



発想とその抵抗

岡崎卓郎

昭和19年の12月が私とターボジェットとの出会いである。そもそも新しい工業製品の開発には新しい学問上の発見が動機になっているものがあり、これからはますますそのような場合がふえたと予想されるが、ターボジェットに関してこれはあてはまらない。当時の技術水準から誰でも考えついであたり前であり、我国でも数人の人がかなりのところまでやっていたのであるのに、私がそれに思い至らなかった理由を振返って反省してみたいと思う。といっても半世紀近く昔の話であり、脳細胞が毎日々々音をたててくずれて行くのを感じている今日この頃であるから、だいぶん間違ったことをかくことになるかもしれないが。

技術者というものはそれぞれの人の性格にもよるが、与えられた枠の中で考えようとする保守的な傾向が強いのではなかろうか。それで比較的小きな改良を積重ねて行く設計上の改良や生産技術の進歩はやりやすいが、革命的な新しい製品の開発の発想はなかなかふん切りがつかないということがある。一つには技術的発想力が旺盛な若い技術者は視野も狭く、秘密に近いことは知らされてもおらず、一般的に地位が低いし、それよりもっと本質的には自分達がそんな大それたことを期待されているとは夢にも考えないという意識上の問題がある。組織というものはある事業がきまってからそれを遂行しあるいは管理するためのものではないから。たゞしこれは技術者以外の者の発想が常によかったといっているのではない。

もう一つ挙げておきたいのは当時のスーパーチャージャのことである。日本では航空発動機はほとんど空冷星形であったから、スーパーチャージャの入口は長い曲りくねったダクトで圧力損失も大きく、また補機の歯車室からの熱も受けており、出口は星形の各気筒に行くマニフォールドを

まとめたところで計測していたので、圧力損失も放熱も大きく、温度効率をあてにならず、トルクから出した効率もいろいろな影響をふくんだものであった。スーパーチャージャ本体だけにした効率は理論的には推定できた（当時でも80%ぐらいのものはあった）が、実感されるようになったのは排気タービン用のスーパーチャージャが試験されるようになってからであった。理論的推定は1段階上まではできるが、それを前提にしてもう1段上るのは勇気のいることで、合理的で解析に耐える要素試験の必要が後になって痛感されたものである。ターボジェットが空冷星形が主力のアメリカでなく、液冷V形が主力の英・独で始まったのもこういうことと関係があるかもしれない。もっとも我国ではきわめてあっさりと遠心圧縮機を放棄して軸流に移ってしまったが、今ならともかく当時では遠心の方が軽くできたのである。

エンジンの出力あるいは推力あたりの目方がどれ位になるかはあていどの詳細設計をやらないと類似のものの前例がある場合を除けば見当がつけにくい。これに対して空気流量あたりの出力とか燃費などは要素効率さえ正しく推定できればサイクル論だけの問題であり（全面面積あたりの推力などもこれからかんたんに推定できる）、誰にでもすぐできることである。当時の要素効率と可能なタービン入口温度の水準から考えてターボプロップが余り魅力的なものとは考えられなかったものは無理がないと思う。ターボジェットではないけれどもプロペラではなくて（ラム）ジェットによって推進するということは昭和13年の1月に日本でも中西の講演があり、イタリアのカンピーニのピストンエンジンでファンをまわす方式のジェットのこともよく知られていた。燃費したがって航続距離をしばらく別にすれば、飛行速度を上げるためにはジェットの方がよさそうだということは当然考えられるべきであった。しかしカ

（昭和63年10月4日原稿受付）

ンピーニの性能が余りかんばしくないらしいことと私がタービンのことをよく知らなかったこと、さらにもっと直接的には自分の与えられた任務でないという理由でその方に進まなかったように思う。

カンピーニのダクトのファンは設計に採用された要目が適当でなかったことはすぐに指摘されたが、ジェット推進の氣勢をそいだことは事実であろう。しかしその頃英独ではすでにターボジェットの研究がかなりの所まで進んでいたのである。

蒸気タービンについては私は大学で講義はきいていない。しかし教科書でいどの本は大ざっぱながら読んでいた。講義をきいていたらもっと早く考えついたかという、そうでもなかったのではないかという疑念の方が先に立つ。実際の設計などの仕事にタッチしていたならともかく講義だけでは何かの動機がない限り余り深刻には受取っていないものである。深刻にということは詳細にということとは違いますが余りかんたんでは深刻に学ぶということも難しい。今から思うと私の学生時代は我国の技術の転換期でやっと学問（新しい学問ではなく当時としても古い学問）と技術がつな

がり始めた時代で、外国のどのメーカーの製品がどうなっているかというような知識の方が主体で、なぜこうするのかというようなことはごく一部でしかなかったような気がする。

技術者同士のたゞの雑談でない技術上の問題についてのフリートalkingは案外難しい。余り専門の離れた所は理解しにくい。他人の領域に口を出すのは責任の所在を不明にするおそれがあるが、眼をあけている位はしてもよからう。しかし短時間の説明で理解するのも難しいし、それで人の意見をうまく引出すのも困難である。

発想にはいろいろな事例を知っているということは決してマイナスではない。しかしあれやこれやと自分で悩み考えた上でなっとくしたものは別として頭から記憶を強制されたもの（事実そのものは別としてとくにあやふやな理由づけ）は全く役に立たないばかりか、自分にまぎれこんだ誤りや迷信をとり除くのにはずい分長い間苦勞するものである。教育の大衆化と詰め込みはそれなりの功績もあり、また止むを得ない面もあるが、とくに画一化の傾向の強い我国ではもう何とかしなければならぬのではなからうか。



論説・解説『ガスタービン関連機器の進歩と将来の動向』 特集号発刊にあたって

石川島播磨重工業㈱ 青木千明

ガスタービンは独立した熱機関として、その作動・運転には、圧縮機・燃焼器・タービンの如きメイン・コンポーネントの他に、吸気系統・排気系統、燃料系統・制御系統、始動系統、潤滑系統等の関連機器も大きな役割を果たしています。

本学会誌でも、メイン・コンポーネントについては比較的数量多く記事等で取り上げられ、その技術進歩に関する情報交換に大いに役立っていることは、会員の皆様も御承知の通りであります。

しかし、ガスタービンの進歩を語る場合、メイン・コンポーネントと共にその関連機器の進歩・発展を忘れることはできません。例えば、吸気系統・排気系統は、ガスタービンの性能に大きく影響すると共に周辺の騒音対策に大変重要です。燃料系統・制御系統は、ガスタービンの安定した運転にはきわめて重要な役割を持っています。始動系統は、エンジンとして不可欠のものであると共に、近年普及している非常用ガスタービン発電機にとってその始動系統の信頼性は非常に大切です。そして潤滑系統は、高速回転機械のガスタービンにとりその重要性はいうまでもありません。

これらの関連機器は、ガスタービン本体を製作しているいわゆるガスタービン・メーカーとは別に、関連機器メーカーとも呼ばれる多くの機器別専門メーカーで製作され、またその技術の進歩・発展が進められています。そして、これらの関連機器メーカーは、多く本学会の賛助会員として、日頃本学会の活動に御協力頂いております。

このような背景から、本学会編集委員会としても、『ガスタービン関連機器の進歩と将来の動向』と題してガスタービン関連機器特集号を企画し、関係者の多大な御協力のもとに、ここに発刊の運びになったことは誠に喜ばしい限りであります。

広く関連機器といった場合、上述の様な機器の

他に、各種の計測機器や、動力計・テストセル等の試験関連機器、或いは排熱回収ボイラ等の複合サイクルやコージェネレーション・プラント用のコンポーネントも含まれます。しかし、これらはそれぞれ単独でも別な特集ができるほど、種類も多く技術の裾野も広いので、今回はガスタービンの作動・運転に直接関係する機器として、吸気系統・排気系統、及び燃料系統・制御系統、そして始動系統、並びに潤滑系統に焦点を絞って、それぞれの進歩と動向について述べて頂きました。

また、これらの機器でもその種類・範囲は広く、使用されるガスタービンの用途が発電用か、船舶用か、航空用かでもその技術的要求や特徴は異なっており、そのすべてにわたって記述することは到底不可能なので、なかでも技術的に興味の深いと思われる幾つかの代表的な機器・技術に限らざるを得なかったことはお許し頂きたい。

一方、関連機器メーカーの賛助会員の数も多く、なるべく沢山の方々に記事を書いて頂きたかったが、これも数に限りがあり、今回お願いできなかった会員の方には申し訳なく思っています。

最近のガスタービンの発電用・産業用・船舶用・航空用等での性能向上や用途拡大など、その発達は目覚ましく、これからのガスタービンの技術発展を考える場合、関連機器の発展は非常に重要なことであり、関連する材料・工作法・燃料・潤滑油等の進歩と共に、今後益々の進歩・発展と関連メーカーの御活躍を期待しております。

この特集号の企画に当り、第13期編集委員会に設けた本特集号担当小委員会〔高田浩之編集委員長（東京大学）、白戸健理事（三井造船）、今井鉄理事（日立製作）、井上誠（小松製作）、佐藤幸徳（石川島播磨）各委員及び筆者〕の方々の御努力があったことを御報告すると共に、貴重な原稿をお寄せ頂いた執筆者の皆様はじめ関係者の多大な御協力に厚くお礼申し上げます。

（昭和63年11月15日原稿受付）

1. 吸気系統・排気系統

1.1 吸気フィルタ

日本ドナルドソン(株) 高橋 松 男

1. 初期のフィルタ

最初にその歴史を振り返ってみると、初期の頃には（果たしてフィルタと呼べるかどうかは別として）、定地式タイピン吸気部には単に小動物や鳥などの進入を防ぐための簡単な金網が取り付けられているのみであった。そのためタービンは空気中の異物である浮遊塵から木の枝、または小石に至るまで様々な『ごみ』を吸入することを余儀無くされており、コンプレッサブレードの破損やエロージョン（侵蝕）等が問題となっていた。しかし当時は未だガスタービン用としてのフィルタが技術的に確立されておらず、ほとんどのタービンメーカーは、その問題を解決するため、一番手近であった空調用のベンチレーションフィルタ（ロールフィルタ=ドライ又はビスカスされた濾布を上から下へ巻き取る物、トラベリングスクリーン=エンドレスベルトをオイルに浸しコンティニューアスに使うものの二種類が主であった）等を、その目的の為に使用し始めた。この空調用フィルタによって異物の進入は防げたものの、ブレード等の侵蝕に関しては余り効果が認められず、更に効率のよいフィルタが求められた。

2. 慣性分離の時代

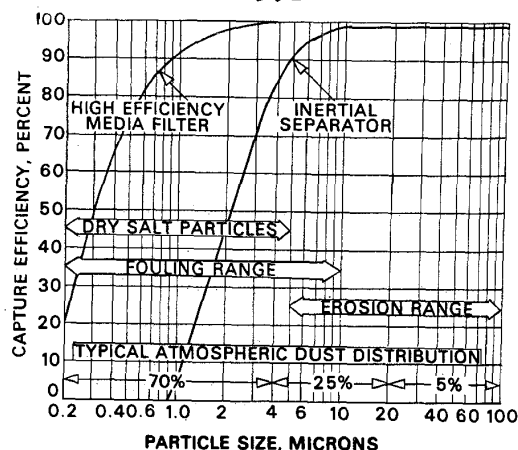
次に登場したのがスピントップ又はルーバータップのイナーシャセパレーターと呼ばれる慣性分離のフィルタである。両タイプとも加速度と慣性力を使いメインの空気の流れからダストを分離させる方式で、これは径10ミクロン以上のダストに関しては非常に有効であり、極端にダスト濃度の高いところで長時間タービンを稼働させるのであれば、部品の侵蝕等はほとんど防げるようになった。しかしその半面10ミクロン以下の細かいダスト粒子によって引き起こされるクーリングエ

アーホールの閉塞、その付着によるローターのアンバランス、またコンプレッサのファウリング（細かいダストの堆積）等は解決されなかった。

3. バリヤー並びにマルチステージ時代

そして次に考えられたのが濾布を使用する高効率のバリヤーフィルタであるが、残念ながらこれはフィルタのライフが短く、タービンの定期点検よりフィルタの交換を頻繁に行わなければならないと言う問題が出てきてしまった。またタービン部品のほとんどがニッケル合金のため、特に高温燃焼のタービンに於けるコロージョン（主に NaCl の微粒子に起因する科学反応による材料の減少）もまだ解決されるべき要因として残っていた。当然の動きとして、イナーシャ、プレフィルタそれに高効率フィルタ等を組み合わせたものがマルチステージフィルタとして考案されたが、これとてもファイナルフィルタの寿命を期待した程は伸ばす事が出来ず、それだけのメリットではシステムを大きくまた複雑にした分を十分にカバーし切れなかった。またこのシステム以ってしても、コロージョン、ファウリング、またメンテの期間等の問題が全て解決されたわけではない。（表1）

表 1



（昭和 63 年 10 月 20 日原稿受付）

4. セルフクリーニングシステム

もう一度原点に立ち返り、『いったい理想とされる吸気フィルターとは何か』と言うことを考え直してみた結果、それは下記の全てを満足させるものでなければならないと言う結論に達した。それらは、

- ① ダストの粒径に関わらず高い捕集効率を持つ
- ② 初期の圧力損失が低く、また稼働時にもそれがコンスタントに継続する
- ③ 悪条件下（砂嵐、吹雪等）でも連続運転が可能である
- ④ フィルターの交換まで最低 12 ヶ月の寿命がある
- ⑤ 万が一の場合、タービン運転中にでもフィルターの交換が出来る
- ⑥ 信頼性が高い
- ⑦ メンテナンスが容易である
- ⑧ 取扱が容易である
- ⑨ 据付が容易である
- ⑩ ランニングコストが安い

以上十の条件であり、これを基礎に開発されたのが、セルフクリーニング機構を持つ高効率のシングルステージフィルターである。（写真 1）

このガスタービン用セルフクリーニングフィルターの説明に入る前に、先ずフィルトレーション（濾過）の原理について触れて見たい。

濾紙、濾布を問わずいわゆる濾材による濾過と言う作用は、慣性による衝突（イナーシャルインパクション）、遮断（インターセプション）、拡散

（ディフュージョン）の三つの基本原理から成り立つ。そのそれぞれの濾過作用と濾過される粒子径との相関関係は必ずしも明白ではないが、一般的には粒子径が小さければ小さい程空気の流れに乗り易く、濾材の奥まで運ばれるとされている。先ず慣性による衝突とは、空気の流れにより運ばれて来た比較的大きな粒子が、慣性が大きいいため、空気の曲がりについて行けず、濾材の表面に衝突し付着すると言うものである。

次に遮断とは、粒子が濾材まで達したとき、それには空気の流れから飛び出すほどの大きな慣性はなく、そのまま空気の流れに乗って浮遊するが、その径より小さな間隙でファイバーと接触し捕捉されてしまう事を言う。

最後の拡散とは、粒子の平均自由行路が空気分子の中で起き得る可能性のある付近の極端にダストの粒子径が小さい場合に見られる作用で、ここでは、粒子と空気の分子とが互いに衝突しあい、その衝突時のエネルギーが粒子の動き自身を乱し、ブラウン運動に見られるように粒子はその空気の流れに乗りながら衝突のエネルギーによりそこから離脱すると言うもので、最終的にはその錯行運動により粒子は流れより外れ、ファイバーと接触し捕捉されることを言う。

これから導かれる結論は、もし微小の粒子を捕捉するのが目的であるならば、出来得る限り濾材に細かいファイバーを使用し、尚且つ空気の通過速度を出来る限り遅くすれば良いということである。

ここでセルフクリーニングフィルターの機能を上記の十の条件、並びに濾過の原理を念頭にいれながら述べてみよう。

先ずフィルターエレメントのダスト捕集効率に関し、これに使用されるものは ACC のアリゾナテストダスト（表 2）で 99.97% 以上の効率を持ち、更に濾材をひだ状に折り曲げ、それをシリンダー状に作り上げてあるため体積の割には濾過面積が広く、それにより濾材を通過する風速も 1 秒間に 1 メートル程度になっている。（図 1）

運転中の圧力損失に関しては、このシステムはダストが濾材の表面に付着し抵抗が上がってくるとセンサーが自動的にそれを検知し、フィルターエレメントの内側から瞬時に圧縮空気を逆噴射さ

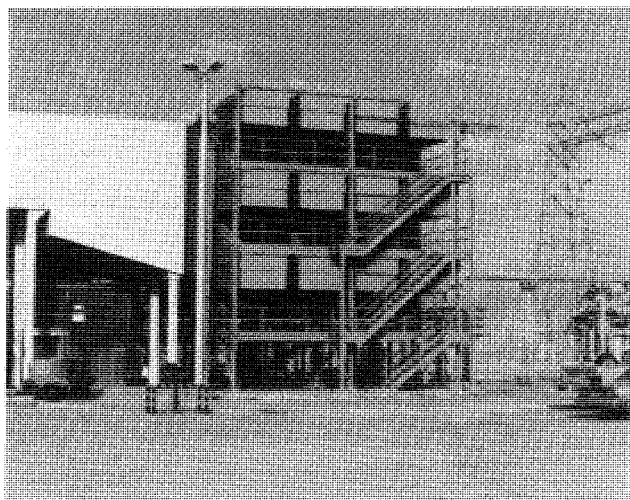


写真 1

表 2

PARTICLE DIAMETER (MICRON)	DISTRIBUTION (%)
0 - 5	12
5 - 10	12
10 - 20	14
20 - 40	23
40 - 80	30
80 - 200	9

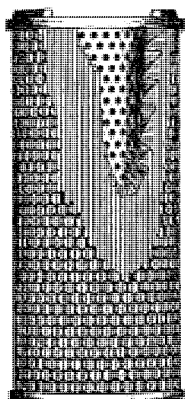


図 1

せることにより自動清掃する機構になっている。この為イニシャル時よりコンスタントで低い圧力損失が維持できる。またこの自動洗浄機構を吸気フィルターに持たせた事により、砂嵐でも猛吹雪でも全くシャットダウンの心配なくタービンが運転できるようになった。

吸気フィルターが使用されている環境でフィルターエレメントのライフに大きな差が出るのは自明の理だが、先ず条件としては最悪であろうと思われる中近東の海岸でも最低1年はフィルターエレメントの交換無しで実際に運転されており、また比較的條件の良いアラスカの内陸部（低いダスト濃度で尚且つ低湿度の地域）では4万5千稼働時間フィルターエレメント無交換で、更に記録更新中と言う例もある。

タービンの運転中、何等かの理由でフィルターエレメントを交換しなくてはならない事態になったとした場合も、フィルター部への空気のアプローチヴェロシティが低く押さえてある事、またエレメント1本あたりの空気流量が少なく押さえてある事から、例えばタービンがフルロードで運

転中であつたにしてもフィルターエレメントを交換するのは容易であり、その間に多量のダストがタービンに流れ込むと言う危険も少ない。

実際このシステムを商品化する前、当社はモデル機をサウジアラビアに持ち込み、1年間のフィールドテストをした。その結果を踏まえ、十分な検討を加えているので、信頼性には全く問題がない。現在世界で二千台以上設置されている実績がそれを裏付けている。

セルフクリーニングフィルターは多機能の割に動く部品が少なく、特にこれと言って定期のメンテを必要とするものがない。例えばエレメント洗浄のための圧縮空気にしても、タービンからのブリードエアーを使用することが多く、コンプレッサーを不要にしている。その他ソレノイドバルブ、ダイアフラムバルブなども実機による百万回試験を行ってから使用を決定したものであり、信頼性と相俟ってエレメントの定期的な交換を除いてはほとんどメンテナンスフリーである。またエレメントの交換にしても、クランク棒を回すだけで簡単に取り付け、取り外しができる構造になっており、例えば出力30メガワット程度ของガスタービン用フィルターであれば、エレメント交換は2人で8時間もあれば十分である。

取扱も至って簡単にできるようになっており、全てのファンクションはICボード（写真2）でコ

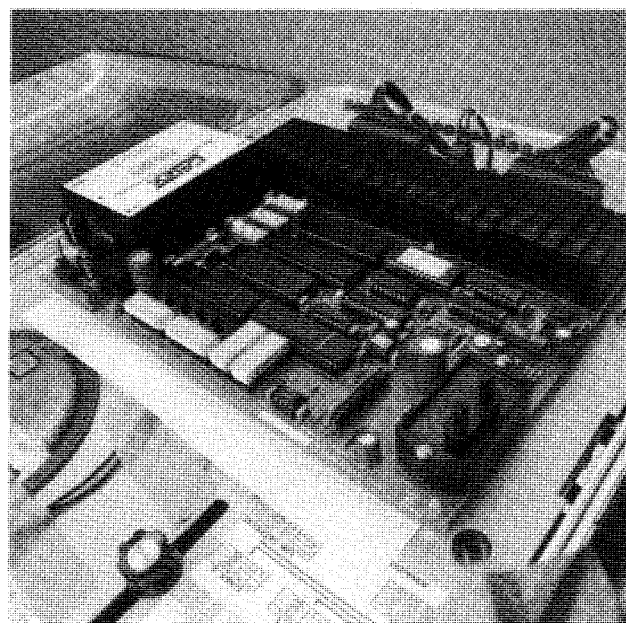


写真 2

ントロールされる。工場出荷時点では標準セッティングが成されており、現地では1次側からの配線を繋ぎ、コントロールボードのスタートボタンを押すだけで、後は全てマイコンが状況をモニターしながら自動運転をしてくれる。また現地の状況に合わせてコントロールの命令を変更することもできる。

現地での据付に関しては、全体がモジュール構造になっている事から非常に容易であり、上記同様出力 30 メガワット程度のタービン用フィルターであれば、クレーン車1台、5人の作業員で10日間で組立、配線、配管まで完成し使用に供することができる。これは従来のものに比較して大幅な減少である。

ランニングコストに関しては、サウジアラビアのあるタービンユーザーのデータがある。ここでは出力 25 メガワットのタービン1台に今までの慣性分離と高性能フィルターを組み合わせたいわゆるツーステージフィルターを、その横の同じタービンには最新型のセルフクリーニングフィルターをそれぞれ取り付け、2万時間の比較テストを行った。その結果セルフクリーニングフィルターを使用することにより、今まで問題とされていたエロージョン、コロージョン、ファウリング等の問題が全て解決され、タービンのオーバーホールまでを引っ括めた全てのランニングコストは従来のものに比較し三分の一で済むことが実証された。

5. エバポレティブクーラー

過去のフィルター無しの時代から、色々な経験を踏まえて現在のセルフクリーニングまで辿り着いたわけだが、ここで将来を語る前に現在要求が多くなってきているエバポレティブクーラー（図2）について簡単に触れてみる。高性能ディーゼル／ガソリンエンジンの仕様諸元を見ると近頃はターボチャージャー・インタークーラーと言うのが目立つ。これと同じ趨勢がタービン業界においても顕著にみられるようで、ガスタービンの場合吸入空気温度が1度下がる毎に0.5パーセント程度までの出力上昇がみられることから、近頃はこれが頻繁に要求されるようになってきた。特にこれは高温で低湿度の地域に有効であり、例えば外気温が摂氏38度、湿度が30パーセントの地域でエバポレティブクーラー無しのタービンが18メガワットの出力をだすと仮定した場合、それを取り付けたタービンでは20～21メガワットと、実に3メガワット近いタービンの出力増加の傾向がみられる。実際にテキサス州に据え付けられた例（セルフクリーニングフィルターの下流側にエバポレティブクーラーを取り付けたもの・写真3）では、夏期、好天時の日中、タービンの吸入温度が外気より摂氏11度から17度の範囲で下がったと言うことをフィールドデータが証明している。エバポレティブクーラーを付けることによって増加する圧力損失は7ミリから10ミリ程度と低く、出力増加に比較すればその圧

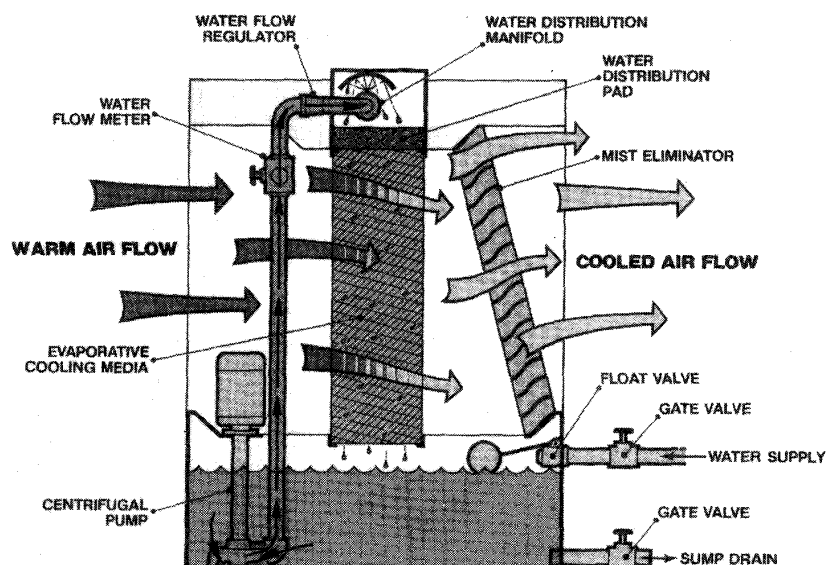


図2

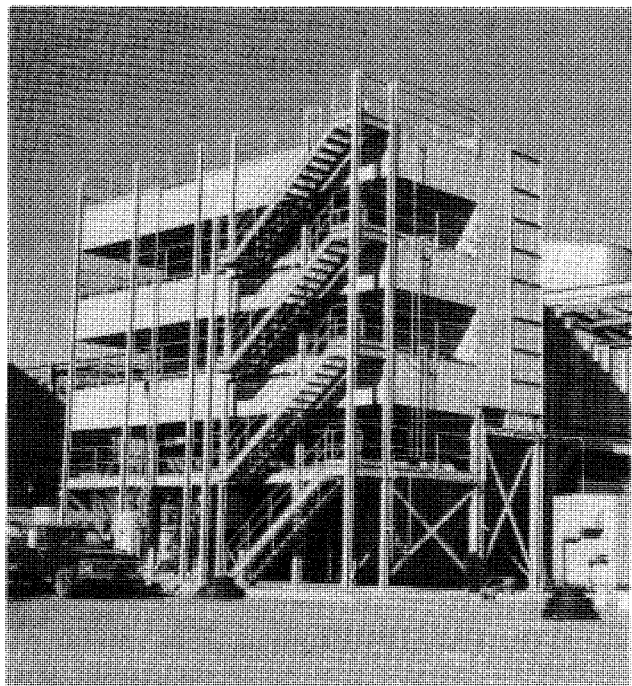


写真 3

力損失によるパワーロスは1%以下と、無視できる範囲の数値である。日本のような多湿地域には向かないが、中近東、アメリカ西部等ドライな地域には非常に有効なシステムであり、このところセルフクリーニングフィルタープラスエバポレティブクーラーのコンビネーションに対する要求が着実に増えてきている。

6. 今後の吸気フィルター

現在のところダストの捕集効率はほぼ各メーカーの要求を満足しておると考えられ、更に高効率のものと言う要求は今のところどのタービンメーカーからも無い。

今後の課題は、性能の向上よりもむしろ吸気フィルターを物理的に小型にすることであろうと思われる。技術の進歩に伴い、タービン用吸気フィルターもかなり小形化しており、現在の35メガワット用のフィルターと10年前の25メガワット用のフィルターはほぼ同サイズにまでなった。今後燃焼温度の上昇にともない、吸入空気量が一段と増大することは明白であり、スペースとコストの観点からフィルターを更に小形化するよう引き続き要求がなされることは必至である。それに対処するためのファーストステップとしてダウンフロー効果を持たせた縦長の吸気フィルター(図3)を開発し、設置面積の減少を計った。また一段とそれを小形化するために新規に開発した低圧損濾材によるフィルターエレメントの様々な試験が現在実験室で続けられている。この低圧損エレメントを使用することにより、間違いなく現行サイズの半分の大きさのセルフクリーニングフィルターを早ければ3年、遅くとも5年以内には市場に投入されると考えている。

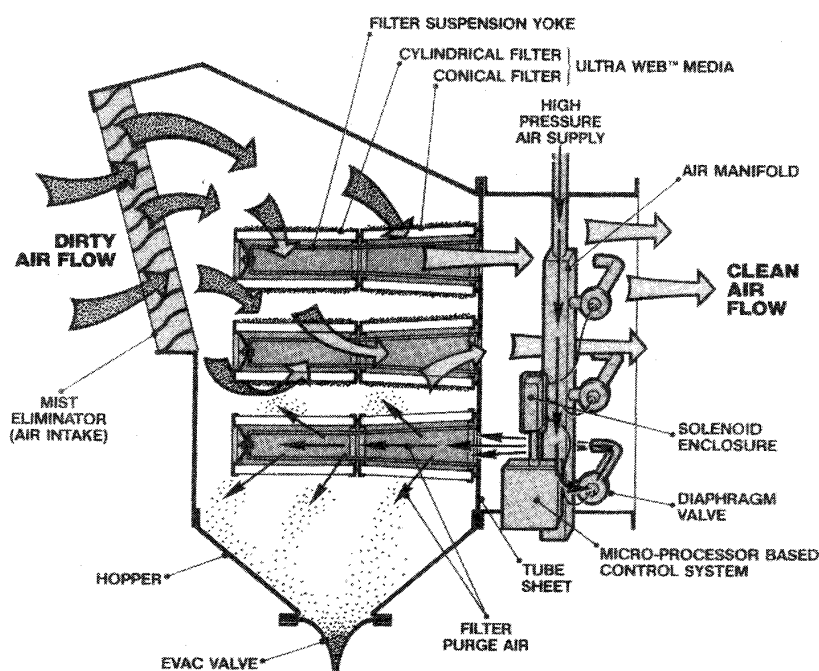


図 3

1.2 消音装置

石川島防音工業㈱ 小林 弘

1. まえがき

ガスタービンは各種用途別に生産されているが、ガスタービンの消音装置を述べるにあたり、発電装置用として用いられている航空転用型ガスタービンに焦点をおく。

ガスタービン発電装置は暖気運転が不要で急速起動が可能であり、広範囲の燃料を使用者が選択でき、かつ振動が少なく、騒音対策も比較的容易であること等の特長がある。また、ガスタービン各コンポーネントの効率向上と、材料加工技術の進歩で可能になった、空冷タービン翼の採用による燃焼器出口温度の高温化の実現、この排気ガス熱エネルギーのボイラによる再利用、などによるサイクル効率の向上により採算性も著しく確立されてきたため、ガスタービン発電装置の採用が一般化している。ガスタービン発電装置を採用する企業も電力会社からホテルまで広範囲にわたり、本発電装置が騒音規制の厳しい市街地に設置されることも目新しいことではなくなっている。

ガスタービンが発生する音の主なる成分として、圧縮機が発生する高周波音、排気ガスが持つ低周波成分の音は特に適切な騒音対策を施して騒音公害を防止し、または法的規制を十分満たす必要がある。

消音装置の設計にあたっては、ガスタービン発電装置の設置計画当初より騒音制御の立場から計画に関与し、完成後の稼働時における騒音レベルが実害を伴わぬものとなり、かつ敷地境界または本装置の周辺で定められた規制値を満足するようにすることが最も望ましい。

ここに航空転用型ガスタービン発電装置の数例の概要と、エンジンの騒音特性及び音響設計に基づく消音装置を述べる。

2. ガスタービン発電装置の概要

1) ガスタービン発電装置は圧縮機、燃焼器、タービンからなるガス発生機と、そこでつくられた高温高压ガスを回転エネルギーに変える出力タービン、及び発電機などで構成されている。

ガス発生機の吸気側には吸気消音装置が、出力タービンの排気側にも同様に排気消音装置が設けられている。また、ガスタービンエンジン、出力タービン、発電機などはエンクロージャーでおおわれ、本発電装置から発生する騒音を遮音している。更に、エンクロージャー内部には、本発電装置からの放射熱による内部温度上昇を防ぐため、換気ファンが取付けられている。換気ファンと出入口にはそれぞれ消音器が設けられている。

2) ガスタービン発電装置の利用方法は多々あるが、用途を大別すると次の3つになる。

a. 非常用

地震など災害時の大型ビル、水源地、上下水道の動力源として使用する場合。または、不測の停電時に商用電源の代りに使用する場合がある。

b. 電力ピーク用

四季または業務上、特定時の使用電力が大となり、契約電気量または供給電力能力を超過する場合に使用する。

c. 常 用

工場で消費する電力の一部をまかなうため、ガスタービン発電装置を常時稼働させている場合。

最近では、ガスタービンから出る高温排気ガスをボイラに入れ蒸気を発生させ、工場蒸気として暖房・給湯に、または蒸気タービンに蒸気を供給し発電させる場合もある。

3) 航空転用型ガスタービン発電装置を出力で、小型、中型及び大型に分類して、それぞれの代表例を示す。

a. 3 MW クラス ガスタービン発電装置

小型クラスの本装置は、地震など災害時の大型

(昭和 63 年 10 月 21 日原稿受付)

ビル、水源地、上下水道の非常用電源ならびに電力ピーク時の商用電源等として多く用いられている。

b. 25MW クラス ガスタービン発電装置

中型クラスの本装置は、電力ピーク時および常用の商用電源として使用されている。

c. 35MW クラス ガスタービン発電装置

大型クラスの本装置は、商用電源として常用されている。図1に航空転用ガスタービンエンジンの概要を、図2に設置例を示す。

本例は常用であるため、吸気消音器の上流にフィルターが設置され、圧縮機翼の汚れによる性能劣化を防止している。

3. ガスタービンの発生騒音

ガスタービンの発生騒音は、主にエンジンの吸気・排気口より放射する音及びケーシングより透過する音であり、それぞれ特性をもっている。騒音対策を計画するにあたっては、発生騒音のパワーレベル及び周波数成分を調査しておくことが必要である。

1) 吸気口よりの音は圧縮機の回転による動翼と静翼の翼列で発生する騒音であり、スペクトル

分析を行なうと高周波成分が多い。図3にエンジンの吸気音を分析した結果を示す。

2) 排気口よりの音には燃焼器の騒音、タービンの騒音及びジェット騒音があるが、排気騒音の主成分はジェット噴流による騒音と考えても良い。

騒音のパワーは M. J. Lighthill により、排気ガス噴出速度の8乗に比例することが解析されている。図4にエンジンの排気音を分析した結果を示す。

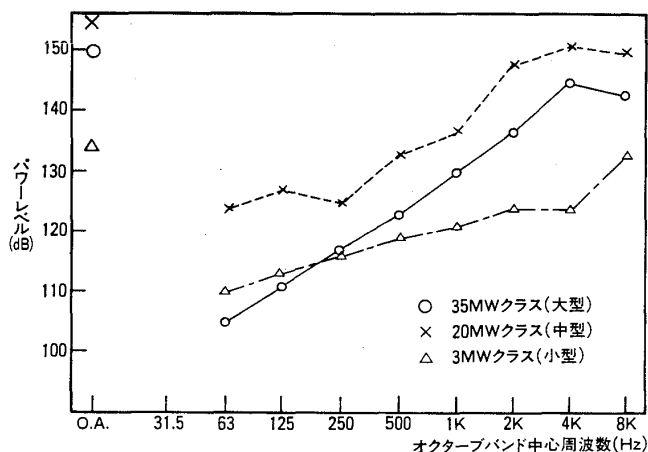


図3 ガスタービン吸気騒音

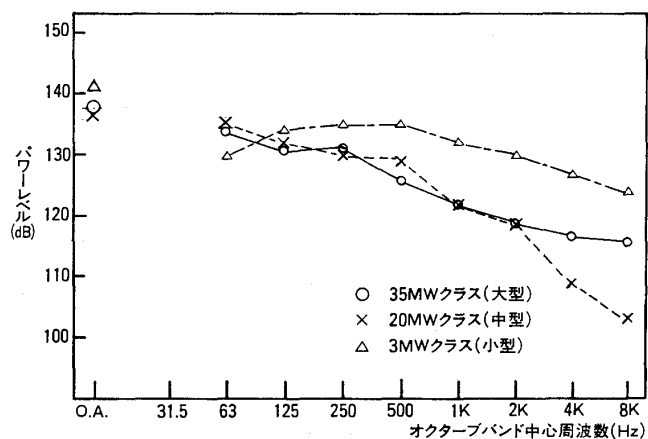


図4 ガスタービン排気騒音

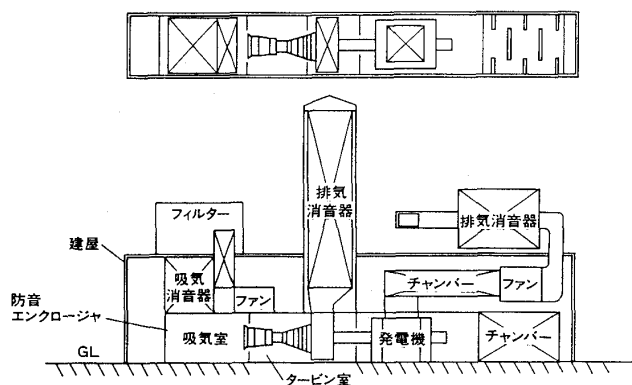


図2 35MW クラスガスタービン発電装置の配置例

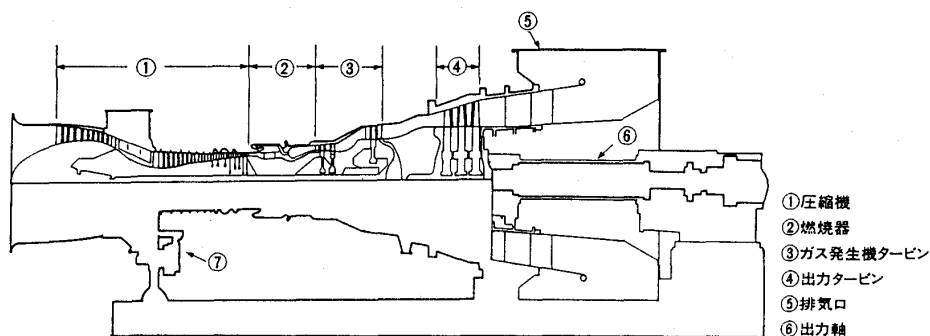


図1 35MW クラスガスタービン発電装置

す。

排気音は排気ガスが噴出され、周囲の空気との混合時に起る乱流渦によって発生する。一般的に低周波成分のレベルが高い周波数スペクトルとなる。

3) ケーシングよりの透過音は、エンジンの高速回転体による流体音、機械音や燃焼器の燃焼音等が音源となる。代表的なガスタービンのケーシング透過音の例を図5に示す。

4. 消音装置の設計

1) 設計の考え方

消音装置を設計する場合、次の事項を十分に検討しておく必要がある。

a. ガスタービン発電装置を作動させた場合の、特定境界線の許容レベルを決める。そのため、

- a) 該当区域の騒音環境の法的規制
- b) 気象・地形などの環境状態
- c) 付近一般住民に与える影響

などを検討する。

b. ガスタービンより発生する騒音特性を明確にする必要があり、また、本装置の機械的性質から必然的に設けなければならない開口部、すなわちガスタービンエンジンが空気を吸入する吸気口、排気ガスを吐出する排気口、またはガスタービン本体・発電機室を冷却している換気用ファンの入口・出口等の開口面積・開口位置を決める。

c. ガスタービン本体・発電機室（エンクロージャー）より壁面を透過する騒音の透過損失を想定する。

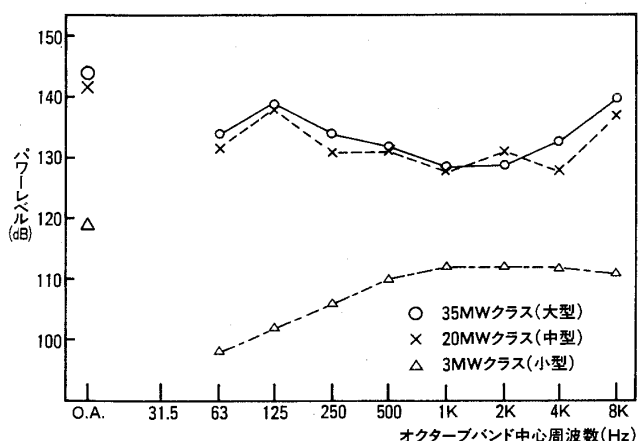


図5 ガスタービンケーシング透過音

2) 必要消音量・遮音量の決め方

a. ガスタービン発電装置より発生する騒音は図6で代表される。すなわち、

- a) 吸気口から発生するガスタービンの圧縮機騒音
- b) 排気口から発生するガスタービンの排気騒音
- c) エンジンの回転体、または発電機より発生するエンクロージャーを透過してくる騒音
- d) エンクロージャー内の冷却用空気取入口より発生する騒音
- e) エンクロージャー内の冷却空気換気用ダクトより発生する騒音

b. 上記の各発生騒音が本装置により要求騒音レベル指定点、例えば敷地境界線まで、どのような減衰をするかを克明に見極める必要がある。

c. 距離減衰について

- a) 指定受音点、例えば敷地境界線からガスタービン発電装置までの距離と、装置本体の構造寸法により騒音源を面音源及び点音源の区別を明確にして距離減衰を求める。
- b) 距離減衰を求める場合には、一般的に騒音レベルのオーバーオールを使用するが、騒音の距離減衰は大気温度、湿度、風及び周波数によって異なるため、ガスタービン発電装置の設置場所における環境調査（気象・地形など）及び消音装置出口の騒音スペクトルに十分注意を払う必要がある。

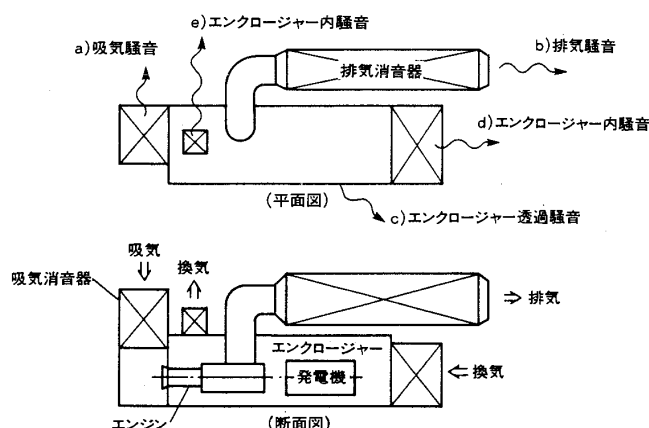


図6 騒音の発生源

- c) ガスタービン発電装置を一基で平地に建設する場合には、比較的単純に上記の距離減衰から消音装置の必要減衰量、またはエンクロージャーの必要遮音量が求まるが、ガスタービン装置が複数の場合、または大きな隣接工場建屋がある場合、または掘り鉢型の地形の底に建設する場合などは、より複雑な騒音予測計算が必要になる。

- d) 複雑な騒音予測から消音装置の必要減音量、またはエンクロージャーの必要遮音量を求める場合、コンピュータプログラムによる計算を行う。敷地境界における地上高さ1.5m, 10m, 30m, …の要求レベルに応じたノイズコンターをアウトプットさせ、それらの要求を満足する消音装置の減音量、またはエンクロージャーの遮音量を求める方法もある。複雑なものではこの種の方法によると個人的誤差が防げ、適切な消音装置が経済的に設計できる。

3) 消音器の設計手順

以上、消音装置の設計にあたって要求性能のきめ方について述べたが、ガスタービン発電装置の吸気・排気側に取付ける消音装置の大きさ、長さを決定する際、正確なデータ（発生騒音レベル、スペクトル等）を使用することが大切であり、空気流の圧力損失や“流れ”に対して十分配慮する必要がある。

すなわち、ガスタービン発電装置の出力性能を保証するため、吸気・排気消音装置は圧力損失が小さいことが望まれるが、圧力損失を小さく設定すると構造的に大型の消音装置が必要となる。このため、費用対効果を考慮して一般的に吸気消音装置の最大許容圧力損失 100mmAq, 排気消音装置で 150mmAq を目標にして消音装置（吸気・排気ダクトを含めた）を設計している。なお、具体的な空力設計の要領を記述することは省略する。

5. 騒音対策

騒音対策技術は、ここ数年めざましい進歩をとげた。すなわち、防・消音のための装置の構造的、材質的な進歩と、機能や性能の計測・予測手法の飛躍的向上によって、ガスタービン発電装置

の消音装置を計画する場合、用途別設置場所・設置環境を良く理解した上で、適切な消音装置を選択・設計・製作すれば必要十分な騒音制御をすることができるようになった。

次に、主なる消音・遮音方式について個別に説明する。

1) スプリッター型消音装置

一般的に呼称される吸音ダクト型消音器で、ガスタービン発電装置の吸気・排気消音装置に使用されている。

特徴として、スプリッター間隔によって決まる最大減衰周波数を中心にして、広い周波数帯において減衰量が期待できるため、空気流れをともなう消音器として用いられる。

a. 減衰量の計算

図7はスプリッター型消音器で、この減衰量は主としてダクトの長さとお張り吸音材料の吸音率によって決まる。減衰量は一般にセイビンの式がよく用いられている。

b. 吸音率について

吸音材料の吸音率は一般に各種メーカーデータ等を利用することができる。しかし、メーカーデータは常温のものであり、吸気消音器の場合はそのまま使用できるが、排気消音器の場合は高温ガス中であり、その音響特性も変化する。波長の変化を音響特性の変化の目安と考えると、図8に

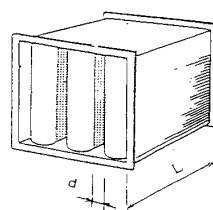


図7 スプリッター型消音器

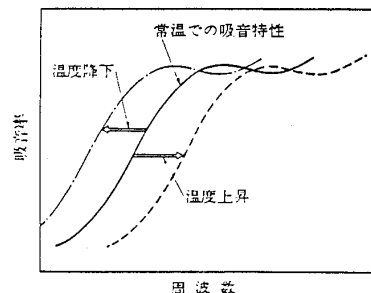


図8 温度変化による多孔質材料の吸音特性の変化の傾向³⁾

示す通り常温(15℃)と高温ガス(500℃)の周波数の波長のずれは2/3オクターブであり、吸音率を2/3オクターブずらして採用する必要がある。

実際の計算値と実測値の比較例を図9及び図10に示す。吸気消音器では計算値と測定値はよく一

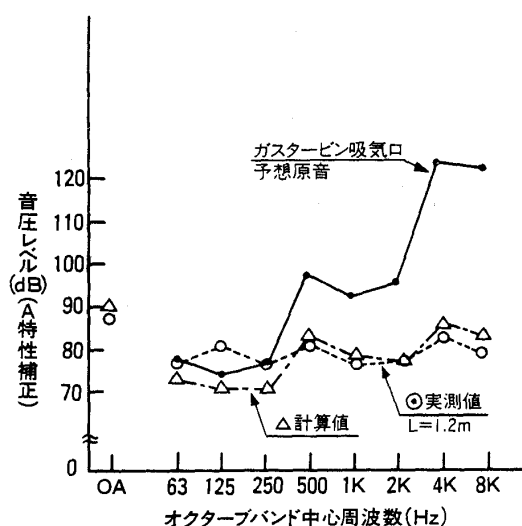


図9 ガスタービン吸気消音器

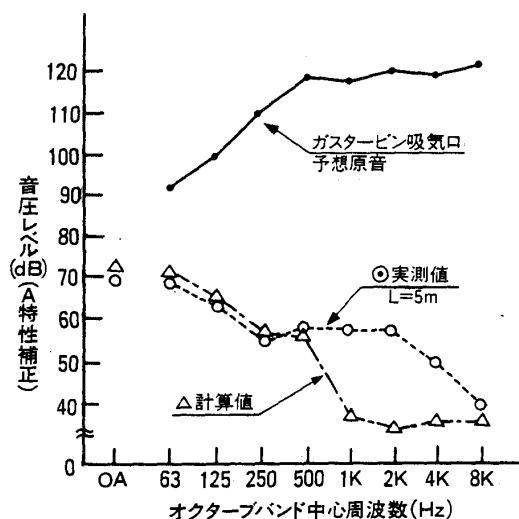


図10 ガスタービン排気消音器

致している。排気消音器では1 KHz以上の高周波で計算値と測定値は大きくずれている。これは測定時暗騒音の影響によるものと考えられる。

c. 気流に対する吸音材料の保護方法

吸音材についてはグラスウール、ロックウールが用いられるが、吸音材の表面は空気流れによる離が生じるので吸音材を保護する必要がある。吸音材の保護方法について図11に示す。

d. スプリッターの配列

スプリッターの減音量はセイビンの式で計算される。この式より単位長さ当りの減音量が得られる。必要な減音量が最小のスプリッター長さで得られるようにスプリッターの配列に各種工夫がされている。

e. 気流の影響

消音器のスプリッター内流速は、一般に15~40 m/sに選定され、最終的には圧力損失及び吸音材の保護条件より決定されるが、気流の影響により図12に示すように減音量の低下が生じるので、消音器の減音量の決定に当たっては注意が必要である。

f. 自己発生音

消音器の流速は15~40 m/sの範囲で選定され

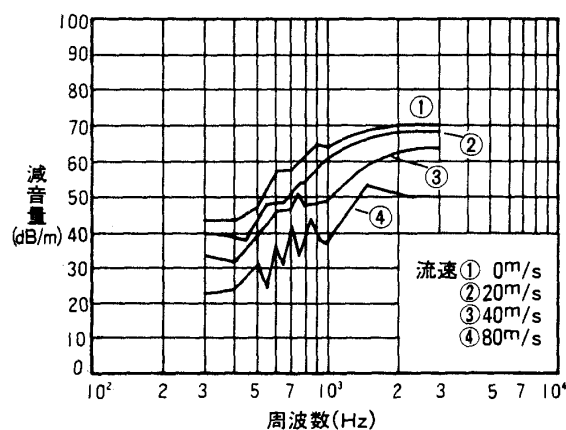


図12 源音量に対する気流の影響⁵⁾

	1	2	3	4	5	6	7	8	
構造									吸音材 金網 多孔金属板(孔あき率20%以上) ガラス布 金属切くず 多孔性 煉瓦
許容 流速 (m/s)	6	6 10.5	10.5	10.5 22.5	22.5 30	30 60	60 90	90 300	
備考	表面に平行な流れに対する値、垂直な流れに対しては図示の値の70%								

図11 気流に対する吸音材料の保護方法⁴⁾

ることは先に述べたが、高減音量の消音器を取付けるときは消音器入口（出口）部の自己発生音に注意することが必要である。

図13にスプリッター型消音器の自己発生音の例を示す。特に騒音レベルが60dB(A)程度になるとガスタービンからの騒音の減音だけでなく自己発生音をいかに低くすることが問題となる。自己発生音を低くするための一番の方法は流速を下げることである。この自己発生音の問題は消音器ばかりでなく、ガスタービン吸気口にガバリ等を設ける場合にも十分注意が必要である。

2) エンクロージャー

ガスタービンエンジンの回転体、発電機等からの透過音を遮音する方法としてエンクロージャーが用いられる。エンクロージャーは本装置周辺での作業者に対する環境保全のためのものであり、一般的にエンクロージャーより1m離れた場所における騒音レベルが90dB(A)以下になるよう設計されている。また、ガスタービンエンジンの日常点検用ドア及び定期オーバーホール用のエンジン搬出入用としてドア／開口可能部が準備されている。

a. 壁の構造

エンクロージャー内部は室内の音圧レベルを低下させるため吸音材が全面張付けられており、その吸音材を保護するためエクスパンドメタル、または多孔鋼板で覆われている。外壁は鋼板で厚さはエンクロージャー外部での騒音レベルによって決める。また、一重の鋼板では遮音量が不足の場合には、吸音材の間に鉛型遮音シートを入れることもある。

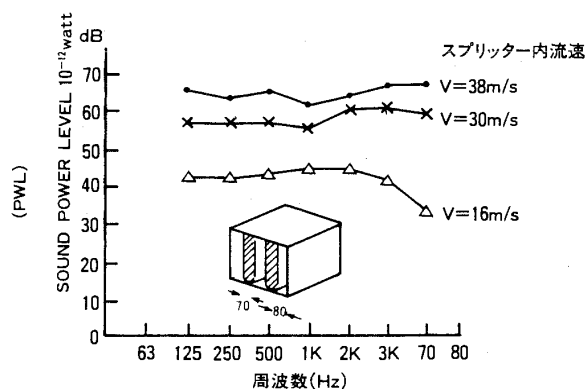


図13 スプリッター形サイレンサー
自己発生音例⁶⁾

b. 遮音量の計算

遮音量、すなわち透過損失は質量則の計算式を用いる。

c. 設計時の注意事項

エンクロージャーでの遮音可能量は30~40dBであるが、エンクロージャーを完全な二重構造にして壁と壁との空間を取り、吸音材を張ることで、エンジンケーシングよりの透過音はほぼ遮音され、吸・排気消音装置よりの空気伝搬音が可聴されるまで遮音することもできる。しかし、通常の場合、次の点も設計時に注意することが望ましい。

- エンジン、発電機等の振動をエンクロージャーに伝えないようにする。
- ドア、配管貫通部にシール材を用い、隙間をなくす。

6. ガスタービン発電装置の騒音対策実施例

ガスタービン発電装置の消音装置について、一般的な設計手法と対策方法について述べたが、実機におけるガスタービン発電装置の対策例を20MWクラスの発電装置について紹介する。

なお、本装置の消音性能は“本装置の幾何学的中心より100m離れた地上1.2mの地点で騒音レベル60dB(A)以下であることを保証する”である。

1) 吸気消音装置

減音量60dBを目標に設計されたスプリッター型消音器で、最大減衰周波数4kHzとしたスプリッターの配列は、高周波ビーム音の透過を防止するために千鳥型とし、図14に示すとおり2段とした。減音量は実則値60dB(OA)となり、ほぼ設計減音量と合致している。(図15)

2) エンクロージャー

遮音量20dBを目標に設計された二重壁構造のエンクロージャーで、二重壁の間には乾燥砂が封じ込められている。また、エンジン室内には吸音

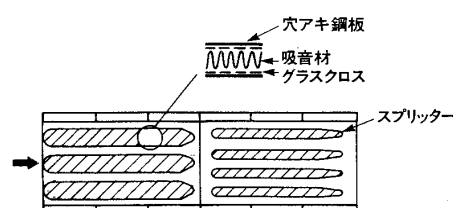


図14 吸気消音器

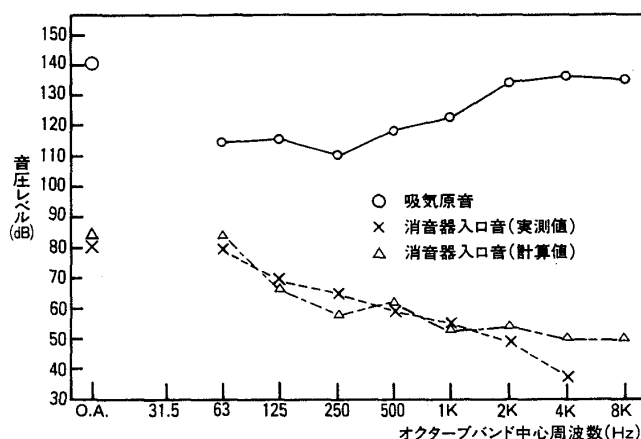


図 15 20MW クラス吸気消音器の性能

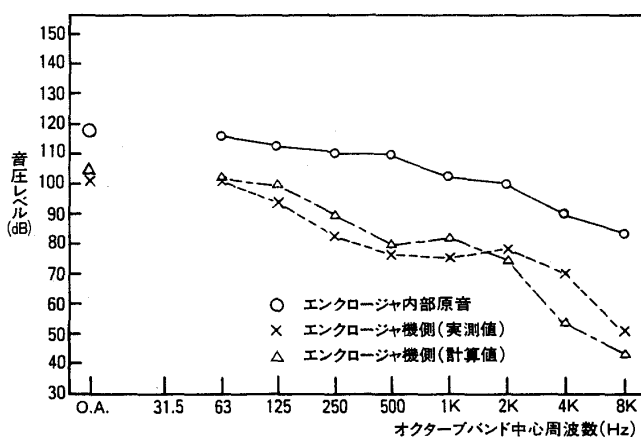


図 16 20MW クラスエンクロージャの性能

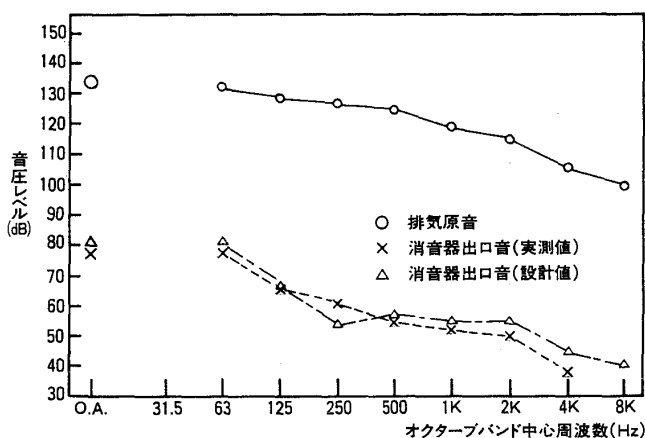


図 17 20MW クラス排気消音器の性能

材の内張がなされており、室内の音圧レベルを低減させている。図 16 に遮音量の実績データを示す。

3) 排気消音装置

減音量 50dB を目標に設計されたスプリッター型消音器で、最大減衰周波数 500Hz とした。スプリッターは並列型となっている。図 17 に示すとおり、減音量は実測 55dB (OA) となり設計減音量とほぼ一致している。

7. あとがき

以上、ガスタービン発電装置の消音装置について、設計的観点から一般的な計算手法及び対策時の注意事項を述べた。

ガスタービン発電装置は出力に比して小型軽量であることが特徴であり、利点であることから、消音器も小さくコンパクトにまとめ、かつ減音量の大きいものが望まれる。駆動源であるガスタービンは今後とも研究開発が進められ、素材・加工技術も年々進歩し、熱効率向上に寄与するものと考えられる。これに伴い、排気消音器に対する設計要求も、高温の排気ガスに耐える構造のものが求められていることから、現有の吸音材料では対処できない時期が到来することが予測できる。このため、現状と同程度の減音効果を持ち吸音材料を使用しない消音装置の開発も急務であろう。

あらゆる分野で開発研究の足踏みは許されない。消音装置の分野においても製品の設計・製作を通じて、小型・高性能であるとともに経済性の高い、かつ整備性のよい消音装置の開発を続けそれらを設置することにより住みよい環境作りの一端を担いたいと考えている。

参考文献

- 1) 野津“防音技術”GTSJ ガスタービン特別講座 (第 4 回) 日本ガスタービン学会 (1988)
- 2) 横山他“ガスタービン発電装置の防音対策について”日本騒音制御工学会講演論文集 (1980)
- 3) 日本音響材料協会“吸音材料”p38 技報堂出版
- 4) 通商産業省立地公害局監修“公害防止の技術と法規”騒音編
- 5) 日本音響材料協会“吸音材料”p39 技報堂出版
- 6) KORFUMD 社カタログ
- 7) FAAR 社カタログ

2. 燃料系統・制御系統

2.1 民間航空機用燃料ポンプ

エス・ティ・エス㈱ 吉田 敏 治
エス・ティ・エス㈱ 山 川 豪

1. まえがき

最近の民間機用エンジンにおいて低燃費を達成するために高温化が図られており、燃料温度は上昇する傾向にある。そのため燃料の潤滑性が極度に低下しポンプの作動環境条件は非常に厳しい状況となっている。従ってエンジンにはこのような厳しい条件に対応でき、信頼性の高いポンプが要求される。ここではこうした背景のもとで開発された V2500 エンジン用の燃料ポンプについて概略説明する。

2. 燃料ポンプ概要

V2500 燃料ポンプは 2 段式ポンプであり、低圧作動する LP ポンプ（又は LP ステージ）と呼ばれる遠心力ポンプと高圧作動する HP ポンプ（又は HP ステージ）と呼ばれる歯車ポンプで構成され

ている。図 1 にポンプの断面図、図 2 に回路図を示す。機体の離陸、巡航、及び降下時におけるポンプの作動条件を表 1 に示す。HP ポンプの入口において燃料温度が 155℃ と高いことがわかる。またこのポンプの MTBO（平均オーバーホール間隔）については従来のポンプと比較して格段に大きな時間が要求されており 5,000 時間となっている。MTBF（平均故障間隔）は約 40,000 時間である。

LP ポンプには羽根車が組み込まれており燃料タンク内にあるブーストポンプより送られてきた燃料蒸気の混ざった燃料に遠心力を与え圧縮して蒸気を燃料中に押し戻し圧力上昇させたのちに熱交換器、フィルタを通して HP ポンプへ供給する。HP ポンプは LP ポンプより送られてきた高温の燃

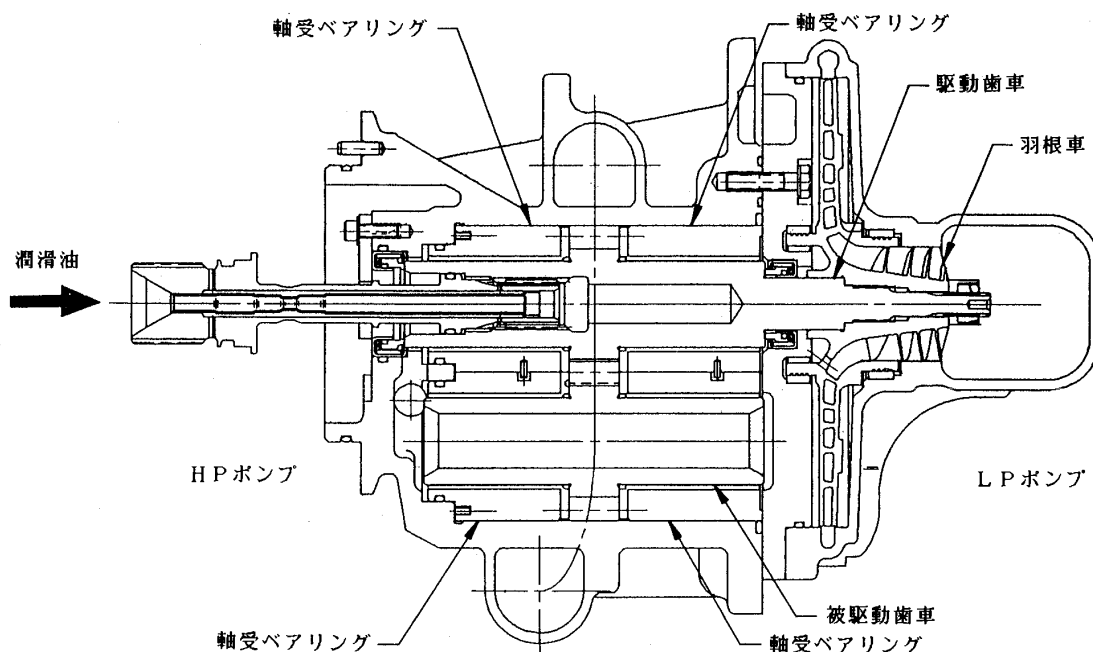


図 1 V2500 燃料ポンプ断面図

（昭和 63 年 10 月 28 日原稿受付）

料を高圧にし、燃料コントロール機器、燃料噴射ノズル等の補機へ供給する。HP ポンプ内には高圧リリーフバルブが装備され、ポンプの吐出圧力が急上昇した場合はバルブが開口しエンジンの燃料システムを保護する仕組みになっている。HP ポンプの手前には燃料中のごみから歯車を保護するため 30 ミクロンのバイパスバルブ付フィルタが設けられている。ポンプの駆動回転動力はエンジンのギヤボックスよりスプラインにて伝達される。近年スプラインの寿命を長くするためギヤボックスより潤滑油にて強制潤滑される方式がとられている。

ポンプの性能は一般性能試験、環境試験、高低温耐久試験等により確認されるが、V2500 の場合特別要求として 1,000 時間の AIR DEPLETION 試験を実施し、設計の最終確認を行っている。この試験は燃料中に溶け込んでいる空気を除去した状態、すなわち歯車の侵食が起こりやすい状態でのポンプの作動耐久試験である。

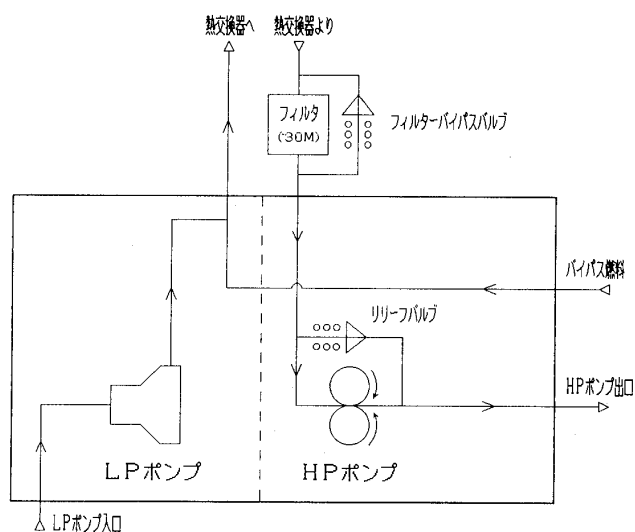


図2 燃料ポンプ回路図

表1 ポンプ作動条件

飛行状況	ポンプ回転速度(RPM)	吐出流量(GPM)	LPポンプ圧力(PSIA)	HPポンプ入口温度(℃)	HPポンプ吐出圧力(PSIA)
離陸	6087	42	蒸気圧 + 5	120	1290
巡航	5655	38	蒸気圧 + 5	140	460
降下	3644	25	蒸気圧 + 5	155	395

3. LP ポンプ

LP ポンプに組み込まれている羽根車は精密鋳造で製作されている。羽根車の大きさは燃料噴射ノズルや他の補機等へ供給される燃料の量、システム内で発生する圧力降下、また熱による蒸気圧力の上昇を考慮して決定される。羽根車の回転力及び圧力により軸方向の荷重が発生するがこの荷重バランスは羽根車内の小孔及びラビリンスシールの隙間でコントロールされている。

3.1 配管内の燃料状態

LP ポンプの性能は配管内の燃料及び燃料蒸気が混合した 2 相流の状態に左右され、特に低流量時に大きな影響を受けやすい。従って LP ポンプの入口での配管内の状況を把握し、設計に反映することは極めて重要である。図3に種々の発生可能な状態を示す。これらは燃料の比重、粘性、配管サイズ、流量、V/L（蒸気/液体比）、圧力、温度によって変化する。LP ポンプが最大の効率で作動するには、入口において蒸気が燃料中に均一に混じった状態もしくは蒸気のない状態がふさわしい。

4. HP ポンプ

HP ポンプは一對の歯車（駆動及び被駆動歯車）と 4 個の軸受ベアリングで構成された圧力バランス式歯車ポンプである。HP ポンプの入口では燃料—エンジン潤滑油の熱交換器を通過してきた燃

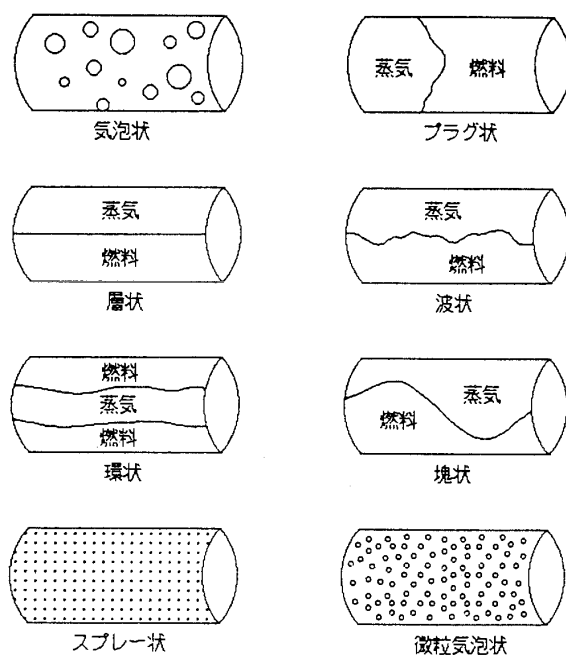


図3 配管内の燃料状態

料が高温（155℃）で送油されてくるためキャビテーションや摩耗が発生しやすく、歯車やベアリングの設計は信頼性の向上を図るため過去の実績に基づいて厳密に行われる。

4.1 歯車材料

歯車材料の選定はポンプの作動条件を考慮して行われる。特に高温の低潤滑燃料の使用ということについては重要な要因である。材料の選定にあたって使用燃料の潤滑特性及び材料の耐摩耗特性を把握する試験が実施される。一般に燃料の潤滑性を計測する場合 EXXON BALL-ON-CYLINDER (BOC) 試験装置が用いられる（図4）。これは米国の工業規格であり、回転するシリンダ上に固定された球に負荷を与え、球につけられた摩耗傷の大きさを潤滑性を決定する試験である。米国 NAPEC の報告書“LUBRICITY PROPERTIES OF HIGH TEMPERATURE JET FUEL”, 1977年8月、によると次の基準が設定されている。

- a) 摩耗径が0.42mm以下については問題なし。
- b) 摩耗径が0.43～0.48については限界域に近いが問題なし。
- c) 摩耗径が0.49mm以上については何らかの問題あり。摩耗傷の大きさは潤滑性が低いほど大きい。

材料の耐摩耗特性を把握するために低潤滑燃料試験が実施される。この試験はトリメチルペンタンという低潤滑燃料を使用し、種々の材料の耐摩耗特性を把握する試験であり、この試験の結果によりポンプの作動環境条件に適した材料が選定される。

4.2 歯車の耐摩耗特性

歯車の耐摩耗特性はPVTという値で評価される。PVTは歯車の歯形及び寿命を決定する重要な要素でもある。図5に歯車のPVTを示す。Pは歯の先端に働くヘルツ応力 (lb/in^2)、Vは歯車のすべり速度 (ft/sec)、Tは温度であるが歯面の接触長さに変換 (in) しており個々の値の積がPVT値となる。PVT値は燃料温度、使用材料等により異なり許容される最大値は過去の実績及び低潤滑燃料試験に基づいて決定される。

4.3 CPM-10V 鋼

CPM-10V 鋼は耐摩耗性及び耐腐食性を考慮し米国のCRUCIBLE SPECIALTY METALにより

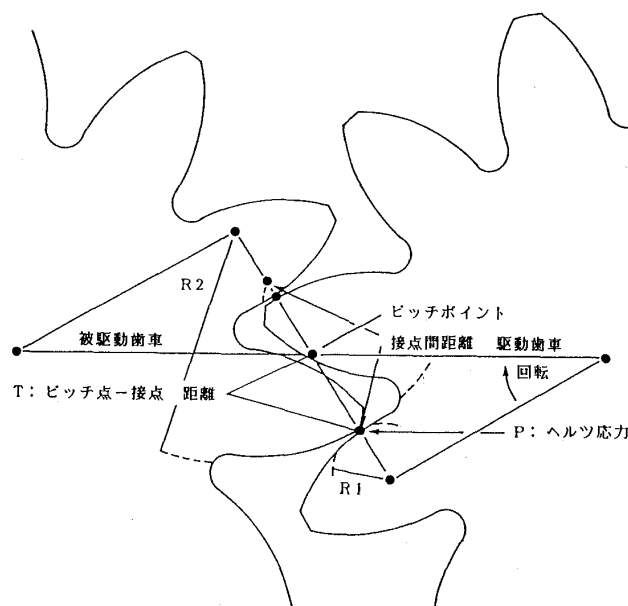


図5 歯車 PVT

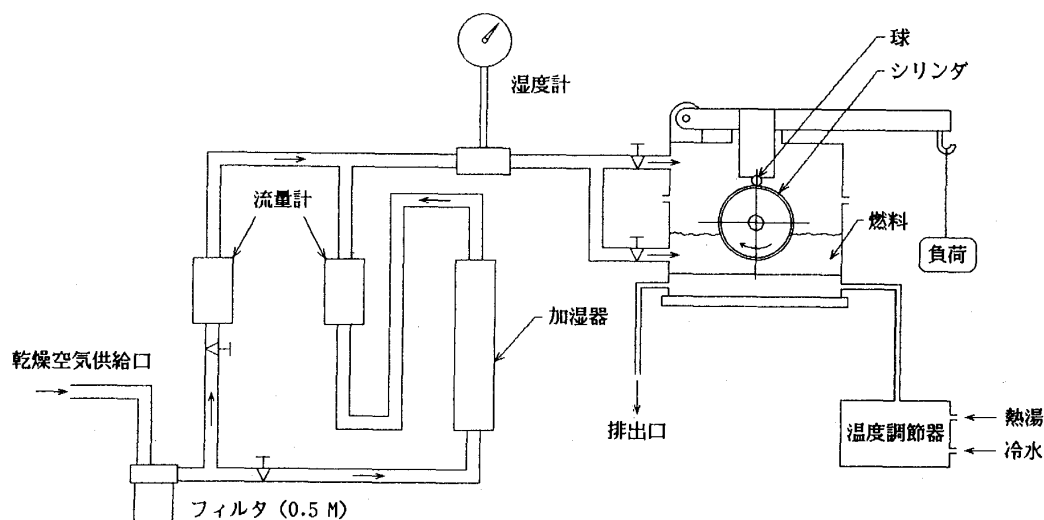


図4 BALL-ON-CYLINDER 試験装置

開発された粉末冶金法を用いた炭素及びバナジウム含有量の多い焼結金属であり、低潤滑燃料試験の結果歯車の材料として採用された。硬度は熱処理方法により異なるが、通常 HRC 52~65 である。

5. 軽量ベアリング

V2500, CF6-80C, PW-2037 エンジンに組み込まれている燃料ポンプにはいずれもバイメタル方式（2種の金属）のベアリングが適用されている。1つはアルミニウムのケーシング、もう1つは鉛を混合したブロンズのライナで構成されている。バイメタル方式のベアリングは従来のブロンズのみで設計された T56, その他の燃料ポンプのベアリングに比べ重量が軽く熱伝達特性に優れ、ベアリング内で発生した熱はポンプハウジングへ効率よく伝達される。また耐久性並びに強度についても従来のベアリングより向上しており、より厳しい作動条件に耐えることが可能である。図6に代表的なベアリングを示す。

5.1 固体潤滑被膜

ベアリングの端面及び内径にはサンドストロームと呼ばれる特殊乾燥潤滑剤がコーティングされており耐摩耗性及び耐腐食性の向上を図っている。サンドストロームはモリブデン硫化物の潤滑被膜であり、従来の鉛インジウムメッキと比較してその特性は優れている。

5.2 ハイブリッドパッド

ハイブリッドパッドはベアリング内部にある燃料を噴射する圧力孔で、歯車の軸受部によって発生する負荷の位置を考慮し設けられている。ハイブリッドパッドより供給される燃料は歯車の軸受部の周囲に被膜を形成し、潤滑及び熱除去を行うとともにベアリング内部の負荷を分散させ一点に

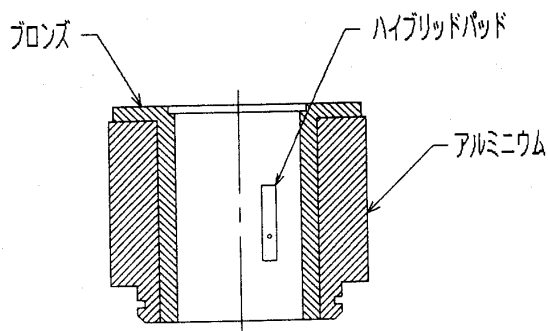


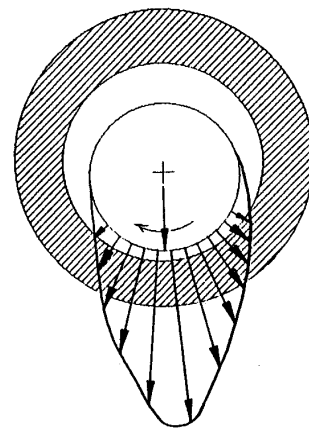
図6 代表的なベアリング

集中するのを防止している。図7はベアリング内部の負荷の分布を示す。ベアリング内部で形成される燃料被膜厚はベアリング内径と歯車軸受部との隙間、温度、圧力、粘性等により異なるが、定格回転時において V2500, CF6-80C 及び TF-39 で約 20~30 μin , また PW2037, RB211, F110, 及び F404-400 では 4.5~15 μin の範囲である。(図8)

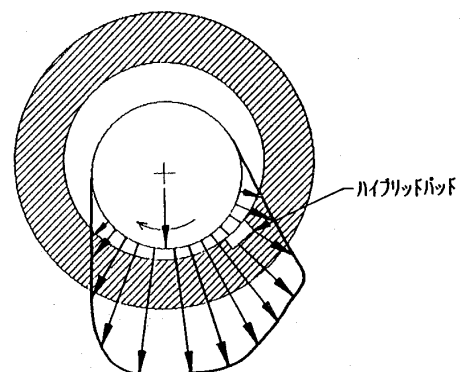
6. 高温化による問題と対策

高温化に伴う低潤滑燃料の対策として歯車材料には CPM-10V 鋼, ベアリングにはバイメタル方式やハイブリッドパッド等が適用されているにもかかわらず、燃料温度が 120℃ を越えかつ急激な温度変化がある他の燃料ポンプにおいて、歯車の異常摩耗の発生がみられた。V2500 エンジンも同様の運用条件を持っているため以下の調査結果に基づき改善がほどこされた。

調査の結果異常摩耗は、作動中に発生する燃料温度の急激な変化によりベアリング内に形成され



標準ベアリング



ハイブリッドベアリング

図7 ベアリング内部の負荷

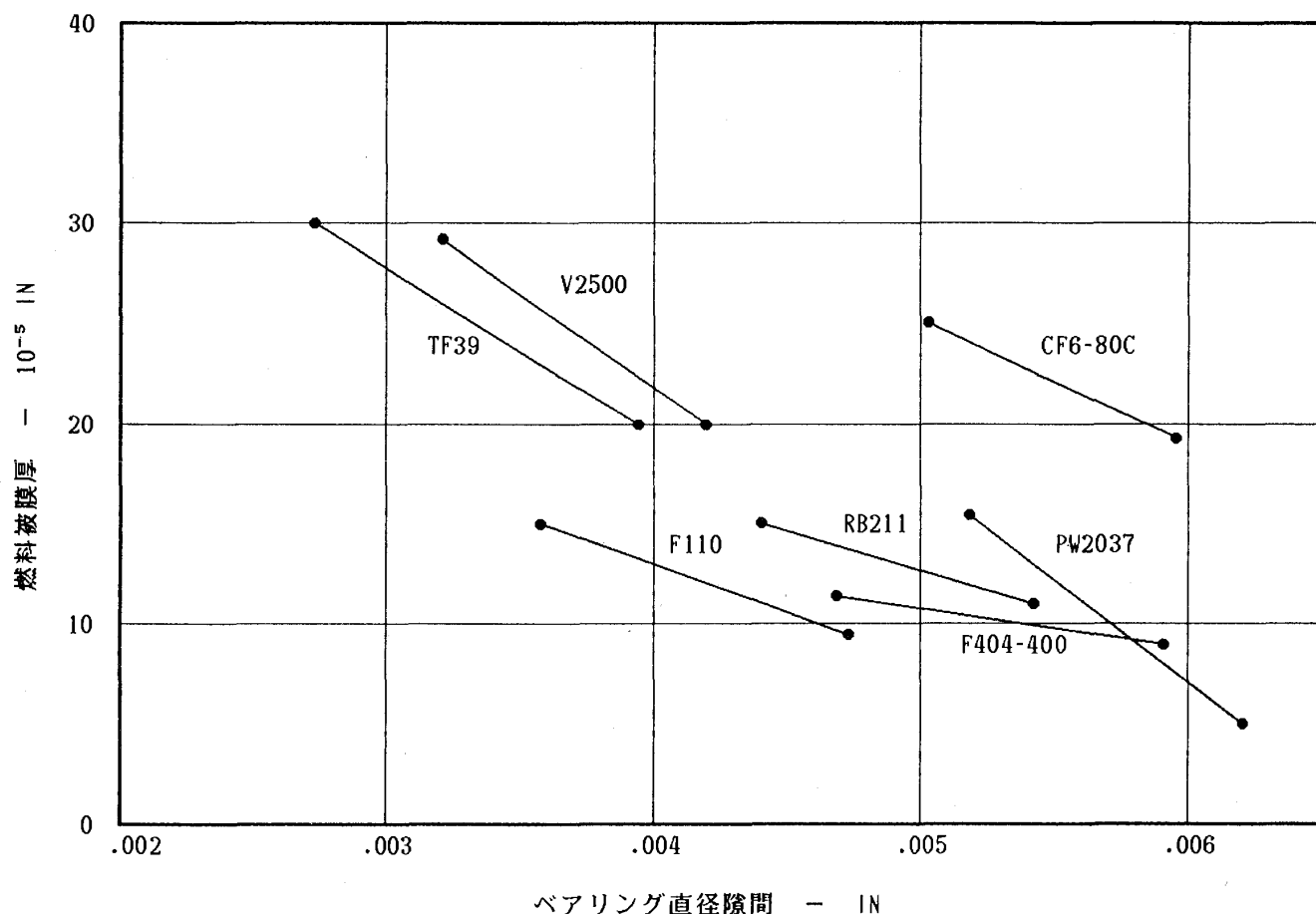


図8 燃料潤滑被膜

ている潤滑被膜が破壊され境界層潤滑，すなわち歯車とベアリングが直接接触するメタルーメタル接触となり摩擦熱が発生する。この現象が繰り返されることにより歯車表面に熱疲労が起こり微視クラックを導く結果となって，微粒子状の CPM-10V が構成される。この微粒子状の CPM-10V がベアリングに埋まり硬化され研磨剤と同様の働きをするため歯車が摩耗する。この防止対策として CPM-10V に適用されていた従来の熱処理（焼入れ／焼戻し）に対して窒化が適用され耐摩耗性が向上し微粒子のベアリングへの転移は抑制された。これは熱応力が発生しやすい条件を設定し，繰り返し作動を行う寿命加速試験により確認されている。従来の熱処理を適用した歯車では試験開始後約 40 時間で微粒子の転移が確認されているが窒化を適用した歯車では 600 時間経過した時点において，微粒子の転移は確認されていない。窒化を適用した CPM-10V は次の特徴を有する。a) 接触面の摩擦抵抗が 26% 低減される。b) 温度衝撃

特性が向上する。c) 表面硬度が HRC 73 付近まで上昇し耐摩耗性が向上する。d) 表面に圧縮応力が構成される。窒化の最大の利点は表面に構成された圧縮応力が熱疲労を防止し微視クラックを抑制することである。

7. あとがき

本解説において V2500 エンジンに搭載されている燃料ポンプの技術について概略を説明してきた。高温の低潤滑燃料に対して更に信頼性を向上するため高速型の遠心力ポンプの開発が行われつつある。すなわち歯車ポンプを除去することにより摩耗問題が解消される。高速型の遠心力ポンプの回転速度は定格で現状の 7～8 倍もの速度にて運転され，圧力上昇及び流量が確保される。また高速化に伴ってポンプ本体及びポンプを駆動するエンジンのギヤボックス等の構成部品が小型軽量化され，部品数も減少し信頼性及び燃料消費率の向上が図られると考える。

2.2 燃料ガス圧縮機

(株)神戸製鋼所 福 定 克 明

1. まえがき

スクリュウ圧縮機はその機構上の特長により、近年ガスタービン燃料ガス圧縮機として数多く用いられている。また今後もこの用途を含め一層の発展が期待されている。本文ではスクリュウ圧縮機の基本的特性と最近の技術動向、さらにガスタービン燃料ガス圧縮機としての適用例を紹介したい。

2. スクリュー圧縮機の特長

スクリュウ圧縮機は固定した内部容積比を有する容積形圧縮機であり、その理論圧縮動力は図1の1-2-3-4-5で囲まれる面積となり、次式で表される。

$$L_{th} = \frac{V_{th}}{60} \times \left\{ \frac{V_i^{n-1} - V_{th}^{n-1}}{n-1} \cdot P_s + \frac{P_d}{V_i} \right\} \quad (1)$$

ここで、 L_{th} :理論圧縮動力 (KW), V_{th} :理論押しのけ流量 (m^3/min), V_i :内部容積比, n :ポリトロップ指数, P_s :吹込圧力 (KPa), P_d :吐出圧力 (KPa)

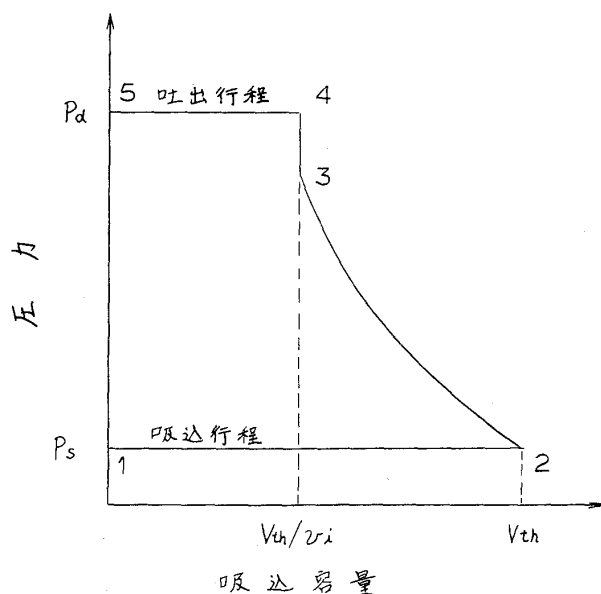


図1 スクリュー圧縮機の理論動力

(昭和63年11月17日原稿受付)

実際の圧縮動力 L には、機械損失 L_m 、流体力学的損失 L_d が加わり次式の様に表される。

$$L = L_{th} + L_m + L_d \quad (2)$$

上記(1)式にて分る様にスクリュウ圧縮機の基本的動力特性は、吹込圧力 P_s 吐出圧力 P_d に対し線形であり圧力比 P_d/P_s とは関数関係にない。また設計段階で適宜選定される機械固有のパラメーター V_i により動力特性は支配される。

スクリュウ圧縮機の容量 V_i (m^3/min) は圧縮機入口状態に換算して、次式で表される。

$$V_i = \eta_v \times V_{th} \quad (3)$$

ここで、 η_v :体積効率

無給油式スクリュウ圧縮機では体積効率は η_v は以下の式で表わされる。

$$\eta_v = 1 + C_f \cdot M_1 - C_L \cdot \frac{\epsilon}{D} \cdot \frac{1}{M_1} \left(\frac{P_d}{P_s} + C_i \right) \quad (4)$$

ここで、 C_f , C_L , C_i :実験により定まる定数, M_1 :入口状態の音速に関する雄ロータ外周速度のマッハ数, ϵ :雄、雌ロータの平均隙間, D :ロータ外径

上記(4)式から容易に推定出来るように、スクリュウ圧縮機は一般に回転数を高く、すなわちマッハ数 M_1 を大きくすれば体積効率は高くなる。またロータ隙間 E を小さくすれば体積効率は高くなる。

油冷式スクリュウ圧縮機の場合、体積効率は更に他の種々の要素により影響され、たとえば吸込部での油の加熱によるガスの膨張、油中に溶解したガスの吸込部でのフラッシュなどが体積効率のマイナス要因となる。逆に油によるシール作用などはプラス要因となり、一般的にこの油膜シール作用が支配的であり無給油式に比較し高い体積効率を示し、回転数やガス物性の違いに対する影響は少ない。

いずれにしてもスクリュウ圧縮機は容積形としての容積特性を持ち圧力と容量は概ね独立の関係に

あり、ガス組成変化にも鈍感でサージング領域も存在しない。これらの特性により圧力変化、容量変化のための運転操作は極めて容易であり、燃料ガス圧縮機としての利点となっている。

3. 無給油式圧縮機とその適用例

無給油式スクリュウ圧縮機の構造を図2に示す。雄、雌2本のロータは軸端に設けられた同期歯車によって微小な隙間を維持し、非接触で回転する。またロータを主とする材質選定の自由度も比較的高いため取り扱い得るガスの種類は多様である。反面、圧縮熱の除去が難しく吐出ガス温度は一般に高くなる。ロータ間に微小隙間を保つため吐出ガス温度は250℃程度に制限する必要がある。従って、運転圧力比は一般に4以下に制限される。ロータ室と軸受の間には、取り扱いガスの洩れを防止し、潤滑油のロータ室への侵入を防止するため種々の軸封装置が設けられるが、このため軸受スパンが大きくなる。従ってロータ軸強度が問題となり、運転差圧（吐出圧力と吸込圧力の差）は通常10～15kg/cm²に制限される。

無給油式圧縮機の動力特性は2項で述べたようにロータ隙間、回転数、ガス分子量により影響され、高速回転あるいは大径ロータでの特性が良く、このため比較的大容量のガス圧送に適し、一般に1,000～40,000m³/hの範囲で使用される。

無給油式スクリュウ圧縮機ではまた、潤滑油とガスとの接触が無いため潤滑油と反応し易いガスや多量のドレンを含むガスなどにも容易に適用出来、さらにケーシングやロータにステンレス鋼などを使用することにより高腐食性のガスにも広く用いられる。

無給油式スクリュウ圧縮機の容量調節はバイパス制御が最も一般的で、多段式の場合には中間段よりのバイパス制御により動力節減が可能となる。この場合、最終段圧縮機の吐出温度または差圧の制限により容量調節範囲は100～70%程度に限られる。また大形機ではスライド弁式容量調節機構を設けることもあり、この場合の容量調節範囲は100～50%程度である。

無給油式スクリュウ圧縮機の高タービン燃料への適用例を表1に示す。

4. 油冷式圧縮機とその適用例

油冷式スクリュウ圧縮機は、元来高压冷媒用冷凍機および標準形空気圧縮機として伸長して来た機種であるが、近年、特に1980年代に入りプロセスガス圧縮機としても盛んに用いられ出している。油冷式スクリュウ圧縮機の構造を図3に示す。

油冷式スクリュウはロータ室に多量の潤滑油を噴射して圧縮中のガスを直接冷却し、またこの油によりロータ間のシールと潤滑が行われるためロー

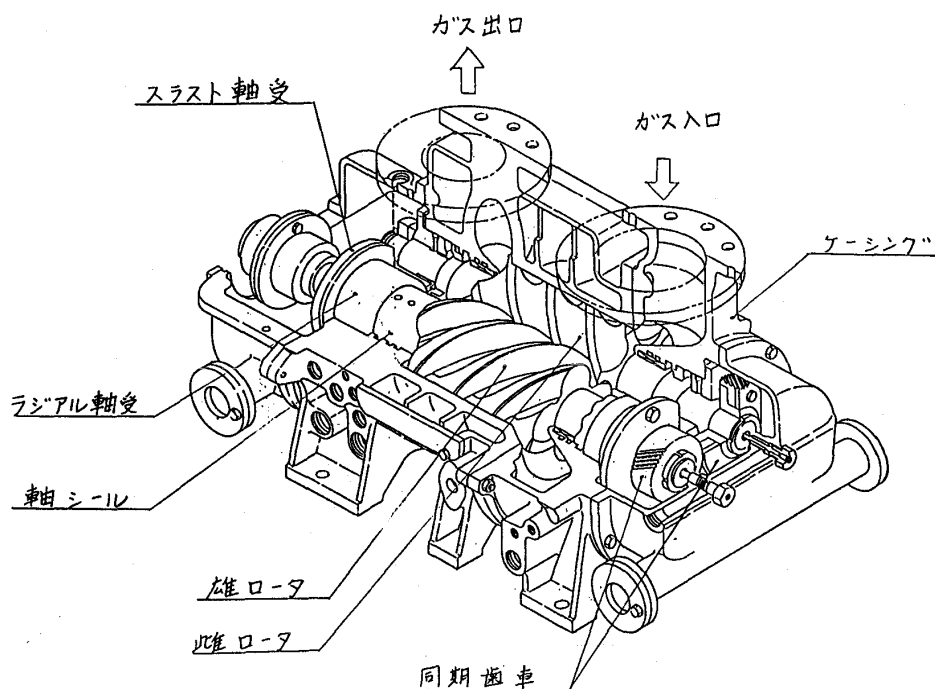


図2 無給油式スクリュウ圧縮機

表1 無給式スクリュウ圧縮機 ガスタービンへの適用例

No	取り扱いガス	型 式	台数	容 量 (Nm ³ /h)	圧力(kg/cm ² A)		駆 動 機 出力(KW)	納入年度	納 入 場 所
					吹 込	吐 出			
1	コークス炉ガス	KS50L-31L	3	13400	1.13	8.80	1500	1969	日 本
2	鉾 山 ガ ス	KS40L-31S	1	7550	1.03	10.03	1060	1971	日 本
3	鉾 山 ガ ス	KS25LAVZ-20SAVZ	2	4493	2.12	11.00	880	1985	オーストラリア
4	石油オフガス	KS16SMZ	1	10000	13.03	21.03	310	1987	日 本

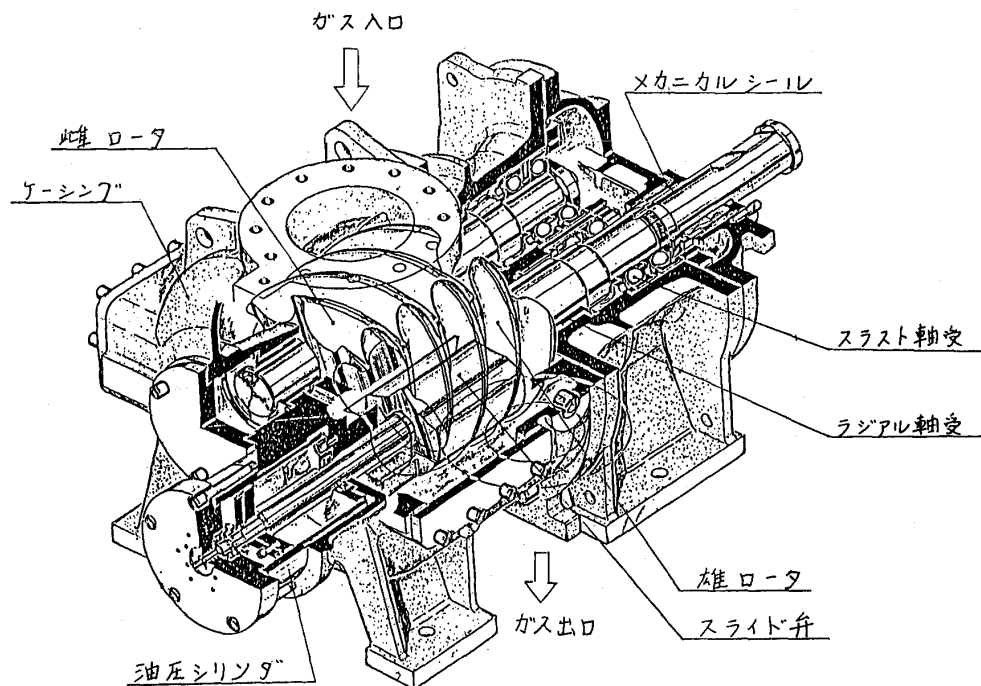


図3 油冷式スクリュウ圧縮機

タ同士の直接の噛み合いが可能で、同期歯車は不要である。また機内全体が潤滑油と接触することを前提としているためロータ歯部と軸受の間には厳密な軸封装置が不要で、軸受スパンは無給油式に比較し短かくすることが出来る。

以上のような構造を持つため油冷式スクリュウ圧縮機の特徴は、

- (1) 運転圧力比が非常に広い（最高 20 程度）
- (2) 高差圧に耐える（最大 25kg/cm² 程度）
- (3) 低分子量ガスにも適する（最小 2）

(4) 油による防錆と不純物の洗浄が期待出来るなどであり、中小容量（100～10,000m³/h）に適用される。また油冷式スクリュウ圧縮機はスライド弁式容量調節装置を標準的に装備する場合がほとんどで、これにより通常100～15%の容量調節を行うことが可能である。スライド弁による部分負荷特性の一例を図4に示すが、ガスタービン燃料圧縮機としてのスライド弁の運用は急激な負荷遮

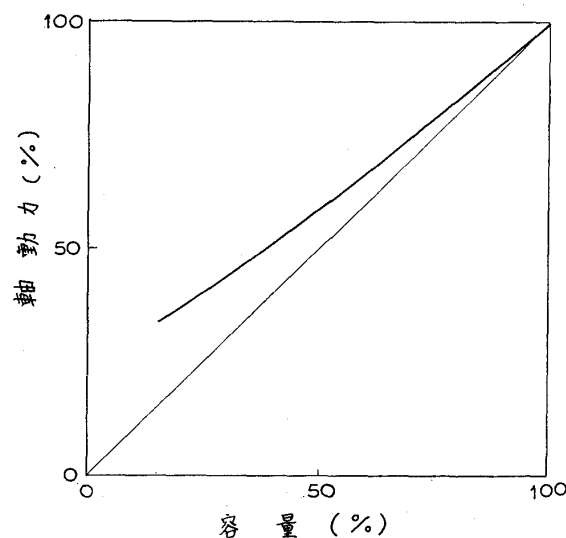


図4 スライド弁による部分負荷特性の一例

断、投入に対応する必要があるため、バイパス弁と並用して行なうのが一般的である。

なお、ガスタービン燃料ガスに多量の油ミスト

が混入すると、燃焼部分でこれが炭化付着し種々のトラブルの原因となることが知られている。このため、油冷式スクリュウ圧縮機では2または3段階の油分離装置を設け、吐出ガス中の油分を5～10PPM (Wt) 以下に抑えている。

油冷式スクリュウ圧縮機の高スタービン燃料への適用例を表2に示す。

5. 無給油・油冷組合せ式圧縮機

近年、製鉄副生ガスのガスタービン発電による有効利用が盛んに行われている。この種のガスは鉱山ガスなどと同様その発熱量が低く、従って燃料流量としては相対的に多くを必要とする。一方これらのガスの供給元圧は通常大気圧近くの低圧であり、このため燃料ガス圧縮機は大容量かつ高圧力比への対応が必要となる。スクリュウ圧縮機において現在このような要件に対する最適化を考えた場合、無給油式と油冷式の組合わせによる多段圧縮システムがその一例としてあげられる。

すなわち、低圧、低差圧で大容量を処理する低段（1段）圧縮機には無給油式を、高圧、高差圧で中小容量を処理する高段（2段）圧縮機には油冷式を適用することにより、システム全体としての動力の最少化と、設備の簡素化、コンパクト化を図ることが可能である。例えば無給油式のみによる多段圧縮システムを適用した場合、段数は通常3段又はそれ以上が必要となる。容量調節は先に述べたように70%程度が限界であり、かつ高段機効率が相対的に低くなるため全体としての動

力特性では不十分である。逆に油冷式のみによる構成を考えた場合、容量規模によっては複数系列での対応が必要となる。また吐出ガス容積の大きな低段圧縮機においてはそれに見合った大形の油分離装置が必要となり圧縮機本体も無給油式のそれと比較し低速回転であるため大形となるなど特に設置スペースでの問題が生ずる。

本無給油・油冷組み合わせ式圧縮機の具体的適用例を表3に示す。

6. あとがき

スクリュウ圧縮機はたゆまざる用途開発の努力により年々その適用分野を拡大しつつあり、その背景には容積形でかつ回転形であるという特徴がもたらす多様性、柔軟性があると考えられる。またスクリュウ圧縮機の基礎研究、開発も盛んで、特にロータ歯形の研究では各社から独自の高性能新歯形が発表されている。これらにより例えば、小形機は中形機に匹敵する動力特性が得られるようになり、さらには10m³/h程度の超小形スクリュウも商品化がなされている。

今後ガスタービン燃料用としてのスクリュウ圧縮への要望は一層高まるものと予想されるが、多種多様なガスタービン仕様に応えるべく、さらに研究、開発を推進したいと考えている。

参考文献

- (1)ターボ機械第15巻第3号（昭和62）
- (2)R&D 神戸製鋼技報 Vol.34（昭59）

表2 油冷式スクリュウ圧縮機 ガスタービンへの適用例

No.	取り扱いガス	型 式	台 数	容 量 (Nm ³ /h)	圧力(kg/cm ² A)		駆 動 機 出力(KW)	納入年度	納 入 場 所
					吹 込	吐 出			
1	鉱 山 ガ ス	KS31TV	1	2245	1.03	9.63	300	1982	日 本
2	鉱 山 ガ ス	KS27TV	1	1790	1.12	9.93	210	1982	オーストラリア
3	天 然 ガ ス	KS12LXN	1	1830	5.60	16.03	120	1984	エジプト
4	石油オフガス	KS31MXN	1	20000	8.03	21.03	1050	1987	日 本
5	都市ガス(13A)	KS16LX	1	1400	3.13	19.23	155	1988	日 本
6	都市ガス(13A)	KS10SGB	1	360	2.03	15.53	37	1988	日 本
7	都市ガス(13A)	KS16LX	1	1400	2.03	17.53	400	1988	日 本

表3 組合せ式スクリュウ圧縮機 ガスタービンの適用例

No.	取り扱いガス	型 式	台 数	容 量 (Nm ³ /h)	圧力(kg/cm ² A)		駆 動 機 出力(KW)	納入年度	納 入 場 所
					吹 込	吐 出			
1	製鉄副生ガス	KS50LAZ-31LX	1	19400	1.07	20.53	3360	1988	日 本
2	製鉄副生ガス	KS63LAZ-50LX	1	40000	1.07	17.53	6800	予定1989	日 本

2.3 燃料処理装置

アルファ・ラバル㈱ 坂部 隆史

1. 燃料処理プロセス

信頼性の高い良好な産業用ガスタービンの運転を行うための第一歩はガスタービンメーカ推奨の燃料油を調達することであり、次にユーザに求められることとして(a)燃料油納入の前後における不純物の混入防止(b)燃料油の貯蔵、加熱送油システムの適正な設計(c)システム全体に対する保守手順及びスケジュールの適切な管理。(d)燃料油処理装置の適正な設計と運転があげられる。

中でも(d)項は重要で、汚染された油を首尾よく使用できるかどうかは燃料油処理装置の効率即ち特定の不純物の機械的な除去とその他不純物の化学的な抑制にかかっている。主な不純物は

- ・水溶性のもの—ナトリウム、カリウム等
- ・固形のもの—砂、錆、微生物、アスファルト質のスラッジ等
- ・油溶性のもの—バナジウム、鉛等

燃料油処理プロセスは水と固形分の機械的な分離と油溶性不純物の化学的な抑制から成る。水と固形分の分離は遠心分離機で行う。

ナトリウムとカリウムは通常細かく分散または乳化された塩水の小滴の形で存在する。油から塩水を遠心分離することで金属粒子をガスタービンの燃料に適したレベルまで効果的に減少させ得る。微生物は水の中にのみ生息できるので油から水を分離すれば当然微生物関連の問題も減少し得る。固形粒子も同時に除去される。なぜなら遠心力は油よりも重いすべての粒子に働き、それらがどの成分に含まれていようとも（例えば水の小滴や砂の粒子）分離できるためである。

バナジウムは油に溶解し複雑な形で燃料油中に存在し遠心分離機では除去できない。多くの研究者がバナジウムを除去する方法を探したが未だに経済的な方法は見つかっていない。バナジウムを

除去する代わりにバナジウムによる高温腐食を防ぐ方法として、マグネシウムをベースとした添加剤によって抑制する方法が行われている。高い融点を持つマグネシウム酸化物はバナジウムに反応して運転温度より高い融点を保つマグネシウムバナジン酸塩を形成する。この乾性灰分は比較的非付着性であり除去が容易であるため高温ガス通路の汚れとタービン運転への悪影響を最小限に抑える効果がある。

鉛はタービン構成部に対し非常に腐食性が強いが、これを除去または抑制する経済的な方法は未だに見つかっていないので燃料油の購入の際鉛がごく少量（1 ppm 以下）しか含まないものに限定する必要がある。

2. 軽質油用燃料処理装置

精製された軽質油は水分、固形分、金属粒子共に低い含有レベルを保持しているので、軽質油の輸送、取扱い、貯蔵が慎重に行われれば、これらの低いレベルがガスタービンへの供給時でも維持できる。軽質油使用のガスタービンの運転で燃料油関連で問題となるのは、ほとんどは塩水（ナトリウムを含む）と固形分である。油中のバナジウム及び鉛が問題となるケースはまれである。

塩分を含む水等による汚染の危険がある場所では、燃料油の品質を回復させるために遠心分離機のクリーニング装置を設ける必要がある。水洗浄なしの遠心分離が汚染された軽質油から水、ナトリウム、固形分を連続除去するに最も効果的であることが判明されている。図1に軽質油清浄システムの主系統を示す。

2.1 ポンピング

軽質油燃料を使用する前に少なくとも24時間貯蔵しておくことが推奨される。水および固形分の粗子を沈殿させるに通常この時間で十分である。貯蔵タンクで適正に処理された燃料油は遠心ポンプを使用し遠心分離機に送られる。

（昭和63年9月20日原稿受付）

2.2 遠心分離

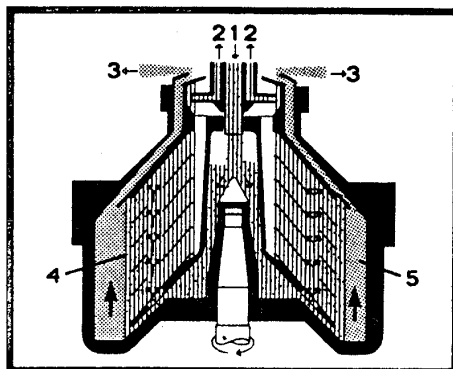
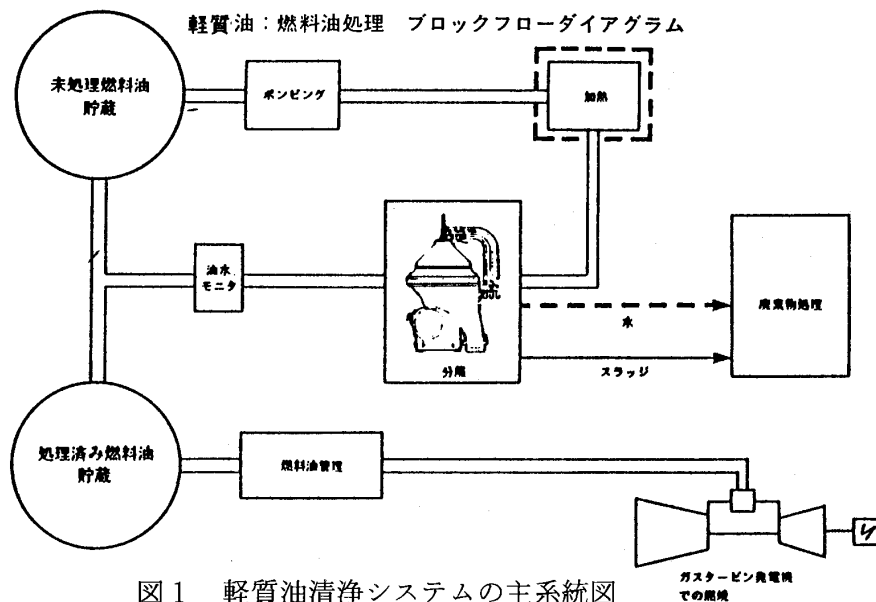
一般に軽質油中に存在する固形分は微量であるため、ソリッドリテイニング式遠心分離機（M-AB 型）がこの用途に使用される。図 2 にこの型のボウルの断面図を示す。自動運転が望まれる場合は前記手動式クリーニングのかわりにセルフクリーニング式分離機（MOPX, WHPX または GTPX）が使用される。図 3 にセルフクリーニング式のボウルの断面図を示す。

2.3 プロセス制御

処理後の油の品質をチェックするため油／水モニタを遠心分離機の後に設けることがあるがこれ

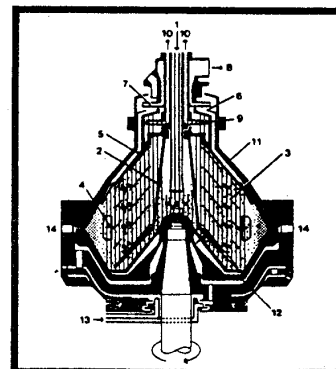
は処理済み油中の水分含有量を図ることによりナトリウムの除去を判定する指針となるからである。この測定システムはセンサとモニタユニットから成り、センサはラインを流れる軽質油の誘電率を測定し、その静電容量を電流に変換モニタユニットに送信する。モニタユニットからは水分含有量に相当する出力が出される。

燃料処理装置は通常、制御装置付のモジュールの形で納入される。代表的な遠心分離システムは図 4 に示す。軽質油は通常流動点が十分低いためほとんどの場合油加熱を必要としない。



1. 被処理油入口
2. 清浄済み油出口
3. 水出口
4. 油／水間インターフェース（eライン）
5. スラッジ

図 2 ソリッドリテイニング式遠心分離機



- | | |
|---------------|-------------------|
| 1. 油入口 | 8. 水出口 |
| 2. ディストリビュータ | 9. 油ベアリングディスク |
| 3. ディスクスタック | 10. 油出口 |
| 4. スラジスペース | 11. ボウルフード |
| 5. トップディスク | 12. スライディングボウルボトム |
| 6. 比重板 | 13. 操作水 |
| 7. 水ベアリングディスク | 14. スラッジ出口 |

図 3 セルフクリーニング式遠心分離機

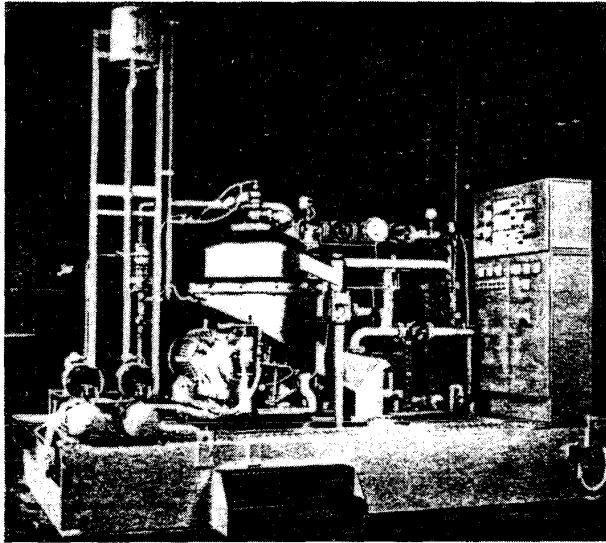


図4 遠心分離システム実施例

3. 重油用燃料処理装置

重油の不利な物性と高い混濁レベルにより、単に遠心分離機でクリーニングするだけでは不純物の含有レベルを軽質油並に低下させることが困難である。このため水洗浄による除去プロセスを整備する必要がある。

この技法は水を重油に混ぜ合わせた後、水を遠心分離する方式であり、不純物の含有量（特にナトリウムとカリウム）及び物性の状態により、1段式または2段式洗浄システムが採用される。

このシステムが開発されて以来、重油を処理してあらゆるガスタービンに適した燃料油が得られ

ることが実証されてきた。

3.1 ポンピング

油に水が乳化することを防ぐため静かな流量処理が要求される。また良好な分離効果を維持するためには分離機への送油は常に一定流量が保持されるべきです。このため独立式の容積型ポンプが複式ストレーナと共にセッティングタンクに近接して設置されることが必要である。

3.2 乳化抑制剤の注入

ガスタービンに有害な溶解塩を含む水は重油内で自然に乳化安定している。有機液体状の表面活性剤をブレンドした乳化抑制剤は乳化防止のために重油に添加する。これは重油に含まれる水分と注入された洗浄水との混合をも促進させる。

抑制剤は重油と十分に混合させるためにヒータの手前で連続的に注入される。

抑制剤は種類によって効果が異なり、また燃料油の特性によって添加量が異なる。その量は15から300ppmの範囲である。最適の抑制剤を選択し、また適正な添加率を得るためには現場でのテストも必要とする。

3.3 油の加熱

重油の処理プロセスでは処理温度が重要である。一般に温度が高ければ、粘度並に比重が下がり良好な分離効果が得られる。通常の処理温度は98℃であり、熱回収ヒータと蒸気加熱ヒータを直列に設置してこの温度までヒートアップする。

重油：燃料油処理ブロックフローダイアグラム

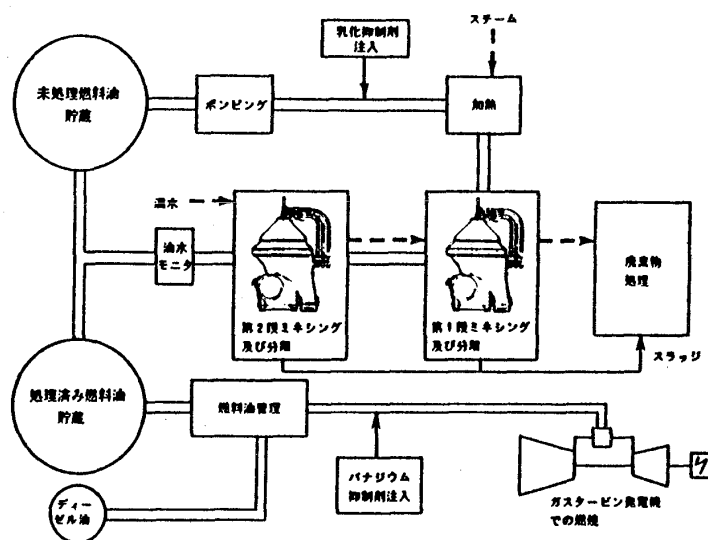


図5 2段式重油清浄システムの主系統図

(1) 熱回収ヒータは最終清浄段階から送出される高温（98℃）清浄油の熱を利用して被清浄油を加熱する方式で、プレート式ヒータが使われるプレート式はコンパクトで僅少の油温差での熱伝導効率がよく、しかも汚れが少ないので、この用途に最適である。

(2) 次に蒸気加熱ヒータを設ける。このヒータはスパイラル式で最終処理温度（98℃）まで蒸気でヒートアップする。一定の分離温度を維持するために±2℃の精度を有する温度調節装置（PI動作）を設ける必要がある。これにより遠心分離機の適正な運転が得られる。

3.4 重油と洗浄水の混合

燃料油洗浄プロセスの効果は洗浄水を注入して油中の水分を如何に希釈するかにかかっている。ミキサはこの目的のため装備され次の性能を有することが要求される。

- ・水滴の表面への乳化抑制剤分子の拡散
- ・乳化とコロイド状を防ぐ作用
- ・油中の水滴と注入洗浄水の接触および結合

これらの要件を満たすために低速で多段式のパドル型ミキサ（図6）が採用される。ミキシング時間が長いことから水の小滴間の結合が良好に行われ、油中の水の乳化を防止する。乳化状態では遠心分離機で分離できない。

98℃における洗浄水の必要量は油流量の5～10%の範囲である。注入される洗浄水に含まれるナトリウムが50ppm以下であれば重油のナトリウムの除去効果にはさほど影響はない。

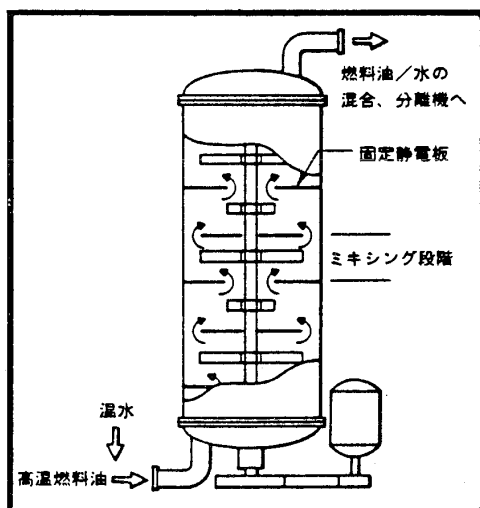


図6 多段式パドル型ミキサ

プロセス効果を上げ、プラントの経済性を向上させるために、洗浄水は被処理油に対し逆方向に流す。即ち洗浄水は第2段目のミキサの手前で注入し第2段目の分離機を通過してから第1段目のミキサに導き洗浄水の再利用を計る。第5回参照。

3.5 遠心分離

重油の清浄用としてセルフクリーニング式遠心分離機が推奨される。ソリッドリテイニング式分離機はスラッジの処理能力に限界があるので推奨できない。

重油清浄システムはピュリファイヤ型分離機を基本とする。ピュリファイヤ運転で、一般に許容される比重の上限は0.991/15℃である。この上限に近い比重の重油を処理する場合、ピュリファイヤの最適の分離効果を得るためには、いわゆるボウル内のインタフェース（油と水の境界面）を正しく保つことが重要である。インタフェースの位置は、ボウルの上部の重液出口部に取付けられた比重板によって決められる。最適な分離効果を維持するには処理する油の比重、粘度、温度、流量に対応した正しい比重板を選択することにかかっている。

3.6 制御

プロセス全体の制御は、プラントが十分に性能を発揮する上で最も重要な要素である。最も一般的なシステムでは、手作業によるセットポイントを備えた集中半自動式制御盤を備えている。代表的な2段式重油清浄（洗浄）システムを図7に示す。

アルファ・ラバルの指示通り設置し運転した場合、代表的な低質重油用2段式水洗浄による清浄システムで次の性能結果が得られる。

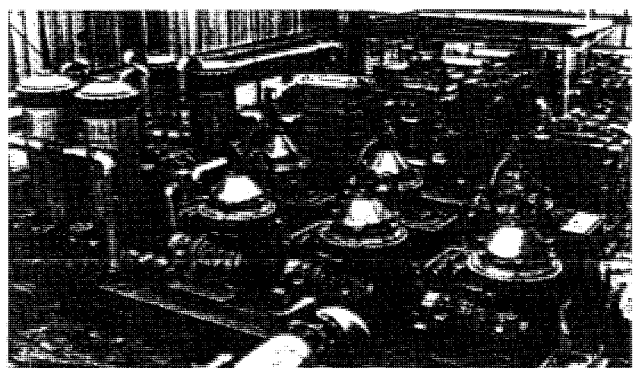


図7 2段式重油清浄（洗浄）システム実施例

軽質原油：燃料油処理ブロックフローダイアグラム

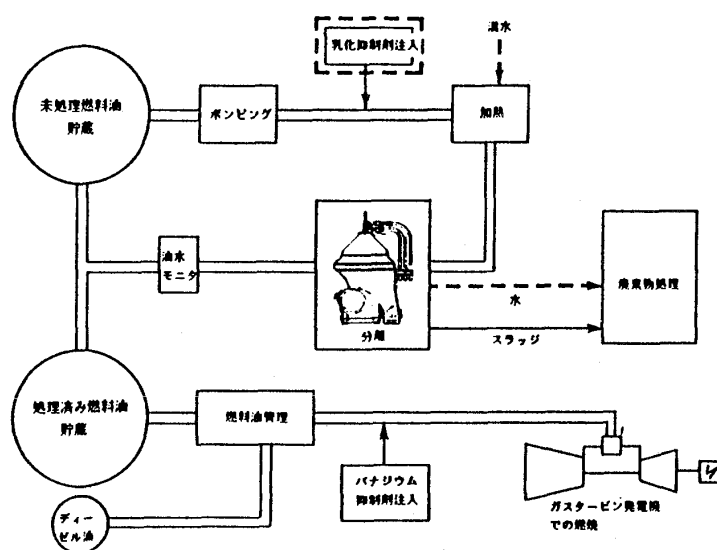


図8 軽質原油清浄システムの主系統図

ナトリウム＋カリウム：1ppm 以下
 BS & W : 0.5% 以下
 灰分 : 80% 低減
 カルシウム : 50% 低減

水洗浄による清浄システムの運転上の限界は燃料油の比重が 0.991/15℃ と粘度 50cst/100℃ を超過しないことである。

4. 軽質原油用燃料処理

原油の処理方法は従来、図5に示す重油処理装置と同様の2段式水洗浄プロセスであったが中東のエンドユーザにとって次の多くの不利な要素があった。

- ・良質の洗浄水が必要
- ・洗浄水の消費量が多い
- ・油により汚染された洗浄水の処分
- ・化学乳化抑制剤が必要
- ・洗浄した原油中の残水

最近の数年間においてアルファ・ラバルは軽質原油を水洗浄せずに1段清浄のみで処理するシステムを開発した。原油はまずろろ分を溶かすために約55℃まで加熱され、その後自動セルフクリーニング式遠心分離機により清浄する。バナジウムを抑制するためにタービンに給油される手前にマグネシウム化合物を添加してプロセスを終了する。主系統は図8に示す。

水洗浄を行わない、この「乾式遠心分離」法はアラビアン軽質原油のものでプロセスの入口におけるナトリウムとカリウムの含有率が15ppmを超過しない限り技術的に信頼性あるプロセスと云える。アラビアン軽質原油を処理した場合の代表的な運転データを下表に示す。

含有物	未処理の原油 ppm	遠心分離済み原油 ppm
Mg	0.9	0.1
Ca	2.1	0.5
V	11.1	9.8
Pb	0.5	0.5
Na	8.0	0.1
K	0.5	0.0

5. あとがき

優れた性能とその燃料油市場の変化に対応できる融通性から今日では遠心分離法は他の燃料処理システムよりも多く使用されている。保守が行き届き、運転が万全であればこれまで述べた処理装置は、汚染した燃料油の使用で生ずる種々の危険要素を最小限に抑えることができる。

引用文献：ALFA-LAVAL, "Centrifugal separator systems for gas turbine fuel treatment" SA1965 12/86 HTIM

2.4 燃料制御装置

日本ウッドワードガバナ㈱ 寺 本 勲 生
日本ウッドワードガバナ㈱ 林 直 司

1. まえがき

ジェームス・ワットによって蒸気機関用に初めて考案された調速機・ガバナは水車、蒸気タービン、ピストン機関そしてガスタービンと新しい原動機が現れるたびに、或はそれ等の原動機に対して複雑な制御が要求されるのに合わせて、いろいろな形式及びその補助装置が開発されて来た。ここでは、他原動機と比べた場合のガスタービン燃料制御の特徴とその進歩と将来について述べてみる。但しガスタービンの用途は多分野にわたっているため、ここでは日本ウッドワードガバナー社が主に手懸けている産業用、発電用、船舶用の分野に限らせて頂く（航空用、自動車等は米国本社の特許である為、ここでは特に取り上げない）。

2. ガスタービンの燃料制御

1) ガバナ

ガスタービン用燃料制御について述べる前に、ガバナの役割について述べておく。

ガバナの基本動作は、図1に示すように、あらかじめ定められた速度設定と原動機の実速度を比較することにより、燃料を自動的に補正することにある。

a) 初期の機械式ガバナ（図2）

フライウェイトは回転軸の角速度の2乗に比例した遠心力を受け、カラーは回転軸上を上下する。この遠心力による外方向のトルクとフライウェイ

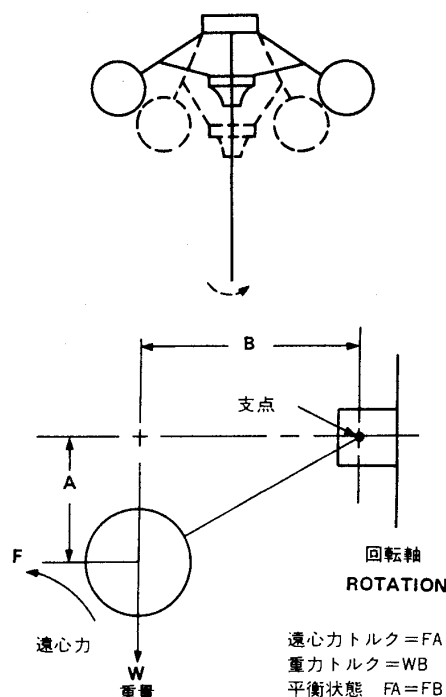


図2

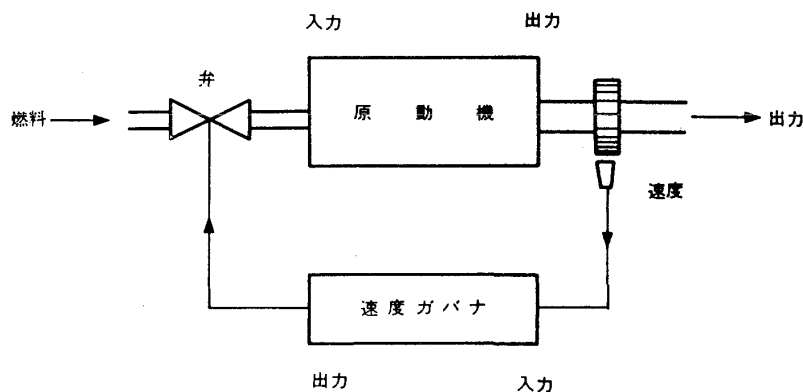


図1

(昭和63年10月24日原稿受付)

トの質量による重力トルクがバランスするところで動きは止まる。このバランス点より回転速度が上がると遠心力が勝ち、カラーを持ち上げる。逆の場合はカラーが下がる。このカラーの動きを、それぞれ燃料閉および開とするリンケージを作ることによって、原動機の調速を行なう。このガバナの欠点は、カラーと回転軸間の摩擦力が大きくなり、そのため不感帯を作り、不安定気味となる。これを除くため、フライウエイトの大きさをとつともなく大きくする必要があった。

b) 次段階として摩擦力を低減させるため、スピードスプリングとスラストベアリングを加えた。スピードスプリングは、前述のフライウエイトの上下方向の重力トルクに取って変わるもので、当然、速度設定機構として働く。次に原動機が大きくなるとガバナに要求される出力トルクも大きくなり、その結果、十分な遠心力を得るためにフライウエイトもだんだん大きくなってしまふ。そこで油圧式ガバナが登場する。図3は当社の最もシンプルな油圧機械的のSGガバナである。ここでは、既に安定性を得るための比例要素ドループが可調整となっている。これをドループガバナという。

c) 発電機アプリケーションが増えると、負荷に応じて速度が変わるドループガバナでは、周波数を保つために速度設定を頻繁に調整しなければならない。そこで負荷のいかにかわらず周波

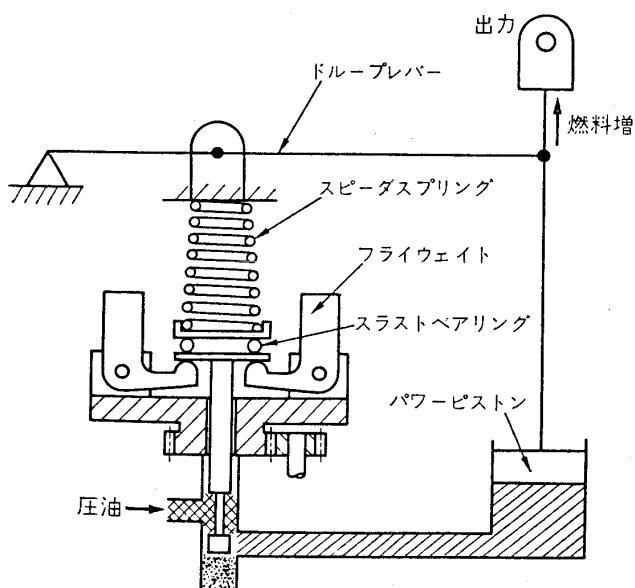


図3 SG ガバナ

数を一定に保つアイソクロナス（恒速）ガバナが開発された。コンペンセーションシステムと称される系が、トランジェントには安定化フィードバックとして働き（一時的ドループ）、整定状態では全く働かず、恒速運転される。図4は当社の最もシンプルなアイソクロナスガバナのPSGガバナである。

2) ガスタービンの燃料制御

ガスタービンは圧縮機、燃焼器とタービンの3つの基本構成部分から成り立っている。ガスタービンの圧縮機はピストン機関の様な容積形ではなくターボ形である。従ってガスタービンは圧縮機のサージングと云う固有の問題を持っている。急激に多量の燃料を増やす事はこのサージングを引き起こすので何らかの方法で燃料を制限し、そのような状態を防がなければならない（加速燃料制限）。

逆に燃料が急激に減少された時混合気が薄くなり過ぎて、吹き消え（フレイムアウト）を起こしてしまう。同様に何らかの方法でこの吹き消えを防がなければならない（減速燃料制限）。

もう一つガスタービンは起動時に多量の燃料が入り過ぎると混合気が濃くなり過ぎ着火に失敗する、或はタービン入口温度の過度の上昇を招いてしまう。燃料が少な過ぎても混合気が薄く着火に失敗する。この為やはり何らかの方法で適正な燃料量を確保しなければならない（始動時燃料制限）。

ガスタービンを運転する上においてこの3つは最低限要求される制御である。

図5は当社1907燃料弁（燃料調量弁）とPSGガバナを用いた燃料制御の一例である。ガバナの出力はリンクで1907燃料弁に入力されガスタービンに要求される燃料量を制御する。一方上記3つの燃料制御はこの燃料弁に組込まれたCDP燃料制限装置、最少燃料制限ストップ、スタート燃料ストップによって行なわれる。

3. より複雑な制御へ

1) 電気ガバナ

エンジンが高性能化、軽量化するにつれてガバナの応答性の改善が要求される様になった。特に高速ディーゼル・エンジンにおいてこの傾向が高まった。しかし機械油圧式ガバナの応答特性改善

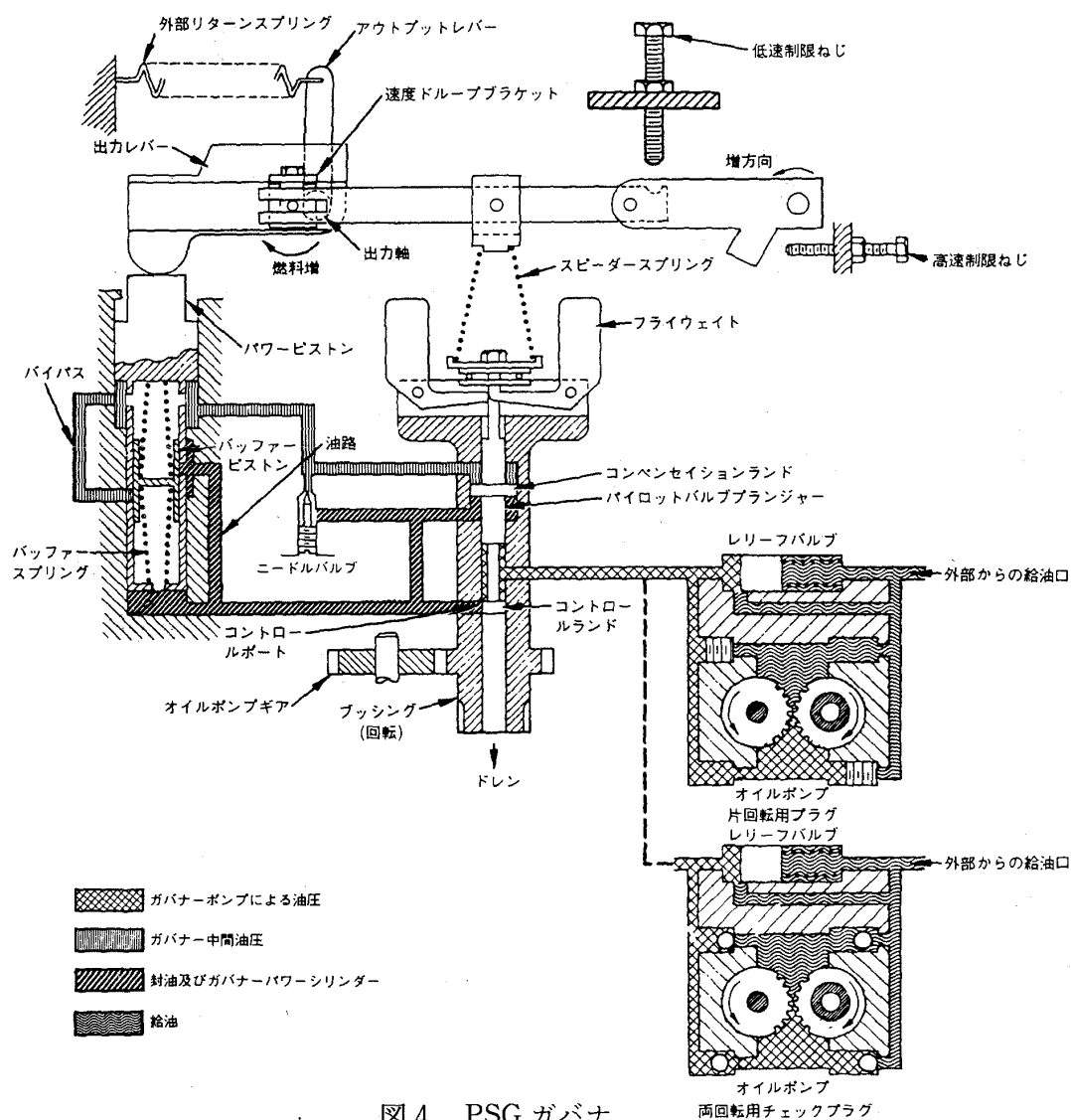


図 4 PSG ガバナ

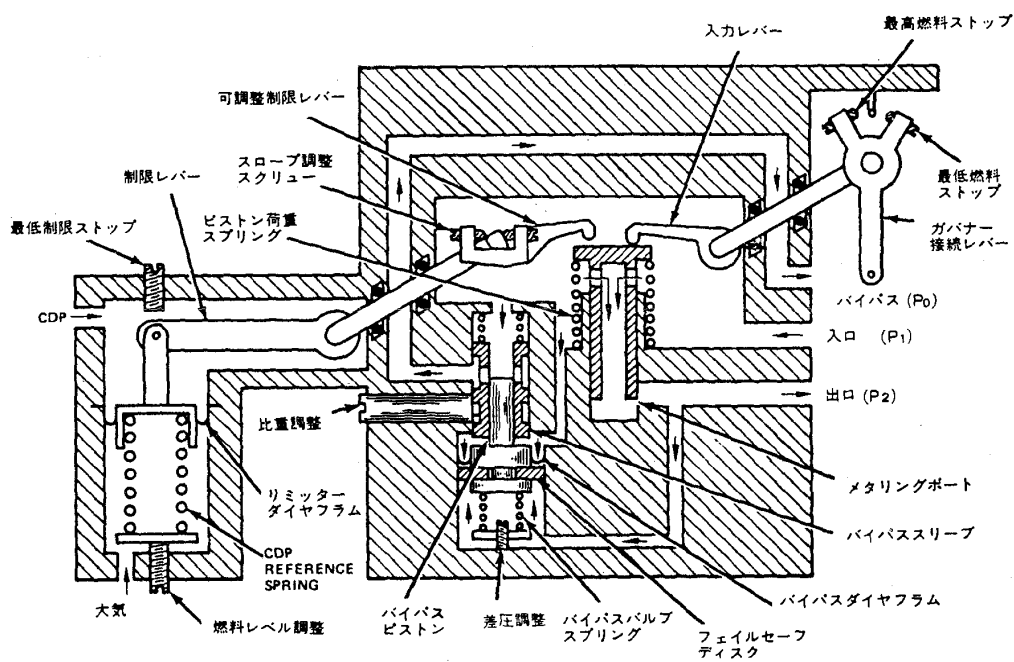


図5 1907 リキッドフューエルバルブ／リミッター

には限界があり、電気ガバナが開発された。一方ガスタービンにおいては速度制御だけでなく温度コントロール、二重燃料コントロール、スプリットシャフトコントロール等の要求がある。やはり機械油圧式ガバナではこれ等の要求に対応する事はむづかしく電気ガバナの開発を促がした。

当社においては2301型電気コントロール・シリーズとしてそれぞれの特性別にモジュール・ボックス化され開発された。電気ガバナが開発された事によりガスタービンの用途面から、同期投入装置 (SPM)、ハイ・ロー・シグナルセクター、シグナルコンバータ、自動負荷分担装置 (APTLC)、自動負荷ローディング装置 (AGLC) 等のいろいろなモジュール・ボックスも開発された。これ等を組み合わせる事によりコンパクトでローコストなトータル制御システムが可能となった。

図6は当社2301コントロールをベースにした商用電力とのアイソクロナス・モードでの2機ガスタービン（一台はスプリット・シャフト・ガスタービン）の並列運転の一例である。これは各ガスタービン発電機間の負荷分担を行い、かつ商用

電力との買電或は売電電力量可変制御である。この運転方式ではガスタービンは2台にとどまらず何台でも可能である。

2) 複雑なコントロール

中、大型ガスタービンでは制御項目も増え、省エネルギーの為に要求される高効率化、環境問題への対応等から燃料制御への要求はより一層複雑になっている。例えば3軸コントロール、温度バイアスコントロール、NOXコントロール、可変静翼コントロール等である。これ等のコントロールをいろいろなモジュール・ボックスを組み合わせで対応させたとすると、サイズも非常に大きくなり、調整もわずらわしくなり、コスト面でも不利となる。このような背景とICチップのめざましい発展とが重なり各コントロールのモジュールをカード化（プラグ・イン形式）し1つのキャビネットにおさめる事が可能になった。これによって、現在ほとんどのガスタービンのあらゆる制御要求に対応したコンパクトで高性能な燃料制御装置を供給する事が可能になった。

図7は当社43027型コントロールの機能ブロック図である。

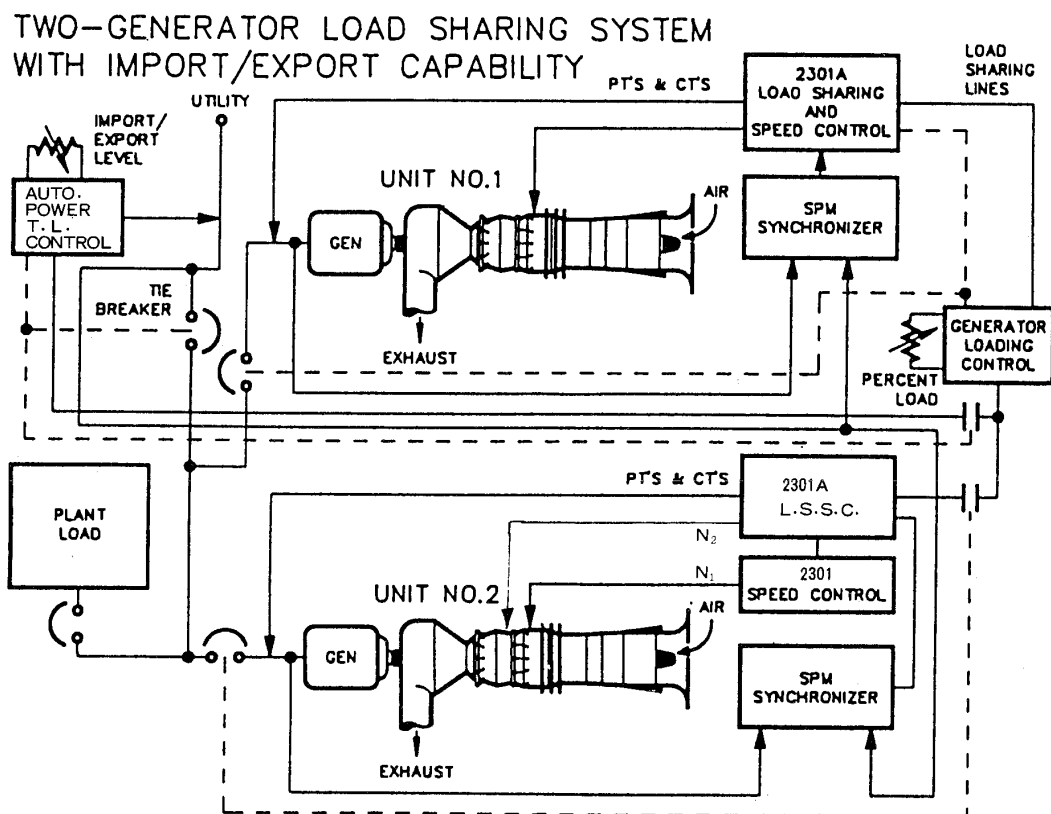


図6 2台の発電機による負荷分担及び売・買電力制御

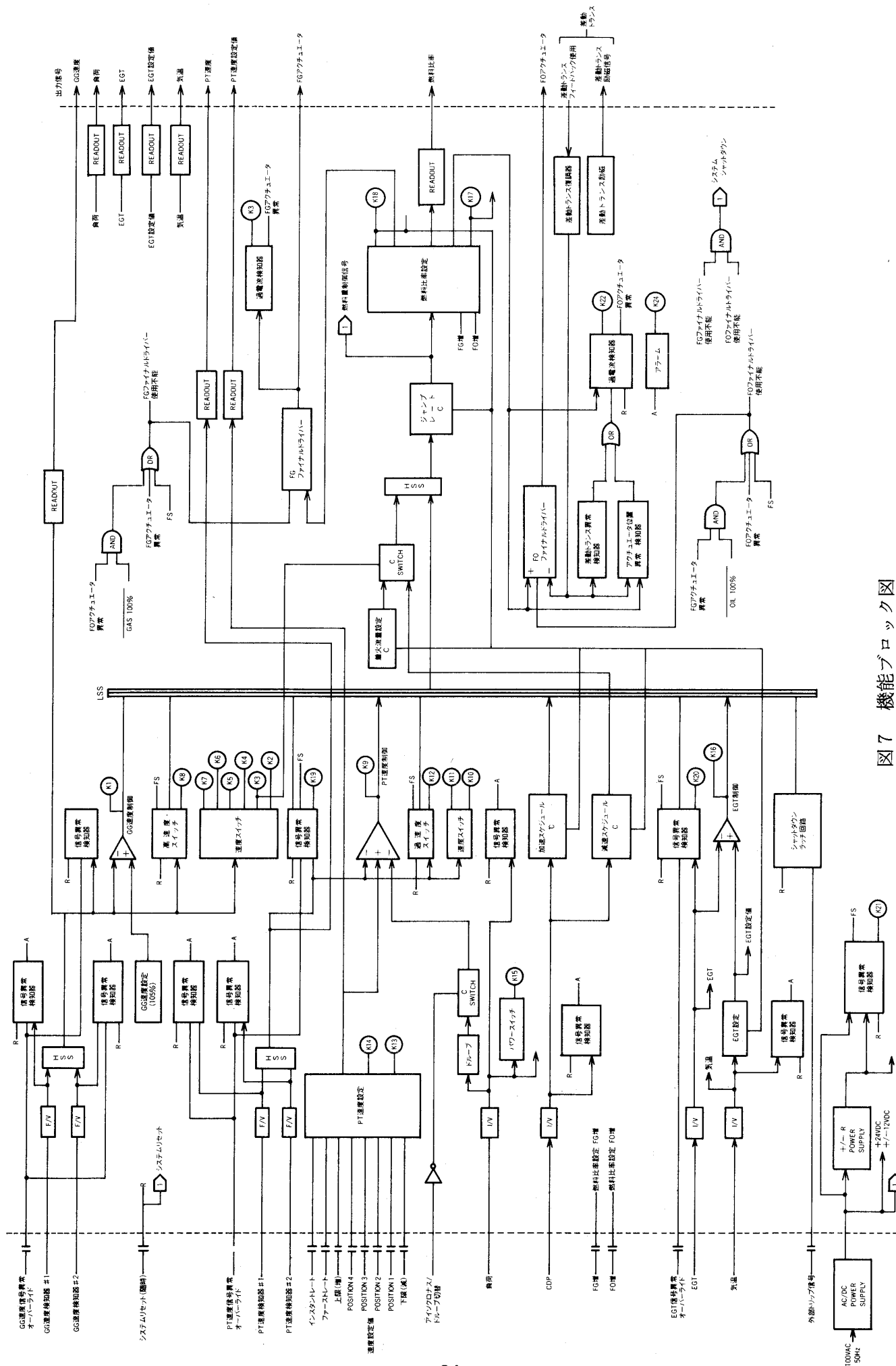


図7 機能ブロック図

図8は43027型コントロールで各カードがそれぞれの機能を持っており、いろいろなカードを使用する事によって目的とする燃料制御を得る事が出来る。又このような複雑な制御になると制御や入出力の状態を監視（モニタ）する事が強く要求される。リレー及びリードアウト出力が43027型コントロールより供給され、計器盤の表示灯、メータ類に使用されている。各カードの前面には状態を表示するLEDが取り付けられている。

4. デジタル化へ

a) デジタルのメリット

今述べたようにプラグ・イン・モジュールを組み合わせる事によって現在ほとんどの制御要求に対応する事が出来る。しかし時代のすう勢としてデジタル化が進んでいる。例えば最近のいろいろな新設プラント等でコンピュータ化が進んでいる。ガバナにもこの傾向と要求がますます強くなって来ている。ここでアナログガバナとデジタルガバナの差を簡単に述べておく。アナログガバナにおいても速度設定モジュール等ではその設定値についてはデジタル処理（カウンタ，D/I素子を使って）を行なっているものもあるが，メインの制御演算はオペレーション・アンプ・トランジスタ及びポテンショメータ等で行なっている。一方デジタルガバナは制御の演算処理をメモリ，クロック等と共にマイクロプロセッサを基本としている。従ってデジタルガバナはいろいろな制御機能はメモリにプログラムする事となる。これによっていろいろのメリットを生み出す。デジタル化した場合のメリットを思いあたるままに列記して見ると

①複雑なコントロールになるほど信頼性がアナログガバナに比べ高くなる。

信頼性を示す方法として通常 MTBF が使われ

る。非常に複雑な制御の場合アナログガバナではモジュール数も増えて来る。このためMTBFが低くなって来る。しかしデジタルガバナでは複雑であろうとそのソフトで対応できる容量内であれば新しいモジュール等を追加する必要はなく MTBF にとって有利となる。

②非線形の処理が可能となる。

加速・減速燃料制限ラインやアクチュエータの出力等を非線形にする事が出来，タービン効率をより高める事が期待される。

③複雑な数学的演算処理も可能となる。

一例をあげるとDN/DTの計算を行い，この値を加速・減速燃料制限に使う事が容易になる。

④I/Oの点数さえ決めておけば仕様の変更に対応し易くなる。

ガバナの入出力の点数つまり，接点入力と出力及びアナログ入力と出力の数とその種類が決まればハードの仕様を決定する事が出来る。アナログガバナでは仕様の変更によってプラグ・イン・モジュールそのものを追加或は変更する必要がある。しかしデジタルガバナはソフトで対応するため変更が容易である。これは制御エンジニアにとっては大変なメリットでありハードの事を考えずに制御方法のみに専念する事が出来るようになる。

⑤いろいろな設定値等の調整・変更がオペレータにとって容易となる。

デジタルガバナは設定値の変更，ダイナミックスの調整はディスプレイを見ながら電卓を扱う要領でキー入力すれば良い。アナログガバナの場合ではテスト等を使用しポテンショメータを調整しなければならず，テストの単位も主に電流値，電圧値等であって実際の単位等（rpm）の表示は不可能である。従って運転をくり返し行なって調整する時もあり運転コストが高くつく。

⑥外部コンピュータと交信が可能となる。

最近のプラントはコンピュータ化される傾向が強い。RS232C等のポートを用意しデータロガーやコンピュータとの交信が可能となる。

⑦各状態のモニタが容易に出来る。

デジタルガバナではプログラミングの際，指定さえすれば指定された内部の場所をモニタする事が出来る。もちろんその変更も可能である。アナログガバナで云えばいろいろな内部回路の状態を

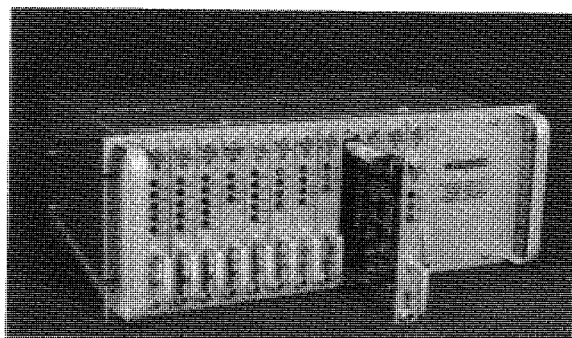


図8 43027 外形図

テストにて計測出来るのと同じである。このモニターもキーパッドとディスプレイを使って行う。

⑧納期的なメリット

ハードの仕様はI/Oの点数と種類が決まれば決定され、制御全体の仕様が未決定でも製作を開始する事が出来る。

図9, 10は当社の501型デジタルガバナである。ディスプレイはVFDを使用し、テン・キー入力となっている。I/Oボードはいろいろ種類があるが使用する枚数は仕様によって変る。CPUモジュール、SIOモジュールは標準に、FTCモジュールは三重化システムの時に使用される。

b) Fault Tolerant System

Fault tolerance の概念は宇宙時代に入った時のNASAによる産物である。NASAの制御システムにおいては極めて高い信頼性を持ち無停止が要求された。これを実現するためには主に二つのシステムが考えられている。一つはDuplexでありもう一つはTriplexである。プラントにおいて原動機の停止が致命的な損害を与えるような場合このFault tolerant Systemの導入が必要である。デジタル技術はこのシステムの達成を可能にする。

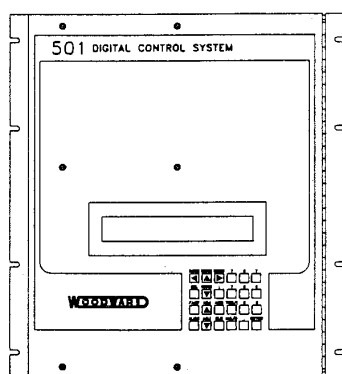


図9 501外形図

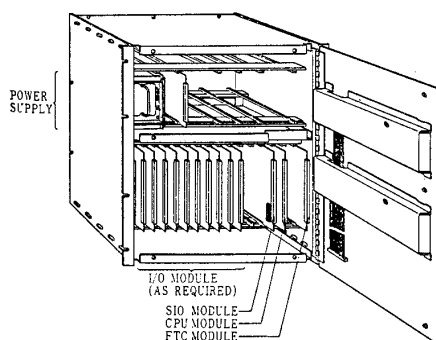


図10 501DCSの内部

図11は当社503型Fault Tolerant Systemの概念図である。当社としては3つの信号のうち2つ以上の信号の一致を見て“真”と判断する“two-out-of-three voting”が最大の信頼性を導くものとの結論に到った。この概念をもとに503 systemは501デジタルガバナを3台使用しそれぞれの信号を同期させて“two-out-of-three voting”を達成させている。一台が万一故障した時残りの2台で運転を続け停止させる事なく修理し再び組込む事が出来る。

5. 今後の動向

ガスタービンアプリケーションのなかでも、小型でシンプルな非常用発電装置を例にとれば、長年の実績と扱い易さから、今後も機械油圧式ガバナが継続して使用されるものと思われる。又経済的要因等から、シンプルな電気ガバナが選択される場合も有るだろう。コンバインドサイクル発電プラント、コ・ジェネレーションプラント等複雑な制御に要求される電子制御の発展は目覚ましいものがある。特にIC技術は1960年代から年々2倍の率で内部要素が増え続け発達した結果、膨大な制御装置をシングルボードに収めるのを可能にした。今後は更に小型・高密度化し、シーケンサーを取り込んだ制御装置が主流となろう。又Triplex等の使用により高信頼性の無停止制御の需要も増加すると思われる。過去の蓄積された制御データと、当該ガスタービンの諸元とアプリケーションの仕様がメモリーに入力されれば、学習機能と相まって、動特性、燃費や環境対策を含めた最適値制御が提供できるだろう。これ等のより高い市場のニーズに対応するアクチュエーターや燃料弁も、新素材の応用により日々発展するであろう。

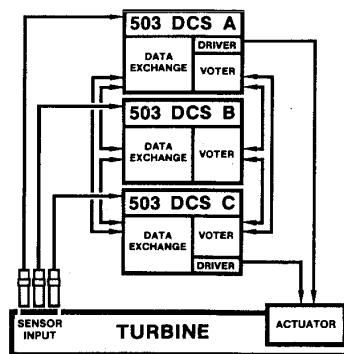


図11 503概念図

2.5 ジェットエンジン用燃料噴射弁

帝人製機株式会社 中村 秀一

1. まえがき

最近のジェットエンジン燃焼器においては燃焼器入口圧力、温度が上昇傾向にあり、また厳しい排出物規制もしかれ燃料噴射弁の形式も圧力噴霧式からエアブラスト式に移行しつつある。

しかしながら形式こそ異なれ、燃料噴射弁として共通の技術は多い。ここでは燃料噴射弁の基本構成部品についての技術概要について整理し、将来の課題についても若干触れることとする。

2. 基本構成部品の技術概要

圧力噴霧二通路方式およびエアブラスト一通路

方式燃料噴射弁の代表例を図1, 2に示す。

2.1 ボディ

燃料噴射部を保持する重要部品であり、内部にメータリングバルブ、燃料通路を有する。材料としては一般に400系ステンレス鋼と300系ステンレス鋼が多く用いられる。

材料の形態としては棒、鋳物、鍛造材が挙げられるが、鋳物の場合中心部に生じた引け巣が通路間漏洩の原因になることもあり、二通路方式の場合は高品質を要求せねばならない。また鍛造の場合にもボディ軸芯に沿って

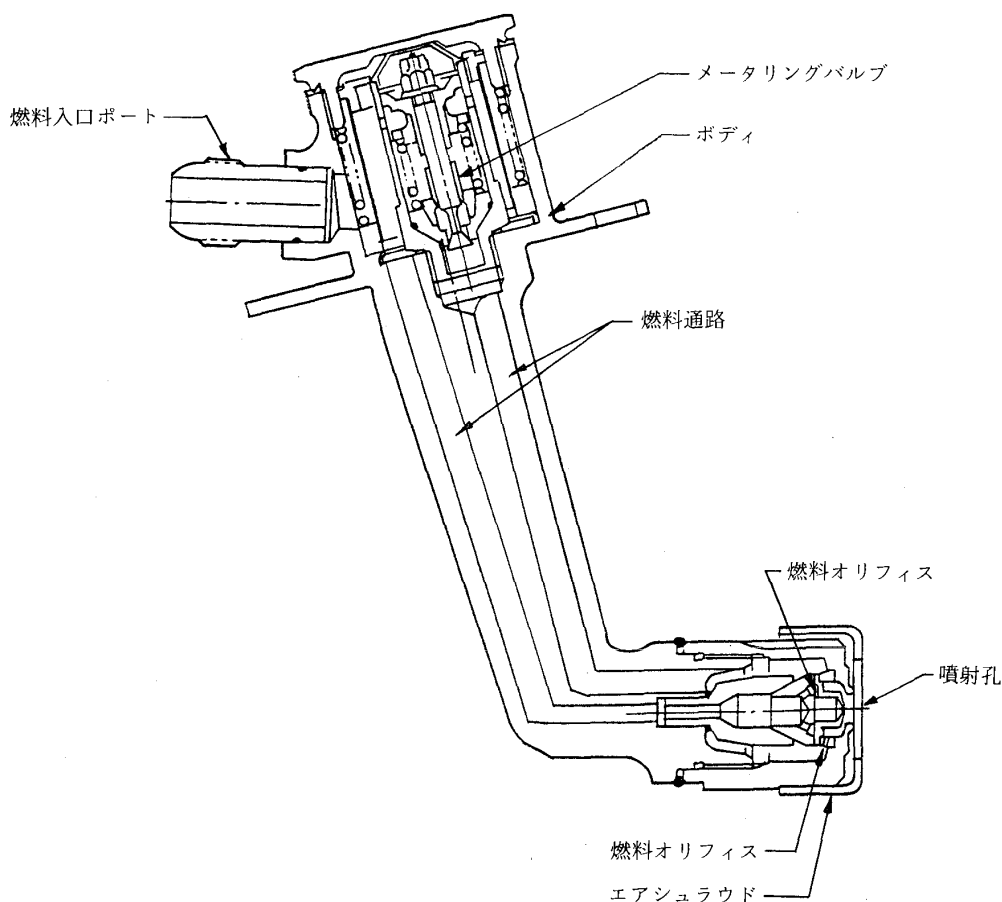


図1 圧力噴霧二通路式燃料噴射弁

(昭和63年10月20日原稿受付)

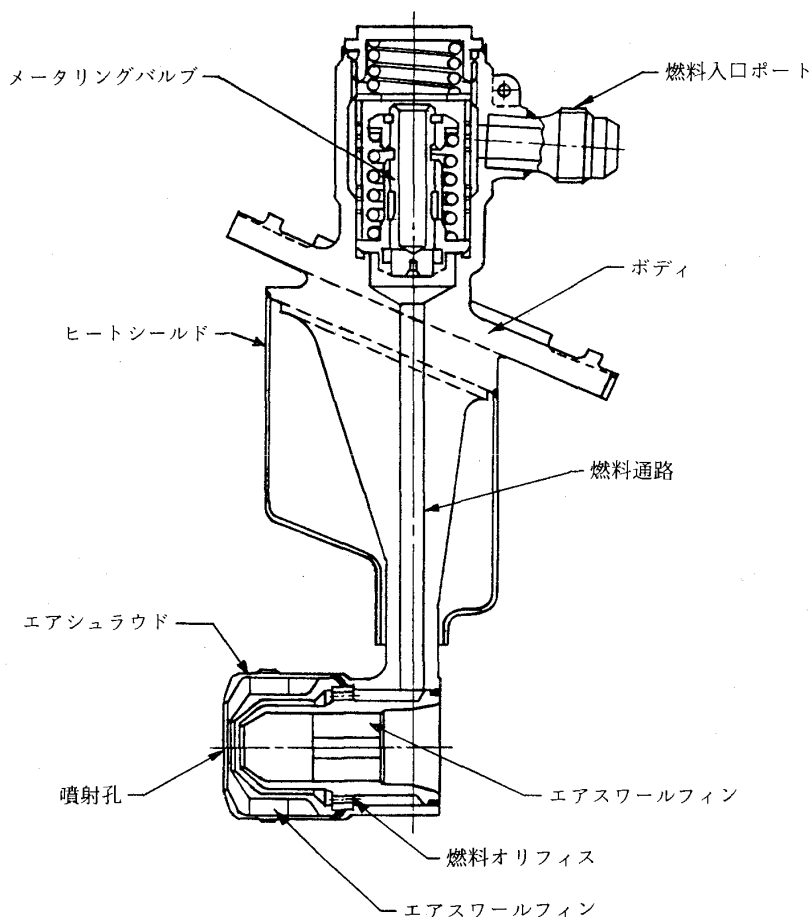


図2 エアブラスト一通路式燃料噴射弁

グレインフローが流れるよう製造方案を設定する必要がある。

300系ステンレス鋼は耐食性には優れているが、変形しやすいという欠点がある。

最近の燃料噴射弁の多くはヒートシールドを採用しコーキング対策には良い結果を得ているが、反面燃料通路外壁の肉厚が薄くなっており、装着条件を十分考慮した上でボディに対する強度要求を明確にしておかなければならない。

ボディ内部の燃料通路を含むキャビティを大きく取り過ぎると、始動時の圧力上昇率が低くなり着火までの時間が長くなる。

2.2 ヒートシールド、燃料通路チューブ

ヒートシールドはTIG溶接で、燃料通路チューブはロウ付で固定するのが一般的な手法であり、材料はいずれも300系ステンレス鋼が使用されている。

ヒートシールドは熱膨張差を逃すため上端部のみボディに固定する。製造側の意見とし

ては単純形状（例えば円形）がコスト的にも工程管理上も有利であるが、今後の燃料噴射弁に対しては空力特性を考慮した形状が採用されていくであろう。

燃料通路チューブは従来ニッケル、銀または金ニッケルロウ付で固定されてきたが、近年銀ロウ付は廃止の方向にあり、今後のものについてはニッケル、金ニッケルロウ付に絞られる。

ただし燃料通路チューブロウ付部は単純に燃料の漏洩を防止する機能だけでなく、燃料噴射弁フランジと燃料噴射部とを結合する強度部位でもあり、負荷に応じたロウ付付面積の確保、ロウ材のまわりを配慮した継手構造を採用すべきであるし、これらの作業工程においてはピッチ不良、傾きが生じないような工程管理が肝要である。

2.3 メータリングバルブ

単一通路方式と二通路方式で若干構造が異なる。二通路方式のものはノーマルクローズ

で入口圧力 100psi/G 強でクラックし入口圧力 80psi/G 以下では 1.5cc/分以下のシール特性が要求される。

二通路方式のものは取付状態でオリフィスの一部が開口しており、規定圧力が加わるとオリフィスの開き量が変化する。

摺動部は Rc55 以上とし対摩耗性についての配慮がなされるが、メータリングバルブで最も重要なことはヒステリシスを小さく抑えることであり、摺動面積の低減、スプリング真直度の向上をはかっている。

ただしメータリングバルブのクラック直後の流量はどうしても安定しないため、この領域での連続使用は好ましくない。

メータリングバルブのスプリングは耐熱要求からインコネル系の線材を使用する。

また厳しい流量調整を行なうためバネ定数を小刻みに変えたスプリングを数種類準備し噴射部オリフィスの流量特性とのバランスをはかりながら調整を行なう

2.4 エアシュラウド

耐熱性を考慮して母材はハステロイ X が使用されている。外周には耐摩耗性が必要ならばガス爆発式溶射法によるセラミックスまたはクロムカーバイト等によるコーティングを採用している。

シュラウドの装着方法としては TIG、電子ビーム溶接、ロウ付付、ネジ結合と各種採用されているが、ハステロイ X の線膨張係数が 400 系ステンレス鋼の約 1.3 倍もあり、この線膨張差による応力、緩み等を考慮した構造としなければならない。

シュラウド先端からのフローパターンは圧力噴霧式でも噴霧特性に大きく影響し、燃焼器やタービンを焼損させるケースも経験しており、その対策として最近の燃料噴射弁においてはこの空気流量特性に規定値を設けてコントロールをしている。

エア取り入れ口はシュラウド外周に設けられた複数の孔のものが多いが、積極的にエアを取り入れたい場合には、燃料噴射弁後方に取り入れ口を設けるか、またはシュラウド外径を大きくとり空気流れに垂直な取り入れ口

を設ければ良い。

エアブラスト式燃料噴射弁においては、このエアフローパターンのコントロールが重要な技術となろう。

またこのエアを旋回させて微粒化をはかる手法は以前から採用されているが、小型の燃料噴射弁においては、過剰のロウ材によるスワールフィンの目詰まりおよびエア通路面積の減少を引き起こす可能性もあり、小型化もある限度でとどめておかねばならない。

2.5 チップ部分

平面上に設けられた複数の溝またはチップを貫通する複数のドリル孔によって燃料を旋回させる。燃料流量の調整はいずれの場合にもラッピング作業によって行なわれる。

今後エアブラスト式燃料噴射弁においてはドリル孔オリフィスが多く採用され、材料も高温化のためハステロイ X、インコネルが

使用されると思うが、これら材料はいずれも難削材料である。

燃料噴射弁の性能にとって重要なのはオリフィスの表面粗度が良好なこと、孔口元がクリーンに仕上がっていることであるが、これらを難削材料で実現するのは容易でない。

使用温度、コスト、品質をトレードオフした上で最適な材料を選定してゆく必要がある。

3. 試験および検査技術

3.1 燃料流量

開発ときめ細かいピッチで流量特性データを取得せねばならない。メータリングバルブ内蔵のものについては、入口圧力上昇時、下降時のデータを取得する必要がある。

特にエアブラスト式燃料噴射弁についてはエアを流した状態での燃料流量データ取得も必要かと考える。

3.2 噴射角度

圧力噴霧式燃料噴射弁は全作動領域を目視観察し、噴霧外集にプレートを沿わせて噴射角度を計測できる。

エアブラスト式燃料噴射弁において空気の流れを乱さないようシャドウ方式にて噴射角度を計測している。しかしながらこの方式は低圧力領域で噴霧が希薄な状態では計測も非

常に難しい。別の方法として噴霧に光線を当て写真撮影による計測も試みたが、コントラストの微妙な変化による誤差も大きく良い結果は得られなかった。

次の試みとして噴霧を乱さない程度の細かいニードルを使用し、スプレイのピッチを測ることにより噴霧角度を算出することを考えている。

3.3 噴霧品質

圧力噴霧式燃料噴射弁においては、エアを流さない状態で噴霧を目視検査し評価を行ってきた。エアブラスト式燃料噴射弁の多くはエアを流さなければ燃料は流れ出ただけで噴霧にはならない。従ってエアを流しての観察となるが、エア流れの速い部分には噴霧が集中し粒子密度が濃くなる傾向があり、逆に他の部分は薄くなってしまう。

このような条件化では良否判断は難しくエアブラスト式燃料噴射弁の仕様書には噴霧観察の要求は見受けられない。

しかしながら均等な燃焼器出口ガス温度分布を得るためには均質な噴霧を供給すべきであり、円周方向、半径方向の燃料分布計測装置をより高精度化すること、試験技術の早期確立をはかり定量的なデータによる性能比較の実施が急務である。

4. 今後の課題

4.1 新素材の開発

燃料噴射弁に使用されている材料は各社とも大差なくほぼ同種のものである。耐熱性、耐食性の研究はタービン、燃焼器本体の方では盛んであり各種コーティングの効果やセラミックス等の新素材の効果が発表されている。

燃料噴射弁においても積極的にこれらを採用し耐高温化をはかって行く時期であるが、問題となるのは小さな部品の集合体であることおよびそれら部品がロウ付、溶接により組み合わされていることにあり、可能ならば外表面だけの遮熱コーティングではなく母材そのものの耐熱性向上を選びたい。

4.2 コンパクト化の限界

加工技術、検査技術の進歩によりオリフィス寸法のサイズダウン、複雑な通路形状の加工も可能となっている。しかしながらオリフィスのサイズダウンはコーキングの影響を直接受けることになり、前途のようにロウ材による通路面積減少も実際に起こり得る問題点である。小型軽量化は今後のエンジンに対するニーズであり目標達成のための努力は惜しまないが、加工限界を十分に討議する必要が生じてくると考えられる。

4.3 検査方法の確立

エアブラスト式燃料噴射弁においては3.3項に述べたように噴霧品質の検査方法、合否判定基準の設定が容易ではない。

現在考えられる方法としては部品製造段階における燃料流量、エア流量の測定である。

燃料オリフィスについては複数オリフィス全体の流量特性、個々のオリフィス毎の流量特性とオリフィス同志の流量のバラツキ、噴射角度を検査しておく必要がある。

エアについては通路毎の流量特性を検査することになり。またエア通路寸法、形状、表面粗さについては解析、実験により重要項目を設定し、ポイントを抑えた検査も必要と考える。

ただし何と言っても噴霧特性データを定量的に把握する手法の確立が重要であり、地道な検討を続けて行く必要がある。

5. あとがき

燃料噴射弁の技術について整理してみた。本来ならば各種燃料噴射弁の構造、性能の特徴を整理し将来の動向について多く触れるべきであろうが、どうしても製造業者としての問題点に到達してしまう。ただし品質、コストのバランスがとれた製品を提供するのが我々の義務であると考えており、ここに取り挙げた課題に対しては真剣に取り組んで行く所存である。

内容については筆者の独断もあるかもしれないがご容赦願いたいと思う。

3. 始動系統

3.1 スタータ

(株)島津製作所 三 谷 壽

1. まえがき

本文は、航空機エンジンにもちいられているエ
アタービン・スタータの概要について述べたもの
である。

航空機用エンジンの始動装置を駆動方式で分類すると、油圧モータ、電動モータ及びエアタービンの各駆動方式がある。

それらは、各々に特長があるもののガスタービンエンジンに関わる翼車の設計及び製造技術の進歩とともに、タービン駆動方式が主流を占めるようになった。

現在では、旅客機等の大型航空機には全てエアクラフタービン駆動方式が採用されており、油圧モータ

駆動方式は、V-22（ティルトロータ航空機）等、僅かに特殊な用途に搭載されている。

一方、小型航空機においても、タービン駆動方式は、単にスタータとしてだけでなく、補助動力源をも兼ねる形で適用が進みつつあり、電動モータ方式との使い分けがなされている。

本文では、小型航空機の分野でのスタータの発展の歴史を紹介し、エアータービン・スタータに関する若干の技術的考察を記してみたい。

2. 小型航空機におけるスタータ

ジェーン年鑑等より、航空機用エンジンのスタートシステムを年代順に整理した結果を図1に示す。

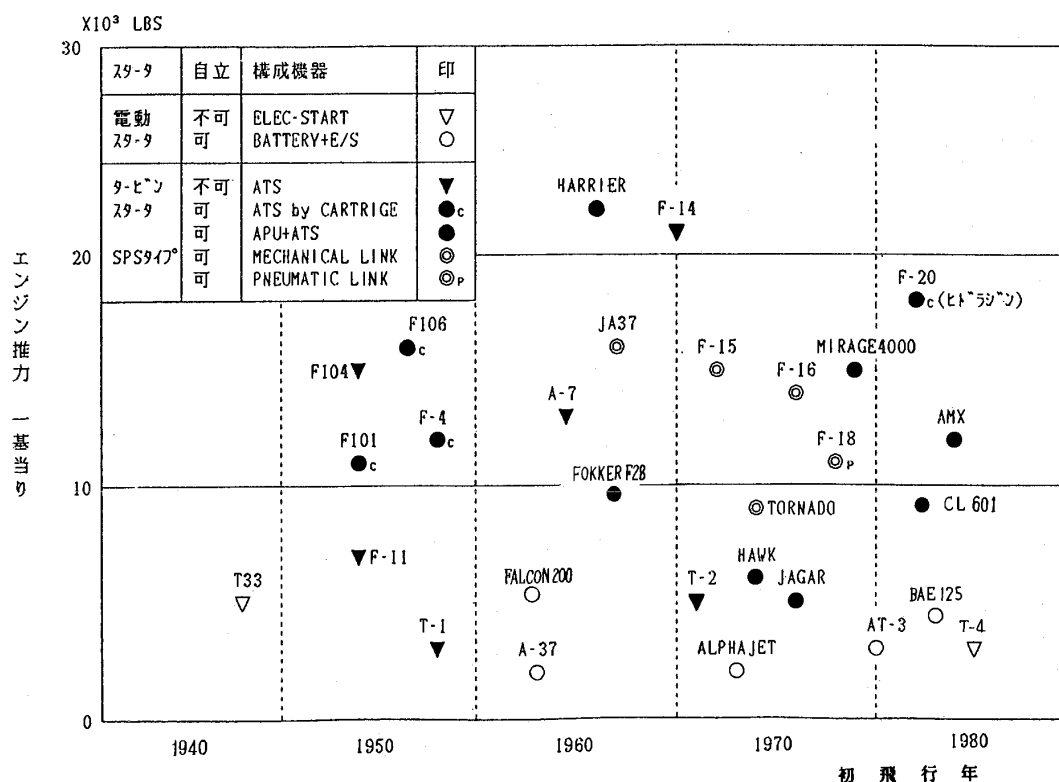


図1 航空機用エンジンのスタートシステム来歴

(昭和 63 年 11 月 8 日原稿受付)

2.1 エンジン推力とスタータの方式

推力 5000lb 以下のクラスでは、圧倒的に電動モータ方式が多い。これは、電動モータ方式がエネルギー効率の点で優れているためである。

一方、推力 5000lb を超えるエンジンではすべてタービン駆動方式となっている。これは、出力の大型化に伴い、電動式におけるバッテリー、モータの重量及びサイズが増加するのに比べて、タービン駆動方式は比較的、小型・軽量となり、多少のエネルギー効率の悪さを考慮してもライフサイクルコストにおいて有利となるためである。

2.2 タービン駆動式スタータの変遷について

タービン駆動方式が採用され始めたのは 1950 年代に入ってからであり、地上の空気源車から高圧空気タービンでタービンを回し、エンジンを始動する方式がとられた。

ついで 1950 年代後半にはいり、軍用機では地上支援設備のないところでも離陸可能のことという要求が生じた。これに対応するものとして、固体燃料（火薬）を燃焼させタービンを回転させる機能を併せ持つカートリッジ方式が適用されるようになった（代表例：F-4）。これが、自立始動方式の端緒となるものであるが、通常は地上空気源車からの高圧空気によるエンジン始動であり、自立始動は緊急時にのみ限定されていた。

1960 年代の後半に入って、ハリアに代表されるヨーロッパの小型の航空機において APU（補助動力装置）を搭載し、常時自立始動を行う機種が登場してきた。これは、1950 年代初めに、はじめて旅客機に搭載された APU の運用実績に加え、その後さらに進歩したガスタービン・エンジンの小型軽量化技術によるところが大きい。

1970 年代にはいと、総合的なエネルギー効率の向上を目指し、さらには整備性・保守性・運用性等の改善を目的として、いわゆる SPS（セカンダリパワーシステム）⁽¹⁾ が登場するに到った。当初、SPS はすべてメカニカルリンク方式であり、エンジンの近傍に位置し、エンジンの始動だけでなく、油圧源及び電源としての役割をもつようになった。しかしながら、メカニカル・リンク方式⁽²⁾ では、SPS がエンジンと近接しなければならないという航空機の設計上大きな制約が加わり、また一部の要素技術の信頼性に若干の問題があり、さ

らにシステムとしての冗長性という点でも不十分な面が生じた。これらの反省にたって、若干のエネルギー効率の悪さがあるとしても、冗長性及び信頼性に優れているニューマチックリンク方式が 1970 年代末に開発された。このニューマチックリンク方式 SPS では、エアタービン・スタータは、エアタービンモータへと役割を変化させ、エンジンを始動させるだけでなく、飛行中に油圧ポンプ及び発電機の駆動をも行なうようになった。

この結果、長時間の連続運転の要求を満足させるために、タービン効率は向上し、信頼性も著しく向上した。また、APU についても、翼車だけでなく燃焼器の進歩により、大幅な小型・軽量化が実現され、推力 5000lb 程度のエンジンを有する機体にも APU が搭載されるようになった。

航空機のスタータを取り巻くもう一つの流れとして、航空機の場合、飛行中のエンジン停止に対応するかという大きな問題がある⁽³⁾。エンジン停止時にも姿勢制御のための油圧源やエンジン再始動させることが求められるが、現在の APU は高度 20000～30000ft 以下でしか有効でない。このため、これをさらに補うものとして、宇宙関連で広く用いられているヒドラジンを燃料とするタービンシステムが考案され、エマージェンシ・パワーユニット⁽⁴⁾（代表例：F-16）や、高高度スタートシステム⁽⁵⁾（代表例：F-20）として用いられるようになった。

3. エアタービンとエンジン始動装置

3.1 エアタービン・スタータの構造

図 2 に示すように主にタービン部、減速部及び出力部からなる。

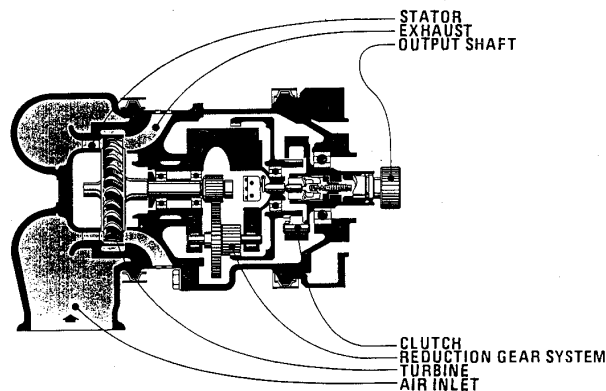


図 2 エアタービンスタータ概略構造図

(ATS50 シリーズ, アライドシグナル社)

3.2 メカニズム

典型的な例を図3に示す。

- APUを駆動し高圧空気を発生させる。
- 高圧空気をスタータ・コントロール弁を介してエアタービンに供給する。
- エアタービンで空気エネルギーを回転力に変換する。
- ギヤボックス及びクラッチを介してエンジンを回転させる。
- エンジンが着火しさらに加速し、エンジンが自力で回転できる速度に到達した時点でエアタービンの高圧空気の供給を停止する。
- エンジンが運転されている間は、エアタービンがエンジン側から駆動されないように、スタータに内蔵したクラッチにより、スタータ出力軸とタービン翼車は機械的に独立した形となる。

3.3 スタータの特性とエンジン

スタータに一定圧力の空気を供給したとき、図4に示すように、スタータの出力トルクは回転速度の増加と共に減少する。一方、エンジンは回転速度の上昇と共にドラッグトルクが増加する。燃焼器内の圧力及び温度が十分な時点でエンジンに点火され、同時にエンジンのタービン部での発生トルクが増加し、見かけのドラッグトルクが減少する。さらに、十分なトルクが発生した時点でエンジンに付加されている発電機が作動する。(図4参照)。さらに回転速度がある値まで上昇した段階で、エアタービンへの空気の供給を断つ。自立運転を始めたエンジンの回転速度がひきつづき上昇する過程でスタータ内蔵のクラッチが作動し、エアタービン部はエンジンから切り離され停

止する。エンジンはさらに回転速度を上昇し、アイドル運転に到達する。

このスタータの出力トルク特性とエンジンのドラッグ特性から、容易にカットアウトに到るまでの時間及びアイドル運転に到達するまでの時間を計算することができる。

3.4 エアタービンスタータの選定指針

選定は、概略次の手順により行う。

- ①エンジンのドラッグトルクカーブ及び慣性モーメントを与える。
- ②必要なアイドル到達時間を与える。
- ③スタータまたはタービン翼車及びAPUを選定する。
- ④エンジンとタービン減速比をパラメータにケーススタディを行い、最適減速比を求める。

以上の作業手順に従って、与えられたエンジンに対して最適なAPUとスタータ（翼車及び減速機構）の組合せを絞り込む作業を行う。この時の確認事項としては、次のものが存在する。

- スタータでは通常、内蔵のはねかけ潤滑が用い

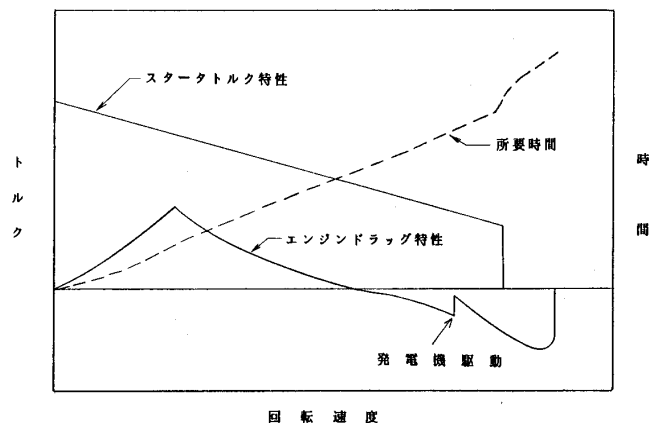


図4 エンジン始動特性

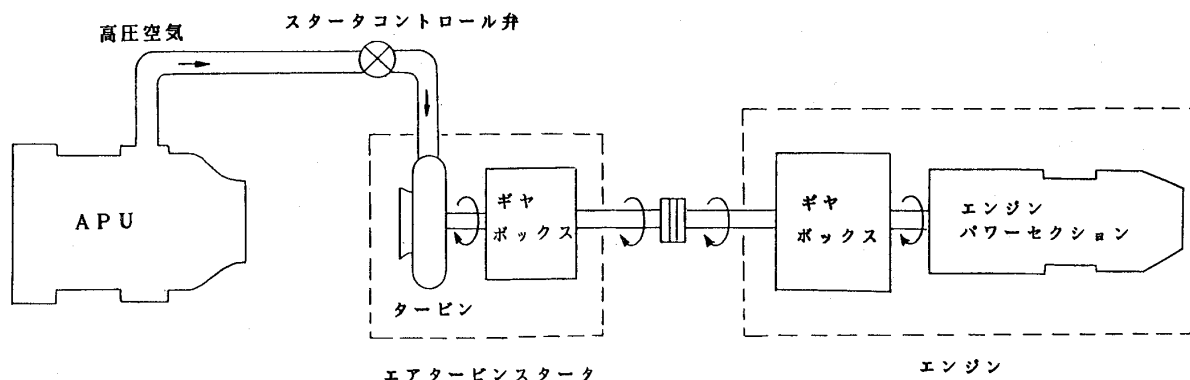
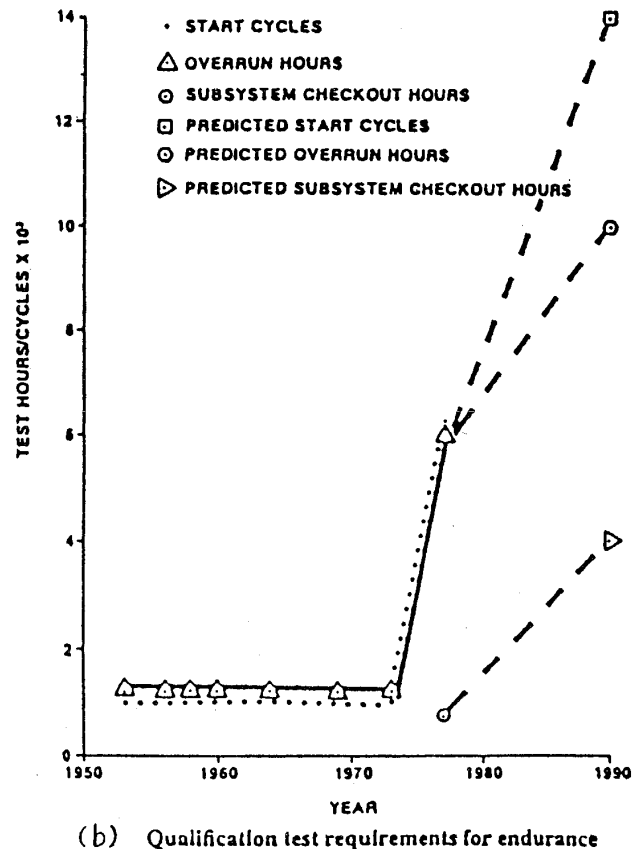
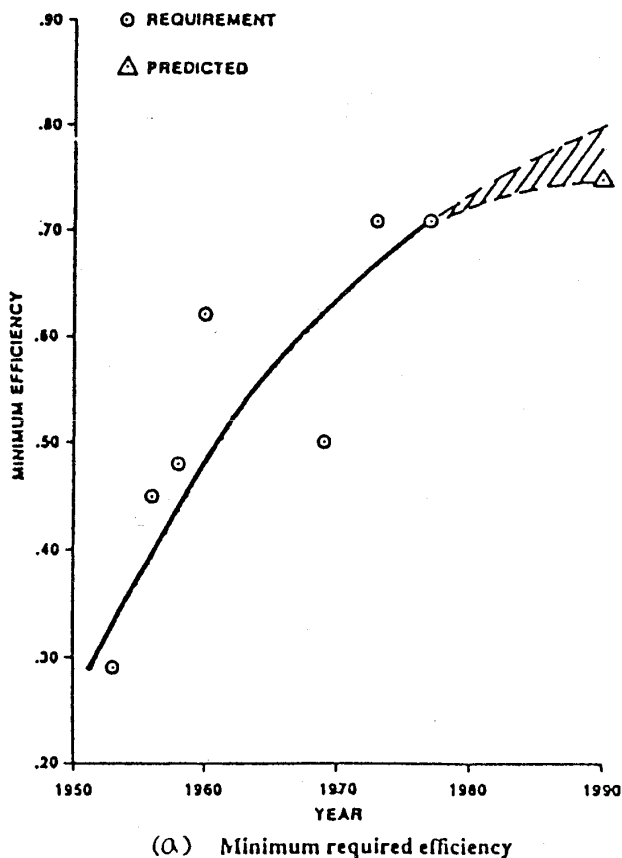


図3 エアタービンとエンジン始動装置

図5 スタータの効率と信頼性⁽¹⁾

られるため、カットアウト・スピードに到達する時間が長いと油温が上昇し過ぎて、潤滑油に酸化等異常が生じることがある。このため、油温上昇を推算して、潤滑油の許容値より低いことを確認する。

・スタータのスイッチ系統の作動は、カットアウトスイッチからクラッチの作動へと移り、アイドルに到る。カットアウト回転速度、クラッチ作動速度及びアイドル回転速度の間に、各機器の公差を含む十分な間隔があること。

3.5 スタータとエアタービンモータ

SPSの採用に伴って、スタータは飛行中に長時間油圧ポンプなどを駆動させるエアタービンモータへと移行しつつある。このため、潤滑系統ははねかけ潤滑から外部にオイルクーラをもったジェット潤滑へ発展し、クラッチにおいてはラチェット型からスプラグ型へと変更された。

これらの結果、スタータの信頼性は図5に示すように飛躍的に向上した。

4. あとがき

1950年代当初に開発された航空機搭載型APU

に端を発した小型ガスタービンエンジンの進歩は著しく、これに伴って、タービン駆動方式のスタータも発展してきた。当初の大型旅客機から、現在では、中型ヘリコプターに到るまで広く用いられるようになった。今後も、小型・軽量・高効率・高信頼性という点でさらに技術的進歩が期待されている。一方、フライバイワイヤ機及び研究が始められつつあるスペースプレーンに対応するため、ビトラジンを燃料とするタービンシステムもさらに発展するものと思われる。

参考文献

- (1) J. M. LOWERY et al, Secondary Power Systems (1984) MEP
- (2) James A. Rhoden, SAE Technical Paper Series 841606 (1984)
- (3) Robert H. Anderson, SAE Technical Paper Series 841604 (1984)
- (4) E. V. Scicchitano, E. J. Bundas, SAE Technical Paper Series 851972 (1985)
- (5) Leroy Anderson, Walter F. Keller, SAE Technical Paper Series 841570 (1984)

3.2 ガスタービン起動用トルクコンバータ

新潟コンバーター(株) 佐藤 公一

1. はじめに

近年のガスタービンの高効率化や、コ・ジェネレーション技術の発達により、ガスタービン発電の需要は今後さらに高まるものと思われる。

当社はこれら産業用ガスタービンの起動用トルクコンバータを製造しており、その概要をここに紹介する。

2. ガスタービン起動用トルクコンバータの特長

ガスタービン起動装置にトルクコンバータが使用されるのは、下記の様な優れた特長をもっているためである。

- 1) 出力軸の回転速度にかかわらず、原動機にはほぼ一定の負荷しかかからない。
- 2) 交流かご形モータと結合することにより、安価で直流モータとほぼ同等の出力特性が得られる。
- 3) 原動機とトルクコンバータの組合せにより自動的に最大トルクが決まり、過負荷を防止出来る。
- 4) トルクコンバータサーキット内の油を排油することにより、起動用原動機の無負荷スタートが出来る。

3. 構造

図2にガスタービン起動用トルクコンバータの標準的な構造を示す。ガスタービン起動用トルクコンバータは、大別して

- 1) 入力側ギアボックス
- 2) トルクコンバータ
- 3) 出力側ギアボックス

に分けられる。

- 1) 入力側ギアボックス

入力側ギアボックスは、小形のガスタービンや、ガスエキスパンダ、ディーゼルエンジン、

電動モータなどさまざまな原動機と、トルクコンバータをマッチングさせるために設けられている。また原動機とトルクコンバータの回転方向を合わせるためにも使用する。ギアポンプなどの補機を駆動する場合は、この入力側ギアボックスから駆動することも出来る。

2) トルクコンバータ

トルクコンバータは、インペラ（入力羽根

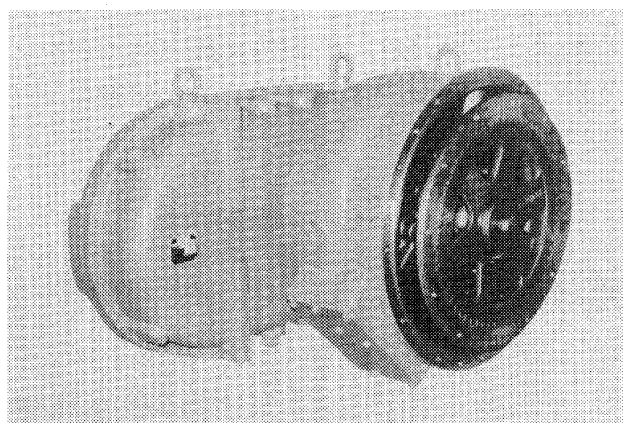


図1 500HP × 3000rpm

ガスタービン起動用トルクコンバータ

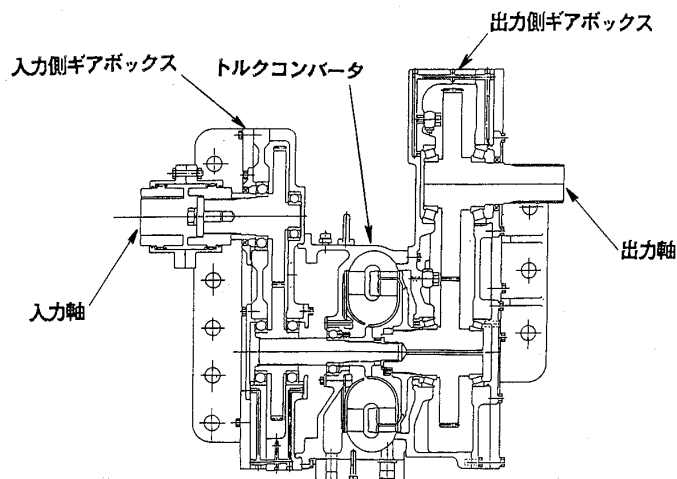


図2 500KW × 3000rpm

ガスタービン起動用トルクコンバータ

(昭和63年10月24日原稿受付)

車), タービン (出力羽根車), ステータ (案内羽根) を有するサーキット内に油を充満して, インペラを回すことにより油の流れを介してタービンに動力を伝達するもので, 図3にトルクコンバータのサーキット図を示す。図3の流路の流れにそって展開すると図4のようになる。まずインペラ羽根の中の流体は遠心作用により羽根にそって流れを作るが, これを相対流れという。遠心作用を作り出す回転による動きがこのほかにあるため外部から見た場合, この二つの動きの合成としてとらえられ, これを絶対流れという。タービンへはこの絶対流れが流れこみ, タービン羽根に相対流れを作る。タービンが回転し始めると絶対流れは変化する。ステータへの入り方もしたがって変化する。しかしステータ出口では常に相対流れも絶対流れも等しく, インペラへは一定の角度で流入してゆく。図5にこの絶対流れの変化の様子をインペラ・タービン・ステータにつき, 負荷状況により

タービンの動きがないとき (ストールという), かなり回転しているとき, 回転が高いときにわけて示している。

タービンの中の絶対流れの反転量が大きい程タービン軸には大きなトルクが発生する。したがってタービン回転速度が高まるにつれトルクは減少してゆく。

以上のようにトルクコンバータでは負荷の状況により所要トルクが大きければ低速・大トルクを出し, 所要トルクが小さければ高速・小トルクを出すという自動変速性をもつわけである。

トルクコンバータの特性をグラフに表わすと図6のごとくなる。速度比 ($e = N_2/N_1$) が零のとき, 最大のトルク比 (ストールトルク比 $t = T_2/T_1$) が得られ, 漸次減少し, ある時点では逆に入力トルクを下まわる。効率はある速度比の点を最高とし, それ以外の各点では減少する。ここで N_1, N_2, T_1, T_2 は

N_1 = インペラ回転速度

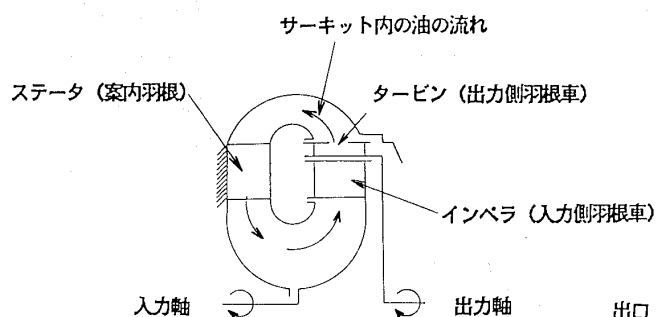


図3 4形トルクコンバータサーキット

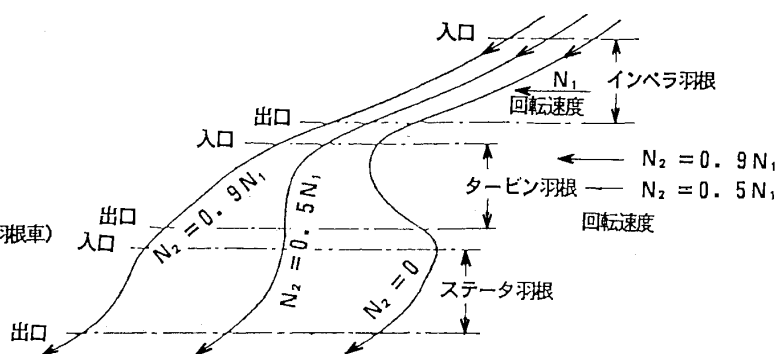


図5 翼列内の流れの変化

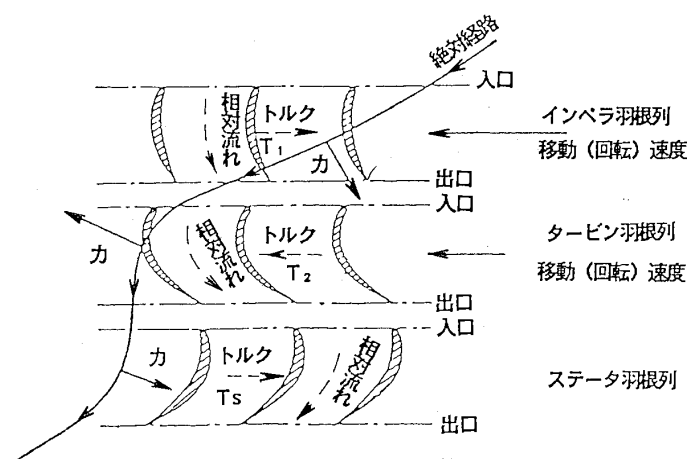


図4 翼列展開図

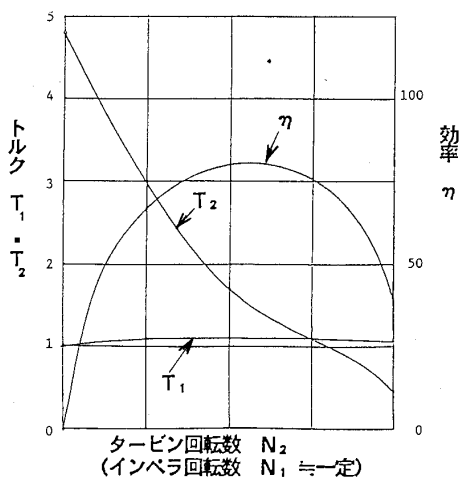


図6 トルクコンバータの特性曲線

N_2 = タービン回転速度

T_1 = インペラトルク

T_2 = タービントルク

である。

さてインペラに T_1 のトルクを与え、タービンに T_2 という増大トルクが発生することは何らかのトルクの付加が行なわれた筈である。流れに参与するものはインペラ・タービンの外にはステータのみであり、ステータがトルクの付加を行なっていることになる。

$$T_2 = T_1 + T_s$$

ここに T_s = ステータトルク

結局ステータにおいて流れが反転するため流れのもつ力は正の方向となり付加された形となる。

すなわち、ターボ機械では、羽根車内外径における角運動量の増減がトルクの増減となるわけである。

トルクコンバータのサーキット形状は、各社がいろいろな種類を持っているが、当社ではガスタービン起動用トルクコンバータには、一般に4形のトルクコンバータを使用している。

4形のトルクコンバータはサーキットが固定ハ

ウジングタイプで、ストールトルク比が比較的大きく、速度比が変化しても、吸収トルクの変化が少ない特性を持っている。

トルクコンバータの特長については既に前述したが、かご形モータとトルクコンバータを結合してガスタービンを起動した場合の、一般的な特性を図7、図8に示す。

図7はガスタービン起動時のガスタービン必要トルクと、一般的なトルクコンバータ出力トルク特性である。トルクコンバータは直流モータに近い特性を有し、ガスタービンの必要トルクとの差で、ガスタービンを加速する。

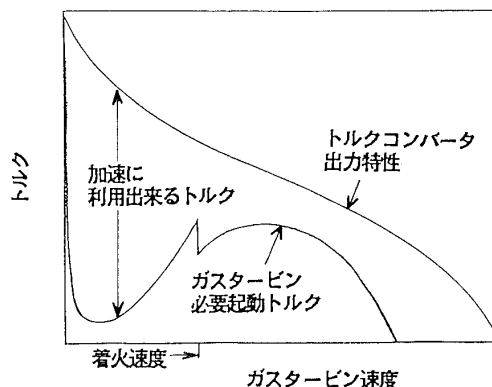


図7 一般的なガスタービンの必要起動特性

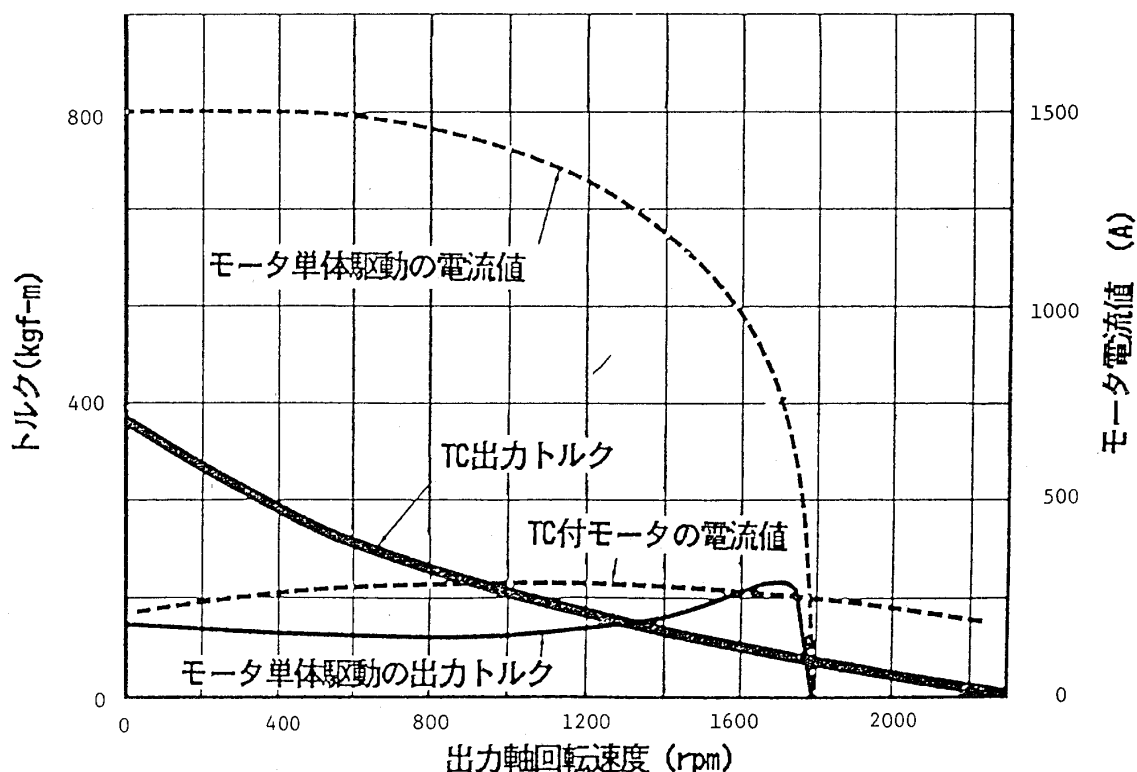


図8 4-2000 (Ms500) 型トルクコンバータと150KW x 1800rpm x A.C. 440V モータの性能比較

図8はトルクコンバータ付のかご形モータと、かご形モータ単体の起動特性を比較したもので、トルクコンバータと結合すると、低い起動電流で大きなトルクが得られることがわかる。

トルクコンバータの吸収馬力はサーキットの大きさによって決まるが、さらに同一の大きさでも羽根列形状を変えることによっても調整することが出来る。

図9にガスタービン起動用トルクコンバータの容量の例を示す。図中の M_S ナンバーは羽根列形状を表している。このようにサーキットの大きさと羽根列形状を組合せることにより、多様な仕様に最適の機種を提供することが出来る。

3) 出力側ギアボックス

出力側ギアボックスは、トルクコンバータの出力トルクや回転速度を、着火点で要求されるトルクなど、ガスタービン起動に要求される特

性に合わせるために設けられている。

また入力側ギアボックスと同様、トルクコンバータの出力回転方向を要求される回転方向に合わせるためにも利用される。

4) その他の機構

ガスタービン起動用トルクコンバータの構造として、大別して上記の3つを紹介したが、この他にも、ターニング装置や、動力分離用のクラッチなども組込むことが出来る。

4. トルクコンバータの運転方法

ガスタービン起動時のトルクコンバータ運転方法は、ガスタービンメーカー各社により多少異なるようではあるが、以下にその一例を述べる。

- 1) トルクコンバータサーキットより油を抜いた状態で、ターニングモータにてガスタービン軸をターニングする。
- 2) スタータ用原動機を起動後トルクコンバータ

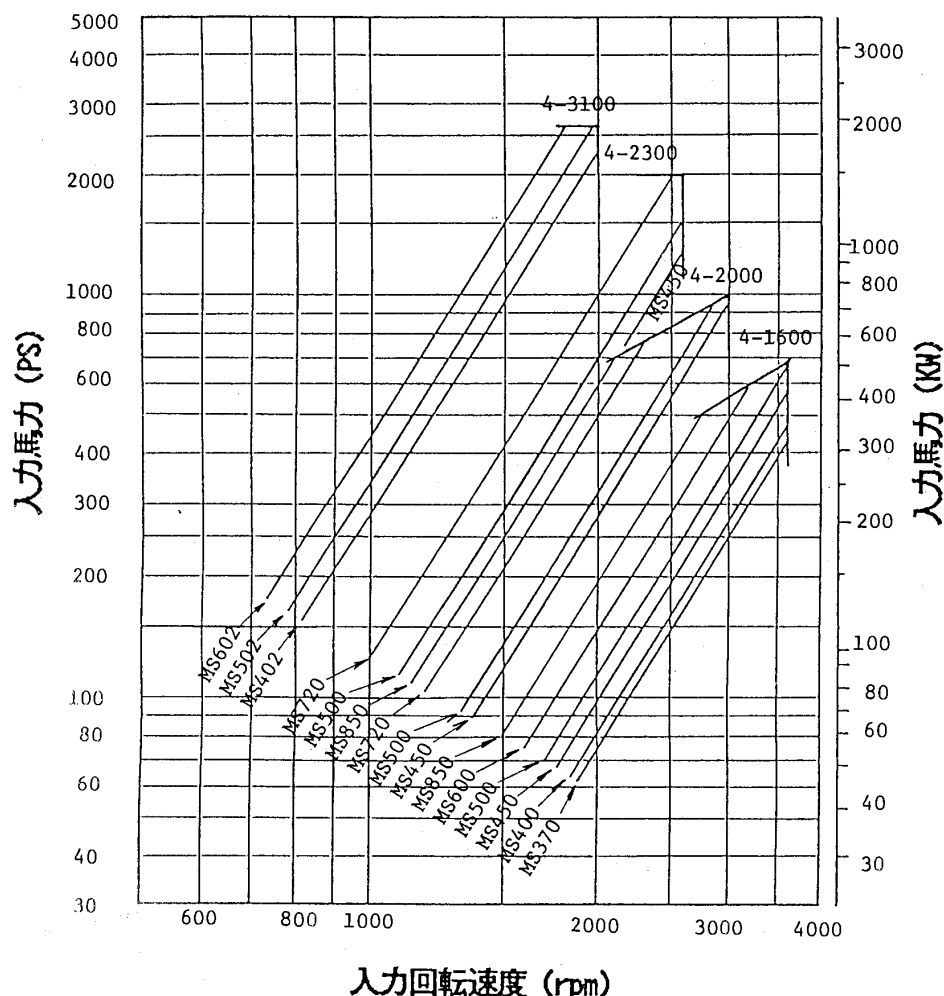


図9 ガスタービン起動用トルクコンバータ容量線図の例

に油を充満する。

- 3) 一定の回転速度で保持し、パーキングを行う。
この場合、なんらかの方法でトルクコンバータの吸収トルクを下げ、加速トルクをなくして、一定回転速度を保持する。当社では、トルクコンバータの補給圧を下げる方法と、トルクコンバータの入力側に湿式多板クラッチを設け、これを滑らせてコンバータの入力回転数を下げる方法をとっているが、他社の方式では、ステータの羽根角度を変えてコンバータの特性を変えているものもある。
- 4) トルクコンバータの補給圧の調整などにより、ガスタービン軸の回転速度を着火速度に合わせ、着火する。
- 5) 着火が完了したら、トルクコンバータの力で、ガスタービン軸の速度をさらに引き上げる。
- 6) 着火が完了し、ガスタービンの回転速度が自立運転可能領域に入ると、トルクコンバータの油を抜いて原動機を停止する。

5. ムーンライト計画高効率ガスタービン用起動装置

最後に、ムーンライト計画高効率ガスタービン用起動装置に使用された湿式多板クラッチとトルク

クコンバータについて紹介する。

ムーンライト計画（省エネルギー技術開発制度）は昭和53年度から省エネルギー対策として、通産省工業技術院により設定されたもので、その重要な一つの柱として高効率ガスタービンが試作された。この高効率ガスタービンは、レヒート・ガスタービンと蒸気タービンを組合せた複合発電プラントとして高い効率の達成を目指したもので、湿式多板クラッチとトルクコンバータが、このレヒートガスタービンの高圧タービンと低圧タービンの起動装置に使用された。図10にその構成図を示す。

1) 低圧ガスタービン起動装置

低圧ガスタービン起動用に使用された4UGGCN-3101形トルクコンバータは、入力側ギアボックス、トルクコンバータ、出力側ギアボックス、つれ回り防止用ブレーキ、動力分離用クラッチの配置となっており、駆動馬力は1900KW×1470rpmと大形のトルクコンバータである。

2) 高圧ガスタービン起動装置

高圧ガスタービンの必要起動トルクは高速側ほど大きく、また起動トルクを可変にするなどの理由から、高圧ガスタービンの起動用には、スリップ運転が可能で、トルクコントロールの出来るHLV81形湿式多板クラッチが使用された。

駆動馬力は1470KW×1450rpmである。

6. おわりに

冒頭にも述べた如く、近年ガスタービンは高効率化をめざしてさまざまな改良が進められており起動装置としてのトルクコンバータにも、より精密な加速時間や、回転数の調整機能が要求されるようになると思われる。このため、これからのトルクコンバータは制御性の改良を進めるとともに、より高馬力化、高回転化にも対応していかなければならない。

以上ガスタービン起動用トルクコンバータについて述べてきた。トルクコンバータがどのようなものかを概略でも御理解いただき、今後の検討の御参考にしていただければ幸いである。

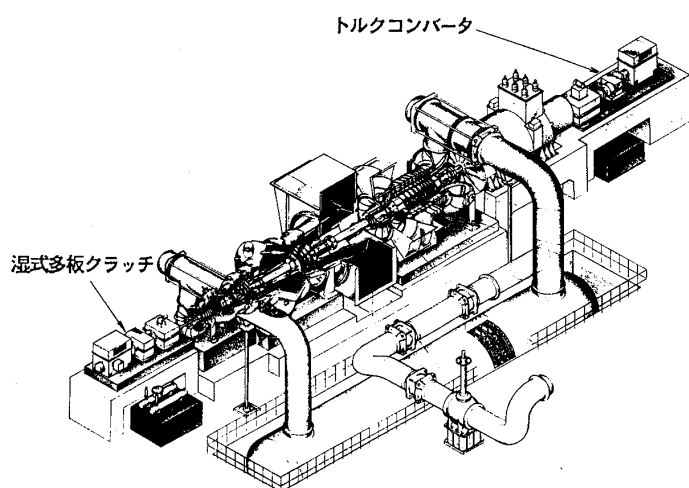


図10 ムーンライト計画高効率ガスタービンパイロットプラント
ガスタービン出力 約100MW
複合プラント効率 約50% (LHV基準)
(燃料LNG) 約45% (HHV基準)

3.3 点 火 系 統

横河航空電気㈱ 田 川 裕

1. まえがき

容量放電型 (Capacitor Discharge Type) 点火装置は高エネルギーで強力なスパークが得られるので、小型から大型までのあらゆるガスタービンの点火系統に広く用いられている。ここではこの容量放電型点火装置 (以下、点火装置という。) に限定して簡単に紹介する。

点火装置は次の3つのコンポーネントにより構成される。

(1) イグニッションエキサイタ (Ignition Exciter)

コンデンサに蓄えた静電エネルギーをスパークパルスとして出力する。

(2) イグニッションリード (Ignition Lead)

スパークパルスをイグナイタプラグへ導く。

(3) イグナイタプラグ (Igniter plug)

スパークパルスが発火端で電気スパークになり、スパークエネルギーが放出される。

地上用 (産業・発電用など) ガスタービンの点火装置は起動時の点火に使用されるだけである。しかし、航空用ガスタービンの点火装置は地上における起動時の点火の他に、飛行中のフレームアウトによる再点火またはフレームアウト防止のための連続点火にも使用されるので、高い信頼性が要求されている。

スパークエネルギーは点火装置の重要な特性の一つであり、最近では設計要求事項に盛り込まれる事例が増えている。

2. 動作原理と特長など

2.1 低電圧容量放電型⁽¹⁾

基本の点火回路を図1および図2に示す。ここで「低電圧」とは5kV以下のスパークパルス電圧 (peak) をいう。

図1にて動作原理を説明する。コンデンサ (C1)

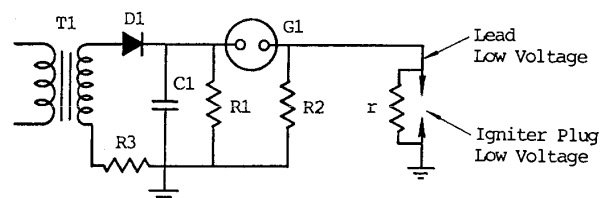


図1 低電圧容量放電型 (振動回路)

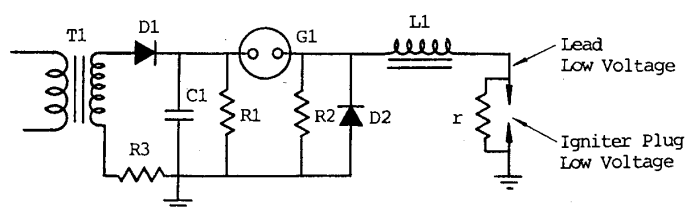


図2 低電圧容量放電型 (単一極性回路)

を充電してスパークパルス用の静電エネルギーを蓄える。コンデンサ (C1) の充電電圧が上昇すると放電管 (G1) が電離して導通し、イグニッションリードとイグナイタプラグのスパーク回路にコンデンサ (C1) が放電してスパークパルスが出力される。イグナイタプラグの発火端に電気スパークが生じてスパークエネルギーが放出される。この回路は振動回路 (Oscillatory Circuit) であり、スパーク電圧、電流および電力は図5(a), (b), (c)に示す波形である。図2は単一極性回路 (Unipolarity Circuit または Unidirectional Circuit) であり、フリーホイールダイオード (D2) とインダクタンス (L1) が付加されている。この回路のスパークは図6(a), (b), (c)に示す波形である。放電管は一般的に2~4kVの放電電圧のものが使用されている。イグナイタプラグは表2のType 4を組合せて使用する。

2.2 高電圧容量放電型⁽¹⁾

基本の点火回路を図3および図4に示す。ここで「高電圧」とは5kVを超えるスパークパルス電圧をいう。

図3および図4はトランス (T2) とコンデンサ

(昭和63年10月20日原稿受付)

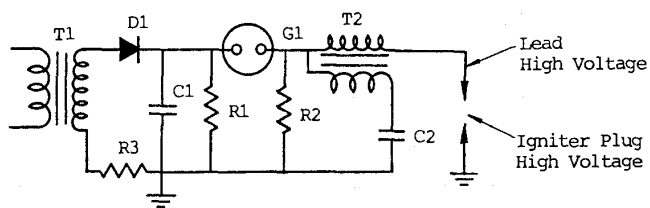


図3 高電圧容量放電型（振動回路）

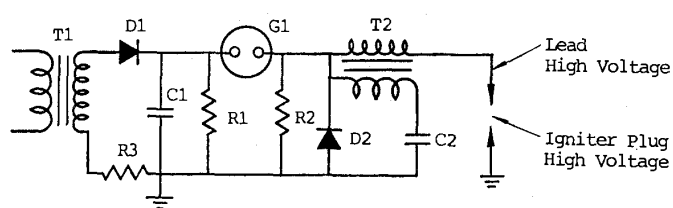


図4 高電圧容量放電型（単一極性回路）

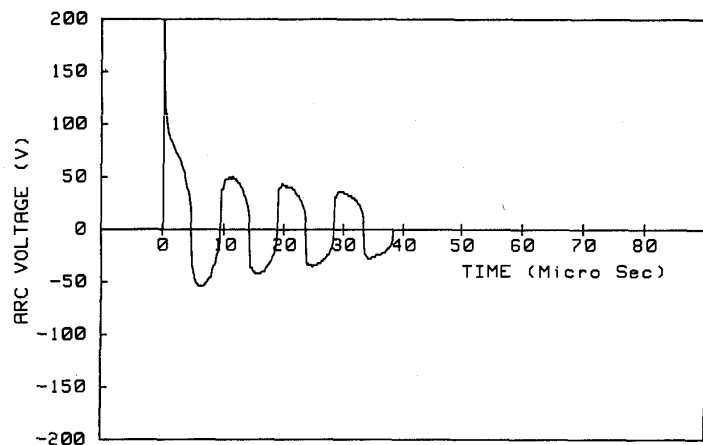


図5(a) スパーク電圧

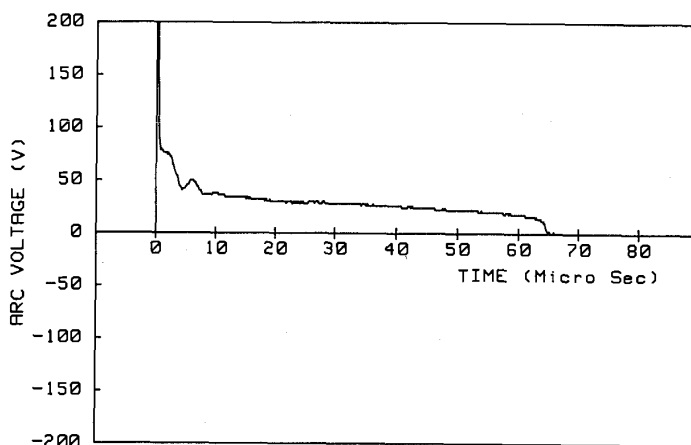


図6(a) スパーク電圧

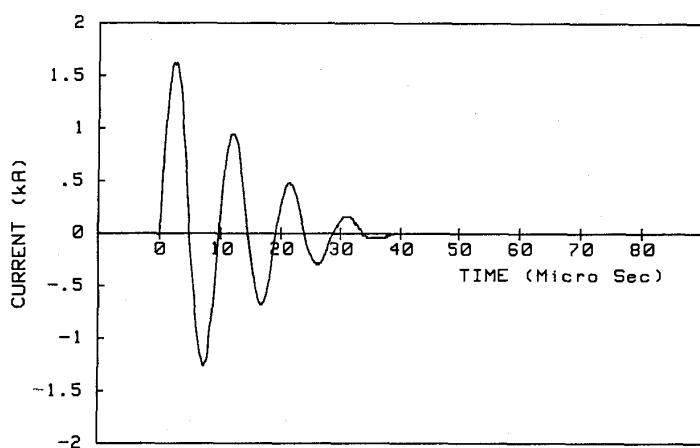


図5(b) スパーク電流

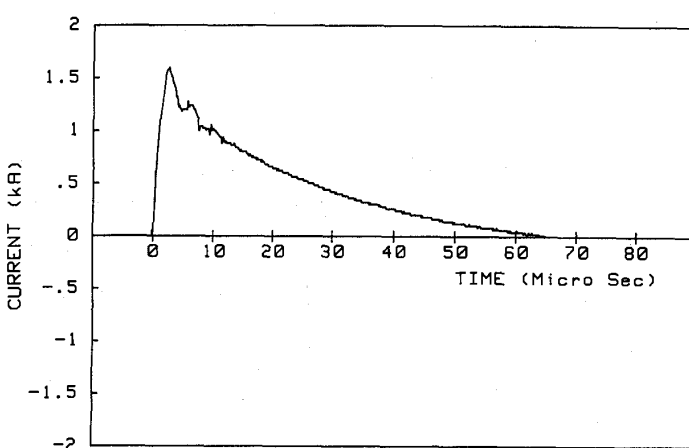


図6(b) スパーク電流

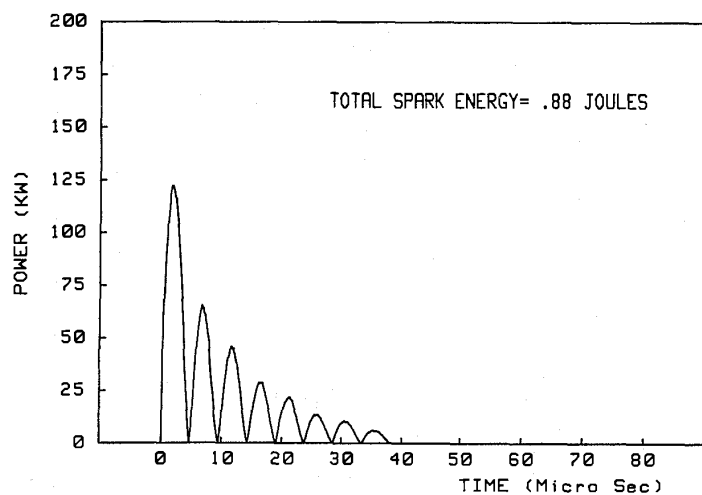


図5(c) スパーク電力

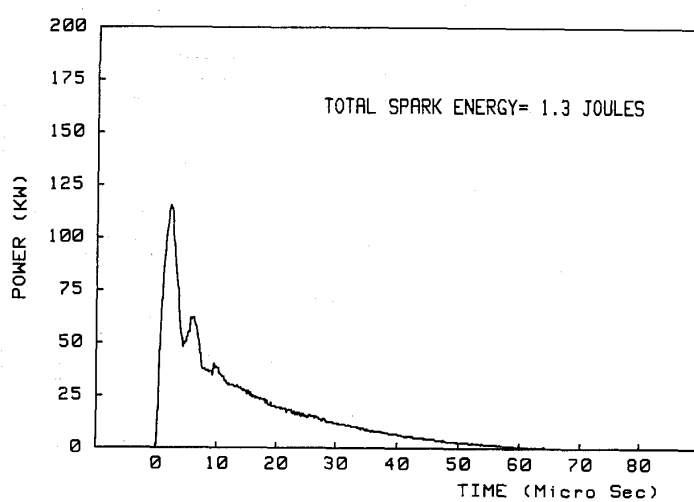


図6(c) スパーク電力

(C2)で構成する高電圧発生回路を図1および図2の回路に付加したものである。15~26 kvの高電圧を発生する。イグナイタプラグは主に表2のType 2またはType 5を組合せて使用する。

2.3 エネルギー

2.3.1 エネルギーの定義および測定

点火装置の重要な特性であるエネルギーは次のように定義される。

(1)貯蔵エネルギー (Stored Energy)

コンデンサに蓄えた静電エネルギーをいい、次の式で算出される。

$$[\text{貯蔵エネルギー}] = 1/2 CV^2 \text{ [J]}$$

ここで C : コンデンサの静電容量 [F]

V : コンデンサの充電電圧 [V]

(2)スパークエネルギー (Spark Energy)

イグナイタプラグの発火端 (Firing End) に生じたスパークエネルギーをいう。

図7に示す方法でスパーク電圧と電流を測定し、これによってスパーク電力を求め、電力曲線の面積と時間でエネルギーを求める。

(1), (2)共に単位はジュール [Joule] を用いる。

2.3.2 エネルギー効率⁽¹⁾

エネルギー効率は貯蔵エネルギーに対するスパークエネルギーの比率 (%) で表わす。一般的に振動回路では10~30%, 単一極性回路では20~60%のエネルギー効率である。エネルギー効率はイグニッションリードの長さ、挿入インダクタンスあるいはイグナイタプラグの発火端電極の消耗具合などにより違ってくる。

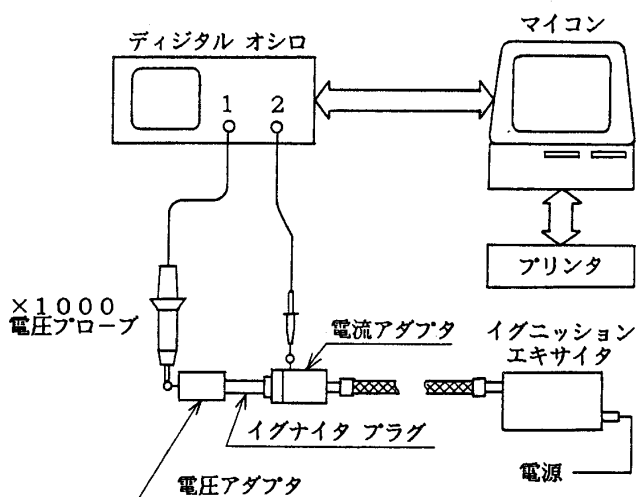


図7 スパークエネルギー測定ブロック図

単一極性回路は振動回路に比べて、エネルギー効率が非常に高いので、イグニッションエキサイタの小型軽量化に有効である。

2.3.3 スパークエネルギーの比較

現在の主要な大型ガスタービンにおいて、起動用のスパークエネルギーは1~5 [J] 程度、さらに航空用の連続点火用のスパークエネルギーは0.5~1.5 [J] 程度である。自動車用などの点火コイル方式ではスパークエネルギーが約30 [mJ] 程度であるから、ガスタービン用のスパークがいかに強力であるか理解されよう。

2.4 イグニッションリードの接続構造

イグニッションリードとイグニッションエキサイタおよびイグナイタプラグとの各接続構造を表1⁽²⁾に示すが、これは航空用で標準的に採用されている。いずれも高空環境に対応し、同軸気密構造である。地上用は表1に準じている。

2.5 イグナイタプラグの構造と特性

2.5.1 発火端の構造

発火端の基本構造を表2⁽³⁾⁽⁴⁾に示す。Type 4は半導体 (Semiconductor) 付であり、2.1の低電圧容量放電型に組合せて、また主にType 2と5が2.2の高電圧容量放電型に組合せて使用される。Type 2, 4および5はいずれも沿面スパーク方式である。表2のいずれのTypeも容量放電型の強力なスパークで使用する場合は発火端のクリーニングを必要としない。

表1 イグニッションリードの接続構造

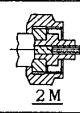
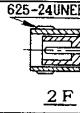
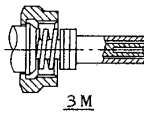
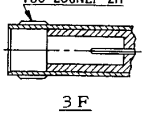
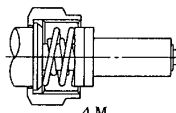
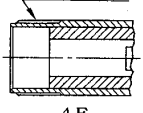
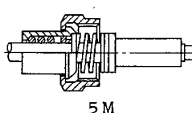
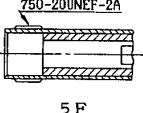
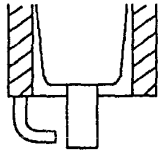
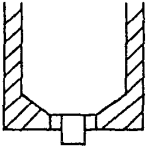
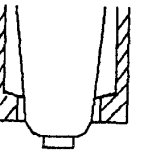
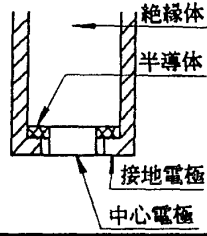
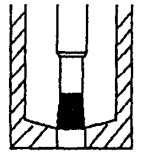
Type No.	接 続 構 造		適用スパークパルス	
	オ ス	メ ス	電圧 (KV peak)	電流 (A peak)
2	 2M	 625-24UNEF-2A 2F	8	1,200
3	 3M	 750-20UNEF-2A 3F	20	2,000
4	 4M	 1,000-20UNS-3A 4F	26	2,500
5	 5M	 750-20UNEF-2A 5F	20	2,000

表2 イグナイタプラグ発火端の構造

Type	1	2	3	4	5
電圧区分	高電圧	高電圧	高電圧	低電圧	高電圧
スパーク方式	空間 AIR GAP	沿面 SURFACE GAP	空間・沿面 AIR SURFACE GAP	分路・沿面 SHUNTED SURFACE GAP	半分路・沿面 SEMI-SHUNTED SURFACE GAP
構造					

2.5.2 半導体の特性

スパークパルスの初期電流が半導体表面を流れることにより、半導体表面近傍がイオン化されて電極間の放電電圧が 1000 V 前後まで低下する。次のような状況下でも安定したスパークが可能である。(1)燃料による濡れ (2)カーボンなどによる汚れ (3)水分の付着 (4)圧力の変動 (5)電極の消耗による電極間隙の拡大など。

2.5.3 冷却

発火端は燃焼雰囲気曝されて高温になり、半導体および絶縁体はスパークによる侵食と高温腐食を受け易い。また電極の消耗もより激しい。このため、発火端を冷却し温度を下げてやる必要がある。一般的に次のような冷却方法が採用される。

- (1)発火端内部に冷却空気を流す。(図 8 参照)
- (2)点火後はシリンダ機構により燃焼器の外へ引き抜く。(図 10 参照)

2.6 電磁障害 (EMI)

点火装置は強力なノイズ発生器であり、他の機器に電磁障害を与える。航空用は MIL-STD-461A または B が適用される。

3. 点火装置の現状

3.1 イグニッションエキサイタ

写真 1 に最新のエンジンである V2500 用のイグニッションエキサイタ (ALLIED-SIGNAL AEROSPACE CO. 製) を示す。貯蔵エネルギーは約 4 [J]、スパークパルス電圧が 22~26 kv の高電圧容量放電型で作動定格は連続である。写真 2 に発電用に使われている防爆型 (d2G4) イグニッションエキサイタを示す。貯蔵エネルギーは 16

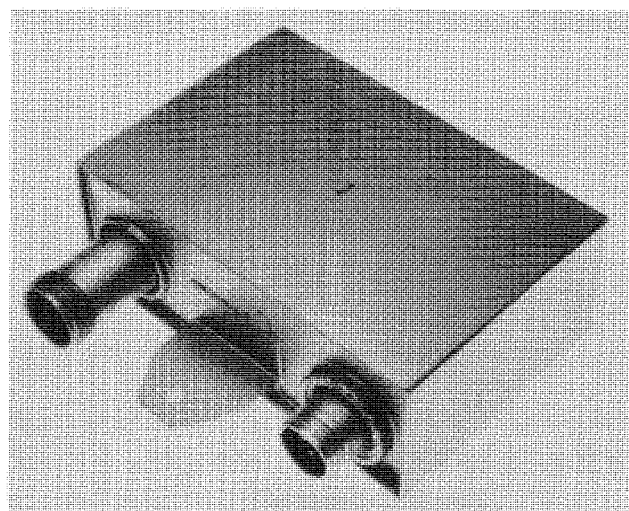


写真 1 V2500 エンジン用イグニッションエキサイタ (ALLIED-SIGNAL AEROSPACE COMPANY 提供)

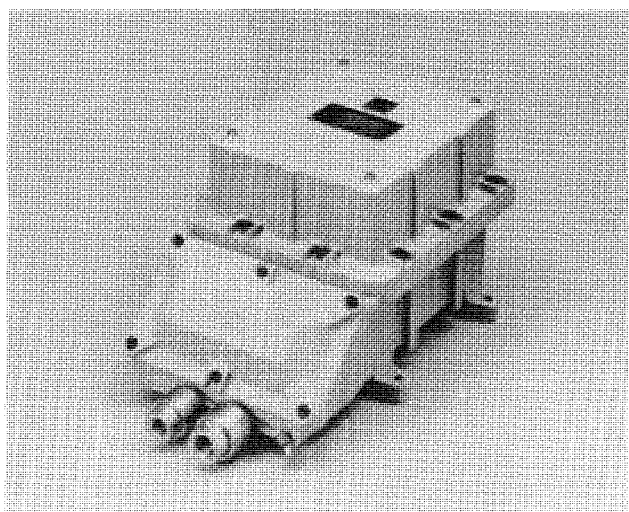


写真 2 産業・発電用防爆型 (d2G4) イグニッションエキサイタ

〔J〕, スパークパルス電圧は3 kvの低電圧容量放電型である。

3.2 イグニッションリード

写真3にV2500用イグニッションリード（横河航空電機株製）を示す。コンジット内部を冷却空気が流れる構造になっており、イグナイタプラグとの接続部分を冷却してゴム系絶縁体を保護している。使用温度範囲は $-54^{\circ}\sim+260^{\circ}\text{C}$ である。この空冷方法は航空用に広く採用されている。接続構造は表1のType 4である。

3.3 イグナイタプラグ

写真4にV2500用イグナイタプラグ（日本特殊陶業株製）を、図8に同品の発火端の断面を示す。接地電極は新開発の技術を採用した複合材料が使

われ、高温耐消耗性が格段に向上している。発火端の構造は表2のType 5に相当する。写真5と写真6は地上用である。写真5は外部シリンダ駆動形で防爆型である。写真6は同軸シリンダ駆動型である。図9⁽⁵⁾と図10⁽⁵⁾は高効率ガスタービンAGTJ-100Aの高圧燃焼器（HC）と再熱燃焼器（RC）の装着例を示す。RC用は外部シリンダ駆動形を使用している。

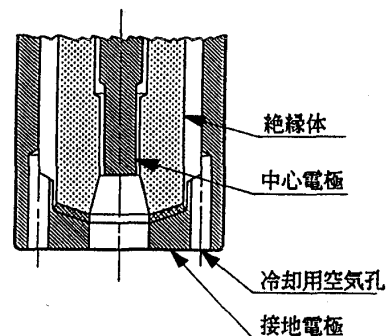


図8 V2500 イグナイタプラグ発火端の断面図
（日本特殊陶業株式会社 提供）



写真3 V2500エンジン用イグニッションリード
（横河航空電機株製）

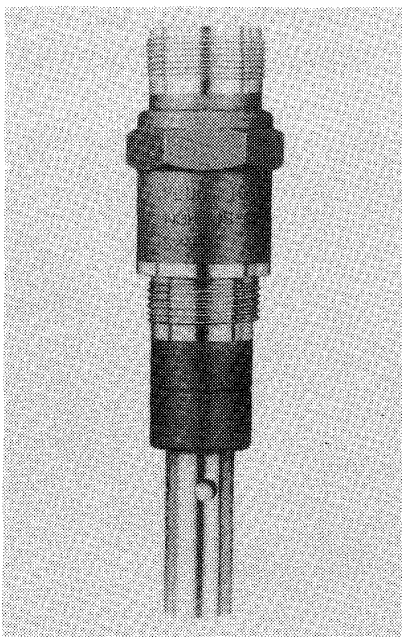


写真4 V2500 エンジン用イグナイタプラグ
（日本特殊陶業株式会社 提供）

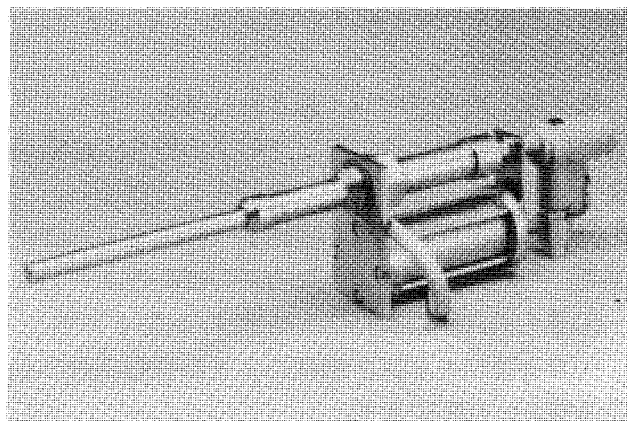


写真5 産業・発電用イグナイタプラグ

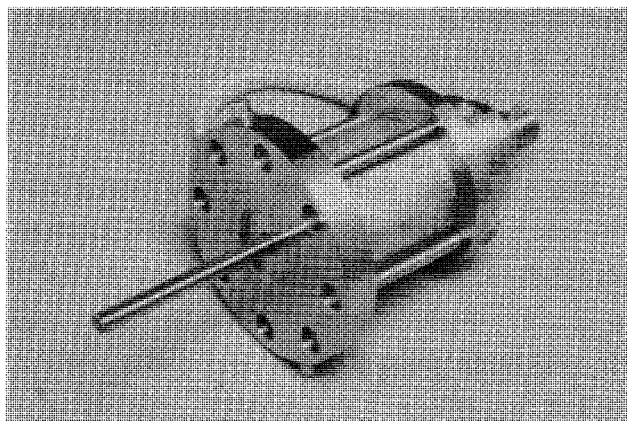


写真6 発電用イグナイタプラグ

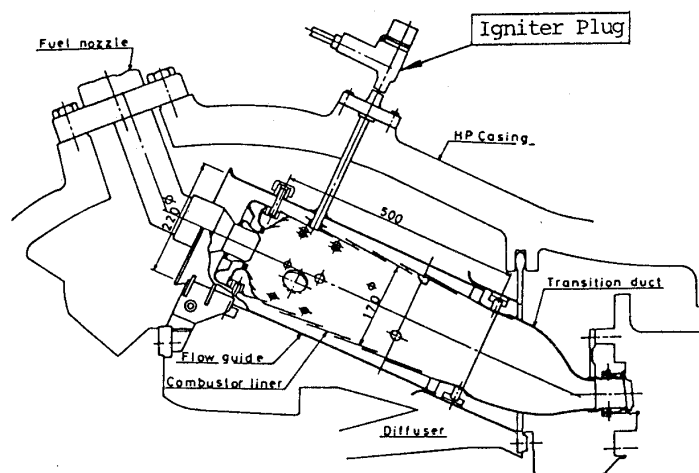


図9 高効率ガスタービン高圧燃焼器 (HC) へのイグナイタプラグ装着図

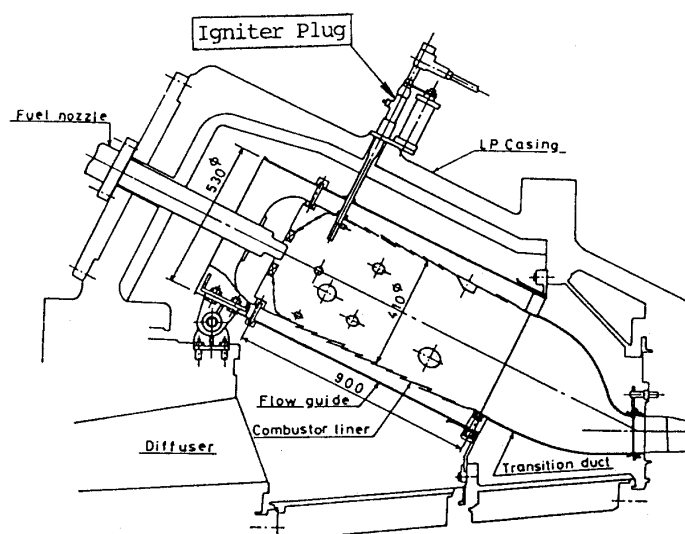


図10 高効率ガスタービン再熱燃焼器 (RC) へのイグナイタプラグ装着図

4. 今後の課題

ガスタービンエンジンが今後さらに高効率になるに伴って、点火装置に対する要求はますます過酷になるであろう。

航空用イグニッションエキサイタは小型軽量化と耐熱性の向上が課題であろう。前者についてはジェネレータと一体化した製品が、後者については軍用航空用に使用最高温度 $+240^{\circ}\text{C}$ の製品がそれぞれ実用されており、今後の目標課題になるものと予測される。

イグナイタプラグの課題は高温耐消耗性の向上であろう。新材料および新技術の開発が期待される。

5. あとがき

以上、点火装置の全般にわたって簡単に紹介したが、少しでも参考になれば幸いである。

最後に、資料を提供していただいた ALLIED-SIGNAL AEROSPACE COMPANY 殿および日本特殊陶業株式会社殿にお礼を申し上げます。

文 献

- (1) SAE, AEROSPACE INFORMATION REPORT, AIR 784 A
- (2) SAE, AEROSPACE RECOMMENDED PRACTICE, ARP 670 A
- (3) SAE, AEROSPACE RECOMMENDED PRACTICE, ARP 484 A
- (4) CHAMPION SPARK PLUG CO., カタログ
- (5) Mori, K., et al.: Research and Development on Combustors for Advanced Reheat Gas Turbine, 1983 Tokyo Intn'l Gas Turbine Congress, 83-Tokyo IGTC-21, (1983) pp.159~166

4. 潤滑系統

4.1 セラミック転がり軸受

光洋精工(株) 安井 啓 剛

光洋精工(株) 竹林 博 明

1. まえがき

近年、航空機用ガスタービン主軸の軸受（転がり軸受）は、ガスタービンの性能向上を目的として、高温・高速化が要求され、耐熱性と高速回転に対して優れた特性を持つ軸受の開発が進められている。図1は、1970年の初めにアメリカで報告されたガスタービンに関する予測であり、タービン入口温度、主軸軸受のdN（軸受内径mm×回転

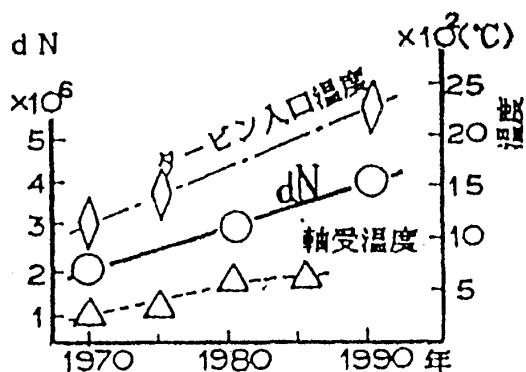


図1 航空機用ガスタービンの予測

数rpm) 値と温度に関して報告したものである¹⁾。これによれば、軸受は年々高温・高速化が求められ従来の金属軸受では対応が困難なことから、アメリカでは新素材であるファインセラミック軸受（以下セラミック軸受と称す）の研究開発が進められてきた^{2), 3), 4)}。

日本においても同様に、セラミック軸受の研究開発は活発に行われており、最近ではセラミック軸受の荷重特性や使用方法等に関する基礎データが発表されている^{5), 6), 7)}。また、一部の産業分野ではセラミック軸受の実用化も行われており、技術的な進歩には目覚ましいものがある。

ここでは、セラミック軸受の有望な用途の一つである航空機用ガスタービン主軸への適用について述べる。

2. セラミック軸受の特性

表1は、セラミック軸受に使用している窒化けい素 (Si_3N_4) と一般の転がり軸受に使用している高炭素クロム軸受鋼の特性を比較し、セラミッ

表1 窒化けい素と軸受鋼の特性比較

No.	項目	単位	セラミックス Si_3N_4	軸受鋼 SUJ2	セラミックスの適用による長所および特性
(1)	耐熱性	℃	800	180	高温下で高負荷能力維持
(2)	密度	g/ml	3.2	7.8	転動体（玉，ころ）の遠心力軽減の寿命向上，昇温防止
(3)	線膨張係数	1/℃	3.2×10^{-6}	12.5×10^{-6}	昇温による内部すきまの変化が小の振動防止，予圧変化小
(4)	ビッカース硬さ	kgf/mm ²	1400~1700	700~800	転がり接触部の変形小 高剛性化
(5)	縦弾性係数	kgf/mm ²	3.2×10^4	2.1×10^4	
(6)	ポアソン比	—	0.26	0.3	
(7)	耐食性	—	良	不良	海水中など特殊環境下で使用可能
(8)	磁性	—	非磁性体	強磁性体	強磁界中での着磁による回転変動小
(9)	導電性	—	絶縁体	導電体	電食による損傷防止が可能
(10)	素材の結合形態	—	共有結合	金属結合	油膜切れによる転がり接触部の凝着（移着）が小

（昭和63年10月19日原稿受付）

ク軸受を適用した場合の長所について検討したものである⁶⁾。その結果、窒化けい素を用いたセラミック軸受は表1に示されたような特性を生かした幅広い用途が考えられ、今回ここで取り上げている航空機用ガスタービン主軸軸受の高温・高速化に対しても、窒化けい素の特性が役立つことが推測できる。窒化けい素の優れた耐熱性は、軸受の高温化に対して有効であり、また窒化けい素の低密度特性は軸受の軽量化と高速化の際の転動体（玉、ころ）の遠心力軽減に効果を発揮する。さらに窒化けい素の結合形態（共有結合）から、高速回転時の油膜切れによる耐焼付き性向上も期待できる。それゆえ航空機用ガスタービン主軸の軸受にセラミック軸受が使用できれば、軸受の高温・高速化が可能となりガスタービンの性能向上に結びつくこととなる。

3. セラミック軸受の転がり疲れ寿命

窒化けい素を転がり軸受に使用する場合、窒化けい素の転がり疲れ寿命を把握することが重要で

ある。ここでは、窒化けい素と航空機用軸受材料として使用されている M50 の転がり疲れ寿命を比較するために、窒化けい素製玉軸受と M50 製玉軸受の寿命試験結果を紹介する⁸⁾。

表2に試験軸受を示す。試験軸受は、深溝玉軸受6206相当の総セラミック玉軸受（内外輪・玉共に窒化けい素）NC6206 と、M50 製玉軸受（内外輪・玉共に AISI M50）6206である。保持器はいずれも AMS6414 に銀メッキを施している。

図2に試験方法、表3に試験条件を示す。試験はラジアル形試験機に軸受を4個使用し、図2に示すように両端2個が試験軸受である。軸受の異常は振動加速度計によって検出し、給油温度は70℃である。また総セラミック玉軸受 NC6206 内輪と鋼製軸には約 14μm のしめしろを付与しており、セラミック内輪内径に発生する円周応力は約 110MPa である。

図3に寿命試験結果を示す。総セラミック玉軸受 NC6206 と M50 製玉軸受の寿命比較を行ったも

表2 試験軸受

型番	材質（玉内外輪）	寸法
NC6206	(HP) Si ₃ N ₄	φ 62 × φ 30 × 16
6206	AISI M50	

HP：ホットプレス

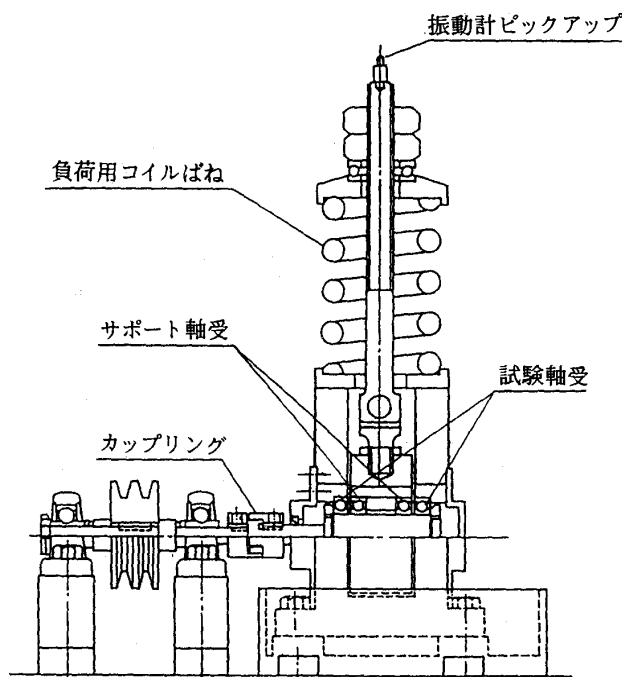


図2 試験方法

表3 試験条件

項目	条件
荷重	5,800N
回転数	8,000rpm
油	エアロソルタービン #500
温度	70 ± 2℃

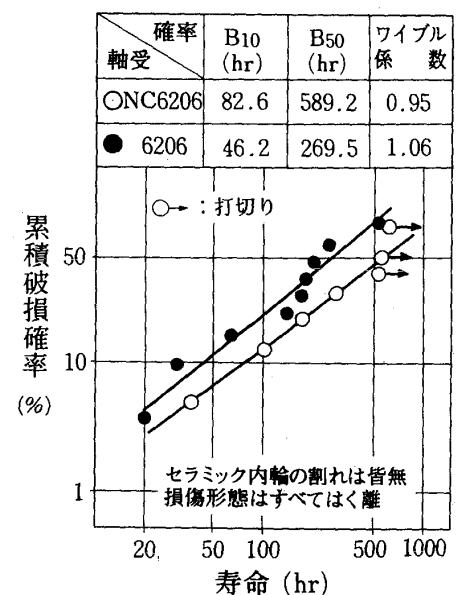


図3 寿命試験結果

ので、1回の試験に試験軸受を2個使用し、Sudden Deathの手法を用いてワイブル確率紙にプロットしている。図3の結果から、総セラミック玉軸受NC6206はM50製玉軸受に比較して、同等以上の転がり疲れ寿命を有していることがわかる。また総セラミック玉軸受の寿命は、軸受鋼やM50で観察される転がり疲れはく離と同様の破損形態を呈し、振動加速度計によって検出できている。なお、セラミック内輪と鋼製軸のしめしろは約 $14\mu\text{m}$ であったが、セラミック内輪の割損は観察されなかった。

以上のことより、窒化けい素は航空機用軸受に使用されているM50に比較して同等以上の転がり疲れ寿命を有することから、航空機用ガスタービン主軸の軸受材料として適用可能であることがわかる。

4. 無人機用ジェットエンジンへの適用

ミサイルや遠隔操縦機等の無人機の推進用に使用されているジェットエンジンは、対空火器やレーダー等の発展に伴って高性能化が要求され、軸受はこれまで以上の高温・高速化が必要となってきた。ここでは、航空機用ガスタービン主軸の軸受と同様に、高温・高速化が要求されている無人機用ジェットエンジンの軸受にセラミック軸受を適用した結果について紹介する⁹⁾。

表4に試験軸受を示す。試験軸受は円筒ころ軸受であり、内外輪がステンレス鋼(SUS440C)でころに窒化けい素を使用したセラミック軸受と、比較用の金属軸受(内外輪・ころ共にステンレス鋼)である。保持器はいずれもAMS4616を使用している。

表5に試験条件を示す。試験温度は 370°C で、

急加速始動を行い定常時の回転数は $46,000\text{rpm}$ である。軸受の潤滑にはグリースを使用している。

図4に試験装置の構造を示す。試験装置は、高温ハウジング(加熱用ヒーター付)を持った試験部と駆動部(駆動スピンドル)から構成されており、試験部と駆動部はクイルシャフトによって連結されている。試験中試験軸受に損傷が発生し回転不能となった場合は、クイルシャフトが破断することにより試験部と駆動部が分離される。また試験装置は、試験軸受の振動加速度と温度を検出し、異常が認められた場合は即時停止するようになっている。

表6に試験結果を示す。従来の金属軸受を高温・高速回転でグリース潤滑により運転すると、極めて短時間で内外輪・ころに焼付きが発生し回転不能となる。一方、ころに窒化けい素を使用したセラミック軸受は金属軸受の約3倍の時間運転が可能であり、また金属軸受で発生した焼付きは認められていない。

表5 試験条件

周囲圧力	大 気 圧
軸受部周囲温度	$370 \pm 5^{\circ}\text{C}$
回転数(定常時)	$46,000\text{rpm}$
加速時間 ($0 \sim 46,000\text{rpm}$)	10秒以内
作動時間	軸受温度、振動に異常が発生するまで

表4 試験軸受

軸受の種類	材 質				主 寸 法	
	内 輪	外 輪	こ ろ	保 持 器	内 径	外 径
セラミック軸受	ステンレス鋼 SUS440C	ステンレス鋼 SUS440C	窒化けい素	鉄-けい素青銅 AMS4616	$\phi 17$	$\phi 40$
金属 軸受	" "	" "	ステンレス鋼 SUS440C	" "	"	"

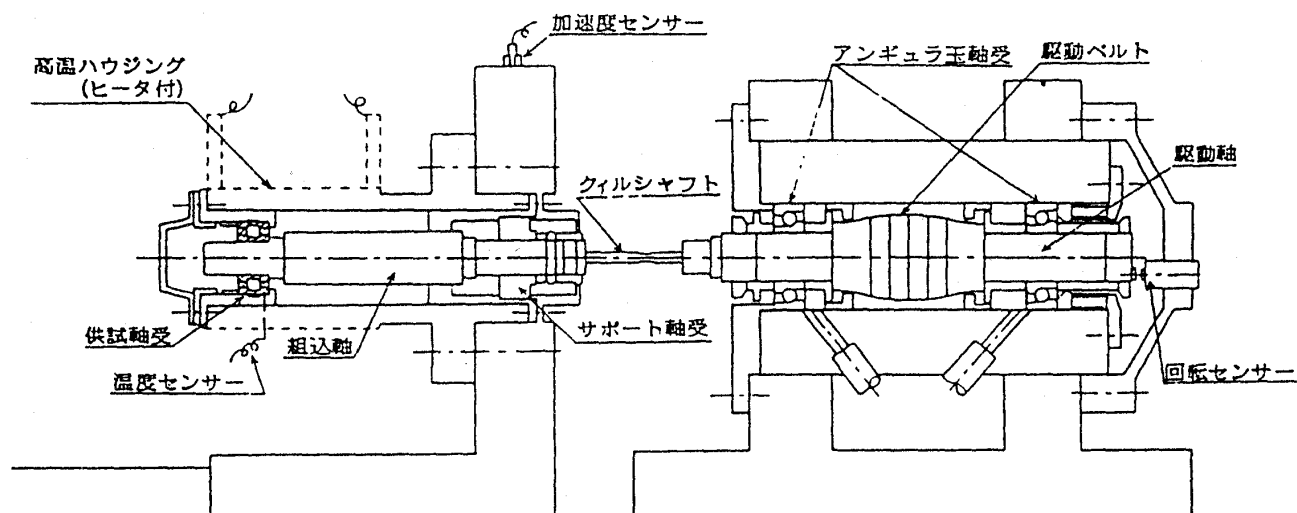


図4 試験装置の構造

表6 試験結果

項 目	セラミック軸受	金 属 軸 受
周囲圧力 (気圧)	1.01	1.01
周囲温度 (℃)	370 ~ 380	368 ~ 376
軸受温度 (℃)	368 ~ 382	368 ~ 380
回転数 (rpm)	46,000	46,100
加速時間 (秒)	8	8
作動状況	試験開始後70~75分で軸受温度が上昇。焼付は発生せず。金属製内外輪の軌道が摩耗。	試験開始後21~25分で、ころ、内外輪に焼付発生

以上のことより、高温・高速回転でグリース潤滑で使用される無人機ジェットエンジン用軸受にセラミック軸受を適用すると、グリースの飛散やグリース基油の蒸発により潤滑不良が発生しても、窒化けい素ころを用いたことによる遠心力の軽減や耐熱性および金属との耐焼付き性向上により、効果のあることが明らかとなった。

したがって本試験結果より高温・高速化が要求されている航空機用ガスタービン主軸の軸受にセラミック軸受を適用すると、軸受の高温・高速化が実現できるものと推測される。

5. 航空機用ガスタービンエンジンへのセラミック軸受の適用

窒化けい素を航空機用ガスタービンエンジンの軸受に適用すると、エンジンの高温・高速化と軽量化が実現できる。石川島播磨重工業、東芝、光洋精工の3社は、航空機用ガスタービンエンジンへのセラミック軸受の適用を検討している。ここでは、エンジン用歯車装置にセラミック軸受を適用して、各種試験を行った結果を紹介する。

試験は歯車装置に使用されている鋼製軸受19型番をセラミック軸受に置き換え、耐久試験、各

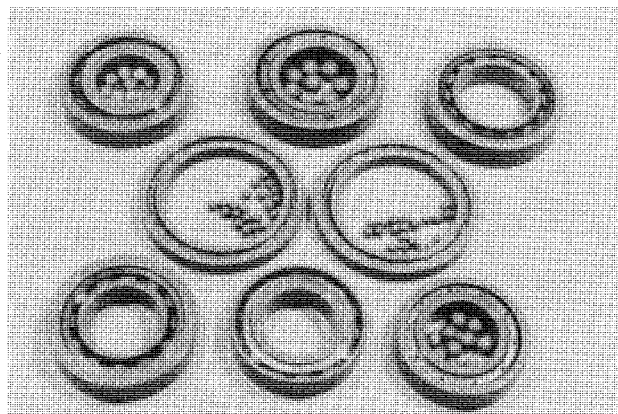


図5 試験軸受（総セラミック軸受，試験後）

種性能試験（過回転試験，過負荷試験，無潤滑試験等）および金属軸とのはめあいの検討を行った。

図5は歯車装置で試験を行った代表的なセラミック軸受を示す。

その結果，すべての試験においてセラミック軸受にはまったく異常が認められず，セラミック軸受の優れた耐久性と種々の特性が確認できた。さらに，従来熱膨張の違いにより問題とされていたセラミック軸受と金属軸のはめあいも，歯車装置への適用では克服できた。

以上，エンジン用歯車装置でのセラミック軸受の試験結果より，航空機用ガスタービンエンジンへのセラミック軸受の実用化に大きく前進した。

6. まとめ

ここでは航空機用ガスタービンの性能向上を目的として，ガスタービン主軸の軸受にセラミック軸受の適用を検討してきた。その結果，

- (1)セラミック軸受に使用する窒化けい素は，航空機用軸受材料として使用されている M50 と同等以上の転がり疲れ寿命を有しており，かつ転がり疲れの破損形態も同様である。
- (2)航空機用ガスタービン主軸の軸受と同様に，

高温・高速化が要求される無人機用ジェットエンジンの軸受にセラミック軸受を用いると，金属軸受よりも寿命向上が認められる。

- (3)エンジン用歯車装置でセラミック軸受を試験した結果，航空機用ガスタービンエンジンでのセラミック軸受の実用化に大きく前進した。等を紹介し，航空機用ガスタービン主軸の軸受にセラミック軸受の適用が有効であることを述べてきた。

今後，航空機用ガスタービン主軸にセラミック軸受を実用化するためには，セラミック軸受の品質保証法を確立すると同時に信頼性試験を数多く積み重ね，寿命の裏付けを行うことが必要である。

引用文献

- 1)E. B. Arwas, J. M. McGrew & L. W. Winn : SAE paper 720739 (1972)
- 2)H. M. Dalal : Army. Master. Technol. Conf. 5th, (1978) 407
- 3)H. R. Baumgartner : Army. Master. Technol. Conf. 5th, (1978) 423
- 4)G. Hamburg, P. Cowley & R. Valori : ASLEH Preprint No.80-AM-3C-1, (1980)
- 5)竹林博明，上田浩一：Koyo ENGINEERING JOURNAL, No.129 (1986) P26~30
- 6)六角和夫，竹林博明ほか：Koyo ENGINEERING JOURNAL, No.133 (1988) P63~71
- 7)藤原孝誌，竹林博明ほか：潤滑．VOL.33, NO.4, (1988) P55~62
- 8)竹林博明，増本雄治，井上浩一：第33期日本潤滑学会全国大会(岡山)研究発表会予稿集(1988) P63~64
- 9)吉川雄二，北村昌之，三宅公誠，平田文一，六角和夫：日本ガスタービン学会誌 VOL.15, NO.59 (1987) P114~121

4.2 すべり型軸受

大同メタル工業㈱ 田 中 正
 大同メタル工業㈱ 江 上 敏 夫
 大同メタル工業㈱ 上 里 元 久

すべり軸受は、(1) 寿命が長い、(2) 構造が簡単である、(3) スペースが小さい、(4) 減衰作用がある、(5) 静かである、などの特徴を持っており、一般産業用の回転機械に多く使用されている。ガスタービン用軸受は、特に高速、高温という過酷な条件下にあり、ティルティングパッド型の軸受が一般的で、軸受材質としてアルミ合金の採用が増えている。

1. すべり軸受の安全作動領域

図1は、安全に作動するための一般的な許容限界を示す。低速、高荷重の領域では、薄い油膜厚さのため金属接触の危険があり、高速、高荷重の領域では、軸受材質の軟化流動の危険がある。さらに高速になると、軸受出口の油温が高くなって酸化が進み、油の劣化が進行することになる。この高速域の限界について、油膜の不安定現象やスラストカラーの破損なども考えられる。また機械的強度や過度の変形から、軸受荷重（面圧）が制限されることもある⁽¹⁾。

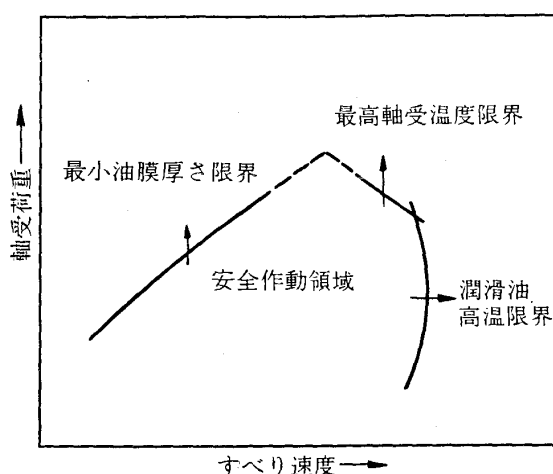


図1 安全作動限界

(昭和63年10月18日原稿受付)

2. 軸受材料

ホワイトメタルは、長い歴史をもち、非焼付性、順応性、埋収性は、他の合金に比べ良好であるが、負荷能力に劣る。静荷重用には、一般にホワイトメタルが最適であるが、近年の高荷重、高油温では耐えられない場合が多くなり、軸受温度が許容限度をこえる例もでてきた。

銅鉛合金は、ケルメットという名称で知られているもので、ホワイトメタルが負荷能力に耐えなくなると導入された。銅が鋼軸へ浸透するため、軸に焼付きやすく、激しい凝着、固着にいたる。また鉛の酸化のため、腐食しやすく、鉛の溶出、組織の崩壊にいたる。これらの欠点を補うため、表面メッキが必要となり、銅鉛合金のオーバレイなしは成立しにくい。鉛青銅は、銅鉛合金にすずが入ったもので、硬い青銅素地となる。耐摩耗性、耐食性がよく、温度にも強くなるが、銅鉛合金より非焼付性は劣る。強く硬いので、揺動や低速回転の高荷重用ブッシュに広く使用される。

アルミ合金は、元来軸受材料としてその性能がよく、強く熱伝導もすぐれている。裏金付各種アルミメタルの開発により、さらに軸受性能が改善された。アルミの素地中には、すずはもちろん、鉛も軟質独立成分として存在可能である。アルミ合金は、強さと軟らかさの両方を兼ね備えているので、通常オーバレイなしで使用できる。また耐食性にすぐれ、前述の銅鉛合金の欠点は解消される。アルミ-すず合金の特性は広範囲にわたり、すずの添加量が増加すると非焼付性は向上する。

図2は、ホワイトメタル、アルミメタル、銅鉛合金の合金硬度-温度特性を示す。ホワイトメタルは、高温下で急激に硬度が減少し、強度が低下することがわかる。銅系合金は、硬度は高いが、

非焼付性に劣り、適用に当っては注意を要する。アルミメタルは、高温時にも耐え、40%すず-アルミ合金（A40）が、高温条件下のホワイトメタル代替材料として採用される。

最高軸受温度（図1）は、材料の軟化流動や摩擦面の変形からくる軸受損傷を避けるため、許容値以下に制限されねばならない。ホワイトメタルは、その許容値が125℃程度であるが、最近のターボ機械は、高速化、高効率化が進み、軸受温度はますます高くなっている。この結果、ホワイトメタルでは耐え得ない実用例が増え、A40が採用されている。A40は、その許容値が約155℃で、今後の高速、高荷重用軸受の材料として、ホワイトメタルがもたないところに適用されよう。小型ガスタービンでは、高速に加えて高温雰囲気があり、アルミ合金のティルティングパッドスラスト軸受やティルティングパッドジャーナル軸受が一般化しつつある。

3. スラスト軸受

スラスト軸受は、テーパランド型、ティルティングパッド型が代表的で、ターボ機械の高速化、大容量化を背景にして、ティルティングパッド軸受の適用が増大している。

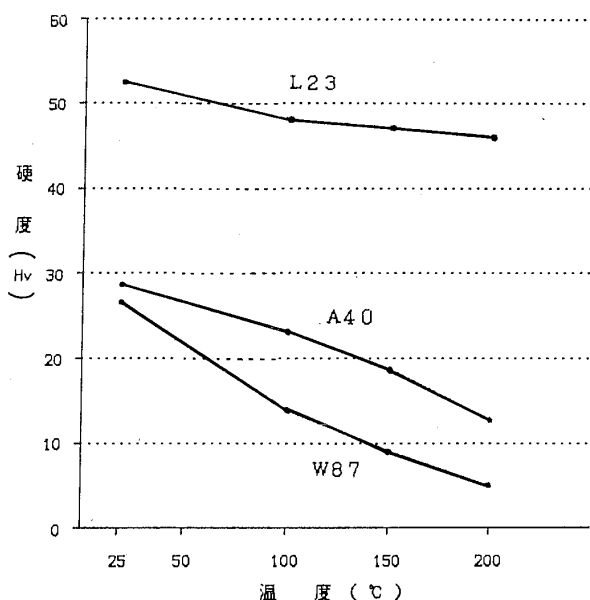


図2 合金硬度—温度特性

ティルティングパッド軸受は、通常6個以上のパッドをリング状に並べてスラストを受ける軸受で、各パッドは背面のピボットを支点にして、スラストカラー表面に対してわずかに傾くことができる。この結果、パッドとスラストカラーとの間に十分な流体潤滑油膜が形成され、ティルティングパッド軸受は、速度、荷重、粘度などの広範囲の条件に適用できる。パッドのピボットは、通常中央部に設けることが多く、この場合両方向の回転に適用できる。図3は、ティルティングパッド軸受の代表例を示す⁽²⁾。図4は、パッドにかかる負荷を均等に分配することを目的として、レベリング機構を設けた例で、レベリングプレートによって自動調心性が付与される⁽³⁾。すべり面の合金材質は主にホワイトメタルであるが、高速回転の場合には、アルミ合金を採用したり、またパッドのピボットを回転方向の後端側にオフセットして軸受温度の高温限界に対処することがある。

潤滑は、軸受全体を油中に浸す油浴潤滑で行うことが多く、圧力1.5kgf/cm²程度で油を供給し、出口をオリフィスで絞ることにより流量を調整できる。図5は、一般的な両側スラスト軸受について摩擦損失の発生部位および各部の摩擦損失と周

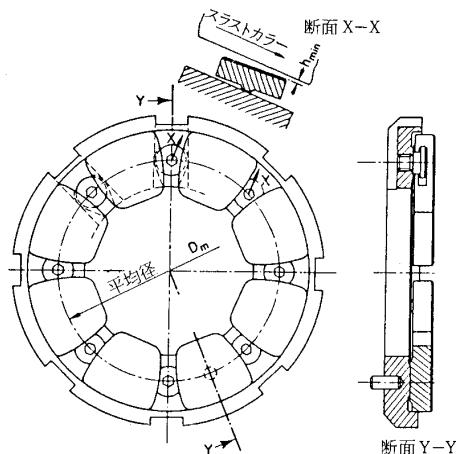


図3 ティルティングパッドスラスト軸受

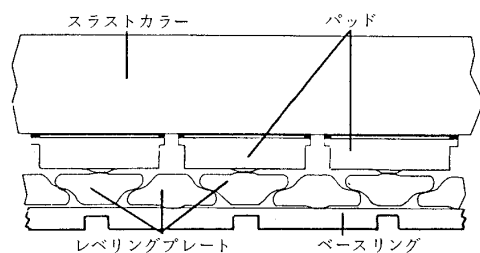


図4 レベリング機構付スラスト軸受

速の関係を示す。摩擦損失は、スラストパッド面のせん断抵抗とパッド面以外の運動部分に接触する潤滑油のかく判抵抗との二通りの要因が考えられる。油浴潤滑では、充満した油のかく判損失を避けることができず、低速時は全損失に比較してさほど大きくないが、周速60 m/s以上の高速になるにつれ、かく判損失が急激に増加し、全損失の主たる部分を占めるようになる。

図6に示す直接潤滑法は、ティルティングパッド軸受のかく判損失を最小にし、軸受損失の軽減に大きな効果を発揮している。潤滑油は、スラスト軸受の背面の油みぞを通り、パッドストップへ導かれ、これに加工されたノズルからスラストカラーに直接噴射される。このオイルジェットにより、パッドから排出する高温油を洗い流し、冷却された新油が次のパッドへ供給される。このよう

に直接潤滑では、油膜を形成するため油をスラストカラー表面に直接噴射し、不必要な所に油が残らないようにしてかく判損失を減少している。従来の油浴潤滑との性能比較では、直接潤滑により油膜厚さがより厚くなり、軸受温度もより低温となる。またスラスト軸受の摩擦損失低減が大きく、高速時には全損失の50%程度を減少することができる⁽²⁾⁽⁴⁾。最近、この直接潤滑の利点をいかした使用例が増え、パッド平均径における最高周速の実績としては、ホワイトメタルで130 m/s程度、アルミ合金の場合には約160 m/sに達している。

レベリング機構付スラスト軸受(図4)の場合も、この直接潤滑法が開発されている。レベリングプレートによる自動調心性を効率的に行い、かく判損失を最小にした軸受性能が期待される。

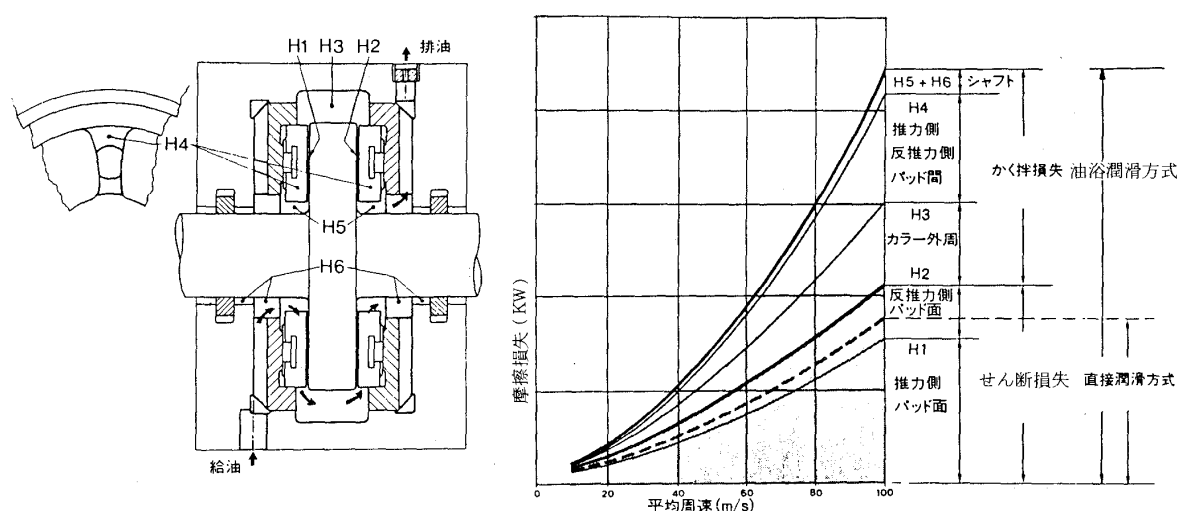


図5 油浴潤滑両側スラスト軸受における摩擦損失の発生部位とその配分

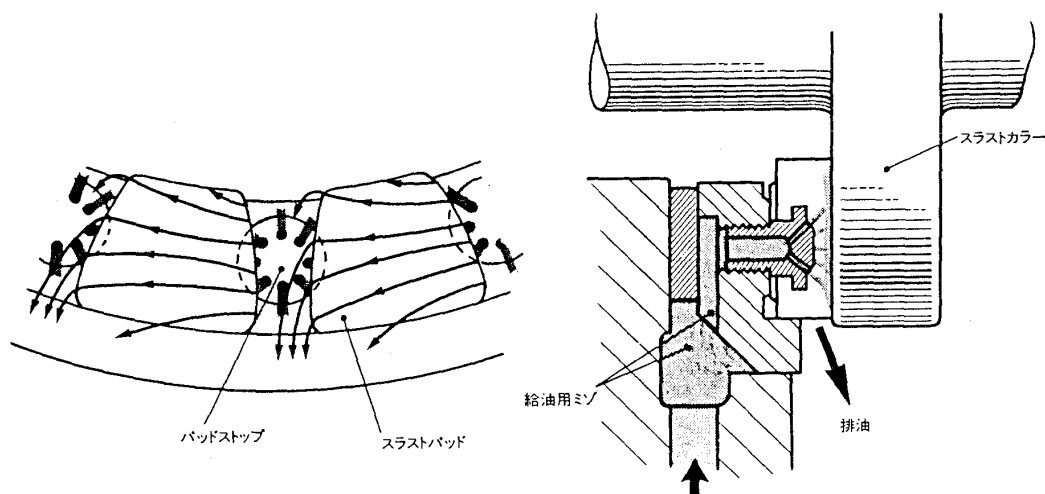


図6 直接潤滑方式による潤滑油の流れ

4. ジャーナル軸受

回転機械には種々のジャーナル軸受が使用されているが、各種形状の軸受性能を概略的に比較した内容を図7に示す⁽¹⁾。回転機械のジャーナル軸受では、自励振動に基づく不安定現象の他に、油膜剛性および減衰特性が性能に影響を与え、軸受の弾性係数および減衰係数に基づく回転軸系の解析が行われる。安定性は、真円軸受、二円弧軸受、三円弧軸受の順に向上するが、負荷能力の点では三円弧軸受が最も劣り、二円弧、真円軸受の順によくなる。結局、軽荷重高速の場合には、三円弧軸受、重荷重低速の場合には真円軸受、中間の場合には二円弧軸受が適している。通常、真円および二円弧軸受がシンプルな形状として多用されているが、ターボ機械の性能向上と共に、近年ティルティングパッド軸受の適用が急増している。

ティルティングパッド軸受は、一般的には揺動可能な5個のパッドからなるジャーナル軸受で、油膜による自励振動であるオイルホップをほとんど起こさない軸受として注目される(図8)。各パッドが軸に及ぼす油膜力は軸の中心を通り、軸心の浮き上り軌跡が垂直線となって、油膜の弾性係数、減衰係数の連成項がゼロとなる。この結果、回転軸系は連成項のない単純な、質量-ばね-減衰系となり、本質的に安定となる。またティルティングパッド軸受では、パッド内面の曲率半径を軸受中心からパッド内面までの距離より大き

くすることにより、予荷重を与えることがある。これによって油膜の弾性係数を高め、軽荷重状態でもパッドの追尾特性を高くすることができる⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

このようにティルティングパッド軸受は、その軸受性能がすぐれ、特に高速軸受として多用される。また軸受材質が、従来のホワイトメタルの他にアルミ合金の採用も可能で、より高温域まで適用できるようになった。従来の最高周速の実績は、ホワイトメタルで約100m/s、アルミ合金の場合は、120m/s程度である。

ティルティングパッド軸受は、油浴潤滑で作動するのが通常であるが、この場合もかく判抵抗が避けられず、直接潤滑による性能向上が試みられている。スラスト軸受の場合と同様、ジャーナルパッドの間より回転軸に油を直接噴射し、軸受温度の低下が測定されている。ジャーナル軸受の場合も、油浴潤滑に比較して、回転速度が大きくなると軸受温度の低減効果がより顕著である。

文 献

- (1) Glacier Metal 社内資料
- (2) Neale, M. J., Tribology Handbook (1973), Butterworths
- (3) キングスベリー社カタログ
- (4) 大同メタル工業カタログ
- (5) 堀 幸夫, 内燃機関, 5, 6 (1966), 63
- (6) 染谷常雄, 日本機械学会誌, 72, 610 (1969), 1513
- (7) 堀 幸夫・田中正人, 機械の研究, 27, 1 (1975), 107













軸受タイプ	負荷容量	回転方向	安定性	剛性と減衰
真円 	良		劣 ↓ 良 ↓ 優	可
ダム付真円 	良			可
二円弧 	良			可
三円弧 	可			良
オフセット 	良			優
ティルティングパッド 	良		優	優

図7 ジャーナル軸受タイプの比較

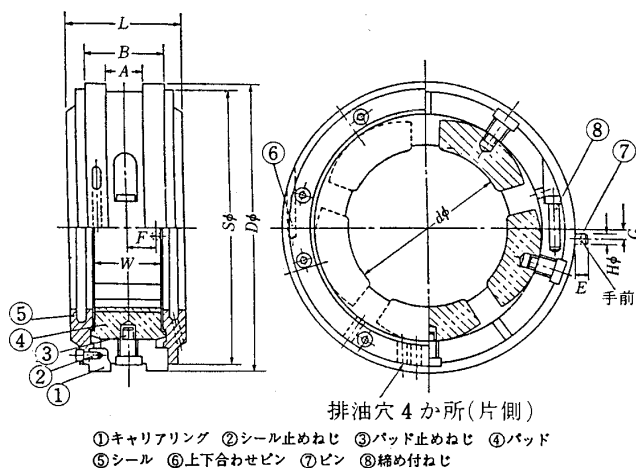


図8 ティルティングパッドジャーナル軸受

4.3 ガスタービン用軸封装置

イーグル工業㈱ 古 賀 忠
イーグル工業㈱ 陣 内 毅

1. まえがき

各種の産業機械装置において、高速、高圧、高温化、あるいは極低温雰囲気運転など、いわゆる高性能化が計られている。この結果、機器の軸封、軸受などの使用条件の過酷化が今後も継続するものと思われる。これらの要求に対しては、在来技術のみでは対処できず、新しいシールの開発、セラミックスなどの新材料の開発、および従来の材料の改良が必要になってくる。航空エンジンにおいても、今後さらに燃料消費率が小さい超高バイパス比エンジンの開発が進むと思われ、そのためには、圧縮機設計技術、シール技術、材料技術の発達が必要である。

本報文では航空用タービンエンジン、宇宙推進系ターボ機器用の軸封機構についての現状を説明し、次に波及技術として各種産業用軸封装置、例えば、LNG やフロンを媒体とするタービン軸封について記述する。最後に、将来の技術動向を考え、軸封装置の構成材料の進歩、発達の現状について述べている。

2. 航空用ガスタービン軸封装置

近年の航空用ターボファンエンジンは、燃料消費率の低減のために、高バイパス比、高圧力比化が計られている。エンジン主軸の軸封装置は、軸受潤滑部のシールとして、圧縮空気または高温空気と、潤滑油をシールする。主軸部の軸封装置の条件は、エンジンの高圧力比化にともない、高圧圧縮機からエンジン後部においては、シールガスの圧力が高圧化し、軸封装置からの漏れは、エンジンの高性能化においては無視できないものとなってきている。特に従来のラビリンスシールでは、軸受室内へのガスの漏れ込みによる潤滑油の酸化や、排油ポンプの大型化の問題があり、軸封

装置はラビリンスシールのようなクリアランスシールから、漏洩量の少ない接触摺動型のシールに変わっている。図1には代表的なエンジン主軸用、接触摺動型シールが示されている。図1(A)は、軸と直角の回転摺動面にてシールするフェイスタイプメカニカルシールである。①はニッケル・クロム・モリブデン (Ni-Cr-Mo) 鋼のメイティング・リングで、軸に固定され回転する。シール摺動面には、高温での耐摩耗性がよいクロム・カーバイト ($\text{Cr}_3\text{C}_2 + \text{Ni-Cr}$) をコーティングしている。また、シール摺動面の冷却のために、メイティングリングの内部に小孔を放射状に開け、潤滑油を通す方式が用いられる。特に潤滑条件の悪い場合は、シール摺動面にも潤滑油を導入する構造がとられる。固定側のシールは、シール摺動面にカーボン・グラファイトを使用したカーボンシールで、シール摺動面への初期荷重はスプリングにて負荷する。シール構造はシール摺動面以外に、図中の②に示す静的な二次シール部分があり、高温条件から金属製ピストンリングが使用される。この二次シール部分は、軸振動やシール摺動面の振れ等で微小な摺動条件にあり、摩耗防止のために、相手部分はタングステン・

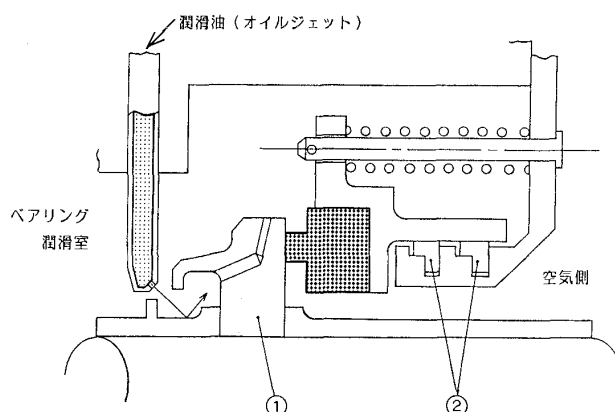


図1(A) フェイスタイプ メカニカルシール

(昭和63年10月21日原稿受付)

カーバイト (WC + Co) のコーティングをしている。通常の運転条件では、ガス側が高圧となるため、フェイスタイプシールはガスシールとしての設計が必要になる。このため、シールのバランス比は、ガスに対して約65%となっている。図1(B)は、円筒面タイプのシール (セグメントシール) で、主軸の外周面をシール摺動面とし、固定側は、カーボン・グラファイトの分割リング (シールリング) を組み合わせて、その外周をスプリングで保持し、軸方向にはコイル・スプリングを配置し、シールハウジングのなかに組み込んだ構造となっている。静的二次シール部分は、シールハウジングとシールリングの接触面となる。シール摺動面となるシールリングの内周面には多数の溝があり、高圧側のガス圧力を、シール摺動面の低圧側端部直前まで導入し、シールの圧力バランスを最大限にとっている。これにより、シール摺動面の面圧は約 0.5 kgf/cm^2 と小さく、摺動発熱はフェイスタイプシールに比べ、低く抑えることができる。セグメントシールは、シールリングが分割構造でシール荷重が小さいことから、ガスに比べ粘度の高い潤滑油がシール部に進入すると、摺動面に厚い油膜が形成され、シールリングの各セグメントが油膜によって浮いてしまい、潤滑油を掻き込むような作用で、ガス側へのオイルリークを発生する。この現象は、シールの差圧が小さい時に観られ、実験ではガスとオイルの差圧が約 $0.2 \sim 0.3 \text{ kgf/cm}^2$ 以下で観察される。差圧が小さいと、シール摺動面でのガスの流れが、シ-

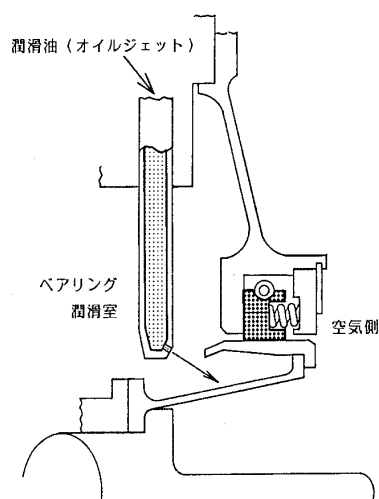


図1(B) 円筒面シール (セグメントシール)

ルリングの分割部分に集中し、他の摺動部分の漏れ流れが微小となり、オイルが摺動面に進入し易い状態になるためと考えられる。このためセグメントシールは、潤滑油が極力進入しない構造にすることが必要であり、具体的にはシール摺動面の冷却オイルは図2(A)、(B)に示すようなランナーの内周側を冷却するか、ランナー外周側で冷却する場合は、(C)に示すような⁽¹⁾セグメントシールの付近にオイルを振り切るスリンガーを設け、冷却のオイルジェットの飛沫が、セグメントシール部に進入しにくい構造とする。フェイスタイプシールは、初期面圧がセグメントシールに比べ高く、シールリングは分割されていないため、微小差圧に対しては有利である。セグメントシールの特徴は、円筒面シールであるため、フェイスタイプシールに比べ、通常は軸方向の大きな軸変位を許容でき、シールの占めるスペースも小さいことが挙げられる。特に軸受サイズの大きい部分においては、フェイスタイプシールに比べ、構造的に

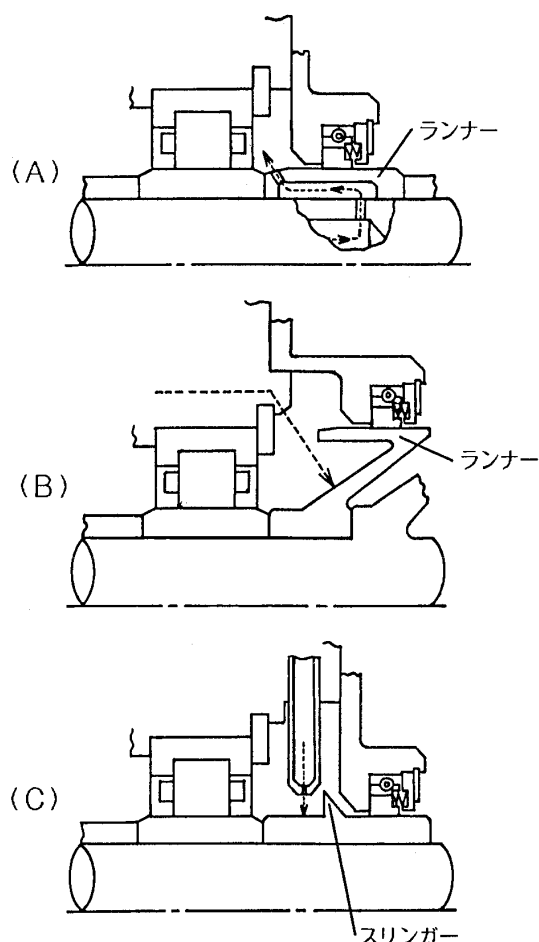


図2 セグメントシールの冷却方法

シール重量は軽減できる。これらの主軸シールは既に30年以上の歴史を経ているが、エンジンの高性能化に伴って、シールの細部は設計的には種々の改良が加えられてきている。特に、ターボファンエンジンの前部主軸受のシールは、空気圧力がほとんど無く、オイルリークしやすい条件となる。このため2次空気を導入するか、シール自体での対応が必要になるが、最近FJR710エンジンでは、ファン軸受部からのオイルリークを改善したシールを図3に紹介する。シールタイプは、セグメントシールが従来から使用されていたが、エンジン性能の改良にともない、シール空気圧が低下し、シール差圧は800mmAqとなり、シールからオイルリークが発生するようになった。この問題を解決するために、シール摺動面内径に微細なヘリカル溝を設け、シール摺動面に進入したオイルを、主軸側ランナーの回転により、オイル側に戻す設計が行われている。この改良は、シールスペースや装着部分の変更を必要とせず、性能は図4に示すように飛躍的に向上している⁽²⁾。このヘリカル溝付セグメントシールは、実験機飛鳥に搭載され実用化されている。セグメントシールでのオイルリークの改良には、図5に示すような種々の方式が有る。この中でも、ネガティブ・リフト・ポ

ケット付は、シール摺動面にオイルが進入した時のオイルの粘性を利用し、油膜の圧力分布を下げ、シールの押付力を増加させ、オイルリークを防止する機能を持っている⁽³⁾。ヘリカル溝付と同様に、シールスペースを変更することなく改良できるが、回転時のシールトルクが大きく、このためシール内部で十分なトルクが受けられる回転防止機構が必要となる。航空用ジェットエンジンの主軸シールに関しては、非接触型のフェイスタイプシール等の研究⁽⁴⁾も行われてきたが、実用エンジンのシールに対しては、過去の充分な実績の基に、細部の改良が加えられて現在に至っている。しかし、シール差圧やシール周速も徐々に上昇し

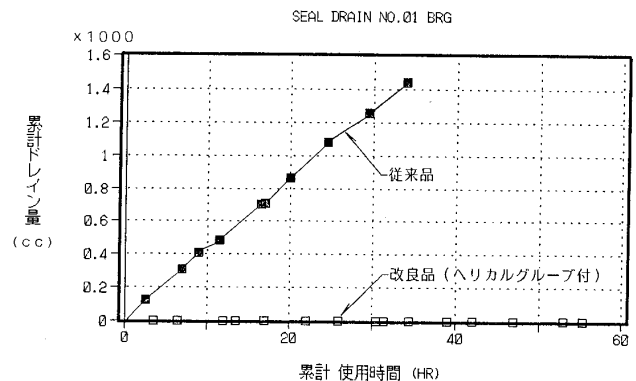


図4 実機エンジン試験結果(性能比較データ)

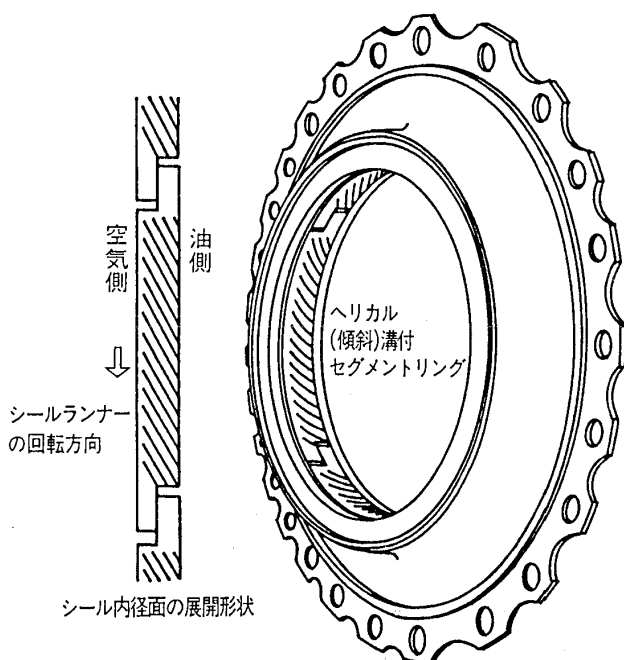


図3 FJR710 エンジンに使用されているヘリカル溝付セグメントシール

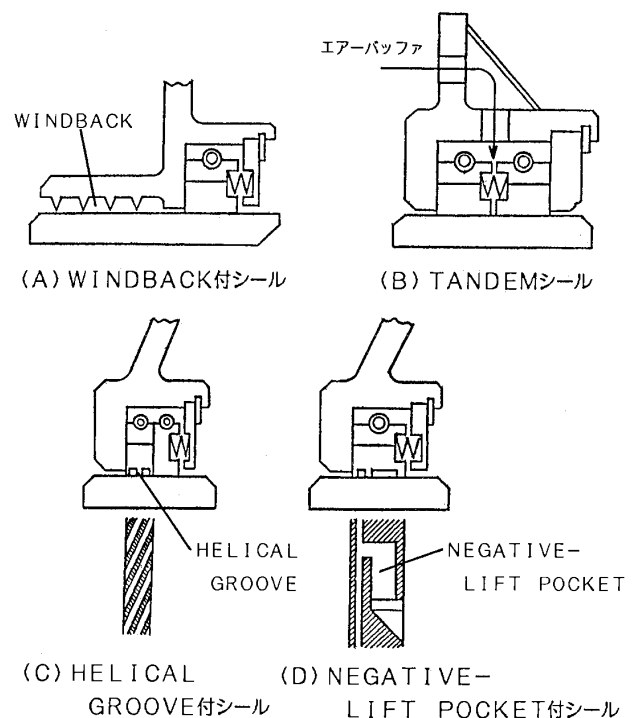


図5 オイルリーク対策用セグメントシール

てきているので、エンジン設計を十分に満たす密封性能には至っていない。

これからの航空エンジンは、材料技術の飛躍的向上が不可欠とも言われているが、主軸シールにおいても、新たな摺動材料の開発が必要になってきている。

3. 宇宙推進系ターボ機器用軸封装置

現在わが国が開発している H-2 ロケットは、第1段エンジン (LE-7)、第2段エンジン (LE-

表1 ターボポンプ用シールの使用条件
(LE-5, LE-7)

		LE-5	LE-7
LH2 ポンプ	構 成	接触式メカニカルシール (溶接ベローズ使用)	フローティングリング (FR) シール +リフトオフ (LO) シール
	回 転 数	50,000rpm	46,000rpm
	使 用 条 件	圧 力 14kgf/cm ² 温 度 -235℃	FRシール220kgf/cm ² , θ : -223℃ (差圧40kgf/cm ²) LOシールP<7kgf/cm ² 接触式 >7kgf/cm ² 非接触式
LOX ポンプ	回 転 数	16,500rpm	20,000rpm
	LOX	構 成	FRシール ($\phi 55$, h: 50 μ m)
		条 件	P: 10kgf/cm ² , T: -183℃
	燃 焼 ガ ス	構 成	FRシール2段 (燃焼ガスとHeガスとの間に2段 のFRシールを設けてGH ₂ ガス を供給)
		条 件	P: 3kgf/cm ² , T: 357℃ 燃焼ガス GH ₂ 169kgf/cm ² , 657℃: 170kgf/cm ² , -103℃
	GH _e	構 成	動圧型セグメントシール2段 (レーレーステップ付き)
		条 件	P: 3kgf/cm ² , T: 20℃

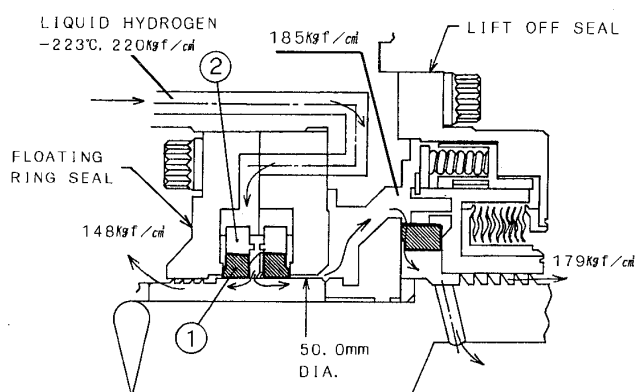


図6(A) LE-7 液体水素 (LH₂)
ターボポンプ用シール

5) とも、液体水素 (LH₂)、液体酸素 (LOX) を推進薬とする大型液体ロケットである。LE-5エンジンは、既に実用化している H-1 ロケットの第2段エンジンである。これらのエンジンは、いずれもターボポンプにより推進薬を燃焼室に送り込んでいる。LE-7は、LE-5のガス発生器方式とは異なり、2段燃焼方式の高圧型エンジンであり、推進薬の圧力はターボポンプにより、液体水素は約320kgf/cm²、液体酸素は約210kgf/cm²に加圧される。このためターボポンプは高速化し、ポンプ内の圧力も高圧となる。ターボポンプは軸受部を実液 (LH₂, LOX) で冷却しているため、ポンプ駆動のタービン部とを安全にシールする必要があり、高圧、高速の回転軸シールが開発された。LE-7のシールの使用条件を表1、構造を図6(A)(B)に示す⁽⁵⁾。またLE-5とLE-7のシール部分のシステムPV値を表2に示す。いずれのシー

表2 LE-5, LE-7のシール部
システムPV値 (kg/cm²・m/sec)

	LE-5	LE-7	(参考) PV LIMIT FOR FACE-CONTACT SEALS*
LOXシール	403	2880	1285.6
GH _e シール	104	628	—
GH ₂ シール	181	9792	428.5
LH ₂ シール	1583	26495	4285.5

*: NASA SP-8121による。

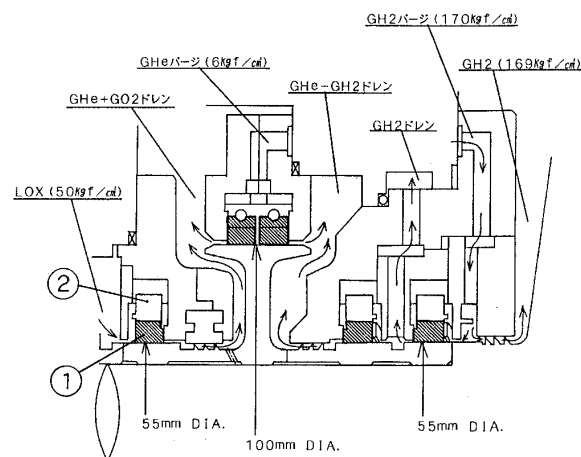


図6(B) LE-7 液体酸素 (LOX)
ターボポンプ用シール

ルも LE-7 では格段に過酷条件であり, LH_2 , LOX, タービン駆動ガス部の条件は, 接触型シールの限界を超えたものである。このため LE-7 では, LOX ポンプのヘリウムガス (GHe) シールを除き, 全てのシールは非接触型のフローティング・リング・シール (FRS) が用いられている。この FRS は, 半径方向に可動できるフローティング・リング (FR) の内径と, 回転軸の外径間に微小隙間与えて漏れ量を制限するもので, シール部分での回転摺動がないので, 耐久性, 信頼性に優れている。また強度も高いため, 高差圧で使用できる。図 6 ①はカーボン・グラファイトで, その外周を金属リング②で補強している。シールの漏れのほとんどは, 回転軸側のランナーとの隙間から生じるため, この隙間の設定がシールを設計するうえで最も重要である。ロケットターボポンプ用シールの取付け環境は, 推進薬温度のマイナス 253°C から, タービン駆動ガス温度の約 700°C の間に位置するため, エンジンの予冷段階から, エンジンが始動し, 作動を終了する間で, シール条件温度が大きく変化する。このため FRS のシール隙間は, 温度変化に追従できるような設計が必要となり, シールリングを保持する②金属材料は, 回転軸側と同材料が使用される。また FRS は図 7 に示すような圧力分布となり, 大部分はバランスしているが, シール差圧が大きくなると, 軸方向荷重の増加による FR の半径方向の追従性が低下し, 回転軸の振れに対しシール内径部が回転時接触する場合がある。回転中の接触は, 発熱によるシール隙間の変化や, FR の摩耗を生じ, 状況によってはシールの破損に至るので避けなければなら

ない。このため高圧条件では, FR の 2 次シール部分は圧力バランスを最大限にとる設計がなされ, FR とシールハウジングの摩擦力を小さくするために, 固体潤滑材 (MoS_2) をコーティングしている⁽⁶⁾。LOX ターボポンプのシールは, 漏れた酸素ガスとタービン駆動水素ガスが触れると爆発にいたるため, 中間をヘリウムガスで分離するシールシステムとしている。このヘリウムガスのシールは, ヘリウムの消費を少なくするために, 前記した航空エンジン用のセグメントシールを使用している。システム上, このセグメントシールは冷却出来ないため, シール摺動面にレーレーストップを設け, シール荷重を低減させている⁽⁶⁾。 LH_2 ターボポンプでは, FRS から漏れた水素は, タービンの冷却に使われるが, エンジン作動まではタービン側への漏れを防止する必要がある, このために接触摺動型のリフト・オフ・シール (LOS) を使用している。エンジン作動によりシール圧力が上昇すると, LOS は約 7 kgf/cm^2 で非接触シールとなり, 水素がタービン側に流れる。

ロケット用ターボポンプの軸シールは, 機能的には最重要部品であり, シールの性能を把握したうえで, シールシステムをいかに設計するかが重要である。

4. 各種産業用軸封装置への適用

4.1 LNG タービン用軸封装置

LNG タービン発電は, 受け入れた LNG を海水で加熱させ, その気化, 膨張時のエネルギーにて, タービンを回転させ電力を得る方式であり, 現在では各地で実用プラントが稼働している。

図 8 に一般的な LNG タービンの軸封装置が示されている。図の A 部は機内側を示し, 天然ガス圧力, 約 $10 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$, ガス温度は, 約マイナス 30°C ~ マイナス 45°C の雰囲気条件である。軸シール部の潤滑, 冷却を兼ねて, B 部には外部のポンプにて冷却機油が供給されている。①はタングステン・カーバイド (W-C) 製の回転リングである。高周速 (約 45 m/s) 以上の場合に限り, ⑦のクロム・モリブデン (Cr-Mo) 鋼製の補強リングを入れている。摺動材料の組合せは, ①の W-C に対して, ②カーボン・グラファイト (C-G) が使用されている。③のリテーナには, C-G 材と熱膨張率 (α) のほぼ等しいニッケル鋼

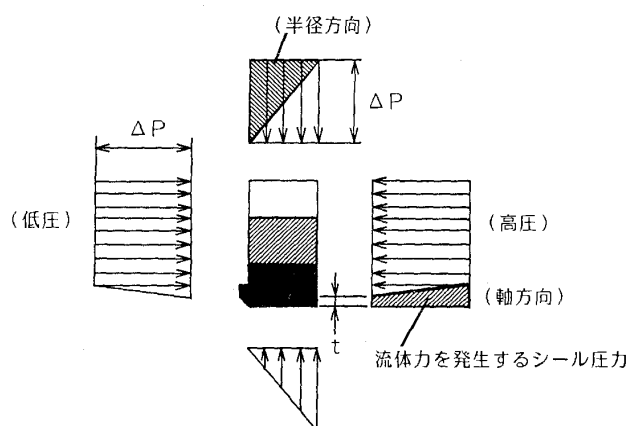


図7 フローティングリングシールの圧力分布

が使用されている。機内側は低温で、エラストマ・Oリングが使用できないため、④の溶接金属ベローズが使用されている。機内側の閉鎖力は④のベローズにより押圧されている。⑧の部材からオイルへの熱伝達を増加させるために、⑧に示すように、多数の小孔にて流速を上げてオイルを供給している。

4.2 媒体タービン（フロン系）軸封装置

作動媒体すなわち、フロン22, 23, および、フロリノールなどを用いたランキン・サイクルにて発電する媒体タービン発電設備が実用化している。この閉サイクル中の凝縮器では、LNGにより冷却されて、フロン系媒体は液化し、ポンプにてフロン蒸発器に送られ、海水にて加熱蒸発されタービンへ送られる。図9にフロン系ガスタービンの軸封装置が示されている。システム圧力はフロンの種類により変わるが、一例として、④部のシステム圧力、約4 kgf/cm²G, ⑧部の冷凍機油圧力

は1 kgf/cm²高い、5 kgf/cm²Gに調節されている。媒体ガスの温度はマイナス33℃～プラス30℃であり、シール面の摺動速度は、約30 m/s前後のものが多い。媒体タービンの基本構造は、図8と同じであるが、中には図中⑤に示されるようなシャット・ダウン・シールを機内側に設置したものがあ

5. 軸封装置構成材料

まず、使用摺動材料の選択時の留意点にふれ、次に将来動向として、運転条件の過酷化に対しての考慮すべき問題点について概説したい。

5.1 各種摺動材料の物性

摺動材料は、回転側に機械的強度の高い金属材料を用い、静止側に自己潤滑性の高いカーボン・グラファイト材料を用いている。回転環には通常ステンレス鋼、鋳鋼、工具鋼、軸受鋼、超硬(WC)、および超硬表面コーティング、セラミック等が使用されている。一例として表3に、WC

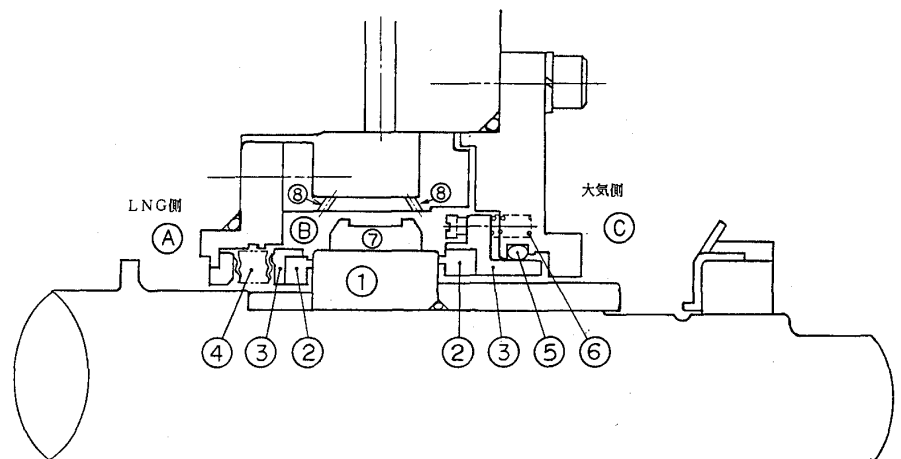


図8 LNG・タービン軸封装置

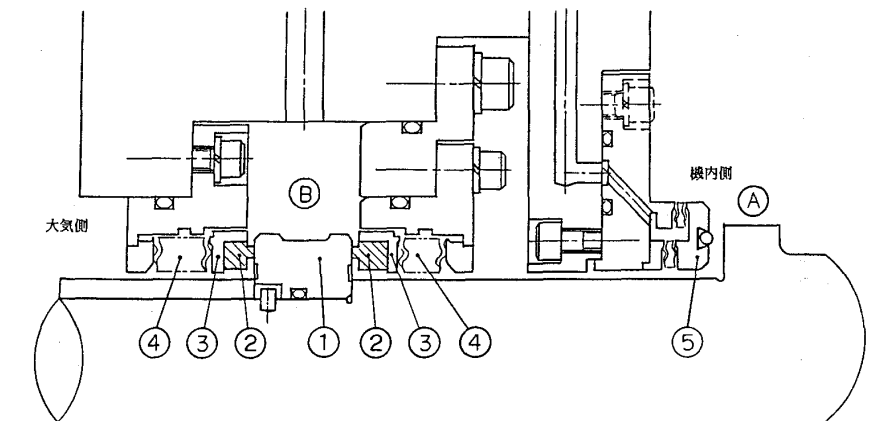


図9 フロン・タービン軸封装置

および SiC の物性を示す。カーボン材料は、製造プロセスおよび粉末原料の種類、配合により、表 4 に示されるように樹脂成形カーボンと焼結カーボンとに分類する事ができる。耐熱性および機械的強度の低い樹脂成形カーボンは、ガスタービン用シール材として使用されないのので、本報文では焼結カーボンに限定して説明したい。焼結カーボ

ンは、石油コークス、カーボン・ブラックやグラファイト等を、結合剤のタールピッチにて成形し、これを焼結した後、素材として形成されている。この素材には、ピッチ中に含まれた 50~70% の揮発分がガス化したためできた空孔が残り、気密性が無いため、これらの空孔部分に樹脂や、金属や、金属塩を含浸して封孔処理を実施している。

表 3 SiC および WC の物性 (室温)

	超 硬 合 金 Tungsten Carbide	炭 化 珪 素 Silicon Carbide
成 分	w c + 6.5%Co	S ₄ C ≥ 97%
見かけ比重 ρ (g/cm ³)	14.9	3.1
ビッカース硬度 Hv	1650	2800
曲げ強さ σ_b (MPa)	2156	490
圧縮強さ σ_c (MPa)	5586	1960
ヤング率 E (GPa)	607.6	401.8
熱膨張率 α (1×10 ⁻⁶ /K)	4.7	2.9
熱伝導率 K (w/mk)	96.3	113.0
耐熱変形係数 K/ α (MW/m)	20.49	36.97
スパーリング係数 s (w/m)	71,715	46,764

表 4 カーボン・グラファイト材の物性 (室温)

	EC-1	EC-2	EC-3	EC-4	EC-5	EC-6	EC-7	EC-8	EC-9
成 分	カーボン グラファイト	カーボン グラファイト	カーボン グラファイト	カーボン グラファイト	メソフェース カーボン	樹脂結合 カーボン	樹脂結合 カーボン	樹脂結合 カーボン	樹脂結合 カーボン
含 浸 材 料	フロン 樹脂	フェノール 樹脂	ポリエチレン 樹脂	フロン 樹脂	—	—	—	—	—
見 かけ 比 重 ρ (g/cm ³)	1.82	1.85	1.83	1.81	2.00	1.73	1.72	1.74	1.65
硬 度 (ショア)HsD	75	85	95	100	82	102	113	95	101
曲 げ 強 さ σ_b (MPa)	59.3	73.5	78.4	78.4	98.0	85.7	87.1	82.5	116.2
圧 縮 強 さ σ_c (MPa)	156.8	205.8	230.3	235.2	196.0	179.5	181.5	167.7	240.2
ヤ ン グ 率 E (GPa)	13.72	12.25	23.52	26.75	14.7	7.8	10.5	6.1	7.8
熱 膨 張 率 α (1×10 ⁻⁶ /K)	5.0	4.0	4.9	4.3	5.0	12.2	3.2	11.9	20.51
熱 伝 導 率 K (w/mk)	33.5	10.5	3.8	5.0	125.6	4.1	6.8	6.2	2.8
耐熱変形係数 K/ α (×10 ⁶ w/m)	6.70	2.63	0.78	1.16	25.12	0.336	2.125	0.52	0.136
スパーリング係数 s (w/m)	26,130	15,780	2,574	3,828	167,467	3,696	17,638	7,020	2,026

カーボン材の使用される条件, 例えばPV 値の限界は, 摺動面の表面損傷や摩擦によって判断されている。損傷は主として, 熱割れ (Thermocrazing) やブリスト (Blister) と呼ばれる摺動面の局所的な膨れ現象がある。これらの損傷, 特に異常摩擦は, 全て過大な漏洩を惹起するので, 後記のような基礎的留意点に着目して選択しなければならない。

5.2 過酷条件下での摺動材料について

ガスタービン機器の将来動向として, 高速化, 高温化, および高圧化をたどることは論を待たない。その際生じる摺動材表面損傷を防ぐための留意点等について概略を述べる。シールの漏洩につながる表面損傷の内, 熱割れおよびカーボンのブリストは, 摩擦により発生する摺動材内部の熱応力が関与し, 熱応力と材料の破断応力 σ_B との関係で, 熱衝撃に対する温度限界が定まる。ここで, 材料のヤング率を E , 熱膨張係数を α , 熱伝導率を K とすれば, 部材の耐えうる最高の熱衝撃温度 θ_{max} は;

$$\theta_{max} = C_H \cdot K \cdot \sigma_B / \alpha \cdot E \quad \dots\dots(1)$$

で表される。ここで C_H は部材の寸法, 形状, 熱伝達係数 (H), 比熱等に関係する係数である。

$\frac{K \cdot \sigma_B}{\alpha \cdot E}$ はスポーリング (Spalling) 係数, または

熱衝撃係数と呼ばれている。表3, 表4の最後の行に各摺動材のスポーリング係数の概略値を示す。一方, シール部の摩擦損失 $M \cdot \omega$ と温度上昇 ($\Delta \theta$) の関係は;

$$\begin{aligned} \Delta \theta &= \left\{ \frac{1}{\lambda} \right\} \cdot M \cdot \omega \\ &= \left\{ \frac{1}{\lambda} \right\} \cdot f \cdot P \cdot r \cdot \omega \\ &= \left\{ \frac{1}{\lambda} \right\} \cdot f \cdot PV \quad \dots\dots(2) \end{aligned}$$

となる。ただし, M : 摩擦トルク [$\text{kg} \cdot \text{cm}$], r : 半径 [cm], ω : 軸の角速度 [rad/s], f : 摩擦係数, λ : 総合熱伝達係数 [$\text{kg} \cdot \text{cm/s} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{cm}^2$] で, 部材からの摺動発熱量の熱放散状態に関係する係数である。運転条件が過酷化した場合, すなわち PV 値が大きくなった場合, 表面損傷の中の熱割れが一般に限界となるので, (1)式より部材の熱衝撃温度 θ_{max} と(2)の摺動面温度上昇

とを等置する事により;

$$PV = \frac{(C_H \cdot \lambda)}{f} \frac{K \cdot \sigma_B}{\alpha \cdot E} \quad \dots\dots(3)$$

となる。この(3)式は, 高いスポーリング係数を持った材料の選択やオイルジェット冷却により総合熱伝達係数 λ を大きくし, 摩擦係数 f を小さくすれば, 高 PV 値化できることを示している。しかし, 日本潤滑学会誌等で示される論文類⁽⁷⁾⁽⁸⁾の研究にあるこどく, 接触シールの場合, 摩擦係数の過度の低下は漏洩を惹起する。この点も過酷条件化のシール設計上の留意点の一つである。摩擦係数 f を下げるには圧力による部材の弾性変形および, 熱変形によるシール面の当たりの影響を十分に把握して設計を進める等の考慮の必要性がある。一例としては, シール面に潤滑と冷却のための溝を設けて, 摺動面保護を行う方法も考えられている。

6. むすび

将来のガスタービンおよび宇宙推進系ターボ機器用シールの過酷化を考慮して, 設計および材料選択上の基本的問題点の研究開発を進めながら, 機器メーカーとの緊密な連携のもとに実務を展開している現状である。さらに, ガスタービン用シールで培われた技術を基礎として, LNG やフロン等の媒体タービン用シールへの応用を計っている。

参考文献

- (1) イーグル工業カタログ
- (2) 森田, 佐々木, 小林, 第28回航空原動機講演会集 (昭63-2), 8
- (3) P. C. STEIN, 78-AM-3D-2 (April 1978)
- (4) DESIGN STUDY OF SHAFT FACE SEAL WITH SELF-ACTING LIFT AUGMENTATION, NASA TN D-6164 (1971)
- (5) 野坂, ターボ機械第15巻第6号 (1987-6), 351
- (6) OIKE, KAMIJO, 他3名, STLE, 31-1 (1987-5), 91-97
- (7) 平野, 潤滑学会誌, 29-5 (昭59-5), 316
- (8) 石渡, 平林, Proc. of 1st Intl. Conf. of Fluid Sealing, BHRA, Paper No.D2 (1964)

以上

4.4 空冷オイルクーラ

ジャパンルーワ㈱ 馬 路 光 二
 ジャパンルーワ㈱ 中 野 昭 徳
 ジャパンルーワ㈱ 森 正 和
 ジャパンルーワ㈱ 神 農 満 雄

1. はじめに

ガスタービンの用途としては、産業用、発電用、船舶用、航空機用、自動車用等多岐に亘っており又その使用目的により、非常用、常用と種類が多い、ここでは産業用、発電用等の定置式のものにしばって、その空冷オイルクーラの概要について述べる。

空冷オイルクーラとして、要求される条件には次の様な項目が挙げられる。

- 1) 要求放熱量、温度条件、設計圧力および圧力損失を満足すること。
- 2) 冷却媒体に対して十分な耐蝕性を持つこと。
- 3) サイトの環境に応じて十分な耐蝕性を持つこと。特に塩分の多い海辺、砂漠では注意。
- 4) 設備費、運転費が低いこと。
- 5) 騒音、振動が制限値以下であること。
- 6) 保守が容易で信頼性が高いこと。

2. 空冷オイルクーラの分類

ガスタービンに使用される空冷オイルクーラには、ダイレクトクーリング型とインダイレクトクーリング型の2種類がある。

ダイレクトクーリング型は潤滑油を空気により直接冷却するタイプであり、一般にはこのタイプが使用される。発電用の場合は発電機や減速機の潤滑油も冷却するのが普通であるが、航空機転用のガスタービン発電機の場合ではガスタービンに使用される合成潤滑油と発電機や減速機に使用する鉱油系潤滑油を別系統で冷却する場合がある。

インダイレクトクーリング型は潤滑油を水で冷却し、更にその水を空気により冷却するタイプであり、ガスタービンメーカーによってはこのタイプ

を標準としているところもある。この場合オイルクーラはガスタービンのすぐそばに設置することができるので配管系の油量を少なくすることができる、また中間の冷却水はガスタービン起動用エンジンの冷却や、ブレード冷却用空気の冷却にも使用することが可能である。ここではこのようなタイプについても空冷オイルクーラとして取上げる。

又ガスタービンの設置様式により空冷オイルクーラは外置型として、ガスタービン建屋の外に設置される場合と、パッケージ型ガスタービンの様にエンクロージャの中に組込型として設置される場合とがある。組込型の場合はエンクロージャ内部の騒音を併せて消音対策する必要があるので注意を要する。

3. 空冷オイルクーラの構成

空冷オイルクーラは潤滑油を外気によって冷却するのが目的であるので、熱交換器、送風機および架構が主要構成部品である。

3.1 熱交換器^{※(1)}

空冷オイルクーラに使用される熱交換器は、いづれも高い熱伝達率が得られる様に考案されており、次の様な種類がある。

- 1) プレートフィン型 主に発電用として使用
 - 2) フィンチューブ型 主に精油所等に使用
 - 3) コルゲートフィン型 主に航空機用等に使用
- (1) プレートフィン型は大、中形発電用ガスタービンに広く使用されている。主として耐蝕処理を施したアルミニウムフィンと銅チューブの組合せで構成されている。合成油等の冷却にはアルミチューブまたはSUSチューブを使用する。

アルミニウムフィンと銅チューブの組合せは空気側の伝熱面積を大きくとる為に使用されるが、これを波型やルーバ型に成形し、空気抵抗を抑えつつ高い熱伝達率を得

(昭和63年10月24日原稿受付)

る様配慮されている。

チューブは外径 15.88mm のものが最も広く使用されている。水を冷却する場合は問題ないが、油の様に粘度の高い熱媒体を使用する場合は通常の流速では層流となり、境膜伝達係数が高くとも、又乱流域まで流速を上げると圧力損失が大きくなり過ぎて実用できない。そこでオイルクーラにとって最も重要なポイントは、如何にして小さい圧力損失で大きい熱伝達率を得るかということであって、この性能を向上させる為、各種のインナーフィンが考案され実用化されている。

図 1 に実用化されているインナーフィンの例を示す。これらはいずれも次の様な効果を単独又は複數で期待したものである。

- 1) 乱流の発生
- 2) 境膜の剝離
- 3) 内部伝達面積の増加
- 4) 半径方向での混合

これらのインナーフィンの伝熱特性および圧力損失については実験によって求め、それを基に設計資料を作成する。

プレートフィン型熱交換器を使用したオイルクーラの例を図 2 に示す。

(2) フィンチューブ型^{※(3)}はチューブの周りにフィンを巻付けたもので、この種のものでは API-661 にもとづく空冷オイルクーラが最も有名である。API-661 は精油所用のクーラとして標準化されたものであって、この分野で広く使用されて

いる。フィンとしてはアルミニウム材を使用し、チューブは外形 25.4mm を一般に使用する、材料は STB 又は SUS を使用する。

このタイプの熱交換器を潤滑油のクーラとして使用する場合は単純なスパイラルブレードをインナーフィンとして使用することが多い。(図 1-4) 参照)

API-661 のフィンチューブ型熱交換器を使用した空冷オイルクーラを図 3 に示す。

(3) コルゲートフィン型^{※(4)}は総アルミニウム製の真空ろう付された熱交換器で軽量でコンパクトであることから航空機用等に広く使用されている。平板状のチューブプレートとコルゲートフィンを交互に重ねて真空中でろう付したもので、一般に直交流タイプのものが使用される。この熱交換器ではコルゲートフィンの形状を選ぶことにより、油に適した伝熱性能を得ることができる。この熱交換器は総アルミニウム製であることから、鉱物油にも合成油にも使用することができるが、水用

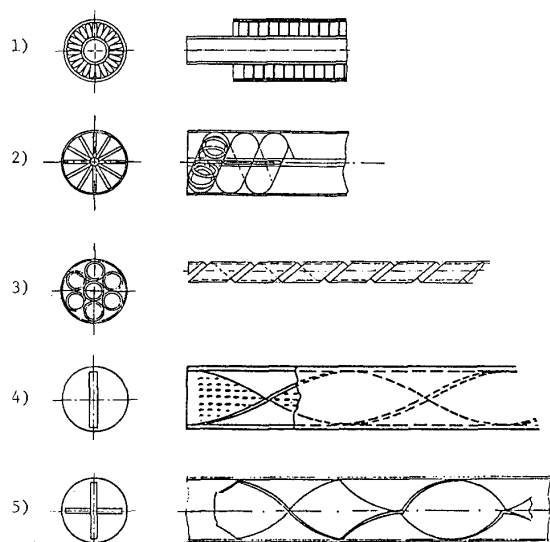


図 1 各種のインナーフィン

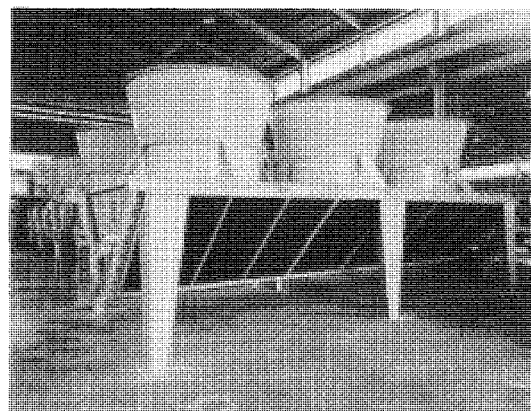


図 2 Luwa RK のクーラ

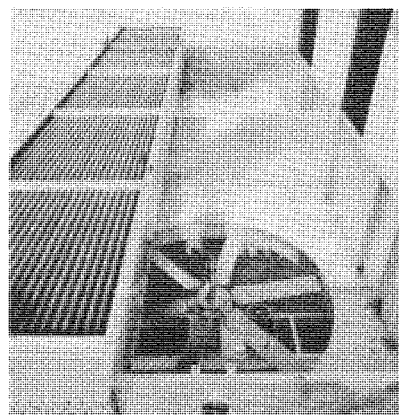


図 3 API-661 オイルクーラ

としては耐蝕上問題があることがある。図4にコルゲートフィン型オイルクーラを示す。

3.2 送風機^{※(1)}

空冷オイルクーラには一般に軸流送風機が使用される。それは空冷オイルクーラが冷却用に大量の風量を使用すること、必要な静圧が左程高くないことから、この形の送風機が最も効率良く使用できるからである。今その例として図5に示す軸流送風機について、その要点を説明する。

(1)インペラー

金型アルミ合金鋳物を使用しており、強度および信頼性とも高いものとなっている。羽根形は効率の高いエアロホイール形を採用しており、全圧効率で80～82%という様な選択も可能である。標準としては静止状態で羽根角度を調節することが可能な手動式可変ピッチファンとなっている。回転部分は動バランスをとり振動の少ない安定した運転が可能である。

(2)ケーシング

ケーシングは溶融亜鉛メッキを施した鋼板製でインレットバルマウスにより空気の流入抵抗を最小限とする様配慮されている。又ファン出口には

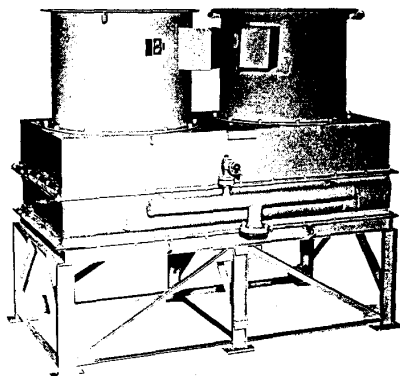


図4 コルゲートフィン型オイルクーラ

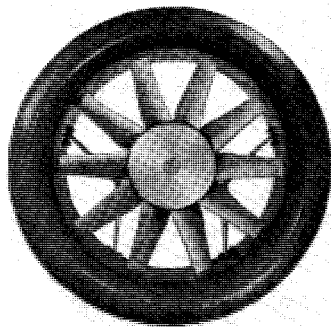


図5 Luwa 軸流送風機

デイクューザを取付け、ここで静圧再取得を行うことにより省エネルギー効果を得ている。

(3)モーター

標準モーターを使用するが、使用条件により絶縁階級、潤滑方法および防塵防爆等について特別仕様とすることが多い。送風機の羽根車はモータシャフトに直接取付ける、従ってモーターの軸受が送風機の軸受を兼ねる。モーターサポートはケーシングに取付ける。

3.3 架構

架構は前記の熱交換器と送風機を支持し、かつ接続配管からの応力に耐え、地震や台風等の短期応力にも耐えることが必要である。架構には鋼材を使用し耐蝕のため溶融亜鉛メッキ又は塗装を施す。

4. 空冷オイルクーラの選定

前述の様にダイレクトクーリングにするか、インダイレクトクーリングにするかが決まれば、あとは次の様な項目について配慮しつつ設計条件を決定し、最終的な選定を行う。

1)ガスタービン側で要求する条件

油種、油量、油温、設計圧力、許容圧力損失等の条件を決定する必要がある。空冷オイルクーラの設計条件として特に重要なポイントは油温であるが、これは冷却用空気温度との差をできる丈大きくとることが伝熱面積の減少につながるので当然考えられることである。その他に許容圧力損失がこの選定に意外に大きい役割を果たすことである。これは先に述べた様に空冷オイルクーラの伝熱要素として使用されるインナーファインの特性に大きく影響されるからである。許容圧力損失を大きくとれば当然オイルポンプの動力に影響があるが、それより空冷オイルクーラの送風機の動力が減少するメリットの方が大きい。ひいては騒音対策上も有利となる。

2)設置サイトの環境

外気温度、標高、騒音制限、耐蝕上の環境等の条件が重要なポイントである。当然外気温度は重要な因子であるが、往々これに気象観測値の過去最高温度を設計値として設定されることがある。特にあまり馴染みのない土地の場合にこの様なことがある。例えば東京の場合38.4℃に相当する。これを1%超過確率とすれば33℃となり妥当な

設計値と考えられる。世界各地の外気データはASHRAE^{※(2)}のFUNDAMENTAL DATA BOOK 図6に記載されており、夏季の1%超過確率値を読むことができる。

標高も又重要な因子である、これは冷却源に外気を使用するため海拔による空気密度の差が大きく冷却能力に影響する為である。これも前述のASHRAEのデータに記載されている。例えばMEXICO CITYは標高2309mであり、この標高での空気の比重は 0.88 kg/m^3 であり、標高0mのときの 1.17 kg/m^3 (at 28°C) と大きい違いがある。

騒音条件は特にコ・ゼネレーションの様に既存の敷地内に新しくガスタービンを設置する場合に厳しい条件となる場合が多く、これが空冷オイルクーラの選定に大きく影響する。従って敷地境界からできる限り離れた位置にレイアウトし、できれば建屋で騒音を遮へいするという様な配慮により有利な選定が可能となる。

3) 空冷オイルクーラの自動選定

これらの条件にもとづいて空冷オイルクーラの選定を行うのであるが、熱交換器と送風機の選定がバランスのとれたものとなり、かつ騒音等の条件が満足される組合せを算出するには、相当複雑な計算過程を踏むことになる、当然コンピュータによる選定が必要となる。図7はこれらの条件にもとづいて計算した結果の一例を示す。求められ

る設計条件に対して複数の選定が算出されるが、更にこれを設備費の小さなものからソーティングして表示している。

この選定では送風機はいづれも誘引通風方式をとり、高温の排気のリサイクリングを防ぐとともに、送風機出口にデیفューザを取付け、静圧再取得による省エネルギーをねらっている。

5. その他空冷オイルクーラでの要点

上述以外に空冷オイルクーラでは次の様な諸点についても配慮を必要とする。

(1) クーラ内部の衛生

重要な潤滑油の冷却に使用されるのであるから製造中は内部に塵埃や切粉等の入らぬ様、充分な養生と衛生を必要とする。又ヘッダー部分については内部の酸洗と防錆処理を行い、クーラの通油部はフラッシングを行い、防錆油での防錆処理を実施する。

(2) クーラの標準化とレイアウトの標準化

シリーズ化されているガスタービンに対して標準サイズの空冷オイルクーラを用い、サイトの条件が変わったときはクーラの台数と送風機の仕様のみで仕様条件に合わせる、これにより全てのガスタービンに対してレイアウトを標準化することが可能でガスタービンプラントの配置上有利である。この様な実施例を図8に示す。

Col. 1 Country and Station	Col. 2 Latitude and Longitude	Col. 3 Elevation, m	Winter, °C			Summer, °C								
			Col. 4			Col. 5 Design Dry-Bulb			Col. 6 Out-door Daily Range °C	Col. 7 Design Wet-Bulb				
			Mean of Annual Ex-tremes	99%	97.5%	1%	2.5%	5%		1%	2.5%	5%		
JAPAN														
Fukuoka	3335N/130 27E	7	- 3	- 2	- 1	33	32	32	11	28	27	26		
Sapporo	4304N/141 21E	17	-22	-17	-15	30	28	27	11	24	23	22		
Tokyo	3541N/139 46E	6	- 6	- 3	- 2	33	32	31	8	27	27	26		
JORDAN														
Amman	3157N/ 35 57E	777	- 2	1	2	36	34	33	14	21	21	20		
KENYA														
Nairobi	116S/ 36 48E	1820	7	9	10	27	27	26	13	19	18	18		
KOREA														
Pyongyang	3902N/125 41E	57	-23	-19	-16	32	31	29	12	25	24	24		
Seoul	3734N/126 58E	87	-18	-14	-13	33	32	31	9	27	26	26		
LEBANON														
Beirut	3354N/ 35 28E	34	4	6	7	34	33	32	8	26	25	24		
LIBERIA														
Monrovia	618N/ 10 48W	23	18	20	21	32	32	31	11	28	28	27		
LIBYA														
Benghazi	3206N/ 20 04E	25	5	8	9	36	34	33	7	25	24	24		
MADAGASCAR														
Tananarive	1855S/ 47 33E	1381	4	6	8	30	29	28	13	23	22	22		
MALAYSIA														
Kuala Lumpur	307N/101 42E	39	19	21	22	34	34	33	11	28	28	27		
Penang	525N/100 19E	5	21	22	23	34	34	33	10	28	28	27		
MARTINIQUE														
Fort De France	1437N/ 61 05W	4	17	18	19	32	32	31	8	27	27	27		
MEXICO														
Guadalajara	2041N/103 20W	1556	2	4	6	34	33	32	16	20	19	19		
Merida	2058N/ 89 38W	22	13	15	16	36	35	34	12	27	26	25		
Mexico City	1924N/ 99 12W	2309	1	3	4	28	27	26	14	16	16	15		
Monterrey	2540N/100 18W	528	- 1	3	5	37	35	34	11	26	26	25		
Vera Cruz	1912N/ 96 08W	56	13	16	17	33	32	31	7	28	28	28		

図6 ASHRAE のデータ

RK COOLER SELECTION* (RAPID V-1.0) 88/10/20 08:26:40

(1)media nr-1(name)= T-#90 (6)m-volume [m3/h] = 60.00 (11)ambient temp [°C]= 40.00 *epoxy coat fin
(2)inlet temp [°C]= 76.90 (*)m-volume [m3/m] = 1.00 (12)minimum temp [°C]= 5.00 *fin thick[mm]=0.15 *inner fin
(3)outlet temp [°C]= 60.00 (*)m-volume [kg/s] = 13.84 (13)altitude [m]= 0.00 *fin type =5w-21 *tube =copper
(*)temp.deff. [°C]= 16.90 (7)viscosity [cst] = 11.6 (14)baromet.prs[mmhg] = 760.00 *pipe thick = 0.50
(4)spec.wt [kg/m3] = 830.63 (8)fouling fact[%] = 0.00 (*) [mbar]=1013.00 *ins.dia. = 15.30 (*)FA/FN = 32.99
(5)s.heat[kcal/kg] = 0.50 (9)capa.[kcal/h] = 420000.00 (15)air wt [kg/m3] = 1.119 *i-area/10^4 = 1.84 (*)FA/FI = 26.08
(10)dsign P = 5.0/(*)atow P = 1.0000[kg/cm2] (*)400[Volt] 50.0[hz] (*)noise = 80 [dBA] at 1m

#	M#	PC	TYP	[mm]	[mm]	[m2]	[m2]	[kg/cm2][m/s]	[m/s]	[kcal/m2hdegC]	[deg]	[°C]	[kg/m3]	[m3/s]	[mmAQ]								
				LN	WN	FN	FA	R	P	PDM	CM	Re-n	CL	ALPM	ALPS	K-val	dT	TL2	GL2	LV1	LV2	PDL	
1	1	1	ekv	2736	1368	7.49	1235	5	3	1.14	0.76	597	2.88	1089	37.58	19.63	18.3	0.94	60.12	1.051	21.6	23.0	12.5

ENR/RK [MM] [DEG][KW] [P] [DBA] [KW] [KW] [MMAQ] [%] [R/M][M/S] [K*/T]*fmr/t= 1 *tsp[mmAq]=12.5*max d[kg/m3]=1.20
FPC TYP DIA XRY AGL MOTOR POL PWL SPL NOMP MAXP TOTP EFE REV TIP PSI PHI TCOST*v2/f = 23.0*exp[mmAq] = 0.0*diff=yes*insula=f

#	M#	PC	TYP	[mm]	[mm]	[m2]	[m2]	[kg/cm2][m/s]	[m/s]	[kcal/m2hdegC]	[deg]	[°C]	[kg/m3]	[m3/s]	[mmAQ]	[ENR/RK]	[MM]	[DEG][KW]	[P]	[DBA]	[KW]	[KW]	[MMAQ]	[%]	[R/M][M/S]	[K*/T]												
1	1	1	ekv	2736	1368	7.49	1235	5	3	1.14	0.76	597	2.88	1089	37.58	19.63	18.3	0.94	60.12	1.051	21.6	23.0	12.5	1	8-410 1600 NO	25	7.5	8	94	79	6.3	7.2	20.7	74.2	720	53	14	28
2	1	1	ekv	2432	1368	6.65	1098	5	3	1.01	0.76	597	3.65	1089	41.13	20.56	19.5	0.95	57.90	1.058	24.3	25.7	18.2	1	8-410 1600 NO	17	11.0	8	96	80	7.7	8.8	24.2	78.9	720	60	12	21
3	1	1	ekv	2432	1368	6.65	1098	5	3	1.01	0.76	597	3.65	1089	41.13	20.56	19.5	0.95	57.90	1.058	24.3	25.7	18.2	1	8-410 1600 NO	17	11.0	8	96	80	7.7	8.8	24.2	78.9	720	60	12	21
4	1	1	ekv	4256	1624	7.76	1281	5	2	1.18	0.76	597	2.78	1089	37.07	19.49	18.3	0.92	60.11	1.051	21.6	23.0	11.8	2	8-405 1250 NO	12	3.7	6	92	80	2.2	2.15	10.7	0.90	63.07	47	15	33
5	1	1	ekv	3344	1596	10.67	1056	3	2	0.85	0.72	568	2.85	1056	37.74	19.40	21.3	0.96	54.28	1.070	30.4	31.8	7.7	1	8-410 1600 NO	28	11.0	10	93	79	7.9	8.9	16.9	66.9	576	48	13	33
6	1	1	ekv	3344	1596	10.67	1056	3	2	0.85	0.72	568	2.85	1056	37.74	19.40	21.3	0.96	54.28	1.070	30.4	31.8	7.7	1	8-410 1600 NO	28	11.0	10	93	79	7.9	8.9	16.9	66.9	576	48	13	33
7	1	1	ekv	5472	1596	10.67	1056	3	1	0.42	0.54	426	3.48	883	40.47	18.30	21.3	0.96	54.30	1.070	30.4	31.8	13.7	2	8-410 1250 NO	26	5.5	8	90	80	4.1	4.5	19.9	76.4	720	47	16	27
8	1	1	ekv	6688	1596	10.67	1056	3	1	0.85	0.72	568	3.00	1056	38.45	19.58	21.6	0.94	53.57	1.073	32.0	33.4	8.3	2	8-410 1250 NO	25	5.5	8	90	80	3.5	3.9	15.2	72.0	720	47	13	29
9	1	1	ekv	6688	1596	10.67	1056	3	1	0.85	0.72	568	3.00	1056	38.45	19.58	21.6	0.94	53.57	1.073	32.0	33.4	8.3	2	8-410 1250 NO	25	5.5	8	90	80	3.5	3.9	15.2	72.0	720	47	13	29
10	1	2	ekv	1824	1368	9.98	988	3	3	0.55	0.63	497	3.50	972	40.77	19.33	22.2	0.99	52.42	1.076	35.0	36.4	10.6	1	8-410 1250 NO	29	5.5	8	91	79	4.6	5.1	18.8	73.1	720	47	15	31

図7 空冷オイルクーラの自動選定

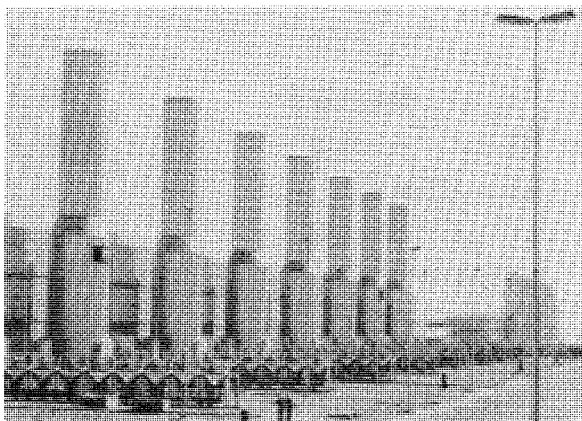


図8 レイアウトの標準化

6. 将来の展望

空冷オイルクーラは今后共、ガスタービンにとって最も重要な附属設備である。コ・ジェネレーションやコンバインド サイクル等、国内での利用が増加するにつれて、性能上の要求も厳しくなるものと予想され、特に次の3点についての改善が望まれる。

(1)熱交換器の性能の向上

油側の熱伝達率の向上と圧力損失の減少のためにインナーフィンの改善が進む。同様に空気側についても自動車用ラジエータ等で行われた様に熱伝達率の向上による小型化が計られるであろう。

(2)騒音の減少

特に国内でのコ・ジェネレーションへの応用では騒音値の規制がきびしい。その為送風機の騒音値を減少させる為の羽根形の改善や、消音器との組合せが必要となろう。

一般に騒音値の制限値は昼夜で10ホンの差があり、昼間と夜間では約5～7deg.の気温の違いがある。この様な差を利用し、送風機をインバータで速度制御することにより、空冷オイルクーラの選定を有利に行うことができる。

(3)省エネルギー

空冷オイルクーラは夏期の外気温度の最も高い条件で設計されているため、一年の大部分はその性能に余裕があることとなる、この様な場合に前述のインバータの利用により、大巾な省エネルギーが可能である。又立地条件によってはファンレスクーラの利用も考えられる。

以上

参考文献

- (1)馬路, 内燃機関「Luwa RK クーラ」Vol.17 NO. 215 (昭53. 10)
- (2)ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS 24, 22
- (3)SMITHCO AIR COOLED HEAT EXCHANGER
- (4)住友精密 総アルミニウム製熱交換器



レイノルズ数がターボファンエンジンの飛行性能に及ぼす影響について

防衛庁技術研究本部第3研究所 神 津 正 男
石川島播磨重工業㈱ 八 島 聡

Abstract

The flight simulation test of F3-30 low bypass turbofan engine, which is installed on the next generation jet trainer for Japan Air Self Defense Force, was conducted at the AEDC of USAF, in order to get the flight performance data of this engine.

As the test result it became clear that the Reynold's No. effects are very significant, especially for mass flow of fan and compressor, adiabatic efficiency of compressor and low pressure turbine and gas flow of low pressure turbine.

The correlation factors for these parameters were found. Moreover the comparison for Wassell's method and also the comparison with the ATF-test data for engine performance were made and it was proven that the correlation factors were reasonable.

記 号

- C : 翼弦長 (平均径)
F_n : 正味推力
K : フローファンクション (定数)
M₀ : 機速マッハ数
N_g : 高圧系回転数
N_f : 低圧系回転数
p₀ : 静止大気圧
P₁ : エンジン入口全圧
P_{1is} : インテークロス無しの場合のエンジン入口全圧
P₃ : 圧縮機出口全圧
P₄ : 燃焼器出口全圧

ΔP_{intake} : インテーク全圧損失

Q : 修正空気流量

Q* : 修正空気流量の基準値
(Re₂ = 10⁵における値)

Q_f : ファン修正空気流量

Q_c : 圧縮機修正空気流量

$$Re_2 = \frac{V \cdot x}{\nu} = \frac{x}{c} \cdot Re$$

SFC = W_f/F_f 燃料消費率

t : 翼間スロート距離

t₀ : 静止大気温度

T₁ : エンジン入口全温

T₃ : 圧縮機出口全温

T₄ : 燃焼器出口全温

ΔT : 温度上昇

V : 1段動翼流入相対速度 (平均径における)

W₃ : 圧縮機出口空気流量

W₄ : 燃焼器出口ガス流量

W_f : 燃料流量

x : スロートの前縁からの距離

κ : 比熱比

η_B : 燃焼効率

η_f : ファン断熱効率

η_c : 圧縮機断熱効率

ω_B : 燃焼器圧力損失

ν : 動粘正係数

π_f : ファン圧力比

π_c : 圧縮機圧力比

1. まえがき

航空用ガスタービンでは、設計時あるいは開発初期において、その飛行性能を精度よく推定することが困難であることは、よく知られている。これは、飛行状態 (高度、機速、大気状態) が変化

(昭和63年6月27日原稿受付)

するときの空気のレイノルズ数 (Re 数) の影響を無視できないにもかかわらず, Re 数により性能を補正する手法が確立されていないのが最大の理由である。

従来, エンジンの設計時に飛行性能を予測する方法として, エンジンの構成要素 (ファン, 圧縮機, 燃焼器, 高圧/低圧タービン) の単独試験 (地上) の結果を用いて, エンジン内を流れる空気及びガスの圧縮性のみを考慮して, 各要素間の回転数, 空気流量及び仕事をバランスさせることによる, いわゆる, マッチング計算から算出している。このため, 高度, 機速, 大気状態によって定まるエンジン入口の空気の状態量の変化に伴ってエンジン内部を流れる空気及びガスの Re 数の影響による誤差が算出されるエンジン性能の誤差として決定的なものとなっている。

Re 数が圧縮機, ファンに及ぼす影響については多くの実験的考察あるいは理論的研究が行なわれ論文も発表されている^{1)2)…6)}。しかし, 本論文で扱うようなエンジン全体のマッチング性能に及ぼす Re 数の影響について論じたものは, 皆無に等しい。

本論文では, 航空自衛隊中等練習機 XT-4 に搭載されている F3-30 ターボファンエンジンの性能に対して, 飛行状態に対応した Re 数の影響を補正するため, 米空軍 AEDC (Arnold Engineering Development Center) の高空性能試験装置 (ATF, Altitude Test Facility) において, 飛行状態をシュミレートした試験を実施したが, その結果についてまとめたものである。

予想されたようにファン, 圧縮機の特性は F3-30 においても Re 数の影響を強く受けており, その補正係数が実験的に確かめられた。またエンジンのマッチング性能の変化を説明するには, ファン, 圧縮機の特性変化だけでは不十分であり, 低圧タービンにも Re 数の影響が及んでいることを解析的に究明し, その補正係数を求めた。これらの補正係数を用いてエンジンのマッチング計算を実施することにより, 実験値によく一致する高空飛行性能が得られることが確認された。

2. F3-30 ターボファンエンジンの概要

ATF 試験に供試した F3-30 ターボファンエンジンは 2 軸の低バイパス比エンジンであり (図 1 参照) 地上静止状態の最大定格における性能諸元は次のとおりである。

- (1) 推力: 1670 kgf
 - (2) 燃料消費率: 0.68 kg/h/kgf
 - (3) 重量: 340 kg
 - (4) 推力/重量比: 4.9
 - (5) エンジン入口直径 (ファン入口直径):
522 mm ϕ
 - (6) 空気流量: 34 kg/s
 - (7) バイパス比: 0.9
 - (8) ファン圧力比: 2.6
 - (9) 全体圧力比: 11 (圧縮機圧力比: 4.2)
 - (10) 燃焼ガス温度: 1050 $^{\circ}\text{C}$
 - (11) 回転数 HP 系: 21,100 RPM
 LP 系: 15,280 RPM
- エンジンの構成は次のとおりである。
- (1) ファン: 軸流 2 段 (遷音速翼列)

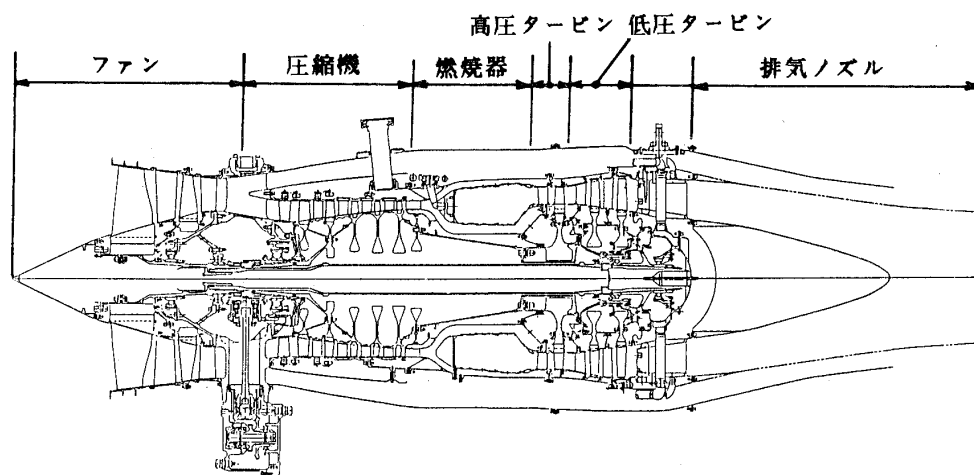


図 1 F3-30 ターボファン・エンジン

- (2)圧縮機：軸流5段（入口案内翼及び1段静翼可変）
- (3)燃焼器：環状噴霧型（噴射ノズル12ヶ）
- (4)高圧タービン：軸流1段（空冷翼）
- (5)低圧タービン：軸流2段（シュラウド付）
- (6)排気ノズル：分離型（コア側とバイパス側は別々に噴出）
- (7)燃料管制装置：ハイδροメカニカル方式＋電子式

3. 試験方法

航空用ガスタービンエンジンにおいて、航空機設計側から要求されるエンジン性能の精度、特に燃料消費量及び推力の精度は、航空機の要求性能を満足するための機体規模を決める主要な因子であるため、航空機の細部設計のときは非常に高い精度（2%あるいはそれ以下）が必要とされる。

まえがきにも述べたように、Re数の影響を考慮せず算定した飛行性能の計算では、F3-30エンジンのような特性を有するエンジンにおいては、5～10%のオーダーの誤差を生ずる。この誤差を小さくするためには、圧縮性に対する考慮だけでは十分でなく、特にRe数の影響を考慮する必要があることが経験的に知られている。

このため、航空用ガスタービンエンジンでは、エンジンの開発過程において地上静止状態の試験の他に、飛行性能を把握するためFTB（Flying Test Bed）によるエンジンの飛行試験、あるいは高空性能試験装置（ATF）における高度、機速を模擬した環境下での試験を実施している。

3.1 FTBによる飛行試験

FTBとは、供試エンジンを主翼下面に装着して飛行する航空機で、供試エンジン飛行時の性能機能を試験するために用いられる。F3-30エンジンでは、FTBとして航空自衛隊中型輸送機C-1を用い、右主翼下面に設けられたF3-30エンジン専用ポッドにエンジンを装着した。

一般にFTB試験では、後述のATF試験に比べて精度の高い性能を得ると云う点では次の事項が問題となる。

- (1)計測点数に制限がある。
- (2)天候に左右されるばかりでなく、大気の状態（温度、圧力、湿度、風向）を時間的に一定に保持することが不可能。

(3)飛行範囲が十分にとれない。

一方、機能確認としては、FTBによる試験は実環境下で行なわれるため、ATF試験より一層現実性を有していると云う利点がある。

本論文で扱うデータは、次に述べるATF試験によるものである。

3.2 ATFにおける試験

高空性能試験装置（ATF）は供試エンジンの飛行状態を模擬するため、高度、機速に対応した状態の空気をエンジン入口に与え、同時にエンジンの背圧は、その高度に対応する大気圧にすることが出来る地上のエンジン試験設備である。F3-30エンジンの開発時には、我国にATFが存在しないため、米空軍のAEDC（Arnold Engineering Development Center）のATFを使用して、エンジン試験を実施した。その試験項目は次のとおりである。

- a. 定常性能
- b. 加減速試験
- c. 空中着火及び再始動
- d. ウィンドミル特性
- e. 機能試験
- f. 入口乱れ（ディストーション）試験

本文では、上記a～fのうち、Re数がエンジン性能に影響を及ぼすことを調べるため定常性能において取得したデータについて、検討、解析を加える。定常性能試験を実施した高度／機速上の各点を図2に示す。F3-30エンジンのフライト・エンベロップをカバーするように選定されている。

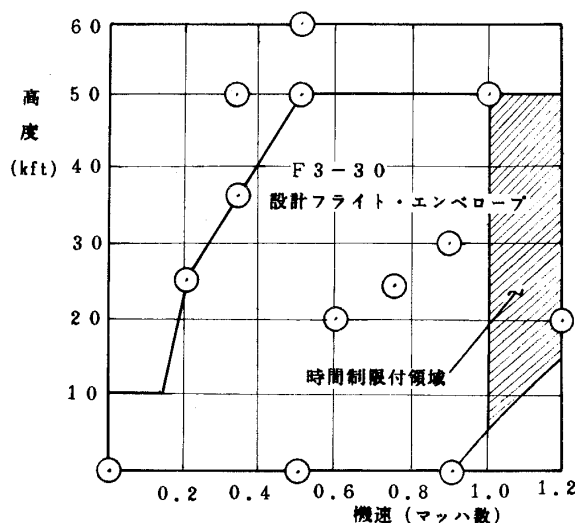


図2 定常性能試験実施点

3.3 ATFの概要

航空機が飛行しているときの、エンジン入口の全温 (T_1), 全圧 (P_1) は次式により表わされる。

$$T_1 = t_0 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_0^2 \right)$$

$$P_1 = P_{1is} \left(1 - \frac{\Delta P_{intake}}{P_{1is}} \right)$$

$$P_{1is} = p_0 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

F3-30の試験に用いたATFはダレクト・コネクト方式と呼ばれ、図3に示す構造である。この装置では、エンジン室をエンジンをはさんで前部、後部に仕切り、前部即ち空気取入側を、高度と機速に相当した全温 (T_1) と全圧 (P_{1is}) の状態とし、後部即ち排気側を、その高度に対応する大気圧 (p_0) にする。これによって、航空機がある高度/機速で飛行する状態にシミュレートできることになる。

4. 試験結果

4.1 計測項目

次の項目を計測した。

- a. エンジン入口全温
- b. エンジン入口全圧
- c. ファン空気流量
- d. ファン出口全温
- e. ファン出口全圧
- f. 圧縮機出口全温
- g. 圧縮機出口全圧
- h. 低圧タービン出口全温
- i. エンジン回転数 (低圧側&高圧側)
- j. 推力

k. 燃料流量

上記計測結果より計算により算出した諸量は次の通りである。

- a. ファン断熱効率
- b. 圧縮機断熱効率
- c. 圧縮機空気流量
- d. 燃焼器圧力損失
- e. 燃焼効率
- f. 燃焼器出口温度 (高圧タービン入口温度)

タービン部の温度、圧力には大きな分布があり精度よい平均値を得るには、挿入するプローブの数を多くする必要があるが、プローブそのものによる流路の閉塞の故にエンジンのマッチング性能が悪化することを避けて、プローブは低圧タービン出口温度計 (8本×2点) のみとし、しかも排気フレームのストラット内に組込む構造として、プローブによる影響を極力排除した。

高圧タービン入口の状態量を求めるには、いわゆるフロー・ファンクション法を用いた。即ち、ATF試験に先立ち、燃焼器と高圧タービンの要素試験を行って、次の関係式を求めた。

$$\eta_B = f_1 (W_3, P_3, T_3)$$

$$\omega_B = f_2 (W_3, P_3, T_3)$$

$$\frac{W_4 \sqrt{T_4}}{P_4} = K$$

これらの関係式を用いると f 項の圧縮機出口全温 (T_3), g 項の圧縮機出口全圧 (P_3) 及び k 項の燃料流量 (W_f) を計測すれば、多少の繰返し計算によって高圧タービン入口状態量 (T_4, P_4, W_4) が求まる。圧縮機空気流量も W_3 から逆算して求めたものである。

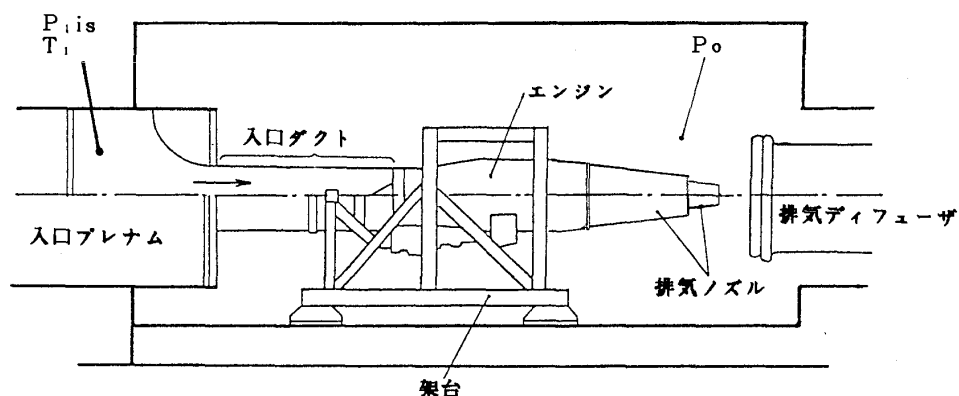


図3 ATFテスト・セル概念図

4.2 計測結果

高度、機速を変化させたときの、ファン特性線図、圧縮機特性線図上における作動線（作動点）の試験結果を図4と5に示す。

即ち、高度／機速は地上静止状態（SLS）にはじまり、地上（SL）における飛行速度0.5マッハの状態（SL/0.5M₀）から、高度60,000ft、飛行速度0.5マッハ（60K/0.5M₀）までの各種高度／機速の組合せにおいて、ファンあるいは圧縮機の作動点が、どのように変化するかを示してある。

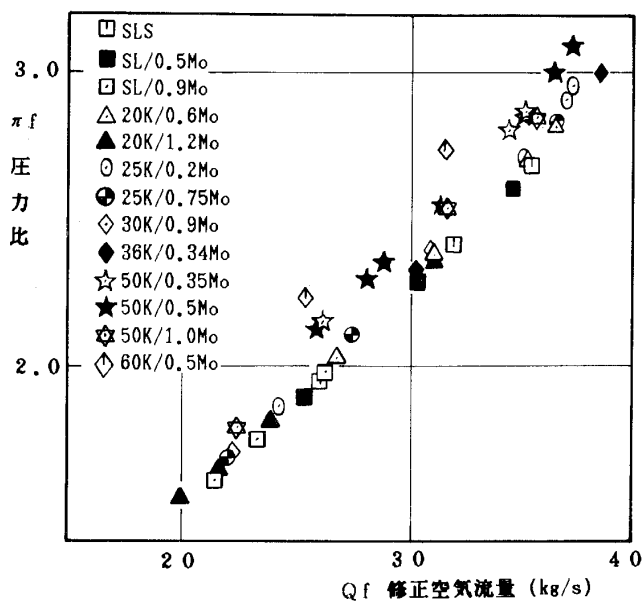


図4 ファン作動点の高度／機速による変化

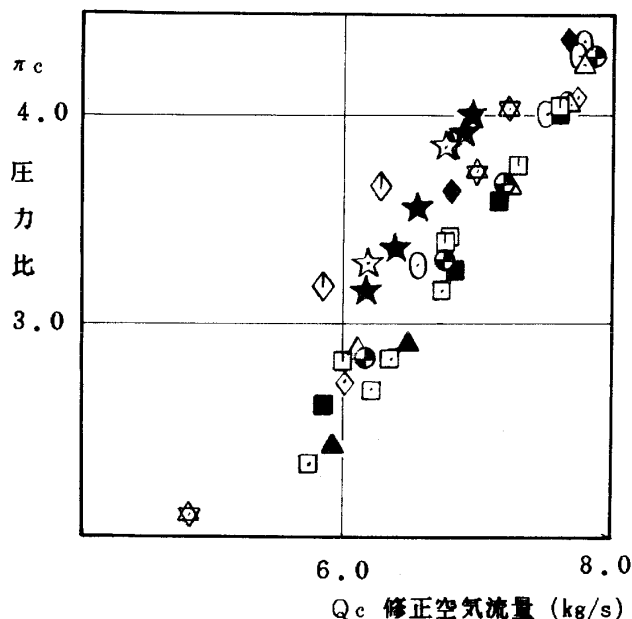


図5 圧縮機作動点の高度／機速による変化
(記号の意味は図4と同じ)

これらの図からも明らかなように、高度50,000ft以上になると、ファン及び圧縮機の作動線は、地上静止状態（SLS）に対して大きく変化し、サージ側（絞り側）に寄ることが明らかとなった。

更に、ファン特性、圧縮機特性を同一修正回転数（100%回転）における作動点という観点から対比すると、SLSと50kft/0.5M₀では、図6及び図7に示す相異があることが明らかになった。エンジン試験では作動点しか求まらないが、等回転ラインはファン及び圧縮機の要素試験（地上試験）によって求まっており、50kft/0.5M₀の作動点は明らかにこのSLSの等回転ライン上にない。即ち、ファン、圧縮機ともに作動点に変化してい

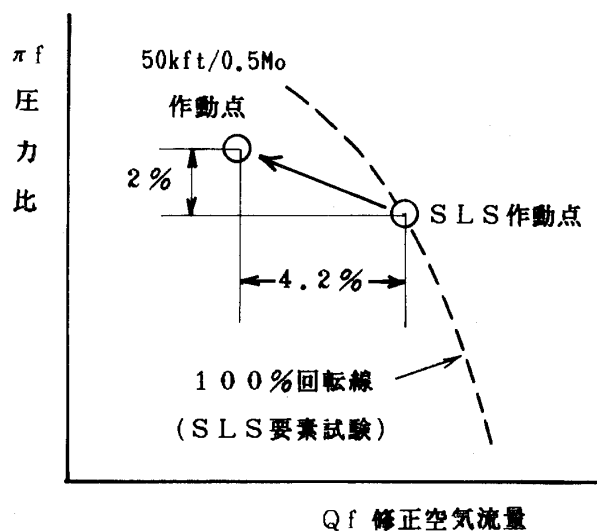


図6 100%修正回転数におけるファン作動点の相違

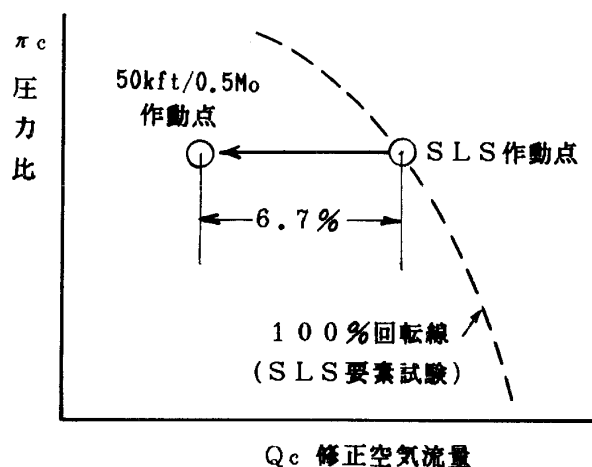


図7 100%修正回転数における圧縮機作動点の相違

る（サージ側に寄っている）ばかりでなく、特性カーブ（等回転ライン）そのものもシフトしていることがわかった。図6, 7には、同一修正回転数における作動点の定量的に変化量も示した。

このような、ファン、圧縮機の特性及び作動線（作動点）が高空に行くにつれて大きく変化することは、Reの影響が大きく作用しているためと考え、Re数に対してファン及び圧縮機の空気流量、圧力比、断熱効率がどのように変化するかをまとめたのが、図8, 9である。

この場合のRe数は

$$Re = \frac{V \cdot c}{\nu}$$

とした。

また、各変化量はSLSを0として、修正回転数100%に於る値を求めたものである。

この結果、次のことが明らかになった。

(1)ファン空気流量：Re数により変化する。

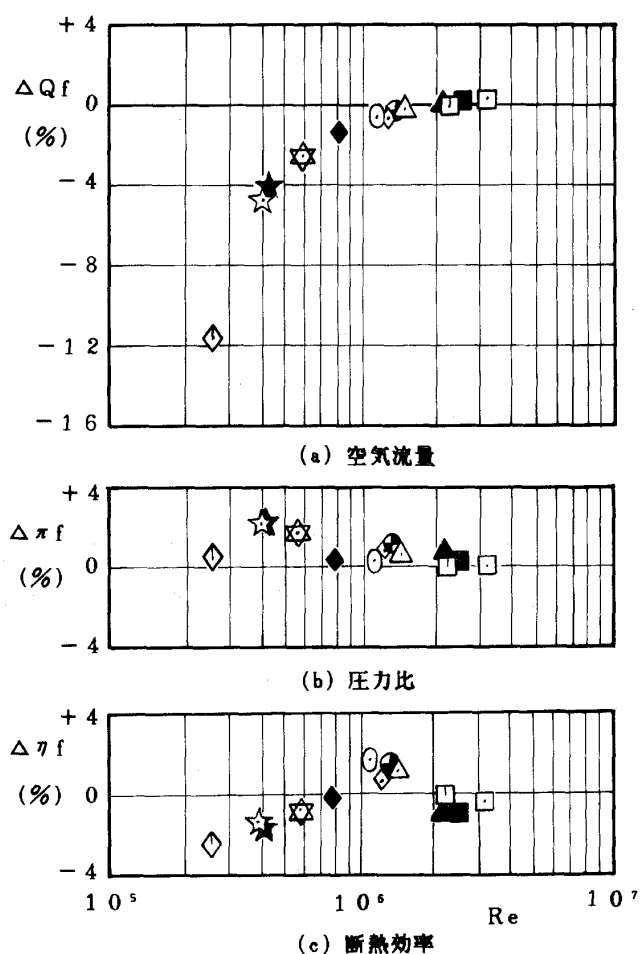


図8 ファン特性のRe数による変化
(記号の意味は図4と同じ)

- (2)ファン圧力比：Re数により顕著には変化しない。
- (3)ファン断熱効率：Re数により若干変化しているが、変化の傾向が一様ではない。
- (4)圧縮機空気流量：Re数により変化する。
- (5)圧縮機圧力比：Re数により変化しない。
- (6)圧縮機断熱効率：Re数により変化する。

5. 検 討

5.1 Wassellの方法によるRe数の影響の推定

ATF試験を実施する前に、エンジンの飛行性能に対して、Re数の影響をどのように補正すべきかについて考慮した。Re数に対して最も影響を強く受けるのは、“ファンであろう”と云う見当の下に、次の様に考えた。

- (1)ファン効率に対しては、一般に用いられている次式で与えた。

$$1 - \eta_f \propto Re^{-n}$$

この場合、 η の値としては、層流の場合に

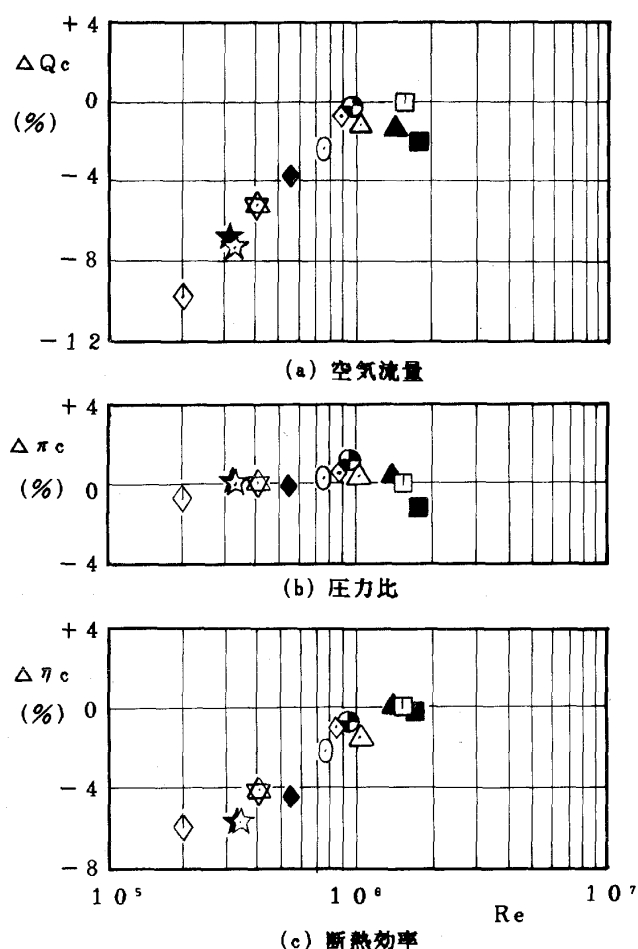


図9 圧縮機特性のRe数による変化
(記号の意味は図4と同じ)

は、一般によく用いられている $n=0.5$ とした。乱流の場合に対しては、Wassell の方法により次の様に仮定した。

$\eta = p \cdot q$ ここで

p : ファンのマッハ数レベルの影響度をあらわすパラメータ。

q : ファンの 3 次元的損失及び多段の影響度を示すパラメータ。

Wassell によれば、 p の値は低速域では $p=1$ 、高速域ではショック損失により p は小さくなることが示されている。ここでは、F3-30 エンジンのファンの特性を考慮し、 $p=0.75$ を設定した。

q に対しては、F3-30 エンジンの形状パラメータ（ファン部の段数、長さ、翼高さによって定まる）を Wassell のカーブに適用することにより、 $q=0.185$ となる。

したがって $n=p \cdot q=0.139$ が得られた。

この n を用いて

$$\Delta \eta_f = \frac{\eta_f - \eta_{fref}}{\eta_{fref}}$$

が Re 数の関数として求められる。ここで η_{fref} は、基準状態 (SLS) における値である。

以上の様に算出した $\Delta \eta_f$ と Re の関係を図 10 に示す。

(2) ファン空気流量

Wassell によれば、動翼のスロートが前縁からの距離 x のところにある時、空気流量は Re 数の影響をうけて、次の関係式が成立つ。

$$\frac{t}{x} \cdot \frac{Q - Q^*}{Q^*} = f(Re_2)$$

また、 $f(Re_2)$ は各種エンジン及び圧縮機の試

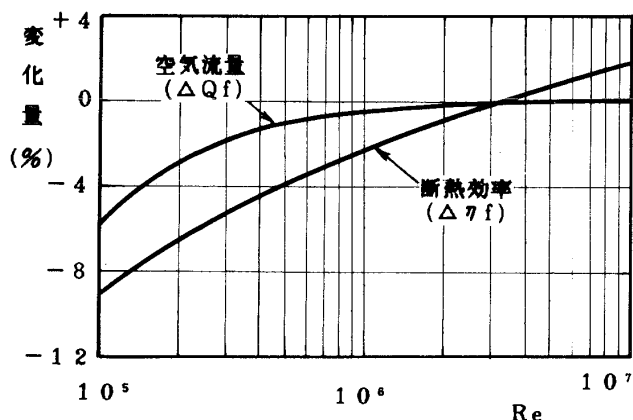


図 10 Wassell の方法によるファン特性の変化量

験データより、カーブとして Wassell の文献に与えられている。

上記の方法を F3-30 のファンに適用することにより算出した空気流量の変化量と Re の関係を図 10 に示す。

図 10 において

$$\Delta Q_f = \frac{Q - Q_{Ref}}{Q_{Ref}}$$

であり、 Q_{Ref} は基準状態 (SLS) における修正空気流量である。

(3) ファン圧力比

圧力比を π_f とすると、下記の関係式が成り立つ。

$$\pi_f = \left\{ 1 + \eta_f \frac{\Delta T}{T_1} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

Wassell の方法では、 Q の変化は等回転線上の入力一定（即ち $C_p \cdot \Delta T / T_1$ 一定）の作動点について与えられているから、ファン圧力比についても $\Delta T / T_1$ 一定として扱う。

この時、

$$\frac{\pi_f}{\pi_{fref}} = \left\{ \frac{1 + \eta_f \cdot \frac{\Delta T}{T_1}}{1 + \eta_{fref} \cdot \frac{\Delta T}{T_1}} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

上式に F3-30 エンジンのファン特性値を代入して 2 項展開すると、

$$\frac{\pi_f}{\pi_{fref}} \doteq 1 + 0.85 \Delta \eta_f$$

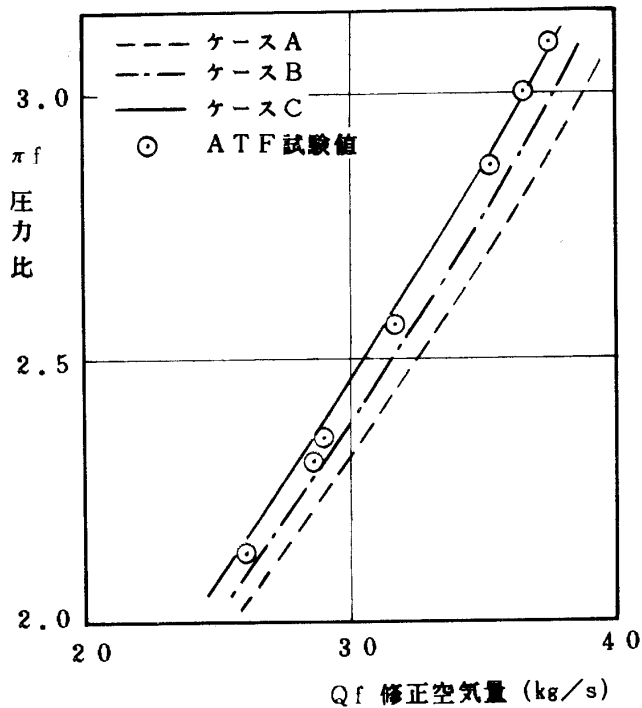
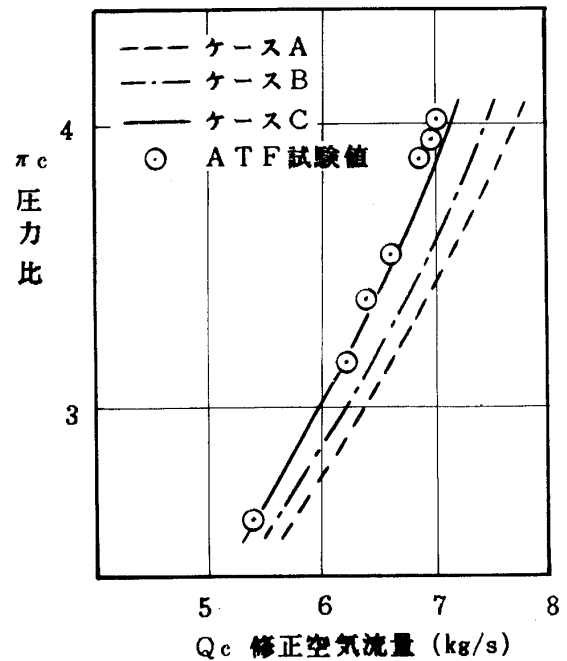
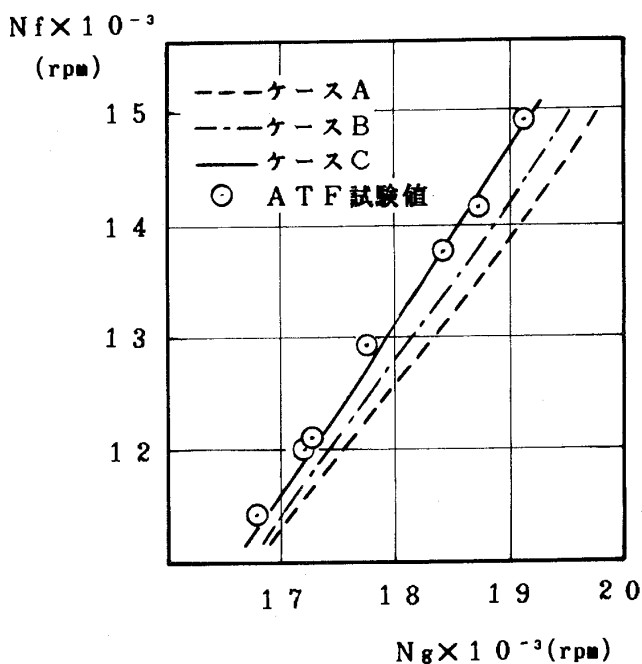
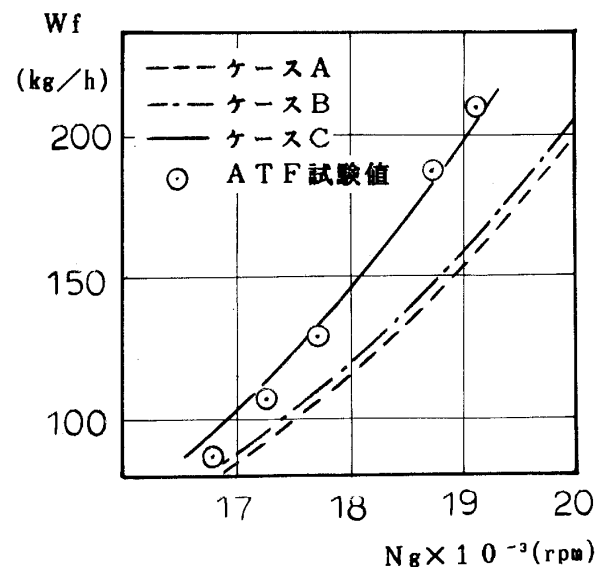
よって $\Delta \pi_f = \frac{\pi_f - \pi_{fref}}{\pi_{fref}} = 0.85 \Delta \eta_f$ とした。

ここに π_{fref} は基準状態 (SLS) における値である。

5.2 ATF 試験結果との比較

以上の仮定を設けて、マッティング計算により算出したエンジンの諸性能（ケース A）と、ATF 試験の結果得られたファン、圧縮機に対する Re 数の影響を補正して算出した値（ケース B）、並びに、ATF での計算値とを、50Kft/0.5M₀ において対比したものを図 11~14 に示す。

これから明らかなように、ケース A は計算値と全く一致しない。これはファンに対してのみ Re

図11 ファン作動線 (50kft/0.5M₀)図12 圧縮機作動線 (50Kft/0.5M₀)図13 軸系回転数のマッチング (50kft/0.5M₀)図14 回転数と燃料流量 (50kft/0.5M₀)

数の補正を行なっていることの他に、ATF試験結果から明らかになったように、実際には、ファンの圧力比、断熱効率、同一修正回転数においては殆んど変化しない。云い換えれば、Re数による影響をあまり受けないにもかかわらず、ケースAではこの補正を行ったことが、ATF試験の結果と誤差を一層大きくしたことになったと考えられ

る。

ケースBでは、ATF試験から得られたファン、圧縮機の変化のみ考慮して算出したものでケースAよりは計測値に近い値を示したものの、未だ計測値とよく一致しているとは云い難い。この差異の原因について、以下考察することとする。

5.3 タービンに及ぼす Re 数の影響の検討

減速翼列であるファン、圧縮機は Re 数の影響を受けやすいのに対して、増速翼列で境界層の発達しにくいタービンは Re 数の影響を受けにくいことは一般によく知られており、文献等もファンや圧縮機に比べると多くはないが、Klassenら⁷⁾は平均径4インチの単段軸流タービンを用いて、 4.9×10^3 から 1.88×10^5 の Re 数範囲での実験データを発表している。これによればタービンでも、 10^5 以下の Re 数レベルでは、特性に影響を受けることが明らかである。

因みに、SLS と 50Kft/0.5M₀ に於て比較した各要素の Re 数を表1に示す。タービンの Re はノズル出口流速を用いて定義したものである。

これから明らかな様に高圧タービンは、ファンや圧縮機並みの Re 数を有しており、50Kft/0.5M₀ でも 2.8×10^5 という高い数値を保持している

表1 各要素の100%回転における Re 数

	SLS	50kft/0.5
ファン	2.3×10^6	4.2×10^5
圧縮機	1.6×10^6	3.2×10^5
高圧タービン	1.6×10^6	2.8×10^5
低圧タービン	2.5×10^5	4.4×10^4

為、Re数変化の影響は受けないと考えられるが、低圧タービンはSLSでも他要素より1桁小さく、高空では 10^5 以下になるところから Klassen らの実験データより判断しても、Re 数変化の影響を受けるものと考えられる。

4.1 項で述べた様に、ATF 試験においてはタービン部の詳細計測は行っておらず、とりわけ低圧タービン部については、データが不足しているが、エンジンのマッチング性能を考察することにより、低圧タービン特性に及ぼす Re 数の影響を検討した。即ち、Re数の影響は低圧タービンの修正ガス流量（チョーク流量）と効率に現われるものとして、先に述べたケースBのマッチング計算に於て、これらを変化させ、実測値に合致する解の有無を調べた。その結果、50Kft/0.5M₀ においては、修正ガス流量を4.5%、効率を8%それぞれ低下させることによって、エンジン・マッチング性能が実測値にかなり一致することが確かめられた。図11～14中、ケースCとあるのが計算結果である。

5.4 結 論

以上の検討結果から Re 数の補正をすべき要素特性として、ファン修正空気流量、圧縮機修正空気流量、圧縮機効率、低圧タービン効率及び低圧タービン修正流量を選定し、図15、16の形で与え

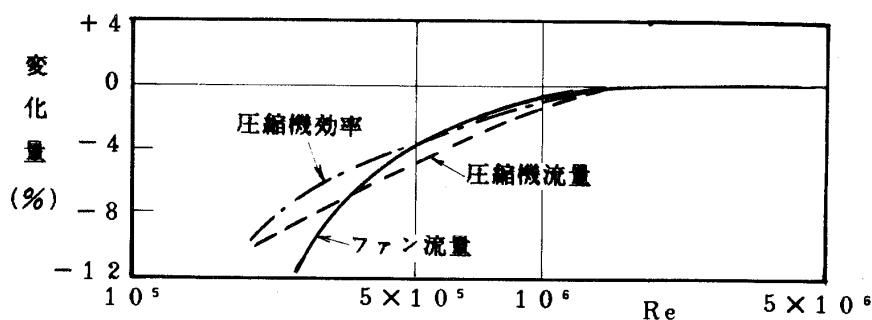


図15 ファン、圧縮機の特性格化

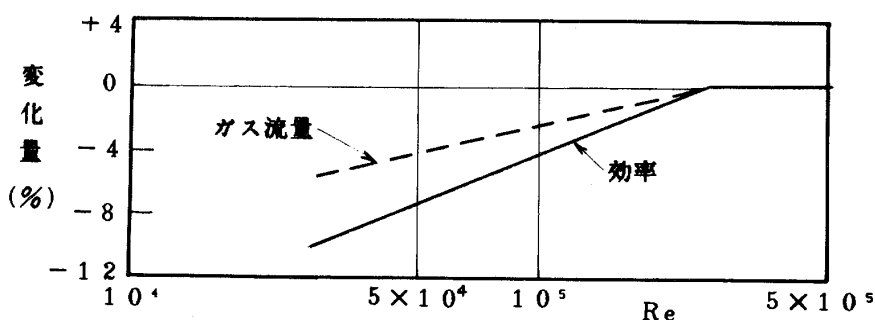


図16 低圧タービンの特性格化

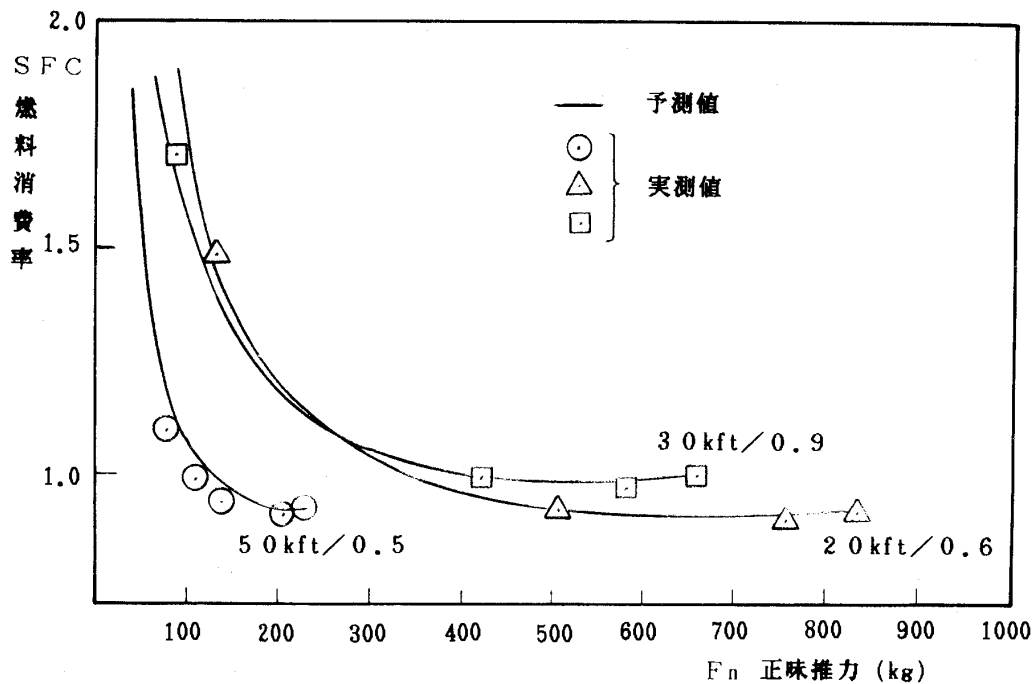


図 17 高空飛行性能の予測値と実測値の比較

た。前3者はATF試験データをベースとし、後2者は5.3項の検討に基づくものである。

F3-30 エンジンのマッチング性能計算は、ファン、圧縮機、高/低圧タービンの各要素設計データ及び試験データ（地上）に基づく要素マップを用いて行っているが、高空飛行性能計算に対しては、各要素特性に図15, 16の補正を施して実施した。図17に20Kft/0.6 M_0 、30Kft/0.9 M_0 及び50kft/0.5 M_0 における推力とSFCの計算カーブを示す。ATF実測値と良い一致を見ていることがわかる。

6. むすび

F3-30 ターボファンエンジンの飛行性能を精度よく算出する為には、次の諸量に対してRe数の補正を行なう必要があることが明らかとなった。

ファン空気流量
圧縮機空気流量
圧縮機断熱効率
低圧タービンガス流量
低圧タービン断熱効率

この補正を用いて算出したエンジン性能とATF試験の計測値は良い一致を示した。この補正値はF3-30ターボファンエンジンに適用できるものであるが、寸法的に、又特性的に似た構成要素を有するエンジン以外には適用できないので

はないかと考えられる。したがって、個々のエンジン毎に、この補正値は、ATF試験により求める必要がある。

今後は、様々な寸法、特性の異なるエンジンに対して、どのような補正をすべきかを体系的に調べて、手法を確立することが必要であると考え。

最後に本論文を作成するに当たり、慶応義塾大学有賀一郎教授から有益な御助言、御指導をたまわったことに対し、謝意を表するものである。

参考文献

- 1) Wassell, A. B. Trans. of ASME PAPER No.67-WA/GT-2
- 2) O. E. BALJÉ Trans of ASME July/1964 P227~235
- 3) HORLOCK, J. H.他3名 Trnas. of ASME July/1964 P236~242
- 4) BULLOCK, R. O. Trans. of ASME July/1964 P247~256
- 5) HOLESKI, D.E. Trans. of ASME July/1964 P296~298
- 6) 有賀一郎ほか1名 ターボ機械 第5巻第5号(1977.5) P14~21
- 7) KLASSEN, H. A. NASA TN D-4383

反応焼結 SiC 製 燃焼器ライナの開発と問題点

日産自動車株式会社中央研究所	佐々木 正 史
日産自動車株式会社中央研究所	伊 藤 高 根
日産自動車株式会社中央研究所	牛 島 雄 二
日本特殊陶業株式会社研究部	松 尾 康 史
日本特殊陶業株式会社研究部	服 部 善 憲

Abstract

RBSC combustion liners for automotive gas turbine were tested. Strength data modified by effective volume for test bars were compared with the data for rings cut from the liners and test cylinders. Better correlation will be obtained by the diametral compression test of rings cut from the thin test cylinder than 3point MOR-TEST when the parts have shell structure such as combustion liner.

Residual silicon melts and comes out on the surface of the RBSC liner under high temperature operation. Silicon removal and pre-oxidation treatments could prevent the silicon deposit problem.

1. まえがき

反応焼結炭化ケイ素 (RBSC) は焼成時の収縮率が 1% 程度と小さく、焼成時の変形が少なく複雑形状品が容易に得られることや製品の寸法管理が容易であるなどの利点を有するほか、他の多くのセラミック材料と比べて以下の様な極立った特質を備えている。

- (1) 空孔中に金属 Si が残留する一種の複合材料であって、電気伝導度が高く、焼成後ワイヤカットなど容易に放電加工できる。
- (2) 別個に焼成した複数の部品を再焼成で接合して複雑形状部品を製作できる。この様な柔軟性に富む製造法を駆使して製作した燃焼器 (蒸発細管付き 2 段燃焼器) の一例を図 1 に

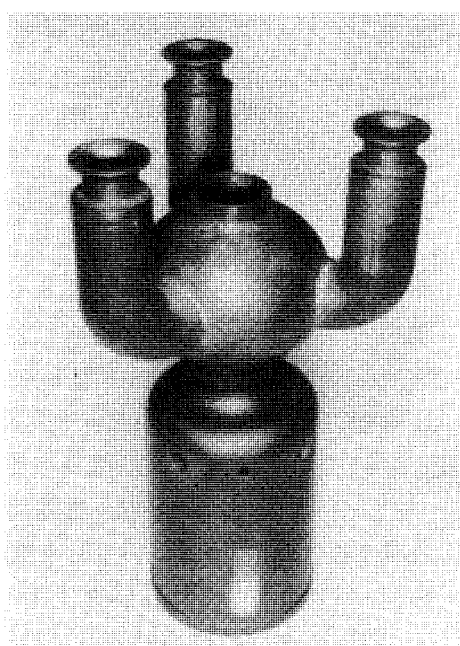


図 1 複雑形状の RBSC 製 2 段燃焼器ライナの例

示す。

本報では RBSC を比較的形状の単純な単缶型燃焼器ライナー (乗用車用セラミックガスタービン用) に適用し、製品実体の強度評価や燃焼試験に供した結果を報告する。

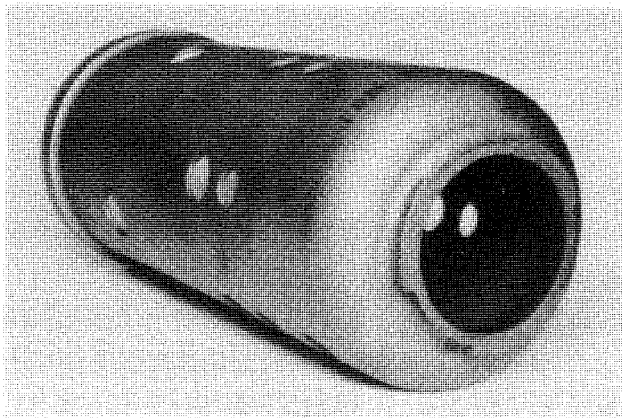
2. 供試燃焼器ライナおよび製造工程スキーム

供試燃焼器ライナを図 2 に示す。A は拡散燃焼器、B は 2 段燃焼器 (1 段目と 2 段目は分割式) である。製造工程の概略図を図 3 に示す。

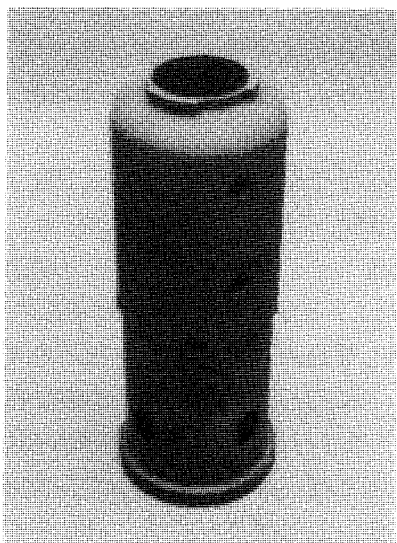
3. 曲げ強度試験 (高温暴露)

冷却孔を持たない拡散型セラミック・ライナ壁温は最高 1150℃ 以上に達する¹⁾。使用温度下の材料特性の変化を調べるために、金型プレス成形後

(昭和 63 年 7 月 14 日原稿受付)



A. 単缶型拡散燃焼器ライナ



B. 2段燃焼器ライナ

図2 供試RBSC製ライナ

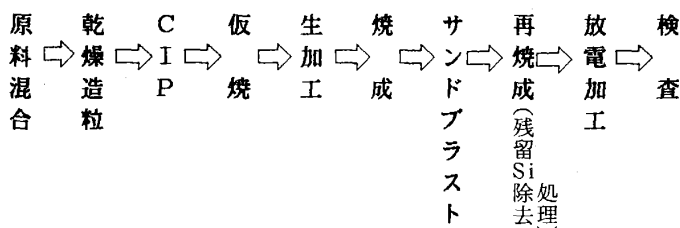


図3 CIP-RBSC ライナ製造工程の一例

焼結したテストピースを高温雰囲気中に暴露し、一定時間後の3点曲げ強度 σ_{3P} 、ワイブル係数 m 、酸化量の指標としての単位面積当りの重量増加 δ を測定した。電気炉による静止大気中暴露の結果を図4に示す。暴露温度の上昇に伴って酸化増量 δ は増大し、1623K(1350℃)では100hr暴露後も飽和していない。しかし暴露後室温下で測

As Sintered RBSC-1 Oxidized in Air

10 x 4 x 30 mm

Test Bars

3-Point MOR Test

Span 20mm

Crosshead Speed

0.5mm/min

Symbol	Temperature
●	1173 K
○	1323 K
▲	1493 K
△	1623 K
◎	Room Temp

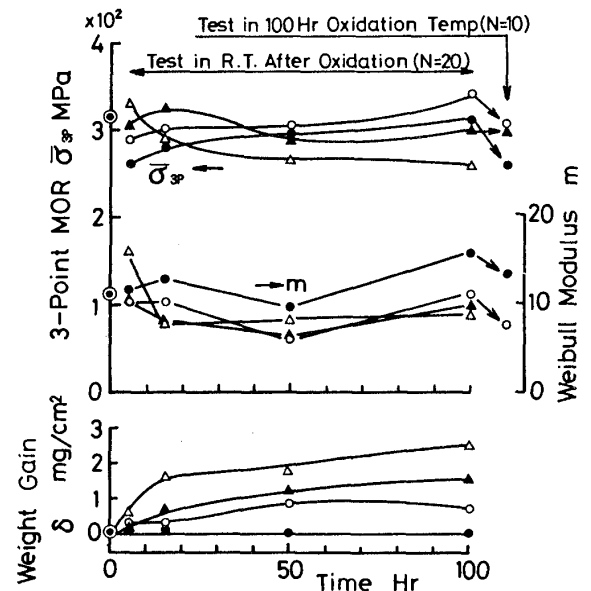


図4 静止大気中酸化後の3点曲げ強度

定した3点曲げ強度は1493Kまで酸化前の強度との有意差は認められない。SEM観察によれば低強度品は表面欠陥が破壊起点となっており、高強度品では内部の空孔などが破壊起点となるという酸化前の挙動と同様である。X線回析によれば1493K 15hr以上の条件では α -クリストバライトが認められたが酸化によるガラス相は厚さ10 μ m以下と僅少である。図4中右端のプロットは、100hr後暴露温度と等しい高温雰囲気中で曲げ試験を実施した結果である。1173Kの強度低下が目立つが他の暴露時間との比較から有意差とは認め難く、暴露試験後、常温曲げ試験によって酸化が強度に及ぼす効果を知り得ると判断した。

セラミック・ガスタービンの静止部品は外表面は空気と接触し、内表面は燃焼ガスと接触する場合が多い。一定の流速(30m/s)の燃焼ガス流中に試験片を暴露した場合の結果を図5に示す。燃料はJIS2号軽油を使用し、Na, S, Vなどの腐食成分は少ないと考えられる。酸化増量 δ は1493Kで大気酸化時より50%程度低めであるが、酸化濃度の影響かどうかは把握していない。この時の各試験片ごとの酸化増量と強度の関係を図6に示

す。明瞭な相関はなく、応力値のばらつき範囲を考慮すると、図4の大気酸化の結果と比較して σ_{3P} , m 共に有意差は認められない。以上の結果から O_2 濃度12%以上の範囲では燃焼ガス流中酸化の強度に及ぼす効果は静止大気中酸化によって

代用可能と判断した。

4. 実体強度試験

4.1 供試円輪圧環試験

燃焼器ライナは円筒形で、軸方向に輪切りにすると理想的な円輪になることを利用し、実体ライナから円輪試験片を切り出し、圧環試験による強度評価を試みた。

未使用のライナー及び使用済みのライナ(#2)より、各々10ヶおよび6ヶの空気孔を含まない円輪を切り出した。この際使用済みのライナはワイアカットによる加工が困難で、ダイヤモンド砥石によった。各円輪は端面を#140メッシュのダイヤモンド砥石で平面研削し、角部の面取り加工を施した。荷重点は実体ライナーの一定方向に定め、クロスヘッドスピードは0.1 mm/minとした。

使用済みのライナーの使用履歴は100サイクルの起動停止試験-150サイクル(200 hr)のサイクリック試験(サイクリックパターンは文献(1)による)-67 hrの定格定常試験を終了したもので、図7に酸化増量経過を示す。比較のため他のライナ(#1)の定常定格運転時の増量経過を●で示す¹⁾。サイクリックパターンの平均的温度条件は定常の時より低いにもかかわらず、サイクリックの方が2倍以上の増量を示す。150サイクル終了後の定常定格運転では#1の50 hr以降の増量経過

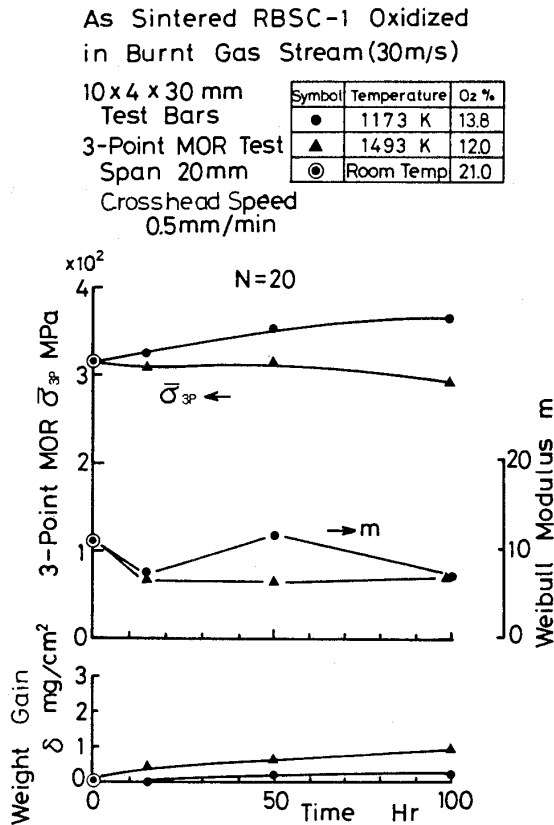


図5 燃焼ガス流中酸化後の3曲げ折強度

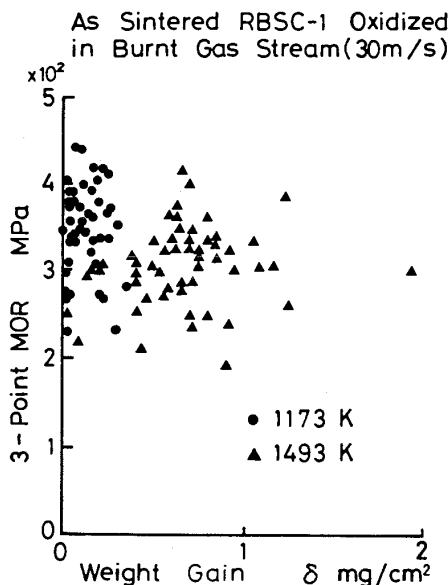


図6 酸化増量と3点曲げ強度との相関

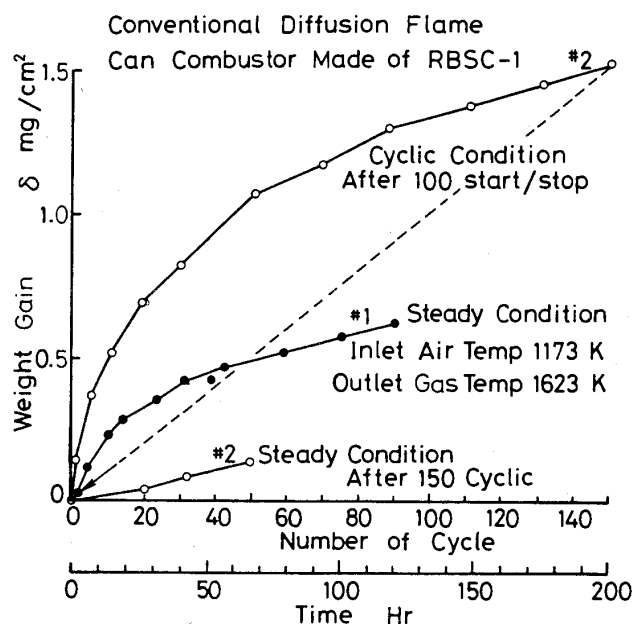


図7 缶型拡散燃焼器ライナの増量経過

と同様であった。

ライナより切り出した円輪の圧環試験結果を表1に示す。使用済み強度の方が低めであるが有意の低下とは断言し難い。

4.2 圧環試験片の有効体積

3点曲げ試験片の平均強度 σ_{3P} から円輪の平均強度 σ_R を推定するにはWeibullの有効体積の概念を用い²⁾,

$$\sigma_R = \sigma_{3P} (V_{E3P}/V_{ER})^m \quad (1)$$

V_E : 有効体積, 添字3P: 3点曲げ,

R: 円輪

によって求める必要がある。一連の試験では表面が破壊起点になっているものと内部に破壊起点があるものが混在しており, 有効表面積より有効体積を用いるのが適当と考えた。

〈円輪の有効体積 V_{ER} の簡易解法〉

圧環試験に供した時の円輪応力分布を図8に示す。荷重点の内側表面に最大の引っ張り応力が作用し, 一連の圧環試験でも円輪はこの点から破壊する。有効体積 V_{ER} は次式で表わせる。

$$V_E = 4b \int_{u=\phi_R}^{\int_{\eta}} (\sigma/\sigma_{\max})^m d\eta du \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{P}{2bh} \left\{ \frac{2}{(1+\kappa)\pi} + \frac{1}{\kappa} \left[\frac{2}{(1+\kappa)\pi} - \cos\phi \right] \frac{\eta}{R+\eta} \right\} \quad (3)$$

$$\kappa \text{ (断面係数)} = (R/h) \ln \frac{R+h/2}{R-h/2} - 1$$

式(3)のように σ は複雑な変化を示すので通常は数値計算によって V_{ER} を求める。しかし次のよう

表1 ライナ切り出し円輪の圧環試験結果

試料 RBSC-1	試片寸法 mm	履歴	試片数 N	強度 σ MPa	ワイブル数 m	3点抗折試験からの 推定強度 MPa
新品ライナ	内径 $\phi 85$ $t=1.8\sim 2$	—	10	244	6.4	281
使用済ライナ		起動停止100 サイクル150etc	6	221	10.3	
3点抗折試験片	10×4×30	1220°C大気中100hr	20	286	9.4	

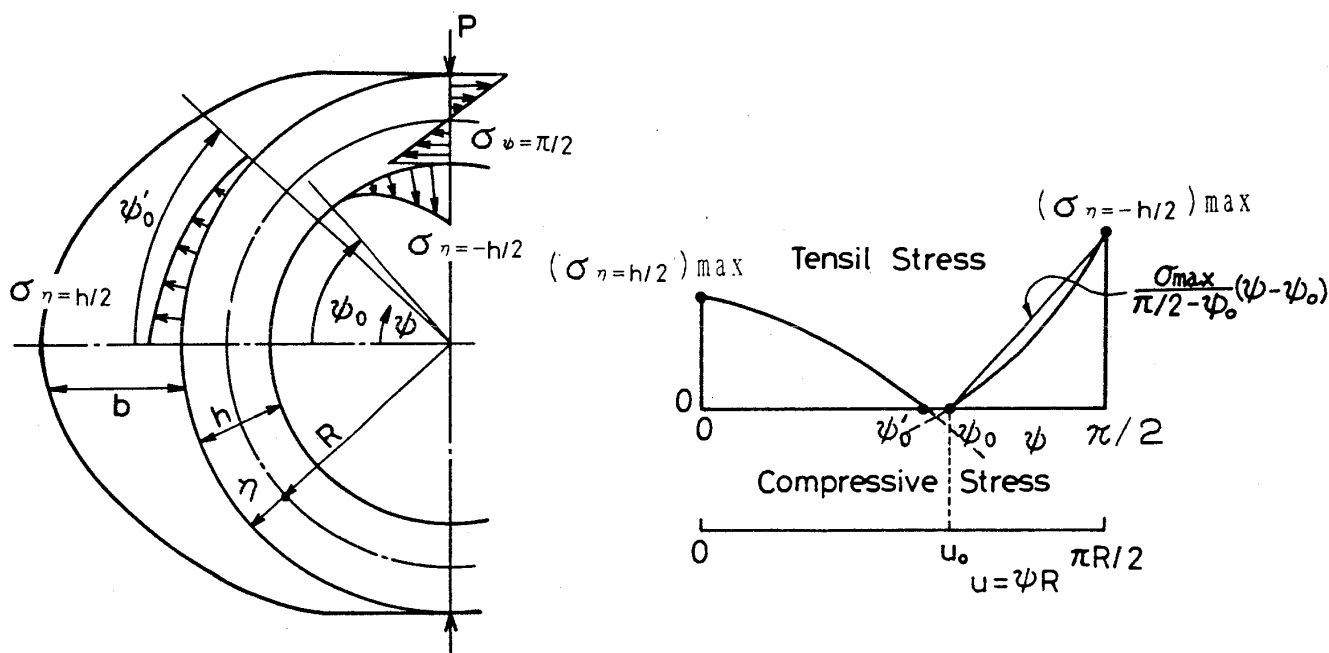


図8 圧環応力分布

な手順で十分精度の高い結果が容易に求められる。

円輪径に対して厚みが十分小さいとき、中立軸 ($\sigma = 0$) と図心とは一致するものと仮定する。また任意の ϕ 断面において η 方向の σ 分布は直線的であると仮定する。すなわち、

$$\sigma = \frac{-\sigma(\eta = -h/2)}{h/2} \cdot \eta$$

$$\phi_0 \leq \phi \leq \pi/2 \quad (4)$$

有効体積 V_{ER} は式(1)にあるように (σ/σ_{max}) m の形を持つので σ が σ_{max} に比べて十分小さい時は無視できる。例えば $m=8$ とすると $\phi_0 \leq \phi \leq \pi/2$ の区間のみの V_{ER} は全 V_{ER} に対し $\phi 10 \times 2t \times 6b$ 円輪で 99.9%, $\phi 90 \times 1.7t \times 6b$ の円輪で 97.5% を占め、この区間だけで十分近似し得る。

更にこの区間の応力分布を $\sigma = 0$ (at $\phi = \phi_0$), $\sigma = \sigma_{max}$ (at $\phi = \pi/2$) を結ぶ直線で近似する。

$$\sigma(\eta = -h/2) = \frac{\sigma_{max}}{\pi/2 - \phi_0} (\phi - \phi_0) \quad (5)$$

と表され、式(5)を式(4)に代入すると

$$\sigma = -\frac{2}{h} \cdot \frac{\sigma_{max}}{\pi/2 - \phi_0} \cdot \frac{1}{R} (u - u_0) \eta \quad (6)$$

を得る。よって有効体積 V_{ER} は式(1)より

$$V_{ER} = 4b \int_{\phi_0}^{\pi/2} \int_{-h/2}^0 \left\{ -\frac{2}{h} \cdot \frac{u - u_0}{\pi/2 - \phi_0} \cdot \frac{\eta}{R} \right\}^m d\eta du$$

$$= \frac{2bhR(\pi/2 - \phi_0)}{(m+1)^2} \quad (7)$$

但し、

$$\phi = \cos^{-1} \left\{ \frac{2}{(1 + \kappa)\pi} [1 + \kappa(1 - 2R/h)] \right\} \quad (8)$$

と表され、容易に V_{ER} を求めることができる。

式(1)を用いて、表1のライナ切り出し円輪強度を3点曲げ強度によって予測すると表1右端に示すように 281MPa と有意と思われる差を生じた。

4.3 標準圧環試験片

前節の結果に基き、薄肉殻構造部材の強度は3点曲げ試験よりも圧環試験によって推定する方がより实际的ではないかと考え、実体と同じ工程による円輪試験片の圧環試験を試みた。

この際の試料は前出の材料から不純物を取り除くなどして耐酸化性を増した材料を用いこれを RBSC-2 として前出の RBSC-1 と区別する。表2Aに圧環試験結果を示す。 $\phi 45$ の円輪強度と3点曲げ強度から各々 $\phi 90$ の円輪強度を予測して表2の右端に示す。 $\phi 45$ 円輪強度から $\phi 90$ 円輪強度はきわめてよく予測されるのに比して3点曲げ強度からの予測値は実際よりかなり高い(危険側の)値となる。スリップキャスト成形による他の材料 RBSC-SC (表2B) についても全く同様の結果であった。この様な差異は3点曲げ試験片が金型プレス成形で円輪や実体と異なる成形法であることも原因のひとつと考えられるが十分説明できない。

以上の結果から、燃焼器ライナなどの薄肉殻構造部品の強度予測は同様の成形法による円輪試験片の圧環強度に基いて実施すべきであると結論できる。

5. 燃焼器運転時の問題点

5.1 表面残留 Si 除去処理の影響

製造工程(図3)中の再焼成工程は、真空炉中で表面近くの残留 Si を除去する処理である。図9にこの処理を施したものと施さないものとの増量経過の違いを缶型ライナについて示す。表面残留

表2 標準圧環試験片の圧環強度

試料	試片寸法 mm	試片数 N	強度 σ MPa	ワイブル数 m	$\phi 90$ 強度 予測値 MPa
A. RBSC-2 (CIP)	$\phi 45 \times 2t \times 6$	21	296	5.7	259
	$\phi 90 \times 2t \times 6$	24	259	5.7	430
	$4 \times 8 \times 20$	25	442	9.0	
B. RBSC-SC (Slip Cast)	$\phi 45 \times 2t \times 6$	20	222	7.8	202
	$\phi 90 \times 2t \times 6$	18	199	8.3	278
	$4 \times 8 \times 20$	20	265	11.0	

Si処理を施した場合、酸化は時間と共に漸増し、耐酸化性を向上したRBSC-2は約50hrで飽和している。これに対してSi除去処理を施さなかったものは大幅な減量を示す。これは図10のように内部の残留Siが表面に溶出、玉状に集合して脱落するため起こるもので、後述のごとく自身を破壊する原因となるほか、下流のタービン等を破壊する恐れがあるのでSi溶出は完全に抑止されなけれ

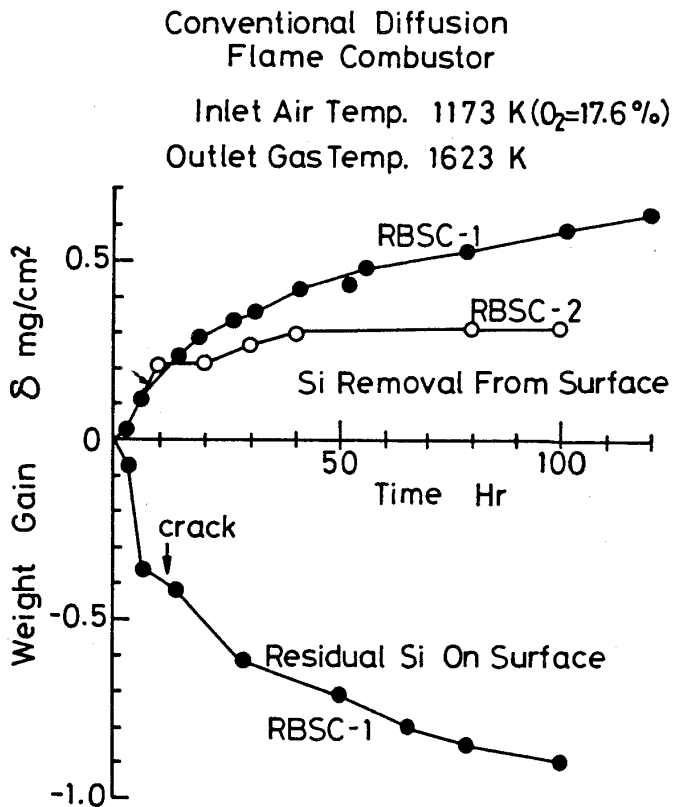


図9 表面残留Si除去処理の有無と増量経過

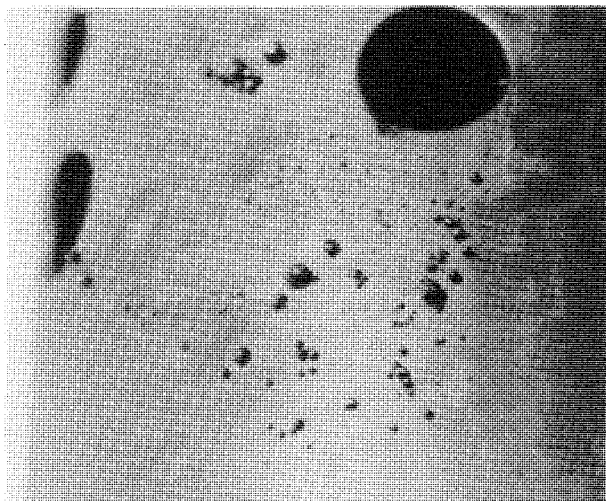


図10 ライナ表面への残留Siの溶出状況

ばならない。従来の拡散火炎タイプの燃焼器においては、再焼成による表面残留Si除去処理によって満足な結果が得られた。

一方、この処理は破壊の起点になることの多い表面の状態を変える処理でもあって、慎重な条件管理が不可欠である。図11はその一例で再焼成の条件が不適当で、表面付近の空孔が粗大化し、圧環強度は正常値の半分以下に低下していた。

5.2 還元雰囲気中での残留Siの溶出とその対策

2段燃焼方式は重油など、N分を含む燃料を用いる場合のFuel-NOx低減に効果的である³⁾⁴⁾。その効果は1段目の燃料richな還元雰囲気によって得られ、本実験の場合1段目のライナの内壁および2段炉のライナのドーム部が還元雰囲気に暴されることになる。図12に1段目と2段目の個々のライナの増量経過を示す。表面残留Si除去処理を施していない場合の減量は著しく、特に1段目のライナは30hr後から急激なSi溶出を示す。Si除去処理を施した2段目ライナは15hr程まで増量を示すが、それ以後は減量に転ずる。rich燃焼に伴う強い輻射によって従来より200K近く高温になる1段目ライナはSi除去処理を施してもSi溶出を抑制する効果は殆ど認められなかった。

溶出したSiの溶融球は脱落して一部は1段目と2段目の嵌合部に近いところで止まる。運転を停

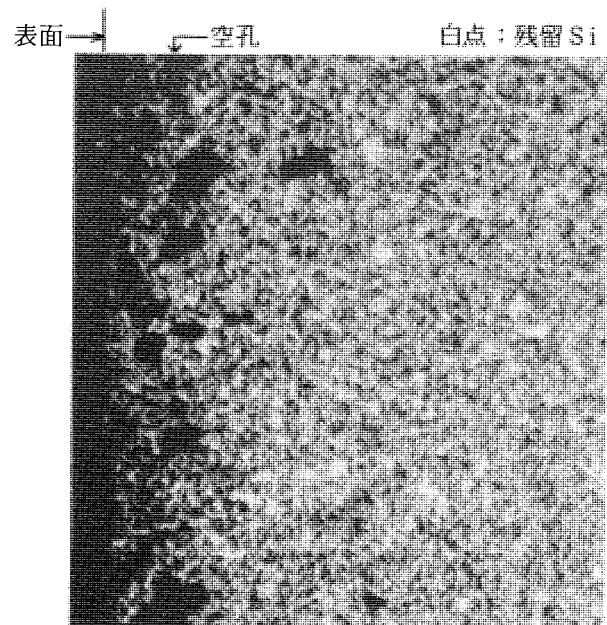


図11 再焼成処理不適による表面付近の空孔の巨大化

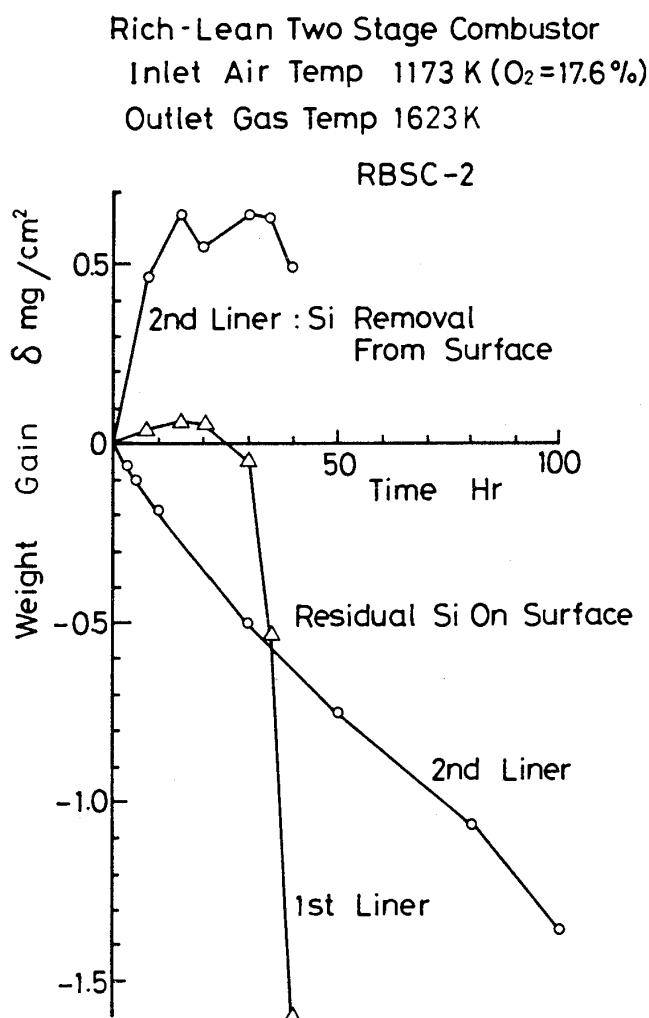


図12 2段燃焼器ライナの増量経過

止すると、熔融 Si 球は表面から次第に固化するが、Si は凝固時 9.6% という例外的に大きな体積膨張を示し、ライナ嵌合部のすきまを押し拡げて Si 球を中心とした孤状の破壊をもたらす。

1 段目ライナの Si の溶出が還元雰囲気中に暴される内面に集中し、酸化性雰囲気中の外壁では殆ど見られないことから、表面酸化膜が残留 Si の溶出を抑制する効果を持つことが示唆された。そこで 1 段目の燃焼室内の平均空気過剰率を 2.5 と安定に運転できる限界の希薄状態で 140 分間運転し、 $0.04\text{mg}/\text{cm}^2$ の予酸化処理を施した。その後、強い還元燃焼を実施したところ顕著な Si 溶出抑制効果が認められ、増量傾向を示すに至った。

今後、より強固な酸化膜を予め形成する処理によって還元性雰囲気中でも残留 Si の溶出を抑制する方法を開発する必要がある。

6. まとめ

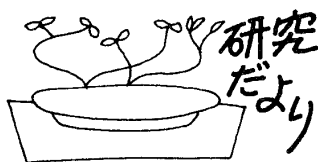
反応焼結炭化ケイ素 (RBSC) 製燃焼器ライナーを開発するに際して、主に材料面からの検討結果を報告した。以下に要約する。

1. 材料温度 1443 K までは酸化による強度劣化を示さない。
2. 酸化後の強度試験は常温下で実施して評価できる。
3. 燃焼ガス (軽油使用) が目立った腐食成分を含まない場合、静止大気中酸化試験によってガス流暴露試験を代用できる。
4. 定常運転よりサイクリック運転の方が酸化は著しい。
5. 有効体積の概念を利用して薄肉殻構造部品の強度を予測する場合、3 点曲げ強度よりも円輪の圧環強度を用いる方が望ましい。これはスリップキャスト成形の場合も同様である。
6. 表面の残留 Si 除去処理によって内部からの Si 溶出を抑制できる。
7. 予め表面に強固な酸化膜を形成しておくことにより、還元性雰囲気中でも残留 Si の溶出を抑制できる。

本論文ではライナ実体の素材強度予測にあたり、その基礎となるべき試験片データの条件を調べて来たが、今後は熱衝撃、繰返し疲労、静疲労などに対しても試験片と実体との相関を逐一明らかにして行かなければならない。これらの課題に関して、会員諸兄のご意見、ご指導を賜わることができれば幸いである。

文 献

- 1) Achiwa, S. et al,
83-TOKYO-IGTC-23, 1983
- 2) Weibull, W.,
J. of Appl. Mech., vol18, 1951
- 3) Sasaki, M. and Itoh, T.,
ASME Paper, 86-gt-168, 1986
- 4) Sasaki, M. and Itoh, T.,
87-TOKYO-IGTC-55, 1987



三菱自動車工業(株)

三菱自動車工業(株) 酒 井 逸 朗

1. まえがき

当社のターボマシナリーに関する研究開発は、トラック・バス技術センターおよび乗用車技術センターのそれぞれの研究部門で行われている。しかし、基礎的な研究については、三菱重工業株式会社の研究部門との一体的な共同研究の形でバックアップされる体制になっている。

ここでは、ガスタービンおよびターボ過給システムの研究開発の状況について示す。

2. ガスタービンの研究開発

自動車用ガスタービンは在来エンジンの燃費との比較において、同等ないしそれ以上の性能が要求されていることから、航空機用ガスタービン等とは異り排ガスと高圧空気の間で作動する熱交換器をもつ再生サイクルを採用している。進歩を続けるレンプロエンジンに対抗するためには、更に一層の燃費向上が要求され、近年急速な発達をしているセラミックスを適用し、タービン入口温度を上昇させることが、必須になってくる。

自動車用ガスタービンの開発の主要な課題としては以下の2点が考えられる。

1) 高温部品へのセラミックスの適用

より耐熱性のある信頼性の高いセラミックス材料の開発とそれを利用するための設計、製造、評価等の技術開発。

2) 部分負荷燃費の向上

部分負荷運転を多用する自動車用エンジンとしての燃費特性と良好な加速性の両立。

当社も自動車用ガスタービンの将来性を考え、10数年前から開発を進めているが、当初はメタルガスタービン⁽¹⁾により240PSのトラック用を手掛けた(図1参照)。この技術をベースにしてセラミックスガスタービンを目標に現在開発を進めている。最重要部品と考えられるタービンホイール

のセラミック化については、数年前から三菱重工の支援を得て、日本ガイシと共同開発に取り組んでいる。現状では短時間運転ではあるが、ホットスピントテスト^{(2),(3)}の結果は図2に示すようにタービン入口温度1200℃で周速650m/sに達している。その他に部分負荷燃費の改善を図るため各空力要素の流れの計算シミュレーション、回転蓄熱式熱交換器の動特性シミュレーション等、要素の改良

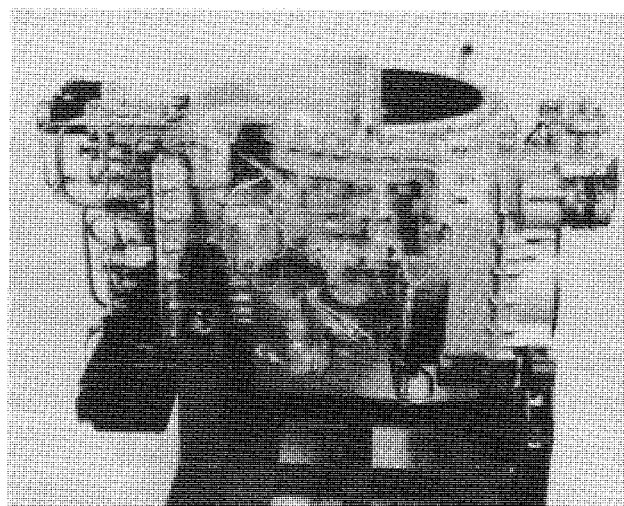


図1 三菱自工トラック用メタルガスタービン

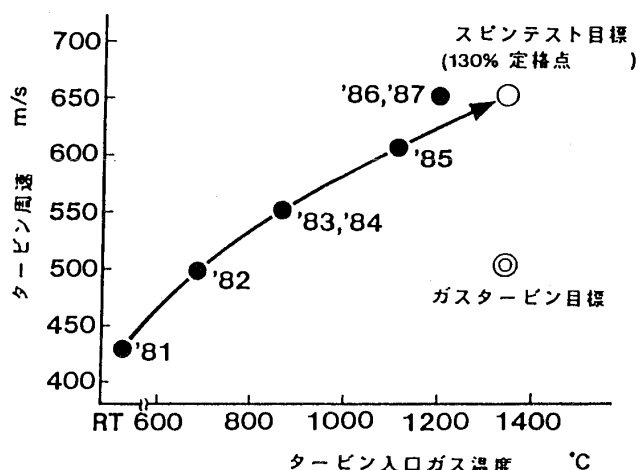


図2 三菱自動車におけるセラミックタービンロータのホットスピントテスト結果

(昭和63年10月22日原稿受付)

に取組んでいる。また自動車用ガスタービンとして最適なエンジン形式を選択するために、部分負荷燃費と発進性、加速性等との関連を明らかにするため、各種の条件のもとにシミュレーションスタディーを行っている。

なお以上述べた内容の一部は、本年度からスタートした通産省の“自動車用セラミックガスタービンの調査研究”の中で日本自動車研究所(JARI)を中心にトヨタ、日産および当社が加わって、調査研究を進めているものと一致するものである。

当社は次期自動車用エンジンとして、セラミックガスタービンが今世紀末には出現することを期待して開発に努めている。

3. ターボ過給システムの研究開発

当社のターボ過給機のエンジンへの適用は最初はトラック用ディーゼルエンジンであり、次に乗用車用ディーゼル、引続いて乗用車用ガソリンエンジンへと拡大された。市場のニーズに応え、エンジン出力の増大、燃費低減を同時に満足させる手段としてエンジンのターボ過給化が進んだ。

ターボ過給機の開発は三菱重工が行っているが、エンジンとの結合、すなわちマッチング特性の最適化ならびに塔載に関する課題は当社の担当で開発が行われている。ターボ過給システムの研究開発の主なものを以下に示す。

3.1 ターボ過給システムの性能改善

作動域の広い自動車エンジン用ターボ過給機の全域に渉る性能向上を図る方策として、遠心圧縮機のインペラ、タービンロータ内の流れをFull-3Dimensional 流れとして、解析⁽⁴⁾することによって、より適切な羽根形状が求まり、効率の向上が図られた。

ターボ過給機とエンジンとの結合において、レシプロケーティングエンジンの排ガスの脈動エネルギーを有効に利用しうるようなマニホールドの形状が効率向上の上で重要であるため、適切な配管系を設計する手段として図3に示すような装置で排気系統のモデル試験を行っている。

ターボ過給エンジンは容積形であるレシプロケーティングエンジンと速度形であるターボ過給機を組合わせるものであるため、すべての作動点で要求される過給圧力を満足させることは不可能

に近い。その解決の一助として従来は複数個のターボ過給機の並列接続またはウェイスゲート付のターボ過給機などが使用されてきたが、更に効率的な解決を図るため、タービン入口の排気エネルギーのレベルを調整できる VG ターボ過給機^{(5),(6)}およびタービンスクロール入口部の面積を可変にするところの VI (Variable Inlet)⁽⁷⁾ターボ過給機等を開発した。図4⁽⁸⁾に代表的な VG ターボ過給機付エンジンの出力特性を示す。

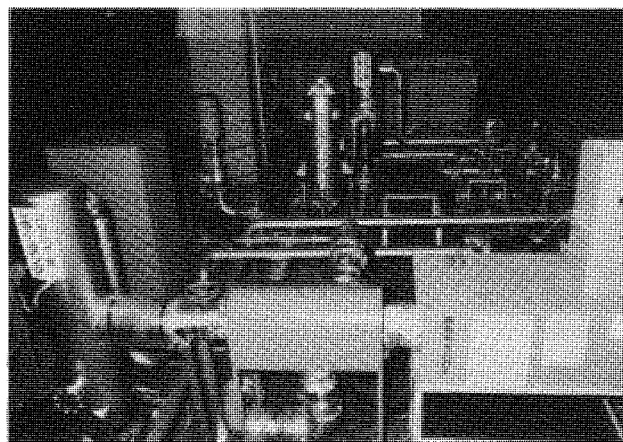


図3 ターボ過給機システム試験装置

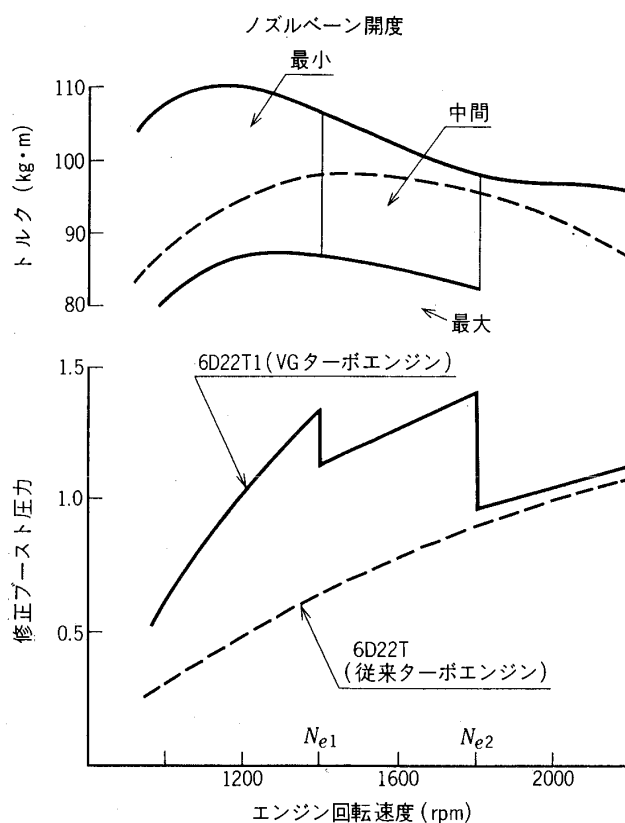


図4 VGターボ過給機付エンジン性能

3.2 小型軽量化

各種コントロール機器及び低公害化装置搭載のため、特に乗用車のエンジンルームは狭隘になっている。その中でターボ過給化を図るに当たってはそれに応える工夫が要求されている。その一例として図5に示すような排気マニホールドとターボ過給機のタービンスクロールを一体化したものが開発され、実用化されている。

将来のタービン入口温度上昇およびターボ過給機の軸系の低慣性モーメント化によるレスポンス向上を図るため、タービンロータのセラミック化ならびにその他の材料の応用についても開発が行われている。

3.3 信頼性向上その他

エンジンの高出力化に伴うターボ過給機の高温化の対策およびヒートソークバックによる潤滑油炭化防止等のため、軸受部の水冷化を他社にさががけて実施した。信頼性向上のため、構造の簡素化、部品点数の減少の努力が製造部門との協力により実施され、年々その改善が進んでいる。最後

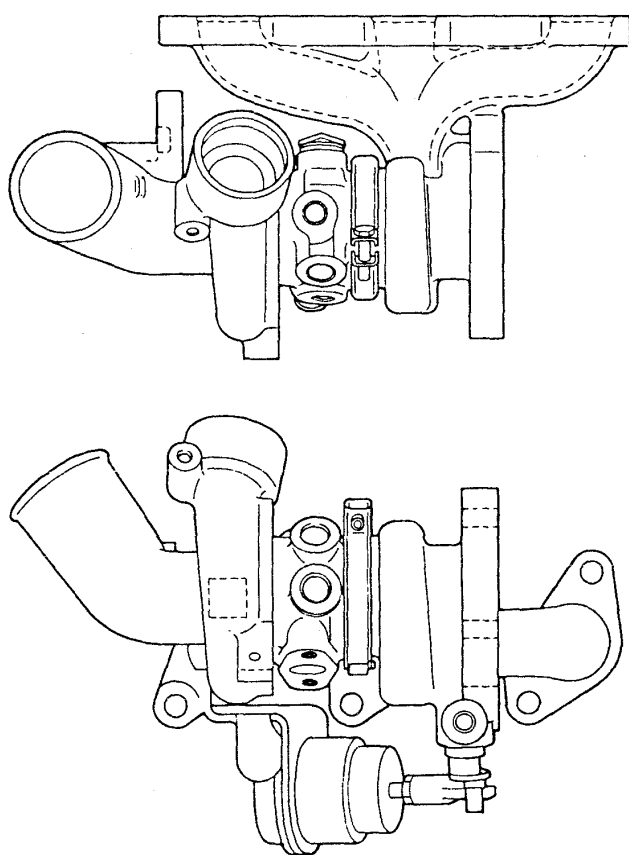


図5 排気マニホールド一体型ターボ過給機

に蛇足ながら付け加えると、当社が参加しているパリダカールラリー等の出場車のエンジンはターボ過給機付であり、ターボ過給機メーカーとの連携の効用が十分生かされていると考えている。

4. あとがき

ターボマシンリーは摺動部は少く、大部分が回転運動部分であるため、運動は滑らかで静かであるという大きな利点を持ち、将来を考えても最も使い易い形式の機械の一つであると考えられる。しかしガスタービンを自動車用エンジンとしてみるときは、その他の利点にもかかわらず、熱効率すなわち燃費の改善が実用化のための重要な技術課題となっている。この改善のために新しい材料であるセラミックスの活用ならびに各要素夫々の性能向上を図ることが必要である。これらの課題が多くの人々の協力を得て克服され、ガスタービン車が一日も早く実用化されることを期待したい。

引用文献

- (1) H. Satoh et al "TRUCK TURBINE ENGINE DEVELOPMENT MITSUBISHI" 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress
- (2) Y. Kobayashi, et al, "Hot Gas Spin Testing of Ceramic Radial Turbine Rotor" 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress
- (3) Y. Kobayashi, et al., "Hot-Gas Spin Testing of Ceramic Radial Turbine Rotor at TIT around 1250 °C", SAE Paper No.880727.
- (4) E. Matsuo et al "Development of High Performance Radial Turbine Blades" 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress
- (5) 佐藤宏, 酒井逸朗外 "トラック・バス用バリエブルジェオメトリターボ過給機付エンジンの開発" 三菱重工技報 Vol20, No.5 1987-9
- (6) Y. Okazaki and N. Matsudaira, "A case of Variable Geomerting Turbocharger Development" I Mech. E. 1986 C 111/86
- (7) A. Hishikawa, et al., "Developments of Variable Area Radial Turbines for small Turbochargers" 1988 SAE 880120.
- (8) 松良悦正, "バリエブル・ジェオメトリー・ターボ過給機" 1984 GTSJ 12-47



1988 ASME COGEN — TURBO II 国際会議 1. 講演会及び展示会

三井造船㈱ 高 木 圭 二

1. まえがき

ASME 国際ガスタービン学会 (International Gas Turbine Institute) 主催の 1988 ASME COGEN—TURBO II SYMPOSIUM AND EXHIBITION が 1988 年 8 月 30 日～9 月 1 日の 3 日間、スイス、モントルーで開かれた。この会議は 1987 年と同様の国際会議 COGEN—TURBO I に引き続いて、回転機械、複合サイクル及びコージェネレーションの同じ内容で同じ場所、モントルーの Convention & Exhibition Center, を会場に開催された。(写真 1)

今回の国際会議には、昨年の国際会議の様に日本から一編の論文発表もなく、外国技術の一方的吸収のみになった会議ではなく、学术交流を図り出来るだけ Give and Take を図ろうとの考えのもとに日本からの発表を行おうと、東京大学平田教授の勧めもあり、筆者並びに共同執筆者コニカ㈱の鮫島氏及び東京ガス㈱の西野氏の発表となったものである。他に大阪大学伊藤氏、関西電力㈱松

本氏の共同執筆の一編があった。

今年の会議には、日本コージェネレーション研究会より約 40 名、及び ACT 90 技術研究組合より 10 名の団体での参加があり会議を大いに盛り上げる結果となった。(写真 2)

モントルーは世界ジャスフェスティバルや演劇等で近年よく知られている所であるが旧来からのリゾート地として栄えている景勝の地でもある。会議期間中の天候は曇りがちで期待はずれであったが、世界各国から約 600 名の参加がありこの会議も年々盛り上がっている様である。

2. 国際会議

シンポジウムは IGTI 会長 Mr. Carta の開会挨拶で始まり、午前中は以下に示す 4 編の基調講演が行われ、参加主要地域の現況が伝えられ各地域の電力事情を理解するのに参考となるものであった。

(1) 基調講演

演題を要約するとコージェネレーションとコン



写真 1 会場前



写真 2 モントルーのレマン湖に浮ぶ
シオン城と筆者

(昭和 63 年 11 月 1 日原稿受付)

バインドサイクル発電の2つの主題に分けられるが、先ず、A) 国連の欧州経済委員会電力部長の Mr. Trindale の“ヨーロッパ地域におけるコージェネレーションの政策と動向”，次いでB) EPRI, 次世代電力システム部門の技術担当理事の Mr. Gluckman の“米国におけるガスタービンをベースとした発電プラントの将来”，C) 英国中央電力局システム計画部の Mr. Goddard 氏の“英国におけるコージェネレーションのこれまでの歴史と今後について”，最後にD) ABBの副社長 Dr. Roder により“電力プラント計画の弾力的対応こそが不確実性時代を生きる鍵である”，の4編の講演が行われた。講演の内容を要約すると以下の様である。

A) 欧州では、コージェネレーションはエネルギー、電力政策の中で明確に位置付けされていないが、コージェネレーションは電力供給確保の政策上の観点から一定の役割を担うものと考えている。しかし、環境規制が一段と厳しくなっているのでコージェネレーションも環境問題を避けて通る訳にはいかない。又、コージェネレーションの普及は熱需要、電力料金、燃料コスト等の制約を大きく受けるがハードの高効率性だけが前面に出されるのではなく、コージェネレーションの利用者と電力会社との間での売電価格や時期、条件などについて互いに理解が図られる必要がある。

B) 米国では既にガスタービン発電は全発電能力の10%に達しているが、これまで技術的信頼性の薄さ、高温のプラント、高価格燃料の使用等のためにピーク・緊急用としてのみに使用され、しかも70年代には、電源過剰、原子力に対する世論の不統一、環境規則の強化などのため電力会社は“待ち”の経営体制を取った。このため技術的にも、市場も成熟期に入っているガスタービンの普及が一頓座した。

しかし、現在米国では2000年までの電力需要は2.2~2.5%の割合で増加する見込みであり、計画中の石炭火力だけでは需給ギャップが起きますので大幅なガスタービンの導入が計画されている。

ガスタービンコンバインドサイクル発電は段階的な導入が出来るので資本費の軽減、電力需要や使用燃料への柔軟性が高く、将来性が高い。又、水やスチームの噴射によりNOxの発生を

10~25ppmまで低減出来るので、電力会社にとって期待が大きい。

将来的には、石炭ガス化複合ガスタービンプラントはTri-generationとして化学製品、燃料を副生的に生産出来るので、経済性高く21世紀の発電プラントの主流をなすであろう。

C) 従来、英国では、重工業から軽工業への産業構造の変化に伴って熱需要、電力需要も停滞しており電源過剰等のためコージェネレーションは経済性が低く評価され、他の欧州諸国や米国に比べ関心が薄かった。近年、低コストのタービンプラントの出現や売電が可能となった等の事情の変化があり熱供給に適した立地でのコージェネレーションの成功例も出る様になった。将来の動向として北海の天然ガスは十分あり、安定供給される。ガスタービン複合発電の技術進歩、1990年代半ばからの電力需要の増大、熱供給需要の増大と電力民営化の動き等、コージェネレーション普及の条件が整備され、特に産業用部門のコージェネレーション普及が見込まれる。

D) 経済成長、電力需要、石油ガス危機、原子力、環境問題等環境条件がめまぐるしく変る、この不確実性に対応する鍵は、電力設備の規模と建設時期、燃料の選択と転換、環境保全の技術の3点について自在性、弾力性を持つことである。この自在性を持つシステム及び技術として、ガスタービン複合サイクル発電があり、メーカーとして本技術を自信を持って提供出来る。

(2) 一般講演

一般講演は12セッションに分れ、プラントⅠⅡⅢ(セッション, 1, 6, 10), 古典サイクルⅠⅡⅢⅣ(セッション, 2, 5, 8, 11), 要素ⅠⅡⅢⅣ(セッション, 3, 4, 9, 12), 新規サイクル(セッション, 7)の4つの分野に分れて会議が行われた。プラントセッションは実施例の発表を主に、古典サイクルセッションは現状のタービンサイクルおよびシステムの解析を主に、要素セッションは要素機器本体の解析と紹介を、又、新規サイクルセッションは新しいタービンサイクル理論に関するもので、発表された論文数は「プラント」関連12テーマ、「古典サイクル」関連18テーマ、「要素」関連14テーマ、「新サイクル」関連4テーマ、合計48テーマであった。

世界的に興味の中心であるコージェネレーションやコンバインドサイクルと言う事もあり世界20ヶ国より約110名の執筆者の参加であった。提出論文の国別分布は、米国12、イタリア7、スイス、英国、各4、西ドイツ、日本、各3、フランス、オランダ、オーストリア、ギリシャ、各2、ブラジル、ベルギー、イラク、チェコ、スウェーデン、UAE、台湾、中国、各1、アメリカ/インドネシア、アメリカ/イタリー、西ドイツ/パキスタンが共同執筆で各1である。

筆者はセッションI（プラントI）として一般講演の初日2番バッターとして発表した。このセッションは予定の4論文の発表がブラジルからの発表者が欠席と言うことで時間が十分あり議長も時間を気にせず自由に討論させてくれたおかげで、講演者はもとより、参加者の質疑も多岐、多数に亘り、非常に活気に満ちたものとなり、休憩時間になっても個人的な質問をあびることになった。（写真3）

3. 展示会

会場の1階にある Convention center でガスタービンコージェネレーション及び複合サイクルガスタービン関連の展示会が例年の通り行われた。展示出品者は27社であり、ガスタービン関連メーカー及びパッケージは11社、出版関係5社、関連機器メーカー4社他の割合であった。今年は前年に比して出展社の数は少なく、会議の盛り上がりには比べ寂しい限りであった。

ガスタービン関係では ABB (ASEA Brown

Boveri Company) が最も大きなスペースを取り、次いで SOLAR, TURMA-TURBOMECHA, RUSTON, TURBOMECA/FRANCE TURBO TECNICA (NUOBO PIGNONE), GE, Sulzer などであった。日本からは三井造船がSB5ガスタービン (GAS POWER 1000) コージェネレーションシステムを展示したに止まった。（写真4）

展示の目玉は ABB が大型コンバインドサイクルの利点（環境への影響が少ない、燃料の多様性と高効率、低建設費、短納期と段階的建設）を強調、又 RUSTON の LM シリーズ及び TYPHOON, HURRICANE の新シリーズの展示、TURBOMECA の BASTAN や MAKILA の高効率ガスタービンコージェネレーションにあった。（写真5）



写真4 三井造船㈱ ブース前
（左から二人目東大・平田教授）

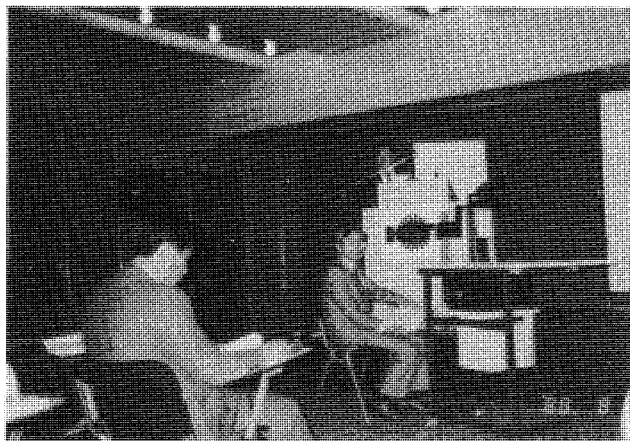


写真3 セッション1 プラントIでの共同発表
（筆者とコニカ㈱鮫島氏）



写真5 展示会の一景



写真6 ASME 主催レセプション

会期中に3回のレセプションがあり会期前日夕方方の歓迎レセプション、初日のASME主催の展示場でのレセプション、2日目の地元市長等の主催のレセプションが開かれ、会議及び展示参加者の相互交流と親睦が図られた。ASME, COGEN-TURBO の会の運営も定着してきた感がある。展

示場でのレセプションはウエスタンバンドが各ブースを廻り雰囲気盛り上げてくれると同時にアルコールの力もあってフリーディスカッションにも大いに話の花が咲き愉快的なパーティであった。(写真6)

4. あとがき

ASME, COGEN-TURBO の国際会議は今年で2回目で、1989年はフランスのニュースで開催の予定とのことであるが、年々出席者の数も増加しており盛況になってくると思われる。参加者も会議の性格上メーカー主体からユーザーを主体とした関係者が増加していくものと思われる。日本からの参加者もメーカー主体からユーザー主体に移って使用者の面から種々の論議が行われる事を期待するものであり、今回の参加者の顔ぶれも既にユーザー主体になってきたと思われる。

ユーザーの真の声が反映されることがガスタービンの真の発展につながると信じて止まない。

2. ISO/新 TC192 (ガスタービン) 国際会議

石川島播磨重工業㈱ 青 木 千 明

1. はじめに

ガスタービンに関する国際標準化機構 (ISO) の国際会議は、近年はASME/IGTIのガスタービンのCongressまたはSymposiumと併行して開かれるようになり、今回もスイスのモントルー (Montreux) で開催されたCOGEN-TURBO II Symposiumと同じ会場(写真1)でISOの会議が行われ、筆者が日本の代表として出席したので、概要を御紹介したい。

スイスのモントルーは、スイス西部のレマン湖に面した、ジャズ・フェスティバルでも有名な、

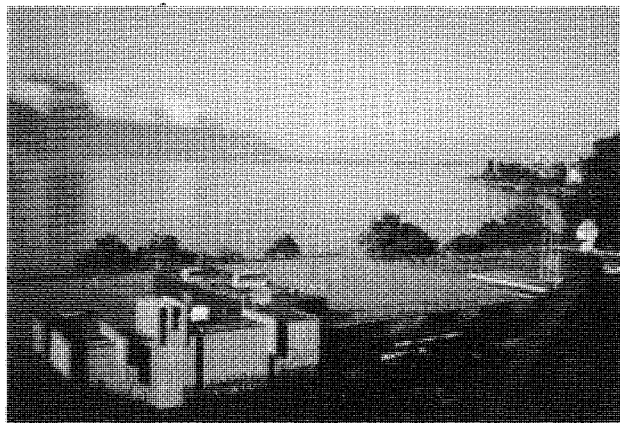


写真1 レマン湖に面する会議場の Convention & Exhibition Center

(昭和63年10月19日原稿受付)



写真6 ASME 主催レセプション

会期中に3回のレセプションがあり会期前日夕方方の歓迎レセプション、初日のASME主催の展示場でのレセプション、2日目の地元市長等の主催のレセプションが開かれ、会議及び展示参加者の相互交流と親睦が図られた。ASME, COGEN-TURBO の会の運営も定着してきた感がある。展

示場でのレセプションはウエスタンバンドが各ブースを廻り雰囲気盛り上げてくれると同時にアルコールの力もあってフリーディスカッションにも大いに話の花が咲き愉快的なパーティであった。(写真6)

4. あとがき

ASME, COGEN-TURBO の国際会議は今年で2回目で、1989年はフランスのニースで開催の予定とのことであるが、年々出席者の数も増加しており盛況になってくると思われる。参加者も会議の性格上メーカー主体からユーザーを主体とした関係者が増加していくものと思われる。日本からの参加者もメーカー主体からユーザー主体に移って使用者の面から種々の論議が行われる事を期待するものであり、今回の参加者の顔ぶれも既にユーザー主体になってきたと思われる。

ユーザーの真の声が反映されることがガスタービンの真の発展につながると信じて止まない。

2. ISO/新 TC192 (ガスタービン) 国際会議

石川島播磨重工業㈱ 青 木 千 明

1. はじめに

ガスタービンに関する国際標準化機構 (ISO) の国際会議は、近年はASME/IGTIのガスタービンのCongressまたはSymposiumと併行して開かれるようになり、今回もスイスのモントルー (Montreux) で開催されたCOGEN-TURBO II Symposiumと同じ会場(写真1)でISOの会議が行われ、筆者が日本の代表として出席したので、概要を御紹介したい。

スイスのモントルーは、スイス西部のレマン湖に面した、ジャズ・フェスティバルでも有名な、

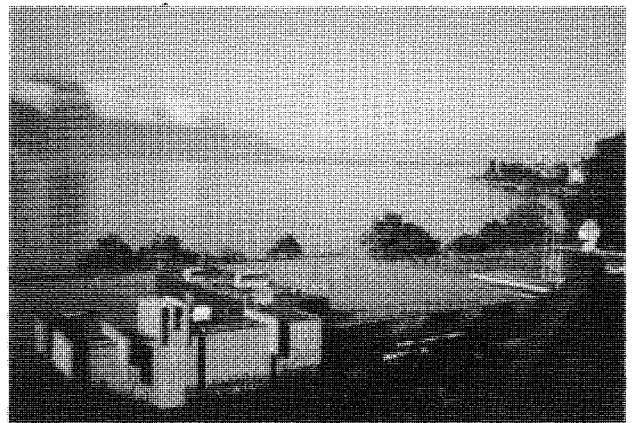


写真1 レマン湖に面する会議場の Convention & Exhibition Center

(昭和63年10月19日原稿受付)

きわめて風光明媚な景勝地であり（写真2）、昨年も同時期に最初のこの COGEN-TURBO SymposiumがISO会議と共に開かれた⁽¹⁾。また、ISO会議の前後には、聞きたい講演が聞けない難点もあったが、併せて講演会の聴講や展示会の見学ができたことは、なかなか能率的であり興味深かった。

2. ガスタービン技術委員会発足とその経過

国際標準化機構（ISO）での「ガスタービン」に対する組織は、「内燃機関（産業用・船舶用・鉄道車両用）」技術委員会（Technical Committee）TC70の中の分科会（Sub-Committee）SC6（ガスタービン）で、その前身のワーキング・グループTC70/WG6の時代も含め、1969年以来11回の国際会議を持ってきた。幹事国は、当初英国であったが、途中で活動が沈滞化したこともあって1985年から米国に変わり、再度活性化して現在に及んでいる。

しかし、一昨年以來この TC70/SC6 を新たな TC（技術委員会）に格上げしようということで手続きを始め、ISO 評議会の基本的承認が取れ、今回の国際会議となったものである。従って、今回は ISO/TC70/SC6 第9回国際会議で始まり、そして途中から新しい ISO/TC192（ガスタービン）第1回国際会議に移行するという、きわめて意義深い会議となった。（写真3）

新たに TC にする理由は、同じ内燃機関でもガスタービンに関わる標準及び技術者は、往復動内燃機関のそれらとは共通ではなく、独立して活動する方がよいということである。

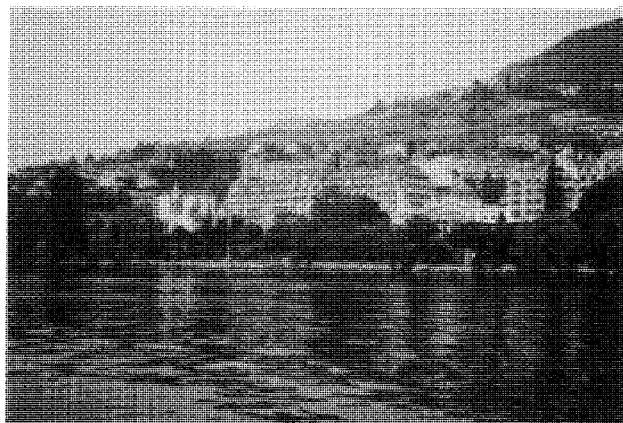


写真2 レマン湖から望んだモントルーの街と
Headquarters Hotel Montreux Palace

ここで、最初からの ISO/TC70/SC6 国際会議の開催状況を、TC70/WG6 も含め、表1に整理して示した⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

3. 主要審議事項

3.1 新 TC192 の名称と適用範囲等

新しい技術委員会について、その名称（Title）を当初案通り「ガスタービン（Gas Turbines）」とすることを承認し、また、その適用範囲（Scope）を当初案のごとく「航空用を含むすべての用途のガスタービンを対象にする」ことを認めると共にさらにこれに「複合サイクルシステム（Combined Cycle Systems）を含む」ことを決めた。

ここで、“複合サイクル”には“コージェネレーション”も含まれることになっており、英語の“Combined Cycle”には技術用語として広義には“Cogeneration”も含み、“Cogeneration”は慣用語であるという米国・英国の見解が採用された。また、“Systems”を加えたのは、他の TC で取り扱っているボイラや蒸気タービンの単体を対象とはせず、システム全体として例えば複合サイクルプラント受取試験方法などを取り扱うことを意図したためである。

また、航空用については、現在担当の ISO/TC20（Aircraft and Space Vehicles）事務局と調整し、TC20のScopeには本来包括されているがエンジンまでは手が回らない現状から、TC192で原案作成を行って TC20 と調整の上 TC192/TC20 の原案として TC20 から ISO 評議会にまわすことになったという。

ISO/TC192の参加国は、TC70/SC6の参加国

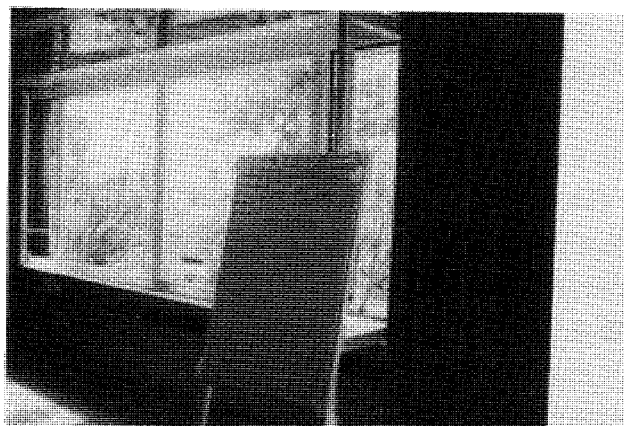


写真3 初めて“TC192”の記述が見える
ISO会議場の表示

表1 ISO/TC70/SC6 国際会議開催状況

通算 回数	開催年月	開 催 地 (国)	会 議 種 別 (回 数)	日本の 参加者
1	1969-10	ロンドン (英国)	WG 6 (第1回)	3名
2	1970- 5	ブラッセル (ベルギー)	WG 6 (第2回)	4名
3	1971- 5	ストックホルム (スウェーデン)	SC 6 (第1回)	2名
4	1972- 2	パリ (フランス)	SC 6 (第2回)	2名
5	1972-11	フランクフルト (西ドイツ)	SC 6 (第3回)	3名
6	1973- 5	ロンドン (英国)	SC 6 (第4回)	1名
7	1973-11	レニングラード (ソ連)	SC 6 (第5回)	3名
8	1974- 9	チューリッヒ (スイス)	SC 6 (第6回)	2名
9	1986- 6	フランクフルト (西ドイツ)	SC 6 (第7回)	1名
10	1987- 9	モントルー (スイス)	SC 6 (第8回)	1名
11	1988- 8	モントルー (スイス)	SC 6 (第9回)/ TC 192 (第1回)	1名

がそのまま引き継がれることで各国共異義なく、
従って次の通りである。

Pメンバー (Participantとして投票権を持つ参加国) : 10 개국 ;

ベルギー, チェコスロバキア, フランス, 西ドイツ, イタリア, 日本, スイス, 英国, 米国 (幹事国), ソ連

Oメンバー (Observerで情報交換だけ行う参加国) : 6 개국 ;

中国, コロンビア, デンマーク, インド, スウェーデン, ユーゴスラビア

以上の審議の結果, 新 TC 発足のための懸案事項がすべて解決し, 1988 年 8 月 31 日 9 時 30 分に, Chairman の Mr. T. E. Stott (米国) から新たに ISO/TC192 が発足したことが宣言された。

なお, TC192には当面分科会 (SC) を置かずに一括して審議が進められる見込みである。

3.2 「ガスタービン受取試験方法」の改正

ISO 2314⁽⁵⁾は, 1973年に制定され, その後一昨年来改正原案作成を行い, 改正案 DIS 2314⁽⁶⁾として本年初めに参加国の投票が行われ, 承認された。また, 幾つかの追加コメントが提出されているが, これは次の改正時に考慮することにした。

従って, DIS 2314はそのまま訂正なしに ISO として近く発行される。

なお, 今回の改正で, 「比較算定タービン入口温度」 (Reference turbine inlet temperature) が

タービン入口温度の比較基準として定められた。

3.3 「ガスタービン仕様書標準」の改正

ISO 3977⁽⁷⁾は, 1978年に制定されたが, 昨年から改正原案作成を進めており, 第一次原案をさらに審議が行われた。幅の広い標準であり, 燃料, 騒音, 排気ガス等の大きな検討事項がまだ残されていて一部は各国で分担して検討を行うことになった。

来年位までには改正版にまとめて行く見込みである。

3.4 「ガスタービン排気ガス測定法」の審議

新たに作成するこの標準については, ばい煙測定と共に煙濃度測定も含めて, 西ドイツ中心で素案検討を行うことになった。

なお, この素案検討に日本もできれば協力することを求められている。

3.5 「ガスタービン用語」の審議

この新しい標準については, 日本が先に JIS B 0128-1983「火力発電用語 (ガスタービン及び付属装置)」を基に提案していた用語 (語彙) 案をベースに, 米国で検討を進めることになった。

3.6 新しい標準化項目

今後の新しい標準化項目の案を各国で検討し, 事務局に提案するよう求められた。我が国としても, 適当なものがあれば提案して行きたい。

なお, 次回会議は来年 6 月カナダのトロントの予定, また Mr. Stott は今回で Chairman を退任す

る。

4. むすび

この国際会議には、従来と同様に、9か国の代表17名が出席したが、お互いに顔なじみになっている一方、各国の考え方や言語の違い或いは立場や利害の差が前に出て、相当熱の入った論議が行われることもあった。

我が国では、欧米の各国メーカーとも繋がりが深い主要メーカー及びユーザも含むメンバーから成る国内委員会または標準化組織があり、日本からの提案は比較的中庸的でシステムティックに検討されていることもあって、各国から比較的好意的に受け入れられてもらえることは嬉しいことである。

ガスタービンの需要が増え、その商取引の機会が多くなるに伴い、関連する標準の整備はますます重要になってきている、そういう意味で、ガスタービンのISO組織が、今回新しくTC192に格上げになって新発足したことは、関係者にとって誠に喜ばしいことといえる。

また、これとともにすべての用途のガスタービンが取り扱われることになり、自動車用や航空用

も、そして複合サイクルシステムも対象になったので、我が国としてもさらにしっかりした対応をして行く必要があると痛感する次第である。

ISOの原案検討やコメント作成に御協力頂いた関係者の方々に深く御礼申し上げると共に、尚一層の御協力をお願い致します。

参考文献

- (1) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 15-60, (1988), P. 94
- (2) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 14-54, (1986), P. 3
- (3) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 12-47, (1984), P. 12
- (4) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 5-20, (1978), P. 18
- (5) International Standard, ISO 2314-1973, "Gas turbines - Acceptance tests"
- (6) Draft International Standard, DIS 2314-1987, "Gas turbines - Acceptance tests"
- (7) International Standard, ISO 3977-1978, "Gas turbines - Procurement"

3. 見学会と世界最初の実用ガスタービン

石川島播磨重工業㈱ 青 木 千 明

1. 見学会の概要

Symposiumの後の見学会は、3日間の講演会終了後の翌日9月2日(金)に行われた。今回は、Symposium開催地のモントルーから約90km北に離れたスイス国内のノイシャテル (Neuchâtel) 市を訪問し、その市営発電所で、50年前の1939年に世界で最初に実用運転を始めた歴史的な、スイス Brown Boveri 社製の発電用ガスタービンを見学し、起動・運転も見せてもらった。

米国機械学会 ASME は、このガスタービンに対し、世界最初の実用機であると共に、半世紀を経た今でも実用されていることから、国際歴史的な重要機械技術 (International Historic Mechanical Engineering Landmark) として表彰し、丁度見学会の当日に Neuchâtel 市、発電所、Brown Boveri 社 (現在は ASEA Brown Boveri 社)、ASME、スイス技術者会議 (SIA) 等の発電所稼働開始当時の関係者から現在の主要幹部まで出席し、我々見学会参加者も同席して、表彰式が賑やかに行われた。

(昭和 63 年 10 月 19 日原稿受付)

る。

4. むすび

この国際会議には、従来と同様に、9か国の代表17名が出席したが、お互いに顔なじみになっている一方、各国の考え方や言語の違い或いは立場や利害の差が前に出て、相当熱の入った論議が行われることもあった。

我が国では、欧米の各国メーカーとも繋がりが深い主要メーカー及びユーザも含むメンバーから成る国内委員会または標準化組織があり、日本からの提案は比較的中庸的でシステムティックに検討されていることもあって、各国から比較的好意的に受け入れられてもらえることは嬉しいことである。

ガスタービンの需要が増え、その商取引の機会が多くなるに伴い、関連する標準の整備はますます重要になってきている、そういう意味で、ガスタービンのISO組織が、今回新しくTC192に格上げになって新発足したことは、関係者にとって誠に喜ばしいことといえる。

また、これとともにすべての用途のガスタービンが取り扱われることになり、自動車用や航空用

も、そして複合サイクルシステムも対象になったので、我が国としてもさらにしっかりした対応をして行く必要があると痛感する次第である。

ISOの原案検討やコメント作成に御協力頂いた関係者の方々に深く御礼申し上げると共に、尚一層の御協力をお願い致します。

参考文献

- (1) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 15-60, (1988), P. 94
- (2) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 14-54, (1986), P. 3
- (3) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 12-47, (1984), P. 12
- (4) 青木, 日本ガスタービン学会誌, 5-20, (1978), P. 18
- (5) International Standard, ISO 2314-1973, "Gas turbines - Acceptance tests"
- (6) Draft International Standard, DIS 2314-1987, "Gas turbines - Acceptance tests"
- (7) International Standard, ISO 3977-1978, "Gas turbines - Procurement"

3. 見学会と世界最初の実用ガスタービン

石川島播磨重工業㈱ 青 木 千 明

1. 見学会の概要

Symposiumの後の見学会は、3日間の講演会終了後の翌日9月2日(金)に行われた。今回は、Symposium開催地のモントルーから約90km北に離れたスイス国内のノイシャテル (Neuchâtel) 市を訪問し、その市営発電所で、50年前の1939年に世界で最初に実用運転を始めた歴史的な、スイス Brown Boveri 社製の発電用ガスタービンを見学し、起動・運転も見せてもらった。

米国機械学会 ASME は、このガスタービンに対し、世界最初の実用機であると共に、半世紀を経た今でも実用されていることから、国際歴史的な重要機械技術 (International Historic Mechanical Engineering Landmark) として表彰し、丁度見学会の当日に Neuchâtel 市、発電所、Brown Boveri 社 (現在は ASEA Brown Boveri 社)、ASME、スイス技術者会議 (SIA) 等の発電所稼働開始当時の関係者から現在の主要幹部まで出席し、我々見学会参加者も同席して、表彰式が賑やかに行われた。

(昭和 63 年 10 月 19 日原稿受付)

なお、この ASME Historic Landmark の表彰は、米国外では 27 番目であるという。(写真 1)

2. 世界最初の実用ガスタービン

スイスのノイシャテルで世界のガスタービンとしては最初に実用運転に入った発電用ガスタービンは、スイス Brown Boveri 社 (BBC) が同社の提案を基にノイシャテル市営発電所から 1937 年に注文を受け、同社がそれまでに加圧形の Velox ボイラ用ターボ過給機で築き上げてきたガスタービン用コンポーネントの技術をベースに、1939 年に完成させた、4,000 kW 単純開放サイクルガスタービンである。(写真 2)

主要目は次の通りである。

形式	一軸形単純開放サイクル
出力 (発電端)	4,000 kW
タービン入口温度	550℃
圧力比	約 4
熱効率 (発電端)	17.4%

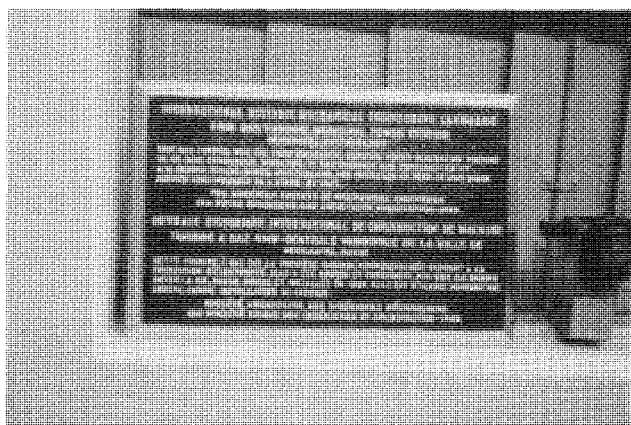


写真 1 ASME 国際歴史的な重要機械技術賞銘板

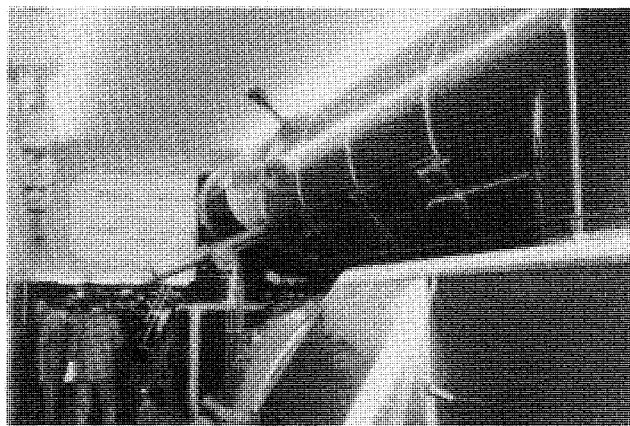


写真 2 ノイシャテル 4,000 kW ガスタービン
(新品のごとくきれいに整備してある)

回転数	3,000 rpm
圧縮機	軸流形 10 段
燃焼器	横置筒形 1 個
タービン	軸流形 5 段
起動方式	電気モータ

発電所は、市の比較的中心部のノイシャテル湖に面した崖の側面をくりぬいた洞窟状の場所に設置されており、直ぐ上をトロリーバスが走っているような環境でありながら自然の消音装置となっている。(写真 3)

このガスタービン発電機は、ノイシャテル市周辺の朝晩の電力ピークをカバーするためのスタンバイ用に計画されたもので、市では当初蒸気タービンを考えていたが、BBC 社からガスタービンの提案があり “What is a gas turbine?” の論議から始まったという。

週日に毎日 1～2 回の起動を行って 3～4 MW の送電を続けてきており、50 年経った今もなお実用に供していることは驚嘆に値する。現に、見学会当日も参会者の立会いの中で起動・運転を実施して見せてくれた。

当時、このガスタービンの設計に携わり (5 人の設計者で設計したという)、表彰式にも招待された方の話では (写真 4)、この 50 年間に定期整備の他には部品交換などを殆どしたことはなく、燃焼器の内壁をカバーしているピースを交換した程度だという。

また、BBC 社は欧米で艦艇用などに多用されていた加圧形 Velox ボイラ用ターボ過給機を 1934 年以来製作し、1939 年までの 5 年間に約 80 台の実績

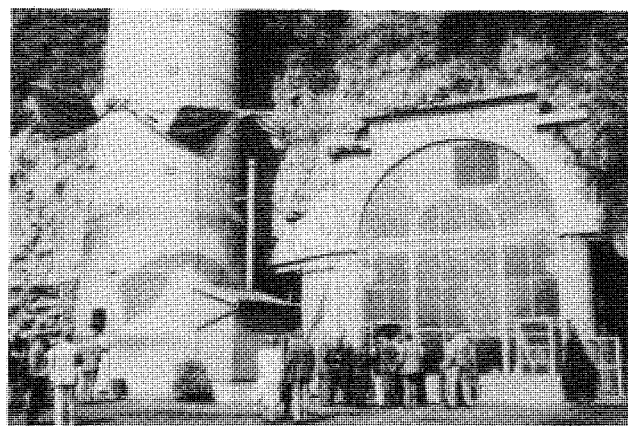


写真 3 ノイシャテル発電所の前面

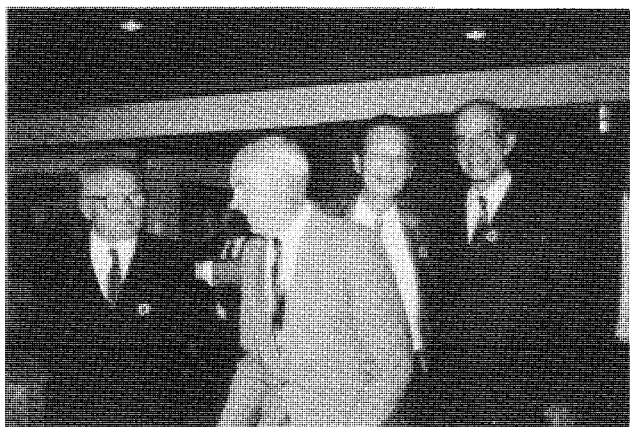


写真4 表彰式出席のBBC 社功労技術者と共に
(右から2番目が筆者)

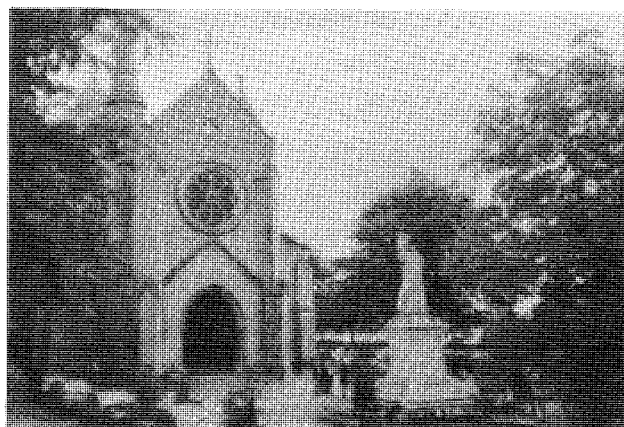


写真5 ノイシャテル市内に建つ古い教会

を上げていた技術が役立ったこと、そして過給機の容量が増え性能が向上するにつれ軸出力が取り出せるようになり、ボイラの代りに燃焼器に置き換えてガスタービンになったことなども、興味深く聞かせてもらえることができた。

3. レセプションとツアー

ASMEの表彰式と見学会の後、関係者が一堂に会して昼食を兼ねたレセプションが行われ、懇談をして交流を深めた。

その後、ASME見学会参加者はバスでノイシャテル市内を見学した。ここは、スイス最大のノイシャテル湖に面した古い歴史を持つ都市で、12世紀の時代に新しいお城を造るためにできた街だという。(写真5)

また、付近は古くから家内精密工業が発達し、木材を仕様した手工業による時計などが18世紀

頃から造られたという。市内には、800年も経つ古いお城や教会が建ち、市の歴史博物館には18世紀に造られた三体の機械的人形ロボットがあり、うち一つはオルガンを弾き、一つは絵を描き、他は文章を綴り、現在でも動いていることは興味深かった。

4. あとがき

半世紀も前に造られた世界最初のカスタービンが、未だに大した不具合もなく、スタンバイ用とはいえ十分実用に供し得るということで、我々の目の前で運転されたことには大きな感激を覚えた。

山の中の小国であるスイスが、技術に生きるために昔から技術の先端を走ることに努め、また、このようなパイオニア的な機械を基盤に技術開発の努力をたゆまず続けていることは、我々としても大いに学ばねばならないと痛感した。

ガスタービン燃焼器に関する諸問題と その対策のための事例（その3）

第11期調査研究委員会

はじめに

6月号の（その1）、9月号（その2）と2回にわたって連載された第11期調査研究委員会の報告は、今回の（その3）をもって終了する。（その1）においては、それぞれの利用の目的に応じて使われているガスタービンおよびその燃焼器の現状と、それらの今後の方向について、また、（その2）においては、近い将来予想されるガスタービンに対して、その要素のひとつである燃焼器として今後解決されるべき問題と、現在の段階でそのために採られている対策について、委員会が調査、検討してきた内容を報告してきた。

今回はガスタービンの燃焼器を実際に設計し、開発する過程において、どのような点が重要で、どこに問題点があるかについての調査結果について報告する。すなわち、

- (1)種々の燃料供給法と今後のガスタービンの動向について応じたそれらの選択の在り方、
- (2)燃焼器入口ディフューザ部の流れや燃焼器内の流れの燃焼器性能、あるいはライナ耐久性への影響、
- (3)開発過程における燃焼試験の際に重要な作動パラメータと燃焼器性能との関係と既存データの適用の際の配慮、
- (4)寸法、燃焼条件などの異なる燃焼器模型を用いた試験による実機特性の推定とその有効性、
- (5)燃焼器形態の選別、現象の理解の助けとして行なわれているシミュレーションの現状とその問題点、

(6)開発や改良の過程においてその目的に応じて必要となる種々の測定法の現状と、その測定適用例についての調査結果、
の6つの項目について、紙数の許す限り実例と、参考となる調査文献を挙げて報告する。

（川口 修）

第11期調査研究委員会

委員長 川口 修（慶応大学）
委員 石橋 洋二（日立製作所）
熊倉 孝尚（船舶技研）
佐々木正史（日産自動車）
佐藤 幸徳（石川島播磨重工業）
田丸 卓（航技研）
堀 守雄（拓殖大学）
森 建二（川崎重工業）

Ⅲ．燃焼器の設計・開発および性能評価の際の問題点

Ⅲ．1．燃料の供給法と燃焼器の性能

ここでは燃料の供給法として、燃料噴射弁（噴射法）、NO_x低減法における水／蒸気の噴射法、そして燃料の分配法について述べる。また要求される燃焼器性能と前述の方法の関連を述べる。上記方法に関しては非常に多くの形態が実用化され、考案されているが代表的なものにとどめる。

表1.1にガスタービンの用途別に対する主な要求（高温・高圧化、有害排出物の低減、燃料の多様化・燃料規格の拡大）の度合を示し、また将来の方向についてもコメントしてある。これらに対応する燃料供給法の現状あるいは発展の方向（現状のままでは問題が生ずるので解決のための方策、とも言うことが出来る）を表1.2に示す。表

（昭和63年11月10日原稿受付）

表 1.1 用途別の要求度

◎ 特に要求度が高い
○ 要求度が高い

用途(燃料) 要求	航 空 (液体燃料)		産 業 (液体燃料, ガス燃料)		自 動 車 (液体燃料, ガス燃料)	
	大 型 現 在 燃焼器入口圧力 (atm) 燃焼器入口温度 (℃) 燃焼器出口温度 (℃)	小 型 現 在 12 15~20 350 400~500 1100 1300~1400	大 型 現 在 12 350 1100 1300~1500 1000 1200~1300	小 型 現 在 8 300 350	中 型 現 在 14 400 1300~1400 1300~1400 1300~1400	小 型 現 在 12 350 900 1300~1400
高温・高圧化	◎	◎	◎	◎	◎	◎
有害排出物の低減	○	○	○	○	○	○
燃料の多様化 燃料規格の拡大	○	○	○	○	○	○

表 1.2 要求に対応する燃料供給法の例

→対策の方向

用途(燃料) 要求	航 空 用 (液 体 燃 料)	産 業 用	
		液 体 燃 料	ガ ス 燃 料
高 温 ・ 高 圧 化	圧力噴霧式→気流微粒化式	大きな方向としては航空用と同じ	大きな問題はないが、空気と燃料の混合の促進が必要
有害排出物の低減	スモーク： 圧力噴霧式→エアアシスト式→気流微粒化式、蒸発式 NOx： 気流微粒化式→希薄予混合、予蒸発式 LO, THC (低負荷時)： 圧加噴霧式→エアアシスト式、噴射圧向上	スモーク： 圧力噴霧式→エアアシスト式→気流微粒化式 (外部から微粒化用空気を導入することも有り) NOx： →湿式法—水、蒸気噴射 →乾式法、触媒法のための空気との予混合化	スモーク： 殆んど問題なし NOx： 液体燃料と同じ
燃 料 の 多 様 化 燃 料 規 格 の 拡 大	ブロードスペック燃料(軽油、航空用石炭液化油)： →気流微粒化式、希薄予混合予蒸発式 超軽質油燃料(ナフサ)： →回転式、気流微粒化式 (安全性確保のためエマルジョン化燃料として使用される可能性のため)	重質油燃料(原油、重油、石炭液化油)： 圧力噴霧式→エアアシスト式→気流微粒化式 (外部から微粒化用空気や蒸気を導入) 超軽質油(アルコール、液体ボタン)： →エアアシスト式(アルコールのCO, THC対策) →噴射圧向上(液体ボタンのペーパーロック対策) ページ(液体ボタン時の凍結対策)	低カロリーガス(≈1000kcal/Nm ³)： →予混合化 →デュアルフューエルノズル

1.3 には燃料供給法(燃料噴射形式及び水／蒸気の噴射形式)と性能の関連を示す。燃焼形態に適合した燃料供給法の選択が重要である。以下に実用化されている航空用と産業用について紹介する。自動車用も供給法としては航空用及び産業用と同様である。

概要次の通りである。即ち、航空用では液体燃料の微粒化法、気化の方法により、圧力噴霧式、気流微粒化式、蒸発式その他、回転式に分類される。これらの方式はエンジンの用途、大きさ、要求性能により使い分けられている(表 1.4¹⁾ 参照)。当初多くは圧力噴霧式が使われていたが、燃焼器圧力が高圧化するにつれスモークの点が問題となり、最近ではスモーク対策、高温・高圧化、高負荷化の点から気流微粒化式が主流である。この傾向は発電用のガスタービンにもあてはまり、将来は発電用においても気流微粒化式が多く使用されるだろう。航空用では、希薄予混合、予蒸発式は有害排出物対策として開発されているが実用化はまだである。それは産業用ではガス燃料を用いて予混合燃焼が実用化されているのに比較して、航空用では緊急な必要性がないこと、構造の複雑さによる重量増のペナルティがあるのがその理由と考えられる。高温・高圧化、有害排出物の低減、燃料への柔軟性を考えると気流微粒化式がもっとも有望である。蒸発式は一部メーカーにより使われているに過ぎない。回転式は小型エンジン用に使

われている。

産業用(発電用)では、国内及び国外の一部地域向けに対しては、有害排出物低減、特にNOx低減との戦いであると言っても過言ではない。NOx低減のために、燃料に対しては湿式法が多く適用され、燃料と水あるいは蒸気噴射法に工夫がなされた。ガス燃料に対しては湿式法その他、最近では予混合燃焼法(2段燃焼、可変空燃比燃焼法)が実用化され、これに適合するガス／空気との予混合化に工夫がなされた。触媒燃焼器では局部的温度上昇を抑えるため燃料／空気の十分な混合が重要である。低カロリーガス燃料の燃焼では空気との予混合を図ることが重要であり、そのための噴射弁が考案されている。

以下に主な燃料の供給法とその燃焼器性能との関連を中心に述べる。図は代表例である。

(1) 圧力噴霧式(図 1.1) 液体燃料用で設計法も確立されており、小燃料流量時でも良い噴霧が得られる。高負荷時に適した気流微粒化式と併用して使用されることもある。二重噴口式にするとターンダウン比40以上も可能である。霧囲気圧力が高くなると燃料の噴霧角が狭くなること及び空気との混合には一般に適合しない構造であるため高圧のガスタービンではスモークが発生し易い。航空用・産業用ともに使用される。

(2) 気流微粒化式(図 1.2, 1.3) 当初航空用のスモーク対策として使用された。霧吹き の原理と

表 1.4 代表的な航空用ガスタービン燃焼器の燃料噴射弁と特徴¹⁾

噴 射 弁 型 式		利 点	欠 点	適 用 分 野	適用機種例
圧力噴霧式	二重噴口式 (デュアル・オリフィス式)	1. 広範囲流量で良好な噴霧が得られる 2. 安定燃焼範囲が広い 3. 設計法が確立している 4. 開発段階において容易に改修可能 5. 構造が頑丈	1. 高圧下ですすの発生が多い 2. 燃料流量の変化により燃焼器出口温度分布が変化する 3. 燃料中のゴミや燃料ガムにより狭い通路が塞がれやすい 4. 高圧ポンプが必要	広い範囲にわたって使用されるが高圧力比のエンジンではスモークを発生させやすいので使用されない	J 79-17 A
	エアアシスト式	1. 圧力噴射弁の利点に加えて 2. すす抑制に効果がある	1. 圧力噴射弁の欠点 2. すす抑制に限界がある	圧力噴射弁を使用した初期の大型エンジン	JT 8 D JT 9 D-7 R 4, 59 A
回 転 式	回転噴口式 (スリング・システム)	1. 構造が簡単 2. 低コスト 3. 低い圧力のポンプですむ	1. 燃料通路 (静止部と回転部との接触部)からの燃料漏れ 2. ヒート・ソーク・バックによる燃料通路のコーキング 3. 燃料流量を変化させるときの応答性が遅い 4. 高空再始動条件での噴霧が悪い	圧力比の低い小型エンジン、粘度の高い燃料を使うエンジン	Makila Astazou Arriel
気流微粒化式	液膜気流微粒化式 (プレフィルム・エアブラスト式)	1. 低い燃料圧力でも満足に作動する 2. 噴霧特性は圧力噴射弁より優れている 3. 燃料と空気との予混合がなされるため、すすの発生が少ない 4. 燃料流量が変化しても燃焼器出口温度分布にあまり効かない 5. 設計の自由度が多い	1. 安定燃焼範囲が狭い 2. 起動時のような燃焼器内風速が低いとき、噴霧特性が悪い	最近の高性能、高圧力比エンジンで広く使用されている	RB 211, V 2500, PW 4000, ADOUR, F 100, PW 1120 M 88 (以上単一の燃料通路), JT 8 D-209, JT-9 D-7 R 4, CF 6, F 404 (以上ハイブリッド式の二次燃料側)
	液柱気流微粒化式 (プレーン・ジェット・エアブラスト式)	1. 低い燃料圧力でも満足に作動する 2. 構造が簡単 3. 低コスト 4. 燃料通路が詰まりにくい	1. 噴霧角が狭い 2. 噴霧特性は液膜式より劣る	あまり使用されていない。液膜式との併用が多い。2 段燃焼器用としての使用可能性が大きい	F 101 (単一の燃料通路), J 79-17 C (ハイブリッド式の二次燃料側) (液膜式との併用)
	ハイブリッド式	1. 液膜式の利点に加えて 2. 安定燃焼範囲が広い 3. 起動が容易	1. パイロット噴射弁が必要	すべてのエンジンに適用可能	JT 8 D-209, JT-9 D-7 R 4, CF 6, J 79-17 C, F 404
蒸発式噴射弁	従来の蒸発式 (T型, ウォーキングステッキ型他)	1. 低い燃料圧力でも満足に作動する 2. 燃料と空気との予混合がなされるため、すすの発生が少ない 3. 燃料流量が変化しても燃焼器出口温度分布にあまり効かない 4. 空燃比の広い範囲で燃焼効率がよい	1. 起動用に補助噴射弁が必要 2. 安定燃焼範囲がかなり狭い 3. 熱安定性の悪い燃料には蒸発管内のコーキングのため不向き 4. 蒸発管が加熱されやすい 5. 蒸発管が機械的に弱い	中圧のエンジン	OLYMPUS 593, RJ 500, RB 199, M 53
	希薄予混合, 予蒸発式	1. 有害排出物が少ない 2. 火炎幅射が少ない 3. 出口温度分布がよい	1. 自己着火, フラッシュバック, 火炎吹飛びを受けやすい	極端に有害排出物を少なくする必要のあるエンジン	E ³

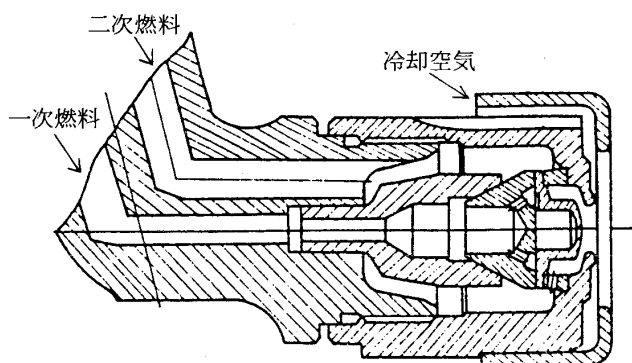


図 1.1 圧力噴霧式（航空用）

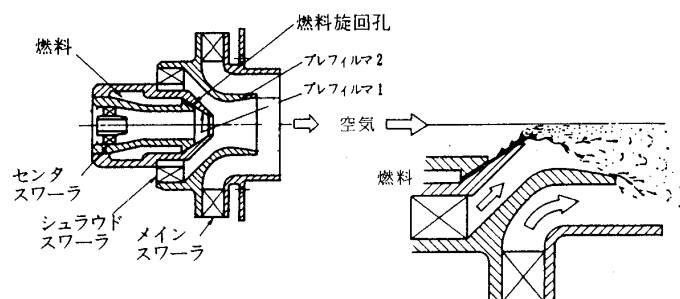
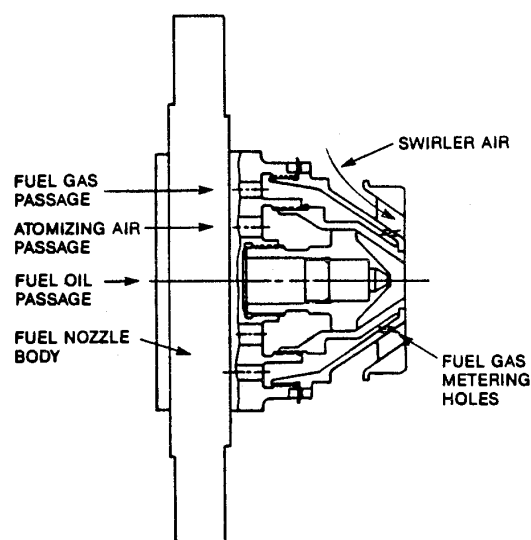


図 1.2 気流微粒化式 (航空用)¹⁾

同じで、液体燃料は高速の空気流にさらされて小さな液滴に吹きちぎられる。燃料と空気が予め部分的に混合され、細かい噴霧粒径が得られるので、すすの発生を抑え、火炎の輝度を下げるのに有効で、かつ、燃料と空気を急速、強力に混合することも出来るので高温・高負荷燃焼に向いている。産業用においては空気その他、蒸気による霧化方式もある。

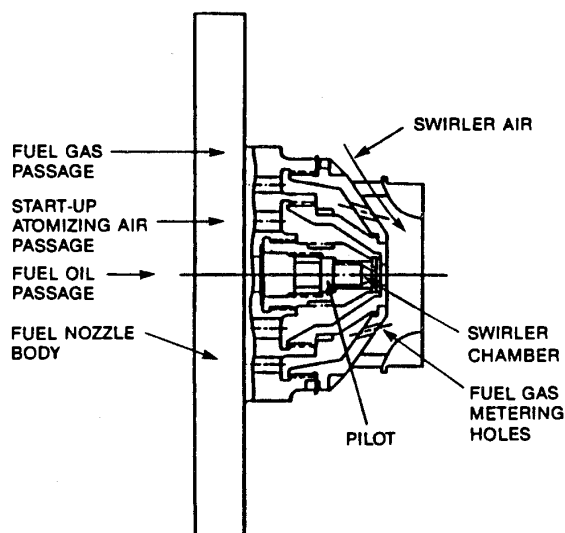
(3) 希薄予混合，予蒸発式（図1.4，1.5，1.6）
NO_xを大幅に減らす方法として考えられた。2段
燃焼あるいは可変機構付燃焼器用として使用され
る。

図1.4³⁾は航空用の例で2段燃焼，可変機構付燃焼器で，パイロット段用として気流微粒化式，メイン段用として構造の極めて簡単な気流微粒化式が使用されており，予混合ダクトが備えられている。均一な混合気形成が重要である。NO_xは現用の1/5～1/7を狙っていると推定される。図1.5⁴⁾は産業用のガス燃料用2段燃焼法でメイン段用のガス燃料は旋回器により予混合化される。現用のNO_x排出量の40%までの低減が可能となっている。図1.6⁵⁾は図1.5同様産業用，ガス



MS6001B standard fuel nozzle.

(従来型)



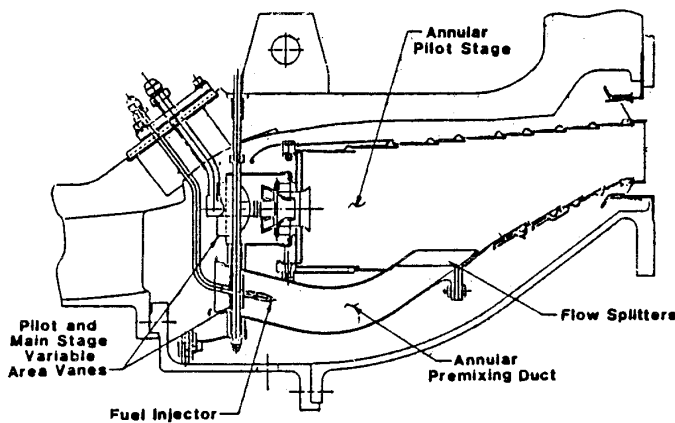
Air-blast type fuel nozzle.

(气流微粒化式)

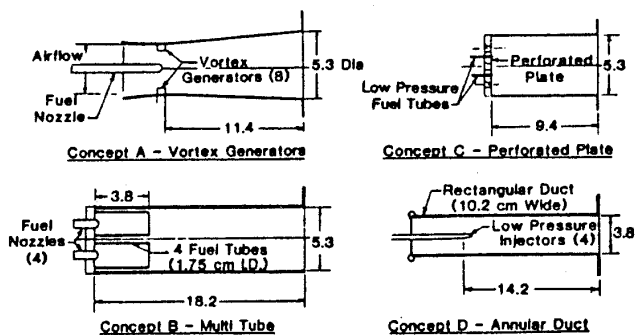
図 1.3 気流微粒化式 (産業用)²⁾

燃料用であるが2段燃焼、可変機構付燃焼器である。同図に予混合ノズルの構造が示されているが多孔からの燃料ガスが空気流にほぼ直角に吹出されている。この方法により従来のNOxの排出量の30%までの低減が可能となっている。図1.4同様簡単な構造であるが均一化がポイントである。

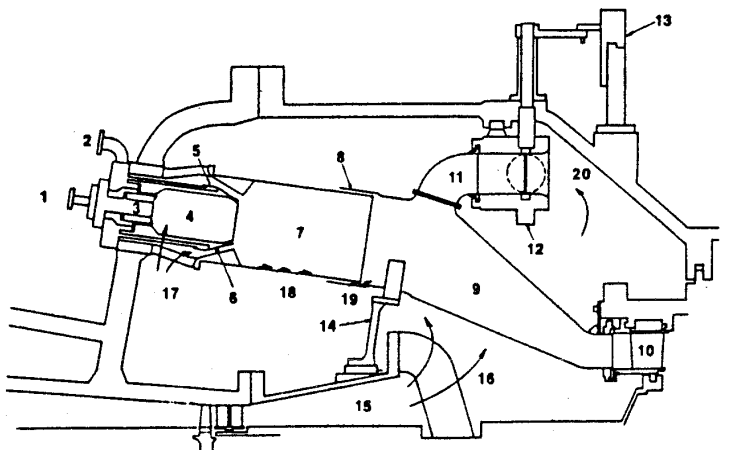
(4) エアアシスト式(図1.7) 本方式は圧力噴霧式の噴射弁外周から先端へ流れる冷却空気を、燃料の混合と微粒化用に積極的に活用するもので、通常冷却空気量より増加させ、かつ流れに旋回をつけて流速を速め燃料との混合、微粒化を効果的にしている。これは高負荷時のスモーク低



Lean premixing-prevaporizing combustor

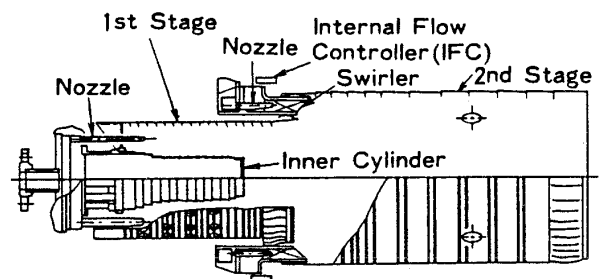


Premixing duct design concepts (dimensions in cm)

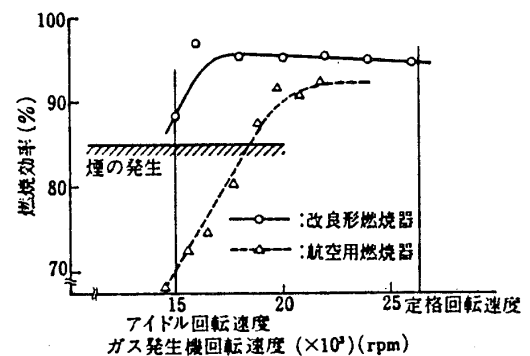
図 1.4 希薄予混合，予蒸発式（航空用）³⁾

- | | | | |
|-----------------------|--------------------|---------------------|-----------------------------|
| 1 Pilot fuel delivery | 6 Premixing nozzle | 11 Bypass elbow | 16 Compressor discharge air |
| 2 Main fuel delivery | 7 Main Stage | 12 Butterfly valve | |
| 3 Pilot fuel nozzle | 8 Clam shell | 13 External ring | 17 Combustion air |
| 4 Pilot Stage | 9 Transition piece | 14 Flexible support | 18 Cooling air |
| 5 Main fuel nozzle | 10 Turbine nozzle | 15 Diffuser | 19 Dilution air |
| | | 20 Bypassing air | |

Schematic of combustion system

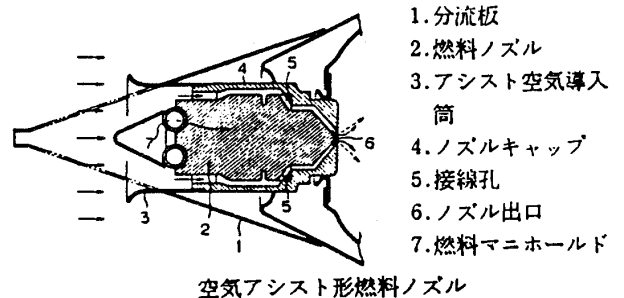
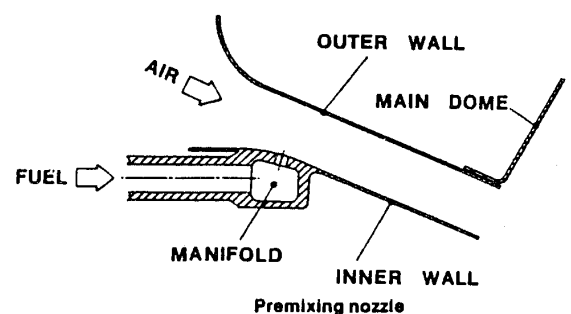
図 1.6 予混合式（産業用）⁵⁾

Multi-nozzle Two Stage Combustor

図 1.5 予混合式（産業用）⁴⁾

(注) 燃焼効率は温度センサの熱損失のため
実際よりも低くなっている。

軽油運転における燃焼効率

図 1.7 エアアシスト式（航空転用型）⁶⁾

減に有効である他、低速時の燃焼効率改善にも効果的である。図1.7⁶⁾はジェット燃料用に設計された高負荷燃焼器で軽油燃焼した場合の原型と、高圧形燃料噴射方式と圧縮機出口のラム圧利用のエアアシスト方式の併用噴射弁の改善例を示す。図1.3の噴射弁もこの方式に近いと言える。

(5) 部分燃焼法(図1.8) 高負荷化を狙い、同時にスモーク、NO_xを減らすと、副作用としてアイドル運転時に THC, CO を発生し易い。図1.8⁷⁾は THC, CO を減らすためアイドル時に部分燃焼方式を取入れた例で、アイドル時の使用燃料噴射弁の数を減らして1個あたりの燃圧を高くして噴射することにより微粒化を良くし燃焼を改善している。

(6) 湿式法によるNO_x低減における燃料、水/蒸気噴射法(図1.9, 1.10, 1.11) 従来型の燃焼器

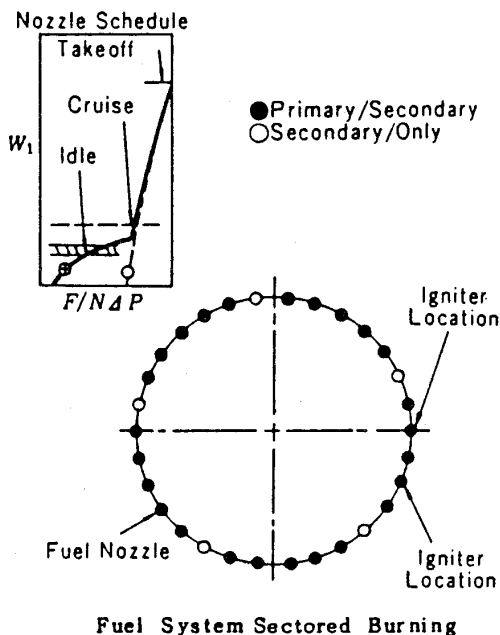
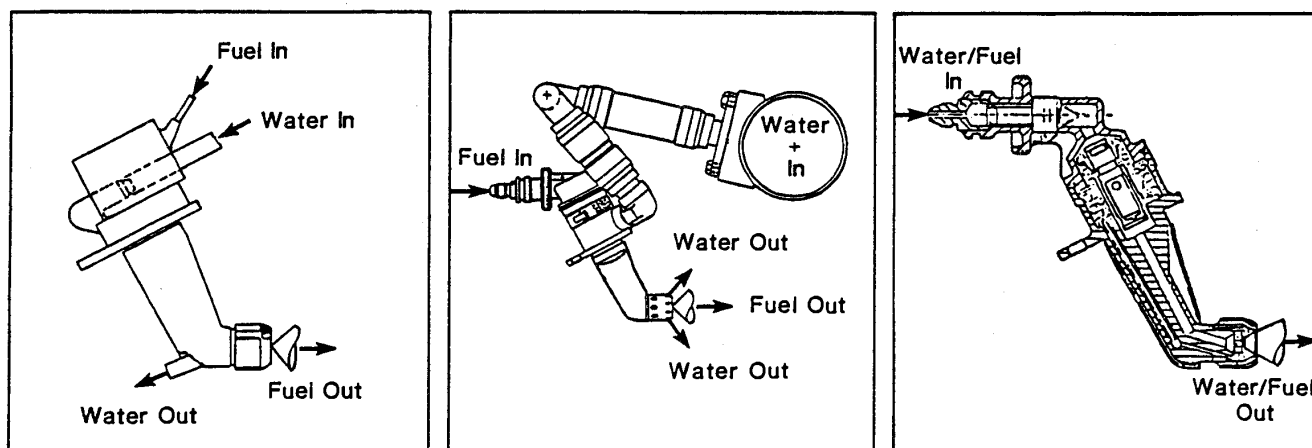
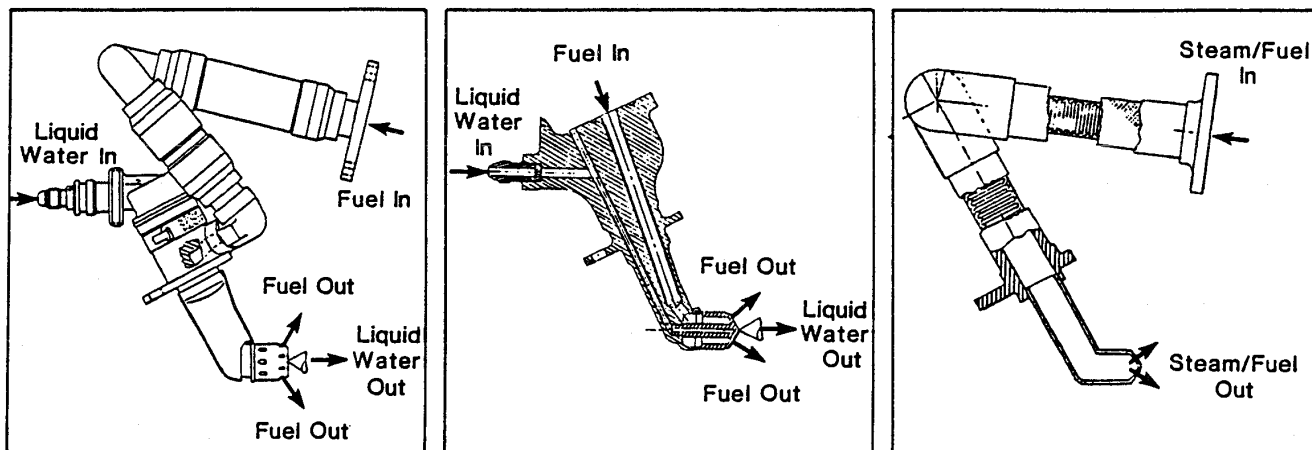


図1.8 部分燃焼式(航空用)⁷⁾



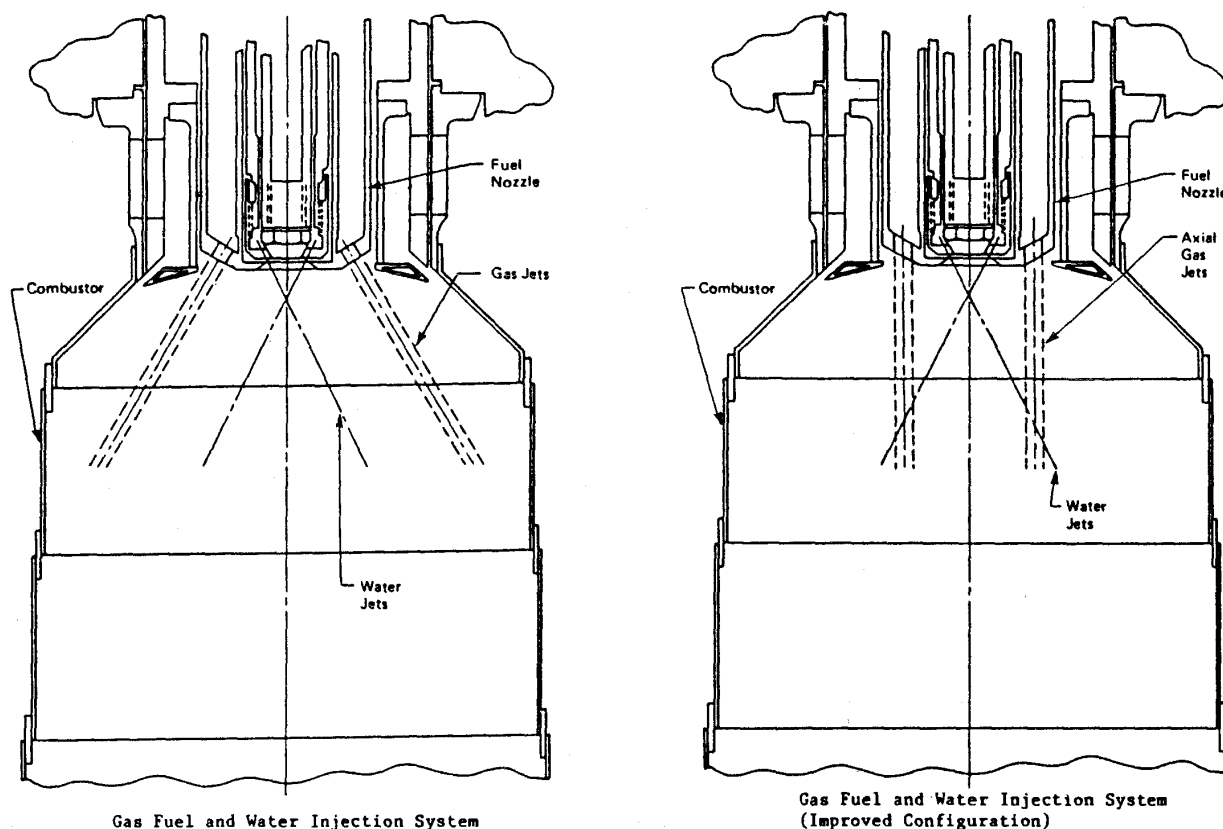
Liquid Water Injection Methods Evaluated In LM2500 Combustor Component Tests With Diesel Fuel

図1.9 水噴射法(液体燃料, 航空転用型)⁸⁾



Water Injection Methods Evaluated In LM2500 and LM5000 Combustor Component Tests With Natural Gas Fuel

図1.10 水噴射法(ガス燃料, 航空転用型)⁸⁾

図 1.11 水噴射法（ガス燃料，産業用）⁹⁾

をそのまま使えるので古くから使用されている。文献 8 には航空転用型の産業用ガスタービンを使い系統的に燃料／水・蒸気噴射方法を変えた時の NOx 低減効果が報告されている。図 1.9 に示す上流噴射は燃焼器の旋回器上流へ水噴射する方式である。その方式と水と燃料を別々に一次燃焼領域へ噴射する方式及び水と燃料をマニホールド入口直前で混合する方式（エマルジェン化）の NOx 低減効果が比較された。一次燃焼領域噴射とエマルジョン式はそれぞれ同じ効果で，上流噴射より優れており，水／燃料の重量比＝1 で NOx は 1/5 以下となっている。同様に図 1.10 にガス燃料の場合を示す。同様の条件で NOx は 1/3 以下となっている。図 1.11⁹⁾ に産業用の例として改良前後の噴射方向のちがいを示す。

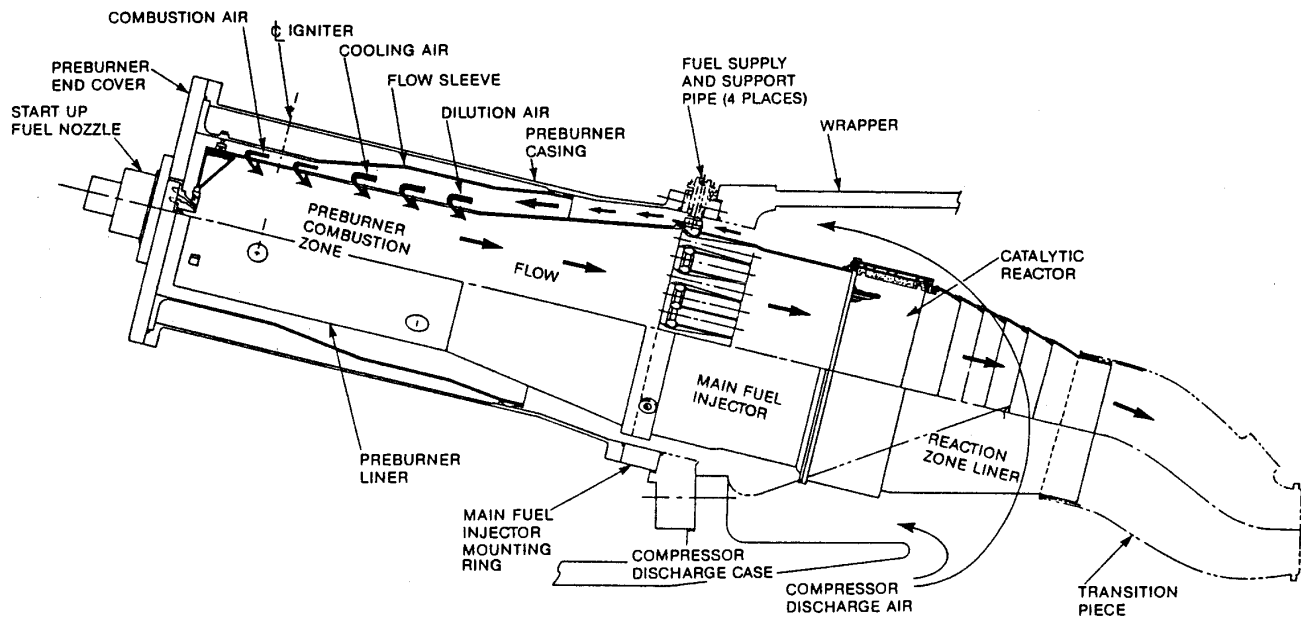
(7) 触媒燃焼法における空気／燃料の予混合法（図 1.12） 完全な予混合が理想的であり，その実現化のための考案がなされている。図 1.12¹⁰⁾ ではスロート部で空気流中へガスを直角に噴射しディフューザ部で混合させ触媒へ導いている。

(8) 低カロリーガス用空気／燃料の予混合法（図 1.13） 低カロリーガス燃料では安定燃焼をさせるた

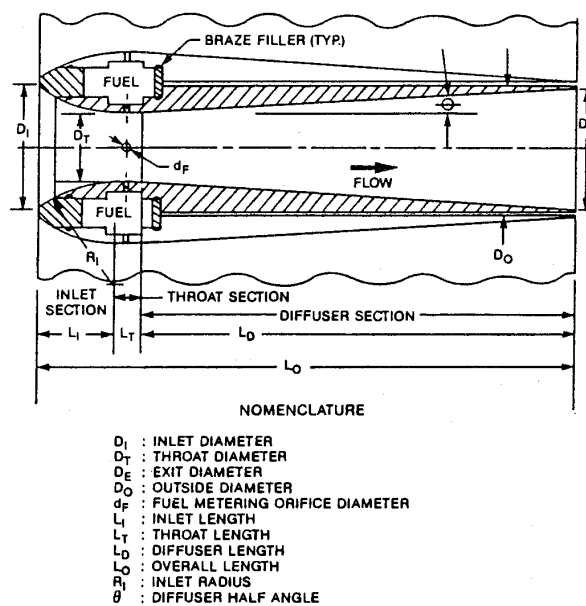
め理論混合比にすることが理想的である。図 1.13¹¹⁾ ではガス燃料と空気流の双方に旋回器を用い，かつ互いに旋回方向を逆にして強い混合を得ている（スワール数 0.6 以上）。（佐藤幸徳）

〔調査文献〕

- 1) 佐藤幸徳；「ジェットエンジン用燃料噴射弁の最近の技術動向」，日本航空宇宙学会誌 34 巻，393 号（1986/10）pp519－530
- 2) Popa, D., Maxwell, G., Schiefer, R., ; “The Design and Development of an Air-Blast Type of Fuel Nozzle for an Industrial Gas Turbine Application”, AIAA-86-1529 (1986)
- 3) Dodds, W. J., Ekstedt, E. E. ; “Evaluation of Fuel Preparation Systems for Lean Premixing-Prevaporizing Combustors”, ASME 85-GT-137 (1985)
- 4) Kuroda, M., Ishibashi, Y., et. al. ; “Development of Dry Two-Stage Low-NOx Combustor for a Gas Turbine”, ASME 87-GT-64 (1987)
- 5) Aoyama, K., Mandai, S. ; “Development of a Dry Low Nox Combustor for a 120 MW



Natural gas fueled catalytic combustion system for a heavy-duty industrial gas turbine



Single-venturi geometry detail

図 1.12 触媒燃焼器用予混合法 (産業用)¹⁰⁾

Gas Turbine”, ASME 84-GT-44 (1984)

6) 日実公 昭和 53-29842 及び石川島播磨技報, 12, (5), pp524-(1972)

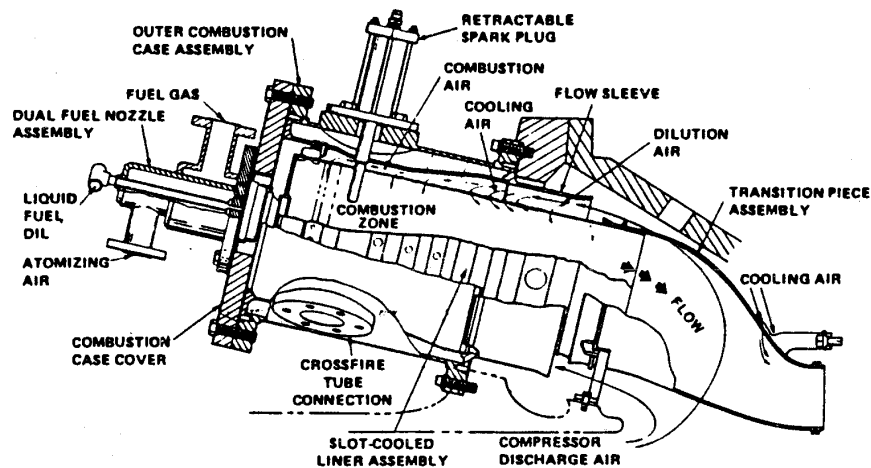
7) 見森 昭, 「CF6-80 エンジンにおける改良点」, 航空技術 No.331 (1982/10) pp3-12

8) Bahr, D. W., Lyon, T. F.; “NO_x Abatement Via Water Injection in Aircraft-Derivative Turbine Engines”, ASME 84-GT-103

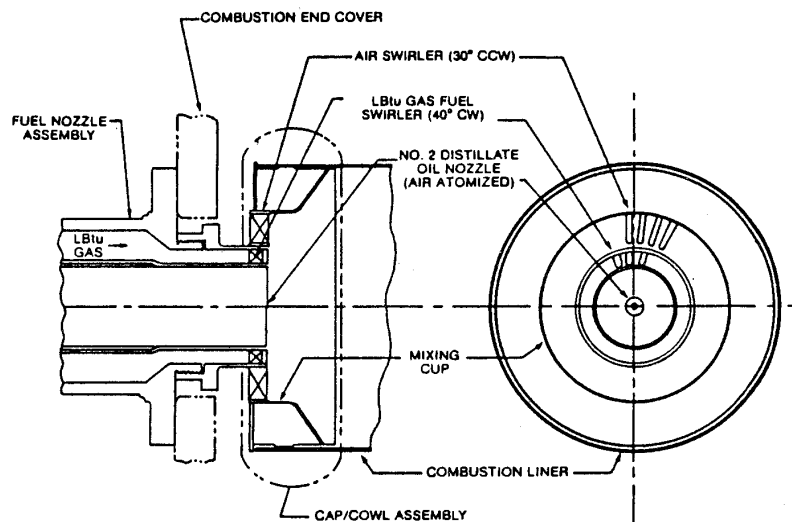
(1984)

9) Antos, R. J., Emmerling, W. C.; “The Effect of Water Injection for Emissions Control on Industrial Gas Turbine Combustors”, ASME 84-GT-38 (1984)

10) Beebe, K., Ohkoshi, A., Radak, L., Weir Jr., A.; “Design and Test of Catalytic Combustor Fuel-Air Preparation System”, 87-Tokyo-



Combustion system in the heavy-duty gas turbine



WCCT rawgas fuel nozzle and cap/cowl assembly design features

図 1.13 低カロリガス予混合法¹¹⁾

IGTC-51 (1987/10 Tokyo Int. Gas Turbine Congress)

- 11) Beebe, K. W., Blanton J. C.; "Design and Development Test of a Heavy-Duty Industrial Gas Turbine Combustion System for Low-Btu Coal Gas Fuel", ASME 85-GT-45 (1985)

Ⅲ. 2. 流れのパターンが燃焼器性能に及ぼす影響

ガスタービン燃焼器では流れのパターンが燃焼器性能を決定するといっても過言ではない。流れのパターンの良否は、燃焼効率、燃焼器圧力損失、燃焼器出口ガス温度分布、ライナ耐久性、着火、大気汚染排出物など燃焼器の主要特性全般に影響する。

燃焼器内の流れは三次元で複雑なため論文や設計書に表現しにくく、燃焼器の設計が経験的産物といわれる一因となっている。

以下に圧縮機出口からディフューザ近傍の流れ、ライナと外筒間通路流れ、ライナ内保炎流れ、ライナ空気孔流れなどに大別してそのパターンの特徴と、燃焼器性能に及ぼす影響について記す。

(1) 燃焼器へ流入する流れ

一般にガスタービン燃焼器の入口、即ち圧縮機出口での流れの分布は一樣ではなく、これが燃焼器の性能に大きな影響を及ぼす¹⁾。

FJR710/10 および/20 エンジンの燃焼器では、初め圧縮機出口に半径方向の速度分布がないものとして設計を進めたため、ライナの内径側と外径

側への流量配分が不適正な結果となり、内径側ライナの寿命短縮につながった²⁾。

FJR710/600 燃焼器ではこの経験を生かして、燃焼器入口部分での風速分布をできるだけ実機の場合と合わせて燃焼器改良を実施した。実機の圧縮機出口の風速分布を詳細に計測し、模型ではそれに合わせる次のようないくつかの方策を講じた³⁾。

- ① 圧縮機出口相当部にピンを多数植え込み内径側風速を低下させた。
- ② 入口ディフューザにおける流れのパターンを知りライナ鈍頭部への衝突位置を把握した。
- ③ ライナ鈍頭部の位置、形状を調整し、ライナ内、外径側通路への分流を適正化した。

図 2.1 に模型試験の際、①の方法により調整した圧縮機出口半径方向全圧分布の例を示す⁴⁾。

なお、最近では燃焼器を短縮しディフューザ部

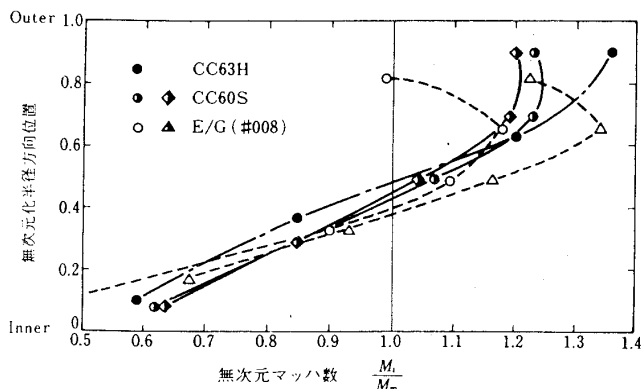


図 2.1 実機と要素模型のデフューザ入口風速分布比較⁴⁾

分の流れを安定させるため図 2.2 に示すような段付(ダンプ)ディフューザ(Dump diffuser)を用いることが多い。図 2.3 に示すような急拡大部で安定な剥離渦をつくり鈍頭ライナ周囲に分流を行う。この急拡大部でエンジンに必要な抽気を行うと圧力損失が少なく効果的であるという報告がある⁵⁾。直流筒形のダンプ燃焼器では、上流側管路の影響もあって、音響振動燃焼が起きることがある⁶⁾。

(2) ライナと外筒間通路流れ

筒形燃焼器ではそのライナと外筒の間に一般に複雑な流れが形成される場合が多い。軸流圧縮機を用いた多筒型燃焼器の流れ模様を調べた例では、その複雑な流れが燃焼器ライナ内に流入する影響を緩和するため、整流用の「フローガイド」を設けている(本誌 9 月号, pp.63-64)。

遠心圧縮機を用いた筒形燃焼器では、スクロールなどから空気を導入するため、このライナと外

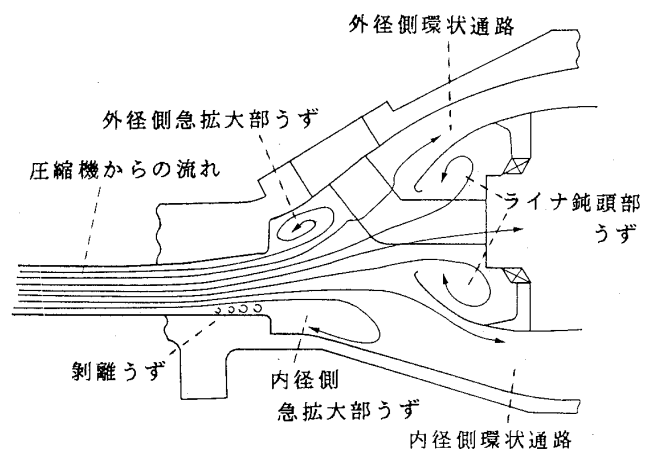
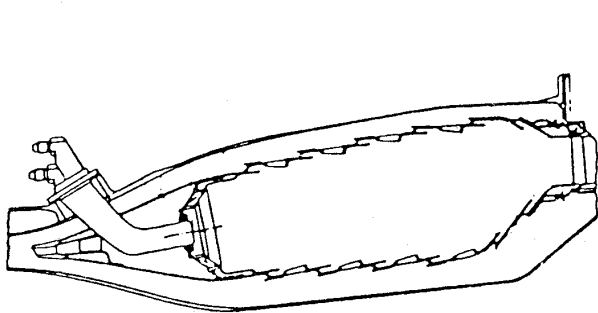
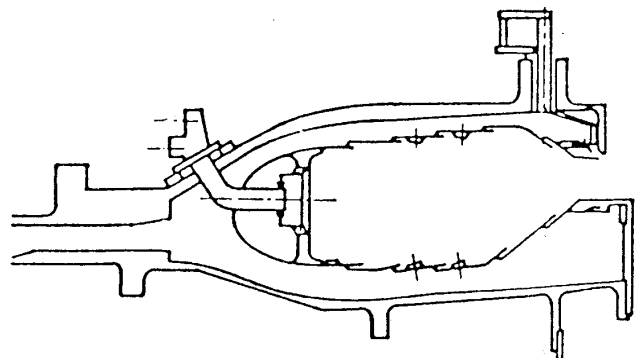


図 2.3 段付(ダンプ)デフューザのある環状燃焼器入口部の流れ模式図



(a) 「なめらか」形デフューザ



(b) 「段付」デフューザ

図 2.2 環状燃焼器のデフューザ

筒の間の流れの影響が更に複雑で、図 2.4 のように渦流の形成によるライナの局所的な過熱やスワラからの火炎噴出がおきることがある^{7), 8)}。この問題を解決するために森らは図 2.5 のようにライナと外筒の間に気流旋回用の羽を取りつけ、流れを強制的に旋回させ流れの均質化をはかることによってそれを解決した⁸⁾。

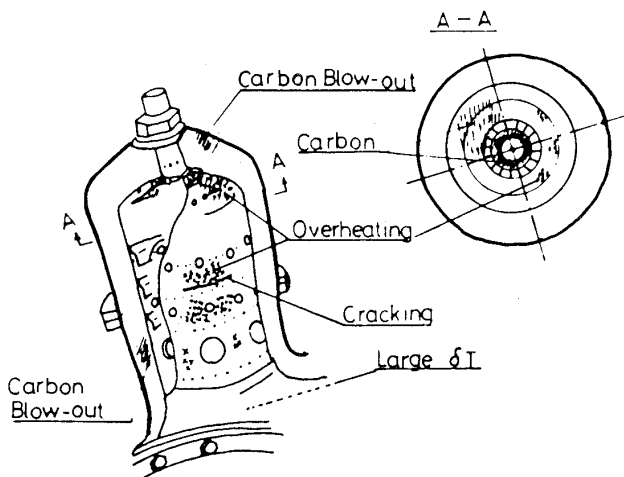


図 2.4 遠心圧縮機を用いた筒形燃焼器の問題⁸⁾

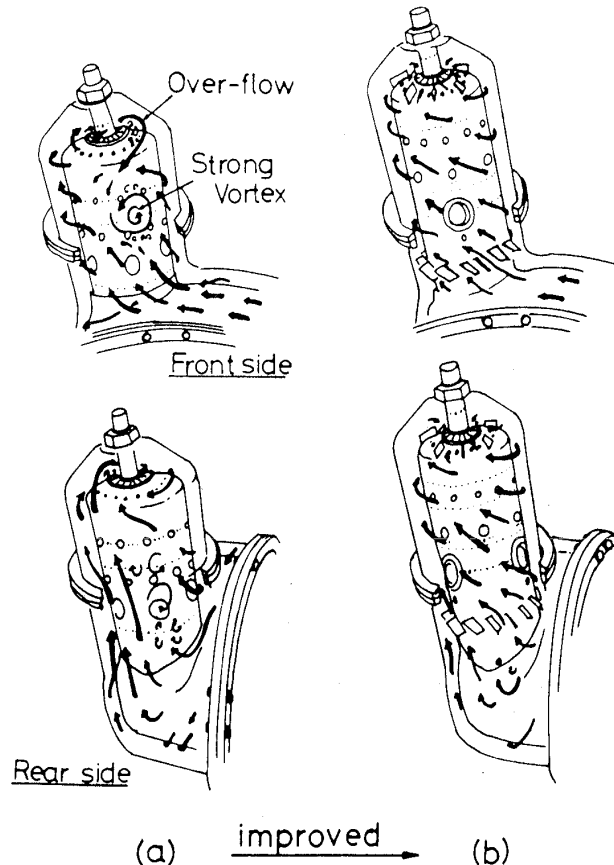


図 2.5 流れ模様の改良⁸⁾

(3) ライナ内保炎流れ

保炎器は一般にライナ内に逆流領域を形成し、混合気の遅い燃焼速度に対応している。圧力噴射弁と共に用いられるスワラ形の保炎器では、図 2.6 のように燃焼器に流入する空気の一部を旋回させ、その中心に形成される逆流領域を利用して既燃焼ガス (Hot gas) を未燃焼混合気に接触させ燃焼の継続をはかっている。

以前「蒸発管型」と称した燃料気流微粒化方式の燃焼器の場合も、ステッキ型、または T 字型の混合気形成管を主流上流に向けて逆流領域の形成を行っている^{9), 10)}。最近、その他の気流微粒化型燃焼器開発が試みられているが、いずれも一部に逆流領域をつくり火炎の安定燃焼をはかっている¹¹⁾。

環状燃焼器では多くが圧力噴射弁とスワラを採用しており、それに合わせて空気孔を配置しているため、燃焼器出口温度分布は円周方向にその数に対応した高低が生じやすい¹²⁾。環状燃焼器で詳細に温度分布を調べた例では、更にストラットなどとの干渉が影響しているとみられる温度分布形が測定されている¹³⁾。図 2.7 はその周上の断面での結果を展開している。

一方、保炎渦が円周方向に均一な「環状」に形成される保炎流構造を持つ燃焼器^{14), 15)}では、主軸方向に伸びる渦流がなく、燃焼器出口温度不均一率はスワラと圧力噴射弁を用いた場合と比較して負荷変動に関わらないきわめて低い値を保つ。

(4) ライナ空気孔流れ

この流れは燃焼器圧力損失、主燃焼特性、タービン入口ガス温度分布などに関係する。この空気孔配置によって燃焼効率などやタービン入口ガス

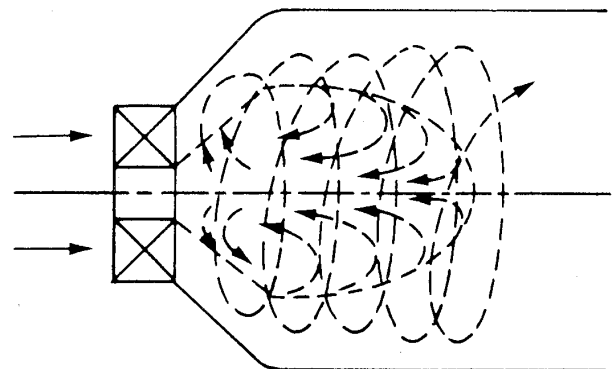
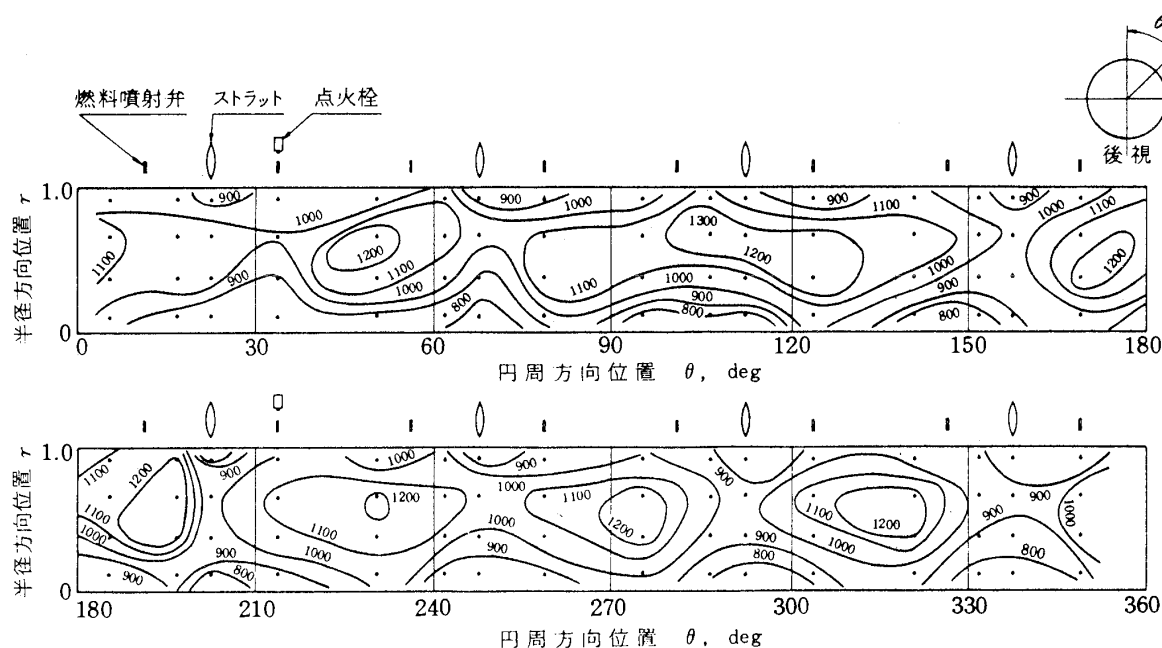
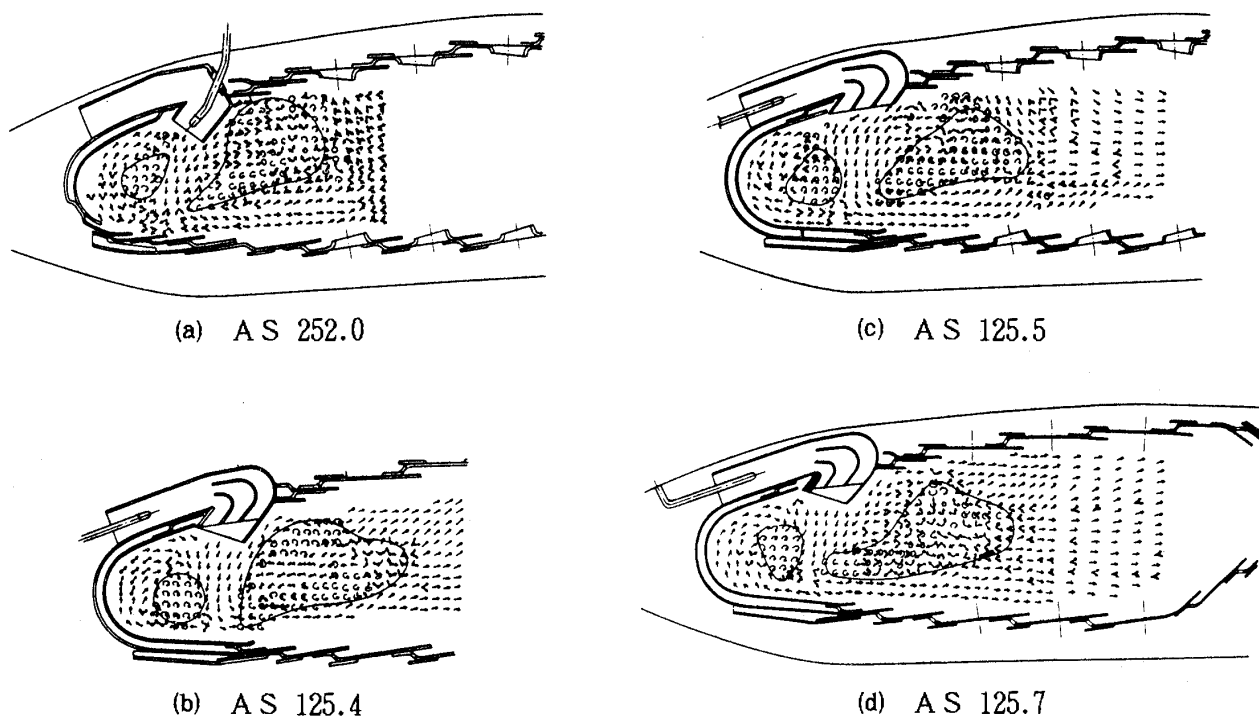
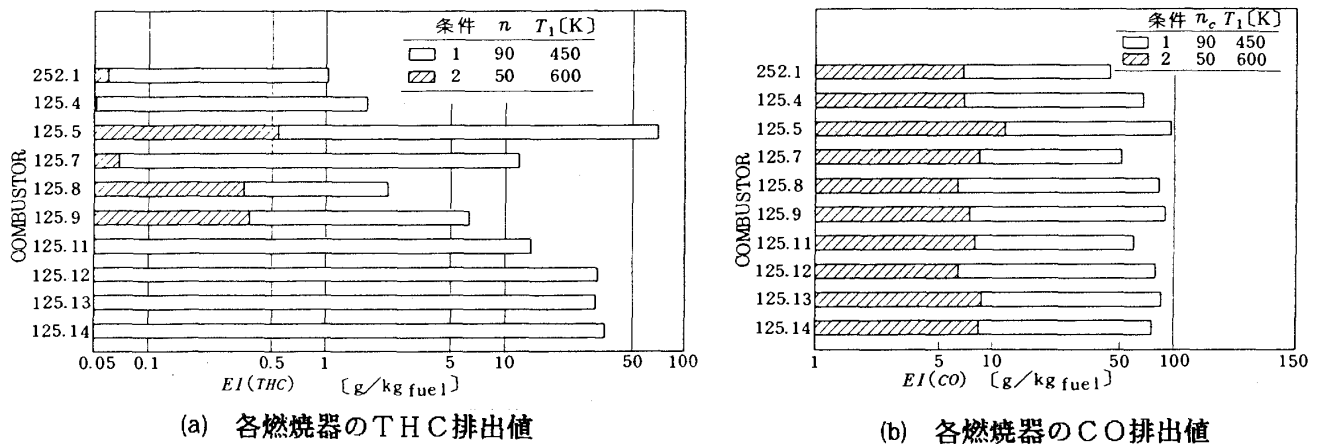


図 2.6 スワラ形保炎器の流れ模様

図 2.7 環状燃焼器出口温度分布¹³⁾図 2.8 気流微粒化形燃焼器内部流れ模様¹¹⁾

温度分布が決定的となるが、どのように配置したらよいかについては、極めて経験的な根拠で行っている。要素研究として各種空気孔形状の流量係数を求めたものや1～2個の空気孔噴流の様相を研究した例は多い。しかし、それが燃焼器内で保炎循環領域など任意の位置にあった場合の空気孔噴流の理解は極めて難しい。燃焼器部分模型内で

流れ模様と燃焼ガス組成などについて調べた例があって^{11), 16)} 燃焼器内の様相が概略なりともわかってきている。それによると炭化水素燃料 (THC) の大部分は一時燃焼領域で反応し主燃焼領域では一酸化炭素 (CO) が支配的になる。この結果燃焼器上流部の構造を図 2.8 のように若干変更した模型では、図 2.9 のように THC 排出量は大幅

図 2.9 一次燃焼領域の若干の変更による未燃焼排出成分への影響¹¹⁾

にかわるが、CO 排出量は下流側の構造を変えてないため変化していない¹¹⁾。図 2.8 には図 2.9 縦軸に示した燃焼器の代表的なものにつき流れ模様と主たる保炎渦の位置を示した。詳細は当該文献を参照されたい。

タービン入口温度分布に関わる燃焼器希釈の領域の空気導入については多くの文献がある。Lefebvre が噴流パターンを示しながら導入空気量、混合、圧力損失などにつき実用的なまとめを行っている¹⁷⁾。

(田丸 卓)

〔調査文献〕

- 1) Adkins, R. C. ; "The Effect of Compressor Exit Flow Distribution on Air Placement in Annular Combustors", Trans. ASME, J. Engng. for Power, Vol.100 (1978/7) 444 -
- 2) 江口邦久, 他 8 名 ; 「高圧燃焼器の研究 (Ⅶ) - 呼称用 #12 ライナの要素試験結果 -」, 航技研資料 TM-358 (1978/7) 1-18
- 3) 田丸 卓, 他 6 名 ; 「高圧形環状燃焼器 CC50H の試験結果」, 航技研資料 TM-365 (1978/9) 1-44
- 4) 田丸 卓, 他 9 名 ; 「FJR710/600 エンジン用燃焼器」, 航技研資料 TM-483 (1983/2) 1-40
- 5) Adkins, R. C. ; "A Short Diffuser with Low Pressure Loss", Trans, ASME, J. Fluids Engng., (1975) 155-169
- 6) Sivasegaram, S. & Whitelaw, J. H. ; "Oscillations in Axisymmetric Dump Combustors", Combust. Sci. and Tech, Vol.52 (1987) 413 -
- 7) 土屋, 田丸 ; 「300kw ガスタービン用逆流筒型燃焼器の開発」, 第 15 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (1982/6)
- 8) Mori, K., 他 3 名 ; "Development of the Can-type Gas Turbine Combustors", 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, (1977) 120-128
- 9) 石田, 滝本 ; 「ジェットエンジン用蒸発形燃焼器の性能」, 日本機械学会誌, 62-484 (1959/5) 748-754
- 10) 田丸 卓, 他 4 名 ; 「燃料蒸発管に関する研究 8 (V) - 高圧形箱形燃焼器の特性」, 航技研資料 TM-301 (1976/5) 1-89
- 11) 田丸 卓, 他 5 名 ; 「新形式ガスタービン燃焼器の研究 (第 6 報 AS 形燃焼器の排出特性)」, 航技研資料 TM-459 (1982/2) 1-57
- 12) 鈴木和雄, 他 3 名 ; 「セクタ燃焼器による実験研究 - 出口温度分布 -」, 航技研資料 TM-402 (1980/1) 1-38
- 13) 田丸 卓, 他 8 名 ; 「FJR710/600 エンジン用排煙低減型燃焼器ライナ (#605) の開発試験」, 航技研資料 TM-448 (1981/10) 1-59
- 14) 田丸 卓, 他 8 名 ; 「新形式ガスタービン燃焼器の研究 (第 5 報 環状燃焼器 AS-260)」, 航技研資料 TM-335 (1977/10) 1-27
- 15) Kappler, G., Kirschev G. & Fehler, A. ; "Experimental Investigation of a New Concept of Fuel Prevaporization", ASME Paper

- 75-GT-6, Trans, ASME, J. Engng. for Power (1975/4) 1-4
- 16) 鈴木邦男, 他3名; 「航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究(V) - 箱形燃焼器の内部ガス測定結果」, 航技研資料 TM-306 (1976/8) 1-38
- 17) Lefebvre, A. H.; "Gas Turbine Combustion", Hemisphere, 1983

Ⅲ.3 各種の作動パラメータの燃焼器性能に及ぼす影響

ガスタービン燃焼器の作動パラメータとしては, 燃焼空気の圧力 (P_1), 温度 (T_1), 流量 (W_a) または流速 (U_r) および空燃比 (n) などが主要なものとなる。場合によっては, 空気中の水蒸気 (H_1) や酸素濃度 ($(O_2)_1$) が通常の大気条件と異なり, 問題となることがある。

このような作動パラメータと燃焼器性能の関係は, 燃焼器の設計開発 (又は改良) 過程において実機性能を評価する場合に重要となる。とくに, ①既存ガスタービンの出力アップなどで燃焼器作動条件が変化する場合, ②新規開発ガスタービンの燃焼試験において実機と同一作動条件がとれない場合, などにおいて, 好都合であるといえよう。

しかし, 現状では, これらに関して一般化できるものの見通しは立っていない¹⁾。これは, 燃焼器の内部現象が複雑で, 燃焼器形式や作動条件そのものによってもパラメータの重要度や効き方が異なったりするからである。従って, 既存のデータを用いて性能推定をする場合においても, できるだけ類似の燃焼器形式・構造 (類似の設計思想) で, 物理的及び化学的因果関係を充分考慮した上で適用することが大切である。とくに近年では, ガスタービンの高温・高圧化や燃料多様化の傾向に伴ない, 蒸発や混合および熱伝達などの物理的現象が化学反応よりも支配的な要因として重要視されており, この面からのパラメータ評価が不可欠であると考えられる^{2)~5)}。

最近では, 計算機を用いた数値解析手法が発達し, 流れや反応の複雑なシミュレーションも行われるようになったが, 作動パラメータを用いたマクロな性能評価も設計開発の実務者にとっては今後共大切であり, 以下に事例を述べる。

(a) 燃焼効率 η_B

図3.1に燃焼効率と圧力の関係において燃焼効率を支配する主要因子が示されている。比較的低压域では化学反応が, 高压域では混合等の物理現象が支配的である。

化学反応支配での η_B を特性づける作動パラメータとして空気負荷率 Ω を用いた例を図3.2に示す。航空エンジンの高空性能の予測などに用いられるが, 類似のものとして, 圧力指数として P_1^2 を用いたものや $Rr = ArDrP_1^2 e^{T_1/b} / Wa$ (Rolls Royce パラメータ)⁷⁾, $\theta = P_1^{1.75} ArDr^{0.75} e^{T_1/b} / Wa$ (θ パラメータ (図3.3))⁸⁾ が挙げられる。ただし, ここで Ar は外筒の最大断面積, Dr は外筒の最大直径もしくは環状あるいは缶型環状燃焼器の相当直径を表わし, b は空燃比に依存する定数である。図3.4は, 高温再熱器の低 $(O_2)_1$ 燃焼時の燃焼安定限界を示したデータであるが, データであるが, $(O_2)_1$ 濃度と T_1 とが直線関係であり, 従来の θ パラメータの T_1 の項に $(O_2)_1$ を含めて拡張できる可能性が示されている⁹⁾。

P_1, T_1 の比較的高い通常の産業用ガスタービンの作動条件では, 化学反応は十分速いため, 混合支配となり, $\eta_B = f[(P_1 Dr^2 / Wa T_1^{0.5}) (\Delta P / P_1)^{0.5}]$ ⁸⁾ 等の空力特性をベースとしたパラメータで評価されている。

(b) 圧力損失

燃焼器の圧力損失特性は, 全圧損失係数 ϕ ($\phi = \Delta P / \frac{1}{2} \rho_1 U_r^2$) で示されるが, 幾何学的形状で決まる ϕ_0 の他に燃焼器の出入口温度比をパラメータとして, $\phi = \phi_0 (1 + K (T_2 / T_1))$ で評価される。

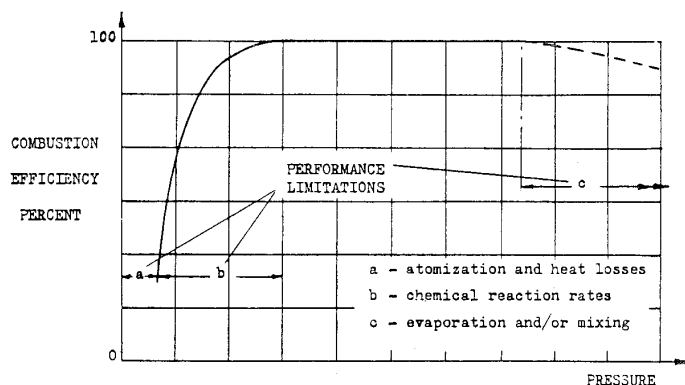
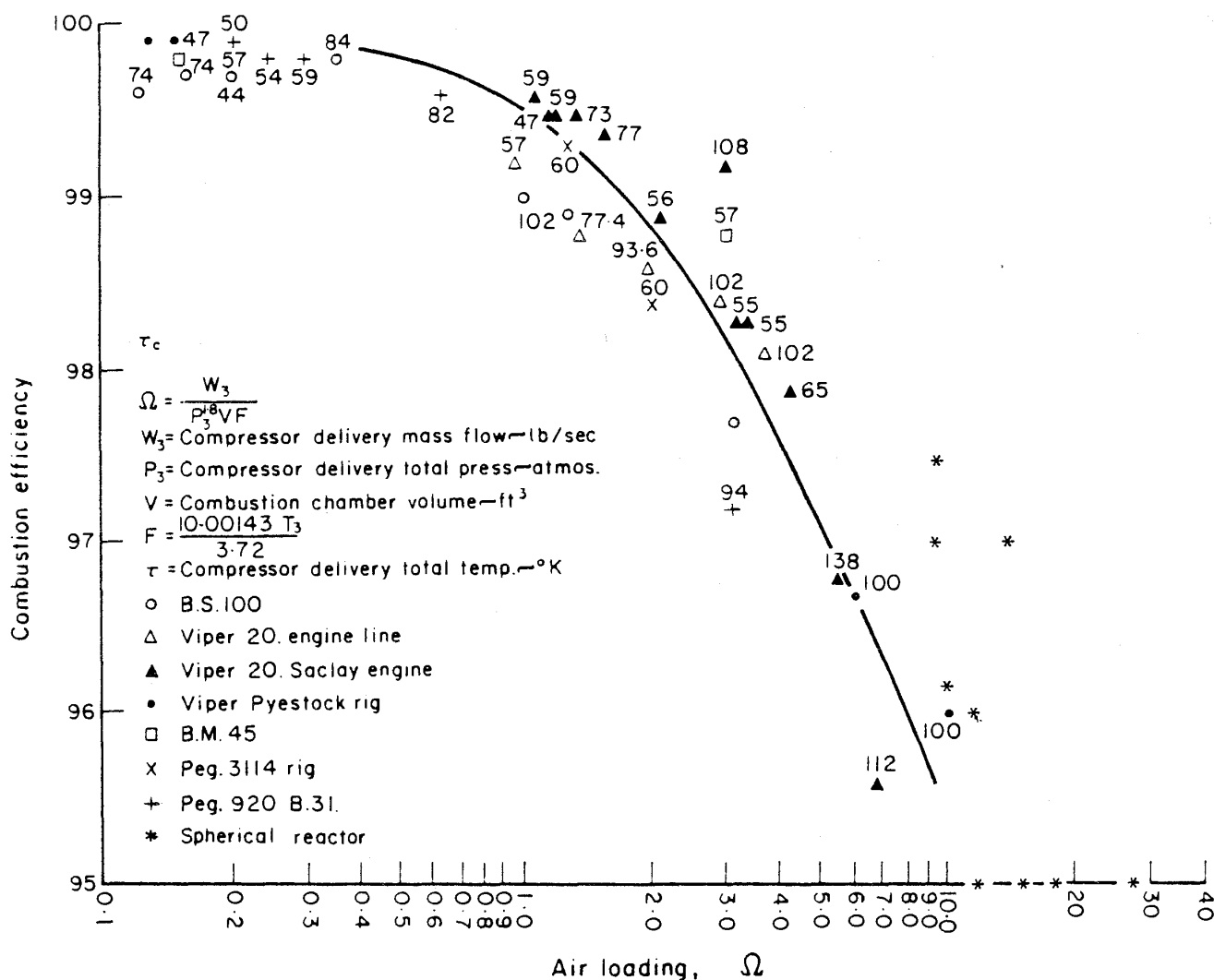
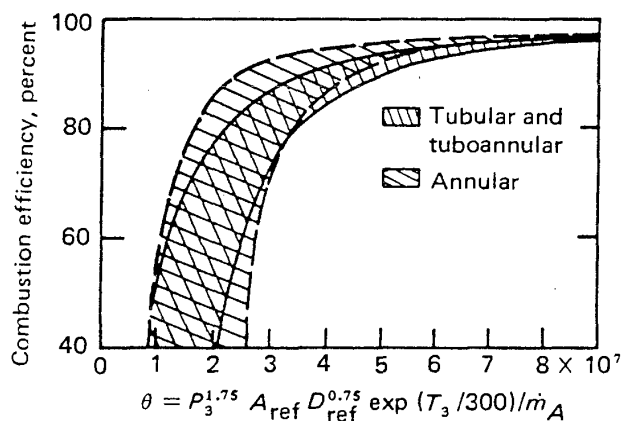
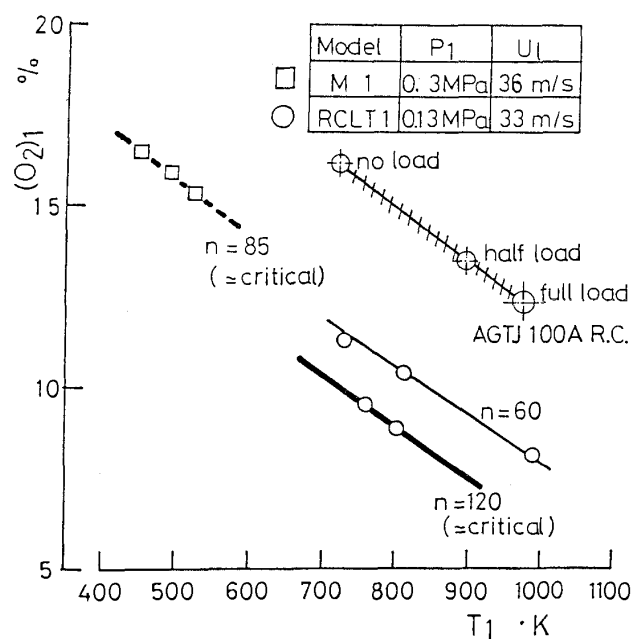


図3.1 燃焼効率と圧力の関係⁵⁾

図 3.2 燃焼効率と空気負荷率 Ω ⁶⁾ (Rolls Royce 社の蒸発器付アニュラ燃焼器)図 3.3 燃焼効率と θ パラメータ⁸⁾図 3.4 低 O₂ 空気における燃焼限界⁹⁾

(c) 出口温度分布

燃焼器出口温度分布は、燃焼器内部での発熱量分布と希釈空気と高温燃焼ガスとのマクロな混合で規定されるため、空燃比 n 、流速 U_r などをパラメータとして評価される。

(d) 壁温

ガスタービン燃焼器の壁温は図 3.5¹⁰⁾に示される熱移動のバランスで決定されるため、各作動パラメータの壁温に対する影響も個々の熱移動量に分解して考える必要がある。一般に P_1 の増加は火炎ふく射を増加させるため壁温を上昇させるが、高圧条件では対流冷却の増加によって打ち消さ

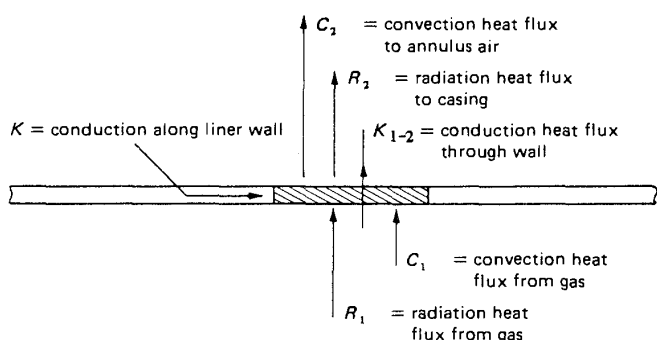


図 3.5 燃焼器壁温に対する熱バランス¹⁰⁾

れ、逆に壁温が低下する傾向にある¹¹⁾。

(e) NO_x

サーマル NO_x に起因するガスタービン燃焼器からの NO_x 排出特性と作動パラメータの関係は、表 3.1 のように多くの相関式が提案されており、それぞれにかなり良い精度の予測が可能である。ただし、個々の作動パラメータの影響を独立分離しているケースは少なく、予測式の適用にあたっては、類似のパラメータ変化条件に限定する必要があるので注意を要する。いずれの式も温度の影響が指数的に示され影響が大きく、基本的には拡大 Zeldovich 機構をベースにしている。さらに、 U_r や n の影響が比較的小さく、通常ガスタービン燃焼器での燃焼は拡散炎的で、NO_x生成に関する特性時間もほぼ燃焼器形状で決まるものと考えうる。従って、火炎温度 T_f をパラメータとして考えることにより、水・水蒸気や不活性ガスの混入および湿度の影響なども含めて、より一般的な取り扱いが可能である²¹⁾。

以上、各作動パラメータの燃焼器性能に及ぼす影響についての一般的取り扱いについて触れたが、その評価の適用範囲について十分吟味してお

表 3.1 (EI)_{NOx} と作動パラメータの関係

P_1	$T_1, (T_f)$	$U_r, (\tau)$	H_1, α_1	$n, (\phi_c)$	提 案 者
$P_1^{0.5}$	$T_1^{0.5} \exp\left(\frac{T_1}{253}\right)$	$U_r^{-1} \propto \tau_r$	$\exp(-19H_1)$	n^0	Marchionna ら ¹²⁾
$P_1^{0.5}$	$\exp\left(\frac{T_1}{200}\right)$	$U_r^0 \propto \tau_r^0$	—	n^0	Marshall ら ¹³⁾
$P_1^{0.5}$	$\exp\left(\frac{T_1}{248}\right)$	$U_r^{-1} \propto \tau_r$	—	n^0	Vermes ら ¹⁴⁾
$P_1^{0.5}$	$T_1^{0.5} \exp\left(\frac{T_1}{144}\right)$	$U_r^{-1} \propto \tau_r$	—	$n^{-1.5}$	Diehl ら ¹⁵⁾
$P_1^{0.28}$	$T_1^{0.22} \exp\left(\frac{T_1}{250}\right)$	$U_r^{-0.22} \propto \tau_r^{0.22}$	$\exp(-19H_1 - 8.1\alpha_1)$	$n^{-0.4}$	Sullivan ら ¹⁶⁾
$P_1^{0.35}$	$\exp\left(\frac{T_1}{288}\right)$	$U_r^0 \propto \tau_r^0$	—	n^0	鈴木ら ¹⁷⁾
$P_1^{0.62}$	$\exp\left(\frac{T_1}{246}\right)$	$U_r^{-0.3} \propto \tau_r^{0.3}$	—	n^0	森ら ¹⁸⁾
$P_1^{0.34}$	$\exp\left(\frac{T_1}{253}\right)$	$U_r^{-0.53} \propto \tau_r^{0.53}$	$\exp(-19H_1)$	$\exp(0.01P_1\phi_c)$	田丸ら ¹⁹⁾
$P_1^{0.6}$	$\exp\left(-\frac{21670}{T_f}\right)$	$1 - e^{-250\tau^*}$	(T_f に含む)	—	Odgers ら ²⁰⁾

注) α_1 : Vitiated Air の Fresh Air に対する割合
 τ^* : NO_x 生成に関する実効滞留時間 (U_r の影響が小さい)
 ϕ_c : 当量比

くことが重要であり、この点において、従来の実績や経験に裏づけされたノウハウが不可欠となる。

(森 建二)

〔調査文献〕

- 1) 鈴木邦男；「ガスタービン燃焼器の設計(1)」, 内燃機関 Vol.21 No.258, pp99-105 (1982).
- 2) 森 建二；「ガスタービン用高負荷燃焼技術」日本機械学会関西支部第 148 回講習会, pp 49-58 (1987)
- 3) Olson, E. ; "Aerothermodynamic Research Needs in Combustor Development", CIM-AC '87 Warsaw T-31.
- 4) Odgers, J. ; "Current Theories of Combustion within Gas Turbine Chambers", 15th Symp. (Intern.) on Combustion, pp1321-1338 (1977).
- 5) Lefebvre, A. H. ; "Factors Controlling Gas Turbine Combustion Performance at High Pressure", Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Pergamon Press, pp211-226 (1968).
- 6) Parnell, E. O. and Williams, M. R. ; "Survey of Annular Vaporizing Combustion Chambers 101", Combustion & Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Pergamon Press, pp91-104 (1971).
- 7) Jackson, S. R. and Odgers, J. ; "Factors Influencing Heat Release in Combustion Chambers and Consideration of the Related Materials and Structures", Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Pergamon Press, PP173-210 (1968).
- 8) Lefebvre, A. H. ; "Theoretical Aspects of Gas Turbine Combustion Performance," College of Aeronautics, Cranfield, COA Note Aero No.163 (1966).
- 9) Mori, K. et al ; "Preliminary Study on Reheat Combustors for Advanced Gas Turbines," Trans. of ASME, J. of Engng. for Power, Vol.104 (1982).
- 10) Lebevre, A. H. ; "Gas Turbine Combustion," Hemisphere (1983).
- 11) 田丸 卓ほか；「ガスタービン筒形燃焼器の高圧燃焼試験における供試条件の影響」, GTSJ 11-42, pp37-45 (1983).
- 12) Marchionna, N. R., Diehl, L. A. ; "Effect of Inlet Air Humidity, Temperature, Pressure and Reference Mach Number on Formation of Oxide of Nitrogen in a Gas Turbine Combustor," NASA TN D-7396 (1973).
- 13) Marshall, R. L. ; presented in ANSI letter written by W. L. McGaw to D. Goodwin (EPA), 9 Jan. (1974).
- 14) Vermes, G., "A NO_x Correlation Method for Gas Turbine Combustors Based Upon NO_x Formation Assumptions", ASME Paper No.74-WA/GT-10 (1974).
- 15) Diehl, L. A. & Biaglow, J. A. ; "Measurements of Gaseous Emissions from a Turbo-fan Engine at simulated Altitude Conditions," NASA TM X-3046 (1974).
- 16) Sullivan, D. A., "A Simple Gas Turbine Combustor NO_x Correlation Including the Effect of Vitiated Air", ASME Paper NO. 75-GT-5 (1976).
- 17) Suzuki, K. et al, "An Experimental Study of NO_x Emission Control of Gas Turbine Combustors", 1977 Tokyo GT Congress, NO.21 (1977).
- 18) 森 建二ほか；「ガスタービン燃焼器の排ガス制御の研究(第一報)」, 川崎技報 NO.69, pp15-19 (1979).
- 19) 田丸卓ほか；「ガスタービン筒形燃焼器の天然ガスによる高圧燃焼と NO_x 排出特性」, 第 21 回燃焼シンポジウム前刷集, pp76-78 (1983).
- 20) Odgers, J., Kretschmer, D., "The Prediction of Thermal NO_x in Gas Turbines", ASME Paper 85-GT-126 (1985).
- 21) Lewis, G. D., "Prediction of NO_x Emissions", ASME Paper 81-GT-119 (1981).

Ⅲ. 4 模型試験による実機特性の推定

ガスタービン燃焼器の設計・開発においては、基本設計に続く詳細設計の大半の部分を燃焼器模型試験で形状ならびに寸法を決定する手法がとら

れてきている。これは燃焼器内部の現象が複雑で理論的な解析が困難なことに起因する。

実機燃焼器開発に用いる模型試験においては、「寸法・形状」と「試験条件」の両面から選択をする必要がある。

模型の寸法形状を選択する場合、実験装置の規模の制約からくる相似模型（ほとんどの場合が縮小模型）を用いる場合と、実機燃焼器の代表的一部分を取り出した部分模型を用いる場合がある。それらの二項目について以下に分けて説明する。

(1) 相似模型による性能

寸法相似燃焼器模型の性能比較について各性能パラメータを詳細に検討した文献がある^{1)~3)}。それらによると厳密には全ての点で相似性を保つことは出来ない。

燃焼器の相似性の成立する条件として、連続式、運動量保存式およびエネルギー保存式から導かれる無次元数にレイノルズ (Re) 数とダンケラー (Da) 数がある。これと発熱に関してはある入口ガス温度と圧力下での混合比が関係する。

Re 数はガスタービン燃焼器の場合、 10^5 以上でその違いによる現象の変化は比較的少ない。しかし、

$$Da = \frac{\text{ガス通過時間 (residence time)}}{\text{反応時間 (reaction time)}}$$

を意味する Da 数は未燃焼物質排出に関係するため燃焼器性能に大きく影響を与える。一般的には模型が小さくなっても、入口空気温度や試験圧力が同一なら反応時間はほとんど変化しないため、縮小模型ではガス通過時間を同一にするために平均断面風速は遅くして試験を行う。

一例として、ムーンライト計画で開発された高効率ガスタービン AGTJ-100A の高圧燃焼試験がある。ここでは、実機燃焼器の 1/2 縮尺模型が用いられ、模型試験条件パラメータ PD/U (P: 圧力, U: 流速, D: 燃焼器寸法) を実機に合わせ、U を 1/2 とする条件を標準とした⁴⁾。図 4.1 に、その際用いた実機用と供試燃焼器ライナの寸法比較を示す。後者の内径は 85 mm である。これによって天然ガスを用いた高圧燃焼試験（入口圧力 0.6~5 MPa）を実施し、ライナ壁温、燃焼器出口ガス温度特性などについて、各燃焼試験条件因子の影響を明らかにした⁵⁾。また窒素酸

化物の排出⁶⁾や燃焼安定性向上の設計データ⁷⁾を得た。

上記パラメータ PD/U で実機と模型の U を同一とすると、代表長さ L を D と見做したいいわゆる PL スケーリングを意味し、図 4.2 に 1/2 寸法模型への対応を示すように、流れや熱伝達に密接な Re 数、燃焼の化学反応、火炎伝播などの現象を最も相似に保ち易い¹⁾。しかし現実には、模型が 1/2 寸法のととき実機の設計圧力の 2 倍の圧力で試験することは、装置や計測などの制約上極めて困難である。高効率ガスタービン高圧燃焼機 1/2 縮尺模型試験の場合には装置設計上、風速 U を設計点値まで試験できるようにしておいたため入口空気圧力の低い領域の現象は PL スケーリングに沿って試験することもできた。

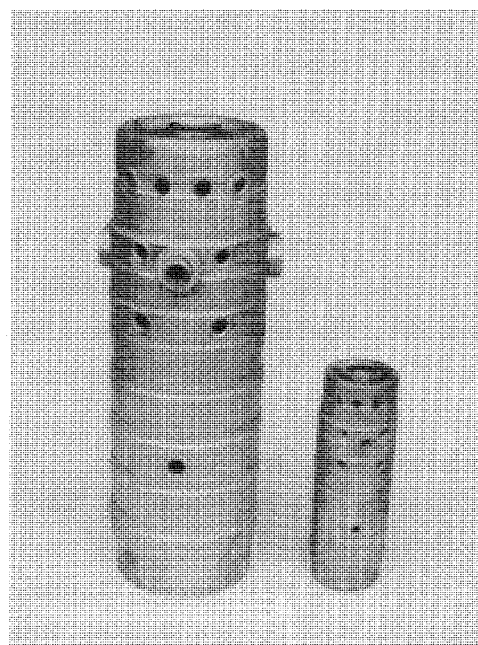


図 4.1 高効率ガスタービン高圧燃焼器の実機用ライナ（左）とその 1/2 模型（右）

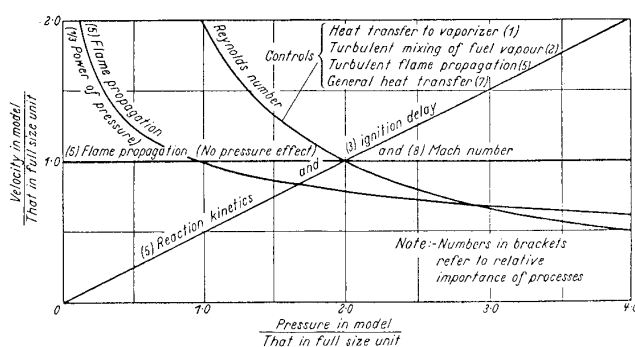


図 4.2 1/2 寸法の蒸発形燃焼器の相似性¹⁾

高効率ガスタービン燃焼器の場合は、燃料が天然ガスであったため相似則が比較的適用し易かったが、燃料が液体の場合には注意を要する。特に液体燃料を圧力噴射弁によって供給する場合には、供試圧力条件が異なると圧力噴射弁の微粒化特性や燃料粒子の貫通度が異なるため、設計点と異なる試験圧力条件では一般には実機用の噴射弁は用いることが出来ない。

(2) 部分模型による試験

環状燃焼器の開発などでは部分模型を用いる。航空宇宙技術研究所ではリフトエンジン JR シリーズ⁸⁾⁹⁾やFJR710エンジン¹⁰⁾¹³⁾などの環状燃焼器を開発する際にしてセクタ（扇形）断面の模型（セクタと呼称）と矩形断面を有する模型（箱形）とを用いて最終目的である環状模型の性能を確立した。箱形燃焼器模型の一例を図4.3に示す。

それら模型の用いる場合の長短を表4.1に示す。

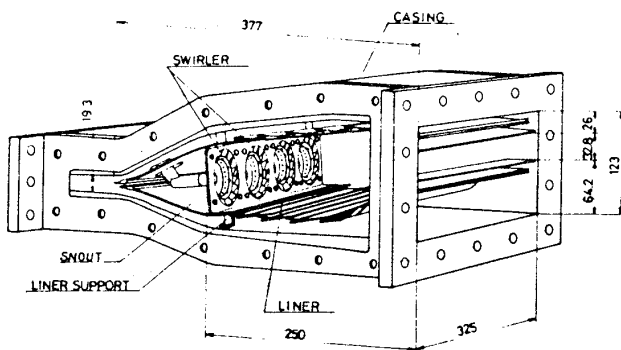


図4.3 箱形燃焼器の一例¹²⁾
(これに側壁板がとり付く)

表4.1 環状燃焼器の供試模型形状による長短

模 型	長 所	短 所
環状	実性能把握 (燃焼効率、圧力損失、 出口温度分布、耐久性、 etc.)	要大規模設備、実験費用大、 模型が高価、改修に時間を要す、 内部現象が不明
セクタ形 (扇形)	準実性能把握、 内部現象観察可、 内部測定可、 中規模設備で十分	側壁の影響要注意、 内部走査には特殊走査器要、 高圧試験には耐圧ケーシング要
箱形	製作、改修が容易、廉価 保安、混合現象観察が容易 内部走査容易	内側、外側ライナ面積・ 開口比の不一致、 このデータから環状適用には 経験的な修正が必要、 高圧試験には耐圧ケーシング要、 ライナの熱歪・変形の処理に 工夫を要す

FJR710 エンジンの燃焼器環状模型では燃料噴射弁／スワローが16ユニットであるが、箱形やセクタ形燃焼器模型ではその3～4ユニットを備えている。目的によっては噴射弁／スワローを1ユニットだけ設けた模型で着火性能を調べた例¹²⁾もある。いずれにしてもこれらの模型では側壁を有しているため、石英窓を設けての観察が容易となる代わりに燃焼状況に影響がでる。そこで多数の噴射弁／スワローユニットを設けた模型では側壁の影響が比較的及ばない中心部分のユニットに関する計測を主とする。それでも各スワローで旋回流が形成されるためそれら全体が干渉して箱、あるいはセクタ断面の壁面近くに全体的な旋回流が形成される。かつ図4.4に示すように各スワローによる渦芯が出口に至るまでに偏る現象も指摘されている¹³⁾。

以上、模型試験における主要な問題点を記したが模型試験の性能評価法やその結果に基づく性能改善のための修正法は対象燃焼器固有の特性を示す場合があり、必ずしも一般論で論じられない¹⁴⁾。個々の模型の特性と計測結果に対して、十分な検討を行った上で実機の特長改良に役立てる必要がある。

(石橋 洋二, 田丸 卓, 森 建二)

〔調査文献〕

- 1) Stewart, D. G. ; "Scaling of Gas Turbine Combustion Systems" Selected Combustion Problems—II, AGARD, Butterworths (1956) 384—413
- 2) Bragg, S. L. & Holliday, J. B. ; "The Influence of Altitude Operating Conditions on Combustion Chamber Design", Selected Combustion Problems—II, AGARD, Butterworths (1956) 270—295
- 3) 棚沢 泰 ; 「ガスタービン燃焼器の合理的な

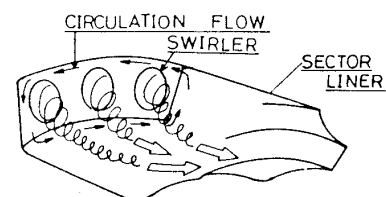


図4.4 部分模型における主軸方向
うず流れの偏り¹²⁾

- 特性曲面について」, 機械の研究, 15 巻, 1 号 (1963) 203-210
- 4) 田丸 卓, 他; 「ガスタービン燃焼器研究用高圧燃焼試験装置」, 航技研報告 TR-801 (1984/3)
- 5) 田丸 卓, 他 6 名; 「ガスタービン筒形燃焼器の高圧燃焼試験における供試条件の影響」日本ガスタービン学会誌, 11 巻, 42 号 (1983/9)
- 6) 田丸 卓, 他 4 名; 「ガスタービン筒形燃焼器の天然ガスによる高圧燃焼と NO_x 排出特性」第 21 回燃焼シンポジウム講演論文集 (1983)
- 7) Tamaru, T., et al.; "Combustion Instability of Gas Turbine Combustor Up to 50-Atmosphere Condition" ASME 86-GT-175 (1986)
- 8) 大塚貞吉, 他 3 名; 「超軽量ジェットエンジン試作 1 号機 (JR100) の燃焼器 (I)」, 航技研試料 TM-68 (1965)
- 9) 大塚貞吉, 他 2 名; 「高負荷燃焼器の箱形模型による実験」航技研報告 TR-118 (1966)
- 10) 鈴木(邦), 石井; 「高圧燃焼器の研究 (II)」航技研試料 TM-242 (1973)
- 11) 鈴木(邦), 石井; 「FJR エンジン用高圧形セクタ燃焼器模型の実験 (I)」航技研試料 TM-265 (1974)
- 12) Suzuki, K., et al.; "Design and Development of a High-pressure Combustor for Aero-Gas Turbine", Trans. ASME, Vol.100 (1977)
- 13) 黒沢要治, 他 3 名; 「ガスタービン実機燃焼器の部分要素模型による着火試験」, 航技研資料 TM-504 (1983/3) 1-15
- 14) 鈴木(邦); 「ガスタービン燃焼器設計・開発の一方法」機械技術研究所報告第 110 号 (1981/2)

Ⅲ. 5 燃焼器の流れと燃焼の数値シミュレーションー現状と問題点ー

本調査では実際の燃焼器を設計・開発する立場から, CFD (Computational Fluid Dynamics, 計算

流体力学) を設計ツールに適用する場合の観点に絞っている。従ってシミュレーションの物理モデル, 数値解法の詳細の議論までは立入らない。

(関心のある人は, 文献 1~3 及び個々の引用文献を参照)。また本誌でも過去にこのテーマに関連した講義⁴⁾, 解説⁵⁾があるので併せて参考にされたい。

1. 数値解析コード

1970 年代に入り, コンピュータの発達により 1 次元詳細化学反応と多次元反応性流れの数値解析が可能になり, その先駆けとなったのが, Patankar-Spalding の 2 次元境界層解析*用の GENMIX プログラム及び Launder-Spalding の乱流モデル**であると言われる⁶⁾。今日, 燃焼器内の流れ, 伝熱, 燃焼の数値シミュレーションにおいて最も進んでいると考えられる研究機関は, Imperial College (英国) 及び Livermore 研究所 (米国) と言われる。現在, 多くの研究者, 技術者が利用しているプログラムコードは上記の研究機関が提唱したモデルやアルゴリズムが基礎になっていると言われる。ガスタービン燃焼器では, 循環流を伴う複雑な乱流 3 次元流れであり, 偏微分方程式も楕円型となる。この条件に対応する計算機コードとしては (公開の形はとっていないと思われる), 研究者, 技術者に利用されているものとして, TEACH (Teaching Elliptic Axisymmetric Characteristics Heuristically) (Imperial College)⁷⁾, PHOENICS (Parabolic, Hyperbolic or Elliptic Numerical Integration Code Series) (CHAM)⁸⁾, FLUENT (Creave Research and Development), KIVA (LANL), INTERN (NREC) 等がある。

2. 解析手法

実機形状を想定したガスタービン燃焼器の最近の解析例を表 5.1 に示す。燃焼器ライナ内の (反応性を伴う) 流れ, ダンプディフューザ内の流れ, 燃焼器アニュラス部の流れ, 気流微粒化式噴射弁内の流れ, ライナの冷却スロット部の流れの解析等が実施されている。

*流れ方向座標に関しては放物型, 流れに直角方向の座標に関しては楕円形方程式。従って複雑なガスタービン燃焼器内の流れには向かない。

** $k-\epsilon$ 2 方程式モデル

表 5.1 実用燃焼器を対象とした数値解析例

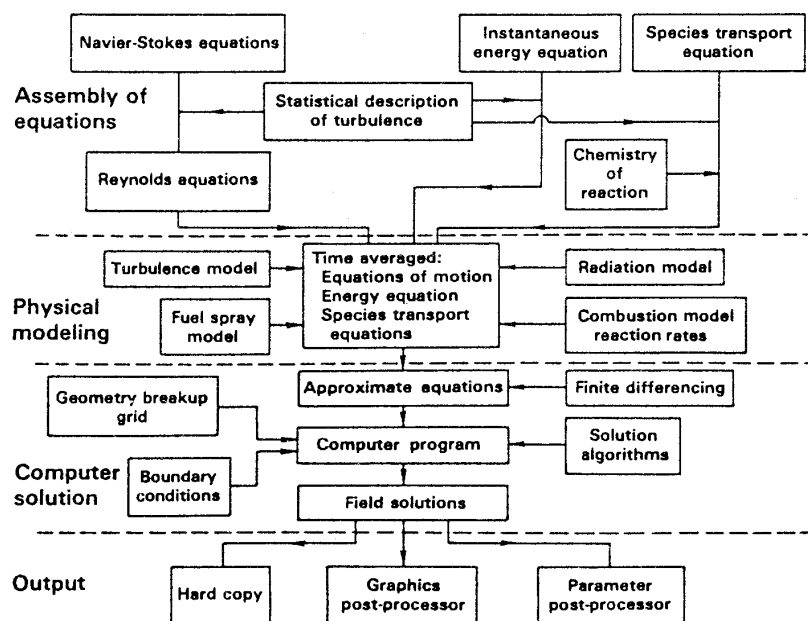
年	メーカ	解 析 目 的	モ デ ル	解 析 モ デ ル
1983	AVCO ¹⁰⁾	・“Horseshoe Vortex”燃焼器の解析, 水流可視化で検証(良い一致)。性能の異なる2種類の燃焼器につき流れの情報取得。	逆流アニュラ	・ $k-\epsilon$, 2ステップ反応モデル, 渦崩壊モデル, ラグランジェ, オイラ法, 風上差分
1984	AVCO ¹¹⁾	・上記燃焼器につき反応性流れ解析, ライナ空気孔位置による出口温度分布の変化予測。	〃	・ $36 \times 17 \times 25$, 直交座標系
1983	Allison ¹²⁾	・3種類の燃焼器(double vortex, reverse flow vortex, single vortex)の1次燃焼領域の空燃比分布解析によるスクリーニング及び実験との比較(良い一致)。	〃	・ $k-\epsilon$, 2ステップ反応モデル, 渦崩壊モデル, アレニウス型反応式
1984	GE ¹³⁾	・流れ, 空燃比, 温度分布予測, 出口温度分布の検証(あまり一致しない)。	F101 直流 アニュラ	・ $k-\epsilon$ ・ $63 \times 22 \times 32$ 直交座標系
1984	GE ¹⁴⁾	・実用燃焼器に形状を似せたモデルでの2次元流れ場の解析。 ・解法(ハイブリット, 2次風上, QUICK)の比較。	〃	・ $k-\epsilon$ ・ 41×41 , 物体適合座標
1985	IHI ¹⁵⁾	・3種類の燃焼器の出口温度分布解析(局所高温部の位置は予測と実験一致)。	直流アニュラ	・ $k-\epsilon$, 2ステップ反応モデル, 渦崩壊モデル
1985	Allison ¹⁶⁾	・Allisonにおける燃焼モデルの開発と検証の進め方。	〃	・ $40 \times 20 \times 25$ 直交座標
1987	GE ¹⁷⁾	・複雑な燃焼器形状に合うように, しかも空気孔フィルム冷却スロットも取扱えるcurvilinear nonorthogonal grid systemのコードについて記述, 燃焼計算例有り。	F101 直流 アニュラ	・ $45 \times 23 \times 23$
1987	GE ¹⁸⁾	・物体適合座標で燃焼器の流れ, 温度分布の解析, 温度分布の検証(良い一致)。 ・ハイブリット, 2次風上先分で比較し, 後者が良い。	F110/F101/ CFM56 直流 アニュラ	・ $k-\epsilon$, 確率密度関数を含む燃焼, 輻射無視, fast chemistry
1987	Garret ¹⁹⁾	・燃焼器開発のツールとして使用, アニュラス部の流れ, 燃焼解析(空気孔配置, 空気量配分の最適化, ライナ壁温予測)。	直流アニュラ	・ $45 \times 23 \times 25$, 上記格子
1985	GE ²⁰⁾	・速度分布の検証。 ・ハイブリット, 2次風上, QUICK法の比較。	ダ ン プ ディフューザ	・ $k-\epsilon$ ・ 47×48 , 物体適合座標
1986	PWA ²¹⁾	・直交座標と物体適合座標との比較。	〃	・ $k-\epsilon$
1986	IHI ²²⁾²³⁾	・速度分布の検証(良い一致), 圧損は格子をより細くする必要あり, ハイブリット, QUICKERの比較。	〃	・ $k-\epsilon$ ・ 141×81 , 物体適合座標
1987	SNECMA ²⁴⁾	・燃焼器ディフューザ, ドーム部の流れ解析実施(壁圧と分流比一致)。	〃	・ $k-\epsilon$
1988	IHI ²⁵⁾	・ディフューザ内に燃料噴射弁を有する複雑な場の速度分布の解析(良い一致)。	〃	・ $k-\epsilon$ ・ $49 \times 29 \times 35$
1985	PWA ²⁶⁾	・気流の速度分布の検証(良い一致)。	気流微粒化式 噴射弁	・ $k-\epsilon$ ・ 80×60 , 直交座標

燃焼器ライナ内の反応性を伴う流れの数値シミュレーション(全体的な計算過程を理解するため図 5.1⁹⁾ 参照)では下記手法の傾向が見られる。

流れ場の解析(エネルギー方程式, 物質輸送方程式を含む)はコントロールボリューム法(有限差分法), 解法はSIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), 差分方程式解法アルゴリズムはTDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm)で行う。粒子(噴霧液滴)と気相の相互干渉はPSI-Cell (Particle Source in Cell) モデルを使い, 粒子の運動方程式はラグランジェ的

に扱って計算する。この方法では粒子の挙動をかなり細かい現象までシミュレートすることが可能で, 且つ計算時間の短縮化, 流れ解析のアルゴリズムをそのまま利用できるのもメリットが大きい。

乱流モデルは $k-\epsilon$ 2方程式モデルが殆んどで主流, 燃焼モデルは2段不可逆総括燃焼モデルが主であるが, 一部には濃度の確率密度関数(PDF)を取り入れて燃料と空気の不均質性を考慮している例も見受けられる。化学反応はアレニウス型であるが, 乱れの影響については渦崩壊モデルが多く採用されている。輻射モデルはフラックスモデルが主である。座標系は直交座標系で, 複

図 5.1 計算の流れ⁹⁾

雑な形状部では計算メッシュを細かく分割する方法を取っていたが、最近では物体適合座標系を用い、複雑なガスタービン燃焼器形状にマッチするようにしてきている。ダンプディフューザの解析では $k-\epsilon$ 2 方程式モデル、物体適合座標系が主流である。

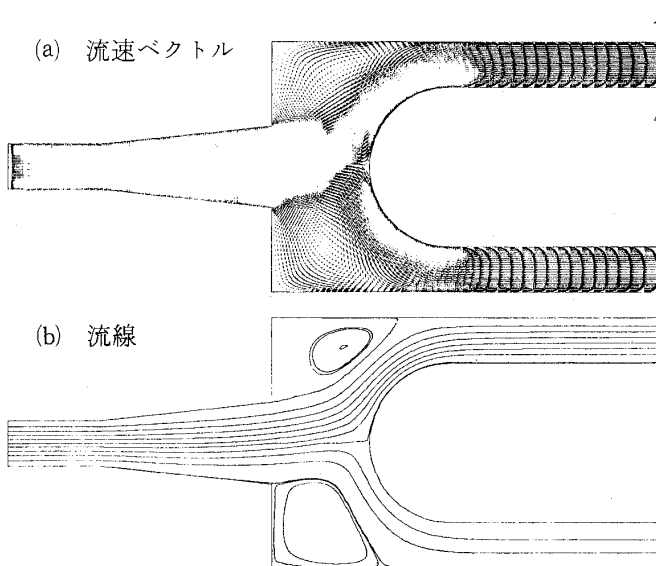
3. 有効性

最も関心の高い点であろう。ガスタービン燃焼器の要素を代表する流れをカバーすべく実施されている NASA の研究 (GE, PWA, Garret 3 社が実施したもので既存コードの有効性を調査) の結論は、3 社とも驚くべきほどに同じ結論に至っているが、次の通りである⁹⁾。すなわち、現在使用されているコードは、寸法効果、測定不可能な部分の現象の理解及びパラメータ値を振った時の目的には自信をもって使用され得るが、燃焼効率及びエミッションの予測にはまだ十分な精度が得られていない、としている。

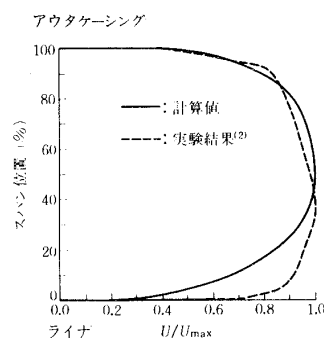
4. 実機用燃焼器を対象とした解析例

表 5.1 に示すように Allison, AVCO, Garret, GE, IHI, PWA 等が航空エンジン用燃焼器を対象としている。数多くの例があるが、ここでは代表的なものを示す。

(1) ダンプディフューザ内の流れ：図 5.2²³⁾ は環状ダンプディフューザへの応用例で、流速分布の実験結果との比較を示す。計算格子は 141×81 の



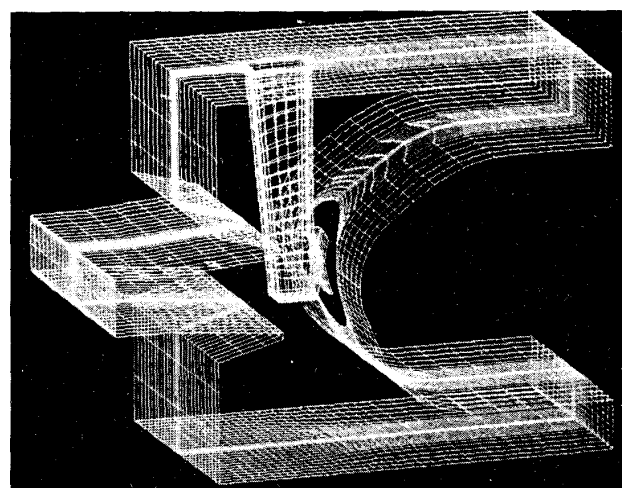
(a) 環状ダンプ・ディフューザの計算結果



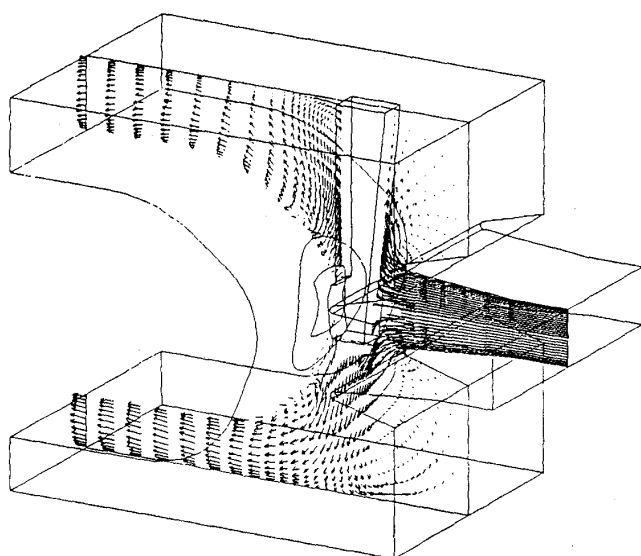
(b) アウタ側出口における流速分布 (環状ダンプ・ディフューザ)

図 5.2 ダンプディフューザの流れ解析²³⁾

密な格子，ディフューザの流入流速分布は実験結果を与えている。アウト側及びインナ側の壁における流れの境界条件は，Wall Function を用いている。 $k-\epsilon$ 2 方程式モデル，ハイブリッド，SIMLE，TDMA，物体適合座標，繰返し計算回数 400 回である。ダンプディフューザに特徴的な渦がはっきりと出ている。図 5.3²⁵⁾ は図 5.2 と同じ方法によるものであるが，ディフューザ部に燃料噴射弁が挿入されている複雑な形状の場合の計算格子と速度分布である。これらの結果はディフューザの入口条件が変化した時のインナ／アウト環状部の空気流量配分への変化，圧力損失の見積り等に使用される。但し圧損計算では，フロー



(a) 計算格子



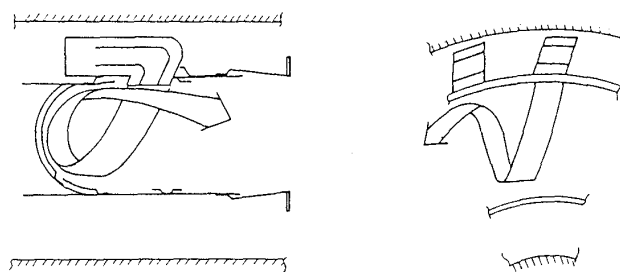
(b) フローパターン

図 5.3 ダンプ・ディフューザの流れ解析²⁵⁾
(燃料噴射弁を有する場合)

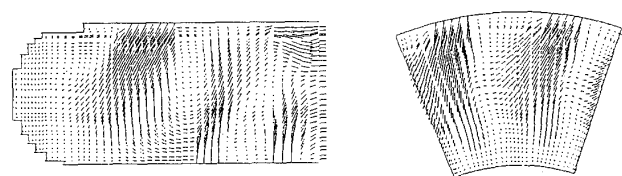
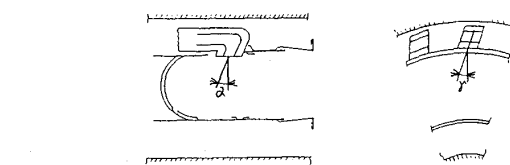
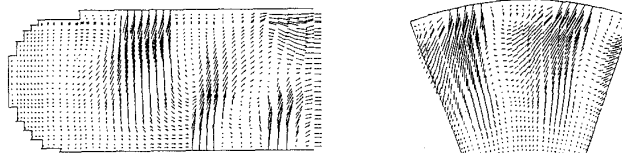
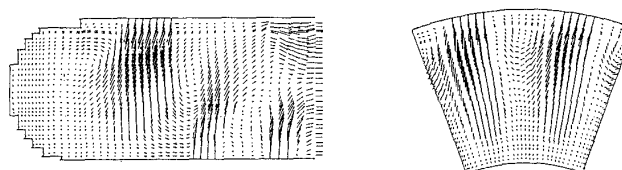
パターン計算時よりも細密な計算格子，繰返し計算回数が必要である。

(2) 燃焼器内の流れ：図 5.4²⁹⁾ は燃焼器内の流れ場が燃焼性能に影響を与える型式の燃焼器の解析で，流れはイメージ図に示すように複雑である。一方噴流は α ， γ の角度でライナ内に流入する。一次燃焼領域の渦の大きさ，円周方向の旋回どうしの干渉の有無がシミュレーションされ，最適形状のスクリーニングに活用される。計算方法は上記(1)と同様であるが，直交座標，計算回数 400 回である。計算格子数は $46 \times 32 \times 31$ である。

(3) 燃焼器内温度分布：高温燃焼器では局所的高温部を消すことが特に重要である。図 5.5¹⁵⁾ は燃



(a) 流れのイメージ

(a) $\alpha = 27^\circ$, $\gamma = 20^\circ$ (b) $\alpha = 14^\circ$, $\gamma = 20^\circ$ (c) $\alpha = 14^\circ$, $\gamma = 10^\circ$

(b) フローパターン

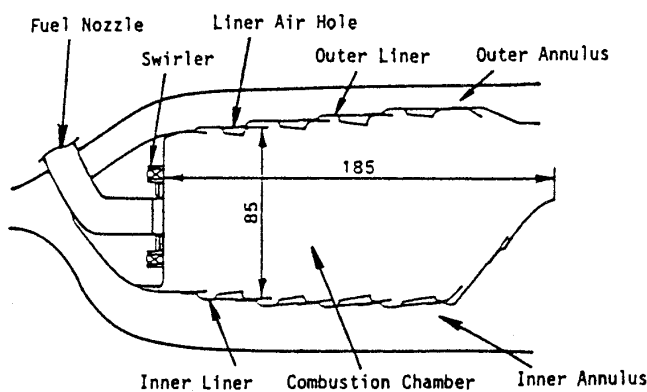
図 5.4 噴流旋回型燃焼器内の流れ解析²⁹⁾

燃器内部の軸方向の温度分布の変化を示したものである。上流側での大きな高温部が空気孔からの空気で希釈混合され小さくなっていくのがわかる。又 実験との比較では、局所高温部の位置は概して良く合っている。解析に使用したモデルは、 $k-\epsilon$ モデル、反応モデルはアレニウス型反応速度式と渦崩壊モデル、ふく射モデルは6フラックスモデルである。ハイブリッド、SIMPLE、TDMA法で、計算格子数は $40 \times 20 \times 25$ 、計算回

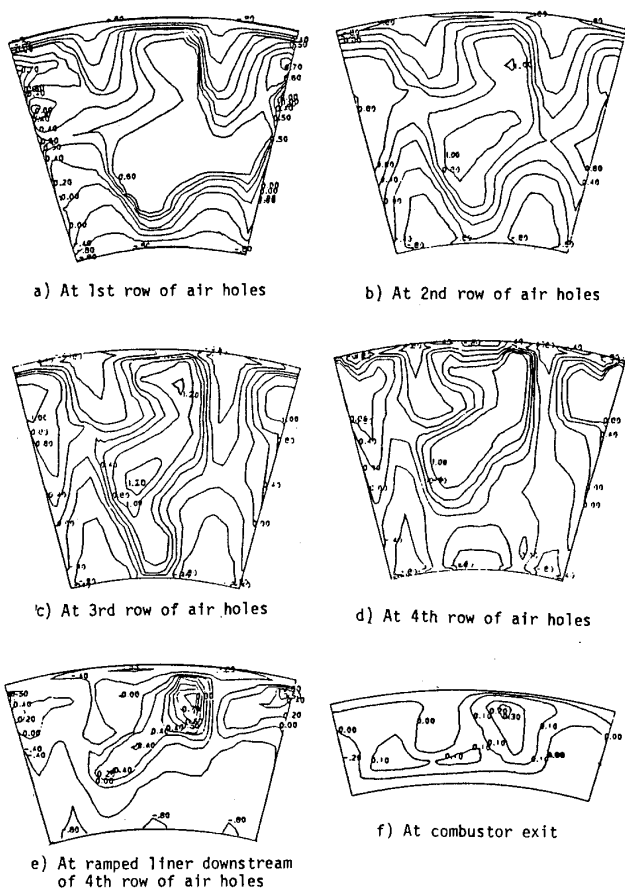
数500回である。

(4) 気流微粒化式燃料噴射弁の気流の速度分布、空燃比分布：本噴射弁の微粒化特性、燃料分布、空燃比分布は微粒化用空気の流れと密接な関係があること、又、この噴射弁のフローパターンは燃焼器内フローパターンと著しく干渉するので気流の速度分布の把握は重要である。図5.6に例を示す。軸対称、解析手法は前述と同じである。図5.7²⁷⁾には液柱微粒化式噴射弁の場合で液滴の軌跡、燃料分布を示す。この場合では液体の微粒化をモデル化し得ていないので実験により粒径分布を与えている。

(5) ブラフボディを有する高速流れ：ATR、TRJあるいはアフタバーナにはブラフボディによる保炎方式が採用される。図5.8²⁸⁾は3次元形状を有するガッタまわりの流れで、高、低温の二層流の流れ、混合の解析を行い、燃焼の安定性、燃焼効率に関連する燃料分布の予測などに利用されている。計算格子は $80 \times 49 \times 66$ である。

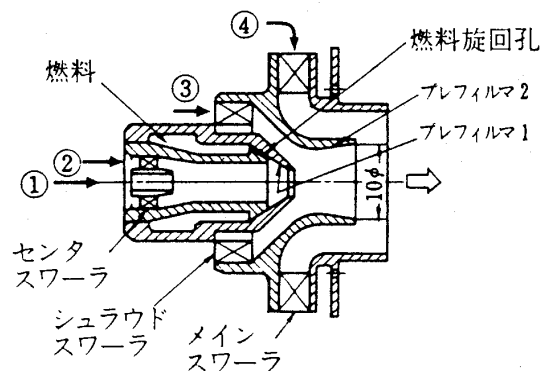


(a) モデル

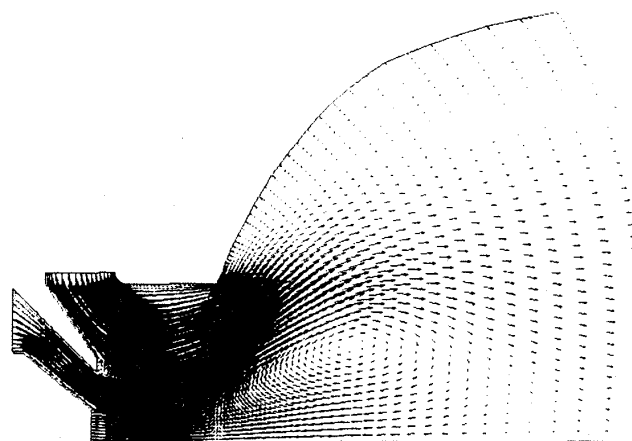


(b) 温度分布

図 5.5 燃焼器内温度分布の解析¹⁵⁾

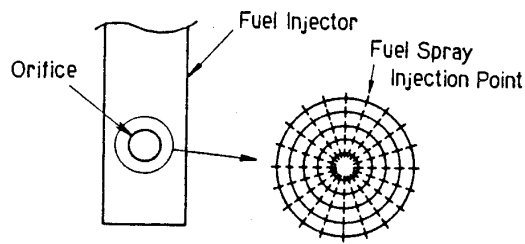


(a) モデル

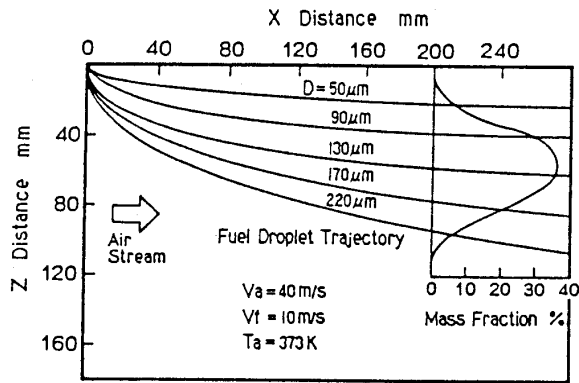


(b) 速度分布 (軸方向)

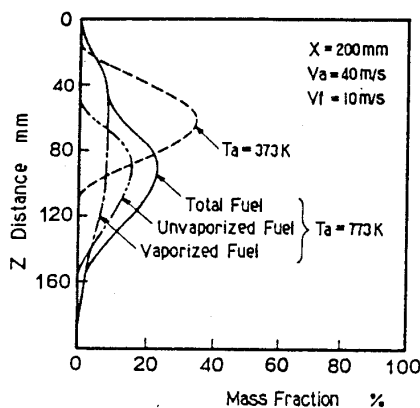
図 5.6 気流噴射弁の気流の解析



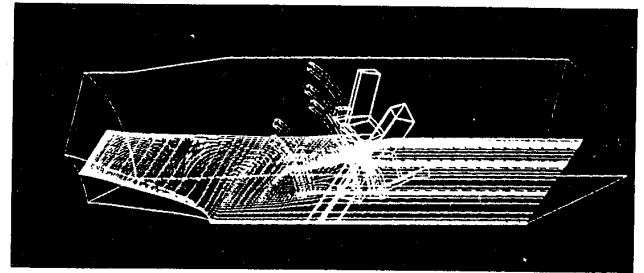
(a) 噴霧の吹き出しモデル



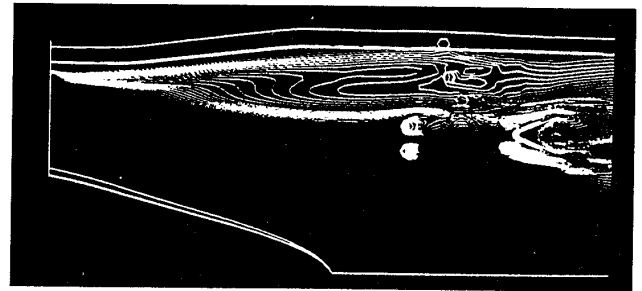
(b) 燃料液滴の軌跡と燃料分布 (解析)



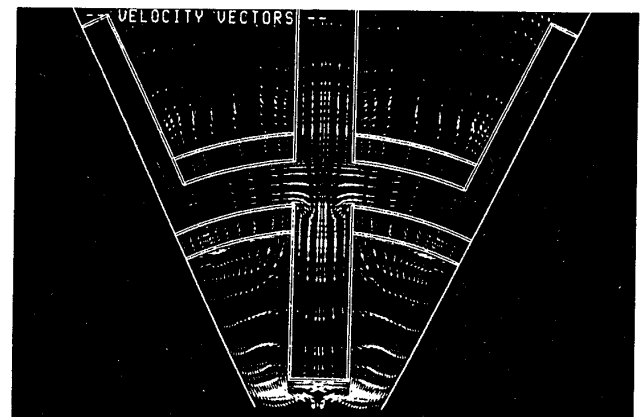
(c) 気流温度と燃料分布の関係 (解析)

図 5.7 液柱微粒化式噴射弁の燃料分布解析²⁷⁾

(a) 計算格子 (80 × 49 × 66 の一部表示)



(b) 温度分布 (半径方向ガッタを含まない断面)



(c) 周方向速度分布

図 5.8 ブラフボディ周りの解析²⁸⁾

5. 精度向上

上記の例においても解析手法を示せば誰もがそれで妥当な解が得られるという訳では勿論ない。適した差分解析法、メッシュの切り方、実験定数、入力条件が選ばれ、検証されて使用されるべきである。反応性の流れの場合、物理的なモデルとして、乱流、燃料噴霧、反応、輻射の重要順でモデルの改良が必要であると言われている⁹⁾。しかしこれらの物理モデルの研究はそれ自身が一大研究分野であり、ここでは述べない。しかし、実用上、当らずとも遠からずのモデルを使用し、それを承知の上で、他の部分で改良し検証が進められている例を紹介する。

(1) 乱流モデル： $k-\epsilon$ モデルは異方性が強い場合にはその正当性を失う。従って強い旋回流、強い曲率を有する流れには向かない。 $k-\epsilon$ モデルの C_μ を一定とする代りに、これらの流れに対して C_μ を変化させる改良例がある^{30,31)}。

(2) 乱流の長さスケール、運動エネルギー：ダクト内の流れに直角に噴流を流した場合、通常、図 5.9⁹⁾に示すように計算値の方が、噴流の濃度プロファイルがシャープになる($k-\epsilon$)。入力として乱流の長さスケール、エネルギーを変化させた時の比較図を図 5.10³²⁾に示す。このように入力条件によって大きく変化することに注意しなければならない。

(3) 差分法：方法により必ずしも流れを適切にとらえられるとは限らない。図 5.11⁹⁾ にその例を示す。ハイブリッド法ではとらえられない流れが BSUDS (Bounded Skewed Upwind Differencing Scheme) 法ではとらえられている。

(4) 計算格子数：格子数と精度の比較例を図 5.12⁹⁾ に示す。差分法にも大きく依存する。現在では、計算機の記憶容量、計算時間の実用性の点から 3 次元の流れ計算で最大 $100 \times 50 \times 50$ 程度と考えられる。

(5) 座標：直交座標系から、一般座標系を用いた物体適合座標が実用化され、更には adaptive grid 法が研究されている。adaptive grid 法は状態量の変化の大きい部分の格子数を密にして精度を向上させるもので物体適合座標との比較を図 5.

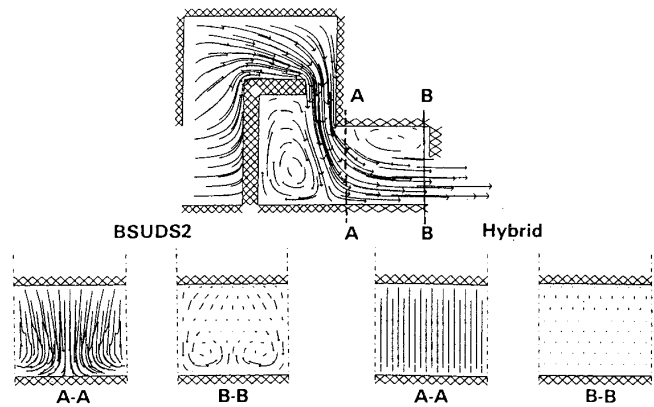


図 5.11 差分法によるフローパターンの解像度⁹⁾

Grid	Nodes	Iterations	CPU-Minutes
39 x 39	1521	475	10
50 x 39	1950	537	25
50 x 44	2200	763	46

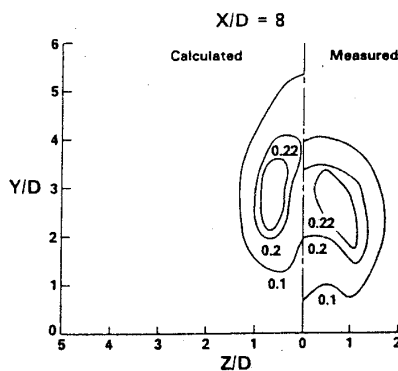


図 5.9 流れに直角な噴流の濃度プロフィール⁹⁾

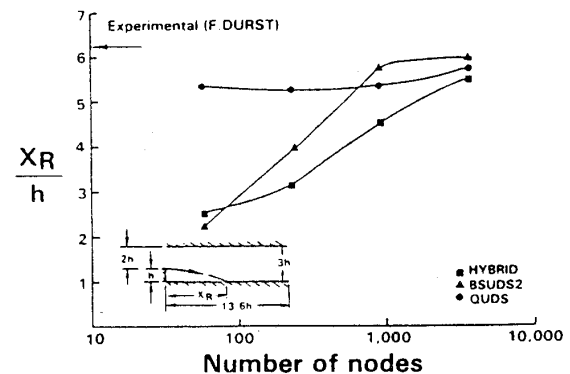


図 5.12 格子数と精度の比較⁹⁾

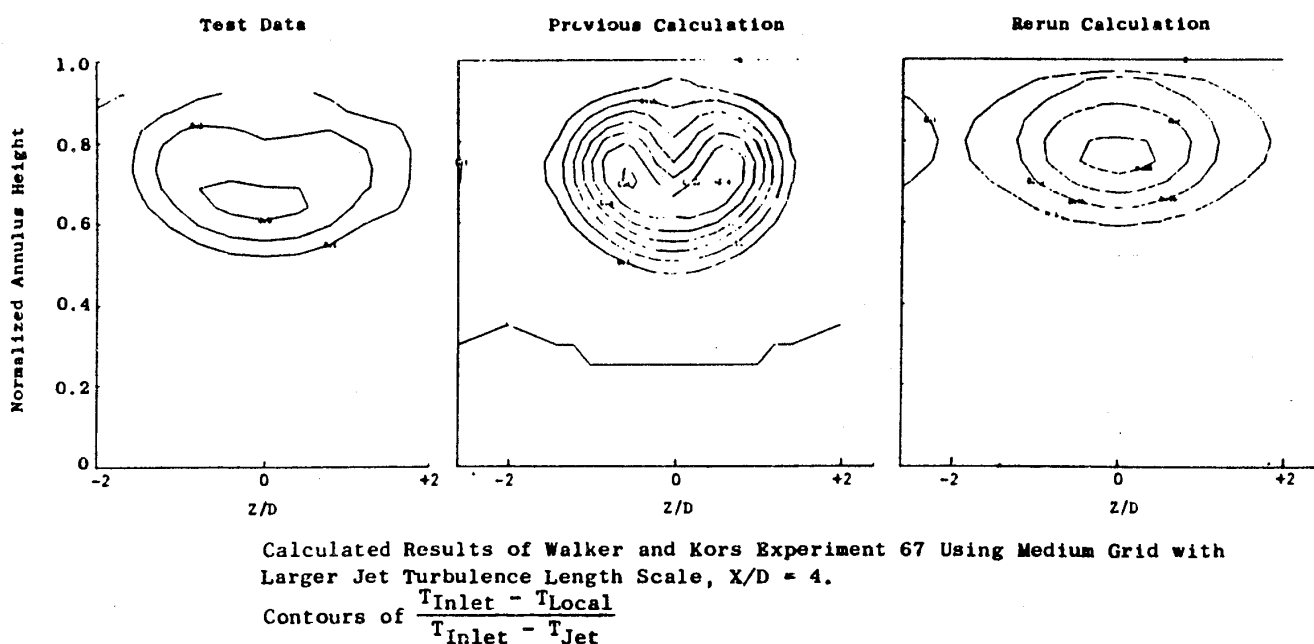


図 5.10 入力条件の違いによる噴流の濃度プロフィールの違い³²⁾

13³³⁾に示す。

6. コンピュータ

コンピュータの最近の進歩は目ざましい。表5.2にこれまでに登場した主なスーパーコンピュータを示す。現在最も速いスーパーコンピュータのピーク性能は10 GFLOPSに達している。一方、現在のコンピュータレベルで流れと燃焼のシミュレーションの所要演算時間、記憶容量を見積ると表5.3, 5.4³⁴⁾のようになる。スーパーコンピュータでは汎用大型計算機の100倍程度の処理速度があるため、実用CPU時間を数時間と考えると扱える範囲が3次元では1座標方向の格子点数が100程度

表 5.2 これまでに登場した主な
スーパーコンピュータ³⁴⁾

出荷年	機 種	ピーク計算速度
1976	CRAY-1	160 MFLOPS
1982	CRAY X-MP/2	470
1983	VP-200	500
1983	S-810	630
1984	CRAY X-MP/4	940
1985	SX-2	1,300
1985	CRAY-2/4	1,950
1987	VP-400E	1,700
1987	ETA10/8	10,000
1988	S-820/80	2,000
1988	CRAY Y-MP/8	2,670



(a) original grid system



(b) constant u-velocity contours on grids (a)



(c) adaptive grid system



(d) constant u-velocity contours on grids (c)

Comparisons of Adaptive Grid Method and Smooth Grid Method (41 × 26, Nodes, Re = 500, Second-Order Upwind)

図 5.13 Adaptive grid³³⁾

である。尚、燃焼を伴った流れの計算時間は、反応を伴わない時の3～4倍と考えられる。図5.8の例では計算格子数80×49×66, VP-200コンピュータで計算速度は2時間である。燃焼を取り扱う、精度の高い、3次元の実用的な計算を行うには、更に大きい記憶容量、速度のコンピュータが望まれる。しかし、一方、どんな解析でもスーパーコンピュータを使い、力づくで解けば良いという訳ではなく、常に解析目的、コスト、アウトプットの質を考えるべきで、簡単な解析で十分な精度が得られる場合も少なくないことを念頭に置くべきであろう。

7. 問題点

以上、現状と問題点を述べできたが、更に詳細な問題点の指摘は、引用文献、更に文献(35, 36)も参照されたい。流れの解析の研究も $k-\epsilon$ 2方程式から応力方程式, LES, Direct Methodと進

表 5.3 所要演算時間の見積³⁴⁾

1座標方向当りの 格子点数	CPU時間	
	2次元	3次元
20	6分	2時間
50	40分	1日
100	3時間	12日
200	11時間	3月
500	3日	4年
1000	12日	32年

現在の汎用大型計算機で扱える範囲

現在のスーパーコンピュータで扱える範囲

表 5.4 所要主記憶容量³⁴⁾

1座標方向当りの 格子点数	主記憶容量	
	2次元	3次元
20	40KW	800KW
50	250KW	12MW
100	1MW	100MW
200	4MW	800MW
500	25MW	12GW
1000	100MW	100GW

現在の汎用大型計算機で扱える範囲

現在のスーパーコンピュータで扱える範囲

むように思えるが、コンピュータの発達の一速と無縁では考えられない。一方、又研究とは別に、実用に耐える解析手法の開発も重要である。燃料噴霧のモデル化も重要な問題で、現在は単一の液滴のモデルを組み込んでいるに過ぎない。単一からarray, 更には噴霧群としての取扱い、液滴どうしの干渉、気液二相の干渉の取扱いなど、この分野での研究の進展が待たれる。幸いこの方面の研究発表もなされてきている。反応について言えば、現状は2ステップ反応と渦崩壊モデルの組み合わせが主流であるが、中には計算容量とのかね合いで、fast chemistry (1ステップモデルで燃料と酸素が瞬間的に反応すると仮定。乱流混合が支配的な高温拡散炎にのみ近似的に正しいとされる) で取扱っている例もある。しかし時間分解能、空間分解能を考える時、メタンの素反応でさえも80ケはあると言われており、この点も吟味が必要である。更に、現状では均質な場として取扱ってきた濃度場も本来は分布を有するものであり、最近ではPDF (確率密度関数) を取入れてきている。輻射モデルはフラックスからゾーン、モンテカルロ法による取扱いも考えられている。座標系も直交座標から物体適合座標、Adaptive Gridと解析上、効率的、柔軟性のある座標系が考案されて来ている。差分法も同様、今後は問題に適した方法が考案される必要がある。

8. まとめ

流れの解析では、 $k-\epsilon$ モデルはすでに実用段階に入っていると思われる。燃焼を含む流れは定量的に一致しているとは言えないが、全般的な傾向は予測できる。設計・開発者の立場から言えば計算方法や仮定にあらっぽいものがあったとしても設計の指針たる情報が得られれば有用であると考えられる。

現場の設計・開発部門では、シミュレーション技術者と実験解析技術者は、今後ますます距離を近くして互いの共同作業で燃焼器開発をして行くべきであろう。又、数値解析技術と燃焼器の現象の両方に明るい技術者が今後は要求されて来るであろう。

一方、モデルの解明では、燃焼研究者と、実用を目指した燃焼技術者も今後ますます距離を近くして互いに協力し合っていく必要があるだろう。

米国では、NASAの支援でガスタービン燃焼器を対象とした反応を伴うCFDの有効性の検証や改良、発展が官学民一体となって推進されている。本調査でもその一部が紹介された。NASAのP. Kutlerが第21回米国航空宇宙学会の招待講演の中で以下のように述べている。“政府機関が開発したソフトウェアは米国内で自由である。しかし、これを外国に渡すことは禁止されている。但し、等価交換の場合は例外である。これはCFDばかりでなく、米国が技術的優位性を保持している分野で米国のリーダーシップを保護するための政策である。” 我国でも官学民による基礎から実用研究開発に至る共同開発システムづくりの推進により、数値解析技術力の強化、その基礎となるモデルの解明、データベースの構築が必要であろう。(佐藤幸徳)

〔調査文献〕

- 1) Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere/McGraw-Hill (1980), 同上邦訳版, 水谷, 香月「コンピュータによる熱移動と流れの数値解析」, 森北出版 (1984)
- 2) 日本機械学会編, 「燃焼のレーザ計測とモデリング」, 日本機械学会/丸善 (昭62)
- 3) 日本機械学会編, 「流れの数値シミュレーション」, 日本機械学会/コロナ社 (昭63)
- 4) 水谷, 香月, 「燃焼のシミュレーション」, 日本ガスタービン学会誌, 12-48 (昭60-3) pp27-33, 同上 13-50 (昭60-9) pp10-16, 同上 13-51 (昭60-12) pp28-35
- 5) 佐藤, 藤, 「燃焼器設計への数値解析の適用と課題」, 日本ガスタービン学会誌, 13-51 (昭60-12) pp21-27
- 6) 水谷, 「燃焼研究と燃焼技術の動向と問題」, 日本機械学会論文集 (B編), 54-502 (昭63-6) pp1215-1221
- 7) Gosman, A. D., Lockwood F. C., Syed, S. A., "Prediction of A Horizontal Free Turbulent Diffusion Flame", 16th Symp. (Int.) on Comb., pp1543-1555, 及び Gosman, A. D., Ideriah, F. T. K., "TEACH-T: A General Computer Program for Two-Dimensional, Turbulent Recirculating Flow", Imperial

- College, Dept. of Mech Engng. Rept. (1976)
- 8) Spalding, D. B., Tatchell, D. G., "A General-Purpose Fluid-Mechanics Computer Program For Turbomachinery Applications," 15th CIMAC, Paris (1983) pp361-388
 - 9) Sturgess, G. J., James, R. H., Syed, S. A., "Computing Gas Turbine Combustors", ASME Proc., Computers in Engineering, Vol3 (1985) pp261-275
 - 10) Turan, A., Ruggieri, N. G., Smith G. E., "Three-Dimensional Modeling of Horseshoe Vortex Flows, ASME 84-GT-191 (1983)
 - 11) 同上, "Three-Dimensional Modeling of Reacting Flows in Horseshoe Vortex Combustors", ASME 84-GT-170 (1984)
 - 12) Sullivan, R. E., Sutton R., Miles, G., Young, E., "Application of 3D Aerodynamic/Combustion Model to Combustor Primary Zone Study", AIAA-83-1265 (1983)
 - 13) Kenworthy, M. J., Burrus, D. L., "Internal Flow Field Calculations for Annular Combustor Configurations", AIAA-84-1168 (1984)
 - 14) Shyy, W., Correa, S. M., Tong, S. S., "Demonstration of a New Body-Fitted Coordinate Code for Modeling Gas-Turbine Combustor Flows", AIAA-84-1381 (1984)
 - 15) Sato, Y., Tagashira, T., Toh, H., Watanabe, T., "Application of 3-D Aerothermal Model and Flow Visualization Technique to the Combustor Exit Gas Temperature Study", AIAA-85-1313 (1985)
 - 16) Mongia, H. C., Reider, S. B., "Allison Combustion Research and Development Activities", AIAA-85-1402 (1985)
 - 17) Shyy, W., Braaten, M. E., Sober, J. S., "A Three-Dimensional Grid Generation Method for Gas Turbine Combustor Flow Computations," AIAA-87-0204 (1987)
 - 18) Shyy, W., Braaten, M. E., "A Numerical study of Flow in Gas-Turbine Combustor" AIAA-87-2132 (1987)
 - 19) Sanborn, J. W., Lenertz, J. E., Johnson, J. D., "Design and Test Verification of a Combustion System for an Advanced Turbofan Engine, AIAA-87-1826 (1987)
 - 20) Shyy, W., "A Further Assessment of Numerical Annular Dump Diffuser Flow Calculation", AIAA-85-1440 (1985)
 - 21) Syed, S., Siddons, W. D. Jr., "Development of a Multi-Region Orthogonal Curvilinear CFD Code for Gas Turbine Combustors", AIAA-86-1664 (1986)
 - 22) Ando, Y., Kawai, M., Sato, Y., Toh, H., "Numerical Calculations of Turbulent Flows in a Dump Diffuser", AIAA-86-1656 (1986)
 - 23) 安藤, 河合, 佐藤, 藤, 「ダンプリューザ乱流流れ場予測プログラムの開発」, 石川島播磨技報, 第27巻第1号(昭62・1) pp7-12
 - 24) Jeandel, D., Brun, G., Meunier, S., Desautly, M., "Numerical Simulation of Diffuser/Combustor Dome Interaction", ISABE 87-7071 (1987)
 - 25) Ando, Y., Kawai, M., Sato, Y., Toh, H., "Three-Dimensional Turbulent Flows in a Dump Diffuser", AIAA-88-0185 (1988)
 - 26) Smith, C. E., Graves, C. B., "Fuel Injector Characterization and Design Methodology to Improve Lean Stability", AIAA-85-1183 (1985)
 - 27) 佐藤, 藤, 仲田, 堀, 「気流中に燃料を吹出した場合の空燃比分布解析」, 第26回航空原動機に関する講演会(昭61)
 - 28) 佐藤, 藤, 安藤, 河合, 「ブラフボディを有する高速流れ場の数値解析」, 第6回航空機計算空気力学シンポジウム論文集(航技研特別資料)(昭和63年発表, 64年発行予定)
 - 29) 青野, 佐藤, 藤, 渡辺, 米沢, 細井, 「噴流旋回型環状高負荷燃焼器の研究」, 日本航空宇宙工業会革新航空機技術開発センター報告書(昭63)
 - 30) Abjela, M. T., Lilley, D. G., "Swirl Confinement and Nozzle Effects on Confined Turbulent Flow", AIAA-84-1377 (1984)
 - 31) Chen, Y. S., Sandborn, V. A., "Computational and Experimental Study of Turbulent

- Flows in 180 Degree Bends", AIAA-86-1516 (1986)
- 32) Kenworthy, M. J., Correa, S. M., Burrus, D. L., "Aerothermal Modeling, phase I - Final Report, Vol. I and II", NASA CR-168296 (Nov. 1983)
- 33) Shyy, W., Correa, S. M., "A Heuristic Evaluation of Numerical Methods for Complex Flows", ASME Proc., Computers in Engineering, Vol. 3 (1985) pp 285 - 293
- 34) 近藤, 「スーパーコンピュータを利用した流れと燃焼のシミュレーション (自動車産業における動向)」, 機械の研究, 第 40 巻第 7 号 (1988) pp 42 - 48
- 35) Jones, W. P., Whitelaw, J. H., "Modeling and Measurements in Turbulent Combustion", 20th Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute (1984) pp 232 - 249, 及び同上講演の概要報告として 吉田, 燃焼研究, 第 67 号, 日本燃焼研究会 (1984) pp 16 - 17
- 36) Gupta, A. K., Lilley, D. G., "The Gray Areas in Combustion Research", AIAA-86-1663 (1986)

Ⅲ. 6 新しい測定法の性能評価への応用

(1) 燃焼器性能と測定法の問題点

一般に燃焼器で確認すべき性能には, 燃焼効率, 圧力損失, 着火・再始動特性, 燃焼安定限界, 出口温度分布, ライナ壁温, 排気特性 (CO , HC , スモーク, NO_x) があり, これらの性能を求めるために燃焼器の作動条件と主に燃焼器出口の温度, 圧力, 成分濃度の測定が必要となる。また, 燃焼器の研究, 開発では, 燃焼器内の流れ, 温度, 成分濃度, 燃料噴霧特性なども明らかにする必要がある。

性能評価と燃焼器内の現象の解析に使用する測定法に対しては, 一般要求としての, 信頼性, 操作性, 経済性, 測定精度のほかに, 燃焼器特有の要求として, 密閉された試験装置内の測定に対応でき, 多点測定が可能で, 高温・高速流に耐えられ, 場を乱すことが少なく, できれば乱流変動を測定し得ること, などがあげられる。最近では,

前節までにも述べられているように, ガスタービンの高性能化に伴う燃焼器の高圧, 高温化が進んでいるために, 非常に厳しい条件に耐える測定法の確立を急ぐ必要があり, また, 高度の要求性能を追求し, その性能を裏付けるデータを得るために, 測定精度を向上し, 測定値の定量的妥当性を明らかにする必要があるが生じている。

以下では, 最近10年間の燃焼器測定法に関する文献を調査した結果を述べる。これらは, 流れ, 温度, 成分濃度およびその他の測定法に分けられており, 各節では本委員会から出された現在の測定法に対する要望をまじえて記述し, 調査文献の内容は表にまとめている。

新しい測定法としてレーザ応用の測定法が多方面で試みられ, 非接触測定は新しい時代を迎えたといえる。レーザ応用測定法を含め最近開発される測定法は光学的方法が多いが, これらは局所測定を目的とするものと可視化や画像処理により二次元あるいは三次元の情報を得るものがある。燃焼器の測定にこれらの測定法を適用するための研究も進められているが, 一般的な実用化には種々の困難があり, 現在は部分的に噴霧測定装置やレーザドプラ流速計 (LDV) を使用する段階にとどまっている。従って, 今後新しい測定法の開発, 実用化が必要なことはもちろんであるが, 当面は従来法の再検討も重要な意味を持っているので, 以下では従来法の改良に関する文献も取り上げてある。

(2) 流れの測定法 (表 6.1)

LDV が実用化されたことにより, 燃焼流の非接触測定が可能となった。実用燃焼器では光学パスがとりにくいので内部流れへの適用は制限されるが, モデル燃焼器で特に気体燃料を用いた研究では多くの適用例があり, 燃焼場と非燃焼場の流れの比較が行われている。LDV ではシード粒子の影響, 混入法が問題であろう。

従来法として簡便な非燃焼流の測定 (ピトー管, 熱線, トレーサ法, 水流モデルなど) もそれぞれの研究の目的に合わせて使用されている。これらの結果から燃焼場を議論するための相似則などの開発が現場から望まれている。

(3) 温度の測定法 (表 6.2)

燃焼器における温度測定には, ライナ壁温の測

表 6.1 流れの測定法

文 献 番 号	測 定 法	概 要
1	L D V	T63燃焼器出口での燃焼、非燃焼流 れの測定
2	L D V	セクタモデル内の流速測定
3	L D V	ダンプ燃焼器での非燃焼流れの測定
4	L D V	水素・空気平行流燃焼器での燃焼、 非燃焼再循環流の測定
5	L D V / C A R S	プロパン・旋回流、ブラフボディ燃 焼器の燃焼、非燃焼流れの測定
6	L D V、火花追跡法	ケロシン・旋回流燃焼器内の流速測 定と流れの観察
7	L D V	燃焼器測定に使用するときの注意点
8	L D V、水流モデル	矩形燃焼器での燃焼、非燃焼流れの 測定
9	L D V	微粒子シード法の開発
10	L D V	N a I水溶液を用いた旋回流燃焼器 水流モデルでの流速測定
11	L D V	プロパン・缶形燃焼器内の燃焼、非 燃焼流れの測定
12	L D V	JT8Dサイズの缶形燃焼器内の非燃焼 流れの測定
13	ビデオ画像	色素、粒子軌跡による再循環流の解 析
14	水素気泡法	水流モデルでのディフューザ部の流 れの可視化
15	・・・	流れの可視化法のレビュー
16	水銀蒸気吸光法	Vガッタ再循環領域の特性の測定
17	ビトー管、熱線	旋回流燃焼器での非燃焼平均、変動 速度の測定
18	アルゴントレーサ法	モデル燃焼器での流入2次空気の挙 動の測定
19	ヘリウムトレーサ法	旋回流燃焼器での滞留時間の測定

表 6.2 温度の測定法

文 献 番 号	測 定 法	概 要
1	Pt/Rh熱電対	かくはん燃焼器内の変動温度測定
2	Pt/Rh熱電対、吸引バ イロメータ	缶形燃焼器内のガス温度の測定値と 成分濃度からの計算値の比較
3	シースCA熱電対	ライナ壁への熱電対取付け法の検討
4	Pt/Rh熱電対	燃焼器出口での変動温度測定用ダブル 熱電対の開発
5	Pt/Rh熱電対	くし形熱電対の輻射、伝導誤差の評 価試験
6	Pt/Rh熱電対	火炎の変動温度測定法の改良
7	C A R S	旋回流燃焼器内部、JT12燃焼器出口 でのCARS法温度測定の実証
8	・・・	CARS, 熱電対によるエンジン排ガス 温度測定法のレビュー
9	C A R S	ケロシン・燃焼器出口、1次領域で の温度、O ₂ 濃度測定
10	C A R S	ブラフボディ燃焼器内の平均温度、 温度PDFの測定
11	C A R S	〃
12	C A R S	ビーム分割簡易CRAS法によるスター リングバーナの平均、変動温度測定
13	サーモカメラ	燃焼器出口断面温度分布測定の模擬 試験
14	レーザーラマン	水素燃焼器での温度変動の確認
15	・・・	各種温度測定法のレビュー
16	サーモカメラ	画像解析を用いた壁温測定によるラ イナ冷却法の比較
17	光ファイバ温度計	バーナ火炎を用いた光ファイバ温度 計の特性の検討
18	熱電対、光ファイバ 温度計	強制冷却式熱電対の開発

定にパイロメータや測温塗料が使用される以外はもっぱら熱電対が用いられている。燃焼器の性能向上と関連して熱電対の誤差補正や変動温度の把握、すなわち温度測定の精度向上が重要になってきている。また燃焼器の高温化、燃焼領域の解析のために、熱電対では対応できない高温ガスの局所温度測定法の開発が望まれるところである。この要望を満たす光学的方法にCARSがあり、燃焼器への適用が試みられているが、一般的とはいえない。

最近、接触法ではあるが熱電対の限界を少しでも改善する方法として、サファイアセンサを用いた光ファイバ温度計が開発され、使用例が報告されるようになった。ガス温度以外では、ライナ壁温測定の精度向上が望まれている。

(4) 成分濃度の測定法 (表 6.3)

成分濃度の測定はプローブによるガス採取と連続分析計の組合せで行われるのが一般的である。調査文献にも水冷ステンレスプローブとNDIR、磁気式酸素計、化学発光NO_x計、炭化水素計を組

表 6.3 成分濃度の測定法

文 献 番 号	測 定 法	概 要
1	ステンレスプローブ	プロパン・缶形燃焼器内の濃度分布 測定 (CO, CO ₂ , O ₂ , UHC, NO _x , H ₂)
2	ステンレスプローブ	〃
3	ステンレスプローブ	天然ガス・缶形燃焼器内の温度、濃 度分布測定 (THC, CO, CO ₂ , O ₂ , NO _x)
4	・・・	ガスタービンでのNO ₂ 生成と採取、 分析法のレビュー
5	・・・	NO, NO ₂ の採取、分析法のレビュー
6	石英プローブ	発電用ガスタービン排ガスのNO, NO ₂ 濃度測定
7	・・・	P & Wでのエミッション測定法のレ ビュー
8	ステンレスプローブ	ディスクフレームホルダー燃焼器を 用いた4種類のプローブ比較測定
9	石英プローブ	予混合火炎を用いたNO ₂ 濃度測定へ のプローブ影響の検討
10	石英プローブ	プロパン・旋回流燃焼器内でのNO, NO ₂ 濃度プローブ比較測定
11	熱線吸引プローブ	円筒形燃焼器内の非燃焼流でのトレ ーサガスの濃度測定
12	レーリ散乱	メタン・旋回流燃焼器内の密度分布 測定
13	・・・	レーザ蛍光、ラマン、レーリ、ミー 散乱による濃度画像解析のレビュー

合わせた燃焼器内の測定例がある。プローブ法については、接触法の宿命である測定場および採取サンプルに及ぼす影響の評価が必要で、実用上は耐久性、トラバース法、分析時間が問題となる。また、噴霧燃焼器内の気・液2相が存在する場に適用できる気・液分別可能な採取法の開発が望まれる。ガスタービンでのNO₂生成とも関連して、最近プローブ内のNO-NO₂変換の研究が行われている。化学発光NO_x分析法については、燃料過濃サンプルの成分影響の詳細な検討が必要とされている。

燃焼器内部の濃度測定に光学的方法を試みた例はほとんど見られない。点ではなく面の情報が得られるPlanar imaging法(文献13)が燃焼器の測定に適しており、今後期待できる光学的方法である。

(5) 燃料液滴と噴霧の測定法(表6.4)

従来燃料噴射弁の噴霧特性は、写真撮影や受止め法により手間をかけて調べられていたが、最近

レーザ回折(Fraunhofer回折)を利用した粒径分布測定装置が普及し容易に測定できるようになった。調査文献でもMalvern社の装置を用いた研究が多く見られる。この装置では高密度の噴霧や特殊な粒径分布の測定に注意する必要がある。このほかドップラ信号のvisibility, phase shiftを利用した粒径測定法が検討されており、また可視化法も試みられている。今後噴射弁試験だけでなく燃焼場の噴霧への適用が期待される。

(6) その他の測定法(表6.5)

ここでは、すす濃度、イオン電流の文献、レーザ応用測定法のレビューページおよび書籍を取り上げた。火炎の基礎研究では光減衰法や光散乱流を用いたすす粒子の測定が盛んであるが、燃焼器への適用は今後の課題である。

以上測定法の最近の研究と問題について述べた。この分野の研究と開発は現在急速に発展しており、関連する情報が非常に多いため、文献の選択が適切でないかもしれないがお許し願いたい。

(堀 守雄)

表 6.4 燃料液滴と噴霧の測定法

文献番号	測定法	概要
1	ドップラ法	高密度噴霧での粒径、速度の測定法の開発
2	回折法	マルバーン解析器による水とケロシンの圧力噴射弁噴霧特性の比較
3	回折法	マルバーン解析器とトモグラフィによるエアブラスト噴霧の蒸発解析
4	ドップラ法、ミー散乱	燃焼、非燃焼超音波ノズル噴霧の粒径、速度の測定
5	ドップラ法	改良ドップラ法によるエアブラスト噴霧の粒径、速度の測定
6	ドップラ法	NASAの研究プログラムのレビュー
7	偏光散乱法	エアアシスト、圧力噴霧の燃焼状態での粒径測定
8	回折法	標準粒子を用いた10台のマルバーン解析器の比較測定
9	ドップラ法	デラバンノズル、水蒸気・水噴流、円板アトマイザの粒径、速度の測定
10	位相偏移ドップラ法	Aerometrics社の解析器による圧力噴射弁噴霧の粒径、速度の測定
11	前方散乱法	散乱光強度からSMDを求める装置の開発
12	ドップラ法	エアアシスト噴霧のドップラ法とマルバーン解析器の比較測定
13	回折法	マルバーン解析器によるエアブラスト噴霧特性と燃焼状態の関係の検討
14	位相偏移ドップラ法	エアアシスト噴霧の燃焼、非燃焼状態の粒径、速度の測定
15	...	液滴粒径、速度の測定法のレビュー
16	写真法	デラバンノズル噴霧の蒸気/液体のレーザ活性分子による可視化
17	液浸法	幅3mmのセルを持つ受止法による水滴ミストの粒径測定

〔調査文献〕
流れの測定法

(1) レーザドプラ流速計

- 1) Zimmerman, D. R. ; "Laser Anemometer Measurements at the Exit of a T63 Combustor", Flow Prim. Non Rotating Passages Turbomachines, pp.57-62, (1979).
- 2) Toral, H. and Whitelaw, J. H. ; "Velocity and Scalar Characteristics of the Isothermal and Combustion Flows in a Combustor Sector

表 6.5 その他の測定法

文献番号	測定法	概要
1	すす吸引法、レーザ散乱法	エチレン・旋回流燃焼器でのプローブ法と光学法によるすす測定の比較
2	すす吸引法	液体噴霧燃焼器でのプローブ法と輻射測定から求めたすす濃度の比較
3	レーザ散乱法	旋回流噴霧燃焼器内のすす濃度と燃料性状の関係の検討
4	輻射計	高圧燃焼器での火炎輻射率の測定
5	イオンプローブ	メタン・円錐形リアクタでのイオン電流と乱流変動の検討
6	イオンプローブ	乱流拡散火炎でのイオン電流測定
7	...	レーザ応用測定法のレビュー
8	...	"
9	...	"
10	...	"

- Rig", *Combust. Flame*, Vol.45, p.251, (1981).
- 3) Yang, B. T. and Yu, M. ; "The Flowfield in a Suddenly Enlarged Combustion Chamber", *AIAA J.*, Vol.21, pp.92-97, (1983).
 - 3) Smith, G. D. et al. ; "Measurements of Reactive Recirculating Jet Mixing in a Combustor", *ibid.*, pp.270-276.
 - 4) Fujii, S. et al. ; "Analysis and Laser Doppler Measurement of Swirling and Bluff Body Flames", *Tokyo IGTC*, pp.213-220, (1983).
 - 5) Arai, M. et al. ; "Flow Characterization with and without Combustion in a Swirl Type Combustor", *ibid.*, pp.221-227.
 - 6) Labbe, J. and Magre, P. : "Precautions That Have to Be Taken in Applying LDV to Combustion Chambers", *Intern. Congr. Instrum. Aerospace Simulation Facil.*, pp.255-258, (1983).
 - 7) Magre, P. et al. ; "Flow Measurement in a Model Combustion Chamber", *Progress in Astron. Aeron.*, Vol.92, *Combustion Diagnostics by Nonintrusive Methods*, pp.325-341, (1984), *AIAA*.
 - 8) Ikioka, L. M. et al. ; "A Laser Anemometer Seeding Technique for Combustion Flows with Multiple Stream Injection", *Combust. Flame*, Vol.49, pp.155-162, (1983).
 - 9) 堀川 法之ほか ; 「NaI 水溶液を用いたガスタービン燃焼器モデル内の 3 次元流動計測」, 第 22 回燃焼シンポジウム前刷集, pp.97-99, (1984).
 - 10) Bicen, A. F. and Jones, W. D. ; "Velocity Characteristics of Isothermal and Combusting Flows in a Model Combustor", *Combust. Sci. and Tech.*, Vol.49, pp.1-15, (1986).
 - 11) Johnson, B. V. et al. ; "Cold Flow and Combustion Experiments with a New Burner Air Distribution Concept", *Trans. ASME, J. Engng. Gas Turbine and Power*, Vol.108, pp.370-375, (1986).
 - (2) 可視化
 - 12) Calvet, P. et al. ; "Quantitative Interpretation of Recirculated Flow Visualization by the Analysis of Video Pictures", *Flow Visualization II*, pp.63-68, (1981), *Hemisphere*.
 - 13) 佐藤 幸徳ほか ; 「ガスタービン燃焼器用ディスプレイの開発における流れの可視化」, 流れの可視化, Vol.4, pp.265-268, (1984).
 - 14) 小林 敏雄 ; 「流れの可視化技術」, ガスタービン学会誌, Vol.14, No.53, pp.76-83, No.55, pp.36-45, (1986), No.56, pp.43-49, No.57, pp.48-58, (1987).
 - (3) その他
 - 15) Topps, J. E. C. ; "An Optical Technique for the Investigation of Flow in Gas Turbine Combustors", *Seventeenth Symp. (Intern.) on Combust.*, pp.347-353, (1979), *The Combust. Inst.*.
 - 16) Vu, B. T. and Gouldin, F. C. ; "Flow Measurements in a Model Swirl Combustor", *AIAA J.*, Vol.20, pp.642-651, (1982).
 - 17) Nakamura, S. et al. ; "A Study on the Combustion in the Primary Region of a Gas Turbine-Type Continuous Combustion Chamber", *Tokyo IGTC*, pp.229-236, (1983).
 - 18) 新井 雅隆ほか ; 「トレーサ法による巡回流燃焼器内の流動計測」, 第 22 回燃焼シンポジウム前刷集, pp.172-174, (1984).
- 温度の測定法
- (1) 熱電対
 - 1) Abdalla, A. Y. et al. ; "Temperature Fluctuations in a Jet-Stirred Reactor and Modelling Implications", *Nineteenth Symp. (Intern.) on Combust.*, pp.495-502, (1982), *The Combust. Inst.*.
 - 2) Jones, W. P. and Toral, H. ; "Temperature and Composition Measurements in a Research Gas Turbine Combustion Chamber", *Combust. Sci. and Tech.*, Vol.31, pp.249-275, (1983).
 - 3) 田丸 卓, 黒沢 要治 ; 「ガスタービン燃焼器ライナ壁温測定のための熱電対取り付け法およびふく射計測法の評価」, 機械学会論文集 (B), Vol.50, pp.868-873, (1984).
 - 4) Elmore, D. L. and Watkins, W. B. ; "Dynamic Gas Temperature Measurement System",

- Instrum. Soc. Am. Trans., Vol.24, pp.73-82, (1985).
- 5) 田丸 卓ほか; 「ガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの熱伝導とふく射誤差評価」, ガスタービン学会誌, Vol.15, No.57, pp.81-89, (1987).
- 6) Katsuki, M. et al.; "An Improved Thermocouple Techniques for Measurement of Fluctuating Temperatures in Flames", Combust. and Flame, Vol.67, pp.27-36, (1987).
- (2) CARS (コヒーレント反ストークスラマン散乱法)
- 7) Eckbreth, A. C.; "CARS Thermometry in Practical Combustors", Combust. and Flame, Vol.39, pp.133-147, (1980).
- 8) Pinsley, E. A.; "Advanced Techniques for Gas Metal Temperature Measurement in Gas Turbine Engines", AIAA Paper 83-1291, (1983).
- 9) Bedue, R. and Gastebois, P.; "CARS Measurements in a Simulated Turbomachine Combustor", Combust. and Flame, Vol.57, pp.141-153, (1984).
- 10) Switzer, G. L. al.; "Simultaneous CARS and Luminosity Measurements in Bluff-Body Combustor", Progress Astron. and Aeron., Vol.92, Combustion Diagnostics by Nonintrusive Methods, pp.82-104, (1984), AIAA.
- 11) Switzer, G. L. al.; "CARS Measurements in the Near-Wake Region of an Axisymmetric Bluff-Body Combustor", AIAA J., Vol.24, pp.1155-1162 (1986).
- 12) 五味 光男ほか; 「簡易 CARS 温度計の実バーナーへの適用」, 第24回燃焼シンポジウム前刷集, pp.1-3, (1986).
- (3) その他
- 13) 黒沢 要治ほか; 「赤外線映像装置による燃焼器出口温度分布の測定」, 航技研報告, TR-550, (1987).
- 14) Smith, G. D. et al.; "Measurements of Reactive Recirculating Jet Mixing in a Combustor", AIAA J., Vol.21, pp.270-276, (1983).
- 15) 森下 輝夫ほか; 「高温計測特集-高温のガス温度と表面温度計測技術」, ガスタービン学会誌, Vol.11, No.41, pp.2-47, (1983).
- 16) Meyers, G. et al.; "Comparison of Advanced Cooling Concepts Using Color Thermography", AIAA Paper 85-1289, (1985).
- 17) 高橋 丈雄ほか; 「黒体空洞感温部を持つ光ファイバ温度計による火炎温度の測定」, 機論(B), Vol.53, pp.3417-3422, (1987).
- 18) 佐藤 幸徳ほか; 「輻射環境を積極的に制御した高温, 高速場用温度プローブの試作研究」, 第16回ガスタービン定期講演会論文集, pp.63-70, (1988).
- 成分濃度の測定法
- (1) 燃焼器測定の場合
- 1) Noyce, J. R. et al.; "Measurements of Mixing and Species Concentrations within a Gas Turbine Type Combustor", Combust. Sci. and Tech., Vol.25, pp.209-217, (1981).
- 2) Jones, W. P. and Toral, H.; "Temperature and Composition Measurements in a Research Gas Turbine Combustion Chamber", ibid., Vol.31, pp.249-275, (1983).
- 3) 田丸 卓, 山田 秀志; 「燃料噴射方向の異なるガスタービン筒形燃焼器の内部ガス温度および濃度分布の検討」, 航技研報告, TR-906, (1986).
- (2) 汚染物質濃度測定
- 4) Tuttle, J. H. et al.; "Nitrogen Dioxide Formation in Gas Turbine Engines: Measurements and Measurement Methods", Combust. Sci. and Tech., Vol.9, pp.261-271, (1974).
- 5) Cernansky, N. P.; "Sampling and Measuring for NO and NO₂ in Combustion Systems", Progress in Astron. and Aeron., Vol.53, Experimental Diagnostics in Gas Phase Combustion Systems, pp.83-102, (1977), AIAA.
- 6) Johnson, G. M. and Smith, M. Y.; "Emission of Nitrogen Dioxide from a Large Gas-Turbine Power Station", Combust. Sci. and Tech., Vol.19, pp.67-70, (1978).

- 7) Campbell, N. T. et al. ; "Gas Turbine Engine Emissions Measurement Technology — An Overview", ASME Paper 80-GT-86, March 1980.
- (3) サンプリンググローブ
- 8) Clark, J. A. and Mellor, A. M. ; "Probe Effects in Gas Turbine Combustor Emission Measurements", ASME Paper 80-GT-71, March 1980.
- 9) Hori, M. ; "Effects of Probing Conditions on NO_2/NO_x Ratios", Combust. Sci. and Tech. Vol.23, pp.131-135, (1980).
- 10) Hori, M. ; "Measurements of NO_2/NO_x Ratio in a Laboratory Swirl Combustor", Tokyo IGTC, pp.253-260, (1983).
- (4) その他
- 11) Ahmed, S. A. and So. R. M. ; "Concentration Distributions in Cylindrical Combustors", ASME Annual Meeting, pp.91-106, Dec. 1984.
- 12) Halthore, R. N. and Gouldin, F. C. ; "Laser Scattering Measurements for Gas Densities in a Swirling Flow Combustor", AIAA J., Vol. 24, pp.1129-1136, (1986).
- 13) Hanson, R. K.; "Combustion Diagnostics : Planar Imaging Techniques", Twenty-First Symp. (Intern.) on Combust., pp.1677-1691, (1986).
- 4) Mizutani, Y. et al., ; "Doppler-Mie Combination Technique for Determination of Size-Velocity Correlation of Spray Droplets", *ibid.*, pp.85-95.
- 5) Yule, A. J. ; "Droplet Size Velocities in Vaporizing Sprays", *ibid.*, Vol.54, pp. 15-22, (1983).
- 6) Mularz, E. J. ; "Trends in Combustion Research for Gas Turbine Engines", Sixth Intern. Symp. on Air Breathing Engines, pp. 37-44, (1983).
- 7) Berretta, F. et al., "Emsemble Laser Light Scattering Diagnostics for the Study of Fuel Sprays in Isothermal and Burning Conditions", Twentieth Symp. (Intern.) on Combust., pp.1249-1258, (1984).
- 8) Hirleman, E. D. and Dodge, L. G. ; "Performance Comparison of Malvern Instruments Laser Diffraction Drop Size Analysis", ICL-ASS-85, Vol.2, pp.IVA/3/1-14, (1985).
- 9) Yeoman, M. L. et al. ; "A Single Particle Optical Counting Instrument for On-Line Measurement of Drop Size, Velocity and Concentration in Sprays and Spray Systems", *ibid.*, pp.VC/1/1-13.
- 10) Bachalo, W. D. and Houser, M. J. ; "Spray Drop Size and Velocity Measurements Using the Phase/Doppler Particle Analyser", *ibid.*, pp.VC/2/1-12.
- 11) 林 茂 ; 「噴霧代表粒径瞬時計測器の試作」, 第26回航空原動機講演集, pp.48-51, (1986).
- 12) Jacson, T. A. and Samuelsen, G. S. ; "Spatially Resolved Droplet Size Measurements", Trans. ASME, J. Engng. Gas Turbine and Power, Vol.108, pp.196-203, (1986).
- 13) Brena de la Rosa, A. et al. ; "The Influence of Fuel Properties on Drop Size Distribution and Combustion in an Oil Spray", Twenty-First Symp. (Intern.) on Combust., pp.557-566, (1986).
- 14) McDonell, V. G. al. ; "A Comparison of Spatially-Resolved Drop Size and Drop Velocity Measurements in an Isothermal

燃料液滴と噴霧の測定法

(1) レーザ応用粒径測定法

- 1) Bachalo, W. D. et al. ; "An Instrument for Spray Droplet Size and Velocity Measurements", Trans. ASME, J. Engng. Power, Vol. 102, pp.798-806, (1980).
- 2) Simmons, H. C. and Harding, C. F. ; "Some Effects of Using Water as a Test Fluid in Fuel Nozzle Spray Analysis", Trans. ASME, J. Engng. for Power, Vol.103, pp.118-123, (1981).
- 3) Yule, A. J. et al., ; "A Study of Vaporizing Fuel Sprays by Laser Techniques", Combust. and Flame, Vol.44, pp.71-84, (1982).

Chamber and a Swirl Stabilized Combustor",
ibid., pp.685 - 694, (1986).

(2) その他

- 15) Chigier, N. ; "Drop Size and Velocity Instrumentation", Prog. in Energy and Combust. Sci., Vol.9, pp.155 - 177, (1983).
- 16) Melton, L. A. and Verdieck, J. F. ; "Vapor/Liquid Visualization in Fuel Sprays", Twentieth Symp. (Intern.) on Combust., pp.1283 - 1290, (1984).
- 17) Aihara, T. et al. ; "Instrumentation and Error Sources for the Measurement of the Local Drop-Size Distribution by an Immersion-Sampling Cell" ICLASS-85, Vol.2, pp. VC/5/1-11, (1985).

その他の測定法

(1) スモークの測定

- 1) Hack, R. L. et al. ; "An Exploratory Study of Soot Sample Integrity and Probe Perturbation in a Swirl-Stabilized Combustor", ASME Paper 81-GT-27, (1981).
- 2) Clark, J. A. ; "Measured and Predicted Soot Profiles in a Gas Turbine Combustor", Combust. and Flame, Vol.48, pp.121 - 133, (1982).
- 3) Wood, C. P. and Samuelsen, G. S. ; "Optical Measurements of Soot Size and Number Density in a Spray-Atomized, Swirl-Stabilized Combustor", Trans. ASME, J. Engng. Gas Turbine and Power, Vol.107, pp.38 - 47, (1985).
- 4) 内山 芳忠ほか ; 「ガスタービン高圧燃焼器内の火炎放射の計測」, 日本機械学会 RC-67 研究分科会成果報告書(Ⅱ), pp.103 - 108, (1986).

(2) イオン電流の測定

- 5) Abdalla, A. Y. et al. ; "Time-Resolved Electrostatic Probe Measurements in Combustors Using Digital Techniques", First Specialist Meeting of The Combust. Inst., pp.100 - 104, (1981).
- 6) Ahlheim, M. and Günther, R. ; "Investiga-

tion of Turbulent Reaction Fields by Ionization Measurements", AIAA J., Vol.20, pp.638 - 641, (1982).

(3) レーザ応用測定法の解説

- 7) 浅沼 強ほか ; 日本機械学会 RC-56 燃焼に関するレーザ計測研究分科会研究成果報告書, (1982), 機械学会.
- 8) Penner, S. S. et al. ; "Laser Diagnostics Applied to Combustion Systems" Twentieth Symp. (Intern.) on Combust., pp. 1149 - 1176, (1984), The Comb. Inst.
- 9) 浅沼 強ほか ; 日本機械学会 RC-66 流動・燃焼のレーザ計測研究分科会研究成果報告書, (1985), 機械学会.
- 10) 飯沼 一男ほか ; 燃焼のレーザ計測とモデリング, (1987), 日本機械学会.

おわりに

11期の調査研究委員会として、学会誌の紙上を使わせて頂き、その調査、研究の結果について紙面の許す限り報告してきた。そして、種々の分野で利用されるガスタービンに対する排気の清浄化、高効率化、耐久性の向上などの諸要求を満足させるために、燃焼器を設計、開発もしくは改良しようとする技術者が直面している様々な問題を取上げるとともに、その解決のために行われている様々な対策事例とその評価について述べてきた。また、対症療法的な開発のみではなく、既存のデータを一般化して活用したり、シミュレーションによって設計の指針を得る努力も払われていることも述べてきた。

ガスタービン燃焼器で行われる物理的、化学的な過程の複雑さを考えれば、その設計、開発の困難さは当然のことであり、その過程で直面する問題の解決法が簡単にみつかるものではないし、厳しい要求仕様に対する設計の指針が容易に得られるものではない。しかし、調査研究委員会で調査し、まとめた結果を整理したこの資料が、会員諸兄がそれらのことを考える手がかりになれば委員会の責務が果たされたものと考えたい。内容については紙数の関係で十分に書き切れなかった部分が多いが、調査文献を参照頂くか、執筆担当者にお問い合わせ頂きたい。(川口 修)

第14期活動計画決まる

昭和63年11月 日本学術会議広報委員会

日本学術会議は、このたび開催した第106回総会において、第14期活動計画と新しい特別委員会の設置を決定しましたので、その概要をお知らせいたします。

日本学術会議第106回総会報告

日本学術会議第106回総会（第14期・第2回）は、10月19～21日の3日間開催された。

今回の総会の主な任務は、第14期日本学術会議の活動の指針となる第14期活動計画を審議し、決定することであった。そのために、「第14期活動計画（申合せ）」と「臨時（特別）委員会の設置について（申合せ）」の2つの総会提案が用意された。

この2つの提案の内容は、前回の臨時総会（本年7月）で設置された第14期活動計画委員会が、慎重に審議を重ねて作成したものであり、またその間に2回の連合部会及び各部会を開いて各会員の意見を聴取の上、調整したものである。

この2つの提案については、第1日目の午前中の総会で、近藤会長から、提案説明が行われるとともに、同日の午後の各部会で審議が行われた。

次いで、この2つの提案は、第2日目の午前中の総会の審議に付され、最終的推敲を期す質疑の後、採決が行われ、いずれも圧倒的多数の賛成で可決された（第14期活動計画及び設置された7特別委員会の名称は別掲参照）。

この総会決定により、新たに設置された7特別委員会については、第2日目の午後に開催された各部会で、各部ごとに割り当てられた委員定数により、委員の選出が行われた。

次いで、翌第3日目の午前中には、各特別委員会の第1回目の会議が開かれ、それぞれ委員長・幹事の選出が行われるとともに、今後の審議予定等について審議がなされるなど、早速その活動が開始された。

第2日目の午後には、1時から2時間半にわたって「総会中の自由討議」が行われた。これは、会員のための一種の勉強会で、総会行事の一環として行われてきたものである。今回は、第14期活動計画案を審議する過程で、会員間で特に討議が活発に行われ、関心が高かった課題を取り上げて行われた。まず、島袋嘉昌第3部会員（経営学）から「学術的・総合研究」について意見の発表の後、関連して、石井吉徳第5部会員（資源開発工学）から発言があり、続いて、井口潔第7部会員（外科系科学）から「人間の科学」について、川田侃第2部会員（政治学）から「紛争学・平和学」について、中川昭一郎第6部会員（農業総合科学）から「農業・農村問題」について、大島康行第4部会員（生物科学）から「IGBP（地球圏－生物圏国際協同研究計画）」について、それぞれ意見の発表が行われた。

第14期活動計画

我が国の科学・技術は戦後目覚ましい発展をとげ、経済の高度成長とともに、国民生活の向上に多大の貢献をしてきた。しかしながら、近年世界的規模での経済・社会環境や地球生態系の激しい変化を背景に、科学・技術の在り方に様々な問題が生じている。その中には、科学・技術と人間との係わり方の根源を問い直すようなものや、学問諸分野の再編成を求めるものも含まれている。また、国際社会における我が国の地位の向上も加わって、学術の面での我が国の貢献に対する国際的期待はますます強まっている。

日本学術会議は、創設以来、科学者や学術研究団体との連携の下に、その目的・職務の遂行に努力し、我が国の学術研究体制の整備についての重要な勧告等を行い、研究所の設立などを含めて数々の業績をあげてきた。また、国際協力事業への参加を始めとして、世界の学界と提携しつつ学術の進展に貢献してきた。しかしながら、創設後40年を迎えた現在、学術を取り巻く状況は、国際的にも国内的にも著しい変化を生じた。このような状況を踏まえて、第14期日本学術会議は、本会議の創設以来の基本的精神を引き続き堅持しながら、なお一層の成果をあげるべく努力するものである。

日本学術会議は、我が国の学術に関する重要事項を自主的に調査審議し、その実現を図る機関としての使命と役割を確認した上で、会員の科学的知見を結集し、時代の要請に即応しつつ将来を見通した基本的理念を確立し、我が国における学術研究の一層の推進を図るために、本会議の本来の目的を、次の視点から実現することが必要であると認識した。

人文・社会及び自然科学を網羅した日本学術会議は、全学問的視野に立ち、学術研究団体を基盤とする科学者の代表機関であることを認識して、全科学者の参加と意見の集約を真摯に図らなければならない。さらに、本会議が集約した科学者の意見が政策に反映するよう、他の学術関係諸機関と協議の上、その役割分担を明確にしつつ、これらとの連携の強化を図る必要がある。

また、学術研究団体を基盤とする日本学術会議は、関係ある学術研究団体等から推薦された科学者を中心として構成される研究連絡委員会的重要性を認識し、その活動を強化するとともに、学術研究団体の活動を助長し、研究基盤の強化を図り、高度化する学術の発展に貢献する必要がある。

我が国の科学者を内外に代表する機関である日本学術会

議は、国際社会における我が国の地位の向上と海外諸国の期待にこたえて、学術の分野における国際協力を飛躍的に拡大する必要がある。

日本学術会議は、真理を探究するという理念に立脚し、社会に開かれた学術の在り方と国際性を重視し、その健全な発展を図るため、学問・思想の自由の尊重と研究の創意への十分な配慮の下に、長期的かつ大所高所の視点に立ち、創造性豊かな研究を発展させることが必要である。

日本学術会議は、以上の諸点を踏まえ、科学者の総意を代表してその精神を高揚し、21世紀に向けて学術体制及び研究・開発の望ましい在り方を検討して、我が国の学術政策に指針を与えることにより、国民の期待にこたえらるとともに、人類の福祉と世界の平和に貢献することを期するものである。

1. 重点目標

第14期活動計画の重点目標は、次のとおりとする。

(1) 人類の福祉・平和及び自然との係わりを重視する学術の振興

科学・技術の著しい発展は、人間生活を豊かにすると同時に、現代社会の高度な複雑化とあいまって、人間社会に新たな緊張をもたらし、人類の福祉・平和及び自然環境を脅かすのではないかと懸念を招いている。人類の福祉・平和及び自然との係わりについては、十分に配慮しつつ、学術の総合的振興を図ることは、21世紀へ向けての極めて重要な課題である。これは、人文・社会及び自然科学を網羅した本会議の特長を十分に発揮してこそ可能となるものである。学術の振興と発展の人間、社会及び自然への望ましい貢献、好ましくない影響の防止について具体的構想を樹立し、あわせてこれに対応する社会の体制整備に明確な指針を提示する。

なおまた、今日の社会的現実が提起している複雑な問題を解決するには、既成の個別的研究領域のみでは十分に対応し得ない。直接に関係する研究だけでなく、広く諸科学が積極的に関与すべきであることを十分に考慮し、多くの研究領域が、その独自性を保ち一層の深化を図るとともに、共同の努力を行い、研究の内容、学問体系の変革にまで進むことによって、総合的な研究の在り方を追求することが必要である。

(2) 基礎研究の推進と諸科学の整合的発展

学術の発展には、基礎研究の推進が不可欠であることは言をまたない。我が国の学術の国際的地位の確立を目指し、その発展に向けた長期展望・将来計画を策定するための基盤となる基礎研究の推進に、積極的に取り組む必要がある。

また、学術の領域は広範多岐であり、それぞれの領域ごとに方法論も異なり、研究者の求めるものに大きな違いがあることを十分に考慮し、それぞれの研究者の声を聞き、それぞれに適した育成策を講ずる必要がある。それと同時に、学術研究の動向を考慮し、いわゆる学際領域や学問の総合化に留意しつつ、諸科学の整合的発展を図ることが重要である。

以上のため、第13期においては、学術研究動向に関する調査研究を行い、我が国の学術水準の国際比較やその発展を阻害する諸因子などを指摘した。今期においては、この調査結果を検討しつつ、これを基礎にして、創造性の基礎となる個人の着想を重視し、革新的研究の強化等を積極的に図るとともに、一方においては、学術研究体制や社会・産業構造等に内在する創造性を阻む負の要因の解消に向けての建設的提言を行

うなど、学術の向上発達のための具体的方策を審議提言していくことが必要である。

(3) 国際関係の重視と国際的寄与の拡大

学術研究は、本来、真理の探究を目指す知的活動であり、その成果は広く人類共通の資産として共有されてきた。そのことから、学術の国際交流は、学術研究にとって内在的な要請であり、その在り方に常に關心を払う必要があることは言うまでもない。

一方で、我が国の国際的地位の向上に伴い、その学術研究が国際的貢献を果たすことに対する要請は、一層強まってきている。特に国際平和の推進や環境問題の解決等、いわゆる地球的あるいは国際的規模の課題について、我が国の研究を充実させつつ、全世界の科学者との協力を拡大することへの要請が増大してきている。

国際的あるいは二国間の共同研究、技術協力、技術移転等の在り方は、各国の政治、経済、社会に重大な影響を及ぼす。偏ったナショナリズムの立場を排しつつ、学術の健全な発展を促進するための国際的コンセンサスの追求に我が国も努力をするとともに、相互協力と相互依存の下での国際社会に対応していくために開かれた我が国自体の学術研究体制の整備が求められている。

以上のような状況から、本会議が築いてきた国際学術交流・協力の在り方についての諸原則と実績を踏まえつつ、学術の国際交流・協力の飛躍的な拡充強化を図り、国際的寄与を格段に拡大することが極めて重要である。

2. 具体的課題（要旨）

次の課題を選定した。

- (1) 科学者の倫理と社会的責任
- (2) 学術研究の長期的展望
- (3) 研究者の養成
- (4) 研究基盤の強化と研究の活性化
- (5) 学術情報・資料の整備
- (6) 学術研究の国際交流・協力の飛躍的拡大
- (7) 国際対応への積極的取組み
- (8) 平和及び国際摩擦
- (9) 人間の科学
- (10) 医療技術と社会
- (11) 生命科学と生命工学
- (12) 農業・農村問題
- (13) 資源・エネルギー問題
- (14) 人間活動と地球環境
- (15) 高度技術化社会

3. 具体的課題への対処及び臨時（特別）委員会設置の基本方針等（省略）

◆ 今回の総会決定により設置された特別委員会 ◆

- ・ 平和及び国際摩擦に関する特別委員会
- ・ 医療技術と社会に関する特別委員会
- ・ 生命科学と生命工学特別委員会
- ・ 農業・農村問題特別委員会
- ・ 資源・エネルギー問題特別委員会
- ・ 人間活動と地球環境に関する特別委員会
- ・ 高度技術化社会特別委員会

御意見・お問い合わせ等がありましたら下記までお寄せください。

〒106 港区六本木7-22-34

日本学術会議広報委員会 電話 03 (403) 6291

第4回特別講座報告

石川島播磨重工業㈱ 千葉 薫

昨年は国際ガスタービン会議開催のため実施できなかった第4回ガスタービン特別講座が、9月30日、10月1日に湯河原厚生年金会館で開催され、40名の参加を得て盛会裏に終了した。

本年度の特別講座においては「ガスタービンと環境との調和について考える」を大きなテーマとして掲げ、表1に示す講演が行われた。特徴としてはテーマが一般社会と関連が深いことから、法規制、ユーザー、メーカーの各方面に講師をお願いし、各立場から環境基準、ガスタービンへのニーズ、メーカーとしての対応技術などについて具体的データを含む豊富な資料を用いて講演して頂いた。一方参加者も広範であり、このテーマに対する関心の深さをうかがわせた。

講演終了後、松木会長の乾杯の音頭で全体懇親会が催された。懇親会ののち3グループに分かれてグループ別討論会が行われ、テーマを中心に専門技術の話題から地球規模の環境に及ぶ広範で熱

心な討論が行なわれた。その後、夜遅いながらもアルコールつきの自由参加雑談会にはほとんどの方が参加し、本講座の目的の一つである参加者間の懇親を深めることができた。

以上30日の内容であるが、翌1日にはグループ別討論会の内容を集約、発表する形で総括討論会が行われて本講座をしめくくった。グループ別討論の発表内容としては、環境等のニーズに対する技術として特効薬的なものは現状では見当たらず当面技術のベストミックスで対応していくというのが一つの結論であったようである。

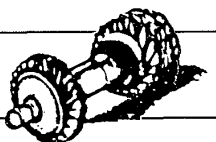
特別講座は泊りがけで講師の方々と、また参加者相互で討論し、懇親を深められる少ない機会であり、今後も多数の参加を期待したい。

終りに、貴重な資料を準備して講演を頂いた上討論でも主導的な役割をして頂いた講師の方々に深く感謝いたします。

表1 講演内容

内 容	講師 (敬称略)	所 属
1. ガスタービンと法規制	田 森 行 男	公害資源研究所
2. 今後のエネルギー需要動向とガスタービン	小 島 民 生	東京電力㈱
3. 地方分散型エネルギーシステム	古 島 潔	東京ガス㈱
4. 燃料の多様化と燃焼技術	高 木 圭 二 男	三井造船㈱
5. 低NOx化燃焼技術	杉 本 代 重 実	三菱重工業㈱
6. 脱硝技術	村 高 達 雄	バブcock日立㈱
7. 防音技術	野 津 誠	石川島防音工業㈱

(昭和63年10月27日原稿受付)



第2回見学会報告 東京都水道局砂町水処理センター

榊明電舎 野田 廣太郎

俗に、九月の長雨と云ふ。——

が、それにしても日照日が3,4日であった異常気象の此の九月の、九日の見学会当日がもの見事に晴れ亘ったのは、重陽の節句に当り、天も日本ガスタービン学会に加護を重れ賜うたに相違あるまい。

都営観光バスで木場から一路、砂町の水処理センターへ。

世界一の人口を擁する東京都の、其の区部の下水道普及率は既に87%に達した。10ヶ所の処理場が730万人分の排水、汚水の処理に活躍して居る中にも、当砂町水処理センターは隅田川と荒川に囲まれた江東デルタ地帯、所謂「ゼロメートル地帯」から排出される下水68万 m^3 /日（現況、最大）の処理の重責を担ふ。更に、どんな豪雨が来ても海面より低いこれらの地域に水を溢れさせぬ様に、龐大な水量を排水ポンプで汲出す事を使命とする。—— かるが故に、非常用として世界最大の25MVAガスタービン発電設備も設置されて居るのである。

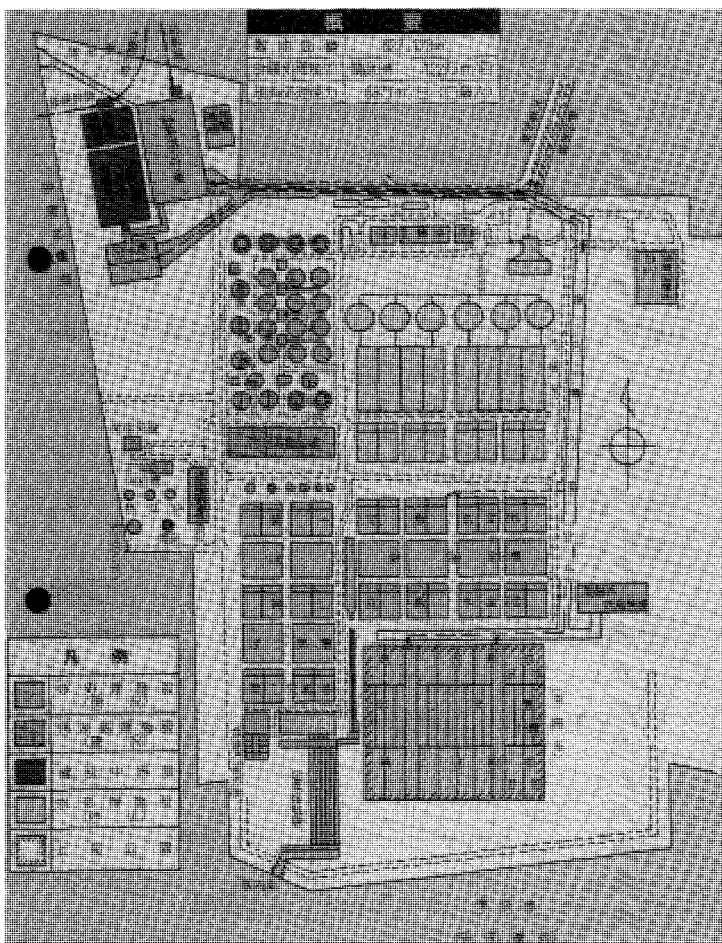


図1 砂町水処理センター平面図

25万坪の廣大な構内を見はるかす見学者室には大きな水槽が置かれ、処理水が堪へられた中に熱帯魚が元気に泳いで居る。

当センターの藤掛南男也所長殿から心温まる御挨拶を頂いた後、映画「甦る水——下水処理場の一日」を予備知識に、整備第二係の山中武係長殿から要を得た説明を伺って、下水処理の仕組を一

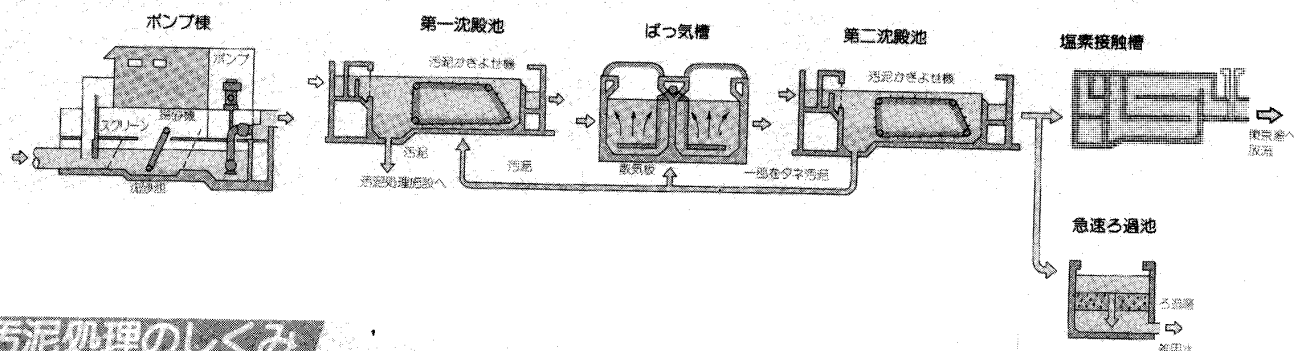
同、よく理解する事が出来た。

ガスタービン発電設備全体の解説が明電舎の岩佐担当課長から、更にLM2500ガスタービンについての説明がIHIの小竹ガスタービン技術部員からあって後、いよいよ見学が始まる。

立派な発電機棟には更にあと2台分の設置ス

（昭和63年11月7日原稿受付）

下水処理のしくみ



汚泥処理のしくみ

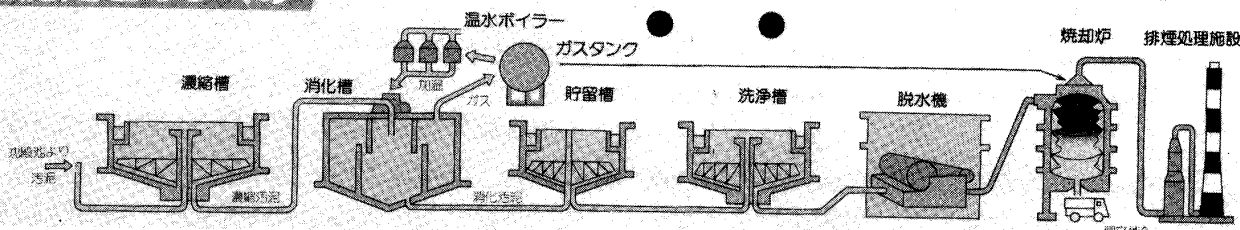


図2 下水処理／汚泥処理の概略

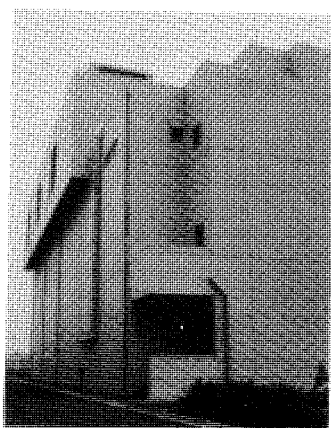


写真1 発電機棟外観

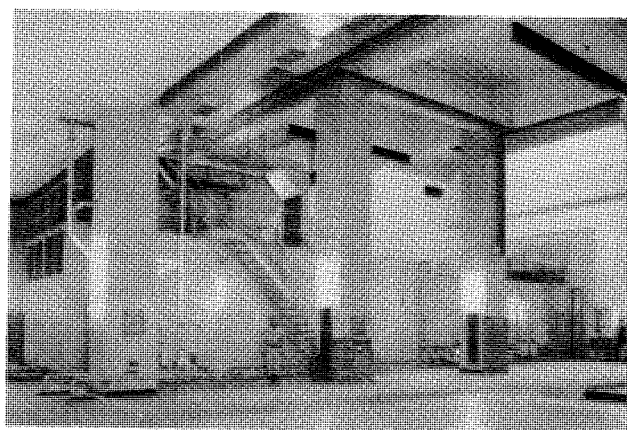


写真2 25MVA ガスタービン発電設備

ペースが確保され、吸排気のシャフトが夫々屋上に通じて、消音も萬全を期して居る。

エンクロージャーの扉を開けて覗き込む人々は、時間が経っても、なかなか動かうとはしない。
.....

階上の発電設備制御室へ場所を移す。

平常は、保守用の試運転は此処で行ふけれども原則として無人で、非常時の発電設備の起動は、この後に見学するポンプ棟の制御室から遠隔操作されるのである。

物馴れた様子の処理第1係の山本幸雄係長殿の起動指令により、2万kwの非常用ガスタービン発電設備はスムーズに立上り、3分足らずで定格速度、定格電圧の無負荷運転に入った。

砂系ポンプ棟の三階の制御室へと移動する。

グラフィックパネルとCRTによる少数の運転員の監視の下に、水処理設備はコンピューターによって監視制御され、昼夜を分たぬ自動運転が続けられて行く。

片隅に工業用パソコン、μPort-IIが1台。これは予防保全用に諸データが入力されて居り、その機能を、明電舎発電技術部の中川主任が説明する。

さて、これから下水処理施設の見学である。

餘りにも廣い構内は到底、歩いて廻れるものではなく、バスに乗込んでの車窓からの見学。山中係長殿からポイントごとに説明を受ける。

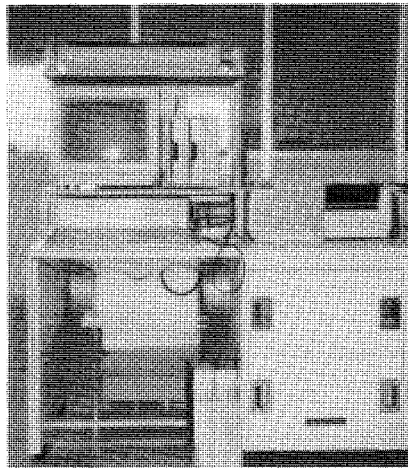


写真3 工業用パソコンμPort-Ⅱ

きらきらと輝く運河の遥か彼方に、夢の島の体育館を眺める岸辺に降り立つ。川風が爽かに膚を撫でる。

水門が1ヶ所。水が渦を巻いて吐出されて居るのが、即ち当水処理センターですっかり綺麗になって、放流されて行く下水の晴姿である。

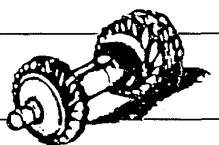
屋上が公園になって居る巨大なコンクリートの建造物の下に、最終工程に近い第二沈殿池も納められて居る。そこから採取された処理水は、なるほど透明で異臭も無い。更に次亜塩酸ソーダで滅菌の上、これが放流されるのであるから、まこと、衛生的にも非の打ち処が無いわけである。

再び見学者室へ戻って、活潑な質疑応答の華が咲く。いつもの見学会ではガスタービンに関する質問が主役だが、今日は下水処理についての質疑が半分以上を占める。

半日をまるまる潰して当学会を接待して下さった藤掛所長殿以下の水処理センターの方々へ、秋葉企画委員長が衷心より御禮を述べたその上で、一同はバスに打乗り、暮れなづむ砂町を後にしたのであった。
(原文のまま)

表1 25MVA ガスタービン発電設備主要目

全体設備	設置目的		非常用発電設備		
	定格出力		20MW（発電端）/ 760mmHg × 35℃		
	使用燃料		灯油（JIS K 2203, 1号）		
	起動時間		起動指令 → 定格速度・電圧	3分	
負荷開始 → 定格出力			1分		
発電機	型	式	保護管通風円筒回転界磁型同期発電機		
	出	力	25MVA		
	電	圧	6.3/6.6kV		
	周	波	数	50Hz	
	力	率	0.80 遅れ		
	極	数	2		
	励	磁	方	式	ブラシ無し励磁方式
	製	作	者	株明電舎	
ガスタービン	型	式	単純開放サイクル二軸式ガスタービン（LM2500）		
	構成	ガス発生機	圧縮機	軸流 16段	
			燃焼器	環状	
			タービン	軸流 2段	
		出力タービン	軸流 6段		
	回	転	速	度	3,000rpm（出力タービン端）
	起	動	方	式	圧縮空気による空気タービン方式
調	速	方	式	電子油圧式	
製	作	者	石川島播磨重工業株		



三井造船(株)玉野事業所の見学会を終えて

三菱重工業(株) 大 内 一 紘

63年度第3回見学会・技術懇談会が10月7日(金)の午後、三井造船(株)玉野事業所にて、59名の多数の参加者を得て行われ、盛会であった。当事業所は瀬戸大橋の開通で四国の玄関口を譲り渡し、瀬戸内の静かな港町のたたずまいとなっている玉野市にあり、造船・鉄構・機械部門から成る同社の主力工場である。

当日は晴天に恵まれ、宇野駅に集合の後、準備して頂いた送迎バスで、会場の玉野市リクレーションセンターに到着した。

はじめに、地方委員長の九州大学難波教授の開会の挨拶と、開催場所の代表としてプラント事業副本部長白戸健氏からの挨拶があり、今回は同社が開発した1000KW級SB5と3000KW級SB15を紹介したいとのことであった。引続いて、ガスタービン設計部長手島清美氏から見学ルートの説明を受け、2班に分かれた後、ガスパワー1000を紹介する約10分間のビデオを見て、回転機工場を見学した。

ガスパワー1000は東京ガス、大阪ガス、東邦ガスの大手ガス会社と三井造船が共同開発した1000KW級ガスタービン発電設備と約3T/H(10ata)の蒸気を発生する排熱回収設備から成るコージェネレーションシステムの愛称である。同システム用のガスタービンとして、発電効率が高く、信頼性があり、コンパクトで廉価であることを考慮して設計したSB5を、約20ヶ月で開発し、東京ガスの工場にて13Aの都市ガスによる検証試験を行って完成している。ガス会社と共同開発した機種だけあって、ユーザのニーズを良く取り込んで

いると感じた。

回転機工場では、まずガス会社向けにパッケージに組み込み中の、出力2900KWのSB15と燃焼器、スクロール等の一部の部品を見学。引続いて、SB5の初号機の実物展示と工場実負荷試運転中のユニットを見学した。中間冷却器をガスタービンの下部に収納、起動モータを発電機の上部に配置、又燃料ガス圧縮機は発電機の先に直結すると同時にガス圧縮機ユニットを屋外式にする等随所に工夫の跡が見られた。運転中のユニットは、出力1073KW、発電効率25%、回転数26670rpmの表示があり、快調に試運転中であることがうかがわれた。

ガスタービンに関係する技術者としては、もっと機器に近づき、計器類をのぞきたいところであったが、運転中のガスタービンからいつも感じる緊迫感を味わうことが出来たのは幸いであった。

再度会場に戻り、ガスタービン設計部長杉村章二郎氏から技術講演として、約15分間スライドを使って、同社の小型ガスタービン、主としてSB5の詳細な紹介があった。SBとはSimple Cycle Base Loadの頭文字を取ったもの。SB5の特徴として説明あったのは、

- 排ガスボイラ付を標準として、その給水で冷やす中間冷却器を設け、熱効率を従来の20%から25%まで大幅に向上させた。
- 空冷翼を採用して、年間連続運転が可能なベビーデューティ仕様とした。
- コンパクトなパッケージタイプとし、従来より3割程度必要スペースを低減することができた。
- 各種の燃料に対応可能で、水又は蒸気噴射によるNO_x低減を計っている。

(昭和63年10月28日原稿受付)

○ガスタービン本体は垂直分割リング構造として
いる。

その後、質疑応答に入り、構造、性能、その他
に関して多数の質問が活発に出て、時間の関係で
途中で打ち切らざるを得ない様な状況であった。

最後に特にお願いをして、本見学会に参加され
ていた松本日本ガスタービン学会長から、お互い

に工場を見せることには、いろいろ問題もあろう
が、本見学会の様な催しは、日本ガスタービン学
会でなくては出来ない事で、今後のガスタービン
の発展のためにもぜひ続けて行きたいとの締めく
くりの挨拶と三井造船の関係の皆様への謝辞が述
べられ、無事今回の見学会を終了することが出来
た。
(地方委員会幹事)

§ 入 会 者 名 簿 §

正 会 員

森 勝裕 (アイシン精機)	塩谷 義 (東大)	船橋 準治 (石川島播磨)
天野 忍 (川崎製鉄)	松浦 臣次 (日立)	田中 照司 (川崎重工)
デバシス・ビスワス (東芝)	木村 和男 (新潟鉄工)	伊藤 文夫 (東京電力)
原 之義 (東京電力)	古瀬 裕 (東京電力)	半田 進 (東京電力)
渡辺 教雄 (東京電力)	荒川 貞雄 (ヤンマーディーゼル)	相木 久 (ヤンマーディーゼル)
松岡 俊雄 (ヤンマーディーゼル)	伊藤 吉幸 (ヤンマーディーゼル)	高橋 信也 (三菱重工)
窪田 理 (本田技研)	平林 拓也 (三菱重工)	平田 俊雄 (三井造船)
酒井 規行 (川崎重工)	仲辻 忠夫 (堺化学工業)	

学生会員

畦上 修 (慶大)	佐藤寿美男 (東理大)	松本 辰一 (東理大)
山口 諭 (東理大)		

賛助会員

山武ハネウエル㈱	新エネルギー・産業技術総合開発機構
石炭ガス化複合発電技術研究組合	

○ガスタービン本体は垂直分割リング構造として
いる。

その後、質疑応答に入り、構造、性能、その他
に関して多数の質問が活発に出て、時間の関係で
途中で打ち切らざるを得ない様な状況であった。

最後に特にお願いをして、本見学会に参加され
ていた松本日本ガスタービン学会長から、お互い

に工場を見せることには、いろいろ問題もあろう
が、本見学会の様な催しは、日本ガスタービン学
会でなくては出来ない事で、今後のガスタービン
の発展のためにもぜひ続けて行きたいとの締めく
くりの挨拶と三井造船の関係の皆様への謝辞が述
べられ、無事今回の見学会を終了することが出来
た。
(地方委員会幹事)

§ 入 会 者 名 簿 §

正 会 員

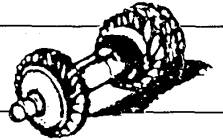
森 勝裕 (アイシン精機)	塩谷 義 (東大)	船橋 準治 (石川島播磨)
天野 忍 (川崎製鉄)	松浦 臣次 (日立)	田中 照司 (川崎重工)
デバシス・ビスワス (東芝)	木村 和男 (新潟鉄工)	伊藤 文夫 (東京電力)
原 之義 (東京電力)	古瀬 裕 (東京電力)	半田 進 (東京電力)
渡辺 教雄 (東京電力)	荒川 貞雄 (ヤンマーディーゼル)	相木 久 (ヤンマーディーゼル)
松岡 俊雄 (ヤンマーディーゼル)	伊藤 吉幸 (ヤンマーディーゼル)	高橋 信也 (三菱重工)
窪田 理 (本田技研)	平林 拓也 (三菱重工)	平田 俊雄 (三井造船)
酒井 規行 (川崎重工)	仲辻 忠夫 (堺化学工業)	

学生会員

畦上 修 (慶大)	佐藤寿美男 (東理大)	松本 辰一 (東理大)
山口 諭 (東理大)		

賛助会員

山武ハネウエル㈱	新エネルギー・産業技術総合開発機構
石炭ガス化複合発電技術研究組合	



ガスタービン秋季講演会（松山）を終えて

慶応義塾大学 有 賀 一 郎

本学会のガスタービン秋季講演会は、昨年国際ガスタービン会議東京大会のため、中断したが、昭和60年の鹿児島、61年の広島に続いて、3回目を迎えた。今回は去る11月3日（木）、松山市の愛媛大学工学部において開催され、翌4日（金）は見学会が行われた（図1）。

参加登録者は85名で、当初、期待した通りの参加者数があり、盛会であった。

講演は、9時より17時25分まで、2室に分かれ、各4セッションで計26件の研究・開発の成果報告が行われた。主な内容は翼冷部関係のもの、軸流圧縮機での抽気、ケーシング・トリートメント、動翼翼端ギャップ予測、遷音速機のマッハ特性、空力設計、さらに翼列特性として、翼端部振りの効果、振動翼列への非定常空気力、また、

ターボチャージャのタービン特性やタービンスクロール、斜流ディフューザ内の流れなどを扱ったものが発表された。燃焼器関係では、希薄予混合型の特性、 NO_x 生成とライナー形状、燃料噴射弁とタービン後流温度、ライナー壁温予測などの問題が取り上げられた。開発関係では、大型コンバインドサイクルプラントおよびコジェネプラント関連の開発・運転実績、自動車用ガスタービン、さらには超小型水素ガスタービン性能試験などの状況が報告された。材料関係では、タービンブレード材としての結晶制御技術、各複合材の強度などが発表され、その他、航空エンジンの故障診断、石炭ガス化に伴う翼デポジットの問題についてもそれぞれ報告された。上記のように広範囲にわたった問題が取り上げられたが、各セッションとも相当数の出席者により熱心な質疑応答が交わされた。ただ、今回は件数の関係で質問に余り時間がさけず、今後、検討を要するように思われた。

当日、13時より約1時間、特別講演として、松山市立子規記念博物館館長で、愛媛大学名誉教授の和田茂樹氏から「子規と漱石の友情」と題したお話をうかがった。明治22年から年を追って、子規と漱石との友情の深まりゆく経過、背景が豊富な考証の下に説明され、聴衆に多大の感銘を与えた（図2）。

夕刻より会場をイヨテツ会館に移し、クリスタルホールで懇親会が開かれた。講演会も終り、くつろいだ雰囲気の中で会が進められた。有賀一郎理事の司会で、まず、本講演会の準備委員長、田中英穂副会長より開催にいたる経過の紹介で始まり、次いで、松本正勝会長より挨拶が行われ、引続き、来賓としてお招きした愛媛大学、二神浩三



図1

（昭和63年11月17日原稿受付）

工学部長から歓迎の挨拶をいただいた。ここで水町長生元会長による発声で乾杯が行われ(図3)、以後、会場で和やかな談笑が続けられた。途中から大槻幸雄委員が進行を受持ったが、地元側として今回の企画にご協力いただいた妹尾泰利委員(三浦工業株)をはじめとして、数名の方々によるスピーチがあった。とくに、特別講演の和田先生からは正調としての道後の民謡が披露され、喝采を博した。最後に、谷村輝治元会長の挨拶に続き、窪田雅男元会長の音頭で、学会の万歳を唱え、会を終了した。

翌日は、見学会が行われ、8時30分頃、道後を出発し、バスで約30数名の参加者がまず伊予西条の四国総合研究所に向かった。同所には10時に到着し、太陽光発電の研究開発状況を見学した。これは昭和55年よりNEDOからの委託で四国電力株と電力中央研究所と共通開発中のものである。最初に同所の高橋昌英、黒河雅夫両氏より概要説明を受け、屋外の太陽電池アレイを見学した(図

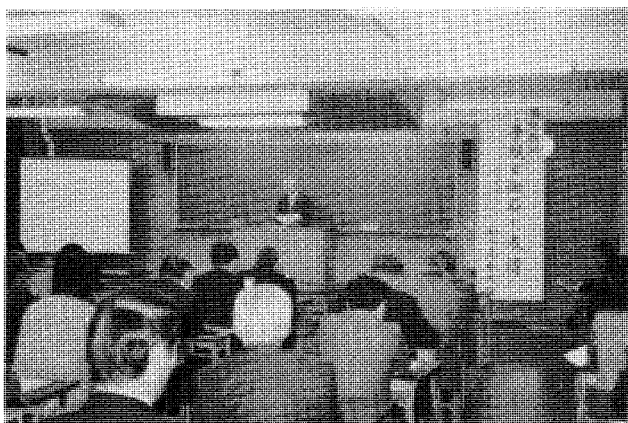


図2

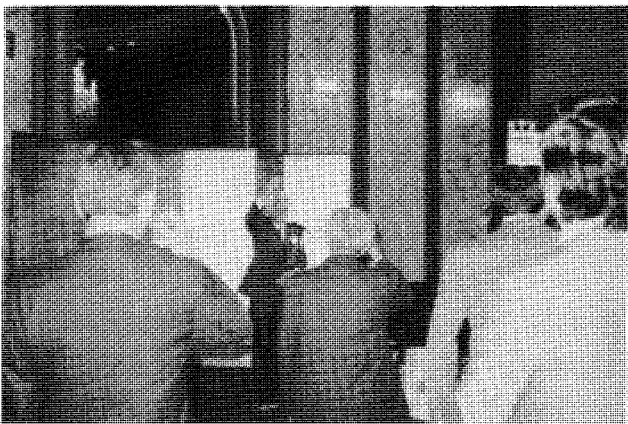


図3

4)。現在、1,000KWの発電能力があり、実証試験を続けながら諸データを集めているところだそうだが、アレイ面積が15,000m²近くを要するのが印象的であった。今後、コスト低減、電力系統との連系など色々な課題があることも分った。このあと、伊予土居をへて次の目的地、伊予三島に13時到着で大王製紙株三島工場を訪問し、同所を見学した。まず、工場長代理の高橋史典氏より会社概要の説明があり、単一工場としては日本一の規模の製紙工場ということで、代表的設備を選んで案内いただいた。すなわち、抄紙およびパルプ製造両システムなどで、大形、高速化されている新聞用紙用の抄紙過程をはじめ、先端的製紙技術を目の辺りにできたことは誠に有意義であった。なお、当工場の発電用タービンは何れも蒸気タービンで総出力約39万KWとのことであった。

この大会には、夫人参加者のための特別見学コースも用意され、好評であった。

以上、頁数の関係で詳細は割愛したが、参加者にもおおむね好評で、今後定常的に開催することが可能であろうとの感触を得た。いづれにしても今回の講演会が無事終了できたのは、当初から企画に加わり、会場の手配をはじめ諸準備に大変なお世話をいただいた愛媛大学の鮎川恭三教授、および三浦工業の妹尾泰利氏のお力添えによることが多く厚くお礼申し上げる。また、愛媛大学の二神浩三工学部長をはじめ、大学関係者の皆様にも改めて心より謝意を表する次第である。なお、三浦事務局長など事務局の方々にも準備・運営にお骨折りいただいたことを書きそえる。

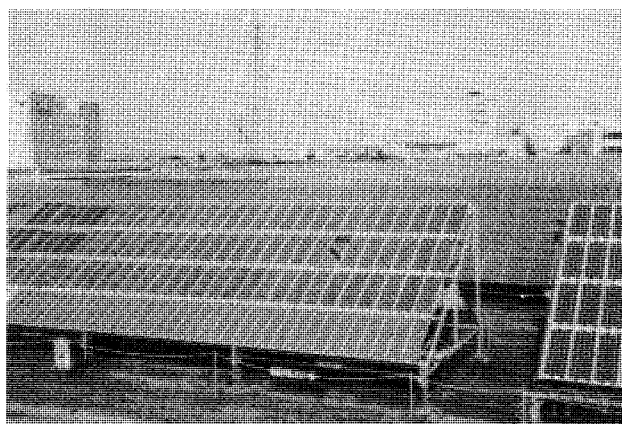


図4



「ガスタービン関連機器特集」の記事はいかかでしたか？これまで、解説記事と言え、ガスタービン本体にかかわるものが多かったのですが、今回は読者の要望にこたえて、本特集を組みました。汎用機器は除かせて頂き、ガスタービン固有に要求される技術に関して、14アイテムの機器をピックアップさせて頂き、第一線で御活躍の皆様へ執筆頂きました。フレッシュな印象を持たれた読者の方も多いと思います。お手数をわずらわせた執筆者の方には、厚く御礼申しあげます。

さて、編集委員会で、この「関連機器」に関し議論した時に、「計測機器・技術」や「運転・試験機器」に関するものは、それはまたそれなりに大きな記事になり得るということで、今回の特集は含めないことにしました。そのうち、何かの形で記事が実現化されるものと期待しています。

ガスタービンの周辺技術の裾野も広いので、関連機器メーカーの方も含めて、この分野の会員がますます

増えて、学会誌をにぎわしてくれると有難いと思います。

「ガスタービンの燃焼器に関する調査（川口委員長）」の報告も、今月号で3回目、最終回となります。通算で100頁近くもの労作ですが、燃焼器の開発や設計にたずさわる人に有益であるのみならず、燃焼器のかかえている問題点、方向、研究テーマと言う点で見れば、エンジンをまとめる方に、研究者、学生諸氏にも多いに有用であると思います。2年にわたる委員の方々の調査活動にお礼申しあげます。

最近、論文もコンスタントに1～2編掲載されるようになりました。そのことによりバランスの取れた誌面構成となりつつあります。更に、「新製品」、「見聞記」など「読者のQ & A」も含めて皆さんの声が大いに寄せられるようお待ちしております。

「会員の、会員による、会員のための誌面づくり」を目指して来年も又、頑張りたいと思います。

皆様も良いお年をお迎え下さい。（佐藤幸徳）

〈事務局だより〉

夏も秋も終わったか終わらないかはっきりしないままに、もう冬将軍が訪れはじめています。今年も行事に追われているうちにアッという間に12月になってしまいました。

当学会の特別講座・秋季講演会・特別講演会・シンポジウム等秋の行事もおかげさまで盛会裡に終了することが出来ました。特に秋季講演会は、発表論文の数も多く、特別講演もガスタービンとは少々趣きの異なる「子規と漱石の友情」のお話で大変興味深く、印象的でした。

今年度も会告のページにもありますように、来年1月26・27日の第17回セミナーと、羽田の見学会と、行事も残りあとわずかです。毎回のことながら、期限ギリギリになってからの申し込みが多く、参加なさる方も事務局もお互いに気忙しい思いを致しますので、どうぞご案内をお見逃しなくご覧になって、お早目にお申し込み下さい。

また、今年度は3年振りに会員名簿を改訂致します。既に皆様のお手元に調査用紙が届いていると思いますので、まだご返送なさっていない方はご記入の上、すぐお送り下さい。尚、この名簿は会員以外の方にはお領けないことになっておりますことを申し添えます。

昭和63年、1988年もさまざまな思いと共に過ぎ去っていかうとしています。

新しい年を迎えるにあたり、事務局一同、気持をあらたにまたがんばっていくつもりでおります。
(函) 昨年12月号に書きました隣の木村屋パン工場あとのビルはやっと完成し、すばらしい建物となりました。事務局へお越しの節はこの「木村屋ビルの隣り」を目印にどうぞ。 [A]

学 会 誌 編 集 規 定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンおよび過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷上り約1頁となる。
5. 刷上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次の通りとする。論説4～5頁、解説および技術論文6～8頁、見聞記、速報および寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース、新製品紹介、書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 原稿は下記宛に送付する。
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13、
第3工新ビル
(社)日本ガスタービン学会事務局

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 投稿原稿は邦文で書かれた著書の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 2) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷上がり8頁以内とする。ただし、1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿（コピー）2部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第16巻 第63号

昭和63年12月10日

編 集 者 高 田 浩 之

発 行 者 松 木 正 勝

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

TEL (03)365-0095

FAX (03)365-0387

振替 東京7-179578

印刷所 日青工業㈱ 東京都港区西新橋2の5の10

©1988 (社)日本ガスタービン学会
本誌に掲載されたすべての記事内容は
(社)日本ガスタービン学会の許可なく
転載・複写することはできません。

第 17 回ガスタービン定期講演会講演論文募集
{共催 日本ガスタービン学会（幹事学会） 日本機械学会}

開催日 昭和 64 年 6 月 2 日（金）
会 場 機械振興会館（東京・芝公園内）

講演論文の内容 (1) ガスタービン（すべての用途を含む）及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。ガスタービン本体のみならず補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザー使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1 名 1 題目を原則とします。

申込方法 (1) はがき大の用紙に「第 17 回ガスタービン定期講演会講演申込み」と題記し下記事項を記入し、日本ガスタービン学会（〒160 東京都新宿区西新宿 7－5－13 第 3 工新ビル 402）宛申し込んで下さい。
a) 講演題目 b) 著者氏名（連名の場合は講演者に○印をつけて下さい）及び勤務先 c) 所属学会及び会員資格 d) 連絡者氏名、住所 e) 100～200 字程度の概要
(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受け付けません。

申込締切 昭和 64 年 2 月 10 日（金）必着

講演論文の原稿 (1) 講演論文執筆要領及び原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は 1,292 字づめ原稿用紙 2 ページ以上 8 ページ以内とします。
(2) 原稿提出期限 昭和 64 年 4 月 14 日（金）
(3) 講演時間は 1 題目につき討論時間を含め約 30 分の予定です。
(4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。

技術論文等への投稿 (1) ガスタービン学会所定の要件（講演論文集原稿執筆要領参照）を満たしているガスタービン学会会員の講演論文は、講演会終了後、技術論文原稿として自動的に受理され、校閲を経て技術論文としてガスタービン学会誌に掲載されます。
(2) 機械学会会員（講演者）で日本機械学会の定期刊行物（論文集）に投稿希望の方は申込み用紙の写、2 部を日本機械学会事業課（〒151 東京都渋谷区代々木 2－4－6 三信北星ビル内）宛お送り下さい。

G T S J 第 13 期 委員

◦ 総 務 委 員

赤 池 志 郎 (神奈川工科大学) 岡 田 健 (東昌エンジニアリング)
大 田 英 輔 (早大) 倉 田 公 雄 (I H I) 杉 山 七 契 (航技研)
田 中 英 穂 (東海大) 真 下 俊 雄 (明大) 山 根 隆 一 郎 (東工大)
吉 識 晴 夫 (東大)

◦ 企 画 委 員

岡 村 隆 成 (東芝) 新 莊 良 一 (荏原) 千 葉 薫 (I H I)
土 屋 利 明 (東電) 筒 井 康 賢 (工技院) 森 棟 隆 昭 (都立大)
山 本 孝 正 (航技研) 和 田 正 倫 (日立)

◦ 編 集 委 員

荒 井 正 志 (川重) 井 上 誠 (小松) 石 野 寿 生 (日立)
大 原 久 宣 (中部電力) 小 島 民 生 (東京電力) 佐々木 正 史 (日産)
佐々木 誠 (航技研) 佐 藤 幸 徳 (I H I) 酒 井 逸 朗 (三菱自動車)
高 橋 進 (三菱重工) 水 木 新 平 (法政大)

◦ 地 方 委 員

表 義 則 (三井造船) 大 泉 治 郎 (ヤンマーディゼル) 上 野 文 斌 (日立造船)
大 内 一 紘 (三菱重工) 大 塚 新 太 郎 (福井工大) 沢 田 照 夫 (岡山理科大)
永 田 有 世 (神戸製鋼) 難 波 昌 伸 (九大) 星 野 昭 史 (川重)
水 谷 幸 夫 (阪大) 村 田 暹 (豊田工大)

◦ 統 計 作 成 委 員

青 木 千 明 (I H I) 青 木 庸 治 (新潟鉄工) 石 川 庄 一 (日立)
池 上 寿 和 (三菱重工) 臼 井 俊 一 (NKK) 本 間 友 博 (東芝)
御子神 隆 (三菱重工) 村 尾 麟 一 (青山学院) 八 島 聡 (I H I)
山 崎 徹 (川重) 吉 識 晴 夫 (東大) 綿 貫 一 男 (I H I)

◦ 技 術 情 報 セ ン タ ー 委 員

荒 木 達 雄 (東芝) 菅 進 (船研) 益 田 重 明 (慶大)
山 本 孝 正 (航技研)

◦ 組 織 検 討 委 員

秋 葉 雅 史 (横浜国大) 有 賀 一 郎 (慶大) 井 上 雅 弘 (九大)
梶 昭 次 郎 (東大) 倉 田 公 雄 (I H I) 田 中 英 穂 (東海大)
高 原 北 雄 (名大) 永 野 三 郎 (東大) 野 田 廣 太 郎 (明電舎)
藤 江 邦 男 (新明和工業) 森 下 輝 夫 (船研)

◦ Bulletin 委 員

井 上 誠 (小松) 高 村 東 作 (日産) 永 野 三 郎 (東大)

手 島 清 美 (三井造船) 真 家 孝 (IHI) 宮 地 敏 雄 (航技研)
和 田 正 倫 (日立)

◦ 国際会議検討委員

青 木 千 明 (IHI) 秋 葉 雅 史 (横浜国大) 阿 部 安 雄 (三菱重工)
有 賀 一 郎 (慶大) 伊 藤 文 夫 (東京電力) 稲 垣 文 夫 (東京ガス)
奥 原 巖 (東芝) 大 田 英 輔 (早大) 大 槻 幸 雄 (川重)
大 橋 秀 雄 (東大) 梶 昭 次 郎 (東大) 久保田 道 雄 (日立)
酒 井 俊 道 (東理大) 佐々木 正 史 (日産) 高 田 浩 之 (東大)
高 原 北 雄 (名大) 田 中 英 穂 (東海大) 永 田 有 世 (神戸製鋼)
永 野 三 郎 (東大) 丹 羽 高 尚 (三菱重工) 葉 山 真 治 (東大)
平 山 直 道 (千葉工大) 森 下 輝 夫 (船研) 吉 識 晴 夫 (東大)

◦ 秋季講演会委員

鮎 川 恭 三 (愛媛大) 有 賀 一 郎 (慶大) 井 上 雅 弘 (九大)
大 槻 幸 雄 (川崎重工) 妹 尾 泰 利 (三浦工業) 田 中 英 穂 (東海大)
高 原 北 雄 (名大) 丹 羽 高 尚 (三菱重工) 吉 識 晴 夫 (東大)

見学会開催予定のご案内

1. 64年3月中旬

日本エアシステム^(株)及び東京国際空港施設 (羽田)

2. 64年5月12日 (金)

石川島播磨重工業^(株)瑞穂工場

詳細は後日改めてご連絡いたします。

手 島 清 美 (三井造船) 真 家 孝 (IHI) 宮 地 敏 雄 (航技研)
和 田 正 倫 (日立)

◦ 国際会議検討委員

青 木 千 明 (IHI) 秋 葉 雅 史 (横浜国大) 阿 部 安 雄 (三菱重工)
有 賀 一 郎 (慶大) 伊 藤 文 夫 (東京電力) 稲 垣 文 夫 (東京ガス)
奥 原 巖 (東芝) 大 田 英 輔 (早大) 大 槻 幸 雄 (川重)
大 橋 秀 雄 (東大) 梶 昭 次 郎 (東大) 久保田 道 雄 (日立)
酒 井 俊 道 (東理大) 佐々木 正 史 (日産) 高 田 浩 之 (東大)
高 原 北 雄 (名大) 田 中 英 穂 (東海大) 永 田 有 世 (神戸製鋼)
永 野 三 郎 (東大) 丹 羽 高 尚 (三菱重工) 葉 山 真 治 (東大)
平 山 直 道 (千葉工大) 森 下 輝 夫 (船研) 吉 識 晴 夫 (東大)

◦ 秋季講演会委員

鮎 川 恭 三 (愛媛大) 有 賀 一 郎 (慶大) 井 上 雅 弘 (九大)
大 槻 幸 雄 (川崎重工) 妹 尾 泰 利 (三浦工業) 田 中 英 穂 (東海大)
高 原 北 雄 (名大) 丹 羽 高 尚 (三菱重工) 吉 識 晴 夫 (東大)

見学会開催予定のご案内

1. 64 年 3 月中旬

日本エアシステム^(株)及び東京国際空港施設 (羽田)

2. 64 年 5 月 12 日 (金)

石川島播磨重工業^(株)瑞穂工場

詳細は後日改めてご連絡いたします。

GTSJ ガスタービンセミナー（第 17 回）のお知らせ

「ガスタービンの制御及び運転・保守技術」をテーマに、第 17 回 GTSJ ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので、ふるってご参加下さい。

☆☆ 記 ☆☆

1. 日 時：昭和 64 年 1 月 26 日（木）、27 日（金） 10：00－16：30（受付開始 9：00）
2. 会 場：機械振興会館地下 2 階ホール（港区芝公園 3－5－8 Tel. 03－434－8211）
3. 主 催：(社)日本ガスタービン学会
4. 協賛予定：日本機械学会，自動車技術協会，日本航空宇宙学会，火力原子力発電技術協会，日本船用機関学会，ターボ機械協会，日本ガス協会，燃料協会，日本内燃機関連合会，日本航空技術協会，計測自動制御協会，腐食防食協会，日本非破壊検査協会，日本品質管理学会
5. セミナーの仮題並びに講師予定

昭和 64 年 1 月 26 日（木）

- | | | |
|-------------------------------|----------|-------------|
| (1) ガスタービンの運転制御 | (東芝 | 永田一衛氏) |
| (2) コンバインドサイクルプラントの運転制御 | (日立製作所 | 阿部倫夫氏) |
| (3) コージェネプラントの運転制御 | (東京ガス | 三浦千太郎氏) |
| (4) 航空用エンジンの電子制御 | (航空宇宙技研 | 遠藤征紀，杉山七契氏) |
| | (石川島播磨重工 | 岸本峯生，宮城裕幸氏) |
| (5) ガスタービンの特殊計測 | (三菱重工業 | 青木素直氏) |

昭和 64 年 1 月 27 日（金）

- | | | |
|-------------------------------|----------|--------|
| (6) ガスタービンの保守点検 | (川崎重工業 | 広瀬昌敏氏) |
| (7) ガスタービンの高温部品の寿命 | (三菱重工業 | 佐近淑郎氏) |
| (8) コンバインドサイクルプラントの保守点検 | (東日本旅客鉄道 | 藤沢清美氏) |
| | (日立製作所 | 国広昌嗣氏) |
| (9) 航空用エンジンの保守点検 | (全日本航空 | 小杉直史氏) |
| (10) 燃料性状とガスタービンの保守 | (三井造船 | 平田俊雄氏) |

6. 参加要領

- (1) 参加費（資料代含む）

◆ 主催及び共賛団体正会員

2 日間 20,000 円，1 日のみ 14,000 円

◆ 学生会員 5,000 円

◆ 会員外 2 日間 36,000 円，1 日のみ 24,000 円

資料のみ 5,000 円（残部ある場合）

- (2) 申し込み方法：所属・氏名・加入学協会名を明記の上，参加費を郵便振替・現金書留にて，下記事務局までお送り下さい。

なお，当日会場でも受け付けます。

- (3) 事務局：〒160 新宿区西新宿 7－5－13 第 3 工新ビル 402
(社)日本ガスタービン学会 Tel. 03－365－0095
郵便振替番号 東京 7－179578