



エネルギー問題とガスタービン

日本大学生産工学部 岡崎 卓郎

数年前に起ったいわゆるオイルショックによってエネルギーにどのような変化が起ったかを考えてみると、少くとも今までは思ったほど変わっていない。石油資源が無尽蔵であるとは誰も考えていないし、今までも数十年間あと何十年たったら石油がなくなってしまうといわれながらそのたびに先がのびてきてはいるものの、いつまでもそのような状態がつづくと考えられているわけでもない。しかしこれは大変だ大変だというだけでそれならば具体的にどうすればよいかという答が全く出されていないからであるように思われる。

もちろん太陽熱や風力のように昔から大なり小なり利用されてきたエネルギーの見直しから、潮汐発電、地熱発電、濃度差発電、MHD発電、海水などの温度差発電などいくらか新しいものをふくめていろいろな代替エネルギーの検討はされている。しかしこれらのエネルギーの大部分は全体の量は少いとはいえないにしても、濃度が薄く、間欠的かつ地域的であって、特殊な場合を除くと経済的に成立たない。そのような手段に必要な資材などを具体的に検討したのだろうかと思われるのが多く、原子力を除くと一般的なエネルギー源と見るわけには行かないし、原子力にしてもいろいろなことが分ってきてそれだけが救世主というわけにはまだっていない。

石油エネルギーの値段が他の物価あるいは他のエネルギーコストにくらべて現在の2倍以上になればたとえば石炭のようなものが浮び上がってくるが、石油の値段が上がってもインフレのために他の物価が上がって相対的に2倍以上になるというのは大変

なことである。しかもそれによる石油の利益が新しいエネルギーの開発と利用に使われるのではなくて石油産出国ないしその中継者に還元されているところから答が出ないのは当たり前かもしれない。

現在は先行きどういう経路を通過してエネルギー欠乏時代に突入するかははっきりしないので余りドラスチックな方法とはせず、模索しながらできるものを少しずつやって行くことと、今までの古典的なエネルギー利用法でそれ自体の効率向上と、組合せによるトータルエネルギーコストの低減をさらに進めて行くという全く新味のない方法しかない。

しかしこれはどのような新しいエネルギー源が出現したとしても必ず必要な技術であって、熱機関でいえばサイクル最高温度を上げること、途中のプロセスを受持つ流体機械の効率を上げること、廃熱を利用することが基本的な問題になる。反応速度を速くしようとするところ熱機関以外はずは見込みがないから、こんなことは古臭いといって捨てることは許されないのである。

ここでガスタービンについて考えてみよう。ガスタービンといっても二通りの意味に区別して考える。一つは熱機関としてのガスタービンでこれにはいろいろな複合サイクルもふくめてよい。もう一つはいわゆるガスタービンテクノロジーであって、たとえば高温部冷却の技術とか、流体機械の高効率化とか、軽量化、信頼性、機械要素技術などであるが、これについては今さらいうまでもなくエネルギー問題解決のための技術そのもののかなりの割合をしめるものでとくに言及しないことにする。

現在作動流体のサイクル最高温度は、ロケットがふつうの意味の熱機関ではないから別にとすると、

(昭和54年1月16日原稿受付)

MHD発電、内燃機関についてガスタービンが高い。これに対し伝熱によって間接的に作動流体に熱を与えなければならない蒸気プラントでは850 Kぐらいである。これは技術上の制約というよりも全体としてのコストの問題でもあるが、間接伝熱で1000 K以上にするのはむずかしい。蒸気プラントは伝熱がふつと、凝縮あるいは臨界 附近の伝熱、放射などをうまく利用でき、また水の密度が蒸気の密度にくらべて大きいので給水ポンプの仕事の割合が少い。最高温度の低い割には熱効率は非常によいが、より高温を利用しようとすると上にのべたようなことから難点があり、水銀サイクルやクローズドガスタービンも見込みがないといえてよく、蒸気プラントは低温処理用に向いているといつてよい。

ガスタービンは間接伝熱を使うと不利な点が多いので車輛用などの止むを得ないもの以外は単純サイクルでその廃熱を利用する方がよい。航空転用型のガスタービンは1500 Kぐらいで37%の熱効率を出し、必らずしも悪くないがC重油を使いにくいというのは大きな難点である。今のところよほどのマニヤでない限りC重油を使うならガスタービンでなくて外のものを使うであろう。1800 K以上の温度を有効に利用するのは余り気楽な仕事ではない。

航空用ガスタービンは重量とのかね合いのため一段あたりの熱落差を無理をして上げている。このため地上用ならば圧縮機もタービンも2~5%効率向上の余地がある。しかし現実にはこのような流体機械を開発しようとするとは長期の時間と金がかかり、といて間に合せに作れば条件の悪い航空用のものにくらべてかえって効率が悪いということが起きかねない。

航空用以外のものでは有利な点は水が自由に使えるということ、冷却用として水ほど大きなポテンシャルをもつものはないからもし使いこなせば大きな将来がありそうであるが今すぐ有効に使えるだけ技術が進んでいるとはいえない。

いずれにしても単純ガスタービンで45%ぐらいまでならば熱効率を上げられようがそれ以上は複合サイクルに進むより外はない。その技術は何もしないでよいほどかんたんなものから高級のものまでいろいろある。C重油を使えないとすると総合効率60%以上を望むのは当然のように思われるし、ガスタービンはまたこのようなシステムに向いているのであるが、やはりそれだけの技術の開発は必要であつて関係者の努力が期待される。今までのようなどちらかといえば後追いの万辺ない技術の外にどれか一つでもいいからピークがほしいというのが私の気持である。



高効率ガスタービンの研究開発について

工業技術院 研究開発官 岩田 誠 二

1. はじめに

世界有数のエネルギー消費国である我が国にとって、省エネルギーの必要性が極めて高いことは改めて云うまでもない。石油危機以降特にその重要性が叫ばれ、核融合や太陽エネルギー等の新エネルギーの本格的普及が期待される21世紀までのエネルギー供給の不安定な時代を乗り切るため、省エネルギー対策の推進が極めて重要な課題となっている。

そのため国民ないし企業があらゆる機会を捉えてエネルギー消費の節約に努め、また法的規制によってそれに対処することが必要であるが、さらにエネルギーの変換、輸送、貯蔵及び消費の各分野における機器、プロセスをエネルギー節約の目的にかなったものに作り変えていくことが、国民に特段の義務を負わせることなく省エネルギーを実現する手段としての意義が大きく、このための技術開発に努力を傾注することが必要である。

このため、工業技術院においては、昭和53年10月から省エネルギー技術の研究開発を総合的に推進するための新制度「省エネルギー技術研究開発制度（通称：ムーンライト計画）」を発足させた。これから述べようとする「高効率ガスタービン」プロジェクトは、このムーンライト計画の一つの柱である大型省エネルギー技術研究開発の重要なテーマの一つである。省エネルギー効果が著しくかつ緊急性が高いが、多額の資金と長期の研究開発期間を要するなど多大のリスクを伴うため、民間企業独自では到底研究開発が進まない大

型技術に対して、国の試験研究所における研究開発と民間に対する研究開発委託を有機的に結合した技術開発を行うとするものである。

なお、ムーンライト計画では、この「大型省エネルギー技術研究開発」のほか、「先導的基盤的省エネルギー技術研究開発」、「民間の省エネルギー技術研究開発に対する助成」、「標準化による省エネルギーの推進」、「国際研究協力の推進」の五つを柱に技術開発を推進することとしている。

2. 高効率ガスタービン開発の必要性

我が国のエネルギー消費形態は、電力という二次エネルギーの形態をとるものが多い。電力需要は、諸外国でも総エネルギー需要に占める比率が年々高まっていく方向にあるが、我が国においてもその比率は、1973年の30%から2000年には30数%～40%弱程度にまで増大し、需要規模は現在の3～4倍にも達するものと想定されている⁽¹⁾。

この電力供給の電源構成をみると、現状では約70%を石油、LNG等火力に、残り約30%を原子力、水力に依存しているが一般に燃焼エネルギーの電力への変換効率は非常に悪い。現在、発電プラントの主流を占めている新鋭火力でも、発電効率は約40%程度であり、大部分の熱エネルギーは温排水となって復水器から系外へ排出されている。しかも、その新鋭火力の蒸気タービンの効率は在来熱機関の熱効率の中で最高の水準に位置しており、ほぼ技術的に限界に到達しているとみられている。

したがって、この限界を打破するためにはガスタービンを用いた熱の多段階利用（カスケーディ

（昭和54年2月13日原稿受付）

ング利用)によって総合的熱効率の向上を図る複合発電システムの開発が必要である。ガスタービンの排ガスを利用して蒸気を発生させ蒸気タービンを駆動させる複合発電システムは、既に実用化されている⁽²⁾が、その発電効率は約40%と新鋭火力発電所並みの水準である。これは、複合発電システムの上位サイクルであるガスタービンの入口温度の水準によって発電効率が制約されているためであって、この入口温度を上昇させることによって、高効率化を図ることが可能である。

現在のガスタービンの入口温度は1,000～1,100℃程度であるが、航空機用ジェットエンジンでは既に1,300℃以上に到達しており、さらに新材料の開発や冷却技術等の要素技術の開発が可能になれば、これを1,500℃程度に高めることが可能である。その場合、複合発電サイクルの総合効率は55%以上となり、その省エネルギー

効果は絶大なものがあり、それを可能にする高効率ガスタービンの研究開発が是非とも必要である(図1参照)。

さらに、タービン起動用の蒸気及び温水等を工業用のプロセスヒートや冷暖房熱源として熱の有効利用を図れば発電効率は若干低下することもあるが、全体として熱利用率の大巾な向上を図ることができ、しかも熱汚染の低下も期待できる。このように、熱を多段階に利用し、最適なエネルギー供給システムを確立するうえからも、高効率ガスタービンの研究開発が必要である。

工業技術院では、このような観点から、ムーンライト計画の大型省エネルギー技術開発の新規テーマとして、このプロジェクトを昭和53年度からスタートさせることにしたものであり、7ケ年で150億円の開発費を投入し、産学官一体となって研究開発を行うこととしている。

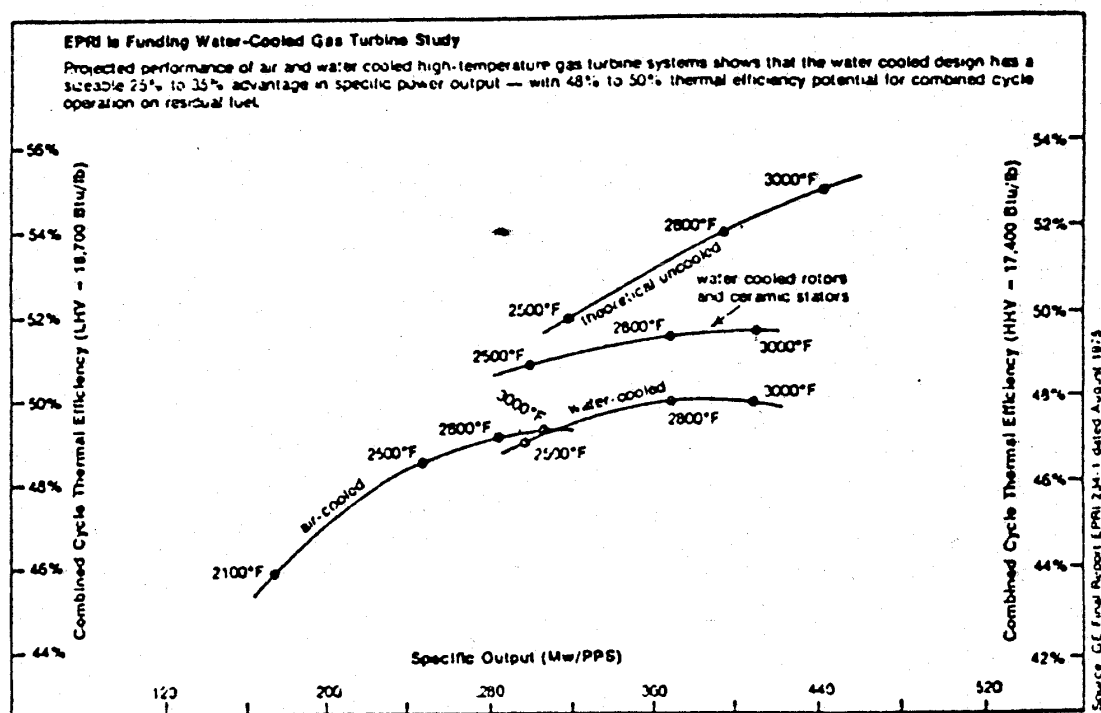


図1 EPRIによる水冷却ガスタービン蒸気タービン複合プラントの特性解析結果

3. 研究開発の内容

3-1 全体計画の概要 高効率ガスタービン、蒸気タービン、集中冷暖房等を組合せた最適トータルエネルギー供給システムを確立するために、ガスタービンと蒸気タービンの複合発電サイ

クルの効率を飛躍的に向上させる(複合発電サイクルの熱効率55%以上)中核となる高効率ガスタービンを研究開発する(図2参照)。

ガスタービンの効率を向上させるためには、ガスタービンを構成する各要素機器の効率を向上さ

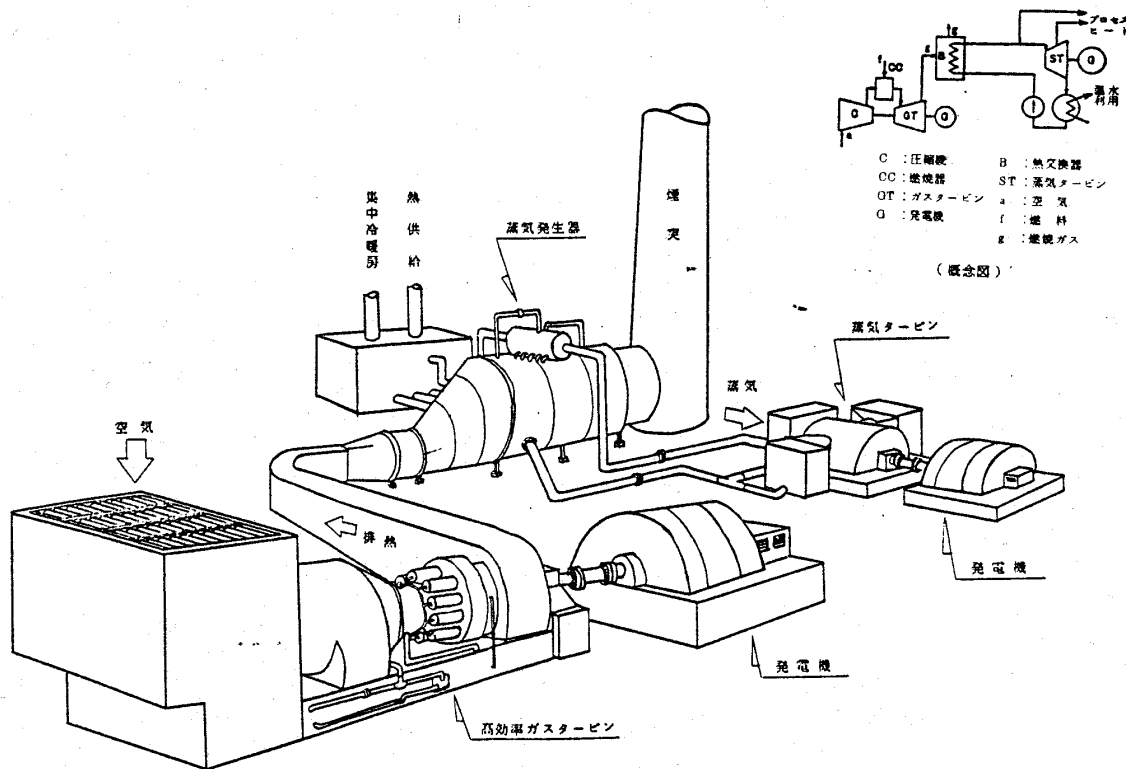


図2 高効率ガスタービンを中心としたシステム予想図

せるための研究開発を行うとともに、タービン入口ガス温度の高温化を図る必要がある。このため、高温耐熱材料の研究開発をはじめタービン翼の冷却技術、圧縮機、燃焼器、制御技術等要素の研究開発を行うとともに、これらの要素技術をどのように構成したら最も効率が向上するかという最適構成の検討を行ったうえで、最も効率のよいガスタービンを設計、試作し、運転研究により実証することが必要である。

3-2 研究開発のポイント 本プロジェクトの最終目標は複合発電サイクルの熱効率を55%以上にする高効率のガスタービンの実現にある。したがって複合発電サイクルとしての方式、規模、構成内容は将来の電力の需給動向や運用面から検討する必要があり、ガスタービンと蒸気タービンの構成、プラント容量、運転特性、さらには燃料問題やライフサイクル、公害処理技術等について十分なる検討が必要である。

また、トータルエネルギー供給システムとして、排熱利用の形態や、集中冷暖房や給湯システムとの結合方式等についても充分検討することが必要である。

各要素技術における研究開発のポイントは次の

通りである。

① 耐熱合金部品

タービン入口温度を高温化するため、高温耐熱材料の開発が必要であるがガスタービンの耐熱合金部材は、燃焼ガスからの高温と遠心力による引張応力に対するクリープ破断強度、燃焼ガスによる高温硫化腐食、起動、停止に伴う熱疲労強さ等の向上が要求されると同時に、熱膨脹率、溶接性など各種の所要性能も要求され、そのため新たな耐熱合金を開発する必要がある。

しかも、開発した合金に一方向凝固やHIP（熱間静水圧プレス法）処理技術を施し、合金性能の改善を行い性能のバラツキを減少させ、さらに使用部位によっては、バック、プラズマアーク、CVD、及びPVD等のコーティングを施す必要があり、新合金を開発すると同時にそれらの研究開発も併行して行うことが必要となる。

一方、開発合金を用いた部品化製造技術の開発も必要である。まず合金成分の制御を要するメルティングストックの開発を行い、さらに複雑な中空部をもつ大型翼の精密鑄造技術を部品としての強化処理技術とともに開発することが必要となっている。

また、開発した合金について、数段階に亘る評価試験を実施し、最終的には部品としての総合評価を実施し、実機に組み込んでその安全性を実証することが必要である。

② 耐熱セラミック部品

タービン入口温度1,500℃に耐えるセラミック材料を開発するため、各種原料粉末の合成法、 SiC 、 Si_3N_4 、Sialon等の製造条件、繊維強化等の複合化、部品の焼結法等の基盤技術の確立を図るとともに、高温構造材料としての性能評価法として、試験片の作成方法をはじめとして強度、クリープ、耐食性等の測定技術、寿命予測法、非破壊試験法等の確立を図る必要がある。

とくに、静的応力、動的応力、それらの複合応力など多様な応力を受けるブリットルな高温材料を用いたタービンの設計手法の開発が必要不可欠であり、これがセラミックスを用いたガスタービンの成功の鍵を握っているといえよう。

さらに、燃焼器、タービン翼などの部品の製造技術として、成形法、焼結法、加工法の開発を行う必要があり、部品の大型化・複雑化に伴う強度の確保など検討すべき事項は多い。

また、開発されたセラミック部品の充分なる信頼性を追求するため、上記性能評価法によって耐久性、耐高温腐食性、クリープ破断強さ等を確認することが必要である。

なお、耐熱合金と耐熱セラミックスは、それぞれの特性を生かして適材適所に使用することとなる。

③ ガスタービン要素技術

ガスタービンの効率向上はタービン入口温度の上昇と圧力比の増大及び圧縮機、燃焼器、タービン等の各要素の効率向上によって達成されてきている。

ガスタービンの出力の増大に伴う風量及び圧力の増加は圧縮機の段数増加、可変静翼の適用等を必要とし、一方、作動流体の高温化によって、燃焼器の燃焼負荷率の増大、 NO_x の発生、燃焼筒の焼損が問題となってくる。とくに燃焼器出口温度分布はタービンの寿命、性能に極めて重要なファクターであって慎重な研究開発が必要であり、 NO_x 低減法として希薄燃焼方式、水噴射等が検討されることとなろう。

ガスタービンの高効率、大出力化はタービン部の高温、高圧化に連なり、冷却翼として空冷、蒸気冷、水冷各タービン翼の研究、高負荷翼の研究が必要であり、空力性能向上、フローパターンの研究、遷音速タービンの研究が必要である。

ガスタービンの自動化に伴い高いシステム制御技術が要求され、回転数、負荷、温度及び起動制御によって決まる燃料流量を制御する必要がある。とくに、集中冷暖房等の熱供給を伴う場合は負荷変動による制御が問題となろう。さらにフェールセーフを原則とする監視保護機能も要求される。さらに高温化、プラント構成の複雑化に対処して熱交換器（ボイラ等）の高性能化を図る必要がある。

3-3 研究開発の目標と方式

① 目 標

超高温耐熱材料及び冷却技術の研究開発によるタービン入口温度の高温化並びに要素技術の研究開発により、低公害で高効率（複合発電サイクルで55%以上）のガスタービン技術を確立することを目標とする。さらに、複合発電プラント、集中冷暖房等を組み合わせ、コミュニティ発電等の最適トータルエネルギー供給システムの検討を行う。

基本的な開発目標は表1の通りである。

② 方 式

クリープ破断強さ、耐高温腐食性、熱疲れ強さの開発目標として表1に示す高い特性値をもつニッケル基、コバルト基の超耐熱合金を開発する。現在の最高強度クラスの合金でも、これら諸特性にバランスのとれたものはない。さらに、その合金部品の大型化・複雑形状化・量産化を目的とした部品製造技術を確立する必要がある。また同時に1,500℃における高温強度、耐高温腐食性等の諸性能が表1に示すような性能をもつ SiC 、 Si_3N_4 、Sialon等の超耐熱セラミック材料の研究開発を行い、高温構造材料としての基礎を確立し、ガスタービンに利用するための設計技術を開発するとともに、部品としての大型化・複雑形状化・量産化を目的とした部品製造技術の高度化を図る必要がある。これら超高温耐熱材料の開発により、タービン翼や燃焼器等の高温部材の設計、試作が可能となる。

表1 「高効率ガスタービンの研究開発」基本目標

項 目		開 発 目 標
複合発電サイクル	総 合 効 率	55%以上
	タービン入口温度	1,500℃
	ガスタービン出力	100MWクラス
超高温耐熱合金	クリープ破断強さ	1,000℃, 900℃及び800℃の50,000時間クリープ破断強さがそれぞれ3.5, 1.1及び2.6 kg/mm ² 以上
	高温定歪疲れ強さ	0.5%全歪幅 2,500回以上
	高温耐硫化腐食性	高温溶融塩 (NaCl 25% + Na ₂ SO ₄ 75%, 900℃) 浸漬試験において, 0.1 mm腐食量に達する時間が200時間以上
超高温耐熱セラミックス	曲 げ 強 度	3点曲げにおいて 常 温 1.00 kg/mm ² 以上 1,500℃ 6.0 kg/mm ² 以上
	高 温 腐 食 性	1,500℃, 1,000時間の空気酸化後の, 常温曲げ強度 (3点曲げ) が5.0 kg/mm ² 以上
	クリープ破断強さ	1,500℃, 1,000時間のクリープ破断強さが2.5 kg/mm ² 以上

さらに圧縮機, 燃焼器, タービン, 制御技術等の研究開発, 低NO_x燃焼技術, ばいじん処理技術等の低公害対策技術の開発および高効率化のための要素技術の最適構成の検討を行い, タービン入口温度1500℃, ガスタービン単体出力100MWクラス, 複合発電サイクルの総合効率として55%以上となるような最も効率の良いガスタービンを設計, 試作し, 運転研究により実証する。

また, 開発された高効率ガスタービンを中核とした複合発電サイクルに集中冷暖房, 熱供給, ゴミ処理等を組み合わせた熱の多段階利用を行うために必要となる技術の研究開発を行ない, コミュニティ発電等の最適なトータルエネルギー供給システムとして総合的に検討を行うこととしている。

なお, 7ヶ年の長期計画は図3の通りである。

4. 予想される研究開発の効果

① エネルギー変換部門の熱効率の飛躍的向上
本研究開発による複合発電サイクルが可能となれば, 熱効率を飛躍的に高めることが可能となり, その場合の省エネルギー効果はきわめて大きなもの

となる。複合発電サイクルで熱効率55%以上が期待されるので, 新鋭火力発電所の熱効率40%と比較して28%の燃料消費低減となる。昭和65年度で石油, LNG火力のうち高効率ガスタービン複合サイクル発電の適用率を30%と仮定すると約900万kl (石油換算) が節約されると試算される。

② 電源立地の円滑化

複合発電プラントは, 省エネルギー性, 石油代替エネルギーの利用性, 供給即応性など優れた特徴を備えており, 環境保全対策に十分留意しつつ研究開発を進めることによって, 電源立地の円滑化に資することができる。とくに, ガスタービンと蒸気タービンの組み合わせ方によっては100万kW以上の発電所建設も可能となり, 中小容量から大容量までの発電所の建設に対応でき, また旧火力発電所のリプレースに際し, 高出力化ならびに熱効率向上が図れ, まさに次代のエネルギー供給システムの中核を担うものとなる。

③ 石油代替エネルギーの有効利用

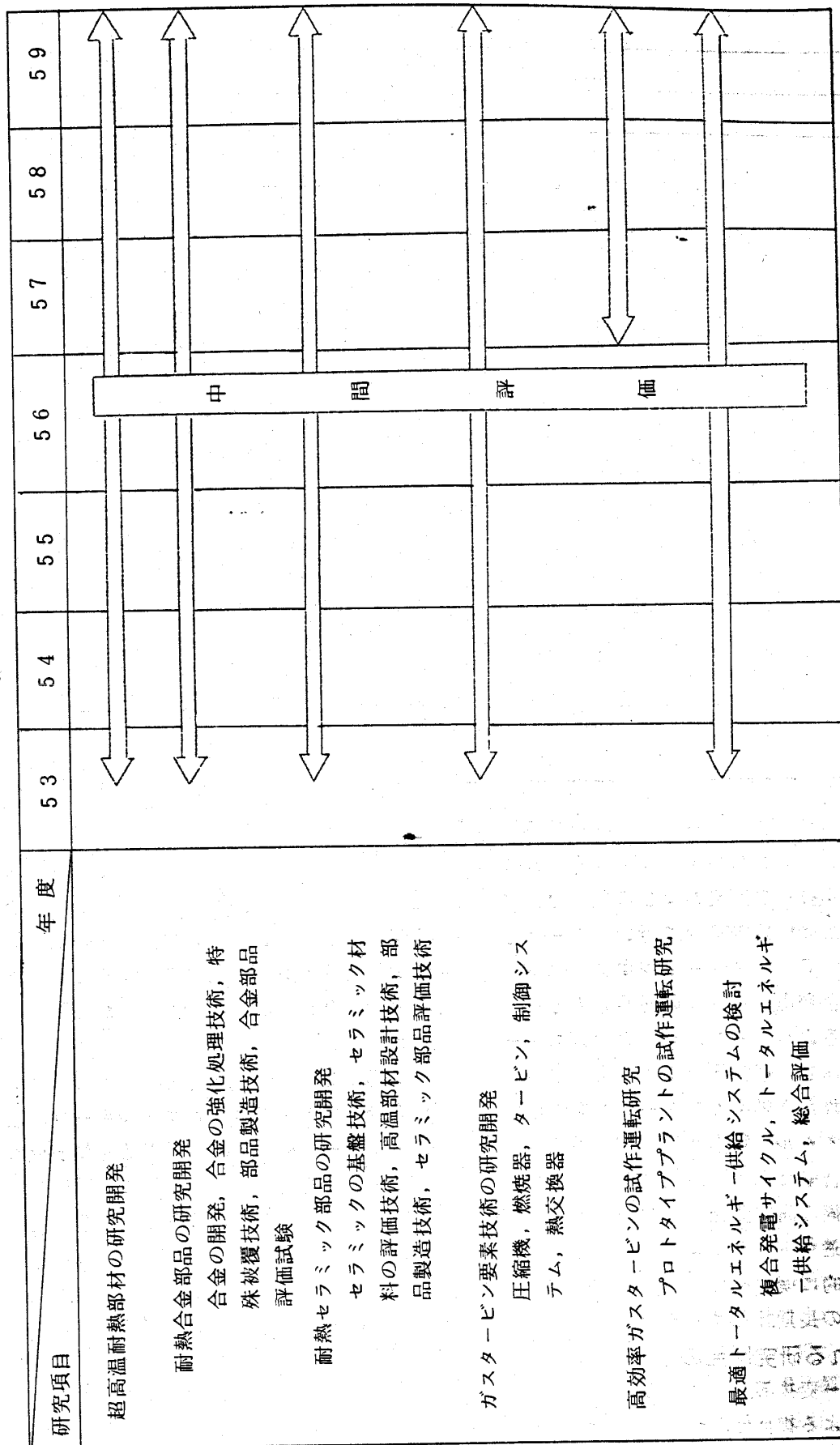


図3 「高効率ガスタービン」の研究開発長期計画

ガスタービンの燃料は、灯・軽油、重油等のほか天然ガス、高炉ガス、コークス炉ガス等種々の燃料が使用できるため、石油代替エネルギーの有効利用という効果があり、また将来、ガス化または液化による石炭の有効利用の活路が開かれる。

④ 大きな技術波及効果

高効率ガスタービンは、発電のみならず、石油、天然ガスの圧送プラント、船舶等の動力源等に広く応用することができるほか、この計画において進められる超高温耐熱材料、高温部冷却技術等の研究開発は、核融合炉、太陽熱利用等のエネルギー関連技術、鉄鋼業、化学工業等の諸技術に大きな波及効果をもたらす。また、燃焼工学、高速流体力学の発展等科学技術面への波及効果も大きい。

5. 研究開発状況

本プロジェクトは、53年10月よりスタートしたものであり、未だ研究開発活動は本格化していないが、53年度は国立試験研究機関として工業技術院九州工業試験所が超耐熱セラミックスを科学技術庁金属材料研究所が超耐熱合金を同航空宇宙技術研究所がタービン冷却技術をそれぞれ研究開発に着手することとし、同時に民間研究機関による高効率ガスタービンの概念設計が行なわれている。

54年度は、53年度に引き続き、前述国立試験機関における研究開発をより一層強力に推進するとともに工業技術院名古屋工業試験所及び大阪工業試験所が新たに参加する予定になっており、民間研究機関による合金部品、耐熱セラミック部品の研究開発が本格的に着手されることになっている。

なお、54年度からは、電源開発促進対策特別会計による「高効率ガスタービンNO_x等処理技術信頼性実証試験等調査」が、別途、資源エネルギー庁において実施される予定になっているが、これは現有技術をもって製造されるタービン入口温度1300℃以下の高効率ガスタービンが環境保全上問題がないことを実証するための調査（計画期間4年）であって、その成果は、当該プロジェクトに反映されることになる予定である。

このプロジェクトの進め方の特徴は、材料開発とガスタービンのシステム開発を同時併行して進めることにある。いかにして、高性能で高信頼性

の材料を開発し、ガスタービンに組み込むかが重要なポイントである。材料関係者とガスタービン関係者の緊密な共同作業が推進されない限りこのプロジェクトの進展はありえない。

引用文献

- (1) 我が国エネルギー問題の長期展望：長期エネルギービジョン研究会報告
- (2) ガスタービンに関する技術動向調査：53.3
(社) 日本電機工業会

大容量ガスタービン発電所の建設と運転特性

北海道電力㈱火力部

1. ま え が き

北海道の電力系統は、他電力各社との連携のない単独の電力系統であるため、電源の予備率は国内の電力各社の平均的供給予備率8%の約2倍、15～16%程度を必要としている。

電力系統全体における供給予備力を考えると、通常のベース負荷を分担する大型火力、または水力に、供給力の裕度をもたせるよりも、ガスタービン発電に依存するのが、経済的に有利な場合がある。

以上の観点から、北海道電力では既に20MW級ガスタービン5基を、電力系統上、比較的ローカルな地域に分散配置し、系統全体の供給予備力に充当するとともに、ローカル系統の供給信頼度の向上をはかってきた。

今回、当社では国内最大容量の74MW級ガスタービン発電設備2基を設置する音別発電所を、釧路市と帯広市の中間に位置する音別町に建設した。

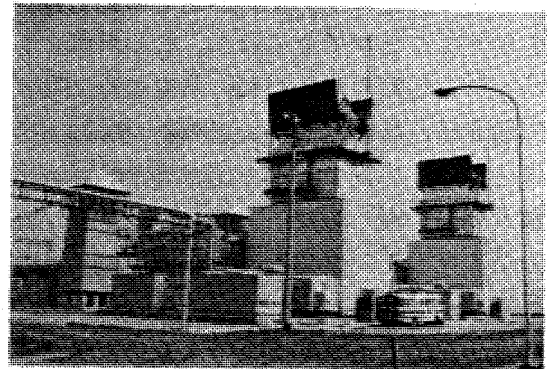
音別発電所は52年5月現地工事に着手し、53年5月より営業運転に入り、電力需給逼迫時の供給力としてその機能を十分に発揮している。

本報は、音別ガスタービン発電所の電力系統における位置付とプラントの特徴、及び運転特性について述べたものである。

2. 発電所設置計画の概要

2-1 設置の経緯 音別発電所は電力需給計画にもとづき、昭和49年末頃より供給予備力の充足を目的として、ガスタービン発電所として計画が開始された。

50年秋に発電所立地に関する地元打診をし、51年4月、音別工業団地を候補地とした具体的な建設計画を正式に音別町に提出し、音別町議会の了承を得、さらに地元関係諸団体についても発



音別PSガスタービン発電設備74MW×2

電所建設計画についての了解を得てきた。

一方、環境保全に関する環境アセスメントについては、大規模火力に準じて作成し、52年1月通商産業省資源エネルギー庁、北海道庁、及び音別町に提出説明し了承されている。

以上の経緯より52年3月15日に開催された、第71回電源開発調整審議会に音別発電所の建設が諮問され、国の電源開発基本計画に組み込まれた。

音別発電所の設備概要を第1表、位置図を第2図に示す。

2-2 立地点の選定 北海道の電力系統は、北海道中央部（札幌～苫小牧～室蘭）を環状に送電線が連系され、そのループより、道南（函館）、道北（旭川、稚内）、道東（釧路、北見）方面に送電線が放射状にのびている。

供給予備力として、ガスタービン発電所を立地する場合、その立地点としては、電力系統全体の供給予備力として期待するほか、送電系統事故時の、系統の供給信頼度を考慮しておく必要がある。

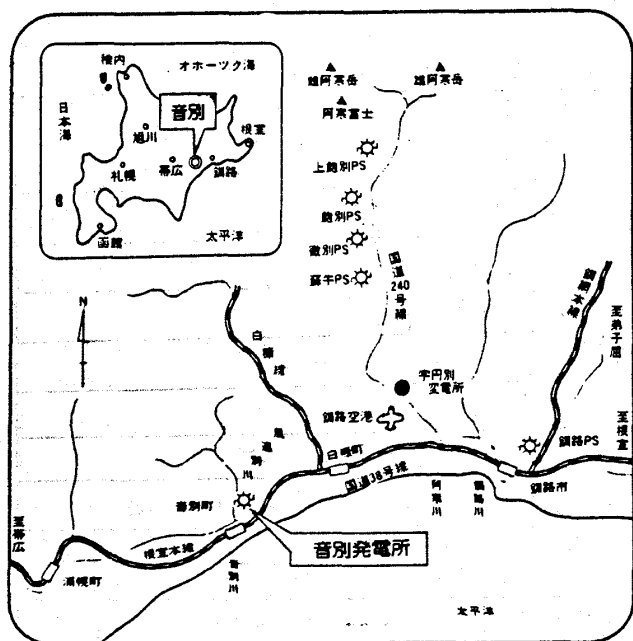
北海道においては、道東地域の電源が少く常時、道央電源地帯より、一方潮流となっているため道東系送電線の事故時対策を考慮し、道東地域に大容量ガスタービン発電所を立地するものとした。

（昭和54年1月22日原稿受付）

第1表 主要設備の概要

設備概要	位 置	北海道白糠郡音別町字音別原野基線15-2（音別工業団地）				
	用 地 面 積	99,173㎡				
	出力×台数	74,000kW（15℃）×2台				
	熱 効 率	26.28%（74,000kW, 15℃）-				
	使 用 燃 料	軽油（11,000Kcal/kg, 比重0.810, S分0.5%以下）				
	起 動 特 性	通常：起動～定格回転～定格負荷（15分+15分=30分）				
		急速：起動～定格回転～定格負荷（15分+ 5分=20分）				
年間利用率	2%（計画値）					

項 目	仕 様		項 目	仕 様	
	1号ユニット	2号ユニット		1号ユニット	2号ユニット
ガスタービン	形 式	開放単純サイクル一軸式 74,000kW（大気温度15℃） 8.8kg/㎤, 943℃ 0.0075kg/㎤, 452℃	同 左	66閉 引込送電線 母線方式 送電線保護方式	66kV送電線5回線 アルミパイプ二重母線 回線選択継電方式及び距離継電方式
	入口圧力温度 出口圧力温度 同 転 数 段 数 使用燃料 製造者			遠隔監視制御装置 対 向 局 対 向 数 制 御 所：宇内別変電所 被制御所：音別発電所 ガスタービン発電設備用：2対向 66kV屋外開閉設備用：1対向	
空気圧縮機	形 式	ガスタービン直結形軸流式 -0.0075kg/㎤, 15℃ 9.33kg/㎤, 332℃ 3,000rpm 17段 製造者 三菱重工業㈱	同 左	伝 送 路 製 造 者	電力線搬送 三菱電機㈱
	入口圧力温度 出口圧力温度 同 転 数 段 数 製造者			燃料タンク 形 容 式 容 量 基 数 基 造 者 三菱三ツ輪商会	
発電機	形 式	三相同期横置円筒回転界磁形 78,000kVA 95% 13,800V 50Hz 開放空気冷却式 製造者 三菱電機㈱	同 左	油水分離装置	容量式 30㎡/h×1基 CPI オイルセパレーター, 1 ペイ-1パック型 排水処理方式 流入：自然流入 流出：60㎡/h×1基排水ポン プアップ（自動運転） 製造者 日揮㈱
	容量 電 圧 周 波 数 冷却方式 製造者			工水受 業人設 用備	
主変圧器	形 式	屋外用送油風冷式低騒音形 80,000kVA 一次 13,800V 二次 66,000V 製造者 三菱電気㈱	同 左	受 入 元 受 入 方 式 受 入 槽	音別町工業用水 受入槽水位差による自動受入 500㎡×1基（鉄筋コンクリート, 防水形） ガスタービン排ガス NOx 低減用
	容量 電 圧 製造者			川水使用目的	



第1図 位置図

第2表 環境濃度測定値

項目 測定地点	測定物質	日平均値 (2%除外値)	環境基準
音 別	硫黄酸化物 (ppm)	0.020	0.04
	浮遊粒子状物質 (mg/m ³)	0.038	0.1
	二酸化窒素 (ppm)	0.007	0.02
直 別	硫黄酸化物 (ppm)	0.024	0.04
	浮遊粒子状物質 (mg/m ³)	0.031	0.1
	二酸化窒素 (ppm)	0.005	0.02
白 糠	硫黄酸化物 (ppm)	0.008	0.04
	浮遊粒子状物質 (mg/m ³)	0.036	0.1
	二酸化窒素 (ppm)	0.004	0.02
庶 路	硫黄酸化物 (ppm)	0.005	0.04
	浮遊粒子状物質 (mg/m ³)	0.046	0.1
	二酸化窒素 (ppm)	0.004	0.02

また、立地点としては次の理由より音別町を選定した。

① 音別地点は道東地域の主要都市、釧路、帯広の中間に位置している。

② 音別町はかつて産炭地として活況を呈していたが炭鉱閉山後、町が積極的に企業誘致をはかっている。

③ 発電所用地の表層2.5mは泥炭地となっているが、平坦地であり地形の著しい改変を必要としない、またその周辺には天然記念物等の保護物件がない。

④ 既存煙源が少く、大気汚染のバックグラウンドは第2表に示すとおり、環境基準を下回っている。

⑤ 工業用水は音別町工業用水道より容易に受水し得る。

2-3 環境保全対策 ガスタービン発電は予備電源として極めて少ない利用率の発電所であるが、環境保全については常時運転の発電所と同程度の対策をとっている。

(1) 大気関係 ガスタービンは大気汚染防止法に定める「ばい煙発生施設」に該当しないが、これに準じた低減対策を行っている。

① 燃料油は硫黄分0.5%以下の軽油を使用し、硫黄酸化物と、ばいじんについては特に問題となるものはない。

② ガスタービンの場合、とくに燃焼ガス温度を高くした高出力のものについては、窒素酸化物が問題となる。この対策の詳細については後述するが、燃焼火炎の周辺に水噴射することによって、サーマルNO_xの生成を抑制している。

以上の対策のほか、ガスタービンの排気ガス温度は420℃程度あり、排気ガスの有効上昇高さも十分に期待し得ることから、その拡散により着地濃度はバックグラウンドに対して問題とならない。

(2) 騒音関係 発電所の地点は、

騒音規制法に定める規制区域外となっているが、第四種区域に準じて次の諸対策により騒音低減をはかっている。

① ガスタービン、発電機、及び各補機類は防音構造のパッケージに収納している。

② ガスタービンの吸排気口、発電機冷却空気の吸排気口、等の開口部にはダクト構造の消音器を設置している。

とくに、低周波数の音源が主体となっている排気口の外周には、軽量コンクリート板による防音壁を設けている。

以上の対策により、後述のように用地境界線上の騒音レベルは第4種規制区域の規制値（60ホン）に十分適合するものとなった。

(3) 構内排水関係 発電所の運転によって常時排出される汚水、温排水、及びその他の固定廃棄物はないが、機器類に付着している微量の油脂類が雨に混入し、構外へ排出されることを防止するため、構内排水処理槽に油水分離装置を設置している。これによって排水中の油脂分は5ppm以下に抑え得るものとした。

(4) 構内緑化関係 発電所用地周辺は、チモシーを主体とした採草放牧地と、ミヤコザサの群落にヤナギ、ハンノキ、ヤチダモの矮生化した低木が散在する原野からなっている。また海岸線から1.2km程度で、塩害を受け易いことなどから、構内緑化に当っては、樹種選定は慎重に検討した。その結果、欧州クロマツ、及びキタガミハクヨウ（ヤマナラシの改良品種）を主体に植栽した。

とくにガスタービン周辺は落葉樹の場合、吸気孔に枯葉の舞い込みを生ずることが考えられ、常緑樹の欧州クロマツを配植した。

発電設備周辺の芝生帯は、ケンタッキーとし、さらに外周の騒音緩衝スペースは除草などの保守性を考慮して、ホワイトクローバーとした。

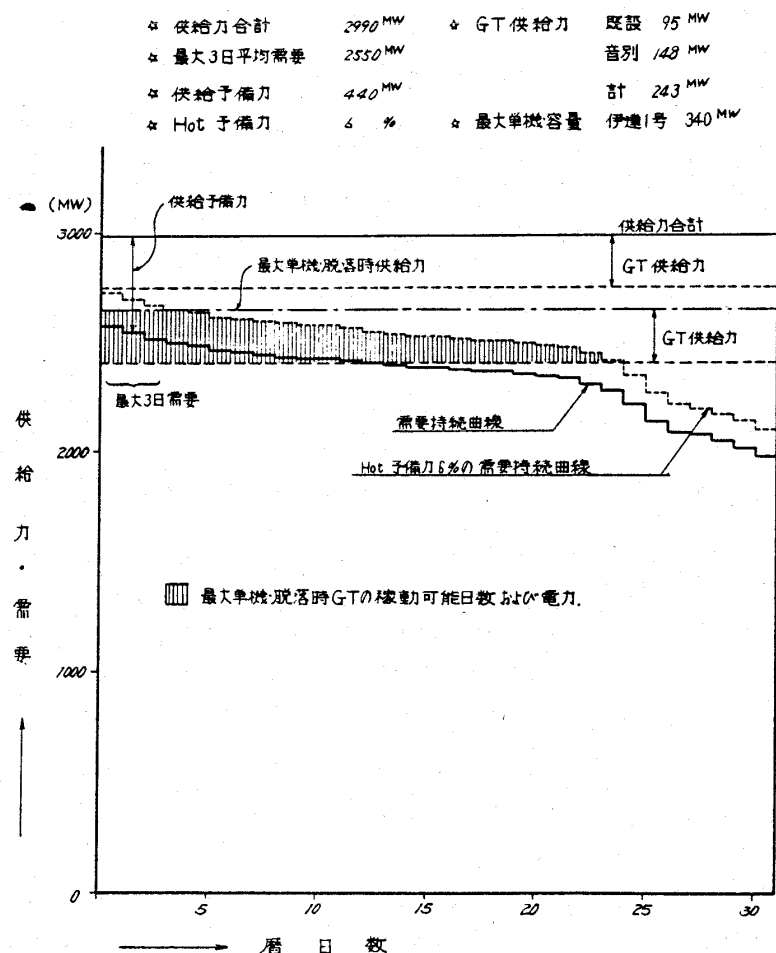
3. 電源構成におけるガスタービンの位置づけ

ガスタービンは日常の給電運用においては待機予備力となっており、大容量火力の事故時、その他により脱落した時などに運転する。その場合、ガスタービンは経済性の面では、系統電源の中で、発電 cost の割高な電源ではあるが、供給力の即応性の面からは限られた調整水力の補填分として有効な電源となっている。

ガスタービンの利用率の推定にはいくつかの手法を考えられるが、一つの試みとして、北海道の53年8月の電力需給バランスをモデルにして、ガスタービンの設備利用率を、火力脱落時にどの程度になるかを検討した。

3-1 ガスタービンの稼動日数と稼動時間

ガスタービンの運転日数は、毎日の負荷状況と、脱落した火力容量によって異ってくる。いま53年8月の需要持続曲線、第2図によって算出すると、月間にガスタービンを必要とする日数は、第3表の値となる。



第2図 53年8月 供給予備力関係図（月間）

次にガスタービンが実際に稼動する日数は脱落した火力がどれだけ止まっているかによって異なり、これは脱落した火力の事故率に比例する。一般的に火力プラントの事故停止確率は2%とされている。したがって月間の稼動日数は、第2表の日数と火力の事故停止確率との積となる。これを第4表に示す。

第3表 火力脱落時のガスタービン運転日数

脱落容量	脱落時にガスタービンを運転する日数
350 MW	24
250 MW	19
175 MW	9
125 MW	4

75 MW以下は脱落してもガスタービンを運転する必要なし。

第4表 火力停止確率を考慮したガスタービンの月間稼働日数

脱落容量	台数	停止確率	ガスタービンの月間稼働日数
350 MW	1	0.02	$24 \times 0.02 = 0.48$
250	4	$1 - (0.98)^4 = 0.08$	$19 \times 0.08 = 1.52$
175	2	$1 - (0.98)^2 = 0.04$	$9 \times 0.04 = 0.36$
125	4	$1 - (0.98)^4 = 0.08$	$4 \times 0.08 = 0.32$
計			2.68日

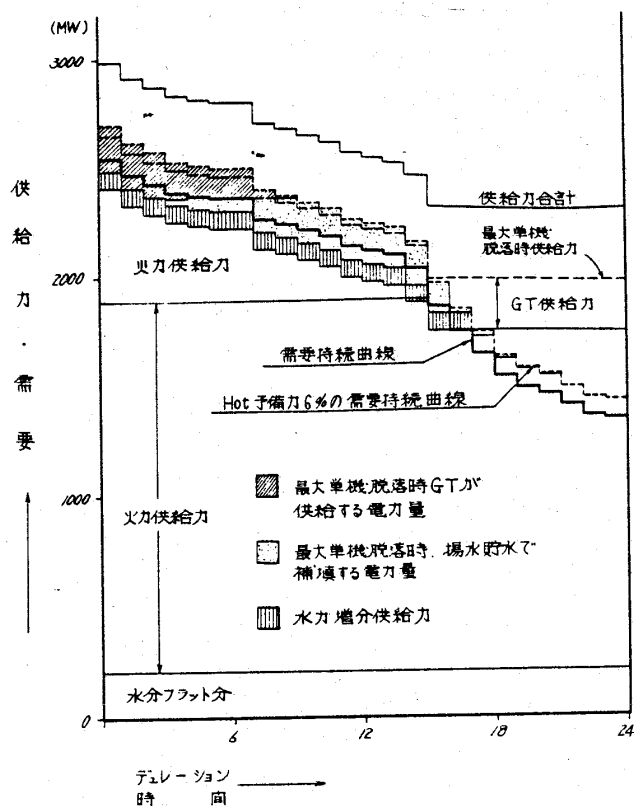
(注) 2台以上の重複事故は考えないものとする。

ガスタービンが稼動した場合の運転時間は、水力(揚水)の運転方法によっても異なるが、53年8月の日負荷曲線、第3図より求めると、大容量火力が脱落した場合で17時間程度、中容量の火力の場合は15時間程度となる。

従って、月間の稼動時間は第4表の稼動日数と上記の稼動時間との積となる。これを第5表に示す。

3-2 運転中の等価稼働率 ガスタービンが稼動時に分担する電力は、日負荷の状況によって変わってくる。稼動する日の日負荷によって、ガスタービンは、フル出力を期待しなくとも良いこと

供給力合計	2990 MW	G.T.供給力	既設 95 MW
H ₃ 需要	2550 MW	蓄別	148 MW
供給予備力	440 MW	計	243 MW
Hot 予備力	6 %	脱落容量	350 MW

第3図 53年8月 供給予備力関係図 (H₃日)

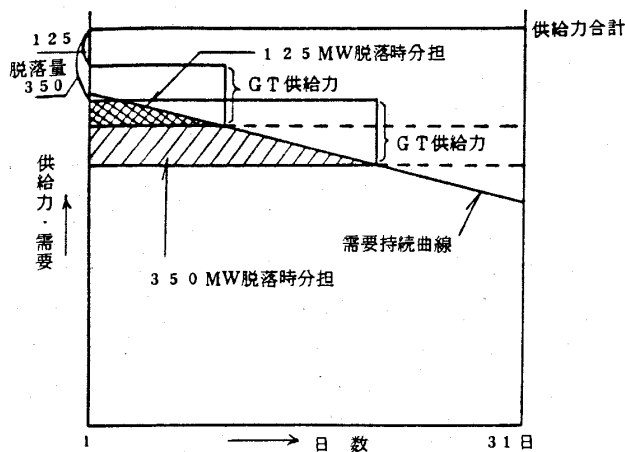
第5表 火力故障確率を考慮したガスタービンの月間稼働時間

脱落容量	脱落時にガスタービンを運転する時間
350 MW	$17 \times 0.48 = 8.2$
250	$16 \times 1.52 = 24.3$
175	$16 \times 0.36 = 5.8$
125	$15 \times 0.32 = 4.5$
合計	43.1

になる。

これを月間の需要持続曲線で表わすと第4図のようになり、これを等価稼働率で表わすと脱落する火力の容量別には、およそ第6表の値となる。

3-3 ガスタービンの年間利用率 電力需要は季節的に変動するが、8月を代表月として考えて年間利用率を求めてみる。



第4図 火力脱着時のG.T.分担量

第6表 火力脱着時のG/T分担率

脱 落 容 量	等 価 稼 働 率
350 MW	66%
250	48
175	24
125	20

電力系統の供給予備力の中には、周波数調整のため、通常1時間平均電力の6%程度は常時運転余力として確保されている。

従って、この余力を考慮するとガスタービンの等価稼働率は90%程度、低減しても良いことになる。

以上をまとめてガスタービンの年間利用率を次式で計算すると第7表の通りとなる。

$$\text{年利用率} = \frac{\text{第6表の値} \times \text{第7表の値} \times 0.9 \times 12}{8760} \times 100$$

第7表に示すように火力電源の脱着事故のみを対象とした場合、ガスタービンの年間利用率は20 MW級5基、74 MW級2基をプールにして2.4%となる。

なお以上の検討では、電力需給計画において、水力は最渇水供給力で計画しているため、水力が平均的出水率で運転される場合、以上と同様の手法で計算すると1.13%となる。

第7表 大容量火力脱着時のガスタービン利用率

脱 落 容 量	ガスタービンの利用率
350 MW	$\frac{8.2 \times 0.66 \times 0.9 \times 12}{8760} \times 100 = 0.67\%$
250 MW	$\frac{24.3 \times 0.48 \times 0.9 \times 12}{8760} \times 100 = 1.44\%$
175 MW	$\frac{5.8 \times 0.24 \times 0.9 \times 12}{8760} \times 100 = 0.17\%$
125 MW	$\frac{4.8 \times 0.2 \times 0.9 \times 12}{8760} \times 100 = 0.12\%$
合 計	2.40%

この検討は、需給バランスが計画値を保たれている場合の想定である。電源開発の進捗状況によって予備率の変化を生じ、また送電線事故による系統異常時の運転を考慮すれば、ガスタービンの利用率は大巾に変化することも考えられる。

4. GTプラントの特徴

音別発電所に設置したガスタービン発電設備は、我国最大容量機であり、その運転性能については内外ともに注目されているところである。

発電設備は遠方常時監視制御される、いわゆる無人化発電所であり、電気事業用として系統ニーズに対応し得るよう、常時、運転起動体制が要求されている。そのため、設備の信頼性と保安の強化、並びに完全自動化をはかり、音別P.Sより40 km離れた宇田別変電所より遠方制御され、省力化をはかっている。

4-1 GT制御方式 ガスタービンは、高温の燃焼ガスがタービン翼に連続噴射されていることより、起動、または負荷運転時には過度の燃料供給によるオーバーヒートを防止するため、緻密な燃料スケジュールが配慮されなければならない。

制御装置は、電子式ユニバーサルシーケンサーと、電子式アナログ演算制御装置の組合せで構成している。

ガスタービンの運転制御は、機能上、燃料量の制御を主体として行われているが、次の主要な制御要素を組合せている。

速度制御；設定速度と実速度の偏差で比例、微分制御している。負荷運転中はガバナー運転とな

る。

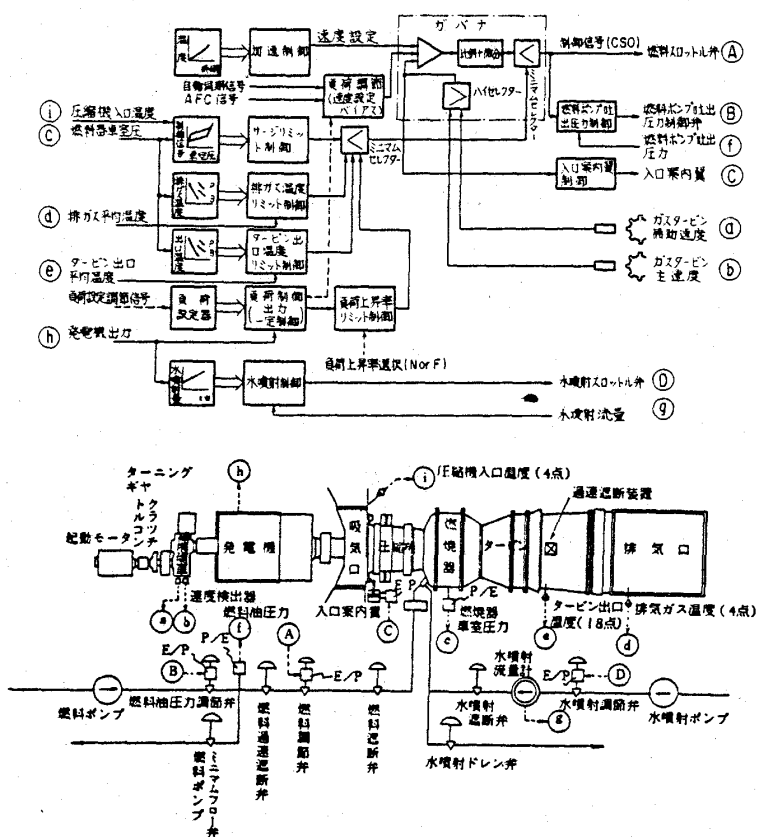
燃料リミット制御：圧縮機のサージマージンを維持するように燃料量を制御する。

温度制御：ブレードパス温度、及び排ガス温度を検出し、設定値を越えぬよう起動時、及び運転中の燃料量を制御する。

負荷制御：負荷設定器により設定された値に、定められた負荷上昇率と下降率で制御する。

以上の、4要素の制御の中で、最小の信号値によって燃料スロットル弁が制御されている。

このほかの制御要素としては、燃料ポンプ圧力制御、圧縮機入口ガイドベーン制御、水噴射制御がある。これらの主制御系統のブロック図、及び信号検出点を第5図に示す。



第5図 主制御系統ブロック図

4-2 負荷運転モードと調整速度 負荷運転モードは、〔定負荷運転〕〔定負荷+ガバナ運転〕〔ガバナ運転〕〔AFC運転〕の5モードがあり負荷運転時はいずれかのモードを選択する。

現在運転初期の段階であり、ガバナ運転は系統周波数に追従して、常時フリンジ応答を課する

こととなり、今後運転実績をふまえて運用をはかってゆきたい。なお、AFC運転は中央給電所からのAFC信号によって負荷調整が出来るようになっている。本来、AFC信号はガバナ運転モードの負荷調整(65p)の設定量となっており、AFC機能を完備するものであるが、現在は、前述の理由よりAFC信号は、定負荷運転における負荷設定(77)の設定量としている。

負荷調整速度は、〔通常〕〔急速〕の2種類のモードがあり、通常は5MW/min、急速は15MW/minのいずれかを選択し得る。一般には、〔通常〕で運転されており、系統運用上から緊急を要する場合、〔急速〕に切換える。

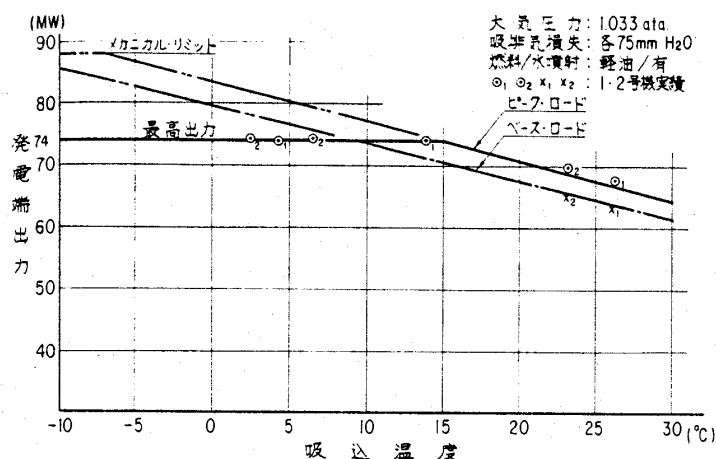
負荷運転の状態は、〔ベース負荷〕と〔ピーク負荷〕があり、圧縮機吸気温度に対する可能出力の特性は、第6図に示すとおりとなっている。通常の運転時は〔ベース〕運用となっているが、系統運用上高出力を要求されるとき、ガスタービンに対して severe side になるが〔ピーク〕に切換えてピーク負荷となることが出来る。

4-3 起動方式 起動方式は電動機起動方式とし、トルクコンバーター、エアクラッチ、歯車装置、を介してタービン軸に接続される。

音別発電所に接続する送電系統は66kVローカル系であり、起動時の起動電動機への突入電流による電圧降下が大きい。同一送電系統に接続される需要家への電圧降下による支障を小さくするため、巻線形誘導電動機(2300kW)2次抵抗制御とし、トルクコンバーターを併用して起動用2次抵抗器の容量縮小化をはかった。

4-4 冷却方式 ガスタービンプラントを計画するとき、主機及び補機を含めて、冷却方式をどのようにするかはプラント計画の重要な課題となる。

音別発電所は、寒冷地であり、常時運転していないことより、冷却水の凍結障害が問題となる。そのため、NO_x抑制の水噴射用の水使用以外は、全く水を使用しないことを原則とした。主機及び



第6図 吸込温度に対する発電端出力

補機の冷却方式は全て空気冷却としている。

(1) 発電機 発電機定格 (78 MVA) からみると、空気冷却、または水素冷却のいずれの方式も採用し得る容量である。ガスタービン発電プラントの場合、ガスタービン出力は第6図に示すように吸込温度の上昇とともに、出力は低減する。また一方、空冷開放通風型発電機の出力と大気温度の関係は、発電機固定子巻線または回転子巻線の温度上昇値によって決定される。即ち、大気温度 (発電機冷却用吸気温度) が低下すると、その分だけ巻線温度上昇値の裕度となり発電機出力を増加させることが可能となる。温度と出力の関係は、適用される規格、絶縁種別、冷却構造によって多少異なるが、一般的に発電機の温度上昇に対する出力低減の傾きは、ガスタービンの吸気温度上昇と出力低減の傾きより緩傾斜である。第6図の出力低減の傾きはガスタービン側の出力特性で決められている。

以上より、ガスタービンプラントでは発電機を空気冷却方式としても、ガスタービンとの出力協調が容易にとれることになる。

保守性からみると空気冷却方式は水素冷却方式より有利である。また、電気事業法にもとづく電気施設技術基準においても、同期調相機の場合、空気冷却方式に限り、遠方制御を認めていることもあり、発電機は空気冷却方式とした。

(2) ガスタービン ガスタービンの動翼、及び静翼等の高温部は、空気により冷却されており、冷却用空気は、ガスタービン圧縮機より抽気して、

冷却して供給される。抽気を予冷するための空気冷却器は、ファンによる強制空冷式としている。

また、潤滑油装置の油冷却器は強制通風型の空気冷却方式とし、補機パッケージのルーフ上に設置した。

4-5 遠方監視制御 大容量ガスタービン発電設備の遠方監視制御については、実績がなく、その適用に当たっては次の点を留意した。

① ガスタービンの大容量化に伴う燃焼ガス温度の高温化により、タービン異常の早期検出をはかることが望ましく、状態表示の細分化と、タービンブレード、及び燃焼ガス温度など、60点/ユニットの選択温度遠隔測定をするものとした。

② テレメーター項目が多くなることより表示回線の中でサイクリックデジタル伝送するものとして、経済性をはかった。

③ 情報伝送路として、電力線搬送の割当チャンネルの関係より200ボー低速度伝送を採用し、標準化されている遠制装置を、GTIユニット毎1対向とし、66kV開閉所用1対向と合せて3対向で構成した。

(表示情報伝送遅れの短縮化対策)

前述の設計留意の結果、状態表示の細分化とテレメータのデジタル送量により、情報量の増大化を招き、そのため走査周期時間が長くなり表示及びテレメーター情報の伝送遅れは5.06秒となる。

その結果、制御所 (親局) から被制御所 (子局) を調整制御する場合、被制御量の返送受信において伝送遅れによる制御量のオーバーシュートを生ずることがある。

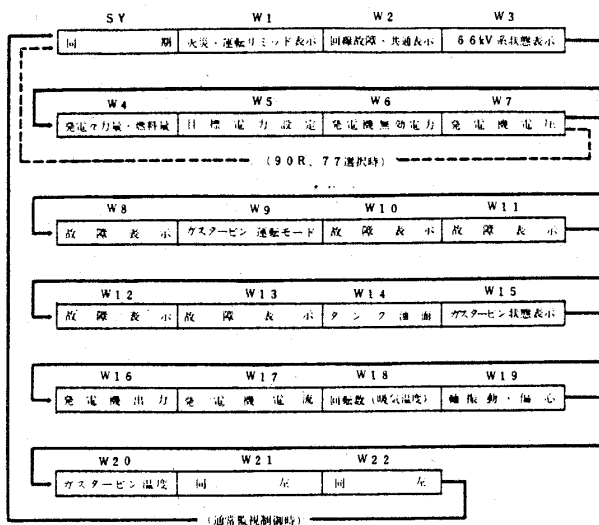
一般的に、ON-OFF 制御における選択制御の応答は、表示系の遅れとして、心理的な面よりその待時間は2~3秒程度以内とするのが望ましいとしていた。しかし、この待時間も多分に心理的なものであり、馴れによる個人差でバラツキが多い。

また一方、調整制御においては前述のように過調整によるオーバーシュートを生ずることがある。

以上より、調整制御において応答性の速い無効電力調整 (90 R)、及び負荷設定 (77) につ

いては、状態表示の細目表示、デジタルテレメーターの各ポジションをバイパスして走査周期を短縮するものとした。その結果、通常の走査周期は5.06秒であるが90R、77選択時のみ走査周期は1.76秒となり実用的な性能として十分満足することができた。

表示、及びテレメーター情報のワード配列を第7図に示す。図中、点線部分が90R、77選択時のバイパスルートである。



第7図 走査順序

5. 運転特性

5-1 燃焼調整

ガスタービンは、排ガス中の残存 O_2 1.6%程度の超過剰空気中で燃焼している。燃空比（燃料、空気の混合比）は0.005～0.02の範囲で、無負荷定格回転で最低となっている。したがって無負荷定格回転数附近で運転しているとき、燃焼の安定性を欠く場合もある。とくに寒冷地の厳寒期は、コンプレッサー吸気量の増大により、燃空比の低下が問題となることもある。また低 NO_x バーナ

を使用する場合、一般に、 NO_x の低減に反して保炎性を低下させる傾向を有している。そのため燃空比が低下する無負荷定格回転における保炎性の向上をはかるための対策が必要であった。

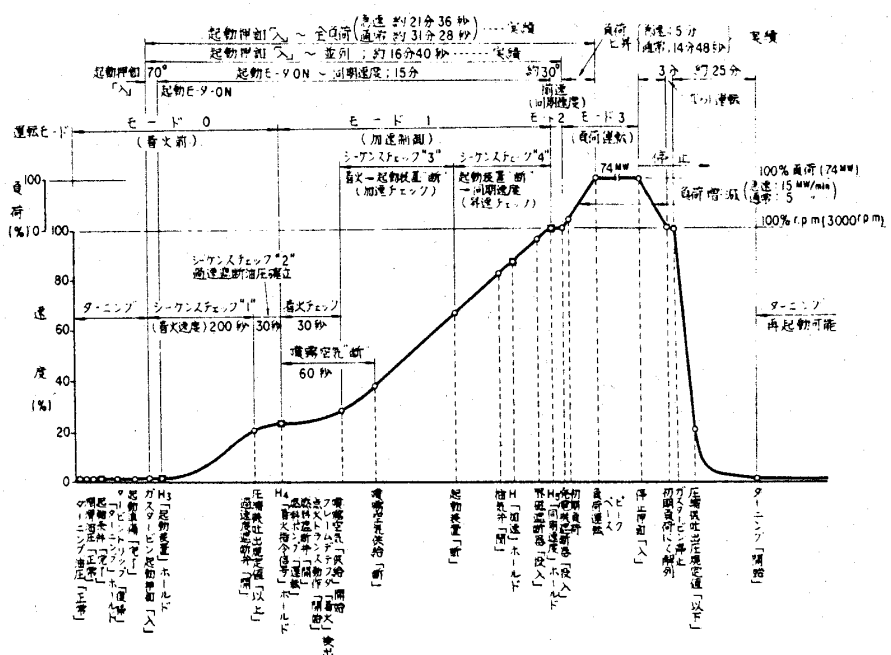
また、無負荷定格回転時における燃空比を改善するため、コンプレッサーの吐出空気の一部を起動～並列までの間、タービンをバイパスして、直接排ガスダクトへ放出する方法で、燃空比の改善をはかった。

5-2 起動、停止特性 起動、負荷増(減)、停止の特性は、第8図に示すが、ほぼ計画値とおりとなっている。

起動指令後、起動モータの始動するまで約1分を要しているが、これは排気塔の雨水侵入防止用ダンパーの全開に至るまでの時間である。その後定格回転数の20%にて点火し、定格回転数の60%で起動モータによる昇速が断となり、以後、自己昇速に移行し並列に至る。起動指令後、並列まで16～17分を要する。並列後の負荷上昇～下降は4-2項記載の調整速度で、負荷調整される。

停止は解列後、3分間ならし運転してから消火し、惰性回転によって約25分後、完全停止し、ターニング装置が噛合する。

5-3 負荷運転特性 負荷運転における熱効率を第9図に示す。当社で現用中の20MW級

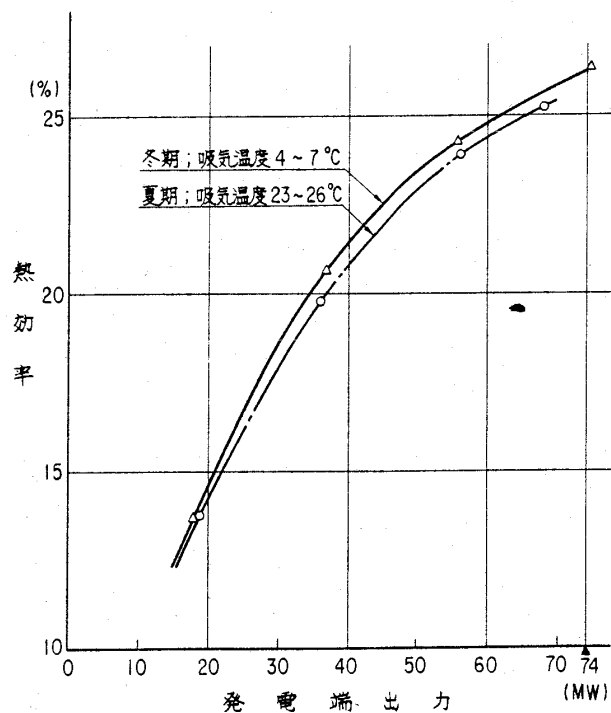


第8図 起動・負荷増減・停止スケジュール

ガスタービンの最高効率、22～23%（HHV基準）であった。今回設置した74MW級では25～26%（HHV基準）であり、3%程度の効率向上となっている。

なお、効率はNO_x制御水噴射の状態である。（全負荷にて水量は燃料の3.4%）水噴射無しにおいて定格出力での効率は更に0.3%程度上昇する。吸気温度の差による効率変化は、高温季26～23℃と低温季7～4℃の20℃程度の温度差において、低温季0.4%程度、効率が上昇している。

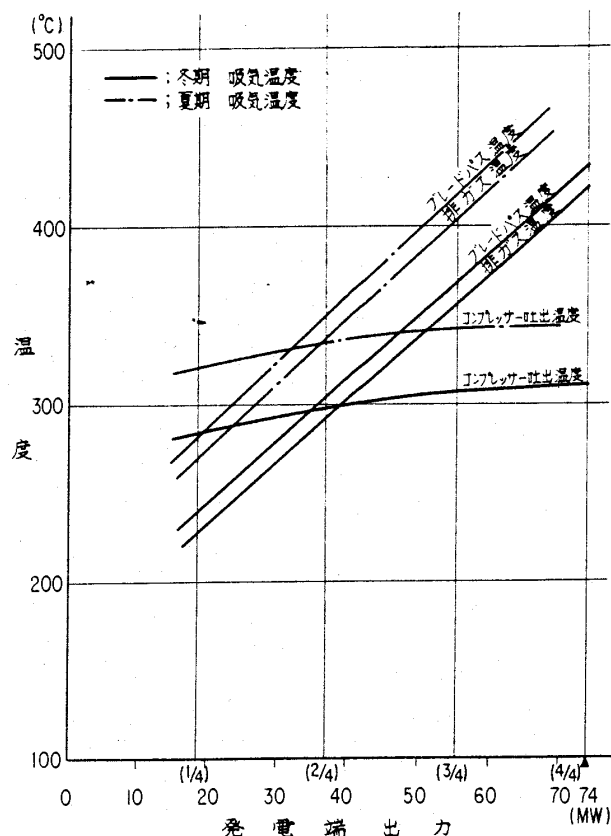
ガス温度、及びコンプレッサー吐出空気温度を第10図に示す。タービン入口のガス温度は直接測定せず、タービン最終段（4段）ブレード通過直後のガス温度を18点測定している。図は平均値を示す。



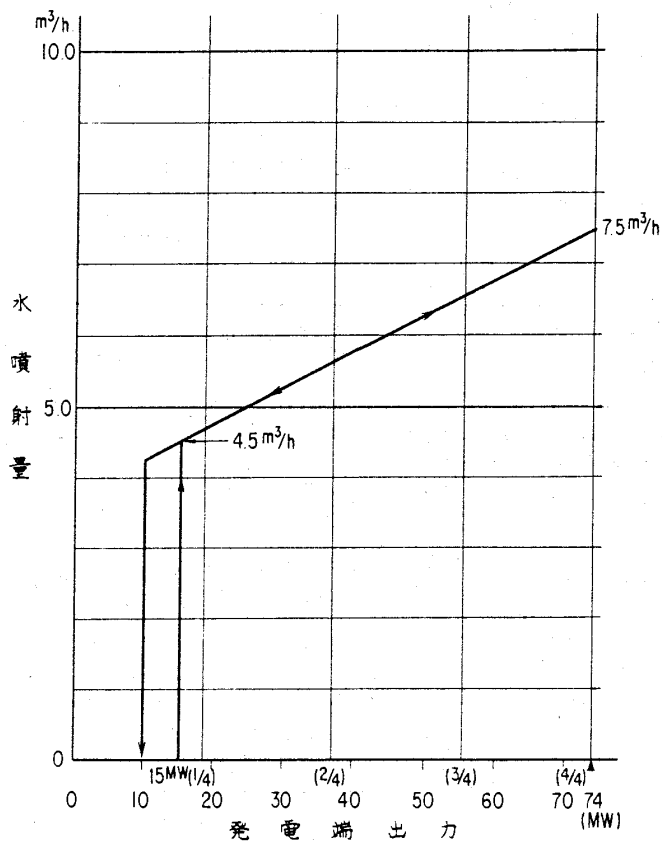
第9図 発電端熱効率

5-4 NO_x制御用水噴射特性 音別P.S用ガスタービンにはNO_x及び煙色の低減対策として燃焼器内の火炎周辺に水を噴射する方式を採用している。

水噴射量は発電機出力に対応して増減するように設定しており、その設定特性を第11図に示す。水噴射は15MWで開始し、定格出力において、



第10図 ガスタービン温度特性

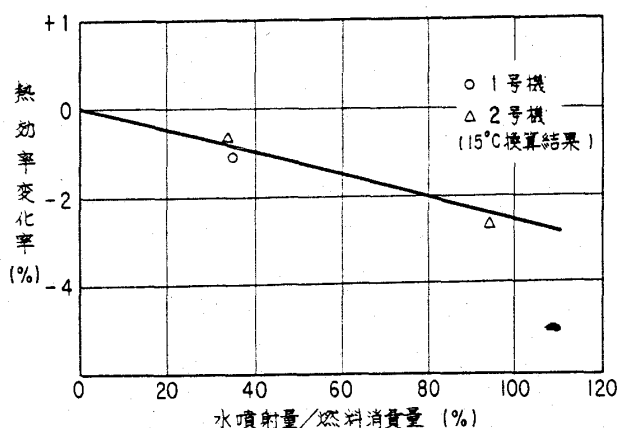


第11図 水噴射量特性

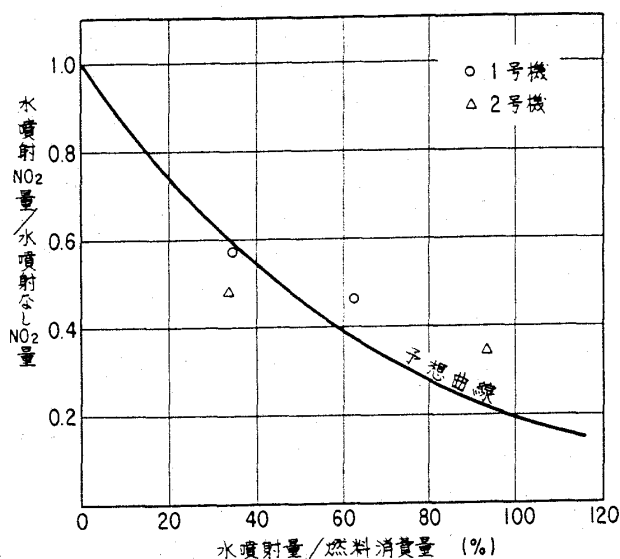
水量は3.4%に設定している。水噴射は10 MWにて停止する。この様に低負荷領域ではNO_x対策上、水噴射を必要としないが、一方、AFC運転時の下限出力よりは低い出力で水噴射を起動、停止する様にした。

水噴射量の熱効率へ及ぼす影響については第12図に示す。現在の運用においては燃料消費量の34%とし、熱効率の変化率では1%程度低下している。水噴射量を全負荷運転時に90~100%に増加させた場合でも、とくに失火トラブル等は発生していない。

水噴射量とNO_xとの関係については、第13図に示す。低NO_x燃焼器の採用で、水噴射無しのNO_x濃度は80 ppm程度であり、水噴射(水量3.4%)の場合43 ppm以下となった。



第12図 水噴射量が熱効率へ及ぼす影響



第13図 水噴射量とNO_xとの関係

5-5 騒音、振音測定結果 7.4 MW×2台運転時における騒音測定結果は、用地境界線上において56~46 ホーンであった。

また、ガスタービンパッケージ周辺、機側1 mにおいては85~65 ホーンであった。機側での感覚的にやや高い場所は主として、補機冷却ファンに起因するもので、吸気ダクトを付加することで低減した。

地盤振動については、昭和53年4月1日より北海道条例による規制があり、その規制値は、第1種地域、昼66 db, 夜55 db, 第2種地域、昼65 db, 夜60 db, である。測定結果、用地境界にて45 db以下であり十分下回った値であった。

6. むすび

北海道電力におけるガスタービン発電設備は、既設20 MW×5基、100 MWあり、今回、音別ガスタービン発電所7.4 MW×2基を加えて、24.8 MWになる。

電気事業用のガスタービン発電設備は、供給予備力として常時待機体制の状態、電力システムニーズによって緊急起動に対応を要することから、より severe な信頼度が要求される。

従来、ガスタービンの障害では主機本体にかかわるものより、制御系、及び補機類の障害が多く、音別発電所の建設に当たっては、それらの運転実績、障害実績をふまえ、慎重に対策をした。

現在、システムニーズに対応して音別P.Sは宇円別変電所より、ワンタッチ操作による起動、停止、負荷運転を遠方制御している。

今後、火力プラントの効率向上と、経済性よりガスタービンと蒸気タービンのコンバインプラントが、脚光を浴びてくることが予想されている。それらを背景として、音別P.S大容量ガスタービンの今後の運転実績は、コンバインプラントの信頼性の実証に貴重なデータになるものと考えている。

最後に、北海道の電力需給逼迫の折、工期を短縮し、零下20℃を越える厳寒期の中で、試験、調整に努力された、三菱重工、三菱電機、及び北海道電力の音別発電所工事関係者に深く感謝の意を表します。

中国電力坂発電所ガスタービンの建設計画と試運転

中国電力株式会社 坂発電所 玉井 誠
堀 湛

1. はじめに

一般にガスタービン発電設備は、汽力発電設備に比較して効率は劣るが構造が簡単で、高温の燃焼ガスにさらされるにもかかわらず熱による伸び差等の問題が少いために、起動から全負荷までの時間が極めて短く、運転操作が容易である等の特長がある。このことから当社では昭和48年、当時の急増する電力需要に対処するため、特に緊急負荷用として、坂発電所構内に67,000kW×2基のガスタービン発電設備の設置を計画し、昭和49年3月現地工事に着手し昭和51年4月全工事を完了して順調に営業運転を開始した。本設備を設置するにあたっては環境対策に特に留意し、騒音についてはガスタービン本体を2重防音構造の建家内に収納するなどの方法により、地域の暗騒音の上昇をなくし、またNO_x低減策として、燃焼器内へ水噴射を行って排ガス中のNO_xを約40ppmとするなどの種々の対策を行っている。ここにその建設計画、工事、試運転結果の概要について述べる。

2. 建設計画と工事概要

2-1 計画概要 出力は単機容量として当時国内最大の67,000kWを選定して134,000kW(67,000kW×2基)とし、付属設備の容量は、本発電設備が緊急負荷用であることを考慮して、年利用率を10%程度に見込んで計画している。

ガスタービンの型式は開放単流サイクル1軸型で、圧縮機とタービンは直結しており、変速機構を用いることなしに回転速度3600rpmで発電機を駆動する。圧縮機は軸流式17段で8.5kg/cm²の圧縮空気をタービン入口に供給する。タービン本体は軸流衝動型3段で入口温度1066℃、出口温度554℃である。

排ガス中のNO_x低減対策として、燃焼器内へ

純水を噴射する方式を採用し、このための純水製造装置と純水タンク1基を設置している。この水噴射方式については第4章に後述する。

各設備の配置は既設の発電所構内に増設するため、狭隘なスペースに合わせて分散した配置とならざるを得ず、検討の結果図-1に示す配置としている。主要設備の仕様は表-1に示すとおりである。

制御は電気油圧方式により完全自動化して、図-2および図-3の起動、停止ブロック線図に示すように、すべて完全な遠隔ワンタッチ操作を可能にしている。操作盤は既設の汽力発電設備の中央制御室内に設置し、ワンマンコントロールの容易なようにコンパクトな操作監視盤1面にまとめている。

ガスタービン主機の防音対策として、主機本体を2重構造の防音建家に収納しているが、これによる主機室内の温度上昇に対しては、各部に分散して8個の換気ファンを取付けるほか、動力ケーブルには特殊耐熱ビニールケーブルを使用する。またこの防音建家の屋根は、分解点検時を考慮して移動式屋根とし、さらにその上部には吊上装置を設けている。防音対策の詳細については第4章に後述するとおりである。

2-2 工事経過 表-2に実績全工程を示す。

発電所敷地が住宅地に隣接しているため、工事の過程で発生する騒音と振動に留意し、工事日時の制限、高さ5.4m、延長280mの防音幕の仮設など表-3の内容の対策をとって防止に努めた。

工事用地が狭隘なために、現場は各種作業がふくそうしたが、全員一致協力して安全管理活動を強化することにより、全工事期間中当社職員はもとより工事業者も含めて1件の災害もなく、完全無災害で工事の完成をみた。据付工事完了後、石油ショック後の電力需要の伸びの停滞にともなっ

(昭和54年1月16日原稿受付)

表-1 主要設備の仕様

設備項目	仕 様	数 量		
		1 号	共 通	2 号
1. ガスタービン 型式 出力 使用燃料 起動方式 起動時間 製作者名 空気圧縮機 型式 段数 入口, 出口圧力 入口, 出口温度 回転数 燃焼器 型式 燃焼筒容量 噴霧方式 点火方式 タービン本体 型式 段数 ガス温度 ガス圧力 回転数	開放単流サイクル1軸型 67,000kW (外気 20℃) 軽油, 灯油, ナフサ 670kW 3相誘導電動機駆動 定格負荷まで約30分 (株)日立製作所 軸流式 17段 1.033kg/cm ² abs. 8.5kg/cm ² 20℃ 310℃ 3,600rpm 環状筒型 3.5kl/H×10個 空気噴霧式 点火栓火花放電 軸流衝動型 3段 入口 1,066℃ 出口 554℃ 入口 8.5kg/cm ² 出口 1.033kg/cm ² abs. 3,600rpm	1 台		1 台
2. 発電機 種類 型式 容量 電圧 力率, 周波数 製作者名	3相交流同期発電機 開放通風型横置円筒回転界磁型 75,000KVA (外気 20℃) 13,800V 90%, 60ヘルツ (株)日立製作所	1		1
3. 主変圧器 型式 容量 電圧 冷却 製作者名	屋外用油入変圧器 150MVA (外気温度 20℃) (1次) 13,400V (2次) 110,000V 送油自冷 東京芝浦電気(株)		1 台	
4. 起動, 所内変圧器 型式 容量 電圧 製作者名	屋外用油入変圧器 (起動) 2,200KVA (所内) 1,000KVA (起動) 13,400V/3,450V (所内) 13,400V/230V (株)日立製作所		1 台	
5. 110kV引出設備 しゃ断器 電圧 しゃ断電流	ガスしゃ断器 120kV 25KA		1 回線	
6. 燃料油貯蔵設備 20,000klタンク 5,000klタンク	浮屋根式鋼板溶接製 同 上		1 基 1 基	
7. 純水製造装置 型式 容量	混床1塔型 450T/日		1 系列	
8. 800T純水タンク 型式	固定屋根式鋼板溶接製		1 基	
9. 5,000T原水タンク 型式	同 上		1 基	

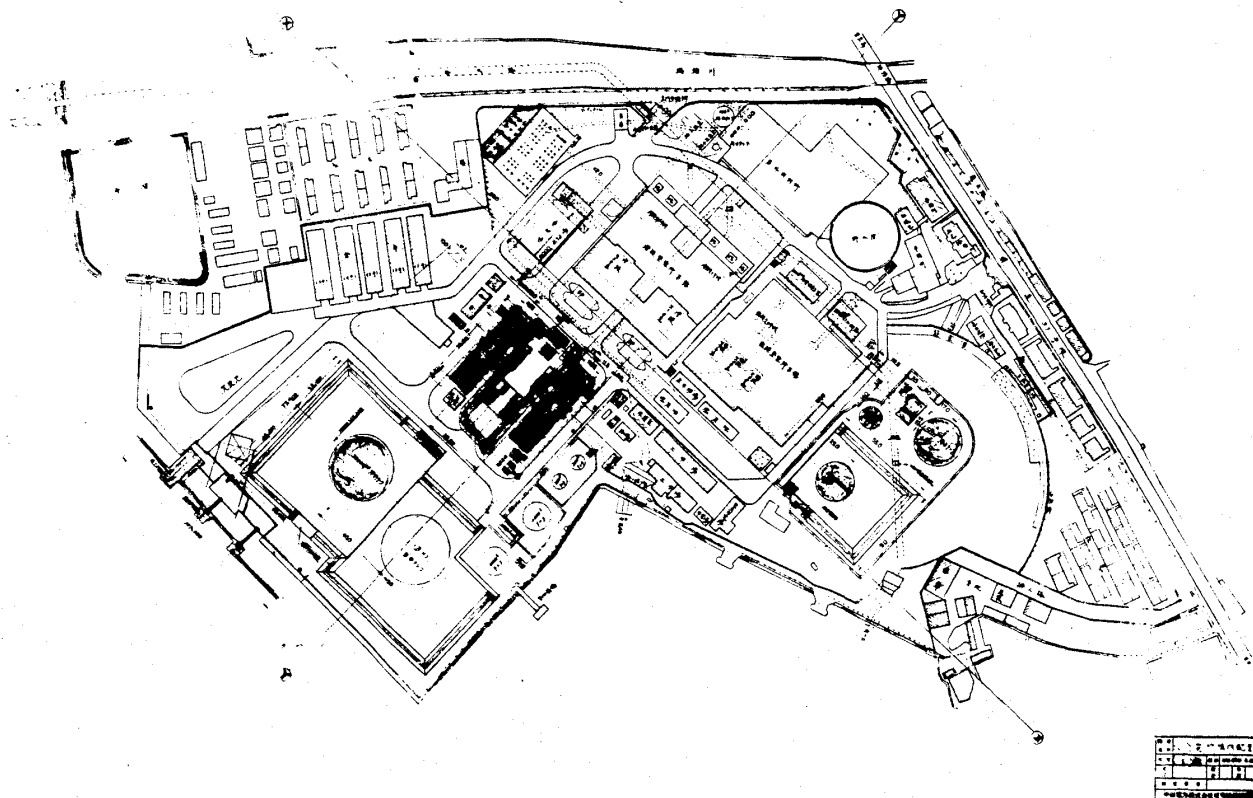


図-1 坂発電所構内配置図

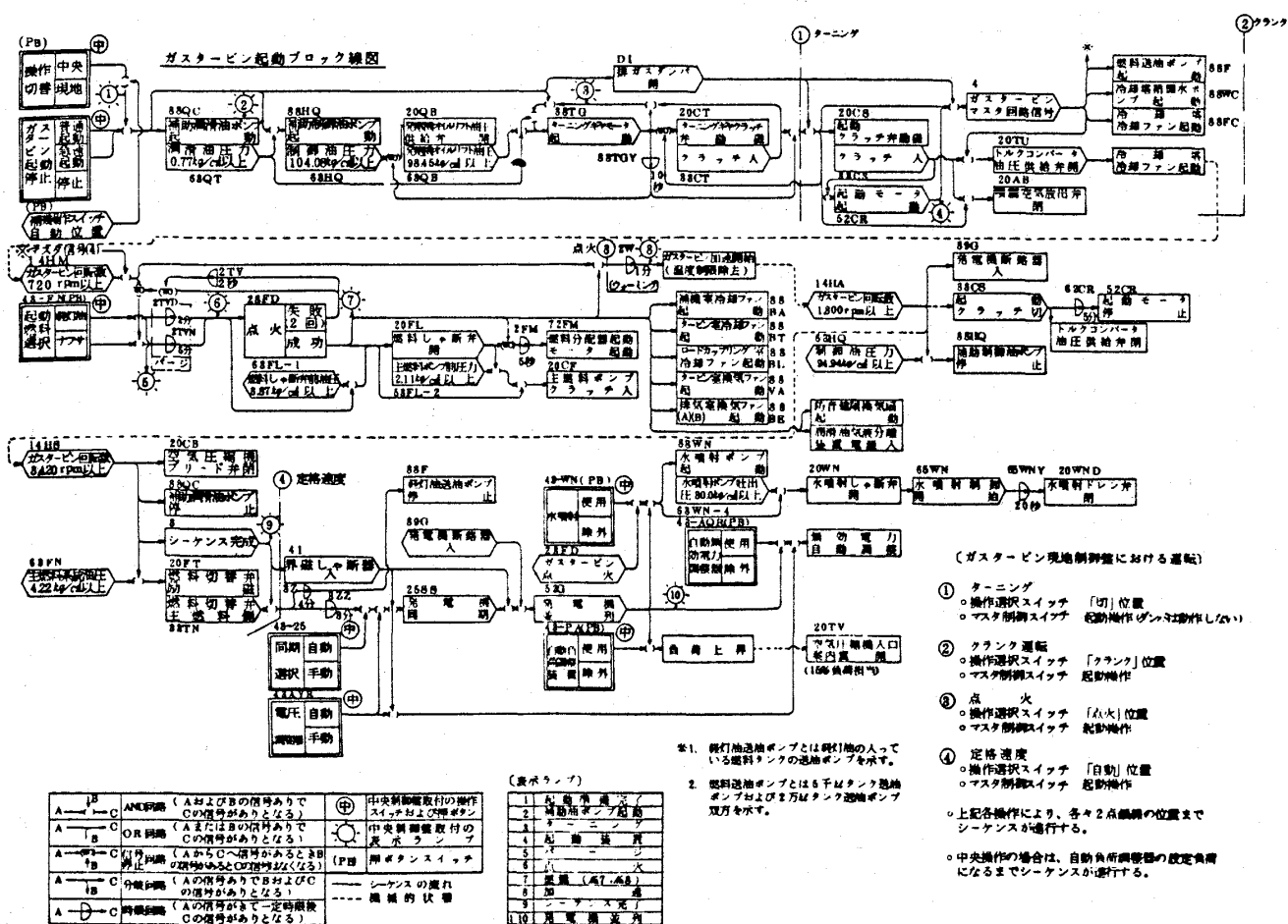


図-2 ガスタービン起動ブロック線図

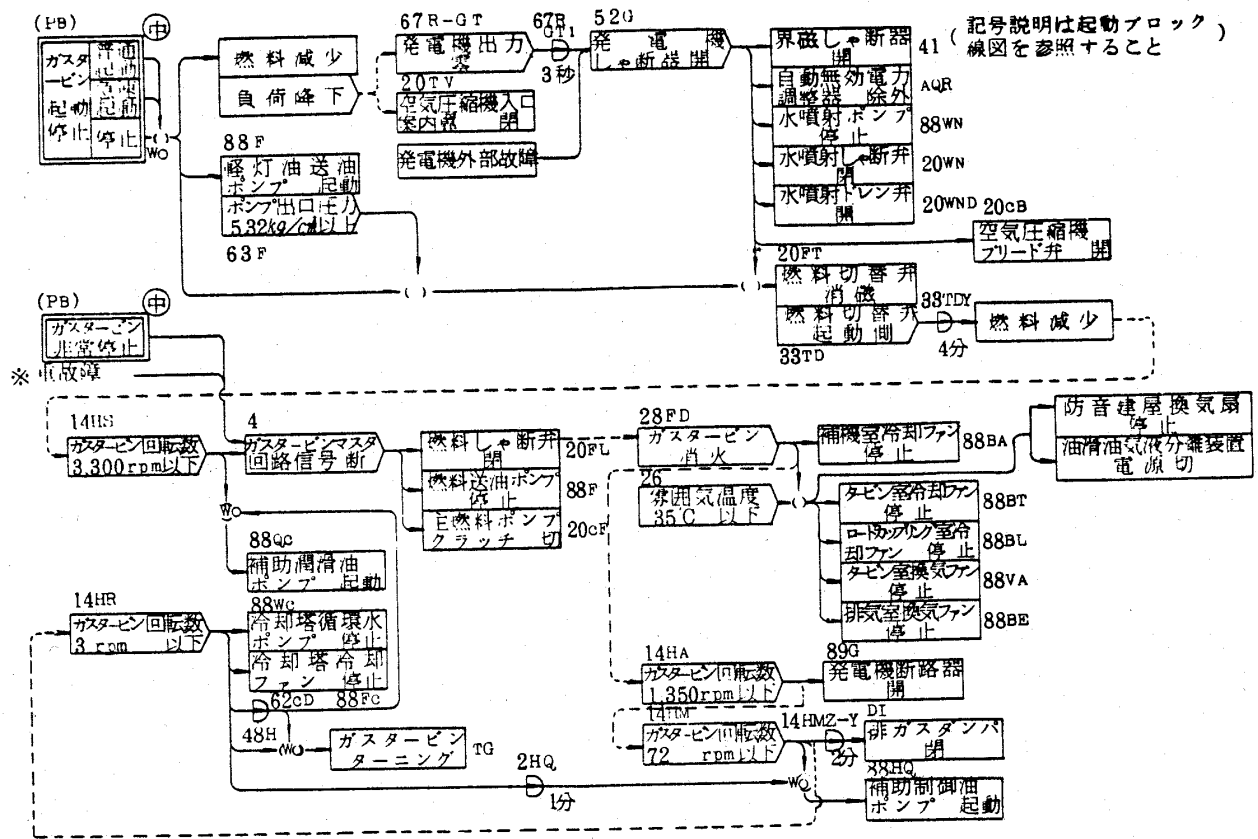


図-3 ガスタービン停止ブロック線図

表-2 工事工程表 (実績)

年 月 項 目	49												50												51				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
大 工 程	▽建設所開設	▽4141着条認可申請	▽着条認可工		▽本館基礎着工								▽G/T据付開始	16▽Na1使用(据付検査中)	▽受電	14▽Na2使用(据付検査中)		▽受電中止							▽受電		11▽Na1使用前検査	2▽Na2使用前検査	
ガスタービン および 発電機					Na1 G/T工場製作								据		付					保		管				試運転			
					Na2 G/T工場製作									据		付				保		管				試運転			
特高変電設備					Mr. 工場製作								基礎据付																
本 館					Na1 基礎								躯体、付属設備																
					Na2 基礎								躯体、付属設備																
燃 料 設 備					20,000kℓタンク基礎								タンク据付																
					5,000kℓタンク基礎								タンク据付																
煙 突					基礎								筒体建方ライニング																

表-3 建設工事中の騒音振動防止対策

工事日時の制限	日曜日、祭日の工事中止
	トラッククレーン等重機の使用を毎日8時～17時に制限
防音、防震工法の採用	仮防音幕の設置(高さ5.4m延長280m)
	振動減衰用仮溝の設置
	チップングハンマーを禁止し、アークエアーガウジングを使用

て、一時工程を延期して設備保管に入ったが、ほどなく再開して総合試運転を行い、極めて順調のうちに昭和51年4月すべての試験を完了して営業運転に入った。

3. 試運転結果

試運転は2ヶ月の短期間ではあったが、連日起動停止を繰り返して制御系その他の調整を行い、図-4および図-5の起動、停止曲線に示す運転パターンを確立した。運転中現地での操作監視は

一切不要である。起動、停止の所要時間は極めて短い。参考までに一例として、出力66,000kWの汽力発電設備の場合と比較してみると表-4のようであり、この表からもガスタービンが緊急負荷用発電設備として適したものであることがわかる。

ガスタービンの出力は圧縮機入口空気流量に左右されるから、圧縮機入口空気温度(外気温度)の変化によって

出力が変動し、これにともなって効率もまた変わる。図-6、図-7はこの関係を表わしている。

4. 環境対策

ガスタービンを設置するにあたって考慮しなければならない環境対策として、騒音と大気汚染の問題がある。本ガスタービンは670,000Nm³/Hの大量の空気およびガスを扱う高速回転機であるうえに、当坂発電所は住宅地と隣接している関係上、騒音については特に留意して種々の対策

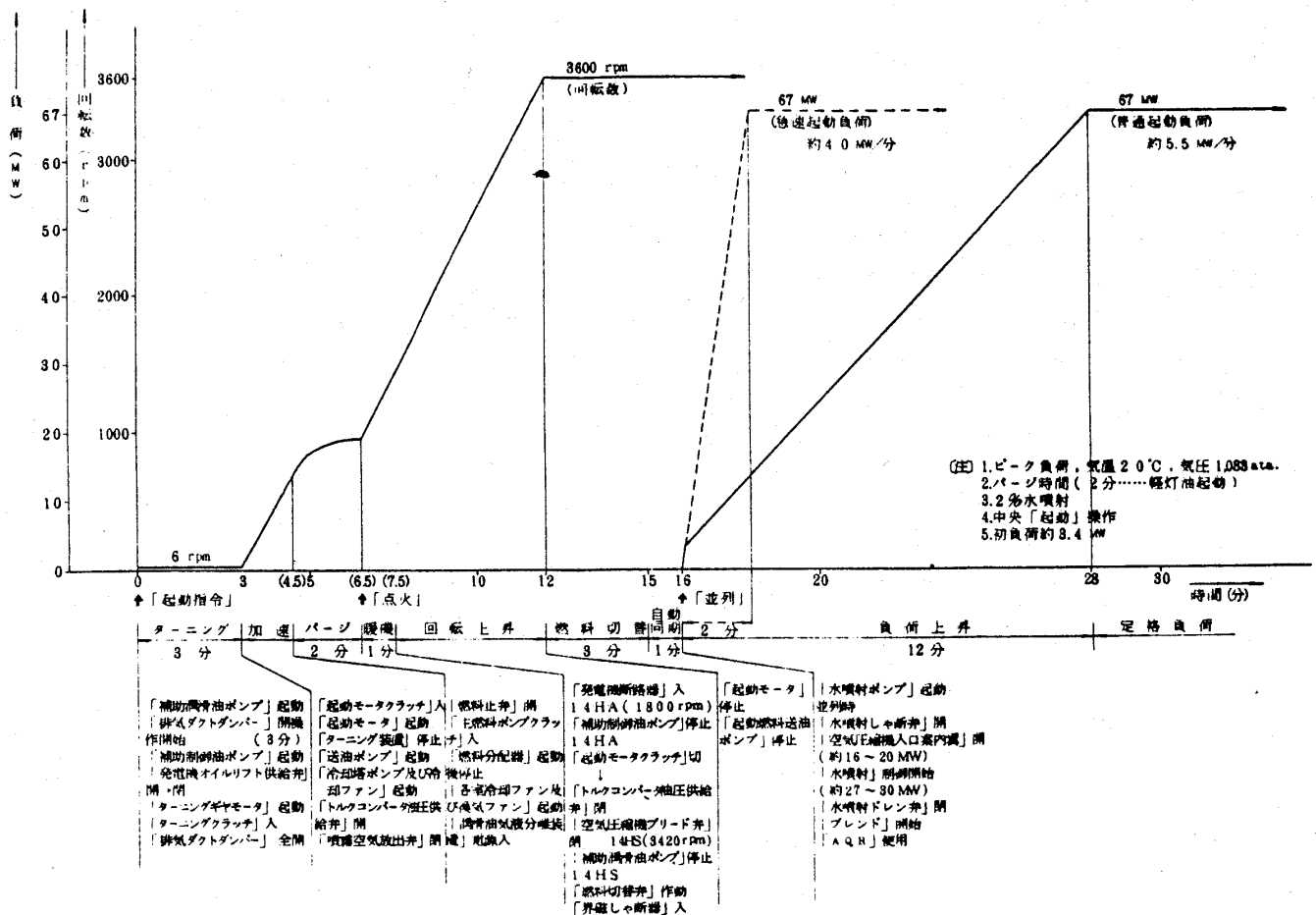


図-4 ガスタービン起動曲線

表-4 汽力発電設備との比較

項 目	単 位	ガスタービン 67KW	汽力設備 66MW	
			深夜停止時	長期停止時
起 動	点 火 ～ 並 列	時 分	16分	1 時間
	並 列 ～ 全 負 荷	時 分	12分	1時間30分
停 止	全 負 荷 ～ 解 列	時 分	16分	1時間30分
	起 動 燃 料 (軽油)	kl	0.7	10
定 格 運 転	燃 料 消 費 量	kl/H	23 (軽油)	18 (重油)
	排 ガ ス 温 度	℃	542	135
	熱 効 率	%	27	33

を施した。また大気汚染のうちばいじんとSO_xについては、燃料に軽油、灯油を使用するためほとんど発生することなく問題とならないが、サーマルNO_xについては、大量の高温ガスを急激に発生させる関係上避けられない問題である。以下に坂発電所で実施した騒音とNO_x対策について

図-8で、外気は吸気口より吸気サイレンサを通り、空気取入室に放出された後、吸気フィルタを通して吸気サイレンサを経て圧縮機に入る。排気ガスは排気サイレンサ、排気ダクトを通り地上6.25mの排気煙突より大気に放出する。なお排気ダクトの一部はコンクリートの防音ハウスで囲

述べる。

4-1 騒音対策

騒音源を大別すると、

(1)圧縮機吸気音、(2)ガスタービン本体音、(3)タービン排気音、(4)屋外補機音の4つに別けられる。この対策として、(1)と(3)にはサイレンサを、(2)と(4)には防音建家を用いることとし、特に(2)については2重防音構造の建家とした。この防音建家の構成を図-8に示す。

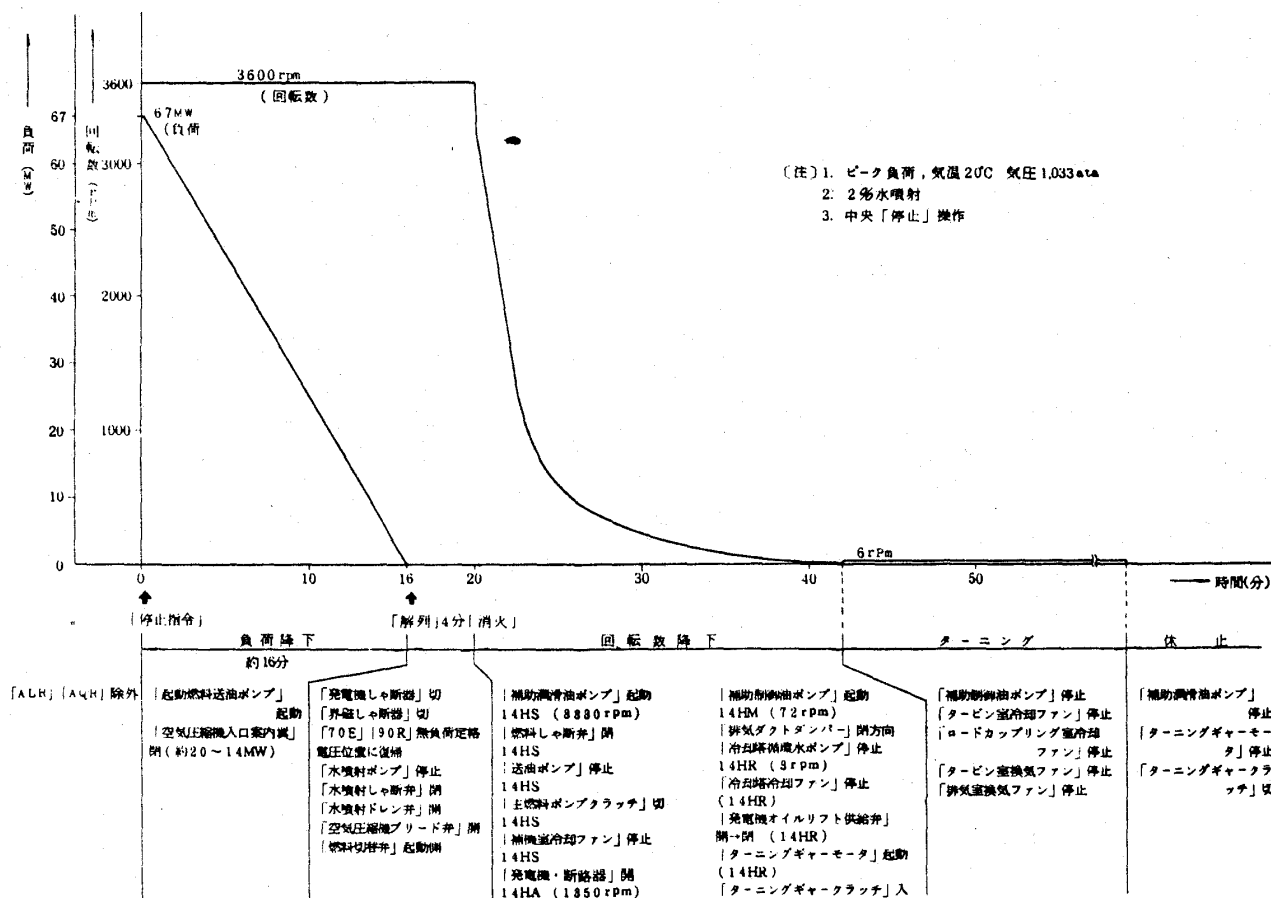


図-5 ガスタービン停止曲線

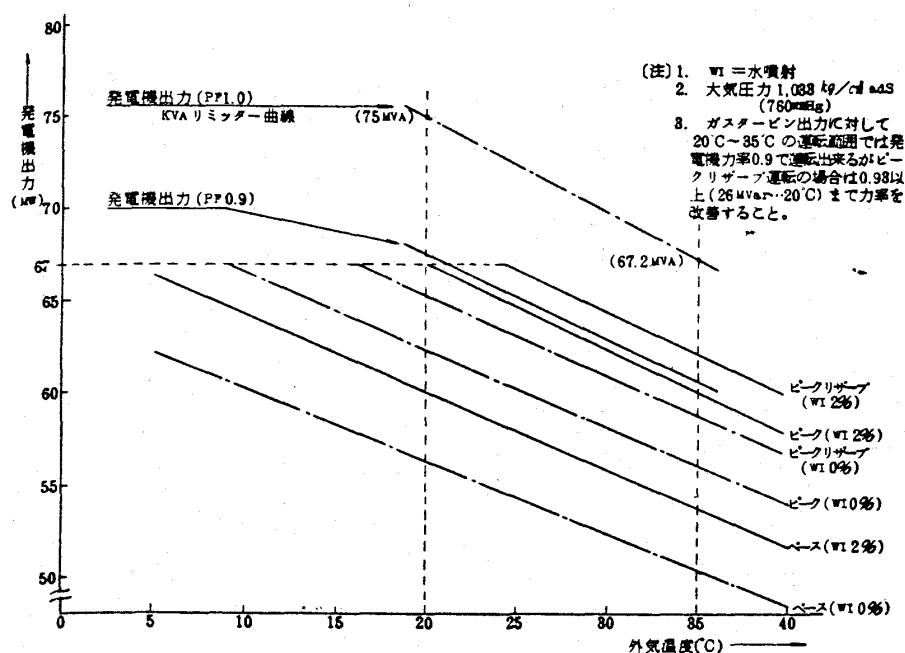


図-6 運転モード曲線 (予想出力)

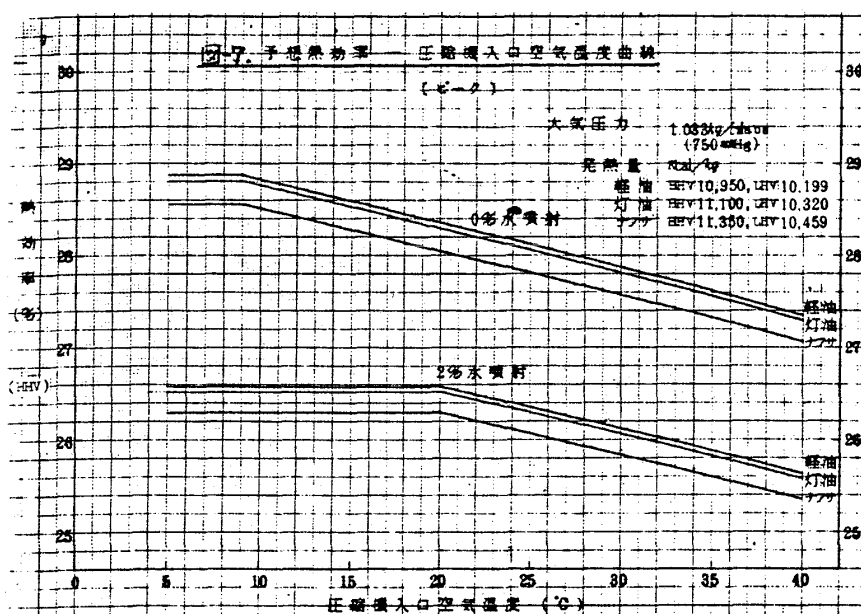


図-7 予想熱効率-圧縮機入口空気温度曲線

っている。ガスタービン本体音は、ガスタービンとは基礎を別にして振動絶縁した防音カバーおよびその外側を囲った防音ハウスでしゃ音する。また各空間内の換気のための換気ダクトは吸音材で内張りし、これらの空間からの音が直接外部に洩れないようにした。内側の防音カバーの構造を図-9に示す。外側の防音ハウスは170mm厚のコ

ンクリートの内側に50mmのグラスウールを張り、打抜き鋼板で押えた構造とした。この対策の結果騒音レベルの実測値は、防音カバー内で105～110dB(A)，防音カバーと防音ハウスとの間で74～83dB(A)，防音ハウス外1mで56～67dB(A)（暗騒音の影響を受けており、ガスタービンの運転音はこれより低い）であり、設備から約100m離れた敷地境界では騒音の上昇はみられない。発電所構外からは、煙突からの煙も全く見えないので、いつ運転したのかもわからない状態であり、満足すべき結果が得られた。

4-2 NOx 対策

本ガスタービンでは、全負荷運転中に排ガスに含まれるNOxは約200ppm vol.であるが、この低減策として、燃焼器内に圧縮機入口空気量の2%の純水を噴射して、燃焼ガス温度の局所的な上昇を防止し、サーマルNOxの生成を抑制する方式をとって、その結果約40ppmと5分の1にNOx値を低下させることがで

きた。

燃焼の安定を考慮して、水噴射の使用は40%負荷以上で行うこととし、また噴射量は最大を空気量の2%（約17T/H）に抑えて下式の関係により制御を行っている。

$$Q = a(bT_x + cP_{cd})(d - eT_a)$$

ここで Q : 水噴射量
 $bT_x + cP_{cd}$: タービン入口温度の演算式
 T_x : タービン排気温度
 P_{cd} : 圧縮機出口圧力
 T_a : 外気温度
 $a \sim e$: 定数

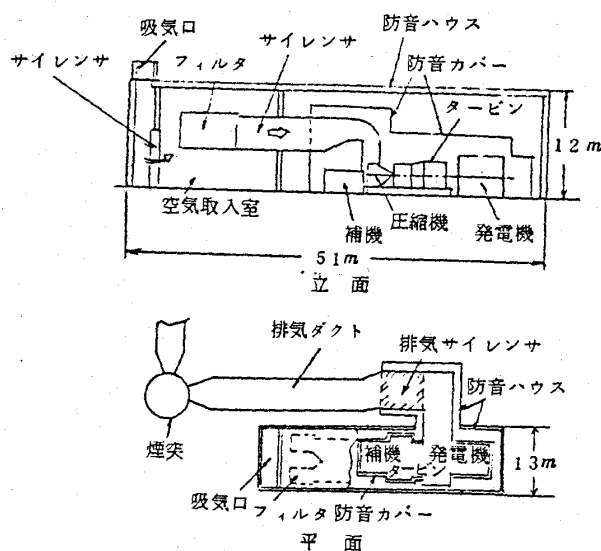


図-8 主機防音建家

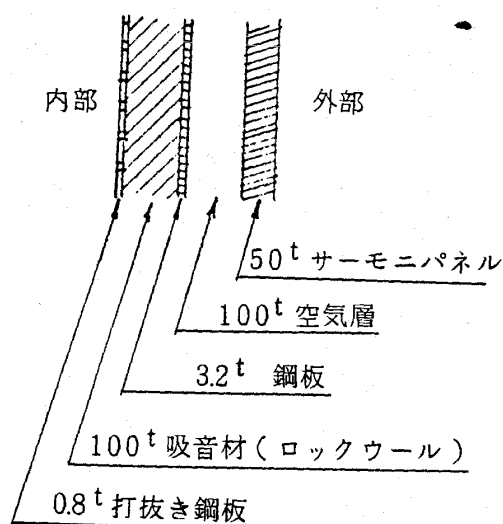


図-9 防音カバー構造

であり、水噴射制御はすべて完全自動で行われている。

この水噴射によって副次的に出力が増加し、また熱効率は低下するが、その結果が図-6および図-7に表われている。

5. おわりに

以上当社坂発電所のガスタービン設備の計画と試運転結果の概要について述べた。営業運転開始以降、電力需給バランス上機能確認運転が主ではあるが順調な運転を継続している。これまでの運転実績からみて、ガスタービン発電設備は、緊急時の供給予備力として充分有効な設備であり、今後低質油燃料の使用、あるいは超高温ガスタービンの開発など技術的な進歩をまって、さらに発展することが期待される。

炉頂圧エネルギー回収タービンの開発

三井造船 原動機・機器事業本部 保 坂 達 二
全 上 梅 本 進
全 上 技 術 開 発 本 部 手 島 清 美

1. ま え が き

1973年のオイルショックを機に省エネルギー、廃エネルギー回収が企業ベースの問題として採り上げられるようになってきたが、多くの場合電力のかたちでの回収が望まれるため回転機械の果たす役割は大きい。鉄鋼業における高炉排ガスは、エネルギー密度は必ずしも高いとは言えないが、その総量が大きいことから、早くから着目され、我が国では1974年10月、川鉄／水島第2高炉に、高炉排ガス用ガスエキスパンダ（炉頂圧タービン）が設置されて以来、現在迄に10基が稼動しており、⁽¹⁾10数基が製作中である。

この炉頂圧タービンはガス温度が常温に近いため熱的な問題は無いがガス中に含有されるダストを除去するために湿式除塵器を使用する関係上、ガスは微細なダストとミストを含むものとなり、

これによりダストの付着および翼の摩耗という現象が起るので従来のガスタービンやジェットエンジンとは異なった特殊な対応が必要であった。

1960年代中頃よりいくつかの形式のタービンの開発が試みられたが、いずれもこの現象に悩まされ、結局実用化されたものは湿式求心型と乾式軸流型のみであった。

その後この現象が解明されてくるにつれて、エネルギー回収率が高くしかも大風量に適した湿式軸流型が実現されるに至った。

本報は最近のこのような動きを中心に炉頂圧タービンの現状について概観してみたい。

2. 湿式軸流型の開発

各社の炉頂圧タービンの開発の経緯を表1にまとめて示す。⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

1967年～71年頃にかけて、ソフレア社

表1 各形式の炉頂圧タービンの開発実績

形 式	ガ ス 状 態	開 発 ・ 運 転 の 状 況	備 考
ソフレア方式 湿式・求心2段	飽 和 ガス 予 熱 無 し	<ul style="list-style-type: none"> 1967～1968 ベルギー国エスベランセロンド製鉄所にて乾式300 KWで各種テスト 1971 バンデルシデロール社パツーラ製鉄所にて湿式150 KWで各種テスト 	
ソ連方式 乾式・軸流2段	不 飽 和 予 熱 有 り	<ul style="list-style-type: none"> マクニトゴルスク冶金コンビナートにて6000 KW運転 1968 チエレホベツツ製鉄所にて8000 KW 4万時間の実績を得た。 	計画通りの運転は出来なかつたが軸流で可との見通しを得た
BBC方式 乾式・軸流単段	不 飽 和 ガス温度135℃	<ul style="list-style-type: none"> 1967～1970 ベルギー国コックリール社にて乾式270 KWで各種テスト 	渦巻ケーシング 単段衝動式 実用化の実績無し
三井方式 湿式・軸流単段	飽 和 ガス 予 熱 無 し	<ul style="list-style-type: none"> 1975～1977 新日鉄／君津にて湿式175 KW および静止翼列で各種テスト 	実機は3段構成

（昭和54年2月7日原稿受付）

（仏）、BBC（スイス）およびソ連はそれぞれ独自に製鉄所にテストプラントを設置して開発試験

を行ったが、当時の高炉には高性能集塵器が装備されていなかったため、ダスト濃度が高かったことも災いして、軸流型試験機はダストによる付着と摩耗の問題に悩まされ、ソフレア社の求心型のみが、実用の可能性を見出した。ソ連は湿式を放棄し、燃焼器により予燃焼を行ういわゆる乾式に変更して成功し、結局、湿式求心型と乾式軸流型が実用されるようになった。

その後再び、大風量高効率と言う特長を有する軸流型を見直す気運が高まり、三井造船は新日鉄の協力を得て独自の方式による湿式軸流型の実証テストを行い、ダスト付着と摩耗の問題を解決し、実機への道を拓いた。すなわち三井造船は新日鉄／君津製鉄所第3高炉において、1975年10月より約1年半に亘ってテストプラントによる実

証試験を行った。このテストプラントは図1に示すように、第1ベンチュリスクラバ後より分岐し、175kWテストタービンおよび静止翼列テスト装置を中心に、各種弁、シール、ドレン処理装置等を含むものであり、さらに第1ベンチュリスクラバ後のガスは比較的ダスト量が多いので、第2

表2 ダスト対策に関してとりあげた研究項目

I. ダスト付着機構の解明	
(1)	付着箇所と付着形態
(2)	水分量と付着の関係
(3)	ダストの固着力
(4)	付着機構
II. ダスト付着防止策の確立	
(1)	材質および表面状況による付着防止効果の有無
(2)	空力設計の適正化による付着防止効果の増大
(3)	流路形状の適正化による付着防止効果の増大
(4)	水噴霧による付着防止の実現
III. 付着ダストの除去技術の確立	
(1)	蒸気噴射洗浄によるダスト除去
(2)	高圧水噴射洗浄によるダスト除去
(3)	機械的方法によるダスト除去
IV. 摩耗および腐食量の究明	
(1)	ダストおよびミストによる翼の摩耗量の究明
(2)	空力設計の適正化と摩耗量の低減
(3)	各種材料のドレン水による腐食疲労試験

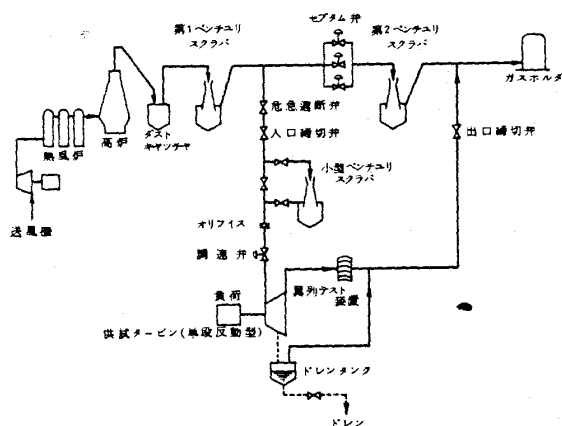


図1 テストプラントのフローダイヤグラム

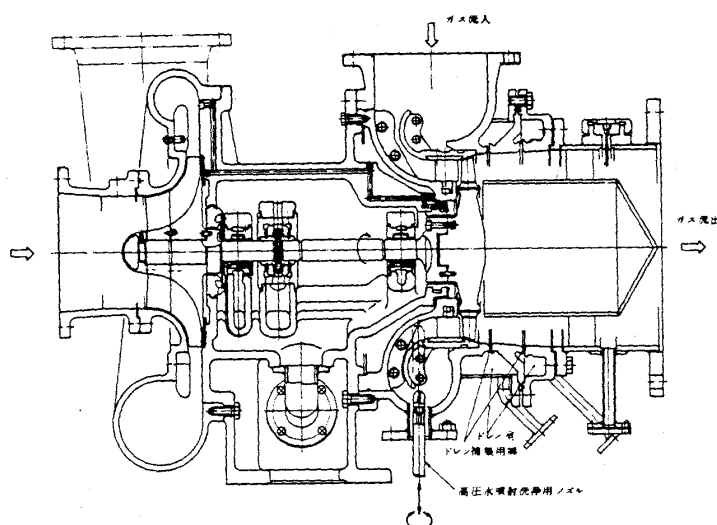


図2 供試タービン断面図

ベンチュリスクラバに模した小形のベンチュリスクラバを並設し、弁の切換によって高低両濃度のガスによるテストが行えるようになっている。図2はディーゼルエンジン用過給機を流用した供試タービンの断面図であるが、これはダスト対策のため数回に亘り改造を重ねた最終のものである。テストは回転テストで延べ約4,300時間、翼列テストで6,500時間以

供試タービン (単段反動型)	
入口圧力	2.25 MPa
入口温度	50 °C
出口圧力	1.25 MPa
ガス量	4.0 kg/s
出力	175 kW
回転数	2,000 rpm

上に及び、その結果、実機設計に必要な諸データを収集することが出来たが、テストの大部分はダストの付着機構の解明、付着防止策の研究等のダスト対策に費やされた。これらの具体的な研究項目を表2に示し、このうち炉頂タービンに固有と思われるいくつかの事項について紹介したい。

まずダスト付着機構について、これには未だ定説は無いがほぼ次のように推論された。すなわち付着は主として表面エネルギーと衝突エネルギーの物理的な力によるもので、これに化学的なOH⁻ボンド作用が加わったものと考えられ、化学的な成分変化は殆んどない。図3は翼面に堆積したダストの断面写真であるが、これより付着機構を推

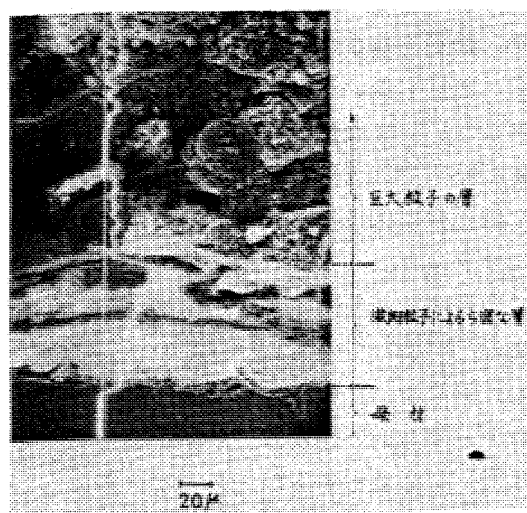
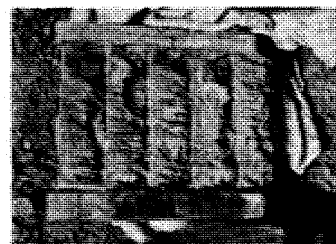


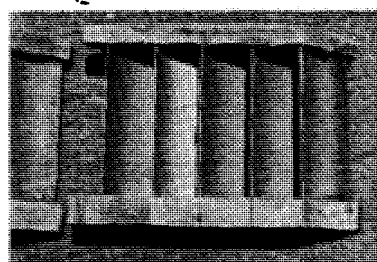
図3 付着ダストの断面写真

定すると、まず硬質の粗大なダストによって翼表面が荒らされて活性化し、次いで付着力の強い微細なダストが飛来、付着し、最後に粗大なダストも堆積、成長するものとみられる。

ダスト付着に関しては、ダスト濃度のほかに、ガス中の水分量が重要である。タービン段落では温度降下があるため、ガス中の水分が凝縮し、これが大きな付着防止効果を有することが明らかになった。図4は翼列テストに用いた翼列を示すが、(a)は供試タービンを除き、直接高濃度ダストを含むガスを流した場合の約100時間後のダスト付着状況である。(b)は静止翼列の前に供試タービンが有る場合で、同じく高濃度ダストを含むガスを約100時間流した場合の状況である。(a)では通路がほとんどダストにより閉塞されているが、



(a) ダスト付着の激しいもの



(b) ダスト付着の無いもの

図4 静止翼列へのダスト付着状態

タービンで凝縮水が発生する(b)ではダストの堆積は全く認められていない。従って付着の問題は前段側で特に重要であるが、凝縮ミストが発生する後段側ではあまり問題にならないことを示している。さらにダストの付着力はさほど強固なものではなく、動翼々面における付着ダストは成長する前に遠心力により剥がされるためほとんど成長しないことも確かめられた。但し、遠心効果が弱く流れの乱れているローターディスクの前面にはかなり多量のダストの付着が認められた。

ダストによる付着および摩耗に寄与する要因はこのほかにガスの流動状況とりわけ剥離の有無、通路形状および材質と表面粗度などであり、これらを適正にえらべば付着と摩耗を抑制しうるということが明らかになった。図2および図7におけるタービン流入部はこのような知見を基に設計されている。

さらに万一ダストが堆積した場合の対策として、これを除去する方法が必要であるが、実機において実現可能な方法としては高圧水噴射洗浄が効果的である。これはダストの堆積した箇所を高圧水を直接吹きつけることにより瞬時にしてダストを除去することができ、タービンの性能を回復することができる。

以上がダスト対策面からみた我々の実験概要であるが、この種のプラントの実用化には、実験に

よって得られるノウハウが非常に重要であるとの認識から、設計に必要なデータは出来るだけ実ガステストあるいは社内における各種のテストによって確認し、得られた知見を忠実に実機に反映させることを基本方針とした。

3. 湿式軸流型炉頂圧タービンの特徴

表3は現在稼動中あるいは製作中の

表3 炉頂圧タービンの設置状況

設 置 場 所	型 式	出 力 (KW)	設 置 時 期	
川 鉄 / 水 島	2 - BF	湿 式 求 心	6,500	S49.10
鋼 管 / 福 山	4 - BF	"	9,500	S50.12
新 日 鉄 / 名 古 屋	3 - BF	乾 式 軸 流	10,700	S51.9
川 鉄 / 水 島	4 - BF	湿 式 求 心	11,000	S51.10
日 新 / 吳	1 - BF	"	9,600	S51.11
川 鉄 / 千 葉	6 - BF	乾 式 軸 流	12,000 × 2	S53.4
神 鋼 / 加 古 川	3 - BF	湿 式 求 心	14,500	S53.5
住 金 / 鹿 島	3 - BF	"	12,500	S53.5
川 鉄 / 水 島	3 - BF	"	7,500	S53.9
住 金 / 鹿 島	2 - BF	乾 式 軸 流	11,000	S53.7
新 日 鉄 / 君 津	4 - BF	湿 式 軸 流	17,000	S54.3 (予定)
鋼 管 / 福 山	1 - BF	"	16,500	S54.3 (")
神 鋼 / 加 古 川	2 - BF	"	14,400	S54.3 (")
住 金 / 小 倉	2 - BF	"	4,200	S54.3 (")
住 金 / 和 歌 山	5 - BF	"	6,000	S54.3 (")
住 金 / 和 歌 山	4 - BF	"	5,700	S54.3 (")
新 日 鉄 / 大 分	2 - BF	"	16,600	S54.5 (")
鋼 管 / 福 山	5 - BF	"	16,000	S54.7 (")
住 金 / 鹿 島	1 - BF	"	11,000	S54.9 (")
新 日 鉄 / 大 分	1 - BF	"	13,000	S54.11 (")
鋼 管 / 福 山	2 - BF	乾 式 軸 流	13,000	

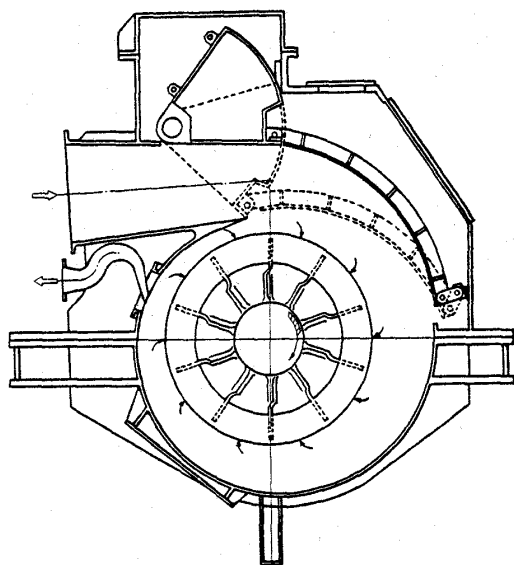


図5 湿式求心型炉頂圧タービン

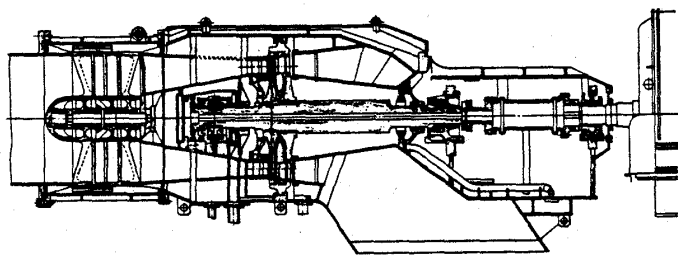


図6 乾式軸流型炉頂圧タービン

炉頂圧タービンを示す。図5は湿式求心型、図6は乾式軸流型の断面を示す。⁽¹⁾これらについてはすでに多くの報告⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾が為されているので詳細はそれらを御参照願いたい、いずれもダスト対策から基本構造が決められている。前者は求心2段で、静翼を有さないため、流路に狭隘な部分がなく、流速も低いことから、ダストによる目詰りは生じない。また軸流式にくらべて回転部の剛性が高く堅牢で高含塵ガスに適した構造といえる。また调速弁は図にみられるように、タービン入口部にフラップ式の弁が組込まれており、絞りによって発生する速度エネルギーの一部を有効に利用出来るといわれている。

乾式軸流型は作動ガスを予熱、低ダストとするためタービン前に燃焼器（および場合によっては除塵器）を必要とするが、タービン本体としては特にダスト対策を必要としない。基本構造は调速弁を組込んだ軸方向流入、斜方向流出と経済性の優れた構造となっているが、回転数は3000 rpm 一定であるため地域によっては増速装置が必要である。

これらに対して図7は湿式軸流型の1例を示すが、この形式のものは当社のほかに日立造船と川崎重工のものがある。これらはそれぞれ独自の開発努力を経て実用化されており、いずれその内容も公表されるものと思われる。

各型式の炉頂圧タービンの特徴を表4にまとめて示す。

次に当社の炉頂圧タービンを例に通常の高スタービンとは異なったこの種の高スタービンに特有な問題点を述べてみたい。

(1) 基本構造

本タービンは3段構成である。炉頂圧タービンの圧力比は2～3で、通常の高スタービンでは1

表4 各形式の炉頂圧タービンの特徴

	段数	回転数	許容ダスト量	ダスト付着防止策	摩耗防止策	軸封	調速弁	増減風対策	その他
湿式求心	2	1800 rpm 1500 /	100 $\frac{mg}{Nm^3}$ 以下	・ノズルなし ・水噴射洗浄	・周速の低減 ・ドレンの速やかな排出	・水封 ・カーボン・シール	・本体組み込み フラップ方式	調速弁による絞り	
※1 乾式軸流	2	3000	10	・加熱(140℃) ・低ダストガス	・低ダストガス ・ミストなし	・N ₂ シール	・扇形スリット 形ベーン方式	一段静翼可変	
湿式軸流	3	3600 3000	100	・前段負荷の低減 ・大型翼の使用 ・流路の平滑化 ・水噴霧 ・高圧水洗浄	・前段負荷の低減 ・大形翼の使用 ・ドレンの速やかな排出	・N ₂ シール ・オイルフィルム シール	・二連角形ベタ フライ弁方式	・遠隔手動による 一段静翼可変 ・手動による2, 3 段静翼の絞り	・制振効果の 高いテイル タイミングパッ ド軸受を使用

※1 湿りガスをタービン前で予熱することから半乾式と呼ばれることもある。

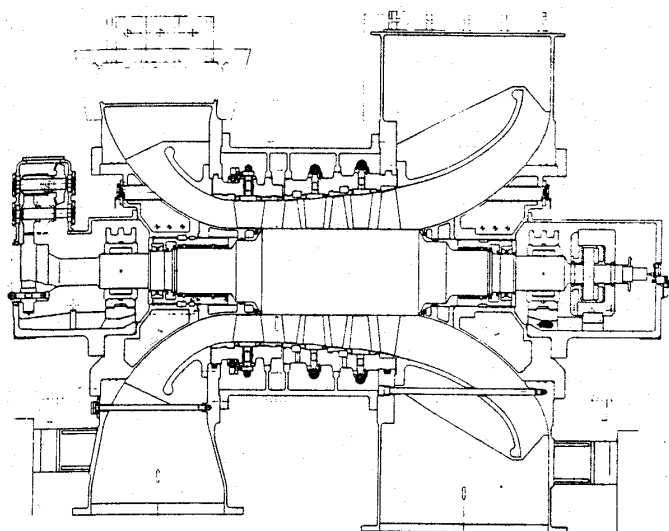


図7 湿式軸流型炉頂圧タービン

ないし2段で済むが、これは前段側の負荷を下げることによってガスの流速を低くしダストとミストによる付着および摩耗を防止する目的で段数を多くしてある。回転数は3000rpm（地域に応じて3600rpm）で2極発電機と直結出来、増減速装置を必要としない。

ガス流入部は剥離領域が出来、ダストが堆積することの無いように絞り形状には特に注意が払われている。さらに内側ケーシングには、ミストとダストを排出するための溝が3カ所に設けてあり、特に第1段静翼後のスリットは後方に配して、粗

大なダストとミストはすべてここで捕捉する。

ケーシングは2種構造で、内側ケーシングと外側ケーシングの間を広くとり、ドレンの通路を確保している。

ロータは堅牢な一体型構造とし、動翼は軸方向に加工されたクリスマスに植込まれている。

図8は組立中の炉頂圧タービンであるが、これにみられるように静、動翼はガスタービンに比し

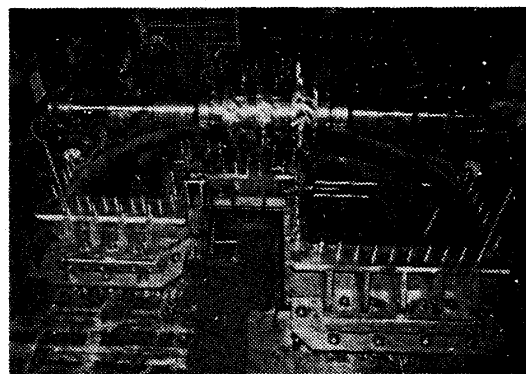


図8 組立中の湿式軸流型炉頂圧タービン

て大きく、平均コードは220～250mmである。これはダストのわずかな付着によって性能低下をひき起こさないためおよび系内に堆積したダスト塊が飛来し衝突しても翼が破損されるのを避けるためであり、これもテストプラントにおける知見に基づいて設計されたものである。さらに万一翼

に多量のダストが付着した場合には初段静翼と動翼の間に装備されている高圧水噴射装置によって洗浄することが出来る。これは休風時に軸端にあるターニングモータによりロータを低速度で回転させながら行う。振動面から軸受は制振作用の大きいティルティングパッド型を採用している。

また高炉ガスはCOを約20%含む有毒ガスであるため、系外へのガス漏れは絶対に避けなければならない。このため軸シールに関しては、いずれの型式のタービンも複数のシール機構を併用するが、ここではN₂シールとオイルフィルムシールが採用されている。

なお本タービンには調速弁は内蔵されておらず、2連式の角形バタフライ弁が別置されている。これはダストの堆積を防止するため、定期的にバタフライ弁を反対方向に開閉し、付着ダストをかき落とすように構成されている。

(2) 翼 列

炉頂圧タービンは出力がかなり大きい為、わずかな効率上昇でも大きな利得となるので翼列は性能の良いものでなければならない。またダストの付着および摩耗対策から大形の翼を採用している関係上、後縁厚味も大きく、さらに前段側で負荷を下けているなど特殊な配慮がなされていることから、これらの条件に合う翼列が要求される。また湿りガスであるため、燃焼ガスとは違った状態変化をするので、この点を考慮して通路が決められている。なお後に述べるように増減風対策として可変静翼構造を採用している。

(3) 主 要 材 料

静翼は18-8系ステンレス鋼を使用しているが、これは数種類の材料についてダスト付着テストを行い最も付着し難いものを採用した。

動翼は析出硬化系ステンレス鋼である。これについても数種類の鋼種についてドレン水による腐食疲労試験を行い、この中から最適のものをえらんでいる。

またロータについては同様の試験による確認と同時に、大寸法で均質な材料が得られる事も必須条件で、具体的には13Cr系ではあるがNi含有量の多い特殊鋼を採用している。

このほか全体的には溶接構造を主体としているが、特に滑らかな流路面が要求される流入、流出

部は鋳鉄製で倣機械加工仕上げとしている。

(4) ダストおよびミスト対策

ダスト付着とミスト量とは密接な関係があり、初期にあっては、付着に対して鈍感な構造（求心式）を採る形式とガスの含塵量を減らせると同時に乾きガスとする形式（乾式軸流）が実用されたが、付着現象が解明されてくると湿式軸流型が採用されはじめたことは前述の通りである。この場合は若干量の水噴霧を基本とするが、液滴による翼の摩耗および性能低下の面から、水量に関しては制限がある。図7の場合にはダスト付着対策として、流路の形状および翼列の設計を適正に行うことにより、ダスト量が10mg/Nm³以下の場合には、水噴霧は行わず、これを越える場合には、ガス量の1~2%の水噴霧を行うことをプラクティスとしている。

摩耗に対しては、ガス流速を下げて摩耗の進行を抑えると同時に、後縁の厚い翼を使用することにより寿命を延ばすよう設計されている。

(5) 増減風対策

高炉の操業度は景気や需給状況によって長期的あるいは短期的に変動するものであり、排ガス量もこれに応じて変化するが、タービンとしては炉頂圧を規定値に保つ絞り機能を果たすと共に、常に最大出力点付近で運転出来ることが望ましい。求心型の場合は静翼を持たないので、調速弁の絞りによって調整するため設計風量の設定が特に重要となるが、軸流型では風量に応じて静翼取付角度を変更することによって、広い作動範囲に亘って高い効率を維持出来る。

図7に示す構造では、短期的な変動に対しては初段静翼の取付角度が外部から変更でき、また長期的な変動に対しては本体開放時に2・3段静翼の取付角度が変更できるようにされている。

但し、高炉への原料投入等による非定常的な風量変動に対してはタービンの部分負荷特性を考慮すると、全ガス量をタービンに流すことは必ずしも回収エネルギーを最大にするものとはならない。

(6) ドレンの排出

上流からキャリーオーバーされる液滴、洗浄水あるいはタービン内で発生するミストはダスト付着やエロージョンの原因となるので速やかに系外に排出する必要がある。求心式ではガスの遠心力を利

用して車室外周部に集めスワンネックと称される特殊な排水孔より排出する。軸流式の場合には外径側に設けられたスリットより排出することが多いが、さらに動翼後で負の残留スワールを持たせることにより、ガスが常に同方向に旋回、流出するようにし、遠心力によってダスト・ミストが排出され易いよう配慮されているものもある。このようにタービンは集塵機能も有しているうえミスト分離機能も高く、発生ミストの60～70%は分離、捕集することが出来る。15,000kWクラスのタービンであれば、凝縮ミストだけでもおよそ15 ton/Hrにも達するのでドレン処理設備も大がかりなものとなる。

(7) その他

- (a) 制御 : 炉頂圧回収タービンシステム全体から考えると最も重要な問題である。特にいかなる場合においても高炉の安定操業が優先されなければならない。また各高炉はそれぞれ独自の制御系を有しているので、タービンシステムが加わってももとの制御系に大きな変更を加えないことが望ましい。
- (b) 騒音 : かつては高炉周辺の騒音が大きかったため、炉頂圧タービンの設置による騒音問題はあまりとり上げられなかったが、最近環境基準の強化により、例えばセプタム弁に防音処理を施すなどの対策が行われている。また近隣に住宅のある高炉への設置を行うこともあり、タービンにも防音対策が施されるようになっている。
- (c) 経済性 : 省エネルギー機器に要求されることは投資効果が高いことである。炉頂圧タービンも例外ではないが、ダスト対策上ガス流速を下けているため、大きな流路面積を必要とし装置が巨大化する。これは経済性を損うものであるから、これを如何に小形軽量にまとめるかと言うことも重要な点である。

さらに主要部品を標準化し、安定した品質のものを使用することは経済性のみならず信頼性をも高めることになる。

5. あとがき

ガスタービン技術の一応用分野である炉頂圧タービンについて、最近開発された湿式軸流型を中心にその概要を述べたが、従来のタービン技術や

机上検討だけでは解決出来ない特殊性が御理解頂けたと思う。こうした特殊な問題を解明するには、実ガステストによる実証が不可欠である。

従ってユーザである製鉄所とメーカーとの協力が必要で、この意味で実ガステストの機会を与えて頂いた新日本製鉄殿の関係各位の御好意に感謝致します。

なお、将来の問題としては、湿式除塵器を乾式に変えて、回収動力の増大をはかることもすでに検討されはじめており、これが実現すれば、高炉操業自体の合理化にもつながる。

炉頂圧タービンはまだ発展段階であり、特に湿式軸流型は開発以来日も浅く、各社の努力により時々刻々進歩していると言っても過言ではなく、ここで述べた内容のなかに既に旧聞に属するものがあれば御容赦戴きたい。

参 考 文 献

- 1) “高炉炉頂圧発電の現状について”, 佐々木洋三: 鉄と鋼, Vol. 64, No. 13 (1978)
- 2) “Recovery Turbine for Back-Pressure Blast Furnace. B.S.T.-Cockerill Solution”, P. Laval: C.N.R.M. No. 24 Sept. 1970
- 3) ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭНЕРГ ЕТИКА Vol. 23 (1968-10)
- 4) “高炉排ガスエネルギー回収タービン”, 加藤淳: ターボ機械, No. 11 (1975-9)
- 5) “高炉ガスエネルギー回収発電設備”, 山元深, 佐々木洋三: 火力原子力発電, Vol. 26, No. 1 (1975-1)
- 6) “高炉ガスエネルギー回収発電設備”, 鈴木孝久, 佐々木洋三: 川崎製鉄技報, Vol. 7, No. 4 (1975-10)
- 7) “高炉ガスエネルギー回収設備の実用化について”, 須恵元彦, 難波猛: 川崎製鉄技報, No. 58 (1975-8)

省エネルギーのためのガスタービンの位置と将来

慶応義塾大学工学部 佐藤 豪

1. はじめに

ガスタービンと著者との最初の出会いは、昭和19年に中島飛行機において、ターボジェットの開発に当たったときである。大学在学中に就職先へ動員され、その間にこの仕事を命じられた時には、青春の血が湧きかえったのを、今も明らかに思い出すことができる。この時期を「わが過ぎ去りし青春の黄金の時よ、珠玉の日よ」という感慨をもって思いおこすことが、しばしばである。

この時には、ガスタービンを航空用に適用する明確な必要性があり、開発を進めるに従って、その必然性はますます明確なものとなった。現在、航空用原動機が、小出力のプロペラ機用を除いてすべてジェットエンジンになったのは、当然の帰結というべきものである。

終戦後もガスタービンの魅力にひかれて、その研究を続けていたが、航空用を除いて、ガスタービンの必然性に対しては、常に疑問を持たざるをえなかった。先端技術として、その研究は波及効果が大きく、例えばディーゼル機関の排気ターボ過給機の発達に寄与したり、蒸気タービンの三次元翼列設計に力を借すなど、競争相手の発達を援助し、ガスタービンは常に後塵を拝する立場に甘んじることとなった。

永い間、このような状態が続いたが、1960年頃から、著者はガスタービンのもつ特質から、ガスタービンが、環境保全と省エネルギーの面で、特別な役割を果たす可能性があると考えられるようになった。そこでガスタービンのサイクル論の研究をその方向に向けて行うようになった。

1972年に従来の研究を取まとめた「ガスタービンサイクル論⁽¹⁾」を刊行したが、その緒言の中に次の一文を記した。

「工業をめぐる環境条件はきびしさを加え、公害などに対する配慮が非常に重要になっている。

熱機関では、排気による大気汚染と熱汚染に注意を払うと同時に、熱源としての燃料資料の枯渇問題ともあわせ考えて、エネルギーの有効利用に対する絶大な配慮が必要である。この視点に立って、熱機関の評価を行なうと、従来から熱機関について考えられてきた選択基準が大幅に変わることになる。サイクルが多少複雑になっても、エネルギーの有効利用が行なわれると、そのほうが貴重であるという時代が、近いうちに来るように思われる。」

ここに述べたことは、その後生じたオイルショックにより明確になった。ここに、ガスタービンの必要性が再び生じ、ガスタービンが脚光をあびる日が近付いてきたことを、強く感じている。

今回、省エネルギーのためのガスタービンの役割と、その将来について述べるようにとの御指示を受けた。現在、ムーンライト計画やサンシャイン計画あるいは水素ガスタービン研究会が進行中であり、それらと全く関係のない著者がこの御依頼をお引受けすることが適当かどうか迷ったが、日頃考えていることを書く機会を与えられたと考えて、自由な立場で書かしていただくこととした。

2. 省エネルギーと環境保全

石油資源の枯渇については、種々の見解が発表されている。かなり楽観的な考え方もあるが、比較的近い機会に、石油の新規発見量が、石油消費量を下回るようになることは確実視されている。

(図1, 2⁽²⁾参照)。この時期は、1983年～1990年といわれている。このためには、できるだけ早い機会に、省エネルギーを行なうと同時に、燃料の多様化を促進することが要望されている。このための方策を図3に示した。

一方、環境保全の観点から、大気汚染を低減するだけでなく、熱汚染についても全地球的視野から十分な配慮をする必要がある。幸い、省エネルギーと熱汚染の低減とは、軌を一にする。しかし、省エネルギーと大気汚染の低減とは、相反条件となることが多い。(図3参照)。

(昭和54年1月22日原稿受付)

このように、問題を省エネルギーの観点からだけ捉えるのではなく、熱汚染、大気汚染の視野からも考える必要がある。

さらに、それらの具体的方策が、安全性や信頼性の点からも、現実の社会に受容られるものでなければならない。

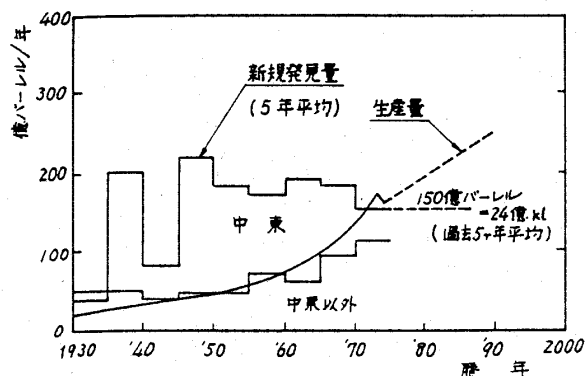


図1 自由世界の石油の生産量と新規発見量

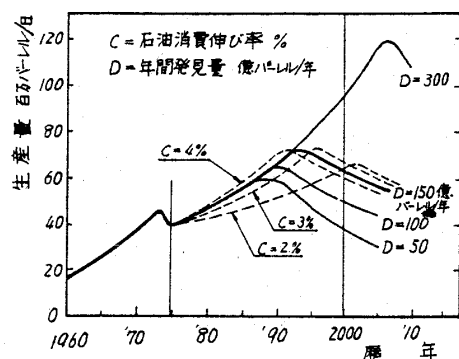


図2 自由世界の石油生産の可能性の例



図3 エネルギー利用の方策

3. ガスタービンとエネルギーの関連

人類が利用し得る主要なエネルギー源を表1に示し、それらとガスタービンとの関連を記した。この表には従来からの化石燃料の他に、核エネルギー、自然エネルギーを示し、また化石燃料からの二次エネルギー源も別に示してある。

この表から、石油、天然ガスを燃焼させて動力を発生する通常のガスタービンの他に、エネルギーの種類に応じ、ガスタービンの様々な使い方がわかる。すなわち、ガスタービンは、エネルギーの多様化に対応する能力を具えていることが理解できる。

次に、表2には、エネルギーの主要な用途と、それに応じたガスタービンの使い方を示した。この表からも、ガスタービンが広い分野に亘って利用される可能性があることが知られる。しかし、ガスタービンが単独に用いられる場合は比較的少く殆んどが、何らかの複合システムの一部として用いられていることに、注目する必要がある。すなわち、システム全体のエネルギー有効利用にガスタービンが寄与することが考えられている。

4. ガスタービンの特質

4-1 ガスタービンの熱力学的特質 ガスタービンが上記のように用いられる可能性があるのは、次に述べるような熱力学的特質による。

- (1) 熱効率 η_a や比出力 L_s を最大にするそれぞれの最適圧力比があり、比較的低い値である。
- (2) 熱効率 η_a を最大にする最適圧力比は、タービン入口温度 T_{max} が高いと大になり、再生用熱交換器の温度効率 η_a が大きいと小になる(図4参照)。

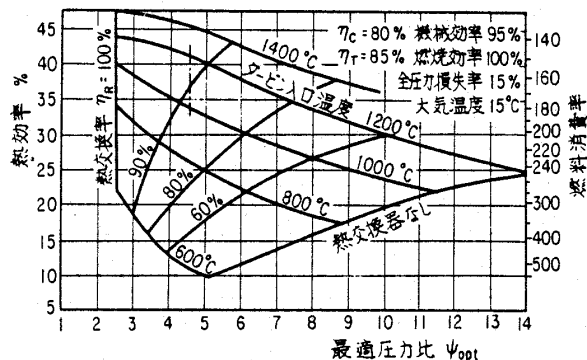


図4 タービン入口温度、熱交換率に対する最適圧力比(熱効率に対する)と熱効率の関係

- (3) T_{max} (または温度比 τ) や η_R が大になると、 η_a は増大する。

- (4) タービンや圧縮機の断熱効率は η_a や L_s に大きく影響する。

- (5) 燃焼が連続的であるので、燃料の種類には

表1 エネルギー源とガスタービン

エ ネ ル ギ 源				ガスタービンとの関連	
化石燃料	石炭	直接利用	塊状	MHD - ガスタービンシステム	
			微粉炭		
		コークス	コークス		
			コークス炉ガス		
		液化			
	炭	ガス化	S N G	ガス化サイクル, 石炭ガス化発電	
			H ₂ , C ₂ H ₂		
	石油	直接利用	原油	クラッキング用 ガスタービン ガス化脱硫 ガス化複合サイクル	
			ナフサ		
			留出油		
クリーン化(脱硫等)					
ガス化					
天然ガス		天然ガス			
	L N G				
	メタノール				
二次エネルギー	プロセスガス	都市ガス (SNG, LNGを含む)		地域熱併給発電	自家熱併給発電 ガスエキスパンダ発電など 炉頂圧発電, 高炉送風用ガスタービン
		化学プラント廃ガス			
		高炉ガス			
	水素		水素ガスタービン	地域熱併給発電	
核エネルギー	軽水炉		He ガスタービン(密閉サイクル)		
	高温ガス冷却炉				
	核融合				
自然エネルギー	太陽熱		密閉サイクルガスタービン(宇宙用など)		
	地熱				
	風力				
	水力				
	海岸エネルギー	潮流		空気タービン	
		潮汐			
		波浪			
		温度差			
		ランキンサイクルガスタービン			

本質的な制約がない。また大気汚染対策も比較的容易と考えられる。

(6) 排気は多量の過剰空気を含んでいるので、これに燃料を加えて燃焼することができる。

(7) 排気温度が高いため廃熱の回収、利用が容易である。

4-2 ガスタービンのその他の特質 上記の他に次のような特質がある。

(1) ガスタービンは、構成要素の特性は個別に求められる。またこれらの特性を用いて、マッチングや制御についても、可成り詳細に考察できる。

(2) 装置が小形、軽量であり、パッケージ化なども容易である。

(3) 急速起動や自動運転が可能であり、数台の同期投入も容易である。

(4) 冷却水も潤滑油冷却用以外不用であり、潤滑油の消費も少い。

(5) 取扱いや保守が簡単で、維持費も少い。

(6) 建設費が安く、建設期間が短く、用地も少い。

5. ガスタービンのみの省エネルギー

5-1 ガスタービンの熱効率の改善 ガスタービンはトータルシステムとしての用途が多いことは既に述べたが、ピーク電力用や、輸送用原動機に用いられるときに

表2 エネルギーの用途とガスタービンの関連

用 途		ガスタービンとの関連
電 力	緊急用	ガスタービン, ディーゼルエンジン用過給機
	ピーク用	ガスタービン
	ベース用	熱併給ガスタービン, ガス・蒸気タービン, HTGR用ガスタービン
家商 庭・業	暖 冷 房 空 調 水	熱併給の廃熱利用
輸 送	自動車	ピストンエンジン用過給機, ガスタービン
	鉄道運	ディーゼルエンジン用過給機, ガスタービン
	航空	ディーゼルエンジン用過給機, CODOG, COGOG, CODAG, COGAG, ホーバークラフト ターボジェット, ターボファン, ターボプロップ, ターボシャフト
工 業	製 鉄	高炉送風用ガスタービン, 炉頂圧タービン, 原子力製鉄
	化 学	ガスエキスパンダ, 真空サイクルガスタービン, プロセスガスによる自家用熱併給発電, プロセス用ガスタービン
	淡水化	熱併給の廃熱利用, 原子力淡水化
燃料の変成		石炭ガス化, 石炭ガスのSNG化, 石油の軽質化

は、その熱効率の改善が省エネルギーに大きな影響を与える。換言すれば、ガスタービンの熱効率が改善されると、低公害や軽量小形などの前述の特質と共に、省エネルギー用原動機として大きくクローズアップする可能性がある。

ピーク電力は、文明が進むに従ってベース電力との割合が大になる。したがって文明国ほどピー

ク電力への対応が必要となる（図5参照）。そこで建設が容易で、始動性のよいピーク電力用ガスタービンの必要性は高まっている。

輸送用の中で、自動車用原動機のエネルギー消費に占める割合は、年々増加している。とくに社会生活の基盤を支える物資の輸送でトラックの占める割合は著しく増大している（図6参照）。この原動機は主としてディーゼル機関であるが、このNOx対策や固体微粉子対策は著しく困難なため、現在放置されたまま、省エネルギーの方向へのみ進んでいる。これの代替機関としてガスタービンは最短距離にある（図7）⁽⁴⁾。

ガスタービンの熱効率を向上するには、先づ各構成要素の効率の改善があげられるが、これはすでに、ほぼ限界値に近づいている。また熱交換器の採用も考えるべきである。しかし、次に考えられることは、図4に示したようにタービン入口温度 T_{\max} をあげることである。このために「高温

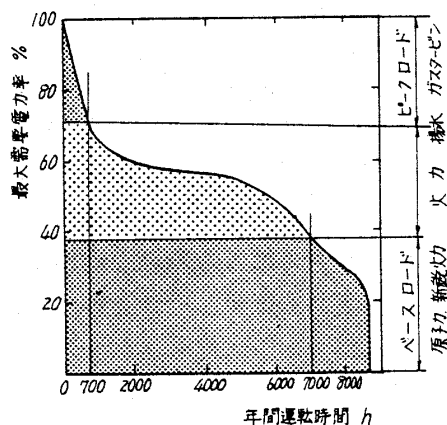


図5 年間電力需要

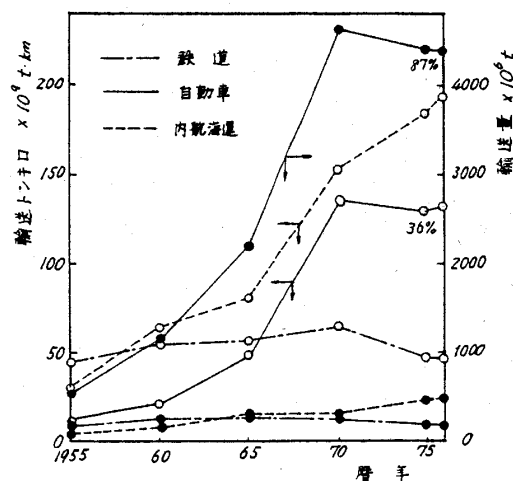


図6 国内輸送手段別貨物輸送量(運輸省調査)

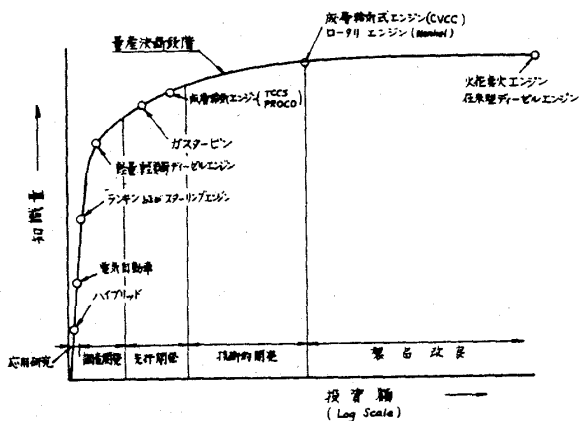


図7 自動車用各種代替エンジンの開発投資額と利用可能知識量の関係⁽³⁾

ガスタービン」の発想が生まれる。

T_{max} を上げるには、タービン冷却と耐熱材の開発が考えられ、後者にはセラミック利用が考えられる。この両者の選択は、発電用など大形ではタービン冷却を、自動車用など小形ではセラミックを用いる方向がとられている。ただ冷却空気を圧縮機出口から抽気すると図8に示すように、熱

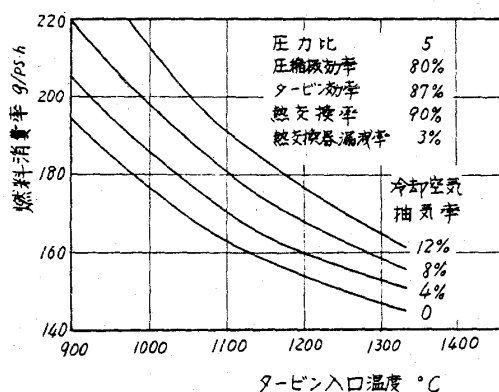


図8 タービン入口温度、冷却空気抽気率と燃焼消費率の関係⁽⁵⁾

効率に影響があることは、この選択の際に十分に考慮する必要がある。

図8の燃料消費率を見ると、熱交換器を用いると T_{max} が1000℃以下でもガソリン機関よりも良いが、ディーゼル機関の燃費率160 g/PS・hの壁をこえることは、かなり困難なことがわかる。

一方、ガスタービンは、燃焼過程が独立してお

り、連続燃焼なので、段階燃焼や蒸発予混合燃焼などの採用により、低NO_x燃焼の可能性が高い。もっとも T_{max} を高めると、低NO_x化への困難さは増加する。

5-2 ガスタービンの吸気冷却による熱効率の改善 前節で「高温ガスタービン」の発想について述べたが、 T_{max} をあげることは、温度比 $\tau = T_{max} / T_0$ (T_0 : 圧縮機入口温度) をあげることを目的としている。そこで T_{max} は一定として、 T_0 を下げる方向も考えられ、「吸気冷却サイクル」として、色々のサイクルが考えられている。例えば「廃熱利用吸収冷凍機付き吸気冷却サイクル⁽¹⁾」(図9, 10), 「ターボ冷凍機付き吸気冷却サイクル⁽⁶⁾⁽⁷⁾」などである。またLNGや液体水素の低温エクセルギ利用による吸気冷却も将来非常に有望な方法と考えられる。⁽⁸⁾

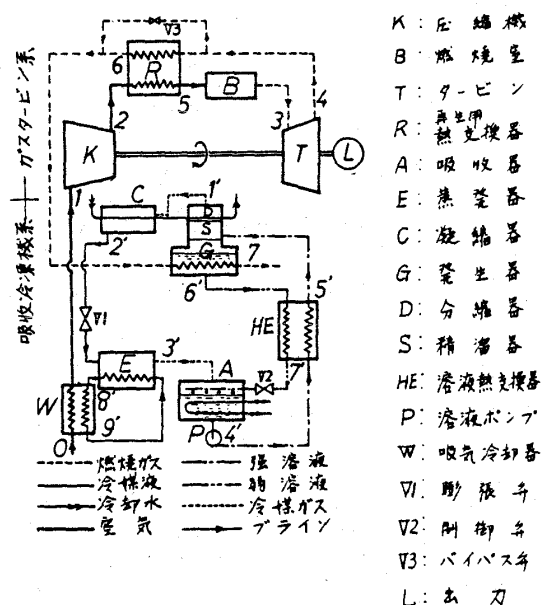
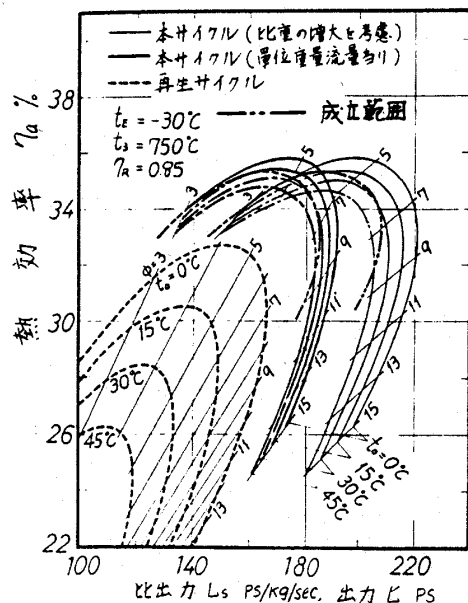


図9 吸収冷凍機つき吸気冷却ガスタービンサイクル配置図

この場合には、ガスタービンの欠点である大気温度の上昇による熱効率、比出力の減少を少くする利点もある。さらに吸収冷凍機利用サイクルでは排気温度も著しく低下し、熱公害の防止にも役立つ。

6. ガスタービンの廃熱利用

ガスタービンの排気は、4で述べたように、(1) 排気温度が高いので熱回収が行い易い、(2) 空気

図10 サイクル特性の比較⁽³⁾

比が大きいので、排気に燃料を加えて、燃焼することができる、という特質をもっている。この特質を利用し、廃熱を回収し、総合的なエネルギー利用を飛躍的に高める方式が考えられ、また特質(2)を利用すると、この方式の特性に柔軟性を与えることができる。

廃熱を熱エネルギーとして利用する方法と、動力として回収する方法とが、用途に応じて考えられる。

6-1 熱エネルギー回収 — 熱併給発電用サイクル 文明国のエネルギー消費のパターンを考えると、発電用エネルギー消費が全エネルギー消費の約1/4で、その中2/3がエネルギー損失として、放出され、熱汚染源となる。一方、家庭・商業用消費中、暖冷房、空調、厨房、温水に要するエネルギー消費は全エネルギー消費の1/6位である。したがって、発電のエネルギー損失を全て回収し、家庭・商業用に回すことができれば、ほぼバランスがとれることになり、省エネルギーと共に熱汚染防止になる。

ガスタービンで発電すると同時に、蒸気または温水を発生し、暖冷房、蒸気または温水供給を行う図11のような熱併給サイクルは、上述の主旨を実現するのに最も容易な方法である。⁽¹⁾⁽⁹⁾

図12には、熱負荷の変動に対応した熱併給発電サイクルの各種運転方式と、そのさいのタービ

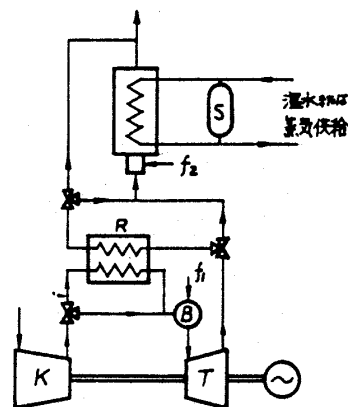


図11 熱併給発電用ガスタービンサイクル

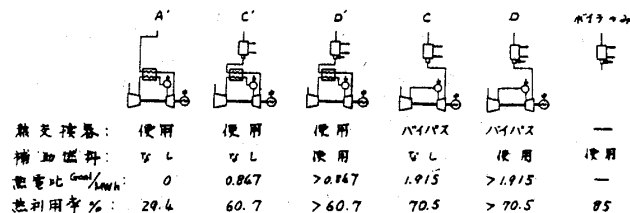


図12 熱負荷の変動に対応した熱併給発電所の運転方式

ン入口温度800℃の場合の熱電比や熱利用率を示した。これから、熱利用率がかなり高いことがわかる。なお、この図はボイラの低温腐食を考えたときであるが、脱硫したクリーンエネルギーを用い低温腐食を考える必要がないときは、熱利用率は80%をこえる。

図13はこのシステムの部分負荷特性を示したものである。この図から必要運転条件と、そのと

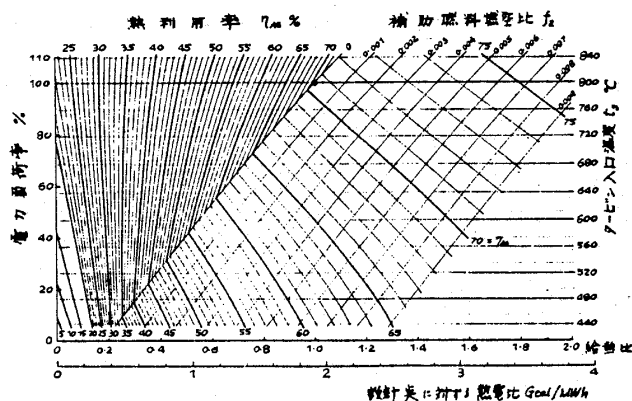


図13 トータル・エネルギー・システムの部分負荷特性（熱交換器を用いない場合）

きの熱利用率がわかる。これによりシステムの特
性と柔軟性も知ることができる。

このサイクルは、従来は主として化学プラント
で可燃廃ガスを用いて自家発電を行ない、蒸気ま
たは温水をプラントに供給する方法として実用さ
れている。最近、中間負荷用発電に地域暖房、給
湯を加えて、オンサイトエネルギーシステムとし
て用いられる例が海外で次第に増加している。

このサイクルの利用により、省エネルギー、熱汚
染防止が達成でき、また住民福祉形発電が可能と
なる。吸収冷凍機による冷房も併用すれば、夏場
の発電ピークを少くし、最大電力供給能力を低く
押えることも可能である。このシステムは、既存
技術だけで実現が可能であり、最も実現性が高く、
省エネルギー効果も大きいものである。

最近、科学技術庁で行った技術予測調査（西暦
2000年までの）で、産業界、学界、官界の未
来指向型の人を対象としたデルファイ法による2
回のアンケート結果によると、地域トータルエネ
ルギシステム（地域での総熱容量10万kW程度）
は、重要度大が第1回23%、第2回68%と、
大きな支持を受けている。⁽¹⁰⁾その実現時期は1993
年とされている。

ただ、この方式のスケールメリットや燃料輸送
の問題から、適正規模と最適燃料を定める最適化
が計画時に重要である。また、わが国では公益事
業としての電力、ガス、水道などの事業体が異な
り、それぞれ縄張りを主張している。このような
ことでは、この程度の総合的構想でも実現は困難
である。関係各方面の真剣な協力が特に要望され
る。

6-2 動力回収 ボトミングサイクル

ガスタービンの廃熱を回収して、動力を更に求
めることもできる。この原動機の廃熱利用により
動力を回収するサイクルをボトミングサイクルと
呼んでいる。このボトミングサイクルの動作流体
に水を用いたのがガスタービン・蒸気タービン複
合サイクルの廃熱回収サイクルであり、これにつ
いては後述する。

動作流体に例えばフロンR-11などの低沸
点媒体を用いたサイクルも考えられ、その配置の
一例を図14に示した。これにより、サイクル全
体の熱効率を数%向上し、併せて熱汚染を減じる

ことができる。

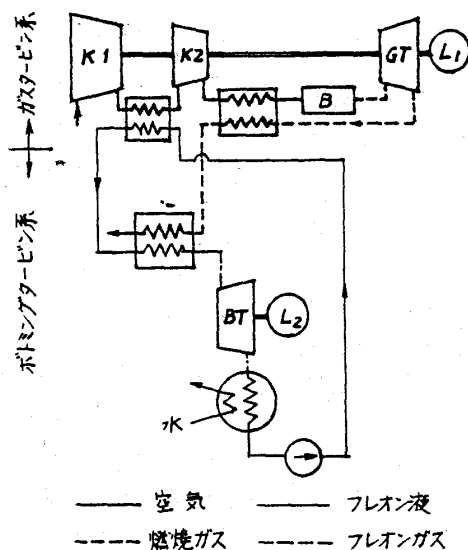


図14 ボトミングサイクル配置図

7. ガスタービンによる生成ガスのエンタルピーの利用

化学プラントや製鉄所で生成するガスのエンタ
ルピーを利用して、動力を回収し、省エネルギーの効
果を挙げる方法が数多く考えられ、実施されてい
る。これは各企業が製品の原単位当りエネルギー消
費の減少に真剣に取り組んでいるので、今後ますます
広く利用されることになる。

7-1 プロセス用ガスタービン このサイ
クルは、反応が高圧で行なわれ、その生成ガスが
支障なくガスタービン内で膨張できるときに用い
られる。通常ガスタービンの配置で、燃焼器の
代りに反応器を取付けたものである。これにより、
反応に関与するガスを加圧する動力を自力で発生
すると同時に、出力を生じる可能性もある。（図
15）

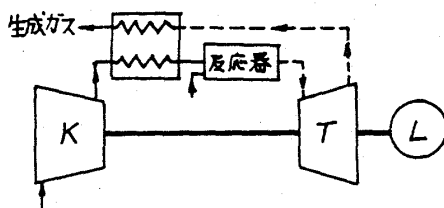


図15 プロセス用ガスタービン

7-2 高温ガスからの動力の回収 生成ガスが常圧高温で、プラントとしては、そのエンタルピを動力として回収したいときには、ボトムリングサイクルで用いた低沸点媒体を用いたランキンサイクルも活用できるが、ガス温度が高いときは次にあげるようなガスタービンサイクルによることもできる。

(a) 熱交換によるサイクル これは、燃焼器の代りに、熱交換器により、圧縮機を出た高压空気を高温ガスで加熱し、タービンで膨張させる方法である(図16)。サイクル論的には外燃タービンに相当する。⁽¹⁾

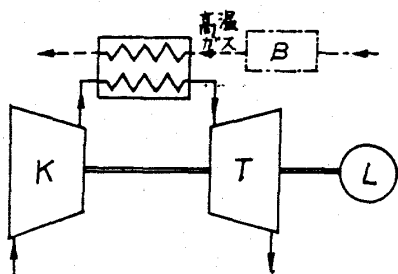


図16 熱交換による動力回収サイクル
(一点鎖線 外燃サイクル)

(b) 真空サイクル このサイクルでは、図17のように高温ガスは先づタービンに入り、大気圧

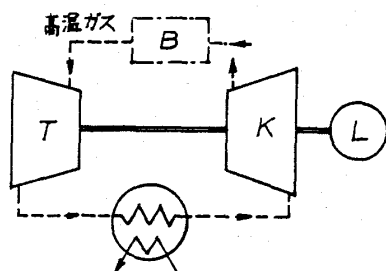


図17 真空サイクル
(一点鎖線 燃焼室前置サイクル)

以下まで膨張し、冷却器内で冷却されて、圧縮機で大気圧まで圧力を上げて大気中に放出される。したがって、このサイクルを真空サイクルと呼び、サイクル論的には燃焼室前置サイクルに相当する。⁽¹⁾

このサイクルは、(a)よりも熱効率はやや良好だが装置は大形になる。しかし、ボトムリングサイクルや(a)などの熱交換器が大形になることを考える

と、このサイクルも面白味のあるものである。

7-3 高压ガスからの動力の回収 生成ガスが高温高压の場合、例えば石油精製のFCC装置で、600~700℃、2kg/cm²のガスが生じる場合に、ガスイクンダで膨張させ、動力を回収できる。これは、すでにかかなり広く利用されている。

製鉄の高炉の炉内圧が高まり、高炉の炉頂で排出される高炉ガスは、かなりの圧力で、200℃位の温度をもっている。現状ではダスト除去のためベンチュリスクラバ(ダスト水洗装置)にかけて洗滌するので50℃位になる。これを炉頂圧ガスタービンで動力の回収を行っており、製鉄所の省エネルギーに大きな効果を挙げている。将来、高温のままでダストの除去が可能となれば、さらに省エネルギーの効果は大になる。

8. ガスタービン・蒸気タービン複合サイクル

8-1 ガスタービン・蒸気タービン複合サイクル(STAG)⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾ ガスタービンと蒸気タービンとの組合せサイクル(以下STAGという)により、火力発電の熱効率を向上し、省エネルギーを果すことができる。これは大別すると次の三種類になる(図18)。

a) 排気回収サイクル ガスタービンの排気を6.1と同様に排熱回収ボイラに導き、蒸気を発生し、蒸気タービンを駆動する。これも一種のボトムリングサイクルである。補助燃料をボイラで助燃して、ガス温度をあげ、作動範囲を広げることもある(図18(a))。

b) 排気再熱サイクル ガスタービン排気を蒸気タービン用ボイラに導き、排熱を回収すると同時に、燃料を加えて加熱を行う方式である(図18(b)) 蒸気側では空気予熱器が不要なので、排ガスの温度を下げるため給水加熱を行う。蒸気条件や使用燃料は、ガスタービン側と独立して選ぶことができる。

c) 過給ボイラサイクル ボイラを加圧し、ガスタービンの燃焼器の代わりに用い、ボイラの排ガスでガスタービンを駆動する。ベロックス・ボイラの過給機が出力を発生すると考えてもよい。

STAGは、プラントの省エネルギーに寄与することは明らかであるが、ガスタービンの出力分だ

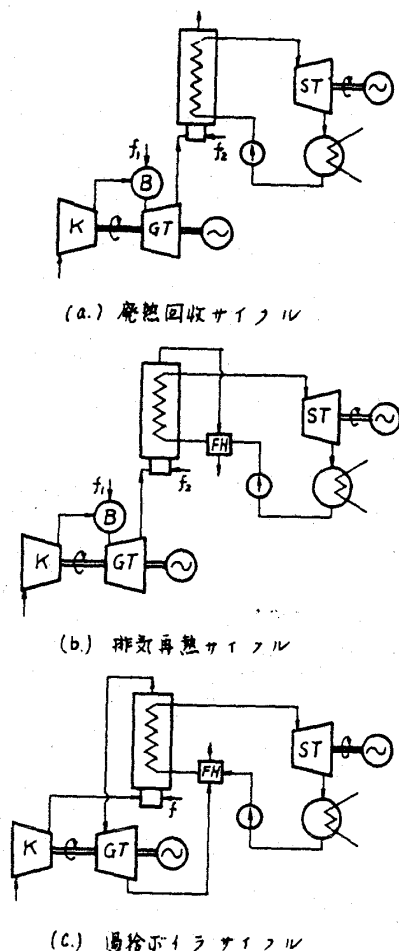


図18 ガスタービン・蒸気タービン組合せサイクル (STAG)

け復水器の冷却水が減じ、温排水による熱汚染を減少する効果もある。大気汚染については、ガスタービン燃焼器への蒸気吹込みや、ボイラでの再燃焼、EGR効果などにより軽減の方向にある。

8-2 STAG 各サイクルの比較 上記サイクルの特質の比較を表3に簡単に示した。これらの利害得失を考慮して選択する必要がある。

表3 ガスタービン蒸気タービン複合サイクル

サイクル名	GT出力比率	効率改善	個別運転	使用燃料	末路技術
廃熱回収	50~70%	中	可	ガスタービン用	なし
排気再熱	10~40%	小	可	個別に選択可	なし
過給ボイラ	<45%	大	不可	ガスタービン用	なし

9. 新しいエネルギー変換とガスタービン

9-1 原子力発電とガスタービン⁽¹⁾⁽¹⁾⁽¹⁾⁽¹⁾

高温ガス冷却炉と、密閉サイクルガスタービン

とを直結して用いることが、考えられている。この場合、動作流体としてはHeが用いられる。

蒸気タービンを用いるのに比して、機器が小形になると同時に、蒸気条件という拘束条件もなくさらに密閉サイクルの圧力レベルを変化することで部分負荷時の熱効率をほぼ一定にできるなどの特長があるが、漏洩防止、He内でのトライボロジなど、幾多の開発すべき技術がある。

高温ガス冷却炉を用いてHeを加熱し、それを利用する原子力製鉄なども考えられている。

9-2 MHD発電とガスタービン MHDによる直接発電は、新しいエネルギー変換装置として注目されている。このシステムは、入口条件約1800K、5ataで、C/H比の高い燃料を燃し、 K_2SO_4 などをシードとして用い、約3000Kのプラズマを得て直接発電を行なうものである。このMHDは単独では高い熱効率は得られないが、ガスタービン、蒸気タービンなどを有効に組合せることにより50%以上の熱効率が得られるとされている。

MHD燃焼器の入口条件を作るのには、ガスタービンまたは空気タービンが最適と考えられ、例えば図19のような配置が考えられる。⁽¹⁵⁾

次の世代のエネルギーとして石炭を用いるときに大切な候補の一つと考えられているが、未踏技術を多数含んでいるので、地道な研究が望まれる。

10. 燃料の多様化とガスタービン

10-1 石炭のガス化とガスタービン 現代文明を支えるエネルギー源としては、主要なものを表1に示した。各種のエネルギーの中で、当分の間は化石燃料に依存せざるを得ない。そこで採掘可能な化石燃料の内訳を見ると表4のように、88.8%が石炭である。したがって石炭の有効な利用法の開発が急がれることになる。

前節に微粉炭を用いるMHD発電システムについて述べたが、固体状態で石炭を用いることは、困難な問題が多い。そこで石炭のガス化が急がれるわけである。

a) 石炭のガス化サイクル 石炭のガス化サイクルは、石炭をCOと H_2 にガス化するさいに発生する熱量でシステムを自力運転できるようにしたも

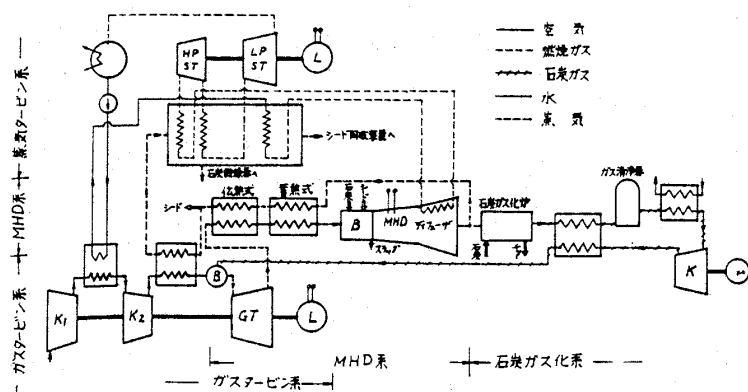


図19 単一流MHD-ガスタービンシステム配置図

表4 世界の化石燃料⁽¹⁵⁾

種類	採掘可能量	エネルギー量	全エネルギーへの比率
石炭	7.6×10^{12} トン	55.9×10^{15} kWh	88.8%
天然ガス	1000×10^{12} 立方フィート	2.94×10^{15} kWh	4.7%
液体石油	2000×10^9 バレル	3.25×10^{15} kWh	5.2%
タール砂石油	300×10^9 バレル	0.51×10^{15} kWh	0.8%
シェール石油	190×10^9 バレル	0.32×10^{15} kWh	0.5%

のである。著者が考案し、この条件が成立するサイクルを図20に示した。⁽¹⁾このようなサイクルを実現するには困難も多いが、開発の意義は大きいと思われる。

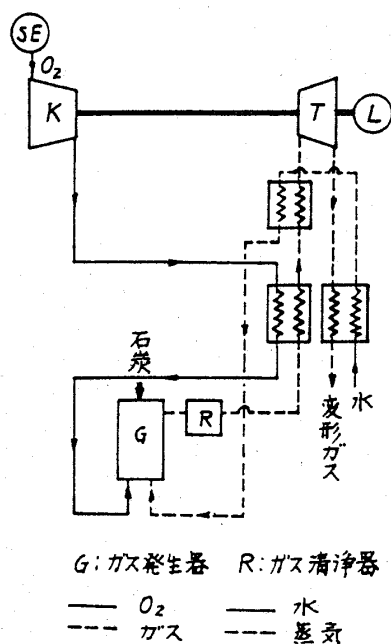
b) 石炭ガス化発電サイクル⁽¹¹⁾ 石炭のガス

図20 ガス化サイクル

化を行ない、生じたガスを燃焼して、発電を行なうサイクルも、将来のエネルギー事情を考えると、大切なものである。図21には一例として西独で開発されている例を示した。ガス化炉は20 atmで 1200 Kcal/m^2 のガスを発生し、浄化装置Sで粉じん、タールを除去する。これをガスエキスパンダGEで膨張させ、高圧圧縮機 K_2 を駆動させる。そのガスを過給ボイラで10 atmで燃焼させ、ボイラで得られた蒸気で蒸気タービンSTを駆動する。ボイラの排ガスはガスタービンGTを回し、低圧圧縮機 K_1 を駆動すると同時に出力を得る。このようにしてガスタービン出力比率44%、熱効率37%を得ている。

ここで例示したように、ガス化には高圧酸素または高圧空気を多量に必要とするので、ガスタービンとの組合せは必至であり、各種のサイクルが開発されている。

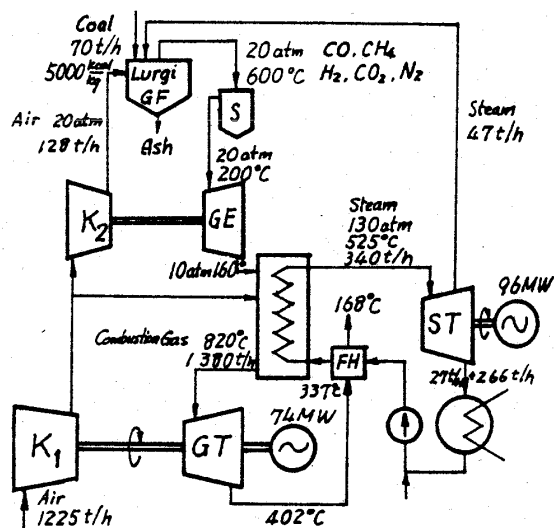


図21 ガス化発電サイクル

10-2 水素とガスタービン 二次燃料の水素は、クリーン・エネルギー・システムとして重要である。さらに可燃限界が広いことから NO_x の低減が可能である。この水素を用いる原動機としては、漏洩問題などが少ないガスタービンが最適と考えられ、水素ガスタービンの開発が急がれ

ている。

なお、電力輸送と水素輸送を比較し、水素の方が有利だとの考え方もあり、これが実現すると、前述のオンサイト熱併給発電には水素の採用が考えられる。

1 1. ガスタービンを省エネルギーシステムへ採用するときの問題点

省エネルギー、公害の防除および燃料の多様化にガスタービンが大きな役割を果たすことは、既述の通りであるが、それを実現するためには多くの問題点を克服する必要がある。

1 1-1 システムからガスタービンへのソフト的要望事項 システム内の構成要素としてのガスタービンを考える際には、次の諸点を考慮しなければならない。

- (1) 信頼性が極めて高いこと。
- (2) 性能に冗長性、柔軟性があり、システムとのマッチングがとり易いこと、ガスタービンは機械的構成要素のみで完結している数少ないシステムの一つだが、そのマッチングに苦労した苦い経験をこの際よく噛みしめてみたい。
- (3) 制御性にすぐれ、過渡特性も良好なこと、電子制御などの採用により、システムに対応した最適制御が行えることが望ましい。
- (4) システムの構成要素としての最適設計への対応性があること、ガスタービンは従来からガスタービンのみのシステムとして、最適設計を行ってきた。システム内へ組込まれるときは、システムとしての最適条件に対応するガスタービンを提供する必要がある。このための対応性を十分に具備することが、将来は非常に重要になる。
- (5) 開発への柔軟性を有すること。前項にも述べたように、システムからの如何なる要求にも対応して、最適の機種を提供するためには、開発段階から標準化、モジュール化などの手法を採用し、また設計標準の整備などにより迅速に設計開発が完了できることが、極めて重要な要件となる。
- (6) テロテクノロジー的な考え方によるライフサイクルコストが低廉なこと、開発、生産、運転、整備、廃棄処分までの全ライフサイクルコストが低廉で、競争相手の蒸気タービンな

どに比して、数段優れている必要がある。

1 1-2 ガスタービンへのハード的要望事項

ガスタービン自体、またはシステムに組込まれたガスタービンへの具体的なハードウェア的な要求事項は、前項のソフトウェア的要求に対応するためにも、次のようなものがある。

- (1) ガスタービン構成要素はそれぞれ特性に柔軟性をもつように設計すること。例えば圧縮機のサージ領域をできるだけ狭くするとか、燃焼器の作動範囲を広げるように設計する。
- (2) バリアブル・ジオメトリすなわち、可変部分を多くし、柔軟性や制御性の向上をはかること。このとき、可変機構の開発は勿論であるが、最適制御の設計も重要である。例えば可変タービンノズルの最適制御を行なうと、整定時間が著しく短縮され、また圧縮機がサージ領域に入ることが避けられる。
- (3) タービン入口温度の向上を達成すること。文献(8)によると、過去30年のタービン入口温度の推移を見ると、初めの15年間は毎年10℃の割合で上昇してきたが、最近の15年間では24℃の割合で上昇している。これは耐熱合金の発達もさることながら、翼冷却法の進歩が大きく貢献している。さらに近年セラミックの採用が真剣に考えられている。これらの活用は、今後のガスタービン発展の大きな鍵となる。
- (4) 材質の耐食性を向上すること。腐食性ガスや、粉塵などを含んだ動作流体が用いられることが多いと思われるので耐腐食性、耐磨耗性の優れた材質の開発や、セラミックコーティングなどの発展が望まれる。
- (5) 低NO_x燃焼器の開発と、その標準設計法の確立、低NO_x燃焼には、幾多の手法が提案されており、筆者も段階燃焼や蒸気予混合燃焼の実験を行ってかなりの成果を挙げている。しかし、ガスタービンの高温化に併って、燃焼器入口温度・圧力が上昇し、燃焼負荷率も高まり、低NO_x化は困難な方向に進んでいる。さらに前述の構成要素の柔軟性を考えると、この最適設計を見出すことは容易なことではない。
- (6) 熱交換器の性能向上 ガスタービン内で

用いられる熱交換器のみでなく、システムには多数の熱交換器が用いられている。この熱交換器の(i) 熱交換率の向上 (ii) 圧力損失、洩れ損失の減少、(iii) 耐熱性の向上 (iv) 耐食性の向上 (v) 耐汚染性や清掃性の向上などが望まれる。

これらのほかに、用途別に特殊な問題がある。例えばHe ガスタービンでは、気密軸封装置、トライボロジなどの問題があり、個々に解決をせまられている。

要するに、システム開発途上で、ガスタービンがネックになって、そのシステムができないということがないように、更にはガスタービンの進歩がシステムの実現に大きく寄与できるようにする必要がある。

ガスタービンは、単独にまた他のシステムとの組合せで、省エネルギーに寄与する可能性が大きい。単に省エネルギーのみでなく、大気汚染、熱汚染の低減にも役立ち、燃料の多様化にも寄与する可能性をもっている。この具体的システムは概説したもの以外にも数多くあり、今後も新しい用途が開けるものと確信している。

ガスタービンに魅せられた人々の集団である本学会の会員諸君、とくに次代を担う若い多くの俊英の諸君に、ガスタービンと共に35年間歩いてきた先達の一人として、心からの願望を記したいと思う。

この本文に記したように、ガスタービンが本当に力量を発揮しなければならない時が近付いてきた。ガスタービンは、他の機械とは異って、日本の技術開発の出発時点が外国とはほぼ同時であり、そのときから、基盤をしっかりと持った技術力を蓄えてきている。換言すれば、ガスタービンの難しさを十分知っていることになる。

すでに故人になられた独創性の優れた先輩が、「何が問題かがわかった時には、その問題は99%解決したと同じだ」と云われた言葉を忘れることができない。いまこそ、ガスタービンの抱えている難問の解決に、諸君が独創力と総合力とを存分に発揮してもらいたい。来るべき21世紀を人類にとって輝かしいものとするために、使命感を

もってガスタービンに情熱を燃やしてもらいたい。

最後にドラッガー教授の「過去の経験に生きるものは滅びる。明日に生きるかどうかは、革新的な技術と知識を、組織化する創造にかかっている」という言葉を贈りたい。

諸君が、この学会を通して、力を合せて、新しい創造へと健闘されることを祈る。

文 献

- (1) 佐藤豪：ガスタービンサイクル論(1952)，山海堂
- (2) 宮下英雄：石油供給力の限界とそのとらえ方に関する一考察，自動車工業，12-11(1957-12)，8，9
- (3) Aerospace Report No. ATR-74(7325)-1 Vol.1 (1974-7)
- (4) 宮内諄二：小型ガスタービンのセラミック化の動向，ガスタービンセミナー第7回資料集，(1979-1) 9-2
- (4) 佐藤豪：自動車用ガスタービンの動向 ガスタービンセミナー第7回資料集(1979-1) 2-1
- (6) 水野忠治他3名：圧縮機冷凍機によるガスタービンの吸気冷却，機論42-363(1976-11) 3571
- (7) J.K. Kim: On the Characteristics of the Suction-cooling Gas Turbine Cycles using Ammonia-Refrigerator, Proc. 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977-5) 271
- (8) 沢田昭夫：エネルギーの有効利用に基くガスタービンサイクルの検討，ガスタービンセミナー第6回資料集(1978-9) 1-7
- (9) 清水邦雄：省エネルギー問題と最近の空調技術，機誌77-663(1974-2) 183
- (10) 古賀久雄：技術予測調査報告書の概要，機誌82-722(1979-1) 108
- (11) 佐藤豪：動力プラントにおけるガスタービンの役割，機誌79-687(1976-2) 180
- (12) 山崎泰雄：動力プラントにおけるエネルギーの有効利用，機誌79-687(1976-2) 148
- (13) 複合サイクルに関するパネル討論会より，ガスタービン学会誌6-23(1978-12) 3
- (14) 阪田正信：高温ガス炉用ヘリウムタービン，ガスタービン学会誌2-8(1975-3) 27
- (15) K.D. Annen & R.H. Eustis, MHD Systems with Low Cooling Requirements, 16th Symp. MHD(1977) 4, 24
- (16) M.K. ハバート：地球のエネルギー資源，サイエンス(1974-3) 1

冷熱利用ガスタービン開発とその周辺

宇都宮大学工学部 秋 山 光 庸

1. はじめに

1973年の石油ショック以来、5年以上の歳月も経た。その間、減速経済によってエネルギー消費にもブレーキがかかり、エネルギー消費の伸びも鈍化すると技術発展の時系列を無視し、人間の願望を管理できるとの前提に立脚した楽観的なエネルギー弾性値論なども現れて久しい。しかし石油供給に限界がある限り、非石油系エネルギーの利用技術に力を投入すべきであることに変わりはない。石油依存からの開放を達成するには、長期的にはIAEや米国が言う石炭利用技術や、日米エネルギー技術開発協力で日本が強く主張した核融合炉技術にも負うところが大きであろう。しかし中期的には天然ガスや原子力なども含めた、エネルギー源の多角化を前提として、それぞれの分野において、新エネルギー開発や省エネルギー技術の結実を慎重に計るべきであろうと考える。

斯様な中で、クリーン・エネルギーである液化天然ガス(LNG)は紀元2000年へ向けての、わが国における、現在から長期エネルギー見通しの中で量的にも重要な地位を占めつづけると期待される。LNGは、大気圧の下で -162°C の液相から 0°C の気相になる間に約 200 Kcal/kg の熱エネルギーを必要とする。逆に言えば、それだけ対称物を冷却する能力がある。LNG陸上げから再ガス化し消費する間に発生するこの冷排熱利用については導入の頭初より多くの新しい技術が提案され、開発や試用が成功しつつある。

ここでは、まずLNG冷排熱の特徴について述べ、その特徴のゆえに各種冷熱利用技術の中でも本論の中心であるタービンによる動力化が重要であることを示す。次に、LNG保有の冷熱をガスタービンの低温源として用いると、高温源として石油燃焼熱を一般的であるとした固定概念から離れ、環境熱である海水、大気、中低温排ガス、L

NG燃焼ガスを用いることが有効であることを示す。LNGそのものは液体であることと関連して、ランキン・サイクルによる動力化についても概観し、ガスタービン・サイクルと比較する。これらによって、冷熱利用タービン・システムは都市ガスを中心とするガス供給と動力からの電力発生供給に貢献するであろうことを示す。

2. LNG冷熱エネルギー

液化天然ガス(LNG)はメタン(CH_4)を主成分とした天然ガスを液化したもので、発熱量は高位で約 $13,000\text{ Kcal/kg}$ 、低位で $12,000\text{ Kcal/kg}$ である。LNGの産出から冷却・液化・輸送・再気化・燃焼・発電等の動力発生過程の中で保有熱量の変化を見るに第1図のごとくなる。

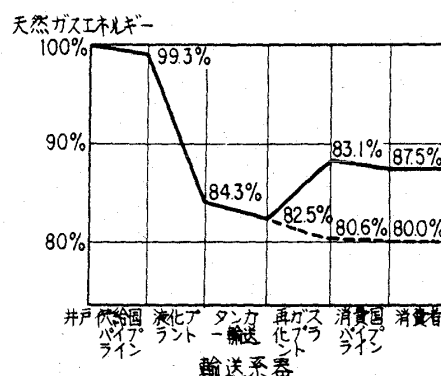


図1 LNG輸送中のエネルギー損失
(実線は発電をともしないLNG再ガス化装置を用いた場合で、破線は通常のLNG再ガス化装置の場合)

図中の破線は従来のLNG再ガス化装置を用いた場合で約20%が輸送系路内で損失となる。実線は、陸上げされた状態の低温液状を再気化する際に取り出される冷温熱エネルギーを一つの発電プラントの低温熱源として用いた場合のエネルギー回収の様子を示している。

図2はメタンの圧力-エンタルピー線図である。大気圧の下で飽和液点①から飽和蒸気点②を通り気化したメタンは③まで加熱されると、この間、

(昭和54年2月13日原稿受付)

蒸発潜熱が約 120 Kcal/kg 、これに -162°C から 0°C までの顕熱を加えると、全エンタルピー差 $\Delta h = 200 \text{ Kcal/kg}$ であり 高位発熱量の約 1.5% にあたる。これが LNG の冷熱エネルギーである。より詳細には、冷熱のエンタルピーの理論的回収量は、気化後の天然ガスの圧力ならびに温度の状態により異なり、図 3 より求められる。

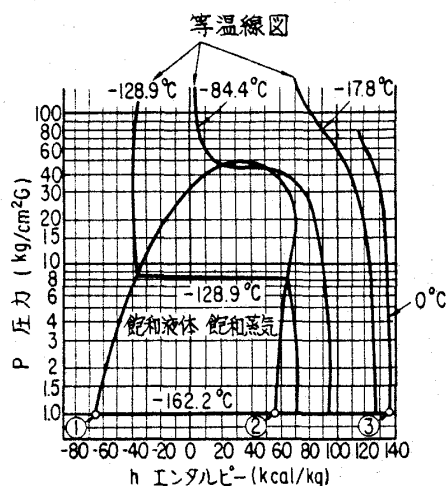


図2 メタンの圧力 — エンタルピー線図

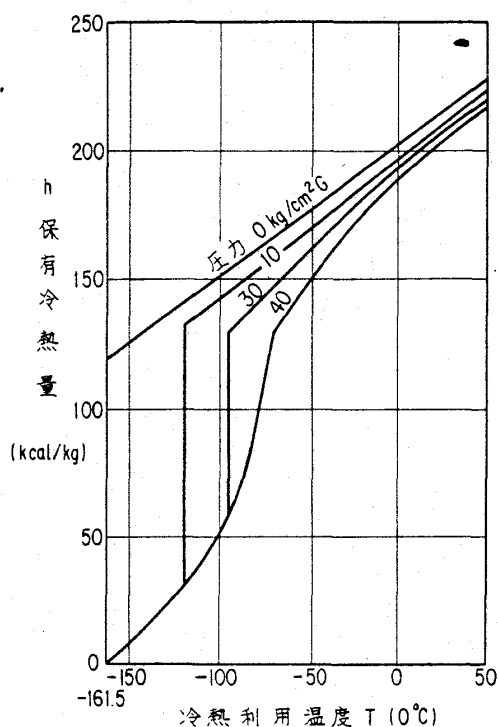


図3 低温メタンの保有冷熱量

さて、冷熱は上述のごとく総発熱量の 1.5% 前

後とすると、その量は非常に大きいものではないが、冷排熱として港湾の海水中に集中して捨てるには多量であり、その回収法も効果的で実現化を見つつあるものもあり、にわかに脚光をあびてきている。1985年に於いて、日本での年間LNG使用量は 4.4×10^7 トンで全消費エネルギーの約 8% と見積られている。冷熱量にしても $8.8 \times 10^9 \text{ Gcal/年}$ となり、この有効利用は重要となる。

LNGは燃料や原料を第1の目的としているから、それによって量的、時間的変動を伴う供給形態となる。一方冷熱そのものの需要形態も必ずしも単純ではなく、加うるに供給基地と冷熱利用施設との立地条件にともなう利用施設への輸送効率、蓄冷効率の増大も問題となる。各種利用法については、LNGの導入時より検討されてきた問題であり、大略、表1のごとくである。表中の横ならびには使用温度範囲を示し、各利用技術が -160°C からいかに常温までを有効利用しようとしているかの目安となる。これらLNG冷熱を直接利用するか、時間的・空間的にも間接的であるかによ

表1 冷熱利用例

利用温度範囲 $^\circ\text{C}$	-150	-100	-50	0
化学工業	液体窒素製造 液体酸素製造 液体アルゴン製造 液体水素製造 液体ヘリウム製造	エチレン分離 液化炭酸製造	アンモニア分離	
食品工業		凍結食品製造 凍結粉砕加工	冷凍・冷蔵倉庫 凍結乾燥 凍結濃縮	
低温破碎の 廃物資源化	廃タイヤ再資源化 金属廃棄物再資源化			
環境対策	温排水温度の低減			
電力事業	発電 極低温ケーブル 極低温変圧器 超電導コイル			
水資源用		海水の淡水化 空気造水		
土木工事		土壌凍結法		
医療・ 理学用				血液保存

って図4のごとき流れ線図が描けよう。LNG冷熱で製造された液体窒素などを用いて行なうプロセスなど、間接的利用法が大半を占めている。

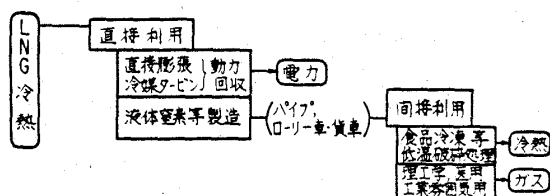


図4 LNG冷熱利用の流れ

以上のことから、LNG冷熱を利用する、タービンを用いた発電システムは、オンサイト・直接利用を目的とした唯一のものであることが知れ、いかなるプロセスでも時間・空間的に離れて単純に繋ぎ合せればその間の効率が問題となることを考え合せると、タービン利用発電システムは実用化の可能性の上で極めて意義のあることと言えよう。

3. 冷熱利用タービン・システム

LNG冷熱利用にあたってタービン・システムは大略以下の特徴を有していると考えられる。

- i) LNG冷熱を直接的に用いるので機関効率の向上が直接システムの効率向上につながり、輸送などの複雑な損失がない。
- ii) 発電を目的として動力回収ができる。発電総量はLNGの供給変動に合わせても、他所の発電効率に影響するほどではない。
- iii) 立地の問題は少ない。
- iv) タービンシステムの熱効率はシステムの最高最低絶対温度による温度比の影響を強く受ける。そこでタービンシステムの低温源としてこの冷熱を用いると高温源として环境温度を用いるサイクルが可能となったり、排熱ガスをなどを用いた中温程度でその熱効率の飛躍的改善が得られる。

企業化を目的として論考をすれば上述のi) ii) iii)に加え発電コストや事業法間の協調などが重要となろう。またタービンの実用技術からすれば、熱媒体の具備すべき条件とその選択、構造材料とその使用法、機関の運転制御性、安全性、信頼性なども重要であろう。しかしここでは熱力学的サ

イクル論を中心にiv)の内容についての考察を以下に述べてみたい。

4. ガスタービンの熱効率と有効エネルギー利用率

周知の通りカルノーサイクルの熱効率は、高温源、低温源の温度をそれぞれ T_h 、 T_l とすると、

$$\eta_c = 1 - \frac{T_l}{T_h} \quad (1)$$

で表わされる。また当然ながら有効エネルギー利用率（エクセルギ効率）は

$$\eta_e = \frac{T_h - T_l}{T_h - T_l} = 1 \quad (2)$$

である。これらはサイクル論の最も基本的なものである。熱効率は高低熱源の温度差ではなく、絶対温度による温度比で表現されていることは、低熱源として低温の絶対温度を利用するLNG冷熱利用効果の大きいであろうことを暗示している。

また有効エネルギー利用率からは高温源に向けて各温度レベルでエネルギーを使いきるカスケード効果の意義を説いていると言えよう。

ブレイトン・サイクルの熱効率と有効エネルギー利用率は図5を参照して次のごとくなる。

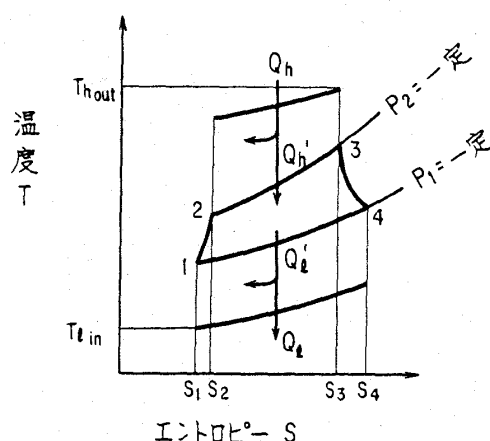


図5 ブレイトン・サイクル

熱 効 率

$$\eta = \frac{1-2-3-4}{Q_h} \quad (3)$$

有効エネルギー利用率

$$\eta_e = \frac{1-2-3-4}{Q_h - \int_1^4 T_l ds} \quad (4)$$

熱源の温度は一定であるに限らないこと、サイクルの熱の授受と熱源の熱の授受とは差があること等が効率や利用率に影響していることが認識できる。

圧縮機とタービンの熱効率と有効エネルギー利用率は図6を用いて、次の結果を得る。

熱効率は

圧縮機

$$\eta_c = \frac{h'_2 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{2' S_1 S_5 5 2'}{2 S_2 S_5 5 2} \quad (5)$$

タービン

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h'_4} = \frac{3 S_3 S_7 7 3}{3 S_3 S_8 8 3} \quad (6)$$

有効エネルギー利用率は

圧縮機

$$\eta_{ec} = \frac{(h_2 - h_1) - T_l(S_2 - S_1)}{h_2 - h_1} = \frac{2 2' 1' S_1 S_5 5 2}{2 S_2 S_5 5 2} \quad (7)$$

タービン

$$\eta_{eT} = \frac{h_3 - h_4}{(h_3 - h_4) + T_l(S_4 - S_3)} = \frac{3 S_3 S_7 7 3}{3 3' 4' S_4 S_7 7 3} \quad (8)$$

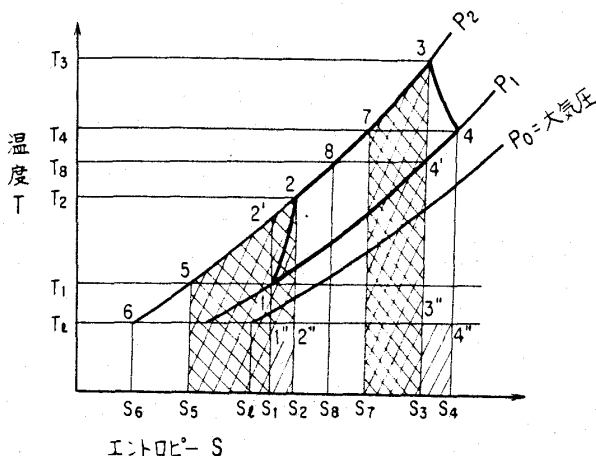


図6 コンプレッサとタービンの温度-エントロピー線図

5. ガスタービンにおける冷熱源の利用効果

LNG冷熱をガスタービンに利用する最も単純な方法は開放単純サイクルガスタービンの吸気を

それで予冷することであろう。

5-1 比出力の増大 いま、理想ブレイトンサイクルで、一つは大気温度を他の一つは冷熱温度を吸気温度と異なるが圧縮機入口圧力 P_1 と出口圧力 P_2 を同じとした二つのガスタービンサイクルを考える。図7によれば、大気温度基準の比出力に対する冷熱温度基準の比出力は1より大である。すなわち、

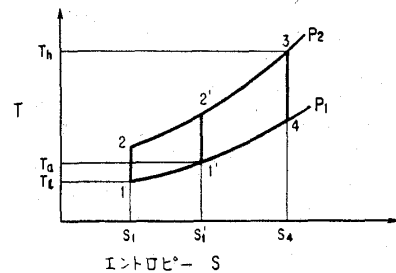


図7 T_a と T_l を低熱源としたガスタービンの出力

$$\frac{\text{冷熱温度基準出力}}{\text{大気温度基準出力}} = \frac{1' 2' 3' 4'}{1' 2' 3' 4'} > 1 \quad (9)$$

となり工業化にあたって比出力の増大は意味がある。

ただし、熱効率については二つのサイクルで同一である。すなわち

$$\eta_{GT} = \frac{1' 2' 3' 4'}{2' 3' 4' S_1} = \frac{1' 2' 3' 4'}{2' 3' 4' S_1} \quad (10)$$

となり、理想ブレイトンサイクルでは圧縮機圧力比ないしはその関数である断熱温度比のみによって熱効率が定義された冷熱の熱効率に及ぼす効果は調べられない。

5-2 最高最低絶対温度比の増大による熱効率の上昇 実際のガスタービン・サイクルにあつては圧縮機圧力比のみで熱効率は決まらない。わけでも冷熱が大切なことは、圧縮機入口温度 T_1 または T_1' とタービン入口温度 T_3 の比であるサイクル最高最低の絶対温度の比が大きいほど熱効率が良いことである。

いま、圧縮機とタービンの内部損失を考慮し実際のタービンサイクルに少しばかり近づけた熱効率の式を用いて、サイクル最高最低温度比 τ をパラメータとして熱効率を求めると図8のごとくな

る。理想ブレイトンサイクルと異なり最高最低温度比の影響を受けることが明確である。

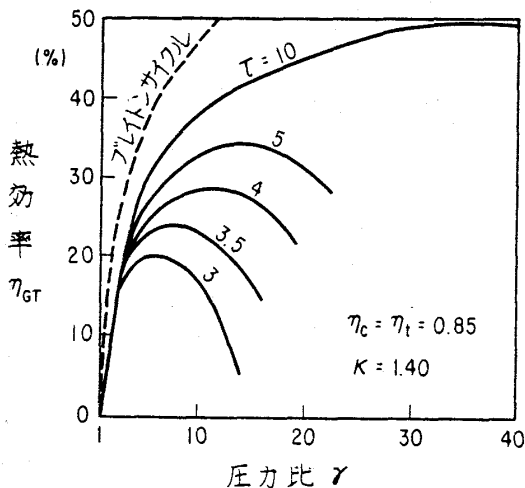


図8 ガスタービン熱効率におよぼすサイクル最高最低温度比 τ の影響

例えばガスタービン入口温度 $T_3 = 800^\circ\text{C}$ とし、圧縮機入口温度をLNG冷熱を用いた場合 $T_1 = -162^\circ\text{C}$ 、大気を用いた場合 $T_1' = 15^\circ\text{C}$ と仮定すると、サイクル最高最低温度比はそれぞれ、 $\tau_1 = T_3/T_1 = 1073/111 \div 9.7$ と $\tau_1' = 1073/288 \div 3.7$ となり、最大熱効率はそれぞれ $\eta = 48\%$ 、 $\eta_1' = 26\%$ 位となり、LNG冷熱の熱効率改善におよぼす効果が大きいことがわかる。大気温度を圧縮機入口温度とする限り、タービン入口温度を仮りにより高く $T_3 = 1,250^\circ\text{C}$ としても $T_3/T_1' \div 5.3$ である。このとき、最高最低温度差は $T_3 - T_1' = 1,235^\circ\text{C}$ と、LNG冷熱を用いた先の例 $T_3 - T_1 = 800 - (-162) = 962^\circ\text{C}$ よりも、かなり大きいにもかかわらず、最高最低温度比は高くなり、最高温度の上昇では大巾な熱効率を望めないこととなる。最高最低の温度差でなく、その絶対値の比が熱効率に直接関係してくることはLNG冷熱温度が -162°C と極く低いことに関連して注目し値しよう。

加えるに、熱効率を最高にする圧縮機圧力比があること、それが今日の圧縮機技術からすれば差程高くないところに表われていることは、圧縮機圧力比を上げることがガスタービン高効率化の唯一の方法であるとの感覚の誤りであることを示している。

6. カスケード・サイクルによる効率向上

熱効率向上の点からは、例えばガスタービンとして普通の中温域ガスタービンとLNG等の冷熱を利用した低温域ガスタービンとを組合せた方式によるものが考えられる。

そこで、上部機関1と下部機関2とで合成されたカスケード・サイクルの総合熱効率を考える。はじめに、カスケードされていない基本的には独立な2つの機関の熱効率をそれぞれ η_1' 、 η_2' とし、入熱を Q_1 、 Q_2 、正味出力を W_1 、 W_2 とすれば、図9を参照しながら次のごとく定義できる。

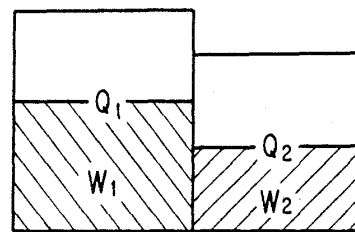


図9 組合せ機関の入熱と正味仕事

図9 組合せ機関の入熱と正味仕事

全入出熱量

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad (11)$$

上部機関と下部機関の熱効率

$$\eta_1' = W_1/Q_1, \quad \eta_2' = W_2/Q_2 \quad (12)$$

よって、総合熱効率 $\eta_{t,i}$ は重みつき調和平均として表現され

$$\eta_{t,i} = \frac{W_1 + W_2}{W_1/\eta_1' + W_2/\eta_2'} \quad (13)$$

となる。これが2つの機関のカスケード化されていない場合である。当然 $\eta_1' \leq \eta_{t,i} \leq \eta_2'$ である。

もし、上部機関1からの排熱を機関2で回収するとすれば、排熱回収熱交換器の効率を1と仮定して単純化すれば機関2の入熱量は Q_2 でなく Q_t から機関1での出力を引いた $(Q_1 - W_1) + Q_2$ であり、熱効率は(12式)のかわりに、

上部機関と下部機関の熱効率

$$\eta_1 = \frac{W_1}{Q_t}, \quad \eta_2 = \frac{W_2}{(Q_1 - W_1) + Q_2} \quad (14)$$

と定義できる。したがって、総合熱効率 $\eta_{t,c}$ は次のごとくなる。

$$\eta_{t,c} = [(1 - \eta_1) \eta_2 + \eta_1] \quad (15)$$

いま、それぞれの機関の出力比を下記のように定義すれば、

$$K_1 = \frac{W_1}{W_1 + W_2}, \quad K_2 = \frac{W_2}{W_1 + W_2} \quad (16)$$

総合熱効率である(15)式は

$$\eta_{t,c} = \frac{\eta_1}{K_1} = \frac{\eta_2}{\{K_2 + (1 - K_2) \eta_2\}} \quad (17)$$

とも表現できる。2つの機関がカスケードされた場合の、上部機関と下部機関の熱効率と総合熱効率の関係ならびに出力比を(14)~(17)式によって計算すると図10を得る。

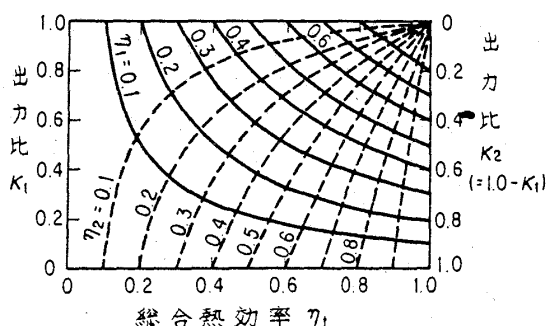


図10 上部機関効率 η_1 と下部機関効率 η_2 による総合熱効率 $\eta_{t,c}$ と出力比

例えば、ガスタービン1, 2がそれぞれ、 $\eta_1 = 30\%$, $\eta_2 = 40\%$ とすれば、総合熱効率は $\eta_{t,c} = 58\%$ にも達することとなる。ガスタービン1と2のそれぞれの単独効率より28%および18%だけ効率が上っており向上率にすれば93%または45%と飛躍的である。実際には1と2の機関の中間で熱交換器の損失があり、これを3%としても総合効率55%と読みとれる。

以上は、単機性能の改善にも増して、複合化によって熱効率をいかに増大させることができるか

を示し、カスケード・サイクルが、カルノー・サイクルへ近づくこと、すなわち有効エネルギー利用率100%に接近することへの一つの指針であることを示唆している。

7. 各種冷熱利用タービンの分類とその特徴

LNG冷熱を動力として回収するには、種々の方式が考えられているが、熱媒体を気相のみで作動させるブレイトンサイクル方式と気・液両相を用いるランキンサイクル方式とが2大主流をなしている。ランキンサイクル方式の中にはLNGを直接膨脹させタービンを廻す方式も含まれる。また二方式の組合せも考えられる。まれにはディーゼルサイクルやスターリングサイクルとの組合せも可能である。ブレイトンサイクル方式を主に述べるが、比較検討のためそれらをリストすると表2のようになる。以下、順次それらの特徴を概説する。

表2 各種冷熱利用サイクル

方式類別	内 容
速 度 型 機 関	ブレイトン サイクル方式
	予冷オープン・サイクル (単純・再生・空気)
	予冷クローズド・サイクル (単純・再生・ N_2)
	カスケード方式
	同上カスケード・サイクル
機 関	ランキン サイクル方式
	LNG直接膨脹 タービン方式
	タービン出口環境温度方式 タービン出口再加熱方式 タービン中間リヒーター方式
	二次熱媒体 サイクル方式
機 関	単媒体単段方式 単媒体多段方式 複媒体多段独立方式 複媒体混合単段方式
	直接膨脹タービン+二次熱媒体サイクル・ カスケード方式
機 関	カスケード方式
	LNG直接膨脹+ブレイトンサイクル方式 など
容積型機関とのカ スケード方式	ディーゼル (サバティ) サイクル+ブレイトン サイクル方式など スターリング・サイクル+ブレイトン・サイ クル方式など

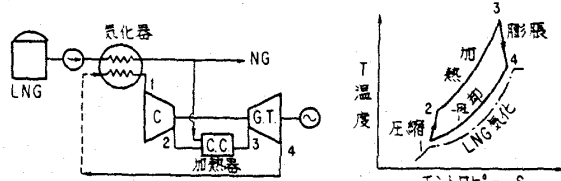
7-1 ブレイトンサイクル方式

(i) 吸気予冷オープンサイクル方式

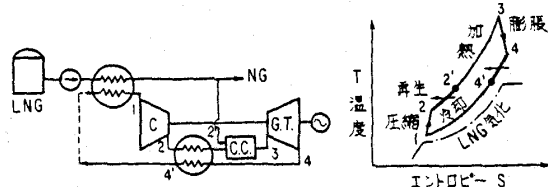
コンプレッサへの吸入空気をLNG気化熱で冷却することによってタービン入口温度をあまり高温にすることなしに、ガスタービンサイクルの高温低温差を大きくすると言われている。ガスター

ビンではその温度差はある程度必要で、タービン入口温度は環境温度では無理で、いきおい気化したNGの燃焼ガス温度を用いることとなろう。図11に単純サイクルと再生サイクルによる吸気予冷オープンサイクルの成り立ちを示す。

LNG冷熱をガスタービンに利用する最も原理的なもので大いに検討の余地があると考えられる。ちなみに、再生式とし圧縮機入口とタービン入口での最高最低温度差を1,100℃から1,200



(i) 吸気予冷式単純サイクルガスタービンとそのT-S線図



(ii) 吸気予冷式再生サイクルガスタービンとそのT-S線図

図11 吸気予冷式ガスタービン・サイクル

(i)は単純サイクル、(ii)は再生サイクル、またシステム図中の破線がないものがオープンサイクルで破線で結ばればクローズドサイクルとなる

℃に保つとしよう。5.1項にも述べたごとく、熱効率の改善指標としてはサイクル最高最低絶対温度比がよく、この場合 $\tau = 9$ に達することが可能となり、ほぼ実際に近い各種損失を入れて試算すると50～55%の熱効率が得られる。それに反して、コンプレッサ入口温度を15℃としてタービン入口温度を1,250℃としてみると $\tau \approx 5.2$ と低く実機の熱効率はタービンや燃焼器の冷却などの損失を含めると38%前後になってしまう。冷熱の絶対温度効果がよく表われている。また系の温度が低く、単位体積あたりの処理空気質量も大きく大出力化にも可能性がある。

問題としては大容量で低温な空気冷却器を用いねばならぬことから除湿等による凍結対策が必要となること、温度的には問題無いがガス・ガス再生器の効率の良いものを選択すること、低温脆性を考慮した圧縮機の長時間運転経験を得ること、などがある。しかし、これから述べる他の方式に

比較してシステムも簡単であり、今後造水除湿などの技術を含め十分検討に値するシステムと言える。

(ii) 予冷クローズドサイクル方式

この方式は吸気予冷オープンサイクルと熱効率向上の手法は同じであるが、システムに最も適した作業流体を密閉して用いたり、空気であれば除湿されたものを封入するなどして補機損失を軽減したり、システムを単純化しようとしたものである。図11のシステムで破線で結ばれたものがそれである。

作業流体に窒素を用い再生器を入れた予冷クローズドサイクルガスタービンはその計画と要素技術が最も検討されているものの一つであろう。機器構成を図12に示す。まずLNGがLNGベーパーライザーにてガスタービンの排熱で再気化・加熱される。冷却された窒素は圧縮機で加圧された後、レキュペレーターで予熱され、天然ガス燃焼ヒーターによって外部加熱される。これをタービンにて膨脹して出力を得る。温度・圧力の変化も図中に示してある。最高最低温度比 $\tau = 7.5$ であり、熱効率は53%となる。オープンサイクルと同様に再生器の高効率化、圧縮機の低温脆性への配慮など必要であろうし、外燃式であるため高温加熱器の熱交換率も高いものが要求される。材料の窒化に対しては0.5%の酸素を添加しているが、安全性は損なわれなく、除湿の配慮も不必要なことは本システムの特長である。また出力は窒素ガスの総流量に比例するから、窒素ガスを蓄積タンクより出し入れする圧力制御で簡単に出力をコン

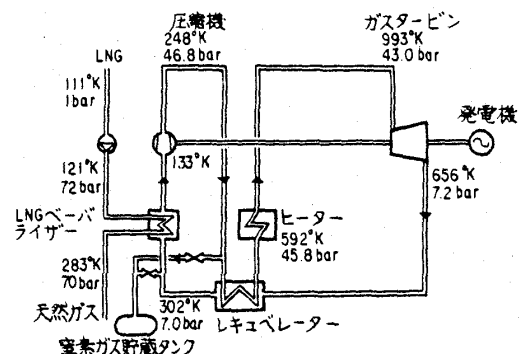


図12 再生クローズドサイクルガスタービンを用いたLNG再ガス化プラントの例

トロールできるし、レキュペレーターを通さず単純ガスタービンとして作動させることがバイパス弁でのバイパス・コントロールによっても可能である。すぐれた特長を有し、実用化開発に加速度がつくとも考えられる。

(iii) 開放サイクルガスタービンと吸気予冷式ガスタービンのカスケードサイクル・システム

図13に示すとき構成である。この程度のシステムとなると出力、熱効率とも十分大なるものが得られよう。カスケードによる熱効率の上昇は6節を参照すれば理解されよう。

なお、高温段開放サイクル側も低温段吸気予冷式ガスタービン側も図では再生器をつけていない。再生器の有無の組合せであと三種のカスケードシステムが考えられる。わけても低温段を再生式とすることは検討がなされている。

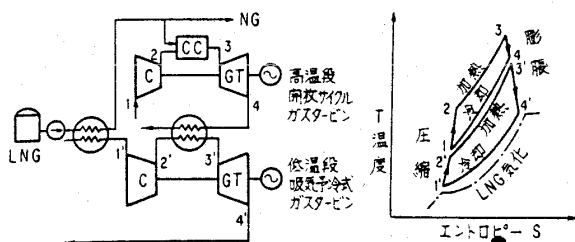


図13 開放サイクルガスタービンと吸気予冷式ガスタービンのカスケードサイクルシステムとそのT-S線図

上述のごとく冷熱による予冷ガスタービンおよびそれとのカスケード・ガスタービン・システムはそれぞれ魅力があることが明瞭となった。要素技術も経験があるので、機関全体の熱効率向上としての冷熱利用効果のみならず、冷熱そのものの動力回収効果も見きわめながらシステムの実績経験がなされることを期待する。

7-2 ランキンサイクル方式

(i) LNG直接膨脹タービン

作業流体はLNGそのもので、まず加圧しこれを膨脹させ蒸気タービンで動力化するものであり、出力はLNGのとれる圧力差に比例する。可燃性ガスを用いるので酸素との接触を軸などで引き起さぬメカニズムが必要であったりするが、設備が

簡単にして運転も容易であり、実用化に一番先がけている。

方式には三つあり、低温の天然ガスを海水等で加温する加熱器を(1)タービンの前におくもの、(2)タービン出口の後におくもの、(3)タービンを二段としてその中間にリヒーターとして置くものとに分類される。(2)の例を図14に示す。

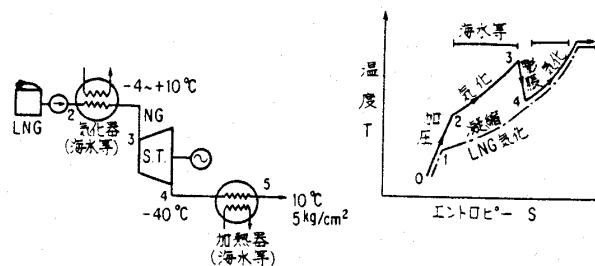
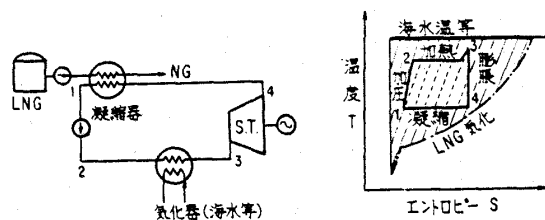


図14 LNG直接膨脹タービン方式の1方法 (タービン出口再加熱方式)

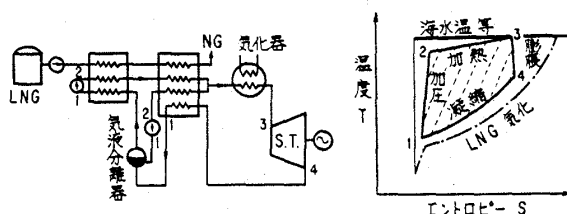
(ii) 二次熱媒体サイクル方式

この方式は高温源を海水など自然環境熱を、時として天然ガス燃焼熱とし、低温源をLNGの冷熱として凝縮・昇圧・気化・膨脹の過程を経て出力を出すランキンサイクルであり、熱媒体の使用種類の数と膨脹段数とによって(1)単媒体で単段膨脹のもの(2)単媒体であるが温度・圧力を区切り多段に膨脹させるもの(3)沸点を違えた複数の独立した単媒体サイクルを直列多段に配置したもの。(4)複数の熱媒体を混合し、それをLNGの気化曲線に沿って膨脹させるものとに分類される。例として(1)と(4)の方式を図15に示す。LNG冷熱から最大出力を得るには図15(a)のT-S線図におけるハッチ部分の面積をできる限り仕事を表わす1234で囲まれた面積で占められるようにすることである。単媒体で凝縮を一定温度で行なえば有効仕事も小さい。(b)のごとく混合媒体とすればLNGの気化曲線に沿った凝縮が可能となる。その混合媒体の組合せと凝縮段数も考慮すれば単段の膨脹でもかなり有効仕事を取得することができる。これによって、LNG冷熱回収効率は飛躍的に向上する。

いずれのシステムでも、動力回収用作業流体と燃料や原料としての天然ガスとが別なもので、分離して管理し易くなる。直接膨脹タービン方式が加圧によるエネルギー利得を限界としていたのに比べ、本システムは冷熱全体を利用しようとしてい



(a) 単媒体単段膨脹方式とそのT-S線図



(b) 複媒体混合単段膨脹方式とそのT-S線図

図15 二次熱媒体サイクル方式の例

ることになる。それぞれのプロセスをもつ4つの異なったシステムは複雑さや運転制御の容易なども異なろうから熱効率をも含め十分の検討が必要であろう。

(iii) 直接膨脹タービンと二次熱媒体サイクルのカスケード方式

直接膨脹タービン方式では気化と加熱に海水や排ガスが用いられる。その際、加圧をしてから加熱・膨脹する過程ではLNGの冷熱を十分に使いきっていない。そこで気化器や加熱器を二次熱媒体サイクルの冷却器や凝縮器として考えることによって二次熱媒体方式とのカスケード方式が可能となる。カスケード方式は複雑ではあるが原理的に熱効率を上げて行くに望ましい方法である。中でも混合熱媒体方式との組合せは有効冷熱量の動力としての回収率も高く有望な一つである。

7-3 LNG直接膨脹タービンとブレイトンサイクルのカスケード方式 LNG直接膨脹タービンの実績を得るのはまず時間の問題である。そこでこれをガスタービンとカスケードすることが考えられる。吸気予冷オープンサイクルとも可能であろう。予冷クローズド再生サイクル方式が比較的具体的に検討されていることから、このガスタービンサイクル方式とのカスケード化も考察に値しよう。一つのシステム例を図16に示す。

7-4 容積型機関とのカスケード方式 容積型内燃機関は間歇燃焼のため高温燃焼に耐え、

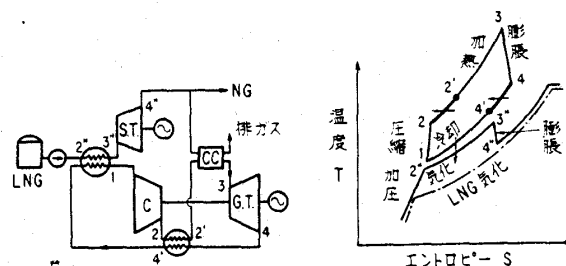


図16 LNG直接膨脹タービンとクローズド再生サイクルガスタービンのカスケード方式の成り立ちとT-S線図

したがって排気温度も比較的高温である。その上ディーゼル機関では熱効率も高い。いまこの排気を高温源とし、LNG冷熱を低温源としたクローズドガスタービンが考えられる。基本的には7.1の(ii)項で説明した予冷クローズド再生サイクルにおける天然ガス燃焼加熱器をディーゼルエンジン排ガスで置き換えたものでその構成を図17に示す。ガスタービン入口温度は470℃と低いが、

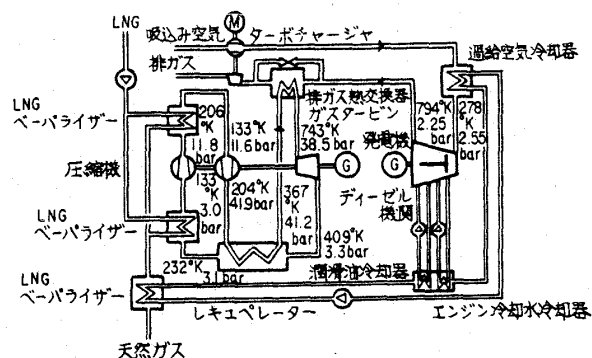


図17 ターボチャージャーつきディーゼルエンジンと予冷クローズド再生サイクルガスタービンをカスケードしたLNG再ガス化・発電システム

圧縮機に中間冷却器を設けるなどにより、クローズドガスタービンサイクル側で熱効率54%を保っている。このスーパーチャージャーつきディーゼルエンジンと予冷クローズド再生ガスタービン方式の全体熱効率はディーゼル機関への燃料による入熱量に対する発電端出力の割合で定義して60%と高い。LNG再ガス化装置として、LNG再ガス化に有効に使われた熱量があり、この熱量と発電端出力の合計の入熱量に対する割合として定義する熱利用率は94%にも達すると報告されて

いる。トータルエネルギーシステムの有効さを示すものであり、今後ますます各種システム化の検討・計画・実施への導火線ともなろう。

8. 各種冷熱利用タービンサイクルを用いたLNG再ガス化・発電システムの比較

冷熱利用タービンによる回転動力を基地近くで必要とする業種は発電以外に多くが考えられず、現在は冷熱利用タービンは必然的に発電用を意味している。

ここでは今日までに発表された冷熱発電の設計計画も含め、開発事例を設備の内容、運転制御性、単機出力、技術の確立度、目安となる効率、ならびに発電コストの試算例についてまとめた。表3にその結果を示す。数値については矢崎氏の論文によるところが多い。勿論、設計条件や技術レベルの発展、あるいは政治経済条件の変化に応じて各数値に変動が起きるであろう。

一覧して言えることは、ブレイトンサイクル方式については；

- (i) 最高最低温度比が大きく、熱効率が低い。
- (ii) 天然ガス燃焼加熱器はクリーンである。
- (iii) 単位LNG再気化量あたりの発電出力が非常に大きい。
- (iv) 発電コストが安価である。
- (v) 技術的には吸気水分凍結対策と低温窒素による圧縮機材料脆化対策の実績が対応するサイクルで必要である。

なお、二種のブレイトンサイクルや他のサイクル方式とのカスケード方式でも上述の特長は強調されることはあっても弱められることはなく、実用化に有望なシステムであろう。

ランキンサイクル方式については；

LNG直接膨脹タービン方式は、

- (i) 設備が単純である。
- (ii) 技術的な問題がない。
- (iii) 圧力差が小さければ発電容量も小さい。
- (iv) 発電単価は単位LNG再気化量あたりの発電出力によって大巾に変動するが安価にできる場合がある。

二次熱媒体ランキンサイクル方式は、

- (i) 技術的な問題が少ない。
- (ii) 混合熱媒体方式では発電出力も大きくなり、発電コストもほどほどとなる。

- (iii) 単媒体や二媒体独立二段膨脹方式の出力とコストは望ましい値に達するには今後の検討を要する。

異なったランキンサイクルをカスケードすることによって、

- (iv) 冷熱エネルギー利用率を増大させることができる。
- (v) 発電出力を大きくでき、発電コストも安くなる。

特に、LNG直接膨脹タービンと混合熱媒体方式との複合ランキンサイクルは現在までの設計計画の中で最も有力なシステムの一つであると言えよう。

本章では開発や計画の現状を述べた。それらにとらわれない新しい開発の余地もあろう。例えば排熱回収システムでは、混合熱媒体としてのフロンと油、トリフルオロエタノールと水などの組合せ技術の波及効果も非常に興味深い。7.4項にも述べたとき三機種によるカスケード方式も可能な訳で、それに類似してLNG冷熱直接膨脹段と高温段の中間に、この熱回収システムを組入れるなどもよからう。今後の自由な発想を本章の説明が制限してはならない。

9. むすび

LNGはエネルギー多様化に対応して使用量が増大しつつある。附随するLNG冷熱は十分に大量なエネルギー源であり、我が国の省エネルギー策を推進するにあたって、具体的利用がなされねばならない。LNG基地に隣接して、その冷熱を直接動力回収する、ないしは動力回収に役立たせるガスまたは蒸気タービン方式発電とLNG再ガス化との組合せシステムは、最も直接的効果的であり、その実用化はかなり重要なものであろう。ガスタービン・システムの研究開発と応用に関心を寄せる者としては、冷熱利用のガスタービン発電システムが、蒸気タービンで代表される他の発電システムと比較しても、技術的にも経済的にも勝るとも劣らぬものであることを認められよう。

カルノーサイクルを頂点とするサイクル論からすれば、ガスタービンサイクルにおける冷熱利用は最高最低絶対温度比の増大を通じての熱効率向上策であり、カスケード化は各温度範囲に適した機関を配置しての有効エネルギー利用率の向上方

表 3 各種冷熱利用発電

(冷熱条件 = LNG100t/h, 熱効率 = (発電出力/LNG燃焼率) × 100%, 動力回収率 = (発電出力/ある冷熱条件下での膨張による全冷熱 10000 ~ 20000kW) × 100%, 各方式での冷熱条件を統一して計算した。)

方式	プレイトンサイクル方式				カスケード方式				ラセンキサイクル方式				カスケード方式				二熱媒体複合二段方式
	吸収予冷 オージェン ガスタービン	予冷・クロ ス・再生 ガスタービン	予冷・クロ ス・再生 ガスタービン	予冷・クロ ス・再生 ガスタービン	LNG直接 膨脹タービ ン方式	二熱媒体方式		混合熱媒体 方式	LNG直接膨脹タービ ン方式	二熱媒体方式		LNG直接膨脹タービ ン方式	LNG直接膨脹タービ ン方式	二熱媒体複合二段方式			
						単純媒体方式	二熱媒体独立二段膨脹方式 (直列式)			単純媒体方式	二熱媒体独立二段膨脹方式 (直列式)						
熱媒体	NG燃焼ガス	N ₂ ガス	NG燃焼ガス+N ₂ ガス	NG燃焼ガス+N ₂ ガス	エチレン フロンの混合	エチレン プロパン	メタン、エ タン、プロ パン、ブタ ンの混合	NG蒸気+ フロンの混合	NG蒸気+ エチレン	NG蒸気+ エタン(三 段並列式)	NG蒸気+ メタン、エ タン、プロ パン、ブタ ンの混合	エチレン+ プロパン	エチレン+ プロパン	エチレン+ プロパン			
高圧源	約1,000℃	520℃ 720℃	720℃	470℃ N ₂ ガス	15~ 250℃ 海水、排ガ ス等	15℃ 海水等	15℃ 海水等	15~100℃ 海水、排温 水等	15~250℃ 海水、排ガ ス等	15℃ 海水等	15℃ 海水等	15℃, 30℃ 海水、温水 等	15℃, 30℃ 海水、温水 等	15℃, 30℃ 海水、温水 等			
発電出力kW LNG100t/h (大、中、小)	約170,000	20,000 29,000 大	25,500 大	40,000 大	2,000 5,000 小	1,700 7,000 小	4,000 7,000 中	3,000 6,000 中	3,000 8,000 中	4,000 中	5,000 7,500 中	6,600 中	6,600 中	6,600 中			
熱効率 % (プレイトン用) またわ 動力回収率 % (ランキン用)	52	44 53 (出力と同 順)	48	60	約15	約10	約30	約40	約40	約30	約50	47	47	47			
10年間平均 発電コスト (円/kWh)	(7~11)	7~11	6~11	(7)	3~20	8~25	8~14	15~22	8~25		8~10						
設備 制限	やや容易 やや容易	普通 やや容易	普通 やや容易	複雑 複雑	普通 容易	普通 容易	普通 容易	やや複雑 普通	やや複雑 普通	やや複雑 普通	やや複雑 普通	やや複雑 普通	やや複雑 普通	やや複雑 普通			
運転 技術	実用可、 吸気水分凍 結対策これ から	実用可、 空気とヘリ ウムでの実 績あり、N ₂ でなし	実用可、 クロロス 部は空気と ヘリウムで の実績あり、 N ₂ でなし	実用可、 ディーゼル 部実用済、 ガスタービ ン部は空気 とヘリウム での経験、 N ₂ でなし	実用可、 排熱回収 ラントンで の実績あり	実用可、 化学プラ ン等での類 似実績あり	実用可、 液化ガス ラントン等 での類似実 績あり	実用可、 液化ガス ラントン等 での類似実 績による	実用可、 液化ガス ラントン等 での類似実 績による	実用可、 液化ガス ラントン等 での類似実 績による	実用可、 液化ガス ラントン等 での類似実 績による	実用可、 化学プラ ン等での類 似実績あり	実用可、 化学プラ ン等での類 似実績あり	実用可、 化学プラ ン等での類 似実績あり			

策である。二つの効果向上策が実を結ぶことを期したい。実用化には社会からの要請もあろう。現状はLNG供給が、社会に還元されるにはガスと電力の事業を通じてなされる。いずれの冷熱発電・LNG再ガス化システムを採用するにせよ、両事業の協調と技術開発によって安定安全供給の確保と他種の新規開発発電コストとの競合に耐えるべきものとしなければならない。

今日冷熱発電の実施例は世界にその例をみないが、我が国では技術開発が進み、次々に実験計画や実証プラントが発表されつつある。国際的にも冷熱発電は関心を持たれ、運転制御や信頼性などを含む技術問題や実用化の可能性の議論も今後、益々活発化しよう。本論がその開発の方向の理解に少しでも役立つならば望外の喜びである。

最後に本論は、まづ1960年における東京大学名誉教授西脇仁一先生、同教授平田賢先生を中心とする「高温ガスタービンの基礎研究」、近くでは1975年以来、平田先生の主幹され、財日本システム開発研究所の主任研究員垣田行雄氏が幹事をされている「コミュニティ・エネルギー・システム研究会(途中改称)」や「コミュニティ発電システム訪欧調査団」における調査研究に小生も参加し、そこで得た成果や基本思想がLNG冷熱利用発電システムという場にも応用展開できることを示した一試論であると述べたい。ここに、西脇・平田両先生に深く感謝すると共に、委員会等での諸兄氏の御努力と、それらの研究を共にした諸兄氏からLNG冷熱利用に関する最新の貴重にして詳しい資料類の御提供を通じてのみ本稿が可能であったことを記し御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 矢崎, エネルギー, Vol. 12, No. 2, 日本工業新聞社, 1979 pp. 34-39
- (2) D. Weber, 森訳, エネルギー, Vol. 11, No. 11, 日本工業新聞社, 1978, pp. 42-50
- (3) 金沢, 町田, 金属材料, 7巻, 8号, pp. 9-15, p. 28
- (4) 一色, 鉄と鋼, 64年, 13号, 日本鉄鋼協会 1978, pp. 247-259
- (5) 伊藤, 熱管理と公害, Vol. 30, No. 8, 1978 pp. 55-57
- (6) 二和田, 熱管理と公害, Vol. 30, No. 8, 1978 pp. 41-44
- (7) 富岡, 熱管理と公害, Vol. 30, No. 8, 1978 pp. 24-30
- (8) 三井造船, 三井ORCS, 有機媒体を使用した廃熱回収システムの開発
- (9) 特 開 昭51-50907
- (10) 特 開 昭49-17401
- (11) D. Schmidt, Pipe Lime Ind., Dec. 1977 pp. 47-48
- (12) Snamprogetti, LNG. Regasification/a quick comparison
- (13) Brown Boveri Co., Nitrogen Turbine for LNG Regasification
- (14) H. Haselbacher, 第5回LNG国際会議重要論文集
- (15) A. Pocrnja et al, 第5回LNG国際会議, Session II, Paper 11
- (16) 毎日, 昭53・12・21/日経産業 昭53・10・31/日経産業 昭53・12・5/日刊工業 昭53・4・21/朝日 昭54・1・9など
- (17) Snamprogetti, More Energy Form LNG/Electric Energy from LNG Regasification, SP/BBC Process 1 and 2
- (18) 日立製作所, 日立一低沸点媒体サイクル発電
- (19) 平田, 秋山, 日本機械学会技術講演会(第1回) 講演論文集No. 780-1(1978), 69.
- (20) (財)日本システム開発研究所, コミュニティ発電システム訪欧調査団報告書(1978-5).
- (21) 造船協会, 船用高温高圧ガスタービンの研究(第1報(1960))(第2報(1961)).
- (22) 平田, 日本機械学会誌, 70, 581(1967), 897.
- (23) 熱エネルギー技術協会, 高熱効率コミュニティ発電システム調査研究報告書(第1報1977-6)(第2報1978-9).

化学プラントにおけるガスタービン

千代田化工建設㈱プロセス機器部 坂 口 順 一

1. はじめに

化学プラントにおけるガスタービンは、プラント自家発用パワージェネレーター・ドライブとセントリフューガル・コンプレッサーやポンプなどの駆動機として使用されるメカニカル・ドライブに目的上大別される。またガスタービンは仕様上長時間の連続運転に適し、出力も大きいヘビー・デューティータイプとガスジェネレーターに航空機用ジェットエンジンを転用したエアクラフトタイプがある。通常化学プラントで用いられる大型タービンはヘビー・デューティータイプであり、エアクラフトタイプはパイプラインのポンプステーションにおける原油移送用ポンプやガス圧送用コンプレッサーなどの駆動機として主に使用されている。本文ではメカニカル・ドライブ用ヘビーデューティーガスタービンに関して、その現状及び問題点と展望について述べる。

2. 現 状

メカニカル・ドライブのガスタービンは天然ガスや油田から原油に付随して発生したガスの集積・圧送・液化・インジェクションなどガスプラントにおけるセントリフューガル・コンプレッサーの駆動機に多くの使用例を見出す事ができる。

アメリカ合衆国において1960年代初め頃からガスプラントの建設が盛んになり、プラント容量の増大とともに、60年代中頃からそれまでのレシプロ式ガスエンジン・コンプレッサーに代ってガスタービン駆動のセントリフューガル・コンプレッサーが使用されるようになった。ガスプラントでは石油精製プラントと異り、プラントの熱源及びプロセスに蒸気を必要としない場合が多く、ガスタービンを蒸気タービンに代ってコンプレッサーなどの駆動機として使用する事により、ボイラー設備が不要となるという大きなメリットがある。とりわけ中東諸国のようにボイラー給水・復水器

冷却水を得るのにコストがかかる地域ではガスタービンの使用が非常に適していると言える。

1976年から78年までにイランでは数種のガスプラントにコンプレッサー駆動大型ガスタービンが数十台納入された。中でもイラン・日本合弁企業がバンダシャプールに建設中の石油化学コンビナートの原料ガスの圧送・冷凍のため9ヶ所の井戸に対して約12000HPから2500HPのガスタービンが2台ずつ計18台設置されている。これらはガス集積プラントにおける代表的使用例である。

LNGプラント(天然ガス液化設備)の使用例としてインドネシア・アルンのプラントがあげられる。ここではプロパン、混合冷媒低圧・高圧の3種類のコンプレッサーの駆動機としてGE社製約25000HP2軸式ガスタービンが、3系列のプラントに計9台設置され一部は既に運転されている。NGLプラント(天然ガソリン、プロパン、ブタンなど天然ガスに比べて重質なガスを回収する設備)は世界各地で建設中あるいは稼動中であるが、ガスタービン使用の例としてカタール国のNGLプラントをあげる事が出来る。そこでは冷凍システム用プロパンコンプレッサーの駆動機として約14000HPのガスタービンが使用されている。

ガスインジェクションプラントとは従来燃していた軽質のガスを地中に圧入する設備で、北海の海底油田、イランなどに例を見る事が出来る。北海においては最大吐出圧力650kg/cm²Aにも達するコンプレッサー駆動機として約20000HPのガスタービンが4台海上のプラットフォームに設置され現在稼動中である。

ガス圧送の例としてはアメリカ合衆国、ソ連、サウジアラビア、イランなどに数多く見出す事が出来る。中でもソ連から東欧諸国への天然ガスの圧送に多数のガスタービン、コンプレッサーが設置されたと聞いている。

(昭和53年11月21日原稿受付)

ガスプラント以外の例としては、石油精製プラントの接触分解装置（FCC ユニット）の空気コンプレッサー、アンモニアプラントあるいは尿素プラントの合成ガスコンプレッサー、エチレンプラントのコンプレッサーなどの駆動機として、ガスタービンが使用されたものもある。

3. 問題点と将来の展望

プラントの心臓部とも言える大型セントリフューガル・コンプレッサーの駆動機としてのガスタービンは、長時間の連続運転が可能で、信頼性が高く、保守が容易であり、各種の燃料が使用出来ること、アラビアなどの砂漠地域からシベリアのような寒冷地まで、時には海上のプラットフォームなどという設置場所の各種環境条件に適することが要求される。そのためプラントの計画段階から実績あるタービンを選定できるかどうかを念頭において、プラントの設計を行う必要がある。たとえば LNG プラントでは、ガスタービン駆動のコンプレッサーを使用する場合 1 系列のプラント容量がガスタービン出力により大きく左右されている。以下タービン燃料及び吸入空気の問題、タービンの熱サイクル及びタービン出力に関する展望について述べる。

3-1 タービン燃料 従来から使用されてきた天然ガス・精製したタービン燃料だけでなく、近年原油、原油残渣油のように粘度が高く発熱量が低い重質油や発熱量が低いガス燃料の使用が要求される場合があり、各タービンメーカーでは種々の対策を検討している。燃料の性状は燃焼室・タービン部の設計に大きな影響を及ぼす。

(1) 燃焼室では燃料の燃焼室における逗留時間と燃料の噴霧化に注意する必要がある。燃料の逗留時間はタービン流入部のガス温度のバラツキ、未燃焼ガスのタービン流入に関係するため、重質油を使用する場合は十分にその時間をとるため多数の燃焼器を設けている。重質油の噴霧は軽質油に比べて噴霧圧力を高くし、粘度が非常に高い場合は加熱して粘度を下げて使用する。

タービン部はガスタービン全体の中できわめて過酷な状況に置かれており、燃料・空気の性状にきわめて影響されやすい部分である。というのは

(1) 燃焼温度を 100°F (55°C) 上昇させることにより、タービン出力が 10%，効率が 1～4%

上昇するため、燃焼温度はタービン初段動翼材料の改良とともに年々上昇している。図 1 に GE 社の例を示す。高温における材料の引張り強度、疲労

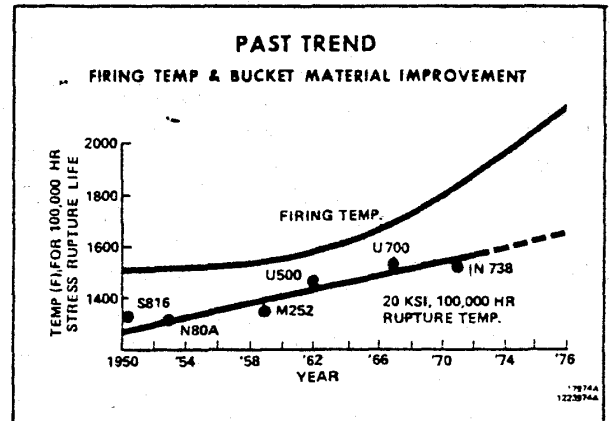


図 1

強さ、クリープ強度などの機械的性質だけでなく燃料・吸入空気などに付随して流入する金属分に対する耐磨耗性・耐食性がタービン翼設計の限界となっており耐食性を向上する目的で種々のコーティングの研究が進んでいる。重質油燃料はエロージョン・腐食を発生すると考えられる金属分を多く含む場合が多い。これらの原因となる金属分はバナジウム・ナトリウム・カリウム・鉛・カルシウムであり、この内カルシウムを除いたすべてが腐食の原因となり、上記すべての金属がデポジット発生の原因となる。デポジットの発生はタービンの冷却空気の小さな穴に付着して翼の寿命を著しく低下させたり、タービンそのものの性能低下を引き起すと考えられる。重質油の使用範囲も年々拡大する傾向にあり、以上のように金属分はタービン講入時に燃料中の金属成分の定量分析を行い、各タービン・メーカーの燃焼仕様に適合しているが検討する必要がある。

ガス燃料を使用する場合は、ガスの発熱量・発熱量の変動幅・液滴の混入・硫化水素・金属成分のトレースによる腐食などに注意をする必要がある。通常ガスタービンは天然ガスのような発熱量が大きくクリーンなガス燃料に適する設計を行っているものが多く、発熱量が非常に低いガスや腐食を発生させる成分が多い場合はタービンの燃焼コントロールや燃料系統に適当な設計変更が必

要となる。現在では石炭ガスのような110BTU/ft³もの低発熱量のガスによる運転も試みられていると聞く。⁽¹⁾可燃性液滴の混入は燃焼システムの下流で液滴の燃焼を発生する可能性があり、タービンノズル・動翼ろを過熱して損傷を起すことがある。このためタービン燃料系統の取り合い部で液状となる成分はセパレーターにより除去し、燃料系統中では過熱により凝縮を防止する場合もある。ガス発熱量の変動はGE社では±10%と規定しているが、異った燃料ガスを使用する場合はデュアルのコントロール系と燃料ノズルが必要となる。硫化水素が燃料ガスに含まれている場合、燃料配管は304ステンレスに変更しスピード・ストップのコントロール系統らは耐食性の強い材質に変更せねばならない。廃熱ボイラーなどでタービンの熱回収が行われる場合は、ヒーターまたはボイラーの腐食を防止するために硫化水素は30ppm以下でなければならない。

3-2 吸入空気 ガスタービンは大量の空気を吸入するため、吸入空気の性状はエロージョン・性能低下・腐食などの大きな影響を及ぼす。

エロージョンは軸流式空気コンプレッサー部及びタービン・燃焼器など高温部分で、砂や鉱物ダストのような固い微粒子により発生する。コンプレッサー動翼・静翼で翼表面がエロージョンやオイル・煙・塩分らの付着により滑らかでなくなり、コンプレッサーの性能低下を引き起こすことがある。コンプレッサー性能低下によりタービン出力が10%程度低下することがあり、クリーニングの方法としてクルミなどを吸入空気と共に吸い込ませて翼から付着物を除去する方法がある。

コンプレッサーの腐食は、吸入空気に含まれる塩分・酸などにより発生し翼の表面のピッチングを引き起こすことがある。燃焼室・タービン部など高温部の腐食は、燃料の項で述べたようにあるの金属が燃焼過程で硫分・酸素などと化合して燃焼器ライナー、タービンノズル・動翼などに付着し発生する。⁽¹⁾腐食の原因となる金属分は燃料・インジェクション蒸気・吸入空気などに含まれているため下記の式により燃料に含まれる当価金属成分として扱う事が出来る。

$$\left(\frac{A}{F}\right) X_A + \left(\frac{S}{F}\right) X_S + X_F = \text{Equivalent contaminats in fuel alone}$$

Where :

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \text{Air-to-fuel mass flow ratio}$$

$$\left(\frac{S}{F}\right) = \text{Steam-to-fuel mass flow ratio}$$

X_F = Contaminant concentration (weight) in fuel (p.p.m)

X_A = Contaminant concentration (weight) in intel air (p.p.m.)

X_S = Contaminat concentration (weight) in injected steam / water (p.p.m)

砂漠地域にガスタービンを設置した場合に砂嵐・ダストなどによるエロージョンが問題となるが、それだけでなくペルシャ湾地域などでは砂に塩分・硼砂など腐食を引き起す多くの成分を含んでいる場合が多い。海上のプラットホームに設置した場合も、海水の塩分を吸い込んで腐食を引き起こすことが考えられる。

吸入空気の処理には、設置環境に適した吸入空気フィルターの設置が重要となる。フィルターの選定には、ガスタービンの保守コスト、エロージョン・腐食による交換部品のコスト、フィルターの保守コスト、フィルターの建設コスト、タービン停止による補償費などを考慮することが重要である。タービン購入時において、設置環境を充分タービン・メーカーに伝え、購入側とメーカーとが詳細検討を行う事が望ましい。

寒冷地にガスタービンを設置する場合に、空気吸い込み部・フィルター・サイレンサーなどの空気通路における霜・氷結が問題になることがある。対策としてはタービン排気により吸入空気を温めたり、コンプレッサー吐出空気の一部が、タービン排気の一部を、吸入側にバイパスするなどの方法がある。

3-3 ガスタービン熱サイクル 従来メカニカル・ドライブとして使用されているガスタービンは、ほとんどが単純サイクルであるが、エネルギーコストの上昇により再生サイクル、コンバインド

サイクルなどの使用が検討されている。

(1) 図2にプロセスで蒸気が必要とされる場合のタービンの排熱利用について、5種の例を挙げる。ケースAは単純サイクルと別置きのボイラー，ケースBは再生サイクルと別置きボイラー，ケースCは再生サイクルと廃熱ボイラー，廃熱ボイラーで発生した蒸気だけでは不足の場合さらに別置きボイラーを持つ。ケースD1は単純サイクルと廃熱ボイラー，さらに蒸気が不足の場合に別置きボイラー，ケースD2は単純サイクルと燃焼廃熱ボイラーを持つ，コスト比較は図2のNotesにあら

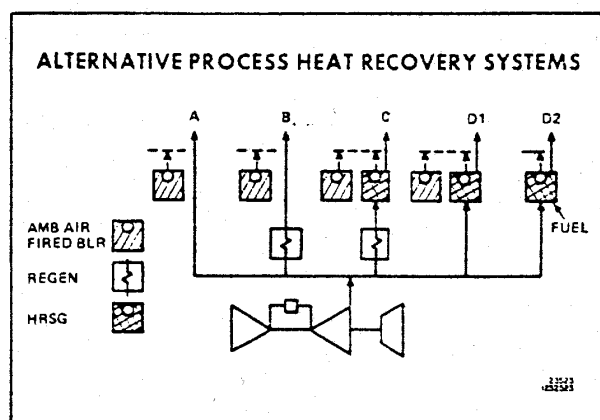


図 2

Notes :

Evaluations have been compiled for all five cases, based on the Model Series 5002(B) gas turbine with a site power requirement of 25,000 hp, and for the Model Series 3002 gas turbine with a site power requirement of 11,000 hp. Other premises used in the evaluation are :

Site conditions -90 F, sea level

Fuel - #2 distillate oil at \$2.00 / million Btu

Ambient air-fired boiler efficiency - 88 percent

Feedwater temperature - 228 F

Boiler blowdown - 3 percent

Process steam conditions - 250 psig, saturated

Specific gas turbine models and ISO ratings on distillate oil are :

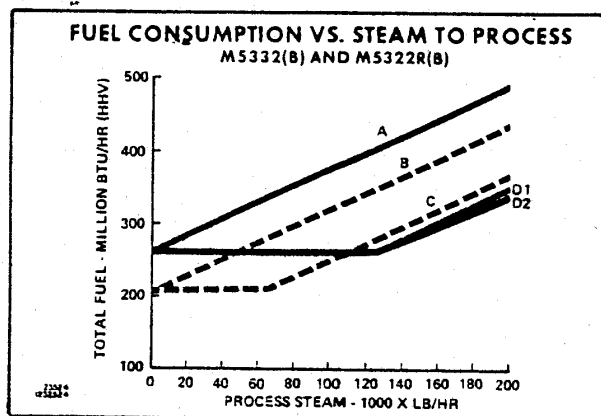
Simple cycle - M5332(B), 32,650 hp

Regenerative cycle - M5332 R(B),

31,000 hp

Simple cycle - M3142, 14,150 hp

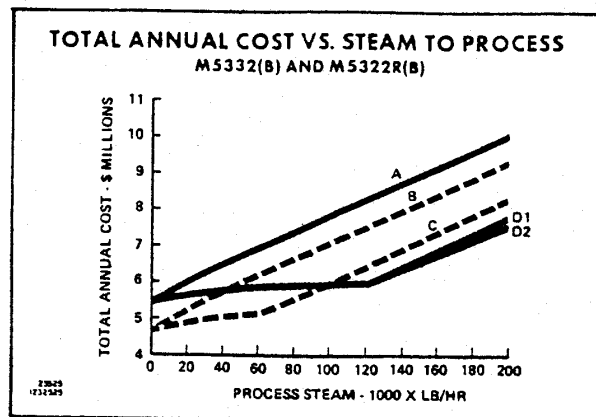
Regenerative cycle - M3132 R, 13,300 hp



BASIS :

1. 25,000 hp
2. 90 F, Sea Level
3. 250 psig, Saturated Steam
4. Distillate Oil

図 3



BASIS :

1. Fixed charges at 25 percent
2. Fuel - \$200 / Mil. Btu (HHV)
3. 8400 hrs/yr
4. 250 psig, Saturated Steam
5. 25,000 hp
6. 90 F, Sea Level
7. Distillate Oil

図 4

る条件に基く。結果は図3、図4に示す通りプロセスにおける蒸気の需要が少い時はケースC、多くなるとケースD1及びD2が経済的となる。ケースD1とD2の差は僅である。

(2) LNGプラントにおいて大型コンプレッサーの駆動機に、蒸気タービン、単純サイクル・ガスタービン、再生サイクル・ガスタービン、コンバインドサイクルを使用した場合のユーティリティ・コストの比較を表1に示す。蒸気タービンの蒸気条件・効率はメカニカル・ドライブとして充分実績のある標準的な値を使用している。プラント容量の増大、燃料コストのアップとともにLNGプラントでもコンバインド・サイクルの使用を検討

する必要がある。現在主流となっている、プロパン予冷・混合冷媒方式では、ほぼ同出力の3種類のコンプレッサーが使用されるがそのケースにおけるタービン配列の一例を図5に示す。

3-4 ガスタービン出力レンジ 現在2軸式ガスタービンでメカニカル・ドライブとして充分実績あるものは、ISO定格で約33000HPのタービンである。しかし大気温度が高い地域では、ISO定格の85%程度に実際のタービン出力が減少するため、28000HPが最大出力のものとなる。一方蒸気タービンでは最大100000HPのコンプレッサー駆動タービンが稼動中である。

表-1 Thermal ratings of utility systems for large LNG plants

System	Heat rate Btu(LHV)hp ^a	Avg. thermal efficiency. % ^a	Annual fuel cost for 1 billion scf LNG plant, \$MM ^b
Steam	9,200 - 9,700	27	3 1.15
Simple gas turbine...	9,500 - 10,000	26	3 2.35
Regenerative gas turbine	7,500 - 8,000	33	2 5.49
Combine cycle	7,000 - 7,500	35	2 4.03

^a Heat rates and thermal efficiencies are typical values for proven industrial equipment. Actual values may vary depending on ambient conditions, size and capacity, economic criteria and other factors.

^b Based on gas cost of \$1/MMBtu, 450,000 bhp and 340 annual stream days.

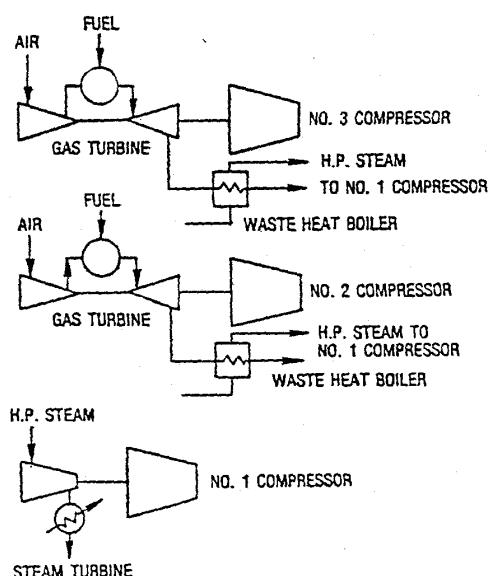


図 5

LNGプラントにおいて現在1系列の容量が300MMSCFDが計画されており、50000HP程度の蒸気タービンが使用されると考えられる。しかしながらガスタービン駆動の場合は、インドネシア・LNGプラントにおける1系列200MMSCFDが最大となる。エチレンプラントにおいても、現在チャージガス・コンプレッサー駆動タービンが最大60000HPであることから、ガスタービンを駆動機として使用する場合にチャージガス・コンプレッサーの駆動機を1段、2段のコンプレッサー別個に持つなどの検討が必要となる。

(3) GE-日立社が開発したMS7002形ガスタービンは、60000HP級2軸ガスタービンであり、従来のMS7001形1軸ガスタービンと30000HP級2軸ガスタービンの設計概念・実績を基に開発したタービンである。このタービンの出現により従来のLNGプラント・LPGプ

ラントなどの1系列容量がアップされることも近い将来において、期待されている。

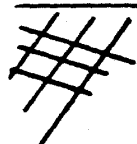
ガスタービンをコンプレッサー駆動機として使用した場合に、注意せねばならない点にコンプレッサーとタービンの回転数がうまくマッチするかどうかがある。蒸気タービンを使用した場合には、コンプレッサーの回転数に合わせてタービンを設計するため通常問題はない。しかしながらガスタービンの場合は、最大出力を出す定格回転数はモデルごとに定められており定格回転数の80%では、出力が90%程度に減少し、ヒートレートは5～10%増加する。このためコンプレッサーとタービンを直結にするか、増速機または減速機を使用するかを、信頼性・建設コスト・運転コストなどの点から検討する必要がある。プロセス設計及びコンプレッサー選定の段階においても使用するタービンを念頭に置いて計画を進める必要がある。

4. あとがき

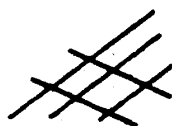
大型ガスタービンの購入コスト・運転コストは、プラント全体の建設コスト・運転コストに占める割合が大きく、またそのトラブルはプラントの運転にとって致命的である。エンジニアリング会社にとってタービンメーカー、モデルの選定はきわめて重要となり、購入にあたり実績に重点を置いたきわめて詳細な技術検討を行うと共に、設置環境・使用燃料・運転ケース・被駆動機などを十分に考慮の上、購入仕様書を作成しなければならない。

参考文献

- (1) 23rd General Electric Gas Turbine state of the Art Engineering Seminar
- (2) DINAPOLI, Trends in base load LNG plants. Hydrocarbon Processing December 1975
- (3) 小島, 大島, 星野, 大空量2軸形ガスタービンの開発
日立評論 Vol.56. No.11



技 術 論 文



ガスタービンの10万時間運転実績

東京芝浦電気株式会社 タービン工場開発部 山 本 一
" タービン工場開発部 齊 藤 初 雄
" 火力タービン技術部 片 寄 成 実

1. ま え が き

ガスタービン発電所は、蒸気タービン発電所に比べて、補機類が少なく、比較的コンパクトな発電所とすることができ、冷却水使用量が少ないこと、起動停止が容易等の特徴を生かし、坑内ガスを燃料とする内陸部の炭坑地域で、有効に利用されている。特に燃料は、鉱内から発生するメタンガスを使用しており鉱内のガス抜きという安全対策と、ガスの有効利用という二つの面で役立っている。

また鉱内ガスは、腐食性分が少く、ガスタービン燃料としては良好である。

ベースロードの発電にガスタービンを用いる場合、年間を通じて運転されるため、特にその耐久性と信頼性および補修の容易さが要求される。

ここに紹介する、住友石炭鉱業株式会社殿赤平礦業所1、2号機および三井石炭鉱業株式会社殿砂川鉱業所1号機のガスタービンは、運転開始後、10年以上経過し、現在も好調に運転を続け、耐久性と信頼性を誇っている。図-1に外観を示す。

一番古い、赤平1号機の場合、設置以来14年間を経過し、延べ運転時間10万時間を越し、その間の運転信頼度99%以上を記録するなど輝かしい運転実績を作ってきた。

また砂川1号機では、ガスタービンに蒸気噴射を行なって許容タービン入口温度以内で出力を増加することにより、定格出力に対する負荷率110%という記録を作っている。

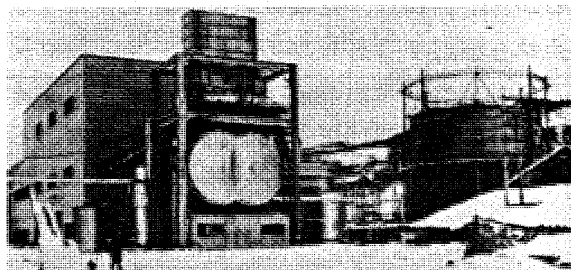


図1 住友石炭鉱業株式会社殿赤平礦業所1号機

ここでは、これら北海道の炭坑用自家発電設備3台について、運転実績、おもな補修項目、および10万時間経過に伴う点検結果について報告する。

2. 設 計 仕 様

2-1 要 項 製作当時としては最新形の、タービン入口温度が750℃のType 8-750℃再生形で、ISO定格時の設計要項を表1に、熱精算図を図2に示す。実際の認可出力は、各発電所によって異なっている。

2-2 使用材料 表2に主要部品の使用材料を示す。

3. 現在までの運転経過と実績

表-3に、3台のガスタービンの運転経過と実績を示す。

表中の運転信頼度、設備信頼度、稼働率および平均負荷は次式で定義する。

$$\text{運転信頼度 } R1 = \frac{\text{総運転時間 } b}{\text{総運転時間 } b + \text{事故停止時間 } c}$$

(昭和53年10月23日原稿受付)

$$\text{設備信頼度 } R2 = \frac{\text{総経過時間 } a - \text{事故停止時間 } c}{\text{総経過時間 } a}$$

$$\text{稼働率 } U = \frac{\text{総運転時間 } b}{\text{総経過時間 } a}$$

$$\text{平均負荷 } P = \frac{\text{総発電量 } p}{\text{総運転時間 } b}$$

表1 設計要領

形 式		Type 8-750°C-再生形	
大 気 状 態	温 度	15	°C
	圧 力	1.0332	ata
タービン入口温度		750	°C
空 気 流 量		58	kg/s
圧 力 比		5.3	
定 格 速 度	ガスタービン	4,755	rpm
	発 電 機	3,000	rpm
発 電 機 端	出 力	6,000	kW
	熱 効 率	26.4	%
廃熱回収ボイラ蒸気発生量		5	t/h
熱 利 用 率		42.3	%
圧 縮 機 形 式		軸流17段 反動形	
タービン形式		軸流7段 反動形	
燃 焼 器 形 式		単胴筒形逆流式	
再生用熱交換器形式		管形熱交換器	
廃熱回収ボイラ形式		フィン付形熱交換器	
発電機容量および形式		3,500 kVA 三相交流同期発電機	
起動装置容量および形式		300 kW 三相巻線形誘導電動機	
使用燃料の種類		坑内ガス(主成分:メタン)	

なお、最長連続運転時間は、砂川1号機の1976年7月21日より、1977年6月31日までの8244時間である。

4. 補修項目

ガスタービンに使用される部品の温度範囲は、大気温度から1,800°Cの燃焼ガス温度まで非常に広く、材質は使用温度に応じて選定されているものの、補修部品は高温部に多く、その主な内容は下記の通りである。

4-1 タービン動翼および静翼

(1) 動、静翼の曲り、打痕、クラック

(2) レーシングワイヤの摩耗

4-2 タービンロータ防熱片の損傷

4-3 燃焼器内筒片および頭部部品

(1) 内筒片の高温酸化

(2) 頭部部品の高温酸化

5. 10万時間点検とその結果

ガスタービン材料は使用部位によって異なるが、高温強度や高温ガス腐食抵抗のより優れた超合金鋼が用いられている。しかし、高温強度が優れた超合金鋼であっても動翼や静翼などの高温部材は、高温で長時間使用されると材質変化を生ずる。

運用10年経ったプラントでガスタービン主要部品の材質変化を調べた。

5-1 タービン動・静翼 運転時間64,000~100,000時間使用

したA、Bプラントの第1~4段動翼、ならびに段落の異なる静翼を一部抜き取り供試材とした。使用材は2項に記述の如く、高温域がS590、低温域が16Cr-14Ni-W-Ti鋼である。(1) かたさ分布 動翼の縦断面全長に亘って、ビッカース硬度計で測定した結果を図3に示す。

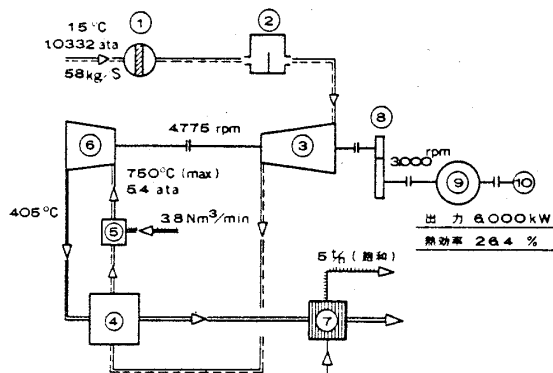


図2 熱 精 算 図

1	燃 気 フィルタ
2	減 速 器
3	圧 縮 機
4	再生用熱交換器
5	燃 焼 器
6	タービン
7	廃熱回収ボイラ
8	減 速 器
9	発 電 機
10	起 動 電 動 機

表2 主要部品の使用材料

部 品 名 称		材 質
圧縮機	動翼および静翼	SUS403
	ロ ー タ	C_r-M_o-V 鋼
	ケーシング	FC20
燃 焼 器	外 筒	SB42
	内 筒	内 筒: SUS310S, SUS29 内筒片: $21C_r-T_i$ 鋼
タービン	動翼および静翼	高温部: S590 低温部: $16C_r-14$ N_i-W-T_i 鋼
	ロ ー タ	C_r-M_o-V 鋼
	ケーシング	M_o 铸鋼

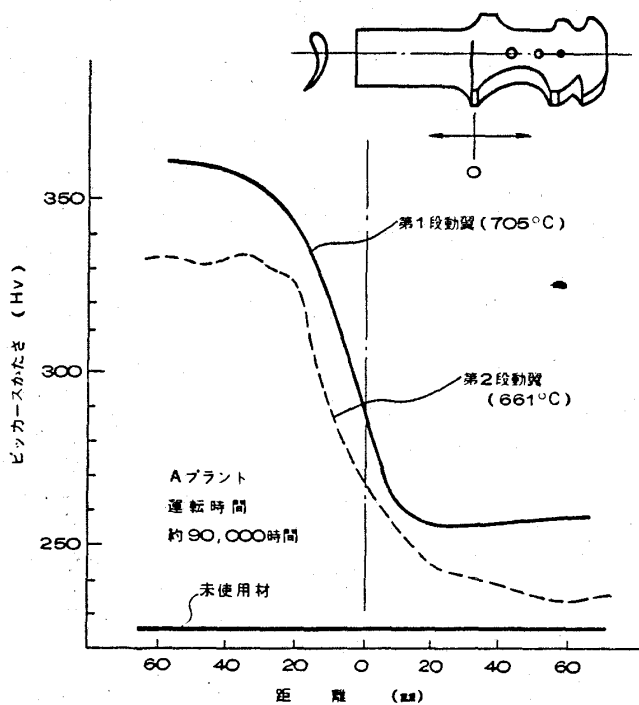


図3 動翼断面のかたさ分布

使用前は当然のことながら翼全長に亘り、かたさは均一な分布を示すが、使用時間の増大に伴って、翼の中央から先端にかけて硬化し、使用温度が高い程その傾向が著しい。

図4は各動翼の有効部、植込部のかたさ結果を、使用温度、運転時間とかたさの関係からラーソンミラーパラメータに整理したものである。使用温

度が高く、しかも使用時間が長いと、時効硬化が促進されることがわかる。

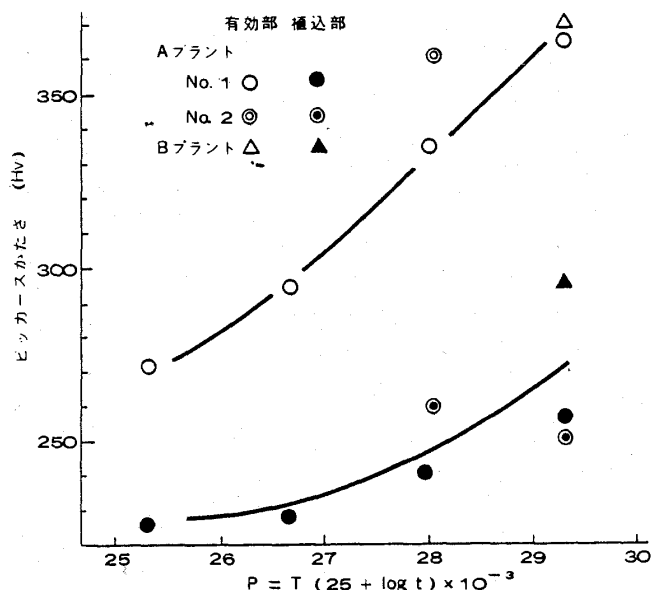


図4 各動翼の使用温度、運転時間とかたさの関係

静翼についても動翼と同様のかたさ分布を示している。低温域の動静翼は加工硬化型材料で長時間の使用により軟化している。

(2) 金属組織調査 図5にAプラントで100,000時間使用した第1段動翼の組織を示す。植込部ではS-590の示すオーステナイト組織中に炭化物が分散した状態で、使用前の組織に比してほとんど変化は認められない。しかし有効部においては、ややオーステナイト粒界が不明瞭となり新たな析出物が観察される。

さらに2段レプリカ法を用い、電子顕微鏡による微視的組織を観察すると、植込部は結晶粒界に微細な炭化物がみられ、結晶粒内には粒状炭化物(M_6C 型と思われる)が分布している。有効部については、植込部同様 M_6C 型の粒状炭化物がやや多く観察される他に、 NbC とさらに新たな析出硬化相であるLaves相が粒内に著しく多く分布している。

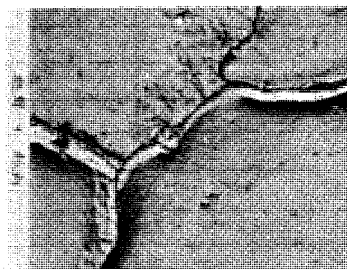
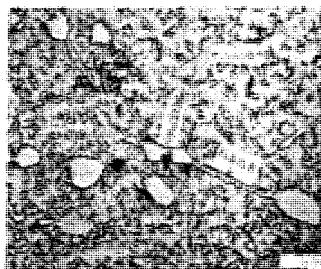
なお、静翼についても同様な結果が得られた。

(3) クリープ破断性質 A, Bプラントで長時間使用した第1段動翼の植込部、有効部からクリープ破断試験片を採用し、試験温度730℃、

表3 運転経歴と運転実績

調査期間	プラント	総経過時間 a hr	総運転時間 b hr	総発電量 P kWh	起動回数 n	事故停止時間 c hr	運転信頼度 $R_1 = \frac{b}{b+c} \%$	設備信頼度 $R_2 = \frac{a-c}{a} \%$	稼働率 $U = \frac{b}{a} \%$	平均負荷 $p = \frac{P}{b} \text{ kW}$
64. 2. 9~65.12.31	A1	16,608	12,189	68,740,500	—	131.0	—	—	73.30	640
	A2	8,592	5,376	32,581,800	—	64.6	—	—	62.60	6,060
	B									
66. 1. 1~66.12.31	A1	8,760	7,268	—	—	—	—	—	83.00	—
	A2	8,760	8,186	—	—	—	—	—	93.45	—
	B									
67. 1. 1~67.12.31	A1	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	2,208	2,162	12,923,060	10	—	—	—	97.92	5,980
68. 1. 1~68.12.31	A1	8,784	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,784	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	8,784	8,250	49,215,900	8	—	—	—	93.92	5,968
69. 1. 1~69.12.31	A1	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	8,760	8,154	58,714,800	8	—	—	—	93.08	7,202
70. 1. 1~70.12.31	A1	8,760	8,322	43,616,600	5	4.0	99.95	99.96	95.00	5,241
	A2	8,760	8,305	33,988,800	6	10.0	99.87	99.80	94.80	4,093
	B	8,760	8,300	59,014,000	3	6.0	99.92	99.93	94.74	7,100
71. 1. 1~71.12.31	A1	8,760	8,333	49,670,100	3	0	100	100	95.12	5,961
	A2	8,760	8,308	41,116,900	6	16.0	99.8	99.81	94.84	4,949
	B	8,760	8,372	56,413,000	4	7.0	99.91	99.93	95.57	6,733
72. 1. 1~72.11.30	A1	8,040	7,672	42,382,600	4	4.0	99.95	99.95	95.42	5,524
	A2	8,040	7,610	34,750,300	4	1.0	99.97	99.99	94.65	4,566
	B	8,784	8,301	60,890,600	3	123.3	99.45	98.60	94.50	7,335
72.12.1~73.11.30	A1	8,760	8,221	44,296,100	8	1.0	99.99	99.99	93.85	5,388
	A2	8,760	8,248	35,975,000	6	1.0	99.99	99.99	94.16	4,362
	B	8,716	7,641	56,173,700	2	82	99.89	99.90	95.32	7,352
73.12.1~74.12.31	A1	9,504	8,176	47,166,900	10	0	100	100	86.03	5,763
	A2	9,504	5,521	23,986,100	21	0	100	100	58.09	4,345
	B	9,504	9,051	66,191,100	4	19.0	99.79	99.80	95.23	7,313
75. 1. 1~75.12.31	A1	8,760	7,503	45,667,100	11	0	100	100	85.65	6,087
	A2	8,760	4,616	22,045,300	36	0	100	100	52.27	4,776
	B	8,760	8,320	50,389,000	5	10.0	99.88	99.89	94.98	6,056
76. 1. 1~76.12.31	A1	8,784	3,747	22,398,600	20	0	100	100	42.66	5,978
	A2	8,784	6,644	44,270,000	16	0	100	100	75.64	6,663
	B	8,784	8,268	48,456,000	1	0	100	100	94.13	5,861
77. 1. 1~77.12.31	A1	8,760	6,260	27,235,400	40	0	100	100	71.46	4,351
	A2	8,760	7,981	50,055,900	9	0	100	100	91.11	6,272
	B	8,760	8,337	46,908,000	3	11.0	99.87	99.87	95.17	5,626
総計および平均	A1	121,896	101,328	514,099,100	309	140.0	99.86	99.89	83.13	5,074
	A2	111,624	94,347	502,078,900	248	92.6	99.90	99.92	84.52	5,322
	B	89,880	85,156	565,289,160	51	184.5	99.78	99.79	94.74	6,638

A1: 住友石炭鉱業株式会社殺赤平礦業所1号機 1964年2月5日運転開始
 プラントA2: " " 2号機 1965年4月8日 "
 B: 三井石炭鉱業株式会社殺砂川礦業所1号機 1967年10月1日 "

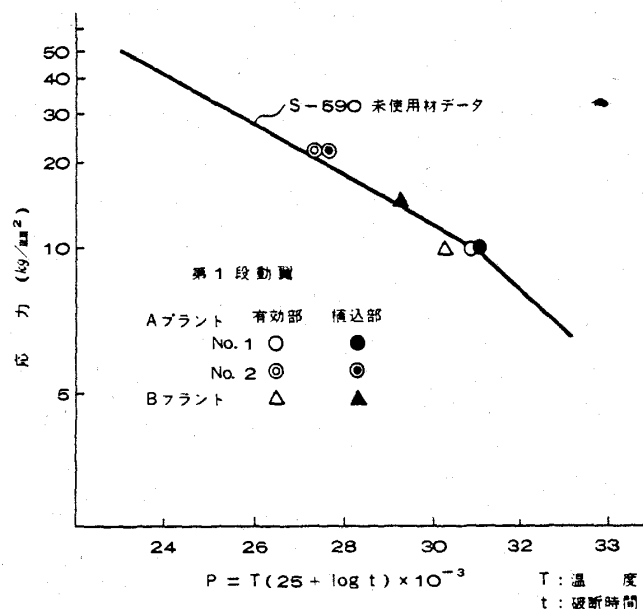
光学顕微鏡
組織電子顕微鏡
組織
(レプリカ法)

有効部

植込部

図5 第1段動翼の金属組織

850℃、応力10, 15, 21 kg/mm²でクリープ破断試験を行ない、それをラーソンミラーパラメータで整理した結果を図6に示す。

図6 各プラント長時間使用後のク
リープ破断強さ

未使用材に比して、各データとも高温長時間使用においても、著しいクリープ破断性質の変化は認められない。強度のみを考えた場合の劣化はほとんど受けていない。しかし、破断伸びおよび絞

りについて、いずれも長時間の使用によって減少している。

植込部と有効部の強度差は僅少であるが、植込部に比べて有効部の強度が、高温長時間の使用により、わずかながら低い結果を示している。

5-2 ロータおよびケーシング 約90,000時間経過したAプラントのロータ、ケーシングを非破壊的に経年調査を試みた。それぞれの使用材はロータがC_r-M₀-V鋼で、ケーシングがM₀

鋳鋼である。

(1) ロータ 図6に各部のシェアカタさ測定位置と、その結果を示す。

使用温度とカタさの関係から分る様に、製造時のカタさレベルと比べると高温部は軟化、逆に低温部はやや硬化の現象がある。いずれも長時間の使用により経年変化が生じている。

図8に示した、高温部とロータ端部の電子顕微鏡組織から、高温部は球状化した炭化物が析出していることが分り、これがカタさの軟化に起因していると推定される。

(2) ケーシング ケーシング水平継手面および内面各部をショア硬度計で計測した結果、ケーシング全域がHs 19~23の範囲であり、製造時に比して約Hs 5程度の軟化が確認された。引張強さに換算すると約10 kg/mm²の低下に相当する。

電子顕微鏡による組織観察からも、凝集粗大化した炭化物が結晶粒界に析出しているのが認められる。

6. ま と め

長期間運用されたプラントを調査して高温雰囲気中で、定常および非定常な運転状態を長く経験した材料において寿命消費していることが明らかとなった。

動、静翼は長時間の加熱によって、カタさの変化が最も顕著な挙動を示している。

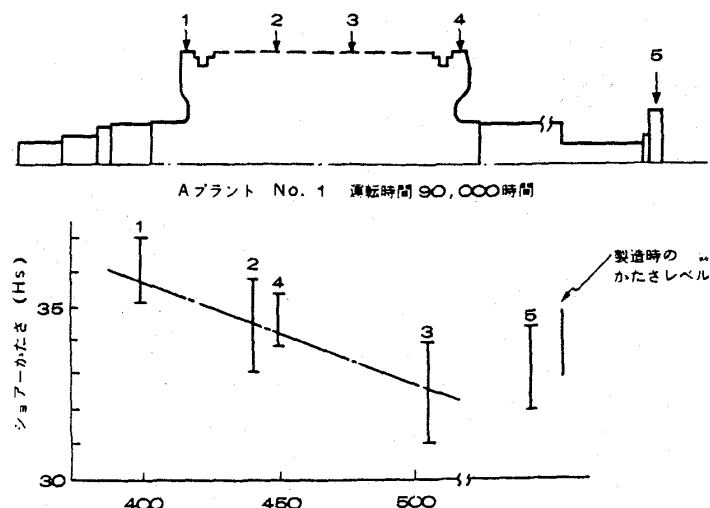
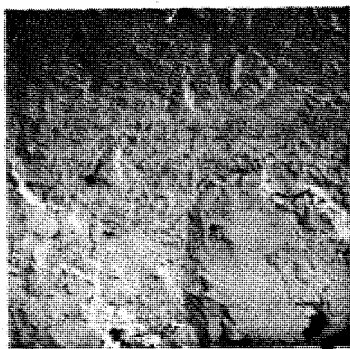


図7 かたさの測定位置ならびにかたさと使用温度の関係

高温部



低温部



図8 ロータの顕微鏡組織

長時間加熱されることによって時効硬化と組織変化が促進され、著しい靱性の低下を来している。高温強度そのものには変化はなかったが、今後の使用による過時効軟化によって高温強度の漸減などが予想される。従って動静翼の交換は、過時効軟化以前に行うべきである。

ロータ、ケーシングの高温部では、炭化物が結晶粒界に凝集粗大化し、経年的な組織変化が生じ

ている。

ガスタービンの設計寿命は、高温部を除いて10万時間が一般的であるが、実際に10万時間以上の運転実績を有し、なお現在も順調に稼動している例は稀である。これは、重構造の設計による他、無理のない運転および適切な補修によって築きあげた記録とも言える。

10万時間を一つの区切りとして、総点検を実施し、数多くの貴重なデータを得ることができたことは、ユーザの多大の好意によるものである。今後、ガスタービンの高温、大容量化が進行するものと予想されるが、本文がその一助になれば幸いである。

航空宇宙技術研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04 12:—

ものとした。主な計算式は次の通りである。(詳細は文献(7)を参照)

〔冷却効率〕

$$\eta = \frac{1 + \eta_f \left(\frac{h_g}{h_c} + \frac{h_g t}{k} \right)}{1 + \frac{h_g}{h_c} + \frac{h_g t}{k}} \quad (1)$$

温度勾配

$$\frac{\Delta T}{t} = \frac{\frac{h_g}{k} (1 - \eta_f)}{1 + \frac{h_g}{h_c} + \frac{h_g t}{k}} (T_g - T_c) \quad (2)$$

一次元熱応力 (外面)

$$\sigma_T = E \alpha_T (1 - \eta) (T_g - T_c) \quad (3)$$

ここで,

$$\text{フィルム冷却効率: } \eta_f = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} \quad (4)$$

であり,

Eは縦弾性係数, α_T は線膨張係数, その他の記号は図1に記す通りである。また, 式(4)のフィルム冷却効率に対しては, 西脇のスリットによる実験式⁽⁸⁾で与えた。

図2は計算結果の一つであり, 材料にX-40

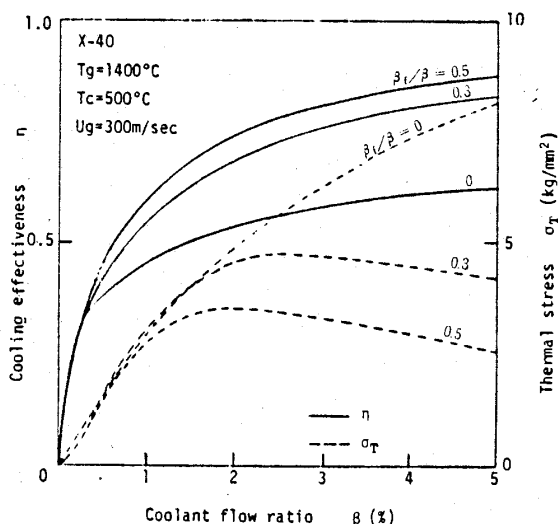


図2 冷却と熱応力の関係

を用い, β_f/β はフィルムに用いた冷却空気流量比 (β_f) の全冷却空気流量比 ($\beta \equiv G_c/G_g$) に対する割合を示している。純対流冷却 ($\beta_f/\beta=0$)

では, β を増すに従って冷却効率の向上は得られるが, 同時に熱応力が大きく増大する。これは β と共に内面熱伝達率が向上し, 板の肉厚方向熱流束が増す事によって温度勾配が増大するためである。従って, 応力と翼金属温度から決定する翼寿命は, 冷却空気流量の増加と共に延伸するとは限らない。これに対し, フィルム冷却を適用した場合 ($\beta_f/\beta=0.3$ および 0.5) は, β の増加により冷却効率が向上すると共に熱応力の減少が認められ, 翼寿命に対する利得は大きい。これは冷却フィルムの存在によって翼外面に接するガスの温度が低下し, 同時に内面冷却に寄与する冷却空気流量が減少して内面熱伝達率が低下するため, 熱流束が減少し肉厚方向温度勾配が低下することによる。

3. 円柱による円孔吹出し流量特性⁽⁹⁾

翼の前縁部は外面熱伝達率が最も高いにも拘らず, 内面に冷却面積を充分確保出来ないため, 冷却が容易ではない。この部分に対する有効な冷却法として, 前縁近傍にフィルム吹出し孔を設け, 孔内面の対流冷却と孔下流のフィルム冷却とを併用する方法が考えられている。この場合, 吹出し流の挙動は, その孔近傍の翼面静圧に大きな圧力勾配があり, 翼面の曲率も大きいため, 平板吹出しとは非常に異なったものとなる。従って, この部分の設計に対しては吹出し孔の位置, 角度等の構成に対するフィルムの形成および吹出し流量特性の予測が特に必要とされる。ここでは, 吹出し孔の流量特性および孔の圧力損失を把握するため, 翼前縁部を円柱で模擬し, 側面に種々の単一円孔をあけ, 円柱に直交する一様流中における吹出し実験を行なった。図3は円柱模型と円孔の種類を示し, No.5孔は, 円柱軸に対してスパン方向に 45° の傾きを有している。

流量特性を流量係数で表現することとし, 吹出しのない場合の孔出口圧力 P_e を用いて次の様に定義した。

$$\alpha_c \equiv Q_c / \left[\frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 (P_c - P_e) / \rho_c} \right] \quad (5)$$

Q_c は測定した吹出し空気体積流量であり, P_c は吹出し空気の模型内圧力である。孔出口圧力 P_e ($C_{pe} \equiv (P_e - P_\infty) / (\frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2)$) は各模型で吹出し孔位置 θ_c (孔中心の前縁からの回転角) に

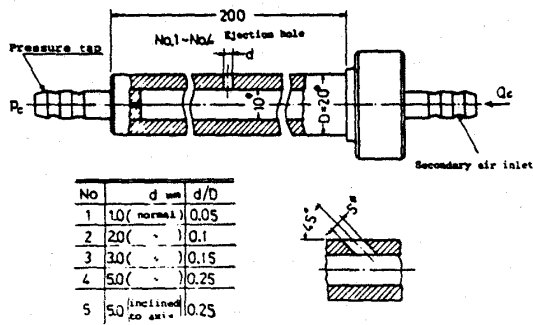


図3 円柱モデルと空気孔の種類

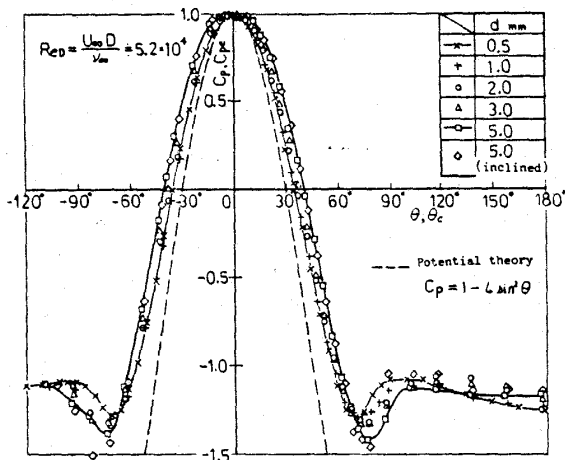


図4 吹出しのない場合の吸出し孔出口圧力

対して図4の様に求められた。出口圧力は孔径の大きな程高くなっている。

吹出し圧力 P_e を主流動圧で無次元化し、 $C_{pe} \equiv (P_e - P_\infty) / (\frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2)$ (吹出し圧力係数) として定義すると、流量係数 α_c は吹出し圧力差 $C_{pe} - C_{pc}$ および吹出し孔位置 θ_c によって図5の様に变化する。前縁 ($\theta_c = 0^\circ$) 以外の位置では吹出圧力差の増大と共に α_c が大きくなり、この傾向は孔径の大きな程強い。また前縁に近い程 α_c は大きくなり、孔径の大きな模型では前縁および $\theta_c = 15^\circ$ において α_c が1より大きくなる場合がある。

図6は吹出し圧力 C_{pe} を1.2に一定した場合の θ_c による無次元流量 $v_c / U_\infty \sqrt{\rho_c / \rho_\infty}$ (ここに $v_c = Q_c / (\pi d^2 / 4)$) と α_c の変化を示したものである。流量は出口圧力 P_e の最も高い前縁において最小値をとり、 θ_c と共に増大する。前縁の極く近傍を除いて $|\theta_c| < 35^\circ$ の範囲では流

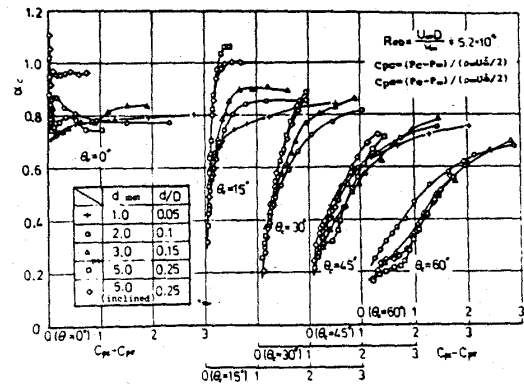
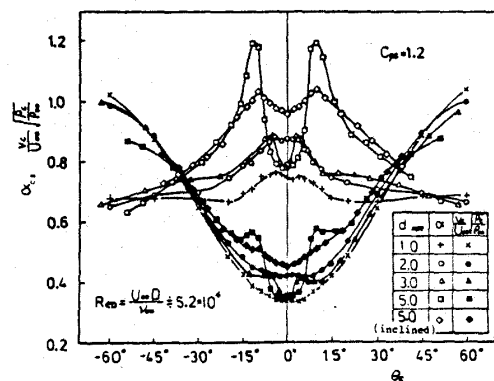


図5 吹出し流量特性 I

図6 吹出し流量特性 II $C_{pe} = \text{一定}$

量は孔径の大きな程多く、大きな $|\theta_c|$ ではその反対である。従って流量係数 α_c は $|\theta_c|$ の小さな領域で孔径の大きな程大きく、 $|\theta_c|$ の大きな場合にはその逆となっている。また、前縁近傍では流量係数に極大値が存在し、前縁において極小となり、 α_c の極大値を与える θ_c は孔径の大きな程大きい。この様な変化は孔径の大きな程強く現われており、 $d = 5.0$ mmの垂直孔では $\alpha_c > 1$ となる θ_c が存在する。また孔軸の傾きはこの現象を緩和する効果がある (No.5; 45°)。これらの現象は吹出し流と主流との干渉で生ずるものであるが、特に吹出し孔径の大きな場合には孔出口断面の圧力が不均一であり、これに応じて吹出し流に出口での分布が生ずると考えられる。また、前縁近傍における α_c の極大点を境として、小さな θ_c で主流の淀み点が孔出口断面内に存在し吹出し流が分岐して流れ、大きな θ_c では吹出し流は一方に片寄って流れ、図示する様な α_c の変化を生ぜしめたものと考えられる。さらに α_c の高い

値は、吹出しによって実質的な孔出口圧力が吹出しのない場合の出口圧力 P_e よりも低下することによって生ずると考えられる。

4. 前縁部吹出しフィルム冷却⁽⁹⁾ (半円柱前縁部を有する平板による実験)

前縁部吹出しのもう一つの実験として、図7に示すアクリル製の断熱モデルを用いてフィルム冷却性能を求めた。模型は $d/D = 0.1$ の吹出し孔列を4列有し、吹出し孔ピッチを変えたもの (I)

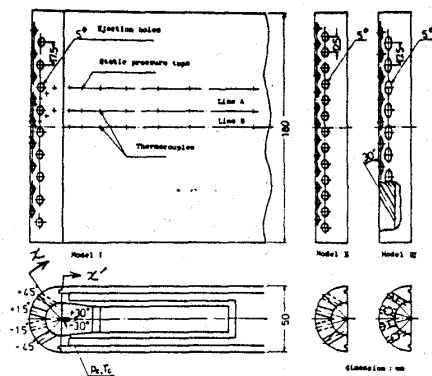


図7 前縁部吹出し模型

$s/d = 3.5$, (II) 2.5) と、孔軸をスパン方向に傾けたもの (III) $s/d = 3.5$, 30°) との3種類である。フィルム温度は断熱壁温度として表面に埋め込んだ熱電対により測定した。

図8は、平均質量流速比 $\bar{M} = (\rho \bar{v})_c / (\rho U)_\infty$ を等しくした各模型の流れ方向フィルム冷却効率

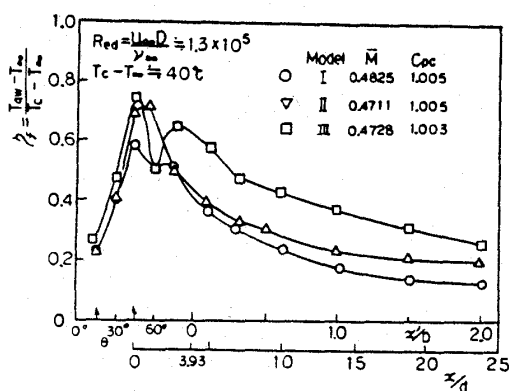


図8 前縁部吹出し模型の流れ方向冷却効率分布
分布であり、フィルム冷却効率 η_f は式(4)の定義による。

これから、孔ピッチを小さくすることによって特に下流域の η_f が向上し、吹出し孔をスパン方向に傾けることによって大きな η_f 向上が得られることが分った。図9は各測定点の \bar{M} による η_f 変化を示したもので吹出し孔近傍では ($x/d = 0$) $\bar{M} = 0.4 \sim 0.6$ の間に最大値を有し、大きな

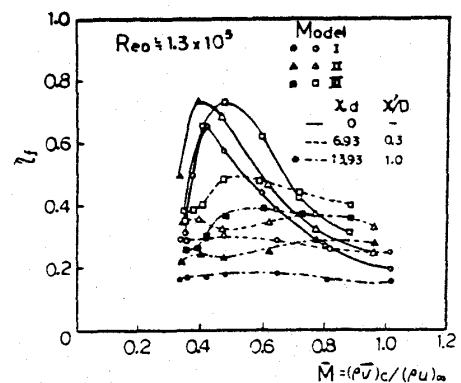


図9 各位置の \bar{M} による冷却効率変化

吹出し質量流速比 \bar{M} では η_f は低下する。これは平板円孔吹出し実験⁽¹⁾などで知られている吹出し流の浮上り現象が、円柱面吹出しにおいても現われていることを示す。一方、下流 ($x/d > 14$) では η_f が \bar{M} と共に一様に増大しており、浮上り現象が吹出し孔近傍の局所的なものであることが分る。また後述する平板実験で $x/d > 20$ においても浮上りの影響が見られるのに比べ、円柱面の曲率および速度勾配がフィルムの再付着を促進しているものと考えられる。

5. 平板によるフィルム冷却実験

5-1 一列円孔吹出し平板⁽¹⁰⁾ 平板モデルは、翼の背側および腹側の曲率の小さな部分を模擬するものであるが、その適用範囲は広いと考えられ、研究報告も多い。ここでは、主流および吹出し流の層流・乱流の相違が、一列円孔吹出しフィルム冷却に及ぼす影響について実験的に調べた。図1.0は試験平板であり、孔ピッチは $3d$ ($d = 1.8 \text{ mm}$)、孔軸は流れ方向に $\alpha = 35^\circ$ の傾きを有している。主流レイノルズ数 $Re_d \equiv U_\infty d / \nu_\infty = 3.4 \times 10^3$ において吹出し孔直前の主流境界層は層流であり、トリップ・ワイヤおよび研磨紙を用いて排除厚 δ^*/d を変えずに乱流速度分布を得た。吹出し流は管内発達層流および円部に

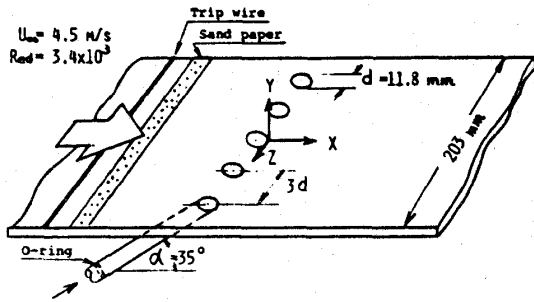


図10 平板吹出し模型

リングのトリップを設けて Nikuradse の乱流速度分布を与えた。図11は主流速度分布であり、図12は吹出し流速分布である。

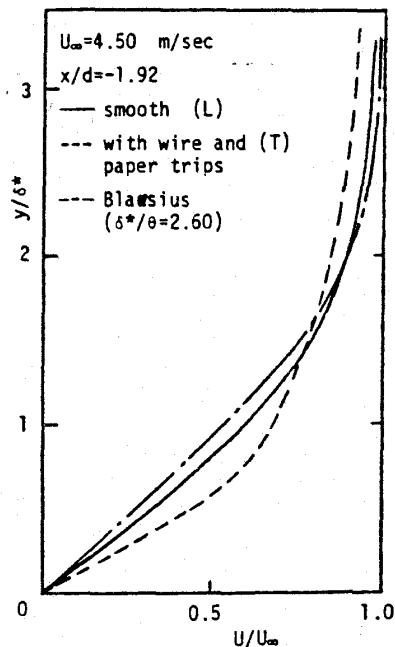


図11 主流境界層速度分布

主流 (Main) および吹出し流 (Jet) の層流 (L)・乱流 (T) の組合せによる質量流速比 M [$\equiv (\rho v)_c / (\rho u)_\infty$] $\div 0.5$ の場合の流れ方向フィルム冷却効率分布を図13に示す。ここではフィルム冷却効率にスパン方向の平均値 $\bar{\eta}_f$ をとっている。この結果、平均冷却効率は吹出し流が乱流 (T) である場合に高く、主流境界層に関しては、層流の時に吹出し孔近傍が高く、乱流の場合に下流域で高くなる傾向を示しているが、この影響は小さいことが分った。フィルム冷却効率は、吹出し流の表面付着性の良否によってその性能が決まるが、孔列吹出しの場合は現象が三次元

的となり、吹出し孔のない部分へのスパン方向の広がり重要となる。図14はスパン方向の局所

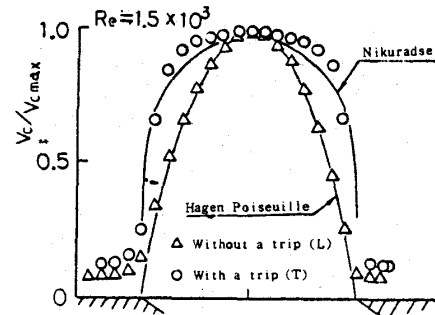


図12 吹出し流速分布

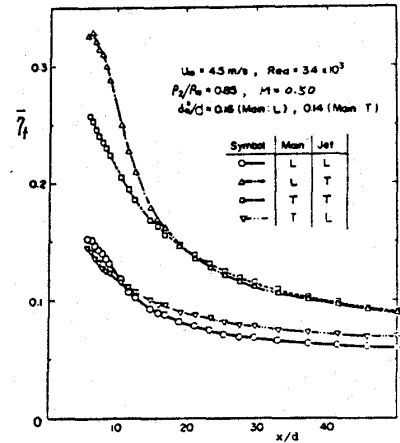


図13 流れ方向冷却効率分布

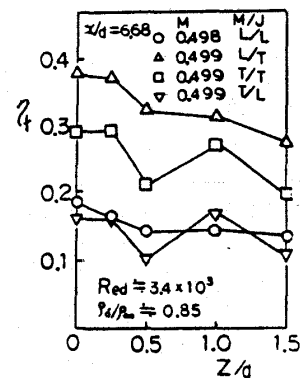


図14 スパン方向冷却効率分布

η_f 分布であり、乱流吹出しの場合に吹出し流がスパン方向へも拡散し、一様に高い値を示している。また、図15は吹出し孔中心下流 ($z/d = 0$, $x/d = 4.0$) における表面に垂直な方向 (y 方向) の気流温度分布の測定結果であるが、吹出し流が乱流である時に、表面に沿って流れ、表面

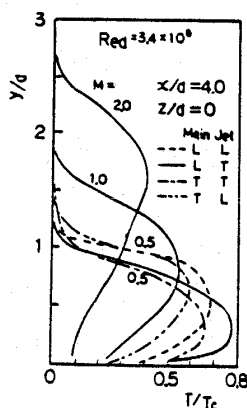


図15 高さ方向気流温度分布

上の無次元温度 T/T_c も高いことが示されている。

この様に吹出し流が乱流の場合に、流れの垂直方向拡散が小さく、スパン方向拡散が促進され、表面付着性が良好となるため、フィルム冷却効率が高くなるが、これは主に主流との運動量の関係から、(1)吹出し流の出口速度分布が層流の場合に比べて断面一様であり、最大運動量が小さいため主流に対する吹き抜け力が小さい、(2)吹出し流と主流との境界における速度勾配が大きく、レイノルズ応力による主流への拡散が速いため、吹出し流の運動量が失われやすく、流れが主流によって表面に押付けられる、(3)吹出し流の乱れ成分が大きく拡散を速め、(2)と同様の結果となる、などによると考えられる。これに対し、発達層流の吹出し流は流れの主流への拡散速度は遅いが、このことはフィルム冷却にとって最も重要である表面付着性を良好にはせず、同一質量流速比 M において、吹出し流の最大運動量が大きいため主流へ浮き上がり、結果として冷却効率を低下させている。この様に、主流への拡散が強い方が高いフィルム冷却効率を与える事は、円孔等からの三次元的な吹出しによるフィルム冷却の特性であると言える。

これらの現象および特徴は、タービン翼への適用に当たって、吹出に至るまでの流路形状（吹出し流の速度分布）、吹出し孔位置（主流境界層）、冷却空気の乱れなどによる冷却効率の変化として考慮されるべき点である。

5-2 多孔列吹出し平板⁽¹⁾ 多孔列の吹出しフィルム冷却はタービン翼に対する実用的な冷却法と言え、冷却性能の把握と下流域でのフィル

ムの重なりに関する情報を得るため、断熱平板によるフィルム冷却実験を行なった。図16はスチレンフォームの試験平板であり、孔軸の傾き $\alpha = 45^\circ$ 、スパン方向ピッチ $3d$ ($d = 12\text{ mm}$) である。実験は単列および流れ方向間隔 $10d$ (4列)、 $5d$ (7列) の多列の三種について行なった。試験平板の前縁にはトリップワイヤを設けて主流境界層を乱流とした。また試験平板に対向する風胴壁を可動にして主流に速度勾配をつけ、その影響を調べた。

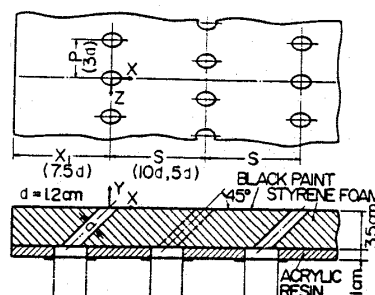


図16 多孔列吹出し平板

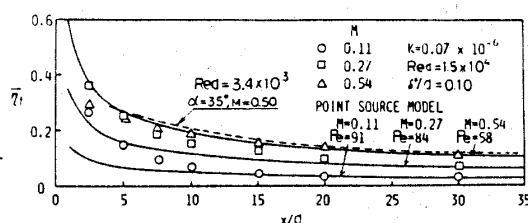
図17 単列吹出しの流れ方向 η_f 分布

図17は単列の実験によるフィルム冷却効率 η_f の流れ方向分布であり、 η_f はスパン方向平均値である。図中の実線は Point Source Model⁽¹⁾ による予測計算値であり、 $P.$ は実験的に定めた吹出し流のペクレ数である。計算結果は吹出し孔近傍において実験結果と一致しなくなる。また破線は前節に掲げた $\alpha = 35^\circ$, $M = 0.5$, 乱流条件における結果であるが、 Red および α の違いにもかかわらず、両結果は良く一致している。

主流速度勾配の影響について図18に三種の速度勾配における η_f を示す。速度勾配パラメータ K は次式の定義による。

$$K \equiv (\nu/U^2) / (dU/dx) \quad (6)$$

吹出し孔中心下流 ($z/d = 0$) では増速流 ($K > 0$) の場合に η_f が高くなっており、吹出し孔中

間 ($z/d=1.5$) では反対に減速流 ($K<0$) の場合に η_f が高い。このことは、増速流の場合にフィルムのスパン方向への拡散が小さいことを示している。しかし図19に示す平均冷却効率 η_f には大きな差はない。

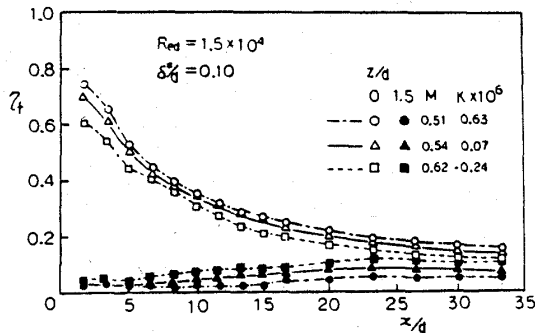


図18 速度勾配の影響

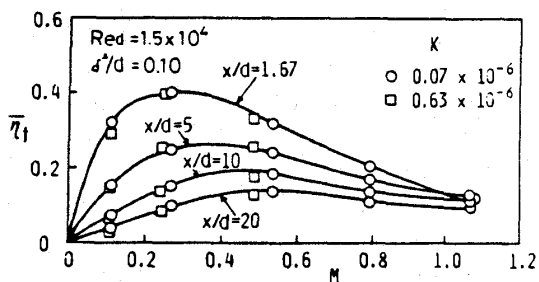


図19 平均フィルム冷却効率のMによる変化

多孔列吹出しの場合には下流域でフィルムの重なりがあり、単列に比べてフィルム冷却効率は高くなる。この関係を、吹出し空気温度が等しい場合に Sellers⁽¹²⁾ が次の様に求めている。

$$\eta_f = \eta_{f1} + \sum_{k=2}^n \eta_{fk} \prod_{i=1}^{k-1} (1 - \eta_{fi}) \quad (7)$$

η_{fi} は他の吹出しのない場合の i 番目の吹出しによるフィルム冷却効率である。図20は間隔10dの4列吹出し実験による流れ方向 η_f 分布を示し、曲線は単列吹出しの結果を用いた Sellers' model による予測値である。定速流 ($K=0$) では予測値は実験値と良い一致を示すが、増速流 ($K=0.68 \times 10^{-6}$) では実験値が高くでている。これはフィルムのスパン方向拡散が小さいことが、フィルムの重なる下流域で良好な結果を与えるためと考えられる。また図21は孔列間隔の

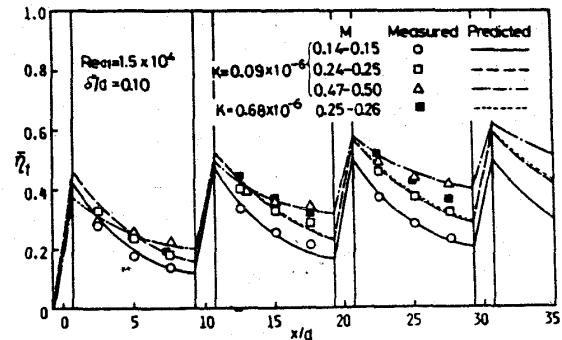


図20 10d 間隔4列吹出しの結果

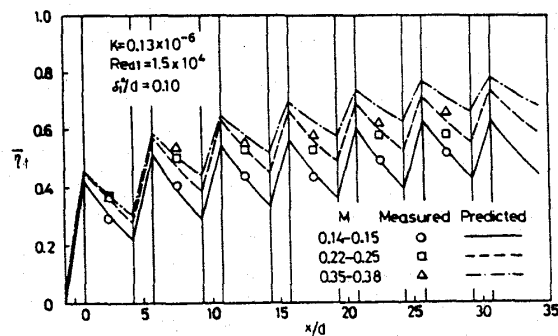


図21 5d 間隔7列吹出しの結果

小さい (5d) の場合であり、Mの大きな場合、4列以降下流では Sellers' model の予測値は高くなる。

6. 二次元翼列によるフィルム冷却翼の実験

6-1 翼面の一部にフィルム冷却を施した空冷翼⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾ 図22は翼面の一部にフィルム冷却を施した翼の二次元翼列実験によって求めたコード方向冷却効率分布である。各模型翼の断面は同図中に示したが、文献(13)(14)に詳しく述べてある。CT-2, CT-3の模型ではフィルム冷却を施し

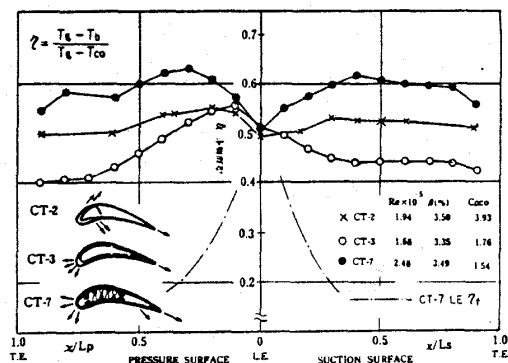


図22 一部にフィルム冷却を適用した翼の冷却性能

た部分の冷却効率が特に高くなっており、CT-7では中央室の冷却フィンによる対流冷却と腹側吹出しフィルム冷却の効果が加わり、高い冷却性能を示している。CT-3およびCT-7の前縁部フィルム冷却は、4章に述べた円柱前縁吹出しの実験結果から予測出来、同図にはCT-7に対する $\beta = 3.49\%$ におけるフィルム冷却効率の予測値を一点鎖線で示した。この場合では冷却効率に対するフィルム冷却の効果は大きいとは言えないが、前述の熱応力低減の作用により翼寿命に対する効果は大きいと考えられる。

6-2 多孔列フィルム冷却翼⁽¹⁵⁾ これまでに述べて来たフィルム冷却の特長を生かし、翼全面をフィルム冷却する多孔列フィルム冷却翼を設計し、二次元翼列実験により冷却性能を求めた。図23に多孔列フィルム冷却翼の断面図を示す。基礎実験の結果を受け、孔ピッチ $3d$ ($d = 1.4$ mm), $\alpha = 30^\circ \sim 90^\circ$, であり、孔列位置および列数は翼面圧力分布および $\eta_f > 0.15$ の領域を考えた有効フィルム長さから決定し、翼面13列のフィルム冷却孔列と1列の後縁吹出し孔列を設けた。冷却はインピンジメント冷却-対流冷却-フィルム冷却の結合により行なう。各孔列からの吹出し流量配分は冷却効率およびその翼面分布を決定する重要な設計因子であるが、これに対しインサートを設けて圧力調整室(9室)を作り、インピンジ孔面積を配分し、吹出し孔出口圧力に対応して所定の流量を流す様にした。表1に設計冷却空気流量比 $\beta = 4.5\%$ における二種の設計流量配分(S1, S2)の値を示す。S1翼は各吹出し孔列の質量流速比 M を0.5近傍に設定したものであり、S2はその改良型として前縁部流量

を増して内部対流冷却効果を高め、冷却効率分布の均一化と向上を計った模型である。また、翼シェルの肉厚は出来るだけ薄くし、内面熱伝達面積を増すと共に、5・2節の吹出し孔出口速度分布の効果を考慮して吹出し流の速度分布が出口断面ではほぼ一様になる様考慮した。

表1 冷却空気流量配分 ($\beta = 4.5\%$)

Plenum Chamber	Position	$\beta_i (\%)$	
		S1	S2
1	LE	15.63	23.1
2	SS	7.78	9.7
3	SS	9.08	10.1
4	SS	10.56	7.2
5	SS	10.42	8.8
6	PS	3.34	5.7
7	PS	3.77	6.9
8	PS	4.51	4.4
9	TE	34.98	24.0

LE; leading edge

TE; trailing edge

図24はS1およびS2の翼面冷却効率分布であり、S2については各種の β についての結果を示した。Mを0.5近傍に設計したS1翼は前縁部分の冷却空気流量が少ないため対流冷却効果が低く、前縁部の冷却が余り良くない。これを改良して前縁部の流量を増大させたS2翼では、前縁部 η が高くなり、冷却空気流量の減少した後縁部でも η の低下が小さいため、全体的に冷却効率が高く、その分布も比較的平坦となった。図中に、S

2翼の $\beta = 4.45\%$ について、前述の平板実験結果(5.2節)から予測したフィルム冷却効率 η_f を破線で示したが、この翼ではフィルム冷却の効果が冷却効率 η に対して翼面各所において20~70%の割合であり可成り高いことが分る。しかし、この翼においてもそうであるが、実際のタービン翼の冷却には、依然としてインピンジ冷却、内部対流冷却等の比重が大きく、冷却効率分布も両者が強く支配するた

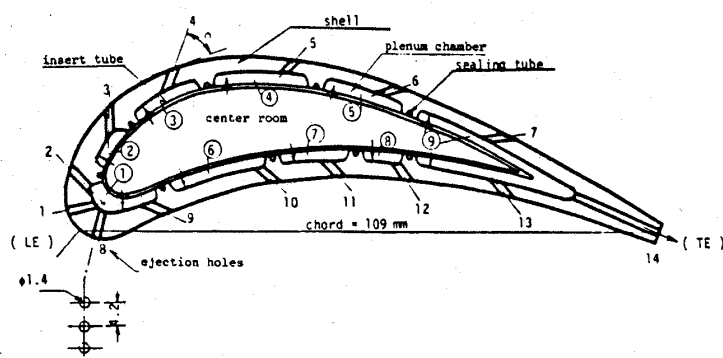


図23 多孔列フィルム冷却翼の断面図

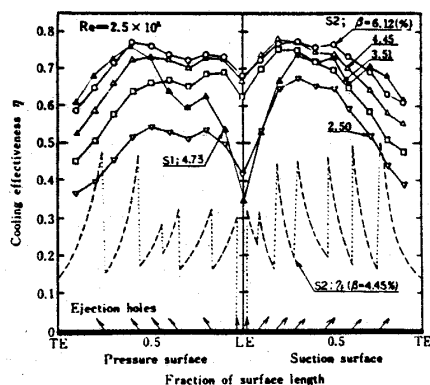
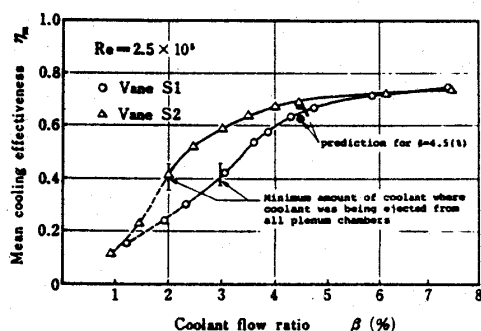


図2-4 多孔列フィルム冷却翼の冷却効率

め、フィルム冷却翼の設計上、対流冷却効果に対する考慮はなおかつ重要である。

図2-5は翼面平均冷却効率 η_m の冷却空気流量比 β によるS1およびS2の変化を示したもので

図2-5 多孔列フィルム冷却翼の平均冷却効率 η_m

ある。特に β の小さな領域でS2の冷却効率がS1に比べて改善され、 $\beta = 4.5\%$ ではS1で $\eta_m = 0.651$ 、S2で $\eta_m = 0.693$ となった。また、この様な多孔列吹出し翼では、冷却空気圧力が低く、 β の小さな場合に、翼面圧力の高い位置の吹出し流（前縁および腹側）がなくなり、冷却効率が急激に低下する現象が見られる。同図に全吹出し孔から吹出しのある最小冷却空気流量比を示した。また、大きな流量比 $\beta > 5\%$ では流量増による冷却効率の向上は小さい。これは主に、吹出し流速の増大により、フィルムの浮上りなどが生じ、フィルム冷却効果の低下と、翼面流れの乱れの増大による熱伝達率の向上によると考えられ、本翼の実用的な冷却空気流量比の範囲は $3.5 < \beta < 5.0$

(%) 程度であると言える。この様に、フィルム冷却に関する基礎的なモデル実験の結果を生かして、全面にフィルム冷却を施す空冷翼を設計し、二次元翼列実験を行なった結果、これまでの翼（CT-2, CT-3, CT-7）に比べて可成り高い冷却性能を得ることが出来た。この翼の空力的特性については現在解析中であり、機会を見て発表したいと考えている。

7. 結 び

これまでに述べた考察、基礎実験および二次元翼列実験の結果をまとめると次の様になる。

- (1) フィルム冷却は翼内部の熱応力を低減させる効果がある。
- (2) 前縁部吹出しフィルム冷却に関する円柱単孔吹出し実験によって、吹出し流量特性が、吹出し孔の径、吹出し位置および圧力によって大きく変化し、大きな吹出し孔径では前縁近傍において式(5)による流量係数 α_e が1を越える極大値を示すことが分った。
- (3) 前縁部の円柱面吹出しフィルム冷却効率は、平板の場合より高く、浮上りも大きくない。また、吹出し孔がスパン方向に傾斜している場合の方が高い冷却効率を与える。
- (4) 吹出し流が乱流で断面一様な速度分布である場合にフィルム冷却効率が高く、主流境界層の層・乱流の影響は小さい。
- (5) 多孔列の吹出し冷却は、フィルムの重なりにより下流域の冷却効率が高くなり、主流速度勾配が正（増速）である場合にそれが著しい。
- (6) 多孔列のフィルム冷却翼を、内面の効果的な対流冷却と組み合わせて設計することにより、高い冷却性能を有するタービン翼を得ることが出来た。

以上述べた諸結果を、フィルム冷却を適用するタービン翼の冷却構造の設計および性能予測に役立てて頂ければ幸と思う。

これらの結果は、現用の超耐熱合金（例：IN-100, X-40）の溶融温度である。1250℃前後を超えるタービン入口ガス温度を実現する一つの有力な翼冷却技術であると考えているが、次代の航空用ファンエンジンや高効率の地上用ガスタービンではタービン入口ガス温度1350℃以上の高温化と共に、圧縮機圧力比の増大を加え

てエンジン効率の向上を達成しなければならない。このことは、冷却空気として用いる圧縮機抽気空気の温度上昇をもたらし、(現在450℃, 将来550℃程度)より高い冷却効率が要求されることになる。従って、合金材料の進歩を考慮しても平均冷却効率として、初段静翼で0.65以上、初段動翼で0.50以上を達成する必要がある、ここに示した結果の応用によってこれを実現しうもの」と期待している。

これらの実験解析に当り、有意義な御助言と御助力を戴いた所内外の関係諸氏に、紙面を貸りて感謝の意を表する次第です。

文 献

- (1) Goldstein, R.J., "Film Cooling" Vol. 7
Advances in Heat Transfer (1971)
p 321
- (2) Crawford, M.E. et al., NASA CR-2648
(Mar. 1976)
- (3) Liess, C., ASME paper No 74-GT-5
(Mar. 1974)
- (4) Gauntner, J.W., NASA TM X-3536 (1977)
- (5) Prust, H.W. Jr., NASA TM X-3045
(1974), TM X-3153 (1974), TM
X-3442 (1976), TP-1151 (1978),
TP-1204 (1978)
- (6) Lander, R.D. et al., AIAA paper No 72-
9 (1972)
- (7) Sakata, K. et al., Proc. of 25th Nat'l
Cong. for Appl. Mech. (Nov. 1975)
- (8) 西脇, 他, 日機論 27-180 (昭36-8) p1285
- (9) 佐々木, 高原, 坂田 他, 日機論 42-355
(昭51-3) p911
- (10) Yoshida, T., M.S. Thesis of Univ. of Minn.
USA (Dec. 1977)
- (11) Sasaki, M. et al., ASME paper No 78-
GT-32 (Apr. 1978)
- (12) Sellers, J.P. Jr., AIAA Jl. Vol. 1, No 9,
(1963) p2154
- (13) 高原, 他, 日本ガスタービン学会会報 Vol. 3
No 9 (1975) p4
- (14) 坂田, 他, 日機講論 No 770-4 (1977-4)
p79
- (15) Sabata, K. et al., ASME paper No 78-
GT-21 (Apr. 1978)

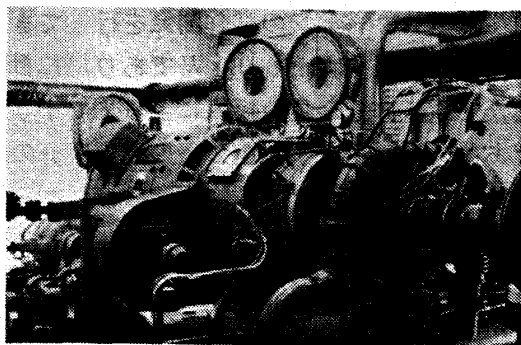


図2 直流動力計にとりつけられた圧縮機テストリグ

している。空気源としては1000kWのスクリーコンプレッサを用いている。出力吸収には減速歯車の損失を排除するために、ギヤ内蔵の渦電流動力計を用いている。高温強度の点については、高圧高温ガスにより直接タービンを駆動する耐久試験を実施して強度を確認している。

3-2 燃焼器実験 燃焼器に要求される性能は広い可燃範囲、均一な温度分布、低エミッションおよび耐久性などである。特にエンジンが急減速する際、燃焼器の吹消限界が希薄側に広いことが重要である。また自動車用としてはNO_x対策も重要で、燃料、噴射弁の形式による影響などを巾広く実験している⁽³⁾。実験は数種の単体テストリグを用いて、実験内容に応じて、ルーツブロワからの低圧空気あるいは上記のスクリーコンプレッサの高圧空気を使用して行なっている(図3)。

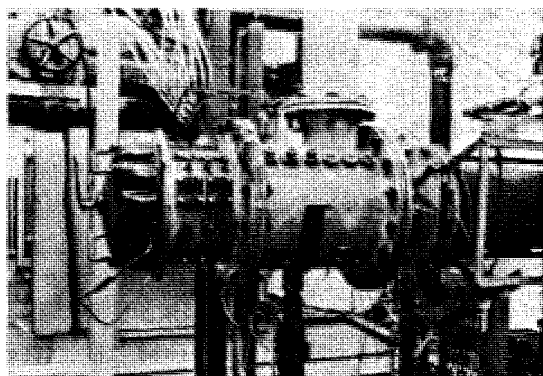


図3 燃焼器テストリグ

3-3 熱交換器実験 熱交換器は自動車用ガスタービンのコンポーネントの中でも技術的にもっとも困難なものの一つである。当社のガスタ

ービンには回転蓄熱型熱交換器を用いているが、まず第一にセラミックスでできているマトリクスコアの支持と駆動法、次に空気をシールする密封装置、さらに高温部と無潤滑で摺動しても摩耗しない摺動材の開発が必要である。これらの開発には、それぞれテストリグが必要であるが、特に空気洩れ性能については(図4)、圧力、温度、空気流量を実機の運転状態にシミュレートする必要がある。またエンジンに装着した場合は上記の性能のほか、温度の動特性も重要なパラメータとなる。

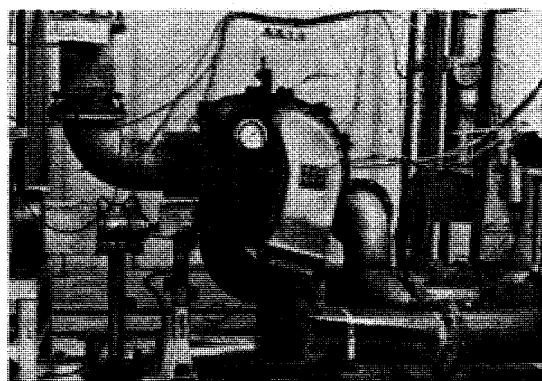


図4 熱交換器洩れ性能テストリグ

3-4 エンジン実験 以上のような各コンポーネントを組みこみエンジンを構成するが⁽⁴⁾実験は主として、性能実験、制御実験、耐久実験に分れて行われる(図5)。通常の同クラスのレシプロエンジンと比較して、作動空気流量が約8~10倍大きいので、吸気、排気設備の大きな専用の実験室が必要になる。動力計は300~500kWの渦電流動力計を用いているが、エンジンブ

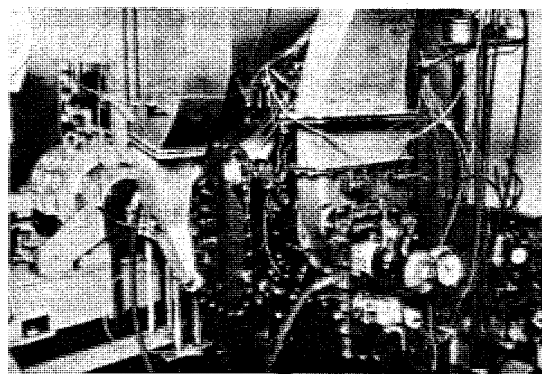


図5 エンジンの実験状況

レーキ能力などを測定する実験には300 kWの直流動力計を使用している。性能実験では圧縮機とタービンのマッチングを主として、出力、燃料消費率などが測定されるが、測定および性能計算はすべてオンライン化されており、エンジンの運転線もリアルタイムでブラウン管に写しだされる(図6)。この方式は現在運転がどのくらいサージ点に近づいているか、あるいは加減速時の運転線をみるのに極めて有効である。

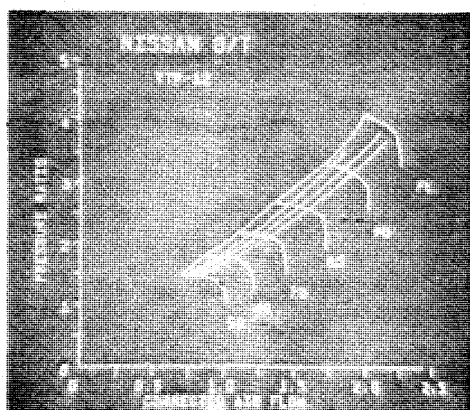


図6 ブラウン管上の運転線

3-5 車両実験 ガスタービンバスの走行実験は、通常の最高速、加速性能、定地燃費、騒音などの測定は追浜のテストコースで行なわれている(図7) そのほか、ガスタービンバスの運転

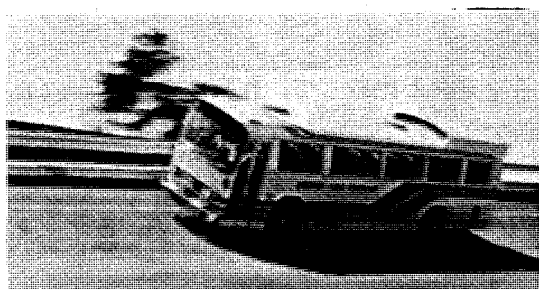


図7 テストコースを走るガスタービンバス

性、一般交通状況における適応性などの評価は市街地、郊外、自動車専用道路など数種の走行モードを選んで行っている。⁽⁵⁾

4. ガスタービン発電機

近年、消防法の改正に伴ない一定の建築物に非常用自家発電装置の設置が義務づけられているが、自動車用ガスタービンの技術の応用として、2軸

非再生のガスタービンの試作開発を行ってきた。⁽⁶⁾これは定格発電出力180 kWであり、起動指令してから電圧確立し負荷投入に至るまで10秒以内であり、防災用自家発電装置の認定区分の即時長時間形に当るものである。実験はガスタービンと発電機をパッケージ内に納め、負荷吸収としては水抵抗器を用いている(図8)。また本装置を移動用電源として、トラックシャーシに架装したガスタービン電源車を試作した(図9)。

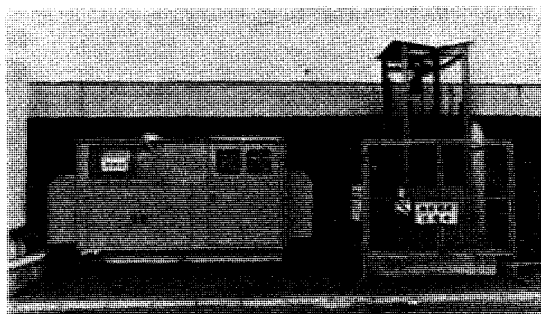


図8 非常用ガスタービン発電装置と水抵抗器

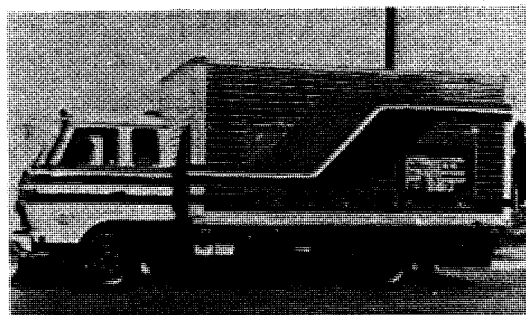


図9 ガスタービン電源車

参考文献

- (1) 木下・山崎, 実験用高速ガスタービンバスの試作開発, 自技会論文集 No.13(1977)
- (2) 仲西・渡辺・山崎, Development of the Centrifugal Compressor for Nissan Vehicular Gas Turbine ASME 77-GT-100 (1977)
- (3) 半田・田中・阿知波・榊, 大型車両用ガスタービンの燃焼器の開発, GTSJ講演論文集(昭51-6)
- (4) 住・山崎・木下, Development of the Nissan YTP-12 Gas Turbine Engine, ASME 76-GT-101 (1976)
- (5) 山崎・伊藤, Development of the Experimental Gas Turbine Bus, Tokyo Joint Gas Turbine Congress, Paper No.27(1977)
- (6) 榊・藤川・鐘ヶ江・仲西, 2軸式ガスタービン発電装置の試作開発, GTSJ講演論文集(昭52-6)

見聞記

英国見聞記

航空宇宙技術研究所 佐々木 誠

私は1977年9月から1978年9月までの1年間、科学技術庁の在外研究員として英国のインペリアルカレッジに滞在する機会を得ました。最近では常時数人の日本人留学生や研究者が同カレッジに滞在しており、本学会関係で同カレッジの事情に詳しい方も多いかと思いますが、私が滞在した機械工学科の Heat Transfer Section の最近の様子と英国滞在中のその他の見聞について述べてみます。

インペリアルカレッジは約20ほどの理工系の学科のみからなるカレッジで、組織上は英国最大の総合大学であるロンドン大学に所属しています。広々としたハイドパークのすぐ南に位置し、周囲を科学博物館や美術館に囲まれ、ロンドン中心部としては比較的恵まれた環境にあります。カレッジ自体の敷地はあまり広くありません。建物の多くは最近建て直された近代的なビルディングで、オックスフォード大学やケンブリッジ大学が伝統的な美しい建物を誇っているのとは対照的です。学生数は4,200人ほどで、そのうち約1,500人が大学院学生とのことです。私が滞在した機械工学科 Heat Transfer Section のヘッドである D.B. Spalding 教授は熱伝達の世界的権威の一人ですが、最近では乱流モデルを用いた熱流体流れの実用的な数値計算法の開発とその工学的な諸問題への応用で知られています。

同セクションの大学院には、この年度9名の M.Sc. コースの学生と、15名余りの Ph.D. コースの学生 (Research Student および Research Assistant)、私を含めて延べ5人の

Academic Visitor が在籍し、Spalding 教授のほか、Dr. Gibson, Dr. Pun, Dr. Ma, Dr. Jones, Dr. Gosman らの指導で研究を行っていました。この大学院生の95%までは世界各国からの留学生つまり外国人であるのには驚きます。航空学科に滞在中の友人に尋ねてみましたが、そちらも大学院学生の9割位は外国人だとのこと。この M.Sc. コースは修業年限が1年で、当セクションの場合約半年間 (秋学期と春学期) は集中的な講義を受け、残りの約半年間 (夏学期と夏季休暇) で論文をまとめるのが標準になっています。講義内容は、ここ10年来同セクションで展開されて来た乱流モデルを用いた熱流体流れの数値計算法を骨子としており、対流・拡散・放射・燃焼反応を含む熱流体の基礎方程式とその差分法の初歩から始まって、乱流の数学的モデル、燃焼理論、二次元放物型 (境界層型) 流れに対する一般的プログラム (GENMIX)、二次元楕円型流れ (逆流を含む流れ) に対する基本プログラムなどが一貫した方針のもとに述べられます。私も主なものを聴講しましたが、テキストを使った講義がかなりのスピードで進行する一方で、プログラムを学生に使用させてその結果を発表させる Tutorial にもかなりの時間を割いています。毎日午後3時半頃になると講義を20分間位中断して、ティールームで雑談になります。大学院学生は前述のようにほとんどが非英国人なので、いろいろな英語が飛びかい楽しいひとときを過ごすことが出来ます。M.Sc. 論文はこれらの講義を修了し試験をパスした後、呈示されたいくつかのテーマの中から一つを選んで約半年でまとめるわけですから、そうレベルの高いものは望めません。それにしても彼らは良く勉強

(昭和54年2月5日原稿受付)

します。東南アジアや中近東からの留学生にとって1年間でM. Sc. が取れることが一つの魅力であり、私費で留学している者も多く、夜11時まで受付けている計算センタや深夜まで開いている図書室などで頑張っています。大学院案内にも、工学系の学生はクリスマス休暇やイースタ休暇の大部分を研究に費すことが期待されているとはっきり書いてあります。

Ph. D. を目指す者はこの後もう2~3年在籍して本格的な研究を行うことになります。彼らの多くはResearch Assistantになっているか、または何らかの奨学金を受けています。研究テーマはやはり乱流モデルを用いた数値計算法の改良と実用的流れ場への応用が主流のようです。ジェットエンジンの混合排気筒からの流れのような三次元放物型の流れ、缶型燃焼器内の流れ¹⁾のような燃焼を伴う三次元楕円型の流れ、独特の半放物/半楕円型手法(Partially Parabolic / Partially Elliptic Procedure)を用いた二次元遷音速翼列の翼間流れ²⁾や回転する遠心ディフューザ内の三次元流れ³⁾などが差分方程式のIterative Space Marching 解法によって解かれています。乱流モデルとしては、 $k-\epsilon$ 二方程式モデルが比較的少ない方程式でかなり広範囲の乱流を近似できるという利点から最も広く用いられていますが、より高次のモデルや、熱交換器内の流れに関連してLow-Reモデルの改良、温度・濃度などのスカラー量の乱れなどの研究も引続き行われています。さらに最近では、2相流の解析プログラムの開発、ESCIMOと呼ぶ乱流燃焼理論⁴⁾、遷音速流れの解析法の改良などに力を入れているようです。私の研究課題は超高温タービンのための翼冷却の研究ということでしたが、この種の数値計算の経験に乏しかったため、比較的単純な二次元フィルム冷却流れの $k-\epsilon$ モデルによる解析と実験結果との比較を行いました。

Spalding 教授は、実用レベルに達した計算方法を応用して商業ベースの依頼計算やコンピュータコードの製作を行うためにCHAM (Concentration, Heat and Momentum Ltd.) という会社を運営し、なかなか多忙です。さらに1978年1月からは1年間の契約で米国

のパデュ大学で燃焼関係の大学院コースを新設する仕事を兼任することになり、英国へは2カ月に1回位の割で帰国して10日間位滞在し、インペリアルカレッジの仕事を処理するという超人的な働きぶりでした。

なお機械工学科には当セクションのほか熱機関係のThermal Power Sectionがあり、こちらでは内燃機関、蒸気タービン、ガスタービンなどの実際的な講義のほか工場見学まであるという具合で、数値解析で統一されたHeat Transfer Sectionとは対照的な教育内容です。またFluid SectionのWhitelaw教授のところでは、数値解析とともにレーザードプラ流速計を用いた自由噴流やシリンダ内の流れの計測など特色のある実験的研究も行われています。Applied Mechanics Sectionの潤滑の権威であるCameron教授の研究室へは、大学やメーカーから派遣された日本人研究者が5人も滞在中というにぎやかさでした。

さて英国滞在中に機会を得て国立ガスタービン研究所(NGTE)を見学したほか、RR, GECなどのガスタービンメーカーや大学を訪問しました。NGTEでは1977年11月に、わが国の大型プロジェクト制度で開発されたターボファンエンジンFJR710/20の高空性能試験が成功裏に行われました。この時の試験結果については、すでに本学会の定期講演会(1978年6月)で報告されています。エンジンテストセルや無響室などNGTEの各設備の規模の大きさには感嘆しますが、歴史が古いだけに計測システムなどは古いものと新しいものが併用されているようです。この実験現場でも3時頃になるとお茶を入れてひと休みのようです。

RR Aerodivisionでは、高温実証エンジン(High Temperature Demonstrator Unit)、高温高圧翼列風洞、RB211多軸タービン空力試験機、ファンロータ異物吸込試験機、ファンノイズ研究用大無響室(AnstyのIndustrial & Marine Division)などが印象的でした。同社の高温実証エンジン(アドアの高圧系を利用した高温タービン試験用エンジンで、 27 kgf/cm^2 , 1800°K クラスの試験が可能)

については文献⁵⁾などで良く知られていますが、高温高圧翼列風洞についてはあまり紹介されていないように思いますので少し詳しく述べます。同社では10年位前から、最高入口温度 1500°K 、最高入口圧力 35 kgf/cm^2 、空気流量 9 kg/sec でセクタ型のテストセクションを持つ高温高圧風洞を用いて実機タービン翼の翼列試験を行って来ましたが、この設備が古くなったためこれまでの経験を取り入れて改良をはかった新設備を建設中です。これは最高入口温度 1600°K 、最高入口圧力 35 kgf/cm^2 、空気流量 22.5 kg/sec の設備で、RB211クラスの高圧タービン実機翼(3枚のノズル翼または7枚の動翼)を試験するためのセクタ型のテストセクションと、同じ空気源を用いてコード 125 mm の7枚の二次元翼を試験できる高温高圧二次元翼列風洞とを併設することです。前者の実機翼試験用の配管系が完成してシステムテストをしているところでした。旧設備は高温の流路壁自体を厚肉の耐圧壁にし、水ジャケットをかぶせて冷却するという構造でしたが、これがいろいろな不具合の原因になったので、新設備ではテストセクションを圧力容器の中に入れ、高温の風洞壁は比較的薄肉の水冷壁で形成する構造になっています。このため冷却水系統を三つに分け、それぞれ冷却しているテストセクションの部分と圧力バランスをとるようになっていきます。主流の加熱は実験条件により Spey エンジンの燃焼器4個を並列または直列に組合わせて使用できるようになっており、主流ガスおよび冷却空気の圧力・温度は自動的に制御され、熱サイクルテストも可能とのことです。実際のエンジンに取り入れる技術を開発しているメーカーとしては、Re 数、Mach 数、温度レベル、圧力レベルなどはもちろん、細部構造も出来るだけ実機条件に近い状態でのデータが欲しい。そのためには前記の高温実証エンジンが一番良いのだが、何と云っても運転に費用がかかるし、計測上の制約もあって Advanced Type の翼をまず試験するために高温高圧風洞が必要だとのことです。またセラミック翼を高温風洞でテストしたこともあるが、金属部分との接合の不具合などから実用化しておらず、航空エンジンの高温タービン翼としては当分空冷翼で行く方針のようです。

ところで、このような高温高圧の連続風洞は設備も大規模になりますし、運転に要するパワーも相当なものです。そこで大学などでは一種のショックチューブやガントネルを用いて、比較的小規模な設備で熱的には非定常状態ですが空力パラメータ(Re 数、Mach 数、主流/壁温温度比)は実機相当条件にとって、実機タービン翼や二次元翼列の空力性能・熱伝達率分布などの測定を行っています。たとえばオックスフォード大学の Engineering Lab. では、ピストン径 61 cm 、ピストン筒の長さ 5.5 m の Isentropic Light Piston Tunnel (ガントネルの変形)を利用した二次元翼列風洞で、コード 50 mm のセラミック製の翼を用いて実機相当条件での熱伝達率の測定を行っています。⁶⁾

1978年4月にはロンドンで ASME と IM E 共催の第23回ガスタービン会議が開かれました。この会議の様子は本学会の特別講演会(1978年5月)その他⁷⁾ですでに報告されています。出席者が約 $3,700$ 人と言われ、バンケにも $1,000$ 人以上の人が集まり、ASME Gas Turbine Division の規模の大きさには驚きます。日本からの参加者も多く、口頭発表も含めて全部で約 220 件の発表のうち、日本人によるものが 15 編にも上っています。私も多列円孔からの吹出しによるフィルム冷却に関する実験結果⁸⁾を発表したほか、この会議中に文献のみで知っていた幾人かの研究者と言葉を交すことが出来たのは大きな収穫でした。あまり多くのセッションに出席することは出来ませんでした。冷却タービン関係ではフィルム冷却に関する2・3の論文、前述の非定常法による実機タービンの翼面熱伝達率の測定⁹⁾、GEの水冷却タービン¹⁰⁾の進展ぶりなどが印象的でした。各セッションごとに聴衆に Evaluation Card が配布され、各講演の内容・発表・討論を採点させており、国際社会においては内容とともに表現力・個人的な魅力がいかに重要であるかを痛感します。

1978年9月3日から10日までフェーンボロで開催された恒例のエア・ショーは、帰国準備に追われながら1日だけ見物することが出来ました。デモフライトでは Sea Harrier のスキージャンプ台からの離陸や、Jaguar、Mir-

age など戦闘機の飛行ぶりがやはり一般の人気を集めたようです。室内展示でも大型エンジンの実物や Mirage F1 の実機大透視模型などが人目を引きまします。わが国からの出品は、C-1, T-2, US-1, MU-2 などの小型模型と FJ R 710 のパネル模型などで、やはり少しさみしい気がします。

私は家族とともにロンドン北部の住宅地にフラット（二階建の普通の家を上下に分けて独立したアパートにしたもの）を借りて生活しました。今やロンドン居住者の半数以上は非英国人だそうで、たしかに地下鉄やバスに乗って周囲を見回すと、中国系、インド系、アラブ系、アフリカ系などと思われる乗客の姿が目につきます。これらの人々の一部は大使館や商社の関係者、留学生、観光客などでしょうが、最近ではいわゆる旧植民地国からの移民が増えているようで一種の社会問題になっています。これら外国人や移民は別にして、中流の英国人の暮らしぶりを見ると、ふだんの買物などの消費生活は案外に質素です。しかし住宅、道路、公園などの社会資本の蓄積、教育、医療などの福祉、休日の過ごし方などを見ると、やはり全体としてバランスのとれた豊かさを感じさせられます。日常接する一般の英国人達の働きぶりに、いわゆる英国病と称されるような非能率を感じるのも事実ですが、慣れてくるとこれが生活のゆとりのように思われてくるから不思議です。温暖な気候と自然に恵まれた英国の田園は美しく、遠くローマが支配した頃からの史跡や建築物が各地に残り英語文明の歴史を語っています。また産業革命に始まる近代科学技術の発達の記念物が博物館に保存され、次代をになう子供達を迎えてくれます。今年の冬はヨーロッパは異常な寒さの上、英国労働者の賃金ストが昨年より格段に厳しいと伝えられていますが、私が滞在した1年間は、消防士や電力労働者の長期スト、アラブ・イスラエル抗争によるテロ、移民問題などがあったものの、北海油田に対する期待からポンドはますます堅調で、物価の上昇もそれほどでもなく、比較的落ち着いた情勢の中で英国生活を楽しむことが出来たのは幸いでした。

まとまりのない内容になったことをお詫びする

とともに、留学の機会を与えられた関係の皆様にもこの場を借りて深く感謝いたします。

参考文献

- (1) Serag-Eldin, M.A. and Spalding, D.B., Computations of Three-Dimensional Gas-Turbine Combustion Chamber Flows, ASME Paper No 78-GT-142.
- (2) Singhal, A.K. and Spalding, D.B., A 2D Partially-Parabolic Procedure for Axial-Flow Turbomachinery Cascades, ARC R & M No 3907 (1978).
- (3) Majumdar, A.K. and Spalding, D.B., A Parametric Computation of Flows and Performance of Rotating Radial Diffusers, ARC R & M No 3810 (1978).
- (4) Spalding, D.B., A General Theory of Turbulent Combustion, The Lagrangean Aspects, AIAA Paper 77-141.
- (5) Wilde, G.L., The Design and Performance of High Temperature Turbines in Turbofan Engines, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, Paper No 23.
- (6) Schultz, D.L. ほか3名, A New Transient Cascade Facility for the Measurement for Heat Transfer Rates, University of Oxford, Engineering Lab. Rep. No 1207/77.
- (7) 石垣亨, 第23回ASMEガスタービン会議, ターボ機械第6巻第12号(1978).
- (8) Sasaki, M. ほか3名, Film Cooling Effectiveness for Injection From Multirow Holes, ASME Paper No 78-GT-32.
- (9) Dunn, M.G. and Stoddard, F.J., Measurement of Heat Transfer Rate to a Gas Turbine Stator, ASME Paper No 78-GT-119.
- (10) Horner, M.W. ほか3名, Development of a Water-Cooled Gas Turbine, ASME Paper No 78-GT-72.

カワサキPU1250形ガスタービン発電設備

新設備 紹介

川崎重工業株式会社ジェットエンジン事業部
第3技術部

村上 育 勇
阪口 哲 也
射延 功
首藤 和 雄

1. 概 要

本発電設備は、先に紹介したPU200¹⁾形に引続いて53年度より販売を開始したもので、川崎重工が独自の技術で開発した1600馬力級M1A形一軸式ガスタービンエンジン²⁾を駆動源とする新製品である。

このエンジンは、昭和50年夏に運転試験を開始して以来、2年間にわたって性能および耐久試験を通じて改良を重ね、製品としての信頼性向上を行なった結果、52年夏には船用としての使用を可能とする日本海事協会(NK)の型式認定を得た。この年には同時に屋外形発電設備も完成させ、陸上および船上でのNK認定試験を得て、非常用発電設備として自動車運搬船の甲板に搭載され、現在主として太平洋上に就航中である。

陸用としては53年初に同じく屋外形を完成させ、5月には日本内燃力発電設備協会の防災用長時間形の認定を得た。現在国内外を問わず受注活動を展開しているが、陸用としてはすでに10数件の設置が決定しているほか、防衛庁護衛艦と海上試験船の一号主発電機用機関として採用が決っており、製作を開始している。

2. 発電設備の構成

PU1250形発電設備は、ガスタービンエンジンと発電機とを共通台盤上に組付けパッケージでおおった発電装置、エンジンの起動源装置、エンジンと発電機の制御装置を組み込んだ自動始動発電機盤およびエンジンの吸排気系統などで構成されている。屋外形発電設備の外観を写真1に示す。

駆動源のガスタービンは、最初から発電機駆動用を主目的に開発した純国産の陸船用エンジンであるがために、軽量、高出力を重視する航空用エ

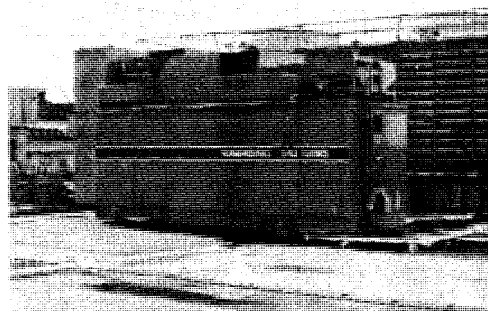


写真1 屋外形発電設備（船用）

ンジンとは基本的に異なり、低コスト、耐久性を最優先したものである。なお出力軸は減速機により1800または1500rpmまで減速されており、発電機とは高弾性ゴム継手でつながっている。

共通台盤上に据え付けたエンジンの外観を写真2に示す。

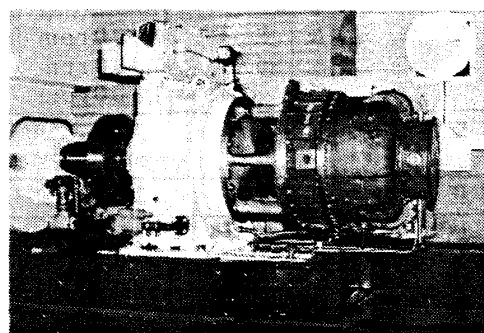


写真2 M1A形ガスタービンエンジン

パッケージは発電装置全体をおおうフルエンクローズタイプとエンジン部分のみをおおう屋内形エンジンエンクローズタイプとがある。

エンジンの運転に必要な燃料ポンプ、潤滑油ポンプ等はすべて減速機に取付けられており、必要

(昭和54年1月22日原稿受付)

に応じて発電機潤滑油ポンプも取付けられる構造になっている。

起動方法は、補機駆動歯車装置に付けたスターモータによるもので、起動源としては空気、油圧、電気のいずれも可能である。

本設備の主要目および性能を表1に示す。

表-1 PU1250形主要目・性能

発 電 設 備	形 式	カワサキPU1250形, ガスタービン駆動
	構 成	ガスタービンエンジン, 発電機, 主回路しゃ断器, 起動源装置, 制御用蓄電池および充電器, 吸 排気ダクト, 消音器, 燃料小出 しタンク
	定 格 出 力	常 用 900kW/ 800kW 非常用 1000kW/ 900kW 防災用 1000kW/1000kW ただし, 吸気温度30℃/40℃ の場合
	燃 料 消 費 率	435g/kW・h (30℃, 1000kWの時)
ガ ス タ ー ビ ン	形 式	カワサキM1A形, 単純開放 一軸式
	構 成	遠心2段圧縮機, 単筒缶形燃焼 器, 軸流3段タービン, 1段遊 星減速機, 補機駆動歯車装置, 自動始動制御器, 電気油圧式燃 料制御装置
	定 格 出 力	常 用 1600PS/1230PS 非常用 1600PS/1380PS 防災用 1600PS/1570PS ただし, 吸気温度15℃/40℃ の場合
	定 格 速 度	主 軸 22,000rpm 出力軸 1,500rpm または 1,800rpm
	空 気 流 量	7.7kg/s (15℃, 1600PS の時)
	圧 力 比	8 (同 上)
	燃 料 消 費 率	283g/PS・h (同 上)
	使 用 燃 料	灯油, 軽油, A重油, 天然ガス
	使 用 潤 滑 油	合成基油
	起 動 方 式	空気式, 油圧式, 電気式
適 合 発 電 機	形 式	保護形, 自己空冷式
	定 格 容 量	1250 KVA 以下
	定 格 力 率	0.8遅れ
	極数・回転速度	4極, 1500rpm または 1800rpm
	励 磁 方 式	ブラシレス, 自動電圧調整器付

3. 性能および特性

(1) 定格出力

PU1250形発電設備の定格出力を図1に示す。ただし次の条件の場合である。

大 気 圧 力 1,016 kg/cm²
(高度150 m 相当)
吸気圧力損失 100 mmAq
排気圧力損失 250 mmAq
発電機効率 93%

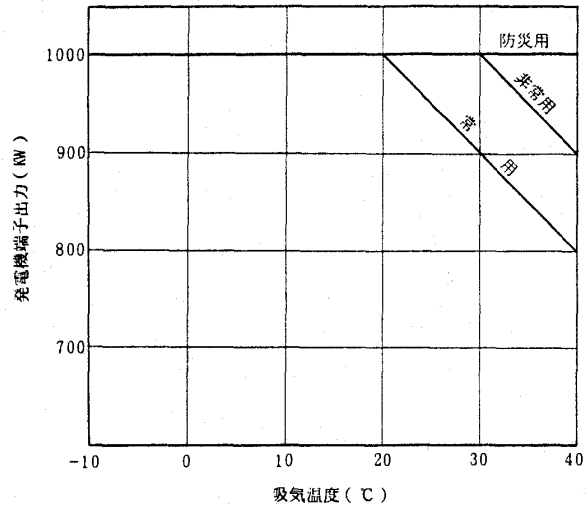


図1 PU1250形発電設備定格出力

(2) 周波数変動

高速回転の一軸形ガスタービンのため、定常負荷時の回転変動がほとんどなく、急激な負荷変動に対しても良好な特性を有する。

周波数特性は以下の通り。

速 度 調 定 率 3±0.5%
定常時周波数変動 ±0.2 Hz 以下
瞬時周波数変動率 ±3.5% 以下
(1000 kW投入, しゃ断時。
速度調定率3%の場合)

周 波 数 整 定 時 間 2 秒以内

(1000 kW投入, しゃ断時)

図2に水抵抗器による1000 kW 負荷投入, しゃ断のテストデータを示す。

(3) 起動特性

発電設備の起動時間は、起動前の停電確認時限2～3秒および起動完了後の確認時限1～2秒を含んで、防災法の規定である40秒

MW 701 形 50 Hz 用 ガス ター ビン

三菱重工業株式会社 高砂製作所 日 浦 治 也
高砂研究所 佐 藤 友 彦

三菱重工は、50 Hz 地域の国内外の顧客に応じるため、昭和45年、MW701形ガスタービンの開発に着手し、昭和51年、初号機の実負荷試験を成功裏に完了した。本機は米国Westinghouse社の技術協力を受けて自主的に開発したもので、Westinghouse社の多年の経験と三菱重工の総力を結集して完成したものである。現在既に国内向けに2台、輸出用9台受注し、このうち9台が稼動に入っている。以下にMW701形ガスタービンの特徴、仕様を紹介する。

1. 特 長

- ① 本機の開発に際しては、信頼性と性能を重視し、既に150台余の運転実績のある501形シリーズ（60 Hz 機）をベースエンジンとし、可能な限り、技術の転用、部品の共用を図った。
- ② 多年の研究成果を反映した低公害燃焼器を採用し、水又は蒸気噴射を併用することによって、排ガス中の公害排出物を最小限に抑えている。
- ③ タービン動静翼に特殊耐蝕加工を施しており、重油、原油を含む多種類の燃料に対処することが出来る。
- ④ Westinghouse社で実績のある高温技術を最大限導入することにより、1000℃を超える高温化を達成し、コンバインドプラントの高効率化への展開を図っている。
- ⑤ 初号機については、信頼性、性能を実証するため、出荷前に約2ヶ月間の負荷運転を行い、全負荷範囲に於ける特性を確認した。

2. 構 造

図1に組立断面図を、図2に組立中の写真を示す。基本的には501形シリーズと同等の空力性能を有する様設計されており、タービン動静翼は同一形状のものを使用している。又、燃焼器は数を増すことで、同一のものを使用しているが、特

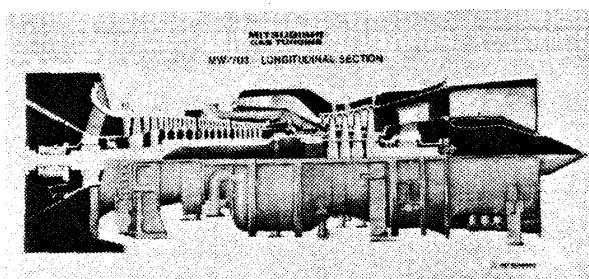


図1 MW701形ガスタービン組立断面図

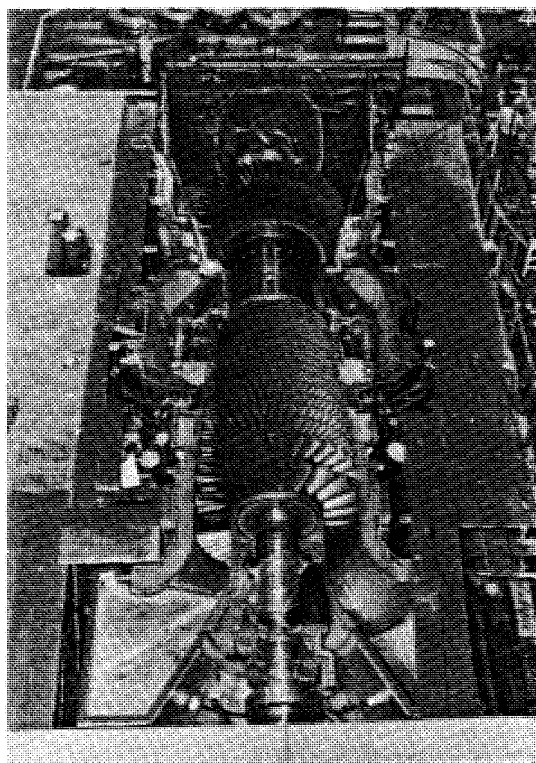


図2 工場組立中のMW701形ガスタービン

に低公害化を狙ったものとしている。

3. 主 要 目

表1に性能主要目、表2にコンバインドプラントとした時の要目を示す。

（昭和54年2月15日原稿受付）

表1 MW-701形ガスタービン

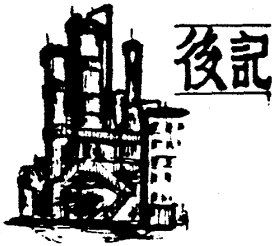
大気条件 15℃×760mmHg

燃 料 軽油 (低位発熱量 10200kcal/kg)

ガ ス タ ー ビ ン		負 荷	ベ ー ス	ピ ー ク
発 電 機 端 出 力		kW	85,000	91,500
発電機端熱効率 (低位基準)		%	29.01	29.26
燃 料 消 費 量		kg/h	24,700	26,360
タービン入口ガス温度		℃	1,021	1,066
排 ガ ス	温 度	℃	480	513
	流 量	kg/h	1,432,000	1,432,000
	流 量	Nm ³ /h	1,113,000	1,113,000
	残存酸素量 (乾)	vol %	15.9	15.6
吸 排 気 損 失		mmA %	75×75	
ガ ス タ ー ビ ン 回 転 数			3,000	

表2 MW-701形ガスタービンを使用した三菱コン
コンバインプラント (PCP) の標準出力

名 称	台 数		合計出力 (MW)	
	ガスタービン	蒸気タービン	ベース定格	ピーク定格
PCP-1701B	1	1	123	134
PCP-2701B	2	1	250	271
PCP-3701B	3	1	377	409
PCP-4701B	4	1	505	549



後記

編集理事 堀 昭 史

近年の燃料事情から省エネルギー問題は緊要の課題となり、蒸気-ガス複合発電プラントによる高効率発電が重視されて来て、ガスタービンが一層注目を集めている折柄、本号が省エネルギーの見地から充実した内容を持ち得たことを感謝している。

すなわち本号には貴重な技術論文2篇をはじめ、事業団火力ガスタービンの建設・運転経験を含む幾つかの有益な原稿を掲載することができた。大形ガスタービンに関するユーザー側からの御寄稿

は本誌としてははじめてのケースと思われ、今後とも大いに期待いたしたいところである。

また工業技術院岩田研究開発官に、ムーンライト計画の一環である高効率ガスタービンの研究開発について御執筆頂いたことを感謝している。

ガスタービンの持つ数々の特色に加えて、今後は一層高温・高効率化の方向に進むことと思われる。我が国での技術開発の進展と洋々たる前途を期待すると共に、本誌が一層充実され、一人でも多くの方に愛読されることを期待している。

シンポジウムのおしらせ

近年ガスタービンエンジンに限らず省エネルギー、高効率化の点からセラミック材料導入の研究が工業界の大きなテーマとなっています。そこで日本ガスタービン学会では第1回のシンポジウムテーマとしてこれを取上げ下記の内容で開催いたします。皆様の御参加をお願い致します。

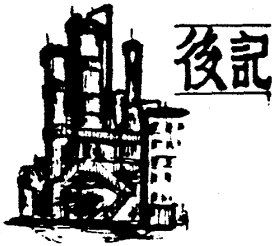
記

シンポジウムの名称「セラミックとガスタービン」

主 催 日本ガスタービン学会
協 賛 窯 業 協 会
期 日 54年7月6日(金) 13:30~17:00
場 所 機械振興会館
参加費 有 料

仮テーマ及び講師予定

- | | | |
|--------------------|-----------|-------|
| (1) 機械部材としてのセラミック | 東京工業大学 | 鈴木弘茂氏 |
| (2) セラミックの特性、成形法 | 無機材質研究所 | 猪股吉三氏 |
| (3) セラミック材の加工 | 京都セラミック㈱ | 浜野義光氏 |
| (4) セラミック材料の機械的特性 | 航空宇宙技術研究所 | 松末勝利氏 |
| (5) セラミック部品の回転試験 | トヨタ自動車工業㈱ | 佐藤 晃氏 |
| (6) セラミックコーティングの特性 | 講 師 未 定 | |



後記

編集理事 堀 昭 史

近年の燃料事情から省エネルギー問題は緊要の課題となり、蒸気-ガス複合発電プラントによる高効率発電が重視されて来て、ガスタービンが一層注目を集めている折柄、本号が省エネルギーの見地から充実した内容を持ち得たことを感謝している。

すなわち本号には貴重な技術論文2篇をはじめ、事業団火力ガスタービンの建設・運転経験を含む幾つかの有益な原稿を掲載することができた。大形ガスタービンに関するユーザー側からの御寄稿

は本誌としてははじめてのケースと思われ、今後とも大いに期待いたしたいところである。

また工業技術院岩田研究開発官に、ムーンライト計画の一環である高効率ガスタービンの研究開発について御執筆頂いたことを感謝している。

ガスタービンの持つ数々の特色に加えて、今後は一層高温・高効率化の方向に進むことと思われる。我が国での技術開発の進展と洋々たる前途を期待すると共に、本誌が一層充実され、一人でも多くの方に愛読されることを期待している。

シンポジウムのおしらせ

近年ガスタービンエンジンに限らず省エネルギー、高効率化の点からセラミック材料導入の研究が工業界の大きなテーマとなっています。そこで日本ガスタービン学会では第1回のシンポジウムテーマとしてこれを取上げ下記の内容で開催いたします。皆様の御参加をお願い致します。

記

シンポジウムの名称「セラミックとガスタービン」

主 催 日本ガスタービン学会
協 賛 窯 業 協 会
期 日 54年7月6日(金) 13:30~17:00
場 所 機械振興会館
参加費 有 料

仮テーマ及び講師予定

- | | | |
|--------------------|-----------|-------|
| (1) 機械部材としてのセラミック | 東京工業大学 | 鈴木弘茂氏 |
| (2) セラミックの特性、成形法 | 無機材質研究所 | 猪股吉三氏 |
| (3) セラミック材の加工 | 京都セラミック㈱ | 浜野義光氏 |
| (4) セラミック材料の機械的特性 | 航空宇宙技術研究所 | 松末勝利氏 |
| (5) セラミック部品の回転試験 | トヨタ自動車工業㈱ | 佐藤 晃氏 |
| (6) セラミックコーティングの特性 | 講 師 未 定 | |

ASME GAS TURBINE DIV. ANNUAL REPORT 1979

頒 布 の お 知 ら せ

ASMEガスタービン部門では、世界各国のガスタービン関係会社（メーカー、ユーザー、関連業界）、大学、学協会、研究機関などに於ける前年度の活動状況について年次報告書（Annual Report）を発行しており、

基礎研究、開発研究、新規開発機種の設計・製造、試運転とその結果、

受注状況、生産及び納入実績、運転実績、現在の問題点とその対策。

などを記載し、各国のガスタービン産業界及び学会の最新動向を具体的に示す唯一の資料であります。

本年度版では、62の会社、大学、研究機関よりの報告と併せてASMEガスタービン部門各技術委員会の活動状況が記載されており、会員各位のご参考に資する所が大きいと思います。

本学会では、とくにASMEガスタービン部門のご好意によりこれを会員の皆様に実費提供しておりますので、ご入用の方は至急下記要領にてお申込み下さい。

申込方法：はがきにASME Annual Report 1979申込と記入し氏名、所属、送付先、部数をご明記下さい。

頒布送料：送料共1,000円（17頁）

送付先明記のうえ現金書留もしくは振替（東京7-179578）でご送金下さい。

申込先：〒160 東京都新宿区新宿3丁目17番7号

紀伊国屋ビル5階

(財)慶応工学会内

日本ガスタービン学会事務局 TEL (352) 8926

日本ガスタービン学会 第4期通常総会開催のお知らせ

下記により標記総会を開催いたします。詳細については改めてご案内申し上げます。

記

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 13時~14時(予定)
会 場 : 機械振興会館 地下2階ホール

§ 特別講演会のお知らせ

例年の通り通常総会終了後特別講演会を次の要領で開催致します。

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 総会終了後 14:00頃~16:00
場 所 : 機械振興会館 地下2階ホール
参 加 費 : 無 料
講 演 題 目 : 「1979年ASME国際ガスタービン会議サンディエゴ大会に参加して」
内 容 1. 基礎技術
 2. 産業用ガスタービン
 3. 航空機用ガスタービン
 4. 自動車用ガスタービン

講演者は本大会に参加した方に依頼する予定です。

§ 見学会・技術懇談会のお知らせ

日 時 : 昭和54年5月18日(金) 13:30~17:00
見 学 先 : 金属材料研究所
技術懇談会 : 金属材料研究所の方にご講演していただく予定です。
詳細につきましては、後日改めてご案内申し上げます。

日本ガスタービン学会 第4期通常総会開催のお知らせ

下記により標記総会を開催いたします。詳細については改めてご案内申し上げます。

記

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 13時~14時(予定)
会 場 : 機械振興会館 地下2階ホール

§ 特別講演会のお知らせ

例年の通り通常総会終了後特別講演会を次の要領で開催致します。

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 総会終了後 14:00頃~16:00
場 所 : 機械振興会館 地下2階ホール
参 加 費 : 無 料
講 演 題 目 : 「1979年ASME国際ガスタービン会議サンディエゴ大会に参加して」
内 容 1. 基礎技術
 2. 産業用ガスタービン
 3. 航空機用ガスタービン
 4. 自動車用ガスタービン

講演者は本大会に参加した方に依頼する予定です。

§ 見学会・技術懇談会のお知らせ

日 時 : 昭和54年5月18日(金) 13:30~17:00
見 学 先 : 金属材料研究所
技術懇談会 : 金属材料研究所の方にご講演していただく予定です。
詳細につきましては、後日改めてご案内申し上げます。

日本ガスタービン学会 第4期通常総会開催のお知らせ

下記により標記総会を開催いたします。詳細については改めてご案内申し上げます。

記

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 13時~14時(予定)
会 場 : 機械振興会館 地下2階ホール

§ 特別講演会のお知らせ

例年の通り通常総会終了後特別講演会を次の要領で開催致します。

日 時 : 昭和54年4月20日(金) 総会終了後 14:00頃~16:00
場 所 : 機械振興会館 地下2階ホール
参 加 費 : 無 料
講 演 題 目 : 「1979年ASME国際ガスタービン会議サンディエゴ大会に参加して」
内 容 1. 基礎技術
 2. 産業用ガスタービン
 3. 航空機用ガスタービン
 4. 自動車用ガスタービン

講演者は本大会に参加した方に依頼する予定です。

§ 見学会・技術懇談会のお知らせ

日 時 : 昭和54年5月18日(金) 13:30~17:00
見 学 先 : 金属材料研究所
技術懇談会 : 金属材料研究所の方にご講演していただく予定です。
詳細につきましては、後日改めてご案内申し上げます。

第7回ガスタービン定期講演会講演募集

研究発表申込締切 昭和54年3月26日(月)開催 昭和54年6月4日(月)

共催 日本ガスタービン学会(幹事学会), 日本機械学会

- 開催日 昭和54年6月4日(月)
- 会場 機械振興会館(東京・芝公園内)
- 開催趣旨 この講演会は、昭和48年以来6回にわたって行なわれてきた日本ガスタービン学会定期講演会を発展させ、ガスタービン学会と日本機械学会とが共催するガスタービンに関する初めての総合講演会であり、わが国のガスタービン生産量は、すでに大きな実績をあげておりますが、省エネルギー・環境保全・防災を重視する時代になってガスタービンはさらに新しい分野に進出しつつあります。このような時に、ガスタービンに関心を持つ広い分野の方々による研究成果の発表と卒直な意見交換を行うことは、ガスタービンの進歩に寄与するとともに時代の要請に応えるものと考えます。多数の御参加を期待します。
- 論文内容 (1) テーマはガスタービン(過給機を含む)及びその応用に関連する理論及び技術を扱ったものすべて、ガスタービン本体のみならず補機・付属品、ガスタービンを含むシステムおよびユーザ使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。
- 募集要旨 (1) 講演申込み者は、日本ガスタービン学会会員(講演申込みと同時に入会申込みを受付けます)及び日本機械学会会員とし、それぞれ所属学会に申込んで下さい。1名1題目を原則とします。
(2) 申込み者は、はがき大の用紙に「第7回ガスタービン定期講演会講演申込み」と題記し、下記事項を記入し、日本ガスタービン学会(〒160 東京都新宿区新宿3-17-7 紀伊国屋ビル5階 慶応工学会内)または日本機械学会(〒151 東京都渋谷区代々木2-4-6 三信北星ビル内)宛申込んで下さい。
a) 講演題目 b) 発表者(連名の場合は講演者に○印を付して下さい)及び勤務先
c) 所属学会及び会員資格 d) 通信先 e) 100~200字程度の概要
(3) ガスタービン学会へ申込み場合、ガスタービン学会会員は学会誌に投稿できます。また機械学会へ申込んだ場合でも、機械学会の論文集またはBulletinに投稿しないものはガスタービン学会誌に投稿できます。
(4) 機械学会へ申込み場合、講演発表は普通講演扱いとします。機械学会会員が機械学会を通して行った研究発表は、発表後機械学会論文集またはBulletin of the JSMEに投稿できます。
- 講演申込締切日 昭和54年3月26日(月)
- 講演論文など (1) 講演申込み者には講演論文集用原稿用紙をお送りします。論文は1292字詰用紙4頁以上6頁以内とします。
(2) 原稿提出期限 昭和54年4月23日(月)
- (3) 講演時間は一題目につき討論時間を含め約30分の予定です。
- (4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。
- その他 (1) 講演会当日には、特別講演、懇親会(参加費無料)を行なう予定です。
(2) 講演会に参加される方(発表者を含む)は、5月20日(日)迄に参加登録費(講演論文集1冊代金を含む、3,000円程度の予定)をそえてガスタービン学会にお申込み下さい。
事前登録者には論文集をお送りします。なお当日会場でも登録を受付けます。

海外よりの論文募集についてのお知らせ

SYMPOSIUM ON MEASUREMENT METHODS IN ROTATING COMPONENTS OF TURBOMACHINERY

A symposium devoted to measurements in rotating components of turbomachinery will be held during the Joint Fluids Engineering/International Gas Turbine Conference and Products Show, American Society of Mechanical Engineers, March 5-13, 1980, New Orleans, Louisiana, U.S.A. Papers are solicited that deal with all aspects of obtaining structural, fluid dynamic, heat transfer or thermal data from the primary rotating components of turbomachines. Sessions will address the following areas:

- o Flow measurements using conventional instrumentation, both time-averaging and dynamic response (e.g., rotating hot-wire and film, stationary hot-wire, total-pressure probes, high frequency response transducers, etc.).
- o Optical methods of flow measurement/visualization techniques (e.g., LDV techniques, holographic flow visualization, photon correlation measurements, laser fluorescence, fiber optic probes, etc.).
- o Heat transfer and temperature measurements (e.g., flow and blade surface temperature, gas temperature--density measurements using ultrasonic and γ ray attenuation, etc.).
- o Unsteady force, stress, vibration, flutter measurements (e.g., holographic vibration pattern analysis, rotating strain gage instrumentation, etc.).
- o Data transmission, processing, analysis and display techniques (e.g., on-line data processing techniques, correlation methods, spectral analysis, on the shaft micro-electric signal conditioners, telemetry, etc.).

Keynote papers will be given in each session technical area to summarize the state-of-the-art in each area. The symposium will also have one open forum session, where brief papers (progress reports, untested new techniques, small improvements over existing techniques, etc.) will be presented and discussed.

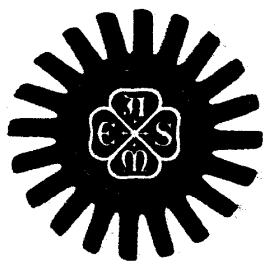
Acceptance of presentations for the symposium will be on the basis of completed papers or 500-word abstracts, submitted in triplicate. Papers should not exceed 24 pages total, including double-spaced typewritten text, all figures and references.

Please transmit abstract which include a concise statement of the problem, scope, method and important conclusions to the Symposium Chairman

Professor B. Lakshminarayana
Department of Aerospace Engineering
153-H Hammond Building
The Pennsylvania State University
University Park, Pennsylvania 16802 U.S.A.

Closing date for submission of Abstracts is April 15, 1979. Acceptance will be mailed by May 15, 1979. Papers are due by August 24, 1979, for review by the symposium organizers. Notification of final paper acceptance will be mailed by November 1, 1979. Author prepared manuscript of the complete paper ready for reproduction must be submitted to the same address by December 1, 1979. Completed papers must conform to the ASME standards as published in the Journal of Fluids Engineering.

Organizers for the Symposium are Professor R. H. Kirchhoff, University of Massachusetts; Professor B. Lakshminarayana, Pennsylvania State University; Dr. P. W. Runstadler, Jr., Creare Incorporated; and Dr. H. Stargardter, Pratt and Whitney Division, United Technologies Corporation.



gas turbine newsletter

GAS TURBINE DIVISION—THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

VOL. XX

January, 1979

No. 1

CHAIRMAN'S COMMENTS

It is difficult to imagine a technical engineering conference which would exceed in interest last year's Gas Turbine Conference held in April in London, England. It is more difficult yet to imagine a more pleasant set of surroundings, a more delightful banquet, or a more complete Exhibit. Yet it does appear that less than one year later, an event will be held which will surpass every record held in the long history of the Gas Turbine Conference. Of course, I refer to San Diego and March 11-15, 1979, scene and date of the 24th Annual International Gas Turbine Conference and the First ASME Solar Energy Conference. Bob San Martin, Chairman of the Solar Division, and I cordially invite and urge you to join us for this meeting.

I have picked at random a few of the many reasons why you should be there.

- Record number of Gas Turbine Technical Sessions and Papers. Frankly, the response to our calls for papers has been overwhelming. As a result, we can guarantee something of interest for everyone, in a potpourri covering all aspects of turbo technology.
- Exciting Sessions and Papers on Solar Energy. ASME's newest and fastest growing Technical Division is the Solar Division, and this jointly sponsored Conference will be their first effort in this area. A number of interesting sessions, including several joint Turbine and Solar sessions will be held.
- A sold-out Gas Turbine Exhibit. A record amount of exhibit space has been sold to turbo technology exhibitors. The exhibit covers all major turbine interest areas and will be even more interesting if you were unable to attend the London Conference for any purpose.
- A superb setting for interesting tours. San Diego's zoo, outdoors animal park, Marineland, beaches, harbors, sunshine, proximity to Mexico, etc., are world renown. Rarely, if ever, has the Gas Turbine Conference been held in a more interesting area.

DIRECTOR OF OPERATIONS REPORT

DONALD D. HILL, P.E.

This has been a remarkable year for the Gas Turbine Division. In a sense, it is the zenith of Gas Turbine Division's history. If not the zenith, certainly the climax and culmination of years of hard work for many past and present Executive Committee members who had established a goal to consolidate all of the services of the Gas Turbine Division in one office and hire a full-time staff to administer them. But more than a goal, these Executive Committee members had professional pride and they had sufficient spirit to give countless hours of hard work and service to make that goal a reality.

In a different sense and more importantly, this year is also a beginning. A beginning of greater service to the ASME Gas Turbine Division member and the mechanical engineering profession. And yes, to the gas turbine industry. For it was this year that the Gas Turbine Division opened an ASME office in Atlanta and hired a full-time director of operations and secretary.

This great step was accomplished with ASME funds which the Gas Turbine Division accumulated from its 24 years of promoting its annual conference and products show. The division is indebted to all the exhibitors who have been with us through the years and have made the financial worth possible. It has taken many years of frugality and excellent fiscal planning by the GTD

(Continued on Page 24)

- An excellent Professional Development Program. You can sharpen your professional skills by attending one of ASME's Gas Turbine instructional courses, and obtain CEU credits in the process.

EDWARD S. WRIGHT, CHAIRMAN

His company, United Technologies, Research Center has a new phone number—203-727-7000 and his number is 203-727-7058. His home phone number is the same—203-633-5357.

24th ASME GAS TURBINE CONFERENCE AND PRODUCT SHOW AND FIRST ASME SOLAR ENERGY CONFERENCE, SAN DIEGO, CALIFORNIA — 11 TO 15 MARCH 1979

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 a very large technical program of 200+ papers and oral presentations and 10 panel sessions.

Advances in turbine component efficiency and capability will be featured in more than 20 particularly strong sessions on turbomachinery, ceramics, heat transfer and structures and dynamics.

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 2, 3, 22-24)

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。

24th CONFERENCE

(Continued from Page 1)

There are 17 sessions planned on turbines for transportation in aircraft, marine, vehicular and pipeline applications. Thirteen sessions will deal with significant changes in combustion due to emission requirements, broad-cut or alternate fuels and coal utilization. Eleven sessions are planned on industrial/utility turbines and manufacturing, materials, controls and education. Eight sessions will deal with future turbine applications to closed cycles and new energy resources including solar.

The Solar Energy Division is currently planning 8 sessions on non-turbine topics covering a broad range from photo-voltaic power to energy storage and industrial processes.

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 **.

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.

—Joint Power Generation Conference, Oct. 7-10, Radisson Hotel, Charlotte, N.C.

—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.

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



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

LETTER OF OCTOBER 30th TO OUR CHAIRMAN

Edward S. Wright
United Technologies Corp.
Research Labs., Silver Lane
East Hartford, Connecticut 06118
Dear Ed:

Just a minor comment on your Chairman's message appearing in the first paragraph, Page 3, in the October 1978 Gas Turbine Newsletter. Appointment of a member to the Division Executive Committee is by Council, with the letter of confirmation coming from Rogers Finch. This is an important differentiation as the Headquarters Staff does not make appointments even though Rogers is Executive Director and Secretary and also is a member of the Council.

Sincerely,
J. L. Mangan, V.P. Power Department

PRACTICAL EROSION PROBLEMS

A one-day Forum on Practical Erosion Problems in Fluid Systems and Machinery will be held on June 21, 1979 at Niagara Falls, N.Y., in conjunction with the ASME Fluids Engineering Conference. It is co-sponsored by ASTM Committee G-2 on Erosion and Wear, and the ASME Fluids Engineering Division. Its objective is to provide for an informal exchange of information among engineers actively concerned with the control of erosion by cavitation, impingement by liquid or solid particles, and less easily identified forms of erosion due to fluid flow. For more information contact Frank Heymann, Mail Code N206, Westinghouse Electric Corp., P.O. Box 9175, Philadelphia, Pa. 19113 or telephone 215-595-4208.

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

SAN DIEGO GAS TURBINE & SOLAR CONFERENCE

DRAFT 4 D
20 DEC / 78

USER ORIENTED

MAR. 12, 1979

13

14

15

COMMITTEE	MON. AM	MON. PM	TUE. AM	TUE. PM	WED. AM	WED. PM	THURS. AM	THURS. PM
AIRCRAFT				PROP'N MAINT.	SMALL ENGINES	V/STOL PROP'N	PROP'N SYSTEM INTEGRATION	PROP'N TECH'Y
CERAMICS		CERAMIC BEARINGS	CERAMIC	CERAMIC COMPONENTS	OVERSEAS CERAMICS PANEL	VEHICULAR CERAMICS	CERAMICS TECH. I	CERAMICS TECH. II
CLOSED CYCLES		CCGT COMPONENTS	CCGT	POWER TOWER (SED)	CCGT WASTE HEAT	C.C. C.U.	NUCLEAR CCGT	
COAL UTILIZATION		PERF. & ECON.		ENVIRONMENT	WASTE FUELS (E.F.)		FLUID BED (E.F.)	COOLING
COMBUSTION & FUELS		ALT. FUELS I	ALT. FUELS II	ALT. FUELS III	EMISSION MEAS'T/CONTROL	EMISSION CONTROL	COMBUSTORS	COMBUSTION RESEARCH
CONTROLS					CONTROLS			
EDUCATION						OPERATOR EDUCATION		
ELECTRIC UTILITIES		PANEL OPERATING EXPERIENCE	UTILITY GAS TURBINE		COAL UT.)			
HEAT TRANSFER		FILM COOLING	PANEL COMPACT H.E.		PANEL	TURBINE SYSTEMS	TURBINE BLADES	
MANUFACTURING TECH.							MAN'G. MTL'S & MET'Y	
MARINE							MACHINERY	PUBLIC TRANSPORT
PIPELINES & APPLICATIONS							COMB. CYCLES	APPLICATIONS
PROCESS INDUSTRIES								
STRUCTURES & DYNAMICS								
TECHNOLOGY RESOURCES								
TURBO-MACHINERY								
VEHICULAR								
ASME/ASTM								
GTD/SED								
SOLAR								

REGISTRATION AND KEY NOTE SPEECH

REPORT ON NUCLEX 1978 CONFERENCE

DR. CURT KELLER

From October 3-7, 1978 the 5th International Fair and Technical Meetings of Nuclear Industries was again held in Basel, Switzerland. The very well organized institution has world-wide recognition as a neutral meeting place for engineers and scientists. The leading theme of the technical meetings (over 200 Papers) was: Advanced Reactor Concepts: Fast Breeder and High Temperature Gas-Cooled Reactors, Including Their Components.

The efforts to bring the High-Temperature gas-cooled Reactor (Helium) and especially its combination with a Helium Turbine in a direct cycle on the market have multiplied in recent years very quickly, especially in Europe (Germany, Switzerland, together with USA collaboration). Due to the inherent energy saving and security properties, Governments support these plans and also utility groups in Europe and USA. Interested firms like Brown, Boveri & Sulzer, Gutehoffnungshütte (GHH) Kraftwerks-Union (KWU), General Atomics and others have established collaboration in Europe for the 2nd Generation power plants.

Besides General Atomic, the Garret Corporation (AiResearch, Phoenix) is one of the early promoters in USA of closed cycles for many other applications such as space, ships, vehicular, refrigeration, rail, etc. from small to medium sized power plants. The recognition of the special advantages and manifold applications of the closed cycle gas turbine is widespread today. The CCGT is adaptable to two sources of energy that most nations will be relying on in the foreseeable future: coal and nuclear fuel.

CCGT-Power plants (fossile and nuclear) can easily incorporate small dry cooling towers and therefore offer the freedom of free site choice. The machinery is very small compared with steam plants or open cycle (combustion) gas turbines. Therefore, underground plants are possible.

Different latest status Reports 1978 in Germany¹⁾, Switzerland²⁾, England³⁾ came to the same conclusions and confirmed especially the great potential of nuclear gas turbines for High Temperature Service. The safe fuel element fabrication in Germany (coated particles) is remarkable for fission product retention. (1—HTR-Statusbericht, Julich, 26 September 1978, 2—EIR-Statusbericht on Heliumturbine research Swiss Federal Institute of Technology, 18 October 1978 (EIR), 3—ASME International Gas Turbine Conference, London, 9-13 April 1978.

After different pre-studies by official German and Swiss institutions, one is definitely developing with the agreement of utilities also, a prototype nuclear Power Plant of 600 MWe, with a high temperature Helium cooled pebble bed reactor and with one direct cycle He-Gas Turbine only (HHT-program). Contrary to USA and France which are involved in LMFR-breeders many engineers and scientists prefer the development of the gas cooled Breeder (with Gas Turbine). It's Technology, in many points similar to High Temperature converter reactors—seems much simpler. From the fuel cycle point of view, HHT and gas cooled breeders offer a desirable symbiosis for the future.

At the Conference there were 467 exhibitions from 22 countries—more than 90% from foreign countries—presented their product. Germany, Great Britain, France, USA, Switzerland were predominant. They did not only show machinery and reactor designs but also many auxiliaries, instrumentation, safety design, piping control system valves, etc. especially for current L.W. Reactors. Japan presented a very well organized show of Nuclear Power development in 19 booths. The Japan ATOMIC Industrial Forum had organized very instructive demonstrations of the latest Japanese plans which showed the activities on very high

temperature, gas-cooled reactors and their components. The accelerated research and development since a few years ago on a well established cooperative program between firms is very impressive.

Of the many interesting gas turbine papers the following are of special interest:

(1) Gas Turbine HTGR—a technology assessment by J. C. Scarborough, NUS Corp., USA and MIT. (2) HHT-plant, special operating properties, controllability, waste heat recovery and dry cooling tower by H. U. Fruttschi, Brown, Boveri Co., Zurich. (3) Safety design concept of a high-temperature reactor with He-turbine on the basis of licensing experience in the Federal Republic of Germany by H. Sommer, HRB-Reaktorbau GmbH. (4) Fort St. Vrain operating experiences by L. D. Johnson, General ATOMIC, USA. (5) 10 Years of operating experience with the AVR/HTR nuclear power station by CH. MARNE, AVR, Julich. (6) Operating experience with the Helium turbine Oberhausen by G. Krey, Gutehoffnungshütte Sterkerade/BRD. (7) Gas cooled fast reactor core R&D by G. Markoszy, EIR, Switzerland. (8) Underground siting of nuclear power plants EIR, Switzerland, S. Pinto.

NUCLEX does have a big Volume in English (Vol. A, Technical Meetings) about Fast Breeder and High Temperature gas-cooled Reactors and their Components available, which includes all the above cited papers and many others. Available from: SECRETARIAT NUCLEX, P. O. Box 4021, Basel, Switzerland.

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.

For further information contact—
ASME-GTD Program Chairman
1979 Israel Joint Gas Turbine Congress
Bernard L. Koff, Chief Engineer

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

(Please check):

..... I am planning to be at the Conference.

..... 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

THOMSON EXHIBITIONS, SYDNEY

K. H. THORPE, Director

You may be well aware of our International Engineering Exhibition which we conduct each year in Australia, but the recent receipt of your last Newsletter prompts me to write this note to let you know that we are to organize and conduct Australia's International Mining and Exploration Exhibition (AIMEX) here in Sydney, February 12-17, 1979. I thought that some of your members may well be interested in this Exhibition and thought it might be mentioned in your Newsletter.

I should mention that the U.S.A. will officially participate in this Exhibition (as I am pleased to say is also the case in our International Engineering Exhibition this coming September) and therefore any interested exhibitors could inquire through the Department of Commerce in Washington or contact the Director of the U.S. International Marketing Centre, 4 Cliff Street, Milsons Point, Sydney NSW 2061, addressing such inquiries to Mr. Toby Zettler. Or contact R. A. Hammon, Editor—518-785-8651 or R. Tom Sawyer, Publisher—201-444-3719.

OVERHAUL AND REJUVENATION OF HIGH TEMPERATURE COMPONENTS

The High Temperature Alloys Committee of The Metallurgical Society (TMS) of the American Institute of Mining & Metallurgical Engineers (AIME) plans to sponsor a symposium in Milwaukee at the AIME meeting Sept. 17-20, 1979 entitled "Overhaul and Rejuvenation of High Temperature Components." The purpose of the symposium is to present a broad view of the present level of technology concerning overhaul and repair operations.

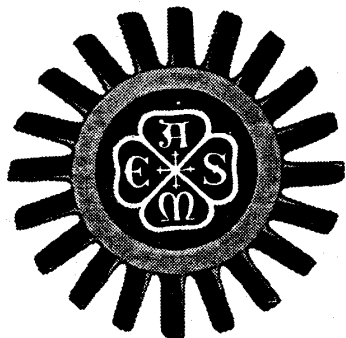
Abstracts of potential papers should be sent by April 1 to: Dr. C. S. Korovich, TRW Inc., 23555 Euclid Avenue, T/M-3357, Cleveland, Ohio 44117; telephone 216-383-3357, or Dr. R. L. Dreshfield, NASA Lewis Research Center, 21000 Brookpark Road, Cleveland, Ohio 44135, telephone 216-433-4000, Ext. 6923.

Aircraft Engine Group, General Electric Co.
Cincinnati, Ohio 45215
Phone: 513-243-2244

OR—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

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 AND 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 Speed
Operating Experiences	Tracked Vehicles
Controls	Manufacturing

EXHIBIT HALL EVENTS

Registration of All Delegates Near Exhibit Area

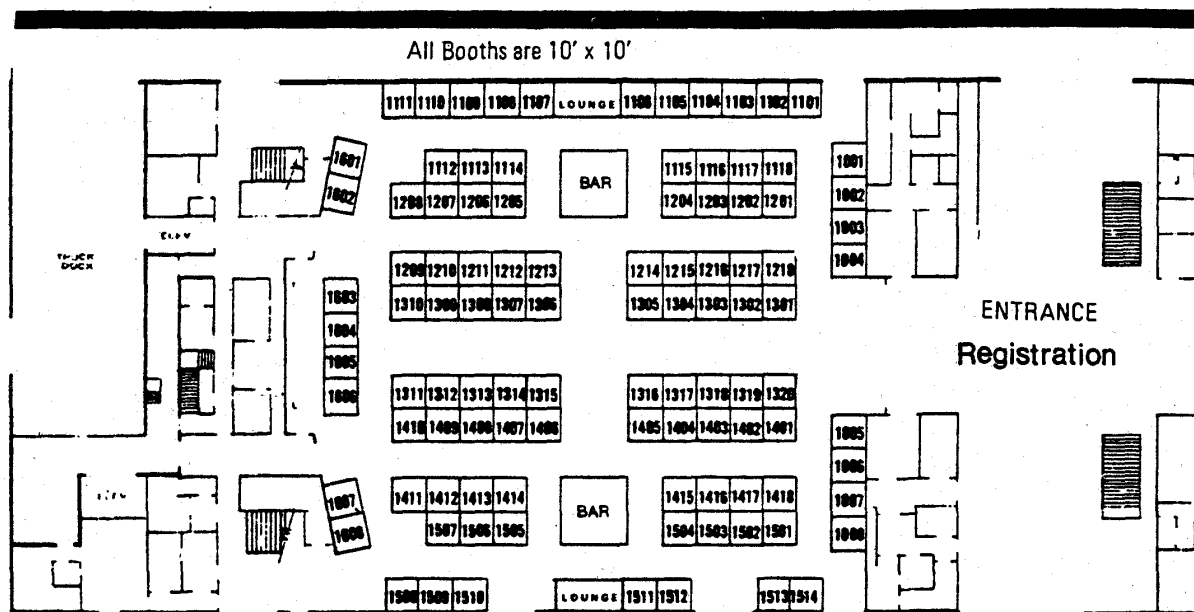
Refreshment Areas Within the Exhibit Area

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

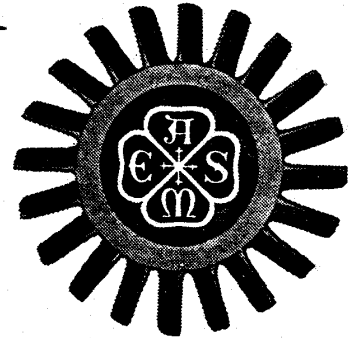


EXHIBIT SERVICES

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)

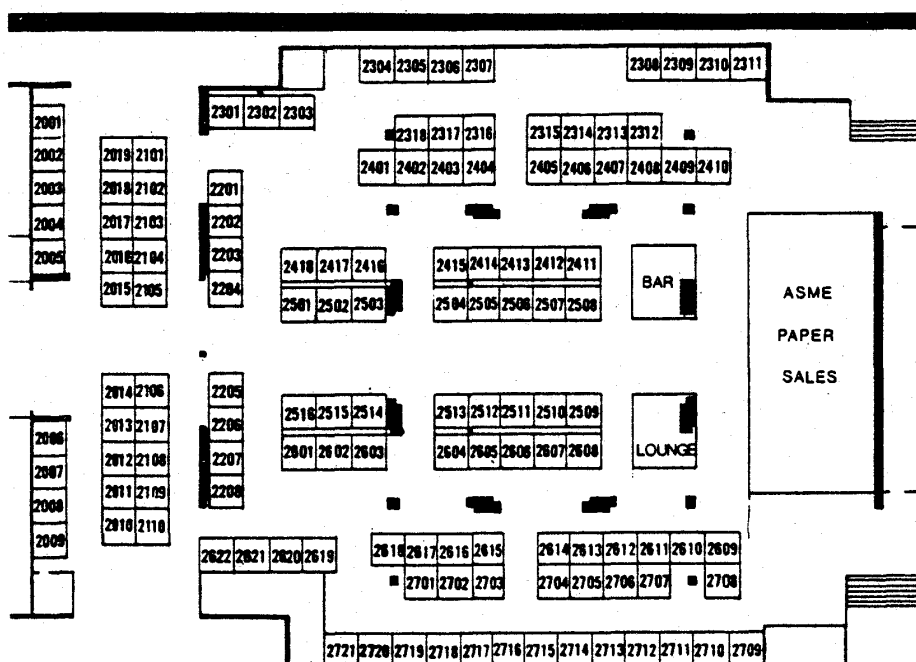
EXHIBITOR PERSONNEL REGISTRATION FORMULA:

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 booth 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 '79 GT Conference and will be "required" for the '79 WAM. Details are available from Session Organizers or Program Chairmen ('79 GT Conference, Clare Eatock and '79 WAM, R. J. Trippett).

- H. Clare Eatock
Pratt & Whitney Aircraft of Canada, Ltd.
P.O. Box 10, Longueuil
Quebec, Canada J4K 4X9
514-677-9411
- Richard J. Trippett
General Motors Corp.
Research Labs.
Warren, MI 48090
313-575-3144
Home: 313-642-8374

— EXHIBITORS —
1979 SAN DIEGO
PRODUCTS SHOW

AAR Technical Service Center
ACE Industries
AEG-KANIS Turbinenfabrik GmbH
Aerocasts Inc.
A.E. Export Services
AE Turbine Components Ltd.
Alnor Instrument Co.
Alturdyne
American Air Filter
American Cystoscopy Makers Inc.
The American Society of Mechanical Engineers
APE Allen Gears Ltd.
Associated Engineering Group Ltd.
Baird Corp.
BEAMA Information Stand
Bently Nevada Corp.
The British Electrical & Allied Manufacturers' Association Ltd. (BEAMA)
British Overseas Trade Board
Brown Boveri Turbomachinery, Inc.
Brunswick Corp./Technetics Div.
Brush Electrical Machines Ltd.
Cannon & Stokes Ltd.
Chromalloy Research & Technology Chromizing Co.
Cincinnati Gear Co.
Coaltech
Cooper Airmotive Inc.
Cooper Energy Services
Curtiss-Wright Corporation
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.
Dowty Group Services/Ultra Electronics Controls Ltd.
Dowty Fuel Systems 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.
Froud Engineering, Ltd.
The Garrett Corporation
Gas Turbine Corp.
Gas Turbine World
G.E.A. Power Cooling Systems
General Electric Company
Gilbert, Gilkes & Gordon Ltd.
The Glacier Metal Co. Ltd.
Gloster Saro Limited
Greyhound Lines, Inc.
Harrison Radiator Div. of G.M.C.

1979 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE and PRODUCTS SHOW *invites your firm 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 WHITEPO

Hawker Siddeley Canada Ltd./Orenda Div.
Hawker Siddeley Group Ltd.
Hawker Siddeley Dynamics
Howmet Turbine Components Corp.
Huntington Alloys Inc.
Industrial Acoustics Co.
Innsworth Metals Ltd.
Iscar Blades Ltd.
Ishikawajima-Harima
Heavy Industries Co., Ltd.
Johnson and Firth Brown Limited
Kawasaki Heavy Industries, Inc.
Klock, A Gulf & Western Co.
Kulite Semiconductor Products, Inc.
Loewy Machinery
Lucas Aerospace Limited
H. C. Macaulay Foundry Co.
Machida America, Inc.
Metrix Instrument Company
North American Turbine Corp., Kongsberg
Gas Turbines
Olympus Corp. of America—
Industrial Fiberoptics
Petrolite Corporation
Pignone, Inc.
Reutlinger USA, Inc.
River Don Stampings Limited
Rolls-Royce Limited
Rolls-Royce Motors Ltd.
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
United Technologies Corp./Technical
Presentations
Utica Div. & Heintz Div.—
Kelsey-Hayes Co.
Westinghouse Electric Corp.
Richard Wolf Medical Instruments Corp.
Woodward Governor Company

(Continued from Page 1)

Executive Committee to accumulate a sufficient reserve and develop an adequate annual exhibit income to undertake this expansion of services. So, past and current members of the Executive Committee, exhibitors and countless volunteers are proud of this year and rightly so.

The ASME office in Atlanta will be known as the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and our objective is to make this office the focal point of service. There are great things planned for the Center, but the overall goal is to make it a first-class operation worthy of administering a first-class technical division of a leading technical society.

I would like to take this opportunity to invite you to join us at the 24th Annual International Gas Turbine Conference in San Diego, March 11-15, 1979. As this article is written, with over three months before the conference, we have only four or five exhibit booth spaces left for sale and there are already over 200 technical papers identified for presentation. With an outstanding technical program, assurance of a virtual sell-out of exhibit space in the delightful city of San Diego in early Spring, the 1979 Gas Turbine Conference is going to be an outstanding event. And there is more . . . ASME's fast growing Solar Energy Division will be joining us for their first Solar Energy Conference.

If you haven't received advance information on the 1979 San Diego Conference, write me and I'll be certain you receive a flyer. My address is:

International Gas Turbine Center
Gas Turbine Division, ASME
6065 Borfield Road, Suite 218
Atlanta, Georgia 30328

His new business phone number—404-256-1744.

His home phone is 404-393-8743.

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.

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

Recent Exhibits in U.S. and Overseas

Location	1972 San Francisco	1973 Washington	1974 Zurich	1975 Houston	1976 New Orleans	1977 Philadelphia	1978 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. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7,
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン学会事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
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 4 号

昭和 5 4 年 3 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

