随筆

ガスタービン技術者の教育

三浦工業㈱　妹　尾　泰　利

1. まえがき

昨年6月トロント市で開かれたASMEのガスタービン講演会のプログラムに，本表題と同じ題目のパネル討論会があり，そこに私の名前が載っていたので本稿のご依頼があったものと思う。私は大学勤務時代に特にそのように心掛けたわけでもなく現在の仕事はガスタービン関連でないから，パネリストになるのはお断りしていたのだが。とにかくその討論会の様子を報告し，あわせて技術者教育について私見を述べたい。

2. ASMEでの討論会に関連して

パネリストはガスタービンを製造する数社からとガスタービンに関係の深い教育機関からで，一般の大学からの登壇者はいなかった。このことは普通の大学では特にガスタービン技術者の教育はしていないことを暗示している。会社側のパネリストから，大学でマネジメントやコスト見積等の教育をしてほしい等の発言もあったが，結局は優秀な学生がガスタービンに興味を持ちその業界に就職するように仕向けるには，我々は何をすべきかという所に話は進んで行った。具体的な方法としては，大学への研究委託や共同研究，学生の企業での実習や企業の施設を使っての卒業研究等があげられ実例が幾つか示されたほか，企業の技術者が大学で講演をするような努力をすべきであり大学側でもそのような配慮をして欲しい，等の意見があった。

学生にガスタービンの研究を紹介し興味を持たせようという動きは他にもあった。毎朝当日の講演者を招いた朝食会が開かれたが，その席で議長から，学会の地方組織が学生を集めた会合を企画するので皆さん都合のいい地域での講師を引受けて下さいとの要請があり，ある程度の人数は挙手をして引受けていた。理工系学生の何割かが銀行や証券会社に取られる一方製造業の種類はますます拡がっているから，学会としても人材の確保に積極的に動かざるを得ないとの認識である。

私見では先生の雑談が学生にその話題への興味を喚起し進路を決めさせることがある。その点で企業に勤務し多くの経験を積んだ後で大学に移られた先生方の影響力に期待したい。一方大学で教育と研究に専念された方の中には，ガスタービンに関係のある諸分野における最新の技術や話題に関心はあるが接する機会のない方も多い。そのような話題を，受け売りができるように平易に，自慢話も含めて数多く聞かせて戴ける機会を当学会として企画されれば，喜ばれる教官も多く学生への波及効果も大きいのではなかろうか。

3. 大学教育

大学教育は大学院を含めても数年間にすぎず，一方技術者にとって「読み書き算盤」ともいうべき基礎科目は増加する傾向にある。また学生はいろいろの職業につくことを考えれば，大学教育は皆に共通して必要な基礎的学問に重点を置かざるを得ない。私が留学していた35年も昔のことではあるが，MITでは学生は一学期間に5課目しか履修は許されていなかった。その代わり各課目は50分授業が隔日に週3回で，学生はみっちり鍛えられていた。課目数は少ないが履修した課目は充分理解して使いこなせるように，また関連する分野なら自分で勉強して問題を解明したり研究開発ができることが期待されていた。その反面，実務的な事は教えていないから，就職してすぐには役にたたないが，数年すれば本当に役にたつ技術者になると教官も学生も自負していた。

新しい事を身に付けるには若い程よい。従って学生時代には基礎学をしっかり身に付けることに主眼を置かねばならないが，企業経営については入門講義を一つ受けておくことが望ましい。近頃は理学的研究が行われる企業もあるし，大学では

（平成2年1月18日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

特別研究費を獲得しようとすると昔ほど自由に研究テーマは選べなくなり，中には試作品の実証試験のような研究もある。しかし多くの場合大学では学術的興味に重点がおかれて企業的な価値判断には無関係に研究が進められるが，企業では研究課題が学問以外の客観的理由で選ばれたりはずされたりする。その企業的な感覚を予め理解させておくことも，就職の方向づけに有益であろう。

4. 企業での教育

ガスタービン技術の進歩の速さは，各国の企業や大学，研究所等で開発された知識と技術を，技術提携も含めて巧みに組合せまとめあげてゆくのでなければついて行けないと思われる程である。最先端の技術の一部は学会の講演会や講習会で披露されるが，基礎のできた理解力のある者でなければ習得して自社の技術に取入れることができない。技術が高度になるほど理解するための予備知識も高度になるから，極度に専門化する傾向があるのはある程度やむを得ない。

新しい技術の開発は，まとめ役と仕事を分担する専門家達との協同作業として進行する。しかし技術的トラブルが発生したとき，それには複数の分野の問題が複雑に関係していて，全体を総合的に理解している者がいなければ的確に原因を究明できないことがあろう。その人には最低限，問題に関係のありそうな諸分野についての基本的な知識と，専門家の説明を理解できるだけの用語を知っていることが必要である。表面的な知識は一つ聞けば一つだけ知ることになるが，基本的知識を身につけていれば，少々時間はかかるにしても必要に応じて丁度問題に適切な解答を導き出すとか，いろいろの可能性を検討した結果として問題の真因がどの辺にあるかの見当をつけ，その筋の専門家の協力を得て解決に漕ぎつけることができよう。

すぐれた研究にも製品の開発にも独創性が必要である。創造力は天賦の素質にもよるが，環境や教育の効果も大きいとして，どこでも創造力を育成する教育が望まれている。

新しいアイディアは，自分の持っている基礎知識に基づいて想像されるいろいろの可能性を自由に組合せて，一定の目的を達成させるとか，ある機能を実現する方法を半ば偶然に作り出したものであるから，利用できる基礎知識の範囲が広いほど優れたものができる。その際重要なことは，もっている知識を縦横に使いこなすことである。他人が出したアイディアは理解できるが自分では思い付かないというのは，自分の知識は表面的なものでまだ使いこなせる水準にまで深まっていない証拠である。Value Engineeringといって，要求される機能を実現する方法を，自分の表面的な知識の中からでも組織的に引出す技術なども存在するが，本当に良く理解し使い慣れた知識でないと好いタイミングで頭に浮かんで来ないから，それぞれの分野で，その知識を使う演習問題を沢山こなして知識を自分のものにしておくことが必要である。

創造力を育成する訓練をしたいといっても，適切な演習問題が集められ出版されているわけではないから，身近な分野における新技術開発のあとを克明に追ったり，トラブル解明に参加して解決された経過を検討するなどの機会を有効に使うのは一つの方法であろう。また科学史や技術史もやや理想化されてはいるが参考になろう。そのとき，盲点を克服した考え方を学ぶことと併せて，自説を固執して地動説を排除することのない，寛容で柔軟な心も学ばねばなるまい。

創造力の拡がりは習得した知識の範囲とその深さに左右される。ある部署を担当する技術者としてどの程度の学問分野の拡がりと深さを持つことが望ましいかは，担当する技術に関連して今迄に創造された技術や発生したトラブルから，必要な学問分野の最小範囲を見つけることができる。更に見落としを防止するために，例えば機械工学便覧の関係ある篇について，各章ごとに勉学が必要か否か，必要な場合には，そこに記載された内容が理解できる程度，その知識を実際の問題に何とか使える程度，自由に使いこなせる程度などのランクをつけて自分の技術の現状を客観的に判断し，目標を設定して数年かけて目標に近づく努力をすべきであろう。専門の最先端の技術を更新することに追われて見過ごされがちであるが，関連技術についての知識を高め裾野を広げることも技術者として大切な研修事項である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

論説・解説

『ガスタービンにおける計測・制御の進歩』小特集号発刊にあたって

石川島播磨重工業㈱　青　木　千　明

ガスタービンの最近の目覚ましい発展には，その高温化・高圧化に伴い著しい高性能化が進んだことと，それに併せて信頼性・保全性が向上したこととが，複合サイクルやコージェネレーションの普及と共に，大きく寄与しています。

これらの進歩は，ガスタービンの基本要素である圧縮機・燃焼器・タービンの如きメイン・コンポーネントの発達と性能向上の他に，吸・排気系統，燃料・制御系統，始動系統，潤滑系統等の関連機器ならびに計測機器や試験関連機器の進歩も大きな役割を果たしています。

そのなかでも，高性能なディジタル電子式制御の適用は，従来よりも多くの制御変数を精度良く適切にコントロールして熱機関としてのガスタービンの性能を十分に発揮させることに寄与しており，また，最近普及しつつある故障予防診断装置の利用は，システムとしての信頼性・保全性の向上に極めて有効であります。さらに，精度の高い新しい計測方法は高温化・高圧化や制御の高精度化には不可欠なものとなりつつあり，特に最新の技術による特殊な計測方法の採用は，ガスタービンの運転中のいろいろな状態をモニタリングできることにより，その信頼性・保全性の向上に大きな効果を発揮しています。

そのため本号では，このようなガスタービンにおける計測・制御の進歩について，主要なものを選んでそれぞれの専門家の方々に，その進歩・発達の現状ならびに将来の技術的発展の動向・見通しなどについて紹介して頂き，会員の皆様の御参考に供することを企画いたしました。今回は特に，それらのなかでも，発電用・産業用・船舶用・航空用等の実機のガスタービンに実際に適用されて使用されているか，または単なる研究試験や要素試験用ではなくて実機の開発試験用に使用されて具体的な成果の上がっているものを中心に取り上げ，その中から代表的なものを8項目選び，「制御システム」・「故障診断」・「モニタリング」の3テーマに整理して特集いたしました。

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多く記事等で取り上げられており，またガスタービンの作動・運転に直接関係する吸・排気系統，燃料系統，始動系統，潤滑系統等の関連機器については去る昭和63年12月号で特集号として関連機器メーカの専門家の方々からそれらの進歩・発展につき紹介して頂きました。

これに加えて，ここに関係者の多大な御協力のもとに，『ガスタービンにおける計測・制御の進歩』と題して小特集号を発刊する運びになったことは，本学会編集委員会としても誠に喜ばしい限りであります。

なお，まだまだもっと進歩した技術やもっと興味のある実機適用例などを御承知の方がおられることと思われますが，幅広く各方面から御寄稿して頂くことを考えたことや，編集委員会が得られる情報にも限りがあることから，そのような点で至らぬ所は御容赦頂きたいと思います。

ガスタービンの今後の発展及び用途拡大に対しては，より進んだ制御・計測方法の適用がさらに必要になると考えられ，これらの技術の益々の進歩・発展と関係者の御活躍を期待しております。

この小特集号の発刊に当り，第14期編集委員会に設けた本小特集号担当小委員会〔高田浩之編集委員長（東京大学）及び佐々木誠（航空宇宙技術研究所），高橋進（三菱重工），荒井正志（川崎重工），石野寿生（日立製作）の各委員ならびに筆者〕で基本の企画を行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御協力に厚くお礼申し上げます。

（平成2年1月17日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

1. 制御システム
1.1 発電用ガスタービンディジタル制御装置

㈱日立製作所　岩見谷　建　志
〃　足　立　茂　樹
〃　瀧　花　清　作

1. まえがき

近年，発電用ガスタービンは比較的小規模なコージェネレーションから大規模なコンバインドサイクル発電まで多く適用され，今後もその需要は増大する傾向にある。しかし，その目的，運用および個々の容量は極めて多様であり，一律に論ずることは出来ないが，基本的なニーズとしては運転の高信頼性が要求されることは言うまでもない。

ガスタービンの制御装置においても，これに即して高信頼性の確保に加えて運転監視機能の充実が要求されている。ここでは典型的なガスタービン制御について①制御の考え方（制御方式），②制御装置の変遷，および③最近の制御装置の実例について述べる。

2. ガスタービンの制御方式

2.1 概　要

ガスタービンの制御方式は，負荷に応じて，燃焼温度および速度を制御することが基本であり，燃焼器への燃料供給量を制御するための電気式，油圧式装置からなっている。これら装置には，運転条件に望ましくない事が起った場合に警報を発したり，自動的にガスタービンを停止する保安装置も具備されている。これらの構成要素は(1)燃料制御機能，(2)シーケンス制御機能，(3)保安機能に分類される。

(1) 燃料制御機能は起動時の必要条件（着火，加速度）を満たし，ガスタービンの速度や排気温度の上昇率を制御したり，あるは排気温度を制限するために燃焼器への燃料供給量を制御する。

(2) シーケンス制御機能は，ガスタービンの自動起動および停止に必要な論理機能を提供する。

(3) 保安機能は，制御機能が，適切な運転状態を持続できなくなった場合，ガスタービンを保護するために制御装置の一部として組込まれている。

2.2 燃料制御機能

ガスタービンの速度や負荷の要求に応じて，燃料供給量を制御する燃料制御機能は，プロセス信号としての速度や温度と速度あるいは負荷の設定値から実行される制御機能によって燃料制御信号が定まり，燃料供給量を調節することによって達せられる。

この燃料制御信号を発生する系統は起動制御，速度／負荷制御および温度制御の3系統から成っている。3系統の燃料制御信号から運転状態に応じた最適な信号を選択して燃焼器への燃料供給量を制御する。図1に制御系統図を示す。

(1) 起動制御

ガスタービン起動時の制御を行なうもので，着火時，暖機時，加速時の燃料制御信号を規定し，起動時の熱衝撃が許容限度以下とする。

着火，暖機，加速時の燃料制御信号はそれぞれ運転状態に応じた値が与えられる。

(2) 速度／負荷制御

ガスタービン速度は，速度に比例したパルスを発信する電磁ピックアップにより検知される。この信号が，速度設定値と比較され，燃料制御信号が演算される。

速度の設定はガバナスイッチにより速度設定値を変えることにより行なわれる。また速度設定は負荷設定を兼ねており，設定値と実速度の偏差の調定率に従ってガスタービン出力を制御する。

（平成2年2月7日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

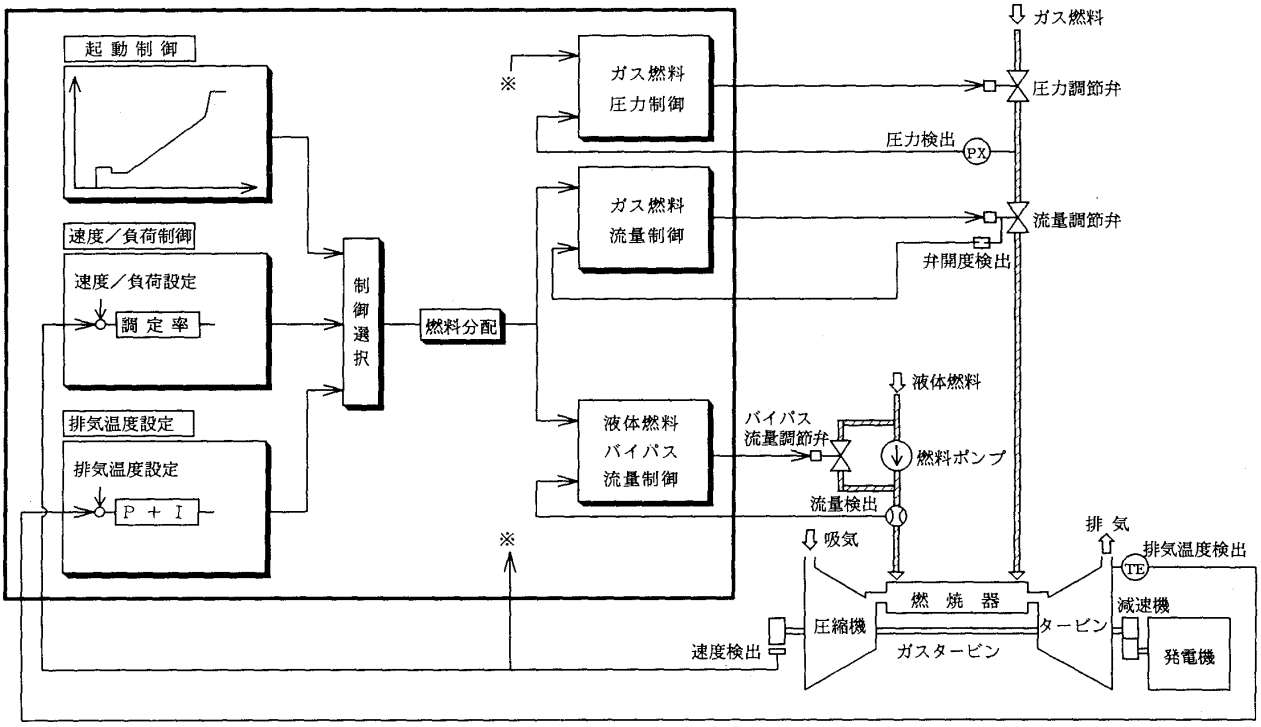


図1　ガスタービン制御系統図

なお本系統には，起動時にガスタービン速度上昇を制御する機能も含まれている。

(3)　温度制御

ガスタービンは高温ガスを使用するため，温度制御は重要な役割をはたしている。

タービンの燃焼温度を直接測定することは温度が高すぎること，温度分布が一定でないこと等の理由で得策でないため，排気ガスの温度を測定し，間接的に燃焼温度が制限値を越えないようにしている。測定温度の正確さが必要のため複数の熱電対によって排気ガス温度を検出し，それをフィードバックし，あらかじめ与えられている温度設定値との比較を行ない，その偏差によって燃料制御信号を制御する。

(4)　燃料制御

燃料制御は，燃料流量制御信号を液体燃料系統およびガス燃料系統に分配して行なう。

①　液体燃料系統

燃料制御記号は，燃料ポンプに付属している電油サーボを作動させ，油圧シリンダによって燃料ポンプのバイパス流量調節弁の開度を変えて燃料流量を調節する。燃料流量信号がフローデバイダからフィードバックされ，燃料制御信号と燃料流量は常に比例関係を保持する。

燃料ポンプは軸駆動のため，燃料流量はガスタービンの速度にも比例するようになっており，これは起動時の低燃料流量域での制御精度の向上に役立っている。

電油サーボの油圧源には，100 kg/cm^2 g程度の高圧油を用いて応答性を高めている。

②　ガス燃料系統

ガス燃料制御信号は，燃料流量調節弁に付属している電油サーボを作動させ，調節弁の開度を変えて燃料流量を調節する。

ガス燃料系統では，速度に比例した燃料流量とするため圧力調節弁を設けている。

2.3　シーケンス制御機能

シーケンス制御は，燃料制御，保安信号や手動スイッチ等多くの入力信号より成っており，ガスタービンの起動や停止のためのシーケンスに使われる。シーケンス制御は起動指令を与えると設定負荷に到るまで自動的に補機を起動，停止する。

まず，起動指令により潤滑油ポンプなどの補機が起動し，油圧などが確立する。その後，起動クラッチが結合し，起動モータが起動し，ガスタービンが回転を始める。ガスタービンが点火速度に達するとパージし点火される。その後，暖機完了

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

後，速度はしだいに上昇する。速度上昇によりタービン効率および圧縮機出口圧が増大し，排気温度は下降気味となり，タービン速度は急激に上昇する。定格速度に達すると自動同期投入が行なわれる。これ以降は負荷は一定割合で自動的に上昇する。

2.4 保安機能

ガスタービン運転中に異常状態が発生し，そのままの運転継続が不可能の場合，自動的に燃料をしゃ断し，ガスタービンを停止する。

しゃ断は，しゃ断弁の操作油圧を切り，しゃ断弁を閉にするとともに，燃料制御信号を切り，燃料流量を0にする操作の2系統で行なわれる。

保護の主なものは速度，温度，振動，火炎検知に関するもので，代表的なものは以下である。

(1) 過速度保護
　速度が110％に達した場合
(2) 温度保護
　燃焼ガス温度が制限値をこえた場合
(3) 振動保護
(4) 火炎喪失保護
(5) 軸受油圧低下保護
(6) 軸受給油温度上昇保護
(7) 手動非常しゃ断

3. 制御装置の変遷

前章のガスタービン制御装置に要求される基本的な機能は初期のガスタービンから殆んど変っていない。しかしその機能を実現する制御装置のハードウェアは図2に示す様に大きな変化を示している。これは制御装置のコンポーネントである電子部品がトランジスタ，IC，LSIと高集積化したことと歩調をあわせている。また近年のガスタービンの高温化に伴い，肌理細かい制御が必要となった背景がある。

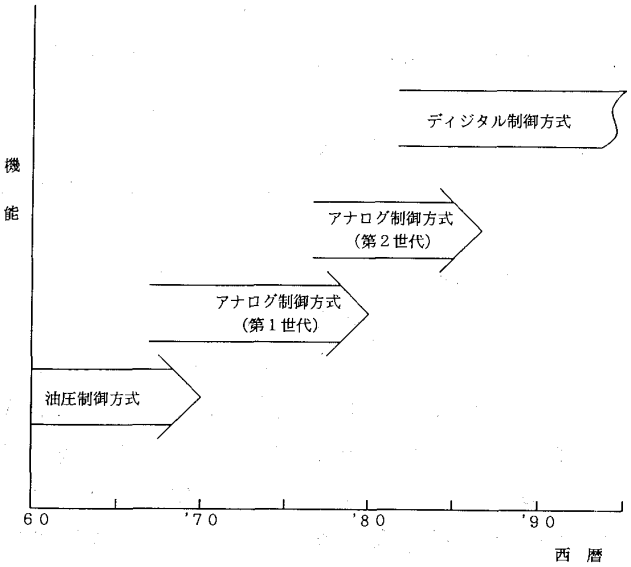


図2 制御方式の変遷

(1) 油圧制御方式
　速度／負荷制御，排気温度制御等の制御信号と油圧回路にて構成しており，制御装置の大部分が主機の1部となっている。
　また補機の制御を行なうシーケンシャル制御は電磁式リレーで行なわれる。
(2) アナログ方式（第1世代）[1]
　トランジスタ等の電子部品により，制御機能を電気回路により構成しており，精度の良い制御が可能となった。
(3) アナログ方式（第2世代）[2]
　ICの出現により，制御モジュールの小型化が一層進んだ。
　また論理演算をプログラムによって行なう，プログラマブルコントローラが登場し，補機のシーケンシャル制御に適用される様になり，制御のフレキシビリティが拡大した。
(4) ディジタル方式
　論理演算及び数値計算を高速に処理できるマイクロコンピュータの出現により，従来アナログ制御とシーケンシャル制御が別々の装置で行われていたものが，1つのコントローラに集約することが可能となった。[3]
　ディジタル制御の特徴は云わゆるサンプリング制御であり，従来のアナログ制御並みの応答特性とするためには高速の処理が必要となる。これも最近のマイクロコンピュータの処理速度の向上により，高速の回転体であるガスタービンのディジタル制御も可能となったものである。

4. 最近のガスタービン制御装置

4.1 最近のガスタービンに要求される条件

ガスタービンの重要性も増しており，制御装置要求される条件も厳しくなっている。

(1) コンパクト化
　主機であるガスタービン自体がパッケージ化されているため，制御装置もコンパクトに構成する必要がある。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

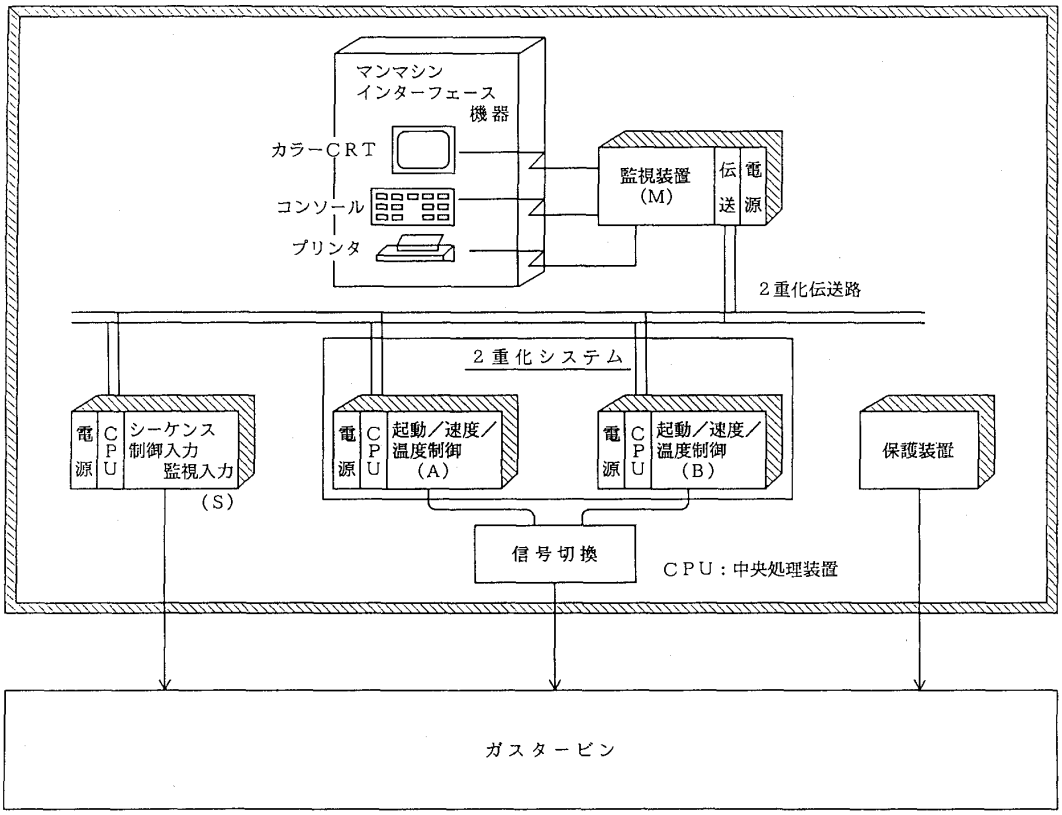


図3 制御装置のハードウェア構成

(2) マンマシンインターフェイス

ガスタービンの高温化に伴い，より多くの情報をビジュアルに監視することが要求されている。

(3) 信 頼 性

従来非常用発電設備としての需要が多かったが，最近ではコージェネレーション設備等，定検時を除いて連続運転を行なう設備が増えている。このため従来にも増して高信頼性が要求される様になった。

4.2 制御装置のハードウェア

最近のガスタービン制御装置のハードウェア構成の例を図3に示す。

本制御装置は3台のマイクロコンピュータを使用した制御用コントローラ（S，A，B）と1台の監視用コントローラ（M）で構成される。この内A，Bのコントローラは2重系（待機冗長）となっている。ガスタービンからの信号は常時A，Bのコントローラに入力されており，出力は片側のコントローラ（制御側）から出力される。2台のコントローラは常時同じ制御演算を行っており，故障時には自動的に待機側に切替わる。

コントローラSは起動時及び監視に必要な入出力と制御のみを行っている。

この様なハードウェア構成にすることにより，通常運転時の高信頼化及びコンパクトなハードウェアが達成される。なお通常運転に使用するコントローラを3重化した例[4]もある。

4.3 マンマシンインターフェイス

従来の制御装置では，プラント状態の監視にはアナログ指示計及び記録計等が使用されていた。しかし多数の情報を最少の制御装置スペースに表示するため本制御装置ではカラーCRTを使用している。

CRTには①発電機出力，排気温度等の主要プラントデータのディジタル表示②系統図表示③各部温度のバーグラフ表示及び排気温度のレーダーチャート表示④トレンドグラフ表示等が表示され，必要な情報をビジュアルに知ることができる。

またNO_x低減のために燃焼器に蒸気噴射を行なう場合にはCRTに調節計イメージの画面を表示し，調節弁の操作を行なうCRTオペレーションも可能である。

盤内に実装されたタイプライタにはオペレータ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

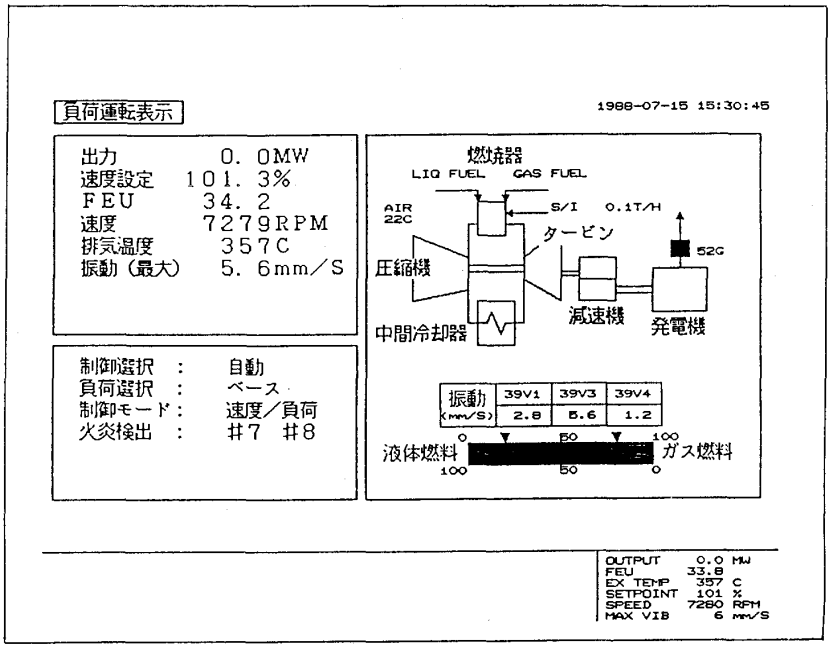


図4 CRT画面例（ハードコピー）

図5 ガスタービン制御装置

のリクエストにより現在の各プラントデータ及び過去のデータを印字することができる。

またトリップ前後のデータを印字できるトリップログの機能を有しており，故障原因の解析を容易としている。

図4にCRT画面の例を，図5に制御装置の外観の例を示す。尚，本制御装置は1988年12月より最新鋭のガスタービンと組合せ実運用[5]に入っている。

5. あとがき

現在までの制御装置で，運転監視に必要なハードウェアについては環境が整備されたと考えられる。今後の課題としては主機診断，予防保全機能の制御装置への取り込み及び熱ストレスを最少にする起動パターン等の制御アルゴリズムの改善があげられる。

参考文献

(1) K. Meguro 他 Hitachi Review Vol. 21, No. 12, (December, 1972)
(2) T. Iwamiya 他 Hitachi Review Vol. 27, No. 4, (April, 1978)
(3) 岩見谷 他，日立評論，Vol. 65, No. 9（1983-9）
(4) D. Jhonson 他，ASME 83-GT-106（1983）
(5) R. Furukawazono 他，ASME 89-GT-26（1989）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

1.2　ジェットエンジンの電子式制御

防衛庁技術研究本部　山　崎　達　雄
石川島播磨重工業㈱　弘　松　幹　雄

1.　まえがき

ジェットエンジンの制御は，その特殊な使用環境から，厳しい耐環境性，極端な軽量小型化，高度な信頼性などが要求され，一昔前までの電子式ではこれらの要求を満足できなかったので，他産業のほとんどのシステムがコンピュータ化される中で，ジェットエンジンでは油圧機械式制御装置が使用され高度な発達を遂げてきた。しかし，エンジンの高性能化に伴い一層複雑高度な制御が要求され，油圧機械式ではもはや対応が不可能になってきたことと，電子技術がハード，ソフト両面にわたり急速に発達したこととが相まって，新しいジェットエンジンでは，ディジタル電子制御を採用するようになってきている。

本稿では，ディジタル電子制御の必要性とその進歩発達，世界及び日本での適用例，研究開発例，ならびにジェットエンジン電子制御の将来などについて解説する。

2.　ディジタル電子制御の必要性と進歩・発達

2.1　ディジタル電子制御の必要性

ジェットエンジンの制御装置の目的はパイロットが自由に操作するスロットル・レバーに対応したエンジン推力を，安全，迅速かつ安定に発生させることである。そのため，制御装置はスロットル・レバー位置，エンジンの回転数，温度，圧力等のパラメータを計測し，燃料流量，可変静翼角度，排気ノズル面積等の可変形状の適正な値を計算し，アクチュエータを操作して計算された値に設定する。初期のターボジェットエンジンのような単純な形式のエンジンでは，計測すべきエンジンパラメータや操作すべきアクチュエータの数が少なく，比較的簡単な制御装置で十分であった。

（平成2年1月22日原稿受付）

しかし，エンジンが複雑化，高性能化するに伴い，これら入出力パラメータが増加し，また，高精度の推力制御，迅速な加減速制御さらには全飛行領域においてパイロットが自由にスロットルを操作してもエンジンにサージ等の不具合が生じないようにすることなどの要求が段々厳しくなり，制御装置も次第に複雑になっていった。しかしながら，もともと計測や演算に融通性の乏しい油圧機械方式では，一層高度化する制御要求への対応には開発・製造・整備コストの上昇，構成要素の増加に伴う重量増，故障率の上昇などのため限界があり，電子化，特にマイクロコンピュータを応用したいわゆるディジタル電子化（コンピュータ化）が必須となり，研究開発が進められ，本格的運用の時代に入りつつある。図1及び図2に制御パラメータに対するコスト，信頼性及び重量の傾向を示す。

2.2　電子制御の進歩・発達

ジェットエンジンの制御装置の電子化の試みは比較的古く，1950年代初めに真空管を用いたアナログ電子方式の制御装置の運用が試みられた。しかし，エンジン上という温度，振動の厳しい環境下で使用されるため故障が頻発し，信頼性が十分でなく実用には適さなかった。また，集積化が行われていないアナログ電子方式では油圧機械式ほどの小型化も困難であり，ジェットエンジンの制御装置としては専ら油圧機械式が用いられてきた。しかし，ファンのスピードやタービン排気ガス温度などの，油圧機械式では計測が困難なパラメータが制御に使用されるようになると，一部電子式が使用されるようになっていった。その後，エンジンがさらに高性能化され，また，集積回路，マイクロコンピュータの発展が進むにつれ，ディジタル電子技術のエンジン制御への応用が研究され，F 100エンジンで初めてディジタル電子制御装置

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

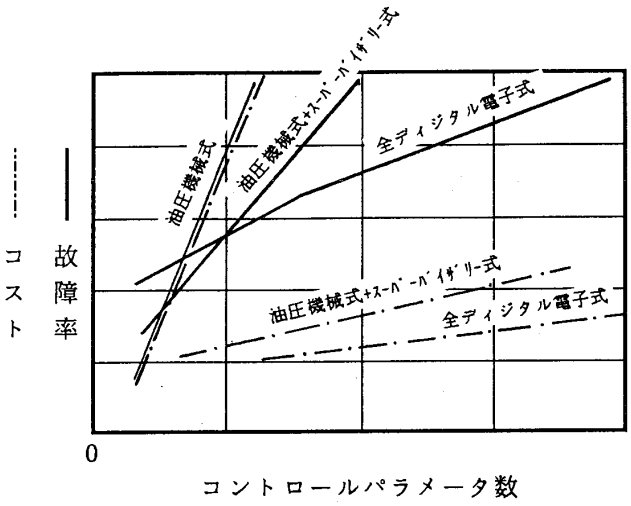


図1 パラメータ数 対 故障率，コスト

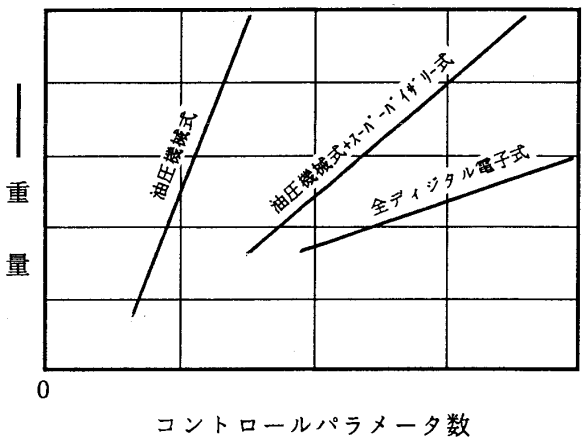


図2 パラメータ数 対 重量

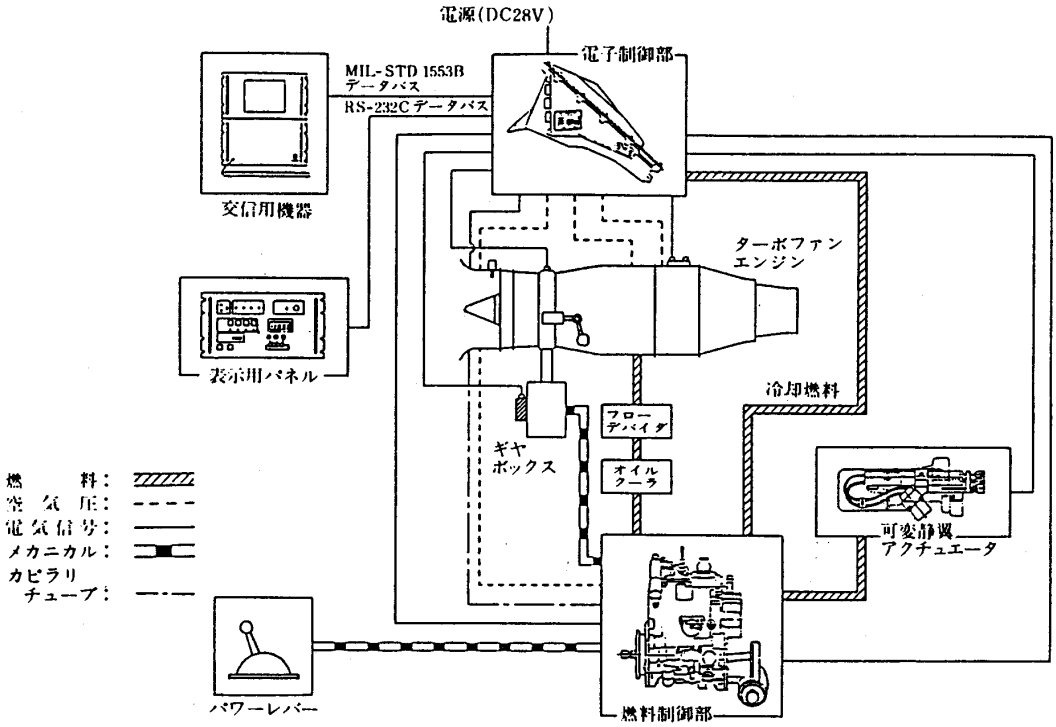


図3 FADECシステム構成図

（EEC：Electronic Engine Control）が実用化された（1974年運用開始）。ここでは，油圧機械式制御装置でアフタバーナも含むエンジン全体の制御が行われ，EECはスーパバイザリ制御と呼ばれる方式でその制御を監視し，微調整を行い，飛行条件，大気条件，エンジン状態などが変化しても常に最大出力を保持すると共に，エンジンパラメータをその制限値を越えないようにする機能を果している。このF 100エンジンでの成功を契機にディジタル電子制御の研究開発が一気に盛んになり，民間の大型ターボファンエンジンでは，1982年にJT 9Dエンジンでスーパバイザリ方式のディジタル制御が実用化され，エンジン圧力比を高精度で制御することにより推力制御の精度を大幅に向上した。続いてPW 2037エンジンでは，すべての制御演算を電子制御部で行うFADEC（Full Authority Digital Electronic Control）が初めて実用化された。従来の油圧機械式の場合と同等の信頼性を確保するため，センサ，電子制御部及びサーボバルブへの指令電流の部分が基本的に

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

2重系となっている。このようにエンジン制御は純粋な油圧機械式からリミッタが付加された方式，スーパバイザリー制御方式，そしてFADEC方式と進展してきている。

3. ディジタル電子制御の基本的技術

3.1 システム構成

ジェットエンジンの電子制御システムは，制御演算を行う電子制御部，燃料の計量や可変機構部を駆動する油圧機械制御部，入力信号計測のためのセンサで構成される。図3にFADECシステム構成の一例を示す。

3.2 制御機能

(1) エンジン制御ロジック（制御則）

エンジン制御への電子制御の適用は，電子制御方式では計測や演算が容易であることから，油圧機械制御方式では実現できなかった制御則の採用が可能となったことにより，大幅な進展がみられている。例えば，エンジンの出力制御は，油圧機械式の場合エンジン入口温度で補正した圧縮機の回転数制御などにより行われている。ディジタル電子制御ではより精度良く推力の設定を行うことができるエンジン圧力比，あるいはファン回転数制御が採用されてきている。エンジンの加減速制御は，油圧機械式ではダッシュポットによる燃料流量変化率の制御や3次元カムを用いて圧縮機修正回転数によるスケジュール制御などが行われてきたが，ディジタル電子制御ではこれに加えて圧縮機回転数変化率を制御することにより，常に安定した加減速を可能としている。圧縮機やファンの可変静翼角度，抽気空気流量，排気ノズル面積などの可変形状部は従来の圧縮機やファンの回転数によるスケジュール制御，排気温度制御方式などから，電子制御となって飛行マッハ数への対応，急加減速や特異状態（機体の脚を出した場合，高温ガス吸入の可能性のある逆推力使用状態など）への対応のためのリセット動作が行われるようになった。また，最近では燃料節減のため，タービンのアクティブクリアランス制御（ACC），タービン冷却空気流量制御，潤滑油温度制御なども，FADECを使って行われるようになった。

(2) 信頼性確保の方法

電子制御装置では，故障が突然起こることがあり，これに対するシステム及びソフトウェア上の対応が必要である。このため，ハードウェアの信頼性設計を行うと同時に，故障に対応してシステムを再構成する冗長化システムが採用されている。これらには，1重系電子＋油圧機械式バックアップコントロールシステムのように制御性能は低下するが基地への帰還可能なシステムや，2重系／3重系システムのように制御性能が低下することなく運用を続行できるシステムなどがある。これらシステムの基本的な技術としては，故障検出及びシステム再構成技術があり，特に故障検出技術は，システムの信頼性に大きな影響を与える。故障検出には，入力信号のレンジ・レート・チェック（範囲と変化率によるチェック），出力のラップ・アラウンド・チェック（出力系の断線／短絡チェック），仮想演算チェックなどがあり，現状では，95％程度の故障検出率が得られている。また，故障検出における過敏な誤検出を低くするために故障事象の頻度を調べ判定しているものも多い。CPUの故障検出においては，同一のCPUを付加し，同じ入力と，共通なタイマーによる演算結果をビット毎に比較し，検出率を100％に近づけるシステムも考えられている。システムの再構成では，故障系から正常系へ切り替わる方式，制御モードを切り替える方式（エンジン圧力比制御からファン回転数制御へなど），正常な入力パラメータをデータ合成する方式など，故障レベルに応じ対応している。

3.3 電子制御部

電子制御部は演算部，入出力回路部，通信回路部及び電源回路部からなり，その基本構成を図4に示す。現在では，演算部は16ビット・マイクロプロセッサを主要素とし，64Kバイト程度の

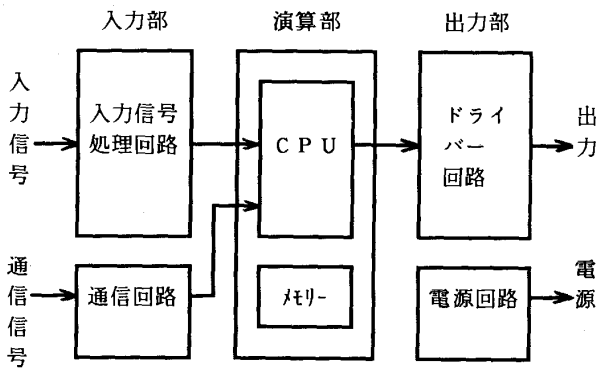


図4 電子制御部機能ブロック図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

PROM（プログラム可能読み出し専用メモリー）及び故障診断結果の記録のためのNVRAM（不揮発性読み書き可能メモリー）を持つものが多い。入力回路部は温度，回転数，圧力，位置などの各信号を，出力回路部はトルクモータ，ステッパモータ，ソレノイドなどへの出力信号を扱い，通信回路部は地上用整備機材との交信，機体機器との交信等に使用される。電源回路部は，機体電源AC115V，400Hz，及びDC28V用の回路ならびにエンジン付属の小型発電機の出力を利用する回路等より成っている。使用環境は，周囲温度－55℃～240℃，振動20G，2,000Hz，耐EMI（電磁障害）200V/mの電界下で作動することが要求されるものもある。このため，亜音速機では空冷を，超音速機では周囲温度が直接半導体に伝わらないように，ケースで熱遮蔽すると共にフレーム内に管路を設け燃料による冷却を行うものが多い。電子部品は，MIL-STD-883のクラスBスクリーニング品で，－55℃～125℃仕様以上のものを使用するのが通常である。プリント基盤には，アルミの板をヒートシンクとして貼り合わせ，電子部品より発生する熱を外部に取り出すようにしているものが多い。耐振性確保については，共振を避けると共に防振マウントが設けられている。

3.4 センサ

温度計測には熱電対，回転数計測にはパルス・ピックアップ，位置計測にはレゾルバ，LVDT（直線型差動変圧器），RVDT（回転型差動変圧器）などが，圧力計測については円筒振動式または静電型圧力センサが使用されている。

3.5 油圧機械制御部

油圧機械制御部は，燃料の計量，エンジンの可変形状部の駆動油圧の発生などを行うもので，電子制御部が故障した場合にバックアップ制御を行うものでは，従来の油圧機械制御装置を簡略化した制御機構を有している。電子制御部からの電気信号を油圧に変換する電油変換機構には，トルクモータサーボ，ステッパモータ，ソレノイドなどが使用される。燃料計量弁や駆動油圧発生部などは従来の油圧機械式制御装置と大差ないが，演算機構は大幅に簡略化されている。

3.6 閉ループ・シミュレーション

制御システム及びソフトウェアの最終段階での検証では，閉ループ・シミュレーションが不可欠である。現在では，ディジタル計算機の演算速度が大幅に向上し，開発及び保守の容易なディジタル実時間シミュレーション方式が主流となっている。広く使用されているエンジン・モデリングは，要素特性及び要素間の関係式から全体の非定常エンジン性能を求める方法で，航空エンジンのような非線形性の強いシステムに対し高い精度が得られている。ディジタル電子制御システムでは，シミュレーション試験の結果により制御則や特性がハードウェアの変更をしないでソフトウェアのみの変更により改良していくことが可能であり，従来の油圧機械方式と比較して大幅に開発期間を短縮し，最適化をはかっていくことができる。

4. ディジタル電子制御の適用，研究開発の例

航空エンジンへのディジタル電子制御の応用は，欧米では実用の時代に入りつつあり，新規開発のエンジンではほとんどがその採用を計画している。日本では研究開発としては過去10数年の実績があり，その技術レベルは既に実用の域に達している。これらの適用例，研究開発例の幾つかを表1に示す。

5. ジェットエンジン電子制御の将来

ジェットエンジンの制御システムとしてのFADECの出現は，エンジン制御に対する考え方を大きく変える可能性を持っている。即ち，新しくセンサ，アクチュエータを追加してもメリットが大きい機能は順次採用されていく。どのエンジン形式にも共通して使用される機能には，オートスタート，サージ発生後のオートリカバリ等のパイロットのエンジン操作をより簡略化するための機能や，エンジン・コンディション・モニタリング機能などが考えられる。超音速機用アフタバーナ付きエンジンでは，2次元ノズルなど可変形状部の増加に伴いエンジン制御はますます複雑化し，また超音速巡航を行う超音速輸送機では，可変形状部の多い可変サイクルエンジンの制御と空力加熱から推進系を防御するためのヒート・マネージメントが重要な課題となろう。エンジンが多入力，多出力の複雑な形式になるにつれ多変数制御が本格的に応用され，また，ファジー制御，人工知能なども応用されていくと考えられる。飛行制

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

表1　ディジタル電子制御の適用，研究開発の例

項目 区分	機　体	エンジン／コントロール	メーカ（国名）	コントロール区分／構成	備　考
国外	B767	JT9D／EEC103	HSD（米国）	スーパーバイザリー・コントロール	1982年運用開始
	B757	PW2037／EEC104	HSD（米国）	2重系FADEC	1984年運用開始
	A320	CFM56／ECU	GE（米国）	2重系FADEC	1988年運用開始
	B747-400 B767-300	CF6－80C2／ECU	GE（米国）	2重系FADEC	1989年運用開始
	A320	V2500／EEC150	HSD（米国）	2重系FADEC	1989年運用開始
	F－15	F100／JFC90	HSD（米国）	スーパーバイザリー・コントロール	1974年運用開始
	F－16	F100／JFC90	HSD（米国）	スーパーバイザリー・コントロール	1979年運用開始
	TORNADO	RB199／	DSIC（英国）	2重系FADEC	1985年運用開始
	F－15E	F100／EEC106	HSD（米国）	1重系FADEC＋BUC	1986年運用開始
	F－16	F110／DEC	GE（米国）	1重系FADEC＋BUC	1989年運用開始
	ATF	F119／	HSD（米国）	2重系FADEC	開発中
	ATF	F120／	GE（米国）	3重系FADEC	開発中
国内		FJR710／HIFEC	航技研／IHI	2重系FADEC	1982年地上試験
		F3／JEC－10	防・技本／IHI	1重系FADEC＋BUC	1985年地上試験
		TF40／JEC－11	防・技本／IHI	1重系FADEC＋BUC	1986年地上試験
		F3／JEC－20	防・技本／IHI	1重系FADEC＋BUC	1989年FTB試験
		F100／JEC－21	防・技本／IHI	1重系FADEC	1987年地上試験

HSD:Hamilton Standard, GE:General Electric, DSIC:Dowty & Smiths Industries Controls Ltd., BUC:油圧機械式Back Up Control

御システムと推進系制御システムとの統合は，機体，推進系にそれぞれ制御用コンピュータを持つ分散型制御システムで高速データバスを使って，機能的統合がはかられていくと考えられる。FADECハードウェアでは電子技術の発展に伴って，高速のマイクロプロセッサによる演算速度の向上，ASIC，ハイブリッドICを使用しての小型軽量化，複合材料を使用しての軽量化，耐熱素子，耐熱材料を使用しての耐環境性の向上，光データバスなど光技術を使用しての耐電磁干渉性の向上などがはかられていこう。

6. あとがき

航空機の推進系は，エンジン単体としての高性能化，多機能化の外に，機体システムとの結び付きによる航空機推進系としての性能向上が今後ますます追求されようとしており，これに対応するにはジェットエンジンの制御装置はもはやディジタル電子制御以外には考えられず，その重要性がますます高まってきている。

終わりにあたり，わが国のエレクトロニクス技術や工業技術をもってすれば諸外国に負けない優れた制御装置を開発・製造することは決して難しいことではなく，その時期の早期到来を希望すると共に，この寄稿のチャンスを与えていただいたことに深く感謝致します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

2. 故障診断
2.1 人工知能（AI）を利用した故障診断装置

川崎重工業㈱ 黒崎泰充
〃 宮本裕一
〃 西野公祥
〃 稲垣雅也

1. まえがき

産業界における大事故防止，未熟練者の保守・保全作業への支援による生産性向上の要求を背景として，故障診断技術はますます重要視されてきている。故障診断の対象となる機械・装置類は高性能・複雑化してきており，故障診断を行なうには高度な専門知識が必要となってきている。

そのため，故障診断を計算機に行なわせてエキスパートシステムを構築することは，実用面から見て必要性の高い技術となってきた。

エキスパートシステムは，AI応用技術の中で最も実用化が進んでいる分野であり，その成功例の報告も数多く発表されている。[1]

本報においては，まずAI応用技術の動向を述べ，エキスパートシステムを故障診断に用いる場合について考察し，最後にガスタービンプラントでの応用例について述べる。

2. AI応用技術の動向

AI応用技術の動向を考える場合，コンピュータハードウェアの進展がどのようにAI応用技術に影響を及ぼしてきたかを考えると，今後の動向の把握が容易である。

図1のように，1970年代後半からのLSI技術に代表されるマイクロエレクトロニクス化の波は，コンピュータの能力，形態を一変させ，様々な業務，環境への普及を急激に進めた。さらに，コンピュータの利用環境は広がりを見せ，職場に限らず家庭住居へも浸透しようとしている。[2]

こうしたコンピュータハードウェアの進展を背景として，AI応用技術の中でエキスパートシステムが実用化に近い技術として脚光を浴び，種々のエキスパートシステム構築ツールが製品化されてきている。

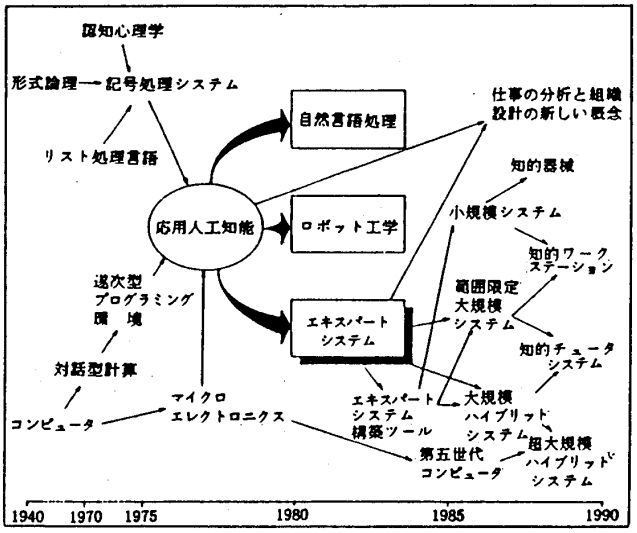


図1 AI応用技術の発展

筆者らも汎用エキスパートシステム構築ツールKIS（Kawasaki Inference System）を開発している。[3], [4], [5]

KISは計算機間での移植性の良さを特長としており，パーソナルコンピュータ，ワークステーション，あるいは制御用計算機への組み込みが可能であり，小規模から大規模なエキスパートシステムまで，システムの成長に応じてエキスパートシステム構築ツールの拡張も容易なように考慮されている。

3. 故障診断エキスパートシステム

3.1 要求機能

エキスパートシステムとは，専門家でないと解決できない難解な問題を専門的知識の無い人でも

（平成2年1月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

解決できるようにした計算機プログラムであり，図2のように専門家の知識をいれた知識ベースと，その知識に基づいて推論と問題解決を行なう推論部とに分離されており，知識の管理が容易で柔軟性の高いシステムである。

故障診断には，監視と診断の機能が必要となる。すなわち，監視機能により対象とする機械・装置類の性能の確認を行ない，正常でないとの判断となれば，診断機能により性能劣化の原因となった故障部品の確定を行ない，その対策を明示することが必要である。

この過程を図3に示すが，従来の故障診断手法では，全般的に各過程において情報の流れが途切れるため，即時性に欠けたり個人差の大きい診断結果となっていた。これらの問題点を補ない，総合的で柔軟な診断を行なうのに，故障診断エキスパートシステムを活用することが考えられる。実用段階の故障診断エキスパートシステムとしては，以下の仕様が要求される

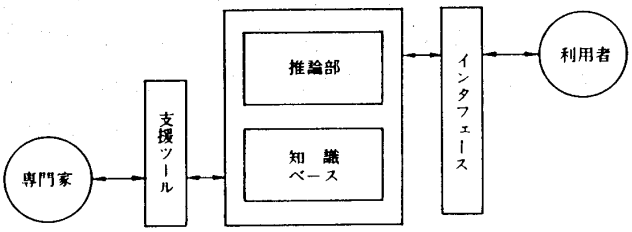


図2　エキスパートシステムの構成

3.2　要求仕様

(1)　監視機能に対する要求仕様

監視機能では，性能確認により正常か否かの判断を行なうが，そのためには機能レベルにおける設計仕様に対応する各特性値の観測が必要である。すなわち，観測可能な計測信号をリアルタイムに採取して特性値の演算を行ない，総合的な指標に基づいて正常か否かの判断を行なう必要がある。この判断は，診断の対象となる機械・装置類が自己修復機能を持たない場合が多いため，故障予知的な手法を用いるのが望ましい。

(2)　診断機能に対する要求仕様

診断機能では，性能劣化の原因となった故障部品の確定が中心となるが，多くの場合，観測可能な計測信号は限られており，対象の部分的な知識により故障部品の確定を行なうことが必要となる。

そのため，診断結果の精度を上げようとすると，設計段階での特性式や機能系間・部品間の因果関係を総動員し，観測できない状態量については，操作者との対話により補って診断を進めることになる。

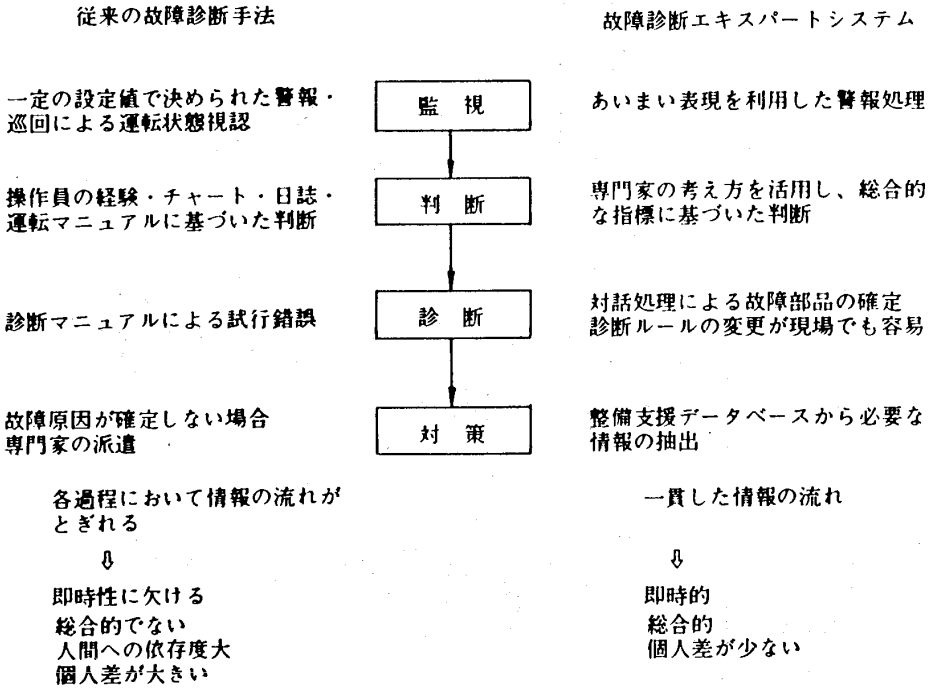


図3　故障診断過程における従来手法とエキスパートシステムの比較

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

この診断過程は，人工知能の応用例としての医療診断エキスパートシステムと手法が類似している。しかし，故障診断と医療診断の二分野では，重要な相違点がある。[6]すなわち，故障診断では医療診断と異なって，設計段階での特性式により，意図する機能や構造・動作原理が明確化されており，また部品点数が多く，しかもこれらの部品は新技術の導入により頻繁に変化する。

これらの相違点を踏まえて，診断機能に対する要求仕様としては以下となる。

① 設計段階での特性式や，機能系間・部品間の因果関係を積極的に活用して部分的な知識から故障部品の確定が行なえるエキスパートシステムとする。また，因果関係をなるべく機能レベルでまとめることにより，部品点数の増加に対して簡明なシステム構成をとるものとする。

② 因果関係の表現は，操作員に容易に理解でき，かつ部品の多様化に対処可能なように修正・追加・削除が容易なものとする。この点は，特に従来の故障診断手法に対するエキスパートシステムの特長である。

③ 図2の機能を実現するには，計算機の活用が前提となるが，故障診断を最も必要とするのは，機械・装置類が稼働している現場であり，実用化を考えた場合，データ通信網の整備・計算機の大容量・高速・小型化を背景として考慮した上で計算機システムを構成する必要がある。

④ 診断過程において，操作者と計算機との対話が重要な位置を占める。したがって，ユーザインタフェース機能が充実しており，操作者の入力が容易であり，診断経過の説明や整備支援のための表示が明解なものでなければならない。また，因果関係を構築していく段階での支援環境も重要である。

以上の要求仕様を満足する，故障診断エキスパートシステムの機能フローを図4にまとめた

4. ガスタービンプラントへの応用

ガスタービン専門技術者の設計段階における考え方や，熟練運転者の運転経験における因果関係などの知識を活用できるようにした故障診断エキスパートシステムは，迅速で的確な故障診断を専

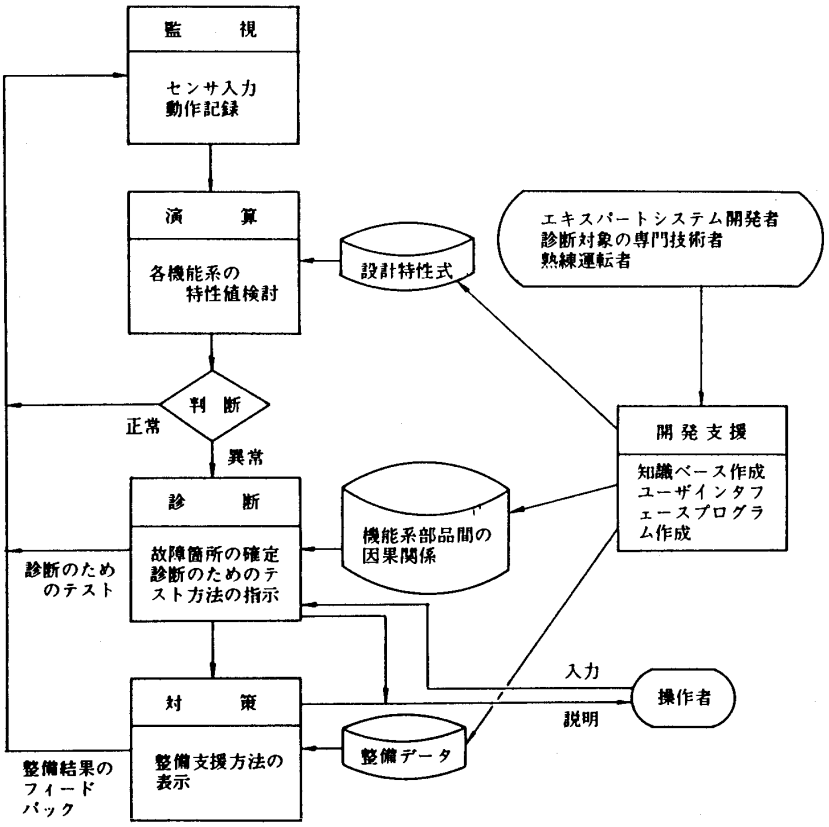


図4 故障診断エキスパートシステムの機能フロー

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

門技術者や熟練運転者以外にも可能とするため，実用的な意義が大きい。[7]

故障診断に用いる知識ベースは，KISの開発支援機能を用いて，ガスタービン専門技術者自身が作成した。

4.1　監視機能による故障判断

エキスパートシステムに，より精度の高い診断を行なわせるには，原因とその徴候の形に整理した表面的な因果関係のみでは限界があり，より深い知識の活用が必要である。

一般に，機械・装置類は本来「機能」を目的に作られたものであり，機能が満足されないことが一番重大な故障である。機能は設計段階において，機能に関した現象の数式の形として表現されている。したがって，設計段階における数式群を，より深い知識として故障診断に活用すれば，より精度の高い診断が可能となる。

例えば，ガスタービンの高・低圧タービンの回転数NH, NLの間には，図5のように線形に近い関係がある。この比例定数γについて，SPRT法を適用し，総合的にタービン部が正常か否かの判断を行なえる。

SPRT法（Sequential Probability Ratio Test）[8], [9]は，機械，装置類を常時監視して，正常か否かの判断を行なう一手法であり，図6のように演算アルゴリズムが漸化式の形になるためセンサベース・リアルタイム処理に適しており，観測値から演算して求めた特性値の故障診断を統計的に行なうことができる。

図6は，γに関する正常判定処理用の関数の時間的推移を示しており，模擬的に回転数センサ部が正常でなくなった例である。

4.2　診断例とシステムの評価

図7に，起動時における燃料系統の故障診断例を示す。図7(a)は質問事象の対話画面例であり，図7(b)は対話における説明機能の表示画面である。診断過程において，対話処理の再実行機能を備えていることから，入力誤りや，模擬的な対話による原因探索にも対応が可能であり，使いやすいシステムとなっている。

また，従来，燃料系統のように様々な要因が複雑に関係しあっている系統での故障診断では，数種のマニュアル類や熟練運転者の経験・運転日誌・記録などを検討して総合的に判断していたが，故障診断エキスパートシステムを用いると，操作者の個人差なしに迅速に行なうことができる。

5.　あとがき

エキスパートシステムの開発は，単に計算機プログラミングにおける記号処理技術に止まるもの

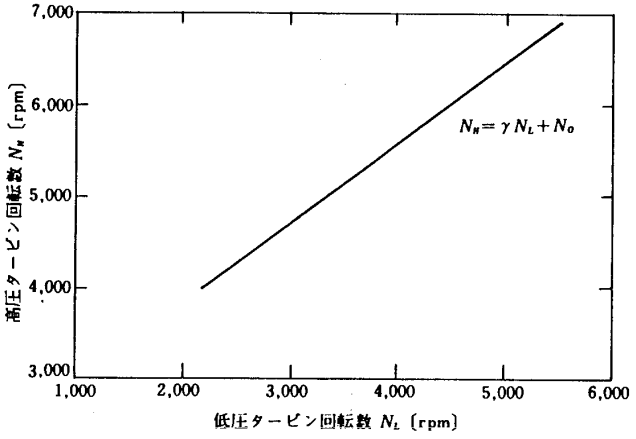


図5　高・低圧タービンの関係

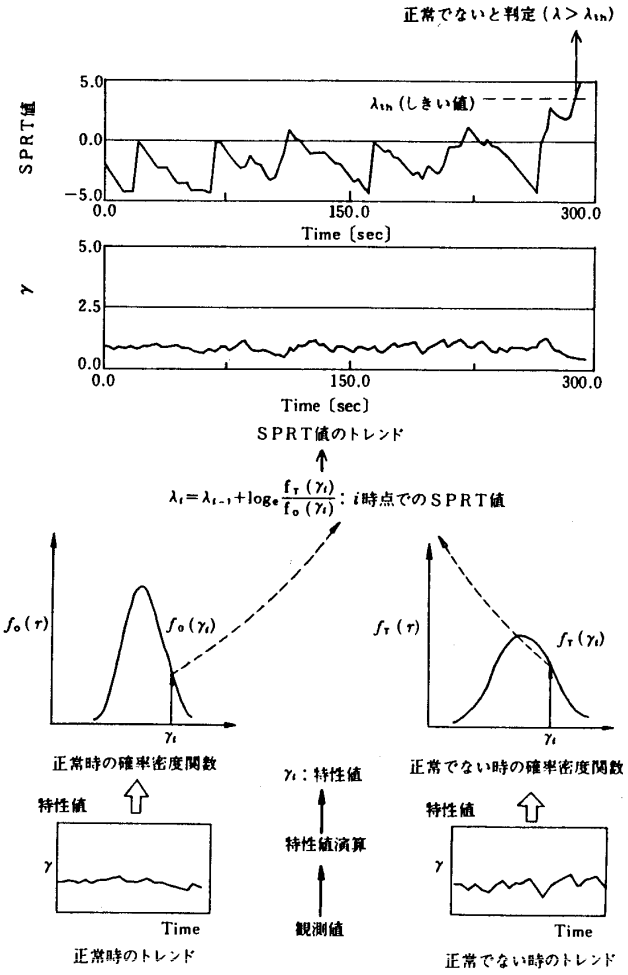
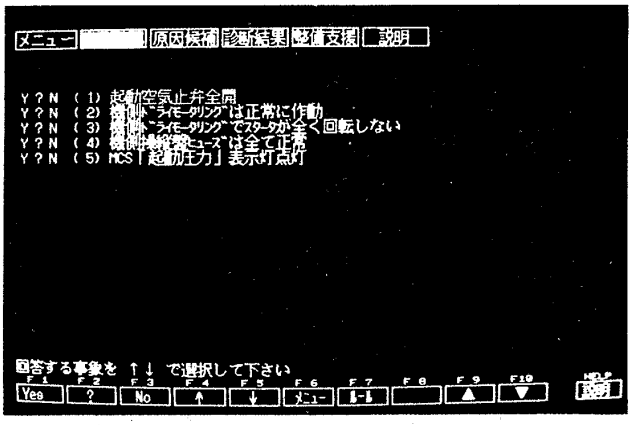
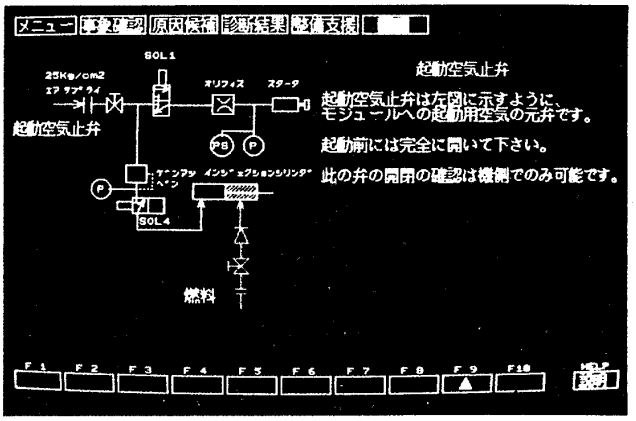


図6　SPRT法の概念

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.



(a) 質問事象の対話例



(b) 説明機能の例

図7 エキスパートシステムの故障診断例

ではなく，対象に関する深い知識を駆使して，対象に応じた推論機能やマンマシン機能を開発し，また，従来からのシステム技術との融合を図っていくことが必要である。そのため，エキスパートシステムの開発者は，より対象に近い技術者へ重心を移行して行くべきであり，その傾向は今後の計算機や周辺技術の進展により，より加速されるものと思われる。

また，エキスパートシステムの対象も故障診断に限らずより一般的な運転支援の領域に広がり，さらに公衆回線を利用したシステムへ展開されて行くものと思われる。[(10), (11), (12), (13)]

参考文献

(1) 計測自動制御学会：特集知識システム，計測と制御，27巻10号（'88）

(2) P. Harmon & D. King：EXPERT SYSTEMS（諏訪監訳 エキスパートシステムズ），サイエンス社（'85）

(3) 阪上，黒崎，稲垣，宮本，河野，西野，林：故障診断エキスパートシステムの開発，川崎重工技報95号（'87）

(4) 黒崎，稲垣，宮本，西野：故障診断エキスパートシステム，計測自動制御学会学術講演会予稿集（'87）

(5) 黒崎，宮本：第2世代エキスパートシェル技術，システム／制御／情報，33巻3号（'89）

(6) 出海，木口：異常診断のための情報処理，計測と制御，25巻10号（'86）

(7) I. Stambler：Utility to test 'expert' trouble-shooting system, GASTURBINE WORLD May-June（'86）

(8) 三浦，Chan：機械の故障診断，自動車技術35-9（'81）

(9) T. T Chieu and M. b. Adams：A Sequential Failure Detection, IEEETrans. AC-21（'76）

(10) 黒崎，宮本，西野，林，原田，庵原：運転支援エキスパートシステムの開発，川崎重工技報104号（'89）

(11) 船越，新家：化学プラント向け汎用運転支援システムPDIAS，三菱重工技報，26巻，5号（'89）

(12) 吉田，鈴木，大塚：船舶推進プラントのオンライン監視故障診断装置（DYMOS），石川島播磨技報，28巻，5号（'89）

(13) 三井造船㈱プラント事業部，プラント運転支援エキスパートシステム，三井造船技報138号（'89）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

2.2　振動検出による異常診断

三菱重工業㈱　梅　村　　直

1.　まえがき

近年，ガスタービンの高温化による効率の向上は著しく，コンバインドプラントやコジェネプラントの主力機としてガスタービンに大きな期待がかけられている。

振動は異常を最も素早く感知できる物理量として従来より回転機械の監視用として用いられ，活用されてきたが，これらは主として振動値の大小から機械の健全性を確認することを目的としたものである。一方，計測された振動を更に詳しく分析し，異常の兆候を検知することにより，故障の未然防止，運転の最適化，保全計画性の向上，トラブルシューディングの適確さを向上し，プラントの信頼性と稼働率の向上を図る異常診断技術も著しく向上しつつある。本文では産業用ガスタービンを主体として，軸振動，翼振動，燃焼振動の振動計測による診断技術を紹介する。

2.　振動の計測と監視

回転機械で発生する振動を分類した例を図1[1]に示す。監視すべき振動現象により，センサや取付方法が選ばれる。対象とする周波数帯域は

(a)　軸振動を対象とした回転数の数倍の帯域
(b)　ギヤ，羽根車の振動の対象とした中間域
(c)　接触や損傷を対象とした音響域

に分類される。計測点やセンサは検知すべき現象や取付信頼性を考慮して選定される。軸受の振動を測定する方法[2),3)]は回転軸系で発生する振動を軸受やハウジングに伝達された振動として捉えるもので，回転機械の振動監視に広く採用されている。センサには速度形や加速度形が用いられる。軸と軸受の相対変位を監視する方法は軸受すきまや軸受過大荷重を監視するのに有効である。

軸の絶対振動を監視する方法は軸系の振動をオーバオールに監視するのに有効である。振動の許容量は多くの経験をもとに各機械ごとに定められているが，ISOの基準[3),4)]やAPI規格[5)]などがある。これらの振動を検出するセンサとその特徴を表1[3)]に示す。

3.　振動による異常診断

3.1　軸・軸受振動の異常診断

振動による異常診断は振動を詳しく分析し，異常の原因や状態を診断するものである。

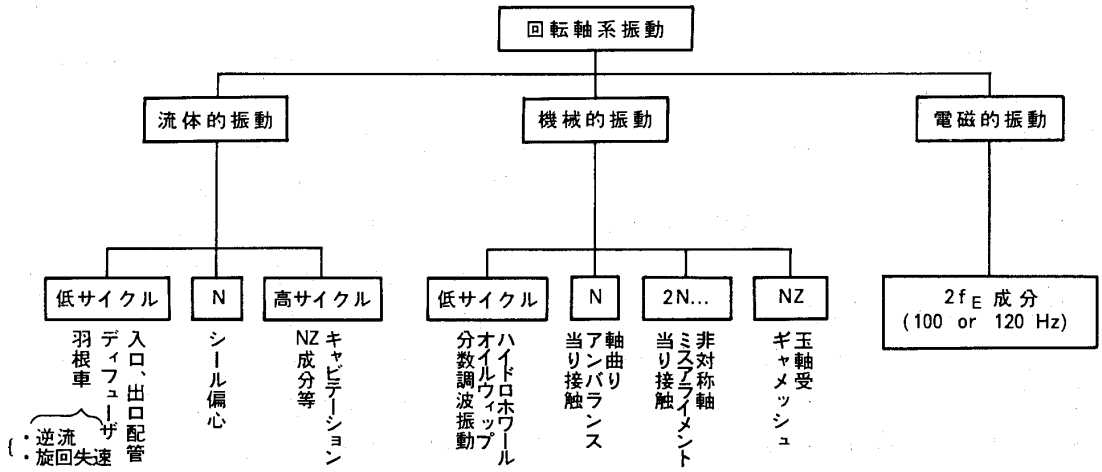


図1　回転軸振動の分類[3)]

（平成2年2月7日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

表1 振動センサとその特徴[3)]

	長　所	欠　点
加速度計	◦ 取付容易 ◦ 高周波数特性 ◦ 小形 ◦ 耐高温環境	◦ 高周波ノイズに敏感 ◦ 外部電源要 ◦ 変位換算の積分回路要 ◦ 低周波の変位換算値のノイズ大
速度ピックアップ	◦ 取付容易 ◦ 中域周波数に良好 ◦ 耐高温環境 ◦ 外部電源不要	◦ トランスデューサの共振ノイズ·位相ずれ ◦ 横感度ノイズ ◦ 変位換算の積分回路要 ◦ サイズ大
プロクシミティプローブ	◦ 軸芯の運動/軸受すきま検出 ◦ 低周波特性良好 ◦ 非接触で摩耗なし	◦ 機械的·電気的ランアウト ◦ 高周波域の特性に制限あり ◦ 材料により較正が必要 ◦ 取付がやっかい
シャフトライダ	◦ 電気的ランアウトに影響されない。 ◦ 外部電源不要	◦ プローブ共振ノイズ ◦ 機械的ランアウトや表面の凹凸の影響を受ける ◦ センサの摩耗 ◦ 取付がやっかい
デュアルプローブ	◦ プロクシミティプローブと加速度又は速度センサの組合せ ◦ 軸振動とハウジング振動を別々に評価できる	◦ 計測系統を複雑 ◦ コスト高

最近ではFFTアナライザ，トラッキングフィルタなどの振動解析装置，データ処理のためのミニコン，手持式振動スペクトル記録装置などが手軽に利用できるようになり，振動による異常診断技術も著しい発展を遂げた。しかし，正しく診断するには現象に対応した分析手法の適用が必要である。代表的な分析法は下記の通りである[7), 8), 9)]。

(1) 振動値のばらつきを評価する方法
(2) 振動値の時系列変化を評価する方法
(3) 振動ベクトルの変化を評価する方法
(4) ナイキスト線図による方法
(5) 振動スペクトルの変化による方法
(6) ウォータフローダイヤグラムによる方法
(7) キャンベル線図
(8) 軸芯の軌跡を評価する方法
(9) 波形の変化を評価する方法[10)]
(10) AEによる方法
(11) ケプストラム[11)]，ヒルベルト変換[12)]などの方法
(12) 加振試験による動特性同定法[13)]
(13) ロータリーエンコーダによる振り振動計測

以下に代表的な例について示す。

不つりあい振動は回転機械の振動の最も典型的なものであり，不つりあいの位置と大きさに対応して発生する振動を予め求めておけば，計測された振幅と位相（振動ベクトル）の変化から不つりあいを推定できる。図2はこの振動ベクトルを極座標で表し，その時間的変化を示したものである。ベクトルはゆっくりと回転方向に移動し，かつ，不つりあいの振動感度に対応することからシールの接触による熱曲がりと診断された[14)]。翼の飛散やカップリングの検出にはベクトルの急変を検知することが有効であり，図3[9)]に示すようにベクトルの変化をモニタする装置も開発されている。

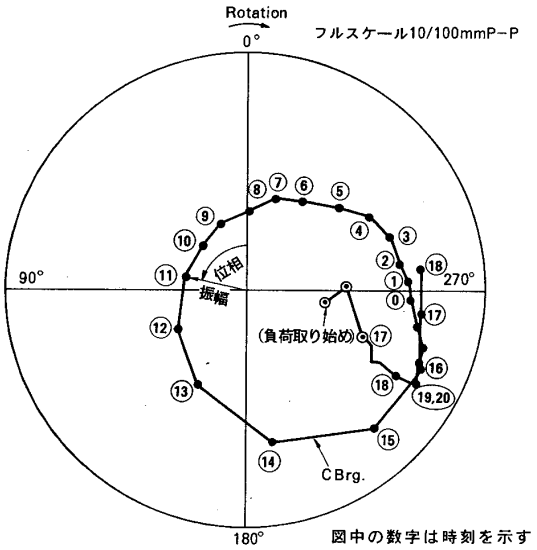


図2 シール部接触による振動変化[14)]

軸にクラックを発生した場合には回転数の1次だけでなく2次成分も大きくなるため，図3と同様に2次成分のベクトル変化をモニタする方法が

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

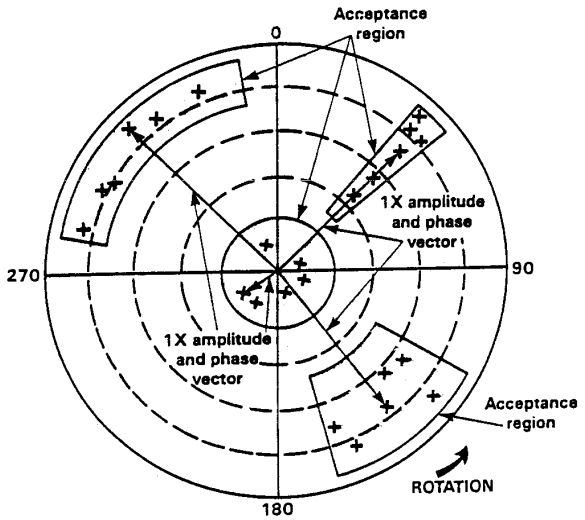


図3　ベクトル変化による振動診断[9)]

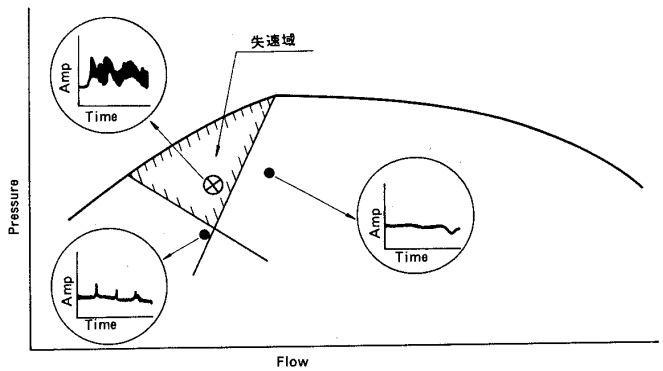


図4　遠心圧縮機の異常診断の例[14)]

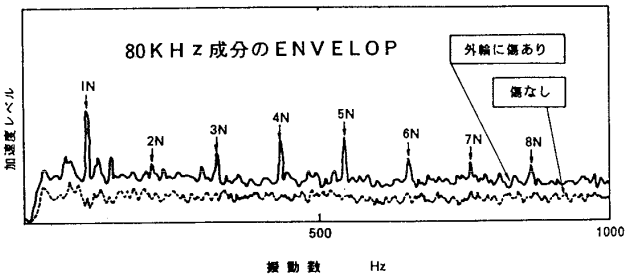


図5　80KHz成分のENVELOPによる軸受外輪の傷の検出

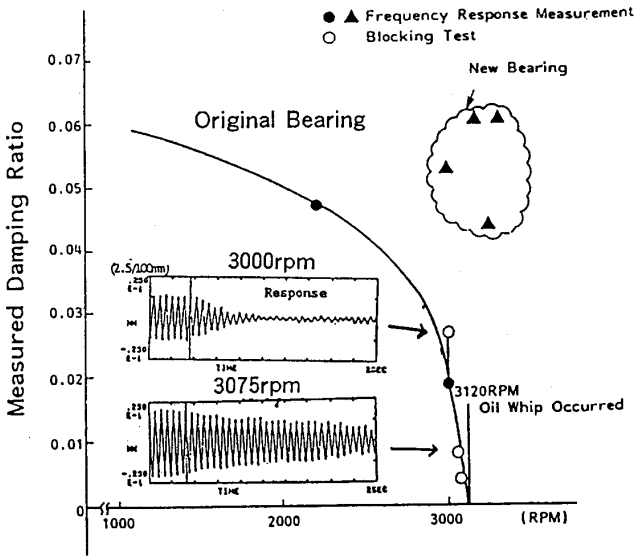


図6　加振試験によるオイルウィップの予測[13)]

提案されている[9)]。

周波数分析による方法はたとえば図1に示す振動原因を診断する最も一般的な方法で，健全時とのスペクトルの差異から，異常の原因を診断するものである。図4は遠心圧縮機の軸振動の低周波成分を検出し，運転マップ上で評価することにより，旋回失速を診断した例[14)]である。

ころがり軸受の傷の診断には加速度センサやAEセンサが一般に用いられるが，小形の変位センサも開発されている[9)]。

AE法は接触音や傷発生時の放射音などの機械音や流体音より高い100KHz付近の周波数帯域の共振形センサが用いられる。図5は80KHzの共振形センサを利用してころがり軸受外輪の傷を検出した例を示しているが，振動波形の包絡線の変化を周波数分析することにより，診断制度の向上が図られている。

加振試験によるシステム同定法は組立ロータや低い支持剛性をもつ軸受・ケーシングで支持されたロータの動特性を求めたり，運転中のロータの安定余裕を診断するのに有効な手段である。図6は運転中に軸受を加振し，自由振動波形から減衰比を求め，オイルウィップを診断した例[13)]である。3000rpm異常で急激に減衰比が低下し，高速域におけるオイルウィップの発生が予測された。

大形ガスタービンでは捩り振動の診断も行われている[15)]。

3.2　翼振動の診断

翼振動を長期に亘って連続的に監視することはむずかしく，点検時に翼のクラックが発見されたり，運転中に軸振動値の突変から問題となることが多い。また，異常が運転中に検知された場合には回転数や負荷を制限されるか，停止後，形状変更などの対策が行われる。診断に当たっては表3[1)]に示すような励振源と固有振動数との対応が行われる。振動の診断に際して有限要素法による解

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

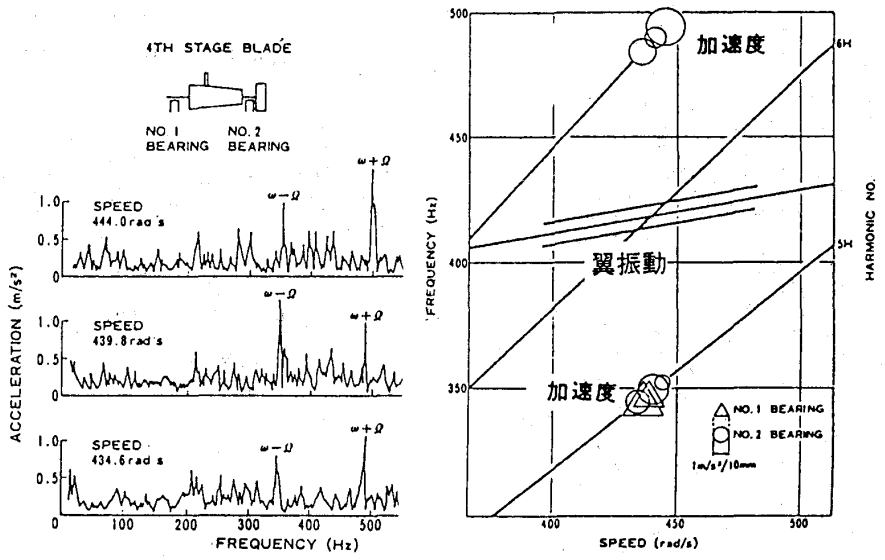


図7 翼振動の軸受振動による検出例[17]

表2 回転翼の励振源の例

分類	励振源	基本振動数	備考
a	前置静翼との干渉 後置静翼との干渉 抽気による励振	$n_o f_R$	
b	前置静翼枚数差	$\Delta n\ f_R$	
c	入口流れの歪 出口流れの歪 幾何的不均合による流れの歪 工作誤差による流れの歪	$j f_R$	
d	駆動系トルク変動又は負荷変動によるねじり振動	$n_o f\Omega,\ f_1,\ f_2$	電気系では $n_o = 1.2$
e	温度分布不均一による励振 カルマン渦 旋回失速 バフェッティング(ランダム振動)	$n_o f_R,\ f_R$ fv $n_o(1-\alpha) f_R,\ n_o \alpha f_R$ fi	缶形燃焼器をもつガスタービン コンプレッサ動翼，静翼
f	失速フラッタ クラシカルフラッタ サージング	fi fi $f_1,\ f_2$	 コンプレッサ

f_R ：回転数RPS　　j ：整数(1, 2, ……)
fi ：固有振動数 ($i = 1, 2, 3, \cdots$)　　n_o ：励振源の数
fv ：うずの振動数　　Δn ：静翼枚数差
α ：旋回失速の旋回速度の回転速度比

析が一般に用いられるようになってきたが，これと同時に，静止状態における固有振動数やモードの計測や運転時における応力，振動などの計測が行われる。

静止状態の振動試験においては振動数を求めるタッピング試験に加え，レーザホログラフィやレーザドップラ法による振動モードを計測が行われる。振動数は運転時の温度と遠心力による効果の補正後に励振振動数との対比が行われ，また，振動モードとクラック起点が対比される。

運転中の振動診断法としては歪ゲージ法や光学法が広く適用されている[16]が，図7に示すように，軸受振動を分析する方法も試みられている[17]。この方法では，軸受上でみた翼の振動数はロータ上でみた振動数に対して回転周波数分だけ変調されて現れるのが特徴である。

3.3 燃焼振動の診断

燃焼振動は燃料の多様化や燃焼ガスの高温化と低公害ガスの要求とともに重要な課題となってきた。燃焼振動を大別するとつぎの3つに分類される。

(1) 燃焼器の気柱振動
(2) 燃焼の不安定を伴う低サイクル振動
(3) 燃焼の乱れによるランダム振動

燃焼振動の検出には圧力変動，振動や歪みを計測する方法が有効である。500℃級まで耐えられるセンサが開発されているが，長期に亘る信頼性向上が今後の鍵である。図8[18]にEPRIにおける開発状況を示す。燃焼状態そのものを光ファイバセンサを用いて監視する方法の開発[19]も進められている。

4. 振動を利用した異常診断システム

異常診断技術は従来多くのトラブルの経験をノウハウの形で蓄積してきたものをシステム化し，初期段階で異常を検知して大規模な故障を未然に

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

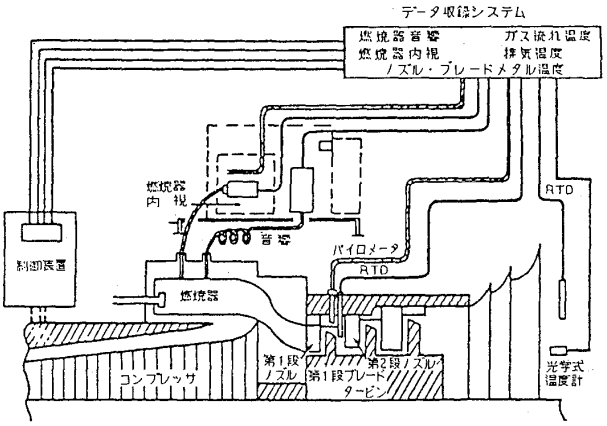


図8 ガスタービン高温部診断システム[18)]

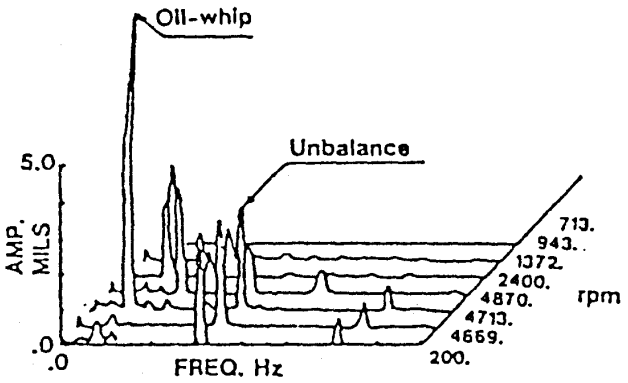


図9 オンラインモニタ出力例[14)]

防止するとともに，計画的に適格な保守管理を行いプラントの稼働率を向上することを目的として1970年代後半に世界で初めて石油精製プラント用に開発され[20)]，その後，各種プラントで適用化が進められている。[14), 21), 22)]振動の検出や分析精度の向上による診断技術の向上と併せ，A/I技術，ファジィ理論，ニューラルネットワーク理論などを折り込んだシステムの開発も行われ，診断をコンピュータで自動的に行うことが可能となりつつある。振動の情報に加え，プラントの運転パラメータを加えることにより診断精度を上げることができる。例として，図9に示すオイルウィップを得点法により診断した結果を図10[14)]に示す。

5. あとがき

ガスタービンでは振動を発生すると運転に支障を来す場合も多く，また，診断を一つ誤ると重大なトラブルを招く可能性を秘めている。この意味から，適確に診断するためのセンサ技術，データ処理技術，解析・診断技術の開発が鋭意進められており，今後，この分野が大いに発展するものと期待される。

CAUSE OF VIBRATION

原因 CAUSE−V	ORDER OF ANALYSIS									NFREQ−P			PT	推定された原因 DIAGNS
UNBALA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
RESONA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	0	0	10	
MISALI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
ASYMET	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
CRACKR	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
CONTAC	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	4	
LOOSBR	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	2	
LOOSSH	0	2	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	3	
OIL WHP	0	5	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0	10	OILWHP
STEAMW	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0	7	STEAMW
1/2 SUB	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
DISTUR	0	5	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0	10	DISTUR

図10 得点法による診断例[14)]

参考文献

(1) 梅村：第18回ガスタービンセミナ資料（1990）
(2) 白木，神吉：機械の研究，第29巻11号（1977）
(3) A. Lifshits et el：ASME 86-GT-148（1986）
(4) ISO 1940
(5) ISO 7919(案)
(6) API 616
(7) 神吉，日本機械学会第67回全国大会（1989）
(8) H. R. Simmons et el：ASME 89-GT-71（1989）
(9) Bently Nevada Machinery Diagnostics Seminar（1988）
(10) C. James Li et el：J. of Eng. for Industry. Vol. 119（1989）
(11) J. Oh et el：IFTOMM Rotor Dynamics Conference（1986）
(12) R. B. Randall：IFTOMM Rotor Dynamics Conference（1986）
(13) H.Kanki et el：IFTOMM Rotor Dynamics Conference（1986）
(14) 白木ほか：三菱重工技報，第18巻6号（1981）
(15) 肥爪ほか：三菱重工技報，第19巻2号（1982）
(16) J. R. Kadambi：J. of Turbomachinery Vol. 111（1989）
(17) S. Umemura et el：ASME JPGC-PWR-10
(18) A. C. Delbec, APC 1986-4-15（火力原子力発電 Vol. 40, No. 2）
(19) W. W. Morey et：ASME GT-49,（1989）
(20) A. A. Callacott, Chapman & Hall,（1977）
(21) M. P. Boyce：ASME 89-GT-36
(22) C. P. Bloom, et el ,ASME 89-GT-35

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

2.3　潤滑油監視による故障診断

川崎重工業㈱　森　　崇

1.　はじめに

ガスタービンは高出力化の傾向にあり，部品の使用条件は年々過酷になり装置は高価なものになってきている。これに伴い故障が起こった場合の損害も大きくなっており，故障を初期段階で検出し適切な復旧措置を行って重大事故を未然に防止し，損害を最小限にとどめる予防保全に対する関心が最近非常に強くなっている。

従来の予防保全の方法は定期分解検査による時間基準保全が主体であったが，最近では保全コストを低減する観点から，機械を分解することなく何等かの方法で定期的に内部の状態を把握し，劣化状態や故障の有無に応じて必要な保全を施していく状態基準保全が行われるように変わってきている。

状態基準保全では各種の故障診断技術が診断対象によって使い分けられている。潤滑油監視は潤滑油自身の性状劣化程度の把握と軸受け，歯車など摩擦部の故障診断を目的として実施される。後者の場合には，一般に摩耗粉を分析する。

ここでは，この潤滑油中の摩耗粉に着目した故障診断技術について，その概要とガスタービンへの適用事例を紹介する。現在用いられている摩耗粉に着目した潤滑油分析法の主なものとしては，磁気プラグ，SOAP（油分光分析法：Spectrometric Oil Analysis Procedure），フェログラフィがあるが，フェログラフィは前二者に比して多くの利点を有することから，ガスタービンに限らずディーゼルエンジン，各種機械の歯車装置・油圧機器などに適用され，最近特に注目されているので，フェログラフィを主にして概説する。

2.　SOAP

SOAPは原子吸光分析法や発光分光分析法などの分光分析法によって，潤滑油中に含まれている金属元素の濃度を求めて，その変化傾向から故障の有無と発生場所を推定するものである。SOAPに用いられる発光分光分析装置を図1に示す。

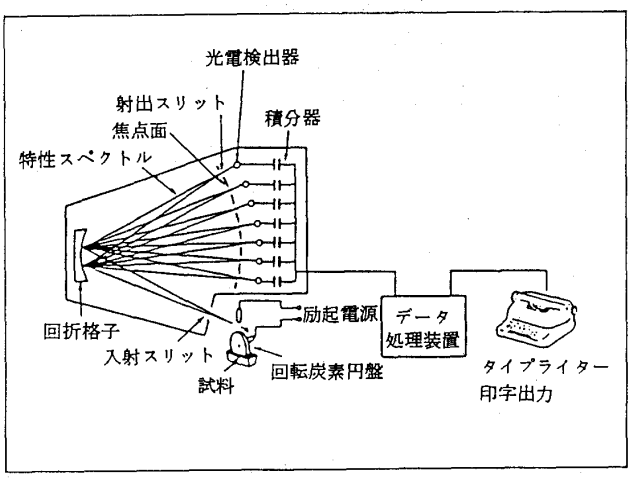


図1　発光分光分析装置の模式図

この手法の歴史は古く，1942年に米国の鉄道で機関車のディーゼルエンジンの故障診断に適用されたのが始まりと言われ[1]，その後種々の改良がなされ，現在では航空機用ガスタービン[2]，船舶用ディーゼルエンジン[3]，建設機械[4]などの故障診断に広く利用されている。国内の民間航空会社では1970年に試験を開始し，ボーイング747などのジェット旅客機のガスタービン約380台の故障診断に利用していることが報告されている[2]。

SOAPはこのように多くの実績を有しており，各種元素の濃度を分析できることから異常の有無だけでなく元素の種類から異常の発生場所を推定できるという利点を有している。しかし，一般には摩耗粉を灰化・酸溶解しないで直接分光分析装置にかけるため数μm以上の粒子については分析精度上問題があり[5]，フレッティング摩耗のような微小な摩耗粉の発生が主体的な損傷は検出できても，軸受けの転がり疲労時など大きな摩耗粉が発生する場合には異常が検出されにくいといった問題がある。

3.　磁気プラグ

SOAPでは捕らえられない大きな摩耗粉あるいは金属片の検出を目的としており，航空機用ガスタービンではSOAPと併用して用いられること

（平成2年1月23日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

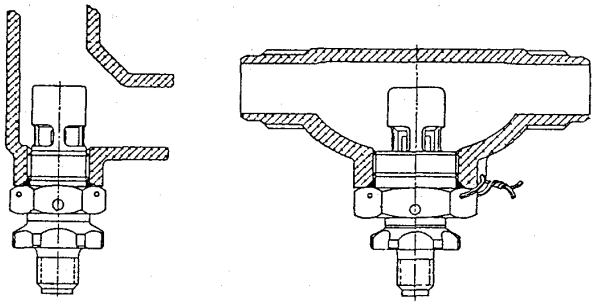


図2 磁気プラグ

が多い。

図2に示すように潤滑油循環系統の戻り側に磁気プラグを装入しておき，定期的にそれを抜取り先端の磁石部に付着した摩耗粉を目視か低倍率で観察することにより故障診断を行う。

この方法は簡便・安価であるため古くから利用されているが，大きな短所は摩耗粉が磁気プラグで捕獲できる大きさ（数百μm以上）に達したときには，既に損傷が相当に進んでいることである。

4. フェログラフィ

フェログラフィは軍用機のガスタービンの故障診断を主な目的として，1970年代の初めに米国海軍研究所・MIT機械工学科などの研究によって開発された潤滑油中の摩耗粉分析システムである[6]。“フェロ”という名前から連想されるように，磁石によって潤滑油中から鉄系の摩耗粉を分離，配列させ，その量と形態を調べることによって摩擦部の状態を診断するものである。

フェログラフィは前述の二方法と比較して異常をより早期に検知でき原因推定能力において優れていることから，これらに代わる方法として最近急速に利用範囲を拡大しており，1987年時点で世界中で数百台，国内で約50台のフェログラフィ装置が用いられている。

フェログラフィは摩耗粉の評価方法によって次の二つの方法に分けられる。

◦定量フェログラフィ

大型摩耗粉量あるいは全摩耗粉量を定量することによって摩擦面の異常の有無を検知する方法。

◦分析フェログラフィ

摩耗粉の大きさ，形状，色などを観察することによって異常の種類，程度，発生部位を推定する方法。

一般的にはフェログラフィによる故障診断では，診断対象とする機械から定期的に潤滑油を採取して，まず定量フェログラフィを実施して摩耗粉量の変化傾向から異常の有無を判定する。次に異常の兆候のあったものについて分析フェログラフィにより摩耗粉の形態を観察し，異常摩耗の原因を推定する。

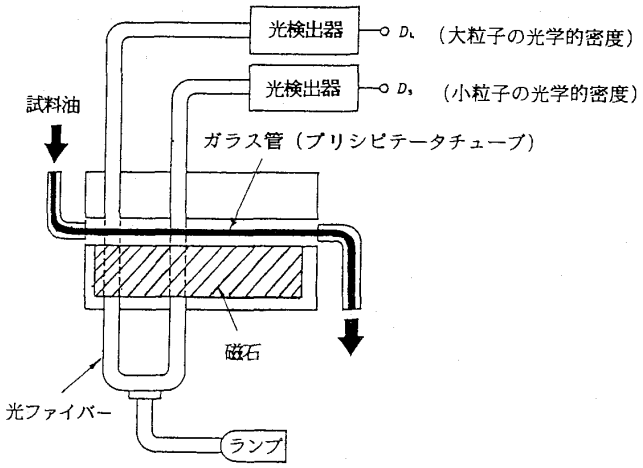


図3 DRフェログラフ装置の模式図

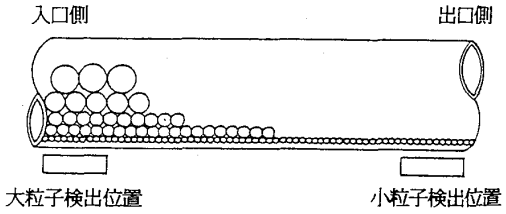


図4 ガラス管内の粒子沈着状況

(1) 定量フェログラフィ

定量フェログラフィには，通常，DRフェログラフィ装置が用いられる。本装置の模式図を図3に示す。試料油はわずかに傾けて磁石の上に取り付けられた透明なガラス管中に一定流量で流される。試料油中の磁性を持った摩耗粉は流れ方向の磁気勾配により，図4に示すように管内に入口よりほぼ大きさの順に配列して沈着する。このガラス管の入口付近とそれより少し下流側の位置で上下を横切るように光を当て，光の透過度から大粒子と小粒子の光学的密度（DL，DS）を求める。

測定値のDL，DSはそれぞれ大粒子（5μm以上）と小粒子（1～2μm）の量的目安を与えるが，一般的には次に示すような評価値を求めて故障診断が行われる。

◦全摩耗粉量： WPC＝n（DL＋DS）

◦大粒子量：LWPC＝n（DL－DS）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

◦異常摩耗係数：　$IS = n(DL + DS) \times n(DL - DS) = n^2(DL^2 - DS^2)$

n：希釈率

図5は摩擦状態の劣化の進行に伴う摩耗粉の粒度分布の変化を模式的に示したものである[7]。異常が発生すると全摩耗粉量が増加し大粒子の占める割合が大きくなるので，これらの評価値はいずれも大きくなる。

図6は主な分析法について，粒子径と測定効率の関係を示したものである[7]。フェログラフィでは，1μm程度の小さな粒子から異常と関係の深い数百μm程度の大きな粒子まで分析できるということが他の方法にはない特長である。これによりSOAPよりも異常を確実に検出し，磁気プラグよりも異常を早期に検出することが可能となっている。

(2) 分析フェログラフィ

分析フェログラフィでは図7に示すような原理でフェログラムと呼ばれるガラススライド上に分離配列させた摩耗粉を光学顕微鏡等で観察することによって診断を行う。摩耗粉を分離配列させる原理は定量フェログラフィの場合と同じである。

フェログラム上には，主として強磁性体（Fe，Ni等）の摩耗粉が磁力の作用により沈着するが，酸化鉄（Fe_2O_3），非鉄金属（Al，Cu，Pbなど），有機物，無機化合物等の非磁性体物質も沈着する。これは，磁力による沈着の他に重力による沈着，非磁性体物質への磁性体物質の移着，さきに沈着した磁性体物質への付着などがあるためである。

摩耗粉はその表面状態や形状から表1のように分類され[8]，これらを参考にして発生原因を推定することができる。また，フェログラムを一定温度に加熱して摩耗粉の色の変化を観察したり偏光によって粒子の輝き具合いを観察すれば，組成や材質を簡便に判別することも可能である。このように摩耗粉の形態，色などから異常の種類，程度，発生部位を推定できることも他の方法にはない大きな特長である。

5. フェログラフィによる故障診断事例

(1) 航空機用ガスタービン

フェログラフィは，当初軍用機のガスタービンの故障診断を主目的として開発されたこともあって，航空機用ガスタービンに関しては比較的多くの適用事例が紹介されている。

航空機用ガスタービンへの適用に関する最初の研究は，フェログラフィの開発者の一人であるW. W. Seifertらによって発表されている[6]。その中で彼らはフェログラフィの方がSOAPよりガスタービンの異常を早期に検知したことを示している。また彼らは他の研究で，転がり軸受けに生

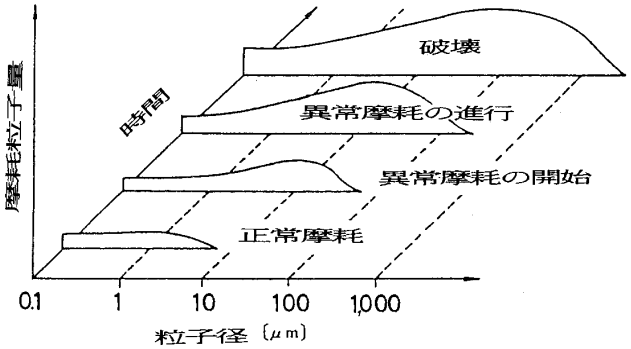


図5　異常摩耗の進行に伴う摩耗粉の粒度分布の変化

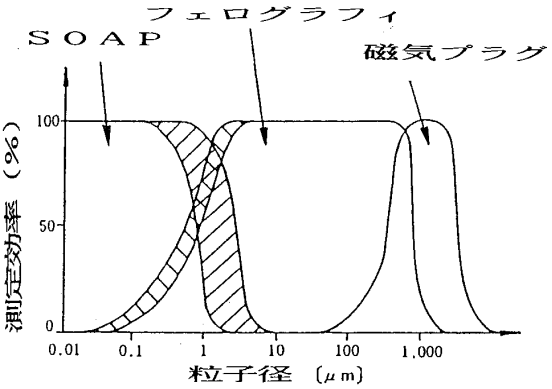


図6　代表的な摩耗粉分析法の分析可能粒子径範囲

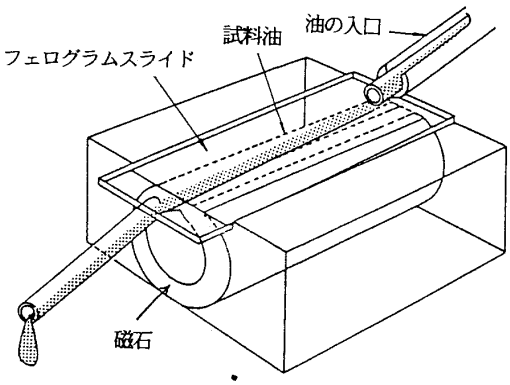


図7　分析フェログラフィの原理図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

表1　摩耗粉の形態的特徴と発生原因

粒子の種類・名称		形態的特徴					発生原因
		表面状態	形状または色	長さ[μm]	長さ／幅	長さ／厚み	
正常摩耗粒子		平滑	円板状	1～15		10／1	せん断複合層のはくり
シビア摩耗粒子		条痕＋(酸化)	直線的エッジ	15～150	～3／1		高荷重
切削摩耗粒子	2元	条痕＋酸化	大切屑状	15～200	10／1～20／1		硬い突起によるひっかき
	3元	平滑	切屑状	1～100	10／1～20／1		異物の混入
疲労摩耗粒子	平板状粒子	平滑＋縞	平板状	1～150	5／1	10／1軸受 3／1ギヤ	高面圧によるころがり疲労
	球状粒子	平滑	球状	1～5			疲労き裂中の粒子ころがり
	ラミナー粒子	平滑＋孔	偏平状	25～70		30／1	ころがり接触による粒子の圧延
黒色酸化粒子		部分酸化 テンパーカラー	灰色	1～150			摩擦面の過熱，潤滑不足
		多晶質	黒色	1～150			上記のものより過熱が著しい場合
赤さび		多晶質	オレンジ色	1～150			水の混入，配管・軸受等のさび
腐食摩耗粒子		透明	粒状	0.5～4		5／1	酸・アルカリなどの混入による腐食
フリクションポリマー		平滑	アミーバ状	—			高荷重での摩擦熱発生による油分子の高分子化

じる疲労損傷と関係が深いと考えられている球状粒子に着目し，損傷前後のガスタービンで球状粒子の変化を調べている[9]。転がり軸受の損傷と摩耗粉との関係は他でも検討されており，転がり疲労損傷が発生した場合には，微小な球状粒子が著しく増加することが報告されている[10]。

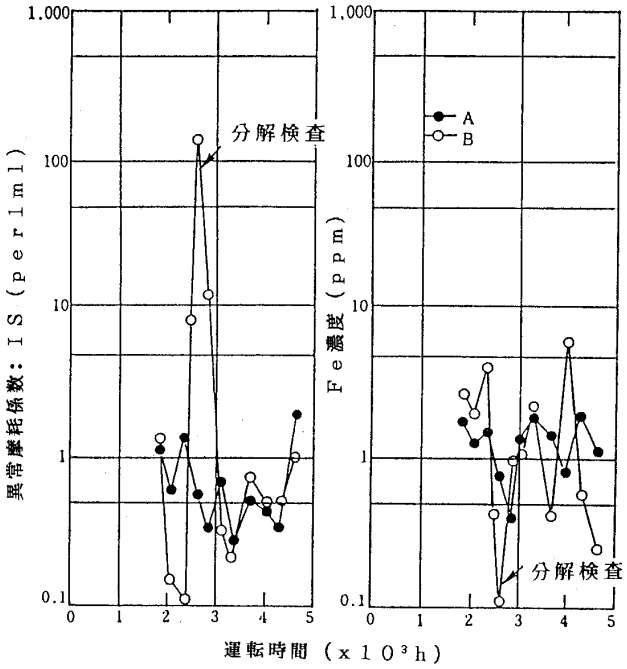
W. Hoffmanも航空機用ガスタービンを対象にしてフェログラフィとSOAPを同時に用いて検知試験を実施しており[11]，フェログラフィでなければ見つからない損傷形態があることを指摘している。

D. Scottらは軍用機の100のガスタービンについて定期的分析を行い，定量フェログラフィで得られる全摩耗粉量と大粒子量による傾向分析が故障診断に有効であることを示している[12]。また，彼らはガスタービンの排気ガス中に含まれる摩耗粉を粘着テープを利用して採取し，分析フェログラフィにより摩耗粉を観察し，タービンブレード，ベーン，シールなどガス流の中にある部品の診断も試みている[13]。

(2)　産業用ガスタービン

ここでは，筆者らの行った発電設備用の産業用ガスタービンでの故障診断事例を紹介する[14]。

図8に同一条件で運転されている同一機種のガスタービン2台から採取した潤滑油の定量フェログラフィとSOAPによる分析結果を示す。一台は調査期間中正常状態を持続したが，他の一台では運転時間約2600hで実施した分解検査において，



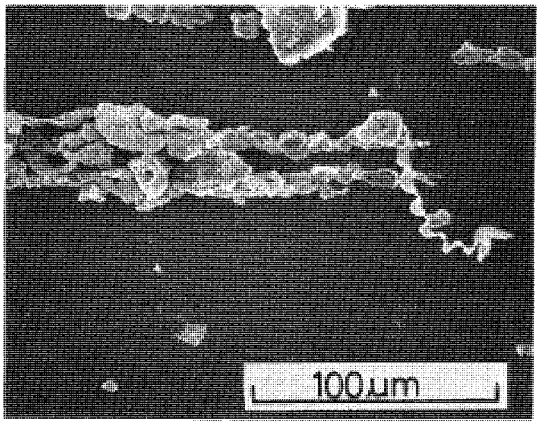
(a)　IS値の変化（定量フェログラフィ）　　(b)　Fe濃度の変化（SOAP）

図8　産業用ガスタービンでの定量フェログラフィとSOAPによる分析結果

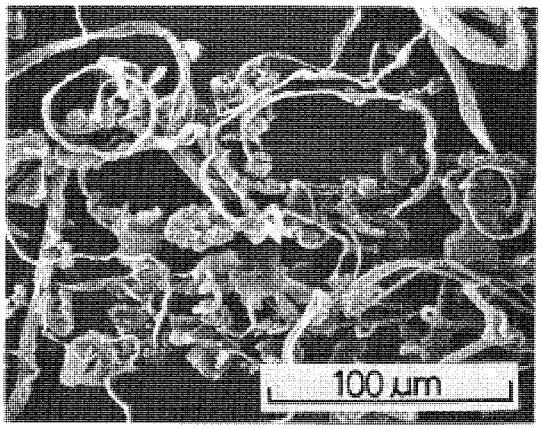
軸受けの異常摩耗が発見された。（図中の矢印はこの分解検査の時期を示す。）

定量フェログラフィの結果では，正常時にはIS＜2であったが，分解検査の約120h前にはIS＝8に増加し，直前にはIS＝120まで急増した。IS値の変化は異常の発生状況とよく対応していた。一方，SOAPでは正常時と異常時のあいだ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.



(a) 分解検査の120時間前



(b) 分解検査の直前

写真1 産業用ガスタービンの潤滑油中摩耗粉の形態変化

に明らかな差は認められなかった。

次に分析フェログラフィによる摩耗粉の観察結果を写真1(a), (b)に示す。(a)は分解検査の約120h前の摩耗粉であり，この時点で既に軸受けの異常摩耗と関係した切削摩耗粒子と黒色酸化粒子が認められた。(b)は分解検査直前の摩耗粉を示しており，これには前者と同様の異常摩耗粒子が多数認められた。これらのことから分解検査の約120h前には既に切削摩耗と焼付きが発生し，分解検査の直前にはそれらの損傷が相当に進行していたことが推定された。

以上のことから，フェログラフィはSOAPと比較して，異常を早期に正確に検知でき，異常の種類，程度を推定できることが明らかであった。

6. 将来動向

以上，現在主に用いられている潤滑油分析法についてフェログラフィを主体として概説した。フェログラフィは他の潤滑油分析法と比較して故障予知能力が高く，故障の原因推定において有用であるため，今後益々ガスタービンの故障診断に利用されていくものと思われる。

しかし，ここで述べた方法は定期的診断を前提とするため間欠的な状態把握となる。また，フェログラフィとSOAPは実験室で行われる分析法であるため，サンプルおよびデータの受渡しに要する時間，分析に要する時間と分析コストが問題になる。

将来的には故障診断を効率的に行うため，常時監視を行える自動化されたオンライン型の故障診断装置が開発され，利用されるようになるであろう。この場合，診断装置自身の高信頼度化と低コスト化が重要な課題であり，目的に応じて使い分ける必要がある。既に数種のオンライン型故障診断装置が開発されており[15]，今後の発展が期待される。

参考文献

(1) 笹田，設備診断予知保全実用事典，1巻（昭63），523，フジテクノ/NTS
(2) 渡辺，潤滑，30，(昭60-1)，15
(3) 青木ほか2名，日本舶用機関学会誌，23（昭63-6），359
(4) 重田，建設の機械化，(昭55-12)，63
(5) Jantzen, E. & Buck, V. Wear, 87 (1983), 331
(6) Seifert, w. w. & Westcott, Wear, 21 (1972), 27
(7) 増子，太田，日石レビュー，27（昭60-5），310
(8) Anderson, D. P., WEAR Particle ATLAS, (Revised), (1982), SOHIO
(9) Middleton, J. R. ほか2名，Wear, 30 (1974), 275
(10) Jones, Jr., W. R. & Loewenthal, S. H., ASLETrans. 24 (1981-7), 323
(11) Hoffmann, w., wear, 650 (1981), 307
(12) Scott, D., ほか2名，Wear, 49 (1978), 373
(13) Scott, D. & Mills, G. H., Wear, 48 (1978), 201
(14) 森ほか4名，川崎重工技報，102（平1-6），103
(15) Chambers, K. W. & Arneson, M. C., Wear, 128 (1988), 325

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

3. モニタリング
3.1 運転中の動翼の振動計測法

石川島播磨重工業㈱　青　野　比良夫
〃　川　嶋　鋭　裕
〃　近　田　哲　夫
〃　飯　沼　秀　靖

1. はじめに

運転中の動翼の振動計測法については，既にいくつかの解説が行われている[(1)~(2)]。本稿では最近の動向も含めこの技術について解説する。なお，便宜上，運転中の動翼振動計測法を以下の3種類に大きく分類した。

即ち，

(1) ひずみゲージ法

(2) ケーシング部センサ法

(3) その他の方法

表1に，これら各種計測法の特徴を示す。

以下に，この分類に従い各種計測法についての概要を紹介する。

2. ひずみゲージ法

ひずみゲージ法については，センサであるゲージと，回転部から静止部への信号伝達法に分けて述べる。

2.1 ひずみゲージ

ひずみゲージは，応力計測の手段として最も広く使用されている。ひずみゲージは，貼付形式によって接着型，溶射型，溶接型，スパッタリング型の4種類に分類できる。接着型は無機系ベースあるいはベースのないフリーフィラメント型のゲージを接着剤によって動翼に接着するもので，使用温度は無機系接着剤で約400℃まで，セラミック系接着剤で約900℃まであるが，セラミッ

表1　各種計測方法の特徴

計測方法	ひずみゲージ法		ケーシング部センサ法		その他の方法	
	スリップリング	テレメータ	FMグリッド	光学的手法	パルス・レーザによる方法	PWAの方法
計測精度	極めて良好		良好	良好	極めて良好	良好
必要部品および追加工	スリップリング支持用ストラット	テレメータ収納用特殊リング	動翼へのマグネット埋込み ケーシング内壁への電線の埋込み	光学ファイバ用ボス穴追加工 基準信号用センサー追加	動翼側には追加工なし イメージ・ディロテータ、ホログラフィシステムが必要	動翼に小型のミラー貼付必要 大規模な光学系必要
長所	他の方法と比較すると安価	信号伝達が非接触であり、ノイズが少ない	回転部分に対する、変更が少ない	同左 比較的簡単な加工	回転部分の振動モードがわかる	翼面の変形状態が計測できる
欠点	入口空気に乱れを作る ノイズやや多い	回転部にテレメータ取付けのため大幅な改造要	グリッドの製作が比較的高価	光を利用するため、レンズ系の汚れに弱い	装置が大規模 実機計測は困難	装置が大規模
計測点数	1)スリップリング・テレメータのチャンネル数 2)ひずみゲージのリード線 3)ひずみゲージの空力的擾乱 などで制限される。 通常1段当たり2～3点		段当たり1点 （まれに2点）	計測対象段の全動翼	計測対象段の全動翼 最前列の動翼のみ計測可能	段当たり1点 最前列の動翼のみ計測可能
空気力学的擾乱	あり		なし	なし	あり	あり
高温特性	～800℃		～250℃	～約1000℃		
計測物理量	ひずみ		af値	振幅又はaf値	振動モード	翼面の変位
参考文献	(3)(4)		(5)(6)	(7)(8)	(9)	(10)

（平成2年2月5日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

ク系接着剤は接着力が弱く動翼の計測には適さない。溶射型はフリーフィラメント型のゲージを高純度のアルミナによって動翼に貼付するものであり，約900℃までの計測が可能である。溶接型は小型の抵抗溶接器を用いて点溶接によりゲージを測定対象に取り付けるものであり，やはり約900℃までの使用が可能である。しかし，溶射型，溶接型とも翼面にかなり凸部を作ってしまい，圧縮機後段などの比較的小さな翼に使用すると空力性能上影響を与えるほか，振動特性も変化してしまう可能性がある。これに対し動翼上にゲージを直接形成するのが，スパッタリングとフォトエッチングを利用するスパッタリング型で，厚さ数μ程度で極めて薄い。また，現在約400℃までの計測が可能となっており，縁縁層の改良によってさらに高温な場所への適用も可能と考えられる。図1に圧縮機動翼上に形成された薄膜ゲージの例を示す。

2.2　信号伝達法

ひずみゲージで検出された動翼の振動は，何らかの手段で回転部から静止部に伝達されなければならない。そのために，スリップリング，テレメータ，回転トランスなどが利用されている。図2にスリップリングの装着例，図3にテレメータの装着例を示す。最近は計測要求の多点化に伴い，装置の小型化，多チャンネル化が進み100チャンネル用の小型スリップリング[11]が市販されており，96チャンネルのテレメータシステム利用の報告もされている。テレメータではディジタル信号処理技術の利用でさらに多点化が進んでおり，英国RR社では30kHz帯域の信号を148チャンネル時分割で伝達するシステムも開発されている[12]。

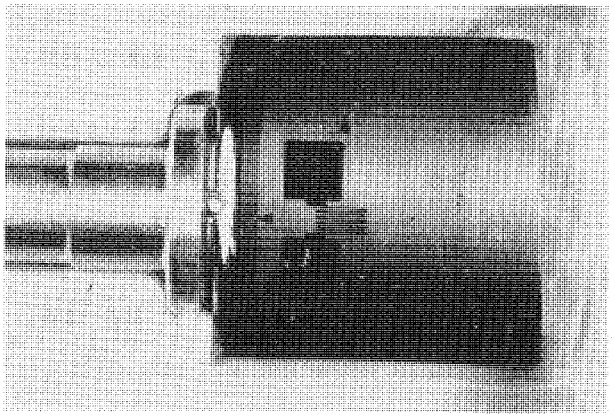


図1　翼面に形成された薄膜ゲージ

3.　ケーシング部センサ法

3.1　FMグリッド

1960年代初めに英国で開発されたもので，ファン動翼の振動計測に使用されている。図4にこの方法の原理図を示す。計測対象翼の先端に小さな磁石を埋め込み，ケーシング内面には，ジグザグ状のピックアップコイルを埋め込む。翼が回転すると，磁石によってピックアップコイル上に起電力が発生し，翼が振動すると，出力電圧は正弦波が翼振動によって周波数変調を受けた形で現れる。この信号を増幅した後，低域通過フィルタによっ

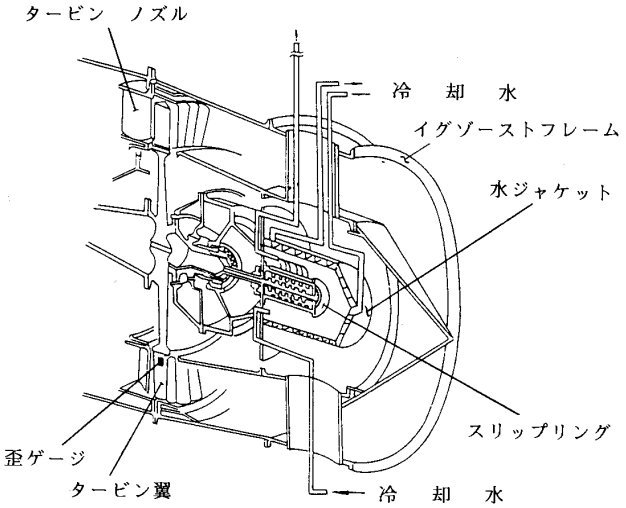


図2　タービン部へのスリップリング装着例

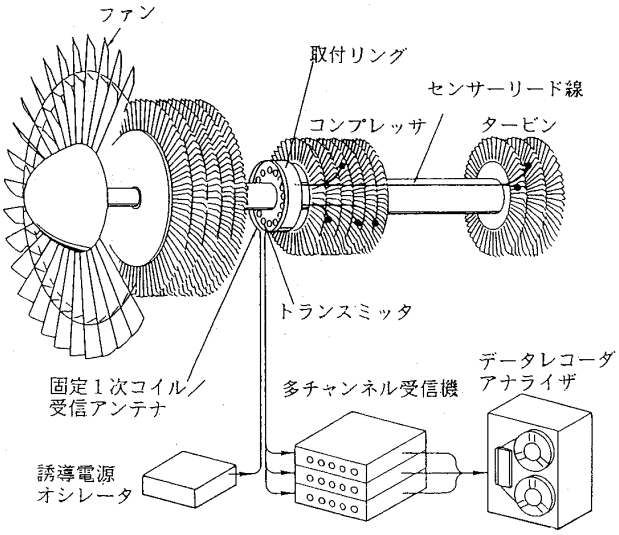


図3　テレメータ装着例

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

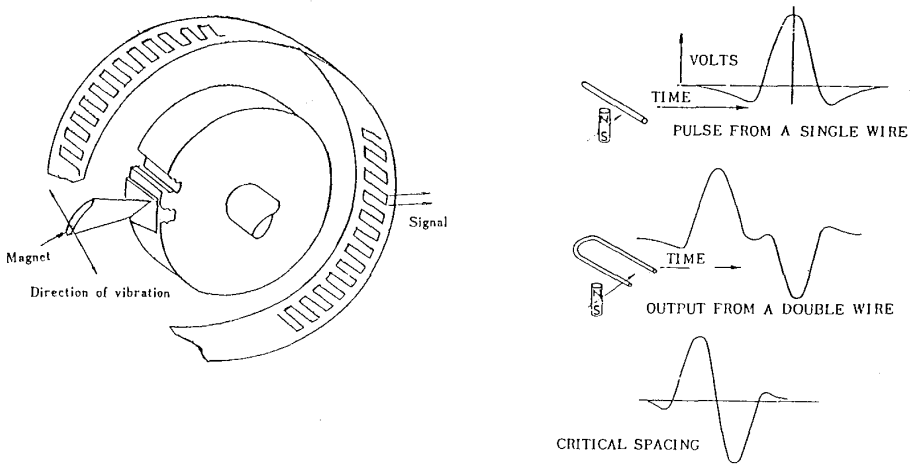


図4 FMグリッド原理図

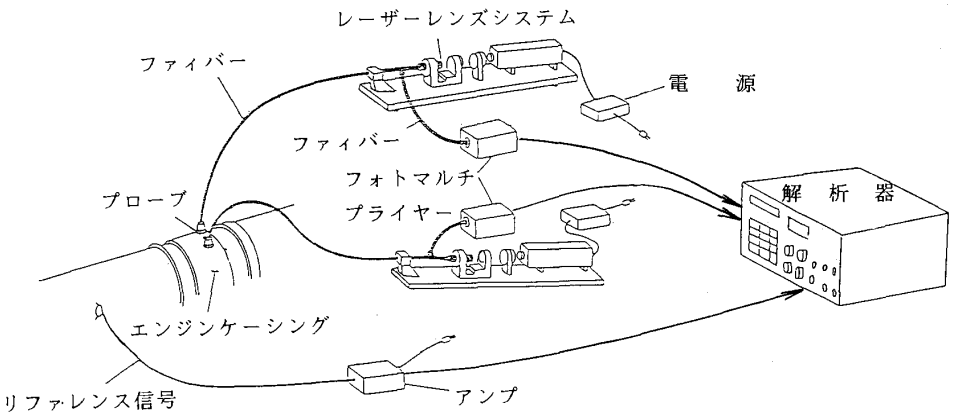


図5 OPT-Vシステム図

て復調することで翼振動のaf値，すなわち先端振幅と振動周波数との積が得られる。

3.2 光学的プローブ法

光学的方法は，ケーシング上に取り付けた光学的プローブによって翼の先端振幅をとらえるもので，プローブ本数，信号処理の方法を変えたものが，研究されている。図5に筆者らがBBC社で開発された方法[7]に，改良を加えたOPT-V法のシステム図を示す[8]。OPT-V法では翼の先端振幅aとaf値の両方が検出できる。OPT-V法は，V 2500エンジンのファン動翼の振動計測に用いられ，米国や英国でも使用された。また，高圧タービン動翼の振動計測にも用いられている。PWA社の方法は，2本のプローブからの信号をFFT処理し，フラッタ時の周波数検出が可能なシステムとなっている[13]。

4. その他の方法

通常用いられる方法は2，3項のようなものであるが，やや特殊なものとして，PWA社の光学的振動計測法と，パルス・ホログラフィによる方法を紹介する。

4.1 PWA社の方法

この方法は，ファン動翼の表面に小さな反射鏡を貼り付け，これに向けて照射されたレーザ光の反射光をスクリーン上に光点として受け止める。この光点が描くリサージュ図形により，ファン動翼の曲げと捩りの変位を求めるものである。このシステムの概要を図6に示す。

4.2 パルス・ホログラフィ法

ホログラフィ法を用いた翼の振動モード計測は広く用いられているものであるが，通常は静止状態の翼にしか用いることができない。しかし，イメージ・ディローテータ・プリズムとパルスレーザ・ホログラフィを用いると，回転中の動翼の振動モードを，通常のホログラフィ法と同様に計測することができる。図7にこのシステムの概要を

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

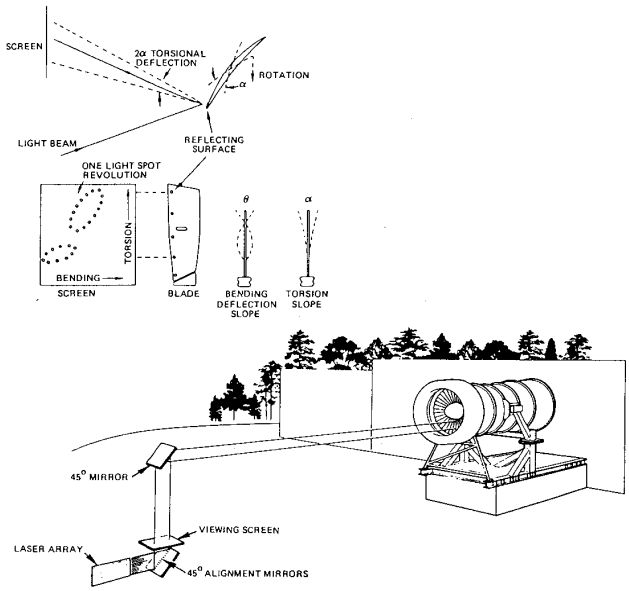


図6 PWA社の方法

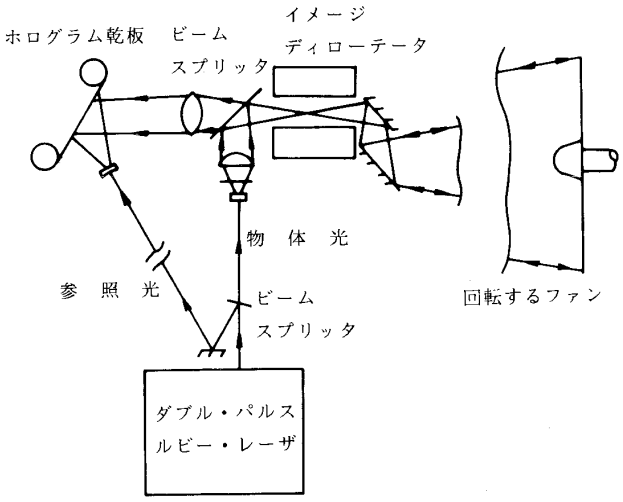


図7 パルス・ホログラフィシステム図

示す。

これらの方法はいずれも，

(1) 最前列の翼しか計測できない

(2) 装置が大規模になる

などの制約がある。

以上，運転中の動翼振動計測方法について，その概要を紹介した。なお，紙面の制約から概括的な説明になっており，細部に興味を持たれる方は，文献を参照して頂きたい。

参考文献

(1) 青野，近田：高温ガス中の高速回転動翼の振動応力計測技術とその応用，ターボ機械，11-9，(1983年3月)，p 538

(2) 神保：エンジン開発試験（構造・強度）における計測，日本航空宇宙学会誌，32-371，(1984年12月)，p 715

(3) Poter E. A.：Slip Ring Technique for Aircraft Gas Turbine Engine Development, Strain Gage Reading, 6. 2, (1963), p 11

(4) Adler A, Telemetry for Turbomachinery, Mechanical Engineering, (1981-3), p 30

(5) Raby H, Rotor Blade Vibration Observed from the Casing, Conference on Methods of Transmitting Signals from Rotating Plant (1970)

(6) Staheli W., Inductive Method for Measuring Rotor Blade Vibration on Turbomachines, Sulzer Technical Review 3, (1975), p 177

(7) Roth H., Vibration Measurements on Turbomachine Rotor Blade with Optical Probes, Proc. Measurement Methods in Rotating Components of Turbomachinery,

(8) Jimboh K, Aono H他2名，Optical Blade Vibration Measurement of a Rotating Fluttering Fan, AIAA Journal, 22-2, Feb 1984, p 234

(9) Carta F. o.：Unsteady Aerodynamic Measurement Techniques for Turbomachinery Research, Proc. of 25th International Gas Turbine Conference, ASME, March 1980, p 177

(10) 神保・青野ほか4名：フレオン冷却スリップリング実用化試験（その1），NDI第4分科会資料，1977

(11) Bradley K.：Design, Development and Operation of a High Simultaneous Capacity Digital Telemetry System, von Karman institute for Fluid Dynamics Lecture Series, Feb. 1985

(12) Ray M. C., Henry T. J.：Demonstration Testing of a Noninterference Technique for Measuring Turbine Engine Rotor Blade Stress, AIAA-88-3143, July 1988

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

3.2　運転中の動翼の先端隙間計測法

航空宇宙技術研究所　越　沼　　威

1.　まえがき

ガスタービンにおける動翼先端とケーシングとの隙間（ティップクリアランス）計測は，効率や安全性の向上を図る上で重要な課題であることから，各種計測手法の開発が進められている。

本稿では運転中の隙間計測について，現在行われている代表的計測手法のうち，光学法，探針法，渦電流法の試験例について紹介する。

2.　翼端隙間計測法の現状

ガスタービンにおける隙間計測は，測定対象である圧縮機やタービンが実機（商用機），または要素試験等の研究用であるかにより，計測に要求される条件が異なる。即ち実機用では長期間の安定性，信頼性，保守性等に重点が置かれるのに対し，研究用では一般に実験時間等に相当する時間内で高精度を維持できることが必要とされる。一方，高速応答性，耐環境性（例えば作動流体の特性，センサ装着状況，汚損，振動，周囲温度等によりセンサ出力特性が左右されない），小型・軽量，低価格等は両用途共に備えるべき特性である。現在行われている翼端隙間計測法には，X線透視法，接触ピン法，探針法，光学法，静電容量法，渦電流法等があるが，標準的な計測手法が確立しておらず，これら計測法の特徴を勘案し目的に合った方式を選定する必要がある。

また，最近の計測ではセンサ出力をディジタル化し計算処理する手法が一般的となったことも大きな特徴であろう。

3.　翼端隙間計測例

3.1　光学的手法による翼端隙間計測例

a)　動作原理

本方式は図1に示すように，レーザ光を光学系（送光ファイバ，レンズ系）を介しビーム状にして動翼先端に照射する。翼端隙間をプリズムと翼先端との距離とすれば，この変化は反射光の経路の違いとして現れることから，これを受光側ファイババンドルを介してフォトダイオードアレイに導き，アレイ上の位置変化として電気的に取り出す。この変化量から動翼端との距離を計算することができる。

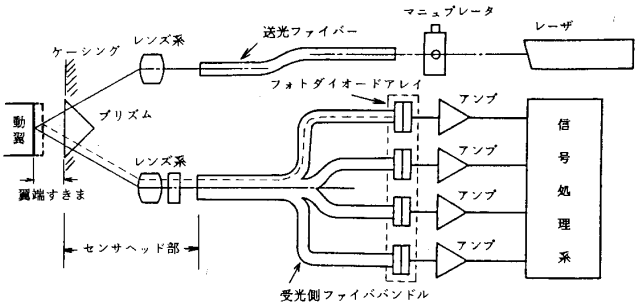


図1　光学的手法（反射経路）による計測

b)　特　　徴

本方式の長所として，動翼の材質に影響されず，すべての動翼の翼端隙間が計測可能であり，高精度かつ周波数応答も速く，高温場での計測も可能である。一方，光学的手法の最大の課題は反射光量の減少対策で，幅の狭い動翼端面や，煤，油，ほこり等による光学系や翼端反射面の汚損は共にフォトダイオードアレイに到達する光量を減少させ，精度の低下や測定寿命を短くする。また，運転時の高温，高圧，振動等から光学系や機器類を保護する機構を取り入れることも，破損や測定精度低下を防止する上で重要である。

上記特性を総合すれば，本方式は長時間の連続使用が前提の実機装着型には不利であるが，研究開発機における測定法として非常に優れている。

c)　計測実施例

図2に本方式のセンサヘッド部を，図3に高温タービン回転試験機による測定試験時の機器構成を示す。センサヘッド部はN_2ガスによる光学系の冷却，パージエアによる冷却及び汚損物質除去機構を備えている。供試動翼はNi基耐熱合金製

（平成2年2月5日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

で計68枚あり，このうち動翼位置同定用のマーカ翼1枚，他は計測データの良否判別を容易にするため，3種類の反射板（ノミナル，ノミナル＋0.5mm，ノミナル－0.5mm）を溶接してある。また，校正試験による本装置の静的な精度は±0.06mmであった。図4は測定結果の一例であるが，3種類の翼端隙間差をよく表しており，特定の翼に対する反復測定においても，計測再現性の優れていることが確認されている。

3.2　探針法による翼端隙間計測例

a)　動作原理

図5に本方式の基本構成図を，また図6に装置の外観を示す。図5において，400Vの直流電圧を印加したプローブワイヤ（探針）をステッピングモータにより探針－動翼先端間で放電が開始するまで動翼先端方向へ移動させる。この放電開始までの移動量から，同図の式により翼端隙間が計算できる。

b)　特　　徴

本方式は，翼が導電性の材質であれば翼端面形状の如何に拘らず測定可能であり，原理が簡単で高温，高圧条件下で安定な測定が期待できることから，唯一商品化された測定方式である。

一方，本方式は原理的に回転中の動翼の最も狭い翼端隙間しか測定できない。また，印加電圧，作動流体の温度，圧力，探針や翼端面の汚損状況により放電開始距離が変化し，測定誤差の原因[4]となる。機械的にはアクチュエータ部が複雑かつ

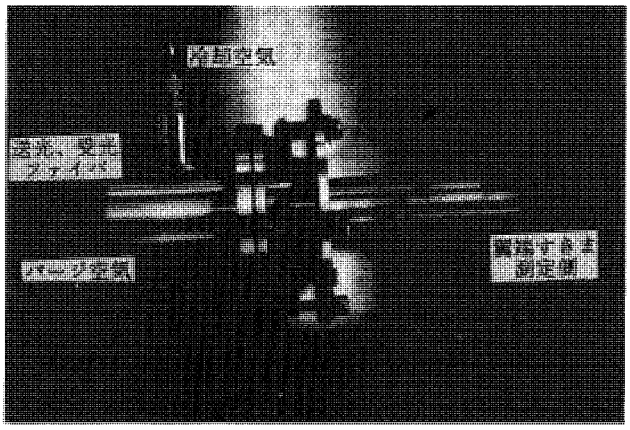


図2　センサヘッド部外観

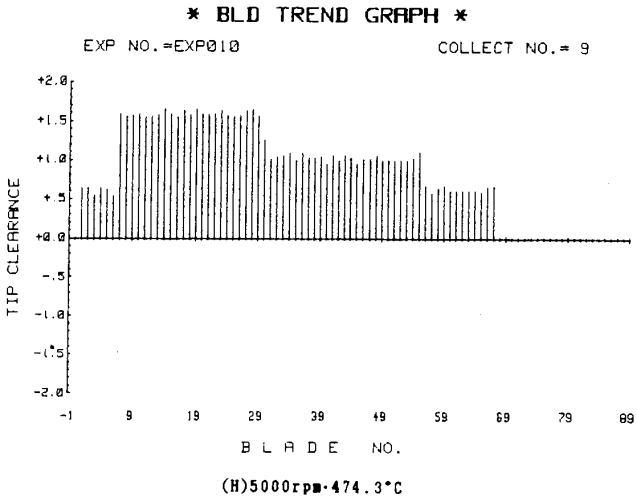


図4　測定結果例

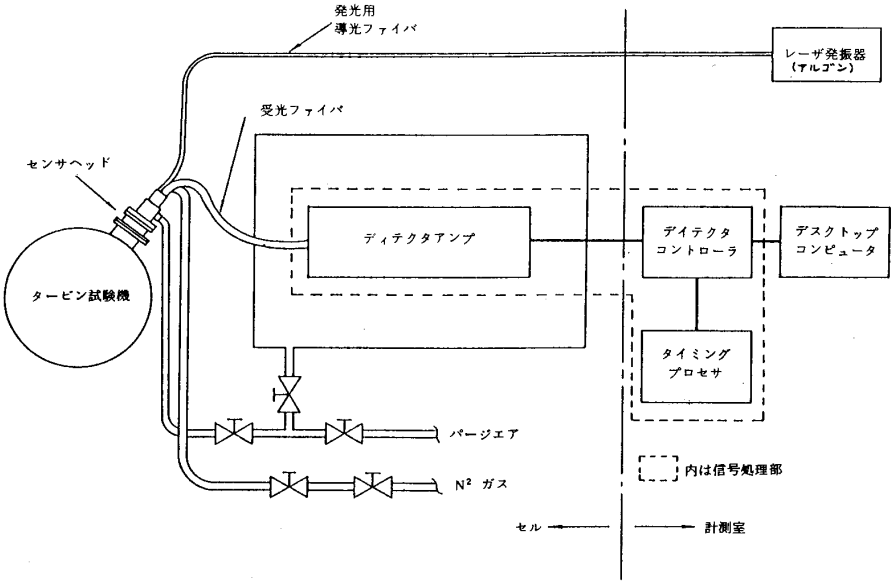


図3　高温タービン回転試験機計測系統図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

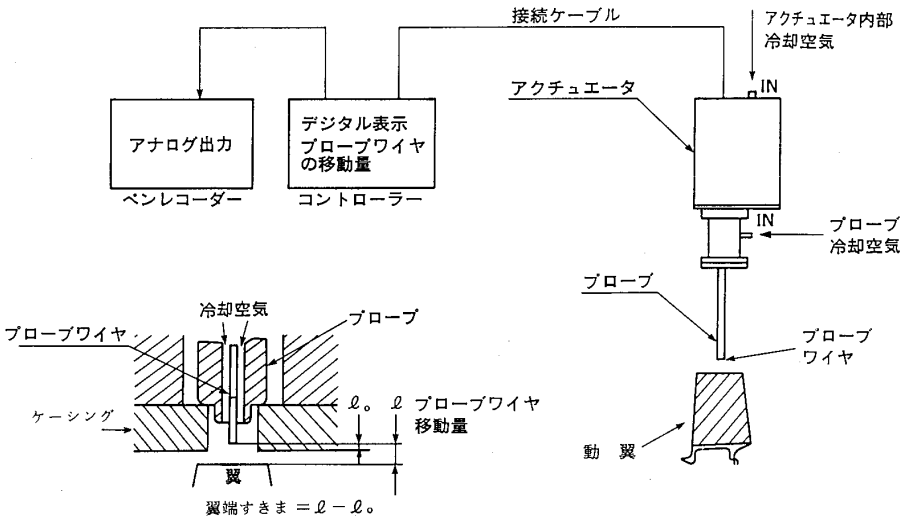


図5 探針法による計測

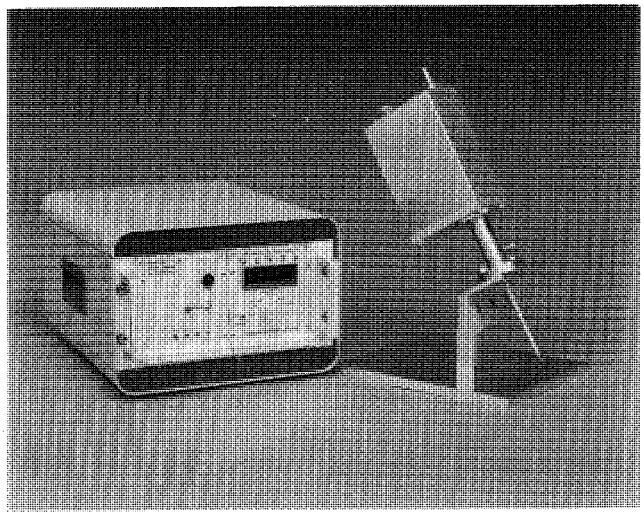


図6 装置外観（左：コントローラ部，
右：センサ・アクチュエータ部）

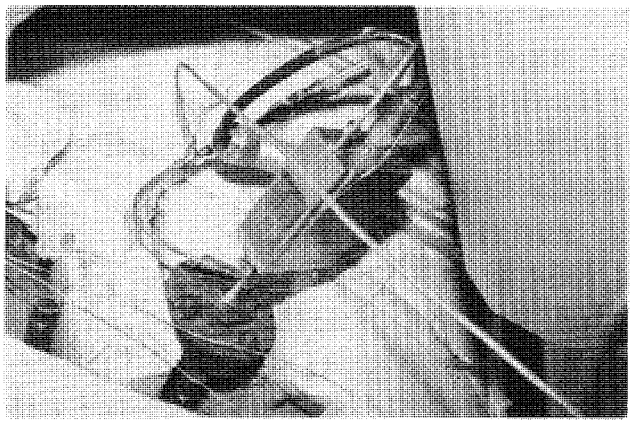


図7 HTDUへのセンサ部取り付け

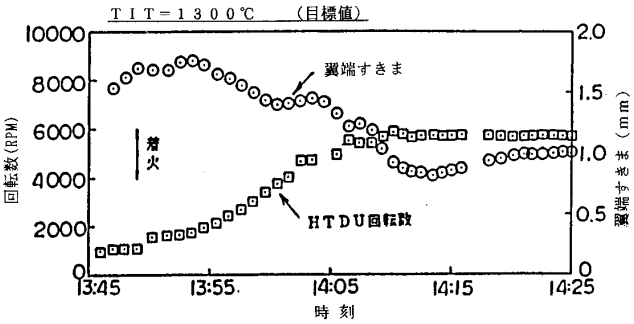


図8 測定結果例

大型で，装置の操作も熟練を要する。

このような特徴から本方式は実機装着型には適さないが，高温，高圧条件下で安定な測定が期待できることから試験研究用に多くの使用実績を持っており，他の計測法の校正基準データ用に使用している例もある。

c) 計測実施例

この例は通産省工業技術院，ムーンライト計画における「高効率ガスタービンの研究開発」において，高圧燃焼器，高圧タービンの試験を目的としたHTDU（High Temperature Turbine Devloping Unit）試験に使用したもので，図7に使用センサの取り付け状況，図8に測定結果の一例を示す。本実験では最高タービン入口温度が1400℃に達するもので，このような高温条件下においても，安定な出力結果が得られた。

3.3 渦電流法による翼端隙間計測例

a) 動作原理

図9に本方式の基本構成図を示す。同図におい

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

て，金属板（この場合動翼端）にある距離を隔ててコイルを置き交流電流を流すと磁束がコイルに発生し，金属板はこの磁束を受け環状の電流（渦電流）が流れる。この電流はコイルに逆方向の磁束を発生し，最終的にはコイルのインピーダンスを変化させる。この変化量をブリッジ回路で検出し，増幅，整流して出力とする。図10にセンサ外観を示す。

b) 特　　徴

本方式は翼が導電性の材質で，翼端面がある程度の厚さを必要とするが，センサは小型・軽量で，可動部も無く複雑な調整を必要とせず，高速応答であること，低価格化が可能等の条件から実機装着型，試験用双方共に実用化が期待できる。しかし，センサ出力が翼端形状，装着状況，周囲温度等により変化することから，使用環境に合わせた事前の正確な校正を必要とする。また，センサ部の耐熱性（小型翼端隙間計測用，無冷却型で400℃程度）が低く，タービン等の高温部での使用は現状では困難である。

c) 計測実施例

実験に先立ち，隙間センサからの信号を抽出し，すべての動翼の翼端隙間を連続的に計測可能な実時間計測装置を開発した。本装置の系統図を図11に示す。計測試験は空力タービン回転試験機により行ったもので，全動翼114枚のうち，測定値の比較を容易にするため，10枚は翼端に厚さ0.3mmの銅板をろう付けしてある。図12に同試験機へのセンサ取り付け状況を，図13に測定結果例を示す。計測は20秒毎に行い，計測段すべての翼端隙間のヒストグラムを上段に，下段には最大，最小，平均及び任意に選んだ翼番号の各翼端隙間値，回転数，センサコイル温度，主流空気温度の推移を色別にして，また必要に応じ数値として表示できるようにした。各計測値は物理現象をよく説明している。一方，精度の確認には他の計測手法との比較を行う必要があり，またプログラムの高速化，機能強化が必要である。

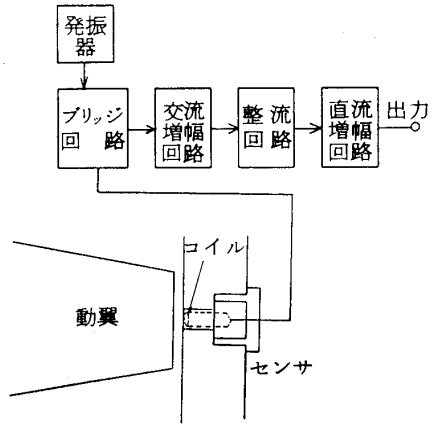


図9　渦電流方式基本構成

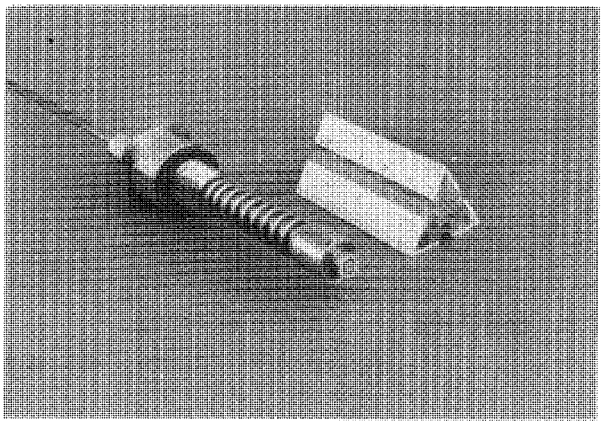


図10　センサ外観

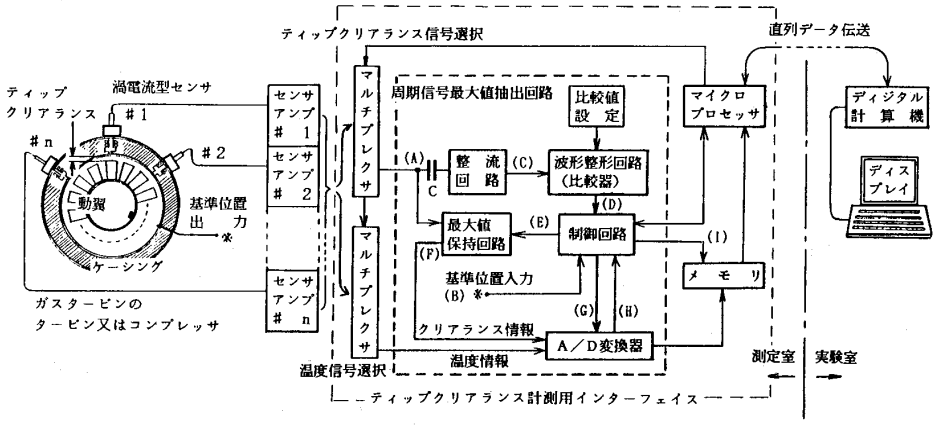


図11　翼端隙間計測系統図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

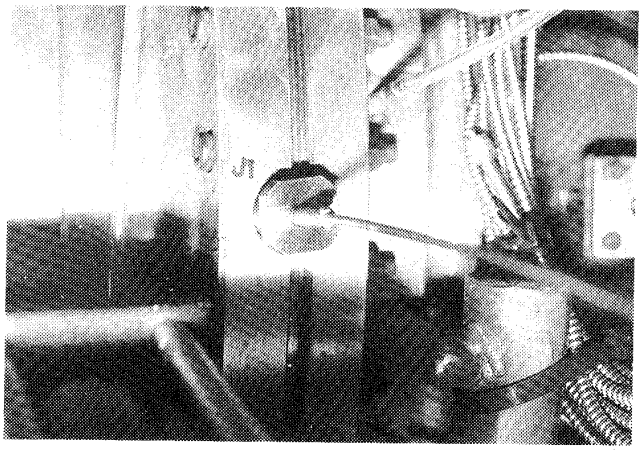


図12　センサ取付状況

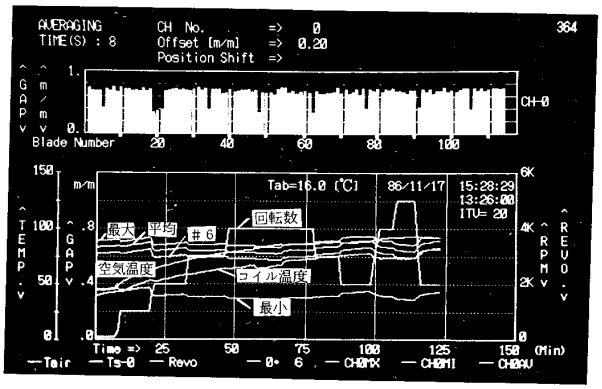


図13　測定結果例

4. まとめ

本稿では3種類の翼端隙間計測実施例について概要を紹介したが，本計測法を理解する上での一助になれば幸いである。他にも静電容量型[5]など，実機装着型として今後の開発が期待されている方式もある。

現在まで航空用，産業用を問わず，実機に装着し制御系のループ内あるいは監視用として実用化された隙間計測の例はなく，本計測の困難さを物語っている。

翼端隙間計測の実用化を図るには，いずれの手法を採用するにせよ，高温，高圧条件下におけるセンサの耐久性，信頼性の向上及び小型化が鍵であり，今後，より耐熱性，耐久性の優れたセラミックスや金属材料，機能材料等の出現や，厳しい測定環境下で長時間安定した出力の得られるセンサ構造，機構の開発が期待される所以である。

センサの使用環境の面では，ガスタービンの多様化，非金属材料（セラミックス，複合材料等）の使用などの様々な仕様に対処する必要から，これらに適合する測定原理やセンサ構造，校正手法の確立も重要である。また，センサとディジタル計算機との接続により，データの収集，処理，表示，記録の量と質が飛躍的に向上したが，今後は翼端隙間データ単独の利用に留まらず，いかにガスタービンの制御や監視システムの中で有機的に利用するかが大きな課題であろう。

今回の執筆に際し，石川島播磨重工業㈱，三菱重工業㈱，野崎産業㈱，新川電機㈱及び通産省工業技術院，ムーンライト計画推進室の御協力を得たことを付記し，ここに感謝の意を表する次第です。

参考文献

(1) 越沼・今池，日本ガスタービン学会誌，Vol. 14, No. 56,（昭62-3），20～27

(2) 革新航空技術開発に関する研究調査成果報告書（No. 6105），翼端隙間最適制御に関する研究，（昭62-3），社団法人日本航空宇宙工業会，革新航空機技術開発センター

(3) 青木，ガスタービンセミナー・第17回資料集（昭64-1），35～41

(4) 渡辺・松木，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，（平1-6），19～24

(5) J. P. Barranger, AIAA-88-4664, Sep. 1988

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

3.3　温度の光学的計測法

三菱重工業㈱　武　石　賢一郎
〃　　松　浦　正　昭

1.　まえがき

最新の産業用ガスタービンでは，タービン入口温度が1300℃を越えるものが開発されている。[1] こういった高温ガスタービンの開発では，実負荷試験時に，高温ガス温度あるいはタービン動翼のメタル温度を測定し，最終的な高温部材の強度確認を行なう必要がある。ここでは，実機における温度計測上有用になりつつある光学的手法の適用例を紹介する。

2.　ガス温度計測

従来からよく用いられている熱電対によるガス温度計測は貴金属系の熱電対材料を用いても，1300～1400℃以上の高温ガス中では寿命も短く，熱起電力の不安定の問題や，熱電対をガス中でサポートする物体を主流ガス中に挿入することによる流れへの影響，万が一の破損時の回転体に与える影響等問題があり，特に燃焼器出口直後の高温，高速のガス温度に使用することが困難である。

一方，光学的計測法は流れの場を乱さずに，高応答の計測か可能であるという特長をもつが，一般的に装置が大がかりで，費用がかさみ，振動等種々の外乱が多い現場での計測が困難である等の問題点があるため，ガスタービンの実機計測への適用例は少ない。しかし，高温化が進むガスタービンにおいては不可欠な計測技術ゆえ，新しい計測原理に基づく手法も含め，種々の研究が成されている。

R. Dilsによって提案された光ファイバ温度計測法[2]は，実機エンジンの高温ガス温度計測に適した特長を有しており，アキュファイバの名で商品化されている。図1にアキュファイバによる温度計測の原理を示す。センサは直径1.27mmのサファイアロッド先端に，厚さ2μm程度の白金がスパッタされている。この白金皮膜で円筒状の空洞をつくり，黒体を形成する。このセンサ先端を高温ガス中にさらすことにより，ガス温度となった黒体からの放射光は，サファイアロッド内面を全反射を繰返し，更に光ファイバ・ケーブルを伝わってディテクタ部に導かれる。ディテクタ部では，入射光を干渉フィルタで分光し，フォトダイオードで検出し，増幅，A/D変換して温度表示や電圧として出力される。

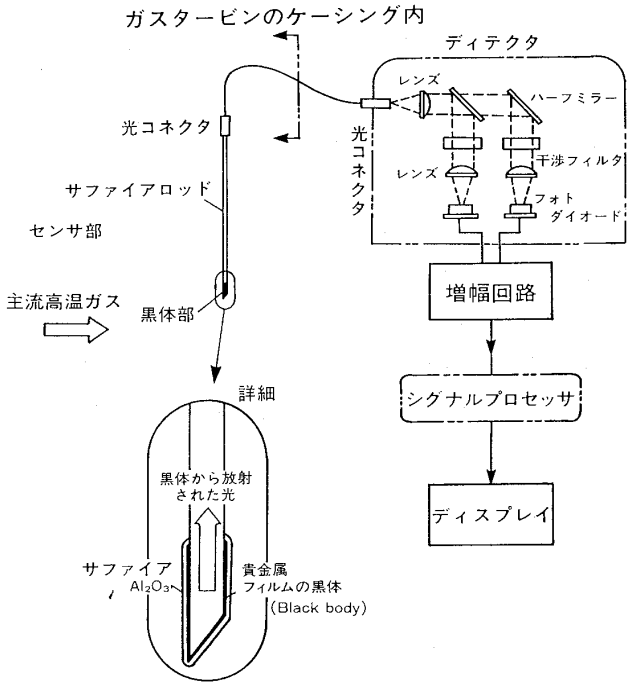


図1　光ファイバ温度計測システム

アキュファイバの特長としては，

① 高温での耐久性に優れていること，白金黒体センサでは500～1900℃の温度範囲が計測可能であり，その特性も安定している。

② 高応答性である。ガス温度の変化を黒体である薄膜で検出するため，10KHzの帯域で0.1℃程度の分解能が得られる。

③ 感温部が黒体に近いため，温度・波長による

（平成2年1月23日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

放射率の変動をほとんど無視できる。

等があげられるが，エンジン実機に適用する際にはいくつかの問題点を解決する必要がある。

細いサファイアロッドを高温・高速のガス中に置くため，そのロッドの強度確保が重要である。ロッドの強度は主にガス圧力による曲げ力に対する強度，ロッドとその後流に発生するカルマン渦との共振であり，予想されるガスの条件とロッドの機械的強度，固有振動数等で予めチェックしておく必要がある。

図2は，アキュファイバを用いて実負荷試験中のガスタービンにおける1400℃を越す燃焼器出口ガス温度を計測した例を示す。本計測において，数時間から十数時間の運転時間で，センサ・ロッドの折損を数回経験している。折損原因は，センサーの強度不足よりもガス中に含まれるゴミ，酸化物等の微細な粒子が多数衝突しセンサに傷を付けたためであると考えている。センサの寿命をさらに延ばすにはサファイアロッドを保護するサファイアシースの強化やセンサを必要な時のみ，ガス中に挿入する機構を採用する等の改良が必要であろう。

なお，実機計測への適用に際しては，取付方法や光コネクタ部の冷却等考慮すべき点があるが，比較的簡単な機構で高精度な高温ガス温度計測が可能な手法として今後有望と考える。

3. メタル温度計測

非接触式にメタル温度を計測する方法として，赤外線放射温度計が一般に用いられる。特にガスタービンのタービン動翼の表面温度を計測するには光ファイバ式のパイロメータが適している。

図3にタービン動翼の表面温度計測に使用する高応答性のパイロメータの計測原理と計測システムを示す。翼面からの放射エネルギをサファイア製レンズで集光し，ファイバを通してエンジン外部に取出しゲルマニウム素子の検知器で電気信号に変換し，増幅後温度に対応した電圧信号として出力する。この信号を1回転1パルスの回転信号と同期させることによって，信号と測定翼と対応づけができ各翼の温度分布を知ることができる。

この計測方法の特長をまとめた。

① 高応答性（10μsec）であるため，高速回転体の温度分布や，変動する主流ガスに直接さらされる翼表面の温度変化をとらえることができる。

② 非接触式であるため，流れを乱すことなく，かつ周囲の温度や流れの状況の影響を受けることなくメタル温度を測定できる。

③ 温度計測精度の絶対値は熱電対に較べ若干劣るが，黒体炉を用いて検定することによって，±10℃程度確保できる。

④ プローブ，検出器等の冷却対策とレンズの汚

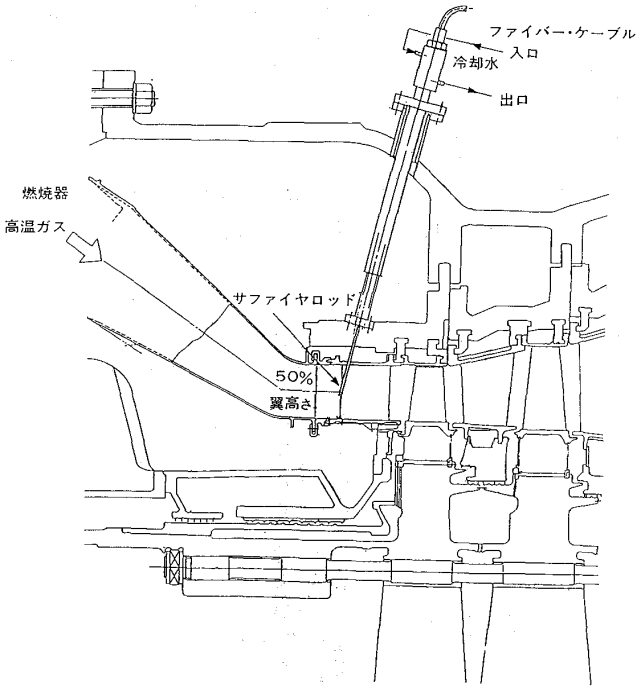


図2　アキュファイバの実機適用例

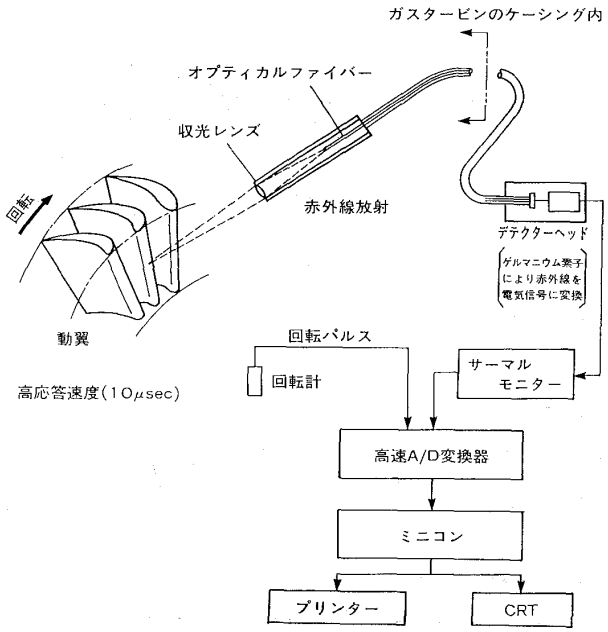


図3　パイロメータ温度計測システム

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

れ防止策を講じることにより，消耗，交換部品か無いため，長期にわたる計測が可能となり，計測コストの低減が図れる。

⑤ 光ファイバの利用により狭溢な場所への取付も可能である。

図4に実負荷試験において約10,000 rpmで回転する1段動翼の表面温度を計測した時のパイロメータの取付状況を示す。先端のレンズ及び光ファイバを100℃以下に保ち，かつレンズの汚れ防止のパージを兼ねた冷却空気を流している。また，検出器は，エンジンの外部にあるものの熱や振動の影響を受け易い電子部品を搭載しているため，一層の耐熱・耐振対策が必要である。これらによる悪影響は，計測信号のドリフトやノイズ多発につながり計測誤差を生み誤った運転状況の判断につながる。

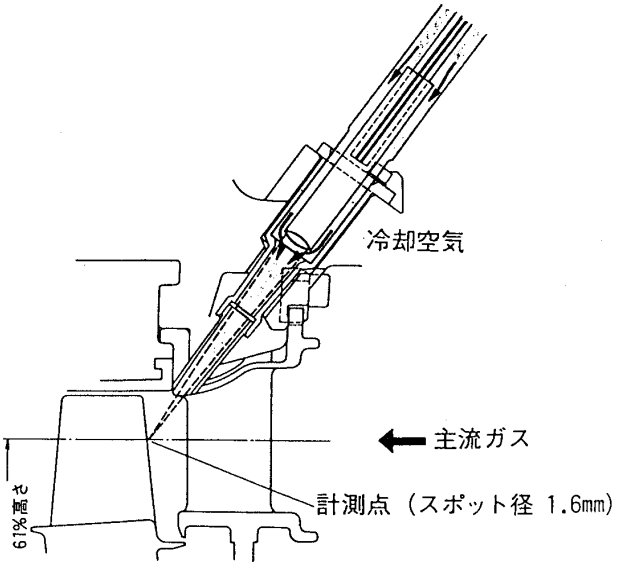


図4　パイロメータの実機取付例

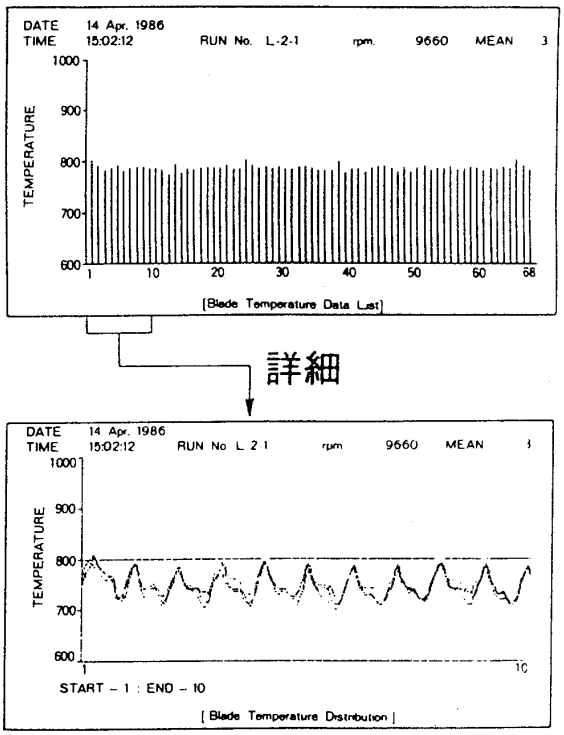


図5　パイロメータによる温度計測結果例

また，プローブと計測面との間のガス中に火炎や水蒸気が大量に存在した場合のデータの取扱いが問題となる場合がある。計測信号波形から経験的に判断するか，波長が異なる火炎の信号成分を除去するフィルタを使用する等の対策が必要である。

現場における使用上，計測精度を維持し続けるために最も重要な事は，予想される温度付近での黒体炉を用いた検定を細めに実施することであることは言うまでもない。

本計測システムで計測したデータをオンライン処理して，タービン1段動翼全数のそれぞれのピーク温度および翼表面の温度分布を表示させた図を図5に示す。

高温に耐えるロジウム鏡を用いて直角方向のメタル温度が計測できるプローブ[3]が市販されている。（図6）

本プローブを用いて，軸方向にプローブを移動することにより翼表面の詳細な温度分布の測定が可能になる。本測定例としてタービン1，2段動翼を測定した例[4]を図7，8に示す。

4. あとがき

以上，ガスタービン実機・実負荷試験における，光学的な温度計測技術の代表例について述べた。

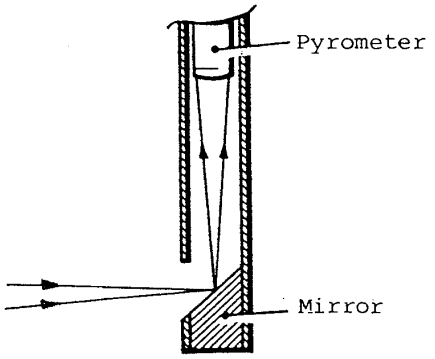


図6　ロジウム鏡付プローブ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

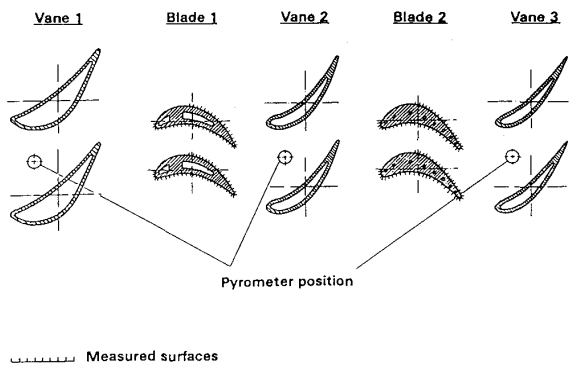


図7　動翼表面温度計測位置

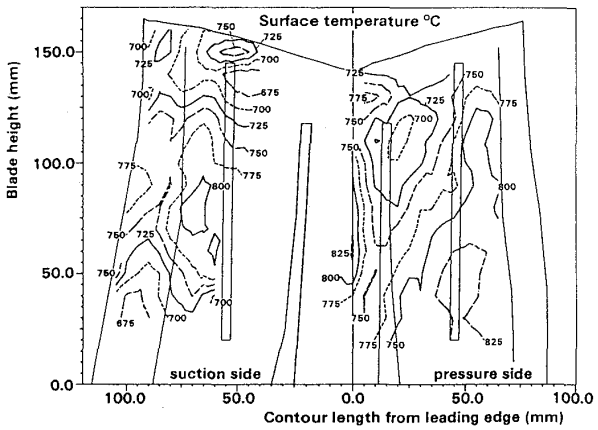


図8　1段動翼表面温度分布計測結果

今後，ガスタービンの高温化に伴って，ガス温度，高温部メタル温度の計測精度向上は益々要求されるため，これらの計測技術の改良により，精度向上を図り，実機運転状態のより正確な把握を目差していきたい。

参考文献

(1) A. J. Scalzo et al. ASME Paper 88-GT-162 (1988)
(2) R. R. Dils, J. Appl, Phys. 54·(3)·1198/1201 (1983)
(3) T. G. R. Beynon ASME Paper81, GT-136 (1981)
(4) T. Schulenberg et al. ASME Paper 87-GT-135 (1987)

The Fourth International Symposium on Transport Phenomena-Heat and Mass Transfer Sydney, Australia, July 15-19, 1991

Schedule

August 1, 1990	Three (3) copies of abstract due
August 31, 1990	Notification of abstract acceptance
October 31, 1990	Three (3) copies of full length manuscript due
January 15, 1991	Notification of final paper acceptance
March 15, 1991	Camera-ready manuscript due

For further information, please contact

Professor J. P. Gostelow (Symposium Co-chairman)
School of Mechanical Engineering, University of Technology
P. O. Box 123, Broadway, N. S. W. 2007, Australia

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

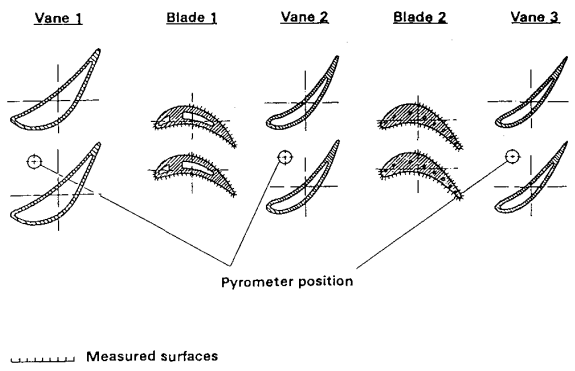


図7　動翼表面温度計測位置

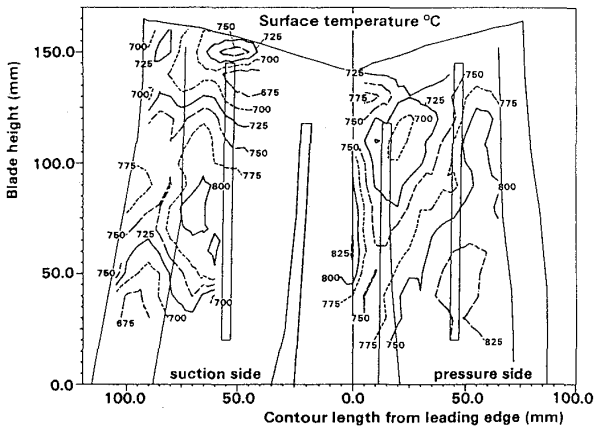


図8　1段動翼表面温度分布計測結果

今後，ガスタービンの高温化に伴って，ガス温度，高温部メタル温度の計測精度向上は益々要求されるため，これらの計測技術の改良により，精度向上を図り，実機運転状態のより正確な把握を目差していきたい。

参考文献

(1) A. J. Scalzo et al. ASME Paper 88-GT-162 (1988)
(2) R. R. Dils, J. Appl, Phys. 54·(3)·1198/1201 (1983)
(3) T. G. R. Beynon ASME Paper81, GT-136 (1981)
(4) T. Schulenberg et al. ASME Paper 87-GT-135 (1987)

The Fourth International Symposium on Transport Phenomena-Heat and Mass Transfer Sydney, Australia, July 15-19, 1991

Schedule

August 1, 1990	Three (3) copies of abstract due
August 31, 1990	Notification of abstract acceptance
October 31, 1990	Three (3) copies of full length manuscript due
January 15, 1991	Notification of final paper acceptance
March 15, 1991	Camera-ready manuscript due

For further information, please contact

Professor J. P. Gostelow (Symposium Co-chairman)
School of Mechanical Engineering, University of Technology
P. O. Box 123, Broadway, N. S. W. 2007, Australia

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

技術論文

旋回流による管路内気柱共鳴

東京大学工学部　葉　山　眞　治
〃　　渡　辺　辰　郎

Abstract

An experimental investigation was carried out on the swirling flow-induced pressure pulsationsins in a pipe, connected to a swirl generator with inlet guide vanes. The pressure fluctuations with discrete frequencies are generated at the pipe inlet. Their frequencies are expressed by two groups of Strouhal number. One is 0.9-1.0 and the other 0.5-0.6. When the frequencies of the inlet pressure fluctuations coincide with the natural frequencies of the pipe, resonant pressure pulsations could be generated. Though, in this experiment, resonances due to the higher group of Strouhal number were not detected, severe resonances of the first three modes due to the lower group of Strouhal number are observed. Accordingly, it is concluded that the swirling flow-induced pressure pulsations in a pipe are considered to be resonant phenomena caused by the Strouhal-type excitation.

1.　まえがき

管路内流れに旋回流（周速）成分が含まれると管路系全体にわたる激しい圧力脈動が生じることがある。この現象はフランシス水車の吸出し管で古くから観察され，研究されている。最近，サイクロン分離機やターボ圧縮機でも，ある強さの旋回流成分が含まれていると圧力脈動が生じることが分かってきた。本研究は案内羽を持つ半径方向吸込型の旋回流発生装置（以下スワラという）によって管路内に旋回流を起こし，これによって生じる管路内圧力脈動の基本的な性質を調べたものである。その結果，スワラ直後にストロハル数がほぼ一定の圧力脈動源が存在し，その振動数と管路内気柱の固有振動数とが一致する特定の流量範囲（無次元流速で２～３）で管路系に大きな圧力脈動が生じることが明らかになった。

（平成元年４月18日原稿受付）

2.　従来の研究

旋回流励起振動に関する研究では，フランシス水車の吸出し管内で生じる水圧脈動に関するものが多い。細井[1]は，吸出し管の模型装置を用い，多数の圧力センサーで水圧脈動を測定して，この水圧脈動が周方向に位相差を持たない管路全体にわたる一次元波動であることを示している。西ら[2~4]は案内羽根で旋回流を発生させて実験し，キャビテーションが少ないときには，渦芯の振れ回りに伴って周方向に位相差のある小さな水圧変動が観察されるが，キャビテーションが十分発達すると，周方向に位相差のない大振幅の水圧脈動となることを示している。このタイプの水圧脈動は水車を含む管路系全体にわたるもので，実際に種々の振動問題を引き起こすのは，この一次元水圧脈動である。また，Y. N. Chen[5]は，振れ廻る渦心が軸方向に伸縮するために周期的な圧力脈動が生じると説明し，その振動数は渦心の回転数の0.2～0.4倍であると述べている。R. C. Chanaud[6, 7]は接線方向単１流入型のスワラ（渦笛）の他に，４個の流入口を持つマルチ流入型および８枚の案内羽根を持つ案内羽根流入型のスワラを作り，空気と水とを用いて実験し，生じる圧力脈動のストロハル数を，出口管内平均流速を基にしたレイノルズ数の関数として求めている。その結果，単１流入型ではレイノルズ数が増すとストロハル数が増加するが，マルチ流入型と案内羽根流入型ではレイノルズ数が約2×10^3以上になるとストロハル数はほぼ一定値（～1.0）となること，空気と水とで相似性が非常によく成り立ち，空気でも水でも同様に生じうる振動現象であることを

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

示している。

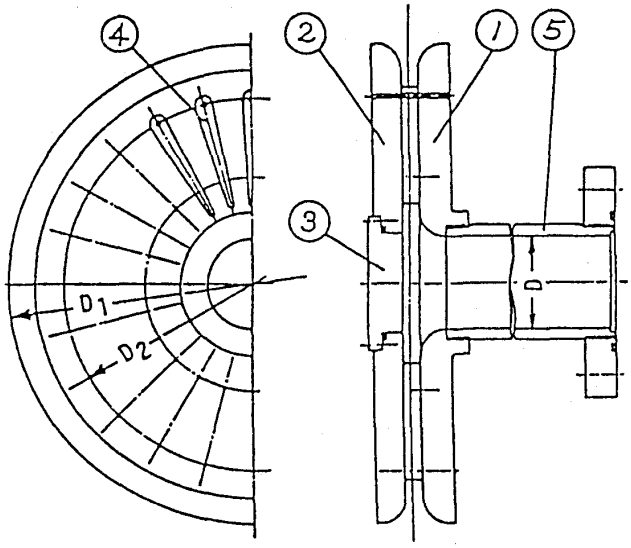
著者らは先に[8]，旋回流によって生じる管路内気柱振動の基本的性質を知るために，案内羽根流入型スワラを用いて，羽根枚数，羽根角度，管路長などを変えて基礎的実験を行い，スワラ直後にストロハル数タイプの励振源が存在すること，および旋回流による管路内気柱共鳴が生じ得ることを確認した。しかし，実験で求めたストスハル数StはChanaudの求めたものと同じで，St～1.0であったが，実際に圧力脈動が生じるときのストロハル数はSt～0.5であった。本研究では，このストロハル数の相違の原因を解明するために，スワラ直後で生じる圧力変動の振動数特性をさらに詳細に検討した。その結果，圧力脈動が生じる流量範囲にストロハル数St＝0.5～0.6の励振源が存在することが分かった。これによって旋回流による管路内気柱共鳴の存在が一層明らかになった。

3. 実験装置および実験方法

本研究で使用した実験装置と実験方法を簡単に説明する。

3.1 旋回流発生装置

半径方向流入型の案内羽根式旋回流発生装置（スワラ）の組立図を図1に示す。案内羽根は前縁と後縁の形状を円弧とし，その中間部を直線とした対称翼で，前・後縁部の2か所で固定されている。後縁部の固定位置を変えることにより，その角度を0～60°の範囲で5°刻みに変えることができる。



①②案内円板，③可視化窓，④案内羽根（長さ65mm，高さ10mm），⑤出口管

D_1＝270mm，D_2＝210mm，D＝51mm

図1 旋回流発生装置

3.2 管路部

管路部はスワラ出口管に接続される2in.の塩化ビニール管で，管路全長Lが変えられるように数本の管を接続して構成する。管路部の終端は非常に大きなタンクに接続されており，管路内波動に対して出口の境界条件が開に保たれる。なお，タンクの他端は流量測定部を介して，送風機の吸込み側に接続されている。

3.3 流量制御部

流量の制御は送風機供給電圧とバイパス弁を調節して行った。流量は層流流量計を用いて測定した。

3.4 管路内圧力脈動の測定

管路内の圧力脈動は管壁に孔を明け，圧電素子型の圧力センサーを取り付けて測定した。測定位置L_mはスワラ出口直後のL_m＝1D（Dはスワラ出口管の内径）および管路全長Lの1/4，1/2の3ヶ所である。得られた圧力脈動はオシロスコープでモニタすると同時に，データレコーダに記録し，FFTアナライザにより周波数分析を行った。

3.5 実験方法

スワラ出口からタンク入口までの管路全長L，案内羽根枚数N，案内羽根角度αを設定して，流量Qを変化させ，生じる管路内圧力脈動を管路に沿って前述の3ヶ所で測定し，圧力脈動の振幅特性と振動数特性を調べる。本研究では案内羽根はN＝24枚，羽根角度はα＝35°に固定し，管路全長をL＝47D，52D，62Dおよび72Dの4種に変えて実験を行った。

4. 実験結果と考察

4.1 スワラの特性

本実験に使用したスワラの特性を調べるために，予備実験として，管路長さをL＝12Dとし，流量をQ＝0.4～2.7 m^2/minの範囲で変化させて，スワラ直後のL_m＝1DおよびL_m＝L/4，L/2における圧力変動を測定した。スワラ直後の圧力変動の周波数スペクトルの変化の様子を図2に示す。図中bの線で示すように，スワラ直後の圧力変動には平均流速U｛＝Q/（$\pi D^2/4$）｝と共に増加する離散的な振動数成分が含まれてい

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

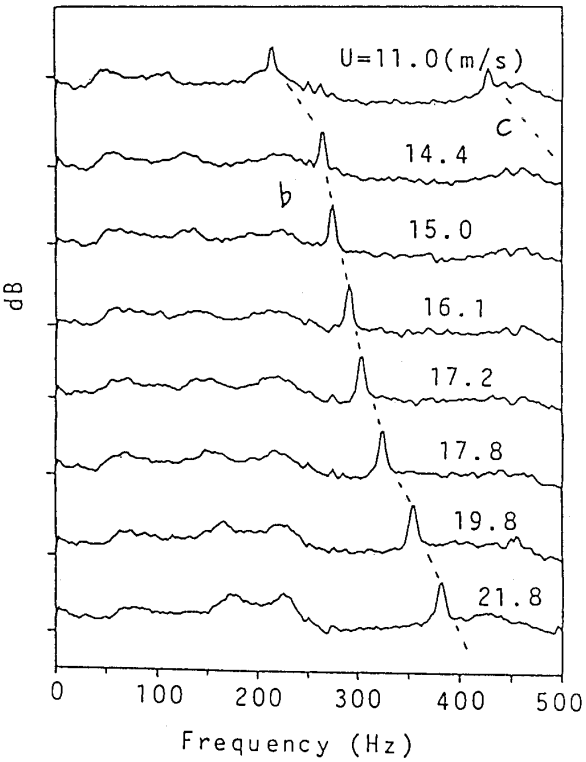


図2　スワラ直後の圧力変動の周波数スペクトルの推移，L＝12D

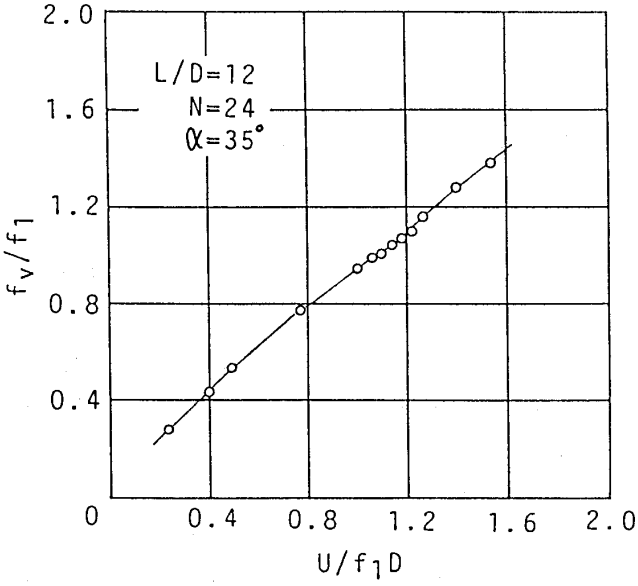


図3　スワラ直後の圧力変動の振動数特性

るのが分かる。cで示す線はbの2倍成分である。そこで，bの線に沿う振動数f_vを管路内気柱の1次の固有振動数f_1で無次元化して，無次元流速U/f_1Dの関数として表すと図3のようになる。ここではf_1は管路部の両端を開とし，音速を340 m/sとして計算して求めた。振動数比

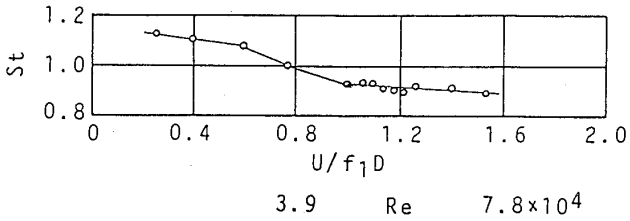


図4　スワラ直後の圧力変動のストロハル数

f_v/f_1は，一本の直線に乗っているとは言えないが，流速Uにほぼ比例している。各測定流速を基にしてストロハル数Stを求めて，同様に無次元流速の関数としてプロットすると図4のようになる。図4にはUとDで定義したレイノルズ数Reも示している。流速（レイノルズ数）が大きくなるにつれて，ストロハル数はやや減少する傾向を持つが，無次元流速が1.0以上になるとほぼ一定値St～0.9となっているのが分かる。Chanaud[6]が求めたストロハル数St～1.0より少し小さいが，ほぼ同じ値であり，本スワラはChanaudの案内羽根式スワラと本質的には同じ特性を持っているものと考えられる。なお，羽根角度αが大きくなると，また羽根枚数Nが増えると，同じ流速のとき旋回の強さが増加するため，前述のストロハル数が増加することは既に確認している[8]。さらに，羽根角度が大きくなると，スワラ直後に生じる旋回コアが大きくなることも，可視化実験で確認している[8]。

4.2　L＝12Dの場合の圧力脈動の応答

スワラ直後の圧力変動の振動数と管路の一次の固有振動数とが一致して管路内に気柱共鳴が起こるとすれば，それは図3において$f_v/f_1=1$となる無次元流速のときで，今の場合はU/f_1D～1.1のときである。図2のU＝11.0m/sは無次元流速$U/f_1D=1.06$に当たるので共鳴流速に非常に近い。図2のスペクトルをみると共鳴が起こっているようにも見えるが，$L_m=L/2$における圧力脈動にははっきりした気柱共鳴は観察されなかった。圧力脈動のRMS値は$L_m=1D$の所が一番大きく，下流に行くにつれて減少していた。また，$L_m=L/4$，$L/2$では，St～0.9の振動数成分は既に減衰しており，含まれる振動数成分は主として固有振動成分であった。なお，管路内で計測される圧力変動は周方向に位相差のないものであることは既に確認している[8]。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

4.3 管路を長くした場合の共振応答

短い管路では気柱共鳴は生じなかったので，管路長をL＝47，52，62，72Dと長くして実験を行ったところ，いずれの場合にも気柱共鳴が観察された。L＝52Dの場合に計測された圧力脈動の振幅特性と振動数特性を無次元流速U/f_1Dの関数として図5に示す。無次元流速が2～3のところで1次のモードが，また4～6のところで2次のモードが生じているのが分かる。さらに，無次元流速が6を越えたところから3次のモードが生じ始めているのが分かるが，流量不足で共振ピークには達しなかった。なお，図5の応答特性にはヒステリシス現象は見られず，流量を増加した場合も，減少した場合も同じ応答特性を示した。

ここで，各長さの管路で得られた圧力脈動の共振応答を各モードごとに無次元流速U/f_nDの関数としてプロットし直すと，1，2および3次の各モードに対して図6，図7および図8のようになる。これより，1，2，3次の各モードとも，無次元流速U/f_nDが2を過ぎたところから応答振幅が急速に大きくなり，U/f_nD～2.5で最大となり，U/f_nD～3を過ぎると応答振幅は再び小さくなっている。長い管路ほど共振ピークが低くなっているが，これは長い管路ほど共振の起こる流速が低下し，励振エネルギーが小さくなるためと考えられる。

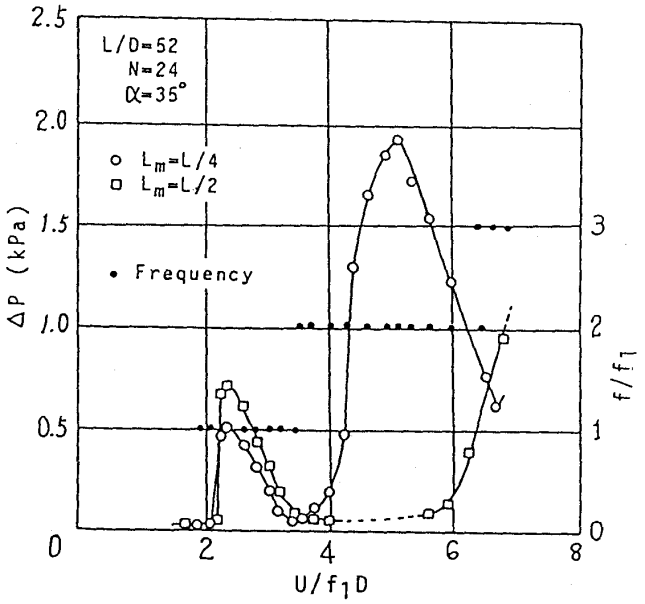


図5 長さ52Dの管路における共振応答

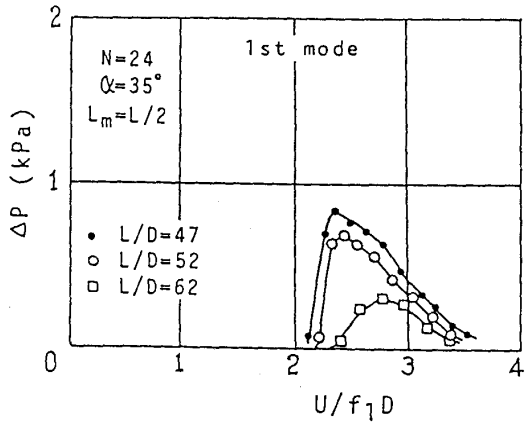


図6 1次モードの共振応答

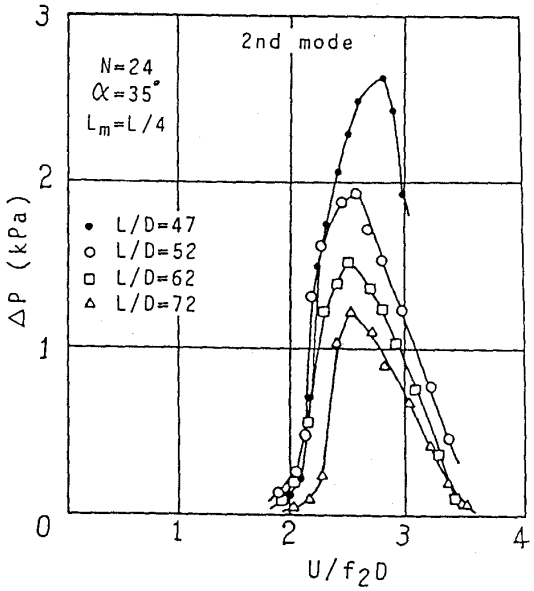


図7 2次モードの共振応答

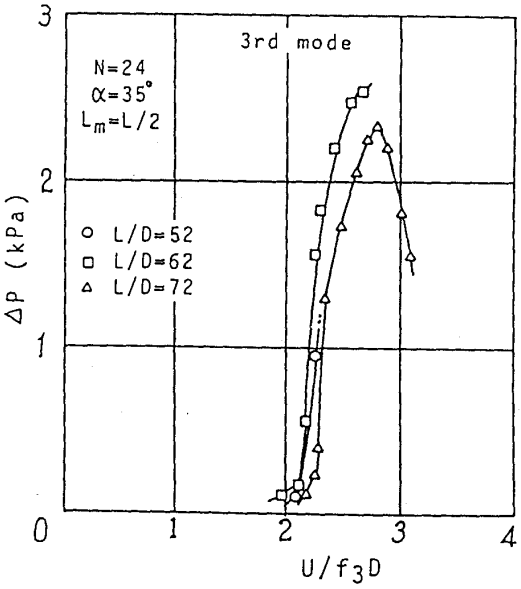


図8 3次モードの共振応答

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

4.4 スワラ直後の振動数特性

圧力脈動が生じ始めるときの無次元流速を2と見ればこれに対応するストロハル数はSt＝0.5であり，図4のストロハル数よりかなり小さく，ほぼ半分となっている。したがって，長い管路で生じる圧力脈動は12Dの管路で得られたストロハル数とは別の励振源によるものと考えられる。そこで，スワラ直後のL_m＝1Dにおける圧力変動に含まれる振動数成分を詳細に調べてみた。ノイズ成分と思われるものを無視し，管路の固有振動成分と流速に比例する成分のみを拾ってプロットすると，L＝52Dの管路の場合図9のようになった。図9でbの線に乗っているのがSt～0.9に対応するものであり，n_1，n_2，n_3の線に乗っているのが1，2，3次の固有振動数に対応するものである。この他にa_1，a_2の線に乗っているものが新たに見つかった。これはいずれもSt～0.5に対応している。a_1，a_2の線が固有振動数の線n_1，n_2と交差する流速の近傍を点線で示しているのは，この範囲では固有振動数の中に合体してしまって検出できなかったためである。a_1とa_2の線がn_1とn_2の線と交わる点は図5で1次および2次モードが大きくなり始めるところとほぼ一致している。そこで，他の長さの管路についても同様に振動数を調べて，図9に重ねてプロットすると図10のようになる。bの線がSt～0.9に対応するもの，n_1，n_2，n_3の線が1，2，3次の固有振動数に対応するもの，a_1，a_2，a_3がいずれもSt～0.5に対応するものである。図10のa_1，a_2，a_3の直線は原点0を通る直線とは言えないが，原点を通る直線と見なして平均のストロハル数を求めると，それぞれSt～0.57，0.56，0.51となっており，St＝0.5～0.6のストロハル数の存在が明らかになった。したがって，図6，7，8の各振動モードの応答は，いずれも無次元流速U/f_nDが2の近傍でこのストロハル数に対応する励振源と固有振動数とが一致して圧力脈動が発生し，U/f_nD～2.5の近くで最大になり，それ以後減少してU/f_nD～3を越えると圧力脈動は急速に小さくなる，と解釈される。

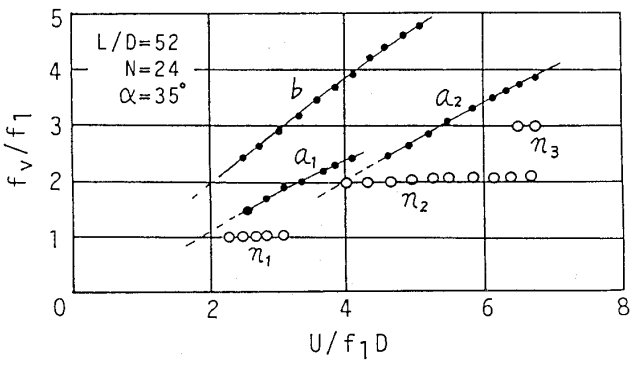


図9 長さ52Dの管路におけるスワラ直後の圧力変動の振動数特性

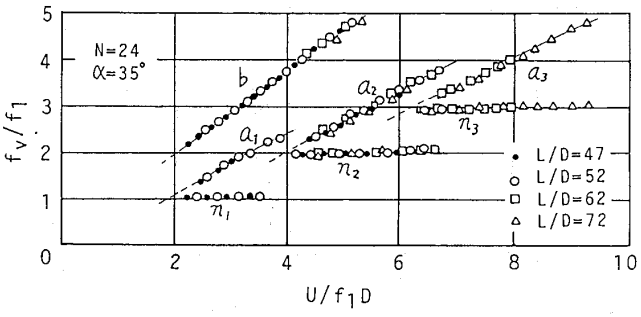


図10 スワラ直後の圧力変動の振動数特性

4.5 圧力脈動の共振応答についての考察

圧力脈動のピークは無次元流速がほぼ2.5のところであるから，単純な強制振動と見れば，この無次元流速のとき固有振動数と一致したものと考えられる。これに対応するストロハル数はSt～0.4となり，図10から求めたストロハル数St～0.5～0.6と一致しない。この違いはカルマン渦による弾性支持円柱の応答と対比して考えると理解できる。すなわち，静止円柱のカルマン渦のストロハル数はSt～0.2であり，これに対応する無次元流速5のところから円柱の振動が大きくなり始め，系の減衰が小さいときは，最大振幅はそれより流速が大きく，無次元流速が7前後のところで現れる[9]。図6，7，8に示した旋回渦による管路内圧力脈動の応答も，カルマン渦による弾性支持円柱の応答とよく似ており，単純な気柱共鳴ではなく，旋回渦の不安定性と管路内気柱の固有振動との相互干渉の結果としての応答が観察されているものと考えられる。

5. 結　言

半径方向吸込み型の案内羽根式旋回流発生装置を用いて，旋回流によって生じる管路内気柱共鳴について実験的研究を行った結果，次のことが分かった。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

旋回流成分を含む流れが管路内に流入すると，入口直後にストロハル数がほぼ一定の圧力変動源が生じる。本実験で得られたストロハル数は，その値が0.9～1.0のものと0.5～0.6の2種類であった。この周期的な圧力変動源の振動数と管路の固有振動数が一致すると共鳴現象が生じる。ストロハル数0.9～1.0に対応する共鳴は本実験では検出されなかったが，ストロハル数0.5～0.6に対応する共鳴現象が観察され，管路の長さに応じて1，2，3次の固有振動モードの激しい圧力脈動が測定された。この圧力脈動は各モードの固有振動数で求めた無次元流速が2前後から大きくなり始め，2.5近くで最大になり，3を過ぎると急速に小さくなる。

旋回流による管路内圧力脈動が管路の固有振動数を基にした無次元流速の特定の範囲で生じることから，ストロハル数タイプの周期的励振源と管路の固有振動との共鳴現象として説明できることが明らかになった。しかし，単純な共鳴現象ではなく，旋回渦の不安定性と気柱の固有振動との相互干渉が生じていることが示唆された。

おわりに，本実験を行うに当たりご協力頂いた東京大学工学部機械工学科平成元年3月卒業の長島誠治君に感謝します。

6. 参考文献

(1) 細井：水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性（第1報，相似性の実験的検討），機論，38－311（昭47－7），1781－1789；（第2報，水圧脈動の諸特性），機論，39－317（昭48－1），221－230.

(2) 西ほか3名：曲り吸出し管内の旋回流と水圧脈動に関する研究，機論B，48－431（昭57－7），1238－1246.

(3) 西ほか4名：曲り吸出し管内旋回流の流動様式と水圧脈動の特性，機論B，49－444（昭58－8），1592－1601.

(4) 西ほか4名：水車部分負荷運転における吸出管水圧脈動の発生機構，機論B，51－467（昭60－7），2406－2413.

(5) Chen, Y. N. Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations, Ed. by Naudascher, W. and Rockwell, D., Springer,（1979－9），B7，265－278.

(6) Chanaud, R. C.,：Observations of Oscillatory Motion in Certain Swirling Flow, J. Fluid Mech.（1965），21，part 1，（1965），111－127.

(7) Chanaud, R. C.,：Experiments Concerning the Vortex Whistle, J. Acous. Soc. Amer.，35－7（1963－7），953－960.

(8) 葉山ほか2名：旋回流励起振動に関する研究（第1報，ストロハル数タイプの励振源と管路内気柱共振の確認），機論B，55－511（平1－3），671－677.

(9) 船川，馬越：流れによる弾性支持円柱の振動，機論，36－285（昭45），750－757.

共　催

第17回液体の微粒化に関する講演会

日　時：平成2年8月23日(木)～24日(金)

場　所：東京ガス㈱特需技術センター

講演申込〆切り：4月27日(金)

詳細は㈳燃料協会液体微粒化部会（TEL 03－834－6456）へお問い合わせ下さい。

協　賛

ニューマテ90ジャパン（第3回国際新素材会議・見本市）

日　時：平成2年10月1日(月)～5日(金)

場　所：ホテルニューオータニ大阪

詳細はニューマテ90ジャパン事務局（TEL 06－376－2963）へお問い合わせ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

旋回流成分を含む流れが管路内に流入すると，入口直後にストロハル数がほぼ一定の圧力変動源が生じる。本実験で得られたストロハル数は，その値が0.9～1.0のものと0.5～0.6の2種類であった。この周期的な圧力変動源の振動数と管路の固有振動数が一致すると共鳴現象が生じる。ストロハル数0.9～1.0に対応する共鳴は本実験では検出されなかったが，ストロハル数0.5～0.6に対応する共鳴現象が観察され，管路の長さに応じて1，2，3次の固有振動モードの激しい圧力脈動が測定された。この圧力脈動は各モードの固有振動数で求めた無次元流速が2前後から大きくなり始め，2.5近くで最大になり，3を過ぎると急速に小さくなる。

旋回流による管路内圧力脈動が管路の固有振動数を基にした無次元流速の特定の範囲で生じることから，ストロハル数タイプの周期的励振源と管路の固有振動との共鳴現象として説明できることが明らかになった。しかし，単純な共鳴現象ではなく，旋回渦の不安定性と気柱の固有振動との相互干渉が生じていることが示唆された。

おわりに，本実験を行うに当たりご協力頂いた東京大学工学部機械工学科平成元年3月卒業の長島誠治君に感謝します。

6. 参考文献

(1) 細井：水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性（第1報，相似性の実験的検討），機論，38－311（昭47－7），1781－1789；（第2報，水圧脈動の諸特性），機論，39－317（昭48－1），221－230.

(2) 西ほか3名：曲り吸出し管内の旋回流と水圧脈動に関する研究，機論B，48－431（昭57－7），1238－1246.

(3) 西ほか4名：曲り吸出し管内旋回流の流動様式と水圧脈動の特性，機論B，49－444（昭58－8），1592－1601.

(4) 西ほか4名：水車部分負荷運転における吸出管水圧脈動の発生機構，機論B，51－467（昭60－7），2406－2413.

(5) Chen, Y. N. Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations, Ed. by Naudascher, W. and Rockwell, D., Springer,（1979－9），B7，265－278.

(6) Chanaud, R. C.,：Observations of Oscillatory Motion in Certain Swirling Flow, J. Fluid Mech.（1965），21，part 1，（1965），111－127.

(7) Chanaud, R. C.,：Experiments Concerning the Vortex Whistle, J. Acous. Soc. Amer.，35－7（1963－7），953－960.

(8) 葉山ほか2名：旋回流励起振動に関する研究（第1報，ストロハル数タイプの励振源と管路内気柱共振の確認），機論B，55－511（平1－3），671－677.

(9) 船川，馬越：流れによる弾性支持円柱の振動，機論，36－285（昭45），750－757.

共　催

第17回液体の微粒化に関する講演会

日　時：平成2年8月23日(木)～24日(金)

場　所：東京ガス㈱特需技術センター

講演申込〆切り：4月27日(金)

詳細は㈳燃料協会液体微粒化部会（TEL 03－834－6456）へお問い合わせ下さい。

協　賛

ニューマテ90ジャパン（第3回国際新素材会議・見本市）

日　時：平成2年10月1日(月)～5日(金)

場　所：ホテルニューオータニ大阪

詳細はニューマテ90ジャパン事務局（TEL 06－376－2963）へお問い合わせ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

旋回流成分を含む流れが管路内に流入すると，入口直後にストロハル数がほぼ一定の圧力変動源が生じる。本実験で得られたストロハル数は，その値が0.9～1.0のものと0.5～0.6の2種類であった。この周期的な圧力変動源の振動数と管路の固有振動数が一致すると共鳴現象が生じる。ストロハル数0.9～1.0に対応する共鳴は本実験では検出されなかったが，ストロハル数0.5～0.6に対応する共鳴現象が観察され，管路の長さに応じて1，2，3次の固有振動モードの激しい圧力脈動が測定された。この圧力脈動は各モードの固有振動数で求めた無次元流速が2前後から大きくなり始め，2.5近くで最大になり，3を過ぎると急速に小さくなる。

旋回流による管路内圧力脈動が管路の固有振動数を基にした無次元流速の特定の範囲で生じることから，ストロハル数タイプの周期的励振源と管路の固有振動との共鳴現象として説明できることが明らかになった。しかし，単純な共鳴現象ではなく，旋回渦の不安定性と気柱の固有振動との相互干渉が生じていることが示唆された。

おわりに，本実験を行うに当たりご協力頂いた東京大学工学部機械工学科平成元年3月卒業の長島誠治君に感謝します。

6. 参考文献

(1) 細井：水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性（第1報，相似性の実験的検討），機論，38－311（昭47－7），1781－1789；（第2報，水圧脈動の諸特性），機論，39－317（昭48－1），221－230.

(2) 西ほか3名：曲り吸出し管内の旋回流と水圧脈動に関する研究，機論B，48－431（昭57－7），1238－1246.

(3) 西ほか4名：曲り吸出し管内旋回流の流動様式と水圧脈動の特性，機論B，49－444（昭58－8），1592－1601.

(4) 西ほか4名：水車部分負荷運転における吸出管水圧脈動の発生機構，機論B，51－467（昭60－7），2406－2413.

(5) Chen, Y. N. Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations, Ed. by Naudascher, W. and Rockwell, D., Springer,（1979－9），B7，265－278.

(6) Chanaud, R. C.,：Observations of Oscillatory Motion in Certain Swirling Flow, J. Fluid Mech.（1965），21，part 1，（1965），111－127.

(7) Chanaud, R. C.,：Experiments Concerning the Vortex Whistle, J. Acous. Soc. Amer.，35－7（1963－7），953－960.

(8) 葉山ほか2名：旋回流励起振動に関する研究（第1報，ストロハル数タイプの励振源と管路内気柱共振の確認），機論B，55－511（平1－3），671－677.

(9) 船川，馬越：流れによる弾性支持円柱の振動，機論，36－285（昭45），750－757.

共　催

第17回液体の微粒化に関する講演会

日　時：平成2年8月23日(木)～24日(金)

場　所：東京ガス㈱特需技術センター

講演申込〆切り：4月27日(金)

詳細は㈳燃料協会液体微粒化部会（TEL 03－834－6456）へお問い合わせ下さい。

協　賛

ニューマテ90ジャパン（第3回国際新素材会議・見本市）

日　時：平成2年10月1日(月)～5日(金)

場　所：ホテルニューオータニ大阪

詳細はニューマテ90ジャパン事務局（TEL 06－376－2963）へお問い合わせ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

技術論文

圧縮機特性のサージング挙動への影響に関する一考察

川崎重工業㈱　西　原　義　美

Abstract

It is said that one dimensional surge model analysis is basically effective for the investigation of surging. Therefore this method is sufficient for explaining quasi-harmonics or relaxation oscillations for surge behaviour. However, the phenomena of irregular surge cycles or spikelike surge can be found in high pressure ratio compressors, especially.

Such the dissimilar surge generation depends on compressor characteristics, either progressive stall or abrupt stall characteristics.

This paper describes that one dimensional analysis is also usefull for the above physical explanation.

1. まえがき

ガスタービン等の圧縮機にみられる非定常現象としてのサージングは，翼や軸などに過大な応力や振動を励起し，運転不能あるいは破損をもまねく可能性があり，圧縮機を開発する上で重要な関心事の一つであることは周知のとおりである。サージングは作動中の圧縮機とそれに連なる流路や弁を含む一次元的な系の現象として早くから研究され解明されてきた。Greitzer[1]は一次元解析モデルにより，軸流圧縮機のサージング実測と数値解を比較し，またHansenら[2]も遠心圧縮機にその手法を適用し，一次元解析モデルの有効性の高いことを確認している。またサージングは旋回失速を伴っておりこれらは相互に関連すると考えられることから，Mooreら[3]はその両方を解析できる2次元理論を展開しているが，実用面からはまだ今後の検討も残されているとみられる。一般に高圧比の圧縮機においてはサージは定常状態から急激にスパイク状に変動し，かつ周期も一定でなく不規則に生じることがある。このようなサージング挙動は何に起因するのであろうか。圧縮機のことに失速域特性はサージング挙動にかなり関係があるものと思われる。ここではこの検討の特徴を示すことができると考えられるGreitzerによる一次元モデルに基づき，二・三の異なった圧縮機特性を与えてサージング挙動解析を行い，かつ実測例との比較考察を試みた。

（平成元年9月22日原稿受付）

記　号

a　：音　速
A　：流路断面積
B　：Greitzerのパラメータ
C　：時間遅れに対応する圧縮機特性
Cs　：圧縮機静的特性（C_{S1}，C_{S2}，C_{S3}）
l　：流路の等価長さ
n　：回転数
N　：総回転数
m　：流　量
Mu　：ロータ周速マッハ数
P　：圧　力
PR　：圧力比
R　：圧縮機ロータ半径
t　：時　間
T　：周　期
U　：圧縮機ロータ周速
V　：プレナム体積
ζ_5'　：吐出弁抵抗損失係数
ζ_5　：総合抵抗損失係数，$\zeta_5 = \zeta_5' \cdot \rho_{23} / \rho_{45}$
ζ_{min}：サージライン上に対応するζ_5の値
ρ　：密　度
τ　：時定数
ω　：圧縮機流路のHelmholtz共鳴周波数

添　字

0　：大気状態
2　：圧縮機入口
3　：圧縮機出口（プレナム入口）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

4 ：吐出弁入口（プレナム出口）
5 ：吐出弁出口
min ：最 小 値
～ ：無次元化

2. 解 析

2.1 基礎式と解法

ここでは図1に示したようなモデルに基づき解析する。Greitzerのモデル[1]においては，図1の吐出弁4，5の位置には流路を設けているが，ここでは簡単のため流路は短く無視できるものとして取りあつかう。基礎式は次のようである。

$$\frac{dm_{23}}{dt}=\frac{A_{23}}{l_{23}}\left[\left(P_0-P_{34}\right)+C\right] \tag{1}$$

$$\frac{dp_{34}}{dt}=\frac{a_3^2}{A_{34}l_{34}}\left(m_{23}-m_{45}\right) \tag{2}$$

$$P_{34}-P_5=\frac{\zeta'_5}{2\rho_{45}}\left(\frac{m_{45}}{A_{45}}\right)^2 \tag{3}$$

$$\tau\frac{dC}{dt}=C_S-C \tag{4}$$

上式をGreitzerに従って無次元化する。

$$\omega=a_3\sqrt{\frac{A_{23}}{V_{34}l_{23}}} \tag{5}$$

$$B=\frac{U}{2\omega l_{23}} \tag{6}$$

$$\tau=\frac{N\cdot 2\pi R}{U} \tag{7}$$

$$\left.\begin{aligned}&\tilde{m}_i=\frac{m_i}{\rho_{23}UA_{23}}\ (i=23,45),\\&\tilde{P}_j=\frac{P_j}{\rho_{23}U^2/2}\ (j=0,34,5),\\&\tilde{C}=\frac{C}{\rho_{23}U^2/2},\ \tilde{C}_S=\frac{C_S}{\rho_{23}U^2/2}\\&\tilde{t}=\omega t,\ \tilde{\tau}=\omega\tau\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

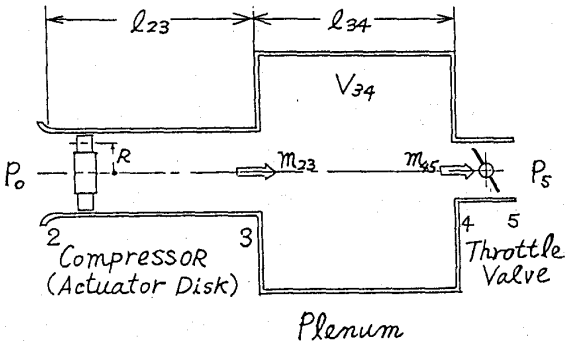


図1 サージング解析モデル

式(5)～(8)を式(1)～(4)へ代入すると，次のように無次元化表示される。

$$\frac{d\tilde{m}_{23}}{d\tilde{t}}=B\left[\left(\tilde{P}_0-\tilde{P}_{34}\right)+\tilde{C}\right] \tag{9}$$

$$\frac{d\tilde{P}_{34}}{d\tilde{t}}=\frac{1}{B}\left(\tilde{m}_{23}-\tilde{m}_{45}\right) \tag{10}$$

$$\tilde{P}_{34}-\tilde{P}_5=\zeta'_5\frac{\rho_{23}}{\rho_{45}}\left(\frac{A_{23}}{A_{45}}\right)^2\tilde{m}_{45}^2 \tag{11}$$

$$\tilde{\tau}\frac{d\tilde{C}}{d\tilde{t}}=\tilde{C}_S-\tilde{C} \tag{12}$$

ここでのサージモデルでは式(11)右辺の密度ρ_{23}/ρ_{45}は1サイクルの平均値とし，吐出弁抵抗損失係数ζ'_5との積$\zeta'_5\cdot\rho_{23}/\rho_{45}$を総合抵抗損失係数$\zeta_5$とおく。圧縮機特性のサージライン上に対応する総合抵抗損失係数をζ_{min}とし，$\zeta_5\leqq\zeta_{min}$において定常状態，$\zeta_5\geqq\zeta_{min}$においてサージング時の諸状態量を算出する。

基礎式(9)～(12)についてRunge-Kutta-Gill法を用いて，時間$\tilde{t}$を微小分割し時間遅れをもつ圧縮機特性$\tilde{C}$，圧縮機流路断面A_{23}における流量$\tilde{m}_{23}$，プレナム体積V_{34}内の圧力$\tilde{P}_{34}$および吐出弁通過流量$\tilde{m}_{45}$について数値解を求める。

2.2 圧縮機特性

圧縮機の特性はサージラインを境界として非失速特性と失速特性に分けられ，このうち失速特性はさらに漸進形と不連続形に大別される。一定のプレナム体積のもとでは不連続失速によるサージは，一般に低回転域よりも高回転域において現れ，またジェットエンジン等の高圧力比圧縮機においてみられるサージは不連続失速によるものが普通であることが従来よりよく知られている[4]。このように圧縮機の失速特性は，圧縮機の種類によってもまた回転数によっても，漸進形であったり不連続形であったりするが，ここでは圧縮機の静的特性C_Sを図2に示すようにC_{S1}，C_{S2}およびC_{S3}の3種類に分けて検討する。

C_{S1}およびC_{S2}は漸進形失速特性，C_{S3}は不連続形に近い失速特性とした。回転数nはn＝65％，85％および105％と設定した。なお定格回転数（n＝100％）は8,150rpmで低回転域での抽気をしないものとした。Snおよびbn（n＝65，85，105％）点は，それぞれ最大および最小圧力比に対応する。軸流圧縮機に関してbn点はロータ周

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

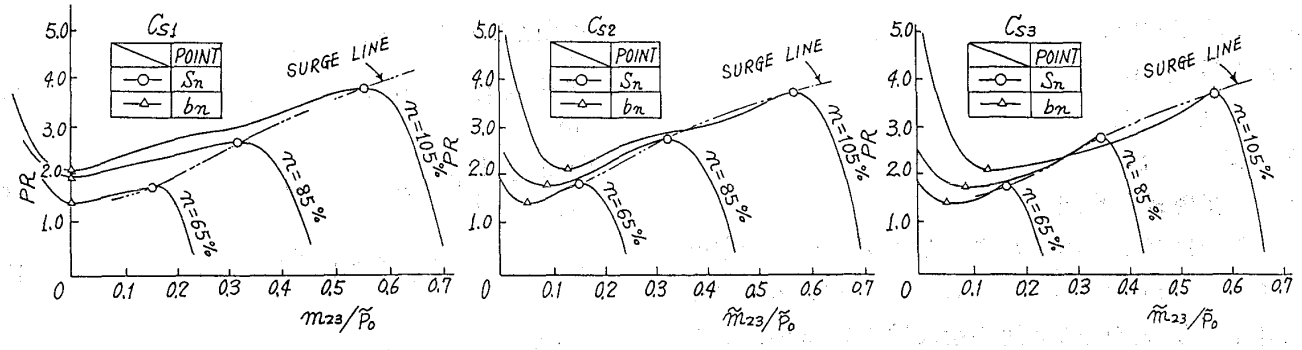


図２　圧縮機静的特性Cs

表１　系の諸元

No.	l_{23} (m)	A_{23} (m²)	V_{23} (m³)	l_{34} (m)	A_{34} (m²)	V_{34} (m³)	A_{45} (m²)	R (m)
1	2.4	0.15	0.36	0.6	2.6	1.56	0.3	0.3
2	2.4	0.15	0.36	0.6	26.0	15.6	0.3	0.3

速マッハ数Muの関数として見通しをたてることができ[5]，次式によりCs2およびCs3のbn点を定めた。

$$\left.\begin{aligned}\tilde{m}_{23}(\widehat{bn}) &= \tilde{m}_{23}(\widehat{Sn}) \times (0.6 - 0.4\,Mu)\\ PR(\widehat{bn}) &= (PR(\widehat{Sn}) - 1) \times (0.75 - 0.35\,Mu) + 1\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

ただし$\widehat{bn}$および$\widehat{Sn}$は，それぞれ圧縮機段当りの最大圧力比点および最小圧力比点に対応する。

bn点がほぼPR軸線上に位置する失速特性として遠心圧縮機の例[6]がある。このような特性の場合をCs1とし，bn点の圧力比PR（bn）はCs2と同一とした。なおCs1およびCs2は特性曲線全体をSnとbnの中間点を点対称とする５次元で与えたため，n＝105％の場合曲線表示に若干スムーズさを欠いているが，サージング挙動特性に本質的な影響を与えるものでない。

3. 数値計算結果

計算に用いた解析モデルの系の諸元を表１に示す。ここでは表１の諸元No. 1を基本とし，諸元No. 2の場合は比較検討のため使用する。なお系の入口圧力P_0および出口圧力P_5は，ことわりのない限り$P_0 = P_5 = 10{,}332\,kg/m^2$とした。時間遅れに係わる総回転数Nは Greitzer と同じくN＝2.0[1]とした。

Cs1，Cs2およびCs3特性の吐出弁抵抗損失係数ζ_{min}付近におけるサージング挙動の計算結果例を図３に示す。図３には$\tilde{m}_{23}$（一点鎖線），$\tilde{m}_{45}$（実線）および$\tilde{P}_{34}$（二点鎖線）の無次元時間($\tilde{t}$)に対する挙動図ならびに圧力比［PR（CsのPRを示す）：◇印，$\tilde{P}_{34}/\tilde{P}_0$：破線］－流量（$\tilde{m}_{23}/\tilde{P}_0$）特性線図を一組として示してある。

図３①および③のサージサイクルは調和振動に近い挙動をしているが，②および④はとくに$\tilde{P}_{34}$および$\tilde{m}_{23}$に関してスパイク状に変動している。スパイク状のサージサイクルとして特徴的なことは，④に示したように１サイクルのうちかなりの部分が，圧力および流量に変化のない㊀－①過程で占められ，①－Ⓕ－Ⓖ過程を短時間で経過することである。⑤はスパイク状といえども⑥の挙動パターンにも類似している。

サージサイクルの周期Tは総合抵抗損失係数ζ_5によって変化し，図４にCs1，Cs2およびCs3における周期Tとζ_5との関係を示す。図４に関連して特に振幅の大きさとの関係は次のようである。Cs2(n＝105％)およびCs3(n＝85，105％)においてはサージング状態から$\zeta_5 \to \zeta_{min}$としても，振幅の大きさは変化せず周期Tが無限大となる。Cs1（n＝105％），Cs2（n＝85％）およびCs3（n＝65％）の場合，サージング状態から$\zeta_5 \to \zeta_{min}$とすると，サージ振幅は漸次減少し周期Tは一時的に増大傾向を示すものの，不連続的に減

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

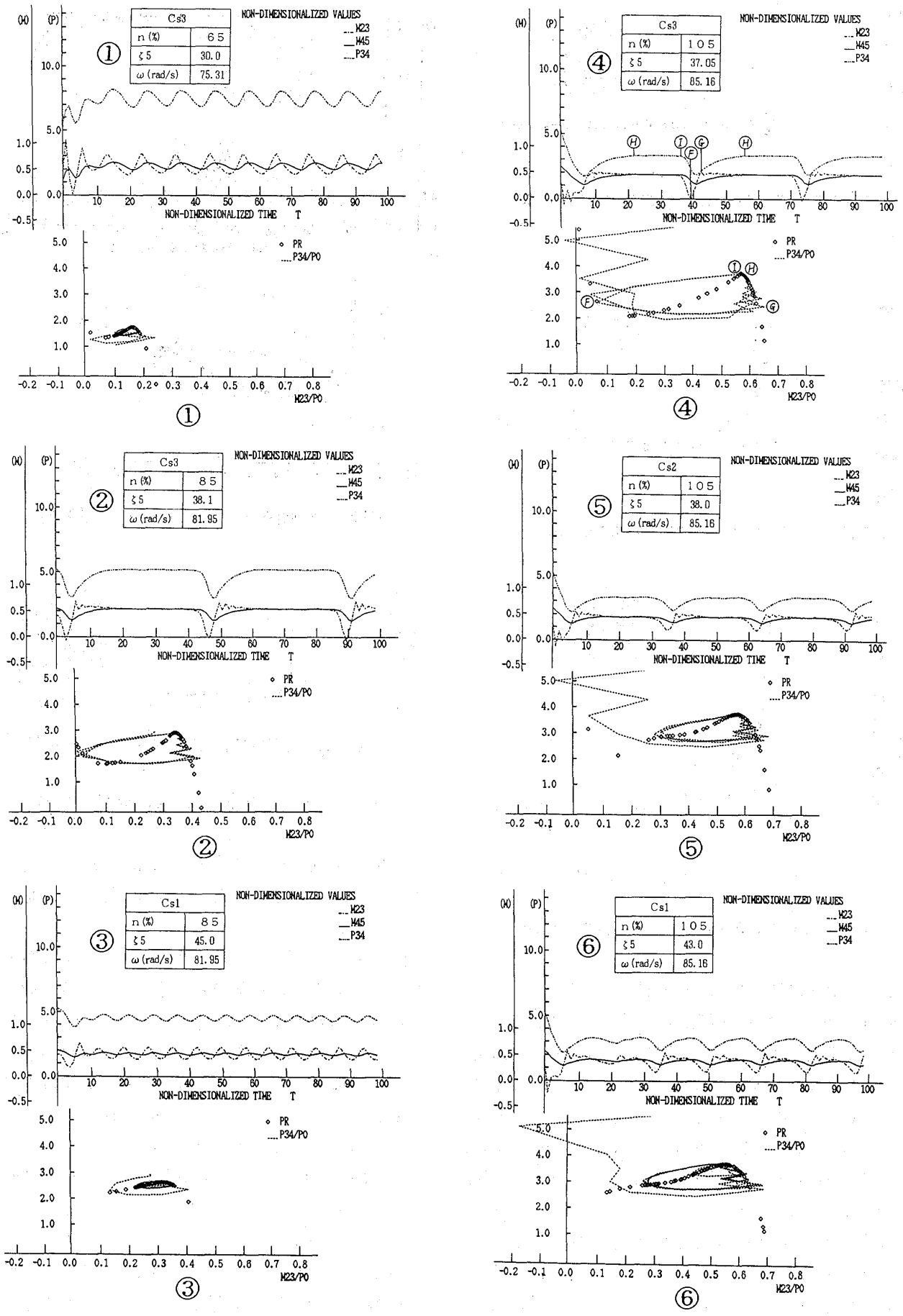


図3 挙動図および圧力比−流量特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

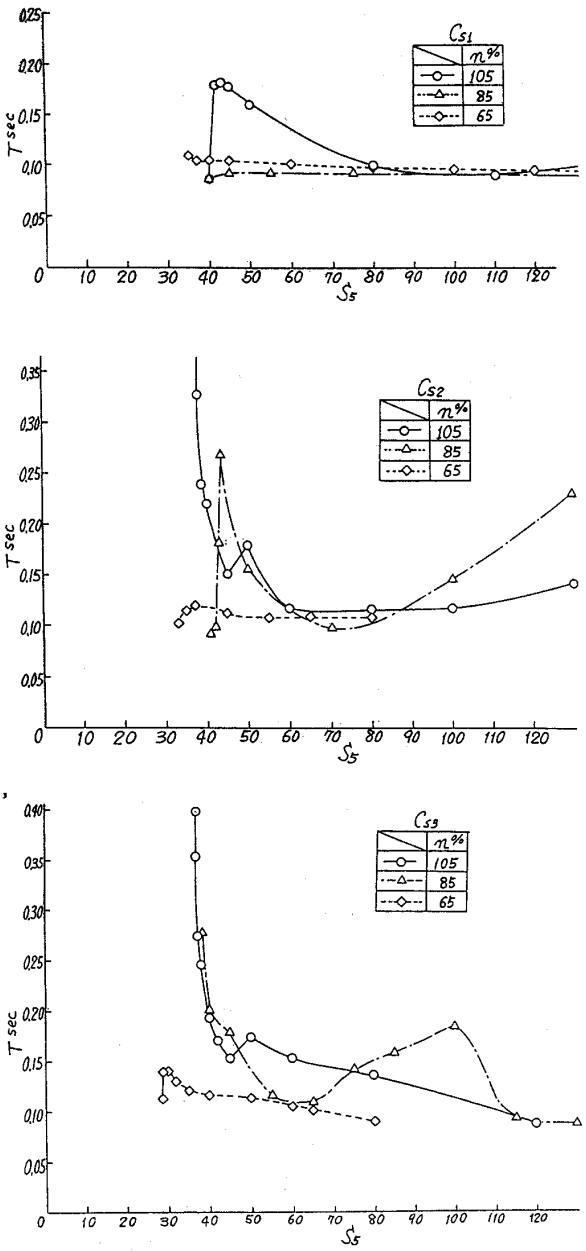


図4　総合抵抗損失係数と周期の関係

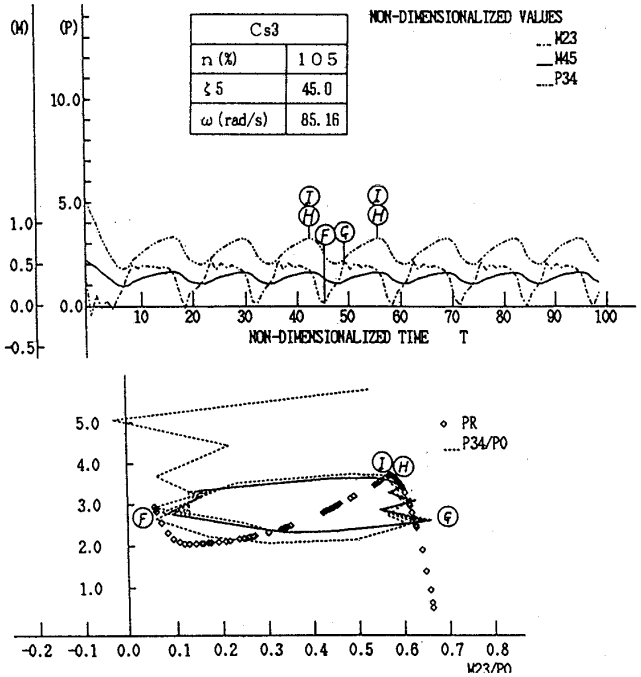


図5　挙動図および圧力比－流動特性

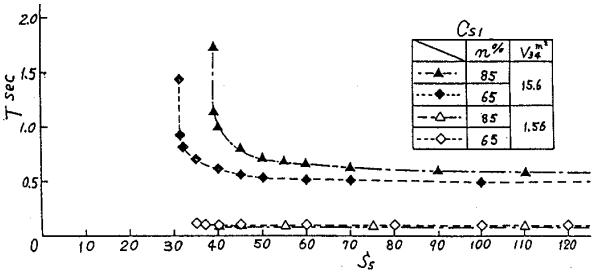


図6　総合抵抗損失係数と周期の関係

少し一定値に収斂する。その他のC_S特性について同様にサージング状態から，$\zeta_5 \rightarrow \zeta_{min}$とするとサージ振幅は漸次減少し周期Tはほぼ一定値を保つ。いずれのC_S特性においても$\zeta_5 \gg \zeta_{min}$においてはサージング挙動は調和振動に似てくるようになり，図5はその挙動例を示したものである。ここで特徴のあるのは図5と図3④の圧力比－流量特性はよく似たパターンを示しているが，Ⓗ－①過程での停留時間の長短がサージ周期を支配していることである。C_{S2}およびC_{S3}はζ_{min}付近では高回転域において，周期Tの変化率が極めて大きいことから，ζ_{min}近傍値あるいは系のいずれかに微小擾乱が生じると周期Tは大きく変化を受け，不規則な周期になる可能性の高いことを示唆している。

図3および図4から，結局次のような特徴のあることがいえる。圧縮機の失速特性は漸進形より不連続形のほうが，高回転域におけるサージ近傍でのサージ周期に不規則性をきたす傾向が強く，また同時にサージサイクルにおける状態量の時間的変動パターンにおいても，不連続形のほうがより強いスパイク状の挙動を示す。

C_{S1}では回転数nがn≦85％になると，周期Tは図4にみられるようにζ_5に対してほとんど一定値に近い挙動を示す。しかしプレナム体積V_{34}を表1のNo.2に示すようにNo.1の10倍に増加した系においては，周期Tは図6に示すように全体に大きくなるとともに，周期の変化もあらわれ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

る。このサージ挙動は図7に示すようにいわゆる弛緩振動の様相を呈し，Greitzerパラメータ B の大きい場合のパターン[1]と同形態であり，$\widetilde{P}_{34}$は前述の例えばC_{S3}（n＝105％）におけるスパイク状パターンに比べて，ゆるやかな変動をするのが特徴的である。総回転数Nによるサージ挙動への影響，ことに周期Tに対してHansenらは遠心圧縮機の例で，N＝0.5が実測とよく一致するとしており[2]，図8にNによる周期Tへの影響について示す。即ちC_{S1}の場合N＜2ではTは若干増加するが，P_0が小さくなると影響は小さくなる。

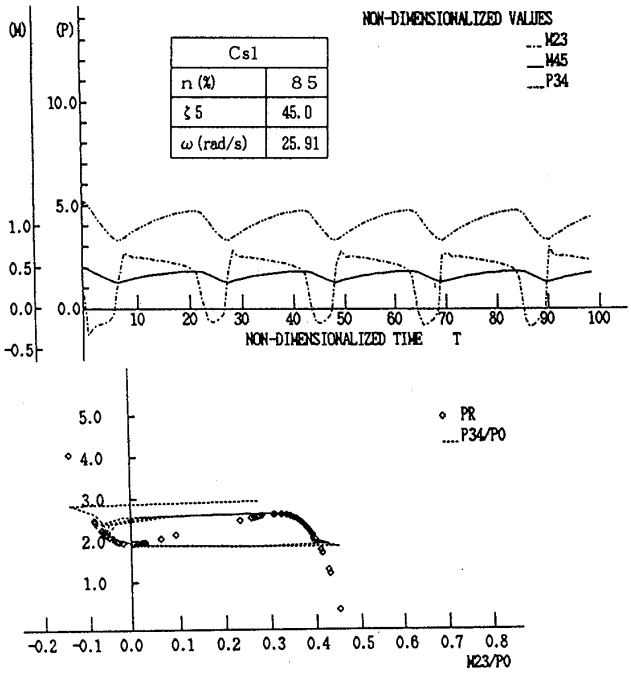


図7　挙動図および圧力比−流量特性

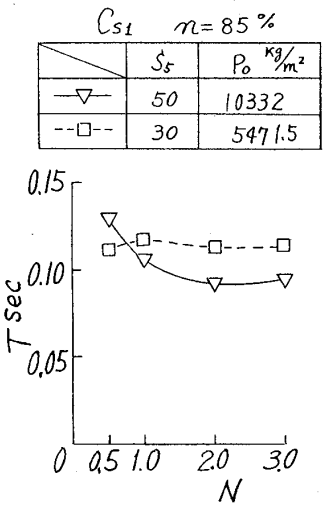


図8　総回転数の周期への影響

なおN＝2でC_{S1}は，PR（Sn）/PR（bn）を大きくするとC_{S2}のサージ挙動の特性をおびてくる。

4. 考　察

(1) C_{S2}，C_{S3}のいずれにおいても，回転数nがある程度以上になるとサージライン近傍において周期Tは大きくなることを示したが，これは次の実測例の傾向と一致している。

即ちHansenら[2]，Wachterら[6]およびBammertら[7]のいずれも遠心圧縮機の実測によると回転数nが大きくなるとサージ周波数は小さくなる。WachterらはDibelius & Rauhutの理論[6]による解析結果ではサージ周波数は回転数nに無関係に一定となり実測と一致しないとしており，その対処としてサージング時には圧縮機特性は静的特性でなく，動的特性として修正することにより実測と一致するとしている。しかし本報告即ちGreitzerのごとく一次遅れ方程式の導入によって，サージ周波数は実測と一致する傾向をもつ。

(2) 一定のプレナム体積のもとでは漸進形より不連続形失速特性のほうが，ζ_{min}付近では低回転域を除く広い回転域において，サージ周波数は小さいことを示したが，これは従来より認められている事象に対応しているものと考えられる[8]。

(3) スパイク状サージングは不連続形失速特性のもとで，かつ高回転数になると顕著に現れることを示したが，図9に示したBammertら[7]の高負荷遠心圧縮機の最大回転（N＝14,000rpm）

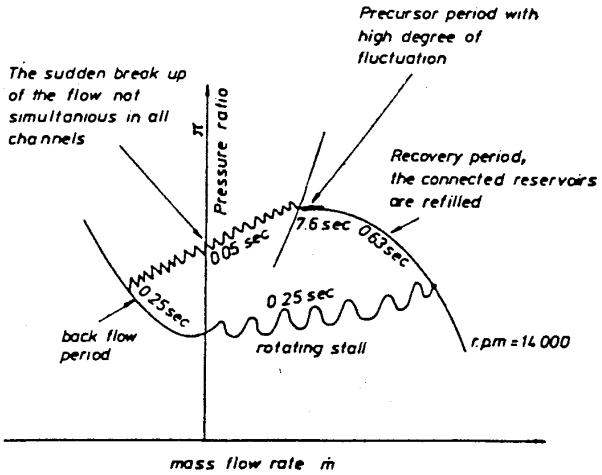


図9　遠心圧縮機のサージサイクル概要[7]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

時のサージの挙動においてもその傾向がみられる。即ちこの実測例におけるPrecursor Periodは図3④に示したⓗ－Ⓘ過程に対応し，他のPeriodはⓘ－Ⓕ－Ⓖ過程に対応しているものとみられる。Precursor Periodが他のPeriodに比べて長いのも図3④と同じパターンを示しているものと考えられる。

(4) 図3④に示した停留時間のかなり長いⓗ－Ⓘ過程は，$\zeta_5 \gg \zeta_{min}$では図5に示したように瞬時に通過しているとみられる一方で，ⓘ－Ⓕ－Ⓖ過程の経過時間は図3④と図5は同じであることを示した。図3④と図5の挙動を同時に示した類似の現象として次の例があげられよう。

図10はLolenzoら[9]によるターボファンエンジンの多段軸流圧縮機の回転数n＝92％におけるサージ圧力波形であるが，一定した周期を有するサージングでない。即ちサージの初期には前述のⓗ－Ⓘ過程を瞬時に通過するパターン（mode Ⅱ），続いて前述したPrecursor Periodとして一定時間停留するパターン（mode Ⅰ）の2つの事象が同時に示されているものと考えられる。ここでも前述したⓘ－Ⓕ－Ⓖ過程に相当する期間についてはmode Ⅰとmode Ⅱは同じあることが認められる。この実測例にみられるようにサージ周期の異なるmode Ⅰとmode Ⅱが混在することは，既に述べたようなサージライン近傍における周期の不規則性によるものと思われる。

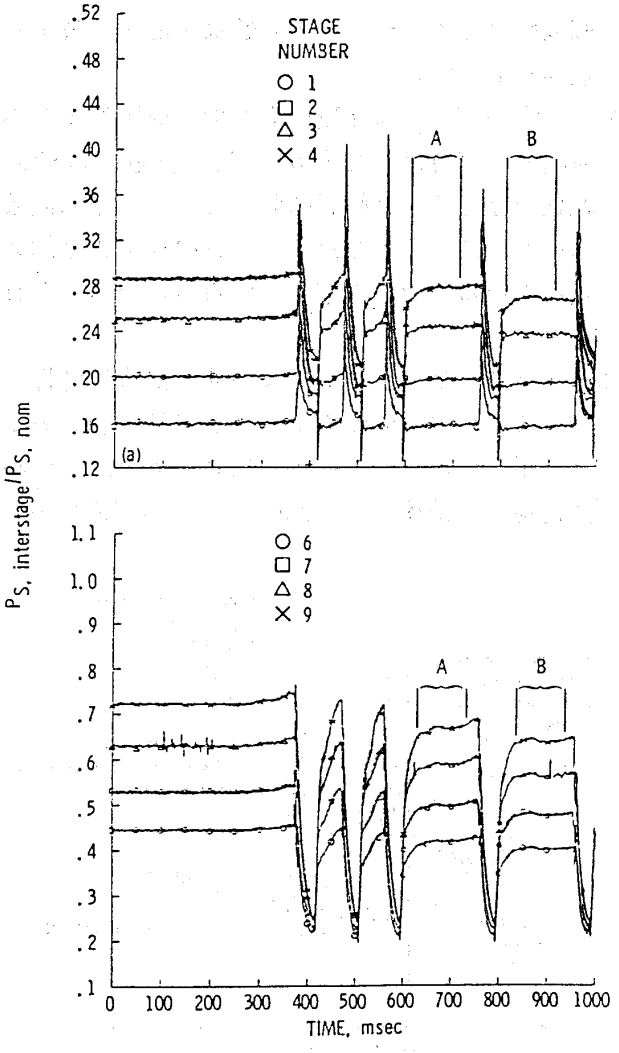


図10　軸流圧縮機各段の静圧[9]

5. まとめ

失速域を含む圧縮機特性がサージング挙動にどのような影響を及ぼすかについて，Greitzerによる一次元モデルに基づき解析検討した。その特徴は次のようにまとめられる。

(1) 漸進形および不連続形のいずれの失速特性においても，サージライン近傍でのサージング時，回転数を低回転域から高回転域へ移行するとサージ周期は大きくなる。

(2) 漸進形より不連続形失速特性の方が，低回転域を除く広い回転域においてサージライン近傍でのサージ周期は大きい。なお漸進形でも失速特性最小圧力比点がより高流量側に位置する特性，あるいは最大圧力比点と最小圧力比点の圧力比の値の差がより大きい特性の方がサージライン近傍でのサージ周期が大きく，かつ不連続形特性の挙動の特徴をおびてくる。

(3) ことに不連続形失速特性では高回転域におけるサージライン近傍のサージサイクルは，スパイク状挙動をするとともに周期の変化率が大きいことから，周期に不規則性をもたらす可能性のあることを示唆している。一方サージラインに対応する吐出弁抵抗より大きい抵抗を与えてゆくと，不連続形特性においてもスパイク状挙動から調和振動に近い挙動へ移行し，かつ周期不規則性も消滅する。

(4) 漸進形失速特性においてサージライン近傍で一定の周期を有している場合でも，プレナム体積を増大すると周期に不規則性をもたらす。

最後に本報告の計算に際して，電算に関係する方々に多大のご協力を得たことに深く感謝の意を表します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

参考文献

(1) Greitzer, E. M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part Ⅰ, Part Ⅱ, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98 (1976), PP. 190−217.

(2) Hansen, K. E., ほか2名, Experimental and Theoretical Study of Surge in a Stall Centrifugal Compressor, Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, September (1981). PP. 391−394

(3) Moore, F. K., ほか1名, A Theory of Post Stall Transients in Axial Compression Systems : Part Ⅰ-Development of Equations, Part Ⅱ-Application, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108 (1986). pp. 68−76, pp. 231−239.

(4) Huppert, M. C., NASA SP-36, (1965), PP. 331−340.

(5) 杉山, ターボジェットエンジンのサージシミュレーション, 防衛庁技術研究本部技報−941 (昭61)

(6) Wachter, J., ほか1名, Gentrifugal Compressor Surge Behaviour, ASME Paper No. 84-GT-91 (1984)

(7) Bammert, K., ほか1名, Discussion of(1). ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98 (1976). PP. 212−215.

(8) 例えば, 山内, 空気機械工学便覧 基礎編, (昭57) コロナ社. PP. 142−143.

(9) Lolenzo, C. F., ほか2名, Determination of Compressor in Stall Characteristics from Engine Surge Transients, AIAA-84−1206, AIAA/SAE/-ASME 20th Joint Propulsion Conference (1984).

§入会者名簿§

正会員

荒川 忠一(東大)　児玉 秀和(IHI)　阿部 可治(東芝)
鶴見 和則(田中貴金属)　山崎 達雄(防衛庁)　志田 弘(日本電気精器)
植草 久雄(荏原)　久野 勝邦(日立)　佐藤 忠教(第一工業大学)

学生会員から正会員へ

丸山 哲央(防衛庁)

学生会員

渡辺 尚道(東大)

賛助会員

昭和シェル石油㈱　野崎産業㈱

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

参考文献

(1) Greitzer, E. M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part Ⅰ, Part Ⅱ, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98 (1976), PP. 190−217.

(2) Hansen, K. E., ほか2名, Experimental and Theoretical Study of Surge in a Stall Centrifugal Compressor, Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, September (1981). PP. 391−394

(3) Moore, F. K., ほか1名, A Theory of Post Stall Transients in Axial Compression Systems : Part Ⅰ-Development of Equations, Part Ⅱ-Application, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108 (1986). pp. 68−76, pp. 231−239.

(4) Huppert, M. C., NASA SP-36, (1965), PP. 331−340.

(5) 杉山, ターボジェットエンジンのサージシミュレーション, 防衛庁技術研究本部技報−941 (昭61)

(6) Wachter, J., ほか1名, Gentrifugal Compressor Surge Behaviour, ASME Paper No. 84-GT-91 (1984)

(7) Bammert, K., ほか1名, Discussion of(1). ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98 (1976). PP. 212−215.

(8) 例えば, 山内, 空気機械工学便覧 基礎編, (昭57) コロナ社. PP. 142−143.

(9) Lolenzo, C. F., ほか2名, Determination of Compressor in Stall Characteristics from Engine Surge Transients, AIAA-84−1206, AIAA/SAE/-ASME 20th Joint Propulsion Conference (1984).

§入会者名簿§

正会員

荒川 忠一(東大)　児玉 秀和(IHI)　阿部 可治(東芝)
鶴見 和則(田中貴金属)　山崎 達雄(防衛庁)　志田 弘(日本電気精器)
植草 久雄(荏原)　久野 勝邦(日立)　佐藤 忠教(第一工業大学)

学生会員から正会員へ

丸山 哲央(防衛庁)

学生会員

渡辺 尚道(東大)

賛助会員

昭和シェル石油㈱　野崎産業㈱

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

技術論文

セラミック軸受のジェットエンジンへの適用に関する研究

石川島播磨重工業㈱　伊藤一人
〃　青木千明
〃　増本雄治
〃　木村隆夫
光洋精工㈱　竹林博明
㈱東芝　阿部豊

Abstract

Research for rolling bearings of ceramic material has been carried out in the world since 1960's. Those were based on the gas turbine technology progress. The characteristics of ceramic bearings contribute to higher temperature, higher speed and lighter weight of system.

We have also conducted research and development of ceramic bearings for jet engine applications. At the first step of the research, we conducted ceramic bearings component test by incorporating them into an accessary gearbox (AGB) of a jet engine. By replacing conventional steel bearings with ceramic bearings, AGB becomes lighter by about 5%.

The test was carried out under the condition of over-speed, over-load and less-lubrication. This paper describes the outline of the test and its result.

1. 緒　言

セラミックをころがり軸受へ応用しようとする試みは1960年代より米国を中心に進められている。[1), 2)]この種の研究はガスタービンの技術予測に沿って進められたものでDN値と軸受温度の上昇に対処するためである。さらにセラミック軸受の使用は航空機で重要な軽量化を計れる利点もある。筆者らも同様のねらいで研究を進めているが，その第1段階として，軽量化を主体とした実用化を試みた。

対象としたのは航空エンジン用補機駆動ギアボックス（AGB）で，この装置に占める軸受の重量は約10％である。したがってこれら軸受材料を鋼からセラミックに変更することによって重量を約5％軽減することができる。

航空機では安全性が重要であるため，実験では定格値を大幅に上回るよう過負荷試験，過回転試験，潤滑油しゃ断しけんなども行った。その結果は極めて良好であり，航空機への実用性の第1ステップをクリアしたものと考えられるので報告する。尚，今後の課題として，セラミック軸受の信頼性の向上，品質管理手法の確立が必要である。

2. 供試体及び試験装置

2.1 供試体軸受

航空エンジン用AGBをモデルとし，その軸受を従来の金属製軸受からセラミック軸受におきかえた。組み込まれたセラミック軸受は，

窒化ケイ素製総セラミック（Si_3N_4）コロ軸受 …… 3点
窒化ケイ素製総セラミック玉軸受 …… 5点
窒化ケイ素製コロ（金属製軸受のコロのみ交換） …… 11点

の全19点であり，その材料特性を表1に示す。なお，リテーナ材料は鋼である。

セラミック軸受の組み込まれた位置を図1に示す。又，セラミック軸受のうち6点については，

表1　セラミック軸受の材料特性

材質		セラミック(Si3N4)	軸受鋼(SUJ2)
密度	kg/cm3	3.2	7.8
線膨張率	1/℃	$3.2*10^{-6}$	$12.5*10^{-6}$
縦弾性係数	kgf/mm2	32000	21000
硬度	Hv	1800-2000(常温)	700-800(常温)
耐熱温度	℃	800	120

（平成元年12月13日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

熱膨張差による昇温時の軸受内輪円周応力の発生量を低下させるため軸にスプライン加工を行った。

2.2 試験装置

セラミック軸受を組み込んだAGBは架台に取り付けられ，DCモータ，増速機を介して駆動された。又，軸受の荷重は，AGBの補機駆動パットに取付けられた水ブレーキ，及び実機用ハイドロポンプにより負荷された。

3. 試験方法

図1に示すAGBの軸受19ヶ所すべてにセラミック軸受を組み込み，100時間耐久試験，過回転試験などの試験を行った。各試験での軸受の使用条件を表2に示す。各試験において，特に示していないものは定格運転試験時の条件と同じである。潤滑についてはNo.7，No.8，No.9軸受，No.14とNo.15軸受，No.16とNo.17軸受はそれぞれ1つのノズルから分散して給油されており，その合計が表示されている。又( )内の潤滑油量は軸受近くのシールへの給油量であり，軸受に直接給油はしていない。

なお，潤滑油は合成油，MIL-L-23699を使用した。試験時にセラミック軸受の異常を検出するた

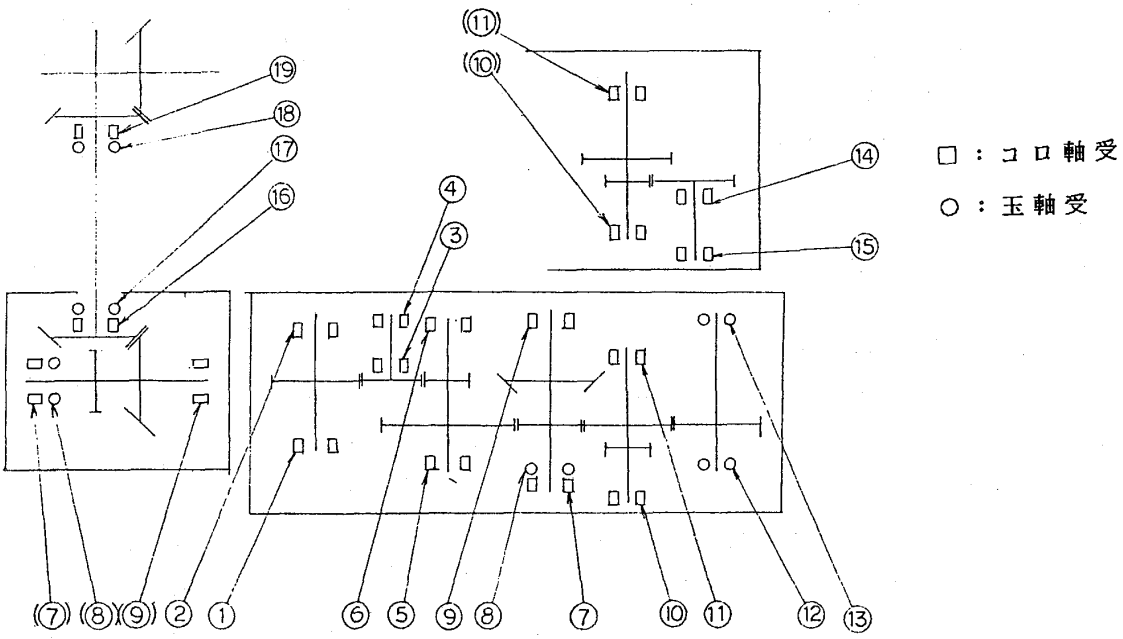


図1 セラミック軸受組み込み位置

表2 セラミック軸受試験条件

	BRG.NO	定格運転試験 回転数 RPM	軸受PCD HM	DmN値 ÷10000	荷重 Kg	潤滑油量 l/min	過回転試験 回転数 RPM	DmN値 ÷10000	回転数 RPM	DmN値 ÷10000	過負荷試験 荷重 Kg			低流量潤滑 潤滑油量 l/min	無潤滑試験 潤滑油量 l/min	
							110%		120%		100%	110%	120%			
	1	4199	21	8.8		ミスト	4619	9.7	5039	10.6				ミスト	ミスト	
	2	4199	25	10.5		ミスト	4619	11.5	5039	12.6				ミスト	ミスト	
	3	5325	19	10.1		ミスト	5858	11.1	6390	12.1				ミスト	ミスト	
	4	5325	19	10.1		ミスト	5858	11.1	6390	12.1				ミスト	ミスト	
	5	9925	48.5	48.1	18	ミスト(0.21)	10918	52.9	11910	57.8	67	68	70	ミスト(0.05)	ミスト(0.21)	
	6	9925	31	30.8	19	0.12	10918	33.8	11910	36.9	67	69	70	0.03	0	
総セラミック	7	15136	25	37.8	41	0.26	16650	41.6	18163	45.4	71	71	71	0.07	0.26	外輪温度計測
総セラミック(Ball)	8	15136	25	37.8	÷3		16650	41.6	18163	45.4	÷8	÷8	÷8			
	9	15136	45	68.1	75		16650	74.9	18163	81.7	167	169	171	0.07	0.26	
	10	9925	31	30.8	86	0.08	10918	33.8	11910	36.9	126	123	120	0.02	0	
	11	9925	31	30.8	55	0.08	10918	33.8	11910	36.9	91	90	89	0.02	0	
総セラミック(Ball)	12	12109	44	53.3		ミスト(0.08)	13320	58.6	14531	63.9				ミスト(0.02)	ミスト(0.08)	外輪温度計測
総セラミック(Ball)	13	12109	44	53.3		ミスト	13320	58.6	14531	63.9				ミスト	ミスト	
	14	7006	29.5	20.7		0.26	7707	22.7	8407	24.8				0.07	0	
	15	7006	29.5	20.7			7707	22.7	8407	24.8					0	
総セラミック	16	26855	25	67.1	74	0.42	29541	73.9	32226	80.6	194	197	200	0.11	0	外輪温度計測
総セラミック(Ball)	17	26855	25	67.1	57		29541	73.9	32226	80.6	148	151	153		0	
総セラミック(Ball)	18	26855	30	80.6	29 ÷12	0.29	29541	88.6	32226	96.7	75 ÷31	77 ÷31	78 ÷32	0.07	0	外輪温度計測
総セラミック	19	26855	30	80.6	81	0.29	29541	88.6	32226	96.7	213	217	220	0.07	0	外輪温度計測

油量 25%

総セラミック はDN値　　÷ AXIAL LOAD

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

め総セラミック軸受の外輪温度及び，AGB外殻振動，AGB駆動軸軸振動を計測した。

3.1 100時間耐久試験

代表的な航空エンジン用AGBの定格回転数，定格荷重，潤滑条件のもとで，100時間の運転を行った。試験は50時間ずつ前後半に分けて行い，50時間終了後に分解検査を実施した。

3.2 過回転試験

AGBの定格回転数に対し，105％，110％，115％，120％の過回転試験を行った。各回転数に対し定格荷重で30分間キープした。

3.3 過負荷試験

回転数100％，110％，120％で，それぞれ過負荷試験を行った。負荷はAGBに取り付けられた水ブレーキにより調整し，約3倍の伝達馬力まで負荷した。なお，AGBの定格負荷は71 PSである。

3.4 低流量潤滑試験

AGBの定格回転，定格荷重において潤滑油量を100％～25％まで段階的に絞る低流量潤滑試験を実施した。各給油量で，軸受温度及び排油温度を監視し，温度が安定したことを確認後，給油量を絞った。

3.5 高温潤滑試験

AGBの定格回転において，給油量を100％に設定し，潤滑油温度を70℃から5℃ずつ120℃まで順次上昇させる高温潤滑試験を行った。各温度での保持時間は，軸受外輪温度の安定するまでで，およそ10分程度であった。又，潤滑油給油温度を120℃までとしたのは，潤滑油装置の制限によるものである。

3.6 無潤滑試験

19点の軸受のうち，9点の軸受へのノズルを盲にして潤滑油をカットした。潤滑油をカットした軸受は表2の右欄における潤滑油量0として示されている。

この試験は，次に示す2回に分けて実施した。

(1) 9点以外の軸受，歯車等への給油は100％

(2) 9点以外の軸受，歯車等への給油は50％カット

上記(1)，(2)とも，定格回転数，定格荷重で60分間キープした。

4. 試験結果及び考察

各試験における試験データ及び，試験後の分解検査結果を以下に示す。

4.1 100時間耐久試験

実験中は常時コンピュータにより温度，圧力，回転数等のデータを自動計測した。計測したデータは表3のような形で出力される。これらのデータにおいて軸受外輪温度の一番高かった軸受No.18の温度測定データも安定しており，運転データとして異常はなかった。

4.2 過回転試験

100％，105％，110％，115％，120％各回転数における軸受外輪温度の測定結果を図3に示す。これによると，回転数の上昇とともに軸受温度も上昇しているが，温度はそれほど大きく上昇しておらず，最も温度上昇の大きかったNo.16の軸受温度上昇も8℃程度であった。

表3 100時間耐久試験データ

	14:20:03	14:22:08
モータ回転数 RPM	1964.0	1965.0
消費電力 kW	138.0	139.0
増・出力回転数 RPM	21104.8	21115.5
室温 ℃	19.7	18.7
080 回転数 RPM	9920.0	10010.0
080 負荷トルク kg-m	1.240	1.240
080 水入口圧力 kg/cm2	2.920	2.910
080 水出口圧力 kg/cm2	1.840	1.760
080 水入口温度 ℃	21.8	21.7
080 水出口温度 ℃	27.7	27.6
080 BRG(F)温度 ℃	52.0	39.1
080 BRG(R)温度 ℃	35.8	35.8
060 回転数 RPM	100.0	100.0
060 負荷トルク kg-m	0.990	1.020
060 水入口圧力 kg/cm2	2.750	2.880
060 水出口圧力 kg/cm2	0.820	0.800
060 水入口温度 ℃	21.7	21.6
060 水出口温度 ℃	26.8	26.7
060 BRG(F)温度 ℃	34.1	34.6
060 BRG(R)温度 ℃	29.5	30.2
N 2 回転数 RPM	21104.8	21115.5
PTO回転数 RPM	26860.6	26874.3
L&S吐出圧力 kg/cm2	3.500	3.570
試・給油流量 l/min	15.66	15.70
試・タンク温度 ℃	76.9	76.3
AGB給油圧力 kg/cm2	3.280	3.270
AGB給油温度 ℃	69.8	69.5
PTO給油圧力 kg/cm2	3.590	3.590
PTO給油温度 ℃	69.2	68.8
試・排油温度 ℃	84.7	83.9
AGBサンプ圧 kg/cm2	0.100	0.090
駆動軸軸受温度 ℃	76.4	74.7
#3 軸受温度 ℃	92.9	91.4
PTO(U)軸受温度 ℃	111.2	112.6
PTO(L)軸受温度 ℃	92.7	92.7
G/S40T軸受温度 ℃	85.6	85.1
BREATH.BRG温度 ℃	92.8	94.4
PTO外殻振動 MIL	0.100	0.100
AGB 振動 (FCU) MIL	0.180	0.290
AGB振動(TACHO) MIL	0.100	0.110
PTO 軸振動 μ	38.0	56.0
HYDRO 吐出圧力 kg/cm2	193.800	193.100
HYDRO 吸入温度 ℃	44.4	44.0
HYDRO 吐出温度 ℃	46.6	46.2

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

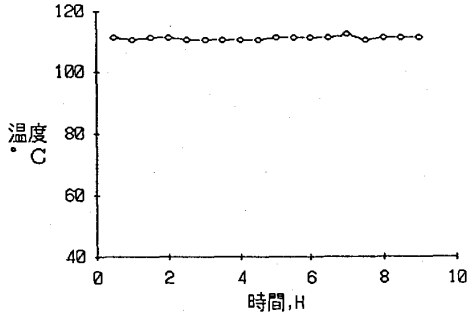


図2 100時間耐久試験での軸受温度（No.18）

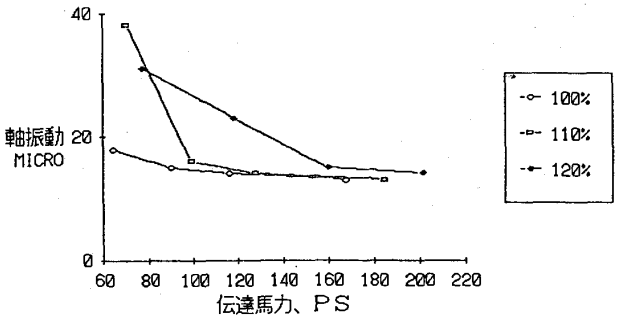


図5 過負荷試験軸振動

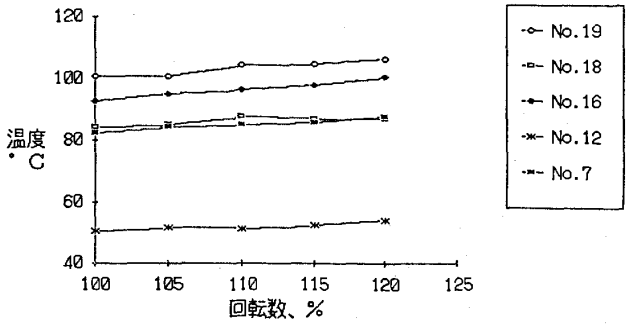


図3 過回転試験軸受温度

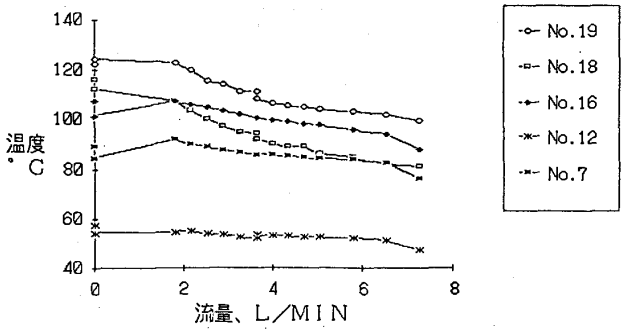


図6 低流量試験軸受温度

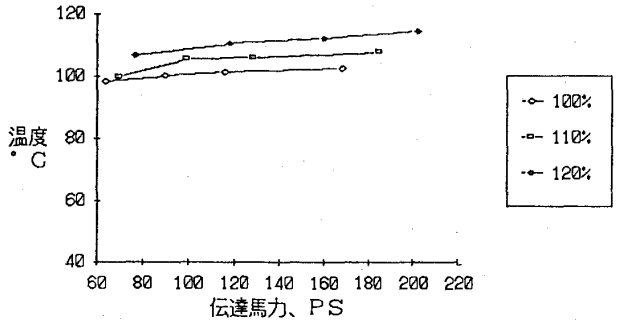


図4 過負荷試験軸受温度

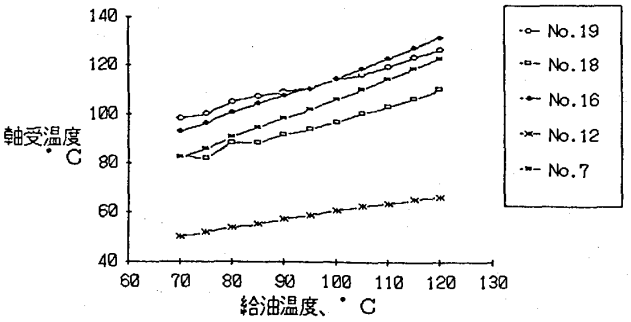


図7 高温潤滑試験軸受温度

4.3 過負荷試験

100％、110％、120％の各回転数における各負荷に対する軸受No.19の外輪温度測定結果を図4に示す。これより負荷の上昇とともに軸受温度は上昇する傾向にあるが，温度はそれほど大きく上昇しておらず，最も上昇した120％回転の場合でも8℃程度であった。又，ここでも回転数の上昇とともに軸受温度が上昇していることがわかる。

次に過負荷運転時の100％，110％，120％の各回転数におけるAGB駆動軸軸振動測定結果を図5に示す。

ここに示したように負荷が大きいほど軸振動は小さくなっているが，これは負荷がかかることによりシャフトが拘束されるためと考えられる。なお，その他過回転試験，低流量試験等での軸振動もこの範囲からはずれるものではなく，問題なかった。

4.4 低流量潤滑試験，無潤滑試験

低流量潤滑試験での各給油量における軸受外輪温度測定結果を図6に示す。図の横軸はAGB全体に対する総給油量である。なお，流量0 l/MINのプロットは，軸受No.6，10，11，14，15，16，17，18，19用の9ヶ所のノズルを盲にした無潤滑試験での結果である。盲にしていないノズルの流量は50％に設定している。

これより，流量を絞ると軸受温度は上昇する傾向にあることがわかるが，No.12のように，ほとんど変化のない軸受もある。これは，AGB内のミストの状態等の影響により，ノズルより直接給油している量にはあまり左右されなかったものと推

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

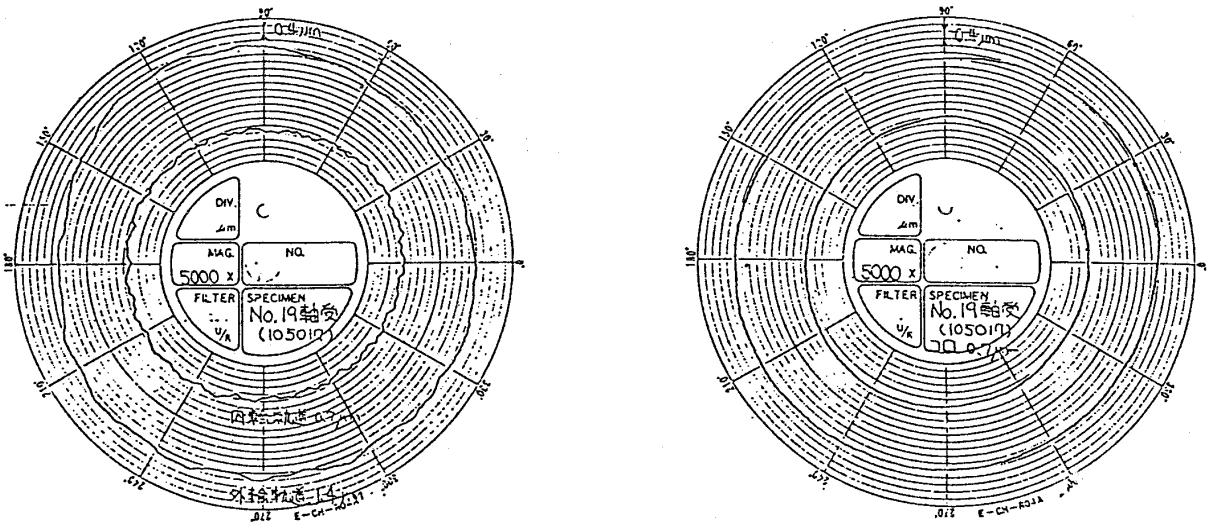


図8　軸受No.19の過回転～無潤滑試験後真円度測定結果

定できる。

4.5　高温潤滑試験

給油温度を上げた場合の軸受外輪温度測定結果を図7に示す。給油温度が上昇するにつれて，軸受温度は上昇するが，給油温度上昇分より軸受温度の上昇が若干低くなっている。これも低流量試験と同様にAGB内のミストの状態等の影響と推定できる。

4.6　試験後の部品検査

100時間耐久試験後及び，その後の過回転～無潤滑試験後の外観，寸法検査で軸受に異常は見られなかった。例として，過回転～無潤滑試験後の軸受No.19の内外輪軌道及びコロの真円度測定結果を図8に示す。これより軸受に異常な変形等ないことがわかる。その他の寸法計測においても異常摩耗等の不具合は見られなかった。

以上のように，100時間耐久試験でのデータ，又，その後の分解検査においてセラミック軸受に異常は見られなかった。これはセラミック軸受が，実機AGBと同等の条件において実用化の可能性の大きいことを示すものと考えられる。

5.　結　言

セラミック軸受を用いて，実機のAGBに搭載しAGBでの100時間耐久試験，過回転試験，過負荷試験，無潤滑試験等を実施した。その結果をまとめると以下のようになる。

ア．各試験中の軸受外輪温度及び，振動には異常は見られなかった。

イ．試験後の外観及び，寸法検査において再使用に疑問をいだかせるような軸受はなかった。

ウ．低流量潤滑試験及び，一部軸受の無潤滑試験においても急激な温度変化は認められず，セラミック軸受の潤滑性は良好と考えられる。

エ．軸受のはめあい上の問題も皆無であった。これは従来の軸受の組み込み方式（ストレート軸）では，スチールの軸とセラミック軸受の熱膨張率の差により円周応力が生じるが，軸にセレーション加工をしたことにより応力緩和の効果があったものと推測される。

オ．過回転試験～無潤滑試験はAGBの使用状態としては苛酷なものであったが異常なくセラミック軸受が機能することが確認され，セラミック軸受の実機への適用の可能性が大きいと考えられる。

カ．今後セラミック軸受の実用にあたっては軸受単体での基礎試験において一部に短寿命を示す軸受があることから，軸受の信頼性の向上，品質管理手法の確立が必要である。又，実機にセラミック軸受を搭載した場合，軸受の故障予知方法が確立されていないことも今後クリアしていかなければならない問題である。

6.　参考文献

(1) G. HAMBURG et al.,；ASLE Lub. Eng., Vol. 37（1981.7）407－415

(2) E. V. ZARETSKY；Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbine & Power, Vol. 111（1989.1）146－157

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

研究だより

工業技術院機械技術研究所

機械技術研究所　内　山　芳　忠

1. 沿　革

機械技術研究所（Mechanical Engineering Laboratory）は通商産業省工業技術院に所属する16研究所の1つです。昭和12年に機械工業の振興を図ることを目的として東京に設立されました。当時は機械試験所と称し，機械工業に関する試験，分析，鑑定及び伝習を業務にしていました。特に政府は官民協力の下で自動車産業の育成を図るための試験研究施設と考えていました。戦時中は軍需省機械局に所属しましたが戦後は商工省（現，通商産業省）に復帰しました。業務内容は時代の要求に従い試験評価から研究開発が中心となり昭和46年に現在の名称になりました。

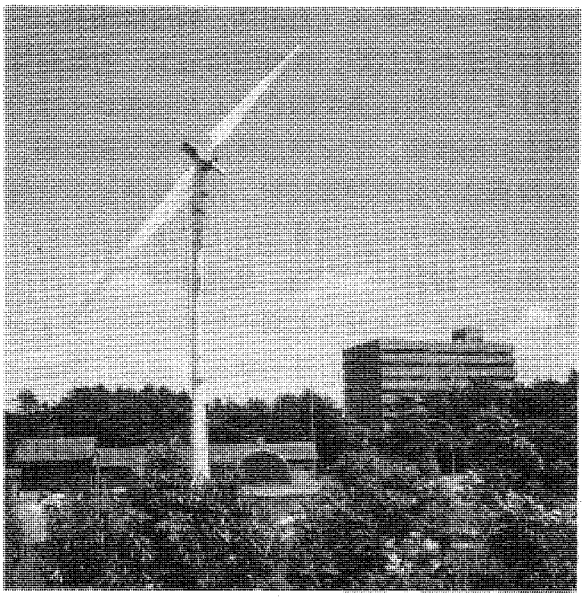
昭和30年代は科学技術の進展の芽ばえの時期でした。これに対応するために国立研究所が誕生し，当所から新生の工業技術院名古屋工業技術研究所，科学技術庁航空技術研究所及び金属材料研究所に研究者が出向しました。

戦後の復興期には精密機械工業及び軽工業の振興政策と自動車産業の育成に寄与した研究所です。航空機工業の復活に伴いこの分野の研究を開始しました。空気力学やガスタービンの研究等です。わが国最初のジェットエンジン試験装置も設置されました。研究は航空技術研究所（現，航空宇宙技術研究所）へ継承されました。

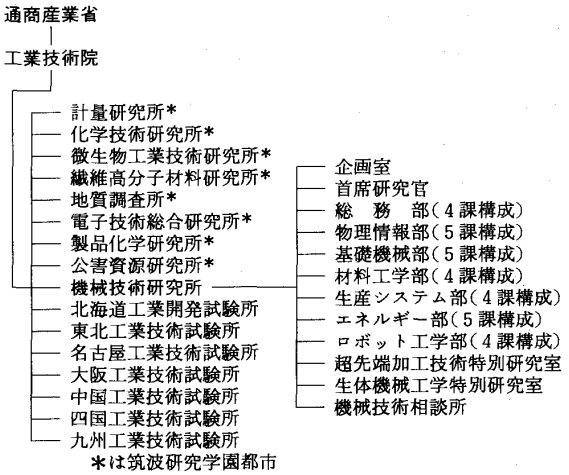
昭和54年度から工業技術院筑波研究センターを構成する研究所として恵まれた環境下で機械工業という幅広い分野の課題に取り組んでいます。

内燃機関の研究は創立以来，研究の一翼です。昭和63年度から開始されたムーンライト計画によるCGT研究開発に参加することにより，30数年ぶりにガスタービンの研究が再開できたことを喜ばしく考えています。

（平成2年1月22日原稿受付）



研究本館と風力発電実験装置（発電出力15kW）



機械技術研究所の組織

長期にわたり330名前後を維持していた職員数も現在は279名（研究員218名）になり，更に減少することを考えると寂しいかぎりです。研究組織は社会や行政上の要望から組み替えがなされ，筑波移転後4回目のレビューが昨年10月に行われました。現在の組織を示しました。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

2. 研究方針と研究分野

研究を大別すると基礎的研究，政策上の技術的課題に対応した応用的研究，機械技術の新しい体系を創成するシーズ開発型研究に分類されています。当然ながら国立研究所としての役割を果たす上に必要な基礎的，創造的，国際的視野を重視した研究を心がけています。研究内容は７つに分類されています。

1) 情報・システム（主担当，物理情報部）

基盤技術の光技術，計測制御技術，情報処理技術及び人工知能技術を融合化した技術が目標です。高精度計測技術，宇宙構造体の姿勢制御技術，多自由度構造の分散制御技術，非接触連結車両技術が主たる研究テーマに選ばれています。

2) 構造・設計（主担当，基礎機械部）

対象物の要求と使う材料の特性のデータを整えて人間に代る自動設計法の研究，高温，高速下等の極限環境で使える機械の研究，マイクロ機械の創製の研究を進めています。音響技術も研究テーマです。

3) 材料技術（主担当，材料工学部）

新しい機械技術の開発は新材料の特質を把握して適用も鍵です。材料設計，製造，機能・形状付与，評価に関する研究や新金属材料，金属間化合物，先進複合材料の設計法，組織制御，非晶質金属，粉末材料や複合材料の塑性変形や表面改質による新機能付与の研究を進めています。

4) 生産技術（主担当，生産システム部）

生産技術は産業の高度化を支える共通基盤技術として，また航空宇宙，原子力等の分野を進歩さす基礎技術です。セラミックス等の新素材の加工，接合技術，研削や切削と物理・化学加工法を組み合わせた複合除去加工法，超精密金属鏡が作れる超精密切削技術及び知的な生産システムの研究を進めています。

5) エネルギー技術（主担当，エネルギー部）

新エネルギー及び省エネルギー技術，内燃機関の公害防止技術の分野の研究を行っています。研究領域は熱交換器，ヒートポンプ，ヒートパイプ等熱利用・制御技術，ディーゼル機関，水素機関，スターリング機関，セラミックガスタービン等の熱機関の開発，効率向上及び排気対策技術，風力発電等自然エネルギー利用技術，クローズドMHD発電，化学レーザー等の新領域開発技術があげられます。LDVを使ったタービン翼評価法の開発，カーボンコンポジット（C/C）用タービン設計の研究も進めています。

6) ロボット・知識機械（主担当，ロボット工学部）

人間に代わって高度な仕事が出来るロボット技術が研究目標です。研究を進める上で人間の行動に関する理解，人間の感覚と運動間の協調メカニズムを工学的観点から分析することが必要です。その例が遠隔臨場制御技術です。人間が行う運動をロボットが代行し，ロボットが受けた感覚を人間に伝えます。センサー・アクチュエータも重要な研究テーマに採り上げられています。

7) 生体工学（主担当，生体機械工学特別研究室）

生体の持つ機械的機能及び情報処理機能の解明と生体への機械技術の応用が目標です。人工骨，関節，義手義足等の生体素子の開発，臓器・骨疾患部の診断・治療機械の開発，福祉機器の開発がテーマになっています。

3. 最近の主な研究成果

機械技術研究所の紹介案内書から最近の主な研究成果と特殊な実験施設を転載して筆を擱きます。

1) 研究成果

①FRPの成形技術，②電気自動車，③骨・関節の代替素子，④バルーンによる太陽スペクトル観察，⑤超高性能レーザー応用複合生産システム，⑥放射性物質輸送容器の落下試験，⑦接着構造フライス盤，⑧盲導犬ロボット，⑨微小血管内血流計測，⑩FM超音波を用いた海中誘導システム，⑪ディーゼル燃焼室内のすす粒子計測，⑫水素自動車，⑬スターリングエンジン，⑭低振動鍛造機械，⑮摩擦摩耗試験機

2) 主な大型実験施設

①自動車走行試験道路，②衝突実験場，③回流型風洞，④無響室・残留室，⑤エンジンテスト用環境実験室

3) 主な出版物

①機械技術研究所所報，②機械技術研究所報告，③機械技術研究所資料，④Bulletin Report of Mechanical Engineering Laboratory

4) 住所：つくば市並木１－２

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

新製品紹介

三菱MF-61形ガスタービン

三菱重工業㈱　高砂製作所　灘　井　義　和

コージェネレーション用としてガスタービン発電設備が注目を集めている。当社では10～16 MWクラスにMF-111形ガスタービンを開発し，既に石油精製，石油化学等のコージェネレーションプラントの中核として多数採用いただいている。

この度，このMF-111形と基本的に相似設計とすることにより，信頼性の高い6 MWクラスのコージェネレーション用ガスタービンとしてMF-61形を開発し，納入したので御紹介する。

MF-111形ガスタービンと同様，このMF-61形ガスタービンの開発設計・製作に当っては，コージェネレーション用として次の適性を最重点課題とした。

(1)　連続運転機としての高い信頼性・耐久性

(2)　コージェネレーションに適した排ガス温度（約500℃の排ガス温度となるよう熱サイクルを選定するとともに，排ガスダクト系の配置を容易にする。）

(3)　燃料の多様化・低NO_x化

これらの要求を満たすために，基本的にMF-111形ガスタービンと相似設計とするとともに，特に燃焼器については当社大容量ガスタービンで豊富な実績を有する低公害形燃焼器を単筒形として採用した。この方法により，当社大容量ガスタービンで先行する燃料の多様化及び低公害燃焼技術をそのまま適用することができる。

この初号機及び2号機は，三菱瓦斯化学㈱新潟工業所に納入され，平成元年7月28日に営業運転を開始している（図1）。

1.　特　　徴

図2に構造を示す。

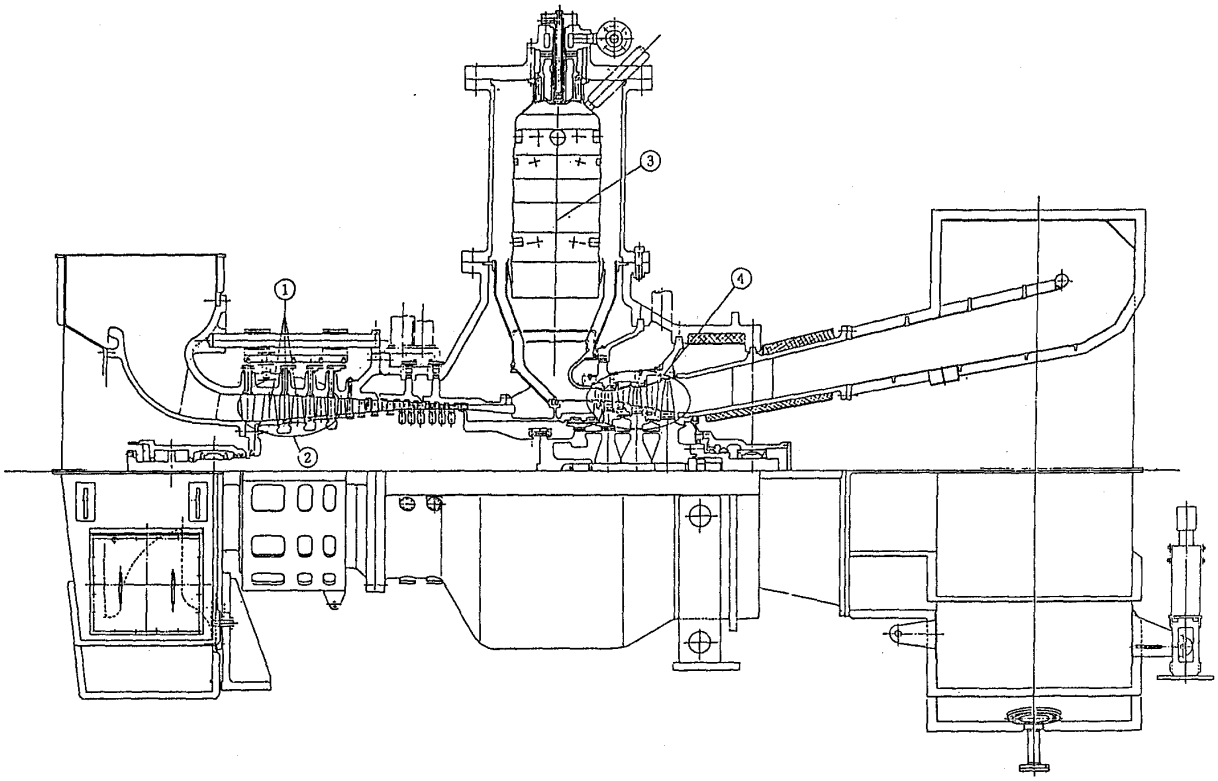


図2　MF-61形ガスタービン構造

（平成2年1月26日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

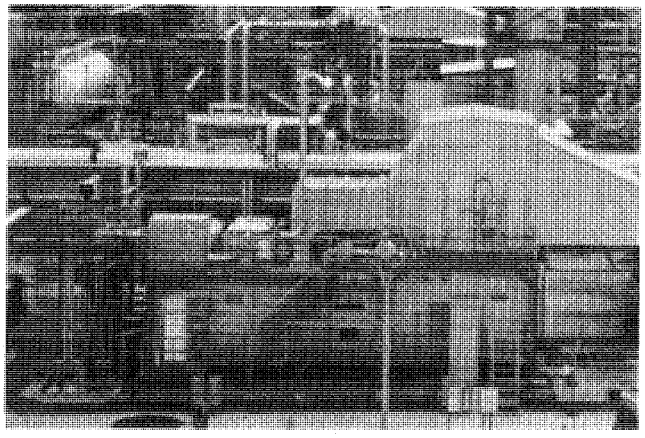


図1　MF-61形ガスタービン発電設備全景

(1) 基本方針

MF-111形のスケール設計とし，スケール比は0.7とした。

(2) 圧縮機部

① 最近の研究技術を反映した遷音速翼列の採用（図中①部）

② コージェネレーションに適した前方可変静翼による流量コントロール（図中②部）

(3) 燃焼器部

① 単筒型内筒の採用

② 大容量機MW-501D/701Dでの低NO_x技術の適用（図中③部）

(4) タービン部

① MF-111のタービン空力設計・冷却設計技術の踏襲による信頼性の確保（図中④部）

2. 性　能

表1に主要性能を示す。

産業用6MWクラスガスタービンとしては，トップクラスの性能を有している。

3. 工場実負荷試験

ガスタービンに発電機を接続し，電気出力を水抵抗器で吸収することにより全負荷をかけて計画タービン入口温度（1,150℃）での検証試験を行った（図3）。

表1　MF-61形ガスタービン性能
（ISO条件，ガスタービン軸端，吸排気ダクト損失なし，天然ガス焚）

主　要　目	性　　能
出　　力	6,300KW
熱　効　率	30.9%
排ガス温度	495℃
排ガス流量	27.1kg/s
タービン入口ガス温度	1,150℃
圧　力　比	15.1

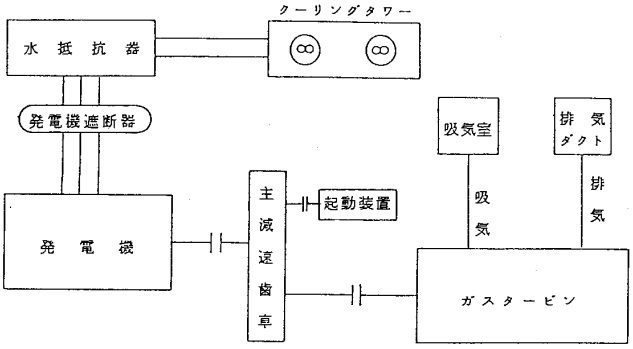


図3　工場実負荷試験装置概要

◦計測項目

800点に及ぶ特殊計測を行い，性能，機械的信頼性を確認した。

① タービン静翼メタル温度

② タービン翼振動応力

③ 燃焼器・スクロールメタル温度

④ 冷却空気流量・圧力・温度

⑤ 圧縮機・タービン性能

⑥ 軸振動特性

⑦ 性能（排ガス温度，出力，燃料消費量）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

報告
日本ガスタービン学会

シンポジウムを終えて

㈱東芝　岡村隆成

平成元年度のシンポジウムが昨年12月8日東京港区の機械振興会館で開催された。「将来の環境問題とガスタービン燃料」をテーマに，参加者84名と過去にない多数の参加を得ることができた。近年，環境問題は地球規模の問題として大きくクローズアップされてきている。ガスタービンは今後益々需要増加の傾向にある中で，ガスタービンも内燃機関の一つとして，この環境問題は避けて通れない大きな課題である。

講演は次の4題が行われた。新しい法規制の動向とガスタービン（環境庁大気保全局宮崎正信氏），ガスタービンと他の原動機との排気性能比較（早稲田大学大聖泰弘氏），化石燃料の燃焼と地球規模環境問題（電力中央研究所四方浩氏），各種燃料における新しい燃焼技術（三菱重工萬代重實氏）。これらの講演で，特に窒素酸化物による大気汚染はいまだ大都市地域を中心に深刻な状況にあり，まず法規制の面からは固定形機関のみならず自動車等の移動形発生源も含め，今後一層の改善を図るべく，規制の強化と低減対策の推進の必要性が述べられた。また，燃焼技術の進歩による低NO_x化の実現やそして触媒燃焼による超低NO_x化の可能性も示された。最近，酸性雨や炭酸ガスによる温室効果が問題視されているが，環境への影響や抑制対策の例が示された。講演に対する質疑や議論は非常に活発で会場は熱気を帯び，参加者の関心の高さが窺われた。

最後に，貴重な資料とご講演をいただいた講師の方々にお礼を申し上げます。

〈企画委員〉

（平成2年1月17日原稿受付）

ガスタービンセミナー（第18回）を終えて

㈱新潟鉄工所　加藤利夫

1月18日，19日の2日間にわたり，当学会定例のガスタービンセミナーが，約120名の参加者を得て東京市ヶ谷の「家の光会館」講堂において開かれた。

今回のメインテーマは「信頼性向上技術とガスタービン」で，設計時における構造およびシステムの信頼性評価，部材の寿命評価，および実機の診断技術と保守，等の10テーマについて学界・企業・ユーザより幅広く講師をお招きした。各テーマ70分の講演・質疑応答を戴き，有意義なセミナーであったと自負している次第です。

参加者よりのアンケート回答で，実務に即した平易でわかり安い内容であったとのお言葉も戴けたが，一方で，今回トピックス的内容が多くもう少し専門的な内容をとの御要望もあり，テーマ・内容の選定の難かしさを改めて感じ，来年度も頭を痛める必要がありそうです。

さて，今回会場を従来の機械振興会館より，机の設備のある当館に移しましたが，設備的に御不満のお声を一部戴きました。日程，財政的により良い会場探しが困難でこの点御容赦願います。勝手ながら技術向上のために中味優先といきたい所です。今回会場の都合もあり，展示を行いませんでしたが参加者よりのアンケート回答を参考に十分検討したいと思います。

おわりに，参加者の皆様，講師の方々の今後益々の技術発展をお祈りすると共に，御協力にお礼申し上げます。事務局の方々にも，不慣れな委員もおり御迷惑をおかけしました。次回もよろしくお願いします。

〈企画委員〉

（平成2年2月2日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

報告
日本ガスタービン学会

シンポジウムを終えて

㈱東芝　岡村隆成

平成元年度のシンポジウムが昨年12月8日東京港区の機械振興会館で開催された。「将来の環境問題とガスタービン燃料」をテーマに，参加者84名と過去にない多数の参加を得ることができた。近年，環境問題は地球規模の問題として大きくクローズアップされてきている。ガスタービンは今後益々需要増加の傾向にある中で，ガスタービンも内燃機関の一つとして，この環境問題は避けて通れない大きな課題である。

講演は次の4題が行われた。新しい法規制の動向とガスタービン（環境庁大気保全局宮崎正信氏），ガスタービンと他の原動機との排気性能比較（早稲田大学大聖泰弘氏），化石燃料の燃焼と地球規模環境問題（電力中央研究所四方浩氏），各種燃料における新しい燃焼技術（三菱重工萬代重實氏）。これらの講演で，特に窒素酸化物による大気汚染はいまだ大都市地域を中心に深刻な状況にあり，まず法規制の面からは固定形機関のみならず自動車等の移動形発生源も含め，今後一層の改善を図るべく，規制の強化と低減対策の推進の必要性が述べられた。また，燃焼技術の進歩による低NO_x化の実現やそして触媒燃焼による超低NO_x化の可能性も示された。最近，酸性雨や炭酸ガスによる温室効果が問題視されているが，環境への影響や抑制対策の例が示された。講演に対する質疑や議論は非常に活発で会場は熱気を帯び，参加者の関心の高さが窺われた。

最後に，貴重な資料とご講演をいただいた講師の方々にお礼を申し上げます。

〈企画委員〉

（平成2年1月17日原稿受付）

ガスタービンセミナー（第18回）を終えて

㈱新潟鉄工所　加藤利夫

1月18日，19日の2日間にわたり，当学会定例のガスタービンセミナーが，約120名の参加者を得て東京市ヶ谷の「家の光会館」講堂において開かれた。

今回のメインテーマは「信頼性向上技術とガスタービン」で，設計時における構造およびシステムの信頼性評価，部材の寿命評価，および実機の診断技術と保守，等の10テーマについて学界・企業・ユーザより幅広く講師をお招きした。各テーマ70分の講演・質疑応答を戴き，有意義なセミナーであったと自負している次第です。

参加者よりのアンケート回答で，実務に即した平易でわかり安い内容であったとのお言葉も戴けたが，一方で，今回トピックス的内容が多くもう少し専門的な内容をとの御要望もあり，テーマ・内容の選定の難かしさを改めて感じ，来年度も頭を痛める必要がありそうです。

さて，今回会場を従来の機械振興会館より，机の設備のある当館に移しましたが，設備的に御不満のお声を一部戴きました。日程，財政的により良い会場探しが困難でこの点御容赦願います。勝手ながら技術向上のために中味優先といきたい所です。今回会場の都合もあり，展示を行いませんでしたが参加者よりのアンケート回答を参考に十分検討したいと思います。

おわりに，参加者の皆様，講師の方々の今後益々の技術発展をお祈りすると共に，御協力にお礼申し上げます。事務局の方々にも，不慣れな委員もおり御迷惑をおかけしました。次回もよろしくお願いします。

〈企画委員〉

（平成2年2月2日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

後記

1990年の新春を迎え瞬く内に3月へと暦が変りました。昨年来，世界情勢はまるで新しい世紀への生みの苦しみの様に激動し続けています。何はともあれ，一層平和な時代の到来を期待してやみません。

3月号は小特集「ガスタービンにおける計測・制御の進歩」を企画しました。学会誌で，過去に計測と制御関係の記事はかなり取り上げられているが，それらの関連性という面からひとまとめにした企画はなかった様に思われる。そこで今回，その様な観点とさらに計測・制御の関連性の発展と考えられる故障診断も合わせて小特集とすることになった。この様な考え方に従えば内容は当然実機応用例を中心としたものにならざるを得ない。編集のために調査を進めて行く内に，この方針が具体的な展開への壁となって迫って来た。個々の計測技術とかディジタルコンピューターの発達には目を見張るものがあるが，実機応用としてはもう少し先の話の様である。そこで実機応用例は乏しいとしても，要素研究における特殊計測技術の進歩は特筆すべきものがあり，今後のガスタービンの信頼性の向上のために実機への展開が必要不可欠であるという考えに基づいてその枠を広げることとした。特殊計測関係は将来独立した企画として堀り下げても興味あると思われる。

この様に色々苦しみ抜いた末何とかまとめることができました。編集後の感想としては互いの深い経験で培かわれた技術は，互いの接点を見つめる高い見識が必要だということを痛感した次第です。今回の小特集に限らず学会誌全般に対しても今後の学会誌の充実のために読者の皆様の批評をお待ちしています。厳しい批評と同時に少しはお誉めの言葉も期待しています。

最後に著者の皆様に年末年始という非常に忙しい時期にもかかわらず執筆依頼に対し快諾を頂けたことを深く感謝いたします。

（荒井正志）

事務局だより

“Aホンコン型”が猛威をふるい，あちこちの小・中学校では学級閉鎖という風邪の嵐の中，この事務局でも咳の音をBGMに，年度末の仕事に忙殺されています。

今年度の行事は予定をすべて消化し，今は平成2年度の特別講座やセミナーの企画にとりかかっているところですし，編集関係ではBulletinや5年分まとめた生産統計資料集も3月末には完成の予定。着々と事業計画が実行に移されています。

事務局として今年度の大きな出来事は，会員の方々のデータをパソコン入力したことです。これによって住所変更，会費納入チェック，郵便物の宛名印刷が人手にたよっていた時より短時間で処理できるようになりました。でもまだ改善したい部分もありますし，データの訂正・変更など不完全なところもあって郵便物が届かないなど皆様にご迷惑をかけておりますので，軌道に乗るまでまだ少々時間がかかりそうです。

経理事務の方ははじめにあれだけ苦労したかいがあったのか，どうやら順調に動いています。きっと今年度の決算はスムーズにいくことでしょう。

道具立てはそろったのですから，あとはいかに使いこなすかが来年度の私達の大きな課題です。

〔A〕

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12.

会費改訂のお知らせ

会員の皆様のご協力により，現在本学会の運営も滞りなく行われており厚くお礼を申し上げます。さて，ご承知のようにわが国の経済状態を反映し，学会の財政状況にも諸物価の値上がりなどの影響が出はじめております。これに対しましては，学会運営の諸経費につき極力節約に努めておりますが，来年度以降の収支状況を慎重に検討いたしました結果，平成2年度より賛助会員・正会員・学生会員の会費を下記の通り値上げのやむなきに至りました。正式には2年度はじめの通常総会に議題としてご審議いただくことになりますが，本件に関しましては既に文部省にもご相談申し上げており，前もってご案内する次第です。

尚，既に2年度分を前納なさっている方につきましては，会費改訂が定まりましたら差額をお納め下さいますようお願い申し上げます。

記

	現　行		改訂（2年4月より）	
賛助会員	1口／年	60,000円	1口／年	70,000円
正 会 員	年	4,000円	年	5,000円
学生会員	年	2,000円	年	2,500円

※　いづれも入会金につきましては従来通りです。

〈平成2年度年間行事予定〉

開催予定日	行　　事	学会誌会告
平成2年4月10日（火）	「平成2年度第1回見学会・技術懇談会」 ㈱日立製作所 日立工場	12月号
4月27日（金）	「総会・学会賞授与式・特別講演会」 機械振興会館	3月号
6月1日（金）	「第18回定期講演会」 機械振興会館	3月号
9月13日（木），14日（金）	「ガスタービン特別講座」 湯河原厚生年金会館	6月号
9月～10月	「平成2年度第2回見学会・技術懇談会」	6月号
10月	「秋季講演会」	9月号
11月中頃	「平成2年度第3回見学会・技術懇談会」 トヨタ自動車㈱ 東富士研究所	9月号
平成3年1月17日（木），18日（金）	「ガスタービンセミナー」 家の光会館（飯田橋）	12月号
2月	「評議員選挙」	

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12

会費改訂のお知らせ

会員の皆様のご協力により，現在本学会の運営も滞りなく行われており厚くお礼を申し上げます。さて，ご承知のようにわが国の経済状態を反映し，学会の財政状況にも諸物価の値上がりなどの影響が出はじめております。これに対しましては，学会運営の諸経費につき極力節約に努めておりますが，来年度以降の収支状況を慎重に検討いたしました結果，平成2年度より賛助会員・正会員・学生会員の会費を下記の通り値上げのやむなきに至りました。正式には2年度はじめの通常総会に議題としてご審議いただくことになりますが，本件に関しましては既に文部省にもご相談申し上げており，前もってご案内する次第です。

尚，既に2年度分を前納なさっている方につきましては，会費改訂が定まりましたら差額をお納め下さいますようお願い申し上げます。

記

	現　行		改訂（2年4月より）	
賛助会員	1口／年	60,000円	1口／年	70,000円
正 会 員	年	4,000円	年	5,000円
学生会員	年	2,000円	年	2,500円

※　いづれも入会金につきましては従来通りです。

〈平成2年度年間行事予定〉

開催予定日	行　　事	学会誌会告
平成2年4月10日（火）	「平成2年度第1回見学会・技術懇談会」 ㈱日立製作所 日立工場	12月号
4月27日（金）	「総会・学会賞授与式・特別講演会」 機械振興会館	3月号
6月1日（金）	「第18回定期講演会」 機械振興会館	3月号
9月13日（木），14日（金）	「ガスタービン特別講座」 湯河原厚生年金会館	6月号
9月～10月	「平成2年度第2回見学会・技術懇談会」	6月号
10月	「秋季講演会」	9月号
11月中頃	「平成2年度第3回見学会・技術懇談会」 トヨタ自動車㈱ 東富士研究所	9月号
平成3年1月17日（木），18日（金）	「ガスタービンセミナー」 家の光会館（飯田橋）	12月号
2月	「評議員選挙」	

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12

〈平成２年度第１回見学会・技術懇談会のお知らせ〉

平成２年度第１回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので，奮って御参加下さい。

（記）

1. 日　　時：平成２年４月10日（火）　12：40～16：20
2. 見　学　会：㈱日立製作所 日立工場
3. 技術懇談会：「日立H-25形25MW級高効率ガスタービンについて」

申込み要領，スケジュール等の詳細は，学会誌1989年12月号を参照下さい。

〈第15期通常総会のお知らせ〉

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願いします。

開催日時：平成２年４月27日（金）　13：00～14：30
会　　場：機械振興会館地下２階ホール
議　　事：1）平成元年度事業報告の件
：2）　同　決算報告の件
：3）定款変更の件
：4）平成２年度役員選出の件
：5）　同　事業計画の件
：6）　同　予算の件
：7）名誉会員推薦の件
：8）学会賞授与

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。

〈特別講演会のお知らせ〉

総会終了後，下記の通り，特別講演会を開催致します。

1. 講　演　日　時：平成２年４月27日（金）　15：00～16：00
2. 講　演　場　所：機械振興会館
3. 講師・講演題目：「わが国技術開発の原点について」

矢　野　　巍氏（元・三菱重工業㈱ 常務取締役 技術本部長）

（要　　旨）

現在のわが国の目ざましい発展は，積極的な技術開発を基盤としているが，このような近代技術の高度化は，明治維新前後から始まった外国からの技術導入にその原点がある。明治維新以降，諸先輩がどの様な態度で技術導入に取組んできたか，三菱重工業を例として具体的に述べる。

〈ガスタービン特別講座のお知らせ〉

恒例のガスタービン特別講座を下記の通り開催致します。ガスタービンやエネルギー・環境問題等で，造詣の深い講師をお招きし，講演及び討論会を計画しております。

（記）

日　時：平成２年９月13日（木），14日（金）
場　所：湯河原厚生年金会館
テーマ：“エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム”
（詳細は，学会誌６月号にてお知らせ致します。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/

〈平成２年度第１回見学会・技術懇談会のお知らせ〉

平成２年度第１回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので，奮って御参加下さい。

（記）

1. 日　　時：平成２年４月10日（火）　12：40～16：20
2. 見　学　会：㈱日立製作所 日立工場
3. 技術懇談会：「日立H-25形25MW級高効率ガスタービンについて」

申込み要領，スケジュール等の詳細は，学会誌1989年12月号を参照下さい。

〈第15期通常総会のお知らせ〉

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願いします。

開催日時：平成２年４月27日（金）　13：00～14：30
会　　場：機械振興会館地下２階ホール
議　　事：1）平成元年度事業報告の件
：2）　同　決算報告の件
：3）定款変更の件
：4）平成２年度役員選出の件
：5）　同　事業計画の件
：6）　同　予算の件
：7）名誉会員推薦の件
：8）学会賞授与

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。

〈特別講演会のお知らせ〉

総会終了後，下記の通り，特別講演会を開催致します。

1. 講　演　日　時：平成２年４月27日（金）　15：00～16：00
2. 講　演　場　所：機械振興会館
3. 講師・講演題目：「わが国技術開発の原点について」

矢　野　　巍氏（元・三菱重工業㈱ 常務取締役 技術本部長）

（要　　旨）

現在のわが国の目ざましい発展は，積極的な技術開発を基盤としているが，このような近代技術の高度化は，明治維新前後から始まった外国からの技術導入にその原点がある。明治維新以降，諸先輩がどの様な態度で技術導入に取組んできたか，三菱重工業を例として具体的に述べる。

〈ガスタービン特別講座のお知らせ〉

恒例のガスタービン特別講座を下記の通り開催致します。ガスタービンやエネルギー・環境問題等で，造詣の深い講師をお招きし，講演及び討論会を計画しております。

（記）

日　時：平成２年９月13日（木），14日（金）
場　所：湯河原厚生年金会館
テーマ：“エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム”
（詳細は，学会誌６月号にてお知らせ致します。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/

〈平成２年度第１回見学会・技術懇談会のお知らせ〉

平成２年度第１回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので，奮って御参加下さい。

（記）

1. 日　　時：平成２年４月10日（火）　12：40～16：20
2. 見　学　会：㈱日立製作所 日立工場
3. 技術懇談会：「日立H-25形25MW級高効率ガスタービンについて」

申込み要領，スケジュール等の詳細は，学会誌1989年12月号を参照下さい。

〈第15期通常総会のお知らせ〉

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願いします。

開催日時：平成２年４月27日（金）　13：00～14：30
会　　場：機械振興会館地下２階ホール
議　　事：1）平成元年度事業報告の件
：2）　同　決算報告の件
：3）定款変更の件
：4）平成２年度役員選出の件
：5）　同　事業計画の件
：6）　同　予算の件
：7）名誉会員推薦の件
：8）学会賞授与

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。

〈特別講演会のお知らせ〉

総会終了後，下記の通り，特別講演会を開催致します。

1. 講　演　日　時：平成２年４月27日（金）　15：00～16：00
2. 講　演　場　所：機械振興会館
3. 講師・講演題目：「わが国技術開発の原点について」

矢　野　　巍氏（元・三菱重工業㈱ 常務取締役 技術本部長）

（要　　旨）

現在のわが国の目ざましい発展は，積極的な技術開発を基盤としているが，このような近代技術の高度化は，明治維新前後から始まった外国からの技術導入にその原点がある。明治維新以降，諸先輩がどの様な態度で技術導入に取組んできたか，三菱重工業を例として具体的に述べる。

〈ガスタービン特別講座のお知らせ〉

恒例のガスタービン特別講座を下記の通り開催致します。ガスタービンやエネルギー・環境問題等で，造詣の深い講師をお招きし，講演及び討論会を計画しております。

（記）

日　時：平成２年９月13日（木），14日（金）
場　所：湯河原厚生年金会館
テーマ：“エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム”
（詳細は，学会誌６月号にてお知らせ致します。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/

〈平成２年度第１回見学会・技術懇談会のお知らせ〉

平成２年度第１回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので，奮って御参加下さい。

（記）

1. 日　　時：平成２年４月10日（火）　12：40～16：20
2. 見　学　会：㈱日立製作所 日立工場
3. 技術懇談会：「日立H-25形25MW級高効率ガスタービンについて」

申込み要領，スケジュール等の詳細は，学会誌1989年12月号を参照下さい。

〈第15期通常総会のお知らせ〉

標記総会を下記により開催致します。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願いします。

開催日時：平成２年４月27日（金）　13：00～14：30
会　　場：機械振興会館地下２階ホール
議　　事：1）平成元年度事業報告の件
：2）　同　決算報告の件
：3）定款変更の件
：4）平成２年度役員選出の件
：5）　同　事業計画の件
：6）　同　予算の件
：7）名誉会員推薦の件
：8）学会賞授与

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。

〈特別講演会のお知らせ〉

総会終了後，下記の通り，特別講演会を開催致します。

1. 講　演　日　時：平成２年４月27日（金）　15：00～16：00
2. 講　演　場　所：機械振興会館
3. 講師・講演題目：「わが国技術開発の原点について」

矢　野　　巍氏（元・三菱重工業㈱ 常務取締役 技術本部長）

（要　　旨）

現在のわが国の目ざましい発展は，積極的な技術開発を基盤としているが，このような近代技術の高度化は，明治維新前後から始まった外国からの技術導入にその原点がある。明治維新以降，諸先輩がどの様な態度で技術導入に取組んできたか，三菱重工業を例として具体的に述べる。

〈ガスタービン特別講座のお知らせ〉

恒例のガスタービン特別講座を下記の通り開催致します。ガスタービンやエネルギー・環境問題等で，造詣の深い講師をお招きし，講演及び討論会を計画しております。

（記）

日　時：平成２年９月13日（木），14日（金）
場　所：湯河原厚生年金会館
テーマ：“エネルギー問題に対応する新しいガスタービンシステム”
（詳細は，学会誌６月号にてお知らせ致します。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/

第18回ガスタービン定期講演会

共　催　㈳日本ガスタービン学会，㈳日本機械学会
日　時　平成2年6月1日(金)　9：30～17：00
会　場　機械振興会館　地下3階研修1，2号
東京都港区芝公園3－5－8　東京タワー前
TEL 434－8211
地下鉄日比谷線　神谷町駅下車，徒歩5分
次　第　(講演時間20分，討論5分　※印講演者)

第18回ガスタービン定期講演会プログラム

※印：講演者：発表者の所属は，講演者と同じ場合省略しました。

第1室（研修1号室）

9：30　座長　佐々木　誠（航技研）

A－1　粘性後流中にあるタービン動翼列非定常応答予測法の改良
（速度欠損減衰モデルの導入）
船崎健一（岩手大）

A－2　ダンプディフューザ急拡大部における噴流と再循環渦の挙動
※佐藤篤（東理大院），本阿弥眞治（東理大）

A－3　放電式翼端隙間測定法の研究（その2）
※渡辺高幸（日本工大），大脇良文（日本工大院），松木正勝

10：45　休憩

10：50　座長　荒井　正志（川崎重工業）

A－4　超音速ターボファンエンジンの性能検討
※松本直文（足利工大），坂田公夫（航技研）

A－5　超音速燃焼に関する基礎研究
（第2報　単孔直交噴流の流れと混合について）
江口邦久，※黒沢要治（航技研），五味光男，下平一雄，西脇英夫，
藤井昭一（大阪府立大）

A－6　超音速燃焼器における空力混合の基礎研究
※河合理文（石川島播磨），安藤安則，池田英人，藤森俊郎，
大森保紀，麻生　茂（九大）

12：05

第2室（研修2号室）

9：30　座長　荒木　達雄（東芝）

B－1　石炭ガス化燃料の燃焼反応解析
（第二報　フュエルNOx生成機構の検討）
※山内浩二（電中研），佐藤幹夫，中田俊彦

B－2　複合型触媒燃焼器の概念と基礎燃焼試験結果
※小沢　靖（電中研），山中　亨，久松　暢，阿部俊夫，石川　浩，
雑賀幹人（以下関西電力），岡畑征弘

B－3　水素燃料ラムエンジン燃焼器用保炎形式の実験的検討（第2報）
※斉藤　隆（航技研），田丸　卓，下平一雄，堀内正司，山田秀志

10：45　休憩

10：50　座長　大泉　治朗（ヤンマーディーゼル）

B－4　乗用車用ガスタービン燃焼器の開発
第1報　概念設計
※佐々木正史（日産中研），鈴木大志

B－5　ガスタービン用セラミック燃焼器の開発
（模擬石炭ガス燃料による実圧燃焼試験結果）
原　之義，古瀬　裕，※土屋利明（東京電力）
前田福夫（以下東芝），佐藤雄三，岩井保憲

B－6　三井小型ガスタービンの低NOx燃焼器（第二報）
※安部利男（三井造船），杉本悦夫，高木圭二

12：05

13：15
14：15　《特別講演》　座長　高田　浩之（東大）
民間航空エンジンの最近の動向　伊藤　源嗣（石川島播磨工業）

第1室（研修1号室）

14：25　座長　能瀬　弘幸（航技研）

A－7　高温型薄膜温度センサの研究開発(2)
※吉田豊明（航技研），瀧　将展，三村富嗣雄，藤沢良昭，
山崎禎一（以下三井造船），嶋村和郎

A－8　ガスタービンシュラウドの熱伝達特性
熊田雅弥（岐阜大），※渡邊　修（岐阜大院），
小幡正一（以下石川島播磨），榊田　勝

A－9　回転蓄熱式熱交換器の過渡的性能
※酒井逸朗（三菱自動車），松下忠彰（以下日本ガイシ），川崎啓治

15：40　休憩

15：45　座長　青木　千明（石川島播磨）

A－10　ガスタービン・高温燃料電池複合サイクル機関の性能解析（続報）
※野村雅宣（船研），熊倉孝尚，波江貞弘，青木修一，汐崎浩毅
川越陽一

A－11　航空転用形ガスタービンへの蒸気噴射の適用
※荻原重雄（石川島播磨），鈴木章夫

A－12　2軸ガスタービンの圧縮機運転特性
岡村隆成，※和泉敦彦（東芝），佐々木隆

17：00

第2室（研修2号室）

14：25　座長　佐々　正（石川島播磨）

B－7　セラミックスの信頼性評価と設計基準
※鈴木章彦（石川島播磨），浜中順一，酒井啓一，倉田公雄

B－8　発電用高温ガスタービン・セラミック静翼の翼列試験
原　之義，古瀬　裕，北島秀昭（以上東京電力），
辻　一郎，※宮崎正五（三菱重工業），青木素直

B－9　各種カーボン・カーボン複合材料の常温強度試験
※小河昭紀（航技研），祖父江靖，松末勝利，橋本良作

15：40　休憩

15：45　座長　表　義則（三井造船）

B－10　TiAl金属間化合物の低サイクル疲労挙動
宮下卓也，日野春樹，藤岡順三，南方俊一，
※上村隆夫（川崎重工業）

B－11　高温ガスタービン用材料の開発
福井　寛，※中村重義（日立），児島慶享，鳥谷　初，溝井貴夫

B－12　粉末冶金法によるガスタービン用高温材料の試作とその特性
※岡田郁生（三菱重工業），河合久孝

17：00

《参加登録について》

事前登録締切　5月7日(月)

●参加登録費　事前登録　4,500円（学生員2,000円）
当日登録　5,500円（学生員2,000円）
会員外　11,000円

●事前登録の方法　下記送金方法にて5月7日(月)までに，(1)氏名(2)所属学会(3)会員資格(4)勤務先(5)連絡先を明記の上，事務局あてお送り下さい。著者も参加登録をお願いします。5月7日までに入金なき場合は，当日参加登録扱いになります。

●事務局　〒160　東京都新宿区西新宿7－5－13　第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会

●送金方法　次のいづれかをご利用下さい。なお銀行振込の場合は，送金時にその旨事務局宛ご連絡下さい。
◦現金書留
◦郵便振替（東京7－179578，社団法人日本ガスタービン学会）
◦銀行振込（第一勧業銀行西新宿支店㊥No. 067－1703707，社団法人日本ガスタービン学会）

●講演論文集配布　5月7日(月)までに入金の方には事前にご送付します。その他の方には当日会場でお渡しします。なお，当日会場でも入会申し込み，参加登録を受け付けます。準備の都合上，なるべく5月7日までにお申し込み下さい。

《懇親会案内》

第18回定期講演会終了後，会員各位の親睦をはかり，ご懇談いただくため下記のような懇親会を開催することになりました。お誘いあわせの上お気軽にご参加下さい。

日　時　平成2年6月1日(金)　17：15～19：00
会　場　機械振興会館　6階67号室
参加費　無　料（登録者に限る）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12

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
㈳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17巻　第68号
平成2年3月10日
編集者　高田浩之
発行者　田中英穂
(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　ニッセイエブロ(株)
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。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.138.178.98, 2024/10/12