

## 会誌年6号の発刊について

山根 隆一郎

YAMANE Ryuichiro

今月号を手にとられて、つい一ヵ月前の12月号と違うことに気付かれたでしょうか。日本ガスタービン学会誌は約25年前の学会発足時から年4回(3, 5, 9, 11月号)発行されてきましたが、今年から年6回発行に変わりました。1月号, 3月号, 5月号, 7月号, 9月号, 11月号の6回です。会誌は広く個々の会員と学会を結ぶほとんど唯一のルートあり、これをより迅速により緊密にしようというものです。ガスタービンという先端技術を豊富に取り入れた機械およびそのシステムの世界の中で時代の激しい変化と情報の流れに対応しようとするものです。

会誌記事の論説、解説などの技術情報は執筆して頂いてから掲載までの期間が従来より短くなり、新鮮な記事をご覧頂くことができます。

技術論文は従来から校閲の終了次第直ちに掲載する方針をとってきましたが、さらに早く掲載できるようになります。

学術講演会、講習会、セミナー、見学会などのご案内は従来会誌の会告で主に行ってきましたが、会誌が3ヵ月間隔のため企画の進行と会告原稿の締切を合わせる事が難しく、的確なお知らせができないことがあり、やむなく別にダイレクトメールをお送りすることがありましたが、この点は改善されることとなります。また、学会にはホームページがすでに開設されましたので、もっと速く最新の情報をご覧頂けることとなります。

これを機に表紙の色、レイアウトも一新しました。従来表紙の色が4年毎に変わっていたことにお気づきでしたでしょうか。今回はこの4年の周期を待たず色を変更しました。Vol., No.のつけ方も変えました。Vol.は従来学会の年度の変わる6月号から変えていましたが、年始めの1月号から変えることにしました。また、No.の数字は従来創刊以来の通し数字でしたが、今後は年毎に1月号から順にNo.1~6とします。したがって今月号は従来方式ではVol.26, No.104に当たりますが、Vol.27, No.1となっています。表紙記載の年月、Vol., No.の書き方、位置も変更しました。

ページのつけ方は従来年間通しとはせず、各号毎に1ページから始まっていましたが、今後は年間通しページもつけることにしました。これで過去の記事を探すのに便利になります。

年6回発行に伴い予想される問題点として経費増加と編集委員の負担増加があります。

この厳しい経済情勢の時に、また、学会自体厳しい財政状況の時に何故と思われる方も多いと思いますが、経費増は極力抑えることを考えています。まず、年間総ページ数は基本的に同じとしますので、1号当たりのページ数は従来の約2/3と薄くなり、持ち運んで電車の中でもご覧頂けるようになるかと思えます。昨年までは会誌の補完としてニュースレターが発行されていましたが、会誌の発行回数が増えるため、ニュースレターは廃止となりました。また、前述のダイレクトメールも不要となるはずですので、これらの印刷費、郵送費が節減できます。このようなことから全体的には大幅な経費増なしで移行できるものと見込んでいます。

発行回数の増加とともに表紙裏、裏表紙などの広告ページが増加しますが、各企業にご協力頂けることになりました。

この機会に会誌の編集作業について簡単に紹介しますと、編集委員会は編集理事、委員合わせて20名であり、年8回編集委員会を開いています。年間の発行スケジュールなどについては編集委員会で審議し、各号については4名の委員で小委員会をつくり、企画から執筆依頼、査読、最終校正まで全面的に担当しています。年6号制に伴い編集委員会の回数は年6回に減らし、各号担当の小委員会に大幅に権限委譲をし、自由に活動して頂くこととなります。

編集委員会の業務の能率化にはEメールが非常に有効となりました。今期は委員会の開催案内や議事録の送付は郵送を止め、すべてメールに切り換えました。議事の審議、打ち合わせ、決定事項のフォローなど多くの業務をメールで行うことができ、仕事の関係上委員会に欠席された委員にも出席された委員と同じように議論に参加して頂くことができます。今後は学会活動に協力する意思はあるものの本業が多忙という委員が増えてくると思われ、このような体制がますます必要になってくると思われます。

今回の発行回数の増加を機に本会誌がガスタービンの技術の発展および利用拡大の一助となり、広い分野からの会員が増え、本学会がますます発展することを願っております。

本会誌を魅力あるものにするため、特集テーマ、記事内容、その他につき会員の皆様から多くのご意見、ご提案をお寄せ下さるようお願い致します。

(東京工業大学、編集主担当理事)

## 21世紀はガスタービンの時代

平田 賢\*1

HIRATA Masaru

キーワード：地球温暖化，二酸化炭素排出削減，高温ガスタービン，コージェネレーション，コンバインドサイクル，リパワリング，スーパーゴミ発電，システムエネルギー，分散形発電，燃料電池

Global Warming, CO<sub>2</sub> Reduction, High Temperature Gas Turbine, Cogeneration, Combined Cycle, Repowering, Gas Turbine Integrated Garbage Incineration, System Energy, Distributed Small Sized Power Generation, Fuel Cell

日本の二酸化炭素排出総量は、1996年度において3.36億トン（炭素換算）であり、1990年度の排出総量3.07億トンに対して、既に約9.4%増となっている。昨年の「地球温暖化防止京都会議」の議定書に盛り込まれた日本の温室効果ガス排出総量の、2010年における削減目標「6%減」は、相当の覚悟で、本気で取り組まない限り実現はおぼつかない数字である。

環境庁は実現可能な技術によってどこまで二酸化炭素排出削減が見込めるかを具体的に算出するため、1995年7月に「地球温暖化対策技術評価検討会」を設置した。筆者はこの検討会の座長を務めたが、表はこの検討会で試算した2010年における削減可能見込み量について、個別・具体の技術ごとに削減可能見込み総量に対する寄与率で表した総括表である。試算にあたっては、各種温室効果ガスのうち二酸化炭素のみを対象とした。また、コスト、時間、立地などの制約を考慮して、あと10年ほどの間に実現可能と考えられる現実性のある技術に絞った。作業は各部門別に専門家のグループを設け、関連業界のヒアリングや全国悉皆調査等を行って可能性のある技術を洗い出し、検討会で定量的な評価を行った。算出された2010年における削減可能見込み総量は、個々の技術の普及率を極めて固く見積もった場合でも1990年レベルの20%程度の値が得られており、信念を持って格段の努力を傾注すれば、かなり大きい削減総量を実現することも技術的には可能と考えられる。

表でわかるように削減可能と見込まれる二酸化炭素総量に対する個別技術の寄与率は、エネルギー転換、産業、民生、運輸のそれぞれの部門の割合が、概ね5:3:1:1ということになり、エネルギー転換部門の寄与率が約半分を占め最大である。エネルギー転換部門とは大半が発電に関する技術である。ここで、コンバインドサイクルやリパワリング、コージェネレーション、スーパーゴ

ミ発電など、既存の確立された技術を組み合わせるシステムに組み上げることにより高効率化を実現する「システムエネルギー」技術の寄与率が20%以上を占め、大きな効果を持っている。

ここで簡単に「システムエネルギー」技術の原理を述べておく。山の上にダムを作り、水が海面まで流下してくる間に、川の流れに沿って高度の高いところから、黒部第4、黒部第3というように順々に水力発電所を仕掛け、水の落差を使いつくすことは誰でも考えることである。熱の場合には落差に相当するのが“温度差”であり、“海面”に相当するのが地球の“常温”である。燃料に火を点けて発生させた1,500℃以上の高温から、常温つまり15℃までの温度の落差を使ってくるのが“熱の利用”である。常温まで下りきってしまった熱はもはや使えないものにならないのであるが、不思議なことに熱のほうは水力発電のように温度の高いところから順々に使ってくるのが殆ど行われて来なかった。ガスに火を点けて風呂をわかす。石油ファンヒーターに火を点けて暖房をする。バーナーやヒーターの火炎のところには、1500℃以上の“高温の熱”が発生しているが、これをそのまま使って46℃の風呂を沸かしたり、25℃の暖房をしても誰も不思議とは思わなかった。

高温の熱はエンジンやガスタービンを用いて動力化し、温度を下げて熱機関から排出された熱を風呂や暖房など熱としての用途に用いることが熱の合理的な使い方の第1歩である。高温の熱で電力を、低温の熱は熱として用いるシステムをコージェネレーション（熱電併給）という。また既存の石炭火力発電や原子力発電に高温ガスタービンを追加設置してコンバインドサイクルとし高効率化する方法をリパワリングという。スーパーゴミ発電はリパワリング技術の応用である。このように熱力学の原理に忠実に、確立された既存の技術を系統的に組み合わせ、熱を高温から低温までしゃぶりつくす技術を総称して「システムエネルギー」技術と呼ぶことにする。このような技術を推進してゆくことが省エネルギー

原稿受付 1998年10月7日

\*1 芝浦工業大学 システム工学部 (東京大学名誉教授)  
〒330-0003 埼玉県大宮市深作 307

の本義であり、二酸化炭素排出削減の切り札である。

「システムエネルギー」技術に関連する最近の要素技術の進歩を展望してみよう。まず第一は「高温ガスタービン」の開発である。動翼に全面膜冷却、全面遮熱コーティングを施した入口温度1,500℃級ガスタービンを用いたコンバインドサイクルが、東北電力(株)東新潟発電所で1999年夏には運転開始となる。他方、通産省工業技術院ニューサンシャイン計画で1988年から進められてきた300kW級コージェネレーション用セラミック(窒化珪素)ガスタービン開発も大詰めを迎え、1998年度を以て終了する。タービン入口温度1,350℃、単体効率42%以上(低位発熱量基準)が目標である。

更に最近実用化されたABB社の“Sequential Combustion”という技術は、初段燃焼器のあとに1段のタービンを置いて膨張させ、温度を下げたガスに再度燃料を入れて再熱するもので、これを多段に繰り返せばタービンは等温膨張に近づき、あまり高圧にしないで効率も上がり、排気温度も高くなるのでコンバインドサイクルやリパワリングなど「システムエネルギー」技術のトッピングとして、極めて強力な武器となる。このガスタービンを用いたドイツRheinhafen発電所のリパワリングの例では、1964年に建設され既に100,000時間以上稼働している古い石炭火力プラントのボイラを取り外し、

ガスタービンを設置して、その排気を排熱ボイラに導き、これまでと同じ蒸気条件の蒸気を作って在来のままの蒸気タービンを駆動している。出力100MWの蒸気タービンの出力が120MWに増加し240MWのガスタービンと併せて360MWとなり、熱効率は38%から58%(低位発熱量基準)に増大している。

ガスタービンをゴミ焼却発電と組み合わせたものがスーパーゴミ発電である。1997年2月、南オランダのMoerdijkに発電出力339MWという世界最大のスーパーゴミ発電が出現した。南オランダの3州から収集した一般ゴミを、年間600,000トン(550トン/日×3炉)焼却している。焼却炉で100bar、400℃の蒸気を発生させ、出力60MWのSiemens社ガスタービン3基の排気でこれを510℃に過熱し蒸気タービンに送り、出力180MWを出す。蒸気の一部を隣接するShellの化学工場へ送り産業用コージェネレーションを構成している。発電端効率52%、総合熱効率69%という「システムエネルギー」の極致である。

同様の発想を原子力発電にも適用すべきである。原子力発電の場合には、原子炉圧力容器の強度で系の最高圧力が抑えられ、その圧力に対応した飽和温度で蒸気サイクルの温度が決められてしまうので、320℃前後が上限である。そこで天然ガス焼きガスタービンを原子力発電

表 2010年におけるCO<sub>2</sub>排出削減可能性(環境庁試算)

部 門	対策技術と削減効果(構成比%)	CO <sub>2</sub> 削減効果(構成比%)
エネルギー 転 換	需要電力減少による電力原単位の低減(11)、原子力発電の出力増(10)、超々臨界圧・加圧流動床・ガス化コンバインドサイクル・リパワリングなど石炭火力の高効率化(5)、石油火力のリパワリング(2)、ACG・リパワリングなど天然ガス火力の高効率化(2)、天然ガスの優先利用(8)、送配電ロスの減少(3)、高効率ゴミ発電(3)、石油生成量の減少(2)、都市ガスの天然ガス転換(0.5)、自然エネルギー利用(0.5)	47
産 業	プロセスの改善(鉄鋼(9)、セメント(4)、紙・パルプ(2)、石化(1))、コージェネレーションの導入(4)、コンバインドサイクルの導入(1)、インバータ・高効率モーターの導入(2)、工業炉・ボイラの高効率化(3)、太陽光発電の導入(1)、リサイクル(2)	29
民生(家庭)	住宅の気密・断熱化(2)、家電待機電力の削減(2)、ヒートポンプエアコンの効率向上(1)、コンパクト蛍光灯の普及(0.5)、太陽光発電の普及(0.5)、その他(1)	7
民生(業務)	コージェネレーションの普及(2)、新設ビルの省エネルギー化(1)、高周波点灯型インバータ蛍光灯・高効率ルーバー・反射板など照明改善(1)、潜熱回収温水ボイラの普及(0.5)、太陽光発電の普及(0.5)、その他(0.5)	5
運 輸	リーンバーン・筒内噴射・車体軽量化・空気抵抗低減・AT車のロックアップ化・インタークーラターボの利用など燃費向上(3)、電気・天然ガス・ハイブリッド車など低公害自動車の導入(2)、貨物自動車から鉄道・船舶へのモーダルシフト(2)、乗用車から公共交通機関へのシフト(2)、平均車速の向上(1)、その他(2)	12
合 計		100

所のサイトの中に持ち込んでリパワリングを行う。ある試算によれば100万kW級のPWR炉で、ガスタービン120万kW、蒸気タービン150万kW、合計270万kW程度の熱バランスになるという。つまり2.7倍に出力が増え熱効率が增大する。原子炉には一切関係のない増設工事なので安全性を損なうことはない。出力の増分、この例では170万kWを、追加投入する天然ガスの発熱量で除した効率を「リパワリング効率」と呼ぶが、その値は70%を超え、通常のコンバインドサイクルの効率をはるかに上回る。日本には現在51基、4,500万kWの原子炉が稼働しているが、これらの一部でもリパワリングすれば、その二酸化炭素削減効果は莫大である。先の表には、この原子炉リパワリングは含まれていないが、これを含めれば日本の割り当て「6%削減」は容易に実現できるだろう。

熱力学の原理に忠実であるためには、燃料に火を点けたらまず熱機関を駆動しなければならない。筆者の理想とするところは、各家庭でも燃料に火を点けたら台所や風呂場で必ずピストンエンジンやガスタービンが回っている姿である。ガスタービンも最近数10kW程度のマイクロ・ガスタービンが出現し始めた。数社が試作しているが、いずれもラヂアルコンプレッサ1段、ラヂアルタービン1段、回転数10万rpm程度で発電機直結という形式である。病院、老人ホーム、事務所ビル、スーパーマーケット、学校、小規模地域暖冷房、集合住宅、レジヤセンターなどのコージェネレーションに適していよう。

これら熱機関を用いたコージェネレーションに強敵が現れた。燃料電池である。1997年11月12日付の日本経済新聞に、1頁の大広告でドイツのダイムラー・ベンツ社が、2004年までに燃料電池ハイブリッド車の大量生産体制を整えると発表した。その燃料電池技術の提携先がカナダのBallard Power Systems社である。同社の技術の心臓部は電離したプロトンを通させる高分子膜PEM (Proton Exchange Membrane) である。驚くべきはその価格で、メタノールを燃料とする車載用ユニットの場合、リフォーマーこみ50カナダドル/kW (5,000円/kW)、都市ガスを燃料とする発電用で1,500ドル/kW (15万円/kW) という。つまり車ほど大量生産すればこの程度の値段になるということである。これまで、燃料電池の値段が30万円/kWをきるのは2020年以降と考えていたが、まさに革命である。いよ

いよ各家庭に「家電品」なみの値段でコージェネレーションが入ってくる時代になった。

21世紀はこのように「システムエネルギー」の時代である。「システムエネルギー」技術を支える基幹技術がガスタービンであるから、21世紀は「ガスタービンの時代」ということも出来る。しかしここで燃料電池という強敵が現れた。5,000円/kWで市場に現れたら、熱機関はひとたまりもない。燃料電池は排気ガスも少ないし騒音も出さない。しかし、燃料電池は大型には向かないだろう。燃料電池は家庭用を含めた小型の用途に、ガスタービンは中型以上という棲み分けが自ずから出来上がるだろう。

ガスタービンにしても燃料電池にしても、分散型のシステムに向いている。都市のような熱の需要地に近接して立地し、コージェネレーションとして熱も電力も供給し総合効率の高さを追求する「システムエネルギー」の基幹技術である。高温ガスタービンでリパワリングした原子力や石炭火力などの巨大システムでベースロードを担い、分散型のスーパーゴミ発電やコージェネレーションでピークを担って、互いに補完しあいながらベストミックスを追求することになろう。親亀の背中に子亀、孫亀がのって親亀がこければ皆こけるような、有機的でホロニックなシステムこそ21世紀の究極のエネルギー供給システムであろう。

これら「システムエネルギー」の燃料としては天然ガスを想定している。天然ガスはヴァナジウムなどの重金属や硫黄分を含まないので高温ガスタービンの翼や燃料電池の電極を腐食させることがない。燃焼させた場合にもSO<sub>x</sub>は出さないし大量の空気と混ぜて希薄燃焼させればNO<sub>x</sub>もほとんど出さないですむ。二酸化炭素の生成も石炭の約1/2、石油の約2/3である。化石燃料の中では最も高級な燃料であるばかりか、資源としても世界の中であまり偏在していない。このような高級燃料を「システムエネルギー」のような高級技術で使っていくことが二酸化炭素削減の切り札である。そうすると天然ガスの供給を保証するパイプラインのようなインフラストラクチュアの整備が必須である。アジア、特に中国に天然ガスのパイプライン供給網を拡げ、一刻も早く「システムエネルギー」技術を普及させることが、地球と人類のために急務であろう。

# 浮上式鉄道山梨実験線車両搭載ガスタービン発電装置の概要

星野 宏則\*<sup>1</sup>,

HOSHINO Hironori

山本 貴光\*<sup>1</sup>

YAMAMOTO Takamitsu

廣田 敏男\*<sup>1</sup>

HIROTA Toshio

山本 克也\*<sup>1</sup>

YAMAMOTO Katsuya

キーワード：磁気浮上式鉄道，山梨実験線，ガスタービン，電源システム  
Maglev, Yamanshi-Test-Line, Gas turbine, Power Source

## 1. はじめに

財団法人鉄道総合技術研究所，東海旅客鉄道株式会社および日本鉄道建設公団の三者が共同で開発を進めている磁気浮上式鉄道山梨実験線（図1）では実験車両の電源としてガスタービン発電装置が使用されている。ここでは第一編成用として開発された株式会社荏原製作所製作のガスタービン発電装置について開発の経緯等を述べる。

## 2. 磁気浮上式鉄道の開発状況について

はじめに磁気浮上式鉄道の開発状況について概要を述べる。

### 2.1 磁気浮上式鉄道の分類

磁気浮上式鉄道を分類すると，浮上方式に2通り，推進方式に2通りある。

浮上方式は吸引式と誘導式に分かれる。吸引式は車両側の電磁石，軌道側に鉄レールを用い，その間に生じる吸引力を利用して浮上する。電磁石の電流値を電磁石-鉄レール間の距離に応じて制御するため，制御が容易な常電導磁石が用いられる。この方式では車両が停止状態

でも浮上が可能であるが磁力が弱いため浮上高さは10 mm程度となる。一方誘導式は車両側の電磁石と軌道側の短絡導体を用い，車両側の電磁石が移動することにより軌道側の短絡導体に発生する誘導電流と車両側の電磁石の間の電磁力を用いる。制御は不要のため，磁力の大きな超電導磁石が使用され，浮上高さも100 mm程度となる。しかしある程度の速度がないと浮上できない。

推進方式はリニアインダクションモータ（LIM）とリニアシンクロナスモータ（LSM）の2種類に分類される。リニアインダクションモータは電機子コイルと短絡導体で構成され，車両側に電機子コイル，地上側に短絡導体を用いる車上一次方式が実用化（大阪市営地下鉄鶴見緑地線等）されている。一方リニアシンクロナスモータは界磁コイルと電機子コイルで構成される。車両側に界磁コイル，地上側に電機子コイルを用いる地上一次方式の開発が進められている。

表1に現在開発が進められている主な磁気浮上式鉄道の浮上・推進方式をまとめるが，現在山梨実験線で進められているJR方式の磁気浮上式鉄道は浮上方式は誘導式，推進方式は地上一次方式である。

### 2.2 JR方式磁気浮上式鉄道開発の経緯

日本国内における超電導方式磁気浮上式鉄道の開発の経緯を見ると，JRの前身である日本国有鉄道において東海道新幹線の開業前の1962年頃から，次世代の超高速鉄道の検討が始まった。そこでは空気浮上や常電導磁石浮上等についても研究開発がすすめられたが，結局超高速鉄道としては超電導磁石浮上が最適であるという結論になった。1972年3月には国立の鉄道技術研究所構内において単相LSM推進の超電導磁気浮上式実験車LSM200が最高速度50 km/hで浮上走行に成功した。また

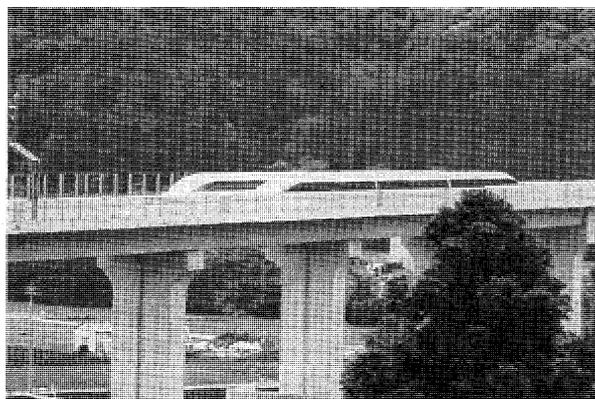


図1 山梨磁気浮上式鉄道実験線走行風景

原稿受付 1998年10月19日

\*1 財団法人鉄道総合技術研究所

〒103-0028 東京都中央区八重洲1-6-6

八重洲センタービル8F

表1 磁気浮上式鉄道の分類

	LSM	LIM
吸引式	トランスラピッド	HSST
誘導式	JR（山梨実験線など）	

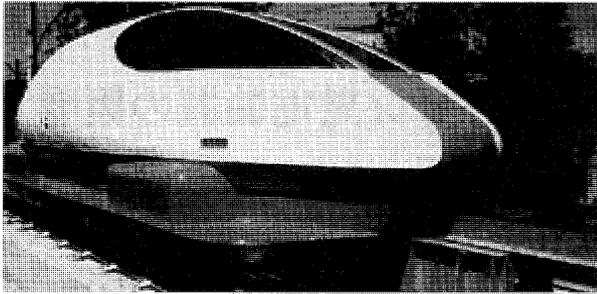
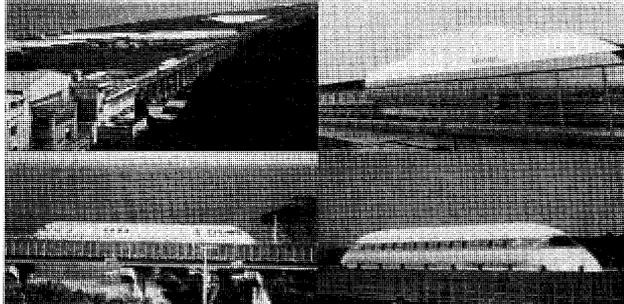


図2 ML 100

図3 宮崎実験線 (左上) と各実験車  
ML-500 (右上) MLU 001 (左下) MLU 002 (右下)

1972年7月には同じく鉄道技術研究所構内でLIM推進の超電導磁気浮上実験車ML 100が最高速度60 km/hで浮上走行に成功した。このML 100はLIM推進であるが、推進用の電力供給を地上側に行うという地上一次方式であった。(図2)

1975年には宮崎実験線の建設に着手し1979年12月にはLSM推進超電導磁気浮上実験車ML-500により最高速度517 km/hを記録した。無人車ではあるが鉄道の世界最高速度記録となった。その後有人走行のためにMLU 001実験車が製作され1987年2月に400.8 km/hの有人世界最高速度での走行に成功する。さらに実用化を進めたMLU 002実験車が製作され従来の浮上方式であった対向浮上を側壁浮上に一部の軌道を改造しての実験等が行われた。MLU 002実験車は火災で焼失してしましたが、火災対策を強化したMLU 002 N実験車を製作、1994年2月には実用・有人タイプの実験車としては最高速度の431 km/hを記録した。(図3)

さらに550 km/h以上での安定走行、トンネル内での風圧試験、高速すれ違い試験、2カ所の変電所渡り送電などの確認のため、全長42.8 kmの山梨実験線の建設が国家プロジェクトとして認められ、1990年に着工された。用地買収等に遅れがあったが、1997年4月から第一編成車両が走行を開始し、1997年12月に無人での世界最高速度550 km/hを記録した。

山梨実験線の全体計画は全長42 kmであるが、先行区間として18.4 kmが設定され、現在走行試験を行っているのはこの区間である。この区間のほぼ中央に約1.5 kmの明かり区間があり、実験センタや変電所があ

る。また東京方の終点付近には車両の検修設備である車両基地がある。試験車両は2編成で先頭車が4両、中間車を3両製作し適時編成を組み替えて走行実験を行う。現在は主に3両編成×2編成で運用されていることが多い。システムは地上一次LSM推進の超電導磁気浮上のJR方式である。

### 3. 山梨実験線車両の電源システム概要

JR方式の磁気浮上式鉄道は500 km/hでの営業運転を目指しており、基本電源として従来鉄道で使用されているパンタグラフ方式の集電は利用できない。高速で走行する場合のパンタグラフによる摺動音や風切り音が大きく安定して集電する技術が確立していないためである。そこで、クリーンで低公害な非接触集電方式を開発する必要がある。第二編成車両には集中形誘導集電装置が搭載されている。誘導集電方式は超電導磁石によって浮上コイルに発生する変動磁場のうち高調波成分を車上に設置した集電用コイルで集電し、PWMコンバータで電圧を変換して車上電源とする方法である。集中形は集電専用の台車を用いて集電を行う方式である。一方各台車に搭載されている超電導磁石の表面に集電コイルを取り付ける分散形誘導集電についても研究開発が進められている。その他にも燃料電池などについても検討を進めている。

実用化時に本命とされる誘導集電方式はクリーンで低公害な集電システムである。しかし高速時でないといふ十分な電力を得られないため、車上にはバッテリーを搭載する必要がある。宮崎実験線では、車上電源として車上にバッテリーのみを搭載しており、軌道の始点と終点に充電設備を設け地上側より電力を供給して車上バッテリーを充電しながら実験を行っていた。宮崎実験線車両は搭載機器の負荷が比較的少なかったため、充電時間が短く、実験を進めることが可能であった。しかし山梨実験線の場合、空調装置など負荷の大きな機器が増加した一方で高速走行時間が短いため、充電にかなりの時間をとられてしまう。そこでガスタービン発電装置を予備電源として搭載することになった。

ガスタービン発電装置は編成あたり一台、東京方の先頭車に搭載する。第一編成用の東京方先頭車は半分を客席、半分を機器室に割り当て、ガスタービン発電装置は機器室に配置される。機器室には他に補助バッテリーやDC/DCコンバータなどの機器が搭載される。第二編成用の東京方先頭車は集中形誘導集電装置を搭載するため、車両全体を機器室に割り当てており客室部はない。今回概要を述べるのは第一編成用の東京方先頭車に搭載されている株式会社荏原製作所製作のガスタービン発電装置である。

### 4. 山梨実験線搭載用ガスタービン発電装置の設計

山梨実験線車両搭載用としてガスタービン発電装置を

製作するにあたって目標として以下の基本設計方針を掲げた。

- ・軽量化
- ・コンパクト化
- ・低騒音化
- ・防火対策
- ・5両編成対応

浮上式鉄道はその名の通り車両が浮上する必要があるため、できるだけ車両を軽量化した方が各種の設計条件が楽になる。そこで搭載する機器はできるだけ軽量化したい。搭載各機器はグラム単位での軽量化設計を行っておりガスタービン発電装置についてもその点に留意する必要がある。

当然のことながらガスタービン発電装置は車両内に収まる必要がある。車体に収まればそれでいいということではなく、機器配置の都合で車両端に発電装置を置けないため、通路の確保も必要で、さらにメンテナンスの観点からも、装置自体の外寸の制約が設定されるため、できるだけコンパクトにするのが望ましい。

浮上式鉄道は未来的なイメージを持つ鉄道システムであり、新幹線で存在しない騒音発生はイメージダウンに結びつく。山梨実験線では試乗も計画されており、客席においてガスタービン発電装置の運転音は聞こえないほうが望ましい。ガスタービン発電装置が設置される機器室と客席の間は防音されているがそれにも限度があり、ガスタービン発電装置の運転音自体を低く押さえたい。また車両が停車するとガスタービン発電装置以外の音源がほとんどないため、車両外ではガスタービン発電装置の運転音がかなり目立つことが予想される。車両の内外に対して運転音をできるだけ低いレベルに押さえた低騒音設計が不可欠である。

宮崎実験線での火災事故の経験から防火対策は各機器で厳しく行っている。ガスタービン発電装置は高温になる部分が存在するため特に念入りの防火対策を行う必要がある。

第3章で述べたように山梨実験線では先頭車4両、中間車3両を組み合わせて編成を組み立てる。つまり最大で5両編成になる可能性があるため、5両編成時でも電力供給を行えるだけの出力が必要である。

## 5. 第一編成用ガスタービン発電装置

### 5.1 主な仕様

第一編成用ガスタービン発電装置の主な仕様を表2に示す。またシステム構成を図4に、ガスタービン発電装置の外観を図5に、ガスタービン発電装置の全体断面図を図6に示す。

前章で述べた基本設計方針に基づき荏原製作所が第一編成用のガスタービン発電装置を製作したのは平成3年度のことであった。当時はまだ車両の詳細が決定されておらずある程度見込みで設計・製作を進めていかなければならなかった。

表2 第一編成用ガスタービン発電装置仕様

定格出力	350kW×600V (直流出力) 垂下特性あり
使用燃料	軽油あるいは灯油
タンク容量	5時間分
環境条件	気温 -10℃~40℃ 大気圧 760mmHg 海拔 0~1000m 磁界 300 Gauss以下 振動 1G
騒音	装置より1mの地点で測定して 350kW出力時、80dB(A)以下
火災対策	普通鉄道構造規則第179条及び 運輸省鉄保第22号による
重量	1.9トン以下
寸法	2700mm(L)×1000mm(W)× 1350mm(H)

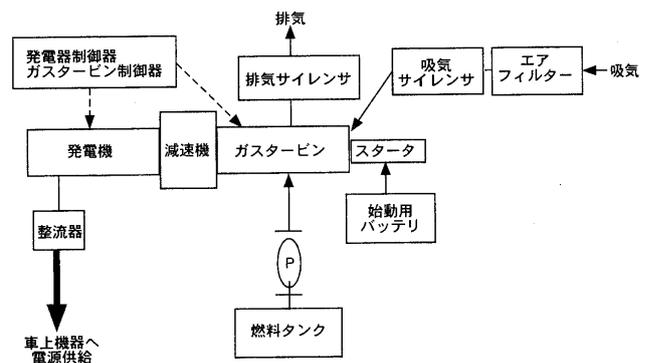


図4 ガスタービン発電装置システム構成

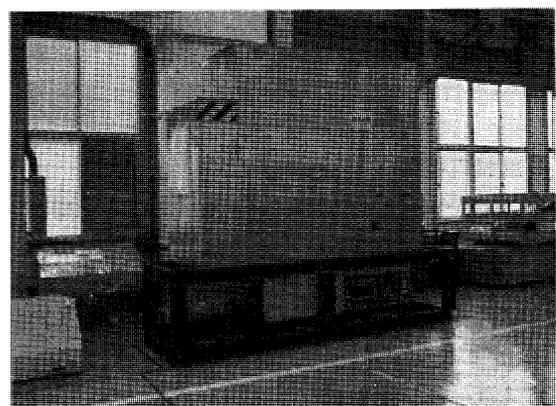


図5 ガスタービン発電装置外観

ばならなかった。

実際の設計にあたっては各要素について実績があるものを優先し、実績のあるものをそのまま使えない部分については修正をできるだけ少なくすることでシステムの安全性・信頼性を高めるようにした。

ガスタービン発電装置はメンテナンスが容易となるよ

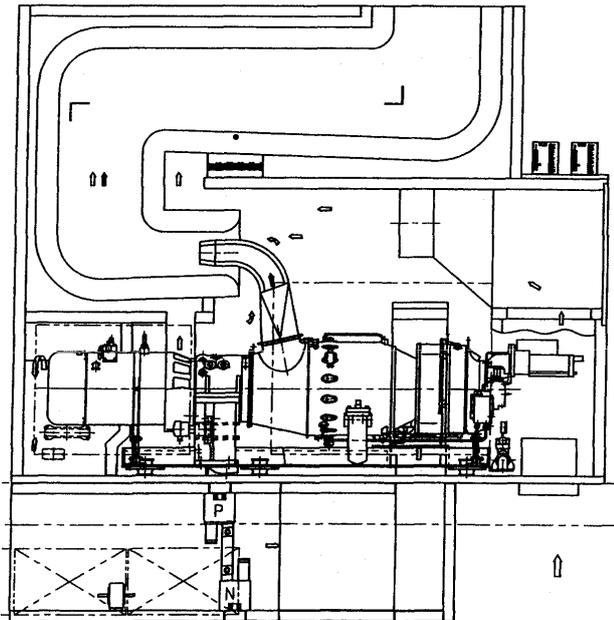


図6 ガスタービン発電装置全体断面図

うにエンクロージャに燃料ポンプと燃料タンク以外のすべての機器を載せたパッケージ構造をとっており、メンテナンス等の時はパッケージごと車両より降ろすことが可能である。

以下の節で主要機器の概要を述べる。

## 5.2 ガスタービン部

表3にガスタービン部の仕様を示す。ガスタービンは航空用ターボプロップエンジンの産業転用形でガス発生機と出力タービン軸を別軸とした2軸式である。また燃料ポンプ・潤滑油ポンプといった主要補機はガス発生機軸による自己駆動方式である。始動時は直流モータを用いてガス発生機を駆動する。

## 5.3 減速機部

表4に減速機部の仕様を示す。減速機は遊星歯車式の1段減速歯車装置で1段目小歯車はスプラインを通してガスタービン部の出力タービンによって駆動する。

## 5.4 高速発電機部

表5に高速発電機部の仕様を示す。発電機は開放保護形、自己通風式、ブラシレス交流同期発電機である。発電機の冷却空気はサイレンサを通して吸い込まれ回転子軸に取り付けられた羽根車によって発電機内部を冷却した後、エンクロージャ内に排出される。

## 5.5 ガスタービン制御部

ガスタービンの制御部は調速装置(ガバナ)およびシーケンス制御装置から構成される。

調速装置はガス発生機軸および出力軸の速度を制御する。

シーケンス制御装置はスターターモータの始動・停止等を制御し、ガスタービンの保護装置も兼ねる。

## 5.6 発電機制御器

発電機制御器は屋内金属閉鎖形であり、発電機に付属

表3 ガスタービン部仕様

機種	ST6L-79
形式	単純開放サイクル2軸式
定格出力	862 SHP
排気温度	約600℃
ガス発生機回転数	37,500 rpm
出力タービン回転数	33,000 rpm
定常時回転数変動	±3%
NO <sub>x</sub> 濃度	70 ppm以下(O <sub>2</sub> 16%)
圧縮機構造	軸流3段+遠心1段
燃焼器構造	円環形
圧縮機タービン構造	軸流1段
出力タービン構造	軸流1段
軸受構造	ころがり軸受
乾燥重量	115 kg
本体寸法	1200mm(L)×590mm(W)×590mm(H)

表4 減速機部仕様

形式	遊星型1段減速機
負荷容量	400kW
回転数	入力軸 33,000 rpm 出力軸 8,000 rpm
減速機効率	97%
潤滑方式	ガスタービンからの強制給油

の機器である。

発電機制御器は

- ・出力電圧調整装置
- ・制御電源供給装置
- ・保護装置等

から構成される。

出力電圧調整装置は運転中の発電機が発生した電圧を設定値と比較して制御を行う。

制御電源供給装置は発電機内に設置された永久磁石発電機で発生した電力を取り込み、発電機制御器用の電源を供給する装置である。

保護装置は発電機の保護のために過電圧等を検知する。

## 5.7 整流器

表6に整流器の仕様を示す。発電機により出力される

表5 高速発電機部仕様

形式	自己通風高速同期発電機	
定格条件	出力	352kW
	周波数	400Hz
	電圧	445VAC
	回転数	8,000rpm
	力率	95%
	相数	3相3線
	効率	89%
励磁方式	PMG/ブラシレス	
軸受	ころがり軸受	
潤滑方式	強制給油	

交流を車両用電源として使用される直流600Vに変換する。

### 5.8 始動用バッテリー及び充電器

表7に始動用バッテリー、表8に充電器の仕様を示す。始動用バッテリーは充電器により常時充電されており外部電源がなくても随時ガスタービン発電装置を起動することができる。

### 5.9 エンクロージャ部

表9にエンクロージャ部の仕様を示す。エンクロージャは防音装置を兼ね内部に吸気サイレンサ、吸気フィルタ、空冷式オイルクーラなどが設置される。またメンテナンスが容易となるように扉が側面についている。装置全体をエンクロージャで囲む構造により車両内部に対しての低騒音化を実現している。

### 5.10 その他防音装置

表10に排気消音器、表11に吸気消音器の仕様を示す。これらの消音器の働きにより車両外部に対する低騒音化を実現している。

## 6. 山梨実験線用ガスタービン発電装置特有の事柄

以下では山梨実験線第一編成用ガスタービン発電装置に特有の事柄を紹介する。

### 6.1 車上制御装置とのインターフェースについて

山梨実験線では無人運転ができるように実験センター等の地上設備より各種制御ができるようになっている。地上設備からの制御信号は車上に搭載されている車上制御装置が一括して受信し、車上制御装置は各装置に対して制御信号を送る。また各装置は、装置の状態を車上制御装置に対して出力、車上制御装置はそれをまとめて地上設備に送る。

山梨実験線用ガスタービン装置も車上制御装置との入出力インターフェースを持っている。車上制御装置よりガスタービン発電装置へ送られる制御信号は以下のものがある。

- ・予備電源運転指令

- ・予備電源停止指令
- ・アイドル指令
- ・火災検知

予備電源運転・停止指令はその名の通りガスタービン発電装置の運転・停止を行うものである。アイドル指令はガスタービン発電装置が車上機器に対して電源供給を行うかどうかを決める。アイドル指令がOnの場合はガスタービン発電装置は車上機器に電源供給を行わず、車上に搭載されている補助バッテリー装置が電源供給を行う。Offの場合はガスタービン発電装置が電源供給を行う。火災検知は車両に設けられた煙検知装置が作

表6 整流器仕様

整流方式	整流回路入力 3相全波	
冷却方式	乾式風冷式	
交流入力電源	定格電圧	445V
	周波数	400Hz ± 3%
	相数	3相
直流出力	定格電圧	600V
	定格出力	350kW
	定格の種類	連続定格
効率	95%以上 (定格入出力時)	
リップル	± 5% r.m.s以内 (定格入出力時)	
定常時回転数変動	± 3%	

表7 始動用バッテリー仕様

形式	Ni-Cd
電圧	DC 24V
容量	34Ah (2Hr RATE)

表8 充電器仕様

形式	DC-DCコンバータ
入力電圧	DC 100V ± 10%
出力電圧	DC 29.5V
容量	174VA × 2

表9 エンクロージャ部仕様

構造	パネル組立方式
板材	アルミ板+制振材
吸音材	グラスウール50mm
騒音値	装置より1mで80dB(A)以下

表10 排気消音器仕様

構造	吸音ダクト式
板材	ステンレス板
吸音材	ロックウール100mm
騒音値	排気口1mで80dB(A)以下

表11 吸気消音器仕様

構造	吸音ダクト式 (ベース内蔵式)
吸音材	グラスウール50mm
騒音値	吸気口1mで80dB(A)以下

動したときにガスタービン発電装置を非常停止するために使用される信号である。

一方ガスタービン発電装置より車制御装置に送られる信号は以下の通りである。

- ・予備電源運転
- ・予備電源停止
- ・予備電源火災
- ・予備電源故障
- ・燃料不足警報

予備電源運転・停止はガスタービン発電装置の運転状況を表す。予備電源火災はガスタービン発電装置自体が火災になった時に車制御装置へ送られる。予備電源故障は何らかの故障がガスタービン発電装置に発生したことを知らせる。地上設備に送られるのは異常が発生した、

という信号だけだが、装置自体にはもっと細かい異常情報が表示されるようになっている。燃料不足警報は燃料タンク内の燃料残が少なくなった時にOnになる。

## 6.2 エジェクタ方式による軽量化

第一編成用ガスタービン発電装置ではエンクロージャ内部を負圧にすることで吸気を行いガスタービンの排気圧を利用して排気を行うエジェクタ方式が採用されている。このため吸気ファンなどが不要となり、軽量化に貢献している。

## 7. おわりに

以上、山梨実験線用第一編成搭載用ガスタービン発電装置の概要を述べた。現在山梨での走行実験は順調に行われており、本ガスタービン発電装置も大きなトラブルなく順調に稼働している。平成9年4月より実用運転を開始して平成10年10月の時点で延べ稼働時間1300時間以上、起動回数は400回以上となった。

このガスタービン発電装置は運輸省の補助金を受けて製作された。

## 参考文献

- (1) 住田俊介, 世界の高速度鉄道とスピードアップ, (1994), 日本鉄道図書株式会社
- (2) 村井 敏昭, 推進・浮上・案内・集電を兼用する超電導磁気浮上系に関する研究, (1997), 財団法人鉄道総合技術研究所
- (3) 財団法人鉄道総合技術研究所編, 超電導リニアモーターカー, (1997), 交通新聞社
- (4) 荏原製作所, ガスタービン発電装置の製作, (1991)

# ガスタービンの民生用アプリケーション紹介

## —東京ガス幕張ビルのコージェネレーション事例—

阿部 栄三郎\*1  
ABE Eizaburo

### 1. はじめに

産業分野で発達してきたガスタービンを主機とするコージェネレーションシステムは近年、徐々に民生用にも普及してきている。

特に電力と熱（スチーム）需要の最適な組み合わせを必要としているホテル、病院、オフィスビル、地域冷暖房施設等では、ガスエンジン、ジーゼルエンジンを主機とするコージェネレーションシステム同様に、ガスタービンシステムの導入も増加傾向にある。

民生用ガスタービンの設備規模は1,000~4,500 kWレベルが大半を占めているが、将来は大規模施設において経済的に対応できるシステムであれば、6,000 kWクラスのガスタービン導入検討もなされるものと思われる。

一方、システム導入目的はエネルギー費の低減、省エネルギー、或は電源供給信頼性向上等多岐に亘っている。エネルギー使用側の顕著な意識変化として、今迄の“購入エネルギーの節約”から一歩踏み出して“エネルギーを作って経済性の向上や安定供給を図る”方向へ僅かながら転換されつつあると考えられる。本稿では、幕張地域冷暖房設備と密接な関わりを維持しつつ運用されている東京ガス電算機センター（幕張ビル）の1,500 kWクラスガスタービンの利用状況について述べる。

### 2. 民生用ガスタービンの普及状況

産業用を含めたガスタービンを主機とする、コージェネレーションの普及推移を図1、民生用ガスタービン（注1）の設置件数を図2に示す。96年度末現在の産業用も含めた全体のガスタービン総容量は1,900 MWで、その内民生用は157 MW（全体の8%）である。過去12年間の年平均新規導入容量は約153 MW/年で、民生用は13 MW/年の増で推移している。民生用ガスタービンの設置件数は97年末現在45件で、その内33件（75%）は91年以降の7年間で導入されている。

（注1）民生用ガスタービン：ホテル、病院、オフィスビル、地域冷暖房、電算機ビル、ショッピング及びレジャー施設等の生活施設に設置されたガスタービン

### 3. 民生用ガスタービン規模と用途別稼働状況

民生用ガスタービン出力規模は図3に示すとおり1,000~1,500 kWクラスが全体の75%（45/61件）を

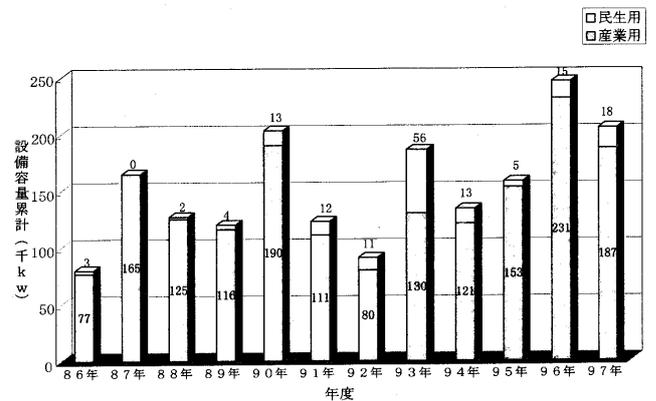


図1 国内ガスタービン普及推移（設備容量）

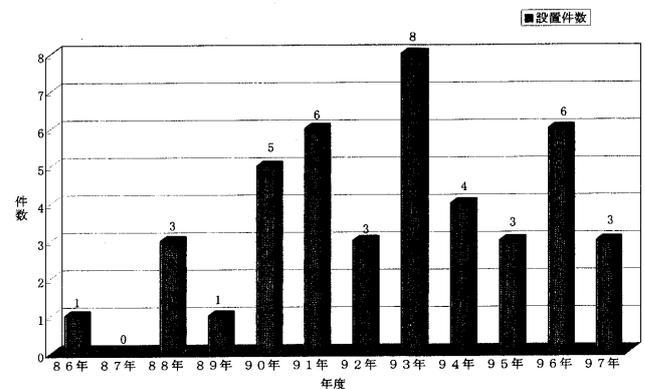


図2 民生用ガスタービン普及推移（設置件数）

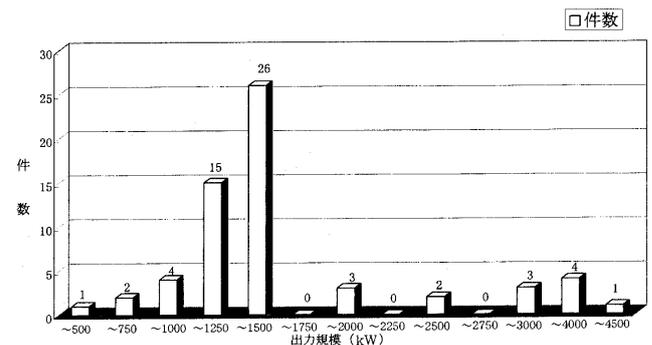


図3 民生用ガスタービン規模別（単機容量）設置件数

原稿受付 1998年10月7日

\*1 東京ガス(株) 地域冷暖房技術部 都市エネルギー事業部  
〒261-0023 千葉県千葉市美浜区中瀬2-3

占めている。ちなみに現在稼働中の民生施設での最大出力規模は新宿パークタワービルに導入されている4,500 kWである。また建物用途別に分類してみると事務所ビルの割合が31%で最も多く、次いで、地域冷暖房施設21%、ホテル15%、病院、ショッピングが各々10%、9%となっている。(図4)

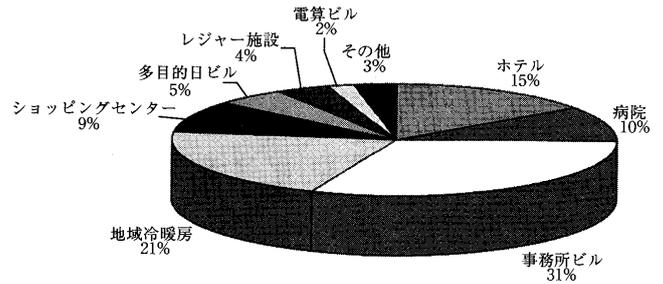
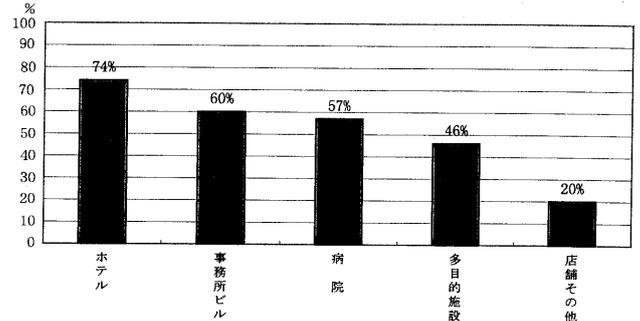


図4 民生用ガスタービン建物用途別稼働内訳 (容量)

4. 民生用ガスタービン利用状況

関東圏の民生用ガスタービン(東京ガス設置分は除く)の稼働時間は図5に示す通りである。ホテルが74%と最も高く、事務所ビル、病院で50%以上、施設利用時間が主に昼間帯のみの施設では20%程度で推移している。今回、グラフ化しなかったが、ガスタービン発電依存率(Σ定格出力/(契約量+Σ定格出力))も概ね時間稼働率と同じレベルの結果となっている。



時間稼働率 = (台数分の年間延べ運転時間 / 8760 h × 台数)

図5 時間稼働率

ガスタービン導入後の経済効果は各企業の企業秘密に属するため詳細は明らかにされていないが“ガスタービン導入が無かりせば”の前提にたてば、電気は商用電力で、熱は一般ボイラーで賄うことになる。

小型ガスタービンの発電効率は高いレベルにはないが(22~30%程度)、排熱回収効率(50%程度)は良いため、コージェネレーション導入後の省エネ性評価(電力は買電で、蒸気はボイラーで賄う場合との比較)は一般的に16~18%の効果が期待できるといわれている。

つ、約8年間順調な運用を行ってきたので、利用状況についてまとめた。

5. 東京ガス幕張ビルガスタービンの利用状況

1990年、幕張新都心に計算機センター機能を有した12階ビル(床面積4万m<sup>2</sup>)として竣工した。最新技術によるガスタービンコージェネレーション設備を導入しエネルギーの有効利用、供給信頼性向上効果を発揮し

5.1 システムの特徴

- 1) ガスタービン発電機(1460 kW×2基)は商用系統と連系し、発電出力は全て自家使用している。他に緊急時専用ガスタービン発電機1000 kW 1台設置している。
- 2) ガスタービンの排熱はボイラー(4.15 トン/h×

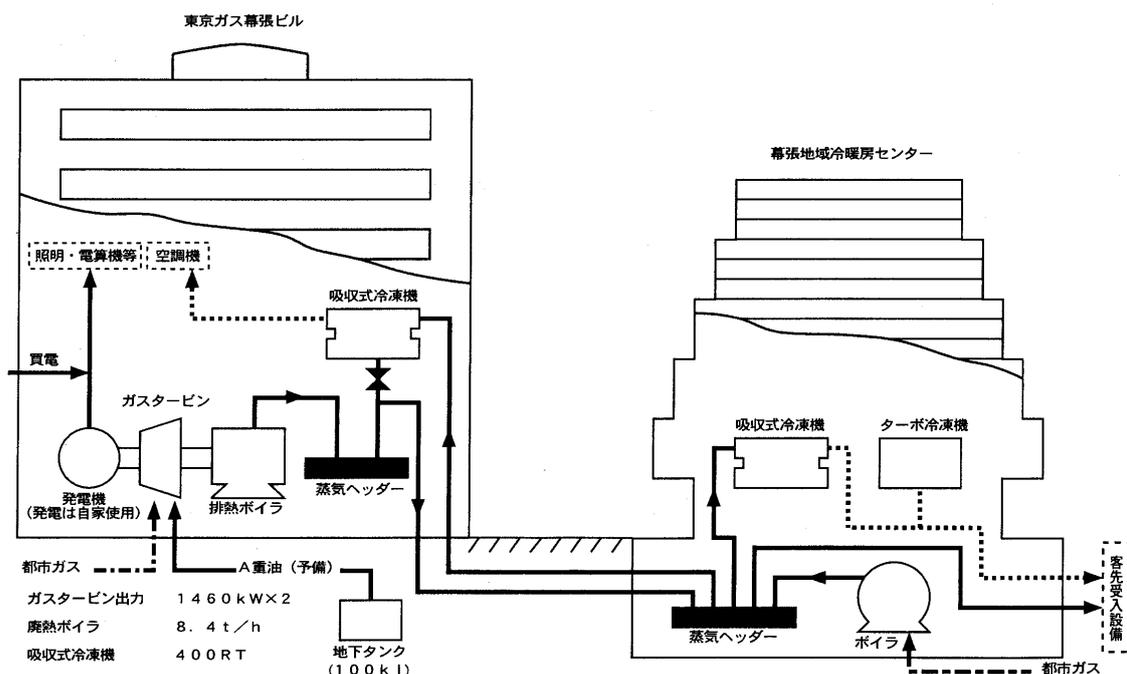


図6 東京ガス幕張ビルエネルギー系統図

ガスタービン発電設備	形 式	単純開放サイクル一軸式 (GP1500型)
	ガスタービン出力	1590 kW (15℃, 760 mmHg, 給排気ダクトロス各0 mmAq)
	回 転 速 度	タービン主軸 22,000rpm 減速機出力軸 1,500rpm
	起 動 方 式	空気式 (エアタービン)
	起 動 時 間	40秒以内 (起動信号入りより電圧確立まで)
	燃 料 切 替	都市ガス, A重油相互間の切替時間30秒以内
	潤 滑 方 式	ポンプによる強制循環式
	騒 音 防 止 対 策	防音箱フルエンクロージャタイプ
	発 電 端 出 力	1460 kW (吸気温度15℃)
	発 電 電 圧, 周 波 数	6600V/50Hz
ボイラ設備	形 式	水管式廃熱ボイラ+エコマイザ (KG-300GE型)
	定 格 熱 出 力	2.5×10 <sup>6</sup> kcal/h
	発 生 蒸 気 量	4150 kg/h (ガスタービン吸気温度15℃, 出力1460 kWにて)
	最 高 使 用 圧 力	16 kg/cm <sup>2</sup> G
	常 用 圧 力	11 kg/cm <sup>2</sup> G
	蒸 気 温 度	飽和
	給 水 温 度	約60℃
	排 ガ ス 量	19,500 Nm <sup>3</sup> /h
	排 ガ ス 入 口 温 度	540℃
	排 ガ ス 出 口 温 度	150℃
排 ガ ス 通 風 損 失	120 mmAq	
伝 熱 面 積	78m <sup>2</sup>	

表1 幕張ビルコージェネレーション設備概要 (2基)

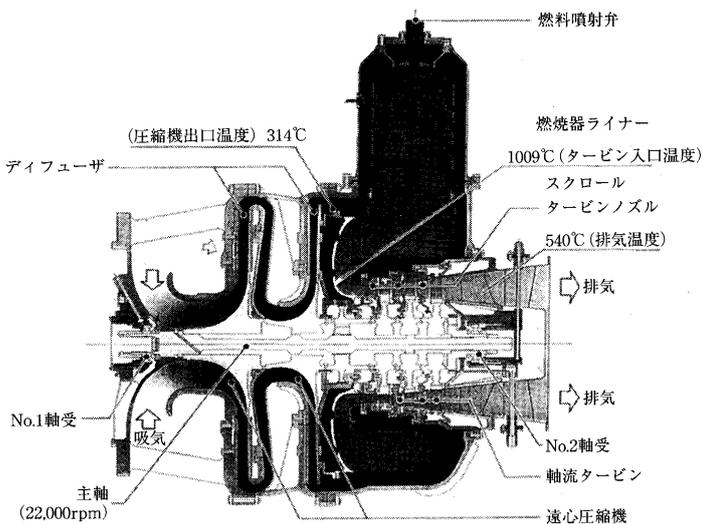


図7 ガスタービン構造図

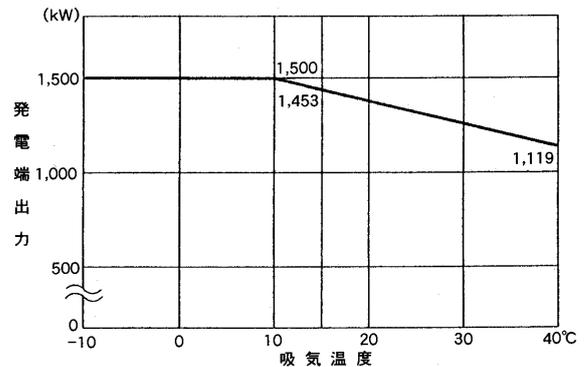


図8 ガスタービン性能曲線

2基)で蒸気回収し隣接の幕張地域冷暖房センターへ年間5万トン(蒸気条件:784 kPa, 飽和)を送出している。(回収蒸気の有効利用が可能なシステム)  
3) ビルの冷熱源の一部はビル内で発生させているが, 80%は地域冷暖房センターからの供給で賄っている。(冷熱源の2重化による信頼性向上)

5.2 エネルギー系統及び設備概要

- 1) エネルギー系統を図6に示す。  
ガスタービン発電機は幕張ビル専用機であるが熱源系統は隣接する地域冷暖房センターと一体化した系統構成となっている。
- 2) 設備仕様は表1に示すとおりである。ガスタービンは川崎重工業(株)と都市ガス3社(東京ガス, 大阪ガス, 東邦ガス)とでコージェネ用として共同開発したGP1500(発電端出力1460 kW)を導入してい

る。ガスタービン構造を図7, ガスタービン性能曲線を図8に示す。

5.3 ガスタービンの利用状況

ガスタービンを主機とするコージェネレーション設備の運転実績推移は図9~図11に示すとおりである。

- 利用状況の特徴は次のとおりである。
- 1) ガスタービン発電機の運用はビル需要電力に昼夜間差を生じているため昼間2台, 夜間帯は1台運転としている。

1台当たりの年間運転時間は6,500 h(時間稼働率75%)で推移しており, 民生用としては高いレベルにある。夜間の1台運用時においても排熱回収蒸気の殆どを幕張地域冷暖房センターで利用できるため, コージェネレーション総合効率は70%以上確保できている。

- 2) ビル需要電力に占める自家発依存率は, 97年度実績で90%以上の高率となった。

これは将来の電力需要増を見込んだ設備規模としているため, 現状では需要電力よりも設備容量が大きく, 常に設備の有効運用ができていているためである。

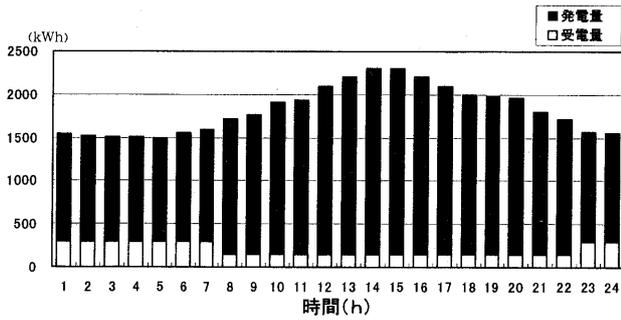


図9 幕張ビル電力負荷パターン

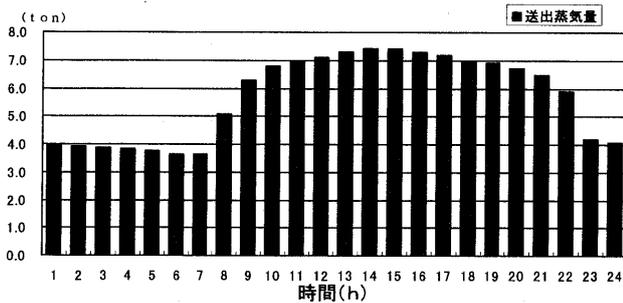


図10 幕張ビル廃熱蒸気回収パターン

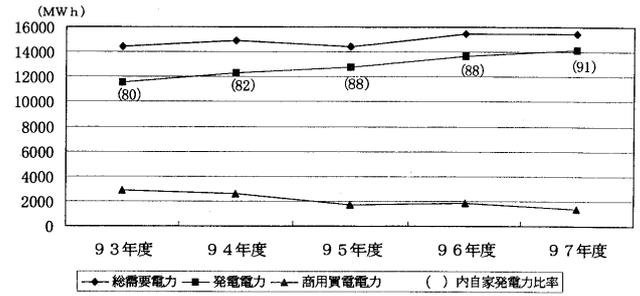


図11 年度別需要電力推移

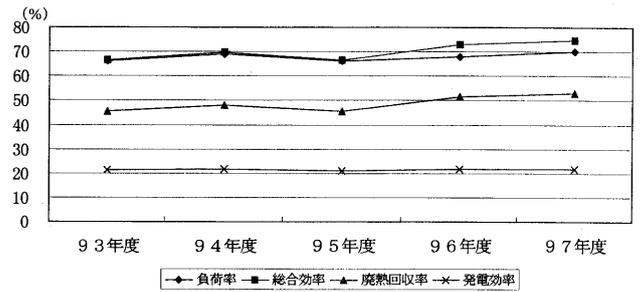


図12 年度別効率推移

3) ガスタービン発電端効率は、前述のとおり現状では需要電力より設備容量が大きいと、平均負荷率65%の部分負荷運用を行い定格性能より若干低い22%レベルで推移している。排熱回収効率は電主熱従運転で回収できる殆どを利用しているため53%の高率となった。総合効率は97年度実績で75%で推移し計画目標を達成している。また今後は、年平均100kW程度の需要電力増を予測しており、総合効率は80%程度まで改善される見込みである。

5.4 システムの信頼性

幕張ビルのエネルギー系統図は図6に示すとおりである。前述のとおり当ビルは東京ガスの計算機センターとしての機能を有しており、万一停電などで機能停止した場合、お客様への影響は甚大である。従って震災にも耐えうる設備計画を実現してきたが、特徴は次のとおりである。

- 1) ガスタービン燃料はデュアルfuel (2重化)方式を採用し、ガス燃料に支障をきたしても、自動的に液体燃料(A重油)に切り替わるシステムとしている(液体燃料備蓄量で5日間運転可能)。
- 2) ガスタービン及び燃料ガスコンプレッサーの冷却水トラブルによる機関停止を回避するため、冷却水は全く使用しない「水なし原動機」としている。
- 3) 阪神淡路大震災後ビル設備をはじめガスタービン、電気設備、ボイラー及び配管類等、コージェネレーション設備全般についても耐震診断を行い、水平震度1.0G、鉛直震度0.5Gにも耐えうるよう補強対策を行った(1997年実施)。

以上述べたとおり“震災に強い”システムの構築がなされており、システムの供給信頼度は高いレベルにあると考えている。また、ガスタービン本体についても定期検査インターバル延長を狙って実施した一万時間無開放運転(1996年11月~1998年5月)の実績もあり、原動機の信頼性は実証できたと考えている。

5.5 ガスタービンの保全管理

1990年の運転開始から9年目を迎えた。定期検査インターバルは1995年までは1年間とし、毎年実施してきた。同時にガスタービン吸気フィルター増設や夏季出力低下対策等の改良保全、予防保全策も併せて実施し、すこぶる安定的な設備状態を維持しており、現状では設備上の不安要素は全くない。

1995年電気事業法の改正により電気保安に係わる責任分界点も今までの「官庁主導」から「民間主導」に移行された。ガスタービン定期検査周期も大幅に緩和されたが、反面「民間主導」になった分だけ“自己責任”を課せられることになった。換言すれば、今まで以上にガスタービン等の管理基準を正確に定め、原動機の体調を的確に把握し、タイムリーな保全管理の実施が義務付けられたと言っても過言ではない。即ち、“規制緩和に甘んじて自主保全をルーズにしてはならない”事であろうと理解している。

一方、民生用コージェネレーション施設の場合、導入されて日が浅いこともあって、産業用事業所のように豊富な経験と高度な技術を持った技術者、オペレータは一般的に多いとは言えないのが現状である。以上の様な背景から設備の安定化や整備コストの適正化及びオペレータ教育を目的とした“コージェネレーション保全システ

ム”の開発実現に向けて計画検討を進めているところである。

データベース化する主な項目は次のとおりである。

- 1) 電気事業法関連法規
- 2) コージェネ設備図面
- 3) 保全作業指示書
- 4) 運転データ
- 5) 定修スケジュール
- 6) 整備実績, トラブル事例
- 7) 予備品管理他

早期にシステム開発を実現し保安全管理に万全を期してゆきたいと考えている。

## 6. 民生用ガスタービン運用上の課題

### 1) コージェネレーションの高効率運用の検討

民生用コージェネレーションシステムの計画・設計時における排熱利用用途の開発選定は重要なテーマである。当ビルの1500 kWクラスガスタービン効率は20数%程度しか期待できない。従ってシステムとしての高効率運用は一義的に排熱回収量で決まる。当ビルでは地域冷暖房センターの夜間軽負荷時に全量排熱回収ができないケースがまれに発生している。

新たな蒸気利用用途に当ビル設置の予備の吸収式冷凍機を組み込み放散時のみ運転し全量回収することを計画している。

排熱回収蒸気の全量を“使い切る”ための方案検討は重要であり継続して検討してゆく必要がある。

### 2) ガスタービン定期検査インターバル延長の検討

1995年の電気事業法改正に伴い、定期検査インターバルは今迄の1回/年から1回/3年まで延長が可能となった。

機関停止を伴う定期検査インターバルの延長を実施できれば、ガスタービンの利用率向上、整備コスト低減が可能となる。

一方ガスタービン高温部品(ノズル、動翼等)の設計寿命は素材開発、耐熱処理技術の難しさから、概ね3~5万時間が限度である。1000℃の厳しい条件にさらされている1段ノズル・動翼の部分的な点検修理頻度は、実際には設計時間より短いのが現状であり、定期検査インターバル延長のネックとなっている。

運転状況を把握できるユーザー側の整備実績やクリップ損傷評価試験結果を基にした整備指針を策定し、インターバル延長を実現していくつもりである。

## 7. おわりに

東京ガス幕張ビルのガスタービンの利用状況ならびに民生用ガスタービンの普及状況について述べた。

ガスタービンを主機とする民生用コージェネレーションシステムにおいては、高い利用率を達成すれば、おのずと、経済性向上と環境問題などに寄与できる。

今後とも利用率向上に努め、高効率運用を図ってゆきたい。

## 参考文献

- (1) 廣瀬昌敏, 中川靖之; 日本ガスタービン学会セミナー第24回資料(1996-1)

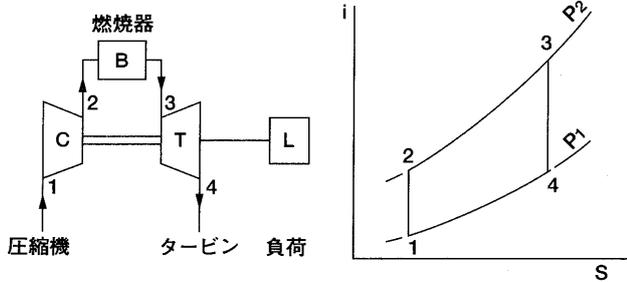
— ガスタービン概論 (1) —

竹矢 一雄\*1  
TAKEYA Kazuo

1. ガスタービンの原理とブレイトンサイクル

ガスタービンの基本構成と*i-s*線図を図1に示す。ガスタービンの基本サイクルはブレイトンサイクルと呼ばれる。ブレイトンサイクルの特性を示すパラメータとして、圧力比 $\gamma$ 、サイクル最高最低温度比 $\tau$ 、断熱圧縮温度比 $\theta$ が使われる。

ガスタービンを構成する主要三要素が理想的に作動するサイクル、即ち圧縮機、タービンが断熱圧縮膨張仕事を行い、燃焼器は完全燃焼し、圧力損失も存在しない状態を表わすブレイトンサイクルでは、熱効率(エネルギー変換効率)は $\eta_B = 1 - \theta^{-1}$ であり、熱機関の理想とされるカルノーサイクルの熱効率は $\eta_C = 1 - \tau^{-1}$ である。図2にブレイトンサイクルの無次元特性を示す。温度比 $\tau$ と共に性能(熱効率, 比出力)は向上する。 $\tau$ (温度比)を固定し $\theta$ (圧力比の関数)を増加させると、比出力は増加し最大値に達した後は減少に転ずる。その間熱効率は連続的に増加するが、比出力 $W = 0$ に達した時点で $\theta = \tau$ となりカルノーサイクルの熱効率 $\eta_C = 1 - \tau^{-1}$ と一致する。



ガスタービンの基本構成

ブレイトンサイクル

圧力比	$\gamma = \frac{P_2}{P_1}$
サイクル最高最低温度比	$\tau = \frac{T_3}{T_1}$
断熱圧縮温度比	$\theta = \frac{T_{2ad}}{T_1} = \gamma^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$
熱効率	$\eta = 1 - \theta^{-1}$
比出力	$W = \frac{Aw}{C_p T_1} = (\tau - \theta)(1 - \theta^{-1})$

図1 ガスタービンの基本構成とブレイトンサイクル

$\theta < \tau$ で熱効率が低下する理由は高温のタービン排気を系外に放出するため、廃熱を系内に取り入れた再生ブレイトンサイクルの熱効率は $\eta_{BR} = 1 - \theta \cdot \tau^{-1}$ となる。図3の無次元特性からも明らかなごとく、この場合は単純サイクルとは逆に低圧力比で熱効率は増加するが、極限ではやはりカルノーサイクルの熱効率と一致する。

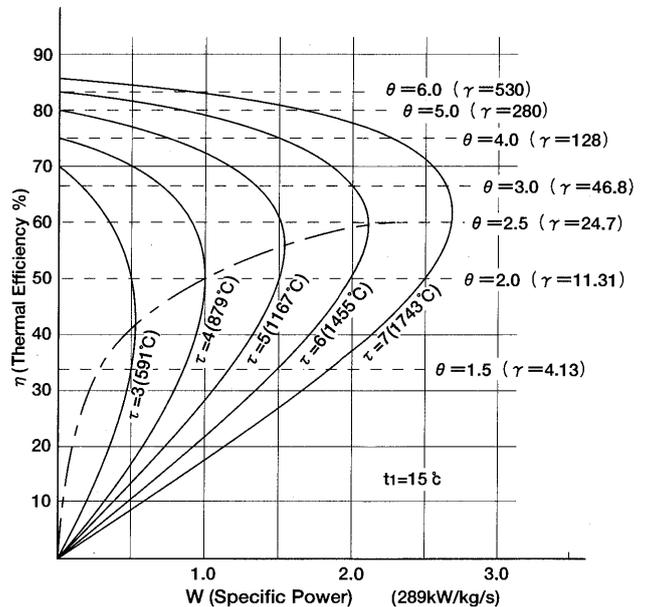


図2 ブレイトンサイクル無次元特性

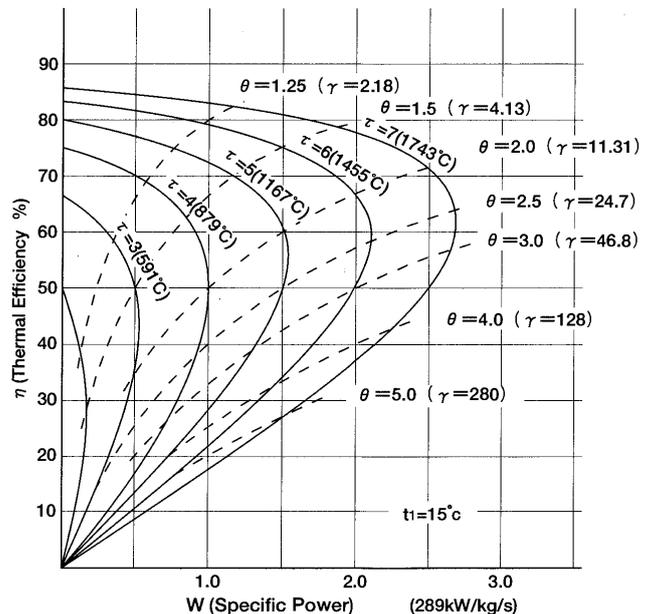


図3 再生ブレイトンサイクル無次元特性

原稿受付 1998年10月26日

\*1 元 徳島大学

〒655-0038 兵庫県神戸市垂水区星陵台7-6-12

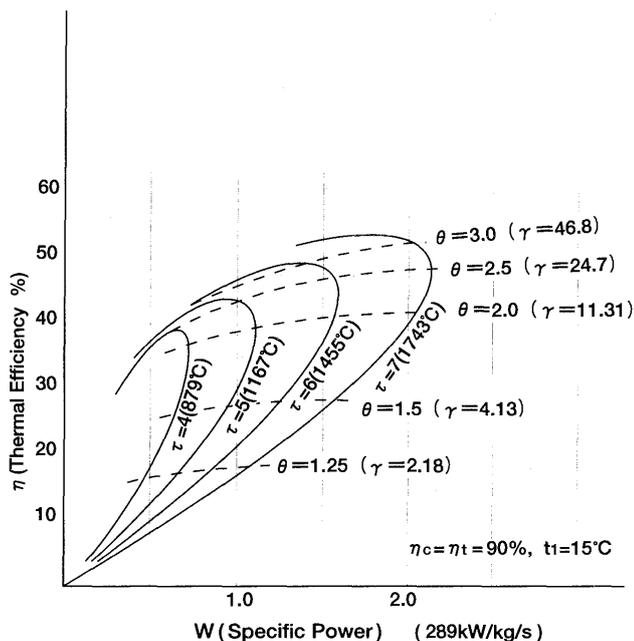


図4 ガスタービンサイクル無次元特性

現実のガスタービンサイクルでは熱効率、比出力共に最高、最大値が存在する。図4は単純サイクルガスタービンの無次元特性の一例であり、熱効率最高点は比出力最大点よりも常に高圧力比側に存在する。基本的に単体性能が重視されるターボジェットエンジンでは熱効率最高点に近い高圧力比が採用され、後述する複合サイクルに代表されるエネルギーの総合利用システムでは比出力最大点に近い比較的低下圧力比が採用されている。

ブレイトンサイクルの比出力は

$$W = (\tau - \theta) \cdot (1 - \theta^{-1}) \text{ と示される。}$$

比出力最大点は  $dW/d\theta = 0$  から  $\theta = \tau^{1/2}$

$$\eta_B^* = 1 - \theta^{-1} = 1 - \tau^{-1/2} \text{ となる。}$$

カルノーサイクル熱効率との差  $\Delta\eta = \eta_c - \eta_B^*$  は常識的な  $\tau$  の範囲で常に 25~23% 低く、単独の熱機関としては限界が存在する。従って複合化に期待されるところが大である。

廃熱回収後の総合熱利用率は

$$\eta_{TOT} = 1 - (\text{排気熱量}) / (\text{燃料熱量})$$

(排気熱量) = (排気流量) × (排気温度) × 比熱となる。排気温度は通常 100℃ 前後まで回収されるので一定と仮定すると、 $\eta_{TOT}$  最高の条件は排気流量最小、即ち比出力最大の条件と一致する。

ガスタービンサイクルの熱効率最高 (航空用) 及び比出力最大 (産業用) 圧力比についての計算例を資料に示す。

## 2. 各種ガスタービンサイクルの特徴

図5及び図6に代表的なオープンサイクルガスタービンの各種形式を示す。いずれも自己完結型で、廃熱回収サイクルを下流側に連結すれば複合サイクルになる。

尚オープンサイクルガスタービンとの対比としてクローズドサイクル、セミクローズドサイクルがあるが、

資料：熱効率および比出力を最大とする圧力比の計算

ガスタービンサイクル計算式

圧縮仕事  $\Delta I_c = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 (\theta - 1) / \eta_c$

タービン仕事  $\Delta I_t = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_1 \cdot \tau (1 - \theta^{-1}) \eta_t$

出力  $\Delta I_w = \Delta I_t - \Delta I_c$

熱入力  $\Delta I_b = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_1 \{ \tau - 1 - (\theta - 1) / \eta_c \}$

熱効率  $\eta_{th} = \frac{\Delta I_w}{\Delta I_b} = \frac{(\tau \eta_t \eta_c - \theta)(1 - \theta^{-1})}{\eta_c \tau - \theta + (1 - \eta_c)} = \frac{(A - \theta)(1 - \theta^{-1})}{B - \theta}$

比出力  $W = \frac{\Delta I_w}{C_p T_1} = \frac{(\tau \eta_t \eta_c - \theta)(1 - \theta^{-1})}{\eta_c} = \frac{(A - \theta)(1 - \theta^{-1})}{\eta_c}$

最高熱効率の圧力比  $\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta} = 0$  より  $\theta = \frac{A - \sqrt{A^2 - AB(1 + A - B)}}{1 + A - B}$

最大比出力の圧力比  $\frac{\partial W}{\partial \theta} = 0$  より  $\theta = \sqrt{A}$

最先端ガスタービンの試算例

公称性能	冷却空気を含める 吸気、燃焼器損失を含める 冷却、混合、排気損失を含める	等価サイクル性能
$t_3 = 1300^\circ\text{C}$		$t'_3 = 1100^\circ\text{C}$
$\eta_c = 0.88$		$\eta_c = 0.86$
$\eta_t = 0.90$		$\eta_t = 0.88$

$$\tau = 1373 \text{ K} / 288 \text{ K} = 4.767$$

$$\kappa = 1.35 \quad \kappa / (1 - \kappa) = 3.857$$

$$A = \tau \cdot \eta_c \cdot \eta_t = 3.6077$$

$$B = \eta_c \tau + (1 - \eta_c) = 4.2396$$

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial \theta} = 0 \quad \theta = 2.4181 \quad \gamma = \theta^{1/\kappa} = 30.1$$

$$\eta_{th} = 0.383$$

$$\frac{\partial W}{\partial \theta} = 0 \quad \theta = 1.8994 \quad \gamma = 11.9$$

$$\eta_{th} = 0.346$$

<実例>

航空エンジン	$\gamma = 28 \sim 32$	$\eta_{th} = 38 \sim 39\%$	$t_3 = 1300 \sim 1400^\circ\text{C}$
陸用ガスタービン	$\gamma = 12 \sim 16$	$\eta_{th} = 34 \sim 35\%$	$t_3 = 1250 \sim 1350^\circ\text{C}$

ガスタービン本体はほとんど同じである。

### 2.1 単純サイクル

既存のガスタービンは航空用、産業用共に基本三要素で構成される単純な構造の単純サイクルが圧倒的に多く、コストパフォーマンスに優れている。

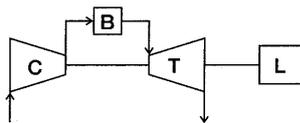
### 2.2 再生サイクル

再生サイクルは廃熱利用 (コージェネレーション等) が困難な移動用動力源 (自動車等) としては有効であるが、原理的に再生効果が高めるには低下圧力比 (5 前後) の採用が必要で、高圧力比 (15 前後) の標準的高性能ガスタービンでは再生効果は少ない。

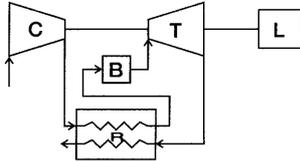
### 2.3 中間冷却サイクル

中間冷却サイクルは超高圧力比 (25~30 以上) での性能向上に有効であるが、トータルシステムとして評価する場合には中間冷却器の放熱はシステム損失となるの

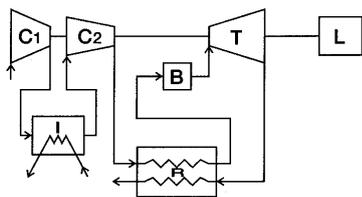
(i) 単純サイクル



(ii) 再生サイクル



(iii) 中間冷却再生サイクル



(iv) 中間冷却再熱サイクル

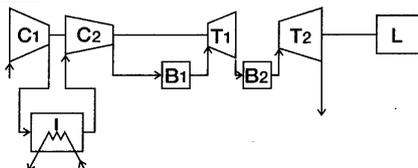


図5 各種ガスタービンサイクル

で熱の再利用を考慮することが望ましい。再生サイクルと組み合わせると標準的高性能ガスタービンを素材とする性能向上型が実現可能になる。

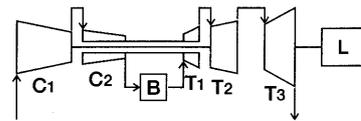
2.4 再熱サイクル

再熱サイクルはタービンの膨張過程に複数の燃焼器を配列するもので、極限はタービン内部での連続燃焼即ち等温膨張であり、同様に連続中間冷却即ち等温圧縮と再生器を組み合わせると理論熱効率がカルノーサイクルと同じエリクソンサイクルが実現することになる。現実の問題としては再燃焼器への流入ガス温度に対する技術的制約から超高圧力比 (50 以上) で特に有効である。また中間冷却サイクルとの組み合わせが望ましい。

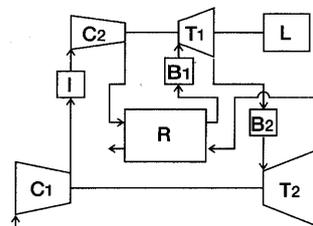
2.5 クローズドサイクル

オープンサイクルガスタービンでは大気を吸入し、圧縮、加熱(燃焼)、膨張の過程を経て排気は大気中に放出するが、クローズドサイクルでは圧縮、加熱、膨張、冷却、圧縮……と作動流体は大気から隔離されて循環している。このため目的に応じた最適の媒体が採用でき、圧力レベルも自由に選択できるため、たとえば高温ガス原子炉 (HTGR) の二次系としてはヘリウムを媒体としたクローズドサイクルガスタービンが考慮されている。ただしクローズドサイクルでは加熱過程が外部熱源からの熱伝達に依存しているので、ガスタービンの生命線とも言うべき高温化技術の適用も困難で、この点が将来性に

(i) 航空転用型



(ii) 二軸中間冷却  
再熱再生型  
(BBC)



(iii) 二軸中間冷却  
再熱型  
(モンテプロジエ外)  
AGTJ-100

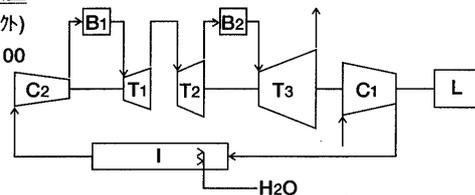


図6 高圧力比ガスタービンの構成例

対する最大の弱点である。

2.6 セミクローズドサイクル

基本的にはクローズドサイクルと同様であるが、加熱過程が外部熱源からの熱伝達ではなくオープンサイクルと同様の燃焼器による直接加熱であり、高温化に対する制約は解除される。ただし作動流体は不活性ガスの場合が多く、燃焼器では燃料と共にほぼ化学当量の酸素または空気の供給が必要である。現実には燃焼技術面から酸素が望ましい。このサイクルでは冷却過程で燃焼生成ガス相当分が分離される。現在国家プロジェクトとして開発研究が進められている WE-NET 計画では作動流体として水蒸気を、燃料として水素を、酸化剤として酸素を予定している。

3. ガスタービン性能の現状

図7、図8に世界中で運用されている (一部開発中) ガスタービン単独およびコンバインドサイクルの実績を示す。大型化に対するスケールメリットが効率とコストの両面で顕著である。

200~300 MW 級コンバインドサイクルでの熱効率率は 55% (LHV) に達しており、これは現存する各種熱機関と対比しても最高レベルである。

図9はカルノーサイクル熱効率との対比で、ランキンサイクル (蒸気タービン) も表示している。最新のコンバインドサイクル熱効率率はほぼブレイトンサイクルの  $\eta_B^*$  のレベルに達したことを示している。

過去四半世紀、ガスタービンおよびコンバインドサイ

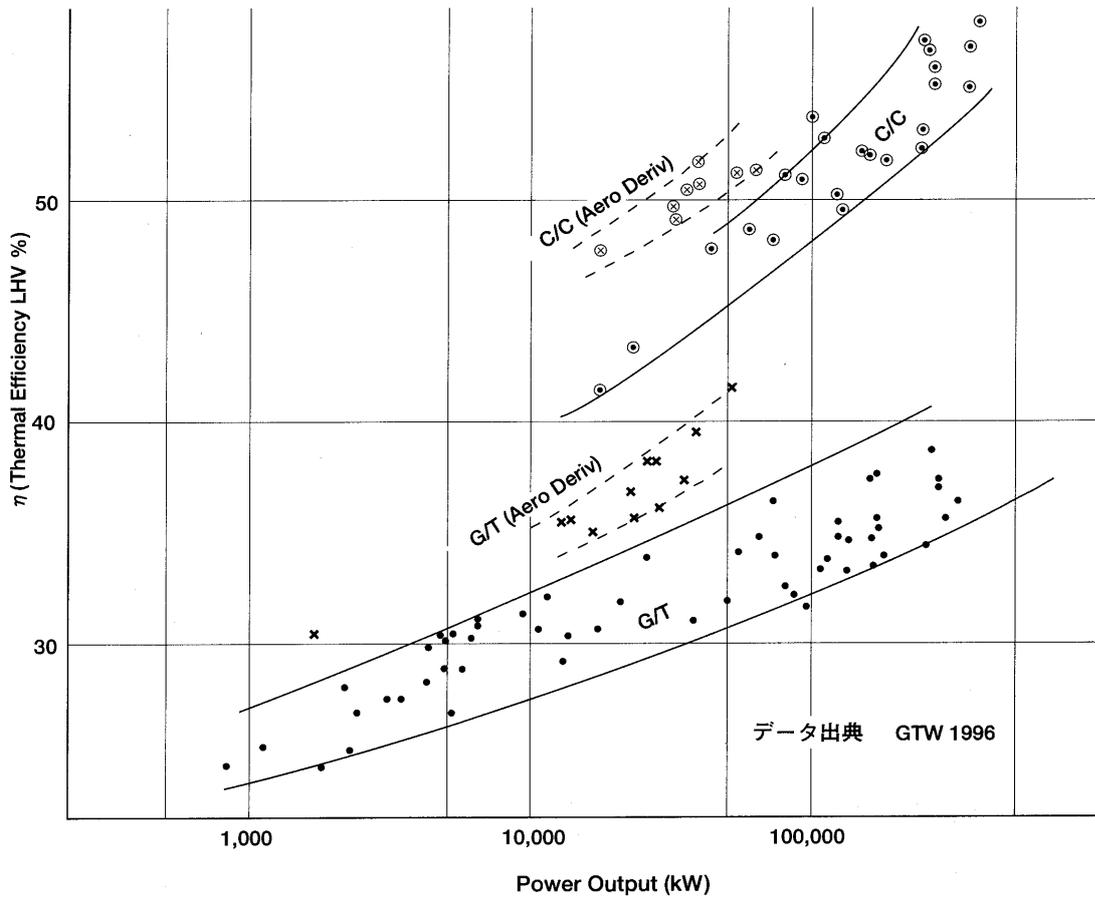


図7 ガスタービン、コンバインドサイクルの出力と熱効率の傾向（実績）

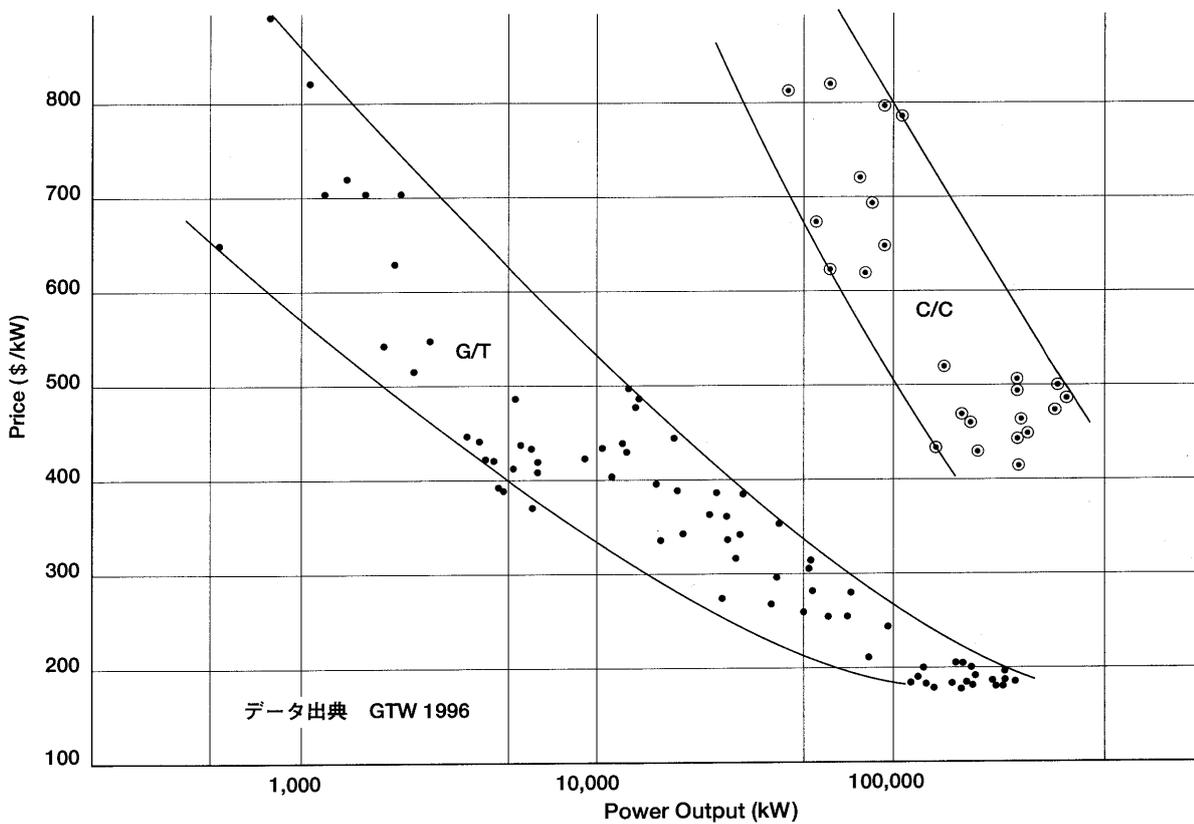


図8 ガスタービン、コンバインドサイクルの出力とkW単価の傾向（実績）

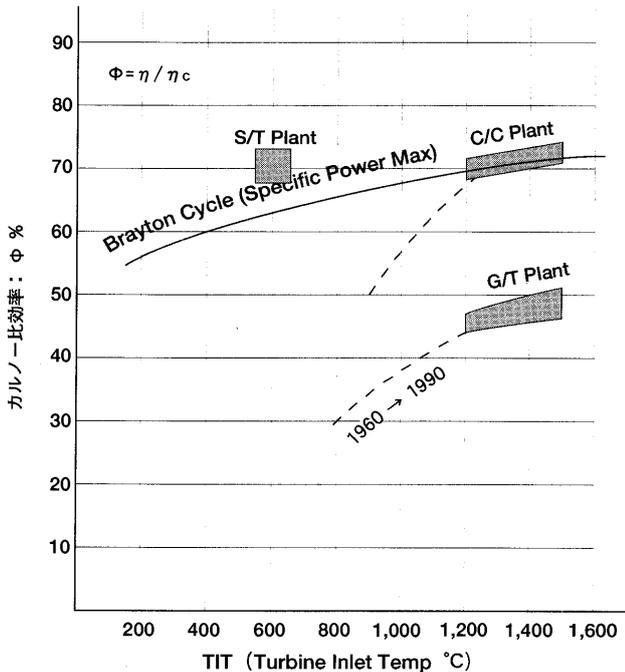


図9 各種発電システムのカルノー効率との対比

クルの性能は飛躍的に向上したが、タービン入口温度 TIT の上昇に依存する割合が圧倒的に大きい。しかしながらすでに TIT = 1500°C に達し今後の上昇余力は漸減傾向を辿るであろうし、また対効率寄与率  $\Delta\eta / \Delta T$  もカルノーサイクル熱効率曲線から明らかなように漸減傾向が認められる。従って今後の性能改善には高温化第一主義からシステム改善が平行的に評価される時代に変貌するものと予測される。

#### 4. ガスタービン要素技術の総括

要素技術の詳細は本講義シリーズの各論で順次詳述される予定である。ここではその全体像を概念的に観察するに止める。

##### 4.1 流体効率改善とその波及効果

ガスタービンの構成要素である圧縮機とタービンは代表的な流体機械であり、その効率（断熱効率）が性能、経済性を大きく左右することは当然である。流体効率改善の要諦は流れ場に発生する渦、摩擦損失をできるだけ減少させることであり、そのため実際の機械内部の流れをより正確に把握することが必要である。スーパーコンピュータ能力の飛躍的向上の結果、ナビア・ストークス、オイラーの運動方程式が高精度で数値計算できるようになり、いわゆる CFD 解析の手法が全面的に設計に活用され効率改善に寄与している。

次に流体効率改善に伴う波及効果について蒸気タービンとガスタービンを比較してみる。圧縮機及びタービン効率が相対値で 1% 上昇したと仮定する。前者ではボイラからの供給蒸気（一定）に対しプラントの出力、熱効率はともに相対値で 1% 上昇する。後者では平均的

に有効出力 1 に対し圧縮機入力 1.5、タービン出力 2.5 であるから、ガスタービンプラントの出力は 4% 上昇し、熱効率は若干の燃料消費量の増加を伴うので約 3% 程度の改善となる。

原価計算は稼働率、負荷率によって係数は変化するが単純に(固定費)/(変動費) = 50/50 とすると

蒸気タービン；1% × 0.5 + 1% × 0.5 = 1%

ガスタービン；4% × 0.5 + 3% × 0.5 = 3.5%

となり、結論としてガスタービンは流体効率改善の経済波及効果が蒸気タービンの 3.5 倍と高く、研究投資の付加価値が高いことが理解されるだろう。

##### 4.2 高温化技術の進歩

ガスタービンが有用な原動機として社会的認知を得るまでに成長したのは、高温化技術の進歩の賜物である。

高温化技術は大きく燃焼技術と耐熱技術に分類され、前者は燃焼器、後者はタービンが中心である。

古典的な燃焼方式は加圧された燃料を燃料ノズルから一次空気領域に噴射し安定火炎を保持し、二次空気と拡散空気により設定された温度（分布、勾配）を実現させるいわゆる拡散燃焼が主流であったが、高温高压化に伴い加速的に NO<sub>x</sub> の生成が増大し、環境面から高温化の阻害要因となってきた。この対策として最近では稀薄予混合燃焼が急速に普及し始めている。さらに将来技術としては、稀薄予混合気を触媒層中で反応させる無火炎燃焼が究極の低公害燃焼技術として期待されている。

耐熱技術は特にタービン動静翼に対する取扱いが課題である。機能別に冷却技術、耐熱材料技術、遮熱技術に分類できるが、これらは互いに関連性が高く調和の取れた総合性が重要である。冷却技術では熱伝達係数の向上を計った複雑な冷却パス構造、安定した温度境界層を形成するフィルム冷却、予冷空気や水蒸気による冷媒機能の向上などが計られている。耐熱材料技術では主流の Ni 基 casting 合金に対する一方向凝固、単結晶凝固の採用、耐熱性金属酸化物で分散強化した ODA 合金の採用、さらに近未来を志向したセラミックス、セラミックと金属のハイブリッド構造方式などが開発されつつある。遮熱技術は冷却技術との併用が必須条件であるが、金属母材の表面にセラミックの薄膜をコーティングして貫通熱量を大幅に低減させるもので、イットリア部分安定化ジルコニアがよく使われている。ただしセラミックは金属母材（耐熱合金）に比し熱膨張率が極端に少ないので緩衝剤として M-CrAlY (M=Ni, Co, Fe 等) のプラズマ溶射層をアンダーコートしている。

##### 4.3 品質管理と運転制御

通常の機械装置は設計基準として主要部材の強度は半永久の設計寿命を前提に取り扱うのが常識である。これに対してガスタービンでは心臓部ともいえる“ホットパーツ”の強度設計は、有限時間に対応するクリープラプチャー強度を基準とするかなり特殊な手法を採用している。その結果主要部品の多くがそれぞれ固有の設計寿

命を持つことになり、長期間の安定運転を保証するために個々の部品に対し運転履歴の蓄積と、統計的に処理された当価積算運転時間ならびに推定余寿命を運転管理システムに内蔵させる例がある。実際にホットパーツの寿命を支配する欠陥の発生（クラックの生成と成長）はクリープ強度の低下と熱疲労との複合応力によることが多い。また燃料の性状および大気環境条件によってはバナジウムや硫酸塩類に起因する高温腐食も主要因となることがある。従って普遍的な推定余寿命の厳密解を求めるのは不可能に近く、経験則で補正した近似式が用いられる。

ガスタービンはその揺籃期には非常発電設備に採用さ

れることが多く、無人起動、遠隔全自動運転が早くから普及していた。自動制御の形態は時代と共に変遷を重ね、リレー回路によるシーケンシャル方式からアナログ併用のハイブリッド方式に、そして近年はデジタル方式が主流となっている。自動制御に対する基本姿勢として“レダダンダンシー”と“フェールセーフ”の思想は伝統的に継承されている。後者に関しては防衛本能的なガスタービン本体の安全第一主義と、システム全体に対する安全保障乃至は被害最小化対策とは必ずしも常に同一性を保つものではなく、ユーザーとの対話にもとづく差別化も必要である。

# 遷音速タービン翼列の振動特性

## —第1報 実験—

### Vibration Characteristics of Cascaded Blades of a Transonic Turbine Part 1: Experiment

青塚 瑞穂\*<sup>1</sup>,

AOTSUKA Mizuho

町田 保男\*<sup>1</sup>

MACHIDA Yasuo

渡辺 紀徳\*<sup>1</sup>

WATANABE Toshinori

キーワード: ターボ機械, 遷音速流れ, タービン翼, 翼振動, 翼列フラッター, 衝撃波  
Turbomachinery, Transonic Flow, Turbine Blade, Blade Vibration, Cascade Flutter, Shock Wave

#### Abstract

The unsteady aerodynamic characteristics of cascaded turbine blades oscillating in transonic flows were experimentally studied in a linear cascade tunnel by the influence coefficient method. Two flow patterns were adopted, one of which had a near-design condition, and the other had an off-design condition with lower pressure ratio. From the measurement of unsteady aerodynamic force, a range of interblade phase angle was found where the blade vibration was unstable. The instability was remarkable in the near-design point, while it was much suppressed in the off-design condition. It was realized that the negative influence coefficients of damping from neighboring blades of the oscillating one were added each other in the near-design condition. In the off-design case, on the other hand, the coefficients were cancelled out to alleviate the instability. The different behavior of the damping should be attributable to the significant phase change of the aerodynamic force around shock impingement point.

#### 1. 緒言

最近の蒸気タービンやガスタービンではタービン翼列を通過する流れの流速がしばしば遷音速領域に達し、例えば発電プラントの蒸気タービン低圧最終段では入口相対マッハ数0.8, 出口で1.6~2.0の遷音速翼列が多く使用されている。このような高速域では翼間衝撃波が存在し、翼振動などによる衝撃波の振動が強力な非定常空力源となることが知られている。また空力性能を向上させるため翼厚が薄いため、翼の曲げ剛性が低く、翼振動が発生しやすくなっている。他方、蒸気タービンの低圧最終段では流れは運転条件の影響を受けやすく、運転負荷範囲の拡大により設計点とかけ離れた状態で運転されることもあるが、この際複雑な流れによる強制振動や失速フラッターなどが問題になる<sup>(1)</sup>。このような事情から翼列の機械的・空力的振動特性に強い関心が寄せられているが、遷音速の流れ場で薄翼で構成されるタービン

翼列の振動特性を実験的に調べた研究<sup>(2)</sup>はこれまで比較的少なく、先進的な遷音速タービンの設計に際し、振動特性に関する知見の蓄積が求められている状況にある。

そこで、本研究では遷音速領域で曲げ振動を行うタービン翼列の非定常空力特性を解明することを目的に、遷音速直線振動翼列風洞を用いて一翼振動法<sup>(3)</sup>による実験を行った。

なお、流れ場をより詳細に調べるために、同じ翼列に対する流れの数値解析も行っており、これについては第2報で報告する。

#### 2. 実験装置および計測方法

実験にはブローダウン式の二次元遷音速直線振動翼列風洞を用いた。風洞の概観を図1に示す。テストセクションは高さ102 mm×幅50 mmの矩形となっている。風洞上流のセトリングチェンバの全圧を変えることによって、翼列上下流の圧力比を変えることができる。ここでは後述するように、設計点に近い比較的高い圧力比の場合と、これよりも低い圧力比の場合の2つのケースにつ

原稿受付: 1998年9月9日

\*1 東京大学 大学院 工学系研究科 航空宇宙工学専攻  
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

いて実験した。

供試翼列は VKI Tip Section 3<sup>(4)</sup>で、設計圧力比は、 $P_0/P_b = 4.936$  ( $P_0$ : 流入全圧,  $P_b$ : 下流静圧)、等エントロピ流出マッハ数が 1.7 の蒸気タービン翼列ティップ部である。表 1 に設計点での翼列諸元を、図 2 に翼列の配置を示す。翼列は 7 枚の翼から構成され、中央の翼を 0 番翼とし、これより背側の翼を -1, -2, -3 番翼、腹側の翼を +1, +2, +3 番翼とする。0 番翼が加振翼であり、ピストンクランク機構を用いた加振装置により片振幅 2 mm の並進振動を行う。加振振動数は 10 Hz, 43 Hz, 82 Hz の 3 種類で、半弦長を基準とした無次元振動数  $k = c\omega/2U$  ( $c$ : コード長,  $\omega$ : 翼振動の角振動数,  $U$ : 出口流速) は後述の設計点近傍の流れ条件において  $5.23 \times 10^{-3} \sim 4.29 \times 10^{-2}$  になる。

実験では各所の定常圧力の計測、翼面上の非定常圧力の計測および翼に働く非定常空気力の計測を行った。また、シュリーレン法により流れ場を可視化した。

定常圧力の計測は、翼面、風洞側壁、風洞下壁で行っ

た。48 点の圧力が測定できるスキヤニバルブを 3 台並列に並べ、パソコンで 3 台を同時に制御してデータを取り込んだ。

非定常圧力の計測は、翼内部に埋め込んだ 5 個の圧力センサによって行った。圧力センサは翼スパン方向中央部に、背面は前縁から 23.7%, 50% および 76.5% コード位置の 3 カ所に、腹面は 23.4% および 76.4% コード位置の 2 カ所に埋め込んだ。各センサーには翼背面の前

表 1 翼列諸元

迎角	$\alpha$	0 (deg)
流入角	$\beta_1$	156 (deg)
流出角	$\beta_2$	5 (deg)
食い違い角	$\gamma$	156 (deg)
翼ピッチ	$s$	36.12 (mm)
翼弦長	$c$	42.49 (mm)
翼幅	$b$	50 (mm)
縦横比	$c/b$	0.85
節弦比	$s/c$	0.85

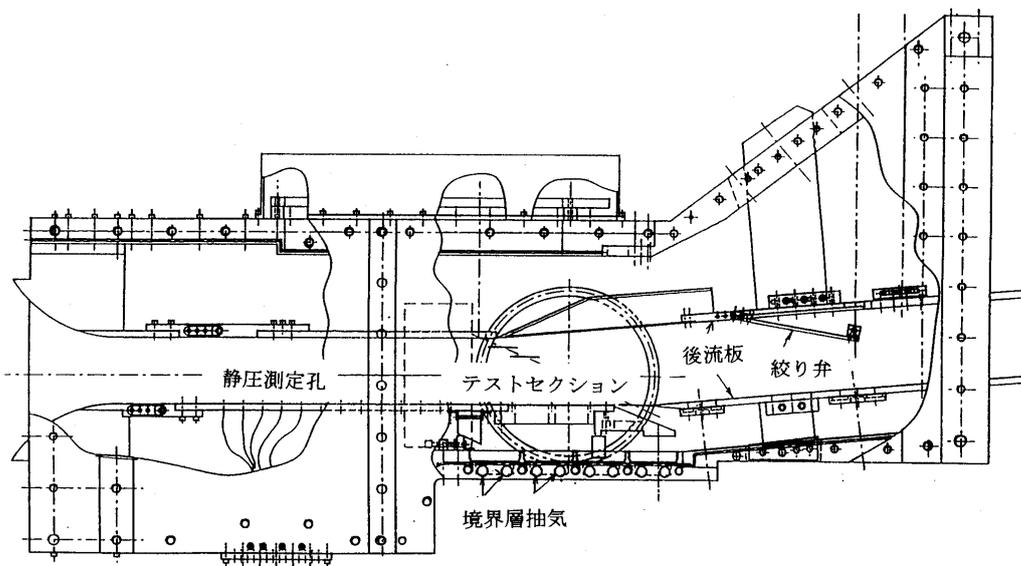


図 1 風洞概観図

airfoil : VKI Tip Section 3

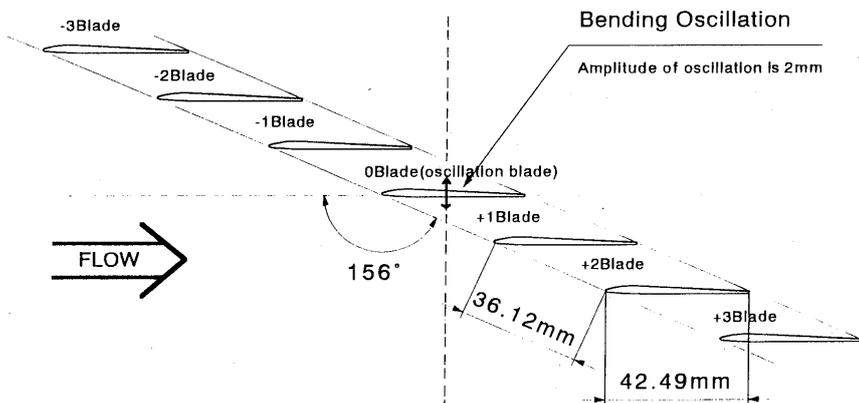


図 2 翼列配置

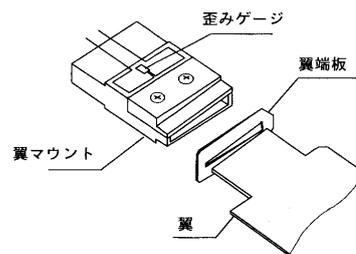


図 3 非定常空気力計測部

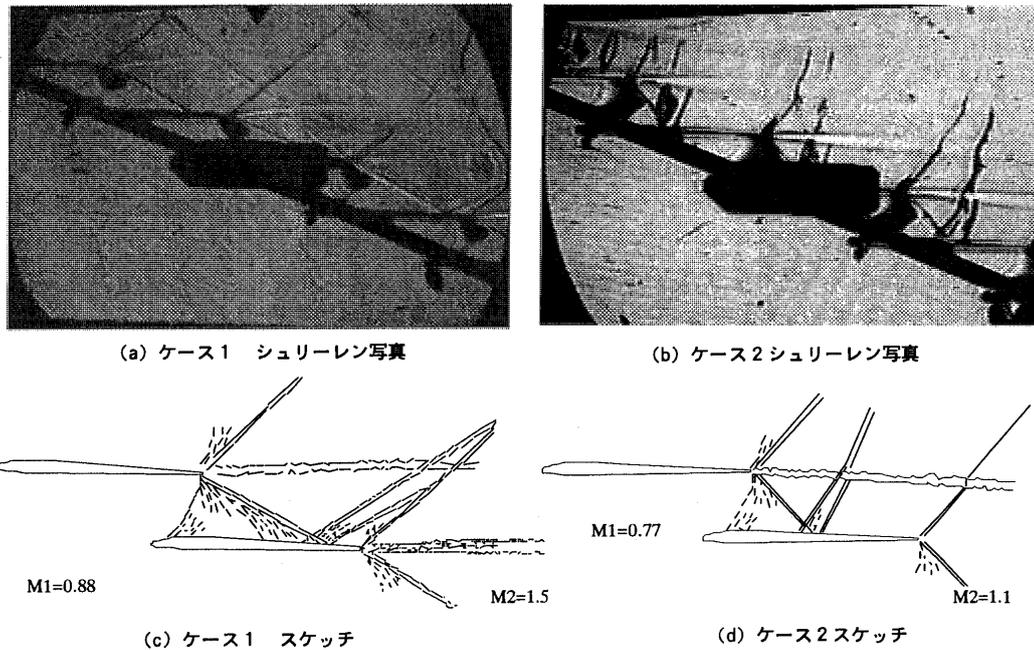


図4 流れ場の概観

縁側のセンサーから S1, S2, S3, 翼腹面の前縁側から P1, P2 と名前をつける。また、翼の支持方法の違いから、加振翼にセンサーを埋め込んだものと、固定した翼にセンサーを埋め込んだものの2種類を用意した。

翼にかかる非定常空気力は、図3に示したような片持ち支持の翼の根本に歪ゲージを貼付して測定した。測定した翼は加振翼(0番翼)と、その上下1枚ずつの翼(±1番翼)の計3枚である。

### 3. 結果および考察

#### 3.1 定常流れ場のパターン

本実験の翼列における流れ場では、翼背面に隣接翼後縁からの斜め衝撃波が入射する。翼列の上下流の静圧比を変化させ、衝撃波の入射位置が異なる2つの流れ場について実験を行った。図4(a), (b)は流れ場のシュリーレン写真で、図4(c), (d)はこれをもとに描いた流れ場のスケッチである。また、翼面マッハ数のコード方向分布を図5に示す。横軸はコード長  $c$  で無次元化した前縁からの距離  $x$  を表している。2つの流れ場をケース1, ケース2と名付けると、各々の流れ場は以下のような様相を呈する。

ケース1 (図4(a), (c)) : 静圧比(=  $P_f/P_b$ ,  $P_f$ : 翼列上流の静圧,  $P_b$ : 翼列下流の静圧)が2.2, 出口マッハ数が1.5で、設計点に近い状態。隣接翼後縁からの斜め衝撃波が背面の80%コード位置付近に入射する。図5に示されるように、背面の流れは衝撃波が入射する点まで加速され続け、ほとんどすべての領域で超音速の流れ場となっている。

ケース2 (図4(b), (d)) : 静圧比が1.4とケース1よりも小さく、設計点から大きく離れた状態。出口マッハ数

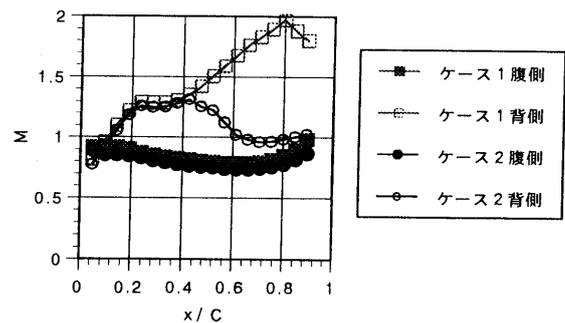


図5 翼面上マッハ数分布

は1.1。隣接翼後縁からの斜め衝撃波が背面の翼弦中央付近に入射する。流れはケース1に比べると安定せず、衝撃波が細かく振動する。このため入射位置は定常状態においても完全に固定しない。図5でマッハ数分布を見ると、流れは衝撃波が当たっている点から減速される。

図5でケース1とケース2のマッハ数分布を比較すると、ケース2で衝撃波が入射する40%コード付近より上流の背面の領域と、腹面のすべての領域においては、ほとんどマッハ数が一致している。

#### 3.2 振動翼列に関する実験結果および考察

次に上記の2種類の流れ場において、加振装置により0番翼を並進振動させ、翼に働く非定常空気力と翼面上の非定常圧力を計測した。図6に各翼で計測した非定常空気力を示す。図6(a)はケース1の結果を、図6(b)はケース2の結果を示している。横軸は無次元振動数であり、0番翼および±1番翼の3枚の翼について計測した無次元非定常空気力係数  $C_f$  の振幅と、翼の振動変位を基準とした位相差  $\phi$  をプロットしてある。  $C_f$  は、

$$C_f = \frac{F}{1/2\rho U^2 ch}$$

( $F$ : 翼にかかる非定常空気力,  $\rho$ : 空気密度,  $U$ : 上流の一様流速,  $c$ : コード長,  $h$ : 振動振幅)

で定義する。また, 位相は遅れを正とする。

加振翼の背面側にある-1番翼から見て行くと, 位相については静圧比が高い時も低い時も振動数が上がるにつれて進んで行く傾向がある。また, 空気力の振幅は若干減少する傾向にある。翼列の静圧比が変化しても, 位相と振幅はあまり変化しない。振動翼の影響を腹面に受ける-1番翼の非定常空気力が, 静圧比の違いによってあまり変化しないことから, 翼腹面の非定常流れは静圧比の変化の影響をほとんど受けないと言える。

次に0番翼の空気力の変化を見ると, 位相が静圧比の違いによって図6(a)と(b)とでほぼ180度大きく変わっており, (a)のケース1では位相が進んでいるが, (b)のケース2においては逆に位相が遅れていることがわかる。空気力の振幅はケース1よりも2の時のほうが大きい。また, ケース1においては振動数が上がるにつれて空気力の振幅も大きくなって行く様子が捉えられているが, ケース2においては振動数が変化してもほとんど変わっていない。

最後に+1番翼の空気力を見る。図6(a)から(b)へ静圧比が変わることによって, 位相が0番翼とは逆方向に180度変化している。また, ケース1では振動数によらずほぼ一定の位相であるが, ケース2では振動数の増加に伴って遅れて行く。空気力の振幅は0番翼とは逆にケース1で大きく, ケース2で小さくなっている。このように, 0番翼と+1番翼とで, 静圧比の変化による非定常空気力の変わり方が異なるのは, 翼背面の流れ場が静圧比に依存して変化するためと考えられる。

空気力のデータをもとに, 一翼振動法に基づき影響係数を用いて翼列への励振エネルギー入力を算出した。この方法は, 各翼の振動振幅が小さい場合, 翼列としての非定常空気力が各翼の振動振幅に関して線形的に分離できることに着目して, 翼振動によって中央の振動翼自身および各静止翼に誘起される非定常空気力を測定し, これらを任意の翼間位相差で線形的に重ね合わせることにより, 全翼が任意の翼間位相差で振動しているときの非定常空気力を求めるものである。全翼が振動している際に翼にかかる空気力の無次元係数を  $C_{Fa}$  とすれば, 実験で得られた各翼の空気力係数  $C_{Fm}$  をもとに以下の式で  $C_{Fa}$  を求めることができる。

$$C_{Fa} = \sum_m C_{Fm} \times \sin(\phi_m - m \times \sigma)$$

( $\sigma$ : 翼間位相差 (背面側の翼が位相進みを正とする), 添字  $m$ : 各翼の番号)

重ね合わせる翼の枚数は多い方が真の値に近づくが, 本実験では設備上の都合から0番翼と±1番翼の3枚のデータを用いた。なお, ±2番翼の空気力も  $C_{Fa}$  を求める際に一定の影響を持つと考えられるが, 振動特性を根本的に変えるほどの影響を持たないことを, 第2報で報告する数値解析により確認した。

翼の振動一周の間に翼に働く無次元化したエネルギー  $E$  は, 以下の式で求められる。

$$E = \frac{f \frac{\partial h}{\partial t} C_{Fa} dt}{\pi h}$$

算出した励振エネルギーを図7に示す。図の横軸は隣接翼間位相差  $\sigma$  であり, 縦軸の励振エネルギー  $E$  の値が正の領域で翼振動は不安定となる。図7(a)はケース1, (b)はケース2の結果である。図から設計点に近い高い静

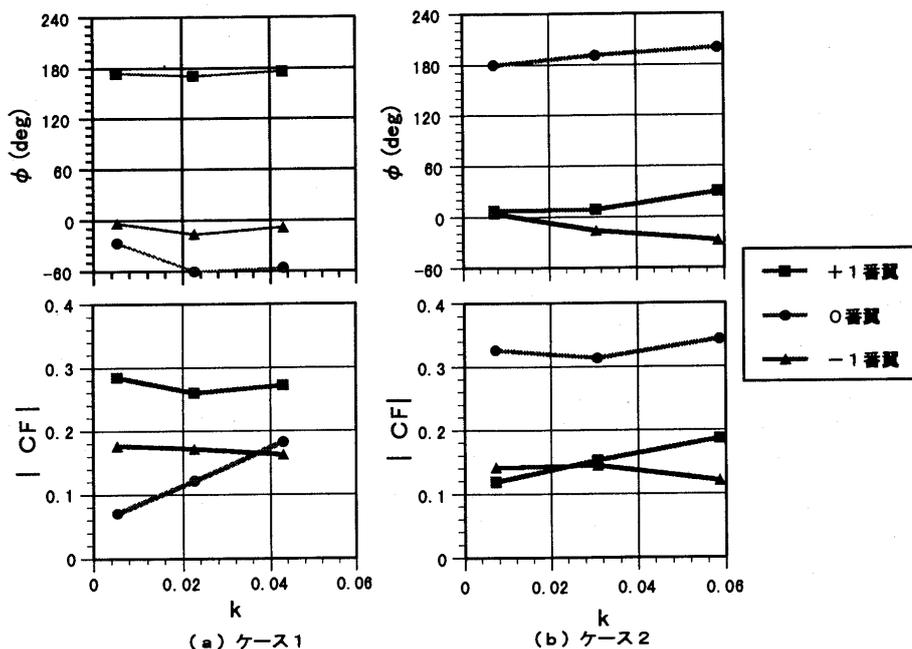


図6 非定常空気力

圧比のケース1の時、翼間位相差が正の範囲に振動が不安定な領域が存在することがわかる。図7(b)と比較すると、衝撃波が翼背面の中央部に入射するケース2の方が、不安定性がかなり弱いという結果になっている。また、ケース1, 2ともに、振動数が上がるにつれて振動が安定化されるのがわかる。

静圧比の違い、あるいは衝撃波の入射位置の違いによって、励振特性に大きな変化が現れるのは興味深い現象である。この原因について考察するため、まず各翼ごとの励振エネルギーの影響係数  $E_m$  を調べてみる。 $E_m$  は先の励振エネルギー  $E$  の式と同様の式で定義される。図8に各翼ごとの影響係数を翼間位相差に対してプロットしたものを示す。図8(a)はケース1, (b)はケース2の結果で、翼振動数は10 Hzである。図8(b)を見ると、静圧比が低いケース2では全ての翼間位相差で+1番翼と-1番翼とのエネルギー流入が相殺しており、このため振動が安定になっていることがわかる。一方、高い静圧比の図8(a)の時、翼間位相差が正の範囲で+1番翼と-1番翼とにおけるエネルギー流入が加算され、不安定な領域を形成していることが明らかである。

最後に、翼面上のどの位置における非定常圧力が、翼に働く非定常空気力を支配しているかを明らかにするために、非定常圧力センサーによる圧力データを調べてみる。ここでは、図6の結果を踏まえて背側の圧力変動に

注目し、背側にのみ振動翼の影響を受けている+1番翼の結果を見ることにする。

+1番翼の背面のセンサS1, S2, S3で測定された、加振周波数が10 Hzの時の圧力係数  $C_p$  の振幅  $|C_p|$  を図9(a)に、翼変位を基準とする位相差  $\phi$  を図9(b)に示す。圧力係数は、翼面上の圧力を風洞全圧で除して無次元化した。図9(a)を見るとケース1とケース2とで振幅の分布に大きな差はなく、ともにセンサS2で振幅値が最大となっている。ケース1における衝撃波入射点は80%コード位置付近であり、センサS3でちょうどその圧力振幅が捉えられるようになっているが、ケース1においてセンサS3で特別大きな振幅は出ていない。一方、位相差のグラフを見ると、ケース1とケース2とで、センサS2における位相差が大きく変化するのが分かる。

ケース1とケース2で、衝撃波の入射する位置に関わらずS2における圧力振幅が最大であった。翼に働く空気力に対して支配的になるのは、この振幅の大きな領域の圧力変動であると考えられる。従って、ケース1とケース2とで空気力の位相が大きく変化したのは、センサS2において計測された位相の変化が主要な要因であると言える。ケース1においては衝撃波入射点付近での圧力振幅はそれほど小さくなく、衝撃波入射点よりも上流側の領域で大きな圧力振幅が生じていることを考えると、翼に働く空気力は、衝撃波付着点の局所的な圧力変動より

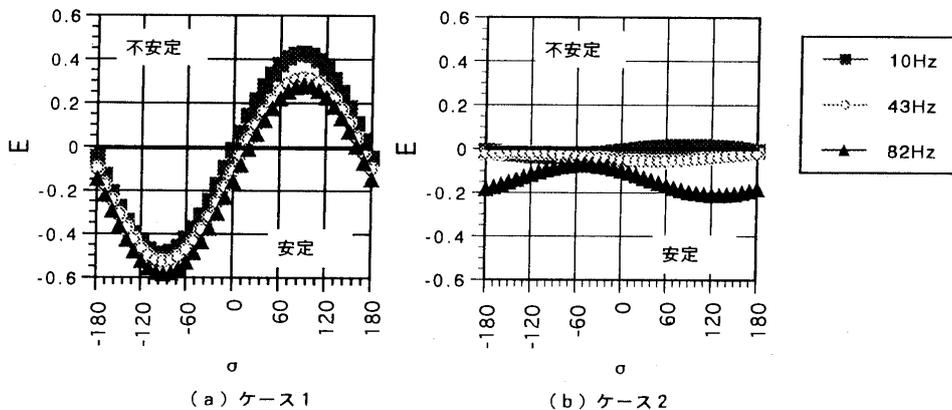


図7 励振エネルギー

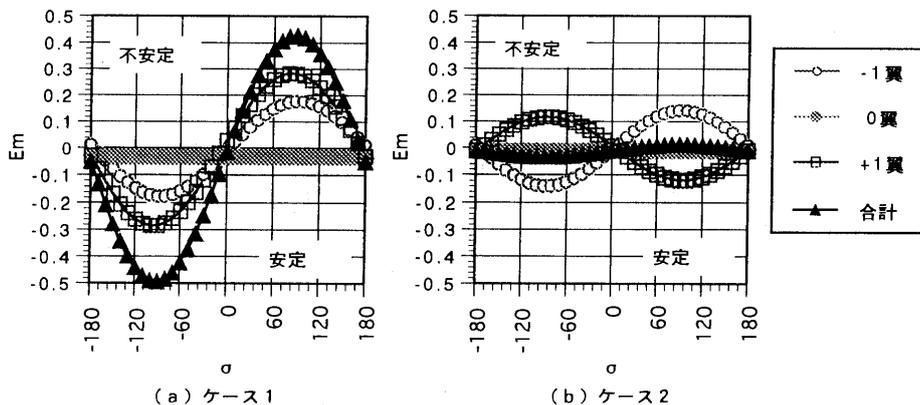


図8 各翼ごとの励振エネルギー (10 Hz)

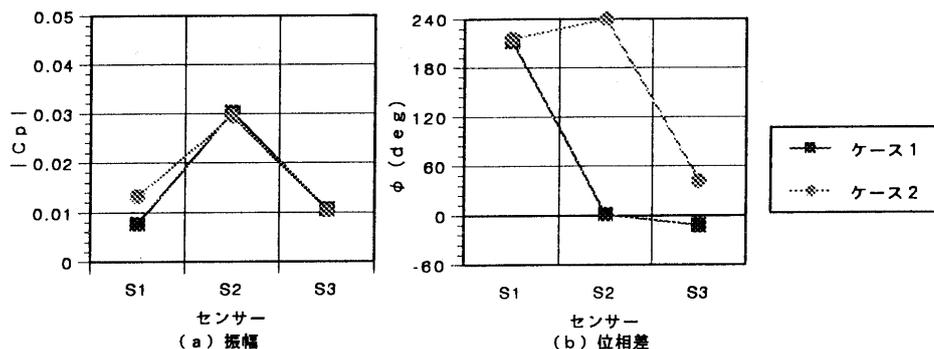


図9 +1 番翼面上非定常圧力

も、衝撃波入射位置の違いによる流れ場の変化に、より強く支配されていると考えられる。

4. 結論

薄翼で構成される遷音速タービン翼列において、静圧比の高い設計点に近い流れ場と、それよりも静圧比の低い設計点から離れた流れ場とで、一翼振動法により翼列の非定常空力特性を調べる実験を行い、以下のような結論を得た。

- (1) 流れ場の圧力比条件の違いにより、翼に働く非定常空気力の特性は大きく変化する。特に空気力の位相に顕著な変化が見られ、翼間に形成される衝撃波の位置の違いにより位相が180度変化する。この変化は衝撃波付着点の局所的な圧力変動よりも、流れ場全体の変化に強く依存する。
- (2) 翼に入射する衝撃波の位置により、翼の励振特性にも大きな違いが生じる。静圧比が高く衝撃波の入射位置が下流側にある場合の方が、翼振動が不安定になりやすい。この原因は、静圧比が低く衝撃波の入射位置が翼の中央付近にある流れ場では、背側および腹側の翼からのエネルギー流入が相殺し、逆に静圧比が高く衝撃波の入射位置が翼の後方に存在する場合は、それ

らの翼からのエネルギー流入が、翼間位相差が正の領域で加え合わされることにあることが明らかになった。  
 (3) 静圧比が高い流れ場でも低い流れ場でも、振動数の増加に従って翼振動は安定な方向へと変化する。

振動不安定の要因と、圧力比の違いによる変化の機構をより詳しく解明することを目的に、実験と同じ翼列を対象とする流れの数値解析を実施した。これについては次報で報告する予定である。

謝辞

本研究には第26回倉田奨励金の援助を受けた。財団法人 倉田記念科学技術振興会に深甚なる謝意を表す。

参考文献

- (1) 蒸気タービンプレード分科会, ターボ機械, 19-10(1991.10), p. 678.
- (2) 例えば Böls, A., Fransson, T.H., Suddhoo, A., and Vogeler, K., Proceedings of the International Symposium of Aeroelasticity in Turbomachines and Propellers, Notre Dame, 1991, p. 289
- (3) 花村庸治, 田中英穂, 山口和夫, 機械学会論文集, 45-398, B(1979,10), p. 1399.
- (4) Sieverding, C., Decuyper, R. and Hautot, G., I Mech E C 195 /79, (1979), p. 241

## 遷音速タービン翼列の振動特性

## —第2報 数値解析—

Vibration Characteristics of Cascaded Blades of a Transonic Turbine  
Part 2: Numerical Analysis青塚 瑞穂\*<sup>1</sup>,  
AOTSUKA Mizuho渡辺 紀徳\*<sup>1</sup>  
WATANABE Toshinori

キーワード: CFD, ターボ機械, 遷音速流れ, タービン翼, 翼振動, 翼列フラッター, 衝撃波  
CFD, Turbomachinery, Transonic Flow, Turbine Blade, Blade Vibration, Cascade  
Flutter, Shock Wave

## Abstract

The unsteady flow field around an oscillating blade of a transonic turbine cascade was numerically analyzed with a developed Euler code. The aim was to clarify the mechanism of vibration instability of the turbine blades found in the previous experiment. The numerical results were verified to well reproduce the unsteady flow fields obtained in the experiment in a qualitative sense. The vibration instability was found to come from the strong unsteady aerodynamic force in the midchord area of a blade, which was generated by the change of flow channel area due to the blade oscillation. When the shock wave from the adjacent blade impinged around the midchord position in an off-design flow condition, the phase angle of the unsteady force significantly changed between the upstream and the downstream region of the shock. The vibration instability was thereby suppressed. When the oscillation frequency increased, the vibration was observed to become stable.

## 1. 緒言

前報<sup>(1)</sup>において遷音速タービン翼列の振動特性に関する実験により, 低い無次元振動数で振動が不安定になる領域の存在が確認された。また, 設計点に近い流れ場と, 部分負荷の流れ場を比べた場合, 設計点に近い流れ場の方が不安定性が強いこと, および不安定性には衝撃波入射位置の違いによる非定常空気力の位相の変化が重要な要因であることが分かった。

本研究ではそれに続き, 翼面上の衝撃波の挙動や翼面上の各点における圧力振幅の変化を詳細に調べ, 不安定の生じる物理的メカニズムを解明することを目的に流れ場の数値解析を行った。

## 2. 数値解析法

## 2.1 基礎方程式および計算法

基礎方程式には二次元 Euler 方程式を用い, Harten-Yee の upwind-type TVD スキームを採用した。時間積分は陰的に行い, 行列反転の近似に LU-ADI 法を用いている。

計算格子は, 図1に示すようにH型格子である。本計算では翼列の食い違い角が大きいため, 通常の方法でH型格子を作ると翼の前・後縁付近で格子が大きく斜めに歪み, その付近での格子の直交性が低くなるので, 翼後縁から生じる衝撃波が鮮明に捉えられない。そこで, 翼型を形成するグリッド数を正圧面と負圧面とで変えることにより, 翼列後流部の上側と下側の格子点の対応をずらして, 翼後縁付近での直交性を高くしてある<sup>(2)</sup>。

非定常計算の際には実験<sup>(1)</sup>と同様に一翼振動法を採用し, 7枚の翼に挟まれた6つの翼間流路を計算領域にとって, 中央の翼を振動させた。翼の振動に伴う格子変形の様子を図2に示す。翼の振動は正弦的なので, 各格子点も正弦振動を行うことになる。そこで各タイムステップで格子の時間的および空間的な変化量を計算し, 格子データは静止状態のものだけを用意すれば良いようにした。この方法により, 各ステップごとにポアソン方程式を解いて格子を生成し直すよりも, 計算時間を大幅に短縮することができる。各格子点の振動振幅は他の格子点座標に影響されず, その点から翼面までの距離によって決定される。振幅は翼面近傍では翼とほぼ同じで, 翼から離れるに従って小さくなるようにした。

原稿受付 1998年9月9日

\*1 東京大学 大学院 工学系研究科 航空宇宙工学専攻  
〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1

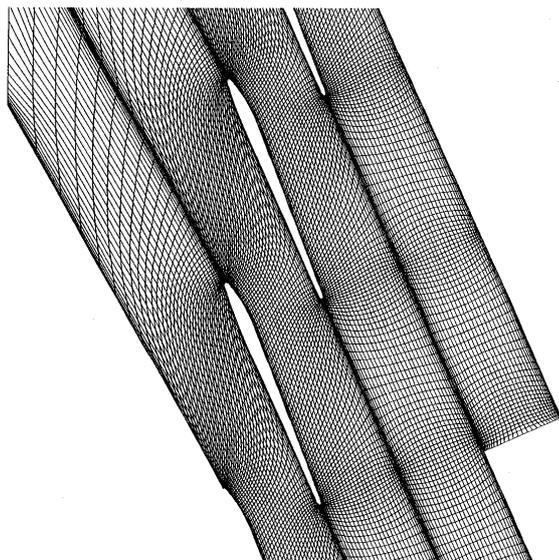
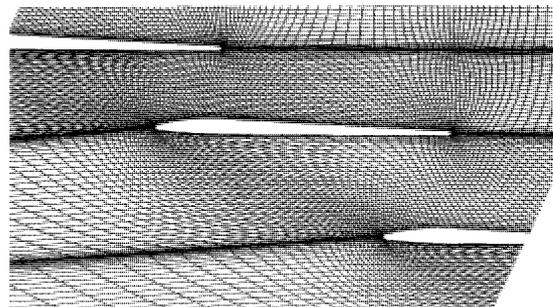


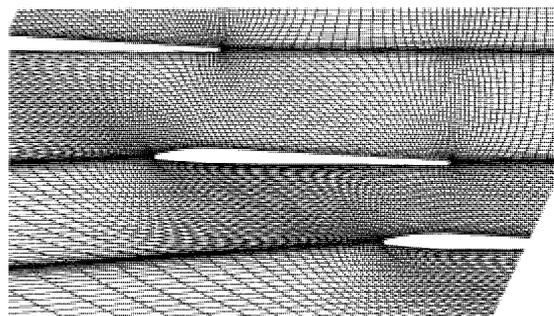
図1 計算格子

表1 翼列諸元

迎角	$\alpha$	0 (deg)
流入角	$\beta_1$	156 (deg)
流出角	$\beta_2$	5 (deg)
食い違い角	$\gamma$	156 (deg)
翼ピッチ	$s$	36.12 (mm)
翼弦長	$c$	42.49 (mm)
翼幅	$b$	50 (mm)
縦横比	$c/b$	0.85
節弦比	$s/c$	0.85



(a) 90度位相時



(b) 270度位相時

図2 格子変形の様子

表2 流入・流出条件

	ケース1	ケース2
全圧(kgf/cm <sup>2</sup> )	1.92	1.64
全温(K)	300	300
流入マッハ数	0.88	0.77
入射角(deg)	0	0
出口静圧(kgf/cm <sup>2</sup> )	0.44	0.7

## 2.2 境界条件

境界条件としては、流入境界で全圧、全温、および流入角を固定し、リーマン不変量を計算領域の内側から上流方向へ外挿した。流出境界では静圧を固定し、密度、 $x$ 方向速度、および $y$ 方向速度を内側から外挿している。ただし、出口境界において境界線に直交する速度成分が超音速の場合、静圧も一つ内側の点から外挿するようにした。翼面では固体壁境界条件を用い、非粘性流れであるために、壁面の法線方向速度を0とした。また、翼のキャンバライン延長上にある境界には、ピッチごとの周期性を利用した周期境界条件を与えた。非定常計算の際には、計算領域の一番外側の境界は、一番下側の境界と一番上側の境界で周期境界となっている。

## 3. 結果および考察

翼型および翼列は実験と同じものを用いた。翼形は VKI Tip Section 3 で、翼列諸元は表1に示す通りである。

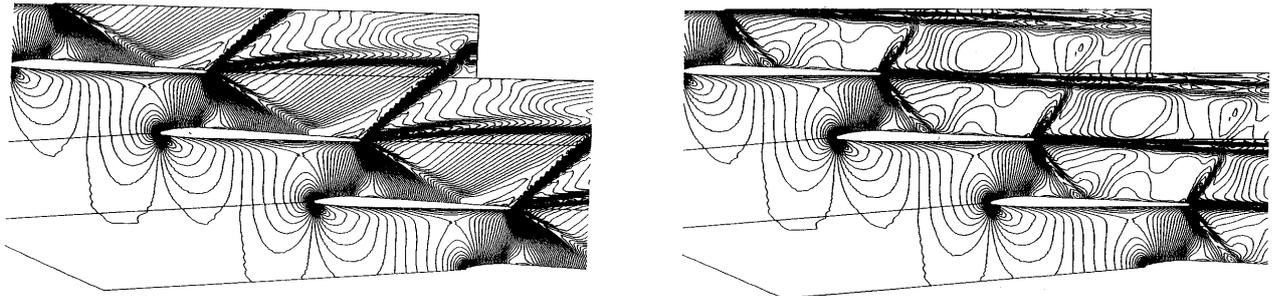
### 3.1 定常計算の結果

実験においては設計点に近い流れ場と、これよりも圧力比の低い部分負荷の流れ場の2種類で計測を行った。数値解析においてもこれら二つの流れ場について計算を

行うこととし、実験に合わせて定常流れ場計算の流入・流出条件を設定した。設計点に近い流れ場をケース1、部分負荷の流れ場をケース2と呼ぶことにする。それぞれの流入・流出条件は表2のようになる。

図3は定常流れのマッハ数等高線の計算結果で、図3(a)はケース1、(b)はケース2の結果を示している。前報<sup>(1)</sup>で示した実験時の流れ場のシュリーレン写真と、図3のマッハ数等高線とを比較してみると、ケース1の結果においては膨張扇、衝撃波、ウエークの位置や形などが良く一致している。一方、ケース2においては衝撃波よりも上流側では実験と計算とで良く一致しているが、衝撃波の入射点より後ろ側では流れ場の様子が異なっている。実験のシュリーレン写真を見ると衝撃波が入射したことによる境界層の剥離、それに伴う衝撃波の反射や衝撃波入射点より後ろ側での境界層の厚さの増加が観察されるが、計算結果ではこれらの現象は捉えられていない。計算では非粘性流れを仮定しているために、衝撃波が入射した後の剥離泡の存在や境界層厚の増加が捉えられないものと思われる。

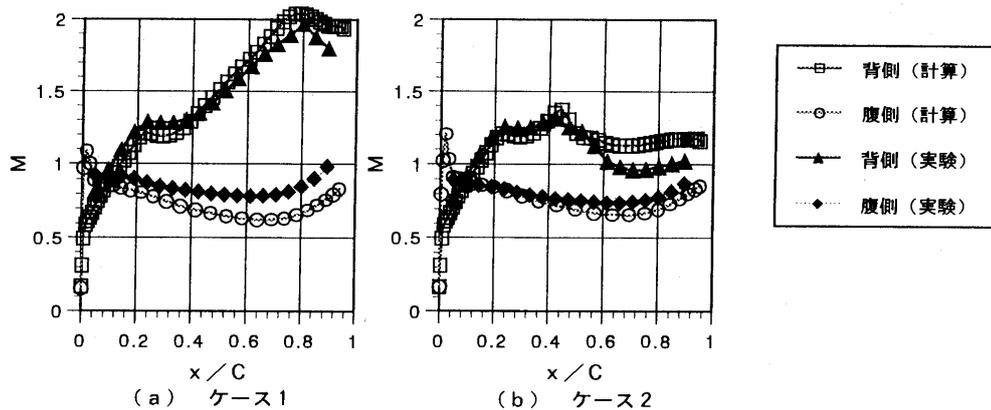
図4には翼面上マッハ数のコード方向分布の計算結果



(a) ケース1

(b) ケース2

図3 マッハ数等高線



(a) ケース1

(b) ケース2

図4 翼面上マッハ数分布

と実験結果とを合わせて示す。図4(a)はケース1, (b)はケース2の結果である。横軸は翼コード方向位置  $x$  をコード長  $C$  で無次元化した距離を, 縦軸はマッハ数  $M$  を表している。計算から得られた衝撃波入射点の位置や加速プロファイルは実験と良い一致を見せている。しかし, 先に述べた理由によりケース2の背側で衝撃波入射点(約42%コード位置)以降のマッハ数分布が, 実験と計算で異なっている。ただし, 衝撃波入射位置等は計算でも良く捉えられており, 後で述べるように本論文で対象とする翼列非定常現象の定性的な理解には問題が無いと考えられる。

これらの図から流れ場の様子を見ると, 亜音速で流入して来た流れは翼間流路で加速され, スロート部で音速を超える。翼背側では翼面に沿って加速され, その後, 翼形の直線部に入ると若干減速されるが, 背面側隣接翼の後縁部から生じる膨張波が入射すると再び加速される。翼の後縁部から生じる衝撃波は, ケース1では腹側隣接翼の負圧面約80%コード位置に入射し, ケース2では約42%コード位置に入射する。ケース2の方がタービン背圧が高いため, 衝撃波入射点が上流に位置している。一方, 腹側の流れ場の様子を見ると, ケース1, ケース2共に翼間でチョークしているため, 両者はほぼ同じである。

### 3.2 非定常計算の結果

#### 3.2.1 実験との比較および考察

数値解析においても実験と同様に一翼振動法を用いた。振動数については, 実験を行うことのできなかつた高い範囲まで解析を行った。加振翼を0番翼とし, 加振翼に近い翼から順に腹側の翼番号を+1, +2, ..., 背側を-1, -2, ...と付ける。図5(a)に翼振動の一周期間に翼に流入する励振エネルギー  $E$  の計算結果を, 図5(b)には対応する実験結果<sup>1)</sup>を示す。翼振動数は10 Hzで, 半弦長を基準とした無次元振動数  $k$  は  $5.23 \times 10^{-3}$  である。エネルギー入力, 各翼で計算した影響係数を各翼間位相差で重ね合わせるにより算出した。図は横軸が翼間位相差  $\sigma$  で, 縦軸が翼に流入するエネルギー  $E$  を表している。 $E$  が正の場合に翼の振動は不安定になる。図には各翼からのエネルギー流入を個別に計算したものと, それらを合計したものとを同時にプロットしてある。図5(b)では前報で述べたように,  $\sigma > 0$  の範囲で翼振動が不安定となり, 励振エネルギーの大きなピークが現れる。一方, 図5(a)の計算結果を見ると, ピークの高さは実験結果より低いものの, 同じ  $\sigma$  の範囲に振動不安定が示されている。また, このピークが+1番翼からと-1番翼からのエネルギー流入が重ね合わされることにより形成されていることも, 計算結果でよく再現されている。

図6は計算した励振エネルギーをケース1とケース2とで翼振動数が82 Hzの条件で比較したもので, 図6

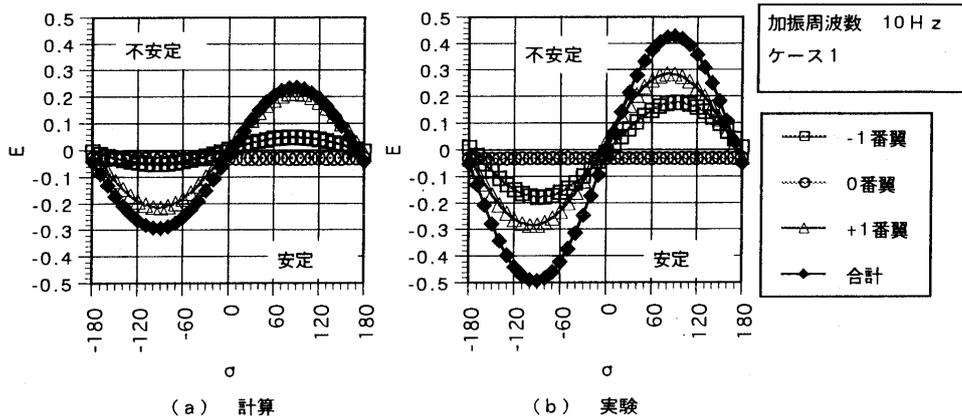


図5 励振エネルギーの実験と計算との比較

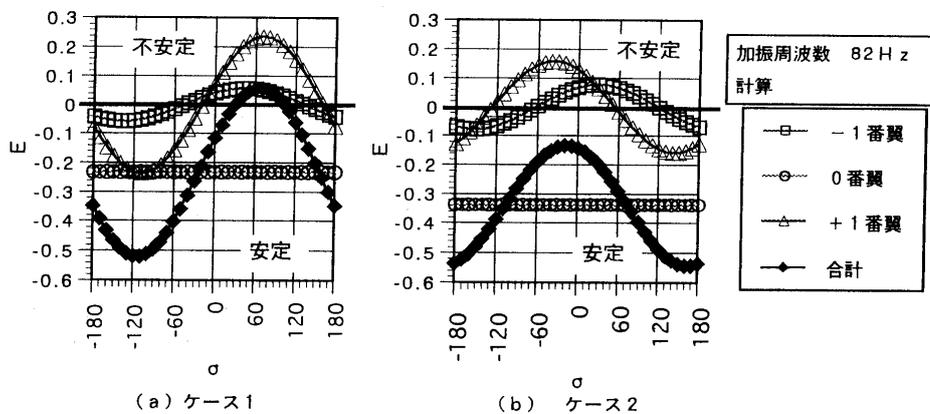


図6 各翼ごとの励振エネルギー (82 Hz)

(a)はケース1, (b)はケース2の結果である。ケース1では  $k = 4.29 \times 10^{-2}$ , ケース2では  $k = 5.85 \times 10^{-2}$  となっている。実験ではケース1の方がケース2よりも振動の不安定性が強いという結果が得られているが、図6でも(a)と(b)とを比較すると、全翼の合計による励振エネルギーが(a)では  $\sigma > 0$  の範囲で正になるのに対し、(b)では常に負となっている。また、各翼からのエネルギー流入を見ると、(a)では  $\pm 1$  番翼からのエネルギー流入のピークがほぼ同じ翼間位相差に存在している。一方(b)では、 $-1$  番翼からのエネルギー流入はケース1と同様の分布をしているが、 $+1$  番翼からのエネルギー流入はピークの位置が  $\sigma$  の負の方向にずれている。そのため、ケース1では  $\pm 1$  番翼からのエネルギー流入が重ね合わされる結果、 $\sigma > 0$  で  $E$  が正となるのに対し、ケース2では  $\pm 1$  番翼からのエネルギー流入が相殺されるため、振動が安定になっている。このケース1, 2で  $\pm 1$  番翼からのエネルギー流入が重ね合わされるか否かによって、振動の安定・不安定が決まるという現象も、実験で得られたものと同じである。

以上の検討から、本計算法による振動翼列の解析は、実験で捉えられた非定常空力特性を定性的によく再現し得ると判断できる。

図6で示されたように、 $\pm 1$  番翼のエネルギー流入が

重ね合わされるか相殺されるかは、 $+1$  番翼の空気力の位相により決定されている。そこで、この位相が変化する原因を調べるために、翼面上の非定常圧力の分布を見て行くことにする。 $+1$  番翼背面の非定常圧力分布を図7に示す。腹側については、ケース1, 2ともにほとんど振幅が現れなかったので省略する。グラフは翼面上のコード方向の各点での変動圧力を、翼振動速度と同位相の成分(実部,  $C_{pr}$ )と、翼振動変位と同位相の成分(虚部,  $C_{pi}$ )に分解し、(a)に  $C_{pr}$  を(b)に  $C_{pi}$  をプロットしたものである。図を見るとケース1, 2ともに  $C_{pi}$  に大きな振幅が生じているのがわかる。図7(b)でケース1の  $C_{pi}$  の分布を見ると、流れが強く加速され始めている20%コード位置付近から、衝撃波入射点である80%コード位置より前の領域において、大きな圧力振幅が生じている。また、衝撃波入射点である80%コード位置付近では、目立った圧力振幅は生じていない。一方、ケース2では衝撃波入射点付近で大きな圧力振幅が生じている。42%コード位置付近の衝撃波入射点より前の領域においては、 $C_{pi}$  はケース1とほぼ同様の圧力分布をしているが、ちょうど衝撃波入射点で符号が反転し、その後大きな負の値の振幅を生じている。このケース1, 2での非定常圧力分布の違いが、翼全体にかかる空気力の特性を支配していると考えられる。

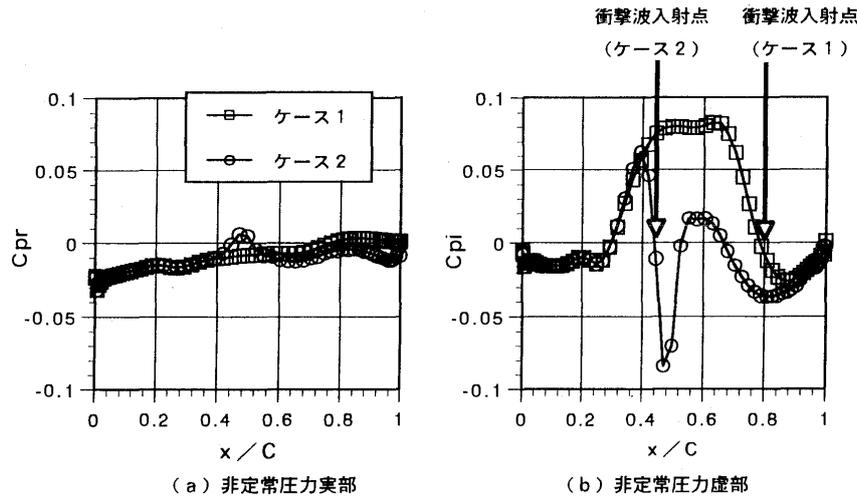


図7 +1番翼背側非正常圧力

ケース1で翼弦中央部に見られる  $C_{pi}$  の大きな値は、翼振動に伴って翼間流路面積が変化するために生じるものと考えられる。ケース1での翼振動の不安定は、この非正常圧力に起因している。一方ケース2では、翼背面の42%コード位置に入射した衝撃波が、その下流で  $C_{pi}$  の符号を逆転させる、即ち非正常圧力の位相を逆転させる効果を持つため、図6に見られた流入エネルギーの位相変化が生じ、翼振動が安定化されると考えられる。ケース1でも背面に衝撃波が入射するが、図7(b)に示されるように、入射点が後縁に近いので、その影響は小さい。

衝撃波入射点の前後で非正常圧力の位相が逆転することは、少なくとも準定常の範囲では、図4の翼面上マッハ数分布から定性的に理解される。即ち、図4(b)で、ケース2の背側のマッハ数分布を見ると、衝撃波入射点である42%コード位置の前後でマッハ数分布の勾配が正から負に入れ代わっている。この時翼面圧力分布は、その勾配が負から正に入れ代わっていることになる。この圧力勾配が衝撃波前後で維持されつつ、衝撃波が翼振動に伴って背面上を前後に振動したとすると、背面上の42%コード位置の前後の点では、位相が反対の圧力変動を受けることになる。

3.2.2 振動数増加の影響

実験においては装置の制約から加振振動数が低いところでしか測定を行うことができなかったが、その範囲では振動数の増加とともに翼振動の安定性が増すことが確認されている。そこで、数値解析を用いてより高い振動数での解析を行い、振動数による安定性の変化について調べた。

励振エネルギーの計算結果を図8に示す。50 Hz から200 Hz まで ( $k = 3.57 \times 10^{-2} \sim 1.05 \times 10^{-1}$ ) の結果をプロットしてある。振動数が高くなるにつれてケース1,2ともに翼に流入するエネルギーは小さくなり、翼振動は安定になることが分かる。

図9には非正常空気力  $C_f$  を実部と虚部に分けて示す。

横軸は周波数で縦軸は空気力の振幅である。これを見ると周波数の増加に伴い、0番翼と+1番翼の実部の振幅の絶対値が大きくなって行くのが分かる。また、-1番翼の空気力の実部・虚部、および+1番翼、0番翼の虚部は、周波数が変化してもほとんど変化しない。振動数が高くなった時に翼振動が安定化するのには、0番翼の空気力の増大、特に実部の振幅の絶対値の増大の効果が大きいと考えられる。0番翼の空気力実部の振幅は負の値を持っており、翼振動の安定性に対して安定側に効く。一方、+1番翼の空気力実部の振幅は正の値を持っており、翼振動を不安定化する。双方とも振動数の増加に伴ってその絶対値は大きくなる傾向にあるが、0番翼の実部のほうが増大の仕方が大きいので、結局翼振動は安定側に向かうことになる。また、虚部は振動数の変化に対してほとんど変化しないので、振動数が増加し実部の成分が大きくなるにつれて、相対的に翼振動の安定性に対する寄与が小さくなる。

4. 結論

実験で見いだされた遷音速タービン翼列における振動不安定の機構を明らかにする事を目的に、二次元オイラー方程式を用いた流れの数値解析を行い、以下の結論を得た。

- (1) 二次元オイラー方程式による数値計算の結果、実験結果と定性的に良く一致する解が得られた。
- (2) 設計点近傍のケース1と、高背圧の部分負荷条件であるケース2とで、翼振動の不安定性は大きく異なるが、それは振動翼の腹側の隣接翼から振動翼にもたらされる励振エネルギーのピークの位相が、流れ条件により変化することに起因している。
- (3) ケース1では、翼振動に伴う翼間流路面積の変化に起因する非正常空気力が、振動に不安定を生じさせる位相を有する。これに対しケース2では、翼弦中央部に入射する衝撃波により非正常圧力の位相が逆転し、

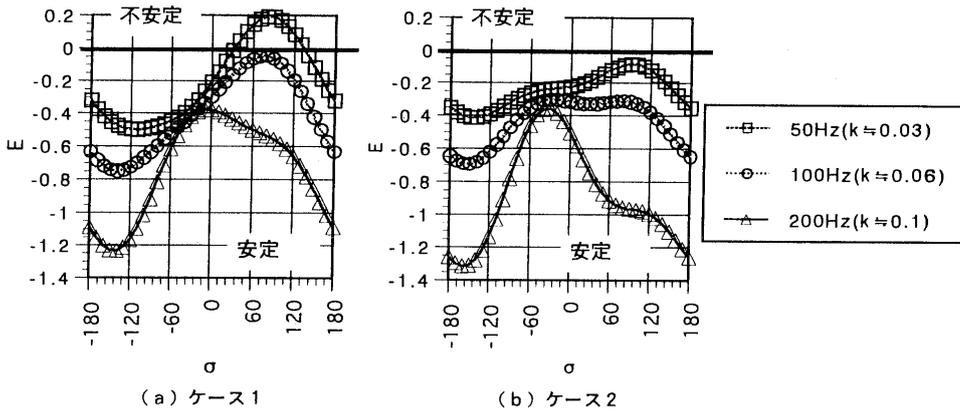


図8 励振エネルギーに対する振動数の影響

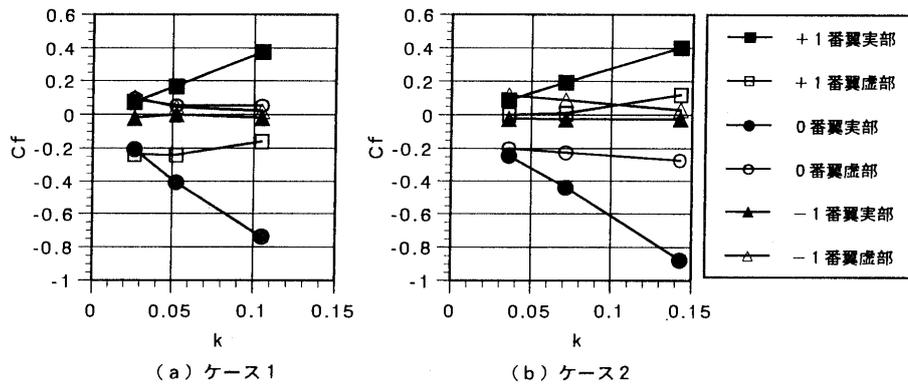


図9 非定常空気力の振動数による変化

それに伴って非定常空気力の位相も大きく変化する。その結果、ケース2ではケース1に比べて翼列の振動は安定となる。

- (4) 衝撃波の入射による非定常圧力の位相の逆転は、準定常的には衝撃波の前後で翼面圧力分布の勾配が負から正に変わることによって説明される。
- (5) 振動数の増加に伴い翼振動は安定化する。これは翼振動を安定化させる側に働く振動翼自身の空気力が、振動数の増加とともに大きくなるためである。

謝辞

本研究には第26回倉田奨励金の援助を受けた。財団法人 倉田記念科学技術振興会に深甚なる謝意を表す。

参考文献

- (1) 青塚瑞穂, 渡辺紀徳, 町田保男, 日本ガスタービン学会誌, vol. 27, No.1 (1999.1), p. 22-27.
- (2) Tanuma, T., Yamamoto, S., Yuan, X., and Daiguji, H., Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, (1995), p. 691, Elsevier Science B.V.

## THE WHITTLE LABORATORY

A. Cumpsty<sup>\*1</sup>, W. N. Dawes<sup>\*1</sup>, I. J. Day<sup>\*1</sup>,  
 J. D. Denton<sup>\*1</sup>, H. P. Hodson<sup>\*1</sup>, T. P. Hynes<sup>\*1</sup>,  
 J. P. Longley<sup>\*1</sup>, J. B. Young<sup>\*1</sup>

### INTRODUCTION

The Engineering Department of the University of Cambridge has a long association with the jet engine and with turbomachinery. The Royal Air Force permitted Frank Whittle to spend the year after he graduated in 1936 working in the Department on his scheme for the jet engine. W.R.Hawthorne (later Sir William Hawthorne) was a member of Whittle's team. Around 1948 Mr Rhoden built a low-speed cascade tunnel to investigate the effect of Reynolds number on compressor blades and the first results were published in 1952. The blades tested had a chord of 150 mm and a span of about 450 mm. A second low-speed cascade facility was built, followed by a low-speed, single-stage compressor of 1.52 m diameter in the 1960's. (All of these facilities are still in use, but after extensive modification).

Space on the main site of the Engineering Department was limited and Professor Horlock obtained an exceptional grant from the Science Research Council (SRC) to build a new laboratory about 3 kilometres away, in what is now the West Cambridge Site. The SRC Turbomachinery Laboratory was completed in 1971 and officially opened in 1973; it was renamed the Whittle Laboratory in 1975. The first director was Professor Horlock and at that time, Sir William Hawthorne was Head of the Engineering Department. In 1973, Professor Horlock became vice-chancellor of Salford University and Sir William Hawthorne became Director of the Whittle Laboratory until his retirement in 1980. He was succeeded by Dr Dennis Whitehead until he retired in 1984, then by Professor John Denton and from 1989 by Professor Nick Cumpsty.

Not only did the new laboratory have room to accommodate the existing equipment that was moved from the main Engineering Department site, but there was also room for much expansion and a second 1.52

m diameter low-speed compressor was installed. Moreover, the new laboratory had a high-speed facility that would allow the testing of cascades at transonic speeds and realistic Reynolds numbers. The high-speed facility gave the freedom to vary both Mach number and Reynolds number independently by adjusting the ambient pressure in the tanks downstream of the cascade.

These tanks were former decompression tanks and were large enough for at least two people to work inside whilst fitting and instrumenting a cascade. A typical cascade would have six blades with a chord of about 40 mm and span of 100 mm; the outlet Mach number might rise to 1.1.

When the Laboratory was opened, it was envisaged that there would be a national need for extensive cascade testing in the new high-speed facility and two tanks were installed to facilitate this. No one foresaw the rise in computer power and with it the rise in computational fluid dynamics (CFD), and the need for cascade testing turned out to be smaller than had been expected. One of the tanks was therefore removed. The facility is still occasionally used to test turbine cascades, but it finds more use for special tests, such as calibration of probes.

The laboratory thought itself fortunate to have its own computer at the start in 1972; this was a DEC PD 12 with a core memory of 8 kB; those wanting more memory were required to use the University's main frame computer which had 1 MB of memory, though no normal user would be allowed anywhere near all of this. (There are now over 90 computers in the Whittle Laboratory with 10 GB of core memory. The development of CFD for application to turbomachinery has been a feature of the Laboratory's work for many years. A wide range of programs has been developed and many of these are used by industry worldwide)

One of the first major changes was to convert the second 1.52 m diameter low-speed compressor into a

原稿受付 1998年7月21日

\* 1 THE WHITTLE LABORATORY

low-speed turbine, a project funded by the CEGB under the supervision of its employee at that time, John Denton. Since then, this low-speed turbine, known as the Peregrine rig, has been extensively used in many different configurations simulating steam turbine and gas turbine stages corresponding to both the high-pressure (HP) spools and low pressure (LP) spools. The major facilities, not including the high-speed facility described earlier are listed in the Appendix. These are all low-speed rigs, which reflects the importance of having students do "hands-on" experiments, the significance of boundary layer phenomena (which are to a large extent independent of Mach number) and the importance attached to fundamental research leading to better understanding. Low-speed experiments are, of course, very much less expensive.

Over the years, the laboratory has grown and the original buildings were extended in 1996. Now the complement consists of 7 University teaching officers ('faculty' in the American terminology), 7 research workers, 16 research students and 11 support staffs. Although separated geographically, the Whittle Laboratory remains an integral part of the Engineering Department of the University and teaching undergraduates is a primary task of the seven teaching officers.

Since, its inception funds for research have been from a number of sources mainly the Ministry of Defence and EPSRC (the body that has succeeded the SRC that built the laboratory) but also recently from the European Union. Of great importance has been the support from industry because this has brought access to the technical problems of current interest. Most support is from UK industry, but currently support is being received from Mitsubishi Heavy Industries and from Ishikawajima Heavy Industries. Of the UK industry, the overwhelming support comes from Rolls-Royce; the Whittle Laboratory is a Rolls-Royce University Technology Centre and close working relationships exist between the Whittle Laboratory and many parts of the company.

In the following sections, some aspects of the work currently under way are described. These are classed according to topic and range - in many cases, several members of the teaching staffs and research workers are working together on the same topic.

## COMPRESSOR AERODYNAMICS

### Three-Dimensional Flow in Compressors

Three-dimensional flow in multistage compressors remains an area that can give rise to expensive devel-

opment in aircraft engines. The problems centre on the complicated viscous/boundary layer effects which occur, including three-dimensional separation. Three-dimensional flows in compressor stages have been investigated experimentally and numerically, the two approaches being used together, each being able to increase the effectiveness of the other. The numerical investigation utilises the Dawes and the Denton computational methods. The experimental part of the work uses the large low-speed single-stage compressor shown on Fig.1 for which the blading in the datum configuration is typical of modern core design. Upstream turbulence grids and downstream screens are used to simulate the presence of other stages (Place et al 1996). The size of the machine allows detailed and accurate measurements, and on-rotor measurements of velocity and pressure are possible.

A new stage has been designed and tested in the low-speed compressor with identical duty to the datum stage, but this time using 3 D-design methods to reduce the losses. The results give an assessment of the benefits of 3 D methods and guidance on the future application of this approach. Although 3 D-design methods have been found very useful for guiding design, the benefits are not always correctly predicted; in this programme the 3 D calculations predicted a substantial efficiency improvement attributed to the redesign of the rotor, but a very small one for the stator. In the event, the measurements showed a large improvement attributable to the stator, but a slight loss in efficiency from the rotor. The effect on the stator is

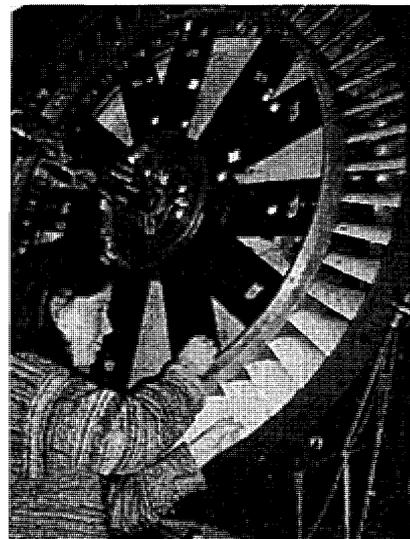


Fig.1 The Deverson low-speed compressor is used to model the flow in high-speed compressors used in aero-engines

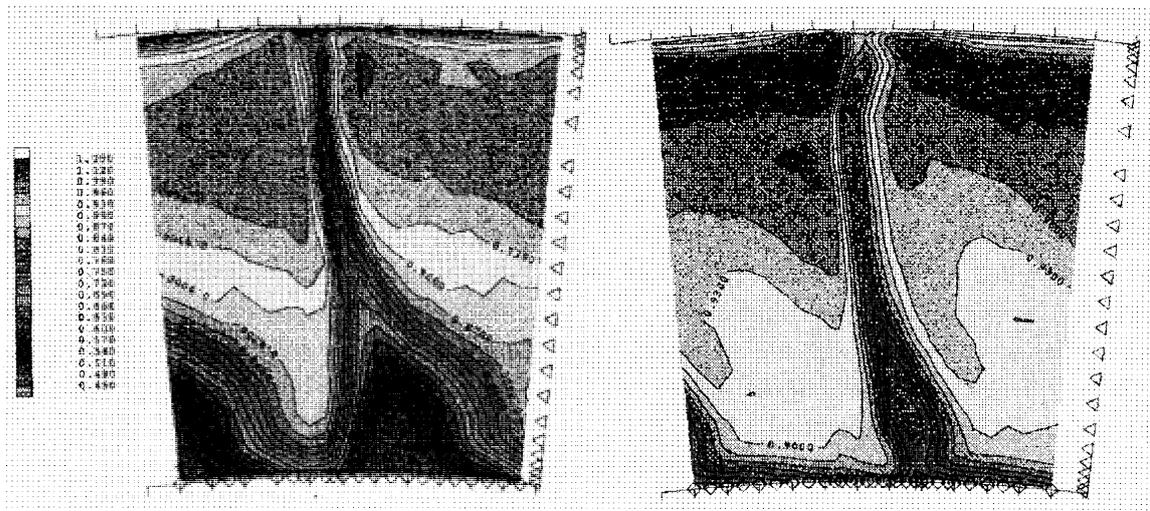
**Datum Radially-Stacked Stator****3D Stator in Modified 3D Stage**

Fig.2 Contours of stagnation pressure coefficient at stator exit for the same rotor and equal flow coefficients

shown in Fig.2 in which the enormous improvement to the flow near the hub in the 3 D-design blade is obvious. The rotor was subsequently improved (so its performance was noticeably better than the datum rotor) with a small modification which did not result from the CFD analysis.

A new phase will look at 3 D flow from a more fundamental point of view, concentrating on the complex surface flow topology. In the past, ideas associated with separation have in the main, been derived from 2 D and are generally inadequate for 3 D flow. The 3 D studies will be followed by a new 3 D-design of a heavily loaded stage to be tested in the large compressor.

#### **Boundary Layers on Compressor Blades**

Most compressor blades, and many LP turbine blades, have relatively sharp leading edges, which cause the flow to separate when the incidence is such that the stagnation point is not exactly at the leading edge. The separated shear layer is highly unstable and rapidly becomes turbulent, increasing entrainment so that the layer moves towards the surface. Provided the incidence is not too large, the flow reattaches to form a separation bubble. For compressor blades, the length of the bubble is normally less than about 5% of the chord (and often much less). Conditions inside the bubble barely affect the lift of the blade directly but do determine the starting conditions for the boundary layer development over the majority of the blade surface. The bubble therefore has a major effect on the loss and possible downstream separation at off-design conditions.

The work by Walreavens and Cumpsty (1995) provided clear evidence of the importance of separation

bubbles but current work involves a closer investigation of the nature of the shear layer instability and the effect on it of freestream turbulence. Experiments have been undertaken at low speed on compressor cascades and on rotors to establish the variation in blade performance as the leading edge shape is modified. Measurements of high subsonic incoming Mach numbers reveal a supersonic region terminated by a shock wave and the character of the bubble is markedly altered. A separate series of tests is being carried out with supersonic inlet flow ( $M \approx 1.3$ ) to simulate behaviour very close to the leading edge on high speed fans; the remarkable effect of surface roughness on the leading edge is demonstrated.

Boundary layers are also being studied in environments similar to those in real turbomachines but where the pressure gradient is imposed on flat surfaces. The flat surface allows accurate measurements to be made relatively easily. Realistic pressure gradients are imposed by adjusting the walls of a small wind tunnel to give distributions typical of either compressors or turbines downstream of the leading edge. The freestream turbulence level is comparable to that in a multistage compressor or turbine and the wakes from upstream rotating blades can be simulated with moving rods. Of particular interest are the leading edge separation bubble, transition and possible relaminarisation. All these aspects are difficult to predict accurately using current CFD methods.

#### **Stall in Axial Compressors**

A research program is in progress to increase understanding of the compressor stall inception process (Camp and Day, 1997). Recent research draws a clear

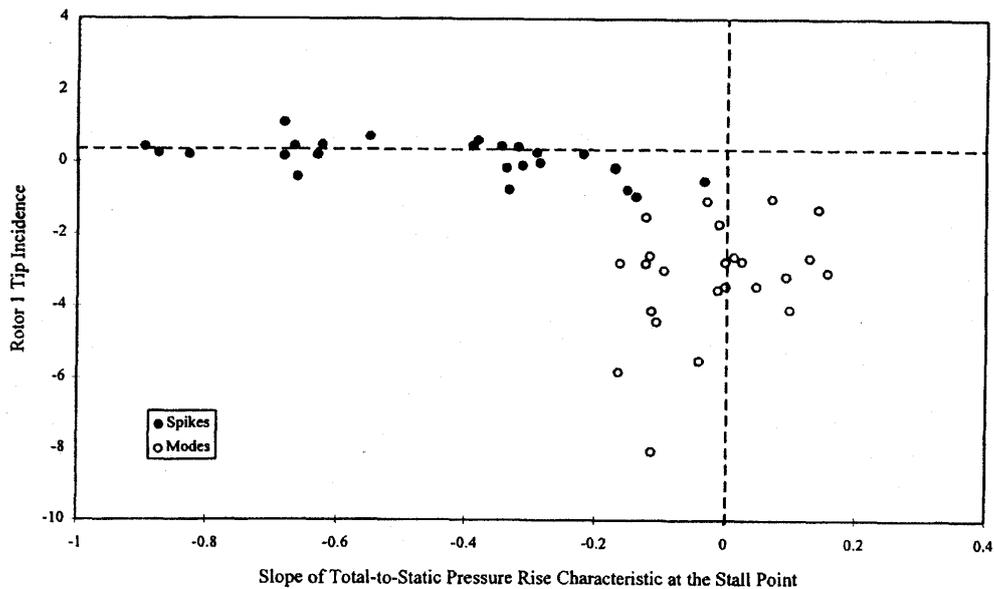


Fig.3 Stall inception results for many different compressor configurations

line between the two most commonly observed stall inception patterns (usually referred to as modes and spikes) and sets out the conditions under which each of the patterns will occur.

An example is given in Fig.3 of results that help delineate the stability criteria governing the occurrence of mode and spike type stall inception using measurements from 45 separate experiments. The figure shows that spike-type stall inception occurs when the slope of the pressure rise characteristic is negative but the incidence is about zero. Modal Stall however, coincides with negative tip incidence, but close to zero slope of the pressure rise characteristics. The occurrence of spikes and modes in a particular compressor thus depends on which critical condition is reached first; limiting rotor tip incidence (for spikes) or zero characteristic slope (for modes).

The nature of flow at the tip and hub sections of the blading is being studied with a view to understanding their influence on the shape and slope of the pressure rise characteristic - and hence on the stability of the compressor. The ultimate aim is to identify those flow conditions that are most likely to cause premature stalling. The process of stall inception is being studied experimentally and computationally.

The operating range of compressors is normally curtailed by the occurrence of stall. Stall can sometimes be delayed, and the operating range increased, by the use of treatment on the casing over the rotor tips. It has been widely accepted in the past that the improvement in stall margin caused by casing treatment was approximately linearly proportional to the loss in effi-

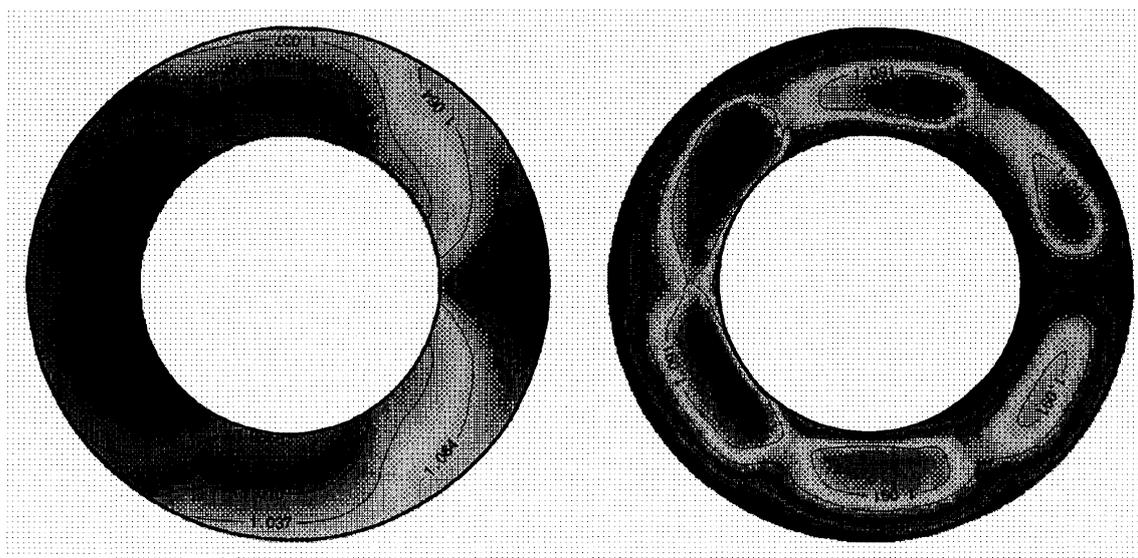
ciency it produced. An experimental and numerical investigation is being carried out on the type of treatment that has often been found the most promising, namely axial skewed slots. The increase in range and loss has been predicted using the Dawes un\_NEWT code. Recent work has shown that designs of treatment are possible for which there is little or no loss in efficiency. The goal is to establish more clearly how the treatment delays stall and how loss is created. It is intended to establish the best configuration and the circumstances when it is likely to be most effective.

#### The Effects of Rain and Hail on Aero-engine Performance

All aero-engines encounter heavy rain and hail from time to time and are expected to continue operating safely under these conditions. In general, the engine is most susceptible to the effects of water ingestion during low power descent from 6000 m to 1500 m. Work is in progress to investigate the effects of water ingestion on engine performance - particularly at low power settings. Experiments are planned to look at the mechanical interaction of water droplets with the moving and stationary blade rows in the compressor and to assess the effects of surface films on the aerodynamic performance of the aerofoils. These details will be combined with thermodynamic calculations for two-phase flows to produce a realistic computer model of compressor performance under wet conditions.

#### Mainstream and Stator-Shroud Leakage Flow Interaction

The leakage flow beneath the stator-shroud in aero-engine compressors introduces several engineering



Static Pressure Distortion

Axial Massflow Distortion

Fig.4 Flow field Distortion at OGV Trailing Edge in a Lift Fan Operating with Inlet Crossflow

problems. Preliminary information suggests that there can be a substantial effect on the blade row loss coefficient associated with even a small amount of leakage flow, Shabbir et al (1997), Welborn & Okiishi (1998). The topic of this research is the interaction between the seal leakage flow and the mainstream aerodynamics and an experimental and computational project is being undertaken. Large-scale low-speed cascade experiments, single stage compressor measurements and calculations using Dawes unstructured NEWT code are being undertaken.

#### Installation Aerodynamics

The performance of gas and steam turbine components is often significantly affected by the geometry of the installation. An important example of this is the intake of a modern high bypass ratio turbofan, which is usually asymmetric and drooped relative to the centreline of the engine. The asymmetry that this imposes on the flow at entry to the fan has a potentially serious impact on performance, on vibration and on noise. In assessing the flowfield coupling between the turbomachinery and its installation, it is often necessary to perform calculations that include the effects of most, if not all, components. Relatively simple models aimed at simulating the flow through turbomachinery blade rows in this type of asymmetric flow have been developed, enabling three-dimensional calculations of the whole-installation to be performed. These blade row models range from developments of actuator disks to coarse-grid, three-dimensional calculations. Results show, in general, excellent agreement with engine test data for the civil turbofan installation problem. Other

sources of asymmetric engine flow, such as pylons, support struts and asymmetric stators, have also been studied using these methods.

A recent investigation of the flow through a lift-fan mounted in the body of a future ASTOVL aircraft has proved to be a valuable tool in assessing both the design and the methodology of the development testing program. The flowfield shown in Fig.4 is taken from a calculation through a vertically mounted, two stage contra-rotating lift fan providing lift for an aircraft in forward flight; in this figure the approaching flow is from left to right. The calculation domain includes the region outside of the aircraft, the inlet guide vanes, the two sets of rotors and stators, the asymmetric fan support structure and vanes together with the drive shaft housing and the vectoring nozzle.

A similar approach has been applied to the flow in low-pressure steam turbine exhausts, which shed considerable light on why the pressure recovery factor of the diffuser part of such systems is often poor.

## TURBINE AERODYNAMICS

### LP Turbines

The interactions of wakes with succeeding blade rows have received much attention in recent years, in particular the effects of the wakes on boundary layer transition. This is because the most significant effect is the periodic forcing of the transition of the blade surface boundary layers and the influence this has upon the aerodynamic and thermodynamic performance of the blade row. Much of the work on wake-blade interactions has focussed on the benefits that accrue from

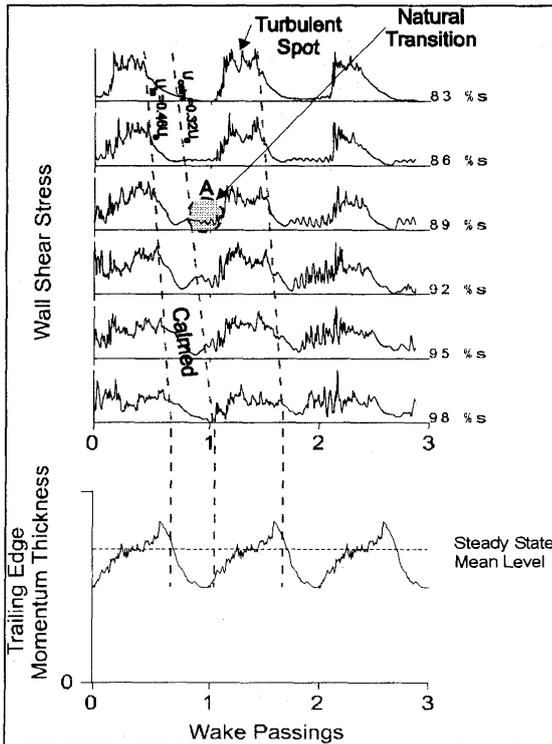


Fig.5 Hot film and boundary layer data from low pressure turbine showing that calming effect behind wake-induced transition leads to reduction in trailing edge momentum thickness and loss

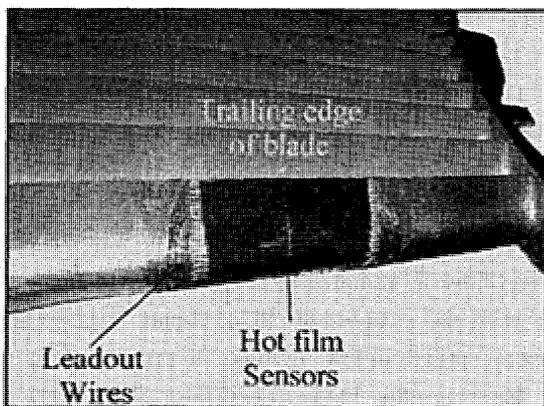


Fig.6 Multi-element hot film sensors fitted to a BMW Rolls-Royce low pressure turbine blade segment

the interaction of incident wakes with the boundary layers and separation bubbles of highly loaded low pressure turbines. At the Whittle Laboratory, the large-scale low speed research turbine and a large low speed cascade with moving bars have been used to examine effects of wakes on turbine blades.

Surface shear stress measurements taken from a low speed experimental simulation of wake-blade interactions are shown in Fig.5. These reveal that the wakes promote transition in a periodic manner via the formation of turbulent spots. This process causes an in-

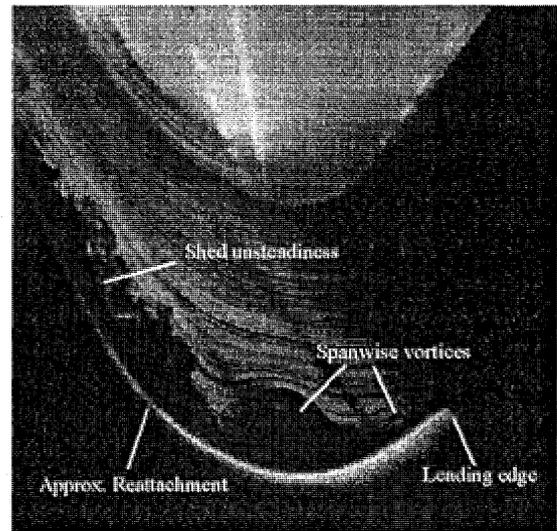


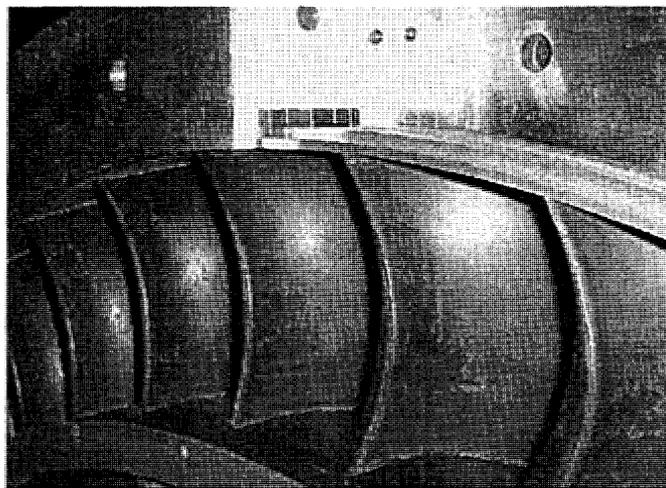
Fig.7 Smoke wire visualisation of pressure side separation bubble on an LP turbine blade in a 2-D cascade

crease in loss, but the so-called calmed region that follows a turbulent spot more than compensates for this change. The calmed region is a high shear laminar flow phenomenon that can withstand large adverse pressure gradients. Separation is almost prevented between the wake passing turbulence, with the lowest trailing-edge momentum thicknesses coinciding with the calmed region. Current experimental work aims to look in greater detail than previously possible at the interactions of wakes and separation bubbles using a flat plate simulation of a turbine blade with a variety of imposed pressure gradients.

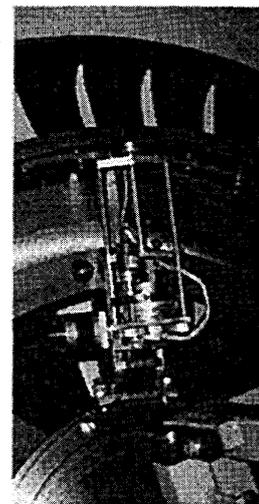
The research has already led to improvements in blade lift coefficients and to an improved understanding of the unsteady transition processes on suction surfaces. Studies of the boundary layer behaviour in the actual engine environment have been conducted using surface mounted hot film anemometers in full-size cold multistage turbines (Fig.6). These have confirmed the understanding derived from the cascade studies and demonstrated the performance gains expected.

Experimental results of wakes interacting with boundary layers are being incorporated into theoretical models of transition. By using unsteady CFD in which the transitional behaviour of the boundary layers is prescribed using simple models, it is envisaged that it will be possible to predict the time history of transitional boundary layer development in an unsteady wake environment in a routine manner.

As the above research leads toward higher blade loadings for LP turbines it is expected that problems with velocity overspeeds will occur at incidence with very thin profiles typical of modern machines. Re-



**Rotor shroud leakage path**



**Rotating traverse gear**

Fig.8 Low Speed Turbine Experimental Testing Facility

search is currently under way that aims to improve the understanding of the nature and significance separation bubbles which can form on the pressure surface of the highly loaded thin blades. Fig.7 is a photograph of smoke taken in a linear cascade which reveals that these pressure side bubbles are unsteady and up to half a chord in length. The unsteadiness affects all of the passage flow.

The model IP turbine is being used to study the unsteady interaction between the low aspect ratio stator and the higher aspect ratio rotor. The high turning and long chord give rise to large secondary flow out of the stator, with a strong loss fore around midspan. Very detailed unsteady measurements of the flow are being obtained and are being compared to unsteady calculations. The objective is to understand the effects of the unsteady flow on the loss generation and then to redesign the flow path to allow for this. New blading will be tested.

The model HP steam turbine has recently been used to test a 3 D-design of blading for 50% reaction machines demonstrating striking improvements (Wallis and Denton 1998). A new project aiming to do the same for lower reaction blading is now starting on this machine. The exact mechanism by which 3 D blade stacking can reduce the loss is still not clear and continues under study. Emphasis will be placed on the unsteady effects in the low aspect ratio blading and both computational and experimental work will be used to obtain an understanding of the unsteady loss generation mechanisms in the very complex multistage environment.

Steady and unsteady flow phenomena in a high-

pressure reaction steam turbine are being investigated with the support of Mitsubishi Heavy Industries of Japan. The current research activity is being undertaken using the Peregrine large-scale low-speed research turbine. The low aspect ratio blades have been designed by MHI using 3 D concepts, Fig 8. Performance studies are carried out on single and being two-stage turbine configuration. The experimental investigation is being complemented by steady and unsteady 3 D flow calculations. Extensive unsteady flow phenomena investigations including wake-blade interaction, shroud leakage flow phenomena and vortex transport in the blade passage will be carried out at a later stage of this project.

#### **Radial Turbines**

Research aimed at understanding the nature of tip clearance flow in radial inflow turbines has been conducted with the support of IHI of Japan. A large scale, low speed radial inflow turbine is employed in this study. Experiments have established that there are three zones of tip leakage flow behaviour, (Dambach et al 1998). The first zone is found in the inducer; the second is found in the midsection bend between the inducer and the exducer; the third zone is over the exducer. The tip leakage flow in the first two zones is very different to that found in axial turbines and existing tip leakage models for axial turbomachinery cannot simply be applied to radial turbines. In the inducer, the so-called scraping effect dominates the flow field and very little mass flow leaks over the tip from the pressure to the suction side. In the midsection, the scraping effect is less significant than the over tip leakage flow. In the exducer, the flow is similar to that in axial turbines. An important consequence of the scraping ef-

fect is that efficiency is less sensitive to axial clearances in the inducer than to radial clearances in the exducer as had been found experimentally by Futral and Wasserbauer (1970). Aspects of tip gap flow field and loss production are currently being studied in a combined experimental and numerical approach, with emphasis on the so-called scraping effect and its influence on the loss mechanism in the inducer. A tip leakage mass-flow model for radial turbines is being developed which will be validated against detailed measurements in the tip gap.

### COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Current emphasis is on the development of 3D codes for multistage calculations and unsteady calculations. Steady flow predictions for a whole compressor or whole turbine are now routine and are being used for design. Unsteady 3D calculations for multiple blade passages and multiple blade rows are also available and are being used for special investigations. The ultimate objective is to calculate the unsteady flow through a whole turbine or compressor, but this will need much more computer power than is currently available. The development of these codes is closely integrated with the laboratory's experimental work and a typical project uses the codes combined with measurements on the low speed rigs. This ensures that the codes are useable for design and are well validated but, more importantly, gives the students involved an understanding of the limitations of CFD predictions.

#### Structured Mesh Turbomachinery CFD

A structured mesh, fully 3D, Reynolds averaged Navier-Stokes solver, "BTOB 3d", developed specifically for turbomachinery blade-blade geometries, has over the years been applied to a very wide variety of problems in axial and centrifugal compressors and turbines (Dawes, 1988) and is in use all round the world in industry and government research laboratories. More recent developments include the ability to model multi-row machines with circumferentially averaged mixing planes between each blade row (Dawes, 1990) and, during the last year, a fully unsteady version allowing rotor-stator interactions to be simulated. Work is now starting on flutter simulation.

#### Unstructured Mesh General Purpose CFD

A significant effort has been mounted over the last ten years to develop un-structured mesh, solution-adaptive, 3D Reynolds averaged Navier-Stokes solvers for steady and unsteady flow in arbitrary domains (Dawes, 1993). The resulting steady code, NEWT and

unsteady code un\_NEWT, have been applied to a great variety of turbomachinery problems, including: unsteady rotor stator interaction; secondary gas path flows; secondary-primary path interactions; internal cooling passages; film cooling. A major effort continues to develop truly automatic unstructured mesh generation, using Delannary techniques, based on reading and interpreting CAD files (Dawes, 1996). Particular emphasis here has been producing highly stretched meshes near wetted surfaces to resolve viscous effects. This has extended the applicability of NEWT/un\_NEWT for problems outside turbomachinery and recent simulations have included racing cars, complete aeroplanes and lung alveoli. Results using un\_NEWT for a turbine stage are shown in Fig.9 and using NEWT for the steady flow inside a cooled turbine blade are shown in Fig.10.

Combustion modelling has been introduced into un\_NEWT (Watterson et al 1998). In collaboration with members of the Main Engineering much work has taken place concerning fires and explosions in oil rigs and process plant. In the context of gas turbines, a big effort is underway to study lean pre-mixed combustion instabilities in gas turbine combustion chambers.

### MULTI-PHASE FLOW STUDIES

#### Condensing Flows in Steam Turbines

The fundamental physics of droplet nucleation and growth in subcooled vapours, particularly in high-speed flow, has been an active area of research for a number of years at the Whittle Laboratory, much of the work being stimulated by problems associated with steam turbines. The objective is to produce a computer model of a wet-steam turbine which will replace existing design procedures based on the assumption of thermodynamic equilibrium. Topics studies include the kinetic theory of droplet condensation, Young (1993), the structure of shock waves, Young & Guha (1991); entropy creation and loss processes Young (1995); periodically unsteady condensation processes in nozzles, White & Young (1993); and the interpretation of pitot measurements in wet-steam flows, White & Young (1995).

Computational methods for predicting condensing flows in two-dimensional turbine cascades are well-established, Young (1992) and have been validated in a wet-steam cascade experiment in collaboration with National Power plc (White, Young & Walters, 1996), see Fig.11. The extension to three-dimensional flows, although feasible in principle, would result in a very

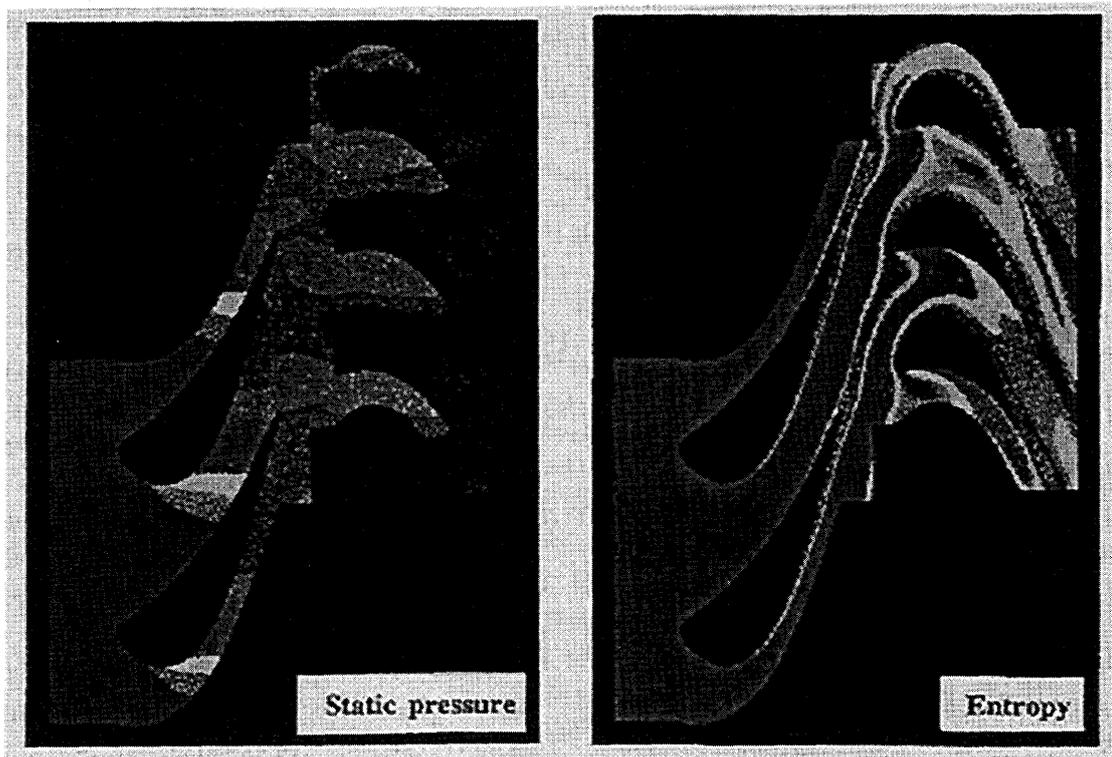


Fig.9 Gas turbine stator-rotor interaction at a particular instant in time

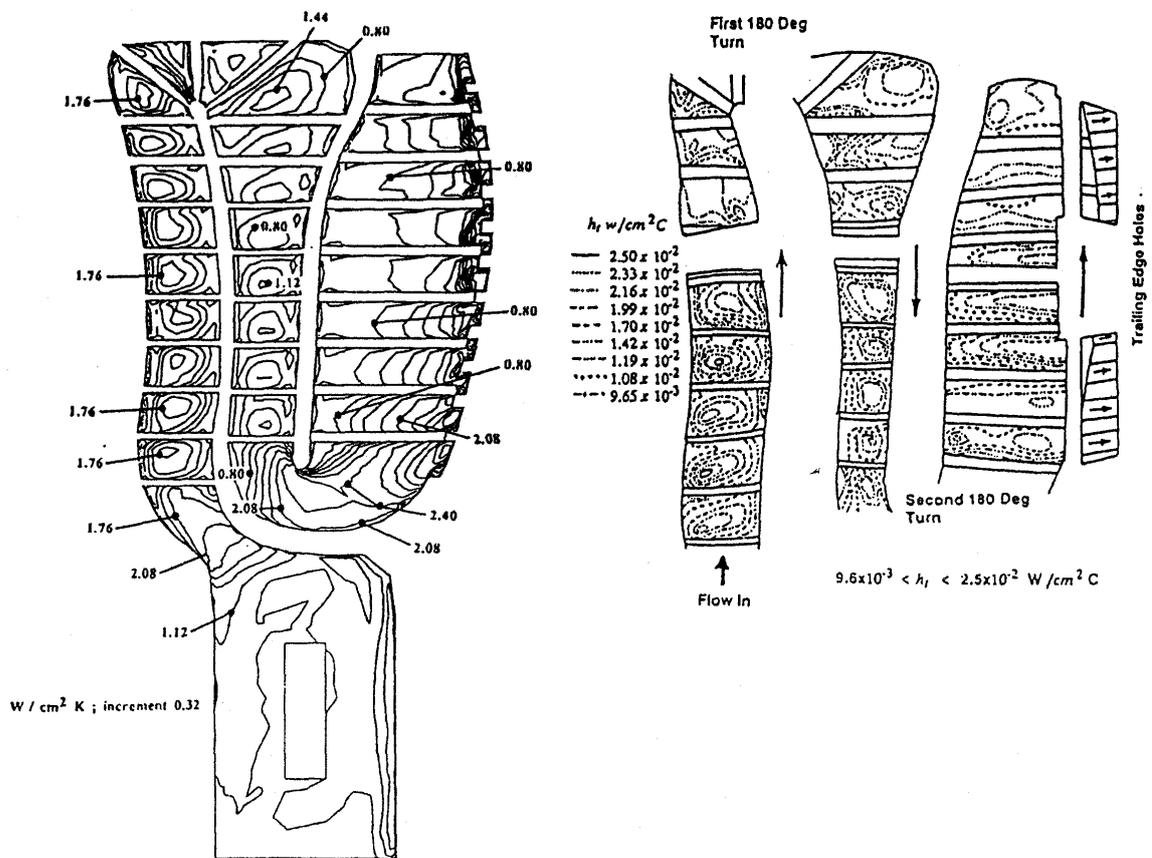


Fig.10 Comparison of predicted and measured heat transfer coefficients on the convex passage surface

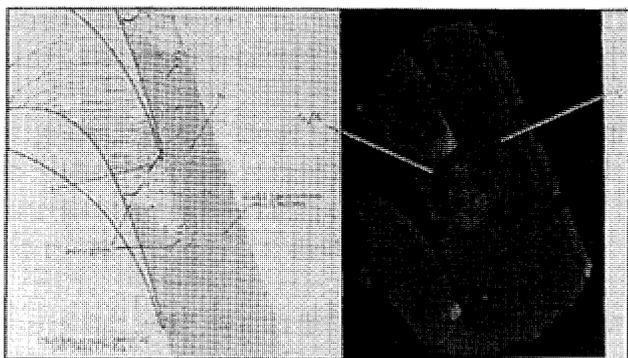


Fig.11 Nucleating Flow in a Steam Turbine Cascade  
Inlet Superheat= $4^{\circ}\text{C}$  Exit Mach No.=1.1

cumbersome and computationally inefficient method. In an attempt to circumvent these problems, an analytical method of modelling the homogeneous nucleation process has been devised, Huang & Young (1996) and possible methods of integrating it with standard single-phase CFD flow solvers for turbomachinery are being investigated. The analytical solution also gives qualitative and quantitative insight into the influence of the various controlling parameters.

The flow in a real steam turbine is still more complex than the flow of nucleating steam in a stationary cascade. The nucleation process is now thought to occur in a randomly unsteady manner and to extend over several blade-rows in the axial direction, Guha & Young (1994). A full multi-stage calculation for a wet-steam turbine with correct modelling is still a long way in the future, but an attempt is currently being made to fabricate a simplified procedure which will retain the main physical processes leading to wetness losses and water movement, processes about which the turbine designer knows little at present

#### Clean Coal Technology

Gas turbines burning coal suffer degradation of the turbine blading by deposition and erosion by solid ash particles which are too small to be removed by the filtration system. Projects have therefore been established (supported by PowerGen plc) to investigate particle transport in turbulent flows and to develop a computational method for predicting the rate of deposition of solid particles on turbine blades.

The mechanisms by which small particles migrate to a blade surface through the turbulent boundary layers are complex. Apart from the more obvious transport mechanisms such as inertial impaction (due to the curvature of the streamlines) and turbulent diffusion (due to gradients of particle concentration in the boundary layers), it has been established that turbophoresis (the

convective drift of particles down a turbulence gradient) is a dominant contributor to deposition in the size range of interest. A new model of particle transport has been developed (Young & Leeming, 1997) which predicts deposition rates over the whole range of particle sizes using a single theory. On the basis of this, a computer code has been developed which predicts particle deposition in two-dimensional cascade flows (Slater & Young, 1998). The gasification of coal results in the release into the gas stream of sodium and potassium salts (mainly the chloride and sulphate) which pass directly through the gas turbine and may condense on the surfaces of the cooled turbine. The calculation of the dewpoint temperature (above which no condensation occurs), the composition of the deposit and the flux of alkali salts to the surface involves the interplay of chemical thermodynamics, chemical kinetics and boundary layer fluid mechanics. A computer program has been written to predict the rate of diffusion of the major salt species onto the blades (Fäckrell et al., 1994) and this is being extended in a more analytical fashion to illustrate the trends due to variation of the controlling parameters.

#### References

- Camp, T R, and Day, I J, 1997 "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor" ASME paper 97-GT-526, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Orlando
- Dambach, R, Hodson, H P, and Huntsman, I, 1998 "An Experimental Study of Tip Clearance Flow in a Radial Inflow Turbine" ASME paper 98-GT-467, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Stockholm
- Dawes, W N, 1988 "Development of a 3 D Navier Stokes Solver for Application to all Types of Turbomachinery" ASME paper 88-GT-70, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Amsterdam.
- Dawes, W N, 1990 "Towards Improved Throughflow Capability: The Use of 3 D Viscous Flow Solvers in a Multistage Environment" ASME paper 90-GT-18, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Brussels.
- Dawes, W N, 1992 "The Practical Application of Solution-Adaption to the Numerical Simulation of Complex Turbomachinery Problems" Prog. Aerospace Sci. Vol. 29, pp, 221-269.
- Dawes, W N, 1996 "The Generation of 3 D Stretched Viscous Unstructured Meshes for Arbitrary Do-

- mains" ASME paper 96-GT-55, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Birmingham.
- Fackrell, J.E., Tabberer, R.J., Young, J.B. and Fantom, I. R., 1994, "Modelling alkali salt vapour deposition in the British Coal topping cycle system", A.S.M.E., Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress, The Hague, Paper 94-GT-177.
- Futral, S M and Wasserbauer, C A, 1970, "Experimental Results of Varying the Blade Shroud Clearance in a 6.02 inch Radial Inflow Turbine" NASA, TN D-5513
- Guha, A., and Young, J.B., 1994, "The effect of flow unsteadiness on the homogeneous nucleation of water droplets in steam turbines", *Phil. Trans. Roy. Soc.*, A 349, 445-472.
- Huang, L. and Young, J.B., 1996, "An analytical solution for the Wilson point in homogeneously nucleating flows", *Proc. Roy. Soc.*, A 452, 1459-1473.
- Joo, W.G. and Hynes T.P., 1997, "The Application of Actuator Disks to Calculations of the Flow in Turbofan Installations". *ASME Journal of Turbomachinery* Vol 119, pp 733-741
- Joo, W.G. and Hynes T.P., 1997, "The Simulation of Turbomachinery Blade Rows in Asymmetric Flow Using Actuator Disks". *ASME Journal of Turbomachinery* Vol 119, pp 723-732
- Place, J M M, Howard, M A and Cumpsty, N A, 1996, "Simulating the multi-stage Environment for Single-Stage Compressor Experiments" *Tans ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol 118, pp 706-716.
- Shabbir, A, Celestina, M L, Adamczyk, J J and Strazisar, A J, 1997, "The Effect of Hub Leakage Flow in two High Speed Axial Flow Compressor Rotors" ASME paper 97-GT-346, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Orlando.
- Slater, S.A. and Young, J.B., 1998, "The calculation of inertial particle transport using an Eulerian formulation", A.S.M.E. Annual Fluids Engineering Meeting, Washington.
- Taylor, J, Hynes T.P. and Hercock, R.G. 1998, "The Development and Application of Methods for Predicting Lift Fan Installed Performance" *RAeS International Powered Lift Conference*, London, Sept.
- Wallis, A M and Denton, J D, 1998, "Comparison of Design Intent and Experimental Measurements in a Low aspect Ratio Axial Flow Turbine with Three-Dimensional Blading". ASME paper 90-GT-516, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Stockholm.
- Walravens, R E and Cumpsty N A, 1995, "Leading edge separation bubbles on turomachines blades" *Tans ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol 117, pp 115-125.
- Watterson, J K, Connell, I J, Savill, A M and Dawes, W N, 1998, "A Solution-Adaptive Mesh Procedure for Predicting Confined Explosions", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol 26, pp 235-247.
- Welborn, S R and Okiishi, T H, 1998, "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance" ASME paper 98-GT-12, presented at the IGTI-ASME Congress and Exhibition, Stockholm.
- White, A.J. and Young, J.B., 1993, "A time-marching method for the prediction of two-dimensional unsteady flows of condensing steam", *A.I.A.A. J. Propulsion and Power*, 9, 579-587.
- White, A.J. and Young, J.B., 1995, "Loss measurements and the interpretation of pitot pressures in two-phase vapour-droplet flows", *First Int. Symp. on "Two-Phase Flow Modelling and Experimentation"*, Edited by G.P.Celato and R.K.Shah, Rome, October 1995, 1, 593-600.
- White, A.J., Young, J.B. and Walters, P.T., 1996, "Experimental validation of condensing flow theory for a stationary cascade of steam turbine blades", *Phil. Trans. Roy. Soc.*, A 354, 59-88.
- Young, J.B. and Guha, A., 1991, "Normal shock-wave structure in two-phase vapour-droplet flows", *J. Fluid Mech.*, 228, 243-274.
- Young, J.B. and Leeming, A.D., 1997, "A theory of particle deposition in turbulent pipe-flow", *J. Fluid Mech.*, 340, 129-159.
- Young, J.B., 1992, "Two-dimensional, non-equilibrium, wet-steam calculations for nozzles and turbine cascades", *Trans. A.S.M.E., J. Turbomachinery*, 114, 569-579.
- Young, J.B., 1993, "The condensation and evaporation of liquid droplets at arbitrary Knudsen number in the presence of an inert gas", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 36, 2941-2956.
- Young, J.B., 1995, "The fundamental equations of gas-droplet multiphase flow", *Int. J. Multiphase Flow*, 21, 175-191.
- Young, J.B., Yau, K.K. and Walters, P.T., 1988, "Fog droplet deposition and coarse water formation in low-pressure steam turbines : A combined experimental and theoretical analysis", *Trans. A.S.M.E., J. Turbomachinery*, 110, 163-172.

## APPENDIX

The Peregrine turbine rig.

Normally one stage with a tip diameter of 1.52 m and a tip speed of up to 75 m/s.

The Deverson compressor rig.

Single stage compressor, with tip diameter of 1.52 m and tip speed of about 50 m/s. Considerable effort is made to simulate aspects of the multistage environment.

The Rhoden cascade and the Duplex cascade tunnels

These are now general purpose low speed wind tunnels and each have two outlets so that two different configurations can be installed on each tunnel. Cascades of blades with spans up to 450 mm can be tested with flow speeds up to 30 m/s. A system of belts can move rods across the flow to simulate moving wakes from upstream blade rows.

Multistage turbine

This is to model steam turbine HP practice and different configurations of 3 and 4 stages have been tested. The diameter is 1 m with tip speeds up to 42 m/s.

Intermediate pressure turbine

This is a specialised low-speed turbine looking at the particular problems of gas turbines where the flow path has a marked radial component and where the size of the nozzles and rotor blades are very different. The rotor tip diameter is 1.1 m and the tip speed is 58 m/s.

Multistage compressor

This low-speed compressor was originally designed for the Royal Aircraft Establishment in 1943, but is now much altered with modern blading. It can have up to six stages, but has currently only four. The tip diameter is 0.5 m and the tip speed is about 78 m/s. Each row of stators can have the stagger varied.

Single stage compressor

This machine, which is on loan from the University of Natal, has a diameter of 408 mm and a tip speed of 63 m/s. Its rotational axis is vertical with the motor mounted on gimbals to allow accurate torque measurement. It has recently been used for casing treatment studies.

Single stage compressor

Also a vertical axis machine, with a diameter of 0.48 m and tip speed of 76 m/s, this was originally built to look at water ingestion effects but has found other uses too.

Radial turbine

The impeller diameter is 1.22 m and the tip speed 29 m/s. The flow is given inlet swirl with a uniform set of vanes and the overall efficiency is over 90%, notwithstanding the complex flow patterns found inside the impeller.

## THE WHITTLE LABORATORY

英国ケンブリッジ大学は、13世紀に設立され、オクスフォード大学と共に長い歴史を誇る大学です。ロンドンから電車で1時間足らずの学園都市ケンブリッジにあります。ケンブリッジ市は、大学で市が構成されており、市内に多くのカレッジ、研究所があります。ホイットル研究所は、ターボ機械空力研究を主体とする研究機関で、英国のジェットエンジンのパイオニアであるホイットル卿の業績を称えて命名されたものです。空力研究では世界トップの研究機関として知られ、創設以来、大きな業績を挙げた研究者を輩出しています。

研究陣は、教授、研究スタッフ、大学院生で構成されており、合計約40人です。院生の国籍は、英国以外が多く、マルチナショナルの雰囲気があります。研究の中心は、圧縮機空力の Kampus 教授(現在所長)、CFD及びタービン空力のデントン教授、CFDのドーズ教授、非常常翼列流れのホドソン博士他で、実験、理論両面で世界をリードする研究が行われています。実験設備は、本稿で紹介されているように、低速回転試験装置、高速翼列風洞など、大学研究機関としては大変充実しており、しかも実験装置に多くの工夫が盛り込まれています。これらの設備を使って、現象の究明、理論の検証、更には、CFDの精度検証が行われています。

ホイットル研究所には、世界中から研究者が集まり情報が交換されています。我が国からも、大学、企業の研究者が数多く訪問、滞在し、研鑽を積んでいます。又、ホイットル研究所は、企業との共同研究に積極的で、ロールスロイス社の University Technology Center として同社と親密な関係にあると共に、他の英国企業、欧州大陸のジェットエンジンメーカ、日本メーカと共同研究を行っています。

本稿は、ホイットル研究所の最近の研究内容と成果を纏めたもので、会員諸氏には貴重な情報と思えます。(三菱重工業(株)高砂製作所、タービン技術部 青木素直)

# 拓殖大学工学部機械システム工学科における 流体工学および熱工学関係の研究

藤本 一郎\*

FUJIMOTO Ichiro

松永 直樹\*

MATSUNAGA Naoki

堀 守雄\*

HORI Morio

キーワード：流体工学，フラッタ，空力弾性学，遷音速翼列，衝撃波，失速，燃焼工学，熱物性，窒素酸化物，噴霧燃焼，拡散係数

## 1. はじめに

拓殖大学の前身は、明治33(1900)年に現在の文京キャンパス（東京都文京区小日向，通称茗荷谷）に桂太郎公爵（のちに首相）によって設立された台湾協会学校である。その後、大正7(1918)年に拓殖大学と改称、昭和24(1949)年には新制大学として商学部、政経学部を設立した。さらに、昭和52(1977)年には八王子キャンパス（東京都八王子市館町）を建設して、一般教養課程を移転するとともに外国語学部を開設した。工学部は昭和62(1987)年に八王子キャンパスに開設された。工学部には、われわれの所属する機械システム工学科のほかに電子工学科、情報工学科および工業デザイン学科があり、現在ではすべての学科に博士課程までの大学院が併設されている。

拓殖大学工学部でガスタービンに関連のある流体工学および熱工学関係の研究を行っている研究室は、機械システム工学科の藤本研究室、堀研究室および松永研究室の3研究室である。このうち、後2者はともに熱工学関係（燃焼工学および熱物性）の研究室であり、事実上は1つの研究室として運営されているので、ここでは堀・松永研究室として紹介する。

## 2. 流体工学（藤本研究室）

教員スタッフは藤本一郎助教授と平野孝典助手の2名である。卒業研究の学部学生は毎年8名程度である。大学院生の数は年度によってばらつきがあるが、平成3年の大学院博士前期課程の設置以来現在までに、7名の修士課程修了者を送り出している。また、本研究室では、東京大学の田中英徳名誉教授や日本大学の石井進教授も、共同研究の形で参加されている。研究としては、流体機械内部の非定常現象であるフラッタに関連するテーマを扱っており、低速風洞及び高速風洞を用いた実験的解析を行っている。風洞の仕様であるが、低速風洞では、0.3

m×0.5 mの測定部流路断面で、最大風速90 m/sの流れが、高速風洞では、0.1 m×0.2 mの測定部流路断面で、580 kWの送風機による最大マッハ数1.2の流れが得られる。

### 2.1 遷音速翼列フラッタに関する研究

#### 2.1.1 振動翼周りの衝撃波の挙動の解析

フラッタへの影響因子として、衝撃波は大きな役割を演じている。シュリーレン撮影により、高振動数でねじり振動する翼周りの衝撃波の挙動を明らかにする。画像解析により、衝撃波の流れ方向の移動の様子が捉えられ、一例として図1のように、翼振動数が200 Hzで、衝撃波の移動に90度程度の比較的大きな位相遅れがあるという基礎データも得られている。今後これらと次の非定常空気力との関係を調べる。

#### 2.1.2 一翼振動法による非定常空気力の計測

一翼振動法を用いて翼列の空力減衰特性を解析する。直線翼列の中央付近の1枚の翼を振動させて、隣接翼を含めた5枚の翼に生じる圧力分布を計測し、一例として

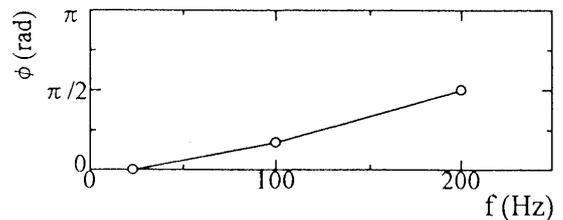


図1 衝撃波変動の翼振動に対する位相遅れ

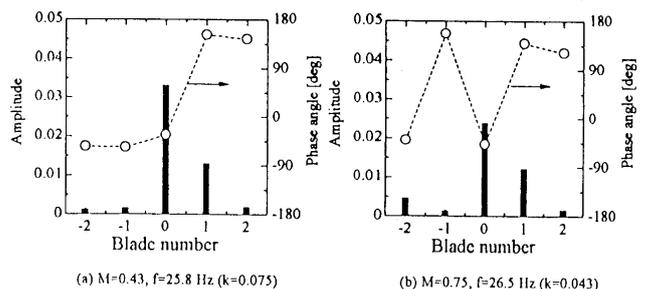


図2 翼列中央の5枚の翼に働く非定常モーメント

原稿受付 1998年10月28日

\*1 拓殖大学 工学部 機械システム工学科  
〒193-8585 東京都八王子市館町 815-1

図2のような空気力を求めた。これらを合成して任意の翼間位相差の減衰特性が求まる。また、圧力分布と前述の衝撃波の挙動との比較を通して、フラッタ特性に及ぼす衝撃波の影響を明らかにする。

## 2.2 振動する単独翼の非定常失速特性の解明

翼は、迎角が増加し失速迎角以上になると失速し、また迎角が減少し回復迎角以下になると失速から回復する。一般にこの失速迎角と回復迎角は一致せず、ヒステリシス現象を呈する。また、翼が失速迎角近辺で振動する場合には、振動数変化に伴う失速・回復現象が発生し、やはり両現象発生時の振動数が一致しないヒステリシス現象も捉えられている。これらヒステリシス現象は、当然のこととして、フラッタ特性に大きく影響を及ぼすため、基礎研究として非定常失速のメカニズムの解明を目指している。

## 3. 熱工学 (堀・松永研究室)

教員スタッフは堀守雄教授、松永直樹助教授および仲村友信助手の3名である。過去に4名の修士課程修了者を送り出しているが、現在は学部学生13名のみが在籍している。このうち1名はマレーシアからの留学生である。窒素酸化物の生成機構と測定法に関する研究、噴霧燃焼の基礎研究、気体の拡散係数の測定などが主に行われている。

### 3.1 流動反応器を用いたNO-NO<sub>2</sub>変換におよぼす未燃成分の影響の研究

高温燃焼ガスと低温空気が混合すると燃焼ガス中のNOからNO<sub>2</sub>への変換が生じ、未燃炭化水素が存在すると変換が促進される。この現象を石英ガラス製定温度流動反応器を用いた実験装置によって基礎的に研究している。NO/空気混合ガスに微量の炭化水素を添加し、NO-NO<sub>2</sub>変換に炭化水素が及ぼす影響を反応時間を変化させて測定する。反応温度は600~1100 Kとし、添加する炭化水素はメタン、エタン、エチレン、プロパンおよびプロピレンの5種類を用いた。この研究の結果の例は次項で示す。

### 3.2 化学動力学計算によるNO-NO<sub>2</sub>変換におよぼす未燃成分の影響の研究

前項の実験と同様の反応を、CHEMKIN-II/SENKINプログラムを用いた化学動力学的計算によっても研究している。メカニズムとして126の化学種と639の反応を考慮している。計算の結果、5種類の炭化水素の中ではエチレンとプロパンのNO-NO<sub>2</sub>変換促進効果が大きく、メタンのそれが小さいことが示されたが、これは実験結果とよく一致している。また、促進効果は主に炭化水素が分解して生じるHO<sub>2</sub>ラジカルとNOの反応によるものであることも示された。図3には、反応温度800 Kでエチレンを50 ppm添加した場合の滞留時間に対するNO、NO<sub>2</sub>濃度などの変化の実験結果(左)と計算結果(右)を比較して示す。計算結果はよく実験結果を再現してい

るといえる。

### 3.3 同軸噴流実験装置によるNO<sub>2</sub>の生成機構に関する研究

この研究は、同軸噴流実験装置を用いてNO<sub>2</sub>の生成機構をより現実の燃焼器に近い場で研究するものである。この装置ではプロパン/空気予混合バーナからの高温の燃焼ガスを中央のノズルから、低温空気を環状ノズルからそれぞれ石英ダクト中へ噴射して混合させ、混合場におけるNOおよびNO<sub>2</sub>の濃度を測定する。図4には、測定結果の一例として、予混合バーナ当量比 $\phi=0.85$ で低温空気に50 ppmのプロパンを添加した場合のNO、NO<sub>2</sub>およびNO<sub>x</sub>の濃度と全NO<sub>x</sub>中のNO<sub>2</sub>の比率を石英ダクト中心軸上の軸方向位置に対して示す。高温燃焼ガスとプロパンを含む低温空気の混合によってNO-NO<sub>2</sub>変換が大きく促進されている。低温空気だけではこのような強い促進効果はみられない。

### 3.4 モデル噴霧燃焼器による噴霧火炎の基礎研究

最近、噴霧燃焼器の設計に数値計算を適用する試みが

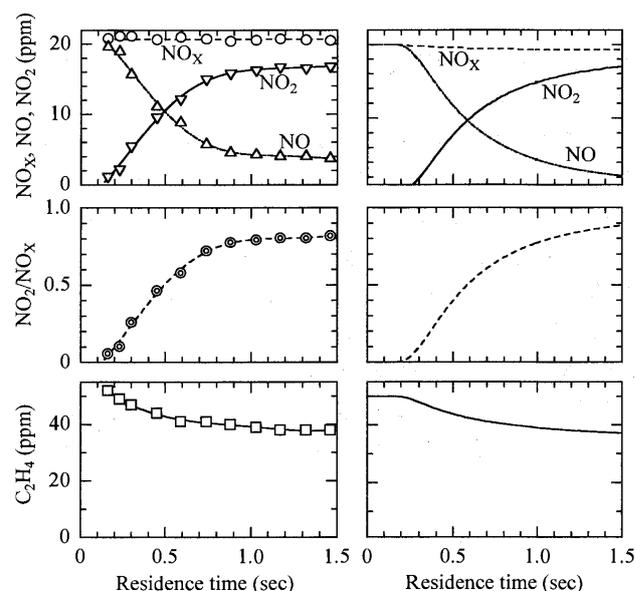


図3 NO-NO<sub>2</sub>変換におよぼす未燃成分の影響 (エチレン 50 ppm 添加)

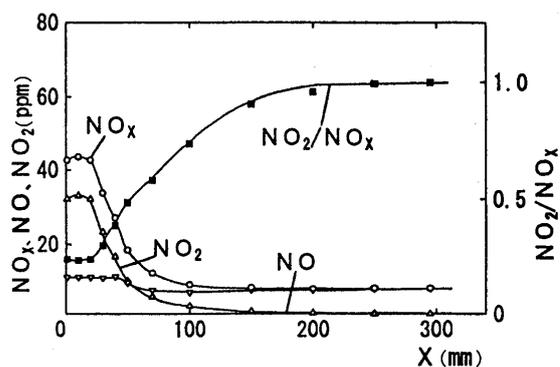


図4 同軸噴流実験におけるNO<sub>x</sub>、NO、NO<sub>2</sub>の濃度およびNO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>の軸方向分布 ( $\phi=0.85$ , プロパン 50 ppm)

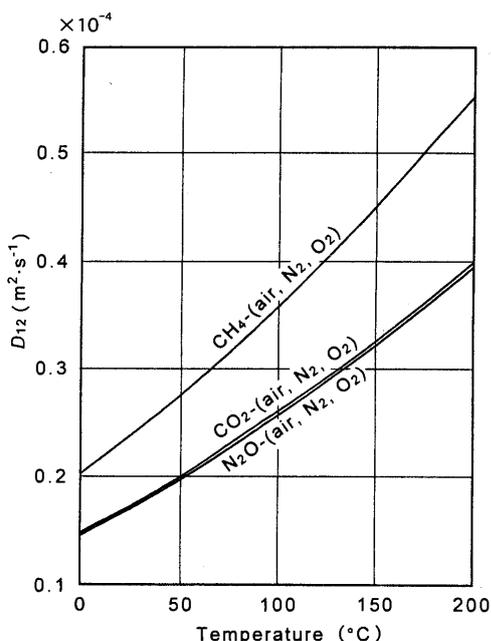


図5 地球温暖化ガスの空気、窒素および酸素に対する拡散係数

あるが、単純な燃焼場における実験と計算の比較が十分ではないように思われる。そこで、モデル噴霧燃焼器によって層流軸対称状態に単純化した噴霧燃焼場を実現し、温度やガス濃度の分布を測定したり、位相ドップラ式レーザー粒径流速計を用いて噴霧燃焼場における燃料液滴の挙動を調べたりして、数値計算の検証のためのデータを蓄積している。現在は、熱流体解析ソフト「FLUENT」による数値計算も行っている。

### 3.5 NO<sub>2</sub>の水への吸収に関する研究

NO<sub>2</sub>は水と化学反応を起こして大量に吸収されるため、NO<sub>2</sub>を高い割合で含むサンプルガスが濃度測定系のアイ

スバス等に存在する凝縮水と接触すると、NO<sub>x</sub>濃度測定に誤差が生じる。この影響の大きさを調べるための実験研究を行っている。具体的には、NO<sub>2</sub>を乾燥空気で希釈したサンプルガスを、水平に置いたパイレックスガラス管(NO<sub>2</sub>吸収管と呼んでいる)中の水に接触させ、NO<sub>2</sub>の損失量を化学発光式NO<sub>x</sub>分析計で測定する。水への吸収によるNO<sub>2</sub>濃度の低下はNO<sub>2</sub>初期濃度が高いほど、また、水温が低いほど大きいことなどがわかってきている。

### 3.6 テイラ法による拡散係数の測定

十分な長さの管に気体を層流状態で流しておき、管の入口でこの流れに別の気体を微量注入して、管の出口で注入された気体の濃度を測定すると、2種類の気体の間の拡散係数を測定することができる。この方法をテイラ法という。図5に測定の一例として地球温暖化ガス(二酸化炭素、亜酸化窒素およびメタン)の空気、窒素および酸素に対する拡散係数を示す。空気を窒素または酸素と置き換えても、事実上拡散係数の値は変化しないことがわかる。なお、メタンは気体燃料としても重要である。

## 4. おわりに

以上、簡単に現況をまとめた。機械システム工学科の熱・流体力学全般の教育・研究を行わなければならない環境下では、ガスタービン関連だけを扱いつけるのは難しい。実際、我々が準備したものは異なる卒業研究テーマを希望する学生もおり、ガスタービンとは関係の無い研究も行っている。しかし、ガスタービンは、学会誌の研究論文のレベルの高さからも判るが、ある程度のレベルを維持した基礎研究の対象としては最適なものの一つと思われる。今後もガスタービンを核とした研究・教育活動を続けていきたい。

# ポンプ駆動用立軸L形ガスタービン

木下 茂樹\*<sup>1</sup>

KINOSHITA Shigeki

## 1. はじめに

近年、公共事業の建設コスト縮減という社会的要求の中で、排水機場のコンパクト化・省スペース化が求められている。

これらの要求に応えると共に、排水機場の無人化による保守・管理運転の簡便さ、また無水化による設備の簡素化、信頼性向上を計ることを目的に、ポンプ駆動用ガスタービンの開発要求が増加してきた。

ダイハツディーゼルは、市場で数多く実績のある非常用発電機及びポンプ駆動用1軸式ガスタービン(DT形シリーズ)をベースに、ポンプ駆動用2軸式横軸ガスタービン(DF形シリーズ)を開発し、既にポンプ場で稼働している。

横軸式に続き、立軸L形2軸式ガスタービン(DFL形シリーズ)を開発した。開発に当たってはDFL-4形ガスタービンで工場試験を行った。以下概要を紹介する。

## 2. 概要

### 2.1 開発コンセプト

ポンプ駆動用立軸L形2軸式ガスタービンを開発するに当たり下記の開発コンセプトを採用した。

- ①既存の1軸式ガスタービンと共通化を計る。
- ②2軸式横軸ガスタービンをベースに開発する。
- ③メンテナンスの容易性を考慮する。
- ④構造のモジュール化を計る。

ガスジェネレータ部には、DT形ガスタービンのガスジェネレータを採用し、共通化を計った。

また、出力タービン部は、実績のある2軸式横軸ガスタービンの出力タービン部を立てにして、出力減速機の上部に配置する構造とした。

計器盤、燃料制御装置、燃料ポンプ、潤滑油ポンプ及び始動用スタータモータ等保守点検頻度の高い機器を補機減速機側に集中して取り付け、メンテナンス作業の容易性を配慮した。

DFL形ガスタービンは補機減速機、ガスジェネレー

タ、出力タービンと出力減速機の4つのモジュールで構成されている。

### 2.2 主要諸元

DFL-4形ガスタービンの主要諸元を表1に、外観写真を図1に示す。

ガスジェネレータは遠心式1段圧縮機、軸流式2段タービンで構成されている。回転体の軸を支持する軸受は、転がり軸受で、遠心圧縮機の前後に配置し、芯出し精度の向上を計っている。

表1 DFL-4形ガスタービン主要諸元

名 称	DFL-4	
形 式	単純開放サイクル2軸式	
構 造	圧 縮 機	1 段 遠 心 式
	燃 焼 器	単 筒 缶 形
	ガスジェネレータタービン	2 段 軸 流 式
出 力 ター ビ ン	1 段 軸 流 式	
定 格 出 力	370 kW	
燃 料 消 費 率	21700 kJ/kW・Hr	
ガスジェネレータ回転数	41000 rpm	
出 力 軸 回 転 数	70% ~ 100%	
排 気 温 度	600°C	
使 用 燃 料	A重油・軽油・灯油	
始 動 方 式	電気式(空気式)	
潤 滑 油	合成基油	
機 関 重 量	約 2000 kg	
機 関 寸 法 L x W x H	1850x1350x1500 (mm)	

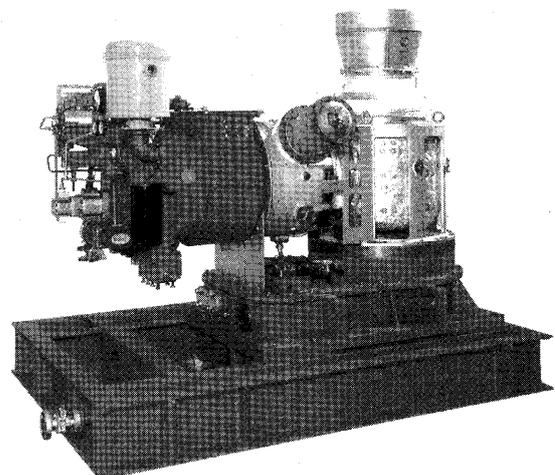


図1 DFL-4形ガスタービン外観

原稿受付 1998年10月19日

\*1 ダイハツディーゼル株式会社  
ガスタービン技術部開発グループ  
〒524-0035 滋賀県守山市阿村町45番地

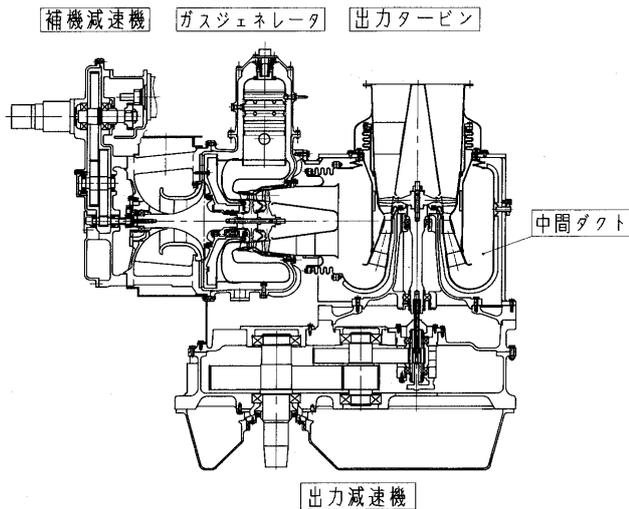


図2 DFL-4形ガスタービン断面図

燃焼器は単筒缶形で、防音ボックスをコンパクトにするため、また点検スペースを確保するため横向きに取り付けた。

出力タービンは軸流式1段タービンで出力軸上端部にテンションボルトで締結する構造とし、上部と下部に転がり軸受を配置した。

### 2.3 特長

図2にDFL形ガスタービンの組立断面図を示す。この特長は以下の通りである。

#### ① 排油システム

出力タービンの立軸化にあたって、課題となった潤滑

油の供給、排油及びシールシステムに対して特別な構造や排油ポンプ等を使用しなくてよい構成とした。

軸受部の潤滑油シール方法は、1軸式また2軸式横軸と同様にラビリンスシール方式を採用している。

出力タービンの上部軸受に供給された潤滑油は、ガスジェネレータの圧縮機からこのラビリンス部に導入されたシールエアで高温部に漏れないようシールされている。

また、この潤滑油は出力減速機下部のオイル溜まりへ自然落下して戻るようになっている。

#### ② 出力タービン

出力タービンの軸受を支持しているハウジングを出力減速機に直結し、中間ダクトをこのハウジングの周りに配置することにより、高さが低くなっている。

出力タービンを囲うように配置した中間ダクトは、ガスジェネレータの燃焼器出口にあるエントリポリュートと同類のもので実績のある形状・構造を採用した。

また、ポンプ軸と直結する出力軸の位置をガスジェネレータ側に配置し投影設置面積の低減に配慮した。

#### ③ モジュール設計による信頼性の向上

DFL型ガスタービンは、補機減速機、ガスジェネレータ、出力タービン、と出力減速機の4つのモジュールで構成されており、潤滑油のシール、中間ダクトの形状など、各部分には実績のある従来の技術が採用されているので、信頼性は高く維持されている。

## 3. 運転性能

1998年にDFL-4形立軸L形ガスタービンの工場試

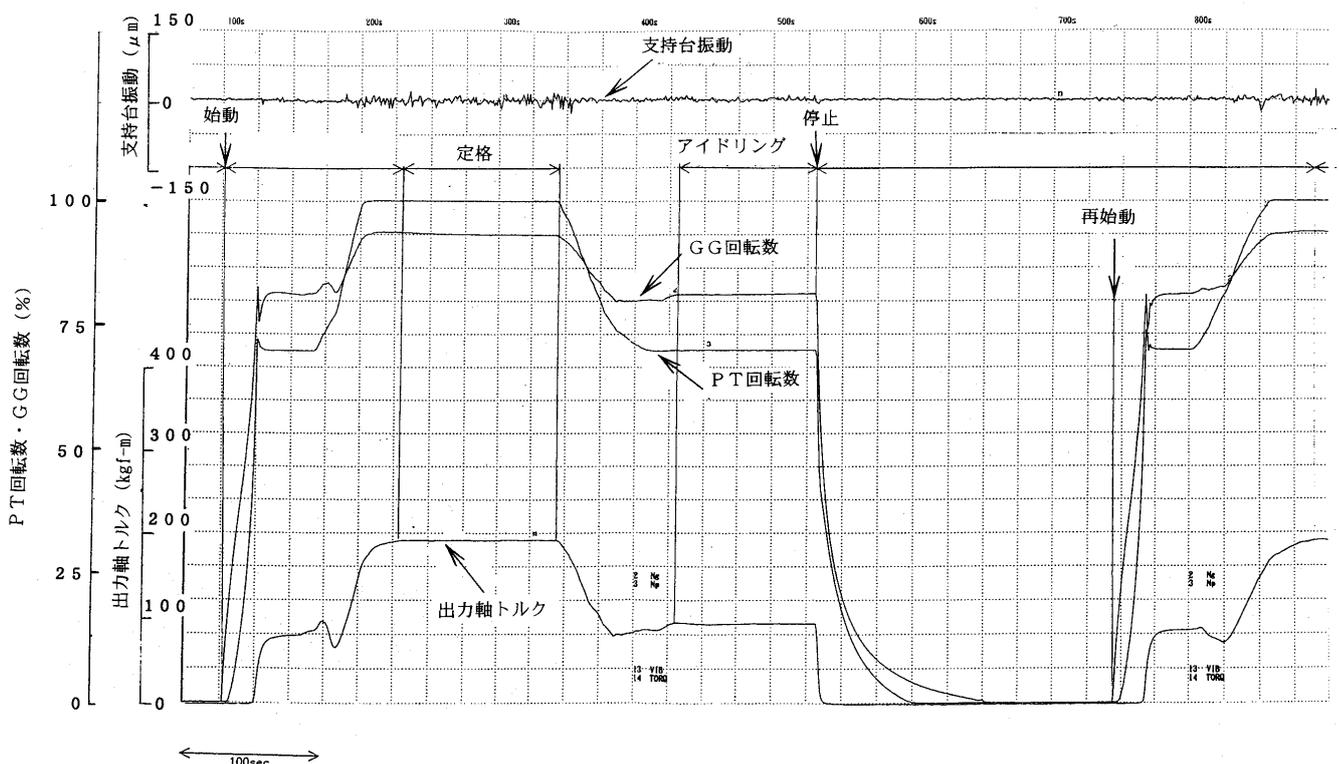


図3 始動性能

験を行い、始動性能、耐久性等を含む試験を行い、性能及び信頼性を確認した。また、1998年6月には先端建設技術センターの実機実証試験を終了した。

図3に始動性能の1例を示す。

図4に実証試験設備を示す

#### 4. あとがき

今後DFL-4形に引き続きDFL-6, 10形の製品化を順次進め、ポンプ駆動用原動機として1軸式, 2軸式横軸式, 2軸式立軸L形ガスタービンのラインアップを整備し、排水機場の要求に応じていきたいと考えている。

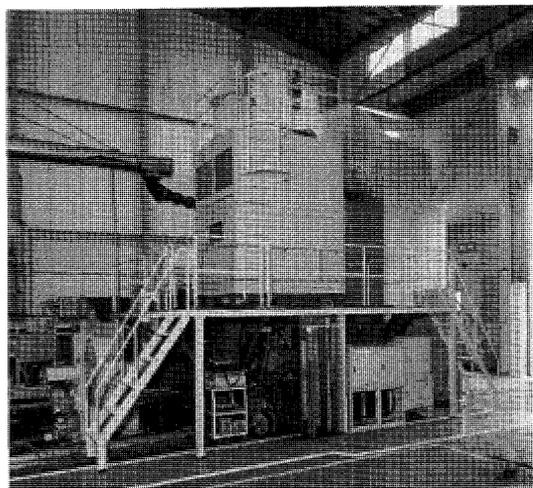


図4 DFL-4 試験

# ポンプ駆動用ツインパック立形ガスタービン

中台 久雄\*<sup>1</sup>,

NAKADAI Hisao

小林 利充\*<sup>1</sup>

KOBAYASHI Toshimitsu

キーワード：立形ガスタービン，ポンプ駆動用，航空機転用形，2軸式，ツインパック

## 1. はじめに

排水ポンプ設備の建設コスト縮減に対応する方策として立形ガスタービンを開発し，本学会誌 Vol. 24 No. 95 1996年12月号にポンプ駆動用立形ガスタービンのシングルパック機種の製品紹介を掲載頂いた。その後，立形ガスタービンの優位性をご理解頂き，現在2機場向けにシングルパック機種を製作中である。今回はツインパック機種の製作ならび工場での機能試験が終了したので，ここに紹介する。

## 2. PW-14 MV の概要

PW-14 MV は P&WC 社 (Pratt & Whitney Canada 社) で製作された ST6 ガスタービンを立形化し，エンジンを2基使用したツインパックパッケージである。ST6 は2軸式ガスタービンであるため，回転機械の駆動機として適しており，また空冷のため，ポンプ場の無水化に貢献できる。

PW-14 MV の最大定格出力は 1720 PS (表1 参照)，外観写真を図1に示す。

PW-14 MV の特徴は，立軸ポンプの真上に据え付けるため，設置面積を極力抑えるように，機器の構成・配置を考慮して製作している。

パッケージ内の機器構成を下記に示す。

### 1) ガスタービン本体

航空機転用形ガスタービンのため，小形軽量であり，メンテナンス等も容易に行える。

### 2) 減速機

パッケージ内にはガスタービンの高速回転をポンプ回転数まで減速する歯車減速機を用いている。雨水排水ポンプの一般的な回転数に合わせるため，出力回転数を  $100\sim 500\text{ min}^{-1}$  を標準回転数とした。ツインパックのため2入力1出力できる構造としており，ギヤの構成は遊星2段，平行1段を採用している。今回製作した減速機の減速比は約 167:1，出力軸回転数は  $180\text{ min}^{-1}$  とし，実際に近い形で試験を行った。

### 3) 防音カバー (エンクロージャ)

ガスタービンが発生する高周波の音は，防音カバー

表1 ガスタービン諸性能

パッケージ形式		PW-14MV	
ガスタービン機種		ST6L-81 (2基)	
最大定格出力		PS	1720
回転数	ガス発生機	min-l	37600
	出力タービン	min-l	30000
	出力軸回転数	min-l	100~500
定格出力時	吸気量	m <sup>3</sup> /min	354
	排気量	m <sup>3</sup> /min	1062
	排気ガス温度	℃	636
	燃料消費率	g/PSH	304
始動方式		電気式	
使用燃料		灯油，軽油またはA重油	
潤滑油		合成基油	
ガスタービン本体重量		Kg	150
パッケージ重量		ton	16~21
前提条件	吸気温度	℃	37
	大気圧	hPa	920
	吸気圧損	mmAq	100
	排気圧損	mmAq	300

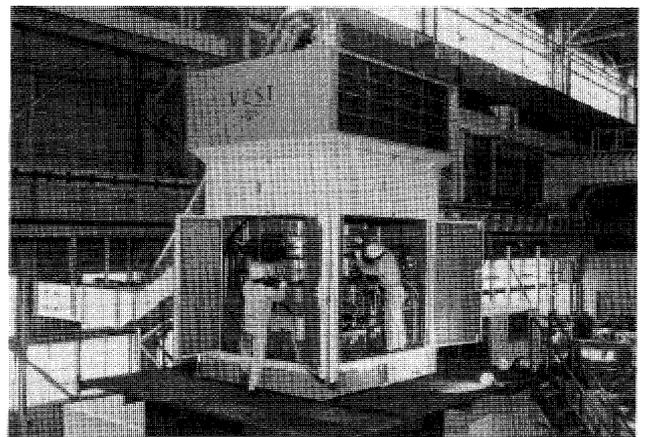


図1 外観写真

により機側 1m で 85 dB(A) まで減音する。カバーには吸気サイレンサや吸気フィルタを内蔵している。

### 4) 燃料調整装置

パッケージ内には燃料調整弁，調整弁用アクチュエータ等を内蔵している。

### 5) 各種ポンプ類

燃料ポンプ，潤滑油ポンプは機付ポンプのため，運転中には電源が不要である。

潤滑油系統のみ，始動時・停止時に DC モータ内蔵のプライミングポンプを使用し，油圧の確保を行って

原稿受付 1998年10月21日

\*1 (株)荏原製作所 袖ヶ浦工場 技術室 技術第二部  
〒144-8510 東京都大田区羽田旭町 11-1

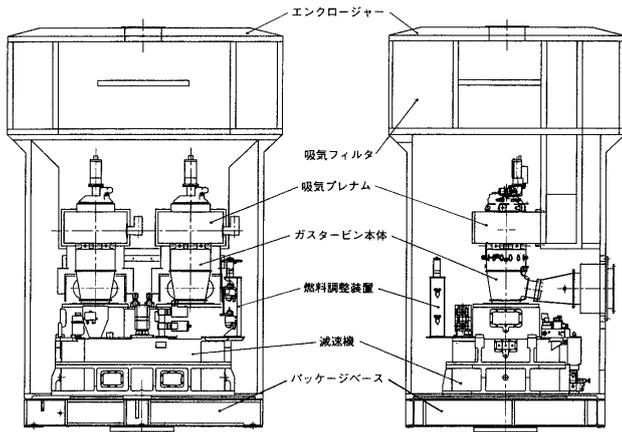


図 2

いる。

パッケージ内の機器構成を図 2 に示す。

### 3. 試験概要

負荷設備としては、水動力計を用いて試験を行った。代表的な各種試験を下記に示す。

#### 1) 負荷試験

無負荷から負荷を段階的に増加して安定性の確認を

行う。

#### 2) 回転数可変試験

ポンプトルクカーブを水動力計に入力して、回転数の 3 乗則に合わせて負荷を変化させ、60~100% 回転数の間で安定した運転ができることを確認する。

#### 3) 急負荷投入・しゃ断試験

負荷を急変しても問題無いことを確認する。

#### 4) 始動・停止試験

繰り返し始動・停止を行い問題ないことを確認する。

### 4. 試験結果

上記試験を通じて問題は発生せず、計画通り試験を終了することができた。

また実機を製作したことにより、メンテナンス等も計画通り行えることの確認もできた。

### 5. 最後に

今夏は過去最高の降雨量を各地で記録し、今後はさらに雨水排水設備の強化が押し進められると思う。弊社ガスタービンがポンプ駆動機として微力でも役立てば本望である。

## 日立 1000 kW ガスタービン

佐藤 武\*<sup>1</sup>

SATOHI Takeshi

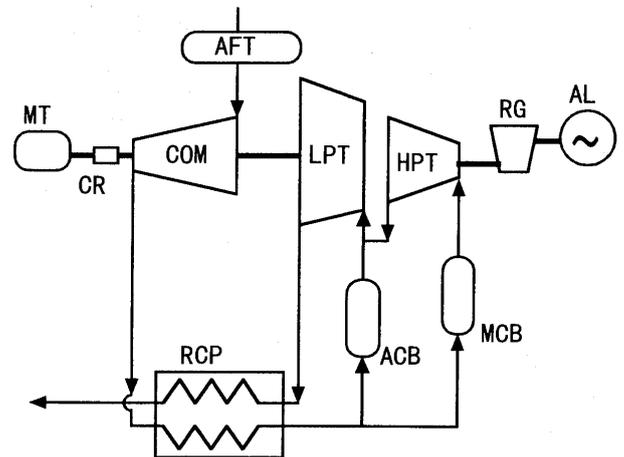
日立製作所における自主技術によるガスタービンの開発は、昭和 26 年頃から本格的に開始している。勿論、自主技術ではあるが、太平洋戦争末期における日本の高度技術を結集して日立製作所が推進していた「ネー 230」ジェットエンジン及び航空機用過給機「ルー 212」, 「ネー 222」の開発技術が継承されている。

日立製作所日立工場では、戦前からのガスタービン技術者を中心に昭和 24 年からは、動力用 1000 kW ガスタービン熱サイクルに関する第一次検討が開始され、これと併行するようにしてタービン本体の開発設計が行なわれている。第 2 次段階の熱サイクル検討の結果として、タービンの全体構成は、2 軸タービン形式とし、高压タービンを出力タービンとした再生サイクルを採用することとして本格的な開発に着手した。図 1 は系統図を示し、全景は表紙の写真である。主要な仕様は表 1 に示すとおりであるが、タービン入口温度が 650°C (最高 700°C) であり、最近の入口温度が 1500°C に達しようとしている状況は隔世の感がある。

本開発品の主要な項目について述べることにする。当時としては、世界最高レベルの 650°C を目標にした機器に対応した材料としては、動翼が Timken 16-25-6 (精密鍛造)、静翼に 25 Cr-20 Ni (精密鑄造) が使用され、車盤は 16 Cr-16 Ni-2 Mo が採用され、ケーシング材は 5 Cr-0.6 Mo-0.1 V が用いられた。ここで、動翼と車盤との接合方法は、高温機器として重要な部分であるが、動翼根元部を逆クリスマスツリー状とし、これを車盤に嵌め込んだ後に溶接を行なった一体構造である。この溶接法は慎重を期して行われ、研究所における溶接棒の検討から開始して試行錯誤の状況であった。表紙に示すロータの写真は溶接後に機械加工を行なった状況である。

圧縮機は、動翼、静翼ともに 17 Cr-12 Ni-2 Mo 材を用い、その他の部材には SF, SS 及び FC 材が使用された。

燃焼器においては、本ガスタービンが天然ガスを燃料とすることを開発目的にしていたことから、天然ガス燃焼器を当時の北海道炭坑株式会社のご協力を得て現地での開発実験を進める一方で、工場内では、B 重油を燃料とする燃焼器の検討が行なわれた。その結果、工場における本体試験の油焼き燃焼器として、外筒は径 350 mm、長さ 1000 mm、内筒は径 300 mm、長さ 560 mm の大き



HPT: 高压タービン  
LPT: 低压タービン  
COM: 圧縮機  
MT: 起動モータ  
CR: 自動脱着クラッチ  
RG: 減速装置  
AL: 発電機  
MCB: 主燃焼器  
ACB: 補助燃焼器  
RCP: 再生熱交換器  
AFT: 空気フィルター

図 1 1000 kW ガスタービン系統図

さの複室スワール形で、渦室噴射弁（東北大学、棚沢教授が開発された噴射弁）と油圧によって内筒内に入り出す電流加熱フィラメント方式の着火装置とを装備した構造のものを使用した。この燃焼器の外観を図 2 に示した。なお、燃焼器に主要部材の材質は、内筒が 25 Cr-20 Ni 材とし、外筒とその他の部材は 18-8 ステンレス鋼を用いた。

以上のような機器構成において、タービンの流力的設計は、自由渦理論に基づく 3 次元的设计法が採用されており、現在の流線曲率法に近い準 3 次元設計であることなどから動翼長が 65 mm~120 mm 程度の短翼にしてはかなりの捻りを与えた形状であり、翼プロファイルは、現在の等角写像法に近い手法が用いられた。また、圧縮機においても NACA 65 シリーズをベースとして、タービンと同様な設計手法で行なわれた。これらのタービン及び圧縮機の断面図を図 3 及び図 4 に示した。

このように計画と設計が進められた 1000 kW ガスタービンは、タービン本体と付属機器の製作を日立工場が担当し、圧縮機は当時の川崎工場で作成した。これらの機器は、昭和 28 年の前半には日立工場内に据え付けが完了した。試験研究は、日立研究所（当時）と川崎工場研究部（当時）が担当して、昭和 28 年の後半から試

原稿受付 1998 年 10 月 26 日

\* 1 日立エンジニアリングコンサルティング株式会社  
〒101-0062 東京都千代田区神田駿河台 4-6

運転が開始した。初期トラブルはあったものの順調に試験が継続され、昭和29年からは本格的な性能と信頼性の試験が開始された。トピックスとして性能上の事柄について説明すると、先ず、図1に示す補助燃焼器の調整がタービン効率と出力に微妙に影響することが分かり、この特性把握にかなりの時間を費やした。また、タービン内部効率の目標値86%に達していないことがわかり、その原因として、ケーシングとの摺損を避けるための動翼先端間隙設定が大きく、先端にカバーの無い動翼構造では間隙の影響の大きいことが判明した。これに対する対策として、ケーシング側のフィン構造を大幅に改良して間隙を少なくし、たとえ摺損は発生しても動翼への被害の生じない構造にした。さらに、系統全体の性能の問題として、再生熱交換器の圧力損失が大きな影響を与えていることがわかり、その対策等の検討が行なわれた。この再生熱交換器は直交流式のプレート形（通称プレート形コンパクト熱交換器）であるが、予測値の2%を上回る圧力損失が発生していた。一方、圧縮機は目標値効率85%に若干の不足があり、3孔ピトー管などによる詳細な測定が行なわれ、静翼とのマッチングの改良が加えられた。このような改善が次第に詳細な部分へと継続的に行なわれた。

機器の信頼性に関しては、一定期間ごとの検査、点検が行われ、特に高温回転部分については入念なチェック

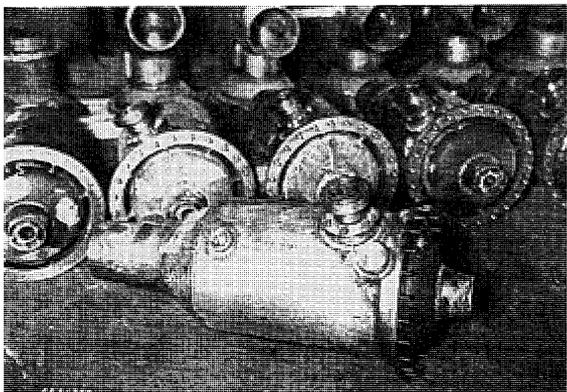


図2 燃焼器概観

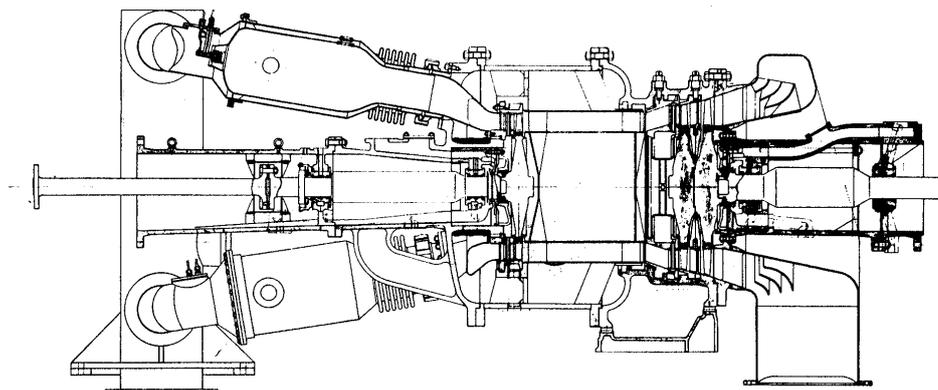


図3 ガスタービン断面図

表1 日立 1000 kW ガスタービン仕様

設計計画仕様	
形式	2軸再生形高圧出力式
圧力比	4.25
タービン入口温度	650°C
発電機出力	1060 kW
定格熱効率(発電機端)	20.15%
圧縮機	
形式	軸流多段形
段数	14段
空気量	13.92 kg/s
出口圧力	4.4 kg/cm <sup>2</sup>
回転数	7000 rpm
所用動力	2400 kW
タービン	
形式	2軸片持式串形
段数(高圧/低圧)	1段/2段
入口圧力(高圧/低圧)	4.22/2.33 kg/cm <sup>2</sup>
入口温度(高圧/低圧)	650°C/567°C
出力(高圧/低圧)	1160kW / 2414kW
回転数(高圧/低圧)	7600rpm / 7000rpm

を行なった。最も注目された個所は動翼と車盤との溶接部であったが、初期段階で翼根元部の近傍に半径方向に数ミリ程度のクラックが発生した。その後の点検ごとに進展状況をチェックしながら運転を継続したが、クラックの進展が進行していないことが確認されており、初期のクラックによって熱的な応力が緩和されたのではないかとの推測であった。その他の高温部分においては、重大な損傷は認められなかった。

以上の如く長期にわたる計画、設計、製作および試験に及ぶ大プロジェクトは多くの関係者の技術の積み上げによって遂行され、種々の技術的蓄積と経験とを残したものの、ガスタービンの市場が熟さないがために運転時間約3500時間に及ぶ試験研究は終幕を告げなければならなかったのである。しかし、この開発過程における種々

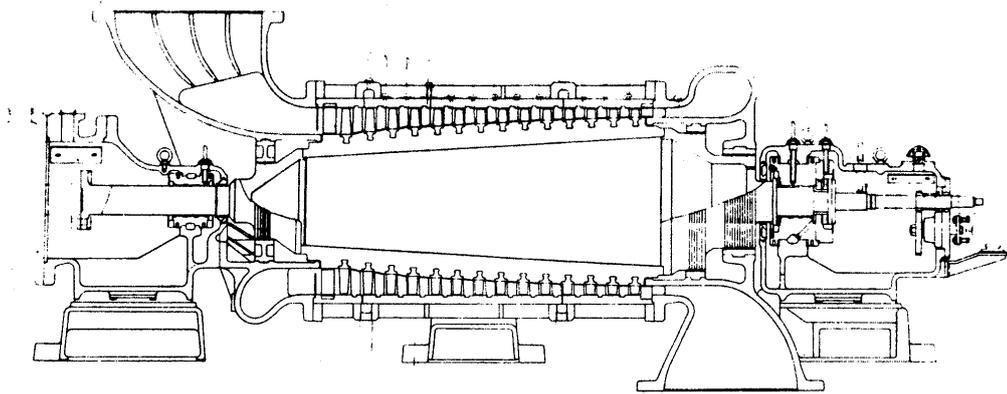


図4 圧縮機断面図

の技術と経験は、今日における日立ガスタービンの基礎として息づいている。

最後になりましたが、この大プロジェクトには、戦前からガスタービンの開発に携って来られた多くの先輩がおられまして、親身になっての御指導と貴重な御教示を戴きましたことに対しまして心より御礼申し上げます。既にご逝去されました多くの先輩の方々がおりますが、本文をお借りしまして御冥福をお祈りいたします。なお、本プロジェクトに参加させて頂いた当時の私は若輩であ

りましたことから、本文の記述内容に多少の不十分な点があるかと思いますが、40年以上前のことですので御容赦戴きたいと思ひます。

#### 参考文献

- (1) 森島, 藤井, 前田, 原動機用ガスタービンについて 日立評論 第34巻 第4号, p.569-576, 1952年4月
- (2) 棚沢 泰著, ガスタービン, p.115-134, 昭和29年, 養賢堂

## 「1999年ガスタービン国際会議神戸大会」 —論文委員会より—

田丸 卓  
TAMARU Takashi

1999年11月14日から19日にかけて神戸において開催する標記ガスタービン国際会議 (IGTC '99 Kobe) の準備を行っている。以下に論文委員会関係の準備状況を報告する。

**会議宣伝** これまでの経過は'97年8月の Announcement, '98年4月の First Circular 発行により内外に同国際会議 IGTC'99 Kobe 開催を告知してきた。特に今回の First Circular は会議の行われる神戸の鳥瞰図をフルカラーで表紙としたものを作製し、組織委員長、実行委員長、国際アドバイザー委員会 (IAC) 委員名なども明記して会議のアピールをはかった。また、今回は全世界的な周知を目論んでこの First Circular の 13,000 部を Gas Turbine World 誌に織り込んでもらうことにした。そのほか論文委員会事務局を設置した調布の航空宇宙技術研究所の Web に Call for Paper の Homepage を開設し、Internet を経由して Abstract の申込みに便宜をはかった。

**神戸大会の特徴** 前回までのガスタービン国際会議は、主として東京、横浜など関東近郊で行われてきた。今回初めて関西で開催することになった。懸案であった米国 ASME (American Society of Mechanical Engineers) のガスタービン関係組織である IGTI (International Gas Turbine Institute) との協力関係を推進しようと、日本ガスタービン学会国際交流委員会が交渉を行ったが今回の神戸大会での進展は実現しなかった。しかし交渉により将来の協力関係への手がかりが得られているため、この会議も質の向上などをはかる努力が試みられている。その一環として論文採否審査を、従来は Abstract を 2 名の校閲者により審査を行っていたが、今回からは本論文を対象に 2 名の校閲者によって審査する方針を原則とした。それに伴い Proceedings には ISBN (International Standard Book Numbering - 国際標準図書番号体系) 付与を行い本格的文献としての体裁も整えることにしている。また、会議では後述のように特別講演者 (Keynote Speaker) として海外の著名な研究者/技術者を招聘し、講演をしていただくことにした。前回の横浜講演会では論文申込みがあり、Proceedings に論文掲載されているにもかかわらず講演者が発表に現れないケースが目立った。これを少しでも防止するために、やむを得ない措置として発表者の事前登録を義務づけることとした。ご理解とご協力をお願いしたい。

**論文申込み状況** '98年9月30日が First Circular などにより公表した Abstract による講演申し込み期限で

あった。しかし海外より 10 月に入ってから「First Circular を見たばかりだが、申込みを受け付けてもらえるか」などという問い合わせが相次ぎ、前記 Gas Turbine World 誌などを通しての宣伝が十分早い時期に行われなかったことが判明した。そこで海外の特例として締め切りを 10 月末まで延長して受付ける旨の連絡を IAC メンバーや Homepage を通して行った。

結果的に 11 月に入った時点で目標の 150 編を超える論文申込みがあり、今後 Organized Session 構成上の追加依頼論文申し込みの到着も合わせると 160 編を超える予想である。それらのうち、ほぼ 60 編が海外 15 カ国からの申込みである。予定講演可能論文数は 120 編ほどであるため、質の良い論文を厳選することも可能となってきた。しかし出来るだけ多くの論文発表を可能とするため論文委員会では追加措置として講演終了時間延長による Session 数の増加、Poster Session の新設なども検討し、出来るだけ論文発表の要望に応える積もりである。

1999 年は本大会に先だって ASME (IGTC) のガスタービン大会や ISABE (International Symposium on Air-Breathing Engines) が欧州において開催されるため論文数の減少が懸念されたが、上記のように各位の努力によって予想以上の論文申込みがあったことは主催者の一員として心からお礼申し上げたい。

**特別講演** 今回、斯界の権威に Keynote Speech としてガスタービン技術の動向や展望を講演していただくこと、海外 3 名、国内 3 名の方に特別講演をお願いすることになった。講演日、予定タイトル、講演者を順に示すと、

- 11月15日：「21世紀の産業用ガスタービンの展望」  
福江一郎氏 (三菱重工)、  
「21世紀の航空用ガスタービンの展望」  
伊藤源嗣氏 (石川島播磨重工)、
- 16日：「燃焼技術の現状と将来展望」  
Bahr 氏 (元 General Electric)
- 17日：「タービン技術の現状と将来展望」  
Denton 教授 (Cambridge Univ.)  
「圧縮機技術の現状と将来展望」  
Greitzer 教授 (MIT)
- 18日：「寿命診断と補修技術」未定

などである。

**その他の講演企画** 特別講演の他に、通常講演, Organized session (OS) および Panel discussion (PD) を企画している。OS としては非定常空気力学, 先進材料,

セラミックガスタービン，先進複合サイクル，超音速推進および船用／産業用ガスタービンなど6テーマにて構成する予定である。またPDとして「環境問題と燃焼技術」をテーマとすることが考えられている。

**論文原稿作成に関して** 最近の通信技術の進歩に従って，本論文はPDFファイルなどを利用して送付してもらうよう考慮したが，種々のパソコンユーザーが希望される出力結果にならないことが懸念されるためハードコピーで送付していただくことを原則としている。また，前回までのProceedingsにはカラーの図は掲載しなかつ

た。しかし今回は著者が希望し，費用負担をするならばカラー図も受け付けることにした。ただし費用は，カラー図の枚数と配置にもよるが最大42万円にもなる見積もりである。図の配置によっては半額程度で済むこともあるので希望者は早めに論文委員会宛にお問合わせ頂きたい。

以上，IGTC '99 Kobeへ会員各位のご参加と活発なご議論をお願いしたい。

(航空宇宙技術研究所，実行委員会・論文委員会委員長)

## 平成 10 年度第 2 回見学会報告

大庭 康二  
OOBA Yasuji

11月20日(金)三菱自動車(株)殿乗用車生産本部京都製作所に設置されておりますチェンサイクル発電設備の見学会が開催されました。大学関係者、ガスタービンメーカーパッケージャー等から幅広く研究者、技術者総勢40名が参加されました。

見学会に先立ち、速水地方委員会委員長より今回の見学会の開催を快諾していただきました三菱自動車(株)殿に謝辞を述べられました。また三菱自動車(株)殿総務部岡村部長付殿よりご挨拶と工場をご紹介いただくと共に発電設備の導入目的および設備概要を説明いただきました。

本工場は自動車用エンジンの製造工場でエネルギー需要は、平日の電力消費が大きく熱需要がほとんどなく、休日には電力需要も減少する事業形態とのご説明がありました。そのために数年前から本工場にマッチした効率の高い発電設備の導入を計画して来ました。その結果2基のチェンサイクル発電設備を導入し、毎週発停を繰り返す形態で昨年より運転しており、現在順調に稼働中とのことでした。

今回見学しました設備は、チェンサイクルの特徴である熱電可変型ではありませんでしたが、エネルギーの需要形態に応じてこのような使用方法もあるのかと感心しました。

概要説明の後、三菱自動車工場(株)京都製作所の主力製品であるエンジンとトランスミッションの組立ラインを見学し、今回の見学会の主目的であるチェンサイクル発電設備の見学を行いました。チェンサイクル発電設備を構成するガスタービン発電機パッケージ・排ガスボイラー・ガス圧縮機・純水装置・制御装置等を順番に見学しシステムが良く理解できる内容でした。

見学後、1時間に渡って活発な質疑応答が行われ有意義な見学会となりました。

ご多忙中のところ、この度の見学の準備および当日色々お世話いただきました三菱自動車(株)の方々に心よりお礼申し上げます。

(日立造船(株), 地方委員会委員)

## 本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第6回アジア学術会議-科学者フォーラム-	H 11/3/15-18 日本学術会議	日本学術会議事務局学術部情報国際課国際交流係 TEL 03-3403-1949 (直通) FAX 03-3403-1982
第31回乱流シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第10回計算流体シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第4回環境流体シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第3回コージェネレーション&分散型発電システム総合展	H 11/10/20-22 有明・東京国際展示場	MASAGO ジャパン(株) 国本秀夫 TEL 03-3359-0894 FAX 03-3359-9328

## 平成 10 年度第 2 回見学会報告

大庭 康二  
OOBA Yasuji

11月20日(金)三菱自動車(株)殿乗用車生産本部京都製作所に設置されておりますチェンサイクル発電設備の見学会が開催されました。大学関係者、ガスタービンメーカーパッケージ等から幅広く研究者、技術者総勢40名が参加されました。

見学会に先立ち、速水地方委員会委員長より今回の見学会の開催を快諾していただきました三菱自動車(株)殿に謝辞を述べられました。また三菱自動車(株)殿総務部岡村部長付殿よりご挨拶と工場をご紹介いただくと共に発電設備の導入目的および設備概要を説明いただきました。

本工場は自動車用エンジンの製造工場でエネルギー需要は、平日の電力消費が大きく熱需要がほとんどなく、休日には電力需要も減少する事業形態とのご説明がありました。そのために数年前から本工場にマッチした効率の高い発電設備の導入を計画して来ました。その結果2基のチェンサイクル発電設備を導入し、毎週発停を繰り返す形態で昨年より運転しており、現在順調に稼働中とのことでした。

今回見学しました設備は、チェンサイクルの特徴である熱電可変型ではありませんでしたが、エネルギーの需要形態に応じてこのような使用方法もあるのかと感心しました。

概要説明の後、三菱自動車工場(株)京都製作所の主力製品であるエンジンとトランスミッションの組立ラインを見学し、今回の見学会の主目的であるチェンサイクル発電設備の見学を行いました。チェンサイクル発電設備を構成するガスタービン発電機パッケージ・排ガスボイラー・ガス圧縮機・純水装置・制御装置等を順番に見学しシステムが良く理解できる内容でした。

見学後、1時間に渡って活発な質疑応答が行われ有意義な見学会となりました。

ご多忙中のところ、この度の見学の準備および当日色々お世話いただきました三菱自動車(株)の方々に心よりお礼申し上げます。

(日立造船(株), 地方委員会委員)

## 本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日、会場	詳細問合せ先
第6回アジア学術会議-科学者フォーラム-	H 11/3/15-18 日本学術会議	日本学術会議事務局学術部情報国際課国際交流係 TEL 03-3403-1949 (直通) FAX 03-3403-1982
第31回乱流シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第10回計算流体シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第4回環境流体シンポジウム	H 11/7/29-31 工学院大学 新宿校舎	日本流体力学会 TEL 03-3714-0427 FAX 03-3714-0434
第3回コージェネレーション&分散型発電システム総合展	H 11/10/20-22 有明・東京国際展示場	MASAGO ジャパン(株) 国本秀夫 TEL 03-3359-0894 FAX 03-3359-9328

## 第5回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ（予告）

学生及び若手技術者を対象とした標記シンポジウムを開催しますので奮ってご参加下さい。

1. 日 時：平成11年7月15日(木)、16日(金)

2. 場 所：石川島播磨重工(株) 瑞穂工場  
(東京都西多摩郡瑞穂町)

近隣の駅からバスを出す予定です。

3. シンポジウムプログラム（予定）

第1日目 午前：ガスタービン概論，

午後：工場見学，終了後懇親会

第2日目 講義4件程度（ガスタービンと流体工学，伝熱工学，燃烧工学，材料工学等）

4. 参加要領

(1) 定 員：100名程度

(2) 対象者：理工系大学，高等専門学校，大学院在籍者ならびに入社後3年以内の社会人

申し込み方法等の詳細は本誌5月号，ポスターおよびホームページ(<http://wwwsoc.nacsis.ac.jp/gtsj/>)をご覧ください。

### ▶ 入 会 者 名 簿 ◀

〔正会員〕

足 利 貢(川 重) 松 本 保 男(東北電力)  
白 石 典 久(川 鉄) 五十嵐 喜 良(東北電力)  
佐 藤 康 二(東北電力) 狩 野 公 男(東北電力)  
古 賀 祥之助(大阪ガス) 石 川 正 夫(三洋電機)  
和田野 善 明(関西電力)

〔学生会員〕

伊 藤 享(東 大) 山 本 聡(日 大)  
大 津 知 彦(芝浦工大)

〔学生会員から正会員へ〕

青 塚 瑞 穂(東 大 Dr)  
石 川 一(住友建機)  
渡 辺 裕 章(電 中 研)  
樋 熊 元 宏(ユニシアジェックス)  
吉 富 守(川 重)

### 1998年度会費納入のお願い

1998年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，1998年度は1998年4月23日，12月24日に貴口座により引落しさせていただきました。

賛助会員 1口 70,000円  
正 会 員 5,000円  
学生会員 2,500円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(株)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上，事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

## 第5回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ（予告）

学生及び若手技術者を対象とした標記シンポジウムを開催しますので奮ってご参加下さい。

1. 日 時：平成11年7月15日(木)、16日(金)

2. 場 所：石川島播磨重工(株) 瑞穂工場  
(東京都西多摩郡瑞穂町)

近隣の駅からバスを出す予定です。

3. シンポジウムプログラム（予定）

第1日目 午前：ガスタービン概論，

午後：工場見学，終了後懇親会

第2日目 講義4件程度（ガスタービンと流体工学，伝熱工学，燃焼工学，材料工学等）

4. 参加要領

(1) 定 員：100名程度

(2) 対象者：理工系大学，高等専門学校，大学院在籍者ならびに入社後3年以内の社会人

申し込み方法等の詳細は本誌5月号，ポスターおよびホームページ(<http://wwwsoc.nacsis.ac.jp/gtsj/>)をご覧ください。

### ▶ 入 会 者 名 簿 ◀

〔正会員〕

足 利 貢(川 重) 松 本 保 男(東北電力)  
白 石 典 久(川 鉄) 五十嵐 喜 良(東北電力)  
佐 藤 康 二(東北電力) 狩 野 公 男(東北電力)  
古 賀 祥之助(大阪ガス) 石 川 正 夫(三洋電機)  
和田野 善 明(関西電力)

〔学生会員〕

伊 藤 享(東 大) 山 本 聡(日 大)  
大 津 知 彦(芝浦工大)

〔学生会員から正会員へ〕

青 塚 瑞 穂(東 大 Dr)  
石 川 一(住友建機)  
渡 辺 裕 章(電 中 研)  
樋 熊 元 宏(ユニシアジェックス)  
吉 富 守(川 重)

### 1998年度会費納入のお願い

1998年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，1998年度は1998年4月23日，12月24日に貴口座により引落しさせていただきました。

賛助会員 1口 70,000円  
正 会 員 5,000円  
学生会員 2,500円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(株)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上，事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

## 第5回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ（予告）

学生及び若手技術者を対象とした標記シンポジウムを開催しますので奮ってご参加下さい。

1. 日 時：平成11年7月15日(木)、16日(金)

2. 場 所：石川島播磨重工(株) 瑞穂工場  
(東京都西多摩郡瑞穂町)

近隣の駅からバスを出す予定です。

3. シンポジウムプログラム（予定）

第1日目 午前：ガスタービン概論，

午後：工場見学，終了後懇親会

第2日目 講義4件程度（ガスタービンと流体工学，伝熱工学，燃焼工学，材料工学等）

4. 参加要領

(1) 定 員：100名程度

(2) 対象者：理工系大学，高等専門学校，大学院在籍者ならびに入社後3年以内の社会人

申し込み方法等の詳細は本誌5月号，ポスターおよびホームページ(<http://wwwsoc.nacsis.ac.jp/gtsj/>)をご覧ください。

### ▶ 入 会 者 名 簿 ◀

〔正会員〕

足 利 貢(川 重) 松 本 保 男(東北電力)  
白 石 典 久(川 鉄) 五十嵐 喜 良(東北電力)  
佐 藤 康 二(東北電力) 狩 野 公 男(東北電力)  
古 賀 祥之助(大阪ガス) 石 川 正 夫(三洋電機)  
和田野 善 明(関西電力)

〔学生会員〕

伊 藤 享(東 大) 山 本 聡(日 大)  
大 津 知 彦(芝浦工大)

〔学生会員から正会員へ〕

青 塚 瑞 穂(東 大 Dr)  
石 川 一(住友建機)  
渡 辺 裕 章(電 中 研)  
樋 熊 元 宏(ユニシアジェックス)  
吉 富 守(川 重)

### 1998年度会費納入のお願い

1998年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，1998年度は1998年4月23日，12月24日に貴口座により引落しさせていただきました。

賛助会員 1口 70,000円  
正 会 員 5,000円  
学生会員 2,500円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(株)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上，事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

## 編集 後記

昨年は秋半ばに台風がやってきたり、その後各地で25℃と高い気温の日があったりと例年にない秋を感じました。そんな頃、表紙の装いを新たに年6回の発刊となる学会誌1999年1月号の編集企画を行ってきました。年6回発刊するとなりますと、記事の構成にも変化が必要となります。編集に当たっては、会員各位が気軽に読んで頂けるような、また従来の学会誌に劣らない内容のものにしたいと担当委員である山根委員長、菅委員、藤本委員をはじめ編集委員全員で協議しました。

“年6号の発刊について”の中では山根委員長にその趣旨や編集の取り組み方等編集委員会の考え方をまとめて頂きました。

論説・解説ではガスタービンユーザから最新の成果を執筆頂きました。今後も引き続きガスタービンユーザの成果を幅広く紹介していきたいと思っております。今後もユーザ各位に投稿をお願いする次第です。

また、新企画としてガスタービン講座を連載することにしました。ガスタービンを初歩から勉強したい方に必読の書として受け入れて頂けるよう執筆頂く先生方には理解し易い表現を多用するようお願いしました。

表紙には日立製作所の1000kWガスタービンを取り

上げました。昭和20年代後半に二軸式再生サイクルガスタービンが製作され、当時既にガスタービンをビジネスにしていこうとした技術者の熱意が伝わってきます。

本号の研究だよりは外国と国内の研究機関を組み合わせで紹介することにしました。ホイットル研究所のたよりは著者の希望もあって、原文のまま掲載してみました。今後は関連補機メーカーの研究機関等も紹介出来ればと思います。

文末になりましたが、ご多忙のところ記事をお寄せ頂いた著者の方々に改めて厚くお礼申し上げます。

(植草久雄)

### 〈表紙写真〉

#### 日立製作所 1000 kW ガスタービン

説明：昭和28年(1953)後半試運転が行われた2軸再生形高圧出力式ガスタービンで、14段軸流圧縮機、高圧1段/低圧2段軸流タービンを持つ2軸ガスタービン。

本機の約3500時間運転データや種々の技術経験が日立ガスタービンの技術的基礎となった。

(提供 株式会社日立製作所)

だより

## ✠事務局 ✠

今年もあと残りわずかで幕をとじようとしています。当事務局も大掃除をといながら毎日の仕事に追われ、なかなか手がつけられない状態です。

今回は変則で、12月号が発行されてから、1ヶ月あまりでまた1月号ですので、事務局からは特にご報告することもありません。

と申しましても折角の機会ですから、3つほどご連絡させていただきます。

まず第1は銀行自動引き落としの件

12月24日に今年2回目の引き落としをさせていただきました。が、まだまだ未納の方がいらっしゃいますので、今年度が終わらないうちにお納め下さるようお願いいたします。

第2はセミナーの件

1月21.22日に第27回ガスタービンセミナーが浜松町の東京ガス本社ビルで開催されます。今年度最後のイベントですので、盛会のうちに終わらせたいと思っております。皆様のお越しをお待ちしております。

第3はホームページの件

時々お問い合わせがありますので再度ホームページのアドレスを下記に記します。

<http://wwwsoc.nacsis.ac.jp/gtsj/>

では今回はこの辺で。

今年1999年が皆様にとりまして良い年となりますように…。

[A]

## 編集 後記

昨年は秋半ばに台風がやってきたり、その後各地で25℃と高い気温の日があったりと例年にない秋を感じました。そんな頃、表紙の装いを新たに年6回の発刊となる学会誌1999年1月号の編集企画を行ってきました。年6回発刊するとなりますと、記事の構成にも変化が必要となります。編集に当たっては、会員各位が気軽に読んで頂けるような、また従来の学会誌に劣らない内容のものにしたいと担当委員である山根委員長、菅委員、藤本委員をはじめ編集委員全員で協議しました。

“年6号の発刊について”の中では山根委員長にその趣旨や編集の取り組み方等編集委員会の考え方をまとめて頂きました。

論説・解説ではガスタービンユーザから最新の成果を執筆頂きました。今後も引き続きガスタービンユーザの成果を幅広く紹介していきたいと思っております。今後もユーザ各位に投稿をお願いする次第です。

また、新企画としてガスタービン講座を連載することにしました。ガスタービンを初歩から勉強したい方に必読の書として受け入れて頂けるよう執筆頂く先生方には理解し易い表現を多用するようお願いしました。

表紙には日立製作所の1000 kW ガスタービンを取り

上げました。昭和20年代後半に二軸式再生サイクルガスタービンが製作され、当時既にガスタービンをビジネスにしていこうとした技術者の熱意が伝わってきます。

本号の研究だよりは外国と国内の研究機関を組み合わせで紹介することにしました。ホイットル研究所のたよりは著者の希望もあって、原文のまま掲載してみました。今後は関連補機メーカーの研究機関等も紹介出来ればと思います。

文末になりましたが、ご多忙のところ記事をお寄せ頂いた著者の方々に改めて厚くお礼申し上げます。

(植草久雄)

### 〈表紙写真〉

#### 日立製作所 1000 kW ガスタービン

説明：昭和28年(1953)後半試運転が行われた2軸再生形高圧出力式ガスタービンで、14段軸流圧縮機、高圧1段/低圧2段軸流タービンを持つ2軸ガスタービン。

本機の約3500時間運転データや種々の技術経験が日立ガスタービンの技術的基礎となった。

(提供 株式会社日立製作所)

だより

## ✪事務局 ✪

今年もあと残りわずかで幕をとじようとしています。当事務局も大掃除をといながら毎日の仕事に追われ、なかなか手がつけられない状態です。

今回は変則で、12月号が発行されてから、1ヶ月あまりでまた1月号ですので、事務局からは特にご報告することもありません。

と申しましても折角の機会ですから、3つほどご連絡させていただきます。

まず第1は銀行自動引き落としの件

12月24日に今年2回目の引き落としをさせていただきました。が、まだまだ未納の方がいらっしゃいますので、今年度が終わらないうちにお納め下さるようお願いいたします。

第2はセミナーの件

1月21.22日に第27回ガスタービンセミナーが浜松町の東京ガス本社ビルで開催されます。今年度最後のイベントですので、盛会のうちに終わらせたいと思っております。皆様のお越しをお待ちしております。

第3はホームページの件

時々お問い合わせがありますので再度ホームページのアドレスを下記に記します。

<http://wwwsoc.nacsis.ac.jp/gtsj/>

では今回はこの辺で。

今年1999年が皆様にとりまして良い年となりますように…。

[A]

## 学会誌編集規定

1996.2.8改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

- A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
- B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
- C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。

5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。

8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先  
〒105-0003 東京都港区西新橋1-17-5  
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217  
ニッセイエブロ(株) 制作部編集室  
日本ガスタービン学会誌担当 越司 昭

## 技術論文投稿規定

1997.1.28改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

- 1) 主たる著者は本学会会員であること。
- 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
- 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
- 2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
- 3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
- 4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
- 5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
- 6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
- 7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
- 8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
- 9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7. および8. を適用する。

### 日本ガスタービン学会誌 Vol.27 No.1 1999.1

発行日 1999年1月20日  
発行所 社団法人日本ガスタービン学会  
編集者 山根隆一郎  
発行者 佐藤文夫  
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13  
第3工新ビル402  
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387  
郵便振替 00170-9-179578  
印刷所 ニッセイエブロ(株)  
〒105-0003 東京都港区西新橋2-5-10  
Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3501-5717

©1999, (株)日本ガスタービン学会

#### 複写をされる方に

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の従業員以外は、著作権者から複写権等の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。なお、著作物の転載・翻訳のような複写以外許諾は、直接本会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F  
学協会著作権協議会 (Tel/FAX: 03-3475-5618)