

コンバインドサイクル発電技術の発展を願って

小島 民生^{*1}

KOJIMA Tamio

エネルギー資源の多くを海外に依存する我が国では、エネルギーセキュリティ確保のため電力のエネルギー源として、原子力をはじめとする各種のエネルギー源を効率的に使用するベストミックスが追求されています。なかでも火力発電の分野では、石油、天然ガス (LNG)、石炭などの化石燃料を環境保全の技術開発をはかりながら、それぞれの特徴を生かしベストミックスに努めてきたところであり、特に、地球規模の環境保全の立場からCO₂の排出量削減が課題となってきた近年では、燃料消費量を削減するため火力発電の熱効率の向上がその存立要件のひとつになってきております。

火力発電の熱効率は1950年代の30%程度から、現在では超臨界圧ユニットで42%程度に向上し、一方、コンバインドサイクルの導入により、これまでの熱効率の常識を覆すような50%程度の飛躍的な高効率が達成され、さらに技術進歩はめざましく、将来を展望すると熱効率55%程度も実現できる視野に入ってきております。コンバインドサイクル発電は省エネルギーと発電コスト低減効果は大きく、火力発電の主役に育ってきております。

コンバインドサイクル発電が我が国に導入され大きく開花した背景にはいくつかの理由がありますが、LNGが利用できたことがそのひとつだったと思います。

LNGはSO_x・NO_xの環境問題が社会的に問題となり始めた1960年代の後半に、当社の南横浜火力で我が国として初めて発電用として導入され、その後、人口と産業が集中している東京湾岸の火力発電所が立地する地域の環境を改善する切り札として急速に利用が拡大され、LNG受入基地と各火力を連系するガス導管も整備されました。この間二度にわたる石油危機を経験し、LNGの供給安定性が評価され燃料としての信頼性が高まってきました。一方、化石燃料の価格が高騰してきた時には、高品質のLNGをボイラで燃焼するというだけの使い方では熱効率も低くなることもあり（高位発熱量基準では石油に比べ熱効率が約5%程低下する）、もっと付加価値をつけられないかという、いわゆるノーブルユースの考え方が一部に出はじめたこともありました。

このような背景から、LNGを使い熱効率を向上させ

る発電方式としてガスタービンを使うコンバインドサイクル発電が注目され調査を進めてきました。当時ガスタービンは石油を燃料としたシンプルサイクルでピーク用電源としてすでに使われておりましたが、高温部品の信頼性が必ずしも十分ではなく、大容量の主力電源に使うには迷いが大きかった状況でした。しかし、クリーンな燃料であるLNGを使う場合には信頼性が極めて高くできることがわかってきましたので、富津火力に当社として初めてコンバインドサイクルを採用するに至りました。

富津火力の1・2号系列は1100℃級のガスタービンを使い、1軸出力165 MWのコンバインドサイクル合計14軸から構成される2000 MWの、大容量の発電所です。1985年12月の初号機運転開始以来43%の高い熱効率を達成し、毎深夜の停止と起動を繰り返す過酷な運用のなかで十分な信頼性を維持するなど、コンバインドサイクルに対して大きな自信を持つことができました。これまでの14年間の運用実績では14軸を平均すると1軸当たりの累計で、運転時間は約62,000時間、起動回数は約1,600回に達しています。この間、制御装置の初期トラブルや、最近では圧縮機の経年的なトラブルも経験しておりますが、これらを克服し順調な運転を継続して実績を積み重ねております。

私自身コンバインドサイクル発電に対しては富津火力1・2号系列の試運転開始以降から関わりを持つようになり、本格的に携わるようになったのは次の1300℃級コンバインドサイクルプラントの開発段階からでした。1300℃級ガスタービンの話題が出はじめ、社内に内々のプロジェクトチームを組んで勉強を開始したのは、1100℃級の富津火力1号系列の試運転が順調に進み、実績が見え始めた1986年の頃でした。

1980年代の後半に入り我が国の景気の急激な拡大とともに電力需要が急速に伸び始めてきましたので、電源の建設が急がれておりましたが、当社には幸い東京湾岸に将来の電源立地地点を確保していたことや、中小容量の古い火力発電所を大容量に建て替えることで経済的なメリットが見込まれたこと、また、LNG基地の拡充とガス導管の整備が進められていたことも力となって、LNGを活用する新規発電所の建設に比較的恵まれていた条件が整っていたと思います。これらの地点を対象に1300℃級のコンバインドサイクルを導入するに際して

原稿受付 1999年4月26日

*1 東京電力(株) 火力部

〒100-0011 東京都千代田区内幸町1丁目1番3号

は、主機となる高温ガスタービンの高温部品の信頼性の検証に併行して、49%以上の高い熱効率を目標とするプラントシステムの設計を重点に進めました。

また、エネルギー密度の高い東京湾岸に新たな電源を建設するためには環境対策として特に低NO_x燃焼器の開発が最大の課題になりましたので、この開発と検証が導入判断の決め手となっておりました。これも予混合燃焼方式の技術開発によって実機への見通しをつけて、横浜火力7・8号系列に1300℃級改良型コンバインドサイクルAdvanced Combined Cycle (ACC)の採用を計画し、1軸出力350 MWとして、1系列4軸構成、系列出力1400 MWのACC2系列の建設を1993年に開始いたしました。引き続き千葉火力1・2号系列(各1440 MW)の建設も開始し、横浜7・8号系列は1998年に完成、千葉火力1・2号系列は1998年より試運転を開始し、2000年には完成の予定です。両発電所のACCともに49%以上の高い熱効率を発揮し、当初の目標を達成し火力発電の高効率化に貢献しております。

また、1990年代の前半には電力需要の急速な拡大により電力の需給が逼迫することが懸念され、横浜1・2号系列の建設と並行して、短期間で建設が可能なシンプルサイクルのガスタービンを既設火力の中に急遽建設する計画も進め、横須賀火力、袖ヶ浦火力、大井火力にそれぞれ130 MW級のガスタービンを建設してきました。この計画では国内のメーカー各社のご協力をいただき最短の建設工期で進めただけでなく、各社の持つ低NO_x燃焼器を実機に採用して検証していただくなど技術開発の場としても活用することができました。

1300℃級のACC火力の建設を例にとると、計画の検討開始から計画を決定し、環境影響評価や立地手続きを経て建設を開始するまでに約8年、着工から運転開始まで建設工事に約5年、合計13年の年月がかかっています。新しい技術を育成し実機への適用性を検証してから実機を建設し実績がでるまでに10年以上の長い期間がかかるのが実状です。一方、技術の進歩は日を追って着実に進んでおり、特にメーカー各社では新技術の目処が立ち一段落する間もなく次の技術の開発へと努力が向けられるのが常ですので、私どもユーザーとしても目が離せません。

1991年に横浜火力の1300℃級ガスタービンの実機適用への検証を一段落させた直後に、私は次の1450℃級のガスタービンに目が移っておりました。

横浜の具体設計と並行して、機会あるごとに次のガスタービンの開発動向をウオッチしておりましたが、単結晶材や遮熱コーティング材など高温の金属材料、蒸気冷却技術の開発により、1450℃級の基礎技術が育ちはじめたのはちょうど6年ほど前のことだったと思います。

今、1450℃級のコンバインドサイクルの建設を目前に控え、2000年代の前半に運転を開始する計画ですが、熱効率53%以上を目標に、高い環境性能とコスト競争力を発揮することを目指して、新技術の実現に努力して参りたいと胸の膨らむ思いでおります。当社では平成11年度から10年間に約18,700 MWの電源を建設する計画としておりますが、そのうち8,560 MWはLNGコンバインドサイクル発電で全体の約50%になっております。コンバインドサイクル発電が当社電源の中で重要な役割を果たす時代となってきております。メーカー各社さんのなかでコンバインドサイクルの技術が大きな流れとなって育ってきていることを大変心強く感じております。

思い返しますと、私は当社のなかでガスタービンの技術に携わって15年程になります。その間にいろいろな技術に出会ってきました。なかでも感動した出来事は、7年ほど前にGE社のシンシナティにある航空機エンジンを製造しているイーブンデール工場を訪問したときです。目的であった次世代ガスタービンのコンプレッサーの試験を調査した後で、工場内の一角にあるジェットエンジン・ミュージアムを見学させていただきました。このミュージアムには同社がこれまで製造してきた各種のエンジンが展示されておりますが、その中で1960年代に我が国の航空自衛隊の主力戦闘機のエンジンであったJ79形ターボジェットエンジンに再会することができました。学生時代を過ごした1960年代前半はF104、F4Aなどの最新鋭のジェット戦闘機が我が国に導入され、また国内でジェットエンジンやガスタービンが生産できるようになった時代であり、学生にはガスタービンがかなりの人気で、私も卒業設計のテーマにガスタービンを選びました。とはいっても簡単に資料が手にはいるわけでもなく、海外の雑誌の記事をヒントにジェットエンジンをガスジェネレーターに利用して、後流に発電用のパワータービンを設計するテーマに決めて、メーカーさんにいらっしゃる先輩を頼ってジェットエンジンのデータ収集に取りかかりましたが、その時教えて下さったのがJ79のエンジンであったのです。卒業設計で悪戦苦闘したエンジンに再会し大変感動したことを覚えております。そんな古いつき合いのあったガスタービンではありますが、会社に入ってしばらくはご無沙汰をしており、コンバインドサイクル発電を手がけるようになって再びガスタービンのお世話になっているといったところでございます。

最後になりますが本会会員の皆様のご努力によりコンバインドサイクル発電技術が益々飛躍することを期待しております。

水素燃焼タービン発電システム

幸田 栄一^{*1}

KODA Eiichi

キーワード：水素燃焼タービン，プラントシステム，概念設計，発電効率

1. はじめに

現在，世界のエネルギー消費は増大の一途を辿っているが，一方で，現在一次エネルギー源の大半を占めている化石燃料は有限であり，このまま使い続けると，石油や天然ガスで数十年，石炭でも数百年で枯渇すると言われている。さらに，化石燃料の大量使用は地球温暖化など，地球規模の環境問題を引き起こしている。そこで，これらに変わるエネルギー源として，世界中に広く豊富に存在し，尽きることの無いエネルギーである再生可能エネルギーの利用拡大が望まれている。しかし，再生可能エネルギーは，そのままでは輸送・貯蔵ができないため，限定的な利用に止まっているのが現状である。したがって，再生可能エネルギーの使用を大幅に拡大するためには，エネルギーの生産から，輸送・貯蔵，利用技術にまで至る総合的なエネルギー体系の確立を図ることが必要と考えられる。このため，WE-NET プロジェクトでは，環境への負荷が最も少ないと考えられる水素を媒体としたエネルギー体系の確立を目指し，通産省工業技術院のニューサンシャイン計画のもと，新エネルギー・産業技術開発機構のプロジェクトとして平成5年度よりスタートした。昨年度（平成11年度）までの6年間は第1期計画として，調査研究および要素研究が行われ，所期の成果が得られた。

ところで，発電分野における二酸化炭素排出量は，わが国の排出量全体の約4分の1を占めており，この分野への水素の適用は，環境面からも，また，水素利用拡大の観点からも，非常に大きな効果をもたらすと考えられる。そこで，WE-NET プロジェクトにおける水素利用技術開発の大きな柱の一つとして，水素燃焼タービン発電システムに関する研究開発が行われた。本稿では，その主な成果について紹介する。

2. 水素燃焼タービンの特徴

水素と酸素を等量比燃焼させると燃焼ガスは超高温の水蒸気となる。このことから，化石燃料を用いては到底実現できない程の超高効率・クリーンな発電システムを構成することが出来る可能性がある。つまり，通常のガ

スタービンは高温化するほどNO_xの生成量が増大するが，水素燃焼タービンでは基本的にNO_xの生成が無い。また，作動ガスである水蒸気の熱伝達率は通常のガスタービンの燃焼ガスの約3倍あるので，遮熱コーティングにおける温度差を大きくすることが出来る。これらのことから，水素燃焼タービンは，高温化に向いていると考えられる。WE-NET プロジェクトでは，タービン入口温度1700℃のもとで発電端効率60%（高位発熱量基準，低位発熱量基準では約71%）以上の発電効率を達成することを目標として設定した。

なお，水素燃焼タービンサイクルは超高温の蒸気サイクルであり，その計算を行うためには，高温域まで適用可能な蒸気表が必要である。そこで，様々な蒸気物性計算式の比較評価を行い，NBS（現NIST）の蒸気表⁽¹⁾を計算に用いることとした。

3. 各種水素燃焼タービンの比較

3.1 各種水素燃焼タービン

本プロジェクト以前に，既にいくつもの水素燃焼タービンサイクルが提案されていたが，これらは大きく分けて，(1)高温ランキンサイクル，(2)ブレイトン・ランキン複合サイクル，(3)ブレイトン・ランキン統合サイクルの3種に分けることが出来る。以後，それぞれのサイクルの構成と特徴について簡単に紹介する。

(1) 高温ランキンサイクル 通常，ランキンサイクルは燃焼ガスと作動ガスが異なる外燃機関であるため，伝熱管の耐熱性などの制限から，最高温度は600℃程度に留まっている。しかし，水素燃焼タービンでは，燃焼ガスが水蒸気となるので，ランキンサイクルを高温化することができる。これが水蒸気直接膨張サイクルである。その例を図1に示す。このサイクルは非常にシンプルな構成ながら，50%を超える効率が達成可能である。

(2) ブレイトン・ランキン複合サイクル 現在稼働している発電システムとして最も効率の高いガスタービン・蒸気タービン複合発電システムと基本的に同じ構成で，ガスタービンの排ガスから熱回収して蒸気タービンを回すサイクルである。図2に示すような構成で，不活性ガス雰囲気中で水素／酸素を燃焼させる不活性ガス循環サイクル，水蒸気中で燃焼させる水蒸気循環サイクルなどが考えられている。

原稿受付 1999年5月7日

*1 財電力中央研究所 横須賀研究所 プラント熱工学部
〒240-0196 横須賀市長坂 2-6-1

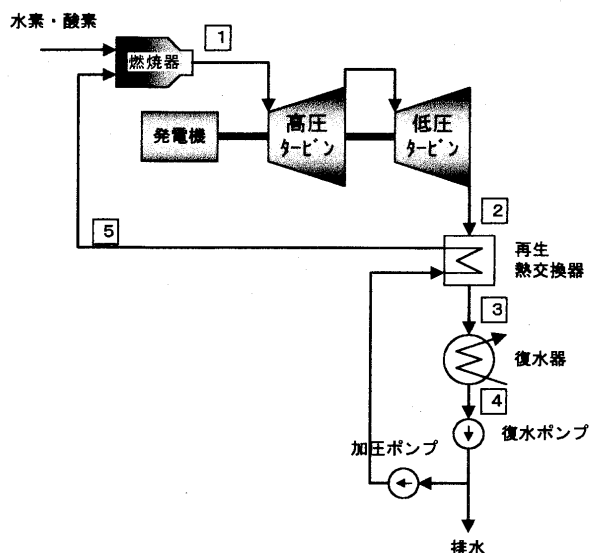


図1 水蒸気直接膨張サイクル

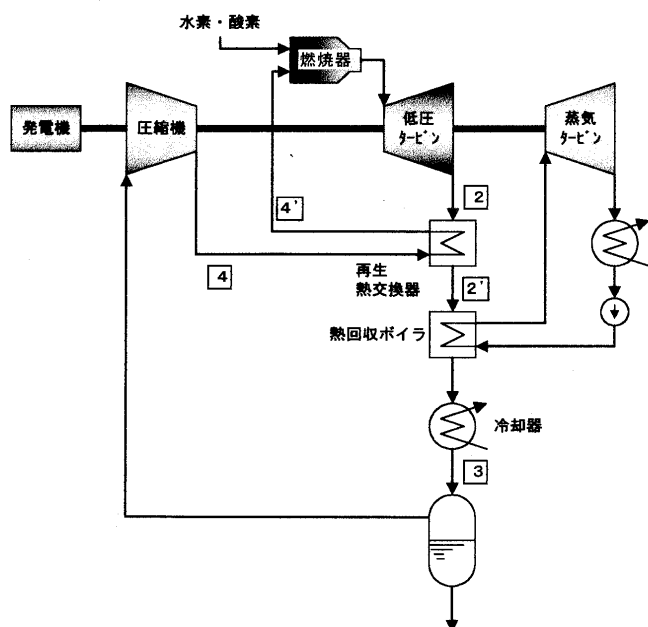


図2 不活性ガス循環サイクル

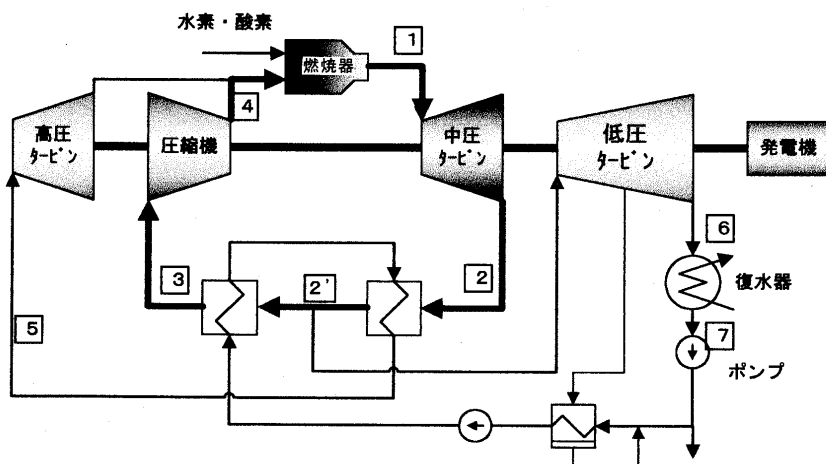


図3 グラーツ工科大学で考案されたサイクル

(3) プレイトン・ランキン統合サイクル 前述の複合サイクルでは、2つのサイクルの流体が完全に別れており、熱回収ボイラを介して、トッピングサイクルからボトムリングサイクルへ熱が渡されている。このため、熱交換に伴う不可逆ロスが避けられない。一方、プレイトン・ランキン統合サイクルでは、水素燃焼タービンサイクルでは燃焼ガスとボトムリングサイクルの作動ガスが共に蒸気であるという特長を活かし、プレイトンサイクルとランキンサイクルを高度に統合することにより高効率化を図ったサイクルである。オーストラリアのグラーツ工科大学で考案された図3に示すサイクルが有名である。このサイクルは、トッピングサイクルとして閉ループのプレイトンサイクルを用い、ここから一部の蒸気を抽気してランキンサイクル側へ渡すもので、ランキンサイクルの中圧タービンとプレイトンサイクルのタービンが一つになったような構成であり、非常に高い効率が達成可能と報告されている。

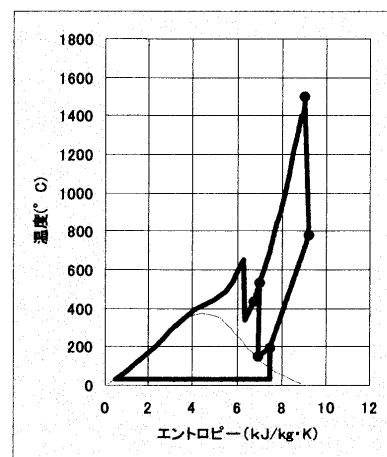
3.2 水素燃焼タービンの高効率化方策

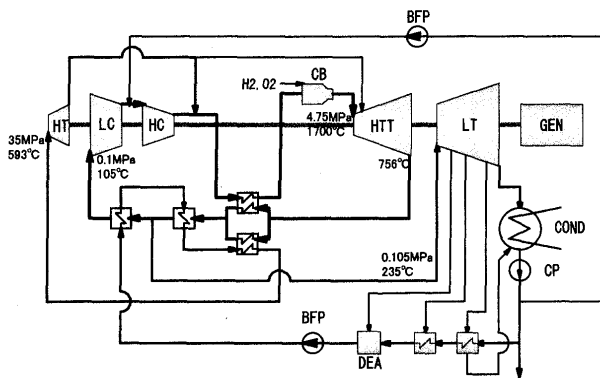
前節で述べた各種サイクルの効率計算を様々な条件下で実施した結果、(2)のサイクルではタービン入口温度を2000℃まで上げて目標効率の達成が望めないことが分かり、水素燃焼タービンサイクルの高効率化のためには、(1)のサイクルに通常の汽力発電で高効率化方策として用いられている再熱や再生を行うこと、および(3)のように、プレイトンサイクルとランキンサイクルを統合した新たなサイクルを採用することが有効であることが分かった。

4. 水素燃焼タービン発電プラントの概念設計

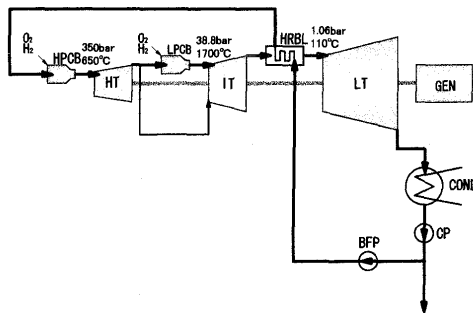
4.1 設計条件

図4に概念設計対象システムを示す。トッピング再生サイクルは、閉ループの再生プレイトンサイクルをトッピングとし、ここから抽気した蒸気を、低圧タービン、復水器、熱交換器および高圧タービンと通過させた後、再びプレイトンサイクル側に戻す構成となっている。新

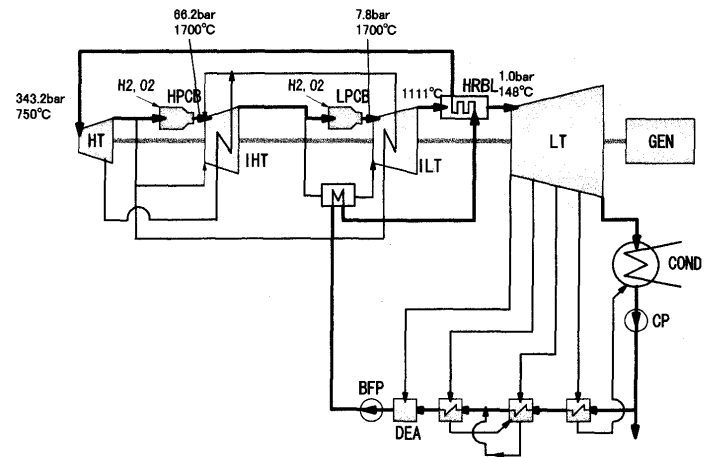




トッピング再生サイクル



再熱再生ランキンサイクル



新ランキンサイクル

HT: High Pressure Turbine(中高压タービン)
 IT: Intermediate Pressure Turbine(中压タービン)
 IHT: Intermediate High Pressure Turbine(中高压タービン)
 ILT: Intermediate Low Pressure Turbine(中低压タービン)
 LT: Low Pressure Turbine(低压タービン)
 LC: Low Pressure Compressor(低压圧縮機)
 HC: High Pressure Compressor(高压圧縮機)
 GEN: Generator(発電機)
 HRBL: Heat Recovery Boiler(排熱回収ボイラ)
 COND: Condenser(復水器)
 CP: Condensate Pump(復水ポンプ)
 BFP: Boiler Feed Pump(加圧ポンプ)
 DEA: Deaerator(脱気器)
 CB: Combustor(燃焼器)
 HPCB: High Pressure Combustor(高压燃焼器)
 LPCB: Low Pressure Combustor(低压燃焼器)

図4 各システムの構成

表1 概念設計条件

項目		設定
発電端出力		500MW
復水器圧力		0.05bar
水素 ／酸素	供給温度	15℃
	供給圧力	任意
	純度	100%
燃焼効率		100%

ランキンサイクルと再熱再生ランキンサイクルは、ランキンサイクルの再熱器を燃焼器に置き換えて高温化したものである。

概念設計の設計条件を表1に示す。プラント規模は発電端出力500 MWとし、水素および酸素は純度100%のものが常温、任意の圧力で供給され、燃焼器では完全等量比燃焼するものとした。

4.2 設計結果

表2に設計結果の概要を示す。以下、主要な項目について考察を加える。

4.2.1 発電効率 トッピング再生サイクルと新ランキンサイクルで、発電端効率60%を超えることができた。ここでは、水素と酸素の純度を100%とし、燃焼器で完全燃焼すると仮定したが、実際にはガス中に不純物や未燃分などの非凝縮ガスが水蒸気中に含まれるため、復水器真空度の低下や非凝縮ガス抜き取りのための動力消費により、若干の効率低下が予想される。しかし、ここで

得られた値は、これらの影響を考慮したとしても、目標効率を十分に満足する値である。

4.2.2 実現性 各システムの主要構成機器を比較すると、ランキンサイクルをもとにした2つのサイクルでは、燃焼器が高圧の2セット必要であるのに対して、トッピング抽気サイクルは1セットである。一方、このサイクルは、ブレイトンサイクルを用いているため、蒸気の圧縮機が必要である。燃焼器などの要素試験の結果などから、いずれのサイクルも、現状技術から見通せる範囲内の技術で実現可能と考えられる。

4.2.3 経済性 設備費に関しては、機械設備費が建設コスト全体の65%を占めるとして算出した。煙突や排ガス処理設備が不要であり、また、比出力が大きく機器がコンパクトなので、開発マージンをかなり見込んでも、現状複合発電プラントレベルとなる。しかし、水素／酸素のコストが非常に高いため、発電コストは20円/kWhを大きく超えてしまう。発電コストの大部分が燃料費であり、いかに水素を安価に供給するかが重要である。

4.2.4 プラントレイアウト 水素燃焼タービン発電プラントでは、燃焼で生成した水蒸気は全て復水した後に排水されるので煙道や煙突が不要である。さらに、作動ガスである蒸気の熱伝達率が高いので熱交換器類も通常の排ガスボイラに比べるとかなり小さい。このため、単位出力当たり敷地面積は非常に小さくなる。

4.2.5 環境性 NO_x、SO_x、CO₂などの排出は基本的にゼロである。温排水量に関しては、プラント入熱から発

表2 概念設計結果概要

			トッピング再生サイクル	新ランキンサイクル	再熱再生ランキンサイクル
主要機器	高圧タービン	出力 入口温度／圧力	36.9MW 593℃／350bar	54.9MW 750℃／354.5bar	109.4MW 650℃／300bar
	中高圧タービン	出力 入口温度／圧力	106.9MW 1700℃／45.1bar	169.6MW 1700℃／72.2bar	331.5MW 1700℃／39bar
	中低圧タービン	出力 入口温度／圧力	438.7MW 1373℃／23.6bar	208.5MW 1700℃／9.6bar	
	低圧タービン	出力 入口温度／圧力	63.7MW 235℃／1.05bar	67.0MW 148℃／1.3bar	80.3MW 116.4℃／1.05bar
発電端効率(高位発熱量基準)			61.8%	61.7%	55.2%
建設コスト			9.36 万円／kW	9.2 万円／kW	4.58 万円／kW
発電コスト			24.63 円／kWh	24.62 円／kWh	27.03 円／kWh
敷地面積			0.0200 m ² /kW	0.0135 m ² /kW	0.0060 m ² /kW

電出力を引いたものがほぼ全て復水器の冷却熱となるものの、発電効率が非常に高いため、単位出力当たりで比較すると、ほぼ現状の複合発電プラント並みとなる。

5. まとめ

タービン入口温度 1700℃ のもとで発電端効率 60% を超える水素燃焼タービンシステムの開発を目指し、システム研究を行ってきた。この結果、目標効率を達成する見通しが得られたと共に、発電プラントの概念設計により、将来のプラント像を明確にすることが出来た。

謝辞

本研究は、通産省工業技術院のニューサンシャイン計画のもと、新エネルギー・産業技術機構委託を受け、三

菱重工業株式会社、株式会社東芝、ウェスティングハウス社の3社に再委託して実施されたものである。また、研究の評価において、最適システム評価部会の委員各位に貴重な意見を頂いた。本研究成果は、これら多くの方々に支えられたものであり、この場を借り、関係各位に謝意を表する。

参考文献

- (1) Leaster Haar, John S. Gallagher and George S. Kell; "NBS/NRC Steam Tables, Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid State of Water in SI Units", National Bureau of Standards, Department of Commerce Washington, D.C.20234, Hemisphere Publishing Corporation, 1984

水素燃焼タービンの開発

久松 暢^{*1}

HISAMATU Toru

1. まえがき

地球環境問題あるいは将来の化石燃料の枯渇に対応するため、水素をエネルギー媒体とする地球規模での再生可能エネルギーシステムの構築を目指す「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術 (WE-NET)」の研究開発が、通産省工業技術院のニューサンシャイン計画の下、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) により進められている。

このうち、水素を大規模発電システムに利用する技術として、タービン入口温度を 1700℃ とする水素燃焼タービンの研究開発がある。これは水素を酸素で燃焼させ、水蒸気を作動媒体とする水蒸気循環型の高圧タービンであり、実現すれば CO₂、NO_x、SO_x を発生しない極めてクリーンで高効率な発電 (HHV で 60% 以上) が可能となる。このため、平成 5 年度～10 年度におけるプロジェクトの第 I 期では、表 1 に示す 5 つの課題項目に分類し、研究開発を進めた。

ここでは、WE-NET プロジェクトで実施した水素燃焼タービンの研究開発のうち、水素・酸素燃焼器およびタービン翼の開発内容について紹介する。

2. 水素・酸素燃焼器の開発

2.1 燃焼器の開発課題

水素・酸素燃焼は他の燃焼に比べて可燃濃度範囲が広く、燃焼速度が速いなどの特徴がある。そのため、水素・

酸素燃焼をガスタービン燃焼器に適用する場合には、点火が容易であり、広い範囲で安定燃焼が可能であるなど、燃焼器設計に有利と考えられる反面、安全性に十分留意する必要がある。また、水素・酸素燃焼では理論断熱火炎温度が高く (5 MPa では約 3300℃)、燃焼器の冷却が重要になる。

燃焼反応性の高い水素・酸素燃焼をガスタービン燃焼器に適用するためには、燃焼反応を制御し、安全性と燃焼器の健全性を確保しつつ、燃焼器という限られた空間の中で燃焼を完結させるとともに、圧力損失、出口ガス温度分布など、機器としての要求性能を満たさなければならない。

特に、水素燃焼タービン用燃焼器では、水素と酸素の量論比燃焼における未燃ガスの低減が課題となる。空気を酸化剤・希釈剤とする従来型の高圧タービン燃焼器では、燃料に対して過剰の空気を供給して燃焼させることができるが、水素燃焼タービンシステムは水蒸気による閉サイクルを構成しているため、燃焼器からの未燃のガスや余剰ガス、すなわち、残存水素・酸素は系内に蓄積されるとともに、復水器で不凝縮ガスとなり、復水器性能を低下させると予想される。また、高温のタービン材料に及ぼす影響も懸念される。このため、水素燃焼タービン用燃焼器では基本的には、燃料である水素が理論的に完全燃焼するのに必要な分だけの酸素を供給して燃焼 (量論比燃焼) させる必要があり、燃焼器からの残存水素・酸素の発生を極力抑え、系内への蓄積とシステムの性能低下を最小限に抑える必要がある。

このため、プロジェクトの第 I 期では、今後の技術開発に必要な基盤技術の確立と水素燃焼タービン用燃焼器の最適な燃焼方式・基本構造の明確化を目標に研究開発を進めた。

2.2 燃焼方式と燃焼器構造

小型バーナーによる基礎燃焼試験結果およびモデル燃焼器の燃焼試験結果を基に、水素燃焼タービン用燃焼器の燃焼方式・基本構造として、3 種類の方式が提案された。これらのコンセプトによって設計・製作された燃焼器の構造概略を図 1～図 3 に示す。

図 1 の燃焼器 (A 方式) はアニュラー型燃焼器であるが、試験用にその一部分のみをモデル化したもの (セクター燃焼器) である。燃焼方式はバーナー内部において酸素を水蒸気と混合した後、水素と燃焼させる方式である。水素はバーナー中心部の噴射孔より噴射される。

表 1 水素燃焼タービンの開発項目

項 目	主 な 課 題
(1)最適システムの評価	サイクルの検討・評価
(2)燃焼制御技術の開発	水素・酸素燃焼器の開発
(3)主要構成機器の開発	タービン翼・ローター冷却技術の開発
(4)主要補機類の開発	高温熱交換器、酸素製造設備の開発
(5)超高温材料の開発	超高温材料の開発・評価技術開発

原稿受付 1999 年 5 月 18 日

* 1 (財)電力中央研究所 横須賀研究所 プラント熱工学部
〒240-0196 横須賀市長坂 2-6-1

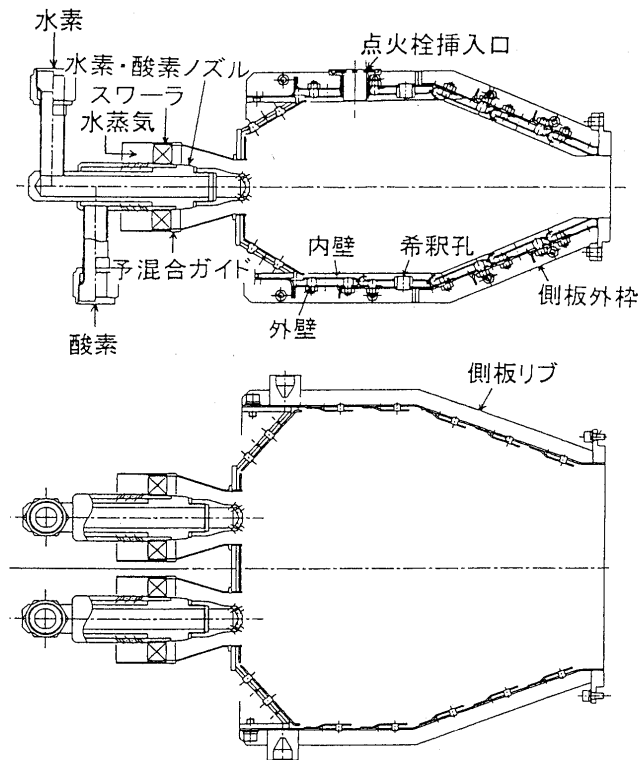


図1 燃焼器の構造概略 (A方式)

水蒸気の一部と酸素はバーナーの外周部において混合した後スワラで旋回を与えて噴射される。この燃焼方式では、酸素濃度を低下させることによって燃焼反応を制御し、火炎温度の抑制による燃焼器壁面温度の低減化と燃焼器出口ガス温度分布の均一化が期待できる。また、

ライナー壁面の冷却構造を二重構造とし、外壁に構造強度を、内壁に熱遮蔽を分担させるとともに、水蒸気によるインピジメント冷却とフィルム冷却を併用した。

図2の燃焼器 (B方式) はマルチ・キャン型燃焼器であり、燃焼方式はバーナー出口で水素と酸素を燃焼させた後、水蒸気で希釈する方式である。水素はバーナー外周部の円環状のノズルより噴出され、酸素はバーナー中心部のスワラより噴出される。火炎温度が高いため、バーナー周囲には水蒸気の旋回ノズルが設けられており、燃焼器ライナー内面に噴出した水蒸気による火炎遮蔽・冷却膜を形成させることによって、ライナー壁面温度の上昇を抑えている。この燃焼方式では、高温火炎の形成による未燃水素・酸素の低減化が期待できる。また、バーナー付近には常に安定な火炎が形成されるために安定燃焼範囲が広く、広範囲な運転条件にも対応できるなどの運用性の向上も期待できる。供給水蒸気は先ず尾筒部のフロースリーブに開いた冷却孔より流入して燃焼器尾筒を冷却した後、全量がライナー部に導かれ、希釈水蒸気と冷却水蒸気として使用される。ライナーの壁面冷却にはフィルム冷却を使用した。

図3の燃焼器 (C方式) もマルチ・キャン型燃焼器であり、燃焼方式は燃焼器手前で酸素を水蒸気で希釈し、水素と燃焼させる方式である。バーナー部からは水素のみが噴射され、水蒸気はライナー下流部 (尾筒との嵌め合い部) の周囲において酸素が混合された後、ライナーの一次および二次供給孔より対向噴出させる。上流側の一次供給孔には別途、酸素ノズルが設けられており、一

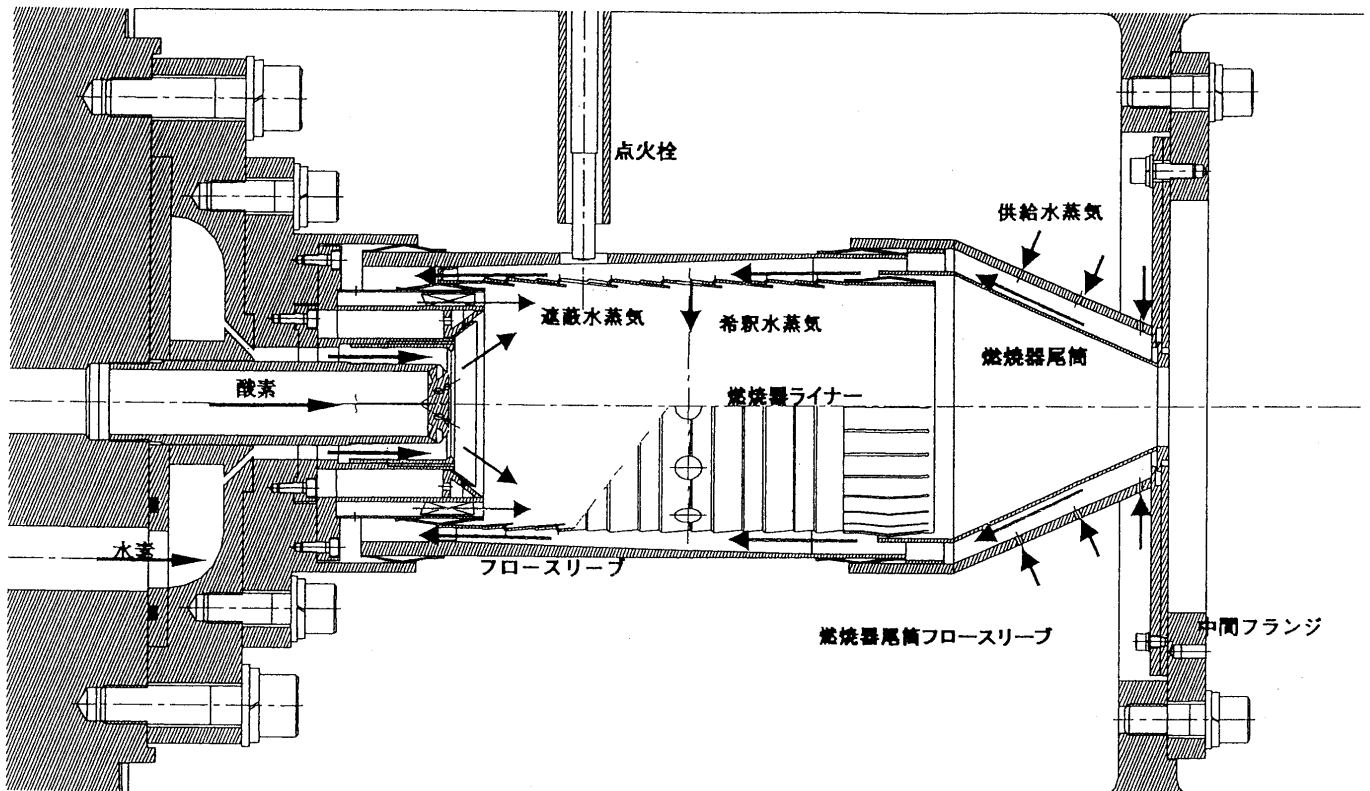


図2 燃焼器の構造概略 (B方式)

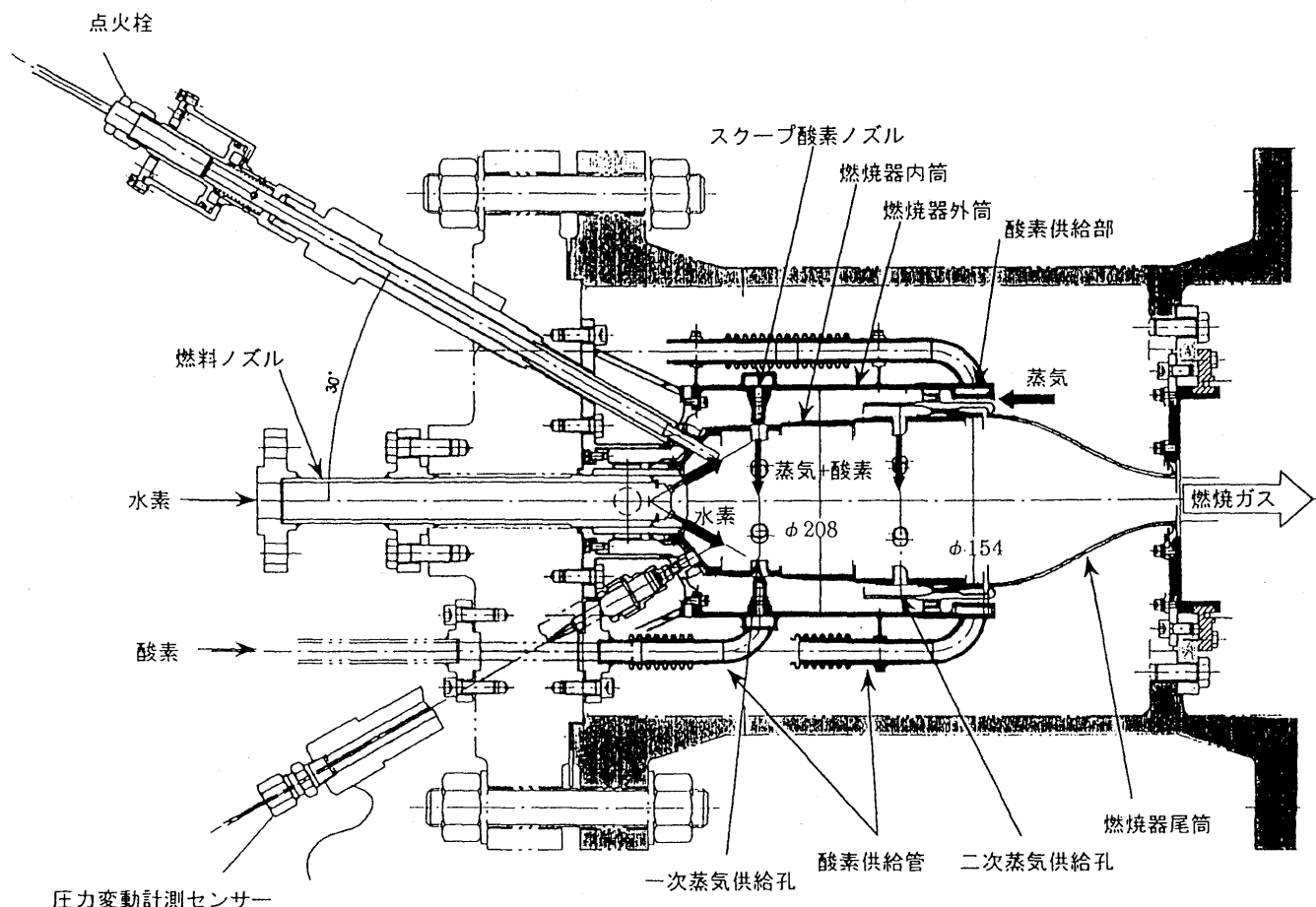


図3 燃焼器の構造概略 (C方式)

次燃焼領域の酸素濃度を調整できるようになっている。ライナー壁面の冷却には酸素と水蒸気の混合気を用いられる。この方式では、A方式と同様、酸素濃度を低下させることによって燃焼反応を制御し、火炎温度の抑制による燃焼器壁面温度の低減化と燃焼器出口ガス温度分布の均一化が期待できる。ライナーおよび尾筒は二重壁構造でフィルム冷却を採用しているが、熱遮蔽体となる内壁の冷却側にフィンを加工することによって冷却効率の向上を図っている。

2.3 高圧燃焼試験設備

3方式の燃焼器の基本性能を評価するため、新たに高圧燃焼試験設備を設置した。

本設備では1700℃、50 MW級燃焼器（キャン型の場合は1缶、アニュラー型の場合はそれに相当するセクター燃焼器）の実圧燃焼試験（圧力5 MPa）が実施可能である。燃焼器に供給する水素と酸素は常温、水蒸気は350℃の過熱蒸気とし、定格条件に換算して約50分の試験が可能である。また、燃焼器の下流側にタービン翼列を設置して翼列試験が実施できるよう、翼冷却用水蒸気・純水供給系と各種計測系を備えている。

このような規模の水素、酸素、水蒸気を用いたガスタービン燃焼器の高圧燃焼試験は、世界的にも前例のない初の試みであるため、万一の場合の安全性と将来の拡張性を考慮して、試験設備を秋田県田代町にある三菱重工業

（株）田代試験場に建設した。同試験場は山林に囲まれた広大な敷地を有しており、大量の液体水素と液体酸素を用いた、H-IIロケットエンジンの開発試験および燃焼調整試験が行われている。このため、試験場内はロケットエンジンにおける安全基準にしたがって管理されており、本試験設備もこれと同じ安全基準に基づいて設計された。特に、万一の場合を想定し、計測棟は耐爆風圧構造となっており、試験建屋から運転・制御棟まで約120 mの距離を確保した。

燃焼器を設置する燃焼器試験装置の断面概略を図4に示す。水蒸気は供試燃焼器が設置された燃焼器ベッセルに供給され、水素および酸素は燃焼器のバーナー部を固定したフランジを通して燃焼器に供給される。燃焼器出口には計測ダクトが接続されており、ガス温度プローブ（測定点：5点/本）が3本、全圧プローブが1本、サンプリングプローブ1本によって燃焼器出口におけるガス温度分布、全圧、残存水素・酸素濃度が測定される。計測ダクトにおけるガス流路断面は高さ40 mm×幅140 mmであり、壁面構造は水冷壁構造とした。計測ダクトを出た燃焼ガスは排気ダクトを経て、減圧オリフィスより大気中に排出される。

2.4 高圧燃焼試験結果

平成10年度は、上記3方式の燃焼器について1700℃、2.5 MPaを定格条件とする高圧燃焼試験を実施した。

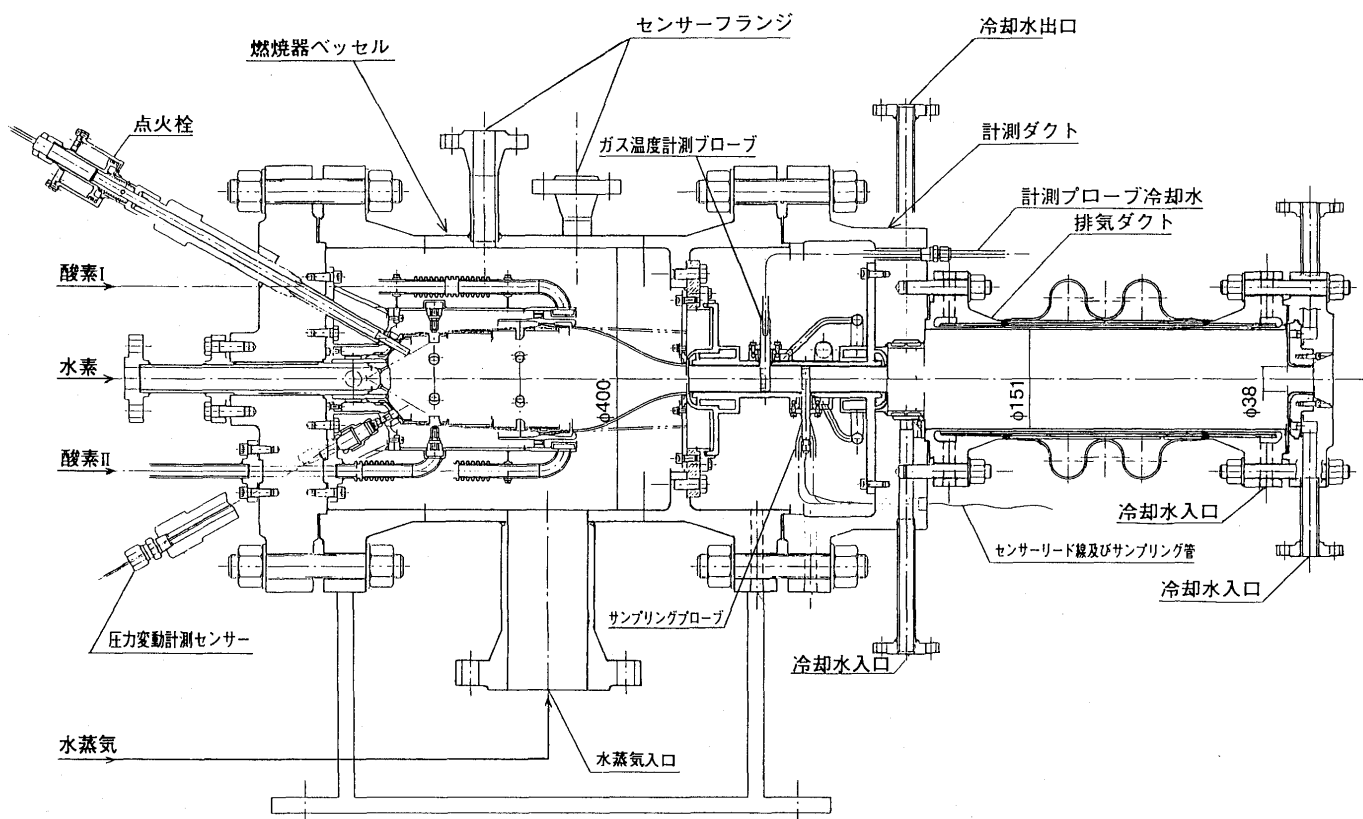


図4 燃焼器試験装置断面概略

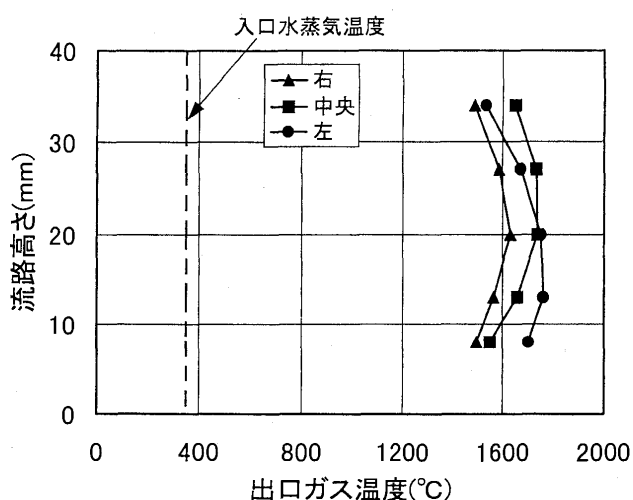


図5 燃焼器出口ガス温度分布 (1700°C, 2.5 MPa)

また、高圧燃焼試験結果などに基づき、各方式の燃焼器を評価した結果、水素燃焼タービンに最適な燃焼器としてA方式の燃焼器が選定された。高圧燃焼試験結果の一例として、ここではA方式の燃焼器における試験結果の一部を紹介する。

図5は1700°C、2.5 MPaの定格条件における燃焼器出口ガス温度分布の測定結果(実測値)である。温度プローブの輻射誤差と熱伝導誤差により、実測された平均ガス温度は計算値よりも100°C程度低くなっている。ガス温度分布は左右に若干の偏りがみられるが、ガス温度分布の実測値を用いて算出したパターンファクター(ガ

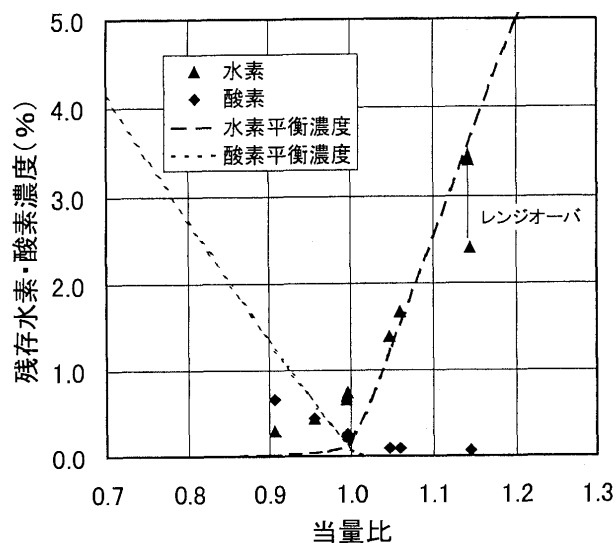


図6 残存水素・酸素濃度 (1700°C, 2.5 MPa)

ス温度分布の不均一性を示す指標)は約10%であり、従来型燃焼器(10~15%程度)に比べても全く遜色のない値であり、ガス温度分布の均一性は良好であると考えられる。

図6に定格条件における当量比と燃焼器出口での残存水素・酸素濃度の関係を示す。測定誤差、燃焼ガス流路における濃度分布等の検討課題は残されているが、量論比近傍における残存水素・酸素濃度はおおよそ0.5%前後であり、温度および圧力依存性はあまり見られなかった。

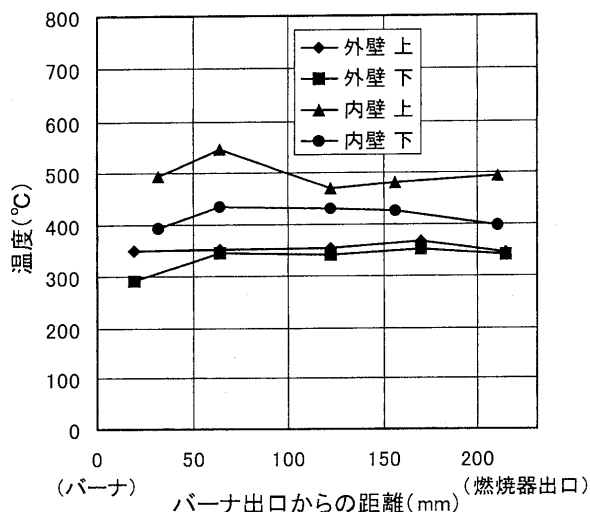


図7 燃焼器壁面温度分布 (1700°C, 2.5 MPa)

図7は定格条件における燃焼器ライナーの壁面温度分布である。図中の外壁または内壁の上・下は燃焼器の上側の壁、下側の壁を示している。外壁温度分布は入口水蒸気温度 (約 350°C) にほぼ等しく、フラットである。内壁温度最高でも約 550°C であり、入口水蒸気温度より約 200°C の温度上昇にとどまっている。これは、酸素を水蒸気で希釈することによる火炎温度の低減化と冷却構造が有効に機能したためと思われる。

3. タービン翼の開発

現在、事業用ガスタービンでは、タービン翼に水蒸気冷却を採用した 1500°C 級ガスタービンが実用化されつつあり、水素燃焼タービンのタービン翼にも水蒸気冷却の適用が考えられている。しかしながら、タービン入口温度を 1700°C とする水素燃焼タービンのタービン翼では、ガス温度の高温化に加えて、主流ガスも水蒸気であることから、タービン翼部材の熱流束が増大し、発生する熱応力も増大する。特に、タービン翼の表面に施される遮熱コーティング (TBC) では基材側と表面側との温度差が増加するため、発生応力による亀裂・剥離等の損傷や表面温度の上昇による組織劣化などが問題となる。このため、プロジェクトの第 I 期では主に、タービン翼の成立性と耐久性に影響を及ぼす冷却構造について検討が行われた。

3.1 冷却構造

提案された第 1 段静翼・動翼の主な冷却構造を図 8～図 12 に示す。

静翼の冷却方式としては、①水蒸気による内部冷却方式、②水蒸気による内部冷却とフィルム冷却を組み合わせた方式 (ハイブリッド冷却方式)、③水冷却による内部冷却方式がある。冷却流路構造は、水蒸気による内部冷却方式およびハイブリッド冷却方式では乱流促進リブを配置したサーペンティン流路であり、水冷却方式では翼周に多数の小孔流路を配置した構造である。水冷却方

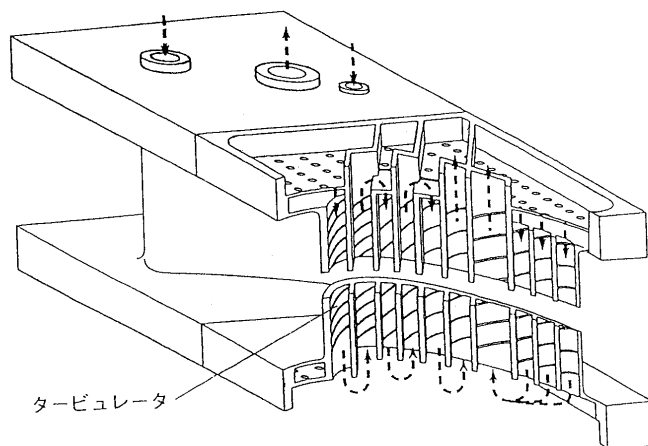


図8 静翼冷却構造概略 (内部冷却方式)

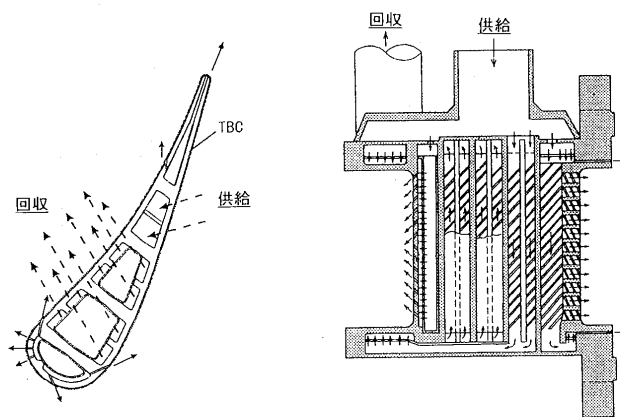


図9 静翼冷却構造概略 (ハイブリッド冷却方式)

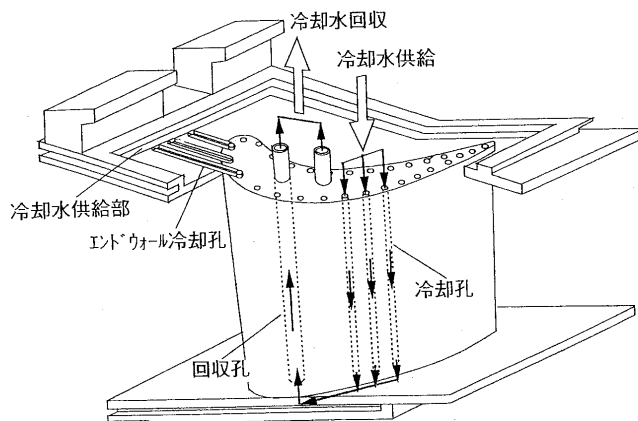


図10 静翼冷却構造概略 (水冷却方式)

式では熱流束が極めて大きくなるため、熱応力を抑制するために銅合金 (Cu-CrZr: 設計許容温度 400°C) を使用している。また、水の沸騰領域を避けることによって流量制御の安定化を図っている。

動翼の冷却はいずれも水蒸気冷却であるが、①内部冷却方式と②ハイブリッド冷却方式に分けられる。冷却流路構造はいずれも乱流促進リブを配置したサーペンティン流路としている。

静翼および動翼のいずれの冷却方式においても、翼表

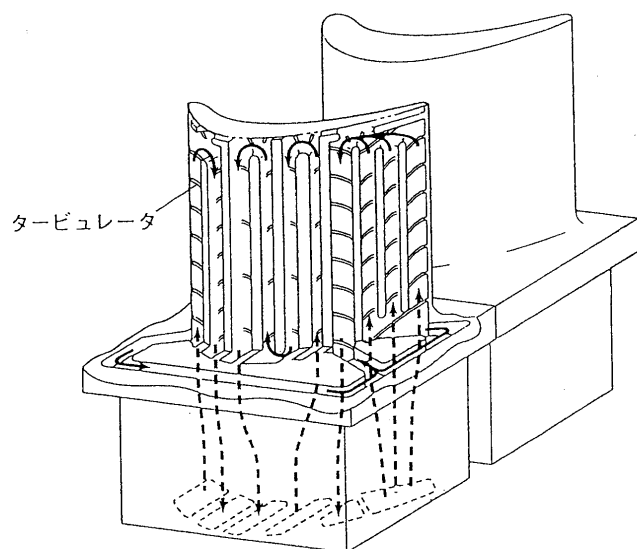


図11 動翼冷却構造概略（内部冷却方式）

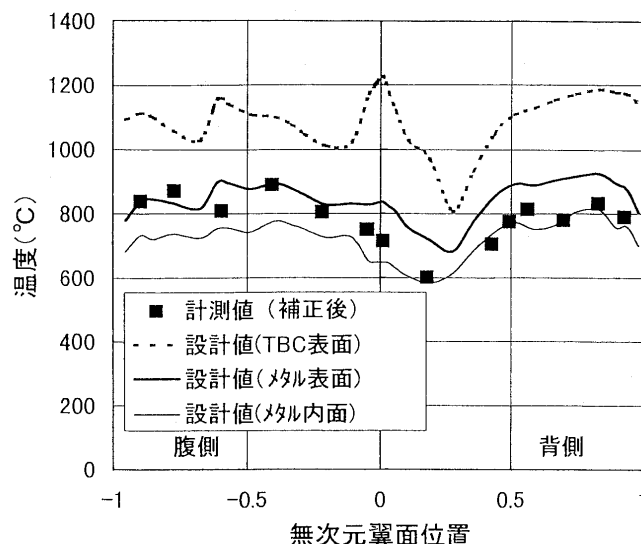


図13 静翼の翼面温度分布（ハイブリッド冷却方式）

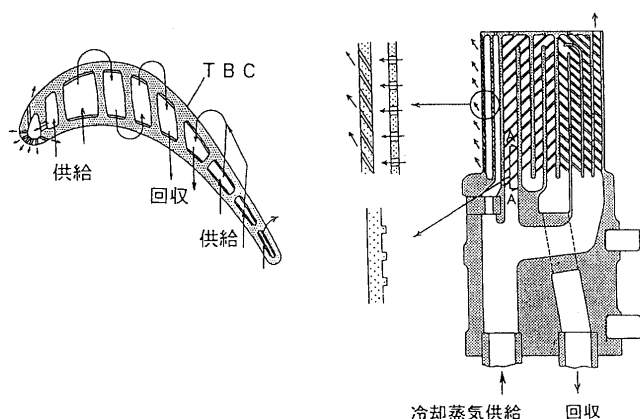


図12 動翼冷却構造概略（ハイブリッド冷却方式）

面にはTBC（材質： $\text{ZrO}_2\text{-Y}_2\text{O}_3$ ）がプラズマ溶射またはEB-PVDにより施工され、冷却性能の向上と発生応力の低減を図っている。システム熱効率の観点からは冷却蒸気を全量回収する内部冷却方式が有利となるが、ハイブリッド冷却方式では内部冷却方式にフィルム冷却を付加することによって熱負荷を低減し、TBCの温度上昇および発生応力を抑制できるため、タービン翼の耐久性向上が期待できる。

3.2 翼列試験結果

各方式の冷却性能およびTBCの短時間健全性の検証を主な目的として、前述の高圧燃焼試験設備において翼列試験を実施した。翼列試験では図4に示した燃焼器試験装置をベースに、燃焼器の後流に水冷壁構造の接続ダクト（燃焼器出口寸法と翼列入口寸法の調整用ダクト）を介して翼列を設置し、最高1700℃、2.5 MPaまでの熱負荷試験を行った。冷却媒体の翼入口温度は水蒸気が約350℃、水が約70℃である。また、翼列の中央翼の金属表面に熱電対を埋め込み、翼高さ方向の中央の温度を測定した。翼列試験結果の一例を図13～図15に示す。

図13は水蒸気ハイブリッド冷却静翼の1700℃におけ

る翼面温度分布であり、実験値は熱電対埋め込み位置を補正した金属表面温度である。翼の背側では設計値に比べて実験値が低い傾向が見られるが、腹側では実験値と設計値はほぼ一致している。これにより、実機での冷却性能を検討した結果、金属温度およびTBC温度を許容温度以下に抑えることができると推定された。試験後の検査では、シュラウド部のTBCに熱電対埋め込み処理が原因と思われるマイクロクラックが見られたが、翼および翼部TBCに損傷は見られなかった。

図14は水冷却静翼の1700℃における翼面温度分布であり、熱電対埋め込み位置を補正した金属表面温度は実験値より5～7℃高い値となる。翼弦の中央部で実験値と設計値に若干の差が見られるが、概ね一致している。また、翼表面の平均冷却効率は約91%であり、設計目標を達成した。これにより、実機での翼面最高温度は320℃と推定され、設計許容温度以下に維持できる見通しが得られた。試験後の検査において翼およびTBCの損傷は見られなかった。

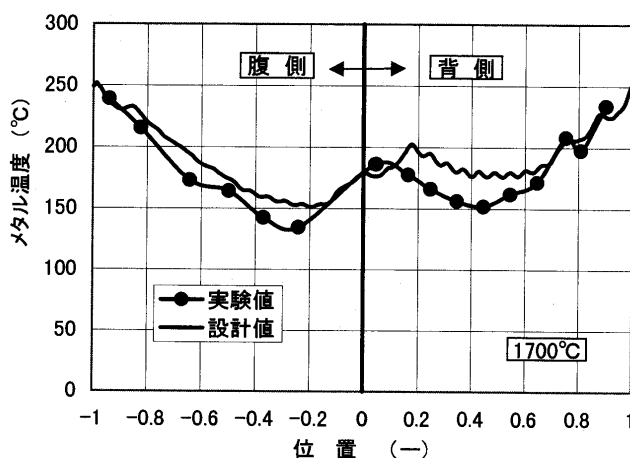


図14 静翼の翼面温度分布（水冷却方式）

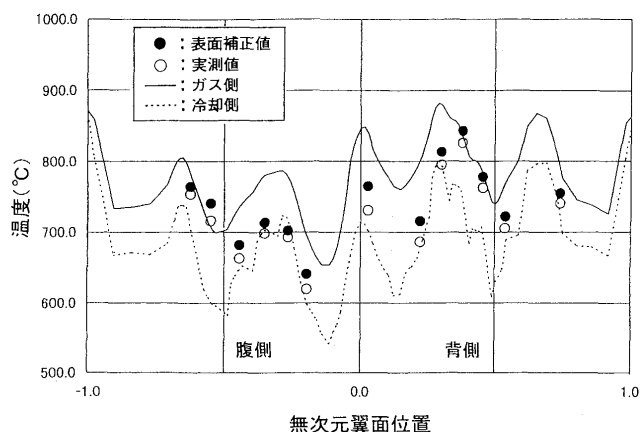


図 15 動翼の翼面温度分布 (内部冷却方式)

図 15 は水蒸気内部冷却動翼の 1700℃ における翼面温度分布で、図中の表面補正值は、熱電対埋め込み位置を補正した金属表面温度である。実験値は設計値に比べて低い傾向があるが、分布形状はおおよそ一致しており、設計目標の 900℃ を満足することが明らかになった。試験後の検査において翼腹側の TBC に局所的な剥離が見られたが、異物による打痕があることから、異物の衝突により剥離したものと推定された。これ以外には、翼および TBC に割れや組織変化等は見られなかった。

4. あとがき

高圧試験では試験期間の制約から各方式の燃焼器・翼列の試験回数が限られ、ごく基本的な性能把握にとどまった。しかしながら、燃焼器については、希釈剤あるいは冷却剤となる水蒸気を利用して水素・酸素の燃焼を制御することにより、水素・酸素燃焼をガスタービン燃焼器に適用できるものと考えられ、今後の技術開発の見通しが得られた。また、タービン翼については、TBC の熱遮蔽効果をフルに活用することによって、水蒸気または水冷却による 1700℃ タービン翼が成立する可能性が示された。

今後は、燃焼器の残存ガス低減化やタービン翼冷却・空力特性の改善等、機器性能の向上を図るとともに、実温・実圧条件での性能把握、高温水蒸気雰囲気中での TBC および耐熱合金の耐久性検討などが必要と考えられる。

なお、WE-NET 水素燃焼タービン技術開発の第 I 期で得られたこれら成果の一部、ならびに基盤技術は、平成 11 年度より「CO₂ 回収対応高効率クローズド型ガスタービン技術開発」プロジェクトに引き継がれ、開発が進められる予定である。

ガスタービン基礎講座

— ガスタービンと流体力学 (2) —

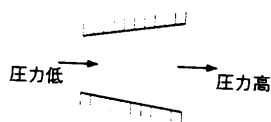
青木 素直^{*1}

AOKI Sunao

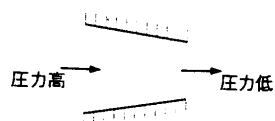
6. 翼列の空気力学

6.1 固体壁で囲まれた流れ

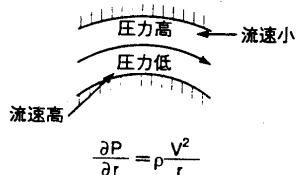
面積増加（圧縮機，ディフューザ流れ）－流れは減速，圧力は上昇する。



面積縮小（亜音速タービン流れ）－流れは増速，圧力は低下する。



流路の転向（翼列流路内流れ）－内向きの圧力勾配を生じる。



6.2 境界層の挙動

固体境界上には，壁面で速度ゼロとなるため境界層が成長する。正の圧力勾配（減速流れ）では境界層は厚く（流れは剥離する可能性がある。），損失が大きい（図 17）。逆に負の圧力勾配（増速流れ）では境界層は薄く，損失は小さい（図 17）。

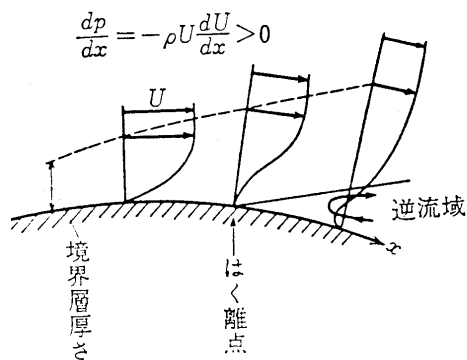


図 17 正の圧力勾配にある境界層

6.3 翼列の幾何形状

軸流圧縮機翼列を例にとって示す（図 18）。

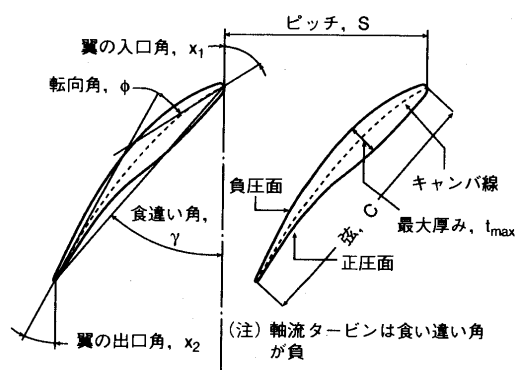


図 18 圧縮機翼列幾何形状

6.4 翼列の空力負荷

(i) 軸流圧縮機の翼列の翼面速度分布を以下に示す（図 19）。

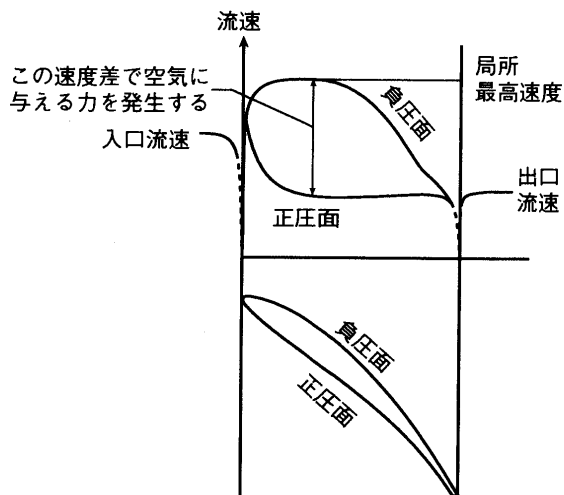


図 19 軸流圧縮機翼列の翼面速度分布

原稿受付 1999 年 2 月 26 日

* 1 三菱重工業(株) 高砂製作所 タービン技術部
〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町紙町 23-5

- (ii) 軸流タービンの翼列の翼面速度分布を以下に示す (図 20)。

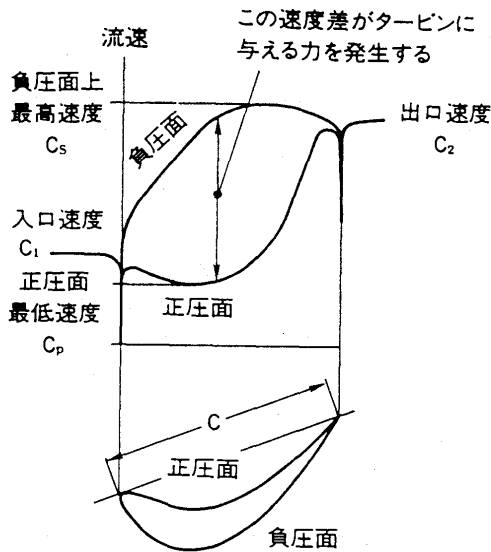


図 20 軸流タービンの翼面速度分布

6.5 損失の発生

実際の流れは、等エントロピでない。翼列を通る間に全圧損失が発生する (図 21)。

$$\Delta p_0 = P_{01} - P_{02}$$

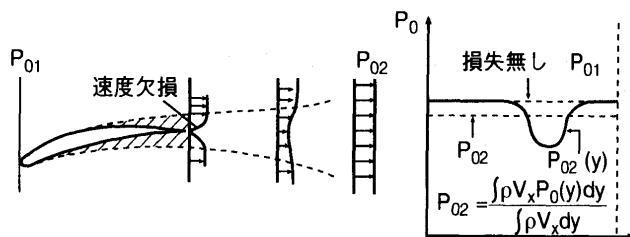


図 21 全圧損失の発生

全圧損失の源は、境界層 (粘性効果)、衝撃波、主流と後流の混合、漏れ流れなどがある (図 22)。

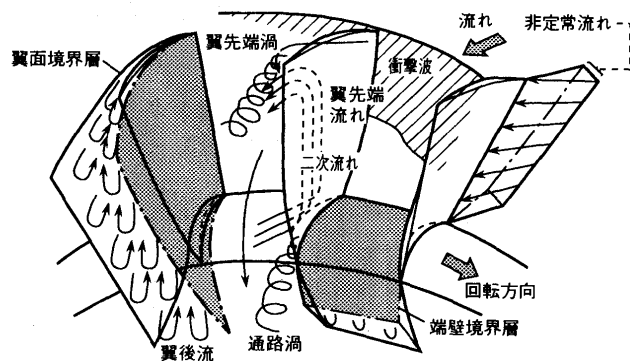


図 22 全圧損失発生源

6.6 全圧損失の定量化

圧縮機：翼列で生じる全圧損失を入口動圧で無次元化

$$Y_P = (P_{01} - P_{02}) / (P_{01} - P_1)$$

タービン：翼列で生じる全圧損失を出口動圧で無次元化

$$Y_P = (P_{01} - P_{02}) / (P_{02} - P_2)$$

動翼の場合、相対全圧を用いる。

6.7 インシデンスによる全圧損失係数の変化

圧縮機、タービンを通る流量・回転数が変化すると、翼への流入角が変化し、翼損失を増加させる。流入角に対する損失の変化特性をインシデンス (入射角) 特性と呼ぶ (図 23)。

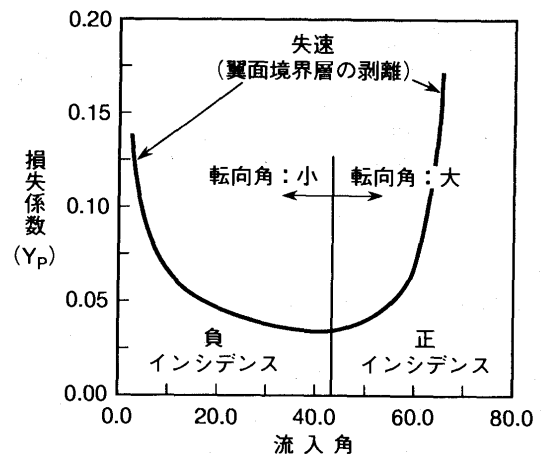


図 23 翼列のインシデンス特性

7. 圧縮機翼列を通る流れ

圧力上昇 (流れの減速) があるため、小さな流れの転向しか許容出来ない。このため、圧縮機は多くの段を必要とする。

軸流圧縮機翼列の翼面速度分布を図 24 に示す。

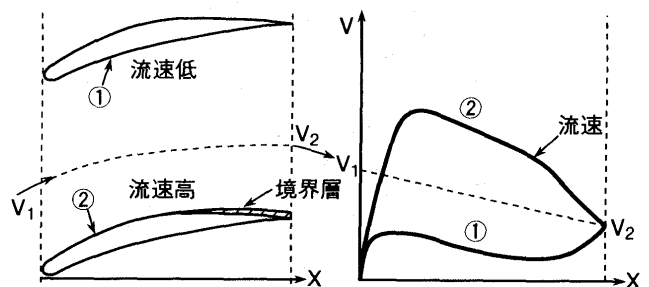


図 24 軸流圧縮機翼列の翼面速度分布

正の圧力勾配は、主に翼の負圧面 (凸面) で生じ、境界層を厚くする。設計が拙いと、境界層が剥離し、大きな損失が発生する。

圧縮機翼は、前縁半径が小さく、インシデンス特性が悪く、作動領域が狭い (図 25)。

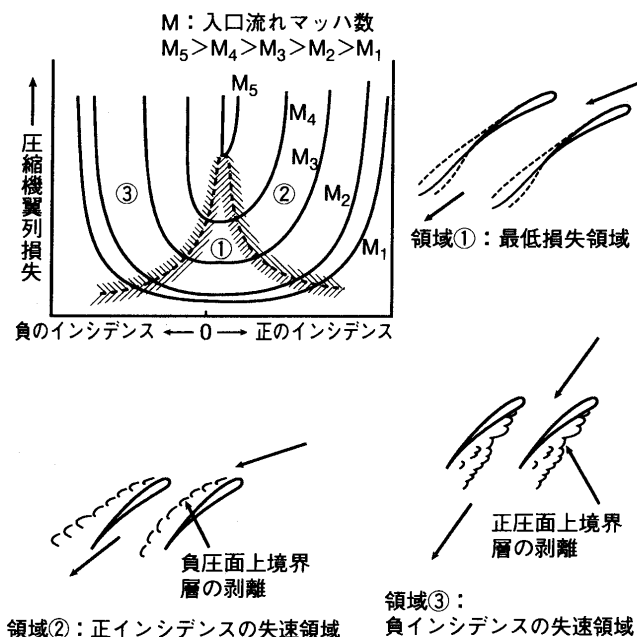


図 25 圧縮機翼列のインシデンス特性

8. 反動型タービン翼の流れ

多くのタービンは 40%–70% の反動度を持っており、反動型タービンとよばれる。

翼前後で大きな圧力降下（流れの増速）があるため、翼面の大部分で境界層は安定（図 26）。このため、大きな転向角を使用できる。翼前縁半径が大きく、インシデンスの特性が良い。

翼前後で大きな圧力降下が有るので、翼列に大きな軸方向の力がかかる。このため、回転翼車は大きいスラスト軸受を必要とする。

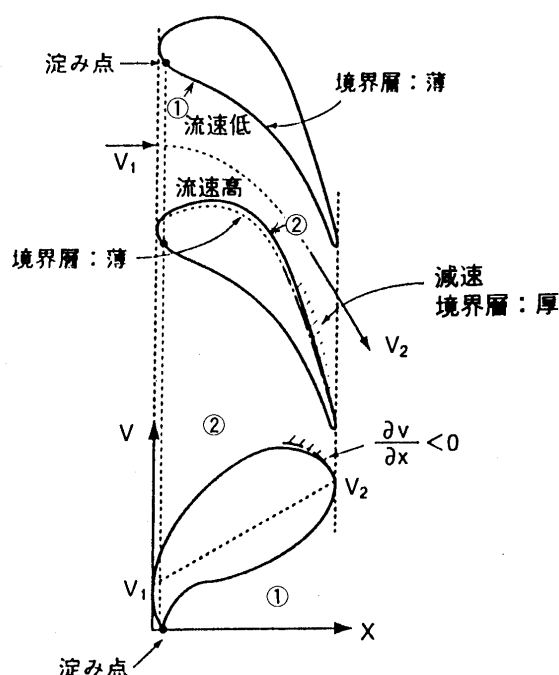


図 26 軸流タービン翼列の翼面速度分布

反動度 50% の単段タービンの効率特性を図 27 に示す。

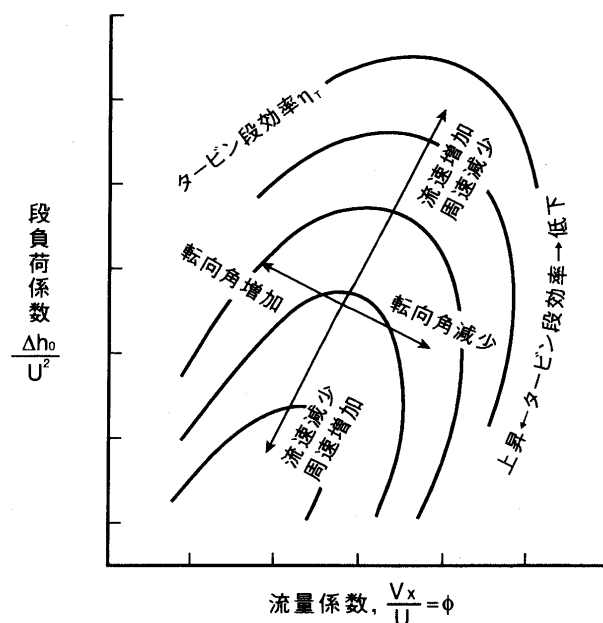


図 27 軸流タービンの効率特性

9. 衝動型タービン翼の流れ

反動度の非常に低いタービンを衝動型タービンと称する。翼車前後で圧力降下は無く、軸動力は流れの転向でのみ得られる。転向角が大きく、負圧面後半部で流れが減速、境界層は厚い（図 28）。

反動タービンに対し、軸方向力が小さく、スラスト軸受が小さくて良い。

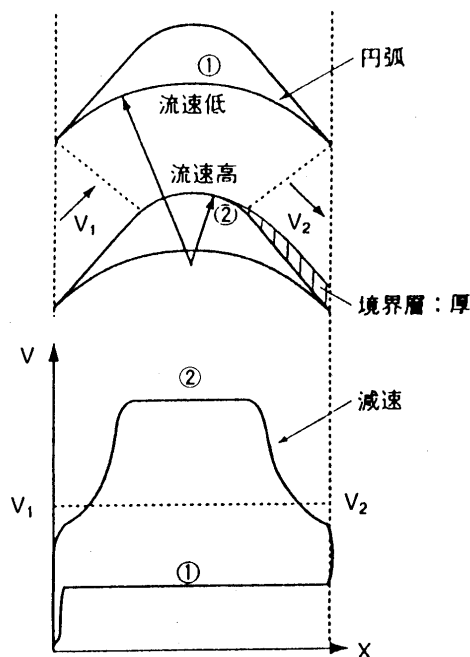


図 28 衝動型タービンの翼面速度分布

10. ターボ機械の圧縮性流れ

圧縮機、タービンの流れは、高速で圧縮性（マッハ数 > 0.3 ）を持つ。衝撃波が発生することもある。性能に与える圧縮性の影響は、流れがチョークするか、衝撃波を生じない限り、大きく無い。

圧縮性流れの関係式を以下に示す。相対流れに対して、同様な関係が成り立つ（静圧、静温は絶対、相対系で同一）。

$$\left(\frac{T_o}{T}\right) = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)$$

$$\left(\frac{P_o}{P}\right) = \left(\frac{T_o}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{C_p T_o}}{A P_o} = \frac{\gamma M}{\sqrt{\gamma-1}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

10.1 圧縮機翼列で生じる衝撃波

減速流れのため、翼入口部に衝撃波が発生する。図 29 に、圧縮機作動点と衝撃波位置を示す。

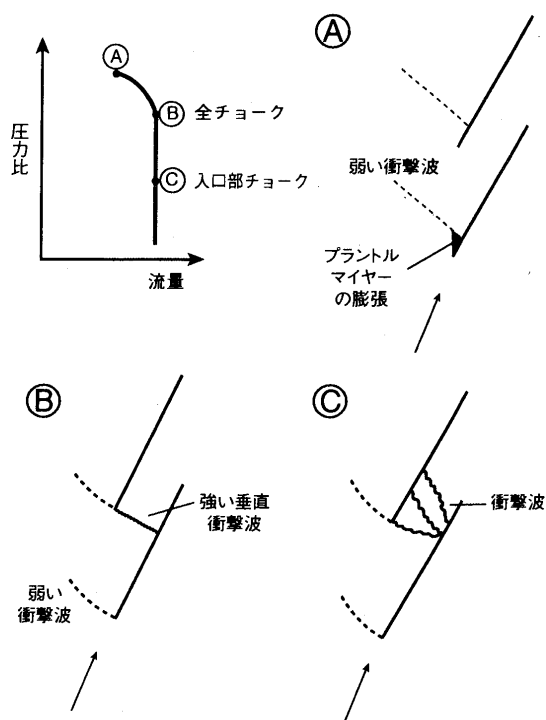


図 29 圧縮機作動点と衝撃波位置

10.2 タービン翼列で生じる衝撃波

増速流れのため、衝撃波は翼出口部に発生する。損失低減には、後縁を薄くすること、翼背面スロートから後縁にかけて曲がり角を小さくすることが必要。

出口マッハ数が限界マッハ数に達すると、圧力比を更に大きくしても翼に働くガス力は増加しない（図 30）。

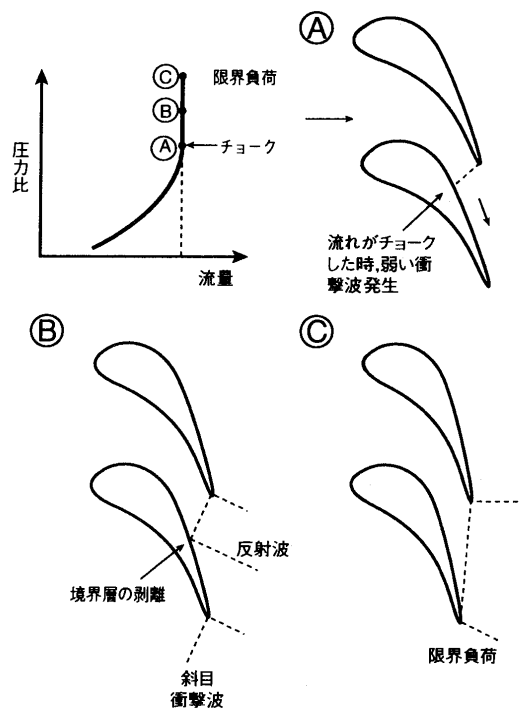


図 30 タービン作動点と衝撃波位置

11. ガスタービン流れへの CFD の適用

流体の運動はナビエ・ストークス方程式（以下 NS 式）を解くことで記述される。（以下に、簡単のため、2次元圧縮性 NS 式を示す。）

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} = R_e^{-1} \left(\frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} \right)$$

ここに Q は密度 ρ 、運動量 ρu 、 ρv 及び全エネルギー e の保存量で構成される列ベクトルであり、また、 F 、 G および F_v 、 G_v は対流流束ベクトルおよび粘性流束ベクトルで、以下のように表される。

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{pmatrix}, \quad F = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ u(e+p) \end{pmatrix}, \quad G = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho vw \\ \rho v^2 + p \\ v(e+p) \end{pmatrix}$$

$$F_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ f_4 \end{pmatrix}, \quad G_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \\ g_4 \end{pmatrix}$$

ここに、

$$\tau_{xx} = \mu(4u_x - 2v_y)/3, \quad \tau_{xy} = \mu(u_y + v_x),$$

$$\tau_{yy} = \mu(-2u_x + 4v_y)/3$$

$$f_4 = u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + \frac{\mu}{Pr(\gamma-1)} \frac{\partial c^2}{\partial x},$$

$$g_4 = u\tau_{xy} + v\tau_{yy} + \frac{\mu}{Pr(\gamma-1)} \frac{\partial c^2}{\partial y}$$

理想気体に対して圧力は次の式で計算される。

$$p = (\gamma-1) \left(e - \frac{1}{2} \rho(u^2 + v^2) \right)$$

上式は以下に示す無次元形（代表長さ l^* 、代表速度 c_{ref}^* = 音速、等）で書かれている。

$$\rho = \frac{\rho^*}{\rho_{ref}^*}, \quad u = \frac{u^*}{c_{ref}^*}, \quad v = \frac{v^*}{c_{ref}^*},$$

$$e = \frac{e^*}{\rho_{ref}^* (c_{ref}^*)^2}, \quad \mu = \frac{\mu^*}{\mu_{ref}^*}, \quad Re = \frac{\rho_{ref}^* l^* c_{ref}^*}{\mu_{ref}^*}$$

従って、これを解くことが出来れば、圧縮機、タービンの空力設計は、極めて容易となる。しかし、NS 式を解析的にも数値的にも解くことは容易でなく、その時代の計算機の性能に応じて、NS 式に近似を導入した（より簡単な）方程式に対し、数値計算が行われてきた（図 31）。

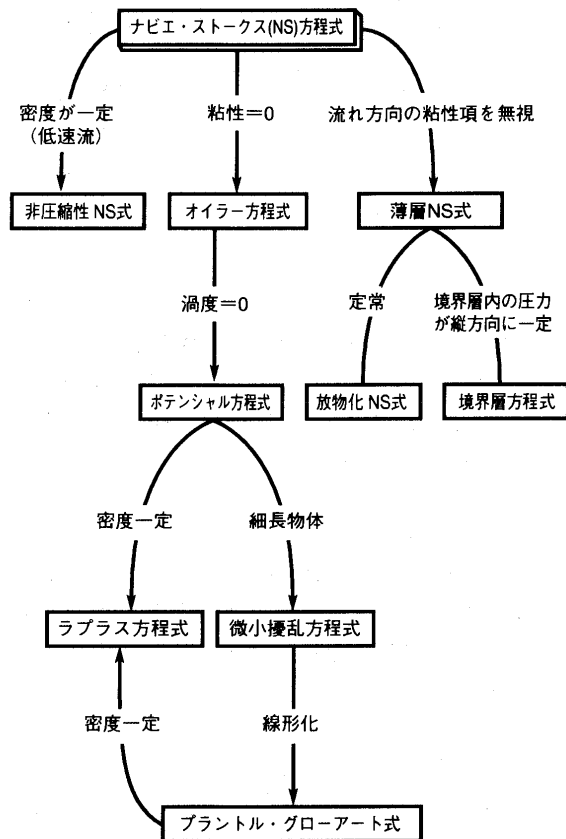


図 31 ナビエ・ストークス式の近似

計算機の飛躍的進歩により、現在では、3次元粘性流計算が可能となっている。ガスタービンの圧縮機、タービン流れは基本的に圧縮性であり、しばしば衝撃波の発生を伴う。このため、圧縮機流れのCFDが適用される。即ち、圧縮性オイラー並びにナビエ・ストークス式を差分法、有限体積法などの数値計算法により解析する。翼列流れのCFDコードは、現在まで多くの非粘性、粘性コードが開発され、翼列設計に積極的に使用されている。大型の軸流圧縮機、タービン効率は90%程度であり、効率向上の余地は少ないと思われがちであるが、CFDによる高精度の流れ解析に基づく新しい空力設計法の開発により、更なる効率向上の余地があると思われる。

11.1 CFDを用いた新しい翼設計法の開発

圧縮機、タービンの空力設計法は、準3次元設計を経て、3次元設計へと発展、現在、多段3次元流れ計算や非定常3次元流れ計算を用いた新しい空力設計法が開発されている（図 32, 33）。

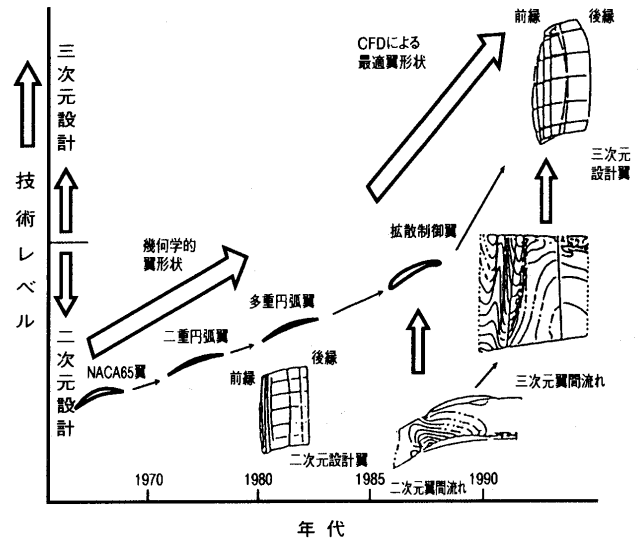


図 32 圧縮機設計技術の進歩

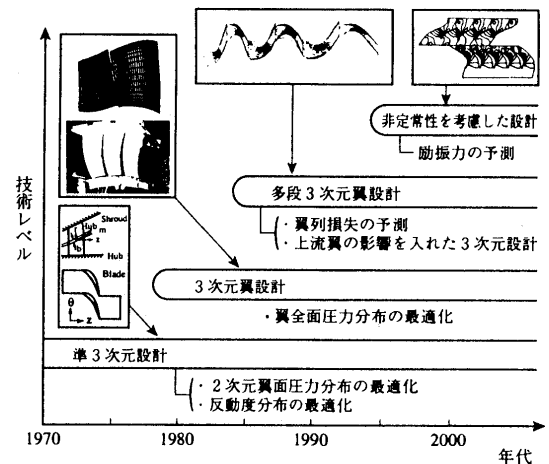


図 33 タービン設計技術の進歩

一例として、タービン翼列の3次元翼設計法を紹介する。本設計法は、翼を周方向に傾けたり、湾曲させることにより発生する翼の体積力を利用して、翼全面の圧力分布を最適化する手法である。アイデアは古くからあったが、3次元非粘性流計算コードの実用化により、翼全面の圧力分布が精度良く予測されるようになって、初めてタービン設計に適用された。3次元翼設計法の適用により、タービン効率が約1%向上したことが報告されている（図 34）。

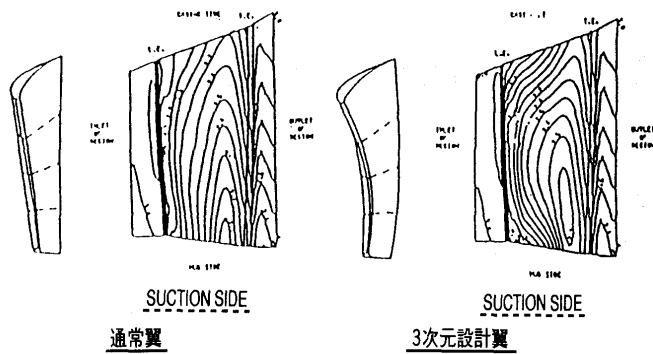


図 34 3次元非粘性流計算による翼背面静圧分布の最適化

12. あとがき

ガスタービン設計における流体力学の役割は圧縮機、タービン等の構成要素の性能向上であり、流体の全圧損失低減である。空力設計技術は、計算機の高速度化と数値計算技術の発達とともに進歩したと言って過言ではない。設計者が考案した効率向上策、即ち、全圧損失低減のア

イデアは実験的に検証されることが多かったが、今日では、数値計算による検証が主体となりつつある。圧縮機、タービンの性能向上には、CFDコードを用いた最適化設計に加え、損失発生メカニズムを良く理解することが重要である。この点において、従来と同様に、流体力学の基礎を十分理解し、基本式を自在に扱えることが、ガスタービン空力設計者の必要条件である。最後に、CFDコードは万能でなく、適用に当たっては、その精度を十分検証する必要があることを付け加える。

本講義が、学生諸君の参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) 吉中司 “数式を使わないジェットエンジンのはなし” 酣燈社, (1990)
- (2) 青木素直, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 97, (1997-6)
- (3) 青木素直, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 102, (1998-9)
- (4) 中橋和博, 日本ガスタービン学会第8回ガスタービン特別講座, (1993-9)

感温液晶を用いたタービン翼面の熱伝達率特性試験

Heat Transfer Coefficient Measurements on a Turbine Nozzle
Using Liquid Crystals佐伯 祐志*¹

SAEKI Hiroshi

松田 寿*¹

MATSUDA Hisashi

岡村 隆成*¹

OKAMURA Takanari

伊藤 勝康*¹

ITO Shoko

川岸 裕之*¹

KAWAGISHI Hiroyuki

キーワード：タービン静翼，熱伝達率計測，感温液晶，RGB 法，定常計測

Turbine Nozzle, Heat Transfer Coefficient Measurements

Liquid Crystal, RGB Method, Steady Flow Measurement

Abstract

In the design of the recent gas turbine cooling blade, it is important to get accurate heat transfer coefficient distribution over the whole airfoil surface. This paper presents a measurement technique of heat transfer coefficients on three-dimensionally complex surfaces, in which thermochromic liquid crystals (TLC) are utilized to determine temperature values and TLC tristimulus values (RGB). This technique was applied to a gas turbine nozzle surface in a low-speed semi-annular cascade with Reynolds number of 1.6×10^6 and turbulence intensity of 2.1%. The results agreed well with those measured by thermocouples and proved its validity.

1. はじめに

コンバインドサイクル発電が注目されている現在においては，その主要構成機器であるガスタービンの高性能化が重要な課題となっている。とりわけタービン入口温度の高温化によるガスタービンの熱効率向上は，最も重要度の高い技術課題である。このため，高い冷却性能を有するガスタービン静翼や動翼を開発する必要が生じ，そのための設計データとして特に実機形状翼面の熱伝達率分布を詳しく知ることが重要となっている。

これまでにタービン翼面の熱伝達率計測に関する研究が広く行われているが，近年ではより詳しく熱伝達率分布を計測するために，感温液晶による温度分布定量計測を利用した熱伝達率分布計測法が用いられるようになってきている。この方法には定常法と非定常法（例えば，ガスタービン静翼の外表面について計測した報告⁽¹⁾やタービン翼内部流路面について計測した報告⁽²⁾）があり，通常の吹き出し風洞を使用する場合や計測するカメラの台数が多い場合には定常法が有利である。定常法でタービン翼面の熱伝達率を計測した報告では，例えば Hippen-

steele 等⁽³⁾によって試みられているが，その多くは2次元翼についての計測である。またその色と温度との相関を求める方法についても RGB 法⁽⁴⁾や HSI 法⁽⁵⁾などが研究されているが，呈色温度幅が狭い等の難点があり，まだ十分に研究の余地を残している。

そこで我々は，3次元の実機形状をしたタービン静翼の外表面熱伝達率分布（温度分布）計測を感温液晶を用いた定常法で行い，色-温度相関には RGB 法の一種である LITICS 法^{(6),(7)}を適用することによって，より容易に精度良く翼面熱伝達率を計測することを目標として研究を行った。本報告では，計測法及びそれを用いて低速風洞中の3次元形状をしたガスタービン翼表面熱伝達率分布を計測した結果について報告する。

2. 感温液晶計測システム

2.1 計測システム構成

感温液晶計測における定常法とは，計測面にヒーターシートを貼り，その上に感温液晶を塗布することによって，風洞内の定常な気流中にある計測面の熱伝達率を感温液晶の色で知る方法である。感温液晶の色変化は，通常は光の反射を防ぐ等の理由で感温液晶塗布面の下地につや消し黒色ペイントを塗布するので，黒色→赤茶色→

原稿受付 1998年11月16日

* 1 株式会社 電力・産業システム技術開発センター

〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町 2-4

緑色→青色→黒色と変化すると考えて差し支えない。感温液晶が黒色を示す時は、その感温液晶の呈色温度域外の温度であることを示す。

呈色温度域は $-20\sim 100^{\circ}\text{C}$ 程度の温度レベルで設定可能だが、温度域の幅はどの温度レベルでも $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 程しかない。よって、翼面のような熱伝達率変化の激しい表面の全面を一度に計測するためには特別な工夫が必要である。本試験では図1に示すように、計測面上のヒーターシートに印加する電圧値： E を数段階に分けて感温液晶の色をカメラで計測し、その際の色画像データをそれぞれ場所毎のRGB数値データに変換し、RGB値を温度に変換する時に呈色温度域外のデータと思われるものと、比較用の熱電対（後述）計測値と大きく異なる値を持つデータを省いた後、残ったデータを合成することによって最終的な計測値を得ている。合成は、まず印加電圧値： E の最も高い場合の計測データをまず最終計測値として採用し、その際に計測値が求められなかった場所について次に大きい印加電圧値の場合の計測データを用いて埋め、全てのデータが埋まるまでこれを繰り返すことにより行う。

また、感温液晶の色－温度間の相関を求める方法として、従来の方法より広い色変化の範囲で温度を当てはめられるLITICS法を採用したことにより、この印可電圧

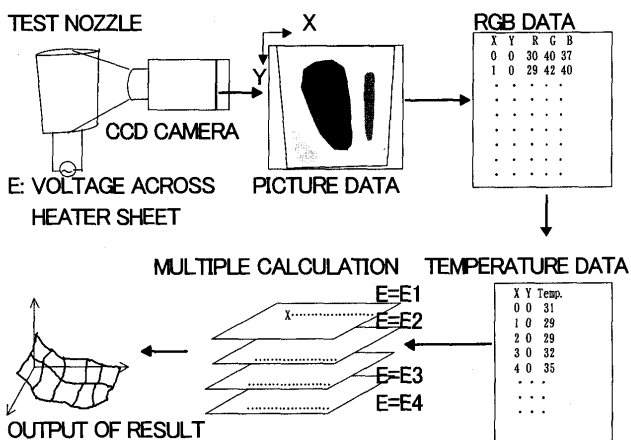


図1 計測データ処理概要

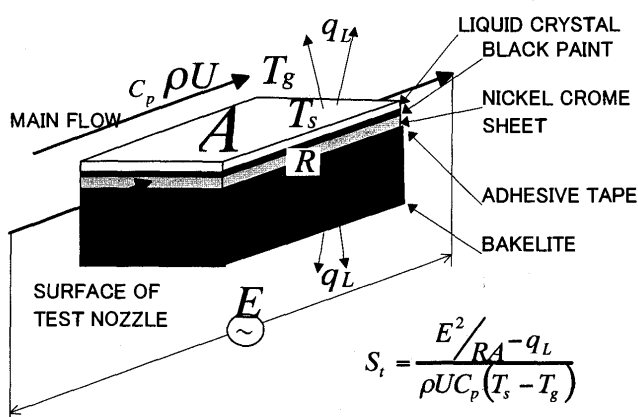
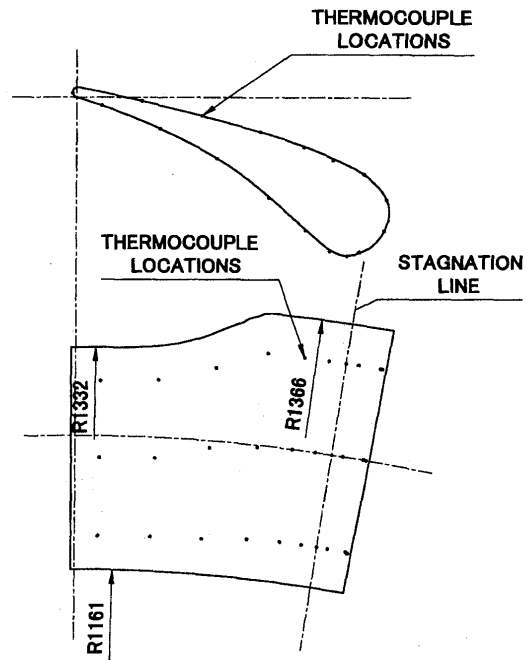


図2 計測表面の構成



CHORD LENGTH (PCD) = 241 [mm]

図3 試験翼概略図

の段階を少なくすることができ、データ処理がより容易になった。

本試験で用いた感温液晶計測システムは、次の通りである。試験翼は低熱伝導率のバークライト製の短冊状のニクロム箔を厚さ $10\text{ }\mu\text{m}$ の両面粘着テープ（不織布製）で貼り、その上からラッカーのつや消し黒色ペイントを塗布した上に感温液晶をエアースプレーにて塗布している（図2を参照）。試験時に試験翼のニクロム箔に既知の電流を流した時の感温液晶の示す色をCCDカメラで捕らえ、そこから得られた翼表面温度と入口全温、入口全圧と静圧（速度）及び前述のニクロム箔への印可電圧（入熱量）値から、翼表面熱伝達率（スタントン数）を、以下の式にて求める。

$$S_t = \frac{E^2 / RA - q_L}{\rho U C_p (T_s - T_g)}$$

E ：ニクロム箔印可電圧

R ：ニクロム箔全抵抗

A ：ニクロム箔全面積

q_L ：熱ロス、 ρ ：主流密度

U ：主流速度、 C_p ：主流定圧比熱

T_s ：翼面温度、 T_g ：主流全温

更に、翼面のニクロム箔下の位置に合計51点の温度較正用熱電対が取り付けられており、キャリブレーション時に使用する（図3参照）。その熱電対が取り付けられている翼表面には白ペイントでマーキングを施し、CCDカメラで見た時に熱電対の位置がわかるようにした。

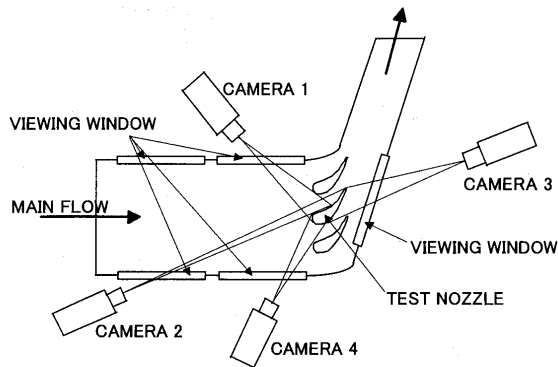


図4 計測用 CCD カメラ位置

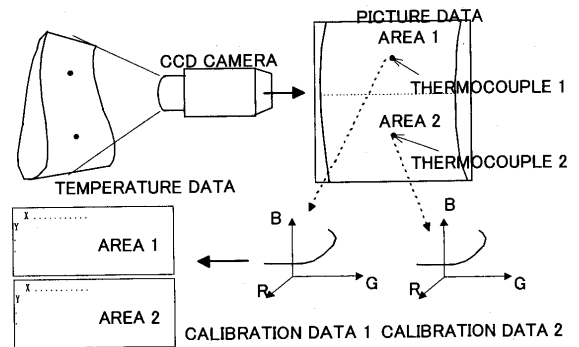


図6 感温液晶での曲面の計測法

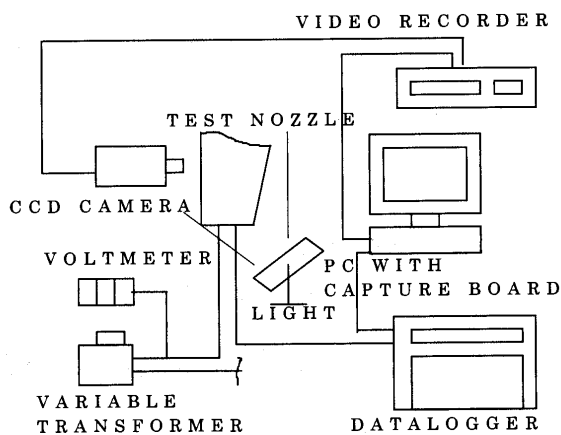


図5 感温液晶計測システム概略図

感温液晶計測システムは、4台の CCD カメラとその光源装置である高周波蛍光灯 (SFC パワーライト FL 962), CCD カメラからの色画像をテープに記録するためのビデオデッキ, その画像を RGB 値として記録し, 色-温度間の変換計算を行うための画像ボード (ディテクト DIG-AT II) 付きコンピューターから成っている。画像キャプチャーボードでは一度に 60 枚までの画像を取り込むことができ, 今回はそのうちの 10 数枚の画像の場所毎の色平均を取った画像を出力画像として採用している。計測時の CCD カメラ位置を図 4 に, 感温液晶計測システムの概略図を図 5 に示す。

2.2 キャリブレーション

感温液晶で温度の定量計測を行うには, まず感温液晶の色と温度との相関を求める必要がある。この色-温度相関は, カメラ位置, カメラ角度, 光源位置, 光源角度等によって変化してしまう。カメラ位置や光源位置の色-温度相関への影響について詳しく調べた報告⁽⁵⁾もあるが, その試験場の環境や相関を求める方法によって変化してしまうと考えられるので, そのまま適用できない。よって, 本試験では熱伝達率計測時と同じカメラ位置, 角度, 光源位置, 角度で翼表面の感温液晶の色-温度相関を求めた。また, 今回計測する翼は 3 次元形状の翼であるので, 1 台のカメラで捕らえている表面上も一定の曲率ではなく, 場所毎にカメラとの角度が異なっている。

よって, 1 台のカメラで捕らえた色画像についても 1 種類の相関曲線で処理することはできない。理想的には場所毎に相関曲線を用意するのが望ましいが, それではデータ処理量が多くなり, 容易に熱伝達率分布が計測できるという利点が失われてしまう。よって, 1 台のカメラで捕らえた翼表面の中ではほぼ同じ曲率を持つと思われる数個の区間に分割し, その区間毎に相関曲線を用意する方法を採用した (図 6)。

キャリブレーションの方法は, 試験翼及び CCD カメラ, 光源を, 熱伝達率計測試験時と同じように風洞計測部に設置し, 気流を流さない状態で試験翼面のヒーターシートに電流を数段階に変化させて流し, その時の翼面熱電対の計測値と感温液晶の色を記録し, キャリブレーション終了後熱電対計測値に対応する感温液晶の色の RGB 値 (実際の処理では, 明度変化の影響を除くため, それぞれの値を $R+G+B$ で割った rgb 値を使用) を示す相関曲線グラフを作成するものである。本試験で作成された相関データの一例を図 8 に示す。図には, キャリブレーションで求めたある翼面位置での温度に対応する感温液晶の色 (rgb 値) データ (校正データ), その校正データから計算で求めた補間データが示されており, この補間データを相関データとして試験時に使用する。なお, 本図にはこの相関データを用いて熱伝達率計測試験

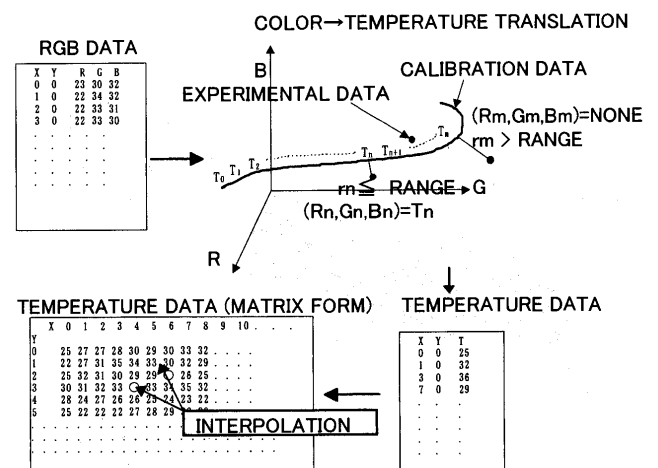


図7 色→温度変換概要

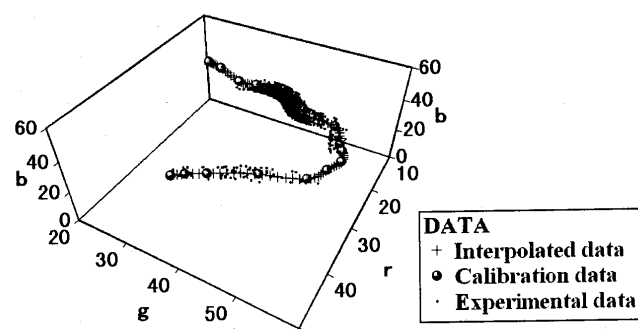


図8 試験翼面の感温液晶色-温度相関データ

時に記録した色データを温度値に当てはめた時の採用データ(試験データ)も合わせて示してある。LITICS法では、試験時の色データを温度に当てはめる際に相関データに沿ったある領域(これをしきい値と呼ぶ)内に入ったもののみ採用して一番近い相関データの温度を当てはめ、それ以外のデータは削除する。この結果、計測面上に温度データを戻した際に虫食いのように温度の当てはめられなかった部分が残ることになるが、その部分についてはその周りの温度より補間計算を行うことによって埋める(図7参照)。

このように、キャリブレーションの結果、試験翼面の感温液晶は温度変化によってはっきりしたrgb値変化が現れ、また、当てはめ計算も正常に行われており、本計測システムにて精度良い熱伝達率計測が可能であることがわかった。

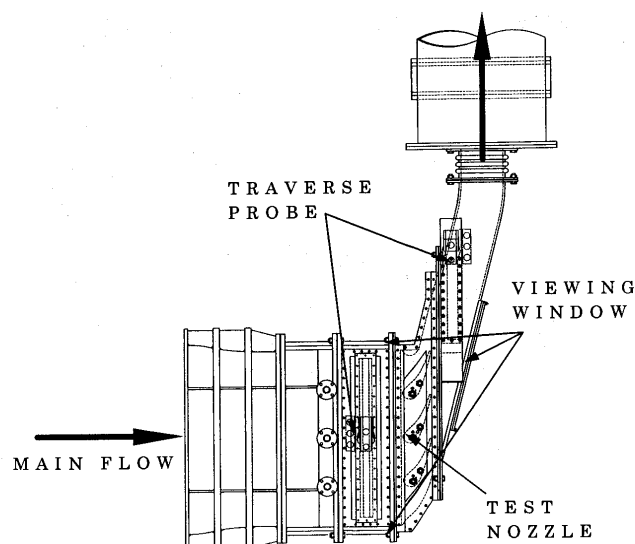
3. 翼面熱伝達率計測試験

3.1 試験装置

試験に用いた風洞は吹き出し式風洞であり、その空気源は低速ブロワーを使用している。テストセクションは、扇型の3次元翼列部、前方導入部、後方スクロール部から成っており、前方導入部は整流ダクトからの主流を滑らかに翼列入口の扇形流路に導く役割を持ち、後方スクロール部は翼列からのスワール角のついた排気を乱さないように排気管に流す役割を果たす。翼列部は、中央にある試験翼とその両側にある2枚のダミー翼及び側壁と上下のエンドウォールから成っており、試験翼の周りに実機と同じような3次元効果を伴う流れを作り出す(図11参照)。風洞テストセクションを図9に、実際のテストセクション概観を図10に示す。また、実際の試験翼を図12に示す。

図10に示すように、前方導入部の側面及び後方スクロール部の翼背面が見える位置にアクリル製の観測窓が設けられ、感温液晶計測システムでの計測ができるようになっている。その他、翼列前方と後方に一台ずつトラバース装置が設けられており、主流全圧及び全温(前方のみ)が計測できる。その他、翼列前方と後方の静圧も計測できる。

3.2 試験結果



翼コード長	241 [mm]
翼長	171 [mm]
翼間数	4
最大出口マッハ数	0.3
最大出口レイノルズ数	1.6×10^5

図9 風洞テストセクション及び仕様

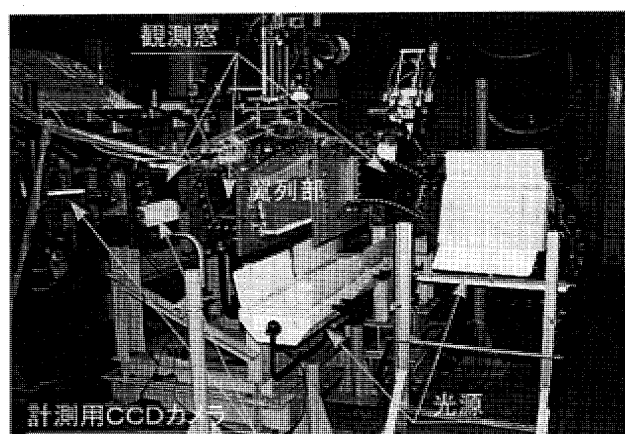


図10 試験装置テストセクション部

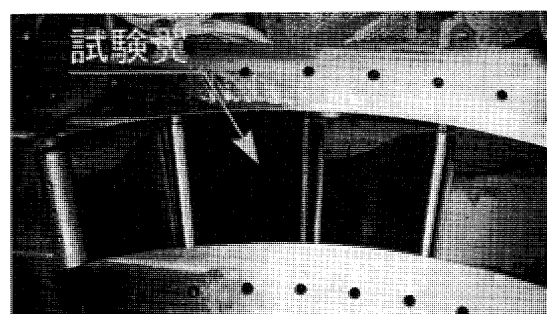


図11 翼列入口形状

前述の相関データを用いて、タービン静翼表面の熱伝達率を求めた。試験条件は、本風洞での最大の流速状態で、翼列前に乱流格子を挿入して乱れ度を上昇させた状態である。その乱れ度は、平均2.1%(実測値)である。試験条件を表1に示す。

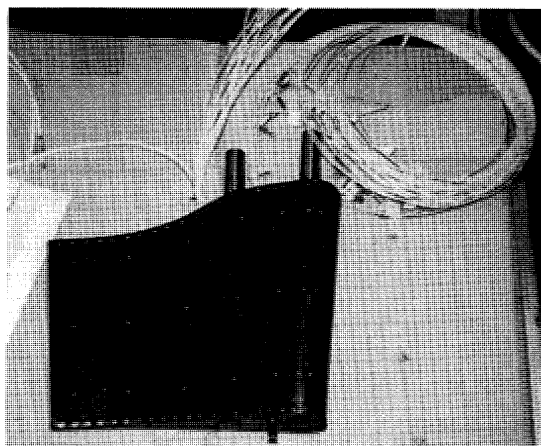


図12 試験翼

本試験での翼表面熱伝達率分布計測結果を図13に、翼高さの中央位置での感温液晶による計測結果と校正用熱電対の値との比較を図14に示す。また、図14には数値計算 ($k-\epsilon$ 乱流モデルを組み込んだ2次元境界層解析コード⁽⁸⁾) による予測値も併記する。熱伝達率は、翼列入口主流条件基準のスタントン数で表した。また、図

表1 試験条件

翼列入口マッハ数	0.06
翼列入口乱れ度	2.1% (平均)
翼列出口マッハ数	0.3
翼列出口レイノルズ数	1.6×10^6

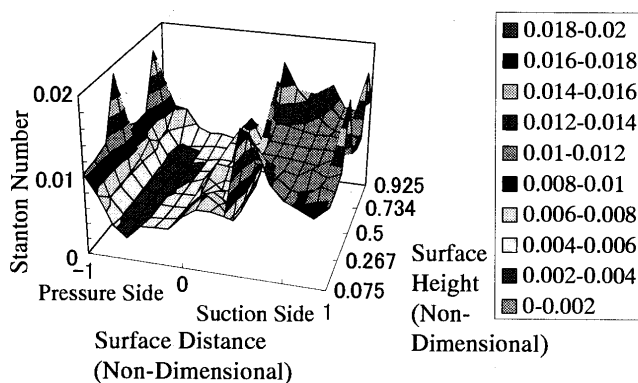
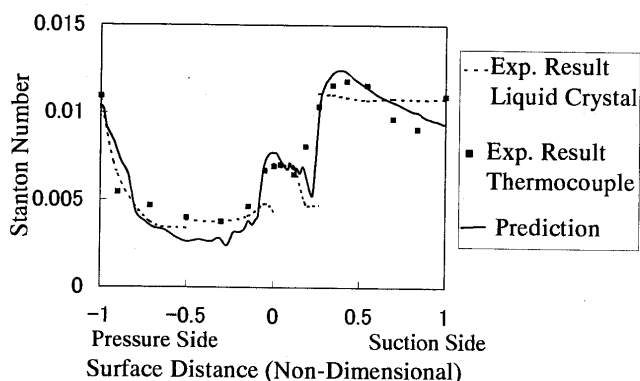


図13 試験翼表面熱伝達率分布計測結果

図14 熱電対計測値と感温液晶計測値との比較
(翼高さ中央位置)

14の感温液晶計測値の三個所の不連続部分は、翼全域を4台のCCDカメラで計測しているため、カメラの視野の切れ目が現れているところである。(図13では、滑らかにつながるように表示しているので見えなくなっている) 本来であれば滑らかにつながるところであるが、カメラ同士による微妙な差異(計測角度やカメラと光源の位置関係等)により、つながらなかったものと考えられる。

図14より、熱電対での値と感温液晶による計測結果は、翼腹側では全域で一致している。また翼背側では、前縁付近では良く一致しており、他の部分でも翼背側の遷移域の部分以外ではほぼ一致している。これより、全体として(遷移域の部分を除き)翼面の熱伝達率計測範囲に対してほぼ10%の誤差範囲内で、最大でも20%の誤差で計測がなされていることがわかる。

翼背側の遷移域では、遷移域の特徴である急激な熱伝達率変化は良く捉えられているが、熱電対の結果との不一致が見られる。これには、以下に示す原因が考えられる。

・ CCDカメラ視野の境界の影響

遷移域が、計測しているカメラ(図4のカメラ3とカメラ4)の視野の境界に近い場合、中央部分よりも色が鮮やかに見えなく、また、この部分の熱電対を用いて相関データを作成しても、RGB値が滑らかに変化しないため良好なデータが作成できなかった。そのため、色-温度の変換がうまく行かず、誤差が大きくなった。

・ 計測面の曲率の影響

遷移域に当たる翼面の曲率が比較的大きく、誤差が大きくなった。通常は、曲率が大きくなってもその部分に設置されている熱電対を用いて相関データを作り変換を行うことで対処できるが、前述の境界の影響により、良好な相関データが作成できなかった。

・ 遷移域の急激な熱伝達率変化の影響

遷移域では熱伝達率が急激に変化するため、精度良い相関データが必要であるが、前述の理由によりうまく変換が行われず、誤差が大きくなった。

この部分の計測には、カメラの再配置やデータ処理法等を含めた工夫が必要である。また、図13の遷移域の翼ルート付近とチップ付近に熱伝達率が急に高く表示されている部分があるが、この部分も急激な熱伝達率変化があると考えられる領域であり、詳しい計測及び解析が必要である。

以上の結果より、全体として良好な計測が行われていることがわかる。

4. まとめ

本研究では、感温液晶計測システムを用いて3次元形状のガスタービン静翼翼面の全面熱伝達率分布計測を実施し、以下の結論を得た。

1. 感温液晶計測システムを用いて3次元形状の計測面を測定することが可能となり、その際、曲率が大きく変化する区間では細かい領域に分割し、その領域毎に色-温度の相関データを用意することで対処できる。
2. 定常法にて熱伝達率が大きく変化する計測面を一種類の感温液晶で一度に計測するには、計測面への入熱量（ヒーターシートへの印可電圧）を変えて計測した結果を合成することで対処できる。その際には、比較的広範囲な色-温度間の変化への適用が可能なLITICS法が有利である。
3. 感温液晶計測システムを用いれば、熱電対を使用した場合よりもより詳細な計測が可能である。

謝辞

本研究は「WE-NETプロジェクトの水素燃焼タービンの開発」の一環で、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）殿及び(財)発電設備技術検査協会殿の委

託を受けて実施したものであり、ここに関係者各位に深く感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Martinez-Botas, R.F. et al., J. of Turbomachinery, Vol.117, 1995, pp. 425-431
- (2) 船崎健一ほか, 第24回ガスタービン定期講演論文集, 1996.5, pp.159-163
- (3) Hippensteele, S.A. et al., J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, 1985, pp.953-960
- (4) 秋野詔夫, 流れの可視化, Vol.7, No.27, 1987, pp.42-48
- (5) Camci, C. et al., J. of Turbomachinery, Vol.114, 1992, pp.765-775
- (6) 松田寿ほか, 第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1996-5), pp.871
- (7) 松田寿ほか, 第11回ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1996.11, (宮崎), pp.113
- (8) ビスワスほか, ASME Paper 93-GT-73, 1993

CO₂ 回収のための水素分離型タービン発電システムの提案

— 第1報 燃焼器設置方式 —

Hydrogen Decomposed Turbine System for Carbon Recovery
Part 1森塚 秀人^{*1}

MORITSUKA Hideto

高橋 徹^{*1}

TAKAHASHI Toru

渡辺 和徳^{*1}

WATANABE Kazunori

キーワード：CO₂ 回収，天然ガス改質，水素分離膜，膜改質器，燃焼器，送電端効率CO₂ Recovering, LNG Reforming, Hydrogen Separation Membrane, Membrane Reformer, Heat Recovery Steam Generator, Net Efficiency, Combustion Chamber

Abstract

We have been studying about the new power generation systems for CO₂ recovering based on combined cycle named Hydrogen Decomposed Turbine Systems/HYDET. In these systems the natural gas is reformed and hydrogen is decomposed simultaneously from reforming gas by using membrane reformer which composed of both the reforming catalyst and the hydrogen separation membrane. The residual gas including CH₄ and CO is combusted at the after burner with pure oxygen, and high concentration CO₂ is exhausted directly. These systems apply the high temperature inorganic hydrogen separation membrane such as multi-layers porous ceramic membrane. HYDET System I has the membrane reformer at combustion chamber. The performance of System I reaches 50% HHV at the sending end by the effect of recuperating gas turbine cycle. CO₂ recovery will depend upon permeability of the membrane, theoretically it will be 100%. And by using CO₂ liquefaction equipment of LNG cold heat exchanger, liquid CO₂ will be recovered with extra high efficiency. To apply these systems, key technology is the development of the high temperature inorganic hydrogen separation membrane.

まえがき

火力発電所から排出されるCO₂の回収を行う新しい方式の発電システム（水素分離型タービン発電システム/Hydrogen Decomposed Turbine (HYDET)）を提案し、その予想性能について検討を行った。本報では、膜改質器を燃焼器に設置する場合の水素分離型タービン発電システム（システム1）についての検討結果について報告する。

提案のシステムは、膜改質器と呼ばれる装置により、天然ガスを水蒸気改質し、同時に改質ガスから水素分離膜により水素を分離する。メタンおよびCOが含まれる非透過ガスを後置燃焼器で純酸素により燃焼することにより、高濃度のCO₂を直接回収し、LNGの冷熱により液化するものである。膜改質器の水素分離膜としては、

無機質多層多孔質セラミック膜（耐熱温度400℃以上）の水素分離膜を想定した。

熱収支計算の結果、水素分離型タービン発電システム1の送電端効率（高位発熱量）は48%を超え、水素分離タービン発電システムのCO₂回収率は、水素分離膜の分離率に依存するが、理想的には100%であり、LNG冷熱を利用するCO₂液化装置を用いることにより高い効率でCO₂を回収することができるものと予想される。これらのシステムを実用化するためには、高温無機質水素分離膜が鍵となる技術である。

1. CO₂ 回収型火力発電システムについて

著者らは、高温ガスタービンによる複合発電システム、石炭をガス化して燃料とする石炭ガス化複合発電システムの熱効率解析を行ってきたが、CO₂回収型火力発電システムは、このような高効率な最先端の発電システムをベースとした検討が不可欠である。前者の場合、天然ガ

原稿受付 1998年11月5日

*1 財電力中央研究所 横須賀研究所 プラント熱工学部
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂 2-6-1

表1 水素分離型タービン発電システム熱物質収支

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	LNG	NG+	P-G	R-G	Air	H ₂ O+	H ₂ O+	H ₂ O+	CO ₂ +	CO ₂ +	CO ₂ +	LCO ₂
Temp.	-169	500	500	500	15	1428	569	95	1107	875	130	-50
Press.	50.	47.	16.	46.	1.02	15.4	1.1	1.03	44.2	6.0	5.3	4.9
Mass.	15.2	75.3	16.2	61.8	600	504	616.2	613.1	67.0	67.0	67.0	40.9
CH ₄	0.95	0.95	-	0.06	-	-	-	-	-	-	-	-
H ₂	-	-	3.48	0.07	-	-	-	-	-	-	-	-
CO	-	-	-	0.01	-	-	-	-	-	-	-	-
H ₂ O	-	3.33	0.31	1.25	0.04	3.82	3.82	3.05	1.45	1.45	1.45	-
CO ₂	-	-	0.02	0.86	-	0.02	0.02	0.02	0.93	0.93	0.93	0.93
N ₂ ,Ar	-	-	0.10	-	16.4	13.5	16.5	16.5	-	-	-	-
O ₂	-	-	-	-	4.37	1.81	2.63	2.63	-	-	-	-
Heat	847.9	1074.	1065.	176.2	1.8	1096.	567.7	223.	177.4	135.7	73.6	-

P-G (Permeated Gas), R-G (Residual Gas), Temp (°C), Press (10⁵ Pa), Mass flow. (kg/sec), Gas flow (kmol/sec)

Steam/Carbon Ratio	3.5
Hydrogen Separation Ratio	0.98
H ₂ /CO ₂ Separation Ratio	40
H ₂ /CO Separation Ratio	40
Gas Turbine Combustor Temp.	1430
Gas Turbine Press. Ratio	15
SH/RH Steam Temp.	540
HP Steam Drum Press.	176
Reforming Steam Drum Press.	29.4
LP Steam Drum Press.	1.5
Generator Efficiency	0.985

Comp. Power	220.6
Gas Turbine Power	549.0
CO ₂ Turbine Power	41.2
Steam Turbine Power	59.1
Generator-end Power	426.5
Auxiliary Power	13.7
Sending-end Power	412.8
Generator-end Efficiency	50.4%
Auxiliary Ratio	3.2%
Sending-end Efficiency	48.8%

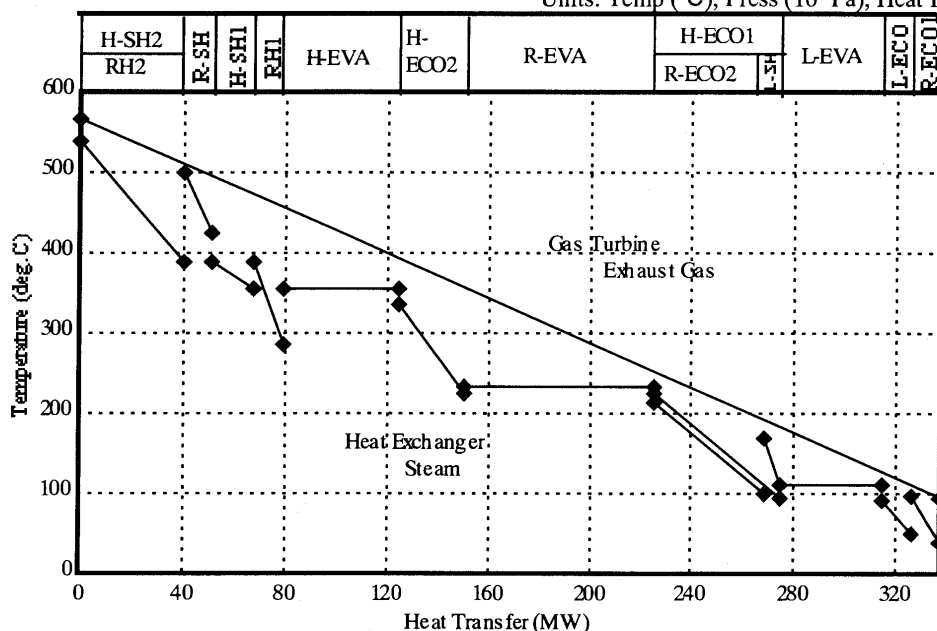
Units: Temp (°C), Press (10⁵ Pa), Heat flow and Power (MW)

図3 ガスタービン排熱回収ボイラ熱交換線図

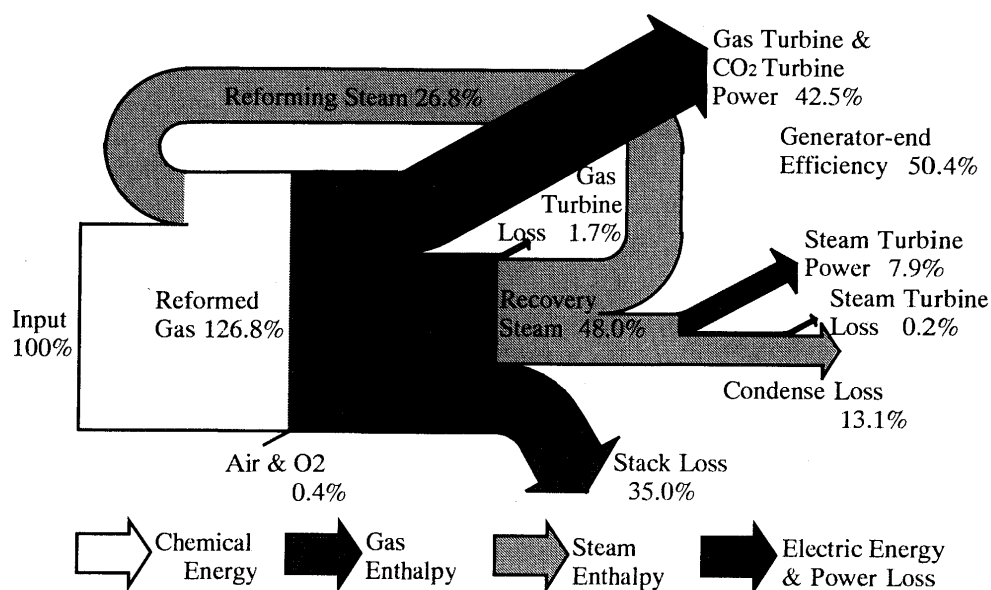


図4 水素分離型タービン発電システム1熱流れ図

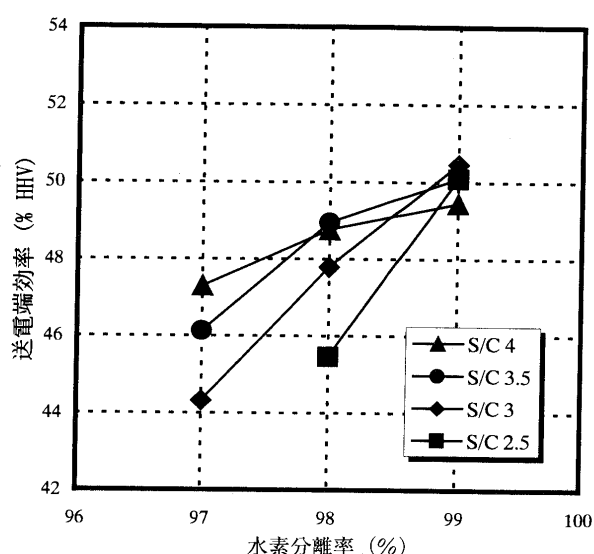
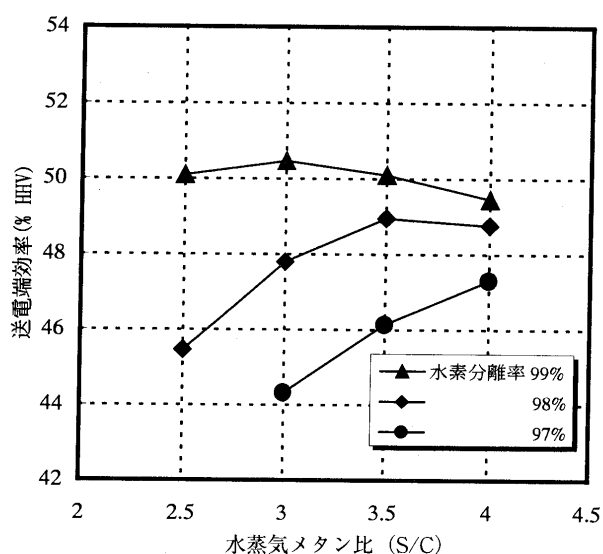


図5 水素分離率とS/Cに対する送電端効率

常の複合発電サイクルよりも熱効率を高くすることができる。

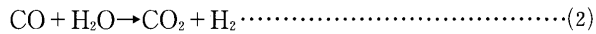
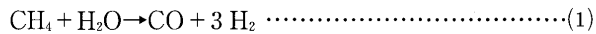
天然ガスの場合、メタノールと違って850～950℃の高温で改質反応をさせる必要があるため、通常の改質器ではこの再生サイクルが利用できない。しかし、図1に示す高温水素分離膜とこの改質器を一体化した膜改質器を用いれば、生成系から水素が除去されることにより水蒸気改質反応が進むため、450～500℃程度の比較的低い温度でも十分な天然ガス改質効率を得られる⁽³⁾。この温度レベルであれば、定格運転時に550℃以上あるガスタービン排ガスの熱を利用して500℃以上の改質用水蒸気を発生することが可能である。

著者らは、この膜改質器をガスタービンの燃焼器の前に置いたシステム(図2)を考案した。天然ガスの改質に必要な反応熱は、透過された水素の一部を燃焼する事により得る。そのため、本方式では、負荷に関係なく膜改質器の温度を適温に保つことが出来る。

3. 水素分離型タービン発電システム1 (HYDET) の予想性能

次に、この水素分離型タービン発電システム1の熱物質収支を計算するプログラムを作り、熱効率の試算を行った。ここで想定した膜改質器は、高温セラミックス多孔質水素分離膜とニッケル系の触媒の組み合わせであ

り水素選択分離率, H₂/CO₂を40, H₂/COを40とした^{(4),(5)}。天然ガス改質率は, 天然ガス改質反応(1)と水素シフト反応(2)の化学平衡より決まる。



ここで複合発電系として, ガスタービンは1300℃級, 排熱回収蒸気系は, 亜臨界圧三重圧再熱サイクルを想定した。ただし中圧蒸気系は天然ガスの改質用の蒸気発生用である。この場合の標準的な複合発電システムの熱効率は発電端で48%, 送電端で47%である。最新の1500℃級ガスタービンの場合は効率が5~6%向上することは言うまでもない。代表的運転ケースとして, 膜改質器の運転パラメーターである水素分離率98%, 水蒸気メタン比3.5の場合の熱物質収支を表1に, ガスタービン排熱回収ボイラの熱交換線図を図3, 熱流れ図を図4に示す。

図4の熱流れ図でも明らかなように, 本水素分離型タービン発電システム1は, 改質用水蒸気の発生にガスタービン排ガスを利用し, これが改質器で水素に変換され, 水素は燃焼器で燃えて高温の燃焼ガスとなる。再生サイクルの効果により, 発電端効率50.4%, 送電端効率48.8%の高い熱効率となっている。

次に, 水素分離率, 水蒸気メタン比(S/C)を変化させた時の性能を検討した結果を図5に示す。効率は水

素分離率に依存して大きくなるが, 水素分離率97%程度でも効率は47%を超えることがわかる。

あとがき

将来その導入も有り得る火力発電システムからのCO₂回収を考慮した, 新しい発電システムの候補として, 水素分離型タービン発電システムを考案し, その性能計算を行った。その結果, 提案のシステムは再生サイクルの効果により, CO₂を回収しながら, 熱効率は通常の複合発電システムよりも向上させる可能性のあることがわかった。

参考文献

- (1) 森塚他; 二酸化炭素回収のための火力発電システムの検討 - 第1報天然ガス火力の場合 -, 電中研報告W89016, 1989年10月
- (2) 森永, 森塚, 牧野; CO₂回収型火力発電システムの開発 - 水素分離技術を用いた天然ガス改質CO分離複合発電 -, 電中研報告W92029, 1993年8月
- (3) M. Bracht et. al., Water Gas Shift Membrane Reactor for CO₂ Control in IGCC Systems: Techno-economic Feasibility Study, ICCDR 3 PP S 159-164, 1996
- (4) 都留, 浅枝他; Inorganic Microporous Membranes for Nanofiltration in Non-aqueous Solutions ICIM PP 314-317, 1998
- (5) 安田(土屋), 森塚, 伊崎; Preparation and Evaluation of Inorganic-Organic Combined Membrane for High Temperature Gas Separation, ICIM PP 420-423, 1998

CO₂ 回収のための水素分離型タービン発電システムの提案

— 第2報 排熱回収ボイラ設置方式 —

Hydrogen Decomposed Turbine System for Carbon Recovery
Part 2森塚 秀人^{*1}

MORITSUKA Hideto

渡辺 和徳^{*1}

WATANABE Kazunori

高橋 徹^{*1}

TAKAHASHI Toru

キーワード：CO₂ 回収，天然ガス改質，水素分離膜，膜改質器，排熱回収ボイラ，送電端効率
CO₂ Recovering, LNG Reforming, Hydrogen Separation Membrane, Membrane Reformer, Heat Recovery Steam Generator, Net Efficiency

Abstract

We have been studying about the new power generation systems for CO₂ recovering based on a combined cycle named Hydrogen Decomposed Turbine Systems/HYDET. In these systems the natural gas is reformed and hydrogen is decomposed simultaneously from reforming gas by using membrane reformer which composed of both the reforming catalyst and the hydrogen separation membrane. HYDET System II has the membrane reformer in the heat recovery steam generator. In this system, gas turbine exhaust heat can be used for both reforming reaction and production of steam. The net efficiency, therefore, becomes over 50% HHV, which is higher than that of System I. CO₂ recovery ratio depends upon selectivity of the membrane and the cost will be affected by the permeability of membrane. To apply these systems, key technology is the development of the high temperature inorganic hydrogen separation membrane.

まえがき

火力発電所から排出されるCO₂の回収を行う新しい方式の発電システム（水素分離型タービン発電システム/Hydrogen Decomposed Turbine (HYDET)）を提案し、その予想性能について検討を行った。本報では、膜改質器を排熱回収ボイラ内に設置する場合の水素分離型タービン発電システム（システム2）についての検討結果について報告する。

提案のシステムは、膜改質器と呼ばれる装置により、天然ガスを水蒸気改質すると同時に改質ガスから水素分離膜により水素を分離する。メタンおよびCOが含まれる非透過ガスを後置燃焼器で純酸素により燃焼することにより、高濃度のCO₂を直接回収しLNGの冷熱により液化するものである。膜改質器の水素分離膜としては、無機質多層多孔質セラミック膜（耐熱温度400℃以上）の水素分離膜を想定した。

熱収支計算の結果、水素分離型タービン発電システム2の送電端効率（高位発熱量）は第1報⁽¹⁾のシステム1よりも1～2%程度高い50%を超える熱効率が得られた。

1. 水素分離型タービン発電システム2について

筆者らはこれまで、水素分離膜を用いたCO₂回収型の発電システムを提案してきたが、既存のシステムに比べて発電効率の点で優位性は見られなかった^{(2),(3)}。そこで再生サイクルを適用し高効率化を目指したCO₂回収型発電システムを考案した。

天然ガスの場合、通常850～950℃の高温下で改質反応をさせる必要があるが、図1に示す高温水素分離膜と

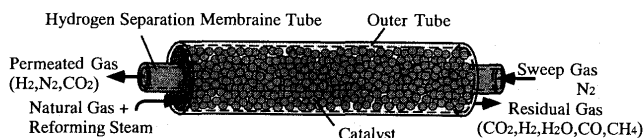


図1 膜改質器概念図

原稿受付 1998年11月5日

*1 財電力中央研究所 横須賀研究所 プラント熱工学部
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂 2-6-1

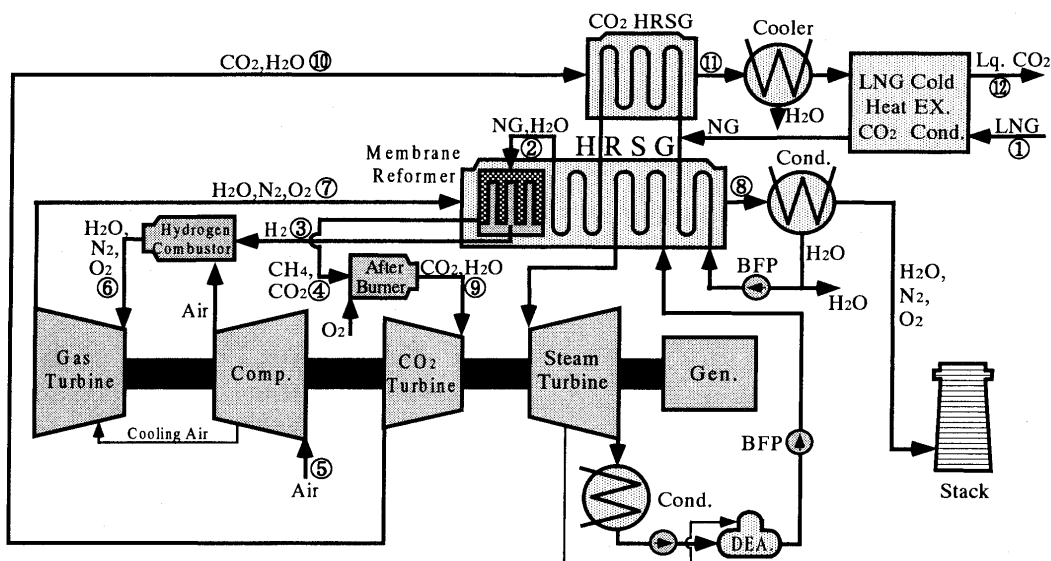


図2 水素分離型タービン発電システム2 構成図

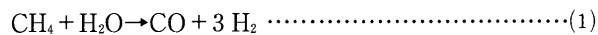
この改質器を一体化した膜改質器を用いれば生成系から水素が除去されることにより水蒸気改質反応が進むため450~500℃程度の比較的低い温度でも十分な天然ガス改質効率を得られる⁽³⁾。この温度レベルであれば、定格運転時に550℃以上あるガスタービン排ガスの熱を利用して再生サイクルを組むことが可能である。

本報告では、この膜改質器をガスタービンの排熱回収ボイラ内に設置することにより改質に必要な熱を得る水素分離型タービン発電システム2 (図2) を考案し、その熱効率を第1報と同様の手順により検討した。

2. 水素分離型タービン発電システム2の予想性能

この水素分離型タービン発電システム2の熱物質収支を計算するプログラムを作り、熱効率の試算を行った。ここで想定した膜改質器は、高温セラミックス多孔質水素分離膜とニッケル系の触媒の組み合わせであり、水素

選択分離率 H_2/CO_2 を40, H_2/CO を40とした^{(5),(6)}。天然ガス改質率は、天然ガス改質反応(1)と水素シフト反応(2)の化学平衡より決まる。



ここで複合発電系として、ガスタービンは1300℃級、排熱回収蒸気系は亜臨界圧三重圧再熱サイクルを想定した。ただし高圧蒸気系は天然ガスの改質用、中圧蒸気系は改質蒸気の発生用である。この場合の標準的な複合発電システムの熱効率は発電端で48%、送電端で47%である。最新の1500℃級ガスタービンの場合は効率が5~6%向上することは言うまでもない。代表的運転ケースとして、膜改質器の運転パラメーターである水素分離率98%、水蒸気メタン比3.5の場合の熱物質収支表を

表1 水素分離型タービン発電システム熱物質収支

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	LNG	NG+	P-G	R-G	Air	H ₂ O+	H ₂ O+	H ₂ O+	CO ₂ +	CO ₂ +	CO ₂ +	LCO ₂
Temp.	-169	480	480	480	15	1428	564	95	1267	875	130	-50
Press.	50.	47.	16.	46.	1.02	15.4	1.1	1.03	44.2	6.0	5.3	4.9
Mass.	12.5	61.8	13.2	50.8	600.	504.	613.1	613.1	56.8	56.8	56.8	33.2
CH ₄	0.78	0.78	-	0.08	-	-	-	-	-	-	-	-
H ₂	-	-	2.75	0.06	-	-	-	-	-	-	-	-
CO	-	-	-	0.01	-	-	-	-	-	-	-	-
H ₂ O	-	2.73	0.26	1.07	0.04	3.04	3.05	3.05	1.29	1.29	1.29	-
CO ₂	-	-	0.02	0.68	-	0.02	0.02	0.02	0.76	0.76	0.76	0.76
N ₂ , Ar	-	-	0.08	-	16.4	13.48	16.5	16.5	-	-	-	-
O ₂	-	-	-	-	4.37	2.2	3.02	3.02	-	-	-	-
Heat	695.7	878.8	840.2	169.5	1.8	1038.	520.4	175.1	175.1	130.6	65.1	-

P-G (Permeated Gas), R-G (Residual Gas), Temp (°C), Press (10⁵ Pa), Mass flow. (kg/s), Gas flow (kmol/s)

Steam/Carbon Ratio	3.5
Hydrogen Separation Ratio	0.98
H ₂ /CO ₂ Separation Ratio	40
H ₂ /CO Separation Ratio	40
Gas Turbine Combustor Temp.	1430
Gas Turbine Press. Ratio	15
Reforming Steam Drum Press.	29.4
LH Steam Temp.	175
LP Steam Drum Press.	1.5
Generator Efficiency	0.985

Comp. Power	223.2
Gas Turbine Power	537.2
CO ₂ Turbine Power	39.8
Steam Turbine Power	15.5
Generator-end Power	363.7
Auxiliary Power	14.1
Sending-end Power	349.6
Generator-end Efficiency	52.3%
Auxiliary Ratio	3.9%
Sending-end Efficiency	50.2%

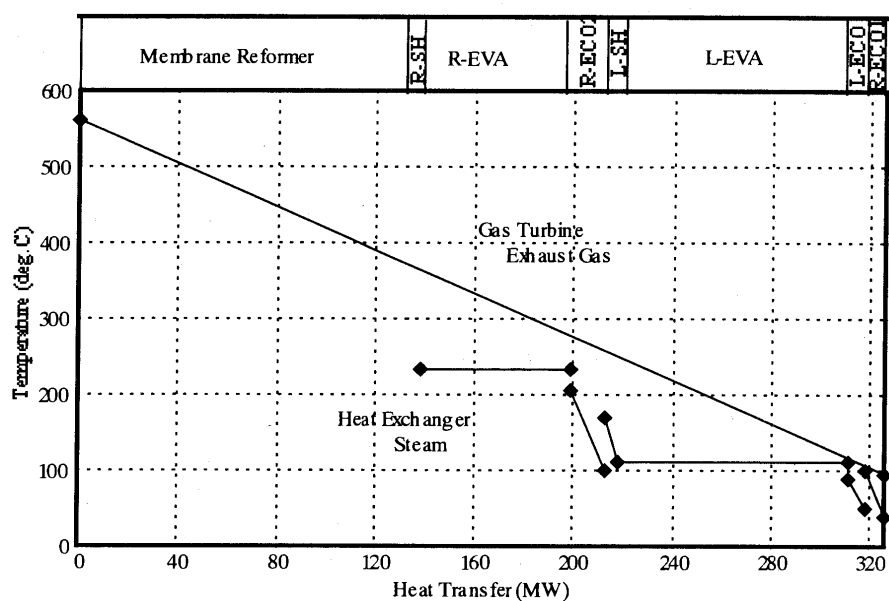
Units: Temp (°C), Press (10⁵ Pa), Heat flow and Power (MW)

図3 ガスタービン排熱回収ボイラ熱交換図

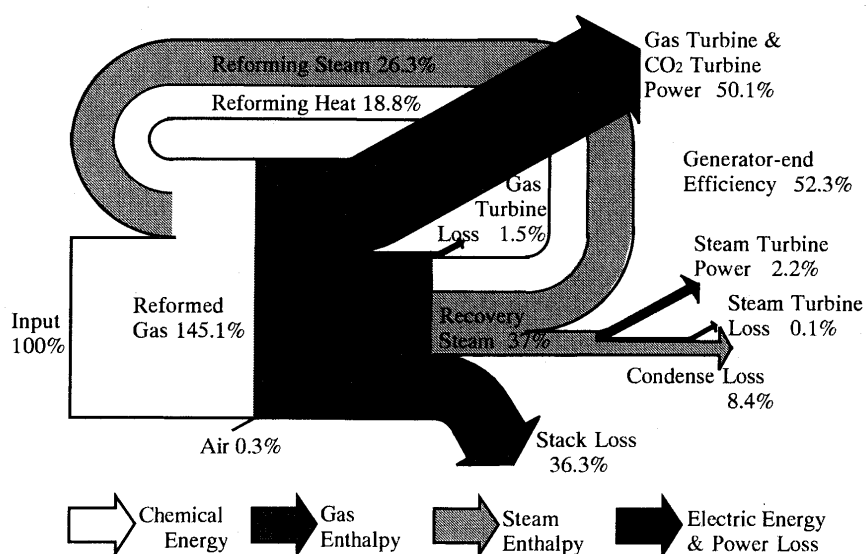


図4 水素分離型タービン発電システム2熱流れ図

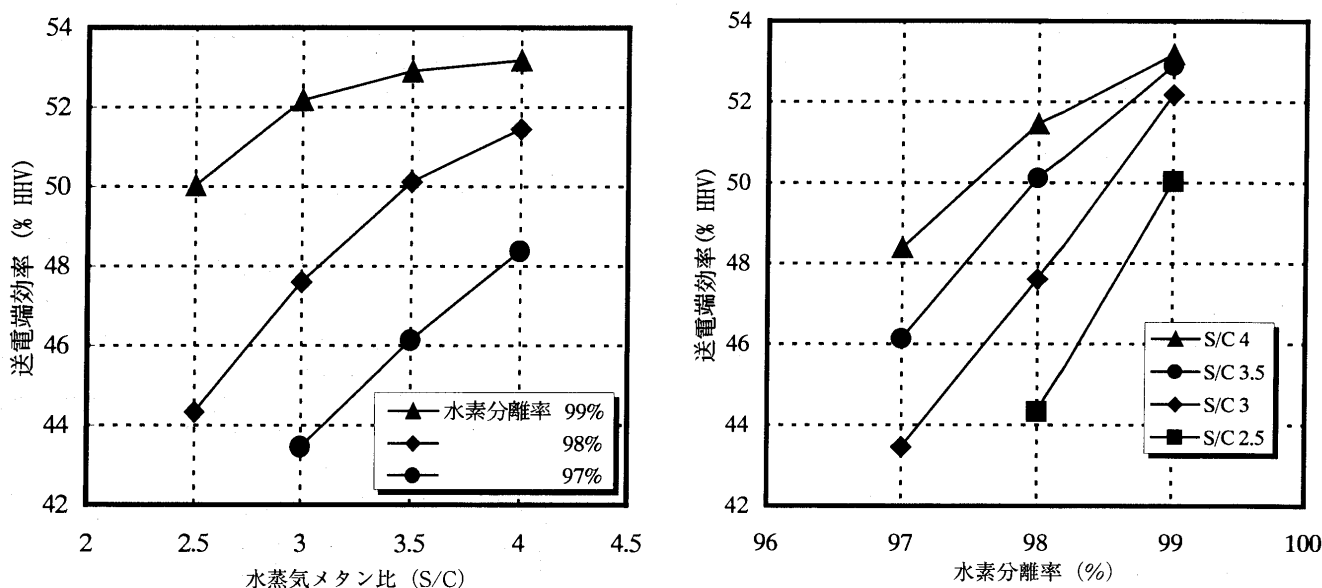


図5 水素透過率とS/Cに対する送電端効率

表1に、ガスタービン排熱回収ボイラの熱交換線図を図3、熱流れ図を図4に示す。

システム2は発電端効率52.3%、送電端効率50.2%の高い熱効率となることがわかる。図3が示すようにガスタービン排熱の約2/3が改質用に使われるため、蒸気タービンは低圧タービンのみとなり蒸気タービンでの出力は低くなる。しかしながら図4の熱流れ図でも明らかなように、排ガスを利用して発生させた改質用水蒸気が改質器で水素に変換され、その水素は燃焼器で燃えて高温の燃焼ガスとなる。つまり顕熱の一部を燃料の発熱量として再生することができる。この再生サイクル効果によりガスタービンの出力の増加分が蒸気タービン出力の低下より上回るためシステム1より高い熱効率となると考えられる。

次に、水素分離率、水蒸気メタン比 (S/C) を変化させた時の性能を検討した結果を図5に示す。効率は水素分離率が高いほど高くなり、効率は膜の性能に依存するが、水素分離率が97%程度でも送電端効率48%を超えることがわかる。また、S/Cの増加に対して効率は高くなっており、S/C=4程度で最大となることがわかる。水蒸気メタン比を増やすことにより再生の効果が大きくなり効率が上がる傾向がこの図からもわかる。

3. 水素燃焼ガスタービン発電システム1とシステム2の比較

次にシステム1とシステム2の性能について比較する。システム1は膜改質器をガスタービン燃焼器の前に、システム2は排熱回収ボイラ内に設置するものであり、次のような特徴がある。

・システム1

天然ガスの改質に必要な水蒸気にのみガスタービン排熱を用い、改質の反応熱には透過した水素の一部を燃焼

することにより供給する。したがって、一般的にガスタービンは部分負荷時に排ガス温度が低下するが、本システムにおいては排ガス温度に関係なく膜改質温度を一定に保つことができる。排熱回収蒸気系の効率は通常の複合発電システムとほぼ同じである。

・システム2

天然ガス改質に必要な蒸気と改質反応熱の両者ともにガスタービンの排熱を利用する。そのため、再生サイクルの効果がシステム1に比べ大きく、熱効率的に有利である。したがって、システム2の熱効率はシステム1よりも高くなるものと考えられる。ただし、ガスタービン排熱の高温部分を改質反応熱に費やすので、排熱回収蒸気系は低圧のみとなるため蒸気系の効率は低くなる。また、排ガス温度が低下する部分負荷での運転は困難であると考えられる。

また、システム2においてはS/Cが4程度で熱効率が最大となり、システム1においては3~3.5程度で効率が最大となる。これはシステム2では再生サイクルの効果が大きくS/C=4が蒸気の潜熱損失よりも上回るからと考えられる。

あとがき

将来その導入も有り得る火力発電システムからCO₂の回収を考慮した新しい発電システムの候補として水素分離型タービン発電システムを考案し、その性能計算を行った。その結果、提案のシステムは再生サイクルの効果により、CO₂を回収しながら熱効率は通常の複合発電システムよりも向上させる可能性のあることがわかった。さらに、システム1とシステム2を比較した結果、再生サイクルの効果が大きいシステム2の方がシステム1より1~2%程度熱効率が高いことが分かった。

参考文献

- (1) 森塚他；CO₂回収のための水素分離型タービン発電システムの提案－第1報燃焼器設置方式－，本号 p.26
- (2) 森塚他；二酸化炭素回収のための火力発電システムの検討－第1報天然ガス火力の場合－，電中研報告W89016，1989年10月
- (3) 森永，森塚，牧野；CO₂回収型火力発電システムの開発－水素分離技術を用いた天然ガス改質CO分離複合発電－，電中研報告 W 92029，1993年8月
- (4) M. Bracht et. al., Water Gas Shift Membrane Reactor for CO₂ Control in IGCC Systems: Techno-economic Feasibility Study, ICCDR 3 PP 159–164, 1996
- (5) 都留，浅枝他；Inorganic Microporous Membranes for Nanofiltration in Non-aqueous Solutions, ICIM PP 314–317, 1998
- (6) 安田（土屋），森塚，伊崎；Preparation and Evaluation of Inorganic-Organic Combined Membrane for High Temperature Gas Separation, ICIM PP 420–423, 1998

ダンプディフューザ型燃焼器内の流動機構

— 非対称流流入時の急拡大部における傾斜壁の影響 —

Flow Behavior in the Dump Diffuser of Gas Turbine Combustor — Effects of Inclined Wall in a Sudden Expansion Region —

山崎 英一^{*1}

YAMAZAKI Eiichi

志澤 高朗^{*2}

SHIZAWA Takaaki

本阿弥 眞治^{*2}

HONAMI Shinji

Abstract

The cold flow experiments are made in a two-dimensional dump diffuser. Flow behavior over a flame dome head and its reattachment to the inclined wall are presented, when a distorted flow is provided at the diffuser inlet. A Laser-Doppler Velocimeter is used for the velocity measurements. The effect of two types of inclined wall in a sudden expansion region on the diffuser performance are clarified. Throat area between inclined wall and flame dome head is the dominant parameter affecting both the total pressure loss and the distribution characteristics of the flow rate into the branched channels.

1. 緒言

近年、ガスタービン（ジェットエンジン）の高効率化に伴い、タービン入口温度の高温化が必要とされている。そのため、高温下にさらされるタービン翼の冷却法や耐熱材料の開発と並び、燃焼器においてはその出口温度分布の均一化が要求されている。

ダンプディフューザは、プレディフューザ及び急拡大部、燃焼器先端部を鈍頭化させた流路形状を持つ。この形状では空気流量配分特性が良好な反面、圧力損失が大きいという欠点を有する。このため流量配分に優れ、損失の低いディフューザ形状を設計する必要がある。

Klein⁽¹⁾は燃焼器ディフューザ内の空力問題を展望し、ディフューザの各種パラメータの影響を検討している。一般的に、各種流路形状パラメータの中で、近年、ステージ燃焼方式が採用されるため、燃焼筒高さが大きくなる傾向にある。坪井ら⁽²⁾はディフューザ性能に及ぼす燃焼筒高さの影響を研究し、性能を向上させるため急拡大部に傾斜壁の設置を提案している。それによると、燃焼筒高さの増大によって圧力損失は増加するが、傾斜壁の設置により圧力損失が低減でき、悪化すると予想された流量配分特性も向上する⁽³⁾。本研究は、坪井ら⁽²⁾の研究を継承し、発展させる観点から、特に、非対称流流入時の流量配分特性に着目し、傾斜壁の傾斜角度を変化させた

場合の性能と流動機構の関係を明らかにすることを目的とする。

2. 記号

C_{pw}：壁面静圧回復係数

D：ダンプギャップ

H：流路高さ

H_T：スロート部幅

k：乱流運動エネルギー

p：壁面静圧

P：全圧

Q：流量

Re：レイノルズ数

 α ：プレディフューザ半頂角 λ ：流量平均全圧損失係数 ϕ ：燃焼筒におけるよどみ点からの角度 θ ：傾斜壁傾斜角度

X, Y, Z：座標系（図2参照）

添字

1：ディフューザ入口

2：プレディフューザ入口

3：ディフューザ出口

L：燃焼筒左側

R：燃焼筒右側

ref：基準点

Fl：燃焼筒

原稿受付 1998年11月16日

*1 東京理科大学 大学院

*2 東京理科大学 工学部

〒162-8601 東京都新宿区神楽坂 1-3

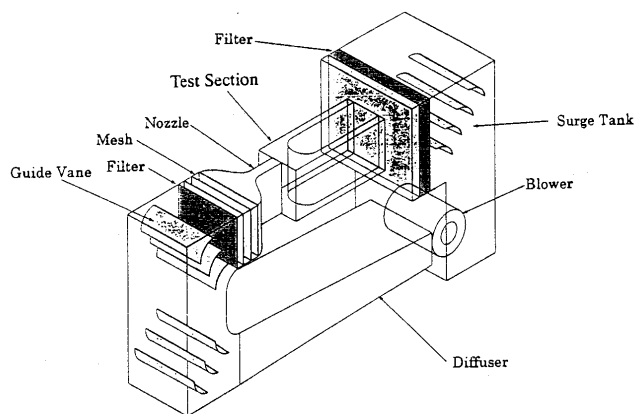


図 1(a) 実験装置

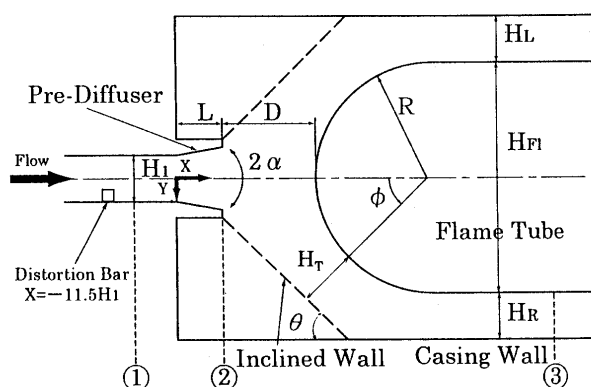


図 1(b) 測定部

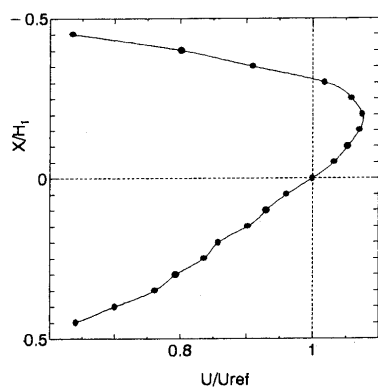


図 2 入口速度分布

3. 実験装置および方法

図 1(a)に実験装置を示す。実験に用いた流路は空気を作動流体とする回流型密閉風洞である。図 1(b)に測定部を示す。入口高さ H_1 、左右分流路高さ H_L 、 H_R はいずれも 20 mm、燃焼筒高さ H_{FI}/H_1 は 3, 5, 7 である。また、プレディフューザの拡がり角 $2\alpha = 10^\circ$ で、長さ $L = 20$ mm、ダンプギャップ $D/H_1 = 2$ に固定した。傾斜壁の傾斜角度 θ を 39° と 45° に設定し、傾斜壁を取り付けない場合を 90° とする。入口で非対称流を与えるために、 $X/H_1 = -11.5$ に高さ $0.2H_1$ のディストーションバーを設置した。尚、入口速度分布を図 2 に示す。ディフューザ入口部① ($X/H_1 = -1.0$) および左右分流路下流部

③ ($X/H_1 = 20.0$) における全圧は、流れに正対させて全圧管を挿入し、Y 方向にトラバースし、沈鐘式精密微差圧計により測定した。速度計測にはレーザードップラ流速計 (LDV) を用いた。X 軸に対し $\pm 45^\circ$ 方向の速度成分を測定し、時間平均速度および乱流値を算出した。トレーサにはサラダ油をネブライザ (噴霧器) により霧状にし、流路入口から噴霧したものを用いる。トレーサ粒子径は $\phi 2 \sim 8 \mu\text{m}$ である。

基準点①の中心部流速 $U_{ref} = 30.0 \text{ m/s}$ 、入口流路高さ $H_1 = 20 \text{ mm}$ を代表長さとしたレイノルズ数 $Re_{H_1} = 4.0 \times 10^4$ のもとで実験を実施した。

4. 実験結果と考察

4.1 流量配分特性

図 3 に全圧管によって求めた分流路③における左右分流路の流量比を示す (ディフューザ入口から下流方向に見て左右を定義する)。今回行った実験は $H_{FI}/H_1 = 5$ であるが、坪井ら(2)によって行われた $H_{FI}/H_1 = 3, 7$ の結果も併せて比較する。

流量比が 1 に近いほど流量配分特性が優れることを意味する。 $H_{FI}/H_1 = 5, 7$ において θ の値が減少するにつれて、流量比 (Q_R/Q_L)₃ の値が増加している。しかし $H_{FI}/H_1 = 3$ ではほとんど変化がなく、微かに増加する。また、 $H_{FI}/H_1 = 5$ においては、 $\theta = 45^\circ \sim 90^\circ$ に比べ、 $39^\circ \sim 45^\circ$ では急激に変化しているのがわかる。ここで、図 4 に H_T/H_1 (助走路とスロート部の幅比) と流量配分特性の関係を示す。図 4 からスロート部幅が小さいケー

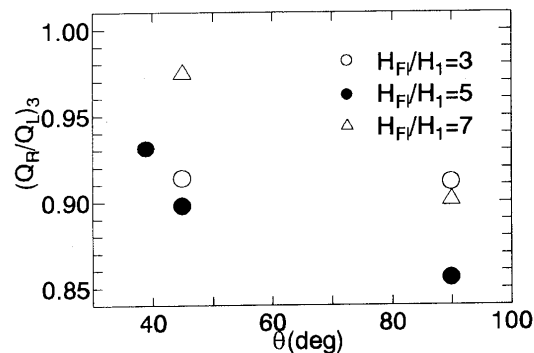


図 3 流量配分特性 (傾斜壁傾斜角度との関係)

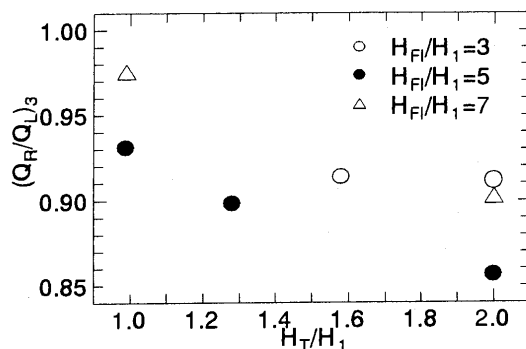


図 4 流量配分特性 (スロート部幅との関係)

スで流量配分特性が良好である。このことから、流量配分特性は、燃焼筒と傾斜壁の間にできるスロート部幅比が流れを支配する重要なパラメータであることが予想される。

4.2 全圧損失

図5にディフューザ出口全圧損失係数分布を示す。図中の記号は図3、4と同じであり、全圧損失係数 λ_{1-3} は、以下のように定義し、 $\bar{\quad}$ は質量流量平均を示す。

$$\lambda_{1-3} = \frac{\bar{P}_1 - \bar{P}_3}{\bar{P}_1 - p_1}$$

流量配分特性と同じように、 $H_{F1}/H_1 = 3, 5, 7$ について示す。傾斜角 θ が減少するにつれ、 $H_{F1}/H_1 = 3$ は微かに増加し、 $H_{F1}/H_1 = 5$ は増加した後、急激に減少し、そして、 $H_{F1}/H_1 = 7$ は減少している。図6に示した幅比との関係の考えると、幅比が1に近いケースでは、全圧損失が減少している。つまり、スロート部で流れを絞ることにより全圧損失が減少すると考えられる。従って、燃焼筒高さが大きい燃焼器の場合、傾斜壁を用い、適切なスロート部幅に設定すれば、流量配分特性と同様、全圧損失も大幅に改善する。尚、流量配分特性の向上と全圧損失の低減の理由を4.6節で詳述する。

4.3 壁面静圧分布

図7、8にケーシング壁の壁面静圧分布を示す。尚、傾斜壁上の X/H_1 はケーシング壁に投影した値とする。壁面静圧回復係数は以下のように定義する。

$$C_{PW} = \frac{p - p_1}{\bar{P}_1 - p_1}$$

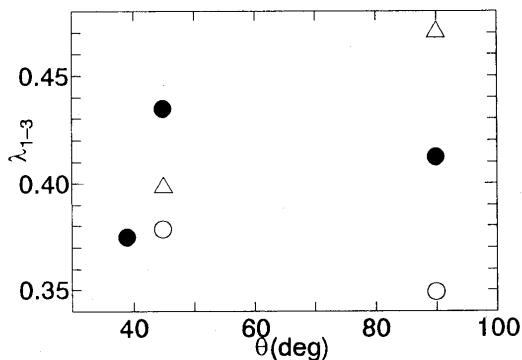


図5 全圧損失（傾斜壁傾斜角度との関係）

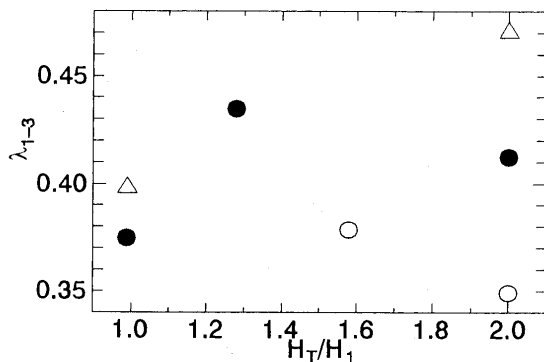


図6 全圧損失（スロート部幅との関係）

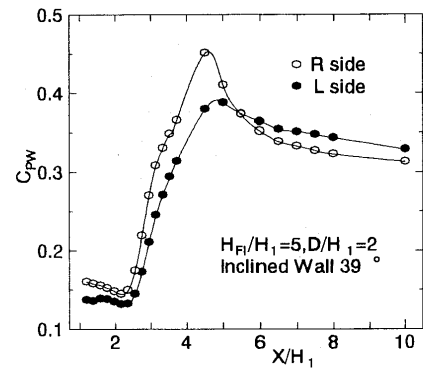


図7 壁面静圧分布（ $\theta = 39^\circ$ ）

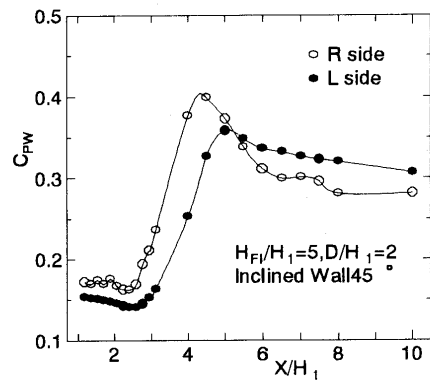


図8 壁面静圧分布（ $\theta = 45^\circ$ ）

図7、8共に、 $X/H_1 = 1 \sim 3$ 付近において C_{PW} は一定の値をとり、 $X/H_1 = 3 \sim 4.5$ で急上昇し、それ以降は緩やかに減少している。 C_{PW} 一定の部分は剥離泡であるが、この図から、剥離泡は $\theta = 45^\circ$ の方が大きいことがわかる。また、右側（R side）の方が高い値を示すが、これは右側に低速流れが流入しているためである。 $\theta = 39^\circ$ に比べ、 45° の方が分流路における右、左側の C_{PW} の差が大きい。 $\theta = 39^\circ$ における流量配分特性が良好なためと考えられる。

4.4 速度ベクトル線図

図9、10にそれぞれ $\theta = 45^\circ$ と 39° における速度ベクトル線図を示す。入口で非対称な速度分布を持つ流れがプレディフューザを通過後、燃焼筒に衝突し、分流している様子が見える。

そして、ディフューザの左部には高速流れが、右部には低速流れが流入するが、左右での剥離泡の大きさが異なることが分かる。これに関しては $\theta = 45^\circ$ よりも 39° の方が左右剥離泡の大きさの差が顕著である。

4.5 乱流運動エネルギー分布

図11と12に、それぞれ $\theta = 39^\circ$ と 45° における乱流運動エネルギー分布を示す。乱流運動エネルギーはプレディフューザを出た噴流外縁部と流れの再付着点付近で生成される。再付着過程については、 39° の場合、傾斜壁に

付着するのに対し、 45° の場合は、傾斜壁とケーシング壁の接合部に付着するため、 39° の方が乱流エネルギーの生成は小さい。

4.6 傾斜壁の役割

(1) 全圧損失低下

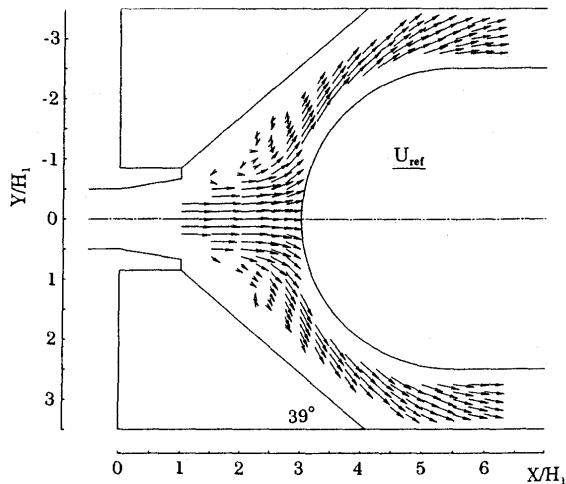


図9 速度ベクトル線図 ($\theta = 39^\circ$)

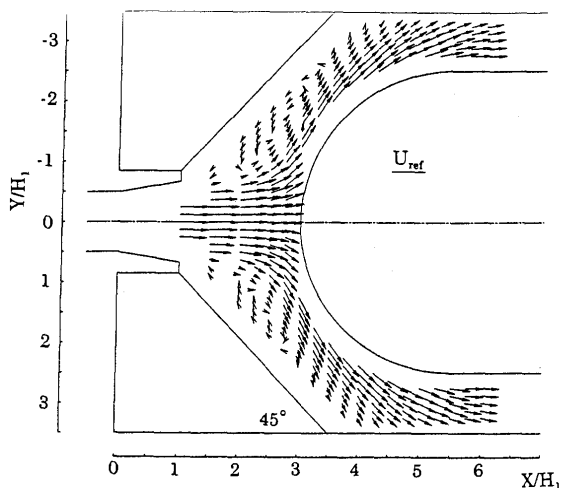


図10 速度ベクトル線図 ($\theta = 45^\circ$)

傾斜壁の傾斜角 θ が減少すれば、流れが傾斜壁に再付着する場合、再付着する角度が浅くなる。これにより壁に衝突する際、生成する乱流運動エネルギーも減少する。この流れ場において、全圧損失は、乱流運動エネルギーが熱エネルギーに散逸する過程において生じる。それゆえ、乱流運動エネルギーが減少することにより、熱エネルギーへの散逸量（圧力損失）も減少する。

(2) 流量配分特性の向上

図13に、LDVで計測した速度分布から得られた再付着過程に基づいて作成した流動機構のモデル図を示す。プレディフューザ入口では、非対称流（上部高速、下部低速）が流入する。プレディフューザ下流部の急拡大領域において、高速流体側では、剥離泡のサイズが大きくなることにより、剥離泡と燃焼筒で挟まれた部分の幅が減少し、その結果、流量が減少する。一方、低速流体側では、剥離泡のサイズが小さいためその部分の幅が増加し、それに伴い、流量も増加する。その結果、非対称流が流入した場合でも、左右分流路へ流れる流量 Q_L と Q_R はお互いに等しくなる傾向を示す。この様に左右分流路の流量配分の自己調節機構が存在し、その機構を実験的

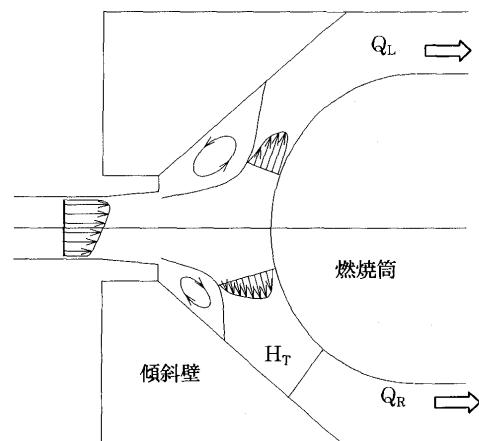


図13 非対称流が流入した際のモデル図

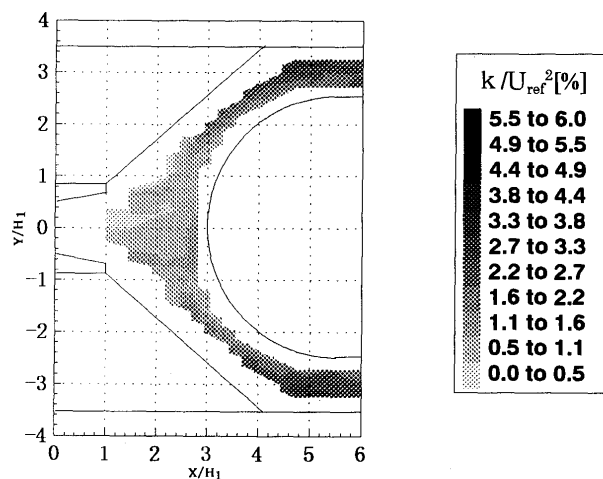


図11 乱流運動エネルギー分布 ($\theta = 39^\circ$)

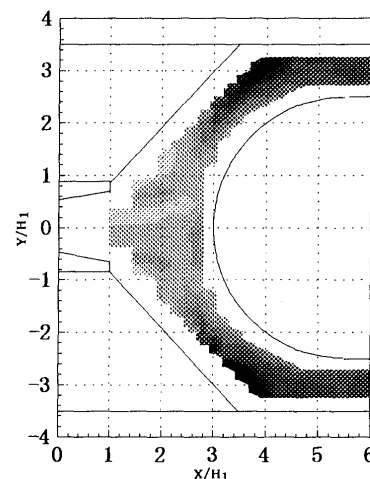


図12 乱流運動エネルギー分布 ($\theta = 45^\circ$)

に明らかにした。そこで良好な流量配分特性が保たれると考えられる。

前述した項目(1), (2)から, H_T をある程度減少させ, 傾斜壁のスロート上流部に流れを再付着させると, 良好な性能が得られる。よってスロート部幅 H_T が非常に重要なパラメータであることがわかる。結論として, 燃焼筒高さが大きい燃焼器の場合, 傾斜壁を用い, 適切なスロート部幅に設定すれば, 全圧損失, 流量配分特性共に大幅に改善することが判明した。

5. まとめ

- (1) 燃焼筒と傾斜壁の間にできるスロート部の幅は流量配分特性を決める重要なパラメータである。
- (2) 適切なスロート部幅を与えれば, 非対称な流れが流

入したとき, 剥離泡のサイズが異なり, 左右分流路の流量が等しくなる流量自己調節機構が存在する。

最後に, 本研究の実施に多大な協力をいただいた当時本学卒研究生であった吉田眞一郎氏に感謝の意を示す。

参考文献

- (1) A.Klein, "Characteristics of Combustor Diffusers," Prog. Aerospace Sci., Vol. 31 pp.171-237 (1995)
- (2) 坪井渉他, "ダンブディフューザ型燃焼器内の流動機構 (燃焼筒高さと急拡大部における傾斜壁の影響)," 機械学会論文集 B 編 64 巻 627 号頁 3625
- (3) S. Honami et al., "Effect of the Flame Dome Depth and Improvement of the Pressure Loss in the Dump Diffuser," ASME 98-GT-225 (1998)

エクセルギーによるコージェネレーションシステムの性能評価

須惠 元彦^{*1}

SUE Motohiko

キーワード：Enthalpy, Exergy, Entropy, Gas Turbine, Steam Turbine, Boiler, Co-generation

1. 緒言

ガス、石油、石炭のような一次エネルギーは、それらがもつ化学エネルギーを燃焼させることにより高温の熱となり、この高温の熱エネルギーでタービンなどのエンジンを駆動し、電気エネルギーや機械エネルギーを取り出す。最終には常温の熱となり大気や海水中に拡散してその一生を終える。このように高温の熱はエンジンを駆動できるほどのエネルギーを持つが、常温となった熱はもはや何ら仕事を生み出すことができない。すなわち、熱量が同じであっても高温の熱と低温の熱の価値は同じものではない。Thomson (後の Lord Kelvin) はエネルギーを質的に等級付けして電気・機械エネルギーを高級、化学エネルギーを中級、熱エネルギーを低級とした。そして自然の過程においてはエネルギーの等級は下がるとしたという⁽¹⁾。

コージェネレーション (以降, CGS: Co-Generation System) はそのシステムから仕事量 (電力量) P と熱量 Q_P とを取り出すものであるが、この熱の温度は、ほとんどの場合 200℃ 以下と比較的低温のものである。この CGS の評価としては我が国では熱力学第一法則にしたがってシステムから取り出される仕事量 (電力量) P と外部に送り出す熱量 Q_P との和をボイラやガスタービン等に投入される燃料の燃焼熱量 Q_f で除した値を総合熱効率 η_{GQ} ⁽²⁾ と称してよく使用され、この η_{GQ} の大小がシステム優劣評価に用いられることが多い。しかし、Thomson も述べているように、エネルギーの質においては電気は高級であり熱は低級である。さらに、熱力学の教科書等にも記載されているように仕事はすべて熱に変わるが、熱はすべて仕事に変わらず、熱量 Q から取り出せる最大の仕事量 W_{MAX} は Q にカルノー機関の効率 $\eta_{Carnot}(=1-T_L/T_H)$ を乗じた値である。このように質の異なるエネルギーを単に量のみを考えて加算すれば、ときには熱力学的見地からは反対の結果を表すことがある。

ここでは蒸気ボイラと背圧式蒸気タービンとから構成され古くから製紙工場等に設置されているシステム (以降, BT 型 CGS, Boiler and Steam Turbine CGS) とガスタービンで仕事を取り出してその排ガスの熱で蒸気を

作り、需要先に供給するシステム (以降, GT 型 CGS) を例として採り上げ、まず T - S 線図を用いて双方のシステムについて考察した。次に、エンタルピーによる効率とエクセルギーによる効率を具体的に算出し、熱力学的に見て正しい結果をもたらすには熱量 (エンタルピー) のみではなくエントロピーを含んだエクセルギーによる評価の方が必要であることを述べた。

主な記号説明

A_0 : 燃料燃焼理論空気量	[—]
E : エクセルギー	[kW]
G : 流量	[kg/s]
H_f : 燃料低位発熱量	[kJ/kg]
L_{2nd} : 第二種損失	[kW]
P : 発電出力または駆動動力	[kW]
Q : 熱量	[kW]
S : エントロピー	[kJ/K]
T : 絶対温度	[K]
e : 比エクセルギー	[kJ/kg]
h : 比エンタルピー	[kJ/kg]
s : 比エントロピー	[kJ/kg · K]
η_{GE} : 総合エクセルギー効率	
η_{GQ} : 総合熱量効率	
η_B : ボイラ効率	
λ : 空気比	[—]

添字

B	: ボイラ
F	: ファン
G	: ガスタービンまたは仕事と熱との合計
GT	: ガスタービン
P	: 熱供給プロセスまたはポンプ
ST	: 蒸気タービン
a	: 空気
e	: 出口状態
f	: 燃料
g	: ガス
i	: 入口状態
s	: 蒸気
wf	: 給水
0	: 外界環境状態

原稿受付 1999 年 3 月 5 日

*1 須惠技術士事務所

〒663-8167 西宮市甲子園浜田町 5-15

2. CGS の総合熱効率

2.1 総合熱効率の定義式

図1および図2は、それぞれBT型CGSおよびGT型CGSのシステム概念を示したものである。

図1の破線 B_1 および図2の破線 B_2 で囲まれた系からはそれぞれ仕事 P_{ST} , P_{GT} と熱量 $Q_{PB}(=Q_{POB}-Q_{PCB})$, $Q_{PG}(=Q_{POG}-Q_{PCG})$ とが取り出され、ボイラおよび排熱回収ボイラ(以降、HRSG: Heat Recovery Steam Generator)からは比エンタルピー h_{geB} , h_{geG} の排ガス G_{gB} , G_{gG} が放出される。一方、系に入る物質は発熱量(低位) H_l の燃料 G_{fB} , G_{fG} と比エンタルピー h_a の燃焼用空気 G_{aB} およびガスタービン吸込み空気 G_{aG} であり、与えられる動力はボイラ給水ポンプ駆動動力 P_{PB} , P_{PG} および燃焼用空気通風ファン動力 P_{Fa} である。大気状態を基準としてこのときの空気の比エンタルピー $h_a=0$ とすれば系に入る空気の熱量 Q_{aB} , Q_{aG} も0となり、さらに、与えられる動力 P_{PB} , P_{PG} および P_{Fa} は取り出される仕事 P_{ST} , P_{GT} に比べて小さいのでこれを無視すれば、図1, 2に示した系における熱と仕事のバランスは熱力学第一法則より式(1)および(2)のようになる。

$$H_l \cdot G_{fB} = P_{ST} + Q_{PB} + G_{gB} \cdot h_{geB} \quad \cdots (1)$$

$$H_l \cdot G_{fB} = P_{GT} + Q_{PG} + G_{gG} \cdot h_{geG} \quad \cdots (2)$$

熱機関の熱効率は「仕事を取り出すために作動媒体に与えられた熱量に対する外部に取り出された有効仕事の割合」として、一般に定義されるが、CGSにおいても上記の定義を拡大して外部に取り出した仕事と熱を同じ価値におき、総合熱効率としているのが我が国でのCGSの一般的な効率定義式である。この定義に従えばCGSの総合熱効率 η_{GQ} は次式(3)および式(4)のようになる。

$$\eta_{GQB} = (P_{ST} + Q_{PB}) / Q_{fB} \quad \cdots (3)$$

$$\eta_{GQG} = (P_{GT} + Q_{PG}) / Q_{fG} \quad \cdots (4)$$

ここに、

$Q_{fB}(=H_l \cdot G_{fB})$, $Q_{fG}(=H_l \cdot G_{fG})$: 投入燃料による燃焼ガスの熱量

式(3)に式(1)を、式(4)に式(2)をそれぞれ代入し、 $G_{gB} \cdot h_{geB} = Q_{geB}$, $G_{gG} \cdot h_{geG} = Q_{geG}$ とおくと、CGSの総合熱効率 η_{GQ} は式(5), 式(6)のように表すことができる。

$$\eta_{GQB} = 1 - Q_{geB} / Q_{fB} \quad \cdots (5)$$

$$\eta_{GQG} = 1 - Q_{geG} / Q_{fG} \quad \cdots (6)$$

いま、BT型CGS, GT型CGSへの投入燃料量 G_{fB} , G_{fG}

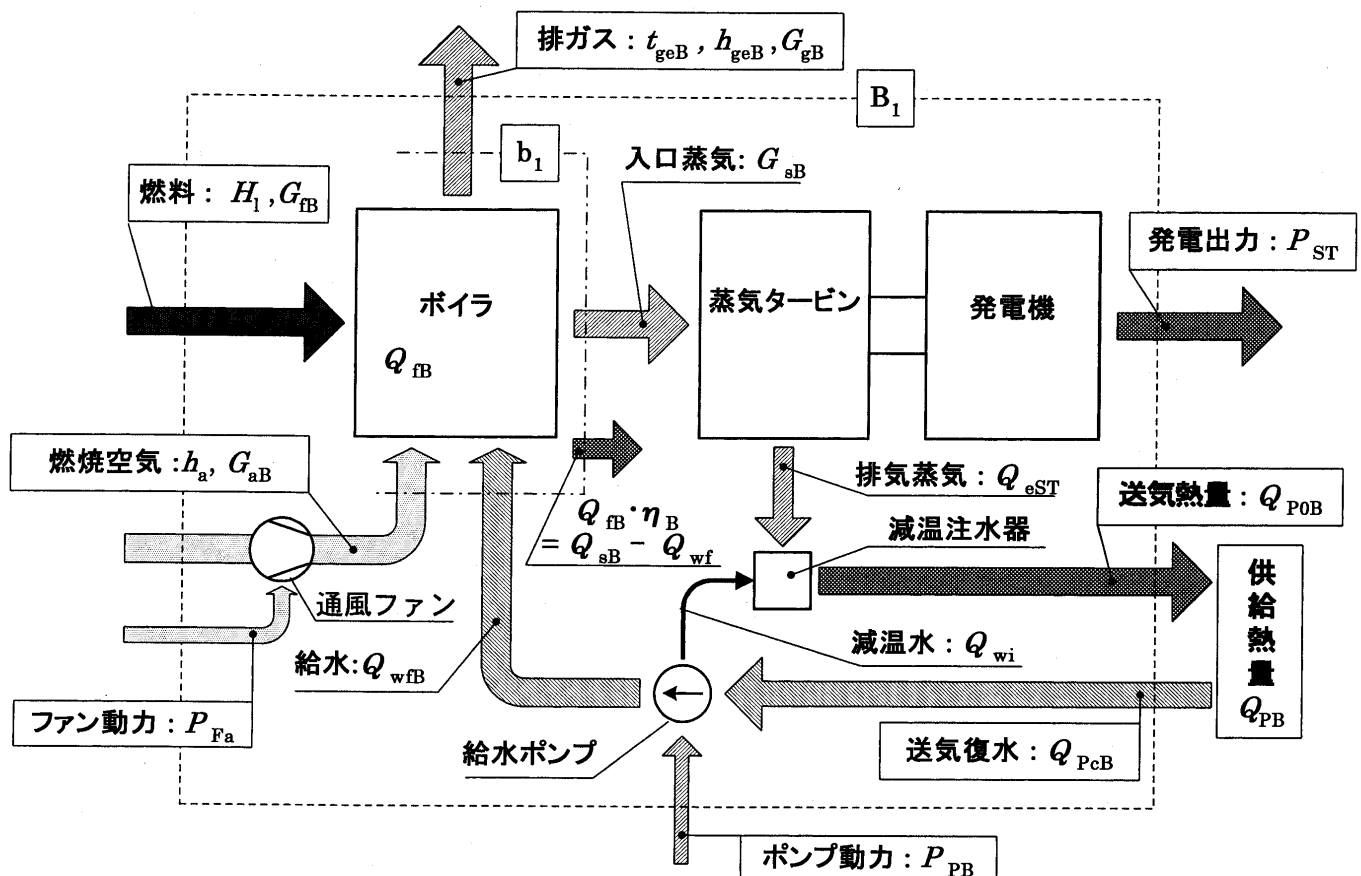


図1 BT型コージェネレーションシステムのフロー概念図

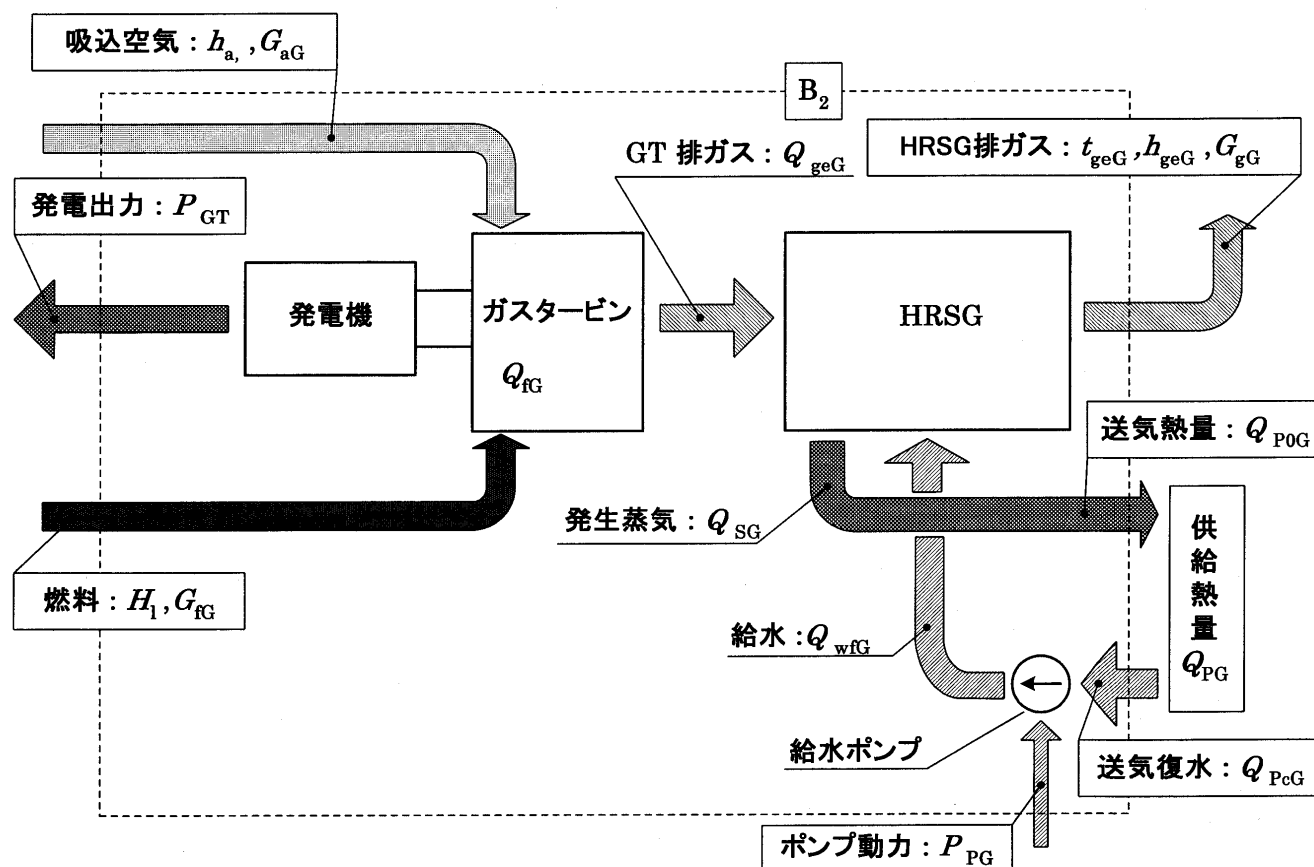


図2 GT型コージェネレーションシステムのフロー概念図

を等しくとれば、式(5)、式(6)からわかるように、総合熱効率 η_{GQ} はボイラまたは HRSG からの放出熱量 Q_{geB} , Q_{geG} の大小によって決まることとなる。

排ガス量 $G_{ge} = G_a + G_f$ であるので、理論燃焼空気量 $A_0 (= G_{a0}/G_f)$, 空気比 $\lambda (= G_a/G_{a0})$ を用いて書き直すと G_{ge} は次式(7)のようになる。

$$G_{ge} = G_f [(G_{a0}/G_f) \cdot (G_a/G_{a0}) + 1] = G_f (A_0 \cdot \lambda + 1) \quad \cdots \cdots (7)$$

したがって、 Q_f に対する排ガス熱量 Q_{ge} の割合は式(7)を用いて書き直すと式(8)のように表すことができる。

$$Q_{ge}/Q_f = G_{ge} \cdot h_{ge}/G_f \cdot H_l = (\lambda \cdot A_0 + 1) \cdot (h_{ge}/H_l) \quad \cdots \cdots (8)$$

式(8)を用いて総合熱効率 η_{GQ} を表すと次式(9)のようになる。

$$\eta_{GQ} = 1 - (h_{ge}/H_l) \cdot (\lambda \cdot A_0 + 1) \quad \cdots \cdots (9)$$

いま、ボイラ型 CGS, GT 型 CGS に同じ燃料を投入し、両システムの排ガスの組成および温度 t_{ge} が等しいと想定すれば式(9)から容易にわかるように、総合熱効率 η_{GQ} は空気比 λ が小さいほど高くなる。一般に、ガス焼きボイラの空気比 $\lambda = 1.05 \sim 1.1$ 程度であり、ガスタービンの空気比 $\lambda = 3 \sim 3.5$ 程度であるので $\eta_{GQB} > \eta_{GQG}$ となり、

BT 型 CGS の総合熱効率は GT 型 CGS の値を上回ることとなる。

2.2 CGS の T-S 線図

図3および図4はシステムへの投入燃料量を同じとして、BT 型 CGS および GT 型 CGS のサイクルを T-S 線図で表したものである。ただし、通常、横軸は比エントロピーで描かれるが、ここではボイラ燃焼ガスまたは HRSG 排ガス（以降、加熱媒体）とランキンサイクル作動媒体（以降、被熱媒体）との温度差に起因するエントロピー増加を明らかにするために、加熱媒体および被熱媒体の比エントロピー s [kJ/kg·K] にそれぞれの媒体の質量 G [kg] を乗じたエントロピー S [kJ/K] を用いて作図している。なお、ボイラ出口、HRSG 出口における加熱媒体のエントロピー値 S_{geB} , S_{geG} とボイラまたは HRSG 入口における被熱媒体のエントロピー値 S_{wfB} , S_{wfG} を同一値としている。また、簡単のために、次の前提条件の下に T-S 線図を作図した。

- ① 給水ポンプ内部での給水温度上昇を無視する。
- ② 蒸気タービン出口からの蒸気は減温注水せずに過熱蒸気のまま供給するものとする。
- ③ 送気は全量 60℃ の復水となり、戻ってくるものとする。

図3および図4の熱量と面積の関係は表1に示すようになる。

加熱媒体の授熱量 G_{giv} = 被熱媒体の受熱量 G_{rec} である

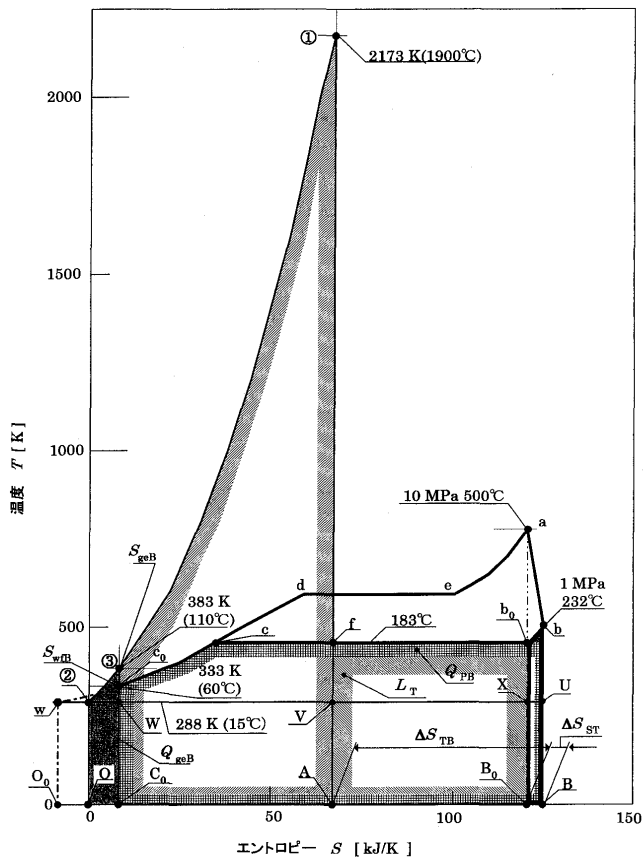


図3 BT型コージェネレーションシステムのT-S線図

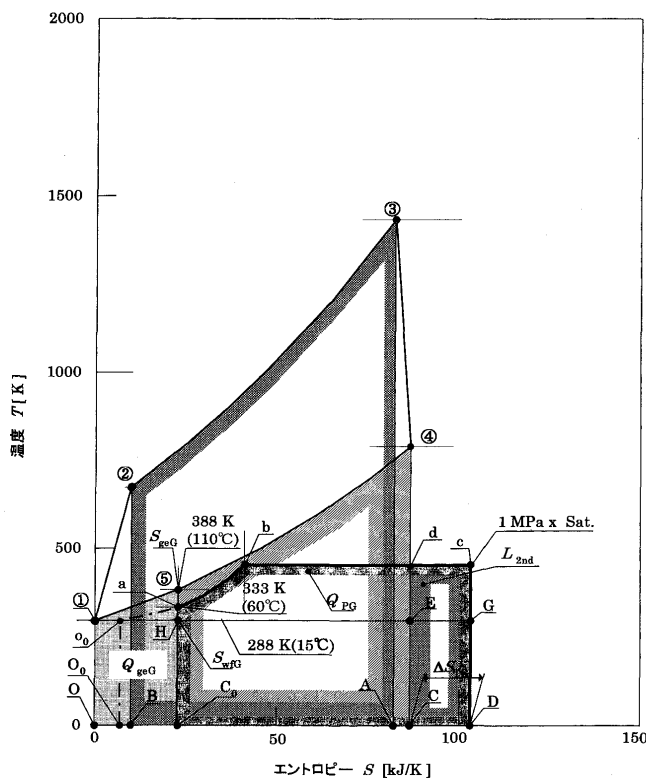


図4 BT型コージェネレーションシステムのT-S線図

表1 線図上におけるBT型CGS・GT型CGSの熱量

システム			BT型CGS	GT型CGS
番号	項目	記号	面積	面積
①	燃料燃焼熱量	Q_f	①-③-②-O-A-①	②-③-A-B-②
②	加熱媒体授熱量	Q_{gtv}	①-③-C ₀ -A-①	④-C-C ₀ -⑤-④
③	被熱媒体受熱量	Q_{rec}	a-B ₀ -C ₀ -c ₀ -c-d-e-a	c-D-C ₀ -a-b-c
④	GT排ガス熱量	Q_{gi}		④-C-O-①-④
⑤	大気放出熱量	Q_{ge}	③-②-O-C ₀ -③	⑤-C ₀ -O-①-⑤
⑥	送気熱量	Q_{p0}	b-B-O ₀ -w-c ₀ -c-b ₀ -b	c-D-O ₀ -o ₀ -a-b-c
⑦	復水熱量	Q_{pc}	c ₀ -C ₀ -O ₀ -w-c ₀	a-C ₀ -O ₀ -o ₀ -a
⑧	供給熱量	Q_p	b-B-C ₀ -c ₀ -c-b ₀ -b	c-D-C ₀ -a-b-c

ので、表1の番号②、番号③の面積は等しい。したがって、図3における線分A-C₀<線分B₀-C₀、図4における線分A-C₀<線分D-C₀となることは容易にわかる。すなわち、図3の線分B₀-Aに相当するエントロピー ΔS_{TB} が加熱媒体(図中、線①-③)と被熱媒体(図中、線c₀-c-d-e-a)との温度差に起因して生じた生成エントロピー⁽³⁾であり、図4の線分C-Dに相当する ΔS_{TG} が加熱媒体(図中、線④-⑤)と被熱媒体(図中、線a-b-c)との温度差による生成エントロピーである。図3の面積b₀-B₀-A-f-b₀、図4の面積c-D-C-d-cが生成エントロピーにより増加した熱量 L_T である。

蒸気タービン内部における損失(流体の摩擦、流動等による損失)により蒸気タービン出口のエントロピーは図3の点b₀の値から点bの値に増加し、このときの生成エントロピーは ΔS_{ST} であり、増加した熱量 Q_{STL} は面積b-B-B₀-b₀-bで表される。

このような損失は系内の不可逆により生じた損失 L_{2nd} であり、熱力学第一法則で考える限りわからないが、熱力学第二法則を考えることにより判明する損失である。したがって、このような損失を第二種損失⁽⁴⁾と称し、いま、 L_T は流体が熱伝達するときに温度差に起因して生じた損失であるので伝熱による第二種損失と称する。

上述のように熱力学第一法則のみで考えれば、第二種損失は供給熱量 Q_p の増加となり、損失を表す表1の番号⑤の面積には何ら変化はない。すなわち、図3、図4からわかるようにBT型CGSの大気放出熱量を表す面積よりGT型CGSの面積の方が大きくなり、式(3)および式(4)で定義した熱効率では $\eta_{GQB} > \eta_{GQG}$ となる。

3. カルノーの考察

熱力学の教科書ではカルノーサイクルとかカルノー機関に関しては、必ず記載されているが、カルノーが書いた論文について記載したものは見あたらない。熱の仕事をする技術者にとって、カルノーの考え方をすることは無駄ではないと思われるので、次にその一部を紹介する。

熱力学の始祖といわれるカルノー(Sadi Carnot 1796-1832)は36歳の若さでコレラのために夭折したが、生涯唯一書いた論文が「火の動力、および、この動力を

発生させるに適した機関についての考察⁽⁵⁾」(1824)である。

ただし、当時は熱とは水のような熱素という分子であるという熱素説が支配していたために、カルノーもこの熱素説に従って論文を書いているが、必ずしも全面的に熱素説を信じていた訳ではないことが、彼の死後見つかったメモからもうかがえる。

まず、このように書かれている。

「熱の動力には限りがあるのか。また、火力機関を改良する可能性は、いかなる手段によっても越えることのできない、事物の本性からくる限界によって限られているのか、それとも、どこまでも限りがないのか。火の動力を発生させるのに水蒸気よりも好ましい作業物質はないのだろうか。」

これに対して彼はこう結論づけている。

「熱の動力は、それを取り出すために使われる作業物質によらない。その量(効率といってもよい⁽⁶⁾)は、熱素が最終的に移行しあう二つの物体の温度だけで決まる。」

これが、教科書等で、カルノーサイクルの熱効率 $\eta_{\text{Carnot}} = (T_H - T_L)/T_H$ として記載されている表現である。

つづいて、次のような叙述がある。

「ここで、動力を発生させる方法はいずれも、可能な限りの完全さに達しているものとしなければならない。言い換えれば、認められる温度差のある物体同士の接触がまったく存在しないときである。」

これが、温度差があれば、熱は不可逆的に移動したことを意味し、カルノー機関は可逆機関であることを言っているのである。

「蒸気機関で動力を発生するのは、じっさいに熱素が消費されるためではなく、熱い物体から冷たい物体への熱素の移動、すなわち、燃焼のような化学作用、あるいは何かその他の原因によって破られたつり合いの回復によるものである。」

Carnot の死後、11 年たって(1843 年)、J. P. Joule が実験により仕事の熱当量を見出した。このため、熱の総量は保存されるという表現は正確ではなく、熱は仕事により減少する、言い換えれば、位置エネルギーが運動エネルギーに変わるように熱もエネルギーの一形態として力学的エネルギー等に変換されることがわかった。同じ頃、J. R. von Mayor や H. L. F. von Helmholtz によってエネルギー保存則、すなわち、熱力学第一法則が確立されたが、これによれば、高温物体の中の熱はすべて仕事に変換しても差し支えがないことになる。しかし、Carnot は仕事を取り出すのには高温の他に低温があると述べているが、これはエネルギー保存則に反するのではないかという疑問が出てきた。このため、Joule は Carnot の「考察」は誤りであると断定した。

ふたたび、Carnot の「考察」に戻る。

「温度差の存在するところでは、どこでも動力の発生が可能である。逆に、動力を消費できるところでは、ど

こでも温度差を作りだして、熱素のつり合いを乱すことができる。実際、物体の衝突や摩擦は、その物体の温度を上昇させてひとりでに周囲よりも高温に達させ、その結果、それまで保たれていた熱素のつり合いを乱す方法ではないだろうか。気体を圧縮すればその温度は高くなり、希薄にすれば温度が低くなることは、われわれの経験する事実である。」

このように、Carnot は述べ、カルノー機関について考察して次のように述べている。

「熱素のつり合いの回復はすべて動力を生じる原因となりうるのだから、動力の発生をとまなわないうつり合いの回復は、正味の損失とみなさなければならない。それゆえ、物体の体積変化にもとづかない温度変化は、すべて、熱素のつり合いの無駄な回復以外の何ものでもない。したがって、最大値の必要条件は、熱の動力を実現するために使用される物体において、体積変化によらない温度変化がまったく生じない、ということである⁽⁷⁾。」

つまり、最大の熱効率を実現する熱機関は摩擦とか熱伝達において温度差などがあってはならないことを表している。前記 2 項で述べた伝熱による第二種損失は、正に Carnot のいう正味の損失である。

上述のように Joule は Carnot の「考察」を誤りと捨て去ったが、W. Thomson (後の Lord Kelvin) は、この「考察」の中に熱の本質があることを直感し、熱力学温度、絶対温度を導入した。また、R. J. E. Clausius は熱機関において動力を取り出すには高温と低温が必要であることが熱の本性であるとして、1850 年に熱力学第二法則が提言され、つづいて 1851 年に Thomson によって提唱され熱力学が体系化された。

熱力学第二法則が確立されて、上述したカルノー機関の熱効率を表す式として $\eta_{\text{Carnot}} = (T_H - T_L)/T_H$ で表現されるようになったが、Carnot の「考察」の叙述はすでにそれを表し、熱はすべて仕事に変わらないことを言っているのである。

次に、熱力学第一法則と第二法則を簡単に記載する。

Clausius によれば熱力学第一法則および第二法則は次のように表現されている⁽⁸⁾。

① 第一法則：「仕事は熱に、または熱は仕事に変わることができるが、そのとき一方の量は他方の量に常に比例する。」

すなわち、エネルギー保存則を表したものでエネルギーは不生不滅であることを意味する。

② 第二法則：「外部に何らかの変化を残さずに、熱は低温物体から高温物体に移ることはできない。」

この言葉は一度低温となった熱は外部から何らかのエネルギーを加えることなしには高温の熱になることがないことを表したものであり、自然界においてはエントロピーが増大し、必ず有効エネルギーが減少することを意味する。

また、Thomsonによれば、熱力学第二法則は「仕事
が熱に変わる現象は、それ以外に何の変化もないならば
不可逆である⁽⁹⁾」。

すなわち、「動力を取り出さない温度の降下は正味の
損失である」という Carnot の表現を別な形で表したも
のといえよう。

4. CGS のエクセルギー効率

4.1 エクセルギーの定義

前記 1 項「緒言」にも述べたように、エネルギーの最
終は外界状態であり熱から取り出しうる最大の仕事量は
ある状態で保有する熱量 Q にカルノー機関の熱効率を
乗じた値である。したがって、温度 T である熱量 Q
から取り出しうる最大の仕事量 E は外界の絶対温度 =
 T_0 とするとき次式(10)のように表される。

$$E = Q(1 - T_0/T) \quad \cdots \cdots \cdots (10)$$

式(10)の E がエクセルギーであり、温度 T の状態の熱
量 Q が有する有効エネルギーを表す。

作動媒体単位質量当たりのエクセルギーを e 、熱量を
 q とすれば、式(10)は式(11)となる。

$$\begin{aligned} e &= q(1 - T_0/T) = q - T_0(q/T) = \int_{h_0}^h dh - T_0 \int_{s_0}^s ds \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) = \Delta h - T_0 \Delta s \quad \cdots \cdots \cdots (11) \end{aligned}$$

ここに、

h, s : ある状態における媒体の比エンタルピー, 比エ
ントロピー [kJ/kg], [kJ/kg·K]

h_0, s_0 : 外界状態における媒体の比エンタルピー, 比エ
ントロピー [kJ/kg], [kJ/kg·K]

いま、系の状態変化が一定圧力下で行われるとすれば、
系の熱量変化はエンタルピーの変化に等しい。例えば、
図 4 の T - S 線図において、HRSG 内での圧力損失がない
ものとすれば、HRSG 入口に入った給水が飽和蒸気とな
る変化(図 4 の a-b-c)は定圧変化であるので、その間
に与えられる熱量(受熱量) Q_{recG} は $H_c - H_a = G_{\text{SG}}(h_c - h_a)$
に等しい(ここに、 h_c, h_a : それぞれ、点 c, 点 a にお
ける比エンタルピー, G_{SG} : 蒸発量)。

一方、 $Q_{\text{recG}} = \int_{T_a}^{T_c} T ds$ であるので、 $\Delta H = \Delta h \cdot G_{\text{SG}} = H_c - H_a$
は面積 a-b-c-D-C₀-a となり、一方、式(11)右辺第 2
項 $T_0 \Delta s$ に G_{SG} を乗じた値 $T_0 \Delta S$ は図 4 の面積 G-D-
C₀-H-G に相当することがわかる。すなわち、図 2 に
示す CGS の供給熱量 Q_P は熱量で考えれば図 4 の面積 c-
D-C₀-a-b-c であるが、エクセルギーで考えた場
合の供給エネルギーは面積 c-G-H-a-b-c となる。
同様に、図 1 に示した BT 型 CGS の供給した熱が有す
る最大の有効エネルギー、すなわちエクセルギーは図
3 の面積 b-U-W-c₀-c-b₀-b で表される値である。

このように、エクセルギーで考えることにより、CGS
の仕事と熱が同じ価値を持つエネルギーとなる。

4.2 不可逆性による有効仕事の損失—Gouy Stodola の定理

2.2 項に示したように、不可逆過程においては必ず生
じたエントロピーの増加があり、このために有効仕事は
減少する。これが次の Gouy Stodola の定理である。

「外部に取り出される有効仕事の減少量は不可逆性に
起因して生じたエントロピーと外界の絶対温度の積に等
しい⁽¹⁰⁾。」さらに Gouy Stodola の定理をエクセルギーに
よって書き直すと「エクセルギーの減少量は生成エント
ロピーと環境の絶対温度の積に等しい⁽¹⁰⁾。」となる。

上述の Gouy Stodola の定理を理解するために、伝熱
による第二種損失が生成エントロピー ΔS と環境温度
 T_0 との積で表されることを説明する。図 2 における
HRSG 周りにおけるガスおよび水と蒸気のエクセルギー
は、エクセルギー定義式(11)と図 4 を参照することによ
って、それぞれ式(12)~(15)で表されることがわかる。

$$E_{\text{G}} = G_{\text{RG}} \cdot e_{\text{G}} = G_{\text{RG}}[(h_{\text{G}} - h_0) - T_0(s_{\text{G}} - s_0)] \quad \cdots \cdots \cdots (12)$$

$$E_{\text{S}} = G_{\text{SG}} \cdot e_{\text{S}} = G_{\text{SG}}[(h_{\text{S}} - h_0) - T_0(s_{\text{S}} - s_0)] \quad \cdots \cdots \cdots (13)$$

$$E_{\text{c}} = G_{\text{SG}} \cdot e_{\text{c}} = G_{\text{SG}}[(h_{\text{c}} - h_0) - T_0(s_{\text{c}} - s_0)] \quad \cdots \cdots \cdots (14)$$

$$E_{\text{a}} = G_{\text{SG}} \cdot e_{\text{a}} = G_{\text{SG}}[(h_{\text{a}} - h_0) - T_0(s_{\text{a}} - s_0)] \quad \cdots \cdots \cdots (15)$$

ここに、 $G_{\text{RG}}, G_{\text{SG}}$: それぞれ、HRSG を通過するガス
量, 給水量 [kg/s] であり、 e, h, s の添字は図 4 に示
す点の状態を示す。ただし、0 は外界環境状態を表す。

HRSG 内でガスが与えたエクセルギー E_{G} は $E_{\text{G}} - E_{\text{S}}$
であり、蒸気(水)が受けたエクセルギー E_{c} は $E_{\text{c}} - E_{\text{a}}$ であ
るので、伝熱により減少したエクセルギーは次式(16)のよ
うになる。

$$\begin{aligned} \Delta E &= E_{\text{RG}} - E_{\text{SG}} = [G_{\text{RG}}(h_{\text{G}} - h_{\text{S}}) - G_{\text{SG}}(h_{\text{c}} - h_{\text{a}})] \\ &\quad - T_0[G_{\text{RG}}(s_{\text{G}} - s_{\text{S}}) - G_{\text{SG}}(s_{\text{c}} - s_{\text{a}})] \quad \cdots \cdots \cdots (16) \end{aligned}$$

HRSG における熱量バランスから $G_{\text{RG}}(h_{\text{G}} - h_{\text{S}}) =$
 $G_{\text{SG}}(h_{\text{c}} - h_{\text{a}})$ であるので式(16)右辺の [] で囲まれた第 1 項
は 0 となる。さらに、点 ⑤ におけるガスのエントロピー
 S_{S} と点 a における水のエントロピー S_{a} をそれぞれ、 $S_{\text{RG}},$
 S_{WG} とおけば $S_{\text{RG}} = S_{\text{WG}}$ であるので、減少したエクセル
ギー量 ΔE は次式(17)として表すことができる。

$$\Delta E = T_0(S_{\text{c}} - S_{\text{a}}) = T_0 \Delta S_{\text{TG}} \quad \cdots \cdots \cdots (17)$$

すなわち、HRSG 内における伝熱によるエクセルギー
損失は増加したエントロピー ΔS_{TG} と外界環境の絶対温
度 T_0 との積となり、図 4 において面積 G-D-C-E-

Gで表されることがわかる。

4.3 燃料の化学エクセルギー

燃焼は燃料という反応系が酸素と結合して高温燃焼ガスという生成系となる化学反応であり、この過程は不可逆過程である。したがって、このときエントロピーの増加があり、この結果、燃焼損失が発生する。すなわち、燃焼によって燃料のエクセルギーは燃焼ガスとなることによって減少が生じる。化学反応におけるエクセルギーの変化は生成系と反応系とのGibbsの自由エネルギーの変化からも求めることができる¹⁰⁾が、ここでは燃料組成がわかっている場合に用いる気体燃料のエクセルギー算出式¹¹⁾を下記に示す。

$$e_i^0 = \sum x_i e_{i0}^0 + R' T_0 \sum x_i \ln x_i \quad \cdots \cdots (18)$$

ここに、 e_{i0}^0 ：成分*i*の標準エクセルギー [kcal/mol]
でJIS Z 9204 解説表 3¹⁰⁾に代表的な有機化合物に対する値が記載されている。

R' ：気体定数 (=1.9859 cal/mol・K)

x_i ：成分*i*の体積分率

式(18)の右辺第二項は生成系ガスの各組成分が標準圧力(1 atm)から大気状態に混合することによるエクセルギー補正項に相当するものである。

都市ガス13Aの組成¹²⁾を表2に、発熱量および化学エクセルギーを表3に示す。

5. 熱量とエクセルギーによるBT型CGSとGT型CGSの評価

カワサキM7A-2型ガスタービン3基を用いたGT

表2 都市ガス13Aの組成

組成	比率(vol.%)
CH ₄	85.93
C ₂ H ₆	8.32
C ₃ H ₈	5.36
i-C ₄ H ₁₀	0.19
n-C ₄ H ₁₀	0.14
i-C ₅ H ₁₂	0.01
N ₂	0.05
計	100

表3 都市ガス13Aの発熱量・エクセルギー値

発熱量		比		有効比
高位 H_h	低位 H_l	エクセルギー e_f		
kJ/m^3_N	kJ/m^3_N	kJ/m^3_N	e_f/H_h	
45,550	41,150	42,320	0.929	

型CGSと、ガスタービン投入燃料量と同量の燃料を使用するボイラおよび背圧式蒸気タービンから構成されるBT型CGSの両システムについて熱量による効率とエクセルギーによる効率を具体的に検討とした事例を紹介する。ただし、外界環境状態の温度、圧力は15℃(288.15 K)、0.1013 MPaである。

5.1 エンタルピーによるCGSの評価

両システムを熱量で検討した結果が表4であり、Sankey線図で表したものが図5である。

高級なエネルギーといわれる電力量をGT型CGSとBT型CGSで比較すれば、表4に示すように前者は後者の約2.3倍もあるにもかかわらず、低級なエネルギーといわれる熱量が16,000 kWも少なくなるために電力と熱とを同列に並べたGT型CGSの総合熱効率 η_{GQG} ：84.1%となり、BT型CGSの方が6.7ポイントも高くなっている。また図3のT-S線図からもわかるようにBT型CGSの供給熱量の約50%は伝熱による生成エントロピーによるものであり、GT型CGSの場合には図4からわかるように、この生成エントロピーが少ないが故に供給熱量が少ないとも言える。しかし、上述したように環境温度以下の熱量、すなわち図3の面積U-B-C₀-W-U、図4の面積G-D-C₀-H-Gは熱量としての値を持っていても、これは外部から何らかのエネルギーを与えない限り有効に利用することができない。例えば、冷蔵庫の内部温度を保持するにはエネルギーを使って外界から進入する熱を外界に放出させる必要があることから理解できよう。

このようにCGSのような異なる性質のものを取り出す場合に質を考慮せず、単に量だけを加算することは熱力学的見地からは正当とは言えない結果を招く。

5.2 エクセルギーによるCGS評価

両システムをエクセルギーで検討した結果が表5であ

表4 CGSの熱量効率

システム		BT型CGS		GT型CGS	
	単位	数値	割合[%]	数値	割合[%]
燃料低位発熱量	kJ/kg	48,890		48,890	
燃料量	kg/s	1.33		1.33	
燃料燃焼熱量	kW	64,830	100.0	64,830	100.0
排ガス熱量	kW	2,740	4.2	7,940	12.2
発生蒸気量	kg/s	19.1		13.9	
蒸気圧力	MPa	10.5		1.0	
蒸気温度	℃	505		180	
発電出力	kW	8,540	13.2	19,500	30.1
送気量	kg/s	20.1		13.9	
送気圧力	MPa	0.9		0.9	
温度	℃	177		177	
送気熱量	kW	55,722	86.0	38,550	59.5
送気復水温度	℃	60		60	
復水熱量	kW	5,040	7.8	3,490	5.4
供給熱量	kW	50,680	78.2	35,070	54.1
給水ポンプ動力	kW	367	0.6	24	0.0
正味出力	kW	8,170	12.6	19,480	30.0
熱量効率	%		90.8		84.1

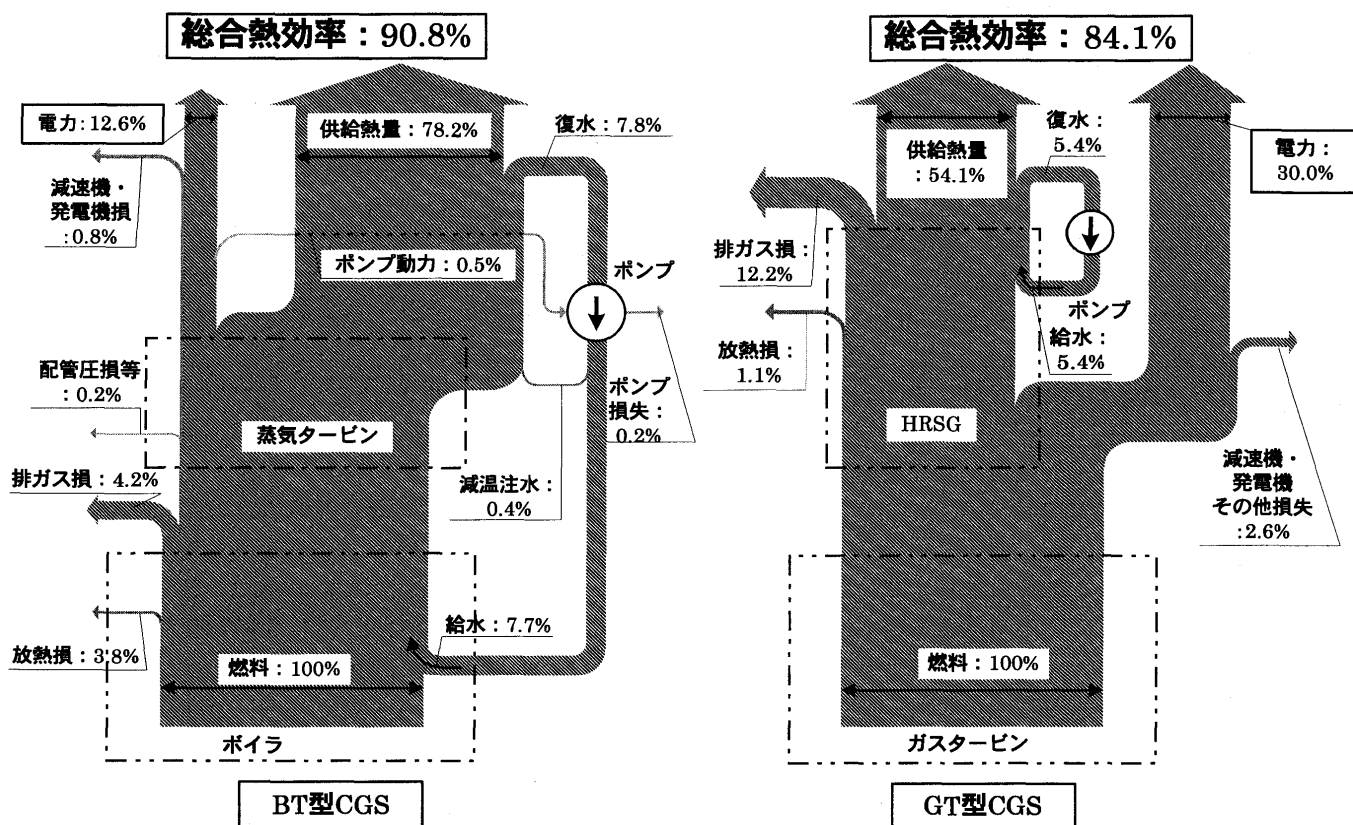


図5 CGSの総合熱効率

り、図6はSankey線図である。

表4、表5に示すように供給熱の熱量に対するエクセルギー量の割合はBT型CGS、GT型CGSともに33.8%となり、発電出力の大小がシステムの効率に大きな影響を与えるようになる。

その結果、エクセルギー効率は

BT型CGS: 38.0%

GT型CGS: 47.0%

となり、GT型CGSの方がBT型CGSよりも9ポイントも高い値を示す。

このようにエクセルギーで考えることにより仕事と熱とを同列価値においたこととなり、CGSの評価は熱力学的に見て正当な評価を得ることができる。また、Sankey線図でわかるように、熱量で表した場合の損失の中でもっとも大きいものは排ガス損失であったが、この排ガス温度は110℃と低いために、エクセルギーで見ればBT型CGSで0.6%、GT型CGSで2.0%程度であり、多いのは燃焼損失や伝熱損失であることがわかる。とくにBT型CGSでは、この両者の損失計は約55%と全損失62%の大半を占めていることとなる。このうち、燃焼損失の減少についてもいくつかの論文を見出すことができる⁶⁾。また、伝熱損失を例にとれば、BT型CGSで23.9%、GT型CGSで7.7%となっており、後者は前者の約1/3に減少しているが、このことは図3および図4のT-S線図における生成エントロピー ΔS_{TB} 、 ΔS_{TG} を見てもわかることである。

6. 結論

ボイラと背圧式蒸気タービンとから構成されるコージェネレーションシステムとガスタービンと排熱回収ボイラとから構成されるコージェネレーションシステムについて、電力（仕事）と熱とを同列におき熱効率を算出した結果、前者の方が高い効率を示すことがわかった。しかし、供給する熱が有する有効エネルギー、すなわちエクセルギーを用いて、熱と仕事を同価値において検討すれば、供給熱の熱量：エクセルギー $\approx 3:1$ となり、BT型CGSの総合効率よりGT型CGSの総合効率の方が高い値となり、熱力学的見地からも正しい評価を得ることができることがわかった。

また、電力と熱とは日常生活においても利用範囲（価値）が異なることは容易にわかるが、なぜか我が国ではコージェネレーションの評価に両者の価値を同じにしていることが多い。一方、CGSを評価する場合、USAのPURPA法（Public Utilities Regulatory Policy Act）では電力と熱とを2:1にウエイト付けしており、デンマークにおいては3:1としている。このデンマークの方法は正に熱量とエクセルギーとの比率に一致するものである。

このように考えるとエクセルギー効率こそがCGSの真のエネルギー効率であると言えるであろう。しかし、エクセルギーは一般の人には理解しがたいエントロピーを含んであるために、個々のCGSをエクセルギーでもって評価することは現実には不可能に近い。したがって、

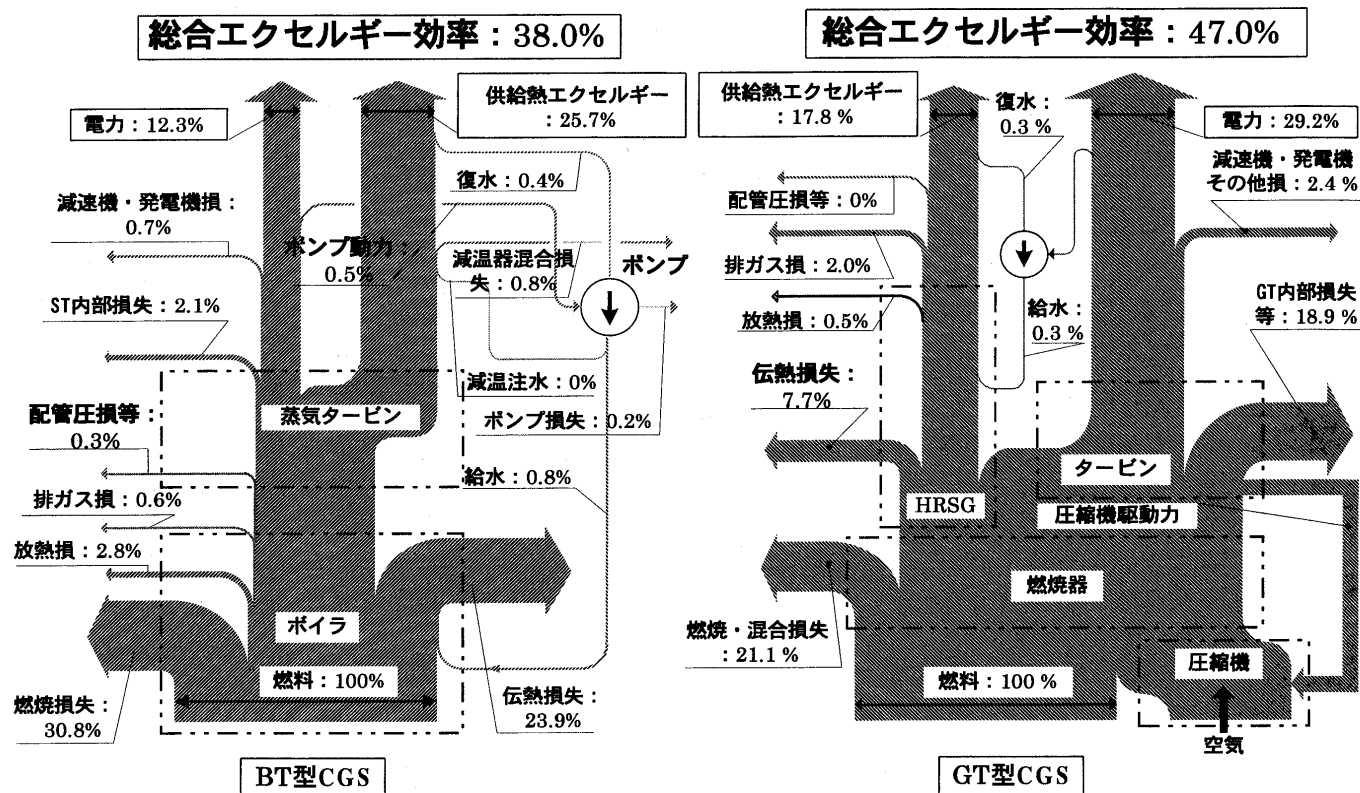


図6 CGSの総合エクセルギー効率

表5 CGSのエクセルギー効率

システム		BT型CGS		GT型CGS	
	単位	数値	割合[%]	数値	割合[%]
燃料低位発熱量	kJ/kg	48,890		48,890	
燃料比エクセルギー	kJ/kg	50,260		50,260	
燃料量	kg/s	1.33		1.33	
燃料エクセルギー量	kW	66,640	100.0	66,640	100.0
ボイラ出口ガス温度	°C	110		110	
排ガスエクセルギー	kW	408	0.6	1301	2.0
発電出力	kW	8,540	12.3	19,500	29.2
送気量	kg/s	20.1		13.9	
送気圧力	MPa	0.9		0.9	
送気温度	°C	177		177	
送気エクセルギー	kW	17,420	26.1	12,050	18.1
送気復水温度	°C	60		60	
復水エクセルギー	kW	267	0	184	0
供給熱エクセルギー	kW	17,150	25.7	11,870	17.8
給水ポンプ動力	kW	367	0.6	24	0.0
正味出力	kW	8,170	12.3	19,480	29.2
エクセルギー効率	%		38.0		47.0

コージェネレーションという言葉が定着し、普及してきた現在の日本においても、仕事と熱のウエイト付けを定量的に明確にし、誰にでも簡単にコージェネレーションシステムの真の評価ができるようにしていただきたいと思う次第である。

また、エクセルギーで考えても、上述したようにコージェネレーションシステムの効率は50%近くあり、事業用火力発電プラントの平均熱効率といわれる38~40%（ただし、HHVベース）よりはるかに高い値となる。事例検討はガスタービンとHRSGとから構成される従来型のCGSで行ったが、蒸気タービンから抽気をするコンバインド型CGSとすれば約49%の総合エクセル

ギー効率が得られる¹⁷⁾。いずれにしても、CGSは熱をより有効に使用するシステムであることには変わりがない。

参考文献

- (1) 妹尾学「随想熱力学の周辺」p.20 共立出版（1991）
- (2) 例えば(社)火力原子力発電技術協会編「火力原子力発電必携 19-9 発電所の運用に関する用語」改訂第4版p.419（1991）
- (3) 押田勇雄「エクセルギー講義」p.109 共立出版（1986）
- (4) 石谷清幹「熱管理士教本」p.18 共立出版（1977）
- (5) 広重徹 訳・解説「カルノー・熱機関の研究」みすず書房（1980）
- (6) 朝永振一郎「物理学とは何だろうか」岩波新書 p.172
- (7) 広重徹 訳・解説「カルノー・熱機関の研究」同上 p.48
- (8) 朝永振一郎「物理学とは何だろうか」岩波新書 p.181
- (9) 押田勇雄「エクセルギー講義」p.6 共立出版（1986）
- (10) 石谷清幹「熱管理士教本」p.49 共立出版（1977）
- (11) 押田勇雄「エクセルギー講義」p.109 共立出版（1986）
- (12) 日本工業規格JIS Z 9204-1991「有効エネルギー評価方法通則」p.14
- (13) 同上 p.30
- (14) 同上 p.26
- (15) 久角喜徳「エクセルギー評価に基づくガス製造・冷熱利用プロセスの最適設計技術に関する研究」p.21 学位論文（1997）
- (16) 例えば、土方邦夫「熱力学の第二法則とエクセルギー」pp.37~41 日本伝熱学会 伝熱研究 Vol.33, No.128（1994）堤敦司「化学・熱エネルギー変換プロセスによるエネルギー有効利用システム」日本機械学会研究分科会 RC 142 研究報告書
- (17) 須恵元彦他「フラッシュを用いた高効率・広熱電比コンバインド方式コージェネレーションシステム」pp.10~15 川崎重工技報 vol.140（Apr.1999）

荏原総合研究所 気体機械開発室における ターボ機械に関する研究

渡辺 啓悦^{*1}

WATANABE Hiroyoshi

1. はじめに

荏原総合研究所は荏原グループに対する支援研究と応用研究ならびに製品開発と長期的視野に立った先端技術の研究を行っている。

当開発室は荏原の取り扱うターボ圧縮機、プロワ、送風機および蒸気タービン等の気体機械の空力設計及び流れにかかわる新技術の開発を行っている。

最近では次世代のターボ機械設計技術として3次元逆解法が注目されている。当社では英国ロンドン大学(UCL)のDr. Zangenehによって開発された3次元逆解法⁽¹⁾を導入し、UCLと共同で3次元逆解法によるポンプ、圧縮機羽根車およびタービンの設計手法の開発を行っている。3次元逆解法に基づく設計手法は、設計仕様(羽根車のオイラーヘッド)に対して最適な流れ場(負荷分布)を想定し、これを実現する形状を数値解析により求める手法で、必要な設計パラメータが少ないこともあり、ターボ機械設計に対してより効率的な最適化手法を構築することが可能であると考えている。

2. 3次元逆解法による遠心圧縮機羽根車およびタービン翼形の高性能化研究

3次元逆解法により翼面負荷分布と3次元スタッキング条件を制御することによって遠心圧縮機羽根車と軸流タービンノズルの2次流れを抑制し高性能化する研究を行っている。図1には3次元粘性コードによる遠心羽根車内部流れの解析結果から求めた負圧面とハブ面付近の

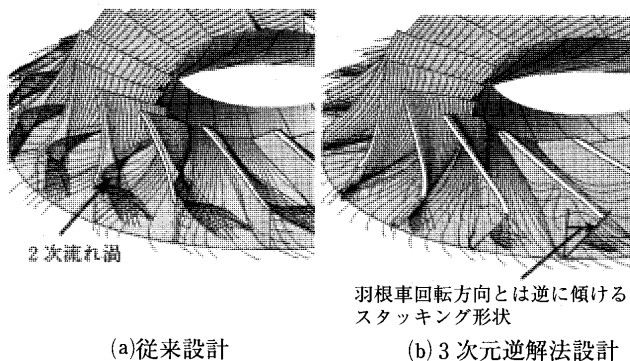


図1 3次元逆解法による遠心羽根車内の2次流れ抑制
(3次元粘性流れ解析結果をもとにして流線を可視化した)

原稿受付 1999年4月30日

*1 荏原総合研究所 気体機械開発室

〒251-8502 神奈川県藤沢市本藤沢 4-2-1

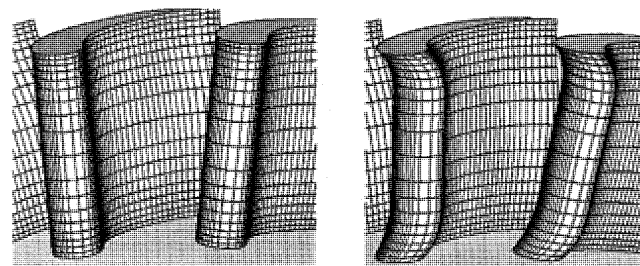


図2 タービンノズル形状

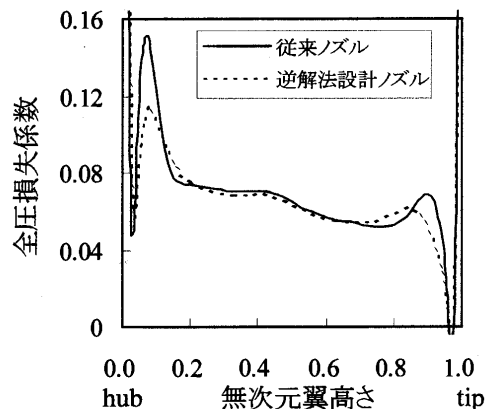


図3 3次元粘性コードにより解析したノズル下流部における全圧損失分布

流線を示している。従来羽根車では負圧面付近でハブ面からシュラウド面に向かう2次流れが発達し、羽根出口に向かって強い流路渦が発生していることがわかる。3次元逆解法設計では、負荷分布を好適に与えるとともに、羽根車の後端線を回転方向とは逆に傾けるようなスタッキング条件を与えることによって負圧面上の2次流れを効果的に抑制している。図2には3次元逆解法で設計した蒸気タービンノズルを示している。従来のノズル形状と比較するとノズル入口付近で圧力面がハブおよびチップ面となす角が鋭角になるような特徴的なスタッキング形状になっている。このような形状にすることによってノズル内の流路渦を抑制し、図3に示す様にノズル出口における流路渦による損失ピークを大幅に減らすことが可能である。

3. 遠心圧縮機およびタービンの非定常流れの解明

3次元逆解法等の設計手法の開発の他に、遠心圧縮機の不安定現象である旋回失速の発生メカニズムの解明と



図4 遠心圧縮機試験装置

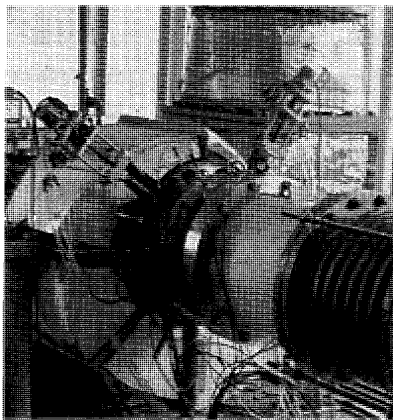


図5 タービン試験装置

その制御法の開発を目的とした研究を行っている。圧縮機の旋回失速に関しては羽根なしディフューザの旋回失速に関するものが主であり、詳細な流れ測定によりその発生過程が解明されつつある。また、その制御法についてもパッシブな制御についてはその手法が確立しつつある状況となっている。

また、タービンの静・動翼干渉による負荷変動や2次流れの干渉による損失発生メカニズムの解明を目的として、実験および流れ解析によって静・動翼の非定常流れ場の調査も行っている。

4. 研究設備

次に、最新の設計手法によって開発した圧縮機ならびにタービンの性能実証試験を行うための試験設備を紹介する。図4は羽根車、ディフューザおよび戻り流路からなる圧縮機段落の性能試験用の設備であり、羽根車の外径は約250 mmのものを中心に性能ならびに内部流れの測定を行っている。作動流体には冷媒R-134aおよび窒素を用い、羽根車の最大周速マッハ数1.2までの運転が可能である。羽根車出口部、ディフューザ入口と出口、戻り流路入口と出口部の流れは自動トラバース装置による5孔ピトー管を用いて詳細に測定し、設計流量と部分流量における流動状態を把握できる。

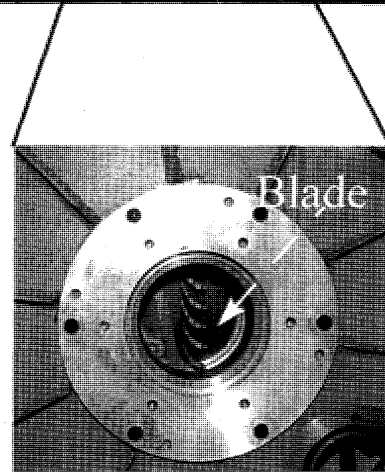
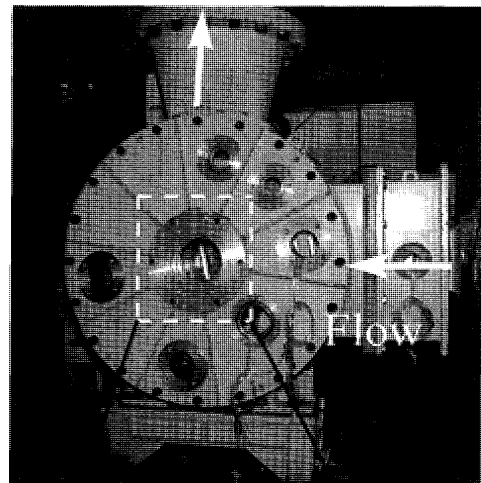


図6 タービン翼列試験装置

図5はタービン段落試験装置で、タービンの内径は225 mmである。作動流体は空気をを用い、外径440 mmの高マッハ遠心羽根車を搭載した圧縮機を駆動源とすることによって段落マッハ数1.3までの運転が可能である。タービンの発生動力の吸収は20,000rpmで400kWまでの動力吸収と回転数制御が可能な水動力計で行っている。

また、高圧力比におけるタービンの流動状態を確認するために図6に示す様な静止流路とシュリーレン装置によってタービンノズルおよび動翼に発生する衝撃波の発生状況を確認している。

5. おわりに

以上、当社気体機械開発室における圧縮機およびタービンの研究について紹介した。3次元逆解法等の先端的な設計手法によってターボ機械内の2次流れ等の複雑な流れをより効果的に制御できる可能性が広がった。今後は逆解法を中心とした最適化手法を構築することによってより高効率なターボ機械の開発を行っていく予定である。

参考文献

- (1) Zangeneh, M., "A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades", 1991, Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol. 13, pp. 599-624

9 MW 級ガスタービン三菱 Diamond-AS 9

大迫 修一^{*1}

OSAKO Shuichi

キーワード：ガスタービン，航空機転用形，機械駆動用，自家用発電装置，低エミッション

1. はじめに

自家用発電装置やポンプ／圧縮機駆動用動力装置としてガスタービンのニーズが高まっており，その出力レンジは大形化する一方，設置スペースのコンパクト化が求められている。また，地球温暖化や環境汚染に対する防止対策がガスタービンのより一層の普及に必要不可欠である。

このため，高効率・小形・軽量・低公害性をコンセプトとして開発を進めている軸端出力 9 MW クラスのガスタービンパッケージ「三菱 Diamond-AS 9」について概要を紹介する。

2. Diamond-AS 9 の概要

Diamond-AS 9 は，米国 AlliedSignal 社のターボファンエンジンをベースにした航空機転用形ガスジェネレータと三菱重工業が開発したパワータービンを組合わせたガスタービンエンジン MAS 12000（図 1）を採用している。MAS 12000 主要目を表 1 に示す。MAS 12000 は，現在 300 台以上の運用実績を持つ航空機用ターボファンエンジンの低压ファンとアニュラ燃焼器をそれぞれ高効率低压圧縮機と低エミッション燃焼器に改造した 2 軸式ガスジェネレータと 1 軸式フリーパワータービンとから構成される。出力軸端熱効率は 35% を越え，同出力クラスでは最高レベルの効率を狙っている。

低エミッション燃焼器では燃焼用空気流量をバイパス弁で制御して，アイドル出力から定格出力まで燃焼温度

表 1 MAS 12000 主要目

ガスタービン形式		単純開放サイクル 3 軸式
構造	低压圧縮機	軸流 3 段
	高压圧縮機	軸流 4 段＋遠心 1 段
	燃焼器	ドライ低エミッション
	高压タービン	軸流 1 段（単結晶空冷翼）
	低压タービン	軸流 1 段
	出力タービン	軸流 3 段
定格出力		9, 805 kW
低压軸定格回転速度		14, 554 rpm
高压軸定格回転速度		23, 200 rpm
出力軸定格回転速度		7, 910 rpm
燃料消費率		10, 223 kJ/kW・Hr
熱効率		35.2%
重量		2, 300 kg
外形寸法（L×W×H）		2,862×1,832×1,132 mm
使用燃料		天然ガス・都市ガス A 重油・軽油・灯油

を一定にコントロールすることにより，全作動範囲において NO_x 排出量を 15 ppm（天然ガス@15% O₂）レベルにまで抑制している。またエンジンは，低压圧縮機・高压圧縮機・燃焼器・高压／低压タービンおよびパワータービンの各要素グループに分割されたモジュールから構成されており，全体重量は約 2,300 kg と軽量化されている。

3. Diamond-AS 9 の特徴

航空機転用形エンジンを採用した Diamond-AS 9 ガスタービンパッケージ（図 2）は，次の特徴を備えている。

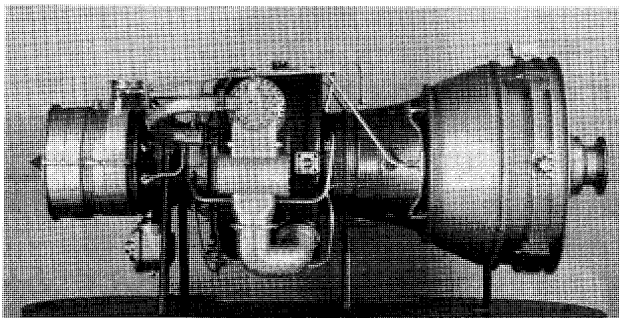


図 1 MAS 12000 ガスタービン

原稿受付 1999 年 5 月 6 日

* 1 三菱重工業(株) 名古屋誘導推進システム製作所 エンジン・機器部
〒485-8561 愛知県小牧市東田中 1200 番地

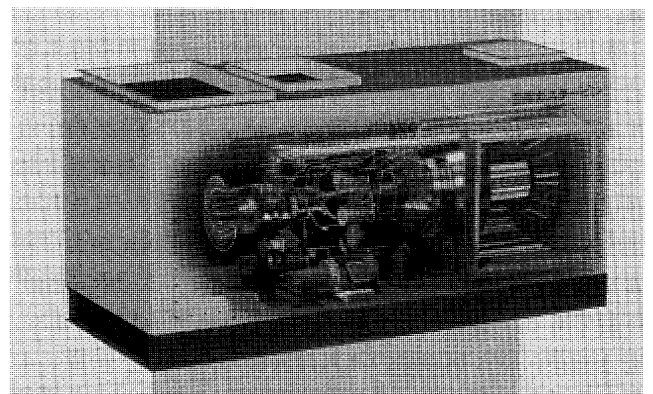


図 2 Diamond-AS 9 パッケージ

(1) 高効率・省エネルギー

出力軸端熱効率 35% 以上の高効率ガスタービンエンジンを使用し、省エネルギーに大きく貢献するとともに、CO₂ 排出量を抑制することができる。

(2) 高信頼性

航空機転用形エンジンを採用しているため連続運転はもちろん、急速起動・DSS (Daily Start and Stop) 運転やピークカット運転にも最適である。

(3) 軽量コンパクト

小形軽量の航空機転用形ガスタービン採用により、大幅なコンパクト化を達成し、設置スペースが少なくてすむため、屋上・地下室等への設置も容易となった。

(4) 低公害性

ドライ低エミッション燃焼器の採用により、低公害性を実現し、厳しい環境基準をクリアできる。

(5) 容易なメンテナンス

ガスタービンの主要箇所点検孔が設けられており、ボアスコープによる保守点検が容易にできる。

また、軽量且つモジュール構造を採用しているため、プラント現地での分解やモジュール交換が容易にでき、保守点検におけるプラント停止期間を短縮できる。

4. 実証試験

Diamond-AS 9 開発試験は、低圧圧縮機要素試験、ドライ低エミッション燃焼器要素試験、エンジン単体試験およびパッケージシステム試験から構成される。工場内に建設したテストスタンドでのパッケージシステム試験



図3 テストスタンド

状況を図3に示す。本テストスタンドにおいて、ガスタービン空気流量計測のためにパッケージ吸気ダクト先端にベルマウスが装着されている。本テストスタンドにおいて運転試験を実施し、始動特性および性能特性等のエンジンデータを取得するとともに潤滑油システム、吸気／換気／排気システムおよび制御システム等のパッケージシステムが正常に機能することを確認した。

今後さらに耐久試験を行い、運転実績を重ねることにより、信頼性について実証して行く予定である。

5. おわりに

時代のニーズに対応すべく、高効率・小形・軽量・低公害性を設計コンセプトとした9 MW 級ガスタービンの開発を進めている。今後、実証試験を完了させた後、国内はもとより海外に向けても販売を開始し、幅広くエネルギー需要の多様化に対応して行く予定である。

フリー ピストン ガス 発生機

中村 芳男^{*1}

NAKAMURA Yoshio

表紙の写真を御覧になって「はて、これは何だ？」と思われる方々の方が多いと思う。フリーピストンガス発生機である。

2サイクル単動水平対向ユニフローディーゼル機関の1種である。有効出力はガスタービンが発生する。考え方は比較的早く1934年にラウル パトラス ペスカラ侯爵が特許を取っている。当初はコンプレッサーとして商品化された。

第2次大戦直前にフランス国内でガスタービン用ガス発生機としての開発が始まったが、戦乱のため紆余曲折を経て商用第1号機は1951年11月フランスのランス市にあるフランス電力公社に納入された。この装置はGS-34形ガス発生機2台とガスタービン1台、1,200 kW発電機1台、から構成されている。

その後、フランス電力公社のシェールブル発電所にGS-34形ガス発生機8台が1台のガスタービンに給気する6,000 kWの発電装置等およびフランス海軍の掃海艇の推進機関等で実績を積み、世界的にライセンスを増やして行った。

日本鋼管(株)は、1958年にライセンス契約を結んだ。

1960年 自社の鶴見造船所に650 kW船舶給電設備

1961年 自社の浅野ドックの曳船用2機2軸

合計 2,000 PSの推進機関

1961年 自社 鉄鋼部門の扇島発電所

3,000 kW×3

1962年からは浚渫ポンプ駆動用4,000 PS

機関6台

1963年 丸善石油(株)千葉精油所6,000 kW

発電装置等

約10年間に14装置、GS-34形ガス発生機85台、ガスタービン19台(内1台は輸出)を製作した。

GS-34形ガス発生機の主要目を表1に示す⁽¹⁾。GS-34形フリーピストンガス発生機は低圧クッションを使用する内方圧縮式である。クッション圧力はコンプレッサーピストンの背面に作用し、内方行程でコンプレッサーピストンはコンプレッサーシリンダー内の空気を圧縮し、外周と称する掃気溜に圧縮空気を送り出す。同時にディーゼルピストンは、ディーゼルシリンダーの排気、掃気ポートを閉め、空気を圧縮する。内死点付近でディー

表1 GS-34フリーピストンガス発生機

ディーゼルシリンダー直径	mm	340
コンプレッサーシリンダー直径	mm	900
外死点	mm	470-490
内死点	mm	27.5-30
毎分サイクル数		580-600
ガス圧力	kg/cm ²	3.0-3.2
ガス温度	℃	440-480
ガス量	kg/sec	3.85-4.0
ガス出力	PS	1250
圧縮圧力	kg/cm ²	80
最高圧力	kg/cm ²	120
ガス効率	%	41
重量	ton	8

ゼルシリンダー内に燃料の噴射が始まる。燃焼圧力によってピストンは外方に動きディーゼルシリンダーの排気ポートを開き、続いて掃気ポートも開き、ユニフロー掃気が行われる。同時にコンプレッサーシリンダーでは残留空気の膨張後、空気の吸入が行われる。

左右のピストンを同期するため、および燃料噴射装置の駆動のためにリンク式同期装置がある。内死点のピストンが止まった状態の時に燃料を噴射するために燃料ポンプは蓄圧式である。始動は一定量の圧縮空気を両端のクッション室に注入する事により行う。両方のピストンは空気圧力によって自由振動しているだけであり、クッションも左右で釣り合っている。

クランク軸や連接棒は無く、外部に対して機械的振動力を発生しない事が特長である。発生ガスの温度は低く、ガスタービンには高価な耐熱材料は不用である。

6,000 kW発電装置の性能曲線を図1に示す。GS-34, 8台が1台のガスタービンに給気し7,500 KVA/3,000 rpmの発電機を駆動する。図の中に7/8等分数で記載されているのは、8台中7台のガス発生機が給気している事を表す。

何故フリーピストンガスタービンは生存競争に負けたのか？船用低速ディーゼル機関よりも常用出力部分では少し燃料消費率は高かった。しかし、当時はまだ燃料価格が安く人件費や信頼性を重視する船主もあり、ディーゼル船とタービン船が未だ共存している時代であった。そのような時期に英国のライセンスの納入した船用機関が軒並み問題を起こした。

原稿受付 1999年5月20日

*1 中村技術士事務所

〒234-0054 神奈川県横浜市港南区港南台 9-4-11

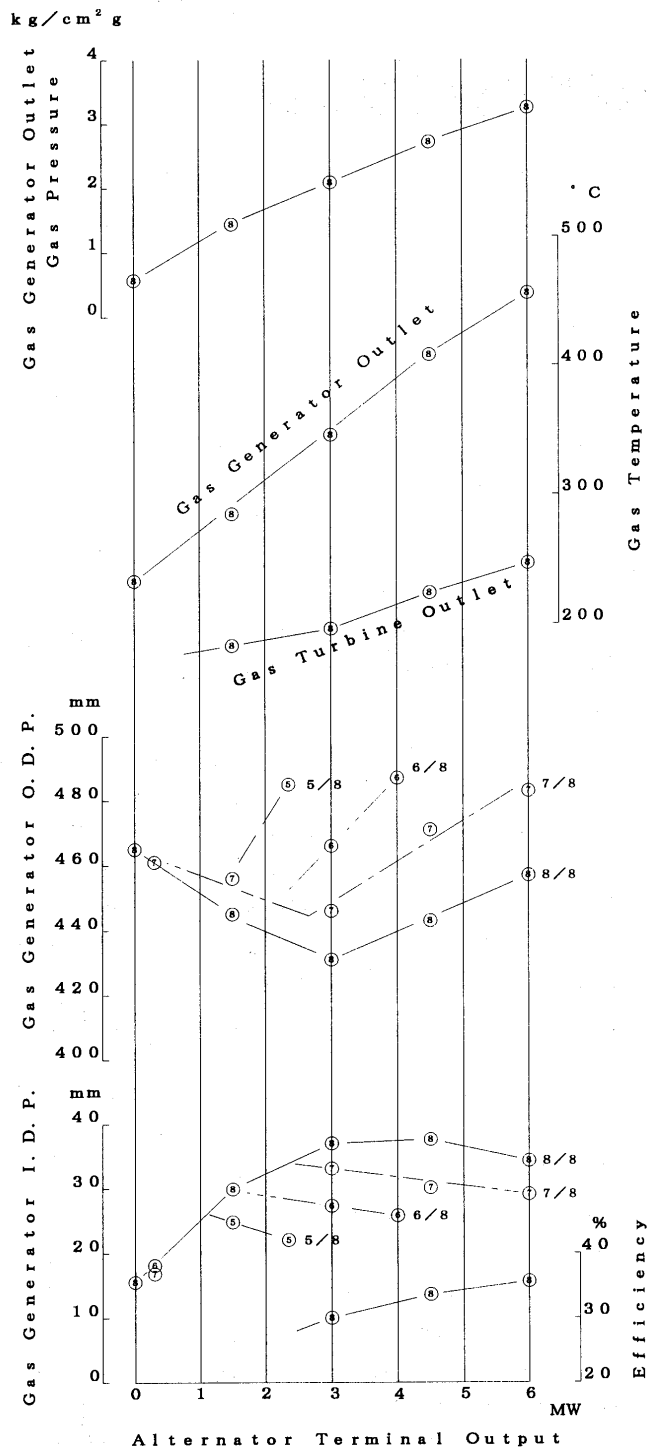


図1 6 MW Free Piston Gas Turbine Alternator

その内容はガス発生機とガスタービンのマッチングが悪い事が多く、その上吸入空気のパルスによる騒音振動問題に対する配慮がされず可成り深刻であった⁽²⁾。耐久性の点でピストンリングを始め、色々な部分で問題を生じ、それをライセンサーに解決策を依頼するだけで自らは殆ど有効な処置を取らなかった。(ライセンス料を払っていけばライセンサーに頼むのが契約上 当然なのかもしれないが・・・) 以上の結果、英国のライセンサーは船用への採用を断念し離脱して行った。1960年頃までは発電用ディーゼル機関は燃料消費率ではフリーピストンより少し優れていたが、単機出力で競合する機種は少なく、高粘度重油の使用も進んでいなかった。

その後ディーゼル機関の単機出力の増大、出力当たりの価格の低下、低質燃料油使用の拡大によって、フリーピストンガスタービンは受注競争に敗れた。稼働中の問題としては、ピストンリングの折損、コンプレッサー吐出弁板の割れ、ピストンの損傷等⁽³⁾、シリンダーライナーの摩耗と共に燃焼不良や、掃除、空気溜まり内の火災、掃気ポートの詰まり等による不時停止の増加等に悩まされた。改善に努力した結果、国産機の一部の問題は改善された^{(4),(5)}。これらの問題点を根本的に改良した新機種の開発に着手したが手遅れとなった。ライセンサーも無理が重なり、その経済的基盤を失った。

1977年ドレッジャー第5芙蓉の機関換装により、日本国内のフリーピストンガスタービンは幕を閉じた。外国では約500台のGS-34形が製造されたが、大部分はそれより可成り以前に稼働を中止した。

参考文献

- (1) 白石邦和, 日本機械学会第207回講習会材料 ('64-2-17, 18, 東京, ガスタービン)
- (2) 白石邦和, 村上和夫, 内燃機関, Vol.4, No.11, (1965-11), p 40
- (3) 林 敏郎, 日立造船技報, No.4, (1967-1), p 93
- (4) 白石邦和, 松見 韶, 日本機械学会誌, Vol. 70, No. 581, (1967-6), p 922
- (5) 十河 孝, 生山 亮, 丸善石油技報, No.11, (1966), p 58

1998 年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

ガスタービン統計作成委員会（西原昭義委員長，他委員 9 名）は，関係各社の協力を得て 1998 年 1 月から 12 月の間におけるガスタービン及び過給機を生産状況を調査・集計し，生産統計資料を作成した。資料提供は，陸船用ガスタービンについては 13 社，航空用ガスタービンは 4 社，過給機は 14 社に依頼した。過給機はすべて排気タービン方式のターボチャージャであり，機械駆動によるものではない。

1. 1998 年陸船用ガスタービン生産統計概要

- (1) 総台数は前年に比べ小型・中型・大型がすべて増加し，結果として 56% の大幅増加となった。出力も台数同様，小型・中型・大型で前年比 37% の増加となった。

小型（735 kW 以下）は台数が前年と比べて 72% の大幅な増加をし，出力も 53% の増加を示した。この原因は，146 kW 以下の特殊用途である 5 kW クラスの台数増加（4 倍増）が大きな要因を占めている。

中型（736～22,064 kW）は台数が 35%，出力も 10% 増加した。

大型（22,065 kW 以上）は台数が 30%，出力も 40% 増加した。

- (2) 用途別にみると，台数では 73% が非常用発電用，出力では 92% がベースロード発電用である。これは前年度とほぼ同じである。

非常用は前年に比べ台数で 52%，出力で 74% と共に増加している。この原因は推定であるが本年が，生産の頂点に当たっているためであり，各製造メーカーの新規受注は，他の資料では前年と比べ増加はしていない。小型，中型で比べると台数で小型が 46% 増加しているのに対し，中型は 64% の増加，出力では，小型が 51% の増加しているのに対し，中型は 89% の大幅増加となっており，小型より中型の増加が目立つ。非常用の傾向は前年度と全く逆の結果となった。

- (3) 燃料の種類別生産台数では，前年より 55% 増加しているが，本年の燃料種類におけるガス燃料生産台数は，前年度と変らないものの液体燃料の台数が 62% 増加したため，前年の比率と比べ燃料種類における台数比率で 3.6% の減少となった。液体燃料内訳において，液化天然ガスは 260% 増加したが，都市ガス

は，30% の減少となった。台数が少ないものの液化石油ガスが台数比率で 3 倍となった。また出力では，前年と比べ中型では変わらないものの大型の増加影響が大きいため，全体として 26% の増加となったが，液体燃料も倍増しているため，燃料種別におけるガス燃料の出力比率は，前年の比率と比べ 6.2% 減少し 81% になった。出力比率の内訳では，液化天然ガスが前年度に対し 215% の大幅増となったことが特長である。

液体燃料の生産台数は，前年と比べて 62% 増加し，灯油が 75%，軽油が 2.3 倍，重油 1 種が 36% と共に大幅な増加となっている。燃料比率においては，前年の燃料比率と比較し，軽油が 7.4%，灯油が 2.3% 増加し，重油 1 種は 6.5% 減少し，ナフサが再登場した。出力では，台数がすべて増加したため，前年と比べて 2 倍となった。ガス及び液体の燃料種別生産台数比率を多い順に並べると，小型では重油 1 種・軽油・灯油が 50・28・22% となり中型では重油 1 種・灯油・軽油が 48・19・15%，大型では液化天然ガス・ナフサ・灯油が 66・17・10% の割合となった。一方出力比率においては，小型では重油 1 種・灯油・軽油が 67・25・8%，中型では重油 1 種・軽油・液化天然ガスが 35・24・17%，大型では液化天然ガス・灯油・ナフサがそれぞれ 84・8・4% の割合となった。

- (4) 国内向けは台数で，前年と比べ 56% 増の 591 台で，大幅増加したが，増加分は，小型であり，出力で見ると大型の減少が大きく影響し前年比 21% の減少となった。大型が前年と比べ，台数で 6 台減，出力で 568 MW 減少した。近畿で 112 MW 増えたものの中部で 688 MW と減少したのが大きく前年の結果と全く反対の結果となった。中型は前年と比べ台数では 52 台の増加であったが出力では 27 MW（6%）の増加に留まった。地域的には，関東が台数で 32 台，出力 81 MW，近畿で台数 14 台，出力 27 MW の増加が目立つ。小型は台数 167 台の増加，出力で 55% 増加と特に台数が前年と比べ 73% の大幅な増加になっており関東での 59 台，近畿での 27 台の増加が目立つ。これは，前述したように 5 kW クラスの大幅な増加が原因であり，96 年の水準に戻っただけであると見る事が出来る。輸出は総台数の 4.9%，全出力の 67% を占め，前年より台数では 11 台（48%）の増加，出力では 2,015 MW（211%）の増加となった。中型では，ほぼ前年度並みであるが，大型で大幅増（台数で 209%，

出力で 212% の増加) となり、大型の増加が、輸出の増加のほとんどを占めている。輸出仕向先別では、アジアが台数で 6 年連続してトップを続けたが、出力では中東が前年比 41% の増加をしトップを占めた。また、今回は、欧州、大洋州向けが復活した。全体としては、台数は前年と比べ 59% 増の 622 台、出力は 36% 増の 5,669 MW であった。輸出の大型の増加が今回の特長である。

- (5) 被駆動機械別ではこれまでと同様に、台数、出力とも発電機がほとんどを占め、97% であった。表 5 に示す出力区分では、前年とは異なり小型クラス (0~735 kW) 大幅増が特長。台数の多い順では、736~4,412 kW, 147~367 kW, 368~735 kW, 出力の多い順では 44,130 kW 以上, 22,065~44,129 kW, 736~4,412 kW となり前年度と同様な結果となった。
- (6) 発電用ガスタービンの台数と出力を前年と比較すると、事業用では国内 (13 台/1,681 MW→10 台/1,270 MW) が減少したものの、輸出 (10 台/1,598 MW→17 台/3,541 MW) が台数及び出力で大幅な増加となった。自家用では国内 (330 台/474 MW→480 台/448 MW), 輸出 (11 台/214 MW→14 台/284 MW) であり国内の台数増加だけが特長であり出力ではほとんど変化は無い。総計では台数が増加 (364 台→521 台) し、特に輸出事業用大型の増加により出力合計も増大 (3,966 MW→5,543 MW) した。

2. 1998 年航空用ガスタービン生産統計概要

- (1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは、前年に比べて合計台数で約 30% 減少し、合計推力では約 10% 増加した。台数の減少はターゲット・ドローン用の小推力エンジン TJM 3 の減少によるが、大推力エンジンである F 100-220 E エンジン台数が若干増加したことで、合計推力は増加している。
- (2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは、前年に比べて合計台数で約 7% 増加し、合計出力では約 30% 減少した。台数の増加は補助機関駆動用の小型ターボシャフト・エンジンが増えたことによるが、大出力エンジンの T 56 エンジン (対潜哨戒機 P-3 C 搭載) の生産が前年で終了したため、合計出力は減少している。
- (3) 5 カ国共同開発エンジンである V 2500 ターボファン・エンジンのファン部 (日本担当部分) は、266 台生産され、1988 年の生産開始以来の累計は 1,170 台になった。前年比で見れば 73 台の増加であり、民間航空業界の需要は昨年引き続き好調である。なお、V 2500 はエンジン組立ではないため、生産統計には加えていない。

3. 1998 年過給機生産統計概要

生産されている機種は合計 156 機種で前年より約 10% 増加した。コンプレッサ翼車外径 100 mm 以下の過給機の機種は 75 から 66 に減少したが生産量の減少は約 2% にとどまった。コンプレッサ翼車外径 100 mm より大きい過給機の機種は 66 から 90 に増加したが生産量は昨年同様の台数にとどまった。これは性能向上のための新機種導入が要因と思われる。

Ⅱ. 統計

1. 最近 6 年間のガスタービン生産推移

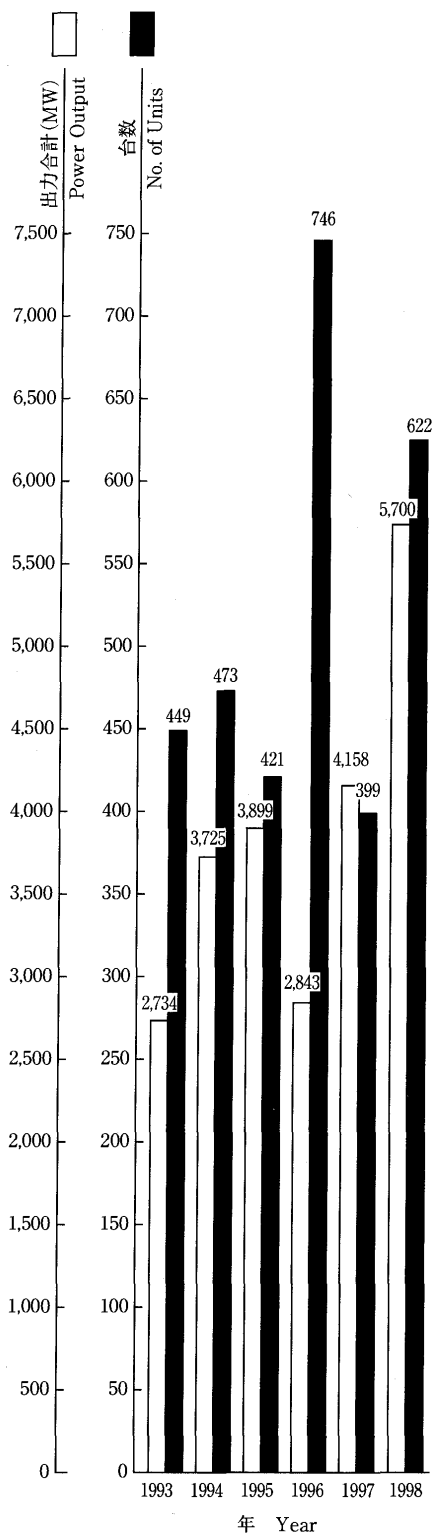


図 1 陸船用ガスタービン

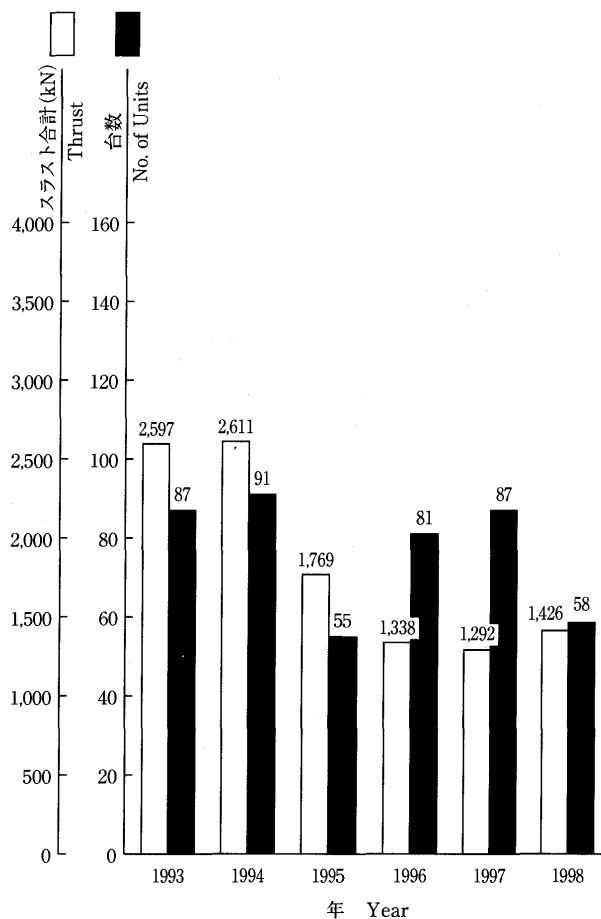


図 2 ターボジェット／ターボファン・エンジン

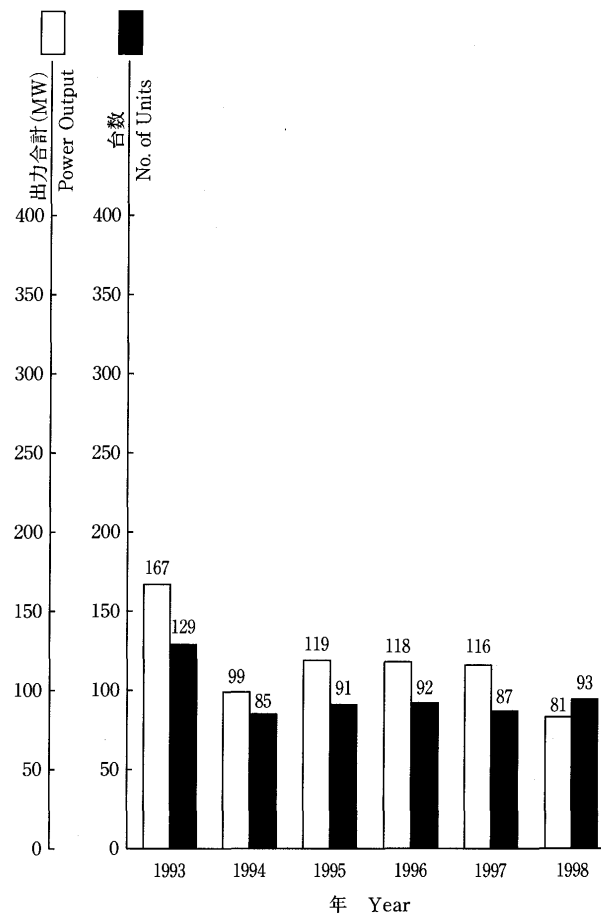


図 3 ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表 1 1998 年用途別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size		小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	1	460	38	182,072	30	5,046,380	69	5,228,912
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	301	108,157	151	206,531	0	0	452	314,688
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦隊用 Military Marine	MM	0	0	8	124,552	0	0	8	124,552
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
教育用 Education	ED	0	0	0	0	0	0	0	0
その他 Miscellaneous	MC	93	1,429	0	0	0	0	93	1,429
合 計 Total		395	110,046	197	513,155	30	5,046,380	622	5,669,581

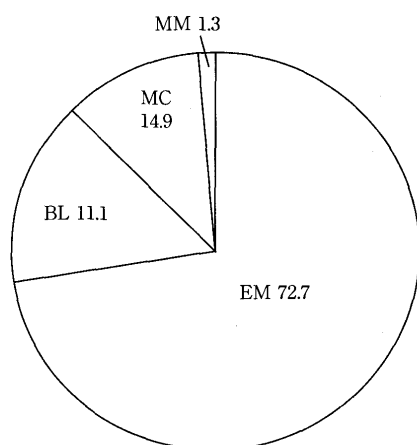


図 4 1998 年用途別生産台数割合 (%)

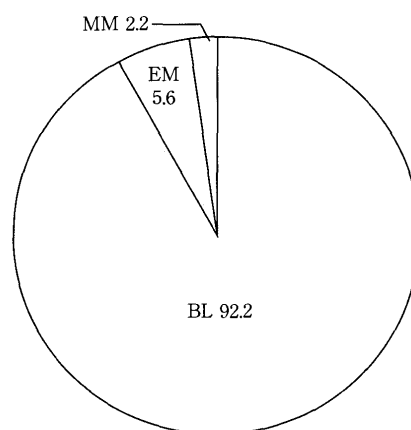


図 5 1998 年用途別出力割合 (%)

表 2 1998 年燃料別生産台数及び出力 (kW)

区分			Size	小型 Small Unit 0～735 kW	中型 Medium Unit 736～22,064 kW	大型 Large Unit 22,065 kW～	全出力 Total			
燃 料 種 類 Kind of Fuel		コード Code	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquified Natural Gas	LNG	0	0	14	88,834	20	4,244,280	34	4,333,114
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	1	1,550	0	0	1	1,550
	石炭（ガス化）ガス Coal Gas	GCG	0	0	0	0	1	37,000	1	37,000
	液化石油ガス Liquified Petroleum Gas	LPG	0	0	8	30,992	0	0	8	30,992
	都市ガス Town Gas	GTW	1	460	13	37,570	1	149,000	15	187,030
	高炉ガス Blast Furnace Gas	GBF	0	0	0	0	0	0	0	0
	プロパンガス Propane Gas	GPR	0	0	0	0	0	0	0	0
小計 Sub Total			1	460	36	158,946	22	4,430,280	59	4,589,686
液体燃料 Liquid Fuel	灯 油 Kerosene	T	86	27,386	37	55,125	3	416,100	126	498,611
	軽 油 Gas Oil	K	109	8,678	30	178,288	0	0	139	186,966
	重油 1 種 Heavy Oil No. 1	H 1	199	73,522	94	120,796	0	0	293	194,318
	ナフサ Naphtha	LN	0	0	0	0	5	200,000	5	200,000
	小計 Sub Total			394	109,586	161	354,209	8	616,100	563
合 計 Total			395	110,046	197	513,155	30	5,046,380	622	5,669,581

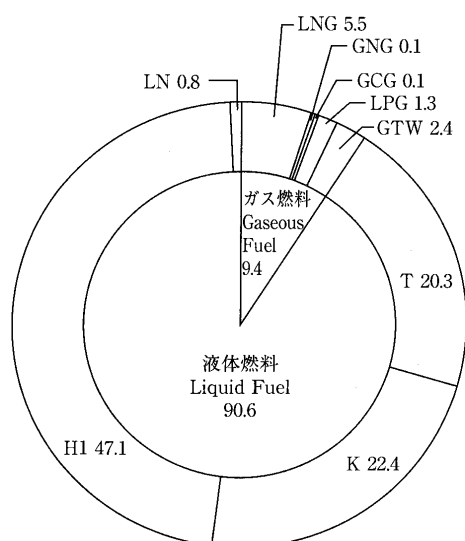


図 6 1998 年燃料別生産台数割合 (%)

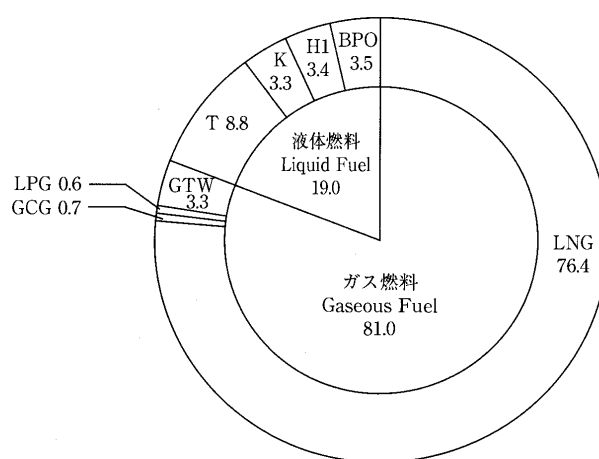


図 7 1998 年燃料別出力割合 (%)

表 3 1998 年地域別納入台数及び出力 (kW)

地域 Location		区分 Size	小型 Small Unit 0～735 kW	中型 Medium Unit 736～22,064 kW	大型 Large Unit 22,065 kW～	全出力 Total			
		台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)		
国内向け Domestic Use	北 海 道 Hokkaido	30	5,636	0	0	6	12,000	36	17,636
	東 北 Tohoku	24	8,310	8	11,125	0	0	32	19,435
	関 東 Kantoh	129	35,508	87	190,920	3	579,800	219	806,228
	中 部 Chuubu	73	16,924	30	42,022	2	500,000	105	558,946
	近 畿 Kinki	65	18,782	30	62,720	1	149,000	96	230,502
	中 国 Chuugoku	26	8,604	6	6,400	1	37,000	33	52,004
	四 国 Shikoku	14	4,663	3	2,756	0	0	17	7,419
	九 州 Kyuushuu	32	10,919	10	12,600	0	0	42	23,519
	沖 縄 Okinawa	1	300	2	4,000	0	0	3	4,300
	船用主機 Marine Propulsion	0	0	8	124,552	0	0	8	124,552
	船用補機 Marine Auxilliaries	0	0	0	0	0	0	0	0
小 計 Sub Total		394	109,646	190	469,095	7	1,265,800	591	1,844,541
輸出向け For Export	北 米 North America	0	0	0	0	1	115,000	1	115,000
	中 南 米 South and Central America	0	0	0	0	2	528,680	2	528,680
	ア ジ ア Asia	1	400	4	8,510	9	360,000	14	368,910
	大 洋 州 Oceania	0	0	0	0	2	290,900	2	290,900
	欧 州 Europe	0	0	3	35,550	3	1,200,000	6	1,235,550
	旧 ソ 連 Fomer Soviet Union	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 東 Middle East	0	0	0	0	6	1,286,000	6	1,286,000
	アフリカ Africa	0	0	0	0	0	0	0	0
	未 定 Unknown	0	0	0	0	0	0	0	0
小 計 Sub Total		1	400	7	44,060	23	3,780,580	31	3,825,040
合 計 Total		395	110,046	197	513,155	30	5,046,380	622	5,669,581

表 4 1998 年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size		小型 Small Unit 0～735 kW		中型 Medium Unit 736～22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW～		全出力 Total	
被 駆 動 機 械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
発 電 機 Electric Generator	G	388	107,604	189	388,603	30	5,046,380	607	5,542,587
推 進 機 Propeller	PRR	0	0	8	124,552	0	0	8	124,552
水 ポ ン プ Water Pump	W	7	2,442	0	0	0	0	7	2,442
空 気 圧 縮 機 Air Compressor	AC	0	0	0	0	0	0	0	0
そ の 他 Miscellaneous use	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
合 計 Total		395	110,046	197	513,155	30	5,046,380	622	5,669,581

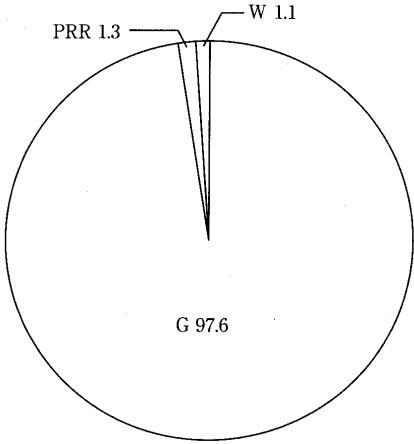


図 8 1998 年被駆動機械別生産台数割合 (%)

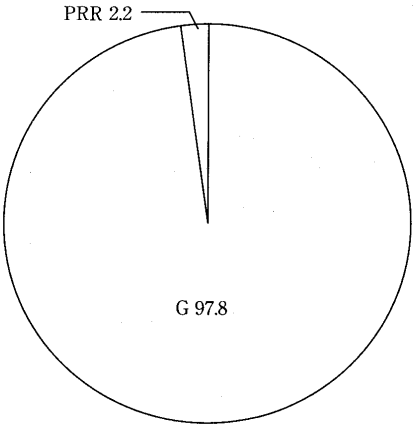


図 9 1998 年被駆動機械別出力割合 (%)

表 5 1998 年出力区分別生産台数及び出力 (kW)

出 力 区 分 (kW) Unit Output		台数 Units	出力 Output (kW)
小 型 Small Units 0～735 kW	0～ 146	96	926
	147～ 367	154	36,407
	368～ 735	145	72,713
	小計 Sub Total	395	110,046
中 型 Medium Units 736～22,064 kW	736～ 4,412	170	238,893
	4,413～10,296	16	99,540
	10,297～16,180	5	67,170
	16,181～22,064	6	107,552
	小計 Sub Total	197	513,155
大 型 Large Units 22,065 kW～	22,065～44,129	10	397,000
	44,130～	20	4,649,380
	小計 Sub Total	30	5,046,380
合 計 Total		622	5,669,581

表 6 1998 年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size			小型 Small Unit 0～735 kW	中型 Medium Unit 736～22,064 kW	大型 Large Unit 22,065 kW～	全出力 Total				
用 途 Application		コード Code	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	3	4,022	7	1,265,800	10	1,269,822
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	Domestic/Public Use 小 計 Sub Total		0	0	3	4,022	7	1,265,800	10	1,269,822
国内自家用	ベースロード発電用	BL	1	460	32	142,500	0	0	33	142,960
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	300	107,757	147	198,021	0	0	447	305,778
	Domestic/Private Use 小 計 Sub Total		301	108,217	179	340,521	0	0	480	448,738
国内合計 Domestic Use Total			301	108,217	182	344,543	7	1,265,800	490	1,718,560
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	17	3,540,580	17	3,540,580
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	For Export/Public Use 小 計 Sub Total		0	0	0	0	17	3,540,580	17	3,540,580
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	3	35,550	6	240,000	9	275,550
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	1	400	4	8,510	0	0	5	8,910
	ForExport/Private Use 小 計 Sub Total		1	400	7	44,060	6	240,000	14	284,460
輸出合計 For Export Total			1	400	7	44,060	23	3,780,580	31	3,825,040
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	3	4,022	24	4,806,380	27	4,810,402
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	Public Use 合 計 Total		0	0	3	4,022	24	4,806,380	27	4,810,402
自家用	ベースロード発電用	BL	1	460	35	178,050	6	240,000	42	418,510
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	301	108,157	151	206,531	0	0	452	314,688
	Private Use 合 計 Total		302	108,617	186	384,581	6	240,000	494	733,198
総 計 Grand Total			302	108,617	189	388,603	30	5,046,380	521	5,543,600

Note: Code Explanation BL: for Base Load PL: for Peak Load EM: for Emergency

3. 航空用ガスタービン

表7 1998年ターボジェット／ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト(kN)

生産台数 No. of Units	58* ¹	スラスト合計* ² Thrust (kN)	1,426
----------------------	------------------	-------------------------------------	-------

*1 V 2500 ファン部 (266 台) は含まない。

Excluding 266 Units of V 2500 Fan Modules

*2 海面上静止最大スラスト

Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 1998年ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力(kW)

区分 Size	0~735 kW		736 kW~		全出力(kW) Total Output	
用途 Application	台数 Units	出力* ³ Output	台数 Units	出力* ³ Output	台数 Units	出力* ³ Output
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	0	0	53	79,137	53	79,137
補助機関駆動 Aux. Drive Units	40	1,924	0	0	40	1,924
合計 Total	40	1,924	53	79,137	93	81,061

*3 海面上静止常用出力

Normal Output at Sea Level Static Condition

4. 過給機

表9 1998年過給機生産台数及び形式数

区分 Class	Size 圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller	台数 No. of Units	型式数 No. of Models
Class 1	0~ 100	2,140,099	66
Class 2	101~ 200	12,850	29
Class 3	201~ 300	533	18
Class 4	301~ 400	258	12
Class 5	401~ 500	146	9
Class 6	501~ 600	188	8
Class 7	601~ 700	170	7
Class 8	701~ 800	7	1
Class 9	801~ 900	94	6
Class 10	901~1,000	0	0
合計 Total		14,246* ⁵	90* ⁴
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		14	

*4 型式はいずれも排気タービン式である。

Every model is an exhaust turbine type supercharger.

*5 圧縮機翼車外径 100mmを越す分を示す。

The figure shows total number of superchargers over 100 mm in impeller diameter.

*6 圧縮機翼車外径 100mmを越す分を示す

The figure shows the total number of superchargers over 100 mm in impeller diameter.

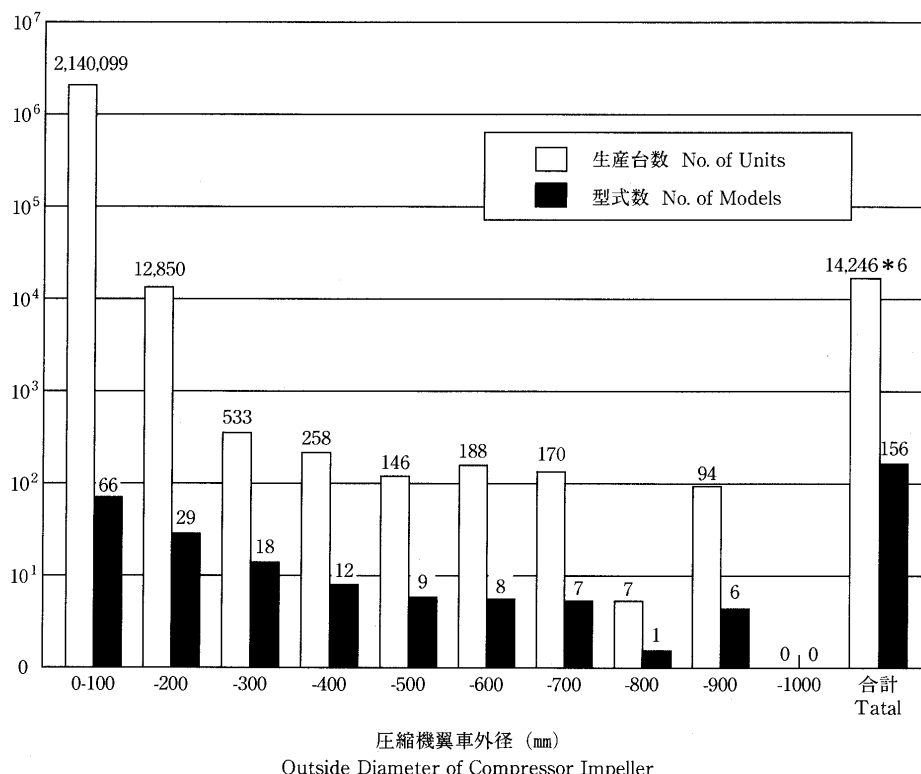


図10 1998年過給機生産台数及び型式数

(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告

総 務 理 事

本学会の評議員会および通常総会が、去る4月23日(金)に東京の機械振興会館において開催された。

第23期第2回評議員会は同会館6階会議室にて10時30分より開かれ、評議員の互選により酒井俊道君が議長になり、議事が進められた。評議員会への出席者10名、委任状提出者49名、合計59名の出席で同会が成立することが宣言され、第23期事業報告(案)、同期決算報告(案)につき審議が行われ、何れも承認された。なお、同案については秋葉雅史、大槻幸雄両監事による監査結果が秋葉監事により報告された。次いで、名誉会員推薦案を総会に諮ることが承認された。引き続き第24期事業計画(案)及び予算(案)の審議が行われ、いずれも総会に諮ることが承認され、議事録署名者を選出して閉会した。

第24期第1回評議員会は同日11時20分より同会場で開かれ、評議員の互選により川口修君が議長になり、議事が進められた。最初に、出席者26名、委任状提出者44名、合計70名の出席で評議員会が成立することが宣言され、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第24期監事・評議員選挙結果に基づく第24期役員候補者の審議を行い、総会に諮ることが承認された。次に、第25期事業計画及び予算案を平成11年度内に文部省へ提出するための審議手続きが審議され、承認された。最後に予定されていた第24期事業計画・予算案の報告は、第23期評議員会の議事と重なるため、賛成多数により省略され、議事録署名者を選出して閉会した。

第23期第2回通常総会は、同日13時より同会館の6階会議室で開催された。第23期佐藤文夫会長の開会挨拶の後、同君を総会議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席者26名、委任状提出者831名、合計857名(会員数1956名の1/5以上)の出席で同総会の成立が宣言された後、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第23期事業報告、同期決算報告につき、吉識晴夫総務(主担当)理事および土屋利明総務(財務担当)理事による説明の後、秋葉雅史、大槻幸雄両監事による監査の結果、適正である旨が秋葉監事より報告され、それぞれ承認された。その後、名誉会員推薦につき佐藤会長より提案があり、石井泰之助氏、丹羽高尚氏、竹矢一雄氏、渡辺哲郎氏を名誉会員とすることが承認された。ついで、第24期事業計画と予算につき、吉識総務理事、土屋総務理事による説明の後、それぞれ承認された。議事録署名者を選出した後、第23期会長の佐藤文夫君より閉会の挨拶があり、第23期第2回通常総会を終了した。

第24期第1回通常総会は、同日14時15分より、同会議室で行われた。第24期会長が選出されるまでは第23期会長が代行することが承認され、佐藤文夫君を議長として議事が進められた。出席者38名、委任状提出者831名、合計869名(会員数1956名の1/5以上)の出席で同総会の成立が宣言された後、以下の議事が行われた。第24期監事・評議員選挙結果の報告の後、第24期会長の選出が行われ、菅進君が会長に選出された。佐藤、菅の旧新会長より、退任、就任の挨拶が述べられた後、第24期の菅会長が議長になり第24期役員選出が行われ、別掲通り議決された。引き続き第25期事業計画及び予算案を平成11年度内に文部省へ提出するための審議手続きが審議され、承認された。第24期事業計画と予算については、既に第23期総会において承認されているので、報告の省略が承認された。議事録署名者を選出した後、菅24期会長から閉会の挨拶があり、第24期第1回通常総会を閉会した。

総会に続いて名誉会員推薦状及び記念品贈呈式が行われ、前記竹矢氏と渡辺氏に佐藤23期会長より推薦状と記念品が贈呈された。なお、石井氏と丹羽氏は欠席のため、推薦状と記念品は郵送することになった。これに応じて、竹矢氏と渡辺氏より挨拶が述べられた。

以上の通常総会行事を終了した後、河田修氏により特別講演が行われた。

第23期(平成10年度)事業報告

I. 事業の状況

定款に定める諸事業を下記のように実施した。

1. 研究発表会及び学術講演会等の開催(集事業)

時 期	場 所	名 称	発 表 内 容	参加者数	演題数
H10/04/17	機械振興会館	特別講演会	航空宇宙技術研究所におけるガスタービンの研究について	57名	1
H10/05/29	名古屋国際会議場	第26回定期講演会	会員の研究・開発成果の発表	93名	28
H10/06/26	森が崎水処理センター及び全日空原動機センター	見学会・技術懇談会	GT非常用発電設備及び航空エンジン整備設備見学	25名	
H10/07/16,17	三菱重工業高砂製作所	第4回GT教育シンポジウム	学生及び若手研究者対象の教育(講義と見学)	89名	5
H10/10/08,09	大沼国際ホテル	第13回秋季講演会・見学会	会員の研究・開発成果の発表	105名	48
H10/11/20	三菱自動車工業京都製作所	見学会	発電設備及び工場見学	40名	
H10/12/02	化学会館	ガスタービンシンポジウム	21世紀に向けてのガスタービンに何を期待するか	48名	4
H11/01/21,22	東京ガス本社	第27回ガスタービンセミナー	地球環境に優しいガスタービンを目指して	121名	12

2. 学会誌及び学術図書の刊行(出版事業)

図 書 名	発行年月日	発行部数
日本ガスタービン学会誌	H10/06/10, 09/10, 12/10, H11/01/20, 03/20	各2,300
第26回定期講演会講演論文集	H10/05/15	200
GTSJ ニュースレター	H10/08/01	2,300
第13回秋季講演会講演論文集	H10/09/30	200
第27回ガスタービンセミナー資料集	H11/01/08	200
Bulletin of GTSJ	H11/03/10	900

3. 内外関連学協会との連携並びに協力(国際協力事業等)

1999年11月神戸で開催予定のガスタービン国際会議の組織委員会が平成10年4月に発足し、その下に設けた実行委員会で開催準備を進めた。(社)日本機械学会の共催をはじめ、海外7団体の協力が得られた。国際交流委員会により、ASME-IGTIとの関係改善の努力が続けられたが、今回の参加は得られなかった。その他の海外の団体にはInternational Advisory Committee Memberを通じて、国際会議への論文投稿・参加依頼がなされた。

国内では、新たに協賛し平成10年度に実施した行事は、以下の2件であり、その他継続して共催・協賛・後援をしたものは32件である。

連携の種類	開催時期	名 称	場 所	関連団体名
協賛	H10/12/07-09	流体・熱・燃焼現象に関する応用技術・画像処理国際会議	横浜シンポジウム	可視化情報学会
協賛	H11/01/20,21	第20回日本混相流学会講習会	関西大学工学部	日本混相流学会

4. ガスタービンに関する研究・調査(調査研究事業)

名 称	実施時期	調 査 内 容
ガスタービンのモータリク技術に関する調査研究	平成10年度より実施	産業用ガスタービンの健全な運転状態を判断するため必要な諸物理量の長期計測・監視の技術的諸問題と将来動向を調査する。
平成10年度ガスタービン及び過給機の生産統計	毎年度継続して実施	わが国におけるガスタービン及び過給機の生産に関する資料を収集してまとめ、学会誌に掲載した。

5. 研究の奨励及び研究業績の表彰(表彰事業)

ガスタービンに関連した研究及び技術開発を奨励するために2年に一度、優れた研究と技術に対しガスタービン学会賞を授与している。本年度は該当年度でないため、実施していない。

6. その他、目的を達成するために必要な事業

集事業で述べた「ガスタービン教育シンポジウム」を、会員以外のガスタービンに関心のある学生や若手技術者をも対象として、参加費無料で実施し、関連技術の啓蒙、啓発を行った。

II. 処務の概要

1. 役員等に関する事項

1. 1 役員(理事、監事)

理 事 会 長	佐藤文夫
副会長	菅 進
総務理事	吉識晴夫(主担当)、土屋利明(財務)、本間友博、水木新平、吉岡(大田)英輔
企画理事	荒木達雄(主担当)、酒井善正、佐藤幹夫、水野孝則、宮坂明、吉田豊明
編集理事	山根隆一郎(主担当)、荒川忠一、佐々木直人、谷島飛、塚越敬三、星野和禎、宮下和也
監 事	秋葉雅史、大槻幸雄

1. 2 評議員

監事及び評議員の選出は、定款第15条、第16条、細則第20条、第22条から第27条の各条に基づき実施した。監事には、前記2名が選出された。また、前項1.1に記載の理事は、定款第16条及び細則第20条により評議員から除かれた。第23期評議員は、下記の68名である。

伊藤源嗣、宇治茂一、斎藤正泰、永野進、中村昌雄、綿貫一男、三宅裕、射延功、星野昭史、森建二、山本肇、筒井康賢、濱純、池上詢、鈴木健二郎、手島清美、水谷幸夫、井上雅弘、難波昌伸、速水洋、川口修、長島昭、益田重明、大橋秀雄、小林紘、坂田公夫、佐々木誠、田丸卓、平田賢、松松幹雄、大原久宜、石澤和彦、伊藤高根、梶昭次郎、長島利夫、永野三郎、宮地敏雄、古瀬裕、酒井俊道、本阿弥眞治、飯田義亮、岡村隆成、檜佐彰一、松田健、斎藤浩平、奥原蔵、三賢憲治、大島亮一郎、斎藤哲郎、猪木恒夫、田辺清、青木千明、大田原康彦、柏原克人、川池和彦、住川雅晴、菱沼孝夫、伊佐治強彦、磯部信一、小泉忠夫、高木俊幸、中沢則雄、梅村直、中神靖雄、長谷川清、日浦治也、浜田義次、亀本喬司

2. 職員に関する事項

平成10年度末現在

職 務	氏 名	就任年月日	担当事務	備考
事務局長	三浦敦子	1991年4月1日	事務局の総括	常勤

3. 役員会に関する事項

3. 1 理事会

8 回開催され、第 23 期総会報告、第 23 期評議員会報告、第 23 期事業実施に伴う業務、第 23 期事業報告案・決算案、第 23 期第 2 回及び第 24 期第 1 回総会議案、第 23 期第 2 回及び第 24 期第 1 回評議員会議案、第 24 期事業計画・予算案等を審議し、決定した。

3. 2 評議員会

第 23 期第 1 回評議員会は平成 10 年 4 月 17 日に開催され、第 23 期評議員・監事選挙結果、第 23 期役員案、第 24 期事業計画・予算案を平成 10 年度内に文部省に提出するための審議手続きが審議され、総会に諮ることが承認された。

第 23 期第 2 回評議員会は平成 11 年 4 月 23 日に開催され、第 23 期事業報告・決算案、名誉会員候補者推薦、第 24 期事業計画・予算案が審議され、総会に諮ることが承認された。

3. 3 総会

第 23 期第 1 回通常総会は、平成 10 年 4 月 17 日に開催され、第 23 期役員、第 24 期事業計画・予算を平成 10 年度内に文部省に提出するための審議手続きが審議され、承認された。

第 23 期第 2 回通常総会は、平成 11 年 4 月 23 日に開催され、第 23 期事業報告・決算、名誉会員の推薦、第 24 期事業計画・予算が審議され、承認された。

4. 許可、認可、承認、証明等に関する事項

申請月日	申請事項	許可等月日	備考
	なし		

5. 契約に関する事項

契約年月日	相手方	契約の概要
H10/07/01	ニッセイエプロ(株)	学会誌編集事務業務委託契約 (H10/07/01-H11/06/30)
H10/10/01	ニッセイエプロ(株)	学会誌広告業務委託契約 (H10/10/01 より)

6. 寄付金に関する事項

寄付の目的	寄付者	申込み金額	領収金額	備考
	なし			

7. 主務官庁指示に関する事項

指示年月日	指示事項	履行状況
H9/03/07	「公益法人の設立許可及び指導監督基準」及び「公益法人の設立許可及び指導監督基準の運用指針」について（通知）	定款、細則の変更を準備中

8. 各委員会の活動

8. 1 総務委員会

委員長 吉識 晴夫 他 10 名 開催 8 回

8. 2 企画委員会

委員長 荒木 達雄 他 15 名 開催 9 回

8. 3 編集委員会

委員長 山根隆一郎 他 19 名 開催 8 回

8. 4 ガスタービン統計作成委員会

委員長 西原 昭義 他 10 名 開催 2 回

8. 5 学術講演会委員会

委員長 川口 修 他 10 名 開催 5 回

8. 6 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 山本 誠 他 1 名

8. 7 地方委員会

委員長 速水 洋 他 14 名 開催 2 回

8. 8 Bulletin 編集委員会

委員長 渡辺 紀徳 他 8 名 開催 6 回

8. 9 組織検討委員会

委員長 有賀 一郎 他 6 名 開催 3 回

8. 10 会員委員会

今年度休会

8. 11 選挙管理委員会

委員長 能瀬 弘幸 他 7 名 開催 3 回

8. 12 調査研究委員会

委員長 手島 清美 他 18 名 開催 6 回

8. 13 学会賞審査委員会

委員長 酒井 俊道

8. 14 国際交流委員会

委員長 長島 利夫 他 9 名

8. 15 次期国際会議準備委員会

委員長 葉山 眞治 他 16 名

8. 16 ワーキング委員会

財政・事務局体制検討 WG (委員長 菅 進)

9. 会員の異動状況

会員種別	会員数		増減数	摘要
	本年度末 平成 11 年 3 月 31 日現在	昨年度末 平成 10 年 3 月 31 日現在		
正会員	1,981 名	1,922 名	+59 名	
賛助会員	136 社	142 社	- 6 社	本年度末 187 口
学生会員	64 名	68 名	- 4 名	
計	2,181	2,132	+49	

第 23 期（平成 10 年度）収支決算

1. 収支計算書総括表

平成 10 年 4 月 1 日から平成 11 年 3 月 31 日まで

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
I. 収入の部	円	円	円
1. 基本財産運用収入	43,500	43,500	0
2. 会費・入会金収入	23,576,878	23,576,878	0
3. 事業収入	10,025,340	8,947,740	1,077,600
4. 補助金収入	150,000	150,000	0
5. 雑収入	1,722,341	1,625,692	96,649
6. 繰入金収入	1,071,890	1,000,000	71,890
7. 特定預金収入	5,000,000	0	5,000,000
当期収入合計	41,589,949	35,343,810	6,246,139
前期繰越収支差額	35,645,313	25,845,438	9,799,875
収入合計	77,235,262	61,189,248	16,046,014
II. 支出の部			
1. 事業費	14,912,567	12,576,235	2,336,332
2. 管理費	22,504,687	21,754,527	750,160
3. 敷金・補償金	0	0	0
4. 国際会議貸出金	5,000,000	0	5,000,000
5. 繰入金支出	1,000,000	0	1,000,000
6. 特定預金支出	1,500,000	1,500,000	0
当期支出合計	44,917,254	35,830,762	9,086,492
当期収支差額	-3,327,305	-486,952	-2,840,353
次期繰越収支差額	32,318,008	25,358,486	6,959,522

2. 正味財産計算書総括表

平成 10 年 4 月 1 日から平成 11 年 3 月 31 日まで

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
【増加の部】	円	円	円
資産増加額	1,711,890	1,711,890	0
増加額合計	1,711,890	1,711,890	0
【減少の部】			
資産減少額	8,327,305	486,952	7,840,353
負債増加額	1,500,000	1,500,000	0
減少額合計	9,827,305	1,986,952	7,840,353
当期正味財産減少額	8,115,415	275,062	7,840,353
前期繰越正味財産額	65,445,466	46,145,591	19,299,875
期末正味財産合計額	57,330,051	45,870,529	11,459,522

3. 貸借対照表総括表

平成 11 年 3 月 31 日現在

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
【資産の部】	円	円	円
流動資産	32,853,359	25,893,837	6,959,522
固定資産			
基本財産	6,014,266	6,014,266	0
その他固定資産	38,897,777	34,397,777	4,500,000
固定資産合計	44,912,043	40,412,043	4,500,000
資産合計	77,765,402	66,305,880	11,459,522
【負債の部】			
流動負債	535,351	535,351	0
固定負債	19,900,000	19,900,000	0
負債合計	20,435,351	20,435,351	0
【正味財産の部】			
正味財産	57,330,051	45,870,529	11,459,522
(うち基本金)	6,014,266	6,014,266	0
(うち当期正味財産減少額)	8,115,415	275,062	7,840,353
負債及び正味財産合計	77,765,402	66,305,880	11,459,522

4. 一般会計

4. 1 収支計算書

平成 10 年 4 月 1 日から平成 11 年 3 月 31 日まで

(単位：円)

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備考
(収入の部)				
*基本財産運用収入	[80,000]	[43,500]	[36,500]	
基本財産利息	80,000	43,500	36,500	
*入会金収入	[53,000]	[73,000]	[-20,000]	
正会員	40,000	62,000	-22,000	
学生会員	8,000	10,000	-2,000	
賛助会員	5,000	1,000	4,000	
*会費収入	[23,425,000]	[23,503,878]	[-78,878]	
正会員	9,600,000	10,279,863	-679,863	
学生会員	175,000	101,250	73,750	
賛助会員	13,650,000	13,122,765	527,235	
*事業収入	[8,710,000]	[8,947,740]	[-237,740]	
(集会事業)	(5,310,000)	(5,262,895)	(47,105)	
定期講演会	900,000	658,000	242,000	
秋季講演会	1,670,000	1,494,000	176,000	
G T セミナー	2,200,000	2,799,895	-599,895	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
見学会技術懇談会	270,000	171,000	99,000	
フォーラム	120,000	0	120,000	
シンポジウム	150,000	140,000	10,000	
(出版事業)	(3,400,000)	(3,684,845)	(-284,845)	
会誌広告	3,000,000	3,540,345	-540,345	
25周年誌販売	300,000	98,000	202,000	
名簿販売	100,000	46,500	53,500	
* 補助金収入	[0]	[150,000]	[-150,000]	
補助金	0	150,000	-150,000	
* 雑収入	[1,510,000]	[1,625,692]	[-115,692]	
(受取利息)	(510,000)	(333,935)	(176,065)	
運用財産定期預金	400,000	234,437	165,563	
運用財産普通預金	10,000	8,927	1,073	
表彰事業基金定期預金	100,000	90,571	9,429	
(雑収入)	(1,000,000)	(1,291,757)	(-291,757)	
雑収入	1,000,000	1,291,757	-291,757	
* 繰入金収入	[1,000,000]	[1,000,000]	[0]	
特別会計より繰入金	1,000,000	1,000,000	0	
** 当期収入合計 (A)	34,778,000	35,343,810	-565,810	
** 前期繰越収支差額	25,845,438	25,845,438	0	
** 収入合計 (B)	60,623,438	61,189,248	-565,810	
(支出の部)				
* 出版事業費	[8,317,000]	[8,501,623]	[-184,623]	
(会議費)	(139,000)	(140,303)	(-1,303)	
編集委員会	139,000	119,070	19,930	
25周年誌委員会	0	21,233	-21,233	
(通信運搬費)	(1,140,000)	(1,371,545)	(-231,545)	
会 誌	900,000	943,779	-43,779	
25周年誌	100,000	259,153	-159,153	
ニュースレター	140,000	168,613	-28,613	
(印刷製本費)	(6,170,000)	(6,013,805)	(156,195)	
会 誌	5,900,000	5,843,758	56,242	3月号含み
学会広報資料	120,000	0	120,000	
ニュースレター	150,000	170,047	-20,047	
(原稿料)	(868,000)	(975,970)	(-107,970)	
会 誌	848,000	682,660	165,340	
ニュースレター	20,000	12,180	7,820	
25周年誌	0	281,130	-281,130	
* 集会事業費	[5,028,000]	[3,740,944]	[1,287,056]	
(会議費)	(300,000)	(244,797)	(55,203)	
学術講演会委員会	70,000	60,000	10,000	
企画委員会	130,000	75,577	54,423	
地方委員会	100,000	109,220	-9,220	
(臨時雇賃金)	(64,000)	(0)	(64,000)	
定期講演会	20,000	0	20,000	
秋季講演会	20,000	0	20,000	
G T セミナー	24,000	0	24,000	
(旅費交通費)	(245,000)	(47,180)	(197,820)	
定期講演会	5,000	0	5,000	
秋季講演会	80,000	47,180	32,820	
G T セミナー	40,000	0	40,000	
教育シンポジウム	100,000	0	100,000	
特別講演会	20,000	0	20,000	
(通信運搬費)	(314,000)	(347,377)	(-33,377)	
定期講演会	25,000	18,495	6,505	
秋季講演会	10,000	38,140	-28,140	
G T セミナー	154,000	169,452	-15,452	
見学会技術懇談会	30,000	26,130	3,870	
フォーラム	15,000	0	15,000	
シンポジウム	10,000	9,500	500	
教育シンポジウム	50,000	67,130	-17,130	
特別講演会	20,000	18,530	1,470	
(印刷製本費)	(1,380,000)	(1,095,505)	(284,495)	
定期講演会	410,000	241,500	168,500	
秋季講演会	490,000	392,700	97,300	
G T セミナー	220,000	267,750	-47,750	
見学会技術懇談会	40,000	8,000	32,000	
フォーラム	40,000	0	40,000	
シンポジウム	40,000	1,680	38,320	
教育シンポジウム	120,000	183,875	-63,875	
特別講演会	20,000	0	20,000	
(貸借料)	(630,000)	(234,005)	(395,995)	
定期講演会	250,000	143,550	106,450	
秋季講演会	100,000	61,370	38,630	
G T セミナー	200,000	0	200,000	
シンポジウム	40,000	29,085	10,915	
教育シンポジウム	20,000	0	20,000	
特別講演会	20,000	0	20,000	
(諸謝金)	(590,000)	(394,433)	(195,567)	
定期講演会	25,000	44,444	-19,444	
秋季講演会	25,000	22,222	2,778	
G T セミナー	270,000	239,992	30,008	
見学会技術懇談会	90,000	0	90,000	
フォーラム	40,000	0	40,000	
シンポジウム	40,000	22,220	17,780	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
教育シンポジウム	60,000	55,555	4,445	
特別講演会	40,000	10,000	30,000	
(雑費)	(1,505,000)	(1,377,647)	(127,353)	
定期講演会	470,000	350,959	119,041	
秋季講演会	720,000	758,641	-38,641	
G T セミナー	100,000	81,574	18,426	
見学会技術懇談会	50,000	8,173	41,827	
フォーラム	25,000	0	25,000	
シンポジウム	20,000	16,978	3,022	
教育シンポジウム	100,000	161,322	-61,322	
特別講演会	20,000	0	20,000	
* 調査研究事業費	[370,000]	[249,490]	[120,510]	
(会議費)	(260,000)	(249,490)	(10,510)	
生産統計委員会	40,000	0	40,000	
技術情報センター委員会	20,000	0	20,000	
調査研究委員会	200,000	249,490	-49,490	
(通信運搬費)	(40,000)	(0)	(40,000)	
生産統計	10,000	0	10,000	
技術情報センター	10,000	0	10,000	
調査研究	20,000	0	20,000	
(雑費)	(70,000)	(0)	(70,000)	
生産統計	10,000	0	10,000	
技術情報センター	10,000	0	10,000	
調査研究	50,000	0	50,000	
* 表彰事業費	[70,000]	[84,178]	[-14,178]	
委員会費	50,000	0	50,000	
通信運搬費	10,000	0	10,000	
雑 費	10,000	84,178	-74,178	
* 管 理 費	[25,014,000]	[21,754,527]	[3,259,473]	
給 与	12,000,000	10,767,208	1,232,792	
手 当	130,000	77,235	52,765	
事務委託費	1,512,000	1,575,000	-63,000	
社会保険費	950,000	1,023,180	-73,180	
理 事 会	300,000	298,400	1,600	
評議員会	150,000	163,340	-13,340	
総 会	250,000	336,736	-86,736	
総務委員会	130,000	86,380	43,620	
組織検討委員会	30,000	18,000	12,000	
会員委員会	30,000	0	30,000	
選挙管理委員会	35,000	26,000	9,000	
評議員選挙費	460,000	351,815	108,185	
旅 費	350,000	155,900	194,100	
交 通 費	100,000	57,540	42,460	
什器備品費	500,000	211,890	288,110	
図 書 費	5,000	0	5,000	
消耗品費	1,400,000	1,279,571	120,429	
印刷 費	250,000	172,605	77,395	
通信運搬費	600,000	699,649	-99,649	
事務所借用費	4,000,000	3,840,000	160,000	
事務合理化費	1,000,000	28,000	972,000	
光熱水料費	300,000	189,581	110,419	
諸 謝 金	45,000	56,400	-11,400	
日内連会費	140,000	140,000	0	
共催分担金	10,000	0	10,000	
日本工学会会費	37,000	32,200	4,800	
雑 費	300,000	167,897	132,103	
* 特定金支出	[1,500,000]	[1,500,000]	[0]	
退職給与引当預金支出	1,500,000	1,500,000	0	
** 当期支出合計 (C)	40,299,000	35,830,762	4,468,238	
** 当期収支差額 (A)-(C)	-5,521,000	-486,952	-5,034,048	
** 次期繰越収支差額(B)-(C)	20,324,438	25,358,486	-5,034,048	

4. 2 正味財産増減計算書

平成10年4月1日から平成11年3月31日まで

科 目	金 額	金 額	金 額
【増加の部】	円	円	円
資 産 増 加 額			
什器備品購入額	211,890		
退職給与引当預金増加額	1,500,000	1,711,890	
増 加 額 合 計			1,711,890
【減少の部】			
資 産 減 少 額			
当期収支差額	486,952	486,952	
負債増加額			
退職給与引当金繰入額	1,500,000	1,500,000	
減 少 額 合 計			1,986,952
当期正味財産減少額			275,062
前期繰越正味財産額			46,145,591
期末正味財産合計額			45,870,529

4. 3 貸借対照表

平成 11 年 3 月 31 日現在

科 目	金 額		
	円	円	円
【資産の部】			
流動資産			
現金・預金	25,893,837		
流動資産合計		25,893,837	
固定資産			
基本財産			
基本財産引当預金	6,014,266		
基本財産合計	6,014,266		
その他固定資産			
什器備品	865,777		
敷金	1,032,000		
記念事業準備積立預金	500,000		
助成事業準備積立預金	500,000		
退職給与引当預金	19,900,000		
表彰事業基金積立預金	8,000,000		
事務所整備準備金	3,600,000		
その他固定資産合計	34,397,777		
固定資産合計		40,412,043	
資産合計			66,305,880
【負債の部】			
流動負債			
前受会費	492,700		
その他預り金	5,500		
雇用保険預り金	37,151		
流動負債合計		535,351	
固定負債			
退職給与引当金	19,900,000		
固定負債合計		19,900,000	
負債合計			20,435,351
【正味財産の部】			
正味財産			45,870,529
(うち基本金)			(6,014,266)
(うち当期正味財産減少額)			(275,062)
負債及び正味財産合計			66,305,880

4. 4 会計方針

- (1) 引当金の計上基準について
退職給与引当金：期末退職給与の要支給額を充当できる金額を計上している。
- (2) 資金の範囲について
資金の範囲には、現金、預金、前受会費及び預り金を含めることにしている。
なお、前期末及び当期末残高は、2. に記載する通りである。
2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

(単位：円)

科 目	前 期 末 残 高	当 期 末 残 高
現金・預金	26,410,492	25,893,837
前受会費及び預り金	565,054	535,351
次期繰越収支差額	25,845,438	25,358,486

5. 特別会計

5. 1 収支計算書

平成 10 年 4 月 1 日から平成 11 年 3 月 31 日まで

(単位：円)

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
(収入の部)				
*出版事業収入	[1,190,000]	[1,077,600]	[112,400]	
ブレイク広告収入	890,000	870,000	20,000	
ブレイク販売収入	300,000	207,600	92,400	
*雑収入	[201,000]	[96,649]	[104,351]	
普通預金受取利息	1,000	687	313	
定期預金受取利息	100,000	45,402	54,598	
国際交流基金受取利息	100,000	50,560	49,440	
*特定預金収入	[5,000,000]	[5,000,000]	[0]	
国際交流基金取崩	5,000,000	5,000,000	0	
*繰入金収入	[0]	[71,890]	[-71,890]	
国際会議返戻金	0	71,890	-71,890	
**当期収入合計(A)	6,391,000	6,246,139	144,861	
**前期繰越収支差額	9,799,875	9,799,875	0	
**収入合計(B)	16,190,875	16,046,014	144,861	
(支出の部)				
*出版事業費	[2,730,000]	[2,331,190]	[398,810]	
ブレイク編集委員会費	60,000	38,000	22,000	
ブレイク制作費	2,070,000	2,077,500	-7,500	
ブレイク発送費	460,000	137,690	322,310	
ブレイク原稿料	140,000	78,000	62,000	
*国際交流事業費	[1,750,000]	[5,142]	[1,744,858]	
国際交流会議費	1,550,000	0	1,550,000	委員派遣せず
雑費	200,000	5,142	194,858	
*管理費	[1,360,000]	[750,160]	[609,840]	
給与	680,000	736,382	-56,382	
会議費	240,000	0	240,000	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
印刷費	120,000	0	120,000	
通信費	80,000	1,660	78,340	
雑費	240,000	12,118	227,882	
*国際会議貸出金	[5,000,000]	[5,000,000]	[0]	
国際会議貸出金	5,000,000	5,000,000	0	
*繰入金支出	[1,000,000]	[1,000,000]	[0]	
一般会計繰入金	1,000,000	1,000,000	0	
**当期支出合計(C)	11,840,000	9,086,492	2,753,508	
**当期収支差額(A)-(C)	-5,449,000	-2,840,353	-2,608,647	
**次期繰越収支差額(B)-(C)	4,350,875	6,959,522	-2,608,647	

5. 2 正味財産増減計算書

平成 10 年 4 月 1 日から平成 11 年 3 月 31 日まで

科 目	金 額		
	円	円	円
【減少の部】			
資産減少額			
当期収支差額	2,840,353		
国際交流基金積立金取崩額	5,000,000	7,840,353	
減少額合計			7,840,353
当期正味財産減少額			7,840,353
前期繰越正味財産額			19,299,875
期末正味財産合計額			11,459,522

5. 3 貸借対照表

平成 11 年 3 月 31 日現在

科 目	金 額		
	円	円	円
【資産の部】			
流動資産			
現金・預金	6,959,522		
流動資産合計		6,959,522	
固定資産			
その他固定資産			
国際交流基金積立預金	4,500,000		
その他固定資産合計	4,500,000		
固定資産合計		4,500,000	
資産合計			11,459,522
【正味財産の部】			
正味財産			11,459,522
(うち当期正味財産減少額)			(7,840,353)
負債及び正味財産合計			11,459,522

5. 4 会計方針

- 資金の範囲について
資金の範囲には、現金、預金、前受会費及び預り金を含めることにしている。
なお、前期末及び当期末残高は、2. に記載する通りである。
- 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

(単位：円)

科 目	前 期 末 残 高	当 期 末 残 高
現金・預金	9,799,875	6,959,522
前受会費及び預り金	0	0
次期繰越収支差額	9,799,875	6,959,522

6. 財産目録

平成 11 年 3 月 31 日現在

【資産の部】	
1. 銀行預金	
貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店(注1)
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店(注2)
普通預金	第一勧業銀行西新宿支店(注3)
	第一勧業銀行西新宿支店(注4)
	さくら銀行北新宿支店(注3)
	三井信託銀行新宿西口支店(注3)
2. 中期国債ファンド	野村證券(注3)
	野村證券(注4)
3. 振替預金	(注3)
4. 権利金	(注5)
5. 日本工学会年金	(注2)
6. 什器備品	パーソナルコンピューター
資産合計	77,765,402 円
【負債の部】	
1. 預り金	535,351 円
2. 退職給与引当金	19,900,000 円
負債合計	20,435,351 円
【正味財産の部】	
正味財産	57,330,051 円
(注1) 基本財産	6,000,000 円
国際交流基金	4,500,000 円

表彰事業基金	8,000,000 円
(注2) 基本財産	14,266 円
退職給与引当金	19,900,000 円
事務所整備準備金	3,600,000 円
記念事業準備金積立金	500,000 円
助成事業準備金積立金	500,000 円
(注3) 一般会計運用財産	
(注4) 特別会計運用財産	
(注5) 第3工新ビル301号室, 402号室敷金	

監査報告

平成10年度(第23期)事業報告書, 収支計算書, 及び財産目録等について, 関係書類とともにその内容を監査した結果, 法令および定款に照らして正当であることを認めます。

監事 秋葉 雅史 印
監事 大槻 幸雄 印

第24期 監事・評議員選挙結果

・監事 (氏名:五十音順・敬称略)			番号	氏 名	勤 務 先	番号	氏 名	勤 務 先															
番号	氏 名	勤 務 先	31	猪木 恒夫	朝新湯鉄工所	66	菅 進	船舶技術研究所															
1	大島亮一郎	東北学院大学	32	佐々木直人	日産自動車㈱	67	石澤 和彦	超音速輸送機用推進システム技術研究組合															
2	葉山 眞治	富山県立大学	33	藤川 泰雄	日産自動車㈱	68	佐藤 幹夫	電力中央研究所															
・評議員 (候補者番号順・敬称略)			34	吉岡 俊彦	日本航空㈱	69	伊藤 高根	東海大学															
番号	氏 名	勤 務 先	35	熱田 正房	㈱日立製作所	70	神本 武征	東京工業大学															
1	伊藤 源嗣	石川島播磨重工業㈱	36	大田原康彦	㈱日立製作所	71	山根隆一郎	東京工業大学															
2	宇治 茂一	石川島播磨重工業㈱	37	川池 和彦	㈱日立製作所	72	荒川 忠一	東京大学															
3	斎藤 正泰	石川島播磨重工業㈱	38	西嶋 庸正	㈱日立製作所	73	梶 昭次郎	東京大学															
4	永野 進	石川島播磨重工業㈱	39	星野 和貞	㈱日立製作所	74	長島 利夫	東京大学															
5	宮下 和也	石川島播磨重工業㈱	40	吉川 修平	富士電機㈱	75	永野 三郎	東京大学															
6	中村 昌雄	石川島汎用機械㈱	41	園田 豊隆	㈱本田技術研究所	76	吉識 晴夫	東京大学															
7	綿貫 一男	石川島汎用機械㈱	42	伊佐治強彦	三井造船㈱	77	宮地 敏雄	東京電機大学															
8	竹内 崇雄	㈱住原製作所	43	高木 俊幸	三井造船㈱	78	酒井 俊道	東京理科大学															
9	小林 利充	㈱住原製作所	44	萩田 浩司	三菱自動車工業㈱	79	田辺 清	日本航空機エンジン協会															
10	城 敏彦	大阪ガス㈱	45	青木 素直	三菱重工業㈱	80	青木 千明	日本内燃機関連合会															
11	星野 昭史	川崎重工業㈱	46	小原 一郎	三菱重工業㈱	81	水木 新平	法政大学															
12	森 建二	川崎重工業㈱	47	塚越 敬三	三菱重工業㈱	82	荒木 達雄	武蔵工業大学															
13	山本 肇	川崎重工業㈱	48	長谷川 清	三菱重工業㈱	83	眞下 俊雄	明治大学															
14	阪口 哲也	川重明石エンジニアリング㈱	49	福江 一郎	三菱重工業㈱	84	大田 英輔	早稲田大学															
15	水野 孝則	関西電力㈱	50	岩佐 照久	㈱明電舎	85	山本 勝弘	早稲田大学															
16	弘松 幹雄	㈱先進材料利用カシマ・シネマ研究所	51	三宅 裕	大阪大学	次点者																	
17	大原 久宜	中部電力㈱	52	筒井 康賢	機械技術研究所	1	三賢 憲治	東電設計㈱															
18	岩井 益美	㈱トヨタタービンアンドシステム	53	池上 詢	京都大学	2	杉山 勝彦	㈱豊田中央研究所															
19	佐々木祥二	トヨタ自動車㈱	54	手島 清美	京都大学	3	杉山 七契	航空宇宙技術研究所															
20	宮坂 明	東京ガス㈱	55	井上 雅弘	九州大学	<table><tr><th>投票数</th><th colspan="2">844票</th></tr><tr><th></th><th>評議員</th><th>監 事</th></tr><tr><td>有効票</td><td>839</td><td>822</td></tr><tr><td>無効票</td><td>3</td><td>6</td></tr><tr><td>白票</td><td>2</td><td>16</td></tr></table>			投票数	844票			評議員	監 事	有効票	839	822	無効票	3	6	白票	2	16
投票数	844票																						
	評議員	監 事																					
有効票	839	822																					
無効票	3	6																					
白票	2	16																					
21	土屋 利明	東京電力㈱	56	難波 昌伸	九州大学																		
22	古瀬 裕	東京電力㈱	57	川口 修	慶応義塾大学																		
23	飯田 義亮	㈱東芝	58	長島 昭	慶応義塾大学																		
24	岡村 隆成	㈱東芝	59	益田 重明	慶応義塾大学																		
25	檜佐 彰一	㈱東芝	60	原田 広史	金属材料技術研究所																		
26	本間 友博	㈱東芝	61	遠藤 征紀	航空宇宙技術研究所																		
27	松田 健	㈱東芝	62	佐々木 誠	航空宇宙技術研究所																		
28	斎藤 浩平	東芝エンジニアリング㈱	63	田丸 卓	航空宇宙技術研究所																		
29	関矢 英士	東芝プラント建設㈱	64	吉田 豊明	航空宇宙技術研究所																		
30	斎藤 哲郎	東北電力㈱	65	角家 義樹	摂南大学																		

第24期(平成11年度)役員および評議員

理事・会長	菅 進
理事・副会長	伊藤源嗣
理事・総務担当	水木新平(主担当), 土屋利明(財務), 岡村隆成, 森 建二, 吉識晴夫
理事・企画担当	佐藤幹夫(主担当), 竹内崇雄, 水野孝則, 吉岡俊彦, 吉田豊明
理事・編集担当	益田重明(主担当), 佐々木直人, 高木俊幸, 長谷川清, 星野和貞, 宮下和也, 山本勝弘
監 事	大島亮一郎, 葉山眞治
評議員	前記選挙結果のうち, 上記理事に就任した方を除く65名

- (2) 学会誌及び学術図書の刊行(出版事業)
平成11年度から学会誌発行を年6回とする。

図 書 名	発行予定時期	予定部数
ガスタービン学会誌	平成11年5月, 7月, 9月, 11月, 平成12年1月, 3月	約2,300
定期講演会論文集	平成11年5月	200
秋季講演会論文集	平成11年8月	200
国産ガスタービン・過給機資料集	平成11年10月	300
セミナー資料集	平成12年1月	230
Bulletin of GTSJ	平成12年2月	500

第24期(平成11年度)事業計画

1. 事業の概要

平成11年度(第24期:平成11年4月1日から平成12年3月31日まで)は, 前年度に引き続き, 定款に定める下記諸事業を行う計画である。特に第24期においては, 1999年国際ガスタービン会議を「1999年国際ガスタービン会議神戸大会組織委員会」のもとで幹事学会として実施する。また, 学会誌の年6回発行を行うと共に, 国産ガスタービン及び過給機資料集の発行を行う予定である。さらに, 総会成立要件の改定を含む定款及び細則改定の準備を行う他, 学会及び事務局の一層の合理化や会員へのサービス改善を行う予定である。

- (1) 研究発表会及び学術講演会等の開催(集会事業)

名 称	予 定 回 数	開催予定時期
特別講演会	1回	平成11年4月
定期講演会	1回	5月
見学会・技術懇談会	2回	6月他
教育シンポジウム	1回	7月
秋季講演会	1回	8月
1999年ガスタービン国際会議	1回	11月
セミナー	1回	平成12年1月
フォーラム	1回	未定
シンポジウム	1回	未定

- (3) 内外関連学協会との連携並びに協力(国際協力事業)

1999年国際ガスタービン会議神戸大会を実施するにあたり, 同会議組織委員会及び実行委員会と協力して海外関連学協会及び国際会議の海外アドバイザーコミュニティとの連携を図る。また, Bulletin of GTSJ を刊行して海外関連学協会へ配布し, 学会の活動状況を紹介することにより情報交換を密にする。

国内については昨年度と同様に, 関連学協会(約25団体)との共催及び協賛により学術講演会, セミナー等を計画, 実施するとともに, 必要に応じて関連学協会の行事を協賛する予定である。

- (4) ガスタービンに関する研究・調査(調査研究事業)

昨年度より実施中の「ガスタービンのモニタリング技術に関する調査研究」を引き続き実施し, 遠隔モニタリングに関する技術動向を明らかにする。また, 平成11年のわが国におけるガスタービン及び過給機の生産実績の統計資料を収集, 集計し, 学会誌及びBulletin of GTSJに掲載する。さらに, 平成6年から10年までの国産ガスタービン及び過給機の生産統計, 仕様諸元を網羅した資料集を発行する予定である。

- (5) 研究の奨励及び研究業績の表彰(表彰事業)

ガスタービンに関連する研究及び技術開発を奨励するために, 優れた研究と技術に対して隔年でガスタービン学会賞を授与している。今年度は学会賞候補の選考を実施し, 学会賞授与を行う。

- (6) その他目的を達成するために必要な事業

ガスタービンに関心のある学生や若手技術者への関連技術の啓蒙, 啓発のため, 集

会事業として「ガスタービン教育シンポジウム」を今年度も実施する。

2. 委員会の設置

以上の諸事業を実施するため、下記の常置及び臨時の委員会を適宜設置する予定である。

- 常置委員会： (1)総務委員会
(2)企画委員会
(3)編集委員会
(4)ガスタービン統計作成委員会
(5)学術講演会委員会
(6)ガスタービン技術情報センター運営委員会
(7)地方委員会

- 臨時委員会： (1)Bulletin 編集委員会
(2)組織検討委員会
(3)会員委員会
(4)選挙管理委員会
(5)調査研究委員会
(6)学会賞審査委員会
(7)国際交流委員会
(8)規則改定委員会
(9)その他

第24期(平成11年度)収支予算

1. 予算総括表

平成11年4月1日から平成12年3月31日まで

科 目	合 計	一般会計	特別会計
I. 収入の部	円	円	円
1. 基本財産運用収入	80,000	80,000	0
2. 会費・入金会収入	22,853,000	22,853,000	0
3. 事業収入	13,620,000	12,530,000	1,090,000
4. 補助金等収入	278,000	278,000	0
5. 雑収入	1,611,000	1,510,000	101,000
6. 繰入金収入	6,900,000	0	6,900,000
7. 特定預金収入	2,500,000	1,000,000	1,500,000
当期収入合計	47,842,000	38,251,000	9,591,000
前期繰越収支差額	32,318,008	25,358,486	6,959,522
収入合計	80,160,008	63,609,486	16,550,522
II. 支出の部			
1. 事業費	19,278,000	16,118,000	3,160,000
2. 管理費	24,498,000	23,068,000	1,430,000
3. 敷金・保証金	0	0	0
4. 国際会議貸出金	1,500,000	0	1,500,000
5. 繰入金支出	0	0	0
6. 特定預金支出	7,300,000	800,000	6,500,000
当期支出合計	52,576,000	39,986,000	12,590,000
当期収支差額	-4,734,000	-1,735,000	-2,999,000
次期繰越収支差額	27,584,008	23,623,486	3,960,522

2. 一般会計 収支予算書

平成11年4月1日から平成12年3月31日まで

(単位:円)

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
(収入の部)				
*基本財産運用収入	[80,000]	[80,000]	[0]	
基本財産利息	80,000	80,000	0	
*入 会 金 収 入	[53,000]	[53,000]	[0]	
正 会 員	40,000	40,000	0	
学生会員	8,000	8,000	0	
賛助会員	5,000	5,000	0	
*会 費 収 入	[22,800,000]	[23,425,000]	[-625,000]	
正 会 員	9,750,000	9,600,000	150,000	
学生会員	100,000	175,000	-75,000	
賛助会員	12,950,000	13,650,000	-700,000	
*事 業 収 入	[12,530,000]	[8,710,000]	[3,820,000]	
(集会事業)	(5,540,000)	(5,310,000)	(230,000)	
定期講演会	900,000	900,000	0	
秋季講演会	1,290,000	1,670,000	-380,000	
G Tセミナー	2,420,000	2,200,000	220,000	
見学会技術懇談会	270,000	270,000	0	
フォーラム	120,000	120,000	0	
シンポジウム	150,000	150,000	0	
教育シンポジウム	390,000	0	390,000	
(出版事業)	(6,990,000)	(3,400,000)	(3,590,000)	
会誌広告	4,500,000	3,000,000	1,500,000	
統計資料集広告	1,650,000	0	1,650,000	
統計資料集販売	840,000	0	840,000	
25周年誌販売	0	300,000	-300,000	
名簿販売	0	100,000	-100,000	
*補 助 金 等 収 入	[278,000]	[0]	[278,000]	
補 助 金	278,000	0	278,000	
*雑 収 入	[1,510,000]	[1,510,000]	[0]	
(受取利息)	(510,000)	(510,000)	(0)	
運用財産定期預金	400,000	400,000	0	
運用財産普通預金	10,000	10,000	0	

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
表彰事業基金定期預金	100,000	100,000	0	
(雑収入)	(1,000,000)	(1,000,000)	(0)	
雑 収 入	1,000,000	1,000,000	0	
*繰 入 金 収 入	[0]	[1,000,000]	[-1,000,000]	
特別会計より繰入金	0	1,000,000	-1,000,000	
*特 定 預 金 収 入	[1,000,000]	[0]	[1,000,000]	
事務所整備預金取崩し	1,000,000	0	1,000,000	
**当期収入合計(A)	38,251,000	34,778,000	3,473,000	
**前期繰越収支差額	25,358,486	25,845,438	-486,952	
**収入合計 (B)	63,609,486	60,623,438	2,986,048	
(支出の部)				
*出 版 事 業 費	[11,678,000]	[8,317,000]	[3,361,000]	
(会議費)	(120,000)	(139,000)	(-19,000)	
編集委員会	120,000	139,000	-19,000	
(通信運搬費)	(1,180,000)	(1,140,000)	(40,000)	
会 誌	1,080,000	900,000	180,000	
25周年誌郵送	0	100,000	-100,000	
ニュースレター	0	140,000	-140,000	
統計資料集	100,000	0	100,000	
(印刷製本費)	(9,540,000)	(6,170,000)	(3,370,000)	
会 誌	7,740,000	5,900,000	1,840,000	
学会広報資料	100,000	120,000	-20,000	
ニュースレター	0	150,000	-150,000	
統計資料集	1,700,000	0	1,700,000	
(原稿料)	(838,000)	(868,000)	(-30,000)	
会 誌	838,000	848,000	-10,000	
ニュースレター	0	20,000	-20,000	
*集 会 事 業 費	[3,870,000]	[5,028,000]	[-1,158,000]	
(会議費)	(255,000)	(300,000)	(-45,000)	
企画委員会	100,000	130,000	-30,000	
学術講演会委員会	55,000	70,000	-15,000	
地方委員会	100,000	100,000	0	
(臨時雇賃金)	(30,000)	(64,000)	(-34,000)	
定期講演会	10,000	20,000	-10,000	
秋季講演会	10,000	20,000	-10,000	
G Tセミナー	10,000	24,000	-14,000	
(旅費交通費)	(135,000)	(245,000)	(-110,000)	
定期講演会	5,000	5,000	0	
秋季講演会	50,000	80,000	-30,000	
G Tセミナー	10,000	40,000	-30,000	
教育シンポジウム	50,000	100,000	-50,000	
特別講演会	20,000	20,000	0	
(通信運搬費)	(215,000)	(314,000)	(-99,000)	
定期講演会	10,000	25,000	-15,000	
秋季講演会	10,000	10,000	0	
G Tセミナー	120,000	154,000	-34,000	
見学会技術懇談会	10,000	30,000	-20,000	
フォーラム	5,000	15,000	-10,000	
シンポジウム	5,000	10,000	-5,000	
教育シンポジウム	50,000	50,000	0	
特別講演会	5,000	20,000	-15,000	
(印刷製本費)	(980,000)	(1,380,000)	(-400,000)	
定期講演会	250,000	410,000	-160,000	
秋季講演会	350,000	490,000	-140,000	
G Tセミナー	220,000	220,000	0	
見学会技術懇談会	10,000	40,000	-30,000	
フォーラム	10,000	40,000	-30,000	
シンポジウム	10,000	40,000	-30,000	
教育シンポジウム	120,000	120,000	0	
特別講演会	10,000	20,000	-10,000	
(貸借料)	(430,000)	(630,000)	(-200,000)	
定期講演会	100,000	250,000	-150,000	
秋季講演会	150,000	100,000	50,000	
G Tセミナー	100,000	200,000	-100,000	
シンポジウム	40,000	40,000	0	
教育シンポジウム	20,000	20,000	0	
特別講演会	20,000	20,000	0	
(諸謝金)	(410,000)	(590,000)	(-180,000)	
定期講演会	25,000	25,000	0	
秋季講演会	25,000	25,000	0	
G Tセミナー	230,000	270,000	-40,000	
見学会技術懇談会	10,000	90,000	-80,000	
フォーラム	30,000	40,000	-10,000	
シンポジウム	20,000	40,000	-20,000	
教育シンポジウム	60,000	60,000	0	
特別講演会	10,000	40,000	-30,000	
(雑費)	(1,415,000)	(1,505,000)	(-90,000)	
定期講演会	400,000	470,000	-70,000	
秋季講演会	720,000	720,000	0	
G Tセミナー	100,000	100,000	0	
見学会技術懇談会	50,000	50,000	0	
フォーラム	25,000	25,000	0	
シンポジウム	10,000	20,000	-10,000	
教育シンポジウム	100,000	100,000	0	
特別講演会	10,000	20,000	-10,000	

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
*調査研究事業費	[410,000]	[370,000]	[40,000]	
(会議費)	(260,000)	(260,000)	(0)	
生産統計委員会	40,000	40,000	0	
技術情報センター委員会	20,000	20,000	0	
調査研究委員会	200,000	200,000	0	
(通信運搬費)	(40,000)	(40,000)	(0)	
生産統計	10,000	10,000	0	
技術情報センター	10,000	10,000	0	
調査研究	20,000	20,000	0	
(雑費)	(110,000)	(70,000)	(40,000)	
生産統計	50,000	10,000	40,000	
技術情報センター	10,000	10,000	0	
調査研究	50,000	50,000	0	
*表彰事業費	[160,000]	[70,000]	[90,000]	
委員会費	50,000	50,000	0	
通信運搬費	10,000	10,000	0	
雑 費	100,000	10,000	90,000	
*管理費	[23,068,000]	[25,014,000]	[-1,946,000]	
給 与	11,300,000	12,000,000	-700,000	
手 当	70,000	130,000	-60,000	
事務委託費	1,764,000	1,512,000	252,000	
社会保険費	1,000,000	950,000	50,000	
理 事 会	220,000	300,000	-80,000	
評議員会	120,000	150,000	-30,000	
総 会	450,000	250,000	200,000	
総務委員会	100,000	130,000	-30,000	
組織検討委員会	30,000	30,000	0	
会員委員会	30,000	30,000	0	
規則改定委員会	30,000	0	30,000	
選挙管理委員会	30,000	35,000	-5,000	
評議員選挙費	400,000	460,000	-60,000	
旅 費	200,000	350,000	-150,000	
交 通 費	50,000	100,000	-50,000	
什器備品費	200,000	500,000	-300,000	
図 書 費	5,000	5,000	0	
消耗品費	1,200,000	1,400,000	-200,000	
印 刷 費	100,000	250,000	-150,000	
通信運搬費	600,000	600,000	0	
事務所借用費	4,140,000	4,000,000	140,000	
事務合理化費	300,000	1,000,000	-700,000	
光熱水料費	200,000	300,000	-100,000	
諸 謝 金	45,000	45,000	0	
日内連会費	140,000	140,000	0	
共催分担金	10,000	10,000	0	
日本工学会会費	34,000	37,000	-3,000	
雑 費	300,000	300,000	0	
*特定預金支出	[800,000]	[1,500,000]	[-700,000]	
退職給与引当預金支出	800,000	1,500,000	-700,000	
**当期支出合計 (C)	39,986,000	40,299,000	-313,000	
**当期収支差額 (A)-(C)	-1,735,000	-5,521,000	3,786,000	
**次期繰越収支差額(B)-(C)	23,623,486	20,324,438	3,299,048	

3. 特別会計 収支予算書

平成11年4月1日から平成12年3月31日まで
(単位:円)

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
(収入の部)				
*出版事業収入	[1,090,000]	[1,190,000]	[-100,000]	
プレティン販売	300,000	300,000	0	
プレティン広告	790,000	890,000	-100,000	
*雑 収 入	[101,000]	[201,000]	[-100,000]	
普通預金受取利息	1,000	1,000	0	
定期預金受取利息	50,000	100,000	-50,000	
国際交流基金受取利息	50,000	100,000	-50,000	
*繰入金収入	[6,900,000]	[0]	[6,900,000]	
国際会議作業受託金	400,000	0	400,000	
国際会議返戻金	6,500,000	0	6,500,000	
*特定預金収入	[1,500,000]	[5,000,000]	[-3,500,000]	
国際交流基金取崩	1,500,000	5,000,000	-3,500,000	
**当期収入合計 (A)	9,591,000	6,391,000	3,200,000	
**前期繰越収支差額	6,959,522	9,799,875	-2,840,353	
**収入合計 (B)	16,550,522	16,190,875	359,647	
(支出の部)				
*出版事業費	[2,410,000]	[2,730,000]	[-320,000]	
プレティン編集委員会費	60,000	60,000	0	
プレティン製作費	1,750,000	2,070,000	-320,000	
プレティン発送費	460,000	460,000	0	
プレティン原稿料	140,000	140,000	0	
*国際交流事業費	[750,000]	[1,750,000]	[-1,000,000]	
国際交流会議費	250,000	1,550,000	-1,300,000	
雑 費	500,000	200,000	300,000	
*管 理 費	[1,430,000]	[1,360,000]	[70,000]	
給 与	700,000	680,000	20,000	
会議費	240,000	240,000	0	
印刷費	120,000	120,000	0	
通信費	80,000	80,000	0	
雑 費	290,000	240,000	50,000	
*国際会議貸出金	[1,500,000]	[5,000,000]	[-3,500,000]	
国際会議貸出金	1,500,000	5,000,000	-3,500,000	
*特定預金支出	[6,500,000]	[0]	[6,500,000]	
国際交流基金積立	6,500,000	0	6,500,000	
*繰入金支出	[0]	[1,000,000]	[-1,000,000]	
一般会計繰入金	0	1,000,000	-1,000,000	
**当期支出合計 (C)	12,590,000	11,840,000	750,000	
**当期収支差額 (A)-(C)	-2,999,000	-5,449,000	2,450,000	
**次期繰越収支差額(B)-(C)	3,960,522	4,350,875	-390,353	

「1999 年国際ガスタービン会議神戸大会」 —会議の準備状況—

川口 修

KAWAGUCHI Osamu

これまで何度か学会誌上でその準備状況を紹介してきた第7回国際ガスタービン会議神戸大会まであと残すところ4ヶ月となった。会議は主催する国際会議組織委員会のもと、実務を行なう実行委員会（葉山真治委員長）で、論文、展示、行事、総務、財務の5部門の委員会が業務を分担し準備に当たっている。

1. 論文応募状況

会議の主行事のひとつは、ガスタービン関連技術あるいは工学に関連する学術講演会であるが、その論文募集の業務は論文委員会（田丸委員長）が担当している。すでに申込は締め切られているが、昨年末現在における講演の申込は表に示すとおりで、総計で174件となっており、前回の158件を大きく上回っている。また、海外からの申込は15カ国から68件で、ドイツ、韓国、イギリス、アメリカ、中国から多数の申し込みが寄せられている。前回19件の申込があった中国からの申し込みは6件に減少しているものの、前回3件であった韓国からの申込が10件、前回2件であったイギリスからの申込が9件とそれぞれに大幅に増えている。今回は海外からの応募の増加を期待し、First Circular & Call for Paperを世界的なガスタービン専門誌である“Gas Turbine World”に挿入したり、International Advisory Committeeの方々に送付するなど、海外への呼びかけを積極的に行った。

今回の応募論文の扱いはこれまでと異なり、論文概要による申込受理後に著者から提出された正論文を複数の校閲委員が査読し、その採否が決定されることになっており、これまでよりも一層論文の質が向上することが期待されている。最終的には論文数が何件になるかは不明であるが、なるべく多くの優れた論文が採用され、充実した講演会になることを期待している。7月中旬に発行予定のSecond Circularには、仮の講演プログラムなど詳細が掲載されるので参照されたい。

2. 展示会準備状況

国際会議のもう一つの柱であり、財政的にもその収入に期待するところが大きいのが展示会である。展示会は展示委員会（星野委員長 江田幹事）のもとで準備が進められており、展示企業の募集が行われている。内外の

ガスタービン関連の企業から最新のガスタービンあるいは部品の展示、もしくは計測機器類の展示を期待しているが、現在の日本の経済状況が極めて悪いため、当初の見込み小間数を若干下回っている。しかし、展示委員会の努力であと一歩というところになっており、関係各位の努力に感謝したい。

展示会概要

会 場：神戸コンベンションセンター内 神戸国際展示場

展示小間数：約130小間

展示内容：ガスタービンおよび関連部品、計測機器類

表1 国別の論文応募件数
(全応募数174件、海外15カ国68件)

	IGTC 99 (7 th)	YIGTC 95 (6 th)
Australia	2	—
Belgium	2	—
Brazil	—	1
Egypt	—	1
France	4	2
Germany	12	13
India	1	2
Indonesia	—	1
Israel	—	1
Italy	4	6
Japan	106	87
Korea	10	3
P. R. China	6	9
Peru	—	1
Russia	3	8
Saudi Arabia	—	1
Slovakia	1	—
Sweden	1	—
Switzerland	4	1
UK	9	2
USA	8	9
Yugoslavia	1	—

講演会概要

会 場：神戸コンベンションセンター内 神戸国際会議場

会 期：1999 年 11 月 15 日(月)―11 月 18 日(木)

表 2 講演会プログラム (仮)

		Room A	Room B	Room C	Room D
Nov. 15 (Mon)	9:15-9:30	Opening Address			
	9:35-10:35	Keynote Speech 1			
	10:50-11:50	Keynote Speech 2			
	13:00-15:15	Ceramic Gas Turbines	Marine & Industrial Gas Turbines	Heat Transfer 1	Control of Unsteady Flow and Noise
	15:30-17:20	Advanced Combined Cycle	Adv. Materials & Coatings	Heat Transfer 2	Internal Flow 1
Nov. 16 (Tues)	9:00-10:00	Keynote Speech 3			
	10:15-11:55	Development 1	Cascade Design 1	Combustor Elements	Internal Flow 2
	13:10-15:15	Development 2	Cascade Design 2	NOx Reduction 1	Maintenance and Control 1
	15:30-18:00	Development 3	Advanced Numerical Analysis of Cascade	Combustor CFD	Maintenance and Control 2
Nov. 17 (Wed)	9:00-10:00	Keynote Speech 4			
	10:30-11:30	Keynote Speech 5			
	12:45-14:25	Performance 1	Unsteady Flow 1	NOx Reduction 2	Bearings & Seals
	14:40-17:45	HYPR-HST/SST	Unsteady Aerodynamic Force & Vibration	NOx Reduction 3 Measurements	Materials 1 Materials 2
Nov. 18 (Thu)	9:00-10:00	Keynote Speech 6			
	10:15-11:55	Performance 2	Unsteady Flow 2	Turbine Cooling 1	Small Gas Turbine System 1
	13:00-14:15	Performance 3	Unsteady Flow 3	Turbine Cooling 2	Small Gas Turbine System 2
	14:30-17:20	Panel Discussion			
	17:20-17:30	Closing Address			

3. 関連行事

国際会議の参加者が情報交換を行うとともに、久しぶりに再会して懇親の場を持つことができるのが種々の関連行事であり、行事委員会（福江委員長 高橋幹事）が企画、準備を進めている。現在、企画・準備が行われている行事は以下のようなものである。

歓迎会 (Welcome Reception)

11 月 14 日(日) 18:00-19:30 Reception Hall

晩餐会 (Banquet)

11 月 17 日(水) 18:30-20:30 Portopia Hotel

見学会 (Optional Tour)

11 月 19 日(金)

Tour A：関西電力(株)姫路第一火力発電所，姫路城
Tour B：川崎重工業(株)明石工場，関西電力(株)尼崎燃料電池試験設備，明石海峡大橋

4. 講演会・展示会会場へのアクセス

本国際会議が開催される神戸国際会議場，神戸国際展示場は，世界初の海上文化都市「ポートアイランド」の中核である神戸コンベンションセンターの中心施設で，他に多目的ホール，ホテルがある。また，ポートアイランド内には，その他にもレストラン，ファッションタウン，公園，博物館などが点在し，コンベンション参加者の憩いの場となっている。

会場へのアクセスとしては、飛行機の利用、新幹線の利用、JR 在来線の利用等、次のいくつかの方法がある。

5. 参加登録等の詳細情報

7 月半ばには 2nd Circular が発行され、学会会員の皆様のお手元に送付されるので、講演プログラム、参加登録の方法、宿泊予約等に関する詳細はそちらをご覧ください、是非とも本国際会議にご参加頂きたい。そして、

最新のガスタービン技術と工学の情報を収集するとともに、国内外の研究者、技術者との情報交換の場として頂きたい。また、下記の学会のホームページをご覧頂くと国際会議に関する最新の情報を得られるので、そちらも参照されたい。

ホームページのアドレス：

<http://www.jade.dti.ne.jp/~igt99>

〔関西国際空港から〕

神戸マリンルート

空港 →→ ボートターミナル →→ 神戸シティアターミナル(K-CAT) →→ ボートアイランドコンベンションセンター
バス(4 min) ジェットホイール(27 min) リムジンバス(3 min)

リムジンバス

空港 →→ JR 三宮駅 →→ ボートアイランドコンベンションセンター
リムジンバス(70 min) リムジンバス(20 min)

〔大阪国際空港から〕

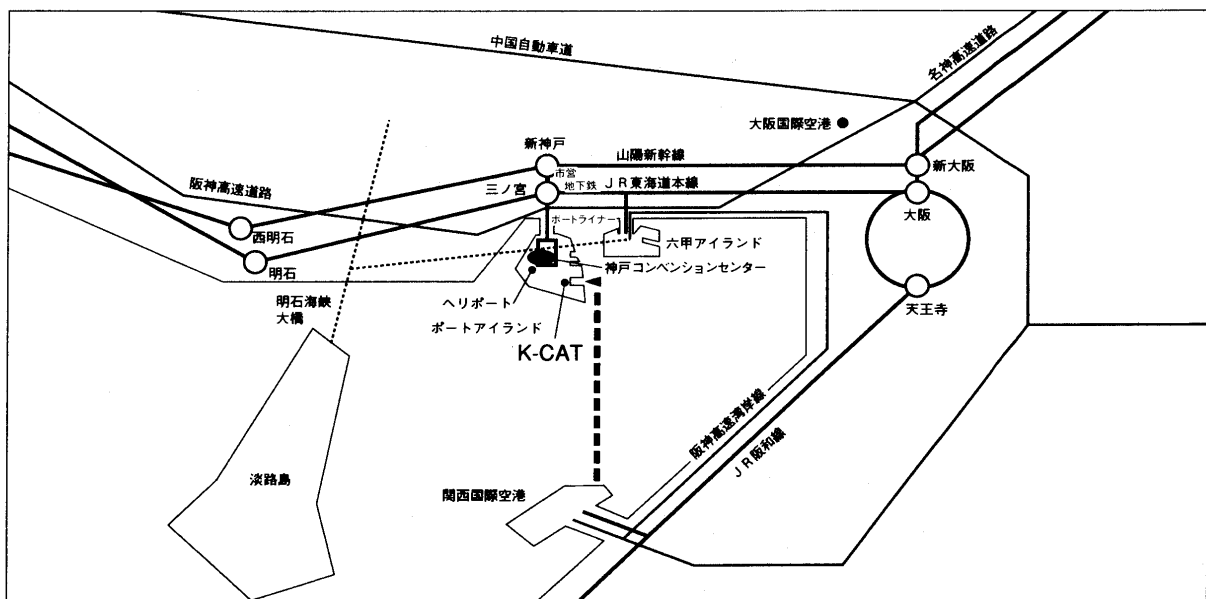
空港 →→ JR 三宮駅 →→ ボートアイランドコンベンションセンター
リムジンバス(40 min) リムジンバス(20 min)

〔JR 新神戸駅・JR 三宮駅から〕

駅 →→ ボートアイランドコンベンションセンター
タクシー(20 min)

駅 →→ JR 三宮駅 →→ ボートアイランドコンベンションセンター
地下鉄(3 min) ボートライナー(10 min)

駅 →→ JR 三宮駅 →→ ボートアイランドコンベンションセンター
リムジンバス(30 min)



会場への交通アクセス

第 27 回定期講演会報告

井 亀 優

IKAME Masaru

5月26日に早稲田大学国際会議場において第27回ガスタービン定期講演会が開催されました。一般講演20件、オーガナイズドセッション4件の合計24件と特別講演があり、100名が参加して活発な討論が繰り広げられました。

今回の定期講演会の講演内容を分野別に見ると、一般講演は計算空気力学関係6件、翼列特性関係4件、材料関係3件、燃焼器関係4件、ガスタービンの性能関係3件の合計20件と「航空転用ガスタービン」と題したオーガナイズドセッションの4件でした。今回は講演時間20分、討論5分としましたが、討論時間がやや不足したセッションも見られました。

午後の特別講演では、電力中央研究所の浜松照秀氏に「地球環境問題に向けた火力新発電技術」と題してご講演をいただきました。この講演では、我が国における火力発電技術の発展の概観、今後の新火力発電技術の展望、次世紀の電力需要想定、炭酸ガス排出抑制の方策などについて詳しく解説していただきました。

最後のオーガナイズドセッションでは、「航空転用ガスタービン」のテーマで、最近コージェネレーション、

発電用、機械駆動用などの用途に広がりつつある航空転用ガスタービンについて、新しいガスタービンパッケージの紹介、コージェネレーションシステムの動特性シミュレーション、コンバインドプラントの紹介、コージェネレーションシステム設計者から見た研究開発サイドへの意見等の内容で講演がありました。

講演会終了後、会場の一室を使って懇親会が開催されました。菅新会長の挨拶で会は始まり、秋に開催されるガスタービン国際会議の論文応募状況など進捗状況が報告され、会員が多数参加されるよう要請されました。その後和やかな雰囲気の下で、情報交換、交流が進み、参加者の皆さんにとって有意義な場となったことと思います。

今回の定期講演会は、厳しい経済状況の下にあり、秋にガスタービン国際会議を控えていることもあって参加者の減少が懸念され、講演会を企画する側としては参加申込人数が気になりましたが、100名の参加者がありほっとしました。

(船舶技術研究所、学術講演会委員会委員)

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
船舶排ガスからの大気汚染物質と対応技術	H 11/7/21 主婦会館	日本内燃機関連合会事務局 担当/青木, 田山, 波多野 TEL 03-3574-7882 FAX 03-3574-7883
第 237 回講習会 機械設計高度化のための最新金属材料技術	H 11/9/9-10 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073 FAX 06-443-6049
可視化情報学会全国講演会(関西講演会)	H 11/10/25-26 関西大学 百周年記念会館	関西大学工学部管理工学科 担当/植村, 米原 TEL 06-6368-0802, 0976 FAX 06-6330-3154
第 13 回数値流体力学シンポジウム	H 11/12/21-23 中央大学 理工学部 春日キャンパス	東京農工大学工学部機械システム工学科 担当/東野文男, 亀田正治 TEL 042-388-7075 FAX 042-388-7413 E-MAIL: cfd13@cc.tuat.ac.jp
第 40 回航空原動機・宇宙推進講演会	H 12/1/27-28 航空宇宙技術研究所	日本航空宇宙学会 TEL 03-3501-0463 FAX 03-3501-0464
第 6 回船舶用機関国際シンポジウム	H 12/10/23-27 都市センター会議場	日本海事協会研究センター気付 TEL 043-294-5400 FAX 043-294-5464 E-MAIL: ri@classnk.or.jp

第 27 回定期講演会報告

井 亀 優

IKAME Masaru

5月26日に早稲田大学国際会議場において第27回ガスタービン定期講演会が開催されました。一般講演20件、オーガナイズドセッション4件の合計24件と特別講演があり、100名が参加して活発な討論が繰り広げられました。

今回の定期講演会の講演内容を分野別に見ると、一般講演は計算空気力学関係6件、翼列特性関係4件、材料関係3件、燃焼器関係4件、ガスタービンの性能関係3件の合計20件と「航空転用ガスタービン」と題したオーガナイズドセッションの4件でした。今回は講演時間20分、討論5分としましたが、討論時間がやや不足したセッションも見られました。

午後の特別講演では、電力中央研究所の浜松照秀氏に「地球環境問題に向けた火力新発電技術」と題してご講演をいただきました。この講演では、我が国における火力発電技術の発展の概観、今後の新火力発電技術の展望、次世紀の電力需要想定、炭酸ガス排出抑制の方策などについて詳しく解説していただきました。

最後のオーガナイズドセッションでは、「航空転用ガスタービン」のテーマで、最近コージェネレーション、

発電用、機械駆動用などの用途に広がりつつある航空転用ガスタービンについて、新しいガスタービンパッケージの紹介、コージェネレーションシステムの動特性シミュレーション、コンバインドプラントの紹介、コージェネレーションシステム設計者から見た研究開発サイドへの意見等の内容で講演がありました。

講演会終了後、会場の一室を使って懇親会が開催されました。菅新会長の挨拶で会は始まり、秋に開催されるガスタービン国際会議の論文応募状況など進捗状況が報告され、会員が多数参加されるよう要請されました。その後和やかな雰囲気の下で、情報交換、交流が進み、参加者の皆さんにとって有意義な場となったことと思います。

今回の定期講演会は、厳しい経済状況の下にあり、秋にガスタービン国際会議を控えていることもあって参加者の減少が懸念され、講演会を企画する側としては参加申込人数が気になりましたが、100名の参加者がありほっとしました。

(船舶技術研究所、学術講演会委員会委員)

 本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
船舶排ガスからの大気汚染物質と対応技術	H 11/7/21 主婦会館	日本内燃機関連合会事務局 担当/青木、田山、波多野 TEL 03-3574-7882 FAX 03-3574-7883
第 237 回講習会 機械設計高度化のための最新金属材料技術	H 11/9/9-10 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073 FAX 06-443-6049
可視化情報学会全国講演会(関西講演会)	H 11/10/25-26 関西大学 百周年記念会館	関西大学工学部管理工学科 担当/植村、米原 TEL 06-6368-0802, 0976 FAX 06-6330-3154
第 13 回数値流体力学シンポジウム	H 11/12/21-23 中央大学 理工学部 春日キャンパス	東京農工大学工学部機械システム工学科 担当/東野文男、亀田正治 TEL 042-388-7075 FAX 042-388-7413 E-MAIL: cfd13@cc.tuat.ac.jp
第 40 回航空原動機・宇宙推進講演会	H 12/1/27-28 航空宇宙技術研究所	日本航空宇宙学会 TEL 03-3501-0463 FAX 03-3501-0464
第 6 回船舶用機関国際シンポジウム	H 12/10/23-27 都市センター会議場	日本海事協会研究センター気付 TEL 043-294-5400 FAX 043-294-5464 E-MAIL: ri@classnk.or.jp

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切：平成 11 年 12 月 15 日

日本ガスタービン学会では下記により、2 年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては、今年度下記要領により第 10 回目の学会賞の募集を行うことになりましたのでお知らせ致します。

応募要領

1. 日本ガスタービン学会賞

本会はガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対してそれぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰を行う。

2. 対象となる業績

- (1) 論文賞 日本ガスタービン学会誌に平成 7 年 11 月以降平成 11 年 11 月迄に公表された論文および 1999 年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings に掲載された論文で、独創性があり工学および技術に寄与したもの。
- (2) 技術賞 ガスタービンおよび過給機に関連し、同上期間に完成した新技術（画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上等に寄与したもの）。
- (3) 奨励賞 日本ガスタービン学会誌に平成 7 年 11 月以降平成 11 年 11 月迄に公表された論文および 1999 年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings

に掲載された独創的な論文（いずれも本人が中心的役割を果たしたもの）で萌芽的研究を含む。

3. 受賞者の資格

- (1) 論文賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）とする。
- (2) 技術賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員、賛助会員）とする。
- (3) 奨励賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）で、昭和 39 年 4 月 2 日以降生まれの個人とする。ただし論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

4. 受賞件数 論文賞 5 件、技術賞 2 件、奨励賞 2 名程度とする。

5. 表彰の方法 審査の上、表彰状および賞牌を授与する。

6. 表彰の時期 表彰は、平成 12 年 4 月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

7. 応募の方法 公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人より申請、奨励賞は推薦による。尚、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない

8. 提出書類 推薦または申請には、本会の所定用紙に必要事項を記載して、1 件につき正 1 通、副 2 通（コピーで可）の計 3 通を提出する。

9. 提出締切日 平成 11 年 12 月 15 日（木）17 時必着

10. 提出先 〒160 東京都新宿区西新宿 7-5-13

第 3 工新ビル 402

(社)日本ガスタービン学会

学会賞審査委員会宛

◇ 1999 年度会費納入のお願い ◇

1999 年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさっている方は、1999 年度は 1999 年 4 月 23 日貴口座より引落しさせていただきました。

賛助会員	1 口	70,000 円
正会員		5,000 円
学生会員		2,500 円

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

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

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切：平成 11 年 12 月 15 日

日本ガスタービン学会では下記により、2 年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては、今年度下記要領により第 10 回目の学会賞の募集を行うことになりましたのでお知らせ致します。

応募要領

1. 日本ガスタービン学会賞

本会はガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対してそれぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰を行う。

2. 対象となる業績

- (1) 論文賞 日本ガスタービン学会誌に平成 7 年 11 月以降平成 11 年 11 月迄に公表された論文および 1999 年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings に掲載された論文で、独創性があり工学および技術に寄与したもの。
- (2) 技術賞 ガスタービンおよび過給機に関連し、同上期間に完成した新技術（画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上等に寄与したもの）。
- (3) 奨励賞 日本ガスタービン学会誌に平成 7 年 11 月以降平成 11 年 11 月迄に公表された論文および 1999 年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings

に掲載された独創的な論文（いずれも本人が中心的役割を果たしたもの）で萌芽的研究を含む。

3. 受賞者の資格

- (1) 論文賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）とする。
- (2) 技術賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員、賛助会員）とする。
- (3) 奨励賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）で、昭和 39 年 4 月 2 日以降生まれの個人とする。ただし論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

4. 受賞件数 論文賞 5 件、技術賞 2 件、奨励賞 2 名程度とする。

5. 表彰の方法 審査の上、表彰状および賞牌を授与する。

6. 表彰の時期 表彰は、平成 12 年 4 月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

7. 応募の方法 公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人より申請、奨励賞は推薦による。尚、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない

8. 提出書類 推薦または申請には、本会の所定用紙に必要事項を記載して、1 件につき正 1 通、副 2 通（コピーで可）の計 3 通を提出する。

9. 提出締切日 平成 11 年 12 月 15 日（木）17 時必着

10. 提出先 〒160 東京都新宿区西新宿 7-5-13

第 3 工新ビル 402

(社)日本ガスタービン学会

学会賞審査委員会宛

◇ 1999 年度会費納入のお願い ◇

1999 年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさっている方は、1999 年度は 1999 年 4 月 23 日貴口座より引落しさせていただきました。

賛助会員	1 口	70,000 円
正会員		5,000 円
学生会員		2,500 円

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

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

第14回ガスタービン秋季講演会（郡山）・見学会のお知らせ

日本ガスタービン学会と日本機械学会の共催による第14回ガスタービン秋季講演会・見学会を以下のように開催します。会員の皆様多数ご参加下さい。

開催日：講演会 1999年8月26日(木)

見学会 27日(金)

開催場所：ビッグパレットふくしま

〒963-0101 福島県郡山市安積町日出山字北千保19-8

TEL: 024-947-8010, FAX: 024-947-8020

講演会：一般講演：23件 (空力, 燃焼, 伝熱他)

OS: 「ガスタービンに関する計測及び診断」

特別講演: 「郡山の歴史」

講師 伊藤朝次氏 (郡山文化協会副会長)

参加登録費：事前登録 (8月13日(金)受付分まで)

共催学会正会員 9,000円

学生会員 4,000円, 会員外 12,000円

ただし学生に限り, 論文集, 懇親会無しで1,000円

8月14日以後は一律1,000円増となりますのでご注意ください。

懇親会：講演会終了後, 講演会場にて開催いたします。

見学会：8月27日(金) 8:40~16:40を予定, 郡山市内のホテルを出発し, 郡山駅で解散。

見学先は三菱電機㈱郡山製作所及びアサヒビール福島工場。

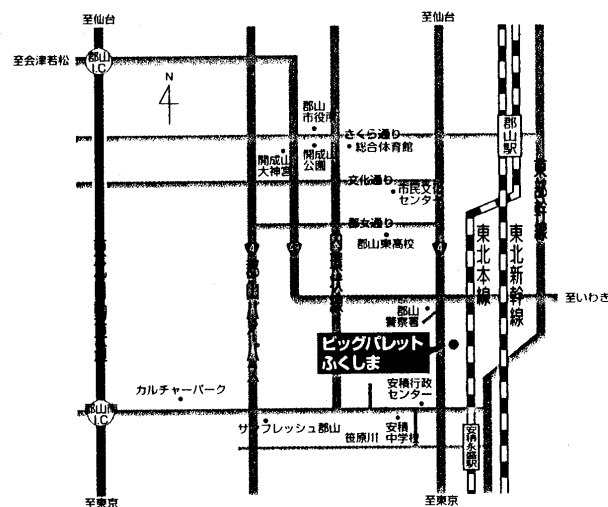
定員45名程度, 先着順, 講演会登録者に限ります。

参加費 6,000円

参加申込方法：講演会, 見学会に参加をご希望の方は,
学会誌5月号 (Vol.27 No.3) 76ページ

ジの参加申込書に必要事項をご記入の上, 学会事務局宛にお申し込み下さい。参加登録は, 受付の混乱を避けるため, 極力事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

講演会場への交通：バス：JR郡山駅前⑥番乗り場より福島交通バスにて約20分, ビッグパレットふくしま下車 (運行間隔15分程度)



郡山市内から「ビッグパレットふくしま」へ

郡山駅から約3km, 車で約10分, バスで約20分
東北自動車道郡山南インターから約6km, 車で約10分

*一部のホテルでは割引が適用されます。詳細は学会誌5月号 (Vol.27 No.3) 75ページをごらんの上, ホテルへ直接お申し込み下さい。

▶ 入会者名簿 ◀

〔正会員〕

杉村 博斗 (荏原)	金 仁秀 (機械技研)
相沢 協 (東芝)	吉田 征二 (航技研)
福谷 正幸 (本田)	大庭 芳則 (IHI)
浜松 照秀 (電中研)	堀 然奈 (IHI)
松原 秀次 (IHI TURBO AMERICA)	市川 靖 (IHI)
岡内 崇 (ダイハツ)	篠原 善哉 (川崎重工)
森西 雅俊 (ダイハツ)	高師 歳邦 (東洋エンジニアリング)
大塚 友和 (ダイハツ)	首藤 登志夫 (武蔵工大)

香川 澄 (防大)
鈴木 康文 (防衛庁)
中村 友行 (防衛庁)
松本 千草 (防衛庁)
佐藤 豊一 (防衛庁)
佐野 亮一 (防衛庁)
加藤 洋治 (東洋大)
楠本 吉昭 (川崎重工)

〔学生会員から正会員へ〕

松野 臣吾 (日本空調サービス)

〔学生会員〕

茂木 俊夫 (群馬大)
飯田 耕一郎 (早稲田大)
尾崎 正幸 (東海大)
仲出川 大補 (東海大)
西 秀幸 (東大)
水出 隆 (武蔵工大)

第14回ガスタービン秋季講演会（郡山）・見学会のお知らせ

日本ガスタービン学会と日本機械学会の共催による第14回ガスタービン秋季講演会・見学会を以下のように開催します。会員の皆様多数ご参加下さい。

開催日：講演会 1999年8月26日(木)
見学会 27日(金)

開催場所：ビッグパレットふくしま

〒963-0101 福島県郡山市安積町日出山字北千保19-8

TEL：024-947-8010, FAX：024-947-8020

講演会：一般講演：23件（空力，燃焼，伝熱他）

OS：「ガスタービンに関する計測及び診断」

特別講演：「郡山の歴史」

講師 伊藤朝次氏（郡山文化協会副会長）

参加登録費：事前登録（8月13日(金)受付分まで）

共催学会正会員 9,000円

学生会員 4,000円，会員外 12,000円

ただし学生に限り，論文集，懇親会無しで1,000円

8月14日以後は一律1,000円増となりますのでご注意ください。

懇親会：講演会終了後，講演会場にて開催いたします。

見学会：8月27日(金) 8:40～16:40を予定，郡山市内のホテルを出発し，郡山駅で解散。

見学先は三菱電機㈱郡山製作所及びアサヒビール福島工場。

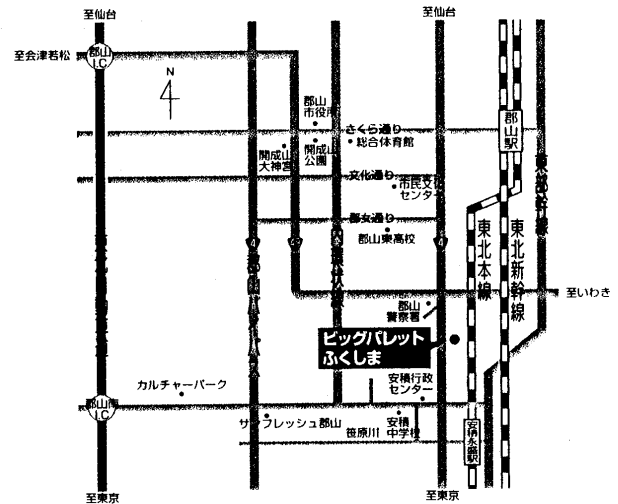
定員45名程度，先着順，講演会登録者に限ります。

参加費6,000円

参加申込方法：講演会，見学会に参加をご希望の方は，学会誌5月号（Vol.27 No.3）76ページ

の参加申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛にお申し込み下さい。参加登録は，受付の混乱を避けるため，極力事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

講演会場への交通：バス：JR郡山駅前⑥番乗り場より福島交通バスにて約20分，ビッグパレットふくしま下車（運行間隔15分程度）



郡山市内から「ビッグパレットふくしま」へ

郡山駅から約3km，車で約10分，バスで約20分
東北自動車道郡山南インターから約6km，車で約10分

*一部のホテルでは割引が適用されます。詳細は学会誌5月号（Vol.27 No.3）75ページをごらんの上，ホテルへ直接お申し込み下さい。

▶ 入会者名簿 ◀

〔正会員〕

杉村 博斗(荏原)	金 仁秀(機械技研)
相沢 協(東芝)	吉田 征二(航技研)
福谷 正幸(本田)	大庭 芳則(IHI)
浜松 照秀(電中研)	堀 然奈(IHI)
松原 秀次(IHI TURBO AMERICA)	市川 靖(IHI)
岡内 崇(ダイハツ)	篠原 善哉(川崎重工)
森西 雅俊(ダイハツ)	高師 歳邦(東洋エンジニアリング)
大塚 友和(ダイハツ)	首藤 登志夫(武蔵工大)

香川 澄(防大)
鈴木 康文(防衛庁)
中村 友行(防衛庁)
松本 千草(防衛庁)
佐藤 豊一(防衛庁)
佐野 亮一(防衛庁)
加藤 洋治(東洋大)
楠本 吉昭(川崎重工)

〔学生会員から正会員へ〕

松野 臣吾(日本空調サービス)

〔学生会員〕

茂木 俊夫(群馬大)
飯田 耕一郎(早稲田大)
尾崎 正幸(東海大)
仲出川 大補(東海大)
西 秀幸(東大)
水出 隆(武蔵工大)

第14回ガスタービン秋季講演会(郡山)プログラム

(一般講演 講演時間 20分 討論 5分、*印 講演者、連名者の所属が省略されている場合は後者と同じです)

第1室		第2室	
9:20	《一般講演》翼列特性 座長：見玉秀和(石川島播磨) A-1 低レイノルズ数域における環状タービン翼列特性(第7報：LDV計測) *松沼孝幸、阿部裕幸、筒井康賢(機械技研) A-2 大転角角衝動タービン段における翼列干渉の解析 *西秀幸(東大院)、渡辺紀徳(東大)、平野雄一郎、堤雅徳(三菱重工長崎研究所) A-3 超高負荷タービン直線翼列試験 *来摩智哉(法政大院)、細田豊(鉄建公団)、水上純一(法政大院)、水木新平、辻田星歩(法政大)、山本孝正、日井弘(航技研) A-4 回転翼列性能に及ぼす抽気の影響 (低速実験用小型単段軸流圧縮機による抽気実験) *菅原昇、齊藤喜夫、山本一臣(航技研)	9:20	《一般講演》燃焼器 座長：井上洋(日立) B-1 小型ダブルアニュウ式低NOx燃焼器の研究 *二宮弘行、小林正佳、河野学、久山利之、遠崎良樹(川崎重工業) B-2 高温下でのメタン空気予混合円管バーナの吹消えと逆火 *倉田修、高橋三郎(機械技研) B-3 石炭ガス化中カローリ燃料用ガスタービン燃焼器の開発 —第3報、高圧燃焼特性— *長谷川武治、久松暢、香月靖生(電中研)、岩井保憲、小野田昭博、宇都宮正治(東芝) B-4 高温燃焼ガス流による希薄予混合気流の燃焼支援機構 *渡辺清郷(慶大院)、滝川敬史、村尾雅也、川口修(慶大理工)
11:00		11:00	
11:10	《一般講演》空力 I 座長：野崎理(航技研) A-5 周期的後流と翼面境界層との干渉に関する研究(主流乱れの効果) *小藪栄太郎、船崎健一(岩手大) A-6 高負荷・高膨張比タービンの試験研究(第3報) 清水邦弘、*野上龍馬(AMG)	11:10	《一般講演》材料 I 座長：井亀優(船舶技研) B-5 3D-C/C複合材ブリスク・ロータ模型の回転強度試験 *小河昭紀、橋本良作、周風華(航技研)、米内山誠(都立航空高専) B-6 水素燃焼雰囲気下におけるガスタービン単結晶翼の高温酸化挙動の評価 *吉岡洋明、日野武久、間梁、稲垣修一、岡村隆成(東芝) B-7 遮熱コーティングの熱サイクル特性と高温水蒸気雰囲気下の挙動 *松本一秀、牧野吉延、和田国彦、日野武久、岡村隆成(東芝)
12:00		12:25	
13:00	《特別講演》		
14:00			座長：湯浅三郎(都立科技大)

「郡山!! 歴史・文化・味 その他」 伊藤朝次氏(郡山文化協会副会長)

第1室		第2室	
14:10	《一般講演》空力II 座長：渡辺啓悦（桂原総研） A-7 超音速ジェットエンジンのセミフリージェット模擬試験 *田口秀之、関根静雄、二村尚夫、柳良二（航技研）、小見淳介、加藤俊樹（石川島播磨）、寺崎貴太郎（アイ・エヌ・シー・エンジニアリング） A-8 ボテンスシャル静圧擾乱があるファン動静翼およびバイパスダクト内の流れ解析 児玉秀和、*梅野大（石川島播磨）、野崎理、菊地一雄、西澤敏雄、松尾裕一（航技研）	14:10	《一般講演》材料II 座長：松田寿（東芝） B-8 Ti合金（SP700）及びSiC（SCS-6）/Ti（SP700）複合材の引張試験 *祖父江靖、橋本良作、小河昭紀、周風華（航技研） B-9 Ti合金及びSiC/Ti複合材の押込試験と衝撃試験 *周風華、橋本良作、祖父江靖、小河昭紀（航技研）
15:00	《一般講演》伝熱 座長：壹岐典彦（機械技研） A-9 HEAT TRANSFER IN CHANNELS WITH CONVERGENT WALLS AND CYLINDRICAL FINS (ENTRANCE FIN HEIGHT TO DIAMETER RATIO=1) *BALATKA KAREL、望月貞成、村田章（東京農工大） A-10 感温液品による表面熱伝達率計測法の高精度化に関する研究 *船崎健一（岩手大） A-11 水素燃焼タービンの1700℃級ハイブリッド型冷却翼 異列評価試験 *伊藤勝康、古閑昭紀、川岸裕介、松田寿、須賀威夫、岡村隆成（東芝）	15:00	《一般講演》ガスタービンシステム 座長：熊倉弘隆（日産） B-10 小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究（第3報） *伊藤高根（東海大）、呉英毅（花王） B-11 水素吸蔵合金を用いた水素ガスタービン用排熱利用型燃料供給システムの検討 *湯浅三郎（都立科技大）、秋月渉、皆川和夫、朝日雅博、横山知子（都立科技大院） B-12 CGTを用いた自動車用ハイブリッドシステムの走行性能評価 *荒木智彦（東京電力）、吉識晴夫（東大生産研）
16:25	《オーガナイズドセッション》ガスタービンに関する計測及び診断 座長：湯浅三郎（都立科技大） A-12 1700℃水素燃焼タービン用燃焼器のガス温度計測 *久松暢（電中研）、西田啓之、笠井剛州（三菱重工）、村山元英（石川島播磨）、百々聡（日立製作所）、深堀修（三菱重工） A-13 排ガスのNO、NO2濃度測定 *堀守雄（拓殖大） A-14 ジェットエンジンの整備とモニタリング *吉岡俊彦（日本航空）	16:25	
16:35			
17:50			

1999 年度第 2 回見学会および技術懇談会のお知らせ

1999 年度第 2 回見学会および技術懇談会を下記の要領で開催を致します。今回はガスタービンメーカーの見学ならびにコージェネレーションに関する技術懇談会を開きますので奮ってご参加下さい。

記

1. 日時 1999 年 10 月 15 日(金) 13:20~16:40

2. 見学先 川崎重工業株式会社 明石工場
兵庫県明石市川崎町 1-1

3. スケジュール

13:20 現地集合(明石工場正門:研修センター)
13:30~13:50 工場概要説明
13:50~14:50 明石工場見学(汎用ガスタービン工場)

15:00~16:30 技術懇談会

16:40 解散

技術懇談会

・仮題) アクティブノイズコントローラーによるガスタービン排気騒音の低減

大阪ガス(株) 国分 一郎氏

・仮題) 最近の中・小型コージェネレーション

川崎重工業(株) 中安 稔氏

4. 参加要領

- 1) 定員 50 名(定員超過の場合は抽選, 全員にお知らせします。)
- 2) 申し込み方法: 下記の申込書にご記入の上, FAX 又は郵送にて学会事務局へお送り下さい。
- 3) 参加費: 3000 円当日お支払い下さい。

見学会参加申込書

申込締切日 (1999 年 9 月 15 日)

開 催 日 (1999 年 10 月 15 日)

(社)日本ガスタービン学会行

FAX. 03-3365-0387 TEL. 03-3365-0095

氏 名			
勤務先			
勤務先住所	〒		
TEL		FAX	
現住所	〒		
E-mail			

7月号を普通号としてお届けします。「随筆」では、ユーザの立場からコンバインドサイクルに懸ける想いと夢とを語って頂きました。従来、会員構成や歴史等から、どうしても学界及びメカサイドに偏りがちだったのですが、ユーザにより近い学会を目指そうという学会としての方針を受けた形で企画致しました。

論説・解説ではWE-NETを取り上げました。当初1編の予定で計画したのですが、技術内容の豊富さ、会員の皆様の関心の高さ等から、全体及び要素技術の2編として執筆頂きました。燃料製造、供給、ガスタービンシステム等、裾野の広い環境・エネルギー対応技術としての水素燃焼ガスタービンの未来を感じます。

久しぶりの投稿では、「エクセルギーによるコージェネレーションシステムの性能評価」が提案されています。コージェネレーションの評価法として、従来一般化しているエンタルピー評価に代わるエクセルギーによる評価、電力と熱とのウェイト付けの必要性等が論じられています。会誌上での技術論議も会誌の重要な機能であると常々感じていますが、これを機に本会誌を通しての議論が活発に始まることを期待しております。

また、学会誌編集規定によれば「会員は自由に随時投稿できる」とされており、技術論文には限りません。審査及び編集委員会の承認を経て掲載に至りますが、奮って投稿頂きますようお願い致します。

年6回発行化に伴い、例年6月号に掲載されていた「評議会・総会報告」「ガスタービン生産統計」が、本年度より7月号掲載となりました。5月号への繰り上げ掲載も検討致しましたが、総会は4/下で開催される関係から日程面で無理があり7月号と致しました。

研究日よりでは「荏原総合研究所 気体機械開発室におけるターボ機械に関する研究」を、新製品紹介では「9 MW 級ガスタービン 三菱 Diamond-AS 9」を紹介致しました。また、表紙には「日本鋼管フリー ピストン ガス発生機」を取り上げました。

最後に、本号の発行に当たり、ご多忙の折新緑のゴールデンウィーク中等に執筆頂いた著者の方々、編集に携わられた伊藤委員、小川委員、藤本委員始め関係者の方々に改めて心より感謝申し上げます。

(佐々木 直人)

〈表紙写真〉

フリーピストンガス発生機

説明：ガス発生機は重量約8トン、ガス出力1,250馬力PSです。タービンとの間はガス給気管のみです。据付作業は割合簡単です。燃料はA重油から低質重油(Redwood 3500" 100°F)を使用できます。

(提供 日本鋼管株式会社)

だより ♣事務局 ☒ ♣

東京は、梅雨入り宣言したにもかかわらず、雨は降らず毎日青空のよいお天気。

しかも真夏の陽気で、街行く人もすっかり夏姿です。

さて、今年度もおかげさまで順調にスタートし、この学会誌が皆様のお手元に届く頃には、見学会、教育シンポジウムなどの行事が終了していますが、現在はその準備に追われています。

また8月26、27日には郡山市で秋季講演会を予定しており、その参加者も募っています。

郡山では、学会終了後の8月28日(土)には今話題のSL(C57)「貴婦人」磐梯会津号が会津若松から郡山へ29日

(日)には郡山から会津若松へ運行されます。年に何回しかないチャンスです。乗車ご希望の方は切符の手配をいたしますので、事務局までお問い合わせ下さい。

学会の行事もさることながら、11月に神戸で開催の国際会議の準備も着々と進められています。あととはとにかく多くの方に参加していただけたらと思っています。

さて事務局からのご案内をやっとホームページに載せることが出来るようになりました。是非どんな様子かとのぞいてみて下さい。ご覧になって気がついたことなどございましたらどんどんMail送って下さい。お待ちしております。

[A]

7月号を普通号としてお届けします。「随筆」では、ユーザの立場からコンバインドサイクルに懸ける想いと夢とを語って頂きました。従来、会員構成や歴史等から、どうしても学界及びメカサイドに偏りがちだったのですが、ユーザにより近い学会を目指そうという学会としての方針を受けた形で企画致しました。

論説・解説ではWE-NETを取り上げました。当初1編の予定で計画したのですが、技術内容の豊富さ、会員の皆様の関心の高さ等から、全体及び要素技術の2編として執筆頂きました。燃料製造、供給、ガスタービンシステム等、裾野の広い環境・エネルギー対応技術としての水素燃焼ガスタービンの未来を感じます。

久しぶりの投稿では、「エクセルギーによるコージェネレーションシステムの性能評価」が提案されています。コージェネレーションの評価法として、従来一般化しているエンタルピー評価に代わるエクセルギーによる評価、電力と熱とのウェイト付けの必要性等が論じられています。会誌上での技術論議も会誌の重要な機能であると常々感じていますが、これを機に本会誌を通しての議論が活発に始まることを期待しております。

また、学会誌編集規定によれば「会員は自由に随時投稿できる」とされており、技術論文には限りません。審査及び編集委員会の承認を経て掲載に至りますが、奮って投稿頂きますようお願い致します。

年6回発行化に伴い、例年6月号に掲載されていた「評議会・総会報告」「ガスタービン生産統計」が、本年度より7月号掲載となりました。5月号への繰り上げ掲載も検討致しましたが、総会は4/下で開催される関係から日程面で無理があり7月号と致しました。

研究日よりでは「荏原総合研究所 気体機械開発室におけるターボ機械に関する研究」を、新製品紹介では「9 MW級ガスタービン 三菱Diamond-AS9」を紹介致しました。また、表紙には「日本鋼管フリー ピストン ガス発生機」を取り上げました。

最後に、本号の発行に当たり、ご多忙の折新緑のゴールデンウィーク中等に執筆頂いた著者の方々、編集に携わられた伊藤委員、小川委員、藤本委員始め関係者の方々に改めて心より感謝申し上げます。

(佐々木 直人)

〈表紙写真〉

フリーピストンガス発生機

説明：ガス発生機は重量約8トン、ガス出力1,250馬力PSです。タービンとの間はガス給気管のみです。据付作業は割合簡単です。燃料はA重油から低質重油(Redwood 3500" 100°F)を使用できます。

(提供 日本鋼管株式会社)

だより ♣事務局 ☒ ♣

東京は、梅雨入り宣言したにもかかわらず、雨は降らず毎日青空のよいお天気。

しかも真夏の陽気で、街行く人もすっかり夏姿です。

さて、今年度もおかげさまで順調にスタートし、この学会誌が皆様のお手元に届く頃には、見学会、教育シンポジウムなどの行事が終了していますが、現在はその準備に追われています。

また8月26、27日には郡山市で秋季講演会を予定しており、その参加者も募っています。

郡山では、学会終了後の8月28日(土)には今話題のSL(C57)「貴婦人」磐梯会津号が会津若松から郡山へ29日

(日)には郡山から会津若松へ運行されます。年に何回しかないチャンスです。乗車ご希望の方は切符の手配をいたしますので、事務局までお問い合わせ下さい。

学会の行事もさることながら、11月に神戸で開催の国際会議の準備も着々と進められています。あととはとにかく多くの方に参加していただけたらと思っています。

さて事務局からのご案内をやっとホームページに載せることが出来るようになりました。是非どんな様子かとのぞいてみて下さい。ご覧になって気がついたことなどございましたらどんどんMail送って下さい。お待ちしております。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

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

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

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

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.27 No.4 1999.7

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

©1999, 社団法人日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

〒170-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: kammori@msh.biglobe.ne.jp