

車 輛 用 フューエル コントローラ

* 平 木 彦 三 郎 (小松製作所)
 中 尾 清 春 (小松製作所)
 中 山 徹 夫 (小松製作所)

1. はじめに

車 輛 用 ガス ター ビン エンジン は 航 空 用 ガス ター ビン に 比 べ て そ の 歴 史 も 浅 く、未
 だ 実 用 の 段 階 に は 至 っ て い な い が、近 年 排 気 ガス 公 害 な どの 問 題 か ら ガス ター ビン
 が 車 輛 用 の 新 原 動 機 と し て 見 直 さ れ て い る。車 輛 用 と な る と 燃 料 消 費 率 を よ く す る
 た め の 熱 交 換 器 や、部 分 負 荷 持 性 を 向 上 さ せ る た め の 可 変 パワ ー ター ビン ノズル を
 つ け たり す る の で フューエル コントローラ に 要 求 さ れ る 制 御 項 目 は 指 数 的 に 増 加 し
 て い く。そ の た め 航 空 用 の フューエル コントローラ は 機 械 - 油 圧 式 が 主 流 を 占 め て
 い る が、車 輛 用 で は 複 雑 な 制 御 関 数 の 組 替 え が 比 較 的 容 易 に 行 な う こ と の で あ る 電
 気 - 油 圧 式 が 一 般 的 に 採 用 さ れ て い る。特 に 建 設 車 輛 用 と な る と 上 砂 積 み 込 み 時 な
 ど に 生 じ る 激 し い ショック が 電 子 制 御 部 に 与 え る 問 題 や P.T.O.量 が 大 幅 に 変 動 す る
 な ど 特 殊 事 情 も 多 い。

2. エンジンおよびコントロール概要

現 在 小 松 製 作 所 で 開 発 中 の ガス ター ビ
 ン は 定 格 出 力 600 ps の 重 車 輛 用 の も
 の で あ る。2 軸 式 で あ り、パワ ー ター ビ
 ン 前 に 可 変 ノズル を 持 ち、熱 交 換 器 と し
 て 伝 熱 式 タイプ を 装 着 し て い る。スタ
 ート 時 を 除 け ば 燃 料 量 と 可 変 パワ ー ター ビ
 ン ノズル 角 度 の 2 変 数 を 制 御 し て 車 輛 用
 エンジン と し て の 持 性 を も た せ 運 転 さ せ

項 目	スケジュール方式	フィードバック方式
燃料弁可変ノズル 操作機構	高精度のものが 必要	精度はラフで よい
燃 料	比重、発熱量 は同一のもの	多種燃料が 使える
エンジンの状態の変化 (コックレタの汚れ等)	適応性なし	適応性あり
熱交換器の有無	熱交出口温度に よる補正が必要	簡単なセッ ト変更 で済む
ガスセネよりの P.T.O.	P.T.O.の変化によ り作動点がかわる	P.T.O.が変化しても 同一作動点

る の が 本 コントローラの 役 目 で あ る。燃 料 制 御 に つ い て は、主 と し て 加 速 制 御 と 回
 転 数 制 御、可 変 ノズル に つ い て は 定 常 ライン 制 御 が あ る が、今 回 当 社 で 開 発 し た コ
 ントローラ は こ の 3 つ の 制 御 に お い て フィー ド バック 方 式 を と っ て い る。以 前、加
 速 制 御 と 可 変 ノズル 制 御 に お い て スケジュー ル 方 式 (オ ー プ ン ・ ル ー プ) の も の も
 開 発 し た が、こ の タイプ の も の と 今 回 の も の と の 比 較 を 上 の 表 に ま と め た。以 下
 当 社 が 開 発 し た フューエル コントローラ に つ い て 述 べ る。

3. 車輦用フューエルコントローラの制御項目

当社で開発したフューエルコントローラはガスタービンに車輦用としての機能を満足させるために次のような制御を行なっている。

(i) ガスセネレータ回転数制御

アクセルに直結されたポテンシオメータの指令電圧はガスセネレータ修正回転数をあらわすようにされており、これによって燃料制御する。車輦の停止時、シフトレバーのニュートラル状態は燃料消費量を抑えるためアクセルの位置に関係なくローアイドル回転数(定格の55%)相当にガスセネレータ回転数をセットさせ、ハイアイドルは加速を良くするため定格の75%相当のガスセネレータ回転数にセットさせる。ガスセネレータ回転数はすべて修正ベースで制御されているが、実回転数が定格を越えた時のみ実回転数を優先させるようにしている。

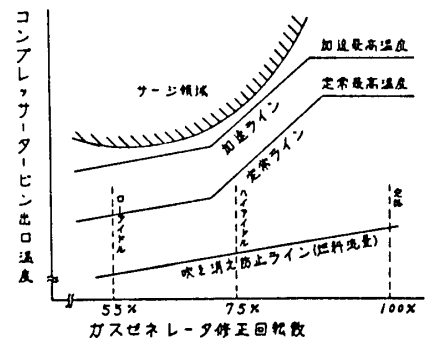


図1. スケジュールライン

(ii) 可変ノズルの制御

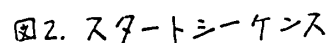
パワータービン前に設けられた可変ノズルはコンプレッサタービン出口温度によりフィードバック制御されている。あらかじめガスセネレータ修正回転数に対して、図1のようにコンプレッサタービン出口修正温度をスケジュールして置き、加速時は可変ノズルを開方向に作動させてガスセネレータの加速を早めるようにしている。可変ノズルについてもすべて修正ベースで制御されているが、コンプレッサタービン出口温度が許容最高の実温度を越えた時は実温度で開度を制御させるようにしている。

またP.T.O.をパワータービンからとる場合、ローアイドル時(車の停止時)パワータービンによって駆動させるポンプ類の最低回転数を維持する必要がある。ローアイドル時のパワータービンの最低回転数制御は可変ノズルの開度制御によって行なっており、この最低回転数はパワータービン定格回転数の約25%にしている。またシフトダウン時、車体の慣性につられてエンジン側の回転数がつり上げられるのでパワータービンが定格回転数の約70%を越えている時はone way 電磁フランチを作動させてシフトダウンが行なえないようにしている。

(iii) 各種保護装置

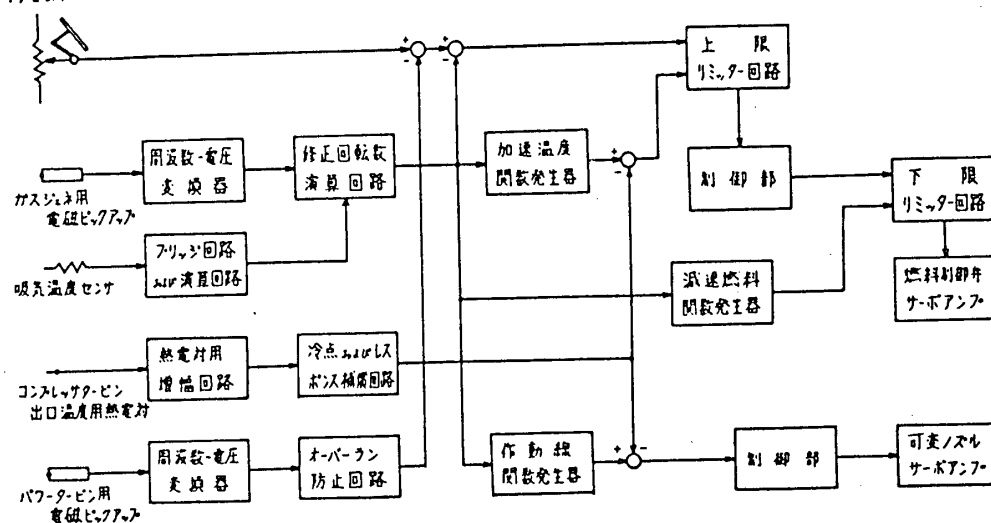
車輦用の場合は航空用と違って、エンジンに対して一般の素人が作動させることに

スタートスイッチよりソフトスタート、イクサイタ、メインスタータ、燃料電磁弁などの ON, OFF がシーケンスにわたって自動的にローアイドルまで達するようにしている。(スタートシーケンスのタイミングチャートは図 2 に示す。) この中には着火ミスを発見して燃料電磁弁 ON より 6 秒以内に着火しない



アイドル回転以上では加速時のコンプレッサのサージング、温度過上昇や減速時の吹き消えを防止しなければならない。加速時の制御についてはコンプレッサタービン出口温度によってフィードバック制御させ、減速時は燃料の絶対値で押えるようにしている。(図1)

アアセル用ボテンシメ-ダ



— 3 —

また潤滑油圧の過低下、油温の過上昇についても燃料を遮断させる。

その他、リターナレバーを操作するとローアイドル指令を出すことにより可変ノズルはパワータービンの低回転数制御に移るようにしている。作業用スイッチを入れれば、ローアイドルからハイアイドルに移りミッションがニュートラルであっても油圧ポンプを駆動するパワーをアッセルで調整することができる。

アイドル回転以上の制御フローを図3に示す。

4. フューエルコントローラの制御機器について

フェーエルコントローラまわりの電気系統は、全体の制御回路をもつ主燃料制御装置、センサー信号を受けるセンサーボックス、スタータや電磁弁スイッチなど ON, OFF 信号を出すシーケンスボックスの 3 つに分けられる。(図 4)

主燃料制御装置は電子式であり、その外観は図5に示す。先に述べたような制御回路の他、24Vバッテリーでコントローラを動作させ、センサーからの信号の位相やゲインを補償したり、燃料制御弁、可変ノズル用サーボ弁のサーボアンプ等を内蔵している。建設車輛用という仕様に従って、耐振、耐温、耐湿性については特に注意を払って設計した。電子装置の欠点といわれるノイズによる誤動作については充分な対策を施した。

エンジン各所に設けられるセンサーは

(1) ガスゼネレータ回転数

- ・電磁ピックアップ(制御用)
- ・タコピネレータ(メータパネルおよび非常停止用)

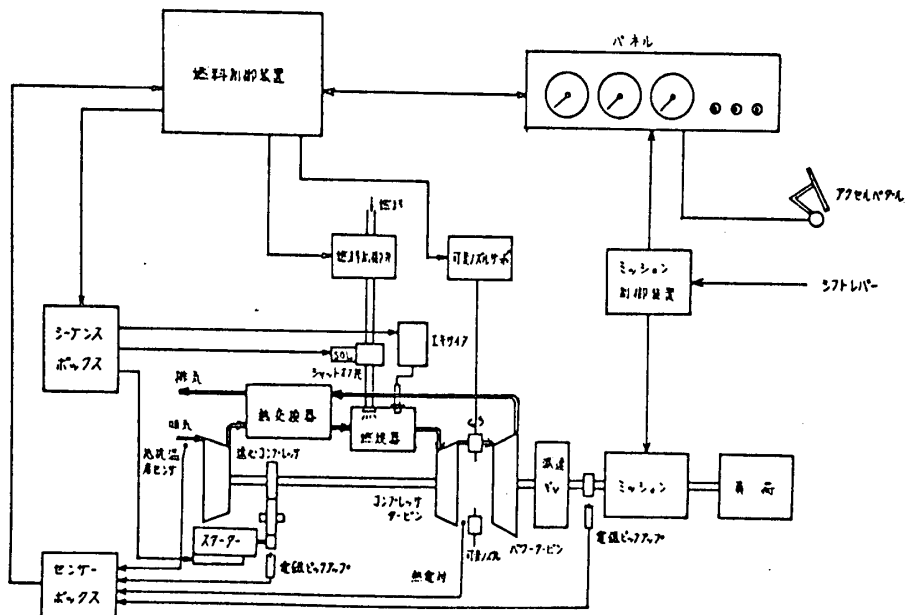


図4. コントローラ電気系統図

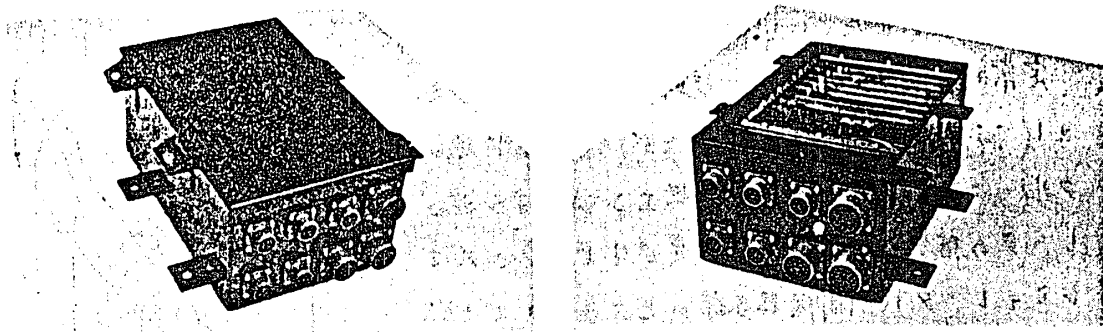


図5. 電子制御部(左: 外観図・右: 内部)

(ii) パワータービン回転数

- 電磁ピックアップ(制御用)
- タコゼネレータ(メータパネルおよび非常停止用)

(iii) 吸気温度

- 白金抵抗温度センサー

(iv) コンプレッサタービン出口温度

- CA熱電対---露出型(制御用)
- CA熱電対---非接地型(メータパネルおよび非常停止用)

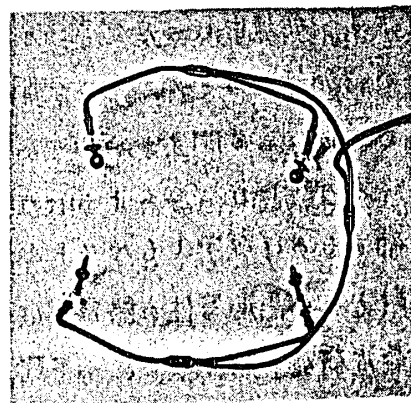


図6. 制御用熱電対

制御用のコンプレッサタービン出口温度センサーは加速制御に使用するため特に応答性が要求される。このため露出型のフロムルアルメル熱電対を使用し、これによって充分な性能が得られた。図6に示すとおり4本対になっており、この4本の熱電対がコンプレッサタービン出口に円周方向等間隔に位置し、出力は4点の平均温度が得られるようになっている。

5. テスト結果およびまとめ

本コントローラを実機エンジンにとりつけて実験を行なう前に、シミュレーションテスト装置でコントローラの調整を行なった。デジタルコンピュータでエンジン部をシミュレートし、アナログコンピュータで燃料弁特性、可変ノズル特性、そして各センサー出力および遅れ特性をシミュレートしたハイブリッド型のものである。これに実機のフューエルコントローラを接続してリアルタ

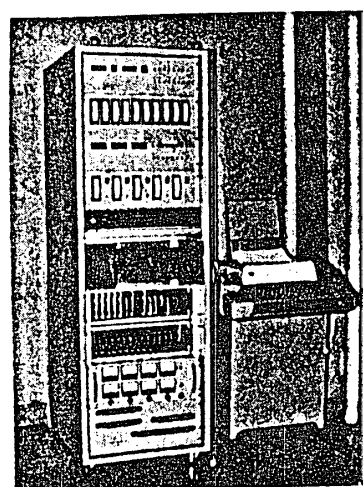


図7. シミュレーションテスト装置

イムで作動させた。

定常時の温度、圧力や加速時の所要時間はシミュレータと実機はよく一致したが、フィードバックループの安定性において実機エンジンはシミュレータの結果に対して若干差異が生じた。これはシミュレータに制御機器各部のヒステリシスや燃焼のむだ時間が入っていないためと思われる。

加減速特性のシミュレータテスト結果を図8に示す。加速中に一度定常ラインより下に割り込むのは加速中可変ノズルを全開にして、目的回転数近くになって閉まるからである。

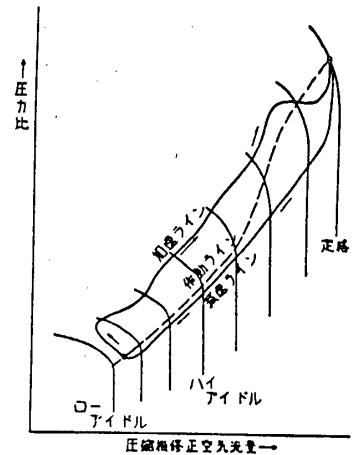


図8.加減速ライン

本コントローラのようにコンプレッサタービン出口温度で加速や可変ノズルを制御するのは必ずしもベストとは言えないが、約1000℃近い入口温度を測定するに耐えかつ高応答性の熱電対は今のところない。流体素子を利用した温度センサーは最近研究されているが、実際の制御に使用している例はほとんど見当たらない。温度センサーの開発がフューエルコントローラにとってキーポイントのひとつになることは間違いない。

またシミュレーション装置については、今後ミッションなどのパワーライン関係、車両特性、それに負荷特性をもシミュレートして車両全体の総合性能を検討していく計画である。

— 参考文献 —

1. 西尾, 遠藤, 杉山他. "リフトジェットエンジンJ R-100Hの動特性について" NAL TR-238
2. B. Eastman, M. Slade. "Present Needs of Gas Turbine Control Systems and Prediction for the Future" SAE 670141
3. K.A. Teumer "Electronic Versatility for Fuel Economy in Turbine Powered Vehicles" ASME 71-GT-31

2 自動車用ガスタービンの制御について

* 伊藤 高根 (日産自動車 中央研究所)

山崎 慎一 (日産自動車 中央研究所)

Ⅰ. はじめに

自動車用原動機としてガスタービンエンジンを利用しようという試みは、かなり以前から行われており、最近の排気ガス問題を契機として再びクローズアップされている。日産自動車においては、昭和42年、設計に着手して以来、現在も研究開発を続けているが、今回はその内、燃料制御についてその一端を紹介する。尚、ガスタービン全体および車輛への適用については下記文献を参照されたい。

(1) K. KINOSHITA, S. YAMAZAKI : "Development of the NISSAN Automotive Gas Turbine",
Paper No. JSME-39, Tokyo Joint International Gas Turbine Conference and

Products Show, Oct. 1972, Tokyo

(2) K. KINOSHITA, S. YAMAZAKI : "Development of the NISSAN Motor Gas Turbine Automotive Use", ASME
Paper No. 73-GT-54, 18th Annual International Gas
Turbine Conference and Products Show, April 8-12, 1973, Washington D.C.

2. 自動車用ガスタービンと制御

ガスタービンエンジンを自動車に適用する場合、航空機用あるいは定置用の場合とことなり、次の点に留意する必要がある。

- (1) 負荷の変動がはげしい
- (2) 部分負荷で運転する頻度が高い
- (3) ガスタービンに対する知識のない者が運転する

従って、現在世界各国で開発されている自動車用ガスタービンも、これらの実を考慮して、トルク特性がよく、又部分負荷にふける効率のよい2軸再生式の物が多い。日産において開発中のYTP12型ガスタービンを熱交換器として Regenerator を用い、パワータービン用ノズルを variable geometry とした2軸再生式のものである。図1にその構成図を示す。

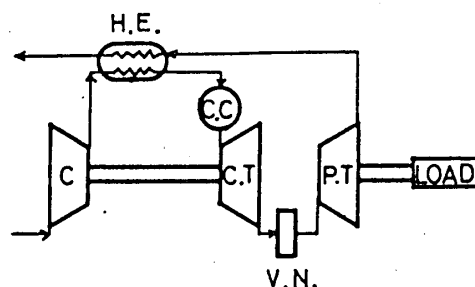


図1 YTP12型 G/T の構成

自動車用ガスタービンにおける制御の目的としては、そのエンジンの特性、使用条件を考え、

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

- (1) 負荷の大きさに応じた出力のコントロール
- (2) 加速時におけるサージングの防止
- (3) 減速時における燃焼器内吹き消え防止
- (4) 部分負荷における熱効率低下防止
- (5) 各種危険防止

等である。これらの目的にかなう様にエンジンを制御するわけであるが、操作できるパラメータは、燃料流量 および 可変ノズルの角度の2つであり、これら2変数をどのように操作させればあらゆる運転条件に適うかということが制御の問題となる。

YTP12型ガスタービンの制御系開発に当り、その基本方針として、次の5点が考えられた。

- (1) アクセルペダルのみですべての制御ができること
- (2) 制御系が複雑となる可能性があり、又、開発段階でパラメータの変更が容易にできるように電子制御方式とすること
- (3) アイドリング回転数に達するまでは着火も含めて全て自動的に運転されること
- (4) 危険な状態の場合には、エンジンは自動的に停止すること
- (5) ガスタービンに關する特別な知識がない者でも操作ができること

以下、現在YTP12型ガスタービンに使用されている制御系について説明する。

3. 燃料流量の制御

エンジンスタートからアイドル回転数までのシーケンス制御を含め燃料流量の制御系は概略、図2に示されるようになっている。即ちガス発生機の軸よりギアボックスを介して駆動されるギアポンプによって燃料タンクから燃料はエンジンに供給されるが、噴射弁に行く途中で燃

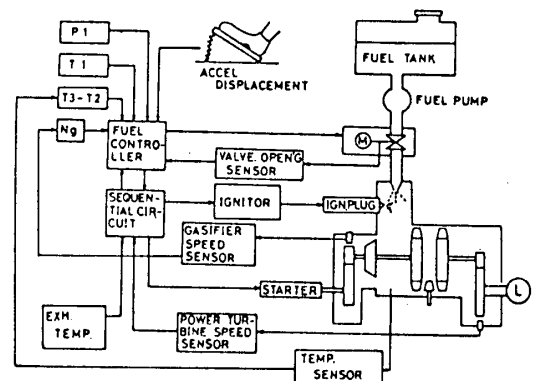


図2 燃料制御系概略図

料コントロールバルブにより、必要な量が計量される。燃料コントロールバルブは、A.C.サーボモータによりその開度が指令信号に応じて変化するようにしており、又、バルブ前後の圧力差は差圧調整弁の作用により常に一定(2kg/cm²)に保たれる。従って、燃料流量はコントロールバルブの開度のみに比例し、燃料圧力の変化に影響されない。コントロールバルブ開度を決定する指令信号は、アクセルペダルに連動したポテンシオメータの出力電圧として与えられるが、この電圧は、コントローラにより必要な修正が加えられる。修正のしかたは後で詳しくのべる。

3-1 着火からアイドリング回転数にいたるまでのシーケンス制御

燃料に着火し、エンジンが加速され N_g が 35% に達すると スターター および イグナイターが切れエンジンはさらに加速されるがその間に、油圧が正常かどうか判断し、正常ならばアイドル回転数(50%)まで加速される。 N_g が 50% に達すると、アクセルペダルがきくようになる。又、安全面では、運転中の油圧、排気温度、ガス発生機およびパワータービンの回転数が常にモニタされ、これらに異常がある場合は、alarm lamp が点灯し、あるいは燃料がカットされる。

アイドル回転数以上の運転における制御は熱交換器がない場合をベースとし、熱交換器の効果は、これに補正を加えるという形をとっている。先ず熱交換器がない場合を説明する。ある可変ノズル角度に対し、定常状態におけるガス発生機の修正回転数 N_g^* とその時の修正燃料流量 W_f^* との関係が図4の曲線(3)のように得られる。この曲線上の運転点AからBまで加速する場合、燃料流量の変化の仕方によってAからBへ行く経路がちがって来て、急に変化させれば定常運転線よりも上側を通り、場合によってはコンプレッサーがサージングに突入する。従ってある N_g^* において、ステップ状にアクセルペダルをふんだ場合でも、コンプレッサーがサージングに入らないというような最大の燃料流量が存在する。このような最大値を表わしたものが図4の曲線(1)である。逆に減速する時には、火が吹き消える恐れがありそのような吹き消えを防止するような最小の流量が各回転数に対し曲線(5)のように決められる。従って各回転数によって決まるこれら最大および最小の燃料流量の範囲内に入っているならどのようにアクセルペダルをふんでも

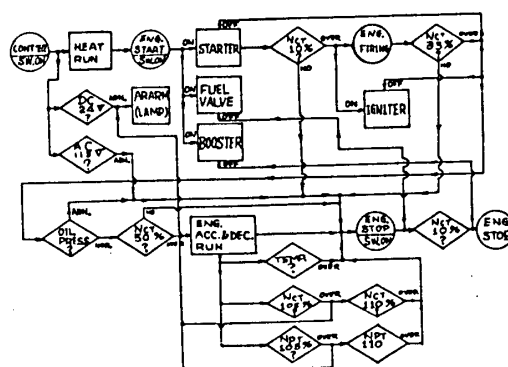


図3 シーケンス および セーフティ 回路

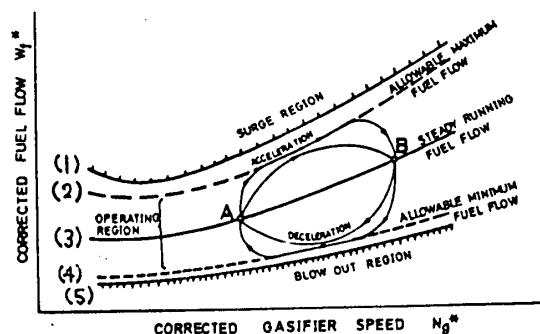


図4 燃料流量の規制

サージングに入ったり、吹き消えたりすることはない。実際にはこれらの限界値から幾分のマージンをとって、最大値に対しては曲線(2)、最小値に対しては曲線(4)のようなものが決定され、それぞれ許容最大燃料流量、許容最小燃料流量とよんでいる。これら最大及び最小の許容燃料流量は折線近似の関数発生器により電氣的につくり出され、入力信号の修正回転数に対してアナログ電圧としてとり出されるようになっている。アクセルペダルと運動したポテンシオメータの出力電圧は比較器によって最大および最小の許容値と比較され、この限度内の信号のみが燃料コントロールバルブの開度指令信号となる。

熱交換器がついた場合には、燃焼器に入る空気が余熱されるため、余熱された熱量に相当する燃料流量を差し引かねばならない。今、

W_{fHE} : 熱交換器付のときの許容最大燃料流量

W_f : 熱交換器無のときの許容最大燃料流量

ΔW_{fHE} : 熱交換器によって回収された熱量に相当する換算燃料流量

とすると

$$W_{fHE} = W_f - \Delta W_{fHE} \quad \text{----- (a)}$$

コンプレッサの入口の圧力 P_1 および温度 T_1 を用いて大気修正を行うと

$$W_{fHE}^* = W_f^* - \Delta W_{fHE}^* \quad \text{----- (b)}$$

ここに*は修正値を示し、 $W_f^* = W_f / \delta_1 \sqrt{\theta_1}$ などの様になる。

ただし、 $\delta_1 = P_1 / P_{STD}$, $\theta = T_1 / T_{STD}$, $P_{STD} = 1 \text{ kg/cm}^2$, $T_{STD} = 288^\circ K$

熱交換器で回収される分は C_p : 定圧比熱, η_c : 燃焼効率, Q_f : 燃料の発熱量として、

$$\begin{aligned} \Delta W_{fHE}^* &= \Delta W_{fHE} / \delta_1 \sqrt{\theta_1} = \frac{G \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}{\eta_c \cdot Q_f \cdot \delta_1 \sqrt{\theta_1}} \\ &= \left(\frac{G \sqrt{\theta_1}}{\delta_1} \right) \times \left(\frac{C_p}{\eta_c Q_f} \right) \times \frac{T_3 - T_2}{\theta_1} \\ &= G^* \cdot K \cdot (T_3 - T_2) / \theta_1 \quad \text{----- (c)} \end{aligned}$$

ここに $\left\{ \begin{array}{l} G^* : \text{修正空気流量} \\ K : \text{const } (= C_p / \eta_c Q_f) \\ T_3 - T_2 : \text{熱交換器による空気の温度上昇} \end{array} \right.$

又、 G^* は近似的には修正回転数 N_g^* の関数と見做られ、 W_f^* は N_g^* の関数として関数発生器で与えられるから、それぞれ $W_f^* = f(N_g^*)$, $G^* = g(N_g^*)$ とおけば (b) 式は

$$W_{fHE}^* = f(N_g^*) - K \cdot g(N_g^*) \cdot \frac{T_3 - T_2}{\theta_1} \quad \text{----- (d)}$$

(d) 式右辺の $f(N_g^*)$ 及び $g(N_g^*)$ は ガス発生機の回転数 N_g 及びコンプレッサ入口温度 T_1 の実測値よりもとめた N_g^* より関数発生器によって与えられる。又、温度上昇 $T_3 - T_2$ は熱電対によって実測される。

これらの値から電気回路によって (d) 式の右辺が計算され、熱交換器がついた場合の燃料流量の許容値が与えられる。図5に以上のブロック図を示す。

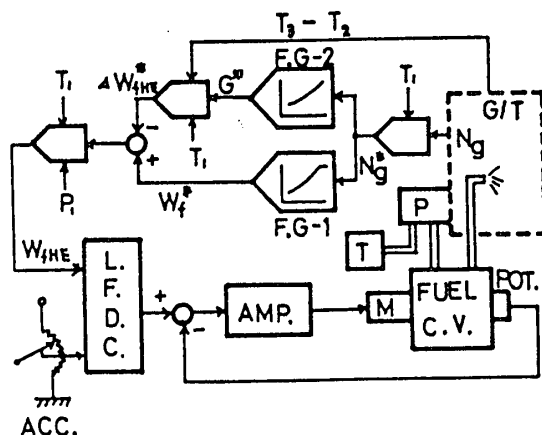


図5: 燃料流量の制御系

4. 可変ノズルの制御

自動車用ガスタービンに可変ノズルを用いる主な目的とその操作法は概ね次のようになっている。

- (1) 部分負荷における SFC の改善 ----- 可変ノズルを設計点における状態よりもわずかに閉じ込む
- (2) 加速性能の改善 ----- 可変ノズルを設計点よりもわずかに開ける
- (3) エンジンブレーキに利用する ----- 可変ノズルを通常と逆向きに向ける

可変ノズルの駆動系は図6に示すように電気油圧サーボでピストンを動かしてリンク機構を通じてリングギアを動かすようになっており、可変ノズルの位置検出は十字ツランジ軸と同軸の回転形ポテンシオメータで行なっている。電気油圧サーボバルブはサーボアンプで駆動されるが、サーボアンプの入力信号は図7に示すごとく2つの関数発生器のいずれか一方の出力電圧が加わるようになってくる。1つは定常運転時の制御用 (F.G.3), 他は加減速時の制御用 (F.G.2) である。定常かどうかの判断はアクセルペダルの踏み代に応じてあらかじめ決められたガス発生機回転数の目標値 N_g^* と実際の回転数 N_g との差をとり

$$|N_g^* - N_g| \leq 5\% \text{ of } N_{g \text{ DESIGN}}$$

なら定常状態と判断している。定常かどうかの判断をやるコンパレータは

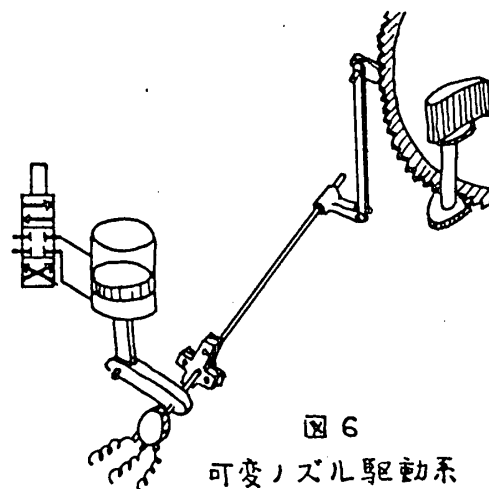


図6
可変ノズル駆動系

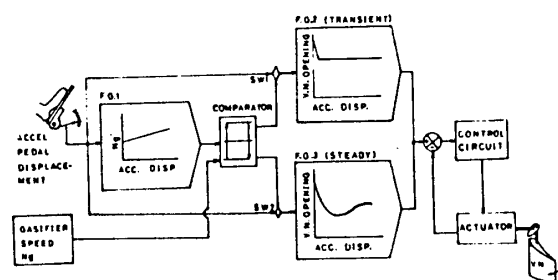


図7 可変ノズルの制御系

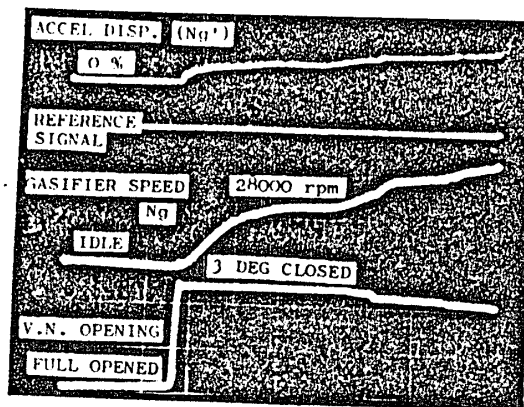


図8 緩加速

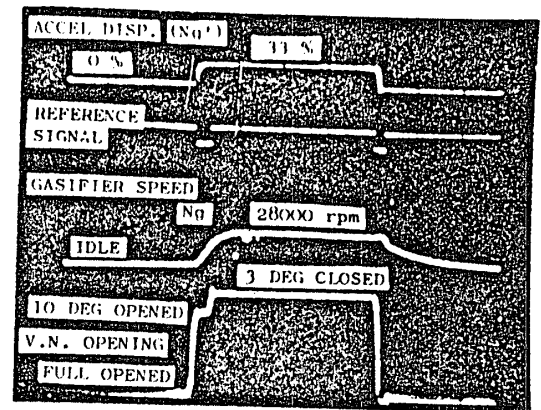


図9 急加速, 急減速

尚, エンジンスタートからアイドリングまでは可変ノズルは最も通路面積が大きくなるような位置 (FULL OPEN) に, 又, エンジンブレーキに用いるときは逆向きにいっぱい位置 (RETARD) に固定される。定常状態における可変ノズルの位置 (図7の Fig. 3) は主に効率を考慮して決められる。図8はゆっくりとアクセルペダルをふんでアイドル状態からガス発生機を加速させた場合の各パラメタの時間経過を示したものであり, ガス発生機回転数 N_g が, N_g' に追従するため定常と判断されて Fig. 3 のカーブに従って可変ノズルが動いている。これに対して図9は急激にアクセルペダルを踏んだ場合で N_g が N_g' に追従せず, 加速と判断されて途中で 10° OPEN の位置に変わり, やがて N_g が N_g' に近くなり 定常の位置に戻って113様子を示している。

5. あとがき

本制御系は現在実験用テストエンジンならびにガスタービン車 (バス) に適用され, 十分その機能をはたしているが, この制御系が最適なものとはかならずしもいえない。今後の開発を通じて, たとえば *hot start* と *cold start* の差の問題, 可変ノズル制御系のメカ的な分解能の問題, 制御系が *open loop* であるための問題等々を解決していく必要がある。より最適な制御系とするには, システムのソフトウェアの研究も重要であるが, それを実現するハードウェアの開発も欠くことのできない要素である。燃料制御系開発に携わって来て 我が国におけるこの方面でのハードウェアの立ちあぐれを痛感している。

* 小林 哲郎 (東京大学)

葉山 真治 (東京大学)

1. 緒言

最近、ガスタービンが自動車用の新しい動力として、注目されはじめてきた。しかし、自動車に使用する場合、その使用範囲はアイドリング、部分負荷、全負荷と広範囲にわたる。てくりかえし使用することになる。そのため、広範囲にわたる動特性を把握しておく必要がある。これを実験を使っておこなうのでは、時間、労力、費用がかかり、又、エンジンを危険な状態にさらすことになる。そこで、シミュレータを使って動特性を解析できればたいへん好都合である。ここでは、アナログ計算機によって解析を試みた。ガスタービンモデルとしては、図1のような二軸式ガスタービンについて考えた。

2. ガスタービンの動特性の解析

自動車に使用されるガスタービンの各要素は小さく、その中で流体の蓄積はないものとして、連続の式としては、 $\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$ と考える。そうすれば、ガスタービンは図2のような一本の管路でモデル化できる。この仮定とガスタービンの各要素ごとに集中定数化して、運動方程式を管路の入口から出口まで積分すると、

$$M \frac{dG}{dt} = \left\{ (P_1 + f_c - \Delta P_c) - (f_{CT} + \Delta P_{CT} + f_{PT} + \Delta P_{PT}) \right\} \times 10^4 \quad \text{----- (1)}$$

となる。各記号は末尾に一括して示す。ここで10をつけたのは、圧力として kg/cm^2 の単位をとったためである。

燃焼室では、温度は一様であると仮定し、それが出口温度に等しいと仮定すると、エネルギーの式は、次のように表わせる。

$$\frac{d}{dt} (\rho_0 g V_0 T_4) = \dot{m}_B H_u + G (C_{PB} (T_2 - T_4)) \quad \text{----- (2)}$$

コンプレッサの回転軸の運動方程式は、

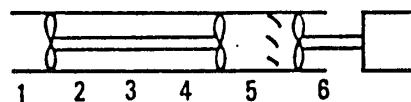
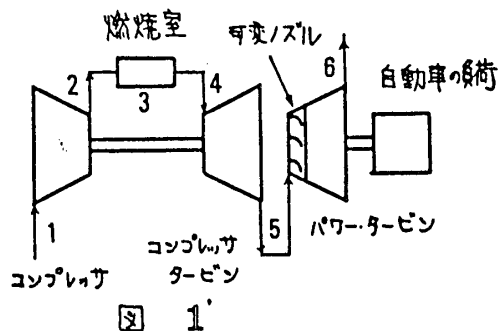
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_c \left(\frac{2\pi N_c}{60} \right)^2 \right) = G \{ \eta_{mc} L_{CT} - L_c \} \quad \text{----- (3)}$$

となる。又、自動車の運動方程式は、直進運動のみとして、

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} M_A \frac{V_A^2}{36} \right) = T_A - (K_{L1} + K_{L2} V_A^2) \quad \text{----- (4)}$$

となる。右辺カッコ内は、車が受ける負荷トルクで、 K_{L1} は路面から受けるコロガリ抵抗、 $K_{L2} V_A^2$ は空気抵抗である。

コンプレッサの特性は、次元解析すればわかるように、圧力比と修正流量と修正



正回転数の関数になる。これは、実験データを使用する。その特性は、一般の遠心式圧縮機の特性和類似のものである。断熱効率を使えば、入口出口の温度関係は、

$$T_2 = [1 + ((P_2/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)/\eta_c] T_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。断熱効率は一定と仮定する。コンプレッサでの単位流量あたりの圧縮仕事は、

$$L_c = J C_{pc} (T_2 - T_1) \quad \dots\dots\dots (6)$$

となる。

コンプレッサタービンの特性式は、軸流タービンの場合、次式で近似できる。

$$G\sqrt{T_3}/P_4 = k_{GT} \sqrt{1 - (P_3/P_4)^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

断熱効率一定とすると、入口出口の温度関係は、

$$T_5 = [1 - \eta_T \{1 - (P_3/P_4)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\}] T_4 \quad \dots\dots\dots (8)$$

となり、コンプレッサタービンの単位流量あたりの膨張仕事は、

$$L_{CT} = J C_{pT} (T_4 - T_5) \quad \dots\dots\dots (9)$$

となる。

パワータービンの流量特性もコンプレッサタービンと同様に、

$$G\sqrt{T_5}/P_5 = k_{GP} \sqrt{1 - (P_6/P_5)^2} \quad \dots\dots\dots (10)$$

となり、断熱効率を使えば同様にして、

$$T_6 = [1 - \eta_P \{1 - (P_6/P_5)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\}] T_5 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$L_{PT} = J C_{pP} \eta_P T_5 [1 - (P_6/P_5)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}] \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。次に、ノズル操作は、二つの変化で近似する。

一つは、タービンの流量特性の変化で、ノズル操作によって圧力比と修正流量の関係は、たとえば図3のようになる。もう一つは、動翼へのアタックアングルがかわり、パワータービンから自動車へ伝わる馬力がかわること、つまり効率が変化するとみえる。効率は、回転数、ノズル角および圧力比の関数である。ここでは、実験データをそのまま使用した。

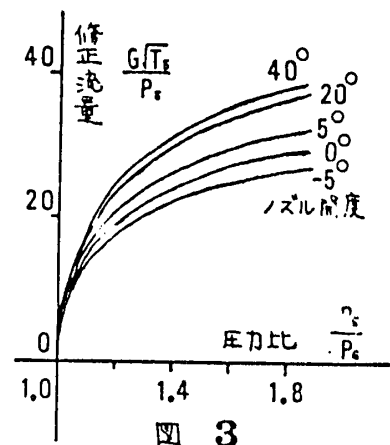


図 3

3. アナログ計算機によるシミュレーション

前節で述べた形の数式モデルをアナログ計算機に組込んだ。はじめに、ノズルを定位置に固定し、周波数応答を求めた。その結果が図4である。その特性は、三種類に分かれる。一つは、回転数、圧力、圧縮機出口温度のように一次おくれで近似できるもの、タービン入口出口温度のように進み遅れで近似できるもの、それから流量の特性の三種類である。次に、ガスタービンの動特性に影響をおよぼすとみられるコンプレッサ回転系の時定数と燃焼室系の時定数を変えて、周波数応答を求めてみた。燃焼室系の時定数を大きくした場合、燃焼室での流体の蓄積を考える必要が出てくる可能性がある。その場合は、図5のように二本の管路と一つのタンクで近似した方が

よりことになる。その時の数式モデルは、

$$M_C \frac{dG_C}{dt} = \{P_1 - P_3 + f_C - \Delta P_C\} \times 10^4 \quad (13)$$

$$M_T \frac{dG_T}{dt} = \{P_2 - P_6 - f_{CT} - \Delta P_{CT} - f_{PT} - \Delta P_{PT}\} \times 10^4 \quad (14)$$

$$\frac{d(P_3 V_B g)}{dt} = G_C - G_T \quad (15)$$

$$P_3 = P_3 g R T_3 \quad (16)$$

$$\frac{d(P_3 g V_B C_{PB} T_3)}{dt} = \eta_B H_u B + C_{PB} G_C T_2 - C_{PB} G_T T_3 \quad (17)$$

となる。このようにして数式モデルを組み、周波数応答を求め、図2のモデルの場合と比較してみた。その結果、実験の定数を用いて計算した場合、両者の間には全然差がなかった。又、燃焼室系の時定数を小さくしても、タービン入口出口温度のゲイン特性が高周波数域で少し下るだけである。つまり、現在使用されている自動車用ガスタービンは一本の管路で十分モデル化できること

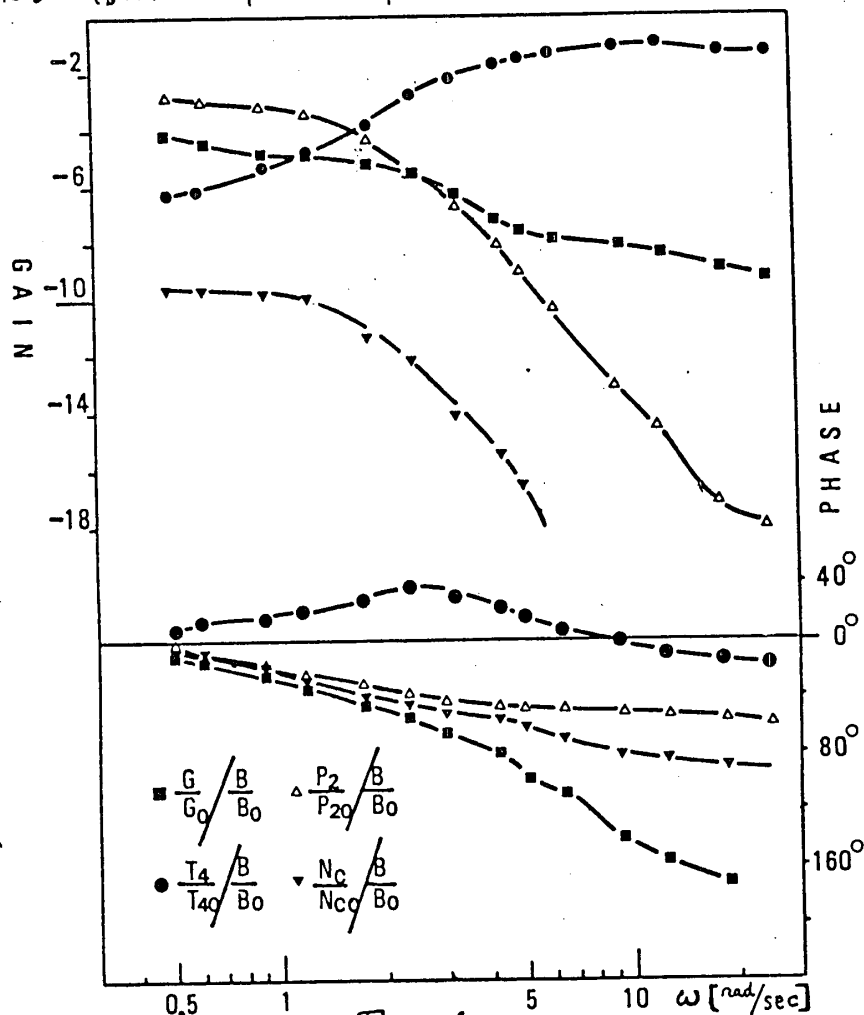


図 4

とがわかる。そして、燃焼室系の時定数は、系の動特性にほとんど影響を与えないことがわかる。

回転系の時定数をかえた場合、系の特性はすべて平行移動する。つまり、ガスタービンの動特性は、すべて回転系の時定数によ

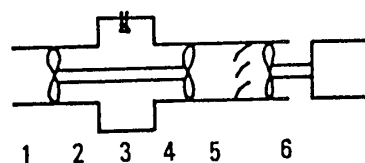


図 5

て回転系の時定数によ、てきまることがわかる。図6は、回転系の時定数 G_C が、 $\frac{1}{2}G_C$ 、 G_C 、 $5G_C$ の場合について、燃料を時定数0.5秒の一次おくれで加えた場合の応答を示したものである。これを見てわかるように、系の応答は回転系の時定数が小さいほどよいことがわかる。又、タービン前温度も回転系の時定数が小さいほど、オーバーシュートの大きさも時間も少ないことがわかる。

加速時にサージに近づくのは、流量が逆応答をするためである。燃料を増加した場合、タービン側の応答は瞬時に応答するが、コンプレッサ側の応答は回転系の時定数によってきまるため、すぐに応答できな。その結果、流量と圧力がバランスするように、流量は一時減少する。その後、回転数の増加に応じて、コンプレッサ側も応答し、流量は増加する。この逆応答の大きさも時間も、回転系の時定数を小さくした方が少ないことがわかる。つまり、ガスタービンをサージに入らず、最高許容温度をこえず加速する場合、回転系の時定数を小さくすればするほどよくなることわかる。

しかし、現実には、回転系の時定数を小さくするにも限度があり、ガスタービンの特性は、回転系の時定数によ、てきまってしまう。さらに、加速性を改善する一方法として、パワータービン前ノズルを変える方法が考えられている。ノズルを30°ステップ状に変化させた場合の応答を図7に示してある。ノズルを開いた場合、流量特性がかわり、その結果瞬時に流量がかわる。この状態

は、流量と圧力がバランスした状態であり、コンプレッサの回転エネルギーのバランスはとれてい。その結果、回転数は増加する。それに合わせて、他の変数も変化する。

ノズルを開けば、流量が増加するため、サージへの余裕が大きくなる。その結果、もっとはやい時定数で燃料を加えることが可能になる。図8の(a)は、ノズルを操作せずに、燃料を0.1秒の一次おくれで加えた場合のコンプレッサマップ上の軌跡を示したものである。あきらかにサージに入ってしまう。(b)は、ノズルを開く=と燃料を加えることを同時に行な、た場合。(c)は、ノズルを開き、0.5秒後に燃料を加えた場合。(d)は、ノズルを開き十分時間がたってから燃料を加えた場合。これらと比較すれば、ノズル

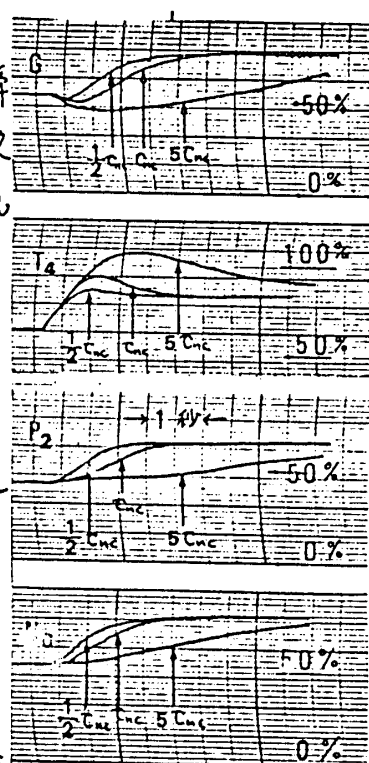


図 6

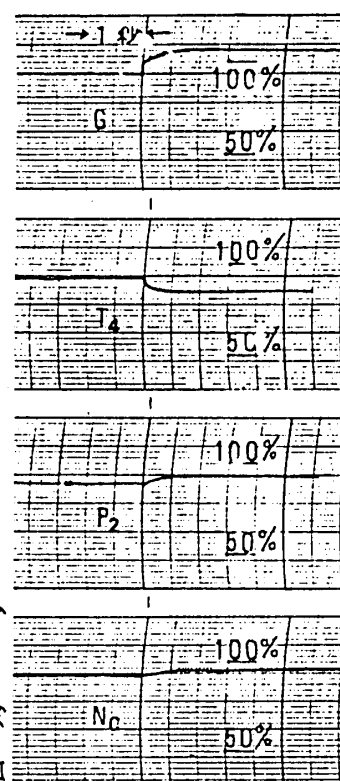


図 7

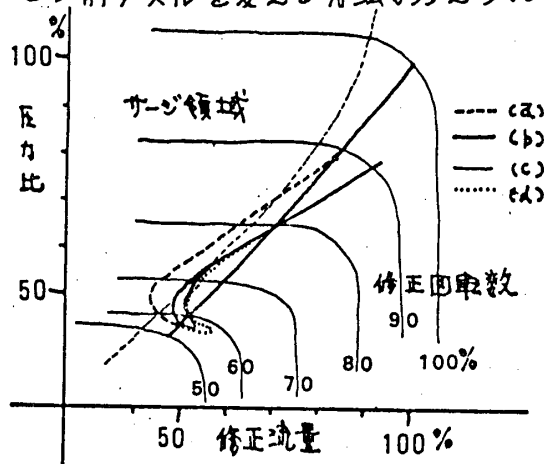


図 8

を開いてから、燃料を加えるまでの時間が長いほどサージへの余裕が大きくなっているのがわかる。しかし、ノズルを開くと、パワータービンに伝達される馬力が小さくなり、自動車の速度が落ちてしまう。であるから、ノズルはすみやかに再び閉じなければならぬ。(d)の場合のサージへの余裕は大きいのだが、(b)(c)のようにノズルを開いてすぐに燃料を加えなければ、車の加速性はよくなるまいことがわかる。

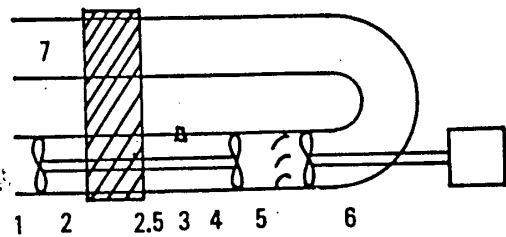


図 9

次に、図9のように熱交換器を入れた場合を考える。その応答を式(18)のように時定数20秒の一次おくれで近似する。

$$T_{2.5} = T_2 + \tau_R (T_6 - T_2) / (1 + \tau_R S)$$

その周波数応答図10は、熱交換器なしの場合とほとんどかわらない。熱交換器出口温度 $T_{2.5}$ も一次おくれの形をしており、つまり、熱交換器の時定数は大きく、ガスタービンの加速性的に数秒の現象を考える場合には、ガスタービンの動特性におよぼす影響は小さい。

4. 結び

ガスタービンの動特性をアナログ計算機を使用して調べてみた。その特性は、すべてコンプレ

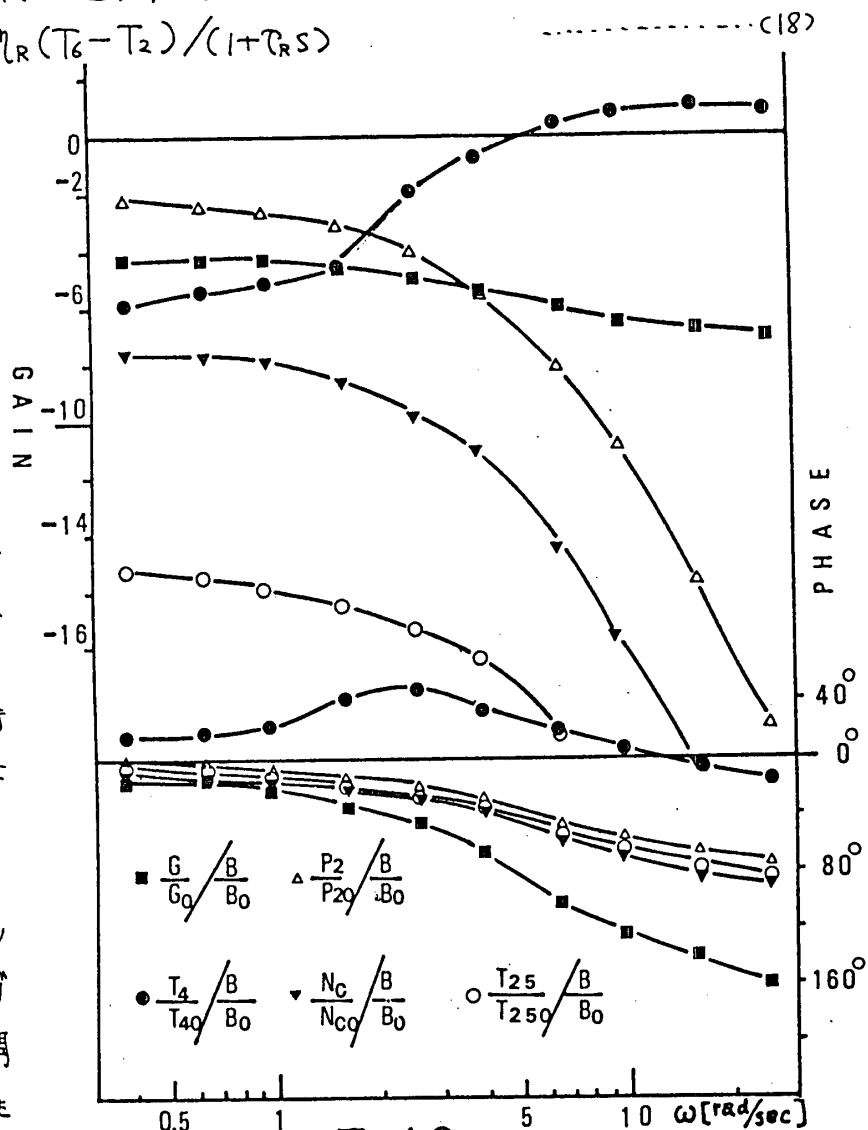


図 10

ッサ回転系の時定数によってきまる。であるから、回転系の時定数が小さいほど、特性がよくなる。又、可変ノズルを操作することによって、加速性を改善できることがたしかめられた。

なお、パワータービン効率の理論的数式表示の点および熱交換器の動特性の理論的解析等については、まだ不十分な点が多いので、今後さらに検討したい。

又、本研究に使用したアナログ計算機は、非線形演算器が多いので、東京大学荻山研究室で製作したものである。製作にあたり、研究室の皆様の指導と協力を得たことを記し、深甚な謝意を表す。

記号

B …… 燃料流量 [kg/s]	M …… 管路定数 [s^2/m^2]
C_p …… 平均定圧比熱 [$\text{Kcal}/\text{kg}^\circ\text{K}$]	M_A …… 自動車の質量 [kg]
D …… 車のタイヤの直径 [m]	N_c …… コンプレッサ軸の回転数 (rpm)
f_c …… コンプレッサでの圧力上昇 [kg/cm^2]	P …… 圧力 [kg/cm^2]
f_{cT} …… コンプレッサタービンでの圧力 降下 [kg/cm^2]	ΔP_c …… コンプレッサでの圧力損失 [kg/cm^2]
f_{PT} …… パワータービンでの圧力降下 [kg/cm^2]	ΔP_{cT} …… コンプレッサタービンでの圧力損失 [kg/cm^2]
g …… 重力定数 [m/s^2]	ΔP_{PT} …… パワータービンでの圧力損失 [kg/cm^2]
G …… 重量流量 [kg/s]	R …… 気体定数 [$\text{kg m}^2/\text{kg}^\circ\text{K}$]
H_u …… 低位発熱量 [Kcal/kg]	T_A …… 自動車が得る駆動トルク [kg m]
I_c …… コンプレッサ回転軸の慣性モー メント [kg m^2]	T …… 絶対温度 [$^\circ\text{K}$]
k_{GT} …… コンプレッサタービンの流量係 数 [$^\circ\text{K}^2\text{cm}^2/\text{s}$]	V_A …… 自動車の速度 [km/hr]
k_{GP} …… パワータービンの流量係数 [$^\circ\text{K}^2\text{cm}^2/\text{s}$]	V_B …… 燃焼室体積 [m^3]
L_c …… コンプレッサでの仕事 [kg m/s kg]	η …… 断熱効率
L_{cT} …… コンプレッサタービンでの仕事 [kg m/s kg]	η_{mc} …… 機械効率
	η_B …… 燃焼効率
	η_R …… 熱交換率
	ρ …… 密度 [$\text{kg s}^2/\text{m}^4$]
	X …… 比熱比

ただし、サフィックスが付いた時、番号は図1の場所での物理量、cはコンプレッサでの、Tはコンプレッサタービンでの、Pはパワータービンでの平均物性値を示す。○がついているのは、デザインポイントでの値を示す。

参考文献

- Experimental Investigation of Methods for Improving the Dynamic Response of a Twin-spool Turbojet Engine — A.J. Fawke, H.I.H. Saravanan, ASME 71-GT-14
- Generalized Simulation Technique for Turbojet Engine System Analysis — Kurt Seldner, NASA TN D-6610

小島 秀夫 (日立製作所 日立工場)
 *星野 和貞 (日立工場)
 目黒 和利 (大みか工場)

1. 緒 言

近年、ガスタービンの需要の増大にともない、用途も多機化する傾向にあり使用目的によつては2軸形ガスタービンの採用が望まれている。

2軸形ガスタービンは1軸機と異なり、高圧タービン軸(圧縮機駆動)と低圧タービン軸(負荷駆動)が機械的に独立であるため、次のような利点がある。

- (1) 出力軸の回転数が低下すると、1軸機では圧縮機の回転数が下がつて、トルクは低下するが、2軸機では圧縮機の回転数を出力軸回転数と係りなく、一定に保持できるので、逆にトルクは増大する。このように出力軸回転数が下がるとトルクが増大すると言う 原動機としては勝れた特質を有している。
- (2) 圧縮機よりの空気量を調整することができるので、部分負荷時にもタービン入口温度を最適な温度に保つことができ、勝れた部分負荷性能を有する。このことは特に、ガスタービン排気を産業用プロセス蒸気、または蒸気併用サイクルの熱源として利用する場合、あるいは再生サイクルの際に、非常に有利となる。
- (3) 起動時には高圧タービン軸のみを駆動すればよいので、起動トルクが小さい。従つて起動装置が1軸機に比し少なくて済む。

一方、2軸機としては構造および制御が1軸機に比較して複雑となる不利はあるが、上記利点を生かした用途、一般に産業機械駆動用(ポンプ、圧縮機駆動)船用あるいは蒸気併用サイクルには2軸機が向くと考えられる。

本文では2軸形ガスタービンの制御に要求される性能について、日立-G Eガスタービンで採用されている電子制御(スピードトロニクと称される)を中心として、制御方法、制御装置の特長を述べる。

2. 2軸形ガスタービン制御の特長

2軸機の制御と1軸機の制御との最大の相違は、1軸機の制御は基本的には速度および負荷の要求に応じ、燃料量を調節する機能であるというのに対し、2軸機では同じ要求に対し、燃料量ならびに空気量を調節する機能を有することである。空気量の調節は圧縮機入口のガイドベーンの開閉でも行うことが出来るが、

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6. 第1回定期講演会)

圧縮機の適切な運転を考えれば限度があり、ここで言う空気量の調節とは、圧縮機軸速度の制御によるものである。燃料量を調節するものが燃料制御装置であり、圧縮機軸速度を制御するものがノズル制御装置である。

さらにこれらの基本的要求に付随して、ガスタービン始動から着火、加速、同期、負荷上昇等を時限的に自動的に進行させるシーケンス関係、

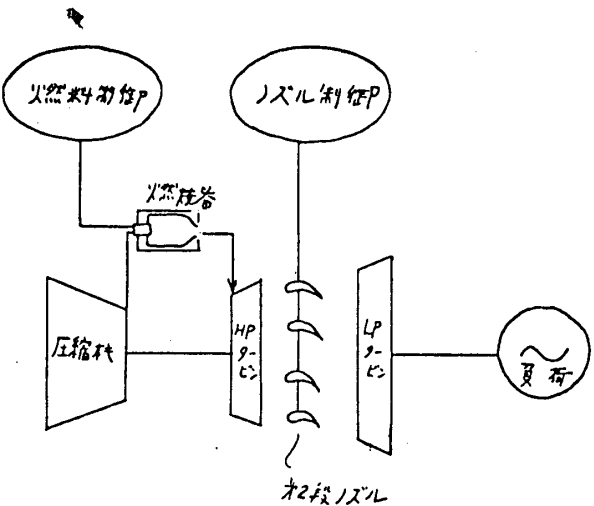


図1 2軸形ガスタービンの制御

また高温ガスをエネルギー源として使用することによる温度高に対する保護装置、高速回転体であることによる過速度あるいは過振動保護装置などの保安装置も制御装置の中に含めて考えなければならない。

すなわち、制御装置は大別して次の4つの部分から成り立っている。

- (1) 燃料制御装置
- (2) ノズル制御装置
- (3) 起動停止装置
- (4) 保安装置

このうちノズル制御装置が2軸機に特有のものである。

日立GEガスタービンではこれら制御装置の主機能をスピードトロニクという電子制御によっており、この特長は従来採用されてきた、機械油圧式をエレクトロニクス化することにより、信頼性、耐久性を向上させるとともに、制御精度を高め、応答性を敏速化するというところにある。また標準化された制御装置を使用することにより、船用や蒸気-ガス併用サイクルのガスタービン等各種応用分野にも容易に適用でき、複雑化したサイクルの運転も簡便な操作で可能となる。

3. ガスタービンスピードトロニク制御（電子制御）

スピードトロニクの心臓部である制御パネル（図2）はソリッドステート化した多数のプリント板から成り立っている。このパネルによりガスタービンの速度、温度信号を受信するとともに、負荷あるいは速度の設定を行ない、ガスタービンの燃料量を決定する電圧信号VCE（Electronic Control Voltage）圧縮機軸速度を決定し、空気量を決定する電圧信号NOE（Nozzle Control

Electronic) を出す(図3)。

スピードトロニック制御はデジタル、ロジック、アナログ、リレーの4種類の要素から成り、これらの要素が相互に関連しながらガスタービンを制御していく。

4. VCEと燃料制御装置

VCE信号は直接燃料量を制御する信号となるもので、いかなる場合でもガスタービンに供給される燃料量はこのVCEに比例するようになっている。図4に示すようにVCEを制御する系統は起動制御、速度制御、温度制御の3系統より成っている。この3系統からは常時その系統により要求されるVCE電圧信号を出力として出しているが、実際に燃料を制御するためのVCEとなるものは3系統の中の最低電圧である。これは最終のVCE出力回路の前の最低電圧検出ゲート

(Minimum Value Gate)によつて達成される。この最低電圧より高い他の2系統からの出力信号はバックアップ信号となる。

燃料制御装置は上記VCE信号に対応した燃料量を供給し、各燃料ノズルに等分に分配する装置である。図5はVCE信号よりノズルに至るまでの燃料制御系統を示したものである。この図では、液体燃料と気体燃料を同時に混焼できる系統を示しているが、単体の燃料を使用する場合にはどちらかの系統を削除して考えればよい。ガスタ

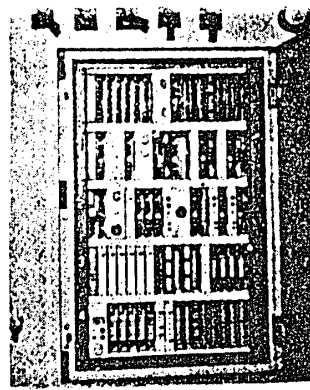


図2
スピード
トロニック
パネル

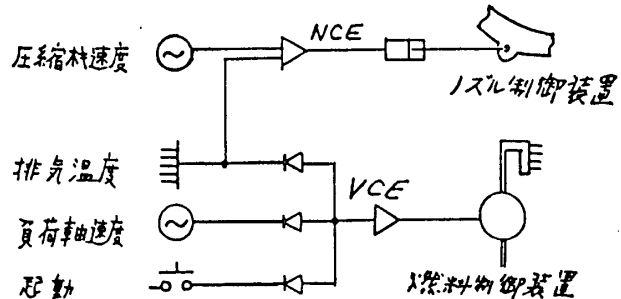


図3 VCE, NCE系統図

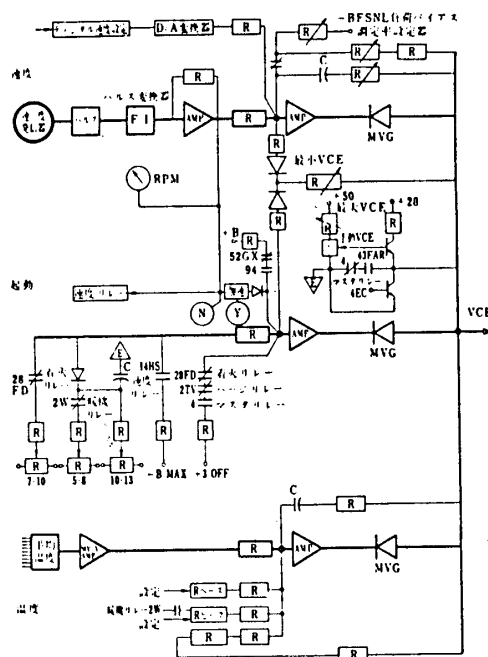


図4
VCE
制御
系統

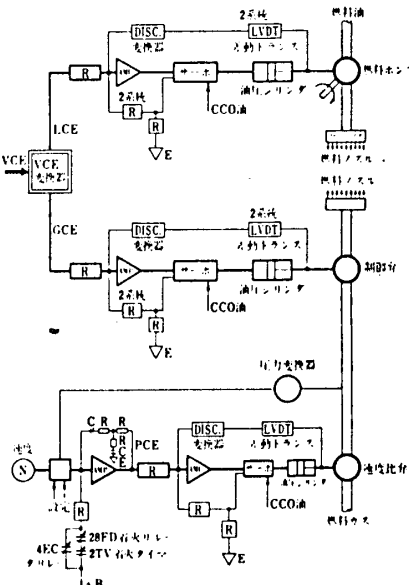


図5
燃料
制御
系統

N C E 信号の設定の仕方を再生サイクルを例にとつて、図 6 に示す。再生サイクルでは全負荷、部分負荷において最高効率が得られるよう、燃焼温度を極力高くすることを目標としている。燃焼温度 (T_F) を直接測定することは实际的でないので、排気温度 (T_X) と圧縮機出口圧力 (P_{cd}) を測定することで行う。全負荷においては T_F は最高許容温度、圧縮機軸速度 (NHP) は全速である。負荷が下がるにつれ、燃料が減少し T_F が減少しようとするので、NHP を下げ、空気量を調節して、 T_F は最高温度を持続する。この間 T_X は上昇する。負荷がさらに下がり、 T_X がその限界に達すると、それ以降の負荷減少は T_X が最高となるよう、空気量を調節しながら燃料量を減少させていく。負荷が 25 ~ 50 % の点で NHP は最小制御速度に達し、そ

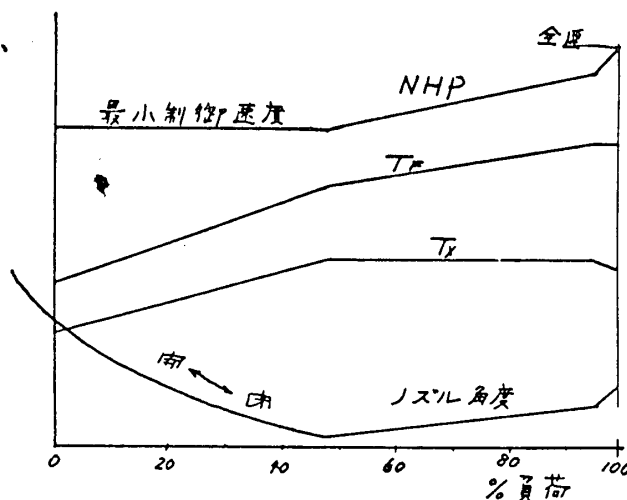


圖 6 NCE 制御線図

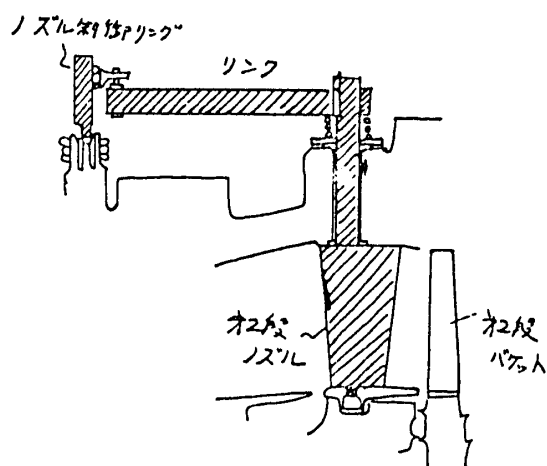


図7 オ2段ノスル角速可変機構

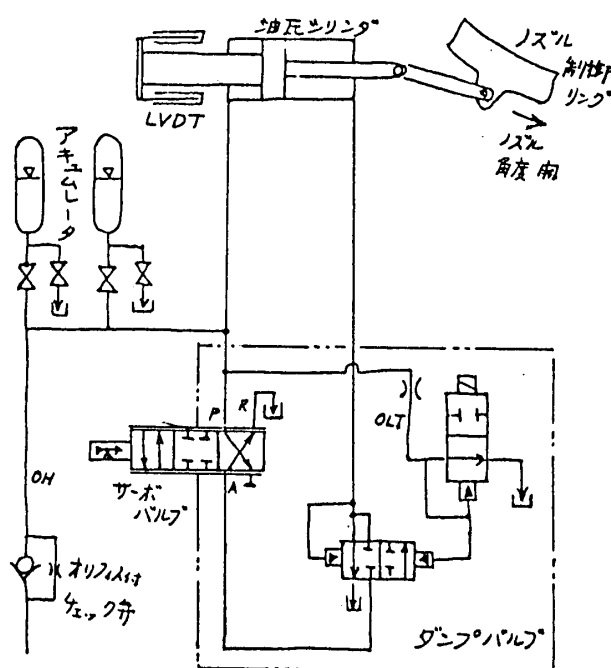


図8 ノズル制御装置油圧回路図

第2段ノズルは、半径方向軸を中心に回転できる構造で、外周側に駆動軸を持ちノズル制御リングと噛み合っており、ノズルの全数が同一の角度を向くように連動されている。(図7)ノズル制御リングはリンクを介してノズル制御装置の油圧シリンダによつて駆動される。ノズル制御装置の油圧回路図を図8に示すが、これらの機器は油圧回路の信頼性向上とコンパクト化のため、油圧マニホールドとして1つにまとめられている。ノズル角度は油圧シリンダのストロークに比例し制御される。このストロークを燃料制御同様差動トランス(LVDT)により検知し、その出力信号をアナログ演算機にフィードバックする。この結果NOE信号とノズル角度はある1次の比例関係として制御することができる。

図9 ダンフバルブ断面図

5. ガスタービンの起動順序

— 23 —

するためのターニング装置および起動ディーゼルあるいはモータが始動する。これにより圧縮機軸は回転を始め、その速度が20%に達すると速度リレーにより点火トランス、燃料止め弁、着火VCEが作動し燃料点火が行なわれる。その後30秒間は暖機運転が行なわれる。暖機完了後、排気温度制御点が一定の比率で上昇し圧縮機軸速度はしだいに上昇する。やがて圧縮機軸は自己保持速度に達し、起動クラッチが自動的に離脱し、起動装置が切り離される。この頃、出力軸ガスタービンも回転上昇を始める。圧縮機軸速度が最小制御速度に達すると速度リレーが働き、起動は完了となる。

6. ガスタービン保安装置

ガスタービンが正常な運転状態を継続中、異常状態が発生しこのまゝの運転継続が不可能な場合、自動的に燃料を停止しガスタービンを遮断したり、あるいは点検のために異常場所を表示したり、警報を発したりして運転員に注意を促す必要がある。異常状態が生じた場合ガスタービン遮断信号が発生し、燃料止め弁の操作油圧を切り、止め弁を閉にして燃料を遮断する。これと同時に制御弁（あるいは燃料ポンプ）の燃料信号VCEを切り、燃料流量をゼロにする操作も行なわれる。また先に述べたように出力軸の過速度防止のため、第2段ノズルは全開となる。

ガスタービン保安装置の重要なものは速度、温度、振動、火災検知に関するもので、図10はこれら保安装置の系統図を示すものである。

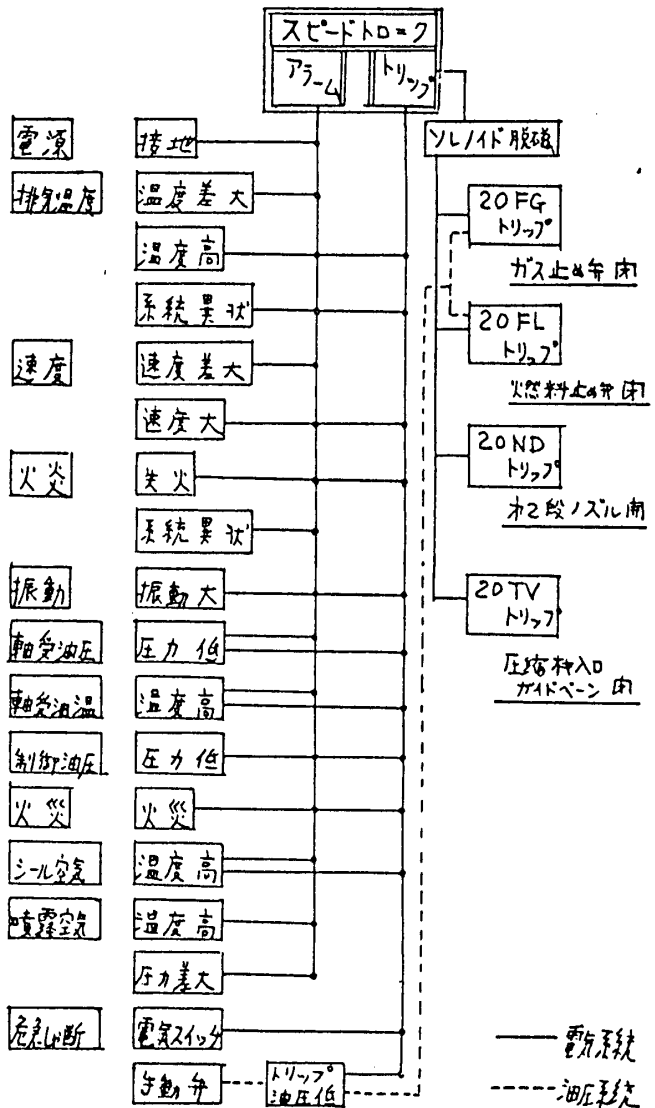


図10 ガスタービン保護系統図

7. 結 言

以上、2軸形ガスタービンの制御について、スピードトロニック電子制御を軸に制御方法、装置、運転の概要を述べた。2軸ガスタービン特有の制御装置は第2段ノズル制御に関するものである。2軸形ガスタービンには1軸機にはない勝れた利点があり、今後用途の拡大、多様化とともに発展が期待されるが、それに呼応してさらに制御性ならびに信頼性の高い制御装置を目指していく所存である。

5 ジェットエンジンの計算機制御

西尾 健二 (航空宇宙技術研究所)
* 遠藤 征紀 ()
杉 山 七 契 ()

1. まえがき

従来ジェットエンジンの制御にはほとんど油圧—機械方式の制御装置が用いられてきた。その製作技術は長年にわたる経験とデータの蓄積とによって欧米においてはほぼ完成の域に達している。油圧—機械方式の最大の長は、長年の飛行経験で実証されている高い信頼性にあり、この点において他方式に比較して優位を保っている。しかしながら、近年ジェットエンジンの性能が向上したこと、それを搭載する航空機に課せられるミッションが厳しくなったこと、更に、新しいエンジンの開発期間が短縮されつつあること等の理由によりエンジン制御装置には多機能、高融通性等の特質が新たに強く要求されるようになった。従来の油圧—機械方式によってこれ等の要求を満たすことは、制御装置の演算、論理判断機構部の製作上、困難なことである。そこでエンジン制御装置の電子化が注目され、その研究が世界各国で行なわれるようになった。電子式エンジン制御装置を可能にし、さらに将来のエンジン制御装置として有望にしたのは、小さい部品(素子)を高密度に組み立てて電子回路や電子機器を作る技術すなわちマイクロエレクトロニクスの発達による電子回路の信頼性の飛躍的向上である。

航技研ではエンジン制御装置におけるこのような傾向にかんがみ、エンジン制御装置の電子化とくにデジタル式エンジン制御装置の研究を進めている。ここでは、その研究の進め方と、その一環として行なったジェットエンジンの計算機制御の研究およびデジタル燃料制御装置の試作についてその概要を報告する。

2. デジタル式エンジン制御装置

電子式エンジン制御装置を演算、論理判断に用いる素子により大別すれば、主としてアナログ形の素子を用いたアナログ式と、デジタル形の素子を用いたデジタル式とに大別される。前者の例としては超音速旅客機コンコルドに搭載されているオリンパスエンジンの制御装置があり、後者の例としては米空軍のF100エンジン、米海軍のF401エンジンの制御装置がある。歴史的にはアナログ式がデジタル式よりも古い。デジタル式のほうが電子式エンジン制御装置としての長を多くそなえており、マイクロエレクトロニクスの発達により電子式エンジン制御装置の主流とし日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

て研究されている。

デジタル式エンジン制御装置の研究は、ソフトウェア、ハードウェアの両面について行なう必要がある。ソフトウェアの研究としては、種々の飛行条件、環境条件下におけるジェットエンジンの挙動を知り、必要となる制御機能を知ること、各制御機能を果たするために必要なプログラム、回路の故障や周辺機器の故障を検出して適切な処置をとるためのプログラム、そして広い意味から考えると、エンジン監視用計算機や自動操縦装置との関係のプログラム等が含まれる。ハードウェアについては、検出器の問題、アナログ回路とデジタル回路の分担、演算論理回路の設計、メモリの選定、電力消費の問題とこれにともなう冷却の問題、故障対策、耐衝撃、耐候性を含めた信頼性の諸問題について研究を進める必要がある。

ソフトウェアの研究に当っては、まずジェットエンジンの動特性、静特性について予測したり、制御装置の性能確認試験を行ったりするために、エンジンと同等の働きをする電気的モデルを作ることが必要となる。そのためジェットエンジンのリアルタイムシミュレータを製作した²⁾。これと平行してジェットエンジンの計算機制御の研究を行なった²⁾。この研究の第一の目的は上述したソフトウェアの研究にあり、第二の目的は新しいエンジンを開発する時にとくに有効な計算機によるジェットエンジンの運転制御の研究にある。開発途上のエンジンはその幾何学的形状のいくつかが未定の場合が多いが、この方法によれば、プログラムを変更するだけでこれを簡単に換えることができ、最良の性能が得られるように決められる。

ハードウェア研究の第一段階として単軸ジェットエンジンのデジタル燃料制御装置を試作し、その実機運転試験を行なった。

3. ジェットエンジンの計算機制御

ジェットエンジンの計算機制御の実験はリフトジェットエンジン JR100H を用いて行なった。制御システムを図1に示す。制御変数であるエンジン回転数 (N)、圧縮機出口圧力 (P_3)、エンジン入口温度 (T_2)、圧力 (P_2) 等はすべて電気的に検出し、フィルター、増幅器を経たアナログ信号を A/D 変換器によりデジタル量に変換した。制御用計算機としては記憶容量 8K、16ビット、サイクルタイム 1.6 μ s の小型計算機を用いた。計算結果は D/A 変換器でアナログ電圧に変換した後電気油圧式燃料制御器の入力信号とした。図2に計測システムを示す。その他

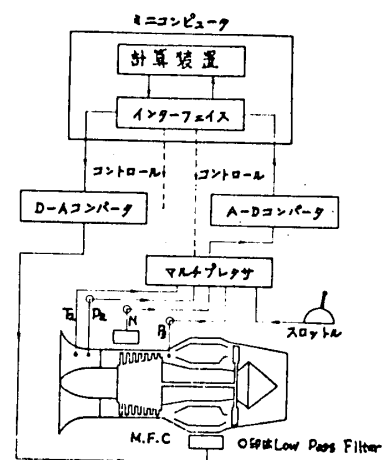


図1 ジェットエンジンの計算機制御システム図

に定常状態あるいは過渡状態のサンプル時刻ごとのデータを制御用計算機、計測用小形計算機に格納し、実験終了後他のデータロー用計算機に転送し計算した後アウタ管上に表示し、即座に実験結果の検討ができるようにした。

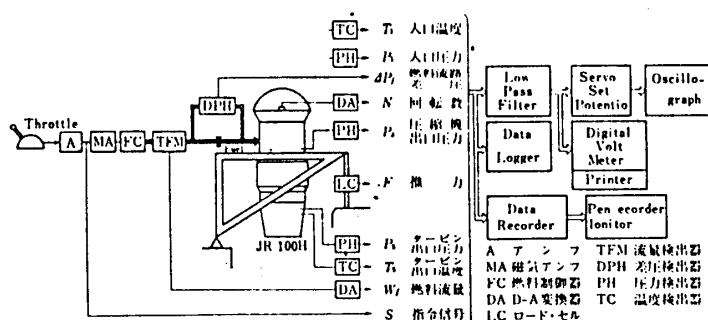


図2 計測系統図

運転制御のモードとしては、回転数あるいは燃料流量を設定する方法として (a) スロットルレバーの位置に応じて回転数あるいは燃料流量を連続的に設定するモード (アナログモード、A)、(b) 設定回転数あるいは燃料流量はとびとびの値になるが、計算機に数値で設定する事で実験の場合や耐久試験などには便利な設定方法 (デジタルモード、D) の2種類があり、回転数制御の方法としては (a) 回転数信号をフィードバックして回転数制御ループを構成する方法 (クローズドモード、C)、(b) 回転数制御ループは構成せずに、スロットル位置又は計算機に設定した数値と燃料制御弁の開度すなわち燃料流量とを対応させる方法 (オープンモード、O) の2種類がある。この回転

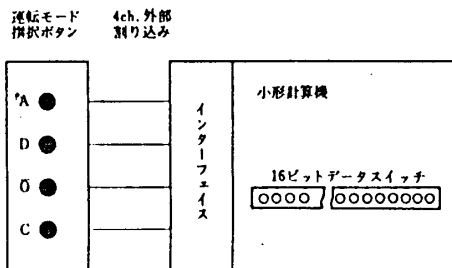


図3 ジェットエンジン運転操作ボタン

数指令方法と回転数制御方法を図3に示すように、割り込みラインを通じて計算機に接続された4個の押ボタンにより自由に組み合わせて運転することができるようにした。運転中にモードを変更することも可能である。また運転者が操作ミスをした場合でもエンジンの危険を避ける工夫をした。

図4にプログラムの流れ図を示す。プログラミングに際しては次のような事項に留意した。

- 演算時間をできるだけ短くする目的から、計算はすべて整数形で行なう。
- 今後、逐次必要な制御機能を付加する場合のことを考えて、ジェットエンジンの計算機制御に共通なサブルーチン群をまず作り、それを順次結合して制御プログラムを作る。
- 実験パラメータはプログラムテープを入れかえることなく、計算機本体に備えられたデータスイッチで最小限のデータの入れ替えを行

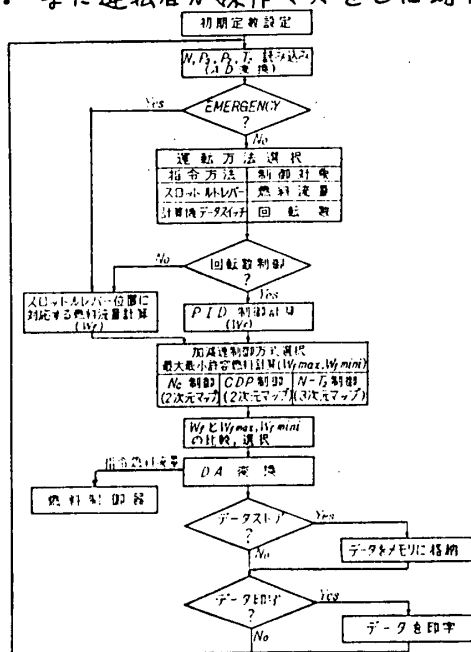


図4 ジェットエンジンの計算機制御流れ図

なうことにより変更する。

(d) 定常あるいは過渡時におけるデータのオンライン格納、タイプライタによるオンライン印字ができること。

制御演算に要した語数は約1000、演算時間はオープンモードで5~7 msec、クローズドモードで8~10 msec程度であった。

図5に定常状態における回転数の制御特性を平均回転数からの変動幅に対する度数分布によって示した。通常要求されている $\pm 0.2\%$ の設定精度をほぼ満たしていることがわかる。また実験によれば70 msec程度の長いサンプル時間でも過渡状態、定常状態ともに良好な制御が可能であった。図6は、図中に示した式に従った3種類の制御方式を採用した場合の圧縮機特性曲線上に示した加減速経路である。また図7は同一の加減速制御方式で2種類の加減速燃料スケジュールを用いた時の加減速経路を示す。このように計算機によるエンジン制御により従来不可能に近かった実験が少ない労力と時間によって行なうことが可能となった。

4. デジタル燃料制御装置の試作

制御装置はデジタル方式にアナログ演算回路を付加したハイブリッド方式をとっている。その外観を図8に示す。エンジン制御機能としては、回転数制御、加減速制御、排気温度制御等が含まれている。回転数の指令はシャフトエンコーダによって与えられ、制御に必要なプログラムおよび加減速制御のための燃料スケジュールはデジタル演算装置内のコアメモリにストアされる。コアメモリの容量は12ビット、512語であり命令は24種類である。

リアルタイムシミュレータによりその確認試験を行なった後、試験用リフトジェットエンジンJR100Hにより実機運転試験を行なった。図9は圧縮機特性曲線上に示した加減速経路、図10は定常状態における回転数制御特性を示す。

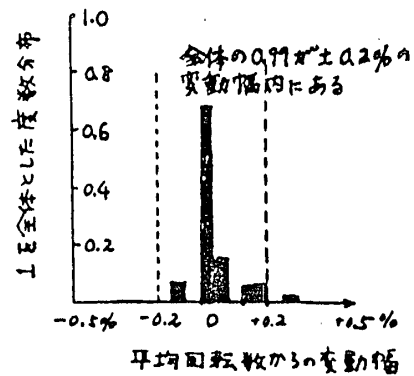


図5 回転数制御特性(定常状態)

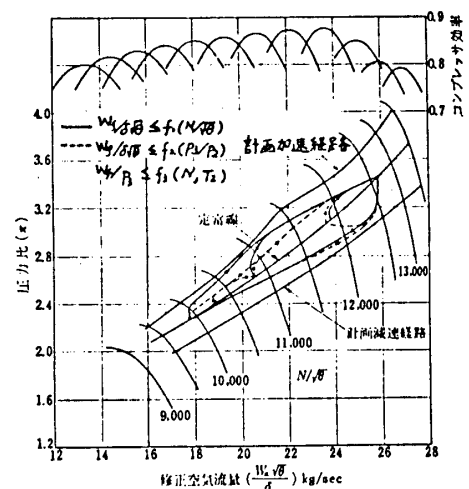


図6 加減速制御方式と加減速経路との関係

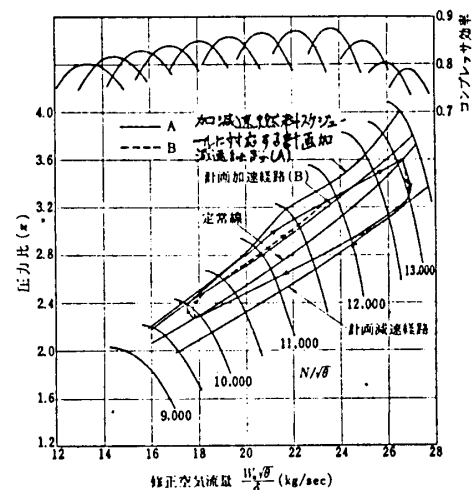


図7 加減速燃料スケジュールと加減速経路との関係

5. まとめ

以上航技研におけるデジタル式エンジン制御装置の研究の進め方と、その一環として行なったジェットエンジンの計算機制御の研究およびデジタル燃料制御装置の試作についてその概要を報告した。

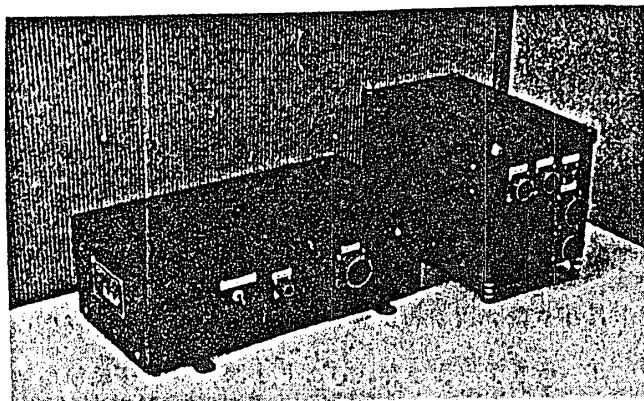


図8 デジタル燃料制御装置

汎用の制御用計算機によるジェットエンジン運転制御の試験により、今まで油圧—機械方式では行なうことができなかった制御方式の比較、加減速ラインの変更等が容易にでき、デジタル式エンジン制御装置の研究はもとより、一般的なエンジン制御の問題を考える場合にきめて有用であることがわかった。

試作したデジタル燃料制御装置の実機運転を行ないその高い回転数制御精度、排気温度制御精度、融通性の高い加減速制御特性等を確認した。

これまでの研究によってより優れたデジタル式エンジン制御装置を実現するために解決しなければならない多くの問題もまた現われている。今後はこれまでの成果をもとに、これ等の問題を解決し2軸エンジンのデジタル式制御装置について研究を進めて行く予定である。

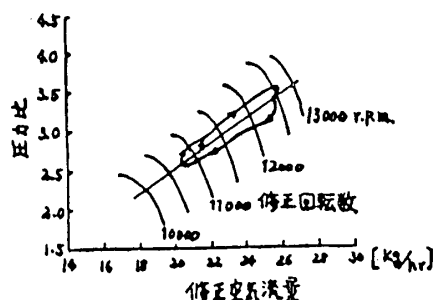


図9 圧縮機特性曲線上の加減速経路

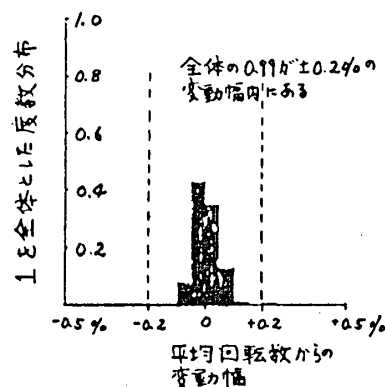


図10 回転数制御特性(定常状態)

参考文献

- 1) 西尾、遠藤、杉山ほか、ジェットエンジンのデジタル制御 (I) 装置及び予備実験、航技研技術報告 TR-281
- 2) 西尾、杉山、越沼ほか、エンジン特性の実時間シミュレーション (I) 装置及び特性、航技研技術報告 TR-283

6 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 浦 治 也 (三菱重工業高砂製作所)

* 神 立 文 夫 (三菱重工業高砂製作所)

1. ま え が き

ガスタービンのシミュレータは、制御装置の開発、各種の応答テストなどに非常に有効な道具である。ガスタービンの特性は、多数の連立非線形微分方程式によりあらわすことができる。したがって、これらの方程式を解くことにより、シミュレーションをおこなうことができるが、高速かつ高精度で解くことに問題があつた。これにたいし、ハイブリッド計算機をもちいることにより、充分満足しうるシミュレーションをおこなうことができた。

2. ガスタービンの動特性に関する基礎方程式

2.1 ガスタービン軸運動方程式

発電用1軸式ガスタービンの場合、回転軸の運動方程式は

$$\frac{2\pi I}{60} \frac{dN}{dt} = T_T - T_C - T_L + T_{DS} - T_G \quad (1)$$

右辺第5項の発電機消費トルクは、並入前は0であり、並入後は系統との位相差に比例する。

すなわち、並入後の発電機消費トルクは次式で表わすことができる。

$$T_G = K \int (N - N_f) dt$$

ただし、

K : 比例定数

N : ガスタービン回転数

T_L : 機械的損失トルク

N_f : 系統周波数 (rpm 換算)

T_T : タービン発生トルク

T_{DS} : 起動ディーゼルトルク

T_C : 圧縮機消費トルク

2.2 圧 縮 機

圧縮機の性能に関連する基本的なパラメータ、回転数 N 、圧力比 ρ_c 、空気流量 G_c および圧縮機効率の間には、相互につぎの特性式で示される関係がある。すなわち、

$$G_c = f_1(N, \rho_c) \quad (2)$$

$$\eta_c = f_2(N, \rho_c) \quad (3)$$

圧縮機出口の断熱エンタルピー h_2' は、エアチャートにより、入口温度 T_1 および圧力比 ρ_c の関数として求めることができる。⁽¹⁾

$$h_2' = f_3(T_1, \rho_c)$$

圧縮機の吸収トルク T_C は、

$$T_C = 427 \cdot \frac{G_c(h_2' - h_1)}{\frac{2\pi}{60} N \eta_c} \quad (4)$$

また圧縮機出口のエンタルピー h_2 は、

$$h_2 = h_1' + \frac{h_2' - h_1}{\eta_c} \quad (5)$$

2.3 圧縮機特性方程式の表示方法

(2)(3)式に示したように、流量および効率はいずれも圧力比と回転数の2変数関数であるので、回転数をパラメータとして、圧力比から流量および効率を求める方式を用いた。すなわち、ある特定回転数 N_s において、回転数一定の時の流量 $[G_c]_{N_s}$ 、効率 $[\eta_c]_{N_s}$ を圧力比 ρ_c の関数として曲線近似する。

$$[G_c]_{N_s} = f_4(\rho_c) \dots\dots\dots (6)$$

$$[\eta_c]_{N_s} = f_5(\rho_c) \dots\dots\dots (7)$$

任意の回転数および圧力比における流量および効率は、これらを適当に補間することによって求めることができる。

補間法は下記に示すように各回転数における最高効率点を基準位置として補間する方法をもちいた。各回転数において最高効率となる圧力比 ρ_M を求め、 ρ_M と回転数との関係を多項式で表わす。

$$\rho_M = f_6(N) \dots\dots\dots (8)$$

次に与えられた任意の回転数 N および圧力比 ρ_c に対し、下記の関係式により流量 G_c を求める。(8)式から、

$$\rho_{M1} = f_6(N_1) \quad \rho_{M2} = f_6(N_2) \quad \rho_M = f_6(N)$$

ただし N_1 、 N_2 はデータとして与えられている回転数中 N をはさむ最も近傍の回転数である。

$$\rho_1 = \frac{\rho_c - 1}{\rho_{M1} - 1} \cdot (\rho_{M1} - 1) + 1$$

$$\rho_2 = \frac{\rho_c - 1}{\rho_{M2} - 1} \cdot (\rho_{M2} - 1) + 1$$

N_1 および ρ_1 における流量 $[G_c]_{N1}$ 、 N_2 および ρ_2 における流量 $[G_c]_{N2}$ は(6)式から

$$[G_c]_{N1} = f_4(\rho_1) \quad [G_c]_{N2} = f_4(\rho_2)$$

求める流量 G_c は次式により表わせる。

$$G_c = [G_c]_{N1} + \frac{[G_c]_{N2} - [G_c]_{N1}}{N_2 - N_1} \cdot (N - N_1) \dots\dots\dots (9)$$

効率 η_c についても、同様に求めることができる。図1は上記の方法でシミュレートした結果を、XYプロットにより描かせたものである。(効率に関しては省略する)

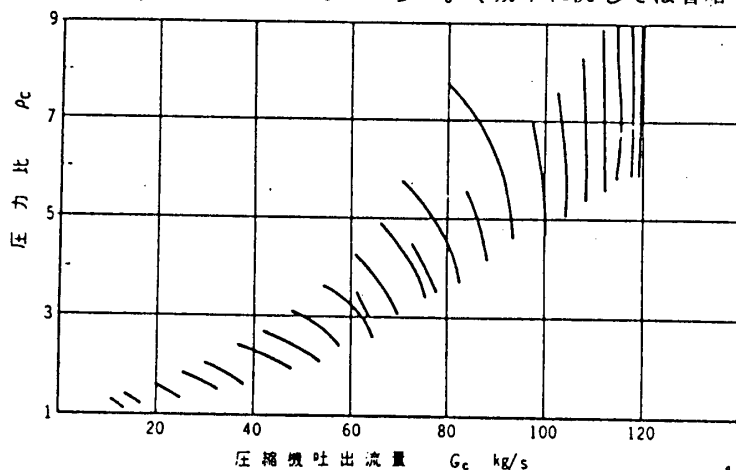


図1
シミュレータによる
圧縮機特性図

2.4 燃 焼 器

燃焼器部は図2に示すように、燃焼器内筒により2室に仕切られる。第1室には圧縮機からエンタルピー h_2 , 圧力 P_2 の空気が流量 G_C だけ流入する。第1室からは、エンタルピー h_{2B} の状態で流量 G_B だけ第2室に流入するが、この際燃焼によりエンタルピーが h_{3B} の燃焼ガスと刻 $G_B + G_F$ だけ流入する。このモデルに対し、次の関係式が成立する。

状態方程式 $P = R\gamma T$ から、

$$P_2 = R_{air} \gamma_2 T_{2B} \dots\dots\dots (10)$$

$$P_3 = R_{gas} \gamma_3 T_3 \dots\dots\dots (11)$$

エンタルピーのバランスの式から、

$$\frac{dh_{2B}}{dt} = \frac{\kappa_{air}}{V_2 \gamma_2} (G_C h_2 - G_B h_{2B}) \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{dh_3}{dt} = \frac{\kappa_{gas}}{V_3 \gamma_3} \{ (G_B + G_F) h_{3B} - G_T h_3 \} \dots\dots\dots (13)$$

燃料の発熱量に関するバランスから、

$$(G_B + G_F) h_{3B} - G_B h_{2B} = G_F \cdot H \cdot \eta_B \dots\dots\dots (14)$$

流量に関するバランスから、

$$\gamma_2 = \int \frac{G_C - G_B}{V_2} dt \dots\dots\dots (15)$$

$$\gamma_3 = \int \frac{G_B + G_F - G_T}{V_3} dt \dots\dots\dots (16)$$

圧力損失に対しては、次式が成立するものとする。

$$\frac{P_2}{P_3} = \text{const} \dots\dots\dots (17)$$

さらに T_3 と h_3 , T_{2B} と h_{2B} の関係式をエアおよびガスチャートから求めることができる。⁽¹⁾

$$h_3 = f_7(T_3) \dots\dots\dots (18)$$

$$h_{2B} = f_8(T_{2B}) \dots\dots\dots (19)$$

熱交換器のない単純サイクルのガスタービンでは、通常第1室の体積はあまり大きくなく、かつ流量 G_C が多いため、第1室のアキウムレータとしての役割は無視することができ、次の仮定を用いることができる。

$$G_C = G_B \quad h_2 = h_{2B}$$

上記2式を(10)～(16)式に代入することにより、次のように簡略化される。

$$P_3 = R_{gas} \gamma_3 T_3 \dots\dots\dots (20)$$

$$\frac{dh_3}{dt} = \frac{\kappa_{gas}}{V_3 \gamma_3} (G_B h_2 + G_F \cdot H \cdot \eta_B - G_T h_3) \dots\dots\dots (21)$$

$$\gamma_3 = \int \frac{G_B + G_F - G_T}{V_3} dt \dots\dots\dots (22)$$

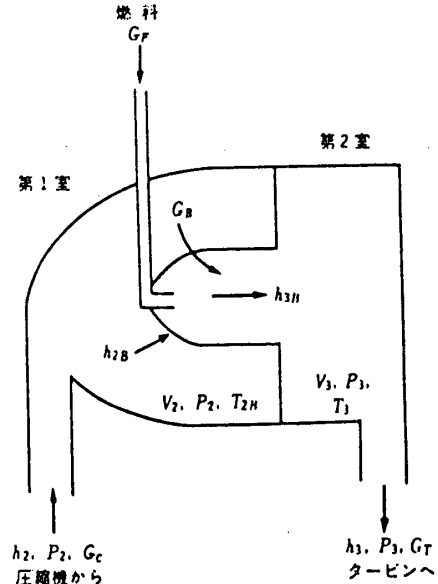


図2 燃焼器モデル

2.5 タービン

多段の軸流タービンでは、圧力比 ρ_T が一定の場合、回転数が変わつても、修正無次元流量 $\left(\frac{G_T \sqrt{T_3}}{P_3}\right)$ は、あまり変化しないので、流量を圧力比のみの関数として、近似的に表わすことができる。すなわち、

$$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{P_3} = K_T \sqrt{1 - \left(\frac{1}{\rho_T}\right)^2} \quad (23)$$

ただし、

$$\rho_T = \frac{P_3}{P_4}$$

K_T : ストドラ係数

上記のストドラ係数は、ほぼ一定値とすることができるが、厳密には、速度比 および圧力比の関数である。すなわち、

$$K_T = f_9(\nu_R) \cdot f_{10}(\rho_R) \cdot K_{TD} \quad (24)$$

ただし、

$$\nu = \frac{N}{\sqrt{h_3 - h_4'}} \quad \nu_R = \frac{\nu}{\nu_D} \quad \rho_R = \frac{\rho - 1}{\rho_D - 1}$$

タービン出口の断熱エンタルピー h_4' は、過剰空気率 λ のガスチャートにより、入口温度および膨張比 ρ_T の関数として求めることができる⁽¹⁾。

$$h_4' = f_{11}(T_3, \rho_T)$$

タービンの効率 η_T は速度比 ν および圧力比 ρ_T の関数として表わされる。すなわち、

$$\eta_T = f_{12}(\nu_R) \cdot f_{13}(\rho_R) \cdot \eta_D \quad (25)$$

タービン発生トルクは、

$$T_T = 427 \cdot \frac{G_T \cdot (h_3 - h_4') \cdot \eta_T}{\frac{2\pi}{60} N} \quad (26)$$

3. ハイブリッド計算機によるシミュレータの作成

2.で述べた各方程式を連立させて解くことにより、ガスタービン本体のシミュレーションができる。

図3にガスタービン本体のシミュレーションブロック図を示す。この図中で2重わくで示した部分は、デジタルコンピュータや関数発生器を用いた部分であり、 G_F は後述する燃料制御置により定まる燃料量である。

上記のガスタービンのシミュレーション方法の妥当性をチェックするため、MW191形ガスタービンをモデルとして各種のシミュレーションテストを行ない、実機との比較をした。

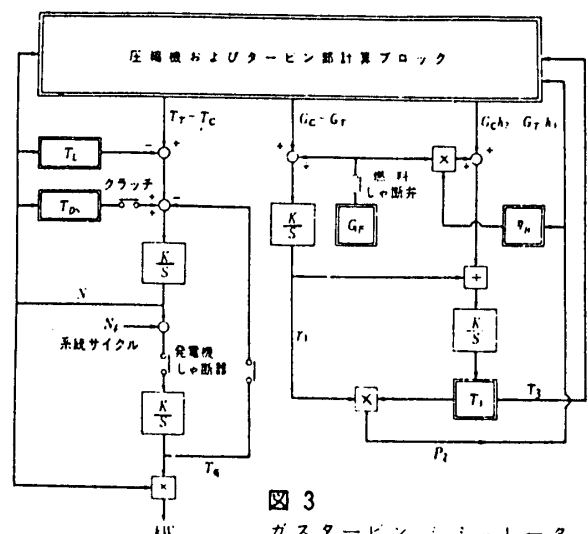


図3
ガスタービン シミュレータ
ブロック図

この場合制御装置と燃料系の解析を行ない、これらもあわせてシミュレートした。

図4にそのブロック図を示す。

4. シミュレーションテスト結果の検討

MW191形ガスタービンをモデルとし、前節までに述べた方法でガスタービン本体、制御系統およびシーケンサをシミュレートし、各種のテストを行ない、実機との比較照合を行なった。

4.1 トルクカーブ

図5に起動時のガスタービン軸出力トルクカーブを示す。図中実線はこのシミュレータを用い、タービン入口温度一定の制御を行ないながら昇速させ、その途上XYプロッタを用いて描かせたものである。破線により示される曲線はMW191形ガスタービンに対する標準トルクカーブである。両者はきわめてよく一致しており、シミュレータとして十分な精度を有していることがわかる。

4.2 起動テスト

次にシミュレータを用いて起動から定格回転までの昇速を行わせ、実機の昇速状態と比較した結果を図6に示す。この場合、速度設定信号(図4)の増加率を、実機の標準値と同じ値にした。図中の実線がシミュレーションテストの結果であり、破線が実機での測定値である。両者を比較すると、コントロール油圧の一部にずれがある。しかしこの範囲でも、燃料量はあまりずれていない。これは、コントロール油圧により操作される燃料制御弁が、機械的なストツパにより、最小開度よりも閉じないように保持されているため、燃料圧力によつてのみ燃料量が決まるためである。この燃料量により定まるガスタービンの昇速状況は、よく一致している。

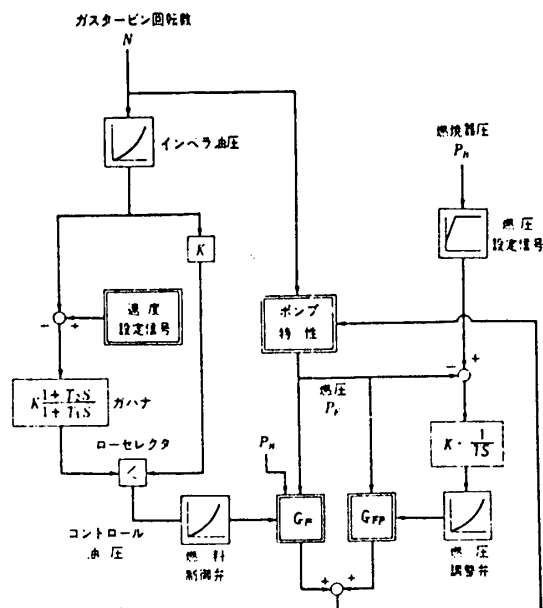


図4 ガスタービン油圧制御装置のブロック図

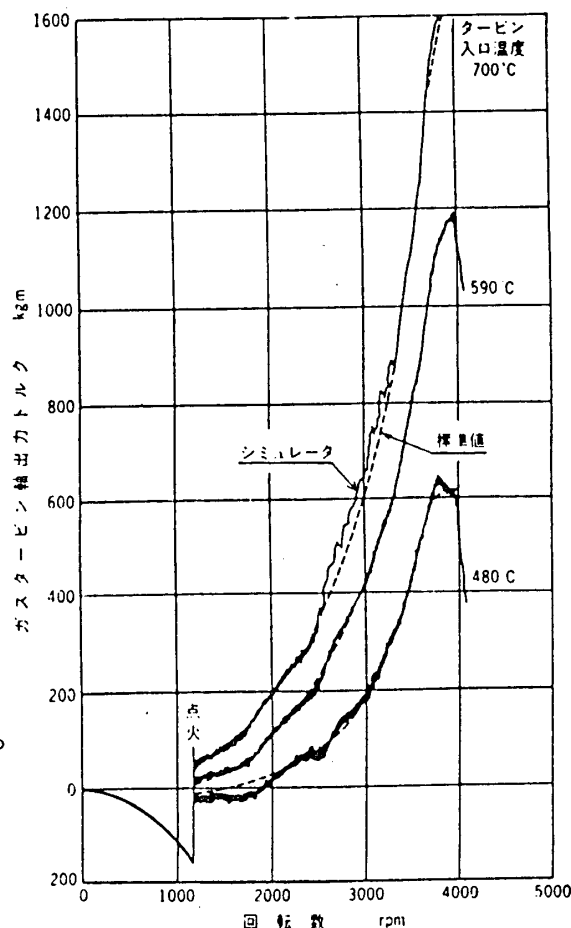


図5 ガスタービン軸出力トルク

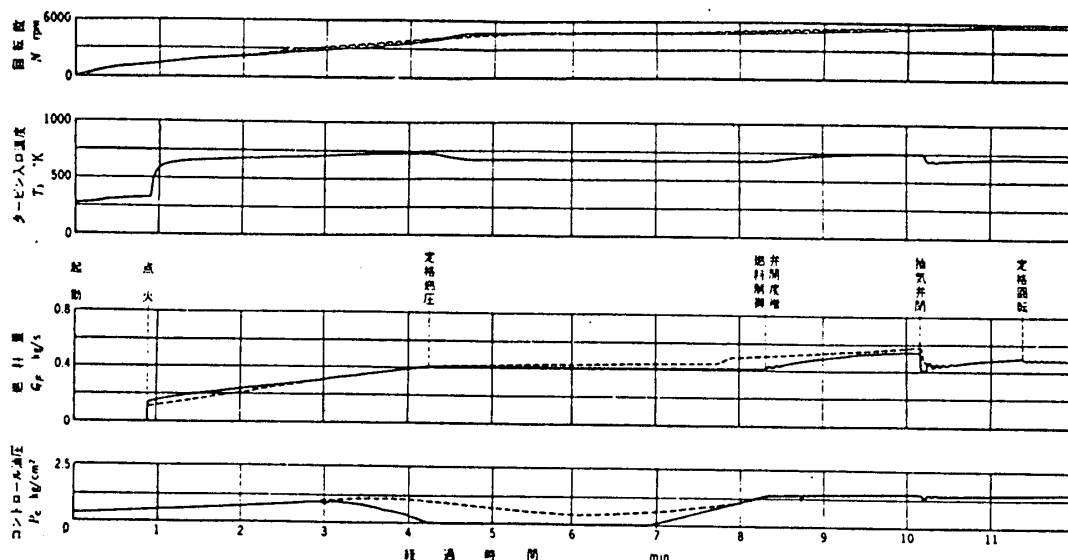


図6 ガスタービン起動テスト

4.3 ガバナテスト

図7にガバナテスト時の増加回転数(定格回転数を基準とする)などを示す。これらは、全負荷運転状態から発電機しや断器を開き、瞬間的に無負荷とした場合の過渡応答を示したものである。実線はシミュレーションテストの結果を示し、破線は実機のテスト結果を示す。両者はきわめてよく一致しており、シミュレータは、ガバナテストのように急激な変動に対しても、十分に実機をシミュレートしていることがわかる。

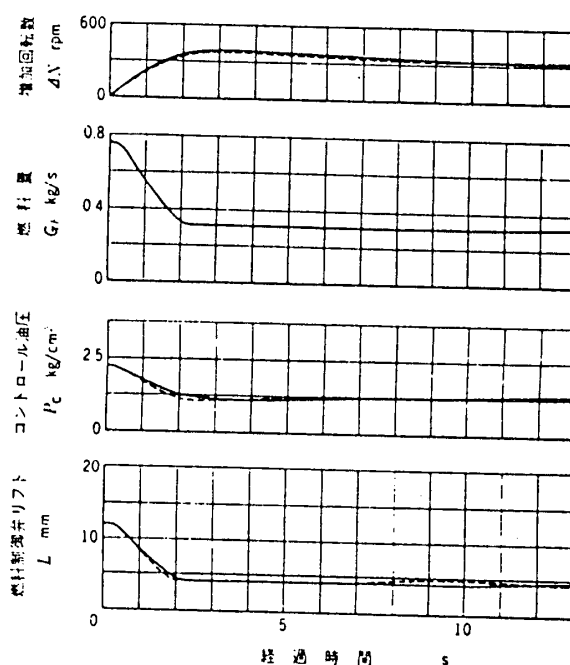


図7 ガバナテスト

5. まとめ

以上に述べたように、このハイブリッドコンピュータを用いたガスタービンシミュレータは、起動時の昇速状態のように比較的緩慢な変化に対しても、またガバナテストのような急激な変化に対しても十分忠実に実機をシミュレートしている。

このように、本シミュレータは実機に代わりうるものであり、新形の制御装置の開発に非常に役立つものと思われる。このほか、本シミュレータはガスタービンの動的挙動に関連する、各種の問題の解決に大いに役立つものと思われる。

参考文献

- (1) Schwartz F.L., Gas Property Equations for Computer, Gas Turbine International (1969-5~6)
- (2) 竹矢ほか, ハイブリッド計算機によるシミュレータ, 三菱重工技報 Vol 9 No 5

1. まえがき

小型ガスタービンエンジンの軸受として、動圧型エアベアリングを適用する。その場合の諸問題を、材料面を除外して計画形状、性能面から報告する。

我々の開発対象ガスタービンの形式は、I/C/Eであり、それぞれ一段ずつのラジアルコンプレッサ、ラジアルタービンからなっている。主要諸元は、圧力比 2.56, 空気流量 0.253 kg/s, タービン入口温度 900°C, 回転数 86000 rpm である。主軸は2点で支持されており、フロント側は超高速ボールベアリング(3点接触型)であり、タービンディスクに近い高温側をエアベアリングにて支持する。

従来の設計では、ボールベアリングとローラベアリングとの組合せとか、すべり軸受の組合せによって支持されることが多いが、我々の小型ガスタービンエンジンでは、高回転数となるため従来の軸受では、DN値あるいはすべり速度が限界値以上となる。それら軸受の不具合を避けるために支持部の軸径を細くするならば、軸系の危険回転数が低下し、ガスタービンエンジンの常用回転数範囲内にはいってくるといふ別の不具合が生ずる。そのほか、高回転軸の周囲の完全なシールがはむづかしいので、漏洩する潤滑油がエンジン排気にまじって燃焼し、排気性状が良くないといわれているガスタービンの利点を弱めるとか、高温部に使用し得る潤滑油自体、製作困難なりで不応用をすでに、潤滑剤の供給量を増やさねばならないなど解決困難ないろいろの問題がある。

そこで我々には新しくエアベアリングをガスタービンエンジンに適用することを計画した。エアベアリングには大別して、動圧型と外部静圧を用いる静圧型とある。静圧型については外部圧力源が必要であり、小型ガスタービンに不適であること、および、高温部に使用する場合に熱膨張係数の材質による相違を、設計にあたってうまく適合させることが困難であるなどの不都合がわかったので、動圧型を採用することになった。

動圧型エアベアリングの長所は

- (1) 軸受系が簡単になり、冷却系をも兼ねさせることができる
- (2) 高温雰囲気中にも作動できる
- (3) 大部分の作動状態にて非接触であるから摩耗が少なく長寿命である
- (4) 高いすべり速度でも作動する

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

(5) 推力ガスを調整することがない
ことなどであり、並に改善を要すれば

- (1) 許容面圧が低い
- (2) 境界潤滑性能がない
- (3) 振動に対するダンピングが小さい

ことが考えられる。ガスクービンにおいては軸受分担荷重は極めて小さいので、許容面圧が低いことは障害とならない。スクートストップ時には軸が浮上することなく軸受摺動面と接触してすべることになるので、関連する補機を含めて主軸系の慣性モーメントを極力小さくし、低速時の加速をさせることが必要である。同時に、軸側および軸受側摺動面に表面処理を施し、材料面からの考慮をばらうことも必要であろう。振動に対するダンピングは、我々の試験においては現在までのところ、問題が生じていないようである。

2. 基本諸元の選定

基本設計の段階にて回転部分の寸量を求めボールベアリングの分担荷重とエアベアリングのそれを得て各諸元を決めた。

図1に回転軸の太略形状と寸法寸法などを示す。回転部分の寸量の約80%がエアベアリングに負荷され、重心位置はエアベアリングの摺動部範囲より前側にあり。なお、分担荷重は単に軸系の寸量のみを考慮しているため、アンバランスにもとづく荷重および各種振動による荷重は含まれていない。

図2に軸圧型エアベアリングの模式図を示す。その中に主要諸元を与える記号があらわされている。3個のパッドは120°等間隔に配置され、それぞれピボットに対して空間的にある方向に傾斜している。軸が時計まわりに回転すると周囲の空気は粘性によって軸とパッドのすきまに引き込まれ、圧力を生じて回転軸を浮上させる。したがって、潤滑用に特別なポンプおよび配管など不要である。また、空気の粘性係数は

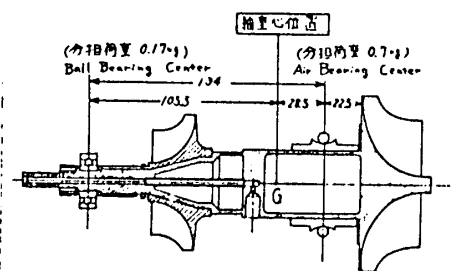


図1 回転軸系

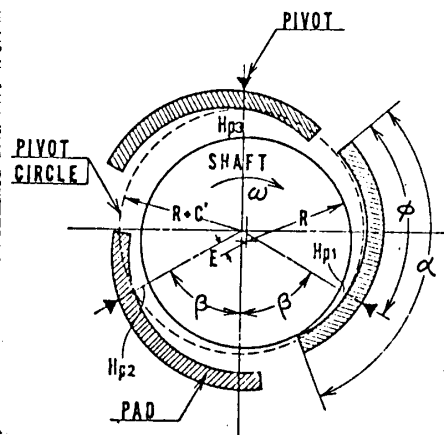


図2 空気軸受の模式図

温度の上昇とともに増大するもの、ベアリングの負荷容量は油潤滑の場合とは逆に増加することになり、場合である。主要諸元を表1に示す。

3. 試験結果および対策

試験の進行にしたがって順次述べる。
上記の諸元のものをエンジン実機において試験するまでに、市川のテストスタンドを製作し、おもに材料関係の検討をおこなったが、ここでは述べる。

実験においてクービン入口温度 700°C 、回転数 70000 rpm にてエアベアリングが暖付き、回転が停止した。軸はエアベアリングの破損によって同座部品に高速で衝突し、使用に耐えない状態になった。摺動面は表面被膜がほとんど剥離した。事後の材料調査から推定すると摺動部はおよそ 700°C で異常昇温したことが推定された。パッドも表面被膜が剥離するとともに細状のクラックが全面発生した。

我々はこの時点でピボット先端形状の変更および軸の熱膨張対策およびパッドの諸元変更をおこなった。図3において、Aがオリジナル形状、BおよびCは点接触型、DおよびEは線接触型である。A、B、C、D、Eは加工精度あるいは摺動部の摩擦などの問題があり、良い結果を得られなかった。Fが面接触型の最終形状であり、中心部と外周部に適当な逃げをもうけてあたりの良好化を計った。

パッドは負荷容量に余裕があることがわかったので、若干、幅を短縮した。その他、軸受内径を 0.1 mm 大きくし、セツト径を 0.045 mm 大きくして、軸の膨張対策の一助とした。

表1 主要諸元

諸元	記号	数値
シャフト半径	R	20
パッド半径	R+C	20.025
ピボット半径	R+C'	20.0125
Pre Load	C/C	0.5
パッドアーク長	α	110°
リーディングエッジ長	ϕ	71.5°
ピボット位置	ϕ/α	0.65
ベアリング No.	Δ	2.66
バネ定数	k	284 kg/mm
分担軸重量	Wt	0.7 kg
見かけの面圧	Pt	54 g/cm ²
回転数	N	86000 rpm
すべり速度	V	180 m/s

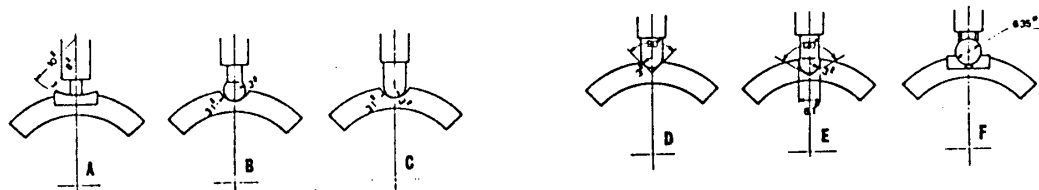


図3 ピボット形状の検討

軸の軸端部は、図4に示すように上側のピボット部は特殊形状に造られた。すなわち、軸はタービンシャフトからの回転伝達により、スベアリングシャフトより高速になり、ピボットを押しあげると、この場合にはピボット中にあるバネの力により、約0.25 mmだけ進むコングである。その後調節ネジと接触してメインスプリングにて弾性支持される。メインスプリングのバネ定数はおおよそ1/6に保たれた。

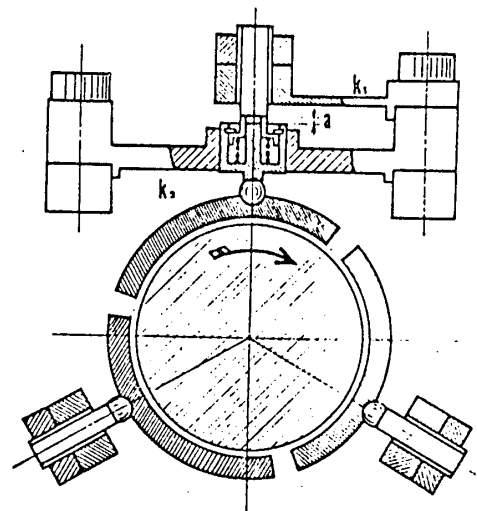


図4 対策ピボット

このような解決の対策をあるかない、再び実験のベンチテストをはじめたが、前回とほぼおなじ条件にて、ベアリングに磨耗を生じエンジンが停止した。この場合、軸側は軽い凝着が見られる程度であったが、ベアリング側の摺動面には剥離が形成された。ベアリングチャンバの雰囲気温度は、500～600℃まで上昇することが測定された。ベアリングチャンバは全周を高温の燃焼ガスおよび空気にとりこまれているので、CDPを有する冷却空気がみちびかれているが、タービンディスク側のシーリングが不完全であったため、より低圧のノズル出口側へ冷却空気が流れて、チャンバ内の圧力を低下させバーナ側からの高温燃焼ガスの侵入をうながし、結果として雰囲気温度を上昇せしめたものである。

したがって、この部分には2種類のシールを製作し、別体のベンチテストにて漏れ量のチェックをおこなった。図5に見るようにラビリンスシールが設計スペース的にも優れていることから採用を決めた。この方式では軸の前後方向の伸縮に対しても漏れ量の増加があまり増加しない考慮がなされている。冷却に活用する空気流量はエンジン定格空気流量の約3%を目標とした。

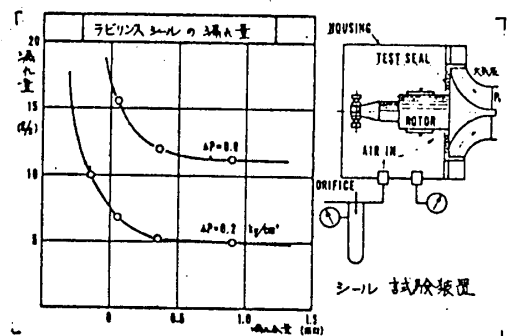


図5 ラビリンスシールの漏れ量

以上の改良をすべておこなってエンジン実験テストを再開した。運転状態の一例として、図6にタービン入口温度およびEPベアリングチャンバ雰囲気温度を示すが、運転条件の変化に対しても雰囲気温度は安定に維持し、充分実用に耐えることを証明した。他のエンジン部品と比較して、摩耗、劣化もなく長寿命であり、ラッパ

使用に耐えることが判明している。

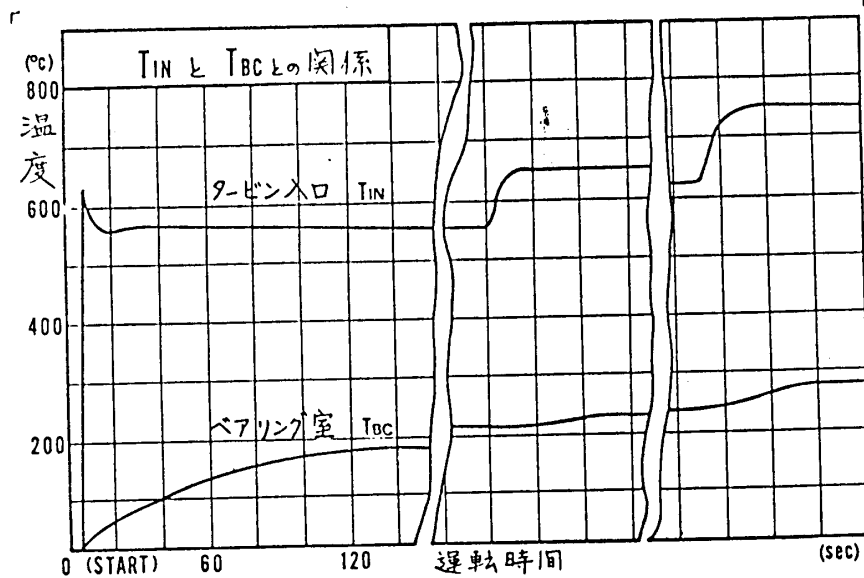


図6 軸受室温度とタービン入口温度の関係

4. 改善

軸の熱膨張を避けるピボット 構造と軸受室への冷却空気のコントロール方法を考案することにより、小型ガス turbine エンジンに適用しうる高圧型エアベアリングの開発に成功した。このエアベアリングは雰囲気温度 $\max 400^{\circ}\text{C}$ すべり速度 180 m/s まで安定に作動し得ることを確認した。

現在、更に生産技術面、コスト面で改良の試験を行っているところである。

従来技術との比較

	すべり速度 (m/s)	DN 値 (rpm × mm ϕ)
これまで軸受	—	200×10^4
すべり 軸受	80	—
今回の軸受	180	344×10^4

* 徳岡 洋祐 (東京航空計器株式会社)

木島 敏雄 (東京航空計器株式会社)

1. はじめに

最近の空圧および油圧技術の進歩により、圧力測定分野において、きびしい性能の要求と多目的の圧力変換器が必要となってきた。すなわち、微小圧力の検出、小型化、高速応答性、耐衝撃性、耐振動性、運動物体の表面圧力分布の測定、非定常流中の変動圧力の測定、省力化などがある。

これらの要求に答え、開発されたものが磁気抵抗の変化を利用したリラクタンス型圧力変換器である。この圧力変換器は高出力、高性能な小型圧力変換器で、今後多方面において応用が期待される。

2. 構造および原理

図4のように、2つのE型コアに巻線を挿入し、ある一定の周波数の交流電圧を供給すると、磁性体のダイヤフラムとコアとの間に磁気回路が構成され、圧力の変化に対し、ダイヤフラムが変位するので、ダイヤフラムとコアとの間隙が変位し、磁気抵抗 (reluctance) が変化する。コアに巻かれた2つの巻線を交流ブリッジの辺として挿入すれば、磁気抵抗の変化に比例した出力電圧が得られる。

その出力電圧は(1)式のようになる。

$$(i) \quad R_1(j\omega L_1) = R_2(j\omega L_2)$$

$$V_{out} = V_{BD} = 0$$

$$(ii) \quad R_1(j\omega L_1) \neq R_2(j\omega L_2)$$

$$V_{out} = V_{AB} - V_{AD} = E_m \left(\frac{j\omega L_1}{R_2 + j\omega L_1} - \frac{j\omega L_2}{R_1 + j\omega L_2} \right) \quad \text{--- (1)}$$

一方、巻線のインダクタンス L は次式のようになる。

$$L = \frac{N \Phi}{I} \times 10^{-5} \quad \text{--- (2)}$$

$$\Phi = \frac{NI}{R} \quad \text{--- (3)}$$

(2)式および(3)式より

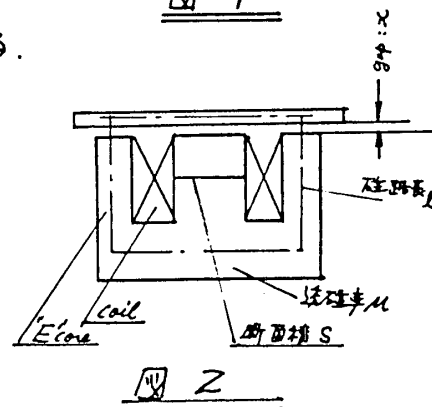
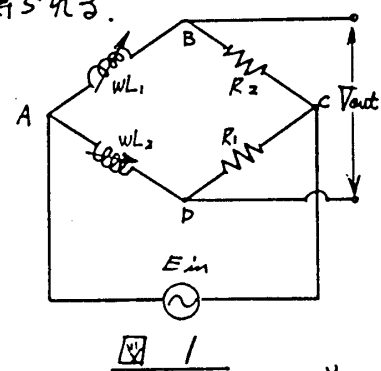
$$L = \frac{N^2}{R} \times 10^{-5} \quad \text{--- (4)}$$

またリラクタンス R は次式のようになる。

$$R = \frac{l}{\mu S} + R_s \quad \text{--- (5)}$$

(4)式および(5)式より

$$L = \frac{N^2}{\frac{l}{\mu S} + R_s} \times 10^{-5} \quad \text{--- (6)}$$



間隙により生じるリラクタンス R_s は次式のようになる。

$$R_s = \frac{2x}{S} \quad \dots (7)$$

(6)および(7)式より次式を得る。

$$L = \frac{\mu S N^2}{l + 2\mu x} \times 10^{-5} \quad \dots (8)$$

$$= \frac{4\pi \mu S N^2}{l + 2\mu x} \times 10^{-9} (H) \quad \dots (9)$$

(9)式より、ダイヤフラムの変位により生じる間隙 x の変位により、リラクタンス R が変化し、コイルのインダクタンス L が変化する。このインダクタンス L の変化を図3ブロック図のように、増幅および整流し、圧力の変化を電圧に変換するものである。

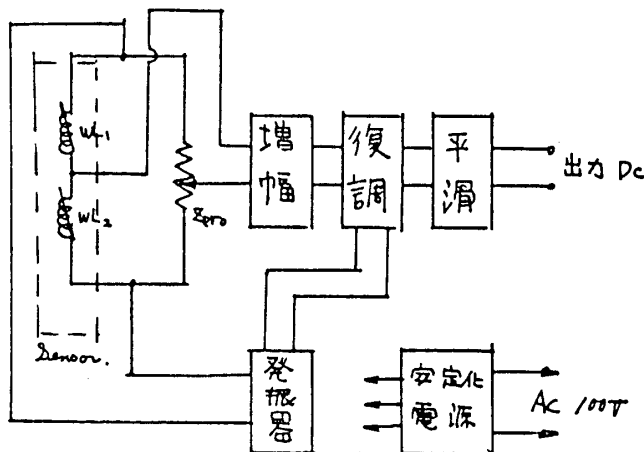


図3 ブロック図

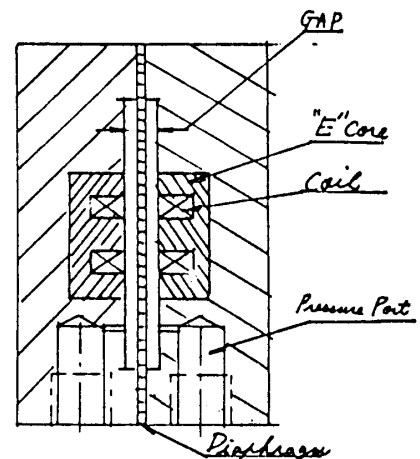


図4 Sensor部

3. 性能

3.1 仕様

- (i) 圧力範囲 $0 \sim 0.01 \text{ kg/cm}^2$
- (ii) 直線性 $\pm 0.5\% \text{ F.S. 以下}$
- (iii) ヒステリシス $0.2\% \text{ F.S. 以下}$
- (iv) 過圧 200倍
- (v) 耐圧 70 kg/cm^2
- (vi) 周囲温度 $-20^\circ \sim +40^\circ \text{C}$
- (vii) 温度係数 $0.16\%/^\circ \text{C 以下}$
- (viii) ドリフト 電源投入 $1/2 \text{ H}$ $0.1\% \text{ F.S. 以下}$
- (ix) 応答性 600 Hz (6 dB 以下)
- (x) 出力 $0 \sim \pm 10 \text{ Vdc}$
- (xi) リップル 30 mV 以下
- (xii) 種類

表 1

名称	材質
"E" Core	パーマロイ
Diaphragm	400 ステンレス
Coil	ホルマル金属
Housing	ステンレス

3.2 静特性

変換器をゲージ圧用にて測定する。すなわち変換器の片方を大気圧とし、一方から静的な圧力を加えて静特性を測定した。図5は実験結果です。

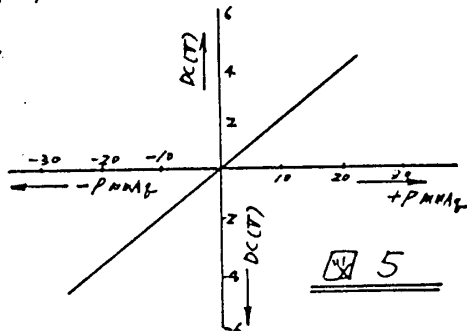


表 2

型	1	2	3	4	5
受圧内径 mm	50.8	50.8	37.7	37.7	37.7
膜厚 mm	0.01	0.015	0.01	0.015	0.02
10mm径 の \$W_{max}\$ (%)	33	9.8	11	3.3	1.3
\$\sigma_{max}\$ kg/cm ²	0.48	0.21	0.27	0.12	0.033

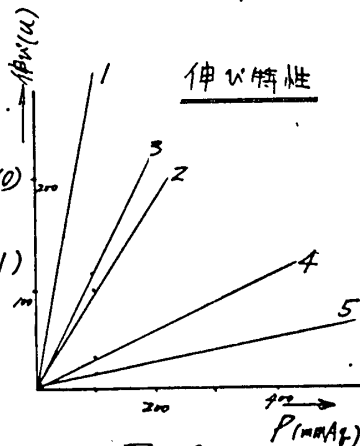
3.3 ダイアフラムの応力特性 伸び特性

周辺固定の円板の変位と圧力の関係は次式で与えられる。

$$\text{最大変位 } W_{max} = 0.171 \frac{Pa^4}{Eh^3} \quad (\sigma: 0.308) \quad \dots (10)$$

$$\text{最大応力 } \sigma_{max} = \pm 0.75 \frac{Pa^2}{h^2} \quad \dots (11)$$

\$E\$: 材料の縦弾性係数 \$kg/cm^2\$ \$P\$: 圧力 \$kg/cm^2\$
\$h\$: 膜の厚さ \$cm\$ \$a\$: 受圧半径 \$cm\$



3.4 周波数特性

変換器の周波数特性を得るには、周波数可変で振幅値一定の正弦波圧力を広帯域な周波数範囲にわたって作成せねばならない。この正弦波圧力を求める方法として今回の実験で用いたのはスピーカとゴム管を用いることによりスピーカ出力の音圧をリラクタンス型圧力変換器と半導体圧力変換器の両出力をシンクロスコープで振幅値測定より比較検討し、各周波数に対する相対出力を求めた。但し、応答性の優れた半導体圧力変換器の周波数特性は0~20 KHz、スピーカの特性100~5 KHz フラット。ゴム管の径、長さによりそのカットオフが決定され、実験では200~2 KHzまで振幅値一定の正弦波圧力が供給できた、実験方法は図7の通りで、図8は実験結果です。

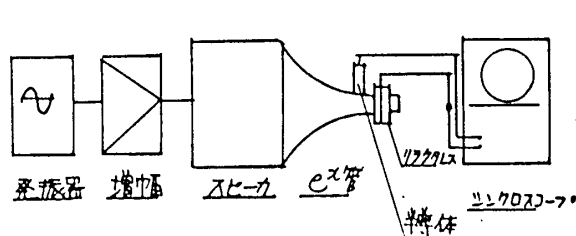


図 7
周波数特性試験ブロック図

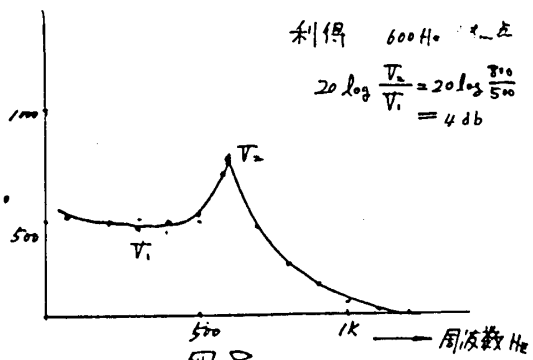


図 8
周波数特性

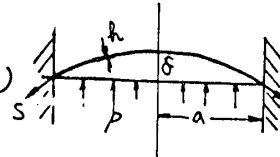
3-4-1 ダイアフラムの力学的振動数

基本振動数

$$f = \frac{0.765}{2a} \sqrt{\frac{S}{\rho}} \quad \dots (12)$$

a: 半径 S: 張力

ρ : 単位面積の重量



$$S = \frac{a^2}{2\delta} P \quad \dots (13)$$

表 3

型	1	2	3	4	5
$S \text{ kg/cm}^2$	0.94	3.47	1.64	5.46	13.8
$f \text{ Hz}$	524	823	706	1352	1860

3-5 変換器の温度影響

変換器を恒温槽内に入れ、Z型変換器のダイアフラムをパーマロイ、ステンレスに交換して各ダイアフラムによる温度影響の変化を求めた。周囲温度は $-20 \sim +40^\circ\text{C}$ まで変化させその時における圧力-出力特性を測定。図9はその結果です。

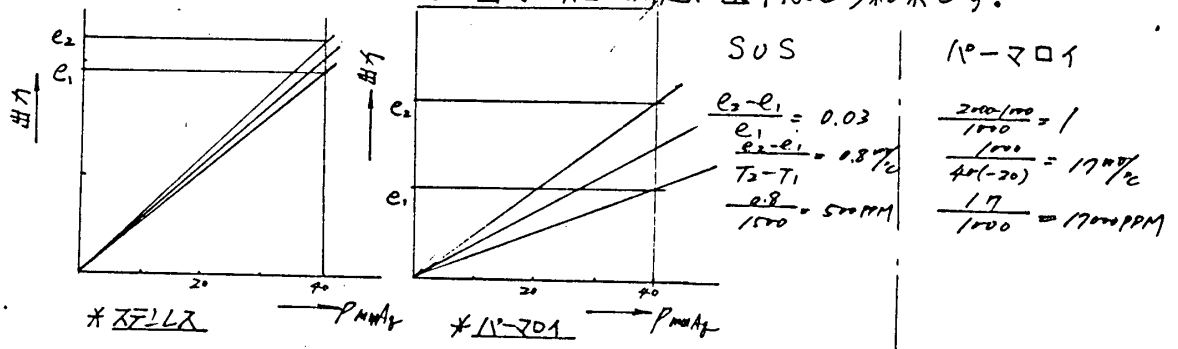


図 9

図9が示すように温度影響の少ないのはSUSである。パーマロイと比較して34倍も小さい。この原因として

- イ. 磁性体は温度影響を受けやすく、特に高透磁率のパーマロイはキュリー・ポイントが低く、ある温度以上では透磁率が全くなくなる出力も当然変化する訳です。
- ロ. ハウジングと膜との材質の違いによる熱膨張係数が違うことで、膜に不安定な力を加えた状態となり、これが出力となって表われる。よって膜とハウジングは同材質のものが良い
- ハ. その他としてE型コアを熱処理する事により、パーマロイの温度影響を小さくさせ、更に内部歪が透磁率を劣化させるのでいかに加工歪の少ない密度の高い対称的なコアを作成、ハウジングにも熱伝導の悪い材質を選び、E型コアにも等分布な熱が伝わるような設計が望ましい

・ 熱伝導の良 B_5BMD

・ " 悪 SUS

温度影響の小さいのはSUSであることが実験でもわかる。

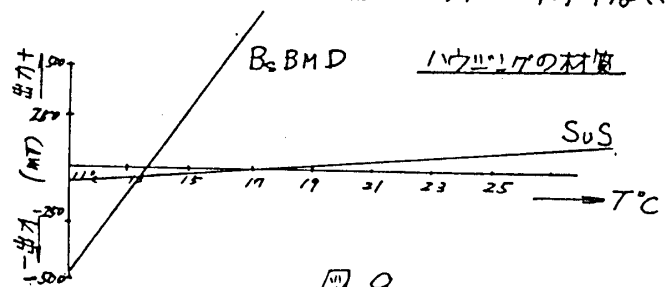


図 9

3-6 姿勢誤差

変換器のダイヤフラムが垂直になっている場合は誤差は少ないが、ダイヤフラムが重力に対し水平な場合、ダイヤフラムの重量分だけ変位すると考えてよい。変位は、(10)式より求められる。表4に示す。

表 4

型	1	2	3	4	5
W_{max} (μ)	2.5	1.12	0.84	0.37	0.21
最大加圧 時の%	3.8	2.2	0.76	0.56	0.32

以上のように理論式よりも明らかなように受圧面積が大きく、膜が薄いほど姿勢誤差大きい。しかし実用化している変換器は初期張力などをほどこして使用する為、理論値より1/10程度小さくすることができる。

4 応 用

リラクタンス型圧力変換器は液体、気体をとわずゲージ圧、差圧を微圧より高圧まで広範囲にわたって高速で測定できるのでその応用はきわめて広い。

ここに紹介するのは航空宇宙技術研究所において、現在高温冷却タービン翼の構造設計のため、二次元冷却翼の低速翼列風洞実験が行われている。この実験は図10に示すように翼表面の20点の静圧をスキヤニバルブを通し、当社リラクタンス型圧力変換器で測定し、このデータを計算機で解析するというものである。この測定において圧力センサの応答性がよく、温度係数が小さく、微圧測定が可能な事などであり当社の圧力変換器がこのような実験条件を充分満足するものとして使用されている。

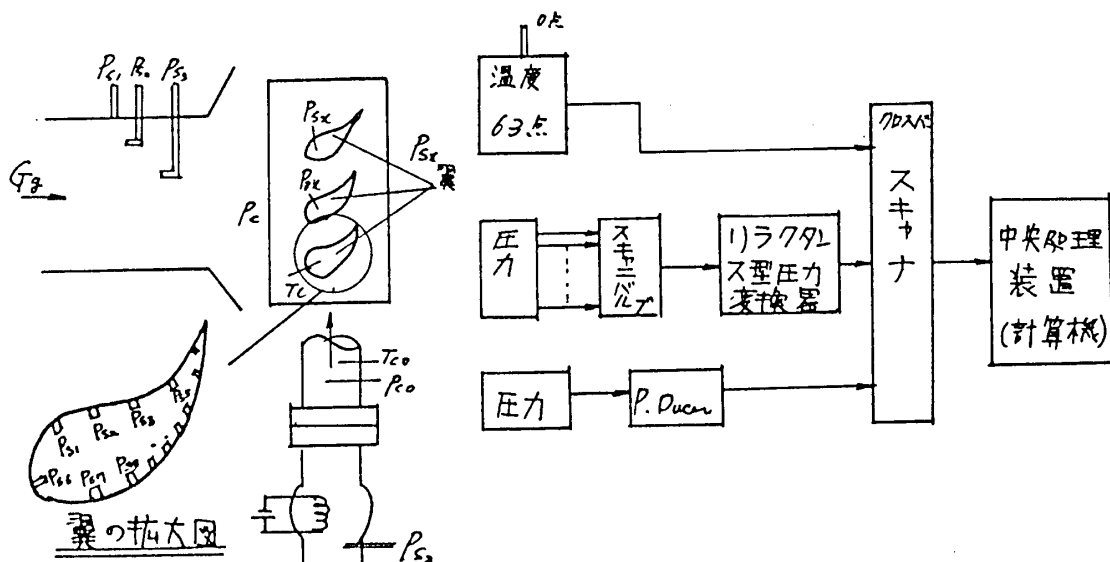


図 10

図 11

5 E型コア方式とボビン入E溝方式との比較



Eコア方式



ボビン入E溝方式

長所

1. 感度 出力 大
2. 温度依存性 小
3. 衝撃 強
4. 精度 良
5. 計測範囲 大

短所

1. 構造 複雑
2. 加工精度 高
3. 組立 困難

1. 加工 簡単
2. 小型化

1. 感度 出力 小
2. ドリフト 大
3. 残留電圧 大
4. 焼鈍工程 必要

6 おわりに

微圧・高速な圧力計測に向く為、当社TKKでは圧力変換器を開発し、当初はボビン入E溝でスタートしましたが、多くのトラブルよりE型コア方式に切り換え初期の目標を達成する事ができました。

なお周波数特性の実験におきまして東北大学、高速力学研究の畑中教授に御指導いただき共に実験器具の貸与をいただき深くお礼を申します。また明治大学の豊沢教授に御協力願ひ感謝します。なお航研、原動機ガスタービンの坂田技官より応用例を寄与されました。

7 参考文献

1. 内藤 正 電磁誘導変換による工業量の電気計測に関する研究
電気試験所 NO 536
2. 長洲・柳沢 インダクタンス型小型圧力変換器の試作と応用
航技研資料 NO 108
3. 服部周三 高透磁率磁性材料の物理的処理とその磁気的性質の関係
電気試験所 NO 636
4. W.E. Sutherland A Miniature Wafer Pressure Transducer
AEDC-TR-60-11 1960

* 西 尾 健 二
越 沼 威

(航空宇宙技術研究所)
(航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

航空宇宙技術研究所では、V/STOL 機用リフトジェットエンジンの研究試作を開始するにあたり、当時最新の計算機であった HIPAC 103 を中心としたデータ処理装置を導入し、エンジン試験データのオンライン処理を行ない、開発期間の短縮をはかった。その結果、試作に着手して約3年で実用エンジン JR 100H を完成することができた。

エンジンの構成要素である圧縮機、燃焼器、タービン等の研究を主体とした試験は、エンジン等の完成されたものの試験に比べると、供試体の製作、準備に多くの時間を要し、実際の試験時間

は比較的短い。このため個々に計算機を主体とした計測装置を導入すると、その稼働率はかなり悪いものとなり不経済となる。

しかしながら業務内容の拡大、技術開発のスピードアップ等の要因により、計測の自動化の要求が高まっている。当原動機部では、さきのジェットエンジン計測装置使用の経験をもとにして、要素試験設備の計測の自動化をすすめている。

計測項目 要素試験	温度	圧力	回転数	流量	その他	計測目的	総合精度	主要計算
高圧圧縮機	12点 0~500 °C	65点 0.1~5.0 kg/cm ²	1点 13200 rpm max	3点 空気流量 抽気量 6,9段		稼働性	±0.5% 以上	修正回転数, 修正流量 効率, 圧縮比 抽気量, 壁圧分布 他
燃 焼 器	66点 20~1100 °C	31点 1.0~2.5 kg/cm ²	—	3点 空気流量 燃料流量 抽気量		稼働性	±1.5% 以上	燃焼効率, 燃焼効率 全圧損失率, 全圧損失係数 空気流量, 燃料流量 圧縮比, その他
高温タービン	40点 0~1200 °C	30点 1.0~2.5 kg/cm ²	1点 9000 rpm max	3点 主空気流量 冷却空気流量 抽気量		稼働性	±0.5% 以上	修正回転数, 修正流量 燃面平均温度, 平均圧力 燃焼効率, 修正トルク 冷却効率, 圧縮比, 他
タービン(空力)	7点 0~200 °C	31点 0.1~5.0 kg/cm ²	1点 14000 rpm max	1点 空気流量	過圧力 警 報	稼働性	±0.5% 以上	修正回転数, 修正流量 効率, 燃焼効率 修正トルク, 修正圧縮比 他

表1 要素試験

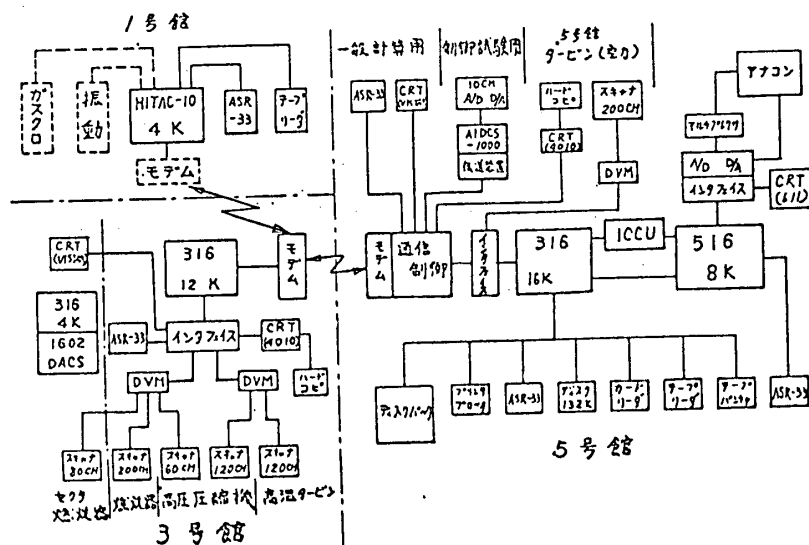


図1 システム系統図

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

2. 計測システム

現在、原動機部においては表1に示す試験が行なわれており、その他に翼列、低速風洞による試験も並行して行なわれている。この試験は空気源の関係もあり、同時に実験をできないものもある。したがって、計算機1台でバッチ的に仕事を行なうことにより、効率よく仕事をする事ができるよう計画した。

その全体のシステムを図1に示す。図2はその端末側の計測システムの配置で、中央に端末計算機を置き、その建屋内の試験をすべてまかなえるようにした。(図3)

プログラムの作成は中央の制御用計算機 H316 により行なうこととし、テープまたは 2400 本のデータ伝送装置により端末計算機にロードするようにした。(図4)

以下、個々の装置について述べる。

(1) 検出器

原動機の試験においては、温度、圧力の計測がその大部分といってよいが、圧力の検出器については、ストレンゲージ、差動トランス、圧電素子、静電容量等のさまざまな方式があるが、取扱いの簡便さ、精度、高出力の点から、力平衡式の圧力変換器を用いている。

この形式の圧力変換器はストレンゲージ方式のものに比べるより高価なのが見点であったが、計算機と組合せることを前提とし、回路、機構ともに簡素化したものを試作した。(図5) 各種の環境試験を行なっており、精度 0.2% が得られている。(表2, 図6)

大気圧の計測は現在水銀マノメータの自動追尾式のものを用いているが、図7に示

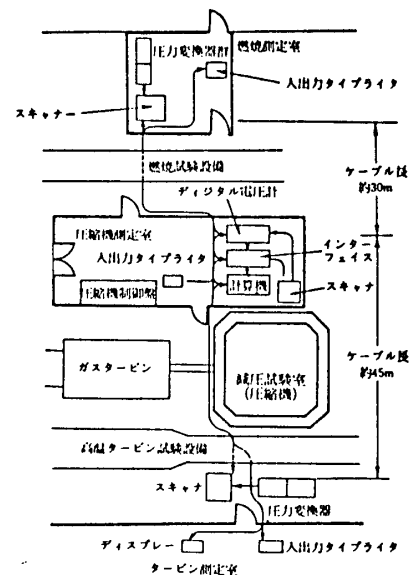


図2 計測システム図

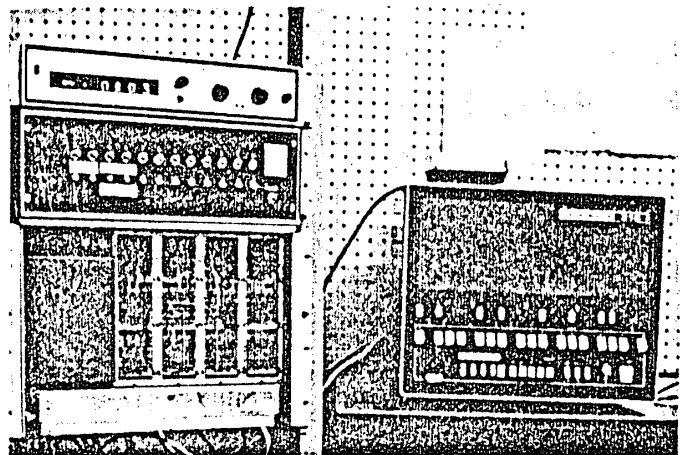


図3 端末側データ集録装置

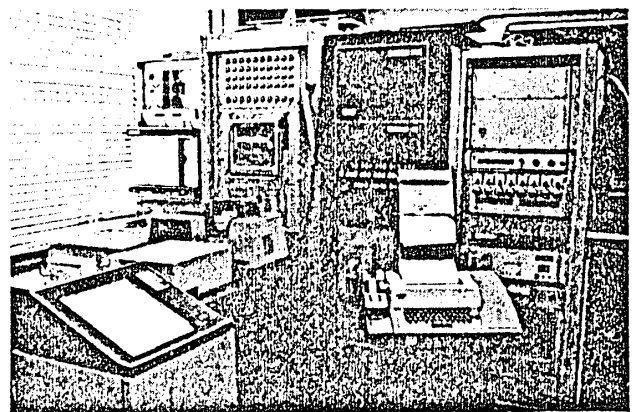


図4 中央計算機

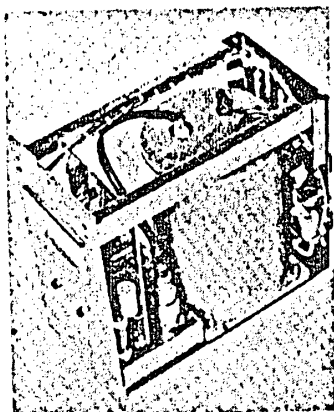


図5 カ平衡型圧力変換器

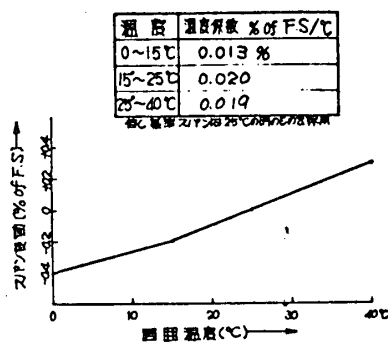


図6 圧力変換器の温度特性



図7 デジタルバロメータ

す静電容量方式のデジタル圧力計に置きかえる予定である。

(2) データ集録装置

データの集録にあたり考慮しなければならぬ点は、精度と集録の速度である。原動機要素の試験設備は、ガスタービン、駆動用空気源、動力計等と矢にあり、これらよりの電磁誘導雑音、大地電流による雑音の影響をうけ易い環境にある。これらを除去し、計測の精度をあげる必要がある。

雑音は演算増幅器を用いたアクチブフィルタを用いることにより有効に除去することは可能であるが、測定点が多いとかなり割高なものとなる上、低レベルの信号では、精度の低下をきたす。

このため配線を3線式とし、同相ノイズ除去比の高い積分形デジタル電圧計を用いてデータを変換することにした。(図8, 9) この方式では変換速度を余り遅くは出来ないが、速度と精度のバランスを考慮して、同型式の電圧計の中で積分時間が交流の周波数に近いものをえらんだ。(表3) この電圧計は1μVの分解能をもち、低レベルでのデータ変換もでき、費用の軽減と、

	取組試験前	取組試験後	変動誤差
圧力 0kg/cm ²	1.035 V	1.026 V	0.11% of FS
" 04kg/cm ²	9.488 V	9.492 V	
スパン	8.453 V	8.466 V	0.15% of FS

表2 圧力変換器振動試験結果

形名	サンプリング時間 (ms)	分解能 (μV)	フィルタ	コモンモード除去比 (dB)	デジタル出力		出力インピーダンス (kΩ)	製造会社
					(I)	(O)		
5700	13	10	—	150	+5	0	—	DANA
8200A	2.5	100	有	140	+5	0	6	FLUKE
8300A	25	100	有	140	+5	0	6	—
3160B	33	10	オプション	145	+5	0	6	HEWLETT
3480A	1	1000	オプション	80	+5	0	6	TT PAC
6715B	50	10	無	120	+6~15	+0~2	47	KARD
502	20	1	無	150	+5	0	6	タケダ電研
								VIDAR

表3 デジタル電圧計規格

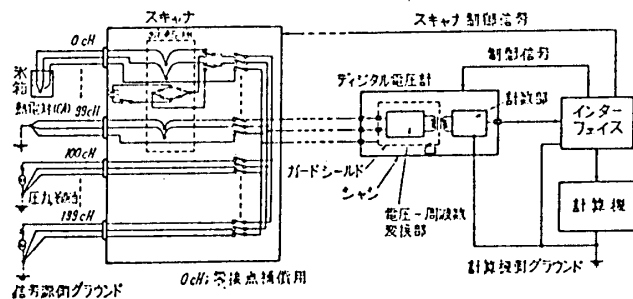


図8 配線系統図

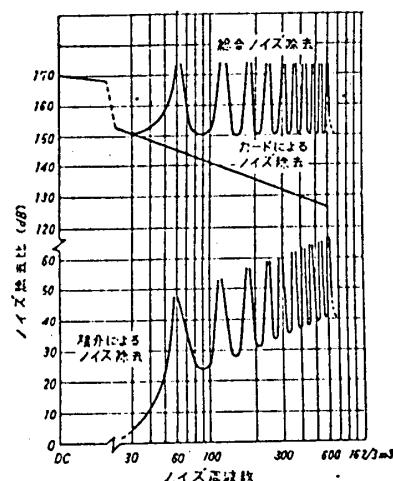


図9 デジタル電圧計のノイズ除去比

精度の2重の効用を得ることができた。

多点の処理において、やゝ高速のデータ処理が要求される場合にそなえて2台の電圧計の出力を同時に計算機に入れられるようにインターフェースを設計した。

従来のシステムではスキャナは計算機の周辺にあき、点数に相当するケーブルを敷設する方式が大部分であった。このような試験設備の中では雑音のため低レベルの信号処理は困難で、測定点の数をふやす等の融通性に乏しいという面があった。

このシステムでは、計測点の近くにスキャナを置く方式をとり、スキャナと計算機のインターフェースの間は、アナログ信号線と制御の信号線の2本で結ぶけるようにした。スキャナは標準化し可搬性のあつた構造とし、いかなる場所においても計測ができるようにした。(図10) スキャナの素子は低レベルの信号を扱う関係上、熱雑音、接触電位差の少ない計測用のクロスバーリレ、またはリードリレを用いている。(図11)

計測点との接続は温度については熱電対用のものを用い、スキャナの内部に冷接点補償回路(図8参照)を設け、取扱いの簡易化をはかった。

(3) 計算機インターフェース

計算機のインターフェースは、その多様性のため標準化することが困難なもので、このシステムでは、汎用性、拡張性に重点を置いて当部において設計製作をした。4台のスキャナ、2台の電圧計を動作させることができ、タイプライター1台、ディスプレイ2台に同時に出力が可能となっており、データ伝送装置(モデム)により中央計算機とリンクされている。使用素子として市販のデジタルパッケージを用いて回路を構成した。

(4) 計算機

計測の自動化のため、計算機の台数はふえろ一方であつたが、計算機の担当者の側からいえば、ファミリの計算機で統一した方が、省力化と故障時の対策上有利である。このためハネウエル Y-316, 516 を中心としてシステムを構成した。このほか、HITAC 10 も使用しているが、これと他の計算機とはデータの交換のみに止め、固定した仕事に限定している。

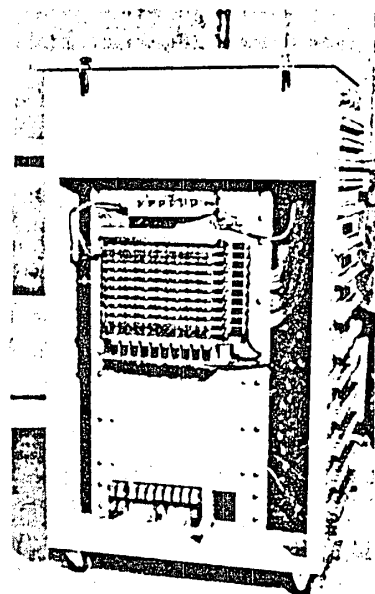


図10 スキャナ(クロスバーリレ)

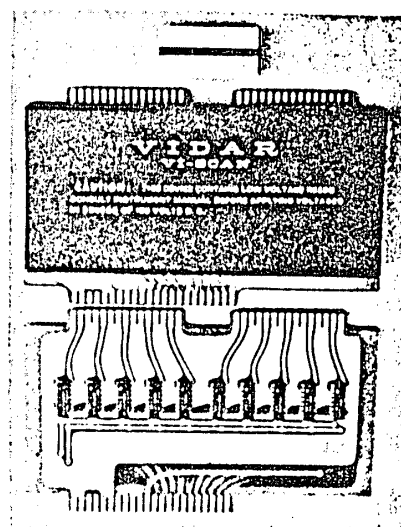


図11 リードリレ・スキャナ

(4) 試験結果

実際の現場において微小疑似電圧をあたえ計測したデータを図12に示す。横軸は時間の経過、縦軸は入力の誤差を示す。

(図12の上は入力 0.492 mV, 下は入力 0.493 V) 比較のため高速のAD変換器により測定した結果を図13に示す。この場合、微小入力は計測不能で、高レベルの信号のみである。図の上は17回平均した結果である。

(5) ソフトウェア

研究設備における実験は、きわめて流動的であり、実験のつど、その計測プログラムが変わる可能性もある。この場合、プログラマと実験の担当者の連携はきわめて重要である。しかし、実験が高度になるにつれ、従来のような分業の方法では、実験担当者の意図が、プログラマに完全に理解されないまま進行する恐れが多分にある。

このため、この計測システムでは、プログラムはすべてフォートラン語で書くことを原則とした。アセンブラ語は、制御器の制御、割込みの処理、などの最小限の処理に用い、すべてサブルーチン化し、取扱いが容易になるように努めた。

使用した計算機は、JIS C6201-1967 FORTRAN (レベル 7000) の処理が可能で、ローダはリロケータブルのローダとなっており、必要なサブルーチンのみをロードでき、またローダの専有番地はコモンエリアとして使用可能で、メモリを有効に利用できるようになっている。

フォートラン語で書かれたプログラムと、アセンブラ語で書かれたプログラムの両方にコンパイルされたオブジェクトプログラムは、ローダにより共通にロードされ、相互のプログラムは CALL により結び付けられ、データはコモンにより共通に使用可能である。この関係を図14に示す。図14において、フォートラン語のメインプログラムの A,B,C と、アセンブラ語のサブルーチンの OSK とは同じ番地をエリアとしてとり、またメインより、アセンブラ語のサブルーチンを呼び出すことができる。逆もまた可能である。

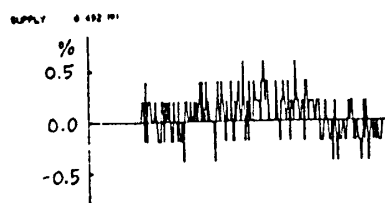


図12 デジタル電圧計によるデータ

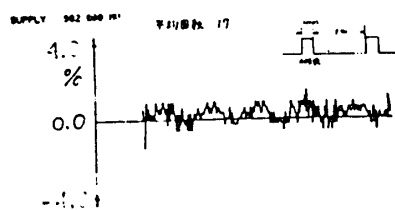


図13 高速AD変換器によるデータ

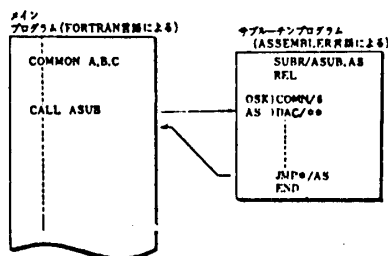


図14 CALLプログラムの例

これを利用し、制御プログラムはアセンブラ語で書き、計算処理プログラムはフォートラン語で書くことにより、実験の担当者が自らプログラムを作成できるようにした。また、当所の大型計算機のプログラムも同じレベル7000であり、デバグはこれにより行ない、能率の向上を図った。

3. あとがき

以上の要素計測の自動化は、現在もなを進行中であり、エンジン低圧系の内部流動の測定、燃焼器のガス分析、振動解析、高圧セクタ燃焼器等、計測の自動化の要求は増大する一方であり、計算機の有効利用のため、バッチ的な利用方法から TSS の導入も考慮する必要があり、そのソフトウェアの開発の準備を進めている。

《文献》

- (1) 森田 . 航技研資料 TM-113 . 1967
- (2) 松木, 西尾 機械学会誌 67-580 (昭和42年5月)
- (3) 西尾, 森田, 越沼 内燃機関 11-8 (昭和47年8月)
- (4) 西尾 エレクトロニクスダイジェスト 164 (昭和47年6月)
- (5) Bruce E. Klipec IEEE Trans. vol. - IGA 3 No. 2 1967

大 橋 智 (三井造船)
 高 本 幹 永 (")
 * 矢 吹 捷 一 (")

1. ま え が き

最近、コンテナ船やロールオンロールオフ船 L N G 船などに続いて、ガスタービン電気推進方式を採用した 5 ～ 10 万トン級タンカーの建造計画も具体化するなど、ガスタービンを主機とする商船の建造が徐々にではあるが増加している。

将来の船用推進プラントを考える場合、自動化の容易さ、信頼性の向上、メンテナンスの簡略化などが是非とも必要な条件として要求される。ガスタービン機関は、在来型の推進機関に比べ、これらの要求事項に対し、生来的にかなり優位と考えられる。ただ、これらの優位性の評価となると実績が乏しいだけに説得力に欠けるきらいがある。今回当社が G E 社との契約により、産業型船用ガスタービンを製造することになったのを機会に、従来あまり注目されなかつたタンカーの主機として全上ガスタービンが、在来型主機に比較してどのような位置にあるかを検討した。

13 万 6 千トンタンカーでは、単純再熱サイクルガスタービン 2 6 0 0 0 S H P 1 基 1 軸プラント、50 万トンタンカーでは単純再熱サイクルガスタービン 2 5 0 0 0 S H P 2 基 2 軸プラントが考えられるが、27 万トンタンカーでは、所要出力が 3 6 0 0 0 S H P と、陸上用及び船用として最も実績を積んでいる M S 5 0 0 0 型ガスタービン 1 基では、やや出力が不足し、2 基とすると出力が大きすぎるという中途半端な位置にあるので、ガスタービンプラントの単純さを一部犠牲にして、ガスタービン／蒸気タービンコンバインドシステムの適用を検討した。ここでは 27 万トンタンカーに適用したコンバインドシステムを中心に、検討結果を紹介する。

2. コンバインドシステム (C O G A S システム) の概要

2.1 コンバインドシステムの特徴

蒸気タービンとガスタービンのコンバインドシステムは、単純再熱サイクルのガスタービンと比較して、次のような特徴を持つている。

- ガスタービンプラントとしての出力を増加し得る。
- 燃料消費率が向上する。
- タンカーでは貨油ポン駆動用と推進用の蒸気プラントが兼用できる。
- 蒸気タービンのみによる非常航走が可能である。

2.2 プラントサイクル

プラントの構成は図1に示すように、ガスタービン排気のエネルギーを排ガスボイラで回収し、推進用蒸気タービン及びターボ発電機を駆動する。これら蒸気タービンの排気は復水器へ導かれた後、エアエゼク

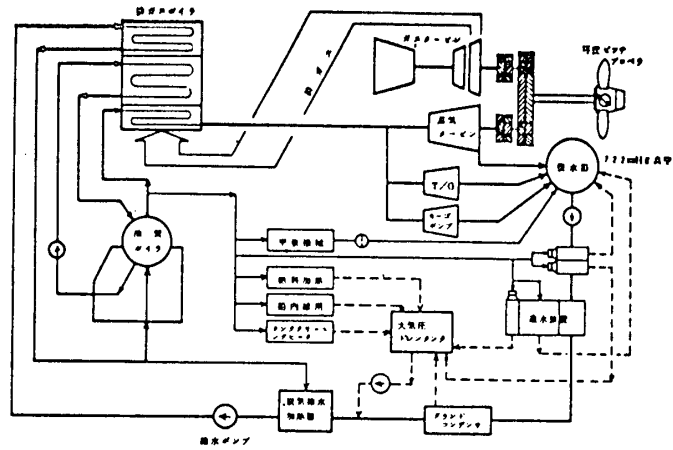


図-1 COGAS システム

タ、造水装置、グラントコンデンサ、脱気給水加熱器を経て排ガスボイラへ送られる。脱気給水加熱器での加熱は、排ガスボイラエコノマイザ部出口の高圧飽和水を循環させて行ない、給水ポンプは電動ポンプを使用する。

2.3 蒸気条件

このようなプラントでは、タービン入口蒸気圧力を上昇させるに従つて、排ガスボイラでの回収熱量は減少する一方、蒸気タービンの蒸気消費率も減少するので、蒸気タービンの出力を最大にする蒸気圧が存在する。内部効率100%の蒸気タービンと損失0の排ガスボイラとの組合せにより得られる出力は、図2に示すごとくタービン入口蒸気圧力が35~40%G近くで最大となる。

実際のプラントでは蒸気圧が高くなるに従つて、タービンの諸損失が増大し蒸気消費率の減少する割合が少なくなる為、最大出力を得られる圧力は低下する。このプラント用に計画した復水形シングルシリンダ衝動タービンのデータを用いると、図3に示すようにタービン入口蒸気圧力は15~16%Gが最適となる。蒸気温度に関しては、温度が高いほど得られるタービン最大出力は大きくなる。ガスタービンの排ガス温度から考えれば、過熱器出口温度を400℃程度まで上げることはできる。この検討ではプラントコストを低くする目的で、過熱器出口温度を350℃とした。

2.4 プラント要目

検討の対象とする27万トン型タンカーの蒸気タ

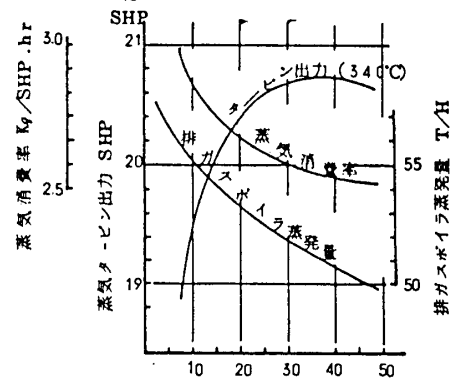


図-2 タービン入口蒸気圧力 kg/G
理想サイクル
タービン出力

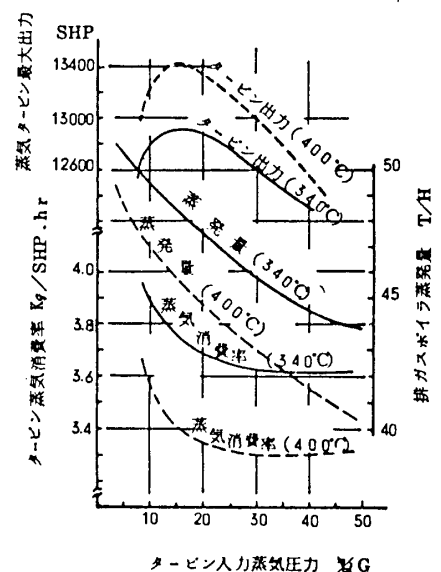


図-3 タービン出力

ービン案とCOGAS案の主要
目を表1に示す。

表-1 27万トンタンカー主要目

	蒸気タービン	COGAS
L × B × D	318 × 58 × 26.4	
載貨重量(トン)	272,000	272,200
主 機 械	蒸気タービン	ガスタービン MS5000-B 及び蒸気タービン
出 力	MCR=NOR 36000 SHP 85 rpm	MCR=NOR 36700 SHP 85 rpm G/T 27200SHP S/T 9500SHP
油 焚 ボ イ ラ	82/58 T/H 62 ATG 515℃×2	50 T/H 18 ATG 飽和 × 1
排ガスボイラ		49 T/H 18 ATG×1
発電機 T/G	1900KW×1	1200KW×1
D/G	950KW×2	600KW×2
機関部重量	1900KT	1700KT

COGASシステムでは、後進の手段として可変ピッチプロペラを採用しているため、固定ピッチプロペラに比較してボス比が大きくなることによるプロペラ効率の低下が考えられ、同じ船速を得る為におよそ2%の出力増加を考えておく必要があらう。

また、COGASシステムでは、ガスタービン出力軸を固ばくして、ガス発生器として運転することにより荷役中も排ガスボイラを使用することができ、それだけ補助ボイラの容量は小さくて良いことになる。出力タービンの固ばくトルクは、約8.5トン-Mであり、フランジ式等の簡単な構造の固ばく装置で十分と考えられる。

表-2 プラントコスト

	蒸気タービン	COGAS
主 機 械	22	43
ボ イ ラ	21	6
軸系プロペラ	5	13
補 機 器	19	17
そ の 他	14	12
工 費	19	17
	100%	108%

3. プラントコストについて

表2に蒸気タービンプラントとCOGASプラン

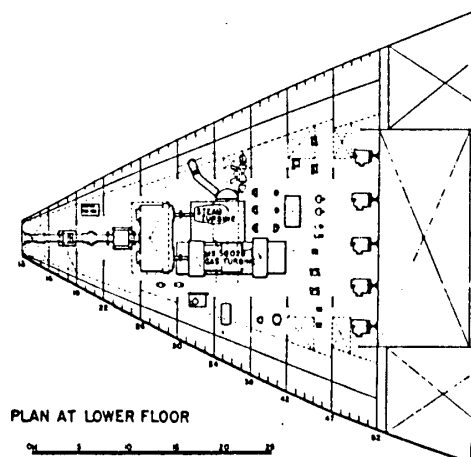
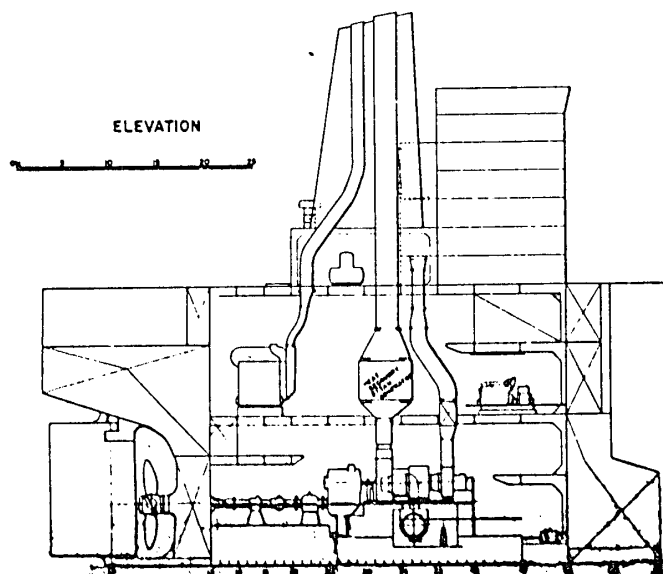


図-4 COGASシステム
機関室配置図

トとの価格の比較を示す。今のところ
船用ガスタービンの生産量も少なく、
コンバインドシステムでは、さらに蒸
気タービン及び排ガスボイラが全て単
品生産となるため、割高にならざるを
得ず船価としての差が約1億7千万円
程度存在する。

将来、COGASプラント採用の船
が多く建造されるようになれば、当然
コスト面でも蒸気タービンプラントと
十分競争出来るところまで下ることが
期待できよう。

4. 運航経済性の検討

蒸気タービンプラント及びCOGAS
プラントを採用した27万トン型標準
タンカーの運航経済性の比較を表3に
示す。

・一航海当り輸送量

機関室スペースに関しては、殆ど

差は無く、蒸気タービンプラント、COGASプラントとも同じ機関室の長さとして検討し
た。従つて貨物槽容積は変わらないが、タンカーのような排水量形の船では、機関部重量及び
塔載燃料の差により収益物量に差が出て来る。COGASプラントの機関室配置図を図4に
示す。

COGASプラントは蒸気タービンプラントに比較して一航海当り約500KTの収益貨
物量が増加する。この為、COGASプラント塔載船では年間約480万円の運賃収入の増
加が期待出来る。

・燃 料 費

蒸気タービンプラント、COGASプラントとも燃料としてはC重油を考える。日本及び
ベルシャ湾での平均燃料価格を4300円/KTと考え、将来に対する値上りは考慮しない。
日本及びベルシャ湾で得られるC重油では約50ppm程度のバナジウムを含んでおり、
COGASプラントの場合には、燃料の水洗及び添加剤の注入が必要となり、燃料1KT当
り約180円の前処理コストを考える必要がある。1日約13KT必要となる洗滌水は、船
内の造水装置で作られるものとする。

表-3 27万トンタンカー運航採算

	蒸気タービン	COGAS
航 路	ベルシャ湾ー日本(4,600哩)	
船 速 (平均)	16.5ノット	
一航海所要日数	35.9	
年間稼働日数	345	
年間航海数	9.61	
燃料消費率	210gr/SHP	189 gr/SHP
年間燃料消費量	60,830KT	54,030 KT
年間燃料費	261,600千円	251,000 千円
年間保守整備費	19,000千円	20,000 千円
年間人件費の差	ベース	-7,400 千円
年間運航費の差 (初年度)	ベース	-17,000 千円
載 貨 重 量	272,000KT	272,200 KT
塔載燃料量(片航)	3,500KT	3,200 KT
収益貨物量(航海)	268,500KT	269,000 KT
年間輸送量の差	ベース	+4,800 KT
年間運賃収入の差	ベース	+4,800 千円
船 価 の 差	ベース	+168,000 千円
消却費及び金利合計 (10年償却金利7%)	ベース	+232,700 千円
投資評価現在価値 の差		
15年採算	ベース	+86,400 千円
20年採算	ベース	+161,100 千円

以上により計算すると、COGASプラント搭載船は年間燃料費で約1000万円蒸気タービン船より有利となる。

・保守整備費

保守整備に要する費用の推定は、非常に難かしい問題であるが、蒸気タービンプラントとCOGASプラントの間に殆ど差は生じないと考えられる。

・乗組員数

高温高圧の主ボイラ2缶を有する蒸気タービンプラントに較べて、構造及び取扱いとも単純なガスタービン及び低温低圧の補助蒸気システムからなるCOGASプラントは、航海中の監視その他に必要な乗組員数は減ずることができよう。この検討では機関部乗組員数を2名減じ得ると考えた。人件費は、年間1人当たり370万円、年上昇率10%を考える。

・年間稼働日数

船が大型化するほど稼働1日当りの収益は大きなものとなる。

ここで対象としている、COGASプラント採用の27万トン油槽船では年間稼働日数が1日増加することにより、約680万円の収入増加が期待される。従つて年間2～3日の稼働日数が増加すれば、蒸気タービンプラントとCOGASプラントの年間運航費の差と同じ、もしくはそれ以上の収入増加が得られることになる。

即ち、年間稼働日数の差を考えに入れるとCOGASプラントの優位性は倍、もしくはそれ以上になる。

運航経済性の検討では、蒸気タービンプラント及びCOGASプラントとも同じ年間稼働日数を用いているが、蒸気タービン船では年に1～2回主ボイラの内部点検及び掃除を行なう必要があるので、COGASプラントでは年間数日の稼働日数増加が十分考えられる。

以上の各要素を取まとめ、投資額の増加と年間収入の増加、さらに年間稼働日数の変化を考えあわせて、現在価値法により比較を行なうと、図5のようになる。縦軸は、在来形推進プラント、即ち27万トンタンカーでは蒸気タービンプラントを採用した場合とCOGASプラントの現在価値の差、横軸は、年間稼働日数の差を示す。

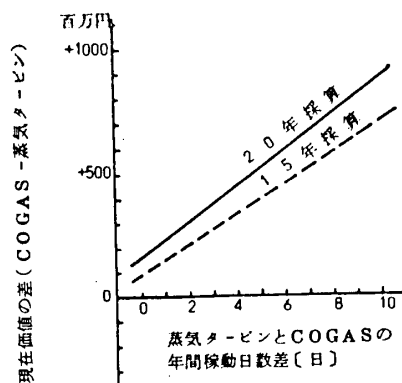


図-5 27万トンタンカー

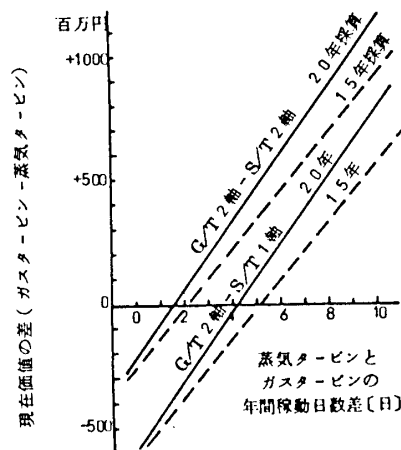


図-6 50万トンタンカー

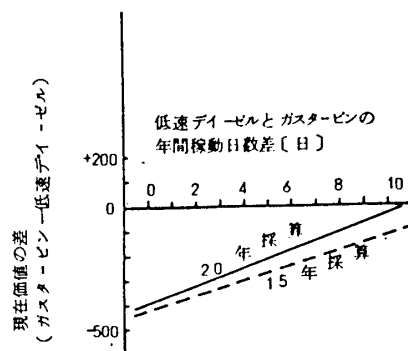


図-7 13万6千トンタンカー

13万6千トンタンカーにおける単純再熱サイクルガスタービンと低速ディーゼル、50万トンにおける単純再熱サイクルガスタービンと蒸気タービンプラントの同様な検討結果を参考までに図6及び図7に示す。

5. 結 論

大型タンカーにおけるガスタービンプラントは今のところ在来型プラントに比較してやや高価なものにつくと思われるが、コンバインドサイクルの採用などにより、燃料消費率を大巾に改善することが出来れば、対等もしくはそれ以上の競争力を持っている。また、ガスタービンの単純さから来る信頼性と保守の容易さから年間稼働率の向上を期待することが出来れば、単純再熱サイクルのガスタービンプラントでも十分在来機関と競争し得ると思われる。

佐田 新一郎 (日本電信電話公社)
* 山崎 鬼造 (石川島播磨重工業)

1 緒言

停電事故、建設工事等一時的に電力を必要とする場合に、従来より車載型の移動電源車が使用されていたが、従来のディーゼル電源車では容量的に250kVAのものが限度とされていた。最近、これらの工事用電源も大型化し大容量の電源車が要求されるようになった。この要求に対応するため、小型大出力の航空用ガスタービン電源車の電力に活用することが考えられる。このガスタービンを使用した場合、ディーゼル電源車と同じ寸法で容量的には4倍の1000kVAの電源車が可能である。

移動電源車はエンジン発電機、配電機、電力ケーブル等発電装置一際を自動車に搭載し、機動性のある発電装置で、電源車の大容量化についてはエンジンのみでなく、電気機器、自動車等についても小型軽量化が必要である。又本装置の実用に当っては、自動車、移動所として関連法規の適用を受けるので、性能、構造等につき検討が必要であるが、本稿では、航空用ガスタービンの応用面を中心に1000kVAガスタービン電源車について紹介する。

2 ガスタービン電源車

本装置の主要目録は下記の通りである。

電気特性	1000kVA, 50/60Hz, 3300/6600V
外形寸法/総重量	8600 ^φ ×2500 ^W ×3100 ^H mm / 19,000 Kg
自動車	10トン積キャブオーバー型
ガスタービン	IM100-2G (1200 PS at 20°C)
燃料/消費率	軽油 / 440 g/kW-Hr
潤滑油	MIL-L-7808 (ガスタービン) / タービン油 #40 (減速機、発電機)

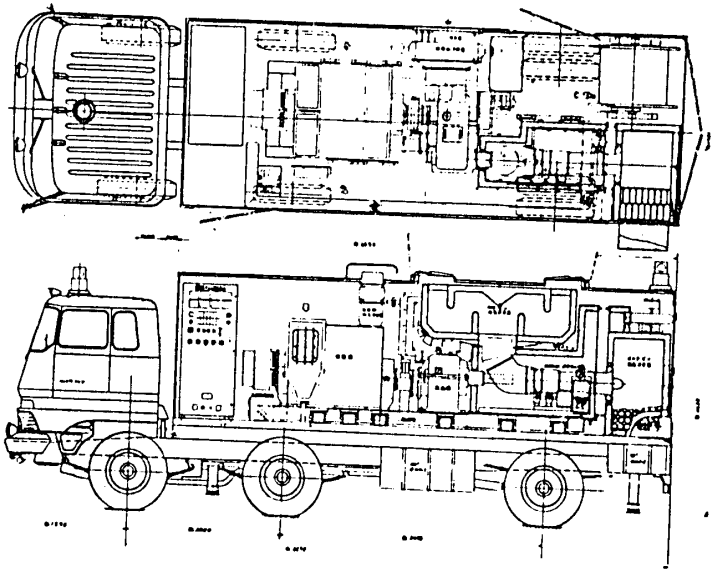
電源車の構造は図1に示す。本装置は10トン積キャブオーバー型トラックシャーシにアルミ製バンボディを架装し、その中にガスタービン発電機、配電機、電力ケーブル、消音器等を、またトラックの床下には燃料タンク、蓄電池等を配置したものである。ガスタービン、減速機及び発電機は共通台板上に、各々ギヤカップリングを介して組立られ、自動車走行時の振動、シャーシフレームのたわみ等の影響を防ぐため共通台板は防振ゴムを介してシャーシフレームに取付けられている。

本装置に使用したガスタービンはヘリコプター用CT5.8エンジンを発電機用に改造したIM100-2Gガスタービンで、重量150Kgで出力1200PSと極めて小型大出力
日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

のエンジンである。本ガスタービンについては後述詳細に説明する。

減速機はタービン回転数19,500 RPMと発電機回転数1500/1800 RPMまで減速するもので、ハスバ2段歯車で構成されている。

高速段はモジュール3、材質はSCM-5の窒化、低速段はモジュール4でSNC-22のハダ焼の組合せとし、軸受はすべて平軸受を使用している。



中1図 ガスタービン発電機

発電機は4極機のブラシレス型で、電圧は3300/6600Vの切替方式とし、特に軽量化設計としたが重量は約4tonあり、更に軽量化が望ましい。

ボディ前方には配電盤があり、発電機制御装置の他にガスタービンの制御装置と組み、本装置の起動、停止、負荷運転等の操作はすべて盤面のスイッチのみで行なえるようにした。

ガスタービンの吸排気口には消音器を取付け、吸気はボディ側面からフィルター、吸気消音器を通して吸込み、排気は排気消音器から天井の2個所に排出する。またガスタービン本体は防音パッケージの中に入れ、更にボディ全体を防音構造として、騒音対策には充分配慮をほらった。

またボディ後部には長さ50mの電力供給ケーブルを巻取装置に装備し、接続は特殊金具にて容易に行なえるようになっている。

トラックの床下には自動車の燃料タンクとは別に1時間分の燃料タンクを持ち、さらに長時間運転の際は運転中燃料が自動的に補給できるようにしている。

リヤボディ内の装置配置は自動車の制振値により規制される。即ち、自動車の外形寸法、総重量のみでなく、全体の重心位置はタイヤ荷重制限に、また重心の高さは転覆角で制限される。特に転覆角は自動車に比べ影響が入り込むので余裕が必要である。

リヤボディ内の温度は電気装置の制限により40℃に抑える必要がある。このためにガスタービンの排気等高温部には防熱処理を施す必要があり、また冷却空気を十分に流す必要がある。ガスタービンのパッケージの中は別に冷却ファンを設けて冷却することにした。潤滑油はガスタービンと減速機発電機系とは別系統とし、前者は合成油で温度は120℃まで使用し、冷却は燃料油との熱交換で行なっている。また

発電機の潤滑油はタービン油を使用し油圧は空介式の油介器器で行なっている。

3. ガスタービン

本装置に使用したIM100-2Gガスタービンは航空用CT5Bエンジンと発電機用に改造した2軸式ガスタービンで、その構造を図2に示す。

圧縮機は軸流10段で、入口案内翼と前3段の静翼は可変翼で流入空気に対し最適迎角となる様にコントロールされている。なお圧縮機翼は動静翼と特殊防錆コーティングを施している。燃焼器は環状燃焼器で、後述の軽油用に改造したものを使用している。タービンはガス発生機用が2段、出力タービンが1段で構成されている。

本ガスタービンの定格出力は1200 PS, 20℃で、航空用では出力タービン入口温度は696℃まで使用しているが、発電機用としては使用条件が違つので660℃と標準温度とした。本ガスタービンの主要目録は下記の通りである。

定格出力 1,200 PS

ガス発生機回転数 26,300 RPM

出力タービン回転数 19,500 RPM

出力タービン入口温度 660℃

空気流量 6.1 kg/sec

燃料 軽油

燃料消費率 290 g/PS-hr

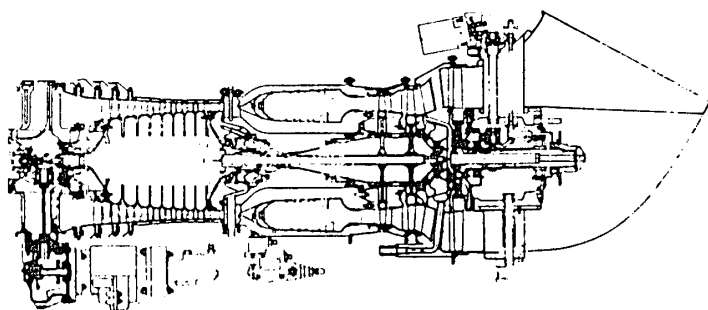


図2 IM100-2G ガスタービン

本ガスタービンのコントロール方式は発電機用に開発したものである。一般に2軸式ガスタービンは時定数が大いゝ応答性は良くない。この特性をカバーするため、ガバナは電気がガバナを採用した。電気がガバナは発電機出力からPT, CTにより周波数及び負荷を電気的に検出し、これと油圧信号に変換して燃料バルブを動作させエンジンにコントロールする方式である。この方式を採用することにより負荷急変時の周波数変動を抑えておくことが出来る。しかし今回の装置では出力タービン系の慣性モータが小さい為、全負荷遮断は出来るが、全負荷投入はむずかしい。

エンジン始動は配電盤の押ボタン操作のみで行なえる様にシーケンスが組まれている。即ち、押ボタン操作により始動電機が回り、ガス発生機回転数が20%に達すると燃料弁が開き点火装置により着火する。着火後は圧縮機出口圧力信号によりガス発生機回転にたじて燃料はスケジュール制御され、アイドル保持装置によりガス発生機はある一定の回転に保持される。この時に出力タービン回転数は上昇し約85%に達すると発電機に初期励磁が加えられ電圧が発生する。この段階でアイドル保持装置は電気がガバナに切換えられ出力タービン回転数制御に入り始動は完了する。

なお始動中及び負荷運転中、何らかの故障が起つた場合にはガスタービンは自動的に停止し、配電盤に故障表示が出るようになっている。

4 ガスタービンの改造試験

航空用ガスタービンに発電機駆動用に応用する際、検討を受けることはその使用燃料の問題である。航空エンジンはジェット燃料と使用しているが、発電機用としては軽油の使用が望ましい。本章では燃料の相違による問題点を改造試験について検討する。

CT58の燃焼器はアンニュラー型の直列流タイプで、極めて高負荷に設計されている。長さと径の比 L/D は余り小さくないが、 D 自身が小さく、長さ方向も400mmと短い。またライナーとケーシングの面積比は0.54でライナー断面積が非常に小さい。

ライナーの内外中は平均で60mmであるので燃料の噴霧角が $90^\circ \sim 110^\circ$ に対し短い距離で燃料粒子は内外筒に当たる。従って霧化を促すことができず、燃焼時間が早まないと、良好な燃焼は得られない。燃料噴射弁は圧力噴霧型でPrimaryとSecondaryが各々8個交互に合計16個がライナーの先端のドームに組み込まれている。両弁の作動はエンジン始動及びアイドル運転時はPrimaryのみが燃料を噴射し、負荷運転に入るとSecondaryからも燃料を噴射する。この切換操作はFlow dividerが燃料圧力の変化によって切換える方式を採用している。燃焼器は内外筒基板厚0.8mmのHastelloy-Xを用い、耐熱・耐蝕性を保っている。

本燃焼器を用い軽油燃焼試験を行なった結果次のことがわかった。

1. 軽油でも着火性はジェット燃料と変わらないが着火後アイドル条件までは巨煙が多量に発生し、燃焼効率が悪くなる。燃料を増加すると巨煙は香味が加わり、刺激臭が強くなる。
2. 燃焼中未燃燃料がライナーの外に出てケーシングの壁を伝わるのが視認された。この現象はジェット燃料では現われなかった。
3. 燃料噴射弁の特性を軽油とジェット燃料で比較すると良好な噴霧が得られる最低圧力はほぼ同じであるが、流量が軽油の方が1.3倍多い。従って同流量では軽油の方が圧力が60%程度となり噴霧は悪く、噴霧粒径も大きい。

上記の試験結果からジェット燃料と軽油の燃焼特性に大きな差があることがわかった。着火時に見られる白煙は未燃燃料のmist、青煙は不完全燃焼によるアルデヒド系の中間生成物であると考えられる。この原因は燃料滴が燃焼zoneを通過せず、未燃のまま、あるいは燃焼途中にて介在しライナー壁に到達して、frame quenchされるものと推定され、この現象は燃焼時間に比例するものと考えられる。

よって軽油燃焼対策として考えられる方向は

1. frame quenchを少なくするため一次燃焼域の温度を上げるようにし温度の均一化を図り、局所的な冷域をつくらないようにする。この方策として是一次燃焼域への流入空気量を少なくする事が考えられる。
2. 燃料噴射弁を改造して噴霧の微細化を図り燃料性状の悪い分をカバーする。

この方法としては噴射圧力を高圧にするが、Air assistによる微粒化が考えられる。

改造試験として前者に対しては、ドーム内のルーバーを埋めて一次空気量を減少させる方法、内外筒の燃料噴霧の当たる部分のシングルノールを埋め壁に当たる燃料を中央に偏向させる方法、燃料噴霧が外部に出ない様にライナー内面に油の膜をもうける方法、等を行なったが煙は白煙から青煙に変わり、効果は認められたが、解決には到らなかった。また後者の方法として、まず噴霧圧力を上げて試験を行なった。航空用噴射弁で軽油を使用するとアイドル条件では燃料圧力は1kg/cm²で粒径は180~190μであるが、ノールの噴口を小さくし燃料圧力を12kg/cm²程度にすると粒径は90μ程度となり、噴霧の微粒化が非常に効果があることがわかった。更に微粒化が必要である。

次にAir Assist方式の噴射弁で試験を行なった。Air Assist噴射弁は弁のまわりに霧化空気と流す通路をもうけ、燃料の旋回と逆方向に霧化空気に旋回と与える方式を採用した。この弁を使用して霧化空気を一次空気量の1.0%程度流すと平均粒径は50μ以下となり非常に良好な燃焼が得られた。本試験により白煙は完全に消えたが、実用に応用する場合、霧化空気を得る方法はラム圧を利用する方法が最も容易であるが差圧が小さく十分な空気量が得られな。また外に空気圧縮機をもうける方法も構造上必ずしもいい。そこで、燃圧を上げる方法とラム圧により霧化空気を得る方法を組合せる方法が考えられ、この方法で試験を行なうと前回と同等の結果が得られ、実用化の目安がついた。更に実用化試験に於てPrimaryとSecondary噴射弁に流量差があると円周方向の速度分布が悪くなり燃焼器の耐久性に問題があることがわかったので、Primary噴射弁をduplex型にして最大出力時の流量とほぼ等しくした。

燃焼試験結果を次の図に示す。本図で低圧噴射弁は改造前のもの、高圧噴射弁はラム圧式霧化空気と取り入れのもの、ルーバーカバーは一次空気を減少したものとする。

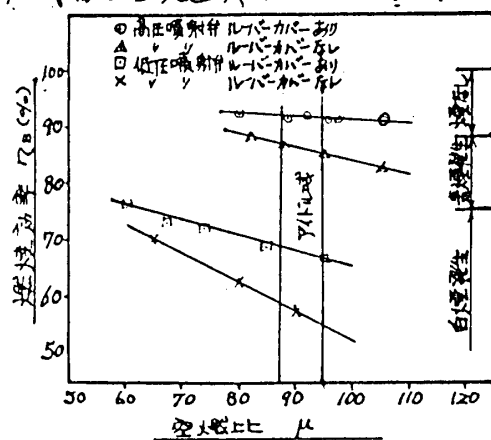


図3 着火燃焼特性

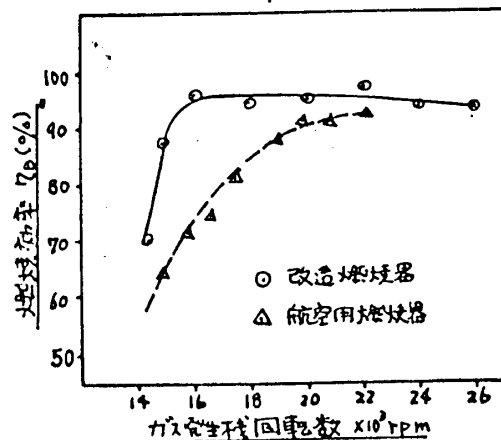


図4 ガスタービンエンジン特性

以上の改造試験により白煙は完全に消え、エンジン試験の結果も図4に示す如く、低速域の特性が大幅に改善されて白煙は出なくなり、軽油使用が可能になった。

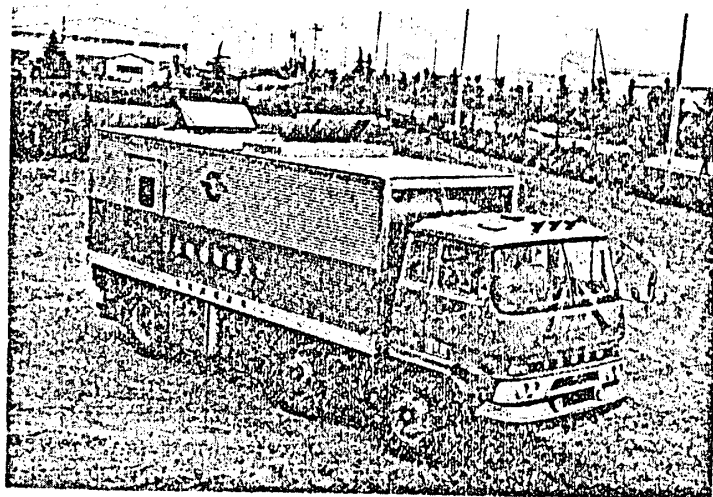
5. 結 言

1000 KVA 移動電源車は軽量小型の航空用ガスタービンの特長を生かして、従来のディーゼル電源車では不可能とされてゐた電源車の大容量化を成した。

本装置の開発に当っては原動機・軽量化のみでなく、電気機器等の小型軽量化を計り、各機器は信頼性があり、保守、操作が容易に行ふことを特に考慮を払つた。又航空用ガスタービンの応用面では使用燃料、制御方法、騒音・排気ガス等の公害問題等の研究を行ない、ガスタービンの支持方法については基軸、伝力、熱膨脹を、室の冷却方法については各部の温度上昇と種々試験を行なつて決定した。

また本発電装置は組立後も長期間にわたり、機械的・電氣的に種々な試験を行ない、実用化に入つた。

本研究により完成した1000 KVA ガスタービン電源車を第5図に示す。



第5図 ガスタービン電源車

本装置は日本電信電話公社の電話局用の非常発電装置として実用化している。更に大容量の電力が必要の場合には本装置と並列運転して3000 KVAまでの負荷をまかなふ設計になつてあり、非常時の通信用電力確保に貢献している。

今後更に改良研究を重ね、ガスタービン電源車の性能向上を計り度い。

12 400 MW 級 S T A G プラント について

* 坂 井 彰
穂 木 康 夫
徳 永 賢 治
幸 田 文 夫

1. 緒 言.

電力システム、ならびに電力の利用が、高度に発達した今日、ベースロードとピークロードの中間、すなわちミドルロードに、効率よく適応し得るミドルロードプラントの開発が、強く望まれている。日立STAGプラントは、このような電力界の要求に答えるべく開発された効率的なミドルロード発電プラントである。

STAGプラントは、大容量ガスタービン複数機（通常2～4台）と蒸気タービン1台とを組合せた、コンバインドサイクルプラント（Combined Steam And Gas turbine plant の略）で、ガスタービンと蒸気タービンプラントの利点をうまく組合せたプラントである。本論では、STAGプラントのサイクル、計画仕様、および、STAGプラントを構成する機種の概要について説明し、御参考に供したい。

2. STAGサイクル

ガスタービンと蒸気タービンとのコンバインド・サイクル・プラントを、熱サイクルの点から分類すると、基本的に次の通りとなる。

- (a) 単熱非熱回収サイクル（助燃なし）
- (b) 助燃非熱回収サイクル（少量の助燃あり）
- (c) 非気燃焼サイクル（多量の助燃あり）

従来のコンバインドサイクルプラントは主として非気燃焼サイクルによるものであったが、本論に述べるSTAGプラントは、非熱回収サイクルで、その助燃量は、零または極めて少量である。本章では、熱サイクルを中心として、STAGプラントの基本計画概念ならびにその特長について説明する。

- (1) 従来のコンバインド・サイクル・プラントに用いられている非気燃焼サイクルとSTAGサイクルとの基本的な相異点は、プラント総出力に占めるガスタービンと蒸気タービンとの出力の割合である。プラント総出力に対するガスタービン出力の比率は、一般的に、

単熱非熱回収サイクルにおいては、65～70%

助燃非熱回収サイクルにおいては、40～65%

日本ガスタービン会議講演論文集（'73-6、第1回定期講演会）

排気燃焼サイクルでは、

20~40%

であるが、STAGサイクルにおいては、これが55~70%である。

プラント従出力に占めるガスタービン出力の割合が、サイクルによって異なるのは、助燃料の多少によるものである。

ガスタービンと蒸気タービンとつ出力比からして、一般に、STAGプラントでは、複数台（通常2~4台）のガスタービンならびにそれらに付属する排熱回収ボイラと1台の蒸気タービンからプラントが構成される。

(2) プラント従出力に対するガスタービン出力の大きいSTAGプラントでは、プラントのサイクル効率を高くとることが可能である。これは、

- a) 高温域で作動するガスタービンの出力が大きく、かつ、この高温サイクル域にすべてまたは大部分の燃料を投入していること。
- b) 蒸気タービンの出力比が小さいため、復水釜から冷却水に放散される熱量が少ないこと。

によるものである。

や1図は、前述の3通りのサイクルを、『T-S線図』に表わしたものであるが、排熱回収サイクル（STAGサイクル）のサイクル効率上の有利性が不図からも明らかである。

(3) 従来形のコンバインドサイクルプラントでは、ガスタービンはボイラの単なる押し通風機に近い役割しか果たしてあらない。したがって、ガスタービンの有している種々の特長が十分に生かされていない。これに対し、STAGプラントでは、ガスタービンの有利性を十分活用し、起動時間が短く、かつ運転のフレキシビリティの極めて高いプラントとなっている。

3. STAGプラントの計画例

(1) STAGプラントには排熱回収ボイラに助燃をする場合と助燃をしない場合がある。や1表は70MW級ガスタービンを採用したSTAGプラントで、助燃をした場合と、助燃をしない場合の性能の比較を示す。

ガスタービンの出力は、両者に差はないが蒸気タービンは、助燃した場合が約40MW多い。排熱回収ボイラに助燃することによって蒸気タービンへ流す蒸気量をますますと出せるからである。

蒸気タービンへ入る主蒸気の圧力、温度は助燃をする場合がいずれも高く、33 atg. 510 °C を採用出来、一方助燃をしない場合は、ガスタービンの排ガス温度から制限を受けて、5.6 atg. 455 °C となる。熱効率は、3%スチームインジェクションで、助燃無しの方が、わずかによ

く、約 12 Kcal/KWH だけ少ない。

助燃なし、及び、

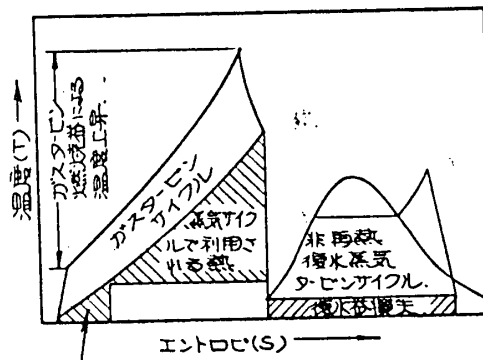
助燃付きの場合、両案とも米国において採用されているのが現状である。助燃ありの場合は出力がより多く発生出来る一方助燃なしの場合は効率が良く、かつ助燃設備がないだけに運転が容易である等一長、一短がある。

(2) 400MW、STAGプラント(助燃付き)の計画例

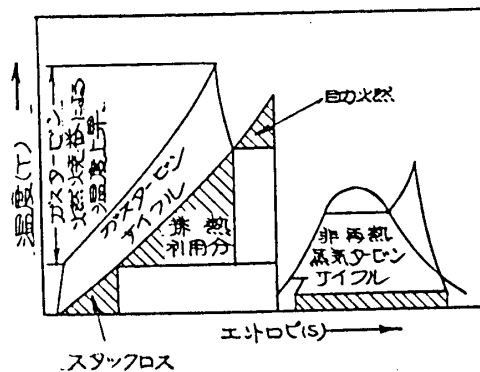
表2表はこのプラントの主要仕様をネす。70MW ガスタービン4台とこれに夫々直結された助燃付ボイラ4台、と、この発生蒸気で駆動される、120MW の蒸気タービン1台とから成り立っている。ガスタービンはあつあつの単独運転が可能である。

蒸気タービンに駆動する蒸気は、88 atg、 510°C で、非再熱型2段抽気復水タービンである。

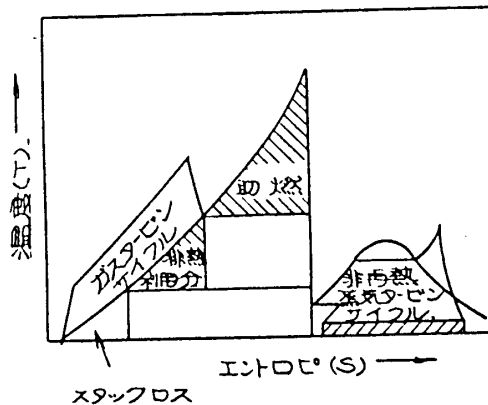
尚STAGプラントとしての、性能は表3表にネすとありである。ピーク負荷時の所内動力が小さいため、適合発電効率(高位発熱量基準)は、約39.5%であり従来型火力より、高い値である。



スタックロス
(1) 単独排熱回収サイクル(助燃なし)のT-S線図。



スタックロス
(2) 助燃排熱回収サイクルのT-S線図。



(3) 排気燃焼サイクルのT-S線図。

図. 1. ガスタービン-蒸気タービンコンビナードサイクルのT-S線図

STAGプラントは、前述の如くミドル火力に近ずるように起動時間も速く、8時間停止の場合で約40分で全負荷可能である。尚、冷却水としての温排水もかなり少なくなる。

(3) ダブルインジェクションタービンを採用したSTAGプラント。

高圧と低圧蒸気と排熱回収不イウより発生させて、これをタービンが高圧、低圧のガバナより導入する。この割合を適当に設定することにより、排熱回収不イウにおいて十分な熱回収が出来て、プラント全体のサイクル効率を上げることが出来る。タービンは少し複雑になるけれども、このサイクルは、上巻の(1)、(2)に、述べた。

表1 助燃付と助燃無の仕様、性能比較表

	単位	STAG 400	
ボイラ助燃		有	無
S/I 量	%	3	3
燃料		ナフサ	ナフサ
外気温度	℃	15	15
復水塔真空	inHg	1.5	1.5
G.T.負荷		ベース	ベース
総合出力	KW	379,300 ^(100%)	341,300 ^(90%)
G.T.出力(4台分)	KW	254,400	254,400
S.T.出力	KW	124,900 ^(100%)	86,900 ^(70%)
主蒸気圧力	Kg/cm ² g	88	56
主蒸気温度	℃	510	510
主蒸気流量	T/H/台	107.695 ^(100%)	81.050 ^(75%)
G.T.排ガス量	Kg/H/台	893.020	893.020
G.T.排ガス温度	℃	516	516
不イ入Dガス温度	℃	599	516
熱消費率(発端)	Kcal/KWH	ベース	-12
・ (送端)	・	・	-12

表2 400MW STAGプラント 主機仕様

		ケース A		ケース B	
ガスタービン注入蒸気量	%	0		3	
運転条件		ピーク	ベース	ピーク	ベース
1. 定格出力 合計	KW	376040	352060	406160	379300
2. ガスタービン 台数 型式 燃料		4 開放単サイクル軸 ナフサ		4 同 圧 同 圧	
3. ボイラー 台数 型式 蒸気発生量 高圧ボイラー 低圧ボイラー	T/H T/H	4 自然循環排熱回収 107.8 107.7 無 無		4 同 圧 107.8 107.7 25.8 25.8	
4. 蒸気タービン 台数 型式 蒸気圧力 蒸気温度	Kg/cm ² g ℃	1 TCDF-23K 88 510		1 同 圧 88 510	

効率より更に数パーセント高めることが出来る。

4. 大容量ガスタービンの特長.

STAGプラントに採用されるガスタービンの一例として、最近日立製作所で完成した70,000 kWガスタービン(MS-7001)を中心に、その特長について述べる。

(1) MS-7001

ガスタービンの構造

本ガスタービンは大容量機としては、画期的なパッケージ化が、はかられており、他の発電プラントには見られない多くのすぐれた特長をもち、ている。(表4に仕様を示す。)

(a) 徹底した標準化

が行われたパッケージ、ガスタービンであり、パッケージとして工場試験が行われそのほか、等で現地価格が

表3 400MW STAGプラント 性能表

		ケース A		ケース B	
ガスタービン注入蒸気量		0		3	
運転条件		ピーク	ベース	ピーク	ベース
1. 出力合計	KW	376040	352060	406160	379300
ガスタービン	KW	215040	227160	281160	254400
蒸気タービン	KW	125000	124900	125000	124900
2. タービン入口蒸気圧力	kg/cm ² g	88	88	88	88
タービン入口蒸気温度	°C	510	510	510	510
タービン入口蒸気量	kg/h	430630	430330	430630	430330
ガスタービン注入蒸気量	kg/h	0	0	25800	25800
復水塔真空度	mmHg	722	722	722	722
3. 発電端熱効率	%	40.0	38.8	39.9	38.6
4. 送電端熱効率	%	39.6	38.4	39.5	38.2

表4 MS 7001 ガスタービン仕様

形式	垂直単軸サイフル1軸ガスタービン
出 式	65,200 kw (於: 吸気温度15°C, 出入口圧力1.033 ^{ata})
燃 料	灯油
圧縮機	軸流式 17 段
タービン	軸流式 3 段
焼結器	キャニオン形 10 本

行われるための信頼性が高く、かつ建設期間が短い。

(b) 密閉式冷却水装置をパッケージに内蔵させることにより外部からの冷却水の供給を必要としない。

(c) 起動時間が短かく、自動起動停止や遠隔操作が可能であり運転の柔軟性が大きい。

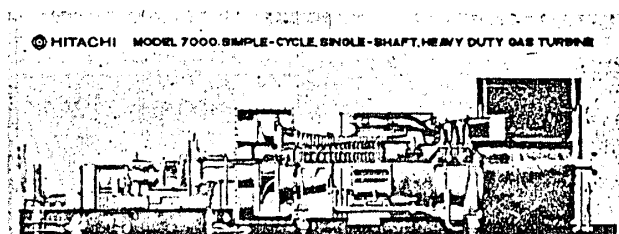
ガスタービン発電設備は制御パッケージ、補機パッケージ、タービンパッケージ、発電機パッケージ、ならびに発電機補機パッケージの5つの主

要部分に分割されており、発電設備全体としては、長さ37m、巾8.5mである。

ガスタービンとは図2に示すごとく軸流圧縮機とタービンを直結した、1軸式でロータは3つの軸で支持されており回転数は3600rpmである。

(2) タービン入口温度上昇による高効率、高出力化。

タービンの入口温度を上げることは、ガスタービンの性能向上のために欠くことのできないことであり、このため耐熱超合金の開発、空気冷却方法の改善あるいは、温度制御装置の改良などについて多数の研究開発が行われてきた。本ガスタービンでは、ピーフリック1102℃、ピーク1066℃でタービン入口温度が設計されており、このための材料面から高温強度、耐食性、耐酸化性などの検討がなされるとともに、冷却方式においても、多くの改善が行われている。



(3) 環境対策。

図2 図 ガスタービン断面図。

ガスタービンは都市近郊に設置されることも多く環境による影響は比較的少ない集動機と考えられているが、本ガスタービンには次の対策が考慮されている。

(a) 煙濃度の低下

燃焼室内における燃料密度の大きな領域をなくすため一次空気と十分な攪拌を与えるようにタービュレータと補する強力な渦発生機構を設置すると同時に空気噴霧式燃料ノズルを使用し、燃料油滴の微細化を図った。このため煙濃度ははじめて見えない範囲まで軽減することができる。

(b) 騒音対策。

圧縮入口部及びタービン排気部に消音器を設置するとともに、消音効果のすぐれたエントロジャを採用してパッケージ化されている。

(c) NOx低減

燃焼域に蒸気を噴入することによりNOxの発生を低減できるが、本ガスタービンはこの方法が適用可能のように設計されている。

5. 排熱回収ボイラ

STAGプラントにおける排熱回収ボイラ（STAGボイラ）は、単にガスタービ

ンの排熱を回収して蒸気を発生させるだけでなく、ピーク負荷に適したガスタービン起動特性を充分有効に生かしたものとすべく、その特性に合わせてボイラ特性が発揮出来るようになっていなければならない。

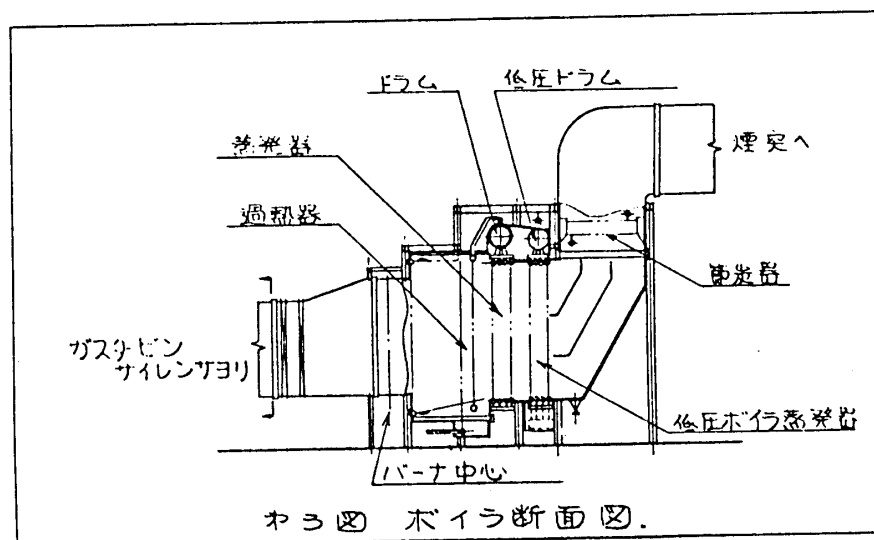
即ち、STAGボイラは、ガスタービン特性を、そのまゝ、蒸気タービンサイクルに伝えるための、重要な役割を果たすものである。

従って、STAGボイラとしては、次の点を考慮に入れた設計が要求される。

- (1) 従来火力プラント用ボイラの起動特性をさらに高め、起動時間を大巾に短縮させる。
- (2) 頻繁な起動停止に充分耐えられる構造とする。
- (3) 多量なガス量による熱回収に適した構造である事。
- (4) ボイラ内でのガストラフト損失を、ガスタービンで許容し得る排気ガス圧内にあつめる。
- (5) そのため、助燃する場合にも低差圧で充分安定した燃焼状態を確保出来るバーナを設置する。
- (6) 助燃用空気は、プラント効率を低下させないため、排気ガス中に残存する14～15%の酸素を利用して燃焼させる。
- (7) 自動化を行い、信頼性の高い、且つ操作の容易なものとす。
- (8) ガスタービンの単独運転も可能とする。
- (9) 排ガス全量による熱回収とする。
- (10) 蒸気温度の制御は、助燃量制御とするが、非常用にはアテンベレータを用いる。
- (11) 据付期間短縮を図るため、可能な限りパッケージ化する。

以上のような計画条件のもとに開発されたSTAGボイラは次のような特長を有している。右の図にこのボイラの断面を示す。

- (1) 簡単な流体系路めよび、制御が容易な自然循環形ボイラである。



- (2) 高圧・

低圧流体系統に分け、高圧蒸気は蒸気タービン、低圧蒸気はガスタービンインジェクション用蒸気（蒸気タービンサイクルへの送気も考えられる）とし、効率向上を図っている。

- (3) 低温ガスによる、熱交換器のため、スペースファクタの良いフィン付チューブを各伝熱面に採用している。
- (4) 排熱回収不イウであるため、特に大きな燃焼室は設けずダフトの延長のような考え方で不イウ伝熱面を配している。
- (5) そのため助燃とする場合であっても、ダフト内で燃焼可能なようなバーナとする。また助燃後のガス温度は、ステンレスダフト材の許容温度以下に押える。
- (6) 伝熱面の配列は、ガス上流側から過熱器・蒸発器・低圧蒸発器・節炭器という順序に配し、可能な限り多くの熱回収が出来るものとした。

6. 結 言.

以上、STAGプラントについて、その概要を紹介したが、本論が、いささかなりとも御参考になれば幸いである。米国においては、すでにこの種のプラントが、多数計画あるいは、建設されており、電力システムの中で重要な地位を占めようとしている。我が国においても、このSTAGプラントが、電力システムのより一層の合理化に多大の貢献が出来るものと考えられる。

以上

池田 真 右

(石川島播磨重工業会社)

1. はじめに

近年を世界各国に於ける航空用ガスタービンの駆艇への実用化はめざましいものがある。英国海軍は数年前より新造駆艇の主機には全て航空軽用型ガスタービンを用いており、米海軍も DR 963 とはじめとして今後の新造駆艇には GE 製 LM 2500 としようとする方針の様である。日本に於いても IHI (石川島播磨重工業) 製の IM100 ガスタービンが、試験段階を経てまずホバー・craft に実用化され、ついで IM300 ガスタービンが防衛庁駆艇に採用され、ようやく実用化の段階に入り、今後更に大型駆艇への実用化が期待されることである。本稿では防衛庁駆艇にそのブースト主機として使用されている IM300 ガスタービンについて紹介したいと思う。

2. IM300 ガスタービン

IM300 ガスタービンは IHI が米国 GE 社とのライセンスにより製造している航空用 T64 ターボプロップエンジンと船用化したモデルである。このエンジンは米軍では、主として海兵隊の輸送ヘリコプターに使用されており、機体、表面処理の点でもともとは航空用の高いエンジンである。軽量小型大出力という特長をもつことはあうまでもないが、性能的にも圧縮機圧力比が高く、燃料消費率の点ではこのクラスのエンジンの中では最も低い部類に入る。部分負荷性能もすぐれている。

いくつかあるモデルの中、日本では

T64-1H1-10 型が海上自衛隊の対潜哨戒艇 P2J 及び PS-1 によう載され、米国の海兵隊ヘリより更に苛酷な条件で使用されている。米軍ではまだ T64 の船用使用例はないが、日本では米軍に次いで従来ディーゼルが使用されていた魚雷艇によう載する

航空用 T64-1H1-10 ターボプロップ
エンジンの定格

項目 出力 定格	軸馬力 (AHP)	最大ガス タービン 回転数 (RPM)	プロペラ シャフト 回転数 (RPM)	最大燃 料消費率 (lb/hr/hp)
MAXIMUM	2765	17800	1160	0.505
MILITARY	2570	17680	1160	0.516
NORMAL	2245	17500	1015	0.528

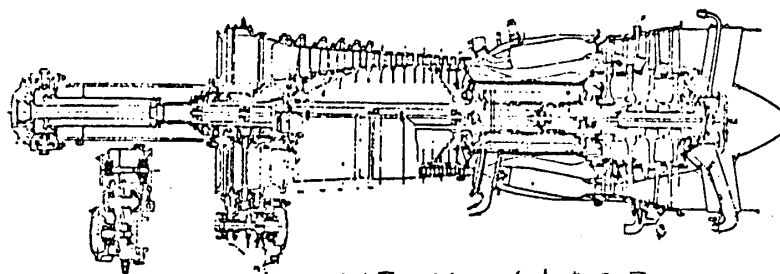
(注) 標準状態: 760 mmHg, 15°C

表 1

ことが計画され、昭和 43 年か 44 年間に魚雷艇 7 号での技術試験、運用試験が行われた後、新造の魚雷艇 11 号に正式採用されたのを皮切りに以後 12 号、13 号と継続採用されることになった。IM300 ガスタービンの構造を表 1 図に示す。IM300 と T64 の構造上の相違点は ①耐食性向上のため縮径及びタービン部の表面処理と追加又は変更していること ②燃料管制装置と船用専用型のものに代えた程度で、量産されている T64 とさうべく近いものとし、T64 としての多くの使用実績に裏付けられた信頼性を援うこととす。

日本ガスタービン会議講演論文集 ('73-6, 第 1 回定期講演会)

又、T64として確立されている整備体制、オーバーホール技術等とともその適用出来る様に配慮されている。



※1図 IM300 組立断面図

3. 船用化に当たって行われた諸試験

3-1. 塩水噴霧洗滌確認試験

ガスタービンが海水分を吸入すると腐食の問題ばかりでなく、圧縮機内部に堆積する塩分のため性能低下が起る。これらに対して最も有効な手段はガスタービン吸入口から清水を噴射して内部を洗滌することである。この清水洗滌がどの程度の効果をもつか、確認するためには船上運転中に塩水と噴霧し、出力が20%低下したあと、20%の割合で清水と噴霧したところ出力低下は完全に回復した。実験では毎日の運転終了後に日常整備として洗滌が行われているが、船の吸気空には海水と分離するデミスタが装備されているので塩分付着による性能低下はほとんど起ることはなく、寧ろ腐食防止のため実施されていると見とる。

3-2. デミスタパッド性能試験

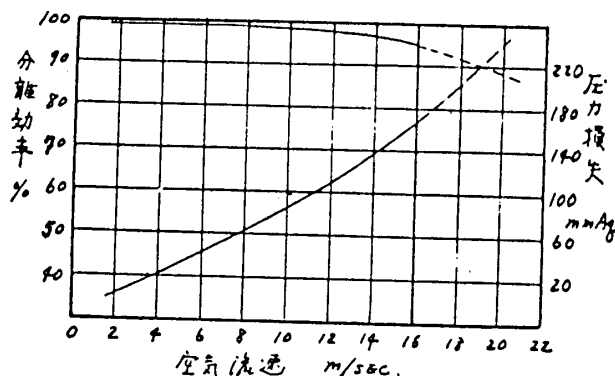
船用ガスタービンが遭遇する塩害に対してはガスタービン自体の耐食性を向上すること、保守面では水洗を行きうことが必要であるが、最も有効な対策は吸入空気中から海水分を除去するデミスタを装備することであろう。IM300に初めて魚雷艇に搭載するにあたり、教務上の設計資料を得るためにデミスタパッドの性能試験が行われた。試験品は和利プロピレン系と隔んだ50mm厚のパッドを全枠で囲んだものであるが、空気流速と種々変えて塩分除去率、圧力損失を測定したところ、

※2表

IM300 ガスタービンの主要目

名称	IM300 ガスタービン
型式	フリータービン式ガスタービン
圧縮機	軸流14段
燃焼器	環状式
タービン	ガスジェネレータ : 2段 フリータービン : 2段
出力/回転数	
最大出力 (30分)	2300 PS / 1700 RPM
定格出力	1775 PS / 1560 RPM
燃料	防食力増強4号軽油ほか JP-5 (寒冷時起動用)
潤滑油	IL-L-1208
燃料消費率	280 g/ps/hr. (定格出力時)
起動方式	油圧式
寸法 全長	2.12 m
全幅	0.64 m
全高	0.79 m
重量	365 kg

(注) 760 mmHg, 30°C に於ける吸排気損失
各60 mmHg. 減速装置損失 3.85%を含む。
減速比 8:1



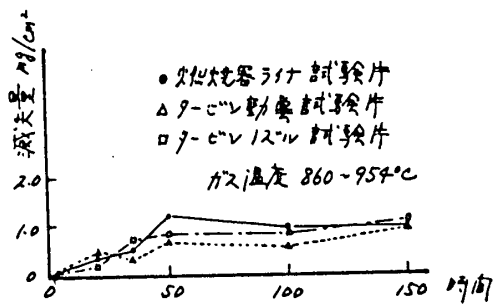
※2図 デミスタパッド性能試験結果

第2図に示す如く流速を10m/sec以下にとれば99%まで海水分を除去し得るという結果を得た。この結果をもとに以後の新造客船にはデミスタが設備されているが、その後の試験でデミスタは水しぶきに対しては極めて有効であるが、大波浪によるGreen Waterがデミスタに直接当たるとかなりの海水分を通過させることが判り、空気取入口の位置、形状と直接液の当りぬようにすることが重要である。

3-3. 高温腐食試験

よく知られてゐる様に船用ガスタービンでは高温部分に酸化腐食が起きやすいと知られてゐる。酸化腐食の程度は硫黄分の量、塩分の量、ガス温度によって左右され、これらの

3要素の中何れか1つを低くすれば非常に有効であると知られてゐる。IM300と客船艇7号にどう載せるに当り、計画された出力定格で酸化腐食が起きないかどうかを確認する為に燃焼器、タービン駆動部と同一材料のテストピースを用いて、JP5、軽油の場合について腐食試験を行った。注入塩分は、



第3図 テストピースによる高温腐食試験

デミスタ通過後の空気中に残る塩分 0.05 ppm の41分の

0.2 ppm とし、JP-5で500時間、軽油で150時間試験を行ったが腐食と云ふ程のもの発生せず、計画された出力定格でも問題ないことが確認された。従来の文献ではガス温度850°Cと超えると酸化腐食が活発になるとされてゐたが、その後デミスタが設備されて塩分量が激減し、酸化腐食の問題も、最近ではかなり楽になったのではまいかとと思われる。

3-4. 軽油による運転試験

航空用ガスタービンと他の用途に転用する場合、その事情から燃料の変更を要求されることが多い。IM300の場合も海上自衛隊で多く使われている防衛庁4号軽油の使用が要求され、技術試験(JP-5を用いて130時間運転)に続く運用試験では、台上確認運転を行った上で軽油による500時間の運転が行われた。この中、1800馬力以上の運転が約100時間であったが、運用試験終了後のオーバーホールでは高温部分の腐食は全然見られず、軽油による特異現象としては、燃焼器内での炎がJP-5に比べて長くなる為に2次空気及び3次空気流入用のシグナルホールの先端が僅かに焼損した程度であった。この試験により、IM300は軽油を用いても充分耐え得ることが確認されたので、以後の新造客船では、主燃料は軽油と指定され、巡航用ディーゼルと共通のタンクから燃料供給されている。但し、寒冷時の起動についてはその限度が未確認の為、小はJP-5を備えてゐるが、昭和46年3月、客船艇11号の就役以来今日まで、軽油で起動困難であったという報告は受けていない。

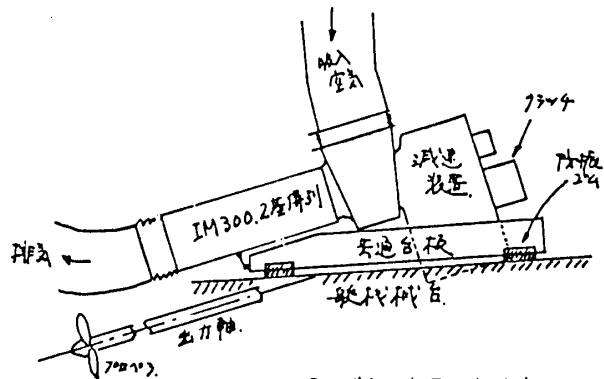
4. 客船艇に於けるIM300 Installation.

新造の客船艇11号~13号は既に就役しており、目下14号が建造中である。各艇は巡航用ディーゼルが2基、ブースト用IM3002基と搭載してゐるが、高速を発揮する為に、主機の軽量

化とサ1とする設計がなされている。以下にガスタービン関係設備方法と記す。

4-1. ガスタービン支持.

2基のIM300の出力軸は減速装置により一軸にまとめられている。減速装置にはガスタービン停止時のプロペラ回転も、1基のみ運転する場合に備えて、起動スイッチと連動する2個の湿式摩擦クラッチが、又後述時や保留時の運転に際して、プロペラ軸とロックする為の湿式摩擦式の主軸ブレーキが設けられている。2基のIM300と減速装置はアルミ合金の安通台板を介して船体へ防振支持されている。防振支持の理由は、ディーゼルのみで航走するときにはディーゼル、ディーゼル発電機、プロペラが発生する振動により、



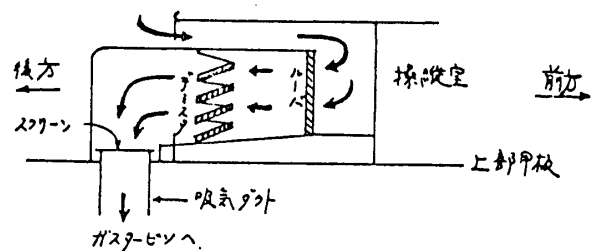
IM300と減速装置支持方法.

サ4回

ガスタービンのこうり軸受にフレコライジングコロジユレ等が主になるのを避ける為である。

4-2 吸排気系統

2基のガスタービンは独立した吸気、排気系統をもっている。上部甲板換気室後部に吸気室が設けられ、空気は後方の開口部から入り、吸気室内部の水切りルーバ及びデミスターと通過し、ダクトを通ってガスタービンに導かれる。ガスタービン最前部にあるベルマウスの外周には水洗用の水噴射マニフールドが設けられている。排気ダクトは船最後尾に開口し、



サ5回 吸気室.

ガスタービン停止中は遠隔操作により、海水流入防止の為の蓋が閉じる構造になっている。ガスタービンが防振支持されている為、吸気ダクト、排気ダクトとも、ガスタービンとは可撓接続されている。

4-3 燃料、潤滑油系統.

燃料系統、潤滑油系統とも独立してあり、互に一方のガスタービンに不具合が生じても他方に影響しない様に配慮されている。燃料はタンクからブーストポンプに導かれ、サ1、サ2のフィルタを経てガスタービンに送られる。ブーストポンプ上流にある切替弁と操作することにより、JP-5と供給することも可能である。

潤滑油関係は、油タンクが別置きされ、ガスタービン各部を潤滑し終った油は、オイルクーラと通ってタンクに戻される。オイルクーラは、減速装置潤滑油オイルクーラと冷却し終った海水により冷却される。その他の潤滑系統の残存は全てガスタービンに内蔵されている。万、どれかの軸受サンプに異常が生じてベントから滑油を吹く様子を察

にもつても、潤滑油の流速を減すを防ぐ為、ベント管の端末は潤滑油タンクに接続されている。

4-4 操縦系統

11号以降の曳船艇では、ディーゼル、ガスタービンとも操縦室又は船橋から遠隔操縦され、乗員以外は乗員が操縦室に入る必要はない。ガスタービンは起動スイッチと燃料弁スイッチと押すことにより、油圧スターターが作動し、自動的にアイドリングで加速される。アイドリング以後は、スロットルレバーを操作して所要の出力にセットする。安全装置として、フリータービンのオーバースピードとガス温度過昇を防止する常気式のトリップ装置が設けられているほか、油圧、油温の警報装置が設けられている。操作は容易であるが、主機の数が多いため、操縦室では通常2名の技術科員が夫々ディーゼル2台、ガスタービン2台の操縦に当たっている。

5. 保守整備

曳船艇用IM300ガスタービンの保守整備は下記の各項目からなっている。

日次点検	-----	外観目視点検、運転後の水洗	} 船内にて実施
100時間点検	-----	外観目視点検、安全装置の作動確認	
250時間点検	-----	圧縮機、タービン上半開放点検、フィル交換、洗油	
オーバーホール	-----	陸揚、工場にて完全分解、オーバーホール	

船内にては、外観目視点検が主で、整備作業は運転終了後の水洗と、250時間毎のフィル交換、洗油と比較的容易な作業である。250時間目に行なう圧縮機及タービン上半の開放点検は内部の異常有無を点検するもので、このときはIH1のサービス員が主会合から他は全てユーザー側で実施されている。現在は500時間で陸揚され、工場にて船空用764と同じラインでオーバーホールされるが、この間は予備ガスタービンがとう載されることになっている。今後実績を重ねて将来はオーバーホール間隔が延長される見通しである。

6. おわりに

曳船艇7号に於ける2年間の試験期間を終えて新造船に採用され、既に6台のIM300ガスタービンが稼動中である。当初想定し得なかった苛酷な使用条件もある中で、多くのトラブルは経験したが、幸いに今日までに、いわゆる *Unscheduled Removal* は1件もなく、比較的順調に稼動して来たと言える。

今後はオーバーホール間隔の延長を目標とし、信頼性の向上を図り、更には、これまでに得られた経験と将来の新しい *Application* に主眼を置き、これまで抱えていた課題であるところとしている。

根 矢 清
* 熊 倉 孝 尚

(船舶技研)
(シ)

1. はしがき

ガスタービンに低賃油を用いた場合、タービン入口温度が高いと、含有灰分による障害とくにタービン翼の腐食が著しくなる。当所では、原理的にはこれが防止軽減できる特殊ガスタービンサイクルを考案し¹⁾、その実用化に際し問題となる、主な構成要素について研究中である。

このうち、燃焼器については、あとでのべるように出口ガス温度が高いことを要し、これに伴い、空燃比が小さく内筒の冷却に利用できる希釈用空気量も少ない。したがって、この点から、内筒の耐久性と空気の導入要領が問題になる。また、低賃油を加圧下で燃焼するため、排煙の防止も一つの課題である。

これらの問題点は、二つの段階に分けて解決することにした。すなわち、オ一段階では、まず、燃焼器の基本構造として、耐久性の点から内筒は耐火材内張り式とする、主として空燃比が小さいことに関連して、希釈用混合部を廃し空気はすべて頭部から導入する、排煙防止の点から新たな試みとして、燃料供給に多孔式のYジェット形二流体噴射弁を用いることの三点を決定し、ついで、同噴射弁の噴霧と内筒空気孔とのマッチングについて、小形模型による冷間ガス流れと燃焼器特性とから調べ、これについての指針を得た²⁾。

本報は、オ二段階の研究成果の一部であり、上述の基本構造と指針に基づいて試作した耐火材内張り燃焼器(内径300φ)の、束圧下における燃焼器特性をのべる。

2. 実験装置

1) 燃焼器 想定した燃焼器の概要: 研究に当っては、前記ガスタービンと蒸気タービンとの複合機関(出力≒7000PS)を想定したが、図-1は、前者についてのサイクル線図である。

図のCCは燃焼器を示し、これの定格作動条件は入口空気の温度(圧力、流量)≒260℃(6.7^{atm}, 8.2^{kg/s})、

出口ガス温度=1500℃、空燃比≒25である。したがって、内筒直径を800^{mm}とすると、内筒内の定格平均風速(入口状態換算)は約3.8^{m/s}となる。

供試燃焼器: これを図-2に示す。内張り材は、大部分は高アルミナ質の耐火れんが($Al_2O_3 > 85\%$)であるが、バツフル板の内側と内筒の空気孔部分にはキャスタブル
日本ガスタービン会議講演論文集(73-6, 第1回定期講演会)

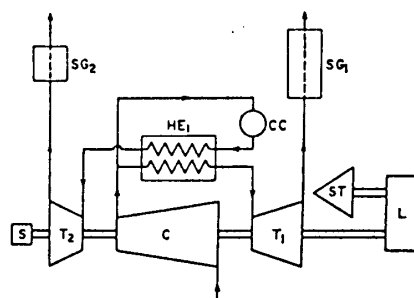


図-1 ガスタービンサイクル

耐火材 ($Al_2O_3 \div 70\%$) を用いた。

バツフル板中央には、空気旋回器(図-15 参照)と、Y ジェット形二流体噴射弁(図-3) をそれぞれ1 個備えてある。図-4 は大気中で重油を燃焼したときの火炎形状である。

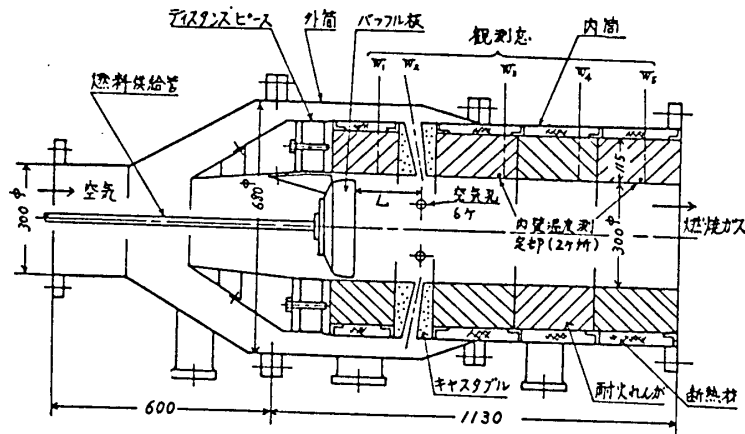


図-2 供試燃焼器

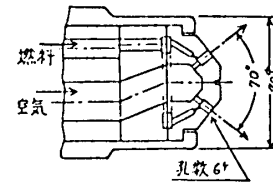


図-3 供試噴射弁



図-4 火炎形状(7.6%)

内筒には、6 個の空気孔を設け、空気孔その他の開口部の寸法は、小形模型でよい性能が得られた寸法と相似とし、6 個の噴霧流と空気孔との円周方向の関係位置は、小形模型の結果から対向形とした。またバツフル板から空気孔までの距離 L は可変式であるが、本実験では、予備実験の結果を基にして $L = 180 \text{ mm}$ とした。

なお、本実験では、内筒平均風速は常に約 4.0 m/s としたので、定格空燃比のときの燃焼負荷率は $7.2 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2 \text{ hata}$ である。

2) 主空気および燃料系統(図-5)

主空気(燃焼用)系統: 1300 PS 空気圧縮機からの空気は、水冷却器により冷却して常温とし、その圧力を、図の圧力調整弁(水冷式)により、4

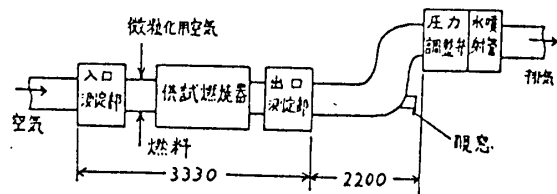


図-5 主空気および燃料系統

程(1~3 ata) に変え、高温ガスは水冷却管と消音器を経て大気中へ放出した。

燃料系統: 燃料はB 重油(低位発熱量 $= 10050 \text{ kcal/kg}$, $C/H \div 7.2$, 灰分 $= 0.02\%$) とし、これを約 85°C に予熱し ($V = 95 \text{ cSt}$), 同温度の空気中で微粒化した。両者の重量流量比(空気/燃料)は多くの場合 0.8 とした[ただし, $\mu = 35 (25)$ では $0.66 (0.47)$]。

3) 測定装置(図-5 参照)

入口測定部には全圧管、静圧孔、熱電対温度計が、出口測定部には静圧孔、固定式熱電対温度計(19 点、遮へい管付、図-12 参照)、移動式熱電対温度計(1 個、二重遮へい管付)、移動式ガス採取管(2 個、直立、水冷式)が設けてあり、燃焼器には観察窓(5 個)の他、内筒の外壁と内張り内壁に熱電対温度計(それぞれ軸方向に 2 個)を取りつけた。

試料ガスは、ガス採取管から直接、自動分析器(NDIR 式)に導いて CO_2 を定量すると共に一たんバツグに捕集し、オルガート分析器により CO_2 , 検知管により CO と NO_x

を調べた。なお、圧力調整弁の後流では、スモーク濃度(Bacharach式)も調べた。

3. 実験要領

空気圧力および流量一定の下で連続して燃焼し、この間に、空燃比を4種に変え各空燃比の下で測定したが、これに要する時間は約7hrであつた。

測定に当っては、まず、小さな空燃比の下で予熱燃焼を行ない、ついで、空燃比を大きくし所定の値に設定した後、さらに約30分間燃焼し、内筒壁温が十分静定するのを待つて(図-6)、ガス採取と諸量の測定を行なった。

なお、自動分析器によるCO₂の定量は2断面で13点、オルガート分析器によるそれは2断面で5点で行ない、後者の結果を前者で補ない、断面内の濃度分布を求めた。また、出口ガス温度分布は、19点の固定式温度計の指数を移動式温度計で補正して、求めた。

4. 特性の表示

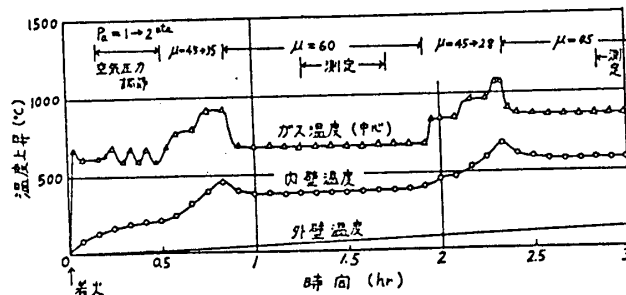


図-6 各部温度の時間的経過(加圧下)

燃焼効率(ガス分析法), $\eta_{b,1}$:

断面内のCO₂濃度分布から平均値を求め、これから次式により $\eta_{b,1}$ を算定した。

$$\eta_{b,1} = [\text{実際に生じたCO}_2\text{の量}(\%)] / [\text{完全燃焼したとき生ずべきCO}_2\text{の量}(\%)] \quad (1)$$

燃焼効率(熱収支法), $\eta_{b,2}$:

$$\eta_{b,2} = C_{pm}(\mu+1)(t_2-t_1)/H_u \quad (2)$$

C_{pm} : 燃焼ガスの平均定圧比熱, μ : 空燃比, $t_2(t_1)$: 入口(出口)平均温度, H_u : 燃料の低位発熱量

出口ガス温度分布: この一様性は次式の不均一係数 σ で表わした。

$$\text{高温側, } \sigma_H = (t_{2,\max} - t_2) / (t_2 - t_1); \quad \text{低温側, } \sigma_L = (t_2 - t_{2,\min}) / (t_2 - t_1) \quad (3)$$

$t_{2,\max}(\min)$: 測定し得た最高(最低)出口ガス温度

$$\text{圧力損失係数, } \varphi: \quad \varphi = \Delta P / (\gamma u^2 / 2g) = K_1 + K_2 \left\{ (1 + 1/\mu)^2 (T_2/T_1) - 1 \right\} \quad (4)$$

ΔP : 全圧降下, $\gamma u^2 / 2g$: 内筒平均風速(入口状態換算)についての動圧, K_1, K_2 :

定数, $T_1(T_2)$: 入口(出口)の平均絶対温度

5. 実験結果および考察

1) 燃焼状況

燃焼器の下流からみると、 μ が大きいときは、噴射弁近くを中心部に火炎塊があり、そこから6個の噴霧流に対する独立した火炎(黄色)が放射状に伸びている。ただし、 $\mu < 35$ では、火炎が内筒内に充満し、独立火炎は認め難くなる。

なお、火炎は常に安定であり、また以上の模様は空気圧力 P_a を変えてもほぼ同じである。

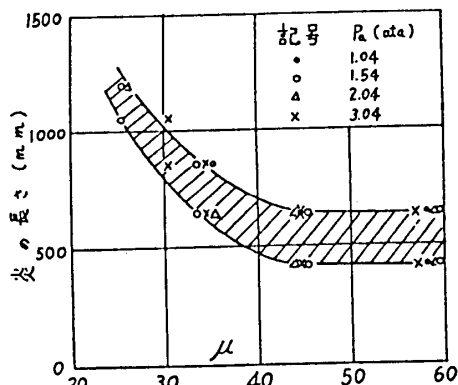


図-7 炎の長さ

一方、火炎の先端を、燃焼器および排気管の側壁に設けた8個の観測窓から観察し、噴射弁の噴孔から先端までの距離を炎の長さとしたが、これを図-7に示す。

2) 排気およびカーボン析出(図-8, 9)

CO₂: R_a が高いほど僅ながら多い。

CO: R_a が高く μ が小さい時はど少ない。

スモーク: 排気管端における排気は、いずれの R_a でも、 $\mu=60$ の時には薄い青色であるが、 $\mu \leq 45$ では煙はほとんど認められない。

また、排気管内におけるスモーク濃度(B.S.N.)を図-9に示す。

カーボン析出: $\mu=60 \sim 25$ にわたる、連続7hrの燃焼実験後の模様であるが、内筒空気孔付近の一部に若干のカーボン塊がみられた。ただし、その量は、 R_a が高いときは少ない。なお、他の部分には付着していない。

一方、実験途中における、内筒空気孔付近へのカーボン析出過程をみると、 μ が大きい時は時間とともに徐々に成長するが、 μ が小さくなると(おおむね、 $\mu < 45$)、次第に減少する。したがって、定格空燃比近くで加圧燃焼する場合には、カーボンはほとんど析出しないと思われる。

NO_x: 一例を図-9に示す。ただし、これは採取してから30~40分後の分析値であり、バツグ内のNO_x濃度は時間とともに低下するので、図は傾向を示すにすぎない。

3) 燃焼効率

ガス分析からの値, η_{b1} : 図-10はこれを示し、 η_{b1} の値は、定格空燃比($\mu=25$)付近で約100%であるが、 μ の増大とともに低下する。この傾向は、 R_a がいずれの場合も同じであるが、 η_{b1} の値は R_a が低いときほど低い。

熱収支からの値, η_{b2} : これを図-11に示す。

η_{b2} は、 η_{b1} よりも常に低く、その差は μ が小さいときほど大きい。この原因としては、 μ が小さくガス温度が高い場合には、熱電対素線からの熱損失が大きいためと考えられる。

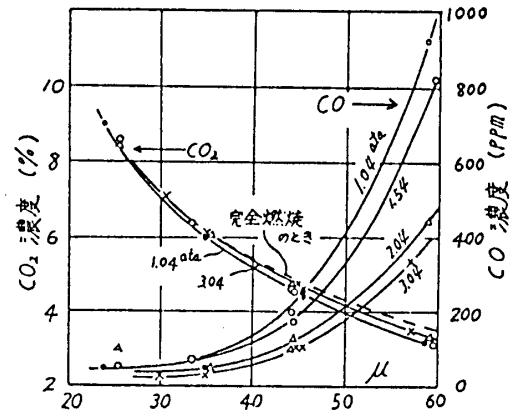


図-8 CO₂およびCO濃度

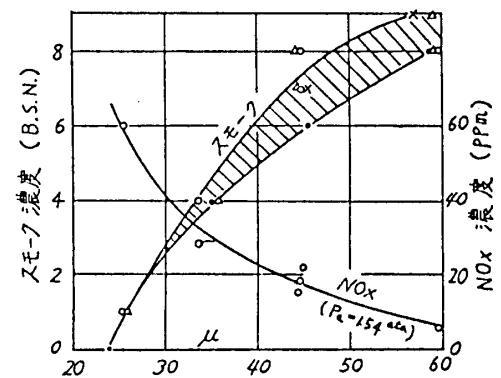


図-9 スモークおよびNO_x濃度

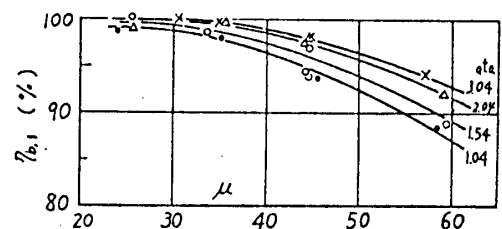


図-10 $\eta_{b1} - \mu$

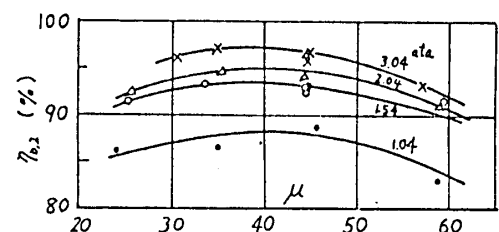


図-11 $\eta_{b2} - \mu$

一方、同一空燃比では、 P_a が低いときほど両者の差が大きいが、これは、内筒および熱電対の高温接点への伝熱量が、 P_a が低いときに減少することによると思われる。

4) 出口ガス温度分布 (図-12, 13)

分布はかなり一様である。また、 G_H , G_L の値は、 μ が小さいほど小さく、定格空燃比付近ではいずれの P_a のときも5%以下である。

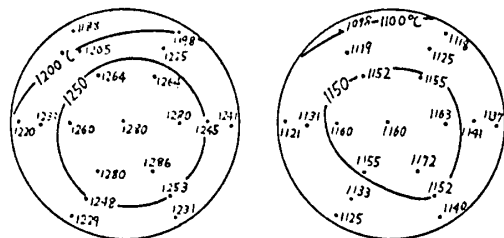


図-12 出口ガス温度分布

5) 全圧損失係数, φ

P_a が高いほど φ が小さい(図-14)。

一般に、流体摩擦についての、滑らかな円管の摩擦係数は、 Re が高くなる(Re 大)と小さくなるが(ただし $Re > 約 3 \times 10^3$)、本燃焼器の冷間における φ の値も、これと同じ傾向である(内筒直径基準の $Re > 80 \times 10^3$)。

6) 内張り材の耐久性

これまでの累計燃焼時間は410 hrにおよぶが、れんがのスポーリング、スラツギンクおよび目地のゆるみは認められない。

一方、キャストابلについては、空気孔出口がもうくなり、一部脱落を生じたので2回補修を行なった。また、バツフル板内側のキャストابلにも亀裂が生じたが、これはキャストابل固定用金具の位置であり、熱による伸縮で生じたものと思われる(図-15)。

7) 燃焼効率についての考察

筆者らはさきに、うず巻噴射弁を備えたエルボ形燃焼器について加圧下の特性を調べ、空気圧力による η の変化はかなり複雑であるが、同噴射弁の噴霧特性(粒径と粒径の空間的分布)の P_a による変化の点からこれが統一的に説明できることを示した。³⁾そこで、本実験における P_a による η の変化も、 P_a による噴霧特性の点から考察してみた。

P_a による噴霧特性の変化： 本実験に用いたYジェット噴射弁では、噴霧の平均粒

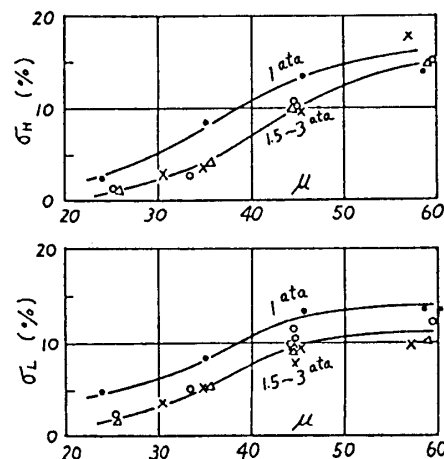


図-13 不均一係数

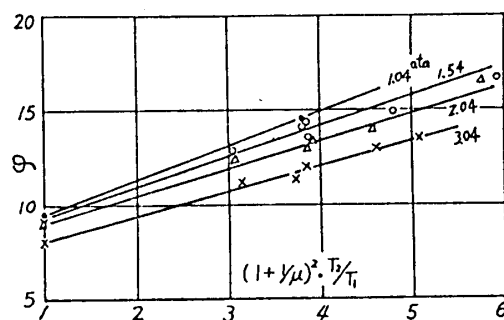


図-14 全圧損失係数



図-15 キャスタブルの状態

径 D_{32} は、燃料流量 w_f が一定のとき $\sqrt{P_a} \cdot v_g$ (v_g : 噴出孔における気流速度) に逆比例⁴⁾し、 P_a, v_g が一定の下では $w_f^{0.2}$ にほぼ比例する。ここで、同一空燃比のときの D_{32} をみると、本実験では燃焼器入口風速を一定としたので $w_f \propto P_a$ したがって $D_{32} \propto 1/(P_a^{0.2} v_g)$ となる。

一方、噴霧の空間的分布については、うず巻噴射弁からの噴霧と異なり、供試噴射弁では P_a による相違はほとんど認められない。

なお、粒群を連続燃焼する場合には、燃焼完了に要する時間を t_R 、粒群の滞留時間を t_s としたとき、燃焼効率の点からは $t_R < t_s$ であることが望ましい。このうち、 t_R は、仮りに $t_R = D_{32}^2 / \lambda_{bs}$ (λ_{bs} : 粒の燃焼速度定数)、 $\lambda_{bs} \propto P_a^{0.25}$ ⁵⁾ とすれば、同一空燃比の下では $t_R \propto 1/(P_a^{0.85} v_g^2)$ となる。他方、 t_s は、本実験では、同一空燃比のときは P_a のいかんにかかわらず一定と考えられる。従って、 t_R/t_s は t_R だけによってきまる。

効率低下の整理: 図-10 から求めた効率の低下 $\Delta\eta_b (= 1 - \eta_b)$ を図-16(a) に、また、粒径パラメータ $1/(P_a^{0.2} v_g)$ および燃焼時間パラメータ $1/(P_a^{0.85} v_g^2)$ を用いて整理したのが、図(b)および(c)である。

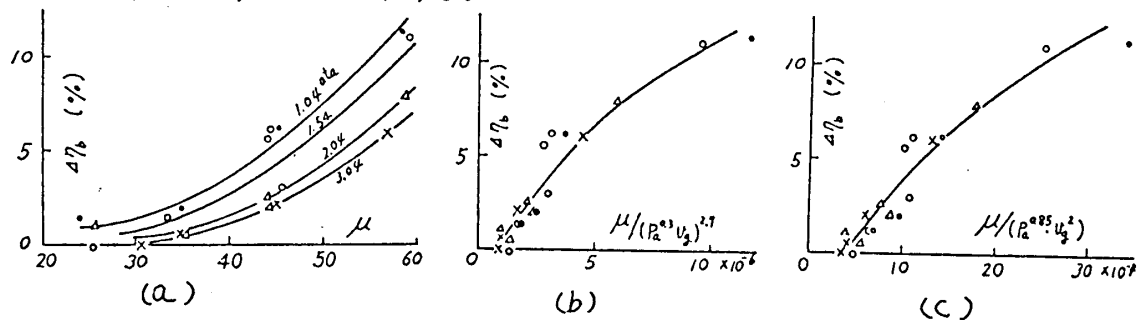


図-16 効率低下の整理

6. 結論

耐火材内張り燃焼器の変圧下の燃焼実験により次の結果を得た。

- 1) 本燃焼器では、加圧下でも燃焼効率の低下および排煙はなかった。
- 2) 圧力損失は非常に小さい。また、出口ガス温度もほぼ均一である。
- 3) 内筒にカーボンが析出するが、わずかである。
- 4) 内張り材のうち、れんが自体の損傷および目地のゆるみはなかったが、キヤスタブルに、一部、脱落や亀裂が生じた。
- 5) P_a による燃焼効率の推移は、供試噴射弁の噴霧特性と密接な関係がある。

文献

- 1) Miwa, K., Papers of Ship Research Inst., No. 22 (1967-9).
- 2) 根矢, 熊倉, オ1回シンポジウム, 内燃機関の燃焼, No. 700-9 (昭45-7).
- 3) 根矢, 熊倉, 内燃機関, 5-46 (昭41-4).
- 4) 根矢, 佐藤, オ1回液体の微粒化に関する講演会, (昭47-4).
- 5) A.R. Hall, 4th Symp. on Comb., (1952).

政井 忠久 (KK日立製作所 日立研究所)

*佐藤 敷 (" ")

柳沼 敏 (KK日立製作所 日立工場)

1. はしがき

ガスタービンは起動、停止が多いため負荷時の燃焼性能だけでなく起動時の燃焼性能が極めて重要である。特に遠隔制御や尖頭負荷時には着火の確実性が要求される。更に排ガス中の煤、炭に水素、一酸化炭素などを極力少なくするために燃焼器は8%~100%の広い燃焼負荷領域で良好な燃焼特性が要求される。定常時の燃焼特性に関する報告は多いが着火から定格状態に至る過渡時の燃焼性能についてはあまり報告されていない。このような背景の下にここでは着火を含めた過渡時の燃焼特性および定常燃焼特性との関連性などについて現在まで得られた結果を取りまとめ報告する。

2. 実験装置

ガスタービンの起動時は圧縮機の吐出圧力と空気の温度が低いので大気圧燃焼実験によって着火特性、燃焼特性を把握することが出来る。定常燃焼特性は特に排ガス中の煤濃度に重点をおいて実験ガスタービン(出力18MW)を測定している。

図1は大気圧燃焼実験装置の系統図を示したもので燃焼器、燃料、スルは実験と全く同一のものである。実験に用いた空気源は最大吐出圧力0.5atgのターボブロワであり、オリフィスと介しメジャー・バタンクへ供給される。燃料はディーゼル軽油(比重0.83, 粘度1.9cSt)を用い、フィルタ、オーバル式流量計を通りギヤポンプで加圧された燃料、スルへ供給され燃焼器内へ噴霧される。

着火は高圧トランス(二次電圧15kV, 二次電流25mA)を用い着火栓を放電させて行っている。

燃焼器の構造は逆流形と云われるものであり燃焼器入口、出口には各々4本、24本のアルミル・クロム熱電対(シース外径3.2φ)を挿入し、切替スイッチを介し

日本ガスタービン会議講演論文集(73-6, 第1回定期講演会)

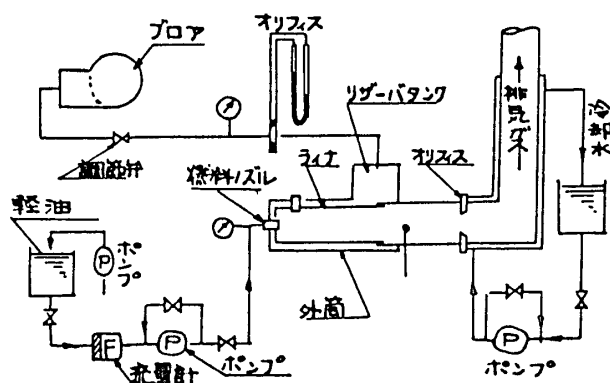


図1 実験装置系統図

デジタルボルトメータにより測定した。同時に燃焼ガス流量をオリフィスで測定し平均温度を求める方法と併用している。ガス流量測定後、燃焼ガスは水冷重管を通り、大気へ放出される。

図2は実験に用いた燃焼器ライナを示したものである。ライナは図示の如く頭部にタービュレータを設け燃料と一次空気の混合改善を図的としている。



図2. 供試燃焼器ライナ

燃料ノズルは頭部の中央に挿入され頭部の内面には多数のルーバ孔を設けた円錐状の板が設けられている。

ライナの主要寸法は内径271mm、長さ1024mmであり、全開口面積は275cm²である。タービュレータは旋回角30°、噴出口数16個、空気通路面積は全開口面積の約7%である。ライナ壁には図示のように多数のルーバ孔が設けられ、空気を冷却を行ない大気から保護されている。

図3は実験に用いたA形ノズルの断面を示す。大、小の噴出口を有する渦巻式燃料ノズルに既述の如く広範囲に亘り、良好な燃焼性能が得られるように考慮されている。小噴口からは常時噴霧、大噴口からは切換弁によって燃料供給圧力12.5atg以下で噴霧するようにしている。燃料ノズルの容量は燃料圧力43.2atgで678.1kg/hである。

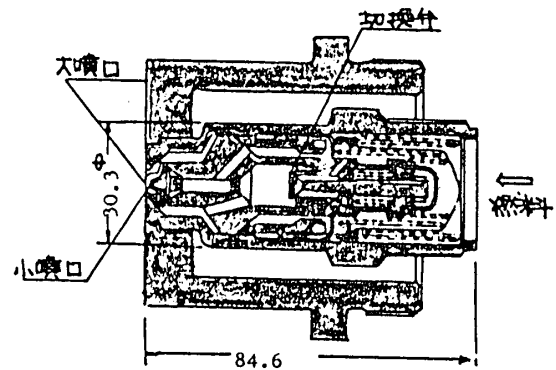


図3. A形ノズル断面図

図4はB形ノズルの断面を示す。

前図の燃料ノズルにスワラを設けたものであり、スワラより流出する空気流により燃料の霧化促進と理想的な噴霧分布が得られる。

スワラは旋回角25度、噴出口数16個、噴出口面積は約6cm²である。

空気供給孔は9.5mmφ、8個ありスワラの噴出口面積にほぼ等しい。

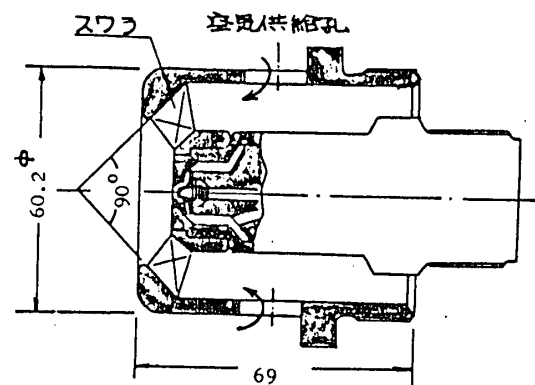


図4. B形ノズル断面図

3. 実験方法

着火実験は実験着火時(定格回転数の約20%)、空気流量近傍に調節した後、着火

栓に高電圧を印加して放電させ燃料噴霧を9秒間行はし着火の可否を判定する。

着火の判定は燃料流量と燃焼ガス温度の連続測定と、そのほかの観察によつて行はうことにした。火炎の安定性は燃焼状態から燃料を徐々に減少させ吹き消え限界と着火実験と同じ方法により測定して求めた。

起動時における燃焼特性は突板回転数の約40, 50%に相当する空気流量で行はった。実験は燃焼条件を設定した後、約10分間保持し、燃焼ガス温度が定常に達したことを確認して行はった。

定常燃焼時の煙濃度はガスタービン出力が0, 25, 50, 75, 100%の5段階に変化させ設定後約30分間運転状態を保持し排気ダクトから排ガスの一部を抽出し、フォンプランド・スモークメータにより連続的に測定した。

4. 実験結果

4.1. 燃料ノズルの特性

図5は水を用いて行はったA形およびB形ノズルの流量、霧化特性を示したものである。図3, 4に示すように燃料ノズル本体は全く同一であり、流量特性上の差は見うれない。噴霧圧力12.5 atgまでは小噴口の流量特性を示し、12.5 atg以上は大小両噴口の流量特性となる。大噴口動作初期は切替けるの圧力降下が大さうなことが分かる。

霧化特性が得られない。B形ノズルは図6の如くスワラからの空気流によつて霧化特性が改善されている。噴霧実験の結果スワラは比較的粗大は燃料粒子に対して効果的であり、細い燃料粒子にはあまり効果がみられない。

4.2. ガスタービンの起動特性

図6はガスタービン起動特性の一例を示したものである。

始動用のディーゼル・エンジンまたはモータによりタービンが駆動され、回転数が定格回転数の20%前後で着火が行はれ、着火後一旦燃料流量を減少させ瞬時運転に入り、その後燃料流量を増加させて加速状態となり、着火後、約2.5分で定格回転数5100 rpmに達する。

図6の明らかなように圧縮機吐出圧力、空気温度は加速直前まではかなり低く、大気圧燃焼実験装置におけるブローからの供給空気の状態とほぼ等しい。

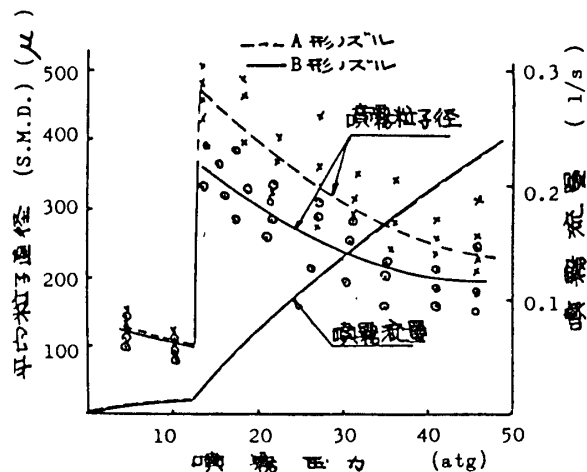


図 5. 燃料ノズルの噴霧特性

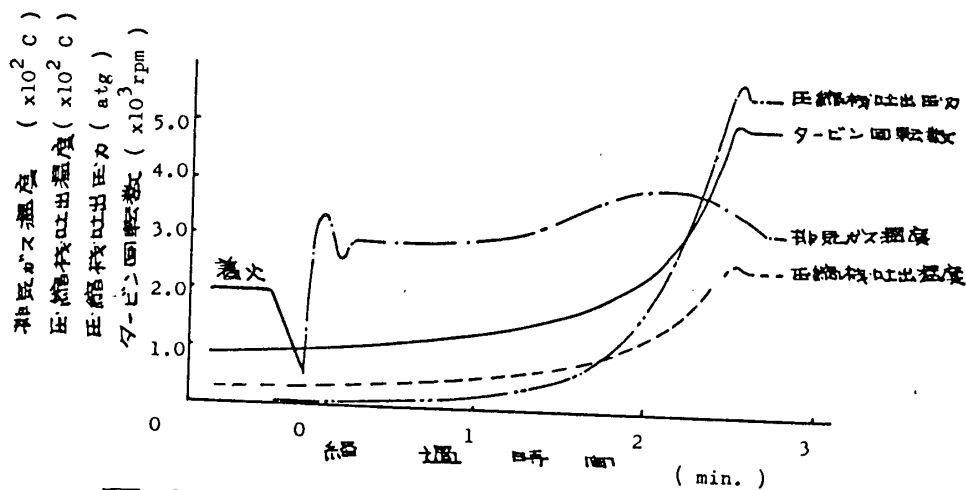


図.6. 起動時の運転状態例

4.3 着火特性

図7はライナ。臭火栓位置を変えて

着火限界を求めたものである。

空気流量はタービン回転数20%相当であり、温度は55℃である。

いずれのノズルと組合せることによっても図示のように着火限界特性は変化した。最低になる臭火栓が存在する。この臭火栓が最適は臭火栓位置であるが、図示のように噴霧流量分布曲線より燃料密度が最大臭火栓位置と一致している。

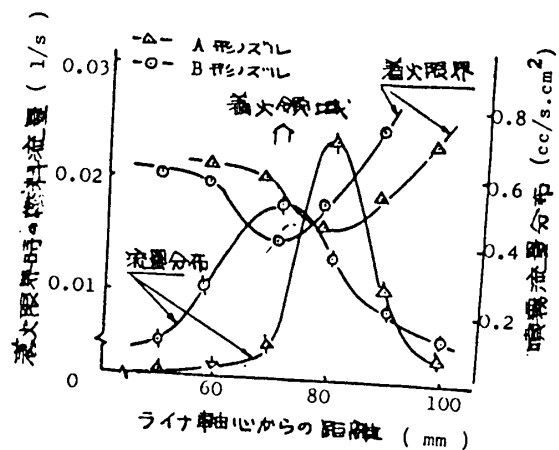


図7. 臭火栓位置と着火限界特性の関係

また、B形ノズルは最適位置へ臭火栓を設置することにより着火性能を向上させることができる。同時に燃料噴霧分布が均一化され空気との混合が促進される。

図8は空気流量の着火特性におよぼす影響を示したものである。臭火栓の位置はライナ軸心から68.5 mmである。

空気流量の増加により全体的に着火限界が高くなり、特にA形ノズルを用いた場合には空気流量0.8 kg/sを境として急激に着火困難となる。この理由は図5に示す燃料ノズルの特性に左右されるもので大噴口が動作したためである。つまり、大噴口から噴霧される燃料は着火にはほとんど寄与しないことを示している。

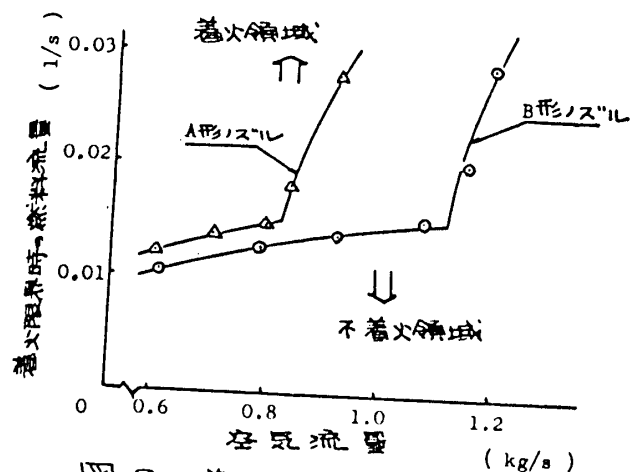


図8. 着火限界特性の比較

4.4 火炎の吹き消え限界

図9は各ノズルの吹き消え限界特性を示す。図示の如くB形ノズルはA形ノズルを用いた場合に比較し、高い空燃比まで燃焼を継続でき、著しく改善できると示している。

図7・8に示す着火特性と同じ傾向があり、火炎の安定性が良い燃焼器は最適は着火検位置を選定すれば着火特性も良好となる。空気流量が増加する

につれて吹き消え限界の空燃比は大きくなり火炎は安定になる。この理由はライナ内旋回空気流により誘起する循環流や気流の乱れが強化され、噴霧燃料の蒸発促進および燃焼速度が大きくなるためと考えられる。

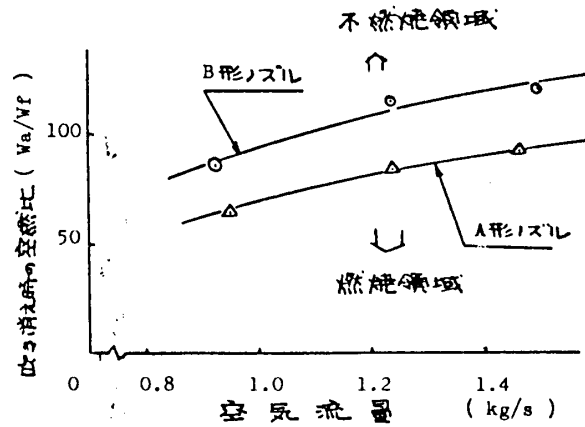


図9 吹き消え限界の比較

4.5 過渡時の燃焼

図10はタービン回転数40%相当の燃焼特性を示したものである。

過渡時の燃焼効率も定格運転時に比べて低くB形ノズルで81%、A形ノズルで79%程度である。

B形ノズルを組合せることにより全体的に効率は向上している。

しかし、過渡時は燃料の噴霧量が少しく噴霧粒子も比較的粗大である。

その他に空気温度が低いことや火炎温度が全般的に低く、燃焼反応速度が小さいことなどにより燃焼効率が低い。とくに一次空気量を増加させて煙発生を少なくした燃焼器は

一次燃焼領域で空気が過剰となり過渡時、火炎温度は低く燃焼効率は低下する傾向になる。図11はタービン回転数50%相当の燃焼特性を示している。加速状態になると空気流量の急激な増加、空気温度上昇、噴霧特性の向上などにより、燃焼効率はほぼ完全燃焼に近い値となる。

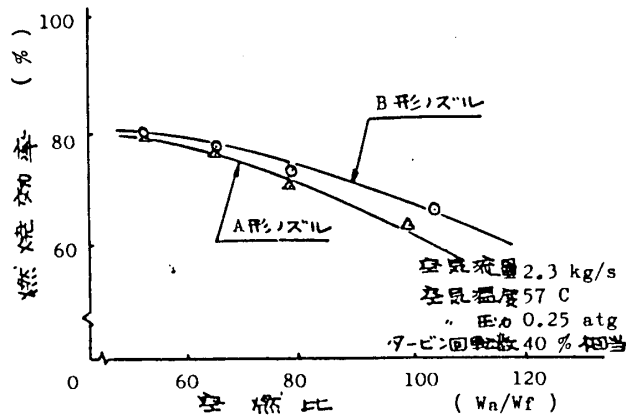


図10 タービン回転数40%相当の燃焼特性

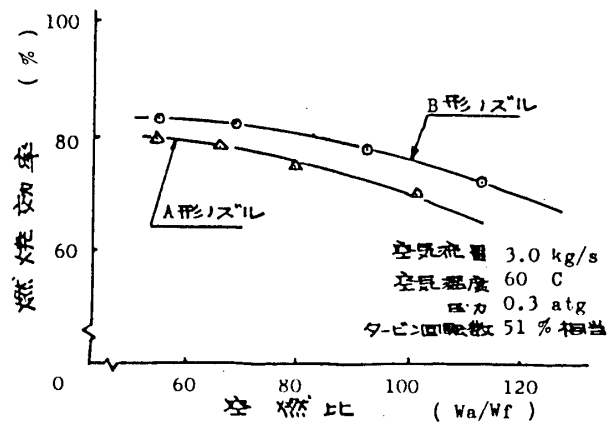


図11 タービン回転数50%相当の燃焼特性

定格回転数に達するといふれ、ノズルより燃焼効率 95~97%程度となる。

4.6 負荷時の煙濃度

図12はガスタービン負荷時の煙濃度変化を示す。図で煙指数100は完全無煙の状態であり、80位をわずかに肉眼で見られる程度である。図示のように負荷変化による煙濃度の変動は少ない。A形ノズルでは25%負荷を若干煙濃度が増加する傾向が見られる。

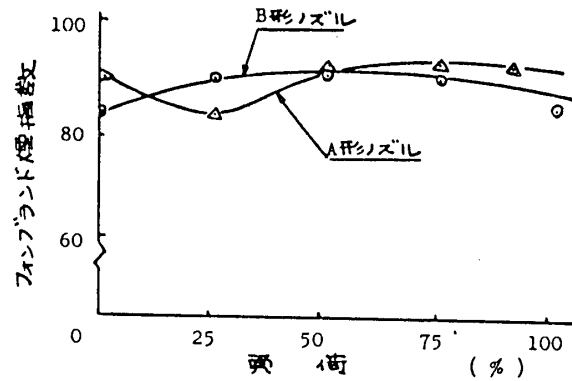


図12. 負荷時の煙濃度

B形ノズルの煙濃度特性はA形ノズルと大差なく良好な結果を示している。このようにB形ノズルは負荷時の煙濃度は良好でさらに着火特性、過渡時の燃焼特性が向上されており総合的にすぐれているといえる。

5. 結 言

二種類の燃料ノズルによりガスタービンの着火特性、吹き消え限界、過渡時の燃焼特性について実験を行ない負荷時の煙濃度との関連性について検討した。その結果をまとめると、

- 1) 最適は着火位置は燃料ノズルの噴霧分布とライナの空気流動により変化するが最大燃料密度臭と一致する。
- 2) B形ノズルは煙濃度への影響が少なく着火特性、吹き消え限界および過渡時の燃焼特性を改善することが出来る。

終りに臨み、本研究を行はうに際し御協力を頂いた工場関係者に深く感謝いたします。

6 参考文献

- 1) T.A. Masai et al, "Combustion Characteristics of Gas Turbine Combustor"
Tokyo Joint International Gas Turbine Conference, 121 (1971)

* 川 口 勝 之 (三菱重工高砂製作所)

鶴 戸 忠 一 (三菱重工神戸研究所)

佐 藤 亘 男 (同 上)

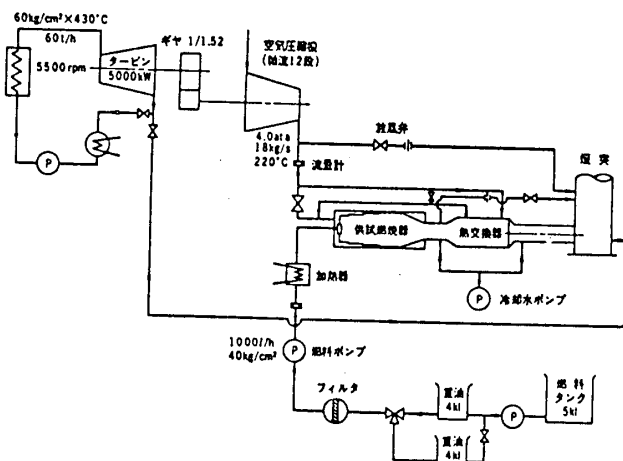
1. は し が き

ガス・タービンでは排ガス中の有害燃焼生成物は割合少いにもかかわらず、排ガスが黒く見えることおよび NO_x がそれ程少くもないという点で、無煙化の確立と NO_x の減小が早急に要請されてきた。本論文は、総合的な低公害ガス・タービン燃焼器の開発を目的とし、①軽質油燃焼に対しては無煙化の達成、重質油燃焼に対しては公害の対象とならない程度のスモーク・レベルを得ること、および②スモークおよび NO_x の発生機構に立ち入って、その減小法に関し両方共通の因子を調べ、両方共通の減小法について実験的に考察を行う。③さらに第三成分(水、水蒸気、 Ba)との共存による混合燃焼によつて、軽質油のみならず重質油の場合でも、スモークおよび NO_x を共通になお一層低減せしめる低公害燃焼法の実績について述べる。

2. 低公害燃焼器の加圧燃焼試験および実機試験

筆者らの最終的な目的は、互換性を保持する意味から、現用構造の環状缶形燃焼器および単式うず巻噴射弁を大巾に変更することなく、ガス・タービンの低公害化を実現することであり、そのために数多くの新しい試験が遂行された。図1はその加圧燃焼装置の系統図であり、表1にその開発のプログラムを示す。すなわちスモーク発生を支配する一次燃焼領域に注目して、燃料噴射弁のまわりに適切なスワラを設置し、一次燃焼領域側面からの燃焼用空気流を支配するスクープの数および形を選定して、この両者をうまく組合せることにより、局所的な空燃混合が強化され、低公害燃焼器が実現できるのではないかと想定した。スワラによる空気流の旋回が適当で、かつ適当の空気が燃焼筒側面の適当な位置から導入されると、両者間に安定した小さい循環流が形成される、側壁空気孔の配分をなるべく一次燃焼領域に集中させることにより、燃料粒子と空気の混合がよくなり、短い火焰が循環流に固定されて、スモーク発生も少くなり、 NO が発生する速度もその時間的な余裕も少くなるはずである。

このようにして、スワラ旋回角度(θ)が、 0° (従来使用されてきたバツフル形はその特殊な例)、 30° 、 35° 、 45° および 60° の5種のスワラ形式と、燃焼筒各列のスクープの数が3~6個の長さをかえた数十種の組合せ試験を行ない、試験結果の定量的な評価をするために、"スモーク特性数"で整理し、実機相当圧力のスモーク・レベルを推定することにする。



空気圧縮機	
総数 (軸流)	12 段
速度	8 600 rpm
流量	20 m³/s
圧力比	4.0
蒸気タービン	
蒸気条件	60 kg/cm²g × 430°C
蒸気量	60 t/h
出力	8 000 kW
速度	8 500 rpm

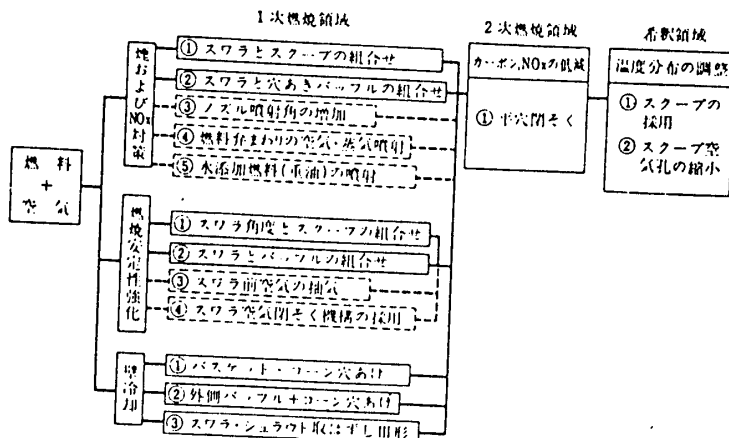
図 1 加圧燃焼試験装置系統図
System of combustion test stand

2.1 加圧燃焼試験結果およびその考察

スモーク発生の機構から考察すると、スモーク・レベルの定量的な評価のためには、局所的な有効空気、空気の貫通能力に支配される空燃混合係数および空気と燃料が共存した時点からの滞留時間を考慮せねばならない。そこで、圧力増大に伴う燃焼用空気の貫通度の影響および燃料噴射コーンの縮流による液滴粒径の粗大化⁽¹⁾の影響を考慮し、さらにスワラ旋回角の空気の貫通度に及ぼす影響を含めた半理論実験式の解析の結果、空燃比 ϕ の3乗に比例する $\kappa(\theta, A_i, \ell_i, P) \propto \phi^3$ によつて、すべてのスモーク特性がよく整理されることがわかつた。スモーク係数 $\kappa(\theta, A_i, \ell_i, P)$ は、スワラ旋回角 (θ) 、燃焼筒空気孔面積 (A_i) の空気孔配分 (ℓ_i) および燃焼器圧力 (P) 等の燃焼器形状および燃焼条件によつて定まる特性数である。このスモーク特性数を用いるとスモーク特性を統一的に整理することができる。例えば、図2はスワラ旋回角をパラメータとし、燃焼圧力とB.S.N.の関係を加圧燃焼試験より測定した結果であるが、これを基にしてスモーク特性数を仲介して、燃焼圧力7気の実験の運転状態のスモーク・レベルを推定した結果を図3

に示す。

表 1 低公害燃焼器開発のための試験プログラム
Research program of low emission combustor



これらの結果から、燃焼圧力増大にともなうバツクル形燃焼器および (θ) の大きいスワラの場合のスモークの増大の原因は、次の理由によることがわかった。

(1) 旋回角が大き過ぎると、強力な旋回によつて側壁からの空気の貫通度が減少する。また旋回空気流と燃料噴射コーンの分離が生じ、液滴粒径が増大してスモークが増加する。

(2) 旋回成分が存在しない場合は、燃焼圧力増大にともなう燃料噴射コーンのしぼみが生じ、液滴粒径が増大してスモークが増加する。

図3中の $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 35^\circ$ の諸点は、後述される実機試験結果を比較のためにプロットしたもので両者はよい一致を示している。図によると、燃焼形式および燃焼条件のいかにかわからず、スモーク低減に関する最適スワラ旋回角 (θ) は、 $\theta = 30^\circ \sim 35^\circ$ となり、燃焼圧力が変化してもだいたいこの傾向は変わらない。

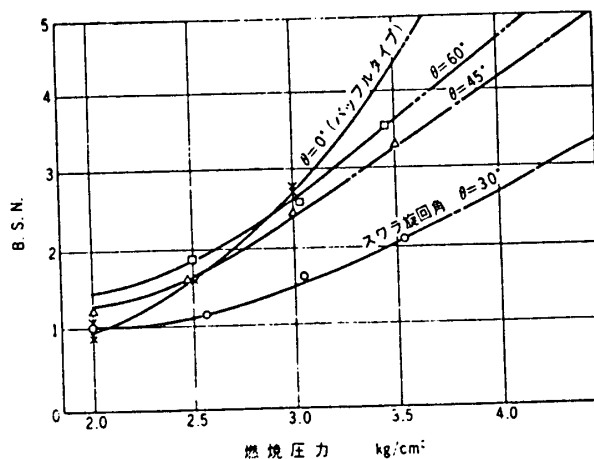


図2 B. S. N. に及ぼす燃焼圧力の影響
Effect of combustion pressure on B. S. N.

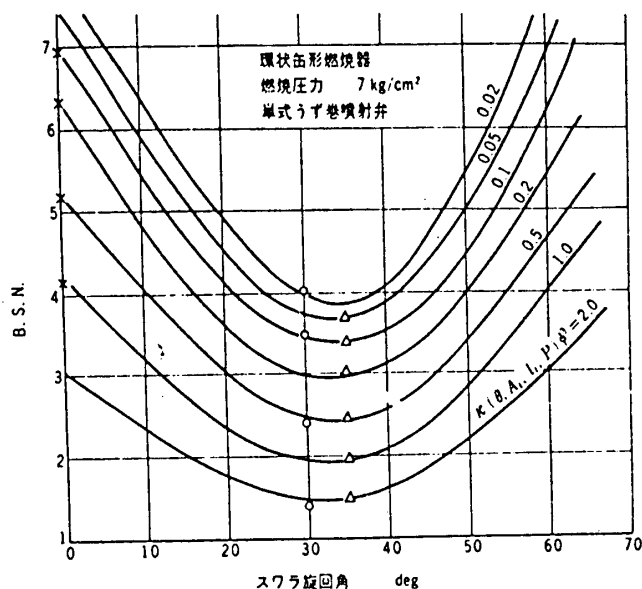


図3 スモークレス燃焼器設計基準
Smokeless combustor design chart

表2 供試ガスタービン形式
Test engine specification

供試ガスタービン	出力 (MW)	燃料	ガス流量 (kg/s)	圧力比	ガス温度 (°C)	燃料噴射弁噴射角	スワラ形式	燃焼器個数
MW 171	13	重油各種	97	6.3	760	単式うず巻 80°	I 30 C	6
MW 191	16	軽油	110	7.0	810	同上	I 30 B/C/D	6
MW 301	30	同上	200	7.0	800	同上	Ⅱ 35 C/D/E	12

2.2 実機のスモークおよびNO_x

特性試験

図3を基準として設計されたスワラ低公害燃焼器を各種供試ガス・タービン(表2)に装着して試験した結果が図4, 5に示される。図中のⅢ35C形スワラ($\theta = 35^\circ$)は, Ⅲ30C($\theta = 30^\circ$)の旋回羽根の翼巾を半径方向にかえて節弦比を一定にしたものであり, Ⅲ35D・Eは, スワラ羽根前方のボス部に空気孔をあけ, 燃料噴射弁のまわりを通過した空気が, 燃料噴射コーンに向つて噴出するようにした形式である。軽質油燃焼の場合は, スワラ・スモークレス形燃焼器では, B.S.N.が大巾に低下し, 可視度の限界外となることがわかる。

重油燃焼(図5)に対しても, オリジナル燃焼器に比較して2.5~4 B.S.N.の低減となり, 一次燃焼領域において集中的に燃焼を行う燃焼形式でも十分効果があることが確認され, バイジン量は40~50 mg/Nm³程度となつた。

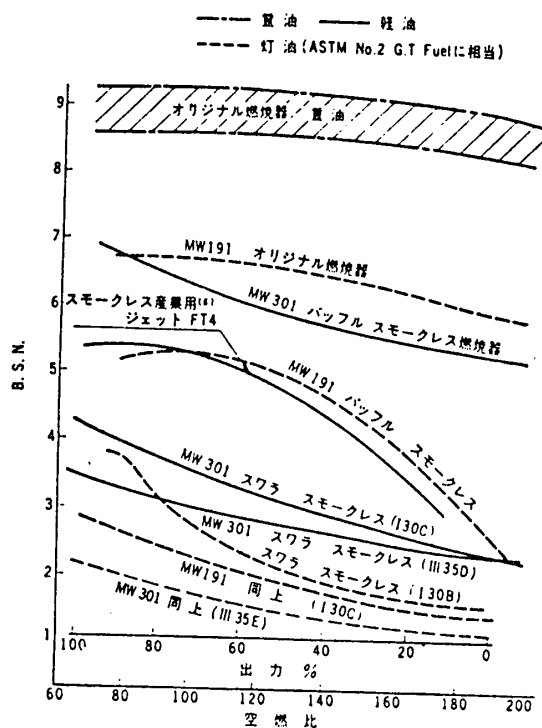


図4 各種ガスタービン燃焼器のスモークレベル測定結果

Test result of gas turbine smoke levels

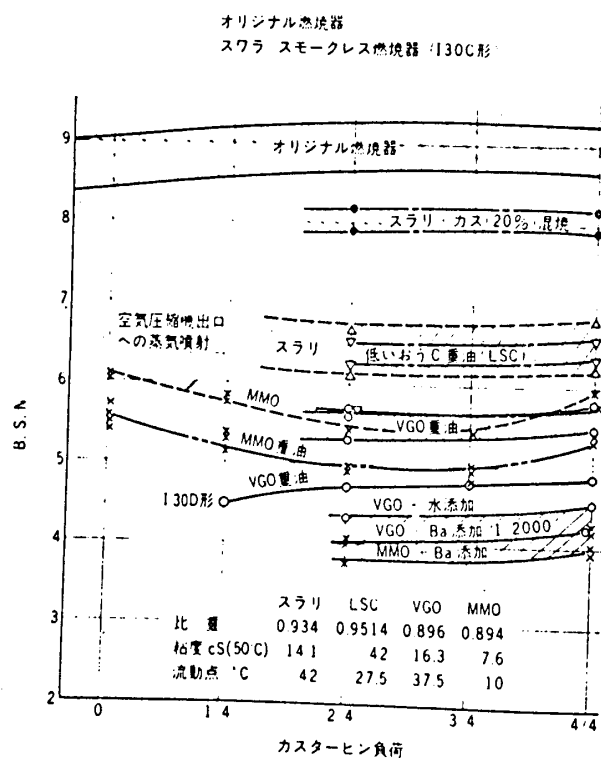


図5 各種重油燃焼ガスタービン排ガスのスモークレベル

Comparison of test results for various heavy fuels

排ガス中のカーボン粒子の検討から、残留炭素形のスモーク⁽²⁾が排出されており、重油中の軽質分から発生する気相折出形スモークは、十分除去されているものと思われる。燃料の種類によつては、残炭量の多い燃料、炭素・水素比C/Hの大きい燃料および芳香族燃料が、スモーク発生が大きい傾向がある。また、ごく少量のBa添加剤の混合(1/2000~1/1000)は、重油燃焼に対しても十分効果があることが確認されたが、燃料中への水分の添加は、スモーク・レベルの低下をもたらす、適切な燃焼形式と組み合わせれば、NO_xも共通に低減できる。このような興味ある試験結果を次に示す。

3. スモーク・レベルとNO_xの共通な低減対策

3.1 一次燃焼領域における集中燃焼方式の適用

NO_xの生成反応は一般に燃焼温度、圧力、空気過剰率および滞留時間が高いほどNO_xの生成反応が促進される。一次燃焼領域におけるNO_xの測定値と平衡理論による計算値を比較すれば、測定値が常に計算値より低い値を示す⁽³⁾。このことは、NO_x生成反応はまだ平衡に達して

おらず、NO_x排出量は、その生成速度および反応時間によることを示す。そこで、一次燃焼領域に空気を集中して、火焰を短かくし、短時間に燃焼が完了するような燃焼形式にすれば、局所的に中心部が高温度となつて液滴粒径の燃焼速度が増大し、スモークは減小するにもかかわらず、ハイドロ・カーボン火焰が短くなり、そこを通過する滞留時間が短くなつて、NO_x生成の余裕がなくなるのではないかと考えた。

このような考え方で、中間燃焼領域の空気孔を全部閉塞した低公害燃焼器が各種試験された。その一例を図6に示す。

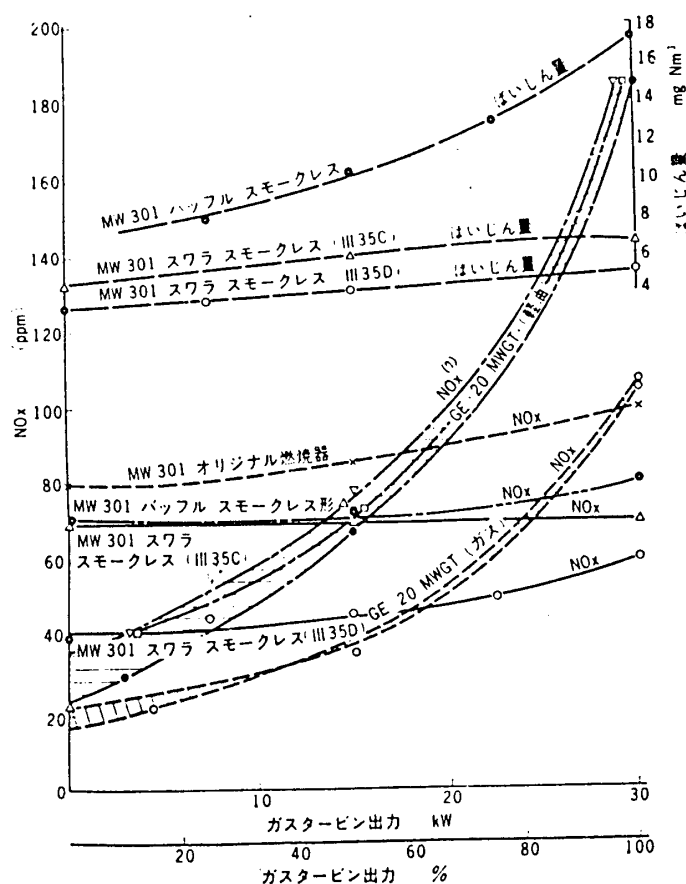


図 6 ガスタービン排ガス中のNO_xおよびばいじん量(軽油)
Comparison of NO_x and carbon test results

二次燃焼を意図したオリジナル燃焼器に比較し、Ⅲ35D形は、バイジン量が 17.5 mg/Nm^3 から 5.2 mg/Nm^3 に減小し、 NO_x も $80 \sim 100 \text{ ppm}$ から 60 ppm に減小した。完全黒体とみなしてよいカーボン粒子が $1/3$ 以下に減小すると、その分だけ発生噴射熱が少くなり、燃焼筒の全体的にガス温度が低下する。さらにのぞき窓による観察結果から、スワラ・スモークレス形は、従来のバツフル形に比較して、火焰の長さが短くなっていることが確認されている。

以上のような現象の総合効果として、局所的に中心部が高温となつて NO_x が増加する不利よりも、むしろ液滴の燃焼速度が速く、外周部は過剰空気によつて混合冷却され、火焰が小さくなる結果、スモークが減小し同時に NO_x の反応速度および時間が短くなり、 NO_x 排出量も共に減小するものと考えられる。

このように燃焼形式のみの変更によつて、従来、スモークと NO_x の共通の低減は、単一の方法では困難であろうという通説に対し、総合的な低公害燃焼を実現することができる。

3.2 H_2O の共存による混合燃焼法

熱分解の過程において有害生成物を発生せず、燃焼を促進し、過熱を防止する第三成分の添加剤として最も有望なのは H_2O である。 H_2O との共存による混合燃焼の場合、(1)炭化水素燃料が、 H_2O によつて分解されて CO 、 CO_2 および H_2 に変換され、 H_2 を燃焼して熱を得ていること⁽⁴⁾、(2)活性化ラジカル OH が、発生カーボンの再燃に支配的に寄与すること、(3)水滴が一時に沸とうする際のエネルギー放出によつて、周囲の燃料液滴を微粒化し、燃焼速度を速めること⁽⁵⁾、および(4) H_2O は 1500°C 以上で分解して、 119 kcal/mol の熱をうばつて過熱を防ぐので、確実にスモークおよび NO_x を低減せしめることが出来る。ただし、その噴射法によつては、燃料噴射コーンを乱したり、また噴射量によつては、温度降下の原因となつてスモーク発生を増大させるから、総合的な低公害燃焼法をうるためには、十分な注意が必要である。例えば、図5のMMO重油の場合に示されるように、空気圧縮機出口マニフールドからの蒸気噴射は、かえつてスモーク・レベルを増大せしめる結果となつている。これは、供給蒸気が、燃焼器中の燃焼温度の低い中間燃焼領域および希釈領域の空気孔から主に燃焼筒内に入り込み、全体的な燃焼温度の低下とともに、活性化ラジカル OH の発生が少いためにカーボン発生が増加したと考えられる。そこで上記の H_2O の燃焼促進作用を十分に発揮せしめる最も効果的な低公害燃焼法として、一次燃焼領域に燃焼用空気を集中して、局所的に高温燃焼領域を形成せしめ、その高温領域に H_2O を噴射あるいは水添加燃料を噴射させると効果的に H_2O の共存による混合燃焼が実現できるであろう。特に水添加の場合は、燃料噴射コーンに縮流を起すことなく、燃料中に分散された水滴の沸騰の際の燃焼促進作用が期待でき、効果的にスモークおよび NO_x 低減が達成されるであろう。

このような考え方にしたがつて、重油および軽油燃焼ガス・タービンにおいて、燃料供給管中に水ポンプにより、水を $10\% \sim 20\%$ 程度混合せしめ、排ガス中のB.S.N.および NO_x を測定した結果、それぞれ図7、に示す

水20%程度の添加では、極めて燃焼も安定しており、火焰光輝もほとんど変化なかった。

このようにB.S.N.のみならずNO_xもわずかの水添加量によつて大巾に低下しており、とくに一次燃焼領域におけるH₂Oの共存燃焼が、スモークおよびNO_xを共通に減少させるための重要因子であることがわかる。

4. む す び

重・軽油燃焼ガス・タービン燃焼器に低公害燃焼法を適用して、各種実機試験を行ない、次の結論を得た。

- (1) 一次燃焼領域に空気を多量に導入した集中燃焼方式スワラ形燃焼器は、スモークのみならずNO_xも大巾に低減させることができる。
- (2) 水添加と上記の集中燃焼方式との組合せは、スモークおよびNO_xを共通にさらに一層低減せしめることができ、重・軽油燃料を問わず極めて効果的であり、実用公害対策上、有効な燃焼方式といえよう。

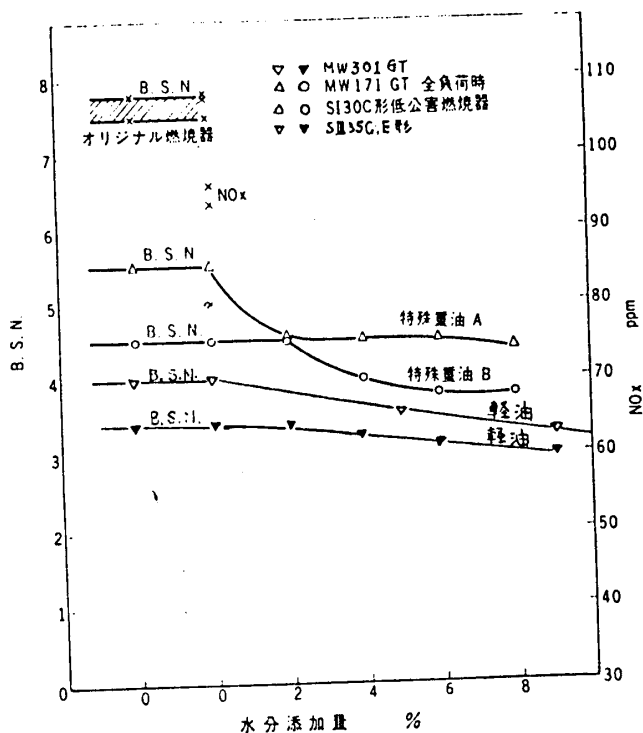


図 7 排ガス有害成分に及ぼす水添加重油燃焼の影響
Effect of water mixed fuel on exhaust emissions

参 考 文 献

- (1) 根矢, 佐藤, 日本機械学会誌, Vol. 70, NO. 581 (1967)
- (2) 佐賀井 武, 燃料協会誌, 48-508, 603 (1969)
- (3) Sawyer R.F., Astronautics & Aeronautics, Vol. 8, (1970)
- (4) 鍵 谷 勤, 日本機械学会関西支部第17回特別講義, テキスト, 47. 12
- (5) 荒巻, 山本他, 三菱重工技報, Vol. 18, NO. 4, (1971)
- (6) Koblish T.R., A.S.M.E., 70-GT-103 (1970)
- (7) Debelius N.R., A.S.M.E., 68-GT-21 (1968)

17 鑄造用耐熱合金の表面反応について

近江 敏明

(小松ハウメット株式会社)

1. 緒言

ロストワックス鑄造法によるガスタービン用耐熱鑄造品の製造工程で当面する問題点の1つに、耐熱合金の表面反応がある。耐熱合金には、チタン、アルミニウム、ジルコニウム、タンタルなどの活性元素が重要な合金元素として含まれているため、使用する耐火材料の選定や、真空溶解鑄造などの製造技術に適切な配慮を欠くと、しばしば表面反応による欠陥を生じ、鑄造品の性能をいじめるしく阻害する。

最新のガスタービン用タービン動、静翼は、その性能向上のために複雑な内部冷却形状をもつようになり、その結果翼肉厚も1.0mm前後の薄肉は一般化し、ある場合には0.5mm程度のもつものも要求され、使用されはじめた。このような薄肉形状の精密鑄造翼は、表面反応による、粒界侵食、表面変質層、表面ポロシティ、炭化物粒内酸化などの欠陥が存在すると、部品の性能、耐久性に悪影響をおよぼすのみでなく、それら欠陥の程度によっては、疲労破断の起点になるおそれもあり、きわめて有害である。したがって、最新の部品規格は、それら欠陥の許容限度を従来の値の半分以下にきびしく規制する傾向にある。

本発表では、鑄造用耐熱合金の表面反応とその防止方法につきのべたい。

2. 結晶粒界侵食

精密鑄造品に見られる結晶粒界侵食は、通常次の製造工程内で発生する。

- (1) 結晶粒度試験工程での過度のエツチング作業
- (2) セラミツク中子除去工程での過度の化学侵食
- (3) 高温酸化

したがって、結晶粒界侵食の防止には、上記工程を充分管理することにより、大部分は防止することが可能であり、極く軽度の侵食、たとえば0.005mm程度のものは、表面の研磨や、サンドブラスト工程で除去することも可能である。

しかしながら、中空形状を有する中空翼では、もし過度のエツチング作業が行なわれたならば、欠陥を除去することは不可能である。それゆえ、使用する化学処理液の濃度、温度および量と、処理する製品の量との関係や、処理時間、圧力などは、重要な因子となる。

高温酸化は、一般に良好な真空溶解工程や、耐火物の適切な使用により、ほとんど問題になる量は発生しないが、鑄造後たぐちに過度の酸化性雰囲気におくと、合金に日本ガスタービン会議講演論文集(73-6, 第1回定期講演会)

よつては発生することもあるが、溶湯と耐火物との反応による酸化は、ニッケル基合金の場合は殆んど生じない。

耐熱合金の組成および熱処理状態によつて、酸またはアルカリ液に侵食される度合は大きく異なつてゐる。それ故、合金および熱処理によつて、管理基準を変える必要がある。特にコバルト合金の場合は、400℃以上のアルカリには極めて侵食さるやうなので、その使用はさけるべきである。

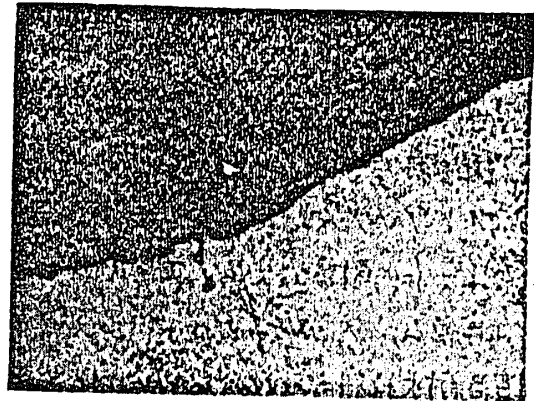


写真1. 結晶粒界侵食 X500

3. 炭化物粒内酸化

写真2に、代表的な合金—鋳型の反応によつて生じた例を示す。この場合、合金は、真空溶融鋳造されたコバルト基合金—MAR-M 509で0.5% Zr, 3.5% Taを含んでいる。

写真2の場合には、鋳造後のサンドブラスト以外には、化学処理は全く施されていない。樹状のMC炭化物が表面から内部にかけ0.15~0.20mmの厚みとして酸化している状況がよくわかる。

この種炭化物の酸化は、前記粒界酸化と異なり、結晶粒界には発生していない。X線回折によると、この炭化物酸化は、ジルコニウムの酸化物であることも示しており、チタン、ジルコニウムおよびタングステンなどの複軸はMC型炭化物を形成しており、その中のジルコニウムが、鋳型中に含まれるシリカや、セラミックス中の主成分であるシリカを還元して、ジルコニウムの酸化物を作り出している。

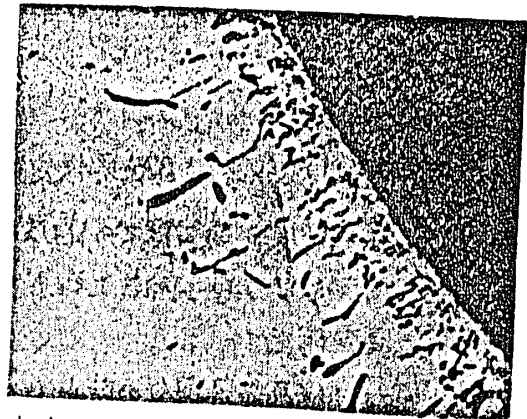


写真2. 断面にあらわれた炭化物粒内酸化 X500

それ故、この炭化物の粒内酸化は、溶湯と鋳型の反応ではなく、金属の凝固後の反応と考えて間違いない。

最新のコバルト基耐熱合金は、真空溶融鋳造工程で製造されるものが増え、かつジルコニウムを含むものが増えつつあるので、炭化物粒内酸化の防止について十分な配慮が必要となる。

防止策としては、ジルコニウムの量の規制、鋳入温度の調整、鋳入後鋳型の急速冷却、還元性雰囲気の使用や鋳型材料の変更が効果的と考へる。

4. 再結晶尸

ニッケル基耐熱合金の中で、 1200°C 前後の高温での溶体化熱処理を必要とする合金に、しばしば生ずる表面異尸として、再結晶尸がある。

ニッケル基合金が加工硬化性が強く、冷間加工後に再結晶温度以上に加熱した場合には、再結晶尸が発生することは良く知られている。鋳造合金においても、U-500、U-700、Rene'41やRene'80のごとく、 1200°C 前後の再結晶温度以上の高温で均一化処理を行なう合金に、グラインダー加工、ショットブラストもしくはサンドブラストなどの冷間加工を行なった場合、その冷間加工の度合に応じて、熱処理後の合金の表面に、再結晶尸が発生する。

したがって、この種ニッケル合金では、サンドブラスト時の圧力にも十分な配慮を行なわねと、熱処理後に再結晶尸が鋳造品の全面に発生することになる。

通常、 $5\sim6\text{kg}/\text{cm}^2$ の空気圧を使用した場合のサンドブラストによる表面加工によって生ずる再結晶尸の深さは、 0.1mm 以下であるが、もし 0.05mm 以下の規制がある場合には、溶体化熱処理前には、殆んど表面加工硬化せしめる工程は許さならない。

鋳造品の鋳込後の工程や工順に十分な配慮が必要となる。

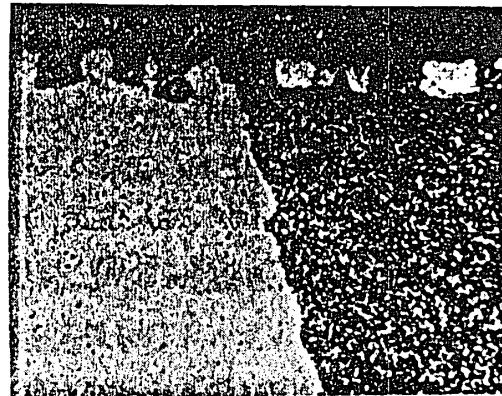


写真 3. 再結晶尸 X100

Rene'41 合金を鋳造後、サンドブラスト処理し、 1180°C にて溶体化処理した。

5. インコ、ポロシテイ (Inco Porosity)

ニッケル基の代表的な鋳造合金、Inco-713 にしばしば見られる表面欠陥である。

この表面欠陥の発生原因については、未だ十分解明されていないが、溶湯と鋳型肉の反応の一つと考えられ、その反応の進行は温度と時間によって変化を受けるとはほぼまちがいない。

通常この種ポロシティーは、鋳造品の肉厚部位、しかも、押湯や湯道に近い所に多く発生し、内部には見ることが出来ない。

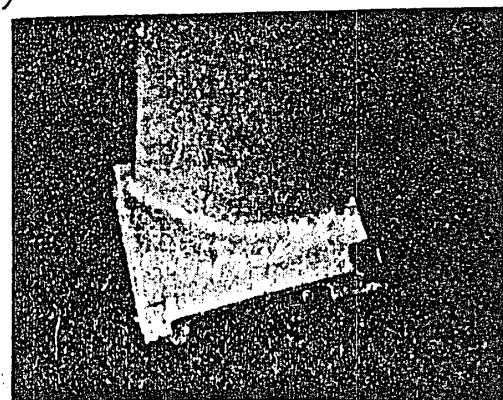


写真 4. インコポロシティーの例
白く雲状に見える指示は、微細な表面ポロシティーを示している。

しかも、その程度がひどいものは、肉眼によつても識別することが出来る程度であり、蛍光浸透材料検査ではその程度にも各種の段階が存在することを示している。

程度の深いもので、 $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$ 深さで、その殆んどは、 $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ 程度の深さのため、表面の研削作業によつて除去可能であるが、再手作業を多く必要とするため、その欠陥の防止につき種々の実験が試みられて来た。現在の所、完全に防止するには至っていないが、注入温度、鋳型温度を出来るだけ低く保ち、注入後は急速に鋳型を冷した方が、欠陥の範囲、程度ともに小さくなっている。

6. 表面変質層

合金の表面反応の1つに、写真5に示すように合金の表面変質層がある。

数多くの調査の結果、この種合金変質層は、鋳出し状態であつて存在し、その後の熱処理工程での拡散作用によつて、その層は倍加されることが判っている。

真空溶解鋳造を行つたX-40合金にほじた表面変質層を、X線マイクロアナライザーで調査した結果、表面の変質層では、脱クロロ

現象が生じており、W、C量はマトリックスの濃度と差は認められなかった。

適切な考慮が行なわれれば、工程のもとで作られた場合、表面変質層の深さは、鋳出時で $0.03 \sim 0.05 \text{ mm}$ 、それを熱処理すると $0.05 \sim 0.1 \text{ mm}$ に達する場合もあるが、鋳入時の雰囲気や、反応の時間、温度を制御することにより、 0.005 mm 以下にとどめることも不可能ではなくなっている。 0.01 mm 以下の変質層の場合は、アルミナ粉によるサンドブラストにより除去することも十分可能である。

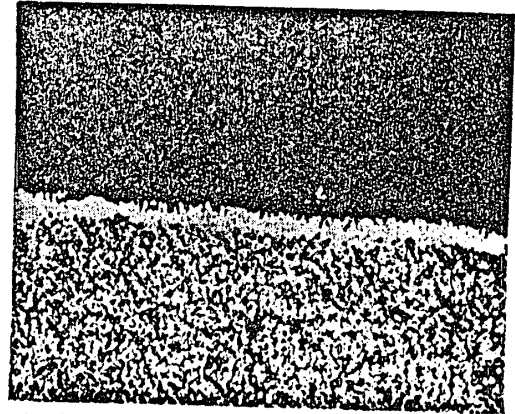


写真 5. 合金変質層 X500
U-500 変質層深さ 0.01 mm

7. 結 言

ロストワックス精密鋳造法で作られる耐熱合金鋳物の表面に見られる5種類の表面反応につき、その現象と原因および防止法につき述べた。それら表面反応の大きさは、適切な製造条件の調整によつて、防止することが出来る。

再結晶層を除く、他の4つの表面反応の防止には、鋳型-金属の反応を十分に考慮する必要があり、耐火材料の種類、温度および時間の調節に加へて、雰囲気調整はそれら欠陥の防止に有効である。

SiO_2 は 好ましくない
 ZrO_2
 Al_2O_3) 良 → 熱伝導性

* 高原北雄・能瀬弘幸・吉田豊明
佐々木誠・山本孝正・坂田公夫

航空宇宙技術研究所

1. はじめに

航空宇宙技術研究所では、昭和43年にジェットエンジンの高温タービン試験設備を完成し、以後、軸流タービンの実機模型試験体を各種製作し、空力性能試験や熱的試験を行なうと共に、高温タービンの設計資料を得るために基礎的問題について、研究・実験を進めて来ている。これらのうち、(1)空冷タービンを採用したファンエンジンの性能の問題、(2)翼前縁のフィルム冷却の基礎研究、(3)空冷タービン翼の設計法の問題を取り上げて報告する。なお、末尾に航技研で行なった高温タービンに関連する論文、前刷、特許等を列記した。

2. 空冷タービンを採用したファンエンジンの性能

ターボファンエンジンにおいて、高圧タービンを冷却し、翼材料温度を一定とするように冷却する場合、冷却特性により、どの程度エンジン性能の向上が得られるか、又その限界がどの程度になるかも知ることを目的として計算を行なったものである。

2.1. 計算の仮定 計算対象として取り上げたモデルエンジンとしては、2枚高圧タービンを持ち、右翼を高圧圧縮機出口からの抽気空気で冷却する図1の2軸ファンエンジンと想定した。各々の翼には燃焼器の圧力損失や翼構造、エンジンの機構上の問題で、流すことの出来る冷却空気流量には必ずと制限がある。それ故に、その許容しうる冷却空気流量以内で冷却空気流量を決めると、各翼の冷却性能と許容温度、主流ガスの流量と相対全温、および冷却空気の温度とから許されるタービン入口温度が決まり、エンジン性能が計算出来る。この冷却空気はエンジン各部の主流の流量を変えるばかりではなく、その温度、圧力等も変化させるが、本計算では翼から噴出される冷却空気が冷却翼直後で主流と一様に混合するものとして計算した。なお、冷却空気に対する動翼のポンプ仕事や、冷却翼から噴出することによる主流への影響等について考慮していない。又、全ての冷却空気の翼入口圧力、温度は高圧圧縮機出口状態とした。翼の冷却性能として、冷却の程度、即ち冷却効率 η_c は次式で定義する。

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

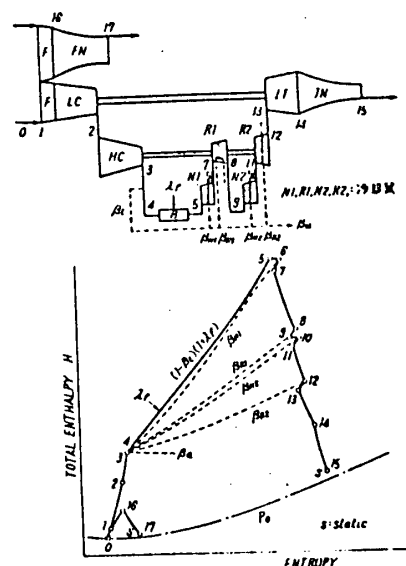


図1. 計算対象モデル

$$\zeta_c = \frac{T_g^r - T_b}{T_g^r - T_{ci}}$$

T_g^r : 翼に相対的な全温
 T_b : 翼材料温度
 T_{ci} : 冷却空気入口温度

又、この冷却効率 ζ_c は近似的に、冷却空気流量比のみで表すことが出来ると仮定し、許容タービン入口温度 T_5^* は次の式で表すことが出来る。

$$T_5^* = \frac{T_{bN1} - T_{cN1} \cdot \zeta_{cN1}(\bar{G}_{N1})}{1 - \zeta_{cN1}(\bar{G}_{N1})}$$

T_{bN1} : 1段ノズル翼許容材料温度

$\zeta_{cN1}(\bar{G}_{N1})$: 1段ノズル翼に冷却空気流量比

$\bar{G}_{N1}$ と流れ時の冷却効率

2.2. 計算例

図1に示すモデルエンジン主要項目を表1に示す。なお、各翼の冷却空気流量比と冷却効率は図2に示す様になるものと仮定した。上記の仮定によりファンエンジンの定常マッニング計算も行なうことにより図3、図4、図5、図6の結果を得た。即ち、各冷却翼の入口ガス全温、翼温度、必要な冷却空気流量比を図4に示す。又、その時得られるエンジン性能

としてコアエンジンと流れる主流1kg/sec当りの修正推力 F_{cN1} と燃料消費率SFCとの関係も1段ノズル翼の冷却空気流量比 β_{N1} をパラメータとして図3に示した。これにより $\beta_{N1}=0.5\%$ ($T_5^*=1004^\circ\text{C}$) では1段ノズル翼と動翼のみ冷却すればよく、 $\beta_{N1}=1.0\%$ ($T_5^*=1114^\circ\text{C}$) では更に2段ノズルまで冷却する必要がある。更に、各冷却翼がその許容温度以下になっているのは $\beta_{N1}=1.5\%$ ($T_5^*=1238^\circ\text{C}$) までであり、その時、1段動翼、2段ノズルと動翼はそれぞれ $\beta_{R1}=2.6\%$, $\beta_{N2}=1.2\%$, $\beta_{R2}=0.9\%$ でファン圧力比1.6ではバイパス比7までとれ、得られる推力、燃料消費率は $F_{c1}=223.5\text{ kg/kg/sec}$, $\text{SFC}=0.348\text{ kg/kg/h}$ である。これより温度を上げると、動翼の冷却が不可能となり、翼の冷却性能を改善する必要がある。この計算は多くの仮定を行なったが、今後、冷却タービンの個々の問題を解決してより実際に近い予測をする必要があるが、エンジン設計の際の一端の目安が得られる。

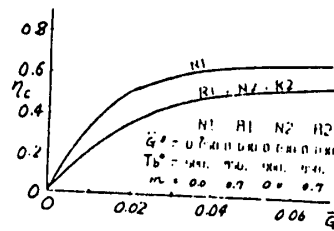


図2. 冷却効率関係データ

表1. エンジン関係データ

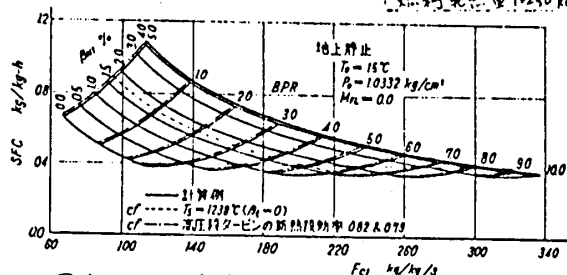


図3. エンジン全体性能計算結果例

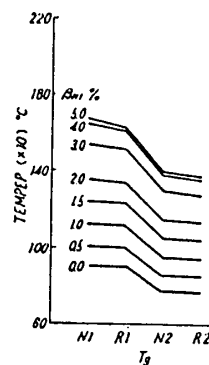


図4.

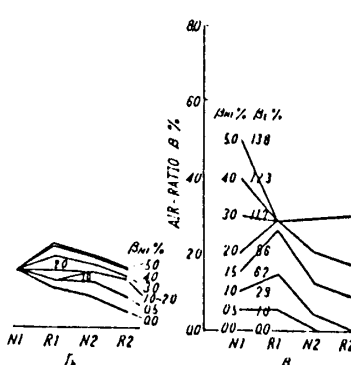


図5.

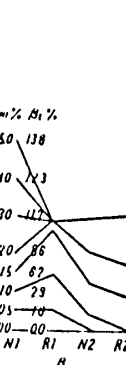


図6.

3. 翼前縁のフィルム冷却の基礎研究

高温タービンの翼冷却方法の一つとして、最近では翼表面のうち、最も高い温度にさらされる翼前縁附近に数列の空気吹出孔をあけ、穴を通過する冷却空気によって冷却するとともに、吹出された空気で翼面をフィルム冷却する方法が採用されつゝある。この冷却方法について、図7に示す実験装置で図8に示すアクリル断熱材による模型について実験を行なった。この実験では便宜上、主流は常温空気を用い、2次気流は加熱空気を用いて、その2次気流は模型の両側から押込み、前縁附近の空気孔から吹出した。実験は主流速度 $U_\infty = 40 \text{ m/sec}$, 吹出圧力係数 $C_{ps} = \frac{P_s - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2}$ について模型長手の圧力分布・温度分布・吹出流量を測定したほか、2次流に油煙を混入して図9の様に見視化した。ここでは特に温度分布について報告する。吹出しによるフィルム冷却の効果も冷却効率で表すが、供試模型は断熱材料で作られているとはいえ、模型内部から2次流を吹出す構造上、内部加熱の影響は避けられない。そのため、吹出実験により測定された無次元壁温を η 、空気孔を肉鎖し、

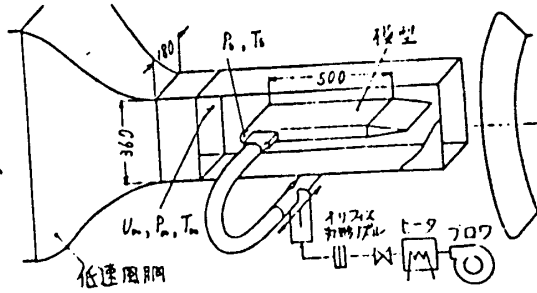


図7 実験装置

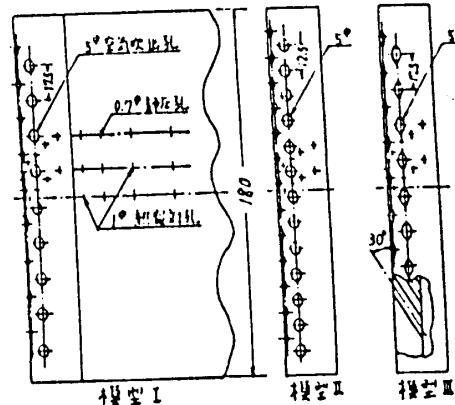


図8 前縁吹出模型

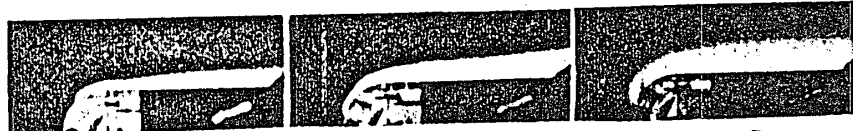


図9. 煙吹出実験 (模型I, $Re_\infty = 1.5 \times 10^4$)

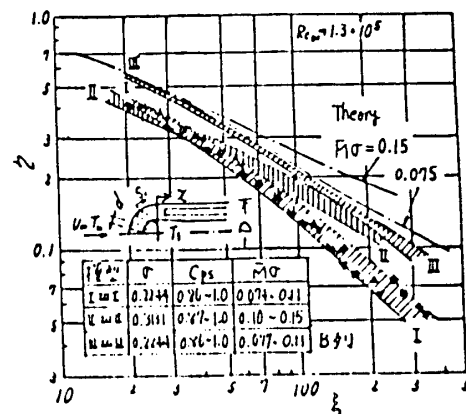
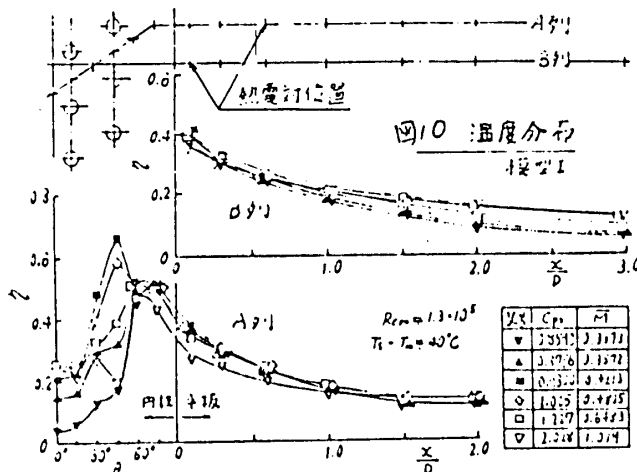


図11. $\eta \sim x/D$ 図

主流中で模型内部の通路にのみ2次流を貫通させた場合の無次元壁温を η として、フィルム冷却効率 η を次式で表示した。即ち $\eta = (\eta_f - \eta_s) / (1 - \eta_s)$ 。図10にその η 分布を示す。又、平板部分で $G_{ps} = 0.86 \sim 1.0$ の範囲の実験点について、横軸に $\xi = \frac{S_f}{\alpha} \frac{1}{20M}$ をとって η を示すと図11の様になり、実験的にはほぼ一つの相関曲線で表される。但し、 S_f : 空気吹出孔後端からの表面長さ、 σ : 空気孔空隙率 ($= \frac{\pi d}{p}$)、 M : 噴出質量流速比 ($= \rho_s \bar{u}_s / \rho_\infty \bar{u}_\infty$)。これにより、冷却孔をスパン方向に傾けてあげるこゝ(模型Ⅲ)によって、同じ吹出流量で高い冷却効率を得られることが分った。

4. タービン翼の設計

冷却タービン翼の設計は、通常のタービン翼の空力設計の地に、ガスと冷却空気の熱伝達率分布から温度分布、応力分布、寿命分布を考える必要がある。しかし、実際のエンジンの中でどの様な作動状態にあるかを計画することは非常に困難であり、多くの設計資料、実験資料などから類推せざるを得ないことが多い。しかし、それらの資料も充分ではなく、現在集積中であるので今後待つ所が多い。ここでは、特に、タービン翼が非定常時に起る応力を下げるための問題や冷却効率をスパン方向に変えることにより、寿命を延ばす方法について述べ、更に、航技研で考案し、特許申請中の冷却タービン翼について報告する。

4.1. タービン翼非定常熱応力の軽減について

これまでのタービン翼の冷却方式は主として、定常運転時にタービン翼の温度を均一的に低くしようという方針で考慮されて来たが、一方、前縁後縁で亀裂が生じやすいという問題がある。ここでは、図12に示す対流冷却方式の空冷翼について、一次元非定常温度と応力分布を計算した。材質はX40で、計算はタービン入口温度1150℃、冷却空気入口温度500℃について行なった。翼表面に沿って、図12の様に翼外被を分割し、図13による熱伝達率分布から温度を計算した。又非定常熱応力分布計算に際して、次の仮定を行なった。a) 各要素はスパン方向に膨脹収縮するが、翼断面は、常に平面を保つ。b) 膨脹・収縮は准静的状態変化をする。c) クリープ歪、遠心応力は考慮しない。d) 線

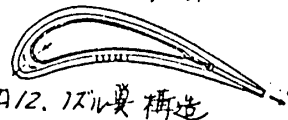


図12. 1/2ル翼構造

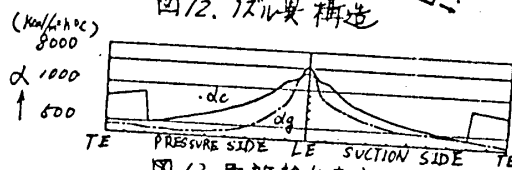


図13. 局所熱伝達率分布

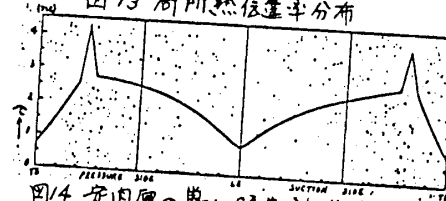


図14. 定肉厚の翼の時定数分布

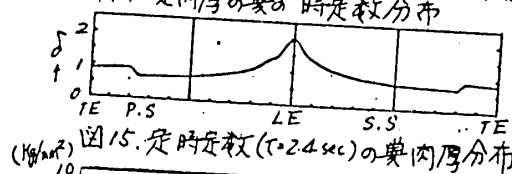


図15. 定時定数 (tau=2.4 sec) の翼肉厚分布

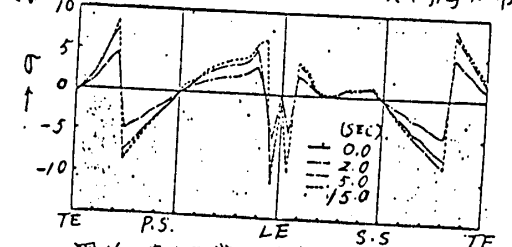


図16. 定肉厚翼の非定常熱応力分布 (加熱)

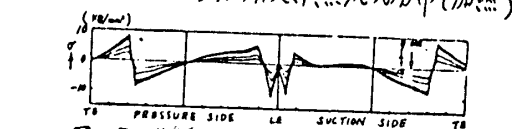


図17. 非定常熱応力分布 (加熱の場合、時定数=2)

膨脹係数、縦弾性係数は温度のみの関数である。ここで同一な厚さを持ち、非定常温度の時定数が図14である翼の時定数が一定になる図15に示す肉厚分布を持った翼について、非定常応力を図16・17に示す。これから、時定数が一定となる様に設計した冷却翼の非定常応力は大巾に軽減することが分った。

4.2. タービン翼のスパン方向冷却効率分布と翼寿命

これまでのタービン翼の冷却設計方針としては、

タービン入口温度が決まると冷却タービン翼の冷却効率をスパン方向に一定となる様に設計されて来た。ここでは翼のスパン方向に寿命が一定となる様に、図18の決定手順によって冷却効率の分布を決定した。即ち、各枚の翼材料に対し、図19の応力-クリープ寿命曲線から、求められた翼応力に対する翼材料温度を決定し、主流のガス温度との関係から、冷却効率を決定する。今、2段高温タービンの冷却効率分布を決定するのに、タービン入口温度を図20中に示される様に仮定し、更に、運転条件により応力を決定すれば、結果は図20の様になる。高圧2枚タービンについて、この冷却効率分布を与えることにより 10^4 hr 又は 10^5 hr - 定の翼寿命となる。又、図21には、オニ枚静翼に關し、同様の冷却程度として、冷却効率がスパン方向に一定である場合の寿命を示すが、これにより、同様の冷却を行ないながら、翼寿命は 10^4 hr から 1.2×10^2 hr まで下がる。即ち、冷却効率をスパン方向に分布させることにより、寿命延伸に大きな効果を持つことが分った。又、応力と主流温度分布を初期条件として与えたが、逆に、冷却効率のスパン方向分布が与えられた場合についても寿命を一定にする条件のもとに図18の逆の過程を追って主流の温度分布を決定することも可能である。

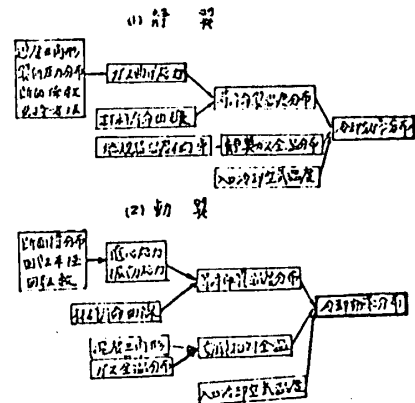


図18 冷却効率決定手順

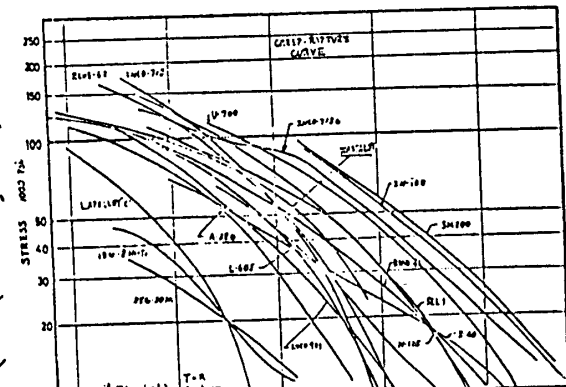


図19 超合金のクリープ寿命曲線

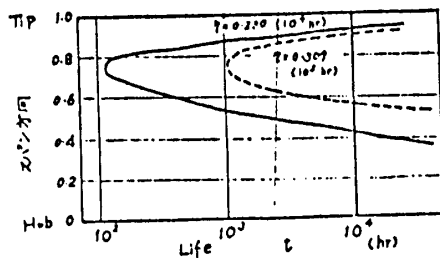
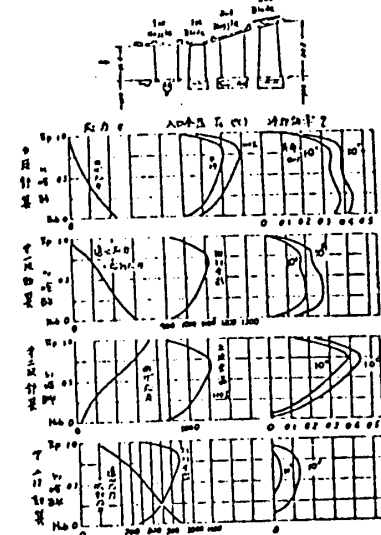


図21 オニ枚静翼における寿命の比較



寿命を一定にする条件のもとに図18の逆の過程を追って主流の温度分布を決定することも可能である。

図20 二枚冷却タービン高圧入口温度分布

4.3. 新案空冷タービン翼の構造

今までの冷却タービン翼の設計経緯から、特に明確になって来た一つの問題は、寸法の小さい動翼に対して、技術的に実現出来る冷却効果の程度はノズル翼冷却の場合に比して、相対的に遅れており、タービン入口温度の上昇は、動翼の冷却に甘んじている。~~動翼冷却は徹底的にし、ディスクの構造を左右するが、~~これまでの動翼(中実・丸穴方式)は相対的にディスクを重くしていた。新しく考案した図22に示すタービン翼は、加工技術の向上を背景として実現した構造であり、上に述べた動翼の冷却に対する改善策として、極めて有効な方策である。このタービン翼は動翼に限らず、ノズル翼にも適用出来ることは言うまでもない。主要な特徴は次の通りである。1) ~~冷却空気流量はそれぞれ前縁側、後縁側、~~独立に制御出来る。2) 冷却効率が高く寿命を伸すことが出来る。3) 動翼に用いた場合回転部の重量軽減が可能となる。4) インサートを用いないので非常に安価に出来る。5) C_p T_R 軽減に効果的。この翼については冷却空気の流れを可視化して確認しており、流量配分、冷却効率などと計算で検討したが、現在、翼列実験を進めている。

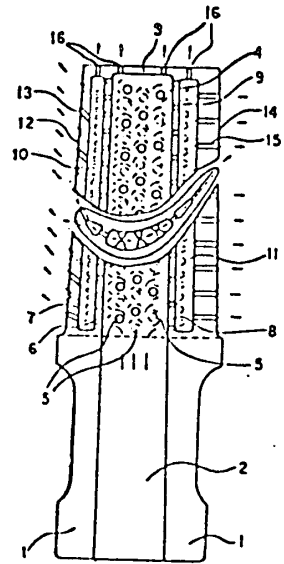


図22. 新案空冷タービン翼

5. 航技研で発表した文献・前刊及び特許

- (1) 高温タービンの試験設備及び計測装置(原動機部)NAL-TR-282, (2) 高温タービンノズル翼二次翼列試験レポート: 対流冷却翼の実験結果について(吉田・高原 他)NAL-TR-231, (3) オ2報: 対流冷却翼の数値計算及びアナログ法による翼表面温度分布(吉田・高原 他)NAL-TR-232, (4) Green関数をラプラス方程式に適用した解法による冷却タービン翼の温度分布の計算(西村)NAL-TR-234, (5) Green関数を二次ラプラス方程式に適用した解法による冷却タービン翼の温度分布の計算—境界条件として温度勾配を与える場合(西村・臼井)NAL-TR-297, (6) 曲面上の噴流に対する噴出孔形状、配列の効果について(西村・臼井 他)NAL-TR-195, (7) タービン冷却空気流量とターボファンエンジンの性能に関する一考察(山本・高原)第4回航空原動機に関する講演会(以下略してオリ・航原とする) (8) 空冷タービン翼の空力特性レポート(山本・高原)オリ2・航原 (9) 冷却タービン翼の非定常熱応力(吉田・松本)オリ2・航原 (10) 高温タービン中期試験体の空冷試験(高原・能瀬・他)オリ3・航原 (11) 冷却タービン翼のスパン方向冷却効率分布と翼寿命に関する一考察(高原・坂田)オリ3・航原 (12) タービン翼の前縁吹出冷却に関する基礎実験(佐々木・熊谷)オリ3・航原 (13) ガスタービン翼根を低温に保つ方法(松本・島崎)特許昭41-17402 (14) タービン翼の構造(松本組)昭47-044663

正 * 佐 藤 光 雄 (東芝 電気機械研究所)
 正 古 関 昭 紀 (東芝 タービン工場)
 正 岡 村 隆 成 (東芝 タービン工場)

1. 緒 言

ガスタービンの信頼性の向上とともに大容量化がめざされてきている。性能向上にはタービン入口温度の上昇が不可欠であり、耐熱材料の強度内で設計するため、翼冷却がクローズアップされてきた。このため我々は3000kWの試験タービンを試作して冷却翼の性能試験、温度分布の測定、計算との対比等を行なってきた。本報では冷却翼の温度分布について、実測と計算との対比について述べる。

2. 実験装置

実験装置は圧縮機とタービンとが2軸となっており、圧縮機は別置のモータで駆動される。従ってタービン入口での圧力、流量はマッチングを考慮することなく選べる利点がある。タービンは2段であり、圧縮機からの空気は、予燃焼器、燃焼器を経てタービンに入る。燃焼器は2個あり、タービンへは両側から入ることになる。図2-1、図2-2には配置図および装置を示す。タービンの負荷は水動力計で吸収し、冷却水塔を通して、水を循環させる。図2-3にはタービンの断面図を示す。

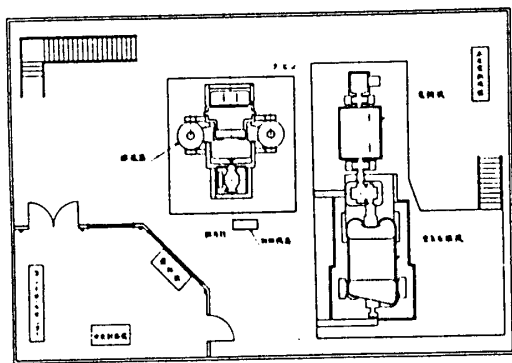


図2-1 実験装置配置図

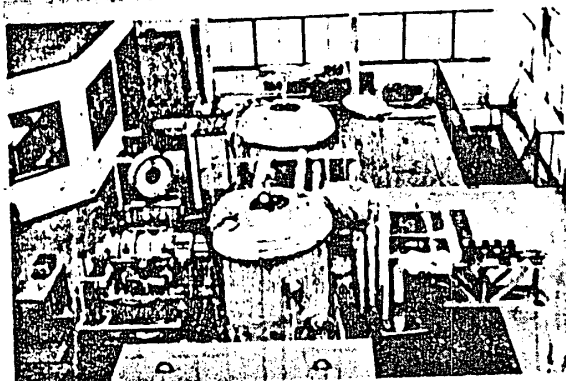


図2-2 実験装置

動翼、静翼ともに精密鋳造で製作した。静翼は中空にして中子を入れて、インピンジメント冷却と腹側からの吹出しとを行なっている。動翼は内部に冷却通路を設け、後縁からの吹出しと tip からの吹出しを行なっている。また動翼にはシャンク部を設け、主流の高温ガスからロータへの直接の熱移動の減少をはかっている。図2-4は動翼、静翼の断面図を示す。温度分布測定のため、静翼、ノズルダイアフラム、動翼、
 日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

ロータに熱電対を装着し
 静止部の測定点は64
 点、回転部の測定点は
 32点である。回転部で
 は遠心力による熱電対の
 破断を防ぐため、シース
 熱電対を用い、押え板に
 より、スポット溶接で回
 転部に固定した。感温度
 部はロータや動翼に孔ま
 たは溝を設けて埋め込み、
 金属粉末溶接にて隙間を

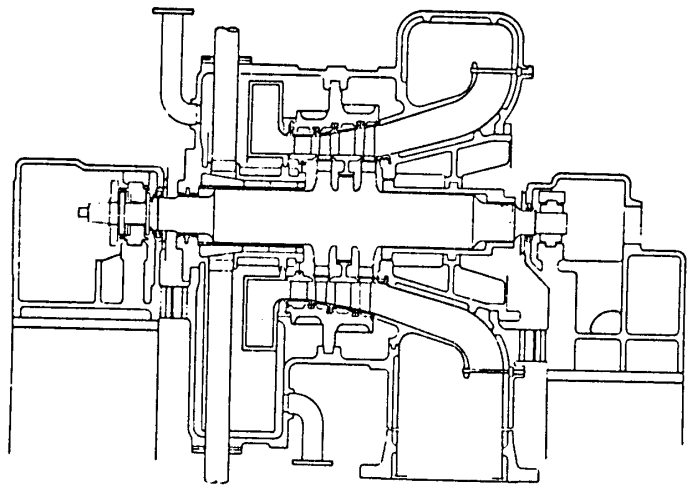


図2-3 タービン断面図

ふせぎ、グラインダーで平らにした。回転
 部からの信号の取出しは、Slip ringを用
 いた。測定個所が多いので10接点のSlip
 ring を6台直列に並べて使用した。端子
 の固定法など苦心した。また回転部から
 の熱電対を直接Slip ringと接続するのは難
 しい。これはシース熱電対のため素線が細
 く遠心力で破損したり、接続中に破損する

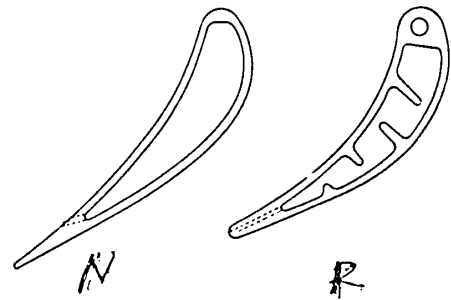


図2-4 翼形状図

ためであり、特別の中間コネクターを製作して解決した。タービン回転円盤の中間に
 装着して良好な結果を得ている。

3. 測定装置

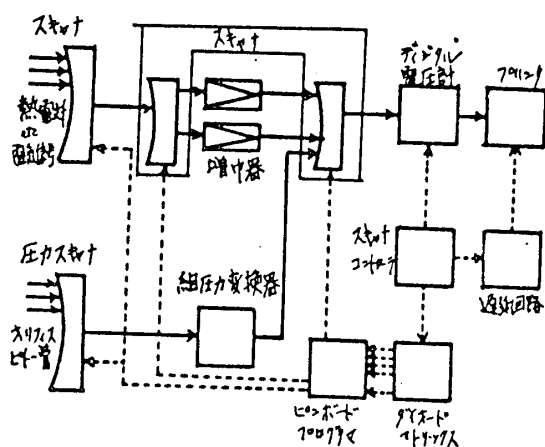


図3-1 計測装置ブロックダイヤグラム

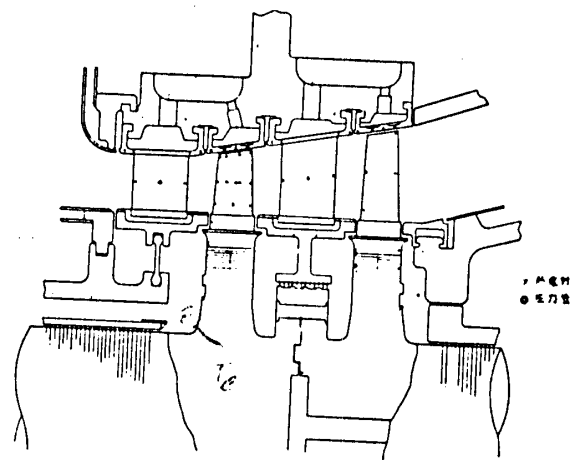


図3-2 温度計測点

測定は圧力が約80点,温度が約100点で延べ200点近いデータを短時間に測定する
必要から,データ収録装置を製作した。図3-1はブロック・ダイアグラムを示す。
指定したチャンネル番号とピンボードによるプログラムとの組合せにより,圧力,温
度の測定順序が任意にできる。測定結果はデジタル化されて,プリントされる。
圧力の測定には圧力変換器5台を組合せて,±3 kg/cm²までの圧力を最適レンジで測
定できる組圧力変換器を製作し,圧力信号を電磁弁による圧力スキャナで切換えて行
なった。速度測定は5孔または1孔ブローグを用いた。図3-2は温度の計測位置を
示す。

4. 測定結果

タービンの性能試験を行ない,翼冷却性能試験,昇温試験を行なった。試験範囲は
回転数 2,000~9,500 RPM,タービン入口温度 400~1,030°C,出力最大 2,800 kW で行
なった。動翼のコードを代表長とするレイノズル数は約 3×10^5 である。

図4-1, 図4-2は翼の冷却性能を示す。

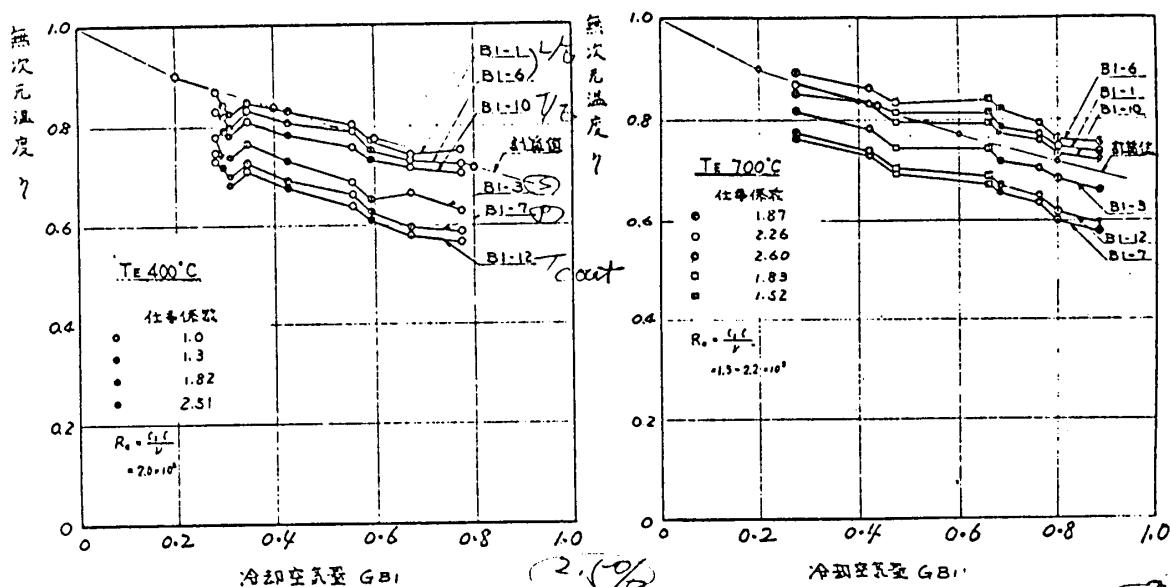


図4-1 翼の冷却性能 (タービン入口温度 400°C) 図4-2 翼の冷却性能 (タービン入口温度 700°C)

横軸は冷却空気の流量比を示し,縦軸は冷却空気と主流ガス温度を基準にした無次元翼温度を示す。 $\eta = (\text{翼温度} - \text{冷却空気入口温度}) / (\text{主流ガス温度} - \text{冷却空気入口温度})$ である。

5. 温度分布の計算法

一般的な場合の熱伝導を図5-1に示す。熱容量 C_j をもつメッシュ J に Q なる発熱量があり,温度は T_j である。まわりのメッシュ I_i から q_{ij} の熱の流入があり,

I_i は T_i なる温度で I_i と J 間には熱抵抗 R_{ij} がそれぞれ存在している。以上の関係は次の方程式で示される。

$$\begin{aligned} C_j \frac{dT_j}{dt} &= Q_j + \sum_{i=1}^n q_{ij} = Q_j + \sum_{i=1}^n (T_i - T_j) / R_{ij} \\ &= Q_j + \sum_{i=1}^n T_i Y_{ij} - T_j \sum_{i=1}^n Y_{ij} \end{aligned} \quad (5-1)$$

ここで $Y_{ij} = 1/R_{ij}$ である。これから $T_i^{(p)}$, $T_j^{(p)}$ がわかれば $T_j^{(p+1)}$ が求められる。 (p) は時刻または繰返し回数を示す。定常問題を求めるときは $\frac{dT_j}{dt} = 0$ であるから $T_j = (Q_j + \sum_{i=1}^n T_i Y_{ij}) / \sum_{i=1}^n Y_{ij}$ で求められるが、計算の途中では (5-1) は零にならない。従って右辺を計算した値を H_j とすると

$$H_j = Q_j + \sum_{i=1}^n T_i Y_{ij} - T_j \sum_{i=1}^n Y_{ij}$$

H_j なる熱がメッシュ J に流入することになる。故にメッシュ J における温度上昇 ΔT_j は $\Delta T_j = H_j / \sum Y_{ij}$ となる。

繰返し (p) 回目のメッシュ J における温度

$T_j^{(p)}$ は加速係数 k を導入して $T_j^{(p)} = T_j^{(p-1)} + k \Delta T_j$ となる。 k を発散しないように

適当にとれば収斂が早くなる。また冷却翼内では冷却空気の流動とともに温度上昇があり、そのフィードバックも可能なようにプログラムしてある。また分岐、合流も計算できるようにしてある。

6. 熱伝達率分布

翼の温度を求めるためには、翼内外表面の熱伝達率分布、翼シャンク部、クリスマス部、ロータ表面での熱伝達率および主流ガス温度分布、冷却空気温度、クリスマス部、ロータ表面でのガス温度、翼材、ロータ材の熱伝導率などが求められなければならない。しかし翼の最高温度を規定するものは翼外表面と内表面の熱伝達率である。図 6-1 に従って計

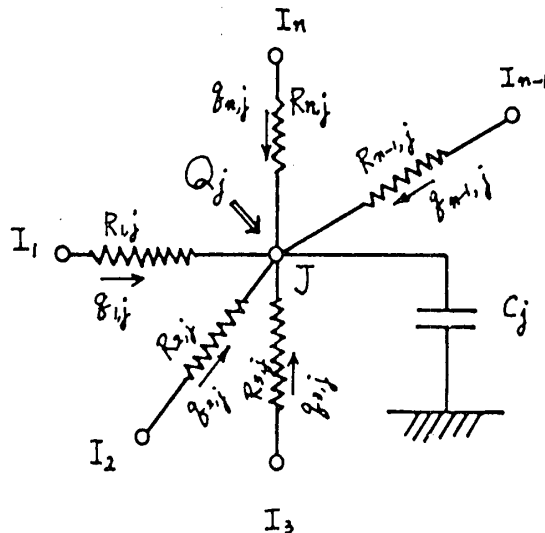


図 5-1 熱伝導モデル

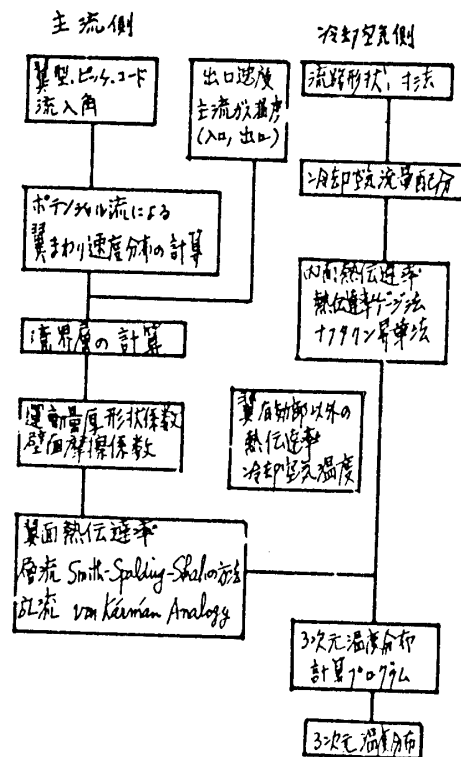


図 6-1 熱伝達率・温度分布計算フロー図

算手順を示す。翼型，ピッチ，コード流入角が与えられると，特異点解法により，翼外表面速度分布が計算できる。

主流ガスの入口，出口での温度，圧力および予想翼温度から翼列出口でのレイノルズ数，翼面膜温度を求め必要な物性値を求める。境界層の計算は乱流への遷移点を最大速度点として Truckenbrodt の方法を用いて求める。運動量厚さ，形状係数を求めて壁面摩擦係数を計算する。熱伝達率は層流の場合は Smith-Spalding-Shah の方法を用いる。境界層外縁の主流速度分布から簡単な求積で局所熱伝達率を求めることができる。乱流の場合は von Kármán のアナロジーを用いて運動量厚さと壁面摩擦係数とから求められる。壁面摩擦係数の計算式には運動量厚さを代表長さとするレイノルズ数 Re_θ のみで求まる，Prandtl, Squire & Young, Falkner らの式があり，Falkner 以外は $Re_\theta = 10^2 \sim 10^4$ でほぼ同じ値を示す。また Re_θ と形状係数を用いた Ludwig & Tillman の式がある。摩擦係数を C_f ，形状係数を H とすると，

$$\frac{1}{2} C_f = 0.123 \times 10^{-0.678 H} Re_\theta^{-0.268}$$

である。これらの式による計算結果を比較すると，背側の熱伝達率は Ludwig & Tillman の式は他の式よりも小さい値を与え，腹側ではほぼ等しい値を示す。

冷却空気側は複雑な流路形状をしているので，流量係数を実測して，流量配分を求める。局所熱伝達率は所定の流量配分に対して，熱伝達率ゲージを用い，またはナフタリン昇華法により求められる。滑らかな円管内乱流の計算値より，約 2 ～ 4 倍の大きい値を示す。

翼有効部以外の熱伝達率分布を推定し，各部分でのガス温度を与えると，前述の 3 次元温度計算プログラムにより，冷却空気の温度上昇をフィード・バックしながら，温度分布が求まる。

計算は動翼については約 350 のブロックに分割し，780 の表面で熱伝達率を与え，ガス温度は 60 点で与えた。静翼については，中央断面のみをとり，約 60 のブロックに分割し，120 の表面で熱伝達率を与え，ガス温度は 80 点で与えた。

表 7-1 試験条件

実験番号	Ex 2303
回転数	5080 rpm
タービン入口温度	695 °C
タービン入口圧	1.67 ata
主流ガス流量	9.68 kg/s
1 段動翼冷却空気流量比	2 %
レイノルズ数(出口速度基準)	3×10^5

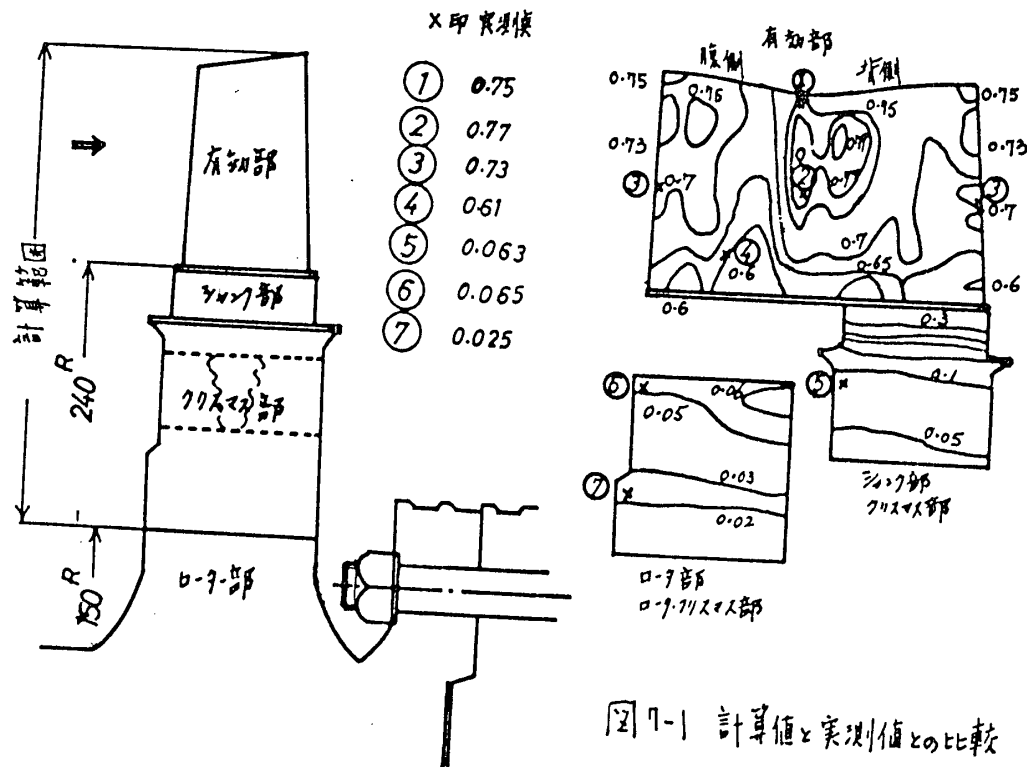
7. 実測温度分布と計算値との比較

比較のため実験 Ex 2303 を選びその試験条件を表 7-1 に示す。

主流ガスに半径方向の温度分布があるため，tip と root のガス温度は低く，そのため PCD 部の実測翼温度は tip 部より高くなっている。動翼前後の詳細な

半径方向温度分布は測定できないので、推定温度分布より求めると variation 3 の場合実験翼温度との一致はよい。図 7-1 に計算範囲と計算結果を示し、実測との比較を示す。図中の数字は翼の無次元温度

$\eta = (\text{翼温度} - \text{冷却空気入口温度}) / (\text{主流ガス温度} - \text{冷却空気入口温度})$ を示す。



8. 結 言

動翼、静翼の温度分布を計算して実測値と比較した。計算にあたり問題となるのは翼外面での熱伝達率分布では乱流遷移点の位置、乱流レベル、2次流れによる熱伝達率への影響、翼の不等温度による影響、腹側のゲルトラー渦の影響などがある。翼内面では各部分での熱伝達率分布および流量配分、フローパターンがあり、特に動翼では遠心力場での流量配分の推定等がある。吹き出し冷却のときは、吹き出しによる熱伝達率の変化、膜温度の変化等を求めることが難点となる。

終りに、これらの研究は、前タービン事業部井口技師長、同河原課長、総合研究所小泉主任研究員の御指導のもとに、同伊藤主事他多くの人々の協同行なわれたことを記して謝意を表します。

圧縮、膨張過程において外部授受熱と内部摩擦を考慮した ガスタービンサイクルの検討

*谷 口 博 (北海道大学工学部)
若 井 和 寛 (岐阜大学工学部)
媚 山 政 良 (北海道大学大学院学生)

1. まえがき

ガスタービンサイクルの検討に際しては、供給熱量と外部仕事の把握がまず必要であり、燃焼過程における供給熱量、圧縮、膨張過程における外部仕事を求める場合、外部授受熱と内部摩擦に関する考慮が重要な課題である。しかし、通常ガスタービンでは、圧縮、膨張過程がほぼ断熱過程であることと、両者を同時に考慮することが難しいため、内部摩擦のみを考慮して外部仕事を求めていることが多い。一方、小形ガスタービンで外部授受熱と内部摩擦が比較的大きい場合、また、大型ガスタービンでも性能向上のため入口ガス温度の上昇を試みて内部冷却を行なう場合には、内部摩擦のほか外部授受熱も同時に考慮しなければ、外部仕事を正しく求めることができないものと思われる。(1)~(5)

本研究はこの点について行なわれたもので、圧縮、膨張過程において外部授受熱と内部摩擦を同時に考慮したガスタービンサイクルの熱効率について検討した。解析に際しては、完全ガスを仮動媒体に選び、燃焼による仮動媒体の重量変化がない場合について取扱った。外部授受熱量と内部摩擦を表わす無次元数を導入し、サイクルの各過程とも共通に検討し得るよう考慮した。ガスタービンサイクルとしてのブレイトン、エリクソン両サイクルを選び、種々の条件にて熱効率を計算し取まとめた。

2. 外部授受熱と内部摩擦を表わす無次元数 (1)~(10)

サイクルの各過程について、過程内での速度変化がない場合を考えると

$$A W_e + A W_f = \Delta H + Q_e + Q_f = -A \int v dp \quad \dots\dots (1)$$

ただし $A W_e$: 外部仕事 $A W_f = Q_f$: 内部摩擦 Q_e : 外部授受熱量

ΔH : エンタルピー差 $-A \int v dp$: 図示仕事

外部授受熱量と内部摩擦を表わす無次元数として、つぎの変数を導入する。

$$\alpha = \frac{Q_e}{Q_e + Q_f} = \frac{Q_e}{-A \int v dp - \Delta H} \quad \dots\dots (2)$$

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6. 第1回定期講演会)

$$\phi = \frac{A w_e}{A w_e + A w_f} = \frac{A w_e}{-A \int v dp} = \frac{\Delta H + Q_e}{-A \int v dp} \quad \dots\dots (3)$$

また、各過程の可逆変化に対するずれを表わす無次元数は

$$\xi = \frac{\frac{k}{k-1}}{\frac{n}{n-1}} = \frac{\phi - x}{1 - x} \quad \dots\dots (4)$$

ただし ξ : ポリトロップ比 k : 比熱比
 n : ポリトロップ指数

式(3)にて明らかなように、中の分母は外部授受熱量によつて左右されないもので、各過程の非可逆性を直接表わすことができ、一般に外部授受熱のある場合に対するポリトロップ効率に相当して使用することができる。 x 、中の傾向を図に示すと図1、2のとおりである。

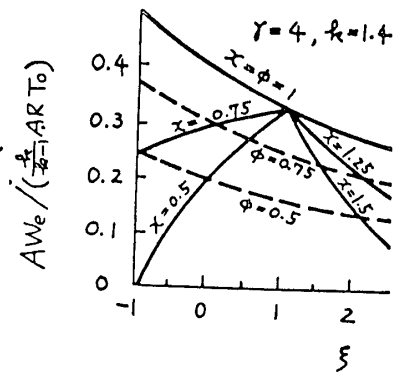


図 1

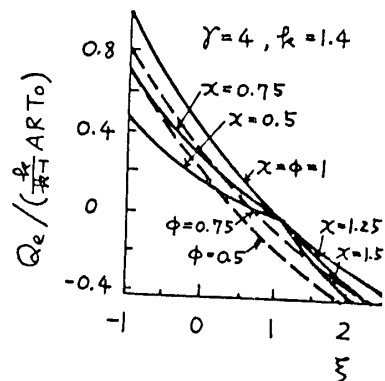


図 2

3. ガスタービンサイクルの検討^{(3),(5)}

ガスタービンサイクルとしては図3、4に示すブレイトン、エリクソン両サイクルを調べ、圧縮、膨張過程において外部授受熱と内部摩擦を同時に考慮したサイクルの熱効率について検討した。ただし、作動媒体は完全ガスとし、燃焼による作動媒体の重量変化がない場合について解析した。

ブレイトン、エリクソン両サイクルとも供給熱量、外部仕事、熱効率は次式にて求められる。

$\phi_a > \xi_a$ の場合

$$Q_{eT} = \frac{k}{k-1} AR \left\{ (T_3 - T_2) - \gamma_r (T_4 - T_2) + \left(\frac{1}{\xi_c} - 1 \right) (1 - x_c) (T_3 - T_4) \right\} \quad \dots\dots (5)$$

$\phi_a < \xi_a$ の場合

$$Q_{eT} = \frac{k}{k-1} AR \left\{ \left(\frac{1}{\xi_a} - 1 \right) (1 - x_a) (T_1 - T_2) + (T_3 - T_2) - \gamma_r (T_4 - T_2) \right\}$$

$$+\left(\frac{1}{\xi_c}-1\right)(1-x_c)(T_3-T_4)\} \quad \dots\dots (6)$$

$$AWe_T = \frac{k}{k-1} AR \left\{ \frac{\phi_a}{\xi_a} (T_1-T_2) + \frac{\phi_c}{\xi_c} (T_3-T_4) \right\} \quad \dots\dots (7)$$

$$\eta = \frac{AWe_T}{Q_{eT}} \quad \dots\dots (8)$$

ただし Q_{eT} : 供給熱量 R : ガス定数 η_r : 再生率 AWe_T : 外部仕事
 η : 熱効率 T_1 : 入口温度 $T_2 = T_1 r^{\frac{k-1}{k} \xi_a}$ $T_3 = \tau T_1$ $T_4 = \tau T_1 r^{\frac{k-1}{k} \xi_c}$

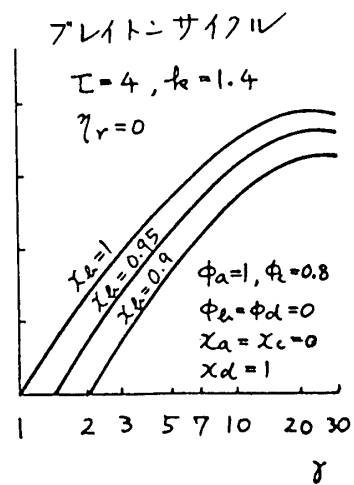
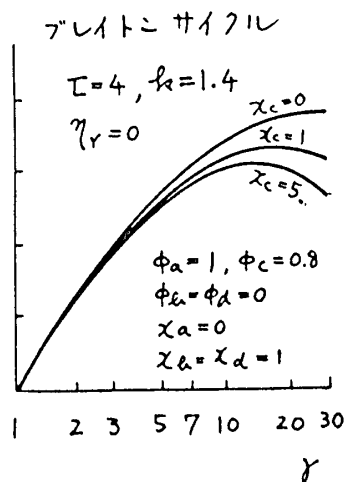
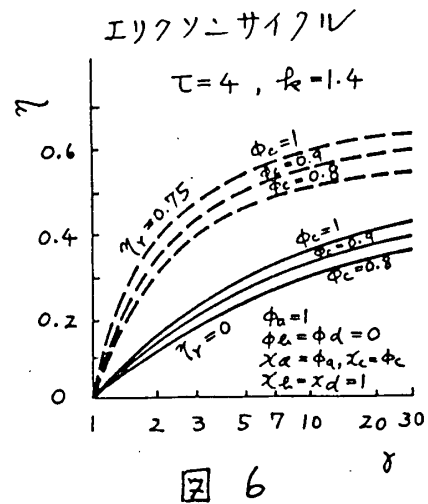
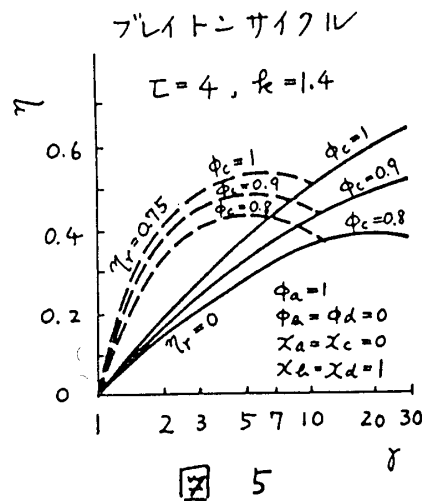
$$\gamma_c = \gamma \frac{1}{x_a} \cdot \frac{\xi_a(x_b-1)-x_a}{x_d-\xi_c(x_d-1)} \cdot \tau^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{1}{x_a} \cdot \frac{\xi_a(x_b-1)-x_a}{x_d-\xi_c(x_d-1)} \quad r: \text{圧力比}$$

τ : 温度比

式(5)~(8)により、サイクルの熱効率におよぼす各変数の影響を調べることもできる。

4. 計算結果

温度比を一定とし、膨張過程の ϕ_c のみを変えた場合の熱効率 η の変化を示したものが図5、6であり、ブレイトンサイクルの方が ϕ_c の影響の大きいことがわかる。また、ブレイトンサイクルのみにつれて膨張過程の x_c の影響を示したのが図7であり、圧力比 r の低い方が影響が大きい。内部冷却を行なうタービンではこの影響を正



しく把握しなければ、ガスタービンの性能を検討することができなっものと思われる。

一方、燃焼過程における圧力損失の影響は x_c により調べる事ができ

き、ブレイトンサイ

クルのみについて示したのが図8であり、上述と異なり圧力比全域について相当影響があることがわかる。

膨張過程が通常の断熱過程とし温度比の多少低い場合と、内部冷却のある温度比の高い場合との熱効率を比較すると、図9のとおりとなる。冷却により持ちこたれた熱量を回収しない場合でも、例えば、 $r=10$ 、 $\tau=3.5$ の断熱過程より、 $r=10$ 、 $\tau=4.0$ の内部冷却タービンの方が2%程度熱効率の高ことがわかり、タービン入口ガス温度を上昇させる場合の検討資料として利用できるものと思われる。

つぎに、同じ温度比、再生率の値にてブレイトン、エリクソン両サイクルの熱効率を比較すると、必ずしもいづれの方が高いともいえず、圧力比によって両者の熱効率が逆となる傾向を示す場合がある。このことは、ガスタービンサイクルの検討にあたり、種々の影響を検討し、最適サイクル条件を選定する必要があることを示唆している。図10、11であり、例えば図10においては $r=5$ 、図11においては $r=2.5$ を境にして両サイクルの熱効率は逆となっていることがわかる。

以上の結果より、ガスタービンサイクルを検討する場合、圧縮、膨張過程において外部授受熱も内部摩擦とともに考慮する必要があることが認められ、また、燃焼過程における圧力損失の影響も同様に考慮することができるとが示された。

5. おすび

(1) ガスタービンサイクルの検討に際し、圧縮、膨張過程において外部授受熱と内

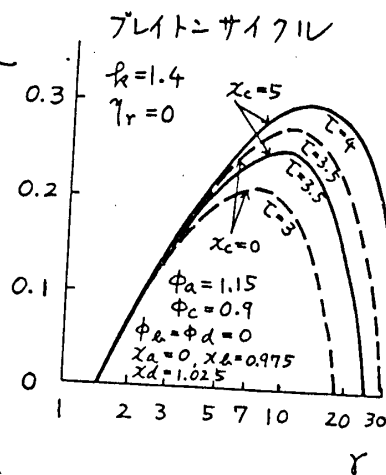


図 9

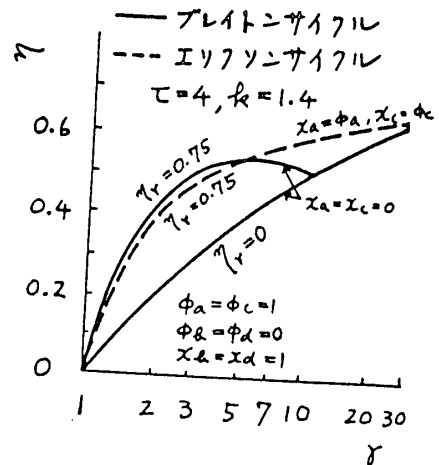


図 10

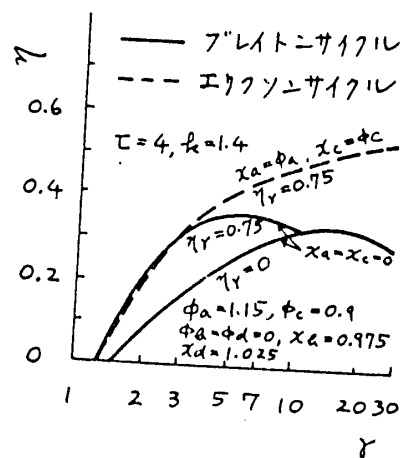


図 11

部摩擦を同時に考慮する必要性を述べ、両者を表わす無次元数を導入してサイクルの各過程とも芝通に解析できることを示した。

(2) ブレイトン、エリクソン両サイクルについて計算した例を示し、上記無次元数などの熱効率におよぼす影響を調べた。

(3) 膨張過程が断熱で、かつ温度比の低い場合と、内部冷却のある温度比の高い場合との熱効率を比べ、入口ガス温度上昇による効果を検討した。

(4) ブレイトン、エリクソン両サイクルの熱効率を比較し、条件により熱効率が逆となる傾向のあることを示した。

本研究を進めるに際しては、北海道大学工学部 斎藤武教授よりご指導いただき、また、計算を行なうに際しては北海道大学大型計算機センター、東京大学大型計算機センター、東北大学大型計算機センターの協力を得た。ここに深く謝意を表す次第である。

文献

- (1) 谷口ほか、機械学会総会講演会論文集、No. 208 (昭44-4)、713.
- (2) 谷口ほか、同 上、No. 700-6 (昭45-4)、805.
- (3) 谷口ほか、機械学会北海道支部講演論文集、No. 702-1 (昭45-10)、223.
- (4) 谷口ほか、北海道大学工学部研究報告、No. 58 (昭45-12)、53.
- (5) 谷口ほか、同 上、No. 61 (昭46-3)、1.
- (6) T. W. Brown, Proc. Inst. Mechanical Engineers, Vol. 162 (1950), 167.
- (7) J. M. Stephenson, ARS Journal, Vol. 32 No. 2 (1962), 266.
- (8) W. Traupel, B. W. K. Bd. 14 Nr. 8 (1962), 361.
- (9) H. May, Trans. A. S. M. E., Ser. A Vol. 87 No. 1 (1965), 57.
- (10) B. H. ПАПНОВ, ЭНЕРГЕИКА, No. 4 (1966), 61.

種子 島 時 休 (東海大学)

1. まへがき。 ガスタービンは、従来ほとんどブレイトンサイクルの筈が、実用されてきた。しかし、このほかに フリーピストン ガシフヤー サイクルも実施された。こゝにのべるエンジン ガシフヤーは、フリーピストン ガシフヤーとよく似ているものであり、レシプロとガスタービンを組み合わせたものであるから、コムパウンドエンジンの部類に属するものとも言へる。しかし、コムパウンドエンジンは、レシプロが主役で、ガスタービンは補助的な存在に過ぎない。これに反し、エンジンガシフヤーはガスタービンが主役である。であるから、エンジンのクランク軸からはトルクは少しも出力軸には出てこないものである。即ち、レシプロ部分のトルク変動は出力軸には関係のないものとなる。又、エンジンガシフヤーとフリーピストンガシフヤーとはサイクル計算的には類似であるが、構造的には両者は異っている。又、ガスタービンのサイクルの中に、レシプロ部分を含ませることは賛成できないという思想もあるようだ。しかし、レシプロの長所とガスタービンの長所を組み合わせるよいものができるなら、研究する価値があるであろう。特に、最近のように車両用の内燃機関の排気ガス汚染の問題が重視されてきた時侯において、エンジンガシフヤータービンは一つの大きな特長を發揮するものであると考える。即ち、エンジンガシフヤーのシリンダの中では、成る可く燃焼をおくらし、むしろ、アフターバンを行うように工夫し、最高圧力と最高温度を下げて Nox の発生を防止する。又、アフターバンのために量が多した CO と HC は二次燃焼させて、排気エネルギーをましえタービンで利用するのである。現在考えられているエンジン プラス排気浄化装置は、両燃焼で CO と HC を処理しても、その発生した高温を利用することはむずかしい。之に反し、エンジンガシフヤーであると、前述の通り自然にこの熱が利用されるのである。さて以下、エンジンガシフヤーの原理、サイクル計算について述べよう。

2. エンジン ガシフヤー タービンの作動原理 FIG. 1 参照

エンジンガシフヤーは直接トルクを出さぬから、単純であつても向差支へない。種々のピストンの配列が考えられるが、こゝでは説明が、簡単であるから対向ピストン型を例に取つた。後で、実数値計算に示すように、その行程容積を約 400 cc として FIG. 1 は各部の寸法を決めてある。さて、B で示されるエンジンシリンダーの出力は軸に回転力を伝へ、それはブロワー A を駆動する。即ち、エンジンの出力はブロワー駆動にのみ使用される。ブロワーの型式は遠心、軸流式等は高速回転を必要と

日本ガスタービン会議講演論文集 ('73-6, 第1回定期講演会)

するので、増速ギヤが面倒である。そこで、エンジンと直結できるもので、具合のよいものを開発する必要がある。指圧回効率及機械効率のよいロータリータイプが開発される可能性がある。但し、レシプロ形式はよくない。吐出圧力は最大 $4 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ 位までが適当である。

何故ならば、この程度の圧力の方が、ブローモータービンも構造が簡単でよいからである。尚タービン温度もモダレートである。さてブローから出た圧縮空気(実は掃除空気)はエンジンの掃気ポートに吹きこまれ、ユニフロー的に排気ポートに向い、こ

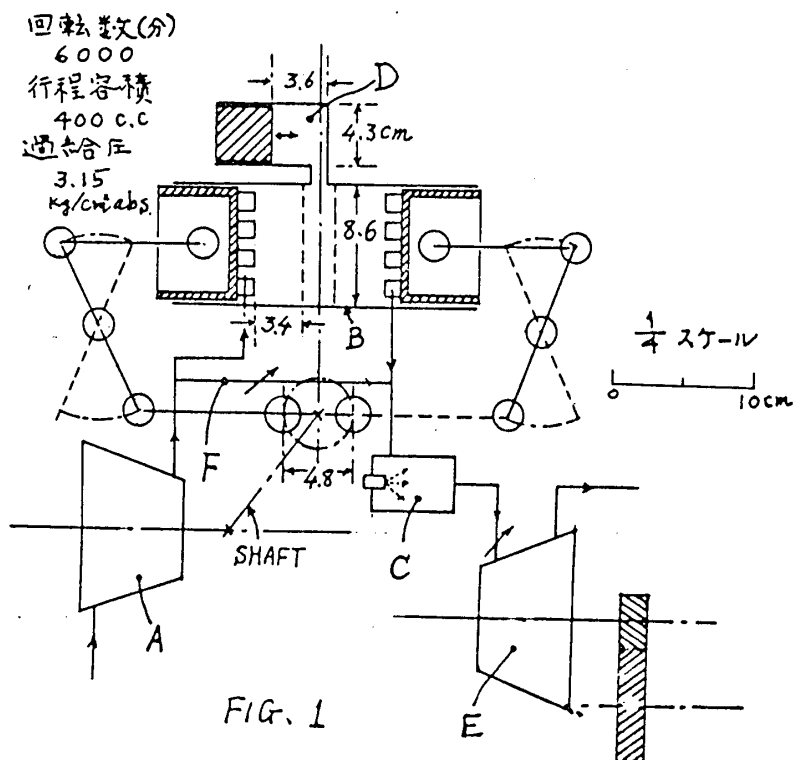


FIG. 1

から流出する。そして、ガス溜りCで排気ガスと燃焼にあずからぬ残部の掃気が混合して、中圧 ($3.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$) で $400^\circ \sim 500^\circ \text{C}$ の動力ガスを得る。ガス溜りCには、要すれば、燃料弁が附属され、高出力を必要とする場合は、2段燃焼を行はせることもできる。但し、この場合はタービン噴口は可変形を使用し、ガス溜りの圧力の上昇を防止することにする。若しガス溜りの圧力が高まると、それより上流にあるエンジンの性能が変わるので、別の解折をせねばならぬ。タービンEの出力は減速装置を介して外部へ取り出される。であるから、このタービンはガストルクコンバータでもある。又、ブローから、大量の空気が掃排気ポートを流過するから、全部の掃気をシリンダーを通すと、エンジンの構造によつては、圧力損失が大きくなることも考えられる。その場合は、Fにより一部の空気を直接ガス溜りへ、バイパスさせることも考えられる。

さて、二、には一例としてロツカーアーム型のエンジンを示した。又、サイクルは2サイクルでも4サイクルでも制限はない。ガソリンでもディーゼルでも応用できる。しかし、最終的には、適当なロータリーエンジンと組み合わせるのが、理想的ではないかと考えている。元来、ロータリーエンジンは、排気ガスにCOやHCを多く含んでいる。そのため、アフターバンの効果を充分発揮できる筈である。以下のべるサイクル計算法は、ロータリーにも通用できるものである。

3. 熱力学的サイクル計算式

FIG. 2 に示すように、

A = 面積 a 345C

$$= \frac{1}{m_2 - 1} (P_4 V_4 - P_5 V_5) + P_4 (V_4 - V_2) \dots \dots (1)$$

B = 面積 $a21C$

$$= \frac{1}{m_v - 1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \dots \dots (2)$$

412

$$\alpha = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}$$

$$\xi = \frac{V_1}{V_2} \dots \dots \text{壓縮比}$$

とすれば、

$$A = P_4 V_1 \left[\frac{1}{n-1} \left\{ \frac{\alpha}{\xi} - \left(\frac{\alpha}{\xi} \right)^{m_2} \right\} + \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{m_1}} (r-1) \right] \dots\dots\dots (3)$$

$$B = \frac{P_1 V_1}{n-1} (E^{m-1} - 1) \dots \dots \dots (4)$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$L_i = (A - B) \text{ Kg.m / Kg}$$

$$L_k = \frac{k}{k-1} RT_I \left(n_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$R_c = \frac{P_{II}}{P_I}$$

エネルギー バランス から

$$Li \eta_m = \frac{L_k \cdot 5}{\eta_k} \quad \eta_k = 0.85 \quad \eta_m = 0.9$$

$$\therefore \zeta = \frac{L_0 \omega_n \omega_n}{L_n} \quad \zeta \text{ は ダリベリ } \nu\text{-シヨ という} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$P_5 = P_4 \left(\frac{\sigma}{E} \right)^{m_2}$$

$$T_5 = \frac{T_4}{\left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

±2, FIG. 3 において,

$L_c = \text{面積 } 55'15$

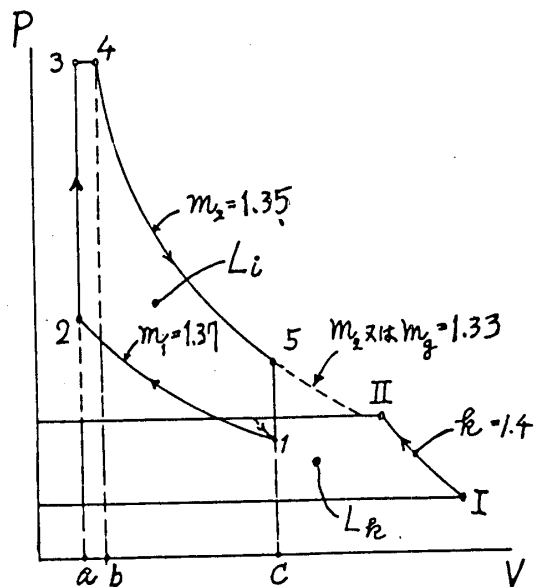


FIG. 2

§ (5)

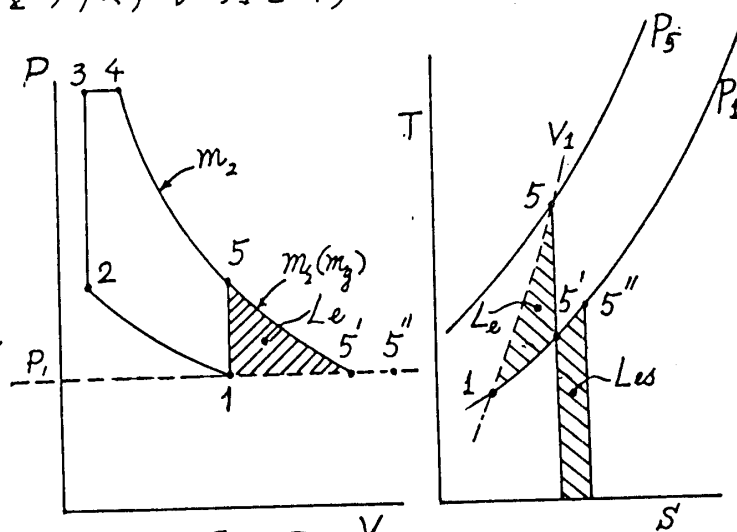


FIG. 3

さらに,

$$L_e = \left\{ \frac{m_2}{m_2 - 1} (P_5 V_5 - P_5' V_5') - (P_5 - P_5') V_1 \right\}$$

$$T_5' = \frac{T_5}{\left(\frac{P_5}{P_5'} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}}} \quad \nu_3 = \frac{P_5}{P_5'}$$

$$L_e = P_5 V_1 \left[\frac{m_2}{m_2 - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\nu_3} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} \right\} - \left\{ 1 - \frac{1}{\nu_3} \right\} \right] \dots\dots\dots (7)$$

L_e は排気のカイネティック エネルギー である。FIG. 3 において,

$$L_{es} = L_e$$

$$L_{es} = C_p' (T_5'' - T_5') J$$

$$\therefore T_5'' = T_5' + \frac{L_e}{C_p' J}$$

混合ガスの温度 (T_m)

$$C_p' (T_5'' - T_m) = (T_m - T_1) (5 - 1) C_p \quad C_p = 0.24 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_m = \frac{T_5'' + \frac{(5 - 1) C_p}{C_p'} \cdot T_1}{\frac{(5 - 1) C_p}{C_p'} + 1} \quad C_p' = 0.27 \text{ Kcal/kg} \dots\dots\dots (8)$$

タービン出力 (L_t)

$$L_t = \frac{m_g}{m_g - 1} \left(1 - \frac{1}{\nu_t^{\frac{m_g - 1}{m_g}}} \right) R T_m \text{ kg.m/kg} \quad R = 29.27 \quad m_g = 1.33 \dots\dots\dots (9)$$

毎ストロークに, シリンダーを通過するガス量 (G_o kg/stroke)

Δ ... シリンダー ストローク ヴォリューム (C.C)

$$G_o \text{ kg/stroke} = \Delta \times \frac{5}{5 - 1} \times \gamma_1 \times 10^{-6}, \quad \gamma_1 = \frac{1}{V_1} = \frac{P_1}{R T_1} \dots\dots \text{kg/m}^3$$

N_s ... R.P.S とすれば,

毎秒シリンダーを通過し燃焼にあずかるガス量 (G kg/sec) は

$$G = G_o \times N_s$$

故に, エンジン出力 ($H.P_E$) は

$$H.P_E = \frac{(A - B) \eta_m \times G}{75} \dots\dots\dots (10)$$

ガスタービン出力 ($H.P_T$) は

$$H.P_T = \frac{L_e \eta_t \cdot G \cdot 5}{75} \quad \eta_t = 0.85 \dots\dots\dots (11)$$

熱効率 (η_u)

η_u = 空気過剰率, H_u = 燃料発熱量 (Kcal/kg), Q_o = 発熱量/混合気 kg とすれば

$$Q_o = \frac{H_u}{1 + nL}, \quad L = 15 \text{ (理論混合比)} \dots\dots\dots (12)$$

$$\therefore \eta_{th} = \frac{L_c \eta_{c5}}{Q_o \times 427} \dots \dots \dots (13)$$

アフターバーナーを動かしたときの効果は、

2段燃焼により、 T_m を ΔT_m だけ高める。但し可変噴口を使用して、タービン入口圧力を一定とすると、出力の増加割合は、

$$\frac{T_m + \Delta T_m}{T_m} = 1 + \frac{\Delta T_m}{T_m} \dots \dots \dots (14)$$

このときの熱効率は、アフターバンで加えられるヒートは、 $Q_A = C_p(T_b - T_m)$ であるから、

$$\eta_{th} = \frac{L_c \eta_{c5} (1 + \frac{\Delta T_m}{T_m})}{(Q_o + 5Q_A) J} \dots \dots \dots (15)$$

4. 実数値計算例。数値計算の結果をオ=表に掲げる。Case Iはブロワの吐出圧力を3.5 kg/cm²とし、Case IIは2.5 kgとした場合である。何れも2サイクルガソリンエンジンとした。Case Iで、フルの場合圧縮比は3.85となる。スタート時及び部分負荷時は、圧縮比(ε)を可変にした方が、性能はよくなる。例えば次表に見るよう12スタート時に、ε=8を得るためには、Fig 1で示した

副燃焼室の内部のピストンを全閉にすればよいことがわかる。図は計算して出した手法であるが、副燃焼室は比較的小型である。さて数値計算の結果より見ると、僅か

	スタート	フル
ε	8	3.854
P ₂	19	20
m ₁	1.4	1.37

400 ccのエンジンであるが、そのタービン出力は89.17 HPであるから、意外に大きいものである。勿論エンジンとして使用しても71.76 HPであるから400 C.C.として(排気タービン送給負付)は非常に大きな性能である。その原因は過給圧の高いこと及び2サイクルであるためでもある。但し71.76 HPは過給器駆動の出力を差引いた値である。この場合機械駆動過給機の効率を0.85としε=1.1とするとエンジン出力は44.8 HPとなる。であるから、エンジンがシフターとして使用しなければ意味がない。而も前述のようは、ガスタービンは結局ガストルコンであるから車両用としてはtwo petal式となる。尚ガスタービンはガスの温度が低いから、高価な耐熱鋼を必要しない。又計算結果は熱効率が20%前後で低い結果がでている。之はNox対策のため最高温度と最高圧力を抑えたので仕方のないことである。現用エンジンでも之を抑えると大体同じ位の効率となる。アフターバーナーの効果はオ=表に掲げておいた。ガスタービンの温度を200℃高めるだけで出力は89 HPから113 HPになり、熱効率は殆んど同じである。又オ=表には点火時期を後ろへして、シリンダ中に更に余剰燃料を後燃させることを考え、試みとしてm₂=1.2としてその効果を調べた。この場合は出力は113 HPとなり、熱効率は22.2%になることを示している。或は、全表にはCase Iにつきブロワ効率を75%に下げた効果も併記した。この場合出力の低下は89.17から82 HPで僅かである。

5. 結び。この解析はまだエレメンタリーのものに過ぎない。しかし、筆者はかつてフリーピストンガシフヤーを実験研究した際、ほとんどこれと同じ公式を用いて、運転に成功した経験があるから、式中に用いた諸假定は、そんなに実情と合はぬものではないと考えている。とまれ、エンジンガシフヤーはフリーピストンと異なり、エネルギーがキャリーオーバーを持つものであるから、ガシフヤーの安定性は普通のエンジンと全く同じである。只、前者が自然的に可変圧縮比型であるのに対し、これは何等かの圧縮比変更装置を開発せねばならぬ。又、ブレイトンサイクルガスタービンに比べると、高温耐熱鋼、熱交代複雑なコントロール装置等は一切必要としないので遙かに簡単である。熱効率、後燃えの研究を充分行えば一層向上するであろう。従つて、排気降化に有効な手段となるガスタービンであると考えられるものである。

要目	種別	表一		表二		
		Case I	Case II	$T_m = 753^\circ K$ (Case I)		
タービン圧 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$		3.15	2.25	ΔT_m	$1 + \frac{\Delta T_m}{T_m}$	μ
P_2		3.5	2.5	100	1.133	101
P_1 $\delta_s = 0.98$		1.0123	1.0123	200	1.266	113
λ_{te}		3.46	2.47			
δ_1		0.9	0.9			
P_1		3.15	2.25			
P_2 (Give)		20	20			
δ		3.8543	4.9272			
T_x $T_a = 288^\circ K$ $\delta_x = 0.85$		432	387.85			
ΔT		50	50			
T_1 $^\circ K$		482	437.85			
T_2 $^\circ K$		794	790			
$P_3 = P_4$ $\text{kg/cm}^2\text{abs}$		50 (give)	50 (give)			
E		2.5	2.5			
T_3 $^\circ K$		1985	1975			
T_4 $^\circ K$		2273 (give)	2273 (give)			
σ		1.145	1.15			
A kg.m/kg		$16.57 \times 10^4 \times V_1$	$14.827 \times 10^4 \times V_1$			
B kg.m/kg		$5.5 \times 10^4 \times V_1$	$4.8897 \times 10^4 \times V_1$			
V_1 m^3/kg		0.44788	0.5696			
L_i kg.m/kg		49580	56602			
Δ $^\circ C$		400	400			
$\Delta X \zeta / (\zeta - 1)$		540	502			
γ_i		2.233	1.7556			
G_0 kg/stroke		0.001206	0.00088			
R.P.S.		100	100			
G kg/sec		0.1206	0.088			
μ_e $\eta_m = 0.9$		71.76	59.7			
L_{te} kg.m/kg		12938	9037			
ζ		2.9315	4.79			
η_s		3.085	3.117			
P_5 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$		9.712	7.013			
$L_e = L_{es}$ kg.m/kg		13313.4	12423			
T_5 $^\circ K$		1239.9	1138			
T_m $^\circ K(^\circ C)$		753 (480)	598 (325)			
L_c kg.m/kg		22024	12865			
$G \times \zeta$ kg/sec		0.3535	0.42152			
μ		89.17	61.459			
η_{ch} %		19	17.8			

$m_2 = 1.2$ (Case I)		
A	$17.8885 \times 10^4 \times V_1$	
B	$5.5 \times 10^4 \times V_1$	
L_i kg.m/kg	55486	
E	1.12	
ζ	3.281	
η_s	3.698	
P_5	11.1165	
L_e kg.m/kg	13313.4	
T_m $^\circ K(^\circ C)$	863 (590)	
L_c kg.m/kg	25240	
μ μ	113.2	
Anti	1.08	
η_d %	22.2	
* 燃料の増力比		
Case I でプロウ効率を 75% とすると		
ζ	2.587	
T_1 $^\circ K$	482 (大差なし)	
T_m $^\circ K$	796 (536K)	
L_c	23281 (22024)	
μ	82.32 (89.17)	
即ち、プロウの効率の低下による タービン出力の低下は僅かである。 理由は η_e が落ちるとは減るが T_m が高くなるので出力は割合に 落ちないからである。		

神保喜一 (石川島播磨重工業)

1. まえがき

ソニックアナリシス (SONIC ANALYSIS) という言葉は我が国ではまだ耳新らしく振動解析 (VIBRATION ANALYSIS) ほど広く使われてはいない。然しこの言葉も振動解析と同様に、機械から発生する音響を計測しその内容を解析することによって機械の作動状態を診断しようとする手法を意味する。

米国に於ては、大分以前から二、三の航空エンジンメーカーがソニックアナリシスの研究⁽¹⁾を行っており、既に音響を測り、極めて手軽に機械の診断を行うソニックアナライザ⁽²⁾ (SONIC ANALYZER) も市販されている。

ソニックアナリシスの究極の目的である機械の診断にまで至るには、長期に亘る実験と多くの費用を必要とする。特に近年回転機械の音響も別な意味で重要な意義を持つてきたから、我々は音響計測の技術を確立する必要性を感じ、ソニックアナリシスの予備的研究を行ってきた。本文はこの予備的試験の結果を紹介するものである。

2. 試験内容

前述の通り、ソニックアナリシスの究極の目的は運転中の機械の診断 (正常に動いているか? 不具合があるか? 不具合があれば何処が悪いのか?) にある。これはいわば医者が患者を診察して病気の有無、病状の程度を推測するのに似ている。

ここでは先づ、患者の症状を正確に表示するための方法を確立することが第一歩であると考えた。従ってマイクロフォンの適切な位置、方向、支持方法、テープの記録速度、時間、最適なエンジン運転条件、同一運転条件でのバラツキ、屋内、屋外セルの相違、解析方法などについて検討した。

2-1. 供試エンジンおよび供試試験装置

(1) J3-IHI-7C ターボジェットエンジン (推力 1,400 kg)

(2) T64-IHI-10 ターボプロップエンジン (馬力 3,060 HP)

(3) JT8D-7 ターボファンエンジン (推力 6,350 kg)

(4) T58 エンジン + BLC 装置

日本ガスタービン会議講演論文集 ('73-6, 第1回定期講演会)

(5) 超音圧縮機

2-2. 計測器具及解析装置

(1) コンデンサマイクロフォン

(TYPE $\frac{1}{2}$ " 4133 B&K社製)

(2) プリアンプリファイヤー

(TYPE 2619 B&K社製)

(3) マイクロフォンパワーサプライ

(TYPE 2801 B&K社製)

(4) 標準音圧発生源 (PISTONPHONE)

(TYPE 4220 B&K社製)

(5) データレコーダ

(TYPE NAGRA IV-D KUDELSKI社製)

(TYPE FR-1300 AMPEX社製)

(6) リアルタイム・パワースペクトルアナライザ装置

(TYPE SD 1007-5B SD社製)

2-3 計測方法

図1に計測系統の一例を示す。一般にマイクロフォンは圧縮機近傍とタービン近傍とに各1個設置し、パワーサプライを介してその出力はデータレコーダに記録した。供試エンジンは、所定の回転数 (IDLEからMAXまでの間の) に設定し、この間20秒~2分の計測時間で発生音を記録した。テープの送り速度は15 IPS、と

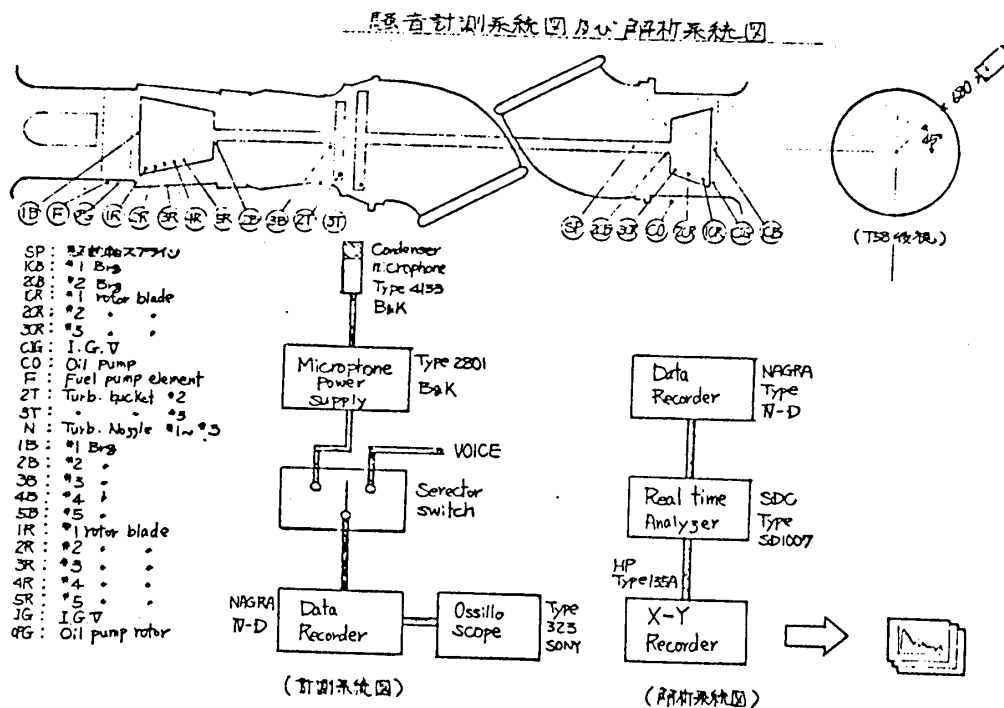


図 1. 計測系統図

7½ IPS, の2種を選用。

2-4. 解析方法

データレコーダに記録されたデータは、リアルタイムパワースペクトルアナライザを通してX-Yレコーダの記録紙に表示される。

データ解析には標準音圧発生源から生ずる124[0dB]の音圧を基準音として利用した。エンジン回転数は所定値に設定されていても多少の変動をもたない、流入空気状態、燃焼状態も必ずしも一定ではない。従って発生音も或る範囲で変動しているわけである。このためデータの瞬時値を記録することは、必ずしも計測時のエンジン状態と正確に表示することにはならず、むしろ平均値を表示することの方がより正確といえる。この観点からアンサンブルアベレージ (Ensemble Average) 法を採用し解析を行う。E. (1, 2, 4, 8, 16, 32, 64, 128, 256 の9種について比較。) なお、同一計測データ内でのバラツキを調べる目的で計測開始より5秒後、10秒後、15秒後に解析を開始して結果の比較を行う。

解析周波数は0~10 KHz (1部0~20 KHz) である。

発生周波数成分についての判定は可能な限り実施した。1例をあげると、J3エンジンについては、

Comp. Rotor BLADE (#1~#8), Comp. STATOR VANE (#1~#7),
TUBE. NOZZLE, TURB. BUCKET, INLET GUIDE VANE, MAIN BRG. (#1~#3),
GEAR (OIL PUMP DRIVE SHAFT & FUEL PUMP & M.F.C. DRIVE SHAFT),
GEAR ACCESSORY DRIVE, OIL PUMP ROTOR, FUEL PUMP ELEMENT,
などで、最高3次までの回転次数とした。

発生周波数の計算方法は下記の通りである。

$$\left(N[\text{エンジンの回転数(RPM)}] / 60 \right) \times \left\{ \begin{array}{l} \text{ROTOR BLADE の 枚数} \\ \text{STATOR BLADE の 枚数} \\ \text{BRG. ボール数及ローラ数} \\ \text{各 GEAR の 歯数} \\ \text{その他} \end{array} \right\} \times \text{回転次数}$$

3. 試験結果

3-1. 試験回転数

一般に回転機械によって生ずるトータルスペクトラム (TOTAL SPECTRUM) は

(1) ノイズスペクトラム (NOISE SPECTRUM), (2) 不連続周波数 (DISCRETE FREQUENCY) の2成分によって構成されている。ノイズスペクトラムは極めて複雑でこれを解明することは、現在では不可能なので、回転機械の診断にあたっては、専ら不連続周波数

に頼ることになる。低減エンジンは各回転数に応じて夫々異なり、E-トータルスペクトラムを持つ事は容易に想像出来る。エンジン回転数を上昇させると一般に不連続周波数の音圧レベルも増加するが、ベースにあるノイズスペクトラムも増加するので、判定には必ずしも得策ではない。種々検討した結果、一般にIDLE回転数がソニックアナリスに最適な回転数と思われる。図2, 3に夫々、IDLE, MAX回転数での解析例を示す。図2に示す通り、スペクトラム中の不連続周波数はそれぞれ発生源との対応がついている。

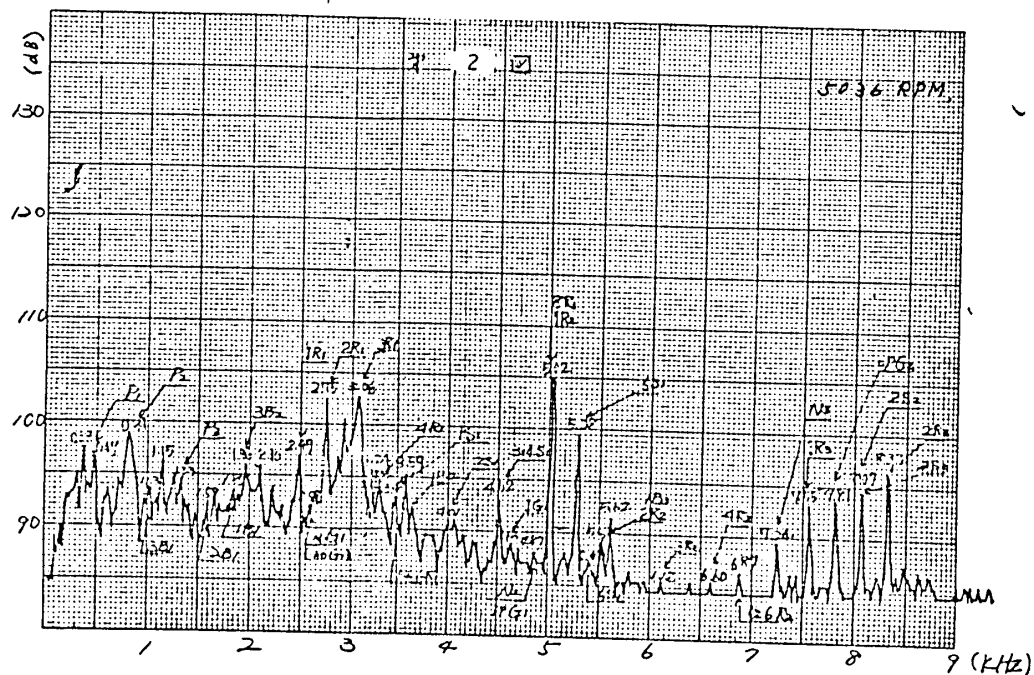


図 2. IDLE 回転数での解析例

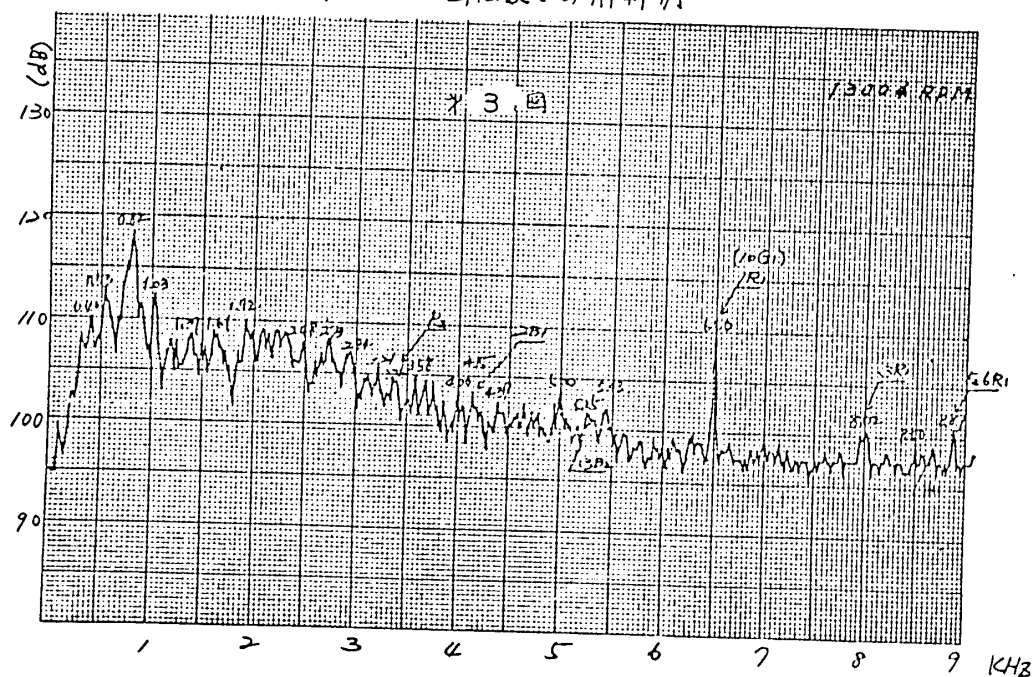


図 3. MAX 回転数での解析例

3-2. アンサンブルアベレージ数

アンサンブルアベレージ(E/A)数の相違が解析結果に与える影響について検討した結果の一例を図4に示す。

E/A 数が特に小さい場合は他に較べてノイズレベルが大きく、個々の発生周波数を把握し難い。 E/A 数が16以上では多少の例外はあるがほぼ同程度でパターンも類似してくる。 E/A 数が余り大きくなると解析に時間がかかるので、これらを総合してエンジンの解析には E/A 数は32程度が最適であると判断した。

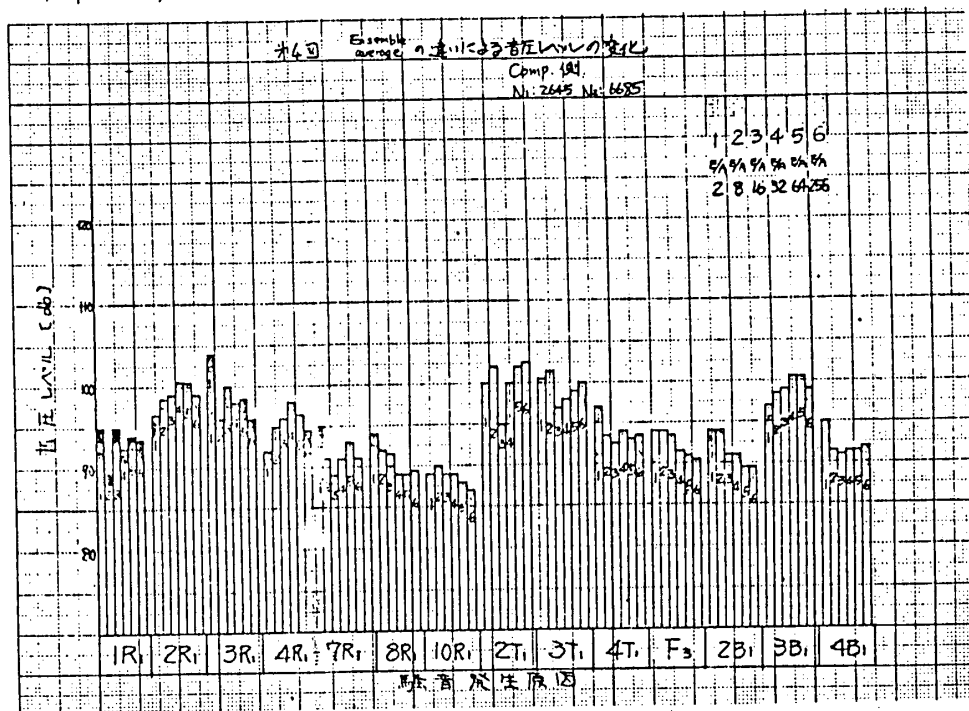


図 4. E/A 数の違いによる音圧レベルの変化の一例

3-3. 同一運転条件でのバラツキ

運転条件が同一でも発生音には相違のあることは前述の通りであるが、この種のデータの一例を図5に示す。例外もあるが平均3~4 dBでパターンには大きな相違は見られない。

3-4. 同一テスト内のバラツキ

前述の通りテストに記録している時間は20秒~2分であるが、このうちで解析に使用した個所の違いがデータに与える影響を調べる。図6はその一例である。最大5 dBの差があるが平均して1~2 dB程度であり、パターンも殆んど同じである。

3-5. エンジン機種の相違

(省 略)

4. むすび

ソニックアナリシスは振動解析に比較してトランスデューサの取付位置の制約も少

田中英穂 (東大中航研)
 * 花村庸治 (東大中航研)
 山口和夫 (東大中航研)

1. 緒言. ガスタービンの発展に伴って、その安全対策上種々な問題が提起されるが、翼列の振動問題もその一つで、翼列の振動時の空力的減衰特性を知ることは非常に重要なことである。この翼列の空力減衰特性に関して従来も既に理論、実験両面から種々研究されて来ているが、未だその実験資料に関しての整備は必ずしも十分ではない。著者は従来比較的食違い角の小さい翼列で各翼の弦中心から弦長 l にある場合の振り振動実験について発表し、¹⁾ポテンシャル理論による解析結果とかなりよく合致すると言う結果を得ているが、今回は食違い角の大きな翼列で各翼のねじり軸の位置を変えた場合について実験資料が得られたのでその結果を表示し、理論計算値との対応など種々検討してみる。

2. 実験概要. 実験は回流水路中に構成された翼列に振り振動を与え、その時流体から受ける変動力を測定した。翼列は11枚の二重円弧翼から成り、各翼はスパン100mm、弦長50mm、そり角 16° 、翼列ソリディティ1.0、隣接翼間振動位相差は $0^\circ, 72^\circ, 144^\circ, 180^\circ, 216^\circ, 288^\circ$ 、振動数は *reduced frequency* ($\frac{\omega l}{U}$, l : 弦長, ω : 円振動数, U : 主流流速) で0.2から2.0迄、振動振幅は 0.06 rad. (コムフレツサの場合の $0.06, 0.03, 0.015 \text{ rad.}$)、流速は約 2 m/sec 、レイノルズ数は約 1×10^5 、翼列食違い角はタービン、コムフレツサ共に 60° 、迎え角は 5° 、振り軸の位置は主として前縁と後縁である。

今回の実験の特長は食違い角が大きいことで、食違い角が大きくなると、食違い角の小さい翼列ではフラッタ限界を与える *reduced frequency* k の値が殆ど1.0以下であつたのに対し、 k が2.0或いはそれ以上の値が必要となつて来る。又今回は振り軸の位置を前縁と後縁にしたが、これは二つの振り軸の位置に対する空力減衰力が分れば、軸位置が任意の振り振動及び並進振動に対する空力力が簡単な計算式²⁾で算出でき、その際出来る限り離れた二つのテータが必要であること、さらに後縁支持の場合には後縁の動きが殆ど無いため理論計算で仮定しているいわゆるフラッタの条件とより十分に満足するであろうと思われるのに対して、前縁支持の場合の後縁の動きが大きくなるのでそれがどのような結果をもたうか、又これがタービン翼列とコムフレツサ翼列とはどう違うのかも興味の対象である。

3. 実験結果. 実験結果は図1~4に変動揚力及びモーメントの振幅 C_L, C_M 及び振動変位に対する位相差 ϕ_L, ϕ_M の k に対する変化と翼間振動位相差 β の各値に対して示してある。図5は二自由度及びフラッタ限界の k と β の振り軸の位置に対する

日本ガスタービン会議講演論文集(73-6, 第1回定期講演会)

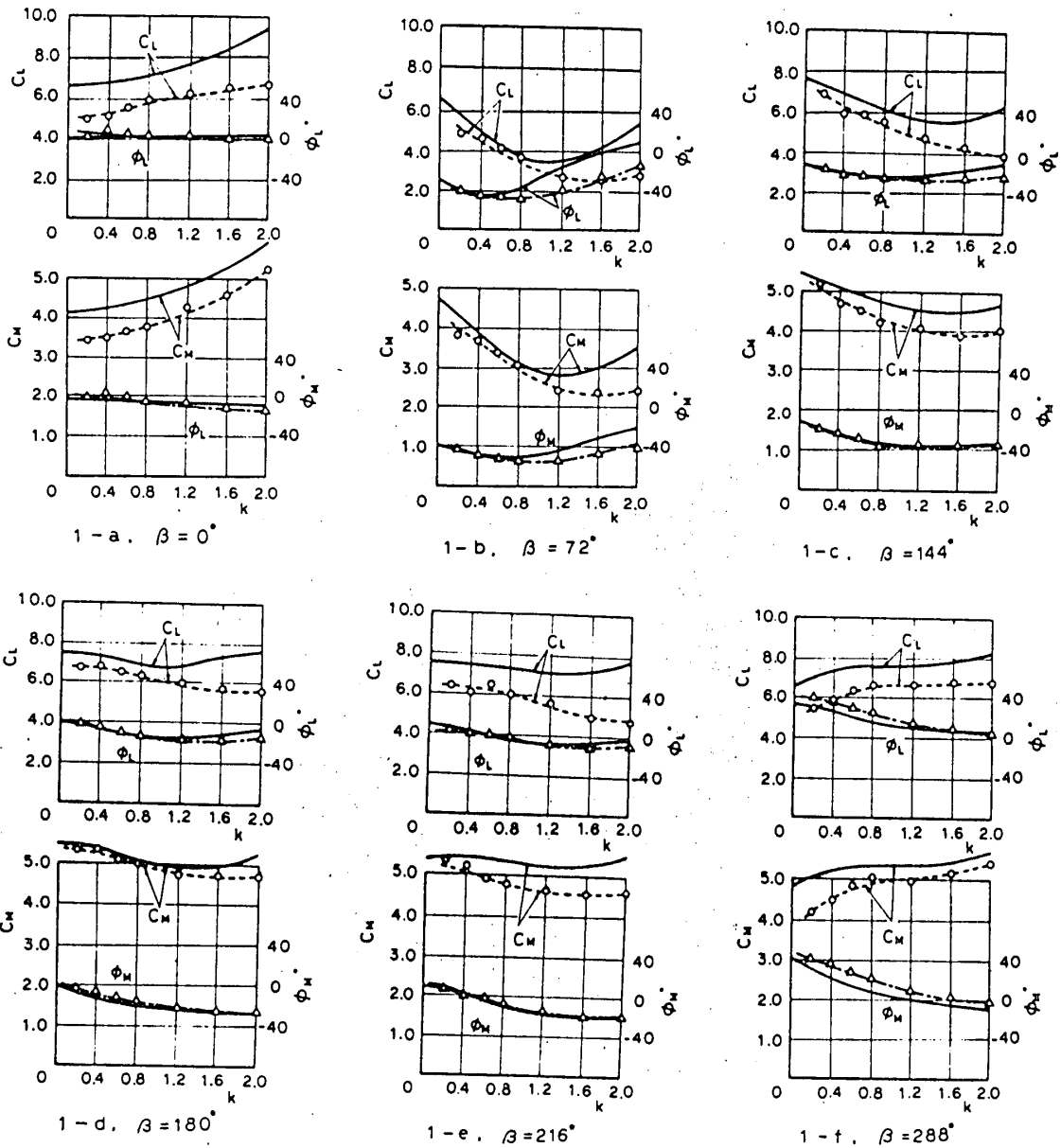


図1 a~f. 各建い角 60° の増進翼列で換り軸が後縁にある場合の変動を気力
 1 で示してある。図1~4 の実線はポテンシャル理論による計算値で、点線は同一実験値
 に各々対応する実験値である。図中 C_L , ϕ_L はこのまう自由度換りフラッタの判定に
 用いられたもので、 ϕ_L が $0^\circ \sim 180^\circ$ 又は $-180^\circ \sim -360^\circ$ であれば C_L 及び ϕ_L が正となり、振動中
 の翼が流体から励振エネルギーを受けることとなり、フラッタの発生を意味する。勿
 論 ϕ_L がこの範囲であつても C_L が小さければ実際には開裁的減衰などによつて必ずしも
 フラッタは生じない。一方 C_L が ϕ_L の方はこの C_M , ϕ_M 及びこれらから算出される並進
 振動時の気力と矢と差違と換りの連成フラッタの解明に必要データである。

次に各場合の結果を検討してやる。先づ図1はタービン翼列で後縁に換り中心のあ
 る場合である。翼変位に対する変動力の位相差 ϕ_L , ϕ_M とともに理論値とよく一致を示
 している。変動力の振中 C_L , C_M はともに理論値よりやや低めと出ているが大体近い値と示
 している。但し ϕ_L が 20° に近づくと理論との差がやや広がり傾向が見えられ、

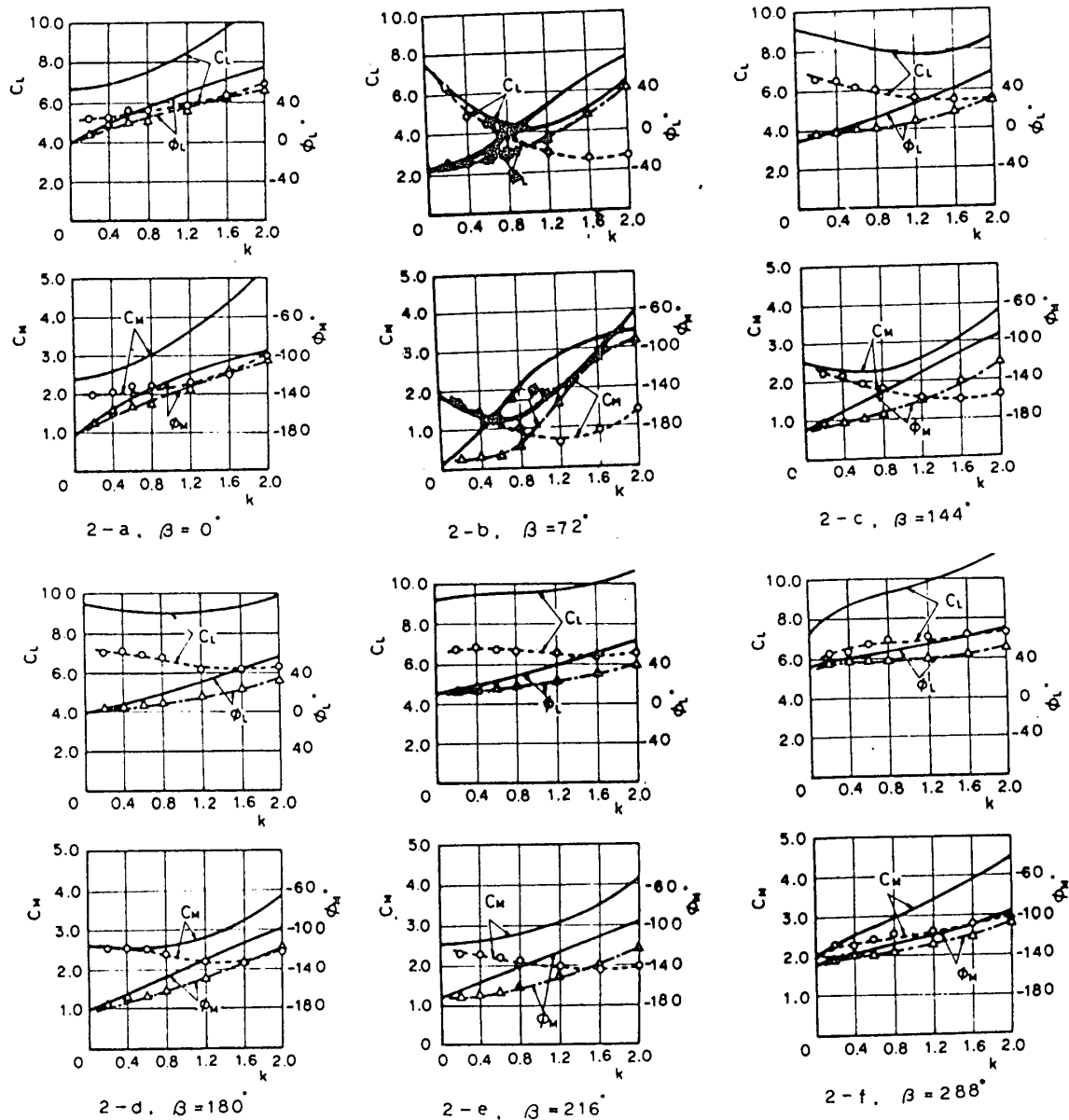


図2 a~f. 食違い角 60° の増進翼列で後軸が前縁にある場合の変動応答力
 全体としてワシントン理論との合致は良いと見てよい。一方図2は同じ翼列条件
 で支持軸を前縁に移した場合であるが、後縁支持の場合と比べると、 C_L, C_M はともか
 く小さく、 C_L, C_M の理論値との差が大きくなり、特に後者が大きくなるにつれてその差
 が大きくなる傾向を示す。この両図の場合とも次のコムプレッサ翼列に比べて変動力
 振幅が理論値より低く出ることが特長である。尚一自由度フラッタの発生限界につ
 いて云えば、後縁支持の場合は図1~fの翼内振動位相差(背面側の翼が逆みの場合正と
 する) $\beta = 288^\circ$ の場合がそれであり、理論値よりやや危険側に出ている。一方前縁支持の場
 合は図2-bがそれであり、翼内振動位相差は後縁支持の場合と逆に $\beta = 72^\circ$ となるが、これ
 は非定常の揚力中心の反対側に支持軸が来たと見ることが当然である。なおフラッタ限界
 を示す左の値はこの場合理論値よりもかなり危険側に出ている。連成フラッタ成
 りは地軸の位置の一自由度フラッタの資料はこの両図から算出できようが、その

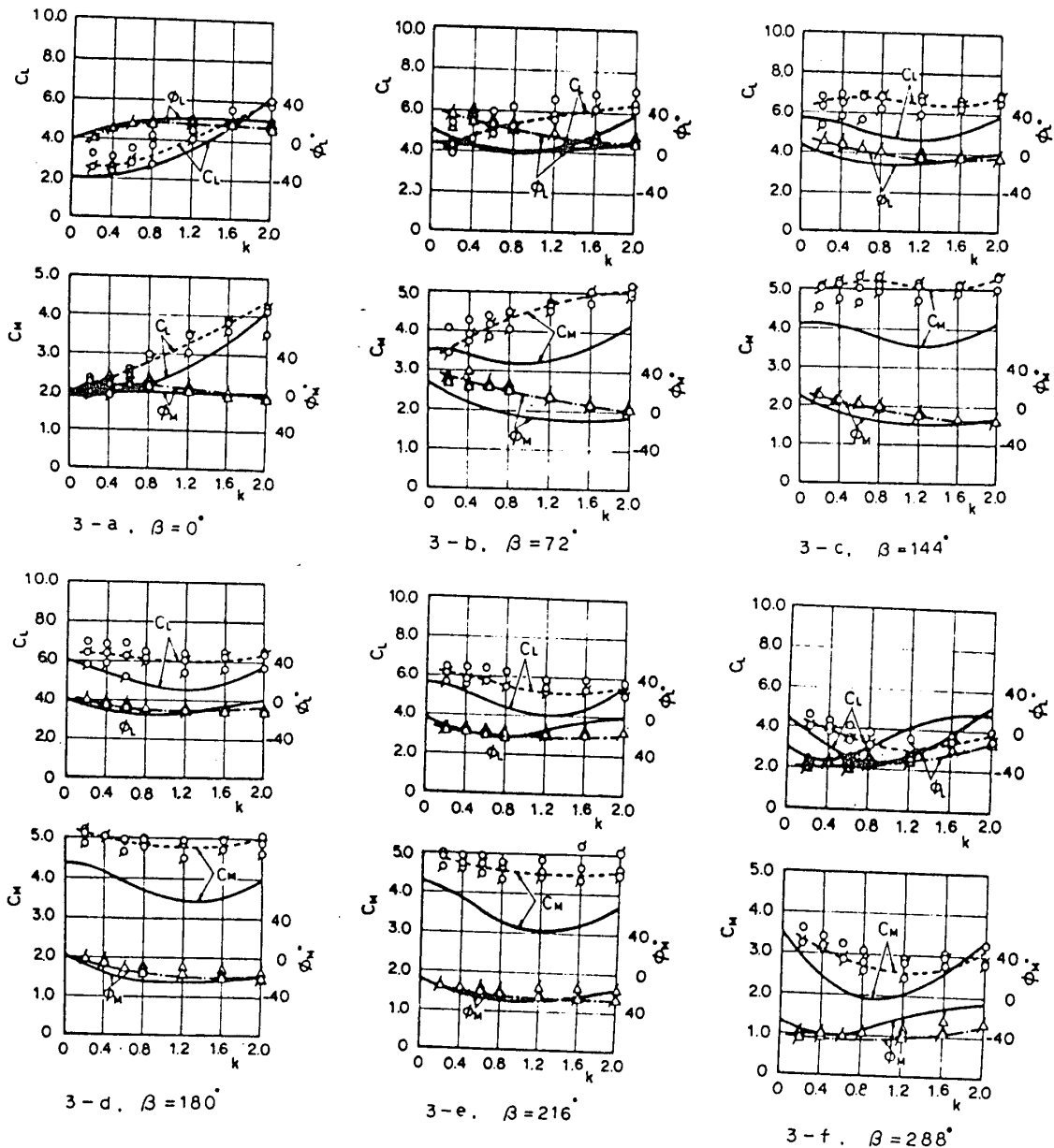


図3-a~f. 会連いの角が60°の減速型列で後軸にあり3陽余の変動を近力除の誤差は図2程度と思われ。

次にコムプレッソ型列について同様の実験を試みたりが図3, 4である。図中三種の角があるが、これは振動振巾の違いで、 ϕ , Δ が0.06rad, ϕ , Δ が0.03rad, ϕ , Δ が0.015radの場合であり、変位に対する位相差 ϕ , ϕ_M は三種とも大体一致しているが、変動力振巾 C_L , C_M は多少のばらつきがあり、その方向は必ずしも一致してはなく、振巾依存性については一律な結論は下し難い。図3の後軸支持の場合をみると、 ϕ , ϕ_M についてはネービンの場合と同様に理論と実験は大体一致を示しているが、 C_L , C_M については ϕ が小さい場合は理論より大きめに、 ϕ が大きくなるにつれて逆に理論値より小さくなることもある。一方前軸支持の場合は ϕ , ϕ_M の理論値とのずれも大きく、 C_L , C_M のずれの傾向は後軸支持の場合と同様であるが、その程度は著しくなる。次にコムプレッソ型列での一自由度後軸支持の光生限片をみると、前軸支持の場合

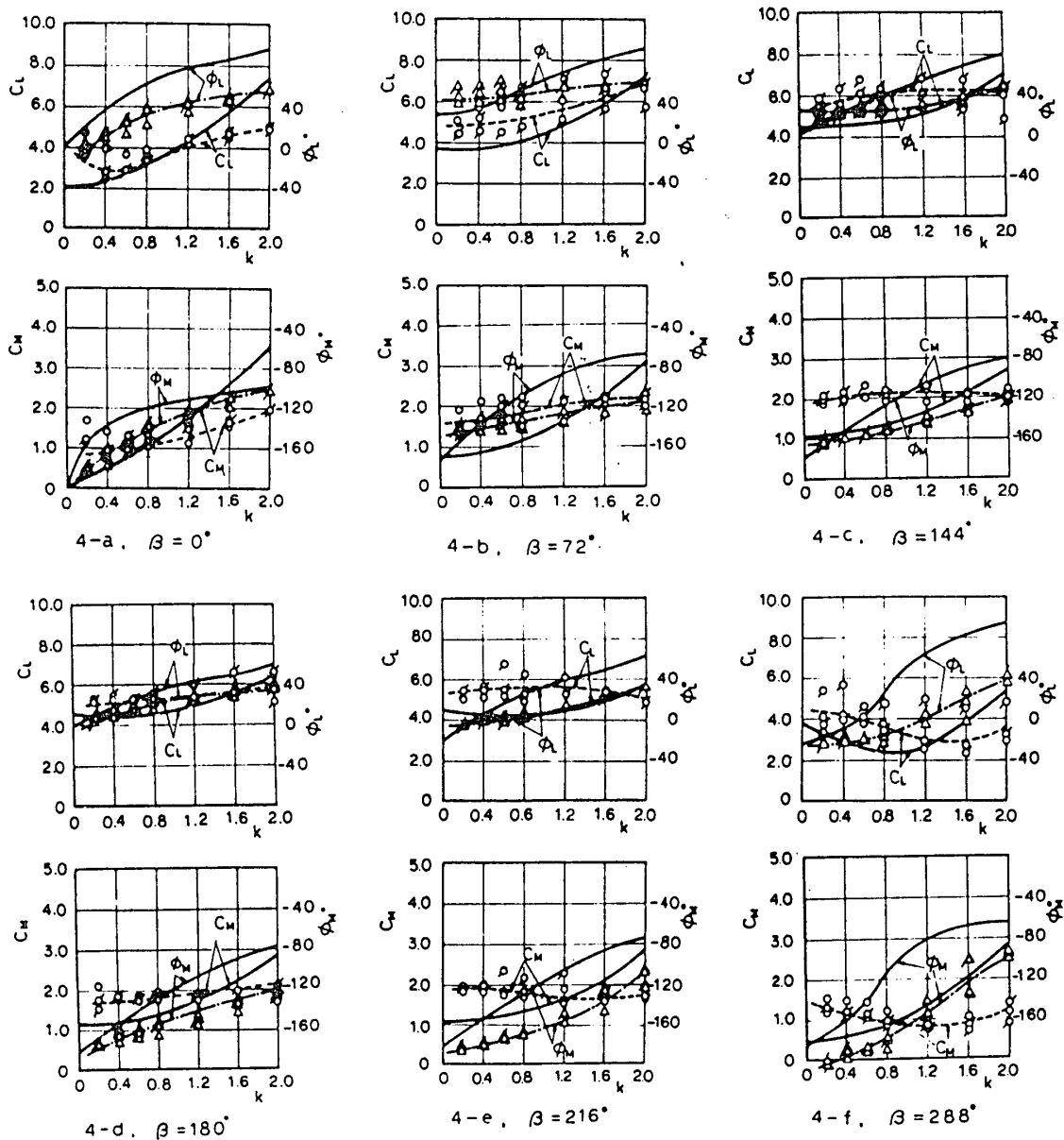


図4 a~f. 食違い角 60° の減速量 β で振り軸の方位にある場合の変動を矢力
 $\beta = 288^\circ$ (図4-f) において理論値よりかなり危険側に出ている。この危険範囲も広
く、例えど $\beta = 288^\circ$ の前後 $\beta = 0^\circ$ (図4-a) 及び $\beta = 216^\circ$ (図4-e) の場合を理論的に安全
な場合でも実験ではかなり小さい所でのフラッタの起ることを示している。一方後述交
渉の場合にはタービンの場合と同様に望向振動位相差が逆転し、 $\beta = 72^\circ$ (図4-b) が最も危
険で、この場合も理論値よりもフラッタ発生限界の矢力かなり大きくなっており、 $\beta =$
 0° (図4-a)、 $\beta = 144^\circ$ (図4-c) においても理論値より危険側に出ている。尚フラッタの
発生する時の望向振動位相差 β の値はタービンとコンプレッサとは逆になっており
この点は理論計算通りである。

次の一自由度でのフラッタの発生限界の矢力の振り軸の位置に対する変化を示し
たのが図5、6である。食違い角が共に 60° であるタービン、コンプレッサでは共に最
も危険な振り軸の位置は $70 \sim 80\%$ 弦長あたり、一方最も安全なのは 25% 弦長付近であ

ることが、理論解析にも実験値にも示されている。又これらの k の値に対する翼内振動位相 β の値も理論と実験は一致している。但しフロッタ限界の k の値そのものは後縁支持の場合は差が比較的小さいが、前縁支持の場合は差が大きく、理論値よりもかなり危険側に出ている。尚且つ弦長長支持の場合は変動揚力中心に近い各変動モーメントの出力が非常に小さく測定値から実質的なユラレフの場合とは異なるを略してある。

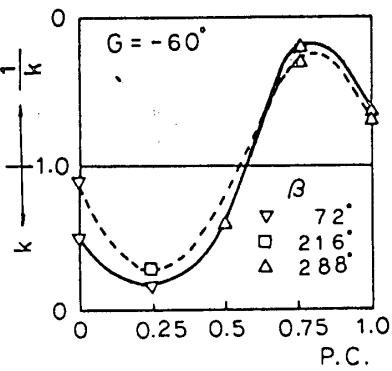


図5. 後退角60°の増速翼列のフロッタ限界と振り軸位置の内訳

4. 考察. 以上二つの翼列について支持軸と変えた場合の実験結果をみると、タービレ翼列の方がユラレフの場合より理論との合致がよく、又同じ翼列でも前縁支持の場合より後縁支持の場合の方が合致がよい。このことから理論計算に用いてのいくつかの仮定について次の様を推論してやる。即ち一つの振動時に翼面上及び翼下流に放出される自由流の流される速度が主流と同じであるとしている点であるが、これは実際には境界層の影響により主流より遅い速度で流されているであろうと云うことで、この点に因りては増速翼列の方が減速翼列の場合より理論の妥当性が高いと思われる。更にこの一つの翼は後縁にありてのフロッタの条件であるが、これは後縁を支持した場合は後縁の移動量が小さく比較的理論とよく合致し、支持軸が前縁に移るに従って後縁の移動量が大きくなかつ他の条件が同じであれば大きくなるにつれて、即ち後縁の移動速度が大きくなるにつれて理論と実際の差が大きくなることから、この後縁の条件に何らかの修正が必要であると思われる。

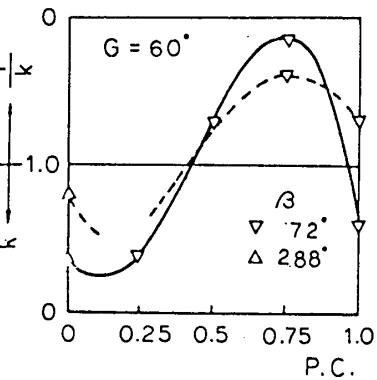


図6. 前進角60°の減速翼列のフロッタ限界と振り軸位置の内訳

5. 結論. 翼列の振動時の空力減衰力特性に関する資料の整備と目的として合致した角の大きさを減速及び増速翼列の振り軸を変えた時の実験資料を提供した。又この実験資料の解析理論との比較においては、増速翼列で振り軸が後縁に近い場合が最も合致がよく、又軸が前縁に近い場合、更に減速翼列において最も合致が悪くなること、又一自由度をいりフロッタ限界と与える reduced frequency の値は殆どの場合理論値より危険側にあることなどがわかった。更に増減速翼列の振り軸の位置の変化による理論との合致の程度から、自由流の流される速度やフロッタの条件などについて一つの推論がなされるが、これは今後理論計算においてどの様を修正とどの程度加えるかの問題と因りて一つの示唆を与えるものと思う。

1) 花村、田中. 機械学会論文集 32-244 (4241-12) 1923

2) 増速振動における変動揚力及びモーメントの換算式. 振動 α , k は振り角及び増速振動に因りて、又添字 a, b は振り軸の前縁からの距離 a, b に因りて示す。

$$C_{LH} = (C_{L\alpha b} - C_{L\alpha a}) / (b - a), \quad C_{MH} = (C_{M\alpha b} - C_{M\alpha a}) / (b - a) - C_{L\alpha a}$$

24 液体ロケット用超音速タービン機型の開発

木村 淑人 (三菱重工 長崎研究所 ターボ機械研究室長)
 * 嶋 北 正 俊 (同 上 ターボ機械研究室)
 今 泉 全 通 (同 上 オニ実験課)

1. はじめに

液体ロケットでは、比較的低压のタンクから高压の燃焼室へ推進剤を送るために、ターボポンプが使用される。ターボポンプはポンプと駆動タービンをコンパクトに結合したユニットであり、高速小型軽量のターボマシンである。エンジンのシステムや、推進剤の組合せによって異なるが、駆動タービンには、作動ガスの動量相対流入速度が超音速となるようないわゆる超音速タービンが用いられることが多い。当社では、かつて航空宇宙技術研究所殿の御指導により、ターボポンプを試作、納入したが、このタービンには圧力比11、出力630 PSの超音速速度複式ニ列タービンが使用された。ここでは、当社が超音速ステージ用として開発したノズルと動機の機型と機列試験結果について述べる。

2. タービン要目

想定したロケットエンジンとの総合性能の検討から、タービンの要目は次のようなものとなった。

タービン入口温度	1023 °K	ノズル設計流出角	18°
入口圧力	20 ata	流出マッハ数	2.12
出口圧力	1.85 ata	葉枚数	41
		上リッチ	14.6 mm
タービン平均直径	189 mmφ	葉高	11.5 mm
回転数	20,000 rpm		
周速	198 m/s	動機設計流入角	24°
		流出角	24°
計画速度比	0.178	流入マッハ数	1.4
出力	630 PS		

動機については、すでに別途開発されていた超音速流入動機々型から上記設計条件に見合うものを選定使用し、ノズルは上記条件で新設計したものである。

3. ノズルの設計

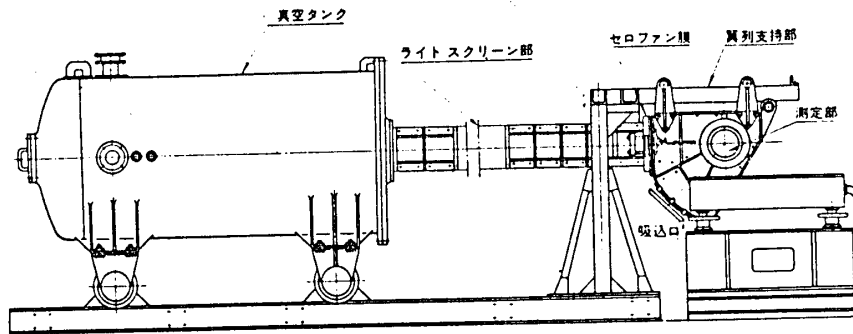
タービンノズルとしてのラバールノズルの設計には、特性曲線法を用いた手段が一般的であるが、本ノズルも、特性曲線法による通路設計を主体として設計した。このタービンは平均直径が比較的小さいので、葉間通路の二次元性を保つためには、ピッチ及びコードの小さい葉型とする必要のあること、葉後縁部に十分な強度を持たせること等を考慮して、葉型を選定した。通常タービン用ラバールノズルでは、ノズル出口断面で一様な流れを得るために、SHARP-EDGED THROAT型のノズルが選定されることが多いが、この形式のノズルでは、設計流出角が小さい場合、後縁部分が薄肉となること、及び小型の葉の場合、葉相互間の取付誤差に対して過敏になる傾向があるので、本ノズルの葉型としては単純絞り、単純括弧りの通路設計とした。また通路設計上、通常は亜音速部分で流れの転向を免れ、超音速部分では転向を行わせるのであるが、本ノズルでは葉コードを短縮するために超音速部分にも全転向角の約1/3（約20度）を分担させた。従って、流れの均一性はやや低下する可能性がある。葉列の損失及び境界層厚さの影響については、特性曲線法で構成した通路に沿って境界層厚さを計算し、境界層修正を行って最終通路形状を決定する手法が行われるが、本ノズルの設計では、速度係数を想定し、これによって所要面積比を修正拡大する簡便法を用いた。

4. 動葉の設計

超音速流入動葉の設計法には、従来から行われていた特性曲線法による方法と、最近よく用いられているVOLTEX FLOW法があり、特に後者はいくつかの改良法が提案され、広く用いられる方向にある。本タービン葉は特性曲線法で設計されたものであり、設計流入角 24° 、設計流入マッハ数1.5の衝動葉である。設計に際しては、葉前縁から出る衝撃波及び葉腹面側から出る圧縮波を求め、これらが葉背面から出る膨張波によって打消されるように通路を構成する。この際、最小通路面積は超音速流れの始動が可能な値以上とし、通路内で亜音速部分や圧縮波の重なりを生じないように留意する。特性曲線法による葉型設計の欠点として、葉のピッチ/コードが小さくなること、即ち葉間通路が狭くなることなどがあげられるが、本動葉の場合もややこの傾向があり、このことは時としてタービンの構造にも影響を及ぼすことがある。前縁と後縁の厚さ及び形状については、出来る限り薄くするのが望ましいが強度上から限界があり、適当な妥協を与えることが必要である。従ってこのために生じる前縁衝撃波について検討しておくことも必要になる。尚、葉の損失についてはノズルと同様の取扱を行う。

5. 翼列実験

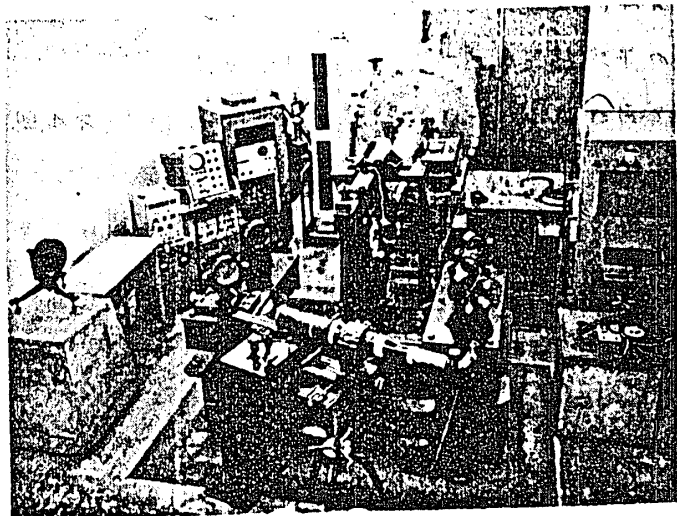
ノズル、動翼の翼列実験には、大気圧吸入式翼列試験用衝撃風洞を使用した。オ1図に装置の概要を示す。吸入口を至て大気に開放されてゐる測定部はセロファン膜によって、あらかじめ数Torr程度に減圧された真空タンク部と仕切られており、適当な撃針によってセロファン膜を破れば、大気圧から真空タンク圧までの圧力差によって、測定部に所要の流れを得ることになる。所要マッハ数の調整は適当な絞りを設置することで行う。真空タンク容量との関係で、測定部に定常流を維持するのは数百msのオーダーであるが、この間タイミングを合せて、オ2図に示すような光学計測系で



オ1図 翼列試験用衝撃風洞

光干渉縞写真を撮る。縞写真の各縞は夫々等密度線、等圧力線に対応するので、これを解析すれば翼まわりの圧力分布及び翼間通路内の流れの状況を定量的に把握することが出来る。

尚、動翼の試験には所要の流入マッハ数を得るために、測定部上流の吸入口を適当な形状のラバールノズルとする。



オ2図 光学計測装置

6. 試験結果

オ3図にノズルの、オ4図に動翼の干渉縞写真を示す。縞写真の解析結果にのりてはスライドを参照願ひたい。

オ3図は、流出マッハ数2.1に於ける干渉縞写真であり、亜音速から超音速への加速が極めてスムーズに行なわれてゐることが分る。翼間通路内には通路形状に起因す

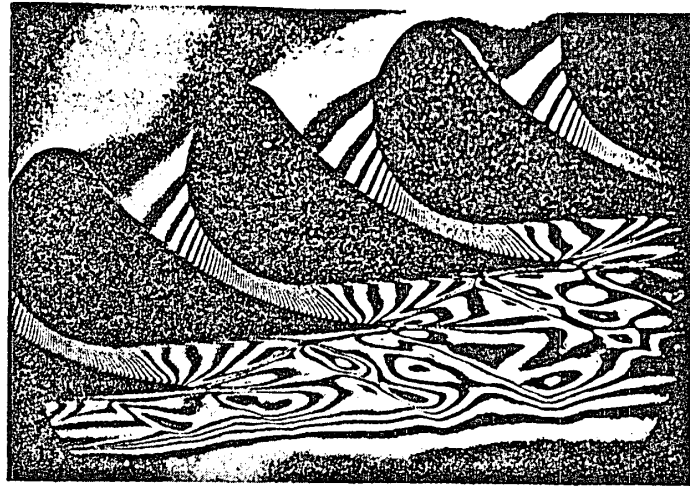
る衝撃波は全くみられず、超音速部分での約20度の取角が無理なく行われていることが分る。翼後縁から出る斜めの衝撃波は避け得るものであるが、この斜めの衝撃波は隣接翼背面に入射し、背面の境界層を肥大させているが重大さはいく離には至っておらず、良好な結果である。尚、翼後縁は完全に境界層内に入っており、後縁形状が後縁付近の流れに及ぼす効果はこの翼の場合、比較的に小さいようである。この点は設計上配慮を要するところである。

オ4図は流入マッハ数1.4における動翼の干渉縮写真であり、前縁厚みが有限であることによる衝撃波の発生がよく示されている。前縁衝撃波は隣接翼の背面にまで達しており、流れにわずかな乱れを生じているが、境界層のはく離には至っておらず良好である。翼間通路内はインパルス翼としての典型的な流動状態となっており、性能解析結果も良好であった。

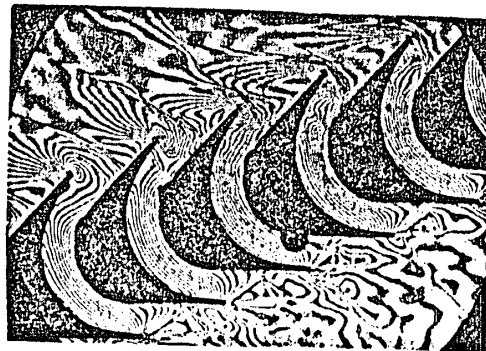
7. まとめ

液体ロケットターボポンプのタービン用として計画された、圧力比11の超音速タービンのノズル、動翼について報告した。ノズル、動翼共に特性曲線法を用いて設計したものであり、翼列試験の結果、いずれも所期の性能を有することが確認された。

尚、本報告中の動翼に関する部分は、かつて当研究所に在籍された津上和世氏の努力に負うところ大であり、ここに深謝の意を表す次第である。



オ3図 ノズルの干渉縮写真 ($M_2 = 2.1$)



オ4図 動翼の干渉縮写真 ($M_1 = 1.4$)

参考文献

1. C. D. Colclough J. Mech. Engng. Sci. 8-1, 1966
2. L. J. Goldman NASA TND-4421, 4422. 1968
3. I. Fruchtman ASME Paper 71-GT-76. 1971
4. 山崎, 志村 日本機械学会誌 72巻 609号 1969
5. 笠口, 津上 MITSUBISHI TECHNICAL BULLETIN, MTB-010043. 1967
6. 木村, 笠井 三菱重工技報 9巻 5号. 1972

* 水 木 新 平 (慶 大 大 学 院)
有 賀 一 郎 (慶 大)
渡 部 一 郎 (慶 大)

1. ま え が き

遠心および斜流羽根車内の流れに関する研究は数多く見られるが^{(1),(2),(3),(4),(5)}, その流路内の相対流れと性能特性との関連については未だ決定的な意見はない。これは回転する羽根車内の流れが三次元的に複雑に変化していることにより、測定上かなりの困難さをもたうためと考えられる。

本研究では、円錐角が90度の遠心形と45度の斜流形の羽根車を用いて7枚と17枚羽根の場合の羽根車効率と翼面静圧力分布をもとめ、それらに対比することにより羽根車の翼面負荷を翼面静圧力分布から考察し、さらに7枚羽根の場合についての流路内1/2流れ面の流れパターンによって遠心形と斜流形の翼面負荷の相違を定性的に論じようとするものである。

各流れ面にそっての翼面静圧力分布がとくに負圧面側でなめらかに変化する羽根車は良い効率を与え、その場合の流路内の流れパターンは負圧面側の低エネルギー領域での全圧力損失が少ないことが明らかになった。本研究の結果ではこの条件には斜流形の羽根車が良く一致した。また羽根車の子午面形状により翼面負荷の定性的傾向が決まり、羽根枚数により主に負圧面側での負荷分布を制御できること、低流量域では翼面負荷は子午面形状によらず一定の傾向をしめすことも明らかとなった。

2. 記 号

P_w : 翼面静圧力	ρ : 比重量
P_a : 大気圧	l_2 : 流れ面にそう入口から出口までの長さ
φ : 流量係数($=C_{r2}/U_2$)	l : 流れ面にそう入口からの長さ
U_2 : 羽根車周速	θ : 円錐角
C_{r2} : 羽根車出口通り抜け方向速度	N : 回転速度
	Z : 羽根枚数

3. 実験装置および方法

図1に本実験に用いたラジアルタービン駆動の圧縮機をしめす。圧縮機回転速度はラジアルタービンの空気流量を調節することにより保たれ、流量調節弁により空気流量を調節する。使用する羽根車は羽根枚数が7と17である円錐角90度の遠心形および45度の斜流形で、図1の斜線部分の部品を交換することにより共用できる構造である。羽根車子午面形状は図2(a), (b)にしめす。図2(a)にしめすハブとシェラウドに接する円の直径を羽根高さとし、円の内径を羽根高さに対する半径位置と考えると

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

遠心形と斜流形で同一の羽根高さ中心の半径位置に対して羽根高さが一致する。インデューサは羽根車と分割形で遠心と斜流形羽根車で共用する。そのモリ線は円形であり半径方向に形状が一定で流量係数 $\varphi=0.84$ で入口の面積平均径で無衝突流入となるよう設計されておりこれが設計点である。これら羽根車に対して前述の羽根高さ中心線にそった流れ面を平均流れ面とし羽根車流路内の流れパターンはこの面上に3孔形ピトー管を装着することにより測定を行なった。また裏面静圧孔はこの平均流れ面にあって羽根車入口から出口まで9点設け、ハブ側とシュラウド側にもそれぞれハブとシュラウドから2mm離れた位置に9点設けられている(図3, 4)。圧力面、負圧

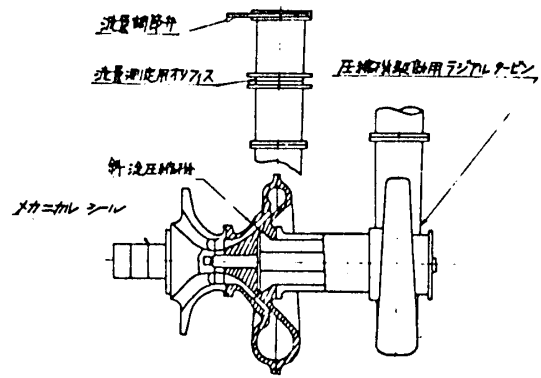


図1. 実験用圧縮機本体

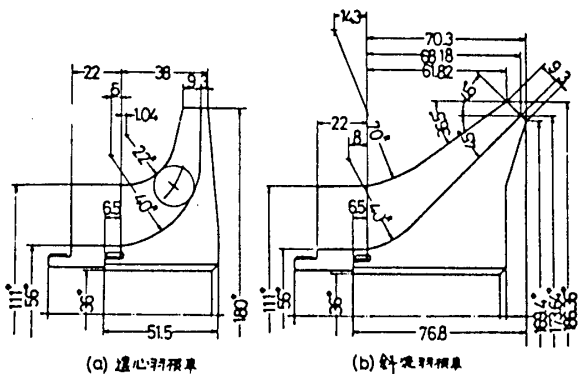


図2 羽根車子断面形状

面上の静圧孔は54点となる。なお羽根車効率 η は羽根車出口より下流方向に3mmの位置で周方向に等分した3点で3孔ピトー管をトラバースして求めた。回転系内での測定に際しては著者の報告⁽⁶⁾にしめすようにメカニカルシールを用い、遠心力の補正や空気の漏れのチェックを行なっている。

4. 実験結果

図5に上述の方法で測定した羽根車効率と流量係数の関係を羽根枚数7と17の場合の遠心形と斜流形についてしめす。裏面静圧分布は7枚羽根の羽根車について流量係数 $\varphi=0.60, 0.84$ (設計点), 0.20 で測定した結果を遠心形と斜流形に対してそれぞれ図6~8, 図9~11にしめす。羽根車回転速度 $N=10000\text{rpm}$ は周速 $U_2=94.4\text{ m/s}$ である。図14~15には平均流れ面上の全圧力損失係数を7枚羽根

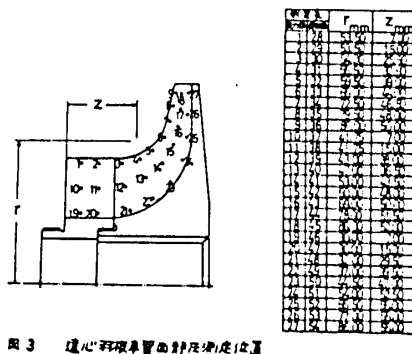


図3 遠心形羽根車の静圧測定位置

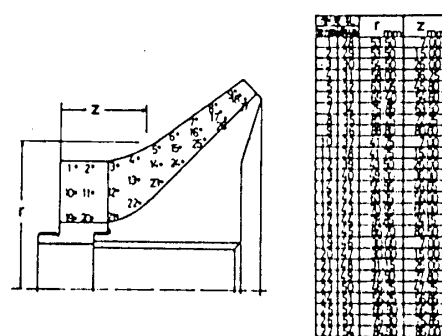


図4 45°斜流形羽根車の静圧測定位置

の場合についてしめした。ただし回転速度 $N=1500\text{rpm}$ であり、これは共田村ルムへ分布が $N=7500\text{rpm}$ でも $N=10000\text{rpm}$ においても $\propto U^2/2g$ で割った時両者で非常に良く一致し、その流路内の流れパターンの相違が少ないと考えられることを確かめている。

5. 考察

遠心形と斜流形羽根車について各流量係数のもとでの翼面負荷の相違を検討し、また羽根枚数の影響も考察するために羽根枚数の影響、円錐角の影響、流量の影響を分けて考察を加える。また流路内平均流れ面での流れパターンについても考察する。

5.1 羽根枚数の影響

図5(a), (b)に羽根車効率をしめす。この効率を参考として遠心、斜流羽根車に対する翼面静圧力比分布と7枚羽根の場合(図16~11)と17枚羽根の場合(図12~13)について比較した。

この結果、7枚と17枚羽根で羽根枚数による翼面静圧力比分布の定性的傾向には大きな相違がみられず、圧力、負圧面側の圧力差は減少がみられた。またこの圧力差の減少は主に負圧面側の静圧力上昇によるものと考えられる。羽根車効率は7枚羽根の場合斜流形が遠心形より高く、17枚羽根では斜流形が遠心形より僅かに良くなっているが、7枚羽根で遠心形より斜流形の効率が低いことは斜流形では各流れ面にそって静圧力の上昇がなめらかであることによると考えられ、17枚羽根で遠心形の効率が良いのは上述の負圧面側の静圧力分布が変化して流れ面にそって7枚羽根よりよりなめらかな静圧力上昇をするためと考えられる。以上の考察により翼面負荷は羽根枚数の増加により主に負圧面側が変化し、負圧面にそって静圧力が各流れ面にそってなめらかに上昇すると効率が良くなると考える。反対に圧力面側では羽根枚数の変化による翼面負荷の変化は少なく静圧力も流れ面にそって常に負圧面よりなめらかな上昇をしめした。

5.2 円錐角の影響

図5によると斜流形は遠心形より効率がよく、とくに羽根枚数の少ない場合にその傾向が顕著である。ゆえに羽根車効率と円錐角は大きな関連があると考えられ、このことは羽根車子午面形状が翼面負荷に影響を及ぼすことをしめしている。図6~13で $\phi=0.20$ の場合を除いて遠心形と斜流形の翼面静圧力比分布をそれぞれ対比しても流量や羽根枚数の効果で翼面負荷の本質的な特性に相違が生じないことから羽根車子午面形状により翼面負荷分布がある程度決定されると考える。そして上述の羽根枚数の影響により子午面形状より与えられる翼面負荷がとくに負圧面側で本来の定性的傾向を保ったまま変化することが明らかとなった。本実験では遠心形と斜流形で同一のインデューサを用いているのでインデューサ部分の翼面静圧力比分布は円錐角に

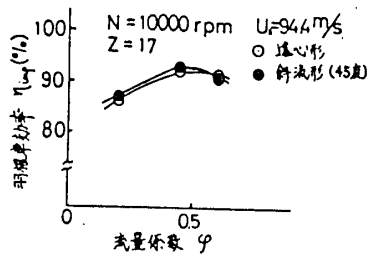


图5(b) 叶根效率

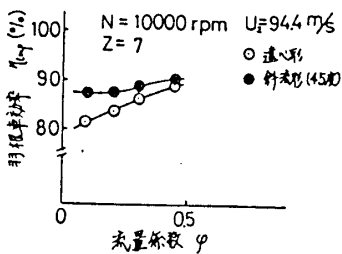


图5(a) 叶根效率

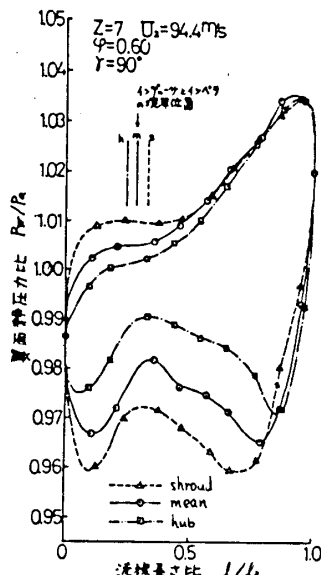


图6 翼面静压力比分布

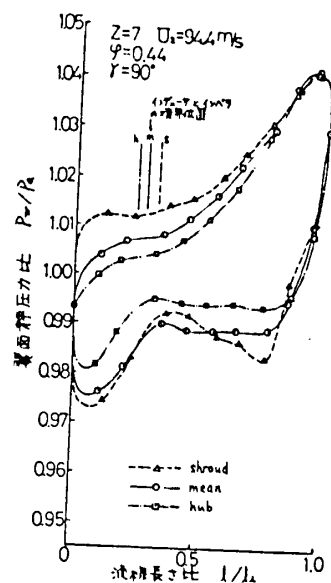


图7 翼面静压力比分布

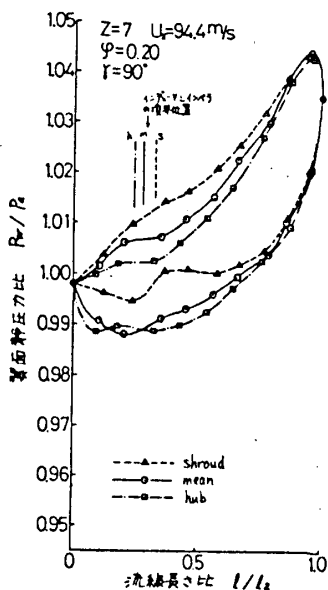


图8 翼面静压力比分布

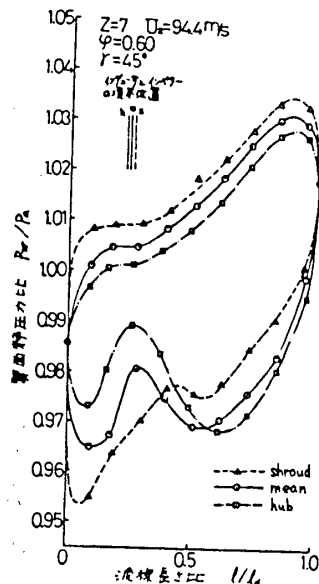


图9 翼面静压力比分布

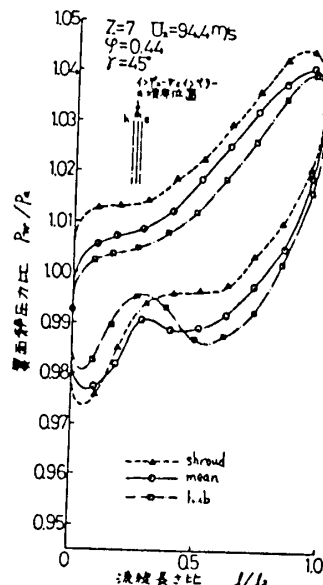


图10 翼面静压力比分布

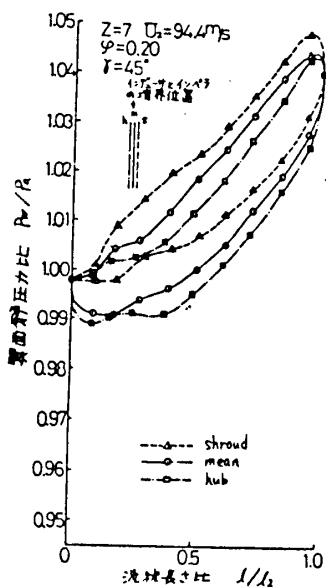


图11 翼面静压力比分布

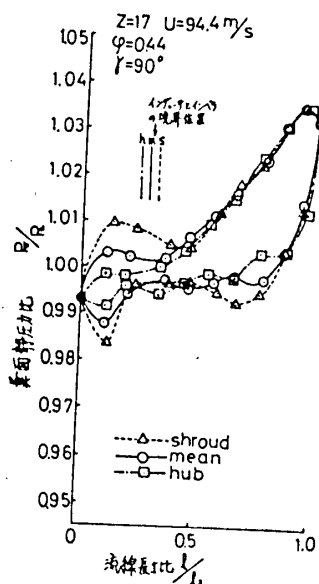


图12 翼面静压力比分布

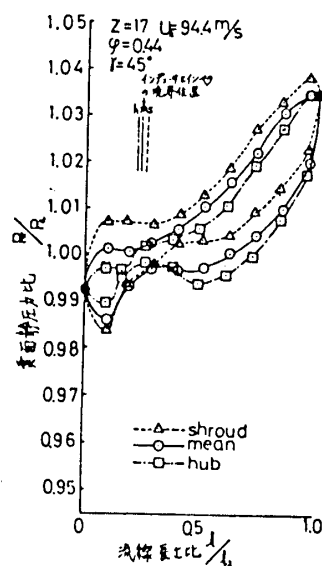


图13 翼面静压力比分布

より変化しない。しかし羽根車内では大きく相違し、前述の遠心形の負圧側では羽根車出口付近で急激な静圧力上昇が存在し、斜流形では流路にそってなめらかに上昇し、葉面負荷の分布も一様であると考えられる。これにより羽根車効率も良くなっていると言える。

5.3 流量の影響

流量による葉面負荷の変化は葉面静圧力比分布から設計点以上の流量域とそれ以下の低流量域に分けて考えられる。設計点以上の流量域では主に流量の増加の葉面負荷に対する影響は負圧面側に大きくあらわれ、前述の定性的傾向を保ったまま葉面静圧力比分布は低下する。そして圧力、負圧面間の圧力差は増大し、したがって葉面負荷も増加する。設計点以下の低流量域では葉面静圧力比分布は遠心形(図8)でも、斜流形(図11)でも同様の定性的傾向となり、設計点以上の場合で見られる負圧面側の静圧力分布の変化だけでなく圧力面側でも変化する。このことから低流量域における葉面負荷は羽根車の子午面形状の影響は少なく、とくに羽根車の低流量域特性に支配され、これにより葉面負荷が決まると考える。またこの付近の流量域($q=0.20$)では羽根車入口、出口および流路内部での逆流現象が発生することと考えられ、これらの影響に強く支配されている可能性も考えられる。

5.4 流路内の相対流れ

遠心形と斜流形羽根車での葉面負荷と効率の相違を検討するために図14～15に葉面の全圧力損失係数分布を流れ面についてしめす。これによるととくに負圧面側での全圧力損失分布が斜流形と遠心形で異なっており、遠心形では羽根車出口付近の低エネルギー領域の部分で大きい。これが葉面静圧力比分布で遠心形が大きな静圧力上昇をすることと関係が深いと考えられる。反対に斜流形ではこの部分の値は遠心形より小さく、とくに負圧面にあって羽根車子午面内曲がり中央部分から出口付近にかけて全圧力損失の増加がなめらかであり、遠心形のように出口付近で急激な増加がない。これが負圧面での葉面静圧力比分布が流れ面にそってなめらかな変化をする原因と考えられる。

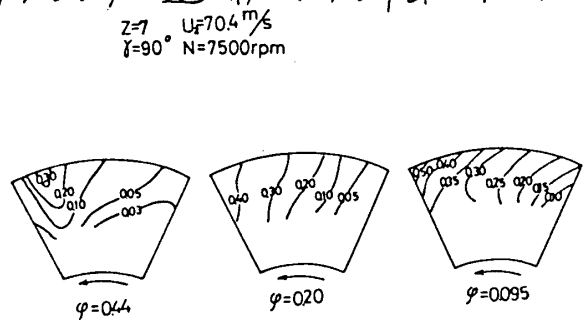


図14 羽根車内全圧力損失係数分布(遠心形)

$Z=7$ $U_2=70.4 \text{ m/s}$
 $\gamma=45^\circ$ $N=7500 \text{ rpm}$

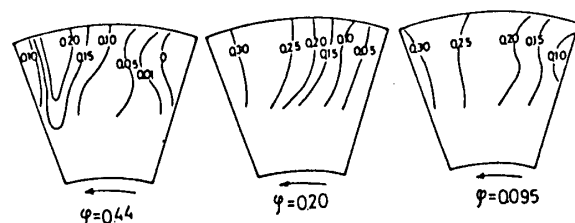


図15 羽根車内全圧力損失係数分布(斜流形)

6. 結 論

1) 羽根枚数の増減により 負圧面側の葉面

静圧力比分布は変化するが、子午面形状により決まっている翼面負荷がこれにより負圧面側で増載するだけであり 羽根枚数により翼面負荷の定性的傾向に変化はない。
2) 低流量域においては、子午面形状により翼面負荷はほとんど影響を受けず 独特の特性を示す。

7. 参考文献

- (1) W. Kucharski "Strömungen einer Reibungsfreien Flüssigkeit;" (1918)
- (2) J. D. Stanitz NACA Rep. 935 他
- (3) J. T. Hamrick NACA Rep 1082 他
- (4) T. Katsams NASA TN-D2546 他
- (5) F. Dallenbach S.A.E Tech. Progr. Series Vol. 3 (1961)
- (6) S. Mizuki 他 ASME Paper 71-GT-41

山 根 猛

(三井造船)

1. まえがき

ガスタービン用軸流圧縮機としては高効率であることの他に、大風量を処理し得ること、入価格の面から軽量小型であることが要求され、必然的に高周速、高マッハ数とせざるを得ない。航空用ガスタービンではすでにかなり以前から遷音速段を有する軸流圧縮機を使用していることもあって、いずれは産業用にも使用せざるを得ないと考え、産業用ガスタービンに使用した場合の検討と試験機によるその性能の確認を行った。

2. 記号

A: 仕事の熱当量 C_p : 定圧比熱 C_v : 定容比熱 g : 重力の加速度
 H: エンタルピー J: 熱の仕事当量 M: マッハ数 n : 回転数 P_t : 総圧
 P_s : 静圧 p : 静圧 r : 半径 R : ガス定数 S : エントロピー
 T: 温度 U: 周速 V: 絶対速度 v : 比容積 α : 流出角
 γ : 比重量 η : 効率 ρ : 密度
 (添字) ad: 等エントロピー r : 半径方向 z : 軸方向 θ : 周方向
 m: 代表半径 R: 動翼出口 S: 静翼出口 0: 入口大気状態

2.4: 静翼出口

3. 基本式

性能計算は一次元の性能計算法によつて、基本式はEulerの運動方程式。

$$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = -\frac{V_\theta^2}{r} + V_r \cdot \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \cdot \frac{\partial V_r}{\partial z} \quad (1)$$

エンタルピーの定義式

$$H = C_p T + \frac{V^2}{2gJ} \quad (2)$$

状態方程式

$$p = \gamma R T \quad (3)$$

エントロピーの定義式

$$T ds = C_v dT + A p dv \quad (4)$$

と使用して変形し、

$$gJ \cdot \frac{\partial H}{\partial r} = gJT \cdot \frac{\partial s}{\partial r} + V_\theta \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta^2}{r} - V_z \cdot \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_z \cdot \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad (5)$$

日本ガスタービン会議講演論文集('73-6, 第1回定期講演会)

これを半径方向のエントロピー勾配及び流線の曲率を無視すると、単純平衡式

$$gJ \cdot \frac{\partial H}{\partial r} = V_\theta \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \cdot \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad (6)$$

が得られる。設計状態では普通 $\frac{\partial H}{\partial r} = 0$ であるから、渦形式を半径方向に流出角一定の形に限定すると、動翼後の軸流速度分布は(6)式より

$$\left(\frac{V_{zr}}{U_m}\right)^2 = \left(\frac{V_{zrm}}{U_m}\right)^2 - \frac{V_{z\theta m}}{U_m} \cdot \frac{2 \cdot \Delta V_{\theta m}}{U_m} \cdot \frac{1-n}{1+n} \left(1 - \frac{1}{y^{1+n}}\right) - \left(\frac{V_{z\theta m}}{U_m}\right)^2 \cdot \frac{1-n}{n} \left(1 - \frac{1}{y^{2n}}\right) \quad (7)$$

静翼後の流量係数分布は、

$$\frac{V_{zs}}{U_m} = \frac{V_{zsm}}{U_m} \cdot y^{-n} \quad (8)$$

ここに $n = \sin^2 \alpha_4$, $y = r/r_m$ となる。

部分負荷では $\frac{\partial H}{\partial r} \neq 0$ であるが、近似的に $\frac{\partial H}{\partial r} = 0$ が成立つものと考えて(7)式及び(8)式を流用し、実際の流量係数分布は流線の曲率の影響により、この二者の中間になるものと考え、この算術平均を採用した。実際には部分負荷では $\frac{\partial H}{\partial r} \neq 0$ であるから軸流速度の分布は、これとかなり異なってくるものと考えられるから、部分負荷性能も幾分異なってくるものと思う。正確には流線法かマトリックス法を利用して三次元性能計算プログラムによらなければならない。

4. 検 討

産業用ガスタービンの入口温度として、1200℃程度を想定し、サイクル計算の結果その点で最高効率になるよう圧縮機の圧力比を定めると、16程度になる。

出力 30000 KW 程度を目標に流量を、78 Kg/sec と規定して圧縮機の性能計算を行う。

産業用ガスタービンの場合は入口ボリュートケーシングがある場合が多く、この影響で翼列入口での流れの偏向が大きいため、整流とマッハ数を幾分下げることが考慮して、20°程度の偏向角を有する前置静翼を採用した。又後段の亜音速翼列との関係から、前段の遷音速段も静翼扱い無し渦形

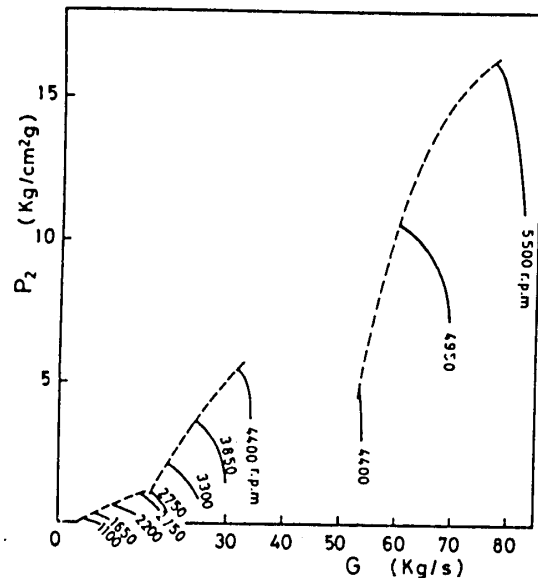


図1 亜音速軸流圧縮機性能

$U_a = 305 \text{ m/s}$, $Z = 14$, $MIR_M = 0.743$,
 $MIR_a = 0.862$, $MISM = 0.708$,
 $MISI = 0.788$, $Da = 1.0593 \text{ m}$,
 $Di = 0.7181 \text{ m}$, $n = 5500 \text{ r.p.m}$
 軸長位置 4段動翼後, 7段動翼後,
 10段動翼後,

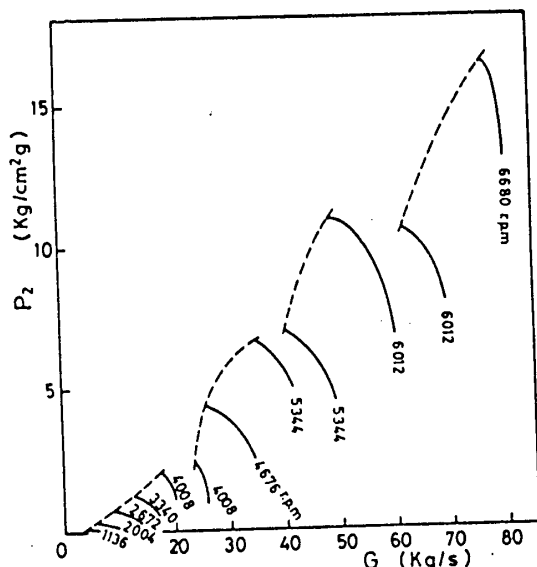


図2 遷音速軸流圧縮機性能 (例1)
 $U_a = 350 \text{ m/s}$, $Z = 11$, $M_{IRM} = 0.8539$, $M_{IRa} = 1.003$,
 $M_{ISM} = 0.8013$, $M_{ISI} = 0.892$, $Da = 1.0011 \text{ m}$, $Di = 0.6662 \text{ m}$,
 $n = 6680 \text{ r.p.m}$
 抽気位置 3段動翼後, 6段動翼後, 9段動翼後,

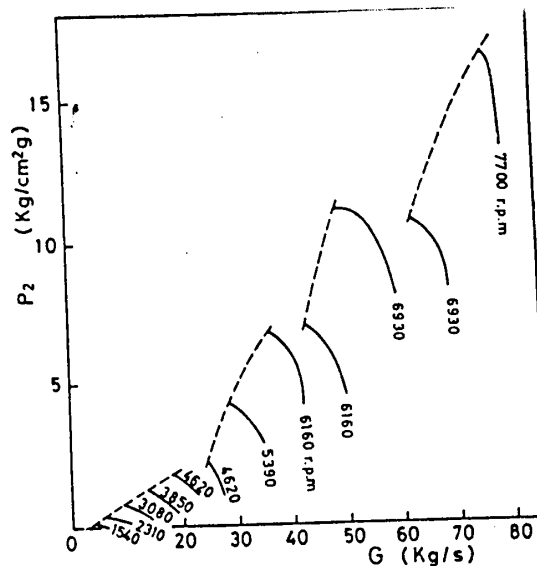


図3 遷音速軸流圧縮機性能 (例2)
 $U_a = 391 \text{ m/s}$, $Z = 9$, $M_{IRM} = 0.9627$, $M_{IRa} = 1.138$,
 $M_{ISM} = 0.8902$, $M_{ISI} = 0.986$, $Da = 0.9698 \text{ m}$,
 $Di = 0.6445 \text{ m}$, $n = 7700 \text{ r.p.m}$
 抽気位置 3段動翼後, 5段動翼後, 7段動翼後,

式を採用した。

亜音速の軸流圧縮機を採用した場合の性能を図1に、又回転数を上げ遷音速領域で使用したものを図2及び図3に示す。起動時の旋回失速を避けるため、3段抽気を行っている。図2、3は図1とそれぞれ周速で15%増、28%増としたものである。抽気量は図1では2750 r.p.m. まで59%程度、4400 r.p.m. まで48%程度それ以上は抽気弁を閉じたまま順次回転数を上げていくことになる。図2では4008 r.p.m. まで60%抽気、5344 r.p.m. まで42%、6012 r.p.m. まで25%程度の抽気を要する。図3では4620 r.p.m. まで60%、6160 r.p.m. まで36%、6930 r.p.m. まで25%程度の抽気を要する。内部断熱効率には3者共大差なく、

87%程度である。この圧縮機出口温度は約700°C、所要動力は3250 KWである。計算例では高圧のために起動の際に抽気量が多く抽気弁操作が面倒であるが、起動抵抗線は大概二次曲線で、1か所起動中は燃焼器の出口温度も低いので抵抗線もサージ線からはずれてくるから、これで充分起動可能である。別に可変静翼制御を併用すれば更に起動中の旋回失速に関して安全になるものと思う。図に見る限り、高速に11に近づく性能上の悪影響が現われる恐れは全くない。後述の実験結果に見られる如く、高速になると計算に比べて実験結果では作動範囲が狭く、サージが早く出る傾向にあるが、ガスタービン用の場合は、要求される作動範囲が割合狭いので、問題にならないと考えう。図1の亜音速軸流圧縮機を基準として考えうと図2では段数で3段、重量で25%の減少、図3では段数で5段、重量で40%の減少になる。

5. 実験結果

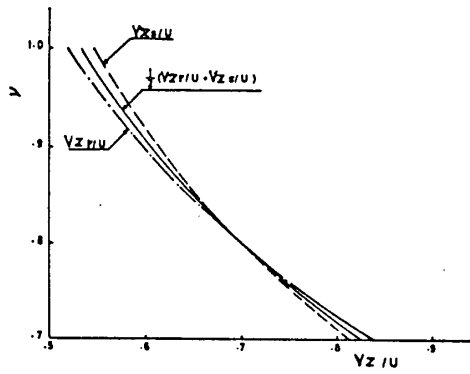


図4 流量係数分布

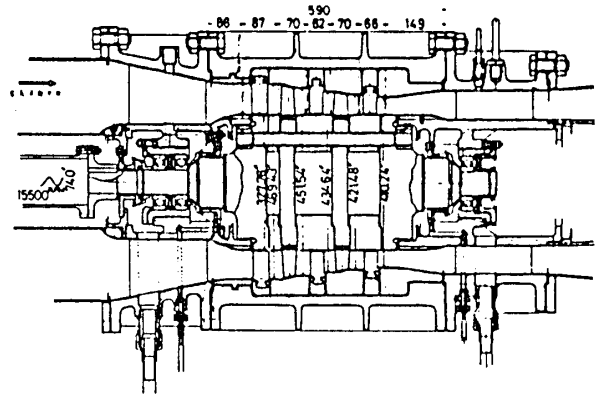


図5 試験機組立断面図

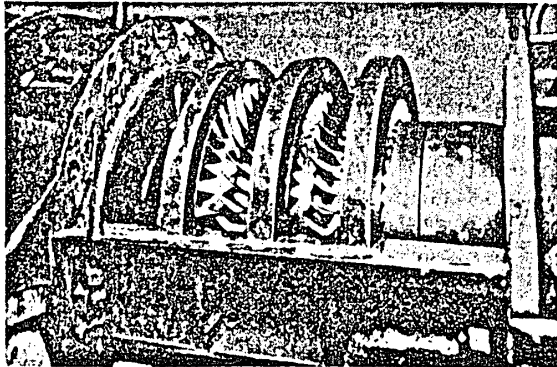


図6 ケーシング内部

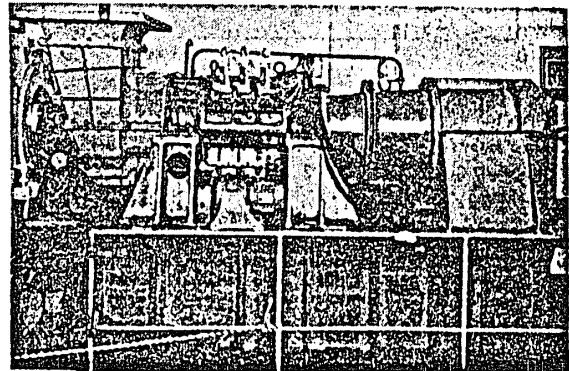


図7 全体装置

試験機の配置、構造、実験方法、設計の概要、試験結果等の詳細に関してすでに文献⁽¹⁾に詳しく述べられているので、説明は概略に止める。翼列の設計は Howell の方法⁽²⁾に従ったが、翼型に二重円弧を採用したので偏差角係数は Carter⁽³⁾の値を使用した。結果は図4に示す。試験機は内径一定2段である。組立断面図を図5に、ケーシング内部を図6に、全体装置を図7に示す。駆動源は航技研の1600 KW 電気動力計をお借りした。全体性能を図8に示す。回転数15500 r.p.m.、圧力比2.4で設計したが、駆動動力の不足と、振動の発生のため13487 r.p.m.までしか運転していない。計画より

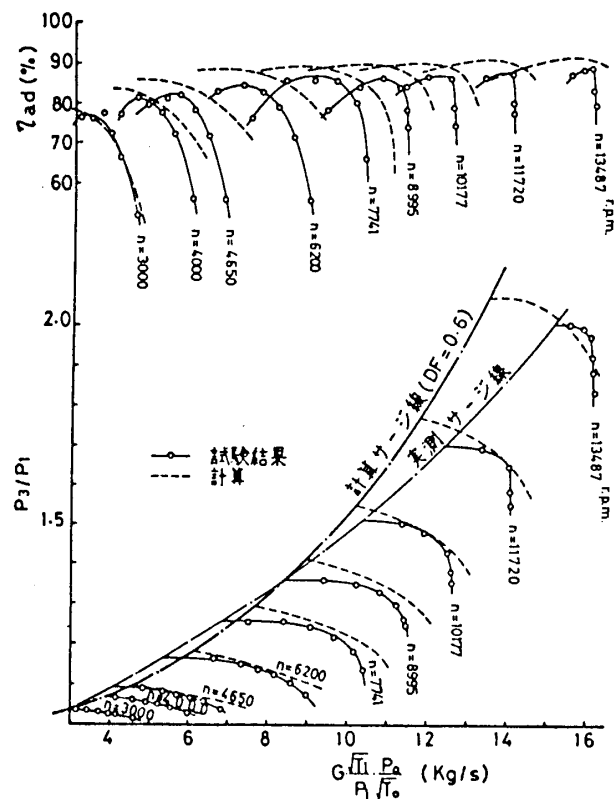


図8 全体性能

幾分効率が悪いが、最高 89%、圧力比 2 が得られている。13487 r.p.m で周速 330m/s、流量 16Kg/s の点で 1 段動翼先端マッハ数 0.953、1 段静翼根元マッハ数 0.909 程度である。図 9 に段特性を示す。2 段目ではかなり早くチョーファ現象を示している。

図 10 以後は回転数 11720 r.p.m、流量 14.1Kg/s で測定し、キョーメータ・トラバースの結果と、流線法を用いて三次元性能計算結果と比較している。計算法は (5) 式をそのまま使用し、半径方向の微小区間について (5) 式を積分し、流線の曲率の影響はスプライン・フィットカーブにより計算の上代入

した。損失係数は半径方向に略一定としている。図 10 の総圧分布は 1 段静翼出口まではよいが、それ以後は全く異なる。

図 11 の静圧分布も前置静翼出口、1 段静翼出口は傾向的にはよいが、2 段静翼出口では傾向も絶対値も大幅にずれている。

図 12 に流出角分布を示す。1 段静翼出口では 3° 程度の差があり、2 段静翼出口では絶対値は合っているが、分布では複雑である。図 13 に軸

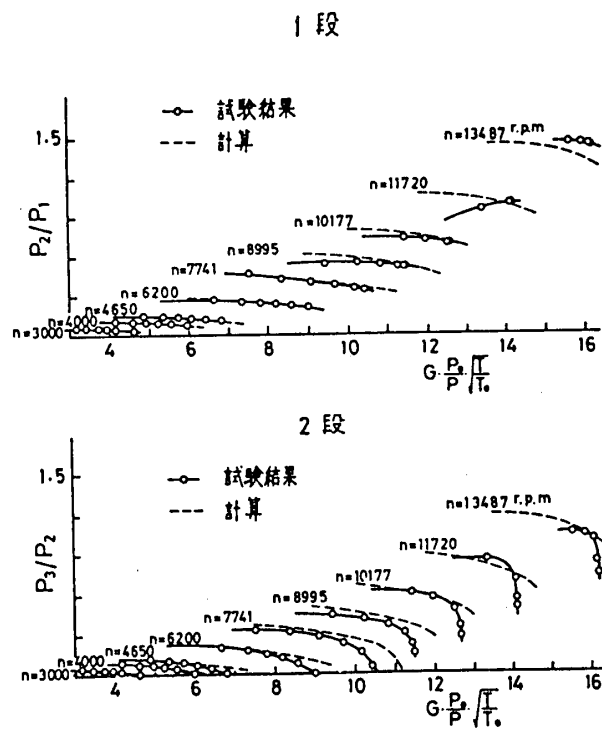


図 9 段特性

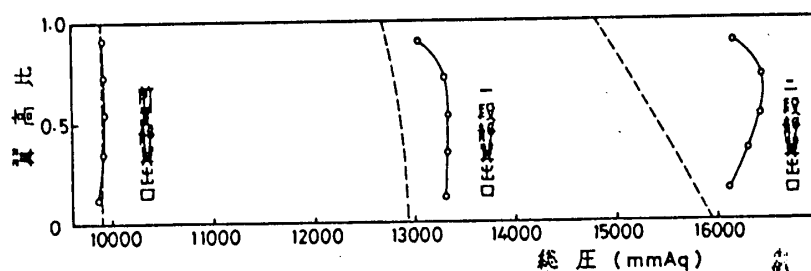


図 10 総圧分布

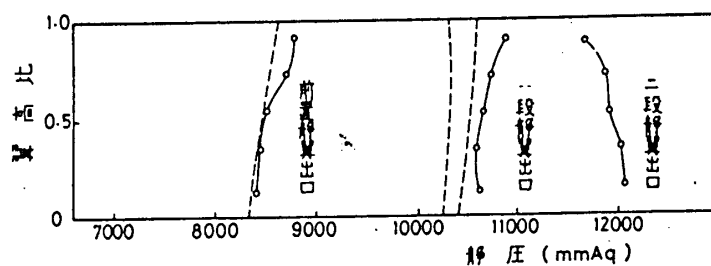


図 11 静圧分布

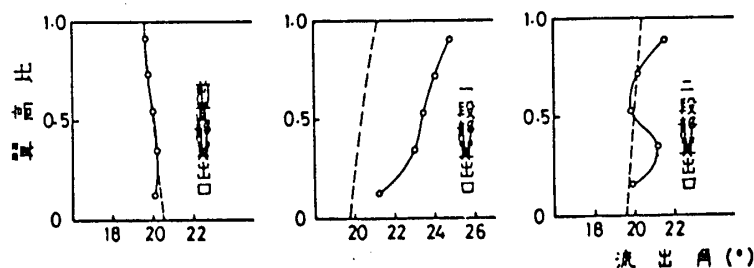


図 12 流出角分布

流速分布を示す。計算値と実験値とのずれも大きく、傾向的にも違いが大きい。図14に動翼入口でのマッハ数分布を示す。傾向的には近い分布であるが、絶対値は幾分ずれている。

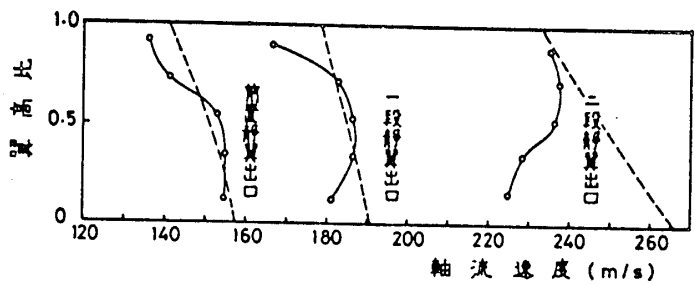


図13 軸流速分布

6. あとがき

遷音速軸流圧縮機を産業用ガスタービンに使用しても起動や作動範囲等の性能上の問題はありえないが、今回の例の如く、前置静翼を設けて、1か所マッ

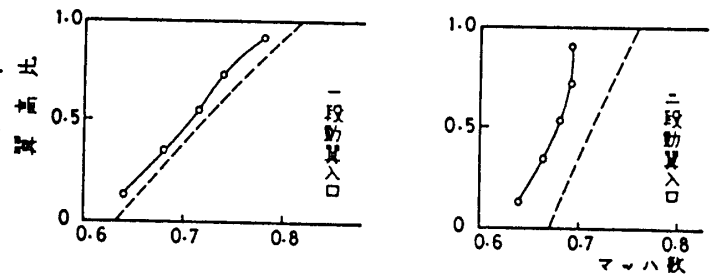


図14 マッハ数分布

ハ数を上げると段当たりの圧力比は非常に高くなるが、実用化のためには強度上の考慮がより重要になると考える。前段に遷音速を使用した場合、衝撃波の影響で後段の流れが非常に乱れるといわれている。今回の実験結果でも効率が予想に比べて3%程度悪かったのは翼型による影響の他に、この影響も入っているのではないかとと思われる。

参 考 文 献

1. 山根「遷音速軸流圧縮機の実験について」
日本機械学会講演論文集 No.720-15 (72-8)
2. A.R.Howell "Fluid Dynamics of Axial Compressors."
P.I.M.E. 1946
3. A.D.S.Carter & H.P.Hughes "A Theoretical Investigation into the Effect of Profile Shape on the Performance of Aerofoils in Cascades."
R & M No.2384 (1946-3)