社団法人日本ガスタービン学会の発足にあたつて

会長　入　江　正　彦

去る5月31日付をもって，文部省から正式に社団法人としての本学会の設立が認可されました。これは日本ガスタービン会議の設立当初からの会員各位の宿願であつたわけでありまして，誠にご同慶の至りに存じますと同時に，日本ガスタービン会議の初代会長であられた渡部一郎先生を中心とする法人化特別委員会の委員の方々のご尽力の賜と厚く感謝申し上げる次第であります。

法人団体への移行のために学会の名称も「日本ガスタービン会議」から「日本ガスタービン学会」に変更されましたが，手続き上の都合から経過措置として本年に限り，昨年の日本ガスタービン会議の役員全員に日本ガスタービン学会の役員として留任していたゞくことになりました。その結果私自身も引続いて会長の任を汚すことになり汗顔の至りでありますが，責任の重大さをあらためて痛感いたしております。

新学会では従来の「会則」が「定款」に変り，「学会の目的」の項目の中から「あわせて会員相互の親睦に資する云々」と云う表現が消えましたが，日本ガスタービン会議創設時からの「会員中心主義」と云う思想は，学会になりましても継承してゆきたいものであります。当時の渡部会長のご挨拶（日本ガスタービン会議会報第1巻第1号に掲載されているもの）の中にも「会員諸賢に対するサービスと申しますかフイードバックを最大限にする」と云うことが述べられております。

本学会が独立した一つの学会として存在する意義から申しましても，本学会は独自のゆき方をなすべきであり，又その機能も出来るだけ他学会との重複を避けるべきものと考えます。本学会の機能としましては，ガスタービンに関連して，工学と技術との橋渡しの役目をすること言換えますと，基礎・理論工学ではなく，応用工学 ── 此の表現が適切かどうかは疑問ですが ──に重点を置くのがよいのではないかと存じます。対象の一つであります論文につきましても，学位論文や学位を得るための論文に偏らないで寧ろもっと泥臭いと申しますか，より実際的な技術・経験等を含んだものを多く取り上げることによって，会員各位に馴染み易く且つ又有効にそれを役立てゝいただけるようになるのではないかと思います。学会と云う名称が，学問的権威を表徴するようなことになりますと，日本ガスタービン会議発足当時の精神にもとることになるのではないでしようか。

本学会の活動の特色の一である国際性と云う点につきましては，特に明年5月開催の国際会議にそれが具体的結集を見ることになる訳であります。此の会議を成功させるためには，担当委員のご努力は勿論といたしまして，会員各位の絶大なご助力を迎がねばならないものと考えております。この機会を利用して，よろしくお願い申し上げます。

新学会の発足にあたり，所懐の一端を申し述べましてご挨拶といたします。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

随筆

加熱噴流推進

東海大学　八　田　桂　三

加熱噴流推進などと云う表題をみて，大部分の方は多分一体何のことかと思われるでしょう。実は今日のジェットエンジンのことをこう云っていたのです。もっとも公式にＪＩＳとか文部省用語などとしてきめられたわけではなかったと思います。何しろ当時ジェットエンジンは外国でも日本でも軍事機密の中に入っていて本当の様子はよく判らなかったわけです。それで中西不二夫先生と私とで何と名付けようかと云う話になり，結局加熱噴流推進機構と云うのがよかろうと云う事になったわけです。もっとも当時今日の本当のロケットすなわち燃焼に必要な燃料と酸化剤をもって行くものと空気を呼吸し燃料だけしかもたぬジェットエンジンとを合せ噴流推進全体をロケットと一般に云っていました。勿論両者の区別は明確に認識されていたのですが，当時本当のロケットは古くから存在し知られていたのですがジェットエンジンは殆んど知られていませんでしたのでこんなことになったのだと思います。我国でのジェットエンジンに関する最初の学術的論文である中西先生が昭和１３年７月発行の航空学会誌第５巻３９号に発表された論文の表題も"飛行機のロケット推進に就いて"となっております。この論文は今日のラムジェットの性能理論をのべ飛行機の超音速飛行を実現することはピストンエンジンプロペラ推進機構では不可能で，ジェットエンジンを用いて始めて可能となると云う事をのべられたものです。大学を卒業して元来は航空原動機の振動に関する分野の研究をせよと命ぜられて中西研究室に入ったばかりの私でしたが，この論文のおかげで中西先生から暇をみてでよいから，５０～６０m／sec出来れば100m／sec位の流速の空気中で余り大きい圧力損失なしにガソリンを燃焼して空気を加熱する事が実際にできるかどうかやってみてくれと云われました。今日では何でもない事ですが，何しろピストンエンジンの燃焼中の火炎伝播速度でも20～30m／sec（これは乱流火炎速度で乱れをませばもっと速くもなりますが）と云うわけですのでどうしたらよいか全く暗中模索でした。しばらくやっている中に大気圧大気温度での火炎速度は限度があり火炎が流されるのはさけられない。ごまかすより手はない（本当はごまかしでなく論理的にそうなのですが当時の私の感情的にはこうでした）。それである温度例えば９００℃に加熱せよと云うなら一部に低速の部分を作りそこに燃料を噴きこんで燃焼させその外側をとおる空気で燃焼している低速部の境界壁を冷却すると共に燃焼した高温ガスと混合し両者の割合をかえ所要の温度にすると云う今日のガスタービンに使われている内筒をもった燃焼室形式の様なものと温度は火炎温度でよいと云うなら混合気の流れの中に保炎器を設け火炎は少しながされるが適当な保炎器の間隔にしておけばそれ程長くない距離で完全に燃焼させられると云う考え方のものとを半年程かかって作り上げました。後者は同心円状の数本の円環状の溝型保炎器をもったもので，今日のアフタバーナやラムジェットの燃焼器と完全にと云ってよい程同

（昭和５１年３月９日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.

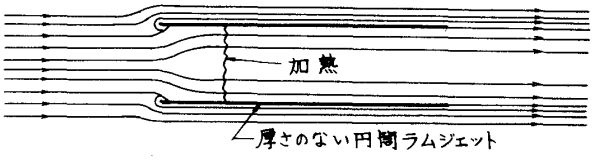
じ様なものでした。これがうまく行った時はうれしくて夜午後9時をすぎていたかと思いますが早速航空研究所に近かった中西先生のお宅にお伺いし,"先生出来ました"と云ってお酒をごちそうになった事を覚えています。

話が横道にそれてしまいましたが，とにかく今日のジェットエンジン系のエンジンを加熱空気噴流推進機構と名付けたわけです。しかしあまり長いので加熱噴流推進と呼ぶことになりました。噴流推進でなく加熱と云う文字をつけたのは何とかして熱を吸入した空気に加えるのだと云う事を表わしたかったからです。漢字ばかりですが，何しろ当時クランク軸とかピストンなども敵性語だとて実際大学内で話をする時などは別として本などに書く時は曲軸とか活塞とか書いていた時代でした。ジェットエンジンのジェットは噴流の事ですから加熱をとった噴流推進に相当しロケットも入ってしまう様にも考えられます。勿論今日エアブレージングエンジンをジェットエンジンと云いロケットモータと区別しているのは，それはそれでよいのですが。

所で加熱噴流推進なる言葉がはっきり残っているのは昭和１８年１２月２５日に共立出版社より初版が発行された富塚清先生編輯の"航空原動機"と云う本です。これは１３８３頁の大著で当時の東大航研や工学部の若手が総動員されています。この本で私は第８章曲軸系の振動と第２５章加熱噴流推進と第１４章吸排気系統の一部とを書いています。この第２５章加熱噴流推進の内容は戦時中の軍事機密の関係で当時公表されていた範囲でしか書けませんでした。当時既に今日のターボジェットエンジンの研究や開発はかなり進んでおり，圧縮機として遠心圧縮機のもの，その前に数段の軸流段をつけたもの，数種の軸流圧縮機のものなどが試作開発されていました。戦争中にかなりの数量産され実際に飛行まで行ったのはご存知の様にネ２０だけですが。そんなわけでターボジェットエンジンの熱力学的性能はもとより，特定のターボジェットエンジンの始動から全力にいたる部分負荷特性なども計算したりしていたのですがそれらは当時書く事ができませんので，ジェットエンジンの本命であるターボジェットエンジンについてせめてその様なものがある事だけでも何とか判らせようと苦労した事を覚えています。

また加熱噴流推進と正式には云っていましたが，始めにのべた様な事情もあり，云い易いことからも普通はロケットと云っており，今日のラムジェットエンジンを動圧ロケット（これなど戦後まで知らなかったのですがラム圧すなわち動圧で全く一致していたわけです），カンピニ式の様なピストンエンジンで軸流ファンを駆動するものをエンジンロケット，今日のターボジェットエンジンのことをタービンロケットなどと云っておりました。ジェットエンジンの熱力学的性能計算に必要な空気と燃焼ガスのエントロピ線図も当時の最新の資料をもとに作りそれらには圧力目盛以外に標準大気の高度目盛の数表も高空性能の計算の便のために入れたものでした。これは主に当時東大航空原動機科の学生だった現茨城大学教授出原清君がやってくれ，それが戦后機械学会論文集〔17－58（昭26）〕に発表されたものです。前述した特定のターボジェットエンジンの始動から全力までの部分負荷特性の計算は現名大教授大塚新太郎君に始動モータの仕様決定などのためにやってもらった様に記憶しています。

話が前後しますが，まだ戦争がひどくなる前（勿論日支事変は始まっていましたが）のことですが，ラムジェットについて完全に厚さのない直円筒内で空気を加熱しても推力を受ける部分がないから推力がでると云うのおかしいと云う論があった事があります。これは中西先生がもし完全なポテンシャル流とすれば図１に示す



図－１

様な流れになり前方取入口の先端で無限大の負圧になり∞×０＝有限となり運動量理論からでる推力とあうと云う事を計算され一応解決したのですが，それでも実際に推力がでる事を実験

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

的に証明しようと云う事になり40～50m／sec位の吹き出し風洞に実際にラムジェット模型を入れアセチレンガスを燃料として燃焼し実験することになりました。推力は模型の燃焼器にアセチレンガスを供給する管をアームとして同様にアセチレンガス供給管をかねたアームに直角な管のねぢり歪で光学的に測ったわけです。何しろ入口風速が小さいので推力も小さくなかなか全抵抗に打ちかつ様な推力が出ず苦心しました。上述の計算の話ではありませんが取入口形状が非常に問題なことが判り，二次元煙風洞などで取入口の内外の流れを定性的に研究し，これをもとに燃焼時内部流の圧縮効率もよくかつ外部流も剥離などせず外部抵抗も少い円筒型取入口の形状を何とか作りあげ，やっと僅かでしたが正の推力を出す事に成功しました。今から考えると全く馬鹿馬鹿しい事ですが，当時はかなり苦心したものです。とにかく鎖国時代の様に外国と殆んど連絡がたたれた頃の出来事で，今日皆様には御理解いただけない様な事もあったわけです。

何でもよいから書けとのことで書いたのですが，全くつまらない文章で貴重な紙面をけがし申しわけありません。

解　　説

発電用ガスタービン用語「起動」について

ガスタービンのstartingは「起動」「始動」の何れが正しい用語か？　との野田広太郎氏（明電社）からの御質問がありました。文部省制定の学術用語や，JISに於て，内燃機関などの用語は専ら始動が使われておりながら，JIS B－0128－1974 火力発電用語（ガスタービン及び附属装置）などには起動が使われており，これらの混同を何う考えるべきかというのが質問の趣旨と思われます。

これについて当JIS制定の委員であつた佐藤豪氏（慶大工）から当時の委員会における配布資料を頂きましたのでそのまま掲載させて頂きます。

「起動」という語を採用したい理由

佐藤　豪（慶大工）

1.　「起動」と「始動」

「起動」という語と「始動」という語は，慣用的に内容を区別して用いられていると考えられる。

「始動」の用法

a　プラント全体のすべての補機類なども停止している状態から，それらを嫁動するときに用いられる。

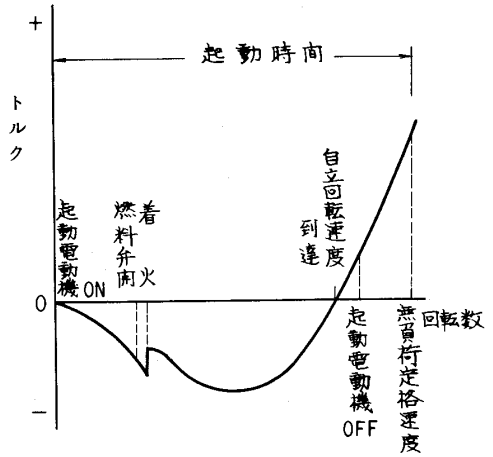
b　内燃機関（とくに補機類などをすべて自力で駆動するもの）を嫁動するときに用いられる。

この時は，一般的に「始動」すればエンジンはただちに無負荷定常状態に到達する。

「起動」の用法

原動機または被動機を嫁動するときに，一定のシークエンスを必要とする場合に用いられる。例をガスタービンにとれば次の通りとなる。

図のように，起動電動機NO，燃料弁開，着火，自立回転速度到達，起動電動機OFF 無負



（22頁へ続く）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

論説・解説

最近の非定常翼列問題研究の動向

東京大学宇宙航空研究所　田　中　英　穂

1. まえがき

ガスタービン内部の流体の流れは巨視的には一応定常流と考えられるが，もう少し細かく観察すると，例えばある段の動翼列は上流側静翼列やストラットなどの後流あるいは各種の入口条件に起因するインレットディストーションなどにより生ずる非均一な流れ場の中を回転することになり，動翼列に相対的には非定常流れの場を提起する。さらにより本質的な問題として動・静翼列の干渉問題がある。すなわち有限ピッチで配列された個々の翼はそれぞれの翼負荷に応じた循環を持っており，このように循環を持つ有限枚数の翼より構成される動翼列および静翼列が相対運動を行なう時は，互に相手の翼列に対し非定常の速度場を与え合うことになる。

このような非定常流れの場の中で作動する翼列は空力性能の面からも定常流れの場合とは違った損失を生じたりするが，それよりもこのような場合に翼列翼に働らく各種の非定常流体力と関連し各種の振動問題や，翼面上に生ずる非定常圧力などに起因して騒音問題などを発生させる。その他翼列に関連する非定常問題としては旋回失速やサージングなどの流れ自体の非定常現象やガスタービンの始動時や加速時などの過渡応答の問題などもあるが，今回は紙面の制限もあるので翼列翼の振動問題や騒音問題に関係の深い問題を中心に話を進めることにする。

ガスタービンはその創成期に翼の振動による疲れ破損が重要な問題となったが現象の複雑さの故に本質的解明には至らず，主として翼を厚くするというような対応療法的解決策で切り抜けて来た。しかし近年特に航空用ガスタービンの性能向上の要求より軽量大推力のエンジン開発を目指して段当り圧力比をできるだけ大きくし，かつ前面々積当り流量を大きくすることが要求されるようになり，遷音速領域での作動も実用化されるようになって来ている。その結果として性能的見地からも薄翼の使用が望まれ，構造的見地からの軽量化対策と相まってアスペクト比の大きい肉厚の薄い翼が使用されるようになって来ている。このことは翼の振動という面より見ると翼の剛性の低下を来たすと共に，必然的に非定常流体力による振動が発生し易くなることを意味している。

このようにガスタービンの進歩に伴い，その安全性・信頼性向上に密着する翼列翼の振動問題との関連より，さらには昨今社会問題化している環境問題の一つとしての騒音問題とも関連して，翼列に関連する非定常流れの問題はますますその重要性を増して来ており，最近においてはガスタービンの設計の段階よりこれらの問題は一般的性能の問題と同列に考慮する必要のあることが力説されるようになって来ている。

このようなニーズをふまえ最近翼列に関連する非定常流れの問題は世界各国で活発な研究が行なわれるようになり，その成果としてこれらの問題に関する国際会議，シンポジウムなどの開催も活発になって来ている。このような

（昭和51年3月7日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

情勢に対処して筆者ら*は昭和50年度文部省科学研究費の補助を得て非定常翼列に関する調査研究を行う機会を得，この方面の研究の動向について調査を行なって来たので，これらの調査資料に基づき，主として振動問題，騒音問題について最近6年間の動きを中心としてこの方面の動向について述べることにする。

2. 翼列のガスト応答

流体機械における非均一流れの原因としてはまえがきの中でも触れたように，翼列翼やストラット等の後流，非均一入口流れ（インレットディストーション），旋回失速，サージング等が考えられる。これらのうち後二者は流れそのものが非定常であるのに対し，他は流れそのものは定常であるが翼列が回転する結果，着目する翼列に相対的に非定常流れと考えられることになる。この場合これらの非定常流れは何れも翼列に相対的には周期性を持つものと考えることができる。このような翼列の周期性ガスト応答の問題は翼列翼の強制振動に対する励振力，あるいは翼列騒音の中の discrete tone に対する音源との関連などの面から活発な研究が進められている。

一方流体機械の中の流れはダクト壁面やケーシング壁面に発達した境界層が動翼先端によりはぎとられて主流の中に拡散混合され，また翼面上に発達した境界層は後流として放出され，下流側翼列により横切られる過程でいわゆる非定常の翼列干渉を起すと同時に，やはり主流の拡散混合が促進される。このようにして流体機械の中の流れは一般の流れに比し非常に乱れの強い流れとなっており，周波数帯域の広いランダム性のスペクトル分布を持つ非定常流れに対する翼列の応答問題も，翼の不規則振動の問題や，特に最近では翼列による白色騒音の音源の問題として精力的な研究が進められている。

2－1　周期性ガスト応答　周期性ガストによる翼の非定常特性を扱った研究としては，翼列を対象としたものに比し単独翼を扱ったものが多いので，まず単独翼に関するものについても簡単に触れることとする。これらの最近の研究を展望するとその大半は Sears 関数の圧縮性流れおよび三次元流れへの拡張に焦点が向けられているといってよさそうである。

Graham[1]は非圧縮性流れの場合に対してガストの翼弦方向波数λとスパン方向波数μの関数として揚力伝速関数を級数解の形で求めており，さらにそれを亜音速三次元ガストの場合に発展させている。[2]この Graham のモデルを基に Adamczyk[3]は後退翼の問題に拡張し，亜音速における揚力伝達関数の近似解を閉じた形で求めており，これに対し Kármán ら[4]は同じく後退有限翼の揚力のガスト応答を二重格子点法で求めている。一方 Osborne[5] は圧縮性流れの場合の凍結正弦波ガスト，Kemp 型正弦波ガストおよび翼が振動した場合の揚力を求め，Kemp[6]はさらにそれを閉じた表現にし得ることを示している。

これに対し翼列の場合について Yeh ら[7]は翼列中の隣接翼相互の干渉の大きさを評価するため，周期性ガストを受ける単独翼まわりの変動流れの翼列方向への距離による減衰について調べ，一般に使用されている翼列条件での周期性ガスト応答の問題に対しては単独翼としての扱いでも近似できることを示しており，Naumann－Yeh[8]は迎角を考慮してほぼ厳密な解析解を得，翼列後流を横切る場合に適用している。また Gearhart ら[9]は翼列に働らく変動空気力を最小とするような翼列条件を調べ，Henderson ら[10]は節弦比の小さい翼列について解析し，翼に働らく非定常空気力を求めている。これに対しより厳密な扱いとして Schorr ら[11]は非圧縮性流れ中の二次元翼列が種々の非定常擾乱（翼の振動も含む）を受ける場合を特異点法で解析し，積分方程式の厳密解を得ている。さら

---

* “非定常翼列に関する総合的研究”，代表者：田中英穂（東大宇航研），分担者：安達勤（阪大基礎工），大橋秀雄（東大工），大場利三郎（東北大速研），草刈和彦（ＩＨＩ技研），坂田弘（三菱重工長崎研），佐藤友彦（三菱重工高砂研），妹尾泰利（九大生科研），高田浩之（東大工），谷田好通（東大宇航研），田原晴男（日立製作機械研），難波昌伸（九大工），西岡清（防大），西山哲男（東北大工），平山直道（都立大工），船川正哉（川重技研），松木正勝（航技研），村田暹（阪大工），山根猛（三井造船玉野研），吉識晴夫（東大生研）。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

に Fleeter[12] はそれを圧縮性のある場合に拡張し，圧縮性の影響の大きいことを指摘している。

一方実験的研究として Holms[13] は翼弦方向およびそれに直角方向の正弦波状ガストを受ける単独翼の翼面圧力分布や空気力を測定しており，Henderson[14] は回転翼列前後の全圧分布を測定し，粘性拡散をも考慮して翼の非定常循環を求める方法を示した。また Korn[15] は不均一な入口流れがファン一中間圧縮機系の性能と安定性に及ぼす影響について実験を行なっており，Daneshar ら[16] は軸流タービンをパルス変動入口条件で性能試験し，高反動度の方が非定常条件下でも効率が高いことを報告している。

2－2　動・静翼列の干渉　軸流流体機械の翼列の周期性ガスト応答の中で大きな分野として動・静翼列の干渉の問題がある。従来この方面の代表的研究としては非圧縮性流体中の単独翼の周期性ガスト応答に関する Sears[17] による理論解析，そしてこの理論を基礎として，循環を持つ動・静翼列の相対運動を伴う翼列干渉（ポテンシャル干渉）[18]，ならびに上流側翼列よりの粘性後流と下流側翼列との干渉（後流による干渉）[19]，により翼に作用する非定常流体力の解析に発展させた Kemp－Sears の研究があげられている。

この分野においても最近の研究の一つの方向は圧縮性流れへの発展で，Osborne[20] は上記 Sears[17] の非定常，非圧縮性流れに対する解析を圧縮性のある流れに拡張し，Kemp[18] の解析手法にならいマッハ数 0.9 以下の範囲で翼列干渉による非定常揚力を計算し，この範囲ではマッハ数を増すとポテンシャル干渉の場合も後流干渉の場合も全般的に翼列干渉の効果は低減するという興味ある結果を示している（図1）。これに対し Kerrebrock ら[21] は遷音速軸流圧縮機の動翼列後流が静翼列を通過した時の損失分布のモデル化について実験的に研究を行ない，また安達ら[22] は翼列条件を種々変えた時に翼列干渉により静翼に働らく変動力について研究を行なっている。またポテンシャル干渉に関してタービンの案内羽根列とそれに続く動翼列の組合せの場合について，翼に働らく変動力[23] や翼列

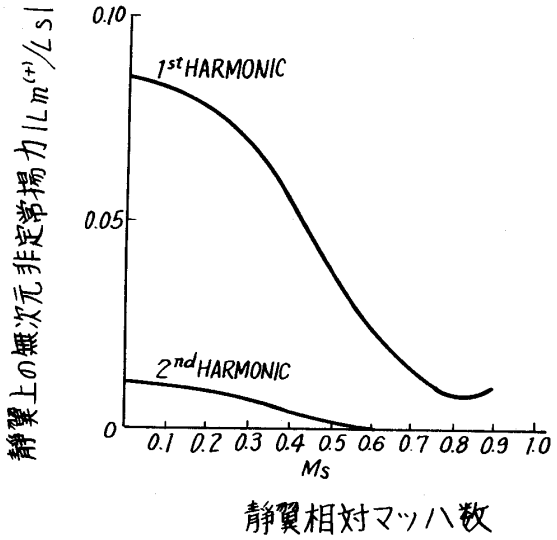


図1　静・動翼列のポテンシャル干渉により静翼上に生ずる非定常揚力に及ぼすマッハ数の影響（Osborne [20]）

$L_m(t)$：静翼の非定常揚力の m 次高調波成分
L_s　：静翼の定常揚力
S　：静・動翼列の軸方向間隔
C　：翼弦長
} S/C＝0.4

を通り抜けて下流に流される非定常渦の経路[24][25] などについても研究が行なわれている。

従来翼列干渉の問題は主として翼列翼の振動問題に対する励振力という立場から研究が行なわれて来たが，最近ではむしろ翼列騒音の中の discrete tone の問題と関連して活発な研究が行なわれるようになって来ている。翼列よりの発生音のうち動・静翼列の干渉に基づき発生する圧力波モードは，ダクト遮断の動翼回転周速が動翼列のみよりの発生音に比し通常の翼列条件ではかなり低いので，通常の回転数範囲でダクト内を減衰せず伝播し開口端より放射される場合が多い。このことが翼列干渉の問題が上記のように最近特に注目されて来ている一つの理由と考えられる。

例えば Morfey[26][27]，Mani[28] らは二次元モデルを用い翼の厚みを音響湧点，翼の非定常空気力を音響双極子として取扱い，動・静翼列の干渉によって発生する discrete tone の理論解析を行なっている。Lipstein ら[29] は Mani の解析結果と比較するため動翼列上流に細い円

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22.

柱列をおき，その後流と動翼との干渉によって圧力波のモードを発生させて実験を行ない両者は比較的良い一致を見せているが，理論解析としては圧縮性の影響，開口端での反射等を考慮する必要のあることを指摘している。また Fleeter[30] は音響双極子音源としての翼の非定常空気力は低マッハ数においても翼列条件と圧縮性を考慮することが重要であることを示し，特に共鳴マッハ数近傍では非圧縮性の条件は不適当であることを示している。

翼列よりの発生音の音源としては翼面上に作用する変動揚力が考えられるが，最近の航空用ガスタービンの場合のように流速が速く，回転速度も高くしたがって発生音の周波数が高く，音波の波長が翼弦長と同程度になって来ると，上に示した研究でも指摘されているように，非圧縮性非定常空気力に基づいた計算は有効でなくなり，圧縮性を考慮することが必要となって来る。Kaji ら[31][32] は流れの圧縮性を考慮し，二次元，非粘性，薄翼，微小変動の仮定の下に加速度ポテンシャル法により，動・静翼列上の周期的荷重分布（音響双極子）に対する連立方程式を解き，ポテンシャル干渉ならびに後流干渉による discrete tone の発生機構を明らかにしている。また Whitehead[33] は翼の振動変位，上流側翼列の後流，入射波を入力として，翼に働らく力，翼からの非定常放出渦，音の放射等を求めるため，迎角零の平板翼列を通る二次元，亜音速，非定常圧縮性流れの解析を行なっている。その他にも翼列騒音の立場から翼列干渉の問題を扱った研究は理論・実験とも数多い。[34]～[41]

所で動・静翼列の軸方向間隔が大きくなると，ポテンシャル干渉は大体上記間隔に逆比例して急激に小さくなるのに対し，上流側翼列の後流の減衰は比較的ゆるやかであるために後流干渉の方が重要となって来る。Fujita ら[42][43] は翼が上流側物体の後流を横切ることによる音の発生機構を解明するために，噴流を横切って回転する円柱の後流と翼との干渉について実験を行ない，後流と翼の交叉角を増大すると放射音は減少することを明らかにし，また翼面上の瞬時圧力分布を測定し理論と比較している。これに対し Walker ら[44] は熱線風速計を用いて上流側翼列の後流と下流側翼列翼の境界層および後流との干渉を測定し，動翼列前後の静翼列の軸方向ならびに円周方向の適切な配備による後流間の打消し合いで干渉騒音を低減できることを確かめている。

以上の研究とは別に次章で触れる翼列フラッタに及ぼす動・静翼列の干渉効果については，準アクチュエータディスク理論による谷田の理論解析[45] に対して，小林ら[46][47] により有限ピッチ非定常翼列理論による理論解析，ならびに固有振動数の低い純曲げ振動モードの試験静翼列を持つ軸流圧縮機による実験的研究が行なわれ理論との比較が示されている。また Whitehead ら[48] は振動翼の後流と下流側の翼列との干渉問題について理論的研究を行なっている。

2－3　不規則ガスト応答　　気流中の乱れと翼列翼との干渉の問題は翼の不規則振動としての面から研究されて来ている[49] が，最近の関心は専ら翼列騒音の面に集中されており，これによる白色騒音の発生機構については Morfey[50]，Mani[51]，Sevik[52] らにより理論的に研究されている。すなわち Morfey と Mani は圧縮機翼列により発生する白色騒音の問題について，二次元，非圧縮性流れの中に，翼を音響双極子の線で代表しておき，理論解析を行なっている。Mani の解析結果は，乱れのスケール L と翼列のピッチ D との比 L／D が大きくなり 0.5 を越すと，音波の放射スペクトルは翼通過周波数およびその高調波付近に狭帯域のピークがあらわれるようになるのに対し，L／D が小さくなり 0.1 程度以下になると放射スペクトルはピークの帯域巾が非常に広くなり，一様なスペクトルに近付くことを示している。

また Morfey[53] は非一様流れにおかれた動翼よりの発生音の評価に適用される線形理論，特に Lighthill の音源近似を再検討し，翼に働らく力に基づいた理論的予測値と亜音速ファン，圧縮機の測定値との比較を，放射に対する流れの効果，放射パワーと圧縮機の作動パラメータとの関係を含めて行なっている。

これらに対し翼面上の乱流境界層よりの放射音については Mugridge[54] の研究があり，翼の

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02.

定常抗力係数から翼に作用する非定常空気力を求め，簡単な理論を用いて単独翼と2つの単段軸流圧縮機からの放射音を計算し測定値と比較している。

一方実験的研究は Mugridge[55], Robbins[56], Arnoldi[57]らにより行なわれ，気流の乱れに対する動翼の揚力応答が詳細に研究され，乱れとの干渉により発生する音響パワを予測する簡単な公式が導びかれ，乱れの強さ，乱れの大きさ，翼列条件などの影響が明らかにされている。

3. 一様気流中の振動翼列問題

前節で非定常流れ中におかれた翼に加わる非定常流体力の問題について展望を行なったが，これらは気流中の翼の振動という面から見れば，翼を含む振動系に対する外部励振力に関連するものである。これに対し本章では気流中におかれた翼に何らかの擾乱により周期的振動が起った場合に気流に与えられる非定常的影響，ひいてはこのようにして生じた気流の新たな擾乱が逆に振動翼に及ぼして来る影響も含めて翼に加わる非定常流体力について考える。前章と本章で扱う非定常流体力について根本的な違いは，前章の非定常流体力は翼の振動とは無関係に流れの非定常性のみにより決定されるのに対し，本章で扱う非定常流体力はあくまでも翼の振動振巾に比例する量であるということである。そして翼の振動変位との位相関係により一部は翼振動に対する空力減衰として働らき，一部は空力剛性として働らくことになる。一般に流体が空気の場合には後者は翼の機械的剛性に比べ小さいので翼振動に対し二次的影響力しか持たないが，前者はオーダ的にも機械的減衰力と同程度あるいはそれ以上の大きさを持つので，空力減衰力の正負は翼振動に決定的影響を及ぼすことになる。すなわち空力減衰力が負となり常に正の値を持つ機械的減衰力との合計の値が負となるといわゆるフラッタ（自動振動）が発生することになり，合計の値が正の場合はフラッタは発生しないがその値の大小により強制振動の共振時の振巾を決定することになり，何れにしても空力減衰力は翼の振動応力に対して重要な影響を及ぼす因子であるといえる。

気流中の翼列翼の振動問題は翼の疲労破損と直結しているためこれまでにも精力的な研究が行なわれ[58]～[65]，現在までに少くとも二次元；非粘性，非失速，非圧縮の場合については曲げねじりの連成フラッタも含め，既に実用上満足できる程度にまで完成されているといえる状態に達している。したがって非失速の場合には非圧縮流れを扱ったものはやや特殊なもので，一般的な関心の重点は圧縮性のある場合に移りつつあるといってよさそうである。

3－1　非失速翼列

3－1－1　非圧縮性流れの場合　　西山ら[66]は翼面上に圧力二重吹出しを分布させる加速度ポテシンシャル法が，後流中の渦分布を考慮する必要のない点から，渦分布による特異点法に比してより簡明であることを示し，この方法を用いて振動する二次元翼列に働らく非定常空気力を求め，併せて動・静翼列の干渉効果を調べている。Hawthorne[67] は運動する揚力線翼列を通過する流れに対して一般関数による解析法を示し，揚力変動によるエネルギ損失を試算している。

これに対し田中ら[68]は翼列を構成する翼の振動特性を僅かではあるが一枚おきに積極的に変え不均一翼列とすることにより，フラッタの発生を遅らせ得ることを特異点法による理論解析により示した。また Nishioka[69]は半径内向流ノズル羽根のフラッタをやはり特異点法で解析している。さらに Bell[70] は一般構造物のフラッタ速度を高効率かつ高精度で決定できる数値積分法を提案し，計算例を示している。

3－1－2　亜音速圧縮性流れの場合　　梶ら[71]は準アクチュエータディスク理論を用い主として亜音速領域での翼列フラッタに対する圧縮性の影響を調べ，ピッチの小さな翼列を対象に純曲げ振動に対する非定常流体力を求め，フラッタ速度に対するマッハ数，転向角，食違い角などの影響を示し，亜音速領域では圧縮性の影響は曲げフラッタを起り難くする傾向のあることを示した（図2）。西山ら[72]は梶らの加速度ポテシャン理論[73]を拡張し，翼厚とそりを持つ任意翼形の翼列の場合を解き，サブレゾナンス領域では非定常流体力の絶対値は $1/\sqrt{1-M^2}$ に比例して大になり，位相はマッハ数とともに

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02.

遅れが増大するが，スーパーレゾナンス領域では非定常流体力の絶対値，位相とも非圧縮の場合より小さくなることを示した。

海外においては二次元平板翼列が転向角零で作動する場合に対し Whitehead[74][75] は翼の振動および入口のガスト状擾乱による非定常流体力と後流渦分布，ならびに翼列への音波の通過および反射を求める理論を示し，ねじりフラッタに対する圧縮性の影響は大きく，この場合も全般的にマッハ数の増加につれてフラッタは起り難くなる傾向を示すが，特にマッハ数の増加とともに最もフラッタを起し易いねじり軸の位置が翼前縁側に移動することなどを明らかにしている（図3）。同じく二次元平板翼列についての理論解析が Leclerc[76][77] により行なわれている。

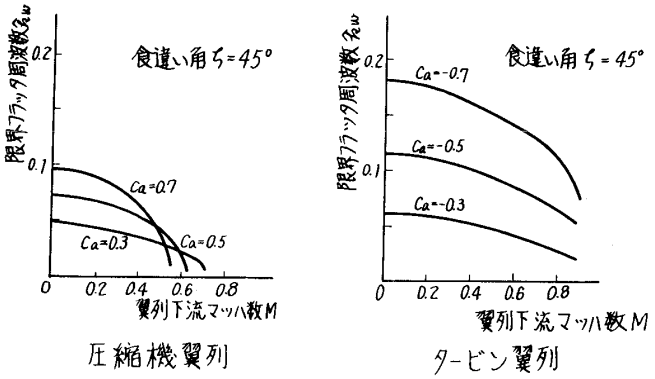


図2　亜音速フラッタ（曲げモード）に及ぼす主流マッハ数の影響（梶・岡崎[71]）
C_a：　翼の定常循環係数

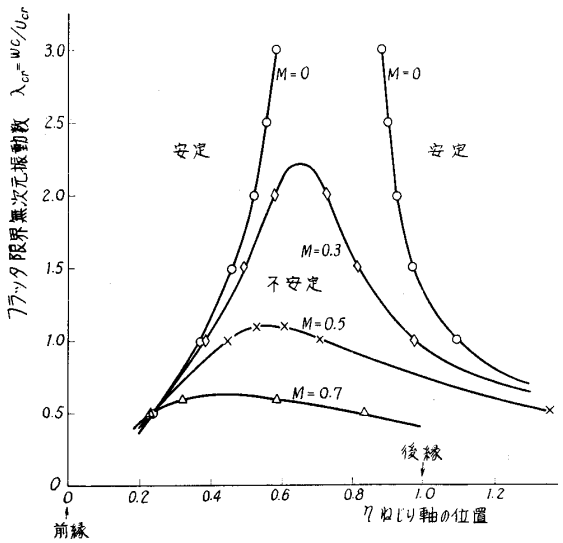


図3　亜音速フラッタ（ねじりモード）に及ぼすマッハ数Mの影響（Whitehead[75]）
節弦比 S／C＝0.8
食違い角 ζ＝60°

3－1－3　超音速圧縮性流れの場合　　遷音速翼列のフラッタは現在最も注目されているものであるが，中でも亜音速前縁を持つ超音速翼列のフラッタに対して精力的な研究が続けられている。

亜音速前縁を持つ超音速翼列フラッタの理論的解析はいづれも微少擾乱理論によるものであるが，Verdon[78] は有限の直線翼列を通る流れを解析的方法と数値的解法を併用して解き，翼数を十分大きくすることにより無限翼列の漸近解を得ており，曲げおよびねじり振動中瞬時の翼面上の揚力分布を求め，単独翼と翼列翼とで大きな差異があり，特にねじり振動の場合単独翼で安定な場合でも翼列翼では不安定となり得ることを示した。これに対し Kurosaka[79] は無限翼列において翼の振動数が十分小さい場合を考え，ラプラス変換を用いて空力的微係数等を閉じた形で求めている。また西山ら[80] は超音速流れにおける微少擾乱の特長を利用し，他の方法に比し解析的取扱いの容易な鏡像法を提案し，亜音速および超音速前縁の場合を解析している。

これらの理論解析により超音速翼列においては曲げ振動は安定であるが，ねじり振動は振動数，翼間位相差の広い範囲にわたって不安定であることなどが示された。

超音速翼列フラッタに関する実験的研究は比較的少ないが，Snyder[81] は二次元の有限直線翼列で実験を行ない，Verdon の理論[78]との比較を行なっている。その結果実験結果は定性的には理論結果と一致するが，定量的には有限翼列としての影響による差がかなりあり（図4），また翼形が結果に微妙な影響を与えることなどが示された。また Ukeguchi ら[82] は高速翼列に働らく非定常空気力を直線翼列風洞を用い共振法により測定している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

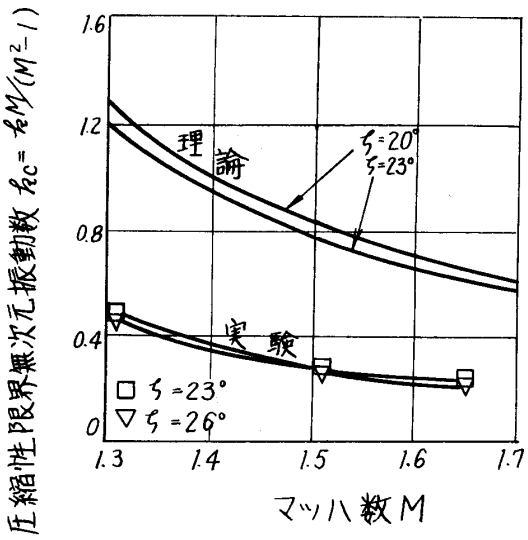


図4　超音速フラッタに及ぼすマッハ数の影響（Snyder[81]）

k：限界無次元振動数 $b\omega/U_{cr}$
ζ：食違い角

3－2　失速翼列　翼列における失速の動的挙動や失速フラッタに関する研究は，現在までの所単独翼に関するものが主で翼列に関するものは比較的少ない。失速の動的挙動については章を改めて述べることとして，ここでは主とし単独翼も含めて失速フラッタについて最近の研究を展望する。

静的失速迎角付近での失速フラッタの問題は，はく離の履歴現象が含まれるため現象的に非常に複雑で，現在までの所純理論的な解析は未開拓で，静的揚力特性に失速による時間おくれを持込む古曲的解析法は現在もなされており，Ragett[83]は単独翼の失速フラッタを定性的に記述するための単純な線形空力モデルを提案している。このような空力モデルにおいては失速翼の動特性すなわち動的応答の時定数を適確に評価することが不可欠であるが，永野ら[84]は動翼列内に旋回失速セルを静止させることにより動翼列を通る流れの動特性を実験的に研究し，全圧変動の時定数を求めている。これに対しSisto[85]は失速フラッタの発生機構として，翼振動に伴う翼脊面上でのはく離点の移動を重視し，与えられた迎角に対する定常はく離点を中心とする振動中のはく離点の移動振巾として実験値を用い，はく離後流としてはキャビテーションモデルを用いた半実験的理論解析法を提案している。

一方失速フラッタをより厳密に理論的に取扱う努力もなされている。篠原ら[86][87]は前縁はく離した単独翼の失速フラッタを，はく離後流内部の非定常流れ成分を考慮して特異点法により純理論的に解析し，ねじりモードの失速フラッタが生じ得ること，迎角がある値より大きくなるとかえって安定になるなることなどを示し，さらに後縁はく離形失速の場合をモデル化し，翼脊面上の迎角に応じた位置にはく離点を固着させた場合に理論を発展させている。

以上は何れも単独翼に関する研究であるがこれに対し翼列における失速フラッタの研究は比較的少ない。谷田ら[62][88]は準アクチュエータディスク理論を失速フラッタの問題に適用し，翼列に対する静的全圧損失係数をパラメータとして非失速から失速まで一貫して適用できる理論を提起している。これに対し八島ら[89][90]は上記篠原ら[86]の理論を前縁はく離した有限ピッチの翼列に拡張するとともに，ねじりモードについて実験を行ない，各種の条件におけるフラッタ限界を求めている。またGomi[91]，西岡ら[92]は環状翼列を用いて失速領域を含む広い迎角範囲に対して曲げ振動を行う翼に働らく非定常流体力の測定を行なっている。

4. 非定常はく離および動的失速

前章で触れた失速フラッタなどの問題を本質的に解明するにはまず翼面上の境界層の非定常はく離現象や動的失速の現象について理解することが根本となる。このような意味で多少本題の翼列の非定常問題とは離れるが，この方面の研究動向の概略に触れておく。

非定常境界層のはく離に関連しTellionisら[93]は非定常流中におかれた固定壁面上の境界層のはく離現象について数値解析を行ない，この場合には流れ方向の流速が零になる点で同時に摩擦応力も零になる点がはく離点となり，はく離点は流れの非定常性に応じ移動することを見出した。これに対しDespard[94]は同一問題に対し多数の熱線風速計を用いた境界層内瞬時速度分布の計測より，主流が著しく境界層の影響を受け始めるのは壁面せん断力が常時逆向き

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

または零となる点で，その位置は定常はく離点よりも上流側にあることなどを明らかにしている。また Shamroth ら[95] は翼の動的失速の問題について，非定常境界層のはく離現象と境界層外の流れとを関係づけ，後縁はく離型の動的失速に関する理論解析法を提起している。この場合非定常境界層のはく離条件は前記[93]のような厳密な扱いはしていないが，単に境界層方程式のみでなく境界層外の流れと関係づけて解く方向に一歩進めており，解析結果として主流の扱いとしては準定常の扱いで十分であることを示している。Scruggs ら[96]はやはり動的失速の問題に関して単独翼が一定角速度で迎角を増加する場合について，境界層外の非定常渦なし流れを上記角速度の影響を加味して解き，得られた翼面上の瞬時圧力分布を用い非定常境界層方程式を数値的に解く方法を示し，非定常の場合には準定常の場合に比し剥離の進行はおくれを生ずることを明らかにした。

このように動的失速の問題を現象に忠実に非定常境界層のはく離現象より解明しようとする研究が着実に進められている一方，動的失速の現象を巨視的に捉えた実験的および半実験的理論解析による研究も活発に進められている。Liiva[97]はヘリコプタの高速ロータ用の翼で厚みとそりの異る翼につき，風洞中でねじりモードの強制振動を与えた実験を行ない，動的失速特性に及ぼす各種パラメータの影響に関する実験データを提供し，同時に動的失速中の瞬時の迎角および角速度のみを用いた簡易理論を提案し，揚力変化に対し実験結果を比較的よく表現できることを示した。また Ericcson ら[98][99]は低亜音速領域における翼の動的失速に関する実験的研究を行ない，各種はく離形態の翼形における動的失速の特性を明らかにし，特に前縁はく離型や後縁はく離型失速の場合，翼振動に伴う角速度で翼脊面側に生ずる加速流がはく離を遅らせ Clmax のオーバシュートを生ぜしめる大きな原因であることを示した。そして適当な時間おくれを考慮した準定常理論解析の手法を提案し，非失速より完全失速に亘って実験結果と比較的よい一致の得られることを示している。

5. むすび

最近の翼列に関連する非定常問題の研究の動向について述べてみた。この分野は流体機械の安全性・信頼性の向上ならびに最近社会問題化している騒音問題と密接な関係があるため非常に活発な研究が進められており，今後ますますその発展が期待されている。書きおえてみて中途半端な展望に終ったのではないかとおそれているが，この分野に興味をお持ちの方々に多少でもお役に立てば幸いである。

なお本文は前記昭和５０年度文部省科研費による"非定常翼列に関する総合的研究"における調査結果の一部をまとめたもので，調査を分担された各位に厚く御礼申し上げます。

参考文献

(1) Graham, J.M.R., Aero. Quart., 21-2 (1970-5), 182.
(2) Graham, J.M.R., J.Fluid Mech., 43-4 (1970-10), 753.
(3) Adamczyk, J.J., J.Aircraft, 11-5 (1974-4), 293.
(4) Kármán, T.P., Giesing, J.P., ほか, J. Aircraft, 7-6 (1970-11, 12), 574.
(5) Osborne, C., AIAA J., 11-2 (1973-2), 205.
(6) Kemp, N.H., AIAA J., 11-9 (1973-9), 1358.
(7) Yeh H. & Naumann, H., Proc. 2 nd Int. JSME Symp., 2 (1972-9), 201.
(8) Naumann H. & Yeh, H., ASME Paper. 72-GT-30 (1972).
(9) Gearhart, W.S., Hendevson, R.E., ほか, Trans. ASME, Ser. A, 91-1 (1969-1), 31.
(10) Henderson R.E. & Horlock, J.H., Trans. ASME, Ser. A, 94-4 (1972-10), 233.
(11) Schorr B. & Reddy, K.C., AIAA J., 9-10 (1971-10), 2043.
(12) Fleeter, S., J.Aircraff, 10-2 (1973-2), 93.
(13) Holmes, D.W., Cambridge Univ. CUED/A-TURBO/TR-21 (1970).

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

(14) Henderson, R.E., ASME Paper 73-GT-94(1973).
(15) Korn, J.A., AIAA Paper 74-234 (1974).
(16) Daneshyar, H., Edwards, K.J., ほか, Proc. IME Part 1, 184-61 (1969-70)
(17) Sears, W.R., J.Aero. Sci., 8-3(1941-3), 104.
(18) Kemp, N.H., J.Aero. Sci., 20-9(1953-9), 585.
(19) Kemp, N.H., J.Aero. Sci., 22-7(1955-7), 478.
(20) Osborne, C., AIAA J., 11-3(1973-3), 340.
(21) Kerrebrock J.K. & Mikolajczak, A.A., Trans. ASME, Ser. D, 92-4 (1970-10), 359.
(22) 安達・福定ほか, 日本機械学会論文集, 39-327, (昭48-11), 3357.
(23) Corniglion J. & Luu, T.S., Entropie, 9-50(1973-3, 4), 17.
(24) Lienhart, W., VDI-Ber., 193(1973), 75.
(25) Lienhart, W., VDI-Vorsch.-h., 562 (1974), 1.
(26) Morfey, C.L., Trans. ASME, Ser. D, 92-3(1970-9), 450.
(27) Morfey, C.L., J.Sound Vib., 22-4 (1972-8), 445.
(28) Mani, R., Trans. ASME, Ser. D, 92-1 (1970-3), 37.
(29) Lipstein N.J. & Mani, R., Trans. ASME, Ser. D, 92-1(1970-3), 155.
(30) Fleeter, S., J.Acous. Sos. Ame., 55-1 (1974-1), 98.
(31) Kaji S. & Okazaki, T., J.Sound Vib., 13-3(1970-11), 281.
(32) 梶・岡崎, 日本機械学会論文集, 37-293 (昭46-1), 63.
(33) Whitehead, D.S., ARC R&M, 3685 (1972).
(34) Lowson, M.V., NASA CR-1287, (1969-3).
(35) Maestrello L. & Linden, T.L.D., J. Sound Vib., 16-3(1971-6), 365.
(36) Cumpsty, N.A., J.Sound Vib. 24-3 (1970-10), 393.
(37) Hanson, D.B., J.Acous. Soc. Ame., 54-6(1973-6), 1571.
(38) Hanson, D.S., J.Acous. Soc. Ame., 55-6(1974-6), 1247.
(39) Heller H.H. & Widnall, S.E., NASA CR-2012(1972-5).
(40) Krishnappa, G., J.Acous. Soc. Ame., 51-5-1(1972-5), 1464.
(41) 妹尾・児玉, 日本機械学会論文集, 39-320 (和48-4), 1246.
(42) Fujita H. & Kovasznay, L., AIAA Paper, 73-1019(1973-10)
(43) Fujita H. & Kovasznay, L., AIAA J., 12-9(1974), 1216.
(44) Walker G.J. & Oliver, A.R., Trans. ASME, Ser. A, 94-4(1972-10), 241.
(45) Tanida, Y., Trans. JSASS, 9-15 (1966), 100.
(46) 小林・田中ほか, 日本機械学会論文集, 40-334(昭49-6), 1615.
(47) 小林・田中ほか, 日本機械学会論文集, 41-346(昭50-6), 1770.
(48) Whitehead D.S. & Nabar, V.G., Aero. Quart., 22-1(1971-2), 42.
(49) Whitehead, D.S., ARC R&M 3253 (1960).
(50) Morfey, C.L., NASA SP-304(1974), 461.
(51) Mani, R., J.Sound Vib., 17-2(1971-7), 251.
(52) Sevik, M., NASA SP-304(1974), 493.
(53) Morfey, C.L., J.Sound Vib., 22-4 (1972-8), 445.
(54) Mugridge, B.D., J.Sound Vib., 16-4 (1971-6), 593.
(55) Mugridge, B.D., AIAA Paper, 73-1018 (1973-10)
(56) Robbins, B., AIAA Paper, 74-265 (1974-1).
(57) Arnoldi, R.A., NASA CR-1743, (1971-3).
(58) Söhngen, H., ZAMP, 4(1953), 267.
(59) Sisto, F., J.Aero. Sci, 22-5(1955), 297.
(60) Shioiri, J., Trans. JSAE, 1-1(1958), 26.

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/13

(61) Whitehead, D.S., Proc. IME, 173-21 (1959), 555.
(62) 谷田・岡崎, 日本機械学会論文集, 29-198 (昭38-2), 321, 332.
(63) Whitehead, D.S., ARC R&M 3254 (1962).
(64) 花村・田中, 日本機械学会論文集, 32-244 (昭41-12), 1823.
(65) 花村・田中, 日本機械学会論文集, 33-247 (昭42-3), 377.
(66) 西山・松平, 日本機械学会論文集, 35-270 (昭44-2), 321.
(67) Hawthorne, W.R., J.Mech. Engg. Sci., 15-1 (1973), 1.
(68) 田中・服部ほか, 日本機械学会論文集, 41-345 (1975-5), 1437.
(69) Nishioka K. & Tanno, M., Memo. Defence Acad., 13-2 (1973-9), 373.
(70) Bell A.J. & Brotton, D.M., Int. J. Mech. Sci., 15 (1973), 473.
(71) 梶・岡崎, 日本機械学会論文集, 38-309 (昭47-5), 1023.
(72) 西山・小林, 日本機械学会論文集, 39-324 (昭48-8), 2381.
(73) 梶・岡崎, 日本機械学会論文集, 35-273 (昭44-5), 1008.
(74) Whitehead, D.S., ARC R&M 3685 (1972).
(75) Whitehead, D.S., ARC R&M 3754 (1974).
(76) Leclerc, J., La Recherche Aero. (1971-3), 151, (ONERA TP 992).
(77) Leclerc, J., ICAS Cong., Amsterdam (1972-9), (ONERA TP 1124).
(78) Verdon, J.M., Trans. ASME, Ser. E, 40-3 (1973-9), 667.
(79) Kurosaka, M., Trans. ASME, Ser. A, 96-1 (1974-1), 13, 23.
(80) 西山・菊池, 日本機械学会論文集, 39-324 (昭48-8), 2399.
(81) Snyder L.E. & Commerford, G.L., Trans. ASME, Ser. A, 96-4 (1974-10), 379.
(82) Ukeguchi, N., Sakata, H. ほか, Proc. 2nd Int. JSME Symp., 2 (1972-9), 219.
(83) Ragget, J.D., AIAA J., 11-5 (1973-5), 733.
(84) 永野・高田ほか, 日本機械学会論文集, 39-328 (昭48-12), 3653.
(85) Sisto F. & Perumal, P.V.K., Proc. 2nd Int. JSME Symp., 2 (1972-9), 225.
(86) 篠原・田中, 日本機械学会論文集, 39-325 (昭48-9), 2753.
(87) 篠原・田中, 日本機械学会論文集, 40-339 (昭49-11), 3111.
(88) 谷田・岡崎, 日本機械学会論文集, 34-259 (昭43-3), 463.
(89) 八島・田中, 日本機械学会論文集, 40-340 (昭49-12), 3349.
(90) 八島・田中, 日本機械学会論文集, 40-340 (昭49-12), 3365.
(91) Gomi, M., Nishioka, K. ほか, Memo. Defence Acad., 9-1 (1969-6), 417.
(92) 西岡・黒田, 日本機械学会論文集, 40-334 (昭49-6), 1648.
(93) Telionis, D.P., Tsahalis, D.T. ほか, Phys. Fluid, 16-7 (1973-7), 968.
(94) Despard R.A. & Miller, J.A., J.Fluid Mech., 47-1 (1971), 21.
(95) Shamroth, S.J. & McDonald, H., Trans. ASME, Ser. E, 39-3 (1972-9), 823.
(96) Scruggs, R.M., Nash, J.F. ほか, NASA CR-2462 (1974).
(97) Liiva, J. & Davenport, F.J., J. Ame. Heli. Soc., 14 (1969-4), 26.
(98) Ericsson, L.E. & Reding, J.P., NASA CR-66787 (1969-7).
(99) Ericsson, L.E. & Reding, J.P., J.Aircraft, 8-8 (1971-8), 609.

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/12.

自動車用ガスタービンの将来予測に関するＪＰＬ調査報告

三菱自動車工業㈱
東京自動車製作所エンジン技術部　宮内諄二

1. まえがき

カリフォルニア工科大学のJet Propulsion Laboratory（ＪＰＬ）が，将来の乗用車用エンジンに関する調査報告書を昨年８月に発表した。[1] この調査は，フォード社が７３年１１月に1.5億円の補助金でＪＰＬへ依頼したもので，７種の候補エンジン（層状給気ガソリンエンジン，ディーゼル，ガスタービン，スターリング，ランキン，電気，ハイブリッド）について研究開発の現状を分析し，将来技術と経済性を検討した結果，新エンジンにはガスタービンとスターリングが最も有望であると判定した。

詳細な技術資料（Vol Ⅱ，約５４０ページ）の要約解説（Vol Ⅰ，約１１０ページ）で，ＪＰＬは米国の燃料資源政策の立場から，基幹産業である自動車の将来はどうすべきかを論じている。本稿では，このＪＰＬの新エンジンの提案と，ガスタービンに関連するスタディの一部を紹介する。図および表（一部配列を整理した）はすべてＪＰＬの報告書から引用した。

2. ＪＰＬのフォード社に対する回答

スタディの目的は，空気を清浄に保ち，資源を節約できる新しい自動車用エンジンを見付けることであった。調査の過程でいくつかの認識が得られた。

自動車は将来とも輸送の主役を占める。

年間１０００万台（米国）の生産は，高度に企業化された大産業であり，製品の大変更は急にできるものではない。石油燃料は少くとも今世紀の終りまで自動車に使用され，所要の材料も与えられる。

新エンジンへの移行は経済的に可能である。

自動車による排出汚染物は，合意により厳正にコントロールすべきである。

（昭和５１年３月１０日原稿受付）

触媒制御のガソリンエンジンもまだ熱効率を上げ得るので，開発をあきらめてはならない。

フォード社の質問は，新エンジンはいつどうすべきかというもので，ＪＰＬは次のように簡潔に答えている。

「車を軽くすることによって燃費を減少させることができる，これは直ちに実行せよ。同時に，性能を向上した車を１９８５年までに実用化するため，ガスタービンとスターリングの開発を促進せよ。その間ガソリンエンジンは，限度いっぱいまで改良すべきである。」

3. 開発エンジンの設定と燃料経済性に基づく提案

ＪＰＬは候補エンジンを比較するに当たって，技術レベルを３段階に設定した。

Present（現在型）　最近テストスタンドまたは車で実証された性能

Mature（熟成型）　現在の技術で，必要な開発期間をかけて達成される性能

Advanced（将来型）　材料と生産技術の進歩によって将来到達できる性能

それぞれ異なるエンジンを搭載した，乗用車の性能を対等に比較するため，各重量クラス別に，乗員容積，エアコン等のアクセサリ，走行抵抗係数，加速性能，燃料重量，安全性等を同等（要すれば補正）とする条件をおいた。これによってエンジンの設計最大出力と車両重量を求め，規定の走行モードで走行燃費，排出ガス成分等を算出するシミュレーションプログラムを準備した。

表１は各Mattureエンジン車で性能が同等になるエンジンの設計最大出力と車体重量である。ガスタービン車は，エンジン重量とその波及効果で車両重量は最も軽く，この結果，エンジンの設計最大出力は最も小さい。図１はコンパクトクラス車の複合モードにおける走行燃費の比

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/15

表1　Mature型エンジン搭載車の等価車両重量と等価出力

エンジン型式	Small		Compact		Full－Size	
	車両重量 kg	設計最大出力 PS	車両重量 kg	設計最大出力 PS	車両重量 kg	設計最大出力 PS
ガソリンエンジン（現状）	953	71	1406	127	1814	178
層状給気ガソリン	957	71	1429	129	1855	182
ディーゼル	1048	75	1515	133	1914	185
ガスタービン（1軸）	853	50	1207	87	1542	120
ガスタービン（フリータービン）	871	52	1229	90	1574	125
スターリング	971	58	1384	100	1765	139
ランキン	1007	67	1452	121	1873	168

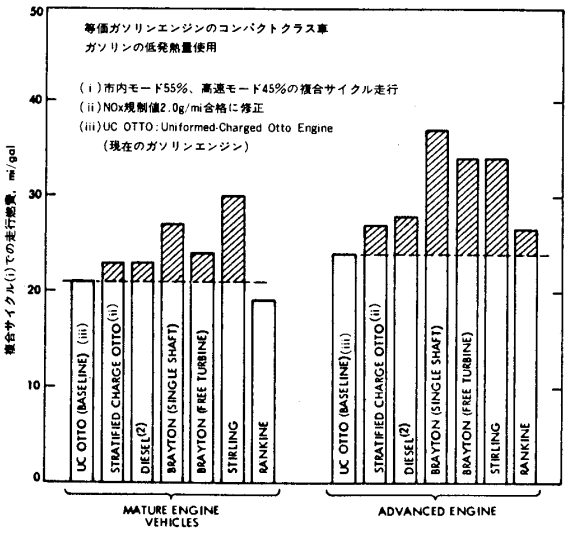


図1　候補エンジンの燃料経済性

較で，ガスタービンとスターリング車が優れていることを示す。表2はガスタービン車各クラスの走行燃費である。

図2は自動車による石油燃料消費量が，車体のみを軽量化した場合，エンジンを交代させた場合，さらに燃料資源の重要性を反映して自動車の需要が小さい方へ移行するとした場合について節減量を推算したものである。この節減量は，年間100億ドル以上の

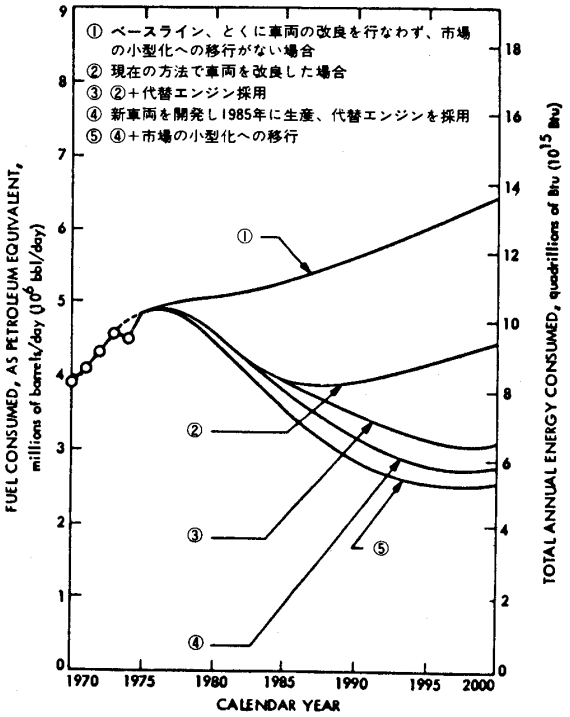


図2　米国における自動車の石油燃料消費量

表2　ガスタービン（フリータービン）車の走行燃料 Km／ℓ

現状のクラス	車両重量 kg	設計最大出力 PS	Present		Mature		Advanced	
			FDC－U	FDC－H	FDC－U	FDC－H	FDC－U	FDC－H
Small (950kg)	871	52			11.1	16.4		
Compact (1410)	1229	90			8.8	12.8	12.3	17.9
Full－Size (1810)	1574	125	3.8(i)		7.3	10.6		

大気温度29.4℃，燃料はガソリン（10500Kcal／kg），
FDC－U，－H：Federal Driving Cycle－Urban，－High Way，
1軸ガスタービンの場合は本表の値より約10％走行距離が伸びる。
(i)　クライスラー社6世代エンジンで最適値ではなく，正確に対応しない参考値

費用に相当するばかりでなく，これによって米国は石油輸入の不安を解消し，エネルギ自給国となり得る量である。

以上のような背景から，JPLは次のような調査結果に至ったと述べている。ガスタービンまたはスターリング車は燃費を30％節約し，これによって経済的恩恵を受けることができる。しかしここ数年間は，排出ガス規制あるい

Download service for the GTSJ　member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/22.

は燃費改善法令を大きく変更して，新エンジンの導入を強要するようなことがないと思われるので，今の開発状態では急には量産に踏み切れない。それよりも，現状の5倍の費用をかけ，政府予算または奨励策で支援し，業界側も固い決意で開発を続行すべきである。また，排出ガス規制は1990年までHC：0.25，CO：2.1，NOx：1.25g/Kmが適当で，ロスアンゼルスだけはNOx：0.25g/Kmを適用すべきであるとしている。

4. ガスタービンの型式

表3にスタディエンジンのサイクル要目値を示す。予測し得る要素性能レベルで，高い熱効率を得るためには再生サイクルとしなければならない。遠心1段の圧縮機を条件として回転蓄熱式熱交換器を採用すると，Mature型のタービン入口温度1038℃では，最大熱効率サイクルは圧力比4で得られる。JPLはAdvanced型の圧力比も4としているが，最高温度1300℃以上では，圧力比を5～6程度とした方が，サイクル的に部分負荷性能を改善できる。サイクル圧力式については，インペラ材料，各要素の予測性能，1軸かフリータービンか，制御の方法，車の要求燃費特性との関連で議論を要するところであろう。

Advanced型の圧縮機効率，タービン効率は非常に控え目で，すでに単体試験で達成されている。熱効率向上に最も効果があるのは，サイクル温度を上げることであるが，Advanced型の1371℃にはセラミックのタービンホイールが

表4　ガスタービンの要素の型式

要　素	Present	Mature	Advanced
圧縮機型式，入口案内翼	遠心，VG	遠心，後向き羽根	遠心，後向き羽根
インペラ材料	アルミ合金	アルミ合金	アルミ合金
ジェネレータタービン型式，材料	軸流，超合金	ラジアル，超合金	ラジアル，セラミック
出力タービン型式，材料，ノズル	軸流，超合金，VG	軸流，超合金，VG	軸流，セラミック，VG
燃焼器型式，材料		Pre M/V，超合金	Pre M/V，セラミック
熱交換器型式，材料	RG，ステンレス	RG，MAS	RG，MASまたは新セラミック
入口最高温度，もれ量	704℃，5%	982℃，3%	1094℃，3%
制御装置型式，論理方式	分離型AまたはADA	一体型A	一体型ADA
作動方式	機械式または電気式	油圧機械式	電子機械式(i)
変速機型式	1軸式：可変静翼トルフコンバータ フリータービン式：3速自動変速機		

VG：可変，Pre M/V：Premix/Prevaporizing，
RG：回転蓄熱型，MAS：Mg－Al－Si，
制御論理方式A：アナログ，D：デジタル，
(i)　または応答性のよい油圧機械式

表3　ガスタービンのサイクル要目値

型　式	高温部材料	TIT ℃	π_c	η_c %	η_t %	η_b %	$\in$ %	$1-\eta_p$ %	$1-e_L$ %	η_e %	η_o %	sfc g/PS-h
Present	メタル	1010	4.1	76	(i) 81	98	89	16	6	26.8	25.5(SS)	236
Mature	メタル	1038	4	80	85	98	90	15	5	34.8	33.1(SS)	182
	セラミック回転蓄熱式熱交									32.2	30.0(FT)	201
Advanced	セラミック	1371	4	83	88	98	90	12	3	48.3	45.9(SS)	131

大気温度29.4℃，TIT：タービン入口温度，π_c：圧力比，η_c，η_t，η_b：圧縮機，タービン，燃焼器効率，$\in$：熱交換器効率，$1-\eta_p$：全体圧力損失，$\eta_p=\pi_t/\pi_c$，$1-e_L$：もれ損失，$e_L=G_t/(G_c+G_f)$，η_e：サイクル熱効率，η_o：エンジン熱効率，$\eta_o=\eta_m\eta_e$，η_m＝0.95（SS），0.93（FT），SS：1軸式，FT：フリータービン式，FTは通路，可変ノズル，軸系機械損失がSSに加算される，sfc：比燃料消費率＝6022/η_o，燃料の低発熱量10500 Kcal/kgとする，(i) ジェネレータタービンと出力タービン効率を荷重平均したもの。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.

必要となる。

表4は要素の構成型式を示す。遠心圧縮機のインペラはアルミ合金で，作動範囲の広い後向き羽根とし，部分負荷性能をよくするため，可変入口案内翼つきとした。タービンは Present 型には軸流式が多いが，Mature はラジアル式で，Advanced はセラミックのラジアルである。フリータービン式の場合，出力タービンは軸流式で，部分負荷性能およびエンジンブレーキ用に可変ノズル翼つきである。JPLは Mature 型には1軸式とフリータービン式，Advanced には1軸式を選んだ。

燃焼器には NOx 低減法に可変予混合蒸発式（Premix／Prevaporizing）が有望としている。[2] 熱交換器は効率90％以上，圧力損失（空気側＋ガス側）10％以下，もれ量3％以下で，材料は負荷急変動時の温度上昇を考慮しなければならないが，Mature 型にはMAS（Mg－Al－Si）が使えると述べている。

燃料制御装置はMature 型には一体油圧機械式（アナログ）が単純で低価格であり，Advanced 型には電子機械式（デジタル）を予想している。無段変速機には，油圧機械式と可変静翼型トルコン式が考えられるが，1軸式には，とくに開発要素のない低価格の可変静翼トルコン式とし，フリータービン式には現用の3速自動変速機，いわゆるトルコンが使用できるとみている。

5. ガスタービンの要素およびエンジン性能

JPLが設定したMature 型には，エアリサーチ社がEPAとの契約でスタディし，1972年に発表した[3]予測性能をそのまま採用している。（図3，4，5，6）要素の性能は，エアリサーチ社の実験データに基づいて定めたもので，サイクル計算によって最適化された各形式のエンジン性能を求めた。JPLはこの中から Mature 型として，回転蓄熱

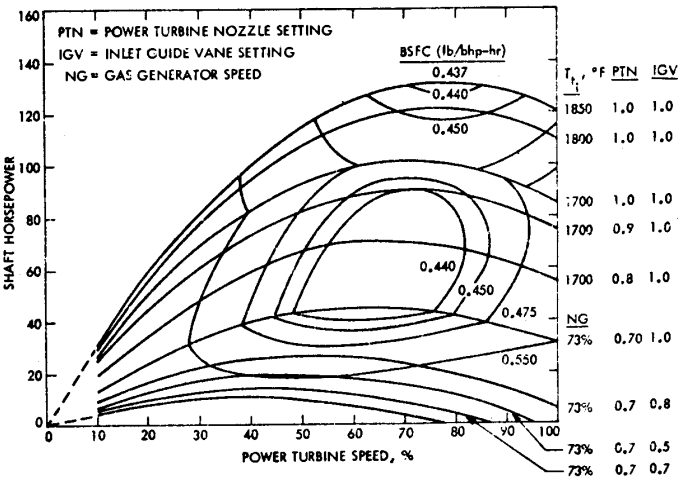


図3　再生フリータービンエンジンの性能，可変タービンノズル，可変入口案内翼つきMature 型

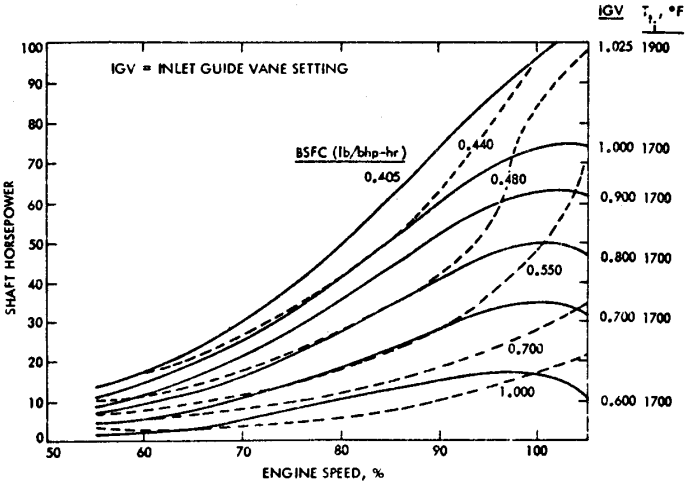


図4　再生1軸エンジンの性能，可変入口案内翼つき Mature 型

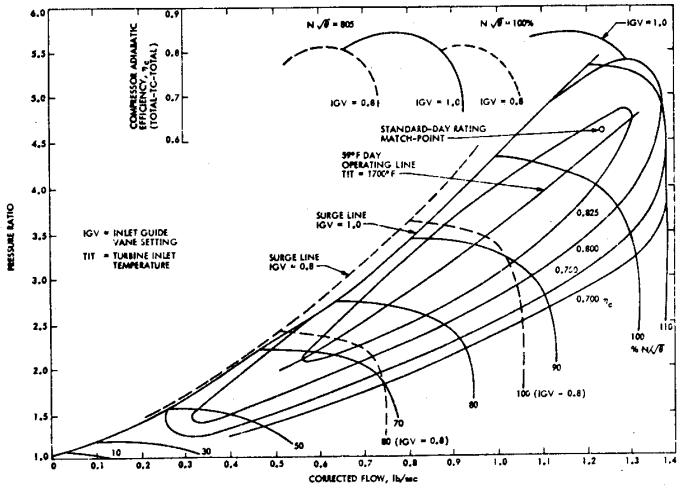


図5　Mature 型ガスタービンの圧縮機性能

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/19

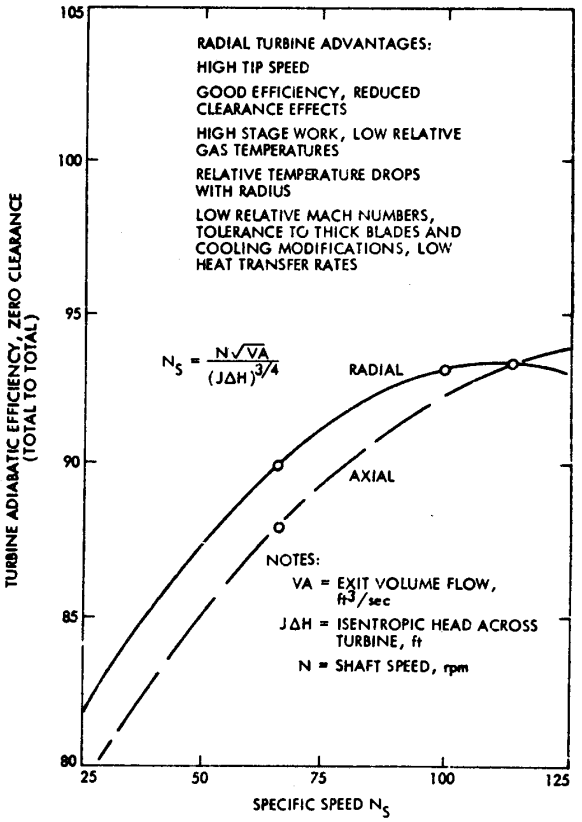


図６　ラジアルと軸流タービンの効率比較

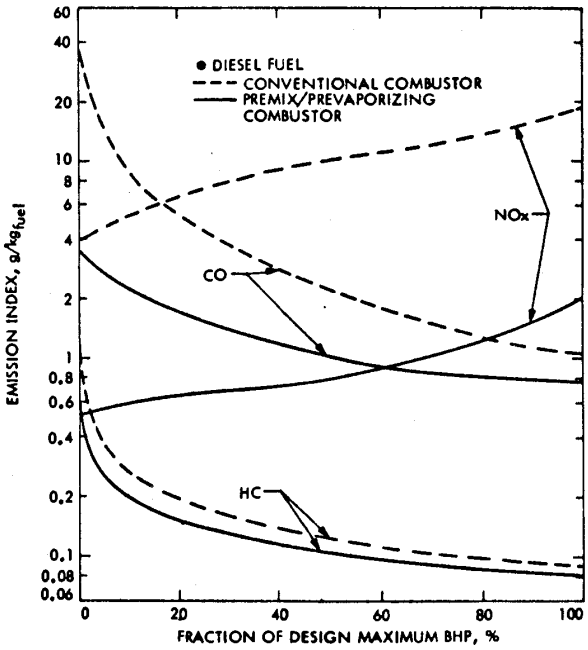


図７　燃焼器の排気ガス特性，クライスラー，ＧＭ社等のデータに基づく

式熱交換器で可変入口案内翼つきの１軸式とフリータービン式を選んだ。（図３，４）

図５は１軸式の場合の圧縮機性能である。最大効率 $\eta_c = 0.825$ の目玉が回転数７０～１０７％と広く，流量の変化に対してもかなりフラットである。図６はラジアルと軸流タービンを比較したもので，部分負荷効率はラジアルの方が約２％よい。精鋳ラジアルタービンは製造コストが安くなると予想されるが，中空翼による空冷は小型では困難で，冷却およびもれ損失により，温度を上げ得た分が相殺されると判断された。

燃焼器の排出ガス成分は，エンジンに組込まれ自動車があるモードで走行した状態で測定されなければならない。図７のように推定したエミッションインデックスと，冷態始動時の影響を補正して，走行シミュレーションプログラムで算出したのが表５である。Present 型にクライスラー社[4]とＧＭ社[2]のデータが比較のため記入されている。冷態始動や急加速時の排気有害成分は，定常モードの平均として算出されたものよりかなり多くなる。とくにNOxは温度上昇により急増するので，急加速中の空燃比を正確に制御する必要がある。きびしい規制に対しては，燃料流量スケジュールと燃焼器の一次空気流量を，計算制御する電子制御装置が必要となるであろう。

表５　ガスタービン車の市内走行モードにおける排出ガス g／Km

現在のクラス	車両重量 kg	設計最大出力 PS	Present (i) HC	Present (i) CO	Present (i) NOx	Mature (ii) HC	Mature (ii) CO	Mature (ii) NOx
Small	871	52				0.04	0.14	0.04
Compact	1229	90				0.06	0.34	0.06
Full-Size	1574	125	0.19	2.11	1.68	0.07	0.47	0.09
Large	1964	160	0.11	1.24	0.24	0.09	0.62	0.12

燃料はディーゼル油，ＨＣは C_6H_{14}，NOxは NO_2，
本表はフリータービン式の値で，１軸の場合は約１０％少ない，
(i)　Full-Sizeはクライスラー６世代実験車のデータ，固定スプレー式燃焼器，Large はGM GT－２２５ 予室式燃焼器，２２６８kgの実験車による
(ii)　可変予混合，予蒸発燃焼器

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/15

6. 材料，価格，開発費

表6は材料と重量表であるが，Mature 型は鋳鉄とステンレスが主であるのに対し，Advanced 型は重量の約35%がセラミックである。

表6　ガスタービンの材料と重量 kg

材　料	Mature		Advanced	
	SS	FT	SS	FT
鋳　鉄(i)	80.3	81.2	17.2	17.2
合金鋼	5.4	5.4	4.1	4.1
ステンレス	10.8	14.1	4.2	8.7
超合金(ii)	2.3	7.0	—	—
セラミック(iii)	9.1	9.1	48.1	50.8
アルミ合金	0.5	0.5	0.5	0.5
プラスチック	2.3	2.3	2.3	2.3
その他(iv)	55.3	67.6	55.3	64.9
計(エンジン)	166	187	132	148
動力システム(v)	244	265	210	226

出力150PSで推定，SS：1軸式，
FT：フリータービン式

(i) 各要素ケーシング，Advanced は燃焼器，減速機ケーシング

(ii) タービンホイール，ノズル，タービンケーシング等

(iii) Mature は熱交換器コアのみ，Advanced はタービンホイール，ノズル，スクロール，圧縮機ディフューザ，各要素のケーシング等

(iv) スタータ，発電機，制御装置，ポンプ等

(v) 変速機59kg＋蓄電池19kg＝78kg を加算

Mature 型のタービンに必要な超合金の価格は，今後上昇すると思われるが，生産技術を改良し，将来，スクラップ材の再生利用を促進することによって，価格を抑えることができる。ステンレスや超合金に含まれるCr，Ni，Co は米国にとって輸入材料であるが，材料資源の需要予測の結果，供給可能であるとJPLは結論している。

表7はエンジンの価格推定の一方法として，Mature 型150PS を，完全な量産設備で生産する場合の変動費を見積もったものである。

表7　要素別変動費（材料費＋加工費）

	重量kg	変動費	
出力タービン	62.0	45±15千円	24%
ガスジェネタービン		33±12	18
燃焼器	17.7	15±6	8
熱交換器	27.7	30±9	16
圧縮機	26.3	14±9	8
補機駆動装置	8.6	6±3	3
制御装置	17.7	17±6	9
空気取入口	4.1	5±2	3
減速機	11.3	9±3	5
補機	11.8	11	6
計（試験前）	187	185±21	100

150PS，Mature 型，1軸式の場合は出力タービンの価格を除いた値となる。

スタディエンジンの価格，重量構成を知ることができる。もう一つの推定法は，表6の材料種類別に，重量当たり価格を乗じて求める方法である。

このようにして，各候補エンジンの変動費を求め，それぞれの固定費（治工具費，設備償却費，管理費，販売経費等）を加算して最終価格を求める。ガスタービンの加工工数はディーゼルとほぼ同等だが，投資した新しい機械の償却が高い。自動車の性能を同じとしたエンジンの最終販売価格は，ガスタービン（フリータービン）はガソリンエンジンより22%高，ディーゼルより13%高となるが，1軸式はガソリンエンジンより5%高で，ディーゼルより安くなると算出された。燃料代の節約を考えると，これはユーザが負担できるものであるとJPLは言っている。

開発費に関するJPLのスタディの結論を以下に要約する。現在クライスラー社はERDA（米エネルギ研究開発局）から年7.5億円で，乗用車用ガスタービンの開発を契約しているが，これに自社研究費10.5億円を加え年18億円をかけている。GM社やフォード社は，ガスタービン以外の代替エンジンも開発しているが，この3社が新エンジンにかけている費用は，それぞれ会社の全研究費の2.4%が現状である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/12/12

ＪＰＬが行なったエンジンの専問家に対するデルファイ予測調査の結果，効果的に開発する費用は，これまでの２～３倍にすべきだということになった。１９９０年までにガスタービンかスターリングの生産を実現させるには，自動車業会は開発費を年４５億円にしなければならない。この費用は，候補エンジンの機種を絞るか，あるいはエンジン開発費の全研究費に対する比率を2.4％より上げるかであるが，セラミックの開発を含め，米国自動車業界の財源能力内のものであるとむすんでいる。

7. ＪＰＬのガスタービン評価について

ＪＰＬのスタディは，比較評価の手法として完璧を期したもので，これを組識的活動によって遂行し，分析の結果に基づいた戦略の提案は，一貫した論理で説得力が強い。しかし，個々に選択すべき適正レベルはどこに置くか，を模索しなければならないいくつかの問題が残されている。

セラミック　　サイクル温度を上げることは，流量当たり出力が増大するので，さらに小さなガスタービンになる。小さなインペラやタービンホィールは，すきまによるもれ損失の増加，空力形状誤差による効率低下が予想される。セラミックタービンに期待して温度を上げるよりも，超合金のラジアルタービンで設計可能な１１００～１２００℃とするのが確実だという意見もある。[5]

超合金の精密鋳造技術は，航空用ガスタービンの実績で信頼性を証明されているが，どのように量産するのか，たとえば非破壊検査法一つをとってみても，どこまで自動化できるか等解決すべき問題が多い。別の手段として，軸流タービンホィールの一体鍛造（耐熱合金の塑性温度域における精密型鍛造）の開発も進められている。[6]

変速機　　トルクコンバータ式無段変速機の損失はかなり大きいが，最適速度比を選ぶことにより，自動的にエンジン性能のよいところを使うことができるので，市内モードの場合には，手動変速機に比べそれ程走行燃費は悪くない。しかし，羽根車の組合わせによる機構は複雑で，効率改善，価格低減の余地は少ない。

Kronogard[7] は，ガスタービン側で3軸（3段）タービンとして，無段変速機構を加えることにより，熱効率と応答性を改善できると主張している。この方式によれば，動力システムは１軸式や２軸フリータービン式に比べ，最もコンパクトにまとめられるとして試作開発中である。また，マッチングおよびタービン段の設計最適化の効果もあるので，バス用クラスの大きさのエンジンの場合は有望な方法と思われる。

２軸フリータービン式は，タービンの空力設計法と，ノズルの作動応答性や制御装置を改善し，トルクコンバータを止めることが考えられる。トルコンの損失が無くなれば，フリータービン式は１軸式より燃費がよくなる。変速機は運転性の要求の一つであって，予測が難かしく，ユーザーテストに待つ問題であろう。ＪＰＬのAdvanced 型（１軸）の部分負荷特性は明確でなく，Mature 型を１軸にするかフリータービンにするか結論を出していない。

8. あとがき

エネルギ政策が論議されているが，燃料や材料の資源に対する価値観の推移に応じて，自動車の再評価が必要になった。ガスタービンにとっては，開発目標が環境かエネルギかの岐路に立たされたわけではない。自動車は性能と経済性の両面からの妥協を，量産という手段で解決している。質的評価よりも量的評価と商品価値の実証を要するものである。開発は慎重な評価で目標を絞り，十分な熟成期間を予定しなければならない。

米国における最近の燃費改善法令は，性能に対する具体的な要求となったが，材料資源節約のためにも，乗用車は必然的に軽量化される。ＪＰＬのスタディではスターリングの重量はガスタービンの２倍としているが，この点だけから見ても，ガスタービンの方が有望と判断したい。自動車の新エンジンとして，ガスタービンがコンパクトであるという，本質的な特長が取り上げられるようになったわけである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

参考文献

(1) Stephenson, R.R., Should We Have A New Engine ? An Automobile Power Systems Evaluation, Vols I, II, Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology JPL SP 43－17, (1975－8)

(2) Collman, J.S. 他(GM), SAE Paper 750167(1975－3)

(3) Engineering Staff of AiResearch, EPA Contract Report AT－6100－R7 (1972－6)

(4) Schmidt, F.W. 他(Chrysler), ERDA Contract Report E(11－1)－2749 (1975－6)

(5) Kamo, R., Balje O.E. ERDA 8 th Summary Report (1975－5)P.226

(6) Athey, R.L. 他(PWA), SAE Paper 751047(1975－11)

(7) Kronogard, S.O., Gas Turbine International (1975－11, 12)16

(4頁より)

荷定格速度到達など主なものを挙げても，多くの段階，操作をへて，「起動」が完了する。

今後「起動」にさいして，このようなシークエンスを考えることが必要になる場合が多いと思われるので，「起動」と「始動」は，明確に区別したい。この点は別紙使用例からもうかがえる。

2. 火力発電関係では，「起動」という語が定着しており，「始動」という語は一般的には用いられていない。

（これは上記理由を無意識に認識しているためと考えられる）

JISおよびJIS原案の中の「起動」の使用例

1. JIS B－0128－1974 火力発電用語(ガスタービンおよび付属装置)

1407	起　動	静止の状態から運転の状態に移行すること。
1408	自力起動	プラント外部から動力の供給を受けずに行われる起動。
1411	起動時間	静止の状態から無負荷定格速度に達するまでに要する時間。
1413	起動回数	ある期間に行われた起動の延べ回数

2. JISガスタービンの運転条件および試験方法

6.2.3 運転特性

(1) 起動シーケンス

(2) 起動の信頼性

(3) 特殊な起動特性

3. JIS水車および水車用語(案)，機械学会誌Vol.69.№567 p.472～(昭41.4)

起　動　石油装置，潤滑油装置，給水装置，排水装置などの準備が整い水口を開いて水車を起動することをいう。

44. 11. 17　一般機械部門において「始動」と修正議決

45. 4. 1　制定

4. JIS水ポンプ用語(案)(1968)

3027	起動試験	ポンプ内がからで，自然の状態から呼水なしで起動し，一定時間異常なく運転できることを確める試験。
3028	始動試験	表示吸揚げ高さと圧力スイッチの閉じる吐出圧との和の全揚程で，定格周波数において，定格電圧の85%で始動できることを確める試験。

5. JIS B-8322-1963 両吸込ウズ巻ポンプ（委員長　中條徳三郎）

3.4(3) 主軸のネジは，ナットが起動時にゆるまない方向とするが……

6. JIS B-8323-1964 水封式真空ポンプ

3.4(2) 主軸のネジは，ナットが起動時にゆるまない方向とするが……

7. JIS B-8313-1965 小形ウズ巻ポンプ

3.4(3) 主軸にネジを有する場合，そのネジはナットが起動時に……

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

ガスタービン用水素燃焼器

航空宇宙技術研究所　鈴木邦男
堀内正司

1. はしがき

大気汚染の少ない新燃料の一つとして水素が考えられ，火花点火機関においてガソリンの代りに水素を用いる研究が進められている。[1)]

水素燃料をジェットエンジンに用いることは，１９５０年代中頃米国ＮＡＣＡで研究され，軽爆撃機Ｂ５７のターボジェットＪ－６５に水素を用い，マッハ数0.７２で約２０分間飛行した。[2)] このＢ５７は，はじめジェット燃料で飛行し，途中から水素に切換えたため，Ｊ－６５の燃焼器は水素供給管を追加したのみで他は原型のままであった。一方，水素専焼燃焼器として直径約５０㎜の「スワールキャン」を多数用いる形式の研究が並行して行われた[3),4)]。これ以後，ガスタービンに水素燃料を用いる研究は，途切れているようである。

最近になって，極超音速機を対象に水素を用いた超音速燃焼ラムジェットの研究[5),6)] や亜音速機に水素燃料を用いた場合の飛行性能の推算[7),8)]，液体水素燃料タンク構造の研究[9)]，大気汚染成分の排出低減化に関する水素燃焼器の特性の研究[10)] などが行われている。これらは，現用のエンジンに水素燃料を用いるときの研究であるが，水素燃料を用いた特殊なエンジンとして，排気量を現用機関の数十分の一に減少させるH_2-O_2サイクル[11)]やＭＨＤ発電との複合サイクル[12)] などの検討も行われている。

ガスタービン用水素専焼燃焼器は，現用の化石燃料用燃焼器にくらべて構造が簡単で高性能なものになり，かつ，容易に開発できるという感じが強く，燃焼器本体に関する研究は，ＮＡＣＡ～ＮＡＳＡのもの以外には少ない。ここでは，水素の燃焼特性，水素専焼燃焼器の特長および問題点を述べ，実例としてＮＡＣＡの水素専焼バーナの紹介，および著者らの実験の内容に触れる。

2. 水素の燃焼特性

水素の燃焼特性について，１９５８年にＮＡＣＡでそれまでに発表されている報告のまとめが行なわれた。[13)] このうち，ガスタービン燃焼器に直接関連する基礎データを以下に述べる。

図１は，水素の空気に対する当量比ϕと体積百分率を示したものである。$\phi=1$ は，水素２９.５％ Vol. に対応する。図２は，水素－空

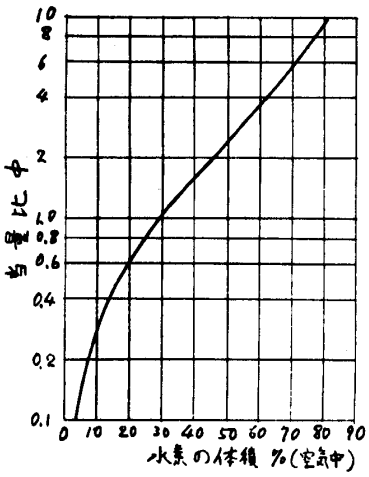


図１　水素－空気の当量比と体積百分率[13)]

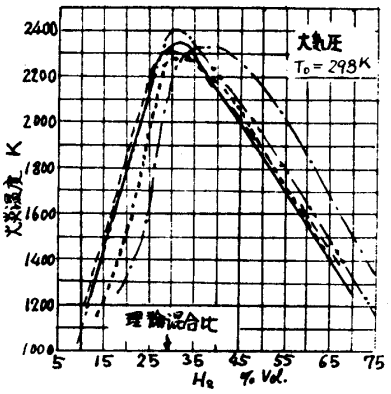


図２　水素－空気の火炎温度[13)]

（昭和５１年４月１日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/23

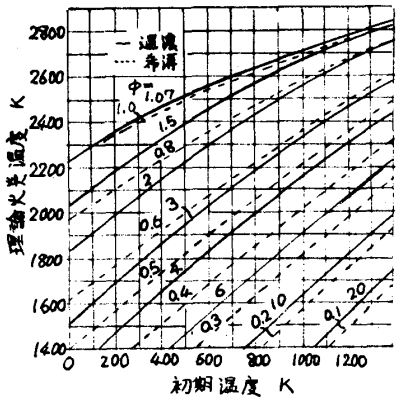


図3　火炎温度に及ぼす初期温度の効果[13)]

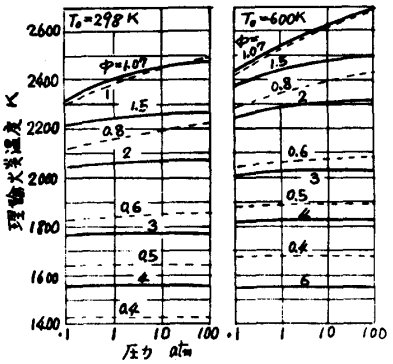


図4　火炎温度に及ぼす圧力の効果[13)]

気混合気の火炎温度の実験および計算例である。最高火炎温度は，$\phi=1.07$のとき得られ，2403 Kという値がある。なお，水素－酸素火炎では，$\phi=1$が水素66.7% Vol. に対応し，このときの火炎温度は計算値で3080 K，実測値の最高は3123 Kである。混合気初期温度 T_0 の火炎温度に及ぼす効果を図3に，圧力の効果を図4に示す。火炎温度の計算には，ガス組成が必要になるが，大気圧－$T_0=298$ Kのときの平衡組成の計算結果を図5に示す。図6は，層流火炎伝ぱ速度の報告例，図7は初期温度を変えたときの層流火炎伝ぱ速度 U_L の例である。これは $U_L=0.09908\,T_0^{1.413}$ で表わされる。この温度の指数は，nヘプタンのとき1.64，イソオクタンのとき1.85であり，水素は，これらの炭化水素より温度依存性が低い。圧力の火炎伝ぱ速度に及ぼす影響は，$50<U_L<100$ cm/s の範囲で圧力指数零，$U_L>100$ cm/s で圧力指数0.1の程度である。

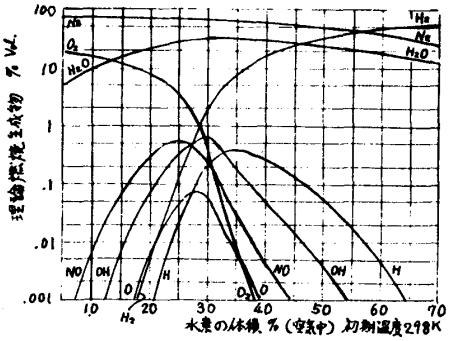


図5　水素－空気火炎のガス組成

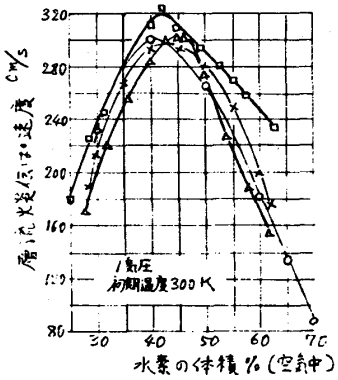


図6　層流火炎伝ぱ速度の報告例[13)]

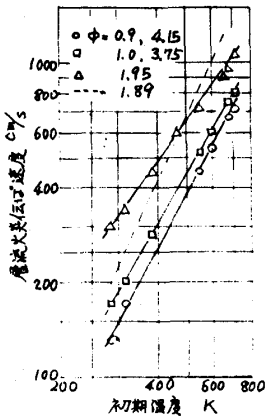


図7　火炎伝ぱ速度に及ぼす初期温度の効果[13)]

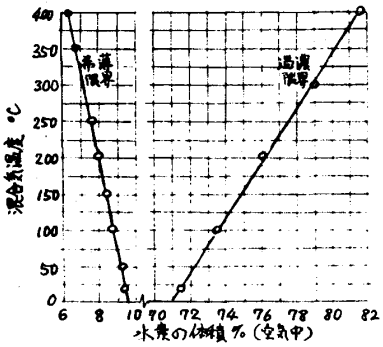


図8　水素－空気混合気の可燃限界[13)]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

水素－空気混合気の可燃限界を図8に示す。消炎距離 dq は，大気圧－室温のとき dq ＝ 0.057～0.063㎝でメタンの dq＝0.25㎝に比べて著しく小さい。dq は，圧力にほぼ反比例する。最小着火エネルギ I は，大気圧－ϕ＝1のとき，I＝0.019mJ（メタンは0.3mJ）で圧力にほぼ反比例する。初期温度に対しては，$\log I \propto 1/T_0$ の形になる。自然発火温度は，大気圧－空気中で800～850Kと炭化水素燃料のそれよりいくぶん高い。

3. 水素燃料をガスタービン燃焼器に用いるときの利点

水素燃料を用いる燃焼器では，炭化水素燃料を用いるものに比べて次の利点が考えられる。

(1) 水素は火炎伝ぱ速度が大きなため，高速燃焼が容易になり，燃焼器の小型化からエンジンの軽量化に役立つ。

(2) 低温水素を用いてタービン翼の冷却を行なおうとする提案があり，実現すればタービンの高温化に有利となる。

(3) 火炎からの熱輻射は，主に水蒸気からとなり，炭化水素火炎に比べて著しく小さくなる。これから，ライナの冷却空気が少くて済み，高圧力比ガスタービンに対し，燃焼器の耐久性向上や高温化に有利になる。

(4) 炭化水素燃料のとき生じやすい燃焼器内部やタービン翼への炭素堆積がなくなる。

(5) 排気中の大気汚染成分として，純度の高い水素を用いれば，窒素酸化物が主体になり，炭化水素を用いたときの炭化水素，アルデヒド，臭気，一酸化炭素，煙や微粒子，シアンなどは放出されない。しかし，エンジン排気には潤滑油が混入するため，炭化水素の排出を零にすることはできない。

(6) 水素－空気燃焼では，いわゆる Prompt NO の生成はみられず，それだけNOの低減化ができる。[14]

(7) 水素は可燃範囲が広く，燃料希薄燃焼を行うことにより低温燃焼ができ，NOx の低減化は，炭化水素燃料の場合より有利になる。

(8) NOx 低減化のための二段燃焼法など特殊な燃焼方式の採用も容易になる。

4. 水素燃焼器に関する定量的検討

水素燃料を用いたときの利点について，いくぶん定量的な検討を試みる。

(1) 燃焼器の小型化

ガスタービン燃焼器の保炎機能をもつ一次燃焼領域について，次のような空気負荷率 Lap を考える。[15]

$$Lap = wap / Vlp \cdot P_1 \quad (kg/m^3 \cdot s \cdot atm)$$

ここに wap；一次燃焼領域に流入する空気量（kg／s），Vlp；一次燃焼領域のライナ容積（m^3），P_1 ；空気圧力（atm）である。

燃焼器の小型化は，Lap 値を高くとることに対応し，Lap 値を高くして安定な保炎を得るには，火炎伝ぱ速度の大きな必要がある。図6によると，水素の層流火炎伝ぱ速度は，炭化水素の場合の7倍程度になっている。これは，保炎器の吹消特性上に，より大きな倍率で影響する。図9はその例で，[16] 水素とメタンを比較したとき，吹消風速 Ubo は，同一保炎器寸法（D），同一当量比に対し，12倍以上水素のほうが大きい。すなわち，現用燃焼器の Lap 値は，やや負荷の高い燃焼器で Lap ＝50 kg／m^3・s・atm 程度になっているので，水素の場合は，Lap ≧50×12kg／m^3・s・atm と高めることができる。

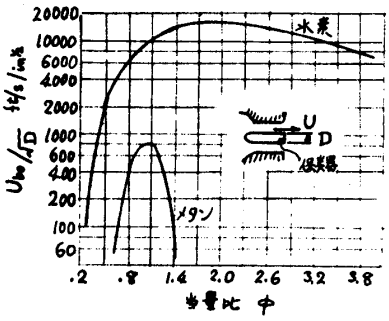


図9　保炎器による吹消限界[16]

燃料の完全燃焼をはかる二次燃焼領域の燃焼負荷率 Lhs として次式を用いる。

$$Lhs = \frac{w_f \cdot H_u \cdot \eta_b}{Vls \cdot P_1^2} \quad (Kcal/m^3 \cdot h \cdot atm^2)$$

ここに w_f ；燃料流量（kg／h），H_u；燃料の低位発熱量（Kcal／kg），η_b；燃焼効率，Vls；

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/12/22.

二次燃焼領域のライナ容積（m^3）である。この燃焼負荷率は，完全撹拌形均質反応器（Well Stirred Reactor ; 以下WSRと略記）のそれと比較され，炭化水素燃料のとき，WSRの燃焼負荷率 Lh は初期温度T_0＝700K，当量比ϕ＝0.233，燃焼効率η_b＝0.98の条件で$Lh \fallingdotseq 1\times10^9$ Kcal／m^3・h・atm^2 となっている。[17] ガスタービン用高負荷燃焼器の試作例[18]では，$Lhs \fallingdotseq 2\times10^8$ Kcal／m^3・h・atm^2（P_1＝1～2.5 atm）程度が得られているので，WSRの負荷率の 1／5 まで負荷を高めることができる。

WSRに水素燃料を用いると，火炎吹消限界はきわめて高負荷の状態になり，実験上の制限から$0.4<\phi<4$の範囲の実験ができなかった。[19] そこで$\phi<0.4$，$\phi>4$のデータの外挿，および図9の吹消特性から推定すると，ϕ＝0.833のとき，水素は炭化水素の16倍程度負荷が高められる。すなわち，$Lh \fallingdotseq 16\times10^9$ Kcal／m^3・h・atm^2 となり，この1／5をとってもLhs＝32×10^8 Kcal／m^3・h・atm が可能となる。

以上のことから一次，二次を含めた燃焼領域について15倍以上の風速または1／15以下の容積（長さにして$1/\sqrt[3]{15}$＝1／2.47）が水素を用いることによって可能となる。

高温燃焼ガスをタービン入口温度まで希釈する希釈領域の長さは燃料の種類と無関係に，従来と同程度必要である。

別に，タービン入口温度になるよう希薄燃焼を行なう方式が考えられる。水素の最低火炎温度（T_f）min は，初期温度T_0＝300Kのとき（T_f）min≒1060K，T_0＝600 Kのとき（T_f）min≒1140Kであるから，タービン入口温度になるような希薄燃焼は可能である。

一方，燃焼負荷率の点から調べると，WSRにメタンを用いたときϕ＝1の吹消時の負荷率値は，水素の場合ϕ≒0.32に対応し，このときT_f≒1250K（T_0＝300K）になる。すなわち，T_f≒1250Kならば，メタン燃焼器と同一の大きさにおさめることができる。初期温度の高い状態では，メタンと同一の燃焼負荷率を得るT_fが高くなるので，高温タービンでないと炭化水素燃料の燃焼器の大きさ以上になる。

(2) NOx 低減化

水素の燃焼特性を生かしたNOx 制御法として急速な燃焼と急速な冷却が考えられる。ダクト内を200ft／sの流速で流して測定した化学種生成の時間的経過を図10に示す。[20] 同図

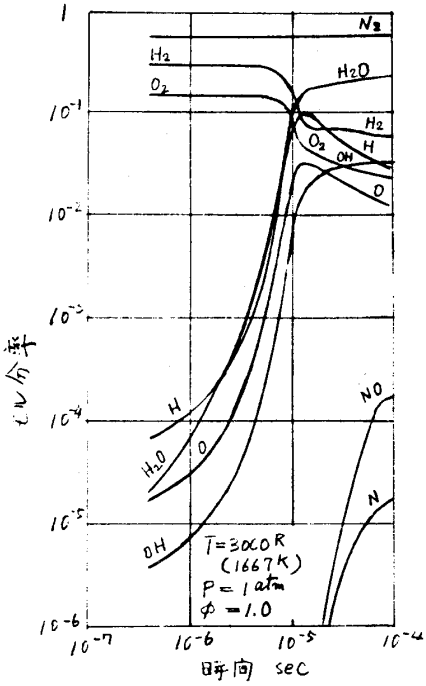


図10　化学種生成の経過[20]

から明かなように，酸化反応がほぼ終了したときからNOの生成が行なわれるので，図10の場合，2×15^{-5}秒のちに冷却すれば，NOの生成を押えることができる。しかし，実際にこのような冷却はむずかしく，次の方法として希薄燃焼，すなわち低温燃焼によるNOx 低減化が考えられる。航空用ガスタービン燃焼器領域の滞留時間は2ms 程度と推定され，このときの水素とジェット燃料についてNOx 濃度を比較して図11に示す。[21] ジェット燃料の実用上の希薄限界はϕ≒0.6といわれ，これと比較した。同図によると，水素をϕ＝0.4で燃焼させたときのNOx 濃度は，ジェット燃料の場合より2桁も少ない。ϕ＝0.4であれば，燃焼負荷率としてジェット燃料の場合より高くできるので滞留時間の減少によるNOx 低減化も合せて行なうことができる。

5. 水素燃焼器の実例

これまでに報告されている水素燃焼器の実例

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

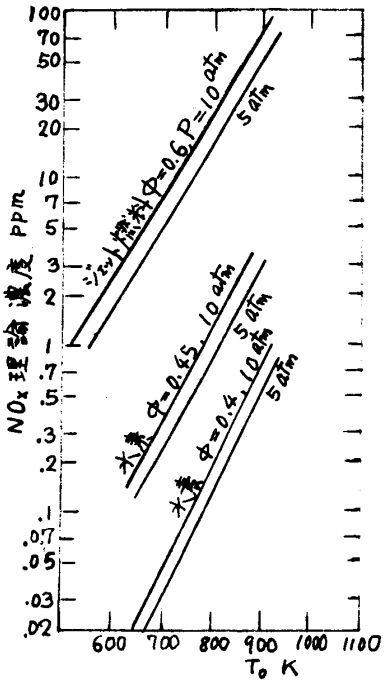


図１１　滞留時間τ＝2msのときのNOx 濃度[21)]

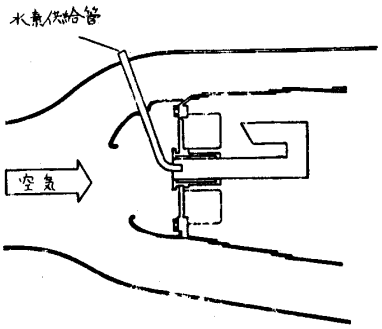


図１２　Ｊ－６５の水素供給法[22)]

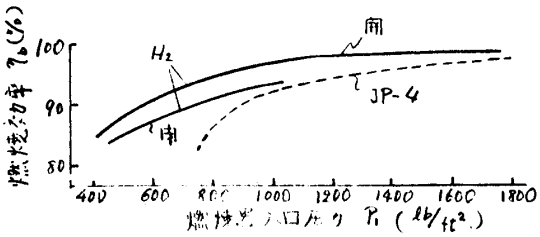


図１３　水素とジェット燃料の燃焼効率の比較（Ｊ－６５）[22)]

および著者らの水素バーナについて述べる。

(1)　Ｊ－６５－Ｂ－３

ターボジェットＪ－６５は圧力比6.9，静止推力３２７５kg，燃料消費率0.９２kg／kg・h（ＪＰ－４）でＦ８４－Ｆ，Ｂ－５７，Ａ４Ｄなど多くの機体に搭載されている。燃焼器はアニュラ形，３６本の燃料蒸発管をもつ直径1.０９mの比較的大形のものである。水素燃料は，この燃料蒸発管内に供給した（図１２）。エンジンの風胴試験によるジェット燃料との比較を図１３に示す。[22)] 図１３中"閉"の記号は蒸発管入口から空気が流入しないよう盲にしたもの，"開"は開口のままの結果である。水素の使用によるエンジン高々度性能の改善が明らかである。

(2)　短縮形アニュラ燃焼器

水素燃焼器として従来形燃焼器の燃焼領域を縮少した形である。ＮＡＣＡの試作例を図１４に，その燃焼性能を従来形燃焼器に水素を用いた場合と比較して図１５に示す。各種バッフル（図１４のＶ－gutter）を試作して実験している。[22),23)]

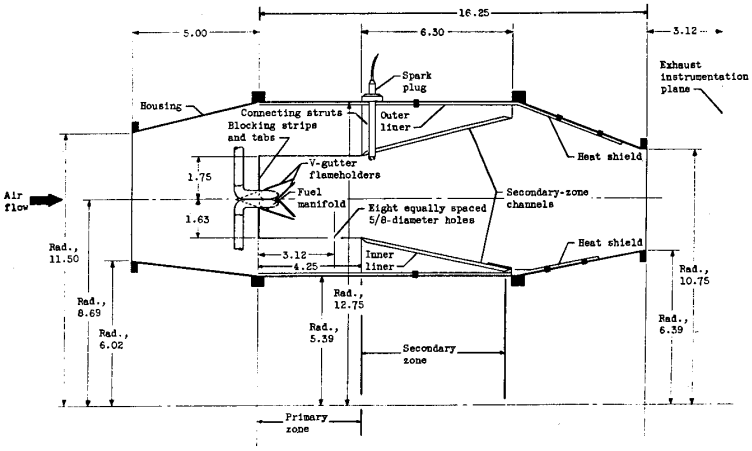


図１４　短縮形水素燃焼器[23)]

(3)　Ｕ－Gutter

高速保炎器として，ジェットエンジンのアフターバーナに用いるＵ－Gutter を水素燃焼器に適用した例を図１６および図１７に示す。[24)] 燃焼性能は，次のスワールキャンよりいくぶん劣る結果になった。

(4)　スワールキャン（植木鉢形バーナ）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

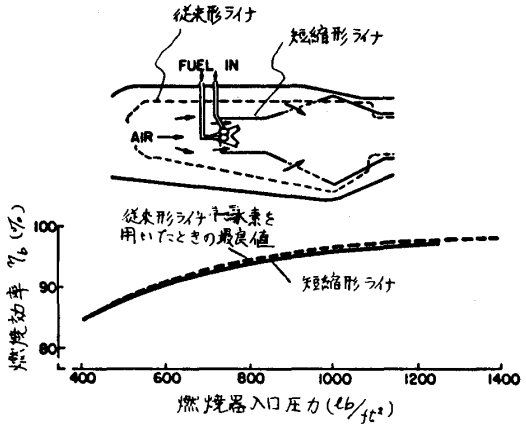


図１５　短縮形水素燃焼器の燃焼特性[22)]

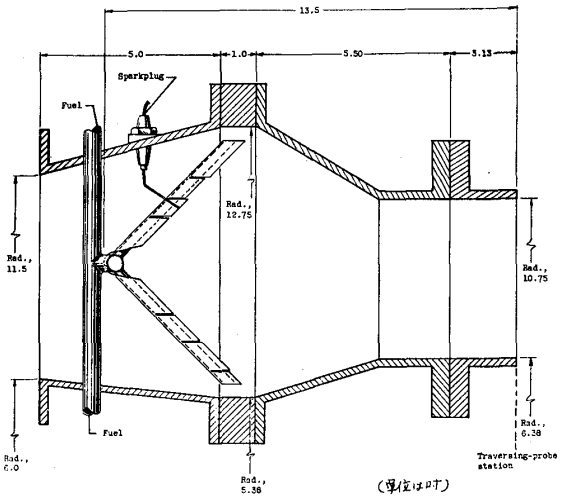


図１６　U－Gutter 水素燃焼器[24)]

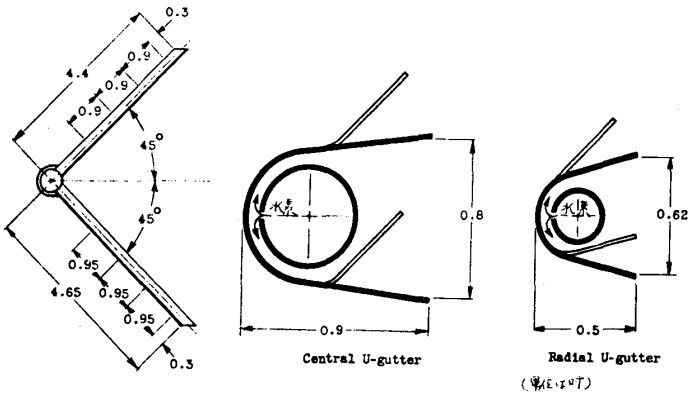


図１７　U－Gutter 詳細図[24)]

一次燃焼領域に多数の小形保炎器（スワールキャン）を並べ，燃焼領域の長さの短縮をはかると同時に希釈領域の短縮化も行なう形式である。スワールキャンは，図１８に示すような植木鉢形をしており，図１９に示す多種の変形を

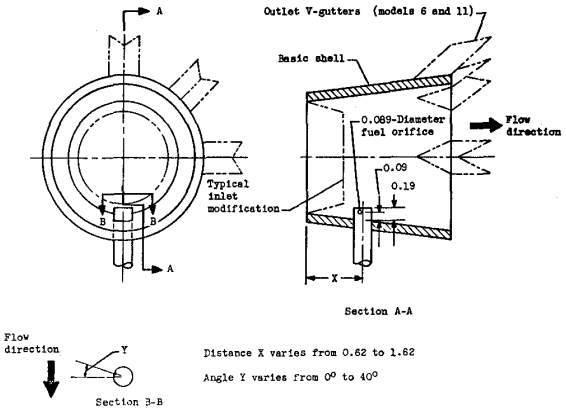


図１８　NACAのスワールキャン[25)]（単位は吋）

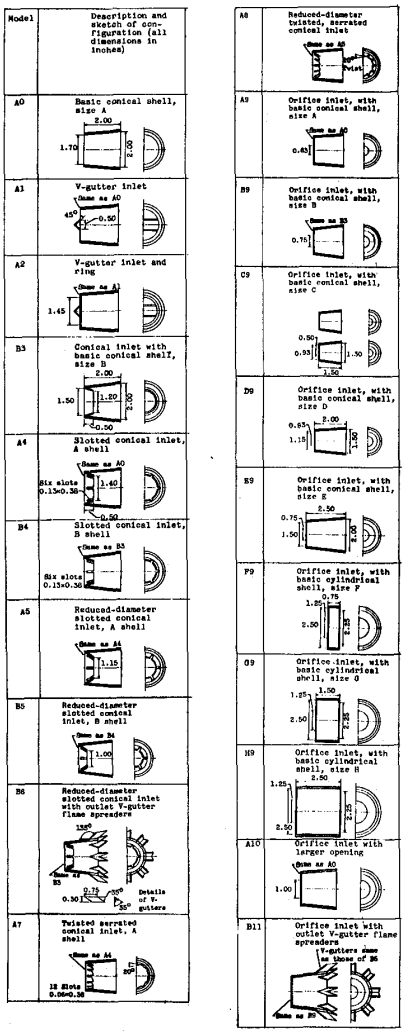


図１９　NACAのスワールキャンの試作例[25)]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

実験している。[25] 図２０は，分割模型にスワールキャンを取付けた状態を示す。燃焼効率特性は，最良の形式のとき，従来形燃焼器に水素を用いた結果（図１５）と同程度である。

(5) 二段燃焼バーナ

一次燃焼器を燃料過濃で作動させ，タービンを駆動したのち，希釈空気流内で二次燃焼させるアフターバーナ付ジェットエンジンを対象にした形式である。図２１は，その実験装置，図２２は一次燃焼器の保炎器に用いて良好な性能を示した形式である。[26]

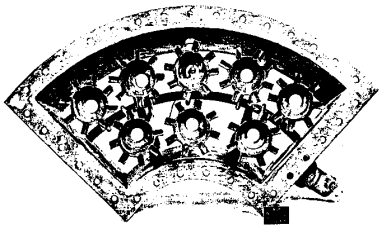


図２０　1／4 分割模型にスワールキャンを用いた例[24]

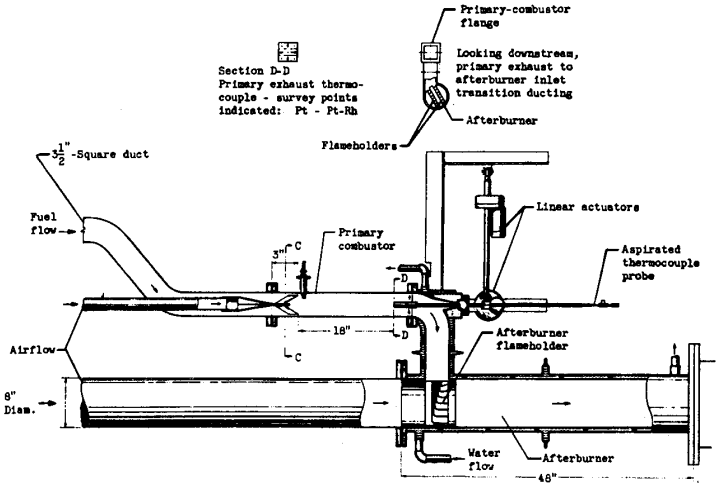


図２１　ＮＡＣＡの二段燃焼バーナ[26]

(6) ミニガスタービン燃焼器

ガスタービン燃焼器は，一般にエンジンを小形にしても形状の縮小がむずかしく，相対的に

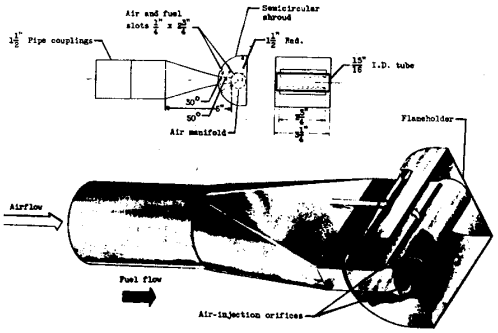


図２２　一次燃焼器の保炎器[26]

大きなものになる。しかし，水素燃料を用いれば小形化が容易であり，これを考慮した風胴試験用ミニガスタービンの試作がＮＡＳＡで計画され[27),28)]，燃焼試験が行なわれた。図２３は，ガスタービンの概要である。

(7) 水素トーチバーナ

航技研では，ガスタービン排気中のＮＯx 低減化の研究の一環として炭化水素燃料の希薄燃焼を考え，火炎の安定化をはかる水素トーチバーナの研究を行なっている。試作した水素トーチバーナの例を図２４に示す。このバーナ模型を直径４５㎜のダクト内に入れて火炎の吹消えを測定した。結果の例を図２５に示す。図２６はバーナの写真，図２７は実験状態である。空気流は図２７の右側から左へ流れている。火炎は目視では全く見えない。

6. 水素燃料を用いるときの研究課題

水素燃料を用いると炭化水素燃料にくらべて有利な点があるが，検討を要する事項も多い。

(1) 水素は，ガス状にて燃焼器内に噴射することが一般的と考えられるが，水素の体積流量は，空気のそれに比べて相当な割合を占める（図１）ため，燃料噴射量により燃焼器内の流れ模様が変化する。これは，燃焼性能や出口温度分布に影響を及ぼすので，燃焼器設計にあたってこの点を充分に検討する必要がある。

(2) 水素－空気予混合気を燃焼器内に噴射す

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/13

る方法がNOx低減化に対して有効である。しかし，水素の火炎伝ぱ速度の大きなこと，消炎距離の小さなことから，特に高圧力比ガスタービンにおいては逆火しやすく，燃焼器上流側で混合気を形成させることはむずかしい。したがって，燃焼器内部で燃焼する前に混合気を形成させる方式の開発が必要になる。

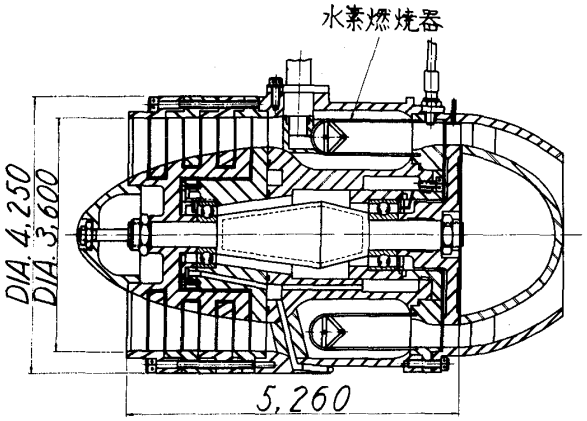


図２３　ミニガスタービン概要図[27]

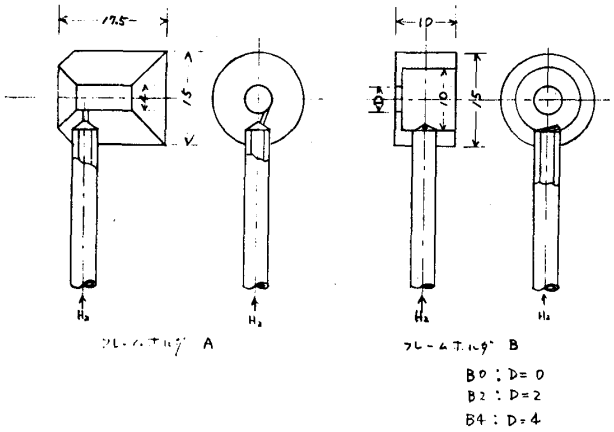


図２４　水素トーチ用保炎器の試作例（NAL）

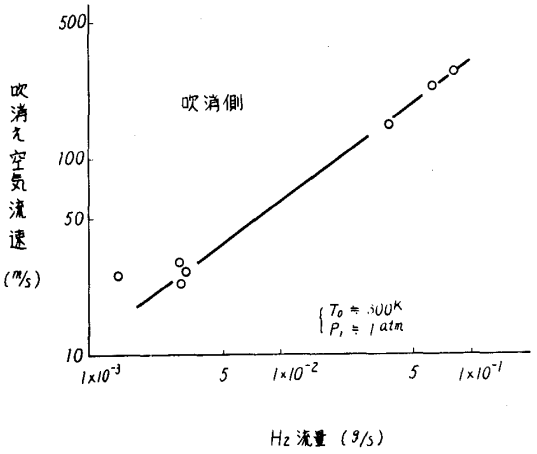


図２５　フレームホルダーAの吹消特性

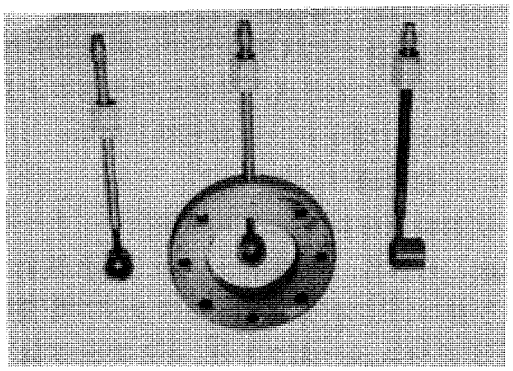


図２６　水素トーチ保炎器模型（NAL）

(3)　NOx低減化に対し，水素の希薄燃焼が有利であるが，ガスタービン燃焼器の作動範囲を対象にするとき，火炎の吹消える条件があり，何らかの方法で火炎の安定化をはかる必要がある。

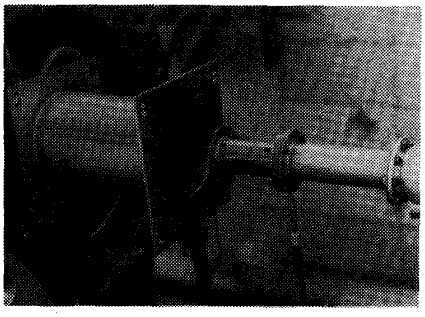


図２７　水素トーチ実験状態

(4)　水素燃料は，炭化水素燃料に比べて燃焼負荷率を高くとることができる。これは，空気流速の増加に対応し，燃焼器の圧力損失を如何に低く押えるか，構造的な面を充分に検討する必要がある。

(5)　水素燃料を用いるとき，高温高圧状態での材料の水素侵食，常温における水素ぜい性，低温時のぜい化現象の現れる問題がある。[29]

(6)　定置式ガスタービンであれば，50 atm以上という高圧パイプ輸送ラインからそのまま燃料管制装置に送ることができるが，移動式の場合は，現在のところ液体水素を用いないと実用的でない。このとき燃料タンクの熱しゃへい

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/13

および安全性向上，燃料ポンプの開発，弁などを含む燃料管制装置の開発が必要になる。このような技術は，ロケットでは既に開発されているが，作動時間の長さから判断して，ロケットの技術をそのままガスタービンに適用することはむずかしい。

7. むすび

現用のエンジン燃焼器に水素燃料を用いるとき，燃料供給系の改造は必要になるが，エンジン本体はほとんど改造しなくて済み，エンジンの性能としても炭化水素燃料の場合と同等以上のものになる。

水素専焼燃焼器では，小形化および高速燃焼ができ，新しい形式の燃焼器を実現することができる。

NOx 排出低減化については，水素の希薄燃焼を行なうことにより，現用と同程度の燃焼器の大きさで，NOx 排出量を2桁も少くすることが可能になり，この方式はきわめて有望である。

なお，水素燃料の実用化の時期は，現用の化石燃料のコスト上昇と大気汚染の規制とのかね合いから予測はむずかしいが，一つの目安として航空燃料には1990年，その他の用途に2000年以降と予測されている。[30)]

文　献

1) 古浜庄一，内燃機関，Vol. 13，No.154 (1974-8)，23，山海堂
2) Mulholland, D.R.，ほか2名，NACA RM E57 D23 (1957-4)
3) Rayle, W.D.，ほか2名，NACA RM E57 C18 (1957-3)
4) Jones, R.E. & Rayle, W.D., NACA RM E58 D15 (1958-7)
5) Contensou, P.，ほか4名，L'Aéronautique et l'Astronautique No.28 (1971-4) 33
6) Aviation Week & Space Technology, Nov.5, 1973, 27
7) Brewer, G.D., AIAA Paper No.73-1323 (1973-11)
8) Kelly, D.L., SAE Paper No.740451 (1974-4)
9) Henry, J.R., & Beach, H.L., NASA Sp-292, 1971, 157
10) NASA 未公開資料
11) Escher, W.J.D., Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proc. 729219 (1972)
12) Stenberg, M.，他3名，仝上 689118 (1968)
13) Drell, I.L., & Belles, F.E., NACA Rept. 1383, 1958
14) Fenimore, C.P., 13 the Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute (1971), 373
15) 鈴木，他3名，航技研報告TR-208 (1970-9)，34
16) 文献13)と同じ
17) Herbert, M.V., Combustion Researches & Reviews 1957 Butterworths, 76
18) 鈴木，他3名，航技研資料 TM-193 (1971-1)
19) Weiss, M.A.，他2名，Industrial & Engineering Chemistry, Vol. 50, No.2, 1958, 247
20) Momtchiloff, I.N.，他2名，9 th Symposium (Int.) on Combustion, Academic Press, 1963, 220
21) 文献10)と同じ
22) Conard, E.W., NACA RM E57 D23 (1957-4) 37
23) Friedman, R.他2名，NACA RM E56 D16 (1956-7)
24) Jones, R.E. & Rayle, W.D., NACA RM E58 D15 (1958-7)
25) 文献3)と同じ
26) Smith, A.L. & Grobman, J.S., NACA RM E58 C19a (1958-6)
27) Burnett, M., NASA CR-66362 (1969)
28) Burnett, M.，他6名，NASA CR-112173 (1973-2)
29) 産業技術審議会エネルギー技術特別部会，新エネルギー技術開発の進め方について (昭49-1) 361
30) 仝上 283，などから推定

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

講　義

機械部品の疲労強度解析（その２）

日立製作所機械研究所　第３部　鯉　淵　興　二

1. 緒　　言

機械の疲労強度解析（その１）においては，疲労強度解析の最近の手法について紹介したが，実際の機械部品の疲労強度は，腐食性雰囲気，温度などの周囲環境，部品に作用する実働荷重，部品の形状・寸法あるいは素材熱処理，加工法，欠陥など多くの因子によって決定され，実機部品の疲労強度を解析するには個々の因子と疲労強度の関係を知っておく必要がある。そこで，機械の疲労強度解析（その２）においては実機部品の疲労強度に及ぼす因子を，材料因子，幾何学的因子，荷重因子，環境因子の４因子にわけ，疲労強度と各因子の関係について述べたいと思う。

2. 材料因子と疲労強度

2−1 静的強度と疲労強度　“その１”で述べたように，材料の疲労強度特性は

$$\frac{\triangle\varepsilon}{2}=\frac{\triangle\varepsilon_e}{2}+\frac{\triangle\varepsilon_p}{2}=\frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b+\varepsilon_f'(2N_f)^c \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

$\triangle\varepsilon$；ひずみ範囲，$\triangle\varepsilon_e$；弾性ひずみ範囲
$\triangle\varepsilon_p$；塑性ひずみ範囲，N_f；破断寿命
E；たて弾性係数，σ_f'，ε_f'，b，c；材料定数

で表わされる。図１，図２はそれぞれ0.45％炭素鋼の熱処理によって硬度を変えた場合の静的および繰返し応力−ひずみ曲線と疲労試験結果であって，表１に示すように，σ_f'，ε_f' は静的強度試験の σ_f，ε_f によりほぼ予想できることがわかる。[1] 図２において高サイクル疲労では引張強度を，低サイクル疲労では引張強度を多

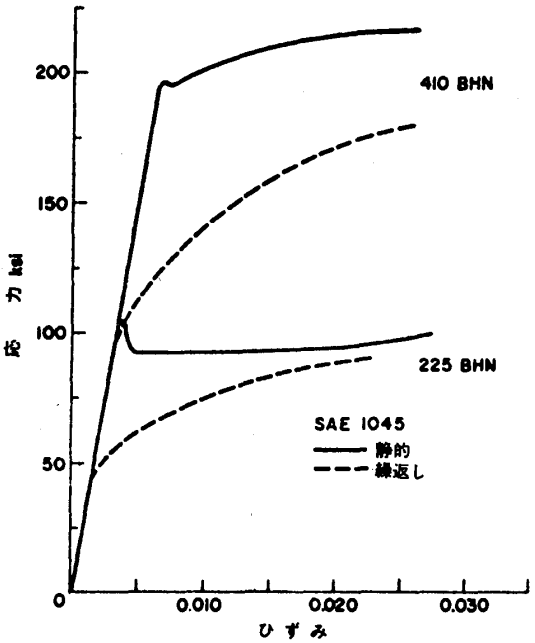


図１　静的および繰返し応力−ひずみ曲線（材料：SAE 1045）

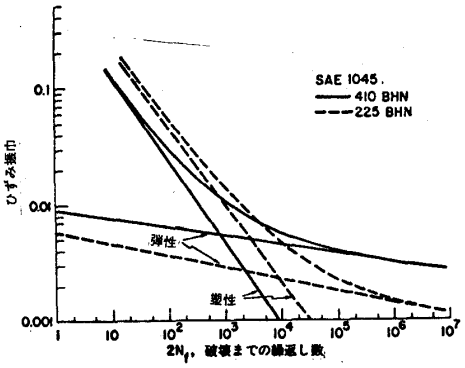


図２　$\triangle\varepsilon-N_f$ 曲線（材料SAE1045）

（昭和51年２月23日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

表1　SAE 1045の機械的性質
（ブリネル硬度　410, 225）

静　的		
0.2%耐力，Sy kg/mm²	139	64
引張強さ，Su	147	74
絞り，% RA	51	65
真破断応力，σ_f	189	123
真破断延性，ε_f	0.72	1.04
繰返し		
0.2%耐力，Sy' kg/mm²	84	42
疲労強度係数，σ_f' kg/mm²	189	126
疲労強度指数，b	−0.073	−0.095
疲労延性係数，ε_f'	0.60	1.0
疲労延性指数，c	−0.70	−0.66
遷移寿命，$2N_f$	800	10000

少犠牲にしても伸びを増す方が疲労寿命をのばすために有利であることがわかる。

高サイクル疲労において，静的強度と疲労強度の比例関係がどこまでも成立するとは限らない。図3は硬度と疲労限度の関係を示したものであり，ある硬度までは比例関係が成立するが，それ以上の硬度では疲労強度が徐々に低下しはじめ，ばらつきも大きくなる。[2] このような領域の疲労破面には，応々にして，図4に示すようなフィッシュアイと言う非金属介在物を起点とした円形の疲労破面が見られ，硬度が高くなりすぎたために，材料の切欠き感受性が上って，小さな組織内の欠陥にまで敏感になっていることを示している。したがって，このような高硬度材料で高疲労強度を要求される場合には，材料を真空溶解などで溶製し，介在物量を減少する方法がとられる。

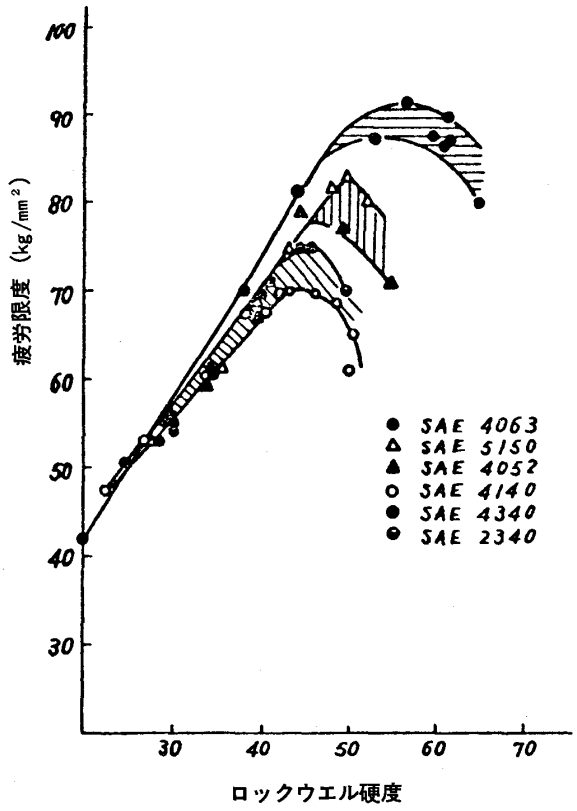


図3　疲労限度と硬度の関係

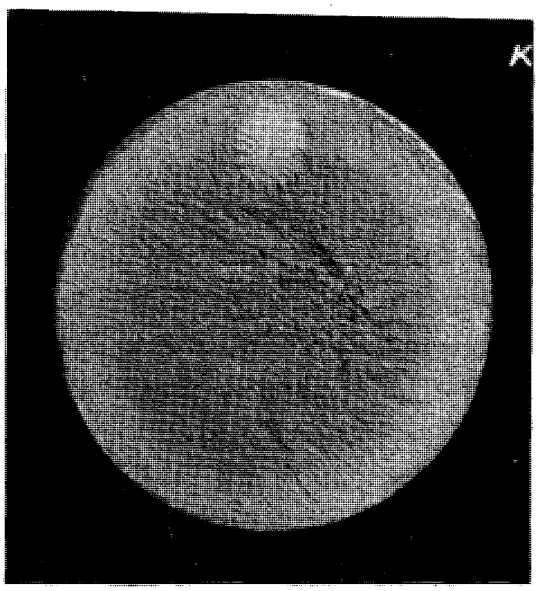


図4　フィッシュアイ

一方，高サイクル疲労における疲労強度の平均応力 σ_m の依存性は，"その1"で述べたように

$$\frac{\Delta\sigma}{2E} = \frac{(\sigma_f' - \sigma_m)(2N_f)^b}{E} \quad \cdots\cdots\cdots (2)$$

で表わされるが，高硬度材料では疲労強度の平均応力依存性は式(2)よりさらに著しくなる。いま，両振り疲労限度を σ_{wo} とし，平均応力 σ_m を有する場合の疲労限度 σ_w を

$$\sigma_w = -m\,\sigma_m + \sigma_{wo} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

で表わすと，平均応力依存度を表わす係数mは図5に示すように硬度が増すほど大きくなって

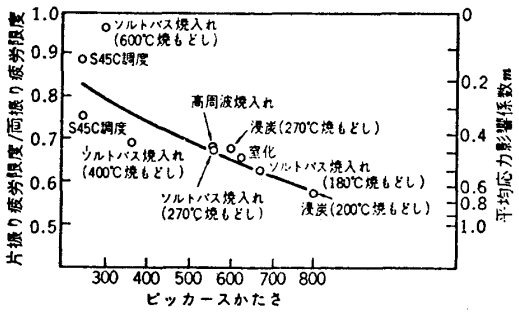


図5　かたさと疲労強度の平均応力依存性との関係

1に接近する。[3)]

2－2　表面硬化と疲労強度　高硬度材料の疲労限度の高い平均応力依存性を利用して，機械部品の表面のみ硬化し，表面に数10kg／mm²の圧縮残留応力を発生させて，高い疲労強度を与える方法を表面硬化法を言う。表面硬化法には表面のみ焼入れする高周波焼入れ，表面のみ炭素濃度を上げてから焼入れを行なう滲炭など色々の方法が行なわれている。

表面硬化部品においては表面の残留応力 σ_r を平均応力と等価に考えれば，式(3)より

$$\sigma_w = -m(\sigma_m + \sigma_r) + \sigma_{wo} \quad \cdots\cdots (4)$$

によって表面の疲労強度を予測することができるが，十分な硬化深さを与えていないと，内部の非硬化部分が繰返し応力によって次第に塑性変形し，表面の有効な圧縮残留応力がし緩するため，強化作用が失なわれて疲労破壊に至る。[3)] したがって，表面硬化を有効に活用するには部品表面から内部に至る全ての部品において実働応力が疲労限度以下である必要があるので，表面近傍の応力が高い応力集中部や曲げやねじりの応力場の方が一様分布の軸応力より有利である。通常，表面硬化によって1.5倍程度の疲労強度向上は比較的容易である。

2－3　欠陥と疲労強度　溶接，鋳造あるいは大形鍛造品などにおいて製造上の欠陥を避け得ないことがある。このような場合には，あらかじめ発生しうる最大欠陥あるいは検査で見落す可能性のある最大欠陥の大きさを予想し，その欠陥に対する疲労強度を破壊力学の手法で推定して許容応力を定めなければならない。

いま，疲労き裂伝ぱの式を

$$\frac{da}{dn} = C\triangle K^m \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5)$$

a；き裂長さ，n；繰返し数，
△K；応力拡大係数範囲，
C，m；材料定数

応力拡大係数Kを

$$K = S \cdot f(a) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6)$$

S；公称応力，f（a）；き裂長さaの関数

で表わすと，き裂が a_0 の長さから a_f の長さまで成長し，破壊した場合の破壊までの繰返し数 N_f は

$$N_f = \int dn = \frac{1}{C}\int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{\triangle K^m}$$

$$= \frac{1}{C\triangle S^m}\int_{a_0}^{a_f} f(a)^m da \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

すなわち，S－N曲線の式

$$\triangle S^m N_f = \frac{1}{C}\int_{a_0}^{a_f} f(a)^m da \quad \cdots\cdots\cdots (8)$$

を得る。式(8)の右辺はほぼ初期き裂長さ a_0 によって決るため，欠陥をその大きさ a_0 で級別すれば，各級に対応するS－N曲線を与えることができる。

J. D. Harrison らは平面状欠陥，スラグ巻込み，ブローホールなどの欠陥を有する溶接継手について多くの疲労試結果を集め，図6に示すように

$$m = 4$$

として，各欠陥を4本のS－N曲線によってV，W，X，Y，Zの5つの級に級別した。図中の実験点は一例として，長さ10mm以下のスラグ巻込みを有する溶接継手の疲労試験結果であって，大部分はW級以上の疲労強度を有している。[4)]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/22.

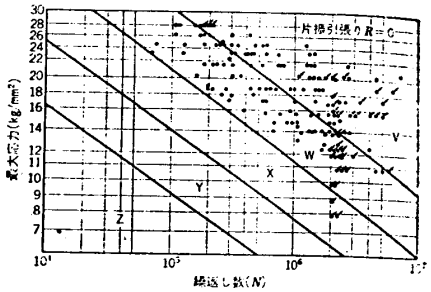


図6　10㎜長以下のスラグ巻込みを有する継手の疲労試験結果

このような欠陥の解析は溶接欠陥のみでなく，鋼材に発生する各種欠陥と疲労強度，高強度鋳造材の疲労強度の解析[5]などに応用することができる。

3. 幾何学的因子と疲労強度

3－1　応力集中と疲労強度　疲労き裂は応力集中部に局部ひずみが繰返されることによって発生する。したがって，強度設計に際しては，出来るだけ均一に流し，局部に応力が集中しない様にしなければならない。つぎに，局部に応力を集中させないため注意すべき事項について述べることにする。

断面の急変。機械部品に急激な断面変化があると応力が集中し，疲労強度が低下する。したがって，断面の急変を避け，力が常に滑らかに流れる様，強度設計にあたって注意せねばならない。応力集中係数 K_t（または α）については種々の形式の切欠きについて，理論的にあるいは実験的に求められ，図表化されている。[6]

薄板の面外力。構造物などでは薄板を組合せて製作することが多い。このような薄板はその面内に力が流れる時は剛性が高いが，面外に力が作用すると極めて剛性が低く，高い曲げ応力を発生する。したがって，面外力を避けることはもち論であるが，図7に示すように面内に力を流そうとする場合にも目違いや角変形を有する継手，板厚の異なった板を非対称にそいで接合した継手，剛性の高い付加物などはいずれも面外曲げモーメントを発生し，疲労強度が低下するから，注意を要する。

締結部。軸締結，ねじ締結など機械部品の締結部は剛性の異なったものを結合することが多く，

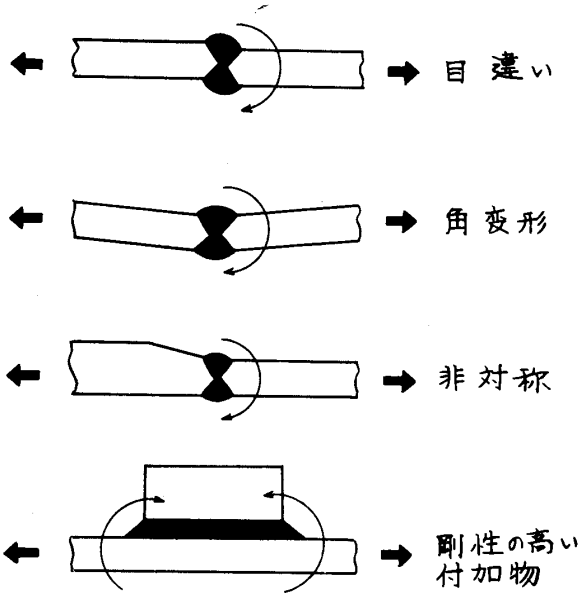


図7　薄板に面外曲げを発生する各種継手

剛性の急変する力の導入部に力の流れが集中する。図8はスプライン軸の歯の曲げ応力の光弾

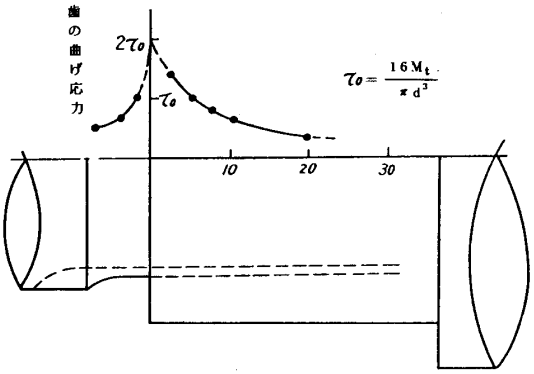


図8　呼び径42㎜φスプラインの歯の曲げ応力分布

性実験結果から，トルクの流入状況を予測したもので，雄，雌スプラインのかみ合いはじめの歯に最も大きな力がかかり，軸の先端に向って急速に減少していることがわかる。[7]

一方，ねじ締結ではボルトとナットのかみ合いの1.5山附近のねじ山に平均値の3.5～4.0倍の力がかかっていることが確かめられている。[8]したがって，このような締結部では締結による力の流れの集中にスプラインやねじ単体の応力集中が相乗されるため，極めて大きな応力集中となり，高い疲労強度を期待することができない。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/05/12

片当り。通常，機械部品はかなりの剛性を有しているため，2つの部品を組み合せて力を伝達する場合，わずかな寸法誤差でも，片当りを生じ力の流れが不均一となって疲労強度が低下する。

接触部でのフレッチング疲労。焼ばめ軸の軸とボスのかみ合いはじめ部では高い接触応力を発生する。このような部品に回転曲げ応力が作用すると，かみ合いはじめ部の軸とボス間に微小なすべりを繰返してき裂を発生し，このき裂を起点として極めて低い繰返し応力で疲労破壊に至ることがある。このように，ある面圧のもとで微小な相対すべりによってき裂を発生する現象をフレッチングコロージョンと言い，強度設計上注意しなければならない。[9]

3－2　寸法効果と疲労強度　小形試験片で行なわれた疲労試験結果は大形試験片のそれより高い疲労強度を与えることが多い。このような現象を寸法効果と言う。寸法効果の原因として鍛造，熱処理の質量効果による材質の相違，表面の仕上げ状態の相違あるいは応力こう配，大きな応力にさらされる体積の相違などが考えられている。一例として30ϕ以上の試験片の回転曲げ疲労限度は10ϕの試験片の75～80%に低下することがある。[10] 日本機械学会では代表的な3種の切欠きを有する種々の材料，大きさの軸の疲労試験結果を整理し，実験式を与えていて，設計にあたり便利である。[11]

4. 荷重因子と疲労強度

機械部品に作用する実働応力は複雑に変動することが多い。つぎに，複雑に変動する実働応力に対する疲労寿命の推定法について述べることにする。

4－1　実働応力の計数とデータ処理　一般に材料に変動応力を加えると応力－ひずみ曲線はヒステリシスループを描く。図9は複雑な変動応力が材料に加わった場合の応力－ひずみ応答曲線の一例を示したものであり，応答曲線は個々の閉じたヒステリシスループにわけることができる。いま，各ループの応力σと塑性ひずみε_pの関係を各頂点に原点をとり，最外かくループの応力範囲$\triangle\sigma_o$，塑性ひずみ範囲$\triangle\varepsilon_{po}$で無次元化して表わせば，

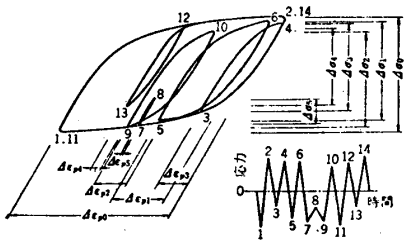


図9　複雑な変動荷重に対する応力－ひずみ応力

$$\frac{\varepsilon_p}{\triangle\varepsilon_{po}}=\left(\frac{\sigma}{\triangle\sigma_o}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

となり，さらに個々の閉ループの応力範囲$\triangle\sigma_i$，塑性ひずみ範囲$\triangle\varepsilon_{pi}$の間に

$$\frac{\triangle\varepsilon_{pi}}{\triangle\varepsilon_{po}}=\left(\frac{\triangle\sigma_i}{\triangle\sigma_o}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (10)$$

が成立することが証明される。[12] 一方，複雑に変動する荷重が加わった場合，疲労き裂発生に対して，

$$\Sigma\triangle\varepsilon_{pi}^{\alpha}=C \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (11)$$

α，C；材料定数

の関係が成立することが実験的に確かめられているので，測定してきた実働応力の性質を調べるには疲労被害を支配する主要因子$\triangle\varepsilon_{pi}$に最も関係の深い個々の閉じたループの応力範囲$\triangle\sigma_i$あるいはひずみ範囲$\triangle\varepsilon_i$の統計分布を求めるべきであろう。このような方法としてレイン

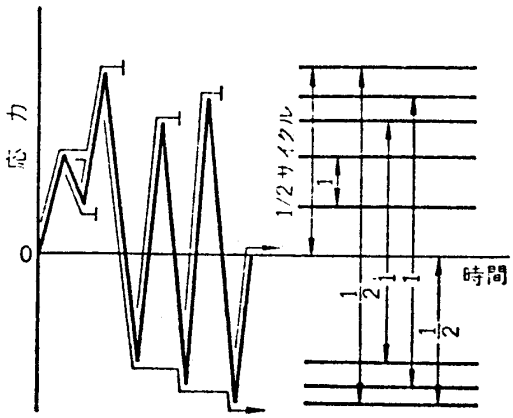


図10　レインフロー法

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

フロー法がある。[13] レインフロー法は図１０に示すように半サイクル単位で順次応力範囲（またはひずみ範囲）を計数し，そのひん度分布を求める方法で，時間軸をたてにした時，あたかも雨だれが屋根を伝い落ちるかの様に計数することから名付けられた方法である。

４－２　実働疲労寿命の予測　複雑な変動荷重が材料に作用した時の疲労破壊に対する条件式，式(11)を一定変動範囲の繰返し荷重の場合に適用すると，発生する繰返し塑性ひずみ範囲 $\triangle\varepsilon_p$ と疲労寿命 N_f の間に Manson－Coffin の式

$$\triangle\varepsilon_p^{\alpha}\cdot N_f = C \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots (12)$$

が成立する。いま複雑な荷重履歴の場合の応力範囲と塑性ひずみ範囲の関係（式(10)）と定変動範囲の繰返し荷重の場合の繰返し応力－ひずみ曲線のそれが一致すると仮定すると，式(11)は直線被害法則

$$\Sigma\frac{n_i}{N_i} = 1 \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots (13)$$

に一致する。ここに n_i は実働応力中ひずみ範囲 $\triangle\varepsilon_i$ が疲労破壊までに繰返される回数であり，N_i は $\triangle\varepsilon_i$ に対する疲労寿命であり，$\triangle\varepsilon-N_f$ 線図から読みとればよい。したがって，実働応力ひん度分布さえ求めれば，式(13)を用いて実働疲労寿命を予測することができる。

直線被害法則は１サイクル毎に疲労被害が蓄積され，一定量に達すると疲労破壊を生じると言う，ごく簡単な仮定に基いた疲労寿命の予測法であり便利ではあるが，疲労被害は以下に述べる種々の原因によって直線的に累積するとは限らず，式(13)の左辺は１より小さい値をとることが多い。

すなわち，図９において，１３から１４に荷重を負荷した場合の応力－ひずみ応答は，１２を通り１→２の履歴曲線に乗って１４に至る。このように材料の変形挙動はそれ以前の履歴の影響を強く受けるため，複雑な変動荷重と定変動範囲の変動荷重の繰返し応力－ひずみ曲線は一致しない。特に過大ピーク荷重はそれ以後の荷重サイクルによって発生する塑性ひずみ量を増加させ，疲労被害を促進する。

一方，切欠きやき裂など応力集中を有する試験片に過大荷重が作用すると，正の過大荷重は応力集中部に圧縮の残留応力を発生して疲労被害を抑制し，負の過大荷重は引張の残留応力を発生して疲労被害を促進する。

このように，疲労被害の累積を正確に予測するには応力集中部の応力－ひずみの挙動，残留応力とその減衰あるいはそれらの局部の疲労被害の関係などを解明せねばならず，かなり複雑であるので，現状では直線被害法則とともに，実働荷重を模擬した疲労試験が行なわれている。

図１１は溶接構造物の耐久試験における実働

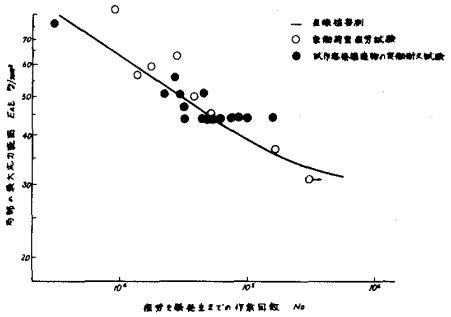


図１１　溶接鋼造物の実働疲労寿命予測例

疲労寿命を直線被害法則および実働荷重を模擬した疲労試験によって予測した疲労寿命とを比較したもので，たて軸は疲労き裂の発生する溶接ビード止端の局部に発生するひずみ範囲の最大値を，横軸に疲労き裂発生寿命をとると，かなりの精度で一致していることがわかる。[14]

5. 環境因子と疲労強度

最近，機械部品が汚染された空気あるいは水など腐食環境にさらされる機会が多くなる一方，腐食に敏感な高強度材料を使用する傾向が強くなってきたため，腐食を考慮した強度設計が重要となってきた。

しかしながら，腐食の疲労強度に及ぼす影響は単純ではなく実働状態における腐食き裂の発生原因についても，応力腐食割れが起点になったもの，エッチピットが起点になったものなど多様であり，空中の疲労強度と異なり，腐食環境下の実働疲労寿命を理論あるいは実験によっ

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

て予測することは極めて難しい。したがって，強度設計にあたってはフィールド経験のフィードバックが重要である

一方，疲労き裂は圧縮の応力場では開口しないため，伝ぱ速度が急激に低下する。腐食疲労き裂も同様であって，腐食疲労強度を向上させるためには，何らかの方法で，腐食環境にさらされる機械部品の表面に圧縮の応力を発生させ，たとえ，腐食疲労によってき裂が発生しても伝ぱさせない方法がとられる。図１２は高周波焼入れによって表面に圧縮残留応力を発生させた場合の回転曲げ疲労試験の結果であって，腐食による疲労強度がかなり高いことがわかる。[15]

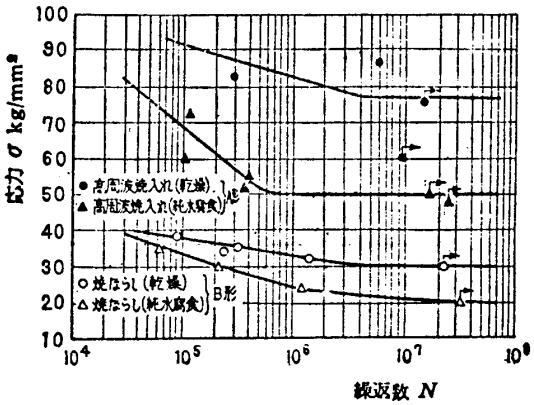


図１２　腐食疲労試験結果(材料S45C)

高温における疲労強度は時間依存性を持ち，疲労とクリープの相互作用について数多く研究されているが，最近，L. F. Coffin は大気中と真空中で高温疲労試験を行なって，図１３に示すように空気中では疲労強度が速度に依存するが真空中では依存せず，高温疲労強度の時間依存性は空気の腐食作用（酸化作用）が大きく影響していることを示した。[16] このように，高温疲労あるいは熱応力が繰返される熱疲労に関して現在盛に研究が行なわれつつあり，高温における疲労設計法として原子炉圧力容器の強度設計基準 ASME CODE 1592 が発表された。

6. 実体強度試験

以上述べてきたように，実機部品は数多くの因子が複雑に影響しあうため，解析手法のみでは限界があり，実体強度試験を行なって強度解析の精度を確認する必要がある。

まず，実物の疲労強度を求めるためには，いろいろの容量，形式の試験機を用意し，実物疲労試験を行なわねばならない。さらに，複雑に変動する実働荷重下の疲労強度を予測するには，実働荷重を模擬した疲労試験が行なわれる。図１４はその１例であって，小形デジタル電子計算機と電気－油圧制御疲労試験機を直結したシステムを示したものである。いま，D－A変換した電子計算機の出力を疲労試験機にステップ

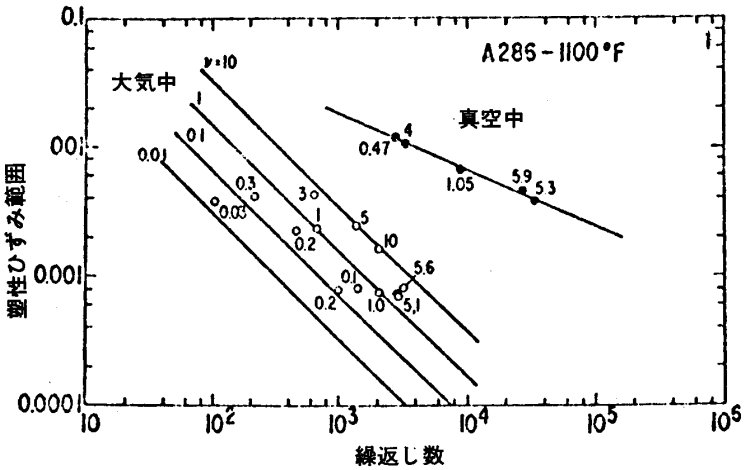


図１３　大気中および真空中の高温度疲労試験結果（材料；A286，温度；1100℉ 数字は繰返し速度cpmを示す）

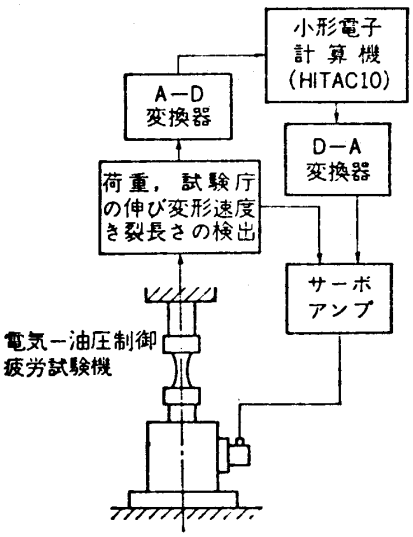


図１４　小形電子計算機制御疲労試験システム

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

入力信号として送ると，図１５に示すように試験機が応答する。その応答の完了をピストン速

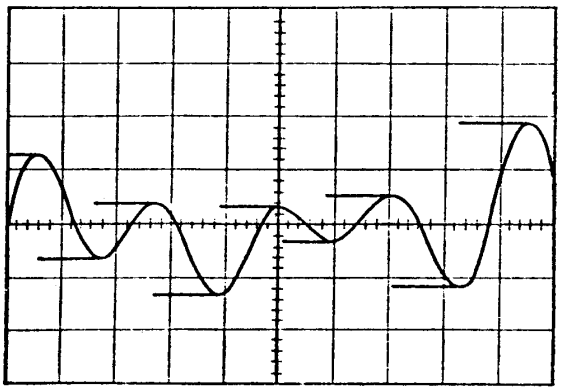


図１５　入力信号と荷重波形

度が零になったことによって検出し，その確認後に電子計算機はつぎの信号を発信する。このようにして，電子計算機が次々ステップ信号を試験機に与え，試験片にはなめらかな荷重が与えられる。[17)]

7. 結　　言

本講義は“その１”において，最近の疲労強度解析の手法，“その２”において実機部品の疲労強度について述べてきた。ここ１０年，強度解析に新しい手法が登場し，精度が飛躍的に向上したとは言え，腐食，高温，接触と残された問題も多い。我国における疲労強度設計はいまだ最新手法に変ったとも言いがたく，本講が何らかの参考になれば幸である。

参考文献

1) Landgraf, R.W., ASTM STP 519 (1973), 213
2) Garwood, M.F. ほか２名, ASM Metal Park, OHIO(1951)
3) 早山, 機械学会論文集, 41－343 (昭50－3), 721
4) Harrison, J.D., ほか２名, Proc. of 2nd Conf. on the Significance of Defects in Welds, London, 1968, Welding Institute (1969), 65
5) 河合, 鯉淵, 材料, 25－268 (昭51－1), 61
6) Peterson, R.E., Stress Concentration Design Factors, (1953), John Wiley & Sons.
7) 吉武, 学位論文 (昭46), 九州大学
8) Hetényi, M., Proc. Exp. Stress Analysis, 1 (1943), 147
9) 西岡, 平川, 材料, 18 (1969), 669
10) 西岡, 材料強度工学ハンドブック (1966), 453, 朝倉書店
11) 機械学会, 疲れ強さの設計資料I (昭36), 機械学会
12) K. Koibuchi and S. Kotani, ASTM STP 519 (1973), 229
13) 松石, 遠藤, 機械学会九州支部講演論文集, 68. 2 (昭43)
14) 大野ほか２名, 日立評論, 56－6 (1968), 47
15) 機械学会, 疲れ強さの設計資料II 表面効果 (昭40), 92
16) Coffin, Jr., L.F., Proc. Inst. Mech, Engrs. 188 (1974), 74
17) 小谷, 鯉淵, 機械学会誌, 76－652 (昭48), 477

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

見聞記

“アメリカでの見聞”

東京大学工学部航空学科　梶　昭次郎

筆者はNRC（National Research Council）Associateとして米航空宇宙局（NASA）Ames研究所に一年七ケ月程滞在する機会を得た。これはNRCが窓口になっているがNASA等政府関係の研究所において向こうとこちらの意向に合致した線に沿って研究を進める制度であり，既学位取得者に研究の実地訓練を上積みさせることを一応の目的としているため明確な義務はない（学位取得後数年を経ていて研究経験の豊富な者には Senior Associateの制度がある）。給料等金銭的な面は家族の渡航費が支給されるし，年に一二度学会に出席する旅費も用意されているなど比較的恵まれているものと思う。従って外国の金で行くことの心苦しさはギブアンドテークのビジネスと割切ることにし，給料が多少見劣りする点は語学のハンディもあることで我慢することにすれば，若い研究者が外で研究生活を送る機会としてこの制度を利用するのも決して悪くはない。ただこのような研究所は良かれ悪しかれ大学の研究室などとは相当に雰囲気が異なる点は覚悟しておく必要がある。

さて，Ames研究所はサンフランシスコから車で40分程湾に沿って南下したところに位置し，スタンフォード大学はその隣町にある。ここは1940年に設立され現在では大きく分けて空力部門，飛行システム部門，宇宙関係部門それに生科学部門がある。空力部門では後退翼の提唱者であるR.T.Jones　が現役を退いた後も顧問格で残り鋏型飛行機（機速に応じて胴に対する主翼の取付角を鋏式に変える）の実現に情熱を燃やしていた。飛行システム部では主としてSTOL機に関連した技術および飛行模擬の研究が行なわれている。パイオニアによる木星観測を受持ったのは勿論宇宙関係部門である。毎年クリスマスが近づく頃にパイオニア10号，11号から送られてくる木星の映像を食堂のカラーテレビに映し出していたが，その高度な電子技術にはただ驚嘆するばかりであった。航空宇宙生科学の部門が設けられているのはNASAの多くの研究所の中でここだけらしいが，日本からは大学の医学部の先生が二人やはりNRC Associateとして来ていた。この外にも同研究所は高速電子計算機（Illiac Ⅳ）を用いた流体力学の数値解析や航空機による地球物理の研究に力を入れていたし，スペースシャトルの開発や航空機の安全性，環境破壊に関するプロジェクトチームが組まれていた。

筆者が属していたのは飛行システム部のLarge－Scale Aerodynamics Branch で“40 by 80”と通称されていた。これは試験断面が40ft × 80ft，最高風速150ktという世界最大の風洞を管理していることに由来する。ここはエンジニアが35人，総勢60人程の比較的大所帯の Branchでヘリコプタのグループ，STOL機のグループ，Trailing vortex（主翼翼端から放出され下流に形成される渦でジャンボ機のに巻き込まれた小型機は操縦不能に陥る）のグループそれに騒音のグループなどから成っている。この大風洞を用いればヘリコプタはそのまま入るし，航空機も相当大きな模型を用いて飛行性能その他の測定が可能になるという訳である。

筆者は騒音グループに客分としていたが，このグループは5人という小人数で各人がそれぞれのテーマで研究を行なっていた。ここには無響室もあったが主として大風洞を用い，機速が騒音の発生，伝ぱに及ぼす影響を明らかにすることに重点を置いているようであった。一人はファン騒音を担当しており，ファンロータの回

（昭和51年3月11日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02.

転騒音が吸込み流れの乱れと翼との干渉によるものだとして，乱れのスケールを変えたり，機速を与えたとき乱れがどう変化して騒音がどうなるかといったことを調べていた。一人は機体騒音の研究を行なっていた。現在のところ着陸時における機体騒音はエンジン騒音に比して10dB程度低いとされているがエンジン騒音を低下させていった場合やがて問題になって来る。機体騒音源としては色々なものが考えられるが，発生機構，レベルの推定，指向性等未解決の問題が多い。彼は飛行機の胴体を対称面で切った模型を作りこれを大風洞の床に立てて（従って主翼が上下方向にのびている）実験を行なっていた。さらに一人はジェット騒音を担当しており，機速がジェット騒音のレベルや指向性に及ぼす影響を調べていた。大風洞の中で小型のジェットエンジンを実際に作動させるわけで仲々大変である。このように風洞内音場で騒音を測定する場合どうしても壁面等の反射があり測定方法が問題となる。一人は測定技術に関する研究を行なっていた。彼が開発した手法はアンテナ原理を用いた指向性マイクロホンシステムで４本～８本のマイクを直線状等間隔に配置し，各マイクの出力をある時間間隔ずらせて加え合わせるというものである。音波の位相速度は流速と音速が与えられていると伝播方向で決まり，時間間隔が丁度音の伝播に要する時間ならば出力信号は強めあい，逆に，ずれていると弱めあう。従って時間間隔を変えることによって種々の方向から伝播して来る音を判別できるわけである。残る一人は大学の数学科を出たばかりで余り戦力にはなっていなかった。

Ames研究所では空力部門にもさらに小さな騒音研究グループがあり，一人は静かな吸込風洞（試験部下流の喉部で流れをチョークさせてファン等の騒音が試験部に伝播しないようにした）を用い単独翼のカルマン渦放出により誘起される音場を調べていた。一人は流れを伴ない断面変化のあるダクト内の音の伝播を計算していた。残る一人はジェットにスワールを与えることにより騒音を低減できると主張して実験を行なっていた。

前にも述べたようにスタンフォード大学が近くにあるので大学のスタッフと研究所のスタッフとで騒音研究に関するJoint Instituteを作り，航空学科のKaramcheti 教授が長になっていた。実際の活動としては大学院の学生が研究所の施設を利用して実験を行なっていたが，ほかに，この機関の名で人を呼んで講演を頼んだり討論の機会をもったりすることができた。British Columbia大学のSiddon教授，M.I.T.のUno Ingard教授，Johns Hopkins大学のKovasznay教授，Cambridge大学のFfowcs Williams 教授，G.E.のDr. Maniなどが呼ばれていた。この人達の外にも英仏の研究機関の人が学会などで米国を訪れた際立寄り，意見情報交換して行くことが多かったし，契約研究の関係で会社や大学のスタッフが訪れる事もあった。

話は全くかわるがAmes研究所に居たときちょっとした"事件"があった。飛行システム部門の長であったB.H.Wick 氏が現役を退いたあとを受けたのが何と３６才という若い人に決ったことだった。彼はPh.Dは持っているがBranch Chief 等管理職の経験も皆無の男だったらしくしばらくは物議をかもしていた。筆者が"そんな若さで研究職よりも管理職を選ぶなんてちょっと信じられないな"とそばの奴に言ったら"いや年俸５０００ドルのアップはやはり大きいよ"と我が意見に賛成してはくれなかった。いずれにせよ後にきいたところによると"部門の長はPh.Dを有する４０才以下の者"というのが所長の方針らしく，フロンティア精神健在なりということであろうか。

滞米中に何度か学会に出席したり，ＮＡＳＡのLangley, Lewis研究所，Boeing, Pratt & Whitney, General Electric 社などを訪問する機会を得た。何分初めての渡米で観光も重要な目的であったから余りまじめに見聞して回ったとは言えないが，以下に筆者が興味を持っている航空エンジンの騒音，非定常内部流の問題の範囲で書いてみることにする。

騒音関係では昨年３月にＡＩＡＡの第二回Aeroacoustics Conferenceが Langley研究所のあるHamptonで開かれた。第一回は1973年の10月に Seattle で開かれたようである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

仲々盛会で１１０編ほどの論文が，亜音速ジェット騒音，超音速ジェット騒音，ジェット騒音の低減，ファン騒音，ロータ騒音，V／STOL騒音，機体騒音，ダクト音響，燃焼およびタービン騒音，測定および試験技術，航空機騒音の予測，音波の大気中伝播等１６のセッションに別れて発表された。こういう会議の常であるが三室で並行して行なわれるため聞きたいセッションに全部出ることができない。

筆者の発表したファン騒音のセッションでは動静翼列干渉に基く音の発生や，そりのある翼が後流を横切る問題を扱ったのもあったが，機速がファン騒音に及ぼす影響を扱った論文が比較的多かった。これは静止状態で実験するよりも飛行状態の方がファン騒音が低いという事実があるためで，ダクト壁境界層の変動や吸込み乱れの変化などについて活発な議論がなされた。ロータ騒音のセッションはヘリコプタロータの騒音に関して，またV／STOL騒音の室では高揚力装置のフラップから発生する騒音についての論文が発表された。

ジェット騒音のセッションでは従来からの研究と同じ線に沿った研究のほかに，機速に相当してジェットと同じ方向に流れがある場合，またジェットに横風が当る場合を扱ったもの，ダクト騒音とジェットの影響を組合わせたものなどがあった。

機体騒音のセッションでは種々の測定例の報告とパネルフラッタによる音の放射，Cavity Noise（壁面にくぼみがあると壁面に沿う流れとの界面が不安定になって強い音を放射する）などに関する論文が発表された。ダクト音響の室ではライニングインピーダンスに及ぼす主流，境界層流の影響，異なるインピーダンスのライニングをつぎつぎにした場合の効果およびその最適化等に関する論文が発表された。燃焼およびタービン騒音のセッションでは従来からの開放火炎の騒音のほかに燃焼器内における騒音の発生，伝播を扱ったもの，また温度変動の波とタービン翼列の干渉で発生する音を扱ったものなどがあった。

バンケットではＡＩＡＡの第一回 Aero-acoustics 賞が Cambridge 大学のM. J. Lighthill 教授に手渡された。そのあとLangley 研究所長の E. M. Cortright 氏が講演を行なったが，バンケットは８ドルと安く面白かった。

航空エンジンの非定常内部流の問題はやはり翼列フラッタとサージング，旋回失速などである。フラッタについてはファン・圧縮機の作動線（流量－圧力上昇曲線）上に種々の型のフラッタによる作動限界を示した図をよく見かけた。即ちサージ線に近い辺で亜音速失速フラッタ，圧力上昇の低い所でチョーキングフラッタ，回転数の高い所で失速，非失速超音速フラッタにより作動範囲が限られるというものである。また，本当か嘘か知らないがこの作動範囲内でもタービンディスクと翼との連成フラッタが起る可能性があるとしている。このような背景のもとに超音速，遷音速領域における非失速フラッタの理論解析，実験などが精力的に行なわれていた。失速フラッタについては翼列翼の失速動特性が不明で，単独翼の動失速（dynamic stall）も含めこの辺が今後の課題になるであろう。

サージングや旋回失速については現象自身はかなり解明されているが，設計段階で予知すること，また一旦不安定領域に入ったとしていかにすればす速く抜け出せるかといった問題がある。また吸込み流れの歪や渦に対してどの程度まで機械が耐え得るか（いわゆる distortion tolerance）も重要な問題であり，歪としては周方向歪半径方向歪が組み合わさったもの，また時間的に変動する歪さらに入口側から来る擾乱だけでなく下流側から伝わる歪（例えばアフタバーナの着火による）などを考慮しなければならないということである。定常状態のサージ線近くで作動している圧縮機に動的な歪を加えるときある程度以上変動周波数が高くなると失速を起さないということがあり，ここでも翼列翼の失速特性が問題となる。また最近ファンや圧縮機のサージングを遅らせ作動にゆとりを持たせるため翼端部に特殊なケーシング（Casing treatment）が用いられるがこれに対する統一的な理論的根拠，最適設計の問題も早急に解決されねばならないことの一つであろう。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

・研究だより・

三井造船KKに於けるガスタービンの開発

三井造船　玉野造船所ガスタービン開発室　表　　義　則

三井造船株式会社に於けるガスタービンの製作は，ガスタービン開発室が主体となって行っている。ガスタービン開発室は昭和４７年に当時の第二設計部のガスタービングループが，技術本部玉野研究所に移籍し，ガスタービン開発室として発足したものである。ガスタービンの開発は昭和２５年に，舶用主機用２軸再生熱サイクルガスタービンの試作に始まり，以来，設計部門で，エッシャーウィス社との技術提携による１０００ＯＰＳ密閉サイクル２軸ガスタービンを，自社開発による１軸オープンサイクルガスタービン１３５０KW（ＳＢ１５Ａ型），８０００KW（ＳＢ９０Ｂ型），４６６０KW（ＳＢ３０Ｃ型）の計５機種６台を製作して来た。

この間研究所に於て，軸流圧縮機には１０数種の翼列が開発され，又タービンは数種類の翼列が開発されて，産業用軸流圧縮機，ガスエキスパンダータービンとして製品化されている。現在１０MWクラス，２軸ガスタービンの試作を行う事を目的として，ガスタービン各部の要素開発に専心している。ガスタービンの開発は各種多岐の問題に遭遇するため，より高度な技術的検討，専門的研究は，技術本部内の各研究室（流体，機械要素，伝熱，材料，溶接，応力，数値解析，化学分析試験，システム開発など）の協力を得て行っている。ガスタービン開発室は，その取りまとめ部署として，基本計画，設計検討を行っている。現在の主要開発テーマは高温タービン，取りわけ高負荷タービン冷却動翼，ディスク冷却，低NOx 燃焼器，ロータディスク構造，翼の振動応力の計測と解析など，２軸ガスタービンの設計のための要素開発を主体として進めている。

(1)　高温タービン冷却動翼

高負荷タービン回転翼列テストスタンドを利用し，タービン冷却動翼の開発を行っている。タービン静翼の冷却にすぐれた冷却効率を得たため，タービン入口温度１２００℃クラスのタービン動翼に中子式のインピンジ冷却と対流冷却方式を適用すべく回転翼列試験を実施中である。（写真１）

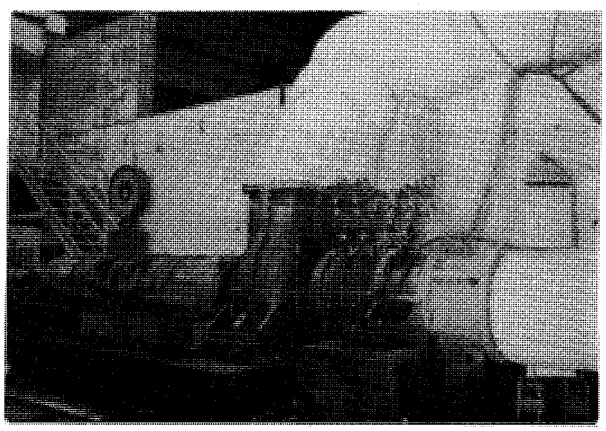


写真１

(2)　ディスク冷却試験

タービン入口温度の上昇に伴い，タービンディスクの冷却構造を検討するため回転モデルテスト装置を作り，温度分布計測，ガス濃度分布計測によりディスク側面空間部空気温度とディスク金属温度との対応関係，ディスク側面空間部内の冷却空気と主流ホットガスとの

（昭和５１年１月１２日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

流れ模様の計測を行う。

(3) ロータ構造試験

高度耐熱鋼材をタービン側ロータに使用する際のロータ構造の検討と設計データを取るため，炉内単独テスト及び回転テストの模型装置を作成している。

(4) 低NOx燃焼器

高負荷，高温化に伴うNOx発生量の増大の抑制及び燃焼性能向上（燃焼器出口温度分布，燃焼効率，吹き消え着火性など）に関する低温及び高温モデルテスト及び（高圧力による）実機確認テストの他，燃料弁の噴射性能の計測及び燃焼器とのマッチングのテストを行っている。（写真2及び3）

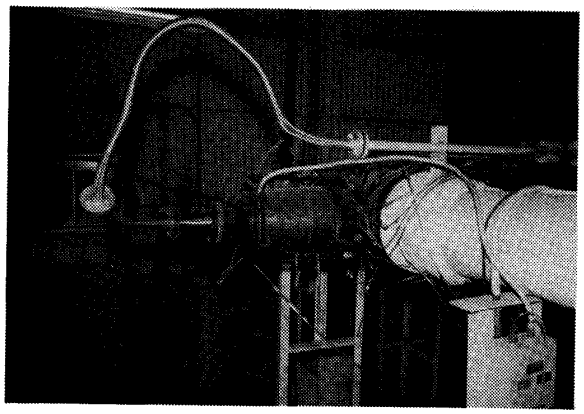


写真2

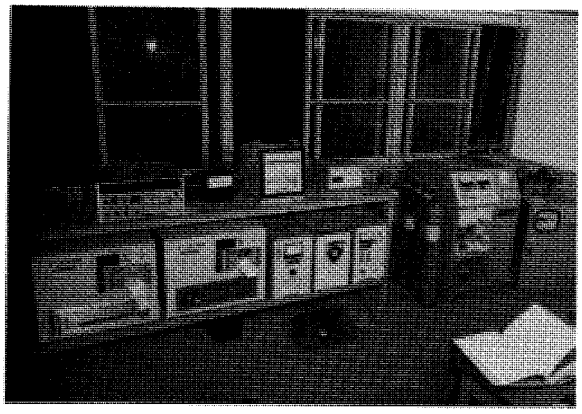


写真3

(5) 翼並びに軸の振動解析と励振力の計測

タービン翼，圧縮機翼及び軸の振動に関する安全設計データの取得を目的とした振動計算プログラムの作成，計測と解析，実機GTによる軸振動の解析，励振力の計測と解析を行い，異常検知のためのデータを集録している。（写真4）

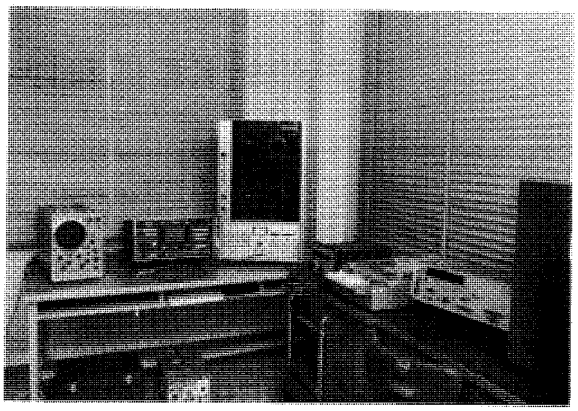


写真4

(6) 超耐熱鋼の溶接及び高温ろう付の開発

超耐熱鋼を対象とした工作上の問題解決のため，溶接及び高温ろう付の作業条件の開発と，接合部の機械的強度彼労強度等の測定を行い設計データの取得を計っている。

(7) 圧縮機，タービン性能の改善

高温高圧化に伴い，多段軸流圧縮機の性能計測と予測及び高負荷タービン翼列の開発を行っている。高負荷タービン翼列は冷却翼であるため，冷却性能を考慮した翼型を用いており，コンベクション冷却方式に引きつづき，今後フィルム冷却を考えた翼型を開発する予定である。（写真5）

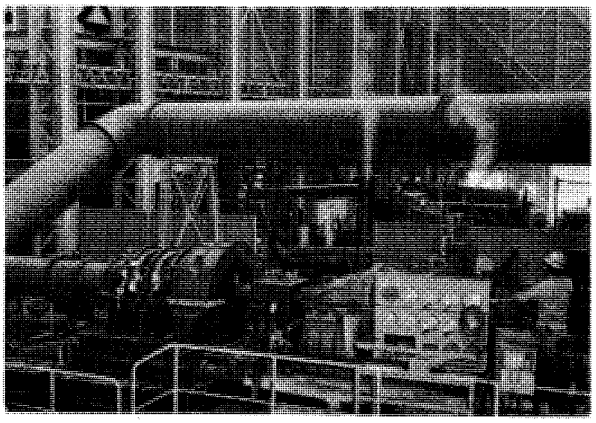


写真5

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

(8) 実機テスト

ＳＢ１５Ａ型１軸発電用ガスタービンを所内１０００ＫＷピーク発電所として昭和５０年に設置したが，本発電用ガスタービンを実機テスト装置として使用し，電気ガバナーによるガスタービン制御の動特性，燃焼器性能同混焼燃焼，圧縮機，タービン構造の確認テストなどに使用する予定である。（写真６）

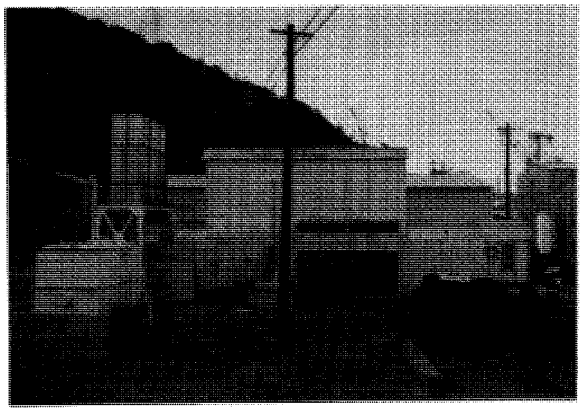


写真６

以上はガスタービン要素開発の概要を述べたものであるが，ここに記していない分野でも実機製作に即した研究検討が進められている。

講習会のお知らせ

日本ガスタービン学会では下記の講習会を協賛することになりましたのでふるってご聴講下さい。

記

題　目　「流体工学における数値解析の基礎と応用」
主　催　日本機械学会
協　賛　日本ガスタービン学会（旧日本ガスタービン会議），ターボ機械協会
　　日本油空圧協会
日　時　昭和５１年７月１３日（火），１４日（水）両日共９：３０～１６：３０
会　場　家の光会館講堂
　　（東京都新宿区市ケ谷船河原町１１，Tel (03) 260-3151
　　国電＝飯田橋駅西口下車，街歩約７分）

内容・講師

日	時	題目	講師
7月13日（火）	9.30～11.30	(1) 差分法の基礎	慶応義塾大学教授　医学部 理博　川口光年　君
	11.30～12.30	(2) 〔応用例１〕熱を伴う流れ	東京工業大学助教授　工学部 工博　黒崎晏夫　君
	13.30～14.30	(3) 〔応用例２〕管路内の流れ	大阪大学教授　工学部 工博　近江宗一　君
	14.30～15.30	(4) 〔応用例３〕軸流羽根車における流れ	東北大学助教授　工学部 工博　大宮司久明　君
	15.30～16.30	(5) 〔応用例４〕遠心羽根車における流れ	日立製作所　日立工場　主任技師 山口幸男　君
7月14日（水）	9.30～10.30	(6) 〔応用例５〕流線曲率法	航空宇宙技術研究所 原動機性能研究室長 工博　藤井昭一　君
	10.30～11.30	(7) 〔応用例６〕圧縮性流体の流れ	早稲田大学教授　理工学部 工博　田島清瀬　君
	11.30～12.30	(8) 〔応用例７〕管路系の非定常問題	東京工業大学教授　工学部 工博　竹中利夫　君
	13.30～15.00	(9) 有限要素法の基礎	東京大学教授　生産技術研究所 工博　川井忠彦　君
	15.00～16.30	(10) 有限要素法による粘性流体力学解析	東海大学教授　工学部 工博　藤野　勉　君

定　員　100名，先着順により満員になりしだい締切ります。
聴講料　主催及び協賛の４学協会々員12,000円（学生員4,000円），会員外25,000円（いずれも教材１冊分代を含む）。
教　材　教材のみご希望の方，または聴講者で教材を余分にご希望の方は，１冊につき会員2,000円，会員外3,000円にて頒布いたしますので，６月28日（月）までに予約ご送金ください。講習会終了後発送いたします。
申込先　郵便番号151 東京都渋谷区代々木２－４－９（三信北星ビル５階）
　　日本機械学会
申込期限　６月２８日
　　詳細は機械学会誌５月，６月号参照のこと。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

『日立製作所・機械研究所の紹介』

日立製作所機械研究所　藤　江　邦　男

当機械研究所は，「機械及び機器に関する工業技術の研究と開発」を使命として発足以来，冷熱・空調，流体，構造強度，機械要素・潤滑，油圧・制御，振動・騒音，材料加工等産業機械全般に亘る総合的な研究開発センターとして着実に研究，開発を推進しており，又，研究，開発を進めるにあたっては，工場内の研究・開発部門，あるいは，他研究所と密接な協力体制をもとにして，本部及び研究部門の大半を土浦地区におき，一部を清水工場と海老名工場内において，「技術の日立」の重要な役割を担っている。

発足当初，亀有地区，国分寺地区，川崎地区，清水地区と分れていたが，徐々に集約を重ね，昭和４９年９月には，緑多く，恵まれた環境の茨城県土浦市へ集約移転を完了し，施設，研究設備内容とも一新した。

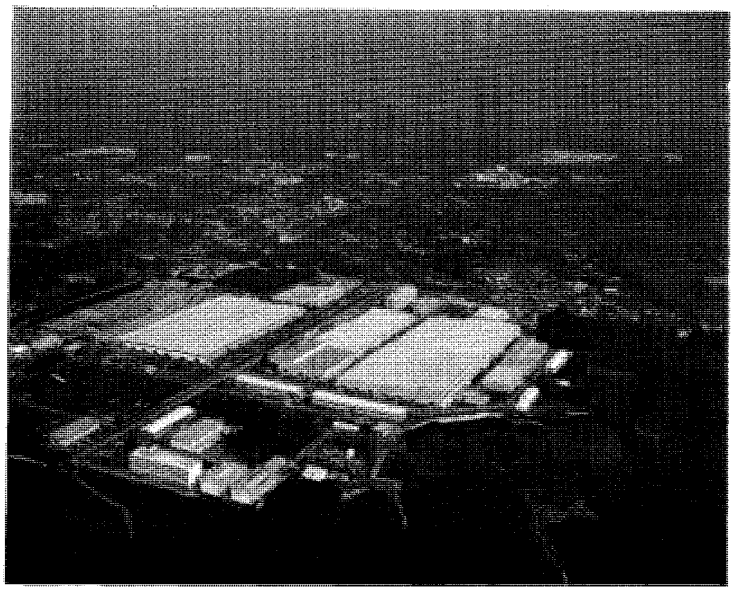


写真１　「機械研究所（左側下部）及び周辺の日立グループ工場」

（昭和５１年３月３１日原稿受付）

騒音対策などの分野を除いては，ガスタービンに関する研究は，当機械研究所としては本格的に取り上げてはいないが，以下御参考までに研究の概要を紹介する。

(1)　冷熱空調

冷熱関係では基礎研究として単相流，二相流の伝熱機構に着目し，高性能伝熱面の開発を進めると同時に各分野の熱交換機器への応用も研究している。また，最近では各種電気・電子機器の発熱，冷却対策の問題が注目されていることから，大形発電機，電子機器，さらに極低温利用器などの冷却が研究対象として取りあげられている。

空調関係ではルームクーラから大形ターボ冷凍機，吸収式冷凍機を対象とし，これら空調機の構成機器である圧縮機，熱交換器，膨張機構等要素技術の研究，開発，さらに冷凍サイクルのシミュレーションの研究が進められている。この他，燃焼関係の研究として各種燃料を対象としたバーナの研究が行なわれている。

(2)　流　　体

ポンプ，送風機，圧縮機，タービン，流体変速機など各種流体機械の性能および効率の向上をはかるために，各種機器内の流れの基礎的な研究，例えば，内部流水の解析，キャビテーション，非定常流れ，管路系の過渡現象，模型試験法の研究等と共に，内部流水による流体力の研究及び流体騒音の低減をはかる研究を行っている。

(3)　構造物強度

各種の機械や構造物の高信頼度化と軽量化をはかるため，それらの構成材料の強度をはじめとして，各種の機械要素や構造物の応力解析と強度について

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/12.

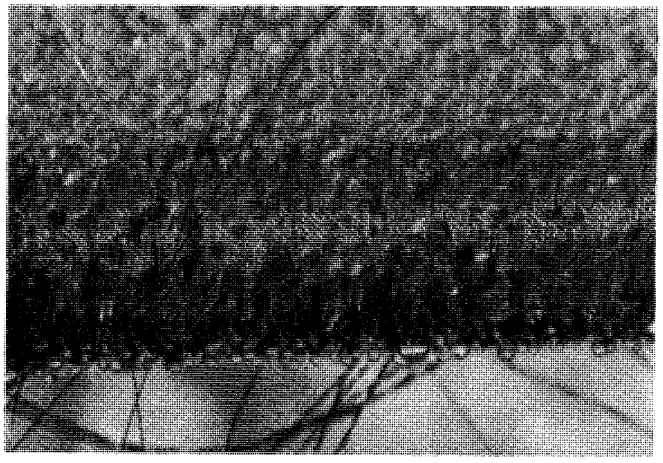


写真2 「高性能沸騰伝熱管サーモエクセルE」

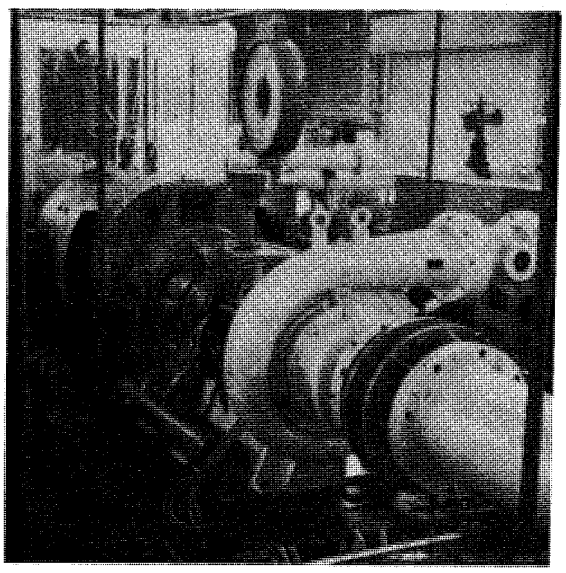


写真3 「ターボ圧縮機実験装置」

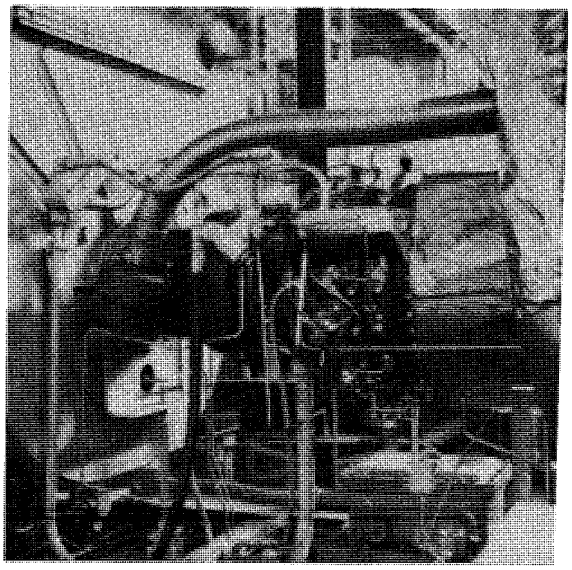


写真4 「ガスタービン装置」

も研究を進めている。最近の主な研究は羽根車など高速回転体の応力解析と強度の研究，コンピュータ制御疲労試験機による実働荷重下の疲労強度の研究，腐食環境，残留応力などの疲労試験に及ぼす影響の研究，有限要素法による構造解析プログラムの開発などである。

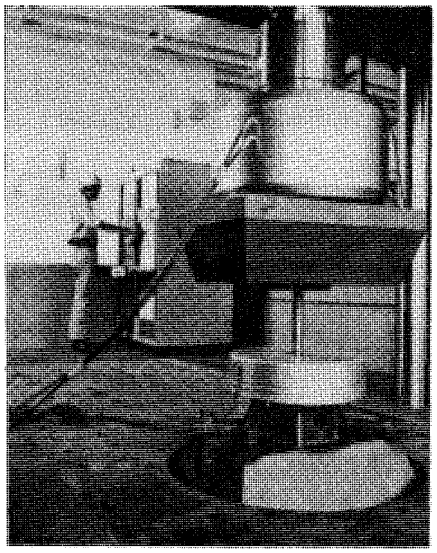


写真5 「計算機制御共振形疲労実験機」

(4) 機械要素・潤滑

機械要素・潤滑部門では，主として動力伝達装置についての研究開発が進められている。歯車では，超高速歯車装置の開発，日立で開発されたシンマーク歯車の負荷能力の向上，歯車装置の低騒音化などが主な研究項目である。また，多カム式低速大トルク油圧モータを開発し，建設機械の直接駆動機構に適用している。軸受，潤滑の分野では，高速すべり軸受の負荷能力，安定性の向上，空気軸受の実用化，高性能メカニカルシールの開発，新しい摺動材の開発などが行なわれている。この他に，表面損傷診断法に関する研究や，流体問題の解析，接触問題の実験とEHL理論による解析など基礎的な研究も行なわれている。

(5) 油圧・制御

油圧・制御部門では，制御技術とメカニズムの技術を結集して，機械装置あるいは機械システムの自動化・省力化に取り組んでいる。特に，電気油圧サーボをはじめ，各種のサーボ機構に特長がある。主な開発製品としては，耐震試験

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22.

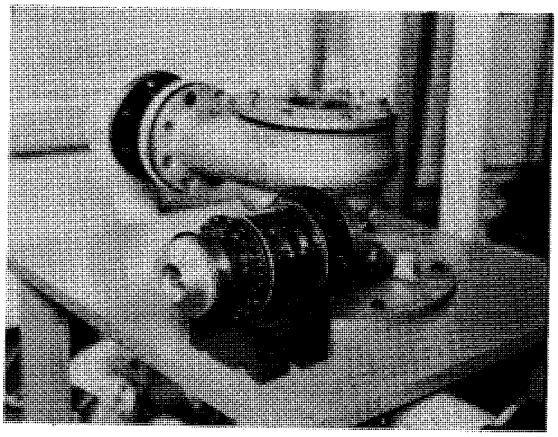


写真6　「ガスベアリング実験装置」

用大形振動台，建設機械の自動制御装置等がある。一方，新しい計測技術の開発，近代制御理論や計算機制御の活用など基礎研究も進められている。

(6)　振動・騒音

構造物振動関係では，有限要素法の応用研究，流体を含む系の振動解析を行ない，原子力プラントやポンプなどの設計に役立っている。また，有限要素法による振動解析プログラムの作成，機械インピーダンス法の応用技術の確立，不安定振動の解析等により，各種機器の耐震構造設計および各種回転機械の信頼性向上に役立っている。

騒音関係の研究設備としては，無響室，半無響室，残響室からなる音響実験棟を持ち，家電品から大形産業機械に至るまでの各種電機装置，機器の騒音低減の研究を行なっており，抜本的な騒音低減対策技術を確立すべく進めている。

ガスタービンの騒音対策についても取りくんでいる。吸・排気音，振動，冷却ファン音，発電機音などにつき種々対策を行ない，ガスタービンプラントの騒音を低減すべく努力を重ねている。

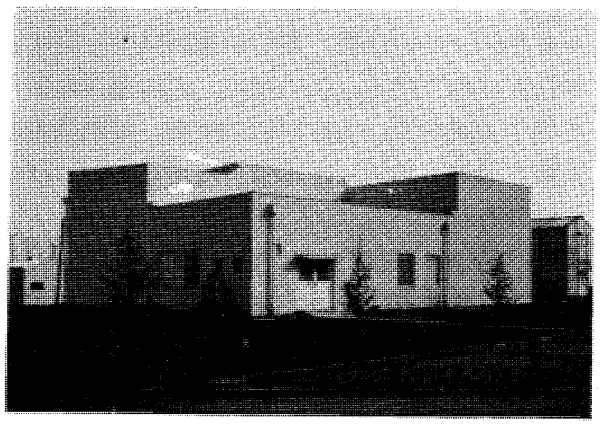


写真7　「音響実験棟」

(7)　材料加工

産業機械用金属材料の機械的性質（鋼材の熱処理），化学的性質（腐食・防食）などの性質向上に関する諸研究，および鋳造，溶接，精密加工等広義の金属加工の研究を行っている。現在，アルミ合金の特殊鋳造法，プラスマアーク溶接法，溶接の自動化，ホブ切削に関する基礎理論等の研究を行なっている。

(8)　計　　測

当所の計測部門は，機械や構造物の性能，強度を研究するために，ひずみ，力，圧力，変位，湿度など各種の物理量の計測法の開発を行っている。これらの計測は対象機器の構造や温度，圧力，回転速度などの環境条件によってそれぞれ問題があり，それに適する特殊な手法を研究する必要がある。

特に最近は，高速回転体における物理量の検出方法，検出された１００点以上の信号の静止側への伝送方法，静止側でのデータ処理などの研究によって，高速回転体の実働荷重の把握に成功している。

以上は当機械研究所の研究の概要を述べたものである。当研究所が，日立製作所全社の機械に関する研究の中心であるという性格のために研究の内容は幅広く多岐にわたっている。その中で自主技術向上のための基盤技術の確立とそれの製品への適用がはかられている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/23

マニュラ型高圧燃焼器試験装置

新設備紹介

航空宇宙技術研究所　原動機部　堀　内　正　司
鈴　木　邦　男

航空宇宙技術研究所では，高圧力比ガスタービン用燃焼器の研究を目的としてブローダウン方式の高圧セクタ型燃焼器試験装置[1)]を使用して来たが，今度実機エンジン（FJRエンジン[2)]）の燃焼器単独試験が行えるアニュラ型高圧燃焼器試験装置を完成させた。

この装置は供試燃焼器入口において次の条件を設定出る。

実験条件

空気圧力：1.5～15 ata

空気温度：100～450℃

空気流量：最大25 kg／sec

燃料圧力：最高60 atg

燃料流量：最大0.78 kg／sec

使用燃料：Jet A－1（標準）

運転時間：連続2時間（定格）

図1に装置系統図，表1に主要構成要素，図2に高圧圧縮機上部開放写真を示す。

実験時の空気圧力・流量は供試燃焼器入口弁，出口の減圧ノズル，バイパス弁および出口調圧弁で行う。装置は，特に安全性，排気，排水および騒音公害に対し考慮が払われている。安全性向上のため，独立空気源を持った常時保炎トーチバーナとラプチャディスクを備えている。排気中の煙，未燃分除去のためにアフターバーナを付し，その後に排ガス洗浄塔を設けて，排ガス中のばいじんや水溶解成分も除去している。冷却水，洗浄水および水処理系統は閉鎖サイクルとなっている。調圧弁およびラプチャディスクから放出される空気は膨張度合も大きく，量も多いため大きな騒音を発生する。このため多孔円筒放出管およびプレナム・チャンバー型の消音塔を設けた。

図3，左から排ガス冷却器，アフターバーナ，供試燃焼器取付部，整流器および伸縮接手の外観を示す。

表　1

10,000KW 高圧圧縮機	形式　遠心　8段
	圧力比（設計点）6
	吐出流量（設計点）25kg/sec
供試燃焼器部	入口径　430mm
	出口径　600mm
	入口，出口間距離2000mm
アフターバーナ	加熱温度　850°～950℃
	最大圧力　8 ata
排ガス洗浄塔	最大ガス処理量　40kg/sec
	最高圧力　8 ata
排水処理装置	処理量　0.67 m³／hr
	水中油分　5 ppm以下
出口消音筒	プレムチャンバー式
	直径3m，高さ30m

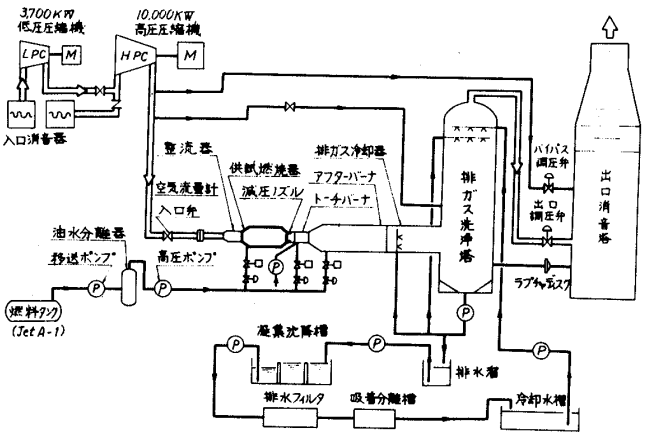


図1　アニュラ型高圧燃焼試験装置系統図

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/1/02

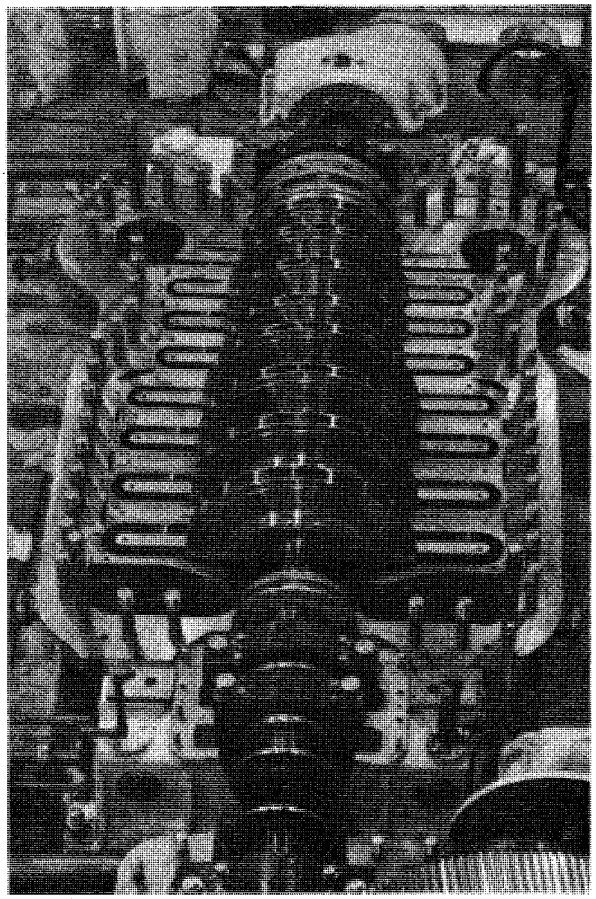


図２　高圧圧縮機

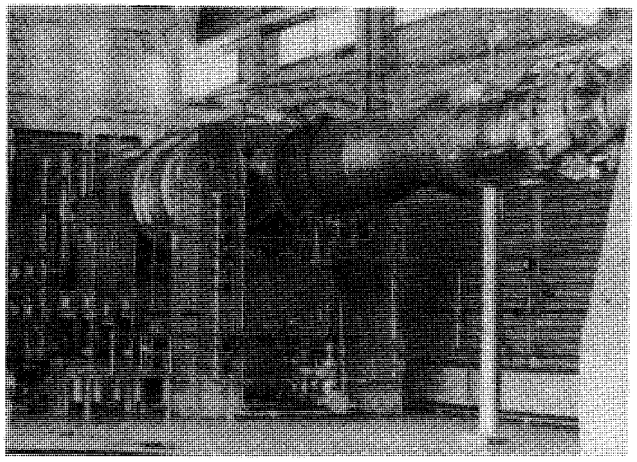


図３　供試燃焼器取付部

参考文献

(1) 鈴木邦男，日本ガスタービン会議会報，Vol. 2，№6，Sept. 1974，46

(2) 宝金昭造，松木正勝，日本ガスタービン会議会報，Vol. 1，№3，Sept. 1973，57

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/16

資料

1975年ガスタービン生産統計

統計作成委員会[1]

1. 陸舶用ガスタービン

図1　最近4年間のガスタービン生産推移

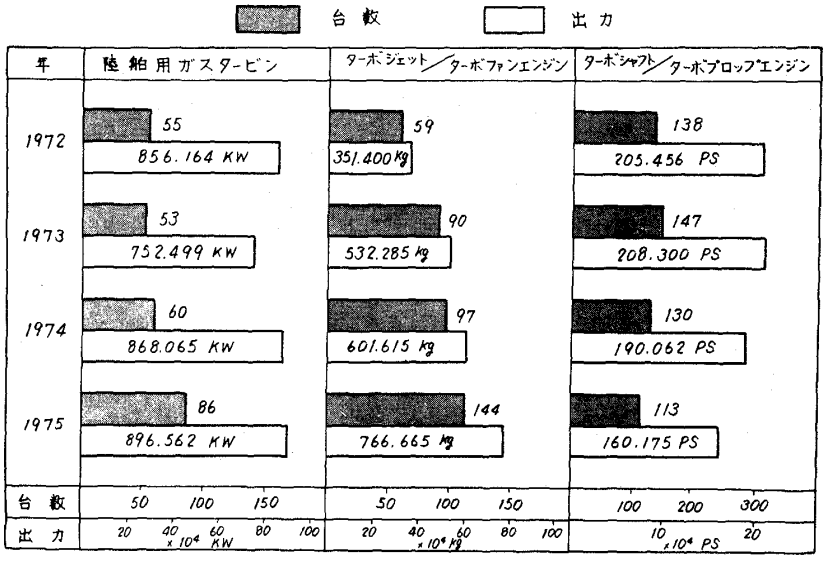


表1　1975年用途別生産台数及び出力（kW）

用途別＼区分		1,000 PS未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000 PS以上		全出力	
用途	コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
ベースロード発電用	BL	0	0	2	2,721	3	154,660	5	157,381
尖頭負荷発電用	PL	0	0	1	17,000	23	629,100	24	646,100
緊急発電用	EM	0	0	16	22,050	0	0	16	22,050
空気クッション艇用	HC	0	0	2	3,357	0	0	2	3,357
ジェット起動用	JC	27	4,965	0	0	0	0	27	4,965
パイプライン用	P	0	0	6	62,444	0	0	6	62,444
消防用	FR	1	44	0	0	0	0	1	44
教育用	ED	5	221	0	0	0	0	5	221
合計		33	5,230	27	107,572	26	783,760	86	896,562

昭和51年3月31日原稿受付

(1) 委員長　浜島操（IHI），委員　石沢和彦（IHI），村尾麟一（船舶技研），村山弘（日立製作），森義孝（三菱重工），吉識晴夫（東大生研）（五十音順）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

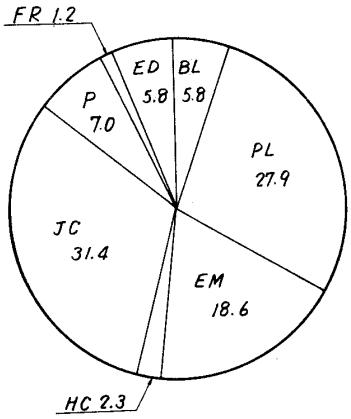


図2　1975年用途別台数割合（%）

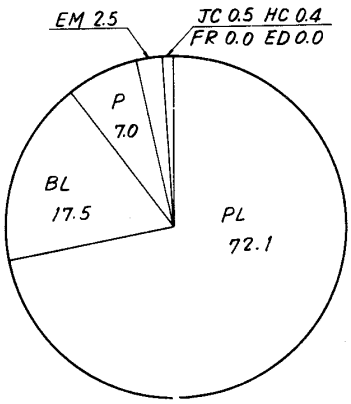


図3　1975年用途別出力割合（%）

表2　1975年燃料別生産台数及び出力（kW）

燃料別＼区分			1,000 PS未満		10,000 PS以上 30,000 PS未満		30,000 PS以上		全出力	
種類		コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
ガス燃料	天然ガス	GNG	0	0	6	62,444	2	127,880	8	190,324
液体燃料	軽油	K	0	0	4	30,021	22	562,100	26	592,121
	ナフサ	LN	0	0	0	0	1	67,000	1	67,000
	重質軽油	HK	0	0	0	0	1	26,780	1	26,780
	ジェット燃料または軽油	ATG4 or K	0	0	15	11,750	0	0	15	11,750
	ジェット燃料4号	ATG4	27	4,965	0	0	0	0	27	4,965
	ジェット燃料1号	ATG1	0	0	2	3,357	0	0	2	3,357
	灯油あるいは軽油	T or K	6	265	0	0	0	0	6	265
	小計		33	5,230	21	45,128	24	655,880	78	706,238
混焼			0	0	0	0	0	0	0	0
固体燃料			0	0	0	0	0	0	0	0
合計			33	5,230	27	107,572	26	783,760	86	896,562

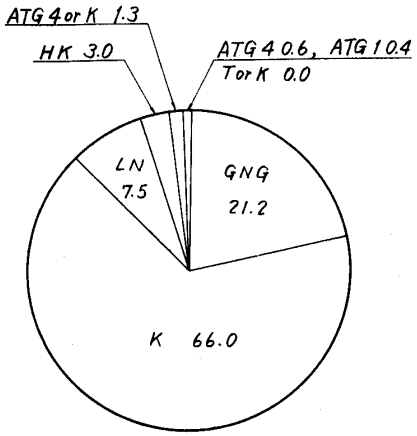


図4　1975年燃料別台数割合（%）

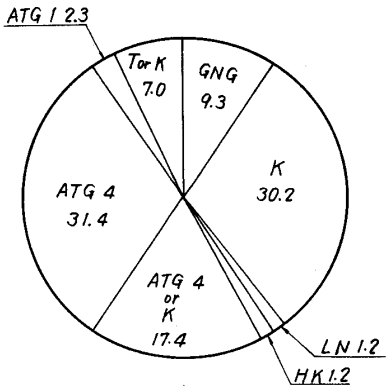


図5　1975年燃料別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/5/12

表3　1975年地域別納入台数及び出力（kW）

地域別＼区分		1,000 PS未満		1,000 PS以上 30,000 PS未満		30,000 PS以上		全出力	
		台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
国内向け	中国	0	0	0	0	1	67,000	1	67,000
	関西	0	0	1	10,300	1	26,780	2	37,080
	移動型	33	5,230	17	15,106	0	0	50	20,336
	小計	33	5,230	18	25,406	2	93,780	53	124,416
輸出向け	中近東	0	0	0	0	14	434,480	14	434,480
	中南米	0	0	0	0	10	255,500	10	255,500
	ソ連	0	0	6	62,444	0	0	6	62,444
	アフリカ	0	0	1	17,000	0	0	1	17,000
	アジア極東	0	0	2	2,721	0	0	2	2,721
	小計	0	0	9	82,165	24	689,980	33	772,145
合計		33	5,230	27	107,571	26	783,760	86	896,561

表4　1975年被駆動機械別生産台数及び出力（kW）

被駆動機械別＼区分		1,000 PS未満		1,000 PS以上 30,000 PS未満		30,000 PS以上		全出力	
被駆動機械	コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
発電機	G	0	0	19	41,771	26	783,760	45	825,531
その他のガス圧縮機	GC	0	0	6	62,444	0	0	6	62,444
抽気利用	AB	27	4,965	0	0	0	0	27	4,965
推進機（回転翼）	PRR	0	0	2	3,357	0	0	2	3,357
軸出力	SP	5	221	0	0	0	0	5	221
水ポンプ	W	1	44	0	0	0	0	1	44
合計		33	5,230	27	107,572	26	783,760	86	896,562

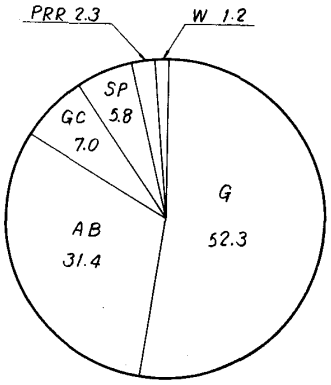


図6　1975年被駆動機械別台数割合（%）

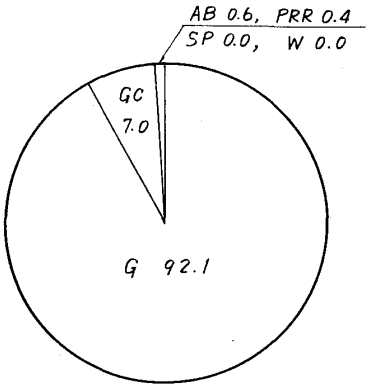


図7　1975年被駆動機械別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/03

表5　1975年出力区分別生産台数及び出力（kW）

出力区分（PS）		台数	出力
1,000PS未満	0 ～ 199	6	265
	200 ～ 499	27	4,965
	500 ～ 999	0	0
	小計	33	5,230
1,000PS以上30,000PS未満	1,000 ～ 5,999	19	17,828
	6,000 ～ 13,999	0	0
	14,000 ～ 21,999	7	72,744
	22,000 ～ 29,999	2	43,780
	小計	28	134,352
30,000PS以上	30,000 ～ 59,999	0	0
	60,000 ～	25	756,980
	小計	25	756,980
合計		86	896,562

表6　1975年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力（kW）

発電用途別＼区分			1,000PS以下		1,000PS以上30,000PS未満		30,000PS以上		全出力	
用途		コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
事業用	ベースロード	BL	0	0	0	0	0	0	0	0
	尖頭負荷	PL	0	0	1	17,000	19	526,900	20	543,900
	緊急用	EM	0	0	0		0	0	0	0
	小計		0	0	1	17,000	19	526,900	20	543,900
自家用	ベースロード	BL	0	0	2	2,721	3	154,660	5	157,381
	尖頭負荷	PL	0	0	0	0	4	102,200	4	102,200
	緊急用	EM	0	0	16	22,050	0	0	16	22,050
	小計		0	0	18	24,771	7	256,860	25	281,631
合計			0	0	19	41,771	26	783,760	45	825,531

2. 航空用ガスタービン

表7　1975年ターボジェット／ターボファンエンジン生産台数及び推力（kg）

生産台数	144	推力合計	766,665*

＊ 海面上静止最大推力

表8　1975年ターボシャフト／ターボプロップエンジン生産台数及び出力（PS）

用途別＼区分	1,000PS未満		1,000PS以上		合計	
	台数	出力	台数	出力	台数	出力
固定翼機	0	0	35	81,900	35	81,900
ヘリコプター	22	7,306	48	60,833	70	68,139
補助機関駆動	0	0	8	10,136	8	10,136
合計	22	7,306	91	152,869	113	160,175

（備　考）

(1) 出力の基準状態は15℃，760mmHgとする。

(2) 馬力はメートル馬力とし，kWとの換算は

1 PS＝0.7355 kW

とする。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.

ガスタービン仕様諸元表

このガスタービン仕様諸元表は，１９７５年ガスタービン生産統計作成時に各製造会社から提出していただいた資料に基づくもので，1975年来の時点自社用，実験用，技提にて生産予定のものも含めた一覧表であります。ガスタービン全部を完成品として購入しプラントに組み込んだり，使用したりしているものは含まれません。調査不十分で手落ちが絶無と言い切れませんが，会員の参考資料として役立つかと思い掲載致します。不備な点についてご叱正いただければありがたく思います。

略号説明

(2) サイクル

ＯＣ	オープンサイクル

(3) 型式

航空用

Ａｆ	フロントフアン
Ａｊ	純ジェット
Ａｐ	ターボプロップ
Ａｓ	ターボシャフト

陸舶用

ＨＤ	重構造型
ＬＤ	軽構造型
ＡＤ	航空転用型

(4) 構成

圧縮機

Ａ	軸流式
Ｃ	遠心式

燃焼器

ＡＮ	アニュラ型
ＣＡ	キャン型
ＣＮ	キャンニュラ型

タービン

Ｔ	軸流式
ＲＴ	ラジアル式

その他

ＨＥ	熱交換器
ＲＧ	減速装置
ＲＧｂ	内蔵式減速装置

表現方法

← 出力軸の位置と方向

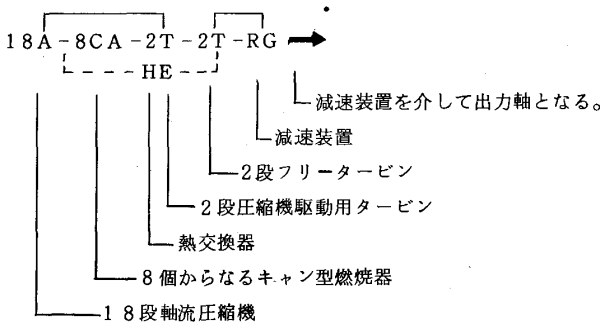
⇐ 推力発生位置と方向

↓ タービン軸と機械的に結合

┌ ┐ 本体内部以外の空気またはガスの流路

数字　各記号の前の数字は段数または個数を示す。

（例）



(17) 燃料

ガス燃料

ＬＮＧ	液化天然ガス
ＬＰＧ	液化石油ガス
ＧＮＧ	天然ガス

液体燃料

ＡＴＧ４	ジェット燃料４号（ＪＰ－4）
ＬＮ	ナフサ
Ｔ	灯油
Ｋ	軽油
ＨＫ	重質軽油
Ｈ１	重油１種

(18) 燃焼器噴射弁形式

Ｓ	一重式
Ｄ	二重式
Ｃ	気化式
Ｉ	噴射式

ガスタービン生産統計作成委員会
委員長　　浜　島　　操

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
石川島播磨重工業株式会社	J3-IHI-7B	OC	Aj	8A-1AN-1T ⇨	1,160 (kg)	1.06 (kg/kg h)	1,400 (kg)	4.5		25
	J3-IHI-7C	OC	Aj	8A-1AN-1T ⇨	1,160 (kg)	1.06 (kg/kg h)	1,400 (kg)	4.5		25
	J3-IHI-8	OC	Aj	8A-1AN-1T ⇨	1,300 (kg)	1.06 (kg/kg h)	1,550 (kg)	4.6		26.3
	JR100	OC	Aj	6A-1AN-1T ⇨			1,520 (kg)	3.9		27.5
	JR220	OC	Aj	6A-1AN-1T ⇨			2,280 (kg)	4.4		37.2
	J79-IHI-17 *1	OC	Aj	17A-10CN-3T-AB ⇨	5,030 (kg)	0.81 (kg/kg h)	8,120 (kg)	13.4		77.1
	J79-IHI-11A *1	OC	Aj	17A-10CN-3T-AB ⇨	4,400 (kg)	0.83 (kg/kg h)	7,170 (kg)	12.2		73.5
	TF40-IHI-801A *2 (ADOUR RB172/T260)	OC	Af	2F-5A-1AN-1T-1T-AB ⇨	2,300 (kg)		3,290 (kg)	9.6		42
	TF1002/1	OC	Af	1F-14A-1AN-2T-3T ⇨	1,800 (kg)	0.36 (kg/kg h)	2,000 (kg)			
	CT58-IHI-110-1 *1	OC	As	10A-1AN-2T-1T ➡	1,065 (PS)	290 (g/PS h)	1,267 (PS)	8.3		5.7
	CT58-IHI-140-1 *1	OC	As	10A-1AN-2T-1T ➡	1,267 (PS)	270 (kg/PS h)	1,521 (PS)	8.4		6.2
	T58-IHI-10M1 *1	OC	As	10A-1AN-2T-1T ➡	1,267 (PS)	270 (g/PS h)	1,421 (PS)	8.4		6.2
	T64-IHI-10 *1	OC	Ap	⬅ RGb-14A-1AN-2T-2T ⇨	2,315 (ESHP)	220 (g/ESHP h)	3,060 (ESHP)	12.7		11.1
	IM100-1H *1	OC	AD	10A-AN-2T-1T ➡	1,065 (PS)	290 (g/PS h)	1,267 (PS)	8.3		5.7

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02.

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm) 長	巾	高	備考
56.0 (kg/kg s)			12,100		ATG4 ATG5		405	3.46 (kg/kg)	2,330	852	962	T-1B
56.0 (kg/kg s)			12,100		ATG4 ATG5		380	3.68 (kg/kg)	2,080	770	871	P-2J
58.9 (kg/kg s)			12,450		ATG4 ATG5		380	4.07 (kg/kg)	2,080	770	871	J3-7Cの出力向上型
55.3 (kg/kg s)			13,500		ATG4 ATG5		155	9.80 (kg/kg)	1,090	660	770	V/STOL用リフトエンジン
61.3 (kg/kg s)			12,450		ATG4 ATG5		157	14.5 (kg/kg)	1,250	700	700	V/STOL用リフトエンジン
105 (kg/kg s)			7,460		ATG4 ATG5		1,740	4.66 (kg/kg)	5,300	990	1,210	F-4EJ
97.6 (kg/kg s)			7,460		ATG4 ATG5		1,610	4.45 (kg/kg)	5,280	980	1,130	F-104J F-104DJ
76.5 (kg/kg s)					ATG4 ATG5		740	4.34 (kg/kg)	2,894	775	1,030	T-2 FS-T-2改
					ATG4 ATG5		500	4.0 (kg/kg)	2,100	980	980	試験用エンジン
222 (PS/kg s)	19,500		25,600		ATG4 ATG5		143	8.85 (kg/kg)	1,550	410	501	V-107
246 (PS/kg s)	19,500		25,900		ATG4 ATG5		152	10 (kg/kg)	1,550	410	501	V-107A S-61
229 (PS/kg s)	19,200		25,900		ATG4 ATG5		152	9.35 (kg/kg)	1,500	410	410	V-107A HSS-2A PS-1, US-1
276 (ESHP/kg s)	1,015	13.44	17,500		ATG4 ATG5		545	5.62 (kg/kg)	2,870	540	1,165	P-2J PS-1 US-1
187 (PS/kg s)	19,500		25,600		ATG4 K		159	6.7 (PS/kg)	1,680	770	501	MV-PP5ホバークラフト

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
石川島播磨重工業株式会社	IM100-2G *1	OC	AD	10A-AN-2T-1T	800 (kW)	440 (g/kW h)	800 (PS)	8.3		5.7
	IM-100-2H *1	OC	AD	10A-AN-2T-1T	1,267 (PS)	270 (g/PS h)	1,421 (PS)	8.4		6.2
	IM-100-2R *1	OC	AD	10A-AN-2T-1T	1,065 (PS)	290 (g/PS h)	1,267 (PS)	8.3		5.7
	IM-100-3H *1	OC	AD	10A-AN-2T-2T	1,421 (PS)	260 (g/PS h)	1,621 (PS)	8.4		6.2
	IM300 *1	OC	AD	14-AN-2T-2T	2,025 (PS)	280 (g/PS h)	2,230 (PS)	12.7		11.1
	IM1500GL *1	OC	AD	17A-10CN-3T-1T	15,700 (gas PS)	190 (g/gas PS h)	18,500 (gas PS)	11.5		73
	IM1500/(3,000) *3	OC	AD	17A-10CN-3T-1T	10,300 (kW)	328 (g/kW h)	12,400 (kW)	12		72
	IM1500/(3,600) *3	OC	AD	17A-10CN-3T-1T	10,300 (kW)	328 (g/kW h)	12,400 (kW)	12		72
	IM1500/(5,800) *3	OC	AD	17A-10CN-3T-1T	14,000 (PS)	241 (g/PS h)	17,000 (PS)	12		72
	IGT60	OC	LD	1C-1CA-1RT-RG	60 (PS)	917 (g/PS h)	60 (PS)	2.7		0.9
	IGF60	OC	LD	1C-1CA-1RT-1T	45 (PS)	1110 (g/PS h)	45 (PS)	2.7 2.7		0.9
	IGT90	OC	LD	1C-1CA-1RT-RG	90 (PS)	550 (g/PS h)	100 (PS)	2.8		0.9
	IGT350	OC	AD	1A-1C-AN-3T-RG	300 (PS)	400 (g/PS h)	330 (PS)	5.4		2.4
	LM2500 *1	OC	AD	16A-AN-2T-6T	27,900 (PS)	170 (g/PS h)	28,500 *6 (PS)	17		65

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/19

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm) 長	巾	高	備考
140 (KW/kg s)	19,500		25,600		ATG4 K		200	4.0 (kW/kg)	1,880	483	838	移動電源車等
204 (PS/kg s)	19,200		25,900		ATG4 K		172	7.4 (PS/kg)	1,680	770	501	ホバークラフト用等
187 (PS/kg s)	21,000				K		172	6.2 (PS/kg)	1,750	610	660	鉄道用
229 (PS/kg s)	19,500				ATG4 K		200	7.1 (PS/kg)	1,700	760	585	ホバークラフト用等
183 (PS/kg s)	13,600		17,500		ATG4 K		328	6.2 (PS/kg)	2,120	540	762	魚雷艇
215 (gasPS/kg s)	3,000				ATG4 K		1,360	11.6 (gasPS/kg)	2,800	890	1,320	発電用等 ガス発生機
143 (KW/kg s)	3,000		7,150	410	K	DI	14,800	0.70 (kW/kg)	8,600	2,800	2,800	発電用(50Hz)
143 (KW/kg s)	3,600		7,150	410	K	DI	13,100	0.79 (kW/kg)	8,400	2,800	2,800	発電用(60Hz)
195 (PS/kg s)	5,800		7,150	410	K	DI	5,000	2.8 (PS/kg)	6,500	2,500	2,800	艦船推進用 発電用等
67 (PS/kg s)	4,540	8.8	40,000		T K		65	0.93 (PS/kg)	650	440	690	教材用，消防ポンプ用 発電用，ジェット消防用
50 (PS/kg s)	40,000		40,000		T K		150	0.30 (PS/kg)	1,800	440	960	教材用
100 (PS/kg s)	4,840	8.8	42,000		T K		65	1.38 (PS/kg)	650	440	690	教材用，消防ポンプ用 発電用，ジェット消防用
125 (PS/kg s)	43,400		43,400		ATG4 K		154	1.95 (PS/kg)	1,373	460	590	艦艇非常発電用
430 (PS/kg s)	3,600		9,000		K LNG		4,700	5.9 (PS/kg)	6,500	2,100	2,100	発電用，船用，その他回転機械駆動用軸出力用

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
石川島播磨重工業株式会社	1 *4 *5 (R1)	OC (RCC)	HD	← 10A-2CA-3T	5,400 (4,900) (PS)	332 (g/PS h)	5,700 (5,200) (PS)	4.55 (4.65)	820 (−)	35.5 (35.3)
	S1 *4 *5 (SR1)	OC (RCC)	HD	10A-2CA-2T-1T →	5,700 (5,300) (PS)	314 (g/PS h)	6,100 (5,600) (PS)	4.55 (4.65)	820 (−)	35.1 (34.9)
	7 *4 *5 (R7)	OC (RCC)	HD	← 14A-9CN-6T	14,400 (13,600) (PS)	238 (g/PS h)		7.47 (7.63)	925 (−)	62 (−)
	S7 *4 *5 (SR7)	OC (RCC)	HD	14A-9CN-4T-2T →	13,800 (13,000) (PS)	248 (g/PS h)		7.47 (7.63)	925 (−)	62 (−)
	*1. 提携先： General Electric Co. *2. 提携先： Rolls-Royce Turbomeca Ltd. *3. 提携先： General Electric Co.（ガス発生機のみ） *4. 提携先： Sulzer Brothers Ltd. *5. ( ) 内の諸元は再熱のある場合を示し，他は再熱のない場合を示す。 *6. 気温30℃									
川崎重工業株式会社										
	T53-K-13B	OC	As	RGb-5A-1C-1AN-2T-2T	1,268 (PS)	276 (g/PS h)	1,420 (PS)	7.4	938	5.6
	KT5313B	OC	As	RGb-5A-1C-1AN-2T-2T	1,268 (PS)	276 (g/PS h)	1,420 (PS)	7.4	938	5.6
	KT5311A	OC	As	RGb-5A-1C-1AN-2T-2T	913 (PS)	323 (g/PS h)	1,116 (PS)	6.0	940	4.8
	KTF25B	OC	AD	7A-1C-1AN-1T-2T	2,282 (PS)	291 (g/PS h)	2,536 (PS)	6.3	960	9.8
	KTF35	OC	AD	7A-1C-1AN-2T-2T	2,891 (PS)	253 (g/PS h)	3,165 (PS)	6.5	945	10.4
	KG1200	OC	AD	5A-1C-1AN-2T-2T	1,180 (PS)	264 (gr/PS h)	1,280 (PS)	7.0	−	5.1
	KG1400	OC	AD	5A-1C-1AN-2T-2T	1,460 (PS)	260 (g/PS h)	1,580 (PS)	7.5	−	5.4

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法 (mm) 長	巾	高	備考
152 (PS/kg s)	7,300		7,300	473 (282)	K GNG	DI	30,000	0.180 (PS/kg)	6,100	4,600	5,200	
162 (PS/kg s)	6,800		7,200	468 (277)	K GNG	DI	32,000	0.178 (PS/kg)	7,100	4,600	5,200	
232 (PS/kg s)	6,400		6,400	480 (350)	K GNG	DI	62,000	0.232 (PS/kg)	11,700	3,600	3,800	
223 (PS/kg s)	6,400		6,400	480 (350)	K GNG	DI	65,000	0.212 (PS/kg)	12,400	3,600	3,800	
254 (PS/kg s)	6,600	3.2105	24,750	590	ATG4	DI	* 245	5.8 (PS/kg)	1,209	584	584	富士ベル HU-IHヘリコプター
254 (PS/kg s)	6,600	3.2105	24,750	590	ATG4	DI	* 249	5.7 (PS/kg)	1,209	584	584	富士ベル 204B-2型ヘリコプター
254 (PS/kg s)	6,600	3.2105	23,670	582	ATG4	DI	* 225	5.0 (PS/kg)	1,214	584	584	富士ベル HU-1Bヘリコプター
233 (PS/kg s)	14,500		18,720	532	T. K	DI	* 463	5.0 (PS/kg)	1,272	874	1,112	ホバークラフト PP-15
278 (PS/kg s)	14,000		18,700	523	T. K	DI	* 494	5.9 (PS/kg)	1,257	772	1,082	
231 (PS/kg s)	18,600		24,400	576	T. K	DI	340	3.5 (PS/kg)	1,350	690	640	発電用等
270 (PS/kg s)	18,600		25,300	607	T. K	DI	340	4.3 (PS/kg)	1,350	690	640	発電用等

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
川崎重工業株式会社	Olympus SKID20	OC	AD	5A-7A-8CAN-T-T-27	20,470 (kW)	300 (g/kW h)	22,570 (KW)	9.9	941	107
	Olympus SKID40	OC	AD	同上のガスタービン2台により，1台の発電機を駆動する。	40,940 (kW)	300 (g/kW h)	45,140 (kW)	9.9	941	214
	Olympus TM3B	OC	AD	5A-7A-8CAN-T-T-T	21,800 (PS)	229 (g/PS h)	28,390 (PS)	9.2	837	99.5
	(Coberra 161)	OC	AD	17A-8CAN-3T-2T	16,100 (PS)	227 (g/PS h)	18,500 (PS)		805	77.1
	(Coberra 182)	OC	AD	17A-8CAN-3T-2T	18,200 (PS)	224 (g/PS h)	20,000 (PS)	8.5	887	76.2
	1) OLYMPUS SKID20，SKID40，TM3BはRolls-Royce(1971)社との技術提携による。 2) Coberra 161，182は，日本クーパーベッセマー社の製品として販売されるもので，川重は下請製造するものであります。参考としてあげておきますが，特にGas Turbine Catalog向けには，不適当であります。									
㈱神戸製鋼所	KG2-3	OC	LD	RGb-1C-1CA-1RT	1,900 (PS)	384 (g/PS h)	1,950 (PS)	3.83	782 (792)	13.0
	KG2-3C	OC	LD	RGb-1C-1CA-1RT	2,030 (PS)	379 (g/PS h)	2,140 (PS)	3.85	815 (840)	13.0
	技術提携先：A-S KONGSBERG VAPENFABRIKK(ノルウェー)									

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm) 長	巾	高	備考
191 (kW/kg s)	3,600 3,000		低圧:6,360 高圧:7,930	484	T 又は GNG	DI	23,000	0.890 (kW/kg)	9,156	3,149	4,102	吸気損失 100mm Ag 排気損失 100mm Ag
191 (kW/kg s)	3,600 3,000		低圧:6,360 高圧:7,930	484	T 又は GNG	DI	23,000 ×2	0.890 (kW/kg)	9,156	3,149	4,102	
219 (PS/kg s)	5,185		低圧:5,990 高圧:7,640	437	T −	DI	28,000	0.779 (PS/kg)	9,163	2,642	3,708	
209 (PS/kg s)	5,000		7,500	374	GNG	DI	25,800	0.623 (PS/kg)	7,000	3,660	3,220	
239 (PS/kg s)	5,200		7,500	411	GNG	DI	25,800	0.702 (PS/kg)	7,000	3,660	3,220	
146 (PS/kg s)	1,500又は 1,800	12又は 10	18,000	530	LNG,LPG GNG T,K,H1	D I	2,500	0.76 (PS/kg)	1,964	1,384	2,191	
156 (PS/kg s)	1,500又は 1,800	12又は 10	18,000	550	LNG,LPG GNG T,K,H1	D I	2,500	0.81 (PS/kg)	1,964	1,384	2,191	

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/03

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
神鋼造機株式会社	IE831-800	OC	HD	RGb-2C-2CA-3T	700 (PS)	300 (g/PS h)	810 (PS)	11.1		3.5
東京芝浦電気株式会社	9D (50HZ)	OC	HD	RG-15A-1CA-4T	30,600 (kW)	310.2 (g/kW h)	33,400 (kW)	8.6	945	152
	9D (60HZ)	OC	HD	RG-15A-1CA-4T	30,600 (kW)	310.2 (g/kW h)	33,400 (kW)	8.6	945	152
	11B-I (50HZ)	OC	HD	RG-15A-1CA-5T	39,500 (kW)	310.2 (g/kW h)	45,000 (kW)	7.5	840	227
	11B-I (60HZ)	OC	HD	15A-1CA-5T	39,500 (kW)	310.2 (g/kW h)	45,000 (kW)	7.5	840	227
	11D-2	OC	HD	17A-1CA-5T	70,000 (kW)	270.3 (g/kW h)	77,300 (kW)	10.3	985	288
	13D	OC	HD	17A-1CA-5T	79,400 (kW)	280.2 (g/kW h)	86,900 (kW)	9.7	945	367

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/12/12.

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法 (mm) 長	巾	高	備考
200 (PS/kg s)	1,500又は 1,800	27.8 又は 23.2	41,730	497	LNG,LPG GNG T,K,H1	DI	800	0.875 (PS/kg)	1,639	984	883	GARRETT 社より購入，発電，ポンプセットとして販売
201 (kW/kg s)	4,475	0.670	−	520	LNG,LPG GNG,LN T,K	DI	108,000	0.283 (kW/kg)	14,800	4,830	6,600	
201 (kW/kg s)	4,486	0.803	−	520	同上	同上	108,000	0.283 (kW/kg)	14,800	4,830	6,600	
174 (kW/kg s)	3,634	0.826	−	445	同上	同上	179,300	0.220 (kW/kg)	15,370	7,870	6,220	
174 (kW/kg s)	3,600	−	−	445	同上	同上	160,000	0.247 (kW/kg)	12,700	7,870	6,220	
243 (kW/kg s)	3,600	−	−	512	同上	同上	175,000	0.400 (kW/kg)	14,220	7,870	6,220	
216 (kW/kg s)	3,000	−	−	480	同上	同上	295,000	0.269 (kW/kg)	18,160	9,270	7,240	

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
日立製作所	M3142	OC	HD	15A-6CA-T-T →	14,150 (PS)	242 (g/PS h)	16,750 (PS)	7.1	–	52.7
	M5262	OC	HD	15A-12CA-T-T →	25,600 (PS)	243 (g/PS h)	30,900 (PS)	6.9	–	97.6
	M5322	OC	HD	16A-12CA-T-T →	31,750 (PS)	231 (g/PS h)	39,200 (PS)	8.2	–	116
	M7652	OC	HD	15A-12CA-T-T →	63,900 (PS)	234 (g/PS h)	79,140 (PS)	8.2	–	241
	PG3142	OC	HD	15A-6CA-T-T →	10,400 (kW)	342 (g/kW h)	12,200 (kW)	7.1	–	50.9
	PG5341	OC	HD	17A-10CA-2T →	25,550 (kW)	302 (g/kW h)	31,900 (KW)	10.2	–	116
	PG7821	OC	HD	17A-10CA-3T →	65,200 (kW)	271 (g/kW h)	80,300 (kW)	9.7	–	239
	G9121	OC	HD	17A-14CA-3T →	96,900 (kW)	264 (g/kW h)	118,200 (kW)	9.7	–	346
	本ガスタービンは General Electric Compauy との共同製作協定に基き製作したものである。									

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/22.

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法 (mm) 長	巾	高	備考
269 (PS/kg s)	6,500		7,100	532	GNG	SI	54,500	0.26 (PS/kg)	10,700	3,300	3,660	
262 (PS/kg s)	4,670		5,100	524	GNG	SI	115,000	0.22 (PS/kg)	15,200	3,300	3,810	
273 (PS/kg s)	4,670		5,100	500	GNG	SI	117,000	0.27 (PS/kg)	15,200	3,300	3,810	
265 (PS/kg s)	3,020		3,600	499	GNG	SI	232,000	0.28 (PS/kg)	15,500	7,620	5,500	
204 (kW/kg s)	6,500		7,100	560	K	SI	147,000*	0.07* (kW/kg)	22,500*	3,300*	3,810*	*は発電機も含む
220 (kW/kg s)	5,100		–	510	K	SI	194,000*	0.13* (kW/kg)	26,700*	3,300*	3,810*	同　上
273 (kW/kg s)	3,600		–	560	K	SI	329,000*	0.20* (kW/kg)	29,200*	8,850*	4,950*	同　上
280 (kW/kg s)	3,000		–	546	K	SI	295,000	0.33 (kW/kg)	25,300	4,580	5,940	

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
三井造船株式会社	SB15C	OC	HD	⬅ 11A-1CA-4T	2,500 (kW)	346 (g/kW h)	−	6.9	900	13.15
	SB30C	OC	HD	⬅ 11A-1CA-4T	6,100 (kW)	334 (g/kW h)	−	6.9	1,000	26.31
	SB60C	OC	HD	⬅ 13A-1CA-4T	12,300 (kW)	310 (g/kW h)	−	9.4	1,000	53.07
	SB90C	OC	HD	⬅ 13A-1CA-4T	18,500 (kW)	310 (g/kW h)	−	9.4	1,000	79.38
	SB30C-M	OC	HD	11A-1CA-2T-2T ⇨	5,600 (kW)	340 (g/kW h)	−	6.9	1,000	26.31
	SB60C-M	OC	HD	13A-1CA-2T-2T ⇨	11,200 (kW)	310 (g/kW h)	−	9.1	1,000	53.07
三菱重工業株式会社										
	GCM1B	OC		抽気 *1 1C-4CN-2T *2	250 *3 (PS)	120 (g/PS h)		3.7	820	2.9 *6
	GPM1	OC	LP	←RGb-1C-4CN-2T *2	200 (PS)	550 (g/PS h)		3.8	760	2.0 *6
	GSM2	OC	As	2A-1C-4CN-1T-1T-RGb ➡	700 (PS)	340 (g/PS h)		5.0	850	4.2 *6
	250-C18 *4	OC	As	6A-1C-1CA-2T-2T-RGb ➡	274 (PS)	316 (g/PS h)	322 (PS)	6.2		1.44 *6
	250-C18A *4	OC	As	6A-1C-1CA-2T-2T-RGb ➡	274 (PS)	316 (g/PS h)	322 (PS)	6.2		1.44 *6
	CT63-M-5A *4	OC	As	6A-1C-1CA-2T-2T-RGb ➡	274 (PS)	316 (g/PS h)	322 (PS)	6.2		1.44 *6

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/22

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm) 長	巾	高	備考
190.1 (kW/kg s)	13,300	−	13,300	526	GNG, H1	DI	8,600	0.291 (kW/kg)	4,500	2,000	3,000	出力は圧力760mmHg 気温15℃
231.9 (kW/kg s)	9,410	−	9,410	593	GNG, H1	DI	14,500	0.421 (kW/kg)	6,500	2,500	3,800	
231.8 (kW/kg s)	6,650	−	6,650	538	GNG, H1	DI	31,700	0.388 (kW/kg)	8,500	3,000	5,500	
233.1 (kW/kg s)	5,475	−	5,475	538	GNG, H1	DI	47,600	0.389 (kW/kg)	9,800	3,500	6,000	
212.8 (kW/kg s)	9,410	−	9,410	593	GNG, H1	DI	15,800	0.354 (kW/kg)	7,500	2,500	3,800	
211.0 (kW/kg s)	6,650	−	6,650	543	GNG, H1	DI	34,900	0.321 (kW/kg)	9,800	3,000	5,500	
			36,000		ATG4	DC *7	145		1,090	657	708	F4, F104, Boeing 727, Boeing 737, T-2, C1の始動用空気源
	3,600	0.1			ATG4	DC *7	170		1,580	500	560	昭和43年神戸商船大学にガスタービン試験装置として納入。
	6,000	0.23	33,000		ATG4	DC *7	180		1,800	500	574	社内保管
224 (PS/kg s)	6,000	0.17	49,760		ATG4	DI	63	5.11 (PS/kg)	1,026	483	572	JET RANGER ヘリコプター
224 (PS/kg s)	6,000	0.17	49,760		ATG4	DI	63	5.11 (PS/kg)	1,026	483	572	HUHGES 369 ヘリコプター
224 (PS/kg s)	6,000	0.17	49,760		ATG4	DI	63	5.11 (PS/kg)	1,026	483	572	OH-6J ヘリコプター

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/09

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
三菱重工業株式会社	JT8D-M-9 *5	OC	Af	2F-4A-7A-9CN-1T-3T	5,715 (kg)	0.57 (kg/kg h)	6,577 (kg)	16.9		*6 144
	STX-S1	OC	As	2A-1C-1AN-2T-2T-RGb	500 (PS)			6.5		*6 2.5
	MW-101G	OC	HD	16A-6CN-5T	8,490 (kW)	368 (g/kW h)	10,000 (kW)	7.0	820	60.2
	MW-191G	OC	HD	15A-6CN-5T	19,100 (kW)	326 (g/kW h)	19,500 (kW)	8.1	800	123.6
	MW-251G (B2)	OC	HD	18A-8CN-3T	36,520 (kW)	299 (g/kW h)	40,000 (kW)	9.5	1,060	159.9
	MW-501G (B2)	OC	HD	17A-16CN-4T	84,700 (kW)	274 (g/kW h)	100,000 (kW)	11.4	1,070	353.1
	MW-501G (D)	OC	HD	19A-16CN-4T	98,390 (kW)	272 (g/kW h)	129,000 (kW)	12.5	1,190	361.4
	MW-701G (B2)	OC	HD	17A-18CN-4T	93,650 (kW)	285 (g/kW h)	107,000 (kW)	11.3	1,070	398.3
	MW-112C	OC	HD	16A-6CN-T-T	15,460 (PS)	235 (g/PS h)	17,450 (PS)	8.2	1,000	54.7
	MW-152C	OC	HD	16A-8CN-T-T	23,980 (PS)	230 (g/PS h)	27,050 (PS)	8.2	1,000	82.5
	MW-252C	OC	HD	16A-8CN-T-T	38,850 (PS)	223 (g/PS h)	43,780 (PS)	8.2	1,000	129.0
	MW-112RC	OC RCC	HD	16A-6CN-T-T HE	14,280 (PS)	183 (g/PS h)	16,500 (PS)	8.0	1,000	53.7
	MW-152RC	OC RCC	HD	16A-8CN-T-T HE	22,090 (PS)	179 (g/PS h)	25,530 (PS)	8.0	1,000	81.3
	MW-252RC	OC RCC	HD	16A-8CN-T-T HE	35,580 (PS)	174 (g/PS h)	41,120 (PS)	8.0	1,000	127.0

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/22.

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸常用出力回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸常用出力回転数 (rpm)	排気温度 (℃)	燃料種類	燃料噴射弁型式	乾燥重量 (kg)	単位重量当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm) 長	巾	高	備考
45.7 (kg/kg s)			7,650 11,300		ATG4	D I	1,459	4.51 (kg/kg)	3,138	1,018	1,335	C1輸送機
	15,000	0.4	42,000		ATG4	D *7 C	130					昭和44年防衛庁三研指導により試作。三研にて試験中。
141 (kW/kg s)	6,000		6,000	443	GNG, T	SI	19,100	0.445 (kW/kg)	5,200	2,500	2,300	
155 (kW/kg s)	4,912		4,912	418	GNG, T	SI	51,400	0.372 (kW/kg)	7,600	3,000	3,000	
228 (kW/kg s)	4,894		4,894	511	GNG, T	SI	63,700	0.573 (kW/kg)	9,200	3,100	3,100	
240 (kW/kg s)	3,600		3,600	506	GNG, T	SI	125,500	0.675 (kW/kg)	12,900	3,800	5,700	
272 (kW/kg s)	3,600		3,600	568	GNG, T	SI	125,500	0.784 (kW/kg)	12,900	3,800	5,700	
235 (kW/kg s)	3,600		3,600	513	GNG, T	SI	151,000	0.620 (kW/kg)	13,600	3,900	5,800	
283 (PS/kg s)	7,150		7,460	533	GNG, T	SI	36,600	0.422 (PS/kg)	10,600	2,600	3,260	
291 (PS/kg s)	5,830		6,080	533	GNG, T	SI	58,800	0.408 (PS/kg)	11,500	2,800	3,500	
301 (PS/kg s)	4,650		4,850	533	GNG, T	SI	96,600	0.402 (PS/kg)	13,100	3,200	4,000	
266 (PS/kg s)	7,150		7,460	352	GNG, T	SI	10,600	0.390 (PS/kg)	10,600	2,600	3,260	
272 (PS/kg s)	5,830		6,080	352	GNG, T	SI	11,500	0.376 (PS/kg)	11,500	2,800	3,500	
280 (PS/kg s)	4,650		4,850	352	GNG, T	SI	13,100	0.368 (PS/kg)	13,100	3,200	4,000	

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
製造会社名	型式番号	サイクル	型式	構成	常用出力 (PS) 常用推力 (kg)	常用SFC (g/PS h) (kg/kg h)	最高出力 (PS) 最高推力 (kg)	全圧力比	タービン入口温度 (℃)	空気流量 (kg/s)
	*1. 抽気量0.92kg/s *2. 分割環式 *3. 182 空気馬力を抽出力に換算 *4. 提携先 Allison 社 *5. 提携先 Pratt & Whitney 社 *6. エンジン入口全体空気流量で示す。 *7. 蒸発式。但し始動はシンプレックスノズルによる。									
明電舎										
	* Gas Turbine 027	OC	LD	← RG-1C-1AN-1RT	220 (PS)	460 (g/PS・h)	235 (PS)	3.6	—	1.6
	*VEB Strömungsmaschinen Pirna (東独) 製造ガスタービン									

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/11/22.

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
比出力 (PS/kg s) 比推力 (kg/kg s)	出力軸 常用出力 回転数 (rpm)	減速比	圧縮機軸 常用出力 回転数 (rpm)	排気 温度 (℃)	燃料 種類	燃料 噴射弁型式	乾燥 重量 (kg)	単位重量 当り出力 kW/kg, PS/kg, or kg/kg	外形寸法(mm)			備考
									長	巾	高	
常用 133 (PS/kg s)	1,500 又は 1,800	21.3 又は 17.8	32,000	580	LN T K	SI	176	常用 1.25 (PS/kg)	1,026	590	766	定置型 移動形 } GX-160

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/

報告

日本ガスタービン会議

日本ガスタービン会議
評議員会報告

昭和５１年６月４日（金）１２時１０分より東京，機械振興会館研修１号室において日本ガスタービン会議第４期（昭和５０年度）第２回評議員会が開催された。

同会は，当日所用で欠席された入江会長に代り岡崎副会長が議長となり，議事が進められた。

まず出席者１９名，※委任状提出者３５名で評議員会が成立することが確認されたのち以下の議案の審議が行われ，いずれも承認された。すなわち第４期（昭和５０年度）事業報告が有賀（基）幹事長から行われ，調査研究事業（ガスタービン統計作成など），集会事業（特別講演会など），出版事業（会報など）につき説明された。また同期の会員は個人会員1049名と前期にくらべ著しく増加したことが示された。

一方 事業として１９７７年国際ガスタービン会議東京大会の準備が進められていることが述べられた。ついで第４期収支決算報告では50年度収入9,236,461円で前期と合せ2,822,926円が来期への繰越金となり健全な財政状態を維持していることが説明された。なお永野，山内両監査より承認印をうけた決算書が回覧された。このあと社団法人日本ガスタービン学会発足（５月３１日）にともない，日本ガスタービン会議を発展的に解散すること，およびその清算人として入江会長を選任することなどが提案され，承認された。

※ 評議員会成立宣言の時の出席者数。最終時には２４名。

1. 第４期（昭和５０年度）事業報告

1.1 会務処理に関する各種会合

1.1.1 幹 事 会

幹事長他２２名（内，総務担当６名，企画担当７名，編集担当９名），開催８回。

会議事項：第４期評議員会報告，第４期諸事業実施にともなう業務，法人組織対策，国際ガスタービン会議準備，第４期事業報告，同決算，第５期評議員会議案，同事業計画，同予算案など

1.1.2 評議員会

会長，副会長他評議員７０名，開催３回〔内訳：第１回評議員会（出席２４名，委任状提出者３０名）（５０.4.２５），臨時評議員会（出席者，委任状提出者計６４名）（５０.11.２８）第２回評議員会（５１.6.４）〕

会議事項：第４期役員選出，同期事業計画，予算，法人認可にともなう移管事項，第４期事業報告および同期決算などの件を審議，承認。

1.1.3 部門別幹事会

i）総務幹事会

主担当幹事 梶山 泰男 他５名 開催４回

ii）企画幹事会

主担当幹事 松木 勝 他６名 開催４回

iii）編集幹事会

主担当幹事 小茂鳥和生 他８名 開催８回

1.2 調査研究事業

1.2.1 ガスタービン統計作成特別委員会

委 員 長 浜島 操 他５名 開催１回

会議事項：わが国ガスタービン生産に関する統計用データの蒐集および集計。

1.2.2 定期講演会委員会

委 員 長 小茂鳥和生 他８名 開催３回

会議事項：講演会の準備，運営実施。

1.2.3 法人化特別委員会

委 員 長 渡部 一郎 他６名 開催３回

会議事項：法人化のための諸準備。

1.2.4 ’７７年国際ガスタービン会議開催準備特別委員会

委 員 長 渡部 一郎 他11名 開催２回

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.

会議事項：'77年開催予定の国際ガスタービン会議の準備に関する諸事項。

1.2.5 特別企画委員会

委員長 松本 正勝 他10名 開催3回

会議事項：ガスタービンセミナーの企画，準備，実施。

1.2.6 ガスタービ技術情報センター準備委員会

委員長 須之部量寛 他4名 開催3回

会議事項：同センター設置に関する準備打合せおよび資料蒐集。

1.2.7 法人化後の組織検討特別委員会

委員長 井口 泉 他7名 開催2回

会議事項：昭和51年度事務組織などの検討

1.2.8 地方委員会

委員長 沢田 照夫 他7名 開催1回

会議事項：関西地区における見学会，技術懇談会の企画実施，地方行事に関する打合せ。

1.3 集会事業

特別講演会4回，定期講演会1回，技術懇談会3回，見学会3回，ガスタービンセミナー1回

回次	名称	講師	年月日	場所	摘要
1	第8回特別講演会	渡部一郎（青山院大）ほか3名	50. 4.25	機械振興会館地下ホール	
2	第3回定期講演会	発表者19名	50. 5.30	同上,研修1.2号室	
3	第9回特別講演会	Piwonka(TRW社)	50. 6.10	同上, 6.7号室	
4	第10回特別講演会	Glass(トロント大学)	50. 7. 2	同上, 6.6号室	
5	第7回技術懇談会	田中英穂（東京大学）ほか1名	50. 7. 7	東京大学宇宙研	
6	第7回見学会		50. 7. 7	東京大学宇宙研	
7	第8回技術懇談会	坂田 衛（島津製作所会社）	50. 9.11	島津製作所	
8	第8回見学会		50. 9.11	島津製作所化学計測事業部,航空機器事業部	
9	第11回特別講演会	丹羽高尚（三菱重工会社）ほか2名	50.11.28	日比谷三井ビル8Fホール	法人設立総会記念講演会
10	第9回技術懇談会	近藤俊雄（東京航空計器会社）	50.12. 5	東京航空計器	
11	第9回見学会		50.12. 5	東京航空計器	
12	第3回ガスタービンセミナー	杉山七契（航空宇宙技術研究所）ほか3名	51. 2.13	日比谷三井ビル8Fホール	

1.4 出版事業

1.4.1 会報

本期発行した会報は，Vol. 3, №9(1975-6), Vol. 3, №10(1975-9), Vol. 3, №11(1975-12), Vol. 3, №12(1976-3) で本文総ページ200，目次，行事案内，会則，規程，後記など30ページである。

内容は下表のとおりである。

（数字はページ数，括弧内は編数）

	挨拶	論文解説	技術論文	講義	資料	随筆	ニュース	見聞記	研究室だより	新製品および新設備紹介	報告	行事案内会告	会則規程	後記
3.9 6	3.0 (2)	42.0 (5)									6.0 (2)	1.0 (1)	0.5 (2)	
3.10 9		26.0 (4)	6.0 (1)			4.0 (1)	4.0 (3)		8.5 (2)		0.5 (1)	3.0 (3)	0.5 (2)	
3.11 12		41.0 (7)				2.0 (1)		3.0 (1)				0.5 (1)	0.5 (2)	1.0 (1)
3.12 3		25.0 (3)		8.0 (1)					4.5 (2)	3.0 (1)	1.0 (1)	4.0 (4)	0.5 (2)	1.0 (1)

1.4.2 CAS TURBINE NEWSLETTER

ASME Gas Turbine Divisionより発行している本誌を同部門の了解のもとに4回にわたり複写配布した。

Vol.XVI, №2 (1975-4), pp. 1-8

Vol.XVI, №3 (1975-8), pp. 1-16

Vol.XVI, №4 (1975-10), pp. 1-6

Vol.XVII, №1 (1976-1), pp. 1-10

1.4.3 日本ガスタービン会議講演論文集

第3回定期講演会の講演論文集(114ページ)が発行された。

1.4.4 ガスタービンセミナー資料集

第3回ガスタービンセミナーのセミナー資料集(57ページ)が発行された。

1.5 会員数

第4期末(3月31日)会員数は下記のとおりである。

個人会員1,049名，維持会員72社，学生会員 5

1.6 特別事業

1.6.1 1977年国際ガスタービン会議東京大会

同会議のための組織委員会(委員長 渡部一郎)実行委員会(委員長 水町長生)がそれぞれ発足，準備をすすめている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/02

2. 第4期（昭和50年度）決算報告

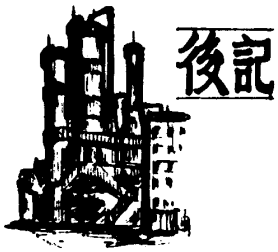
2.1　収支計算書・自昭和50年4月　1日
　　至昭和51年3月31日

収入の部			支出の部		
科目		金額（円）	科目		金額（円）
50年度収入	会費	6,114,000	50年度運営費	総総部門費	2,255,786
	諸行事収入	1,022,400		編集部門費	2,532,376
	雑収入	284,587		企画部門費	486,023
	定期預金（基金）利息	301,925		常設委員会費	74,023
	前期繰越金	1,513,549		特別委員会費	277,565
				諸行事費	787,762
	小計	9,236,461		小計	6,413,535
昭和49年度引継金		34,565	昭和49年度未払金		34,565
収入合計		9,271,026	支出合計		6,448,100
預り金		84,000	昭和51年度会費		84,000
			次期繰越金		2,822,926
合計		9,355,026	合計		9,355,026

2.2　貸借対照表　昭和51年3月31日現在

借方		貸方	
科目	金額（円）	科目	金額（円）
定期預金	5,254,572	未払金	315,809
普通預金	2,319,170	基金	6,014,266
振替貯金	16,000	昭和51年度会費	84,000
仮支出金	1,647,259	次期繰越金	2,822,926
合計	9,237,001	合計	9,237,001

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/13



「ガスタービン学会誌」の発足に当つて

編集幹事　小茂鳥　和　生

法人格を認められてガスタービン学会が発足することになった。これによつて，いわば同好・同学者の個人的な集まりであったものが，公けに社会的な責任を負うことになる。そのような学会の機関誌として本誌の使命も又重大であり，ここに改めて本誌の編集方針を考えてみたい。

まず本誌はあくまでも会員相互のもの，全会員に開かれた会誌である事をもう一度確認したい。直接の投稿は勿論歓迎するが，さらに執筆者の推薦や記事の要望なども寄せて頂きたいし，又掲載された記事についての活発な討論や質問なども期待したい。

次に本紙の権威を高めたい。これは事大主義的に言うのではない。ガスタービン技術に関する真に有効な，かつ最新の報文が載れば本誌の声価は自ら高いものになるであろう。特に「技術論文」の分野でこの目的を達したいものである。従来学会誌ともなると，ややもすると難解を以て権威と同一視する傾向が無いとはいえないようであるが，本誌ではこの態度はとりたくない。一見泥臭い実際問題にこそ技術の粋がかくされている筈である。長年培われたknowhowもあろう。そのようなものが本誌を場として縦横に往き交つてほしい。この趣旨に沿つて定期講演会発表論文からは勿論自由な，積極的な投稿を期待したい。実際の経験に根ざした，しかも暫新な技術論文こそ本誌の特色でありたい。

第3に，巾広い感覚でものを考えるような論説がほしい。ガスタービンという綜合技術を発展させ，それを社会的なneedsに合致させる為には，技術者はより大きく視野を広げなければならない。広い範囲の学問，技術を考えることは勿論であるが，エネルギ部門に限らず，全産業を見渡さねばならないし，本質的にはそれを生み出した人間と社会にも目を向けねばならない。これは本誌の範囲を逸脱しているとの意見もあるかもしれないが，私はそう思わない。技術とはすでにそこまで進んできているものだからである。

いさゝか拡大し過ぎた議論と思われるかもしれないし，又編集に当る者の意見を強く出し過ぎるとのお叱りもあろう。しかしただ机上に積み重ねておかれる学会誌ではなく，常に手にとられる，何か意見のある会誌にしたいのが念願なのである。又あまり気負い過ぎて堅苦しくなつてはなるまい。

何れにせよこれらは編集者のみでやれることではない。今後執筆を御願する方には勿論，読者である全会員の御支援を御願したい。

ガスタービン学会誌掲載希望についてのお願い下記の件について御意見を多数お寄せいただきたく御願します。

(I)　希望する記事

内容，題目，推薦したい執筆者

(II)　学会誌に対するその他の希望

(III)　後記についての御意見

(IV)　その他

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.

会　報　編　集　規　定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の２種類とする。依頼原稿とは，会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので，自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は，ガスタービンに関連のある論説，解説，論文，速報（研究速報，技術速報），寄書，随筆，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。
4. 原稿用紙は横書き４００字詰のものを使用する。
5. 会報は刷上り１頁約１８００字であって，１編について，それぞれ次の通り頁数を制限する。
   論説４～５頁，解説および論文６～８頁，速報および寄書３～４頁，随筆２～３頁，ニュース１頁以内，新製品紹介１頁以内，書評１頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
   〒160　東京都新宿区新宿３－１７－７，紀伊国屋ビル，財団法人慶応工学会内
   日本ガスタービン学会事務局
   （Tel　03-352-8926）

自　由　投　稿　規　定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。たゞし会報への掲載は投稿後６～９ヶ月の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

日本ガスタービン学会誌
第４巻　第13号
昭和51年６月
編集者　小茂鳥和生
発行者　入江正彦

日本ガスタービン学会
〒１６０　東京都新宿区新宿３丁目１７の７
紀伊国屋ビル（財）慶応工学会内
ＴＥＬ　（０３）３５２－８９２６
振替　東京１７９５７８

印刷所　日青工業株式会社
東京都港区西新橋２の５の１０
ＴＥＬ　（０３）５０１－５１５１

非　売　品

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12

GTSJ

日本ガスタービン学会

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.220.71.88, 2024/10/12.