロスオーバーダクト整流翼枚数等に起因する励振周波数との共振について、計算と振動試験機を使った加振試験の両方から検討を行い、共振周波数が励振周波数から充分離れていることを確認している。1段及び2段ブレードのキャンベル線図は、図3・図4のようになっており、

3-3 性能 圧縮機の性能向上は、1400 PSのガスタービンで駆動される単体試験装置を使った単段及び全段性能の詳細な分析と、エンジン実機による性能試験結果を組合せて実施した。

図5に示す特性曲線はエンジンの更  
 検試験中に計測した標準的な圧縮機  
 全段性能で、これと対応するホ一段  
 及びホ二段の性能を各々図6及び図  
 7に示す。

開発当初、このエンジンのインペラ  
 はホ一段・ホ二段共に径向き羽根を  
 使用していたが、仲々所定の性能が  
 得られず、開発途中で一度圧縮機部  
 分の大規模な設計変更を行っている。  
 これは主としてインペラ部分につい  
 て行ったもので、両段共に直径を大  
 きくして若干周速を増し、同時に出口  
 翼角度を30度後方に傾けた。図  
 5中のB形と称するものが初期の圧  
 縮機で、現量産品の系統に属するも  
 のをC形と呼称している。

C形のインペラは先づ鍛造材を使っ  
 て、翼形を全面機械加工で削り出し  
 て作り、性能の確認を行った後一体  
 鋳造化した。図5中の実線と一点鎖  
 線は同一形状の全面機械加工インペ  
 ラと鋳造インペラを各々使用した場合  
 の性能を比較したもので、鋳造化  
 により曲線が若干低流量側に移動し  
 、効率の低下も見られた。これは主  
 としてホ一段インペラのインデュー  
 サ部翼形状の差と翼面の粗度に起因  
 することが判り、量産に際してはホ  
 一段のインデューサを若干量カット  
 バックすると共に翼面にブラストを  
 施して粗度を良くしている。

図6、図7に示している各段の性能  
 を見ると、ホ二段は比較的フラット

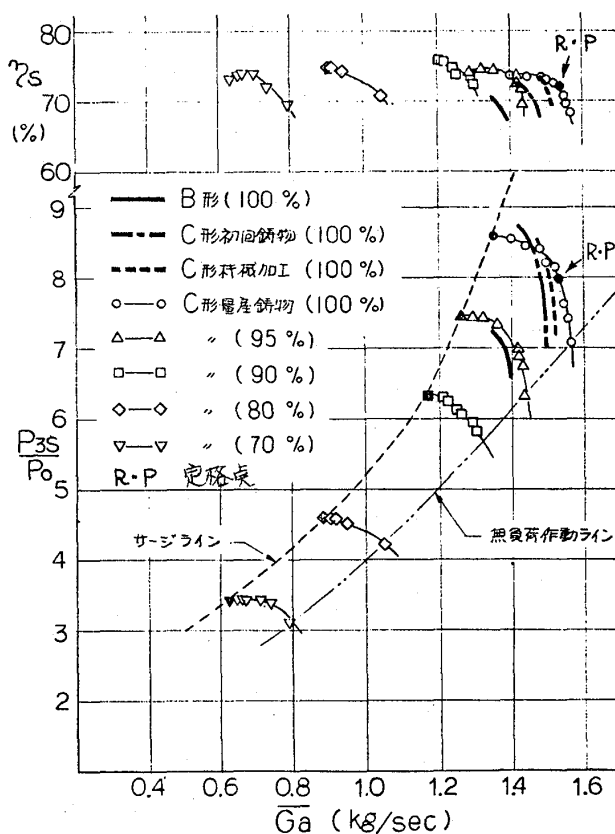


図5 全段性能

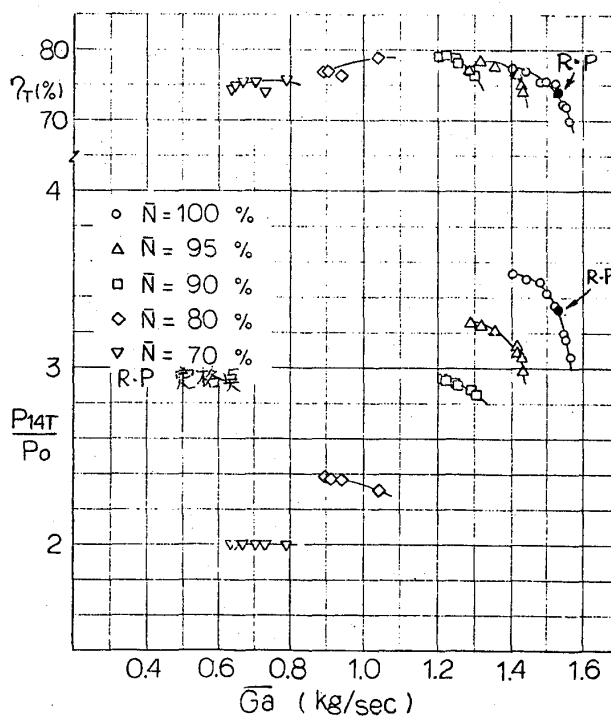


図6 ホ一段性能



な特性を持ち、良好な作動を行  
ているが、ホ一段は可成りチョ  
ク側に穿った状態で作動してい  
ることが判る。

図8には圧縮機単体試験装置を使  
用して、ホ一段の特性を詳細に調  
べた結果を示すが、これによれば  
エンジンの作動範囲である流量1.5  
kg/s以上でインペラ効率の低下  
が急激になっており、全体の効率  
に大きな影響を及ぼしているこ  
が判る。また、ディフューザを出  
た後、ホ二段インペラ入口迄の通  
路となるクロスオーバーダクト部  
分の損失が大きくなり、ディフュー  
ザ出口全圧に対してこの部分で3~4%の  
全圧損失を生じていることも明らかとな  
った。これについてより詳細に調べて見  
ると、この損失の約半分はホ一段ディフ  
ューザ出口直後の急激に180度反転する  
曲り通路部分で発生しており、またディ  
フューザ出口の流れの偏角が見積りより  
大きく、クロスオーバーダクト内にある  
整流翼への入射角が10度以上ずれていて  
、損失を大きくしていることが判ってい  
る。特に曲り部の損失は別の試験結果か  
ら、ディフューザ出口角度の影響が大き  
く、角度が寝てくるに従って損失が増加  
する傾向を示してくる事が明らかにな  
った。

S1A形エンジンの主要な用途である発  
電機駆動の場合、周波数おなわち回転数  
は一定であるから、外気温度の変化に応  
じて圧縮機特性曲線図上の修正回転数は

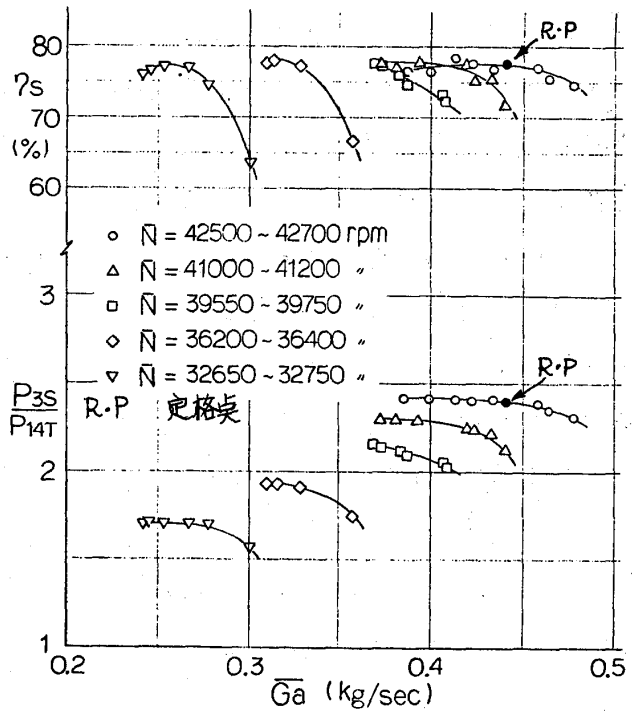


図7 ホ二段性能

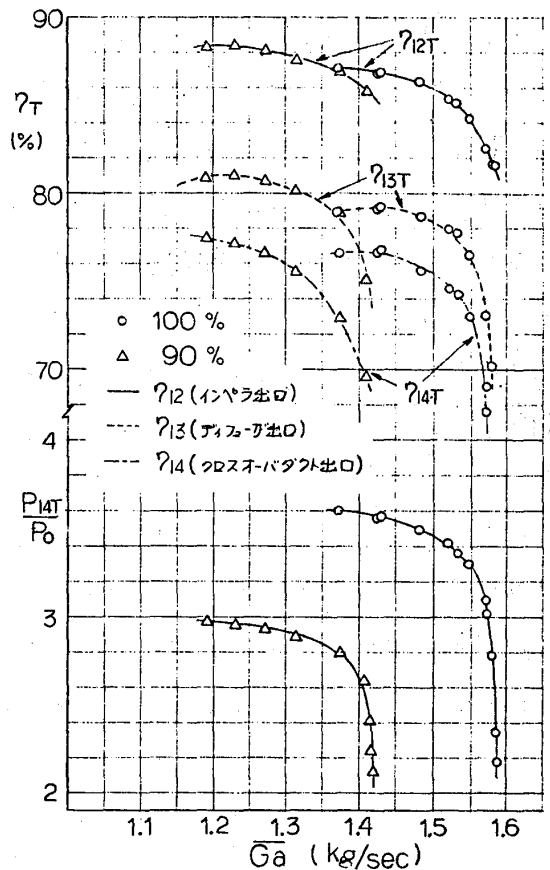


図8 ホ一段各部効率

変わってくる。例えば外気温度が40度近  
 上昇すると、圧縮機マップ上の修正回  
 転数は96%程度迄低下し、それだけ  
 作動点がサージ側に近づいてくる。こ  
 のように特に外気温度が高い状態で、  
 ブロワ等の慣性が大きい負荷を付けた  
 大容量のモータを起動する為には、起  
 動時の回転低下を見込んで、予め充分  
 サージ領域より離れた処に作動点を置  
 いておく必要がある。従って、定常負  
 荷においては、ある程度効率を犠牲に  
 してキョーク側に作動範囲を持ってく  
 ることとなり、特に小出力のエンジン  
 にとっては厳しい条件となってくる。

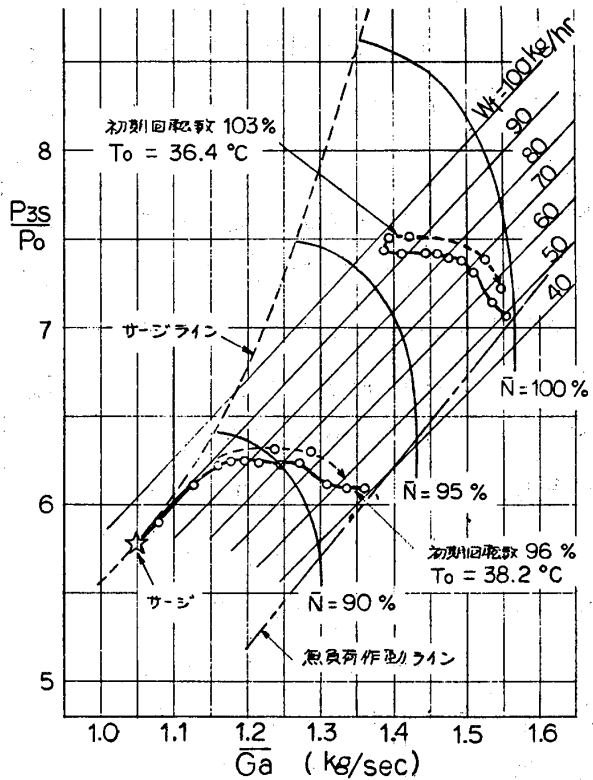


図9 モータ負荷投入時の作動線

図9には、このような外気温度の高い  
 状態で、45kWのターボブロワを直  
 入した場合の作動状況プロットし

ている。図の一方は、通常の無負荷回転数である103%から投入を行った場合で、回  
 転低下は約3%に止まっている。もう一方は、投入の限度を調査する為無負荷回転  
 数を96%迄下げて試験した結果で、負荷の投入によって約8%の回転低下があつて  
 一度サージに入ったが、離脱して回転数を回復させてあり、この負荷に対する限界で  
 あることを示している。

負荷が水ポンプの場合は、その慣性はブロワの40~50分の1程度に小さくなる為、  
 格段に楽になる。このエンジンの場合、水ポンプを75kWの直入れも可能であ  
 る。

SIA形エンジンは、この起動容量が出力の割合にして大きいのが特長の1つで、同  
 出力のディーゼルエンジンと比較すると約1.5倍の能力を持っている。これは一軸型  
 のエンジンであること、高回転である為慣性が小さいこと等と共に定格回転数にお  
 いて充分なサージ余裕を持っていることに拠るところが大きい。

# B-8 1000KVA級ガスタービン発電装置

永井 沼 (石川島播磨重工業株式会社)

## 1. まえがき

1000KVA級のガスタービン発電装置を各種納入してきたので、共通の、あるいは特殊な問題について触れ、またひとつの例を紹介したい。

## 2. IM100ガスタービン

ここに述べる発電装置は、IM100ガスタービンを用いたものである。

IM100ガスタービンは、いわゆる航空転用型で、2軸式のターボシャフトエンジンを陸船用として使用するために、必要な機能を加え、また不要な部分を削除し、本来の特性とそなうことなく、使用目的に適合せしめたものである。

航空用としての型式はT58であり、発電用のものを出力によりIM100-2GおよびIM100-4Gと呼ぶ。要目を表1に示す。

パワータビンはIM100-2Gは1段、IM100-4Gは2段で、ガス発生機は共通である。構造を図1に示す。

ガスタービン型式	IM100-2G	IM100-4G
最大出力 PS	1,340	1,620
燃料消費率 % <sub>SHr</sub>	290	250
空気流量 kg/sec	6.4	6.4
圧力比	8.5	8.5
ガス発生機回転数 rpm	27,200	27,200
パワータビン回転数 rpm	19,500	19,500
燃料	灯油, 軽油	灯油, 軽油
起動方式	24V.DC電動式	24V.DC電動式
寸法 L×W×H m	1.34×0.54×0.55	1.62×0.6×0.62
重量 Kg	160	200

注: 大気温度 15°C, 吸排気損失 100%/50mm水柱

表1 IM100ガスタービン要目

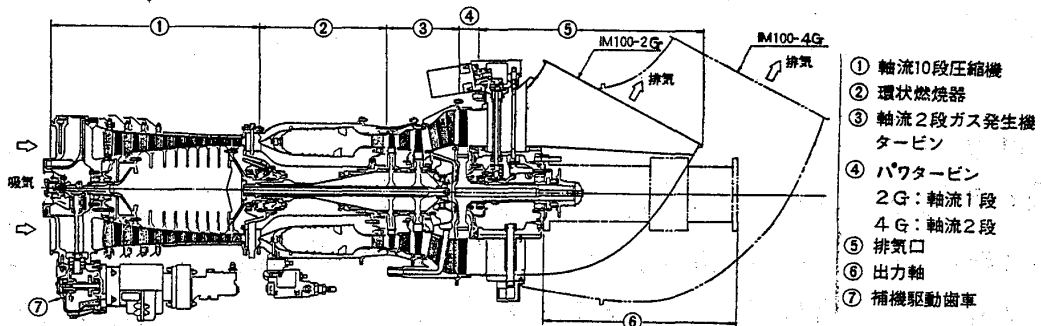


図1 IM100ガスタービン構造図

航空用としての国産は540台におよび、陸船用IM100としては700台の生産実績を有している(52年5月まで)。うち発電用は41台で、船用としてホバークラフトにどう載せられているものは、主機として約10万時間におよぶ海上運行実績をもっている。ベースとなっているT58はGeneral Electric社の設計になるもの

で、全世界で約8000台の生産実績を有するものである。

発電用の減速歯車は、3000, 3600, 1500, 1800 r.p.mのものも有し、発電機極数、周波数により選択する。

### 3. 発電装置の要目と使用例

発電装置としての要目を表2に示す。図2に外形図の一例を示す。

納入した例は表3のとおりで、主な用途はいずれもバックアップ用電源であり、消防庁の認定は51年7月に取得した。

ガスタービン型式	IM100-2G	IM100-4G
定格出力 kW	800	960
燃料消費率 %/kWhr	410	375
発電機回転数 rpm	3000, 3600, 1500, 1800	
発電機電圧 V	6600/3300又は440/380	
注: 大気温度30℃, 吸排気損失10%/150mm水柱		

表2 発電装置要目

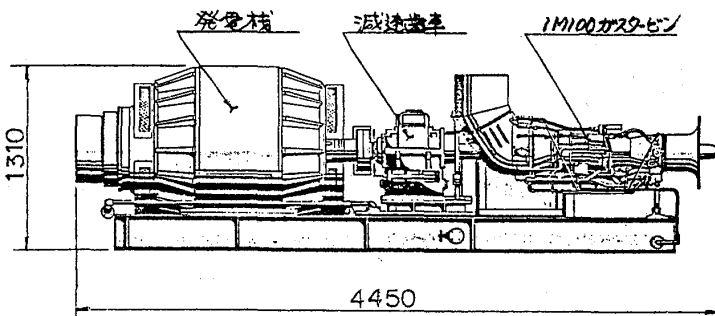


図2 IM100ガスタービン、発電機外形

用途	台数
自走式移動電源車	32
移動電源車	2(社用)
航空会社コンピュータ電源	2(国外)
電力会社	1
通信	1
水処理	2
ビルディング	1

表3 発電装置納入台数

本装置が採用されるに至った理由は、起動確実、遠隔操作容易、高信頼性、冷却水不要、低騒音、低振動、軽量小型、保守簡単、保守体制の完備等であり、使用例何々について、それぞれこれらの重みづけはあるが、いずれも本装置の特徴として高く評価していただいたものである。

このほかにGE社の行った発電装置応用例として、貨物船用、通信用予備電源等がある。

### 4. 特性

各種使用条件において要求される主な特性と、本ガスタービン発電装置の適応性について触れたい。また本装置は、2軸式、軽量型(航空転用型)のガスタービンを使用しており、その特性を生かした発電装置となっている点についても触れてみる。

#### 1) 起動信頼性、起動・停止特性

国内の電力供給システムから見て、この種の発電装置はバックアップ用としての用途が多い。この場合は特に起動信頼性が重視される。

ここ2年間における本装置の起動信頼性は、間接的原因を除き、起動回数約600回に対し、100%であった。

本装置のガスタービン、航空用として極低温を含む諸条件下における起動性が確認されており、安定した起動特性を示す。また2軸式のため、ガス発生機は発電機系より先行して加速し、負荷側に空力的加速エネルギーを供給しながら起動を完了する。起動に際し、このように負荷側からの機械的拘束を受けないことも、起動信頼性を高く保つ上に寄与していると言える。また従って、負荷側のGD<sup>2</sup>等を自由に設定できる。

起動時間(起動指令より電圧確立まで)は、頭初1分程度に調整したが、消防法の設定とともに、40秒以内に調整可能とした。起動特性の一例を図3に示す。本例では約28秒で負荷投入可能である。

また本ガスタービン発電装置は、起動完了直後に全負荷を掛けることが可能である。

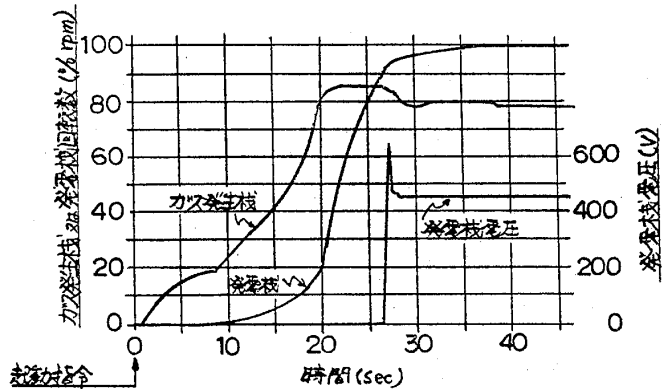


図3 起動特性

一般停止の場合は、停止指令後3

分の冷却運転をシーケンスに組入れてあるが、即時停止も可能である。

起動、停止ともに全自動式としてある。そのシーケンスについては省略するが、くわしくは石川島播磨技報第14巻第2号(49年2月)に述べた。

## 2) 発電特性

負荷投入遮断特性を図4、図5に示す。図4はコンピュータ電源用のものであり、図5は通常の60Hz、2極のものである

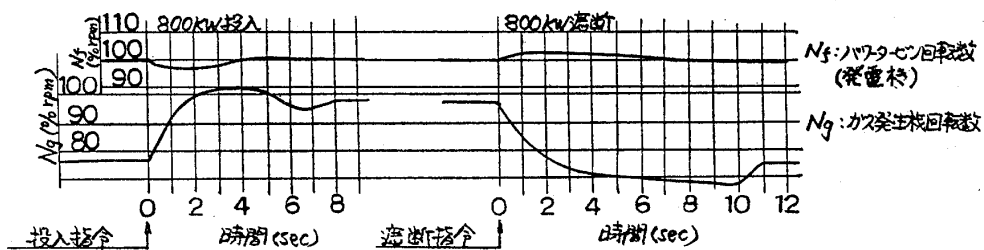


図4 負荷投入遮断特性( IM100-2G, 50Hz, 2P, ドレフトなし)

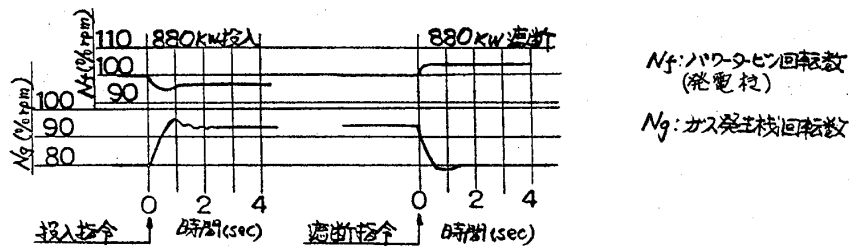


図5 負荷投入遮断特性( IM100-4G, 60Hz, 2P, 3%ドレフト付)

本装置では、パワービンがトルクコンバーターの振舞いをしているので、突変負荷によるサイクルダウンに対し、かえって出力軸のトルクは増加する。またエネルギー

源であるガス発生機は、負荷に拘束されることなく、燃料増加の信号に追従して、空気流量、圧力、ガス温度を上昇して出力を更に増加するので、温度過昇、エンジン停止等の事態をおこすことなく、定格を大きく越えるような瞬時過負荷を通過できるという特性を持っている。バックアップ電源のような場合で、装置出力に対する個々の負荷の割合が大きいときには、この特性が有効に利用しうる。

### 3) 冷却水

冷却水設備は、貯水槽、冷却塔等のスペース、氷結防止、水質の保持、関連機器のメンテナンス、緊急時の水の確保等を考えると、特に非常用発電設備では全空冷式が望ましい。本装置では、ガスタービン本体の潤滑油は燃料と熱交換して冷却し、減速歯車用の潤滑油は空冷式としてあり、その所要空気量は約 $2\text{M}^3/\text{sec}$ としてある。ガスタービンよりの放熱に対する冷却空気(換気)量は、約 $1\text{M}^3/\text{sec}$ (発電機冷却用を除く)である。

### 4) 騒音、振動

1000KVA級の発電装置は、住居に接近して設置されたり、建物内に設置されたりする例が多く、特に騒音に対する配慮が必要

例	騒音 db(A)
"A"	48-50(建物より4m)
"B"	74-76( " 2m)
"C"	73 ( " 1m)
移動電源車	80-84(車側 1m)

となる。IM100ガスタービンの騒音値は、表4 建物外周における騒音  
吸排気とも消音器を装着して120db程度であるが、高周波の音が多いため消音しや  
す。建物外周における騒音例は表4のとおりであり、これらは使用上の要求による  
ものである。

振動については、ビル等の建物内設置の場合は特に低くせねばならぬが、本ガスタービンは回転部の質量も小さく静しやくであり、全く問題とならない。

### 5) 燃料消費率

常用、ピーク用では、当然燃料消費率がランニングコストに大きく影響するが、非常用の場合でも、所定の時間を運転するために必要な燃料タンク容量に影響するので、無視できない。

定置式の例では、小出槽は通常490Lとした。これは全負荷で約1時間分となる。移動電源車では、走行用燃料とガスタービン用燃料と合わせて500L以下としてある。

### 6) スペース、重量

バックアップ電源の場合は休止期間が長いことから、特に所要スペースの小さい事が望まれる。図6は標準型のパッケージ外観である。

所要スペースは、ガスタービン本体、発電機、盤等の大きさに左右されるほか、消音器は比出力(出力/空気流量)に、燃料タンクは燃料消費率により寸法が決まるの

で、スペースのうえからも性能は無視できない。

興味深いことは、既設のディーゼル発電設備の容量増加の必要が生じた場合には、建物の寸法を変更することなく、3~4倍の出力のものを設置することが可能となる。既設建物の充分すぎる程の基礎、遮音壁も利用できる。

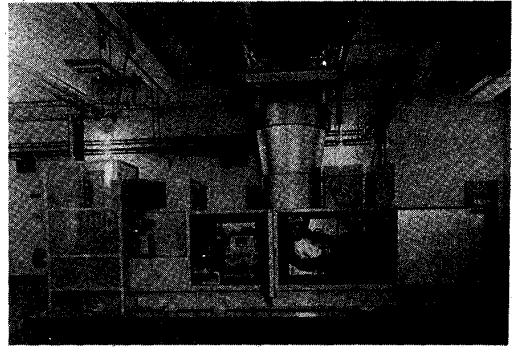


図6 標準型パッケージ外観

重量は据付の難易、基礎の規模に関連し、移動電源車の場合には、装置全体を構成する上で、また転覆角を確保する上で軽量小型が特に要求された。

### 5 山口市水道局第三水源池における例

図7はディーゼル駆動の250KVAポンプ装置を撤去し、1000KVA発電装置を設置し、設備の拡大を計ったものである。主要目を表5に示す。建物はそのまま利用したため、内部にメンテナンス等に使用できる十分なスペースが残されている。

ガスタービン吸気と換気用空気とは別々に通路を設け、それぞれ消音器を設け、排気、換気出口用消音器とともに消音器は建物内に設置した。

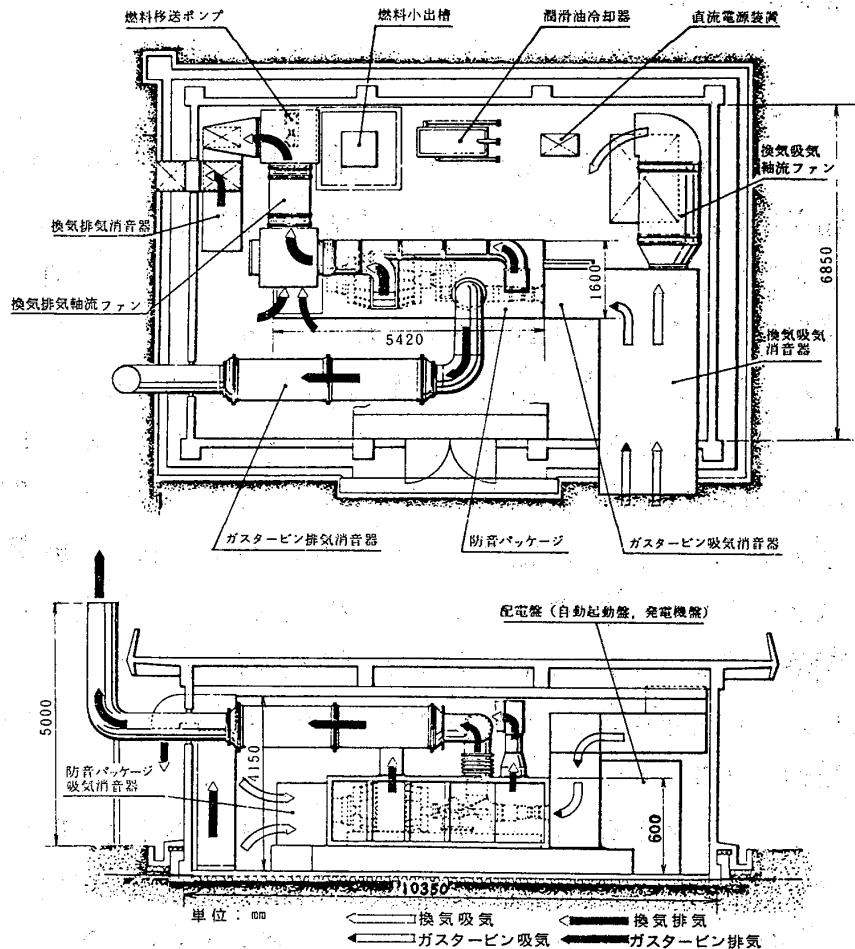


図7 設置例 (山口市水道局 第三水源池)

ガスタービン及び発電機は共通台板上に、減速歯車を介して設置され、防音パッケージ内に収納してある。制御盤も建物内に設置されているが、商用電源の停電の場合、これと感知し、自働起動する。

ガスタービン型式	IM100-2G
減速歯車型式	1段ハズバ歯車
発電機型式	2極ブラシレス(明電舎製)
発電機出力	1000KVA
電圧	6600V
周波周	60Hz
寸法(台板上機械部分)	L4.3×W1.2×H1.3m
重量( " " )	約6ton

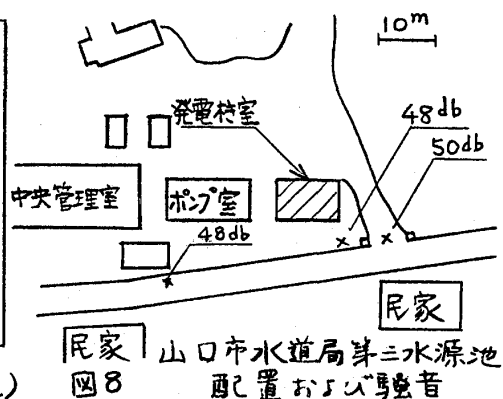


表5 設置例要目(山口市水道局第三水源池)

設置場所は住居に近く、騒音は十分に低くしてある(図8)。

上水道設備の普及増設にともない、ポンプ設備の拡充が必要となるが、落差をもった貯水池の立地条件が制約されるようになったことから、ポンプ圧送がますます必要となり、また浄水設備等の稼働確保の上からも、ポンプの休止は許されなくなり、非常用設備の拡充が必要と聞いている。本装置は51年3月に設置され、以来満足な結果を示している。

## 6. あとがき

IM100ガスタービンによる発電装置は、日本電産公杜殿からすでに多数の移動電源車および無人ステーション用定置式発電装置のご採用をいただき、実用化を推進することができた。また多くのユーザーの方々のご理解により、各種の分野でもご採用いただき、より洗練化をすすめることができた。

ガスタービンは高温高速回転機械であり、遠心力を小さくすること、熱応力を低くおさえることのために、部品を小さく、薄くすることが望ましい。一方機械応力からは寸法に余裕を持たせて応力を低くしておきたいという二律背反に直面する。しかしガスタービンは、圧力機械としては比較的低压であり、衝撃応力もないことから、ガスタービンが軽量小型となるべき必然性がある。航空用ガスタービンがそのひとつの解答を示しており、それが無理なく軽量小型になっていることが理解できるし、ここに示した発電装置は、その軽量小型の特徴ばかりではなく、その高性能、高信頼性等の特性を発揮した。

いくつかの手掛けた発電装置は、いずれも計画された特性を示したものと考える。今後更に改善、洗練化を計り、広く採用されることを切望している。

最後にIM100ガスタービンによる発電装置のご採用に当って、ご理解とご指導をたまわった関係各位に、改めてお礼申し上げます。



## B-9

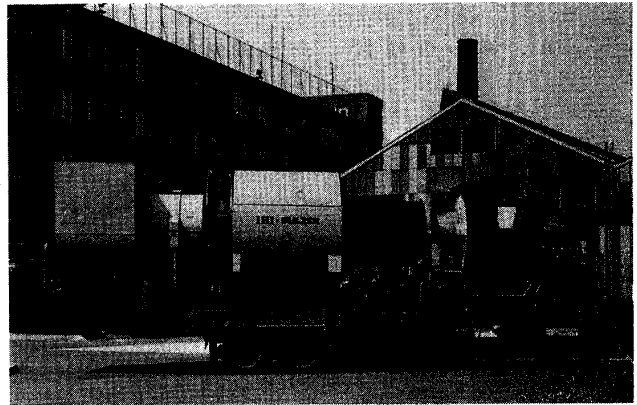
### 産業用 S7 型 ガスタービンについて

\*大塚 敬介 (石川島播磨重工業)

岩元 紀昭 (石川島播磨重工業)

#### 1. はじめに

本ガスタービンは、スルザー社との技術提携にもとづいて当社で製作するもので、現在中近東地域を中心にパイプラインコンプレッサおよびポンプ駆動用ならびに発電機駆動用として50台以上の実績を有するガスタービンで、ガスタービン本体はもとより、付属装置もすべて標準化・パッケージ化しており、通常プラントはもちろん寒冷地熱帯地およびオフショア等の僻地プラ



第1図 工場内移送中のS7型ガスタービン

ント用連続稼動原動機として、その信頼性は高く評価されている。この度当社において仕込1号機を製作、公開運転を行って斯界の好評を得たので、ここに本ガスタービンの概要を紹介する。

#### 2. 基本仕様

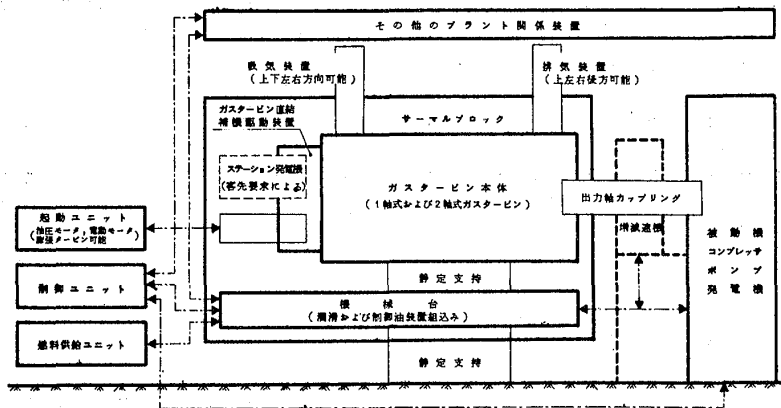
ガスタービンパッケージとして、あるいはガスタービンプラント全体としての基本的な仕様は、ガスタービンを原動機として使用するプラント側からの諸要求を十分に満足するものでなければならない。

本ガスタービンの基本的な仕様の概要を下記に述べる。

- (1). 一定回転数で運転される発電機駆動ならびに回転数変化を伴う圧縮機、ポンプ、船用プロペラ駆動に対する適応；
  - 発電機駆動用 : 7型(1軸)ガスタービン
  - 圧縮機・ポンプ駆動用: S7型(2軸)ガスタービン
- (2). プラント計画上からの要求に対する自由度が大きいこと；
  - 燃料: ガス燃料, 軽質油, 重質油, ガス/油混合燃焼が可能である
  - 起動: 油圧モータ, 電動モータ, 膨張タービンによる起動が可能である
  - 吸排気ダクト: 吸気は上下左右方向, 排気は上左右方向に配置可能である
  - 建屋: 建屋内のレイアウト及びパッケージとしてのレイアウトが可能である
  - 各種直結補機がオプションに取付可能である

- ガスタービン本体主要部の変更なしに再生サイクル用熱交換器取付が可能である。
- (3) 現地据付工事の短縮，据付面積，輸送問題に対する適応；
  - ガスタービン本体はもちろん，その他の付属装置も全て標準化・パッケージ化しており，輸送はパッケージ単位で行い，現地工事はパッケージ間の接続工事のみで完了する。
- (4) 高い信頼性，長時間連続運転に対する対応；
  - 余裕あるRatingの設定
  - 僻地プラントに対応出来る付属装置その他の配慮
  - 運転中直結補機の交換可能
- (6) その他

3 ガスタービンプラントの構成



第2図 7/S7型ガスタービンプラントブロック図

第2図に7/S7型ガスタービンプラントのブロック図を示す。

プラントを構成する各装置は前述の如くパッケージ化，モジュール化している。


機械台に組込まれている潤滑および制御油装置は，ガスタービン本体のみでなく，被動機および増減速機分を十分まかなう容量の仕様で標準化している。

またガスタービン直結の補機駆動装置も，被動機の直結補機用取出軸を用意しており，要すれば，125KWのステーション用発電機を直結する事も可能である。

ガスタービン本体は，7型ガスタービン(1軸)とS7型ガスタービン(2軸)において，90%以上の共通部品を使用しており，タービン各段のディスクがカービックカップリングによる組立ロータになっているので，基本的にはS7型ガスタービンの出力タービンディスクをガス発生機タービンに合流させる事によって，簡単に7型ガスタービンに変更することができる。

4. 主 要 目

条 件		I S O	
大 気 温 度	1 5℃		
大 気 圧	7 6 0 mmWG		
4 P/P 吸気圧損	0%		
4 P/P 排気圧損	0%		
製 作 公 差	±3%		

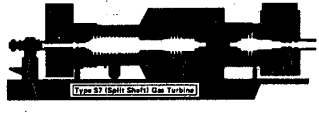


Type 7 (Single Shaft) Gas Turbine

7形（1軸）ガスタービンの主要目

主 要 目		Type 7	Type R7
		—	熱交換器付き
ガスタービン回転数	rpm	6 4 0 0	6 4 0 0
カップリング端出力	kw	1 0 5 8 0	1 0 0 2 0
カップリング端効率	%	2 6 . 0	3 1 . 3
圧 縮 機 圧 縮 比	—	約 7 . 4 7	約 7 . 6 3
吸 気 流 量	m <sup>3</sup> /s	約 5 1	5 1
排 ガ ス 流 量	kg/s	約 6 2	6 2
排ガス温度（タービン出口）	℃	約 4 8 0	約 4 8 3
排ガス温度（熱交換器出口）	℃	—	約 3 5 0
圧 縮 機 段 数		軸 流 1 3 段	
タービン段数		軸 流 6 段	
燃 焼 器		キャニューラー 9本	
GD <sup>2</sup> ガスタービンロータ	kg・m <sup>2</sup>	1 2 5 0	
起 動 動 力	kw	約 3 5 0	
オイルクーラ交換熱量（ギアおよび発電機込み）	Kca/h	約 4 5 0 × 1 0 <sup>3</sup>	
ロータ回転方向		出力軸カップリングから見て時計方向	

条 件		I S O	
大 気 温 度	1 5℃		
大 気 圧	7 6 0 mmWG		
4 P/P 吸気圧損	0%		
4 P/P 排気圧損	0%		
製 作 公 差	±3%		



Type S7 (Dual Shaft) Gas Turbine

S7形（2軸）ガスタービンの主要目

主 要 目		Type S7	Type SR7
			熱交換器付き
出力タービンおよびガス発生機ロータ公称回転数	rpm	6 4 0 0	6 4 0 0
ガス発生機回転数範囲	rpm	5 6 0 0 - 6 7 2 0	5 6 0 0 - 6 7 2 0
出力タービン回転数範囲	rpm	3 2 0 0 - 7 0 4 0	3 2 0 0 - 7 0 4 0
カップリング端出力	kw	1 0 1 6 0	9 6 2 0
カップリング端効率	%	2 5 . 0	3 0 . 1
圧 縮 機 圧 縮 比	—	約 7 . 4 7	約 7 . 6 3
吸 気 流 量	m <sup>3</sup> /s	約 5 1	約 5 1
排 ガ ス 流 量	kg/s	約 6 2	約 6 2
排ガス温度（タービン出口）	℃	約 4 8 0	約 4 8 3
排ガス温度（熱交換器出口）	℃	—	約 3 5 0
圧 縮 機 段 数		— 軸 流 1 3 段	
タービン段数 ガス発生機タービン/出力タービン		— 軸 流 4 / 2 段	
燃 焼 器		— キャニューラー 9本	
GD <sup>2</sup> ガス発生機ロータ	kg・m <sup>2</sup>	1 2 2 0	
起 動 動 力	kw	約 3 5 0	
オイルクーラ交換熱量（ギアおよび被動機込み）	Kcal/h	約 4 5 0 × 1 0 <sup>3</sup>	
ロータ回転方向		出力軸カップリングからみて反時計方向	

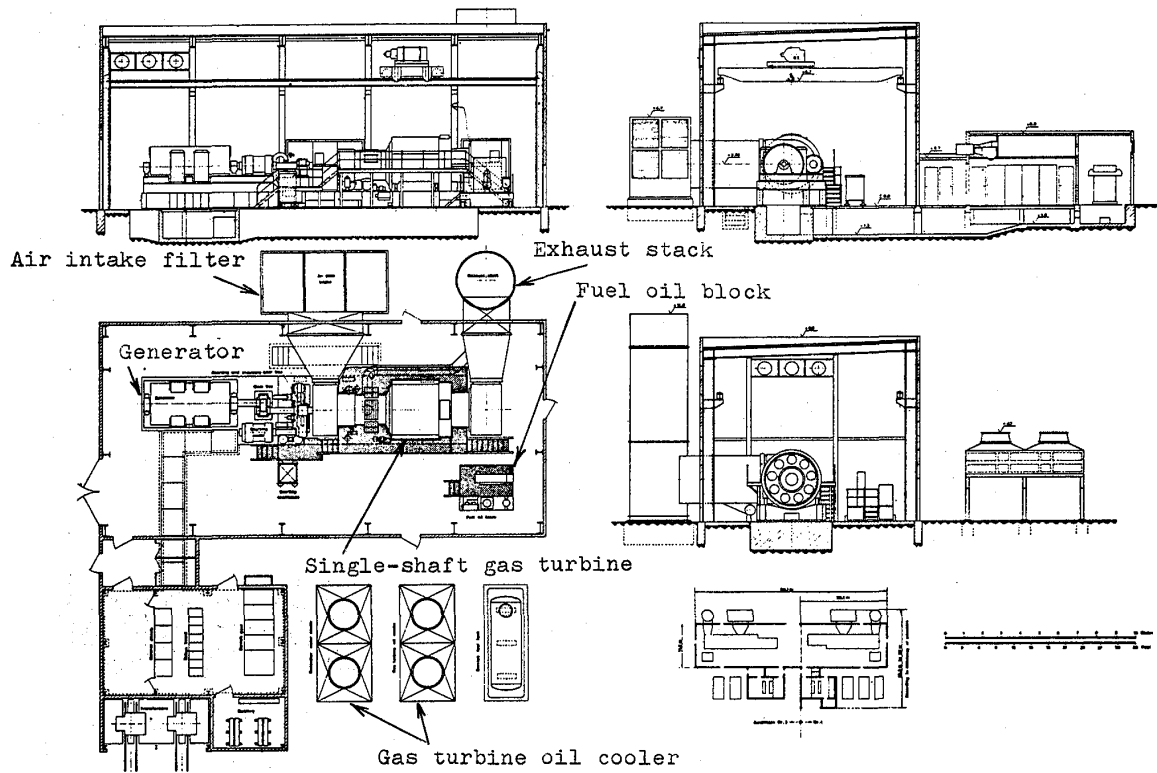
5. 全体配置

前述のプラント計画上の自由度に対しても標準化したハードウェアを整備しており、以下代表的なガスタービンプラント配置の例を示す。

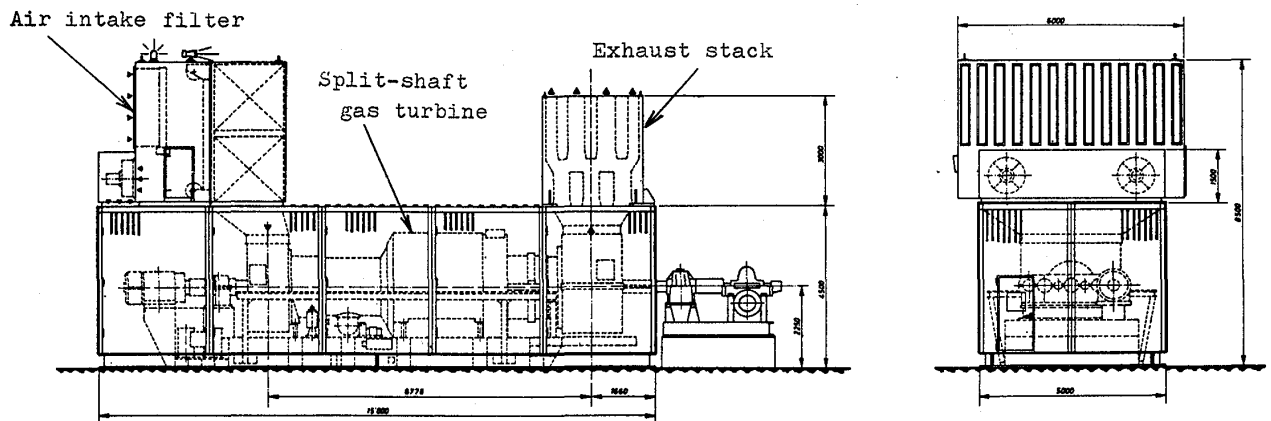
7型発電プラントの建屋配置図：第3図

S7型ポンプ駆動のパッケージ図：第4図

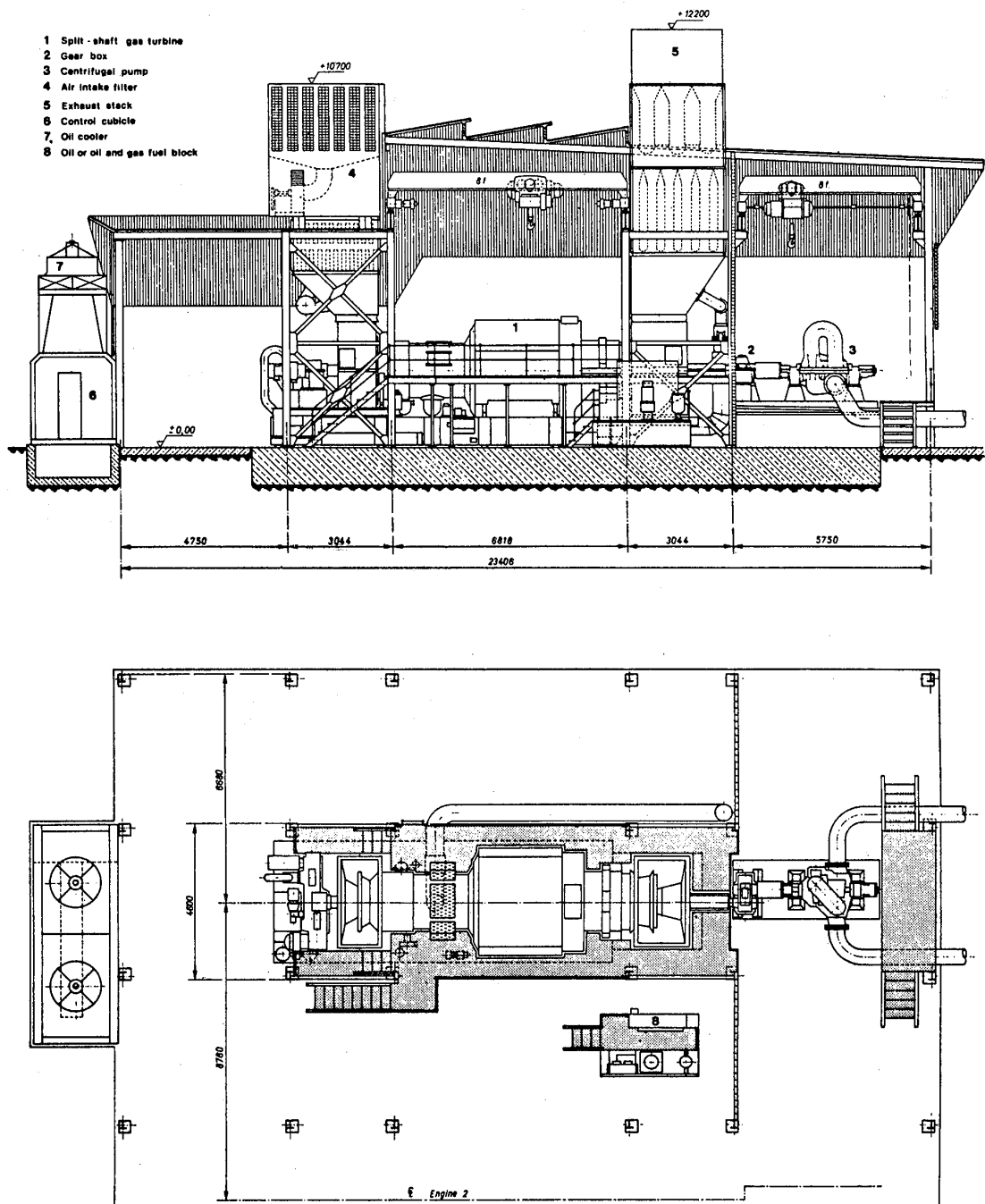
S7型ポンプ駆動の側面開放建屋配置図：第5図



第3図 7型発電プラントの建屋配置図



第4図 S7型ポンプ駆動のパッケージ図



第5図 S7型ポンプ駆動の側面開放建屋配置図

## 6. むすび

以上7/S7型ガスタービンの概要を述べた。

本ガスタービンは、スルザー社の長年のプラント技術に裏打ちされた信頼性の高いガスタービンであり、われわれの1号機の試運転においても、標準計画性能を上まわる良好な成績を確認することが出来た。

われわれは、一層の品質向上に努力する所存であり、各位の御鞭撻をお願いする次第である。