



## 論説・解説 「旋回失速・サージング・フラッタなど」 小特集号発刊にあたって

法政大学工学部 水 木 新 平

ガスタービンの非定常問題は空力問題としての非定常流れだけでなく、制御系や構造系の振動応答などのきわめて複雑、多岐にわたって存在していることは良く知られているが、その詳細についてはまだ不明な点も多く、近年のガスタービンの高圧力比化、大容量化につれてますます問題となりつつあり、その安定性や信頼性にとって依然として重要な問題である。

このような問題について、今までのガスタービン学会誌を調べて見たが、特集号としては昭和56年3月号に「非定常空力特集号」があるのみであった。その随筆で田中英穂元会長がそれまでのエピソードを交えてガスタービンの非定常空力問題に関する我国での研究の歴史などを述べておられるが、その最後に、研究成果を実用的に活用できるようにするためには更に圧縮性、粘性、三次元性、非線形性などの影響を考慮していく必要があり、新たな泥沼に踏み込むことになると述べておられる。この言葉は現在でもじゅう分通用するものであり、未だに圧縮性、粘性、三次元性および非線形などに関しては非線形力学の分野でも発展しつつあり、ますます取扱いが高度化している。反対に、これらの問題への理解が深まり、解明されたものも多い。

本小特集号では、永野編集委員長、梶理事、伊佐治委員および筆者で相談して、上記の非定常問題を旋回失速、サージングおよびフラッタの3つの分野を中心にして、小特集号を御届けすることにした。また、最近の非定常空力問題のトピックスに関してもメーカーの立場からの執筆を御願いした。それぞれの分野の第一人者である執筆者の方々には快く御引き受け下さり、感謝する次第である。

これらの問題に関しては、近年のコンピューターの高速化、大容量化によりかなり解析するこ

とも可能になってきているが、ガスタービン構成要素間で互いに影響を及ぼし合う、時間的に変動する流れなどの現象を、対象とする系全体に対してじゅう分な精度で数値計算を行うまでには到っておらず、実験などにより得られた情報を用いて単純化し、実際の設計などに適用してゆく以外に方法がないと思える。また、これらの非線形性に富む変動のみを追求すると、非線形力学の分野のフラクタル、カオスなどにも続く問題となり、ガスタービンに関連した問題にどのように適用していくかについても数多くの新たな問題が残されているように思える。

本小特集号ではフラッタについては高速翼列のフラッタ、構造に関連するフラッタの問題および失速フラッタをお願いすることが出来た。旋回失速とサージングについては軸流圧縮機および遠心圧縮機の2つの分野に分けたが、部分的には同一の立場から論じられる現象もあり、軸流圧縮機の方が発表された論文数も多く、遠心よりも明らかとなった現象も多いが、相互に関係される方々の理解が深まることを期待して両者の分野の専門の方々に御願いした。また、サージングの制御に関しては、とくに実機の経験が豊富なメーカーの方の立場からみた制御についての執筆を御願いした。非定常空力問題のトピックスとしては現在も研究上だけでなく製品に関連する多くの問題があるが、強制振動のうちで流れの励振問題に関して執筆を御願いした。

最後に、筆者は集中定数モデルの部分を担当させていただいた。

以上、本小特集の内容が実際にガスタービンに関係する方々の将来の参考になることを期待し、また、これらの豊富な非線形に富む変動に関わる問題がますます学問上だけでなく実用上も明らかとなり、将来の発展に役立つことを信じて、発刊の言葉とさせて頂く。

(平成4年1月20日)

# 1. フラッタ

## 1.1 高速翼列フラッタ

九州大学工学部 難波昌伸

### 1. まえがき

筆者は以前にほぼ同名題目の解説<sup>(1)</sup>を本学会誌に執筆したが、それ以後現在に到るまでの約10年間に於いて翼列フラッタの研究は大きく進展した。その方向は一言で言えば、仮定の緩和による理論計算モデルの実機翼列への接近である。即ち、二次元から三次元への拡張、及び無負荷翼列から有負荷翼列への展開であるが、特に近年の研究の特徴はCFDによる翼列の非定常流れ場の計算法の開発が主流となっていることである。しかし非定常流れ現象やフラッタ特性のパラメータ依存性に関する現在の知識の主要部分は強い仮定に基づく線形理論モデルによって得られたものであり、CFDに頼らざるを得ない強い衝撃波を伴うような非定常流れ現象については、翼列設計パラメータと系統的に関連づけた解明まだ十分になされていない。ここでは過去10年における高速翼列(遷音速翼列および超音速翼列)のフラッタに関する研究成果を概観する。

### 2. 軽負荷超音速翼列

亜音速軸流速度で作動する無負荷超音速翼列の非定常空力特性に関する理論的研究は、非定常速度または加速度ポテンシャルの線形理論によって10年前までにほぼ完了している。ただし積分方程式の核関数は一般に無限級数で表されるが、超音速翼列では周波数が高いほど収束が悪いので、数値的に収束度を確認することが必要である。基準化された幾何学および作動的条件における翼列の非定常空力特性に対する計算結果および実験結果を比較・調査した報告<sup>(2)</sup>によれば、数種の計算コードによる半翼弦長基準無次元角周波数1における翼面圧力差分布に無視し得ない差がみられる。

翼が微小振幅の振動をするとき、通常の作動状

態では翼列の定常負荷は非定常負荷に比べて十分に大きいと考えなければならない。この場合には、じょう乱伝播を支配する音速と対流速度の空間的非一様性が強いことと、翼の振動変位と定常負荷の積に比例する非定常じょう乱源効果が現れることの二つの要因から、振動する翼列翼に対する非定常空気力は翼列定常負荷の影響を強く受ける。筆者らは定常負荷を $\bar{e}$ のオーダー、非定常負荷を $\varepsilon$ のオーダーとし、定常じょう乱場においては $O(\bar{e})$ まで、非定常じょう乱場においては $O(\varepsilon\bar{e})$ までを取り入れた二重線形理論を展開してきた。本理論については文献(1)において既に述べられているが、その後、翼上下面の密度差に起因する等価非定常わきだし効果や、三次元翼列においては翼の変位の翼幅方向勾配に起因する定常空気力の方向変化などを取り入れて改良を加え、亜音速及び超音速の二次元翼列、三次元直線翼列、回転環状翼列に対する非定常空気力解析を行った。<sup>(3)-(16)</sup>

二重線形理論は定常じょう乱の存在による局所対流速度の非一様性の効果を翼面境界条件に取り入れている他は、非定常流れ場を支配する微分方程式を定数係数化して、その解析解を求めることを可能にするために、流れ場の局所対流速度及び局所音速の非一様性は無視する近似を行っているが、これらの仮定の吟味については文献(13)及び(14)に詳しく述べられている。当然本理論の適用範囲は垂直衝撃波や離脱衝撃波が生じない低転向角の軽負荷翼列に限定されるが、このような条件のもとでは、変数係数微分方程式を解いた有限要素法による数値解との一致はよく<sup>(13)(14)</sup>、系統的なパラメータ解析には有用な手段と言える。

二重線形理論は定常流れ場も線形化しているから、翼の前縁及び後縁から発するマッハ波を横切って定常圧力の不連続が存在し、隣接翼面上に

(平成4年1月17日)

おけるそれらの反射点の非定常変位に基づく集中的な非定常空気力が発生する。現実の翼列でも、圧縮波は弱い斜め衝撃波となるので、反射点近傍に局所的に大きな非定常空気力が働くであろう。一方、膨張波は扇形に広がるため反射点近傍で圧力不連続は生じないが、圧力勾配は依然として大きいと考えられる。このような集中的な非定常空気力の存在は超音速翼列の重要な特徴の一つである。特に厚み及び反りが小さい場合には、非定常空気力における定常負荷効果の寄与分の大部分が後縁マッハ波の反射点変位による集中非定常空気力によって占められることは文献(1)でも指摘した通りである。

超音速翼列において定常負荷効果は背面位相遅れ側で曲げ一自由度振動に対し励振力として働く。例えば、翼弦長基準無次元振動数0.1において、並進振動が空力的不安定となる最小限界迎え角は1～2度程度に小さい<sup>(4)</sup>ので曲げ一自由度フラッタの発生の可能性が十分にある。ただしここに言う迎え角は無限上流平均速度と無限下流平均速度のベクトル平均速度と翼弦方向とのなす角である。図1は厚み零の翼列の最小限界迎え角 $\alpha_{cr}$ を反り比 $\mu$ の関数として種々の節弦比 $s$ について示したもので、同種の線の間の領域に迎え角と反り比

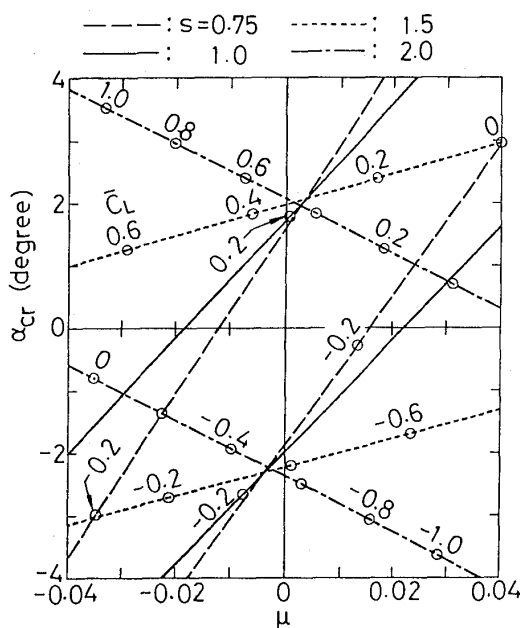


図1 並進振動不安定限界迎え角 $\alpha_{cr}$ 、 $s$ (節弦比)、 $\mu$ (反り比)、 $\bar{C}_L$ (定常揚力係数)。放物翼、マッハ数=1.3、食違い角=60°、翼弦長基準無次元角周波数=0.1。

があれば空力的に安定であることを意味する。また線上に記された数字は定常揚力係数 $\bar{C}_L$ である。このフラッタ限界における定常負荷を大きくするには、例えば $s=1.5$ では迎え角を小さくし反り(ただし超音速翼列であるから逆反り)を大きくすればよいことがわかる。また固有振動数などの弾性的性質の変化を無視すれば、圧縮機翼列では厚みが小さいほど、タービン翼列では厚みが大きいほどフラッタ限界定常負荷を大きくすることができることも明らかにされている<sup>(4)</sup>。なお亜音速翼列では背面位相進み側で曲げ振動不安定になり得るが、限界迎え角が十分に大きいので現実問題として曲げ一自由度フラッタの可能性は小さい<sup>(3)</sup>。

定常または非定常を問わず超音速翼列の空力特性はマッハ波の反射様式に強く依存するが、このことは非定常空気力の主要部が前後縁マッハ波反射点近傍に集中する定常負荷効果において特に顕著である。まずマッハ波反射様式は節弦比や食違い角に強く依存するのでフラッタ限界もまた図1に見られるように、節弦比や食違い角の変化に伴って大きく変わる。

次に、ねじり振動や断面変形を伴う非剛体振動においては、振動変位が大きい翼弦位置に前後縁マッハ波反射が生じる場合に定常負荷効果による非空気力仕事の絶対値が大きい。図2は50%翼弦

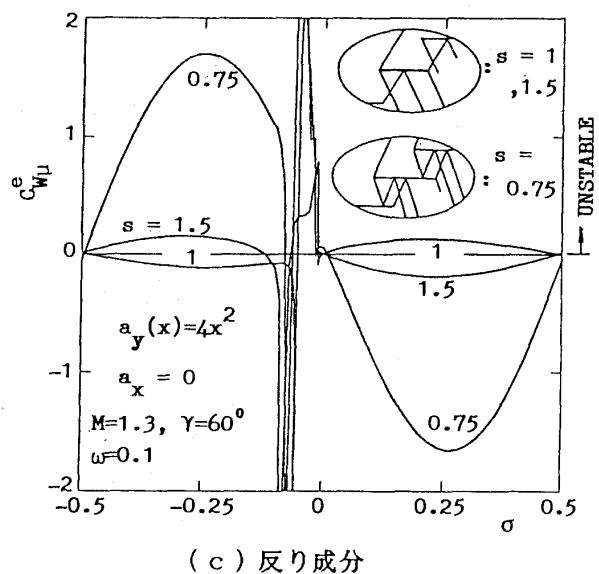


図2 非剛体振動における非定常空気力仕事係数の反りの寄与成分 $C_{w\mu}^e$ 、 $s$ (節弦比)、 $\sigma/2\pi$ (翼間位相差)、放物翼、マッハ数=1.3、食違い角=60°、無次元角周波数=0.1。

長位置を不動点とし振幅が前後対称の放物線分布をなす断面変形非剛体振動における非空気力仕事のうちの翼の反りの寄与分を、翼間位相差の関数として表したものである。腹面側隣接翼の後縁マッハ波の反射点が、節弦比  $s=1$  では約55%翼弦長位置に、また  $s=1.5$  では約30%翼弦長位置にあるので空気力仕事は小さく、またそのマッハ波が前者では膨張波、後者では圧縮波であるので仕事の符号が異なる。一方  $s=0.75$  では、腹面側隣接翼の後縁マッハ波の反射に加えて、背面側隣接翼の前縁マッハ波の1回目反射及び自翼前縁マッハ波の2回目反射も生じる。特に背面側隣接翼の前縁マッハ波の1回目反射が約95%翼弦長位置に生じるので非定常空気力仕事が大い。

ターボファンのファン翼やタービンの後段翼のようなねじれた長翼は振動時に先端近傍で大きな翼弦方向変位を伴う。図3は食違い角が根元で  $45^\circ$ 、先端で  $68^\circ$ 、翼弦の軸方向投影長に対する翼幅長の比が9、厚み比2%、反り比5%のねじれた羽根が自由振動を行う場合の法線方向変位  $a_n$  と翼弦方向変位  $a_s$  の分布を示すものであるが、基本モードが回転変位と法線方向及び翼弦方向両成分

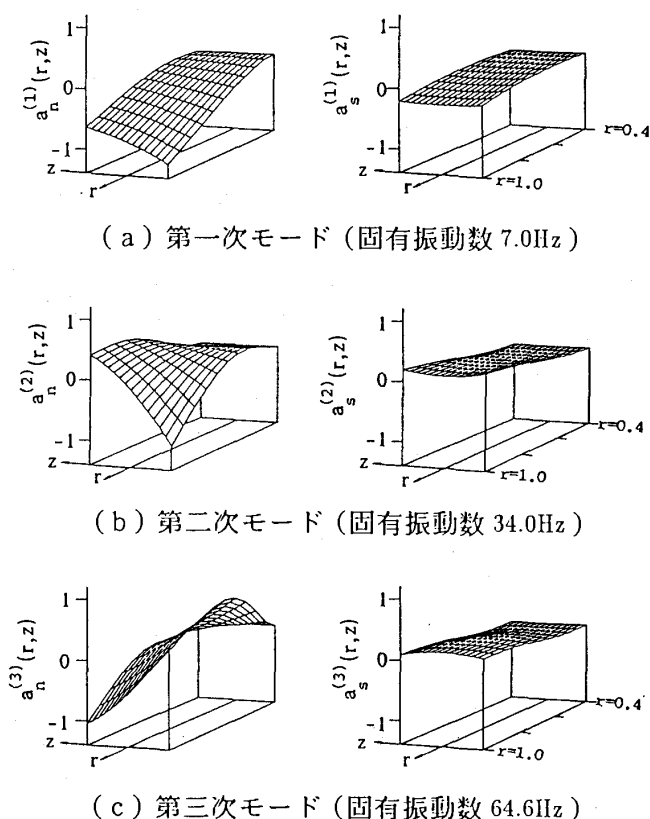


図3 ねじれた翼の固有振動モード

を含む並進変位から成ることがわかる。定常負荷を受けた翼列においては翼弦方向変位も非定常空気力を引き起こすが、超音速翼列では翼振動の翼弦方向変位は法線方向変位との位相関係によってはマッハ波反射点の翼弦方向変位を拡大するので特に重要である。図4は並進振動フラッタの限界迎え角  $\alpha_{cr}$  が翼弦方向変位に如何に依存するかを示すもので、 $a_x$  (翼弦方向変位)/ $a_y$  (法線方向変位) が負のとき限界迎え角が小さくなることがわかる。

また空気力仕事は  $a_x$  と  $a_y$  との位相差に強く依存し、 $135^\circ$  または  $225^\circ$  近傍で最も大きい。<sup>(8)</sup> 従ってシュラウド付きの羽根の振動などは  $0^\circ$  または  $180^\circ$  以外の位相差にな得るので注意が必要である。

### 3. 遷音速翼列

垂直衝撃波あるいは離脱衝撃波を伴う流れにおいては非定常じょう乱を線形化しても一般に解析解は得られないので、領域型数値解法によらざるを得ない。翼列の非定常流れのCFDに関する数年前までの趨勢は文献(17)に詳しく述べられており、その後も着実に進展を見せているが、既に文献(1)でも述べた Whitehead<sup>(18)(19)</sup> と Verdon ら<sup>(24)(25)</sup> の研究は、最も詳細に内容が公表されているものとして、依然として高い地位を保っている。それ

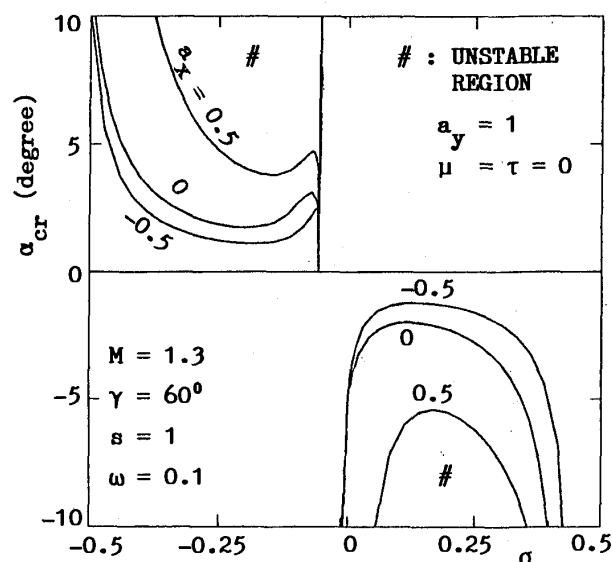


図4 並進振動不安定限界迎え角  $\alpha_{cr}$  に及ぼす翼弦方向変位  $a_x$  の効果。 $\sigma/2\pi$  (翼間位相差),  $C_L$  (定常揚力係数)。平板翼, 法線方向変位  $a_y=1$ , マッハ数=1.3, 食違い角  $=60^\circ$ , 節弦比=1, 無次元角周波数  $=0.1$ 。

らはいずれもポテンシャル流れを仮定し、定常流場は非線形方程式を、また非定常流場は変数係数線形方程式を解いたものである。

Whitehead<sup>(18)(19)</sup>は有限要素法によって非定常方程式と変数係数非定常方程式を解くスキームを開発した。遷音速においては局所マッハ波に応じて重みを変える上流密度の導入によって数値計算の安定化を行っている。また翼の変位に伴って翼の瞬間位置の定常速度が変化するため、線形化された非定常翼面境界条件において定常速度の勾配が現れるが、特に前縁近傍では速度勾配が大きいために大きな数値誤差が発生する恐れがある。Whiteheadは運動している翼に相対的な速度場のポテンシャルに相当する修正ポテンシャルを導入して、翼面境界条件式から定常速度勾配項を消去することに成功している。ただしWhiteheadの方法は翼が二次元的剛体変位を行う場合にしか成り立たないが、楊ら<sup>(20)-(23)</sup>は、修正ポテンシャル場に現れる等価わき出しを積分することによって非剛体振動や三次元振動を行う場合にも適用できるように計算法を改良した。

Verdonら<sup>(24)(25)</sup>の方法は、非線形定常流場を時間進行法有限体積法によって解き、変数係数線形非定常方程式に支配される非定常ポテンシャルを有限差分法で離散化し直接法で求めるものである。彼らは大きな速度勾配がある翼前縁近傍あるいは衝撃波近傍では細かい格子で局所解を求めるスキームを考案している。翼面上から垂直衝撃波が発生する遷音速流では翼の振動に伴って衝撃波発生点が振動し、その近傍に大きな局所定常圧力が発生する。Whiteheadらの有限要素法は衝撃波捕獲法であり、非定常計算において特に数値拡散が強いので衝撃波変位効果が数メッシュにわたって広がり、また衝撃波の変位の大きさを求めることはできない。それに対しVerdonらは衝撃波の非定常変位も解として求め、局所非定常空気力は衝撃波変位と衝撃波前後の定常圧力差との積によって評価している。

以上の計算法は等エントロピー流を仮定しているので、強い衝撃波が存在する場合には精度が悪い。最近では等エントロピーの仮定を取り払い、密度、速度、圧力を原始未知変数としてオイラー方程式の数値解を求めるスキームの開発が活発に

行われているが、これには非線形定常流場に単純調和時間依存性の微小変動線形非定常じょう乱を重ねる方式<sup>(26)</sup>と、非線形非定常オイラー方程式を時間進行法で解く方式<sup>(27)(28)</sup>の二つの方向がある。前者においては翼間位相差をもった周期境界条件を満足させることには全く問題がないが、高調波成分が生じるような非線形非定常現象を取り扱うことができない。一方後者では、定常周期解が得られるまで時間進行法で1周期にわたる解を時間の関数として求めるので、位相差をもった周期条件を満たすためには、1周期間の過去の解を蓄積しておかなくてはならない。また流れ場の至るところ共通の時間ステップをとらなくてはならないので、長い計算時間と大きな記憶容量を必要とする。また翼の振動とともに動く計算格子を採用しなければならない。しかし衝撃波の非線形運動のような高調波成分を含む現象を忠実に再現することができる<sup>(28)</sup>。

以上のCFDによる計算結果はいずれも、衝撃波発生点変位による非定常空気力が、軽負荷翼列の前後縁マッハ波反射点変位による非定常空気力と同様に、全非定常空気力の大きな割合を占めることを示しているが、計算例が限られているので、その一般的傾向は明かではない。小林<sup>(29)</sup>は実験的に衝撃波変位効果の大きさを測定し、それが周波数のみならず翼間位相差にも強く依存することを見いだしている。

衝撃波の挙動が翼列の空力不安定を引き起こすのは、翼面上の発生点あるいは反射点の変位によるばかりではない。不始動状態の超音速翼列では離脱衝撃波が各翼の前方に生ずるが、翼の振動によって生じたじょう乱が衝撃波と干渉して増幅される結果として、翼の振動不安定を引き起こすことが、最近の梶ら<sup>(29)</sup>の研究によって明らかにされている。

#### 4. 超音速軸流速度翼列

次世代超音速輸送機用エンジンとして軸流速度が超音速のターボファンを構成要素とする推進システムが候補の一つにあげられている。このようなファンでは亜音速まで減速するような垂直衝撃波は当然現れないので、完全な超音速流れであり、またじょう乱は翼列前方には全く及ばない。従って定常負荷零の翼列の線形非定常解を解析的に求

めることは容易である。難波ら<sup>(31)</sup>は、回転環状翼列モデルに対する非定常線形解を求め、翼列の振動不安定性を調べている。それによれば、曲げ振動は常に空力的に安定であるが、ねじり振動は空力不安定になる可能性がある。ねじり振動の不安定性は、隣接翼の前縁マッハ波の反射点とねじり軸との位置関係に強く依存し、背面位置遅れの場合は、ねじり中心が翼前縁側に位置するほど不安定度が強まるが、背面位相進みの場合はねじり中心が翼後縁に近づくほど不安定になる。また軸流速度亜音速の超音速翼列とは逆にマッハ数が上がると翼間干渉効果が減り、ねじり振動の不安定性も減少する。

## 5. あとがき

三次元効果に関しては文献(32)があるので、ここでは特に言及しなかった。今後CFDによる研究はますます進展するであろうが、まず従来の近似理論の適用限界とそれによって得られた知見の正当性の検証を行うことが望まれる。さらに遷音速翼列における系統的な研究が必要である。二次流れ、三次元衝撃波、衝撃波一境界層干渉と非定常空力特性との関係などが残された重要課題である。

## 参考文献

- (1) 難波, ガスタービン学会誌, 8-32 (昭56-3), 22
- (2) Bölcs, A. & Fransson, T. H., Aeroelasticity in Turbomachines, Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results, Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et Turbomachines, De L'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Nr. 13 (1986)
- (3) 難波・利光, 機械学会論文集 (B編), 53-496 (昭62-12), 3560
- (4) 難波・利光, 機械学会論文集 (B編), 53-496 (昭62-12), 3568
- (5) 難波・利光, 機械学会論文集 (B編), 54-501 (昭63-5), 1073
- (6) 難波・利光, 機械学会論文集 (B編), 55-510 (平1-2), 313
- (7) 難波・ほか2名, 機械学会論文集 (B編), 55-517 (平1-9), 2551
- (8) 難波・利光, 機械学会論文集 (B編), 56-523 (平2-3), 651
- (9) Li, P.,ほか2名, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 50-2 (1990-6), 161
- (10) Li, P.,ほか2名, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 50-2 (1990-6), 187
- (11) Li, P. & Namba, M., Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 50-3 (1990-9), 309
- (12) 李・難波, 機械学会論文集 (B編), 57-533 (平3-1), 129
- (13) Namba, M. & Toshimitsu, K., J. Sound and Vibr., 147-2 (1991), 203
- (14) Namba, M. & Toshimitsu, K., J. Sound and Vibr., 147-2 (1991), 233
- (15) Namba, M. & Toshimitsu, K., J. Sound and Vibr., 148-1 (1991), 41
- (16) Namba, M. & Toshimitsu, K., J. Sound and Vibr., 148-1 (1991), 69
- (17) Acton, E. & Newton S. G., AGARDograph No. 298. AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines, Vol. 1 (1987), Chapter 6
- (18) Whitehead, D. S., Int. J. Numerical Methods in Fluids, 10 (1990), 13
- (19) Whitehead, D. S., Proc. Symp. on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers, RWTH, Aachen, 1987, 437
- (20) Yang, K. C.,ほか2名, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 48-4 (1988-12), 253
- (21) 楊, ほか2名, 九州大学工学集報, 62-3 (平1-6), 101
- (22) Yang, K. C.,ほか2名, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, 49-1 (1989-3), 1
- (23) Yang, K. C.,ほか2名, Trans. JSASS, 32-96 (1989-8) 51
- (24) Verdon, J. M. & Caspar, J. R., J. Fluid Mech., 149 (1984), 403
- (25) Usab, W. J. & Verdon, J. M., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 113 (1991-10), 633
- (26) Hall, K. C. & Crawley, E. F., AIAA J., 27-6 (1989-6), 777
- (27) Joubert, H., Proc. Symp. on Unsteady Aerodynamics of Turbomachines and Propellers, Cambridge Univ., 1984, 231
- (28) He, L., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 112 (1990-10), 714
- (29) Kobayashi, H., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 112 (1990-10), 768
- (30) Kaji, S.,ほか2名, Proc. 6th Int. Symp. on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers, University of Notre Dame, 1991 (印刷中)
- (31) Namba, M. & Hanada, T., 同上
- (32) 難波, 機械学会論文集, 56-528 (平2-8), 2173

## 1.2 構造との関連

石川島播磨重工業(株) 青 野 比 良 夫

航空用エンジンのファンおよび圧縮機の動翼の設計手順のなかで、フラッタ解析はとくに重要な位置を占めている。なぜならば、適切なフラッタ余裕のない翼列では、エンジン開発の途上で翼の破損を起こし開発計画に重大な影響を与えるからである。

フラッタは強制振動と異なり、自励振動なので図1に示すように何かの不具合でフラッタ境界を越えると、たとえば疲れ強さの2.5倍もの振動が発生し、短時間に翼などが破損する恐れがある。

### 1. フラッタ余裕の確保

フラッタ解析の最近の進歩は計算機流体力学(CFD)の進歩もあって著しいものがあり現象の理解は深まっている。しかし、解析は所詮理想化された状態での解であって、現実のターボ機械の設計・開発にあっては、表1の要因の項に示すような数多くの考察が必要となる。

本項では表1を中心にしてフラッタの構造との

関連について解説する。

ファンおよび圧縮機は表1に示すような要因を考慮に入れると、10~20%のフラッタ余裕が必要になることが判る。表1は説明のための典型的な例であって、エンジンの構造、機体搭載方法および使用目的などによって必要なフラッタ余裕は異なるのは当然である。

### 1.1 製作公差

フラッタに影響の大きい要因は翼の入射角および固有振動数である。図2は可変静翼機構をもつ圧縮機のV-i線図(V: 無次元速度, i: 入射角)である。翼の製作では製作方法に固有の公差内の偏りとバラツキを持つ。もし入射角が増える方向に偏っていると図2に示すように実質の作動線はその量だけ右により、フラッタ余裕がその分だけ減ったことになる。勿論、逆に安全側に偏ることもある。0±2, 0±1などの表1の表示はこれ

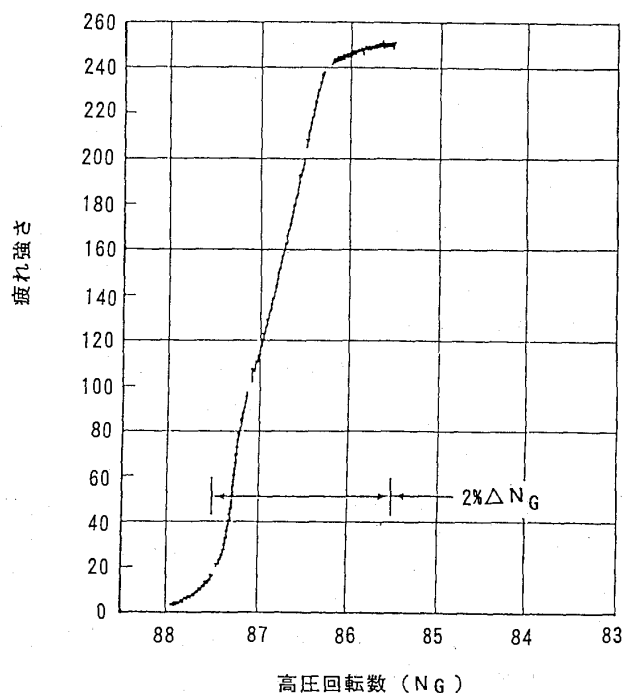


図1 フラッタ振動例

表1 フラッタ・余裕の必要性

(単位:パーセント)

要 因	必 要 理 由	必要フラッタ余裕 (典型例)		
		ファン	低 圧 圧縮機	高 圧 圧縮機
製作公差	入射角、固有振動数の製作バラツキ	0 ± 2	0 ± 1	0 ± 0.5
使用による劣化	前縁エロージョン、翼面汚れ、表面粗さ(修理→入射角変化)	-1 ± 0.5	-4 ± 1	-4 ± 3
熱膨張	翼先端変形、クリアランス増大	—	—	-3 ± 2
過渡特性	急加速、アフターバーナー・カット、VSV応答遅れ	—	-3 ± 0.5	—
抽 気	内部流れ、流量変化	—	0 ± 0.5	0 ± 1
制御制度	VSV角度	—	—	-2 ± 1.5
鳥吸込み	前縁破損、損失増大	-4 ± 1	—	—
入口乱れ	横風、機体ウェーク、発泡	-4 ± 1.5	-0.5 ± 0.5	—
動力負荷	作動ライン変化	—	—	3 ± 1
A C C	ACTIVE CLEARANCE CONTROL用空気	—	-2 ± 0.5	-2 ± 0.5
開発余裕	要素間マッチング・グロス能力	—	-2 ± 0.5	-2 ± 0.5
総 計		-9 ± 2.7	-11.5 ± 1.8	-16 ± 4.2
最大必要マージン		-12	-13	-20

(平成4年1月16日原稿受付)

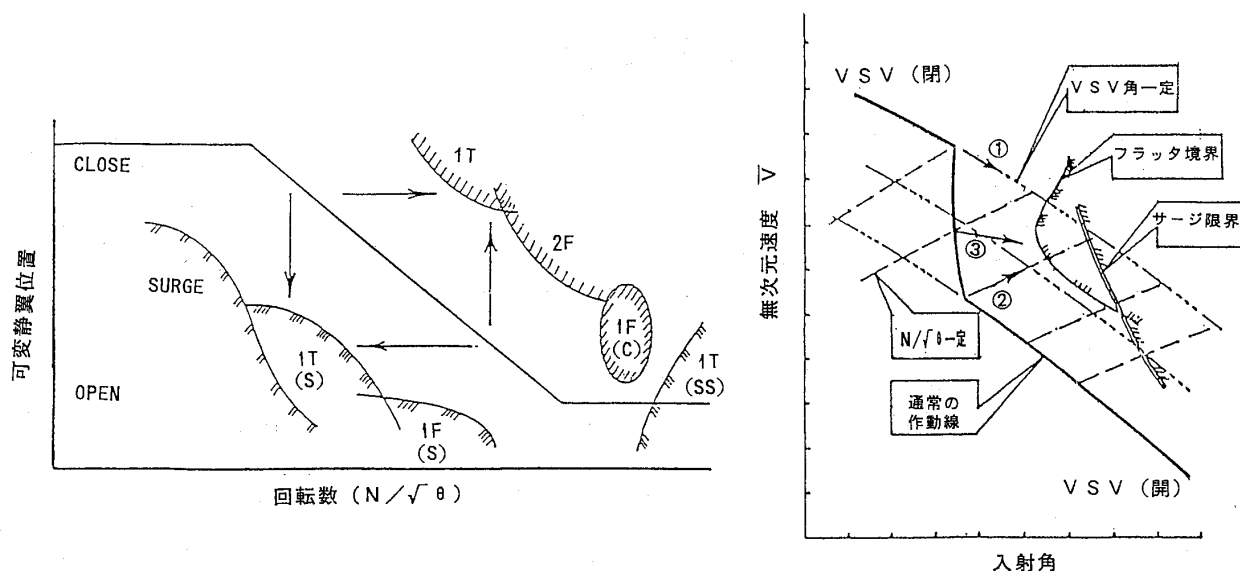


図2 可変静翼機構とフラッタ

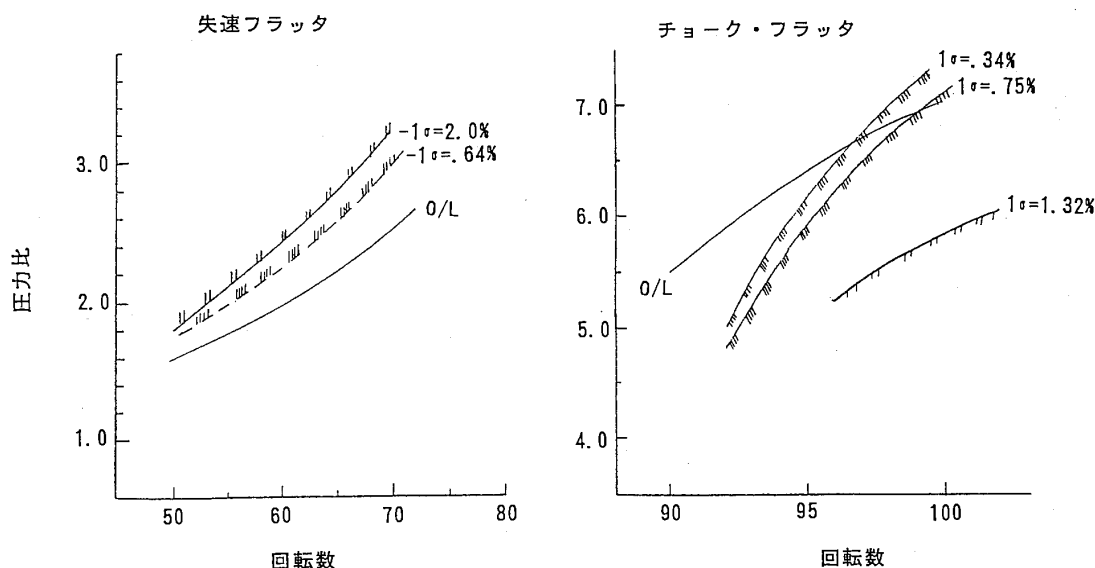


図3 翼列のミスチューニングの効果

らのことを示している。

翼の固有振動数( $\omega$ )もフラッタに影響があるのは無次元速度  $V = V/b \cdot \omega$  が  $\omega$  に逆比例していることから明らかである。固有振動数が低い方に偏っていれば危険側にあると見なすべきである。フラッタの場合は翼だけでなくディスクの振動数もまた重要な役割をしていることを指摘しておかねばならない。

偏りのほかにバラツキの問題がある。図3には翼の固有振動数の標準偏差値をパラメータにフラッタ境界が移動する様子が図解されている。バラツキが大きいほど安全側になることが良く判る。この現象は古く(1960年代)から知られていたが、最近とくにミスチューニングと称して解析的な研

究が盛んである。しかし、まだ実機的设计に応用するまでには至っていない。

## 1.2 使用による劣化

新製ばかりではなく使用による劣化の場合も視野にいらておく必要がある。翼は飛行中に砂などを吸い込み前縁がエロージョンを起こす。このために実質の入射角が変化することでフラッタ特性に影響する。ある程度エロージョンが進むと修理することになるが、この修理の方法についても偏りとバラツキの観点からフラッタ余裕まで考慮した修理手順の設定が期待されている。

なお、翼面の汚れによる性能劣化による入射角変化が最も影響が大きいと考えられている。使用による劣化の影響は通常のエンジン耐久運転では

確認の出来ない現象なので、特に事前の配慮が必要である。図4にこのメカニズムを速度三角形およびV-i線図に示す。

ことにエロージョンは運用される飛行ルートによっても異なり、日本の国内線は砂によるエロージョンが他のルートより厳しいといわれている。

### 1.3 熱膨張

エンジンの起動・停止を1サイクルとする熱と力のサイクルをエンジンの各部品は受ける。ACC (Active Clearance Control) やアブレイダブル・コーティングの採用で改善はされているが、これらのサイクルによる翼とケーシングまたはシール

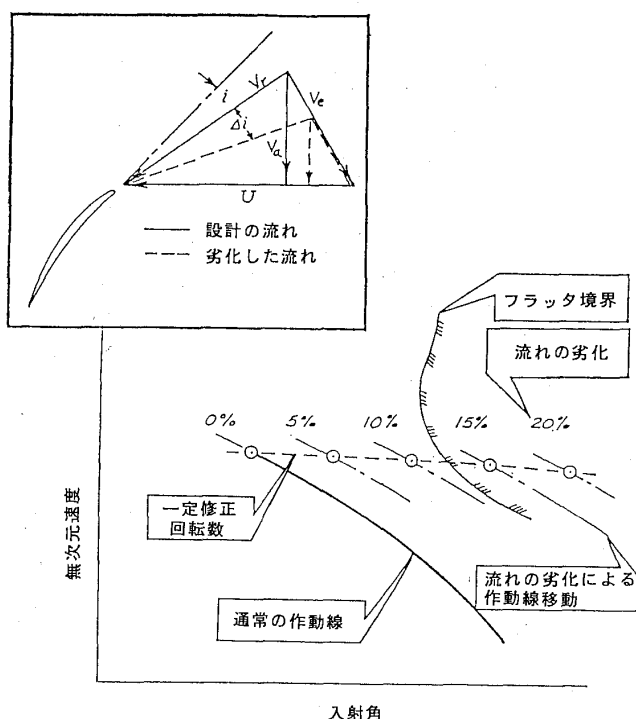


図4 性能劣化の影響

部分の劣化の問題がある。このために部分負荷での性能が下がり、入射角変化 (Incidence Angle Migration) が発生する。このことは高温部すなわち高圧圧縮機・タービンで主として起こる。

これらの影響はフラッタ設計の時点では考慮に入れておく必要があるが、エンジンの耐久運転の間に確認のできるものである。

### 1.4 過渡特性

図5に急加速時に作動線が不安定側に移動してフラッタ境界を越える状況をV-i線図、P-Q線図の形で示す。この状況は圧縮機だけの単独試験では充分に確認できないので、エンジン全体の操作性試験の結果をまつ必要があるが、設計の時点で適切な余裕の確保が前提になる。

図6にはアフタ・バーナを消した場合の作動線の一時的移動の様子を示す。これはアフタ・バーナが消えたにも拘らず、ジェット・ノズルは瞬時に動くことが出来ず、時間的に遅れて動くことによる。このような現象の定量的な確認もエンジン操作性試験の重要な項目の一つである。このように機械的に動く機構が含まれる系では常に動作遅れの現象を考慮しておくことが大切である。

### 1.5 抽気

部分負荷時の流れの安定性のために圧縮機の途中にバルブを設けて抽気を制御することがよくおこなわれる。この抽気バルブの開閉による流れ場への定常的および過渡的の擾乱の影響がある。例えばハイバイパス・エンジンの低圧圧縮機の抽気では作動線は低圧・大流量側に移動するが、バイパス側は逆になる。

これらの影響もまた設計の時点でフラッタ余裕

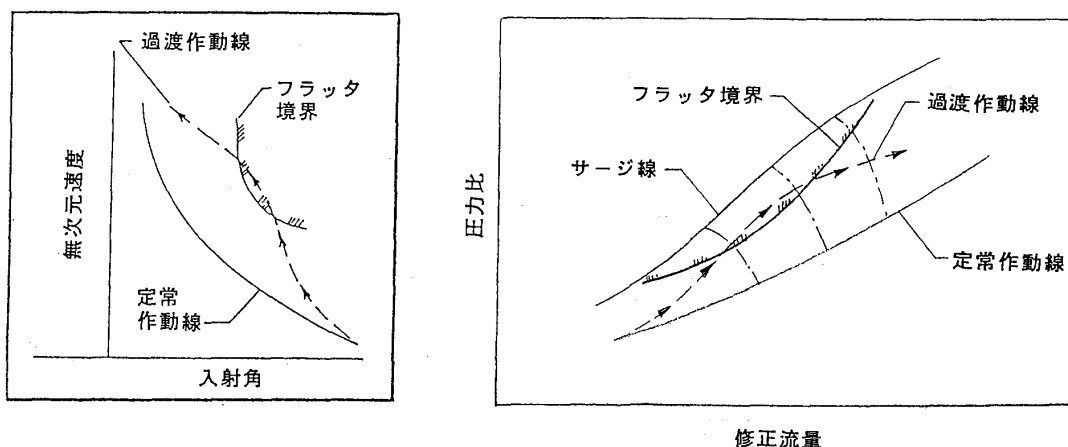


図5 急加速によるフラッタ

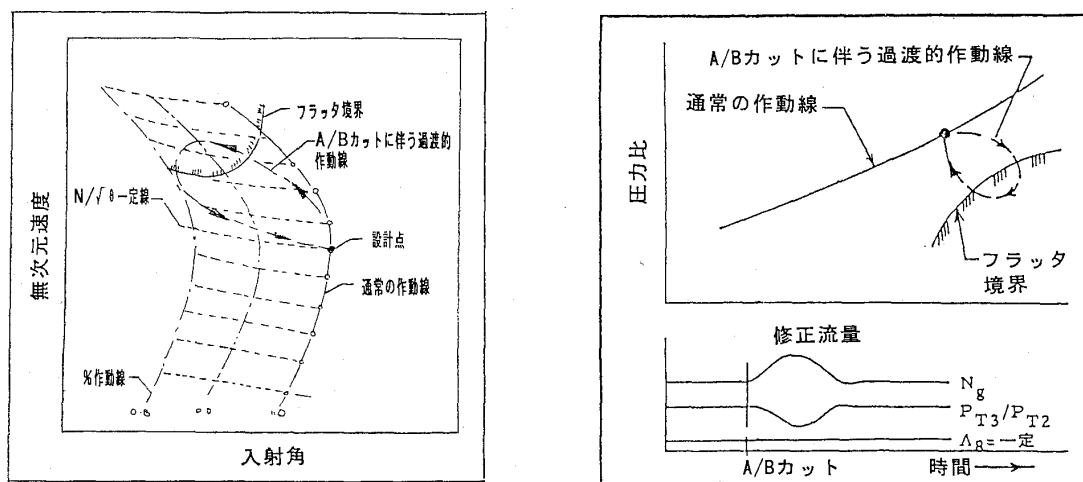


図6 A/B カット時のフラッタ

の形で考慮しておくことが要求される。

### 1.6 制御精度

フラッタに影響の大きい代表的な制御はVSV（可変静翼）に関するものである。図2にVSVの開度、回転数とフラッタ境界の関係を図示する。VSVの場合には上記の1.1および1.4で述べたVSV機構の製作公差内でのバラツキ、過渡特性の他に制御精度にたいする余裕をも考えることが求められている。図2から高回転状態から減速時にVSVが固着した場合には1Tまたは1Bの振動モードの失速フラッタに入ることが判る。また逆に、低回転状態からの加速時に固着した場合にはチョーク・フラッタに入る。

### 1.7 鳥吸い込み

空港の近くには鳥が生息している場所が多く、エンジンの鳥吸い込みは極めて頻繁に起こっている。最近の設計技術の進歩によって鳥吸い込みによる大きな不具合の発生することは希であるが、エンジンの空気取り入れ口直後にあるファン動翼は鳥の吸い込みによって前縁部が変形する。このためファン全体の性能が劣化し、作動線が危険側に移動する。

大きな鳥を吸い込んだときはエアラインもすぐに気がつき、点検・修理をおこなうが、気がつかない程度の小さい鳥の場合が問題である。このような時のことを考慮して余裕を取っておくことになる。

### 1.8 入口乱れ

通常の設計条件あるいは地上の運転場での普通の運転では、入口の空気の流れは整流された理想

的な状態を仮定し、または再現している。しかし、実際の使用状態では飛行機は横風を受けエンジン入口の空気は一様ではない場合がある。胴体のウエークの影響を受けたり、軍用ではロケット砲の発砲の条件もある。

これらの可能性を考慮してファン・低圧圧縮気的设计においてはフラッタ余裕を確保する。空力リグ試験ではその設計余裕の確認を実際にフラッタに入れるまで絞り込んで行う。また、意図的に入口に乱れを発生させ、試験を行いフラッタ健全性を確認する。

なお、エンジンのレベルでも屋外運転場において実用時に発生が予期される最大の横風状態を人工的に起こし最終的に確認をすることが常時行われるほどに重要な問題である。

### 1.9 動力負荷

機体およびエンジン補機のために、たとえば発電機・ポンプなどを駆動することが必要である。通常これらの抽出力は高压系から取り出される。これらの動力負荷による作動線の変化もフラッタ余裕としてあらかじめ考えておく必要がある。

### 1.10 ACC

最近のエンジンはタービンは言うに及ばず高压圧縮機まで積極的に翼とケーシング間のクリアランスを制御するようになってきている。この制御には圧縮機の空気が使われるので、これに使われる制御用空気の圧縮機フラッタへの影響も評価・考慮が重要である。

### 1.11 開発余裕

エンジン開発の過程では要素間のマッチングの

ずれ、将来におけると予想される推力増大への対応のための余裕の確保もまた忘れることの出来ないものである。

## 2. フラッタ回避と構造

前節ではフラッタに間違っても入らないために考慮すべき項目をのべたが、本節では前節では触れなかった構造上の諸因子とフラッタの関係を述べる。

### 2.1 翼剛性増加の影響

図7に失速フラッタのV-i線図を示すが、ここで翼の剛性を増すことは無次元速度 (Reduced Velocity)  $V = V/b \cdot \omega$  の分母  $b \cdot \omega$  を増すことになり、V-i線図上で垂直に作動線を平行移動することに相当する。

翼の剛性増加の実際的な方法は①翼厚の増加②翼テーパー比の変更③翼材料変更による比剛性の増

加④低アスペクト比翼の採用⑤シュラウド位置または数の変更などである。

図8に非失速超音速フラッタのP-Q線図およびV-M線図を示す。このフラッタは①すべての翼は共通の周波数で同一モードで振動する。②経験的には振りモードで振動する。などの特徴をもっている。図からこのフラッタ境界は高速回転領域の運転を不可能とするような壁となっていることが判る。V-M線図をみるとマッハ数(M)の増加とともに安定領域が狭くなっているのが理解できる。不幸にして超音速フラッタが作動領域にあることが判ったら、最も実際的な対策は翼の剛性を大きくすることである。同図に剛性を高めた対策翼の作動線がえがかれている。

### 2.2 振動モードの影響

振動モードはフラッタ設計上の重要なパラメー

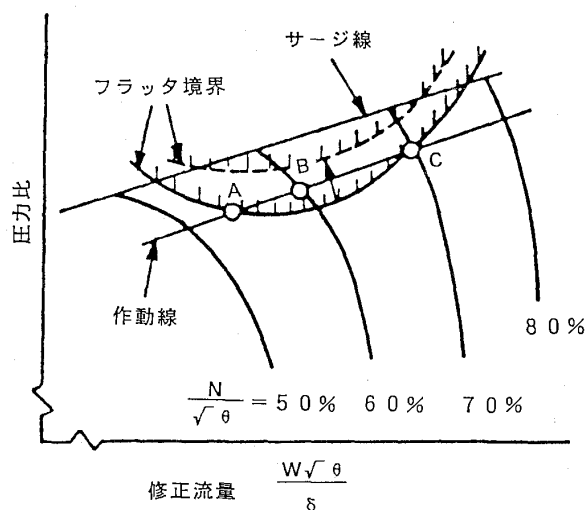


図7 剛性増大の効果 (失速フラッタ)

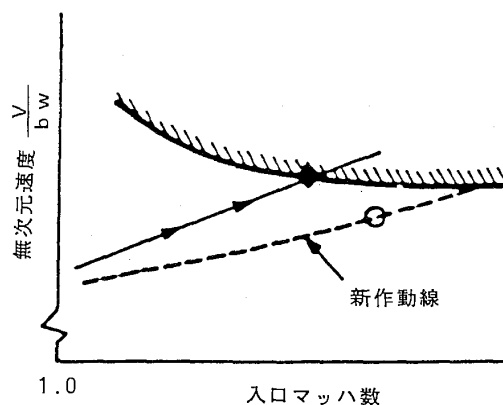
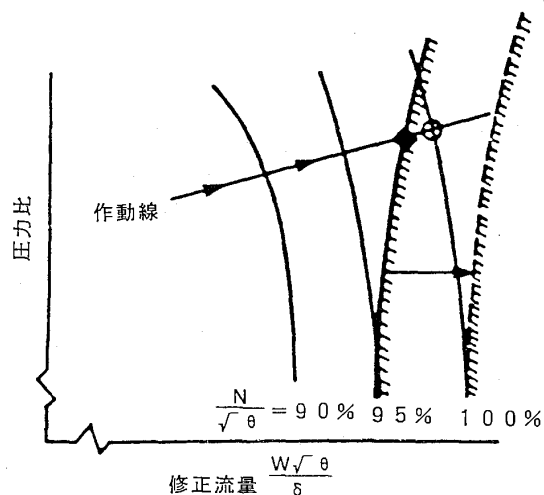
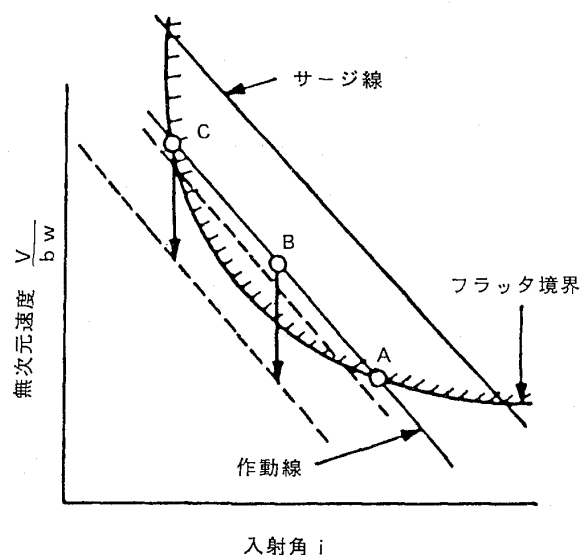


図8 剛性増大の効果

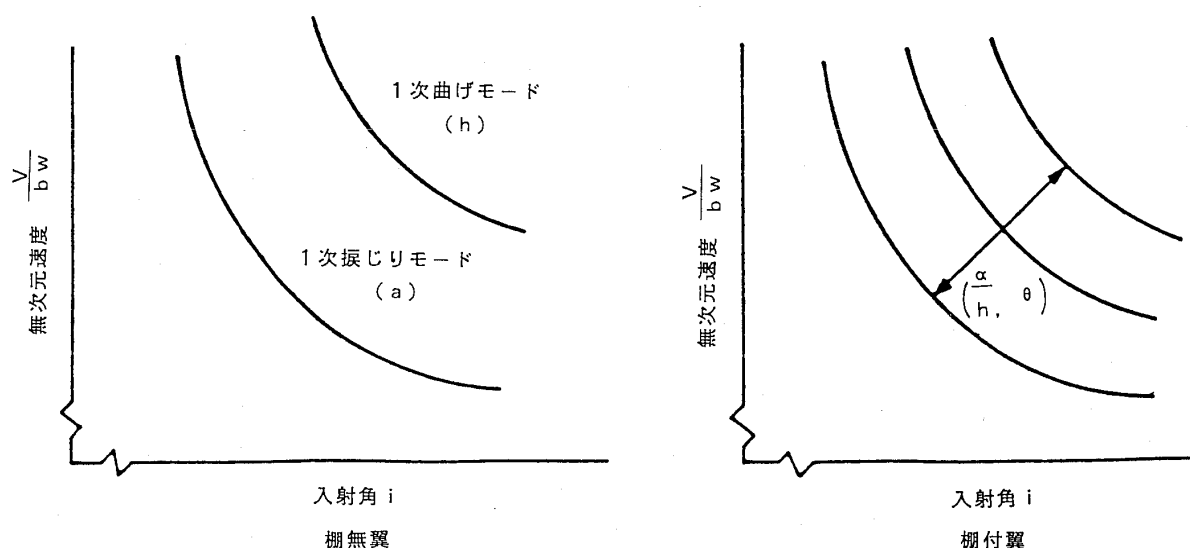


図9 棚 (shroud) の影響

タである。たとえば図9に示すように同じ無次元速度では曲げモードは振りモードに比べて安定でフラッタに入りにくい。設計者は曲げモードと振りモードの両方に対してフラッタ余裕がどれくらいあるのか考えることになる。2.1の⑤で述べたシュラウドの有無が振動モードに影響を与える。シュラウド付きの場合は曲げと振りの振動がシュラウドを介して連成するので、曲げ・振りの振幅比 ( $\alpha/h$ ) および両者の位相差 ( $\theta$ ) が重要になる。

### 2.3 アスペクト比の影響

図10には無次元フラッタ速度が一時曲げ・一時振りの両モードについてアスペクト比 (AR) の関数として示してある。この図に古典的なフラッタ判定条件  $V=3.3$  (1 F),  $V=1.6$  (1 T) を棚無翼に適用してみると限界のアスペクト比が両モードとも  $AR=1.8$  となる。この値は経験的に知られている棚無翼の限界アスペクト比2.0に近い値になっている。このことは棚(シュラウド)がフラッタ防止のためにあることを雄弁に示している。

### 2.4 ディスクとの連成

フラッタを翼の振動とそれに伴う空気力学的負減衰の問題として扱ってきた。しかし、軽量化が進みディスクの固有振動数が翼のそれと同程度に下がってくると翼とディスクの連成振動として考える必要がある。図11に典型的な連成振動のキャンベル線図を示す。この連成振動の解析は翼単独の解析に比べると桁違いの計算時間と費用を必要

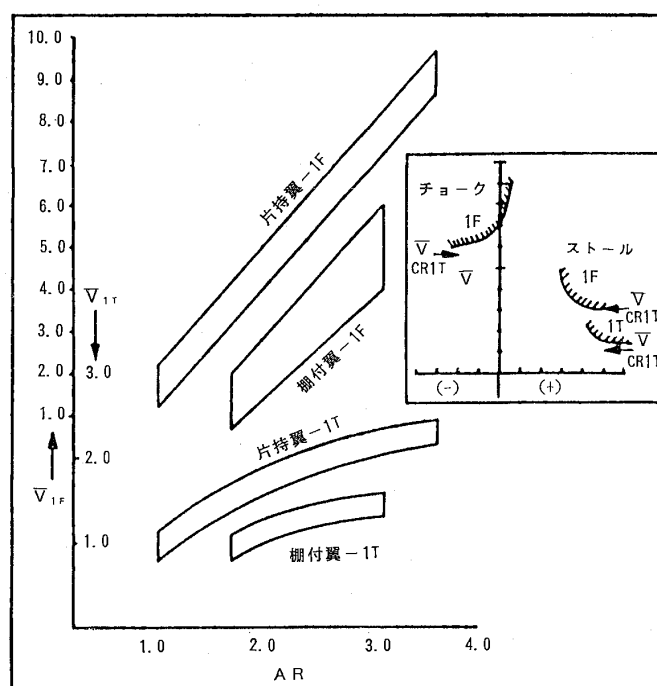


図10 アスペクト比の影響

とするようになった。

フラッタ解析の重要な部分を占める空力減衰の計算では振動の翼間位相差が重要なパラメータである。図12は空力減衰のディスク振動モード依存を示す例である。すなわち、フラッタに入りやすいモードは4 D (Diametral: 節直径) または5 D であることを示している。

### 2.5 フラッタの計測

フラッタの心配のないターボ機械の開発に不可欠なもののひとつは実機におけるフラッタの計測

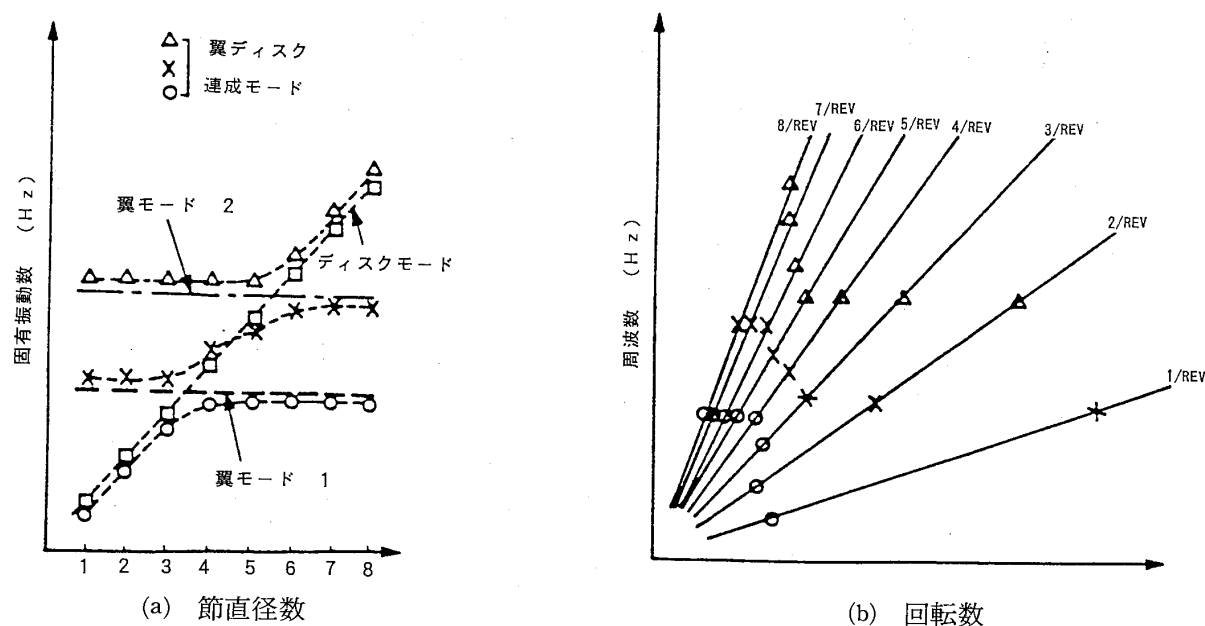


図11 翼とディスクの連成振動

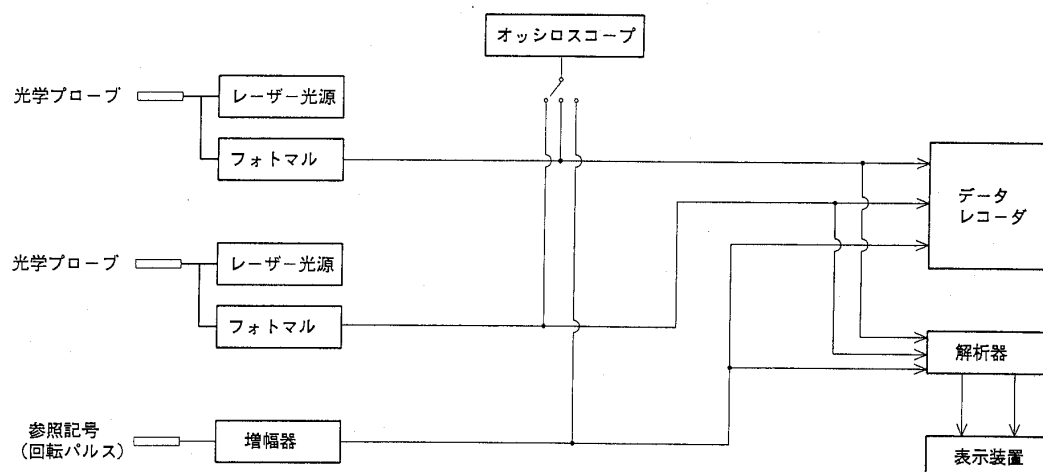


図13 光学的翼振動計測システム

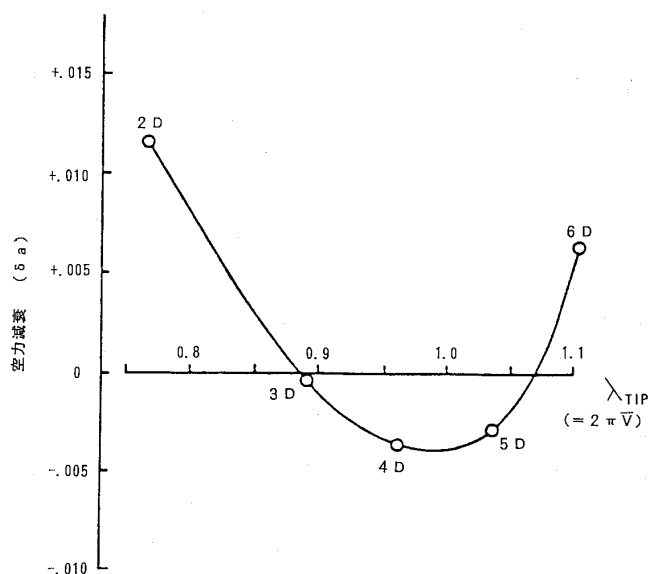


図12 空力減衰のディスク振動モード依存

である。最も実用的な計測方法として光学的翼振動計測システムが開発され広く使用されている。図13にそのシステムの説明図を示す。ケーシングに取り付けた光学プローブから翼に向けて発射された光が翼先端で反射され再びプローブに戻ってくる時間を精密に測定することにより、翼の振動を計測するものである。

この方法の特徴を整理すると下記の通りである。  
 ①歪みゲージのように翼面を変化させないし、翼の固有振動数もかわらない。  
 ②スリップ・リングやテレメタ発信器が必要ないので、回転系を加工することなしにすむ。  
 ③プローブ数2または3で翼全部の振動振幅が計測できる。  
 ④タービンのような高温部への応用も可能になっている。

## 1.3 失速フラッタ

東海大学工学部 田中英穂

### 1. 緒言

軸流圧縮機やタービンの翼のように、気流中で作動している翼列翼が気流のじょう乱により振動を始めると、その振動により翼列翼に新たな非定常流体力が加わるが、これは翼の振動変位との間に翼列の作動条件によりある位相差をもって現れ、位相差によってはこの非定常流体力が、翼振動に対し負の減衰力として働くことがある。このような場合に発生する自励振動を翼列フラッタと呼んでいる。翼列フラッタは自励振動現象であるから、一度発生するとその振幅は時間と共に増大し、遂には翼の破損に至る性質を持っており、ガスタービンの信頼性の面で非常に重要な問題である。

新しいガスタービンを開発する場合、開発段階でフラッタが発生すると翼列の再設計を余儀なくされ、開発期間の遅れや開発費の増大など多大の損失をもたらすので、とくに米国においてはエンジンメカや政府機関においてフラッタ予測システム開発のための数多くの研究プログラムの支援が行われており、これらの研究プログラムとして、圧縮機の性能曲線上でフラッタ発生危険領域として、図1<sup>(1)</sup>に示すような5つの領域を指定している。図には既にほゞ解明されている亜音速の非失速フラッタ領域は除外されている。図に示された領域IIIおよび領域IVの超音速フラッタにつ

いては本小特集号の「高速翼列フラッタ」で解説されているので、ここでは領域Iおよび領域Vの「失速フラッタ」について解説することにする。

失速フラッタはガスタービンやジェットエンジンの起動時、急加速時あるいは高負荷時に作動点がサージライン近傍に至った場合に発生するフラッタ現象で、このような場合、翼まわりの流れは翼背面上の一部にはく離泡を形成したり、翼背面上のある点もしくは翼前縁から全面はく離を起したりしており、したがって失速フラッタは流れの翼面からのはく離現象と密接なかわりを持つ現象である。現在この現象の機構を解明し、失速フラッタを回避するための研究は世界各国で精力的に進められているが、翼のはく離現象そのものが本来流体の粘性効果に起因しており理論的取扱いが困難な問題である上に、失速フラッタが発生するような作動条件下では、同じくはく離に起因するカルマン渦や旋回失速による励振現象の発生と重畳する場合もあり、現実の失速フラッタ現象の全面的解明には今後なお多くの研究の積み重ねが必要である。

### 2. 初期の研究

失速フラッタの問題は、1940年代ジェットエンジンの開発の初期から翼列翼の振動による疲労破損の一因として関心を持たれ、活発な研究が行われて来た。しかし当時は、失速領域において振動翼に加わる非定常流体力の理論解析法は未開発であったので、実験データを基に動的揚力または動的モーメント曲線を推定し、自励振動の非線形性に基づくリミットサイクに着目し、その振巾を迎え角と無次元振動数 ( $k = \omega b / V$ ,  $\omega$ : 翼の円振動数,  $b$ : 半翼弦長,  $V$ : 流入速度) に対して求め、失速フラッタの発生領域と、その領域内でのリミットサイクルの振動振巾を規定する研究が主流を占めていた。

例えばSisto<sup>(2)</sup>は単独翼の曲げおよびねじり

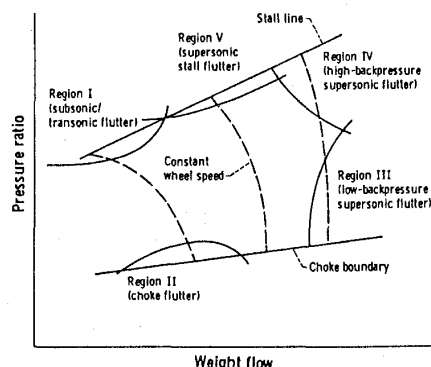


図1 フラッタ発生領域の区分 (文献1)

(平成4年1月22日原稿受付)

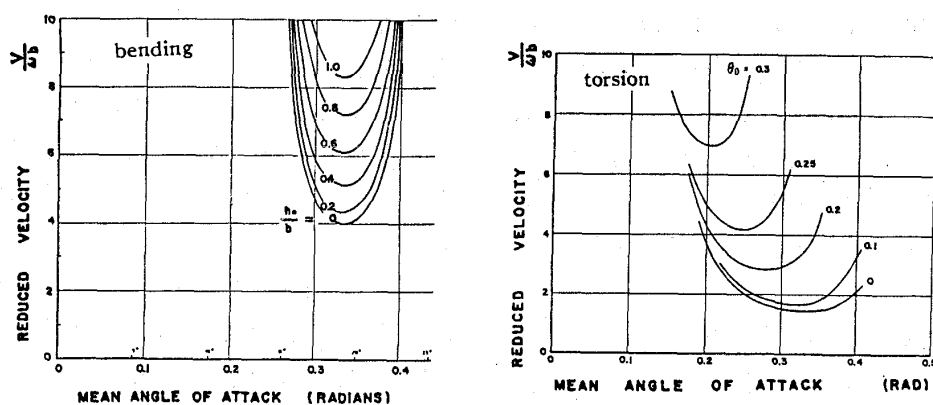


図2 失速フラッタ限界とリミットサイクルの振幅 (文献2)

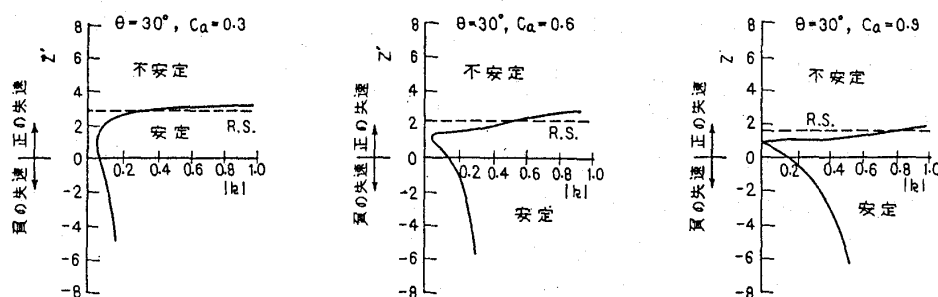


図3 失速フラッタ限界 (文献5)

モードフラッタについて、動的揚力およびモーメント曲線を失速領域を含め迎え角  $\alpha$  の多項式で近似し、一自由度の非線形振動方程式を解き、図2に示すような結果を得ている。図中、 $h_0$ 、 $\theta_0$  はそれぞれリミットサイクルの曲げ片振幅およびねじり片角振幅 (ラディアン) である。図より亜音速の失速フラッタではねじりモードの方が起り易い (無次元風速  $1/k = V/\omega b$  の低い所で発生) こともわかる。Schnittger<sup>(3)</sup> は風洞内に固定した翼列中の一枚の翼にねじりモードの強制振動を与えた場合の1サイクル中のモーメント変化を、それぞれの無次元振動数毎に正および負の失速領域を含め  $M-\alpha$  曲線の形にまとめ、描かれたループの形から定常の  $M-\alpha$  曲線を参考として動的  $M-\alpha$  曲線を勾配の異なる幾つかの折線で近似し、これを基に古典的ポテンシャルフラッタ理論を援用してリミットサイクルの振幅を求め、ある平均迎え角、無次元振動数の時、リミットサイクルの振幅は最大になるなどの結果を示している。

### 3. 準アクチュエータディスク理論

初期の研究が主として、発生した失速フラッタのリミットサイクルの振幅を求めることが主眼であったのに対し、失速フラッタの発生に着目し、

翼振幅は微小で振動に伴う流れのじょう乱も微小であるとの仮定の下に、振動に伴って翼に加わる非定常流体力を理論的に求め、失速フラッタの発生限界を求めようとする研究が始められた。

準アクチュエータディスク理論は、翼列の翼弦長は有限であるがピッチを無限小とし、流れのはく離などに伴う全圧損失は流入角の関数として翼列入口で与えられ、変動は翼列方向に連続的な周期関数として表わし得るので解析的取扱いが比較的容易で、隣接翼間位相差が大きい場合には成り立たないという制約はあるが、非失速から失速領域まで一貫して扱うことができ、翼列フラッタ全般を見通すのに秀れている。たゞし上記全圧損失は実験データを流用する必要がある。

谷田・岡崎<sup>(4)(5)</sup> は Whitehead のアクチュエータディスク理論<sup>(6)</sup> に一部修正を加え、さらに上記有限の翼弦長を考慮に入れて準アクチュエータディスク理論に発展させ、圧縮機翼列における曲げモード失速フラッタの発生限界を提示している (図3)。この理論は旋回失速の解析にもそのまま適用できるので、図3には旋回失速の発生限界を R.S. の記号で表示してある。図で  $\theta$  は食違い角、 $C_a$  は翼負荷、 $Z'$  は全圧損失係数の迎え角に対する

勾配,  $k$  は無次元振動数 ( $k = \omega c/V$ )。図より, 失速の初期の  $Z'$  の小さい範囲で非失速の場合よりフラッタが起り難くなること, 失速がはげしく  $Z'$  が大になると急激にフラッタが起り易くなること, また  $Z'$  が大になると旋回失速の方が失速フラッタより先に発生するようになることなど興味ある結果が示されている。

谷田・岡崎の理論は流体を非圧縮として扱っているので, 図1の領域Iに対応しているが, Adamczyk ら<sup>(1)</sup> は Whitehead のアクチュエータディスク理論<sup>(6)</sup> を超音速領域  $V$  に拡張している。すなわち実験に使用した軸流圧縮機で超音速で作動している動翼先端部 (85% スパン位置) の翼列断面を二次元に展開した二次元翼列をアクチュエータディスクに置き換え, 翼列通過による全圧損失および翼列出口での偏向角に実験値を使用し, 曲げモードを主体に翼弦方向変位を加味して解析している。そして上記軸流圧縮機での実験に対応する翼列条件での理論解析に際し, 実験翼で得られた構造減衰を考慮し, さらに翼間位相差に経験から得られた多少の修正を加えると, 計算結果は実験結果と非常によく合い, 超音速失速フラッタ限界の予測に効果的であることを示している。

#### 4. 非粘性はく離流モデル

緒言にも述べた如く, 失速フラッタは流れのはく離現象と密接なかかわりを持ち, はく離現象そのものが流体の粘性効果に起因し, 数学的取扱い

が困難な現象である。そこで粘性は無視し, はく離点を前縁もしくは翼面上の一点に固定し, 定常のはく離流線を自由流線理論で定め, 翼振動に伴う非定常渦ははく離流線上を流れるものとして特異点法により解析する非粘性はく離流モデルが考えられた。

篠原・田中ら<sup>(7)~(9)</sup> は単独平板がねじりモードの振動をする場合に適用し, 前縁はく離をする場合<sup>(8)</sup>, 後縁はく離をする場合<sup>(7)</sup>, ねじり軸位置を変えた場合<sup>(9)</sup> についての解析結果を実験結果と比較し, 定性的にはよい一致の見られることを示した。図4はねじり軸位置 (P.C.) の影響を比較した一例で, 縦軸  $E$  は1サイクル中のエネルギー授受量を表わし, 正の領域が失速フラッタ発生領域を示している。ねじり軸が後縁 (P.C.=1.0) に近づくにつれてフラッタ発生が無次元振動数  $k = \omega c/V$  は小さい方へ移り, フラッタは発生し難くなる傾向が見られる。

八島・田中<sup>(10)~(12)</sup> は篠原の理論を翼列に拡張し, 前縁はく離を伴う翼列失速フラッタの有限ピッチ理論による解析をねじりおよび曲げモードについて解析を行っている。この場合失速現象はピッチの密な翼列では起り難いとして, 塩入の非失速翼列フラッタ解析法<sup>(13)</sup> にならい, 定常および非定常渦とも着目翼では分布渦とし, 着目翼以外は定常の空力中心にある束縛渦で置き換えて扱っている。計算結果と実験結果の一例を図5, 図6に示す。図5は食違い角  $G=30$  度の圧縮機翼列で迎え角  $\alpha_1=15^\circ$ , ねじり軸位置 P.C.=-0.5 (前縁より25%) における失速フラッタ発生領域内のエネルギー等高線を, 翼間位相差  $\beta$  と無次元振動数  $k$  に対

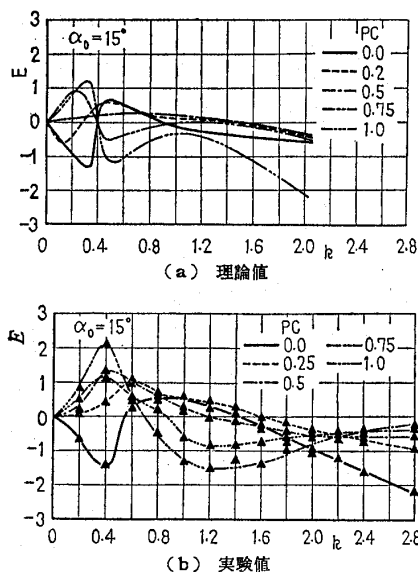


図4 失速フラッタのエネルギー曲線 (単独翼, ねじりモード,  $E > 0$  不安定) (文献9)

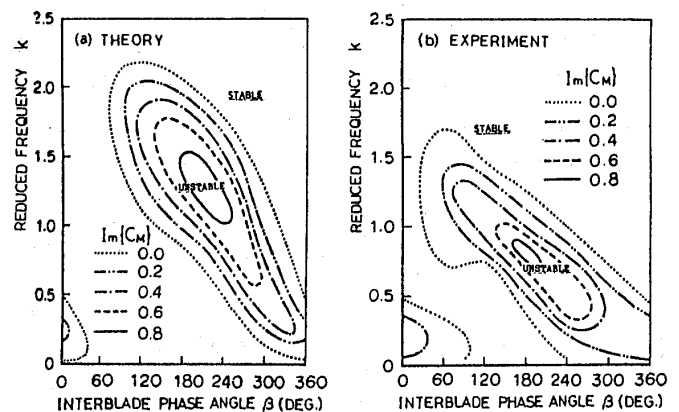


図5 失速フラッタ領域内のエネルギー等高線 (翼列, ねじりモード) (文献12)

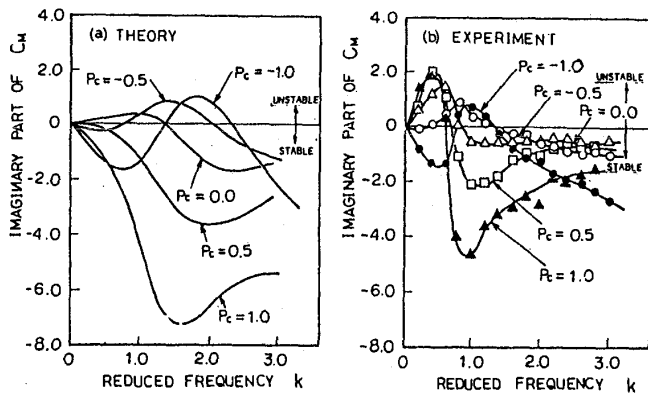


図6 失速フラッタのエネルギー曲線（翼列、ねじりモード、 $C_M > 0$  不安定）（文献12）

して示してある。理論と実験の結果は可成りよく合っており、図で特徴的なことは失速フラッタの場合  $k$  の小さい所では背面側隣接翼が位相遅れ ( $180^\circ < \beta < 360^\circ$ ) でフラッタが発生するが、 $k$  が大きくなると位相進み ( $0^\circ < \beta < 180^\circ$ ) で発生するようになることである。しかしフラッタは  $k$  の一番大きい  $\beta$  の所で発生するから、フラッタ発生点の  $\beta$  は非失速の場合と同じく背面側隣接翼が位相進み ( $\beta = 90^\circ \sim 120^\circ$ ) であることがわかる。図6はねじり軸位置の影響を示したもので、 $C_M > 0$  がフラッタ発生領域を示し、図4の単独翼の場合と同様翼列でもねじり軸が後縁 ( $P.C. = 1.0$ ) に近づく程フラッタ発生点の  $k$  の値は小さくなり、フラッタは発生し難くなる傾向が示されている ( $P.C. = -1.0$  の前縁で最も起り易い)。

## 5. 数値解析法（離散渦法）

以上に述べた準アクチュエータディスクモデルあるいは非粘性はく離流モデルが、定性的に実験結果と一致するフラッタ限界の予測に成功しているが、振動翼の非定常空力特性の基礎となるはく離を伴う翼まわりの流れとの関連については、一部実験データも発表され始めてはいるがなお未解明の点が数多く残されている。このような問題こそ数値流体力学が最も期待される研究分野である。

時末・高田<sup>(14)~(17)</sup>は失速迎え角あるいはそれ以上の迎え角を平均迎え角としてねじり振動する単独翼の動的失速の機構を解明する目的で、流れ場を渦度方程式に支配される外部流れ場と、境界層方程式に支配される翼面境界層に分離し、それぞれの解を接続することにより全体の解を得ている。この場合渦度方程式の数値解析に際し、乱流モデ

ルを取入れることにより粘性渦の拡散効果も考慮し、流れ場の各小要素に対し積分形表示された同方程式を、拡散項を差分式で、対流項を循環を持つ渦点の移動で表わすという方法で離散化しており、渦度の分布とその対流輸送を渦点を用いて表わすことにより、高レイノルズ数の流れを安定に且つ迅速に解くことを可能にしている<sup>(14)</sup>。そしてこの方法を翼厚比15%の楕円翼が迎え角  $\alpha_0 = 15^\circ \sim 30^\circ$  の範囲内のある値の時の Starting Flow および平均迎え角  $\alpha_0 = 10^\circ \sim 14^\circ$  のまわりに片角振巾  $\alpha_1 = 5^\circ$  のねじり振動する場合に適用し<sup>(15)</sup>、同一条件における実験結果<sup>(16)</sup>と詳細に比較検討している。そしてある迎え角で流れが前縁はく離を始めると、前縁から放出される渦度によりまず前縁近くに小さな失速渦が形成され、その渦の前縁からの渦度の放出につれて次第に強さと大きさを増しつつ後縁方向に延びて行き、失速渦の先端が後縁に達すると失速渦は翼面から離れ始め、同時に腹面側のはく離点から強い反符合の渦度が放出され、上記失速渦が完全に翼を離れるまで後縁付近に留められ、その後この渦も翼も離れ、失速渦の放出により失われた翼の循環が回復して行くという失速渦放出現象の存在を見出した。さらにこの現象は迎え角によらずほぼ一定の周期性も持つ現象であることも見出し<sup>(17)</sup>、この現象が動的失速の挙動の基礎をなしており、前縁失速型の翼の失速フラッタ特性<sup>(18)</sup>と深くかかわっていることを明らかにしている。図7はこの一例で上記楕円翼を平均迎え角  $\alpha_0 = 13^\circ$  で翼弦中心まわりに片角振巾  $\alpha_1 = 1^\circ$  でねじり振動させた時の翼弦方向各点 ( $X/C = 0$  が前縁) での一周期中の圧力変動を示したもので、とくに無次元振動数  $k = \omega c/V = 0.2$  の時、前縁付近で発生した負圧部分（失速渦）が時間と共に後縁方向に延びて行く様子が見られ、この場合実験による上記失速渦放出の周期性をあらわす無次元振動数は  $k_{sv} = 0.22$  であるので、 $k = 0.2$  の時負圧が大きくあらわれ、流体から翼へのエネルギー流入（フラッタ発生）が大きくなっていることも明らかにされている。さらに西沢・高田<sup>(19)</sup>は上記粘性渦の拡散効果を考慮した離散渦法による数値解析を翼列に拡張し、従来主として準アクチュエータディスクの理論により行われていた旋回失速の解析を、現実の有限ピッチ翼列に適用し、

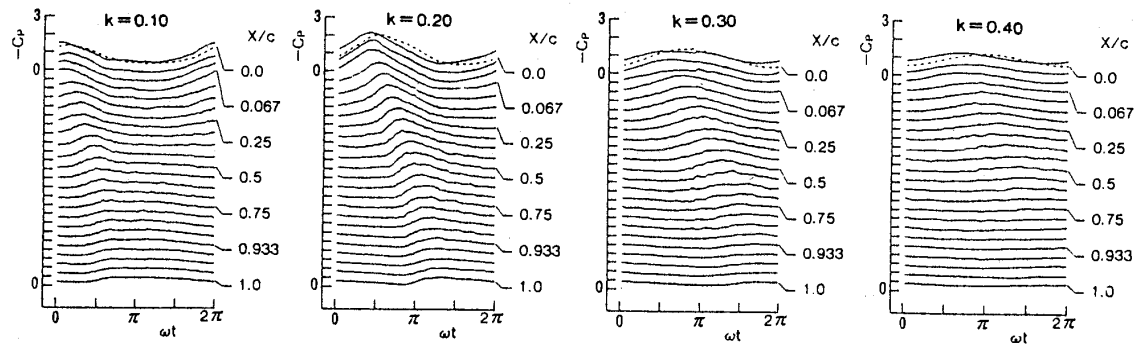


図7 翼背面上各点での圧力の時間的变化 ( $\alpha_0 = 13^\circ$ ,  $\alpha_1 = 1^\circ$ ) (文献17)

失速セルの伝播機構を詳細に解明している。このように有限ピッチ翼列に拡張された数値解析法は、翼列失速フラッタの機構解明に道を拓くもので、今後の研究の進展が期待される。

Sisto ら<sup>(20)</sup> は上記と類似の数値解析法により、まず非失速翼列の曲げ振動時に翼に働く非定常揚力と非定常モーメントについて Sisto<sup>(21)</sup> ならびに Whitehead<sup>(22)</sup> の解析結果と比較し、両者の結果とよく一致することを確認した上で、失速迎え角を越える領域で翼間位相差 $180^\circ$ で曲げ振動する翼列に適用し、翼に働らく非定常揚力として、曲げ振動の周波数に対応する成分と旋回失速の周波数に対応する成分が得られることを見出し、さらに曲げ振動の幅巾を増大させて行くと、振動対応成分は大きくなり、旋回失速対応成分は逆に減少して行くことを見出している。この結果からの推定として、両者の周波数が比較的近い場合には、ある程度以上振動振巾を大きくして行くと、旋回失速対応成分は振動周波数に引き込まれる可能性を予測し、離散渦法による数値解析が、旋回失速と失速フラッタの共存領域での非定常空力特性ならびにその機構解明の有力手段となり得ることを示唆している。

## 6. 結 言

失速フラッタは翼面からの流れのはく離現象に直接かかわっており非常に複雑な問題であるが、可成り大胆なモデル化によるこれまでの研究で、定性的には実験結果と合う結果が得られ、フラッタ発生の予測に関してもある程度の見通しは得られるようになって来たように思われる。しかし現象の本質については、はく離現象そのものが流れ

の粘性結果に基づくもので未解明の部分が多い。加えて失速領域ではカルマン渦や旋回失速など流れ場の非定常性による振動問題などが共存し、これらが相互に干渉し合うこともあり解析困難な問題を含んでいるが、数値解析法の進歩などにより解明の端緒は得られており、精度の高い実験的研究と共に今後の研究の進展が期待される。

## 参考文献

- (1) Adamczyk, J.J., ほか, Trans. ASME, J. Eng. Power, 104 (1982-7), 675.
- (2) Sisto, F., J. Aero. Sci., 20-9 (1953), 598.
- (3) Schnittger, J.R., J. Aero. Sci., 21-1 (1954), 27.
- (4) 谷田・岡崎, 日本機械学会論文集, 29-198(1963), 321.
- (5) 谷田・岡崎, 日本機械学会論文集, 29-198(1963), 332.
- (6) Whitehead, D.S., Proc. IMC, 173-21 (1959), 555.
- (7) 篠原, ほか, 日本機械学会論文集, 39-325(1973), 2753.
- (8) 篠原, ほか, 日本機械学会論文集, 40-339(1974), 3102.
- (9) 田中, ほか, 日本機械学会論文集, 42-360(1976), 2441.
- (10) 八島・田中, 日本機械学会論文集, 40-340(1974), 3349.
- (11) 八島・田中, 日本機械学会論文集, 40-340(1974), 3365.
- (12) Yashima, S & Tanaka, H., Trans. ASME, J. Eng. Power, 100 (1978-4), 317.
- (13) Shioiri, J., Jpn. Soc. Aero. Eng., 1-1 (1958), 26.
- (14) 時末・高田, 日本機械学会論文集 B, 50-460(1986), 3124.
- (15) 時末・高田, 日本機械学会論文集 B, 50-460(1986), 3133.
- (16) 時末・高田, 日本機械学会論文集 B, 55-510(1989), 321.
- (17) 時末・高田, 日本機械学会論文集 B, 55-510(1989), 329.
- (18) 時末・ほか, 日本機械学会論文集 B, 55-510(1989), 337.
- (19) 西澤・高田, 日本機械学会論文集 B, 56-523(1990), 618.
- (20) Sisto, F., ほか, J. Aero. Sci., 27-4 (1989), 462.
- (21) Sisto, F., J. Aero. Sci., 22-5 (1955), 297.
- (22) Whitehead, D.S., ARC R & M 3254, (1960).

## 2. 旋回失速とサージング

### 2.1 軸流圧縮機の旋回失速

東海大学工学部 高田 浩之  
航空宇宙技術研究所 西沢 敏夫

#### 1. まえがき

軸流圧縮機中のある翼列において、例えば圧縮機の流量が絞られたり、あるいは低回転数で運転されたりして、翼列に対する迎え角がだんだん大きくなっていくとき、一般にその翼列中の各翼はみな一斉に失速するものではなく、むしろ部分的に失速した領域（これを失速セルという）が圧縮機の環状部分中に1個ないし数個できて、しかもそれが一定の角速度で円周方向に伝播していくのが普通である。これが旋回失速（rotating stall）または伝播失速（propagating stall）と呼ばれる現象である。旋回失速にさらされると、動翼や静翼は周期的に非常に大きな空気力を受けるので、疲労あるいは共振により破損に至る。旋回失速は非線形的性格の強い現象であって、一旦発生してしまうと圧縮機の作動状態などを変化させてもそれから脱出することは容易ではなく、そのために圧縮機やエンジンの運転特性も大きな影響を受ける。

本稿では、主として旋回失速の発生や伝播に関する理論的な考察に関して、最も単純な形である単独の二次元翼列の場合について述べてみたい。

#### 2. アクチュエータ・ディスク理論

旋回失速は従来、図1のように定性的に説明されて来た。即ち、翼列が全体として迎え角の大きい作動状態にあるとき何らかの原因でその中の1枚または数枚の翼が失速すると、その翼の背側の流路では剥離した流体が流路をせき止めるため上流から来る流れは局部的にその流路を避けて流れようとする。そのために剥離した流路の上側の翼では迎え角はさらに大きくなって新たに失速を起こし、反対に下側の翼では迎え角が小さくなって失速から回復する方向へ向う。このようにして失

速が伝播していくというものである。

この説明は伝播のメカニズムをよく説明しているようであり、また旋回失速の発生機構に関しても些かのヒントを与えている。

一方、旋回失速の理論的な解析は、主として翼ピッチを無限小として扱うアクチュエータ・ディスク理論（セミ・アクチュエータ・ディスク理論

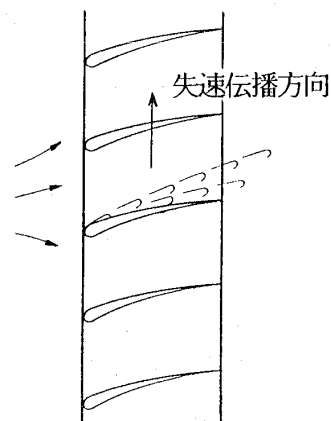


図1 旋回失速の定性的説明

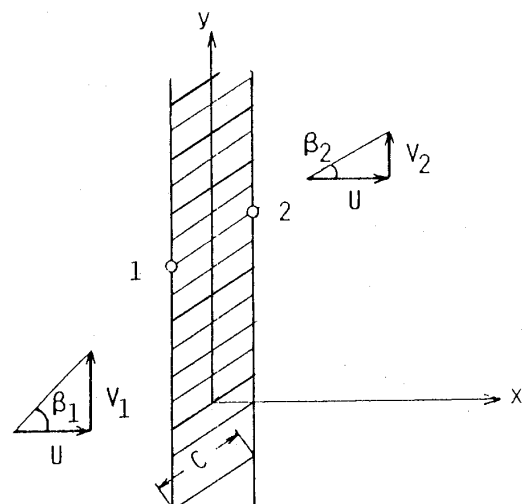


図2 アクチュエータ・ディスク

(平成4年2月4日原稿受付)

を含む。以下単に AD 理論) によって行われて来た。即ち、図 2 に示すようにアクチュエータ・ディスクで置き換えられた翼列を通過する一様流 ( $U, V$ ) の上に、時間  $t$  と圧縮機周方向  $y$  に対して  $\exp[\mu t + i\omega(t - y/V_p)]$  なる形をもつ非定常な微小変動を重畳して、その安定性を調べることによって行われて来た。 $\mu$  は変動の成長率、 $\omega$  は角振動数、 $V_p$  は  $y$  方向への位相速度である。そして固有値として与えられる  $\mu$  が負から正へ移り変わる点 ( $\mu=0$ ) が旋回失速の発生点であり、そのときの  $V_p$  が旋回失速の伝播速度を与えるとされて来た。また、このとき同時に非定常微小変動の固有モードも定まり、これに基づいて発生する旋回失速の波長 (セル数) についても種々議論が行われて来た。

なおこれらの理論においては、図 1 に関連して述べた剝離に基づく翼列流路の通りにくさを表す因子として、失速範囲を含む翼列の特性が外から与えられる必要がある。この翼列特性の形としては従来、有効流路面積、全圧損失係数、圧力上昇係数などが用いられて来たが、いずれにしてもこれらが理論の中で流れ場の解析によって得られるものではなく、外部からそれとは独立に与えられなければならないものであることは AD 理論の一つの欠点と言わなければならない。しかも、結果としてわかるように、この失速付近での翼列特性が結局旋回失速の発生や伝播を定める最も重要な因子であることを考えると尚更のことである。この意味で失速した翼列の特性そのものを自らのうちで予測することのできる理論というものが望ましいことは言うまでもない。

さて、上記の AD 理論は明らかに翼列を通過する一様流の安定限界を求めるものであった。そして、この種の理論によって旋回失速発生点は比較的精度よく推定することができる。これは翼列の失速がもともと僅かの迎え角の変化に対しても急激に進行する性格のものであるからであろう。しかし、それに反して伝播速度や失速セル数は、線形 AD 理論によってはあまりよく説明することができない。線形理論によって予測される伝播速度は旋回失速発生点付近のみの翼列特性によって決定される微小変動の位相速度であるのに対し、実際に定常的に伝播するに至った旋回失速の変動は多くの場合かなり大きくて広い流入角範囲の翼

列特性の影響を受けて定まるものだからである<sup>(1)</sup>。また、失速セル数についても、これは本来発生点を過ぎて成長し始めた微小変動の非線形な成長過程を通じて定まるものであり、中立安定点における固有モードとは必ずしも関係がないと思われるからである。以上の欠点は非線形の AD 理論によれば一部改良することができる<sup>(1)</sup>。

しかしながら、上記の理論のもう一つの欠点は AD 理論であること自体にある。即ちアクチュエータ・ディスクの仮定を用いているために翼列ピッチの有限性の影響にふれられない点にある。この故に理論と図 1 の定性的説明との間のつながりにも不十分な点が残ることになる。

以上の意味で、旋回失速の現象の十分な理解のためには、それ自身で翼列の失速の効果を評価できるような非線形の有限ピッチ理論が必要である。そして、そのような理論というのは当面、数値解析的な方法しかないように思われる。

### 3. 旋回失速の伝播の数値解析

失速迎え角より少し大きい程度の迎え角におかれた単独翼においては、前縁失速によって前縁から放出される渦度が翼背面に蓄積しながら成長することによって生ずる失速渦と、翼腹面後縁から放出されて後縁をまわり込み背面側に成長する逆まわりの回復渦とが、翼面から交互に周期的に放出されることが数値解析と実験により知られている。そして、この周期的な渦放出の現象が単独翼の動的失速や失速フラッタの空気力特性を大きく支配することがわかっている<sup>(2)</sup>。

同じ見方を翼列の場合に拡張してみたらどうなるであろうか。図 3 は上と同様な数値解析を翼列の場合に適用した一例<sup>(3)</sup>であり、翼列における失速の伝播を明瞭に示している例である。ただし、翼列としては NACA65(12)10 翼型より成る食違い角  $\xi=30^\circ$ 、ソリディティ  $\sigma=1.0$ 、平均流入角  $\bar{\beta}=60^\circ$  の翼列を想定し、5 枚の翼が 1 周期をなしているものとしている。

無次元時間  $t^*=9$  において No. 4 翼は前縁失速し、失速渦が翼背面の上流側半分を掩う程度に成長している。 $t^*=10$  においてはその渦は一段と成長すると共に翼面を離れ始め (失速渦)、同時に同じ翼の後縁腹面側からの逆まわりの渦が急に強さを増すと共に背面側へまわり込み始めている。 $t^*$

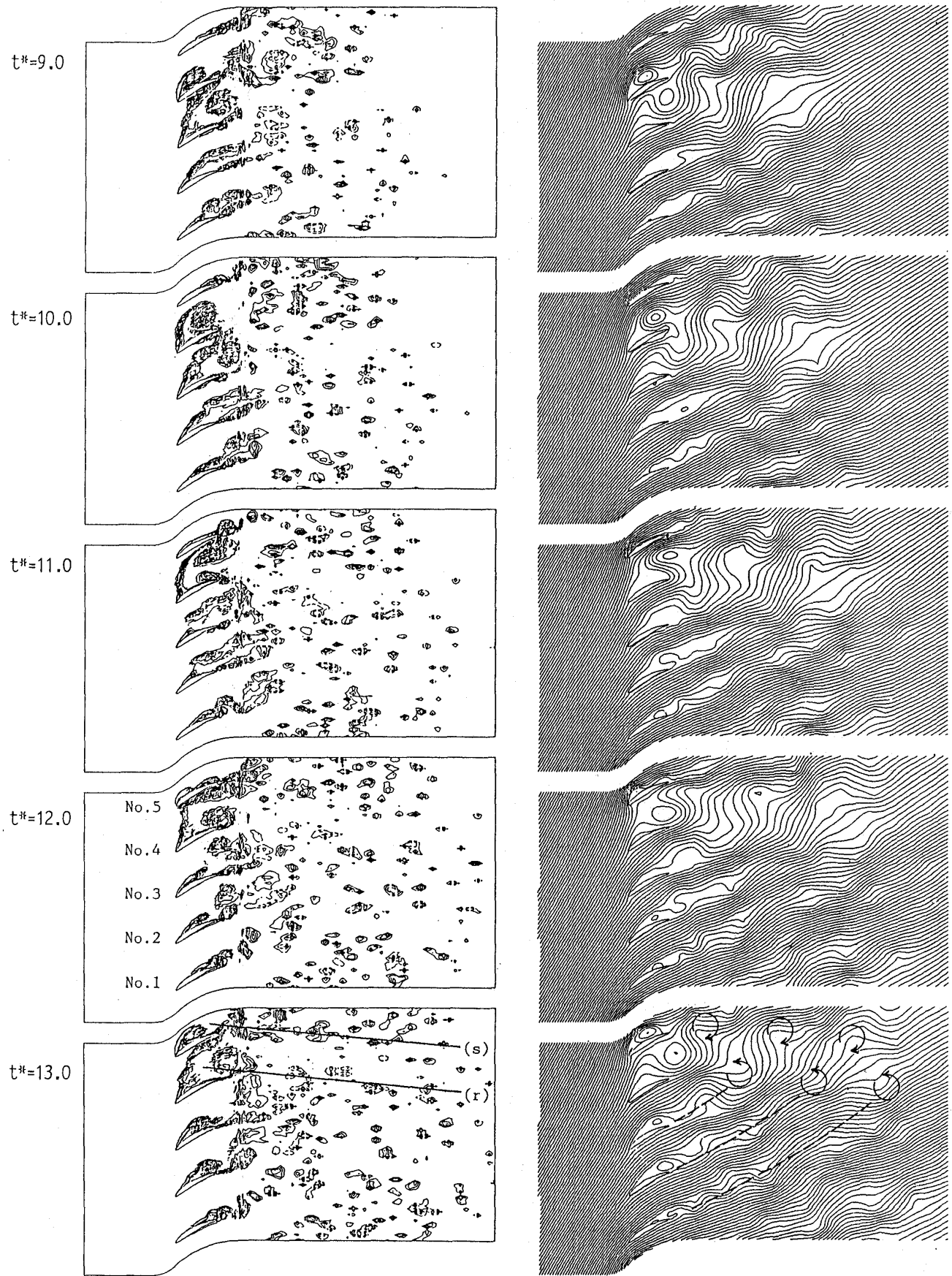


図3 旋回失速の流れ場 (渦度分布と流線)  
NACA65-(12)10,  $\xi = 30^\circ$ ,  $\sigma = 1.0$ ,  $\beta_1 = 60^\circ$

= 11において失速渦は隣の No. 5 翼の腹面に達し No. 5 翼の失速を誘起すると共に, No. 4 翼の背面へ回り込んだ逆まわりの渦 (回復渦) もかなり成長している。その結果この流路を通る流量はせき止められてかなり減少する。そして,  $t^* = 13$  においては No. 5 翼背面側の失速渦はちょうど  $t^* = 9$  における No. 4 翼のそれと同じ程度にまで成長している。結局,  $t^* = 13$  における No. 5, No. 4 翼の作動状態は  $t^* = 9$  における No. 4, No. 3 翼の状態と同一であり, これは失速が無次元時間 4 秒で翼列を 1 ピッチだけ伝播したことを示している。

結局この数値シミュレーションは, 翼の失速の第一義的な効果であるところの失速渦及び回復渦の放出と, それに基づく翼列流路内の流れのせき止め効果などを自ら評価しながら, 旋回失速の伝播過程をよく表現し得たものであって, ちょうど, 図 1 の定性的な説明に解析的な根拠を与えたものになっている。AD 理論との関連で言えば, この解析結果から逆に動的な翼列特性を知ることが可能である。

以上の解析からはまた, 失速伝播時における翼周辺流れ場の速度分布や圧力分布の詳細はもちろん, 失速の伝播に伴って繰り返される翼の非定常剥離と再付着の過程などを調べることもできる。図 4 に流れ場全域における静圧分布を示す<sup>(4)</sup>。翼背面や翼列流路中を鋭い負圧の谷が下流へ流れていく様子を見ることができる。

#### 4. 旋回失速の発生と成長

最近, 旋回失速の発生とその後の成長に関する研究が幾つか発表されている<sup>(5)(6)(7)</sup>。主として, MIT やケンブリッジ大学の研究者によるもので, 軸流圧縮機中に多数の熱線風速計や圧力ピックアップを配置して旋回失速がちょうど発生するときの過渡変化を捉えたり, あるいは翼列流路のどの位置に最初の発生の徴候が見出されるか等々を実験的に調べたものである。しかし, それらの中でも最も注目されるのは, 旋回失速が発生するかなり以前から圧縮機中に周方向に伝播する小さな振幅の波動が見出され, しかもそれがその後発生・成長する旋回失速に位相においても振幅においても連続的につながっていくとする, McDougall<sup>(6)</sup> や Garnier<sup>(7)</sup> らの報告である。もし

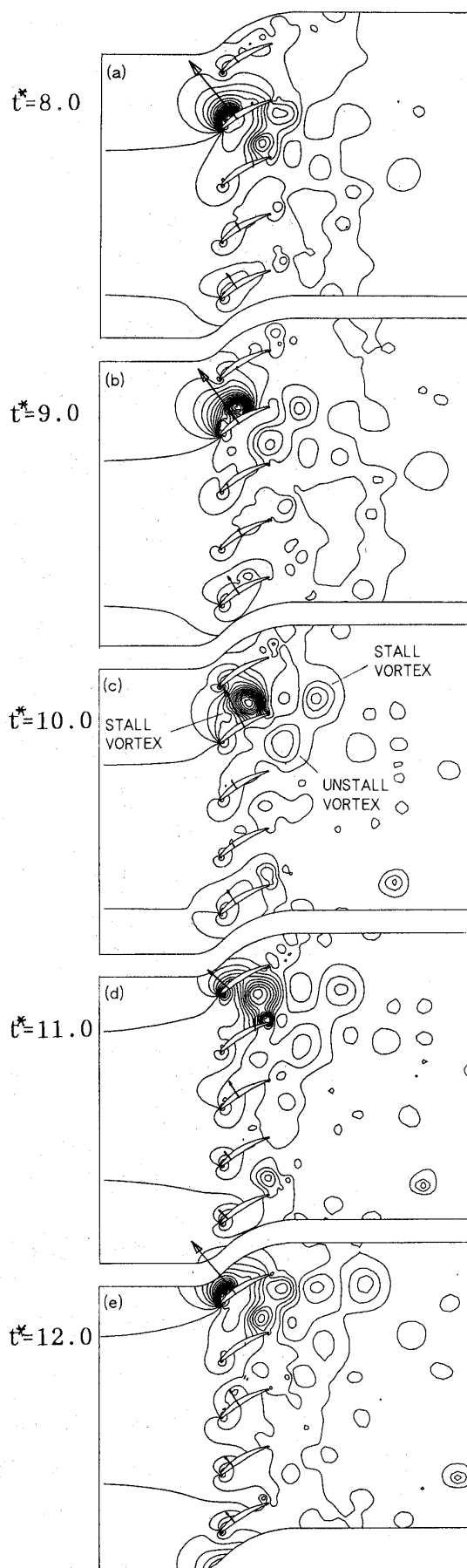


図4 旋回失速の静圧場

NACA65-(12)10,  $\xi = 30^\circ$ ,  $\sigma = 1.0$ ,  $\beta_1 = 60^\circ$

そうならば、それは線形 AD 理論による中立変動の固有モードであると考えられ、AD 理論をバックアップするものとして非常に興味深い結果だからである。そして、ケンブリッジや MIT のグループはこれを根拠として旋回失速のアクティブ・コントロールの研究を進めている。ただし、このアクティブ・コントロールについては、本稿では紙数の関係で省略することにした。

しかしながら、すべての軸流圧縮機において上述のような固有モードの変動が旋回失速に先だって観測されるかという点になると些か疑問があるように思われる。筆者らはかつて低速軸流圧縮機を用いて旋回失速の発生の瞬間を捉える一連の実験を行ったことがあるが、上のような変動は見る事ができなかった。Day<sup>(8)</sup> も旋回失速の発生以前に必ずしも固有モードの変動が見られるとは限らないこと、また固有モードが見られるときにもそれはそのあとに成長する有限振幅の旋回失速に直接関係がないことなどを述べている。彼の報告自身にはさらに検討を要する点が含まれているが、いずれにしても筆者らには、例えば何らかの擾乱(空間的あるいは時間的な)のあるときや失速点付近における翼列の全圧損失特性の如何によっては固有モードの変動が殆ど見られることはなく、突然有限振幅の旋回失速が成長し始めることは十分あり得ることのように思われる。また、非常に振幅の小さい間は旋回失速は固有モードの形で始まるにしても、一旦成長し出すとその後の伝播速度や波長(セル数)は失速セルの非線形な成長の結果として定まっていくと考えるのがよいと思われる。

前章に述べた渦モデルによる数値シミュレーションを旋回失速の発生と成長の仮定に適用した例を図5, 6に示す<sup>(4)</sup>。これは図3と同じ2次元翼列が平均流入角 $\beta_1=53^\circ$ の入口流れのもとにあるとき、翼列流路の一つだけに通り抜け流量を1%減らすというごく微小なポテンシャル変動を与えた場合の例である。ただし、ここでは翼列は10枚の翼が1周期をなしているものとしている。また、この翼列の旋回失速発生点は線形 AD 理論などによって $\beta_1=52^\circ\sim 53^\circ$ 間にあることがわかっている。

図5はこのときの翼列入口より1翼弦長だけ上流位置における軸流速度 $U_1$ の変動分 $\Delta U$ の周方

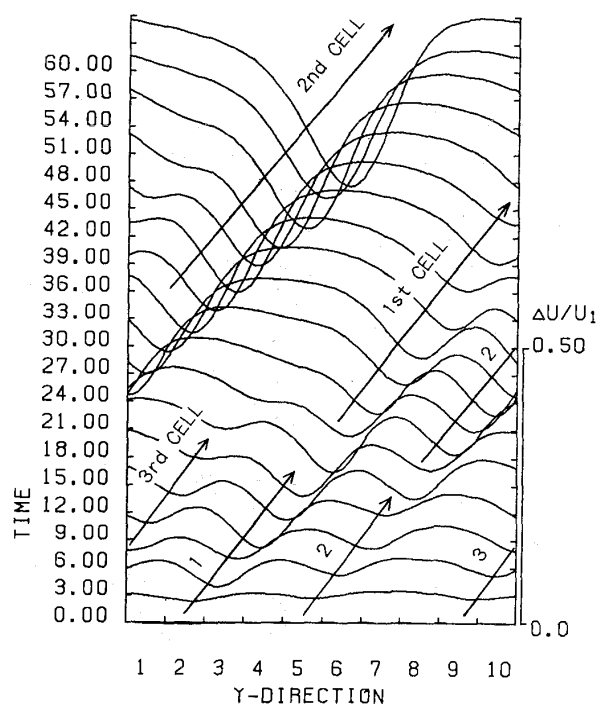


図5 旋回失速の発生と成長  $\beta_1=53^\circ$

向分布を示すものである。計算がスタートした直後には上流の流れ場中に初期条件として与えた円周1セルの変動のほかに、翼ピッチと同じ短い波長を有する微小な変動が混っている。そして成長の過程でこれらの短波長の変動は一旦2セル、続いて3セルの旋回失速をつくり出す( $t^*=2\sim 24$ , 図6(a)参照)。しかし、失速セルの成長に伴い、そのうちの一方は次第に小さくなっていった $t^*=27$ では図6(b)のように円周上に非対称に配置された、大きさのほぼ等しい2セルのパターンとなって伝播する。そして、時間の経過と共に、再びこの2セルのうちの一方は小さくなっていき(図6(c)), 最後には $t^*=60$ の頃、図6(d)のように完全に成長しきった1セルのパターンが出現するようになる。失速の伝播による流量変動の大きさは最後に出来上がった1セルのパターンでは平均流量の約80%と大きい、成長の初期3セルのパターンが出現した頃( $t^*=2$ )では4%程度の小さいものである。また、 $t^*=60$ では図に見られるように失速渦や回復渦は大きな渦に巻き上がっているが、 $t^*=2$ ではそのような巻き込みは見られず、失速といっても翼の前縁剥離が伝播していているという程度のものである。

このように旋回失速の成長は非常に非線形的性格の強い現象である。また、上の例に見られたよ

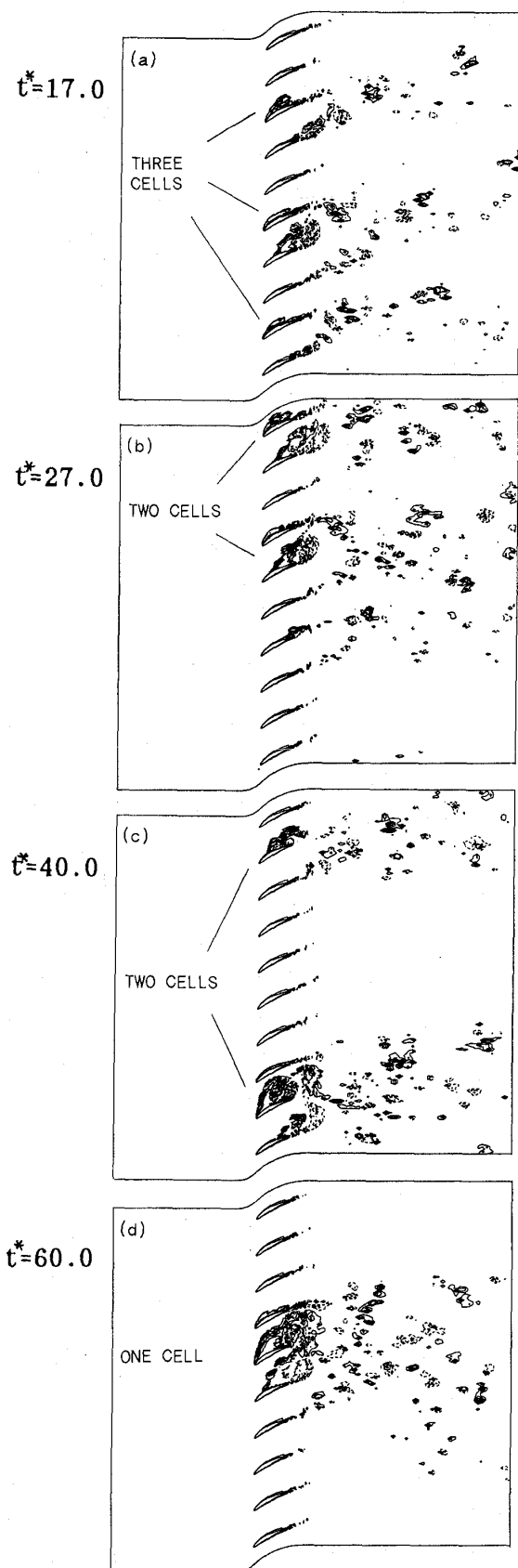


図6 旋回失速の成長過程  $\beta_1 = 53^\circ$

うな単独翼列におけるセル数の変化は有限ピッチ翼列の理論であって始めて捉えることができた現象であり, AD 理論によっては, たとえそれが非線形理論であっても, このような変化は得られない性質のものである<sup>(1)</sup>。

## 5. むすび

本稿では旋回失速の現象を, 線形 AD 理論, 非線形 AD 理論, 非線形有限ピッチ翼列理論の立場から眺め, それぞれの理論の可能性と限界とについて考察した。しかし, 旋回失速の現象は非常に複雑であり完全な理解のためには, 本稿では全く省略したが, 翼列間干渉の効果や圧縮機の三次元性の影響 (翼端もれ流れの効果を含む) などとも考えなければならない。なお, 本稿に述べた渦モデルによる失速流れのシミュレーションは, 弾性的に支持された翼から成る翼列における旋回失速の伝播, あいは失速フラッタの問題にも拡張し適用することが可能である。

## 参考文献

- (1) Takata, H. and Nagano, S., Trans. ASME, J. Engineering for Power, 94-4 (1972-10), 279.
- (2) 時末・高田, 機械学会論文集, 50-460B(昭59-12), 3124, 3133, および55-510B(平1-2), 321, 329.
- (3) 西沢・高田, 機械学会論文集, 56-523B(平2-3), 618.
- (4) Nishizawa, T. and Takata, H., Proc. 1991 Yokohama Intern. Gas Turbine Congress, Vol. I (1991), 49.
- (5) Jackson, A. D., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 109-4 (1987), 492.
- (6) McDougall, N. M. et al., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 112-1 (1990), 116.
- (7) Garnier, V. H. et al., ASME Paper 90-GT-156 (1990).
- (8) Day, I. J., ASME Paper 91-GT-86 (1991).

## 2.2 遠心圧縮機の旋回失速

日立製作所 機械研究所 西 田 秀 夫  
日立製作所 土浦工場 福 島 康 夫

### 1. はじめに

軸流圧縮機では、旋回失速が発生すると翼が振動し破損する恐れがあるので、古くから旋回失速に関する研究が行われている。これに対して、遠心圧縮機では、たとえ旋回失速が発生しても翼の剛性が高く羽根車が破損することはないため、それ程問題にはならなかった。

しかしながら、生産技術の進歩や信頼性の向上に伴い、遠心圧縮機は最近ではガスインジェクションや各種合成ガス圧縮などの高圧分野に用いられるようになってきた。高圧化に伴い、取扱ガスの密度が著しく大きくなることから、旋回失速などの流体力が原因と考えられる振動トラブルが発生することが多くなった。

図1は、吐出圧力が約30MPaの炭酸ガス圧縮機において低周波軸振動が発生した例<sup>(1)</sup>を示したものであり、回転数を一定にして流量を減らしていくと、サージ以前に突然軸振動が増加した。振動周波数は回転周波数の約20%であり軸系の危険

速度よりかなり低いこと、また、振動が作動点に関連して発生することなどから旋回失速が原因と考えられた。

このような状況から、遠心圧縮機に関する旋回失速の研究も盛んに行われるようになってきた。ここでは、これまで報告されている遠心圧縮機、遠心送風機に関する旋回失速の現象、予測法及びその抑制法について簡単に紹介する。

### 2. 旋回失速の特徴

遠心形流体機械では、旋回失速は羽根車が原因で発生することもあるが、ほとんどの場合羽根なしディフューザが原因で発生する。羽根なしディフューザで旋回失速が発生する原因は、壁面付近での逆流にあると考えられている。つまり、ディフューザの流入角（接線方向となす角）が小さくなると、壁面付近の流体の速度は摩擦のため小さくなり、半径方向の圧力勾配に打ち勝てなくなり、流れは逆流（失速）することになる。この逆流がきっかけで旋回失速が発生すると考えられる。

図2には、ディフューザ部で測定した旋回失速の圧力波形（左側）とその周波数分析結果（右側）の一例<sup>(2)</sup>を示す。旋回失速の現象は、羽根車とディフューザの組合せあるいは、流量によりかなり変化する。公表された文献を調べる<sup>(3)</sup>と、失速セル数は1～5個、失速セルと羽根車の旋回角速度の比は0.04～0.35、圧力変動のピーク周波数は羽根車回転周波数の0.07～1.06である。なお、失速セルの回転方向はほとんどの場合、羽根車の回転方向と同じである。

羽根なしディフューザに関する旋回失速の研究としては、旋回失速の詳細な計測を行ったものや、旋回失速発生点の予測法に関するものなどが報告<sup>(4)～(9)</sup>されている。鶴崎等は、熱線流速計により羽根なしディフューザ内の旋回失速の詳細な計測<sup>(4)</sup>を行っている。図3は、速度変動ベクトルの

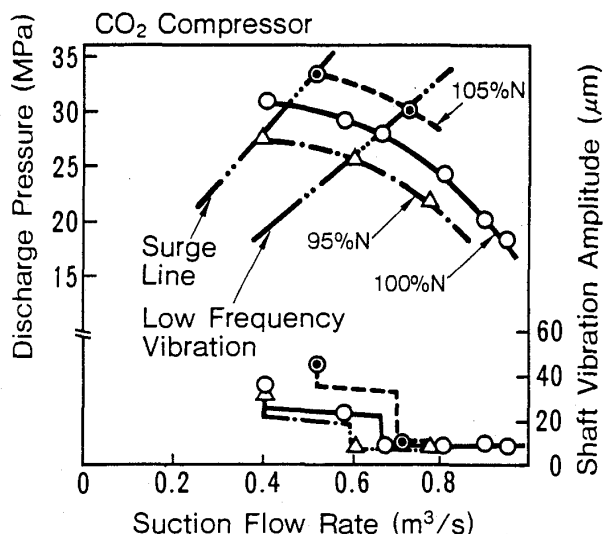


図1 高圧遠心圧縮機の軸振動発生例

(平成4年1月16日原稿受付)

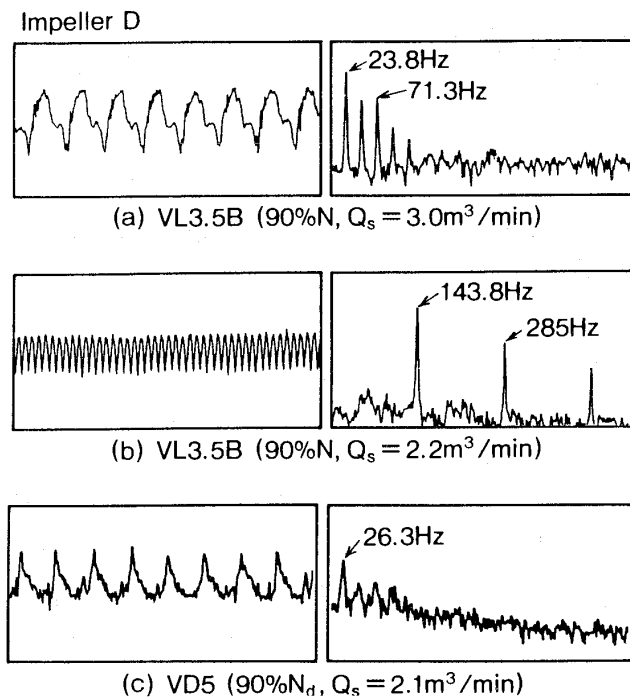


図2 旋回失速の圧力波形の一例

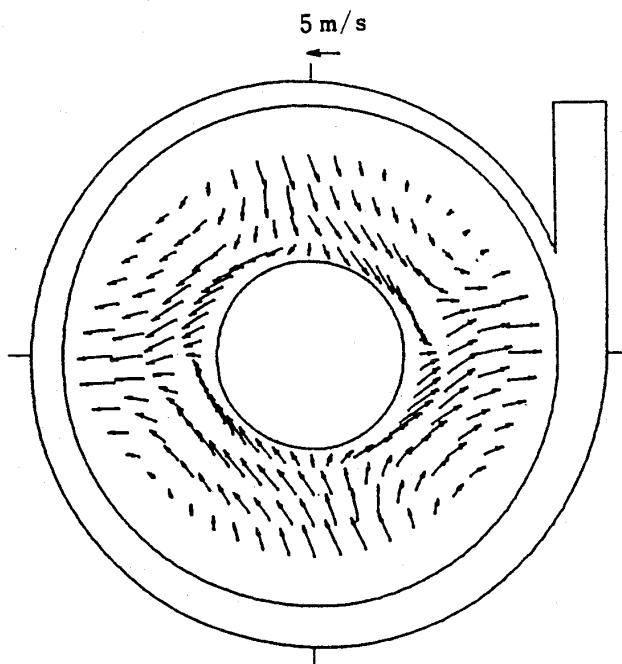


図3 旋回失速発生時の速度変動ベクトル(瞬時値)

瞬時値を示したものであり、ほぼ対称位置にある周方向2ヵ所で逆流が発生しており、セル数2の旋回失速が発生したことを示している。

### 3. 旋回失速の発生点に影響を及ぼす因子

妹尾等は<sup>(5)</sup>、図4に示すように、羽根なしディフューザの限界流入角  $\alpha_{crit}$  (旋回失速開始点の流入角) は流路幅比  $b_3/r_2$  により変化することを見出した。さらに、この  $\alpha_{crit}$  は、軸対称境界層解析<sup>(6)</sup>

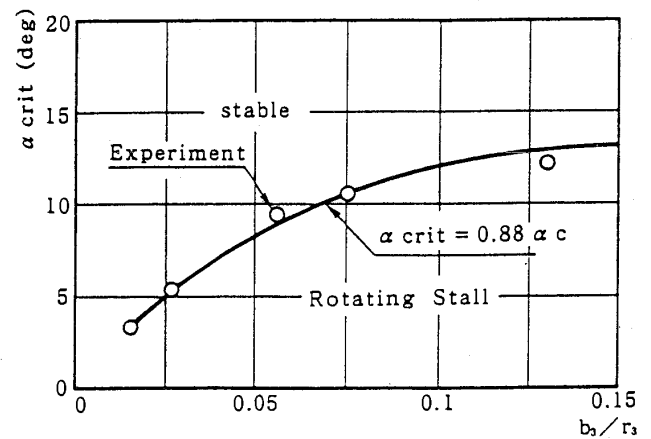
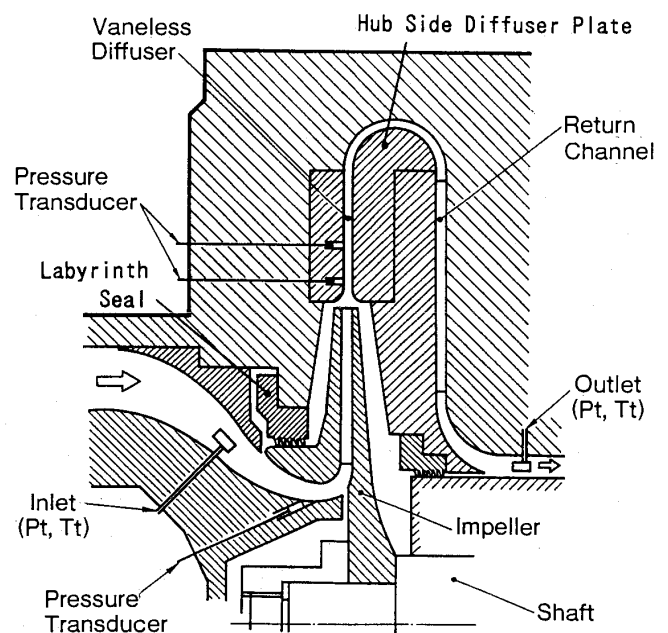
図4 限界流入角と流路幅比  $b_3/r_3$  の関係

図5 単段遠心圧縮機断面図

で逆流が始まると計算される角度  $\alpha_c$  を0.88倍することにより予測できると報告している。

筆者等<sup>(7)</sup>は、高圧の多段遠心圧縮機に適用される低比速度遠心圧縮機(図5)を用いて実験を行い、図6に示すように、 $\alpha_{crit}$  は  $b_3/r_2$  ばかりでなく、ディフューザの絞り比  $b/b_2$  (=ディフューザ流路幅/羽根車出口幅)の影響も強く受けることを見出した。さらに、図7に示すようにディフューザの入口流路形状を変えると、 $\alpha_{crit}$  は大きく変化する<sup>(8)</sup>ことも明らかにした。この他に、羽根なしディフューザ出入口半径比を変えると、 $\alpha_{crit}$  が変化すると言う実験結果も報告<sup>(9)</sup>されている。

これらの研究成果により、遠心圧縮機の旋回失速発生点を従来よりかなり高精度で予測すること

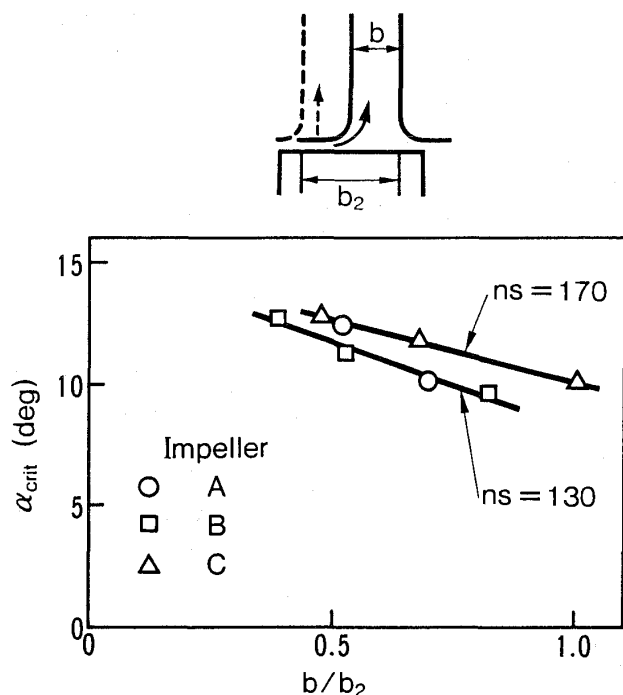
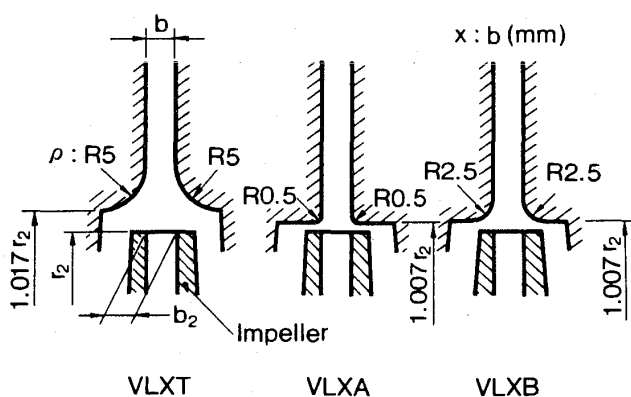
図6 限界流入角と絞り比  $b/b_2$  の関係

図7 羽根なしディフューザ入口形状

が可能になった。

#### 4. 旋回失速抑制法

高圧の圧縮機では旋回失速が発生すると軸振動の増大により運転に支障をきたすことになるので、防止法が強く望まれている。

前述のごとく、羽根なしディフューザの旋回失速発生原因は、流路表面近傍での流れの逆流にあると考えられるから、旋回失速を抑制するにはこの逆流を防止する工夫が必要になる。

##### 4.1 急拡大ディフューザ

遠心圧縮機の旋回失速の発生原因は羽根なしディフューザにあるので、ディフューザを取外すことにより旋回失速を抑制できると考えられる。筆者等は、図5に示す心板(hub)側のディフュー

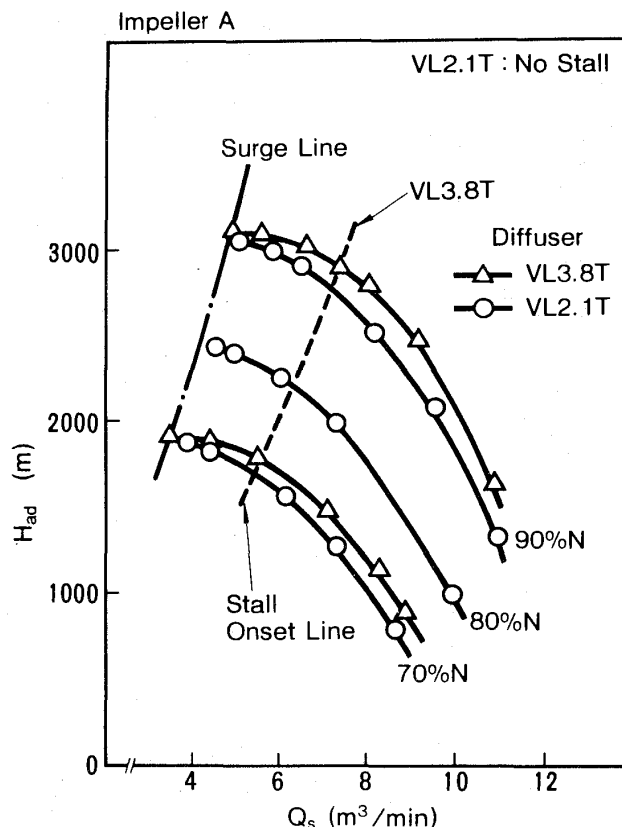


図8 流路幅の縮小による旋回失速の抑制

ザ板を取外した段の実験を行い、急拡大ディフューザにより旋回失速が抑制されることを確認<sup>(2)</sup>した。しかしながら、急拡大ディフューザ段では通常の羽根なしディフューザ段より大幅に性能が低くなるという欠点がある。

##### 4.2 羽根なしディフューザ流路幅の縮小

同じ羽根車に対して、流路幅の小さい羽根なしディフューザを用いると子午面速度が大きくなるため流入角が増加し、旋回失速を防止することが可能になる。図8は、その一例<sup>(2)</sup>を示したものである。流路幅の広い羽根なしディフューザ(VL3.8T,  $b=3.8\text{mm}$ )段ではかなり大流量で旋回失速が発生するが、流路幅の狭いディフューザ(VL2.1T,  $b=2.1\text{mm}$ )段では、サージ点まで旋回失速は発生せず、失速抑制効果があることがわかる。しかしながら、流路幅を小さくすると性能は大幅に低下する。

##### 4.3 スクロール断面積の変更

鶴崎らは、羽根なしディフューザの下流に設けたスクロールの断面積を変えた実験を行なっている。図9に示すように、スクロール断面積を小さくすると旋回失速開始点の流量は小さくなり、旋

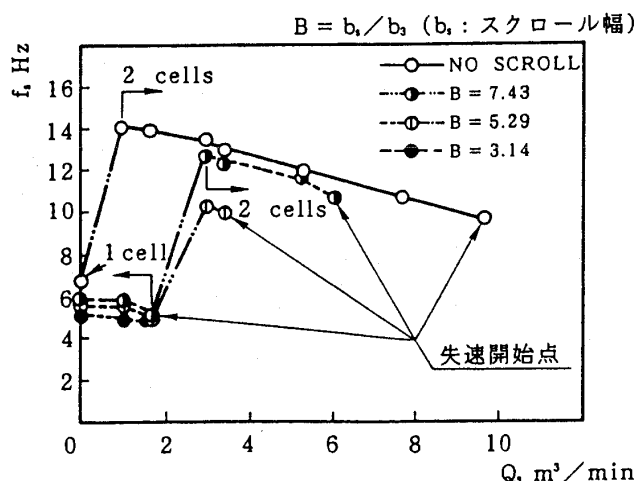


図9 スクロール断面積と旋回失速の関係

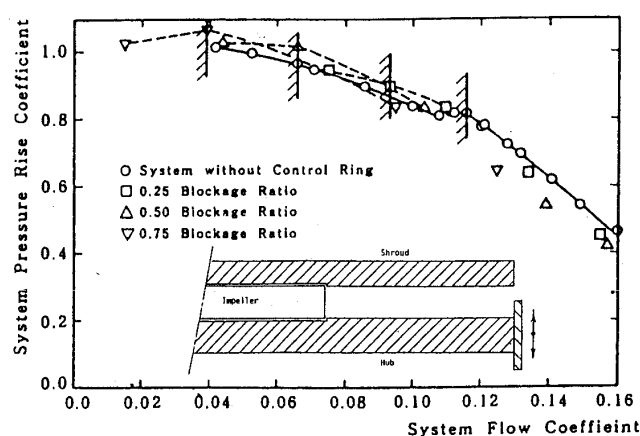


図10 コントロールリングによる旋回失速の抑制

回失速を抑制できると報告<sup>(10)</sup>している。しかしながら、スクロールの断面積を小さくするとやはり仕様点付近の性能が低下するという欠点がある。

#### 4.4 コントロールリング法

Abdelhamid は、図10に示すように羽根なしディフューザ出口部にコントロールリングを設け、このリングを軸方向に移動させて旋回失速を抑制する方法を報告<sup>(11)</sup>している。リングによる流路のブロックを大きくするほど、旋回失速の開始点が小流量側に移動し、抑制効果が大きくなっている。この方法ではリングの軸方向位置を流量により適切に選べば性能低下は避けられるが、リングを軸方向に移動させる必要があるため、高圧の圧縮機に適用するのはかなり難しい。

これに近い方法として、羽根なしディフューザの出口付近を絞ることにより失速を抑制できるといふ実験結果も報告<sup>(12)</sup>されている。

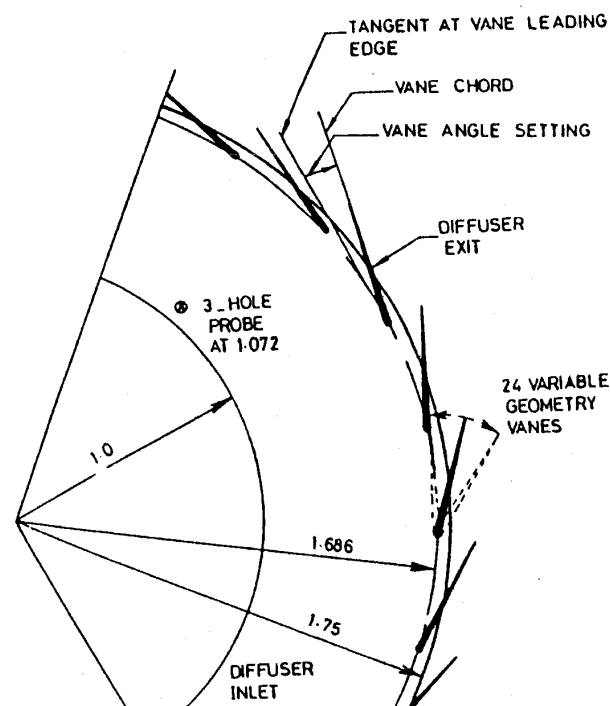


図11 ディフューザ出口可動翼の形状

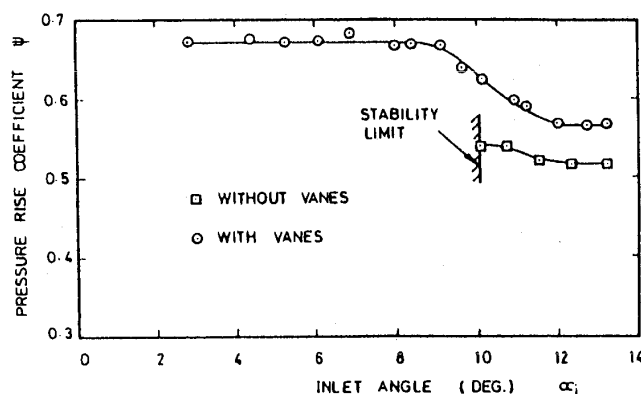


図12 可動翼による旋回失速の抑制

#### 4.5 可動翼法

Abdelhamid は、図11に示すように遠心送風機の羽根なしディフューザの出口付近に、取付け角を調整できる案内羽根を設ける方法を提案<sup>(13)</sup>している。羽根なしディフューザの流入角を一定にして案内羽根の入口角を変えると、ディフューザの性能はかなり変化する。流入角に応じて案内羽根の取付け角を調整すると、図12に示すように、案内羽根がない場合に比べて、旋回失速発生点が大幅に小流量側に移動し、旋回失速が抑制されるばかりでなく、ディフューザ性能も向上している。しかしながら、この方法もやはり可動部があるため高圧の圧縮機に適用するのは困難である。

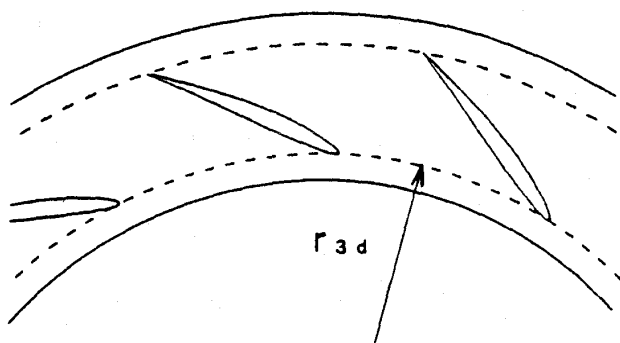


図13 小弦節比羽根付ディフューザの形状

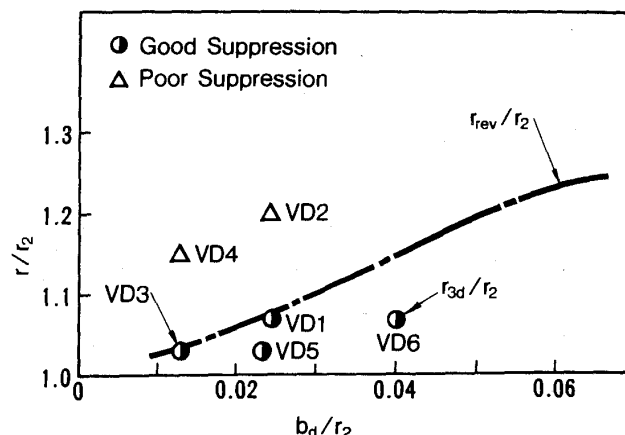


図15 前縁半径比と失速抑制効果の関係

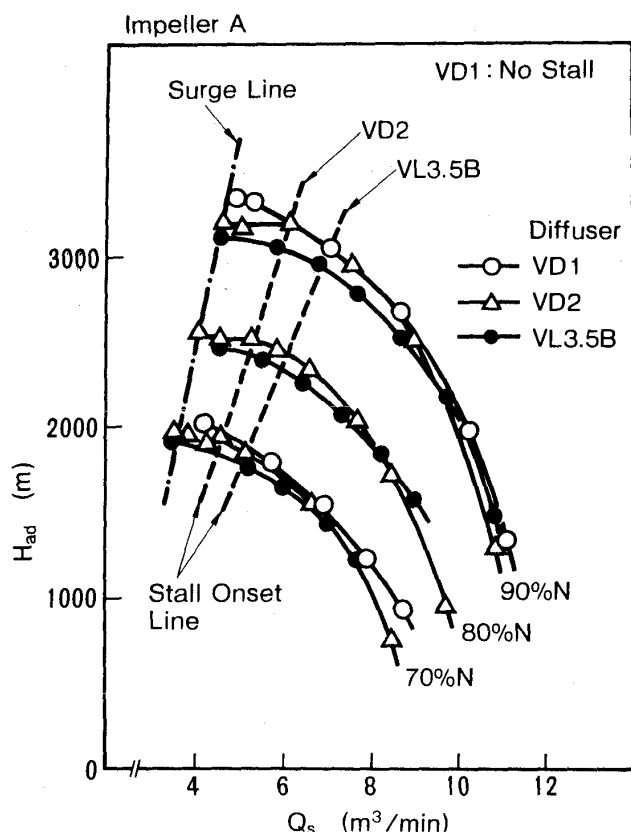


図14 羽根付ディフューザによる旋回失速の抑制

#### 4.6 小弦節比羽根付ディフューザ<sup>(2)</sup>

以上の抑制法では、いずれも圧縮機性能が低下するか、あるいは、可動部があるため高圧圧縮機への適用が困難であるなどの問題がある。そこで、高圧の多段圧縮機に適用できる、つまり、可動部がなく効率も低下しない旋回失速の抑制法が筆者等により開発されている。

羽根なしディフューザ段で旋回失速が発生する原因はディフューザ壁面からの流れの逆流にあるので、逆流を防止するため逆流の発生しそうな場所に案内羽根を設けるつまり、羽根付ディフューザを使用することにより旋回失速を防止できる。

羽根付ディフューザとしては、スロートがないために広い作動範囲を確保できる図13に示すような小弦節比ディフューザ<sup>(14)</sup>が使用されている。

図14は流路幅の等しい羽根付ディフューザ(VD1, VD2)と羽根なしディフューザ(VL3.5B)の実験結果を比較したものである。羽根付ディフューザVD1段では旋回失速がサージ点までまったく発生しない。また、VD2段では旋回失速が発生するものの、失速開始点流量はVL3.5B段よりかなり小さい。また羽根付ディフューザ段の性能は羽根なしディフューザ段よりかなり高くなっている。

このように小弦節比羽根付ディフューザは旋回失速の抑制、性能向上の両面で効果がある。羽根付ディフューザの旋回失速抑制効果はディフューザにより異なるが、抑制効果に影響を及ぼす重要なパラメータは、羽根付ディフューザの前縁半径比  $r_{3d}/r_2$  である。図15に示すように、前縁半径  $r_{3d}$  を軸対称境界層流れ解析<sup>(5)</sup>で逆流が始まると予測される半径  $r_{rev}$  (図15の一点鎖線) より小さくすると、失速抑制効果が大きくなる。従って、流路幅の狭いディフューザほど逆流開始半径が小さくなるので、羽根付ディフューザの前縁半径比を小さくする必要がある。

#### 5. まとめ

以上、遠心圧縮機で発生する旋回失速の特徴、予測法及びその抑制法について紹介した。筆者の知見の狭さから、満足な解説にはならなかったと思うが、本稿が本紙の読者に何らかのお役に立てば幸いである。

## 参考文献

- (1) Kaneki, T. and Eino, T., Hitachi Review, 28-6 (1979), 327
- (2) 西田, ほか 2 名, 日機論 B 編, 57-543 (1991), 154
- (3) 福島, ほか 2 名, ターボ機械, 17-3 (1989), 27
- (4) 鶴崎, ほか 2 名, ターボ機械, 12-6 (1984), 9
- (5) Kinoshita, Y. and Senoo, Y., ASME Paper, No.84-GT-203 (1984)
- (6) 妹尾, ほか 2 名, 日機論 B 編, 43-367 (1977), 987
- (7) 西田, ほか 3 名, 日機論 B 編, 54-499 (1988), 589
- (8) 小林, ほか 3 名, 日機論 B 編, 56-529 (1990), 2646
- (9) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.81-GT-10 (1981)
- (10) 鶴崎ほか 2 名, ターボ機械, 11-2, (1983), 29
- (11) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.82-GT-188 (1982)
- (12) 足立, ほか 3 名, 日本機械学会講演論文集, B-910-62 (平成3-10), 379
- (11) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.86-GT-128 (1986)
- (12) 妹尾, ほか 2 名, 日機論 B 編, 45-396 (1979), 1099

---

 本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
1993年 SSME-ASME 動力エネルギー国際会議	平成 5 年 9 月 12 日～16 日 京王プラザホテル	日本機械学会 動力エネルギーシステム部門 TEL 03-3379-6781
第19回液体の微粒化に関する講演会	平成 4 年 8 月 25 日～26 日 全ラ連会館	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
第189回講習会「じっくり学ぼう入門から最先端まで」	平成 4 年 5 月 11 日～12 日 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-3443-2073

## 参考文献

- (1) Kaneki, T. and Eino, T., Hitachi Review, 28-6 (1979), 327
- (2) 西田, ほか 2 名, 日機論 B 編, 57-543 (1991), 154
- (3) 福島, ほか 2 名, ターボ機械, 17-3 (1989), 27
- (4) 鶴崎, ほか 2 名, ターボ機械, 12-6 (1984), 9
- (5) Kinoshita, Y. and Senoo, Y., ASME Paper, No.84-GT-203 (1984)
- (6) 妹尾, ほか 2 名, 日機論 B 編, 43-367 (1977), 987
- (7) 西田, ほか 3 名, 日機論 B 編, 54-499 (1988), 589
- (8) 小林, ほか 3 名, 日機論 B 編, 56-529 (1990), 2646
- (9) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.81-GT-10 (1981)
- (10) 鶴崎ほか 2 名, ターボ機械, 11-2, (1983), 29
- (11) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.82-GT-188 (1982)
- (12) 足立, ほか 3 名, 日本機械学会講演論文集, B-910-62 (平成3-10), 379
- (11) Abdelhamid, A. N., ASME Paper, No.86-GT-128 (1986)
- (12) 妹尾, ほか 2 名, 日機論 B 編, 45-396 (1979), 1099

---

 本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
1993年 SSME-ASME 動力エネルギー国際会議	平成 5 年 9 月 12 日～16 日 京王プラザホテル	日本機械学会 動力エネルギーシステム部門 TEL 03-3379-6781
第19回液体の微粒化に関する講演会	平成 4 年 8 月 25 日～26 日 全ラ連会館	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
第189回講習会「じっくり学ぼう入門から最先端まで」	平成 4 年 5 月 11 日～12 日 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-3443-2073

## 2.3 軸流圧縮機のサージング

(株)日立製作所 柏原康成  
〃 石井博

### 1. はじめに

軸流圧縮機の作動中、一定回転数で吐出弁を閉じ、圧力比を上げていったとき発生する非定常現象として、サージングおよび旋回失速がある。いずれも流体的不安定の生成に起因しているが、特にサージングは圧縮機を含む全管路系の流れの自励振動であり、圧縮機の流量と圧力比は大きい周期的変動を示す。これに伴い、多くの場合圧縮機を含む管路系に激しい振動を生じ、圧縮機の安定的運転が不可能となる。圧縮機本体にも翼その他に損傷をひき起こすため、サージング域での運転は絶対に避けなければならない。

ガスタービン用軸流圧縮機では定格回転数での運転は勿論であるが、起動途中の低速域においてもサージ域を通過しないよう設計時に注意が必要である。一般に産業用ガスタービンでは、起動時に入口案内翼の角度制御および複数中間段からの抽気によって、サージングの発生を防止することができる。大気温度が標準状態から異なる高気温時あるいは低気温時には、圧縮機の修正回転数の移動により定格作動点はサージ線に近づくようになる。これらの点を十分注意して、各作動点でのサージマージンが十分得られるよう圧縮機の空力設計を行なうことが必要である。

サージング発生メカニズムについては、古くから研究がなされており(例えば文献(1), (2)), またそれらに関するすぐれた解説も行なわれている(3)(4)(5)。実機の立場からは、上記のような各作動状況における非定常作動の発生を予測することが重要となる。この観点から、本稿においては筆者らが経験した多段軸流圧縮機におけるサージングの発生状況例を述べ、その発生予測に関する最近の研究を、筆者らの行なった研究も含め紹介する。

最後に、圧縮機の各因子がサージングに与える影響とサージングの回避法について簡単に述べる。

### 2. 軸流圧縮機のサージング試験例

サージングの発生を精度よく予測する為にも、比較できる実測値があることが望ましい。しかし上述のように圧縮機がサージに突入すると圧縮機および管路系に激しい振動を発生し、また大音響を生ずるため、運転者は心理的にも恐怖の念を覚える。従って、高圧力比の多段圧縮機でのサージング試験データの発表例はあまり多くない。次に筆者らの行なったサージング試験例を紹介する。

図1<sup>(6)</sup>は17段圧縮機でサージングを発生させた時の圧力変動の時刻歴波形を示したものである。設計回転数は10,800rpm、圧力比は14.7である。ケーシングでの変動圧を測定した。図1の下半分の波形は上波形の時間軸を拡大している。波形にはサージングによる周期的な変動がみられる。一方脈動の山の部分にセル数1箇で伝播速度が約0.45の旋回失速が発生している。すなわち本例で

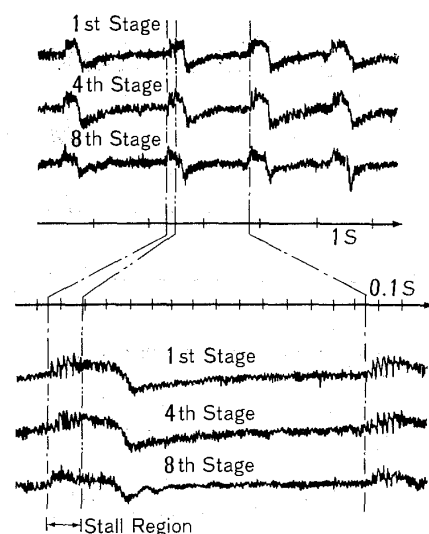


図1 17段圧縮機におけるサージング時の圧力変動波形(50%回転数)<sup>(6)</sup>

(平成4年1月20日原稿受付)

はサージングに併発して旋回失速も発生した。図2<sup>(6)</sup>は定格回転数において、損傷を避けるため吸気を大気圧以下に減圧してサージング試験を行なった場合の圧力変動を示したものである。まず急激な圧力変化が生じ、その後短い周期の変動が徐々に成長しそのまま継続する。急激な圧力変化はサージングの開始によるものである。これに続く短い周期の変動は旋回失速によるものと思われる。

上述の実測例に示したように、多段の特に高圧力比の圧縮機では、必ずしもサージング単独で発生する場合ばかりとは限らず、もう少し複雑な様相を呈する。サージングは軸方向の脈動であるのに対して旋回失速は周方向の脈動であり、現れる現象は異なっている。しかしいずれも翼の失速に関連しており、その間の相互作用は当然存在すると考えられる。

### 3. 軸流圧縮機のサージング理論

従来から行なわれているサージングの理論は、多くが1次元の管内流動の基礎式にもとづくものであるが、実機に適用されかなりの成果をあげてきている(例えば文献(7), (8))。以下に最近の主な研究を簡単に紹介する。

これまでの多くの研究では、圧縮機入、出口に接続したダクト内の流れに1次元の非定常、圧縮性、非粘性管内流れ基礎式を適用し、圧縮機の入、

出口間は失速域を含む定常特性曲線によって接続、また吐出弁での圧力損失を与えて全管路系の入、出口で与える境界条件を満たすように非定常解を求める。多段圧縮機については各段落を actuator disc と考え、各段落間に上式を適用すればよい。このようなモデルで不安定流動の発生点を求めるには、微小変動の仮定により基礎式を線型化し固有値について解くか、またはそのまま数値的シミュレーションを行なうものが多い。実機を設計する立場からいえば、サージングの発生点が予測できれば十分である場合が多いが、サージング発生後の翼やケーシング等におよぼす変動流体力の影響を求めようと思えば、発生後の変動を追跡することが必要となる。この場合には線形的扱いは不十分である。

Greitzer<sup>(9)</sup>は図3のような圧縮系の一次元モデルによって、非定常流動の発生とその後に続く挙動を計算している。その結果、次式で表される  $B$  が支配的パラメータであることを示した。

$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (1)$$

ここで  $U$ ; 圧縮機周速,  $a$ ; 音速,  $V_p$ ; プレナム容積,  $A_c$ ,  $L_c$ ; 圧縮機およびダクトの断面積と長さ。

$B$  が大きいと、すなわち高速機およびプレナム容積が大きいほどサージングを生じやすいことを示し、実測結果ともよく一致すると述べている。圧縮系にたいしてそれぞれ固有の  $B_{crit}$  が存在し、 $B > B_{crit}$  でサージング,  $B < B_{crit}$  で旋回失速が発生する。西原<sup>(10)</sup>はこのGreitzerのモデルにもとづき、圧縮機の失速域を含む定常特性の形状がサージング挙動に及ぼす影響を解析している。Elder<sup>(11)</sup>は微小変動の仮定のもとに基礎式の線型化を行なってサージングを求めている。大山<sup>(12)</sup>は圧縮機を作動流体にエネルギーを供給する流体機械

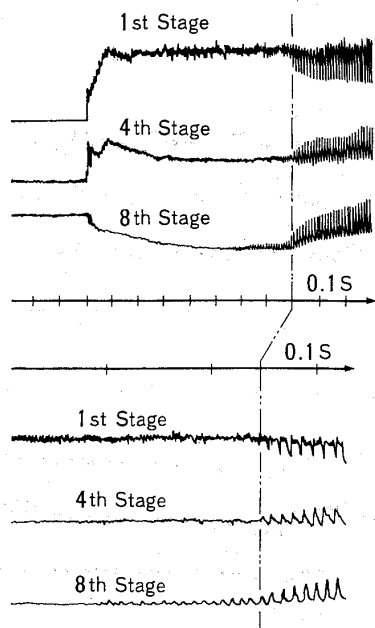


図2 17段圧縮機におけるサージング時の圧力変動波形 (100%回転数/減圧運転時)<sup>(6)</sup>

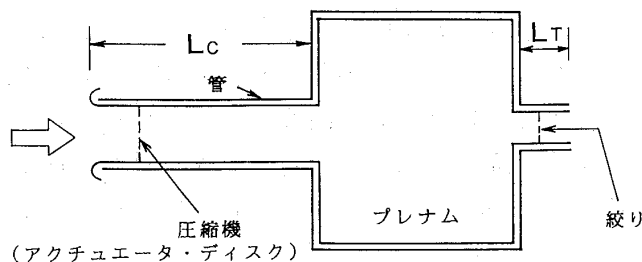


図3 等価圧縮システム<sup>(9)</sup>

と考え、圧縮機内部の失速現象には無関係に全体系が不安定となる条件からサージ発生を求めている。圧縮系にエネルギー式を適用し流れの微小変動に関する振動方程式を求め、安定判別式を導いた。その結果、圧縮機特性曲線の動力最大点で不安定となりサージが発生するとしている。ジェットエンジンを含むいくつかの実測例と比較しよく一致することを示した<sup>(13)</sup>。実機運転の立場からいえば、サージ発生点が予測できれば十分であることが多い。従ってこれらの方法は、実用上便利である。

前章で示したように、実機で発生する非定常挙動には圧縮機の運転条件によってサージングと旋回失速の併発する現象がみられる。上述した一次元解析ではこのような流れの挙動は扱えない。前述のようにサージングと旋回失速は相互に影響をもつと思われるから、両者を同時に扱う解析手法が望ましい。Moore ら<sup>(14)</sup> は 2 次元(軸方向, 周方向) の非圧縮性基礎式から出発し, このような非定常挙動を扱う基本的解析モデルを提案した。筆者らも, 実測結果にもとづく上述の観点から, このような流動の解析方法を開発した<sup>(15)(16)</sup>。まず Moore らの基本解析モデルの高精度化を行い, さらに多段翼列への適用を考慮した拡張解析モデルを提案した。以下にその概要を紹介する。

まず基本解析モデル<sup>(15)</sup> では軸方向と周方向の二次元の非圧縮性流れを扱い, 圧縮機の特長として軸流速度に対する圧力上昇が既知であるアク

チュエータ・ディスクで置き換える。流速をサージングを表す円周方向に均一な成分(時間の関数)および旋回失速を表す円周方向に変化する成分(時間と角度の関数)に分離する。吐出弁の特性として軸流速度に対する圧力降下が与えられるものとする。ダクト内の分布速度ポテンシャルをフーリエ級数で表わし, 非線形方程式をガラーキン法を用いて近似的に解く。

図 4<sup>(15)</sup> は, 計算例として前述の B 値と  $\psi_{co}$  (軸流速度が零での圧力上昇) をパラメータとして, 非定常現象の発生パターンがどのように変化するかを示したものである。上段は圧力係数-流量係数線図上でのトラジェクトリを, 下段は変動流速の時刻歴波形を示している。 $\xi$  は無次元時間  $Ut/R$  ( $U$ : 周速,  $R$ : 半径,  $t$ : 時間),  $\phi$  は周速で無次元化した軸流速度である。ケース i) ではサージングが発生し, ケース ii) では旋回失速が発生する。他方ケース iii) での時刻歴波形は周期的な大きな台形波に短い周期の波が混在しており, 本条件下ではサージングと旋回失速が併発していることがわかる。以上のように, 圧縮機のパラメータによって失速後の非定常挙動のパターンは様々に変化する。

図 5<sup>(15)</sup> は圧縮機のパラメータと非定常挙動のパターンの関係をまとめた一例を示したものである。サージングの発生限界は B 値に依存し, B が大きいとサージングが発生する傾向があり, 小さいと旋回失速が発生する可能性が高い。これはさ

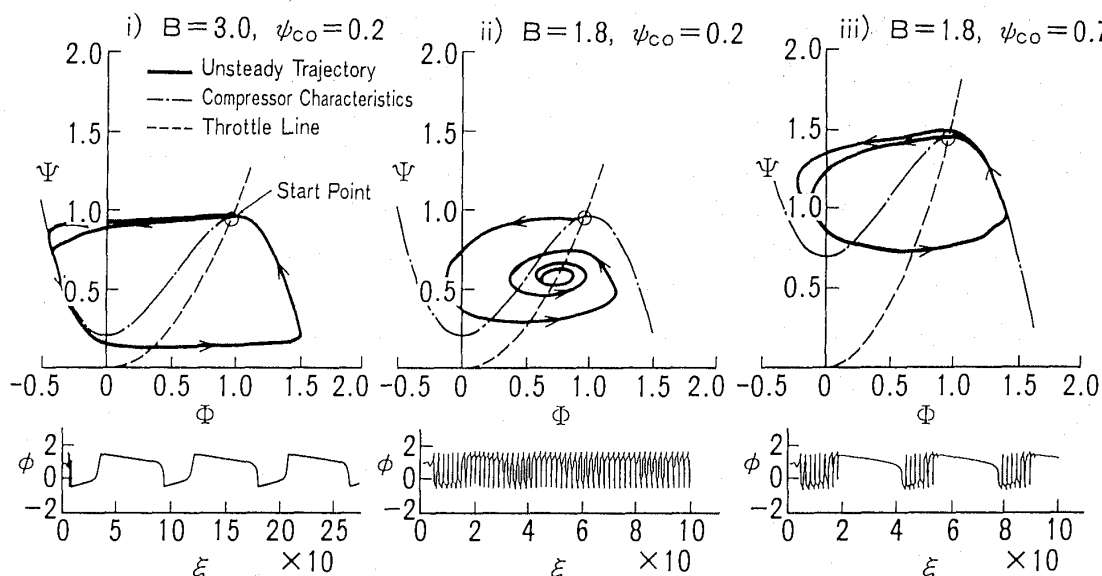


図 4 圧縮機パラメータと非定常現象パターンの関係 (代表例)<sup>(15)</sup>

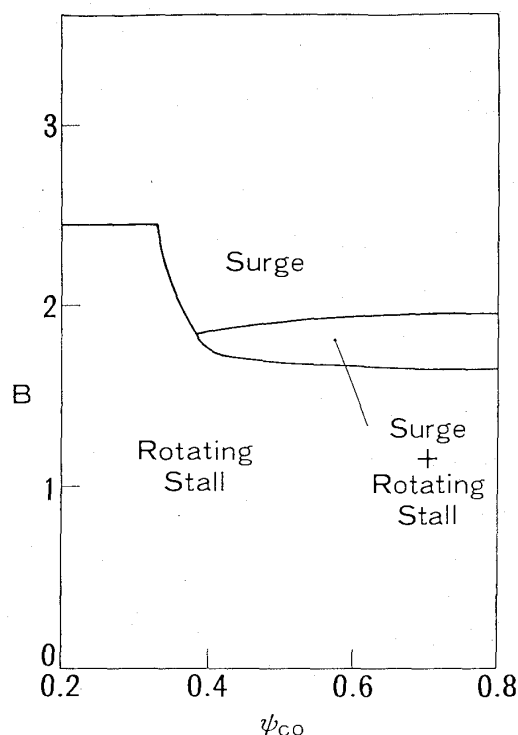


図5 圧縮機パラメータと非定常現象パターンの関係 (代表例)<sup>(15)</sup>

きに述べた Greitzer の結果と一致する。また、 $\psi_{co}$  の値が比較的大きい場合、サージングと旋回失速発生領域の中間に両者が併発する領域があることがわかる。

拡張解析モデル<sup>(16)</sup>では、圧縮性の効果を圧縮機全体に分布させ（プレナムを分散した多自由度系として扱う）、軸方向と周方向の二次元の非粘性圧縮性流れとしてモデル化した。圧縮機の特長として各翼列の全圧損失特性と流出角特性を用いる。吐出弁の軸流速度－圧力降下特性は与えられるものとする。流速、圧力、密度、温度などの未知数をフーリエ級数によって表わし、ガラーキン法を用いて圧縮性基礎式を解く。

図6<sup>(16)</sup>は入、出口案内翼付単段圧縮機について非定常挙動発生時の変動流速の時刻歴波形を実測結果と計算結果で比較したものである。計算結果はサージングと旋回失速の併発挙動を良好にシミュレーションしている。さらに、サージング周期や変動流速の大きさについても、計算結果は実測結果と良好に一致している。以上のように、流れの非定常挙動をシミュレーションするためには、サージングのみを扱うだけでは不十分であり、サージングと旋回失速の両方を同時に扱う必要の

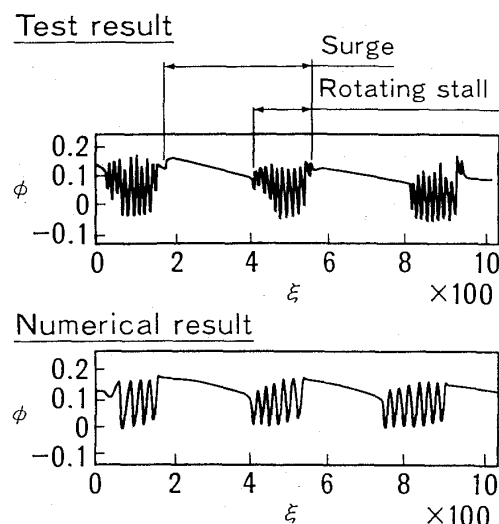


図6 単段圧縮機の実測値と計算値の比較<sup>(16)</sup>

ある場合が生じる。両者は相互に影響し、作動点を変化させる可能性があるためである。

#### 4. サージングに影響する因子およびサージング回避法

サージングに影響を与える因子、およびサージング回避法について簡単に述べる。

圧縮機入口の不均一流れ（インレット・ディストーション）は一般に翼の失速マージンを低下させ、従って圧縮機のサージング線を低下させる。航空用ガスタービンではその影響は重要であるが、定置式の産業用ガスタービンでは不均一流れを小さくするよう圧縮機吸気部の設計に注意すれば、その影響を小さくすることができる。翼面の汚れやエロージョンにより翼表面の粗さが増すと、翼列の損失係数は増加し転向角は低下する。この結果圧縮機の圧力、流量は減少し、安定作動域は減少する。動翼先端とケーシング壁面との間隙の大きさは、翼列の失速特性に影響を与えるためサージング発生点に影響を与える。間隙を短縮することによって、性能向上とサージマージンの向上が得られる。同一ソリディティの場合、低アスペクト比翼のほうが高アスペクト比翼よりも失速マージンが大きく、インレット・ディストーションの影響も受けにくい。高ソリディティ化を行なって翼の失速開始点を遅らせサージマージンを増加させた報告もある<sup>(17)</sup>。

次にサージング回避法について述べる。はじめに述べたように、入口案内翼や前段静翼の取付角

度を可変にしたり、また複数中間段からの抽気を行なって、低速回転域でのサージングを防止することができる。いずれも前段側の翼負荷を低減する効果がある。また2軸とし、低速時低圧側の回転数を低くすることによって作動域を拡大することも行なわれる。翼特性を改善する目的でエンドベンド翼も採用される<sup>(18)</sup>。すなわち壁面境界層の影響を低減し損失を減ずる目的で、相対流にあわせ翼端部キャンバを変える。翼端部分の損失の低減と流れ角度の改善をもたらし、動翼端部の翼負荷を低減する効果がある。従って全体損失を低減すると同時に、サージマージンの向上にも有効である。

近年、サージングの active 抑制法の研究が行なわれている。航空用、産業用ガスタービンのいずれにおいても、作動線は作動状態に応じて移動する。特に起動時急加速を行なうと、作動線は不安定領域に近づく。また上述のように種々の原因によってもサージマージンは減少する。このためにサージマージンを十分とった設計を行なうと、最適効率をとれないことも起りうる。これを避ける手法の一つが、サージングの active 抑制法である。これについては本誌での別の解説があるのでここでは省略するが、多段圧縮機で行なわれた実験例の一つとして文献(19)をあげておく。

## 5. おわりに

近年のコンピュータの進歩により、ガスタービンの多段軸流圧縮機についてもサージングの発生を比較的精度よく予測できるようになった。しかし本文中にも述べたように、サージ発生後の流れの挙動は運転条件によって異なり、単純ではない。このような流動状況をしることは翼の強度、振動設計上も重要であり、今後さらに解析の精度向上が望まれる。また従来のサージング理論はすべて翼列特性をもとにしており、したがって失速

域や逆流発生時も含めた翼列の性能予測の一層の精度向上が望ましい。ガスタービンは圧縮機のほかに燃焼器、タービン等を含むシステムであり、例えば、燃焼振動など圧縮機外で生ずる変動の影響についても考察が必要となる場合もある。この分野の一層の研究を望むものである。

## 参考文献

- (1) 藤井, 機械学会論文集, 13-44 (昭22-5), 184, 192
- (2) 甲藤, 機械学会論文集, 26-162 (昭35-2), 256, 265
- (3) 山根, ターボ機械, 8-9 (1980-9), 523
- (4) 山口, 機械学会誌, 83-745 (昭55-12), 1469
- (5) 大山, ターボ機械, 12-9 (1984-9), 526
- (6) Matsuura, Y., ほか 5 名, Proc. of CIMAC'87, T-10 (1987-6)
- (7) Willoh, R. G. & Seldner, K., NASA TM X-1880 (1969-9)
- (8) 山口, 三菱重工技報, 15-5 (1978-9), 48
- (9) Greitzer, E. M., Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 98 (1976-4), 190, 199
- (10) 西原, ガスタービン学会誌, 17-68 (1990-3), 48
- (11) Elder, R. L., IMechE Paper C74/84 (1984), 221
- (12) 大山, 機械学会論文集 (第2部), 44-387 (昭53-11), 3810
- (13) Ohyama, K. & Matuski, M., ISABE 87-7037 (1987), 315
- (14) Moor, F. K. & Greitzer, E. M., Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 108 (1986-1), 68, 231
- (15) 石井, 柏原, 機械学会論文集 (B編), 54-503 (昭63-7), 1669
- (16) Ishii, H. & Kashiwabara, Y., AIAA Paper, AIAA 91-1896 (1991-6)
- (17) 千葉, 小林, 第31回航空原動機に関する講演会, 31 (1991), 16
- (18) Cai, Y. J., ほか 4 名, ASME Paper, 85-IGT-25 (1985)
- (19) Blöcker, U., Forsch. - Ber. VDI, Reihe 7 Nr. 152 (1989)

## 2.4 遠心圧縮機のサージング

九州大学機能物質科学研究所 速 水 洋

### 1. はじめに

遠心圧縮機は広く利用されている。省エネルギーの観点より、圧縮機の高効率化は勿論、作動範囲の拡大も重要な課題の一つである。遠心羽根車を高速で回転すれば単段で高い圧力比が得られるが、圧力比が4を超えると羽根車への相対流入速度やディフューザへの流入速度が音速を超える。このような圧縮機にとって最大の問題は一定の回転数で運転できる流量範囲が極めて狭いことで、そのため、超音速遠心圧縮機は産業用にはほとんど用いられていない。しかし、作動範囲が広がれば適用できる分野が増大するはずである。圧縮機の最小流量を支配するサージングは圧縮機にとってはなほ重要であるが、現在の技術でサージ流量を精度よく予測することは困難である。また、サージ流量近傍での運転を避けるために必要かつ十分なマージンをもって運転される分だけさらに作動範囲は狭くなる。それ故、作動範囲拡大のためには、サージングの発生原因およびその機構、検知、あるいは制御法などに関する研究が望まれている。ここでは遠心圧縮機のサージングについて

て簡単に述べる。詳細については参考書<sup>(1)</sup>ならびに報告書<sup>(2)</sup>等を参照されたい。本文もこれらを大いに参考にした。

### 2. サージングとは

サージングは、圧縮機流量の減少によって引き起こされる不安定現象の一つである。遠心圧縮機がサージング状態に入った時の圧力変動の様子を図1に示す。図は、翼付きディフューザを備えた圧縮機の(a)入口プレナム、(b)羽根車出口、(c)ディフューザ入口、(d)ディフューザ喉部、(e)コレクタの各場所で測定された圧力変動<sup>(3)</sup>であり、圧力が突然に減少して系全体が逆流を始めたかと思えばまた元の状態に戻るなど、システム全体が不安定であることを示している。すなわち、サージングは圧縮機を含む管路システム全体の不安定現象であり、自励振動を誘起し、激しい圧力変動と騒音、さらに流体の逆流を伴い、時には機械の破壊をもたらすこともあり、サージング状態での運転はできない。

サージングは流量変動の振幅によって二つのタイプに分類される。図1のように変動サイクルの一部に逆流がある場合を“deep surge”といい、他方、大きな変動はあるものの管内の断面平均流量が常に正の範囲である場合を“mild surge”という。例えば、図1の逆流発生直前に認められる小さな振動が mild surge に相当する。サージングは一次元的な不安定現象である。他方、三次元的な不安定現象の一つに旋回失速がある。サージングに入る時、初めから一次元的な不安定になるか旋回失速が発生するかなど、両者の関係はよくわかっていない。

### 3. 一次元モデルと $B$ パラメータ

圧縮機内の流れが不安定となりサージングあるいは旋回失速になる作動点は、圧縮機のみならず、ダクト、プレナムや絞り弁等の管路系全体に依存する。サージングは一次元的な不安定現象であり、

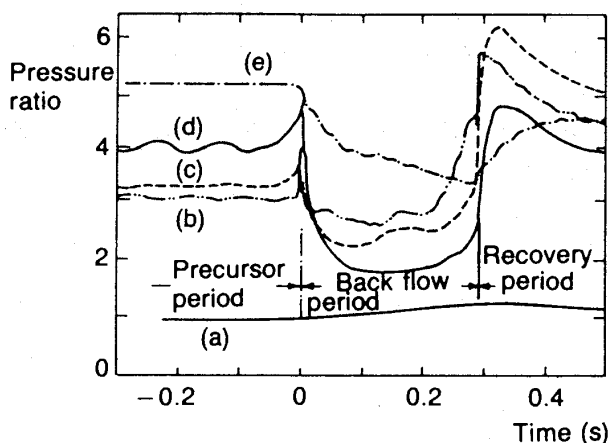


図1 サージング状態の圧力変動<sup>(3)</sup>

(平成4年1月29日原稿受付)

一次元モデル解析が古くからなされている。図2に三種類のモデルを示す。解析では、慣性要素(ダクト)と容量要素(プレナム)に分離し、集中化してモデル化される(集中定数モデル)。ここでは、図2の右に示す特性曲線(圧縮機特性を実線、弁の抵抗特性を破線で示す)を用いて系の安定性を述べる<sup>(1)</sup>。

図2(a)は圧縮機のすぐ下流に絞り弁がある最も単純な例である。弁を絞ることによって作動点はa, b, c点と移動するが、いずれの点でも弁特性の勾配は大きく、流量がわずかに減少しても圧縮機の圧力上昇量が抵抗よりも大きいので、流れは加速され元の平衡状態に戻る。一方、両特性曲線の勾配が等しいd点では、流量のわずかな減少によって流れは不安定となる。これを「静的不安定」という。なおこの場合には旋回失速が起こる。

図2(b)のシステムには圧縮ガスを貯蔵するプレナムがある。いま圧縮機特性曲線の勾配が零のピーク点bを考える。上述の議論によれば、作動点bにおいて系は静的には安定である。しかしプレナムに貯蔵された圧縮ガスのためにそう簡単ではない。すなわち、b点より流量がわずかに減少すれば、圧縮ガスをプレナムに留めおくだけの圧力

上昇が得られないために逆流し始める。その結果流量はさらに減少し、流れは不安定となる。これは「動的不安定」と呼ばれ、b点が安定限界点となる。

実際のシステムにはある程度の慣性要素があり、図2(c)の構成となる。慣性があれば安定限界点はピーク点よりわずかに左へ寄るが、ピーク点に極めて近い。結局、圧縮機システムを安定に運転するには圧縮機特性曲線の右下がり(負の勾配)部分で使用することであり、作動範囲を広げるにはこの領域をいかに広げるかが一つの鍵である。

圧縮機を含む管路系全体の動特性を表す重要な無次元パラメータは次のBパラメータである<sup>(4)</sup>。

$$B = U/(2\omega_H L_c) = (U/2a_0)\sqrt{V_p}/(A_c L_c) \quad (1)$$

ここで、 $A_c$ ,  $L_c$  はダクトの断面積、長さ、 $V_p$  はプレナム容積、 $a_0$  はプレナム音速、 $U$  は羽根車周速度を表す。 $\omega_H$  はヘルムホルツ周波数で、 $\omega_H = a_0 \sqrt{A_c}/(L_c V_p)$  で表される。ヘルムホルツ周波数はダクトとプレナムからなる管路系の共振周波数である。その逆数はサージ現象の基本的な時間尺度であり、mild surge における変動周期に対応する。なお、deep surge の変動周期はこれよりもかなり大きい。これは、プレナム内の流体が空になったり一杯になったりする時間が基本となるためである。

Bパラメータは次のようにも書ける。

$$B = (\rho U^2/2) A_c / (\rho A_c L_c U \omega_H) \quad (2)$$

(2)式の分子は圧縮機の圧力上昇量にダクトの断面積をかけたもので、ダクト内の流体を加速するための駆動力を表す。一方、分母は、ダクト内の軸流速度が羽根車の周速度に比例するならば、ダクト内の流体が固有振動数で振動を引き起こすに必要な力である。すなわち、Bパラメータはこれらの比であり、サージが起きるためにはそれなりの圧力上昇量を必要とすることを示している。例えば、軸流圧縮機については、 $B \geq 0.8$  でサージングに入り、 $B < 0.8$  では旋回失速になるなどサージングと旋回失速の境界値として提唱されている<sup>(5)</sup>。しかし、遠心圧縮機の場合、実験データは少なく明確ではない。Bパラメータはさらに圧縮機システムの全体の過渡特性のスケールとも関連する<sup>(6)</sup>。

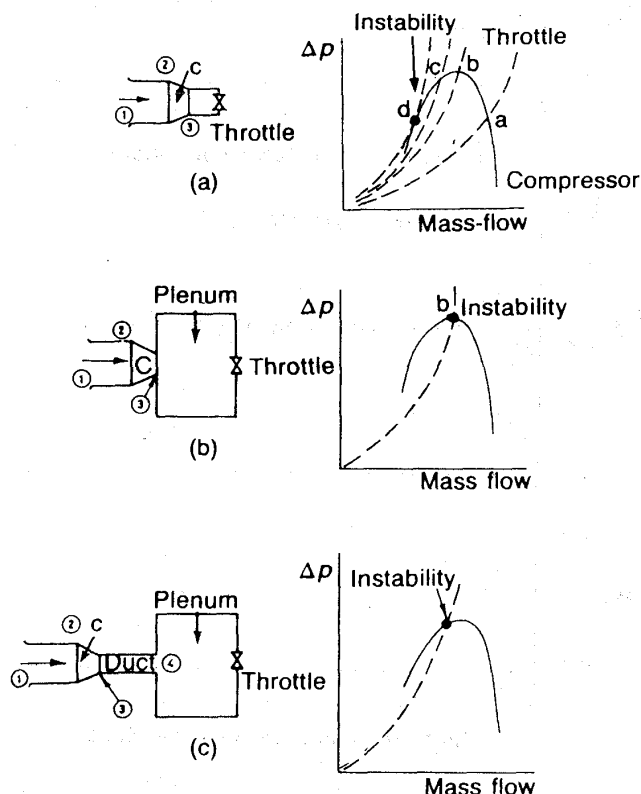


図2 圧縮機システムのモデル<sup>(1)</sup>

$B$ パラメータが小さければ、すなわち低マッハ数の機械でプレナム容量が十分小さいかダクトが十分長ければ、動的不安定を避けて静的不安定点まで作動範囲を広げることは可能である。その実例<sup>(6)</sup>を図3に示す。 $B$ パラメータの値を2.7から0.25 ( $M_0 = U/a_0 = 0.92$ ) に小さくすることによって、ほぼ締切り状態まで運転が可能となる。 $B$ パラメータの値は $M_0$ に比例するので高速運転ではサージングになりやすい。図の $M_0 = 0.98$ の場合、一部運転できない領域があるのはこのためと思われる。

解析においては、圧縮機の回転数および絞り弁の開度を通常一定として、ダクト内の運動方程式とプレナム内の連続の式と圧縮機特性および絞り弁特性とから、ダクト内の流量変化とプレナム内の圧力変化が計算で求まる。一方、ターボチャージャのように慣性モーメントが小さな羽根車では、回転数変化を考慮することが重要となる。上述のモデルに羽根車のトルク特性を加えて得られた計算結果と実験結果との比較<sup>(6)</sup>を図4に示す。deep surgeの周期はやや異なるが、計算は軸流速 $C_x$ および回転マッハ数 $M_0$ の変化を良く表している。

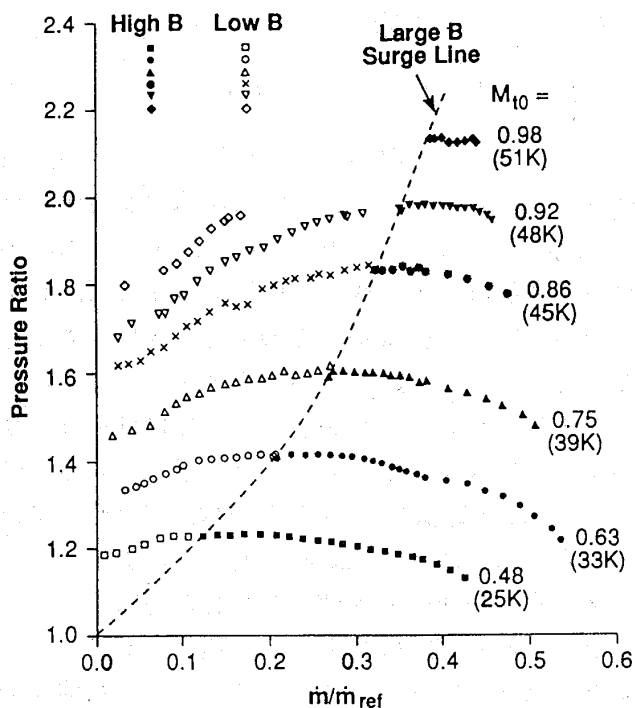


図3 特性曲線に及ぼす $B$ パラメータの影響<sup>(6)</sup>

最近、サージングに対するアクティブ制御が盛んに研究されている。大別してプレナム圧制御方式<sup>(7)</sup>と絞り弁制御方式<sup>(8)</sup>がある。集中定数モデルに基づく計算との比較も行っており、サージング機構の解明に大いに寄与している。なお、絞り弁制御方式において、 $B$ パラメータが大きい場合には制御効果が小さいとの実験報告<sup>(8)</sup>がある。

#### 4. 特性曲線と安定性パラメータ ( $SP$ )

Dean<sup>(9)</sup>は遠心圧縮機の安定性を表すために、安定性パラメータ $SP$ を定義している。すなわち、全体の圧力比 $PR$ は各要素の圧力比 $PR_i$ の積で求められるとして、 $PR = PR_1 \cdot PR_2 \cdots PR_n$ で表し、これを質量流量 $m$ で微分することによって、次式で表される。

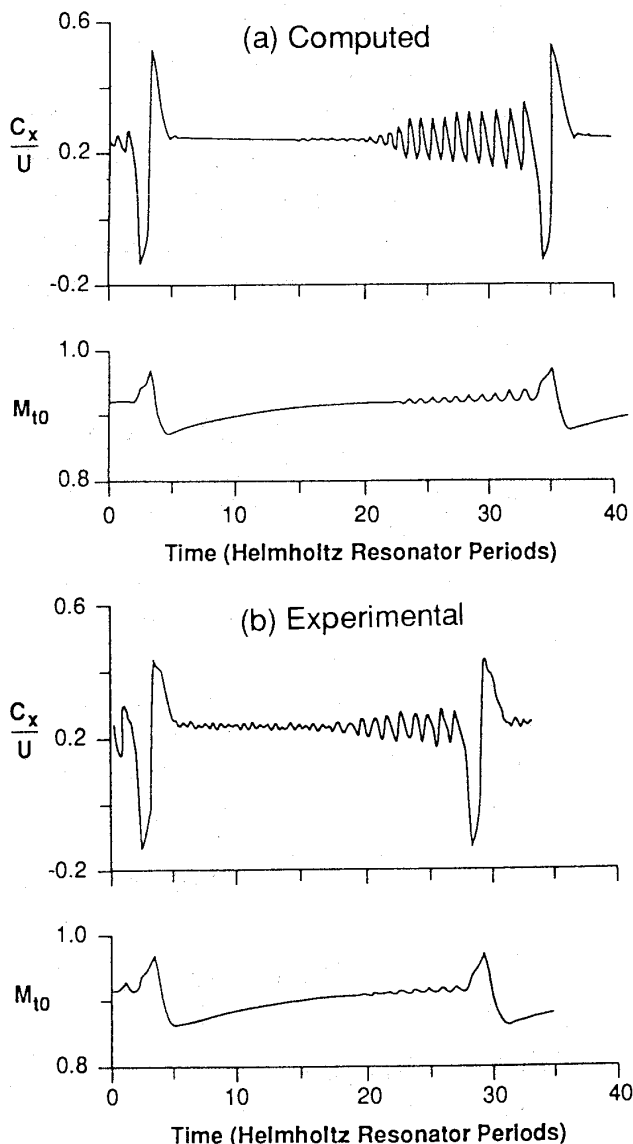


図4 ターボチャージャのサージング、計算と実験の比較<sup>(6)</sup>

$$SP = (1/PR)(\partial PR / \partial m) = \sum (1/PR_i)(\partial PR_i / \partial m) \quad (3)$$

なお、要素の安定性パラメータは  $SP_i = (1/PR_i)(\partial PR_i / \partial m)$  で表される。

システム全体が安定する条件は  $SP = \sum SP_i \leq 0$  であり、各要素についても  $SP_i$  が負で安定、正で不安定である。図5は径向き羽根車と翼付きディフューザを組み合わせた圧縮機システムの  $SP$  および  $SP_i$  を質量流量に対してプロットしたもの<sup>(9)</sup>であり、要素毎の安定性を比較するのに便利である。例えば、羽根車は  $SP_i \sim 0$  であり、安定・不安定の境界にある。これは径向き羽根車であるためである。一方、ディフューザの通路部は極めて不安定であるが、ディフューザ入口部の安定化によって圧縮機全体をなんとか安定に保っている。この  $SP$  の概念によれば、システムの安定性は要素毎の安定性の総和であり、個々の不安定性はサージングに直接的には関与しないものの、サージングを遅らせるには、各要素の急激な失速を避けるか、ある要素の安定性を十分確保しておくことが必要となる。

## 5. 要素の安定限界と改善法

サージングは圧縮機を含む管路系の不安定現象であり、いろいろな原因が考えられる<sup>(10)</sup>。それでもほとんどの場合、羽根車またはディフューザ内で流れがはく離し、圧縮機の性能が急に低下するときにサージングは起こる。従って、流量範囲の広い圧縮機を設計するためにも、また失速を遅ら

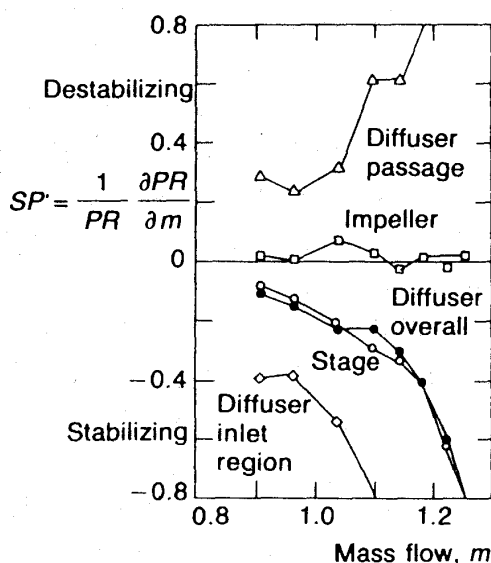


図5 安定性パラメータ<sup>(9)</sup>

せる改善策のためにも、はく離などの失速が何によって起きるかを明らかにすることが必要である。ただ、サージングが一つの要素によって引き起こされたとしても、失速とサージングは別のものであり、区別して理解すべきである。

### 5.1 羽根車

サージングに関連して羽根車を考えるとき、羽根車内部流れのはく離に着目する場合と、羽根車出口流れとディフューザ性能との関連において考える場合とがある。前者については、さらに羽根車内流れの減速比、あるいはインデューサの失速に分類される。

遠心羽根車内のはく離の存在は古くから確認されてはいたが、Eckardt のレーザ計測<sup>(11)</sup>によってより明確になった。このはく離領域によって、羽根車内の流れの減速は設計通りに達成できないが、それにも拘らず羽根車の性能がそれ程低下しないのは圧力上昇の大部分が遠心力によるからである。

羽根車出口を断面積が大きな環状室につなげば、ディフューザによるサージングを避けて、羽根車単体の失速限界やサージング限界を調べることができる<sup>(12)(13)</sup>。インデューサ失速限界状態でのインデューサ先端における相対流入マッハ数と入射角の関係<sup>(13)</sup>を図6に示す。インデューサの失速は一般に翼負圧面の境界層のはく離に基づくものであるが、超音速流入の場合には衝撃波と境界層との干渉がはく離の原因となる。後傾羽根車のインデューサそり角は径向き羽根車よりもわずかに緩やかであり、衝撃波の強さは流入マッハ数と入射角に加えて翼前縁からのど部までのそり角の影響を受けることを図は示している。一方、サージン

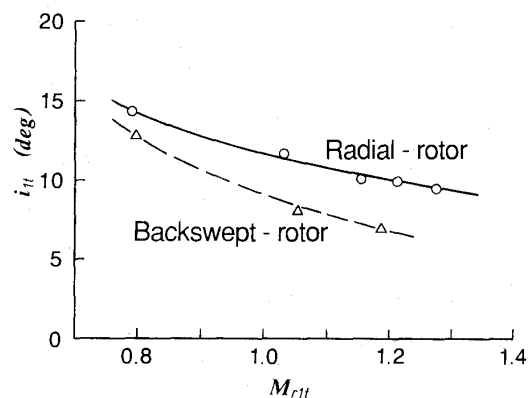


図6 インデューサ失速限界における流入マッハ数  $M_{rit}$  と入射角  $i_t$  の関係<sup>(13)</sup>

グ限界における羽根車出入口相対速度比は、回転マッハ数によらず一定であった (rms 径で 0.4)<sup>(12)</sup>。ただし、この値は他の文献値とは異なっており一般性はない。これは実験条件の違いやパラメータの定義の違いなども含まれており、系統的な実験的研究が望まれる。

遠心圧縮機にケーシングトリートメントを施した例は軸流圧縮機に比べて極めて少ないが、インデューサ部に適用してサージマージン拡大に成功した例<sup>(14)</sup>がある。これは、インデューサが失速の原因であり、インデューサ部での流れ改善によって安定化したものと思われる。

羽根車の出口角の後傾化は圧力-流量特性において負の勾配となり系の安定化に寄与することはよく知られている。また、後傾羽根車の効率は一定の回転数において安定限界からやや離れた作動点で最高であり、安定限界で最高となる径向き羽根車の場合よりも運転上有利である。一方、同一の圧力比を達成するには、径向き羽根車に比べて回転数を高める必要があるから、インデューサへの流入マッハ数が大きくなり不利ではあるが、反動度が増大しディフューザの負荷が軽減すること、さらにディフューザへの流入マッハ数が減少するなど、ディフューザの失速限界を遅らせる効果を期待できる。

一方、インデューサをうまく設計して流量の減少すなわち入射角の増大とともに相対流れの減速による圧力上昇を増大させれば、羽根車の安定化に効果をもたらす。ターボチャージャに径向き羽根車が使用されている理由の一つである<sup>(1)</sup>。

Krain が設計した新しいタイプの羽根車では、低速領域がシュラウド近傍にはあるが、Eckardt の場合とは極めて異なり、より一様な速度分布が実現できていることをレーザ計測によって示した<sup>(15)</sup>。これは、シュラウド子午面形状や羽根角分布をうまく設計することによって、羽根車出口のいわゆるジェット/ウェーク流れが改善される可能性を示したもので、ディフューザでの損失が大いに軽減されるものと期待できる。

## 5.2 ディフューザ

羽根なしディフューザは翼付きディフューザより効率は低いが作動範囲が広いことはよく知られている。羽根なしディフューザは本質的には不安

定 ( $SP_i > 0$ ) であるが、後傾羽根車と組み合わせることによって初めて安定な運転が可能なので、ディフューザの失速限界あるいは安定限界を予測することは重要である<sup>(16)~(19)</sup>。

羽根なしディフューザの側壁面に沿っての境界層内の流れはねじれており低流量では局所的に逆流が生じるので、ディフューザの安定限界は側壁面での逆流と関連する。この逆流が直接不安定の限界とする見方もできるが<sup>(16)</sup>、もっと厳密に実験および解析を行った結果によれば、部分的な逆流があってもディフューザは安定に運転できることが示された<sup>(17)(18)</sup>。

羽根車からの子午面速度分布は必ずしも対称でなく、低流量ではより非対称となる。このような流入状態では逆流が起きやすい。逆流が生じる限界流入角を解析的に求め、この流入角に及ぼすディフューザ通路幅比、出入口半径比、入口速度分布の歪み、入口マッハ数及びレイノルズ数の影響を調べている<sup>(18)</sup>。また、通路幅比が小さい低比速度形ほど限界流入角はより小さくできるが、その場合にはむしろ羽根車内での減速が過大となり、羽根車の方が失速しやすくなる<sup>(19)</sup>。通路幅を下流に向かって狭くすれば限界流入角を小さくできるので、安定性の面から適用されることもある。高圧力比遠心圧縮機については、流れは圧縮性のため平行壁では流れがむしろねる傾向にあるので、絞り型が用いられることが多い。

翼付きディフューザは効率は高いが作動範囲が狭いので、特に失速限界や安定限界についての原因説明は重大関心事である。しかし、現状では羽根なしディフューザほどには解明されていない。弦節比が大きな翼形ディフューザや通路形ディフューザにはいわゆる喉部があり、喉部より上流の入口半開放部と下流の拡大通路部に分けて考えることが多い。図5によれば、流量の減少とともに前縁から喉部までの圧力上昇は大きくなるが、減速流による喉部ブロックageの増加が拡大通路部の損失増大をもたらすため通路部の  $SP_i$  は正となっている。それでもディフューザ全体としてはまだ安定である。

翼付きディフューザの喉部の流速は流量に比例する。一方、羽根車からの流出速度は流量に余り依存しないので、流量が減少すれば必然的に翼前

縁から喉部までに大きな減速が生じる。翼付きディフューザの失速の原因は、従って過大な入射角によって翼が失速するか、もしくは喉部までの過大な圧力上昇によって側壁境界層がはく離するかである。何れについても数多くの研究が報告されているが、一般性のある値を得るには到っていない。

一方、喉部を形成しない弦節比が小さな円形翼列を遠心送風機<sup>(20)</sup> および遷音速遠心圧縮機<sup>(21)</sup> のディフューザの一部として適用して、広い流量範囲で高い圧力回復率を実現している。図7は低比速度羽根車に適用した結果 (VD) を羽根なしディフューザ (VL) の場合と比較したもので<sup>(22)</sup>、サージ流量は両者ほぼ同じであるが、小弦節比翼列ディフューザは旋回失速を抑制する効果があることを示している。また、ディフューザの失速の原因としては、翼列よりむしろ翼列前縁までの羽根なし部での側壁境界層はく離の可能性を示唆している<sup>(21)(22)</sup>。

### 5.3 スクロール

ディフューザの外側にスクロールがあれば、舌部と呼ばれるものがあり、形状は非軸対称となる。

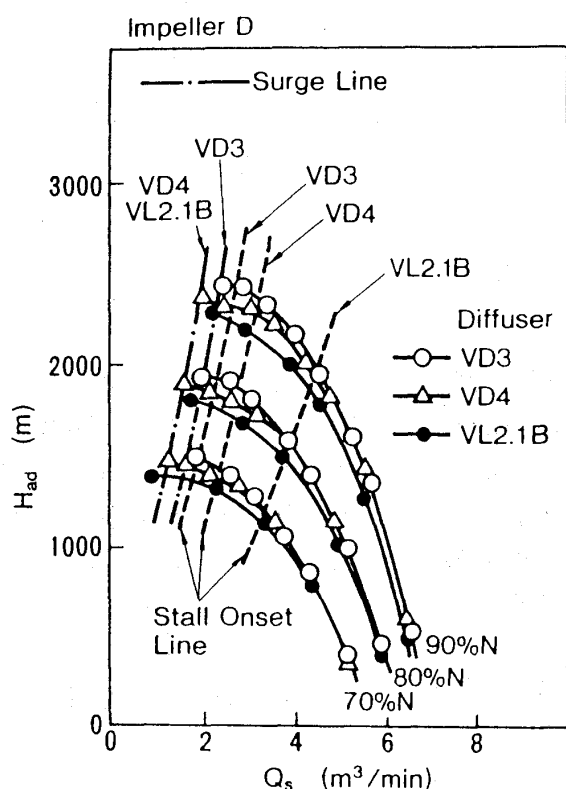


図7 小弦節比翼列ディフューザによる失速マージンの拡大<sup>(22)</sup>

それでもある流量では圧力分布が周方向に均一な設計は可能である。しかし、その点以外の流量では、周方向圧力分布に歪が生じ、流量の減少とともに歪みはさらに大きくなる。この不均一性の影響はディフューザにはもちろん羽根車の上流にまで及ぶため羽根車に一樣に流入する場合よりも大流量側でサージに突入することになるなど、スクロールとの関連が注目されている<sup>(6)(23)</sup>。

### 6. おわりに

遠心圧縮機のサージングは一次元的であり軸流圧縮機のサージングと類似点も多いはずであるが、実験的研究が極めて少なく詳細についてはわかっていない。サージングの原因あるいは構成要素の失速の原因が場合場合によって異なるのは、考慮すべきパラメータが多いことにもよるが、各要素間のマッチングが適正かどうかも問題である。すなわち、要素の組合せによって失速を起こす原因が変わることもあり、流れの計測を含めた系統的研究が必要であろう。圧縮機構成要素各々の失速の原因解明や失速マージンの改善、サージングの予知法、診断法、制御法の確立など遠心圧縮機のサージングに関する研究がさらに望まれる。

### 参考文献

- (1) Cumpsty, N. A., Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical(1989),359.
- (2) 日本機械学会, P-SC14成果報告書 (1980), 90.
- (3) Toyama,ほか 2 名, ASME J. Fluids Eng.,99-1 (1977-3), 115.図は文献(1)より.
- (4) Greitzer, E. M., ASME J. Fluids Eng.,103-2 (1981-6), 193.
- (5) Greitzer, E. M., ASME J. Eng.for Power,190-2 (1976-4), 199.
- (6) Fink, D. A.,ほか 2 名, ASME Paper,91-GT-31 (1991) .
- (7) Gysling, D. L.,ほか 3 名, ASME Paper,90-GT-122 (1990-6) .
- (8) Pinsley, J. E.,ほか 3 名, ASME Paper,90-GT-123 (1990-6) .
- (9) Dean, R. C., "The Fluid Dynamics Design of Advanced Centrifugal Compressors", VKI Lecture Note(1974-3). 図は文献(1)より.
- (10) Elder, R. L.,ほか 1 名, ASME Paper,84-GT-194 (1984) .
- (11) Eckardt, D., ASME J. Fluids, Eng.,98-3 (1976-9), 390.

- (12) 妹尾, ほか 5 名, 日本機械学会論文集, 45-390(1979-2), 156.
- (13) 速水, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 53-486, B(1987-2), 489.
- (14) Jansen, W., ほか 2 名, AGARD 55th specialists' meeting(1980). 文献 (1)の408ページ.
- (15) Krain, H., ASME J. Turbomachinery, 110-1 (1988-1), 122.
- (16) Jansen, W., ASME, Ser. D, 386-4 (1964-12), 750.
- (17) 木下, 妹尾, 日本機械学会論文集, 42-362 (1976-10), 3169.
- (18) 妹尾, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 43-367(1977-3), 987.
- (19) 木下, 妹尾, 日本機械学会論文集, 49-445 (1983-9), 1879.
- (20) 妹尾, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 45-396(1979-8), 1099.
- (21) 速水, ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 55-511, B(1989-3), 758.
- (22) 西田, ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, 910-50 (1991-8), 227.
- (23) Mizuki, S., Oosawa, Y., ASME Paper, 91-GT-85 (1991).

## 入 会 者 名 簿

### 正 会 員

寺 澤 秀 彰 (東京ガス)	藤 角 多 聞 (石川島播磨)	福 山 佳 孝 (東 芝)
猿 谷 利 之 (東京ガス)	柳 内 雅 幸 (川崎重工)	笠 正 憲 (川崎重工)
伊 藤 健 之 (川崎重工)	関 知 仁 (川崎重工)	横 山 寛 (川崎重工)
菅 原 道 雄 (東北電力)	堀 川 稔 (東北電力)	大 友 文 雄 (東 芝)
玉 木 貞 一 (石川島播磨)	林 正 純 (石川島播磨)	鈴 木 章 彦 (石川島播磨)
西 澤 敏 雄 (航 技 研)	田 辺 秀 明 (金沢工大)	

### 学 生 会 員

村 上 健 一 (東 理 大)	高 谷 拓 也 (徳 島 大)	古 畑 明 彦 (東 北 大)
-----------------	-----------------	-----------------

### 賛 助 会 員

東芝エンジニアリング(株)

- (12) 妹尾, ほか 5 名, 日本機械学会論文集, 45-390(1979-2), 156.
- (13) 速水, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 53-486, B(1987-2), 489.
- (14) Jansen, W., ほか 2 名, AGARD 55th specialists' meeting(1980). 文献 (1)の408ページ.
- (15) Krain, H., ASME J. Turbomachinery, 110-1 (1988-1), 122.
- (16) Jansen, W., ASME, Ser. D, 386-4 (1964-12), 750.
- (17) 木下, 妹尾, 日本機械学会論文集, 42-362 (1976-10), 3169.
- (18) 妹尾, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 43-367(1977-3), 987.
- (19) 木下, 妹尾, 日本機械学会論文集, 49-445 (1983-9), 1879.
- (20) 妹尾, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 45-396(1979-8), 1099.
- (21) 速水, ほか 4 名, 日本機械学会論文集, 55-511, B(1989-3), 758.
- (22) 西田, ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, 910-50 (1991-8), 227.
- (23) Mizuki, S., Oosawa, Y., ASME Paper, 91-GT-85 (1991).

## 入 会 者 名 簿

### 正 会 員

寺 澤 秀 彰 (東京ガス)	藤 角 多 聞 (石川島播磨)	福 山 佳 孝 (東 芝)
猿 谷 利 之 (東京ガス)	柳 内 雅 幸 (川崎重工)	笠 正 憲 (川崎重工)
伊 藤 健 之 (川崎重工)	関 知 仁 (川崎重工)	横 山 寛 (川崎重工)
菅 原 道 雄 (東北電力)	堀 川 稔 (東北電力)	大 友 文 雄 (東 芝)
玉 木 貞 一 (石川島播磨)	林 正 純 (石川島播磨)	鈴 木 章 彦 (石川島播磨)
西 澤 敏 雄 (航 技 研)	田 辺 秀 明 (金沢工大)	

### 学 生 会 員

村 上 健 一 (東 理 大)	高 谷 拓 也 (徳 島 大)	古 畑 明 彦 (東 北 大)
-----------------	-----------------	-----------------

### 賛 助 会 員

東芝エンジニアリング(株)

## 2.5 集中定数モデル

法政大学工学部 水 木 新 平

### 1. まえがき

集中定数モデルとは圧縮機に生ずる旋回失速とサージングを幾つかの主要パラメータのみに着目して1次の非線形常微分方程式を用いて捉えようとするものである。パラメータの選択は実験的に明らかにされた圧力、流量特性の準定常的变化、非定常的変動、絞り弁特性などに基づいており、実際に近い旋回失速およびサージングの挙動を計算することまで可能となっている。なお、本モデルは単段の現象を積み重ねているわけではなく、多段軸流圧縮機のように、現象が増幅され、明確に捉えられる場合にのみ有効であるところにその特徴と限界がある。モデルとしては非圧縮、非粘性の流れが吸い込み管より流入し、アクチュエータディスクを仮定した多段軸流圧縮機を経て、プレナムに貯められ、プレナム内では断熱あるいはポルトロップ変化を仮定した圧縮性によるガスパリングを考慮して、絞り弁より大気に開放される簡単な系を用いている。以下に、経過を追って種々のモデルを説明する。

### 2. Bパラメータモデル [1]

BパラメータはHelmholtz共鳴周波数 $\omega$ を元にGreitzerより提唱された集中定数モデルを構成する方程式より得られた。

ここで

$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} = \frac{U}{2\omega L_c} \quad (1)$$

であり、ここで $a$ は音速、 $A_c$ は圧縮機流路面積、 $L_c$ は圧縮機有効長さ、 $U$ は周速度、 $V_p$ はプレナム容積である。その限界は $B_{critical} = 0.7$ で、 $B > B_{critical}$ では大振幅の流量および圧力変動のサージングが生じ、 $B < B_{critical}$ では小振幅の旋回失速が生じることを示した。なおBパラメータモデルに続いてGreitzerにより文献[2]には後のモデル

の基礎となる重要な実験結果が述べられているが、ここでは省略する。このBパラメータモデルの応用としては文献[3]などもあり、遠心圧縮機に対しても文献[4]に示すように適用が可能であり、サージングのアクティブコントロール[5, 6]にも応用された。これ以外で同様なモデルを付言するとfull-span stall時の実用的なモデルがCumpstyら[7]によって報告されている。

### 3. 多段軸流圧縮機の旋回失速モデル [8]

まず、圧縮機に対して旋回失速の存在する場合の圧縮機の出口静圧と入口全圧に基づく圧力係数を $\Psi$ 、変動が存在しないと仮定した場合の圧縮機特性を $\psi_c(\phi)$ とし、平均流量係数を $\Phi$ 、変動時を $\phi$ で表す(図1)。

次に、周速 $U$ 、軸方向変動速度を $v$ 、平均速度を $V$ とすると

$$\frac{v}{U} = \phi, \quad \frac{V}{U} = \Phi \quad (2)$$

が成立する。

準定常状態での圧力上昇を $F(\phi)$ 、粘性やはくりによる時間遅れの効果を $\tau(\phi)\dot{\phi}$ で示すと、各翼列あたりの圧力上昇 $\Delta p$ は

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = F(\phi) - \tau(\phi)\dot{\phi} \quad (3)$$

次に、回転系上での軸方向変動を $g(\theta)$ とすると

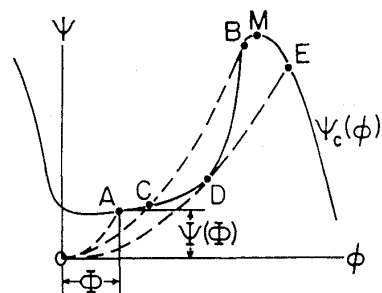


図1 小さな変動の場合の圧縮機の圧力・流量特性 [2] (点線は絞りの特性)

(平成4年1月20日原稿受付)

$$\phi = \Phi + g(\theta) \quad (4)$$

ここで、 $x$ を周方向の距離、 $D$ を圧縮機径とし、失速セルの伝播速度に関する係数を $f$ とすると

$$\begin{aligned} \dot{x} &= -fU(\text{静翼}) \\ \dot{x} &= (1-f)U(\text{動翼}) \end{aligned} \quad (5)$$

となるから

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_{\text{静翼}} &= -g'(\theta) \frac{2U}{D} f \\ \dot{\phi}_{\text{動翼}} &= g'(\theta) \frac{2U}{D} (1-f) \end{aligned} \quad (6)$$

となり、一段では

$$\left( \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U^2} \right)_{\text{静翼}} = 2F(\phi) - \tau g'(\theta) \frac{4U}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) \quad (7)$$

入口案内翼および出口案内翼をそれぞれ添字IVおよびOVで表し、入口案内翼における旋回による圧力上昇の効果を係数 $K_I$ で考慮すると

$$\left( \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U^2} \right)_{\text{案内翼}} = (\tau_{IV} - \tau_{OV}) g'(\theta) \frac{2U}{D} f + K_I h^2 \quad (8)$$

ここで、 $h$ は周方向変動速度であり、これを高田ら[9]と同様に Hilbert 変換で $g(\theta)$ と結びつけると

$$h(\theta) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{g(\xi)}{\theta - \xi} d\xi \quad (9)$$

圧縮機入口の境界条件は非圧縮、非粘性の渦なし流れと仮定して変動速度ポテンシャル $\tilde{\phi}$ を用い、Fourier 級数で示すと

$$\tilde{\phi}(y, \theta) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{D}{2n} e^{n\frac{2y}{D}} (a_n \sin n\theta + b_n \cos n\theta) \quad (10)$$

となり

$$h'(\theta) = -g(\theta) \cdot n \quad (11)$$

が成立する。 $n$ は実際はセル数を表し、 $n=1$ を仮定した deep stall では一次の調和関数となる。圧力場には密度を $\rho$ 、全圧を添字 $T$ 、遙か上流を $\infty$ で示すと

$$p_{\infty} = p_T - \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (12)$$

であるから

$$\begin{aligned} p_{\infty} + \frac{1}{2} \rho U^2 (f^2 + \Phi^2) \\ = p_o + \frac{1}{2} \rho U^2 [(-f+h)^2 + (\Phi+g)^2] \end{aligned} \quad (13)$$

となり

$$\frac{p_o - p_T}{\rho U^2} = -\left( \frac{1}{2} \Phi^2 + \Phi g + \frac{1}{2} g^2 - fh + \frac{1}{2} h^2 \right) \quad (14)$$

圧縮機下流では、出口を添字 $e$ 、遙か下流を添字 $s$ で示し、軸方向速度成分を無視して Euler 方程式を用い、さらに、圧縮機下流で流路が急拡大する場合を $m=1$ 、直管を $m=2$ として修正すると

$$\frac{p_s - p_e}{\rho U^2} = (m-1)fh \quad (15)$$

以上の(7)、(8)および(14)式をまとめて、これらの圧力変動が $\Psi$ に相当すると考えると、 $N$ 段に対しては

$$\begin{aligned} \left[ \frac{2UN\tau}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) - \frac{\tau_{IV} + \tau_{OV}}{D} f \right] g'(\theta) - mfh + \frac{1}{2} h^2 \\ - \frac{1}{2} K_I h^2 + \Psi - \left[ NF(\phi) - \frac{1}{2} \phi^2 \right] = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

が成立する。ここで

$$\phi_c(\phi) = NF(\phi) - \frac{1}{2} \phi^2 \quad (17)$$

を仮定した。

$$\lambda = \frac{2UN\tau}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) - \frac{U(\tau_{IV} + \tau_{OV})}{D} f \quad (18)$$

を用いると、(16)式は

$$\lambda g'(\theta) - mfh + \frac{1}{2} (1 - K_I) h^2 + \Psi - \phi_c(\phi) = 0 \quad (19)$$

となる。これが Moore の集中定数モデルである。

小さな変動の場合は Taylor 級数を用いて、

$$\phi_c(\phi) = \phi_c(\Phi) - \phi'_c(\Phi)g + \frac{1}{2} \phi''_c(\Phi)g^2 + \dots \quad (20)$$

として、最初の2項のみを取って $g(\theta)$ は1サイクル $c$ では0とすれば

$$\Psi - \phi_c(c) = 0 \quad (21)$$

が成立する。ここで、 $\phi'_c(\Phi) = 0$ が図1の deep stall (A または C 点) と stall inception (M 点) に相当する。この解析結果から時間遅れパラメータの影響が調べられ、Day らによる実験結果[10]と対比がなされた。

有限の変動に対しては、今度は図2に示すよう

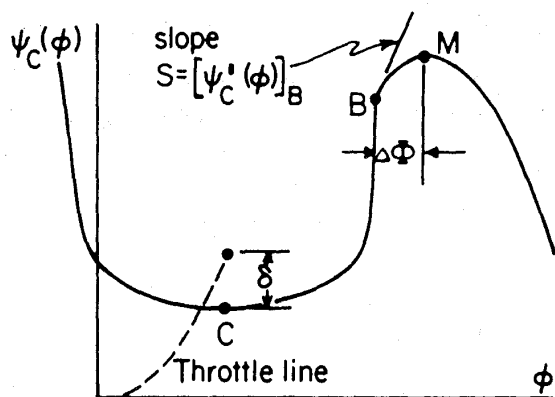


図2 有限の振幅を持つ変動の場合の圧縮機の圧力・流量特性 [2] (旋回失速のない場合)

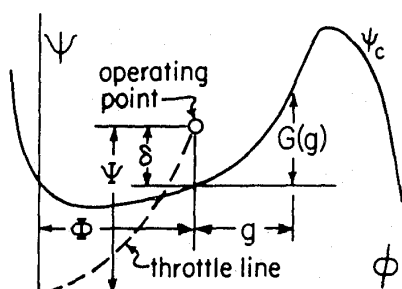


図3 リミットサイクルを生じる場合の圧縮機の圧力・流量特性 [2]

に

$$\delta = \Psi - \psi_c(\Phi) \quad (22)$$

を仮定し、(20)式における  $\psi'_c(\Phi) = 0$  の条件が検討された。また、 $h(\theta)$  と  $g(\theta)$  の関係には、より一般的な

$$h + ig = A \frac{e^{in\theta}}{1 + \eta e^{in\theta}} \quad (\eta < 1) \quad (23)$$

が仮定された。ここで  $A$  は振幅に関するパラメータである。これらを用いて、様々なパラメータの組み合わせと旋回失速の挙動の検討がされ、性能特性曲線 (図2) 上の B, C および M 点に対して deep stall, inception stall, progressive stall などについて定性的な検討がなされた。

リミット・サイクルが生じる条件は図3で

$$\psi_c(\phi) - \psi_c(0) = G(g) \quad (24)$$

を仮定し(24)式を(19)式に代入すると

$$\lambda g'(\theta) - mfh - G + \delta = 0 \quad (25)$$

が得られ、 $n=1$  の deep stall とすると、 $h'(\theta) =$

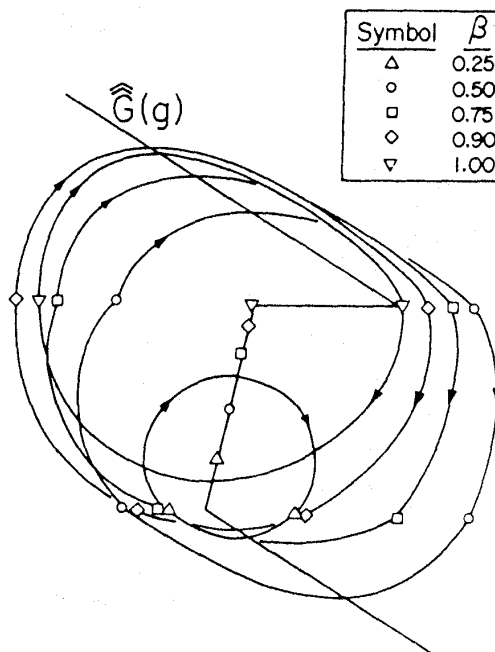


図4 絞り弁特性  $\beta$  とリミットサイクルの関係 [2]

$-g(\theta)$  であり

$$g'(\theta) = -g \frac{dg}{dh} \quad (26)$$

が成立するので、これを用いて(25)式を変形すると Liénard 方程式となる。ここで  $\beta$  を絞り弁の状態を示すパラメータとして線図上で特性を調べると図4に示すように様々なリミットサイクルが生じる。ここで記号  $\wedge$  は当該の関数を正規化した値を示す。

#### 4. Post-Transient モデル [11,12]

本モデルは絶対系を用いており、旋回失速の扱い方がより巧妙になっている。動翼の回転に対して圧縮機半径  $R$  と  $U$  で無次元化された  $\xi = Ut/R$  により、局所的な流量係数の  $\phi$  の変動が

$$\left( \frac{d\phi}{dt} \right)_{\text{静翼}} = \frac{U}{R} \frac{\partial \phi}{\partial \xi}$$

$$\left( \frac{d\phi}{dt} \right)_{\text{動翼}} = \frac{U}{R} \left( \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \quad (27)$$

で表され、 $N$  段の圧縮機入り口の圧力  $p_1$  と出口圧力  $p_E$  の関係は

$$\frac{p_E - p_1}{\rho U^2} = NF(\phi) - \frac{1}{2a} \left( 2 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \quad (28)$$

となる。ここで、 $a$  は

$$a = \frac{R}{N\tau U} \quad (29)$$

で時間遅れを含むパラメータである。

次に、非圧縮、非粘性流れに対する変動を

$$\phi = \Phi(\xi) + g(\xi, \theta) \quad (30)$$

$$h = h(\xi, \theta) \quad (31)$$

として、変動速度ポテンシャル  $\tilde{\phi}$  を導入して、圧縮機入り口を添字 0 として境界条件を考慮すると

$$\frac{p_T - p_0}{\rho U^2} = \frac{1}{2}(\phi^2 + h^2) + (\tilde{\phi}_\xi)_0 \quad (32)$$

となり、ここで

$$\tilde{\phi} = (\eta + l_I)\Phi_\xi + \tilde{\phi}'(\xi, \eta) \quad (33)$$

が求まる(図 5 参照)。また、出口の境界条件に対しても前述のモデルと同様に Euler 方程式が成立すると仮定すれば

$$\frac{p_s - p_E}{\rho U^2} = -l_E \frac{d\Phi}{d\xi} - (m-1)(\tilde{\phi}'_\xi)_0 \quad (34)$$

となる。これらの関係を前述のモデルと同様にまとめると

$$\begin{aligned} \frac{p_s - p_T}{\rho U^2} = & \left( NF - \frac{1}{2}\phi^2 \right) - \left( l_I + \frac{1}{a} + l_E \right) \frac{d\Phi}{d\xi} \\ & - m(\tilde{\phi}'_\xi)_0 - \frac{1}{2a}(2\tilde{\phi}'_{\xi\eta} + \tilde{\phi}'_{\theta\eta})_0 \\ & - \frac{1}{2}(1 - K_I)h^2 \end{aligned} \quad (35)$$

となり、(17)式の  $\psi_c(\phi)$  と(19)式に用いた  $\Psi$  に加えて、圧縮機系の無次元等価長さを

$$l_c = l_I + \frac{1}{a} + l_E \quad (36)$$

と仮定すると

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) = & \psi_c(\Phi + (\tilde{\phi}'_\eta)_0) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} \\ & - m(\tilde{\phi}'_\xi)_0 - \frac{1}{2a}(2\tilde{\phi}'_{\xi\eta} + \tilde{\phi}'_{\theta\eta})_0 \end{aligned} \quad (37)$$

が求まる。

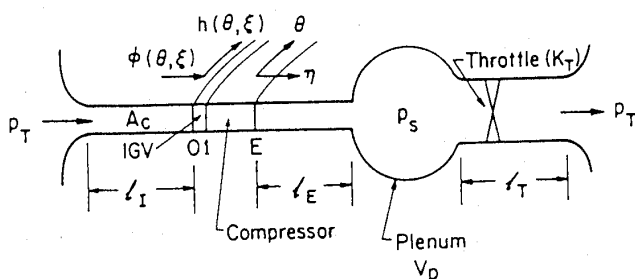


図 5 無次元長さで示した圧縮機系のモデル [11]

圧縮機出口ではプレナムに自由噴流が与えられ、そこでは等エントロピ流れであり、絞り弁での流量係数を  $\Phi_T(\xi)$  としてプレナム内での連続の式を考えてやると

$$l_c \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2}(\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \quad (38)$$

となる。(37)式に対して、 $n=1$ で  $dh/d\theta = -g$  の条件を用いた  $Y(\xi, \theta)$  を

$$(\tilde{\phi}')_0 = Y(\xi, \theta); (\tilde{\phi}'_\eta)_0 = -Y_{\theta\theta} \quad (39)$$

として導入して、 $\theta = 0 \sim 2\pi$  での  $Y(\xi, \theta)$  の積分は平均を与えるので 0 となることを考慮してやると、次の式が求まる。

$$\Psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_c(\Phi - Y_{\theta\theta}) d\theta \quad (40)$$

次に、圧縮機特性を図 6 に示すように

$$\psi_c(\phi) = \psi_{c0} + H \left[ 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (41)$$

と仮定して、近似的ではあるが一次の Galerkin 法を適用して、数値計算による値と対比すると、図 7 に示す変動波形が得られる。ここでは  $\theta^* = \theta - f\xi$  として、変動に相対的に示してある。

次に  $r(\xi)$  を未知の位相速度として

$$Y = WA(\xi) \sin(\theta - r(\xi)) \quad (42)$$

を仮定し、さらに  $J(\xi) = A^2(\xi)$  として旋回失速とサージングの安定性を調べると、両者の遷移の過程は図 8 のようになる。ここで、 $K_T$  は絞り弁係数

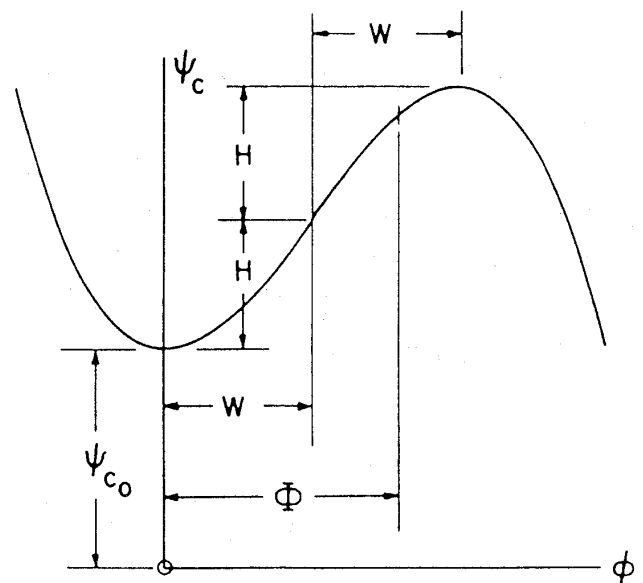


図 6 3 次関数で仮定した圧縮機の圧力・流量特性 [11]

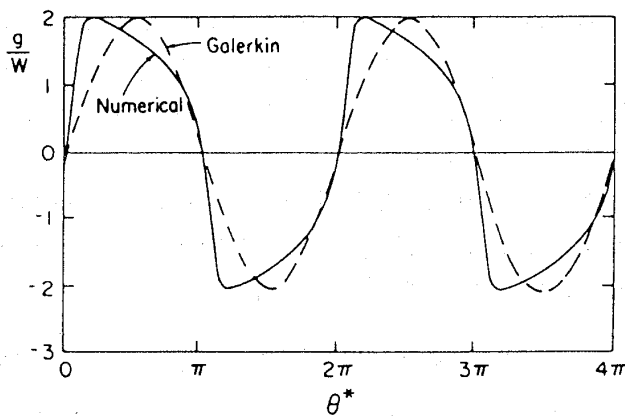
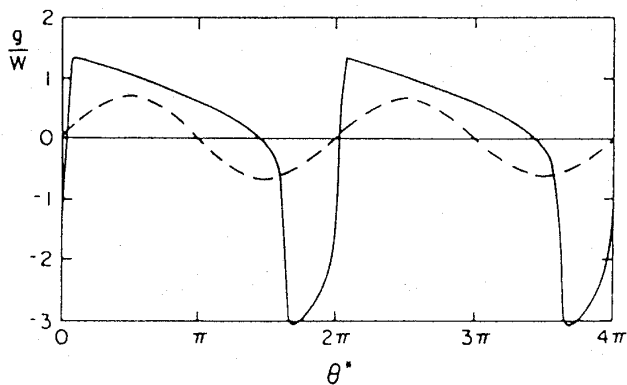
(a) Throttle at  $\Phi/W=1$ (b) Throttle at  $\Phi/W=1.92$ 

図7 数値計算と一次の調和振動を仮定した Galerkin 法による結果の比較 [12]

でその特性  $F_T$  には放物線を仮定した。

$$F_T = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2 \quad (43)$$

ここでは遷移には  $l_c$  も重要なパラメータであることが明らかにされた。本モデルに基づいて図6のように特性を仮定して、流れを解析した報告[13,14]も見られる。さらに、遠心圧縮機の羽根なしディフューザに対しても応用された [15]。

## 5. 分岐モデル [16,17]

前節のモデルにおいて図6を参考にして  $S = H/W$  を導入して、特性を図9のように  $\Phi=0$  を  $\Phi=-1$  となるようにシフトし、 $\gamma=1/K_T$  を用いると絞り弁では

$$\Psi = \frac{1}{\gamma} (\Phi_T + 1)^2 \quad (44)$$

となる。新たに時間に対して

$$\xi = t \frac{S}{l_c} \quad (45)$$

を用いて、変動速度ポテンシャルを

$$\tilde{\phi} = \sum_{n=1}^{\infty} a_n(\xi) e^{in\theta} \{e^{n(\eta+l_l)} + e^{-n(\eta+l_l)}\} + \text{共役項} \quad (46)$$

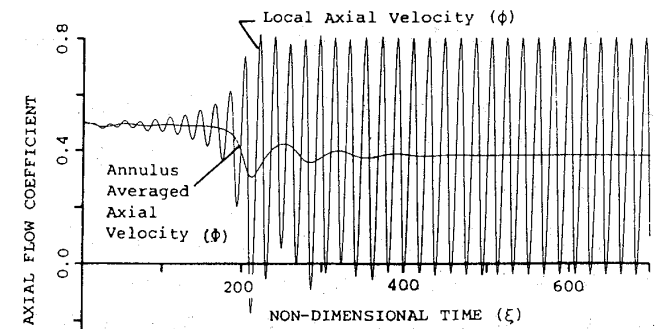
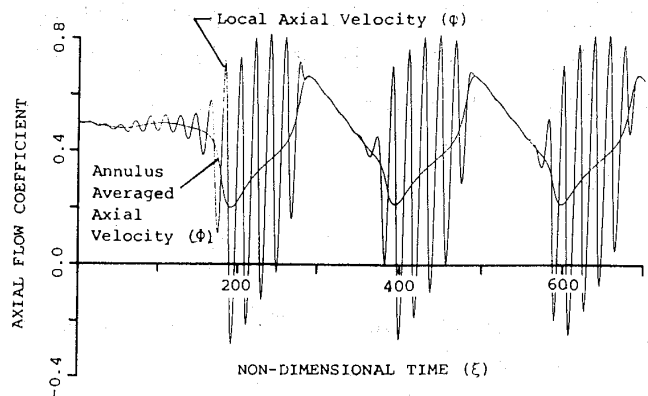
(a) 旋回失速への ( $L=0.5, K_T=5.5, l_c=8.0$ )(b) サージングへの ( $B=1.0, K_T=5.5, L_c=8.0$ )

図8 遷移時の流路平均および局所的変動の流量係数の時間的变化 [12]

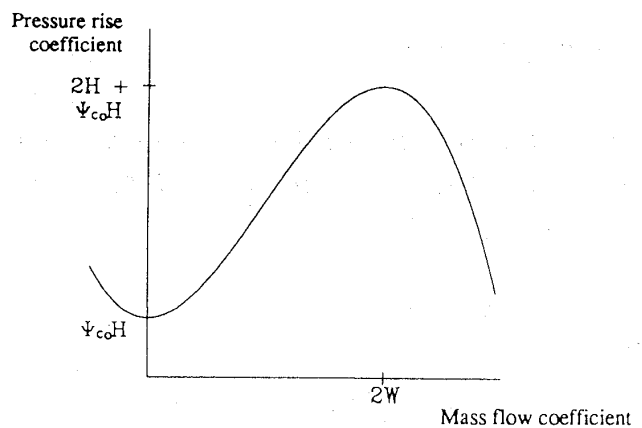


図9 モデルに用いられた圧縮機の圧力・流量特性 [16]

とし、 $n=1$ だけを考え、その振幅の2乗を  $R$  で示すと、(40)、(38)および(37)は以下のように書き換えられる。

$$\Phi'(\xi) = -\Psi + \phi_c(\Phi) - 3\Phi R \quad (47)$$

$$\Psi'(\xi) = \beta^2(\Phi - \Phi_T(\Psi)) \quad (48)$$

$$R'(\xi) = \sigma R(1 - \Phi^2 - R) \quad (49)$$

ここで  $\beta = 2BS$  で  $\sigma$  は(46)式を用いて(49)式を導出する課程で用いた  $l_c$ ,  $a_1$ ,  $l_t$  および  $m$  よりなるパラメータである。

次に、図10に示す特性を  $(\beta, \gamma, \psi_{c0}, \sigma)$  よりなるパラメータ空間内で、 $x_{01} \sim x_{03}$  の安定性について調べると、鞍部ノード、遷臨界、亜臨界、超臨界 Hopf などの分岐が生ずることが解る。ここで  $R' = 0$  となる場合は旋回失速が存在しない場合に相当する。定常解に対しては定常な軸対称流が存在する場合は  $x_{01}$  は非軸対称成分を持つ変動に安定か不安定かが Hopf 分岐により得られる。また  $\gamma$

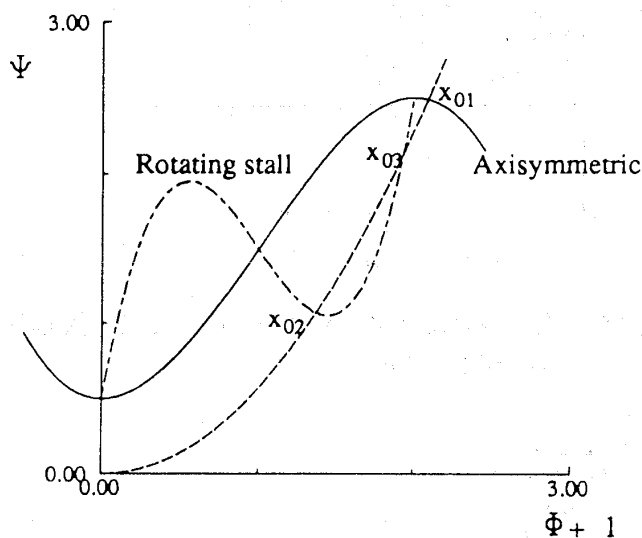


図10 一次の調和振動を仮定した旋回失速時の圧縮機の圧力・流量特性 [16] (点線の放物線は絞り弁特性を示す)

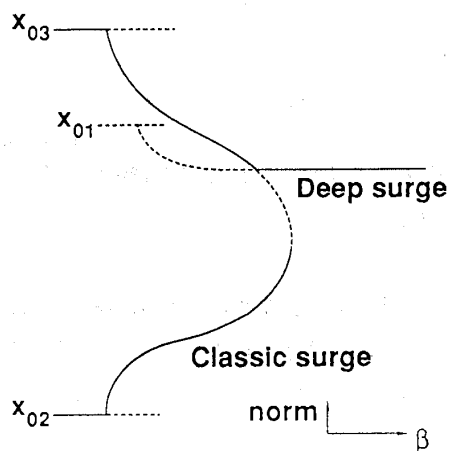


図11 図10に示す  $x_{01} \sim x_{03}$  を norm と絞り弁特性  $\beta$  で示した  $\beta$  の増加による周期解の分岐 [16] (点線は不安定)

のある範囲で  $\beta$  がじゅう分小さいと  $x_{01}$  および  $x_{02}$  はともに安定であり  $\gamma$  の増減でシステリシスが生じ、これがいわゆる stagnation stall の原因であることが示された。

さらに、周期的な軌道の安定性が、非軸対称な変動に対して安定か、不安定か検討され、classic surge を示す挙動が得られた。これらを

$$norm = (\Phi^2 + \Psi^2 + R^2)^{1/2} \quad (50)$$

として  $\beta$  に対して示すと classic surge と deep surge の範囲が  $x_{01}$ ,  $x_{02}$  おらび  $x_{03}$  に対して図11のように示される。ここで  $x_{03}$  は計算上に現れるだけで、物理的な意味を持たない。この結果は図12の

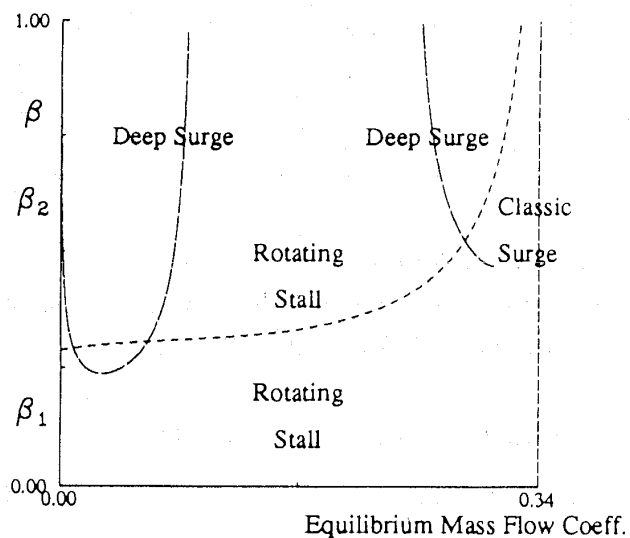


図12 本分岐モデルにより得られた、旋回失速, Classic Surge および Deep Surge の範囲 [16]

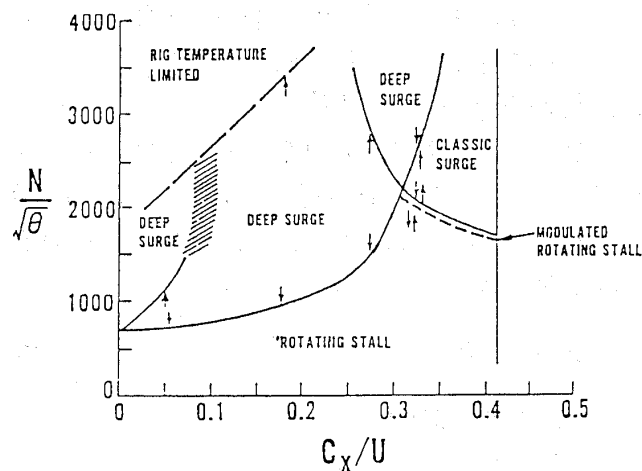


図13 Greitzer により示された実験結果による分岐 [1] (縦軸および横軸は単位は異なるが図12に対応している)

ようになり, Greitzer により示された実験結果, 図13 [1] と非常に類似した傾向を示し, このモデルの実用的な意味が立証された。

## 6. おわりに

以上, 集中定数モデルについて概説したが, とくに, 近年の非線形力学の発展は目覚しく, 分岐, カタストロフ, カオスなど, 従来, ガスタービンとはるかに離れた領域に存在していると思われた取扱いが, 身近に迫ってきたように感じられる。

## 参考文献

- (1) Greitzer, E. M., Trans. ASME J. of Eng. for Power, Vol. 98, No. 2, (1976-4), 190-217.
- (2) Greitzer, E. M., Trans. ASME J. of Eng. for Power, Vol. 103, (1981-6), 193-242.
- (3) 西原義美, 日本ガスタービン学会誌17巻68号, (1990-3), 48-55.
- (4) Mizuki, S., et al., ASME Paper 91-GT-85
- (5) Gysling, D. L., et al., ASME Paper 90-GT-122
- (6) Pinsley, J. E., et al., ASME Paper 90-GT-123
- (7) Cumpsty, N. A., et al., Trans. ASME J. of Eng. for Power Vol. 104, (1982-1), 170-176.
- (8) Moore, F. K., Trans. ASME J. of Eng. for Power Vol. 106, No.2 (1984-4), 313-336
- (9) Takata, H., et al., Trans. ASME J. of Eng. for Power, (1972-10), 279-293.
- (10) Day, I., et al., J. of Mech. Eng. Sciences. Vol. 20, (1978), 101-119.
- (11) Moore, F. K., et al., Trans. ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 108, (1986-1), 68-76
- (12) Greitzer, E. M., et al., Trans. ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 108, (1986-4), 231-239.
- (13) Hu Jun, et al., ASME Paper 91-GT-100
- (14) Ishii, H., et al., 91-Yokohama-IGTC, (1991), Vol. I, 57-64.
- (15) Moore, F. K., ASME Paper 91-GT-82
- (16) McCaughan, F. E., Trans. ASME J. of Turbomachinery. Vol. 111 (1989-10), 426-433.
- (17) McCaughan, F. E., Trans. ASME J. of Turbomachinery. Vol. 111 (1989-10), 434-441.

## 2.6 サージの制御

三菱重工業(株)高砂研究所 山口 信 行

### 1. 緒 言

最近、ガスタービン圧縮機の失速とサージングの動的コントロールを狙った研究が精力的に行なわれ始めている。これは一般に active surge control とか active compressor stabilization と呼ばれている。これにより、例えば圧縮機の20～25%の性能改善を目指し、その結果として航空機の離陸時全備重量を8%低減させ、行動半径を11%増加または比出力を7%増加させ、軸流圧縮機の段数を1段減らして圧力比を8から10まで増加させる可能性がありそう、と言われている<sup>(1)</sup>。

これらはいわゆる smart engine<sup>(2)</sup>を目指す開発の要素研究上の一環であるが、従来行なわれて来た失速/サージ挙動の研究やケーシング・トリートメントその他の研究の必然的な展開の一つでもある。

本稿ではこれら圧縮機の失速やサージングをコ

ントロールする方法の現状に関して展望する。

### 2. 失速/サージ・コントロールの状況

まず、失速/サージ・コントロールの分野の一般的な考え方を整理・列挙してみると図1の様になると考えられる。

static control とは、従来実施されて来た方法で、今としては最も素朴な容量制御法（可変ピッチ、速度制御等）による作動領域の拡大や、段特性における低流量域特性または失速領域右上がり特性部分を何らかの静的な方法または装置により安定化するか、右下がり特性に改良するものである。

dynamic control は動的な手段または配慮を含んだコントロール、としてまとめてみた。振動学上では、(I) semi-active control—減衰を能動的にコントロール、(II) active—力によるコントロール、(III) passive—外力無しで運動エネルギーの吸収（ダンピング増加）、と分類される様である

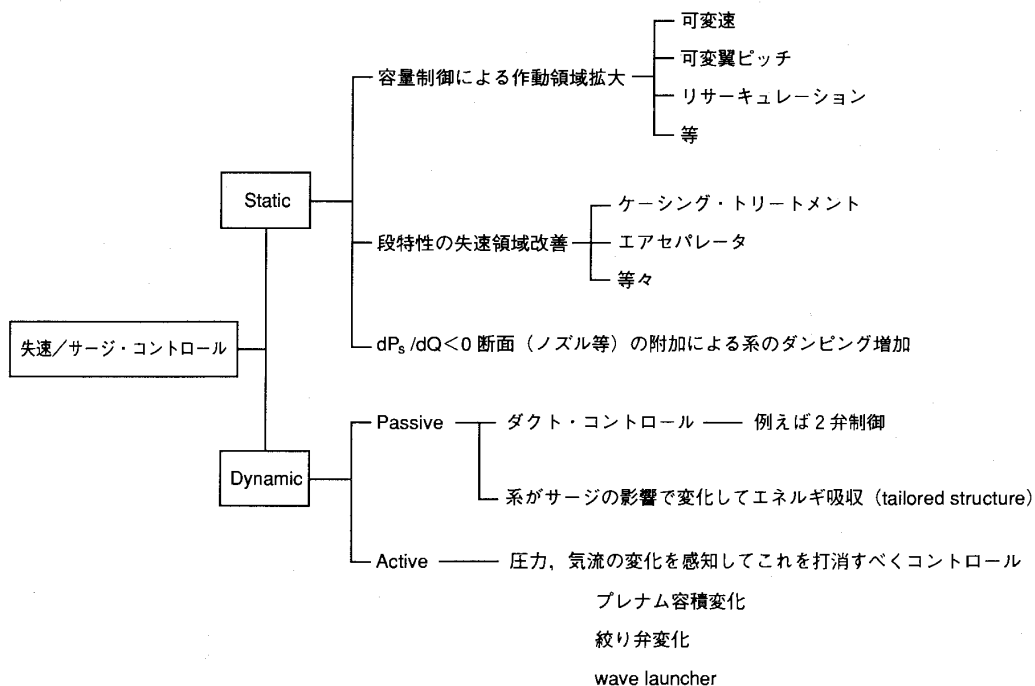


図1 失速/サージ・コントロール

(平成4年1月8日原稿受付)

が、失速/サージ現象のコントロールに関してはすべて系の減衰を正にする事を狙うものであり、activeとは言っても semi-active の範囲に入る様に思われる。しかしどういう方式にせよ、流れの変化を検出して可動部を動かし、失速/サージを抑制するという基本原理に基くものは、active stabilization とここでは呼ぶ事にしよう。

さらに、送風機、圧縮機の不安定には、良く知られている様に

- ・ local instability (翼流路の不安定、いわゆる旋回失速)
- ・ global instability (システム不安定、いわゆるサージ)

の2種類がある。本来両者を考慮に入れる必要があるが、旋回失速を抑止する事で段の失速点を延ばし、かつ左上り段特性を維持できればシステム不安定は避けられよう。一方、旋回失速を抑止できても、右上がり段特性のままとするとサージも対策しなければならないであろう。

以下、まず、static control の近年の話題の主なものに簡単に触れ、その後 active stabilization について展望する事にしよう。

### 3. Static control—失速特性の改良

軸流圧縮機の段や送風機の静的装置による失速の安定化の観点から最近研究され、適用され始めている方式をまとめてみると、図2に示す様にな

ろう。即ち、原理的に次の5種に分けられる。(a)サクシオン・リング、(b)サクシオン・バイパス、(c)ブレード・セパレータ、(d)エア・セパレータ、(e)ケーシング・トリートメント。これらはいずれも段特性の失速点を低流量側に移す試みである。これらの方式の各々の原理を略述すると次の様になる。

軸流ファンが失速に近づくと、翼素の作動不良、エンドウォール境界層流れや二次的な流れの卓越、などのため動翼先端領域に低エネルギー流体が蓄積し、特に上流側に向う逆流領域や旋回失速セルの萌芽が現れて来る。流入してくる主流がこの近失速流体領域と干渉して全体の流れが不安定になり、結局は段失速を起し、さらにサージングに突入して行く、と定性的に理解されている。サクシオン・リング(a)は、アニュラスと同心で壁面近くに設けられたリングによりこの停滞域あるいは逆流域と主流の正流域を分離し、相互の干渉を防ぐものであり、これにより逆流がリングと壁面の間の流路を回り込んで上流側で主流に合流する形で安定化する。サクシオンバイパス(b)も、同様に、逆流域をバイパス通路を通して上流側へ循環させる事で安定化を図るものである。

これにより、段特性上の失速部の凹みが改良され、性能や騒音が改善される場合がある。低圧のプロペラファンに一種のサクシオンリングを適用

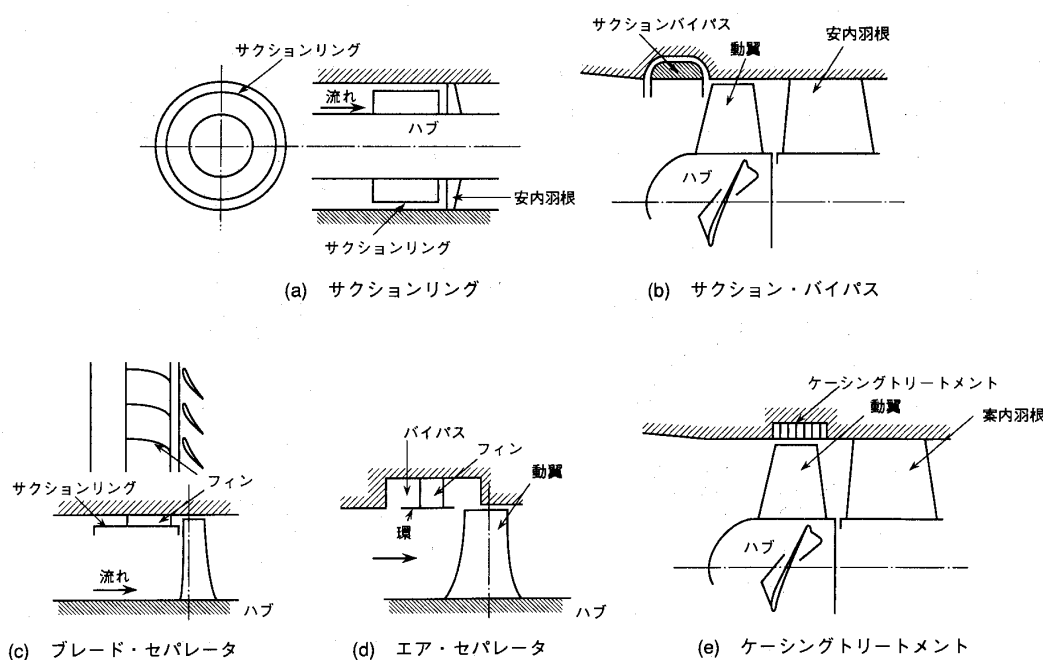


図2 失速改良装置各種

した例が(3)に報告されている。

この逆流は動翼を一たん通っているため、旋回エネルギーを与えられ、動翼回転方向に旋回している。このため、サクション・リングとケーシングの間でベーンにより整流すると安定化の効果がさらに増す。これがブレード・セパレータ(c)である。エア・セパレータ(d)は、このブレード・セパレータの流路をケーシング内におさめ、翼上流側への循環をケーシング内部で行なわせる事によりファンへの悪影響を抑制したものと考えれば良い。

エア・セパレータはソ連のセルゲイ・コンスタンティノヴィッチ・イワノフが発明したものであり、我国にも特許申請がなされている<sup>(4)</sup>。

我国でも、三宅、等<sup>(5)</sup>がエア・セパレータのメカニズムを精力的に研究した。最近、筆者も新形のセパレータを開発し、高速・高負荷の送風機への適用を図っている<sup>(6)</sup>。図3にその特性改善例を示す。最近、簡易化されたエア・セパレータを軸流ファンに実用化した報告(H. Bard,<sup>(7)</sup>)、また recess vaned casing treatment なる名称での報告もある(A. R. Azimian, et al.<sup>(8)</sup>)。

ケーシング・トリートメント(e)は、動翼端に対向するケーシング内に溝を設け、その中にハネカム等のインサートを格納したもので、動翼の通過によってインサートから発生する小噴流により失速の萌芽を吹き飛ばす事により翼端流れの活性化を図り、失速点を延ばす、といわれている<sup>(9)(10)</sup>。原理が上のもの(a)~(d)とやや異なっている。

ケーシング・トリートメントのインサートの最適化や翼に対する最適位置化など非常に多くの研究がなされており、それらについては(9)、(10)を参

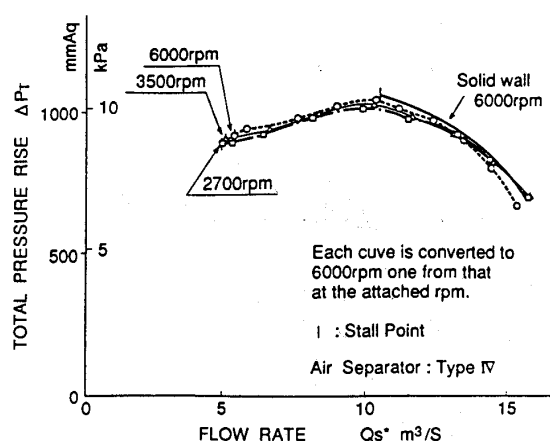


図3 エアセパレータによる失速改善効果例<sup>(6)</sup>

照されたい。

ケーシング・トリートメントは、ジェット・エンジンの圧縮機における inlet distortion による失速マージンの劣化を防ぐため研究され始めたと言われており、ジェットエンジンでは実用化されているようである。筆者もこれを適用してボイラ用軸流形1次空気通風機(PAF)の開発に成功し、おそらく今の所、産業用としては唯一のケーシング・トリートメント実用例となっている(図4<sup>(11)</sup>)。

以上の装置の内、確実な効果を得られる事と動翼の前方に露出していない(ファンの機械的信頼性や性能、騒音に悪い影響をもたらしそうにない)という観点からは、エア・セパレータ(d)とケーシング・トリートメント(e)が有望であり、実用化が進み始めている様に思われる。

N. E. W. Lee<sup>(12)</sup>は動翼先端壁面からの気流の吸込及び放出による性能の変化を調べ、いずれも効果がある事を報告している。上記の方式の具体的装置は様々であるにしても、翼端流れの性状の改善が失速点改善に大きく寄与している状況は、共通な改善メカニズムを示唆している。

以上の方法は主として軸流圧縮機に適用されて

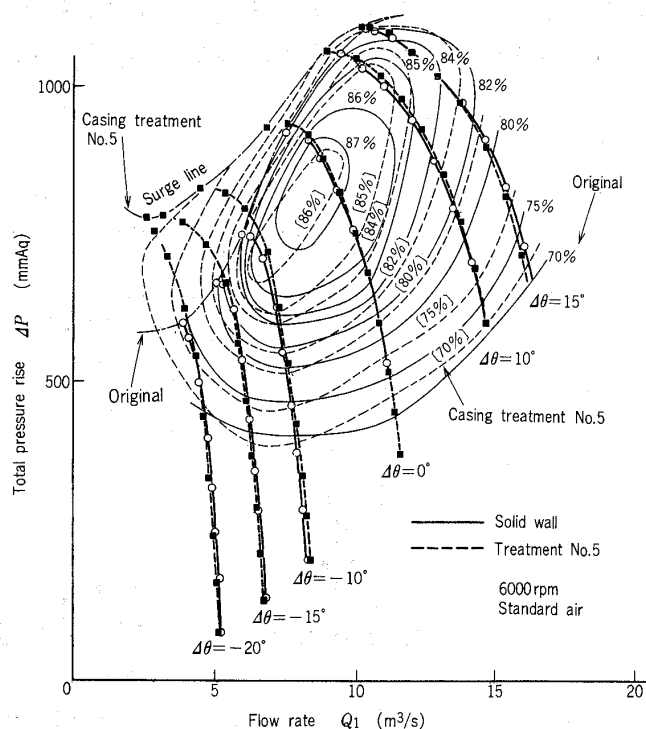


図4 動翼可変ピッチ軸流送風機におけるケーシングトリートメント効果の例<sup>(11)</sup>

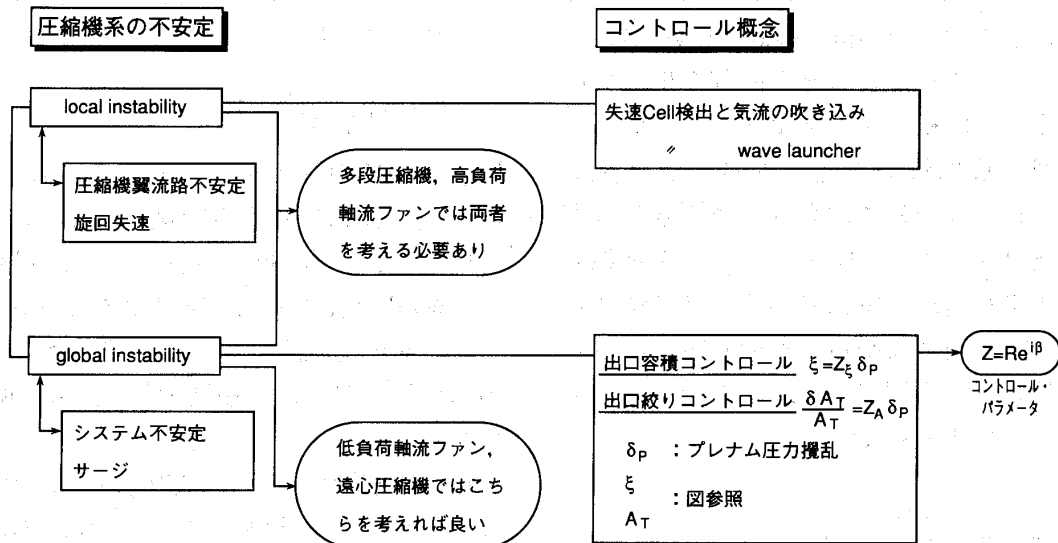


図5 Active stabilization

いるが、ケーシング・トリートメントを遠心圧縮機に適用した報告も、数少ないが、ある。

#### 4. 能動的安定化

次に最近急速に展開しつつある能動的安定化の分野について簡単に解説する。図5にその展望を示す。

基礎となる理論は、Epstein-Flowers Williams-Greitzer(EFG)によるもので<sup>(14)</sup>、EFG<sup>(14)</sup>は、線型化された周方向の不安定(旋回失速)の式において、軸流速度の微小擾乱( $C_x/U$ )を圧縮機の流量係数の擾乱 $\Delta\phi$ の線型関数になる様に工夫する事で、不安定のコントロールに関する理論的かつ基礎的な検討を行なった。その中で、global instabilityとlocal instabilityの両者が検討されている。

global instability即ちサージの能動的安定化には、流体振動に影響を与えるものとして、圧縮機管路またはプレナムの容積のコントロールと絞り(吐出面積)のコントロールの2手法が考えられる(図6)。図6には、両手法とも含まれている。例えば容積コントロールでは、プレナムにおける気流圧力変化 $\delta P$ を検知して、壁を $\xi$ だけ変位させる。

$$\xi = Z_{\xi} \delta P$$

また、絞りコントロールでは、プレナムにおける気流圧力変化 $\delta P$ を検知して、絞り面積 $A_T$ を $\delta A_T$ だけ変化させる。

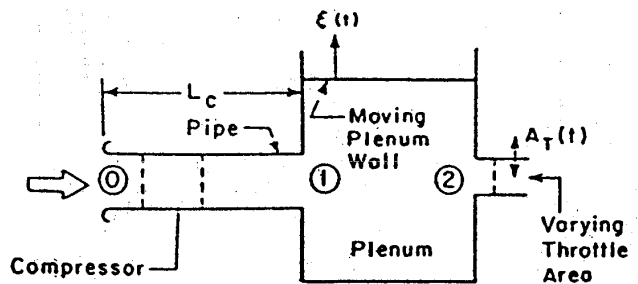


図6 サージコントロール方式

$$\frac{\delta A_T}{A_T} = Z_A \delta P$$

これらの関係式における $Z$ がコントロール・パラメタで(添字省略)、次の様に表わされている。

$$Z = Re^{i\beta}$$

ここで、 $R$ : ゲイン、 $\beta$ : 位相。

また、Local instability即ち旋回失速の場合の能動的安定化は、IGV取付角を周方向に時間的に変化させて、失速セルを消す様に波を送り出す事、あるいはセルを検知してその中にある位相差をもたせて流体を吹き込む、等の手法が試みられつつある。

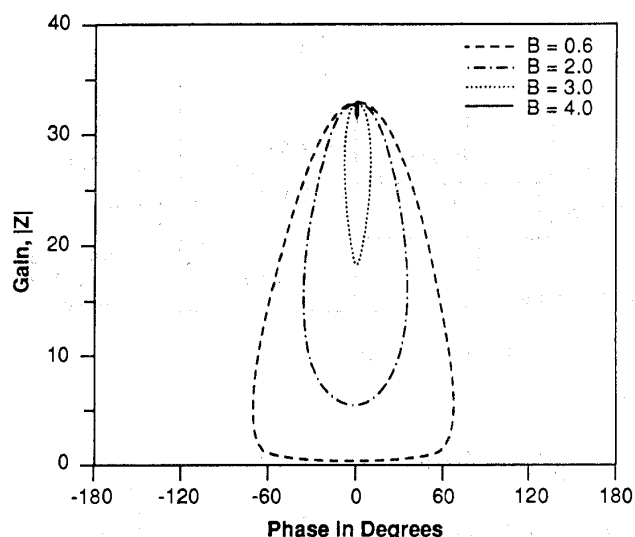
#### 5. サージの安定化

##### 5.1 絞りコントロールによる能動的安定化

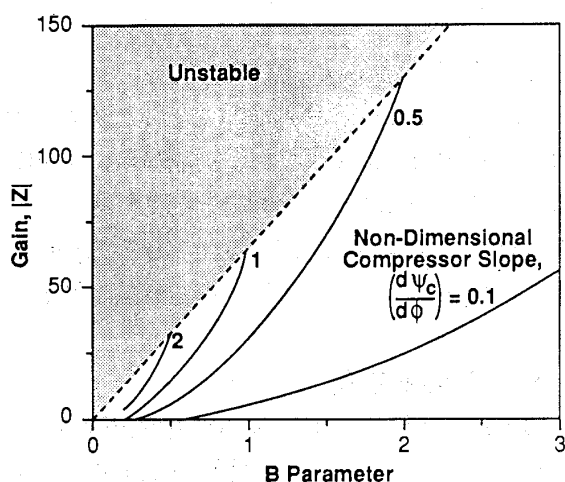
絞りコントロールによる能動的安定化については、基礎式は上記EFG提案<sup>(14)</sup>の式である。特性方程式は2次式になり、比較的わかりやすい結果が得られる。ある小型遠心圧縮機に関する計算結

果の例 (J. E. Pinsley, et al.<sup>(15)</sup>) を要約すると図7になる。ここでは, annular gate valveがコントローラである。これによると, 面積変化はプレナム圧力の変化と同相にすべき事が示されている。また系の気柱振動特性を支配するBパラメタにより, コントロールの効きが大きく影響される事がわかる。無コントロール時のサージ挙動やリミットサイクルの形は主にBパラメタで決まり(例えば(13)参照), 当然ながら, その安定化においても強く影響してくる訳である。ここで, Bパラメタは次式で与えられる。

$$B = \bar{U} / 2\omega L_c = \frac{\bar{U}}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}}$$



(a) 安定化可能ゲインと位相 ( $\psi_c=1.9$ ,  $\phi=0.12$ ,  $d\psi_c/d\phi=1.0$ )



(b) 安定化可能ゲインとBパラメタ ( $\phi=0.12$ )

図7 絞り弁コントロールによる安定化計算結果例<sup>(15)</sup>

ここで,  $\bar{U}$ : 動翼平均周速,  $\omega$ : 管路のヘルムホルツの共鳴子としての周波数

$$\left(\omega = a \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_c}}\right)$$

$L_c$ : 圧縮機の等価ダクト長,  $A_c$ : 圧縮機流路面積,  $V_p$ : 出口プレナム容積,  $a$ : 音速。

Bが大きい程, 系は柔軟になり, 制御し難くなる。系のBが定まると, 制御できるコントロール・パラメタの上限が存在する事が図よりわかる。当然の事ながら, 圧縮機特性勾配  $d\psi_c/d\phi$  も影響する。

遠心圧縮機における実験例の方法の模式図を図8に示し, その結果を図9に示す。適切なコントロールにより圧力及び流量の振幅が激減し, 安定化される様子が見られる。コントローラ・パラメタの安定化限界及びサージ点改良度に関する実験と理論の比較によると, コントローラ・パラメタの効果については良く合っている様である。サージ線の改良度の予測については今一つであるが, 傾向的には合っている。

サージを発生している最中に本システムを働かせると, 僅かな過渡的变化の後に安定化されている(図10)。

## 5.2 プレナム容積のコントロールによる能動的安定化

プレナム容積のコントロールによる能動的安定化のモデル化の様子を図11に示す (J. E. F. Williams and X. Y. Hueng<sup>(16)</sup>)。可動壁としては, スピーカーが利用される例が多い。特性方程式は3

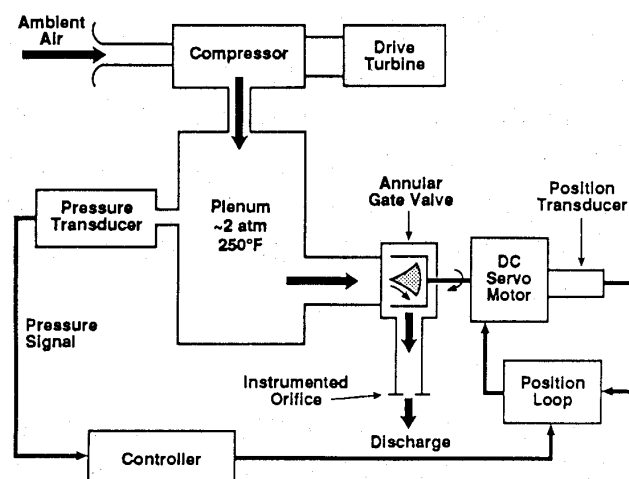
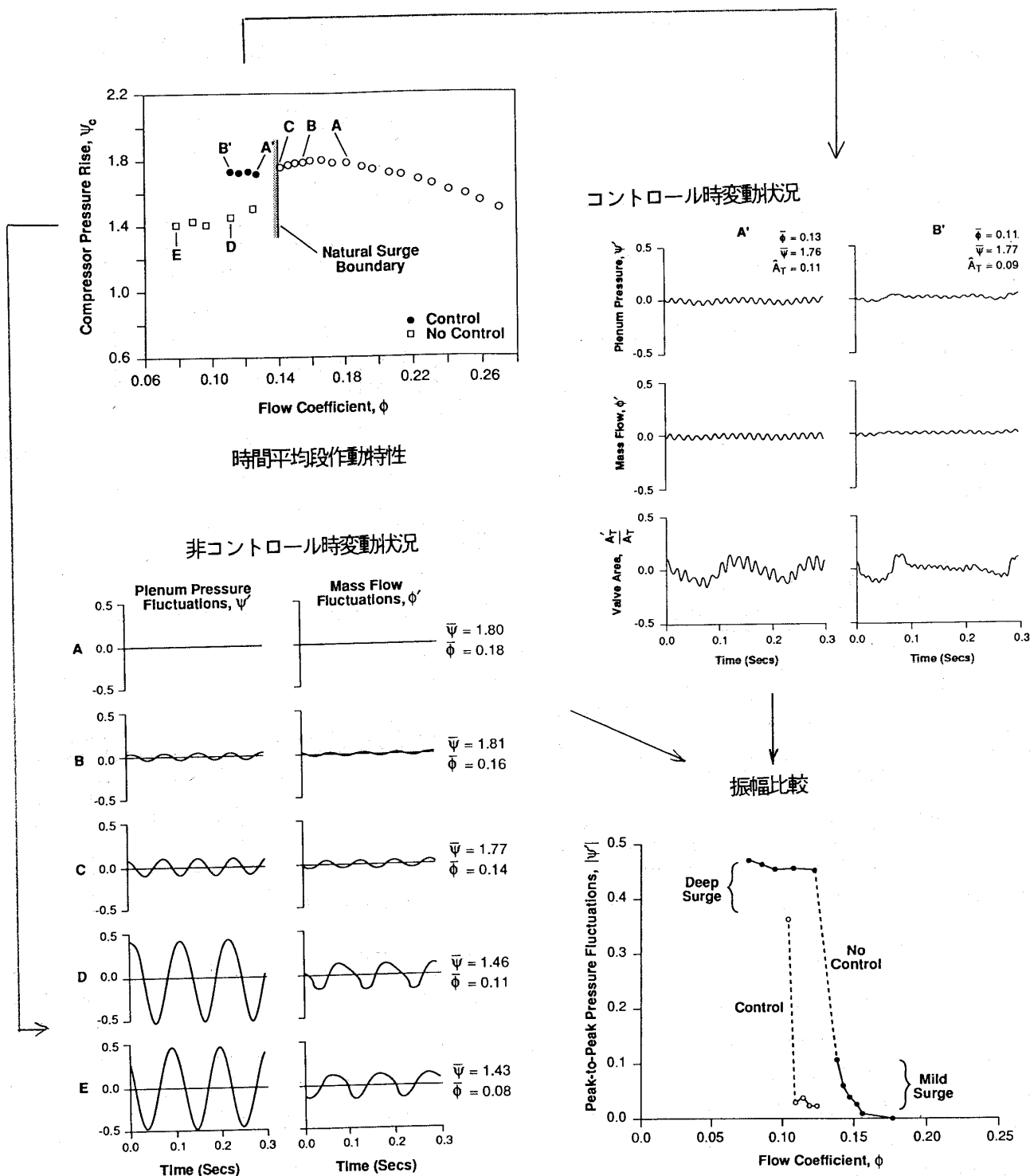


図8 遠心圧縮機の絞り弁による安定化実験システム例<sup>(15)</sup>

図9 遠心圧縮機絞り弁コントロールによる安定化実験結果の例<sup>(15)</sup>

次式になる。実験結果の例を図12に示す。絞りコントロールの場合と同様に、効果のあるゲインと位相の領域がある。結果は系のBパラメタに影響を受けている。また同じBパラメタの場合でも、回転数が高くなるとコントロール効果が小さくなるケースが見られている。

### 5.3 受動的安定化

上記のプレナム容積変化に似た手法で

dynamic control の一つに分類されるが、原理的には受動的安定化の範囲に入るものがD. S. Gysling<sup>(17)</sup>により試みられている。これは図13に示す模式図の様に、プレナムの壁面の一部をバネ/マス/ダンパ系として作り、プレナムの圧力にตอบสนองしてこの壁面が振動する (tailored structure と称されている) 事により空気のエネルギを吸収するものである。外部からのコントロールを要さず、

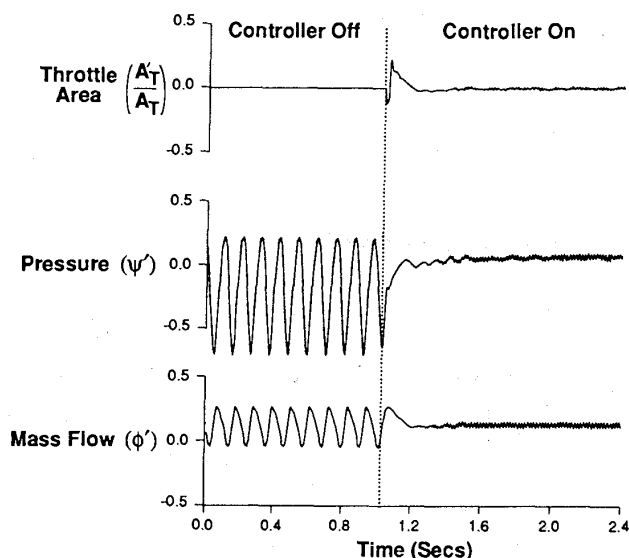


図10 遠心圧縮機絞り弁コントロールによるサージ発生中の安定化状況例<sup>(15)</sup>

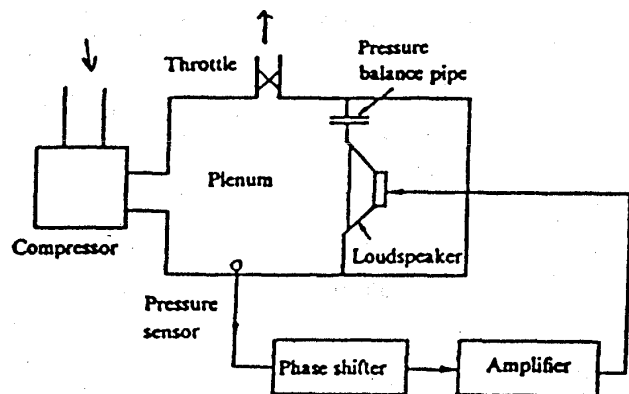


図11 プレナム容積変化によるサージ安定化試験方式例<sup>(16)</sup>

その意味では能動的ではない。このダンパ付きプレナムをつけて遠心圧縮機で実験した結果でもかなりの安定化が見られている。

ダンパ系の振動特性を気柱系と適合させるのが大切であり、理論的予測も行なわれている。

## 6. 旋回失速の能動的安定化

旋回失速の安定化の観点から、J. E. F. Williams<sup>(18)</sup>は初生旋回失速（前兆）の検出の方法と、安定化のためのコントロール・システムの考え方について述べている。前兆の発見については、周方向に8本の熱線風速計を配列し、その出力を分析して1次の波の位相の動きを見る事で検出可能である（図14）、としている。

M. Inoue, et al.<sup>(19)</sup>はケーシング壁面上の一点の圧力の時刻的サンプリングデータから相互相関を

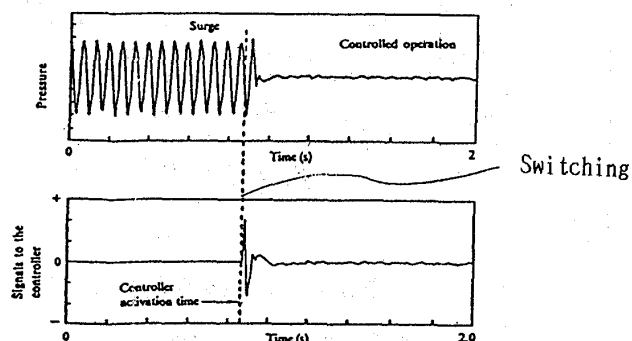
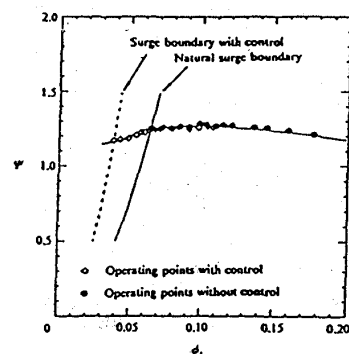


図12 プレナム容積変化によるサージ安定化試験結果例<sup>(16)</sup>

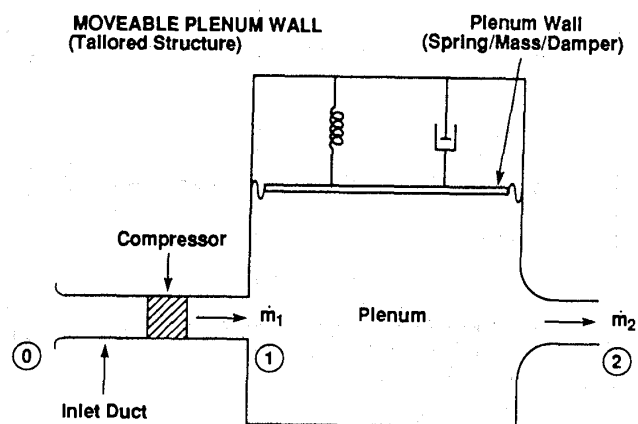
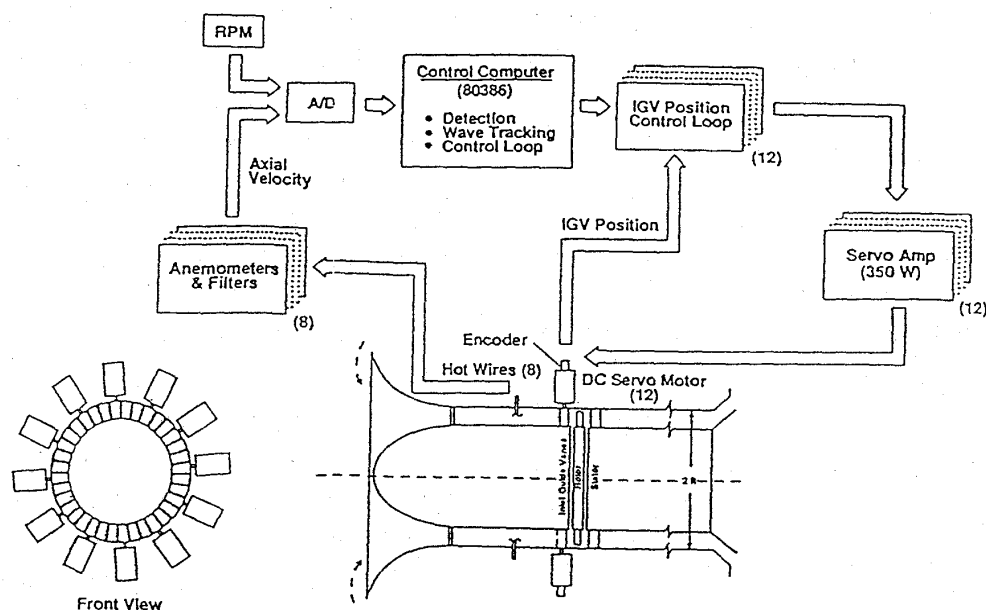
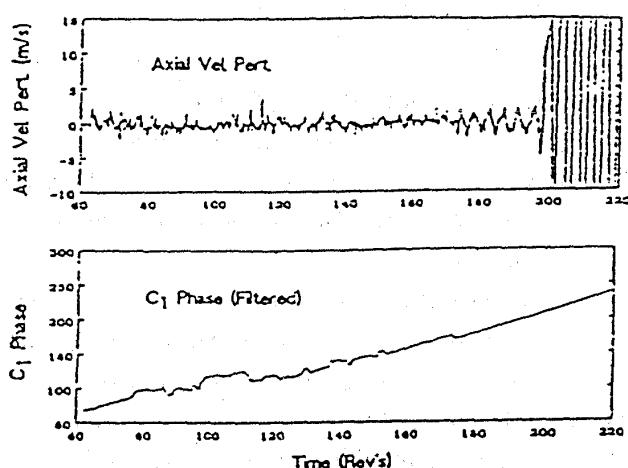


図13 tailored structure によるサージ・コントロール模式図（可動プレナム壁）<sup>(17)</sup>

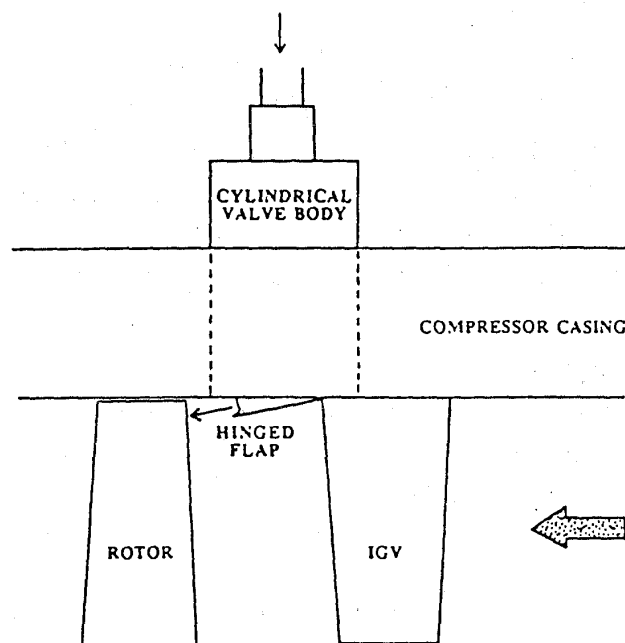
統計的に調べることにより圧力変動波形の規則性の低下に基いて、やはり初生旋回失速を検出する方法を提案した。失速の安定化の上で今後有用な検出手段の一つとなり得よう。

コントローラとしては、(18)の例では、初期波を検知して抑制用の波を送り出す wave launcher と称するもの（図15）が提案されている。これは軽量の可変入り口案内翼を周方向に12本設け、それらの角度の動きの周方向のずれ（位相）を変えて波を発生、コントロールするものである。

図15 wiggly inlet guide vane による旋回失速安定化システム例<sup>(18)</sup>図14 周方向の軸流速度擾乱分布から初生波を検出<sup>(18)</sup>

また、上述の wave launcher のみならず、失速セルを検出し、それに合せて周方向に並べられた図16に示す様な高速作動のフラップ弁から高圧空気を吹き込む手法も試みられている (I. J. Day<sup>(20)</sup>)。また同様な手法の有効性が遠心ペーンレスディフューザにおいても確かめられている (立石, 辻本, 他<sup>(21)</sup>)。

この様に失速を安定化させても、段特性が右上りのままで一応安定する事がある。この様な状況では管路との組合せによりサージが発生する可能性がある (例えばBパラメータの大きい管路と組合せられる場合)。特に高負荷の段ではそうなりやすい。この様な場合には失速に対する安定化とサー

図16 失速安定化のための高圧空気吹込み弁<sup>(20)</sup>

ジに対する能動的安定化の両者が必要となるであろう。

## 7. まとめ

以上を簡単にまとめると次の様になろう (図1, 2)。

ケーシング・トリートメントやエア・セパレータなどの静的装置は失速を安定化するもので、失速点の伸びの大きさの観点からは非常に効果が大きい。これらの装置の単純さと効果の大きさは捨て難い特長である。

失速の能動的安定化については、現在、初生旋回失速の検出手法と抑制手法の開発に精力的に取り組まれており、成果が出始めている。

但し、上述のいずれかの方法にしても段特性が右上がりのままで安定化された場合、系としての global instability (サージング) の発生が予想され、それをも安定化する必要がある。

サージの能動的安定化はプレナム容積の変形や弁の絞りの変化により行なわれているが、これについては、サージングにおけるパラメタと同じく、B パラメタと特性勾配  $\partial\psi_c/\partial\phi$  が大きく影響する。例えば、管路容積の大きい産業用圧縮機では B パラメタが大きく、非常に柔軟な系となって安定化しにくい事が予想される。

以上のアイデアを生かして passive control-tailored structure-の試みも行なわれている。

## 8. 結 言

軸流圧縮機・送風機において近年試みられつつある静的安定化装置と能動的安定化に関し展望した。特に能動的安定化については近年急速に研究が展開しつつあり、1990年、1991年の ASME Gas Turbine ペーパーに活発な報告がなされている。詳細については、それらを参照いただければ幸いである。

## 参考文献

- (1) MIT Seeks Methods of Controlling Engine Compressor Surge, Stalls, Aviation Week & Space Technology Nov.28.1988.
- (2) A. H. Epstein, Smart Engines, IGTI Gas Turbine News, March 1990.
- (3) 山口, 青木, カーエアコン用コンデンサ冷却ファンの性能改善, 第18回ターボ機械講演会, 昭61.5
- (4) 日本国特許公開: 特開59-25100, 軸流圧縮機, セルゲイ・コンスタンティノヴィッチ・イワノフ, 出願1983.6, 特開59-25100
- (5) 三宅, 他4名, 軸流送風機エアセパレータの研究, 機械学会講演論文集, No.840-13, 1984-10
- (6) 山口, 高見, 有村, 軸流送風機エアセパレータの流れの研究, 機械学会関西支部, 第250回講演会, (1991-11)
- (7) H. Bard. "The Stabilization of Axial Flow Fan Performance", in "Installation Effects in Ducted Fan Systems", C120/84 IMechE, 1984-4.
- (8) A. R. Azimian et al., Application of Recess Vaned Casing Treatment to Axial Flow Fan, ASME 89-GT-68, 1989.
- (9) 高田, 軸流圧縮機技術の最近の動向, 1983日本ガスタービン学会セミナー
- (10) 山口, ケーシングトリートメント, ターボ機械, Vol.12, No.9, 1984.9
- (11) 山口, 他5名, ボイラ用軸流式一次空気通風機の開発-ケーシングトリートメント付き動翼可変軸流ファンの開発, 三菱重工技報, Vol.20. No.3 (1983-5)
- (12) N. E. W. Lee, Effects of Compressor Endwall Suction and Blowing on Stability Enhancement, MIT-GTL Report, No.192, Massachusetts Institute of Technology, Jan.1998.
- (13) 山口, 軸流圧縮機のサージング, ターボ機械, Vol.6, No.7, 1978-7
- (14) A. H. Epstein.他2名, Active Suppression of Compressor Instabilities, AIAA-86-1994, 1986.
- (15) J. E. Pinsley, G. R. Guenett, A. H. Epstein, E. M. Greitzer, Active Stabilization of Centrifugal Compressor Surge, ASME Gas Turbine Conf.90-GT-123, June 1990.
- (16) J. E. F. Williams & X. Y. Hueng, Active stabilization of compressor surge, J. Fluid Mech, Vol.204, 1989.
- (17) D. L. Gysling, J. Dugundji, E. M. Greitzer, A. H. Epstein, Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures, ASME Gas Turbine Conf.90-GT-122, June 1990.
- (18) J. E. F. Williams, The Active Control of Engine Instabilities, ISABE 89-7004, 1989.
- (19) M. Inoue, et al., Detection of a Rotating Stall Precursor in Isolated Axial Flow Compressor Rotors, ASME 90-GT-157, 1990.
- (20) I. J. Day, Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors, ASME 91-GT-87, 1991.
- (21) 立石, 辻本, 他2名, ベーンレスディフューザの旋回失速の能動制御, JSME 関西支部第250回講演会論文集, 1991.11

### 3. 非定常空力問題のトピックス

川崎重工明石技術研究所 石原国彦

#### 1. まえがき

ガスタービンにとって圧縮機やタービンの動翼の破損は致命的で、開発に当っては通常これら動翼の固有振動数と流体力の励振振動数が一致しないように設計段階で検討している。

しかしながら試運転をしてみると固有振動数の見積りが不確かなこともあって必ずしも共振が避けられているとは言えず、時として共振近傍の大きな振動を呈する事もある。したがって翼の破損防止のためには共振時の応力評価を行い疲労寿命を検討する必要がある。

このような流体励振力による翼の振動応答を設計段階で予測する技術は、その重要性から各方面で鋭意研究されているが、まだ確立されるまでには至っていない。筆者もこの方面の研究をわずかではあるが行った経験があり、非常に難しい問題であることを感じている。

ここでは筆者がこれまでに経験した流体励振力による翼の振動問題について、そのアプローチ法の概要について解説する。

#### 2. 非定常空力問題

動翼に作用する流体励振力を分類すると図1のようになる。強制振動では、1) 静翼やノズルの後流、スクロールなどの流路形状、燃焼器などの上流設置物などによる周方向不均一分布が原因で生ずる振動が最も代表的なもので、他に2) ポテンシャル干渉、3) 圧縮機特有の現象である旋回失速、他等が原因の振動もある。

一方自励振動では、失速フラッタや非失速フラッタなどがあるが、これらは航空用ガスタービンのような質量比  $m/\pi\rho b^2$  が小さい翼について問題となるもので、産業用ガスタービンのように比較的頑丈な翼ではこれらが問題となることはほとんどない。

したがって産業用ガスタービンにとって最も重要な流体励振力は、周方向不均一流れ場を動翼が通過する際受ける非定常流体力で、しかもこの励振力と動翼とが共振した場合の応力を求めることが、翼の安全設計にとって必要不可欠な検討項目といえるであろう。

共振時における応力は一般に次式で与えられる。

$$\sigma = \hat{L} \cdot \frac{K}{\xi} \quad (1)$$

$$\hat{L} = \hat{C}_L \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \cdot \frac{\Delta v}{v} \cdot c \quad (2)$$

ここで  $\hat{L}$  は翼に作用する非定常流体力で、 $v$  は相対流入速度、 $\rho$  は流体密度、 $c$  は翼弦長、 $\Delta v$  は不均一流速分布をフーリエに変換して、正弦波ガストに直したときの速度振幅、 $\hat{C}_L$  は非定常揚力係数である。また  $K$  は翼の振動モードを考慮した応答係数であり、 $\xi$  は減衰比である。

この式からわかるように、非定常流体力を求めるためには、 $\Delta v$  の大きさと、 $\hat{C}_L$  が、また共振応力を求めるためにはこれらに加えて  $\xi$  が明らかにされなければならない。ところが  $\Delta v$  と  $\xi$  は一般には不明であることが多く、理論的アプローチが

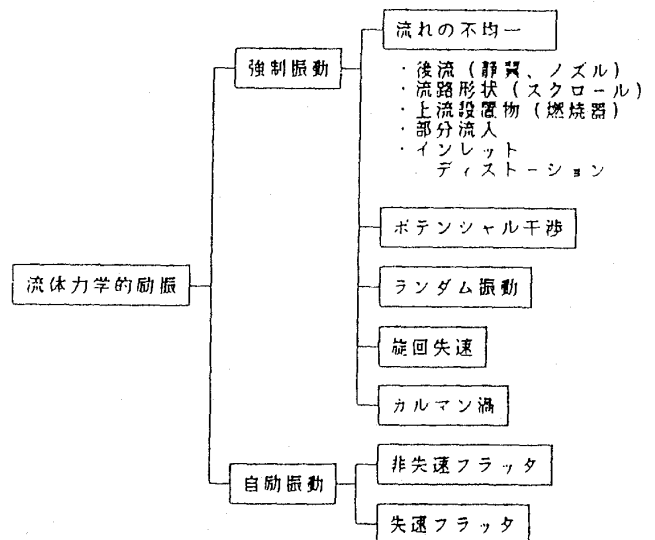


図1 流体励振力の分類

(平成4年1月13日原稿受付)

可能である $\tilde{C}_L$ のみが明らかにされつつあるのが現状である。

本稿では、これら $\Delta v$ ,  $\tilde{C}_L$ ,  $\xi$ について今まで筆者らが実施してきたことを述べる。

### 3. 振動源の検討

動翼に作用する流体励振力の根源は、周方向に不均一な流れ場の存在であり、この流れ場自身は定常流であるがこの中を動翼が通過すると、動翼にとっては周期的な変動力となる。この不均一な流れ（速度欠損）を理論的に求めることは、静翼やノズルの後流を除いて一般的に難しく、実験的に求めざるをえない。

図2はタービン動翼上流側に単缶式の燃焼器と入口スクロールを有するガスタービンのモデルである。この場合、燃焼器とスクロールがガスタービン動翼に対する振動源となる。流速の周方向分布をタービン第一段ノズルの出口側で測定した結果を図3に示す。又これをフーリエ解析したものを図4に示す。ここで○印はノズル出口、●印はノズルを取り去った場合の結果である。

低い周波数域で1N, 2N成分が、高周波数域で22N~25N成分が明瞭に現れているが、前者は燃焼器やスクロールによるもの、後者はノズルウエーキによるものである。○と●を比較するとノズルが上流の乱れを整流するのに役立っていることも伺える。これら各成分の大きさは実測してはじめてわかるものでこれを予測することは困難である。

一方、翼列後流のガストの大きさに対してはKemp&Searsら<sup>(1)</sup>により次式が提案されている。

$$v_m = -u_c \sin \beta \frac{2\sqrt{\pi}}{K} \exp\left[-\frac{\pi^2}{K^2} \cdot m^2\right] \quad (3)$$

$$\frac{u_c}{V_s} = -(2.42\sqrt{C_D^s})/(x^*/c_s + 0.6)$$

$$\frac{Y}{c_s} = 0.68\sqrt{2}\sqrt{C_D^s}\sqrt{x^*/c_s + 0.3}$$

ただし m: 次数

$$K^2 = \pi \cos^2 \alpha_s (d_s/Y)^2$$

ここに示す記号は図5に示すとおりである。この式を用いてある軸流圧縮機の変動速度振幅を求めたところ、 $v_1 = 7 \text{ m/s}$ ,  $v_2 = 3.4 \text{ m/s}$ ,  $v_3 = 2.0 \text{ m/s}$

sとなり、一方実験で得られた値はそれぞれ7.24 m/s, 3.07m/s, 1.98m/sであった。両者は非常によく合っており、このことから式(3)は振動源の大きさを評価するのに用いてもよいことがわかる。

ところが実際には、圧縮機にしろ、タービンにしろ、動翼の振動が問題となるのは一次曲げモードが主であり、しかも圧縮機では前段、タービンでは後段の比較的長い翼である。これらの固有振動数はせいぜい数百Hzのオーダーであるが、前段静翼後流やノズル後流などによる励振振動数は翼枚数\*回転数で計算され、大概数千Hzという高い周波数となる。

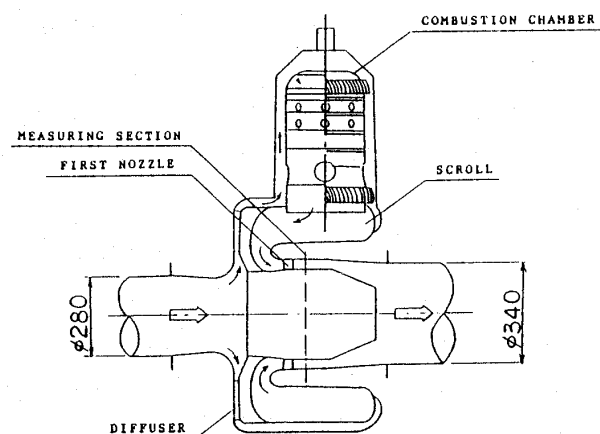


図2 ガスタービン不均一流計測用モデル

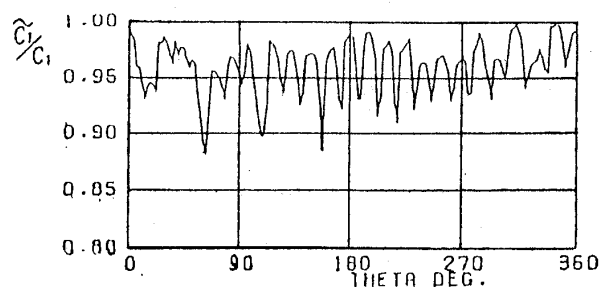


図3 流速の周方向分布

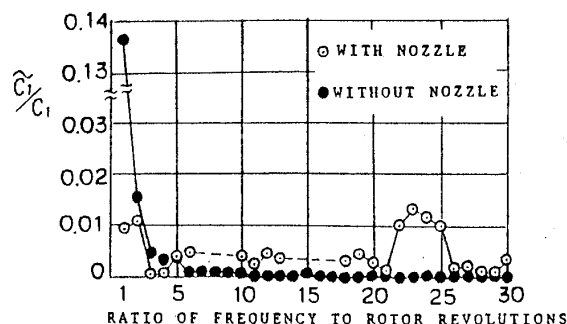
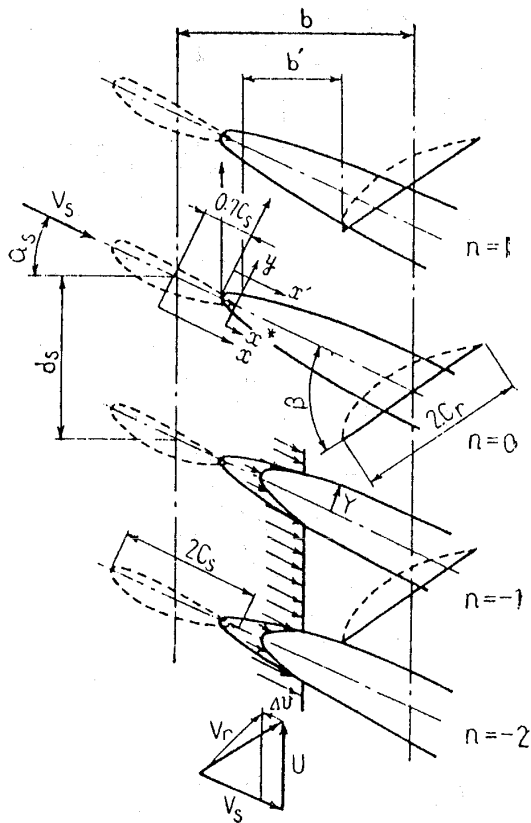


図4 フーリエ解析結果

したがって、動翼の振動が問題となるのは、これらの後流に起因するものは少なく、むしろ燃焼器やストラットあるいはスクロールに起因する比較的低下の励振力（1 N～5 N）との共振であることが多い。そのため励振源の大きさ $\Delta v$ が設計段



STATOR ROTOR  
図5 ターボ機械の翼列配置

階で明確にできないもどかしさがつきまとうのが現状である。これについては開発の過程で、モデルを作り、実測し、それらのデータを蓄積せざるを得ないのではないだろうか。

#### 4. 流体励振力の評価

翼が非一様な流れの中を動くとき、翼には周期的な変動力が作用するが、この変動流体力の大きさを明らかにすることが非定常流体力学の課題である。

これには Kemp&Sears 以来多くの理論的研究があるが、<sup>(1)~(3)</sup> それら多くは 1) 平板翼に近い、2) 変動風は翼列入口から出口にいたる間に大きさも方向も変わらない（フローズンパターン）という仮定を置いて計算を簡単化している。圧縮機の場合には翼の反り、轉向角が小さいのでこれらの理論がほぼ実用に供しうることを筆者が確認している<sup>(4)</sup>。

しかし翼の反り、轉向角および肉厚の大きいタービン動翼になると上記2つの仮定が実際とかなりずれるため、解析はかなり複雑になってくる。タービン動翼についての解析では、定常じょう乱を有限量とし、周期変動成分が局所的な定常じょう乱速度により運ばれるとした解析理論を展開し、タービン動翼列の非定常流体力を求めたものもあるが<sup>(5)</sup>、精度、簡便さの点から設計に適用するまでには至っていない。

そこで筆者らはタービン動翼に作用する流体励

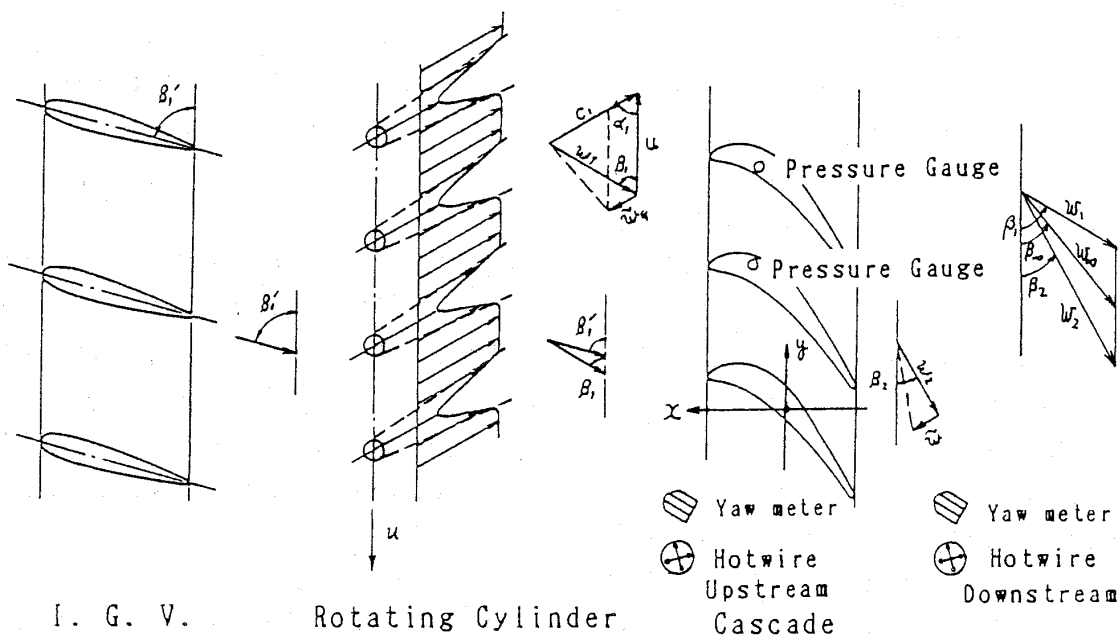


図6 タービン動翼に作用する流体励振力の測定用実験装置の概念図

振力を実験的に求めた<sup>(6)~(7)</sup>。以下にこの概要を述べる。

図6は実験装置概念図である。非定常流体力の測定を容易にするために動翼を固定し、静翼に相当させた円柱列を回転させることにより周期変動流れ場を作り速度三角形は実機と同一の関係を保つようにして、このときの供試翼面上の変動圧力分布を計測して励振力を算出した。この実験装置では、種々の空力特性すなわち、非定常流の大きさと振動数、定常流の速度や角度などが入口案内翼、円柱の数や直径、ロータの回転数やブロー流量などを変えることで得られるようになっている。

図7は翼面上の変動圧力分布の測定例である。図中 $\tilde{C}_p$ は式(4)で定義される非定常圧力係数である。

$$\tilde{C}_p = \frac{\tilde{p}}{\frac{1}{2} \rho W_\infty^2} \frac{W_G}{W_\infty} \quad (4)$$

翼周りにわたって $\tilde{C}_p$ を積分すると非定常揚力係数 $\tilde{C}_L$ が得られる。図8は $\tilde{C}_L$ のリサージュパターンである。この図からわかるように $\tilde{C}_L$ は2つの成分 $\tilde{C}_{Lmax}$ と $\tilde{C}_{Lmin}$ を持つが $\tilde{C}_{Lmax}$ に対する $\tilde{C}_{Lmin}$ の比は15%以下と小さくタービン翼の励振力係数を $\tilde{C}_{Lmax}$ と考えてよいことがわかる。

図9は $\tilde{C}_{Lmax}$ と無次元振動数 $k(=\omega c/2W_\infty)$ との間の関係を示したものである。縦軸は励振力係数を準定常揚力係数 $|\tilde{C}_L|_{k=0}$ で除した値で示している。この準定常揚力係数 $|\tilde{C}_L|_{k=0}$ は翼列条件が与えられれば解析的に求まるものである<sup>(7)</sup>。

図9は2つの異なった翼型のすべての結果をプロットしたものであるが、翼型の差はほとんど認められず、流体励振力は無次元振動数に最も支配されることがわかる。また流体励振力は無次元振動数が増加するにつれて急激に減少し、 $k$ が5以上ではもはや流体励振力はほとんど無いようである。したがって設計指針として $k$ が5以上であるかどうかで流体励振力による動翼の振動を検討する必要性の有無を決めることができる。

## 5. 減衰の評価

動翼の共振応力を評価するためには式(1)から翼の減衰比が必要となる。一般に翼の減衰には構造減衰、材料減衰、空力減衰の3つが有るが、これらのうち空力減衰を除いて理論的に求めることは

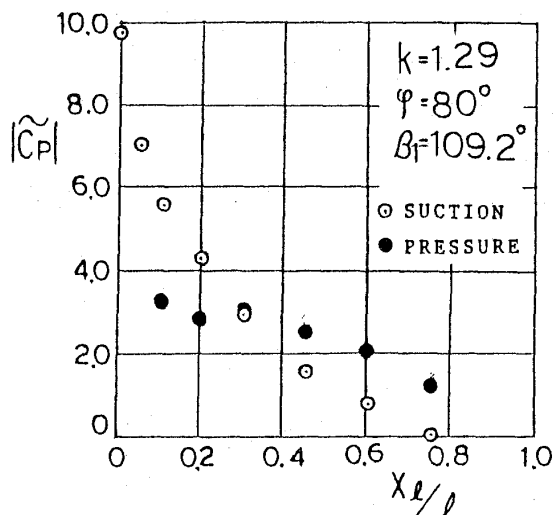


図7 翼周りの変動圧力分布

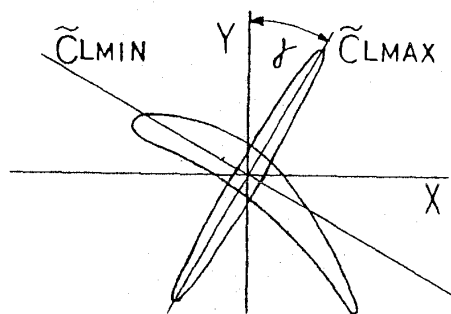


図8  $\tilde{C}_L$ のリサージュ・パターン

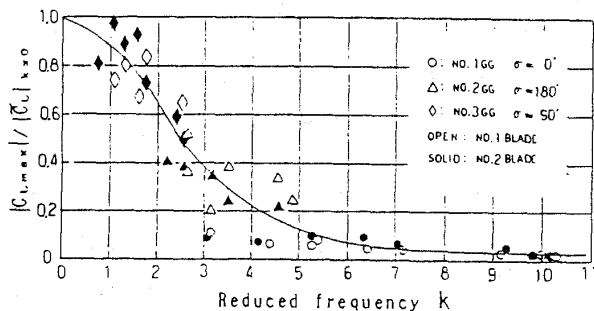


図9  $|\tilde{C}_{Lmax}| / |\tilde{C}_L|_{k=0}$ と $k$ との関係

困難である。そこで今日までいろいろな方法で翼の減衰を実験的に求める試みがなされてきた。図10は実験装置の一例である。本実験ではモデル翼を翼根ディスクに挿入した後、圧縮空気遠心力相当の力を翼根に与えて押上げ、翼を打撃して自由減衰振動波形から各応力振幅に対する対数減衰率を求めている。

図11は押上力と減衰力 $\xi$ の関係を5種類の翼について示したものである。押上力がある値より大きくなると減衰比 $\xi$ の変化は飽和することが

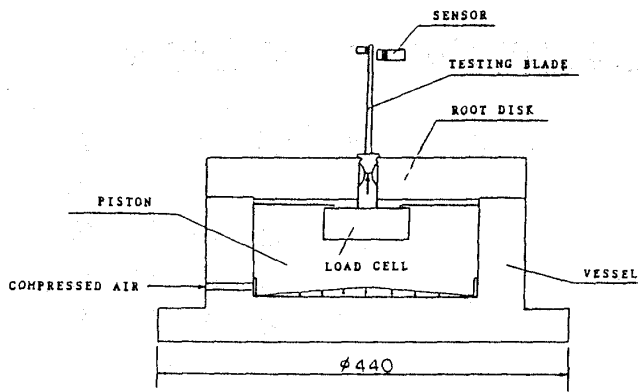
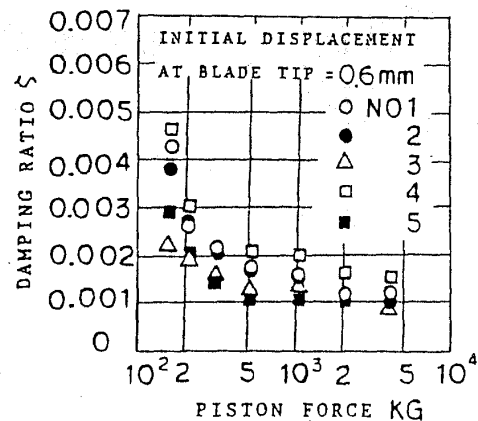


図10 減衰の測定装置

図11 押上力と減衰比 $\zeta$ の関係

わかる。これは押上力が小さいときは翼根部での構造減衰が働くのに対して、大きくなると翼とディスクとが一体となり構造減衰がほとんど無くなり材料減衰のみになるためである。この一定値は別途翼とディスクとを溶接付けし一体化したもので測定した結果と一致する事を確認している。

この図からわかるように翼材の減衰比は、約0.001程度と極めて小さく、共振すると非共振時の応力に比べ500倍もの応力になることから設計段階での共振回避がいかに重要であるかが再認識されよう。

## 6. あとがき

ガスタービンの開発では、翼の破損が致命的であることから、流体励振力による翼の振動、とりわけ共振について設計段階から検討する必要があることを述べた。しかしながら共振応力の評価は流体励振力の大きさと翼の材料減衰の両者が共に明らかにされてはじめて可能になるものであるが、現状でこれらを精度良く予測するのはかなり困難

である。特に励振源となる流れの乱れの大きさをどう見積るかが設計段階でネックとなっており、この合理的な評価法を見付け出すことが今後の課題である。

## 参考文献

- (1) Kemp, N. H. and Sears, W. R., J. Aeron. Sci., 22-7 (1955), 478
- (2) Naumann, H. and Yeh, H., Trans. ASME. Ser. A 95-1 (1973-1), 1
- (3) Schorr, B. and Reddy, K. C., AIAA.19-10 (1971), 2043
- (4) 石原, 船川, 機械学会論文集, 45-397(昭和54-9), 1213
- (5) 西山, 矢野目, 機械学会論文集, 45-394(昭和54-6), 763
- (6) 石原, 他2名, 機械学会論文集, 56-528(平2-8), 2390
- (7) 石原, 他2名, 機械学会論文集, 56-528(平2-8), 2397

# 水素燃料ラム燃烧器模型の NO<sub>x</sub> 排出特性

航空宇宙技術研究所 田丸 卓  
下 平 一 雄  
斎 藤 隆  
山 田 秀 志  
堀 内 正 司

## Abstract

NO<sub>x</sub> emission from a hydrogen fueled model combustor was experimentally investigated. The combustion tests were made by varied conditions and design parameters, such as velocity of the supplied air, fuel/air equivalence ratio, combustor duct length, and the fuel injection types keeping the supplied air temperature constant. The result shows that the NO<sub>x</sub> level is strongly dependent on the supplied air velocity or the residence time of the burned gas in the combustor.

It demonstrated that non-premixed hydrogen burned stable with less NO<sub>x</sub> emission at leaner condition of the mixture in the fast air stream.

## 1. まえがき

宇宙往還機用エンジン<sup>(1)</sup>では水素を燃料としたラム燃烧器<sup>(2)</sup>を用いることが検討されている。水素は燃烧生成物が水であるため、排出物は大気を汚染しないクリーン燃料とみなされているが、高温燃烧の場合には窒素酸化物 (NO<sub>x</sub>) の排出が懸念される。NO<sub>x</sub> は成層圏飛行の場合、オゾン層を破壊することが知られており、その排出量の推定と抑制法は重要である。ここではその排出特性を明らかにするため、ほぼ飛行速度 M=3 に相当する入口空気温度条件での NO<sub>x</sub> 排出を模型燃烧器を使い実験的に調べた。なおその条件の燃烧器入口風速は、ほぼ80m/sである<sup>(2)</sup>が、今回は風速の影響もみるため40m/sの風速条件でも実験を行った。

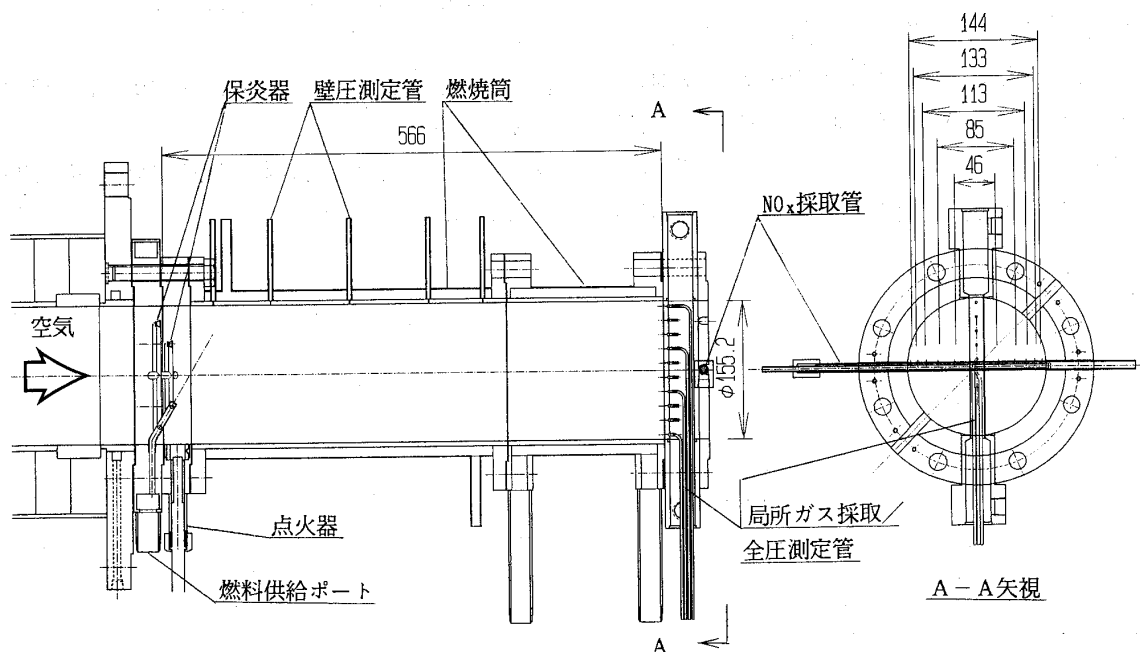


図1 ラム燃烧器模型 (LH) とその計測

(平成3年7月11日原稿受付)

## 2. 実験装置

図1に示す燃焼器及び試験装置系を用いた。水素燃料は20MPaに充填した高圧容器より減圧供給した。供給空気温度  $T_{01}$  は今回のすべての実験条件で600Kである。

燃焼器は同心環状2連の燃料噴射/保炎器（以後、単に保炎器と呼ぶ）と燃焼筒とからなる。保炎器は中空5角形断面（図3参照）をもち外観の一例を図2に示す。保炎器の種類を燃料噴射方向と内外輪径の違いによって大別すると次のよう

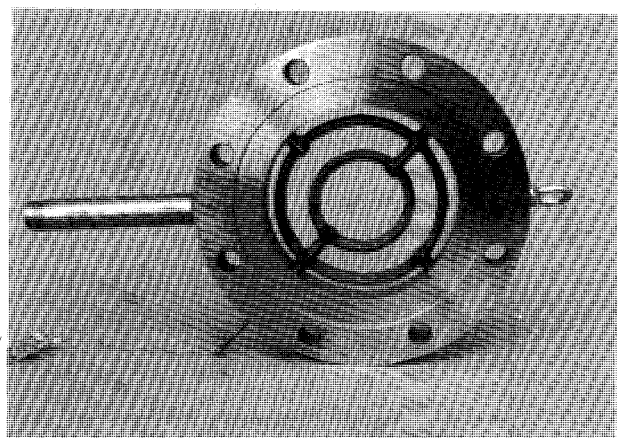
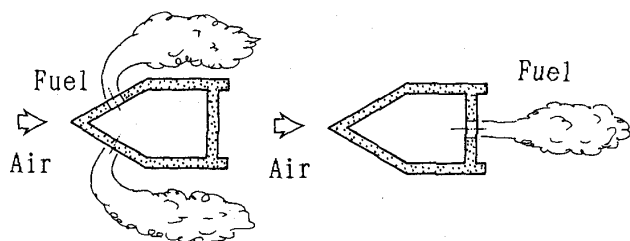


図2 保炎器 G5の外観  
(上: 上流側より, 下: 下流側より見る)



(a) 保炎器 G4, G6, G10 (b) 保炎器 G5, G7, G9

図3 保炎器からの燃料噴射方向

ある。燃料噴射方向は呼称 G 4, G 6 および G10 の模型では図3(a)に示すように気流に向かって斜め前方（上流向という）であり、呼称 G 5, G 7 および G 9 の模型では図3(b)に示すように気流と同方向（下流向という）である。保炎器内/外輪の直径、噴出孔の数などは表1に示す。燃焼筒は図4に示す種々の組合わせで、長さにして210, 566 および744mm のものを用いた。L=744mm の燃焼筒以外は燃料冷却燃焼筒（筒呼称 H, 図4参照）<sup>(3)</sup>を用いたため、冷媒として用いた燃料温度が上昇し保炎器直前の流入燃料温度が400~550K となった。

ガス採取は、燃焼筒の最後端で行った。ガス採取プローブは燃焼筒出口断面積を同心円状に5等

表1 供試保炎器の種類

呼称	燃料噴射 方向	外輪直径 [mm]	外輪噴孔 [直径×個数]	内輪直径 [mm]	内輪噴孔 [直径×個数]
G 4	上流向	130	$\phi 1.6 \times 60$	76	$\phi 1.6 \times 60$
G 5	下流向	"	"	"	"
G 6	上流向	122	"	60	"
G 7	下流向	"	"	"	"
G 9	下流向	"	"	45	$\phi 1.8 \times 48$
G10	上流向	"	$\phi 1.0 \times 154$	60	$\phi 1.0 \times 154$

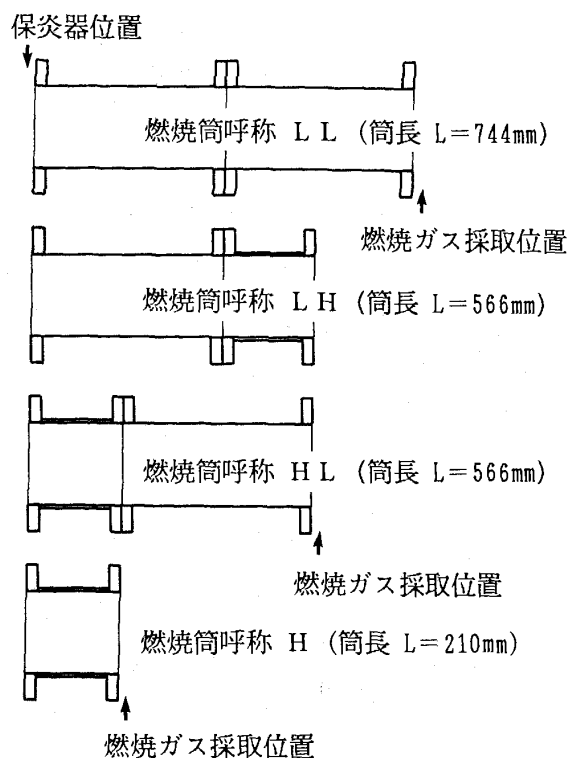


図4 燃焼筒の種類と長さ (H は燃料冷却筒)

分した代表点( $r/R=0.31, 0.55, 0.71, 0.84$ および $0.95$ )のそれぞれ対称位置2箇所からガスを集合採取できるよう直径1mmの孔を10個設けた水冷管である。

### 3. 分析データ

ガス分析で、 $\text{NO}_x$ については化学発光法(CLD)、残存酸素については磁気酸素計を用いた。 $\text{NO}_x$ の排出指数  $EI(\text{NO}_x)$  [ $\text{g}/\text{kg}_{\text{fuel}}$ ] は一般に次式で定義される。

$$EI(\text{NO}_x) = \frac{\text{NO}_x \text{ 排出量}[\text{g}]}{\text{消費燃料量}[\text{kg}]} = \left(1 + \frac{m_a}{m_f}\right) \frac{M_{\text{NO}_2}}{M_{\text{MIX}}} \cdot \frac{x_w}{1000} [\text{g}/\text{kg}_{\text{fuel}}] \quad (1)$$

ここで  $m_a$ ,  $m_f$  は供給空気と燃料の質量流量,  $M$  は分子量,  $x_w$  は排出ガス中の  $\text{NO}_x$  体積濃度 [ppm] である。用いた分析計では燃焼ガスを脱湿したあとの  $\text{NO}_x$  体積濃度  $x_d$  [ppm] を測定するため, その水分補正を行い, 混合気の平均分子量  $M_{\text{MIX}}$  も当量比  $\phi$  により大幅に変わるためそれらの変化を考慮し次式によって算出した。

$$EI(\text{NO}_x) = \left(1 + \frac{m_a}{m_f}\right) \frac{46x_d}{1000} \left( \frac{2}{1 + \phi/4.774} - 1 \right) / \left( 4 + \frac{118.57}{\phi + 4.774} \right) [\text{g}/\text{kg}_{\text{fuel}}] \quad (2)$$

### 4. $\text{NO}_x$ 排出測定結果

基準とした模型呼称 G 4 と G 5 の保炎器について, 実測した  $EI(\text{NO}_x)$  の大きさをみる。図 5 と 6 に示すようにそれぞれ同一の入口空気温度, 風速条件で比較しているが筒長の違いによって値の相異がみられる。模型 G 4 と G 5 は燃料噴射方向が異なるが同一燃焼筒条件で比較してみると,

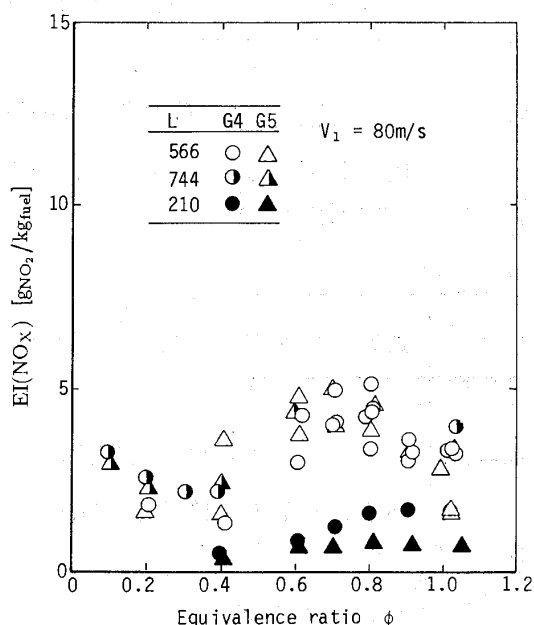


図5 当量比変化に対する $\text{NO}_x$ 排出指数( $V_1=80\text{m/s}$ )

図7に示すように, 流速の影響が最も著しい。

### 4.1 滞留時間の影響

燃焼筒長さ  $L$  を入口空気流速  $V_1$  で除した代表滞留時間  $\tau=L/V_1$  あたりの  $EI(\text{NO}_x)$  をみてみると, 図7は図8のように表わせる。同図より,  $\tau$  への依存性がきわめて大きいことがわかる。

同一保炎器で燃焼筒長さや風速が異なっている

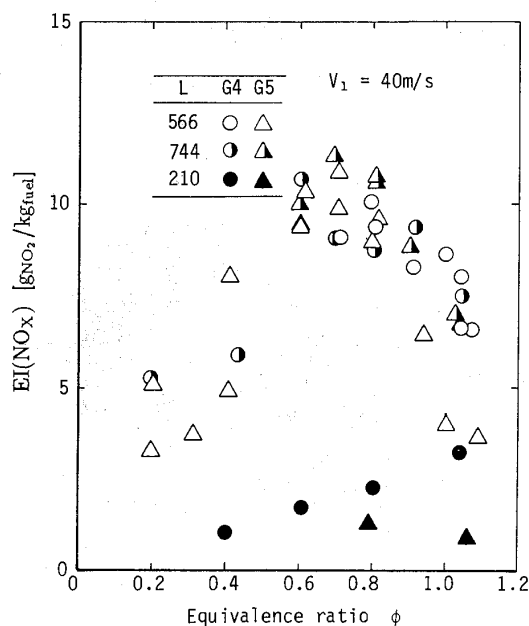


図6 当量比変化に対する $\text{NO}_x$ 排出指数( $V_1=40\text{m/s}$ )

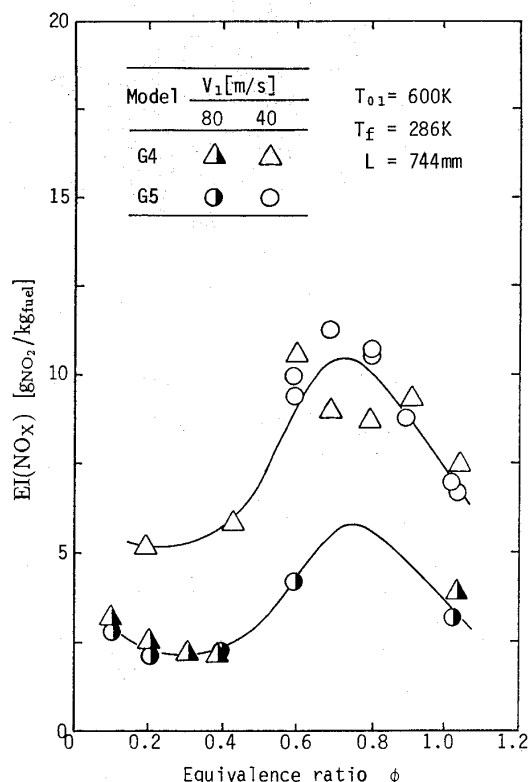


図7 同一燃焼筒の場合の $\text{NO}_x$ 排出指数

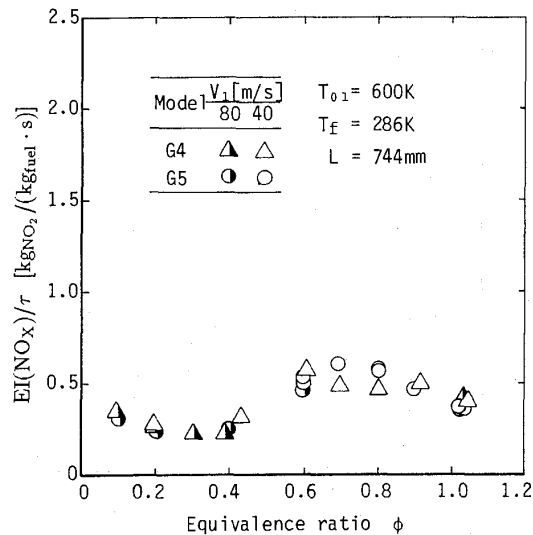


図8 代表滞留時間あたりの NO<sub>x</sub> 排出指数

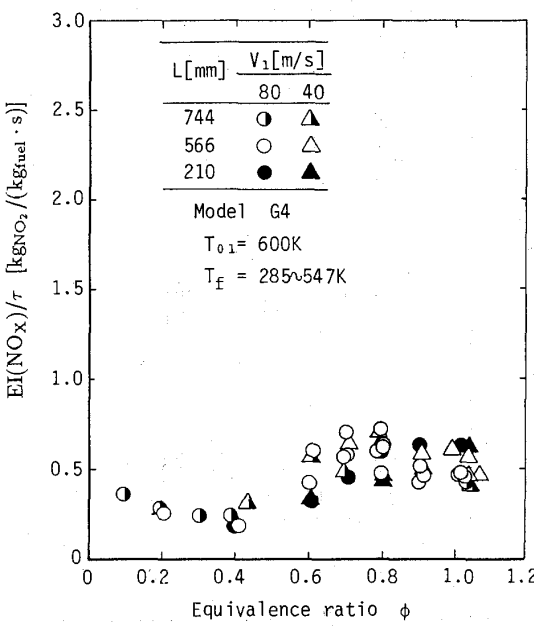


図10 燃焼筒長さの異なる場合の EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  (保炎器 G 5)

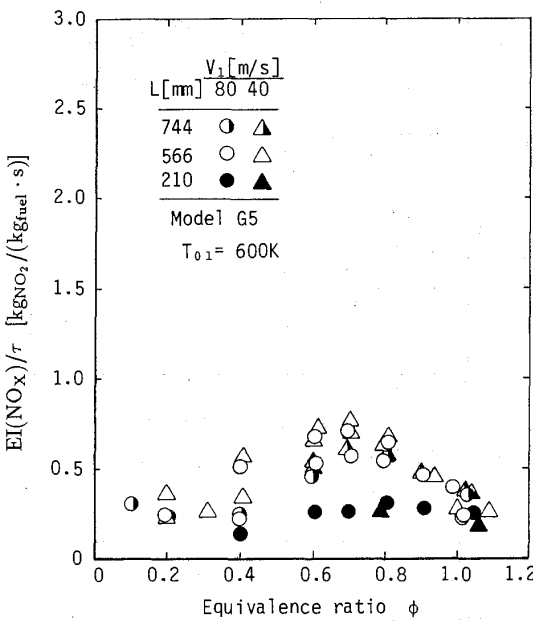


図9 燃焼筒長さの異なる場合の EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  (保炎器 G 4)

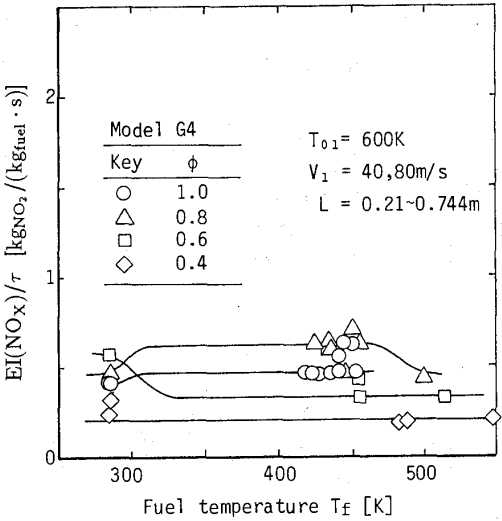


図11 燃料温度変化に対する EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  (保炎器 G 5)

場合の EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  を図9 と図10に示す。図9の上流向噴射保炎器 G 4 の場合は  $\phi=0.6 \sim 1$  にかけて高い排出を示し、 $\phi=0.4$ 以下ではその半分程度である。図10に示す下流向噴射保炎器G5の場合は、 $L=210mm$  のケースを除いて最大点が  $\phi=0.7$ 付近にあり、それより  $\phi$  が大きくなるにつれ低下する。

4.2 燃料温度の影響

筒長さの異なるものも含め、各当量比条件ごとに燃料温度に対する EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  を示すと図11のようである。当量比の大きな条件で EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  に最大±0.2程度のばらつきがみられるが、当量比

の小さな条件では比較的溫度依存性が少ない。

一方、下流向保炎器 G 5 では図12のように、50 K 程度の差で当量比の小さい領域に顕著な相異が現れる。すなわち、 $T_f$  が上昇すると NO<sub>x</sub> 排出値は低下する。これは燃料噴射速度が増加したために混合が良好となり、NO<sub>x</sub> 排出値が低下したものとする。

4.3 保炎器が異なる影響

G 4 と同様、燃料を上流側へ噴射する G 6 と G10の EI(NO<sub>x</sub>)/ $\tau$  を図13に示す。これらのうちでは G10が最も大きい値を示し、G 6 が比較的小さい。G 6 と G10の違いは噴孔径とその数だけ (表

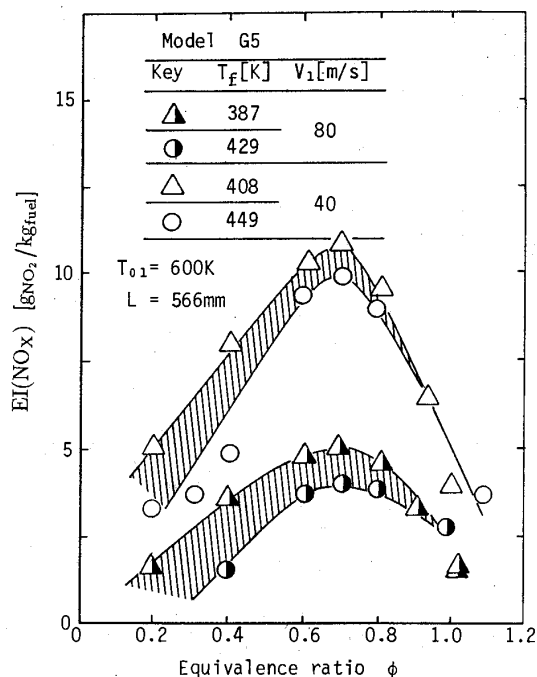


図12 保炎器 G 5 における燃料温度の影響

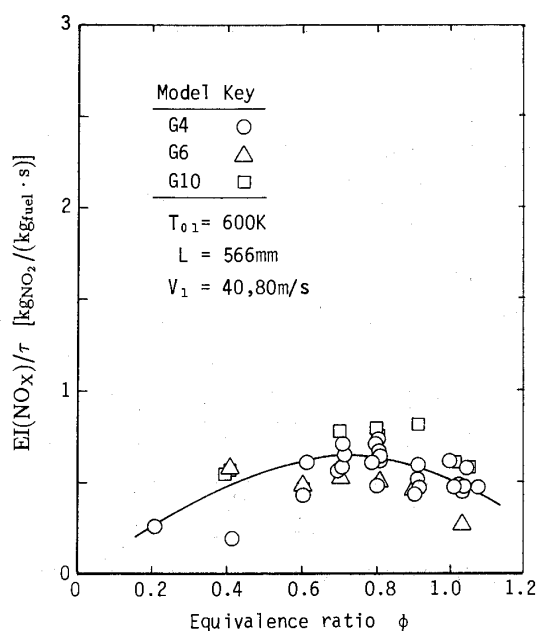


図13 上流向燃料噴射保炎器でのEI(NOx)/τ

1 参照) である。比較的噴孔径が大きく数の少ない G 6 が低い  $NO_x$  値となる。この場合もまた燃料噴流が空気と混合が良好で  $NO_x$  排出レベルを低下させたものと推測できる。

燃料を下流向へ噴射する G 5, G 7 および G 9 では図14のようである。G 5 の排出がわずかに少ない。全体として当量比  $\phi = 0.6 \sim 0.7$  付近で最大の  $NO_x$  排出値となる。

#### 4.4 燃焼効率の影響

模型 G 4 と G 5 の燃焼効率をそれぞれ図15

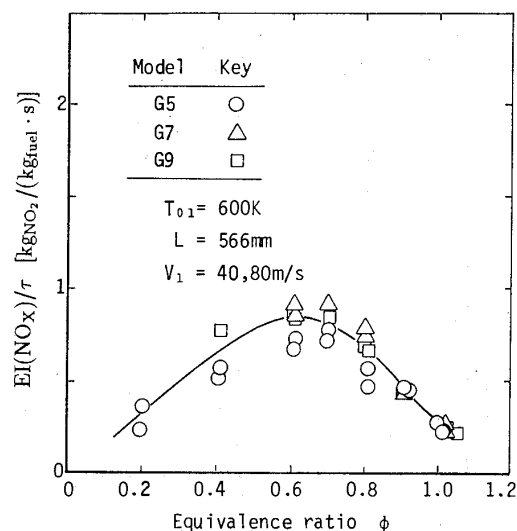


図14 下流向燃料噴射保炎器でのEI(NOx)/τ

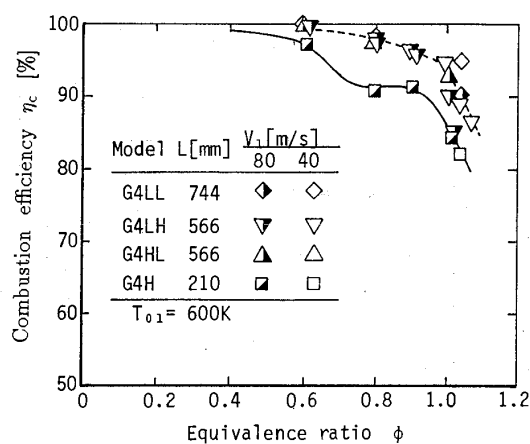


図15 保炎器 G 4 における燃焼効率特性

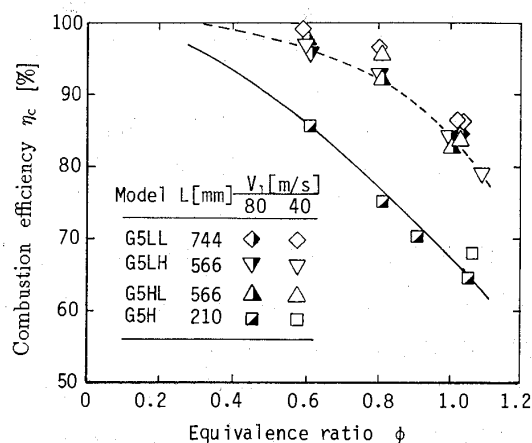


図16 保炎器 G 5 における燃焼効率特性

と16に示す。下流向噴射保炎器をもつ場合は当量比が上昇するにつれ燃焼効率の低下が著しい。図13と14の排出レベル比較において、図14の量論比付近での  $NO_x$  排出が図13の場合より少ない理由は、著しい燃焼効率の低下により火炎温度が比較

的上がらないことに起因すると思われる。しかし、燃焼効率の十分高い  $\phi=0.6$  付近で図13の  $\text{NO}_x$  レベルが低いことは、燃料噴射法の相異、すなわち上流向噴射保炎器 G 4 の場合の燃料/空気混合が良好であることに起因すると思われる。

#### 4.5 採取ガスの妥当性

燃焼筒出口で採取したガスが正しく燃焼ガスの平均値を示しているかを判断する一資料として、酸素濃度を理論値と比較してみる。理論値は各当量比で燃料が完全燃焼した場合に残存すべき酸素量を示したものである。燃焼筒が十分長い図17の

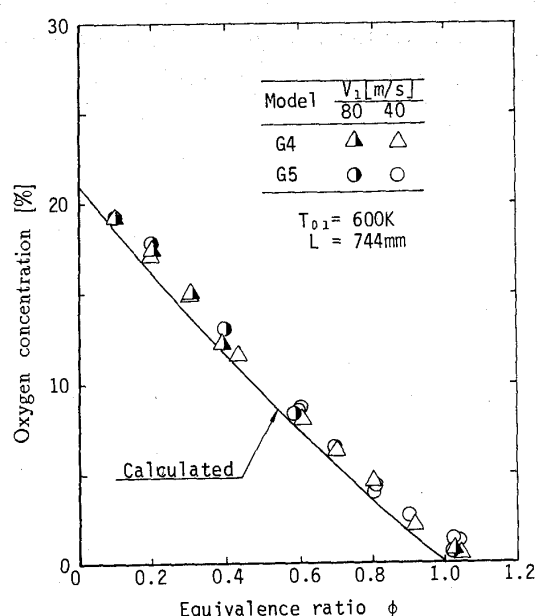


図17 燃焼筒長さ  $L=744\text{mm}$  の場合の残留酸素濃度

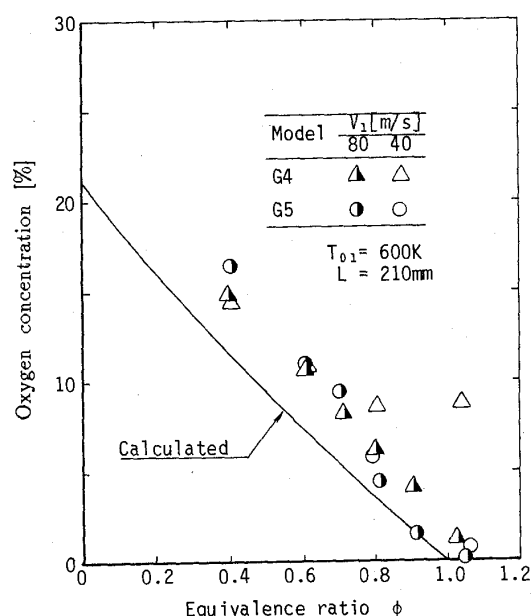


図18 燃焼筒長さ  $L=210\text{mm}$  の場合の残留酸素濃度

場合には、各採取値は比較的良好に理論値と一致している。 $L=210\text{mm}$  の場合は図18に示すように、燃焼ガスが十分空気と混合せず、採取ガス中に空気がかなり含まれていることを示している。したがってこの場合の採取ガス中の  $\text{NO}_x$  値は薄められた値となっている。なお  $L=566\text{mm}$  の場合の各種保炎器の残留酸素濃度を図19に示すが、G 7および G 9 のモデルでは濃い混合気条件で残留酸素が理論値より低い値となっている。これは G 7や G 9 が内輪直径が比較的小さく後流噴射であるため、燃焼筒中心付近での燃焼ガス濃度が高まり、壁面近傍の境界層を含む比較的薄い燃焼ガスは流速も遅いため、寄与が少なかったものと解釈できる。したがって  $\text{NO}_x$  濃度は真の平均値より高濃度となった可能性がある。しかし G 5 については比較的均一的なガス採取がされており、ほぼ理論値に近い酸素濃度を示している。この結果と図14よりみて、G 4 のシリーズよりわずかながら高い排出量となることがわかる。

#### 5. まとめ

- (1)  $\text{NO}_x$  の排出は滞留時間に大きく依存する。したがって  $\text{NO}_x$  排出量を少なくするには、燃焼安定性を損なわない限りにおいて高速気流中で、燃焼効率を低下させない限りにおいて燃焼筒を短くして燃焼させることが有効である。
- (2)  $\text{NO}_x$  排出レベルには「混合」が影響し、ひい

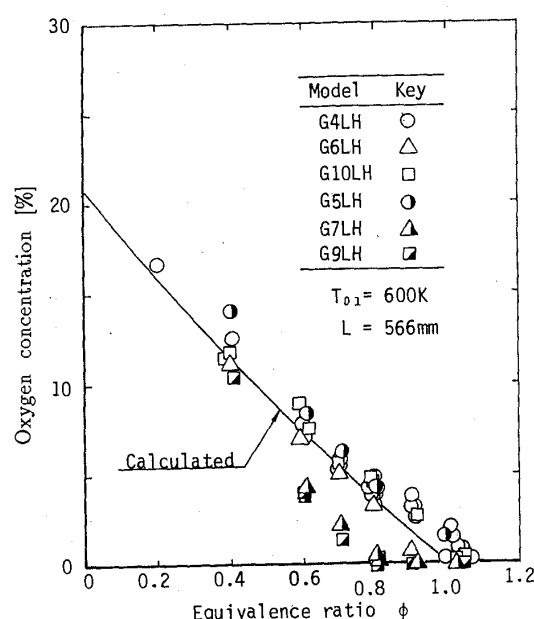


図19 燃焼筒長さ  $L=566\text{mm}$  の場合の全保炎器における残留酸素濃度

ては燃料噴射速度、方向、噴射孔配置などの相異による排出レベルの違いが生ずる。傾向として噴射速度が大きく、噴孔がまばら、もしくは上流向噴射など燃料が早く混合する状況で低い  $\text{NO}_x$  排出を示した。

- (3) 上流噴射の模型 G 4, 6, 10 では  $\phi = 0.6 \sim 0.9$  にかけて高い  $\text{NO}_x$  排出を示す。下流噴射の模型 G 5, 7, 9 では  $\phi = 0.5 \sim 0.7$  にかけてより高い  $\text{NO}_x$  を排出する。しかし後者の場合は平均濃度以上の濃い燃焼ガス中で測定したため、実際の平均的排出絶対値はこれより低い値となる。
- (4) 燃焼筒が 566mm 以下の場合には燃焼筒出口に至っても燃焼ガスの拡散・混合状態が一樣でなく、ガス採取位置には十分な配慮が必要であ

る。

なお今回の試験で  $T_{01} = 600\text{K}$ ,  $V_1 = 80\text{m/s}$  の  $\text{NO}_x$  排出レベルは最大  $6 \text{ g/kg}_{\text{fuel}}$  程度であった。エンジンの出力は燃料質量よりも発熱量にほぼ比例することからこの値にメタン燃料と同一発熱量換算を行うと  $2.6\text{g/kg}_{\text{fuel}}$  に相当する。

### 参考文献

- (1) 能瀬弘幸: 航空機およびスペースプレーン用エンジン, 日本機械学会誌, 93巻855号 (1990) 150-157.
- (2) Tamaru, T., et al.: Hydrogen Fueled Subsonic-Ram-Combustor Model Tests for an Air-Turbo-Ram Engine, ISABE 89-7028 (1989/9) 282-290.
- (3) Tamaru, T., et al.: Hydrogen Gas Cooling Capability of Combustor Wall for a Turbo-Ram-Engine, ASME paper 91-GT-353 (1991/6) 1-6.

## 二次元振動翼列内の非粘性流解析

(株)日立製作所 機械研究所 鹿野 芳雄  
名村 清

### Abstract

A numerical technique for the computation of two-dimensional unsteady inviscid flows through an oscillating cascade is presented. To consider the interblade phase angle, a time phase shifted boundary condition is introduced on the periodic boundaries. A finite volume method based on MUSCL (Monotone Upwind Schemes for Conservation Laws) approach and flux vector splitting is used to obtain the spatially discretized governing equations, while the second-order accurate Adams-Bashforth method is employed for the time integration. In order to assure the effectiveness of the present method, computations are carried out for the flows through flat plate cascades, which oscillates in torsional mode. In this paper, the effects of interblade phase angles, reduced frequencies, stagger angles of the cascade, flow incidence angles and the oscillational amplitude on the cascade flutter are studied. The present method gives unsteady periodic flow fields including the aerodynamic moments acting on the blade clearly, and the negative damping force is obtained from the computational result, which agrees well with an other's computational result.

### 1. 緒言

タービンや圧縮機などの流体機械の翼が何らかの原因で振動すると、翼に働く流体力やモーメントが非定常的に変動し、これらが翼振動系に対して励振力として働く場合には、フラッタにより翼の破損事故を引き起こすことがある。したがって、

翼が振動した時の翼に働く非定常流体力やモーメントが翼振動系に対して励振力として作用するのか、あるいは減衰力として作用するのかを事前に予測することは、流体機械の信頼性向上を図るために重要となる。

幸い、近年の計算機の発展は著しく、大容量の計算を高速で行うことが可能になってきており、本論文で対象とする振動する翼列内の流れ解析に関しても、Euler 方程式や Navier-Stokes 方程式を用いて計算する方法が提案されてきている。例えば、二次元非粘性流解析については He<sup>(1)</sup> や著者ら<sup>(2)</sup> の報告、二次元乱流解析に関しては、Baldwin-Lomax 乱流モデルを導入した Huff<sup>(3)</sup> や、2 方程式乱流モデルを用いた著者ら<sup>(4)</sup> の報告がある。Huff の方法では、各計算時刻における周期境界条件の適用を前提としているために、翼間振動位相差を有して翼列が振動する場合には、位相差に応じて複数の翼間流れ解析領域を同時に計算する必要がある。一方、He や著者らの方法では、時間位相遅れの周期境界条件を導入し、一つの翼間流れ解析領域だけで任意の翼間振動位相差を考慮した計算を可能としている。

本論文では、先に提案した時間位相遅れの周期境界条件を用いた振動翼列内の二次元非粘性流解析手法に、新たに MUSCL 法<sup>(5)</sup> と van Leer の流束ベクトル分離法<sup>(6)</sup> を組み合わせた解析手法を導入し、フラッタ問題の基本となる平板翼列を対象とした計算を行った結果について述べる。なお、計算の翼振動モードは、翼重心位置を回転中心とするねじり振動モードに固定したが、計算パラメータとして無次元振動数、翼の食違い角、流れの迎え角、および翼振動振幅などを変えた計算を行い、それらのパラメータが翼間流れや翼振動系への入力エネルギーに及ぼす影響などを調べた。

(平成 3 年 7 月 9 日原稿受付)

## 2. 支配方程式と境界条件

図1に解析領域と座標系を示す。本論文では、図1に示した翼列の下方の翼を No.1 翼, 上方の翼を No.2 翼と呼び, No.1 翼と No.2 翼が, 翼間振動位相差を有して振動する場合の翼間流れを計算する。この時, No.2 翼が No.1 翼より振動位相が翼間振動位相差だけ進んでいるとし, 翼振動による計算格子の移動は, 以下に述べる手順で行う。

本論文では, 翼振動を円振動数  $\omega$  の正弦関数で記述し, 時々刻々移動する計算格子の座標値は, body-fit 型曲線座標系を用いてあらかじめ作成しておいた代表的な翼振動位相における格子座標を補間して求める。この時, 翼間振動位相差を有する場合には, 図1に示した境界 A-B-C-D と境界 E-F-G-H で振動位相が異なるために, 境界 A-B-C-D では, No.1 翼の振動位相, 境界 E-F-G-H では No.2 翼の振動位相を用いて正弦関数により補間を行う。また, ピッチ方向の内部計算格子座標は, 境界 A-B-C-D から境界 E-F-G-H 方向へ, No.1 翼の振動位相から No.2 翼の振動位相へと変化するような振動位相を用いて補間を行う。このような座標値の補間を行うことにより, 境界 A-B-C-D と境界 E-F-G-H は, 翼間振動位相差を有する場合でも, 各計算時刻の解析領域の変化を記述することができる。

以上に述べた計算格子の移動を伴う場合の圧縮性流体の二次元非粘性流れを記述する支配方程式は, 境界  $\Gamma$  を有する微小領域  $\Omega$  を考えると, 積分形式で次式のように表すことができる。

$$\frac{\partial}{\partial t} \iint_{\Omega} Q d\Omega = - \int_{\Gamma} (n_x \cdot F + n_y \cdot G) d\Gamma \quad (1)$$

ここで, 式(1)のベクトル  $Q$ ,  $F$  及び  $G$  は,

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho u U + p \\ \rho v U \\ \rho E U + p u \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V \\ \rho v V + p \\ \rho E V + p v \end{bmatrix} \quad (2)$$

と書き表される。式(1), (2)において  $t$  は時間,  $\rho$  は密度,  $u$ ,  $v$  は  $x$ ,  $y$  方向の流体の速度成分であり,  $p$  は静圧,  $E$  は全エネルギー,  $n_x$ ,  $n_y$  は境界  $\Gamma$  に立てた単位法線ベクトル  $n$  の  $x$ ,  $y$  方向の方向余弦である。また,  $U$ ,  $V$  は境界  $\Gamma$  の移動速度の  $x$ ,  $y$  方向成分を  $b_x$ ,  $b_y$  として, 次式で表される。

$$U = u - b_x, \quad V = v - b_y \quad (3)$$

なお, 式(1), (2)に示した支配方程式のほかに, 圧縮性流れを扱うための補足関係式として, 完全気体の状態方程式を使用する。

次に, 境界条件について述べる。図1に示した解析領域の流入境界では流体の全温, 全圧, 流入角を, 流出境界では流体の静圧を与え, それらは周方向に均一で, 時間的にも変化しないと仮定する。その他の未知量に関しては, 流入境界で運動エネルギー, 流出境界で密度と速度成分を解析領域内部から外挿することにより計算する。

周期境界では, 図1に示した No.1 翼と No.2 翼が任意の翼間振動位相差  $\phi$  を有して振動するため, 同一時刻での周期境界条件を仮定することはできない。ここでは, 過去の状態量を用いる時間位相遅れの周期境界条件設定法の導入を考える。いま, 翼の振動周期を  $T$  とし, No.1 翼の振動位相が No.2 翼の振動位相より位相  $\phi$  だけ遅れているとすれば, 図1に示した周期境界 1, 2 の時刻  $t$  における境界の値  $Q_1$ ,  $Q_2$  は, 対応する周期境界上での値を用いて次のように設定される。

$$Q_1(t) = Q_2(t - \tau), \quad Q_2(t) = Q_1(t + \tau - T) \quad (4)$$

ここで,  $\tau$  は振動位相遅れ  $\phi$  に相当する時間である。式(4)を適用することで, 任意の翼間振動位相差を有して翼が振動する場合の翼間流れを, 一つの翼間流れ解析領域だけで計算することが可能となる。

最後に翼面境界条件であるが, この境界では流体が翼面に沿って流れるとし, 次式により境界条件を設定する。

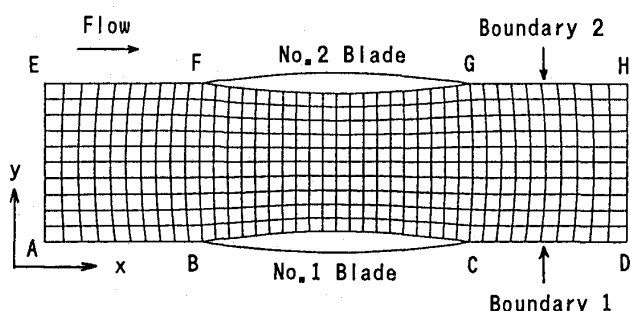


図1 解析領域と座標系

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ p \\ 0 \\ b_x p \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ p \\ b_y p \end{bmatrix} \quad (5)$$

### 3. 数値解析手法

本論文では、解析領域を任意形状の四角形要素に分割し、式(1)の右辺を有限体積法に基づき空間の離散化を行う。この時、四角形要素の辺上の流束は、前述したように MUSCL 法と van Leer の流束ベクトル分離法を組み合わせで計算する。いま、流れ方向の要素番号を  $i$  として、 $i+1/2$  の値  $Q_{i+1/2}^-$ ,  $Q_{i+1/2}^+$  を次式に示す MUSCL 法により計算する。

$$\left. \begin{aligned} Q_{i+1/2}^- &= Q_i + \{s[(1-ks)\Delta^- + (1+ks)\Delta^+]/4\}_i \\ Q_{i+1/2}^+ &= Q_{i+1} - \{s[(1-ks)\Delta^+ + (1+ks)\Delta^-]/4\}_{i+1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで、 $\Delta^-$ ,  $\Delta^+$  および  $s$  は、

$$\begin{aligned} \Delta^- &= Q_i - Q_{i-1}, \Delta^+ = Q_{i+1} - Q_i, \\ s &= (2\Delta^+ \Delta^- + \lambda) / [(\Delta^+)^2 + (\Delta^-)^2 + \lambda] \end{aligned} \quad (7)$$

と計算される。なお、本論文では、式(6)の  $k$  の値を  $1/3$  とし、3次精度の計算を行う。また、 $\lambda$  は  $10^{-6}$  程度の定数である。式(6)の値を用いて van Leer の流束ベクトル分離法を適用するために、Batina<sup>(7)</sup> のように式(1)の右辺に局所回転行列  $A$  を用い、速度を計算要素の辺に垂直方向と平行方向の速度成分に分離する。すなわち、

$$\begin{aligned} n_x \cdot F + n_y \cdot G &= A^{-1} A (n_x \cdot F + n_y \cdot G) = A^{-1} H \\ &= A^{-1} \begin{bmatrix} \rho U_n \\ \rho U_n u_n + p \\ \rho U_n v_t \\ \rho E U_n + u_n p \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

$$U_n = n_x U + n_y V, u_n = n_x u + n_y v, v_t = -n_y u + n_x v \quad (9)$$

とする。式(8), (9)を用い、音速を  $a$  として局所マッハ数を  $M_n = U_n / a$  と定義すれば、流束ベクトル分離法による流束ベクトル  $H$  は、次式のように計算される。

$$\left. \begin{aligned} M_n \geq 1; H^+ &= H, H^- = 0, M_n \leq -1; H^+ = 0, H^- = H \\ |M_n| < 1; H^\pm &= \begin{bmatrix} h_{\text{mass}}^\pm \\ h_{\text{mass}}^\pm ((-U_n \pm 2a)/\gamma + u_n) \\ h_{\text{mass}}^\pm V_t \\ h_{\text{energy}}^\pm \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここで  $\gamma$  は比熱比であり、 $h_{\text{mass}}^\pm$ ,  $h_{\text{energy}}^\pm$  は次式で記述される。

$$\left. \begin{aligned} h_{\text{mass}}^\pm &= \pm \rho (U_n \pm a)^2 / 4a \\ h_{\text{energy}}^\pm &= h_{\text{mass}}^\pm \left\{ \frac{-(\gamma-1)U_n^2 \pm 2(\gamma-1)U_n a + 2a^2}{\gamma^2 - 1} \right. \\ &\quad \left. + \frac{u_n^2 + v_t^2}{2} + (n_x b_x + n_y b_y) \frac{(-U_n \pm 2a)}{\gamma} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式(10)により求めた  $H^\pm$  を用いれば、式(8)の値は次式で計算できる。

$$n_x \cdot F + n_y \cdot G = A^{-1} [H^+(Q^-) + H^-(Q^+)] \quad (12)$$

次に、時間積分法について述べる。本論文では、2次精度の Adams-Bashforth 法を用いており、時間刻みを  $\delta t$ 、時間ステップを  $m$  とすれば、 $m \cdot \delta t$  から  $(m+1) \cdot \delta t$  への時間積分は次式により計算される。

$$\Delta S_K^{m+1} \cdot Q_K^{m+1} - \Delta S_K^m \cdot Q_K^m = \delta t (1.5 \cdot \text{RHS}_K^m - 0.5 \cdot \text{RHS}_K^{m-1}) \quad (13)$$

ここで、下添字  $K$  は要素番号を意味し、 $\Delta S$  はその要素面積、 $\text{RHS}$  は式(12)で計算された式(1)の右辺の値である。

以上に述べた解析手法で周期変動解が得られるまで計算を行うが、本論文で計算対象としたねじり振動モードの翼間流れでは、フラッタ評価で重要となる翼振動系への入力エネルギー  $W_T$  を、以下に示すように、翼に働くモーメント  $M$  から計算する。

$$M = - \int_S n_x p_s L_y ds + \int_S n_y p_s L_x ds \quad (14)$$

$$W_T = \int_0^{2\pi} M \dot{a} dt \quad (15)$$

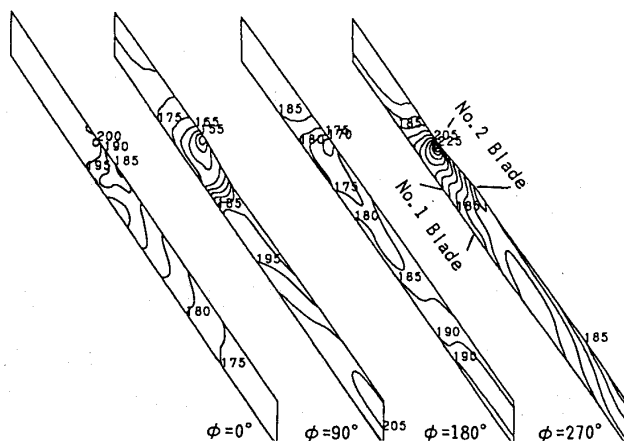
ここで、 $p_s$  は翼面静圧、 $S$  は翼回りを意味し、 $L_x$ ,  $L_y$  はねじり中心位置からの  $x$ ,  $y$  方向の距離である。また  $a$  はねじり変位の速度である。

### 4. 計算結果とその検討

本論文では、タービン翼列を翼厚み  $0$  の平板翼

表1 計算の主要パラメータ

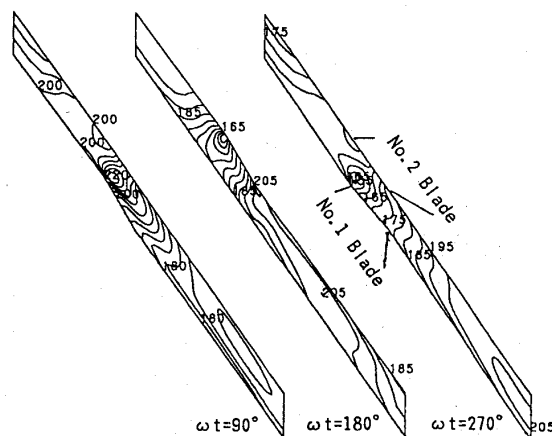
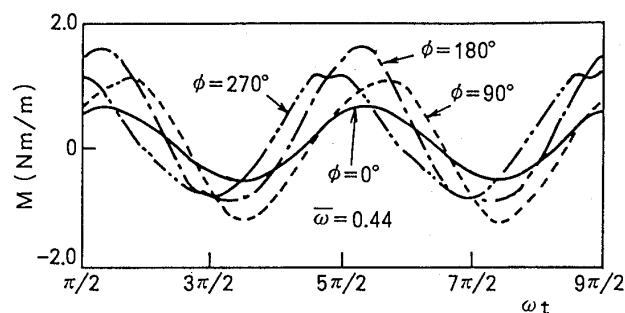
Inlet total pressure (kPa)	120.0
Inlet total temperature (K)	330.0
Inlet flow angle (deg)	55.0
Outlet static pressure (kPa)	99.0
Pitch/Chord	0.75
Stagger angle $\theta_s$ (deg)	55.0
Torsional amplitude (deg)	5.0
Reduced frequency $\bar{\omega}$	0.44
Computational elements	85X12

図2  $\omega t = 0^\circ$ における等速度線分布

列に置き換え、翼重心位置を回転中心とするねじり振動モードで振動させた場合の翼間流れの計算例について述べる。表1には、その計算主要パラメータを示す。この計算例では流入マッハ数が約0.5の亜音速流れであり、定常流れおよび翼が振動した場合の非定常流れにおいても衝撃波の発生はない。なお、翼振動は前述したように円振動数 $\omega$ の正弦関数で記述されており、表1に示した無次元振動数 $\bar{\omega}$ は、翼弦長を $C$ 、流入速度を $U_i$ として次式で定義されている。

$$\bar{\omega} = \omega C / U_i \quad (16)$$

図2は、No.1翼の振動位相時間 $\omega t$ が0度における等速度線分布を5 m/s毎に示したものである。なお、以下の説明でも、翼振動の振動位相時間 $\omega t$ はNo.1翼の値を用いて記述する。図2には、翼間振動位相差 $\phi$ が0度、90度、180度および270度の場合について示しているが、振動位相時間が同一であっても $\phi$ が異なると、翼間流れも異なる結果が示されている。このことから、振動する翼列内の流れでは、翼間振動位相差が一つの重要

図3  $\phi = 270^\circ$ の等速度線分布の時間変動図4  $\bar{\omega} = 0.44$ のモーメント変動

なパラメータであるといえる。一方、図2の等速度線分布の粗密の状況を比較すると、 $\phi = 270^\circ$ の等速度線分布が最も密になり、他の翼間振動位相差に比べて翼振動の影響が強く現れているものと考えられる。

この $\phi = 270^\circ$ の計算における等速度線分布の時間変動を図3に示す。なお、振動位相時間 $\omega t$ が0度の場合については、図2に示してある。翼の振動に伴い、翼間流れは全領域で変化し、最大流速、あるいは最低流速の位置なども異なっていることがわかる。このような流速変動が、翼振動の1周期ごとに繰り返されることになる。

図4には、No.1翼に働くモーメントの時間変動を示す。なお、横軸の時間は翼振動の2周期分である。式(15)に示した翼振動系への入力エネルギーの計算ではモーメント変動の位相が重要なパラメータとなるが、 $\phi$ が0度と180度の場合を比較すると、変動振幅は異なるものの、変動位相はほぼ同じである。しかし、 $\phi$ が90度および270度では、 $\phi = 0^\circ, 180^\circ$ と変動位相が異なる結果が得られる。また、 $\phi$ が90度と270度のモーメント変動を比較すると、式(15)の $\alpha$ の符号が変わる $\omega t = 5\pi/2$ を

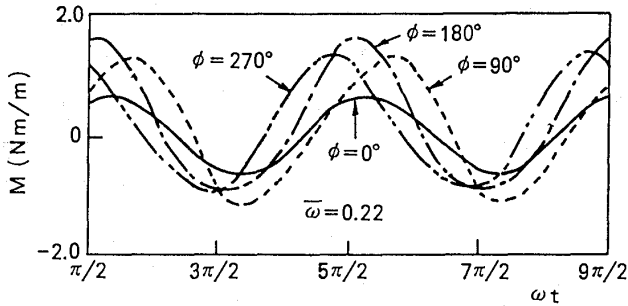
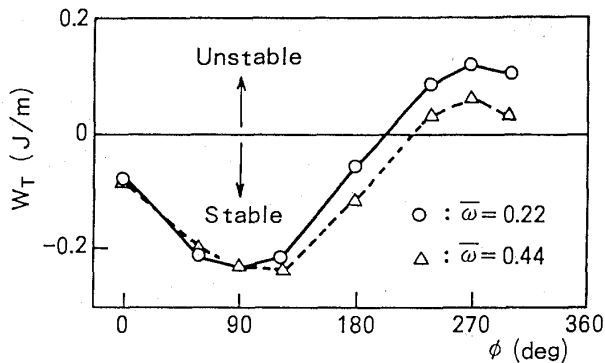
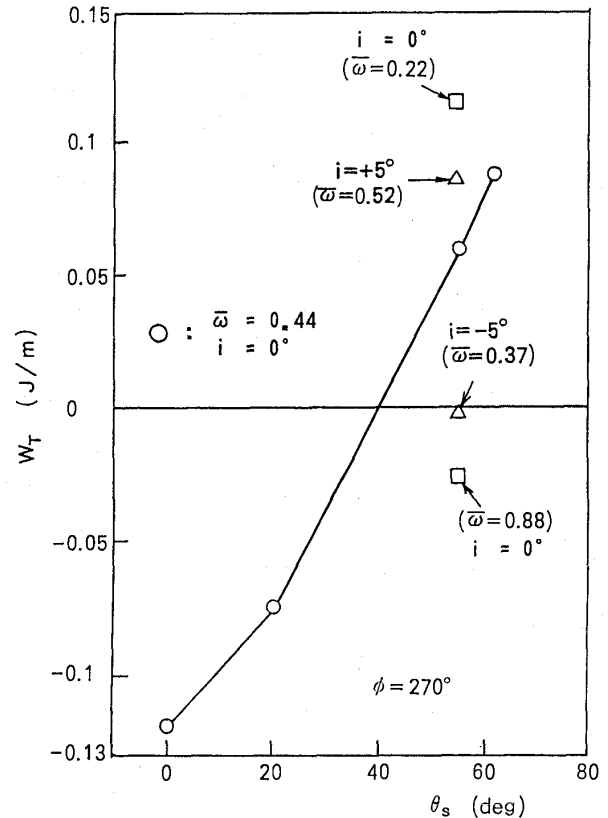
図5  $\bar{\omega}=0.22$ のモーメント変動

図6 翼振動系への入力エネルギー

はさんで変動のピーク値が存在し、その位相のずれはほぼ90度であることがわかる。

次に、無次元振動数 $\bar{\omega}$ の影響を調べるために、振動数を変えて無次元振動数を0.22にした場合のNo.1翼に働くモーメントの時間変動を図5に示す。図4の $\bar{\omega}=0.44$ と比較すると、 $\bar{\omega}=0.22$ のモーメント変動は $\phi=270^\circ$ のピーク値近傍の形状がやや異なるなどの変化を示し、無次元振動数の違いによる影響が現れているものと考えられる。

このようなモーメントの時間変動から、式(15)により翼振動系への入力エネルギーを求めた結果を図6に示す。図6の縦軸は入力エネルギー $W_T$ であり、値が正の場合は励振力として作用し、流体力学的には不安定、負の場合には減衰力として作用し、流体力学的には安定であることを意味している。図6から明らかなように、流体力学的に不安定となる領域は、 $\phi=270^\circ$ 近傍で発生していることがわかる。このような平板翼列に対する不安定領域の発生に関しては、難波ら<sup>(8)</sup>の結果（食違い角が本論文の定義に従えば $-55^\circ$ となり、翼間振動位相差の進みと遅れの関係が図6とは逆、また、流入マッハ数や無次元振動数もやや異なる）と定性的にはあるが一致しており、本解析手法の妥当性を示す結果であると考えられる。一方、無次元振動

図7  $\phi=270^\circ$ における各種入力エネルギー

数の違いによる入力エネルギーの変化は、 $\phi=180^\circ$ 以上の領域に現れ、無次元振動数が小さい場合、 $\phi=270^\circ$ に発生する励振力のピーク値は大きくなる。

次に翼の食違い角や流れの迎え角、および無次元振動数が翼振動系への入力エネルギーに及ぼす影響を調べるために、前述の励振力がピーク値をもつ $\phi=270^\circ$ の条件を固定し、翼の食違い角 $\theta_s$ を0度、20度、55度、62度、 $\theta_s=55^\circ$ で迎え角を $\pm 5^\circ$ （正は圧力面側流入で流れの流入角が50度の場合、迎え角の変化で流入速度も変わり、無次元振動数もやや変化する）、および $\bar{\omega}$ を前述した0.22, 0.44のほかに、0.88と変えた計算を行った。それらの結果をまとめて図7に示す。図7において、○、□は迎え角が0度（流れの流入角が55度の場合）の計算である。 $\theta_s=0^\circ$ の場合、 $\phi=270^\circ$ においても入力エネルギーは負の値となり、流体力学的に安定であることを示している。しかし、食違い角を次第に増加させていくと、入力エネルギーは負の値から正の値へとほぼ直線的に変化することがわかる。一方、迎え角や無次元振動数の影響であるが、迎え角 $+5^\circ$ あるいは $\bar{\omega}=0.22$ では、迎え角0度

で $\bar{\omega}=0.44$ の場合と比較して入力エネルギーは不安定性を増す方向へ移動し、迎え角が $-5$ 度や $\bar{\omega}=0.88$ では安定性を増す方向へ移動する。このように、翼列の構成条件や、流れの迎え角あるいは無次元振動数の違いによって入力エネルギーは様々な値となることがわかる。

上述したように、翼の食違い角 $\theta_s$ を変えると翼振動系への入力エネルギーは変化したが、これをNo.1翼に働くモーメントの時間変動の違いで示したのが図8である。図7で入力エネルギーが負であった $\theta_s=0^\circ, 20^\circ$ と、正であった $\theta_s=55^\circ, 62^\circ$ ではモーメントの変動振幅はほぼ同じであるが変動位相がずれており、この位相のずれが入力エネルギーの正負の違いになって現れたものと考えることができる。

一方、No.1翼に働くモーメントの時間変動が、流れの迎え角の違いによって変わる様子を示したのが図9である。迎え角が異なる場合のモーメント変動位相は、フーリエ解析を行った結果、迎え角が0度の場合を基準として、 $+5$ 度の場合では約10度の位相進み、 $-5$ 度の場合には約12度の位相遅れとなる。また、変動振幅に関しては、迎え角が0度の場合を基準として、 $+5$ 度の場合が約83%、 $-5$ 度の場合が約125%程度の大きくなり、

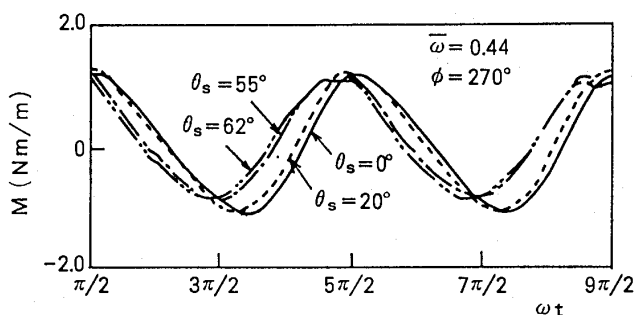


図8 モーメント変動に及ぼす食違い角の影響

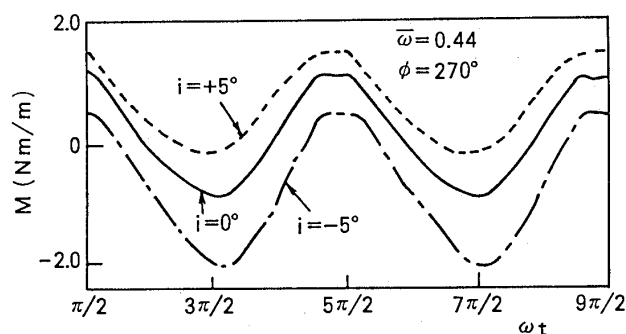


図9 モーメント変動に及ぼす迎え角の影響

変動振幅も異なる。一方、モーメントの値を比べると、 $+5$ 度では時間に対してほとんどが正の値、 $-5$ 度ではほとんどが負の値となり、0度のモーメントからシフトしたようなモーメントの値となる。このようなモーメント変動から翼振動系への入力エネルギーを計算すると図7に示したような結果が得られる。

以上、翼の振動振幅が5度の場合の結果について述べてきたが、以下には、食違い角が55度、無次元振動数を0.44、翼振動振幅を2度にした場合の計算結果を示す。

図10は、No.1翼に働くモーメントの時間変動を示したものである。図4の振幅5度の場合と比較すると、振幅が小さい振幅2度では変動モーメントの値も小さくなる。しかしながら、各翼間振動位相差 $\phi$ におけるモーメントの変動位相については、翼振動振幅が5度の場合とほとんど同じであるといえる。

図11には、この時の翼振動系への入力エネルギー $W_T$ と翼間振動位相差 $\phi$ の関係を示す。振幅2度の場合には、図10に示したモーメントの値が小さいために、図6に示した振幅5度の場合に比べる

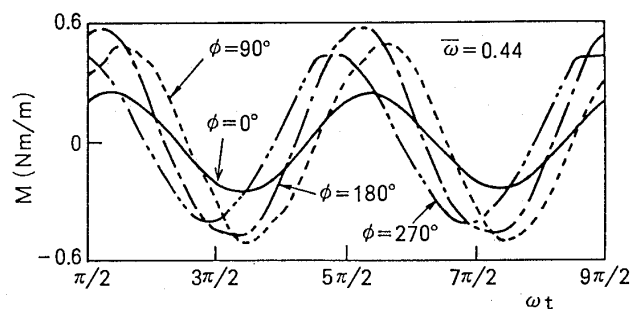


図10 振幅2度のモーメント変動

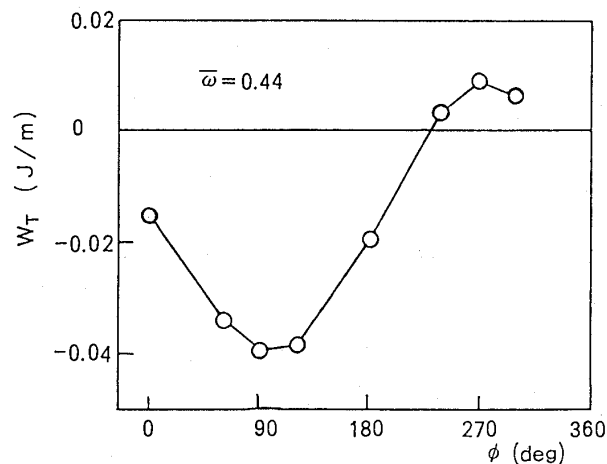


図11 振幅2度の入力エネルギー

と入力エネルギーの値は小さくなる。しかし、入力エネルギーが0となる翼間振動位相差は振幅5度の場合とほぼ同じとなり、 $\phi=270^\circ$ 近傍にピーク値を有する不安定領域の発生については、振幅5度の場合とほぼ同様の結果が得られている。このことから、本計算例では、不安定領域の発生する領域に関しては、翼振動振幅の影響は小さいものと考えることができる。

## 5. 結 言

翼間振動位相差を有する振動翼列内の流れを計算する二次元非粘性流解析手法を提案し、平板翼列のねじり振動モードを対象とした計算を行った結果、次の結論を得た。

- (1) 流体力学的に翼振動系が不安定となる翼間振動位相差の領域は、平板翼列を対象とした他の解析手法の結果と比較して、定性的にはある

が一致している。

- (2) 振動翼列に関する各種パラメータの影響を、定性的にはあるが明らかにした。

## 参考文献

- (1) He, L., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 112, (1990), 714-722.
- (2) 鹿野・名村, 機論57-541, B(1991), 3044-3049.
- (3) Huff, D. L. and Reddy, T. S. R., AIAA Paper, 89-2805, (1989).
- (4) 鹿野・名村, 機論58-545, B(1992), 139-144.
- (5) Anderson, W. K., et al., AIAA Paper 85-0122, (1985).
- (6) van Leer, B., Lecture Notes in Physics, Vol. 170, (1982), 507-512.
- (7) Batina, J. T., AIAA J., Vol. 28, No.8, (1990), 1381-1388.
- (8) 難波・利光, 機論53-496, B(1987), 3560-3567.

(株)東芝 藤 山 一 成  
岡 部 永 年  
村 上 格  
吉 岡 洋 明

## Abstract

Life assessment methodology is presented for gas turbine nozzles severely damaged due to thermal stress fluctuations. There are two steps in the assessment. The first step is trend analysis and the second is multiple crack growth simulation. The trend analysis is performed to get crack distribution characteristics and crack growth trends by using a relational data base system for periodical inspection. In the multiple crack growth simulation, dendrite structure of nozzle superalloy is reproduced as an area filled with fractal geometry and multiple cracks are located on the area with the specific distribution. Multiple crack growth simulation is conducted by calculating cumulative damage distribution for each crack. The crack distribution by simulation agrees well with experimental results. The life prediction by

simulation can be used for run/repair/retire decision effectively.

## 1. はじめに

近年、火力発電プラントに高い発電効率と変動負荷に対する柔軟性が要求されるようになり、コンバインドサイクル発電プラントが増加する傾向にある。このような状況下で発電用ガスタービンは大形化と高温化が進み、かつ使用条件が過酷化しているため、高温ガス通路部品において劣化・損傷が顕著に現われている。従って、適切な検査と補修を施すことにより部品の延命化を計ることは、ガスタービンの安定運用と保守管理コストの大きな割合を占める予備部品費用を低減するうえで重要な課題である<sup>(1)</sup>。

特に、燃焼器で発生した高温ガスが直接当たる第1段静翼は、起動停止時のガス温度の変動や空気冷却に伴う温度分布の不均一等により、図1に示すような部位に多数の熱疲労き裂が短期間のうちに発生する。その補修あるいは交換の判定を的

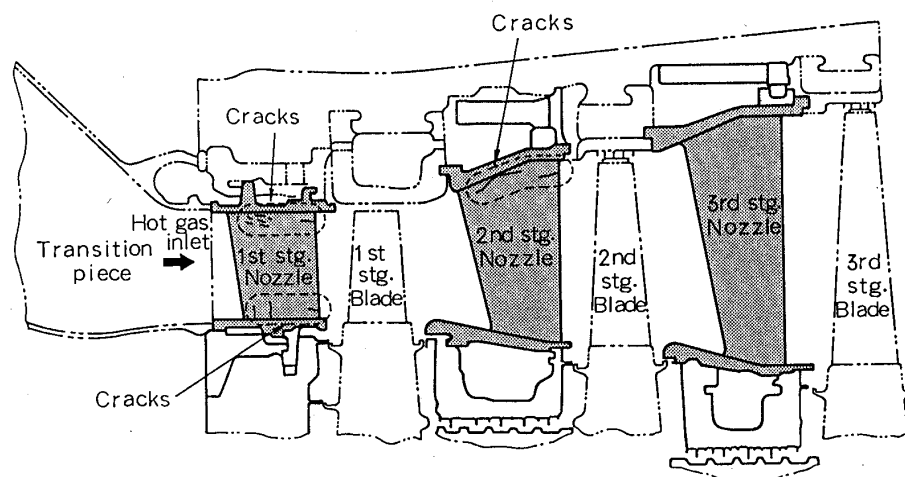


図1 ガスタービン静翼に発生する熱疲労き裂

(平成3年10月3日原稿受付)

確に行うためには、熱疲労き裂の発生・成長の正確な予測が必要である<sup>(2)</sup>。

そこで、本論文では、ガスタービン第1段静翼に生じる劣化・損傷の形態を分析し、それをもとに熱疲労き裂の発生・成長を予測する方法について検討する。即ち、ガスタービンにおいて劣化・損傷の出現頻度が高いことを利用して、実機の定期検査データの統計処理を行い、傾向解析手法により評価する第1のアプローチと、多数の熱疲労き裂の複雑な成長過程を、モンテカルロシミュレーションにより予測する第2のアプローチの有効性について検討した結果を述べる。

## 2. 第1段静翼の寿命消費形態

図2に第1段静翼の寿命消費形態を示す。第1段静翼はCo基超合金FSX414の多結晶精密铸造品である。そのマイクロ組織は、デンドライト組織を形成しており、使用前にはデンドライト境界に $M_{23}C_6$ 共晶炭化物の析出が認められるが、高温で使用するに伴いデンドライトコア内に炭化物の析出がおり、経時的な硬化が生じる<sup>(3)</sup>。運転開始後、まず最初に、静翼有効部のトレーリングエッ

ジとサイドウォール部の周辺にき裂が入り、次に、翼有効部付根近傍や静翼各部全般にわたって多数のき裂が発生・成長する。き裂長さが許容寸法を超えた場合は、き裂を除去し溶接補修する。溶接補修の前後には、炭化物組織を初期状態に戻すための溶体化および時効処理を施す。再び運転に供した後き裂は再発し、検査と補修を繰返すことになるが、補修と組織の回復処理による延命効果にも限界が存在する。

図3に、第1段静翼の寿命評価と保守管理の概略を示すが、まず、実機のき裂計測結果をもとに、傾向管理的手法に基づき、き裂の発生・成長予測を行う。この解析結果をもとに、寿命の判定についてクリティカルとなる部位を選定し、検査時のき裂分布から将来のき裂成長をコンピューターシミュレーションにより予測する。最後に補修コストと延命効果の比較解析による部品交換の判定を行う。

以下STEP 1, 2の寿命評価法について述べる。

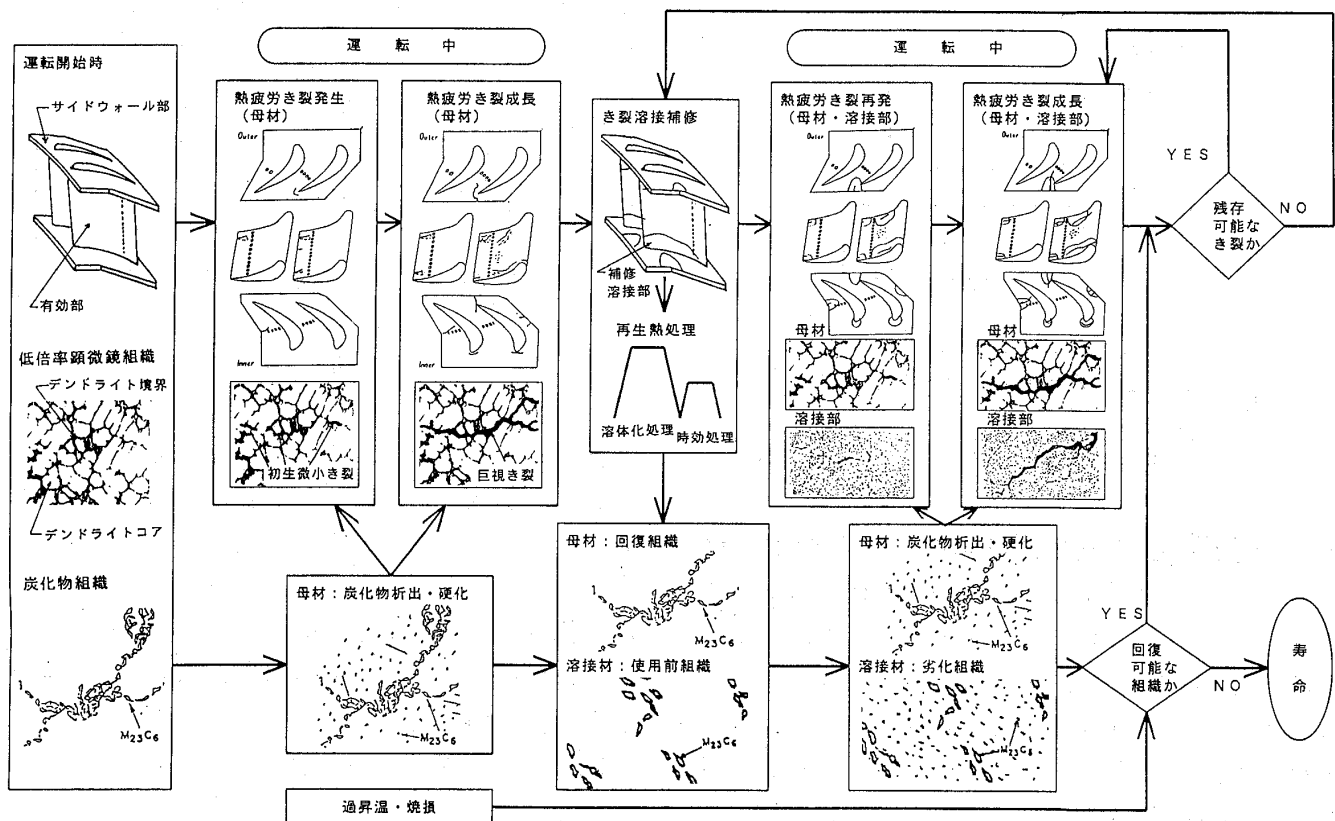


図2 ガスタービン第1段静翼の寿命消費形態

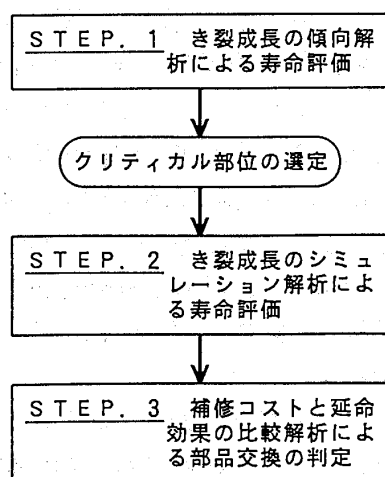


図3 第1段静翼の寿命評価ステップ

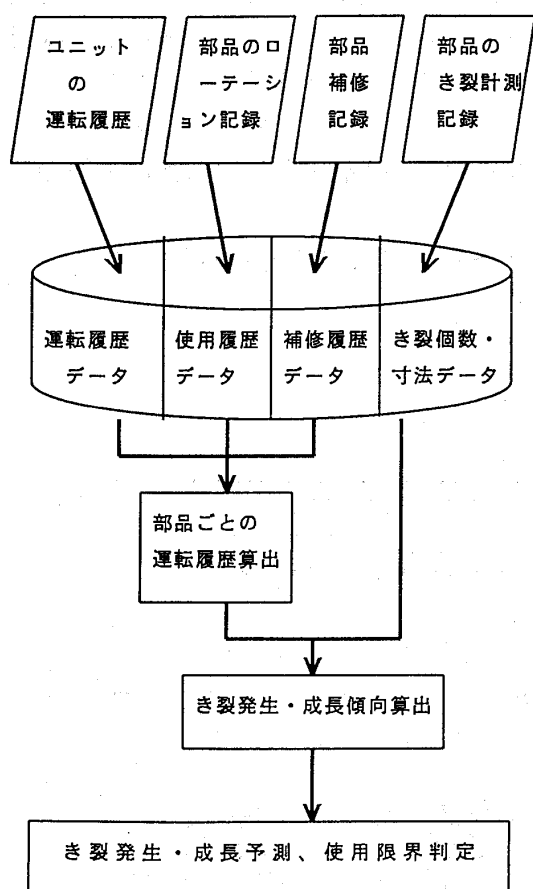


図4 き裂発生・成長傾向解析システムの構成

### 3. き裂発生・成長の傾向解析による寿命評価

図4に、き裂発生・成長の傾向解析システムの概要を示し、図5に、データの形式と傾向解析の内容を模式的に示す。本システムは、リレーショナルデータベースを用いて、定検ごとのユニットの運転履歴、部品ローテーション記録、補修記録およびき裂計測記録をデータファイルに格納し、これらのデータを照合して抽出した個々の部品の

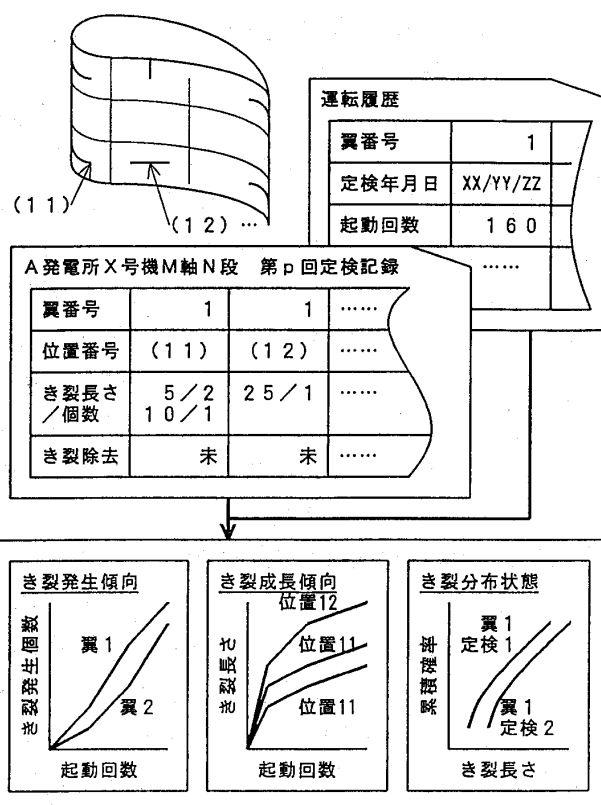


図5 入力および出力形式の模式図

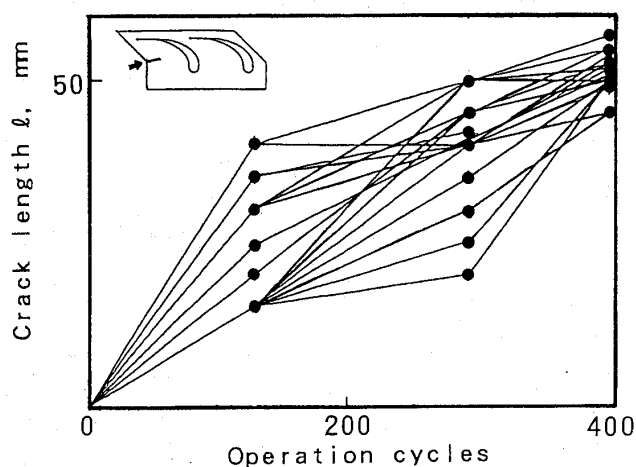


図6 き裂成長傾向の例

運転履歴と、翼面を領域分割した各位置におけるき裂発生個数、き裂長さおよびその分布の変化傾向とから、き裂発生・成長予測ならびに使用限界の判定を行う。図6に、サイドウォール部のき裂成長傾向を1周の第1段静翼群について示す。き裂は、成長すると共に成長速度が低下し、熱疲労き裂成長の特徴を示している。

図7に、翼面中央の多数き裂分布域のき裂分布をワイブル確率紙にプロットした結果を示す。この場合、き裂長さの分布は2母数ワイブル分布で

近似され、次式で表わされる。

$$F\ell = 1 - \exp\{-(\ell/\ell_0)^m\} \quad (1)$$

ただし、 $F\ell$ : 累積確率

$\ell_0, m$ : 定数

ここで、データの下限は計測精度から0.2mmで打切っている。

#### 4. き裂成長のシミュレーションによる寿命評価

き裂成長のシミュレーションを行うに当たって、まず、FSX414材の高温低サイクル疲労試験を実施し、試験片レベルでのき裂分布形態を調査してモデル化の方法を検討した。

高温低サイクル疲労試験片は、中央標点間部が

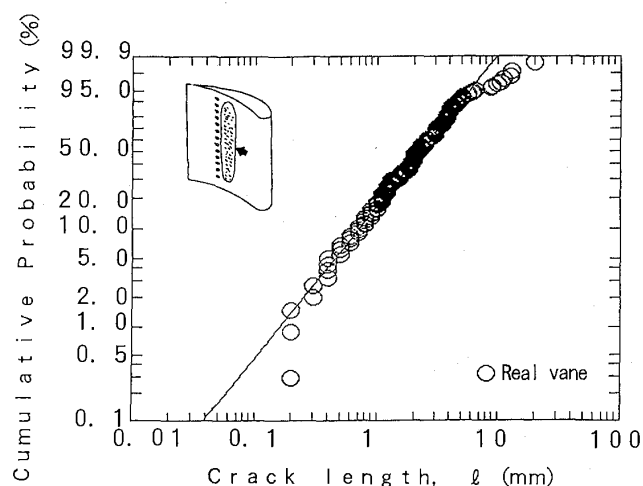


図7 き裂長さ分布の例

直径  $\phi 10 \times \ell 25$  の平滑丸棒試験片であり、これを高周波誘導加熱装置により  $850^\circ\text{C}$  に加熱し、電気油圧サーボ疲労試験機により、標点間ひずみ制御にて全ひずみ範囲1%の両振対称三角波形を繰返し負荷した。

図8に、FSX414材の高温低サイクル疲労試験片表面におけるき裂の形態を示す。この試験片は742回繰返した後停止したもので、破損繰返し数  $N_f = 716$  回（繰返しに伴う引張りピーク応力が最大値から25%低下した時の繰返し数）をわずかに超えた繰返し数である。き裂は粒内き裂で試験片表面に多数分布し、主にデンドライト境界に沿って成長している。主き裂はき裂の合体によって成長している。この観察結果をもとに、き裂成長のシミュレーション方法について検討する。

図9にき裂成長のシミュレーションによる寿命評価の手順を示す。まず、評価対称エリアとしてX-Y整数値座標領域に、デンドライト模擬組織を生成する。ここで用いる図形は、パーコレーションクラスターと呼ばれるもので、一様乱数を発生させ、各X-Y座標点に確率0.5となるようにドットを打ち、隣接するドット同士を結ぶもので、フラクタル図形の一つである<sup>(4)</sup>。

次に、初期き裂の設定を行う。き裂中心の座標点は、一様乱数により設定する。き裂分布が既知の場合は検査結果に相当するワイブル乱数によりき裂長さを設定する。また、未使用材や補修材な

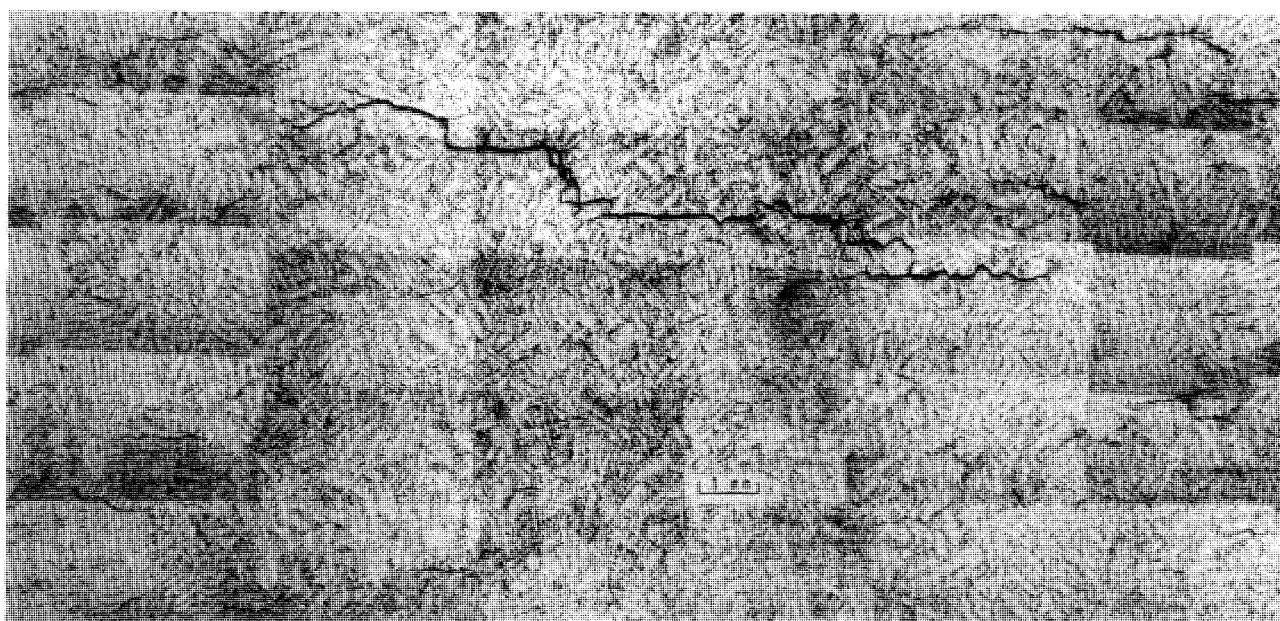


図8 FSX414材高温低サイクル疲労試験片のき裂成長形態

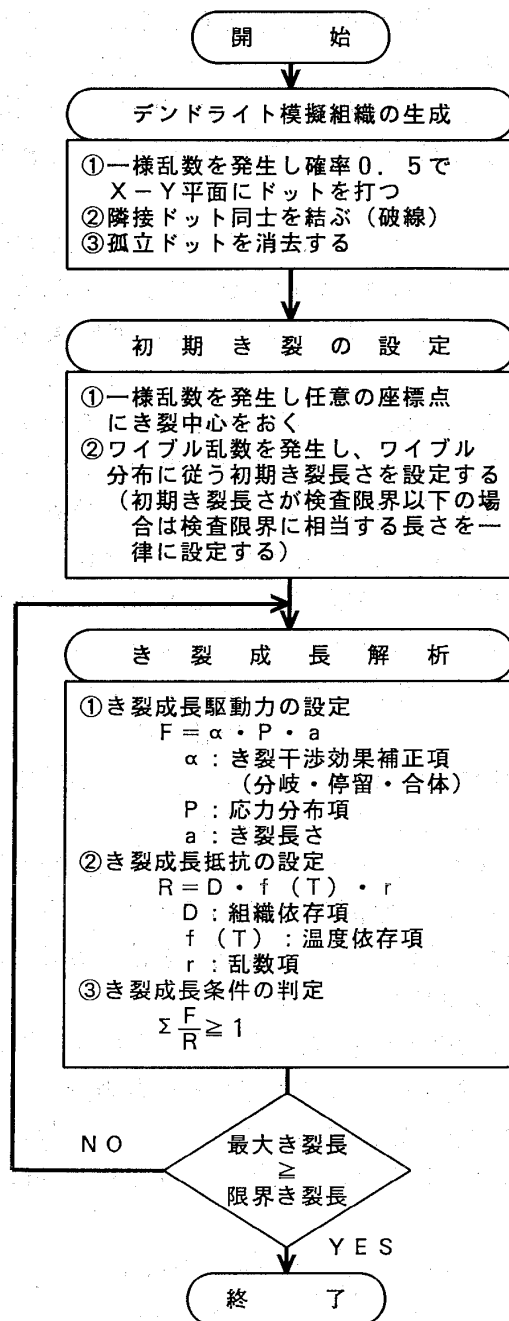


図9 き裂成長シミュレーション解析手順

どでき裂が検出されない場合は、検出限界き裂長さを一律に設定する。

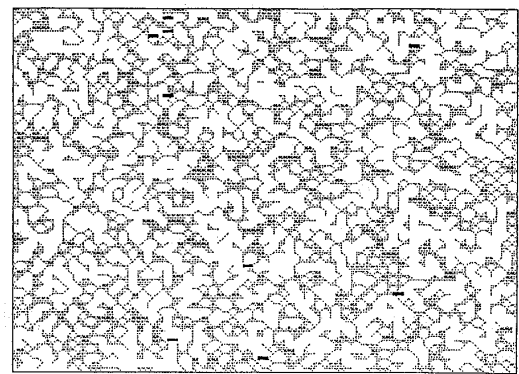
き裂成長解析は、き裂成長駆動力  $F$  と、き裂成長抵抗  $R$  の比  $F/R$  の計算に基づいて行う<sup>(5),(6)</sup>。

き裂成長駆動力  $F$  は、き裂長さ  $a$  と応力項  $P$  の積により求める。

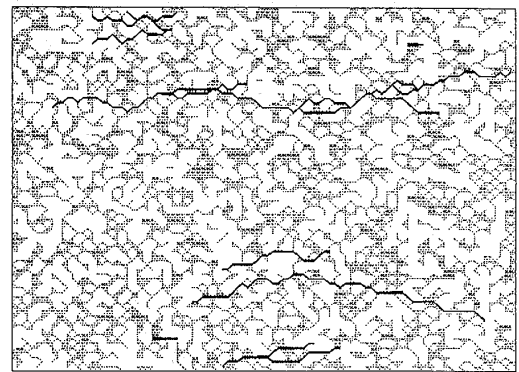
即ち、

$$F = \alpha \cdot P \cdot a \quad (2)$$

ただし、応力項は、応力分布形を分布関数の形に表わしたものである。また、複数き裂の干渉効



(a) 初期き裂(一様長さ)の設定



(b) き裂進展後

図10 初期き裂長さを一定とした場合のき裂成長シミュレーション解析例

果も応力分布関数に含める。き裂が分岐した場合には補正係数  $\alpha$  として、 $1/4$  を乗じ、合体した場合には、吸収されたき裂の先端が停止するように設定する。

一方、き裂成長抵抗  $R$  については、組織依存項  $D$  と温度依存項  $f(T)$  と乱数項  $r$  の積で表わす。即ち

$$R = D \cdot f(T) \cdot r \quad (3)$$

ここで、き裂成長抵抗  $D$  は、デンドライト境界に比べデンドライトコアに100倍の値を設定し、デンドライト境界を優先的に進展する条件を付与する。また、温度による材料特性の変化はアレニウス形式の温度補正項

$$f(T) = A \exp(-Q/kT) \quad (4)$$

ただし、 $A$ ,  $Q$ ,  $k$ : 定数

$T$ : 絶対温度

として与える。さらに、一様乱数項  $r$  は材質のバラツキを考慮したものである。

次に、き裂の成長はき裂成長駆動力と成長抵抗の比で決まると考え、 $F/R$  を繰返し数ごとに累積して、 $F/R \geq 1$  の条件が成立するとき裂を1単位座標進展させる。この手順を繰返して最大き裂長さが限界き裂長さ以上となった時点で寿命と判定する。

図10に、以上の手順をもとに、応力・温度分布一定（両端部では、応力レベルを低く設定し画面の中央部でき裂が進展しやすいようにした）の場合のシミュレーション結果を示す。デンドライト模擬組織は、実際の組織のランダム性を良く再現しており、一定長さの初期き裂分布からの成長形態は、試験片表面に成長したき裂の分布形態と良く一致している。図11に試験片の計測結果とシミュレーションによるき裂長さ分布を比較して示す。試験片とシミュレーションによるき裂長さ分布は、それぞれ直線と破線で示す2母数ワイブル分布で近似される。両直線の相違は、図に示す範囲で比較的小さく、シミュレーションによるき裂分布が実験結果と良く対応していることを示している。ただし、ここでシミュレーションの1画面を超える長いき裂は分布近似対象から除外した。

図12には、(1)式に示した実機のき裂分布をもとに初期き裂を設定した場合のシミュレーション結果を示す。この場合初期の最長き裂以外のき裂が成長過程で合体することにより急速に成長したり、デンドライト境界において阻止される場合のあることが分かる。このような解析と実機のき裂データを照合することにより、モデルの精密化をはか

ることができ、実機定検時の情報に基づいた多数き裂の成長予測を行うことが可能になる。

## 5. おわりに

熱疲労き裂発生・成長の頻度が極めて高いガスタービン第1段静翼の寿命消費形態を分析し、寿命支配因子を明らかにした上で、以下の諸点を明らかにした。

- (1) 静翼の熱疲労き裂発生・成長寿命を、実機き裂成長傾向解析と実機き裂分布に基づくシミュレーション解析により評価する方法を提案した。
- (2) 静翼のき裂発生・成長傾向解析システムをリレーショナルデータベース機能を駆使して構築した。
- (3) き裂発生・成長シミュレーションは、静翼材

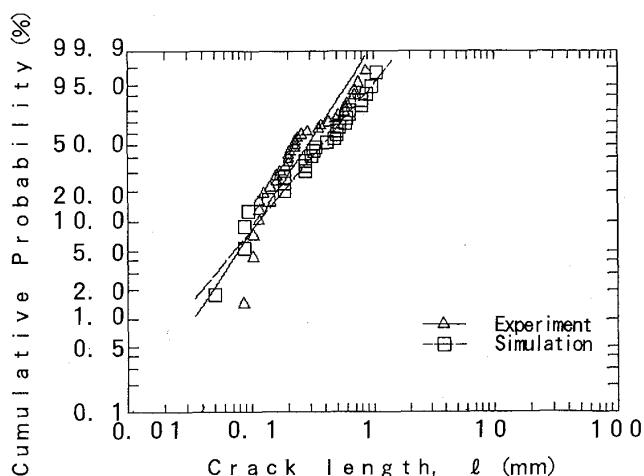


図11 試験片とシミュレーションによるき裂長さ分布の比較

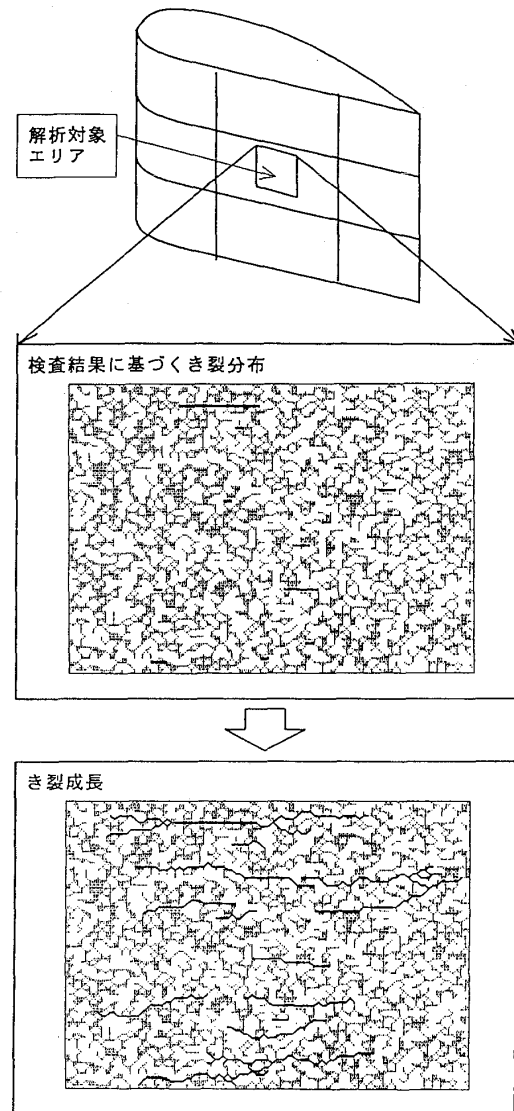


図12 実機き裂分布をもとにしたき裂成長シミュレーション結果

超合金の材料組織形態とき裂発生・成長形態を的確に再現でき、多岐にわたる影響因子を統合してできる確率論的評価手法であることを明らかにした。

今後、解析と実機データを照合することにより、さらに実機を的確に反映したモデルの構築をはかる予定である。

#### 参考文献

(1) 初芝, 第18回 GTSJ ガスタービン セミナー講演集

(1990).

(2) 藤山他, 日本機械学会 No.910-37 シンポジウム講演論文集 (1991), 34.

(3) Fujiyama, K., et. al., Proc. ICM-6, Vol. 2 (1991), 73.

(4) 高安他, フラクタル科学, 朝倉書店 (1987).

(5) 多田他, 日本材料学会第25回高温強度シンポジウム前刷集 (1987), 122.

(6) Bowman, R., et. al., Constitutive Laws of Plastic Deformation and Fracture(1990),15.

三菱自動車工業(株) 酒井逸朗  
日本ガイシ(株) 小澤理夫

## Abstract

In the regenerative cycle of a gas turbine, the rotary regenerator is one of the most important devices to utilize exhaust gas thermal energy. In this study, effectiveness of the rotary regenerator and pressure drop caused by working fluids passing through the regenerator are discussed from the point of cell geometry. With simplified calculation, the cell size was optimized for the ceramic rotary regenerator to obtain the maximum thermal efficiency during the regenerative cycle. This study also shows that cell size applied to current ceramic rotary regenerators is close to the calculated optimized geometry.

## 1. まえがき

小型ガスタービンにおいてサイクル熱効率の向上を計る手段としては、排ガスからの熱回収を行う再生サイクルの採用が有効である。特に自動車用ガスタービンの場合、コンパクトで高性能を要求される熱交換器としては、回転蓄熱式が最適な形式といえる。

ここでは当形式の熱交換器の最適化の検討を熱交換器コアの体積が一定という条件のもとにガスタービンのサイクル熱効率の最大化を図ることを目標として検討を進めた。熱交換器一般において、熱交換単位数 NTU すなわち伝熱面積と熱伝達係数の積と作動流体の熱容量流量との比を大きくすることは、熱交換器の温度効率すなわち Effectiveness を大きくすることに対応し、そのためには、コアのセル密度、すなわちハニカムコアの単位面積当たりのセル数の増大を図ればよい。しかし強度および製造上の制限からハニカムセルの壁

厚は、ある限度以上にすることが要求される。さらに開口率を小さくすれば、通過する作動流体の圧力損失が増大し、エンジン全体のサイクル熱効率が悪化することになる。

以上のような状況から、ガスタービンの熱効率を最大とするハニカムコアの最適なセル寸法、形状を予測した。なお、ここでの検討では、エンジンの運転が定常状態であるとした。

## 2. 考え方

再生式ガスタービンサイクルにおける熱効率  $\eta_{GT}$  について考察すると、 $\eta_{GT}$  の向上に対し、正の寄与は熱交換器の Effectiveness  $\epsilon_R$  であり、負の寄与は作動流体の圧力損失および高圧空気の熱交換器からの洩れ量である。従って  $\eta_{GT}$  に対する熱交換器の寄与の和を最大とすることが、熱交換器の最適化を図ることになる。以下その詳細について述べる。

### 2.1 サイクル熱効率と熱交換器の Effectiveness, 圧力損失との関係

再生式ガスタービンの構成は基本的には図1に示され、サイクル熱効率  $\eta_{GT}$  は文献(1)などに示されているように式(1)で示される。

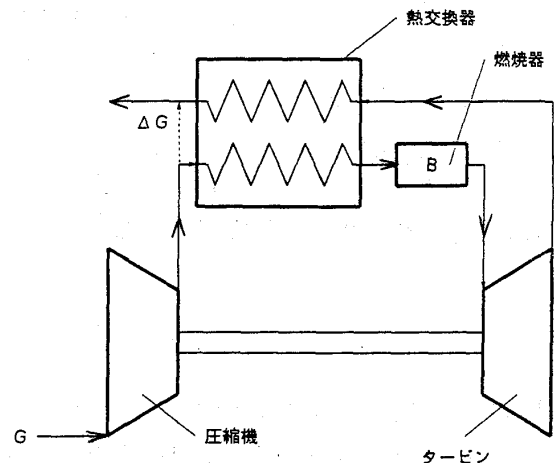


図1 再生式ガスタービンの基本構成

(平成3年7月16日原稿受付)

$$\eta_{GT} = \frac{(1-e_G)\tau\eta_T\left\{1-\phi^{-m}\left(\frac{1-e_B-e_a}{1+e_g}\right)^{-m}\right\}-\left(\frac{\phi^m-1}{\eta_c}\right)\eta_B}{\tau-\left\{1+\frac{1}{\eta_c}(\phi^m-1)\right\}-\epsilon_R\tau\left\{1-\eta_T\left\{1-\phi^{-m}\left(\frac{1-e_B-e_a}{1+e_g}\right)^{-m}\right\}-\left\{1+\frac{\phi^m-1}{\eta_c}\right\}\right\}} \quad (1)$$

ここで

$\eta_c$ : 圧縮器断熱効率 (-)

$\eta_T$ : タービン断熱効率 (-)

$\eta_B$ : 燃焼器燃焼効率 (-)

$\epsilon_R$ : 熱交換器 Effectiveness (-)

$\kappa$ : 作動流体の比熱比 (-)

$m$ : 断熱指数  $(\kappa-1)/\kappa$  (-)

$\phi$ : 圧力比  $(=P_2/P_1)$  (-)

$\tau$ : 温度比  $(=T_3/T_1)$  (-)

$T_1$ : 圧縮器入口空気温度 (K)

$T_3$ : タービン入口ガス温度 (K)

$\Delta P_a$ : 熱交換器の空気側の圧力損失 (Pa)

$\Delta P_g$ : 熱交換器のガス側の圧力損失 (Pa)

$\Delta P_B$ : 燃焼器の圧力損失 (Pa)

$G$ : 空気流量 (kg/s) (ここでは燃焼流量は  $G$  に比べ無視できるとする)

$\Delta G_1$ : 熱交換器の高圧空気の洩れ量 (kg/s)

$\Delta G_2$ : 熱交換器の carryover による洩れ量 (kg/s)

$e_B$ : 燃焼器圧力損失率  $(=\Delta P_B/P_2)$  (-)

$e_G$ : 漏れ損失率  $(=(\Delta G_1 + \Delta G_2)/G)$  (-)

$e_g$ : 熱交換器ガス側圧損率  $(=\Delta P_g/P_1)$  (-)

$e_a$ : 熱交換器ガス側圧損率  $(=\Delta P_a/P_2)$  (-)

$\Sigma e$ : 総合圧損率  $(=e_B + e_a + e_g)$  (-)

なお、作動ガスの定圧比熱  $c_p$  は温度の関数であるが、ここでは計算を簡略化するため一定とし、断熱指数  $m = (\kappa-1)/\kappa = \text{const}$  とした。

タービンの膨張比  $P_3/P_4$  の値は  $P_3 = P_2 - \Delta P_B - \Delta P_a = P_2(1 - e_B - e_a)$ ,  $P_4 = P_1 + \Delta P_g = P_1(1 + e_g)$  より

$e_B \ll 1, e_a \ll 1, e_g \ll 1$  であるから

$$(P_3/P_4)^{-m} = \left\{ \frac{P_2(1-e_B-e_a)}{P_1(1+e_g)} \right\}^{-m} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{-m} (1+m\Sigma e) \quad (2)$$

同様に、式(1)は式(3)のように表される。

$$\eta_{GT} = \frac{\eta_B \tau \eta_T \left\{ 1 - \phi^{-m} (1+m\Sigma e) \right\} - \frac{\phi^m - 1}{\eta_c}}{\tau - \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} (\phi^m - 1) \right\} - \epsilon_R \tau \left\{ 1 - \eta_T \left\{ 1 - \phi^{-m} (1+m\Sigma e) \right\} \right\} - \left\{ 1 + \frac{\phi^m - 1}{\eta_c} \right\}} \quad (3)$$

式(3)において注目すべきことは、 $\eta_{GT}$  と  $\epsilon_R, e_a, e_g$  および  $e_G$  の関係であるから、全体が把握しやすいように、次のように置換する。

$$A = \tau \eta_T \eta_B \quad R = \tau - 1 - C'$$

$$B = \phi^{-m} \quad S = R - \eta_T \tau (1 - B - B \cdot m \cdot e_B)$$

$$C = \eta_B (\phi^m - 1) / \eta_c \quad T = \eta_T \tau B \cdot m$$

$$L = A(1 - e_G)(1 - B - B \cdot m \cdot e_B) - C$$

$$C' = C / \eta_B$$

$$M = A(1 - e_G)B \cdot m$$

従って(3)式より  $\eta_{GT}$  と  $e_a, e_g$  および  $\epsilon_R$  の関係は次式のように整理できる。

$$\eta_{GT} = \frac{L - M(e_a + e_g)}{R - \epsilon_R[S - T(e_a + e_g)]} \quad (4)$$

## 2.2 ハニカムセルのセル形状と伝熱特性および圧力損失の関係

### (1) セル形状

高密度なセル形状の製造プロセスとしては、押出成形法が、現状では適切である。セル形状としては、長方形、正三角形が通常採用されるが、ここでは高い効率が比較的容易に得られる長方形について検討する。図2に示すようにセルの長、短辺寸法を  $a, b$  とし、壁厚を  $t$  とする。ハニカムコアの外径を  $Do$ , 厚みを  $H$  とすれば、コア全体の体積  $V$  は、

$$V = \pi Do^2 H / 4 \quad (\text{m}^3) \quad (5)$$

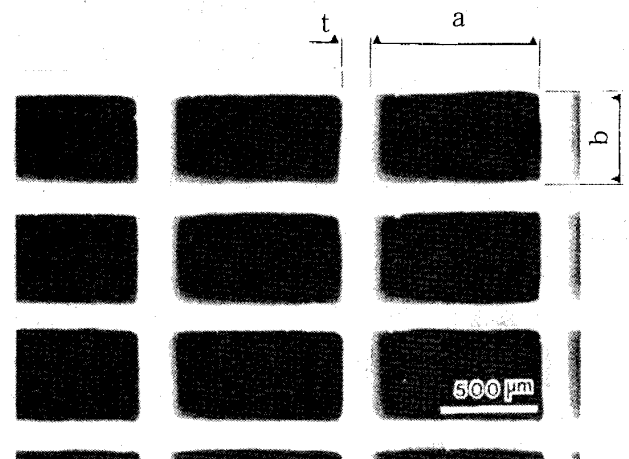
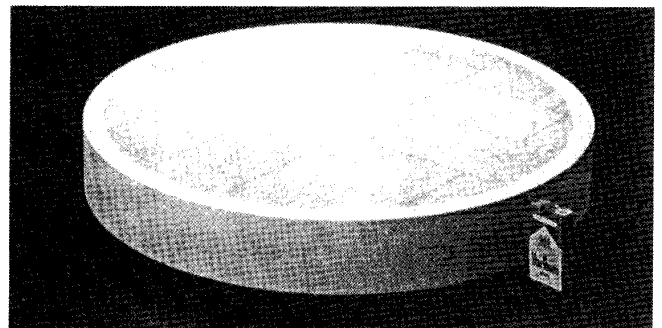


図2 ハニカムコアおよび長方形セルの形状

と求まる。コアのセル密度を $n_s$  ( $m^{-2}$ ) とすれば、コア全体のセル数 $N$ は $\tau Do^2 n_s / 4$ となる。

セル当たりの伝熱面積 $a_s$  ( $m^2$ ) はコアの厚みが $H$  ( $m$ ) であるから、

$$a_s = 2(a+b)H \quad (m^2) \quad (6)$$

従って、体積 $V$ 内の全伝熱面積 $A_s$ は

$$A_s = \pi Do^2 n_s / 4 \cdot a_s = 2n_s(a+b)V \quad (7)$$

一方 $n_s$ は

$$n_s = 1/[(a+t)(b+t)] \quad (8)$$

式(7)に式(8)を代入すると、

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{2(a+b)}{(a+t)(b+t)} V = \frac{2(1+\alpha)aV}{ab+(a+b)t+t^2} \\ &= \frac{2(1+\alpha)V}{a^2[\alpha+(1+\alpha)t/a+(t/a)^2]} = \beta V \end{aligned} \quad (9)$$

ここで

$$\alpha = b/a, \beta = \frac{2(1+\alpha)}{a[\alpha+(1+\alpha)t/a+(t/a)^2]} \quad (m^{-1}) \quad (10,11)$$

コアの開孔率 $\sigma$ は

$$\sigma = \frac{ab}{(a+t)(b+t)} = \frac{\alpha}{\alpha+(1+\alpha)t/a+(t/a)^2} \quad (12)$$

水力直径 $D_h$ は

$$D_h = 2a\alpha/(1+\alpha) \quad (m) \quad (13)$$

セル内の作動流体の流れは通常、空気、ガス側ともに層流の範囲にあり、 $D_h$ が十分小さい値であることから、 $H/D_h \gg 1$ である。従って、流れは流路長さ $H$ のすべての範囲に渉り発達した層流として近似できる。次に長方形のセルを通過する流れによって生ずる圧力損失 $\Delta P$ および熱伝達係数 $h$ について考察する

## (2) 圧力損失 $\Delta P$

$\Delta P$ と管内の流動摩擦係数 $f$ との関係は $Re$ 数の代表寸法として式(13)に示す $D_h$ を採用すれば、

$$\Delta P = 4f \frac{\rho_m H}{2D_h} U^2 (Pa), Re = D_h U / \nu \quad (14,15)$$

ここで $U$ : 管内の平均速度 ( $m/s$ )、 $\rho_m$ : 作動流体の平均密度 ( $kg/m^3$ )、 $\nu$ : 作動流体の動粘性係数 ( $m^2/s$ )、 $f \cdot Re$ の値については円管であれば16となるが、長方形の管流れについては、 $f \cdot Re$ は $\alpha$ の関数 $F(\alpha)$ として表される<sup>(2)</sup>。

$$\begin{aligned} f \cdot Re = F(\alpha) &= 24(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 \\ &\quad - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \end{aligned} \quad (16)$$

従って式(16)を式(15)に代入すると

$$f = \frac{F(\alpha)}{Re} = \frac{\nu F(\alpha)}{D_h U} \quad (17)$$

$$\Delta P = \frac{4\nu \cdot F(\alpha)}{D_h U} \cdot \frac{\rho_m H}{2D_h} \cdot U^2 = \frac{2\nu \rho_m F(\alpha) U}{D_h^2} \quad (18)$$

熱交換器の空気、ガス側ともに流量を $G$  ( $kg/s$ )とし、ハニカムコアの分割比を1:1とすれば、セル内を通過する作動流体流量は、

$$G = \frac{\pi Do^2 \sigma / 4}{2} \rho_m U = \frac{\pi}{8} Do^2 \sigma \cdot \rho_m U \quad (kg/s)$$

$$\rho_m \cdot U = \frac{8G}{\pi Do^2 \sigma} \quad (19)$$

式(19)を式(18)に代入すると

$$\Delta P = \frac{2\nu H \cdot F(\alpha)}{D_h^2} \cdot \frac{8G}{\pi Do^2 \sigma} = \frac{16\nu H \cdot G}{\pi Do^2} \cdot \frac{F(\alpha)}{D_h^2 \sigma} \quad (Pa) \quad (20)$$

式(12)および式(13)に示されるように $D_h$ 、 $\sigma$ はそれぞれ $a$ および $\alpha$ の関数である。よって、式(20)の $F(\alpha)/D_h^2 \sigma$ の値を $P(a, \alpha)$ と定義すると式(20)は

$$\Delta P = \frac{16\nu H \cdot G}{\pi Do^2} P(a, \alpha) \quad (21)$$

と整理される。

従って $e_a$ 、 $e_g$ はそれぞれ式(22)、(23)のようになる。

$$e_a = \frac{\Delta P_a}{P_2} = \frac{16HG}{\pi Do^2 P_2} P(a, \alpha) \nu_a \quad (22)$$

$$\begin{aligned} e_g &= \frac{\Delta P_g}{P_1} = \frac{16HG}{\pi Do^2 P_1} P(a, \alpha) \nu_g \\ &= \frac{16HG}{\pi Do^2 P_2} \phi P(a, \alpha) \nu_g \end{aligned} \quad (23)$$

## (3) 熱伝達係数 $h$

作動流体とハニカムコアとの間の熱伝達は熱流束が一定の条件に近く、長方形管の熱流束一定条件でのヌッセルト数 $N_{uh}$ は次式のように表される(2)。

$$\begin{aligned} N_{uh} &= 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 \\ &\quad + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \end{aligned} \quad (24)$$

ただし $N_{uh} = hD_h / \lambda$ 、 $\lambda$ : 作動流体の熱伝導率 ( $kW/mk$ )

回転蓄熱式熱交換器のEffectiveness  $\epsilon_R$ は $NTU (= A_s h/C)$ および $Nr (= MC_M R/C)$ の関数である(3)。従って、これより $NTU$ は次のようになる。ただし、蓄熱体であるハニカムコアの空気

側とガス側の分割は前述のように均等とする。

$$NTU = \frac{A_{gh}}{C} = \frac{\beta}{C} \cdot \frac{V}{2} \cdot \frac{\lambda N_{uh}(a)}{D_h} = \frac{\lambda V}{2C} \cdot Q(a, \alpha) \quad (25)$$

$$\text{ここで } Q(a, \alpha) = \beta N_{uh}(a) / D_h \quad (26)$$

空気、ガス側のそれぞれの NTU を  $NTU_a$ ,  $NTU_g$  とすると、総合の  $NTU_0$  は

$$1/NTU_0 = 1/NTU_a + 1/NTU_g \quad (27)$$

と求まる。さらに、 $NTU_a = VQ(a, \alpha)(\lambda/2C)_a$ ,  $NTU_g = VQ(a, \alpha)(\lambda/2C)_g$  であるから

$$NTU_0 = \frac{V}{2} Q(a, \alpha) \cdot \frac{1}{(C/\lambda)_a + (C/\lambda)_g} \quad (28)$$

となる。従って熱交換器の Effectiveness  $\epsilon_R$  は

$$\epsilon_R \doteq NTU_0 / (1 + NTU_0) \quad (29)$$

### 3. 数値計算および考察

ここではハニカムコアのセル形状が再生式ガスタービンの性能すなわち熱効率  $\eta_{GT}$  に及ぼす因果関係を明らかにするため、次の条件のもとに具体的な数値計算を行う。

#### 3.1 計算条件

エンジンの運転条件としては、表1のものを設定する。熱交換器のハニカムコアについては、コアサイズを外径  $Do = 0.5$  (m), コア高さ  $H =$

表1 ガスタービンの運転条件

圧縮機入口温度 (K)	$T_1 = 288$
圧縮機入口圧力 (Pa)	$P_1 = 1 \times 10^5$
熱交換器入口圧力 (Pa)	$P_2 = 5 \times 10^5$
タービン入口温度 (K)	$T_3 = 1623$
空気流量 (kg/s)	$G = 0.4$
断熱指数	$m = 0.2857$
圧力比	$\Psi = P_2 / P_1 = 5$
圧縮機効率	$\eta_c = 0.80$
タービン効率	$\eta_T = 0.90$
燃焼器効率	$\eta_B = 0.99$
燃焼器圧力損失	$e_B = 0.03$
熱交換器漏れ損失	$e_G = 0.05$

0.075 (m) とする。またハニカムコアのセルの肉厚は強度上および製造上の制限からあまり薄くすることはできない。熱交換器の一般的な原則から判断し、熱交換器の前面面積、すなわち作動流体の通過面積を大きくすれば、流動のための圧力損失は低減し有利である。ここでは、前述のようにコアの厚みと長径の比、 $H/Do$  の値を 0.15 の場合について計算する。コアの正面面積に対するセルの前開口面積の比 (開口率) を一定とすることにより、セル寸法およびセルのアスペクト比を変化させても、セルの壁厚が実用的な値となるように考慮し、実際のガスタービンに用いているコーゼライト製ハニカムコアと同じ開口率  $= 0.71$  を用いた。図3に開口率とアスペクト比の関係を示す。なおハニカムコアのセル形状を決める独立変数  $a$  および  $\alpha$  の範囲は  $a = (0.5 \sim 5) \times 10^{-3}$  (m),  $\alpha = 0 \sim 1.0$  とする。またこの時  $t$  の範囲は  $t = 0.05 \sim 0.25$  (mm) となる。

#### 3.2 計算結果

セルの長辺  $a$  およびアスペクト比  $\alpha$  に対する、熱交換器の Effectiveness  $\epsilon_R$ , 圧力損失比  $e_a + e_g$ , およびガスタービンの  $\eta_{GT}$  の計算結果を図4～6に示す。なおここでは作動流体の物性値すなわち空気、ガスの熱伝導率  $\lambda_a, \lambda_g$  (W/mk), 動粘性係数  $\nu_a, \nu_g$  ( $m^2/s$ ) はコアの入口および出口の平均温度で決まるものとして取扱った。またガスタービンの効率は単純サイクルでの効率を1とした時の相対値として表した。

図4より、熱交換器の Effectiveness は  $a$  および  $\alpha$  が小さくなるほど大きくなっていることが

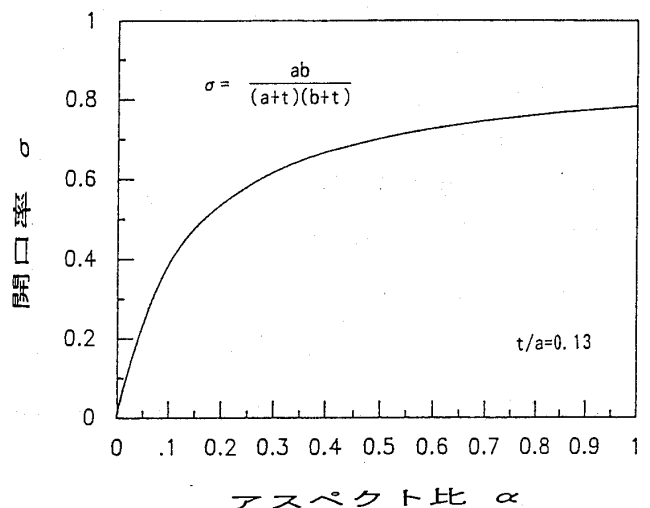
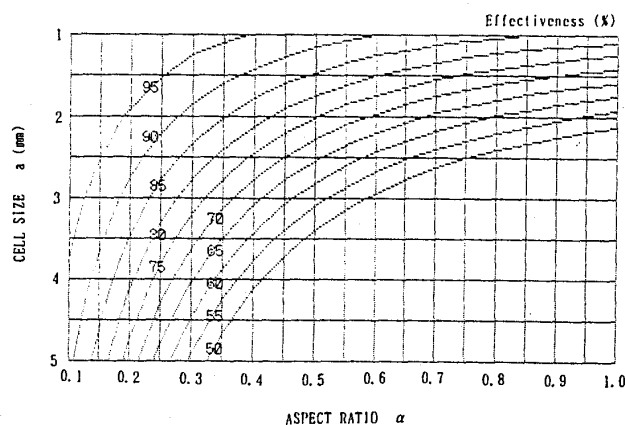
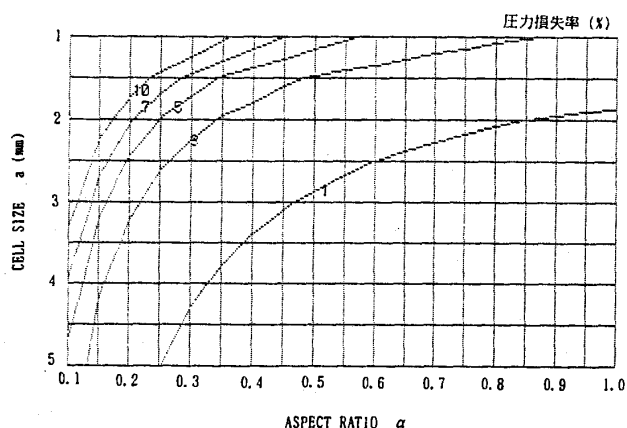
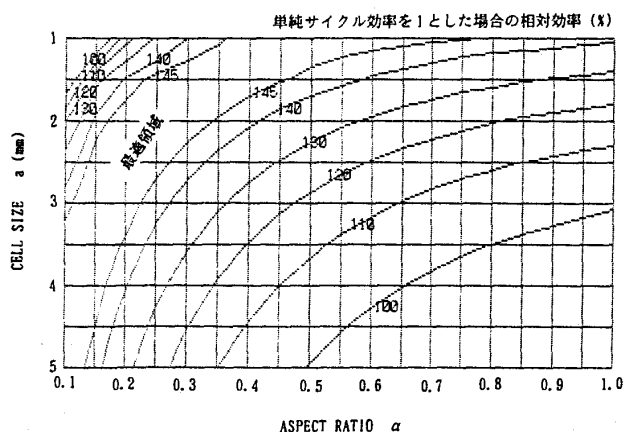


図3 開口率とアスペクト比の関係

図4 a,  $\alpha$  と Effectiveness の関係 ( $\sigma = 0.71$ )図5 a,  $\alpha$  と圧力損失の関係 ( $\sigma = 0.71$ )図6 a,  $\alpha$  とガスタービン効率の関係 ( $\sigma = 0.71$ )

わかる。また図5より圧力損失も Effectiveness と同様な傾向があった。さらに図6よりガスタービンの効率は、( $a=1, \alpha=0.5$ ) ~ ( $a=5, \alpha=0.1$ ) にわたる偏平な領域で最も高くなっている。

### 3.3 考察

(1) セル形状、密度のガスタービン効率、熱交換器効率、圧力損失に与える影響

回転蓄熱式熱交換器の Effectiveness は作動流体の流量一定の場合、コアの熱伝達率と伝熱面積によって定まり、熱伝達率あるいは伝熱面積が大きくなるに従って高くなる。また今回、コアのセル形状として長方形を検討したが、長方形ダクトではダクトのアスペクト比  $\alpha$  が大きくなるほど熱伝達率は大きくなり、同時に管内摩擦係数が大きくなるため圧力損失が増えることが知られている(4)。

計算結果ではセルの長辺寸法  $a$  およびアスペクト比  $\alpha$  が小さいほど Effectiveness が大きくなっているが、これは  $\alpha$  が小さくなるほど熱伝達率が大きくなり、 $a$  が小さくなるほどセル密度が大となり伝熱面積が増えるためである。一方、圧力損失も Effectiveness と同様な傾向を示しているが、これは  $a$  および  $\alpha$  が小さくなったことにより管内の抵抗が大きくなったためである。これらのことより熱交換器の Effectiveness と圧力損失はトレードオフの関係にあり、Effectiveness を上げることは、同時に圧力損失を増大させることになることがわかる。ガスタービン効率は両者の影響をいずれも大きく受けるため、最適なコアの形状  $\alpha$  およびサイズ  $a$  が存在し、今回の計算条件では ( $a=1, \alpha=0.5$ ) ~ ( $a=5, \alpha=0.1$ ) にわたる偏平な領域で最も高効率となると言える。また回転蓄熱交換器ではシールと接触しながらハニカムコアが回転するため、セルが摺動によって破損しないようにセルの壁厚  $t$  と長辺寸法  $a$  の比  $t/a$  は、ある値以上にする必要がある。そこでセル壁に生ずる応力を等価にすることから、実用的な値として、 $t/a=0.13$  を選び同様の計算を行ったところ、開口率  $=0.71$  一定の場合とほぼ等しい値となることが判った。

#### (2) 製造法からみたセルの最適化

自動車ガスタービン用のセラミックコアは高い熱交換性能とともに、優れたコンパクトネスが必要である。コア用セラミックハニカム構造体としては MAS(コーゼライト), LAS などの低膨張セラミックスをコルゲート法, エンボス法および押出し法などによりハニカム形状に成形し、焼成したものが知られている。このうち押出し法は成形用口金の成形溝の形状により任意のセル形状をもつハニカム体を成形できることが特徴である。

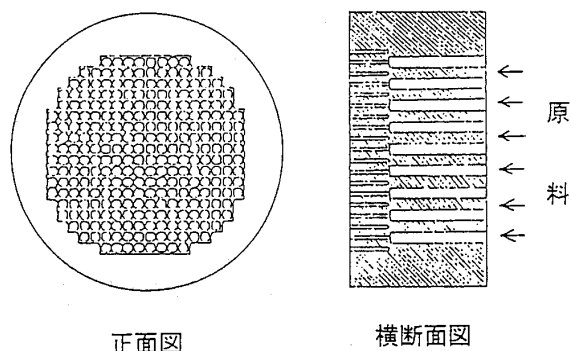


図7 コアの押出し成形用口金の模式図

図7に押出し成形用口金の模式図を示す(5)。

成形用口金はセル形状に対応する成形溝と成形溝に原料を供給するための供給孔よりなる。計算結果からわかるように、ガスタービンの効率を高めるには、セル密度をを高める方向と、セル形状をアスペクト比が大きくなるようにする方向の2種類がある。まず初めのセルの高密度化のためには成形溝および原料供給孔の微細化、高密度化を行う必要がある。しかし成形溝および原料供給孔の微細化、高密度化には微細加工技術の限界があり、さらに原料の流動性からの限界もある。現在製造されているコーゼライト製ハニカムコアではセル壁厚 $110\mu\text{m}$ 、セル密度 $190 (1/\text{cm}^2)$ 程度のものが最も高密度なマトリックスである。

次にアスペクト比について検討する。微細なセルを均質に成形するためにはセルの成形溝に原料を均等に送る必要がある。最密配置をするため口金の原料供給孔は正三角形に配し、これに沿って成形溝を設けているためこの高密度マトリックスはセルピッチが $1: \sqrt{3}$ に設定されている(図8参照)(6)。この場合セルのアスペクト比は $1: 1.9$ であり、セルサイズは $810 \times 420\mu\text{m}$ となる。このマトリックスについて計算したガスタービンの効率は単純サイクル効率比の $1.45$ 倍とほぼ最大値に近い。すなわち押出し法により製造されている最近のコーゼライト製ハニカムコアは製造法、効率計算結果のいずれからみても、ほぼ最適化されていると考えられる。

#### 4. 結 論

① 回転蓄熱式熱交換器用ハニカムのセル形状と

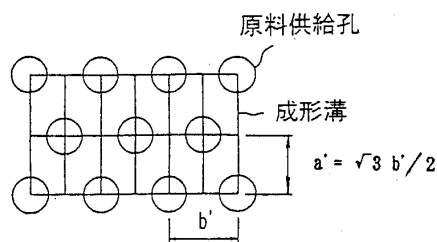


図8 成形溝と原料供給孔の位置

伝熱特性および圧力損失の関係を示した。

② 将来の自動車用セラミックガスタービンの実用化を想定した条件の下で、エンジン熱効率の簡易式を導き上記ハニカムコア特性を適用して、エンジン熱効率を最大にするハニカムコアのセル形状の最適領域を求めた。

③ またこれらの値は現状押出成形法で製造しているコーゼライト製ハニカムコアのマトリックスの値とほぼ一致し、現状のコアが自動車用タービンに対し、ほぼ最適化されていることを確認した。

#### 謝 辞

本研究に多くのご助言、ご指導を頂いた東京工業大学土方邦夫教授に謝意を表す。なお、本学会での講演発表の折り、航空宇宙技術研究所の吉田豊明氏から適切な御助言があったことを記し、謝意を表す。

#### 参考文献

- (1) 佐藤, 「ガスタービンサイクル論」, 山海堂 (1972)
- (2) R. K. Shah and A. L. London, "Laminar Flow Forced Convection in Duct", Supplement 1 to Advances in Heat Transfer, Academic Press(1978)
- (3) 酒井, 松久, 川崎, 「ガスタービン用回転蓄熱式熱交換器の動特性」, 機論57-535B(1991)
- (4) K. Shah and A. L. London, "Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts", Stanford Univ. Technical Report No. 75 (1971)
- (5) 北川, 「自動車用排気ガス浄化セラミックスハニカム」, 工業材料38-9 (1990)
- (6) 加藤, 松久, 特開昭60-78707 (1985)



## 東芝 京浜事業所におけるガスタービン研究開発

(株)東芝 和 泉 敦 彦

横浜市の臨海工業地帯に位置する京浜事業所は、当社の重電機器製造拠点として、蒸気タービン、ガスタービン、発電機等の回転機や HRSG、復水器等の熱交換器まで幅広く製作している。

京浜事業所におけるガスタービン研究開発は、ワークスラボとしての重電技術研究所（本学会誌 VOL.14 NO.56参照）と事業部内における開発技術部門の2つの組織体制によって推進されており、総合的にはさらに全社的な基盤技術、長期先行開発を行う総合研究所（本学会誌 VOL.8 NO.32参照）を加えた3本柱によって構成されている。

現在、当事業所では高効率・低公害化を中心課題としてガスタービン開発が積極的に進められており、その中心研究設備として図1に示す昭和59年に建設された総合要素試験設備がある。この設備は自社開発の25MW-2軸ガスタービンを原動機として、圧縮機、燃焼器、タービン各要素試験機から構成され、さらにガスタービンの排気には自然循環型 HRSG を備えたガスタービンのみならず制御装置、補機を含めたコンバインドサイクル主要機器の総合試験設備である。またガスタービン実負荷試験設備も昨年より稼働しており、ここではこれらをそのテーマ毎に順に紹介する。

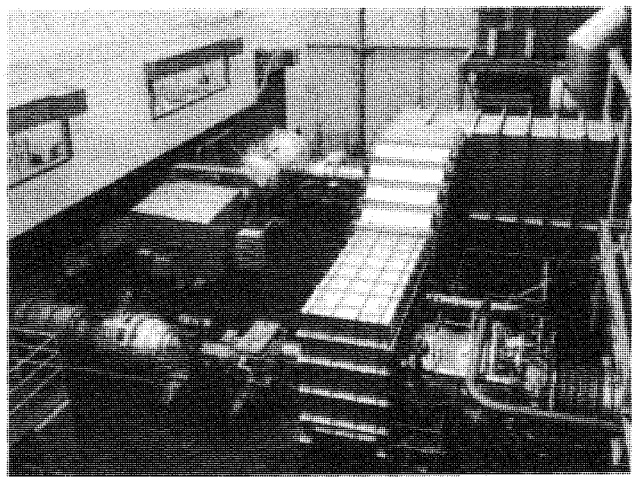


図1 要素試験設備

(平成4年1月10日)

### (1) 圧縮機開発

高圧・大容量化を必要とされる圧縮機の開発に関し、平成元年に既存技術をベースに最新の数値解析技術を組合せ、次期大容量ガスタービンと相似なスケールモデル試験機（軸流17段 圧力比16 流量51kg/s）を完成させた。

この試験機は図1に示す総合要素試験設備の一つとして試験される一方、高圧空気供給源としても活用されている。研究は主に初段遷音速流れ部の空力性能・振動強度に焦点が置かれトラバースシステムを用いた詳細流れ計測や動翼振動特性の確認などを行っている。

### (2) 燃焼器開発

燃焼ガスの高温高圧化が進む一方、高カロリーな天然ガスやメタナール・ナフサ等の液体燃料、さらに低カロリー石炭ガスと燃料は多様化しており設計条件が極めて広範囲に拡大している。

従来の拡散燃焼から予混合希薄燃焼へと発展するに際し、試行錯誤的な色彩の強い燃焼器設計に対し、当社では低圧テストスタンドでの系統的な試作と熱流体解析・反応解析を取入れたアプローチを組合せ低  $\text{NO}_x$  化を図っており、最終段階として図1の総合要素試験設備において起動から最大負荷条件まで実機と同一の条件で確認試験が行われている。

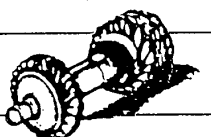
さらに一層の低  $\text{NO}_x$  化を目指した触媒燃焼器開発が東京電力(株)殿との共同研究のもと実機サイズでの実圧試験の段階に入っている。

### (3) タービン開発

ガスタービン高性能化の要であるタービン入口温度の上昇に対する挑戦は昭和46年の1100°C高温タービン試験機の頃から続けられ（本学会誌 VOL.5 NO.18参照）、総合研究所では冷却技術の開発が、重電技術研究所では耐熱材料の開発およびその適用評価技術の開発が行われてきた。

そしてこれまで蓄積されてきた技術を集大成し、高温タービン試験機（燃焼温度1400°C、入口圧力





## 1991年国際ガスタービン会議 横浜大会を終了して

実行委員会総務委員長 有 賀 一 郎

わが国では5回目の国際ガスタービン会議が昨年10月27日から11月1日まで開かれた。27日は登録開始日で夕刻、Welcome Receptionが行なわれ、次いで28日から31日までがTechnical Programにしたがっての講演発表会であった。最終日11月1日にPlant Tourが実施された。

過去4回はいずれも東京で開催されていたが、今回初めて横浜に新しい会議場ができたので、ここを利用することになった。

さて、前回は昭和62年(1987年)に開催されたが、同会議終了後、この会議のための「次期国際会議検討委員会(委員長 平山直道教授)」が翌63年、本学会内に設置され、まず、開催時期、会場、方法などから検討が始められた。わが国でのこの一連の国際会議は昭和46年に日本機械学会、米国機械学会(ガスタービン部門)とが共催して以来、20年経ったが、この間すでに4回行なわれている。第3回以降は4年目毎に開催されており、前記検討委員会においても第5回目は平成3年(1991年)に開くことで合意をみた。

一方、開催場所については東京のほか関西地区を含めて広く候補地の選定にあたった。そのため、神戸、京都の各国際会議場などを現地見聞し、さらに東京近郊でも幕張に新設された会議場、多摩ニュータウン内の施設などを訪れた。当初、関西での開催も真剣に検討されたが、結局、参加動員数、準備・運営組織面から解決すべき問題があるなどの理由で今回は見送られた。次いで、東京およびその近郊での会場についても交通アクセス、展示場の点で制約があり、第1候補として横浜平和会議場を選んだ。ここは横浜市がミナトミライ

計画予定地と称し、次世紀を目指しての新しい都市造りの一環として開発が進められている地区で、当時まだ横浜貿易博覧会が開かれていた場所の一隅に国際会議場、展示会場およびホテルの建設準備が進められていた。完成が平成3年6月ということで、上記の諸条件を満たしていると判断した。その後、基礎工事が始まり、同会場の管理・運営に携わる横浜パシフィコの関係者と図面をもとに具体的打合せを重ねていった。前後するが、開催期間については前回は参考に検討の結果、冒頭に述べたような日程案として意見がまとまった。

平成元年7月に検討委員会を準備委員会に改組し、平山教授が委員長を続けることとなった。同委員会では、まず、会議の正式名称の検討から始まり、第2回準備委員会で、「1991年国際ガスタービン会議横浜大会」とすることが決まった。さらに会場についても上記の横浜平和会議場とすることを正式に決定した。一方、協力学会(Collaborating Societies)についても審議した。米国機械学会(ASME)のIGTIに関しては、Prof. Carterらと交渉を重ねたが、未だ状況が変わっていないとの判断で、前回の協力学会を中心に再び協力を依頼することとした。この外、前会議で参加、発表に積極的であったイタリアには新たに協力を求めた。さらにオーストラリアにもProf. Gostelowを紹介して協力要請を行なった。この結果、今回も、日本ガスタービン学会(GTSJ)が前回同様主催し、日本機械学会(JSME)、イタリアのAssociazione Termotecnica Italiana(ATI)、英国のThe Institution of Mechanical Engineers(I Mech E)、西ドイツのVerein Deutscher Ingenieure(VDI)、フランスのSociété Française des Mécaniciens(S.F.M.)、Société Française

(平成4年2月24日原稿受付)

des Termiciens(S.F.T.), オーストラリアの The Institution of Engineers, Australia (I.E.Aust.), 中国の The Chinese Society for Engineering Thermophysics(CSET)が協力学会となり, 上記中3学会が新たに加わった。

会議の準備計画の詳細は準備委員会発足後, 確定し, 以後これにしたがって準備を進めていった。大筋は前回の過程を踏襲することとしたが, サーキュラ発行の時期など若干の手直しを加えた。また, この前と異なり, 規模の大きい製品展示会を開くため, その準備計画が必要であった。準備を進めるに際し, 前回は原則的には実行委員会が自力で当たったが, 委員の負担が過重となり, 改めて会議請負業者に事務局業務を委託することとした。この結果, 第4回会議との係わりもあり, コンベックス社を事務局とすることになった。なお, 印刷業務は従来どおりニッセイエブプロ社に依頼することとした。この他, 準備委員会においては, 予算検討, 論文トピックの選定, 論文投稿案内作成, 組織委員会設立準備などが行なわれた。

サーキュラに関しては, まず, アナウンスを平成2年1月に発行し, 次いで第1回目のサーキュラを同年4月に作成した。配布先については総務で検討し, 国内はもちろん海外関係者にも広く配布し, さらに関連会議など種々の機会をとらえ, 周知に努めた。海外の発送先は前回の参加者および事前のサーキュラ発送リストを参考にしたが, 一つのものに統一されていなかったため, 整理統合を計り, 入力した。

経費については検討を重ね, 平成2年5月末までに各部門の予算をまとめ, 会議全体の予算案を作成した。総額6340万円で, これを第1回組織委員会に提案し, 承認を得た。収入の多くは登録予定者500名の登録料を見込んだが, これだけで支出総額をまかなうことは困難で, 前回同様本学会賛助会員に特別賛助会費による協力を依頼することとした。その外, 展示会出展による収入が加わった。

論文については, サーキュラ配布後の反応から前回と同じ120件程度の発表が見込まれた。このことから4つのSessionを併行して開けるよう4室の確保が必要となり, 前述会議場3階のフロアをほとんど専有した形で使用することとした。また,

講演申込締切, 論文概要提出期限, 本論文原稿締切などの日程の決定, さらに論文投稿案内, 論文概要執筆要領などの作成を行なった。その他, 第1回サーキュラに掲載するためのトピックスについて複合サイクル発電, コージェネレーションシステムなど4項目を選定した。

行事関係では, One-day Plant Tourの見学先として種々検討の結果, 東芝(株), (財)電力中央研究所を選び, 関係者との折衝が進められた。Welcome Receptionについては従来通り会議前日の夕方に会議場内で行なうことにしたが, Banquetについては各種の意見があり, 結局, 横浜ゆかりの中華街内に会場を求めることになった。また, Accompanying Person's Programも小委員会で企画し, 準備が進められた。さらに今回はPost-Congress Plant Tourを用意することで, 検討の結果, 九州の発電設備を見学先に選んだ。いずれも第2回サーキュラ発行の頃にはほぼ各計画が固まった。

展示については, 当初, 講演会場と同一フロアの一室を展示会場に当てる案を立てていたが, 先方の都合でこれが難しくなり, 代案として隣接して建築される展示専用の展示ホールを使用することで決着した。結果としては, 会場の広さも十分に, 小間数も多くとれて, むしろメリットがあった。また, 展示事務局には, 別途フジヤ社を決定し, 展示会の具体的準備を進めた。

平成2年6月に第1回組織委員会を開き, 規約, 事業計画, 予算案につき承認を得た。また, 組織委員長に田中英穂教授が選出され, 実行委員会の発足が認められた。実行委員長には高田浩之教授が新たに就任した(平山準備委員長が学会副会長に就任のため)。実行委員会発足後, 事務局と各委員会の連絡緊密化, 経理事務, 補助金申請, 行事などの進め方について打合せた後, 第1回実行委員会を9月に開き, その後, 10回にわたる委員会で各部門毎で引き続き準備計画にそった作業を進めた。

まず, 論文関係では, 発表希望論文の募集と採否決定, 特別講演, Panel Discussion, Organized Sessionの講師, 話題提供者の決定, 内容の具体化, さらにTechnical Sessionプログラムの編成と運営方法の決定, Proceedingsの印刷などが進

められた。また、パシフィコ横浜を視察し、Session 会場の割付も行なった。

行事関係では、Welcome Reception の内容、Banquet の会場を中華街、萬珍樓に決め、細部打合せ、さらに当日の輸送方法（トヨタ自動車㈱の好意で、当日ガスタービン車の利用が可能になった）などの検討が行なわれた。工場見学については東芝京浜事業所、電力中央研究所の見学スケジュールの詳細を決めた。また、Post-Congress Plant Tour の方も九州電力の新大分火力発電所、八丁原発電所などの見学スケジュールにつき関係者と折衝を続けた。Accompanying Person's Program も鎌倉など現地を訪問しての見学先の選定が行なわれた。

展示では、出展希望企業・団体の募集、展示方法についての展示請負業者を交えての打合せなども行ない、7月の出展社への説明会をへて会場設営、小間割りなどが順次進行した。

総務では、実行委員会発足後、他の部門と協力して第2回、第3回各サーキュラ、さらには最終プログラム発行業務を行なったが、サーキュラについては関係学協会や企業、個人への発送を行なった。事務局体制や会期中の全般的運営についても各部門の意向を体して、会議請負業者コンベックス社を交え、決定していった。これと並行して参加登録者の確保にも意を注ぎ、国内、外の学協会、企業を通じ、また、専門雑誌などの広告によって各方面に参加勧誘を行なった。この外に登録料、行事参加費の事前払い込み方法、参加者の宿泊用ホテルの確保、交通アクセスなど細部にわたる問題を処理していった。一方、会場の実地調査を行ない、会期中の運営につき、色々な角度より検討を重ねた。すなわち、登録および事務局業務に関するソフト、ハード両面についての対応、各種看板・指示板の手配、コーヒブレイクの依頼、スタッフ配置などを具体化していった。会議一週間前には、これら要員に対する説明会を現地で行なったが、そこにはスライド、照明を担当する Session 関係の要員も合同で参加した。今回、動員した人数は、登録関係延べ103名で内41名が学生アルバイトであった。また、Session 関係は全て学生アルバイトで延べ80名が担当した。

これらの諸準備に加え、財務部門では、一般登

録者数を予想しつつ、本学会からの特別賛助会費の収入予想を加え、各部門からの予算調整を行ない、収支に関する再検討を進めた。その結果、第1回組織委員会で承認を受けた予算を修正し、10月11日に開かれた第2回組織委員会で8270万円の補正予算の承認を得た。補助金については、横浜市よりの助成交付が決まり、収入にその40万円を加えた。

以上の経過により予定通り10月27日から今度の国際会議が開かれた。登録業務は16時より受付を開始したが、登録カウンタ設置場所が広いこともあり、ほとんど混乱なく手続きが進められた（図1）。同日18時より3階のラウンジで Welcome Reception が行なわれ、200余名の内外からの参加者が和やかに談笑を交わし、時を過ごした（図2）。翌28日10時より、高田実行委員長による開会宣言で幕が開き、次いで田中組織委員長より開会の挨拶が述べられた（図3）。引き続き特別講演が行なわれ、最初に通産省工業技術院の本城 薫氏



図1

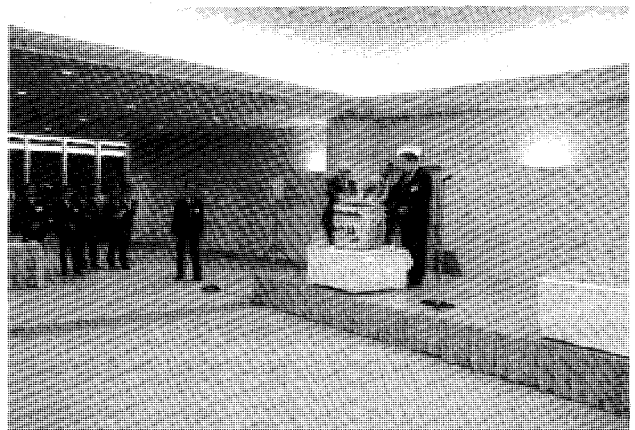


図2(a)



図 2 (b)



図 4 (a)

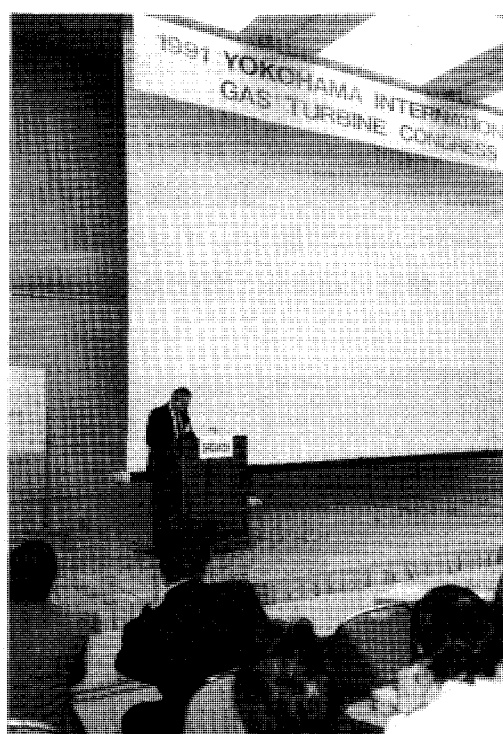


図 3



図 4 (b)

よりわが国における高効率ガスタービンの開発計画につき説明された。次のG・E社のR.F. Hoeft氏からは同様な米国における状況をとくに同社の開発状況を中心として講演が行なわれた。最後にUniv. of StellenboschのProf. W. Endresよりヨーロッパのガスタービン開発の現状が述べられた。なお、特別講演は30日にも行なわれ、Central Institute of Aviation MotorsのProf. V. A. Sosounovよりソ連における航空用ターボエンジンについての技術開発の様子が紹介された。Organized Sessionについては、28日に「圧縮機の旋回失速、サージング」と「エネルギー有効利用シ

ステム」が、29日には「発電用ガスタービン用セラミックス」や「燃焼器の $\text{NO}_x$ 低減対策」が、さらに30日には「21世紀における商業輸送機用推進システム」、「自動車用ターボチャージャ」と合計6 Sessionsが企画、実施されたことが特徴的なことであった。また、最終日のPanel Discussionでは、7名の話者提供者を中心に「ガスタービンとエネルギー節減と環境問題対策」について幅広い観点から討論が行なわれた(図4)。通常のTechnical Sessionは4日間にわたり、各構成要素を対象とした流体力学、冷却・熱伝達、燃焼器、コジェネレーションシステム、複合サイクル、振動、排気、航空エンジン、設計、制御、材料、性能、測定上の諸問題に関する研究・開発結果の発表が行なわれた(図5)。

以上、一般の発表論文は31 Sessionsで78件であったが、Proceedingsには、特別講演、Organized Session, Panel Discussionにおけるものを含め、135件の論文が収録されている。いずれにしても各

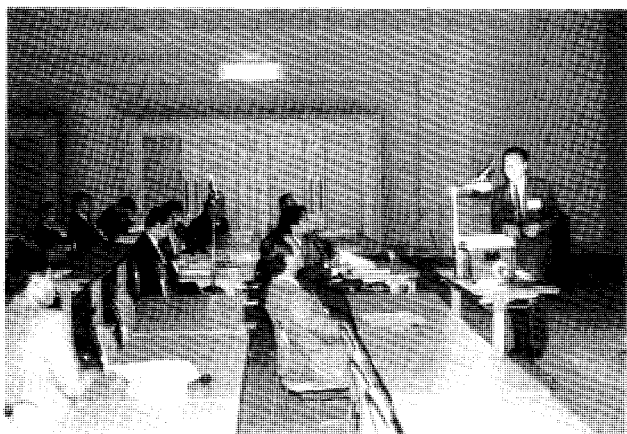


図 5



図 7



図 6



図 8

Session とも出席者が多く、その運営は各 Chairman, 関係委員の努力で円滑に行なわれた。

Banquet は30日19時から横浜、中華街の萬珍樓で行なわれ、180数名が出席し、極めて和やかな雰囲気の中で進められた。永野 進氏の下で、まず、主催者側代表として田中組織委員長より挨拶があり、引き続き日本ガスタービン学会、平山会長より主催学会としての挨拶が行なわれた(図6)。次いで、同学会、丹羽副会長の発声による乾杯で宴が始まったが、その半ばで協力学会から JSME の富田会長代理、VDI 代表の Prof. Rautenberg, ATI の Prof. Macchi が挨拶に立ち、さらに Prof. Endres, Prof. Yang, Avran 氏夫妻などからも親しみのあるスピーチが続き、主要行事の一つである Banquet を無事終えることができた。Accompanying Person's Program は29日、22名の参加者(内海外女性10名)でバスで鎌倉めぐりを行なった。大佛、円覚寺をはじめ、代表的名所を見学し、わが国の伝統や歴史の一端に接する機会と

もなり、大変好評であった(図7)。

Technical Session 終了後の11月1日には38名(内海外18名)の参加者によって One-Day Plant Tour が実施された。午前中は、(株)東芝京浜事業所でガスタービン関連の研究開発の現状をつぶさに見学し、午後は、(財)電力中央研究所横須賀研究所に移動し、主に石炭ガス化複合発電の開発状況に関連した諸設備を見学し、参加者にとり実地を直接見聞でき有益であった(図8)。また、正式会議行事のオプションとして Post-Congress Plant Tour が企画され、11月2日から4日まで、九州の発電設備の見学が行なわれた。九州電力(株)の大分発電所の複合サイクル発電プラント、大分エル・エヌ・ジー(株)、九州電力八丁原発電所の地熱発電プラントなどを巡り、国内の参加者だけであったが、有益な見学ができた。

今回は展示会も規模を広げ、会議期間中、国際会議場に隣接したパシフィコ横浜の展示Aホール(3,300m<sup>2</sup>)で開かれた。前述のように事前の準備

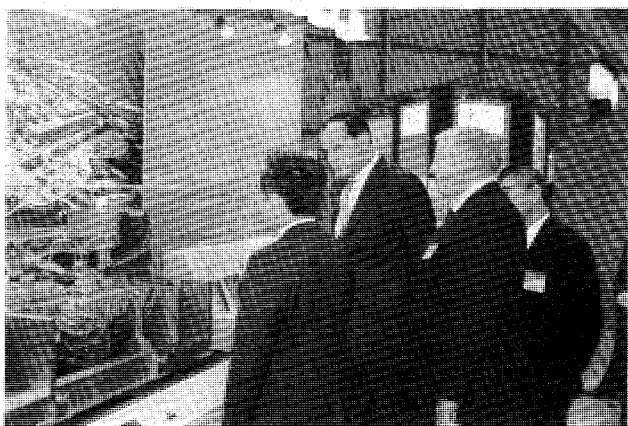


図 9

に関係委員が努力し、多方面に協力参加を働きかけた効果が実り、極めて盛会でのべ3,200名を上まわる参加者があった。出展社数40社、合計小間数も134小間で、前回に比べ参加小間面積も大幅に増加した。出展社は国内企業を主としたが、同企業と提携関係にある外国企業も出展して国際的色彩も十分うかがえた。また、各技術研究組合からの協力で国家プロジェクトを紹介する小間も設けられ関心を集めた。なお、30日には駐日米国大使アマコスト氏も会場に姿を見せた（図9）。

以上、1991年国際ガスタービン会議横浜大会の準備経過、会期中の概要を述べたが、期間を通じ

での会議への登録者数は次表の通りである。

第 1 表

	国 内	国 外	合 計
一般登録	430名	68名	498名
特別登録*	75名	3名	78名
同伴者登録	14名	12名	26名
招 待	2名		2名
	521名	83名	604名

\* 特別賛助会費による登録

このように一般登録500名という参加者数はほぼ目標に到達したが、国外の一般登録者数が当初の期待した数より少なかった。これは国により政治的制約があったり、経済状態も大きく作用していたと思われるが、今後わが国で開催されるこの一連の会議に参加するメリットをより強く打ち出す必要を痛感した。また、米国を含む海外の有力学会とさらに緊密な連携体制をとることも大切な課題である。

会議最終日の閉会の挨拶で、高田実行委員長より、次回は1995年に開催の予定であることが告げられたが、今回の経験からも好条件に恵まれた会場を選定することは容易ではなく、上記のことを含め、早期に準備に着手することが望ましい。

## 論文関係

論文委員長 葉 山 眞 治

1991年国際ガスタービン会議横浜大会における Technical Program は10月28日より31日までの4日間、横浜市の「パシフィコ横浜」3階の4会場を使用して実施された。講演発表の総数は特別講演4件を含めて122件であり、その内訳は国内72件、国外は11ヵ国より50件であった。国外からの発表はアメリカの16件を筆頭に、ドイツ11件、イギリス8件、スイス、イタリア、中国がそれぞれ3件、フランス2件、カナダ、韓国、旧ソ連、南アフリカ連邦がそれぞれ1件であった。なお、中

(平成4年1月23日稿受付)

国からは15編、旧ソ連からは3編の論文が Proceedings に収録されているが、発表は上記の通りであった。これを前回1987年の東京大会における発表総数130件、うち国外14ヵ国より56件と比較すると、規模としてはほぼ同じであるが、国外の発表件数がやや少なくなっている。これは中国の12件のキャンセルが大きく影響している。前回の中国の発表が14件で筆頭であったことを思うと、6.4事件の影響がまだ残っているようであった。前回参加のベルギー、ブラジル、マレーシアからの発表は今回はなかったが、旧ソ連からの参加があったのが注目される。

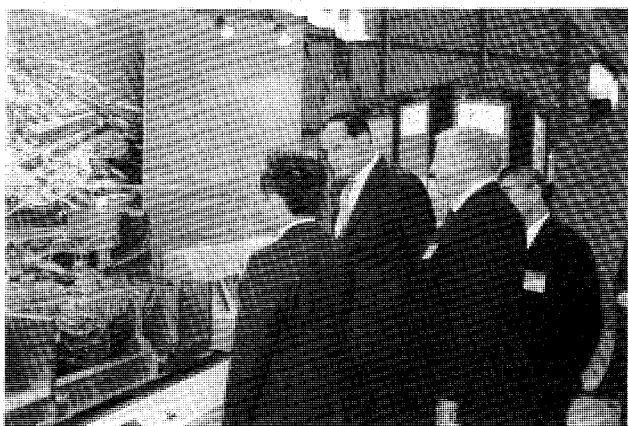


図 9

に関係委員が努力し、多方面に協力参加を働きかけた効果が実り、極めて盛会でのべ3,200名を上まわる参加者があった。出展社数40社、合計小間数も134小間で、前回に比べ参加小間面積も大幅に増加した。出展社は国内企業を主としたが、同企業と提携関係にある外国企業も出展して国際的色彩も十分うかがえた。また、各技術研究組合からの協力で国家プロジェクトを紹介する小間も設けられ関心を集めた。なお、30日には駐日米国大使アマコスト氏も会場に姿を見せた（図9）。

以上、1991年国際ガスタービン会議横浜大会の準備経過、会期中の概要を述べたが、期間を通じ

での会議への登録者数は次表の通りである。

第 1 表

	国 内	国 外	合 計
一般登録	430名	68名	498名
特別登録*	75名	3名	78名
同伴者登録	14名	12名	26名
招 待	2名		2名
	521名	83名	604名

\* 特別賛助会費による登録

このように一般登録500名という参加者数はほぼ目標に到達したが、国外の一般登録者数が当初の期待した数より少なかった。これは国により政治的制約があったり、経済状態も大きく作用していたと思われるが、今後わが国で開催されるこの一連の会議に参加するメリットをより強く打ち出す必要を痛感した。また、米国を含む海外の有力学会とさらに緊密な連携体制をとることも大切な課題である。

会議最終日の閉会の挨拶で、高田実行委員長より、次回は1995年に開催の予定であることが告げられたが、今回の経験からも好条件に恵まれた会場を選定することは容易ではなく、上記のことを含め、早期に準備に着手することが望ましい。

## 論文関係

論文委員長 葉 山 眞 治

1991年国際ガスタービン会議横浜大会における Technical Program は10月28日より31日までの4日間、横浜市の「パシフィコ横浜」3階の4会場を使用して実施された。講演発表の総数は特別講演4件を含めて122件であり、その内訳は国内72件、国外は11ヵ国より50件であった。国外からの発表はアメリカの16件を筆頭に、ドイツ11件、イギリス8件、スイス、イタリア、中国がそれぞれ3件、フランス2件、カナダ、韓国、旧ソ連、南アフリカ連邦がそれぞれ1件であった。なお、中

(平成4年1月23日稿受付)

国からは15編、旧ソ連からは3編の論文が Proceedings に収録されているが、発表は上記の通りであった。これを前回1987年の東京大会における発表総数130件、うち国外14ヵ国より56件と比較すると、規模としてはほぼ同じであるが、国外の発表件数がやや少なくなっている。これは中国の12件のキャンセルが大きく影響している。前回の中国の発表が14件で筆頭であったことを思うと、6.4事件の影響がまだ残っているようであった。前回参加のベルギー、ブラジル、マレーシアからの発表は今回はなかったが、旧ソ連からの参加があったのが注目される。

共賛団体として、今回新たにイタリアのATI、フランスのS. F. T.およびオーストラリアのI. E. Aust.が加わり、合計8団体の共賛を得ることができて、ますます国際色豊になったが、オーストラリアからの発表は結局一件もなかった。ASMEからの共賛は前回と同様今回も得られず、共賛団体の中にASMEを書き入れることはできなかったが、上述のように、発表件数(およびお参加者数)でアメリカが最も多かったことは特筆すべきことである。

今回の横浜大会のTechnical Programの企画は論文委員会(当初9名、後に12名)を中心にして進められた。論文委員会は89年10月2日の第1回論文委員会で、高田前論文委員長からの引継およびガイダンスを受けて本格的に活動を開始した。本論文委員会では特定の人に幹事をお願いすることはせず、委員全員が幹事になって仕事を分担することにした。なお、議事録を書く必要から、日産自動車(株)の佐々木委員に書記をお願いすることにした。最初の数回の論文委員会では、90年3月発行予定の1st Circularに向けて、横浜大会における論文発表の規模、予算、セッション構成、日程等について検討し、以下の基本方針を定めた。

1991年の横浜大会では、前回を上回る数の論文が寄せられであろうと予想されたが、予算および会場の関係から、4室並行して4日間というのが妥当なところであり、前回と同等の規模、すなわち発表予定総数は約130件、予算は前回実績よりの値上がり分約20%増ということで計画を進めることにした。日程としては、前回および前々回の日程を参考にして表1のように決めた。なお、論文予備申込は不要で、論文概要のみでよいと思われたが、投稿予定論文を事前に把握しておく、論文概要校閲委員の選定等に都合がよいということ

で、従来通りのプロセスをとることにした。しかし、結果的には手間を増やしただけだった。

講演発表はすべて英語で行うことにし、通訳は、これまでの経験から技術論文のsessionでは不要であり、特別講演とPanel Discussionの質疑・討論のときにのみ逐次通訳を付けることにした。

Proceedingsについては、Discussion等を含めた正式のProceedingsの発行は多大の経費と労力を要するので行わず、前回と同様に受理された本論文を3分冊のBound Volumeとして印刷製本し、会場で登録者に配布することにした。

このほか、日本および欧米のガスタービンの動向についての特別講演を企画すること、最近関心の高い技術的なテーマについて数個のOrganized Sessionを設けること、さらに、環境問題との関連において、ガスタービンの将来性について討論するPanel Discussionを企画することにした。なお、1st Circularに記載するとき、環境“問題”と書くのは好ましくないとのことで、“Environmental Concerns”と書くことにした。

以上の基本方針を1st Circularに記載して、論文の応募状況と論文概要の到着を待つことにした。待つと言っても、ただ座して待つて居たわけではなく、論文委員会のメンバーはもとより、実行委員会の多くの人に頼んで、海外の知人に勧誘方をお願いしたことは言うまでもない。

特別講演については、旧ソ連のSosounov教授より“ソ連における航空用ガスタービンの開発とその民生への応用”と題する講演申込があり、これには総会講演用と注記してあったので、これを“The Technology of Aviation Engines in the USSR”というタイトルで講演してもらうことにした。日本については、セラミックガスタービンの開発を中心にわが国のガスタービン関連の国家

表1 論文関係の日程

項 目	年 . 月 . 日
(1) 論文発表予備申込締切	90 . 6 . 30
(2) 論文申込締切	90 . 9 . 30
(3) 論文概要(Abstract)締切	90 . 11 . 30
(4) 論文概要採否決定通知	91 . 1 . 31
(5) 本論文締切	91 . 4 . 30
(6) プログラム編成完了	91 . 5 . 31

プロジェクトの紹介を“Advanced Gas Turbine Projects in Japan”というタイトルで工業技術院の永松壮一開発官にお願いすることにした。同氏はその後、長期海外出張されたので、同じ研究開発官の本城薫氏が引き継がれて講演された。ヨーロッパに関しては、大槻委員がスイスのABB社と交渉して、W. Endres教授が“The Current Status of Gas Turbines in Europe”というタイトルで講演することになった。アメリカについては、秋葉委員が東芝を通じてGE社と交渉し、R. F. Hoeft氏が“Advanced Gas Turbine in the USA”というタイトルで講演をすることになった。ところが、最新の情報を集めて講演するには、講演直前までのデータが必要であり、Mr. Hoeftの特別講演は予稿無しで行うとの手紙が届いた。原稿締切りが早すぎたと思ったので、8月になって再度催促したところ、最終印刷に入る直前に原稿が届いて、Proceedingsに収録しすることができた。旧ソ連の急変でSosounov教授が来日してくれるかどうか最後まで心配だったが、Welcome Receptionで彼に会ったときは感無量のものが有った。

技術論文の応募状況は、国内に関しては前回とほぼ同じであったが、海外からは、中国以外の国からの応募がいま一つ伸び悩んだ。論文概要締切後もさみだれ的に論文概要が届き、校閲終了段階で、国内77編、国外85編（中国42編）であった。校閲は年末年始の忙しい時期と重なったが、校閲委員のご協力により91年1月20日頃までにほぼ完了した。校閲結果を考慮して慎重に審議して、国内60編、国外58編（中国16編）を採用することにした。

これらの技術論文を分野別に分類して、当初32のTechnical Sessionと四つのOrganized Ses-

sionに編成した。Technical Sessionは、空気力学・諸流れ8、伝熱・冷却4、航空機2、熱交換器・材料2、燃焼器・エミッション5、過給器・セラミックス3、サイクル・性能2、設計・制御2、振動・計測4セッションであった。関心の高いテーマで、まとまりのよいものとして、サージング・旋回失速、コジェネ関係、発電用セラミックス、燃焼・エミッションはOrganized Sessionに編成した。また、1論文は過給器関係のOrganized Sessionに組み入れた。その後、航空機関係のセッションは二つとも消滅しそうになったが、IHIの関係者の努力によって生き延びた。設計・制御関係のセッションが一つになり最終的に31セッションになった。また、本論文未到着や、発表のキャンセルなどがあり、技術論文の発表数でまとめると表2のようになる。

上記四つのOrganized Sessionも含めて眺めてみると、今回の技術論文関係の特徴は次のようにまとめることができる。空気力学関係は、数の上では前回とほぼ同じであるが、純数値流体力学関係の論文は減少し、失速流れ等への応用がなされている。コンバインドおよびコジェネ関係は論文数は減っているが、新しい利用形態や運転経験が発表されている。環境関連の要求から、燃焼器およびエミッション関係の論文が非常に多くなっているのが注目される。また、セラミックスの実用化に関する論文が多く、そのほとんどが国内からのものであったのも注目された。

Organized Sessionは、上記四つのテーマのほかに、論文委員会で組織した航空機関係と過給器関係のテーマを加えて、合計六つのSessionを企画実施した。タイトルと担当者および発表件数は次の通りである。

表2 Technical Sessionにおける論文発表

技 術 分 野	S e s s i o n 数	発 表 論 文 数
空 気 力 学 , 諸 流 れ 関 係	8	1 6
伝 熱 , 燃 焼 器 , エ ミ ッ シ ョ ン 関 係	9	2 3
要 素 , 性 能 , セ ラ ミ ッ ク ス 関 係	9	2 6
振 動 , 制 御 , 計 測 関 係	5	1 3

- (1) Rotating Stall and Surge in Compressors  
(井上・永野委員担当, 5 発表)
- (2) Energy Saving Systems and Cogeneration  
(秋葉委員担当, 4 発表)
- (3) Ceramics for Gas Turbines for Power Generation  
(梶, 森下委員担当, 5 発表)
- (4) NO<sub>x</sub> Abatement Combustors  
(田丸委員担当, 6 発表)
- (5) Prospective Advanced Propulsion Engines for Commercial Transports Towards the 21st Century—From Subsonic to Supersonic Flights  
(青木委員担当, 6 発表)
- (6) Automotive Turbochargers  
(佐々木委員担当, 7 発表)

上記のように、(1)～(4)は技術論文を中心に編成したものである。(5)は青木委員が担当して、IHI の協力のもとに粘り強い努力の結果成立したものである。(6)は佐々木委員が担当して編成したものである。(1)と(2)、(3)と(4)、(5)と(6)をそれぞれ2室並行して行ったが、いずれのセッションでも多くの出席者があり、大変好評であった。

Panel Discussion は、本国際会議の締めくくりとして、最終日の10月31日の午後に開催された。そのタイトルは“Future Role of Gas Turbines for Power Generation—Energy Saving and Environmental Aspects”であった。環境関連を含めると問題が複雑になり、まとまり難いものとなるため当初実現が危ぶまれたが、これを担当した大槻委員の多大の努力のお蔭で、この難しい

テーマをまとめていただいた。これについては、別稿で詳しく述べられるので省略する。

Technical Program で発表された技術論文、特別講演、Organized Session および Panel Discussion において発表された論文は、発表キャンセル論文も含めて、Proceedings (3 分冊、本文総計973 頁) に収録され、会議の登録者全員に配布された。

討論を活発にするために、前回同様、事前討論の依頼を行うことにした。推薦してもらった討論者の住所を探して発送するのには大変な時間と労力を要した。事前討論依頼というのは日本独特のもので、もう少し改善方を検討したいものである。

Authors' Meeting は、当初適当な会場が確保できず取りやめも考えたが、午前の部と午後の部に分けて、二つの小部屋を使用してうまく実施することができた。

以上、1991年国際ガスタービン会議横浜大会を振り返ってみると、ガスタービンの需要はますます増加し、関心が高まっている中での開催であったが、湾岸戦争と旧ソ連のクーデタ未遂事件という予想しなかった世界的な事件が起こり、先行き不透明な中で諸企画を進めることになった。しかし、論文委員会諸兄の献身的な努力、ならびに校閲委員として、座長として快く協力していただいた多くの人々のお蔭で、無事に、横浜大会を終了することができて感謝に耐えない次第である。

最後に、本横浜大会の事務局として、超過勤務はもとより、度々休日出勤までしてご協力いただいた(株)コンベックスのスタッフの方々に心からお礼申し上げる。

## 展 示

(株)日立製作所 久保田 道雄

今回の展示会は国際会議場に隣接した展示専門会場として平成3年10月12日に完成したばかりの「パシフィコ横浜」展示 A ホール (3300m<sup>2</sup>) で10

(平成4年1月16日原稿受付)

月28日(月)より31日(木)までの4日間にわたり行われました。(写真1)

最近のエネルギーと地球環境保全への対応策として、電力会社における高効率コンバインドプラント、産業界のコージェネレーション、高性能航

- (1) Rotating Stall and Surge in Compressors  
(井上・永野委員担当, 5 発表)
- (2) Energy Saving Systems and Cogeneration  
(秋葉委員担当, 4 発表)
- (3) Ceramics for Gas Turbines for Power Generation  
(梶, 森下委員担当, 5 発表)
- (4) NO<sub>x</sub> Abatement Combustors  
(田丸委員担当, 6 発表)
- (5) Prospective Advanced Propulsion Engines for Commercial Transports Towards the 21st Century—From Subsonic to Supersonic Flights  
(青木委員担当, 6 発表)
- (6) Automotive Turbochargers  
(佐々木委員担当, 7 発表)

上記のように、(1)～(4)は技術論文を中心に編成したものである。(5)は青木委員が担当して、IHI の協力のもとに粘り強い努力の結果成立したものである。(6)は佐々木委員が担当して編成したものである。(1)と(2)、(3)と(4)、(5)と(6)をそれぞれ2室並行して行ったが、いずれのセッションでも多くの出席者があり、大変好評であった。

Panel Discussion は、本国際会議の締めくくりとして、最終日の10月31日の午後に開催された。そのタイトルは“Future Role of Gas Turbines for Power Generation—Energy Saving and Environmental Aspects”であった。環境関連を含めると問題が複雑になり、まとまり難いものとなるため当初実現が危ぶまれたが、これを担当した大槻委員の多大の努力のお蔭で、この難しい

テーマをまとめていただいた。これについては、別稿で詳しく述べられるので省略する。

Technical Program で発表された技術論文、特別講演、Organized Session および Panel Discussion において発表された論文は、発表キャンセル論文も含めて、Proceedings (3 分冊、本文総計973 頁) に収録され、会議の登録者全員に配布された。

討論を活発にするために、前回同様、事前討論の依頼を行うことにした。推薦してもらった討論者の住所を探して発送するのには大変な時間と労力を要した。事前討論依頼というのは日本独特のもので、もう少し改善方を検討したいものである。

Authors' Meeting は、当初適当な会場が確保できず取りやめも考えたが、午前の部と午後の部に分けて、二つの小部屋を使用してうまく実施することができた。

以上、1991年国際ガスタービン会議横浜大会を振り返ってみると、ガスタービンの需要はますます増加し、関心が高まっている中での開催であったが、湾岸戦争と旧ソ連のクーデタ未遂事件という予想しなかった世界的な事件が起こり、先行き不透明な中で諸企画を進めることになった。しかし、論文委員会諸兄の献身的な努力、ならびに校閲委員として、座長として快く協力していただいた多くの人々のお蔭で、無事に、横浜大会を終了することができて感謝に耐えない次第である。

最後に、本横浜大会の事務局として、超過勤務はもとより、度々休日出勤までしてご協力いただいた(株)コンベックスのスタッフの方々に心からお礼申し上げる。

## 展 示

(株)日立製作所 久保田 道雄

今回の展示会は国際会議場に隣接した展示専門会場として平成3年10月12日に完成したばかりの「パシフィコ横浜」展示 A ホール (3300m<sup>2</sup>) で10

(平成4年1月16日原稿受付)

月28日(月)より31日(木)までの4日間にわたり行われました。(写真1)

最近のエネルギーと地球環境保全への対応策として、電力会社における高効率コンバインドプラント、産業界のコージェネレーション、高性能航

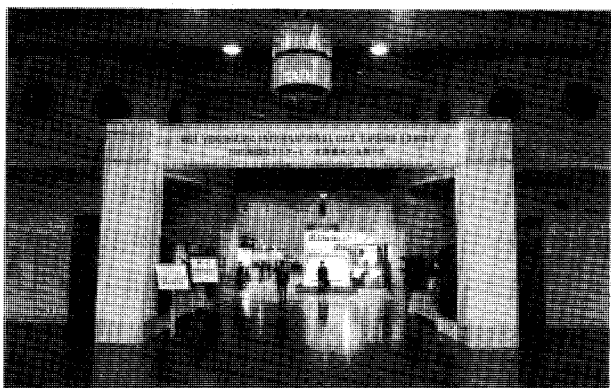


写真1 展示会場入口

空用エンジン、自動車用のターボチャージャーやガスタービンエンジンなど多方面にわたるガスタービン関連の新技术、新製品、および技術開発の動向などに対する関心の高まりを反映して今回の展示会は参加頂いた出展社数も入場者数も共に多く、大変盛況で、関係者の間での有意義な情報交換の場を提供することが出来て成功裡に終了致しました。

出展社数は40社で合計小間数は134小間(1小間の大きさは2.7m×2.7m)であり、1987年の展示会に比べ参加小間面積で13倍となっております。(先回はホテルの大会議室を使用したため1小間の大きさも1.8m×0.9mと小さくまた面積制限がありました、今回は展示専門会場でありスペースの余裕が充分ありました。)

出展社の募集は本学会の賛助会員及び学会誌等に広告をのせて頂いている会社を対象に依頼しました。外国のメーカーの出展はそれぞれ特に関係の深い賛助会員にお願いして多数紹介して頂くことが出来ました。輸入代理店は勿論ですが例えば富士電機(株)とシーメンス(KWU)との共同出展や川崎重工業(株)によるABBガスタービンの紹介等により、ヨーロッパの技術にも接することが出来ました。

日本におけるガスタービン関連の技術研究組合にお願いし、その研究内容を心よく紹介して頂いたのも大変有意義でありました。

- アドバンス・コージェネレーション技術研究組合
- 石炭ガス化複合発電技術研究組合
- 石油産業活性化センター(自動車用セラミックガスタービン)

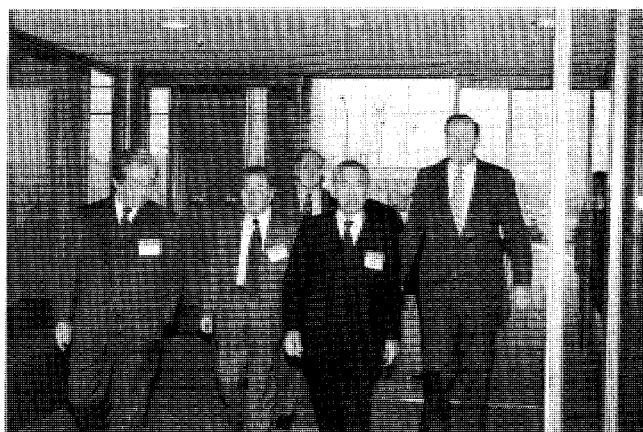


写真2 前列左より平山, 高田, 田中, アマコスト氏

- 超音速輸送機用推進システム技術研究組合
- NEDO 燃料・貯蔵技術開発室(300KW 級セラミックガスタービン)

更に(財)電力中央研究所よりも石炭ガス化複合発電に関連するガスタービンの低NO<sub>x</sub>燃焼器やセラミック燃焼器, セラミック静翼などの展示があり、技術研究組合の展示とあわせ、わが国における技術開発動向を知る上で大変貴重な機会を提供頂いたものと、関係各位のご協力に主催者として厚くお礼申し上げます。

心配されていた不順な天候も幸い回復し、入場者数は3200名と予想を上廻る出足となり、出展各社の期待にも沿うことが出来ました。

VIP としては駐日米国大使のアマコスト氏がGE ジャパン社の案内で31日に来場され、主催者側よりも田中英穂組織委員長、高田浩之実行委員長、平山直道学会長が対応されました(写真2)。その他にも、東京電力(株)宮原副社長を始めとして、電力会社の幹部の方々があいついで見えられ、コンバインドプラントに対する関心の深さが伺われました。

展示された製品、技術の主な動向を以下若干紹介します。

### 1. 高効率コンバインドサイクルプラント

主なガスタービンメーカーは1300°C級のアドバンストガスタービンを主機とした高効率コンバインドサイクルプラントの導入に力を入れて紹介していた。

これら最近商用化されつつある発電用大容量ガスタービンは進んでいるジェットエンジンの技術を大巾に活用して高性能化を計っているのが各社

に共通してみられる特長である。これらの技術としては材料、コーティング、空冷技術（フィルムクーリング、リターンフロークーリング、タービュレンスプロモーター等）、各コンポーネントの効率向上技術などが主なもので各ブースで紹介されていた。例えばGE社ではCF 6 の動翼と150 MWF7F の動翼のカットモデルで空冷法の相似性を説明していた。

各社とも商用化時期に相違はあるが、主な仕様は出力は60Hz機で150MW級、50Hz機で210 MW級、圧力比14~16、動翼入口ガス温度1,260~1300°C級、比出力約350KW/(kg・s<sup>-1</sup>)程度でほぼ同一となっている。

ローター系の編成もコンプレッサー及びタービンは一軸で、二軸受で支持され、コンプレッサー側（コールドエンド）で発電機を駆動し、タービン側は軸流方向に排気しコンバインドプラントとして排熱回収ボイラへの接続を容易にしている点も各社共通である。

わが国も平成6年以降にこれら1300°C級ガス

タービンを主機とする高効率コンバインドサイクルプラントが運転開始する計画であり、参加者と展示各社の説明員との間で熱心な討論が行われていた。

GE社は最大の展示スペース（写真3）を活用して、1990年6月に世界で最初に営業運転を開始したヴァージニア電力チェスターフィールド発電所における出力150MWのF7Fガスタービンによるコンバインドプラントの運転状況（1991年9月末現在 運転時間8400HR、起動回数、150回、信頼性99%）及び1991年8月自社内で定格速度、無負荷の試運転を実施した50Hz用の出力212 MWF 9 Fガスタービン（世界最大出力）の紹介をパネル及動翼などの部品で展示していた（写真4）。

三菱重工業(株)もWH社と共同開発した501 F150MWアドバンストガスタービン(60Hz)、及び50Hzへのスケールアップ機701F221MW機の紹介をパネルやモデル（写真5）、高温部品の展示、更にビデオを活用し多彩に紹介していた。(株)日立製作所では大容量コンバインドサイクルプラントの主要構成機器を総合的に紹介しており、特に150MWF7Fアドバンストガスタービンに再熱式蒸気タービンおよび発電機を一軸で結合した出力220MW、プラント効率（HHV）48%級の一軸コンバインドプラントの大形カットモデル（写真6）が注目を引いていた。

又排熱回収ボイラのモデルやプラント全体を高性能で制御する専用制御装置のパネルなどでコンバインドプラントの全体構成を詳しく紹介すると共に最近営業運転した中国電力(株)柳井発電所と九州電力(株)新大分発電所などの建設記録のビデオも

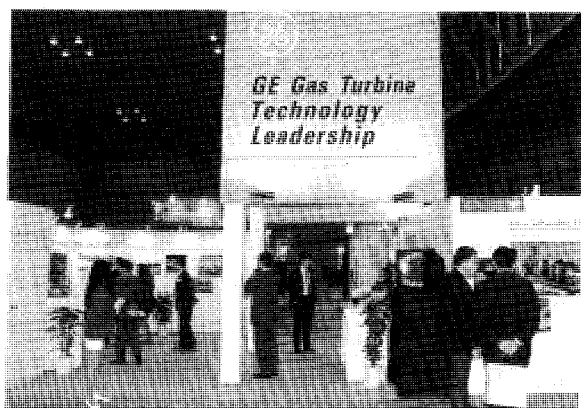


写真3 GEのブース



写真4 9 F ガスタービンの動翼（1, 2, 3段）

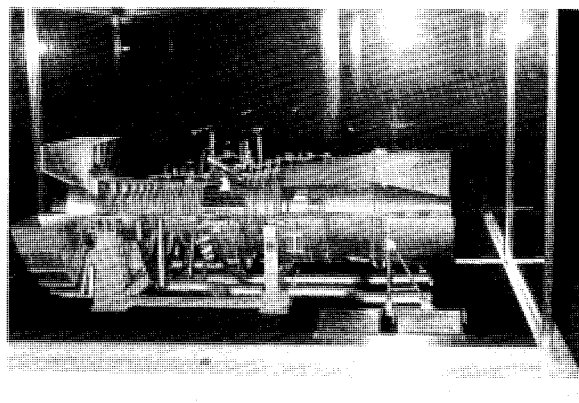


写真5 三菱 701 F ガスタービンモデル

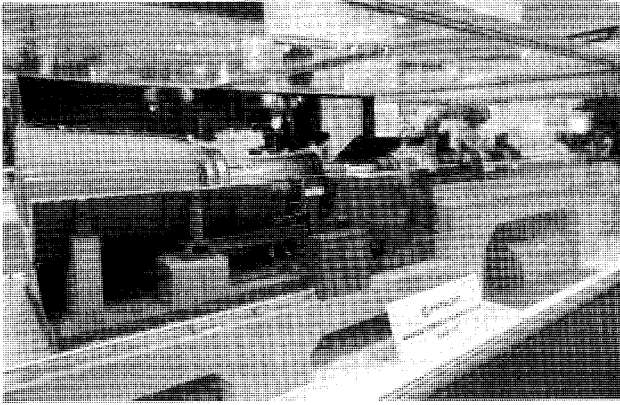


写真6 日立 左よりガスタービン、蒸気タービン、発電機



写真8 GUDモデル(左)、ハイブリッドバーナー(右)

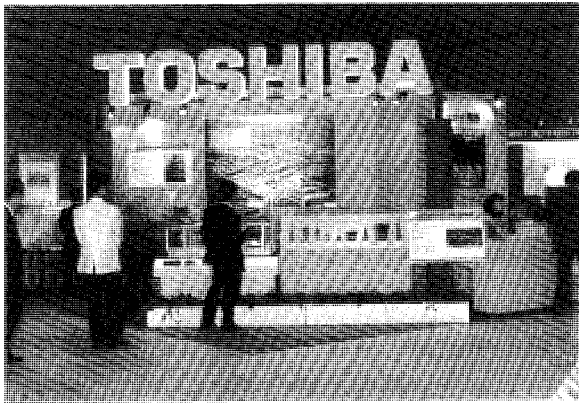


写真7 15MW 動・静翼とモデル

興味深かった。

(株)東芝は1300°C級15MW ガスタービンの動・静翼およびモデル(写真7)およびドライ低 NOx 燃焼器、触媒燃焼器、セラミック関係では燃焼器、動・静翼など要素開発の展示を行うと共に石炭ガス化複合発電技術研究組合のパイロットプラント用に開発した1 GCプラント動特性シミュレーターの実演を行い注目をあびていた。

富士電機(株)とシーメンス(KWU)の共同出展のブースではガスタービン2台と蒸気タービン1台で構成される標準設計のコンバインドプラント(GUDプラント)(写真8)及び次世代アドバンスト機の原形機として1990年に試運転が完了したV64型ガスタービン(60/50HZ 共用、出力60MW)のモデルが紹介されていた。V64のスケールアップ機として60HZ 用 V84.3出力139MW の工場試運転が1991年末に、50HZ 用 V94.3出力200MW の工場試運転が1992年末に予定されている。

## 2. 低 NOx 燃焼器の導入

脱石油、エネルギーの多様化および環境面よりクリーンエネルギーとしての天然ガスが大容量コンバインドサイクルプラントに使用されているので排ガス対策としてはNOxの低減が最重要テーマであり、各社とも従来主として行われていた燃焼器内に水又は蒸気を噴射する湿式法でなく、燃焼改善によるドライ方式の低 NOx 燃焼器の導入を開始している。この低 NOx 化技術として各社とも共通しているのは安定した拡散燃焼と NOx の発生の低い予混合燃焼の組合せによるものである。

ドライ方式の低 NOx 燃焼器を世界最初に商用化したのは三菱重工業(株)で、東北電力(株)東新潟発電所の701D ガスタービンであるが、引きつづきが国において(株)日立製作所も中国電力、(株)九州電力(株)級ガスタービンで低 NOx 燃焼器を商用化しており、両社共に低 NOx 燃焼器の実物を展示し参加者の注目をあびていた。(写真9, 10)

GE社も独自の低 NOx 燃焼器をつけた80MW ガスタービンがアンカレッジで運転中であり、パネルによる紹介があった。

ヨーロッパ系では大形の燃焼器にハイブリッド形低 NOx バーナーの装備により、より一層低 NOx 化を実現している KWU のシステムがモデルで解りやすい展示をしており、熱心な討論が行われていた。

## 3. 新材料

### (1) 鋳造耐熱合金

ジェットエンジンで実用化されている一方向凝

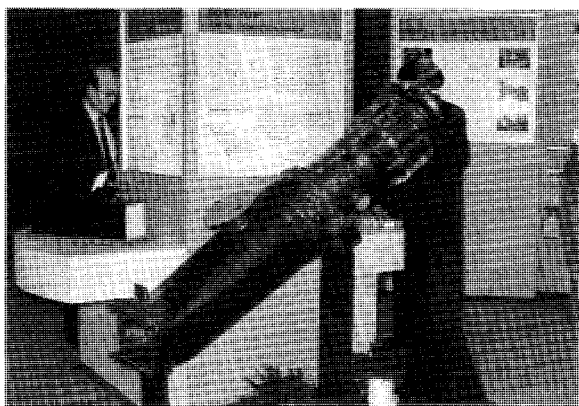


写真9 三菱重工業 低 NOx 燃焼器

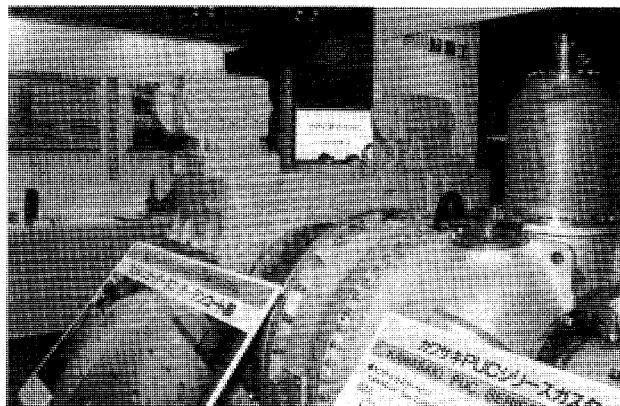


写真11 川崎重工 MIT-13 GT 実機

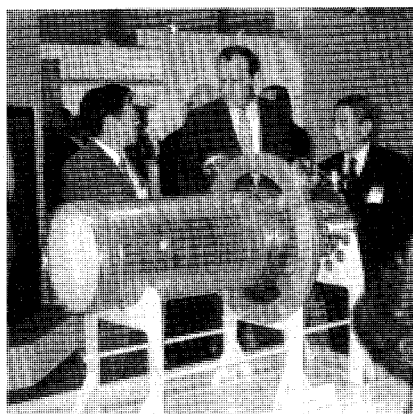


写真10 日立製作所 低 NOx 燃焼器

固柱状晶翼 (DS 翼) 及び単結晶翼 (SC 翼) を発電用ガスタービンに採用する試みが行われており、その紹介が各社で見られた。GE 社の F7F150MW の初段動翼に一方向凝固柱状晶翼が商用化されたがこれは現状で最大寸法である。専門メーカーである小松ハウメット(株)、住友精密工業(株)、三菱マテリアル(株)などとともに三菱重工業、日立製作所、東芝も15~25MW クラスの試作翼 (各 DS 及 SC 翼) の実物展示を行っていた。

小松ハウメット(株)ではジェットエンジン及び発電用ガスタービンの広い範囲の部品の展示に加えてビデオにより精密鋳造品の製造、検査、出荷までの詳細の紹介があり、大変興味深く、専門の展示会ならではの貴重な経験であった。

## (2) セラミック材

セラミックガスタービンの開発も各社で行われており、自動車用、小形、中形発電用と幅広い展示が見られた。

石油産業活性化センター (PEC) ではナショナルプロジェクトとして自動車用セラミックガス

タービンの開発を行っており、開発プロジェクトの内容紹介とともにセラミック部品、エンジン模型を展示していた。トヨタ自動車(株)のブースにもセラミック部品の展示が行われており自動車業界の関心の高さがうかがえた。

NEDO のブースでは300KW 級セラミックガスタービンの高温部品の展示と研究開発の目標、体制などの紹介があった。

20MW クラスの中形発電用セラミック燃焼器と初段動・静翼などの開発が(財)電力中央研究所及び東京電力(株)とメーカーの共同研究で行われているが、今回の展示会でもそれらの成果が展示されていた。

## 4. コージェネレーション

コージェネレーションとしての小、中容量のガスタービンの展示も極めて活況であり、産業界の関心の高さを物語っていた。

川崎重工業(株)ではカワサキ MIT-13ガスタービンエンジンの実機が展示され(写真11)、又PUC シリーズコージェネレーションシステムやチエンサイクルなど実績の多い小容量モデルを主体とした多数のシステムの紹介があった。

三井造船(株)では中容量コージェネレーションを中心としガスタービン及びその部品、更に排熱回収ボイラを含む全体システムをモデルやパネルビデオなどにより多面的に展示していた (写真12)。

富永物産(株)では GM アリソンガスタービン 501-K のカットモデル (写真13)、(株)新潟鉄工所では1300KW 非常用ガスタービンの実機 (写真14)、ヤンマーディーゼル(株)の270PS 一軸ガスタービン実機などが注目をあびていた。

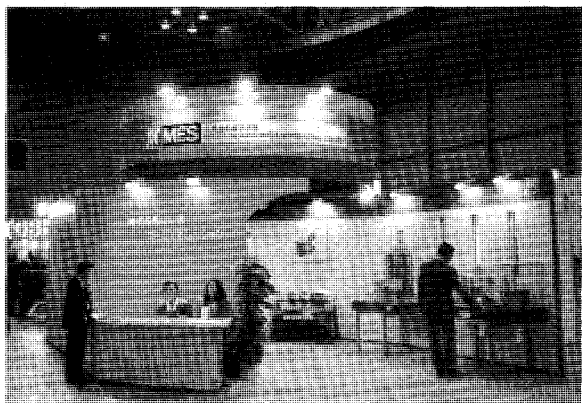


写真12 三井造船 コージェネプラント

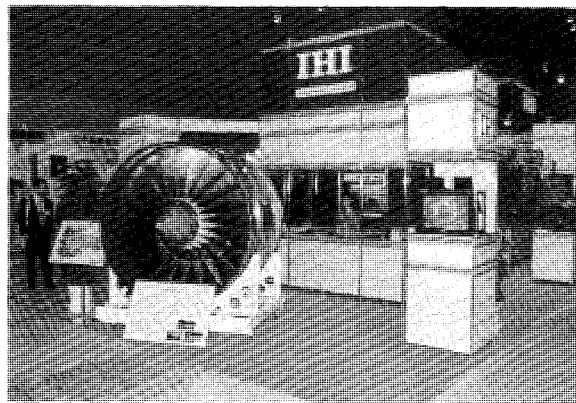


写真15 IHI V-2500 ファンモジュール



写真13 富永物産 アリソンGT 501-K

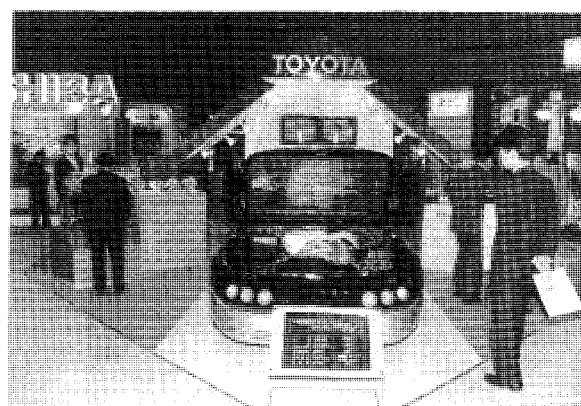


写真16 トヨタ GTV エンジン室



写真14 新潟鉄工 1200KW GT

尚三菱重工業、日立製作所なども中容量の高効率産業用ガスタービンの部品展示を行っていた。

## 5. 航空用エンジン

IHI では国際共同開発した2500ファンエンジンのファンモジュールの実機を展示するとともに、航空宇宙産業を広くビデオで紹介し多数の参加者の注目をあびていた (写真15)。

ナショナルプロジェクトの超音速輸送機用推進

システム技術研究組合ではコンバインドサイクルエンジンの模型とパネルを用いて担当の方が最初に新しい原理について説明しておられた。

## 6. ターボチャージャー

自動車用としてはトヨタ自動車㈱ IHI などが各種のターボチャージャーの実機を展示していた。

三菱重工業は大形の船用ディーゼル用のターボチャージャーの回転部分の実機が注目されていた。

## 7. 自動車用ガスタービンエンジン

トヨタ自動車㈱ではガスタービンエンジン GT41 (Two Way Twin Turbo System) を搭載した実験車トヨタ GTV (写真16) を展示するとともに10月30日に開催されたバンケに VIP を試乗させ中華街まで送るため来場したガスタービンバスを約4時間ほどであったが展示会場搬入口にて公開する機会を得た (写真17)。当日夕方試乗させて頂いたが大変スムーズな乗り心地であった。

## 8. 関連製品

展示会で大変興味深いのは重要部品の各メーカーの専門家より製品を見ながら詳しい説明を聞



写真17 トヨタ ガスタービンバス



写真18 日本ドナルドソン 大形GT用空気フィルター

くことであり、今回も多数の関連製品に接することが出来た。空気フィルターでは日本ドナルドソン(株)(写真18)進和テック(株); フランジ, カップリングではイーグル工業(株)および日本ピラー工業(株); セラミック軸受を光洋精工業(株); 高精度加工法として砥粒流動加工の紹介をエクストールドホーン(株); 監視, 制御システムを新川電機(株), 山武ハネウエル(株)の出展があった。ガスタービンの開発にかかせない各種計測, 試験機の関連出展では(株)オリンパス, 日本コダック(株), 日本ベントリー

(株), (株)日本レーザー, 野崎産業(株), 丸和電機(株), 碌々産業(株)の各社があった。その他米国よりエンジニアリング関連でConcept社, ターボマシナリーインターナショナル誌が参加した。又日本ガスタービン学会も広告活動を行うことが出来た。

今回このように有意義な展示会を実施することが出来たことは出展各社の熱意の成果であり, 展示委員一同厚くお礼申し上げます。

## パネル討論

川崎重工(株) 大槻 幸雄

### 1. 概要

1991年国際ガスタービン会議横浜大会のパネル討論会は, 最終日の10月31日の午後に, “Future Role of Gas Turbines for Power Generation -Energy Saving and Environmental Aspects” という題目で, 約3時間にわたって活発に行われた。ガスタービンの将来の役割は興味があり, 約200名が参加した。全体の司会を川重の大槻が行い, 大形ガスタービンに関してはABB社のKehlhofer, 小・中形ガスタービンに関してはMWM社のHeinrichが司会した。

最初に大槻が, 今回の討論会の意義を説明し,

引き続いて7人のパネリストによって, 約20分間のスピーチを行い, それぞれのスピーチの後, 約3分間の質疑応答を行った。更に全てのスピーチの終了後, パネリスト全員が壇上に集まり, 約20分間, 参加者を交えた自由討論が行われた。最後に, Kehlhofer および Heinrich によって締め括りのコメントがなされた。スピーチの数を減らすか時間をもう少しとって討論の時間を多くとる方が良いと思われた。

### 2. 論文題目と発表者

パネル討論会は, 次のような内容で行われた。

13: 30~13: 35

Introduction by Dr. Y. Otsuki

13: 35~14: 45

(平成4年2月7日原稿受付)



写真17 トヨタ ガスタービンバス



写真18 日本ドナルドソン 大形GT用空気フィルター

くことであり、今回も多数の関連製品に接することが出来た。空気フィルターでは日本ドナルドソン(株)(写真18)進和テック(株); フランジ, カップリングではイーグル工業(株)および日本ピラー工業(株); セラミック軸受を光洋精工業(株); 高精度加工法として砥粒流動加工の紹介をエクストールドホーン(株); 監視, 制御システムを新川電機(株), 山武ハネウエル(株)の出展があった。ガスタービンの開発にかかせない各種計測, 試験機の関連出展では(株)オリンパス, 日本コダック(株), 日本ベントリー

(株), (株)日本レーザー, 野崎産業(株), 丸和電機(株), 碌々産業(株)の各社があった。その他米国よりエンジニアリング関連でConcept社, ターボマシナリーインターナショナル誌が参加した。又日本ガスタービン学会も広告活動を行うことが出来た。

今回このように有意義な展示会を実施することが出来たことは出展各社の熱意の成果であり, 展示委員一同厚くお礼申し上げます。

## パネル討論

川崎重工(株) 大槻 幸雄

### 1. 概要

1991年国際ガスタービン会議横浜大会のパネル討論会は, 最終日の10月31日の午後に, “Future Role of Gas Turbines for Power Generation -Energy Saving and Environmental Aspects” という題目で, 約3時間にわたって活発に行われた。ガスタービンの将来の役割は興味があり, 約200名が参加した。全体の司会を川重の大槻が行い, 大形ガスタービンに関してはABB社のKehlhofer, 小・中形ガスタービンに関してはMWM社のHeinrichが司会した。

最初に大槻が, 今回の討論会の意義を説明し,

引き続いて7人のパネリストによって, 約20分間のスピーチを行い, それぞれのスピーチの後, 約3分間の質疑応答を行った。更に全てのスピーチの終了後, パネリスト全員が壇上に集まり, 約20分間, 参加者を交えた自由討論が行われた。最後に, Kehlhofer および Heinrich によって締め括りのコメントがなされた。スピーチの数を減らすか時間をもう少しとって討論の時間を多くとる方が良いと思われた。

### 2. 論文題目と発表者

パネル討論会は, 次のような内容で行われた。

13: 30~13: 35

Introduction by Dr. Y. Otsuki

13: 35~14: 45

(平成4年2月7日原稿受付)

Panelists' Speech, Chairmaned by Mr. R. Kehlhofer and Co-chairmaned by Dr. Y. Otsuki

(1) The Role of Gas Turbines to Decrease the Emission of Green House Gas (IGTC-123)  
Dr. H. Shimizu (National Inst. for Environmental Studies, Japan)

(2) Advanced Combined Cycles as Shaped by Environmental Externality (IGTC-124)  
Mr. D. M. Todd (General Electric Company, USA)

(3) Various Applications of Gas Turbines to Enhance the Efficiency and Environmental Compatibility of Fossil-Fired Generation (Oral Presentation)

Mr. John S. Joyce (Siemens AG/KWU, FRG)

(4) The Future Role of Gas Turbine as a Core Engine of Power Generation (Oral Presentation)

Mr. I. Fukue (Mitsubishi Heavy Industries, Japan)

14: 45~15: 05

Coffee Break

15: 05~16: 00

Panelists' Speech, Chairmaned by Mr. H. Heinrich and Co-Chairmaned by Dr. Y. Otsuki

(5) Operating Experience of Small Gas Turbine Cogeneration Systems Using NOx Reduction Controls (IGTC-127)

Mr. M. H. Jones (Solar Turbines incorporated, USA)

(6) Future Role of Gas Turbines Cogeneration in Generating Power, Saving Energy and Maintaining the Environment (IGTC-128)  
Mr. K. Takagi (Mitsui Engineering & Shipbuilding, Japan)

(7) History and Prospect of Gas Turbine Application for Emergency Power Generation in Japan (IGTC-129)

Mr. H. Noda (Meidensha Corporation, Japan)

16: 00~16: 20

Supplementary Remarks by Panelists and Audience participation

16: 20~16: 25

Brief Overview by Mr. R. Kehlhofer

16: 25~16: 30

Concluding Remarks by Mr. H. Heinrich

### 3. スピーチおよび討論

討論会の初めに、大槻はChairmanのMr. R. Kehlhofer(ABB Power Generation Ltd, Switzerland)およびMr. H. Heinrich(MWM Diesel U. Gas Technik GmbH, Germany)を紹介し、次のごときKeynote Speechを行った。即ち、エネルギー節約と環境問題は人類にとって最も重要な一つであり、ガスタービンが此の問題に対して、どれ程寄与をし得るかが関心事である。大きく分けて、環境問題前半、大形ガスタービンによるコンバインドサイクル、小・中形ガスタービンによるコージェネレーションおよび緊急用・非常用発電設備の四分野に就いて、日本および外国の異なった研究機関や製造会社から斯界の専門のパネリストを選び、スピーチと問題提起をしてもらった。最後にガスタービン・メカはガスタービンの効率向上、信頼性・耐久性の向上およびコストダウンを真剣に行うことによって、コンバインドサイクル発電所やコージェネレーション・システムを全世界にできるだけ多数設置し、人類の幸福繁栄に貢献することが、責任であり、義務であるとの認識が必要であると結んだ。

引き続き、各パネリストにより次のごときスピーチと討論があった。

(1) 清水は図1のごとく、住宅地域(R&C)、交通機関および工業地帯からのCO<sub>2</sub>排出量の状況を説明した。そして各々の分野に対して、ガスタービンを用いることにより、CO<sub>2</sub>の排出量を

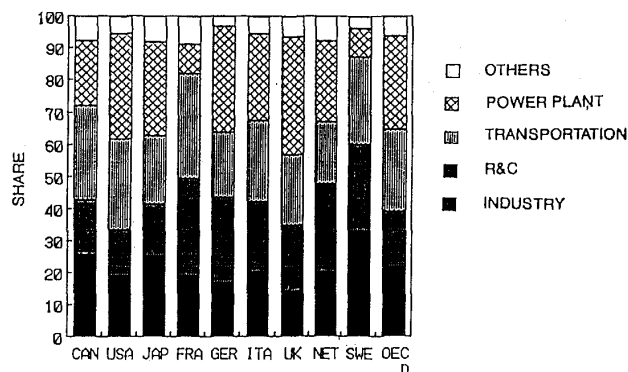


図1 Share in CO<sub>2</sub> Emission by Sectors from OECD Countries

大いに減ずる可能性が大きいことを述べた。又、そのためにガスタービンの効率を上げることと  $\text{CO}_2$  を減らすことが重要であると強調した。

- (2) Todd は図2を用いて、将来、液体およびガス焚きの高効率ガスタービンおよびコンバインドサイクルが増加することを示唆した。ガスタービンの技術改善、Dry Low  $\text{NO}_x$  および Integrated Gasification Combined Cycle(IGCC)について詳しく説明した。ガスタービンの技術改善は航空用エンジンの技術を用いる必要性を述べ、又、IGCC は石炭直焚の発電所に比して経済性も良く低い  $\text{NO}_x$  であると説明した。
- (3) Joyce は Siemens 社の low  $\text{NO}_x$  燃焼器や、ガスタービンの効率向上の研究について説明し、Dry low  $\text{NO}_x$  燃焼器による信じ難い程の素晴らしい成果を発表した。余りにも low  $\text{NO}_x$  のため議長の Kehlhofer および参加者から突込んだ質問がなされた。

- (4) 福江は12枚のグラフを用いて大形ガスタービンの将来像を明解に説明した。興味ある説明であったが、割当時間が短か過ぎた。主な点を述べると、

- ガスタービンの設置台数は急上昇しており、蒸気タービンを追い抜く勢いにある。
- ガスタービンに要求される役割は、トッピングサイクルとして高温であること、環境汚染が少ないことおよび信頼性が高いこと。
- 産業用ガスタービンの入口温度は、図3のごとく航空エンジンのレベルに追いついてきた。
- コンバインドサイクルの効率は、タービン入口温度に比例して上昇しており、次世代ガスタービンでは、タービン入口温度1500～

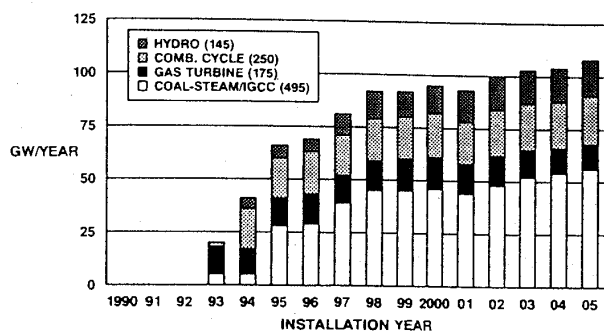


図2 Uncommitted Worldwide Capacity Additions by Technology Type

1600°Cで効率50% (HHV) の時代に入ろうとしている。

- e. 図4のごとくタービン入口温度は上昇する一方、 $\text{NO}_x$  低減の要求は厳しくなっている。低  $\text{NO}_x$  化に対しては、予混合燃焼が一般に採用される。
- (5) Jones は 1～10MW の コージェネレーションに使用されている50台以上の小形タービンの  $\text{NO}_x$  低減技術に関する運転経験を詳しく説明し有意義であった。水噴射が  $\text{NO}_x$  低減に非常に効果があることを示した。その他、SCR(Selective Catalytic Reduction)についても貴重な経験を説明した。
- (6) 高木はガスタービンは、将来非常に有望なエンジンで、そのコージェネレーションシステムは、エネルギーの有効利用および熱電比を柔軟に制御できる最適なものであり、将来大きな役割を演ずると説明した。そして効率向上および  $\text{NO}_x$  低減の研究に大いに努力する必要があると主張した。

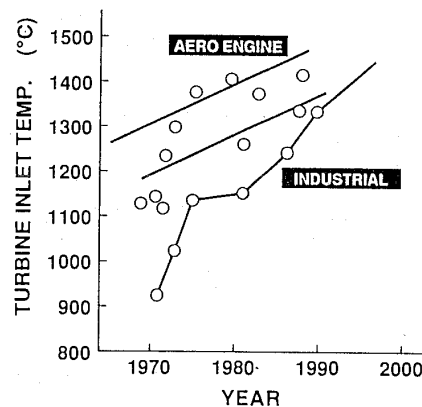


図3 The Trend of Turbine Inlet Temp.

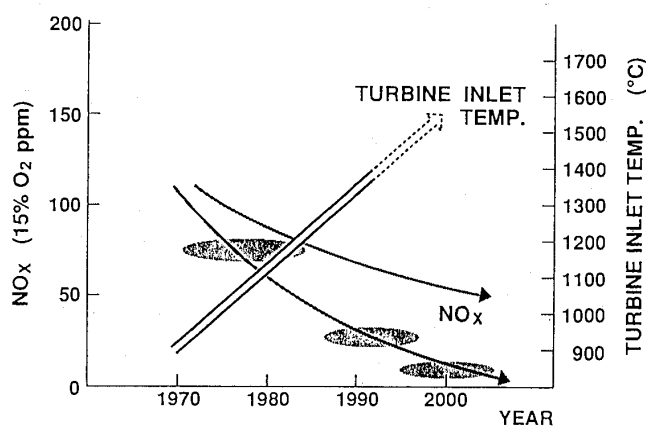


図4  $\text{NO}_x$  Reduction

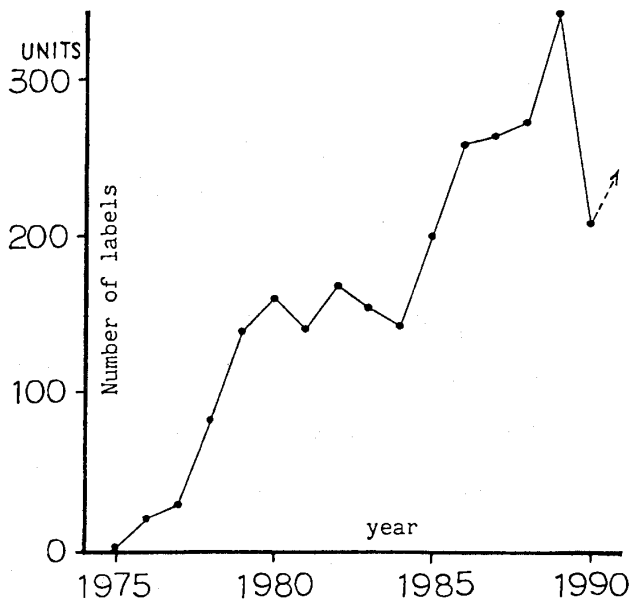


図5 Number of the Quality Assurance Labels Issued for Gas Turbine Generating Sets

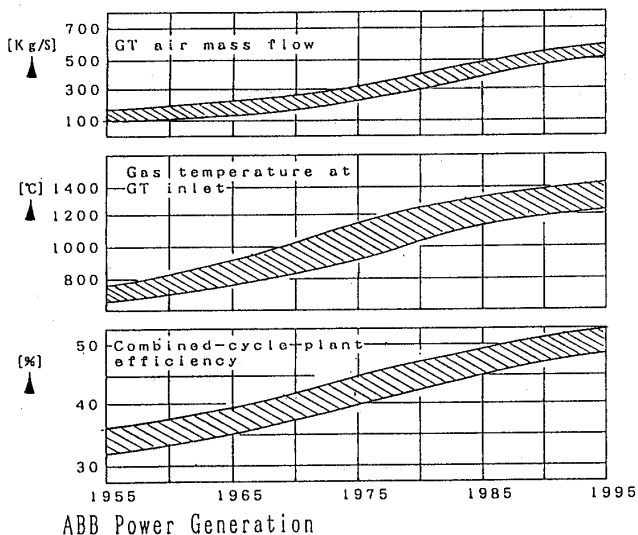


ABB Power Generation

図6 Efficiency Development of GT&CC

(7) 野田は日本では消防法により緊急用発電設備の設置が義務づけられており、又、銀行や金融機関の大形コンピューターの非常用 Back up 電源として、ガスタービンの保守の容易さ、高い起動の信頼性や極めて優れた電気特性等の長所により、大いに愛用され、ガスタービン発電設備の大きな需要が見込まれると述べた。図5は日本のガスタービンの年代による設置台数の推移を示したものである。1990年に台数は減っているが、今後は順調に増加するとの説明があった。

表1 Emission laws(TA-Luft)in FRG for Industrial Gas Turbines

Exhaust Volume	< 60,000 m <sup>3</sup> /h	> 60,000 m <sup>3</sup> /h
CO	< 100 mg/m <sup>3</sup>	> 100 mg/m <sup>3</sup>
Smoke No. (Bach.)	< 4	< 2
Nox Based on Fuel Input < 100 MW	150 mg/m <sup>3</sup> Gasfuel 200 mg/m <sup>3</sup> Liquidfuel	

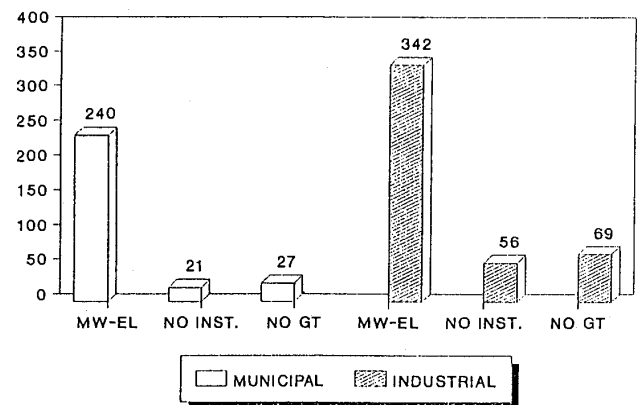


図7 COGEN-Installations in FRG with Gas Turbines

#### 4. 総 括

議長 of Kehlhofer は7枚のグラフを用いて、ABB社の高効率大形ガスタービンの開発プログラムを説明し、ガスタービンの将来の方向を示した。図6はその一つである。

又、もう一人の議長 of Heinrich は西独に於けるコージェネレーションの設置台数に関するグラフと Emission law を示した。Table 1 は Emission law の値を示し、図7はガスタービンのコージェネレーション設置台数を示す。彼のコメントは、総てのコージェネレーション装置は Low(TA-Luft)に従わねばならないことと、この TA-Luft は非常に厳しいものだが、将来、効率を落とすことなく達成できると確信しており、従って小形ガスタービンを用いたコージェネレーションの市場は大きい、ということであった。

聴衆は、このパネル討論会を通して、ガスタービンの将来の役割が非常に大きいことを認識するとともに、ガスタービン製造会社の技術者は、ガスタービンの効率向上および NO<sub>x</sub> 低減の努力を払うことに大いに勇気づけられたと思う。

## 英文誌 Bulletin 購入のお願い

Bulletin 編集委員会

委員長 梶 昭次郎

会員の皆様には学会誌のほかに英文誌 GTSJ Bulletin が毎年1回発行されていることをご存じでしょうか。Bulletin は1987年から始まり、既に4巻が出ています(写真1)。1987年および1991年に開かれた本会主催のガスタービン国際会議では、登録者全員にそれぞれ1987年版および1990版のBulletin が配付されましたので、会議に出席された方はご存じのことと思います。

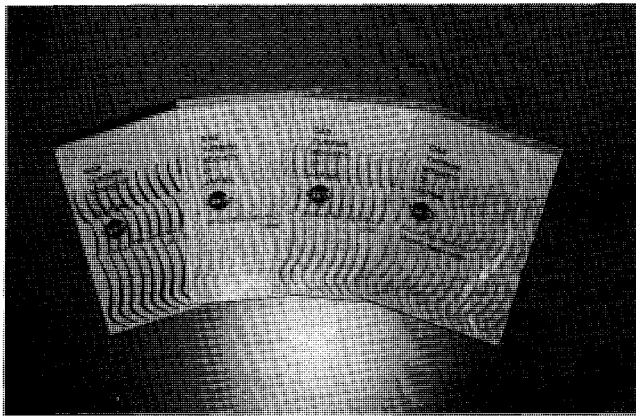


写真 1

英文誌 Bulletin は日本ガスタービン学会の活動および日本におけるガスタービン関連の研究、開発、生産等の動向を広く海外に知ってもらうために発行しているものです。海外の関係団体約300個所に無料配付しています。ご承知の通り、本会は会員こそ2000人規模の小さな学会ですが、国内における活動はもとより、4年に一度国際会議や展示会を開催するなど、活動が極めて活発な学会です。また、ガスタービンという特定の専門領域を代表する国内唯一の学会でもあります。このような学会として、国内から外国向け情報発信源である英文誌 Bulletin を発行することは、学术交流のうえで極めて有意義なことであるばかりでなく、本会が主催する国際会議への外国からの参加者を増やすことや、やがては外国学会との協調関

係強化、外国会員の増加など、本会の発展に結び付いて行くもの、と編集委員会では考えています。

しかし、Bulletin の発行、海外配付に際して財政的には苦しいものがあります。現在財源としては、国際会議開催の特別会計からの予算と、広告料および Bulletin の販売料が充てられていますが、収支は毎年赤字というのが実情です。海外向けは無料配付なので、販売先は国内向けとなりますが、その大口は賛助会員（企業）であり、個人会員の購入は決して多くありません。

はたして英文誌 Bulletin は個人会員にとって魅力ないものでしょうか。1991年版 Bulletin の目次（次ページ）をご覧ください。日本のガスタービン技術の紹介として、セラミックスと数値解析をとり上げました。昨年秋に行われた国際ガスタービン会議横浜大会の様子をかなり詳しく報告しています。会議で行われた日本のガスタービン関係の国家プロジェクトを紹介する特別講演はその全容を、オーガナイズドセッションやパネルディスカッションは概要を掲載しています。また、ガスタービン関係の新製品紹介や、生産動向も記述しています。これらの情報は個人会員にとっても有益なものが少なくありません。外国の方と接触する折りなどにご利用いただくと便利なことも多いかと思われます。実際、Bulletin 編集委員会では、事情が許すなら Bulletin を個人会員全員に配付することが望ましい、との議論も多いのです。また、個人会員にとって魅力的な Bulletin とするため、英文論文の投稿を認めてはどうかといった議論もされています。

Bulletin 編集委員会としては、多数の個人会員の方が Bulletin を実際に手にし、内容に目を通し、評価して下さることを希望しています。できる限り多くの会員の声を編集に反映して柔軟に対応して行くことが、Bulletin を個人会員にとっても、国外送付先にとっても魅力的なものとするにつ

ながると信じています。そこで個人会員の皆様に  
 お願いします。まず一度 Bulletin を購入して手に  
 取ってみて下さい。その上で Bulletin に対するご  
 批評、ご意見、ご提案を Bulletin 編集委員会 (学  
 会事務局)宛にお寄せ下さい。Bulletin 発行の趣旨  
 と内情をご賢察の上、会員の皆様のご協力をお願

いします。

1991年版 GTSJ Bulletin は次のような目次内  
 容で、本年 3 月中旬発行の予定です。ご購入を希  
 望される方は本誌とじ込みの振替用紙をご利用下  
 さい。販売は送料込みで 1 部 2000 円です (10 部ま  
 とまると 1 部当たり 1800 円と割引になります)。

## BULLETIN OF GTSJ 1991 CONTENTS

1. [Address by the President]	N. Hirayama	— 1
2. 『Gas Turbine Technology in Japan』		
① [Ceramics]	T. Itoh	— 2
② [Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery]	H. Daiguji	— 8
3. 『1991 Yokohama International Gas Turbine Congress』		
① [Report on 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress]	H. Takata	— 16
② [Special Lecture : Advanced Gas Turbine Projects in Japan]	K. Honjo	— 18
③ 『Reports on Organized Sessions』		
Organized Session I [Rotating Stall and Surge in Compressors]	M. Inoue	— 27
Organized Session II [Energy Saving Systems and Cogeneration]	M. Akiba	— 29
Organized Session III [Ceramics for Gas Turbines for Power Generation]		— 31
	S. Kaji	
Organized Session IV [NOx Abatement Combustors]	T. Tamaru	— 33
Organized Session V [Prospective Advanced Propulsion Engines for Commercial Transports Towards the 21st Century—From Subsonic to Supersonic Flights]		— 35
	M. Itoh	
Organized Session VI [Automotive Turbochargers]	H. Yoshiki	— 37
④ 『Reports on Panel Discussion』		
[Future Role of Gas Turbines for Power Generation—Energy Saving and Environmental Aspect]	Y. Otsuki	— 39
⑤ Reports on 1991 Yokohama International Gas Turbine Exhibit	M. Kubota	— 43
4. 『Abstracts from Recent Technical Papers of GTSJ』		
① [Study of the Jet-Swirl High Loading Combustor]	K. Yonezawa	— 45
② [Unsteady Secondary Flow due to Turbine Rotor-Stator Interaction]		— 46
	A. Yamamoto	
③ [Effect of Rotor-Stator Axial Spacing on the Unsteady Aerodynamics in the Turbine Stage]	K. Hunazaki	— 47
④ [Investigation of Balancing for Automotive Turbocharger with Flexible Rotor]		— 48
	Y. Ushijima	

⑤ [Parallel Processing of Gas Turbine Dynamics Using a Transputer Array]	E. Inagaki	-49
⑥ [Development of Gas Turbine Ceramic Combustion Test Results under Full Pressure with Low Calorific Gaseous Fuel Simulating Coal Gasified Fuel]	T. Tuchiya	-50
⑦ [Comparative Combustion Study on Air Blast and Swirl Atomizers in a Jet-Mixing-Type Combustor]	M. Arai	-51
⑧ [Behavior of Impinging Jet and Recirculating Vortices in a Sudden Expansion Region within a Dump Diffuser]	S. Honami	-52
⑨ [Study of Aerodynamic Mixing for Supersonic Combustors]	M. kawai	-53
⑩ [Study on a Hybrid Catalytic Combustor (2)]	S. Yamanaka	-54
5. [List of Recent Technical Papers for 1991 Annual Conferences of GTSJ]		-55
6. 『New Models and Products』		
① [Optical Blade Vibration Measurement System]	E. Kawashima	-59
② [High Efficiency Turbocharger Type VTR. 4E]	T. Akita	-60
③ [A High Efficiency Gas Turbine of 1000kW for Cogeneration System Use]	S. Sugimura	-61
④ [MITSUBISHI Model MF-61 Gas Turbine]	Y. Nadai	-62
7. 『Technology Trend and Production Statistics of Gas Turbines and Superchargers in Japan in 1991』		
① [Large Industrial Gas Turbines]	M. Wada	-63
② [Medium and Small Size Industrial Gas Turbines]	Y. Omote	-66
③ [Aircraft Gas Turbines]	Y. Hujitsuna	-68
④ [Turbochargers]	T. Takamura	-70
⑤ [Production Statistics of Gas Turbines and Superchargers in Japan in 1990]	T. Honma	-72
8. [GTSJ Activities]		-80
9. [List of Organizations Contributing to GTSJ]		-83
10. [Organization, Bulletin Editorial Committee, and The Gas Turbine Society of Japan]		-90



## 後記

本号は“旋回失速，サージング，フラッタなど“の小特集と1991年国際ガスタービン会議横浜大会の報告を中心に編集いたしました。小特集のテーマとしては、旋回失速，サージング，フラッタなど非定常問題を取り上げ学術的な面と，実用上の面からそれぞれ専門の方々に論説解説いただきました。前回同様のテーマを取り上げたのは，8巻32号（1981年3月号“非定常空力”特集）で，それからすでに11年経過し，この間コンピュータの進歩につれて解析手法も本小特集に記述されている通り二次元から三次元へ，定常から非定常へ線型から非線型へと大幅に進歩しております。実用面でもこれら現象の発生を予知し積極的に制御する手法も取り入れられつつありますが，依然 時として実際に発生して機械の破壊につながる重要な問題であり，より高度な予測技術の進歩が望まれるところです。今

回の小特集号は，永野編集委員長と水木委員の御尽力によるものでありますが，トップレベルの解説が集められており，皆様の参考にご供していただけたものと信じております。

旧ソ連の崩壊による東西冷戦構造の激変により，旧ソ連の軍事技術者のみならず米国の軍事技術者も失業の浮き目であるとか。軍用ガスタービン技術者も例外ではないようで，軍用タービンメーカのレイオフも新聞紙上で伝えられております。これらの人々の持つ高度な技術が民間用ガスタービンの進歩に役立つよう願わざるを得ません。

最後に本小特集号にご多用中にもかかわらず原稿を引受け下さいました方々にお礼を申し上げます。

（伊佐治強彦）

### 〔事務局だより〕

東京は暖かい暖かいといわれていたにもかかわらず，やはりそこは冬で，立春すぎたからお余寒が厳しいこの頃です。でもここ新宿の街のショーウィンドウは春真盛り。ピンク・ブルー・クリーム色と春にはおきまりのパステルカラーがみちあふれています。

さて，世の中春で浮かれているにもかかわらず当事務局は毎年のことながら年度末の〆切に追われていますので当分春は来そうにありません。

今年は日本ガスタービン学会が日本ガスタービン会議として発足してから満20年を迎えます。その記念行事が定期講演会と併せて6月に行なわれるのをはじめとして，昨年国際会議のためにお休みだった特別講座，シンポジウムが復活。またまたもりだくさんの賑やかな一年となりそうです。また昨年，余りにも好評で大勢の方々が参加出来なかった川崎重工の明石・西神工場の見学会も，見学先の御好意で，今年通常の見学会にプラスして特別に開催されることになりました。

そんなこんなで学会誌の会告ページもご案内が一杯。〆切期限に遅れないようどうぞお早めにマークなさってお申し込み下さい。

〔A〕

## 社)日本ガスタービン学会創立20周年 記念事業を実施するにあたって

日本ガスタービン学会  
創立20周年記念事業委員会

### 1. 学会設立から

1971年10月(昭和46年)に、わが国で初の国際ガスタービン会議が、日本機械学会と米国機械学会の共催により開催された。実際の準備と実施に当たった組織委員会と実行委員会のメンバーには、当時ガスタービンに最も関係が深かった人々が集まり、会議の遂行に情熱を傾けた。この会議は大成功に終わったが、これをきっかけとして、懇談の場を以後も継続するため、翌1972年6月(昭和47年)に日本ガスタービン会議が発足することになる。

当初、サロンのような気軽な形で運営し、情報交換・懇談の場とすることが考えられていた。しかし、会報が発行され種々の事業が実施されて、会員規模も増加してくると、社会的にも責任のある団体となることが望まれるようになる。丁度、第2回の国際ガスタービン会議を開催する計画が始まったので、これを機会に公益法人化の準備が進められた。数年の後、1976年6月(昭和51年)に文部省より許可を受け、改称して日本ガスタービン学会が設立された。爾来、今日まで16年が経過し、日本ガスタービン会議の発足を起点に既に20周年を迎えている。

学会創立の引金となった国際ガスタービン会議はその後一層充実したものとなっている。1977年5月第2回国際会議は新生の日本ガスタービン学会が中心となり、日本機械学会、米国 ASME ガスタービン部門の3者共催で、また1983年10月の第3回会議では、英国 IMechE とドイツ VDI が加わって5者協力して開催した。第4回(1987年10月)では米国 ASME の参加は得られなかったものの、フランス S. F. M., 中国工程熱物理が加わった。昨年の1991年第5回会議は、初めて会場を東京外へ移し横浜にて、イタリア ATI, フランス S. F. T., オーストラリア I. E. Aust. を新たな共催学会に迎えて、500名に及ぶ参加者のもとに成功裡

に終わった。会議の一環として毎回企画されるガスタービン機器展示も盛況となり、第5回会議では、米国大使の臨時の訪問もあり、国内外35社の出展と3000名を超える入場者があった。さらに、国際会議にかぎらず、今後の発展は国際交流を除いては有り得ないとの立場から、学会特別会計に国際交流基金が設けられ、1987年には、Bulletin of GTSJ が創刊された。毎年1回発行されて、海外諸団体にわが国のガスタービン技術と工学の成果を紹介している。海外からの団体、個人の入会問い合わせもあり、今後ますます重要視される国際交流へむけて、学会が大きく飛躍すべき時機にあるとも言えよう。

国内活動を見るに、エネルギー問題に関する社会的関心と要請もあって、学会の事業や規模は年毎に活発になっている。設立当初からの定期講演会に加えて、1985年11月より秋季講演会(鹿児島)が開催されるようになり、両講演会は学術講演会として系統的に企画実施されるようになった。またガスタービンセミナー、見学会、技術懇談会、特別講演会、シンポジウムも、ガスタービンやターボ過給機にとどまらず、エネルギー総合問題として多彩に企画され、研究者・技術者の育成と情報交換に継続性のある貢献を果たしている。ガスタービン生産統計は年々実績を重ねるガスタービン・過給機を背景に既に膨大な蓄積となっている。調査研究活動についても、研究協力へ発展することが模索されている。

このような国内外にわたる学会活動を推進し支援する基盤は会員の増強にあらう。1982年創立10周年の会員数1283名、賛助会員数81社から、現在は1675名(内、学生員31名)、賛助会員151社となり、そのカバーする分野もメーカーからユーザーまで次第にひろがりつつある。その一方、会員に対して一層に魅力と説得力のある企画を用意することも重要な課題となり、会員委員会や組織検討

委員会が広い視野から学会活動の再構築を計りつつある。

学会創立より20年、設立当初から活躍された方々の多くから、名誉会員、終身会員として、なお学会運営と活動に支援と指導を頂いているものの、世代交代も次第に進んでいる。設立当初のサロンの雰囲気、献身的協力という学会の特徴を残しながら、次世代の学会体制へ転身することも考慮する時機にきている。会員数の飛躍的増大、支部創設と共にエネルギー関連技術・工学の総合、国際交流の充実と受入体制を確かにした国際的学会への発展等々、数多くのテーマに対する解答が、次の10年間に待たれている。

## 2. 記念事業計画と準備状況

学会創立20周年を記念する事業を準備・実施するために、学会理事会では昨年1991年9月に学会創立20周年記念事業委員会を発足させた。平山直道会長を委員長とし、13名の委員のもとで4回にわたり具体案が検討されてきた。すでに前期理事会(石井泰之助会長)の審議により、本年6月、定期講演会と合わせて記念式典を行うことになっており、この委員会では記念式典の内容、記念特別講演の企画に加えて、表彰制度の充実、研究委員会設立、支部設立、記念出版の可能性等、学会事業の発展を含めた検討を行った。

学術講演会と一貫性を持つ形で記念式典、特別講演また祝賀パーティを企画した。式典では、従来の学会賞にくわえて、新たに設けられた若手技術者研究者を対象とする奨励賞の授与がおこなわれる。以下に当日の内容を簡単に紹介する(詳しくは別掲会告参照)。

6月18日(木) 第20回定期講演会

特別講演

6月19日(金)

午前 第20回定期講演会(第2日)

午後 記念式典

会長挨拶ほか

学会賞授与

記念講演会「ガスタービン開発の課題」など3題目

夜 祝賀パーティ

記念講演会では、ガスタービンの発展に関わる

過去から未来への展望を、社会的エネルギー政策の立場から、国際的航空機エンジン開発の視点から、そしてそれを担う材料開発の立場から、講演して頂く、石炭ガス化複合発電の将来像に関する午前中の特別講演とあわせて、有意義な講演会となることを期待している。

また、各関係学協会の代表の方々から創立20周年を祝うご挨拶を頂く予定でおります。この機会に多くの会員が集まり、賑やかな記念式典を迎えられるよう、改めてご協力をお願いする次第である。

## 3. 日本ガスタービン学会賞奨励賞制定の経過

創立10周年を記念して、日本ガスタービン学会賞として、論文賞と技術賞が制定された。これは、ガスタービン及び過給機に関する工学と技術の発展を奨励するもので、研究論文と新技術の開発の両側面から、これまでに多くの優れた成果を評価し、表彰してきた。創立20周年を迎えるに当たり、奨励賞を設けてさらに表彰制度を充実し、特に新進の会員による萌芽的・独創的な研究と技術の育成と奨励を積極的に図ることとした。学会賞審査委員会および20周年記念事業委員会により、審議を続け、記念式典当日第1日の授与を行う運びとなった。募集については、学会誌平成3年12月号に会告し、論文賞・技術賞と共にすでに学会賞審査委員会で審査が進められている。

なお、このほか学会への貢献に対する功労賞などについても検討が続けられている。

## 4. その他

以上の記念事業とは別に、新年度に発行される会誌(12月号を予定)を特集号に予定し、記念式典の報告、記念講演の内容、学会賞受賞論文・技術・奨励研究の紹介、各方面からの祝辞などが盛り込まれたものとなる予定である。さらに、創立後20年の間に、学会関係にも多くの変遷があり、ガスタービン・過給機の生産技術、利用技術、これを支援する計測制御、材料開発などに瞳目すべき発展があった。これらの歴史と今後の動向を有意義な形でまとめるべく、編集委員会と連携しながら、検討を続けている。

**(社)日本ガスタービン学会創立20周年記念行事および定期講演会  
に関するお知らせ**

本学会は、昭和47年6月に日本ガスタービン会議として発足し、その後昭和51年6月に社団法人日本ガスタービン学会に改組され、現在にいたっております。本年6月には丁度満20年を迎えます。この機会に、ガスタービン定期講演会と合わせ、下記のような内容で記念行事を企画致しました。記念式典と記念講演のあと、祝賀パーティーも用意致しております。

是非とも多くの会員の方々に、お誘い合わせてご参加いただけますようお願い申し上げます。

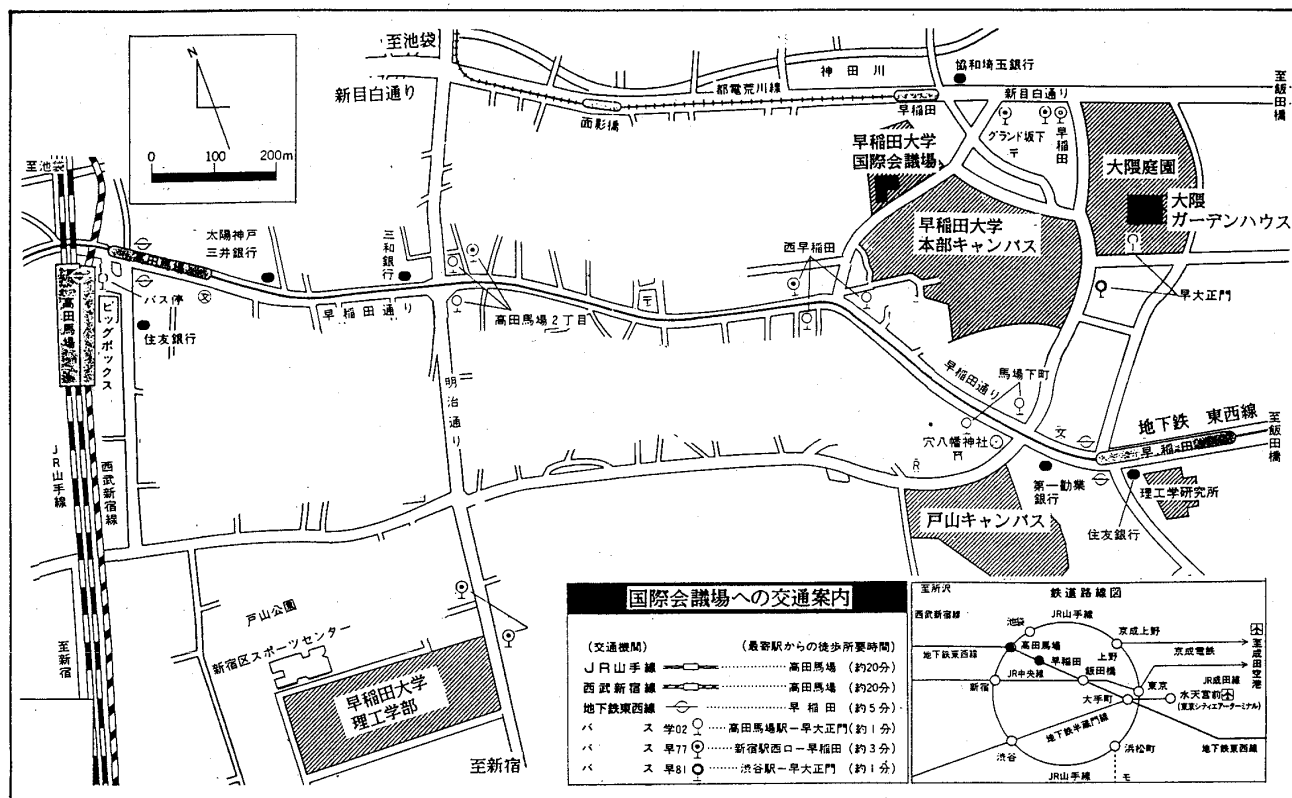
**記**

**(社)日本ガスタービン学会創立20周年記念行事  
第20回ガスタービン定期講演会**

- (1) **開催日**：平成4年6月18日(木)、19日(金)
- (2) **会場**：早稲田大学国際会議場（早稲田大学構内、案内図参照）
- (3) **内容**：
- |             |                                  |                  |
|-------------|----------------------------------|------------------|
| 6月18日       | 第20回ガスタービン定期講演会                  | 会議場3階会議室         |
|             | 特別講演                             | 会議場1階井深大記念ホール    |
| 6月19日（午前）   | 第20回ガスタービン定期講演会                  | 会議場3階会議室         |
| 6月19日（午後）   |                                  |                  |
| 13：30～14：30 | <b>創立20周年記念式典</b>                | 会議場1階井深大記念ホール    |
|             | 実行委員長挨拶                          |                  |
|             | 会長挨拶                             |                  |
|             | 来賓祝辞                             |                  |
|             | 学会賞授与                            |                  |
| 14：50～17：20 | <b>記念講演</b>                      | 会議場1階井深大記念ホール    |
|             | I)「ガスタービン開発をめぐる思い出と今後の課題」        |                  |
|             | 飯田庸太郎氏（三菱重工業㈱）                   |                  |
|             | II)「ジェットエンジン開発における国産技術と国際協力（仮題）」 |                  |
|             | 伊藤源嗣氏（石川島播磨重工業㈱）                 |                  |
|             | III)「次世代先進材料の研究開発動向と展望（仮題）」      |                  |
|             | 坂本 昭氏（財次世代金属・複合材料研究開発協会）         |                  |
| 17：40～20：00 | <b>祝賀パーティー</b>                   | 大隈ガーデンハウス        |
|             |                                  | 会議場より徒歩5分（案内図参照） |
- (4) **参加登録費**（20周年記念行事と定期講演会の参加者を同一に扱い、参加者には講演論文集を配布致します。祝賀パーティー参加費を含みます。）
- 正会員 7,000円（事前登録 6,000円）
- 学生員 3,500円（事前登録 3,000円）
- 事前登録期限** 平成4年5月29日(金)
- 事前登録者には講演論文集をお手もとにお送りします。
- 事前登録方法**
- 定期講演会へ登録される方は、改めて登録する必要はありません。
- 20周年記念行事・祝賀パーティーだけに参加される方は、官製はがきに「創立20周年記念行事参加申込」と明記し、1) 氏名、2) 会員資格、3) 会員番号、4) 勤務先、5) 連絡先、6)

送金額、送金方法及び送金予定日を記入し事務局あてお申し込み下さい。送金方法については、本誌「第20回ガスタービン定期講演会」会告をご参照下さい。

(5) 記念行事・学術講演会会場（早稲田大学国際会議場）への案内



## 第20回ガスタービン定期講演会

共 催 (社)日本ガスタービン学会 (幹事学会), (社)日本機械学会

期 日 平成4年6月18日(休), 19日(金)

会 場 早稲田大学国際会議場 (早稲田大学本部前)

東京都新宿区西早稲田1丁目

(JR「高田馬場」よりバス, または地下鉄東西線「早稲田」より徒歩5分)

### プログラム

6月18日(休)

(\*印 講演者)

A 室		B 室	
9:00	<p>《オーガナイズドセッションⅠ》「燃焼の数値シミュレーション」 (オーガナイザ水谷幸夫)</p> <p>(a) 非燃焼噴霧</p> <p>A-1 噴霧流中の液滴挙動の計測と数値シミュレーション</p> <p>*岡本達幸 (阪大工), 高城敏美, 梶 俊和 (富士写真フィルム), 島崎勝義 (阪大院)</p> <p>A-2 常温場における二流体噴霧の生成と流動</p> <p>*金 永珠 (東北大院), 稲村隆夫 (東北大工), 永井伸樹, 奥山 将 (東北大院)</p> <p>A-3 循環流を伴う流れ場における噴霧燃焼計算</p> <p>*池田裕二 (神戸大自), 山水敏浩 (神戸大院), 栗原昇, 中島 健 (神戸大工)</p>	9:00	<p>《一般講演Ⅰ》</p> <p>(a) 圧縮機, タービン, エンジンの開発Ⅰ</p> <p>B-1 マッハ5クラス高性能インテークに関する研究</p> <p>坂田公夫 (航技研), 柳 良二, 村上 哲, 進藤重美, 野田順一, 本阿彌眞治 (東理大工), 田中厚成,</p> <p>*白石和雄 (IHI)</p> <p>B-2 産業ガスタービン用軸流圧縮機の遷音速入口段の開発</p> <p>*加藤泰弘 (日立製作所), 柏原康成, 石井 博, 津田吉弘, 柳田光昭</p> <p>B-3 軸流・遠心結合型小型圧縮機の開発</p> <p>*橋本啓介 (川崎重工)</p>
10:15		10:15	
10:30	<p>《オーガナイズドセッションⅡ》</p> <p>(b) 噴霧燃焼</p> <p>A-4 噴霧燃焼シミュレーションによるガスタービン燃焼器燃焼特性の予測</p> <p>*古畑朋彦 (東北大工), 丹野庄二, 三浦隆利, 宮淵吉洋 (富士石油), 安部利男 (三井造船), 嬉 一雄</p> <p>(c) 乱流燃焼</p> <p>A-5 乱流燃焼モデルとその影響因子の検討</p> <p>*安田俊彦 (日立造船), 香月正司 (阪大工), 水谷幸夫</p> <p>A-6 燃焼による層流化現象のモデリング</p> <p>*李 昌彦 (豊橋技科大), 小沼義昭</p>	10:30	<p>《一般講演Ⅱ》</p> <p>(b) 圧縮機, タービン, エンジンの開発Ⅱ</p> <p>B-4 混流タービンの研究</p> <p>*大脇良文 (日本工大), 渡辺高幸, 松木正勝</p> <p>B-5 C/C ラジアルタービンロータの研究 (第1報 試作およびコールドスピントテスト)</p> <p>*新島健二 (東邦レーヨン), 筒井康賢 (機械技研), 阿部裕行, 林 正裕 (東洋レーヨン)</p> <p>B-6 超小型ターボジェットエンジンの概要</p> <p>*神津正男 (防衛大), 田村健一, 鶴野省三</p>
11:45		11:45	
昼 休 み			
13:00	特別講演「各国における石炭ガス化複合発電の現状と将来」東京電力(株)開本部 開発研究所 小林繁鋪		
13:50			
14:00	<p>《オーガナイズドセッションⅢ》</p> <p>(d) 乱流燃焼Ⅱ</p> <p>A-7 乱流拡散火炎における変動の特性</p> <p>*山下博史 (名大工), 櫛田玄一郎, 井戸田敏博, 竹野忠夫</p> <p>A-8 乱流拡散火炎の NO の Emission Index の予測</p> <p>*竹野忠夫 (名大工), J.Driscoll (ミシガン大), 西岡牧人 (名大工), 森 智章</p>	14:00	<p>《一般講演Ⅲ》</p> <p>(c) エンジン要素の開発</p> <p>B-7 遠心プロワの低流量域特性と騒音</p> <p>*太田 有 (早大理工), 土屋丈春 (早大院), 大田英輔 (早大理工), 田島清瀬</p> <p>B-8 回転蓄熱式熱交換器のシール洩れ特性 (第1報)</p> <p>*赤尾好之 (三菱自工), 酒井逸朗, 古賀 忠 (イーグル工業), 伊藤正伸</p>
14:50		14:50	

15:05	《オーガナイズドセッションⅣ》 (e) パルスジェット, 超音速燃焼 A-9 パルスジェット燃焼の数値シミュレーション * 林 光一 (名大工), 菱田 学 (名大院) A-10 バックステップ後方噴射による超音速燃焼の数値解析 * 藤森俊郎 (IHI), 安藤安則, 河合理文, 大森保紀	15:00	《一般講演Ⅳ》 (d) 性能解析, サイクル計算 B-9 コア分離型超高バイパス比ターボファンエンジンの性能解析1) * 松田幸雄 (航技研), 杉山七契, 斎藤喜夫, 遠藤征紀 B-10 可変定圧タービン静翼によるターボファンの全効率改善効果 * 根本 勇 (SSP)
16:05	(f) 総括・自由討論	16:20	B-11 プレイトン-プレイトンサイクル複合発電の最適化 竹矢一雄 (徳島大工), * 高谷拓也

6月19日(金)

(\*印 講演者)

A 室		B 室	
9:00	《一般講演Ⅴ》 (e) 燃焼器Ⅰ A-11 ガスタービン燃焼器の排出微粒子に関する研究 * 田邊秀明 (金沢工大), 佐藤豪, 尾花 充 (川崎重工) A-12 噴流混合型燃焼器による高圧下の噴霧燃焼 * 新井雅隆 (群大工), 中曾伸二 (三菱重工), 廣安博之 (広大工) A-13 希薄予混合燃焼器における圧力の影響 * 畦上 修 (慶大院), 川口 修 (慶大理工)	9:00	《一般講演Ⅶ》 (g) 流れ場の数値解析 B-12 軸流圧縮機動・静翼列システム内の過渡流れに関する2次元圧縮性 N-S 数値シミュレーション * 加藤 大 (早大院), 太田 有 (早大理工), 大田英輔, 千葉薫 (IHI) B-13 遠心タービン流れ場の3次元数値解析 * 山根 敬 (東大院), 長島利夫 (東大工) B-14 改良型 k-ε 乱流モデルを使用した遷移境界層の数値解析 * デバシス・ピスワス (東芝), 福山佳孝, 荒木達雄
10:15		10:15	
10:30	《一般講演Ⅵ》 (f) 燃焼器Ⅱ A-14 天然ガス用複合型触媒燃焼器の基礎燃焼試験結果 * 小沢 靖 (電力中研), 平野純司, 佐藤幹夫, 雑賀幹人 (関西電力), 渡辺伸次 A-15 メタン燃料ライナ型ラム燃焼器の燃焼問題 * 田丸 卓 (航技研), 下平一雄, 山田秀志 A-16 高速流におかれたVガッタ後流の乱流特性 * 細川茂雄 (神戸大院), 湊 将志, 池田裕二 (神戸大自), 中島 健	10:30	《一般講演Ⅷ》 (h) タービン, 圧縮機内の流れ B-15 ディップクリアランスのある二次元タービン翼列の空力特性 * 山崎紀雄 (航技研), 進藤重美, 坂田公夫, 穂刈高志 (IHI) B-16 断面変形を伴って振動する翼列翼にはたらく非定常空気力 * 小林孝雄 (東芝 CAE システムズ), 中山 透 (東海大院), 高田浩之 (東海大工) B-17 後流の影響を受ける非定常平坂境界層に関する研究 (境界層特性の非定常性) 船崎健一 (岩手大工), * 目黒俊勝 (岩手大院), 山脇栄道 (IHI), 山下嘉宏 (岩手大学) B-18 ガイドフェンスによるディフューザ内ねじれ境界層抑制に関する研究 * 新関良樹 (東芝), 酒井俊道 (東理大工)
11:45		12:10	

《参加登録について》

次頁を参照下さい

☆講演会参加登録費

共催学会正会員 7,000円（講演論文集代を含む）ただし、下記期限までに申込送金をされた方にかぎり、6,000円とします。

学生会員 3,000円

会 員 外 12,000円

講演会に参加登録をされた方は、6月19日に講演会に引続いて開催される学会創立20周年記念式典ならびに祝賀パーティーにも無料で出席できます。

☆事前登録方法

官製はがきに「定期講演会参加申込」と明記し、1) 氏名、2) 所属学会及び会員資格、3) ガスタービン学会員の場合は会員番号、4) 勤務先、5) 連絡先、7) 送金額、送金方法及び送金予定日を記入し、事務局宛てお申込み下さい。なお、講演者も参加登録が必要です。

☆事前登録期限

平成4年5月29日(金)

☆送金方法

現金書留（上記事務局宛て郵送）

郵便振替（東京7-179578 (株)日本ガスタービン学会）

銀行振込（第一勧業銀行西新宿支店 普通No.067-1703707(株)日本ガスタービン学会）

☆講演論文集配布

事前登録及び送金を上記期限内になされた方には、論文集を事前にお手もとにお届けします。論文集のみご希望の方には、講演会終了後に残部がある場合にのみ実費にて領布致します。

〈ガスタービン秋季講演会（長崎）〉

共 催 日本ガスタービン学会（幹事学会）日本機械学会

開 催 日 平成4年11月5日(木)

会 場 三菱重工業株式会社 長崎教育センター（長崎市飽の浦 菱重興産ビル内）

内 容 一般講演

特別講演

オーガナイズドセッション

見 学 会 平成4年11月6日(金)

講演申込締切 平成4年7月20日(月)

原稿締切 平成4年9月18日(金)

秋季講演会につきましては、6月号にて詳細をお知らせ致します。

## 〈第17期通常総会・特別講演会のお知らせ〉

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

記

開催日：平成4年4月24日(金)13:00～16:00

会 場：機械振興会館地下2階ホール

### (1) 第17期通常総会

開催時間：午後1時より午後2時30分まで

- 議 事：1) 平成3年度事業報告  
2) 同 決算報告、監査報告  
3) 平成4年度評議員・監事選挙結果報告  
4) 同 役員選出  
5) 同 事業計画  
6) 同 予算  
7) 名誉会員選考委員会報告

### (2) 特別講演会

開催時間：午後3時より4時まで

演題ならびに講師：

「新しい工学教育の動向」 佐藤 豪氏（金沢工業大学学長）

## 〈平成4年度年間行事予定〉

開催予定日	行 事	学会誌会告
平成4年4月24日(金)	第17期通常総会・特別講演会 機械振興会館	平成4年 3月号
5月15日(金)	平成4年度第1回見学会・技術懇談会 川崎製鉄千葉製鉄所	3月号
6月5日(金)	第2回特別講演会 東京理科大 理窓会館	3月号
6月18日(木)19日(金)	第20回定期講演会・20周年記念式典 早稲田大学国際会議場	3月号
7月17日(金)	特別見学会・技術懇談会 川崎重工業明石・西神工場	3月号
9月17日(木)18日(金)	特別講座 鈴鹿サーキット研修場	3月号 6月号
10～11月	平成4年度第2回、第3回見学会	6月号 9月号
11月5日(木)6日(金)	秋季講演会 三菱重工業長崎造船所教育センター	3月号 6月号 9月号
11～12月	シンポジウム	9月号
平成5年1月21日(木)22日(金)	第21回セミナー 川崎産業振興会館	9月号 12月号
2月	評議員選挙	9月号 12月号

## 〈第17期通常総会・特別講演会のお知らせ〉

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

記

開催日：平成4年4月24日(金)13:00～16:00

会 場：機械振興会館地下2階ホール

### (1) 第17期通常総会

開催時間：午後1時より午後2時30分まで

- 議 事：1) 平成3年度事業報告  
2) 同 決算報告、監査報告  
3) 平成4年度評議員・監事選挙結果報告  
4) 同 役員選出  
5) 同 事業計画  
6) 同 予算  
7) 名誉会員選考委員会報告

### (2) 特別講演会

開催時間：午後3時より4時まで

演題ならびに講師：

「新しい工学教育の動向」 佐藤 豪氏（金沢工業大学学長）

## 〈平成4年度年間行事予定〉

開催予定日	行 事	学会誌会告
平成4年4月24日(金)	第17期通常総会・特別講演会 機械振興会館	平成4年 3月号
5月15日(金)	平成4年度第1回見学会・技術懇談会 川崎製鉄千葉製鉄所	3月号
6月5日(金)	第2回特別講演会 東京理科大 理窓会館	3月号
6月18日(木)19日(金)	第20回定期講演会・20周年記念式典 早稲田大学国際会議場	3月号
7月17日(金)	特別見学会・技術懇談会 川崎重工業明石・西神工場	3月号
9月17日(木)18日(金)	特別講座 鈴鹿サーキット研修場	3月号 6月号
10～11月	平成4年度第2回、第3回見学会	6月号 9月号
11月5日(木)6日(金)	秋季講演会 三菱重工業長崎造船所教育センター	3月号 6月号 9月号
11～12月	シンポジウム	9月号
平成5年1月21日(木)22日(金)	第21回セミナー 川崎産業振興会館	9月号 12月号
2月	評議員選挙	9月号 12月号

## 〈平成4年度第1回見学会・技術懇談会のおしらせ〉

平成4年度第1回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので奮ってご参加下さい。

### 記

1. 日 時：平成4年5月15日(金)13:00～16:30
2. 見 学 先：川崎製鉄(株)千葉製鉄所（千葉市川崎町一番地，Tel 0472-62-2376）  
副生ガス焚き145MW 同軸式コンバインドサイクルプラント
3. スケジュール：13:10 JR 内房線，京葉線 蘇我駅 集合  
13:30～13:50 製鉄所概要説明  
13:50～14:10 コンバインドプラントの説明  
14:10～15:30 見学  
15:30～16:00 質疑応答  
16:30 蘇我駅にて解散

### 4. 参加要領

- 1) 定員50名（申し込み超過の場合は抽選，応募者全員にご連絡します）
- 2) 参加ご希望の方は往復ハガキに「川崎製鉄見学」と書き，氏名，所属，連絡先住所（返信ハガキにも），TEL を明記の上，事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。（〆切 平成4年4月10日(金)消印有効）
- 3) 参加費 3,000円（当日受付にてお払い下さい）

## 平成4年度特別講演会

GTSJ 平成4年度第2回特別講演会を，下記の通り計画しております。奮って御参加下さい。

### 記

1. 日 時：平成4年6月5日(金) 14:00～16:00
2. 会 場：東京理科大学 理窓会館3階会議室（新宿区神楽坂2-13-1 Tel 03-3260-0725）
3. 講 師：Joseph. L. Mallardi 氏（HOWMET Corp. 社長）
4. 題 目：精密鑄造の最新技術（仮題）
5. 参加費：無料

尚，最終案内は後日総会開催通知とともにお手元にお届けする予定です。又，本講演会は地方委員会の主催で，関西においても再度開催する計画でしたが，講師のご通合により東京のみの開催となりましたので，地方の会員の皆様も此の機を逃さずにご参加下さい。

## 〈平成4年度第1回見学会・技術懇談会のおしらせ〉

平成4年度第1回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので奮ってご参加下さい。

### 記

1. 日 時：平成4年5月15日(金)13:00～16:30
2. 見 学 先：川崎製鉄(株)千葉製鉄所（千葉市川崎町一番地，Tel 0472-62-2376）  
副生ガス焚き145MW 同軸式コンバインドサイクルプラント
3. スケジュール：13:10 JR 内房線，京葉線 蘇我駅 集合  
13:30～13:50 製鉄所概要説明  
13:50～14:10 コンバインドプラントの説明  
14:10～15:30 見学  
15:30～16:00 質疑応答  
16:30 蘇我駅にて解散

### 4. 参加要領

- 1) 定員50名（申し込み超過の場合は抽選，応募者全員にご連絡します）
- 2) 参加ご希望の方は往復ハガキに「川崎製鉄見学」と書き，氏名，所属，連絡先住所（返信ハガキにも），TEL を明記の上，事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。（〆切 平成4年4月10日(金)消印有効）
- 3) 参加費 3,000円（当日受付にてお払い下さい）

## 平成4年度特別講演会

GTSJ 平成4年度第2回特別講演会を，下記の通り計画しております。奮って御参加下さい。

### 記

1. 日 時：平成4年6月5日(金) 14:00～16:00
2. 会 場：東京理科大学 理窓会館3階会議室（新宿区神楽坂2-13-1 Tel 03-3260-0725）
3. 講 師：Joseph. L. Mallardi 氏（HOWMET Corp. 社長）
4. 題 目：精密鑄造の最新技術（仮題）
5. 参加費：無料

尚，最終案内は後日総会開催通知とともにお手元にお届けする予定です。又，本講演会は地方委員会の主催で，関西においても再度開催する計画でしたが，講師のご通合により東京のみの開催となりましたので，地方の会員の皆様も此の機を逃さずにご参加下さい。

## 〈平成4年度特別見学会・技術懇談会のお知らせ〉

昨年9月13日に開催致しました川崎重工業明石・西神工場見学会が大好評で、定員50名のところ3倍を上回る180余名の参加申込があり、多くの方々が選にもれご迷惑をおかけ致しました。再度開催をという強いご要望と見学先のご好意により、昨年と同一スケジュールで下記の通り開催する運びとなりましたのでご案内申し上げます。

### 記

1. 日 時：平成4年7月17日(金)13:00～17:00
2. 見 学 先：川崎重工業(株)明石工場（明石市川崎町1の1）及び  
西神工場（神戸市西区高塚台2-8-1）
3. 技術懇談会：「ガスタービン部品製造工程の自動化について」  
上村隆夫氏（川崎重工業ジェットエンジン事業部生産技術部長）
4. スケジュール：

13:00 集合	15:00-16:00 西神工場見学
13:10-13:30 概要説明	16:00-16:40 技術懇談会、質疑応答
13:30-14:30 明石工場見学	16:45 解散
14:30-15:00 西神工場へ移動	
5. 参加要領：
  - 1) 定員50名（申し込み超過の場合は抽選、但し昨年選にもれた方を優先。  
応募者全員にご連絡します）
  - 2) 参加ご希望の方は往復はがきに「川崎重工見学」と書き、氏名、所属、役職、年齢、連絡先住所（返信ハガキにも）、TELを明記の上、事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。（※切 平成4年6月12日(金)消印有効）
  - 3) 参加費 3,000円（当日受付にてお払い下さい）

### 死 去 会 員

終身会員 川田正秋君 85才 東京大学名誉教授

平成4年1月16日逝去

ご遺族 港区赤坂8-9-12-502

吉岡 照子 殿

本会に関する記事

昭和47年2月 入会

昭和49年度 GTCJ 第2期評議員

昭和50年度 GTCJ 第3期評議員

昭和61年 終身会員

名誉会員 西脇仁一君 81才 東京大学名誉教授

平成4年1月25日逝去

ご遺族 世田谷区松原6-18-11

西脇 春子 殿

本会に関する記事

昭和50年7月 入会

昭和63年4月 名誉会員

謹しんで 哀悼の意を表します。

## 〈平成4年度特別見学会・技術懇談会のお知らせ〉

昨年9月13日に開催致しました川崎重工業明石・西神工場見学会が大好評で、定員50名のところ3倍を上回る180余名の参加申込があり、多くの方々が選にもれご迷惑をおかけ致しました。再度開催をという強いご要望と見学先のご好意により、昨年と同一スケジュールで下記の通り開催する運びとなりましたのでご案内申し上げます。

### 記

1. 日 時：平成4年7月17日(金)13:00～17:00
2. 見 学 先：川崎重工業(株)明石工場（明石市川崎町1の1）及び  
西神工場（神戸市西区高塚台2-8-1）
3. 技術懇談会：「ガスタービン部品製造工程の自動化について」  
上村隆夫氏（川崎重工業ジェットエンジン事業部生産技術部長）
4. スケジュール：

13:00 集合	15:00-16:00 西神工場見学
13:10-13:30 概要説明	16:00-16:40 技術懇談会、質疑応答
13:30-14:30 明石工場見学	16:45 解散
14:30-15:00 西神工場へ移動	
5. 参加要領：
  - 1) 定員50名（申し込み超過の場合は抽選、但し昨年選にもれた方を優先。  
応募者全員にご連絡します）
  - 2) 参加ご希望の方は往復はがきに「川崎重工見学」と書き、氏名、所属、役職、年齢、連絡先住所（返信ハガキにも）、TELを明記の上、事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受け付けかねますのでご注意ください。（※切 平成4年6月12日(金)消印有効）
  - 3) 参加費 3,000円（当日受付にてお払い下さい）

### 死 去 会 員

終身会員 川田正秋君 85才 東京大学名誉教授

平成4年1月16日逝去

ご遺族 港区赤坂8-9-12-502

吉岡 照子 殿

本会に関する記事

昭和47年2月 入会

昭和49年度 GTCJ 第2期評議員

昭和50年度 GTCJ 第3期評議員

昭和61年 終身会員

名誉会員 西脇仁一君 81才 東京大学名誉教授

平成4年1月25日逝去

ご遺族 世田谷区松原6-18-11

西脇 春子 殿

本会に関する記事

昭和50年7月 入会

昭和63年4月 名誉会員

謹しんで 哀悼の意を表します。

## 平成4年度 ガスタービン特別講座

実用的なガスタービンが世に出て半世紀有余しか経過していないにも拘らず、その技術進歩は急速であり、用途も陸に、空に、海にと拡大してきました。最近の地球環境の保護に関連し、エネルギー変換効率の高いガスタービンは益々重要性を増してきております。この機会にガスタービン技術を客観的に振り返り、それをベースに最新技術の手法を学び、将来動向を探るために本特別講座を企画しました。

本講座は今回で第7回目を迎え、ガスタービン関連の各分野における造詣の深い方々を講師としてお迎えして、最新的话题を提供していただくと共に、講師を囲んでの自由な討論と懇親の場を持つもので、講師や他の参加者の方々と個人的にも親交を深めていただき、今後の技術活動に役立てていただくことを意図しております。

### 記

1) 日 時：1992年9月17日(木)午後1時より

18日(金)午後1時まで

2) 場 所：鈴鹿サーキット研修センター

3) テーマ名：「ガスタービン技術の温故知新」

—開発設計技術の将来を考える—

### 4) 講演内容

- |                        |                                       |
|------------------------|---------------------------------------|
| (1) ガスタービンの歴史          | ・ガスタービンの現状、将来も含めて                     |
| (2) ガスタービン全体設計         | ・サイクル選定                               |
|                        | ・主要パラメータ (TIT, PR 等) 決定               |
|                        | ・主要コンポーネントの型式選定                       |
|                        | ・寿命設定 ・その他                            |
| (3) 圧縮機設計法 (I)：軸流型     | ・設計法の基礎 ・空力設計 ・構造設計                   |
|                        | ・材料選定 ・最近の動向 ・その他                     |
| (4) 圧縮機設計法 (II)：遠心型    | 同上                                    |
| (5) タービン設計法 (I)：軸流型    | 同上                                    |
| (6) タービン設計法 (II)：ラジアル型 | 同上                                    |
| (7) 燃焼器設計法             | ・設計法の基礎 ・燃焼計算法 ・低 NO <sub>x</sub> 化技術 |
|                        | ・材料選定 ・その他                            |

(8) ガスタービン応用技術

- 5) スケジュール：第1日目午後 講演  
                  〃      夜      グループ別討論会 (3グループ)  
                  第2日目午前 総括討論会

- 6) 参加登録費：会員 25,000円  
                  会員外 35,000円

(注) 交通費、宿泊費は別

※詳細は6月号に掲載致します。

## 編集委員会からのお知らせ

### I. 技術論文のカラー印刷について

近年、可視化技術の進歩と普及に伴い、技術論文の投稿者でカラー印刷を希望されるケースが増加しています。しかし、カラー印刷はモノクロに比べ、印刷用紙1枚当たり（会誌4頁分以内に相当）で約10万円の印刷費差額が必要となるのに対し、これを学会で負担するほどの財政的ゆとりはないのが現状です。そこで、暫定的な措置として、カラー印刷に伴う印刷実費差額（会誌1頁分に収まる場合は約10万円、2～4頁に及ぶ場合はさらに1頁当たり数千円程度ずつ）を著者をご負担下さる場合に限り、技術論文のカラー印刷をお認めすることとなっておりますので、念のためお知らせいたします。

### II. 別刷規定について

かねてから、会誌記事の別刷りを著者の希望により有料で追加したいとのご要望がありましたので、これを制度化し、以下のような別刷規定を設け運用していくこととなりましたので、お知らせいたします。

#### 日本ガスタービン学会誌別刷規定〔制定：平成3年9月6日〕

日本ガスタービン学会誌掲載の技術論文、解説記事等についての別刷の作製は、以下の規定に基づくものとする。

##### 1. 別刷作製要求者

著者に限る。

連名の場合には、他の連名著者の了解のもとに、筆頭著者を原則とする。

##### 2. 別刷作製要求時期

原稿の著者校正終了時とする。

##### 3. 別刷作製要求方法

所定の別刷申込書に必要事項を記入し、著者校正原稿と共に印刷所に送付する。

##### 4. 印刷形式

当該論文・記事等に、表紙を付け、製本する。

表紙には、所定のフォームにより、和文および英文標題、著者所属・氏名、掲載誌発行年月、学会マーク、掲載誌発行巻・号を印刷する。

##### 5. 記事の修正

原則として、別刷作製後の記事の修正は認めない。

##### 6. 別刷作製代金

別刷作製代金は次表による。（送料込、消費税別）

カラー印刷を含む場合は、別途、実費差額を要する。

なお、必要に応じて理事会の議を経て改定を行うものとする。

論文・記事等の ページ数	別 刷 部 数		
	50部	100部	200部
1	13,200円	13,800円	15,000円
2	13,700	14,300	15,600
3	14,200	14,900	16,200
4	14,700	15,400	16,800
5	15,300	16,000	17,400
6	15,800	16,500	18,000
7	16,300	17,100	18,600
8	16,800	17,600	19,200
9	17,400	18,150	19,800
10	17,900	18,700	20,400

### Ⅲ. 日本複写権センターの発足と複写権委託に伴う措置について

ご存じのとおり、著作物を複写するには、著作権法によって認められた特別の場合以外は、著作権者の許可が必要です。しかし、その都度許可をえて複写することは、利用者にも著作権者にも不便です。

そこで先進18ヵ国では、複写権を集中的に処理するセンターが設置され、そこが著作権者から複写権の委託を受け、利用者とは利用契約を結んで、一定の料金を取り、複写を許可することによって、著作権者、利用者双方の便宜をはかっています。

日本でも、このような目的をもって「日本複写権センター」が、1991年9月30日に発足し、業務を開始しました。学協会では、このセンター設立に協力するため、かねてから日本工学会、日本農学会、日本歯科医学会、日本薬学会等の学会団体が学協会著作権協議会を組織して、傘下学協会の複写権の集中委託を行ってきました。

本会では先に会誌等の複写権を、前記協議会に委託しましたので、今般下記のような措置をとることとしました。

- ① 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作権については、学会細則に「会誌及び本会発行のその他の刊行物に掲載される記事、論文などの著作権は原則として本会に帰属する」とされています。この学会細則は、普段、会員の目に触れやすいものではないので、著作権の学会帰属をより明確に表示するため、「学会誌編集規定」および「技術論文投稿規定」にその旨を明記する。(資料(a))
- ② 同時に、論説、解説、技術論文、寄書等の原稿表紙に「著作権行使にかかわる諸手続きを日本ガスタービン学会に委任することを承諾する」旨の署名捺印欄を設ける。
- ③ 会誌等の複写権を委託済みであることを利用者が容易に識別できるように、該当する会誌等の目次ページに「複写をされる方に」という表示をする。(資料(b))

なお、学協会著作権協議会では、アメリカ合衆国の複写権センターである CCC (Copy-right Clearance Center) と1991年9月1日付で相互協定を結びました。本会は、前期協議会を通じて CCC にも複写権を委託しましたので、「複写をされる方に」の英文表示も併せ提示します。(同じく資料(b))

なお、日本複写権センターなどの詳細を知りたい方は、次にご連絡下さい。

学協会著作権協議会内日本複写権センター支部  
〒107 東京都港区赤坂 9-6-42-704  
電話 03-3475-4621・5618  
FAX 03-3403-1738

資料(a) (下線部は従来の規定からの変更・追加部分を示す)

学会誌編集規定の改訂部分

第4項 (一部追加) 原稿用紙は、原則として本  
会指定の横書440字詰 (22×20) を使用する。本原  
稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。ワードプ  
ロセッサーを使用する場合は、A4用紙に横書  
きで22字×20行とする。

第9項 (追加) 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。

技術論文投稿規定の改訂部分

第5項 (追加) 本学会誌に掲載される技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

資料(b)

複写をされる方に

本誌 (書) に掲載された著作物は、政令が指定した図書館で行うコピーサービスや、教育機関で教授  
者が講義に利用する複写をする場合等、著作権法で認められた例外を除き、著作権者に無断で複写する  
と違法になります。そこで、本著作物を合法的に複写するには、著作権者から複写に関する権利の委託  
を受けている次の団体と、複写をする人またはその人が所属する企業・団体等との間で、包括的な許諾  
契約を結ぶようにして下さい。

学協会著作権協議会内日本複写権センター支部  
〒107 東京都港区赤坂 9-6-42-704  
Phone 03-3475-4621・5618  
Fax 03-3403-1738

Notice about photocopying

In the U.S.A., authorization to photocopy items for internal or personal use, or the internal or  
personal use of specific clients, is granted by [copyright owner's name], provided that designated  
fees are paid directly to Copyright Clearance Center. For those organizations that have been  
granted a photocopy license by CCC, a separate system of payment has been arranged.

Copyright Clearance Center, Inc.  
27 Congress St.  
Salem, MA 01944  
Phone (508)744-3350  
Fax (508)741-2318

## 学 会 誌 編 集 規 定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介及び書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。
5. 刷り上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁、解説及び技術論文6～8頁、見聞記、速報及び寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース、新製品紹介、書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 原稿は下記宛に送付する。  
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13,  
第3工新ビル  
(株)日本ガスタービン学会事務局

## 技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
  - 1) 投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で、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。
  - 2) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし、1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿（コピー）2部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。

### 日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第19巻 第76号

平成4年3月10日

編 集 者 永 野 三 郎

発 行 者 平 山 直 道

(株)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

TEL (03) 3365-0095

FAX (03) 3365-0387

振替 東京7-179578

印刷所 ニッセイエブプロ(株)

東京都港区西新橋2の5の10

©1988(株)日本ガスタービン学会

本誌に掲載したすべての記事内容は(株)  
日本ガスタービン学会の許可なく転  
載・複写することはできません。