



これからのガスタービン技術

航空宇宙技術研究所 原動機部 松木正勝

ガスタービンを原動機として改良して行くために多くの分野にわたって技術開発が進められて来た。その結果ガスタービンは、その用途として最も適した航空機用エンジンとして大型機用を独占するとともに、最近では小型機用にまで使用が拡大しつつある。一方これらの技術は、産業用ガスタービンの分野にも波及し、最近では各種のガスタービンの性能が向上するにしたがって色々の用途に使われ始めて生産量も増加しつつある。

そこでこの機会に、これからのガスタービン技術の方向について考えて見たい。

1. ガスタービンを含んだトータルシステムとしての熱エネルギーの有効利用の拡大

a) ガスタービンは熱機関であり、その熱効率の向上は第一に要請され、空力設計技術、燃焼器技術、タービン技術、制御技術などの向上を通して改善が計られて来たが、今後共その努力は続ける必要がある。然し要素効率は限界値に近づきつつあり、努力に対して効果が少なくならざるを得ない。従って今後は各所での少しづつの改善を多数集積して、結果として有意な量まで改善をもたらす方法になるであろう。また圧縮機、燃焼器、タービンなど構成要素に対して最適な作動を行わせるために可変静翼、空燃比制御、翼端隙制御など可変機構を適用して効率の向上を計る試みも出て来ると思われる。更に構成要素を組み合わせで行わせる熱サイクルを複雑化して熱効率の向上を計る方向も進められようが、この場合構成要素が常に各々の最高効率点附近で作動する様な制御を行うことによって有効さを確実にすることが出

来る。この様な内蔵する可変パラメーターを目的に応じて制御する事例は益々広がって来よう。

この様な方向によってガスタービンは、最終的には最も熱効率の高い熱機関となり得るものと考えられる。

b) 次にガスタービンの使用状況を見ると、それは動力源であると共に、その属する各種システムの一構成要素として位置づけられ使用され始めており、この様な観点から見ると、トータルシステムとしての性能向上の余地は多分にあると思われる。

工場の自家発電と給熱の組合せシステム、工業団地や住宅団地の地域冷暖房、給熱と発電の組み合わせシステム、大型ビルシステムの中に中小型ガスタービンを要素として組み込み、熱経済を向上させることも可能であり、今後その実際の効率的な運用について細かい検討がなされることが望まれる。

中型以上の発電を主目的とするガスタービンの場合でも、ガスタービンの排熱を利用する複合発電システムとすることによって大巾な熱効率の向上を計ることが可能なので、各国で開発が始められている。

いずれの場合においてもトータルシステムの効率の向上が目標であって、ガスタービンはその構成要素として考える必要がある。ガスタービンのサイクル形式、サイクル圧力比、最高温度、中間冷却、再熱、起動性能、全負荷性能、部分負荷性能、過度特性、排ガス制御など、ガスタービン本体の設計に関わる諸元もガスタービンがシステムに組み込まれた状態で、トータルシステムとして効率が最高になる様に選定されねばならない。ガスタービンは単なる熱機関である以上にシステム

(昭和53年11月11日原稿受付)

の構成要素として重要な位置を占めることになり、他の熱機関よりもよりシステムに密着した形が採り得る。

この様にガスタービンシステムと有機的に組み合わせられることが出来るという特長を持っており、今後大いに生かすべき利点ではないかと思う。

2. 経済性の向上

ガスタービンの用途が拡大し、各種のシステムに組み込まれて来ると、ライフ・サイクル・コストの低減とシステムの寿命の延長により経済性の向上を計ることが重要となって来る。

ここでライフ・サイクル・コストとは、設備購入費、設置費、運転費、維持整備費、耐環境費、撤去廃棄費などそのシステムが出現してから消滅するまでの全費用である。

一方システムの出現から消滅までをそのシステムの寿命とすると、それは機械構造物としての寿命、経済性を維持できる期間、社会からその存在を拒絶されない期間、技術的に意味のある性能を維持出来る期間および感覚的に飽きられない期間などによって支配されており、これらの期間の内最も短いものがそのシステムの寿命となる。

つまりガスタービンおよびそれを含んだシステムを計画する段階から、ライフ・サイクル・コストと寿命を考慮することによって経済性の格段の向上を計ることが出来る。然し実際にはコスト、寿命共に変動要因が多く、計画通りに行かないことが多い。コストについては、燃料価格の変動が今後予測されるし、耐環境費も運用中に増加する恐れもある。寿命については、技術の進歩による相対的性能の低下によるものがこしばらくは一番多いと思われるが、今後は自動車、家電のように感覚的な原因による寿命を考えねばならない時代が来る様に思われる。

3. 信頼性、安全性の向上

ガスタービンは速度型内燃機関であるため、高速回転するロータを持ち、高圧、高温のガスが流れている。従って大きな回転エネルギー、圧力エネルギーなどを内蔵しており、事故によって大きな災害を起す能力をもっている。

その上、このガスタービンが一要素としてシステムに組み込まれることになるため、一要素の故障はシステム全体に影響を与えることになり、要

素およびシステムの信頼性と安全性は非常に重要になる。

信頼性のためには、計画頭初から信頼性設計を取入れると共に製造段階での確認、運転に入った後は運用状態の監視、特定部の定期点検などを継続し、予防保守などによって予定外停止が起きない様にする。然し機械は必ず不具合を起こすものであるから、各所に冗長度を持たせ、計画外停止を防止する様に計画することが望ましい。また最悪の場合でも、出来るだけ安全側に移行する様に計画する必要がある。

この様な安全性の確保に対する要求は、今後益々経済性を越えて最優先項目となるであろう。

以上これからのガスタービン技術の方向に関し三点について述べて見たが、ガスタービン技術もガスタービンが進歩するにつれてその範囲も拡大し、学際的な総合技術が必要となって来るのではないだろうか。

最後に、熱機関に関係する者として21世紀のエネルギー問題について触れておきたい。人類は熱機関を主体とする原動機によってエネルギーの変換利用を行い、その活動範囲を広げ近代文明を築いて来た。その結果エネルギー使用量は指数関数的な増加を続けており、今世紀中に大問題になるものと思われる。さし当りは変換効率を高め、利用率を改善するために熱機関としては前述の様な努力が有効である。然しそれは問題の起る時期をいくらか先に延ばすだけであり、根本的な解決とはならない。根本的には今後の需要に対して有効エネルギーを効率よく発生させるという技術から180°転換して、制約されたエネルギー利用可能量の中で、いかにして生活をして行くかと云う方向に努力の方向を向けねばならないと思われる。

我々エネルギー関係の技術者として、新しい視野に立った発想が求められる時代になりつつあるのではないだろうか。

論説解説

複合サイクルに関するパネル討論会より

東京工業大学 教授 一色 尚次
 ㈱日立製作所 電力事業本部火力計画部 荒川 忠男
 東京芝浦電気(㈱タービン工場) 秋葉 雅史
 三菱重工業(㈱原動機・第一技術部) 岩田 清光
 石川島播磨重工業(㈱ガスタービン設計部) 荒木 巍

1. 司会の辞 (東工大 一色尚次)

昭和53年6月3日13時より機械振興会館の66号室において表記のパネル討論会が4人のパネラート約60名の会員参加の下に開催された。

ガスタービンサイクルとスチームタービンによるランキンサイクルとを組み合わせた複合サイクルは、高い熱効率が期待され、かつ負荷変動への適応性が高く、冷却水所要量も少なく、また燃料種類も広範にできる等々の利点によって、近年内外においてとみにその実績を増し、今後の火力発電の担い手として大きな期待が寄せられている。またムーンライト計画にも高効率ガスタービンとしての複合サイクルが取り上げられようとしている。

この時機にこのパネル討論会が行なわれたのは大へん当を得ているものと思われる。

以下、4名のパネラーにそれぞれの話題を発表して頂くものとする。

2. 複合サイクル発電プラント(日立・荒川忠男)

2-1 複合サイクルプラントの動向 最近の電力事情の推移に伴い、火力発電プラントは従来にも増して高効率が要求されており、ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた複合サイクルが国内でも各方面で検討されている。一方欧米で

は1970年代前半より建設台数および出力とも急増し、図2-1、図2-2に示すように単機容量も大型化してきている。合計出力はそれぞれ9百万kWをこえており、米国では排熱回収方式が、欧州では排気再燃方式が大勢を占めている。

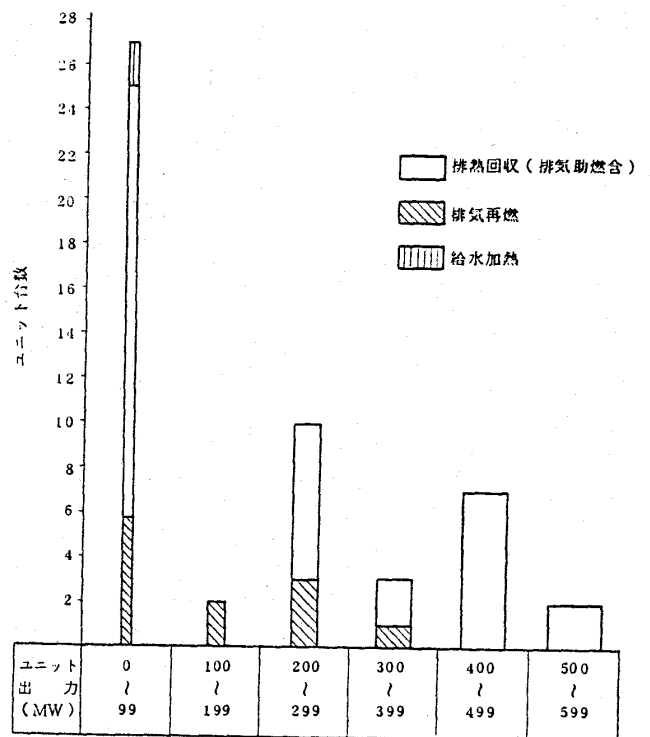


図2-1 米国におけるコンバインプラントのユニット出力による分類

(昭和53年10月17日原稿受付)

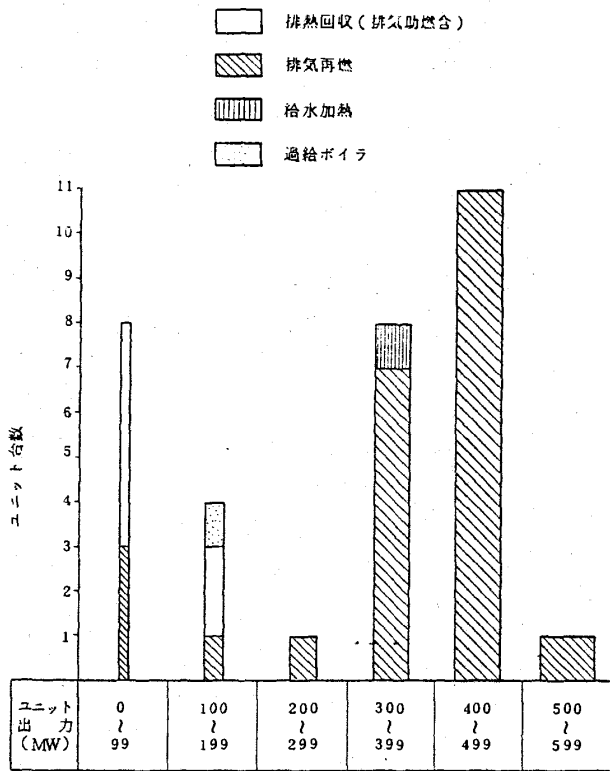


図2-2 欧州におけるコンバインプラントのユニット出力による分類

2-2 サイクルの構成 当社で開発した複合サイクルプラントHISTAG (Hitachi Combined Steam and Gas Turbinの略) の構成例を図3に示めす。(a)では排熱回収熱交換器HRSGで単一の圧力にて蒸気発生させる単圧型と、複圧として混圧蒸気タービンを駆動する混圧型とを、(b)ではガスタービンGTと蒸気タービンSTがそれぞれの発電機を駆動する多軸型、およびGTとSTとが一軸上に連結され共通の発電機GENを駆動する一軸型の構成を示す。

2-3 熱効率の変化要因 複合サイクルプラントは、1対以上のガスタービン-排熱回収熱交換器の組合せと、1基の蒸気ター

ビンを有機的に複合させるシステム発電であるから、総合的なプラント熱性能は構成機器の仕様、性能に影響をうける。弊社は電子計算機による総合熱性能解析プログラムを開発し、解析結果を内外で発表した。(1)(2)など

図2-4には定格負荷における熱効率の変化要因、図2-5には熱効率向上の推移を示す。プラント熱効率は主としてガスタービン単独性能の改良、すなわち入口ガス温度の上昇に伴い向上してきた。

ガスタービン入口温度が低いうちは助燃により大幅な熱効率の向上が可能であったが、ガス温度

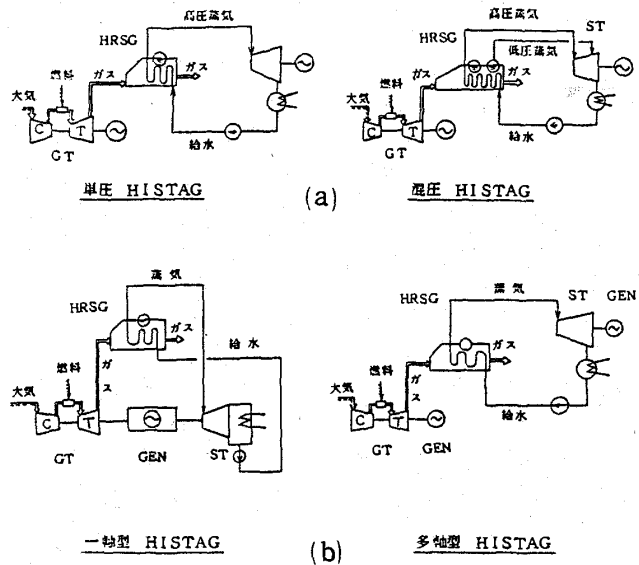


図2-3 HISTAG プラントの種別と構成

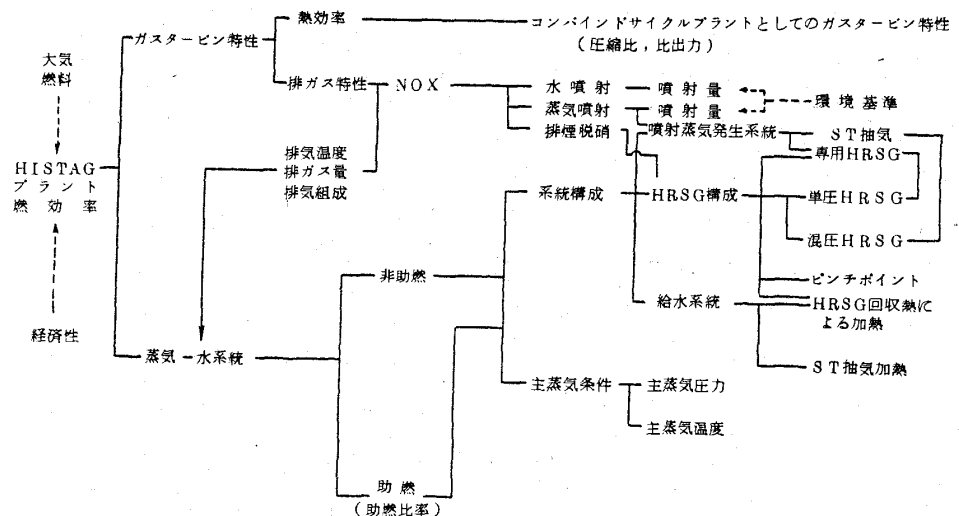


図2-4 定格負荷熱効率の変化要因

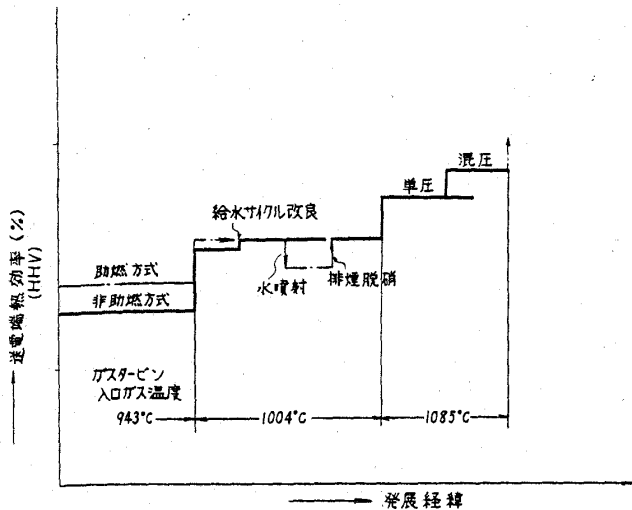


図2-5 コンバインプラント熱効率の向上

が上昇するにつれ向上度合が小さくなり、今後は非助燃の排熱回収方式が主流になると予想される。

一方、NO_x 低減対策としてガスタービンに水噴射方式が必要となって熱効率の低下を余儀なくされたが、排煙脱硝装置の開発によって再び熱効率向上が計られた。

さらに排熱回収を最大とするための蒸気-水サイクルの改良として混圧STAGが考案され、最新鋭として43%を越えるプラント熱効率が可能になっている。超臨界圧力による汽力プラントの熱効率が約39%であるから相対値で10%の高効率化が複合サイクル化によって可能になったわけである。

図2-6には部分負荷特性の変化要因を示す。ガスタービンの排ガス温度は負荷に対応して変化するので排熱回収交換器蒸気温度も変化する。そこで、高負荷域で給水（また

は蒸気) スプレーによって一定温度に制御することも可能であるが、熱効率の低下を生ずるため、非制御が一般的である。蒸気圧力は、多軸型サイクルでは蒸気タービンは加減弁初圧制御とした複合変圧方式、一軸型サイクルでは加減弁全開での完全変圧方式が適合する(図2-7参照)。

多軸型サイクルの場合、ガスタービン運転台数によって熱消費率が異なり、図2-8の例のような特性になる。台数を切替えることによってプラント熱効率が部分負荷でも高く保たれる利得がある。

2-4 起動特性 火力プラントの中間負荷運用化は必然の情勢にあるが、複合サイクルプラントは起動停止の即応性においても利点がある。図2-9、図2-10はシュミレータによる解析結果の一例であるが、温機条件で1時間以内の起動が可能である。

2-5 参考文献

- (1) 内山ほか, 機械学会論 780-1 (昭53-1), 65

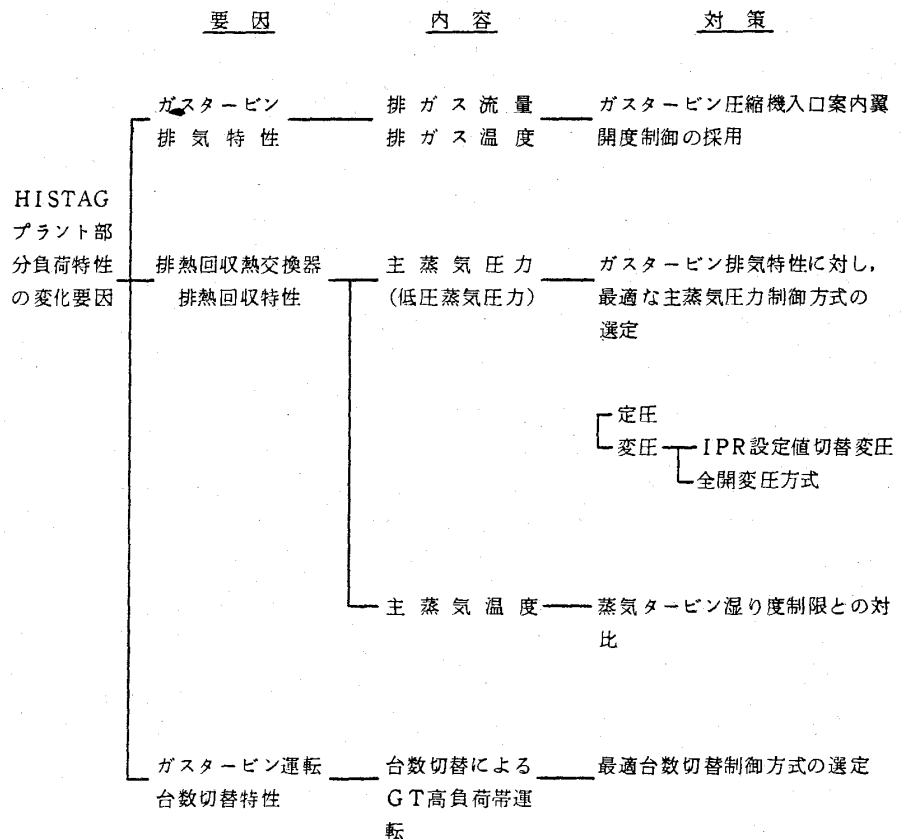


図2-6 部分負荷特性の変化要因

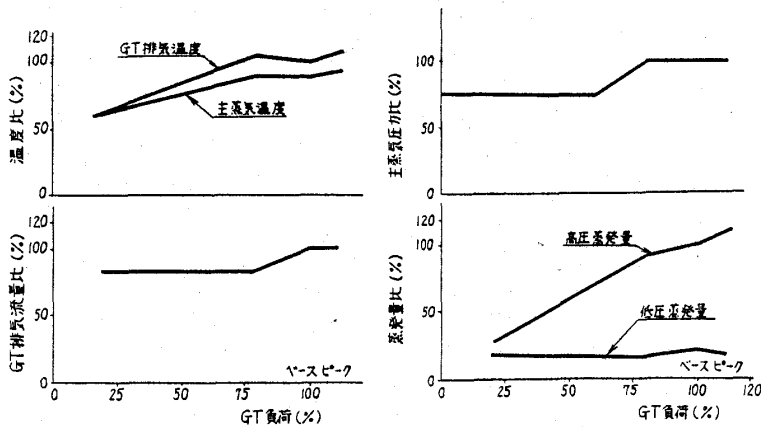


図2-7 混圧 HISTAGプラントガスタービン、排熱回収熱交換器部分負荷特性

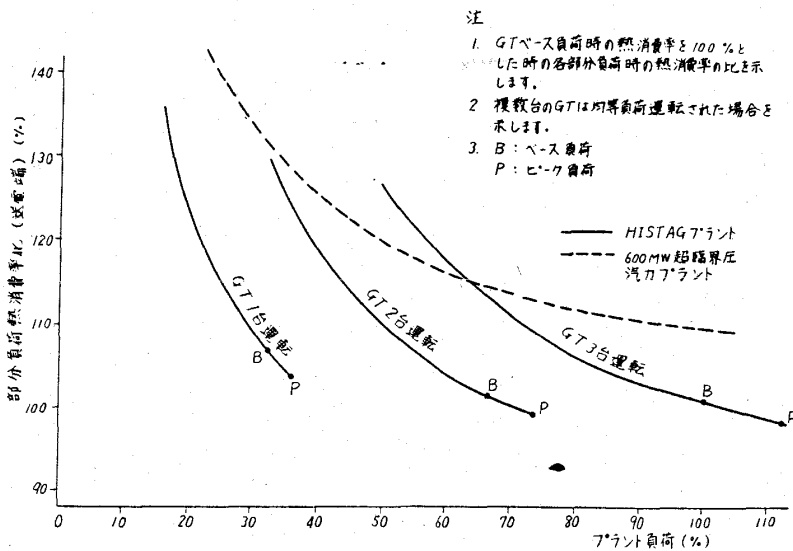


図2-8 混圧 HISTAG 307E 部分負荷熱消費率

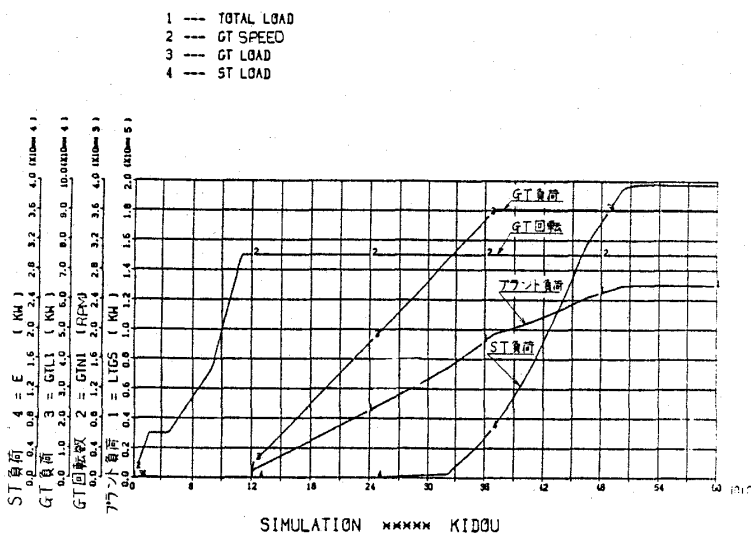


図2-9 シミュレーション結果例 起動特性(1/2)

(2) 内山ほか, 火力原子力発電, 27-7 (昭51-1), 15

3. 複合サイクルガスタービンについて(東芝 秋葉雅史)

3-1 複合サイクルによる高効率化
 ガスタービン単体の高効率化のためには, タービン入口温度の高温化と, コンプレッサ吐出圧の高圧化の技術開発が必要である。ガスタービン入口温度が1000℃をこえると最高効率を得る圧力比は, 従来のガスタービンで採用されているものよりはるかに高い圧力比が要求される。

複合サイクルの効率特性には, 当然ガスタービン単体の性能の影響が大きく現われる。図3-1は単純な排熱回収方式の複合サイクル熱効率に及ぼす各種要因の流れを示したものである。ガスタービンの段落効率が良いことは単純サイクルと複合サイクルの熱効率上昇に寄与するが, 圧力比は特性に複雑な影響を与える。図3-2はガスタービン入口温度に対して圧力比と熱効率の関係を示したものである。複合サイクルにおいては最高熱効率を得る圧力比は単純サイクルに比して著しく低い点になる傾向がある。また, 圧力比に対する熱効率の変化も緩やかになるし, タービンおよびコンプレッサの段落効率に対しても緩やかな傾向となる。複合サイクルは単純サイクルに比して全般的に諸元の変化を大きく受けない傾向がある。このことは諸元の変化がガスタービン排気状態に結果として現われているが, これを蒸気タービンが吸収するため全体としての熱効率の変化は少なくなるからである。従ってガスタービンを開発するに当たって複合サイクルに適したものとするためにはガスタービン単体のみの性能を追求したのでは的を外れる恐れがある。

図3-3は比出力と熱効率の関係を

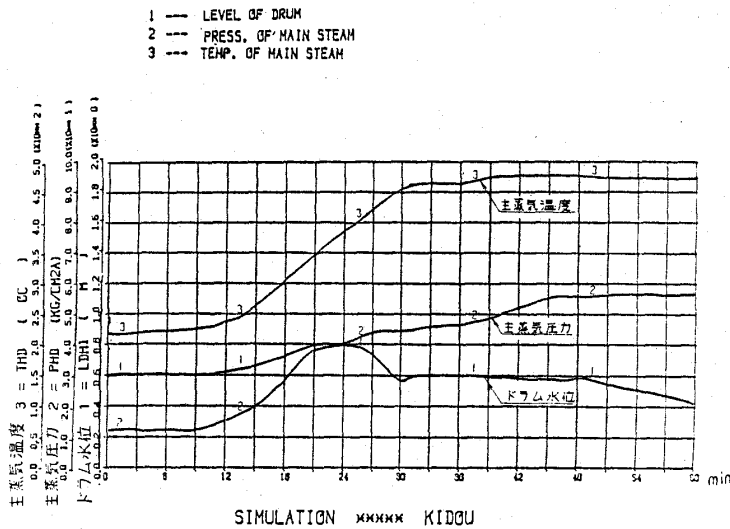


図2-10 シミュレーション結果例 起動特性(2/2)

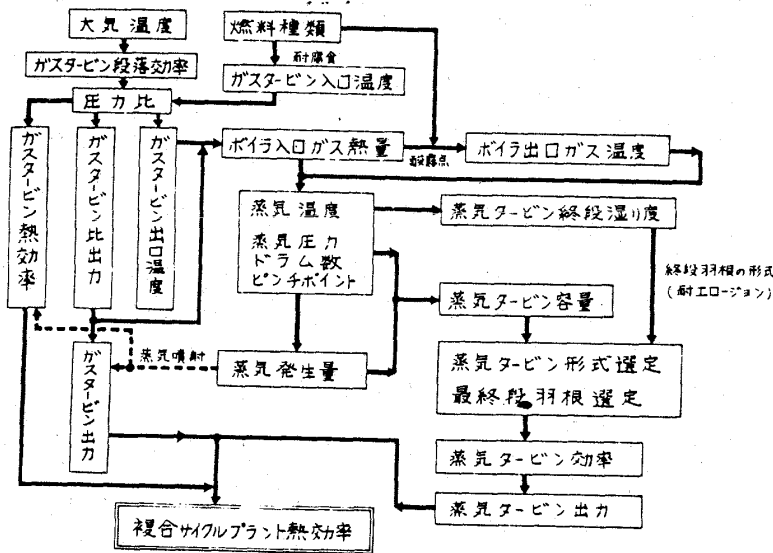


図3-1 複合サイクルプラント熱効率への要因 (排熱回収方式)

単純にモデル試算した結果を示す。

複合サイクルにおいてはガスタービン排気以降の熱回収がいかに効率よくなされるかが重要である。このため排熱回収方式の複合サイクルでは図3-4に示すように条件によりボイラドラムを単一から複数とし蒸気タービンもそれに見合っ単一から混圧式として排熱の回収効率を上げる工夫がなされている。図3-4のランクは各項毎の相対的な傾向を示したものである。

3-2 大容量の複合サイクルプラント 大容量の複合サイクルプラントでは蒸気タービンの

容量も大きくなるので図3-1の要因に示されるように蒸気タービンの形式選定が重要となる。この形式選定には総合熱効率と建設費を含めた経済性から検討がなされるべきで、ひいてはガスタービン特性の最適化と複合サイクルプラントのユニット容量にまで影響を及ぼすものである。

大容量蒸気タービンでは最終段の羽根の寸法とタービン出口蒸気の湿り度の決定が先ずなされる。図3-5は蒸気タービン最終段羽根長さ(インチ)とタービン形式による許容通過蒸気流量を示したものであり、蒸気タービン単機容量の基本となるものである。蒸気タービン最終段の羽根は蒸気の湿り度による水滴の侵食を受けるため耐食構造となっているが、許容湿り度(約13%)以内にすることを目的とした入口蒸気条件があり入口蒸気温度が高ければ圧力は高くとれるが、温度が低ければ圧力も低くとらなければならない。いずれにしても複合サイクル用の蒸気タービンの特性は原子力発電用、地熱発電用蒸気タービンの特性と類似している。

排熱回収ボイラはボイラ入口ガス温度(ガスタービン出口温度)と蒸気発生条件により熱回収率に影響を及ぼす。ボイラ入口ガス温度が低いと高圧蒸気のピンチポイント値の関係からボイラ出口ガス温度が上るので、さらに低圧蒸気で熱回収しなければならないが、

ボイラ入口ガス温度が上昇するにつれて高圧蒸気による熱回収率は向上し最適ピンチポイントとボイラ出口ガス温度になる条件が見出される。図3-6は単一高圧ドラムのみでボイラ入口ガス温度と単位ガス流量より得られる蒸気タービン出力の傾向を示すものでボイラ入口ガスの保有熱量当りに換算するとボイラ入口ガス温度が高い方が回収効率は良くなる傾向を示す。また蒸気タービン入口圧力の影響が少いことは形式選定に自由度があることになる。

3-3 複合サイクル蒸気タービンと熱精算

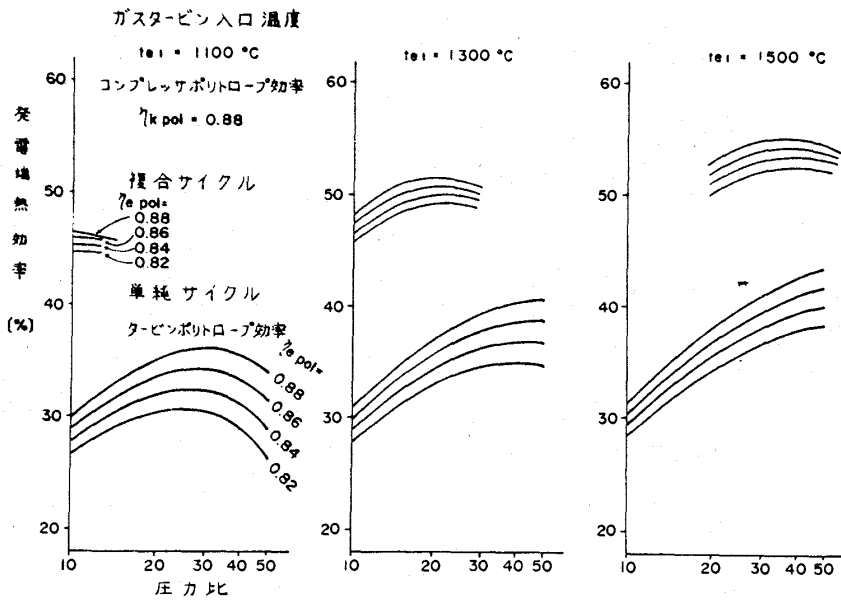


図3-2 ガスタービンの圧力比と単純サイクルと複合サイクルの熱効率

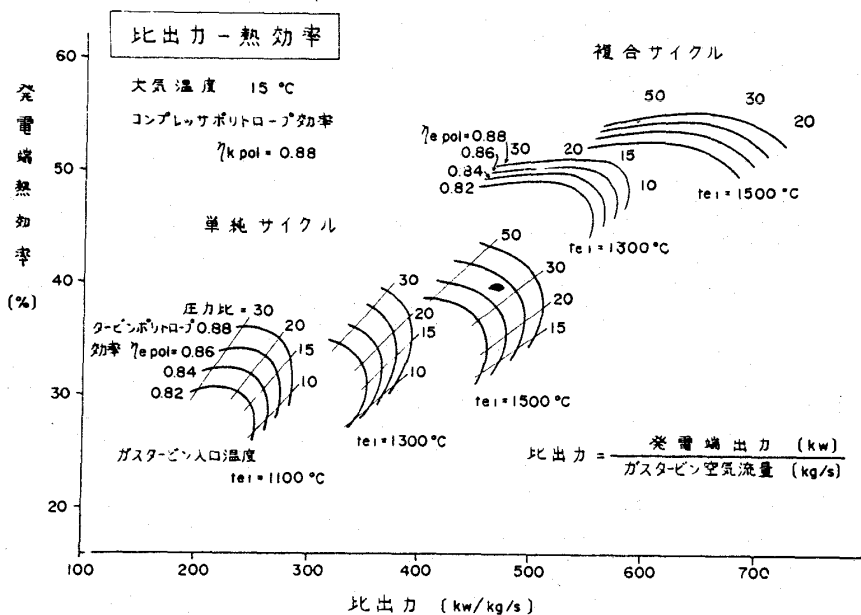


図3-3 比出力と熱効率

次に複合サイクル用の混圧形蒸気タービンの説明図を図3-7に示す。ガスタービンの据付レベルは低いので蒸気タービンも低く据付けた方が好ましい。通常の蒸気タービンと異なり、排気出口をサイドフローとして復水器が横置になっているのが特徴である。蒸気タービンの起動には熱応力を避けるためのメタルマッチングが必要であるのでガスタービンの起動時間より長いのが一般である。

図3-8に複合サイクル用の蒸気タービンの起動から蒸気発生までの時間、蒸気条件および蒸気タービンのロータ、ケーシングの温度より蒸気タービンの起動途上の制御は変圧運転あるいは定格条件運転が選択される。蒸気タービン起動時には高压タービン出口蒸気温度、すなわちメタル温度と低压蒸気（インダクションスチーム）温度の差が大きいため、ある温度差になった負荷から初めて低压蒸気を注入する運転制御となる。

図3-9, 3-10に現在据付の韓国電力（ULSAN）向けの33万kW複合サイクルの熱精算図とレイアウトを示す。燃料は軽油で、ボイラ入口ガス温度が低いため3ドラム方式により熱回収を計っている。

図3-11はBBC社および東芝の標準13形ガスタービンを使用したDONGE発電所（オランダ）の複合サイクルの熱精算を示す。

この発電所はピーク用で2年間で442回の起動停止を行っているが運転中は常に全負荷運転である。燃料はガスを使用しており、脱気器としては真空式を使用している。

ガスタービンの高温化は複合サイクルにとって非常に有利であるが、その開発は省エネルギーの観点から要望される。しかしながら上述した要因の他に建設費を加味した経済性を十分検討した上

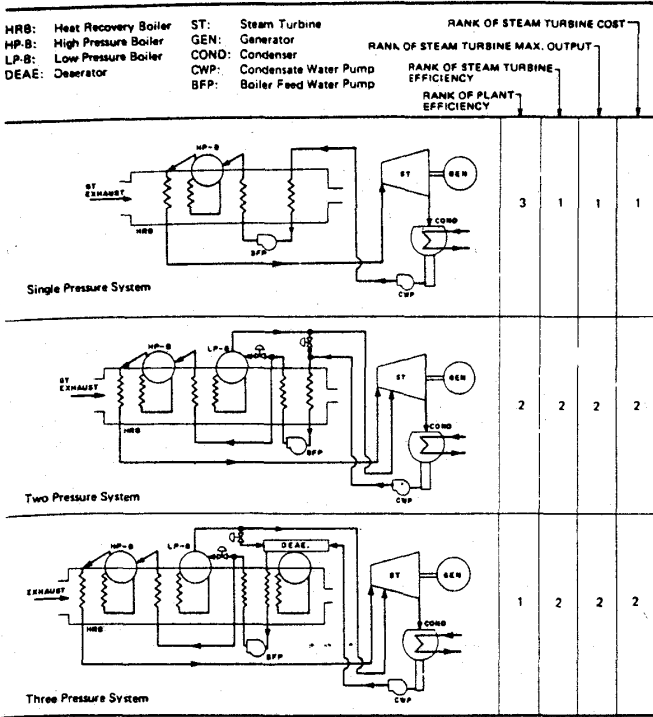


図3-4 複合サイクルの特性比較

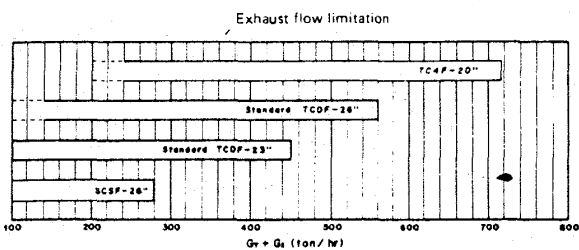


図3-5 蒸気タービン形式による許容蒸気流量

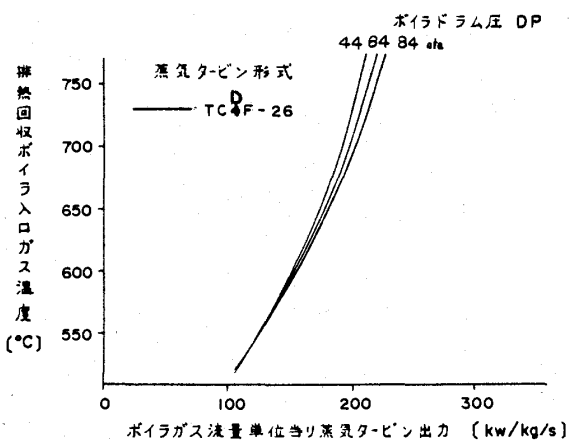


図3-6 蒸気タービン出力とボイラ入口ガス温度

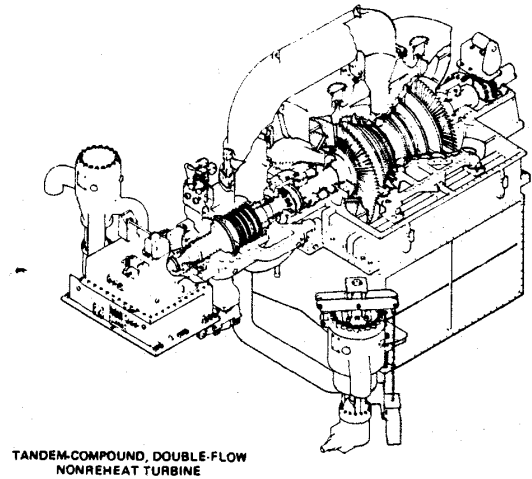


図3-7 混圧蒸気タービン

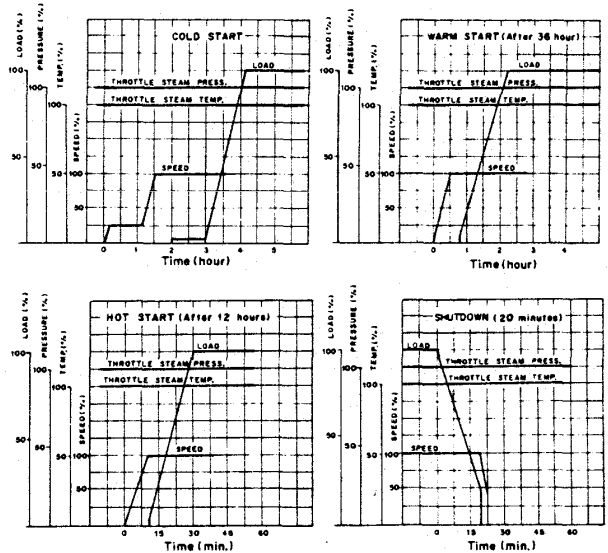


図3-8 蒸気タービン起動、停止特種例

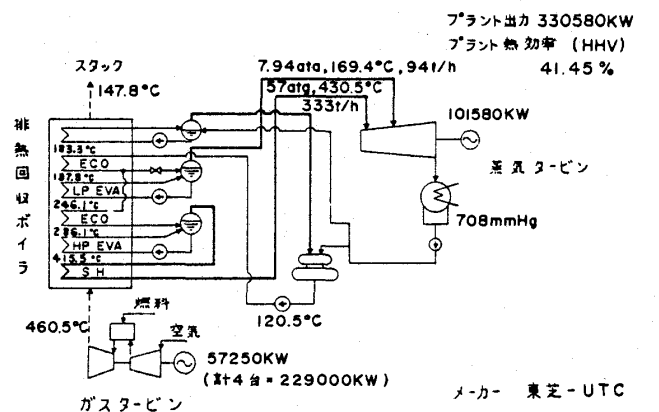


図3-9 韓国電力ULSAN向け330000kW 複合サイクル熱精算

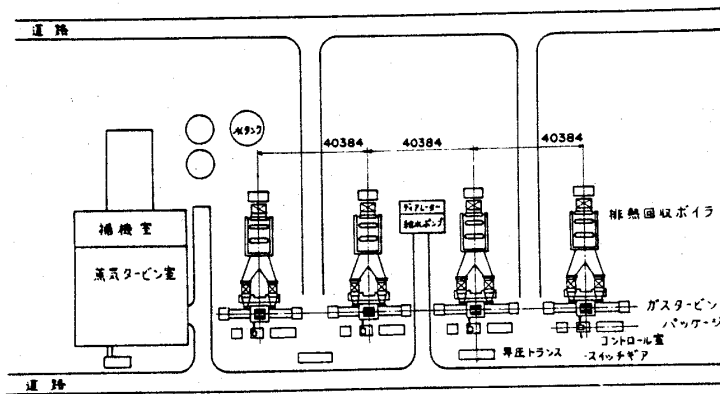


図3-10 韓国電力ULSAN向け330000kWプラントレイアウト

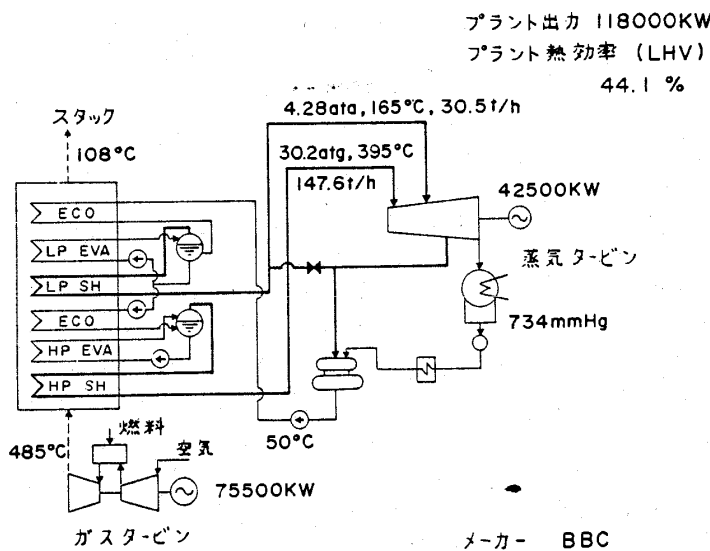


図3-11 DONGE (オランダ) 向け118000kW複合サイクル熱精算

○○○

4. コンバインドサイクルプラントの概略 (三菱重工 岩田清光)

4-1 はじめに

世界的に省エネルギー化が強調されている昨今、ガス/蒸気コンバインドサイクルは当面の実用的な省エネルギー発電方式として話題を呼んでいる。日本ガスタービン学会主催の「複合サイクルに関するパネル討論会」に参加する機会に当たり、コンバインドサイクル採用の動向、当社の経験、およびガスタービンの高性能化に伴ない脚光を浴びている排熱回収形コンバインドサイクルの概要について述べる。

4-2 コンバインドサイクルプラント採用の

動向 ガスタービン排ガスがもつ熱量を有効に回収して蒸気タービンサイクルに導入することによってプラント総合熱効率を向上させる、いわゆる「ガス/蒸気コンバインドサイクル」の方式は、そのサイクルの組み方によって数種類に分類することができる。現在までに実用化されているコンバインドプラントに広く採用されている方式は、「排気再燃サイクル」と「排熱回収サイクル(助燃焼置付きを含む)」である。

排気再燃サイクルは、通常、ガスタービン1台(欧州では2台のガスタービンを利用したユニットもある)と大容量蒸気タービン1台とを組み合わせ、蒸気タービン出力を主体とするサイクルで、プラント総出力のうち蒸気タービン出力が80~90%を占めるのが普通である。この方式では、ガスタービン排ガスはその残留酸素によりボイラ用燃料を燃焼させることに利用される。排気再燃サイクルは、一時期米国で採用されていたが、最近では欧州とくに西ドイツで多く採用されている。欧州における大容量機は500MW級となっており、なかには超臨界圧蒸気条件の蒸気タービンと組み合わせたユニットもある。日本では、四国電力(俵坂出発電所1号機(プラント総出力

225MW)および丸住製紙川之江(プラント総出力33MW)が実現しており、いずれのユニットも運転開始以来、順調に稼働を続け現在に至っている。なお、この両ユニットは当社製である。

一方、排熱回収サイクルは、ガスタービン出力がプラント総出力の60~70%を占める、ガスタービン主体のコンバインドサイクルであり、ガスタービン排ガスは蒸気タービン駆動用蒸気の発生熱源として利用される方式である。この方式は、主として米国で多く採用され始めており、大容量ユニットとしては1970年代半ばに運転開始されている。ガスタービンの性能向上に伴うプラント総合効率の向上が大きいので、省エネルギー

発電方式として注目され、将来コンバインドサイクルの主流を占めるものと期待されている。

4-3 四国電力(株)坂出發電所1号機(排気再燃サイクル) 本プラントは、出力30MWのガスタービンと出力195MWの蒸気タービンを組み合わせた排気再燃式の本邦初の事業用コンバインドプラントとして、昭和46年7月に運転開始した(丸住製紙川之江は昭和43年1月に運転開始)。以来、現在まで順調な稼働を続け、所期の性能を発揮している。このプラントの設備概要を表4-1に、ガスタービン建屋およびボイラ後面の写真を図4-1に示す。また、プラント概

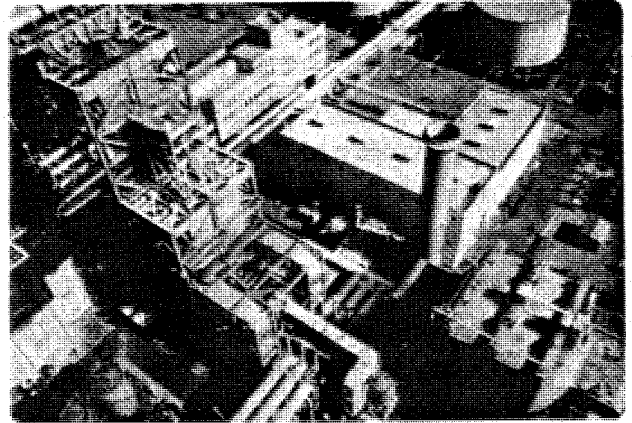


図4-1

表4-1 坂出225MWコンバインドプラント設備概要

ガスタービン	形式 定格出力 燃料 発電機	三菱オープンサイクル軸形(MW-301G) 単独運転時: 34,000KW(外気5°C) コンバインド運転時: 29,870KW(外気15°C) コークス炉ガス 36,000kVA
蒸気タービン	形式 定格出力 蒸気条件 復水器真空度 発電機	三菱-WH軸形2車室2分流排気復水式 195,130KW 169kg/cm ² g×538°C 722mmHg 217,000kVA
ボイラ	形式 最大連続蒸発量 燃料 通風方式	三菱-CE放射再熱強制循環式 550t/h コークス炉ガス、重油混焼 押込通風
プラント性能	プラント総出力 発電機プラント効率 送電機プラント効率	225,000KW(外気15°C) 高位基準: 41.4% 低位基準: 44.1% 高位基準: 39.6% 低位基準: 42.2%

備考: 高位基準のプラント効率は、コークス炉ガス混焼を重油専焼に換算した値で示す

略系統を図4-2に示すが、ガスタービンより導入されボイラの燃焼用空気源として使用された排ガスの有効熱回収をはかるため、高圧給水加熱器と平行に配置された高圧スタックガスクーラ、低圧第3給水加熱器と脱気器の間にシリーズに配置された低圧スタックガスクーラを設置し、ボイラ排ガスを150℃まで下げる計画としている。

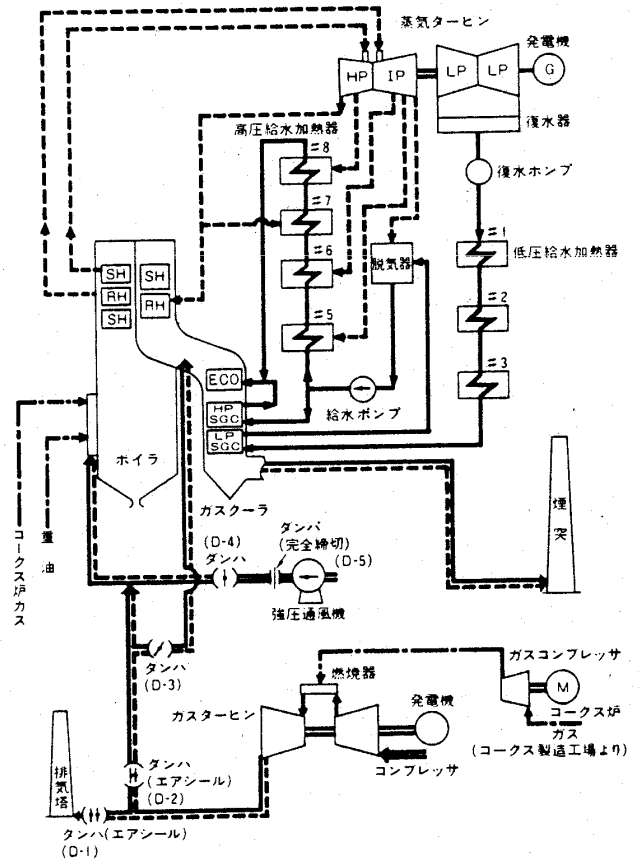


図4-2 坂出發電所1号複合サイクルプラント系統図

このようなサイクル構成により、亜臨界圧蒸気条件(169kg/cm²g×538/538°C)の採用にもかかわらず最新鋭の超臨界圧ユニット並みの熱効率が可能となっている。また、100%容量の押込通風機を設け、蒸気サイクル系の単独運転

を可能にしているのみならず、コンバインド運転中に万一ガスタービンがトリップした場合にも押し込風機の自動起動によって蒸気サイクル系が停止することなく運転継続できるよう考慮されていることも、特徴の一つである。

昭和46年7月の運転開始以来の運転時間は30,000時間以上となっている。運転開始当初はベース負荷運用がおこなわれていたが、最近では週末停止あるいは夜間低負荷運転などもおこなわれ、負荷調整用としても運用されており、ミドル火力的性能を果している。

4-4 ガスタービンの現存技術と将来技術

コンバインドサイクルの性能にもっとも大きな影響を及ぼすガスタービンの現状および将来について簡単に述べたい。発電設備に関連する技術のなかでは、ガスタービンに関する技術開発が現在もっとも勢力的に進められており、飛躍的な発展がなされようとしている。

現存技術のガスタービンとしては、入口ガス温度1050℃級の、出力100MW級(50Hz向)および90MW級(60Hz向)の大容量機が、日本国内で製作可能段階となっているが、米国では出力100MW級60Hz機が運転開始している状況である。これらのガスタービンを利用する排熱回収サイクルの熱効率は、入口ガス温度1050℃級では超臨界圧蒸気条件の通常火力をやや上回る程度であるが、1150℃級では超臨界圧ユニットを数%(相対値)上回る44~45%の熱効率を得ることが可能である。さらに入口ガス温度の向上あるいはガスタービンプレードの冷却技術の改良などにより、通常火力を大巾に上回るコンバインド効率を得ることができ、ガスタービンが開発中(米国)であり、ここ1~2年の間に実用化される見込みとなっている。

また、長期開発スケジュールとしては、ムーンライト計画の高効率ガスタービンの研究開発(日本)、およびECAS(Energy Conversion Alternative Study: 米国)がいずれもナショナルプロジェクトとして進められていることは周知の通りである。

ムーンライト計画では、きわめて高いコンバインド効率を達成できる、入口ガス温度1500℃級の高性能ガスタービンの開発が目的であり、今

年より7ヶ年計画で着手されたものである。また、ECASプロジェクトは、石炭利用技術開発の一環として高温ガスタービンを利用した石炭ガス化コンバインドプラントを狙ったものであり、ガスタービンは入口ガス温度2600°F(1427℃)、将来3000°F(1649℃)を目標としている。モデルプラントの運転が1980年代半ばに予定されているが、石炭ガス化効率を含んだ総合熱効率は44%(送電端、高位発熱量基準)が期待され、これは通常の石炭火力より相対的に15%も良好な効率となっている。

4-5 排熱回収サイクルの概要 省エネルギー発電設備として有望視される排熱回収サイクルについては、当社は数年前より開発設計につとめ、三菱PCP(Packaged Combined Plant)の標準システムを完成しているが、そのシステム構成、運転性能、主要構成機器などの要点について述べる。

(1) システム構成

排熱回収サイクルは、大容量ガスタービン(通常、複数台のガスタービン)とそれに対応する排熱回収熱交換器を組み合わせ、各熱交換器から発生する蒸気を1台の蒸気タービンに導く方式となっており、ガスタービン出力がプラント容量の60~70%を占める、ガスタービン主体のコンバインドプラントである。一例として、ガスタービン2台の場合の概略システムを図4-3に示す。所要プラント要量に見合せてガスタービン台数を選定できるようになっているが、たとえばガスタービン4台の構成では、総出力500~600MWが可能である。

このサイクルの熱効率を支配するもっとも大きな要因は、前述のとおりガスタービン性能であるが、ある特定のガスタービンを想定した場合には蒸気サイクルをいかに選定するかが重要となる。ガスタービンの排ガス温度に対応して主蒸気圧力、温度は妥当な範囲で定まるが、さらに、単圧非再熱サイクル、混圧(Dual Pressure)非再熱サイクル、あるいは再熱サイクルのいずれのサイクルを採用するかによって、プラント総合効率が変わってくる。すなわち、ガスタービン排ガスのもつ熱量をいかに有効に電気出力に転換するかが、効率上重要であるが、蒸気サイクルの選定に

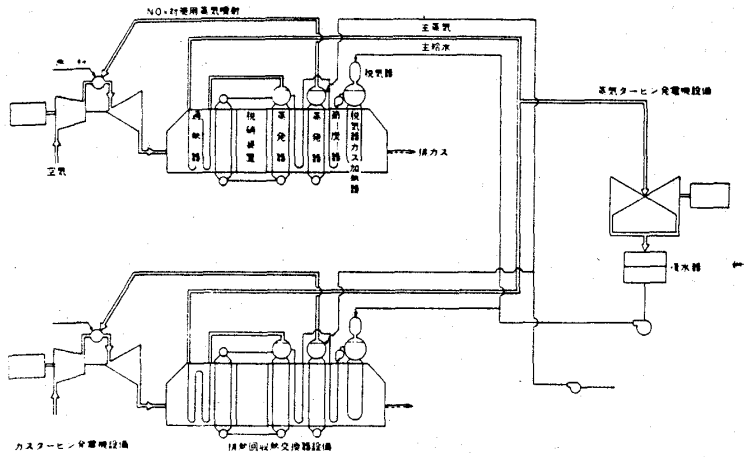


図4-3 三菱PCP概略系統図

当ってはプラント効率のみならず運用条件と経済性の関係ならびに運転操作性に対する評価も考慮に入れる必要があろう。現時点では、この種のコンバインドサイクルに要求されているミドル火力の運用を重視すれば、単圧非再熱サイクルあるいは混圧非再熱サイクルが妥当であろうと判断している。しかし、高効率ユニットとしてベース的運用を狙う将来機としては再熱サイクルも検討対象として考えている。図4-4には、再熱サイクル(3段混圧方式)の系統の一例を示す。

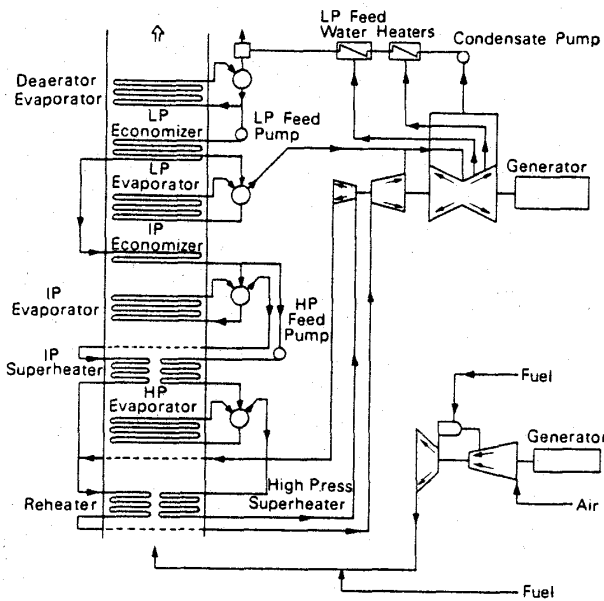


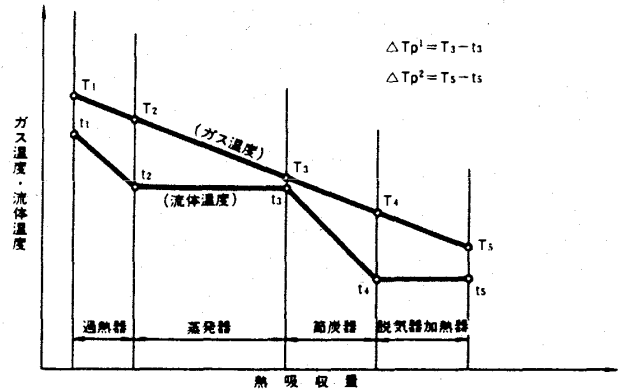
図4-4

(2) 排熱回収熱交換器の設計

排熱回収熱交換器は、ガスタービンと蒸気ター

ビンを連結する重要なコンポーネントであり、設計上種々の考慮を払っている。多量のガスタービン排ガスからの有効な熱回収を可能とする伝熱面構成が重要であり、ガス温度と流体温度との相互関係にはもっとも留意する必要がある。排熱回収熱交換器内における温度表示図を図4-5に示しているが、熱交換がおこなわれると同時にガス温度が低下するのに対し、蒸発器部の流体温度は一定であることが注目される。図において蒸発器のガス出口側でガスと流体温度がもっとも接近することが判るが、この点を「ピンチポイント」,

(単圧方式の場合)



(混圧方式の場合)

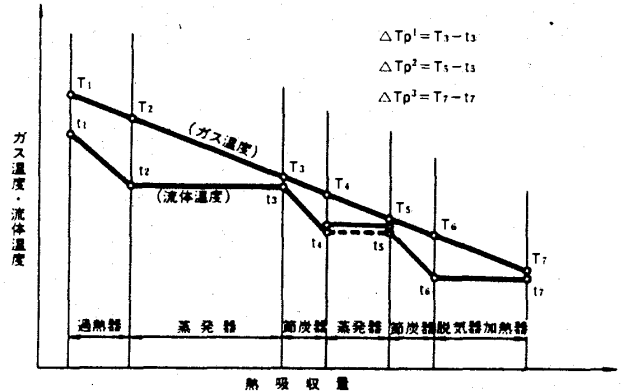


図4-5 排熱回収熱交換器の温度表示図

またガスと流体の温度差を「ピンチポイント温度差」と呼んでいる。ピンチポイント温度差の選定により蒸発量、したがって蒸気タービン出力が変わると同時に、所定の熱交換に必要な伝熱面積も変わってくるので、この選定には熱効率と経済性の

バランスを留意する必要がある。なお、混圧サイクルにおいては、複数のピンチポイント温度差が可能な範囲で同じレベルとなるよう伝熱面を選定することが、熱効率上あるいは設備上望ましいことになる。また、排熱回収熱交換器の設計上考慮を払っている点としては、

- 最小スペースで最大の熱交換が得られるコンパクトな配置を達成するため、すべての伝熱

面にスパイラルフィンチューブを採用していること、

- 現地での据付期間の短縮のためブロック化方式を採用していること、

- NO_x 対策として脱硝装置の組み込みが可能などよく配慮していること、

などがあげられる。図4-6に、排熱回収熱交換器の構造断面図を示す。

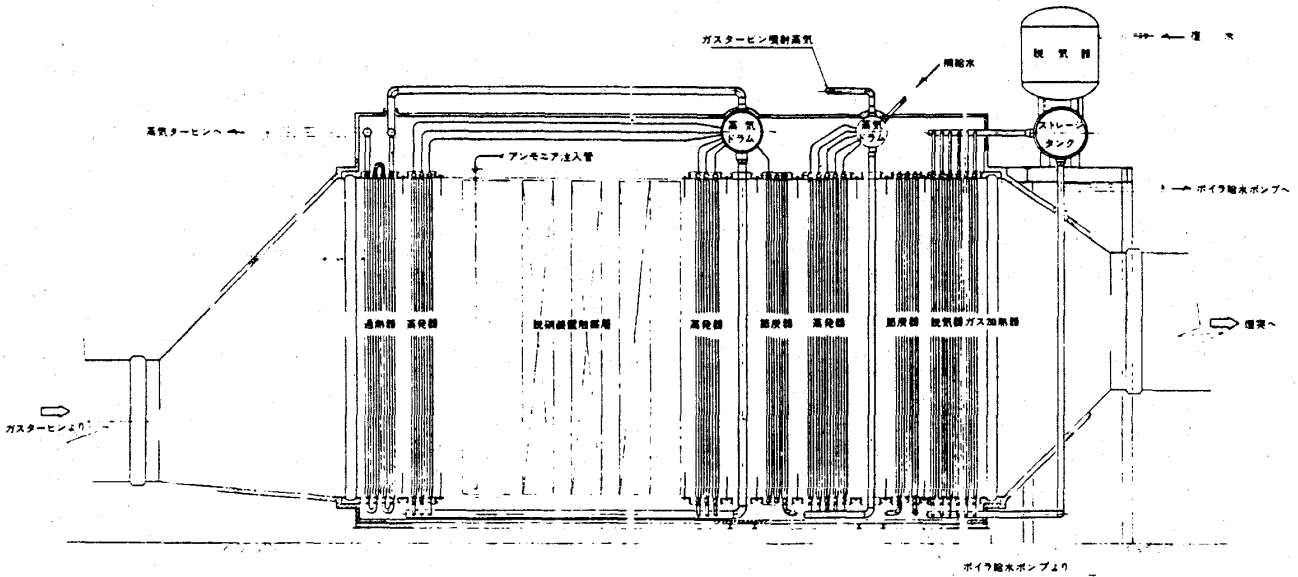


図4-6 排熱回収熱交換器構造図

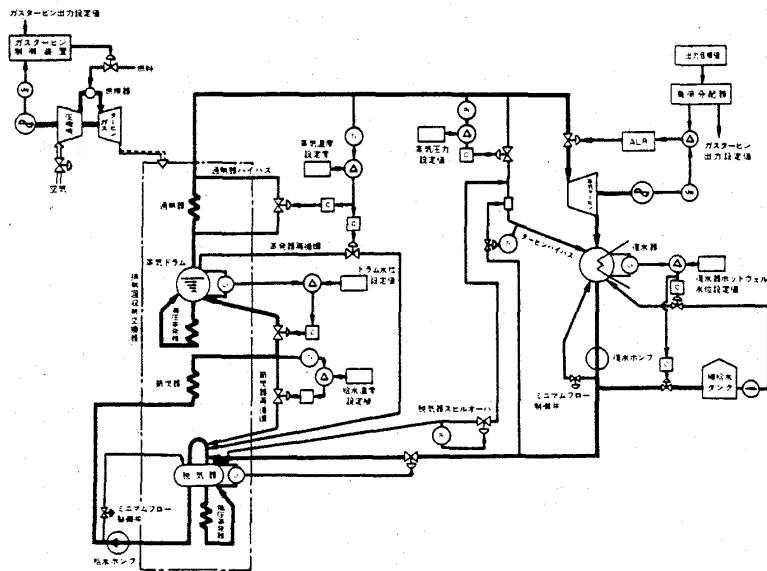


図4-7 PCP制御系ダイアグラム

(3) 制御系統

制御系統の構成は、ガスタービン、排熱回収熱

交換器および蒸気タービンの協調に留意した総合システムとなっているが、プラント出力制御は基本的にはガスタービンへの燃料入力のみで達成でき、負荷追従性はガスタービン単独時と同様良好である。図4-7にPCP制御ダイアグラムを示しているが、コンビインドプラント制御として特徴づけられる制御機能の要点を述べる。

- ガスタービン空気圧縮機の入口案内翼制御を組み入れ、部分負荷性能の向上をはかっている。
- 排熱回収熱交換器には、過熱器バイパス制御および蒸発器再循環制御を採用し部分負荷運転時の蒸気温度制御をおこない、また節炭器再循環制御を設け、いかなる運転状態においても節炭器内で蒸発がおこらないよう配慮し

ている。

- 蒸気タービン系には、タービンバイパス系統を設け、起動時のメタルマッチングおよび余剰蒸気の復水器ダンプを可能としている。

(4) 起動特性

三菱PCPは、システム自体が通常火力プラントに比較して簡素化されている上、自動化システムによる起動操作の省力化を計画しているので、運転操作はきわめて容易になっている。図4-8三菱PCP起動曲線に示されるごとく、夜間停止

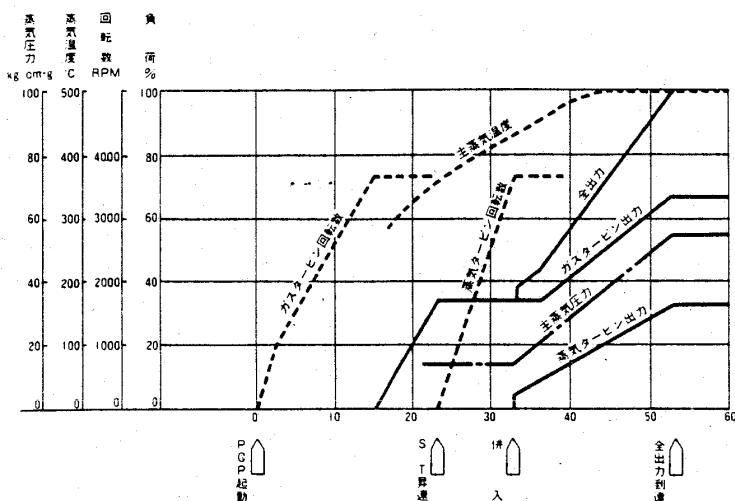


図4-8 三菱PCP起動曲線

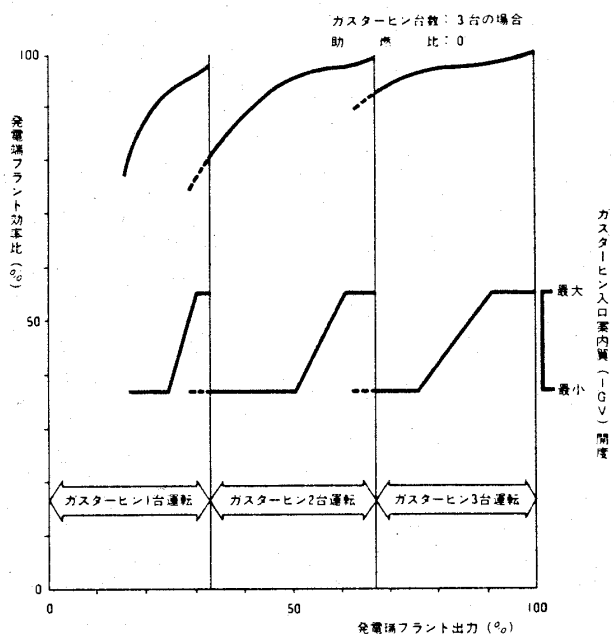


図4-9 部分負荷特性

後のホットスタートではガスタービン起動より60

分以内に全負荷到達が可能であり、起動停止の頻繁はミドル火力にも通している。

(5) 部分負荷特性

部分負荷における効率特性を図4-9に示す。本図に示されるように、プラント負荷に応じてガスタービン運転台数を切り替え、ガスタービンができるだけ高い負荷で運転すれば、プラント効率を高いレベルに維持できる特長を有している。また、前述の通り、ガスタービン空気圧縮機入口案内翼を調整した排ガス損失を減少する他、蒸気タービンは全域変圧運転方式を採用して排熱回収熱交換器での有効熱回収を高めると同時に、调速弁の絞り損失を減少させ、また最終段湿りの増加を防止できるよう配慮されている。

(6) 外気温度変化時の性能

ガスタービン単独運転では、外気温度上昇によって排ガス温度が高くなり、出力と効率の低下がおこる。しかし、排熱回収サイクルではガスタービン排ガス温度上昇分は蒸気サイクル系で回収できるので、出力低下はガスタービン単独運転よりも緩和されるとともに、

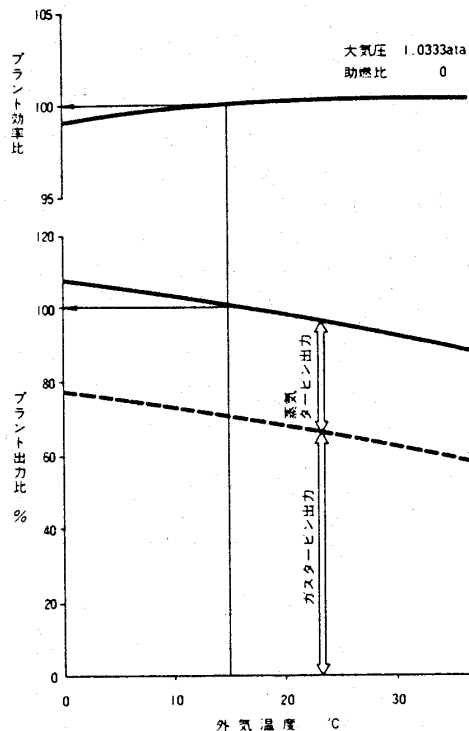


図4-10 外気温度とプラント効率、出力の関係

プラント効率は外気温度変化にかかわらず殆んど一定の値が得られる。外気温度とプラント出力、効率の関係を図4-10に示す。

4-6 おわりに ムーンライト計画の高温ガスタービンに見られるように、ガスタービンの高性能化は目覚ましいものがあり、コンバインドサイクルは大巾な省エネルギーを達成できる発電設備として有望な機種であろう。ガスタービンあるいは火力発電プラント技術に従事する一員として、高性能ガスタービンおよびそれを利用したコンバインドサイクルの出力を心から期待する次第である。

5. 複合サイクルガスタービン (石播 荒木 巍)

5-1 複合サイクルの現状と高効率化の方向

現在の社会で消費されるエネルギーとしてもっとも重要な役割を占めている電力は、一部水力・原子力を除き大部分は化石燃料から得られている。この化石燃料から電力へのエネルギー変換には、いろいろの社会的・地理的条件から各種の熱機関が使われており、それぞれの専門技術者によってよりよい効率のものを生み出す努力が続けられてきた。その代表的なものは大出力プラントとしてBTG(ランキンサイクル)、中小プラントとしてディーゼル機関、その中間的なものとしてガスタービンがあり、最近では熱効率の改善をはかるものとしてガスタービンと蒸気タービンとの複合サイクルが採用されるケースが増えている(図5-1)。

図5-1に示すとうり、現在、ガスタービンは

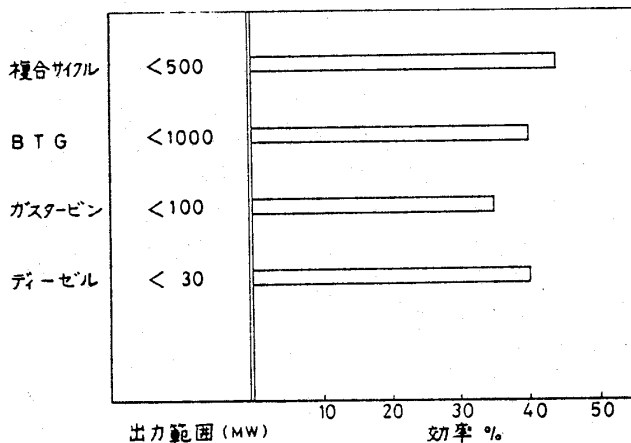


図5-1 各種原動機による発電プラントの現状

BTG, ディーゼルに比べて構造上耐熱材料の制約から熱効率の点で多少劣っているが、その蒸気タービンとの複合サイクルはいずれよりも高い効率を得られており、また熱サイクル的にみて、今後さらに大巾な効率改善の余地があるとみられている。

近い将来、化石燃料がこの地球上で不足してエネルギー危機が到来することは必至であり、熱機関の効率の向上はますます強く要求されることになり、この複合サイクルはこれからのもっとも重要な熱機関として有望視され、その効率改善のための研究が続けられている。また、この複合サイクルガスタービンプラントをコミュニティー発電などに適用する場合は、発生蒸気を地域給熱などに利用することもでき、そのエネルギー利用率の定義については議論の余地はあるが、現在でも80%の総合効率が達成できる。

タービン、圧縮機などの要素効率はほぼ限界に達しており、今後大巾な上昇は見込むことはできず、複合サイクルプラントの効率を高めるためにはガスタービンサイクルの最高温度と圧力比が重要なファクタとなる。図5-2は各要素効率を一定と仮定して、ガスタービンおよびその複合サイクル機関が最高温度、圧力比でどのように変化するかを示した例である。ガスタービンの最高温度は1980年代には1350~1500℃に達することが可能とみられており、図にみられるとうりガスタービン単独のサイクルでは圧力比を50またはそれ以上にすることが効率上メリットとなる。しかし、これに排ガスボイラ・蒸気タービンサイクルを付加した場合には、圧力比は15~30ぐらいのところまで効率最高の点があらわれており、すでに現在の航空エンジン転用のガスタービンで達成されている範囲になっている。

このようにして複合サイクルの複合発電効率は近い将来50~55%に達するものが可能となろう。一方、蒸気サイクルの部分はガスタービンに燃料追焚きする場合としない場合とがあるが、現在のところ最高の蒸気条件566℃・246kg/cm²より高める見通しは少ない。

5-2 ガスタービンの現在の技術水準 ガスタービンはタービン入口温度の高温化により年々効率が向上してきており、とくに、1960年

代後半より導入された冷却翼の実用化以来その高温化のテンポは早められており、年間約10℃の率となっている(図5-3)。ガスタービンの高温化はまず航空エンジンに導入され、その陸用転用型に使われ、それに産業型が追従する形ですめられてきている。

現在、発電用としてもっとも高温化がすすめられているものは、GE-CF6-50航空エンジンを転用したガス発生機を使って石川島播磨が1978年5月に完成した出力37000kW/ISOのIM5000型ガスタービンで、タービン入口温度は1200℃近くで熱効率37%に達するものである(表5-1, 図5-4)。このガスタービンは圧力比は約30であり、図5-2でも明らかにしたとおり、これは将来の1500℃型の複合サイクル用のガスタービンとして要求される圧力比のレベルにすでに達しているといえる。現在、このガスタービンを複合サイクルに適用して試算した結果、約47%の発電効率が得られる見通しである。

一方、国産の航空用ガスタービンとして技術の最先端を行くものは石川島播磨が川崎重工、三菱重工と共同で開発しているFJR710型ファンジェットエンジンで、タービン入口温度は現在約1200℃であり、さらに1250℃まで高めることを目標にしている(表5-2)。

5-3 複合サイクルガスタービンの技術的考察
ガスタービンは高温化の一途をたどっている

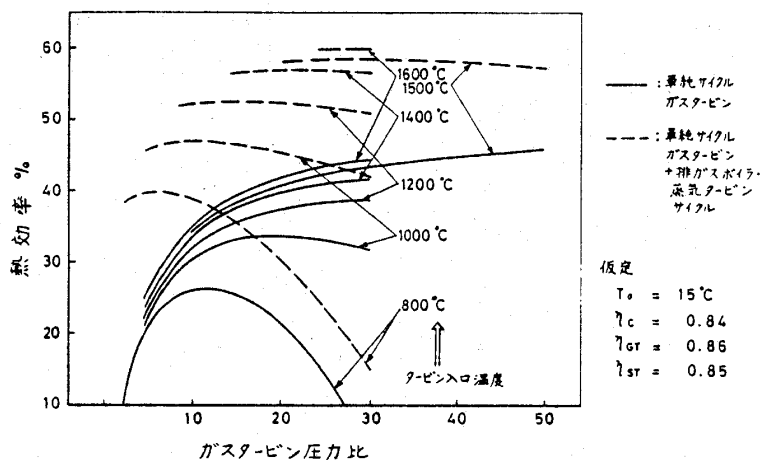


図5-2 ガスタービンサイクルと複合サイクル

表5-1 IM 5000の性能

出力	37 MW
効率	37%
圧力比	約30
タービン入口温度	約1200℃
タービン出口温度	約430℃
比出力	270 kW/kg/s

表5-2 FJR 710の経験

推力	5100 kg (約7200 kW相当)
燃費率	0.374 kg/HR/kg (約32%相当)
全体圧力比	約19
タービン入口温度	1200℃ (目標1250℃)
コア空気流量	約27 kg/s
圧縮機	1+12段 (FAN+HP)
タービン	2+4段 (HP+LP)
初号機完成	S48年5月

るが、これを複合サイクルに適用するとしてもガスタービン側からみて本質的に新しい技術的解決をせまられる点は比較的少ない。とくに注目すべき点としては次のようなものがある。

- a. 排気圧力：ガスタービンの排気ガスはボイラに導かれるために排圧が高くなり、出力、効率がわずかに低下する。
- b. 排気ガス温度：ガスタービンの排気ガスのエネルギーはボイラで回収されるためかならずしも低くする必要はない。サイクル的にみて追い焚きする場合もある。
- c. 制御：ガスタービン単独の場合と比較して、複合サイクルでは出力発生装置が複数になるためで負荷応答

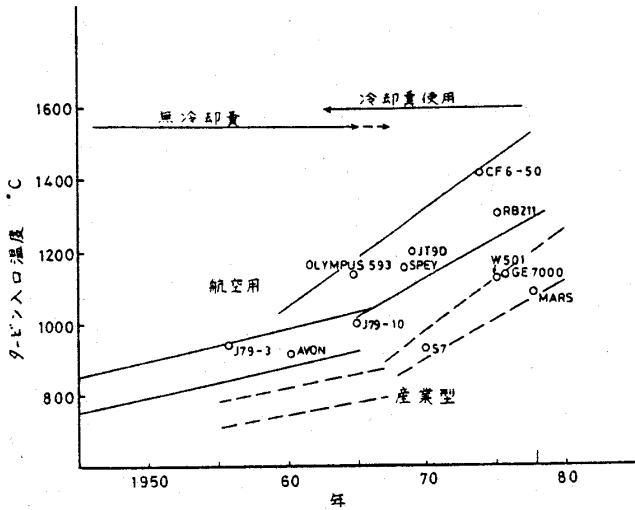


図5-3 ガスタービンの高温化

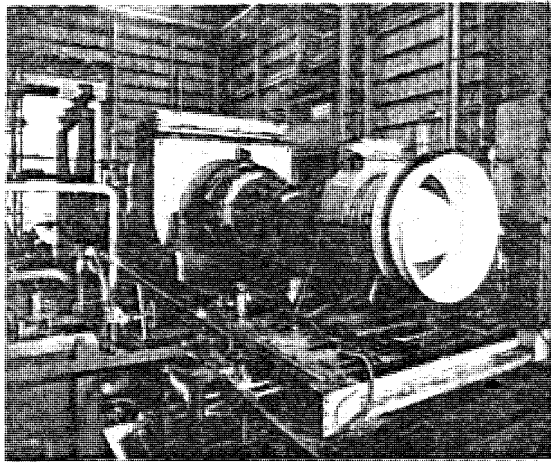


図5-4 IM 5000 ガスタービン

・出力のバランスなど制御システムに事前の検討が必要となる。

d. 全体配置：ガスタービンに比べて蒸気サイクルプラントは大型の設備となる。とくにそれに接続されるガスタービン排気の向きなどに制約が加わる。

e. 排気騒音：ガスタービンの排気口より出る騒音はボイラを通過することにより流れに曲がりの部分が追加され、減音効果が期待できる。

f. サイクル：さきに述べたようにサイクルの最適の温度-圧力の関係が異ってくる。

このように複合サイクルとしてガスタービンにも多少の影響があるとしても、将来、この複合サ

イクルをますます高効率プラントにするためにはガスタービンの技術的進歩に大きなウエイトがおかれる。そのおもなものは、高温化に伴う冷却、材料、コーティング、NO_x 低減などに集中しており、これに加えて高圧力比化、翼性能の向上などが研究されるべきものである。複合サイクルとしての技術開発要素としては、コンパクトで効率のよい熱交換器、制御システムなどがあげられる(表5-3)。またこれと並行して、運転上の課

表5-3 技術開発要素

冷却	空気冷却, 蒸気冷却, 水冷却
ガスタービン材料	金属, セラミック
コーティング	熱遮断 防食
NO _x	2段燃焼法, 脱硝装置 (複合サイクルとして)
圧力比	高圧圧縮機, 翼性能
サイクル熱交換器	
制御	制御システム

題として整備性、信頼性の向上も要求される。現在、トレンドモニタリング、ボアスコープ検査、モジュール交換、FMEA解析などの手法、技術に一そうの磨きがかけられるよう期待される。

5-4 まとめ 以上のように、現在、複合サイクルプラントは熱機関として最先端の効率が得られているが、ガスタービンの進歩に伴い、今後ますます効率の向上がすすめられ、1980年代には50%をこえる状態に達するものと期待されており、来たる石油危機の時代に必要欠くべからざる重要な発電プラントになるものと見られる。

6. 質疑討論

(問1) 複合サイクルが社会的に有用であるための必須条件は何か。

(回答) (1) 複合サイクルは現在の社会的要求を解決する唯一の策ではないが、高効率が追求可能であり、また負荷変動への適応性があるのがよい。

(2) 達成すべき技術レベルがすべて解決に近いことが特徴であり、現行の技術の近い延長上にある。公害より見ても（温）排水の量が小さく、かつ排ガス清浄である点がよい。

(3) 石油を大切に使用するためには熱効率の向上が大切であり、ディーゼルやスチームプラントは単独ではすでに限界に来ている。その点本サイクルはまだまだ高効率が見込める。

(4) 本サイクル機関はその建設のためのエネルギーが少なく、つまりエネルギーバジェットより好適である。燃料の有効利用に改有技術ですでにかなりよい点まで行ける。

(問2) 信頼性の解析は、客観データよりなされているか。

(回答) (1) たくさんの客観的データが収積されつつある。

(問3) 完成はいつごろを目ざしているか。

(回答) (1) 各要素はすでに完成されている。

(2) メンテナンスコストの点検だけが残っている状態で、注文があればいつでも作れる。パッケージ化もできる。広範囲の負荷の組み合わせにも応じられる。

(3) 現在の要求レベルではすでに完成されている。もっと高温化が要求されれば、それに応じ

て進められる。飛躍的なものより延長上のものが作り易い。

(問4) 燃料事情の影響と日本での燃料は如何。

(回答) (1) NO_x の規制によって燃料がきまってくる。

(2) 日本で特殊性により、日本ではLNGやLPGがまず考えられよう。

(3) 水噴射は NO_x 低減によい。

(4) 重油や低質油使用は日本ではあまり広がらないであろう。しかしアメリカでは燃料の前処理装置を開発してかなりの低質油の使用を行っている。

(問5) 出力下限はどれくらいか。

(回答) (1) 小さいものではメリットがなくなるので少くとも50万ないし100万kWのプラントがほしい。

(2) ガスタービンの出力は18万kWくらいを考えている。

その他再生、三重サイクル、制御、等の質問も出たが割愛する。以上のように活発な討論の後16.30に閉会となった。

なお本討論会の下準備にほん走された三菱・竹矢一雄、日立・橋木康夫の両氏に深く感謝したい。

エンジニアリング会社より見た日本製ガスタービンの評価

日揮株式会社 横田伸夫
DE本部回転機械部次長

諸 論

ガスタービンは理論的に、発展の可能性が極めて高く、蒸気タービンを完成された先進機械に例えるならば、ガスタービンは発展途上機ということができよう。各企業ならびに研究機関等による理論的ならびに実践的な努力の成果として、ガスタービンサイクル単独のみならず複合サイクルにおいても、容量的にも熱利用率においても現在なほ大きく発展しつつある機械といえよう。

何と云っても、ガスタービンの発展の原動力となったものは、発電用のパッケージ形ガスタービンであり、Utility 以外は他の装置との関係をもたず、それ自身システムとして完成された機械であり、加えてその容量が経済の発展過程に合致したものと考えられる。発電用という応用においては、概して規格、標準に縛られずに各社が自由に標準機械として設計、製作することができたため、原価低減につながり、その二次的波及効果としてガスタービンの需要を刺激したものと考えられる。

ガスタービンの信頼性と経済性をささえているものはシステムとして完成した標準機でありこの意味から主機のみならず直属補機すべてを含んだシステムとしての保証が要求される。

しかしながら、ガスタービンそれ自身がプラントの場合は別として、大きなプラントの一つの機能としてガスタービンが使用される場合には、プラント全体を運営するために一つの統一されたポリシーがあり、必然的に統一された規格および標準が確立される。この様な大きなシステムの中にガスタービンというシステムが組み込まれた場合に、両者のシステムポリシーが一致する場合は問題ないが、多くの場合その規格、標準が異なり、その調整いかんによってはプラント運営に支

障をきたすか、もしくはガスタービンの信頼性をも阻害するようなシステムの変更を余儀なくされる場合がある。

この様にガスタービンの採用に当って、当事者（製作者）とは異なり、第三者的立場から見て、どのような問題が潜在しているか、その二三の例を挙げて関係者と一緒になり、今後の対応策を検討したいと思う。

[I] World wide business

世界の天然ガスおよび石油資源が枯渇しない限り、ガスタービンの需要は衰えないといっても過言でなからう。このうち大形ガスタービンにあっては、その需要要求に2面性を有しており、即ち石油および天然ガスの採掘量に比例するものと、他方は一般経済活動に比例する場合である。需要の大部分は前者に依存しており、これは石油や天然ガスの採掘とその輸送ルート等の立地条件がいずれもガスタービンの特長を生かせる条件となっており、このことは、とりもなおさず他の原動機が余り使用されないことを意味している。これに反して、後者の場合には特殊用途を除き、主原動機として蒸気タービンが使用され、わずかに緊急用およびバックアップ用としてガスタービンが使用されていて、経済性および立地条件がガスタービンにとって必ずしも有利とはなっていない。

ちなみに1977年度契約ベースの世界におけるガスタービンの建設容量を地域的に分類したデータを Fig-1 に示す。この表からわかるように、中近東地域の産油国におけるガスタービンの使用量が全体の55%を占め、さらに南米大陸の産油国を合わせると実に70%に達し、この事はとりもなおさず産油国地域がガスタービンの特長に合致していることを如実に示している。

前述のように、ガスタービンの利用地域は日本が所属する高温、多湿のアジア地域よりもそれ以外の世界に広がっており、World Wide Bus-

(昭和53年10月31日原稿受付)

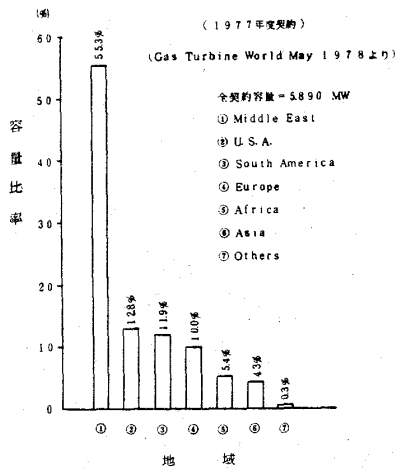


図1 地域別ガスタービン建設容量

iness が必然的に要求され、これに対処できるような人材の育成や、現地の事情に精通すること、すなわち気象、人情、法律の解釈および business rule 等、国際事業に欠かすことのできない態勢を整えることが必要である。加えて、受注活動のみならず、引渡し後の技術的援助、予備品の供給等のアフターケアを行い得るサービス網を必要とし、これがとりもなおさず以降の受注活動を有利に導く要因となる。

これらきめ細かいサービス体制は場合によっては一企業の枠を超えることもあり、企業間の壁を超えた国際協力を必要とする。

〔Ⅱ〕日本のガスタービン企業の特質

日本におけるガスタービン企業は次の二つの流れに分類することができる。すなわち大形ガスタービンにあっては大半の企業が蒸気タービンの製造技術と設備を流用し、小形ガスタービンにあってはディーゼルエンジンおよび過給機等の流れから発展したものである。さらに各社におけるガスタービンの製作開始の方法が、一部企業においてはすでに高い技術水準に達していたとはいえ、完成された技術を外国よりの導入に依存している。この意味でガスタービン専門の企業はなく、部分的ではあるが、まだこれら導入技術の消化不良が見受けられる。ガスタービンの主機に関して、各社共多大な研究費を投入し、優秀なる設計者を充当する傾向は当然必要であるが、ガスタービンは System machine であり、主機のみにより成り立つものでない。ガスタービンの信頼性を向

上し、併せてそのコストダウンを計る意味からも、主機と同等の配慮を補機を含めた周辺機器に傾注すべきではなかろうか。

大形ガスタービンがその大きさと容量を次第に増大させているとはいえ、蒸気タービンに比べてかなり小さく、したがって一部特殊な製造設備を除いて蒸気タービンの製造設備の流用が可能である。しかし、蒸気タービンはいうならば多種少量生産であり、これに比べてガスタービンは少種多量生産形の機械であり、その生産設備が根本的に異なり、生産台数いかにによっては量産メリットが阻害されて、それに伴う生産コストの違いが受注量に影響を及ぼし、悪循環をおこす危険性がある。これに比べて小形ガスタービンにあっては、その発想が多量生産意識より発しており、完全な標準機械が原則であり、我々エンジニアリング会社から見るとその応用性に多少軟柔性を欠くくらいがあり、標準装備の種類に多様化を必要とする。

ガスタービンの専用工作機械を設備することは、一企業の範囲を超えており、その稼働率いかにより企業の収益を大きく圧迫する。この意味から、企業間の壁をこえて専用工作機械の世界的な共同使用が必要であり、現在採用されている小形ガスタービンの Knock down 方式、および大形ガスタービンの主要部品の集中化は今後ガスタービン企業が発展するための一方向を示していると思われる。しかし、これとても為替の差損益、附加価値の高い部品の寡占化等が問題となっており今後解決をしなければならない課題であろう。

プラント建設に当っては、使用される機械の信頼性とその納期の厳守が目的達成に大きな影響と意味をもっており、日本企業の特質であるキメ細かい配慮がガスタービンの信頼性を高めており、さらに納期確保に対する信頼性は世界的である。反面これらに費される有形無形の出費が逆に日本で生産されるガスタービンのコストをおし上げてはいなかろうか。ことに日本人の労働賃金が世界の最高水準に達している現在、科学的計画に基づく工程分析と、信頼性とは何か、果して何が信頼性を低下させる要因であるかといったことをもう一度認識して逆にガスタービンのコストダウンを計るべきである。

〔Ⅲ〕標準化と信頼性

ガスタービンの信頼性は標準化の上になり立っているといっても過言でなからう。トータルシステムとして、経験と実績により改良され、選び抜かれ、淘汰された標準機ほど信頼性を実証できるものはない。その実績は一朝一夕には得られず、長年月にわたってのモニタリングが必要であり、それを達成するため相応の組織と体制を必要とする。日本企業にあっては、自社における長時間の使用実績を作ることは経済的に不可能であり、顧客に依存する場合が多い。また日新月异する技術社会においては、たとえ開発機でない標準機であっても、常に時代の流れに即応した改良が必要である。

機械に関係する問題点は次の二つに分類することができる。即ち運転後短期間のうち、発生する設計上の技術的問題点と、長期間の後に発生する経年変化に基づく問題点である。前項の問題は計算にのり、したがって技術的にその対策が講じ得るものであるが、後者においては、計算に乗らない問題が多く、これを解決するのがノウハウであり、この意味からモニタリングによるノウハウの蓄積と、設計へのフィードバックがとりもなおさずガスタービンの信頼性を高める要因となるのではなからうか。

前述のごとく、ガスタービンの標準機械といえども、その装備標準には一定の限度がある。あらゆる使用条件に合うような、いわば最大公約数的装備は大変高価であり経済的に成り立たない。したがってガスタービンとして、System guaranteeに必要な範囲を限定し、一種のBlack box 的標準とし、その他の範囲の装備については、使用条件に合った最も経済的な仕様に変更できるくらいの応用性が必要である。実際問題として、日本においては上記標準機と非標準装備とを同一部所において処理しており、極めて非能率的である。これに対処するため一部の外国企業においては、Application Engineering を専業とする企業が出現している。すなわちBlack box 的な標準機械を購入し、個々の仕様条件に合致した最も経済的装備を設計、製作して、システムとして完成して供給する企業であり、標準機械をいかに応用するか、今後のとるべき方法を暗

示していると思われる。

一般ガスタービンの構造を規定する標準および規定は少く、API-616 が多くの場合に引用使用される。我が国においても、JIS B-8041 が既に制定されているが、ガスタービンの試験方法に関するものであり、あまり実用的でない。またAPI-616 においても、その制定された時代のガスタービンに比べて、その構造および性能にかなりな変遷があり、加えて各社の標準が確立しており、実際の運用において多くのDeviation が発生する。ことにジェットエンジン転用ガスタービンおよび小形ガスタービンにおいては事実上API-616 の適用は困難であり、新しい規格の制定が望まれる。

プラントの管理運営に際し実践的方法の一つとして On plot と Off plot でその管理思想が異なる場合がある。これは On plot の機械に対しては、プロセスのトータルシステムとしての性能保証と信頼性との観点から Process owner の標準と規定が適用される。これに対して Off plot においては Plant owner の責任において行う場合があり、標準および規定の適用が緩やかであり応用性に富み現実的である。例えばプロセス圧縮機駆動用ガスタービンには、そのプラント全体に適用される標準および規準が厳格に適用されるのに反し、空気圧縮機および発電機駆動用ガスタービンのような Off plot 機械については各企業の標準がそのまま採用される場合が多い。

プラントの維持管理上一番重要な事は、部品および機械の補充供給である。我が国のような先進国においては工業水準の裾が広く、いかなる部品といえども入手可能である。しかしこの場合といえども同一規格という前提に立った場合であり、外国規格にもとづく部品にあっては、特注品となり、日数と特別な費用を必要とする。しかし発展途上国にあってはボルト、ナットおよび弁1個といえどもその調達に極めて困難さを感じさせられる。プラントの建設に際しては当然、建設予備および運転開始後の維持管理に必要な諸資材の予備品は用意準備されるのが通常であるが、その量は国状により異なる。ボルト、ナットや配管材料のような基本資材を含めると、予備品の量はかなり

の数量に達し、プラント全体の価格に影響を及ぼしかねない。まして標準、規格の系列が増加すると、標準数量が系列の数に比例して増大し、一部品管理上からもゆゆしき事になりかねない。すなわち、標準および規格類の入り乱れたプラントの信頼性の低下につながり、Miss understandingにより大きな事故を発生する危険性をふくんでいる。上記の理由から、統一した標準、規格を制定してプラント全体を通して互換性をもたせる必要があり、とくに計装品に関してはプラント維持管理の観点から互換性の必要性が極めて強く、場合によってはシステム保証に関係する部品以外はすべて Supplied by others とすることもあり得る。

〔Ⅳ〕 使いやすいガスタービン

近年日本人の体位向上はめざましいが、それとも欧米民族のように長い歴史と生活様式によりつちかわれた体位とでは当然相異があり、海外指向性のガスタービンの設計にあたっては、日本人の構造設計を再検討する必要性がある。例えば、我々の生活様式が変わったとはいえ、まだまだ座ることおよび腰を屈める事に対する苦痛度は外国人に比べて比較にならない位少ない。このためか運転操作に必要な計器および弁等がしばしば低い位置に配されており、利用空間に制限がある Packaged unit にあっても、通常の運転に不便を感じずる場合があり配慮を必要とする。

ガスタービンのユニット化が進み、ほとんどの標準機が Packaged unit となっており、確かに建家が不用、据付が簡単、現地の据付工事が大変少ないという大きなメリットがあり、無人運転のガスタービンにあっては合理的といえよう。しかし Package 化に伴って機側への出入りが制限され、運転中の保守点検も一般計器のみに依存せねばならない。一般計器による診断のみで果たして十分な点検ができるであろうか。たしかに経年変化に起因する現象の場合には、計器診断により十分に事故予知をすることができる。これに比べて単純事故の大半は、計器に異常を認めただけにはすでに遅く、緊急停止に移行する可能性が強い。これらの事故の発端は、計器診断よりも日常の目視点検により発見される場合が多い。Packaged ガスタービンにあっては、以上の事柄を

理解して、その詳細構造にわたって特別の配慮を必要とし、事実現地加工のない Package ガスタービンにあっては特別の配慮も比較的容易に行うことができると思われる。

一般に Package ガスタービン用の Enclosure の構造はパネル組立式のため、開放点検時にはこの Enclosure が取り去られ、外的要因に対して完全に無防備となる。ことに条件の悪い多湿または季節風と塵芥の飛散が発生する地域にあっては、機械内部の雨滴および塵芥の侵入防止に特別の配慮を必要とする。加えて Enclosure の設計思想が機械の外側を覆う外衣に過ぎず、部品の点検性にはほとんど考慮が払われていない。例えばどの様な小さな部品といえども、その点検には Enclosure パネルを取り去り、外部クレーンを使用する構造となっている例が多い。たとえ Packaged unit であっても使い易いガスタービンへの設計的配慮が望まれる。

先進国および自由主義国においては予備品の購入処置を比較的容易に行うことができるので、製作期間の長いものに限り予備品として保有することで、その数量を大巾に低減することができる。しかし発展途上国および社会主義国においては購入手続が複雑で、ボルト1本購入するのに6ヶ月～1年を必要とする場合すらある。したがって、プラント建設時に併せて多量の予備品を購入する場合が多い。

ガスタービン企業として、これだけの製作および納入実績を有するにもかかわらず、予備品に対する確固たるポリシーが確立されていない。多くの場合には顧客との折衝によりその数量が決定されるため、いたずらに摩擦を生じ、必要以上に時間を浪費する。この原因が直接的には過去の納入機械のモニタリングがなされていないことと、間接的には企業の組織に起因する。すなわち多くの企業においては予備品に対するエンジニアリングがガスタービン設計部門で代行され、また現業部門もガスタービン製造部門で管理されている。ガスタービンの納入実績の少ない時には上述の管理方法で処理が可能でも、実績と共に耐用年限との関係から稼働台数はかなりの数に達し、当然予備品の供給と機械の保守管理は独立部門にて掌握されねばならない。

プラントといえども時代と共にその使用方法が変化し、これに伴ってガスタービンの利用目的も変わってくる。連続運転の機械が非常用もしくは季節的使用に変る例はしばしば経験する。予備品は常に連続使用機のみを対象とするのではなく、休止機および短期間運転の機械に対しても、その主機のみならず補機を含めたポリシーを確立する必要がある。

ガスタービンを運転保守するためには取扱説明書が重要である。ガスタービンが多量生産機械に近づきつつあるにもかかわらず、取扱説明書が完備されておらず、その内容が高級すぎるきらいがある。取扱説明書は現象についてのみ忠実に記述する必要があり、その背景および因果関係の記述は不用と考える。さらに機械を取扱う運転および保守要員には、この取扱説明書以外に資料がないということ念頭に置いて編集すべきである。多くの取扱説明書がガスタービンの構造説明に多くの頁を費しているが、必要なのは分解組立の手順と Trouble shooting である。その手順の説明に際しても、全体図を使用して小部品の取扱を説明することがあり、運転保守要員の質を考慮し、いかにして正しく理解させるか、その方法について再考慮が必要である。ガスタービンはシステムであり、主機のみならず補機についてもその

記述内容に一定の質的レベルを必要とする。取扱説明書はすべての Information を含むようなれば Engineering Book であり、この取扱説明書のみで、その機械に関するすべての現象に対処できるような内容であるべきである。

[V] まとめ

ガスタービンは、熱工学、流体工学を初めとして材料、機械および電子工学等極めて幅広く、かつ各分野における最先端の技術を必要とする。換言すれば、ガスタービンの研究、発展が、その国の幅広い科学技術の発展に大きく貢献する可能性をもっている。残念ながら我が国の立地条件はガスタービンに余り適してはならず、現状の形式にあっては今後大きな需用を期待することはむずかしく、いきおいガスタービンの仕向先の海外依存度が増大する。世界市場での日本のガスタービンが私の望みであり、本紙をかりてガスタービンを使用する立場からの私見を述べ、ガスタービン技術に携わる諸兄の批判を仰ぐと共に、明日への発展のための一助とならんことを希望します。

最後に、現有の標準機のみならず、明日の戦略を考え、Advanced Gas turbine と Advanced Application への、たゆまぬ研究と努力を希望します。

三菱 SUPER MET形 過給機

三菱重工業株式会社 長崎造船所 山下 勝 義
野 村 滋 郎
長崎研究所 木 村 淑 人

1. ま え が き

ディーゼル機関の高出力化・高過給化の動きに伴い、過給機に対しても高圧力比高性能化が強く要請されている。この情勢に対処するため、圧力比3.0～3.5級の高性能過給機を開発した。ここにSUPER MET形過給機の実用1号機で実施した試験内容およびその成果について紹介する。

2. 供試過給機と試験装置

供試過給機はSUPER METシリーズの実用1号機MET 71S-Bで、図1に外観写真、表1にシリーズの主要目を示す。シリーズの形式名称は羽根車の概略外径寸法をセンチメートル単位で示している。試験装置の概略図を図2に示す。まず、補助ブロワからの空気を燃焼器に導き、燃料に点火する。燃焼器で発生した高温燃焼ガスを過給機のタービンに入れ、同軸上のブロワを駆動する。各バルブを調整し過給機を自立運転させ、補助ブロワを停止する。燃焼器へ送る燃料の量を加減し、タービン入口における燃焼ガスの圧力、温度を調整することによって、過給機を所定の回

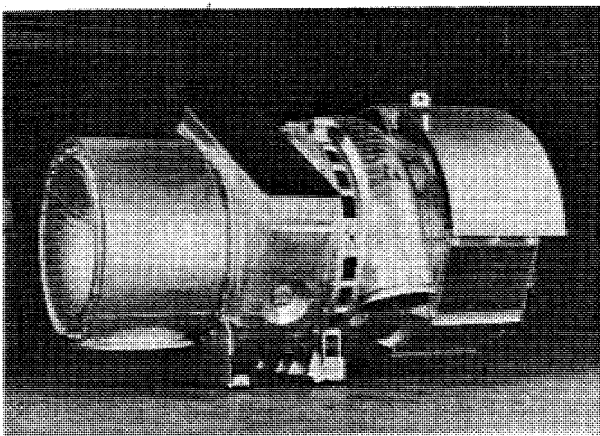


図1 View of MET 71S-B

(昭和53年10月2日原稿受付)

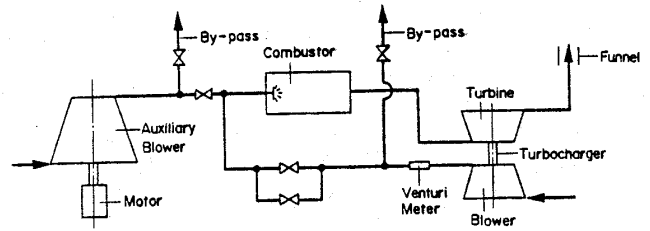


図2 TEST EQUIPMENT

転数に保つことができる。所定の回転数を保ちながら、ブロワ出口の弁開度を変化させて、性能試験を実施し、ブロワ特性を求めた。性能関係の計測器としては回転計を電磁式デジタル回転計、ブロワ入口、出口および空気流量計測用ベンチュリー差圧は水柱および水銀柱マノメータを使用した。また、ブロワ、タービン入口、出口の温度は熱電対とデジタル電圧計を使用した。

3. 試験結果

3-1 ブロワ性能 図3にMET 71S-Bのブロワ特性曲線の1例を示す。これから圧力比3.5附近の領域まで高い効率を示し、十分満足できるブロワ性能であることが確認された。次に一定外径の羽根車で、できるだけ広い流量範囲をカバーする研究を実施した。本目的を達成するため、インデューサ、デイフューザの設計に対し、特に注意を払った。デイフューザには円弧翼を採用した。インデューサの設計では、設計点で圧縮性の影響を極力おさえるような入口外径を選定し、インデューサへの空気流入損失が最小になるような翼のプロファイル、入口角を決めた。試験の解析結果、インデューサの入口入射角を4～6°にしたときに、ブロワ特性が最良となることを確認し、広い流量範囲のカバーはデイフューザのほか、流量に応じてインデューサの主要寸法を変える方法により達成できた。図4にインデューサとデ

表1 PRINCIPAL PARTICULARS OF SUPER MET TYPE TURBOCHARGER

Particulars	Type	MET 35 S		MET 45 S		MET 56 S		MET 60 S		MET 71 S	
		T	B	T	B	T	B	T	B	T	B
Continuous allowable max. turbocharger revolution	rpm	22000		17400		14000		13000		11000	
Momentary allowable max. turbocharger revolution	rpm	24000		19000		15200		14200		12000	
Continuous allowable max. gas temperature before turbine	°C	550									
Momentary allowable max. gas temperature before turbine	°C	600									
Air flow (at pressure ratio 3.5)	m ³ /s	3.5~5.8		5.5~9.2		8.5~14.2		10.7~16.3		13.7~23.0	
Diesel engine output range PS/a turbocharger (at pressure ratio 3.5)	KW	1692 ~ 2868		2721 ~ 4560		4205 ~ 7038		5222 ~ 8017		6693 ~ 11253	
Net weight	kg	800	850	1500	1600	2700	2900	3200	3500	5000	5500
Total length	mm	1450	1520	1790	1900	2250	2450	2430	2600	2830	3100
Total breadth	mm	890		1120		1560		1600		1900	
Total height	mm	840		1060		1500		1560		1850	

イフェューザとの組合せによる流量範囲の1例を示す。

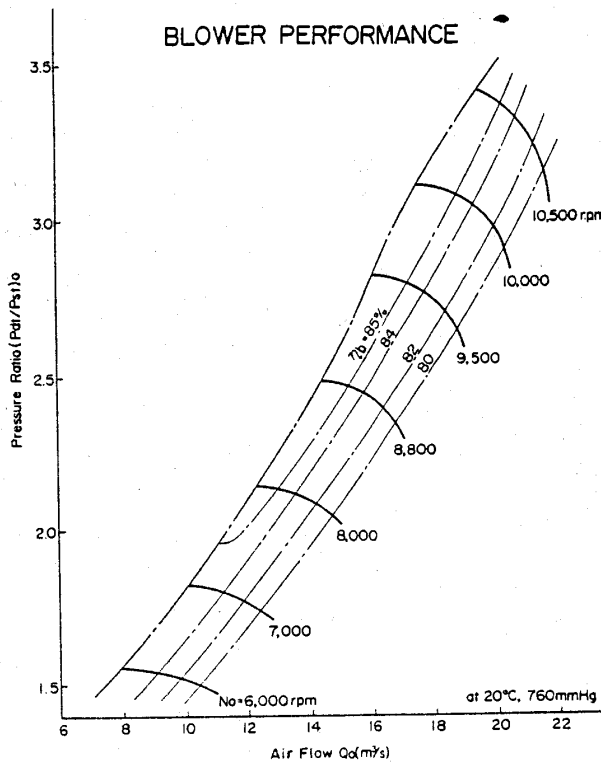


図3 BLOWER PERFORMANCE

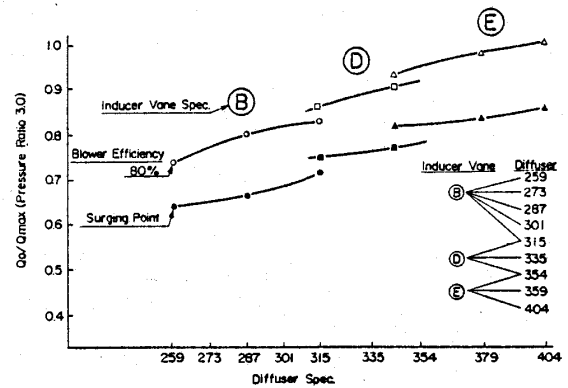


図4 EXAMPLE OF INDUCER VANE AND DIFFUSER COMBINATION

3-2 タービン性能試験 タービン性能試験はプロトタイプ機MET 35 Sにて重点的に実施した。タービン翼には、長崎研究所で十分研究された新しいプロファイルを採用している。ノズルについては、板ノズルとプロファイルノズルで試験を実施し、総合的に比較検討し、板ノズルを

採用した。一方、タービンから流出するガスの排気損失に目をつけ、数種類の出口ディフューザで比較試験を実施し、出口ディフューザ無しに比べ、いずれも性能は優れており、タービン効率で1.0～1.5%の向上ができた。また、ガス出口ケーシングを軸方向に短縮したコンパクト形で試験を実施し、性能的には、ほとんど差がないことを確認し、過給機本体のコンパクト化に成功した。

3-3 騒音計測 試作消音器における諸試験の周波数分析結果により、消音器の最狭部通路巾の寸法と減音との関係を明らかにし、この結果をもとに、新しい消音器を設計した。この消音器は、外部カバー、エアフィルタ、吸音セルおよび内部吸音筒から成る。吸音セルは空気通路を鋼板で格子状に分割して細かい蜂の巣状の並列通路を作り、この通路の全面にフェルトを張っている。吸音セルの最狭部は減音効果を最大にする大きさの正方形としている。図6にMET 71S-Bの騒音計測結果を示す。オーバオール騒音は100 dB (A) 以下であり、N=10400 r.p.mに

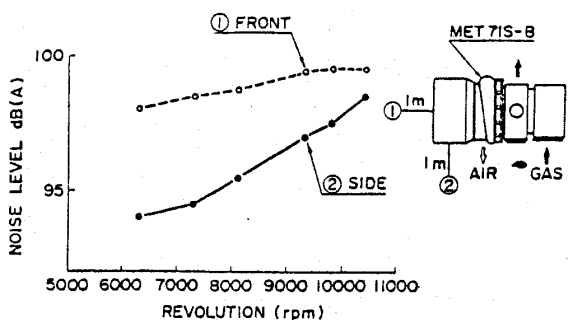


図5 RESULT OF NOISE LEVEL

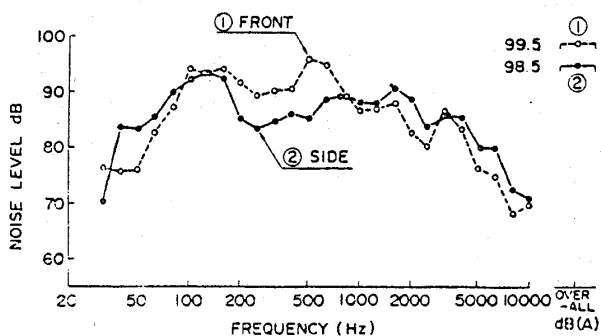


図6 RESULT OF FREQUENCY ANALYSIS AT N=10400 (rpm)

おける周波数分析結果(図6)を見れば、高周波音も十分小さい。

3-4 インデューサ羽根の振動応力計測

高速回転中におけるインデューサ羽根の振動応力値を確認するため、単独運転中に、FMテレメータ方式により振動応力を計測した。インデューサの最大応力部である前縁の翼根腹面にストレングージを張りつけ、検出された応力信号はリード線によってトランスミッタ(ロータ軸に組込まれている)に導かれ、発信され、ケーシングに張り付けてあるアンテナで受信する。図7に計測装置を示す。

応力計測は、ブロワ吐出部のバルブ全開で、過給機を自立運転し、回転数を徐々に上昇させ、オシロスコープに現われる応力値を監視し、共振回転数を探す。次にバルブ開度(5段階にバルブを絞りサージングラインに近づけた。)を変化させ、同じように回転数を上昇してゆき振動応力値を確認した。サージング点の応力値は回転数を一定にしておき、バルブを徐々に絞りサージング発生時に得られた値である。図8は三次元表示した振動応力値を示し、図9はブロワ特性曲線上に共振点およびサージング点の応力値を示したものである。本試験は、1次の固有振動数との共振点をねらったもので、図10に試験から得られたインデューサのキャンベル線図を示す。静止時の固有振動数は約1070 Hzであり、回転数の上昇と共に遠心力の影響により固有振動数は徐々に上昇する。7000 r.p.m 前後に達すると固有振動数は急上昇する。これは羽根車の羽根が遠心力により、徐々に前方に傾斜し、インデューサの羽根と接触するためである。更に回転数が上昇すると、インデューサと羽根車の羽根は1体となったまま、再び固有振動数は上昇するが、この付近では約1200 Hzである。MET 71S-Bの連続最高回転数は11000 r.p.m であり、共振点としては、7次以上の高次ハーモニックスのみであり、6次以下の低次ハーモニックスとは共振しない。実測結果はN=10300 r.p.mにて7次のハーモニックス共振で、応力半振幅は0.62 kg/mm²、N=9000 r.p.mにて8次のハーモニックス共振で、応力半振幅は0.26 kg/mm²であり、従来形の過給機より小さく、許容範囲におさめるこ

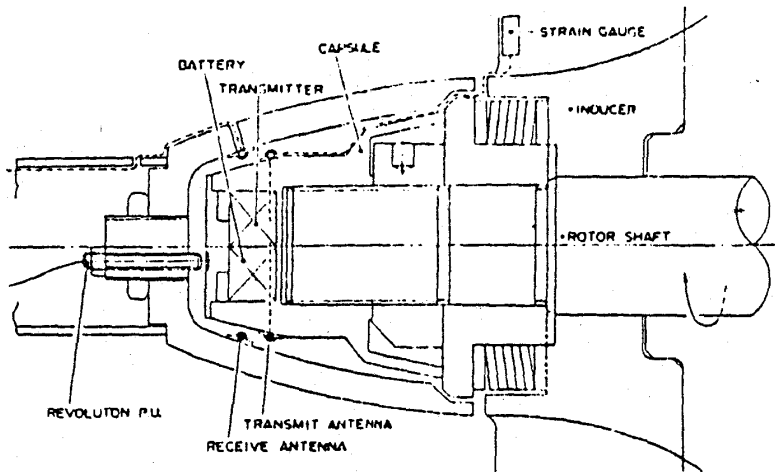


図7 SCHEME OF MEASUREMENT OF FM TELEMETER

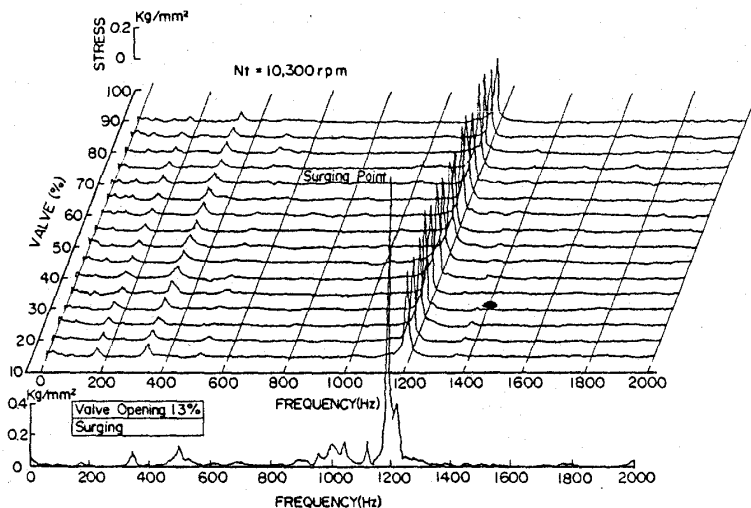


図8 VIBRATION STRESS IN INDUCER VANE

とができた。尚、共振点以外における応力値は高々0.02 kg/mm²程度であることも確認した。

3-5 耐久力試験 回転体の各羽根の疲労強度に主たるポイントをおいた耐久力試験を実施した。試験はインデューサ、羽根車およびタービン翼の各羽根につき、共振応力サイクル10⁸回の疲労に対する耐久性を確認するものである。あらかじめ、固有振動数を計測しておき、励振ハーモニクスとの共振回転数を求め、この回転数上にて共振応力サイクルが10⁸回に達する時間だけ

運転を続けることにした。図11にインデューサ、羽根車、タービン翼のキャンベル線図を示す。表2に耐久力試験の条件を示すが、羽根車の23次のハーモニクスはディフューザの枚数に、またタービン翼の26次のハーモニクスはノズルの枚数に各々起因する励振力である。MET71S-Bの総運転時間は諸試験を含め100Hrを超え、耐久力試験完了後、開放点検を行い各羽根および他の部品に異常ないことを確認した。

4. SUPER METの実機試験

4-1 動圧過給機関への適用

ディーゼル主機は佛赤坂鉄工所製の三菱6UEC52/105DS, 7200 PS×125 rpmであり、過給機はMET45S-Tが2台装備されている。図12は陸上運転の性能曲線である。

4-2 定圧過給機関への適用

主機は三菱SULZER 10RND 90M, 33500 PS×122 rpmであり、過給機はMET71S-Bが3台装備されている。図13は陸上運転時の性能曲線である。

4-3 二段過給機関への適用

主機は神戸発動機(佛製)の三菱7UEC60/150E, 12500 PS×124 rpmであり、過給機はMET60S-TおよびMET560が各々2台ずつ装備されている。図14は陸上運転時の性能曲線である。

5. あとがき

SUPER MET形過給機の実用化に当り、単独性能、騒音、強度、耐久力試験、一方、動圧、定圧、二段過給の各々の機関との適合試験を実施し、実用機として十分満足できる性能、信頼性を確認した。

参考文献

- (1) 野村, 成末: 三菱重工技報 13-1(昭51-1) (p128~p134)

- (2) 野村, 山下: 内燃機関 16-201
(昭52-10)(p9~p17)
- (3) 山下, 野村, 木村: 三菱重工技報
15-2(昭53-3)(p135~p141)
- (4) 山下, 野村, 木村: 日本ガスタービン学会
第6回 定期講演論文集(昭53-6)
(p25~p29)

表2 CONDITION OF ENDURANCE TEST

PART	MODE	FREQUENCY Hz	HARMONICS	RESONANT REVOLUTION rev/min	OPERATING HOUR OF 10 ⁴ CYCLE h
INDUCER VANE	1ST-BENDING	1200	7	10300	232
		1200	8	9000	232
IMPELLER BLADE	2ND-BENDING	3140	23	8220	88
	3RD-BENDING	4320	23	11200	65
TURBINE BLADE	1ST-TORSION	3280	26	7500	85
	2ND-BENDING	4330	26	10000	64
TOTAL HOUR					766

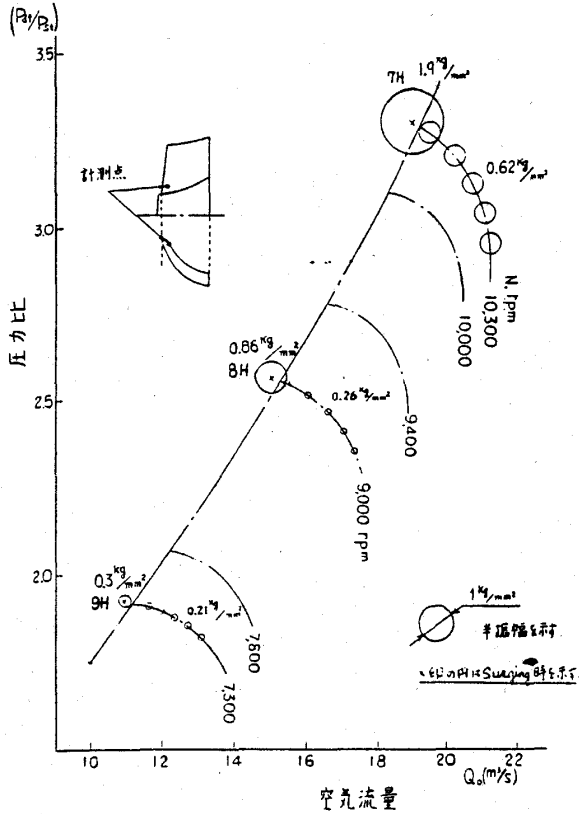


図9 インデューサ振動応力計測結果

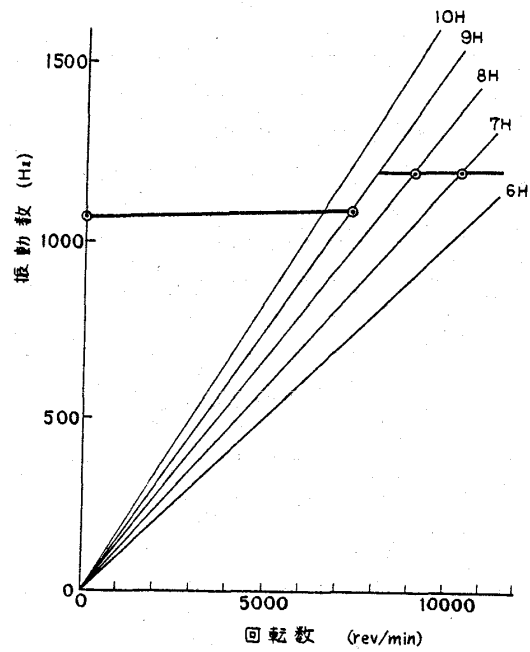


図10 インデューサのキャンベル線図

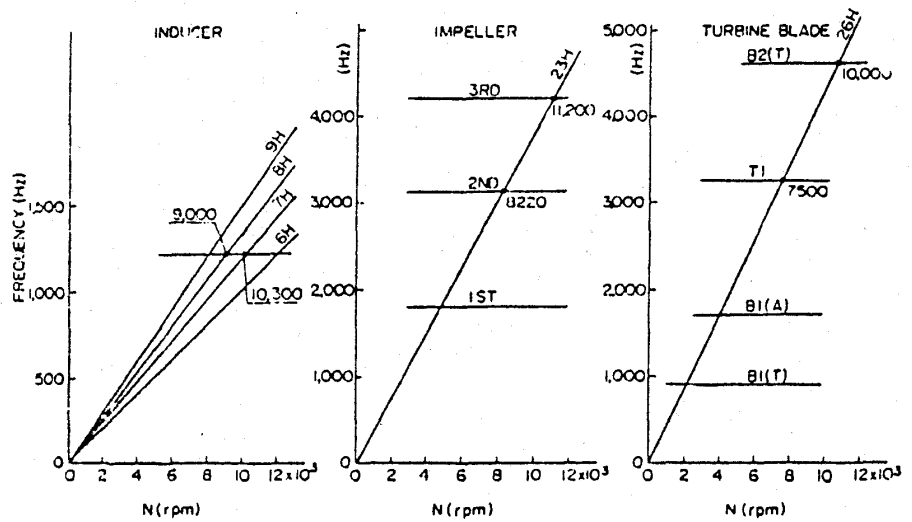


図11 CAMPBELL DIAGRAMS OF INDUCER, IMPELLER AND TURBINE BLADE

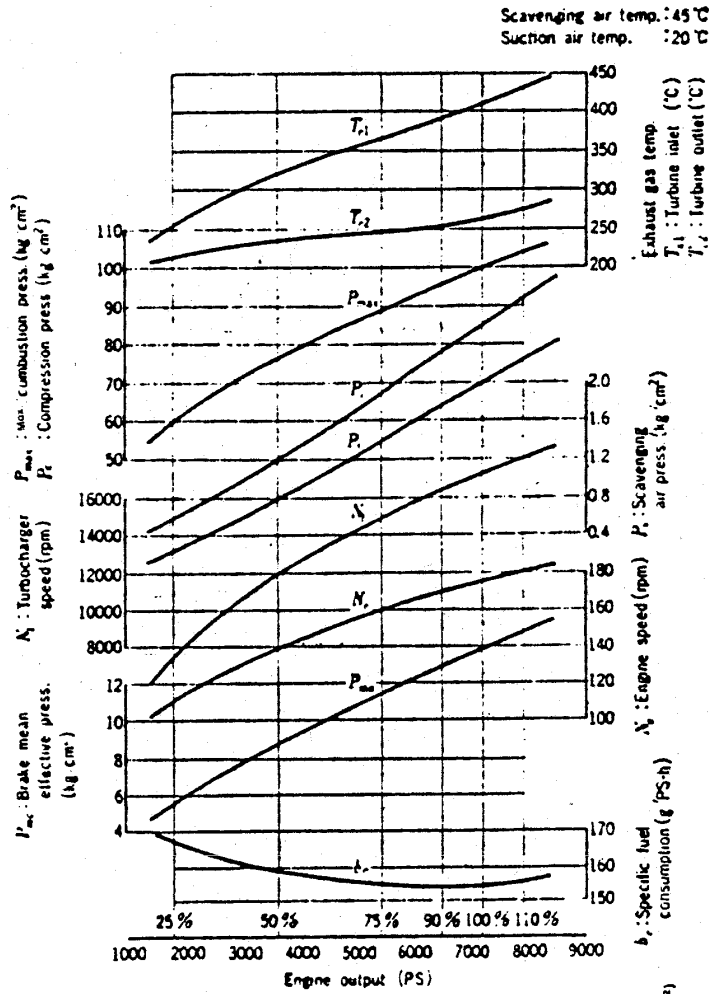


図12 6UEC 52/105 DS+MET 45x2 S-T性能曲線 Performance curves (Mitsubishi UE Diesel engine)

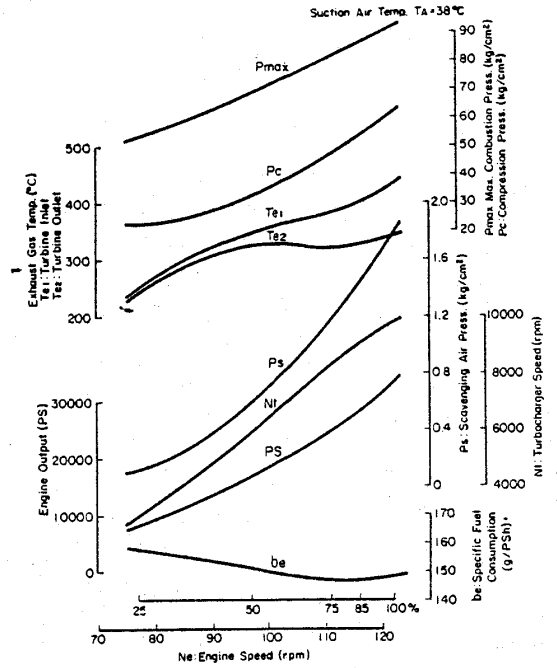


图13 10RND 90M PERFORMANCE CURVE MET71S-Bx3

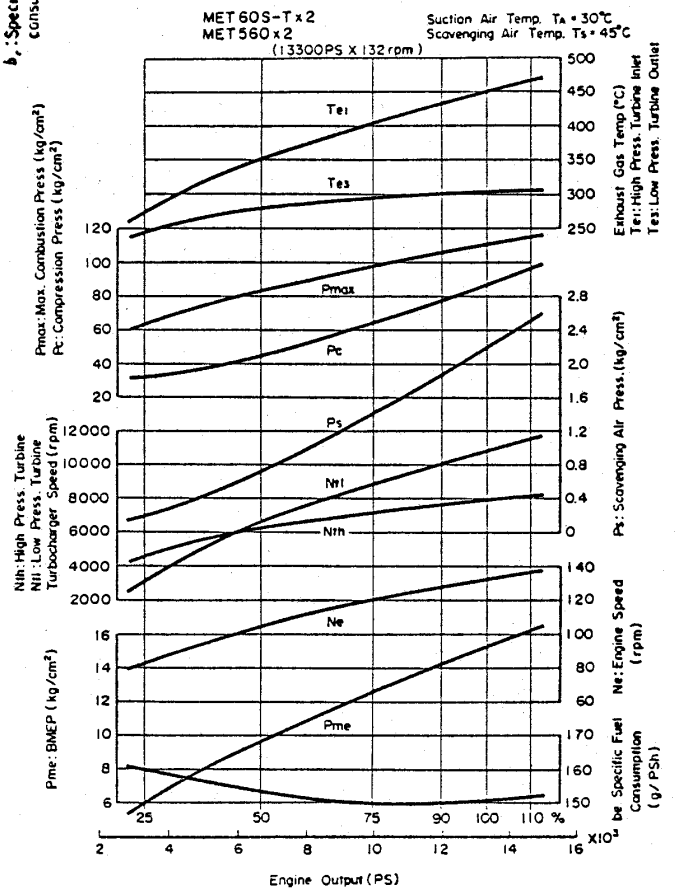


图14 7UEC60/150E PERFORMANCE CURVE

遠心羽根車のすべり係数について

大阪大学工学部機械工学科 小川 武 範
村 田 暹

まえがき

エンジン用過給機および比較的小出力のガスタービンには遠心圧縮機が用いられている。遠心羽根車の設計に当っては羽根車出口の流れを知ることが必要である。このことは羽根車の発生するヘッドを推定するために必要であり、ディフューザ設計のための資料ともなる。このため一般にはすべり係数を導入して出口流れに対する羽根数有限の影響を示す。ここでは遠心羽根車のすべり係数に作用する種々の要因およびそれらの影響について述べる。

1. すべり係数の定義

遠心羽根車のすべり係数には羽根車の幾何学的形状寸法や作動条件が影響し、影響を与えるパラメータとしては、 z , r_1/r_2 , b_2/b_1 , β_1 , β_2 , φ_1 , φ_2 , μ_E , Re があり、またガスタービンや過給機用遠心圧縮機の羽根車については気体の圧縮性を考慮することが不可避で、さらにパラメータとして、 M_2 や ρ が加わる。^(注)これらのパラメータの影響はその大きさにそれぞれ差があり、またすべての要因を考慮することは不可能であるので、従来の研究ではその中の二、三のパラメータだけを考慮したものが多し。Adler⁽¹⁾は従来のすべり係数の式でどの要因が考慮され、どのような制限があるかを表で示しており、なかなか興味深い。

さてすべり係数の定義の方法には、酒井⁽²⁾も述べているように、大きく分けてつぎに述べるような二種類の方法がある。最も多いのは

$$\mu = h_{th} / h_{th\infty} \quad \dots\dots\dots (1)$$

と定義する方法である。この定義は羽根車の $h_{th} - \varphi_2$ 曲線が図1(a)に示すような場合に最適である。すなわち μ は φ_2 に無関係に常に一定であり、 μ

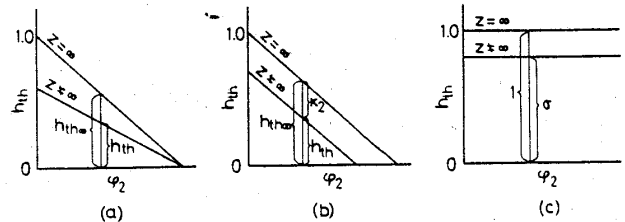


図1 $h_{th\infty}$ と h_{th} の変化の代表的な例

を与える式の中に変数として φ_2 を入れる必要はない。さて $\varphi_2 = 0$ のとき $h_{th\infty} = 1$ であるから、 $\mu = h_{th0}$ となる。第2の方法は

$$C_{u2\infty} - C_{u2} = \kappa_2 u_2$$

ですべり速度 $\kappa_2 u_2$ を定義する方法で、この場合には

$$h_{th\infty} - h_{th} = \kappa_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。図1(b)に示したように $h_{th\infty}$ 曲線と h_{th} 曲線が平行な場合に、この方法は最適で、この場合には κ_2 は φ_2 に無関係に一定となる。Wiesner⁽³⁾はすべり係数 σ を次式で定義した。

$$h_{th\infty} - h_{th} = \kappa_2 = 1 - \sigma \quad \dots\dots\dots (3)$$

さて図1(b)の場合には κ_2 と σ は φ_2 に無関係であり、 $\varphi_2 = 0$ では $h_{th\infty} = 1$ であるから、この場合には $\sigma = h_{th0}$ となる。図1(c)は図1(a), (b)の特殊な場合と考えられ、 φ_2 の値に拘らず $h_{th\infty} = 1$ であるので、 $\sigma = \mu = h_{th}$ となり、この場合には σ , κ_2 , μ いずれも φ_2 には無関係となる。なおガスタービン用遠心圧縮機の羽根車では、高速回転のため強度上の理由により $\beta_2 = 90^\circ$ とすることが多く、この場合は φ_2 に無関係に $h_{th\infty} = 1$ となる。

さて実際の $h_{th} - \varphi_2$ 曲線はどのような形状であろうか。図2に $\beta = 40^\circ$ の対数らせん羽根に対する計算結果を示した。図2(a)は $b_2/b_1 = 1.0$

(昭和53年10月18日原稿受付)

(注) 記号はあとがきの次に説明

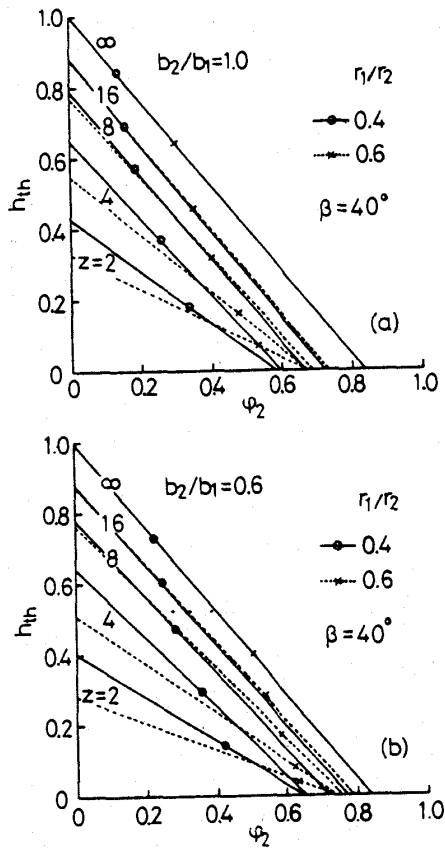


図2 実際の $h_{th} - \varphi_2$ 曲線

の場合で、Busemann⁽⁴⁾による結果と同じものである。図2(b)は羽根車幅が変化した場合で、筆者らが計算した結果である。⁽⁵⁾羽根数が多い場合には $h_{th\infty}$ と h_{th} はほぼ平行であり、この場合は第2の K_2 による方法が適当であろう。しかし z が小さくなるにつれて平行でなくなる。この傾向は羽根車の内外径比 r_1/r_2 が大きくなるにつれて著しくなり、また幅比 b_2/b_1 が小さくなるにつれて平行度は悪くなる。なお φ_2 は羽根車出口における流量係数 ($= c_{m2} / u_2$) で、幅比 b_2/b_1 が異なれば b_1 を一定に保って b_2 を変化させた場合は流量 Q も変化する。また図中の \circ, \times 印は無衝突流入点を示す。なお図2をみれば、 r_1/r_2 が0.4の場合より0.6の場合の方が図1(a)に近いことがわかる。すなわち $r_1/r_2 \rightarrow 1$ の場合には図1(a)に近づき、この場合には(1)式のすべり係数 μ による方法が適当と考えられる。

2. 種々のすべり係数の式
2-1 Stodola の式⁽⁶⁾

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z(1 - \varphi_2 \cot \beta_2)} \dots\dots (4)$$

上式では μ は z, β_2 および φ_2 の関数であり、 $r_1/r_2, b_2/b_1, M_2$ などには無関係である。(4)式による μ とポテンシャル流れとしての計算結果⁽⁵⁾を比較して図3に示した。図より明らかなように羽根車の幅比 b_2/b_1 が1.0の時は z が大きければ両者はかなり合うが、 b_2/b_1 が0.6になるとその差は増大する。また r_1/r_2 の値の影響も b_2/b_1 が小さくなると大きくなる。

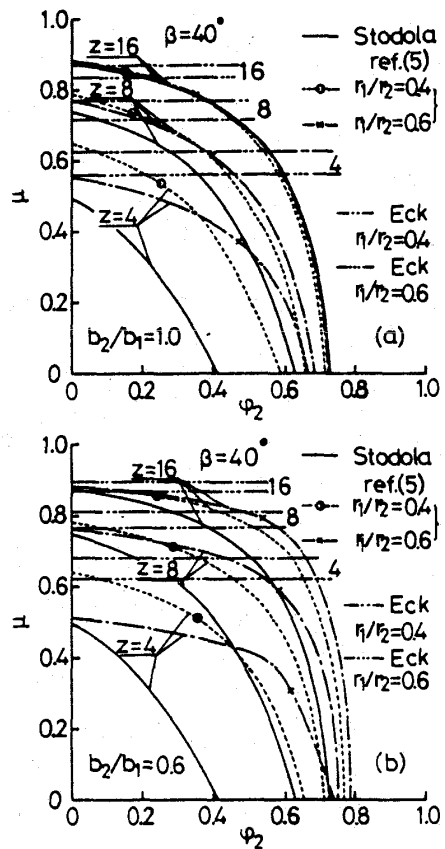


図3 Stodola および Eck の式との比較

2-2 Eck の式⁽⁷⁾

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\sin \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot b_2}{8 S \cdot z}} \dots\dots (5)$$

ただし、

$$S = \int_{r_1}^{r_2} (b \cdot dr) \cdot r$$

で羽根車の幅が一定の場合 ($b_1 = b_2$) は

$$S = \frac{b_2}{8} D_2^2 \left\{ 1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots (6)$$

となり、円錐状に幅が変化する場合

$$S = b_1 r_2^2 \left(\frac{r_1}{r_2} + \frac{1 - r_1/r_2}{3} \cdot \frac{1 + 2 b_2/b_1}{1 + b_2/b_1} \right) \cdot \frac{1 + b_2/b_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \dots\dots\dots (7)$$

となる。Eck の与えた(5)式には $z, \beta_2, r_1/r_2$ および b_2/b_1 の影響が考慮されているが、流量は変数として入っていない。一般に μ は流量によって変化する。従って流量が0の場合の μ_0 と無衝突流入流量に対する μ_e とは異なる。図3に示したように流量が0の点では Eck の μ は Stodor

la の μ と文献(5)からの μ とよく合っているが、 μ_e との差は大きい。図4には(5)式より求めた μ と解析値⁽⁵⁾ から求めた μ_0, μ_e の比較を示した。図4(a)は羽根車幅一定の場合で、図4(b)は $b_2/b_1 = 0.6$ の場合である。Eck の μ は β の値に無関係に μ_0 の値に近く、また図より明らかのように、特に $b_2/b_1 = 1.0$ の場合には極めて良く一致する。しかし実際の設計の時により重要なのは μ_e の方である。ふつう遠心ターボ機械の羽根車にはディフューザやケーシングが取り付けられており、これらの要素は設計流量時において最も損失が少なくなるように設計される。設計流量時以外ではこれらの要素部分の損失は羽根車内での損失より大きいこともあり、これらの部分での損失の見積りはかなり困難である。従って μ_0 を如何に正確に知り得たとしても、締切時における機械全体の性能予測には大して意味がない。

なお μ_e の求め方であるが、 μ_e は $z = \infty$ のときの $h_{th\infty e}$ と z が有限の場合の h_{the} との比ではない。何故なら $h_{th\infty e}$ になるときの流量と、 h_{the} となる場合の流量は異なるからで(図2)、ここでは μ_e は h_{the} と、 h_{the} となる時の φ_{2e} に対する $h_{th\infty}$ との比を取った。すなわち同じ φ_2 に対する比である。

2-3 Wiesner の式⁽³⁾ Wiesner はすべり速度を経験的に

$$\sqrt{\sin \beta_2} \cdot u_2 / z^{0.7}$$

とおき、すべり係数 σ を

$$\sigma u_2 = u_2 - (\text{すべり速度})$$

と定義し

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \dots\dots\dots (8)$$

という経験式を示している。 σ は κ_2 および μ によっても表わされ

$$\sigma = 1 - \kappa_2 \dots\dots\dots (9)$$

また

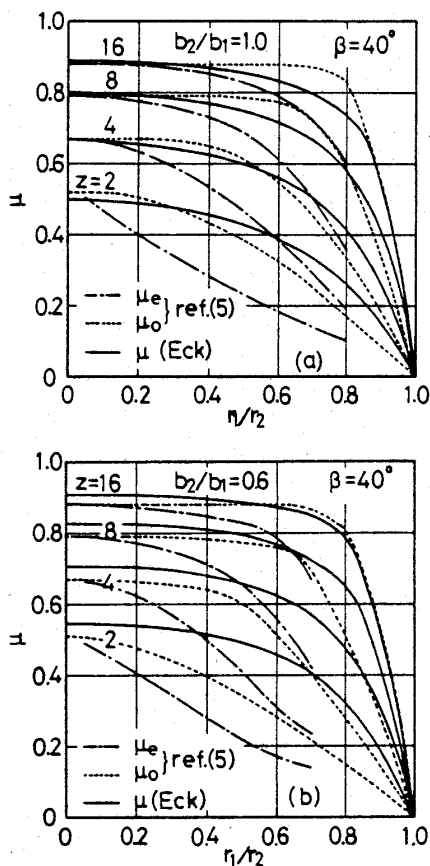


図4 Eck の式との比較

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c u_{2\infty}} (1 - \sigma) \dots\dots\dots (10)$$

となる。従って流量0の場合および $\beta_2 = 90^\circ$ の場合には $\mu = \sigma$ となる。経験式(8)には r_1/r_2 の影響が入っていないが、Wiesner は(8)式の適用範囲を

$$\epsilon_{\text{limit}} = \frac{r_1}{r_2} \leq \frac{1}{e \frac{8.16 \sin \beta_2}{z}} \dots\dots (11)$$

とし、この範囲外に対しては

$$\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{r_1/r_2 - \epsilon_{\text{limit}}}{1 - \epsilon_{\text{limit}}} \right)^3 \right\} \dots\dots\dots (12)$$

と与えた。すなわち Wiesner は r_1/r_2 が ϵ_{limit} までは σ は r_1/r_2 に無関係で一定であるとし、それ以外の範囲には σ に対する r_1/r_2 の

影響を考慮した。しかしいずれの領域においても φ_2 および b_2/b_1 の影響は考慮されていない。Wiesner の定義した σ を σ_w とし、解析解⁽⁵⁾から算出した σ_o と σ_e との比較を図5, 6に示す。 σ_w は σ_o によく一致し、 β_2 が大きく、かつ幅の変化が無い方がその差は小さい。 σ_e については $r_1/r_2 \leq \epsilon_{\text{limit}}$ ではよく合うが、それ以外では傾向は全く逆になる。すなわち $r_1/r_2 \rightarrow 1$ のとき σ_e は 1 に近づくが、逆に σ_w は 0 に近づく。 $\sigma_e \rightarrow 1$ となるのは次の事情による。 $r_1/r_2 \rightarrow 1$ のときの h_{th} 曲線は図1(a)のようになる。そして図2にみるように、 $r_1/r_2 \rightarrow 1$ のとき無衝突流入時の φ_2 の値は大になる。そこで $r_1/r_2 \rightarrow 1$ のときは $\kappa_2 = (h_{\text{th}\infty} - h_{\text{th}}) \rightarrow 0$ となり、このため $\sigma_e \rightarrow 1$ となる。 σ_w は最高効率点近くの実験値から得られた経験式であるから、 σ_w は σ_e とよく一致しなければならないが、 $r_1/r_2 \geq \epsilon_{\text{limit}}$ では σ_w は σ_e でなく σ_o と一致する。 $r_1/r_2 \geq \epsilon_{\text{limit}}$ では σ_w に対する実験結果は殆んど無いのに、 σ_w が Busemann の $h_{\text{th}0}$ と一致す

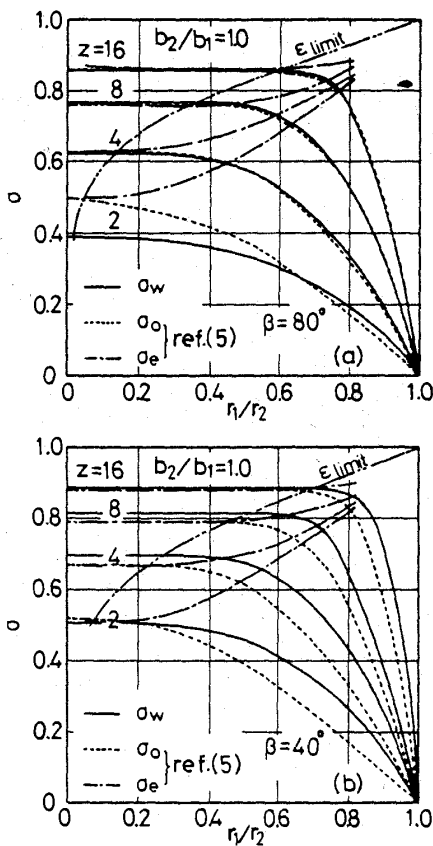


図5 Wiesner の式との比較 (b=一定)

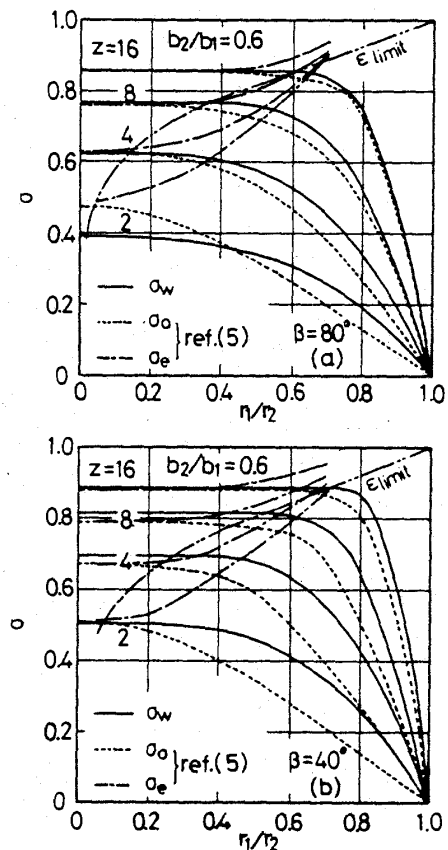


図6 Wiesner の式との比較 (b2/b1=0.6)

るはずであるという考えから、Wiesnerはこの範囲の σ_w の経験式を定めている。そこで σ_w が σ_e でなく σ_o と一致するのは当然であり、Wiesnerの式は $r_1/r_2 \geq \epsilon_{limit}$ で問題があるように思う。またWiesnerが示した σ_w と実験値の比較は $r_1/r_2 \leq \epsilon_{limit}$ の範囲内だけの値であり、 $r_1/r_2 > \epsilon_{limit}$ に対しては比較は示されていない。 β_2 が大きく、かつ z が小さいときは $r_1/r_2 \leq \epsilon_{limit}$ の範囲は極めて狭くなるので、このような場合にはWiesnerの式を用いることはできない。しかし以上のような問題点はあるが、Wiesnerはすべり係数の経験値が、ある条件下ではポテンシャル流れから計算した値とよく一致することを示し、有意義な結果を得ている。

さてEck⁽⁷⁾、Wiesner⁽³⁾らはすべり係数を流量に無関係な式で与えたが、このことを批判した論文も多い。例えばWhitfield⁽⁸⁾は放射状直線羽根について、理論的および実験的に流量が変化した場合のすべり係数を求め、かつStanitz⁽⁹⁾の求めたすべり係数と比較している。また酒井ら⁽¹⁰⁾は混流羽根車についてすべり係数が流量によって変化することを実験値を用いて示し、従来の種々のすべり係数と比較している。

3. 対数ら線羽根以外の羽根に対するすべり係数の解析

遠心羽根車の後向き羽根に対する理論解析は羽根の形状を対数ら線として解析したものが多⁽¹¹⁾。しかし一般に用いられている羽根には円弧翼が多いとして、Черняк⁽¹²⁾は円弧翼から成る遠心羽根車内の流れを特異点法で解析し μ を求めている。羽根が円弧の場合は対数ら線羽根の場合に比してパラメータが一つ多く、即ち β_2 と無関係に β_1 を選ぶことが出来る。Чернякは $\beta_1 = 20 \sim 28^\circ$ にとり、 β_2 を $20^\circ \sim 150^\circ$ まで変化させた時の μ を求めた。その結果の一部を例として図7に示した。なおこの場合の羽根車幅 b は図8に示したように変化している。図7に示した μ は $\varphi_2 = 0.1$ の場合の μ であるので、 μ_o の値に近く、従って μ が一定である r_1/r_2 の範囲も大きい。Чернякはこの μ が一定である r_1/r_2 の限度を弦節比 l/t_1 で表わした。Чернякの線図はソ連で遠心羽根車の設計にしばしば用いられる。また林⁽¹³⁾は円弧や直線からなる種々の形状の羽根を持つ羽根

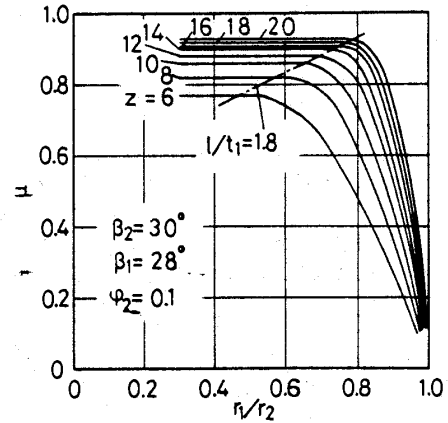


図7 円弧翼に対するすべり係数 μ

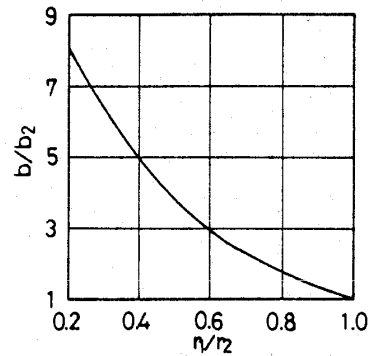


図8 羽根車幅 b の変化

車の実験的すべり係数とEckやStodolaのすべり係数との比較を示している。

4. 羽根車幅 b の変化の影響

4-1 すべり係数に及ぼす影響 構造のごく簡単な渦巻きポンプを除いて、産業用遠心圧縮機、ガスタービン用遠心圧縮機の羽根車は一般に半径方向にその羽根車幅が変化する。対数らせん羽根からなる羽根車の幅 b が変化した場合の h_{tho} 、 h_{the} の解析結果は横軸に r_1/r_2 をとり、 z 、 β 、 b_2/b_1 をパラメータとしてBusemannの係数(h_o 、 h_e など)を用いて示されているので⁽⁵⁾、ここではその解析結果の一部から求めた各種すべり係数を示すことにする。図9は $b = \text{一定}$ の場合で、図10、11は b が変化した場合の結果である。 κ_{2o} と κ_{2e} の重なる r_1/r_2 の範囲は b_2/b_1 が小さくなるにつれて狭くなる。図12は φ_2 を横軸にとり、 b_2/b_1 が h_{th} に及ぼす影響を示した。 z が大きい場合の $h_{th} - \varphi_2$ 曲線は

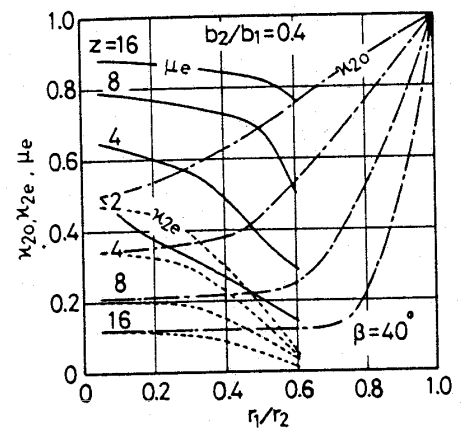
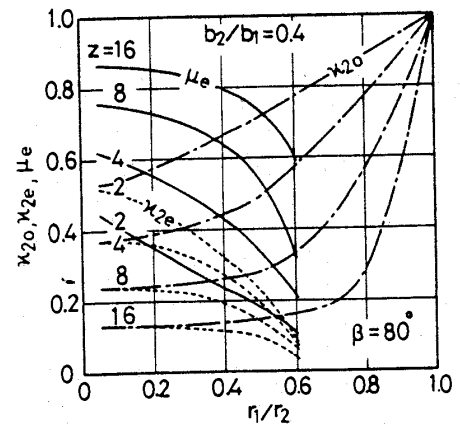
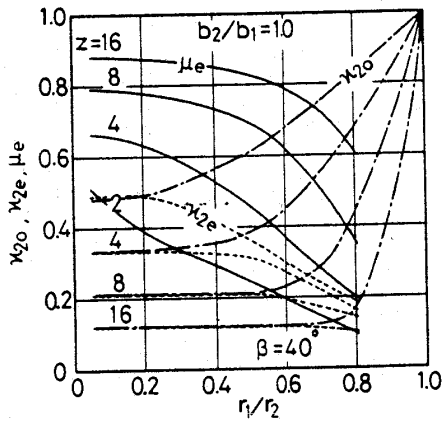
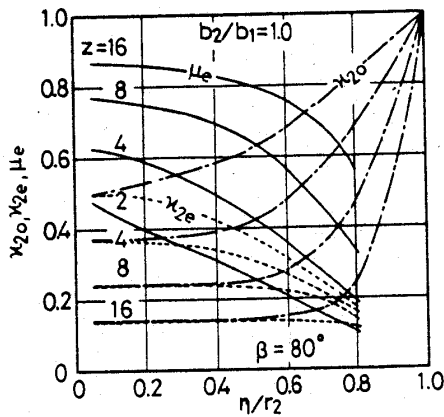


図9 各種すべり係数 (b = 一定)

図11 各種すべり係数 (b₂/b₁ = 0.4)

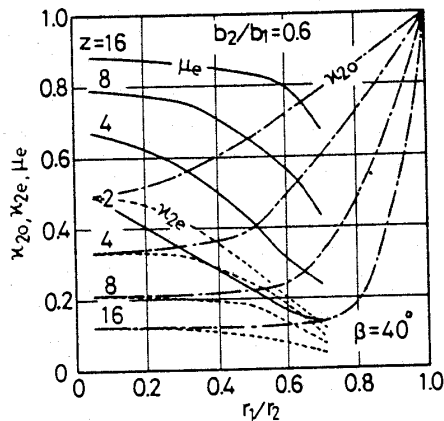
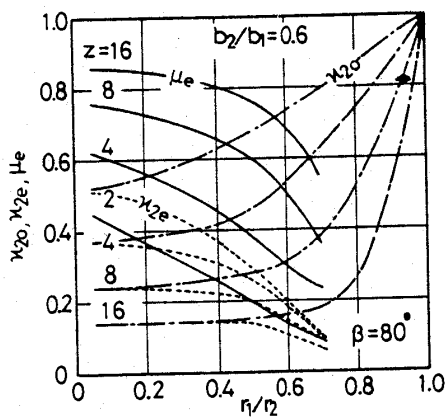


図10 各種すべり係数 (b₂/b₁ = 0.6)

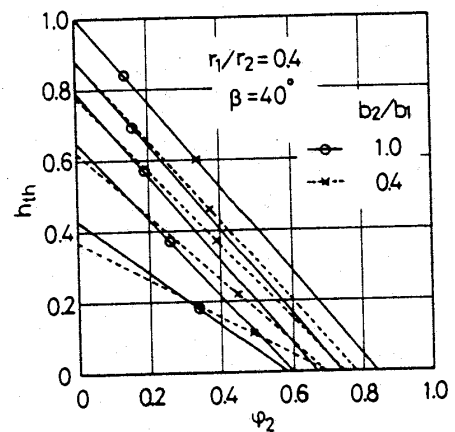


図12 h_{th} - φ₂ 曲線に及ぼす b₂/b₁ の影響

$z = \infty$ の場合の $h_{th} - \varphi_2$ 曲線に平行に近いが、その平行度も z が小さくなるにつれて、また b_2/b_1 が小さくなるにつれて悪くなる。 z が大きい場合には平行に近いので κ_2 法による整理が有

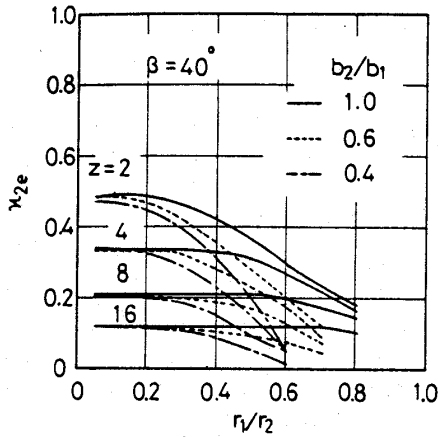


図13 κ_{2e} に及ぼす b_2/b_1 の影響

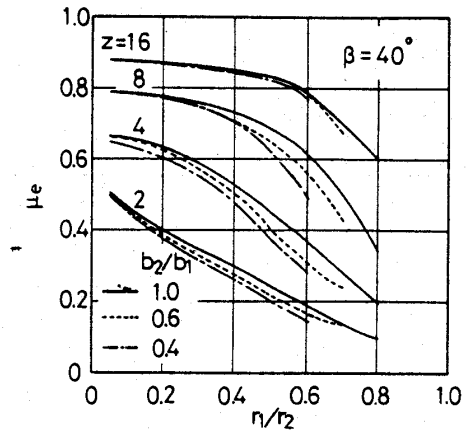


図15 μ_e に及ぼす b_2/b_1 の影響

利であるようだが、図13に示したように κ_{2e} は r_1/r_2 に依存し、変化も大きい。また b が変化する場合は食違い角 γ の対数らせん羽根に対しては

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{2\infty e} &= (r_1/r_2)^2 (b_1/b_2) / \tan \gamma \\ h_{th\infty e} &= 1 - (r_1/r_2)^2 (b_1/b_2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

となるので

$$r_1/r_2 = \sqrt{b_2/b_1} \dots\dots\dots (14)$$

において $h_{th\infty e} = 0$ となり、それ以上大きい r_1/r_2 では揚程は負となる。図14, 15に κ_{20} および μ_e に及ぼす b_2/b_1 の変化の影響を示した。図13および図15の比較より明らかなよ

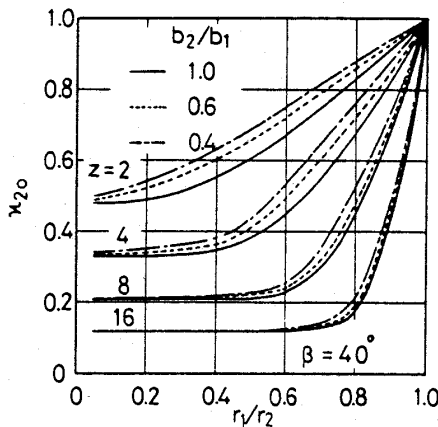


図14 κ_{20} に及ぼす b_2/b_1 の影響

うに κ_{2e} よりも μ_e の方が傾向が一定しており、まとめ易い形をしている。従って羽根車幅 b が変化する場合はすべり係数としては、 z , β_2 , r_1/r_2 , それに出来れば b_2/b_1 をパラメータとして加えた μ_e に対する関数形を定めるのが適当なようである。また図12 ~ 図15より明らかなように、 b_2/b_1 が小さくなるに従いすべり速度は、 $h_{th} - \varphi_2$ 曲線が $b_2/b_1 = 1.0$ と $b_2/b_1 = 0.6, 0.4$ の場合で交叉するため、 $\varphi_2 = 0$ では大きくなり、 $\varphi_2 = \varphi_{2e}$ では小さくなる。

さて羽根車幅 b の変化を考慮したものは他にもあり⁽¹⁾、放射状直線羽根に対して Stahler⁽¹⁴⁾、後向き羽根に対しては Eck⁽⁷⁾, Eckerd⁽¹⁵⁾, Traupel⁽¹⁶⁾ などの式がある。また白倉⁽¹⁷⁾ はすべり係数の図式決定法として、羽根間の流線の一点に作用する力の釣合い式を用いた方法を示し、例として $b = \text{一定}$ の場合の結果を示しているが、この方法は b が変化する場合にも応用することが可能である。

4-2 入射角に及ぼす影響 羽根入口における入射角 α を幅比 b_2/b_1 をパラメータとして調べた。一般に $\varphi_{2e} > \varphi_{2\infty e}$ であるので、図16に示すように $c_{m1} > c_{m1}$ となり、直角流入を仮定すると c_{m1} は

$$c_{m1} = \frac{r_2}{r_1} \frac{b_2}{b_1} \varphi_{2e} u_2 \dots\dots\dots (15)$$

より求められる。故に

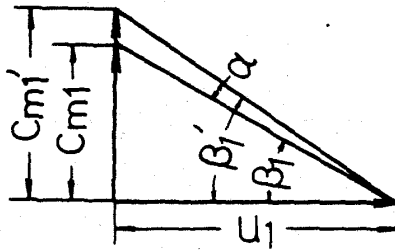


図16 羽根車入口における速度三角形

$$\beta'_1 = \tan^{-1} \left\{ \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \frac{b_2}{b_1} \varphi_{2e} \right\} \dots\dots (16)$$

となり

$$\alpha = \beta'_1 - \beta_1 \dots\dots (17)$$

で入射角 α を定義した。この α の値を図 17 に示した。 α は r_1/r_2 が大きくなるにつれて、そして b_2/b_1 , z が小さくなるにつれて減少する。また β が大きい程 α も大きい。径方向に流入する準三次元的羽根車に対する結果(図 17)によれば $z > 16$ では大体 α は 5° 以下であるが、イン

デューサ部を持つ三次元的圧縮機羽根車ではハブ側で $\alpha = 14.4^\circ$, シュラウド側で $\alpha = 7^\circ$ という入射角を設計の際に選んだという報告もあり⁽¹⁸⁾, α は羽根車の形式にも影響される。なお設計の際には, r_1/r_2 , z , β , b_2/b_1 を与えて α を求めれば, その羽根枚数での無衝突流入流量を得ることが出来, その流量に対する $h_{th\infty e}$ より μ_e または κ_{2e} を用いて h_{the} を得ることができる。

5. 圧縮性の影響

すべり係数に関する研究は非常に多いが, ガスタービンや過給機用の遠心圧縮機羽根車のように, 回転数が大きく流体の圧縮性が無視できない場合のすべり係数を調べたものは, 重要な問題であるにも拘らず, まだ極めて少ない。⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾ 遠心羽根車の h_{the} に及ぼす流体の圧縮性の影響はすでに特異点法により解析的に計算されているので,⁽¹⁹⁾ その計算結果を用いてすべり係数に及ぼす圧縮性の影響を検討した結果を以下に示す。図 18 に h_{the} の計算結果の一部を示した。羽根が対数線形で, 羽根車幅一定の場合に対する $\varphi_{2\infty e}$ は次式で与えられる。

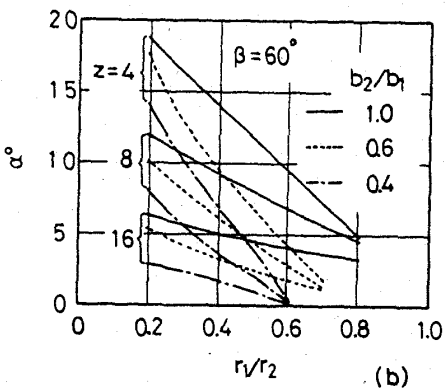
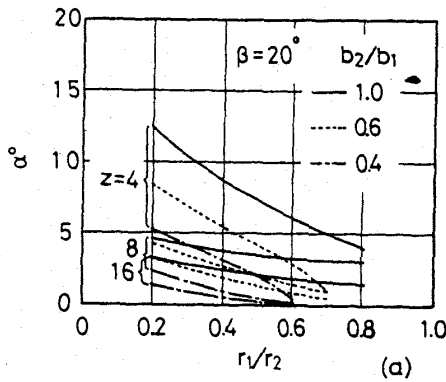


図17 入射角 α に及ぼす b_2/b_1 の影響

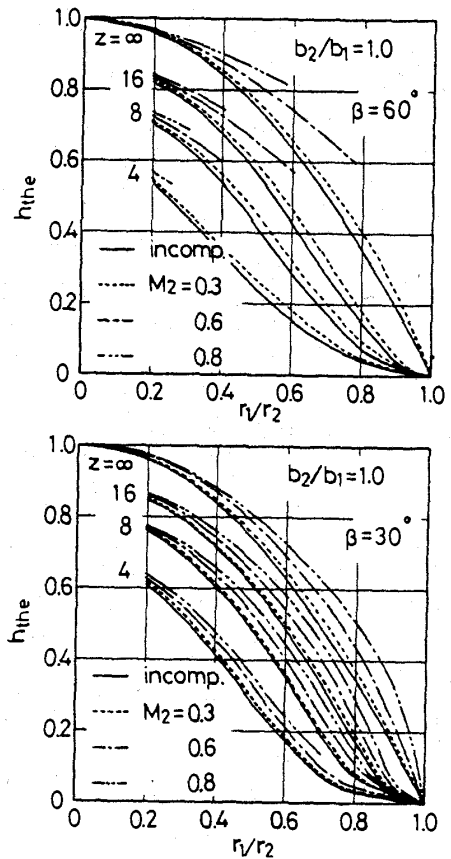


図18 h_{the} に及ぼす圧縮性の影響

$$\varphi_{2\infty e} \tan \gamma = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \times \left\{ 1 - \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{r_1}{r_2} \frac{M_2}{\tan \gamma}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}} \dots (18)$$

このときの圧力係数 $h_{th\infty e}$ は

$$\left\{ 1 - \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{V_{r2\infty}^2}{\cos^2 \gamma} - M_2^2\right) \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}} = \left\{ 1 - \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{r_1}{r_2} \frac{M_2}{\tan \gamma}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{\kappa-1}} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{M_2}{\tan \gamma} \frac{1}{V_{r2\infty}} \dots (19)$$

を満足する $V_{r2\infty}$ を求めれば次式より計算することができる。

$$h_{th\infty e} = 1 - V_{r2\infty} \tan \gamma / M_2 \dots (20)$$

さらに羽根数が無限の場合に羽根車入口で音速をこえないという条件は

$$\left(\frac{r_1}{r_2} M_2\right)^2 < \frac{2 \tan^2 \gamma}{\kappa + 1 + 2 \tan^2 \gamma} \dots (21)$$

となり、図にはこの範囲内での結果を示している。図 18 より明らかなように各マッハ数 M_2 に対する h_{the} の $z = \infty$ の場合の曲線と z が有限の場合の曲線はほぼ平行である。従ってこのような場合でも κ_2 法による整理が適当であると考えられる。図 19 にその整理と結果を示した。 κ_{2e} の値は z によって異なるが、実用的な r_1/r_2 の範囲内ではほぼ一つの曲線の上になり、 M_2 とは無関係となっている。

なお Pampreen⁽²⁰⁾ は圧縮機の羽根の背面側に流体のよどみ領域が出来、そのため流れの流出方向が変化するという Senoo ら⁽²¹⁾ と同様の考え方で、 β_2 の偏り角と羽根数 z を用いてすべり係数を求め、実験から求めた偏り角を設計回転数に対する回転数の比を横軸にとって示している。

6. 粘性の影響

Wiesner が示したようにポテンシャル理論よ

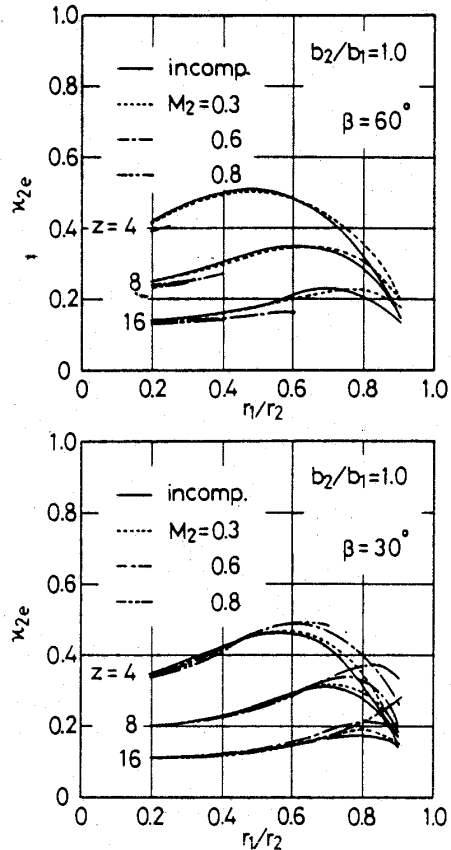


図 19 κ_{2e} に及ぼす圧縮性の影響

り求めたすべり係数により、ある程度実際のすべり係数を推定できる。しかし羽根車の流路に作用する流体の粘性の影響を考慮すれば、より正しい値を与えるであろう。Senoo ら⁽²¹⁾ は粘性のすべり係数に及ぼす影響を詳しく考察した。まず第 1 に流路に発達する境界層のため有効な流路は幾何学的な流路より狭くなり、そのため主流の速度は増速される。このことにより減少する c_{u2} は

$$\Delta c_{u2B} = \bar{w}_2 \sin \gamma_2 \frac{B}{1-B} \dots (22)$$

と与えられる。つぎに羽根表面及び側板における壁面摩擦力も無視し難いとし、羽根表面における摩擦力によるモーメントを

$$T_{fk} = \int_{r_1}^{r_2} \rho w^2 C_f \cdot z \cdot b \frac{r \sin \gamma}{\cos \gamma} dr \dots (23)$$

と与え、側板によるモーメントを

$$T_{fs} = \int_{r_1}^{r_2} \rho w^2 C_f \cdot 2\pi r^2 \sin \gamma dr \quad \dots (24)$$

で与えた。この二つのモーメントによって

$$\Delta c_{u2f} = (T_{fk} + T_{fs}) / r_2 \dot{m} \quad \dots (25)$$

だけ羽根車出口における絶対速度の周方向成分が増加することになる。一般に回転中の遠心羽根車の流路においては低エネルギーの流体が羽根背面側に集まり、そこでの境界層は非常に厚くなる。このことは等価的には羽根の反り線が変化したことになり、このことにより羽根車出口での c_{u2} は減少する。この減少分 Δc_{u2c} は羽根背面における境界層の排除厚さを計算することにより求められる。上記の三つの修正量を用いて Senoo らは、ポテンシャル理論より求めた羽根車出口の絶対速度の周方向成分を修正した。すなわち

$$c_{u2} = c_{u2p} - \Delta c_{u2B} + \Delta c_{u2f} - \Delta c_{u2c} \quad \dots (26)$$

上式より求めた c_{u2} は実験値より求めた c_{u2} とよく合い、その相対誤差は 1.8 % 以内となっている。

また Лившиц⁽²²⁾ は羽根面上に発達する境界層および、幅方向の流れの非一様性を考慮し、次のように μ を求めた。すなわち部分羽根車に対して、Stodola と同様の方法で次のように μ を定義した。

$$\mu = 1 - \frac{\frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{\delta}{D_2} - \frac{e}{D_2} - \sigma'}{1 - \varphi_2 \cot \beta_2} \quad \dots (27)$$

ただし図 20 に示すように δ は羽根の厚さ、 e は羽根面上に発達した境界層の厚さである。Stodola は直径 $\pi D_2 \sin \beta_2 / z$ の渦が図に示す断面内で羽根車と相対的に、羽根車の回転角速度 ω と同じ角速度で回転するとしたが、Лившицはその渦の直径を

$$a = \frac{\pi D_2}{z} \sin \beta_2 - \delta - e \quad \dots (28)$$

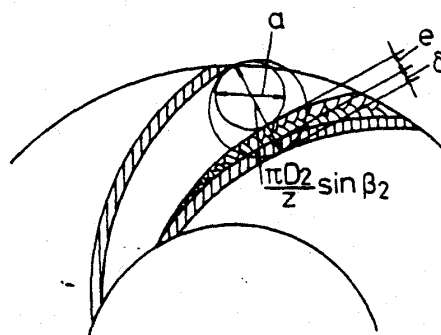


図 20 a および e の定義

と修正し、さらにその渦の回転角速度を $\omega' = \omega - \Delta\omega$ とおいた。すなわち σ' は

$$\sigma' = \frac{\Delta\omega}{\omega} \left(\frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{\delta}{D_2} - \frac{e}{D_2} \right) \quad \dots (29)$$

で与えられる。そして e および $\Delta\omega$ は実験データより決定されるとしている。さらに出口における流出速度 c_{m2} が羽根車の幅方向に一様でないことを考慮し、直線的に変化するものとして

$$c_{m2} = u_2 (L + Mb) \quad \dots (30)$$

と表わした。そして幅方向に平均化された \bar{c}_{u2} ととして次式を用いた。

$$c_{u2} = \frac{\pi D_2}{Q} \int_0^{b_2} c_{u2} c_{m2} db \quad \dots (31)$$

その結果 μ は

$$\mu = 1 - \frac{\frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{\delta}{D_2} + \bar{\varphi}_2 \cot \beta_2 \cdot K}{1 - \bar{\varphi}_2 \cot \beta_2} \quad \dots (32)$$

となる。ただし $\bar{\varphi}_2$ は平均流量係数であり、

$$\left. \begin{aligned} K &= \bar{d}^2 / 12 - B' \\ \bar{d} &= (\varphi_{2\max} - \varphi_{2\min}) / \bar{\varphi}_2 \\ e / D_2 + \sigma' &= B' \varphi_2 \cot \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad \dots (33)$$

である。K の値は (33) 式で与えられるが、実際は多くの遠心羽根車の実験データを利用して実験係数

として求められる。すなわち(32)式の左辺に μ の実験値を代入することにより K の値は求められる。種々のパラメータにより K の値は変化するが、

$$\Phi_2 = \frac{\frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{\delta}{D_2}}{\cot \beta_2} \frac{b_1}{b_2} \dots\dots\dots (34)$$

と定義された Φ_2 を横軸にとって整理すると、図 21 に示すように、 $\beta_1 = 29^\circ \sim 35^\circ$ 、 $\beta_2 = 17^\circ \sim 60^\circ$ の後向き羽根を持つ羽根車に対する実験値より求めた K は一本の曲線によくのっている。

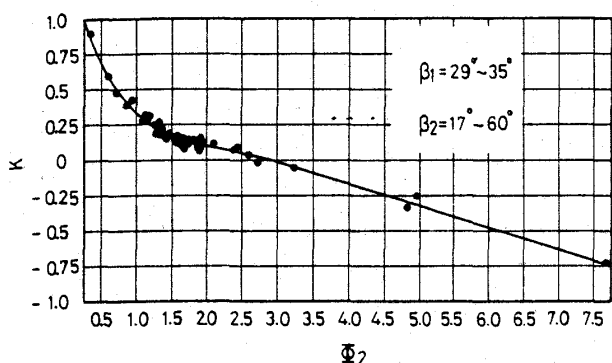


図 21 K と Φ_2 の関係

あとがき

すべり係数に影響する要因は非常に多く、そのためそれに関する文献も極めて多い。ここでは考慮されている要因毎に代表的なものを示したが、それでも紙面の都合で残念ながら取り上げられなかったものも多くある。また文献の取り上げ方や内容が主観的見解を含んだものになったかも知れない。その点についても諸賢の御批判をお願いしたい。

終りに日頃御教示いただいている機械学会の「遠心式ターボ機械の設計資料検討利用分科会」(主査妹尾泰利教授)の方々に感謝申し上げる。

記号

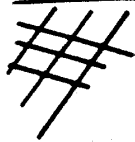
- A 羽根間流路の面積
- ΔA 流れが阻害される部分の面積
- B (= $\Delta A / A$)
- b 羽根車の幅
- c 絶対速度
- C_f 壁面摩擦係数

- D 羽根車の直径
 - e 羽根面上の境界層の厚さ
 - H 羽根車ヘッド
 - h 羽根車の圧力係数 (= gH / u_2^2)
 - k (33)式に含まれる係数
 - l 羽根の翼弦長
 - M_2 羽根車出口における周速度に対するマッハ数
 - \dot{m} 質量流量
 - Q 体積流量
 - r 半径
 - Re レイノルズ数
 - S (5)式に含まれる係数
 - t 羽根のピッチ (= $\pi D / z$)
 - T モーメント
 - u 周方向速度
 - w 相対速度
 - z 羽根枚数
 - α 羽根に対する流れの入射角
 - β 羽根角
 - γ 食違い角 (= $\pi / 2 - \beta$)
 - γ_2 羽根車出口における相対速度と径方向のなす角の平均値
 - δ 羽根の厚さ
 - κ 比熱比
 - κ_2 すべり係数 (2)式)
 - μ すべり係数 (1)式)
 - μ_E うず粘性係数
 - ρ 密度
 - σ すべり係数 (3)式)
 - σ' (29)式に定義
 - Φ_2 (34)式で表わされる量
 - φ 流量係数 (= c_m / u_2)
 - ω 回転角速度
- 添字
- 0 流量 0 の場合
 - 1 羽根車入口
 - 2 羽根車出口
 - B 境界層の影響
 - C 羽根の反り線の変化の影響
 - e 無衝突流入流量の場合
 - f 壁面摩擦の影響
 - m 子午線方向成分
 - p ポテンシャル流れ理論による結果

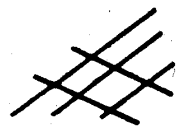
- th 理論値
 u 周方向成分
 ∞ 羽根枚数無限の場合
 - 流路間の平均値

文 献

- (1) Adler, D., Israel J. Techn., 9-6(1971), 587
 (2) 酒井, ターボ機械, 2-4(1974), 337
 (3) Wiesner, F.J., Trans. ASME, Ser. A, (1967-10), 558
 (4) Busemann, A., ZAMM, 8-5(1928-10), 372
 (5) 村田・小川・後藤・機械学会論文集, 43-369 (昭52-5), 1776
 (6) Stodola, A., Steam and Gas Turbines, McGraw-Hill, (1927), 1259
 (7) Eck, B., Ventilatoren, Springer, (1957), 24
 (8) Whitfield, A., PIME, 188-32/74 (1974), 415
 (9) Stanitz, J.D., Trans. ASME, Vol. 74 (1952), 473
 (10) 酒井・渡部, 機械学会論文集, 33-249 (昭42-5), 735
 (11) たとえば文献(4), (5), (19)など
 (12) Черняк, А.П., Лопаточные машины и струйные аппараты, No. 3(1968), 108
 (13) 林, 機械の研究, 28-9(1976), 52
 (14) Stahler, A.F., Trans. ASME, Ser. A, (1965-4), 181
 (15) Eckert, B., Axialkompressoren und Radialkompressoren, Springer, (1953), 293
 (16) Traupel, W., Thermische Turbomaschinen, Springer, (1962), 233
 (17) 白倉, 機械学会誌, 60-465(昭32-10), 122
 (18) Came, P.M., PIME, Vol. 192(1978-3), 49
 (19) 村田・小川・後藤, 機械学会論文集, 42-358 (昭51-6), 1761
 (20) Pampreen, R.C., Musgrave, D.S., Trans. ASME, Ser. A, Vol. 100(1978-1), 121
 (21) Senoo, Y., et al, Trans. ASME, Ser. A, (1974-1), 59
 (22) Лившиц, С.П., Аэродинамика центробежных компрессорных машин, Машиностроение, Москва, (1966), 66



技術論文



冷却動翼の三次元熱伝導計算

三井造船 技術開発本部 玉野研究所 塩田 祐次
 伝熱研究室 主任研究員
 研究室長 長島 義悟

1. まえがき

高温ガスタービンの冷却動翼を計画するとき、翼にかかる外力、熱応力によるクリープ破壊、熱疲労破壊を考慮した翼強度計算が必要であるが、その前に翼全体の温度分布をまず知らねばならない。従来より、産業用ガスタービンの冷却動翼として、二重翼構造の対流冷却翼について、冷却性能を把握するため、二次元翼列実験および低温回転試験を実施してきた。さらに回転中の動翼外表面を赤外線放射カメラで観測して、実際の翼表面温度分布を大雑把ながらとらえることができた⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。そこで実機作動時の翼冷却性能を適確にとらえて、その後、熱応力計算等に実施するには、できるだけ詳細な熱伝導計算をして、種々関係パラメータの冷却性能におよぼす影響度合を確認することも重要と思われ、三次元熱伝導計算を行った。

計算は、有限要素法で解く、三井大型 FEM 構造解析プログラム「MISA」⁽³⁾ を利用し、モデル構造は、一般三次元体として翼部を微少要素に分割した。翼の伝熱境界条件は、二次元翼での解析手法を応用し、低温回転試験結果の一部を基本データとして採用した。本報文では、計算における翼構造のモデル化、境界条件作成法および計算結果の一例を紹介し、種々の検討事項について報告する。

2. 三次元温度分布計算手順

一般三次元体の定常熱伝導計算が実行可能な電算機プログラムは数種あるが、それらのうち翼構造をモデル化しやすく、結果の図形処理等が当社

で容易なプログラムで、かつ将来、構造の追加や熱応力等の強度計算が可能なものとして、三井大型 FEM 構造解析プログラム「MISA」を採用した。温度分布計算の手順は、図1のごとく、まず実際の冷却翼にできるだけ近い形状に五面体、

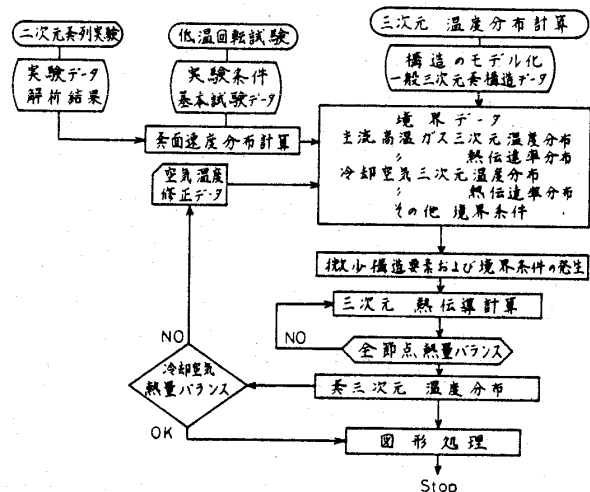


図1 翼三次元温度分布計算手順図

六面体要素を用いてモデル化し、境界条件は、全面对流境界とした。「MISA」では、構造、境界条件ともに基本節点のみを入力すればよく、中間節点は、プログラム内部で自動発生させることができる。その後、有限要素法で熱伝導計算を実行して全節点で熱量収支をとりながら全節点温度を決定する。しかしながら対流冷却翼の場合、冷却空気温度は翼からの出熱によって決まる値である。従って熱伝導計算後、再度、冷却空気の受熱量より温度を局所的に求めて、前回与えた冷却空気温度と一致するまで繰返し計算する。この冷

(昭和53年10月16日原稿受付)

却空気の熱収支がとれて始めて翼温度が計算できたことになる。その結果は、図形処理装置を用いたの等温線表示等であらわすことができる。

3. 翼構造のモデル化

写真1に示す二重翼構造の対流冷却翼の翼部のみをモデル化して計算した。翼コードは44mm, 平均高35mm, 後縁厚み2mm, 平均肉厚1mm, 二重翼すきまは0.5mmである。構造のモデル化とし



翼コード44mm, 平均肉厚1mm, 後縁厚み2mm, すきま0.5mm.

写真1 対流冷却翼の断面写真

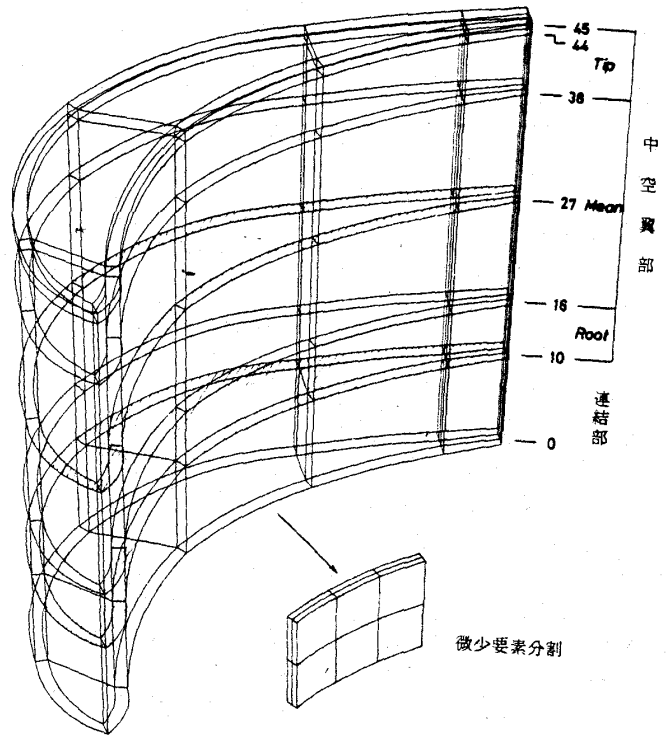


図2 基本立体構造図

ての規準は、できるだけ実翼形状と同一にすることであり、後縁スリット部のごとく小さな曲がりには、全て直線で近似した。翼形状を決定する基本節点は、構造上の変化点および乱流遷移点等の境界条件変化点を考慮しながら決定した。基本節点間で発生さず中間節点は、基本節点間を二次曲線で近似して、翼弦方向に3分割、翼肉厚方向に2分割、スパン方向に2分割して決定した。「MISA」では、構造をのちに積み重ねて連結することもできるので、翼根元部には、将来ダブテール、シャンク、ファートリー部への連結を考慮して余分の肉をつけている。本モデルでは、翼根元からシャンクへの熱量を実験値より逆算して対流境界条件を与え、その連結部は、中実とし、側面は断熱として下部のみ伝熱があるとした。モデル化した対流冷却翼の基本立体構造図を図2に示す。図中には、ひとつの基本要素をとり出して、発生した微少要素をも示した。基本節点数は、154点であるが、中間節点を発生させた後の全節点数は、1456点になり、微少要素数は944要素である。この全要素を立体に積み重ねたのが、図3である。

4. 境界条件の作成

境界条件作成には、低温回転試験⁽⁶⁾における冷却空気流量が2%の運転条件を採用した。タービン

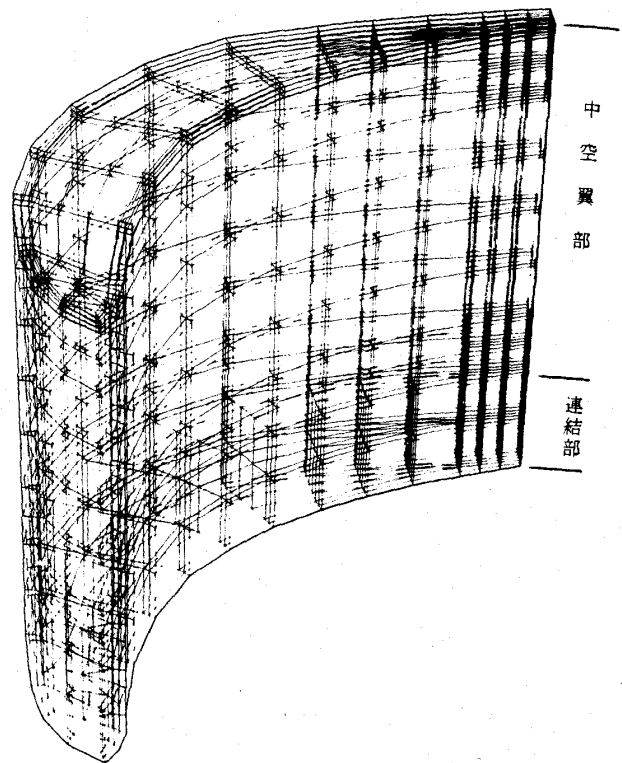


図3 微少要素立体構造図

ン回転数4200 r.p.m., 圧力比1.3, 主流が

ス流量 4.3 kg/s, 冷却空気インピンジ前温度 5.38 °C, 主流温度は図4の値である。

4-1 翼周囲温度分布 翼外面主流ガス温度は、全温の実測値を相対全温に換算した後、翼先端、中央、根元部の各代表位置においてポテンシャルフローとして計算する翼面速度分布計算値から翼面相對回復温度として求めた。それを翼スパン方向に補間して翼全外表面の T_g 分布として決定した。図4に翼スパン方向温度分布を示し、図9に翼コード方向温度分布を示した。翼内面冷却

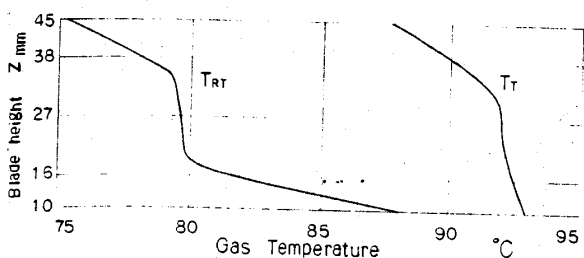


図4 主流ガス温度分布

空気は、翼面より加熱されるので「MISA」での計算毎に各微少要素からの熱量で局所温度上昇を求めて、冷却空気温度を仮定値と比較しながら収斂させた。

4-2 翼周囲熱伝達率分布 翼外面では、翼への流入、流出角が異なるため翼面速度分布がスパン方向で少し異なる。従って代表的な三断面においてそれぞれ二次元翼と同様な熱伝達率分布計算を行った。図5に、その概略を示すが、そこ

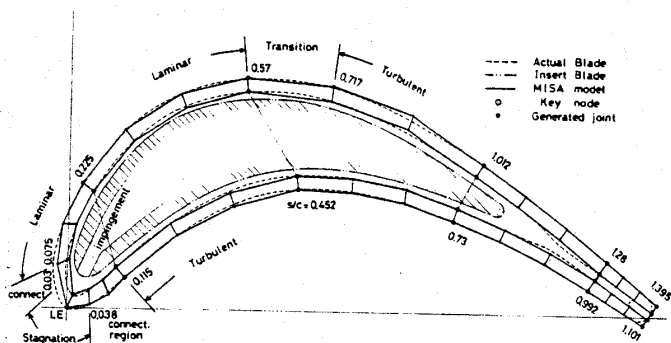


図5 モデル構造と周囲境界条件の領域

では、翼の中央断面図上に本計算モデルの構造図を重ねて示してあり、さらに翼周囲熱伝達率計算

を実施したときの各領域を明示している。

翼前縁では、次に示す円柱における熱伝達率推算式を用いて、LEより背側で $s/c = 0.03$, 腹側で $s/c = 0.038$ まで計算した。

$$Nu_{stg} = 1.14 Re_{cyl}^{0.5} Pr^{0.4} [1 - (\Phi/90)^3]$$

翼弦層流領域は、Squire法⁽⁴⁾を使用し、乱流域は、前縁から境界層が発達するとして局所平板乱流の式である次式を採用している。

$$Nu_{g} = 0.0296 Re_{s}^{0.8} Pr^{1/3}$$

層流から乱流への遷移点は Truckenbrodt の方法⁽⁴⁾で求めた値を目安として考慮しながら微少要素モデルのひとつの区間を遷移領域とした。

熱伝達率計算値は、層流と乱流では、かなり大きな差があるため、背側で $s/c = 0.57$ から 0.717 の区間を遷移領域として熱伝達率をなめらかに連結することにした。腹側では、円柱の式による前縁部と近いので、 $s/c = 0.038$ から 0.115 までを連結区間として、 0.115 より後流では全て乱流として取扱った。翼スパン方向において遷移点も移動するが遷移領域を広くとってあるためほぼその中に入るので翼先端部および根元部においても中央断面と同じ領域分類をした。そしてスパン方向任意位置における熱伝達率は、三断面における値から補間して求めた。翼内面冷却空気の熱伝達率は、二重翼すきま内で三次元的流れがないとして、以下のようにして求めている。

前縁部インピンジ冷却による熱伝達率は、R.E.Chuppら⁽⁵⁾による次式を採用した。

$$Nu_{imp} = 0.63 Re_{d}^{0.7} \left(\frac{d}{p}\right)^{0.5} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.6} \exp[-1.27 \left(\frac{1}{d}\right) \left(\frac{d}{p}\right)^{0.5} \left(\frac{d}{D}\right)^{1.2}]$$

この式はインピンジメント部における

平均熱伝達率の式であるが、本計算で境界条件として与えるのは、微少要素における各格子点なので、インピンジ穴と格子の大きさを考

慮して、本式を用いている。

翼弦すきま部や後縁スリット部は、すきまの水力相当直径を用いた管内乱流熱伝達率の式、次式を使用して求めている。

$$Nu_{\delta} = 0.023 Re_{\delta}^{0.8} Pr^{0.4}$$

翼内面背側と腹側との合流部は、すきまとスリット部との中間にあるとして図6の図上で滑らかに連結した。図6には、翼内、外面の熱伝達率分布を示している。図6より明らかなるごとく翼外面の熱伝達率は、代表三断面で、ほとんど変らぬ

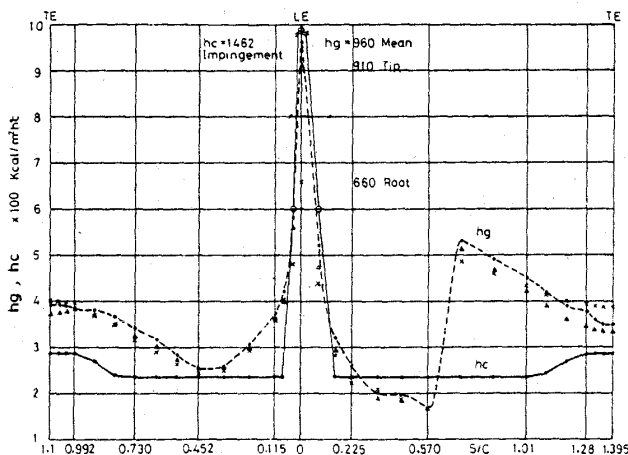


図6 局所熱伝達率分布

値であり、翼内面熱伝達率は、翼スパン方向に一定としている。従って熱伝達率分布は、コード方向にのみ大きく変化して、スパン方向には、ほとんど一定である。境界条件でスパン方向の変化が大きいのは、図4で示したごとく主流ガス温度である。ただし、この温度分布は、本試験機固有の値である。主流ガス温度のコード方向変化は、翼温度の計算結果と共に図9に示している。

4-3 その他境界条件 三次元体として熱伝導計算を行なう場合、全ての表面で境界条件を与えねばならない。しかし、全てとなると、実験検証のできていない部分が多く問題である。そこで以下のごとく、実験データからの大雑把な推定や、流れを仮定しての検討を行ない、できるだけ妥当と思われる値を採用した。尚問題の残りそうな場合、実機設計時を考慮して危険側の値を使った。翼外面先端すきま部は、ケーシング内壁との間の流れを知らねばならぬが、高速剪断流であり、

翼の背腹側圧力差による二次渦等の存在で非常に複雑な流れである。熱伝達率は、かなり大きな値をもつと考えられるので、翼先端部における前縁よどみ点の値を採用した。翼外面根元部では、翼面相對速度がなくなるが二次流れがあり、これも複雑である。そこで熱伝達率は、翼根元代表部の値をそのまま用いた。そのガス温度は、周速度のもつエネルギーだけは回復できぬとして相對全温を計算して、コード方向に一定の値とした。翼内面先端部における二重翼のすきまは、翼弦すきま流部の背腹側算術平均値を用いた。翼根元底部からシャンクへの流出熱量は、低温回転試験データより検討計算をして対流境界条件に作りかえて値を決めたが、翼温度を「MISA」で計算する毎に流出熱量を計算して、実験値からの推定流出熱量と一致するように修正した。

5. 計算結果と検討

5-1 熱量バランス 一般三次元体としての熱伝導計算を実行する本プログラムでは、全節点で熱量バランスをとって収斂する。計算の結果より全節点における熱収支の一致しない熱量をみると節点間伝達熱量の 10^{-8} 程度の大きさとなって収斂した。翼全体の受熱、放熱の全合計熱収支では、0.08%であった。冷却空気受熱量と温度上昇の熱量収支では、「MISA」を4回繰返した結果、0.04%で収斂した。最終の計算で、与えた冷却空気温度と、その結果から求めた温度との差は最大0.2℃となった。翼を翼スパン方向で5ブロックに分割して、各ブロック間の熱移動量を求めてパーセント表示したのが、図7である。同図より翼先端部、翼中央部の上、下部、翼根元部と、4つのブロック毎に熱量バランスが成立しており、対象とした薄肉の対流冷却翼では、ほとんどの熱量が、翼外面から内面へ流れており、翼スパン方向の熱移動量が小さいことを示している。

5-2 翼温度分布 計算結果を図形処理装置にて等温線表示したのを、図8に示す。図8は、翼外面を二次元に展開したものであり、横軸は、翼面にそうきょりと翼コードとの比(s/c)を用い、縦軸は、翼高さである。この値は図2に示してある。図8から翼表面最高温度は、後縁の翼根元部にあり、最低温度は、前縁の根元部にある。

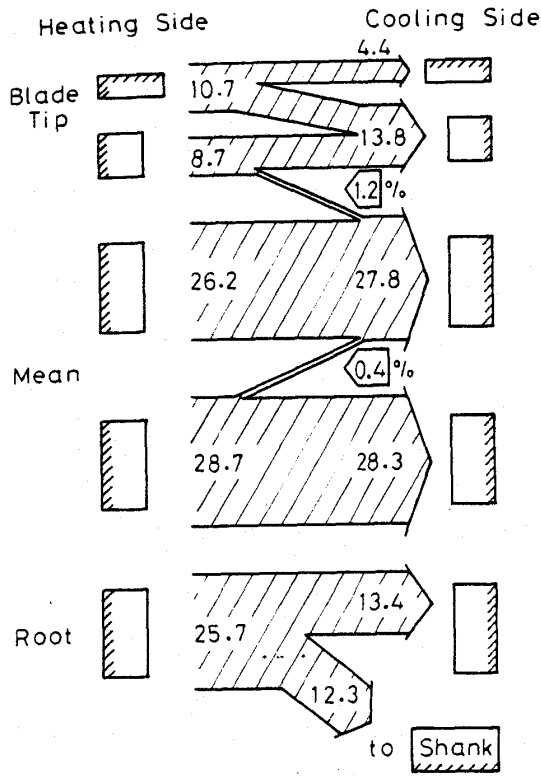


図7 翼スパン方向分割の熱量移動図

実と異なっても強度上問題は少ないが、翼根元部の場合は、大きい遠心力がかかるので問題である。これについては、翼部のみの計算では不十分で、今後構造を追加して再度計算をすべきである。図8をさらに詳細にみるため、図9(a), (b), (c)に各代表断面の温度分布を示した。図中の高温ガス温度は、翼面速度を考慮した相対回復温度であり、冷却空気温度は、計算で収斂した値である。

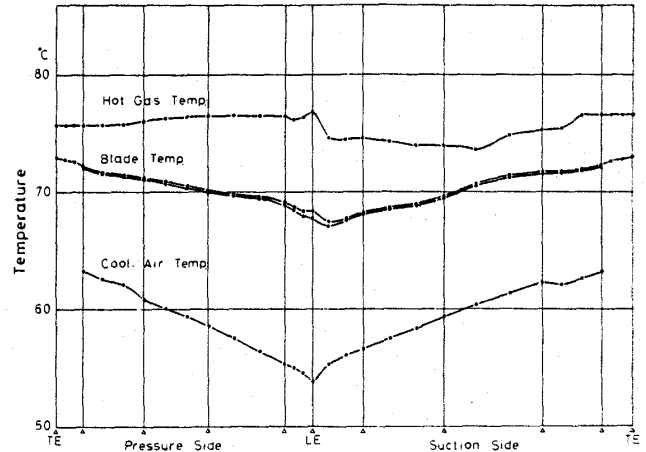


図9(a) 翼先端部温度分布

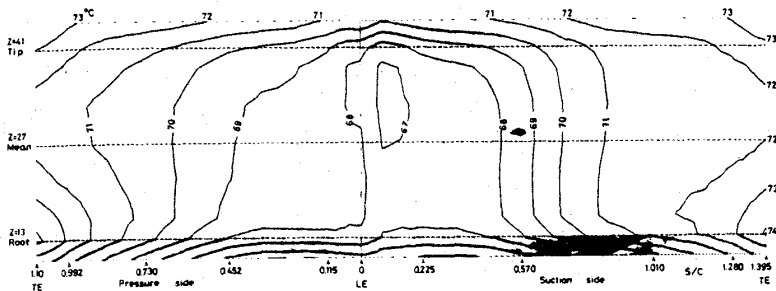


図8 冷却翼外表面等温線図

翼中央部では、等温線がほぼ垂直であり、翼スパン方向に熱移動が少ないことを示しており、翼先端部と根元部で三次元的影響が強い。この影響は、境界条件から考えると、主流高温ガスの動翼入口相対全温分布と同様な傾向である。翼先端、中央、根元部の各代表位置は、図中に水平鎖線で示してあるが、翼先端と根元部の鎖線間は、図7をも考慮して、ほぼ二次元性があると言える。また境界条件のその他の項で強引に仮定した翼先端や根元部の境界条件値は、もし違っていたとしても翼中央部の温度にまでは、影響をおよぼさないようである。翼先端部の場合、もし境界条件が大巾に真

翼温度も収斂した計算結果であり、翼内外表面温度をプロットしている。低温回転試験において翼中央部に熱電対を埋めて計測した値があるので、それを図9(b)中に4点プロットした。これを見ると、ほぼ計算値と実験値が一致していることから、翼中央部では、本計算方法でまず実用可能と思われる。尚翼の内外表面間につく温度差は、平均0.2℃であった。

5-3 局所冷却効率分布 図9の各代表位置における温度から、それぞれ対応する値を用いて局所冷却効率 $\eta_c = (T_g - T_b) / (T_g - T_c)$ を求めたのが、図10である。翼中央部を中心にして翼根元部が高い値を示しているが、それは、その部の冷却伝熱面積が大きく、逆に、翼先端部では小さく与えられているからである。冷却効率が負圧側 $s/c = 0.72$ で小さくなっているのは、翼外面熱伝達率が乱流に遷移して増大するように境界条件を与えているからである。

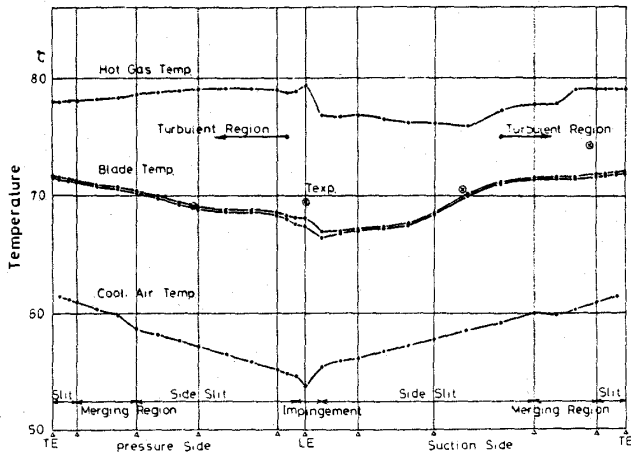


図9(b) 翼中央部温度分布

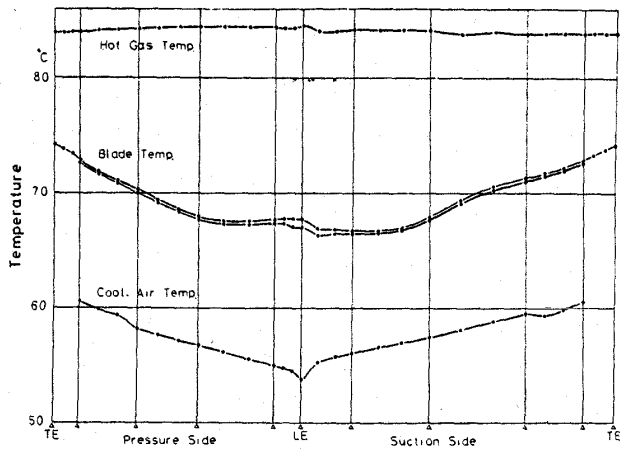


図9(c) 翼根元部温度分布

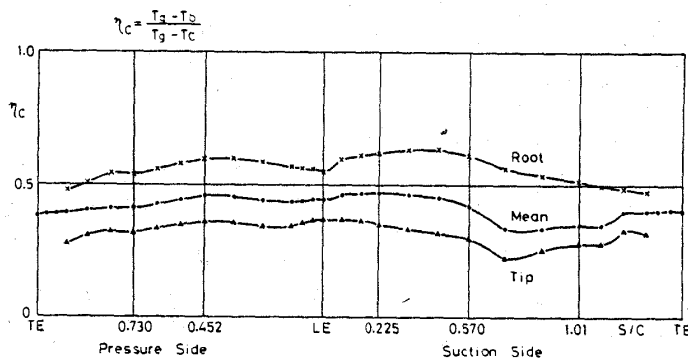


図10 局所冷却効率分布

6. むすび

二重翼構造をもつ対流冷却動翼の冷却性能を把握するひとつの手段として、一般三次元体要素で翼部をモデル化して熱伝導計算を実施した。境界条件は、低温回転試験条件から作成したが、計算の結果以下の事項が得られた。

- (1) 複雑な一般構造での熱伝導計算が実行できるようになり、冷却翼における種々パラメータの影響割合が把握できるようになった。
- (2) 本冷却翼では、翼中央部でスパン方向熱移動量が少なく、三次元的影響は、翼先端と根元に強くあらわれる。
- (3) 翼中央部では、実験値と温度がほぼ一致したことにより、本計算法で充分実用的と思われる。
- (4) 翼根元部の温度は強度上重要なので、その境界条件については、今後とくに着目しなければならない。

記号

- C : 翼コード長
- d : インピンジ穴直径
- D : 翼前縁内直径
- h : 熱伝達率
- l : インピンジ穴と翼内壁間距離
- LE : 翼前縁
- N_u : ヌセルト数
- p : インピンジ穴ピッチ
- P_r : プラントル数
- R_e : レイノルズ数
- s : 翼面にそう距離
- T : 温度
- TE : 翼後縁
- z : 翼高方向距離
- η_c : 翼局所冷却効率
- Φ : 円柱岐点からの角度

添字

- b : 翼部
- c : 冷却空気
- cyl : 円柱
- d : インピンジ穴
- exp : 実験値
- g : 主流ガス
- imp : インピンジメント
- r : 相対回復値
- RT : 相対全温
- stg : 前縁部
- T : 全温
- δ : 二重翼間隙

参考文献

- (1) 塩田, 長島 GTSJ 第4回講論集 (昭51-6)
 (2) Shiota, Y. ほか3名 Proc. 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977-5), 30
 (3) 田中 ほか3名 三井造船技報 93 (昭51)
 (4) Schlichting, Boundary Layer Theory. 6th edition. Mc Graw-Hill, (1968)
 (5) Chupp, R. E. ほか3名 J. Aircraft 6-3 (1969-5)
 (6) 手島, 坪井 GTSJ 第5回講論集 (昭52-9)
 (7) 塩田, 長島 GTSJ 第6回講論集 (昭53-6)

調査研究委員会設置についてのお願い

日本ガスタービン学会

日本ガスタービン学会は、会員各位のご協力により発展を続けて参りました。この間、各種講演会、見学会、技術懇談会、会誌発行などのほか、ガスタービン統計作成などの諸事業を継続的に行い、会員相互の連携を深める上で極めて大きな成果をおさめております。さらにこれらの事業を充実するため、調査・研究活動も加えることがかねて検討されて参りましたが、このたび調査・研究委員会を設け、具体的に推進できる態勢が整いました。

同委員会を設ける目的は、ガスタービンに関する特定の技術問題について調査・研究および討論を行い、その成果をまとめることとあります。

委員会は理事会の要請により発足できるほか、適宜正会員よりご提案ご申請いただき、その目的、計画案などが理事会で承認されますと設置することができます。

委員会の構成は委員20名以内よりなり、設置期間は1年でその後、2年まで延長できます。なお、詳細は学会事務局にお問合せ下さい。

以上のように調査研究委員会の設置に関し、会員の皆様にご理解いただくと同時に積極的にテーマを事務局まで御提案下さるようお願い申し上げます。

注) 御提案は葉書で事務局宛お寄せ下さい。

参考文献

- (1) 塩田, 長島 GTSJ 第4回講論集(昭51-6)
 (2) Shiota, Y.ほか3名 Proc.1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977-5), 30
 (3) 田中 ほか3名 三井造船技報 93(昭51)
 (4) Schlichting, Boundary Layer Theory. 6th edition. Mc Graw-Hill, (1968)
 (5) Chupp, R.E.ほか3名 J.Aircraft 6-3 (1969-5)
 (6) 手島, 坪井 GTSJ 第5回講論集(昭52-9)
 (7) 塩田, 長島 GTSJ 第6回講論集(昭53-6)

調査研究委員会設置についてのお願い

日本ガスタービン学会

日本ガスタービン学会は、会員各位のご協力により発展を続けて参りました。この間、各種講演会、見学会、技術懇談会、会誌発行などのほか、ガスタービン統計作成などの諸事業を継続的に行い、会員相互の連携を深める上で極めて大きな成果をおさめております。さらにこれらの事業を充実するため、調査・研究活動も加えることがかねて検討されて参りましたが、このたび調査・研究委員会を設け、具体的に推進できる態勢が整いました。

同委員会を設ける目的は、ガスタービンに関する特定の技術問題について調査・研究および討論を行い、その成果をまとめることであります。

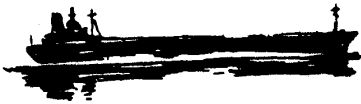
委員会は理事会の要請により発足できるほか、適宜正会員よりご提案ご申請いただき、その目的、計画案などが理事会で承認されますと設置することができます。

委員会の構成は委員20名以内よりなり、設置期間は1年でその後、2年まで延長できます。なお、詳細は学会事務局にお問合せ下さい。

以上のように調査研究委員会の設置に関し、会員の皆様にご理解いただくと同時に積極的にテーマを事務局まで御提案下さるようお願い申し上げます。

注) 御提案は葉書で事務局宛お寄せ下さい。

ガスタービン開発の動向と技術的問題点



座談会

開催期日：昭和53年9月18日

開催場所：東芝 高輪クラブ

主催：日本ガスタービン学会編集委員会

出席者（敬称略）

司会：（正） 鶴見喜男（小松製作所）	竹矢一雄（三菱重工業）
（副） 一色尚次（東京工業大学）	田辺清（石川島播磨重工）
樗木康夫（日立製作所）	星野昭史（川崎重工業）
表義則（三井造船）	安井元（東芝）

注：座談内容を活発にする為発言者名は匿名とした。

〈ガスタービンが原動機の中で占める位置〉

A GTの過去の歴史は、航空用を除き必ずしも平坦ではなかったように思う。然し最近ではエネルギー、公害の問題で将来性の大きい転期をむかえている。今日は、大形ガスタービンの開発実務に携っておられる方々にお集り願いました。大型陸船用ガスタービンを話題の中心として開発の現況、今後の動向及び他の部門への技術の波及問題等につき活発な討論をお願いしたい。まず最初に、大型GTの過去から現在まで辿って来た道をレビューしてみたいのですが。

C 日本のGTの揺らん期を見てみますと、昭和24年に完成した鉄研の1号ガスタービンは、入口温度650℃、圧力比3、出力2,200HP、効率12%でした。これに引続き昭和20年代後半には各メーカーでガスタービンの試作開発が行われた。昭和30年代前半になり、北斗丸500HP、丸善石油の下津、2000kW（いずれも入口温度650℃）さらに八幡製鉄1160HPのブロワ駆動用ガスタービン、北海道電力、2600kWのクローズドサイクルGTが営業運転に入った。

導入期すなわち昭和35年から40年代前半では、産業用重質油だきGTが、旭硝子、日本カー

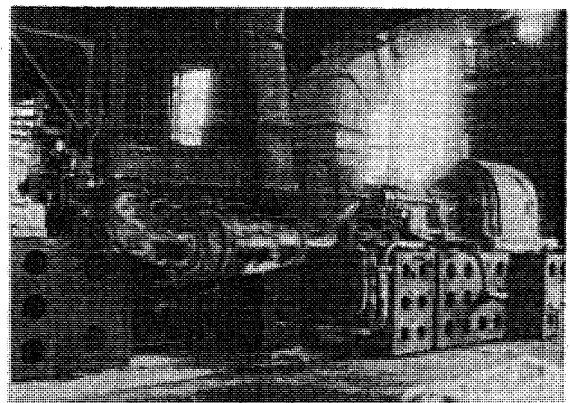


図-1 鉄研の1号GT

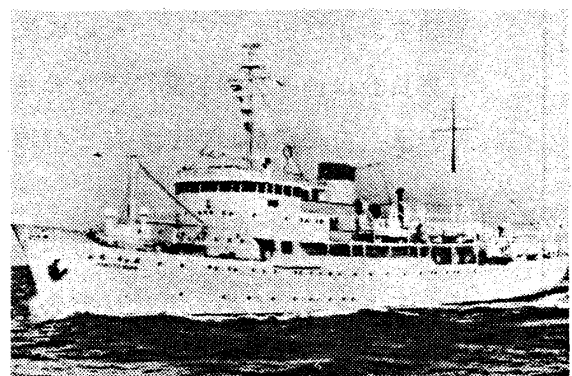


図-2 北斗丸

バイドで運転を開始し炭鉱の鉱内ガスを利用したGTが、松島炭鉱、住友炭鉱などで本格的に使用

（昭和53年10月20日原稿受付）

されだした。一方電力会社の事業用としては、新東京或いは、川崎、堺港で主として非常用に使われだした。また今日注目を集めているコンバインドサイクルGTが、四国電力坂出に誕生した。

目を転じて世界的にみると、コンバッションGTについては、1905年パリに、入口温度560℃圧力比3.9、効率3%のGTが出現し、昭和15年にはB. B. C. が4000 kWのGTを製作した。GTは二次大戦後実用機を迎えるわけだが、特にニューヨークの大停電を契機として40年代前半から爆発的売れゆきを示した。また、昭和40年代後半より、大容量化、複合サイクル化、特に排熱回収型へと進んできた。本学会の統計委の作

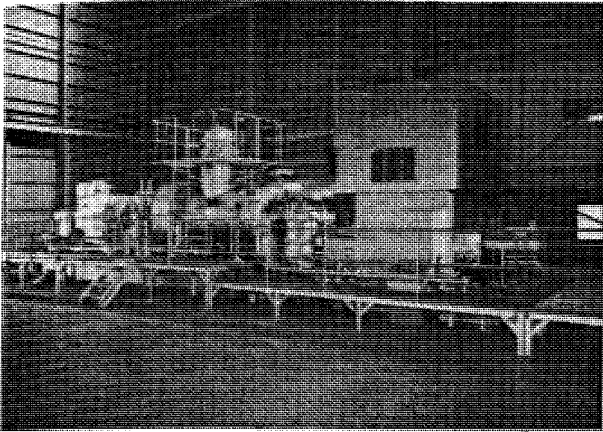


図-3 発電用大形GT

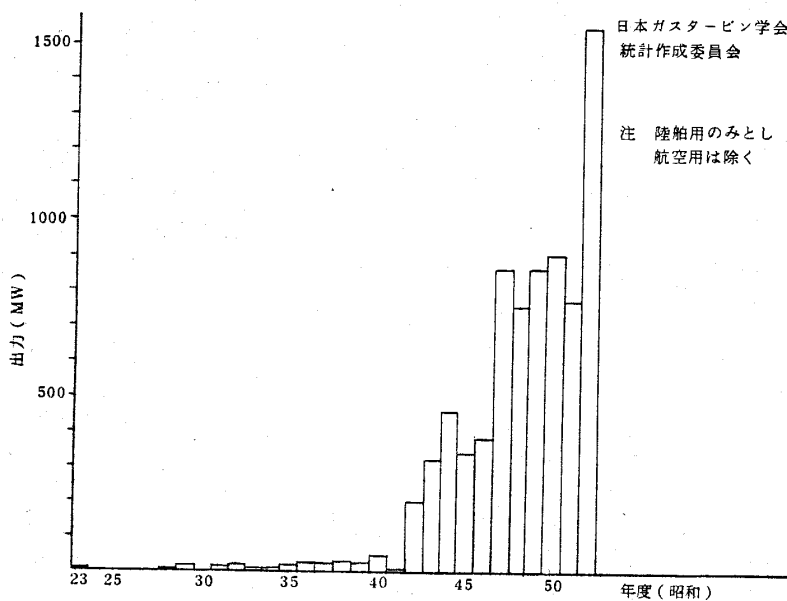


図-4 国産GT生産推移

製した資料をみても、昭和40年までは日本のGT生産はそれほど多くない。以後生産は急激にのび、今日に到っている。昭和52年でみますと、総生産154万kW、そのうち輸出が137万kWで90%以上をしめている。日本のGT生産の急上昇は輸出に大きく依っているかともいえる。

A * 日本のGTは輸出依存型で、大容量化、複合サイクルへの方向にあるようですが、最近のエネルギー、環境保全など事情の変化により、GTはどのような方向に進み、また進ませるべきなのでしょうか。

E GTの使用を世界的にみても、まず開発途上国特に産油国では、使い易さから使用されているが、最近では、燃料は有限なものと考えて、火力に対する関心が高まっている。先進国においては、ピークロード用として使われている。即ち、kwhではなくてkWとしての観念が強い。ニューヨークの大停電後生産はのびたけれども、ASMEの報告をみても、kwhは逆に減少している。設備はしたが使っていない。あくまで脇役であった。GTがこの脇役に甘んじていれば将来性はないであろう。電力の現在の主役は火力、次代は原子力かといわれているが、省エネルギー即ち有限な燃料で高効率を出し、火力にとってかわれるものは、GTベースの複合サイクルではなかろうか。GTの特徴を使い易さとするのではなく、エネルギー

対策上の観点よりみる必要がある。ボイラは燃焼温度が高い割には、使用蒸気温度が低く温度落差で損をしている。その点GT及びそのボトムリングサイクルを考えればエクセルギ利用率が高いというメリットがある。

一方、GTは、信頼性の面でユーザのイメージが一般に悪い。メーカーとして反省の余地は多いが年数%という低い稼働率では、メンテナンスが十分にゆき届くかどうかの疑問もある。しかし、常用機では一年間ノンストップの経験もあり、高稼働機の実績についてPRを強めてゆかねばならない。火力の効率を40%として、GTを使った複合サイクルで仮りに50%になれば、燃料25%の節約となる。

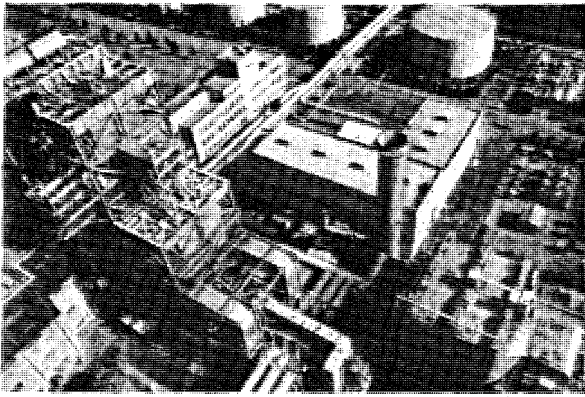


図-5 複合サイクル・プラント

H ピークロード用ということが欧米で特に強い。米国は全世界の発電用GTで40%保有し、発電容量4000万kWであるが稼働率は10%を下まわる。全発電容量の10%を占めているのに実際の発電量は2%しかない。これはメーカーの希望値を集めたものであるが、1976~83年の間に、7500万kWを売りたいとしているが、年間14万kWでは多少小さいのではないか。GT単体では熱効率が悪く、エネルギー政策に逆行する。日本の場合、今後昭和60年までに7~8千万kWの電力需要がのびると予測されているが一方、各政党の考えでは8~15%の省エネルギーを行う必要があるとの報道もある。ここにGTの位置づけに明かるい面がある。今までGT単体の高性能化、低コスト化に重点があったが、これからは、高温化も多少ニュアンスが変わって複合サイクルで考え、火力を陵駕していくことが課題であろう。

D 日本では第2次大戦後、多くの会社で夫々、独自のガスタービンを試作・開発したが、結局は欧米技術の導入、その応用化によって今日の生産増大がもたらされている。エネルギー事情等からガスタービンへの期待の大きいこの時期に日本としてもオリジナルなガスタービンが必要となってくる。欧米には多大な研究・開発投資を行った航空用ジェットエンジン技術があり産業用ガスタービンへの波及効果も大きい。我国ではこの母体も弱いのでガスタービン技術者としては、まず、オリジナリティの為の技術レベルの向上に真剣に取くまねばならないと思う。

1万ないし数万kWの中規模ガスタービン発電

設備においても高温化と複合化によって熱効率の向上はあるが、保守・運転の面から複合化の中にもガスタービンの特徴であるシステムの簡易化が求められるだろう。従来の熱交換器類、蒸気タービンとガスタービンの組合せでなく、より省力化、コンパクト化した熱交換器類やシステムに適切な蒸気タービンもあわせ必要となってくる。

C 今までのとおりですが追加するとすれば、日本の現況では、NO_xの厳しい制限がある。低NO_x化はさけて通れないであろう。また話題の中心が発電にあるようだが、メカニカルドライブ例えば、天然ガスの圧送（主に輸出用ですが）などには、それなりの技術があり注目してゆきたい。

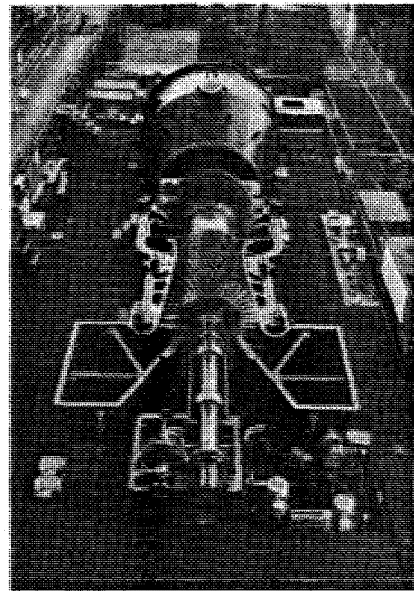


図-6 メカニカル・ドライブGT

G テーマが大型陸船用ということになっているが先程もお話があったようにオリジナルな技術の育成が絶対に必要であると言う考えからうちでは、中小形GTの自社開発に力を入れている。大型では対抗するものは火力だが中小型ではディーゼルだ。このディーゼルに対して、GTは、軽量、構造簡単、メンテナンス容易等の優れた特徴があるが、燃費・コスト等の面で劣る。小型の場合、燃費改善には、高温化、各コンポーネントの高効率化等本体の開発に平行して、排熱利用等システム効率の向上がある。システム効率の向上は現有技術で可能だし、積極的に考えていきたい。ユ

ーザによって応用の巾が広く対応が難しいが、廃熱ボイラ、吸収式冷凍機乾燥システムなど現有技術で可能だ。コストについては、GT軽量なので本質的には安くなる要素を充分持っていると考ええる。中小形GTは航空転用型又は航空技術を応用した軽構造形のものも多く、手工業的で、品質過剰のきらいがある。独自の開発経験を積み、需用に応じた設計の適正化、製造技術の省力化など進めたい。

F 今迄話題として提供されていないがGTらしさを出した応用として、移動電源車がある。開発途上国で工場のスタートアップ用に需要が望めそうだ。建設用地を渡り歩けるメリットがある。航空転用の場合には小型軽量、即応性、換装整備可能の特質をいかして、小型艦艇用GTがある。また、数は少ないが、連続して使用されている特殊小型商船、ホバークラフト、ハイドロフオイル船用に、GTの存在価値があるように思う。

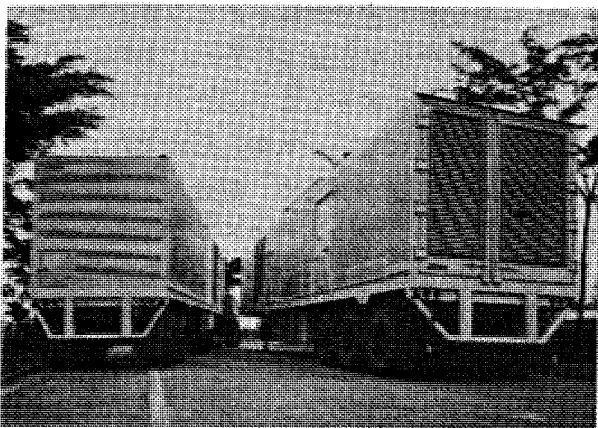


図-7 10,000 kWの電源移動車

A 省エネルギーの動向のもとにGTの将来は明かるく大形は勿論、中小型のマーケットも広がりを見せているようですがここで今迄の話題を将来の見通しも折り込みながらまとめてみたい。

B GTの発達、各社の抱負を聞いて大へん面白かった。GT単体として性能がよくなり、即ち入口温度1000℃を越えて初めてGTの意義がでてきた。我々は今まで過給ディーゼル、過給ボイラでいわゆる複合を行なってきたが、複合GTなどはGTの特徴をよく生かしている。熱交換器の代りのボイラが小さくてすみ、複合サイクル

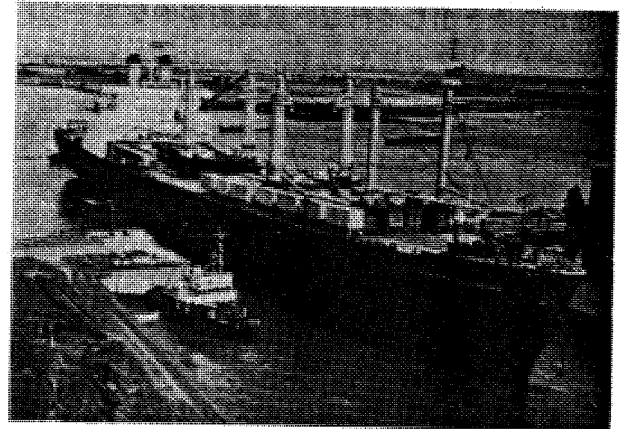


図-8 カラハン号 (主機は航空GT転用)

には将来性が開かれているように感じる。ランキンサイクルばかりでなく、エリクソン、スターリング或いはフロンタービンとの組み合わせの中にもGTの特徴が出てくるだろう。

エネルギーの多様化時代にそなえて、米国でも粗悪燃料を含めたマルチフューエルに使用できる様に研究も進められているようだが、日本も将来の用途をみた独自の開発が行われることを願う。

<動向の変化に対応するための技術的諸施策>

A 次にGTを商品価値と云う目でとらえた時、色々と解決すべき問題点もあるかと思う。これらの問題を性能、信頼性、コストの面から取り上げて見たい。技術的にもつっこんだ話をうかがいたい。

F 今、マルチフューエルといわれたが、高温化の問題は燃料に関連が深い。かつては、多種燃料でかつ高温化ということをおねらったが、高温化による高温腐蝕、粗悪燃料による高負荷燃焼の問題を一度には解決できなかった。まず燃料は蒸溜油で高温化し、そのうちに、粗悪燃料の前処理とかコーティング等を考えるなど、ステップバイステップに高温化の開発が進んだ。一層の高温化成功は空気冷却により達成された。最初は、粗悪燃料或いは前処理剤による目詰りを考えて、冷却孔をあける冷却は考えなかった。然し計算では、1000℃以上では、対流冷却だけでは、冷却空気量が増大し出力、効率は頭打ちと無理であった。現在は、後縁ふき出しインピンジ冷却によって一層の高温化をしている。燃料を蒸溜油に限れば航空用では

前縁から吹き出しを行ない翼表面を空気層で包むことにより1200℃以上のタービン入口温度を実現し36%の熱効率を達成している。将来は、燃料、使用法に関連するが、トランスピレーションか蒸気或いは水冷却に進むのか、興味のあるところだ。

A 蒸気冷却、水冷却或いはセラミック翼の将来はどんなものでしょうか。

H 高温化ということですが、47～8年ごろ1100℃、3000kWの開発を行っていた。対流冷却と後縁吹き出しの冷却翼自体の性能の把握はできたが、それに付随しているケーシング、内部ケーシング或いは燃焼器のトラブルが開発途上で妨げになることがある。周辺の開発も進めながら実機までスケールアップしていかねばと痛感した。低NO_x対策などは、実験規模では問題がなかったのが、実機になると思わぬ問題をかかえこむことになる。

E 高性能と高温化は表裏一体である。高温化の一番の技術上の問題点はタービン翼であるが、これもある程度冷却によって可能である。航空用の冷媒は空気だけであろうが、地上用は巾が広い。水が一番冷やせるが、ここ十年では実現は無理であろう。気体冷媒の温度を下げる手もあるが冷しすぎると熱効率上よくない。複合サイクルだと蒸気冷却が有望である。C_pが大きいことと、空冷では折角の圧縮空気をバイパスすることで損失率が高いが、スチームはボトムエネルギーの利用であり、総合的にエネルギー効率が高くなる。ただ、温度勾配が大きくなるので、起動停止の多い場合には、熱疲労に十分考慮を払う必要がある。今後は、高性能即高温化と短絡しないで、もっとシステムをいじくるなど、もっと他に求めてはどうだろうか。

G セラミック等高温化技術には困難な問題が多く残されており、現在の航空用を越えるのはかなり難しい。てっとり早い方法はシステムとして改善していくことではないかと思う。ただ、ユーザの広範な要求にこたえきれない面があり、例えば、排熱ボイラ、吸収式冷凍機等との組み合わせについてメーカーが積極的に研究を進めシステムを作っていく努力が必要だろう。特に新技術を必要とするわけでもなく、非常に現実的な方法かと

思う。

A 大、中型陸船用で使用する実用負荷範囲での高効率化には高温のほかには残された問題はないのだろうか。

E いうなれば部分負荷効率の改善ですね。負荷を下げることは、燃料を減らし温度を下げることになり、GTの高効率化 高温化とは裏腹である、単独ユニットの場合には温度を下げないで流量を減らせるシステムの開発に行くのではないか。大容量の現在の火力は、50～100万kW GTはせいぜい10万kWである。複数GTを持った複合サイクルでは部分負荷に見合って順次ガスタービンを停止することにより効率を維持できる。

C 部分負荷が従来火力よりいいというのが複合サイクルのうたい文句であろう。マッチングはあまり問題にならない。

A 信頼性に話題をかえたい。国産GTの90%は輸出しているとのこと、輸出地の自然環境、オペレータの質などで問題があるかと思いますが、失敗談を含めてお話をうかがいたい。

H 輸出の実績が少ないのでその方向での経験はあまり印象にない。大分、以前だがGTの煙を消すという問題がおこり、燃焼器の内部を修正した。スワラ、フローパターンの改造を進めて着火器の修正まで行ったが、着火性能が悪くなったことがあった。モデルでは経験できない実機の経験だった。特に電力会社のピークロード用で、起動特性が悪いというイメージを与えたことがあったのはまずかった。

A 寒冷地、熱帯地の使用で問題はなかったですか。

E -30℃という寒冷地で、無人発電所の潤滑油をラジエータ冷却していたのだが、潤滑油が固化して、温度が上昇しトリップした。また、日本においては、安定した電力、60Hz±0.1Hzの常識があるが、中近東諸国では、そのGTで大部分の電力をまかなっていることもあり、真夏で全負荷をかけすぎて、サイクルがどんどん下がりがり、ローターティンギング・ストールをおこしたこともあった。

D 輸出の経験はあまりありませんが、輸出先が日本で想像出来ない多湿で、燃料制御系の機

器が腐蝕し温度が上りすぎたり、系統の周波数変動が大きくて並列運転すると大きな負荷変動を生じたりしたことがあります。ガスタービン本体よりもむしろ補機器に対して輸出先の環境をよく知った上での対策をこらざるゝことが重要です。

C 輸出は多く、温、冷地両方ある。砂漠では、空気が意外に汚れていて、砂に塩分が含まれていて、砂によるエロージョンだけでなく塩分によるコロージョンをひきおこすので、フィルタを2重、3重にした。寒冷地では、空気とり入れ口に氷がつまったことがあった。仕向け先の状況の調査といわれても、その地区の過去の経験を調べた方がてっとり早いこともある。

A 氷結の対策はどうしました。

C 2つあり経済的な観点で選択した。排ガス再循環(天然ガスが燃料の時)をするか、圧縮機出口空気の再循環を行うかである。オペレータの質が問題になる。使われ様では事故原因がつかめなくなってしまう。サービスエンジニアの駐在も考えねばならない。信頼性の維持は大変だ。

A 性能、信頼性の上では技術的にレベルアップしているのは良く分かりました。コスト面から見るといかがですか。

C GTが高いとの通念には反対である。火力に比べてkW当りの建設費は安く、納期が早いことで売れてきたといっても過言ではない。ディーゼルに比較すると様子は変わるかもしれない。コストを下げるには生産量の確保が大事である。最近、為替の問題で競争力が落ちている。生産縮小ではコスト高につながる。製造技術の面からのコストダウンでは、部品の調達方法が大きな問題である。今までは国産化することがコストの低減を意味したが、外国部品が安い場合もある。サイレンサーや空気取り入れ口などは現地調達が可能かもしれない。GTは国際的商品となりつつあり、国産化だけがコストダウンにならない。

G 量の増大がコストダウンに本質的につながる。火力に比して安いのがディーゼルに比すと高い。ディーゼルが量的に断然多いこともあるが、GTの品質過剰の面がある。精密鑄鍛造では外国がコストの面でも進んでいる。

A 検査基準を下げるという意味ですか。

G 充分なコストダウン設計を行なうまでの

経験を持っていないと云うことで、日本は生産、検査技術の面についても改善の余地がある。GTは本質的に安いものだからあとは努力だ。構造の簡単化で高負荷型、段数の少ないタービン、圧縮機の研究も必要である。また、高性能化による単位重量当りの出力増大は、勿論コストダウンにつながるのだから、積極的に推進すべきだ。

E ディーゼルに比してGTが高いには多少異論がある。1万kW以上になればGTが安い。GTは万能ではなく、使用する範囲における相対評価がある。小さなGTは、本質的にディーゼルより高く、例えば軽い事をメリットに使えばよい。昭和20年代に、各社がこぞって500~1000HPぐらいのGTの開発を旨としたが全て失敗した。これは現在の技術でもってしても失敗するような企画のミスではなかったかと思う。

G 何をもって本質的と云うか異論はあると思う。ただ、昭和20年代に比べれば現在は比較にならない程用途は多様化しており、GT技術も進んでいる。要は軽量とか使い易さとかを含めた広い意味での性能あたりのコストを下げれば、対抗し得る用途も拡大されるはずで、これに対するGTのポテンシャルは大きいものがあると思う。これは中小形の場合、除外されるものではなく、市場の多様性と云う面からすればむしろ逆ではないか。

<エネルギー関連の大形プロジェクト>

A わが国の大形プロジェクトのサンシャイン計画、ムーンライト計画の中にもガスタービン技術の計画が組み込まれていますが、差しつかえない範囲でお話したい。

E ムーンライト計画については、火力が現在40%を少し上まわる発電効率であるが、高性能GTを開発しそれに蒸気のボトムリングサイクルを使用して55%以上のプラントを開発しようというものである。その実現の為に、1500℃が考えられている。そのため、機械要素技術と共に材料の開発、メタル、セラミックともに行なわれる。10月にフィジビリティスタディが始まる。

サンシャインの方では、石炭のガス化が問題である。流動床によるガスができて始めているようだが、普通のGTでは効率が悪い。ERDAなどでGTの燃料として石炭ガス化を考えている背景に

は、米政府の石油資源の温存政策がある。日本の場合、硫黄はとり除けるが、 NO_x の問題をかかえているので、燃焼効率ばかりではなく、公害問題に関しても難点がある。石炭ガス化が進み、次のステップとして、ムーンライトの高温GTとドッキングさせる希望はあるようだ。

B 55%でなくても50%でも意義があるのでは。

E そのとおり。模倣技術からオリジナル技術への転向に非常に良いチャンスである。

＜他の分野への技術的波及効果＞

A 大型GTの技術が、他の分野にどのように波及し、また今後どのように波及しようとしているかを話題にしてみたい。

D 炉頂圧タービンが脚光を浴びております。このタービンは風量では大形ガスタービンに匹敵しますがガスタービン技術の面では質を異にします。現在は高炉から排出される圧力を持ったガスをベンチュリースクラバー（ダスト水洗装置）のあとで膨脹させてエネルギーの回収をはかろうとするもので温度は50℃程度です。私共では効率の良い軸流タービンを採用しましたが、この場合ダストの翼面付着を防止する技術が重要なポイントで、水の噴射や周速度の低減に加えて流れそのものからダスト付着がなくなる翼列を開発したり等苦労しました。エネルギー回収を高める為今後は水洗前のガス（温度は200℃位になります）を使用する方向に進むと思いますが、その時は付着よりダストによる摩擦が問題になってきます。

H ガスエキスパンダーは昭和30年代から

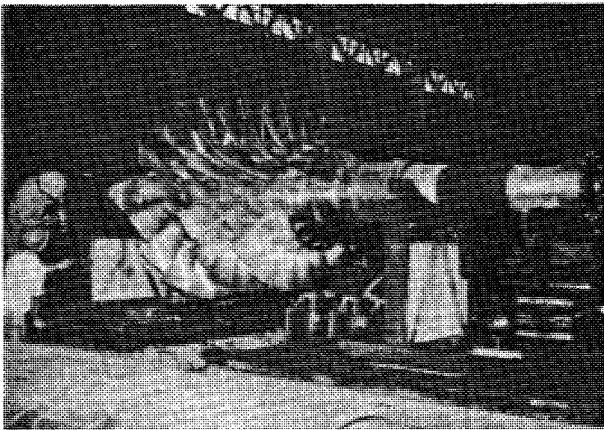


図-9 炉頂圧タービン

出ており、出力3000~5000 kW、入口温度500~600℃ぐらいである。エチレン・硝酸プラントで原料に使う空気の圧縮機の駆動用に使うもので、非常に信頼性を要求される。省エネルギー分野ではかなり完成されたものとみてよい。

C 石油精製のFCC装置のガスエキスパンダーがある。触媒の再成の工程で、圧力2 kg/cm²、600~700℃のガスを今まではボイラで排熱を回収していたが、圧力も回収しようというものである。温度はコンバッションGTに比して低いが、COが入っている為空気による冷却ができない点と、触媒粉が一部ガスに入り、摩擦の問題がある。

G ビル、病院、百貨店など防災用非常電源用GTが注目されている。急スタート40秒は法律で決められているし、起動信頼性は絶対的である。全負荷投入、遮断など非常に苛酷なサイクルを受ける。有利な点は、小型軽量で、既設ビル等の小スペースに適し、振動、騒音対策が楽である。電気特性は1軸の場合安定性がよく、過負荷耐量もサージマージンをとることで大容量の負荷がかけられる。工事用、一般工場用には、パッケージ化し、移動電源車等機動性のある用途にも好適である。

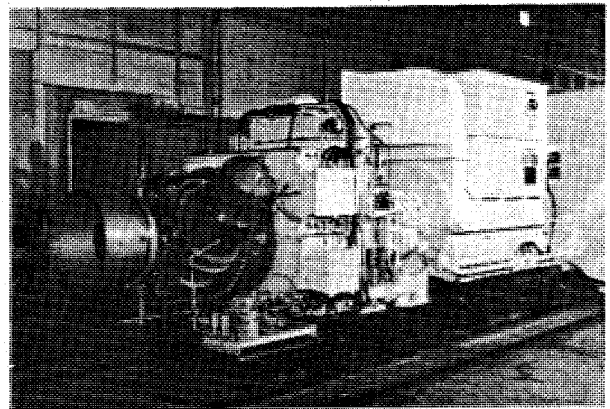


図-10 小形GT発電機

F 船用、とくに商船については頭打ちの状態。航空転用型は燃料の点で、産業型では効率（部分負荷を含め）の点でのびなやみ。一方艦艇に関しては、重量スペースを問題にするような小型艦、高速艇などにGTの特色を発揮している。

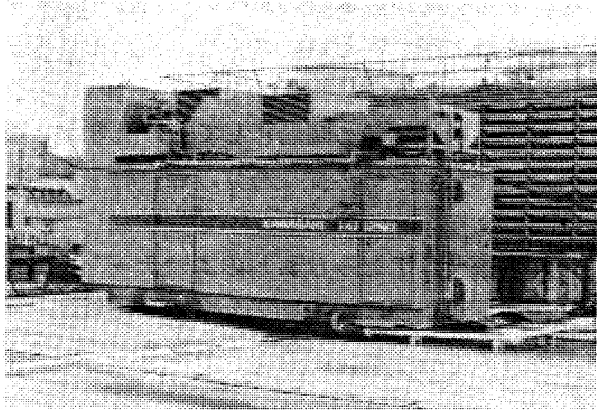


図-11 小形GT発電機

船用の問題点は、空気中及び燃料中の塩分対策である。高温腐蝕対策に、材料開発、コーティング技術等により解決が望まれる。これらの開発は、OFF SHORE等異なる用途にも役立つ。

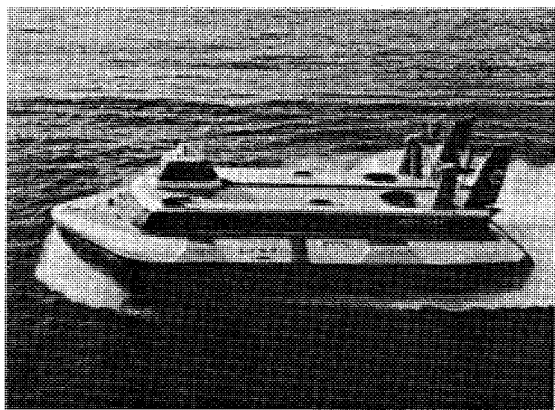


図-12 GT搭載ホバークラフト

D 商船にかぎれば、中速、低速ディーゼル機関と競合しますが、その高い熱効率に近づける為に熱交換器付きとしたり、粗悪燃料の処理装置や大きな減速装置を必要とするなどで燃費とコストの面からディーゼルに刀打ちできず特殊な用途にしか使用されていない。商船は運航採算上燃費、重量、スペースを問題としますので将来船用ガスタービンが生きてゆくには複合化によって総合熱効率をディーゼル以上にすると共に船にあったコンパクトで軽量のプラントにしなければならない。ガスタービンシステムを高効率化すれば電気推進と結びついたものが将来船用機械として期

待出来る。

F LNG船の場合は、燃料に拘束されず航空転用のGTが熱効率35~36%で使われるようになるであろう。

A 車輻用GTへの技術的波及効果はどうでしょうか。

E 車輻用GTといっても、大型バス、トラック用、さらには戦車用であろう。乗用車用GTでガソリンエンジンと競合するものは、近い将来出現は無理である。400PSを越えればディーゼルエンジンも生産量が減って来るのでコストで競合しうるのではないかと。大型GTとの一番の違いは低価格でなければならないことで、その実現はセラミックによるだろう。またライフサイクルの違いがある。自動車の大きなオーバーホールを走行距離10万kmとすれば、100km/h走行では、1000時間程度なのに対し、電力用は8000~10000時間の無点検運転が要求される。したがって部品の選択にも自ずと違いが出てくる。

次にターボチャージャですが、小型GTの技術が有効に利用されている。高圧単段のもの出現は良い例だと思います。

省エネルギーとして有効と考えられるものが1つある。高炉ガス使用のGTは昔からあるが、高炉ガスは低カロリーで火力に使用すると効率が悪い。炉頂圧をそのまま利用して圧縮し、GTの燃料にする。ガス圧縮機の消費動力を低下させることができ、総合熱効率がよくなる。ただセプタム弁を開閉するので常時圧力変動があり制御性が問題になる。

A 要素技術の面からの波及効果は。

H セラミック材は、すぐに大型のものをねらうのは無理だが、小形軽量のものには、かなり実用に近いところまできている。窒化系セラミックが国際的にも評価されてきている。将来耐熱合金の資源の枯渇が危惧されており、その面から機械要素としてのセラミック材の開発は宿命的なものかもしれない。ただ、セラミックの強度、応力集中、寸法精度など設計データとしてののはぎれの悪さが実用化への問題として残っている。

A 今日は色々と有用かつ面白い話しが沢山出て参りましたが、最後に将来の洞察も含め総ま

とめしていただけますか。

B 米国エネルギー庁では、自動車用ガスタービンに実に100万ドル、350倍をこれから5年間に投資する計画があるがそれではセラミックスが柱になっている。またリークと摩擦が問題のロータリー式熱交換器にも力を入れている。小型GT技術が将来は大型にも波及していけよう。MHD、核融合など新しいエネルギーもGTとの結合なくしてあり得ないだろう。現在の寄せ集め

の複合サイクルから本当の意味の複合サイクルも生まれてこよう。例えば、スチーム冷却や燃焼室をボイラにしたような複合サイクルGTなど。燃料、腐蝕、材料開発の問題にしても、化学屋と機械屋との研究協力が必要であり、近い将来も道が開けてこよう。

最近の複合GTのみなおしのよいチャンスとして実際の開発担当者の方々の今日のお話は非常に有意義であったと思う。どうも有難うございます。

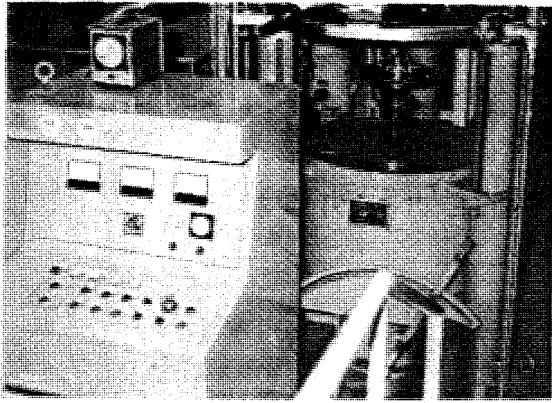


図3 回転強度試験装置（スピントスタ）

の要素性能解析，効率向上の実験，研究が実施されている。図4に熱交換器性能試験状況を示す。

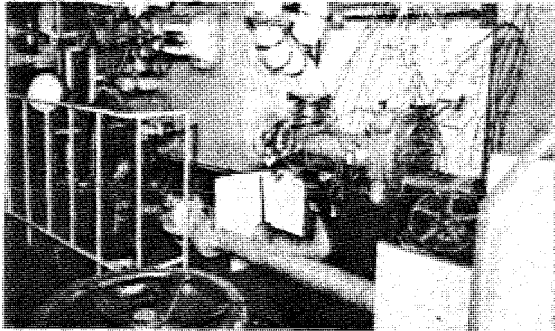


図4 熱交換器性能試験状況

(4) 機械要素

高温部の高速軸受として動圧式気体軸受を実用しているが，さらに高速のころがり軸受，シールなども含めて摩擦損失低減の研究，軸受，シール基本性能の解析，研究が進められている。また高速軸出力を利用するための伝達機構に関する研究，実験，高速軸の運転にともなう各種計測方法の開

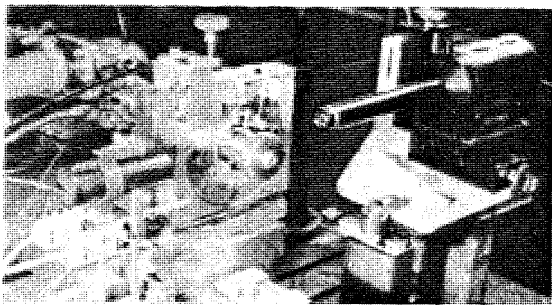


図5 動圧式気体軸受の性能試験状況

発を進めるとともに，高速回転機構設計の基礎技術の確立をめざしている。図5に動圧式気体軸受の性能試験状況を示す。

(5) 制御システム

エンジン制御システムおよびこれを含めた，車両全体の制御システムの研究は，とくに新しい動力源の開発の場合重要な研究項目である。これらはエンジンアッセンブリと駆動系を組み合わせた台上での試験と，車両による実走行での試験により平行して進められている。

(6) ガスタービンエンジン

自動車用新動力源研究開発の一つとして前述の各種研究，開発を織り込んだ試作ガスタービンエンジンについて，台上および車両にて性能解析，研究が行なわれている。図6に一例としてGT54ガスタービンエンジン（伝熱式熱交換器装備，1軸，75PS）を，また図7にGT54とバッテ

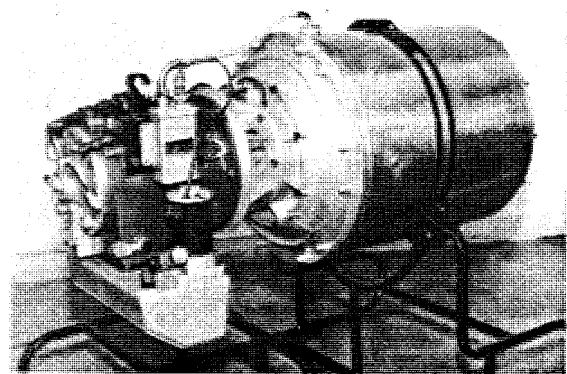


図6 トヨタGT54，1軸75PS，伝熱式熱交換器装備ガスタービンエンジン



図7 GT54を搭載したトヨタセンチュリーガスタービンハイブリッド実験車

りとのハイブリッドシステムを動力源として搭載した実験車を示す。

東富士研究所にて行なわれている研究の内容は、冒頭でも述べたごとく広範囲のものを含んでいる。したがって設備、研究項目を全部あげることは難しいが、それらのうちのいくつかを示すと以下のようである。

- a. テストコース（全長3.7km, 最大斜度42°, 最高走行速度200km/hである主周回路と、全長2.6km, 最高走行速度120km/hの副周回路の二つを有し、高速時の走行性能、耐久性などの各種試験を行なう。）
- b. スキッド路（特殊表面処理で氷のように滑りやすくした路面から一般の路面まで5種類の路面で構成され、発進、定速走行、停止などの各種試験を行なう。）
- c. 横風送風装置（長さ45mにわたり台風並みの横風を再現し、高速走行中に横風を受けたときの安定性などの試験を行なう。）
- d. 衝突試験場（重錘落下から車対車の各種衝突実験の実施、およびリニアモータを使用することにより、車を時速100km/h以内の任意の速度で精度よく衝突させ、屋内で衝突事故を再現、安全性の研究を行なう。）

などがあり、実験室関係としては、

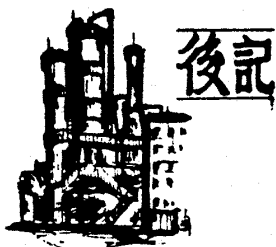
- a. 排気総合実験室（車両をローラ上で実際と同様な状態におき、排気ガスの測定を行なう。）
- b. エンジン性能実験室

- c. 車両全体の慣性モーメント測定装置
- d. オールウェザー室（温度-20℃～+40℃, 湿度20%～80%に可変。）
- e. ダイリュージョントンネル（排気中の微量の硫黄化合物や微粒子の測定。）
- f. 車両台上試験場（車両をシャシローラにのせ、自動運転装置により各種の走行状態を再現し、長時間連続走行を行ない車両および部品の耐久性を試験する。）

などがある。以上東富士研究所の概要を述べたが、更に種々の分野が含まれここに紹介できなかったところが多い。末尾の文献などを参考としていただければ幸いである。

参考文献

- (1) 林敏明・永井守・馬場孝・大野憲司・土屋俊二, 民間企業の試験・研究設備(10) トヨタ自動車工業株式会社, 自動車技術, Vol. 24, No. 10, (1970-10)
- (2) 田村勝・辺田良光, 東富士研究所の排気関係施設, 自動車技術, Vol. 29, No. 5, (1975-5)
- (3) 山崎庸光・続木俊夫・大久保勝彦, 自動車の軌跡の計測, 自動車技術, Vol. 29, No. 9, (1975-9)
- (4) 田中裕・森武輔, リニアモータ方式自動車衝突試験装置, 自動車技術, Vol. 31, No. 5, (1977-5)
- (5) 続木俊夫・宮地比左夫・中田勇, 電磁界を利用した走路逸脱警報装置, 自動車技術, Vol. 32, No. 2, (1978-2)



編集理事 一色尚次

思えば6月に突然本学会の編集委員長をやれといわれびっくりした。しかし考えてみると本学会誌創刊の時に水町先生の下で編集委員をやったことがあり、虎のような論説・解説のカット図案を画いたらそのまま現在まで使用されていることなどから止むを得ず御引受けすることとなった。今日まで多数の編集委員の御助力で何とか会誌を出すことができ大へん有難いと思っている。

今回の23号は、今期編集委員の息のかかった第1号とも云える分で、とくに複合ガスタービンのパネル討論や、ガスタービン座談会などにぎや

かな内容を盛ることができて大へんうれしいと思っている。パネリストや座談者として御協力下さった方々に深く感謝する。

また編集長の若いころからの友人で流体機械のエキスパートの阪大村田先生が小川氏との共著の「すべり係数」の解説を御快諾下され、すぐ本号に間に合わせていただいたのも感謝である。

ガスタービンも高効率発電などでいよいよ主役として登場しつつある現在、本誌の一その発展に皆さまの御協力を期待し、かつは新機軸をどしどし進めたいと思っています。(一色記)

特許法に基づく学術団体の指定について

日本ガスタービン学会

当学会では特許法第30条第1項(実用新案法第9条第1項において準用する場合を含む。)の規定に基づく学術団体として指定を受けるべく特許庁長官に申請中でしたが昭和53年11月9日付で承認されました。

今後当学会が主催する定期講演会、会誌など文書で発表された発明または考案について前述の特許法の適用を受けるための証明書を会員が必要とするときは当学会で証明書を発行致しますので学会事務局まで申し出ください。

(この証明書をもって特許庁へ申請すれば6ヶ月間新規性が認められることとなります。)

以上



編集理事 一色尚次

思えば6月に突然本学会の編集委員長をやれといわれびっくりした。しかし考えてみると本学会誌創刊の時に水町先生の下で編集委員をやったことがあり、虎のような論説・解説のカット図案を画いたらそのまま現在まで使用されていることなどから止むを得ず御引受けすることとなった。今日まで多数の編集委員の御助力で何とか会誌を出すことができ大へん有難いと思っている。

今回の23号は、今期編集委員の息のかかった第1号とも云える分で、とくに複合ガスタービンのパネル討論や、ガスタービン座談会などにぎや

かな内容を盛ることができて大へんうれしいと思っている。パネリストや座談者として御協力下さった方々に深く感謝する。

また編集長の若いころからの友人で流体機械のエキスパートの阪大村田先生が小川氏との共著の「すべり係数」の解説を御快諾下され、すぐ本号に間に合わせていただいたのも感謝である。

ガスタービンも高効率発電などでいよいよ主役として登場しつつある現在、本誌の一その発展に皆さまの御協力を期待し、かつは新機軸をどしどし進めたいと思っています。(一色記)

特許法に基づく学術団体の指定について

日本ガスタービン学会

当学会では特許法第30条第1項(実用新案法第9条第1項において準用する場合を含む。)の規定に基づく学術団体として指定を受けるべく特許庁長官に申請中でしたが昭和53年11月9日付で承認されました。

今後当学会が主催する定期講演会、会誌など文書で発表された発明または考案について前述の特許法の適用を受けるための証明書を会員が必要とするときは当学会で証明書を発行致しますので学会事務局まで申し出ください。

(この証明書をもって特許庁へ申請すれば6ヶ月間新規性が認められることとなります。)

以上

第19回航空原動機に関する講演会プログラム

企画：日本航空宇宙学会航空原動機部門委員会

共催：日本機械学会・日本ガスタービン学会

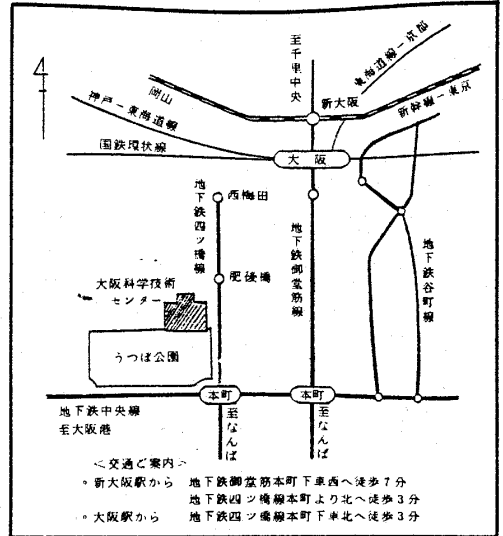
期日：昭和54年2月23日（金）

会場：大阪科学技術センター8階小ホール

（大阪市西区靱本町1-8-4 電話 06-443-5321）

参加費：1,000円（当日会場にて申し受けます）

備考：講演15分，討論5分，○印が講演者



プログラム

一般講演

9:30~10:50 [司会 蓑田光弘君(航技研)]

- (1) ガスタービンの危険速度について
○黒川英二郎，乃村春雄(川崎重工)
- (2) アフターバーナ付き2軸ターボファン・エンジンのリアル・タイム・シミュレーション
青木照幸，○長谷川清(三菱重工)
- (3) ガスタービン燃焼器の一次燃焼領域の研究
森建二(川崎重工)
- (4) ガスタービン燃焼器の出口計測点数と出口温度分布と精度の関係について
山中国雅，○長門侃二，渡辺猛(石川島播磨重工)

11:00~12:00 [司会 山本伸一君(川崎重工)]

- (5) ダクテッド・ファンの性能の研究
三浦安帆(東京都立短大)
- (6) 液体水素を燃料とするターボファン・エンジンの一検討
○藤村威明，青木照幸(三菱重工)
- (7) XF3-1 インレット・ディストーション試験結果
○寛陽，山崎卓雄(防衛庁技本)

特別講演

13:00~14:00 [司会 神津正男君(防衛庁技本)]

耐熱合金の精密鑄造の技術的動向
小松ハウメット株式会社取締役 近江敏明君

講演前刷集：1部1,500円(送料200円)をそえて昭和54年2月3日(土)までに下記へお申込みの方には郵送いたします。また当日会場受付においても頒分します。

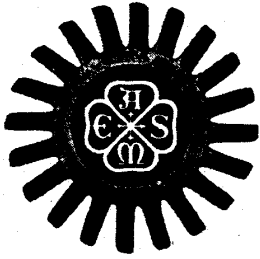
前刷集申込先：日本航空宇宙学会

(〒105 東京都港区新橋1-18-2 航空会館分館 電話 03-501-0463)

一般講演

14:10~15:30 [司会 永野三郎君(東大教養)]

- (8) 円形翼列の非定常空力特性(外向き流れの場合の実験)
○西岡清，黒田紀元(防大航)
 - (9) 多重円弧翼の遷音速二次元(減速)翼列実験(そり角 6° ，そり比0.25の場合Ⅱ)
坂口一，○高森晋(航技研)
 - (10) 高圧力比多段軸流圧縮機の低速性能に及ぼす可変静翼角度変化率の影響
○菅原昇，大山耕一，斉藤喜夫，田村敦宏(航技研)
 - (11) 全面膜冷却の基礎試験
○小幡正一，平田嘉嗣，菊地信昭，勝又一郎(石川島播磨重工)
- 15:40~16:40 [司会 上野博志(三菱重工)]
- (12) 環状翼列から発生する音
○長島利夫，谷田好通(東大宇航研)
 - (13) 並列バーナーの燃焼騒音
高木慶二(東海大工)
 - (14) ジェット騒音の実験的解析結果
佐々木良平(防衛庁技本)



gas turbine newsletter

GAS TURBINE DIVISION—THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

VOL. XIX

October, 1978

No. 4

CHAIRMAN'S MESSAGE

By EDWARD S. WRIGHT

Since assuming the Chairmanship of the Gas Turbine Division on July 1, I received numerous congratulations from many friends and acquaintances for which I am very grateful. It occurs to me that many of our members are probably unaware of how the selection of the Chairman is made.

The Gas Turbine Division, in common with all other Technical Divisions of the Society, is governed by a five-man Executive Committee. The Executive Committee is composed of volunteer working mechanical engineers and appointment is made for a five-year term. Each individual appointed to the Executive Committee follows a normal progression of responsibility which includes Review Chairman in his first year, Chairman of Conferences in his second year, Vice Chairman in his third year, Chairman of the Division in his fourth year and in his final year, Chairman of the Finance Committee. Thus, I have been on the Executive Committee for four years, currently am Chairman and will complete my tour in the following year.

Executive Committee members are chosen by the Executive Committee itself, in secret session and by a careful selection process. Not only is an individual's perceived competence considered but his prior service in Division activities. The selection process deliberately attempts to select a mix of members representing the broadest segment of interests within the Division (user, manufacturer, supplier, academic, government, etc.). Normally selections are made only from individuals who have performed outstanding service as Program

(Continued on Page 3)

EXECUTIVE COMM. DINNER

This dinner will be held at the Winter Annual Meeting in San Francisco, Tuesday, Dec. 12th, at the San Francisco Hilton Hotel. Dinner is by invitation only and starts at 7:30 but be there at 6:30 for cocktails at the cash bar.

SAN DIEGO HOSTS 1979 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE AND FIRST SOLAR ENERGY CONFERENCE

By CLARE EATOCK

Welcome to the 24th International Gas Turbine Conference and ASME's first Solar Energy Conference being held in San Diego from 11 to 15 March 1979.

San Diego has a very large navy base and is readily accessible to all West Coast and Southern Industries, Universities and Gas Turbine Users. Weather in March is ideal and the area's natural beauty, with excellent conference and recreational facilities, have made it a very popular resort area ideally suited to this conference. Early indications are that this will be the largest ever ASME International Conference and product show, combined with the first conference from ASME's fast-growing Solar Energy Division.

The theme of the Gas Turbine Technical Program is Turbine Opportunities—Energy, Environment. This reflects the strong growth of gas turbines to meet the world's need for the efficient supply and use of energy within acceptable environmental and economic constraints. Essentially all aspects of gas turbine technology and use will be addressed to varying degrees in the 200+ papers that are currently identified. Sessions on Turbomachinery, Combustion and Fuels, Ceramics, Structures and Dynamics and Heat Transfer appear particularly strong. User-oriented sessions such as Closed Cycle, Coal Utilization, Marine, Pipelines and Process Industries are also strongly represented. Gas Turbine and Solar Energy Divisions are jointly sponsoring 4 sessions and Solar Energy is planning 15 additional sessions ranging from energy storage to biomass energy conversion for their first conference.

The product show will feature more space and more exhibits than ever. Over 100 manufacturers of turbines, turbine equipment or suppliers of turbine services will be exhibiting and on hand for detailed discussion and information. The technical

program also features panels or workshops so that users and manufacturers of turbines, and turbine equipment, as well as researchers and designers in Industry and University, will have many opportunities for face-to-face exchange of latest information.

This preliminary technical program shows plans and information as of 8 August 1978. Many paper titles are not yet available and some sessions are still somewhat 'fluid.' Papers may be rearranged from session to session, usually within a technical committee, and all papers must pass review. A feature of current planning is to hold Monday morning open for registration and the keynote speech.

The Gas Turbine Technical Program and Product Show are forecast to be bigger and better than ever and are coupled with the first ASME Solar Energy Conference. San Diego is justifiably very popular in March so please plan early to attend.

To Contributors, Technologists and Users, from North America and Overseas, on behalf of the ASME Solar Energy and Gas Turbine Divisions—

WELCOME TO SAN DIEGO

THE 24th ANNUAL
INTERNATIONAL
GAS TURBINE CONFERENCE
& PRODUCTS SHOW AT
SAN DIEGO CONVENTION
AND
PERFORMING ARTS CENTER
SAN DIEGO, CALIFORNIA
MARCH 11-15, 1979

(Continued on Pages 6, 7 & 8)

EDWARD S. WRIGHT, *Chairman*

JOHN P. DAVIS, *Vice Chairman*

R. A. HARMON, *Editor*

NANCY POTTER, *Publisher's Secretary*

Official publication of the Gas Turbine Division of the American Society of Mechanical Engineers published quarterly.

PUBLISHER — R. Tom Sawyer, Nauset Lane, Ridgewood, N. J. 07460

SECOND CLASS postage paid at Ridgewood, N. J.

POSTMASTER: In the event magazine is undeliverable, please send Form 3579 addressed to R. Tom Sawyer, P.O. Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423.

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

1978 WINTER ANNUAL MEETING PROGRAM

LIST OF PAPERS

Gas Turbine Heat Transfer Wed., Dec. 13, 2:00-4:30 P.M.

Double-Row Discrete-Hole Cooling: An Experimental and Numerical Study.

Heat Transfer Characteristics for Inline and Staggered Arrays of Circular Jets with Crossflow of Spent Air.

Heat Transfer Investigation of Laminated Turbine Airfoils.

A Computer Program for Full-Coverage Film-Cooled Blading Analysis Including the Effects of a Thermal Barrier Coating.

General Topics in Turbomachinery Wed., Dec. 13, 2:00-4:30 P.M.

Thermophoresis—Enhanced Deposition Rates in Combustion Turbine Blade Passages.

Performance Evaluation of $MgCrAlY/ZrO_2$ (Y_2O_3) Thermal Barrier Coatings in Simulated Gas Turbine Environments.

Control of Corrosion in Combustion Turbines by Combined Fuel Additives.

Analysis of Corrosion Rate Data in the $Na_2SO_4 \cdot V_2O_5 \cdot MgSO_4$ System.

Re recuperative Heat Exchangers for Advanced Energy Conversion Systems.

General Flow Topics in Turbomachinery Thurs., Dec. 14, 8:30-11:00 A.M.

Design and Development of a Monorotor Gas Turbine Auxiliary Power Unit.

Problems of Moisture Separation in Wet Steam Turbines.

Viscous Flow Analysis in Mixed Flow Rotors. Numerical Investigations on the Generation and Development of Rotating Stalls.

Designing with Structural Ceramics Thurs., Dec. 14, 8:30-11:00 A.M.

Innovative Design of Ceramic Utility Gas Turbines.

Program to Establish Ceramic Technology Readiness for Large Combustion Turbine Utility Application.

Preliminary Design Analysis of a Catalytic Ceramic Structure in a Turbine Combustor.

Screening Properties of Silicon-Based Ceramics for Turbine Engine Applications.

Abradable Gas Path Seal Systems for Turbine Engines Thurs., Dec. 14, 2:00-4:30 P.M.

Development of a New Flame Sprayed Erosion Resistant Abradable Crating Systems.

Bonding Ceramic Materials to Metallic Substrates for High Temperature Low Weight Applications.

The Development of a Sprayed Ceramic Seal System for Turbine Gas Path Seals.

Panel Discussion

Thurs., Dec. 14, 5:30-7:30 P.M.

Impact of NSR Pollution Rules on Citing of Stationary Gas Turbines.

Mission Related Structural Considerations Friday, Dec. 15, 8:30-11:00 A.M.

Progress on the ENSIP Approach to Improved Structural Integrity in Gas Turbine Engines/An Overview.

Engine Cyclic Damage Experience from F17/YJ101 Flight and Ground Tests.

A Cumulative Fatigue Model for Gas Turbine Engine Disks Subjected to Complex Mission Loading.

A Procedure for Axial Blade Optimization. Engine Life Management in the Systems Usage Environment.

Engine Life Definition Technique—An Approach to Logistics Support Management/Planning.

FUTURE CONFERENCES

The following is an up-dated list of the gas turbine conferences and the conferences wherein the Division plans and supports one or more sessions on gas turbine technology. Please note that papers must be in for review by the date listed below as * or **.

1978—ASME Winter Annual Meeting,* San Francisco, Dec. 10-15, San Francisco Hilton.

1979—24th Annual International Gas Turbine Conference** and Products Show, Convention Center, San Diego, Cal., Mar. 11-15.

—American Power Conference, April 23-25, Chicago, Ill., Palmer House.

—ASME Winter Annual Meeting,* New York, N.Y., Dec. 2-7, Statler Hilton.

1980—25th Annual International Gas Turbine Conference and Products Show, Rivergate, New Orleans, La., Mar. 9-13.

—American Power Conference, April 21-23, Chicago, Ill., Palmer House.

—Joint Power Generation Conference, Sept. 28-Oct. 2, Phoenix, Az., Hyatt Regency.

—ASME Winter Annual Meeting,* Nov. 16-21, Chicago, Ill., Conrad Hilton.

CIMAC GAS TURBINE CONGRESS VIENNA, 7-10 MAY, 1979

CIMAC is a worldwide technical organization representing all of the major countries that manufacture internal combustion engines and gas turbines. The U.S. National Committee is sponsored by the Gas Turbine Division and the Diesel and Gas Engine Power Division of the A.S.M.E.

We look forward to your participation and support in Vienna. For further details and the necessary **AUTHOR FORMS**, please contact:

U.S.A. Member Gas Turbine Technical Program Committee, CIMAC
Kenneth A. Teumer
Woodward Governor Company
P. O. Box 1519, Fort Collins, CO 80522

1981—26th Annual International Gas Turbine Conference** and Products Show, Houston, Texas, Albert Thomas Ctr., Mar. 8-12.

—American Power Conference, Chicago, Ill., Palmer House, April 27-29.

—Joint Power Generation Conference, Oct. 4-7, Minneapolis, Mn., Radisson Hotel.

—ASME Winter Annual Meeting,* Nov. 15-20, Washington, D.C., Sheraton Park Hotel.

1982—27th Annual International Gas Turbine Conference** and Products Show, Wembley Conference Center, London, England, April 18-22.

—American Power Conference, Chicago, Ill., Palmer House.

—ASME Winter Annual Meeting,* Nov. 14-19, Phoenix, Az., Hyatt Regency Hotel.

1983—28th Annual International Gas Turbine Conference** and Products Show, Conference Center, Phoenix, Az., March 27-31.

—American Power Conference, Chicago, Ill., Palmer House.

—Joint Power Generation Conference.

—ASME Winter Annual Meeting.*

* Submit paper before June 1st for review. The green sheets should have been sent in before Feb. 1st.

** Submit paper before October 1st for review. The green sheets should have been sent in before June 1st.

PROGRAM CHAIRMAN

1979 Conference

H. C. Eatock
Chief Aerodynamics Engineer
Pratt & Whitney Aircraft of Canada, Ltd.
P.O. Box 10, Longueuil, Quebec J4K 4X9
514-677-9411, Ext. 7676
Home: 514-653-6194

CANCELED

THE GAS TURBINE DIV. FORUM WE HAVE HAD FOR MANY YEARS AT THE WINTER ANNUAL MEETING HAS BEEN CANCELED FROM NOW ON.

TO MAKE SURE YOU GET YOUR NEWSLETTER

Mail this change of address notice to your publisher today.

Paste here old address label from copy of publication (if available).

Omit items 1, 2 and 3 when address label is furnished.

OLD ➔	1. No. and Street, Apt., Suite, P.O. Box or R.R. No.
	2. Post Office, State, and ZIP Code
	3. Show All Additional Dates and Nos. Included in Address Label (Necessary for identification)
NEW ➔	4. No. and Street, Apt., Suite, P.O. Box or R.R. No.
	5. Post Office, State, and ZIP Code
	6. Name of Subscriber (Print or type)
	7. Date of Address Change

Return this to R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423

A SYMPOSIUM ON COMPACT HEAT EXCHANGER MECHANICAL DESIGN PROBLEMS

A Symposium Session on "Compact Heat Exchanger Mechanical Design Problems" will be held at the 1979 Gas Turbine Conference in San Diego, California during March 11-15, 1979. This session will be under a joint sponsorship of Heat Transfer Division (K-10 and K-14 committees) and Gas Turbine Division.

Five eminent panelists have been invited to discuss the mechanical design problems for a broad range of compact heat exchanger applications as follows: Vehicular Gas Turbine and Sterling Engine Regenerators (Ford), Aircraft and Industrial Heat Exchangers (AiResearch), Cryogenics and Refrigeration Heat Exchangers (Trane), Waste Heat Recovery Exchangers (Deltak), and the U.S. Navy as a representative customer.

Emphasis in the panel discussion will be given to the mechanical and structural design of these exchangers; except where necessary, no specific attention will be given to thermal design. Each panelist will start his talk with the general design features of his heat exchangers. This will include the mention of the ranges of core dimensions, exchanger effectiveness, pressure drops, Reynolds numbers, and operating temperatures and pressures, types of surfaces and materials employed, flow arrangements, and so on. He then will discuss the mechanical and structural design features and problems associated with the exchangers. The panelist should categorize the problems, identify them, and discuss the solutions, remedies, and specific changes. Some of the topics that he may include are: thermal and pressure stresses, materials, fin-to-tube/plate bonding, mechanical and/or flow-induced vibrations, fatigue, dynamic instability, corrosion, fouling, scaling, freezing, environmental effects, etc. He should also identify the mechanical limitations of his present designs so that through an open discussion advances in the design can be made.

Four panelists have indicated outright that they would participate in the Symposium only if there is a written paper on their talk. They believe that there are too many panel discussions in the conferences that go unnoticed and really do not contribute to the industry in the long run. Consequently, we have decided that each panelist will prepare a paper on his talk. While the usual ASME review process will be used, the panelist will be free to say what he wants. He will not have to change

VON KARMAN INSTITUTE UNSTEADY FLOW IN TURBOMACHINES

(January 29 - February 2, 1979)

The objective of this lecture series is to treat macroscopic and microscopic unsteadiness in turbomachines. Large scale effects such as surge and distortion will be discussed from the point of view of the compressor characteristic and its variation with pressure and temperature inlet flow distortion. The propagation of such disturbances and prediction methods will be reviewed. On a smaller scale, rotating stall will be studied, including a theoretical model and a comparison of predictions provided by it with experimental data. Finally, blade wake interference will be treated using examples from low speed and high speed compressors, including temperature effects and propagation through several stages.

For further information contact: The Director, von Karman Institute for Fluid Dynamics, chaussée de Waterloo, 72, 1640 Rhode-Saint Genese, Belgium.

the content of his paper except to discourage a "sales pitch."

To keep the content "current," the panelist will not have to submit his paper before December 15, 1978. As soon as the reviews are back, they will be forwarded to him, at least before February 15. At this time, he could revise his paper to bring it up to date for the conference. After the conference, symposium proceedings will be published by the ASME. This will include all five papers from the panelists, discussion at the session, and introductory and summary statements by the session chairman and co-chairman.

At the session, each panelist will be given 20 minutes for his presentation. After all panelists have spoken, the session will be opened to questions from the audience for about 45 minutes. This period should provide an excellent opportunity to the panelists for a direct feedback and clarifying some of the points.

We believe that this symposium will be one of a kind because of the willingness of the panelists for open and free discussion. Experience and knowledge associated with different types of compact heat exchangers should provide an unique opportunity for cross-fertilization of ideas and improved future designs.

The panelists are: Dr. V. L. Eriksen from Deltak, F. D. Dunkan from Trane, Dr. J. L. Mason from AiResearch, C. Rahnke from Ford, and Dr. C. Miller from U.S. Navy.

Chairman's Message

(Continued from Page 1)

Chairmen for the Gas Turbine Conferences, Winter Annual Meetings or special events such as the Joint Tokyo and Israel Conferences. Finally, strong organizational support is required to provide the time required of each Executive Committee member. Upon the individual's acceptance of his selection to the Executive Committee, the actual appointment is made by Rogers Finch, the Executive Director of the Society.

The Executive Committee meets at least four times each year and many more times when required. This involves a considerable burden not only to the individuals concerned but to their employers. We do not pretend that our Executive Committee is composed of our most outstanding members. We do believe that we represent competence, a broad spectrum of interests, and most of all a dedication to the goals of ASME and the Gas Turbine Division. The Gas Turbine Division is successful only because of the dedicated voluntary activities of its many members. The heart of the Division is the Technical Committee and our Technical Committees are as good as their members' activities in reporting on interesting events, producing good papers, and organizing timely sessions. Good organizers become Technical Committee Vice Chairmen. Vice Chairmen become Technical Committee Chairmen. Our best Technical Committee Chairmen are considered for Program Chairmen. Program Chairmen are considered for Executive Committee appointments. We are proud of the performance of our Division and we believe that this system works.

I hope to be a worthy Chairman, but if not, all is not lost. My tenure lasts only a year and John Davis, Art Wennerstrom, Ken Tuemer and Norm Dibelius (who will succeed me in that order) will be worthy. In the meantime, thanks for your support and your assistance, and I welcome all the help I can get.

TO GET THIS NEWSLETTER REGISTER IN THE GAS TURBINE DIVISION OR BE AN EXHIBITOR

"ONWARD AND UPWARD WITH GAS TURBINES"
by Arthur Kent, ASCAP

NO CHARGE TO COMMITTEE CHAIRMEN, VICE CHAIRMEN AND EXHIBITORS

Please send me Gold Lapel Button
Yes No
\$15.00

Yes "Onward and Upward With Gas Turbines."
No Please send me a 45 RPM record — \$1.00,
the official Gas Turbine Division Song.

Type Member
For Lapel Button



Name.....
Company.....
Address.....
City..... State..... Zip.....

Mail to: R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423

Onward and upward with gas turbines,
The finest kind of power of them all;
Small ones and large ones
All easy to run ones
The simplest kind of units to install.
Now there are turbines on the ocean
On the land and in the air
They're even used in outer space
Turbines, turbines every place!
Onward and upward with gas turbines;
We love to hear their gentle, quiet call
The greatest kind of power of them all!
Now we are building combined cycles,
With energy from any kind of fuel,
We're making projections
In many directions
That turbine power's gonna be the rule.
This is a vision of the future,
For centuries to come;
Turbine cars are so complete
All the rest are obsolete!
Perfect solution to cut pollution,
We love to hear their gentle, quiet call,
Gas Turbines are the greatest of them all!

CALL FOR PAPERS**1979 ISRAEL JOINT
GAS TURBINE CONGRESS**

By **BERNARD L. KOFF**
ASME-GTD Program Chairman

The 1979 Israel Joint Gas Turbine Congress (and exhibition) will be held on July 9-11 at Technion City in Haifa, Israel. The congress is cosponsored by the Technion-Israel Institute of Technology and the ASME Gas Turbine Division (GTD), who are jointly programming the technical sessions. It will also be held concurrently with the Thirteenth Israel Conference on Mechanical Engineering on July 10-11.

The program will feature two sets of papers; one by the Gas Turbine Division which will be reviewed and published as ASME papers—in accordance with ASME procedures, and the other will require processing by the Technion-Israel Institute of Technology for possible publication in the Israel Journal of Technology. Technical papers submitted through ASME should be initiated with the standard ASME Green Sheet Form and forwarded to the GTD Program Chairman, Bernard L. Koff.

ASME-GTD Program Chairman
1979 Israel Joint Gas Turbine Congress
Bernard L. Koff, Chief Engineer
Aircraft Engine Group, General Electric Co.
Cincinnati, Ohio 45215
Phone: 513-243-2244

The important submittal deadlines for authors are:

- Abstract/Green Sheet—July 15, 1978
- Manuscripts for Review and Approval—November 1, 1978
- Manuscripts—Complete/Ready to print—March 1, 1979

All inquiries pertaining to processing of papers through the Technion-Israel Institute of Technology should be submitted to:

Organizer—
1979 Israel Joint Gas Turbine Congress
Professor B. Gal-Or
Aeronautical Engineering Dept.
Technion-Israel Institute of Technology
Technion City, Haifa #3200, Israel
Phone: Office 04-230-711, Res. 04-235-204

Suggested subject areas for technical papers include theoretical and experimental investigations and reports on the various aspects of applications pertaining either to open, combined or closed gas turbine cycles such as:

- Fluid dynamics, thermodynamics, combustion and heat transfer
- Materials: casting, forging, coating, corrosion, creep, fatigue, etc.
- Advances in inlets, fans, compressors, combustors, turbines, afterburners, nozzles and accessories
- Future technologies and new concepts
- Air, land and marine applications of gas turbines
- Engine operation of helicopters and (turbo) tanks in dusty, desert environments; (erosion, cooling blockage, failures, dust separators, etc.)
- Control, instrumentation, design, performance and safety
- Fuels, propellants, energy conservation and pollution
- Engine operation in remote piloted vehicles (fundamentals, design, production, performance, control, classification, uses, etc.)
- Maintenance, test facilities, inspection and services
- Production, marketing and economics
- Education in the fields of propulsion, turbo and jet engines

REPLY FORM TO PROF. B. GAL-OR OR BERNARD L. KOFF

(Please check):

- I am planning to submit a paper. A possible title for my lecture is:
- I am planning to participate without presenting a paper.
- I may be accompanied by
- and may, therefore, require hotel reservations in Haifa for Individuals for days. Please do/don't make reservations (see below).
- To help cover my travel expenses I may need to receive a personal letter of invitation.
- My company may wish to include a display of
- Our display representative is:
- Participation Fee: \$65.00 Charge for Normal display: \$500.00
- Payment Enclosed
- Payment will be made at the Conference

Name (please print) Title:

Address

ANNOUNCEMENT AND CALL FOR PAPERS FOR A SPECIAL SESSION ON HEAT TRANSFER IN CATALYTIC ENERGY CONVERSION

18th ASME/AlChE National Heat Transfer Conference
San Diego, California, August 5-8, 1979
(Sponsored by ASME Heat Transfer Division,
Committee on Heat Transfer in Energy Systems)

Papers are solicited on recent advances in experimental and theoretical investigations on effects of heterogeneous catalysts on gas-phase transport and chemical processes. Appropriate topics include, but are not limited to: lean combustion, ignition and flammability, pollutant control, catalyst selection, modeling, and applications of catalytic combustion in power/heating systems such as gas turbines, furnaces, automotive engines, etc.

The organizers would appreciate receiving an abstract of about 300 words from prospective authors as soon as possible, but in no case later than December 1, 1978. Authors will be notified on the appropriateness of the subject matter for the session by December 15, 1978; those of accepted abstracts will be required to submit five (5) copies of the complete manuscript by January 19, 1979. All papers will be reviewed according to ASME policy and notification of final acceptance will be completed by March 4, 1979. The final papers that are accepted will be preprinted for the meeting from mats prepared by the authors: the mats will be due by April 1, 1979. Authors of papers of permanent interest will be encouraged to submit their work to the Journal of Heat Transfer for archival publication.

The session organizers are:
Professor C. K. Law
Dept. of Mechanical Engineering
Northwestern University
Evanston, Illinois 60201
312-492-5502

and
Professor R. O. Buckius
Dept. of Mechanical Engineering
University of Illinois
Urbana, Illinois 61801
217-351-1915.

Communications regarding the papers should be directed to C. K. Law.

THE CITY COLLEGE OF THE CITY UNIVERSITY OF NEW YORK

City College has received a complete turbo-jet engine as a gift from the Curtiss-Wright Corporation, Wood-Ridge, New Jersey.

The engine was presented to the Turbomachinery laboratory of City College's School of Engineering. It will be used to strengthen turbomachinery teaching and research in the mechanical engineering department.

Arrangements for the gift were made through the efforts of Professor Rishi Raj who is directing turbomachinery activity in the School of Engineering. He is a member of CCNY's mechanical engineering department.

"This engine is of a type that has been widely used in U.S. Air Force and Navy planes," Professor Raj said. "It will be of great help in teaching our engineering students about the basic design of jet engines."

The J-65 engine is presently on display in Room 04 of CCNY's Steinman Hall, 140th Street and Convent Avenue, New York City.

GAS TURBINE DIVISION MEMBERSHIP DEVELOPMENT

The Gas Turbine Division has long recognized the potential for new membership among the non-member attendees at its Annual Conference. New emphasis was placed on an active Membership Development Committee (MDC) invitation program beginning at the 1975 Houston Conference. Results in new membership were encouraging.

Now is the time for all of us to begin thinking of membership promotion at San Diego.

PAY YOUR OWN WAY OVER AND BACK TO ISRAEL AND/OR AUSTRALIA

We knew a man whose boss told him that they had a short job to be done in Australia. He asked the man if he wanted to go and the reply was in the affirmative. As an afterthought, the boss told him he would have to pay his own way but that was fine with the man and off he went!

LETTER TO EDITOR

Mr. Charles P. Howard, Chairman
 Membership Development Committee
 Gas Turbine Division, ASME
 14631 Crossway Road
 Rockville, Maryland 20853

Dear Mr. Howard:

On the enclosed page 17 from the August 1978 *Gas Turbine News*, you offer the following advice:

"So cancel your mortgage insurance and replace it with ASME life insurance."

This advice may be well meant, but it could be very bad advice. Changing insurance should only be done after very careful evaluation of all the facts. You, as an engineer and a member of ASME, should know that better than anyone. Many individuals may have insurance policies in force that they obtained when they were young and healthy. Their rates then would have been very favorable. Now they may be older and have health problems which make them noninsurable. Your advice could place them in a real bind because the ASME term life insurance policies are not granted willy nilly. Nyllic evaluates each application. That is one reason that rates are so reasonable.

I speak from experience. I have a policy and I was evaluated by Nyllic before the policy was granted. Fortunately, I passed.

I would change your wording to:

1. Compare the costs of term mortgage insurance to ASME Nyllic term life insurance.
2. If ASME Nyllic insurance costs are less, apply for ASME Nyllic insurance in the amount needed.
3. When Nyllic accepts your application for the amount of life insurance you requested, then terminate your mortgage insurance.

As one who has served for six years on a Board of Administration for an employees' pension, disability and insurance plan, I can tell you that incorrect advice can create many problems even if given with the best of intentions.

Sincerely,
 Louis J. Weidner, P.E.
 Member ASME

cc: Mr. Edward S. Wright,
 Chairman Gas Turbine Div.

IF YOU'RE READING THIS NEWSLETTER YOU OUGHT TO BE A MEMBER OF THE GAS TURBINE DIVISION

It's that simple. If you are interested enough in the gas turbine industry to be reading this newsletter, you should be interested in joining and participating in the Gas Turbine Division.

Our Newsletter covers only the highlights of what's going on in the industry. And what's going on with the Gas Turbine Division.

To get a more complete industry picture, you have to be there. And that kind of participation is best obtained through active membership in GT Division programs.

Division membership brings you in closer contact with the industry—with benefits such as technical information updates, career and technical stimulation, participation in Division activities.

It also provides tangible benefits. Like reduced fees at conferences, discounts on technical papers, substantial savings with group life, health and accident insurance programs. To mention only a few.

Why not take a few minutes now to fill in the form attached and send it along to us. We'll respond with a free booklet outlining ASME GT Division membership benefits, information on how you qualify for membership and an application form. We would like to have you join us.

**DIRECTOR OF OPERATIONS
 INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER**

**THE GAS TURBINE DIVISION OF ASME NOW HAS
 A DIRECTOR OF OPERATIONS —**

DONALD D. HILL

WHO HAS ESTABLISHED HIS OFFICE IN GEORGIA AT:

**6065 BARFIELD ROAD — SUITE 218
 ATLANTA, GEORGIA 30328
 PHONE: 404-393-8593
 HOME PHONE: 404-393-8743**

HE HAS NOW REPLACED THE EXECUTIVE SECRETARY, THOMAS E. STOTT, AND ALSO WENDY LUBARSKY. HE HAS ALSO REPLACED J. W. SAWYER, EXHIBIT DIRECTOR, BUT IN THIS CASE ROBERT WHITENER, WHO REPORTS TO DON HILL, LOOKS AFTER ALL EXHIBITORS, TAKING THEIR ORDERS FOR EXHIBIT SPACE AND MAKING CERTAIN THEY ARE PROPERLY INSTALLED IN THEIR BOOTHS IN THE EXHIBIT HALL. HIS ADDRESS IS:

**ROBERT L. WHITENER, EXHIBIT MANAGER
 RALPH WHITENER & CO., P.O. BOX 17413
 DULLES INTERNATIONAL AIRPORT
 WASHINGTON, D.C. 20041
 PHONE: 703-471-5761**

Clip and mail to: Chairman Membership Development Committee
 CHARLES P. HOWARD
 14631 Crossway Rd., Rockville, Md. 20853

I'm interested in joining the Gas Turbine Division of ASME.

..... Send me your free booklet on ASME membership.

..... Enclose a membership application form.

Name

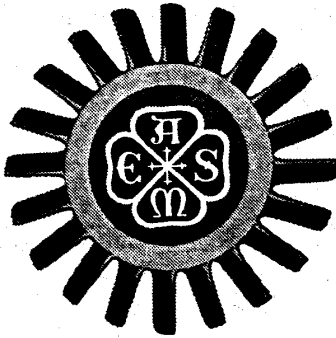
Title Company

Company Address

City State Zip Code

Company Phone Extension Country

24th ANNUAL GAS TURBINE INTERNATIONAL CONFERENCE



THE FLOOR PLAN OF THE EXHIBIT HALL IS FOR ALL TO LOOK AT.

IT SHOWS WHERE EVERYONE WILL REGISTER — WHERE PAPERS CAN BE OBTAINED. 3 BARS & REFRESHMENTS ARE THERE AND THE MANY EXHIBITORS.

EXHIBIT SCHEDULE

Friday, March 9
8:00 AM = Exhibit Installation Begins

Monday, March 12
9:00 AM - 5:30 PM = Exhibits Open

Tuesday, March 13
9:00 AM - 5:30 PM = Exhibits Open

Wednesday, March 14
9:00 AM - 5:30 PM = Exhibits Open

Thursday, March 15
9:00 AM - 12:00 Noon = Exhibits Open
1:00 PM = Exhibit Move-out begins

Saturday, March 17
ALL EXHIBITS TO BE REMOVED BY 4:00 PM.

TECHNICAL PROGRAM

A stimulating, informative technical program is planned. Tentative scheduling includes technical sessions, panel discussions, training courses and workshops on:

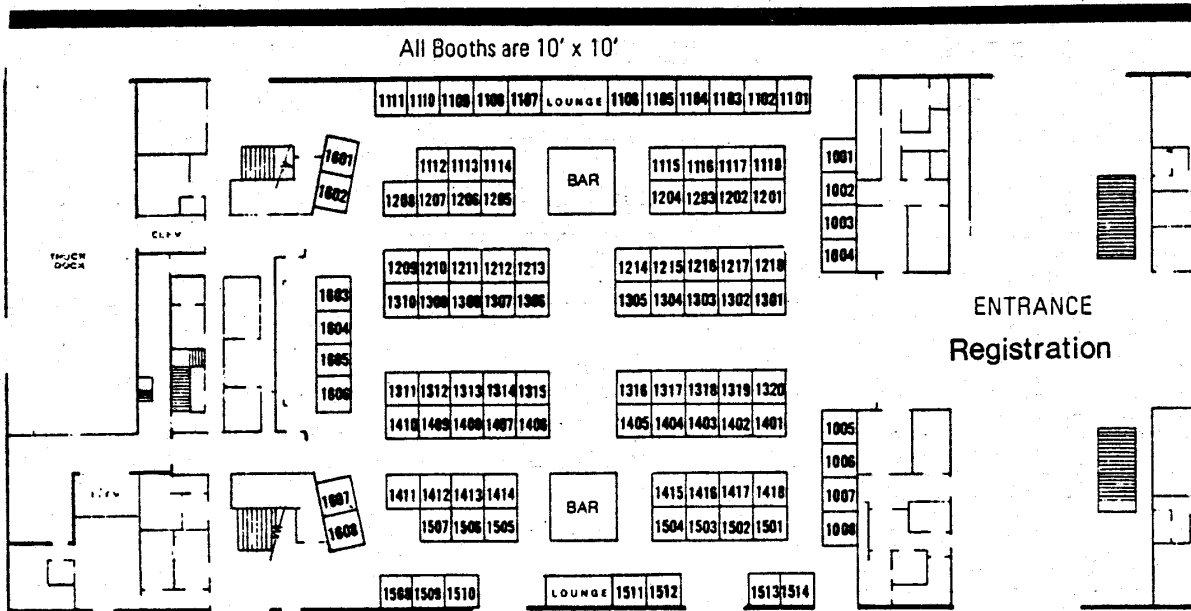
- | | |
|-----------------------|-----------------------------|
| Air Pollution | Automobiles |
| Energy Crisis | Electrical Power Generation |
| Processes | Marine |
| Fuels | Pipeline |
| Combustion | Open and Closed Cycles |
| Total Energy | Refineries |
| Aircraft | Turbomachinery |
| Codes and Standards | Nuclear |
| Maintenance | Railway and High |
| Operating Experiences | Speed Tracked Vehicles |
| Controls | Manufacturing |

EXHIBIT HALL EVENTS

- Registration of All Delegates Near Exhibit Area
- Refreshment Areas Within the Exhibit Area
- Convenient Access to all Session Rooms From the Exhibit Area
- Gala Reception Within the Exhibit Area

EXHIBIT CHARGES

Each booth unit is 10 feet by 10 feet (3.05 meters by 3.05 meters). The cost for each booth unit is \$850.00 US.



FOR EXHIBIT SPACE CONTACT:

Robert Whitener
 Exhibit Director
 Gas Turbine Conference
 P.O. Box 17413
 Dulles International Airport
 Washington, DC 20041

or Call:
 (703) 471-5761

or Telex:
 899133 WHITEXPO

The Solar Division
 Will Join Us At Our
 Gas Turbine Conference
 In San Diego
 March 11-15, 1979

Hope To See You There

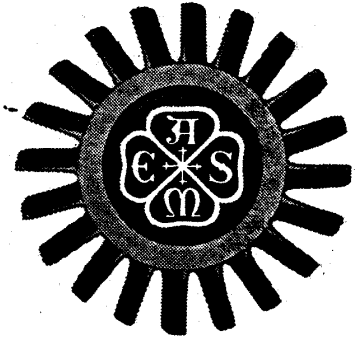


EXHIBIT SERVICES

The following services are provided to each exhibiting firm as part of their exhibit space purchased cost:

- Standard Backwall and Side Drape
- Standard two-line Booth Sign
- Exhibitor Service Kit
- General Security Guard Service
- Exhibitor Listing in Exhibit Directory
- Pre-show List of Advance Registrants as of January 15, 1979
- Complimentary Supply of Exhibitor Guest Invitations

- Pre-Conference and Post Conference Listings in Gas Turbine Division Publications
- Complimentary Advance Copy of Technical Program
- Complimentary Copy of Post-Show Coded Registration List
- Specified Quantity of Complimentary Exhibitor Personnel Registrations (See Exhibit Charges)

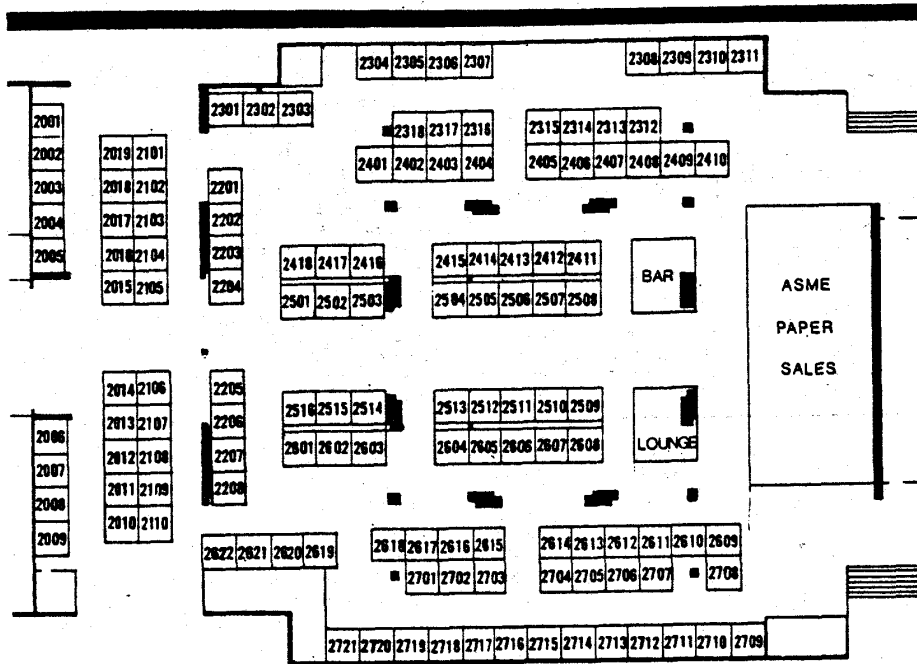
EXHIBITOR PERSONNEL REGISTRATION FORMULA:

3 Complimentary Exhibitor Personnel Registrations for the first 10 feet by 10 feet booth unit purchased.

1 Additional complimentary Exhibitor Personnel Registration for each additional 10 feet by 10 feet both unit purchased.

Any additional Exhibitor Personnel over and above this formula that wishes to attend the technical sessions must be fully registered for the conference at the prevailing Conference Registration Cost.

**Note: The complimentary Exhibitor Personnel Registration includes only access to Exhibit Hall and the Gala Reception. Technical Sessions and other food functions are not included. Full Conference Registration includes all Technical Sessions and the All-Conference Luncheon in addition to access to exhibit hall and the Gala Reception.*



PAPER SALES ARE IN EXHIBIT AREA

BE PREPARED!! — MATS FOR PHOTO-OFFSET PRINTING OF ASME PREPRINT PAPERS

ASME is adopting a new layout for preprint papers for cost-saving, increased convenience, and accuracy. This mat layout will be "encouraged" for the '78 WAM and '79 GT Conference, but will be "required" for the '79 WAM. Details are available from Session Organizers, or Program Chairmen ('78 WAM, R. Marshall, and '79 GT Conference, Clare Eatock):

- H. Clare Eatock
 Pratt & Whitney Aircraft of Canada, Ltd.
 P.O. Box 10, Longueuil
 Quebec, Canada J4K 4X9
 514-677-9411
- Richard L. Marshall
 Manager Development Programs
 Product Integrity Dept. (EB-1K)
 Pratt & Whitney Aircraft
 East Hartford, CT 06108
 203-565-3649

— EXHIBITORS —
1979 SAN DIEGO
PRODUCTS SHOW

AAR Technical Service Center
ACE Industries
AEG-KANIS Turbinenfabrik GmbH
Aerocast Inc.
AE Turbine Components Ltd.
Alnor Instrument Co.
Alburdyne
American Air Filter
American Cystoscope Makers Inc.
The American Society of Mechanical Engineers
APE Allen Gears
Associated Engineering Group
Baird Corp.
Bently Nevada Corp.
Bescon Division of the Plenty Group
The British Electrical & Allied Manufacturers' Association Ltd. (BEAMA)
Brown Boveri Turbomachinery, Inc.
Brunswick Corp.
Ceag Filter Co.
Chromalloy Research & Technology
Coaltech
Cooper Energy Services
Curtiss-Wright Corporation
G. Cussons Ltd.
DeLaval Separator Co.
Detroit Diesel Allison, Div. of G.M.C.
Deritend Vacuum Castings Ltd.
Diesel & Gas Turbine Progress
Donaldson Co.
Doncasters Blaenavon Limited
Doncasters Monk Bridge Ltd.
Daniel Doncaster and Sons Ltd.
Dymac/Spectral Dynamics
Energy International
Environmental Elements Corporation
ETSCO, Ltd., An Elliott Thomassen Service Co.
Farr Filtration
Firth Brown Limited
The Firth Derihon Stamping Ltd.
Foster Wheeler Ltd.
The Garrett Corporation
Gas Turbine Corp.
General Electric Company
Gilbert Gilkes & Gordon Ltd.
The Glacier Metal Co. Ltd.
Gloster Saro Limited
Harrison Radiator Div. of G.M.C.
Hawker Siddeley Canada Ltd./Orenda Div.
Howmet Turbine Components Corp.
Huntington Alloys Inc.
Industrial Acoustics Co.
Iscar Blades Ltd.
Ishikawajima-Harima
Heavy Industries Co., Ltd.
Johnson and Firth Brown Limited
Klock, A Gulf & Western Co.
Kulite Semiconductor Products, Inc.
Lucas Aerospace Limited
H. C. Macaulay Foundry Co.
Mal Tool & Engineering
Metrix Instrument Company

1979 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE and invites your firm PRODUCTS SHOW to participate in SAN DIEGO, CALIFORNIA MARCH 11-15, 1979

For information on the Products Show please contact:

Robert Whitener, Exhibit Director, Gas Turbine Div., ASME

DULLES INTERNATIONAL AIRPORT, P.O. BOX 17413, WASHINGTON, D.C. 20041, U.S.A.

Telephone: 703-471-5761

Telex: 899133 WHITEXPO

North American Turbine Corp., Kongsberg

Gas Turbines
Olympus Corp. of America—Industrial Fiberoptics
Petrolite Corporation
Pignone, Inc.
Projects, Inc.
Reutlinger USA, Inc.
Richard Wolf Medical Instruments Corp.
River Don Stampings Limited
Rolls-Royce Limited
Rolls-Royce Motors
SermeTel Incorporated
Sier-Bath Gear Co., Inc.
Simmonds Precision Products Inc.
Solar Turbines International,
An Operating Group of
International Harvester
SSS Gears Limited
Stal-Laval Turbin AB
Stellite Div., Cabot Corp.
Systron-Donner Corp./Safety Systems Div.
Turbomachinery Publications, Inc.
Ultra Electronics Limited
U.S. Department of Energy
United Technologies Corporation
Utica Div. & Heintz Div.—
Kelsey-Hayes Co.
Vibro-Meter Ltd.
Westinghouse Electric Corp.
Woodward Governor Company

COOPER AIRMOTIVE TO SPONSOR JT15 ENGINE SEMINAR

Cooper Airmotive will sponsor a JT15 engine training seminar for all interested general aviation aircraft operators on November 8 and 9 at the Sheraton, West Palm Beach, Florida.

The conference will begin with a reception on the first day with seminars scheduled for the second day.

A JT15 engine seminar is also planned in the near future for the Northeast area with details to be released at a later date.

Persons wishing to attend should contact Mike Cumnock, Vickie Jones or Ken Tracy, Cooper Airmotive, 6414 Forest Park Road, Dallas, Texas, (214) 351-3771, ext. 262, for registration and room reservations.

AWARDS

SIR FRANK WHITTLE was presented the R. Tom Sawyer Award on October 26th at an ASME Section Meeting by the Division Chairman, Edward S. Wright. The ASME Section Meeting was a dinner held at the Ramada Inn, Old Town, Alexandria, Virginia.

We expected to give the award to him at our London Conference last April but SIR FRANK was very busy working for the U.S. Navy at Annapolis and could not be in London.

LEGISLATIVE ALERT — EFFECT ON ENERGY LEGISLATION ON STATIONARY GAS TURBINES

By P. J. HOPPE
Electric Utilities Committee

The Conference Report on "Part F" of the National Energy Act (HR 5146) passed both Houses of Congress in July, 1978. We reported on this Bill originally under the title "Coal Conversion Act" (S-977).

The legislative effects on gas turbines over 10 MW, except those which are entirely delegated to peak load power (to 1500 hours per 12 month period), provide statutory prohibition of the use of natural gas and petroleum as primary energy source. Shale oil and co-generation facilities (where less than 50% of the output is for resale) are excluded. The Act does not apply to the State of Hawaii.

Exemptions require a "good faith" effort of the prospective user to demonstrate inability to use alternate power supply within a reasonable distance or cost. In addition, the use of fuel mixtures or fluidized bed combustion must have been investigated. All exemptions are subject to periodic review. (The closed cycle gas turbine in some cases uses a boiler burning coal to heat the air in the boiler pipes.)

We strongly recommend that any persons interested in the details of this legislation obtain a copy of HR 5146, the "Power Plant and Industrial Users Act of 1978" through their legislative representatives.

Recent Exhibits in U.S. and Overseas

Location	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978
	San Francisco	Washington	Zurich	Houston	New Orleans	Philadelphia	London
Number of Exhibitors	111	121	106	122	100	102	107
Number of Booths	267	277	260	259	230	224	249
Attendance	2210	2556	3210	2836	2800	2782	3668
Number of Companies Represented	674(93)a	663(94)a	714	802(124)a	774(170)a	640(140)a	1067
Number of Countries Represented	17	21	43	24	22	29	46

a — Organizations Outside U.S.A.

学 会 誌 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執事を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。
4. 原稿用紙は横書き440字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷上り1頁約1900字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執事者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7、
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン学会事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし学会誌への掲載は投稿後6～9ヶ月の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 投稿原稿は次の各項に該当すること。
 - 1) 投稿論文は著者の原著で、ガスタービン技術に関するものであること。
 - 2) 投稿論文は日本語に限る。
 - 3) 投稿論文は本学会以外の刊行物に未投稿で、かつ本学会主催の講演会（本学会との共催講演会を含む）以外で未発表のものに限る。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として8頁以内とする、但し1頁につき10,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は正1部、副2部を提出すること。
4. 投稿原稿は原稿執筆要領に従うこと。尚、投稿論文の採否は本学会に一任願います。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第 6 卷 第 2 3 号

昭 和 5 3 年 1 2 月

編 集 者 一 色 尚 次

発 行 者 浦 田 星

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7

紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内

TEL (03) 352-8926

振替 東京179578

印刷所 日青工業株式会社

東京都港区西新橋2の5の10

TEL (03) 501-5151

非 売 品

