

産業用大型ガスタービンの技術系統化調査

Historical Development of Industrial Large Gas Turbine

池上 壽和 Toshikazu Ikegami

■ 要旨

ジェームス・ワット（James Watt、イギリス）が最初の商用蒸気機関を開発してから15年後の1791年、同じイギリス人のジョン・バーバー（John Barber）によって考案されたガスタービンは、現代のガスタービンの本質的な特徴を含むものであった。しかし、当時の技術でこれを機関として実現することは困難であり、ガスタービンが有効出力を発生するまでには、それから約百年の歳月を要することとなる。20世紀初頭、ようやく有効出力を発生できるレベルにまで達したガスタービンは、航空分野での高速流体力学の発達之恩恵を受け、急速に発展し、1939年には世界初のガスタービン発電所が誕生した。

わが国におけるガスタービンの研究は、軍による航空機用ジェットエンジンの開発が先行していた。そして、1945年8月には、国産ジェットエンジンによる初の推進飛行に成功した。しかし、その直後に終戦を迎えたため、ジェットエンジンの開発は中断を余儀なくされる。終戦により航空用ガスタービンの研究の道は閉ざされたが、航空用と共通部分の多い陸船用ガスタービンの研究は進められ、1949年には2,000馬力ガスタービンの試験運転に成功した。

1950年代前半、国内各社はこぞってガスタービンの開発を進め、様々な試作機が誕生した。これらの機種には、空気圧縮機やタービンの要素効率の不足をサイクル上の工夫で補い、ガスタービン総合熱効率の改善を図る努力がなされている。しかし、純国産ガスタービンは、1959（昭和34）年、自家用ガスタービン発電所として認可された実例があるのみであった。1950年代終盤から1960年代初めにかけて、国内各社は先行する欧米諸国のガスタービンメーカーと技術提携を結び、シンプルサイクルで性能的にも優れた商用ガスタービンの製造を開始し、本格的に市場に投入した。

1960年前後、日本経済は飛躍的な成長を遂げた。電気製品が一般家庭にも急速に普及し、1965年頃からは冷房の普及などによって、最大電力の夏季ピークはますます先鋭化した。火力発電所や原子力発電所に比べて、建設期間が短く、起動停止の容易なガスタービン発電所の建設が各地で行われ、最新鋭の大型ガスタービンが導入された。この時期は、無冷却のタービン翼を使用する「第一世代ガスタービン」から、強制空冷翼を使用する「第二世代ガスタービン」への移行期でもある。現在、第一線で活躍する高性能・高効率ガスタービンは、この時期に誕生した第二世代ガスタービンに改良が加えられ進化した機種が多い。

1980年代になると、複合サイクル発電時代を迎える。複合サイクル発電とは、ガスタービンによる発電とその排熱を回収して発生させた蒸気を利用して蒸気タービンでさらに発電するシステムで、火力発電の主流であった汽力発電システムを大幅に上回る熱効率が達成され、複合サイクル発電所は一気にその数を増した。そして、大型ガスタービンは、蒸気タービンに代わって火力発電の主機の役割を担うこととなり、市場のニーズに応え、さらなる性能向上が図られていった。

1978年にスタートした「高効率ガスタービン」プロジェクトでは、国立試験研究機関と民間企業14社が設立した高効率ガスタービン技術研究組合が、総合熱効率55% LHV以上を目指す100MW級ガスタービンの開発に挑んだ。10年にわたるこのプロジェクトを通じて取得した各ガスタービンメーカーの高度な技術知識の蓄積は、その後、わが国独自の「第三世代ガスタービン」を生み出す原動力ともなった。

1990年代に入り、1,300℃級から1,500℃級「第四世代ガスタービン」へと急速に性能向上が図られた。その発展は、超耐熱合金の開発や結晶制御技術の適用による材料強度の向上、タービン翼に対する高度な冷却技術の適用、世界に先駆けて実用化に成功した予混合燃焼技術の継続的な改良などに支えられるところが大きい。そして、2007年には、国産1,500℃級大型ガスタービンによる複合サイクル発電所が世界最高水準の熱効率59% LHVを達成した。

巻末に、今回の系統化調査でリストアップしたエポックメイキングな技術、キーテクノロジー及び周辺技術が時代の流れの中で、相互にどのような関係にあり、一つの技術の源流となったものは何であったかを明らかにした技術の系譜を「産業用大型ガスタービン技術の系統図」として示した。さらに、巻末付録では、本編に採り上げることはできなかったが、技術史に足跡を残すガスタービンを紹介する。

■ Abstract

In 1791, fifteen years after James Watt introduced his first commercial steam engine, John Barber introduced a gas turbine that included the essential characteristics of a modern gas turbine. However, it was difficult to realize with the state of the art technologies at that time, and it took nearly a century to generate an available power output. In the beginning of the 20th century, as a result of rapid improvement in high-speed aeronautic fluid dynamics, gas turbine technology had reached a level that enabled the world's first gas turbine power plant to be built and to generate electricity in 1939.

Japan's gas turbine research was focused on developing a jet engine for aviation applications. In August 1945, Japan's first flight using a domestic jet engine succeeded. However, when World War II ended, jet engine research was terminated. Although jet engine research was discontinued, gas turbine research for land and sea applications continued. In 1949, Japan successfully test operated a 2,000-HP industrial gas turbine.

In the first half of 1950, many domestic manufacturers started to develop prototype gas turbines and various gas turbines were created. This work mainly focused on improving the gas turbine heat cycle to compensate for the lack of efficiency of compressors and turbines. In 1959, a wholly domestic gas turbine was accepted for use only in private power plants. From the late 1950s to the beginning of 1960, domestic gas turbine suppliers partnered with the U.S. and European countries to manufacture simple cycle industrial gas turbines for the market.

In the beginning of the 1960s, the Japanese economy made an extraordinary improvement. Electrical appliances became readily available in most standard homes, and, in 1965, the spread of air conditioners made electricity demand peak in the summer. Since the gas turbine power plant had a short construction period and was easy to start and shut down, many large, advanced gas turbine power plants were built as peak-savers. It was a transition period from first generation gas turbines that used a non-cooling turbine blade to second generation gas turbines that used as forced air cooling turbine blade. The high performance and high efficiency gas turbines now operating in the market are improved and refined versions of the second generation gas turbines.

In 1980, the combined cycle era began. A combined cycle power plant is a power plant system that produces electricity from gas turbines and uses its waste gas to generate steam to produce electricity from a steam turbine. Its efficiency exceeded that of the conventional power plants that were most popular at that time and the number of combined cycle power plants increased tremendously. Eventually large gas turbines begin to replace conventional steam turbine power plants and their efficiency increased in line with the market needs.

In 1978, the "Moonlight Project" started and the Engineering Research Association for Advanced Gas Turbines was formed by 6 national research institutes along with 14 companies striving to develop a 100-MW gas turbine that could achieve more than 55%LHV combined cycle efficiency. The combination of the advanced technologies of each gas turbine manufacturer throughout the 10-year project laid the foundation of Japan's unique third generation gas turbines.

In 1990, a fourth generation gas turbine improved performance rapidly with a firing temperature increased from 1,300 to 1,500°C. The improvements were made possible by an increase of material strength due to the development of super alloys and the adoption of crystal formation control, advanced turbine blade cooling technology, and continuing improvements of dry low-NOx combustor, which was the world's first proven premix fuel gas firing technology. In 2007, the world's highest efficiency combined cycle power plant of 59%LHV was achieved by a domestic 1,500°C-class gas turbine.

■ Profile

池上 壽和 *Toshikazu Ikegami*

国立科学博物館産業技術史資料情報センター主任調査員

昭和48年3月	横浜国立大学工学部機械工学科卒業
昭和48年4月	三菱重工業株式会社 入社 以降、本社及び高砂製作所にて、ガスタービン発電設備の基本計画、設計、プロジェクト取りまとめなどの業務に従事
平成17年3月	同社退職。高菱エンジニアリング(株)に移籍
平成19年10月	菱日エンジニアリング(株)に移籍
現在	菱日エンジニアリング(株)プラント技術部主管 国立科学博物館産業技術史資料情報センター主任調査員 日本ガスタービン学会会員 火力原子力発電技術協会会員

■ Contents

1. はじめに	79
2. ガスタービンの基本	81
3. 第一世代から第二世代へ：誕生から独り立ち	85
4. 複合サイクル発電時代	98
5. 第三世代：高性能・高効率ガスタービン	111
6. ガスタービンの発展を支える要素技術	122
7. 第四世代：さらなる高効率化	134
8. まとめと考察	139
技術の系統図	142
付録	143

1 | はじめに

本調査は、ガスタービンのうち、産業用大型ガスタービンを対象とした。産業用ガスタービンは、わが国では主に発電用として使用されており、その機種は100kW未満から300,000kW超まで多種多様である。「大型機」として、現在、発電用の主機として使用されている3,000回転機（50Hz用）及び3,600回転機（60Hz用）を選び、それらの機種に繋がる技術領域の中で、大型機の技術の発展に大きな影響を与えたガスタービン及びその周辺技術にスポットを当てて系統化調査を行った。航空機用のジェットエンジン、航空転用形ガスタービン及び非常用発電などで使用される小型ガスタービンについては調査の対象外とした。

第2章では、本報告書を読む上での基礎知識として、ガスタービンの原理、種類と特徴、基本構造等について解説した。

第3章では、商用ガスタービンの誕生までの歴史をたどり、わが国におけるガスタービン開発の始まりから、海外技術の導入による本格的商用ガスタービンの生産開始に至る間の技術の流れを追った。高度経済成長期のピークロード発電所の建設は、大型ガスタービンが表舞台に登場するきっかけとなり、大容量化・高性能化に踏み出す第一歩ともなった。また、その陰で比較的短命に終わった密閉サイクルガスタービン及びフリーピストン・ガスタービンについても採り上げた。

第4章では、複合サイクル発電に着目した。複合サイクル発電とは、ガスタービンから排出される高温の排ガスを蒸気サイクルに回収してプラント全体としての高効率化を図る発電方式である。LNG（液化天然ガス）を燃料とする複合サイクル発電の登場によって、これまで火力発電の主流であった汽力（ボイラ及び蒸気タービン）発電システムを大幅に上回る熱効率が達成され、ガスタービンは火力発電の主機の座を確保した。そして、そこで培われた技術は石炭火力発電にも組み込まれ、加圧流動層燃焼（PFBC）複合発電や石炭ガス化複合発電（IGCC）といった新しい発電システムへとガスタービン利用の応用分野が広がった。また、製鉄所の副生ガスである高炉ガスは、古くからガスタービンの燃料として使用されてきたが、高性能ガスタービンを利用する高炉ガス焚き複合サイクル発電は、日本が世界に誇れる技術として特筆される。

第5章では、わが国のガスタービンメーカーの技術レベルの向上に大きな影響を及ぼしたムーンライト・プ

ロジェクト「高効率ガスタービン」について述べている。国の研究機関及び民間企業14社が参画して設立した「高効率ガスタービン研究組合」が、高い目標を設定してレヒート・ガスタービンの開発に挑んだ。そして、その研究・開発の過程で蓄積され、受け継がれた技術の成果として誕生した純国産技術による第三世代の高性能ガスタービンについても紹介する。

第6章では、大型ガスタービンの技術発展を支えた共通技術のうち、主要なものとして、タービン翼の冷却技術、タービン翼や燃焼器の材料技術、燃焼技術及び要素技術を採り上げた。精密鑄造法の適用による高度な冷却構造を持つ空冷翼の開発、水や蒸気に頼ることなくNOx発生量を大幅に削減することに成功した予混合燃焼器の開発、結晶制御や遮熱コーティングの採用による材料の耐熱温度の向上など、タービン入口温度の上昇を可能とし、ガスタービン性能向上に大きく貢献した要素技術についての系統化を行った。

第7章では、第四世代のガスタービンと呼ばれ、既に事業用発電の主力機となりつつある1,500°C級最新鋭ガスタービンの特徴的な技術について記述した。

第8章では、調査を通じて得られた知見を基に筆者の考察を記した。現在、国家プロジェクト「1,700°C級ガスタービン要素技術開発」が進められており、これが実用化されれば、在来型火力に比べ30%以上の効率改善となる。この改善によって、大幅なCO₂削減が達成されるため、今後しばらくは、ガスタービンへの期待は高い。

巻末には、ガスタービン技術の系譜を系統図として示すとともに、本編で採り上げることはできなかったが、日本のガスタービン技術史に足跡を残す機種について概説する。

最後に、本報告書で使用した用語及び単位系についての補足説明を加える。

ガスタービンの特性を表す代表値の一つとして「タービン入口温度」があるが、これには次の3種類の定義がある。本報告書では、原則として、ガスタービン製造者が用いる温度にて表記し、どの定義によるものかを極力付記することとした。⁽¹⁾

①「燃焼器出口温度」又は「タービン第1段静翼入口温度」:

ガスタービンを燃焼器とタービンとに分けた場合の、タービンの入口に相当する部分（図1.1の(A)-(A)）の温度。正確には、両者の温度は多少異なるが、一般

に同一と見なす。三菱重工のガスタービンはこの表現を用いることが多い。

②「タービン第1段動翼入口温度」:

ガスタービンを燃焼器とタービンとに分ける時にタービン第1段静翼出口(図1.1のB-B)までを燃焼器と考えた場合のタービン入口(図1.1のC-C)に相当する。熱力学的に、作動流体がタービンにおいて仕事を開始する温度となる。GE系のガスタービンが多く使用する。

③「比較算定温度 (ISO)」:

燃料入熱と空気圧縮機の吸い込み空気量から算出した計算上の燃焼温度。ヨーロッパ系のメーカーはこれを用いることが多い。

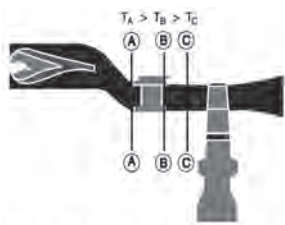


図 1.1 タービン入口温度の定義
〔原図：GE Power Systems, GER-3567H, p.6〕

「熱効率」は、供給された熱量に対する発生有効仕事の比を表す数値である。本報告書では、原則として、ガスタービンで一般的に使用される、燃料の低位発熱量を基に算出した熱効率(%LHV)を用いた。事業用火力発電の分野では、慣例的に、高位発熱量基準の熱効率(%HHV)を用いているが、%HHVの%LHVへの大まかな換算は、燃料がLNGの場合に1.11倍、油の場合は1.06倍となる。

また、使用単位については、対象とする時代の相当部分で使われていた単位系を使用した。

	旧単位系	SI 単位	換算係数
出力	馬力 (PS 又は HP)	kW	1 PS = 0.7355 kW
			1 HP = 0.7457 kW
圧力	kg/cm ²	MPa	1 kg/cm ² = 0.09807 MPa

参考文献

- (1) JIS B 0128 : 「火力発電用語－ガスタービン及び附属装置」, 日本規格協会 (2005)

2 | ガスタービンの基本

2.1 ガスタービンとは⁽¹⁾

ガスタービンは、内燃機関の一種であり、石油系燃料や天然ガスなどの燃料を作動流体の中で燃焼させ、その燃焼ガスが作動流体となる熱機関である。作動原理を明確にするために、最も身近にある内燃機関の代表例として、車のエンジンに用いられている4サイクルエンジン（ガソリンエンジン）と比較してみよう。図2.1に示すように、4サイクルエンジンでは、シリンダ内をピストンが往復運動する。すなわち、吸入した空気をピストンで圧縮し（圧縮行程）、行程の終点（上死点）近くで燃料とともに燃焼させ作動流体を加熱する。加熱によって高温高圧になった作動流体が膨張することでピストンが押しされ、動力を発生すると同時に容積が大きくなる（膨張行程）。行程の終点（下死点）近くで排気行程に入り、ここまででクランク軸は1回転する。排気行程では、ピストンによって上死点過ぎまで排気を押し出し、上死点近くではオーバーラップしながら吸気行程に移り、下死点過ぎまでピストンによって新気を吸入する。このガス交換の間にクランク軸はさらに1回転するため、1サイクルでクランク軸は2回転することになる。このように、4サイクルエンジンにおいては、加熱膨張が間欠的であるため、動力の発生も間欠的となる。

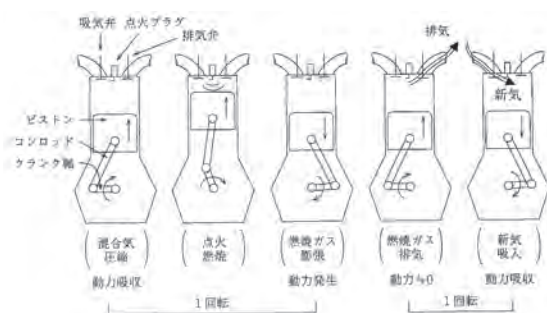


図2.1 4サイクルエンジンの動作原理
〔エンジンの事典，朝倉書店，p.16，1998〕

一方、ガスタービンの場合、圧縮、加熱及び膨張がそれぞれ異なる場所で連続的に行われる。すなわち、コンプレッサが空気を圧縮し、燃焼器で高温の燃焼ガスを作り、タービンで膨張させて動力を発生させる。航空機の推力源として搭載されるガスタービン（一般にジェットエンジンと呼ばれる）においては、タービンでコンプレッサの駆動に必要な動力だけを発生さ

せ、続けてノズルで膨張させて高速のジェット噴流を作ることによって、推力が生み出される（図2.2）。

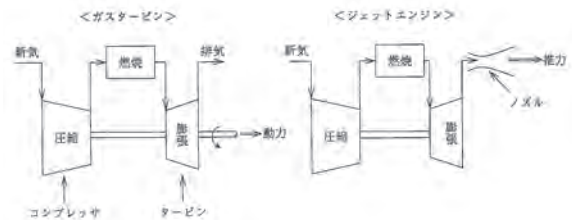


図2.2 ガスタービンの動作原理
〔エンジンの事典，朝倉書店，p.18，1998〕

2.2 ガスタービンの種類と特徴⁽¹⁾⁽¹¹⁾

ガスタービンの最も簡単な形式を図2.3に示す。圧縮機で吸い込んだ空気を圧縮し、燃焼器で燃料とともに燃焼させて高温高圧のガスを発生させ、それをタービンで膨張させることによって出力を発生させる。タービンの出力のうち、圧縮機を駆動するために必要な動力を差し引いたものが正味軸出力となる。次に、ガスタービンを様々な観点から分類してみると次のとおりとなる；

(1) サイクルによる分類

① 開放（単純）サイクル

ガスタービンの最も基本的なサイクル（図2.3）。作動流体として大気から空気を吸い込み、燃焼・膨張後のガスを大気中に排出する。タービンで発生した出力は圧縮機と負荷の駆動に使われる。開放サイクルにおいては、燃焼器内で空気に燃料を吹き込んで燃焼させる方式をとるため内燃式となる。

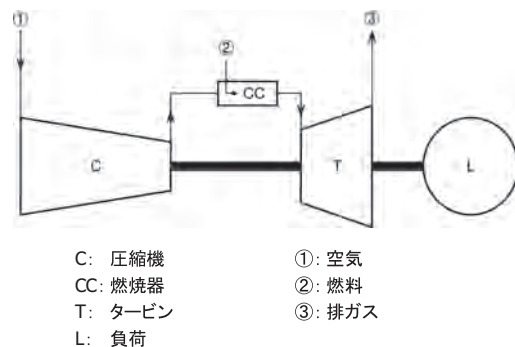
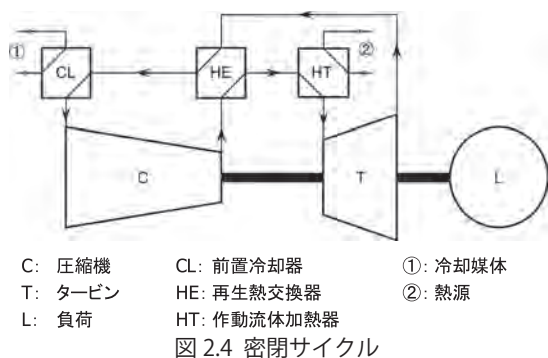


図2.3 開放（単純）サイクル

② 密閉サイクル

作動流体を外部と隔離して循環させるサイクル（図 2.4）。作動流体との熱の授受は、作動流体加熱器（HT）及び前置冷却器（CL）によって行われる。熱効率を高めるために、タービンの排熱で圧縮機出口空気を加熱する再生熱交換器（HE）が設けられる。作動流体に制約はないが、一般的に空気が使用される。別の燃焼炉系などで発生させた熱を作動流体加熱器の熱源とするため、外燃式となる。



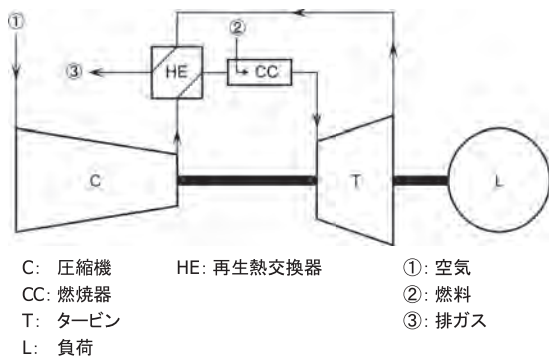
(2) 熱力学的サイクルによる分類

① 単純サイクル

ガスタービンの基本構成要素である圧縮機、燃焼器及びタービンからなるサイクル（図 2.3）。

② 再生サイクル

タービンからの排気エネルギーを再生熱交換器（HE）により回収して、圧縮機出口の空気を暖め、加熱に必要な燃料の低減を図ることによって、ガスタービン単体の熱効率を高めたサイクル（図 2.5）。



③ 中間冷却サイクル

圧縮過程の途中で中間冷却器（IC）を入れ、圧縮過程を等温圧縮に近づけることによって、圧縮仕事の減少を図ったサイクル（図 2.6）。

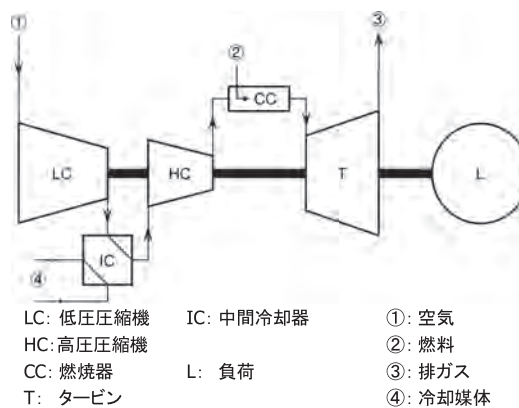


図 2.6 中間冷却サイクル

④ 再熱サイクル

膨張過程の途中で再熱燃焼器（RH）を入れ、膨張過程を等温変化に近づけることによって、膨張仕事の増大を図ったサイクル（図 2.7）。

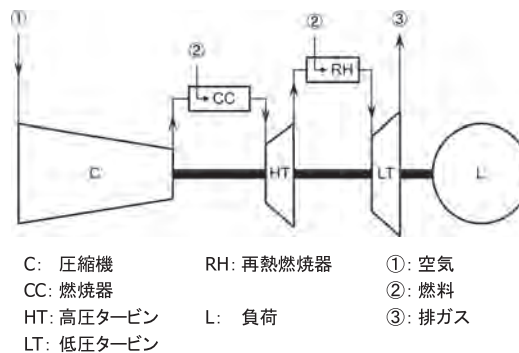


図 2.7 再熱サイクル

(3) 用途による分類

① 陸船用

陸上や船舶で使用されるガスタービンで、その軸出力が利用される。発電機を駆動するものを発電用、プロセスコンプレッサやポンプなどを駆動するものを機械駆動用と呼び、これらを総称して産業用とも呼ぶ。

② 航空用

航空機の原動機として使用されるガスタービン。推力を利用する例として、ターボジェット、ターボファンなどがあり、軸出力を利用する例では、ターボシャフト、ターボプロップなどが挙げられる。

(4) 構造による分類

① ヘビーデューティ（重構造）形

長期連続運転を行うことを前提とし、陸船用に設計されたガスタービン。

② 航空転用形

航空用ガスタービンをガス発生機として利用し、それに出力タービンを付加して陸船用に転用したガス

タービン。

そのほか、圧縮機とタービンとが1本の軸で結合している形式のガスタービンを一軸形と呼ぶ。この形式は、回転慣性が大きいため回転数の変動が小さく、発電用に適している。一方、回転軸が2本あるガスタービンを二軸形と呼ぶ。この形式では、2本の軸は別々に回転する。二軸形には、圧縮機を低圧段と高圧段の2つの部分に分け、それぞれを低圧タービンと高圧タービンで駆動する形式のもの、タービンのみを2つの部分に分け、1つを圧縮機駆動用タービンとし、1つを出力タービンとする形式のものなどがある。

また、流体の流れ方向が回転軸と平行である形式を軸流式と呼び、流体の流れが半径方向である形式については、圧縮機では遠心式、タービンではラジアル式と呼ぶ。

2.3 ガスタービンの構造⁽¹¹⁾

ガスタービンの基本的な構成要素は、空気圧縮機、燃焼器及びタービンである。図2.8に代表的な産業用大型ガスタービンの構造例を示す。ガスタービンでは、まず、空気圧縮機で、採り入れた空気を大気圧力の十数倍程度の圧力にまで圧縮し燃焼器に送り込む。燃焼器では、噴射された燃料が連続的に燃焼し、燃焼器の出口で1,300～1,500℃の燃焼ガスとなる。この燃焼ガスをタービンで膨張させ、熱エネルギーをロータの回転エネルギーに変え、タービンのロータに直結する空気圧縮機を駆動し、残りのエネルギーで出力軸に結合した発電機を回し電気出力を発生する。

ヘビーデューティ形と呼ばれる産業用ガスタービンの全般的な構造上の特徴は、空気圧縮機とタービンとが1本のロータ（車軸）で結合された一軸形であることで、空気圧縮機側の軸端が出力軸となる。ロータは、圧縮機側と排気側（タービン側）にあるジャーナル軸受で支持されており、回転速度は、50Hz用で毎分3,000回転、60Hz用で毎分3,600回転である。運転中に発生するスラスト力は、出力軸側に設けられたスラスト軸受で吸収し、スラスト力が被駆動機械（発電機）に影響を及ぼさないよう配慮されている。

ケーシング（車室）は水平面で上下に2分割でき、開放点検時には、必要な箇所の車室上半を開放して内部の点検を行う。吸気側サポートは固定式であるが、排気側については、高温によりロータのアライメントが狂わないよう、熱伸びを吸収できる構造のサポートである。

空気の吸い込み方向は、プラントの配置によって、

横方向、上方向、下方向と比較的自由に対応できる。排気は、排気抵抗が少なく、排ガスボイラなどの排熱回収装置の配置に有利な軸方向が一般的である。

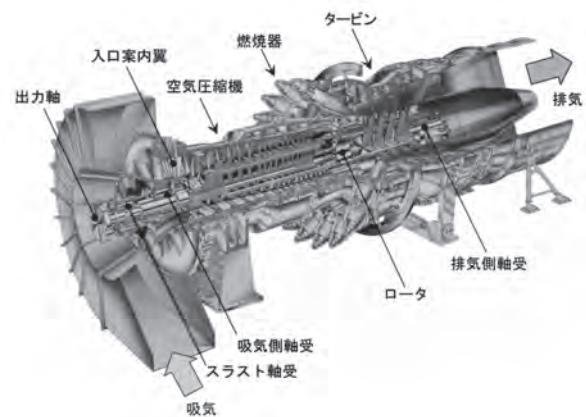


図 2.8 産業用大型ガスタービンの構造例
〔写真提供：三菱重工業株〕

(1) 空気圧縮機

空気圧縮機は軸流式で、回転する円板の外周に取り付けられた回転翼である動翼とその後方に配置された静止翼列である静翼との組合せを基本単位として構成され、連続的に空気を吸い込み圧縮する。

入口案内翼（IGV：Inlet Guide Vane）は可変式で、起動・停止時には吸い込み空気量を絞り、放風弁の開閉とあわせて、圧縮機翼列の負荷を軽減する。コンバインドサイクル運転時には、このIGV開度の最適化制御が行われ、プラントの部分負荷性能の改善に利用される。

(2) 燃焼器

燃焼器には、図2.9に示すように、マルチキャン（キャニュラ）形、アニュラ形及びサイロ形がある。マルチキャン形は、燃焼器単位での分解交換が可能であるため、産業用ガスタービンでは最も多く採用されている。この燃焼器の場合、下部の燃焼器に点火栓が設けられており、着火後は、隣り合う燃焼器と燃焼器とをつなぐ連結管（クロスフレームチューブやクロスファイアチューブと呼ばれる）を通じて火炎が伝播し全燃焼器への着火が行われ、上部の燃焼器に設置した火炎検出器によって着火を確認する。

サイロ形は、大きなサイロ形状の燃焼器が1個又は2個、ガスタービンの機側に配置される。燃焼ガスの均一分布の観点からは難があると言われるが、燃焼時間を比較的長くとれるため、低カロリーガスの燃焼に向いている。ガスタービンの大型化に伴って、燃焼器の大型化も必要となることから、近年はあまり採用されていない。アニュラ形は、円環状の燃焼器で、航空用

ガスタービンでは一般的であるが、近年、産業用として、サイロ形に代わって採用される事例が増えている。

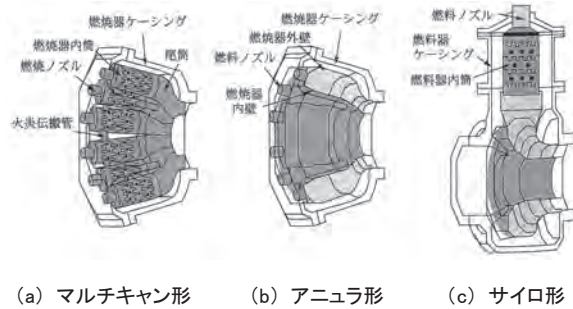


図 2.9 燃焼器の形式

〔火力発電総論，電気学会，p.164，2002〕

(3) タービン

タービンも軸流式であり、静翼列と動翼列の一組が基本要素となっている。静翼をノズル、動翼をバケットと呼ぶこともある。静翼はケーシング側に固定され、動翼は翼車やディスクなどと呼ばれる回転円板の周囲に配列されている。

タービンは、材料の耐熱温度を超えた環境で使用されるため、前方段の翼には強制空冷翼が採用されている。図 2.10 はタービン高温部の冷却系統の一例を示した図である。冷却媒体である空気は、必要な圧力レベルに応じて空気圧縮機の間段や出口部から抽気される。

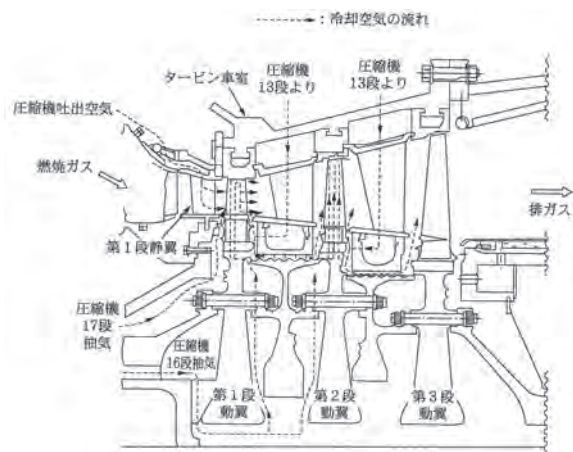


図 2.10 タービン部の冷却構造例

〔火力発電総論，電気学会，p.167，2002〕

(4) ロータ

タービンロータの構造としては、段ごとに個別のディスクをタイボルトで結合する構造が一般的である。接合部にはカービックカップリングのような半径方向のセレーションが用いられ、各段の熱膨張差を吸収し、軸心を一定に保つ工夫がなされている。その他、タイボルトを用いず、タービン部、圧縮機部ともに、ディスク及び軸を溶接結合した一体ロータ、圧縮機とタービンの各ディスクが、半径方向に同芯状に加工された鋸歯状のハースセレーションの啮合によってドラムを形成し、1本のセンタータイボルトで結合された組立ロータなどが実績として多い。

タービンディスクの外側には空気圧縮機の場合と同様に、翼を植え込むための翼溝が彫ってあるが、タービン翼の場合は、翼根及び翼溝はクリスマスツリー状とし、遠心力を分散して受ける構造である。

参考文献

- (I) 古浜他：「エンジンの事典」，朝倉書店（1998）
- (II) JIS B 0128：「火力発電用語－ガスタービン及び附属装置」，日本規格協会（2005）
- (III) 瀬間：「火力発電総論」，電気学会（2002）

3 | 第一世代から第二世代へ：誕生から独り立ち

3.1 ガスタービン時代の夜明け^{(I)(II)(III)(IV)}

3-1-1 ガスタービンの歴史

バーバー (John Barber、イギリス) の考案したガスタービンが特許として認められたのは、1791年のことであった。このガスタービンは、チェーン駆動の往復動式圧縮機、燃焼器及びタービンで構成される定圧加熱ガスタービンの一種であり、近代のガスタービンの本質的な特徴を含むものであった (図3.1)。しかし、ガスタービンが有効出力を発生するまでには、その後、百年以上の歳月を要することになる。19世紀は、原動機の発芽期にあっており、次の20世紀に活躍する原動機は、すべてこの時期に誕生している。しかし、タービンについては、高速流体の動圧を利用するため、羽根の形状が合理的でなければならず、理論計算と製作技術の進歩を待つ必要があったのである。

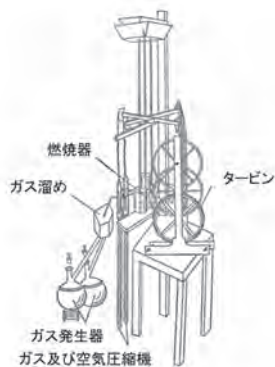


図3.1 バーバーのガスタービンの案 (1791)
〔内燃機関の歴史, 三栄書房, p.28, 1969〕

1872年になって、シュトルツェ (Franz Stolze、ドイツ) は、多段軸流圧縮機に多段軸流タービンを組み合わせたガスタービン (図3.2) を創案した。現実に試作され実際に回ったものとしては、最初のガスタービンであるが、圧縮機動力以上のタービン出力が得られたかどうかの記録は残っていない。ガスタービンでは、高圧の空気を作り出すために圧縮機の使用が不可欠であり、当時は、高効率の空気圧縮機が得がたかったため、回ることは回るが、せっかくのタービン出力を空気圧縮機が食い潰してしまい、外に向かって供給できる動力がほとんどないという状況から脱出できなかったのである。

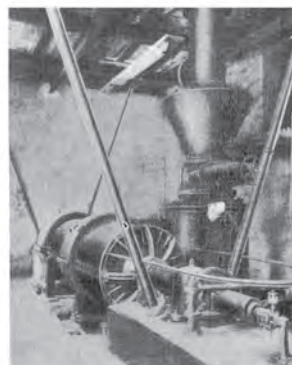


図3.2 シュトルツェのガスタービン (1872)
〔内燃機関の歴史, 三栄書房, p.179, 1969〕

20世紀初頭になると、ガスタービンの熱心な研究者が現れた。そのなかで最も著名であったのがルマール (Charles Lemale、フランス) で、彼の協力者アルマンゴー (Rènè Armengaud、フランス) と共に、出力や効率の測定が可能なところまで試作を進めた。図3.3は最初の実験用ガスタービンの写真で、一番手前がタービン (蒸気タービンをそのまま流用した)、直立する太い配管が排気管、その後方が高圧ガスの供給管である。実験成績として、圧縮に要する動力の約2倍の出力がタービンで得られたと言われる。

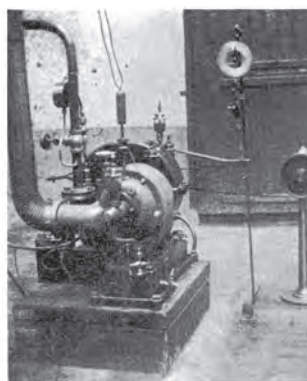


図3.3 アルマンゴーの試作ガスタービン (1904)
〔内燃機関の歴史, 三栄書房, p.183, 1969〕

20世紀の初めは、ガソリン機関や蒸気タービンが大きな発展を遂げ、ガスタービンは劣勢を極めていた。当時の圧縮機の効率はせいぜい50~60%程度であり、これを85~90%に向上させる術はなかった。その状況で登場したのが、空気圧縮機を持たない爆発形のガスタービンであった。これは、爆発容器を多数並べ、そこに低圧で混合気を送入し、点火爆発によって高圧

ガスを作り出し、それを噴出してタービン翼に吹き付けるといふものである。この方式では、ホルツヴァルト (Hans Holtzwarth、ドイツ) のガスタービンが有名で、間欠燃焼式の燃焼室 6 個を備え、単段タービンを駆動するこのガスタービン (図 3.4) は、1908 年に約 20kW の出力を記録した。しかし、徳利状の爆発燃焼室がかなりかさばり、作用が連続的ではなく熱効率は思わしいものではなかった。

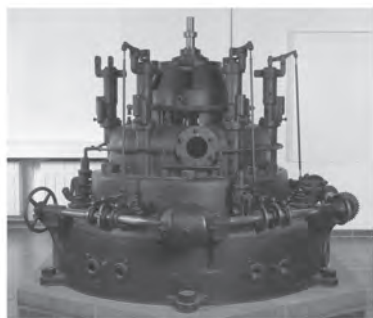


図 3.4 ホルツヴァルトのガスタービン (1908)
〔写真提供：Deutsches Museum〕

ヨーロッパで地道にガスタービンの研究を続けていたブラウン・ボベリ社 (Brown Boveri、スイス) は、1930 年頃、加圧強制通風方式のボイラを開発、その加圧及び排ガスエネルギーの回収に排気タービン過給機を適用することに成功した。このボイラは、ヴェロックス・ボイラと呼ばれ、現用のガスタービンにつながる最初のシステムとして位置付けられる。そして、ようやくここでガスタービンは、当時の蒸気タービンと熱効率でほぼ対抗できる域に達したのであった。1939 年になると、商用ガスタービンの第 1 号として、単純サイクル軸形、発電容量 4,000kW のブラウン・ボベリ社製ガスタービン (図 3.5) がヌーシャテル (Neuchâtel、スイス) に納入され、2002 年に至るまで、周辺地域のバックアップ電源供給用として使用された。

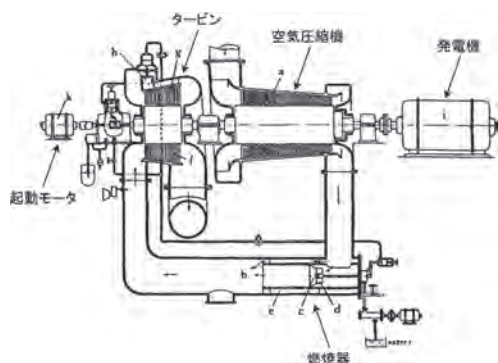


図 3.5 ニューシャテル・ガスタービン (1939)
〔原図：Neuchatel Gas Turbine Brochure, ASME, P.6,1988〕

〔補足説明〕ヴェロックス・ボイラ (Velox Boiler) : できるだけ小型に、かつ、始動時間を短くするために考案された強制循環式のボイラである。図 3.6 に示すように、空気圧縮機によって圧縮された空気と燃料を燃焼室に吹き込み、加圧状態で燃焼させる。燃焼ガスは、燃焼室に設けた水管内の配管を高速で流れ、過熱器を経て 500°C 前後の温度で、空気圧縮機駆動用のタービンに入り、400°C 程度まで温度が下がった状態で排熱回収器に至る。

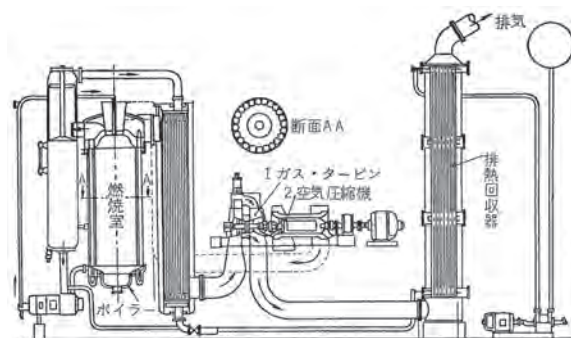


図 3.6 ヴェロックス・ボイラ
〔内燃機関の歴史, 三栄書房, P.199, 1969〕

空気圧縮機の効率向上は、航空分野での高速流体力学の発達に拠るところが大きく、これによってガスタービンは大きく発展した。そして、ガスタービンは、ターボジェットとして、航空機の発展に大きな恩恵をもたらすこととなる。1930 年代には、レシプロエンジンとプロペラとの組み合わせ方式に限界が見え、最高速度も 750km/h 以上を望むことはほぼ絶望の状態であった。高速となれば、プロペラ推進よりもジェット推進のほうがはるかに有利である。第一級の飛行機乗りであったホイットル (Sir. Frank Whittle、イギリス) は、ジェット推進の将来性に期待し、1930 年にいち早くジェットエンジンの特許を取っている。航空機にとって、その動力源が、軽量・大出力であることは至高の要請であり、その点でガスタービンは桁違いに有力であった。オハイン (Hans von Ohein、ドイツ) が製作した He S3 形ジェットエンジンを搭載したハインケル He178 が、ジェット推進による初の飛行に成功したのは 1939 年 8 月のことであった。

3-1-2 日本におけるガスタービンの開発

1940 (昭和 15) 年頃、海軍を中心に、ピストンエンジンの高々度での馬力低下に有効な大型排気タービン過給機が開発が行われていた。わが国初のタービンエンジン TR10 は、原理的にガスタービンに最も近いこの排気タービン過給機をベースにして設計され、空気圧縮機には遠心式が用いられた。1942 (昭和 17) 年 8 月に最初の運転が行われ、自力運転に成功し、初

の国産ジェットエンジンが産声を上げた。しかし、数ヶ月に及ぶ実験運転で、タービンや圧縮機、軸受などの破損事故が次々に発生し、実用化には至らなかった。

㈱荏原製作所は、1938（昭和13）年から1940（昭和15）年にかけて、東京大学航空研究所や陸軍航空技術研究所に、超音速風洞用として軸流圧縮機を納めており、それらの実績を買われて、1942（昭和17）年に海軍航空技術廠より、陸用ガスタービンの設計・製作を命じられていた。そのガスタービンは、翌年秋までに運転に成功し、ここに日本で初めての本格的ガスタービンが誕生した（図3.7）。この荏原1号ガスタービンの仕様諸元を表3.2に示す。⁽¹⁾

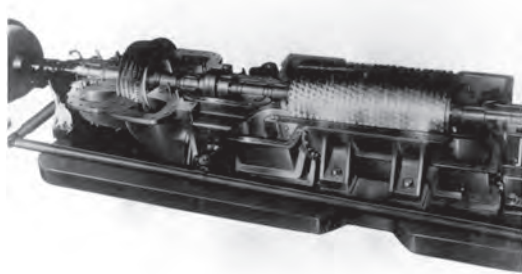


図3.7 荏原1号ガスタービン（1943）
〔日本ガスタービン学会誌，Vol.25，No.100，表紙，1998〕

日本におけるジェットエンジンの研究が本格化したのは1942（昭和17）年頃であった。海軍が主機エンジンを指向し続けたのに対し、陸軍は、同時に、補助ジェットエンジンの開発も狙っていた。補助エンジンは、ピストンエンジン機の機体に装着し、必要緊急時だけ作動させ、速度増大を図るものである。そして、1943年12月、川崎航空機工業㈱（現、川崎重工業㈱）が製作したネー0を胴体下に吊したキー48Ⅱ型双発軽爆撃機は、日本初の補助ジェットエンジンによる噴流推進飛行を成功させた。⁽²⁾

海軍では、1944（昭和19）年にドイツよりもたらされた技術資料を基に特攻機「橘花」の試作が進められており、この機体に搭載するエンジンとして選定されたのがネー20であった。海軍航空技術廠が中心となって、計画図作成から耐久試験完了まで、わずか8ヶ月、異例の早さで、しかも順調に開発が進められた。1945（昭和20）年8月7日、ネー20ターボジェットエンジン2基を搭載した「橘花」は木更津飛行場を飛び立ち12分間の初飛行に成功した。これは、イギリス、ドイツに次ぐ国産ジェットエンジン機誕生の歴史的瞬間であった。しかし、その直後の8月15日、日本はついに無条件降伏し、ポツダム宣言を受諾、太平洋戦

争の幕が閉じられ、しばらくの間、航空工業の発展の道は閉ざされることになる。

(1) 国産発電用1号ガスタービン⁽³⁾

戦後、最初にガスタービンの製作に向けて具体的な研究を始めたのは、運輸省鉄道技術研究所（鉄研）であった。鉄研でガスタービンの研究を行うにあたって実験機として選ばれたのは、石川島芝浦タービン㈱（現、㈱東芝）で、魚雷艇用エンジンとして試作され、戦後、土中に埋められていたガスタービンであった。これを掘り起こして修理を終え、運転実験が開始されたのは1949（昭和24）年5月頃からで、タービン翼の破損事故などを克服し、1952（昭和27）年末には、水動力計を発電機に置き換え、工場への送電も行うなど、1957（昭和32）年始めまで使用された。その後、1958（昭和33）年には、運輸技術研究所に移設され、さらなる研究が続けられた。このガスタービン（図3.8）は、2,000馬力、単純開放サイクル軸式で、燃焼器出口温度の設計値650℃は、当時としては最高のレベルであった。国産発電用1号ガスタービンの仕様諸元を表3.1に示す。

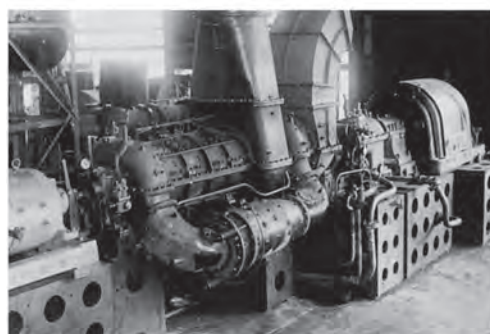


図3.8 国産発電用1号ガスタービン（1949）
〔写真提供：㈱東芝〕

(2) 黎明期の国産ガスタービン

鉄研でのガスタービンの運転実験が順調に進み出していた頃、国内の重工業各社が次々とガスタービンの研究開発に乗り出し、独自のガスタービンが誕生した。

① 石川島500馬力ガスタービン⁽⁴⁾

石川島重工業㈱（現、石川島播磨重工業㈱）は、運輸省航海訓練船に搭載する計画で、1953（昭和28）年に再生二軸式500馬力ガスタービン（図3.9）を完成させ、約800時間の運転試験を行った。船用として使用されることはなかったが、その後、圧縮機タービン軸系と出力タービン軸系を同一直線上に配置するなどの設計変更を行い、汎用ガスタービンとして運転試験が続けられ、産業用ガスタービン創世記の本格的試験機としてその後のガスタービン発展の基礎となった。

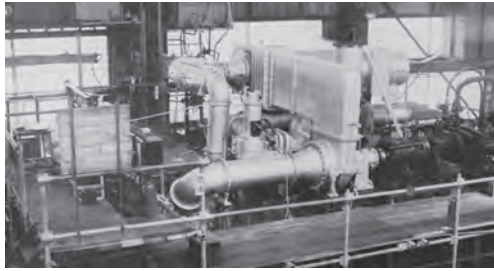


図 3.9 石川島 500 馬力ガスタービン (1953)
〔石川島重工業株式会社 108 年史, 1961〕

② 三井 1 号ガスタービン⁽⁵⁾

ディーゼルエンジンの分野で豊富な経験を持っていた三井造船(株)も、1949 (昭和 24) 年にガスタービンの研究に着手した。1953 (昭和 28) 年に完成したガスタービンは、開放サイクル、再生、中間冷却、再熱式ガスタービン (図 3.10) で、当初、船舶推進用として計画されたが、低圧系及び出力軸を追加し、発電機を駆動して運転試験が行われた。加工上の貴重な資料を得ることができた一方で、ミスマッチングによる性能の未達など課題も多く残されたようである。

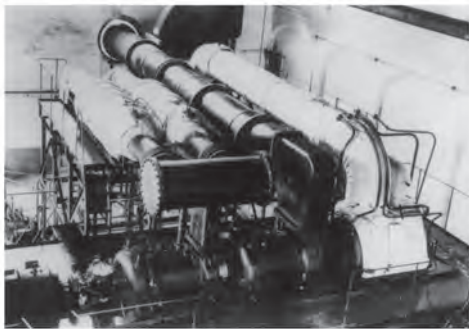
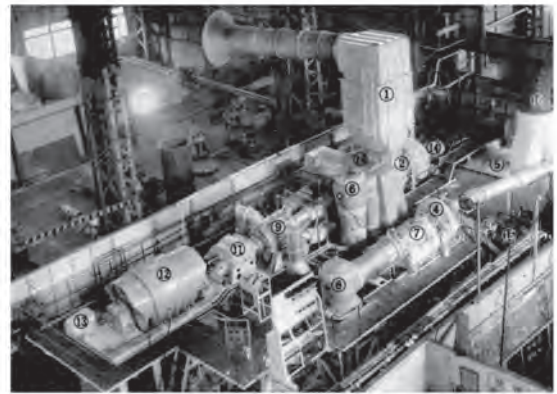


図 3.10 三井 1 号ガスタービン (1953)
〔写真提供：三井造船(株)〕

③ 三菱 2,500 馬力ガスタービン⁽⁶⁾

三菱日本重工業(株) (現、三菱重工業(株)) では、1951 (昭和 26) 年に、将来製造が予想される高出力のガスタービンの設計及び製作を研究することを目的として、当時の最高水準の性能を目標にガスタービンの設計を開始した。このガスタービンは、開放サイクル、再生、中間冷却、再熱三軸式 (図 3.11) で、計画出力は、2,500 馬力であった。1953 (昭和 28) 年 8 月から翌年 6 月までに約 1,000 時間の試運転が行われた。各要素は、計画どおりの効率を発揮したが、総合運転では、低圧系、中圧系及び高圧系のマッチングに苦勞し、所期の性能を発揮することはできなかった。



- | | | |
|---------|----------|------------|
| ① 吸気消音器 | ⑦ 高圧タービン | ⑫ 発電機 |
| ② 低圧圧縮機 | ⑧ 二次燃焼器 | ⑬ 励磁機 |
| ③ 中間冷却器 | ⑨ 中圧タービン | ⑭ 低圧系起動モータ |
| ④ 高圧圧縮機 | ⑩ 低圧タービン | ⑮ 高圧系起動モータ |
| ⑤ 熱交換器 | ⑪ 減速機 | ⑯ 排気管 |
| ⑥ 一次燃焼器 | | |

図 3.11 三菱 2,500 馬力ガスタービン (1953)
〔三菱日本重工 No.4, 1955〕

④ 日立 1,000kW ガスタービン⁽⁷⁾

太平洋戦争末期においてジェットエンジンや航空用過給機の開発を行っていた(株)日立製作所は、その技術を継承して、自主技術によるガスタービンの開発を行った。このガスタービンは、開放サイクル、再生二軸式 (図 3.12) で、1953 (昭和 28) 年後半から試運転が開始された。低圧タービン用として補助燃焼器が備えられているのが特徴で、この燃焼器の調整がタービン効率と出力に微妙に影響を及ぼした。試験研究では、種々の技術的蓄積と経験を残したが、ガスタービンの市場がまだ熟していないとの理由から、約 3,500 時間に及ぶ試験研究は幕を閉じた。

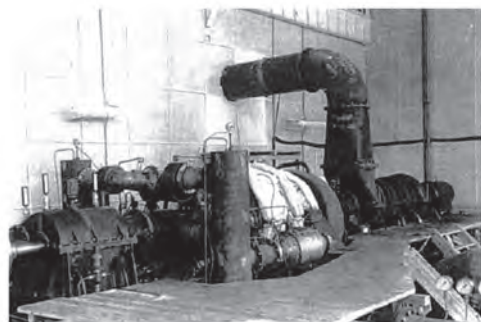


図 3.12 日立 1,000kW ガスタービン (1953)
〔写真提供：(株)日立製作所〕

⑤ 川崎 500 馬力ガスタービン⁽⁸⁾

戦時中、陸軍の命を受けて航空用ジェットエンジンの開発を手がけていた川崎重工業(株)も、1951 (昭和 26) 年 4 月から 750 馬力、開放サイクル、再生二軸式ガスタービンの開発をスタートし、その後、出力を

500馬力に変更して、1953（昭和28）年8月から運転を開始した（図3.13）。

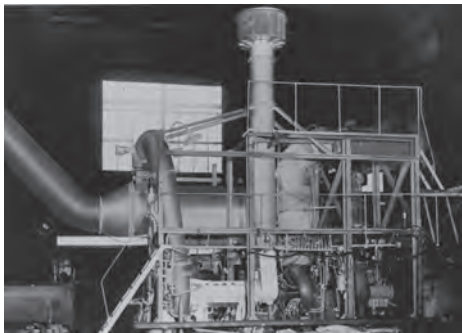


図 3.13 川崎 500 馬力ガスタービン (1953)
〔川崎技報, No.1, p.9, 1954〕

ここに紹介した黎明期の国産ガスタービンの仕様諸元を表3.1に示す。再生熱交換器、中間冷却器、再熱燃焼器などを用いて、空気圧縮機やタービンの要素効率不足をサイクル上の工夫で補い、ガスタービンの総合熱効率の改善を図ろうと努力していた先人たちの苦勞が忍ばれる。

3-1-3 ガスタービンの商用化に向けて⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾

石川島芝浦タービン(株)（現、株東芝）は、「国産発電用1号ガスタービン」に続き、2号機として2,000kWの発電用実用機（図3.14）を完成させ、丸善石油(株)（現、コスモ石油(株)）下津製油所に納入した。1956（昭和31）年2月から1960（昭和35）年6月にかけて、実用性についての共同研究が行われ、その間の運転時

間は22,550時間に達した。1959（昭和34）年12月17日には、電気事業法に則った使用前検査に合格し、自家用ガスタービン発電所として認可された。1970（昭和45）年11月に廃止されるまでの累計運転時間は約94,000時間であった。

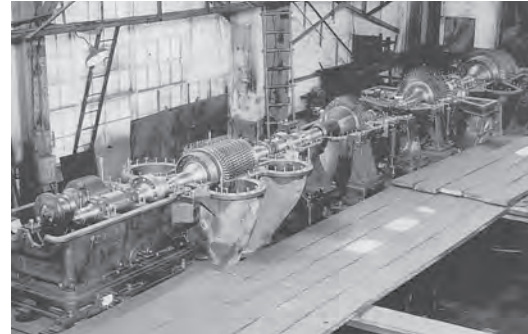


図 3.14 「2号ガスタービン」の工場組立状況 (1956)
〔写真提供：株東芝〕

このガスタービンは、減速機を介して発電機に直結した回転数一定の高圧系と負荷に応じて回転数が変化する低圧系とからなる二軸式ガスタービンで、熱効率向上のために再生熱交換器が採用されている。

なお、仕様諸元については表3.2に示した。

公表された資料によると、重油を燃料としたため、タービンの動静翼に多量のデポジットが付着し、それが原因で発生する急激な出力低下、初期燃焼器の変形や焼損、高圧タービンロータのクリープによる変形、負荷遮断時に起こるタービンのオーバースピードなどの

表 3.1 黎明期の国産ガスタービン仕様諸元

名称	荏原 1号GT	国産発電用 1号GT	石川島 500馬力GT	三井 1号GT	三菱 2500馬力GT	日立 1000kW GT	川崎 500馬力GT
製造者	荏原製作所	石川島芝浦タービン	石川島重工業	三井造船	三菱日本重工業	日立製作所	川崎重工業
完成年	1943	1949	1953	1953	1953	1953	1953
形式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 再生、二軸式	開放サイクル 再生、中間冷却 再熱、二軸式	開放サイクル 再生、中間冷却 再熱、三軸式	開放サイクル 再生、二軸式	開放サイクル 再生、二軸式
燃料	*	B重油	B重油	A重油	重油	軽油+B重油	A, B重油
出力	*	1,640 kW	355 kW	1,630 kW	1,860 kW	1,060 kW	370 kW
吸気量	6 m ³ /s	22 kg/s	6.3 kg/s	18.5 kg/s	12.0 kg/s	13.92 kg/s	6.7 kg/s
圧力比	4.0	3	3.5	5.15	10	4.25	4
タービン入口ガス温度、°C	*	650	650	HPT: 650 LPT: 650	HPT: 700 IPT: 693 LPT: 563	HPT: 650 LPT: 567	HPT: 650 LPT: 460
熱効率、%	*	約13	約16	*	31	20.15	*
回転速度、rpm	7,000	5,500	HPT: 9,000 LPT: 4,850	HPT: 6,000 LPT: 7,076	HPT: 17,000 IPT: 8,000 LPT: 8,500	HPT: 7,600 LPT: 7,000	HPT: 12,000 LPT: 7,660
空気圧縮機	軸流25段	軸流20段	軸流16段	LPC: 軸流13段 HPC: 軸流8段	LPC: 軸流11段 HPC: 軸流5段 +遠心1段	軸流14段	軸流14段
燃焼器	*	直流形2個	単筒形1個	直流缶形	一次燃焼器 二次燃焼器	主燃焼器 補助燃焼器	直流缶形
タービン	軸流4段	軸流4段	HPT: 軸流2段 LPT: 軸流2段	HPT: 軸流5段 LPT: 軸流1段	HPT: 軸流4段 IPT: 軸流4段 LPT: 軸流4段	HPT: 軸流1段 LPT: 軸流2段	HPT: 軸流2段 LPT: 軸流1段

〔記号説明〕
HPT: 高圧タービン, IPT: 中圧タービン, LPT: 低圧タービン
LPC: 低圧圧縮機, HPC: 高圧圧縮機
*: データ不明

不適合を経験し、その対策に苦慮したことが窺える。

3-1-4 海外技術の導入

(1) 富士電機製造⁽¹¹⁾

昭和30年代に入って、電源開発は、水主火従から次第に火主水従の方向に転換する傾向を見せていた。この背景のもとに、富士電機製造(株)(現、富士電機システムズ(株))は、重電機の主機である発電部門を拡大するためには、火力分野への進出がどうしても必要であると判断し、その頃すでに国際的に注目されていたエッシャ・ウィス社(Escher Wyss、スイス)の密閉サイクルガスタービンの導入を検討した。

1953(昭和28)年1月、富士電機とエッシャ・ウィス社との間に技術提携が成立した。その第1号機は北海道電力(株)豊富発電所に納入され、1957(昭和32)年11月、認可出力2,000 kWでわが国初のガスタービン発電所として営業運転を開始した。

(2) 日本鋼管⁽¹²⁾

ディーゼル機関とタービンの特徴を合わせ持った機関にフリーピストン・ガスタービンと呼ばれる機関がある。わが国においても、早くからこの機関の優秀性が着目されており、日本鋼管(株)は、昭和30年代初頭から、試作機の設計や基礎研究を行っていた。この頃、SIGMA社(Societe Industrielle Generale de Mecanique Appliquee、フランス)のフリーピストン機関が急速に発展し、実用の域を広めていたので、日本鋼管は、これを導入することが得策と考え、1958(昭和33)年、フリーピストン機関についてはSIGMA社と、ガスタービンについてはラトー社(Societe Rateau、フランス)と契約を締結した。この機関を市場に投入するにあたって、実用試験的性格を持った実機を作る必要があったことから、自社扇島原料置場の発電所に実用機を設置し実用化の研究を行った。

(3) 東京芝浦電機⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾

石川島芝浦タービン(株)は、石川島重工業(株)とともに東京芝浦電気(株)のサブライセンサーとしてブラウン・ボペリ社(Brown Boveri、スイス)と技術提携を結び、ガスタービン装置及び圧縮機・燃焼室・タービン・熱交換器などの製作販売権を得た。なお、石川島芝浦タービンは、1961(昭和36)年に東京芝浦電気に吸収合併された。その同じ年、松島炭鉱(株)大島鉱業所に納入された坑内ガス(主成分はメタン)を燃料とするガスタービン(Type 10-650, 5,000 kW)が提携後の第1号機となった。このガスタービンは排気エネルギーを利用する再生熱交換器を備えていることから、最適の圧力比と空気流量が得られるよう、標準仕様機に対し

て、圧縮機の段数の変更や空気圧縮機動静翼の取付角度の変更など、独自の性能改善対策が行われている。

(4) 三菱重工業⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾

三菱造船(株)(現、三菱重工業(株))長崎造船所は、1953(昭和28)年3月、既に蒸気タービンについて技術提携関係にあったエッシャ・ウィス社と陸船用ガスタービンの技術援助契約を締結した。そして、翌年には、この技術を全面的に活用して、訓練船“北斗丸”の主機関用500 HPガスタービンを完成させた。その後、1958(昭和33)年と1964(昭和39)年には、八幡製鉄所向けに、高炉送風機駆動用ガスタービンを相次いで納入した。

一方、新三菱重工業(株)(現、三菱重工業(株))神戸造船所は、1960(昭和35)年に2,200 kWガスタービンを試作するなど、それまで培ってきたガスタービンの設計・製作技術を基盤に、1961(昭和36)年1月、ウェスチングハウス社(Westinghouse、アメリカ)と技術提携を行い、製品としてのガスタービンの生産活動に入った。新三菱重工が製造したウェスチングハウス形ガスタービンの第1号(MW-171, 12,000 kW)は、1963(昭和38)年、旭硝子(株)千葉工場に納入された(図3.15)。

三重工合併により三菱重工業(株)が発足した翌年の1965(昭和40)年9月、三菱重工のガスタービン事業は高砂製作所(1964年5月に神戸造船所の大型原動機専門工場が独立)に統合され、2号機以降のガスタービンは、この新しい体制のもとから出荷された。

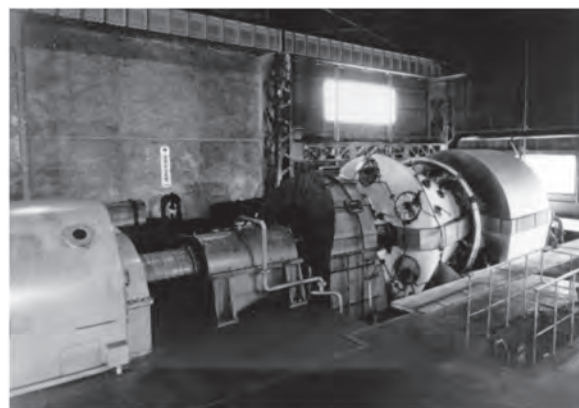


図3.15 三菱MW-171形(1963)

[写真提供：三菱重工業(株)]

(5) 日立製作所⁽¹⁷⁾

(株)日立製作所は、1949(昭和24)年頃から、終戦後一時中断していたガスタービンの研究を再開した。1953(昭和28)年には、再生二軸式ガスタービン(1,060 kW)の試作に着手し、翌年3月から1959(昭和34)年までの間、日立工場にて実機運転を行い、各構成要

素に関する実験計測を行った。

その後、日立製作所は、1964（昭和 39）年に、GE 社（General Electric、アメリカ）と陸用ガスタービンの共同製作協定を結び、GE 社の標準機種を国際分業として製作することとなった。この共同製作協定による第 1 号機（PG3802、6,000 kW）は、1966（昭和 41）年に日本石油化学(株)（現、新日本石油精製(株)）川崎工場に納入された（図 3.16）。



図 3.16 日立－GE PG3802 形（1966）
〔写真提供：(株)日立製作所〕

大学宇宙航空研究所に納入され、所内のピーク負荷に対応するための発電設備として利用された（図 3.17）。その後、本機を原型として、これを大型化した 8,000kW 級ガスタービン SB90 の開発にも成功している。大型商用ガスタービンが海外との技術提携によらず、国産技術だけで完成されたことは意義深いものと言える。



図 3.17 三井造船 SB15A 形（1967）
〔写真提供：三井造船(株)〕

(6) 三井造船⁽¹⁸⁾

三井造船(株)は、船用から始めたガスタービンの開発目標を陸用に転じ、自社開発を続け、1 号機（SB15A、1,350 kW）は、1965（昭和 40）年に完成し、東京

ここに紹介した初期の商用ガスタービンの仕様諸元については、表 3.2 に示す。

表 3.2 初期の商用ガスタービン仕様諸元

製造者	富士電機製造	石川島芝浦タービン	富士電機製造	石川島芝浦タービン	新三菱重工業	日立製作所	三井造船
モデル名	—	—	—	10-650	MW-171	PG3802	SB15A
技術提携先	Escher Wyss	—	Escher Wyss	Brown Boveri	Westinghouse	General Electric	—
納入先	北海道電力 豊富発電所	丸善石油 下津製油所	日本鋼管 川崎製鉄所	松島炭鉱 大島鉱業所	旭硝子 千葉工場	日本石油化学 川崎工場	東京大学 宇宙航空研究所
営業運転開始	1957	1959	1961	1961	1963	1966	1967
形 式	密閉サイクル 再生、中間冷却 一軸式	開放サイクル 再生、二軸式	密閉サイクル 再生、中間冷却 一軸式	開放サイクル 再生、一軸式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 一軸式
燃 料	天然ガス	C 重油	高炉ガス	坑内ガス	C 重油 天然ガス	石油分解ガス	灯油 軽油
出 力, kW	2,000	2,000	12,000	5,000	12,000	6,000	1,350
吸気量, kg/s	24.5	34	85	69.42	93.9	50	10
圧力比	3.5	4.6	4.6	3.97	6.31	6	5
タービン入口ガス温度, °C	655	648	680	650	732	800	800
熱効率, %LHV	26	17.85	30.2	22.65	20.3	19.2	20.0
回転速度, rpm	13,000	HP: 5,544 LP: 4,500	6,634	3,600	4,685	CT: 6,900 PT: 6,000	13,300
空気圧縮機	遠心 3 段	LP: 軸流 10 段 HP: 軸流 8 段	HP: 軸流 5 段 IP: 軸流 5 段 LP: 軸流 10 段	軸流 16 段	軸流 14 段	軸流 14 段	軸流 9 段
燃焼器	強制貫流 輻射加熱形 (空気加熱器)	二重筒直流形 ×1	強制貫流 輻射加熱形 (空気加熱器)	二重缶形×1	キャン形×6	キャン形×6	キャン形×1
タービン	軸流 5 段	HP: 軸流 3 段 LP: 軸流 3 段	軸流 6 段	軸流 7 段	軸流 5 段	CT: 軸流 1 段 PT: 軸流 1 段	軸流 4 段
再生熱交換器	特殊リブ付き 管形対向流式	シェル&チューブ形	特殊リブ付き 管形対向流式	シェル&チューブ形	—	—	—
特記事項	—	—	—	—	排ガスボイラ付	排ガスボイラ付	—

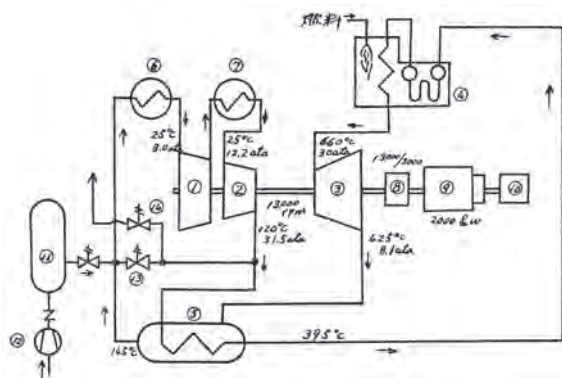
〔記号説明〕 HP: 高圧系, IP: 中圧系, LP: 低圧系, CT: 圧縮機タービン, PT: 出力タービン

3.2 密閉サイクルガスタービンの登場

(19) (20) (21)

エッシャ・ウィス社から密閉サイクルガスタービンの製造権を取得した富士電機は、電力網の末端地域への電力供給力強化の検討を行っていた北海道電力から、2,000 kW ガスタービン設備の受注に成功した。ガスタービンは、豊富発電所に設置され、1957（昭和32）年11月にわが国初の事業用ガスタービンとして営業運転を開始した。そして、1976（昭和51）年2月に廃止されるまで、約125,000時間の運転を記録した。

「豊富」ガスタービンのサイクル線図を図3.18に示す。定格出力で運転している時の作動流体（空気）の最低圧力は低圧圧縮機入口にあり8 ata (0.78 MPa) である。高圧圧縮機を出た空気は、再生熱交換器にてタービン出口の高温空気と熱交換され、120℃から395℃にまで予熱された後、空気加熱器に送られる。燃焼器を持たない密閉サイクルガスタービンでは、作動流体の加熱は、この空気加熱器（強制貫流輻射形のボイラ）を介して間接的に行われ、タービン入口での空気の温度は660℃、圧力は30 ata (2.94 MPa) となる。この高温・高圧の空気がタービンの中で8.1 ata (0.79 MPa) まで膨張する間に仕事をを行い、これが圧縮機と発電機を駆動する動力となる。タービンを出た425℃の空気は、前述の再生熱交換器で145℃まで冷やされる。そして、前置冷却器によってさらに25℃まで冷却され低圧圧縮機へと送られてサイクルが完結する。



- | | | |
|----------|----------|---------|
| ① 低圧圧縮機 | ⑥ 前置冷却器 | ⑪ 給気タンク |
| ② 高圧圧縮機 | ⑦ 中間冷却器 | ⑫ 給気圧縮機 |
| ③ タービン | ⑧ 減速装置 | ⑬ バイパス弁 |
| ④ 空気加熱器 | ⑨ 発電機 | ⑭ 吐弁 |
| ⑤ 再生熱交換器 | ⑩ 起動用電動機 | |

図3.18 「豊富」ガスタービンサイクル線図
〔火力発電, Vol.9, No.6, p.98, 1958〕

外燃式燃焼装置を使用する密閉サイクルガスタービ

ンは、低質燃料の使用にも適していた。「豊富」ガスタービンでは、地元で産出する低圧でドレン分の多い天然ガスを燃料としたが、作動流体の加熱は、大気圧の間接式空気加熱器を介して行われるため、高性能のドレンセパレータやガス圧縮機を必要としなかった。「豊富」ガスタービンの仕様諸元については表3.2に示す。

富士電機は、この「豊富」ガスタービンに続いて、1958（昭和33）年、日本鋼管(株)（現、JEFスチール(株)）川崎製鉄所に、高炉ガスを燃料とする12,000 kW 自家用ガスタービン発電設備（NKK58）を納入した（図3.19）。この発電設備は、期待どおり、既設の蒸気タービン発電設備に比べて遙かに高い熱効率を発揮した。しかしながら、操業開始後まもなく発生した、高圧圧縮機翼の破損や空気加熱器伝熱管のパナジウム腐食、さらに製鉄所の操業に影響された高炉ガス供給量の不足といった要因から、1972（昭和47）年に廃止された。この間の運転時間は約85,000時間であった。



図3.19 「NKK58」ガスタービン（1961）
〔日本のガスタービンの歩み, 日本ガスタービン学会, p.41, 2002〕

高効率と優れた運転特性が高く評価された密閉サイクルガスタービンであったが、当時は、材料の面から単機容量に制限があり、そのため建設費が割高となった。その後、設備構成がシンプルで、海外の技術を導入して一層の高性能化が進んだ開放サイクルガスタービンが発電用の主流となり、国内で発電用商用機として建設された密閉サイクルガスタービンは二例だけにとどまった。

3.3 フリーピストンガスタービンの台頭

(22) (23) (24)

ディーゼルエンジンやガスタービンなどの内燃機関は、登場以来それぞれの機関で熱効率の向上が試みられたが、この両者を組み合わせて熱効率向上を目指した「複合機関」も出現した。その一つが「コンパウン

ドエンジン」(図 3.20) で、1905 (明治 38) 年にビュッヒ (Alfred Büchi、スイス) によって考案された。

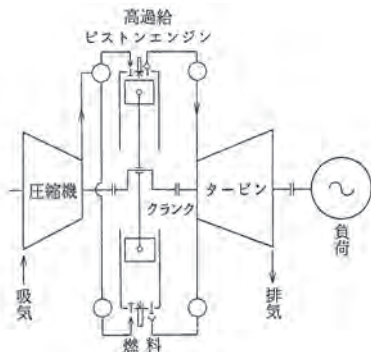


図 3.20 コンパウンドエンジンサイクル
〔神鋼テクノ技報, Vol.13, No.25, p.28, 2001〕

圧縮機を出た高圧空気は、高過給ピストンエンジンに供給され、エンジンシリンダ内で爆発燃焼後、軸流タービンに送られ出力を発生する。この際、ピストンエンジンの出力もクランク軸から取り出され、同一軸上の出力として圧縮機と外部負荷を駆動する。

コンパウンドエンジンの原理をさらに進め、出力の全部をタービンに受け持たせた機関が「フリーピストンガスタービン」で、1934年、ペスカラ (Pescara、フランス) が特許権を得ている。

フリーピストンガスタービンサイクル (ペスカラサイクルとも呼ばれる) では、フリーピストンガス発生機が圧縮機と燃焼器の役割を担っている。このフリーピストンガス発生機は、2 サイクル単動水平対向ユニフローディーゼル機関の一種である。圧縮機により圧縮された空気は、中心部にあるエンジンシリンダに送られ高圧で燃焼した後、圧縮機を駆動し、ある程度、圧力及び温度ともに低下してエンジン排気口から排出され、タービンに供給されて出力を発生する。この出力はすべて外部負荷を駆動する (図 3.21)。

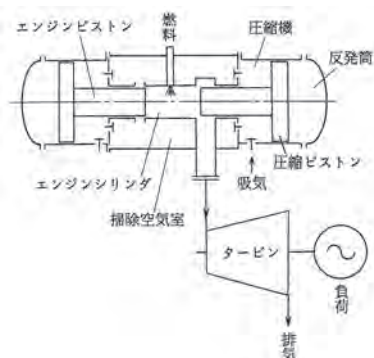


図 3.21 フリーピストンガスタービンサイクル
〔神鋼テクノ技報, Vol.13, No.25, p.29, 2001〕

1950 年代、単純開放サイクルガスタービンの熱効率はおよそ 15%程度であり、2 サイクル機関の最高熱効率も 40%程度であったのに対し、フリーピストンガスタービンサイクルでは、約 45%の熱効率が期待されていた。そのため、フリーピストンガスタービンが熱機関として有利と見られ、世界的に研究開発が盛んになった。その中で、SIGMA 社 (フランス) は 1,250 PS 級を実用化し、GS-34 形フリーピストンガス発生機 (図 3.22) として完成させ、その 1 号機を、1951 年にフランス電力庁に納入した。この GS-34 は、世界で唯一商用化されたフリーピストンガス発生機であり、必要とする出力に見合って単機又は複数機を配管でつないで使用された。

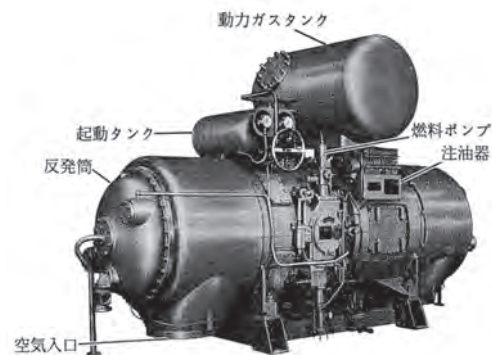


図 3.22 GS-34 形フリーピストンガス発生機 (1951)
〔神鋼テクノ技報, Vol.13, No.26, p.29, 2001〕

日本鋼管は、1958 (昭和 33) 年以降、およそ 7 年間に、フリーピストンガスタービンを 14 装置 (GS-34 形ガス発生機 84 台及びガスタービン 19 台) 製造し納入した。主な用途は、発電用のほか、浚渫船に搭載されるドレヅジャポンプ駆動用であった。

フリーピストン機関では、クランク式機関のようなフライホイール効果が簡単に得られない。そのため、精緻な制御が不可欠となり、信頼性において基本的に「生き残れない」という欠点があった。また、ピストンリングやピストンシリンダの耐久性に技術的難問が潜在していたこともあって、急速に進歩した低速ディーゼルエンジンに優位性を奪われる結果となり、フリーピストンガスタービンは次第に市場での競争力を失った。そして、1977 (昭和 52) 年、九州電力でピークロード発電用として使用されていたユニットが廃止されたことにより、発電用フリーピストンガスタービンは国内からその姿を消した。

3.4 高度経済成長期とガスタービン

昭和30年代から40年代にかけて、日本経済は飛躍的な成長を遂げた。そしてこの時代、テレビ・洗濯機・冷蔵庫の3種類の電気製品は三種の神器と呼ばれ、一般家庭にも急速に浸透していった。さらに、昭和40年代後半には、冷房の普及などにより、最大電力の夏季ピークはますます先鋭化しており、需要に電源開発が追いつかない状況となっていた。

そのような状況に対応するため、中部電力(株)は、ガスタービンのもつピークロード用予備力や非常用としての優れた特性に注目し、1967(昭和42)年、わが国で初めてピークロード対応のガスタービン発電所(名火ガスタービン発電所、30MW、図3.23)の建設に踏み切った。



図3.23 三菱 MW-301 形 (1967)
〔中部電力二十年史, 1971〕

これは、ガスタービン発電所の特徴として、①建設期間が一般火力発電所や原子力発電所に比べ3分の1ないし5分の1と極めて短いこと、②起動が容易であり、極めて短時間で全負荷がとれること、③コンパクトな設計が可能であり、このため据付面積が少なくすむこと、④自動運転制御が可能であること、等の点が評価された結果である。

その後、ガスタービン発電所の建設が相次いで行われ、それらは、需給ひっ迫時のピークロード用電源としてその役割を果たすとともに、系統事故等で関連系統が全面停止した場合に備える起動用電源や予備電源ともなった。^{(V)(VI)(VII)}

(1) 東芝 11L 形⁽²⁵⁾

ブラウン・ボベリ社の標準機 11L をライセンス生産したもので、従来の基本構造を踏襲している。空気圧縮機は、19段で圧力比 7.0 である。単缶形の燃焼器を空気圧縮機とタービンの上部に乗せ、コンパクトな配置としていることが特徴である(図3.24)。

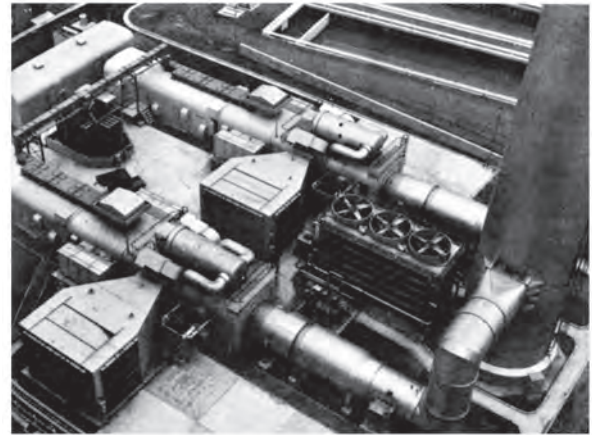


図3.24 東芝-BBC 11L 形 (1969)
〔東京電力社報 No.235, 1971〕

タービンも空気圧縮機と同様に、周速を上げて1段あたりの仕事量を増したこと及び空気量が多くなったことから、最終段の翼長が長くなり、6, 7段静翼及び7段動翼に2本のダンピングワイヤを取り付けるといった強度面での配慮がなされている。また、ロータの冷却効果を高めるために冷却空気用の冷却器を備えている。なお、本機は3,600回転機であるが、50Hz地区で使用する場合には、減速機を介して3,000回転の発電機を駆動する。

(2) 三菱 MW-501A 形⁽²⁶⁾

MW-501A(図3.25)は、17段の軸流圧縮機、ロータ軸心の周りに環状に並べられた16個の燃焼器、4段のタービンで構成される。空気圧縮機の入口側とタービンの排気側にサポートが備えられ、タービン側サポートはたわみ易い構造で、温度の変化による熱伸びを吸収している。

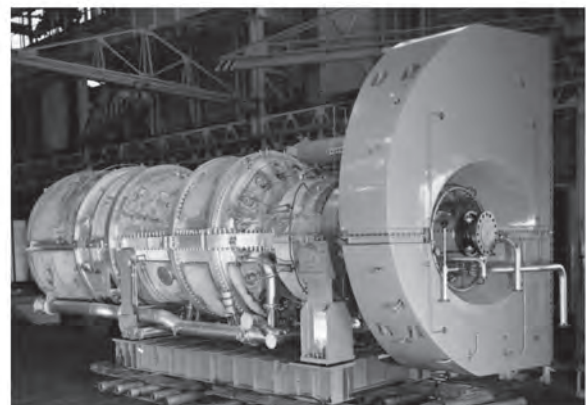


図3.25 三菱 MW-501A 形 (1972)
〔写真提供：三菱重工業(株)〕

16個の燃焼器は、円筒形の内筒とその延長部である尾筒で構成される。燃料は、各内筒の上流部にある

燃料ノズルから燃焼器内に噴射され、内筒の壁から流れ込んでくる圧縮空気と混合して燃焼する。下部の2個の燃焼器に点火栓が設けられており、ここで点火され、隣接する内筒をつなぐ連結管を通して火炎が伝播し、順次上部の燃焼器に点火される。

空気圧縮機吐出空気の一部を取り出し、それを外部に設置した冷却空気冷却器により冷却した後、再びタービンに供給して動翼翼根部などの冷却に使用している。

タービン入口温度（燃焼器出口温度）が約900℃であるため、第1段静翼は強制空冷翼となった。その内部は中空構造で、その中に設置したパイプ状の部品から、翼の内面に冷却空気を吹き付ける方式の冷却を行っている。このための冷却空気にも、空気圧縮機吐出空気の一部が使用されている。

(3) 日立-GE MS7001B形⁽²⁷⁾

当時既に1,000台以上が生産されていたGE MS5001をスケールアップし、出力の増加及び熱効率の向上を図った機種がMS7001である。このガスタービンは単純開放サイクル軸形で、空気圧縮機とタービンを直結したロータは3個の軸受で支持される。ロータの回転速度は3,600 rpm、タービン側の軸端で直接発電機を駆動する。空気圧縮機は軸流形17段で、空気を約10気圧に圧縮する。タービンは軸流衝動式の3段である。空気圧縮機及びタービンのケーシングは、水平フランジ面で2分割することができるため、内部の点検・保守が容易な構造である。

MS7001B（図3.26）では、新しい高級耐熱材料を使用し、ベースロードで1,004℃、ピークロードで1,066℃というタービン入口温度（第1段動翼入口温度）の設計としている。空気冷却方式の動翼を採用し、静翼へ新たな冷却方式を適用することによって、従来のMS5001ガスタービンのタービン入口温度がピークロードで985℃であるに対し、1,000℃を超える温度での運転が可能となった。

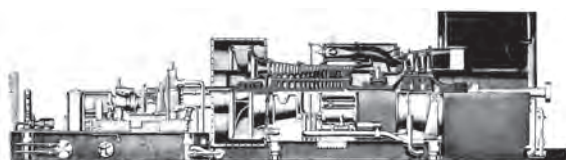


図 3.26 日立-GE MS7001B形 (1976)
〔日立評論, Vol.59, No.4, p.24, 1977〕

タービン第1段動翼の冷却は、動翼翼根部に空気圧縮機16段後からの抽気を導入し、翼内部を貫通する

小穴群を介して翼内部を冷却することにより行われる。冷却後の空気は、動翼頂部に空けられた穴より排出され、第1段出口後に高温ガス流と合流する。

最も高温にさらされる第1段静翼では、冷却空気として空気圧縮機出口空気が用いられている。冷却空気は、翼内部のシートメタルに導入され、シートメタルにあけられた小円孔を通して静翼内部の壁に衝突し、静翼を内部から冷却する。その後、翼後縁部に設けられた小穴を介して高温ガス流内に排出される際、熱伝達により熱を奪い、また、その一部の空気は、翼プロファイル腹側の後半部分より放出することによって冷たい空気のフィルムを翼表面に沿って形成し、高温ガス流から翼後縁部付近を保護している（図3.27）。

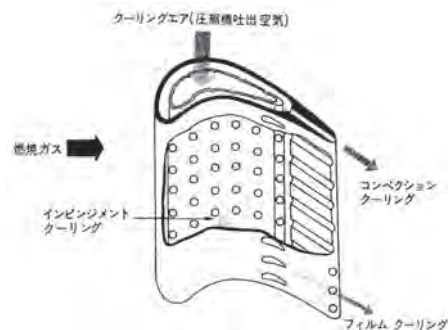


図 3.27 第1段静翼の冷却機構 (MS7001B)
〔日立評論, Vol.59, No.4, p.25, 1977〕

(4) 三菱 MW-701B形⁽²⁸⁾

MW-701B(図3.28)は、ウェスチングハウス社が3,000回転機を製造していなかったため、50Hz地域の需要に対応する目的で、ウェスチングハウス社の技術協力のもと、三菱重工が独自に開発した当時の最大容量機である。

MW-701Bの開発にあたっては、ウェスチングハウスW501B(80MW級, 3,600rpm)をモデルとし、それと同一形状のタービン動翼及び静翼を使用することを基本方針とする信頼性を重視した設計であり、ロータの軸受間距離をW501Bとほぼ同じ寸法としてロータ重量の増大を最小限にとどめている。

空気圧縮機は、平均径におけるフローパターンをW501Bに合わせ、空気量の増加に対しては翼高さを高くすることで対応している。燃焼器は、W501B形と同じ形状のものを採用し、出力の増加に対応して個数を16個から18個に増やした。タービン部では、ディスク直径に比例して翼枚数を増加させ、翼列性能及び翼あたりの仕事をW501B形とほぼ同一とした。

タービン入口温度（燃焼器出口温度）は1,021℃で

あり、第1段の動静翼が空冷翼となった。

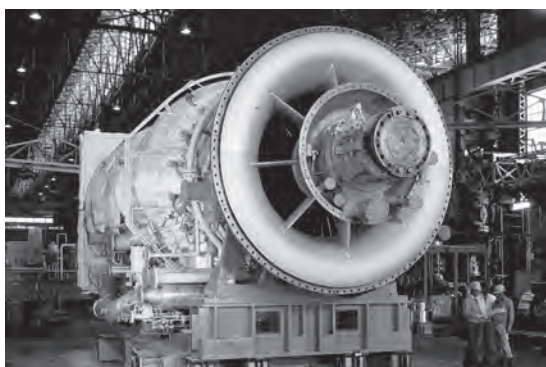


図 3.28 三菱 MW-701B 形 (1978)
[写真提供：三菱重工業㈱]

1970年代は、無冷却のタービン翼を使用する「第一世代ガスタービン」から強制冷却タービン翼を採用した「第二世代ガスタービン」への移行期でもあった。そして、現在、商用化されている最新鋭の高性能・高効率ガスタービンは、この時期に登場した第二世代ガスタービンに改良が加えられ進化したものが多い。

経済成長期に建設されたピークロード用ガスタービンの仕様諸元を表 3.3 に示す。

〔補足説明〕

タービンには、二種類の定格表示がある。それぞれの起動回数や運転時間の制限は次のとおりである (JIS B 0128) :

①ベース定格

年間運転時間が 6,000 時間を超え 8,760 時間以下の運転モードに対応する定格。

②ピーク定格

年間運転時間が 500 時間を超え 2,000 時間以下、年間平均起動回数 100 回以上 500 回未満の運転モードに対応する定格。

参考文献

- (I) 富塚：「内燃機関の歴史」, 三栄書房 (1969)
- (II) 前間：「ジェットエンジンに取り憑かれた男」, 講談社 (1989)
- (III) 富塚：「動力の歴史」, 三樹書房 (2002)
- (IV) <http://www.asme.org/Communities/History/>
- (V) 「中部電力二十年史」, 中部電力 (1971)
- (VI) 「中部電力三十年史」, 中部電力 (1981)
- (VII) 「関西電力二十五年史」, 関西電力 (1978)

注：

- (1) 押田：「終戦前の荏原ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 102, pp. 64-66 (1998)
- (2) 百合草：「ネ0 エンジン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 102, pp. 102-104 (1998)
- (3) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会, pp. 28-29 (2002)
- (4) 「産業技術歴史継承調査 我が国のガスタービン技術の独創性と創造性に関する調査編」, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, p. 60-61 (2003)

表 3.3 国内の代表的なピークロード用ガスタービン発電所

	中部電力㈱ 名火ガスタービン発電所	東京電力㈱ 川崎ガスタービン発電所	中部電力㈱ 西名古屋ガスタービン発電所	関西電力㈱ 大阪ガスタービン発電所	中国電力㈱ 坂ガスタービン発電所	北海道電力㈱ 音別ガスタービン発電所
初号機運転開始	1967年5月	1969年10月	1971年5月	1972年6月	1976年3月	1978年5月
発電所出力, kW	30,000	30,000	73,800	120,000	134,000	148,000
使用燃料	ナフサ、灯油 重油、原油	軽油	軽油	灯油	灯油、軽油、ナフサ	軽油
ガスタービン形式	開放サイクル軸式 三菱 MW-301	開放サイクル軸式 東芝 11L	開放サイクル軸式 日立 MS5001LA	開放サイクル軸式 三菱 MW-501A	開放サイクル軸式 日立 MS7001B	開放サイクル軸式 三菱 MW-701B
台数	1	2	4	2	2	2
単機出力, kW	30,000	15,000	18,450	60,000	67,000	74,000
熱効率(計画値), %LHV	24.7	約 23.7	約 24.5	約 28.6	約 28.4	約 28.0
タービン入口温度, °C	788	760	966 (1段動翼入口)	945 (燃焼器出口)	1,066 (1段動翼入口)	943 (燃焼器出口)
回転速度, rpm	3,600	3,677	5,096	3,600	3,600	3,000
空気圧縮機	軸流 15 段	軸流 19 段	軸流 16 段	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式
燃焼器 (NOx 低減対策)	マルチキャノン形×12 個	単缶形	マルチキャノン形×10 個	マルチキャノン形×16 個 (水噴射)	マルチキャノン形×10 個 (水噴射)	マルチキャノン形×18 個 (水噴射)
タービン (空冷翼)	軸流 4 段 〔 動翼: - 静翼: - 〕	軸流 7 段 〔 動翼: - 静翼: - 〕	軸流 2 段 〔 動翼: - 静翼: - 〕	軸流 4 段 〔 動翼: - 静翼: 1 段 〕	軸流 3 段 〔 動翼: 1 段 静翼: 1 段 〕	軸流 4 段 〔 動翼: 1 段 静翼: 1.2 段 〕
ロータ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	4 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 ホットエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	3 軸受支持 ホットエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ
排気方向	軸直角方向	軸方向	軸直角方向	軸方向	軸直角方向	軸方向

- (5) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会, pp. 32-33 (2002)
- (6) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会, pp. 30-31 (2002)
- (7) 佐藤:「日立 1000kW ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 27, No. 1, pp. 54-56 (1999)
- (8) 林他:「500HP ガスタービンの試作研究」, 川崎技報, No. 1, pp. 9-14 (1954)
- (9) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会, pp. 36-37 (2002)
- (10) 不破:「2000kW ガスタービンの丸善石油下津製油所における運転実績について」, 日本機械学会誌, Vol. 63, No. 498, pp. 55-63 (1960)
- (11) 「富士電機社史Ⅱ 1957 - 1973」, 富士電機製造, p. 33, p. 118 (1974)
- (12) 「日本鋼管株式会社五十年史」, 日本鋼管, p. 782 (1962)
- (13) 「石川島播磨重工業社史 技術・製品編」, 石川島播磨重工業, p. 251 (1992)
- (14) 梶山:「松島炭鉱 5000kW ガスタービン試運転実績について」, 日本機械学会誌, Vol. 64, No. 512, pp. 87-92, (1961)
- (15) 「三菱造船株式会社史」, 三菱重工業, p. 421 (1967)
- (16) 「三菱重工高砂製作所二十五年史」, 三菱重工業, p. 321 (1990)
- (17) 「日立製作所史 3」, 日立製作所, p. 158 (1971)
- (18) 渡辺他:「パッケージ形発電用ガスタービン」, 三井造船技報, No. 56, pp. 36-45 (1966)
- (19) 森本:「2,000kW ガスタービン発電所(豊富)について」, 火力発電, Vol. 9, No. 6, pp. 96-101 (1958)
- (20) 河田:「日本で最初の事業用ガスタービン発電所「豊富」」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 103, pp. 47-49 (1998)
- (21) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会, pp. 40-41 (2002)
- (22) 中原:「自由ピストン機械(1)」, 神鋼テクノ技報, Vol. 12, No. 24, pp. 20-28 (2000)
- (23) 中原:「自由ピストン機械(2)」, 神鋼テクノ技報, Vol. 13, No. 25, pp. 28-36 (2001)
- (24) 中原:「自由ピストン機械(3)」, 神鋼テクノ技報, Vol. 13, No. 26, pp. 26-34 (2001)
- (25) 辻 他:「パッケージ形 15,000 kW ガスタービン発電設備」, 火力発電, Vol. 19, No. 6, pp. 67-75 (1968)
- (26) 酒井他:「宮津ガスタービン発電所」, 火力原子力発電, Vol. 25, No. 1, pp. 87-91 (1974)
- (27) 西本他:「中国電力株式会社坂発電所向け 67,000 kW 大容量ガスタービン」, 日立評論, Vol. 59, No. 4, pp. 23-26 (1977)
- (28) 「産業技術歴史継承調査 我が国のガスタービン技術の独創性と創造性に関する調査編」, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, pp. 28-29 (2003)

4 | 複合サイクル発電時代

わが国における火力発電用の主な燃料は、戦後、石炭（国内炭）から石油、そして天然ガス（主にLNG：Liquefied Natural Gas、液化天然ガス）へと、燃料情勢や発電用燃料としての適正、あるいは環境問題を始めとする国内外の社会情勢等の変遷に応じて、大きく変化してきた。

このような背景のもと、火力発電の主流であった火力発電システムを大幅に上回る熱効率と環境安全性が期待できるシステムとしてLNGを燃料とする複合サイクル発電が登場し、その数を増やしていった。

また、近年、世界的に広く賦存し、長期的な需要増に対応できる、安定したエネルギー源としての期待から、石炭（海外炭）の利用が復活したことにより、現在、発電電力量の約1/4が石炭、約1/4が天然ガスによるものとなっている。そして、LNG複合サイクル発電で培われた技術を石炭火力発電システムにも組み込んで飛躍的な高効率化を狙った発電システムの開発も精力的に進められている。その一つが加圧流動層燃焼（PFBC：Pressurized Fluidized Bed Combustion）複合発電システムで、従来の石炭火力発電システムでは全く経験のない加圧下での燃焼技術をベースとし、それとガスタービンを組み合わせた発電システムであり、もう一つは、次世代の新しい石炭火力発電システムとして期待されている石炭ガス化複合発電システム（IGCC：Integrated coal-Gasification Combined Cycle）である。

4.1 ガス・蒸気複合サイクル発電

複合サイクル発電は、ガスタービンから排出される高温排ガスの熱量を蒸気サイクルに回収して、プラント全体としての高効率化を図る発電方式である。ガスタービンの性能向上に伴い、欧米では1970年代に入って急速に複合サイクル発電所が増加している。

4-1-1 複合サイクル発電のパイオニア

(1) 排気再燃式複合サイクル発電プラント⁽¹⁾

ガスタービン先進国のアメリカで、最も簡単な形態である給水加熱方式の複合サイクルが登場したのは1949年であった。その後、1950年代後半になると、排気再燃式が複合サイクルの主流となった。この当時は、まだ、ガスタービンの排ガス温度が低かったため、排ガスをボイラの燃焼用空気として利用する排気再燃

式が有利であった。

国内では、1968（昭和43）年2月に、丸住製紙（株）川之江工場で排気再燃式複合サイクル発電所（32.9MW、三菱MW-191、C重油焚き）が営業運転を開始した。事業用発電としては、四国電力（株）坂出発電所で、1970（昭和45）年に先行して運転を開始したガスタービン（三菱MW-301、30MW）に、その後建設された蒸気タービン（195MW）を組み合わせ、1971（昭和46）年7月から、排気再燃方式での複合運転を行っている。なお、このガスタービンは、隣接する工場で発生するコークス炉ガスを燃料としているのが特徴である。

当時のガスタービンはまだ発展途上にあり、複合サイクルで使用しても超臨界圧火力発電の効率を超えることができなかったため、その後しばらくの間、複合サイクル発電所の建設は途絶えることとなる。

[補足説明] 排気再燃式：ボイラ押込通風機の代わりにガスタービン発電設備を設置し、ガスタービンで仕事をした後の排気をボイラの燃焼用空気として利用し、併せて排ガスの持つエネルギーを回収する方式の複合サイクル。

(2) 国内初の本格的な大型複合サイクル発電所⁽²⁾⁽³⁾

日本国有鉄道（現、東日本旅客鉄道（株））では、関東地区の電車運転用電力の供給を主な目的とする自営電力設備を保有している。1980年代には、首都圏の輸送力増強や東北・上越新幹線の開業等により電力供給量は大幅に増加することが予想された。これに対処し国鉄における省エネルギー化を推し進めるために、川崎発電所の旧1号機を更新し、国内初となる大型ガスタービンによる本格的な複合サイクル発電所が建設されることとなった。

旧1号の撤去跡地に建設された新1号機（141.3MW）は、ガスタービン発電設備1台、排熱回収ボイラ1缶及び蒸気タービン発電設備1台で構成される排熱回収式複合サイクル発電所で、1981（昭和56）年4月に営業運転を開始した。旧1号機に比べると、出力が2.3倍、熱効率では約25%増（相対値）と、大幅な性能改善が図られた。

ガスタービンには、当時の最大容量機である1,000℃級日立-GE MS9001B（図4.1）が採用された。タービン入口（第1段動翼入口）ガス温度がピーク定格で1,065℃、ベース定格で1,004℃であるため、第1段動翼及び第1、2段静翼は強制空冷翼である。燃料に灯油を使用しており、排ガス中のNOx低減対策として

燃焼器への水噴射を行う。

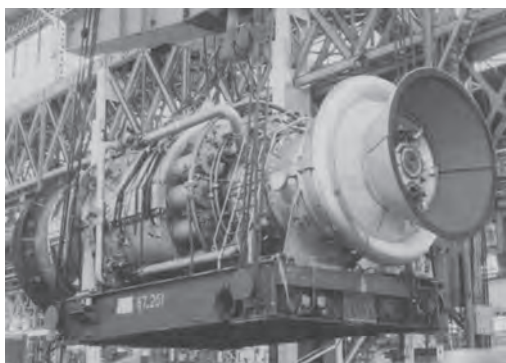


図 4.1 日立-GE MS9001B 形ガスタービン (1981)
〔日本のガスタービンの歩み, 日本ガスタービン学会, p.49, 2002〕

川崎発電所では、新 1 号機に引き続き、1993 (平成 5) 年に 2 号機 (187.4MW、日立-GE MS9001E、都市ガス 焚き)、1999 年に 3 号機 (198.4MW、三菱 MW-701DA、灯油 焚き、後に LNG に 転換) が 営業 運 転 を 開始 した。

〔補足説明〕排熱回収式：ガスタービンで仕事をした後の排ガスを排熱回収ボイラに導き、その排熱を回収して蒸気を発生させ、蒸気タービンを駆動する方式の複合サイクル。

4-1-2 火力発電の主機となった 1,100℃級ガスタービン

1980 (昭和 55) 年 12 月の電源調整審議会 (電調審) で、富津火力発電所に 1、2 号系列の合計で 2,000 MW の LNG を燃料とする複合サイクル発電所を建設する計画が決定された。富津火力は、東京電力管内の電力需要の伸びに対応し、将来の電力供給の安定確保を図るため計画されたもので、起動停止を頻繁に行う中間負荷対応火力の性格を持たせるため、1、2 号各系列ともに一軸形 7 軸で構成されている。

一方、東北電力では、1985 (昭和 60) 年夏季負荷時の電力供給力を確保するための電源計画として東新潟火力発電所第 3 号系列の建設を計画していた。この発電所は、出力 1,090 MW、脱石油、省エネルギーの両面を満足させるものとして LNG 焚き複合サイクルプラントとして計画され、1981 (昭和 56) 年 11 月の電調審において電源計画への組み入れが決定した。こちらは、ベース負荷対応として運用することから、定格負荷において熱効率の良い多軸形 (ガスタービン 3 台に蒸気タービン 1 台の組合せが 2 系列) が採用された。

これらの発電所で採用されたガスタービンは、当時最新鋭の 1,100℃級大容量ガスタービンであり、第二世代後期に分類されるガスタービンである。そして、

これをきっかけに、大型ガスタービンは、蒸気タービンに代わって火力発電の主機の役割を担うこととなり、さらなる高性能化が図られた。

1,100℃級ガスタービンを採用した複合サイクル発電所の一覧を表 4.1 に示す。当時、最新鋭火力発電所の熱効率が 40%HHV を若干超える程度であったことから、複合サイクル発電方式の導入により、LNG 焚き火力発電所の熱効率は 7% (相対値) 以上も改善された。

(1) 三菱 MW-701D 形⁽⁴⁾

MW-701D (図 4.2) は、当時、既に 60 Hz 用商用機として量産されていたウェスチングハウス W501D との高温部品の互換性を考慮して、三菱重工で相似設計された 50Hz 用大容量ガスタービンで、19 段の軸流圧縮機、18 個の燃焼器及び 4 段の軸流タービンで構成される。ロータは、二軸受支持方式であり、スラスト軸受及び負荷軸は、圧縮機側 (コールドエンド) に位置している。また、ガスタービンの排ガスは、軸方向に排気され、排熱回収ボイラへの繋ぎ込みが有利な構造である。この二軸受支持方式及び軸流排気方式は、後に登場する大容量ガスタービンの標準的な基本構造ともなった (ガスタービンの主要仕様については表 4.1 を参照)。

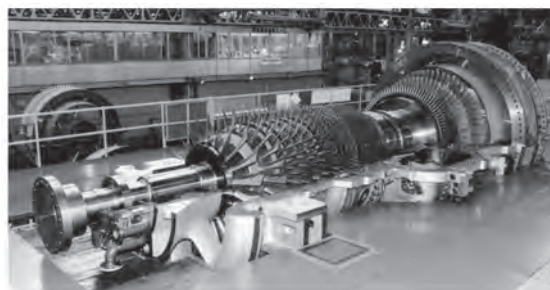


図 4.2 三菱 MW-701D 形ガスタービン (1984)
〔写真提供：三菱重工業(株)〕

タービン入口温度の上昇に伴い高温部品の冷却方法も従来機に比べて強化された。第 1 段及び第 2 段静翼にはダブルインサートを採用し、インピンジメント冷却を強化するとともに、第 1 段静翼については後縁部にピンフィン冷却、翼表面にはフィルム冷却などの新しい冷却機能が付加された。第 1 段動翼については冷却空気孔を増やして冷却を強化し、第 2 段動翼は新たに冷却空気孔を設け強制空冷翼となった (図 4.3)。



図 4.3 空冷タービン翼 (MW-701D)
〔写真提供：三菱重工業株〕

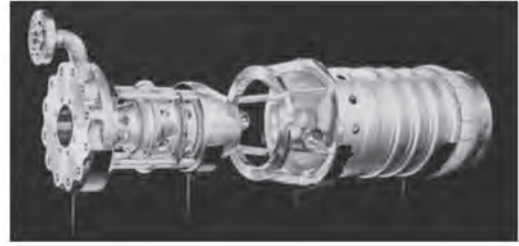


図 4.4 予混合燃焼器 (MW-701D)
〔写真提供：三菱重工業株〕

MW-701D で採用された画期的な技術として予混合燃焼装置があげられる。当時、燃焼器は拡散燃焼方式が主流であり、その NOx 低減対策としては、燃焼器の燃焼ゾーンに水又は蒸気を直接噴射する方式が一般的であった。この場合、プラント効率の低下をきたすとともに多量の補給水が必要となる。MW-701D では、こうした欠点を改善するために、世界で初めて水噴射や蒸気噴射を必要としない予混合燃焼方式の低 NOx 燃焼器 (図 4.4) を開発し導入した。予混合燃焼方式は、空気と燃料とを予め予混合ノズルで混合した後、燃焼器で燃焼させることにより均一な火炎形成を行い NOx の低減を図るものである。予混合燃焼方式では、安定した燃焼を維持するために、燃料と空気との割合を常に適切な値としておく必要があるため、新たに燃焼器バイパス機構 (第 6 章、図 6.13 参照) が開発され本体に組み入れられた。

(2) MS9001E/7001E 形

富津火力発電所 1、2 号系列で採用されたガスタービンは MS9001E (図 4.5) と呼ばれる GE 社製の単純開放サイクルヘビーデューティ形ガスタービンで、タービン第 1 段動翼入口温度は 1,085°C である。

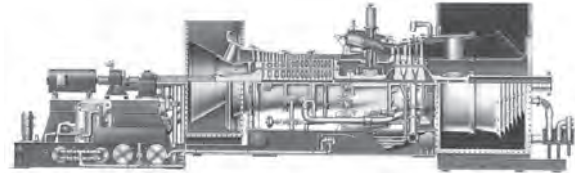


図 4.5 GE MS9001E 形ガスタービン (1985)
〔写真提供：株日立製作所〕

タービンは 3 段であり、動翼はニッケル基耐熱合金の精密鋳造品で、第 1 段及び第 2 段については内部冷

表 4.1 国内の代表的な 1,100°C 級ガスタービン複合サイクル発電所

		東北電力株 東新潟火力発電所 3号系列	東京電力株 富津火力発電所 1.2号系列	中部電力株 四日市火力発電所 4号系列	九州電力株 新大分発電所 1号系列	中国電力株 柳井発電所 1号系列
初号機運転開始		1984年12月	1985年12月	1985年2月	1990年11月	1990年11月
系列出力, MW		1,090	1,000×2	560	690	700
熱効率(計画値)	%HHV	43.7	42.7	42.5	43.0	43.3
	%LHV	48.3	47.2	47.0	47.7	47.8
使用燃料		LNG	LNG	LNG/LPG	LNG	LNG
ガスタービン	形式	開放サイクル-軸式 三菱 MW-701D	開放サイクル-軸式 GE MS9001E	開放サイクル-軸式 GE/東芝 MS7001E	開放サイクル-軸式 日立-GE MS7001E	開放サイクル-軸式 日立-GE MS7001EA
	単機出力, kW	133,000	112,823	79,440	76,300	82,780
	台数	6	14	5	6	6
	タービン入口温度, °C	1,154 (燃焼器出口)	1,085 (1段動翼入口)	1,085 (1段動翼入口)	1,085 (1段動翼入口)	1,104 (1段動翼入口)
	回転速度, rpm	3,000	3,000	3,600	3,600	3,600
	空気圧縮機	軸流 19 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式
	燃焼器 (NOx 低減対策)	マルチキヤン形×18 個 (予混合燃焼)	マルチキヤン形×14 個 (蒸気噴射)	マルチキヤン形×10 個 (蒸気噴射)	マルチキヤン形×10 個 (予混合燃焼)	マルチキヤン形×10 個 (予混合燃焼)
	タービン (空冷翼)	軸流 4 段 〔動翼: 1.2 段 静翼: 1.2 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1.2 段 静翼: 1.2 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1.2 段 静翼: 1.2 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1.2 段 静翼: 1.2 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1.2 段 静翼: 1.2 段〕
	ロータ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	3 軸受支持 ホットエンドドライブ	3 軸受支持 ホットエンドドライブ	3 軸受支持 ホットエンドドライブ	3 軸受支持 ホットエンドドライブ
	排気方向	軸方向	軸直角方向	軸直角方向	軸直角方向	軸直角方向
蒸気タービン	形式	TC2F-40	SCSF-26	SCSF-23	SCSF-26	SCSF-26
	単機出力, kW	195,500	52,177	40,750	38,700	42,220
	台数	2	14	5	6	6
排熱回収 ボイラ	形式	横置自然循環	縦置強制循環	縦置強制循環	横置自然循環	横置自然循環
	蒸発量 (HP/LP), t/h	194/57	176.3/43.7	145/35	122.8/28.4	130.4/28.4
	缶数	6	14	5	6	6

却を行っている。また、ノズル（静翼）は、コバルト基耐熱合金の精密鑄造品で、こちらも第1段及び第2段について内部冷却を行っている。⁽⁵⁾

燃焼器（図4.6）は、拡散燃焼方式で、空気圧縮機出口ケーシング外周に14個配置されており、ニッケル基耐熱合金製のライナの内面には、セラミックコーティングが施され耐熱性を高めている。NO_x低減対策としては蒸気噴射方式が採用されており、蒸気タービンから抽気した蒸気を燃焼ライナ内に直接噴射している。

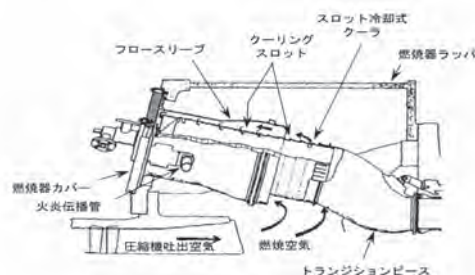


図4.6 拡散燃焼器 (MS9001E)
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.13, No.49, p.25, 1985〕

MS7001Eは、MS9001E相当の60Hz機である。新大分発電所1号系列で採用されたMS7001Eでは、日立が新たに開発した低NO_x燃焼器（第6章、図6.23参照）が採用されている。この燃焼器は、2段燃焼方式を採用しており第1段バーナは拡散燃焼、第2段バーナは予混合燃焼を行う。第2段バーナの燃焼用空気の量を調節するIFC機構（内部空気流量調整機構）とバーナの燃料量の制御により、起動から全負荷まで安定したNO_x濃度の低減が可能となった。⁽⁶⁾

4.2 高炉ガス焼きガスタービン複合サイクル発電

4-2-1 製鉄所の副生ガス

製鉄所では、鉄鉱石、コークスなどの原料が溶鉱炉（高炉）に投入され、加熱・還元・溶融されて、まず溶銑が製造される。この溶銑と鉄屑とから、転炉において脱炭過程を経て鉄鋼が製造される。この製鉄工程において、コークス炉からコークス炉ガス（COG：Coke Oven Gas）、高炉ガスから高炉ガス（BFG：Blast Furnace Gas）、そして転炉からは転炉ガス（LDG：Linz-Donawitz Gas）と呼ばれる副生ガスが発生する。そして、これらをガスタービンの燃料として利用する技術が開発された。

各燃料の代表的な性状を表4.2に示す。ガスタービ

ンの燃料として最も利用されているのはBFGである。かつては、COG焼きガスタービンも建設されたが、現在はCOGやLDGは、単味で使用されることはなく、BFGの増熱用として用いられる。

表4.2 副生ガスの性状（例）
〔出典：火力原子力発電, Vol.50, No.10, p.42, 1999〕

	CH ₄ vol.%	CmHn vol.%	H ₂ vol.%	CO vol.%	CO ₂ vol.%	O ₂ vol.%	N ₂ vol.%	発熱量 kcal/m ³ N	密度 kg/m ³ N
BFG	0.0	0.0	3.6	22.3	21.8	0.0	52.3	768	1.36
COG	27.9	3.1	56.3	6.5	2.2	0.2	3.8	4,481	0.46
LDG	0.0	0.0	1.4	71.4	14.2	0.0	13.0	2,192	1.34
LNG(標準)	88.0	11.98	—	—	—	—	0.02	9,755	0.83

4-2-2 BFG焼きガスタービンの歴史

ブラウン・ボベリ社（現、アルストーム・パワー社）は、1945年にBFGを燃料とするガスタービンの第1号機を納入し、1950年代には、2.5～16.5MW級の高炉ガス焼きガスタービンを20台以上製作した。それらは、発電用及び高炉送風機駆動用として使用された。

国内では、三菱造船（現、三菱重工業）が、1958（昭和33）年、八幡製鉄（現、新日本製鐵）洞岡1高炉用として、高炉送風機駆動用ガスタービンを納入した。このガスタービンは、エッシャー・ウィス社との技術提携のもとで製作されたオープンサイクル再生二軸式で、タービン入口温度は700℃であった。低压タービン側で高炉送風機（軸流12段、850kW、9,000rpm）を駆動し、高压タービン側で自身の燃料として使用する高炉ガスの圧縮機（遠心6段、9,540rpm）を駆動している。⁽⁷⁾

このガスタービンに引き続き、三菱造船は、1963（昭和38）年、洞岡1,2高炉用として、4,000kW級の高炉送風機用ガスタービンを納入した。こちらは、オープンサイクル再生一軸式で、タービン入口温度は750℃であった。富士電機も、1961（昭和36）年、日本鋼管（株）川崎製鉄所に密閉サイクルの10MW級BFG焼きガスタービン発電設備を納入している（第3章、3.2参照）。また、1965年には、三菱重工が、住友金属工業（株）和歌山製鉄所に発電用と高炉送風機駆動用を兼ねたMW-171を納入した。

4-2-3 BFG焼きガスタービンの設計概念⁽⁸⁾⁽⁹⁾

BFGは、LNGに比べて、発熱量が低く、不活性成分である窒素及び二酸化炭素の含有量が多い。また、燃焼速度が遅く可燃範囲が狭いという特徴を持っている。そのため、高炉ガス焼きガスタービンでは、標準的な燃料を使用するガスタービンと比べて、燃料供給システムや燃料制御システムなどに最適化設計が必要

となる。そして、高炉ガスのような低カロリーガスで安定した運転を維持するためには、ガスタービン本体の各要素、即ち、空気圧縮機、燃焼器及びタービンを最適にマッチングさせることが重要である。一例として、三菱重工の高炉ガス焼きガスタービン設計コンセプトを紹介する；

① 空気圧縮機

天然ガス焼きガスタービンとBFG焼きガスタービンのフローバランスの例を図4.7に示す。

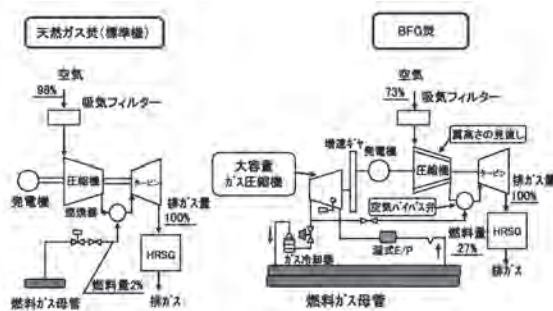


図4.7 天然ガス焼きとBFG焼きのフローバランス
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No.5, p.17, 2006〕

高炉ガスは発熱量が低いので、ガスタービンが必要とする熱量を確保するために、燃料ガス量は増加する。そのため標準の天然ガス焼きのガスタービンをそのまま適用すると、タービン部の流量（空気圧縮機吸い込み空気量と燃料流量の合算）が多くなることによって、空気圧縮機の出口圧力が上昇し、空気圧縮機のサージングやタービンのオーバロードが懸念される。そこで、BFG焼きガスタービンでは、燃料ガスの増加分に相当するだけ空気圧縮機の吸い込み量を減らす目的で、空気圧縮機の翼高さ調整（チップカット）を行い、標準燃料使用のガスタービンとほぼ同じタービンの流量を実現している。

② 燃焼器

BFGは可燃範囲が狭く燃焼速度が遅いため、従来は、断面流速を低く抑え安定燃焼を確保した単筒形燃焼器が使用されていた。三菱重工が1,000℃超級ガスタービンとして初めてBFG焼き実現し、1982年に、新日本製鐵(株)釜石製鐵所に納入したMW-151S（16MW）でも単筒形燃焼器が採用された。

しかし、大型・高温のガスタービンに単筒形燃焼器を採用すると、配置上広いスペースを要し、また、タービン入口円周上においてガス温度にばらつきが出るなど技術的課題が顕在していた。適正な燃空比、断面流速などを選定すれば、マルチチャン形燃焼器でもBFGを使用することは可能であると考えられていた

が、ガスタービンの部分負荷運転も含めて高い燃焼効率を維持するためには、常に燃料と空気との割合（燃空比）を同じレベルに維持する必要があった。この問題を解決したのが、空気バイパス弁機構（図4.8）の開発と実用化であった。空気バイパス弁は、燃焼器の尾筒部に取り付けられており、バイパス弁を開閉することによって、内筒の燃焼域に供給される燃焼用空気量の調節を行い、負荷の低い運転域でも高い燃焼効率の維持が可能となった。

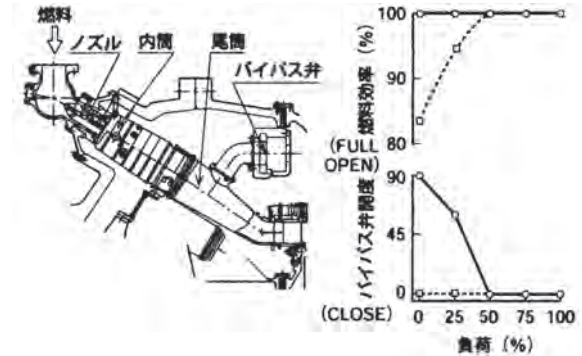


図4.8 空気バイパス弁付きマルチチャン形燃焼器
〔三菱重工技報, Vol.41, No.5, p.263, 2004〕

③ タービン

空気圧縮機のチップカットによってガスタービンの吸い込み流量を減らし、タービン部を通過する流量を標準機と同じとしているため、タービン部では大きな設計変更を行っていない。これによって、動翼や静翼などの高温部品は、標準機との共有化を図ることができる。

4-2-4 BFG焼き大型高性能ガスタービン

製鉄プロセスから発生する各種副生ガスの約40%は自家発電用の燃料として利用されている。したがって、この副生ガスを利用した発電設備の効率を高めることが、エネルギーコストの低減に大きく寄与することになる。このような状況のもと、1987（昭和62）年、三菱重工業は、川崎製鐵(株)千葉製鐵所（現、JFEスチール(株)東日本製鐵所）に、1,100℃級大容量・高効率ガスタービンを納入した。ガスタービンはMW-701Dで、当時、事業用複合サイクル発電プラントの主機として高い性能と信頼性が実証されていた。

このプラントの最大の特徴は、ガスタービン、発電機、蒸気タービン及びBFG圧縮機を同一軸上に配置し、その後の大型BFG焼きガスタービンの軸系の基本形態を確立させたことである。軸系の全長は40mを超え、各機器の軸方向の伸びが相互に影響を及ぼさ

ないように、蒸気タービンの両軸端にフレキシブルカップリングを採用し、軸系の安定化を図っている(図4.9)。

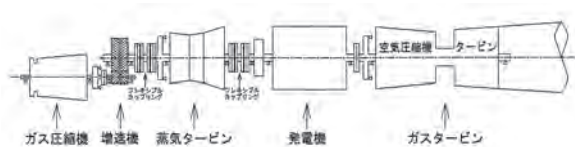


図 4.9 BFG 焼きガスタービンの軸構成
〔平成 16 年度火力原子力発電大会論文集, p.31, 2004〕

そのほか、BFG をガスタービンの燃料として使用するにあたって設計上考慮される事項は次のとおりである；

- ① BFG は多量のダストを含んでおり、それが原因でタービン部の経年的な劣化及び目詰まりが懸念されるため、BFG の供給側に湿式電気集塵装置 (EP : Electrostatic Precipitator) を設ける。
- ② BFG 圧縮機は単車室の多段軸流圧縮機で、部分負荷時の効率低下を少なくするため、前方段を可変静翼とし、約 65% 以上の負荷帯では、静翼の取付角度を制御し、燃料ガス流量の調節を行う。
- ③ プラントの通常停止時や緊急停止時には、BFG 圧縮機吐出の高温・高圧の BFG が多量に不要となるため、それらをガスマ管に戻せるよう直接冷却式ガス

冷却システムを設置する。

表 4.3 に示すように、三菱重工は、1994 年に 1,200°C 級、2004 年に 1,300°C 級のガスタービンをそれぞれ同様のシステムで実用化し、BFG 焼き大型ガスタービンは完成された技術となったと言えよう。

そして、日本発のこの技術が世界的にも認められ、1997 年にオランダに納入されたのを皮切りに、中国、韓国、ウクライナ、ハンガリーなどに輸出され、BFG 焼きガスタービンの世界シェアは 7 割に達し、製鉄所の熱効率改善に貢献している。

また、アセア・ブラウン・ボベリ社 (元、ブラウン・ボベリ社、現在のアルストーム・パワー社) は、標準形 11N2 ガスタービンを基に BFG 焼き用 11N2LBTU (図 4.10) を開発した。

このガスタービンは、バーナ部及び燃焼器部分を BFG 焼き用に新開発したもので、燃焼器以外の空気圧縮機及びタービンは標準形 11N2 と同じである。燃焼器は単筒のサイロ形で、燃えにくい BFG を安定して燃焼させるために標準サイズより大きく設計されている。BFG 焼き燃焼器及びバーナの開発に際しては、川崎重工業と共同で、約 5 分の 1 の大きさの試験バーナを製作し、実際の製鉄所で BFG を使った燃焼試験を実施して基本データを習得している。この 11N2LBTU の初号機は、1997 年 11 月に、150MW 級複合サイクル発電設備として上海宝山鋼鉄会社に納入され、国内では、

表 4.3 国内の BFG 焼き大型ガスタービン複合サイクル発電所

		川崎製鉄株 千葉製鉄所 ^{*1}	水島共同火力株 新 1 号機 ^{*2}	福山共同火力株 新 1 号機 ^{*3}	君津共同火力株 5 号機
認可出力, kW		149,000	149,000	149,000	300,000
軸構成		GT-Gen-ST-GC	GT-Gen-ST-GC	GT-Gen-ST-GC	GT-Gen-ST-GC
燃料ガス発熱量, kcal/m ³ N LHV		増熱 BFG 1,000	増熱 BFG 1,000	増熱 BFG 965	増熱 BFG 1,050
増熱ガス		COG	LDG など	COG+LDG	COG
発電端熱効率 (計画値), %HHV		(46.0) ^{*4}	45.8	45.8	47.5
営業運転開始		1987 年 12 月	1994 年 6 月	1995 年 7 月	2004 年 7 月
ガスタービン	形式	三菱 MW-701DS	三菱 MW-501DAS	三菱 MW-501DAS	三菱 M701FS
	入口ガス温度, °C	1,154	1,250	1,250	1,300
	出力, kW	89,800	88,800	89,620	180,700
	回転速度, rpm	3,000	3,600	3,600	3,000
起動方式		蒸気タービン起動	蒸気タービン起動	蒸気タービン起動	蒸気タービン起動
蒸気タービン	形式	単車室単流排気, 混圧復水形	単車室単流排気, 混圧復水形	単車室単流排気, 混圧復水形	単車室単流排気, 再熱混圧復水形
	出力, kW	59,200	60,200	59,360	119,300
	回転速度, rpm	3,000	3,600	3,600	3,000
BFG 圧縮機	形式	単車室軸流式	単車室軸流式	単車室軸流式	単車室軸流式
	容量, m ³ N/h	264,480	288,400	288,400	518,000
	回転速度, rpm	6,310	6,320	6,320	5,025
燃料前処理装置	形式	湿式 EP	湿式 EP	湿式 EP	湿式 EP
燃料ガス冷却器	形式	直接冷却式	直接冷却式	直接冷却式	直接冷却式

注記: *1: 現在は、JFE スチール株東日本製鉄所 (千葉) GT: ガスタービン
*2: 現在は、瀬戸内共同火力株倉敷共同発電所新 1 号機 Gen: 発電機
*3: 現在は、瀬戸内共同火力株福山共同発電所新 1 号機 ST: 蒸気タービン
*4: 送電端, %LHV. GC: BFG 圧縮機

2001年3月から、JEF スチール(株)西日本製鉄所(倉敷)でBFG 焼きコージェネレーションプラントとして稼働している。⁽¹⁰⁾

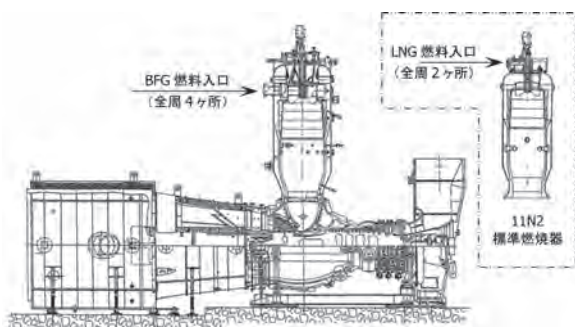


図 4.10 ABB 11N2LBTU 形ガスタービン (2001)
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.26, No.101, p.123, 1998〕

4.3 加圧流動層燃焼 (PFBC) 複合サイクル発電

4-3-1 システムの概要⁽¹¹⁾

加圧流動層燃焼 (PFBC) 複合発電システムは、高効率、低公害、コンパクトといった流動層燃焼の利点を生かし、流動層ボイラ、ガスタービン及び蒸気タービンを組み合わせた発電システムである。

PFBC 複合発電システムの概略系統を図 4.11 示す。

燃焼用空気は、ガスタービンの空気圧縮機で昇圧され、圧力容器に供給される。容器内部には、流動層ボイラが設置されており、高圧の空気はボイラに供給される。燃料の石炭は、数 mm 以下に粗粉砕されてボイラへ供給される。ボイラでは、石炭、脱硫材、及び

灰の混合物であるベッド材が燃焼用空気により吹き上げられ、流動層が形成される。石炭は、流動層の中で空気とよく攪拌され、効率よく燃焼する。層内で発生した蒸気は、伝熱管により蒸気として回収され、蒸気タービンを駆動する。排ガスは、ボイラから約 860°C、1.0 ~ 1.5 MPa で排出され、ガスタービンに導入される。ガスタービンの上流には、灰による摩耗からガスタービンを保護するために、サイクロン、セラミックフィルタなどの脱塵装置が設置される。ガスタービンは、燃焼用空気圧縮機を駆動するとともに、余剰の動力で発電機を駆動する。ガスタービンの排ガスは、給水を予熱してさらに熱回収される。

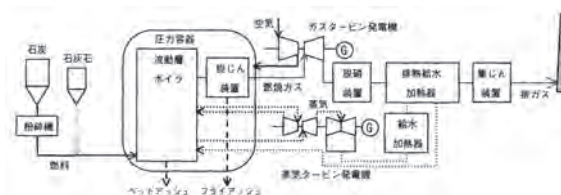


図 4.11 PFBC 複合発電システムの概略系統
〔火力原子力発電, Vol.57, No.10, p.48, 2006〕

4-3-2 PFBC 商用機の状況

1969年にイギリスに初のテストプラントが設置され、燃焼特性、環境特性及びPFBCの排ガスによるガスタービン翼のエロージョン・コロージョン特性などの試験が実施された。1970年から1980年代にかけて、イギリス、ドイツ、スウェーデン、アメリカなどで多くのテストプラントが設置され、各種の研究・実用化

表 4.4 国内のPFBC 複合サイクル発電所

	電源開発株 若松	北海道電力株 苫東厚真3号機	中国電力株 大崎1号系列	九州電力株 苅田新1号機
プラント出力, MW	71	85	250(×2)	360
ガスタービン出力, MW	14.8	11.1	44(×2)	75
蒸気タービン出力, MW	56.2	73.9	215(×2)	290
発電端効率, %HHV	—	40.1	41.5	約43
ボイラ 形式	加圧流動層 バブリング形	加圧流動層 バブリング形	加圧流動層 バブリング形	加圧流動層 バブリング形
蒸気量, t/h	146.6	195	522	760
石炭供給方式	スラリでの湿式給炭	乾式給炭	スラリでの湿式給炭	スラリでの湿式給炭
蒸気タービン 形式	串形再熱再生複水形	単室室単流排気 再熱再生複水形	串形再熱再生複水形	串形再熱再生複水形
蒸気条件, MPa×°C	10×593/593	16.6×566/538	16.6×566/593	24.1×566/593
ガスタービン 形式	二軸開放サイクル ABB Stal GT35P 約820	一軸開放サイクル 三菱 MW-151P 約830	一軸開放サイクル 日立-GE MS7001EA-P 約840	二軸開放サイクル Alstom GT140P 約850
入口ガス温度, °C				
集塵方式	1段サイクロン+ セラミックチューブフィルタ	サイクロン+ セラミックチューブフィルタ	2段サイクロン+ バグフィルタ	2段サイクロン+ 電気集塵装置
脱硫方式	石灰石による炉内脱硫	石灰石による炉内脱硫	石灰石による炉内脱硫	石灰石による炉内脱硫
脱硝方式	乾式アンモニア 接触還元法	乾式アンモニア 接触還元法	無触媒脱硝+ 乾式アンモニア 接触還元法	乾式アンモニア 接触還元法
運転開始年月	Phase I: 1994.9~1997.12 Phase II: 1998.8~1999.12	1998年3月 (2005年10月廃止)	1-1号:2000年11月 1-2号:計画中止	2001年7月

が精力的に行われ、1980 年末頃からは、商用機、商用規模の実証機が建設された。

わが国でも、石炭を燃料とした高効率発電システムとして注目され、1990 年代後半から、70～80 MW 級の実証機及び商用機が運転に入り、2000 年以降になると 250MW 及び 360MW のプラントが商用運転に入っている。しかしながら、経済性を確保することが難しいとの理由で、これらに続く新たな PFBC の建設計画はない。国内に建設された PFBC 複合発電所の主要目を表 4.4 に示す。

4-3-3 PFBC 用ガスタービン

PFBC では、ガスタービンの燃焼器の役割を果たすのは加圧式流動層ボイラである。従って、ガスタービンの構造は、外観的には燃焼器周りを中心に標準形ガスタービンとは異なる設計を行っている。

(1) 日立-GE MS7001EA-P 形⁽¹²⁾⁽¹³⁾

大崎発電所 1 号系列で採用された日立 MS7001EA-P (図 4.12) は、一般的な LNG 焼き複合サイクル発電で多数実績のある MS7001EA をベースとして、PFBC 用に改造を加えたガスタービンである。

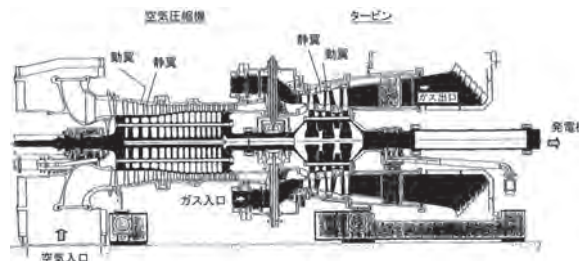


図 4.12 日立 MS7001EA-P 形ガスタービン (2000)
〔火力原子力発電, Vol.48, No.4, p.51, 1997〕

タービンの動翼及び静翼は、ボイラから送られてくる石炭灰を含んだ約 840°C の高温ガスに耐えられるように、厚肉化し、翼に耐摩耗コーティングが追加施工されている (図 4.13)。

ガスタービンの高温ガス入口部はサイドヘッダ方式とし、全周に均一にガスが流入するよう考慮された。

ガスタービンの起動は、まず起動用電動機で行い、回転速度が約 600 rpm になった時点で起動用燃焼器を点火し定格回転速度 (3,600 rpm) まで昇速する。ボイラへの送風量調整は、空気圧縮機入口ダクトに設けた圧縮機入口減圧弁と圧縮機入口案内翼 (IGV) で行う方式が採用されている。

	第 1 段静翼		第 1 段動翼	
	MS7001EA	MS7001EA-P	MS7001EA	MS7001EA-P
冷却構造	インピンジ+フィルム冷却方法 対流冷却孔 インピンジ冷却 フィルム冷却	対流冷却方法 翼面フィルム冷却孔なくし ダストによる目詰まり防止 冷却空気	単純対流冷却	・振動・強度は同等 ・単純対流冷却
耐摩耗		耐摩耗コーティングの実施 肉厚増加		耐摩耗コーティングの実施 冷却孔集中配置により肉厚増加

図 4.13 ガスタービン翼の仕様比較
〔火力原子力発電, Vol.48, No.4, p.51, 1997〕

(2) Alstom GT140P 形⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾

世界最大の PFBC 複合発電プラントである苅田発電所新 1 号機では、翼に耐摩耗コーティングを施した高ダスト仕様で、負荷変動に対する追従性を考慮して空気流量制御に優れたアルストーム・パワー社 (Alstom Power) 製二軸ガスタービン、GT140P (図 4.14) が採用された。

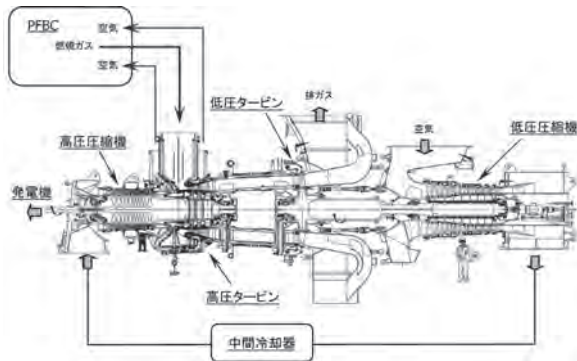


図 4.14 Alstom GT140P 形ガスタービン (2001)

[原図: The role of turbo machinery in a sustainable world, SIEMENS, p.41, 2006]

このガスタービンは PFBC 用に設計されたもので、次の特徴を持っている:

- ① 高圧軸には、高圧タービン、高圧圧縮機及び発電機が接続され、定格回転数で運転される。
- ② 低圧軸には、低圧タービンと低圧圧縮機が結合されていて、その回転数は、低圧タービン入口に設置されたガイドベーンにより出力に応じて制御される。
- ③ 低圧圧縮機と高圧圧縮機の間で中間冷却器を設け、ボイラ給水で冷却し、高圧圧縮機出口空気温度を圧力容器に使用する材料の使用限度以下の 300°C に制御する。

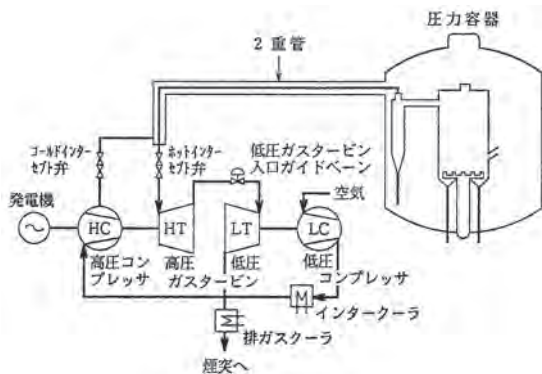


図 4.15 GT140P 形ガスタービンの概略系統図

[火力原子力発電, Vol.45, No.8, p.19, 1994]

また、図 4.15 の概略系統図に示すように、PFBC 特有の保安装置として、高圧圧縮機出口に PFBC に供給

する空気を遮断するコールドインターセプト弁、高圧タービン入口に PFBC からの燃焼ガスを遮断するホットインターセプト弁が設置されている。

4.4 ガス化複合サイクル発電システム (IGCC)

4-4-1 石炭ガス化複合サイクル発電の概要

石炭ガス化複合サイクル発電 (IGCC) は、固体燃料である石炭を空気、酸素 (O₂)、水蒸気などのガス化剤により、一酸化炭素 (CO) 及び水素 (H₂) を主成分とする可燃性ガスに転換する石炭ガス化炉設備、ガス中に含まれる硫黄化合物などの不純物を除去するガス精製設備、及び精製後の石炭ガスを燃料とする複合発電設備で構成される。石炭ガス化 IGCC の基本システム構成を図 4.16 に示す。

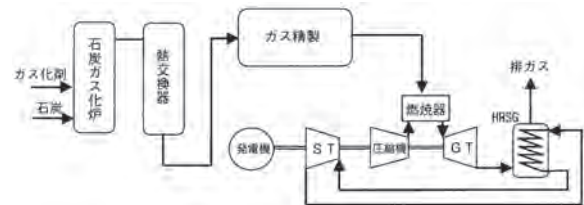


図 4.16 IGCC の基本システム構成

[火力原子力発電, Vol.57, No.10, p.64, 2006]

IGCC 用の複合発電設備は、LNG 焼き複合発電設備と同様に、ガスタービン、排熱回収ボイラ、蒸気タービンなどで構成される。IGCC の特徴として、ガス化炉設備の熱交換器でも熱回収が行われ、そこで発生する蒸気を排熱回収ボイラで発生する蒸気と統合することによって、蒸気タービンへの蒸気供給量を増やすことができるため、通常の LNG 焼き複合発電用の蒸気タービンより大型化が計れる。この結果、ガスタービンと蒸気タービンの出力比はほぼ 1 : 1 となる。

4-4-2 海外での石炭ガス化発電の動向⁽¹⁶⁾

世界で最初の IGCC 実証プラントはドイツに建設され、1972 年頃から運転が行われたが、ターブル発生によるトラブルのため順調な運転は行われなかった。IGCC の草分けとなったのは、米国・日本の共同研究開発プロジェクトとして実施されたクールウォータープログラム (Cool Water Program) である。日本からは、東京電力(株)、(株)東芝、石川島播磨重工業(株)及び (財)電力中央研究所が JCWP (Japan Cool Water Program Partnership) を結成し、このプロジェクトに参画した。本プロジェクトは、120 MW 級 IGCC で、1984 年か

ら5年間の実証運転試験が行われ、IGCCが技術的に成立することを実証した。現在、欧米において、1990年代後半に移動した300 MW級IGCCが4基運転中である。これらの設備の概要を表4.5に示す。

4-4-3 国内における石炭ガス化発電の開発動向

欧米で建設されたガス化炉は、ガス化剤を酸素とする酸素吹き炉である。この方式では、大量の酸素を製造するために空気を冷却分離するが、その分離のために大きな所内動力を消費する。これに対して、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託事業として、石炭ガス化複合発電技術研究組合（IGC 組合）が、200 t/日噴流床ガス化パイロットプラントで開発を成功させた空気吹き炉は、ガス化剤を空気とするため、原理的に酸素製造動力が不要であり、酸素吹き炉と比べて、同等の発電端効率と低い所内動力によって高い送電端効率を得られるという特徴がある。このパイロットプラントは、1991年6月から石炭ガス化運転を開始し、1996年3月まで、累積ガス化4,770時間、累積発電1,643時間を記録した。

パイロットプラント終了後、国内9電力会社、電源開発(株)及び電力中央研究所が設立した(株)クリーンコールパワー研究所により、空気吹きガス化炉による「IGCC実証機プロジェクト」がスタートした。

このほか国内では、NEDOと電源開発との共同研究事業として「EAGLEプロジェクト」も進行中で、このプロジェクトでは、国産の酸素吹き噴流床形石炭ガス化炉の開発を主目的としている。2002年3月から石炭ガス化試験を開始、2009年度までの予定で試験を実施する計画である。

(1) 200 t/日パイロットプラント用ガスタービン

パイロットプラント用ガスタービンとして採用された日立H-14(図4.17)は、先行するH-25をIGCCパイロットプラント用にマッチするように12.5MW級に

相似縮小設計した機種で、タービン入口温度1,260°C、圧力比14.7、空気圧縮機段数17段、タービン段数3段の開放サイクル軸式ガスタービンである。

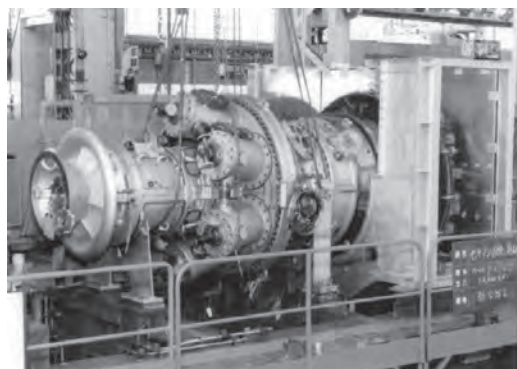


図4.17 日立H-14形ガスタービン (1992)

〔写真提供：(株)日立製作所〕

低発熱量の石炭ガス化ガス（精製ガス）を燃焼させるため、空気流量に対して燃料量が多くなることから、燃料ノズルは燃料孔と空気孔とが交互に配列された構造となっている。低発熱量の精製ガスでは点火と起動ができないことから、軽油を起動用燃料として用い、ガスタービン負荷25%で軽油から精製ガスへの燃料切り替えを行う。

なお、パイロットプラントでは、ガスタービンの排熱回収は行われていない。

(2) IGCC実証機⁽¹⁹⁾

出力規模に見合うガスタービンとして1,200°C級三菱M701DAが採用された。目標熱効率は送電端で42%LHVと最新鋭の微粉炭火力と同等である。1,500°C級ガスタービンを組み合わせた500～600MW級の商用機では、送電端熱効率は48%LHVを超えると期待されている。

実証機の構成を図4.18に、設備の概要を表4.5に示す。

表4.5 IGCCプロジェクトの概要

プロジェクト名	クールウォーター (アメリカ)	ブナム (オランダ)	フェルトヤノ (スペイン)	ワッシュリバー (アメリカ)	タンバ (アメリカ)	EAGLE 試験設備 (日本)	IGCC実証機 (日本)
プラント容量							
発電端出力	120 MW	284 MW	335 MW	296 MW	322 MW	8 MW	250 MW
送電端出力		253 MW	300 MW	262 MW	250 MW	—	225 MW
ガス化炉設備							
ガス化方式	酸素吹き	酸素吹き	酸素吹き	酸素吹き	酸素吹き	酸素吹き	空気吹き
給炭方式	湿式	乾式	乾式	湿式	湿式	乾式	乾式
容量	1,000 t/日	2,000 t/日	2,600 t/日	2,200 t/日	2,000 t/日	150 t/日	1,700 t/日
ガス精製設備							
精製方式	湿式	湿式	湿式	湿式	湿式	湿式	湿式
ガスタービン							
形式	開放サイクル、 一軸式 GE MS7001E	開放サイクル、 一軸式 Siemens V94.2	開放サイクル、 一軸式 Siemens V94.3	開放サイクル、 一軸式 GE MS7001FA	開放サイクル、 一軸式 GE MS7001FA	開放サイクル、 一軸式 日立 H-14	開放サイクル、 一軸式 三菱 MW-701DA
入口ガス温度	1,100°C 級	1,100°C 級	1,300°C 級	1,300°C 級	1,300°C 級	1,100°C	1,250°C
試験運転開始	1984年	1994年1月	1997年11月	1995年11月	1996年9月	2002年3月	2007年9月

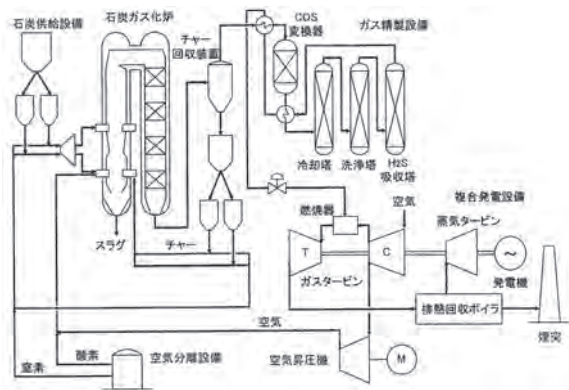


図 4.18 IGCC 実証機の構成

〔日本エネルギー学会誌, Vol.86, No.5, p.318, 2007〕

この IGCC 実証機は、出力 250MW 級（石炭処理量は約 1,700 t/日）で、想定される商用機の 1/2 の出力規模であり、商用プラントと同じ方式・設備構成のプラントを設計・建設・運転することにより、発電プラントとして求められる信頼性、運用性、保守性、経済性などを検証することを目的としている。実証試験は、2007（平成 19）年 9 月から開始されており、2009 年度末まで実施される予定である（図 4.19）。

年度	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
設計									
環境アセスメント									
建設									
実証試験									

図 4.19 IGCC 実証機のスケジュール

〔原図：電気学会誌, Vol.127, No.12, p.801, 2007〕

ガスタービンと蒸気タービンは一軸に結合されて 1 台の発電機を駆動する。ガスタービン後流の排熱回収ボイラ（HRSG）で発生した蒸気は、ガス化炉後流の熱交換器（SGC）で発生する蒸気とともに蒸気タービンに供給される。このように、IGCC では HRSG だけでなく SGC から蒸気が発生することが LNG 焚き複合発電にはない特色である。また、ガスタービン空気圧縮機の圧縮空気の一部を抽気してガス化炉の酸化剤として使用することにより、設備の簡素化と所内動力の低減が図られている。空気吹きガス化炉の生成ガスは、LNG に比べて発熱量が 1/10 程度の低カロリーガスであるが、水素が多いことから LNG よりも可燃範囲は広い。また、ガス精製設備でアンモニア（NH₃）を除去するため、ガスタービンで発生するフューエル NO_x はほとんどなく、低カロリーガスであるためにサーマル

NO_x の発生も低レベルである。

2008 年 9 月には、運転試験開始から約 1 年という短期間で、100% 負荷で 2,000 時間を超える長時間運転にも成功、空気吹き IGCC システムの優れた運転信頼性を実証し商用化に向けて大きく前進した。

図 4.20 は、福島県いわき市にある常磐共同火力(株) 勿来発電所構内に建設された IGCC 実証機の全景である。



図 4.20 IGCC 実証機の全景

〔<http://www.ccpower.co.jp/keikaku/>〕

(3) EAGLE プロジェクト⁽²⁰⁾⁽²¹⁾

燃料電池用石炭ガス製造技術開発（EAGLE：Coal Energy Application for Gas, Liquid and Electricity）プロジェクトでは、福岡県北九州市にある電源開発(株)技術開発センター若松研究所構内にパイロット試験設備（図 4.21）を設置し、国産の酸素吹き噴流床ガス化炉の開発、及び燃料電池に受入可能なクリーンアップ技術の確立を目的とした研究開発を実施している。



図 4.21 EAGLE パイロット試験設備の全景

〔日本エネルギー学会誌, Vol.87, No.4, p.237, 2008〕

この EAGLE 技術は、石炭ガス化複合発電システム（IGCC）や燃料電池を組み込んだトリプル複合サイクルである石炭ガス化燃料電池複合発電システム（IGFC：Integrated coal Gasification Fuel Cell combined

cycle) に活用できる技術として将来が期待されている。

研究開発スケジュールを図 4.22 に、設備の概要を表 4.5 に示す。

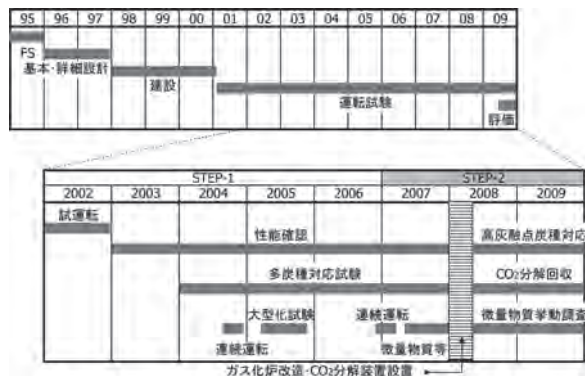


図 4.22 EAGLE パイロット試験設備の開発スケジュール
〔原図：日本エネルギー学会誌, Vol.87, No.4, p.237, 2008〕

ガスタービンには日立 H-14 (図 4.17 参照) が採用され、ガス精製設備からの精製ガスを燃料として使用し、パイロットプラントの運転に必要な所内動力を供給する。

空気分離設備で製造された酸素はガス化炉のガス化剤、窒素は石炭搬送ガスやパーズ用ガスとして用いられ、余剰窒素は NOx 低減のためにガスタービンに供給される。また、空気分離設備に必要な原料空気は、独立した空気圧縮機のほか、ガスタービン圧縮機からも供給できるようになっている。システムフローを図 4.23 に示す。

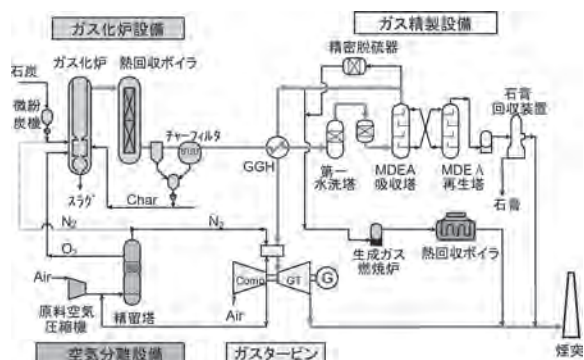


図 4.23 EAGLE パイロット試験設備のシステムフロー
〔多目的石炭ガス製造技術開発 (EAGLE) の現状, NEDO, p.3〕

4-4-4 残渣油ガス化複合サイクル発電⁽²²⁾⁽²³⁾

残渣油 IGCC 最大の狙いは、経済性と環境性に優れた、残渣油の活用である。残渣油 IGCC のほとんどが高温のガスを水で冷却するクエンチタイプのガス化炉であり、ガスの洗浄には有効であるが、熱回収は十分

でなく、効率は必ずしも高くはない。

国内では、新日本石油精製(株)根岸製油所で三菱 M701F を用いたプラントが 2003 (平成 15) 年より稼働中である。そのプラント概略系統を図 4.24 に示す。

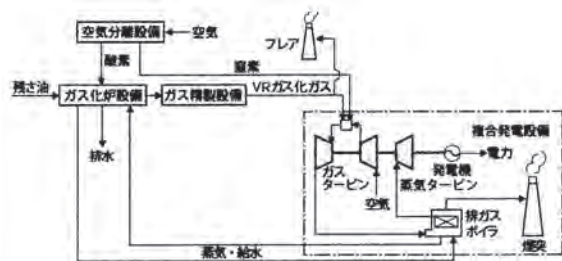


図 4.24 残渣油 IGCC プラントの概略系統
〔三菱重工技報, Vol.41, No.1, p.12, 2004〕

本プラントでは、空気分離設備から供給される窒素をガス化ガスに混合し、それをガスタービンの燃料としている。この混合ガスは、LNG と比べて発熱量や断熱火炎温度が低いいため NOx の発生量も低い。また、水素の含有割合が高いため燃焼速度が速く、可燃範囲が広いという特徴をもつ。これらのことから、燃焼器には拡散形燃焼器が採用された。

4-2-3 で述べたように、低カロリーガス焚きガスタービンでは、LNG を使用する場合に比べて燃料量が増加するため、タービンを通ずる燃焼ガス量が増加する。高炉ガスを使用する低カロリーガス焚き機では、空気圧縮機を標準機に比べて小型化し、吸気流量を減らしてタービン通過流量を標準機並にする方法をとっているのに対し、本プラントでは、出力向上を図るために、吸気流量の低減化は行われていない。このため、燃料の増加により、標準機に比べて圧力比が高くなり、空気圧縮機にとってはより厳しい条件となる。そこで、本プラントに採用された M701F では、タービン第 1 段静翼の取付角度を変更して圧力上昇を抑え、空気圧縮機については高圧力比仕様に変更する対策がとられた。

注：

- (1) 服部：「火力発電用ガスタービンの概要」, 火力原子力発電, Vol. 20, No. 9, pp. 17-27 (1969)
- (2) 浅野他：「国鉄川崎発電所における複合サイクル発電設備の概要と運転実績」, 火力原子力発電, Vol. 33, No. 6, pp. 67-79 (1982)
- (3) 戸塚他：「JR 東日本川崎発電所複合発電プラント」, 火力原子力発電, Vol. 46, No. 10, pp. 113-121 (1995)

- (4) 橋爪他：「東北電力(株)東新潟火力発電所第3号系列、三菱高性能大容量ガスタービン(MW-701D形)及び新形低NO_x燃焼器の開発設計並びに1090MWコンバインドサイクルプラントにおける試運転実績」, 三菱重工技報, Vol. 22, No. 3, pp. 8-16 (1985)
- (5) 中村：「東京電力富津1, 2号系列の建設状況について」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 13, No. 49, pp. 20-27 (1985)
- (6) 石井他：「新大分発電所1号系列の特徴と運転状況」, 火力原子力発電, Vol. 43, No. 4, pp. 32-42 (1992)
- (7) 「八幡製鉄所向高炉送風ガスタービン設備」, 三菱造船, Vol. 7, No. 32, pp. 36-40 (1959)
- (8) 高野他：「川崎製鉄(株)千葉製鉄所納入、低カロリーガスだき145MWコンバインドプラントの設計と運転実績」, 三菱重工技報, Vol. 25, No. 4, pp. 367-372 (1988)
- (9) 小森他：「BFG焚ガスタービンコンバインドサイクルプラント」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 34, No. 5, pp. 15-20 (2006)
- (10) 中洲：「ABB 11N2LBTUガスタービンを用いた高炉ガス専焼150MWコンバインドサイクル発電設備」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, pp. 123-125 (1998)
- (11) 三島他：「流動層発電システム」, 火力原子力発電, Vol. 52, No. 10, pp. 30-41 (2001)
- (12) 玉置他：「大崎発電所1号系列(石炭焚加圧流動床複合発電方式)の概要と建設状況」, 火力原子力発電, Vol. 48, No. 4, pp. 46-53 (1997)
- (13) 小松他：「大容量加圧流動床ボイラ複合発電プラントの完成」, 日立評論, Vol. 83, No. 2, pp. 41-44 (2001)
- (14) 松尾：「苅田新1号機への加圧流動床複合発電方式の導入計画」, 火力原子力発電, Vol. 45, No. 8, pp. 14-22 (1994)
- (15) 廣田：「苅田発電所新1号機(PFBC)の概要と運転状況について」, 日本エネルギー学会誌, Vol. 86, No. 5, pp. 326-331 (2007)
- (16) 石渡他：「ガス化発電システム(IGCC)の海外及び国内状況」, 火力原子力発電, Vol. 57, No. 10, pp. 63-88 (2006)
- (17) 橋本他：「200T/日噴流床石炭ガス化炉の長期連続運転結果」, 火力原子力発電, Vol. 48, No. 1, pp. 60-66 (1997)
- (18) 長井他：「石炭ガス化複合発電(IGCC)実証プラントの開発ー200t/日パイロットプラントから250MW実証プラントへー」, 日本エネルギー学会誌, Vol. 86, No. 5, pp. 315-320 (2007)
- (19) 大西：「石炭ガス化複合発電(IGCC)実証機プロジェクト」, 電気学会誌, Vol. 127, No. 12, pp. 798-801 (2007)
- (20) 木村：「多目的石炭ガス製造技術開発(EAGLEプロジェクト)」, 日本エネルギー学会誌, Vol. 87, No. 4, pp. 236-241 (2008)
- (21) 外岡：「石炭ガス化技術(II)ー燃料電池用石炭ガス製造技術(EAGLE)ー」, 日本エネルギー学会誌, Vol. 82, No. 11, pp. 836-840 (2003)
- (22) 石橋他：「ガス化複合サイクル発電」, 火力原子力発電, Vol. 52, No. 10, pp. 42-51 (2001)
- (23) 園田他：「残さ油ガス化複合発電プラント向けF形ガスタービンの開発」, 三菱重工技報, Vol. 41, No. 1, pp. 12-13 (2004)

5 | 第三世代：高性能・高効率ガスタービン

表 5.1 研究開発目標

[参考文献 (1), 参考資料 p.27, 2000]

5.1 「高効率ガスタービン」プロジェクト

1970 年代中期、蒸気タービンを用いた新鋭火力発電所の熱効率は約 40%HHV、当時のガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた複合サイクル発電でも約 43%HHV 程度で、これが当時の技術的限界と言われていた。しかしながら、複合サイクル発電システムでは、ガスタービンの高効率化により、さらなる発電効率の向上が可能であり、一層の省エネルギー化を図ることができる (図 5.1 参照)。

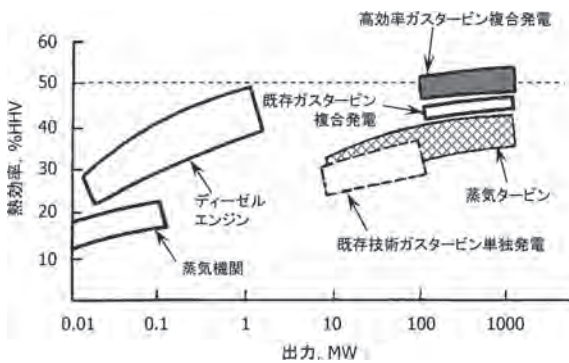


図 5.1 各種発電システムの効率比較

[日本ガスタービン学会誌, Vol.11, No.42, p.20, 1983]

この省エネルギーの一層の推進と石油代替化の促進という観点から、複合サイクル発電システムの熱電効率を 55%LHV 以上に向上させるために、その中核となるガスタービンを研究開発する「高効率ガスタービン」プロジェクトがスタートした。

5-1-1 プロジェクトの概要

プロジェクトの具体的な開発目標を表 5.1 に示す。このプロジェクトは、通商産業省工業技術院 (現在の独立行政法人産業技術総合研究所) の大型省エネルギー技術研究開発制度 (ムーンライト計画) の下で、国立試験研究機関及び民間企業 14 社が設立した「高効率ガスタービン技術研究組合」(以下、組合) が一体となって高効率ガスタービンの開発を行ったものである。研究開発体制を図 5.2 に示す。研究開発においては、基礎的な面を国立試験研究機関が行い、実用化の面を組合が実施している。研究開発は、1978 (昭和 53) 年度から 10 年間行われ、それぞれの研究開発項目の概略スケジュールは図 5.3 のとおりであった。

項目	開発目標	
複合発電サイクル	総合効率	55%以上(LHV 基準)
	タービン入口温度	1,500°C
	ガスタービン出力	100MW 級
超高温耐熱合金	クリープ破断強さ	1,000°C、900°C及び800°Cの50,000時間クリープ破断強さがそれぞれ3.5、11及び26 kg/mm ² 以上
	高温定歪疲れ強さ	0.5%全ひずみ幅2,500回以上
	高温耐酸化腐食性	高温溶解塩(NaCl 25%+Na ₂ SO ₄ 75%、900°C)浸漬試験において、0.1 mm 腐食量に達する時間が200時間以上
超高温耐熱セラミックス	曲げ強度	3点曲げにおいて 常温 100 kg/mm ² 以上 1,500°C 60 kg/mm ² 以上
	高温耐腐食性	1,500°C、1,000時間の空気酸化後の常温曲げ強度3点曲げが50 kg/mm ² 以上
	クリープ破断強さ	1,500°C、1,000時間のクリープ破断強さが25 kg/mm ² 以上

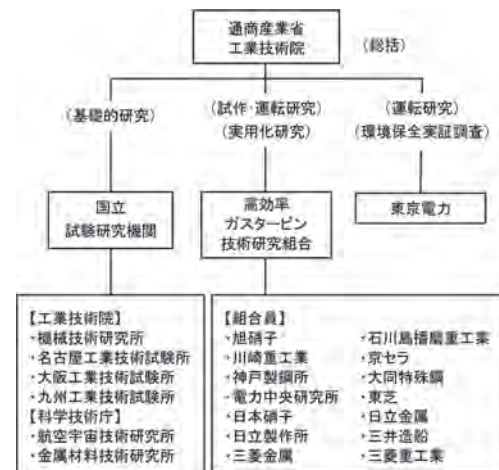


図 5.2 研究開発体制

[参考文献 (1), 参考資料 p.4, 2000]

研究項目	年度(昭和)										
	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	
超高温耐熱部材の研究開発	←										
ガスタービン要素技術の研究開発	←										
高効率ガスタービンの試作運転研究											
パイロットプラント(総合熱効率 50%LHV)											
プロトタイププラント(総合熱効率 55%LHV)											
環境保全実証調査	←										
最適トータルエネルギー供給システムの研究	←										

図 5.3 研究開発スケジュール

[原図: 火力原子力発電, Vol.35, No.9, P.86, 1984]

5-1-2 高効率ガスタービンの試作運転研究

研究開発の目標を達成するためには、シンプルサイクルガスタービンでは困難であると判断され、レヒート(再熱)サイクルが採用された。そして、第一段階として、複合サイクルプラントの総合熱効率 50%LHV、出力 100MW 級のパイロットプラントが試作されること

になり、最終目標の熱効率 55%LHV を目指すプラントは、プロトタイププラントと呼ばれることとなった。

(1) パイロットプラントの仕様⁽¹⁾

総合効率 50%LHV を達成するため、タービン入口温度として、高圧タービンが 1,300℃、低圧タービンは 1,200℃に決定された。パイロットプラントの容量は、ガスタービン単体出力 100MW で設計され、ガスタービンは、AGTJ-100A (図 5.4) と名付けられた。表 5.2 に AGTJ-100A の主要仕様を示す。

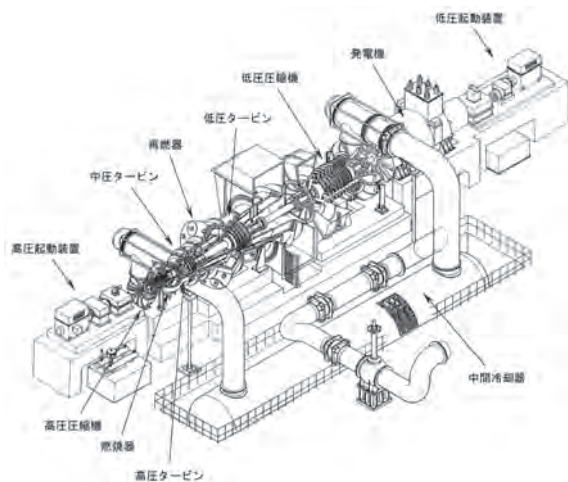


図 5.4 AGTJ-100A 形レヒートガスタービン (1983)
〔原図提供：三菱重工業株〕

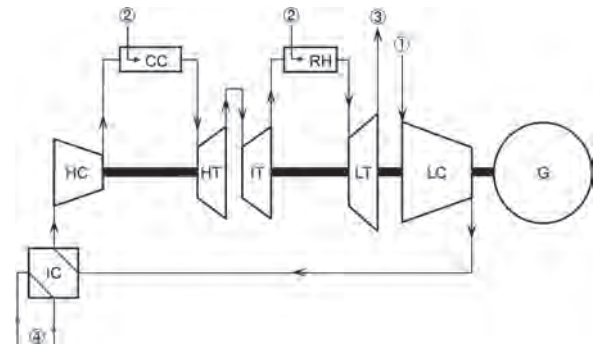
表 5.2 AGTJ-100A 主要仕様

〔火力原子力発電, Vol.35, No.9, p.87, 1984〕

ガスタービン出力	約 100MW
複合プラント効率(燃料 LNG)	約 50%(LHV 基準) 約 45%(HHV 基準)
空気流量	220 kg/s
タービン入口温度	高圧/低圧 1,300℃/1,200℃
圧力比	55
回転数	8,500 rpm/3,000 rpm
段落数	16
	高圧圧縮機
	低圧圧縮機
	高圧タービン
	中圧タービン
	低圧タービン
燃焼器台数	4(1・2 段: 空気冷却)
	燃焼器
	再燃器
中間冷却器	水噴射直冷式

AGTJ-100A のシステム系統図を図 5.5 に示す。AGTJ-100A は、全静翼可変の低圧圧縮機、水噴射による直接冷却の中間冷却器及び前段可変静翼の高圧圧縮機による圧縮行程、これに続く高圧燃焼器と高圧タービンによる加熱膨張行程、次いで、中圧タービンと再燃器及び低圧タービンからなる再燃膨張行程から成るものである。そして、軸系は、高圧系と低圧系の 2 軸で構成され、低圧軸系は発電機と直結し、回転

速度は 3,000 rpm である。一方、高圧軸系は、常に最高 8,500 rpm 近傍で運転されるが、負荷変動に対しては低圧圧縮機の変静翼により空気流量を変動させ、タービン入口温度をほぼ一定に保つことによって、ガスタービンは、部分負荷時でも全負荷時に近い熱効率を維持できるサイクルとなっている。



LC : 低圧圧縮機 IC : 中間冷却器 ①: 空気
HC : 高圧圧縮機 CC : 燃焼器 ②: 燃料
HT : 高圧タービン RH : 再燃器 ③: 排ガス
IT : 中圧タービン G : 発電機 ④: 冷却水
LT : 低圧タービン

図 5.5 AGTJ-100A システム系統図

〔原図：日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.5, p.91, 2001〕

(2) パイロットプラントの運転⁽²⁾⁽³⁾

1983 (昭和 58) 年 5 月から 7 月まで、三菱重工・高砂製作所構内でパイロットプラントの無負荷試験が実施された。この試験では、高圧燃焼器、再燃器の着火に成功し、当時は世界的にも数少なかったレヒートガスタービンの起動方法を確立した。低圧タービンの定格回転速度である 3,000 rpm での運転を延べ 30 時間記録し、起動・停止回数は 20 回を超え、貴重な運転データが得られた。

負荷試験は、1984 (昭和 59) 年 3 月から 1987 年 7 月までの 3 年半にわたり、東京電力・袖ヶ浦火力発電所の構内で行われた。試験の最終段階では、タービン入口温度 1,300℃において、100 時間の連続運転を行い、機械的に何ら問題がないことが確認された。

(3) プロトタイププラント⁽⁴⁾

プロトタイププラント用レヒートガスタービン (AGTJ-100B) は、本プロジェクトの最終目標であり、複合サイクル発電効率 55%LHV 以上を目標としている。

目標効率を満足するための基本条件として、タービン入口温度は、高圧タービンについて 1,400℃、低圧タービンについて 1,200℃と設定された。高圧燃焼器及び高圧タービンを新設計し、その他の要素に関しては、マッチングの調整のために、中圧タービンを変更する以外、すべて AGTJ-100A と同じとしている。実

機が製作されることなく、HTDU（高温高速回転試験装置：High Temperature Turbine Developing Unit）による高圧タービンの総合的な試験結果の評価をもって開発を終了した。

5-1-3 「高効率ガスタービン」がもたらしたもの⁽¹⁾⁽¹¹⁾

産業技術審議会評価部会「平成12年度追跡評価委員会」（委員長：後藤 晃 一橋大学教授）では、「高効率ガスタービン」プロジェクトの終了後十数年を経た時点で、研究開発活動や研究開発成果が産業、社会に及ぼした波及効果を調査・分析し、その調査結果に基づいて、有識者や当該技術分野の専門家等により、経済・社会等への波及効果及び当時（2000年）の視点からプロジェクト実施の意義について評価している。

① 技術波及効果

追跡評価報告書の評価概要における、技術的波及効果の評価についての一例を示す；『国家プロジェクトとして非常に高い目標に向かって各企業が協力して技術開発を行ったことにより、それまで海外の技術に遅れをとっていた我が国のガスタービン製造の技術レベルを底上げする効果があったと考えられ、海外に日本の技術レベルを評価させる基礎を作った。現在（注：報告書作成の2000年当時）、ガスタービンの世界市場において国内メーカーの占める割合は10%以下とそれほど大きくないが、本技術プロジェクトによる各種技術の習得がなければ、もっと低いものとなったと考えられ、国内メーカーの実力向上に果たした役割は大きいと判断できる。また、本プロジェクト終了後に、個々の技術を製品に活かして競争力の向上に貢献している。』

その一方で、同報告書には、本来の主目的である高効率ガスタービンに関しては、検討のベースとなった「レヒート形ガスタービン」がプロジェクト終了後約10年に及んでもわが国で実用化されていないことにふれ、技術的波及効果はなかったとする否定的な意見も紹介されている。

② 研究開発力向上効果

研究開発力向上効果の例として、次のように評価している；『我が国の有力ガスタービンメーカーが本プロジェクトに参加し、関係した技術者が先端的なガスタービンの技術開発を経験することができ知的な財産を得た。本プロジェクトを通じて得た各ガスタービンメーカーの高度な技術的知識の蓄積は、その後の高効率ガスタービンの開発に欠かせないものとなっている。特にセラミックコーティング技術、タービン翼の冷却技術、燃焼技術は現在の各企業の技術ベースと

なっている。』

レヒート形ガスタービンの実用化こそ実現はできなかったが、「高効率ガスタービン」プロジェクトをきっかけとして、海外企業の技術から脱却し、わが国独自の技術で開発・設計された機種がいくつも登場しており、それらは世界市場にも投入されて成功を収め、信頼性の高さも評価されている。これは、「高効率ガスタービン」で設定された非常に高い目標に立ち向かうことで、ガスタービン関係者に蓄積され、受け継がれた技術力の成果を示すものであると言える。

5.2 国産技術による第三世代ガスタービン

「高効率ガスタービン」プロジェクトで実施された、リターンフロー冷却やピンフィン冷却などを用いた空冷翼、セラミック遮熱コーティング（TBC：Thermal Barrier Coating）など、要素技術の開発経験は、その後、各社での自主開発において活用され、世界に通用する独自の国産ガスタービンが誕生した。その中から、各社の代表的な機種を紹介する。

〔補足説明〕リターンフロー冷却、ピンフィン冷却、フィルム冷却等の冷却方式、予混合燃焼器及びTBCの詳細については第6章に詳しく説明した。

(1) 三菱 MF-111 形⁽⁵⁾⁽⁶⁾

MF-111（図5.6）は、高度な冷却技術を適用してタービン入口ガス温度1,250℃での連続運転を可能とした、産業用としては世界初の第三世代ガスタービンである。そして、三菱重工は、これまでのウェスチングハウス社とのライセンス技術から脱却し、高温部品を含め、すべての設計、生産を国産技術で実施した。

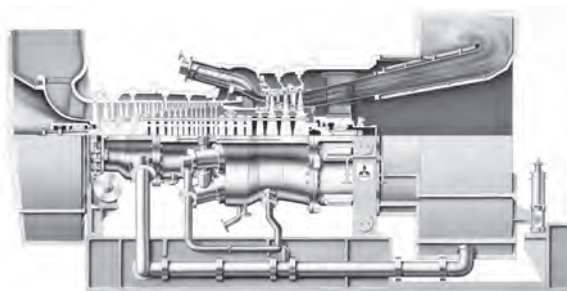


図5.6 三菱 MF-111 形（1986）

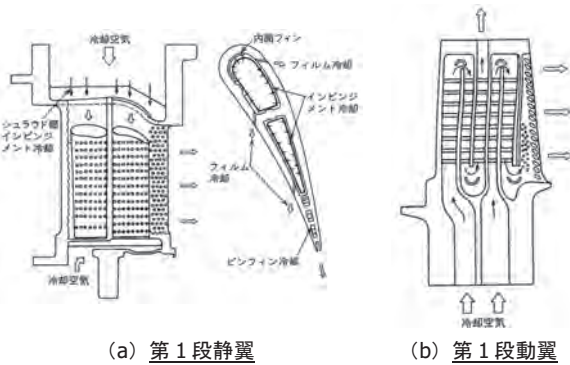
〔写真提供：三菱重工業㈱〕

従来機より100℃高いタービン入口温度であるため、第1段及び第2段の動静翼に精密鑄造の空冷翼を採用している。最も高温に曝されるタービン第1段静翼（図5.7（a））は、冷却効率を高めるため前縁部がブラントノーズ形となっているのが特徴で、内部から

のインピンジメント冷却及び外面のフィルム冷却は従来のものよりさらに冷却効果を高める工夫がなされている。

一方、タービン第1段動翼（図5.7 (b)）は、リターンフロー冷却で、フィン付き冷却通路により、効率よく冷却を行っている。

第2段静翼及び動翼には、それぞれインピンジメント冷却とピンフィン冷却が採用され、その結果、MF-111のタービン翼のメタル温度は従来機と同等に維持されている。



(a) 第1段静翼 (b) 第1段動翼
図5.7 タービン翼の冷却構造 (MF-111)
〔三菱重工技報, Vol.26, No.4, p.312, 1989〕

燃焼器内筒及び尾筒にはMTFINと呼ばれる積層形冷却壁（図5.8）が採用された。これによりガス温度が上昇したにもかかわらず、より少ない冷却空気ですべての燃焼器壁温を保持することが可能となった。

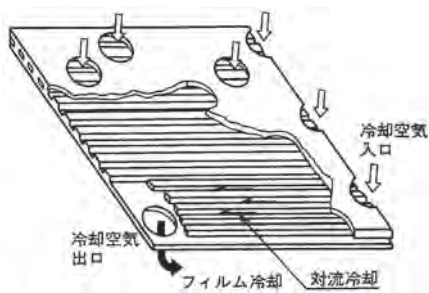


図5.8 燃焼器のMTFIN構造 (MF-111)
〔三菱重工技報, Vol.26, No.4, p.313, 1989〕

MF-111の開発と実用化に成功した三菱重工は、その経験を生かし、1,300℃級大容量機であるM501F（150MW級60Hz用）及びM701F（220MW級50Hz用）を完成させ、後にこれらは同社のベストセラー機種となった。

(2) 日立H-25形⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾

GE社ガスタービンをライセンス生産してきた日立製作所は、1984（昭和59）年にH-25（図5.9）の開発に着手した。

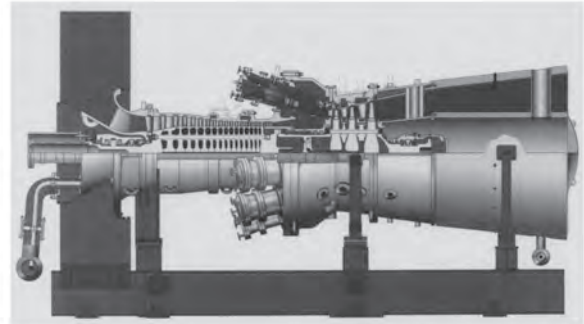
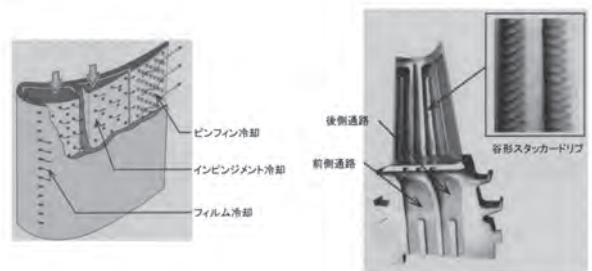


図5.9 日立H-25形（1988）
〔写真提供：(株)日立製作所〕

空気圧縮機の前段は、マッハ数が高く、それによる損失を抑えるために、スーパークリティカル翼、多重円弧翼、二重円弧翼など高性能翼形が採用されている（第6章、図6.30参照）。

燃焼器は、燃焼器ライナー、トランジションピース及びフローズリーブから構成されて、それぞれ1,300℃級の燃焼温度に耐えられる冷却構造が用いられている。即ち、燃焼器ライナーは、スロットクーリングと呼ばれるフィルム冷却とフローズリーブによる対流冷却との組み合わせ、トランジションピースでは、フローズリーブによる対流冷却と、特に高温に曝される背側サポート部にフィルム冷却を併用、さらに内面にTBCを施工することにより高温化に対処している。



(a) 第1段静翼 (b) 第1段動翼

図5.10 タービン翼の冷却構造 (H-25)
〔写真提供：(株)日立製作所〕

タービン第1段静翼（図5.10 (a)）は、内面へのインピンジメント冷却、翼表面のフィルム冷却及びピンフィン冷却を組み合わせた冷却方式を採用し、材料には、日立製作所が開発した新Co合金（HGTM-2）が用いられた。また、第1段動翼（図5.10 (b)）にはリター

ンフローのマルチパス形冷却翼を採用し、日立製作所が開発した谷形スタaggerドリップも採用され冷却効率の向上を実現している。また第1段動翼には、TBCも適用され、翼メタル温度の低下に効果を上げている。

H-25の初号機は、1988年に完成し、出光興産(株)徳山製油所に納入され、2000年には、海外向け初号機が韓国に納入された。現在、国内で約20台、海外で約80台が稼働しており、その性能及び信頼性は高く評価されている。

(3) 東芝 15MW ガスタービン⁽¹⁰⁾

東芝は、1980年代、独自開発した低NOx燃焼器をGE社1,100℃級ガスタービンに搭載し成功を収めた。その後、1,300℃級ガスタービンに向けた要素開発を続けていたが、その集大成として完成したのが15MWガスタービン(図5.11)である。

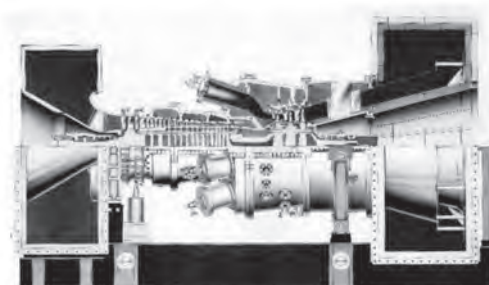
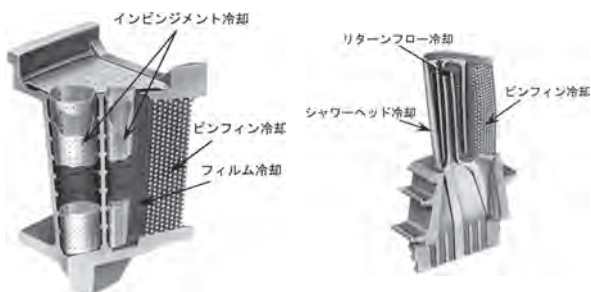


図5.11 東芝 15MW ガスタービン (1991)

[写真提供：(株)東芝]

タービン第1段静翼(図5.12(a))は、2室に分割されてそれぞれにインサートが組み込まれ、インピンジメント冷却、ピンフィン冷却及びフィルム冷却が行われている。また、第1段動翼(図5.12(b))ではリターンフロー冷却、シャワーヘッド冷却及びピンフィン冷却が採用された。



(a) 第1段静翼

(b) 第1段動翼

図5.12 タービン翼の冷却構造 (東芝 15MW GT)

[原図提供：(株)東芝]

15MWガスタービンは、1991年に完成した後1年間、水動力計用いた負荷試験が行われた。1993年には発電設備としての認可を得て、夏冬のピーク負荷対

応機として約9年間にわたりDSS(Daily Start and Stop)運転が行われた。本機は、商用機として生産されることはなかったが、ここで培われた経験と技術力の向上が、東芝とGE社とのガスタービンメンテナンス合併事業の開始に繋がっている。

(4) カワサキ M7A 形ガスタービン⁽¹¹⁾

川崎重工は、1993年、それまで用いていた遠心圧縮機と単缶燃焼器との組み合わせ方式から脱却し、軸流圧縮機と多缶燃焼器とを組み合わせ、高効率化と大型化に適した要素を取り込んだ6MW級ガスタービン、M7A(図5.13)を開発した。

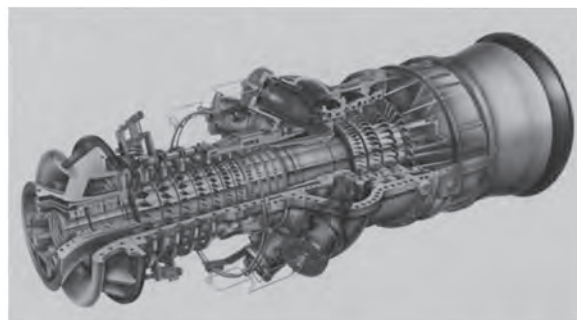
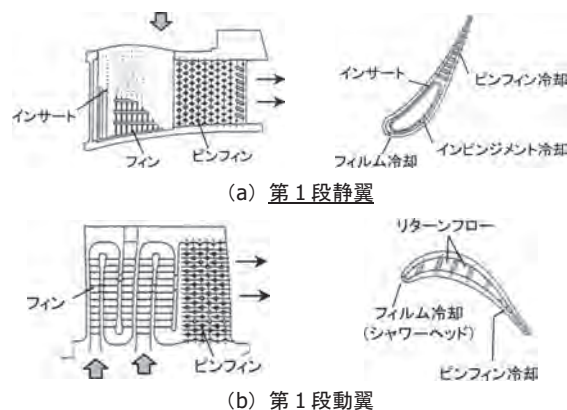


図5.13 カワサキ M7A 形 (1993)

[原図：川崎重工カタログ]

タービンの第1段及び第2段は、高い燃焼ガス温度に耐えるよう翼の内部を冷却しており、インサートによるインピンジメント冷却、ピンフィン冷却を採用して、少ない冷却空気でも効果的な冷却を行っている(図5.14)。また、第1段静翼及び第2段静翼には低圧プラズマ溶射によってTBCを施し、翼のメタル温度の上昇を抑えている。



(a) 第1段静翼

(b) 第1段動翼

図5.14 タービン翼の冷却構造 (M7A)

[原図提供：川崎重工業(株)]

燃焼器ライナーの壁面は、インピンジメント冷却とフィルム冷却とを組み合わせた二重壁構造を採用し、さらに内壁面にはTBCを行って耐久性を高めている。

その後、2001年には、M7Aを相似設計した、20MWクラスの中型ガスタービンL20Aを完成させ、このクラスとしては世界最高水準の単体熱効率35%LHVを達成した。

5.3 改良形複合サイクル発電

1980年代半ば以降に次々と導入された1,100℃級複合サイクル発電所の優れた運転実績は、省エネルギー性、環境性、運転性、保守性、信頼性、そして経済性の各観点より、火力発電における複合サイクルの優位性を実証するに十分なものと評価された。そして、これらの良好な運転実績を反映して、さらに高い熱効率を目指す、改良形複合サイクル発電の導入が積極的に進められた(表5.4)。その主機として採用されたのが1,300℃級ガスタービンであり、三菱M501F/701F形及びGE MS7001F/9001Fシリーズがその代表であった。

改良形複合サイクル発電プラントは、熱効率53%LHV以上を実現し、従来の1,100℃級複合サイクル発電に比べ約10%、通常の汽力発電と比べると約20%の熱効率向上を達成した。

(12)(13)(14)

(1) GE MS7001F/FA形及びMS9001FA形

MS7001Fは、1,100℃級MS7001EAに比べ、燃焼温度を約150℃上昇させ、出力を約1.8倍、熱効率を絶対値で1.9%向上させた機種である。大容量化に伴って空気圧縮機には遷音速初段翼を追加し、段数を17段から18段に増加、圧力比を12.4から13.5に高めている。また、空気量の増大に対しては、燃焼器の個数を10個から14個に増やすことで対応している。

Fシリーズの構造上の大きな変更点として、GE社

大型ガスタービンとしては、初めて軸流排気方式を採用し、出力軸が空気圧縮機側軸端(コールドエンド・ドライブ)となったことが挙げられる。

MS7001FA(図5.15)は、MS7001Fの実績をもとに、さらに改良された機種であり、F形に比べて、燃焼温度を約30℃、圧力比を11%上昇させて、約1.4%(絶対値)の効率向上と6%の出力増加を図っている。なお、MS9001FA(50Hz用)は、MS7001FA(60Hz用)を1.2倍のスケール比で設計された機種である。

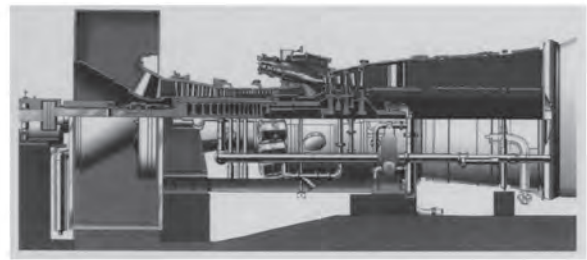


図5.15 GE MS7001FA形(1994)

(写真提供: 日立製作所)

タービン第1段動翼には、GE社航空機用ジェットエンジンの冷却翼をベースに設計開発されたリターンフロー冷却翼を採用し、これによって燃焼温度が150℃以上上昇したにもかかわらず、翼の温度はMS7001EAと同等に抑えられている。その他の翼については、従来技術と同じインピンジメント冷却、フィルム冷却及び対流冷却が使用されている(図5.16)。さらに、翼の高温酸化を防ぐために、第1段から第3段の動翼にはプラズマコーティングを施している。また、第1段動翼には、一方向凝固(DS)翼を採用し、延性及び高温強度の向上が図られた。

表5.3 各社自主開発ガスタービンの主要仕様

製造者 モデル名	三菱重工業 MF-111B	日立製作所 H-25	東芝 15MWガスタービン	川崎重工業 M7A-01
運転開始	1986年	1988年	1991年	1993年
形式	開放サイクル軸式	開放サイクル軸式	開放サイクル軸式	開放サイクル軸式
出力, kW	14,570	26,200	15,900	6,150
流量, kg/s	56.4(排ガス)	88(吸気)	52(排ガス)	21.6(吸気)
圧力比	15	14.7	16	12.7
タービン入口ガス温度, °C	1,250 (燃焼器出口)	1,260 (燃焼器出口)	1,300 (第1段動翼入口)	1,175
熱効率, %LHV	31.0	32.3	32.1	31.5
回転速度, rpm	9,660	7,280	10,200	14,000
空気圧縮機	軸流16段 IGV可変式	軸流17段 IGV可変式	軸流17段 IGV及び1段静翼可変式	軸流12段 IGV及び1~3段静翼可変式
燃焼器	マルチチャン形8個	マルチチャン形10個	マルチチャン形8個	マルチチャン形6個
タービン (空気冷却翼)	軸流3段 (1,2段動静翼)	軸流3段 (1,2段動静翼)	軸流3段 (1,2段動静翼)	軸流4段 (1,2段動静翼)

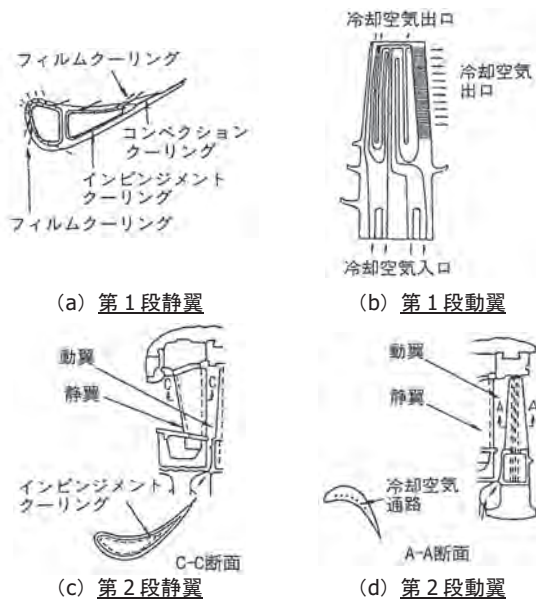


図 5.16 タービン翼の冷却構造 (MS7001FA)
〔原図：火力原子力発電，Vol.48, No.7, p.79, 1997〕

日立製作所製 MS7001F/FA 形の燃焼器は、希薄予混合燃焼法を採用した 2 段燃焼方式の低 NO_x 燃焼器 (第 6 章、図 6. 25 参照) であり、拡散燃焼を行う副室と予混合燃焼を行う主室で構成されている。ガスタービンの起動から低負荷帯までは安定した火炎が得られる拡散燃焼を用い、高負荷帯では拡散と予混合の 2 種類の燃焼を併用するのが特徴である。広い負荷帯にわたって安定した燃焼を確保し、低 NO_x 化を図るため

には、拡散燃焼部と予混合燃焼部の空気配分の最適化が重要であり、このため、主室及び副室への空気流量を調整するための空気流量調整機構 (IFC) を設け、負荷に応じた空気流量配分の最適化を行っている。

新名古屋火力発電所第 7 号系列向けの MS7001FA では、東芝が開発した低 NO_x 燃焼器 (第 6 章、図 6. 22 参照) が採用されている。この燃焼器は、燃焼空気制御用の可変機構を持たないシンプルな構造で、高温化に伴う壁面の冷却は、ライナーとトランジションピースを 2 重構造化して、インピジメント冷却と強制対流により冷却効率を高めている。燃焼方式は、火炎の安定性に優れた拡散燃焼方式と空気と燃料とを予め均一に混合して燃焼する予混合希薄燃焼方式とを組み合わせた 2 段燃焼方式である。

また、新大分発電所第 3 号系列の MS7001FA では、日立製作所が開発した新形低 NO_x 燃焼器が採用された。この燃焼器の構造は、従来の IFC 機構をなくし、中央に拡散ノズルを配し、周囲の予混合ノズルを 4 分割している。この構造により、負荷に応じて点火する予混合ノズルを増減させ、広い運転範囲での低 NO_x 化を可能とした (第 6 章、図 6. 26 参照)。

(2) 三菱 M501F/701F 形⁽¹⁵⁾

三菱重工は、1981 (昭和 56) 年に 1,100℃ 級 MW-701D を開発、その後 1,300℃ 級への中間ステップとなる MF-111 を開発しコージェネレーション市場に投入し成功を収めた。この間に培った高度な冷却技術と低

表 5.4 国内の代表的な 1,300℃ 級ガスタービン複合サイクル発電所

	九州電力柳井新大分発電所 2 号系列	中国電力柳井井発電所 2 号系列	東京電力柳井浜火力発電所 7, 8 号系列	中部電力柳井川越火力発電所 3 号系列	東京電力柳井千葉火力発電所 1 号系列	東京電力柳井品川火力発電所 1 号系列	
初号機運転開始	1994 年 2 月	1994 年 3 月	1996 年 6 月	1996 年 6 月	1998 年 12 月	2001 年 7 月	
系列出力, MW	870	700	1,400×2	1,650	1,440	1,140	
出力, kW	217,500	198,000	350,000	243,000	360,000	380,000	
熱効率 (計画値)	%HHV: 46.6 %LHV: 51.7	%HHV: 46.0 %LHV: 50.9	%HHV: 48.9 %LHV: 54.1	%HHV: 48.5 %LHV: 53.7	%HHV: 49.0 %LHV: 54.2	%HHV: 50.0 %LHV: 55.3	
使用燃料	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	
ガスタービン	形式	開放サイクル-軸式 三菱 MS01F	開放サイクル-軸式 日立 MS7001F	開放サイクル-軸式 GE MS9001FA	開放サイクル-軸式 日立 MS7001FA	開放サイクル-軸式 三菱 M701F	開放サイクル-軸式 東芝 MS9001FA+e
	単機出力, kW	144,000	125,400	225,000	158,000	241,900	247,000
	台数	4	4	8	7	4	3
	タービン入口温度, °C	1,350 (燃焼器出口)	1,260 (1 段動翼入口)	1,288 (1 段動翼入口)	1,288 (1 段動翼入口)	1,350 (燃焼器出口)	1,327 (1 段動翼入口)
	回転速度, rpm	3,600	3,600	3,000	3,600	3,000	3,000
	空気圧縮機	軸流 16 段 入口案内翼可変式	軸流 18 段 入口案内翼可変式	軸流 18 段 入口案内翼可変式	軸流 18 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 18 段 入口案内翼可変式
	燃焼器 (NO _x 低減対策)	マルチキャン形×16 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×14 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×18 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×14 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×20 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×18 個 (予混合燃焼)
	タービン (空冷翼)	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1, 2 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1, 2 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1, 2 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 3 段 〔動翼: 1, 2 段 静翼: 1~3 段〕
	ロータ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ
	排気方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向
蒸気タービン	形式	SCSF-28.5	TCDF-26	TCDF-26	TCDF-26	TC2F-30	SCSF-42
	単機出力, kW	73,100	72,600	125,000	85,000	118,000	133,000
	台数	4	4	8	7	4	3
排熱回収ボイラ	形式	横置自然循環	横置自然循環	横置自然循環 (三重圧再熱)	横置自然循環 (三重圧再熱)	縦置自然循環 (三重圧再熱)	横置自然循環 (三重圧再熱)
	蒸発量 (HP/IP/LP), t/h	226.0/-/43.7	216.7/-/19.9	281.62/39	196/35/31	252/59/56	310/57/47
	缶数	4	4	8	7	4	3

NO_x 燃焼技術を基に、1985（昭和 60）年、1,300℃級大容量ガスタービン M501F/701F の開発に着手した。

60Hz 機である M501F は、1989（平成元）年に実負荷試験を完了、初号機を含む 4 台がアメリカに納入された。一方、50Hz 機である M701F（図 5.17）は、M501F をベースにしており、その基本的な体格は、M501F の 1.2 倍のスケール設計としているが、燃焼器、タービン第 1、2 段動静翼などの高温部品については、基本寸法の共用化が図られた。初号機は、1992（平成 4）年から、三菱金沢ガスタービン発電所で長時間の検証試験を行った。

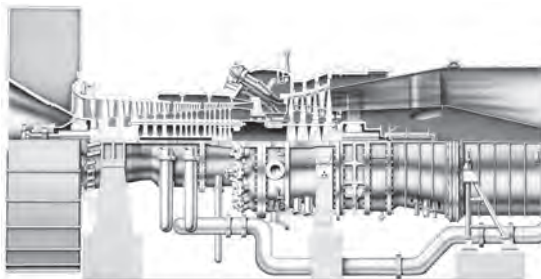
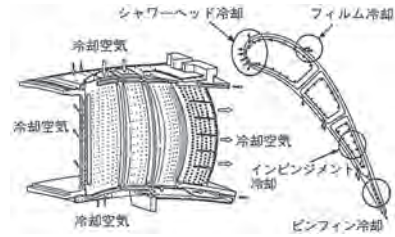


図 5.17 三菱 M701F 形（1992）
〔写真提供：三菱重工業株〕

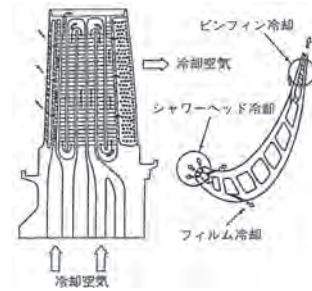
M501F/701F では、第 1 段から第 3 段の静翼及び動翼に空冷翼を採用し、翼のメタル温度を 1,100℃級と同等に維持している。空冷翼のうち、タービン第 1 段動静翼の冷却構造を図 5.18 に示す。第 1 段静翼は、3 インサートによる内面インピンジメント冷却、前縁シャワーヘッド及び後縁部ピンフィン冷却を採用している。第 1 段動翼については、前縁部シャワーヘッド冷却、翼面フィルム冷却、リターンフロー冷却及び後縁部ピンフィン冷却が適用された。

燃焼器は、M701D で実用化に成功した予混合式低 NO_x 燃焼器をベースにさらに低 NO_x 化を図ったマルチノズル式予混合燃焼器（図 5.19）が採用された。従来機と同様、燃焼器尾筒には空気バイパス弁を設け、運転状態に応じて、燃焼用空気の一部をバイパスさせることにより燃焼ゾーンでの空燃比が適切な値となるようコントロールしている。

燃焼器壁面の冷却として、内筒部は「プレートフィン」（図 5.20）、尾筒部には、MF-111 で開発した「MT フィン」と呼ばれる積層冷却構造が採用された。これらの構造は、冷却効率が高く、従来の冷却構造に比べて冷却空気量を大幅に削減することができる。ここで余剰となった空気は、燃焼用空気として利用され、燃焼の希薄化を図ることにより、低 NO_x 化に寄与している。



(a) 第 1 段静翼



(b) 第 1 段動翼

図 5.18 タービン翼の冷却構造（M501F/701F）
〔火力原子力発電，Vol.48，No.7，p.90，1997〕

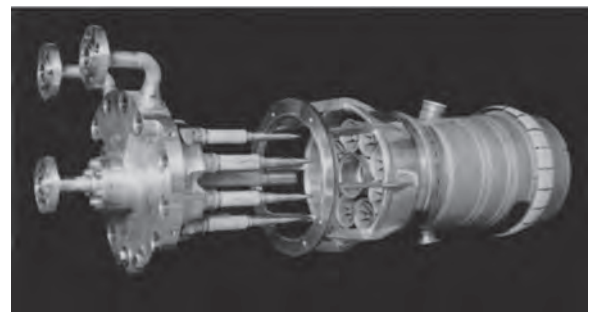


図 5.19 マルチノズル式予混合燃焼器（M501F/701F）
〔写真提供：三菱重工業株〕

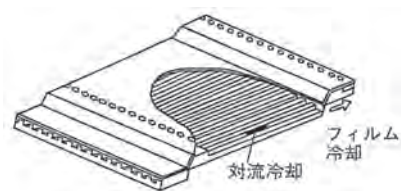


図 5.20 燃焼器のプレートフィン構造（M501F/701F）
〔火力原子力発電，Vol.48，No.7，p.89，1997〕

5.4 欧州生まれの新鋭機

1993（平成 5）年、富士電機は、シーメンス社（Siemens、ドイツ）の 1,300℃級 V64.3 を採用し、「富士電機ガスタービン研究所」を建設、実機による検証試験を開始した。本研究設備によってシーメンス・ガスタービンの優れた特徴を実証し、これを日本市場に紹介することも本研究の目的の一つとされた。

一方、アセア・ブラウン・ボベリ社（ABB：Asea Brown Boveri、現在のAlstom Power社、スイス）と技術提携を結びGT11N及びGT13E2の製造を開始した川崎重工も、ABBガスタービンの優れた効率と低NO_x性を実証し、さらに大型ガスタービンの信頼性向上、低NO_x化及びDSS（Daily Start and Stop）運用にも耐える耐久性と機動性の向上を追求するために、1992年、「川重ガスタービン研究所」を設立し、GT13E2による研究活動を開始した。

ヨーロッパメーカ製大型ガスタービンは、その後、国内で採用される機会には恵まれなかったが、2002年3月にJFE千葉クリーンパワーステーションでAlstom GT26が運転を開始し、2006年6月には(株)東京ガス横須賀パワー・横須賀パワーステーションでSiemens V94.2が運転を開始した。

(1) Siemens V64.3形⁽¹⁶⁾

V64.3(図5.21)は、Siemens VX4.3シリーズ1,300°C級ガスタービンの最小モデルで、V84.3(154MW、50Hz用)及びV94.3(222MW、60Hz用)と相似設計の関係にある。定格回転速度は、約5,400 rpmで、減速歯車を介して発電機を駆動する。

構造上の特徴は次のとおりである；

① サイロ形燃焼室

V64.3は、ガスタービンの両側、軸直角に配置したサイロ形の燃焼器に特徴がある。その燃焼室には、セラミックタイルが内張されているため冷却空気を必要とせず、燃焼用一次空気量を多くとれることで火炎のピーク温度が低く抑えられるため、サーマルNO_xの発生が低いという利点がある。

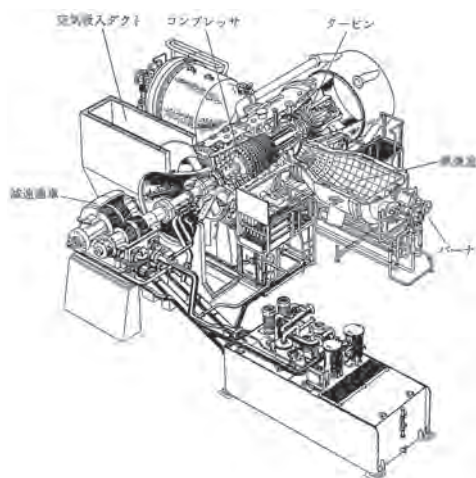


図 5.21 Siemens V64.3 形 (1993)
〔火力原子力発電, Vol.49, No.8, p.43, 1998〕

② ディスク形ロータ

ロータは、ブレードディスクを通しボルト1本で締

め付けた軽量の組立構造であり、組み合わされる各ディスクの接触面には自動調芯を可能とするセレクションが加工されている。この構造ため、過渡運転中にかかる熱応力は小さく、アンバランスが生じにくい。

空気圧縮機は軸流17段で、IGV及び1～3段静翼が可変式である。タービンは4段の軸流式で1～4段の静翼及び1～3段の動翼に空冷翼採用している。

なお、VX4.3Aシリーズは、VX4.3に、航空機用ジェットエンジン技術を導入して高効率・高性能化を図った改良機で、燃焼器はアニュラ形となった。国内では、V84.3Aが吉の浦火力発電所で2011年の運転開始を目指し建設が進められている。

(2) ABB GT13E2形⁽¹⁷⁾

GT13E2(図5.22)は、このクラスでは初めてアニュラ形燃焼器を採用した。ロータは、ABBガスタービンの特徴である剛性の高い溶接一体形で、二軸受支持方式である。

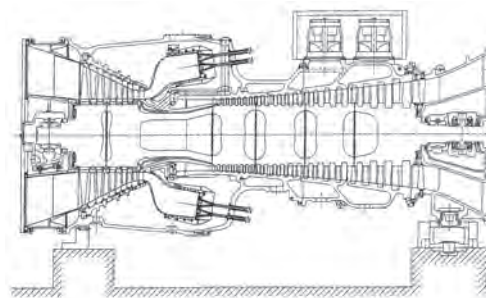


図 5.22 ABB 13E2 形 (1994)
〔川崎重工技報, No.131, p.132, 1996〕

空気圧縮機には、既に先行モデルで実績のある21段亜音速軸流圧縮機が採用されている。

GT13E2の最大の特徴は、「EVバーナ」(図5.23)と呼ばれる予混合燃焼方式の低NO_xバーナである。単純な構造ながら、予混合燃焼方式では難しいとされている安定した燃焼が得られる。

軸心をずらした2分割の半円錐形の構造により、流入した燃焼用空気が旋回流を作る。そこに稜線に沿って燃料ガスを噴射するため、空気と燃料ガスとが良く混合する。バーナ出口で旋回流がくずれ再循環ゾーンを作り、これが火炎を安定させる。小さなバーナを多数用いる方式のため火炎が短く、したがって高温ガスの滞留時間が短縮されNO_xの生成が抑制される。起動時には拡散燃焼のパイロットバーナを使用するが、約60%出力でパイロット用燃料ガスを遮断するため、この出力以上では完全な予混合燃焼となりNO_xが低減する。

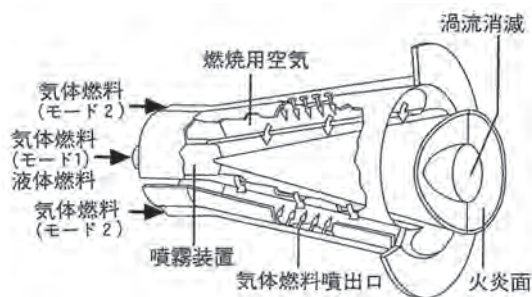


図 5.23 EVバーナの構造 (13E2)
[火力原子力発電, Vol.48, No.7, p.82, 1997]

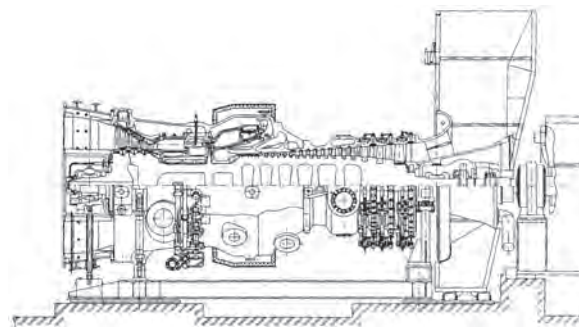


図 5.24 Alstom GT24 形
[火力原子力発電, Vol.48, No.7, p.81, 1997]

タービンは5段で、1～3段動翼及び1、2段静翼が空冷翼である。第1段静翼は、フィルム冷却とインピンジメント冷却の組合せ、第1段動翼にはピンフィン冷却が用いられている。

(3) Alstom GT24/GT26 形⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾

ガスタービンの高効率・大容量化は、主としてタービン入口温度の高温化によって達成されてきたが、アルストム社は、高温化のみに頼らない方法として、再熱サイクルを選択、それを最新鋭ガスタービンに適用し、60Hz用GT24(図5.24)及び50Hz用GT26を開発した。2軸受支持、コールドエンドドライブ、軸方向排気、水平分割車室など、従来の非再熱ガスタービンの構造が踏襲されている。

空気圧縮機は、軸流22段、圧力比は30である。入口案内翼及び前方3段の静翼が可変式であり、吸い込み空気流量は全量の60%までの範囲で任意に変えることができる。

高圧タービン(1段)は、動静翼ともに空冷翼で、シャワーヘッド冷却、対流冷却及びインピンジメント冷却が適用されている。そのうち高圧タービン動翼の冷却構造を図5.25に示す。なお、動静翼ともに単結晶(SC)材を採用しセラミックコーティングも行われている。

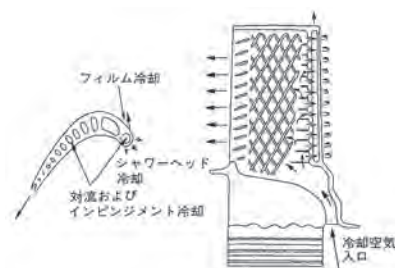


図 5.25 高圧タービン動翼の冷却構造 (GT24/26)
[火力原子力発電, Vol.48, No.7, p.82, 1997]

表 5.5 Siemens 社及び ABB (Alstom Power) 社ガスタービン仕様諸元

製造者及びモデル名	Siemens V64.3	ABB GT13E2	Alstom GT26	Siemens V94.2	Siemens V84.3A
形式	開放単純サイクル 一軸式	開放単純サイクル 一軸式	開放再熱サイクル 一軸式	開放単純サイクル 一軸式	開放単純サイクル 一軸式
出力, kW	63,000	164,300	265,000	168,000	185,000
熱効率, %LHV	35.4	35.7	38.5	34.7	38.5
吸気流量, kg/s	188.4	516	549	521.0	457.3
圧力比	16.1	15.0	30.0	11.7	17.3
タービン入口ガス温度, °C	1,130 (ISO 比較算定温度)	1,242 (第1段静翼入口)	1,255/1,315 (ISO 比較算定温度)	1,105 (第1段静翼入口)	1,230 (ISO 比較算定温度)
排ガス温度, °C	529	525	640	537	583
回転速度, rpm	5,413	3,000	3,000	3,000	3,600
空気圧縮機	軸流 17 段 IGV 及び 1~3 段静翼可変	軸流 21 段 IGV 可変	軸流 22 段 IGV 及び 1,2 段静翼可変	軸流 16 段 IGV 可変	軸流 15 段 IGV 可変
燃焼器	サイロ形×2 個	アニユラ形×1 個	アニユラ形×2 段	サイロ形×2 個	アニユラ形×1 個
タービン (空冷翼)	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~4 段〕	軸流 5 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1,2 段〕	高圧: 軸流 1 段, 低圧: 軸流 4 段 〔動翼: 1~4 段 静翼: 1~4 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1,2 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~4 段〕
ロータ	2 軸受支持方式 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持方式 コールドエンドドライブ	2 軸受支持方式 コールドエンドドライブ	2 軸受支持方式 コールドエンドドライブ
排気方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向
国内の設置例 (運転開始年月)	富士電機ガスタービン研究所 (1993年12月)	川重ガスタービン研究所 (1994年1月)	JFE 千葉ガスタービンパワーステーション (2002年2月)	東京ガス機務須賀パワー (2006年6月)	沖縄電力 吉の浦火力 (2011年4月予定)

低圧タービン（4段）では、1段目から3段目までの各段の動静翼は、シャワーヘッド冷却、対流冷却及びインピンジメント冷却を使い分けている。なお、1段目の動翼にはSC翼、2段目の動翼には一方向凝固（DS）翼が使用されている。

燃焼器は高圧と低圧の二段構成である。いずれもアニユラ形で、高圧燃焼器はEVバーナ、低圧燃焼器（再熱燃焼器）はSEVバーナと呼ばれ、渦流を応用した乾式低NOx予混合バーナである。

国内に導入された欧州製ガスタービンの仕様諸元については、表5.5に示した。

参考文献

- (1) 「大型省エネルギー技術研究開発制度「高効率ガスタービン」(1978～1987年)追跡評価報告書」, 産業技術審議会評価部会 平成12年度追跡評価委員会 (2000)
 - (II) 「ガスタービン開発における国プロの役割ー「高効率ガスタービンプロジェクト」についての事例分析ー」, 電力中央研究所, 研究報告: Y07009 (2008)
- 注:
- (1) 松木: 「AGTJ-100A (ムーンライト計画, 高効率ガスタービン)」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 29, No. 5, pp. 90-92 (2001)
 - (2) 「高効率ガスタービン」, 火力原子力発電, Vol. 35, No. 9, pp. 85-102 (1984)
 - (3) 今井他: 「パイロットプラントの負荷試験」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 15, No. 59, pp. 69-77 (1987)
 - (4) 荒井他: 「プロトタイププラント用レヒートガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 15, No. 59, pp. 78-90 (1987)
 - (5) 福江: 「小型高性能ガスタービンMF-111」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 14, No. 56, pp. 71-73 (1987)

- (6) 池上他: 「12～16MW級高性能ガスタービンMF-111形」, 三菱重工技報, Vol. 26, No. 4, pp. 311-315 (1989)
- (7) 寺西他: 「高効率ガスタービン(H-25型)の開発」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 16, No. 64, pp. 105-107 (1989)
- (8) 漆谷他: 「1300℃級高温高効率ガスタービンH-25の開発」, ガスタービン秋期講演会講演論文集, pp. 71-78 (1989)
- (9) 荒井他: 「日立H-25ガスタービンの特徴と適用例」, 日立評論, Vol. 90, No. 2, pp. 34-39 (2008)
- (10) 池田他: 「1,300℃級15MWガスタービンの開発」, 東芝レビュー, Vol. 47, No. 6, pp. 503-506 (1992)
- (11) 杉本: 「カワサキM7A-02ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 97, pp. 104-105 (1997)
- (12) 久川他: 「柳井発電所2号系列」, 火力原子力発電, Vol. 46, No. 10, pp. 32-45 (1995)
- (13) 佐藤: 「川越3・4号系列/新名古屋7号系列ACC発電設備の計画概要」, 火力原子力発電, Vol. 46, No. 10, pp. 69-78 (1995)
- (14) 川内他: 「大容量高効率コンバインドサイクル発電の運転実績」, 火力原子力発電, Vol. 50, No. 3, pp. 78-90 (1999)
- (15) 「複合発電プラントの機器ーガスタービンー」, 火力原子力発電, Vol. 48, No. 7, pp. 87-91 (1997)
- (16) 能勢他: 「富士電機ガスタービン研究所69MW発電設備の概要と運転実績」, 火力原子力発電, Vol. 46, No. 11, pp. 66-72 (1995)
- (17) 升尾他: 「川重ガスタービン研究所145MW13E2型ガスタービン発電設備の運転実績と研究活動」, 火力原子力発電, Vol. 47, No. 8, pp. 58-67 (1996)
- (18) 「複合発電プラントの機器ーガスタービンー」, 火力原子力発電, Vol. 48, No. 7, pp. 79-83 (1997)
- (19) 伊藤他: 「二段燃焼ガスタービンGT26を利用したコンバインドシステム」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 31, No. 3, pp. 33-37 (2003)

6 | ガスタービンの発展を支える要素技術

6.1 タービン翼の冷却技術

6-1-1 空気冷却翼⁽¹⁾

ガスタービンの高効率化を可能にする高温化設計は、主として耐熱材料、冷却、遮熱コーティング技術などの開発により可能となり、そのなかでも最も貢献度の高い技術がタービン翼の冷却技術である。図 6.1 は、タービン入口温度の高温化に対する、耐熱材料、冷却技術及び遮熱コーティングの寄与度について概念的に示した図である。

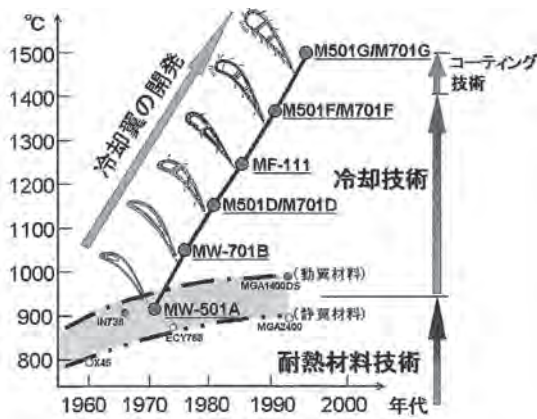


図 6.1 高温化に対する冷却技術の寄与度
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.35, No.3, p.11, 2007〕

図 6.2 に、ガスタービンに翼に適用される代表的な冷却方式の概念を示す。また、三菱 501/701 シリーズガスタービンを例に、燃焼器出口温度とともにタービ

ン第 1 段静翼の冷却構造の変遷を図 6.3 に示す。

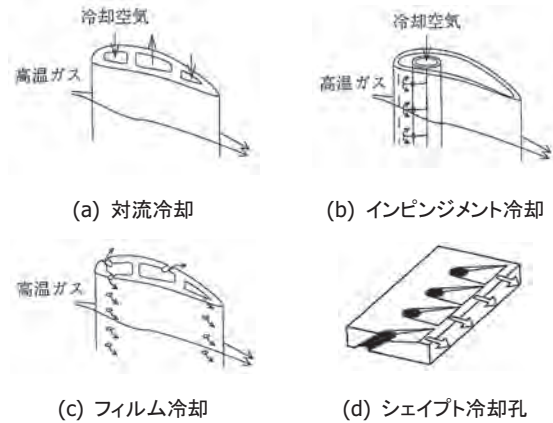


図 6.2 翼冷却方式の概念

〔(a)～(c)：エンジンの事典, 朝倉書店, p.708, 1998
(d)：三菱重工カタログ〕

A 形（タービン入口温度：920℃、図 6.3 (a)）で、第 1 段静翼に初めて空冷翼が採用された。翼は中空構造で、その中に、小口径の孔を持ったインサートと呼ばれる内部ヘダーが設けられている。冷却空気として空気圧縮機の吐出空気が利用され、それをインサートの小孔から吹き出し、最も高温となる翼の前縁部の内側に衝突させる。この方法がインピジメント冷却と呼ばれる冷却方式（図 6.2 (b)）である。タービン入口温度の上昇に伴い、それに見合って冷却方式が強化されるが、静翼の冷却方式は、このインピジメント冷却が基本となっている。B 形（1,020℃、図 6.3 (b)）では、インサートは翼断面に近い形となり、インピジメント冷却の範囲が拡大された。インピジメント

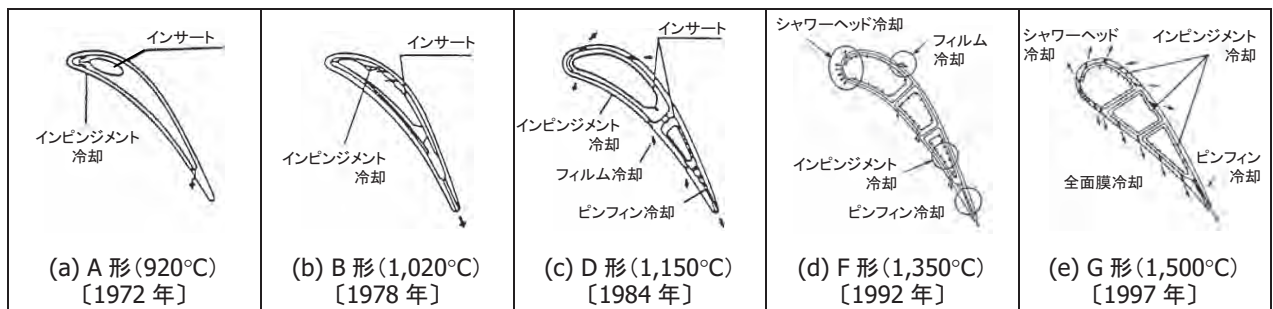


図 6.3 タービン静翼の冷却方式の変遷、〔 〕内の年号は、初号機の運転開始年を示す。

〔(a)～(c)：火力原子力発電, Vol.46, No.10, p.141, 1995 (d)：同, Vol.48, No.7, p.90, 1997 (e)：同, Vol.50, No.1, p.56, 1999〕

冷却に使用された冷却空気は、翼後縁の薄肉部に設けたスリットを通して主流に排出され、後縁部の冷却を行を行っている。D形(1,150°C、図6.3(c))になると、翼内部が2室に分かれ、それぞれに独立したインサートが設けられ、冷却孔の大きさや配列を適正化し、インピンジメント冷却の効果を高めている。新たに適用されたのがフィルム冷却(図6.2(c))であり、スロットや孔から冷却空気を吹き出し、翼を覆うような冷却膜を形成して、高温ガスから翼面への熱負荷を低減する冷却法である。インピンジメント冷却が行えない後縁部には、狭い空隙に多数のピンを設けて熱伝達率を高めたピンフィン冷却が用いられている。

F形(1,350°C、図6.3(d))の静翼は、基本的には、従来の冷却方式を踏襲しているが、翼内部が3室化され、熱負荷の高い翼前縁部には、多数のフィルム冷却孔を配置したシャワーヘッド冷却が採用されている。

G形(1,500°C、図6.3(e))になると、新たに、高温ガスに曝される翼の全面にフィルム冷却孔を配置した全面フィルム冷却と呼ばれる冷却構造が適用された。このフィルム冷却孔は、シェイプト孔(図6.2(d))とも呼ばれ、フィルム孔を流出側に広げてあり、その結果、フィルム空気の主流への貫通力低減し、フィルム空気は冷却対象面に沿って流れるとともにフィルム空気が主流の直角方向へも拡散し、フィルム冷却効率分布が均一化する効果がある。

図6.4は、三菱M501/701シリーズのタービン第1段動翼の冷却構造の変遷である。

タービン第1段動翼に初めて冷却翼が採用されたのはB形(1,020°C、図6.4(a))で、翼の内部に半径方向に明けられた貫通孔に冷却空気を通すことにより、翼を内部から冷やす単純対流冷却(図6.2(a))である。D形(1,150°C、図6.4(b))も同様な対流冷却で、貫通孔が翼の形状に沿って配列され、冷却が強化された。F形(1,350°C、図6.4(c))になると、翼の製法もこれまでの鍛造翼から精密鑄造翼に代わり、翼内部は、それまでのものに比べて、より複雑な形状となった。冷却の基本は、対流冷却であるが、内部の冷却空気通路を葛折りとして冷却効率を高めたサーペンタイン冷却(又はリターンフロー冷却)と呼ばれる方式が採用されている。冷却空気流路にはタービュレータと呼ばれるフィン状の突起が設けてあり、これによって熱伝達率を高めている。翼の前縁部や後縁部には、静翼と同様に、シャワーヘッド冷却やピンフィン冷却が適用されている。G形(1,500°C、図6.4(d))では、サーペンタイン冷却部に、より熱伝達率の高い斜めタービュレータが採用された。また、全面フィルム冷却に、シェイプト孔が採用されているのも静翼の場合と同様である。

冷却効率の高い冷却方式を採用すること及び後段の翼にも順次強制冷却を行うことによって、タービン入口温度が上昇したにもかかわらず、翼のメタル温度は、ほぼ同じレベルに維持されている(図6.5)。

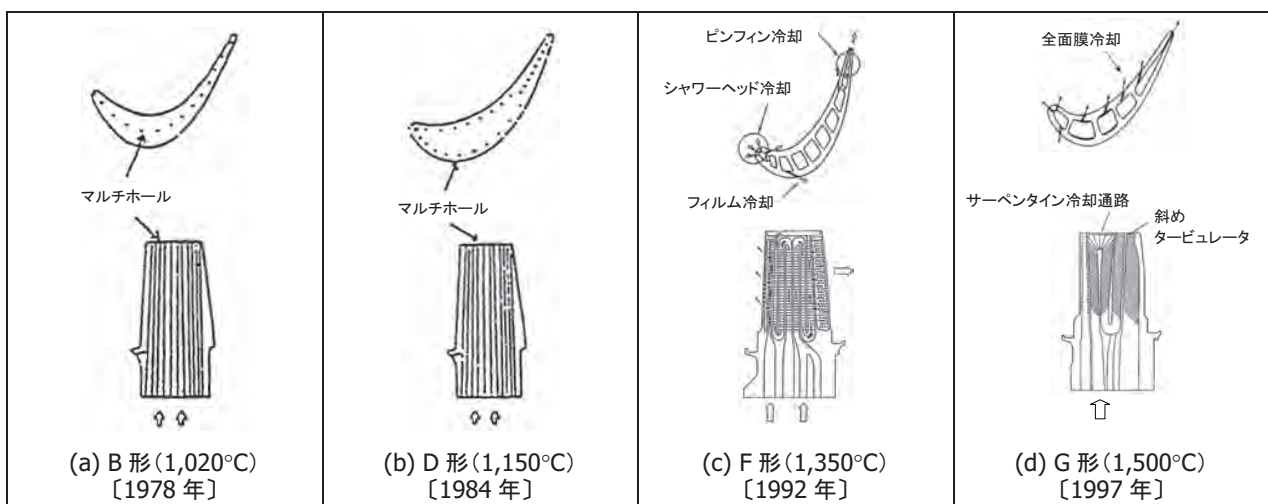


図6.4 タービン動翼の冷却方式の変遷、〔 〕内の年号は、初号機の運転開始年を示す。

〔(a), (b) : 火力原子力発電, Vol.46, No.10, p.142, 1995 (c) : 同, Vol.48, No.7, p.90, 1997 (d) : 同, Vol.50, No.1, p.56, 1999〕

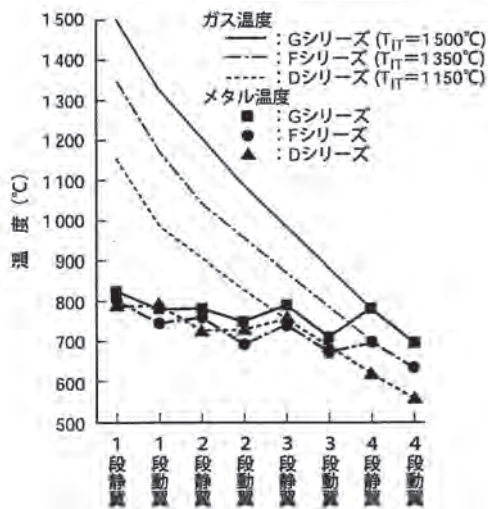


図 6.5 ガス温度及び翼のメタル温度分布
〔三菱重工技報, Vol.40, No.4, p.195, 2003〕

6-1-2 蒸気冷却翼

冷却空気に代わる媒体として伝熱特性に優れた水蒸気を用いる方法も実用化された。三菱重工は、1,500°C級 M501G の基本構造を踏襲したうえで、第1、2段動静翼を蒸気冷却とした M501H を開発した。翼の冷却用蒸気は、ボトムリングサイクル(排ガスボイラと蒸気タービンから構成される蒸気系)から供給され、タービン翼で熱交換した後に再びボトムリングサイクルに戻される。動翼の冷却蒸気はタービン側の軸端から回転体内部へ供給され、同じ軸端より回収される。また、静翼の冷却蒸気はタービン翼環内部に設けられたマニホールドを介して各静翼へ均等に配分される。M501H プロトタイプ機は、2000(平成12)年12月～2001年3月にかけて行われた運転試験で、定格出力225MWでのヒートランに成功し、世界初の回収形蒸気冷却式ガスタービンとなった。

一方、GE社が開発を進めていた回収形蒸気冷却式ガスタービン MS9001H は、2003年8月に初号機がイギリスで商用運転を開始した。このガスタービンでは、4段のタービンのうち、第1段及び第2段の動静翼に回収式蒸気冷却翼が採用されている。

タービンの冷却に回収式蒸気冷却を採用することによって、翼から吹き出す冷却空気がなくなるので、第1段静翼での燃焼ガス温度の低下が低く抑えられ(図6.6参照)、燃焼器出口温度上昇とそれに伴うNOx濃度レベルを増加させることなく、タービン入口温度(第1段動翼入口温度)を上昇させることができ、性能向上を実現することが可能となった。

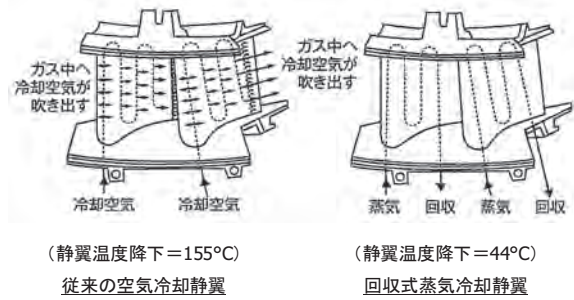


図 6.6 タービン第1段静翼冷却方式の比較
〔原図：東芝レビュー, Vol.63, No.9, p.18, 2008〕

6.2 材料技術⁽¹⁾

6-2-1 ガスタービン用耐熱材料⁽²⁾⁽³⁾

タービン入口温度の高温化による高性能・高効率ガスタービンの実用化には、空冷技術の進歩とともに耐熱材料の進歩が大きく貢献している。ガスタービンで用いられている耐熱合金には、鉄(Fe)基、コバルト(Co)基、ニッケル(Ni)基など主成分による分類があり、鍛造、鋳造などで製造されている。現在では、Ni基耐熱合金が主流で、アルミニウム(Al)やチタン(Ti)などを添加した γ' (ガンマプライム)相析出硬化形の耐熱合金を精密鋳造で製造する方法が一般的である。また、鋳造過程で一方凝固(DS: Directionally Solidified)や単結晶(SC: Single Crystal)といった結晶制御を行うことにより、結晶方向でのクリープ強度や熱疲労強度を普通鋳造(CC: Conventional Casting)に比べ大幅に高める工夫も行われている。図6.7に耐熱合金の耐熱温度の推移を示す。

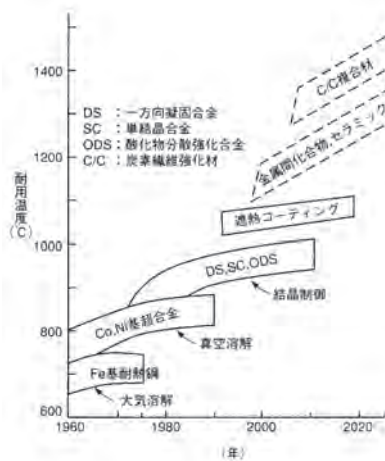


図 6.7 耐熱合金の耐熱温度の推移
〔火力原子力発電, Vol.54, No.10, p.63, 2003〕

(1) タービン動翼用耐熱材料

タービン動翼は、ガスタービンにおいて最も重要な部品の一つであり、その材料としては、クリープ強度や疲労強度が優れていること、鍛造性や鋳造性を具備することが要求される。現在量産されている大型ガスタービンでは、その動翼材として、Ni 基耐熱合金が採用されている。これは、Ni 基耐熱合金が他にはない優れたクリープ強度を有するためである。表 6.1 は、最近の大型ガスタービンで使用されているタービン動翼材の例である。

Ni 基耐熱合金に Al や Ti を添加すると、 γ' 相 [Ni₃(Al, Ti)] が析出することで強度の向上が得られる。そして、真空溶解法を利用することにより、これら活性元素の多量添加が可能となって、高温強度はさらなる向上を遂げた。モリブデン (Mo) やタングステン (W) による固溶強化も強度向上に寄与し、クロム (Cr) は耐酸化性及び耐食性に効果がある。これらの添加元素をバランス良く加えることで優れた Ni 基耐熱合金が生み出されている。

ガスタービンの高温化によって、翼の冷却効果を高めるために複雑な内部構造が必要となったが、精密鋳造技術 (ロストワックス法) の発展がそれを解決した。

CC 合金の代表例としては、IN-738LC が挙げられるが、この材料は、産業用ガスタービンの動翼材として広く用いられている。GE 及び三菱重工は、それぞれ、GTD-111、MGA-1400 と呼ばれる、IN-738LC を凌駕するクリープ強度を持つ耐熱合金の開発に成功しており、自社の大型ガスタービンの動翼材として採用している。

多結晶耐熱合金の場合、高温で引張応力が作用する条件下では、作用応力に垂直な結晶粒界で破壊する傾向がある。この耐熱合金の弱点とも言える応力に垂直な粒界をなくすために DS 合金が開発された。産業用ガスタービンでは、1980 年代の後半に実機への採用が始まった。さらに高温強度を高めたのが SC 合金である。SC 合金による大型翼は、CC 翼や DS 翼に比べて格段に鋳造が難しく、製造コストが高いと言われていたが、Alstom、GE 及び Siemens の最新鋭大型ガスタービンではタービンの前方段動翼として既に標準装備されている。

(2) タービン静翼用耐熱材料

タービン静翼に用いられる材料に対しては、熱疲労強度やクリープ強度に優れていることが要求され、また、工作面では、鋳造性や溶接性が要求される。静翼には、Ni 基耐熱合金に比べて、疲労強度や耐食性が

表 6.1 タービン動翼用耐熱合金の組成

[データ出典：日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.3, p.46, 2004]

材料名	化学成分 (mass %)																		その他
	Cr	Ni	Co	Fe	C	Mo	W	V	Cu	Ti	Al	Nb	Ta	Zr	B	N	Hf	Re	
Inconel X-750	15.5	Bal.	—	7.0	0.04	—	—	—	—	2.5	0.7	1.0	—	—	—	—	—	—	—
IN-738LC	16.0	Bal.	8.5	—	0.11	1.7	2.6	—	—	3.4	3.4	0.9	1.7	0.05	0.01	—	—	—	—
Renè 80	14.0	Bal.	9.5	—	0.17	4.0	4.0	—	—	5.0	3.0	—	—	0.05	0.015	—	—	—	—
U-500	18.5	Bal.	18.5	—	0.07	4.0	—	—	—	3.0	3.0	—	—	0.05	0.006	—	—	—	—
U-520	19.0	Bal.	12.5	≤2.0	0.04	6.2	1.0	—	—	3.1	2.0	—	—	—	—	—	—	—	—
MAR-M 247(CC/DS)	8.4	Bal.	10.0	—	0.15	0.7	10.0	—	—	1.0	5.5	—	3.0	0.05	0.015	—	1.5	—	—
CM-247LC(DS)	8.1	Bal.	9.2	—	0.07	0.5	9.5	—	—	0.7	5.6	—	3.2	0.02	0.015	—	1.4	—	—
GTD-111(CC/DS)	14.0	Bal.	9.5	—	0.10	1.5	3.8	—	—	4.9	3.0	—	2.8	—	—	—	—	—	—
MGA1400	14.0	Bal.	10.0	—	0.08	1.5	4.3	—	—	2.7	4.0	—	4.7	—	—	—	—	—	—
CMSX-4(SC)	6.5	Bal.	9.0	—	—	0.6	6.0	—	—	1.0	5.6	—	6.5	—	—	—	0.1	3	—
Renè NS(SC)	7.0	Bal.	7.5	—	0.05	1.5	5.0	—	—	6.2	—	—	6.5	—	0.004	—	0.15	3	—
PWA 1483(SC)	12.2	Bal.	9.0	—	0.07	1.9	3.8	—	—	4.1	3.6	—	5.0	—	—	—	—	—	—

表 6.2 タービン静翼用耐熱合金の組成

[データ出典：日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.3, p.46, 2004]

材料名	化学成分 (mass %)																		その他
	Cr	Ni	Co	Fe	C	Mo	W	V	Cu	Ti	Al	Nb	Ta	Zr	B	N	Hf	Re	
X-45	25.0	10	Bal.	1.0	0.25	—	8.0	—	—	—	—	—	—	—	0.01	—	—	—	—
FSX-414	29.0	10	Bal.	1.0	0.25	—	7.0	—	—	—	—	—	—	—	0.01	—	—	—	—
MAR-M 509	24.0	10	Bal.	—	0.60	—	7.0	—	—	0.2	—	—	3.5	0.50	—	—	—	—	—
ECY-768	23.5	10	Bal.	—	0.60	—	7.0	—	—	0.3	0.2	—	3.5	—	—	—	—	—	—
IN-738LC	16.0	Bal.	8.5	—	0.11	1.7	2.6	—	—	3.4	3.4	0.9	1.7	0.05	0.01	—	—	—	—
Renè 80	14.0	Bal.	9.5	—	0.17	4.0	4.0	—	—	5.0	3.0	—	—	0.05	0.015	—	—	—	—
GTD-222	22.5	Bal.	19.0	—	0.10	—	2.0	—	—	2.3	1.2	0.8	1.0	—	0.008	—	—	—	—
MGA2400	19.0	Bal.	19.0	—	0.15	—	6.0	—	—	3.7	1.9	1.0	1.4	—	—	—	—	—	—
CMSX-4(SC)	6.5	Bal.	9.0	—	—	0.6	6.0	—	—	1.0	5.6	—	6.5	—	—	—	0.1	3	—
Renè NS(SC)	7.0	Bal.	7.5	—	0.05	1.5	5.0	—	—	6.2	—	—	6.5	—	0.004	—	0.15	3	—

表 6.3 燃焼器用耐熱合金の組成

[データ出典：日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.3, p.47, 2004]

材料名	化学成分 (mass %)																		その他
	Cr	Ni	Co	Fe	C	Mo	W	V	Cu	Ti	Al	Nb	Ta	Zr	B	N	Hf	Re	
Hastelloy X	22.0	Bal.	1.5	18.5	0.10	9.0	0.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
HA-230	22.0	Bal.	—	—	0.10	2.0	14.0	—	—	—	0.3	—	—	—	—	—	—	—	—
Tomilloy	22.0	Bal.	8.0	—	0.07	9	3.0	—	—	0.3	1.0	—	—	—	—	—	—	—	—
Nimonic 263	20.0	Bal.	20.0	0.4	0.06	6	—	—	—	2.1	0.4	—	—	—	—	—	—	—	—

良好で、翼を構成する付属部品の溶接性にも優れたCo基耐熱合金が多く使用されてきた。しかしながら、近年においては、片持ち構造による翼の倒れ防止の観点から、よりクリープ強度の高いNi基鋳造合金が使用される場合もある。表6.2は、最近の大型ガスタービンで使用されている静翼材の例である。GE及び三菱重工は、高温強度にすぐれ溶接性を改良したNi基耐熱合金を独自に開発しており、それぞれ、GTD-222、MGA-2400として、自社の大型ガスタービンで使用している。なお、Alstom GT24/26やGE MS7001/9001Hでは第一段静翼にもSC翼を採用している。

(3) 燃焼器用耐熱材料

燃焼器用の耐熱材料としては、クリープ強度や疲労強度が求められ、また、工作面からは、板金加工性や溶接性が要求される。表6.3は、最近の大型ガスタービンで使用されている燃焼器用材料の例である。大型ガスタービンではNi合金が主流であり、耐食性や耐酸化性の観点からいずれも20%以上のCrが添加されている。一般的によく使用されているHastelloy Xに比べ、高サイクル疲労強度及び曲げ加工性の向上を図った材料としてTomilloyがあるが、これは三菱重工が独自に開発した耐熱合金であり、燃焼器尾筒の標準材料としての使用実績は長い。

6-2-2 遮熱コーティング

耐熱材料とともにガスタービンの高温化に貢献しているのが遮熱コーティング(TBC: Thermal Barrier Coating)である。TBCの概念を図6.8に示す。TBCは、熱伝導率が低く遮熱の役割を担うトップコート(セラミック層)と、そのセラミック層と母材との密着性、耐食・耐酸化性向上を目的としたアンダーコート(金属結合層)の2層構造である。

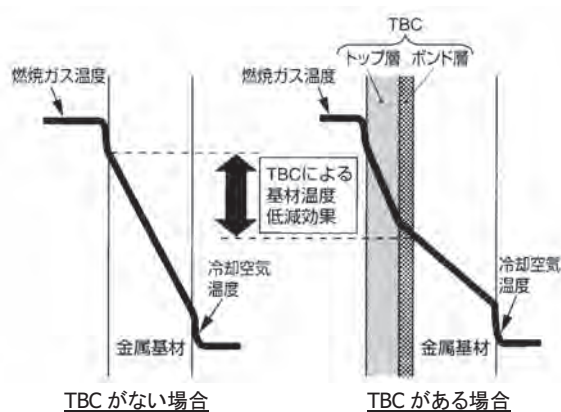


図6.8 TBCによる基材温度低減効果
〔東芝レビュー, Vol.58, No.8, p.60, 2003〕

一般的に、セラミック層は、 $ZrO_2 \cdot MgO$ 系や $ZrO_2 \cdot Y_2O_3$ 系が大気プラズマ溶射(APS: Atmospheric Plasma Spray)法によって溶射され、また、アンダーコートは、MCrAlY(M: Ni, NiCo, Co)が低圧プラズマ溶射(LPPS: Low Pressure Plasma Spray)法によって溶射されている。

今後は、トップコートが柱状晶状の組織となって熱応力が緩和されやすいために、APS法によるコーティングに比べて耐久性が優れるとされる電子ビーム物理蒸着(EB-PVD: Electron Beam-Physical Vapor deposition)法によるコーティングの大型翼への適用が期待されている。

6.3 燃焼技術

図6.9にタービン入口温度及び燃焼器内部の燃焼温度の推移を示す。1980年代半ばまでは、燃料の燃焼形態として拡散燃焼のみが用いられ、内部での燃焼温度は当量比1の火炎温度にほぼ等しく、空気圧縮機の圧力比増加による圧縮機吐出温度の上昇に連動して微増してきた。1980年代半ば以降には、予混合燃焼による燃焼技術が実用化され、平均燃焼温度は大幅に低下している。⁽⁴⁾

〔補足説明〕当量比: 燃料と空気との質量混合割合(燃空比)を燃料と空気が過不足なく混合された場合の燃空比で割った値で、当量比が1より小さい場合は空気過剰、1より大きい場合は空気不足の混合気を表す。

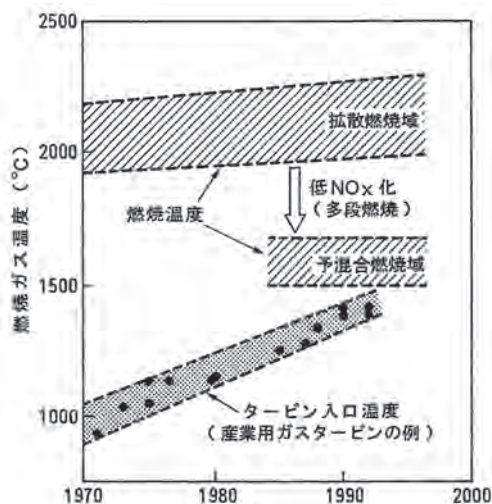


図6.9 燃焼温度の変遷

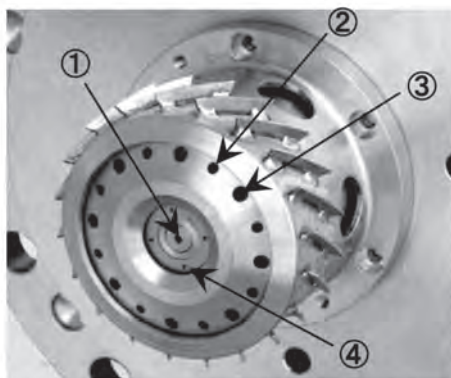
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.97, p.24, 1997〕

6-3-1 NOx低減技術

ガスタービンの燃焼器におけるNOxの低減法は、主として燃焼温度の低下によって行われている。

(1) 水噴射 / 蒸気噴射

水噴射 / 蒸気噴射法は、その構造・方法が簡単で、NOx 低減効果も大きいので、早くから実用化され、現在でも広く用いられている方法である。図 6.10 に拡散燃焼器用のノズルの構造例を示す。油燃料使用時には水噴射、ガス燃料使用時には蒸気噴射を行う。ガスタービンから発生する NOx には、燃料中に含まれる窒素分から燃焼に伴って発生するフュエル NOx と空気中の窒素分が高温状態で酸化されて発生するサーマル NOx とがある。このうち、水噴射 / 蒸気噴射で低減効果があるのはサーマル NOx に対してのみである。また、噴射量の増加とともに燃焼器内の圧力変動レベルが増加し、場合によっては、燃焼効率の低下や火炎の不安定を引き起こすため、投入量には一定の制限が設けられる。また、結果として、大量の水や蒸気が消費されることになるので、プラントの運用やシステムによって総合的な評価は異なってくる。



①油燃料 ②ガス燃料
③蒸気噴射 ④噴霧空気/水噴射

図 6.10 拡散燃焼器用の燃料ノズルの例
〔写真提供：三菱重工業株〕

(2) 予混合燃焼⁽⁴⁾

予混合燃焼は、燃焼そのものの改善によって NOx 低減を図る方法であり、1980 年代半ば以降、天然ガスや LNG 気化ガスを使用するガスタービンで主流となっている方法である。これは、予め燃料と空気を火炎温度が低くなるような薄い混合比で混合させた後に燃焼器に導く方法で、燃料濃度が均一なため局所的に火炎温度が高温となる領域が存在せず、また燃料の希薄化により火炎温度自身を低下させることができる（図 6.11 参照）ため、サーマル NOx 発生的大幅な抑制が可能である。予混合燃焼を実現した決め手は、ステージング及び火炎の配置法（図 6.12）である。

ステージングとは、希薄可燃限界以下で安定に燃焼できない予混合燃焼の欠点を補う手法の一つであり、

現在実用化されている予混合燃焼器で適用されている手法である。即ち、空気又は燃料を燃焼器内に分散供給して局所燃空比を制御すると同時に、広い運転負荷範囲で燃焼効率の向上や燃焼の安定化を図る方法である。空気供給については、空気流量可変機構や空気圧縮機入口案内翼（IGV）を用いて負荷に対応して制御する方法が行われている。ステージングにより多数の火炎が燃焼器内部に形成されるが、予混合方式の燃焼器では、火炎は、シリーズ配置か又は並列配列のどちらかが選定されている。

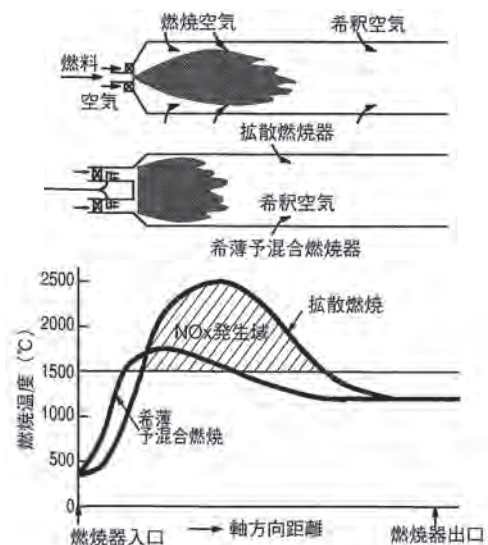


図 6.11 拡散燃焼と予混合燃焼の差違
〔原図：火力原子力発電, Vol.54, No.10, p.74, 2003〕

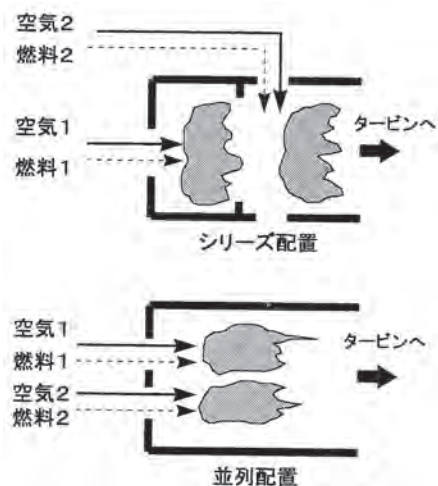


図 6.12 ステージングと火炎配置の概念
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.97, p.26, 1997〕

予混合燃焼器は、国内各社でも独自の形式が開発され、世界レベルの低 NOx 化が達成されている。

① 三菱重工業⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾

三菱重工は、東新潟火力 3 号系列（1984 年、MW-701D × 6 台）向けに、世界に先駆けて予混合燃焼

方式の低 NOx 燃焼器を実用化した。この燃焼器は、1,100°C級で、図 6.13 に示すように、パイロット燃焼器、メイン燃焼器及び燃焼用空気バイパス弁を備えた尾筒から構成される。パイロット燃焼器は、ガスタービンの急激な燃焼負荷変化のある起動時や出力変化時に安定した燃焼性を確保し、メイン燃焼器では予混合炎による低 NOx 燃焼が行われる。燃焼用空気バイパス弁は、予混合燃焼器での燃料 / 空気の適正な混合比率を確保するために、低負荷時は全開となって、燃焼域をバイパスして、空気圧縮機吐出空気の一部を直接尾筒に導入する役割を果たす。負荷上昇の途中まではパイロット燃焼器に投入される燃料のみで運転し、適当な負荷でバイパス弁を全開とした後、メイン燃焼器に燃料が投入される。この負荷から定格負荷までは、燃焼用空気バイパス弁を徐々に閉じながらメイン燃料を増加することによって負荷を上昇する (図 6.14)。このように、燃料とバイパス弁を制御することによって全負荷帯において安定燃焼が可能な画期的な低 NOx 燃焼器が完成された。

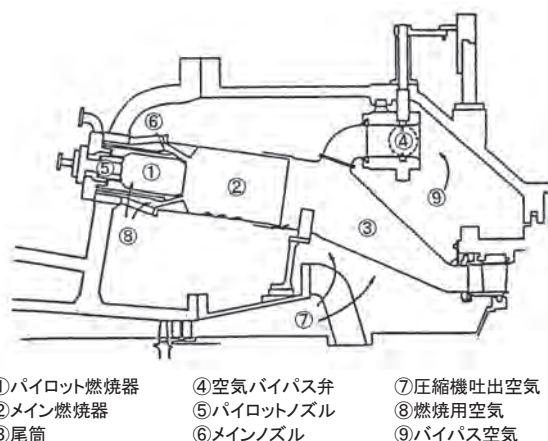


図 6.13 三菱 1,100°C 級予混合燃焼器 (1984)
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.23, No.89, p.41, 1995〕

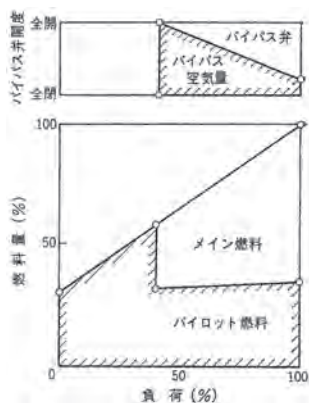


図 6.14 燃料及びバイパス弁のスケジュール
〔三菱重工技報, Vol.22, No.3, p.14, 1985〕

1992 年には、1,350°C 級を実用化した (図 6.15)。この燃焼器では、パイロットノズルの形状が、マルチノズル形に変更された。これによりパイロット燃料量を大幅に削減し、部分負荷時の燃焼安定性も確保することで高温化に対応している。1,100°C 級でその有効性が確認されたバイパス機構も踏襲された。部分負荷時の運用は、パイロットとメインノズルに供給する燃料量とバイパス弁開度を適切に制御することにより、全負荷範囲内で低い NOx レベルを維持することができる (図 6.16)。燃焼器の壁面冷却は、従来のフィルム冷却方式から積層冷却方式 (第 5 章、図 5.20 参照) に変えて、冷却効率を高め冷却空気量の減少に対処している。

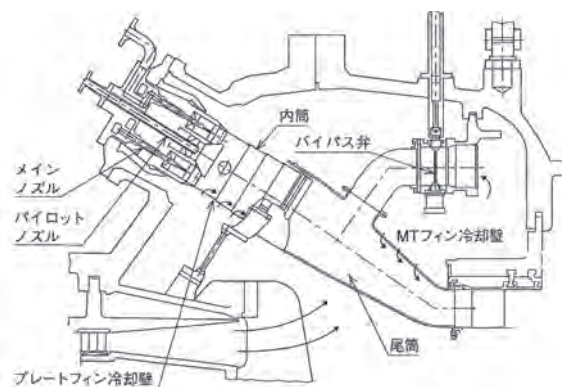
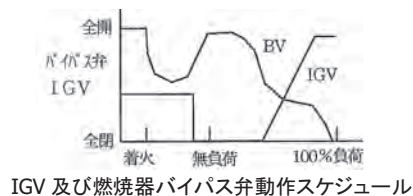
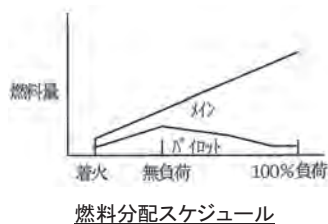


図 6.15 三菱 1,350°C 級予混合燃焼器 (1992)
〔三菱重工技報, Vol.36, No.1, p.10, 1999〕



IGV 及び燃焼器バイパス弁動作スケジュール



燃料分配スケジュール

図 6.16 予混合燃焼器の制御方式
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.1, p.16, 2004〕

油燃料を使用する場合は、空気と混合する際に、微粒化や蒸発の過程を含むため、ガス燃料に比べ複雑である。図 6.17 は油焚き専用の低 NOx 燃焼器である。ガス焚き低 NOx 燃焼器と同じように 8 本のメインノズルと燃焼器中央にパイロットノズルを設けている。油ノズルは、通常の渦巻き噴射弁を用い、多孔の穴より蒸気又は空気を噴射することによって微粒化を促進

し、スワラにより旋回のかかった燃焼用空気の中に噴射する。また、海外向けのプラントではガス燃料と同時に油燃料も焚けることが必要であることが多く、この要求に対応するためのデュアル燃料用ノズル（図 6.18）も開発されている。

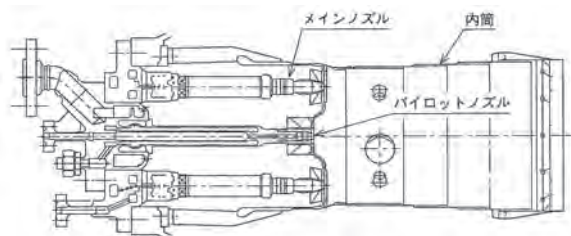


図 6.17 三菱油焚き低 NOx 燃焼器 (2000)
〔三菱重工技報, Vol.36, No.1, p.10, 1999〕

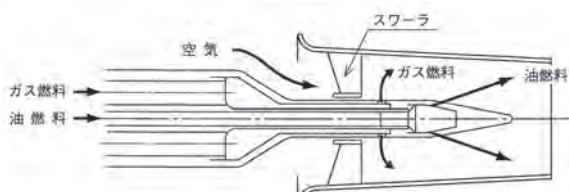


図 6.18 デュアル燃料用メインノズル (1998)
〔三菱重工技報, Vol.36, No.1, p.12, 1999〕

1,500℃級では、燃焼器に世界で初めて回収形蒸気冷却を適用した(図 6.19)。この基本設計概念は、1,350℃級とほぼ同等の火炎温度を保ちながら、燃焼器下流での冷却空気の混入がないため、より高温の燃焼ガスをタービンに導入して高効率化を図ろうというものである。図 6.20 は、空気の利用率と燃焼温度の関係を示すものであるが、冷却の一部を蒸気で肩代わりさせていることが分かる。

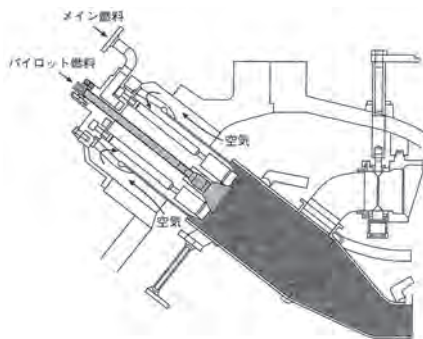


図 6.19 三菱 1,500℃級予混合燃焼器 (1997)
〔三菱重工技報, Vol.37, No.1, p.4, 2000〕

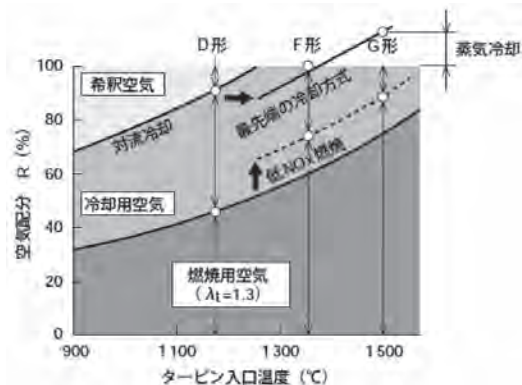


図 6.20 タービン入口温度と燃焼器内空気配分
〔三菱重工技報, Vol.40, No.4, p.195, 2003〕

② 東芝⁽⁸⁾

図 6.21 は、東芝が開発した天然ガス用 1,100℃級低 NOx 燃焼器の構造図である。高温雰囲気中に燃焼空気制御用の可動機構などを設けないシンプルな構造が特徴で、火炎安定化のためにパイロット部を拡散燃焼火炎、低 NOx 化のためにメイン部を予混合希薄燃焼火炎とする 2 段・シリーズ燃焼方式である。パイロット（拡散）燃料ノズルには保炎性に優れたスワラタイプを採用している。メイン燃料は、ライナーの周囲に設けられた予混合ダクト内部で空気と十分混合後、可燃混合ガスとなってライナー内部へ噴射され、スワラによる保炎効果を助長しながら予混合希薄燃焼する構造である。この燃焼器は、大井ガスタービン発電所向け MS9001E（営業運転開始：1993 年）に装着され使用された。

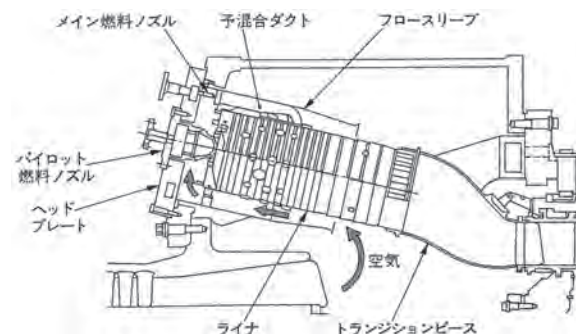


図 6.21 東芝 1,100℃級予混合燃焼器 (1993)
〔東芝レビュー, Vol.49, No.4, p.261, 1994〕

高温化に伴い増加する NOx を低減するには、さらに予混合希薄割合を増加する必要があった。そのため、1,300 級低 NOx 燃焼器（図 6.22）では、拡散燃焼だけでなく予混合希薄燃焼も行える新しいパイロットノズルが開発された。その結果、メインの予混合希薄燃焼

にパイロット部の予混合希薄燃焼が合計され、広い負荷範囲で予混合燃焼割合を大幅に増加させることが可能となった。また、NO_x 低減には予混合ガス（空気と燃料）の均一性も重要である。そのため、パイロットノズルの予混合部にはスワラなどを設け、メイン燃料用予混合ダクトの長さを増加させることにより、予混合ガスの均一化を図っている。高温化に伴う壁面の冷却については、ライナとトランジションピースを二重構造化し、インピンジメント冷却の採用により冷却効率を向上させている。この燃焼器は、新名古屋火力発電所7号系列（1998年、MS7001FA × 6台）で採用された。

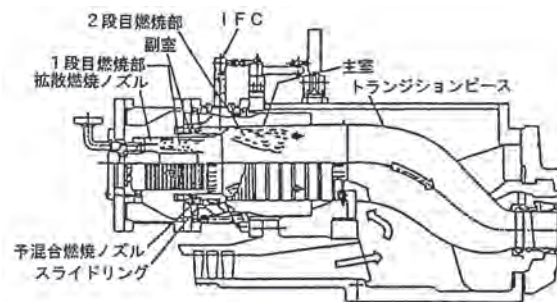


図 6.23 日立 1,100°C級予混合燃焼器（1990）
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.23, No.89, p.42, 1995〕

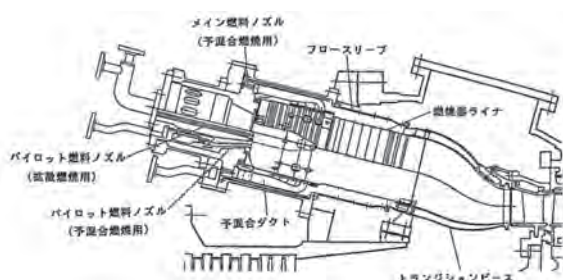


図 6.22 東芝 1,300°C級予混合燃焼器（1998）
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.23, No.89, p.43, 1995〕

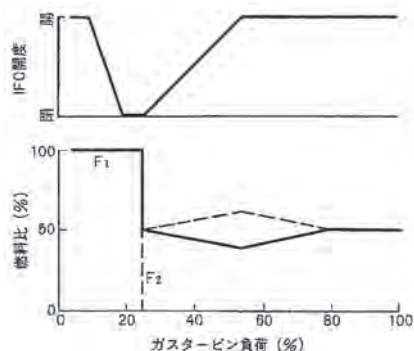


図 6.24 燃空比及び IFC 制御
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.1, p.11, 2004〕

③ 日立製作所⁽⁵⁾⁽⁹⁾

図 6.23 は、日立製作所が開発し、柳井発電所1号系列（1990年、MS7001EA × 6台）や新大分発電所1号系列（1990年、MS7001E × 6台）で採用された燃焼器の構造である。燃焼器中央部に火炎安定性に優れた拡散燃焼を行う1段目燃焼部と、低NO_x化のための予混合燃焼を行う2段目燃焼部及び2段目燃焼部に供給する燃焼用空気量を調節するための空気流量調整機構（IFC: Internal Flow Control）で構成される。2段目燃焼部の上流に予混合器を設け、燃料と空気との混合を促進させ、予混合器出口には火炎安定化のために保炎機構を設けている。温度分布を均一化するため、予混合器はアニユラ形状である。ガスタービンの起動から約40%負荷までは1段目燃焼部のみを使用し、それ以上の負荷では1段目燃焼部及び2段目燃焼部を使用する。IFCは、負荷に応じて2段目燃焼部内の燃空比を適切な範囲に維持するよう空気量を調整する（図 6.24）。

知多火力発電所向け1,300°C級MS7001FA（1994年）では、1,100°C級の基本構造を踏襲し、高温化に対応するために、燃焼室内の空気量配分の最適化、燃料と空気の混合の促進及び予混合火炎の安定化（ブラフボディタイプの保炎器の採用）が図られた（図 6.25）。

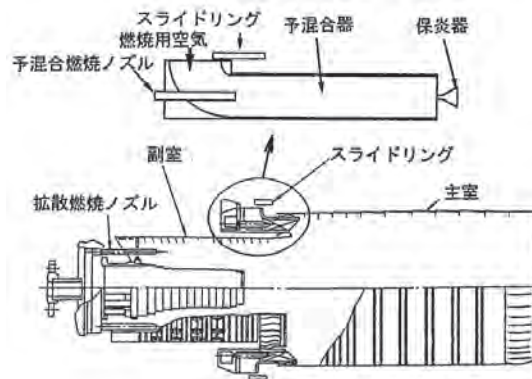


図 6.25 日立 1,300°C級予混合燃焼器（1994）
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.23, No.89, p.42, 1995〕

同じ1,300°C級ガスタービンを運用する新大分発電所3-1号系列（1998年、MS7001FA × 3台）では新たに開発された燃焼器が採用された。その構造を図 6.26 に示す。これまでのメカニカルな予混合空気流量制御から燃料流量の制御方式に変更した点が大きな改良点である。中央に拡散（F1）ノズルが配置され、周囲の予混合（F2）ノズルは4つのセクタに分割されている。この構造により、負荷に応じて点火している予混合ノズルのセクタ数を増減させ、広い運転範囲で低NO_x化を可能とした燃焼器である（図 6.27 参照）。

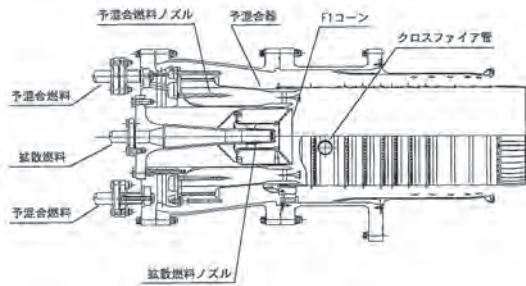
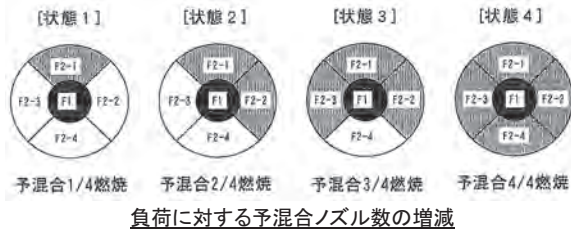


図 6.26 日立の新形予混合燃焼器 (1998)
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.1, p.13, 2004〕



負荷に対する予混合ノズル数の増減
燃焼器の NOx 特性
図 6.27 予混合ノズルの運用と NOx 排出特性
〔日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.1, p.13, 2004〕

ここで紹介したように、各社は独自の技術で予混合方式の低 NOx 燃焼器を開発・実用化しており、ライセンスのガスタービンにも装着し成功を収めている。大型ガスタービンのほとんどが事業用火力発電所で使用されるため、非常に厳しい環境規制を受けることとなり、これに対応するための研究開発や技術開発が実を結んだ結果と言える。

6-3-2 燃焼振動抑制技術⁽¹⁰⁾

燃焼振動（熱気柱共鳴）とは、圧力変動、速度変動、発熱量変動がフィードバックすることにより発生する自励振動である。1,000Hz を超える高周波の燃焼振動は、構造体の損傷に至るまでの時間が短く、発生すると機械の運用に大きな影響を与える。

三菱重工は、この高周波燃焼振動を抑制することを目的に、音響ライナーと呼ばれる消音器を燃焼器に設置している（図 6.28）。音響ライナーは、航空機用エンジンのアフターバーナで発生する高周波の燃焼振動を抑制するために NACA（National Advisory Committee for Aeronautics、NASA の前身）で開発されたもので、航空機エンジンでは多く採用されてい

る。

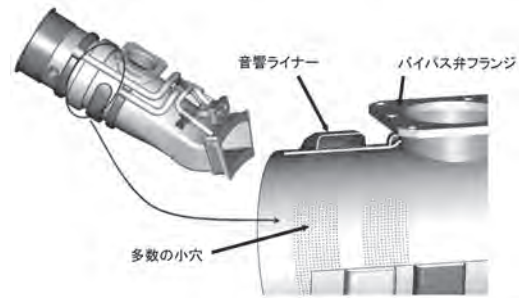


図 6.28 音響ライナー
〔原図提供：三菱重工(株)〕

音響ライナーの仕組みを図 6.29 に示す。音響ライナーは、燃焼器冷却空気通路間の音響穴と背後空気層（音響ボックス）で構成される。音響穴は燃焼振動の音響エネルギーを熱エネルギーに変換することによって吸収する役割を果たし、背後空気層は吸音性能を持たせる周波数をチューニングする役割を果たす。

これまで燃焼振動に対しては、燃料流量や空気流量の調整などの運転パラメータの調整で対処していたが、音響ライナーの採用によって、超高周波の燃焼振動が抑制され運用の安定性が向上した。

音響ライナー付きの燃焼器は、2004 年以降、実機へ装着が行われている。

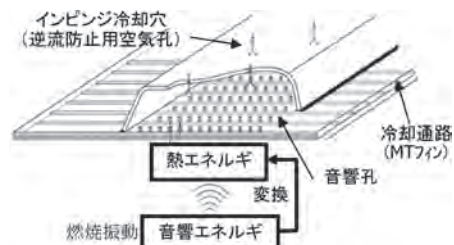


図 6.29 音響ライナーの仕組み
〔火力原子力発電, Vol.59, No.10, p.146, 2008〕

6.4 要素技術⁽²⁾

ガスタービンの性能向上は、タービン入口温度の高温化によるものの他、主として空力技術など要素効率の向上によるものも大きい。圧縮機、タービンともに現在ではほぼ 90% レベルの要素効率を達成しているが、さらなる上昇を狙った努力が継続されている。

(1) 空気圧縮機の空力設計

空気圧縮機の開発設計で最も重要視されるのは効率の向上である。このため、低損失の先進的翼形や三次元設計翼など、新しい技術開発が積極的に行われてき

た。その結果、最近の高性能化は、入口マッハ数を増加させ、一定回転でもより多くの空気を高効率に圧縮させる方向にある。

空気圧縮機翼断面の形状変遷を図 6.30 に示す。





<p><u>NACA 翼</u></p>  <p>NACA(米国航空技術会議:NASAの前身)が 1940 年代から翼列試験により開発を行ってきた二次元減速翼形で、65 シリーズが圧縮機に多用された。</p>
<p><u>二重円弧翼(DCA)</u></p>  <p>半径の異なる円弧を組み合わせて構成した翼形。製造コストや設計の低廉化、標準化を考慮した単純形態の翼。 DCA: Double Circular Arc</p>
<p><u>多重円弧翼(MCA)</u></p>  <p>数種の円弧を組み合わせて構成した翼形。二重円弧翼に比べ、高効率、高負荷で広い作動域を狙った翼形。この頃から三次元設計が導入された。 MCA: Multi Circular Arc</p>
<p><u>拡散制御翼(CDA)</u></p>  <p>任意の翼形周りの流れが正確に計算できるようになり、翼負荷面の速度分布を調整し、境界層の成長や剥離を抑制した低損失の翼形。 CDA: Controlled Diffusion Airfoil</p>

図 6.30 圧縮機翼形断面の変遷

[原図：日本ガスタービン学会誌, Vol.22, No.88, p.27, 1995]

三菱重工においては、大容量化、高圧力比化及び高効率化を達成するために、G 形の圧縮機翼形については、前方段に MCA 翼を採用し、中間段以降には CDA 翼を採用して損失の低減による高効率化が図られた。また、H 形の圧縮機は、三次元多段粘性解析コードを用いて設計された、従来よりもワイドコード・低アスペクト比の翼を採用し、各段での負荷を増加することで、段数を減少させた高効率圧縮機となった。前方段は、MCA 翼であり、遷音速域での衝撃波の発生を抑制する設計とし、中間段及び後方段には CDA 翼を用いて境界層の流れをコントロールし、高い効率を達成した。

(2) タービンの空力設計

タービン効率の向上にあたっては、翼の冷却・構造設計の境界条件の精度向上のために、計算流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics) によるタービン流れ解析や、非定常性を考慮した解析技術が不可欠である。従来の定常流れ解析に加え、非定常流れ解析技術及び翼列流れとキャビティを含めた二次流れ系統

とを一体として解く大規模解析技術も実用化されている。これら定常解析と非定常解析の違いを実機条件下で定量的に確かめることは難しいため、回転リグ試験による現象の把握や検証を経て実機評価が行われる。

三菱重工のタービン翼形は、D 形では 2 次元設計翼、F 形では 3 次元設計翼を採用しているが、G 形になると、さらに翼形を半径方向に曲線的に重ね合わせた完全 3 次元設計翼を採用し、翼壁面付近で発生する二次流れ損失の低減を図っている(図 6.31)。

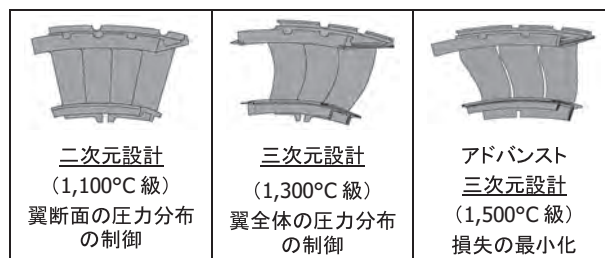


図 6.31 タービン空力設計の変遷 (三菱重工)

[火力原子力発電, Vol.54, No.10, p.66, 2003]

(3) 動翼チップクリアランス制御

各段の動翼先端(チップ)と壁面との隙間(クリアランス)を、接触しない範囲で詰め、動翼で仕事をせずにリークする作動流体の量を低減すれば、ガスタービンの高効率化につながる。この考えを実現したのが、動翼チップクリアランス制御(ACC: Active Clearance Control)である。三菱 M701G2 で採用されている蒸気を利用した ACC の例を図 6.32 に示す。このシステムでは、燃焼器に通じるタービン翼環冷却路に蒸気を流し、起動時にはタービン翼環(1 段及び 2 段)側を暖めることによりクリアランスを広げ、負荷運転時には翼環側を蒸気で冷やすことによりクリアランスを最適化している。

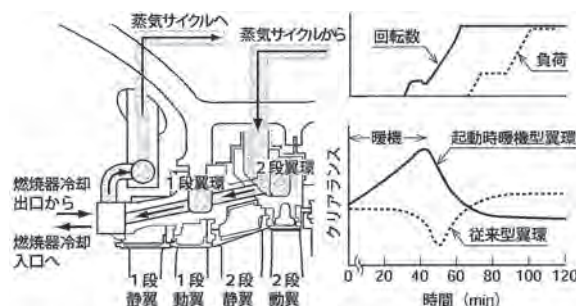


図 6.32 起動時暖気形翼環 (M701G2)

[三菱重工技報, Vol.40, No.4, p.197, 2003]

参考文献

- (1) 吉岡他：「発電用ガスタービンの材料技術」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.3, pp.4-47 (2004)

注：

- (1) 塚越他：「最新の産業用ガスタービンの冷却技術」，日本ガスタービン学会誌，Vol. 35，No. 3，pp. 11-16 (2007)
- (2) 福泉他：「熱効率向上技術 3. ガスタービン」，火力原子力発電，Vol. 54，No. 10，pp. 60-77 (2003)
- (3) 岡田他：「産業用ガスタービン用耐熱材料の変遷」，日本ガスタービン学会誌，Vol. 36，No. 2，pp. 47-53 (2008)
- (4) 前田他：「高温・高効率化の歩みと展望 (4) 燃焼技術」，日本ガスタービン学会誌，Vol. 25，No. 97，pp. 24-28 (1997)
- (5) 古賀：「ドライ低 NOx 燃焼器開発の動向－産業・民生用（大型）－」，日本ガスタービン学会誌，Vol. 23，No. 89，pp. 39-45 (1995)
- (6) 萬代他：「デュアル燃料だき低 NOx 燃焼技術の開発」，三菱重工技報，Vol. 36，No. 1，pp. 10-13 (1999)
- (7) 福泉他：「大容量ガスタービンの技術動向」，三菱重工技報，Vol. 40，No. 4，pp. 194-199 (2003)
- (8) 前田他：「低 NOx 燃焼器」，東芝レビュー，Vol. 49，No. 4，pp. 261-264 (1994)
- (9) 小林他：「既存の低 NOx 燃焼器に関して」，日本ガスタービン学会誌，Vol. 32，No. 1，pp. 10-14 (2004)
- (10) 田中他：「音響ライナーによる燃焼器信頼性向上」，火力原子力発電，Vol. 59，No. 10，pp. 145-146 (2008)

7 | 第四世代：さらなる高効率化

7.1 1,500°C級ガスタービン

(1) 三菱 M501G/701G シリーズガスタービン ⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

三菱重工は、火力発電プラントの総合熱効率向上に対する社会的ニーズに応えるため、1993（平成5）年、1,500°C級 G 形ガスタービンの開発に着手した。初号機である M501G（60Hz 用）（図 7.1）は、1997 年初頭に完成し、2 月から、高砂製作所構内に建設された「ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備」にて試運転を開始し、6 月には使用前検査に合格、本格的な長期実証試験を開始した。この実証設備は、ガスタービン出力 225MW、蒸気タービン出力 105MW、合計出力 330MW の世界に類を見ない多軸形コンバインドサイクルプラントの実証試験設備である。

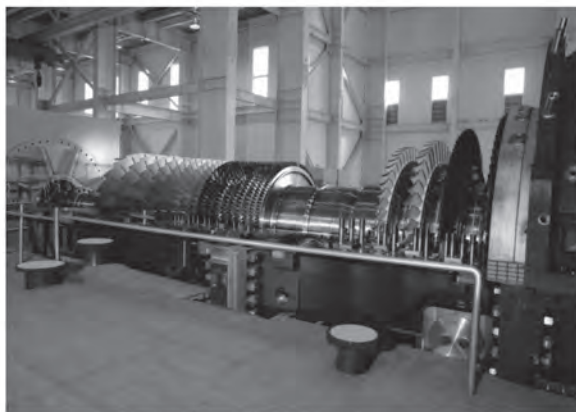


図 7.1 三菱 M501G 形（1997）
〔写真提供：三菱重工業株〕

G 形ガスタービンの基本構造は 1,350°C 級 F 形をベースに設計されており、空気圧縮機、燃焼器及びタービンには、基本設計段階で検証試験を行った最新の技術が適用されている。空気圧縮機は、大風量、高圧力比化及び高効率化を達成するために、MCA（多重円弧）翼及び CDA（拡散制御）翼を採用した 17 段の新形軸流圧縮機となった。1,500°C 級ガスタービンで、1,350°C 級と同等の NOx 排出濃度を達成するためには、燃焼用空気を増加する必要があり、燃焼器冷却用空気が制限される。そこで、G 形では、初の回収形蒸気冷却方式の燃焼器採用された（図 7.2）。

タービンには、翼形を半径方向に曲線的に重ね合わせた完全三次元翼を採用し、翼と通路壁面の近傍で発生する二次損失の低減が図られた。第 1 段～第 3 段の



図 7.2 蒸気冷却燃焼器燃焼筒（M501G）
〔写真提供：三菱重工業株〕

動静翼には空冷翼を採用し、全面フィルム冷却、シェイプトフィルム冷却、斜めタービュレータなどの高度な冷却技術及び全面遮熱コーティング（TBC）によって、翼のメタル温度は従来機並みに維持されている。また、静翼には溶接性が改善された新開発の Ni 基合金 MGA2400、動翼には、クリープ特性が従来材より優れた新 Ni 基合金 MGA1400 を採用しており、これらは、いずれも、三菱重工がそれぞれ三菱製鋼株及び三菱マテリアル株と共同開発した超耐熱合金である。

50Hz 機である M701G1（図 7.3）は、事業用としては世界初の 1,450°C 級ガスタービンとして、東新潟火力発電所 4-1 号系列に採用された。1998（平成 10）年から開始された試運転では 50%HHV 以上のプラント効率を達成した。M701G1 の燃焼器及びタービン 1、2 段動静翼は、先行して運転を行っている M501G と基本寸法を共有化し、信頼性の検証結果が引き継がれた。

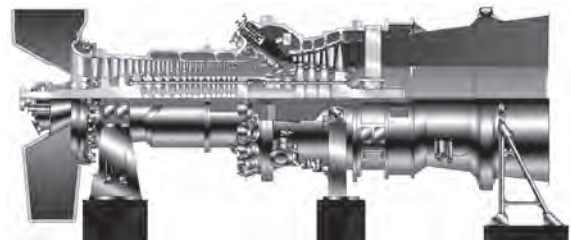


図 7.3 三菱 M701G1 形（1999）
〔写真提供：三菱重工業株〕

G 形ガスタービンは、その後も最新の技術を適用しながら継続的な改良が続けられ高性能化が図られている。その主なものとして、起動時暖気翼環がある。2006（平成 18）年 12 月に営業運転を開始した東新潟火力発電所 4-2 号系列で採用された改良形 M701G1 で

は、タービン第1段翼環に起動時暖気翼環が適用された。図7.4に示すように、燃焼器冷却用蒸気の通路を翼環内部に設けた構造で、起動前の状態では暖気状態で間隙を大きくして起動時の接触を防止する一方、起動後の定常運転状態では逆に蒸気で冷却して間隙を最小に保つことで通常運転時の効率向上に寄与している。また、軸受支持の役目を果たす排気ストラットは、高温の排気ガスに曝されないようにストラットカバーで覆われているが、このカバーの断面形状を翼形に改良した。これにより排気ディフューザの空力損失が減少しタービン性能の向上につながっている。

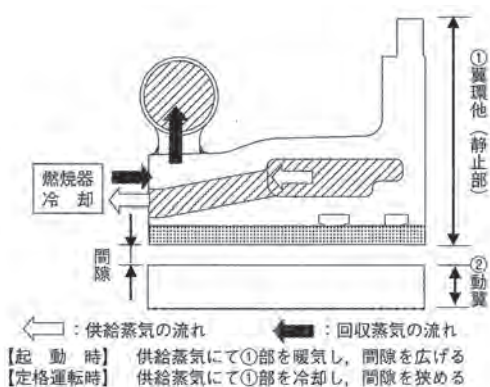


図 7.4 タービン1段翼環断面図 (M701G1)
 [火力原子力発電, Vol.59, No.10, p.14, 2008]

M701G1の空気量を約15%増したM701G2(図7.5)は、単機出力330MWクラスの世界最大級のガスタービンとなった。このM701G2では、空気圧縮機の入口案内翼(IGV)に加えて前方5段までの静翼が可変式となり、起動時暖気の範囲もタービン第1段翼環に加え第2段翼環まで拡げられ運用性の最適化が図られた。M701G2の1軸式複合サイクル3軸で構成される川崎火力発電所1号系列は、初軸が2007年6月に営業運転を開始、世界最高水準の熱効率59%LHVを達成した。

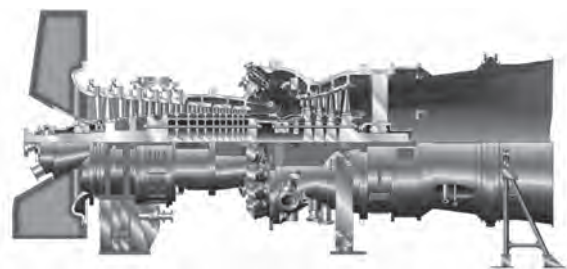


図 7.5 三菱M701G2形(2007)
 [写真提供:三菱重工業(株)]

M501Gの改良形であるM501G1を含め、G形の納

入実績は、海外も含め既に50台を超えている。

(2) Siemens SGT5-8000H形⁽⁴⁾

まだ実機検証段階であるが、シーメンス社の次世代機SGT5-8000H(図7.6)を紹介する。空気圧縮機は高負荷、高効率の新形13段軸流圧縮機で、低圧側はCDA(拡散制御)翼、後段の高圧側は高圧翼形(HPA翼)を採用、運用性を最適化するため入口案内翼(IGV)のほか前方3段の静翼が可変翼となった。タービンは4段で、主として運用性の観点から、空冷式が採用された。第1段動静翼には単結晶翼が採用され、第1~3段動静翼には遮熱コーティング(TBC)が施工されている。ロータは、シーメンス特有のハースセレション付ディスクを1本のセンタータイポルトで締め付ける構造で、油圧式翼間隙調整装置(HCO)も装備されている。

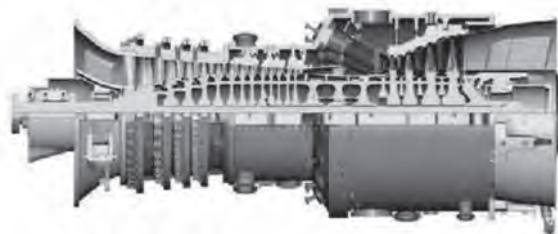


図 7.6 Siemens SGT5-8000H形
 [Modern Power Systems, September 2007, p.41]

プロトタイプ機(シンプルサイクル)はドイツ国内の発電所に納入され、2008年4月に定格負荷に到達、現在18か月間の検証試験が行われている。複合サイクルプラントとしての引き渡しは2011年に計画されている。国内への導入計画はまだないが、一軸式複合サイクルとしての計画性能は、軸出力530MW、熱効率60%LHVである。

7.2 蒸気冷却ガスタービン

蒸気冷却式ガスタービンの利点は、タービン翼を蒸気で冷却することで冷却空気が削減できることにより、①タービン第1段静翼前後のガスの温度低下を空冷式と比較して約半分に抑えることができ、第1段動翼入口温度を高くできること、及び②冷却空気の混合ロスを低減できることにある。また、冷却蒸気はボトムサイクルから供給され、タービン翼で熱交換した後再度蒸気タービンへ供給されてエネルギーとして取り出されるため複合サイクルの熱効率を一層高めることができる。さらに、燃焼ガスの主流の流量は、

冷却空気を削減した分増加し、タービンでの仕事が増加するため出力も大きくなる。この結果、蒸気冷却ガスタービンは同じ体格の空気冷却ガスタービンに比べて、プラント総合熱効率が絶対値で約2%高く、出力は約10%大きくなる。

(1) 三菱 M501H 形⁽⁵⁾

M501H (図 7.7) の最大の特徴は、これまでのガスタービンが空気圧縮機で圧縮した高圧空気で冷却していた1、2段動静翼をボトムングで発生した蒸気で冷却することにした点である。

M501H の開発は 1996 (平成 8) 年に開始され、実機完成後は、前述の「ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備」に設置され、1999 年 2 月の蒸気冷却翼の冷却特性の検証などを目的とした第 1 次試験に引き続き、2000 年 12 月から 2001 年 3 月にかけて行われた第 2 次試験では、実証設備の認可出力であるガスタービン 225MW、蒸気タービン 105MW でのヒートランに成功した。

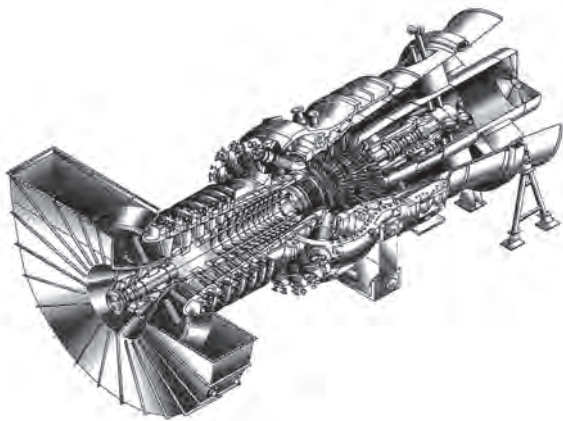


図 7.7 三菱 M501H 形 (1999)

〔三菱重工技報, Vol.37, No.1, p.6, 2000〕

4 段のタービンのうち前方 2 段が蒸気冷却式、第 3 段は空気冷却式、そして第 4 段は無冷却である。動翼の冷却蒸気はタービン側の軸端から回転体内部へ供給され、同じ軸端より回収される。軸内の対称な蒸気通路の設計と高性能シール機構の適用により、動翼への蒸気供給用の軸において回転体内部の温度アンバランスによる非対称変形を極力小さくし、軸の曲がりによる軸振動の発生を抑制している。静翼の冷却蒸気は、静翼を支持するタービン翼環内部に設けられたマニホールドを介して各静翼へ均等に分配される。翼環内部に蒸気通路を設けたことにより、翼環のメタル温度を蒸気温度で変化させてタービン動翼のチップクリアランスを制御することが可能となった。図 7.8 に

M501H の運転系統図を示す。

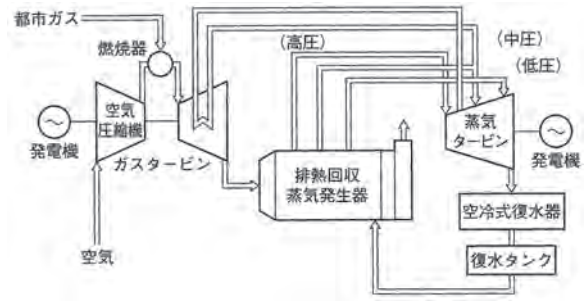


図 7.8 M501H 形運転系統図

〔三菱重工技報, Vol.37, No.1, p.8, 2000〕

タービン翼の冷却空気量が、従来の空気冷却式ガスタービンに比べて大幅に削減されるため、同じ圧力比ではタービン排ガス温度が高くなる。このため M501H では、圧力比を M501G の 20 から 25 に上昇させて排ガス温度が従来機並みとなるよう設計された。空気圧縮機は、従来よりもワイドコード・低アスペクト比で段数を減少させている。前方段は MCA (多重円弧) 翼であり、遷音速域での衝撃波の発生を抑制する設計とし、中間及び後方段には CDA (拡散制御) 翼を用いて境界層の流れをコントロールしている。

なお、燃焼器は、既に G 形で実用化されている回収冷却形蒸気冷却式燃焼器である。

(2) GE - 東芝 MS7001H/9001H 形⁽⁶⁾⁽⁷⁾

東芝は、1998 (平成 10) 年 3 月に GE 社と H システム (H system™, 米国 GE 社の商標) のパワートレイン機器の製造に関する包括的な協業契約を結び、GE と共同で H システムの販売製造を行っている。東芝では、この製造協業契約に基づき、空気圧縮機などガスタービンの一部製造と蒸気タービン及び発電機の設計・製造を担当している (図 7.9)。

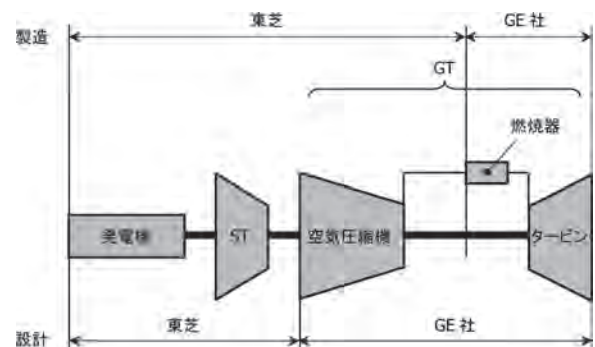


図 7.9 H システムの設計・製造分担

〔原図：東芝レビュー, Vol.63, No.9, p.18, 2008〕

このパワートレインは、MS7001H (60Hz) 又は MS9001H (50Hz、図 7.10) ガスタービン、蒸気ター

ビン及び発電機を同軸に連結した一軸形複合サイクルプラントである。Hシステムの初号機（MS9001H）は、2003年9月にイギリスで営業運転を開始した。国内では、富津火力発電所4号系列として3軸が採用され、そのうちの1軸は、2008年7月に営業運転を開始した。

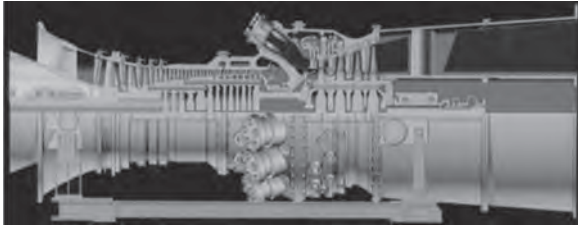


図 7.10 GE MS-9001H 形 (2008)
〔平成 19 年度火力原子力発電大会論文集, p.182, 2007〕

空気圧縮機は、ボーイング 747 や 767 などに搭載されている GE 社の航空エンジン CF6-80C2 の圧縮機を基にした 18 段の圧縮機で、圧力比は 23 である。入口案内翼 (IGV) に加えて、上流側 4 段が可変静翼で起動停止時の吸い込み空気流量調整を行う。

燃焼器は、DLN2.5H と呼ばれる予混合低 NOx 燃焼器が採用されている (図 7.11)。燃焼器は、MS7001H が 12 個、MS9001H が 14 個である。

燃料噴射ノズル (図 7.12) には複数の燃料ガス通路が設けられ、拡散燃焼、一部予混合燃焼、全予混合燃

焼の各燃焼モードに合わせて各流路から燃料ガスが供

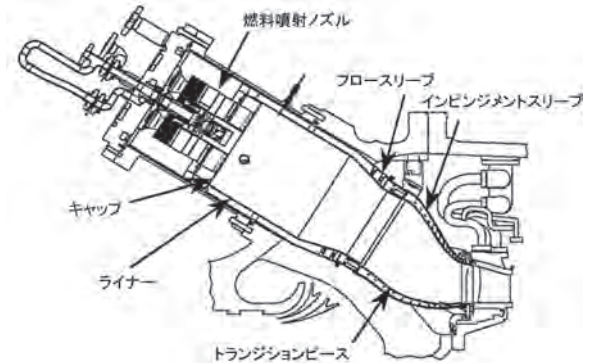


図 7.11 H 形ガスタービン用低 NOx 燃焼器
〔原図：GE Power Systems, GER-3935B, p.10〕

給される。全予混合モードでは、燃料はスウォズル (Swizzle, Swirler と Nozzle との合成語) と呼ばれる燃料ノズルにより供給され、所要の予混合気の形成を確保するとともに、逆火防止の効果を果たしている。トランジションピースは 2 重構造になっており、外筒に設けられた複数の空気孔から流入する空気により内筒をインピンジメント冷却する。また、燃焼器ライナ内筒の冷却には、ライナ外表面に設けた乱流促進機構 (タービュレータ) を利用している。トランジションピース及び燃焼器ライナの冷却には圧縮機吐出空気が利用され、それらを冷却した空気は予混合燃焼用空気として利用される。

表 7.1 国内の 1,500℃級ガスタービン複合サイクル発電所

		東北電力株 東新湯火力発電所 4-1号系列	東北電力株 東新湯火力発電所 4-2号系列	東京電力株 川崎火力発電所 1号系列	中部電力株 新名古里火力発電所 8号系列	東京電力株 富津火力発電所 4号系列	関西電力株 堺港発電所
初号機運転開始		1999年7月	2006年12月	2007年6月	2008年4月	2008年7月	2009年4月予定
系列出力, MW		1,610		1,500	1,534	1,520	2,000
軸出力, kW		—		500,000	400,000	507,000	400,000
熱効率 (計画値)	%HHV	50.0		53.0	約 52	53.0	約 52
	%LHV	55.3		58.6	約 58	58.6	約 58
使用燃料		LNG		LNG	LNG	LNG	LNG
ガスタービン	形式	開放サイクル—軸式 三菱 M701G1	開放サイクル—軸式 三菱 M701G1 改良形	開放サイクル—軸式 三菱 M701G2	開放サイクル—軸式 三菱 M501G	開放サイクル—軸式 GE MS9001H	開放サイクル—軸式 三菱 M501G
	単機出力, kW	270,000	284,000	333,000	268,800	345,000	268,100
	台数	2	2	3	4	3	5
	タービン入口温度, °C	1,450 (燃焼器出口)	1,450 (燃焼器出口)	1,500 (燃焼器出口)	1,500 (燃焼器出口)	1,484 (1段動翼入口)	1,500 (燃焼器出口)
	回転速度, rpm	3,000	3,000	3,000	3,600	3,000	3,600
	空気圧縮機	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 14 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式	軸流 18 段 入口案内翼可変式	軸流 17 段 入口案内翼可変式
	燃焼器 (NOx 低減対策)	マルチキャン形×20 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×20 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×20 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×16 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×14 個 (予混合燃焼)	マルチキャン形×16 個 (予混合燃焼)
	タービン (冷却翼)	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕	軸流 4 段 〔(蒸気) 1, 2 段動静翼 (空気) 3 段動静翼〕	軸流 4 段 〔動翼: 1~3 段 静翼: 1~3 段〕
	ロータ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ	2 軸受支持 コールドエンドドライブ
	排気方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向	軸方向
蒸気タービン	形式	TC2F-40.5	TC2F-48	TC2F-35.4	SCSF-45	TCDF-33.5	SCSF-45
	単機出力, kW	265,000	272,000	167,000	131,200	162,000	131,900
排熱回収 ボイラ	形式	縦置自然循環 (三重圧再熱)	縦置自然循環 (三重圧再熱)	縦置自然循環 (三重圧再熱)	縦置自然循環 (三重圧再熱)	横置自然循環 (三重圧再熱)	縦置自然循環 (三重圧再熱)
	蒸発量 (HP/IP/LP), t/h	281/75/65	291/75/61	360/100/70	290/75/50	378/60/40	285/80/60
	缶数	2	2	3	4	3	5

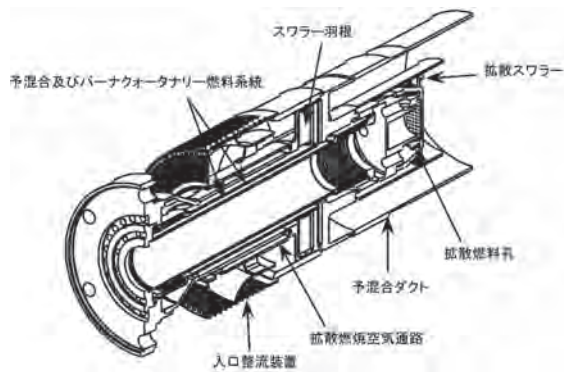


図 7.12 低 NOx 燃焼器燃料噴射ノズル
〔火力原子力発電, Vol.54, No.10, p.67, 2003〕

H 形ガスタービンの第 1 の特徴である高温化を達成するために、タービン第 1 段及び第 2 段動静翼に回収形蒸気冷却方式が適用された。これにより、タービン第 1 段動翼入口温度 1,430°C 以上が実現された。図 7.13 は第 1 段動静翼の外観である。回収式冷却機構であるため、冷却蒸気は蒸気タービンに環流され動力回収されるとともに冷却媒体のガス通路部への吹き出しによる主流ガスの温度低下が避けられ、同じタービン動翼入口温度に対し低い燃焼温度が実現される。また、第 1 段動静翼には高温強度の優れた単結晶 (SC) 材を使用し、従来の空冷翼と同等の寿命を実現している。遮熱コーティング (TBC) は、タービン第 1 段及び第 2 段動静翼に適用している。

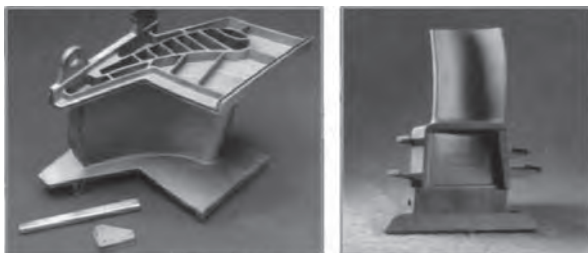


図 7.13 第 1 段静翼及び動翼 (SC 翼)
〔GE Power Systems, GER-3935B, p.8〕

また、これまでの GE ガスタービンには見られなかったガスタービン冷却空気冷却装置が設けられた。空気圧縮機の吐出空気はこの冷却装置で冷却され、タービン第 2 段静翼後縁や空気圧縮機車軸の冷却などに使用される。さらに、GT クリアランスコントロール装置も設置されており、起動・停止時はケーシングを加温して空気圧縮機及びガスタービン動翼のクリアランスを確保、維持し、負荷運転時にはケーシングを冷却して最適クリアランスにまで狭めることで性能向上を図っている。なお、このクリアランスコントロール装置は、循環圧縮機、冷却器及び加熱器から構成さ

れ、ケーシングの加温と冷却には空気を使用している。
表 7.1 に、国内に設置されている 1,500°C 級ガスタービン複合サイクル発電所の仕様諸元を示す。

注：

- (1) 梅村他：「1500°C 級 501G 形ガスタービンの開発」, 三菱重工技報, Vol. 34, No. 4, pp. 226-229 (1997)
- (2) 梅村他：「最新鋭 1500°C 級ガスタービンの開発・運転状況」, 三菱重工技報, Vol. 35, No. 1, pp. 2-5 (1998)
- (3) 塚越他：「高効率ガスタービンの運転実績と今後の開発動向」, 三菱重工技報, Vol. 44, No. 4, pp. 2-7 (2007)
- (4) 門脇他：「富士・シーメンスガスタービン」, 火力原子力発電, Vol. 59, No. 10, pp. 72-76 (2008)
- (5) 塚越他：「1500°C 級 M501H 形ガスタービンの実負荷試運転結果」, 三菱重工技報, Vol. 39, No. 3, pp. 116-119 (2002)
- (6) 佐藤：「1500°C 級 H 型ガスタービンについて」, 日本エネルギー学会誌, Vol. 86, No. 7, pp. 443-446 (2007)
- (7) 松下他：「環境調和型 H システムコンバインドサイクル発電所」, 東芝レビュー, Vol. 63, No. 9, pp. 17-22 (2008)

8 | まとめと考察

わが国初のガスタービン発電所が誕生してから約50年、様々な技術の開発や発展、淘汰があった。本論では、系統化調査を通じてガスタービンの技術開発の歴史を振り返り、エポックメイキングな技術、キーテクノロジー及び周辺技術が時代の流れの中で、相互にどのような関係にあり、一つの技術の源流となったものが何であったかを明らかにした。

戦後間もない時期、わが国でガスタービンの本格的な研究が開始され、昭和20年代後半には、各社がこぞって試作機を完成させた。黎明期に誕生したガスタービンは、再生サイクル、中間冷却サイクル、再燃サイクルなど、熱力学的サイクルの工夫によって、自身の効率の悪さを補う努力がなされてはいたが、それでも総合熱効率は、蒸気タービンやディーゼルエンジンと競合できるレベルからはほど遠いものであった。一方、ガスタービンの開発では20年以上先行していた欧米諸国では、既に商用ガスタービンの生産体制を整え、発電用や機械駆動用の分野でガスタービンの活躍の場を見だしていた。先行する欧米との技術及び経験の隔たりは歴然としており、昭和30年代後半になると、国内のガスタービンメーカーは、積極的に彼らの技術を採用し、本格的に商用機の生産を開始した。特筆すべきは、ガスタービンを構成するサイクルとしては、最もシンプルな開放単純サイクルガスタービンが主流となったことである。まさに、「簡単なもの」が生き残ったのである。

わが国に大型ガスタービンが根付くきっかけとなった背景として、昭和30年代から40年代にかけての高度経済成長期における電力需要の急増と、昭和50年代から行われた火力発電用燃料としてのLNGの導入があげられる。

高度経済成長期には、三種の神器と呼ばれたテレビ、洗濯機及び冷蔵庫の一般家庭への普及に加え、それに続く冷房の普及などによって、最大電力の夏季ピークはますます先鋭化し、需要に電源開発が追いつかない状況にあった。一般火力や原子力発電に比べて、建設期間が短く、起動停止が容易で、据付面積も小さく、自動運転が可能なガスタービンが、ピーク対応の発電所として大きな役割を果たした。

LNGの導入は、火力発電の主流であった汽力発電システムを大幅に上回る熱効率が期待できる蒸気・ガス複合サイクル発電採用のきっかけともなった。これを機に、蒸気タービンに代わって、ガスタービンが火

力発電の主機の役割を担うこととなり、さらなる高効率化を目指して性能改善が続いてゆく。

ガスタービンの性能向上の歴史は、タービン入口温度上昇の歴史でもある。タービン入口温度の高温化は、性能の向上に最も有効な手段であるが、その一方で、ガスタービンから排出される窒素酸化物(NO_x)は指数関数的に増大する。 NO_x 発生量を抑制しつつ性能を向上させるという難題を解決したのが、予混合燃焼器の登場である。水や蒸気に頼らず NO_x を大幅に低減させることができるこの予混合低 NO_x 燃焼器は、日本で初めて実用化された世界に誇れる技術である。

タービン翼に使用される超耐熱合金の耐熱温度は、ほぼ飽和状態に達しており、翼内部の高度な冷却構造、熱応力低減のための結晶制御、遮熱コーティングの採用などがタービン入口温度の上昇を支えてきた。また、近年盛んに導入されるようになった計算流体力学(CFD)による解析技術は、要素効率の向上のみならず燃焼器や翼の冷却設計に大きく貢献している。

わが国のガスタービン技術史を語るうえで忘れてはならないのが、「高効率ガスタービン」プロジェクトの存在である。国立試験研究機関及び民間企業14社が設立した「高効率ガスタービン技術研究組合」が、1978年から10年間わたって、総合熱効率55%LHV、タービン入口温度 $1,500^\circ\text{C}$ 、出力100MW級ガスタービンの開発に挑戦した。プロトタイプ機が完成し実負荷試験も行われたが、実用機の完成には至らなかった。しかしながら、このプロジェクトをきっかけとして、海外企業の技術から脱却し、わが国独自の技術で開発・製作された新世代の国産ガスタービンが登場し、商用化された。「高効率ガスタービン」で設定された非常に高い目標に立ち向かうことで、ガスタービンエンジニアに蓄積され、受け継がれた技術力の結晶に他ならない。この新世代ガスタービンの成功により、三菱重工は、ライセンスとの技術提携を解消し、自社の技術で大型ガスタービンを開発し製造する世界でも数少ないメーカーの一つとなった。

大型ガスタービンは、ガスタービンが市場を作り、市場がガスタービンを育てるという形で発展を続け、最新鋭機を用いた複合サイクル発電では、熱効率は、既に59%LHVのレベルにまで達した。2005年に発効した京都議定書において、日本は2012年までに1990年の CO_2 総排出量の6%削減目標の達成が必要とされており、資源及びエネルギーの有効利用が一層強く望

まれている。現在進行中の 1,700°C級ガスタービンの開発や、石炭を燃料とした IGCC 商用機の早期実現が、地球環境の改善の一助となることは間違いない。

高効率化及び低公害性のポテンシャルが高いガスタービンは、今後のさらなる発展の可能性を秘めている。

謝辞

本稿を執筆するにあたり、多方面の方々から資料や情報の提供はもとより、記述内容に対する貴重なご意見を寄せていただいた。組織名と主な方々の氏名だけを掲げたが、このほかにも多くの方々にご協力をいただいたことを付記して、深くお礼を申し上げたい。

出光興産株式会社 徳山製油所
川崎重工業株式会社 ガスタービン・機械カンパニー
新日本石油精製株式会社 川崎製油所
新日本石油精製株式会社 水島製油所
東京電力株式会社 電気の史料館
株式会社東芝 電力システム社京浜事業所
東北電力株式会社 東新潟火力発電所
日本工業大学 工業技術博物館
株式会社日立製作所
東日本旅客鉄道株式会社 川崎発電所
富士電機システムズ株式会社
三井造船株式会社 玉野事業所
三菱重工業株式会社 高砂研究所
三菱重工業株式会社 高砂製作所
三菱重工業株式会社 長崎造船所
横浜国立大学 工学研究院システムの創生部門
株式会社リョーイン 高砂営業所

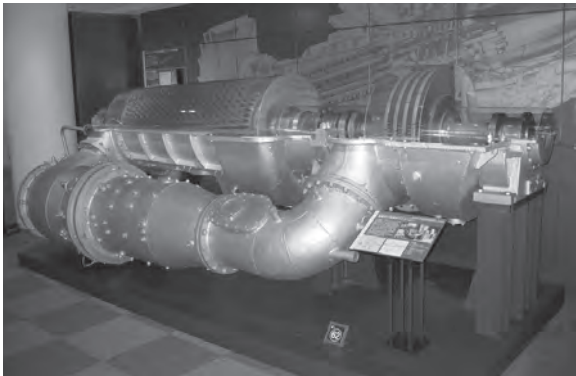
板垣和男氏、河村好雄氏、岩瀬保則氏
杉本隆雄氏、田中良造氏
鍋島弘樹氏
岩永 隆久氏
大木 功氏
本間友博氏、坂本昭博氏
松崎裕之氏
丹治 明氏
安田耕二氏、西島庸正氏
栗山秀春氏、大井昭彦氏、齊藤英紀氏
杉本雅則氏
高木俊幸氏、楠 房雄氏
田中量久氏、間瀬麻沙子氏
有村久登氏、西本憲司氏、山田晋也氏
太田一広氏、大津留 栄氏、吉田齋臣氏
高木純一郎氏
出島健太郎氏

神奈川県立川崎図書館
社団法人 日本ガスタービン学会
日本内燃機関連合会

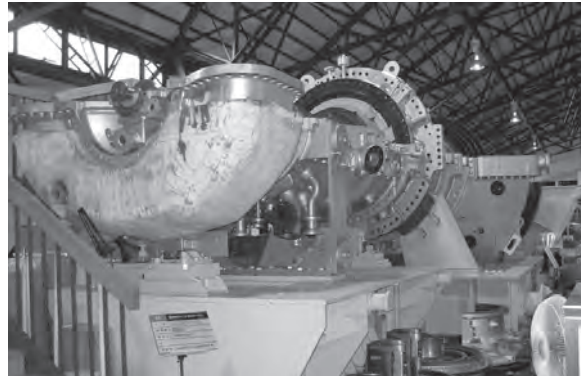
登録候補一覧

番号	名称	資料形態	所在地	製作者	製作年	選定理由
1	国産発電用 1号ガスタービン	実機	東京電力 電気の史料館	石川島芝浦タービン	1949	戦後、わが国でも産業用ガスタービンの研究が開始され、発電用として完成した第1号ガスタービン。
2	MW-171 形ガスタービン (初号機)	実機	三菱重工業 高砂製作所	新三菱重工	1963	新三菱重工(現、三菱重工業)が、米国ウェスチングハウス社と技術提携し製作した商用ガスタービンの第1号機。
3	大型排熱回収 複合サイクル発電所 (JR 川崎発電所 1号機)	実機	東日本旅客鉄道 川崎発電所	日立製作所	1981	わが国初の大型ガスタービンによる本格的な排熱回収式複合サイクル発電所。ガスタービンは当時の最大容量機であった。
4	高効率ガスタービン AGTJ-100A	実機	日本工業大学 工業技術博物館	高効率ガスタービン 技術研究組合	1983	ムーンライト計画のもとで国と民間が一体となって総合熱効率 50%LHV を目指し完成させた高効率レヒートガスタービン。
5	1,100°C 級予混合 低 NOx 燃焼器	実機	東北電力 東新潟火力発電所	三菱重工	1984	世界で初めて予混合燃焼方式を採用し、水や蒸気に頼らずに画期的な低 NOx 化を達成した燃焼器。
6	SB60C-M 形ガスタービン (初号機)	実機	新日本製油精製 川崎製油所	三井造船	1985	海外メーカの技術に頼ることなく、国内メーカが純国産技術で独自に開発した二軸式ガスタービン。

登録候補写真



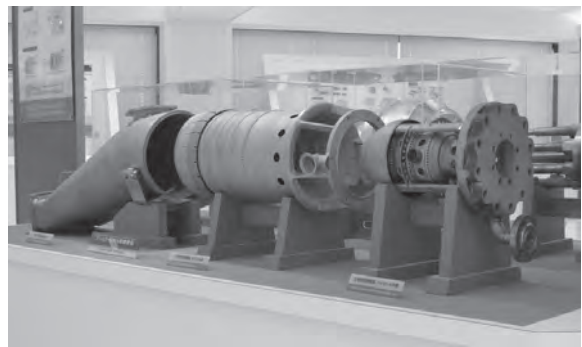
登録候補 No.1: 国産発電用 1 号ガスタービン
〔東京電力・電気の史料館〕



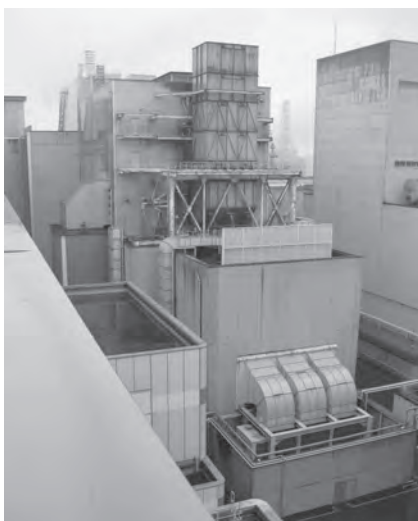
登録候補 No.4: 高効率ガスタービン AGTJ-100A
〔日本工業大学・工業技術博物館〕



登録候補 No.2: MW-171 形ガスタービン(初号機)
〔三菱重工・高砂製作所〕



登録候補 No.5: 1,100°C 級予混合低 NOx 燃焼器
〔東北電力・聖籠コンバインドサイクルミュージアム〕

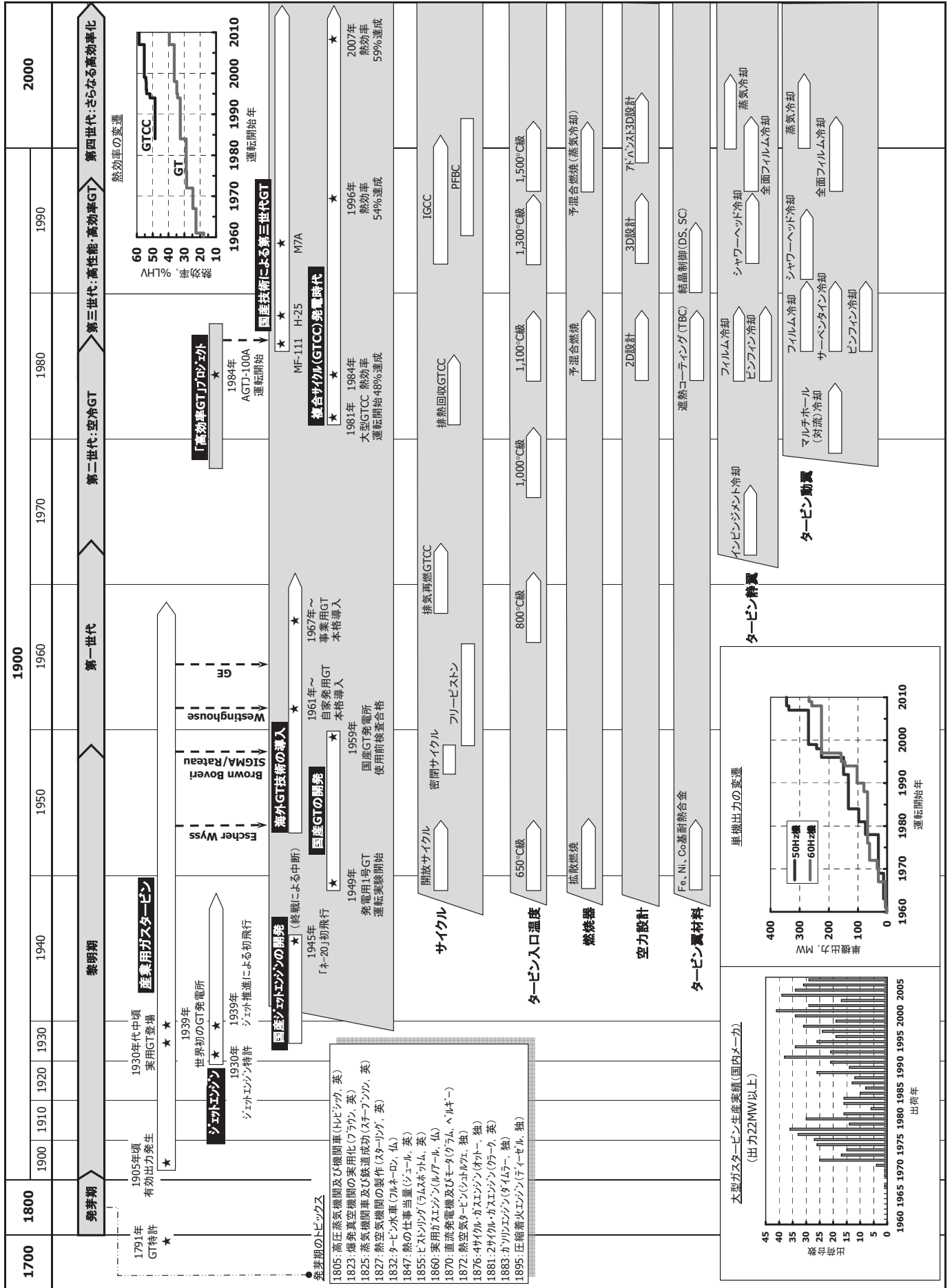


登録候補 No.3: 大型排熱回収複合サイクル発電所
〔東日本旅客鉄道・川崎発電所〕



登録候補 No.6: SB60C-M 形ガスタービン(初号機)
〔新日本石油精製・川崎製油所〕

産業用大型ガスタービン技術の系統図



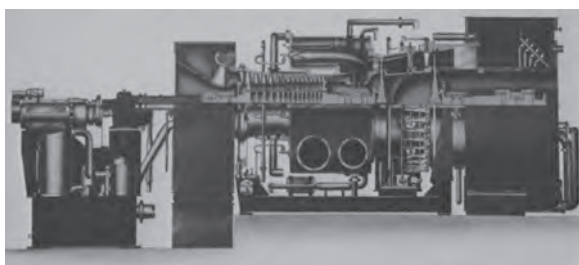
付録 | 技術史に足跡を残すガスタービン^{(1)(II)}

1950年代後半から1960年代前半にかけて、東芝、三菱重工及び日立製作所は、先行する海外技術を積極的に導入し、本格的な商用ガスタービンの生産体制を整えた。これらのメーカーは、ライセンス生産を続けるかたわら、ライセンスのラインナップにはない新たな機種の開発も手がけた。また、三井造船は、産業用ガスタービンに関しては、海外の技術に頼ることなく、独自技術でガスタービンの開発を進めSBシリーズガスタービンを完成させた。

以下に、わが国のガスタービン技術史に足跡を残したガスタービンについて概説する。

(1) 日立 MS7002 形⁽¹⁾

ガスタービンが利用され始めた1960年代は、ガスタービンは容量的には小型であったが、需要の伸びとともに必要とされる容量も大型化していた。特に、液化天然ガス(LNG)プラントのガス圧縮機駆動用として、また、大型船舶推進用として、2軸形ガスタービンの大型化が望まれていた。このような世情を背景に、日立製作所はGE社と協同で、代表的な二軸ガスタービンMS5002をスケールアップしたMS7002(付図1)を開発した。



付図1 日立-GE MS7002形(1974)
〔日立評論, Vol.56, No.11, p.42, 1974〕

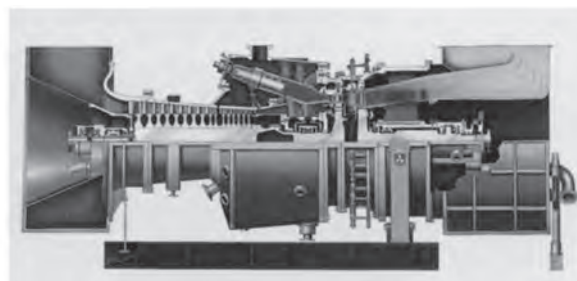
第2段タービン(出力タービン)は、リンク機構によりノズルの取り付け角度を操作できる構造で、これによってノズルの流路面積が調整される。その結果、運転の柔軟性が得られ、運転条件の変化に対して最適な運転状態を保持することができる。

(2) 三菱 MW-252 形⁽²⁾

1975年頃、天然ガスパイプラインや石油化学プラント用の大型圧縮機をガスタービンで駆動する計画が相次いで発表された。それまで機械駆動用の2軸ガスタービンを持たなかった三菱重工は、それらの商談に対処するため、1976(昭和51)年、25MW級MW-252B(付図2)を開発した。

空気圧縮機は、当時既に実績のあったMW-251Bの圧縮

機の前方段を取り除いて使用、燃焼器については、MW-251Bと同一のものを使用し、完全互換性を持たせている。



付図2 三菱 MW-252 形(1976)
〔写真提供：三菱重工業(株)〕

出力タービン(低圧タービン)は、回転数や負荷の広範囲の変動に対し安定した高効率運転を維持するために、入口側が半径方向に通路面積を急拡大させた固定翼、出口側のフラップ部を平行通路形状としたフラップ式静翼を採用しスロート面積を制御している。また、三菱ガスタービンとしては初となるシュラウド付きの動翼を採用し可変速タービンに不可欠な振動強度を持たせている。このシュラウド構造の技術は、後の大型ガスタービンの開発にも活かされた。

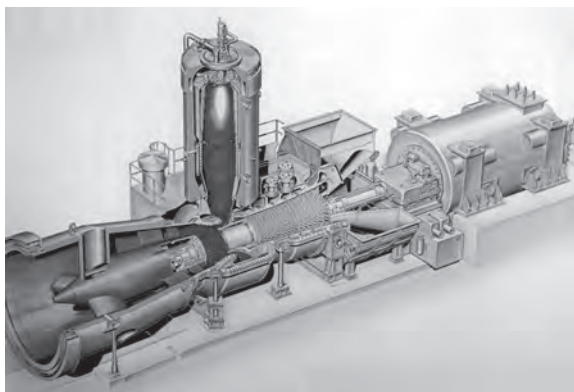
1978(昭和53)年には、空気圧縮機前方に1段を追加、吸い込み空気量を増加し30MW級のMW-252Cとして大容量化が図られた。現在も燃焼器実圧燃焼試験装置の高圧空気源圧縮機駆動用として使用されている。

(3) 東芝 13D 形

13D(付図3)は、ブラウン・ボベリ社(BBC)の新機種開発の先駆けとなった機種である。BBCのこれまでのガスタービンは、空気圧縮機とタービンは、各々独立したロータを持ち、それぞれが2個の軸受で支持され、軸継手フランジで結合されていた。13Dでは、それらが溶接による一体構造となり、そのロータ全体を2軸受で支持する方式となった。

ケーシングについても、遮熱ケーシング、内部ケーシング等を溶接構造の外部ケーシングで包む二重構造として一体化した。燃焼器は、従来の2重構造単缶形を踏襲しているが、外部ケーシングに垂直に立てる構造とし、燃焼器とタービンとを繋ぐ高温ガスダクトが省略された。

13Dは、東芝で4台が製造され、1977年、イランに向け出荷されたが、イラン革命やイラン・イラク戦争の煽りで、1990年にプロジェクトが終了したことにより本来の性能を発揮する機会は得られなかった。



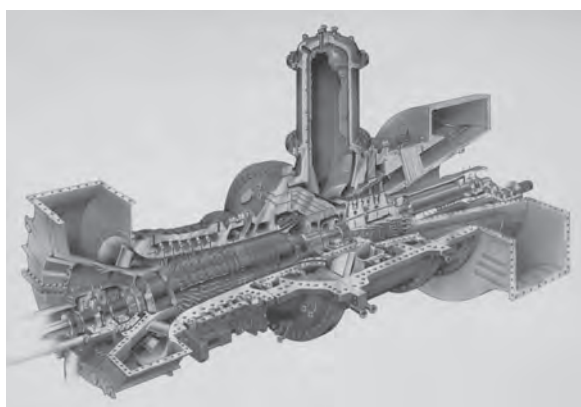
付図3 東芝-BBC 13D形
〔写真提供：(株)東芝〕

(4) 三井造船 SB60C-M形⁽³⁾

三井造船は、独自の技術により SB シリーズガスタービンのラインナップを充実させていた。1976 年に開発に着手した SB60C-M (付図 4) は、機械駆動用にも適用可能な二軸式ガスタービンで、産業用でありながら、航空転用形ガスタービンにも匹敵する高い熱効率を有する。また、単筒形の燃焼器を採用することで、多様な燃料に対応することができ、特に低カロリーガスに対しては、600 kcal/m³N までの対応が可能となった。

商用機第 1 号は 1985 年、浮島石油化学(株) (現、新日本石油精製(株)川崎製造所) に納入され現在も稼働中である。

1988 年には、「高効率ガスタービン」プロジェクトの成果を採り入れ、タービン入口温度を 1,100°C に上げ、一軸形とした SB60D に発展した。

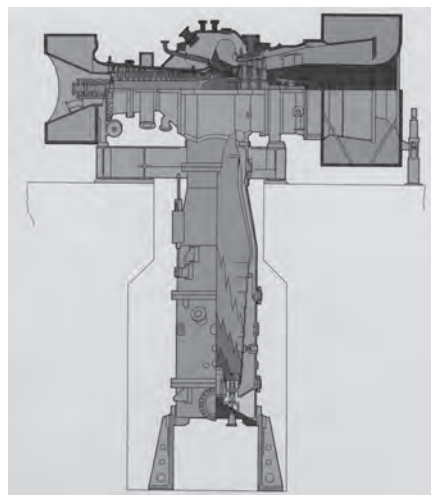


付図4 三井造船 SB60C-M形 (1982)
〔原図：三井造船カタログ〕

(5) 三菱 MW-151 形⁽⁴⁾⁽⁵⁾

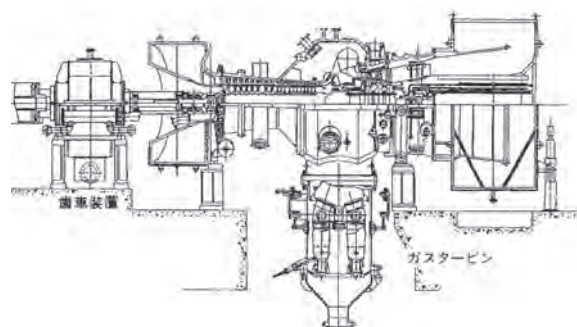
MW-151 (付図 5) は、MW-251B からのスケール設計の手法で設計・製作された、当時、世界でも類を見ない 1,000°C 超級の高温ガス焼きガスタービンである。

製鉄所副生ガスを主燃料とする自家発電設備の総合発電効率の向上及び非常時における製鉄所内保安電源の供給信頼性を確保する目的で、1982 年、新日本製鐵(株)釜石製鐵所に導入された。



付図5 三菱 MW-151 形 (1982)
〔原図：三菱重工カタログ〕

1991 年に(株)中山製鋼所に納入された MW-151 (付図 6) では、タービン入口温度を約 60°C 上昇させ性能向上が図られた。燃焼器は、空気バイパス弁付きマルチチャン形 4 本を一つに集合させ、その燃焼ガスをスクロールに導くユニークな構造である。



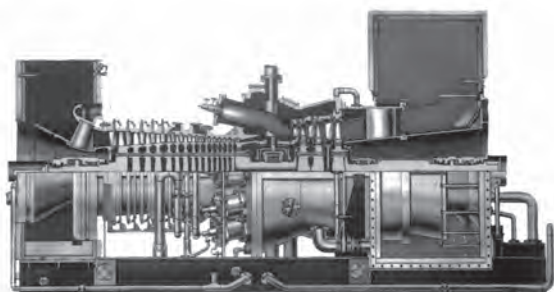
付図6 マルチチャン形燃焼器の MW-151 形 (1991)
〔三菱重工技報, Vol.28, No.6, p.600, 1991〕

(6) 東芝 25,000kW ガスタービン⁽⁶⁾

1987 年、東芝は、ガスタービンの開発を集約・統合し、京浜事業所にガスタービン開発設備を完成させた。

この設備で使用されるガスタービン (付図 7) は、空気源圧縮機を、回転数及び圧力比 (負荷) の広い範囲で運転できるよう 2 軸形として設計された。性能的には、作動域の狭い高圧軸圧縮機は、できるだけ定格回転速度近い領域で運転することが好ましく、そのた

め、2軸形ガスタービンでは、高圧系と低圧系とのエネルギーバランスを可変にする必要がある。その方法として、このガスタービンでは、将来的な1軸形への発展も考慮し、圧縮機入口案内翼に加え、1段から4段の静翼に可変機構を採用した。

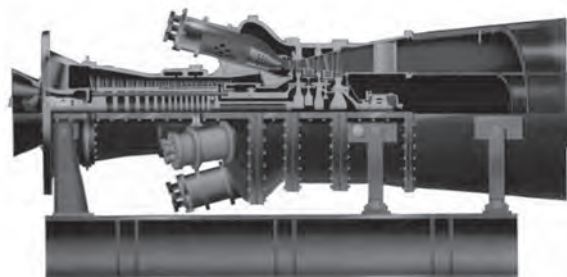


付図7 東芝 25MW ガスタービン (1987)
 [産業技術歴史継承調査-我が国のガスタービン技術の独創性と創造性に関する調査編, NEDO, p.31, 2003]

(7) 日立 -GE MS6001FA 形⁽⁷⁾

MS6001FA ガスタービン (付図 8) は、日立製作所が GE と共同で開発した 1,300°C級ガスタービンで、先行機種である MS7001F/FA からの相似設計の手法で開発され、そのスケール比は 0.69 である。18 段の軸流圧縮機、6 個のマルチキャン形燃焼器及び 3 段のタービ

ンで構成され、タービンの第 1 段及び第 2 段の動翼と 3 段すべての静翼が空気圧縮機の抽気を用いて冷却されている。これまでに国内に 5 台が導入された。



付図 8 日立 -GE MS6001FA 形 (1996)
 [写真提供: (株)日立製作所]

本付録で紹介した機種の中には、市場が目論見どおりには動かず、1 台のみの製作で、量産されることなく終わった機種もある。しかしながら、国内メーカが自ら設計し、作成した図面をもとに実機を完成させ運転を行った経験は、その後のガスタービン開発技術及び製造技術の発展に活かされており、非常に意義深いものがあると言える。

付表 1 に本付録で紹介したガスタービンの仕様諸元を示す。

付表 1 ガスタービンの仕様諸元

製造者 モデル名	日立製作所 MS7002	三菱重工 MW-252B	東芝 BBC 13D	三井造船 SB60C-M	三菱重工 MW-151	東芝 25MW ガスタービン	日立製作所 MS6001FA
完成年	1974	1976	1977	1982	1982	1987	1996
製作台数	1	1	4	6	3	1	5
形式	開放サイクル 二軸式	開放サイクル 二軸式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 二軸式	開放サイクル 一軸式	開放サイクル 二軸式	開放サイクル 一軸式
出力, kW	46,500	25,670	77,000	13,070	13,890	27,300	70,100
流量, kg/s	239(排ガス)	117(排ガス)	351(吸気)	58.3(排ガス)	93(排ガス)	139(排ガス)	196(吸気)
圧力比	8	7	10.0	12.4	11	11	14.9
タービン 入口ガス温度, °C	926 (第 1 段動翼入口)	1,020 (燃焼器出口)	1,040 (ISO 比較算定温度)	1,000 (燃焼器出口)	1,019 (燃焼器出口)	1,000 (燃焼器出口)	1,288 (第 1 段動翼入口)
熱効率, %LHV	26.1	26.8	29.5	30.7	21.1	28.1	34.2
回転速度, rpm	HP: 3,600 LP: 3,000	HP: — LP: 4,650	3,000	HP: 6,780 LP: 5,680	6,680	HP: 5,100 LP: 5,100	5,250
空気圧縮機	軸流 15 段 IGV 可変式	軸流 15 段	軸流 17 段	軸流 16 段 IGV 及び 1~5 段静翼可変式	軸流 18 段 IGV 可変式	軸流 15 段 IGV 及び 1~4 段静翼可変式	軸流 18 段 IGV 可変式
燃焼器	マルチキャン形 × 12 個	マルチキャン形 × 8 個	単缶形	単缶形	単缶形	マルチキャン形 × 10 個	マルチキャン形 × 6 個
タービン (空気冷却翼)	HP: 軸流 1 段 LP: 軸流 1 段	HP: 軸流 1 段 (1 段動翼) LP: 軸流 1 段	軸流 5 段 (1 段動翼)	HP: 軸流 2 段 (1 段動翼) LP: 軸流 2 段	軸流 3 段 (3, 2 段静翼 及び 1 段動翼)	HP: 軸流 2 段 (1, 2 段静翼及び 1 段動翼) LP: 軸流 1 段	軸流 3 段 (1, 2 段動翼及び 1~3 段静翼)

参考文献

- (I) 「日本のガスタービンの歩み」, 日本ガスタービン学会 (2002)
- (II) 「産業技術歴史継承調査 我が国のガスタービン技術の独創性と創造性に関する調査編」, 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (2003)
- 注:
- (1) 小島他: 「大容量2軸形ガスタービンの開発」, 日立評論, Vol. 56, No. 11, pp. 41-46 (1974)
- (2) 大久保: 「三菱 30,000KW クラス2軸ガスタービン (MW-252)」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 6, No. 22, pp. 59-60 (1978)
- (3) 兼田: 「三井・SB60C-M型産業用ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 10, No. 39, pp. 62-64 (1982)
- (4) 鈴木他: 「新日本製鐵(株)釜石製鐵所 高炉ガス焚ガスタービン・コンバインド発電設備の概要と運転実績」, 火力原子力発電, Vol. 34, No. 8, pp. 77-91 (1983)
- (5) 小森他: 「37MW BFG だき一軸形ガスタービンコンバインドサイクル発電プラント」, 三菱重工技報, Vol. 28, No. 6, pp. 598-602 (1991)
- (6) 岡村他: 「2軸ガスタービンの圧縮機運転特性」, 第18回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp. 87-94 (1990)
- (7) 三田寺他: 「(株)日立製作所 日立臨海発電所」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 30, No. 1, pp. 72-73 (2002)

国立科学博物館 技術の系統化調査報告 第13集

平成21(2009)年5月29日

- 編集 独立行政法人 国立科学博物館
産業技術史資料情報センター
(担当：コーディネイト・エディット 永田宇征、エディット 大倉敏彦・久保田稔男)
- 発行 独立行政法人 国立科学博物館
〒110-8718 東京都台東区上野公園 7-20
TEL：03-3822-0111
- デザイン・印刷 株式会社ジェイ・スパーク