

## ■ 要旨

ガス機関は原動機の間であるが、広く世間に知られているガソリン機関、ディーゼル機関、蒸気機関、ガスタービン（ジェットエンジン）などに比べるとややマイナーな存在であったと言えると思う。しかし外燃機関である蒸気機関を除くと、内燃機関としては最も古い原動機であり、1820年ころから実用化が始まり、1910年代には世界で最も活躍した原動機であることも一般には知られていない。

しかし近年の大気汚染防止や温暖化防止など、地球環境保全が強く叫ばれている中でクリーンなエネルギーである天然ガスを燃料とするガス機関は環境に優しい原動機として、再び脚光を浴びている。

最初に実用化された原動機は、1712年にイギリスで発明された蒸気機関で、炭鉱の水を汲み上げるポンプ用としてこの蒸気機関が重宝され、それまで使われていた馬を炭鉱から追放したとのことである。しかし蒸気を水で冷やす際にシリンダの壁も一緒に冷やされるため、熱効率は1%程度であった。1760年代に産業革命が興ると蒸気機関は多用されたが、このころに登場したジェームス・ワット（英）は効率向上に取り組み、復水器を発明して効率を5%にまで向上させた。

1792年にイギリスで石炭ガスの生成法が発明されて、ガス機関が考案された。1823年に作られたガス機関は、初期の蒸気機関と同様に爆発真空機関であり、熱効率は約10%と云われているが、信頼性の面でまだ蒸気機関を駆逐するまでには至らなかった。

1860年、ルノアール（仏）が発明した複動式・電気点火のガス機関は、無圧縮であったため熱効率は約4%であったが、非常に滑らかに運転できたので評判が良く、多方面で使用された。

1876年にニコラス・オットー（独）はダイムラーらと、4サイクル・ガス機関を発明し、実用化した。熱効率は約14%に向上してガス機関は確固たる地歩を築き、世界中に普及して行った。

こうしてガス機関は全盛期へと向かい、1910年代には3000馬力という巨大ガス機関が生まれたが、第一次世界大戦の終結（1918年）とともに、移動動力用として取り扱い易い液体燃料を使うガソリン機関やディーゼル機関に原動機としての主要な地位を奪われ、1930年代にはほとんどその姿を消した。因みにガソリン機関は1883年にダイムラーによって実用化され、ディーゼル機関は1893年にルドルフ・ディーゼル（独）によって発明され、1897年に実用化された。

わが国にはガス機関は1882年（明治15年）に初めて輸入され、吸入ガス発生装置が普及するとまだ電気がない地方の工場や小型船舶の動力用として広く使用され、太平洋戦争前まで多くの小型ガス発動機やガス機関が全国で活躍した。

ガス機関に復活の兆しが見えたのは、1950年代に入り中東で大油田が発見され、同時に発生する天然ガスを有効に活用するため、1960年代に液体燃料とガス燃料を併用できるデュアルフューエル（DF）機関が開発されてからである。1959年にはLNG船が試作され、世界各地で天然ガスが利用できるようになると、ガス機関やDF機関が再び普及し始めた。

1986年に電力に関する規制緩和があり、コスト低減を重視する企業にコージェネレーション（熱電併給）システムのキーハードとして、各種の原動機が採用されたが、ディーゼル機関に比べて熱効率が低いガス機関は、NOxの規制が厳しい大都市の近辺に限られた。

しかし環境保護政策が強化されると、環境に優しいガス機関が注目されるようになり、2000年ころからエンジンメーカーもこの動きに呼応して、精力的に技術開発を続けた。技術開発の命題は環境保護と経済性の追求であり、開発の過程で希薄燃焼方式の実用化、マイクロパイロット着火方式の実現、ミラーサイクルの採用、ノッキング抑制技術の開発、電子制御技術の応用など数々の新技術を生み出してきた。その成果として、ガス機関の熱効率や出力はディーゼル機関とほぼ匹敵するまでに向上し、同時に低NOx化も達成してコージェネのキーハードの主演として成長を遂げてきた。

近年では、船舶用機関の分野でもLNGや天然ガスを燃料とするガス機関やDF機関が開発され、北欧のフェリーやLNG船の主機関として採用が増えている。

このように社会状況の変化の中で、ガス機関は一度世の中から忘れ去られたが、第2次大戦後復活を果たし、近年は地球環境保護運動の活発化に伴って大きな注目を集めて国内外のメーカー各社はこぞって高性能ガス機関の開発に注力してきた。本稿は主に1980年（昭和55年）以降のわが国のエンジンメーカーのガス機関関係の開発技術について、系統化調査を行った結果についてまとめた。

## ■ Abstract

Although gas engines are prime movers of one sort, their existence is rarely recognized in comparison with widely known gasoline engines, diesel engines, steam engines, and gas turbines. However, gas engines are the oldest prime movers as internal combustion engines if steam engines, which are external combustion engines, are excluded, and it is not well known by the public that its practical application started around 1820. In fact, it was the prime mover which provided the most remarkable service throughout the world during the 1910s.

However, amid calls for global environmental protection such as air pollution prevention and global warming prevention, gas engines have been highlighted again recently as environmentally friendly prime movers that use natural gas, a clean energy source.

The prime mover put into practical use for the first time was a steam engine invented in the UK in 1712. It was greatly appreciated for use for pumps that pumped water from the coal mines, and it is said that horses that had been used up to then were set free. Nevertheless, cylinder walls needed to be cooled when steam was condensed by water, the eventual thermal efficiency of the steam engines remained as low as 1%. Although steam engines were used widely after the advent of the Industrial Revolution in the 1760s, improvement of efficiency was sought subsequently, and James Watt (UK) appeared on the scene to invent a condenser, which improved efficiency up to 5%.

In 1792, a coal gas production method was invented in UK, and then gas engines were devised. The gas engine produced in 1823 was an explosion vacuum engine similar to steam engines at an early stage. Its thermal efficiency was about 10%, but this gas engine was unable to overtake steam engines from the perspective of reliability.

In 1860, Renoir (France) invented a double-acting and electric ignition type gas engine. Its efficiency was only about 4% due to the non-compression system. However, this engine was accepted with good reputation because of its very smooth operation, and so it was used in various sectors.

In 1876, Nicholas Otto (Germany) invented a four-cycle gas engine jointly with Daimler and others and succeeded in its practical application. The thermal efficiency of this engine was improved to about 14%. Gas engines then established a definite presence and became widely used throughout the world.

As described earlier, gas engines entered their heyday: gas engines as powerful as 3000 horsepower were produced in the 1910s. When World War I ended (1918), gas engines' position as the principal prime mover was supplanted by gasoline engines and diesel engines, which are easily handled as portable power and which use liquid fuel. Gas engines almost disappeared in the 1930s. Incidentally, gasoline engines were put into practical use by Daimler in 1883 and the diesel engine was invented by Rudolf Diesel (Germany) in 1893. It was put into practical use in 1897 by him.

In Japan, gas engines were imported for the first time in 1882 (Meiji 15). After suction gas generators became popular, gas engines were used extensively in local factories where no electricity was available and were used for propulsion of small vessels. Many small-sized gas movers and gas engines played active roles nationwide until the outbreak of war in the Pacific.

Revival of the gas engine occurred when large oilfields were discovered in the Middle East in the 1950s and when dual fuel (DF) engines capable of burning both liquid fuel and gas fuel were invented in the 1960s for effective utilization of natural gas emitted from the oilfields. In 1959, an LNG tanker was constructed for trial purposes. Subsequently, natural gas became available throughout the world, gas engine and DF engines became common again.

In 1986, deregulation of electric power began in earnest. Corporations which placed importance on cost reduction employed various prime movers as key equipment for cogeneration (combined heat and power). However, adoption of gas engines, which are inferior to diesel engines in terms of thermal efficiency, was limited to large cities and peripheral areas where NOx regulations are stringent.

When environmental protection measures were strengthened, environmentally friendly gas engines attracted attention. From around 2000, engine manufacturers continued their technical development, energetically advancing the progression of this movement. The proposition of technical development is pursuit of environmental protection and economic efficiency engendered many new technologies including the practical application of lean combustion in the development stage, realization of a micro-pilot ignition method, adoption of the Miller cycle, development of knock-suppression technology, and application of electronic control technology. As an indication of this progress, gas engines' thermal efficiency and output are improved to a level compatible with those of diesel engines. NOx reduction is also accomplished. Gas engines have undergone remarkable growth as key equipment for use in cogeneration.

In recent years, gas engines and DF engines burning LNG and natural gas have been developed even in the marine engine field. They have been employed as the main engines of northern European ferries and LNG tankers.

Because of changes in social circumstances, gas engines were once forgotten by the world. They later made a comeback after World War II, and are currently attracting the attention of people who are actively concerned with the global environmental protection movement. All domestic and foreign manufacturers have continued to concentrate on the development of high-performance gas engines. This paper summarizes the results of systematic survey of gas-engine-related technical developments promoted by Japanese engine manufacturers since 1980 (Showa 55).

## ■ Profile

**岩淵 文雄** *Fumio Iwafuchi*

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21年 4月 新潟県小千谷市に生れる  
昭和44年 3月 東北大学工学部機械工学科卒業  
昭和44年 4月 株式会社新潟鐵工所(現新潟原動機)入社  
浦和工場設計課に配属 ディーゼルエンジンの設計業務に従事  
平成 3年 6月 同社 太田工場設計室長  
平成 7年10月 同社 太田工場品質管理室長  
平成10年 5月 同社 新潟鑄造工場長(理事)  
平成12年 4月 同社 太田工場長(々)  
平成15年 2月 新潟原動機株式会社 品質保証室長(執行役員)  
平成18年 7月 同社 技監  
平成22年 6月 同社 退職  
平成23年 4月 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

## ■ Contents

1. はじめに	85
2. 原動機と内燃機関	86
3. 原動機とガス機関の歴史	90
4. ガス機関の構造と燃焼	98
5. わが国におけるガス機関の歴史	107
6. 余剰ガス・バイオマスガスの活用と二元燃料機関 (昭和30年以降)	111
7. コージェネレーションシステムとガス機関 (昭和55年以降)	113
8. 大型ガスインジェクション機関(シリンダ内ガス 直接噴射機関)の開発	130
9. 環境保全とガス機関の高出力化・高熱効率化 (平成10年以降)	140
10. 船用ガス機関の開発と実用化	162
11. 海外メーカの最新状況	170
12. 系統化調査のまとめと考察	174
登録資料候補	177
13. ガス機関技術の系統化年表および系統化図	178

# 1 | はじめに

今回「ガス機関技術の系統化調査」の機会を与えられ、肩の荷が重過ぎると思ったが、筆者なりにガス機関の歴史とその技術的な発展の過程についてまとめようと考え、系統化の調査を進めた。

ガス機関は古くて、新しいエンジンである。原動機としては蒸気機関の次に、1820年ころから使用が始まり、1860年前後に本格的に実用化され、第一次大戦の終わる1920年ころまで原動機の主役として活躍していたことはあまり知られていない。その後1930年前後から、主役の座をガソリン機関やディーゼル機関に譲り、世の中から消えていたが1960年前後から復活の兆しが現れ、1990年以降、地球環境保護運動の活発化に伴い、クリーンなエネルギーである天然ガスを燃料とするガス機関が見直され、現在、陸上ではコージェネレーション（熱電併給）システムのキーハードとして、海上ではフェリーやLNG船の主機関として急速に需要が増えている。

従って、まず原動機とは何か、その誕生と発展の過程を明らかにし、その中でガス機関が生まれた理由や位置付けを調査した。次にガス機関は何故盛衰と復活の道を辿ってきたのか、その理由を筆者なりに考察して整理した。

ガソリン機関やディーゼル機関の利便性や熱効率に敗れ、一度は廃れたガス機関が何故復活したのかを解き明かすことは、現在の社会、経済情勢や地球環境の置かれている状況とリンクさせて考えることが必要であり、それに対してわが国のエンジンメーカーとそこに働くガス機関関係の技術者がどのように考えて行動してきたのかを取り上げて調査を進めた。

過去のガス機関敗退の理由は、人類が社会的生活を行う上で、常に利便性とエネルギーの熱効率向上を追求した必然性の結果であり、そして復活の理由はその要求が満たされたあとの次のステップとして人類社会の持続性を求める上で、地球の環境問題に対する危機意識から発した環境保護の必然性に依るものであったと考える。しかし時代の要請として「復活の必然性」の中には環境保護とあわせて、経済性の追求から生じる熱効率向上、出力向上と言う命題も含まれていたことが課題をより高度に、難解にした。

この「環境保全」と「経済性」という「復活の必然性」に応えるため、ガス機関技術者は高い目標を定め、これに到達するための課題を抽出し、課題を解決するための手順を決めて、それを実行して目標を実現してきた。いわば必然性達成のためのPDCA (Plan-Do-Check-Action) を廻してきたわけであるが、勿論PDCAの一巡でこれをクリアできたわけではなく、頭を捻り、汗を流して取り組んで、解決してきた。技術者たちが、どのようにPDCAを廻してきたのかを解明するとともに、それらの過程から現在のわが国の立ち位置や今後のガス機関の進むべき方向を探った。

内燃機関（外燃機関も）は欧州から生まれたものであり、彼らはいまだに高い技術力と大きな影響力を持っていることは事実であり、わが国における開発も彼らを抜きにしては考えられない。しかしそのような状況の中でも、わが国のメーカ・技術者も独創的なアイデアを発揮して多数の特許も取得し、高い技術をもって世界最高レベルの熱効率と高出力および低NOxを達成している。

本稿では、出力100kW（136PS）以上の産業用、民生用および船用のガス機関やDF機関について、その歴史的な生い立ちや構造上・燃焼上の特徴、わが国が果たしてきた技術的な役割や、達成した成果について調査を行い、系統化を行った。第2章では原動機の生まれと生い立ち、内燃機関と外燃機関の分類およびガス機関の位置づけについて記述し、第3章では主に欧州における原動機およびガス機関の発達過程を振り返る。第4章はガス機関の基本的な燃焼室の構造と燃焼方法等について解説し、第5章から第9章はわが国における、ガス機関の歴史と技術開発の経緯について掘り起こした。この中で第8章はわが国の特有な技術であるガスインジェクション機関について取り上げ、第9章は現在世界トップレベルであるわが国のガス機関の最新技術について、詳しく報告する。第10章では船用ガス機関の開発と実用化について先行している欧州メーカの状況と、わが国の開発状況について紹介し、第11章では欧米の先進メーカの最新の技術と新開発機関について調査した。最後の第13章においてガス機関技術の系統化の系譜をまとめた。

## 2 | 原動機と内燃機関

### 2.1 原動機とガス機関

原動機とは動力を発生する装置であり、具体的には蒸気機関、蒸気タービン、ガス機関、ガソリン機関、ディーゼル機関、ガスタービン機関などが挙げられる。

人類はかつては牛や馬の力（馬車）、風力（風車や帆船）、水力（水車）等を利用して大きな力を得ていた。しかし動物の力や自然のエネルギーでは力の大きさや持続力に限界があり、また風力や水力は得られる場所の制約があってさらに風力は風まかせで必要な時に得られるエネルギーとは云えなかった。

一方、15世紀中ごろからの大航海時代を経て海外に広大な植民地を得たヨーロッパ諸国は必要な資源とそれを加工して売りさばく市場を確保した。特にイギリスでは産業興隆による資本の蓄積と食料増産による人口増加（労働力増加）が相まって毛織物産業や綿織物産業を中心に工業化が急速に進み、18世紀の中ごろからいわゆる産業革命が勃興した。しかし当初は主な動力は水力に頼っていたため工場は川沿いに建てるしかなかった。

このような社会状況の中で場所を選ばず、安定的・継続的に大きな動力を発生する装置の需要が高まってきたことは当然の帰結といえた。

機械的な動力発生装置、つまり原動機の嚆矢として1712年にイギリスのトーマス・ニューコメン（Thomas Newcomen）が発明した蒸気機関が挙げられるが、これはピストンの上下運動を単純にリンクでつないで炭坑の地下水を汲み上げる揚水ポンプであった。

1785年にジェームス・ワット（James Watt）は蒸気機関の復水器を発明して熱効率を向上させ、往復運動を回転運動に換えた。これらの改良により様々な機械に蒸気機関が応用されるようになり、産業革命の進展を加速した（図2.1）。

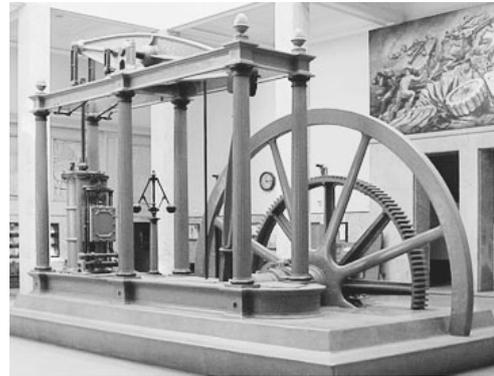


図2.1 ワットの蒸気機関<sup>1)</sup>

さらに1800年代に入ると蒸気船や蒸気機関車が次々に発明、改良されて移動手段や輸送手段が革命的に進歩した。

しかし蒸気機関は起動・停止に時間がかかり過ぎることや装置全体の大きさ、および熱効率の低さが問題視され、さらには蒸気圧を上げることにより蒸気ボイラーの爆発事故が相次いで危険なため、もっと安全で効率の高い原動機の開発と実用化が社会的な要請となった。

1792年にマードック（W. Murdock、英）が石炭乾留法による石炭ガスの生成法を発明して家庭の燃料用、暖房用、照明用や街灯用として利用されていたので、この石炭ガスを爆発・燃焼させて蒸気の代わりに使う発想・着想からガス機関が生まれた。

従って草創期（1800年前後）のガス機関は蒸気機関とほぼ同じ構造であり、円筒の中で石炭ガスを爆発的に燃焼させて円筒内の空気を追い出して得られる真空や、円筒内に水を注入して急速にガスを冷やして真空減圧でピストンを押し下げる真空減圧方式のガス爆発機関であった。

このような経緯を経てガス機関が生まれ、1920年前後の全盛期には1基で3000PSを超え、重量も300トンを超える恐竜的な巨大ガス機関が世界各国で活躍した。

しかし第1次世界大戦（1914年～1918年）後、より熱効率が高く使い勝手の良いガソリン機関、ディーゼル機関が急速な発達を遂げ、さらに第2次世界大戦（1939年～1945年）を挟んで航空機や船舶・艦船の原動機として進化したガソリン機関、ディーゼル機関およびガスタービン機関に原動機としての主役の座を譲った。

特に出力の大きさの面からライバル関係にあるディーゼル機関は太平洋戦争後、熱効率向上、出力向上に目覚しい進歩を遂げ、さらに燃料の入手性および使い勝手の良さ（ロバスト性）などの理由と相まって市場規模で大きく水を開けられた<sup>2), 3)</sup>。

一方、近年地球環境保護の観点から窒素酸化物、二酸化炭素および亜硫酸ガス等の削減が世界的な課題となり、このような社会的要請から低NO<sub>x</sub>でCO<sub>2</sub>排出量が少なく、しかも燃料ガス中に硫黄分を含まないガス機関はクリーンな動力として再び注目を集めることとなった。

メーカ各社もこの動きに呼応して積極的に技術開発を進め、熱効率や出力はディーゼル機関とほぼ同等に持ち上げられ、また燃焼制御技術の向上によってロバスト性も格段に増加した。

こうしてガス機関はコージェネレーション（熱電併

給システム）用や船舶の推進機関用として再び脚光を浴び、わが国の産業用のコージェネレーション設備に占める発電容量の比率は2000年末の4.3%から2009年末には20.1%に飛躍的な進展を示している<sup>4)</sup>（図2.2）。

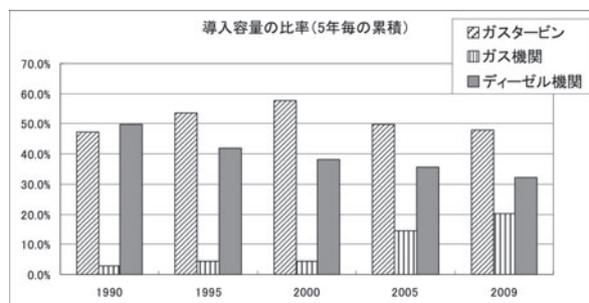


図2.2 コージェネレーション導入容量の比率 (5年毎の累積容量)<sup>4)</sup>

馬力：原動機の出力の大きさは現在の国際単位系（SI）ではkWで表示される。しかしかつては「馬力」と呼ばれ、その単位はHPやPSで表示されていた。ただし現在でも顧客の要請に応じて、735.5kW（1000PS）のようにかっこ内でPS表示しているケースもある。

・HP = Horse Power

英馬力と呼ばれ、1秒間に550lb（ポンド）の重量を1ft引き上げるときの仕事率（出力）を1HPとする。

$$1\text{HP} = 550\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{s} = 0.7457\text{kW}$$

・PS = Pferde Starke（ドイツ語、馬力の意味）

PSはドイツ語であるが、メートル法に基づくためフランス（仏）馬力と呼ばれ、1秒間に75kgの重量を1m引き上げるときの仕事率（出力）を1PSとする。

$$1\text{PS} = 75\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{s} = 0.7355\text{kW}$$

従って両者の換算は  $1\text{HP} = 1.014\text{PS}$ 、 $1\text{PS} = 0.9859\text{HP}$

英馬力の起源：蒸気機関を完成したジェームス・ワットは炭鉱経営者に馬に代わる蒸気機関を売り込むため、その機械が馬何頭分に相当するかを説明する必要があった。このため実際に馬の持続的な能力を計器を使って計測した。平均的な馬の牽引力は180ポンドで、馬に1時間牽引させ進んだ距離が10852フィート、従って1時間当たりの仕事率は  $180 \times 10,852 = 1,953,360\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{h}$ 、これを1秒間にすると542.6であるがきりのいい数字で550  $\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{s}$ とした。裏話として実際の馬の力はずっと低かったが底上げして（蒸気機関の出力に余裕を持たせるために）、実測値の1.5倍の550  $\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{s}$ を1馬力と定義した。従って10馬力の蒸気機関は馬15頭分の仕事をして、炭鉱経営者を喜ばすことができた。

これが後に英馬力（HP）として標準化された。

仏馬力はメートル法化する際に、550  $\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{s}$ は約76.04  $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{s}$ であるが、きりのいい数字として75  $\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{s}$ に決められた。（1  $\text{lb} = 0.4536\text{kg}$ 、1  $\text{ft} = 30.48\text{cm}$ ）

（荒井久治、「エンジン進化の軌跡」（P37-38）山海堂 等）

本書での表示：他の文献から引用する場合は原則として、出典通りの出力表示とした。

例えば「100馬力」と書かれていれば、そのまま「100馬力」とし、「100PS」と書かれていれば「100PS」とした。

引用でない場合は「kW」または「kW（PS）」を基本的に使用した。

また、文中で「4サイクル機関」という表現が出てくる。正確には「4ストローク機関」と言うべきであるがわが国における慣例に従って、「4サイクル機関」と表示した。

## 2.2 外燃機関と内燃機関

原動機（動力を発生する装置）には外燃機関と内燃機関があり、いずれも熱機関と云われている。

たとえば蒸気機関車は石炭を燃やしボイラーで水を沸騰させて高温・高圧の蒸気を発生させ、この蒸気を両側のシリンダに導いてピストンを前後に動かし、主連棒を介して動輪を回転させて仕事をしている。つまり燃焼生成物（石炭の燃焼ガス）は直接シリンダ内のピストンを動かしているのではなく、作動流体（蒸気）が間接的にピストンを動かしている。

このように燃焼生成物が間接的に仕事をする熱機関を外燃機関といい、蒸気タービンも外燃機関である。図 2.3 に旧国鉄の C62 形蒸気機関車の断面図を示す。

一方、図 2.4 に示すように、自動車のガソリン機関はシリンダ内でガソリンを短時間に爆発的に燃焼させて高温・高圧の燃焼ガスを発生させ、その圧力でピストンを押し下げて接続棒を介してクランク軸を回転させ、さらに変速機を経て車輪を回して仕事をしている。このように燃焼生成物（燃焼ガス）が直接ピストンに作用して仕事をする熱機関を内燃機関という。

ガス機関、ディーゼル機関、ガソリン機関、ガスタービン、ジェットエンジンおよびロケットエンジンなどが内燃機関である。

外燃機関はボイラー等で連続的に燃焼させるため燃料の種類や品質の選択に裕度が広く、多種類の燃料を使用できるという利点がある一方、燃焼ガスを蒸気に換える過程で熱伝達を伴うため熱伝達のロスから熱効率上制約があり、蒸気機関車では 10% 程度と云われている。

しかし、熱効率向上のため近年の大型蒸気タービン発電プラントでは蒸気温度を上げ、さらに高圧・中圧・低圧のタービン段を設けることにより熱効率 40 数%に達している。

一方内燃機関では往復動内燃機関と回転運動内燃機関でその特質が異なり、往復動内燃機関は断続的な燃焼を短時間に完了させるため燃料の着火性や燃焼速度に制約を受けるが、熱効率はガソリン機関で 30% 前後、ガス機関とディーゼル機関は 40% を超えている。

熱機関を機構別・機能別に分類したものが表 2.1 である。

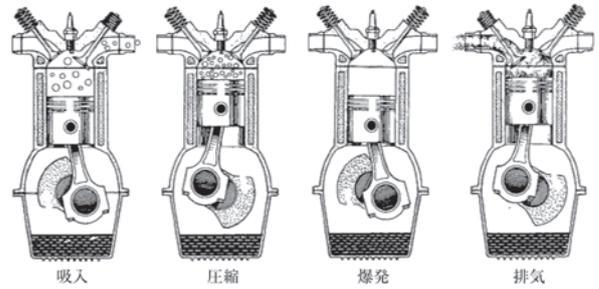


図 2.4 内燃機関の作動<sup>6)</sup>

表 2.1 熱機関の分類

熱機関	内燃機関	往復動（容積型）	ガス機関
			ディーゼル機関
		回転運動（速度型）	ガソリン機関
			ガスタービン機関
回転運動（容積型）	ロータリーエンジン		
	外燃機関	往復動（容積型）	蒸気機関
スターリングエンジン			
回転運動（速度型）		蒸気タービン	

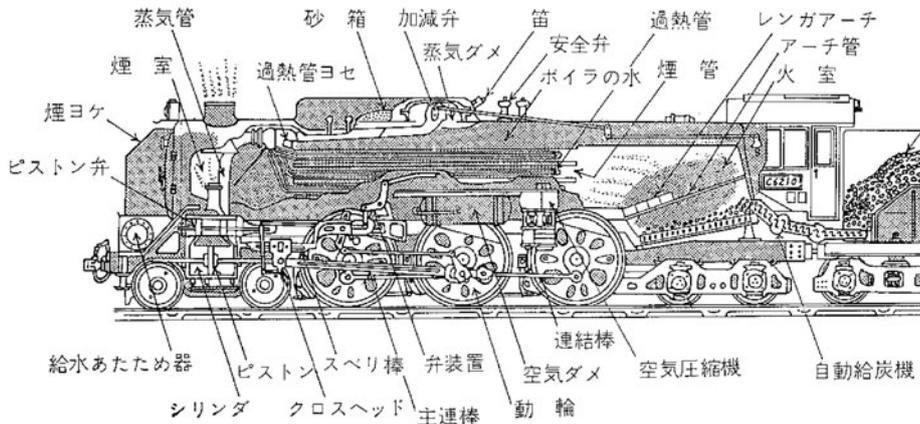


図 2.3 外燃機関の実例（C62 形蒸気機関車）<sup>5)</sup>

#### 参考文献、引用文献

- 1) 「ワットの蒸気機関」、ウィキペディア「蒸気機関」より
- 2) 富塚 清、「内燃機関の歴史」三栄書房（昭和 44 年 12 月）P12 - 70
- 3) 荒井久治、「エンジン進化の軌跡」山海堂（1998 年 10 月）P9 - 93
- 4) 「コジェネレーションシステム白書 2010」（財）天然ガス導入促進センター エネルギー高度利用促進本部、P154
- 5) 久保田博、「最新鉄道車両工学」交友社（昭和 43 年 7 月） P35
- 6) GP 企画センター、「自動車メカ入門・エンジン編」グランプリ出版（2006 年 12 月）P49

# 3 | 原動機とガス機関の歴史

## 3.1 原動機の歴史

第1章で「原動機とは動力を発生する装置である」と述べたが、ここでは原動機誕生の歴史的な経緯とその盛衰について記述する。

### 3.1.1 蒸気機関以前

イギリスの産業革命の興隆に原動機として蒸気機関が大きな寄与をしたことは周知の事実であるが、いきなり蒸気機関が誕生したわけではない。

まだ蒸気の利用を思いつく前には燃料として火薬を使うことを考え出した科学者がいた。

オランダのホイヘンス (Huyghens) は1680年に円筒 (シリンダ) の中で火薬を燃焼させ、生じた高温ガスでシリンダ内の空気を追い出し、その後放置するとシリンダの冷却によって内部が減圧されてピストンが大気圧によって下降し、その際に動力を発生するという仕組みを考案した。しかしこれはアイデアだけで実用化はされなかった<sup>1)</sup>。

このアイデアの実用化に向けて取り組んだのはフランスのドニ・パパン (Deni Papin) であった。パパンは1690年ころまで、ホイヘンスの案に基づいて試作し実験を重ねたが火薬を連続的に燃焼させることが技術的に難しく、理論通りの運転ができなかった。

ただし、シリンダ内を減圧することはある程度達せられたので、パパンは火薬の代わりに蒸気を使うことに思い至り、蒸気機関の研究に取り組んだ。このためパパンは「ピストン型蒸気機関の始祖」と言われている。こののちヨーロッパではパパンの追従者が各地に現れて、蒸気機関の研究と実用化の競争が始まった<sup>1)</sup>。

### 3.1.2 蒸気機関の誕生

1712年にイギリスのトーマス・ニューコメン (Thomas Newcomen) が図3.1のような真空減圧式の蒸気機関を実用化し、炭鉱の地下水汲み上げ用として活用された。この機械はシリンダ内に釜で沸騰させた蒸気を導いてその圧力でピストンを上昇させ、上端まで来たところで蒸気のパルプを閉めてシリンダ内に冷水を注入して蒸気を冷やすことによって内部を減圧して大気圧とピストンの自重によって仕事を行う方式であり、熱効率は1%にも達しないものであったといわれている。

しかしそれまでは動力として牛馬の力や風力、水力といった自然の力しか得ることができなかった世の中にとっては動力の近代化へ歩み出す、大きな一歩となった<sup>5)</sup>。

丁度イギリスでは1760年ころから毛織物産業や綿織物産業を中心とした産業革命が興り、動力としての機械の需要が増大してきたが当時の一般的な動力源は水力であり、そのため河川沿いにしか工場立地ができなかった。

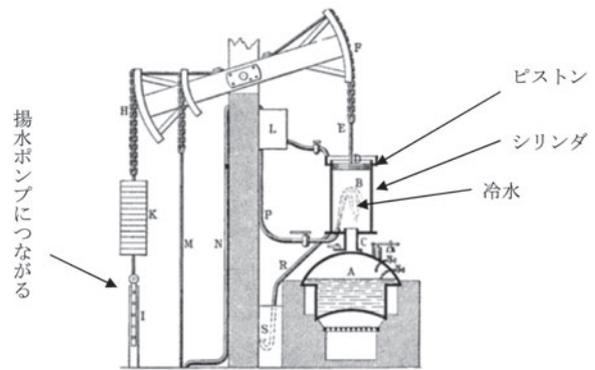


図3.1 ニューコメンの蒸気機関<sup>11)</sup>

こうした中でジェームス・ワット (James Watt, 英) はニューコメンの蒸気機関の修理を依頼されたことから蒸気機関に興味を持ち、研究を始めた。彼はニューコメン式が蒸気を水で冷やす際にシリンダ壁も同時に冷やすため熱損失が大きいことを発見した。この解決策として1776年に復水器 (コンデンサー) を考案し、バルブを用いてシリンダから排出した蒸気を熱交換器を通して冷やすことによってシリンダ壁を高温のままに維持できるようにした。復水器方式により熱効率は5%前後まで大きく向上した。ワットは2個の錘を用いた遠心式調速機 (回転速度を一定に保つ装置) も発明した<sup>6)</sup>。

1780年にフランスのピカードとワズブローは往復運動を回転運動に変えるためのクランク機構の特許を取得したが、この特許が1794年に失効した。早速ワットも蒸気機関にクランク機構を採用し、回転運動にすることにより蒸気機関は揚水ポンプだけでなく紡織機械や織物機械などの幅広い用途に広がり産業革命の進展を促すことになった<sup>1)</sup>。

図3.2にワットの蒸気機関を示すが、クランク機構や調速機を備えており、ニューコメンの蒸気機関よりもはるかに進歩していることが理解される。

さらに蒸気船（1807年フルトン、英）や蒸気機関車（1804年トレビシック、1825年スチーブソン、いずれも英）が発明・改良され、1800年～1870年の間は蒸気機関は各分野の原動機として大活躍した<sup>1)</sup>。この背景には安い石炭をどこでも手に入れることができるという社会状況もあった。

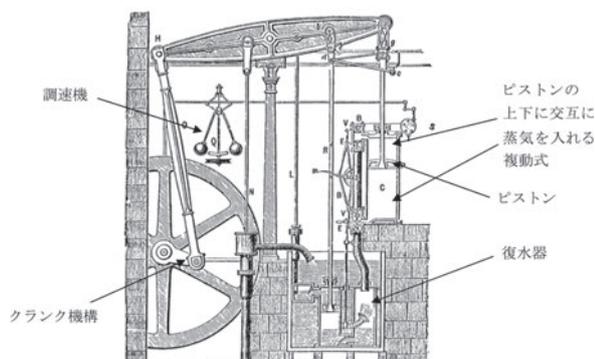


図 3.2 ワットの蒸気機関<sup>12)</sup>

### 3.1.3 各種原動機の研究・試作

蒸気機関の活躍に並行して他の原動機の研究も引き続き行われていた。

1794年、ロバート・ストリート（Robert Street、英）はテレピン油をシリンダ底部にある熱片に滴下して蒸発させ、そのガスの混合気を爆発させて爆発力でピストンを上昇させて動力を得る、という原動機を考案したが試作はされなかった。

1816年、スコットランドのスターリング兄弟（Stirling）が再生器（Regenerator）を考案して熱空気機関の特許を取った。これがいわゆるスターリング・エンジンで外燃機関の一種である<sup>7)</sup>。スターリングはこのエンジンを自分の工場で使ったが大きさの割には出力が小さく、故障も多かったため、ついにはあきらめて蒸気機関に交換した、と言われている。

また1820年にはセシル（Cecil、英）は水素ガスを燃料とするガス機関を作った。これは爆発真空機関の一種でニューコメンの蒸気機関と同じ仕組みであったが円滑に運転できたので、「調子よく運転した世界最古のガス機関」と認められている。しかし当時最強の蒸気機関にはかなわず実用化には至らなかった。水素ガスは当時どこでも手に入る燃料ではなかったことも要因であると思われる<sup>1)</sup>。

このようにいろいろな原動機の研究、試作が行われたが結果的に燃料の入手性や出力の大きさ、さらには故障の頻度などの点で蒸気機関のライバルにはなり得ず、市場に姿を現すこともできなかった。これらの経緯については、富塚清著「内燃機関の歴史」（三栄書房）に詳しく紹介されている。

このような状況の中で1792年にマードック（W. Murdock、英）が石炭乾留法による石炭ガスの生成法を発明し、大量にしかも比較的安価に生産されて街のガス灯や家庭内の燃料や照明などで使われていた。従って、世の中の原動機に関心のある人々は、石炭ガスを蒸気の代わりに使うことを思いついた<sup>1)</sup>。

### 3.1.4 ガス機関の登場

まず1823年、サミュエル・ブラウン（Samuel Brown、英）は爆発真空方式のガス機関の特許を取得し、初めて実用化に成功した。ブラウンのガス機関は蒸気機関の蒸気の代わりにシリンダに石炭ガスを入れて点火・爆発させ、その圧力で中の空気を追い出し、直後に冷水を注入して内部を冷やして減圧する。真空を作る容器とパイプでつながった手前のエンジン気筒内も減圧されて内部のピストンを大気圧と自重で押し下げて動力を得るもので、原理的にはニューコメンの蒸気機関と全く同じであった。その熱効率は約10%とのことであるからワットの蒸気機関の2倍で、当時

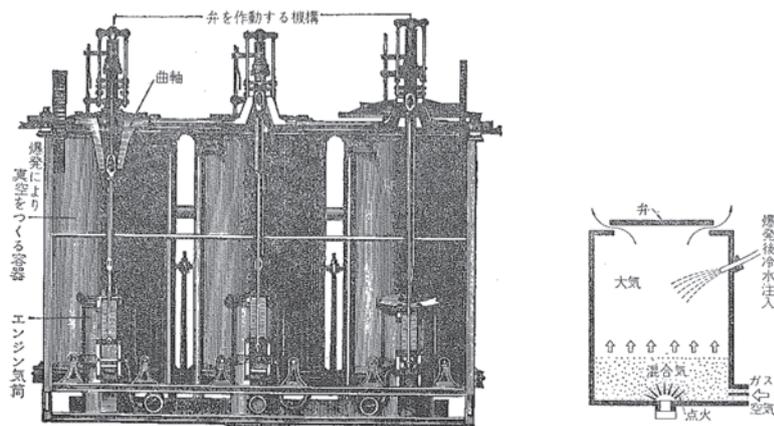


図 3.3 ブラウンのガス爆発機関<sup>1)</sup>

としては好成績であったといえる（図 3.3 を参照）。

ブラウンは、水ポンプ駆動用、陸上車両用および船用のガス機関の製作・販売のために会社を興し、事業化を進めたが成功したとは言い難く、会社は間もなく解散した。当時はまだ蒸気機関の全盛期であったことがその主要因と考えられる<sup>1)</sup>。

また 1833 年、ライト（W. L. Wright、英）は複動式のガス爆発式機関の特許を取得した。これは上下に各 1 個の燃焼室を持ち、ピストンの上下両方から圧力を作用させる複動式機関で図面は完璧であったが、実物を作り運転したかどうかは定かではない<sup>1)</sup>。

1838 年にはウィリアム・バーネット（William Barnett、英）はガス機関の特許を取得した。バーネットのエンジンの特徴はピストンで混合気を圧縮することであったが、当時彼の理論は先進的過ぎて世間に受け入れられず、この構想は図面だけで終わって試作まで進まなかった。バーネットはまた火焰利用の点火装置も発明した。図 3.4 にこれを示す。90 度に回転する円筒の外に常に火がついているパイロットバーナ（種火）H と円筒の中心部に中央バーナ F がある。スリーブ A が回転してスリット G と孔 D が通じるとパイロットバーナの火焰で中央バーナが点火する。さらにスリーブが 90 度回転して、スリット G が孔 E と通じると中央バーナの火焰によって燃焼室のガス混合気に点火するという仕組みであった。当時としては画期的な発明で、その後電気点火プラグが実用化される 1900 年前後まで各エンジンに採用された<sup>1)</sup>。

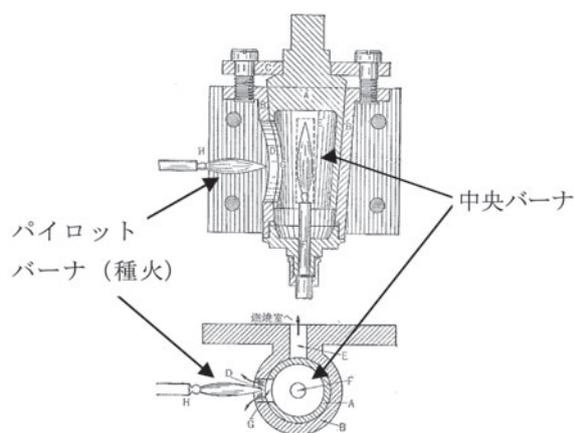


図 3.4 バーネットの点火装置<sup>1)</sup>

また 1855 年にニュートン（A. V. Newton、英）はガスに点火する方法として熱管法を考案した。これは鉄片の先端を外からガスの火焰で熱しておいて、混合気がこの鉄片に触れると点火する仕組みで、いわゆる「焼玉」の原理であり、この点火方法は第二次大戦後

までも 100 年近く生き残った<sup>1)</sup>。

このように 1823 年のブラウンのガス機関以降、何人かがガス機関のアイデアを発表したが実用化まで到達したものはなかった。いずれも当時としては仕組みが複雑で円滑に運転できるかどうか不安で、使い勝手の良さや出力の大きさに当時全盛期にあった蒸気機関に対抗できなかったと考えられる。

しかし 1860 年にルノール（Lenoir、仏）が作ったガス機関はこのような状況を一変した。ルノールは 2 サイクル（複動式）・無圧縮・電気点火のガス機関の特許を取得し、実用化して市販した。このガス機関は従来技術の集大成で特に目新しい機構はなく、熱効率も 4% 程度であったが、非常に滑らかに運転されたため、0.5~3hp の小型機関が 300~400 台も販売され活躍した、との記録がある。しかし電気式の点火プラグが初めて実用化されたことは特筆すべきである<sup>1)</sup>。図 3.5 にルノールのガス機関を示す。

ルノールのガス機関の熱効率が低いことは大きな課題であったが、これは無圧縮であることが要因であり、当時はまだ混合気を圧縮することの有利さが認識されていなかったためである。

1862 年、ボー・ド・ロシャ（Beau de Rochas、仏）は熱効率を上げるために圧縮方式が有効であるという重要な論文を発表したが、これはまだ理論だけで具体的な構造や仕組みに踏み込んでおらず、実用化されるのはまだ先であった<sup>1)</sup>。

また 1859 年にアメリカでドレイク（E. L. Drake）がペンシルバニア州で原油の機械掘りに始めて成功した。これが石油産業勃興の起点となり、内燃機関にもガスだけでなく、液体燃料を使う試みも始まった。

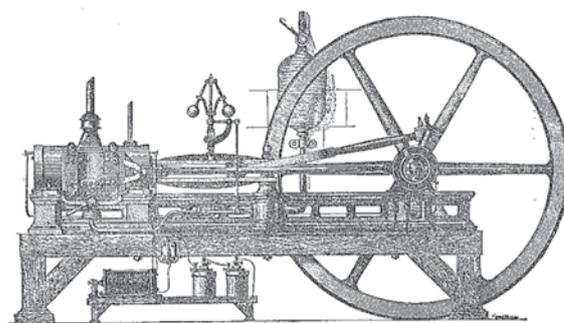


図 3.5 ルノールのガス機関<sup>1)</sup>

### 3.1.5 オットーとガス機関の発展

何度も記述するように 1850 年前後は蒸気機関全盛の世の中であったが、効率向上のため蒸気圧力のアップに伴い蒸気ボイラーの爆発事故が多発し、死傷者が

多数発生した。また蒸気機関は起動や停止に時間がかかること、熱効率が低いこと、ボイラーや復水器（コンデンサー）が嵩張ること、などの理由からもっと安全で熱効率の高い原動機の実現が望まれた。

従って、ルノアルがガス機関の実用化に成功し、販売実績を重ねるとヨーロッパ各国の科学者が内燃機関の研究と実用化に積極的に取り組んだ。

1867年にドイツのニコラス・オットー（Nikolaus A. Otto）はオイゲン・ランゲン（Eugen Langen）の資本援助を得て、エンジンの開発に取り組み図3.6に示すフリーピストン機関を完成した。これは石炭ガスの爆発力でピストンを持ち上げ、自由落下する際にラックとピニオンで回転力を取り出す方式で、1872年ケルンに設立した「ドイツガス機関製作所」で事業化した。このエンジンはラックとピニオンが噛み合う音がうるさいという宿命はあったが熱効率は7～8%と当時としては他の機関よりも優れていたため、10年間に数千台が売れたという<sup>1)</sup>。

オットーはその後「オットー・サイクル」の発表で内燃機関学の先駆者となる人である。

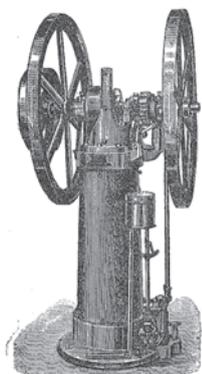


図3.6 オットーとランゲンのフリーピストン・ガス機関<sup>1)</sup>

オットーはさらに1876年にゴットリーブ・ダイムラー（Gottlieb Daimler）、ヴィルヘルム・マイバッハ（W. Maybach）らとともに4サイクル・ガス機関を完成し、実用化に成功した。しかし一朝一夕に出来上がったものではなく、オットーは研究・実験を重ね、エンジンの出力アップには吸入した混合気を圧縮することが必要である、との結論を導き出して、「吸入→圧縮→爆発（膨張）→排気」という「4サイクルエンジンの原理」を1861年に発明し、アイデアを固めて数々の実験を行った。だが当時は設計的な強度や材料開発が不十分なため、高い爆発圧力に耐えることができず、各部品の破損からいったん開発を断念したものを再びチャレンジして、15年目にして実用に

漕ぎ着けたものであった。

再チャレンジの背景には他のエンジン会社との競合が激しくなり、フリーピストン機関の売れ行きが思わしくなくなったため、新製品の開発に取り組まざるを得なくなったという事情もあったようだ。

このエンジンは4ストローク・サイクルで定容サイクル（いわゆる「オットー・サイクル」）の概念を具体化したもので、実用機としては初の圧縮型機関であり、熱効率もフリーピストン機関の約2倍の約14%と飛躍的にアップした。これによりガス機関の地歩は確固たるものとなり、世界各国に普及して行った<sup>1)</sup>。

1880年にイギリスのクロスレー社（Crossley）が製作したオットー型機関（図3.7および図3.8）の様子は次の通りである。

ピストン直径×行程 171.9mm × 340mm  
 行程容積 7883cc、圧縮比 2.66  
 回転速度 156.7rpm、正味馬力 4.4hp  
 正味熱効率 14%

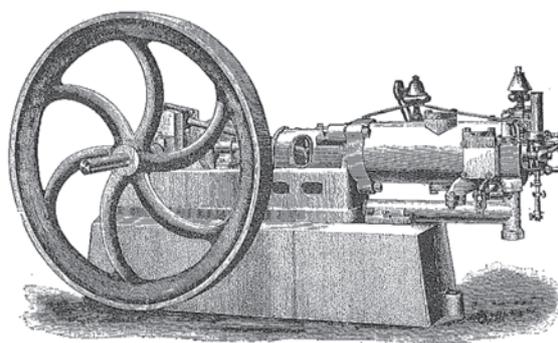


図3.7 オットー型のガス機関（クロスレー社製）<sup>1)</sup>

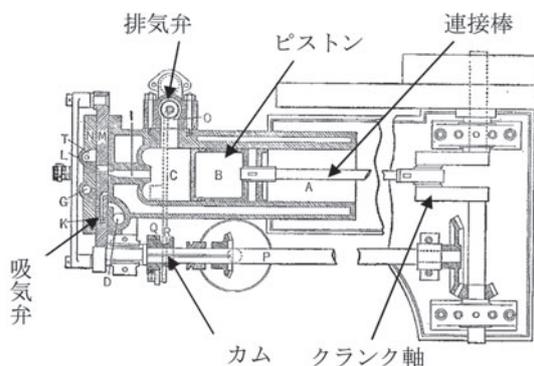


図3.8 オットー型ガス機関の断面図<sup>1)</sup>

図3.8に示すように吸気弁はスライド式、排気弁はカムでリフトする茸弁であり、点火装置は前述のパークネット方式を用いている。

熱力学的考察と内燃機関：1824年にフランスのカルノーは「火の動力についての考察」を発表し、「カルノーサイクル」の研究を行い本格的な熱力学の研究が始まった。（この研究が発展して後にクラウジウスらによって熱力学の第2法則が明らかにされた）さらに先述のボー・ド・ロシャは1862年に「熱と原動力を効果的に利用するための効率に関する新しい研究」の論文を出して混合気を圧縮することが効率アップに有効であることや4サイクルの概念を記述していたが、これは理論だけで具体案には触れていなかった。一方、オットーはこれらの理論の存在を知らずに数々の実験と考察を重ねて1861年に4サイクルの理論を創出した。途中の中断はあったが、15年後にこの理論を具体化したエンジンを完成し、実用化した。しかし結果として、オットーの4サイクルエンジンの研究（オットーサイクル）はカルノーサイクルに近似し、圧縮行程の有効性はボー・ド・ロシャの論文の妥当性を裏付けることになった。その後熱力学的な考察に基づく熱効率向上の研究が進み、後述するルドルフ・ディーゼルはカルノーサイクルの具体化を目指して、その結果ディーゼル機関が発明された。（荒井久治、「陸用内燃機関の歴史的発達と未来<sup>7), 8)</sup>」日本陸用内燃機関協会発行 LEMA468、469等）

### 3.1.6 石炭ガス製造装置の発達

このようにガス機関が普及してくると、今までの石炭乾留法による石炭ガスの製造では生産量が不足し大馬力のエンジン運転には適さなくなり、コストも割高になるため、安価で大量に製造できる方法が求められた。

このような背景から1878年、ドーソン（J. Emerson Dorson、英）は圧力型のガス発生装置を開発した。この方法により従来の石炭乾留法に比べてガスの生産コストが大幅に安くなったため、大型・大馬力のガス機関が作られるようになり、ガス機関の普及を後押しした。

さらに1893年にはブニエ（Bunier、仏）が吸入型ガス発生装置を開発、以降ドーソンらが10年かけてこれを改良し一般化した。吸入型のガス発生量は圧力型に比べて少なく小型機関用であったが、機器が少ないためコンパクトで設置が容易で各地に普及した<sup>1)</sup>。

吸入型ガス発生装置はさらに小型化され、後に船舶に積まれて船用ガス機関に使われたり、第二次世界大戦時に石油類が不足した際には、バスの後部に積まれて木炭ガスとして後年も活用された<sup>8)</sup>。

図3.9にドーソンの圧力型ガス発生装置を、図3.10にブニエの吸入型ガス発生装置を示す。

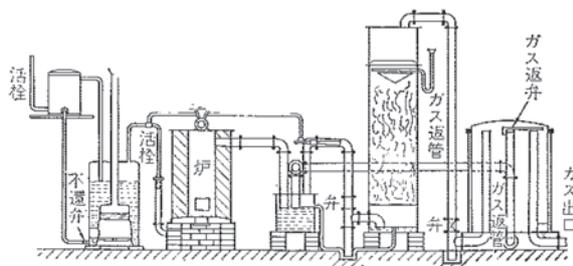


図3.9 圧力型ガス発生装置<sup>1)</sup>

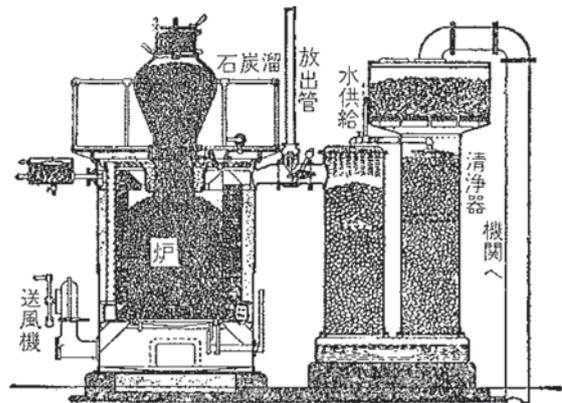


図3.10 吸入型ガス発生装置<sup>1)</sup>

### 3.1.7 2サイクル・ガス機関およびその他の原動機の進歩

4サイクル・ガス機関の技術はオットーらによって確立されたが、2回転に1回の爆発ではもの足りずに出力を大きくするために、もともとの2サイクル方式を確立しようとする研究が引き続き行われた。

イギリスのデュガルド・クラーク（Dugald Clerk）は1878年から1890年の間に第1号から第4号まで4種類の2サイクル・ガス機関を製作した。このうち第2号機関は実馬力23馬力、132rpm、圧縮比約3、図示熱効率16%であり、当時数千台が売れたヒット商品となってオットー型4サイクル機関と競合した。

オットーが実験肌とすれば、クラークは理論肌で、クラークが著した『The Gas, Petrol and Oil Engine』は長い間内燃機関学の参考書として世界中の研究者の必読書となった<sup>1)</sup>。

一方1860年ころから液体燃料、特にガソリンを燃料とするエンジンの研究・開発も始まり、ルノアルやオットーも自作のガス機関をガソリンで運転するなど試験を進めていたがガソリンを継続的に蒸発気化するための気化器がネックとなり、本格的なエンジンとは言えなかった。

しかしダイムラーは霧吹き型の気化器を考案してこの問題解決し、1883年に4サイクル・ガソリン機関を発明した。このエンジンは図3.11に示すように縦型で非常に軽量・コンパクトに設計され、800rpmで回った。従来のガス機関は小型・高速タイプでも200rpm程度であったから、当時としては常識を超えたエンジンであった<sup>1)</sup>。

1887年、ダイムラーはこのガソリン機関を四輪車に搭載して世界初のガソリン自動車を製作し、ガソリン機関が軽量・コンパクトで蒸気ボイラーやガスパイプラインも不要で機動性に富むことを証明した。

ダイムラーと同時期にカール・ベンツ (Karl Benz, 独) は4サイクル・ガソリン機関付きの三輪車を発明し、1890年代には四輪車を発売してダイムラーの四輪車と競合したが、両社は1926年に合併してダイムラー・ベンツ社となり、その後ダイムラーグループのメルセデス・ベンツ社となって繁栄を続けている。

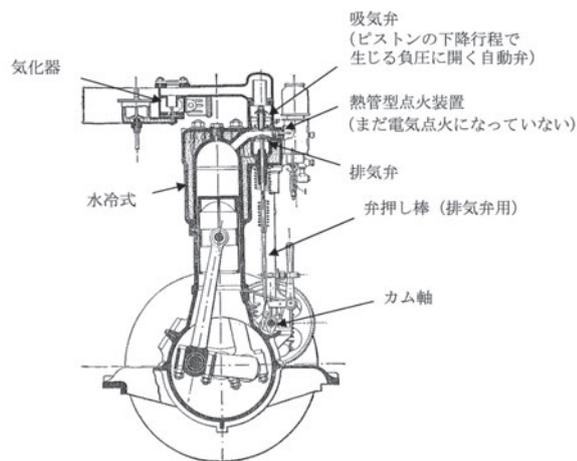


図 3.11 ダイムラーのガソリン機関<sup>1)</sup>

同じ1887年にはロバート・ボッシュ (Robert Bosch, 独) はそれまでに開発された技術を集大成して永久磁石発電機を使った低圧の断続火花点火装置を実用化し、さらに1897年に高圧磁石発電機 (マグネット) を使った電気火花方式を実用化した。ボッシュの設立した会社は現在も電装機器、ディーゼル噴射機器などを製造する世界有数の会社に成長している<sup>2)</sup>。

ダイムラーのガソリン機関も当初熱管型 (焼き玉型) の点火装置を使っていたが、1900年からは電気点火方式に改められ、基本的な構造は現代の自動車のエンジンと変わらぬものとなった。

またこれと同じ時代のルドルフ・ディーゼル (Rudolf Diesel, 独) は学生時代に「熱機関の理論的に最も効率良く仕事に換える熱サイクルはカルノーサイ

クルである」ことを教わり、カルノーサイクルの具体的実現の研究に取り組んで1893年に圧縮着火機関の特許を取得した。しかしディーゼルはこれを実現するために燃料油の選択、燃料油の噴射機構、高圧縮に耐える気密構造などの開発・考案に手間取り種々の実験を重ねて1897年ようやく商品化することができた。これがその後原動機の各分野で活躍する「ディーゼル機関」の原型となった<sup>9)</sup>。

1905年にはアルフレッド・ビュッヒ (Alfred Büchi, スイス) が排気タービン式過給機の特許を取得した。これは大気中に捨てられていた「高温・高圧の排気ガスエネルギー」を排気ガスタービンで回収して同軸上のコンプレッサーを駆動し、大気を圧縮して大量の空気を燃焼室に送り込むという方式で、これによってより多くの燃料油を燃焼させることが可能になり、出力を大幅にアップすることが可能になった<sup>3)</sup>。以降実用化に向けての研究開発は行われたが、当時は排気ガスの高温に耐え得る耐熱合金がなかったことなどの背景があり実用化は遅れたが、1928年ころスイスのブラウン・ボベリー社 (Brown Boveri) が潜水艦主機用として排気タービン式過給機を実用化した<sup>10)</sup>。

この時代には蒸気タービンやガスタービンも研究開発されて、熱機関は大いに進歩した。

このように1905年ころまでに4サイクル・ガス機関、2サイクル・ガス機関、4サイクル・ガソリン機関、4サイクル・ディーゼル機関、蒸気タービン、ガスタービンなど原動機としての原型はほぼ出揃うことになった。

## 3.2 ガス機関の興亡

### 3.2.1 ガス機関の全盛期

1900年初頭～1920年代にイギリス、ドイツで有力ガス機関メーカーが台頭し、1910年前後には3000PSを超える超大型機関も実用化され、欧米で多くの大型機関が活躍した。わが国にも300PSから1500PS程度のガス機関が多数輸入され、工場動力用、製鉄所の送風機用や都市の発電用として使用された。まさにこの時期はガス機関の全盛期と言えた。当時の有力なガス機関メーカーは次の会社が挙げられる。

- イギリス：クロスレー (Crossley Brothers)
- ナショナル ガス エンジン  
(National Gas Engine Co.)
- プレミヤ ガス エンジン  
(Premier Gas Engine Co.)

ドイツ：マン (MAN:Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG)

MAN社は現在ではMAN Diesel & Turbo社として世界で1、2を競う有力メーカーであり、Crossley社は1988年にRolls Royce社に買収され同社の一部門となっている<sup>4)</sup>。

当時の大型ガス機関の一例を図3.12に示す。立っている人間と比較するとその大きさが良くわかる<sup>4)</sup>。

製造会社 コッケリル社 (ベルギー)

ピストン径 1300mm、行程 1400mm

出力 725PS、回転数 90rpm、重量 100kg/PS

平均有効圧力 3.9kgf/cm<sup>2</sup>、熱効率 約31%

用途：発電用、製鉄所の高炉の送風機用

### 3.2.2 ガス機関の衰退の始まり

20世紀初頭の大きな事件として、第1次世界大戦が1914年に始まり、1918年に終わったが、これをひとつの契機として原動機の世界に大きな変革が起きた。

まず1920年以降、次のような動きがあった。

- ・蒸気タービンの進歩 (発電機や送風機の駆動には蒸気タービンのような高速回転の方が有利)
- ・ディーゼル機関の台頭 (熱効率が高く、しかも液体燃料の方が運搬や貯蔵に便利)
- ・水力発電所の開発 (遠距離送電技術の発達による) 等が上げられ、1930年ころには大型ガス機関はほとんどその姿を消した<sup>4)</sup>。

さらに1930年以降には石油系燃料の普及により、小型機関は石油発動機やガソリン機関に、中・大型機関はディーゼル機関にとって代われ、ガス機関はガスの入手し易い地域を除いてほとんど使われなくなった。

### 3.2.3 第2次世界大戦以降の原動機とガス機関の再興

1939年ヨーロッパで第2次世界大戦が始まると、非産油国で海外資源を持たない国は液体燃料が入手困難になり、鉄道車両やバスのガソリン機関をガス機関に改造して使用し、燃料としては天然ガスや木炭ガスが使用された。

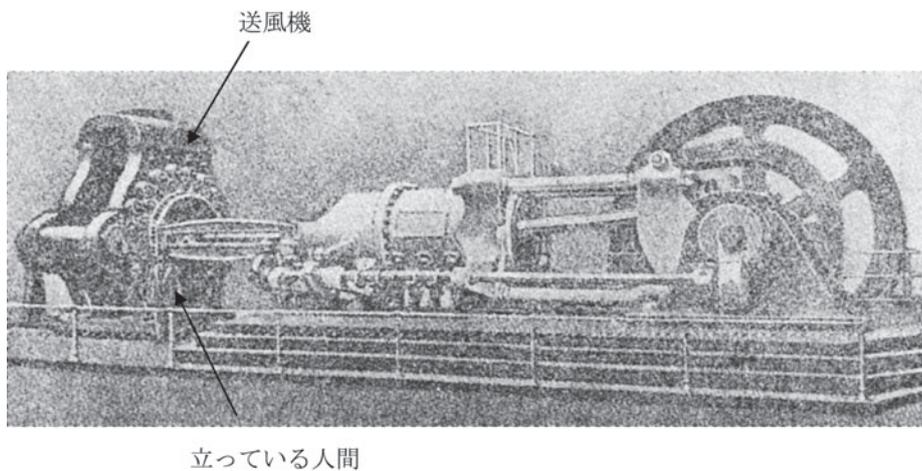
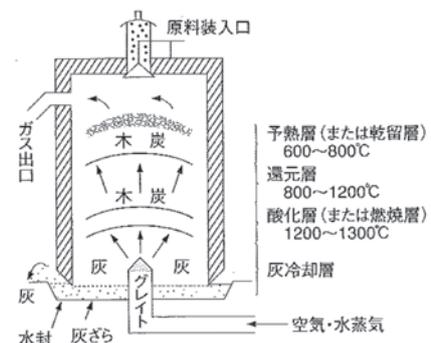


図3.12 巨大ガス機関<sup>4)</sup>

木炭バスのガス発生炉：木炭または薪をガス発生炉に上方から投入し、下方から空気と水蒸気を送って燃焼させる。下部の酸化層（燃焼層）で発生させたCO<sub>2</sub>を上部の還元層でCOに返還する。また空気といっしょに送られた水蒸気は酸化層で温度が上がり、活性化して還元層でH<sub>2</sub>になる。その一部はさらに炭素と結合してCH<sub>4</sub>（メタン）になる。一方水蒸気の酸素を還元した炭素はCO（一酸化炭素）になる。このようにしてエンジンに必要な可燃ガス（CO、H<sub>2</sub>、CH<sub>4</sub>）を作り出す。  
(荒井久治、「エンジン進化の軌跡」P132-135 (山海堂))



わが国でも戦時中の写真で見られるようにバスの後部に吸入式ガス発生装置を積んだ木炭バスが稼動していた。ただ木炭などから生成する可燃ガスはガソリンに比べて発熱量が低いため、エンジン出力はガソリン機関に比べて60～70%であった。

第2次世界大戦が終わり1950年前後になると、中東で大油田が発見され、原動機は一気に液体燃料を使用する内燃機関の時代に突入した。戦中・戦後の技術革新と歩調を合わせるように自動車用としてガソリン機関が、船舶推進用や発電用としてディーゼル機関が、航空機用としてガスタービン機関（ジェットエンジン）が大発展を遂げた。

また一方、1960年前後、油田や海洋リグから発生し、それまでフレアガスとして無駄に燃やしていた随伴ガスを有効利用する動きが活発となり、ガスと液体燃料を併用できる二元燃料機関（デュアルフューエル機関）が欧米のエンジンメーカーで開発・実用化され、再びガス機関の需要が起きてきた。

さらに1980年前後、石炭や液体燃料の使用によって生じる硫黄酸化物、窒素酸化物および二酸化炭素などによる環境破壊から地球を守るため、クリーンなエネルギーとして天然ガスが注目され、LNGを燃料とするガス機関やガスタービンがディーゼル機関に代わるコージェネレーション（熱電併給システム）用の原動機として再び脚光を浴びて現在に至っている。

海上交通においても2000年前後になると大気汚染防止の観点から窒素酸化物の排出が規制され、さらに

バルト海やカリフォルニア州沿岸などの特定海域では硫黄酸化物の排出規制の観点から燃料油に含まれる硫黄分も厳しい規制が施行された。これらの規制に対応するため、およびLNG船から発生するBOG（ボイルオフガス）を活用するため船舶の主機関や補機関用としてガス機関や二元燃料機関が開発され実用化されている。

#### 参考文献、引用文献

- 1) 富塚 清、「内燃機関の歴史」三栄書房（昭和44年12月）P3 - 47
- 2) 同上 P52 - 55
- 3) 同上 P194 - 198
- 4) 同上 P64 - 65、P70
- 5) 荒井久治、「エンジン進化の軌跡」山海堂（1998年10月）P9 - 12
- 6) 同上 P24 - 36
- 7) 同上 P94 - 105
- 8) 同上 P130 - 135
- 9) 同上 P82 - 90
- 10) 稲葉興作、「過給機の知識」成山堂（昭和43年3月）P2
- 11) 「ニューコメンの蒸気機関」、ウィキペディア「蒸気機関」より
- 12) 「ワットの蒸気機関」、ウィキペディア「ジェームズ・ワット」より

# 4 | ガス機関の構造と燃焼

## 4.1 ガス機関の作動原理とガスの燃焼

ガス機関は燃料としてガスすなわち気体燃料を使用する原動機であり、液体燃料を用いるディーゼル機関やガソリン機関とは燃料供給システムの機器や構成および燃焼室の構造が異なる。

ガス機関の作動原理は他の往復動内燃機関と同じであり、エンジンの燃焼室内で発生させた燃焼ガスの圧力でピストンを押し下げて連接棒を介してクランク軸を回転させる原動機である。

しかしガスそのものは燃やすことが難しい燃料である。(以降「ガス」という場合は特に断らない限り「燃

料ガス」を指すものとする。) すなわちガスは可燃限界の幅が狭く、ガス濃度が濃過ぎても薄過ぎても燃えないし、着火温度も天然ガス(メタン 90~95%)の場合 600~650℃で重油のそれ(350℃前後)よりも高い。このためガスは重油のように圧縮着火させることが困難であり、エンジン内で燃焼させるためには補助的な点火装置が必要になる。

従ってガス機関とディーゼル機関との大きな相違点はガスの供給方式、点火(着火)方式、燃焼方式の3点が挙げられるが、これに燃焼室の構造の特徴を加えてまとめると表 4.1 のようになる。

以下に詳細について解説する。

表 4.1 ガス機関の点火・燃焼方式とディーゼル機関との対比

	ガス機関	ディーゼル機関
① 燃料ガス供給方式	<ul style="list-style-type: none"> <li>ガスミキシング(キャブレター等)</li> <li>給気ポート内低圧噴射</li> <li>主室内高圧噴射</li> </ul>	液体燃料を副室または主室内に高圧噴射
② 点火(着火)方式	<ul style="list-style-type: none"> <li>電気火花点火</li> <li>グロープラグによるグロー点火</li> <li>パイロット燃料油圧縮着火</li> <li>パイロット油着火と電気火花点火の併用</li> </ul>	液体燃料油圧縮着火(始動時のみグロープラグの使用例有り)
③ 燃焼方式	<ul style="list-style-type: none"> <li>予混合燃焼方式                             <ul style="list-style-type: none"> <li>理論混合比(ストイキ)燃焼</li> <li>希薄混合気燃焼</li> </ul> </li> <li>拡散燃焼方式……………ガスジェット拡散燃焼</li> </ul>	拡散燃焼方式
④ 燃焼室構造	<ul style="list-style-type: none"> <li>副室式                             <ul style="list-style-type: none"> <li>予燃焼室式</li> <li>渦流室式</li> </ul> </li> <li>主室式(単一燃焼室式)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>副室式                             <ul style="list-style-type: none"> <li>予燃焼室式</li> <li>渦流室式</li> </ul> </li> <li>主室式(単一燃焼室式)</li> </ul>

## 4.2 燃料ガスの燃焼室への供給方法

燃料ガスの燃焼室への供給方法には、主に次の三種類がある。

### (1) ガスミキシング

自動車用ガソリン機関と同じように、いわゆるキャブレター等を用いて吸入空気を負圧を利用して給気管内にガスを吸い込む方式である。構造が簡単であるが複数シリンダの場合シリンダ間でガス濃度のバラツキが生じることが避けられない。また給排気弁のオーバーラップ期間中に混合気の一部が排気弁から排気管へ抜けてしまうため効率上のロスがあり、小型機関を除いては採用されていない。(ただし現在の自動車用ガソリン機関はほとんどガソリン噴射式に切り替えられている。)

### (2) 給気ポート内低圧噴射方式

ガスバルブ（電磁弁）を用いて $2\sim 3\text{kgf/cm}^2$ の圧力で給気管内に噴射する。図4.1にその一例を示す。

ガスバルブによる供給方式は電磁弁でガスの噴射期間とタイミングを制御するため、給排気弁のオーバーラップ期間中に排気管へ抜ける混合気の量を大幅に減らすことができる。

またガスバルブをシリンダ毎に取り付けるため、シリンダ間のガス量のバラツキを抑えることができるが、この特徴を逆に利用してシリンダ毎のガス噴射量（噴射期間）を変えることにより、異常燃焼（ノッキング）の徴候のあるシリンダを検知してガス噴射量を減らすことによって異常燃焼を抑制することができる。

ガスバルブ（電磁弁）の採用は出力アップと熱効率アップに大きく貢献したが、反面シリンダ毎に取り付けるためコストアップは避けられない。

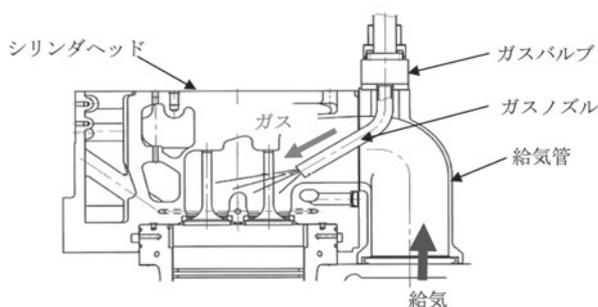


図4.1 ガスバルブによる供給方式<sup>1)</sup>

上記のガスミキシング方式とガスバルブ方式は燃焼室の手前でガスと空気を混合させるため予混合燃焼方式と呼ばれる。

### (3) 主室内高圧噴射方式

4.4項で説明するガスジェット拡散燃焼では圧縮行程の終わりの時期にガス噴射弁を用いて $200\sim 300\text{kgf/cm}^2$ の高圧で燃焼室内にガスを噴射し、短時間の間にガスと空気を拡散させて燃焼させる。点火（着火）にはパイロット油圧縮着火またはグロープラグによる点火を行う。

この方式はディーゼル機関と同様に圧縮比を大きくとれるため、熱効率は前述の予混合方式より高くなるが、付随して高濃度（ $2000\text{ppm}$ 前後、 $\text{O}_2 = 0\%$ 換算）の窒素酸化物が発生するため脱硝装置が不可欠である。

ノッキング：一般に燃焼はシリンダの中央部から始まるがその圧力波により、燃焼期間の終わりころにピストンやシリンダライナー壁面に押し付けられた混合気が一気に自己着火し、その際に金属的な音を伴う衝撃波となって異常な高圧が発生する。これをノッキングといい、この衝撃波はエンジン部品を損傷させることがある。

## 4.3 点火（着火）方式

### 4.3.1 電気火花点火

ガス機関の点火（着火）方法は一般的にはガソリン機関と同じように点火プラグによる電気火花点火を用いることが多い。

電気火花点火方式はイグニッションコイルで直流の高圧（15～35kV）を発生させ、設定されたタイミングでこれを点火プラグに流して電極間でスパーク（火花）を生じさせてこれを火種としてガスに点火する。点火プラグ方式はシステムとして完成されシンプルで使い勝手の良い方式であるが、デメリットとして連続常用運転の場合電極の摩耗が進み1,000時間程度しか耐久性がないことである。（現在は約2,000時間に改良されている。）

また点火プラグでは点火エネルギーが不足してガスが着火しないケースもあり、改善策として液体燃料を圧縮着火させこれを火種とする方法が開発されている。（4.3.3項を参照）

図4.2に点火プラグの取付け例を示す。この図の例では予燃焼室には別に濃いガスを供給して点火プラグによる火付きを助けている。

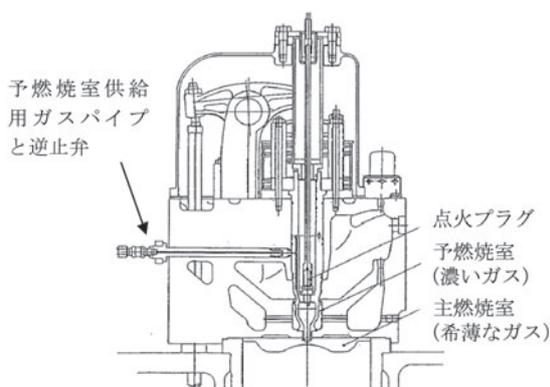


図4.2 点火プラグの取付け例<sup>2)</sup>

### 4.3.2 グロープラグによるグロー点火

点火プラグは電極間に高圧を流して瞬時にスパークを発生させる方式であるが、グロープラグは低圧（12V～24V）をコイルに流して常時赤熱させておき、ここに高圧で噴射したガスを当てて点火する方法である。

図4.3にその取付け例を示すが、これは1シリンダに複数（2個）取り付けた例である。グロープラグはイグニッションコイル等他の機器が不要なため簡便で確実な方法であるが点火エネルギーは次項のパイロ

ット燃料油圧縮着火に比べて低いいため安定的な燃焼には配置等を含めた工夫が要求される<sup>2)</sup>。

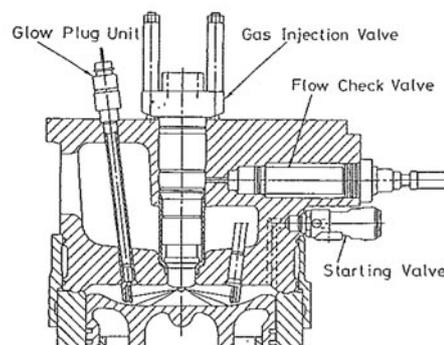


図4.3 主室内高圧ガス噴射および点火用グロープラグの取付け例<sup>3)</sup>

### 4.3.3 パイロット燃料油圧縮着火

希薄混合気燃焼方式で大きな点火エネルギーを必要とされる場合は微量（全発熱量の1%前後）の液体燃料（軽油または重油）を燃焼室内に噴射してまずこれを燃焼させ、これを火種としてガスに点火する方法がある。この方式をパイロット燃料油圧縮着火方式（またはマイクロパイロット油着火方式）という。（以降パイロット着火と呼ぶことにする。）パイロット着火のエネルギーは点火プラグの5000～10000倍と云われ、4.4.2項で記述する希薄燃焼方式には不可欠の技術となっている<sup>4)</sup>。

またパイロット着火はディーゼル機関と同様に燃料噴射ポンプと燃料噴射弁を装備する必要があるが、燃料噴射弁の交換寿命は4,000時間前後であり点火プラグに比べて格段に使用時間が伸びる。メリットの反面、顧客としてはガスに加えて液体燃料を用意しなければならないという煩わしさが生まれる。

図4.4にパイロット着火の一例を示す。

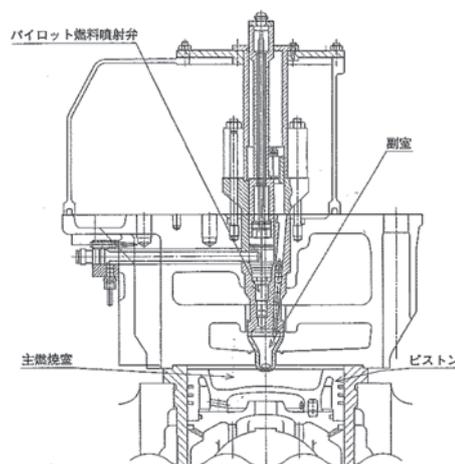


図4.4 パイロット燃料噴射弁の取付け例<sup>5)</sup>

#### 4.3.4 パイロット着火と電気火花点火の併用

パイロット着火方式ではエンジン始動時に燃焼室内の圧縮温度が十分に上がらないため液体燃料を噴射しても液体燃料自体が着火しない懸念があり、これを解消するため始動時のみ点火プラグを併用する手法もある。

図 4.5 にパイロット着火と点火プラグの併用例を示す。

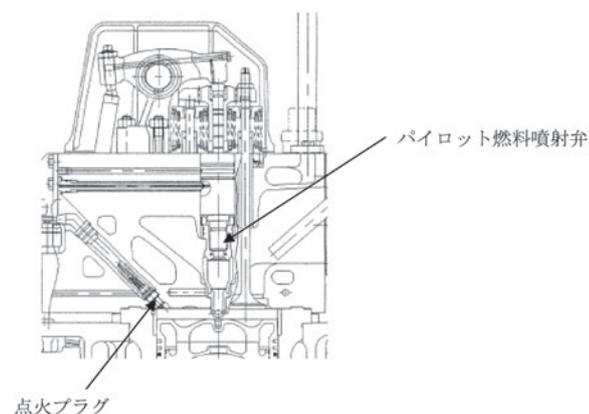


図 4.5 点火プラグとパイロット燃料噴射弁の併用例<sup>6)</sup>

### 4.4 ガス機関の燃焼方式

ガス機関の燃焼方式は空気過剰率（=実際の空気供給量 / 理論空気量）によって理論混合比燃焼（ストイキ燃焼）方式と希薄混合気燃焼（リーンバーン）方式に分けられる。

また混合気形成の手法により予混合燃焼方式と拡散燃焼方式にも分類される。ガスが燃焼室に入る前に空気との混合気を形成するシステムを予混合燃焼といい、燃焼の直前に燃焼室の中にガスを供給（噴射）して拡散により混合気を形成するシステムを拡散燃焼という。

予混合燃焼方式には次項で説明する理論混合比燃焼方式（ストイキ燃焼）と希薄混合気燃焼（リーンバーン）方式があるが、拡散燃焼方式は希薄混合気燃焼方式のみが実用化されている。

注：ストイキとは stoichiometry の略で理論混合比（理論空燃比）の意味。

#### 4.4.1 理論混合比燃焼（ストイキ燃焼）方式

ガスを理論上必要な空気量で燃焼させる方式を理論混合比燃焼（ストイキ燃焼）方式という。（メタン 90%の天然ガス 1Nm<sup>3</sup>を燃焼させるために必要な理論空気量は約 10.5 Nm<sup>3</sup>）ストイキ燃焼では着火が容易

で安定的に燃焼するというメリットの反面、排気ガス温度が高く、しかも窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）の濃度が高い（2000～3000ppm、O<sub>2</sub>=0%換算）というデメリットがある。

このため NO<sub>x</sub> の低減対策として触媒を用いた脱硝装置を採用する例が多い。この脱硝装置は白金、ロジウムおよびパラジウムの微粒子を触媒として用い、窒素酸化物、炭化水素および一酸化炭素の 3 種類（三元）の有害物質を同時に浄化することができるため三元触媒と呼ばれており、それぞれ酸化または還元させて無害化することができる。

但しこの触媒が有効に働くためには排気ガス中の酸素濃度が大きく影響し、図 4.6 のように空気過剰率が 1 近辺のいわゆるウィンドウと呼ばれる狭い範囲内に維持することが必要である。

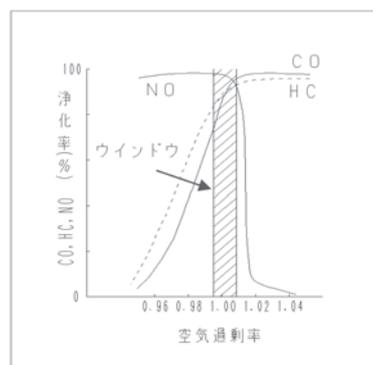


図 4.6 空気過剰率と浄化率<sup>11)</sup>

空気過剰率の制御は排気ガス中の酸素濃度により制御しているが、制御範囲が狭いためかなり困難であり、また触媒は定期交換が必要であるが貴金属を含むため高価である。

また排気ガス温度が高いため給排気弁等の燃焼室周りの部品耐久性に悪影響を与える問題があり、さらに出力を上げようとしてガス量を増やすと異常燃焼（ノッキング）を発生し易いという欠点がある。このため中型・大型ガス機関では次項に述べる希薄混合気燃焼方式を採用するケースがほとんどである。

#### 4.4.2 希薄混合気燃焼（リーンバーン）方式

ガスを燃焼させるために理論的に必要な空気量の 2～3 倍の空気を燃焼室に送り込んでガスを薄い状態（希薄）で燃焼させる方法を希薄混合気燃焼（リーンバーン）方式という。

内燃機関から発生する NO<sub>x</sub> は燃焼室内で空気中の窒素と酸素が化学的に結合して生成されるものであり、

燃焼室内の燃焼温度と滞留時間の関数で、温度が高いほどおよび滞留時間が長いほどNOxの発生量は多くなる。

空気過剰率の大きな領域では緩慢な燃焼と余剰の空気によって燃焼温度が低下し、NOxの発生量が低下する。(NOx濃度 200~500ppm、O<sub>2</sub> = 0%換算)

さらに燃焼温度が低いためノッキング領域から離れており、部品に与える熱的な影響の度合いも低いいため、近年の正味平均有効圧力を増大した機関は全て希薄燃焼方式を採用している。

一方デメリットとしては、ガスを極めて薄い状態で燃やすため燃焼が不安定で回転変動や失火(この場合の失火とは燃焼室内に供給されたガスが燃えないで、そのまま排気弁から排出されることを言う。)が起り易いことであり、この問題をクリアすることが希薄燃焼方式採用の鍵を握っていた。対策としてエンジン各社はいろいろな工夫をしているが、一例として副室式を採用してこの中に主燃焼室よりも濃いガスを圧送し、副室内の混合気を着火し易い状態(ほぼ理論混合比)にしておき、これを点火プラグで点火してその燃焼ガスを主燃焼室に噴出させその火炎ジェットで主燃焼室内の希薄なガスに点火する方法がある(図4.2を参照)。

しかしさらに点火エネルギーを大きくするため、点火プラグに替えてディーゼル機関と同じ燃料噴射弁を用いて微量の液体燃料を噴射して圧縮着火させ、この燃焼ガスを主燃焼室に噴出させてその火炎ジェットで希薄なガスに点火させる方式が生まれてきた(4.3.3項パイロット着火方式を参照)。

空気過剰率(空燃比)を横軸に、ストイキ燃焼と希薄燃焼の領域を図に表すと、図4.7のようになる。ストイキ燃焼方式は空気過剰率が1付近の狭い領域で運転され、一方希薄燃焼方式は空気過剰率が2~3の間で使われるが、ノッキングと失火に制約された領域で運転されている。

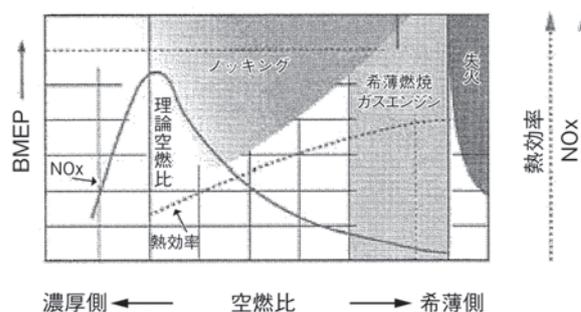


図 4.7 空燃比とガス機関の運転領域<sup>7)</sup>

#### 4.4.3 ガスジェット拡散燃焼方式(主室内高圧噴射方式)

ガスジェット拡散燃焼は4.2項で記述した主室内高圧噴射方式に相当し、ディーゼル機関並の出力と熱効率を得られるという利点がある。しかしガスを高圧に圧縮するために大きな動力(エンジン出力の3~5%)を要するため、前述の希薄燃焼方式が現れると熱効率上の有意差がほとんど無くなった(図4.3を参照)。

### 4.5 燃焼室の構造

燃焼室とは文字通りエンジンの燃焼が行われる部屋であるが、その形状および形状から決まる圧縮比は燃焼性能を左右する重要な役割を担っている。

往復動内燃機関においては理論的に圧縮比が高いほど熱効率は高くなるが、そのぶんシリンダ内最高圧力が高くなり、エンジンとしてそれに耐える高い剛性が要求される。またガス機関の場合ノッキングの領域に近づくことになるため、圧縮比として適切な選定が必要になる。

主燃焼室の形状はガスの燃焼良否を左右する重要な要素であるが、ほとんどピストン上面の形状で決定されるので、圧縮比の大きさと合わせてピストン形状の決定は大きな意味を持っている。

燃焼室は構造的に主室(主燃焼室)のみの単室構造と、燃焼を補完する役割を持つ副室を有する副室式に分類される。

#### 4.5.1 副室式

副室式はその機能により、予燃焼室式と渦流室式に

正味平均有効圧力( Brake Mean Effective Pressure = BMEP ): 4サイクル機関では吸入-圧縮-爆発(膨張)-排気の4行程を通したシリンダ内の平均圧力を図示平均有効圧力( Indicated MEP = IMEP )といい、IMEPから摺動摩擦による損失分を引いたものがBMEPである。エンジンの出力はBMEPに比例し、出力=BMEPを大きくするためにはより多くの燃料をシリンダ内で燃やさなければならないが、そのためには過給機等を付けて、より多くの空気をシリンダ内に送らなければならない。

分類される。

副室の役割は主室の燃焼を補完するためであり、基本的には副室で事前に燃焼させたガスを先端の噴口穴から主室内に噴出させ、その火炎ジェットで主室内のガスを点火することである。

一般的に予燃焼室はシリンダヘッドの中心に位置して垂直に取り付けられ、その先端の噴口穴も360度均等に配置されている。(図4.4および図4.5を参照)一方渦流室式はシリンダヘッドの片側に位置して斜めに取り付けられ、主室内の燃料に点火することに加えてその噴流で主室内の混合気を攪拌して火炎の伝播がスムーズに行えるようにしている。(図4.8を参照)

副室式は前述のように主室内の燃焼を補完するという重要な役割を持ち、その容積割合(全燃焼室容積に対する副室の容積)が熱効率やNO<sub>x</sub>の生成に大きな影響を与えることが判明している。

またデメリットとしては副室内に混合気(または空気)が入り出す際に絞られるため、若干の熱効率上のロスが発生することは避けられない。

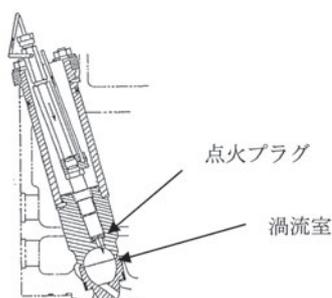


図4.8 渦流室の一例<sup>8)</sup>

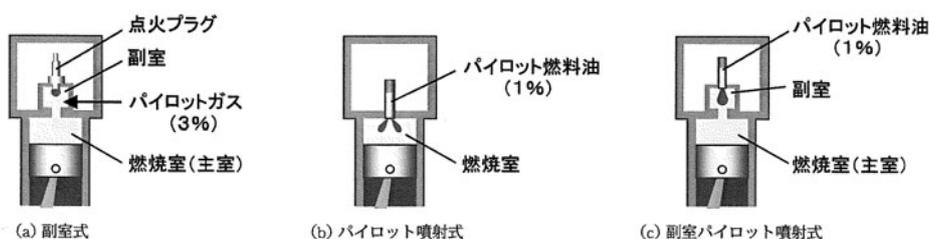


図4.9 ガス機関の燃焼室構成と着火方式の組合せ<sup>9)</sup>

#### 4.5.2 主室式(単一燃焼室式)

図4.3に示されるように主室(主燃焼室)のみで構成される単一燃焼室式である。副室式と比較すると構造が簡略化され部品点数が少ないこと、および副室の絞り損出がないというメリットを持つ。その反面希薄混合気をどのように着火させるかという点に関してはエンジン各社がそれぞれの技術を生かしている。図4.3の例では複数のグロープラグにより混合気に点火しているが、直噴マイクロパイロット着火方式により始動用点火装置は使用せず着火させる手法もある。

図4.9にガス機関の燃焼室構成と着火方式の組合せ例を示すが、(b)図は始動時にはガスを供給しないでパイロット油(液体燃料)だけを多めに噴射して圧縮着火し始動立ち上げを行い、その後ガスを供給している。

### 4.6 二元燃料機関(デュアルフューエル機関、Dual Fuel)(以降DF機関と記述する)

#### 4.6.1 DF機関とは

DF機関とは液体燃料とガス燃料の2種類の燃料で運転できる機関をいう。

液体燃料(軽油または重油)で運転する場合は通常のディーゼル機関と同じであり、圧縮着火で運転される(これを「ディーゼルモード」という)。ガスで運転する場合(これを「ガスモード」という)は液体燃料を着火剤として用い、総熱量の5~10%の液体燃料を主燃焼室内に噴射して圧縮着火させ、この火炎によってガスに点火する。従ってDF機関はディーゼル機関

デュアルフューエル機関とガスディーゼル機関: エンジンメーカー各社の技術論文を読み進めるとデュアルフューエル機関(DF機関)とガスディーゼル機関という言葉が出てくる。

この両者の違いの定義は特にないようであるが、強いて分類すれば、DF機関は燃料の事情によりガス燃料での運転(着火のため総発熱量の約10%の液体燃料を噴射する必要があるが)と液体燃料での運転の切り替えができるタイプを云い、ガスディーゼル機関とはガス燃料の運転が主体(この場合でも着火のため約10%の液体燃料を噴射する必要があるが)で液体燃料のみでの運転を想定していないエンジンを云うようである。あえて付け加えれば、ガス燃料であるが着火剤の液体燃料はディーゼル機関と同様に圧縮着火させるのでガス・ディーゼル機関と呼んでいる。本稿では文献を引用する場合は基本的には原文を尊重してそのまま転記するが、混乱を招かないように書き直すこともある。

なおバルチラ社(フィンランド)では1980年代の後半に開発した主室内高圧ガス噴射タイプを「ガスディーゼル」と呼んでいる。

とガス機関の両方の装置・機器を備えている。

一般的にエンジンの始動時はディーゼルモードで液体燃料のみで始動し、暖機して負荷が15%~30%になったところでガスモードに切り替える。切り替え時の負荷はメーカーやエンジン型式によって異なるが、停止時もディーゼルモードに切り替えてから停止する。

#### 4.6.2 DF 機関の歴史

第2次世界大戦後、中東で大規模な油田が開発されたが、その副産物として噴出する石油系ガスは揮発性で危険なため大気中で焼却処理を行っていた。(この炎をガスフレアという)しかし世界的なエネルギー消費の増大を補うため、1955年ころからこの油田随伴ガスを有効に活用すべきという議論が沸き起こり、まず天然ガスを液化してLNG船で欧州に運搬し従来の石炭ガスの補充や代替燃料として活用が始まった。この有効活用の一環としてDF機関が開発された。

開発当時は排気ガスの排出規制はなかったため、特にこの面での制約はなく着火剤として軽油または重油を用いてストイキ燃焼で運転された。

DF機関は産業用や民生用に使用され、後年下水汚泥処理施設や生ゴミ処理施設から発生する消化ガスを燃料とするDF機関としても活用されている。また海洋掘削リグにおいても重宝されて、随伴ガスを使ったリグの電力供給用として多用されている。

また近年ではLNG船から発生するボイルオフガス(Boil Off Gas、LNGタンク内で蒸発気化して発生したガス)を燃料とした船舶用のDF機関も開発され、欧州では実用化が始まっている。船舶のDF機関については第10章で記述する。

#### 4.6.3 DF 機関の構造と性能

図4.10にDF機関の一般的な構造を示す。基本的にディーゼル機関の本体を使用しており、図のように主燃焼室のみの単一燃焼室方式で、これにガス供給系統、給気量制限装置、ガスモードとディーゼルモードの切り替え装置などが追加されている。

DF機関の性能として最大出力はディーゼル機関単独タイプよりも低く抑えられているケースが多い。この理由として、エンジンの最大出力を決めるパラメータの一つにシリンダ内の最高燃焼圧力(Pmax)があるが、ガスモードの場合燃焼変動が大きいためPmaxの変動も大きく、Pmaxの上限をディーゼル機関単独タイプと同等に抑えるとガスモードの最大出力は下げざるを得なくなる。

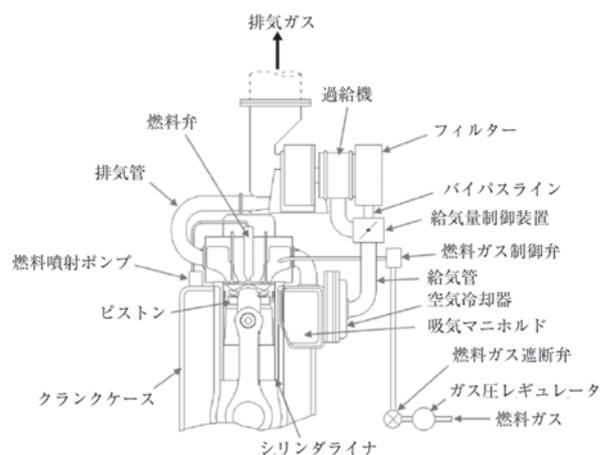


図4.10 PA5L-DF形機関 給気および燃料ガス制御系統 図<sup>10)</sup>

またストイキ燃焼方式は排気ガス温度も高いためこの面でも制約を受け、ストイキ燃焼方式のDF機関の最大出力はディーゼル機関単独タイプの70~80%に抑えているケースがほとんどである。

しかし最近のDF機関は希薄燃焼方式を採用しノッキング抑制装置との組合せで、最大出力はディーゼル機関単独タイプと同等レベルに持ち上げられてきている。

### 4.7 燃料ガスについて

ガス機関の燃料ガスは過去には石炭ガスが主体であったが、第2次世界大戦後は天然ガスが主体となって今日まで続いている。その後、世間のエコロジーの流れの中で、下水汚泥処理施設や生ゴミ処理施設から発生する消化ガス、および間伐材や剪定材から生産する木質ガスなどのバイオガスが加わってきた。また石炭の採掘時に発生する炭鉱メタンガスを有効利用するための新しい用途も開発されている。

#### 4.7.1 燃料ガスの分類

表4.2にガス機関に使用されている燃料ガスの分類を示す。バイオガスや炭鉱メタンガスのように発熱量が低い場合は、それに見合う分だけガス供給量を増やさなければならぬためガス機器も容量の大きいものを選定する必要がある。しかし木質ガスは量でもカバーできないため出力を下げている。

一方LPG(プロパンガス)は次項で説明するように可燃限界の下限濃度が小さいため、ノッキングに入り易く出力が制限される。

表 4.2 燃料ガスの分類（ガス機関用）

分類	種類	主成分の一例	真発熱量の一例 (約) kcal/Nm <sup>3</sup>	メタン価	エンジン出力
都市ガス（日本国内）	13A	メタン 88.5% エタン 4.6% プロパン 5.4%	9900	80~90	100%
	12A	メタン 98.9% プロパン 0.3% CO <sub>2</sub> 0.7%	8600	95~100	100~80%
LPガス（液化石油ガス）	純プロパン	プロパン 98%	22500	30	約 80%
バイオガス	消化ガス（下水汚泥処理、生ゴミ処理）	メタン 約 60% CO <sub>2</sub> 約 40%	5150	120~130	100%
	木質ガス（間伐材、剪定材）	H <sub>2</sub> 約 20% CO 約 25% メタン 約 5% CO <sub>2</sub> 約 10% N <sub>2</sub> 約 40%	1700	—	約 60%
炭鉱メタンガス	メタン	メタン 30~50% 残りは空気	2600~4400	—	約 100%

(注) メタン価：アンチノック性を示す指標でメタン価が小さいほどノッキングを発生し易い。

#### 4.7.2 燃料ガスの性質

ガス機関や DF 機関に使用される燃料ガスの可燃限界（爆発限界）を図 4.11 に示す。

空气中で燃焼・爆発する限界の濃度を可燃限界（爆発限界）と言ひ、この濃度より薄くても濃くてもガスは燃えない。プロパンガスは約 2% で可燃限界に入るが、13A（メタンガス）は 5% まで爆発の危険がない。従ってメタンガスの方がプロパンガスに比べ燃えにくい半面、ノッキングに対しては有利であることが理解できる。

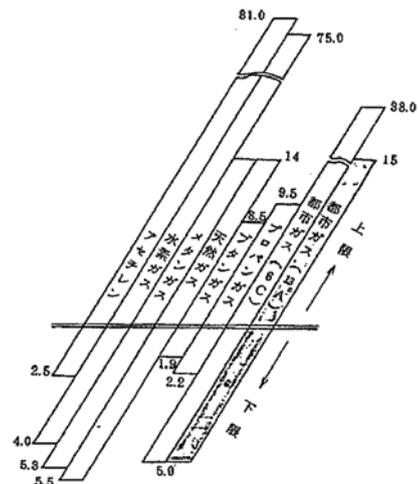


図 4.11 燃料ガスの可燃限界<sup>11)</sup>

天然ガスと LNG：天然ガスはメタンを主成分とする可燃性ガスであり、LNG（Liquefied Natural Gas）は天然ガスを液化したものをいう。LNG はエネルギーとしては天然ガスそのものより優れているが、その理由は産出した天然ガスを液化する際に、まずちりを除き、さらに脱硫、脱炭酸、脱水、脱湿などの前処理を行うため不純物のないクリーンなエネルギーになるからである。天然ガスの主成分であるメタンは 0℃、1 気圧のもとではガス状態にあり、1m<sup>3</sup> のメタンを 1 気圧のもとで、-162℃まで冷却すると液体となり、その体積は 0.0017m<sup>3</sup> と、もとの体積の 1/600 という小容量になるので、パイプラインで輸送することができない海外でも LNG 船で輸送することが可能になった。

天然ガスの主な埋蔵地域は中近東、アジア・オセアニア（インドネシア、マレーシア、ブルネイ、オーストラリア等）、北アフリカ（アルジェリア、リビア等）、北米（アラスカ、合衆国、カナダ、メキシコ等）、南米（ベネズエラ等）、ヨーロッパ、旧ソ連（ウクライナ、サハリン等）など世界各地に広く分散していることが特徴であり、その可採年数は 2009 年 1 月時点で 63 年と予測されている。（これに対して原油の埋蔵地域は中近東に偏っており、その可採年数は約 50 年と予測されている。）一方最近聞く言葉で「CNG 自動車」という言葉がある。CNG は圧縮天然ガス（Compressed Natural Gas）の意味で、天然ガスを気体のままで 20~25MPa に圧縮して体積を 1/200~1/250 にしたものを。これを容器に詰めてバスの屋根上などに積んでクリーンなエネルギーとして活用している。

（鳴島 正、「天然ガスとは」内燃機関誌 32 巻 1 号（平成 5 年 1 月）等）

## 参考文献、引用文献

- 1) 「22AG シリンダヘッド構造図」新潟原動機技術資料
- 2) 「26HX-G シリンダヘッド構造図」新潟原動機技術資料
- 3) 別府 治 他「三井ガス・インジェクション・ディーゼル機関の運転実績」三井造船・技報第167号（平成11年6月）P13 - 18
- 4) 後藤 悟、「マイクロパイロットガスエンジン」日本陸用内燃機関協会誌 LEMA 第492号（平成20年7月）P51 - 58
- 5) 中野良治 他、「高出力ガス機関 KU30GA の開発」三菱重工業・技報害 38 卷 4 号（平成13年7月）P203
- 6) 「L22AG 取扱説明書」新潟原動機 技術資料
- 7) 近藤守男 他、「高効率大型ガスエンジンを開発」三井造船・技報第191号（平成19年6月）P22
- 8) 「日内連 40年史」日本内燃機連合会（1994年10月）P143
- 9) 古谷博秀 他、「レーザによる燃焼制御技術の開発ーガスエンジンの新しい着火方式の試みー」三井造船・技報199号（平成22年2月）P19
- 10) 「PA5L-DF 取扱説明書」新潟原動機 技術資料
- 11) 後藤 悟、「ガスエンジン」新潟原動機 技術資料（平成11年5月）

# 5 | わが国におけるガス機関の歴史

## 5.1 草創期のガス機関（明治、大正、および昭和初期まで）

わが国においては明治維新（明治元年、1868年）とともに文明開化の波が押し寄せてきたが機械工業の興隆はまだまだ先のことであり、一方、オットーがフリーピストン機関を完成したのが1867年、4サイクル・ガス機関を発明したのは1876年で、工業力は欧米と大きな差があった。

それでも明治中期からは小・中の工場が立ち上がり、その動力として蒸気機関、ガス発動機および石油発動機等が盛んに使われ出した。勿論当初は欧米からの輸入品であり、ガス機関は1882年（明治15年）前後に工部大学校（のちの東京大学工学部）によって、また石油発動機は1884年（明治17年）前後に東京職工学校（のちの東京工業大学）によって初めて輸入された。さらにガス発生装置を持った吸入ガス機関は1906年（明治39年）前後に輸入された<sup>1)</sup>。

記録によれば全国の内燃動力の使用台数は、1909年（明治42）に石油発動機1394台、ガス機関838台、合計2232台が5年後の1914年（大正3年）には石油発動機1132台、ガス機関2062台、合計3194台で1.4倍強に増えている。おおよそ石油発動機の出力は3～10馬力、ガス機関は5～100馬力で、ガス機関が大幅に増え、石油発動機が減ったことは製造業の規模が大きくなったことを示している。さらにこれより大きな動力が必要な場合は蒸気機関（15～250馬力）が使用された。電気モータも使われていたが送電技術・送電網が未発達で電気料金もかなり高かったようだ。

参考までに1911年（明治44年）の試算では10馬力の原動機を1年間運転するための費用（燃料費+保守費+人件費+購入費の減価償却費）は蒸気機関を1とすると、

蒸気機関	1.0
石油発動機	0.65
ガス機関	0.43
電気モータ	0.44

であり、ガス機関が健闘しているが、蒸気機関に比べて熱効率が低いこと、石油発動機に比べて燃料費が安いことが有利であったと思われる<sup>2)</sup>。

このような機運を受けて、わが国にも内燃機関を製造するメーカーが出現してきたが、池貝鉄工所（現池貝、後の富士ディーゼル）が1896年（明治29年）に、

わが国で初めて石油発動機を製作したような状況であり、一方第3章で述べたように、1900年ころからヨーロッパでは有力ガス機関メーカーが次々に台頭していた。従ってこの時代は小型の発動機は欧米から輸入したものを模倣して生産し、中型・大型機関は欧米の先進的なエンジンメーカーからの輸入や技術提携による生産に頼らざるを得ないという状況であった。

この時期のわが国の内燃機関メーカー等の動きを中心に、操業開始順に記述する。

### 5.1.1 池貝鉄工所

池貝は1889年（明治22年）に操業を始め、国産旋盤の1号機を完成し、その後内燃機関の生産にも進出して1896年（明治29年）に国産1号機の石油発動機を製作した。さらに大正中期以降わが国で最初の空気噴射ディーゼル機関や無気噴射ディーゼル機関を製作して原動機分野での先駆者となった<sup>3)</sup>。

### 5.1.2 横浜船渠（現三菱重工業 横浜製作所）

横浜船渠は1891年（明治24年）に創業し、明治30年代には石油発動機を製作していたが、明治40年代から大正中期にはクロスレー社（英）との技術提携によるガス機関を製作した。都市ガス用と吸入ガス機関があり、都市ガス用は数馬力から数十馬力、吸入式は最大200馬力程度まで製作して秋田県や愛知県の製材所に納入した。その後ディーゼル機関分野に進出して、1929年（昭和4年）MAN社（ドイツ）と技術提携を行い、主に2サイクルの船舶用主機関を製作した<sup>4)</sup>。

### 5.1.3 新潟鐵工所（現新潟原動機）

日本石油は1895年（明治28年）ころアメリカから輸入した石油発動機を新潟地区の油田で使用していた。これを参考にして日本石油・新潟鐵工所の長岡工場で1901年（明治34年）ころから石油発動機を製造して油田の汲み上げ用に使用した。さらに1903年（明治36年）日本石油は油田掘削の動力用としてアメリカからミーツ・アンド・ワイズ式2サイクル15馬力の石油発動機を輸入したが、長岡工場はこれも国産化して1905年（明治38年）ころから1.5馬力から25馬力までの10種の2サイクル石油発動機の製造販売を行った。

一方長岡工場では油田の随伴ガスを活用する目的で

石油発動機：燃料は石油（灯油）を使用し、これをキャブレターで霧化して作った混合気を圧縮して（圧縮比は低い）点火プラグで点火する。低出力で簡易な単気筒、横型がほとんどである。取り扱いが簡便であったため農業や林業はじめ各産業分野で使われ、国内メーカーも多数あった。

また石油発動機はキャブレターによる混合気形成、点火プラグによる点火および低圧縮などガス機関の方式とほぼ一致していたためガス機関への転用は技術的に比較的容易に可能であったと考えられる。

この発動機を改造して石油またはガスを単独に、あるいは併用で運転できるようにした。さらにこれを参考にしてガス機関の生産を行い、1925年（大正14年）までに15馬力から125馬力まで計約80台を製造、納入した。

1931年（昭和5年）には新潟鐵工所（明治43年に日本石油から独立）が立型4シリンダ天然ガス機関（345PS 2台）を新潟県刈羽郡の発電所に納入したという記録がある。

これらの経験をもとに、その後新潟鐵工所は焼玉機関を製作し、さらにディーゼル機関の製造へと移っていった<sup>5)</sup>。

#### 5.1.4 発動機製造（現ダイハツディーゼル）

1907年（明治40年）に設立された発動機製造は当初石油発動機を製造していたが、自社設備としてイギリスから輸入したラストン・プロックター社製のガス機関を参考に国産化を図り6馬力の吸入式ガス発動機を設計、製造した。その後同社はガス発動機を主力製品に据えて、まず8馬力～30馬力までシリーズ化し、その後さらに40馬力、50馬力のガス発動機を完成した。

図5.1に明治42年に作成された同社のカタログに掲載されている50馬力吸入ガス機関のガス発生装置

の写真を示す。

また図5.2に明治41年に作成された同社の「吸入瓦斯発動機取扱書」に掲載されているガス発生装置とガス発動機の外形図を示す。

同社は船舶用の吸入式ガス発動機にも取り組み、1908年（明治41年）長崎県の客船（フェリー）2隻に納入したが、ガス発動機は灯油発動機に比べて1時間当たりの燃料費が約1/3で済んだことから、その信頼性と経済性が大評判になった。

陸用吸入瓦斯発生装置  
有効五十馬力 (50. B. H. P.)

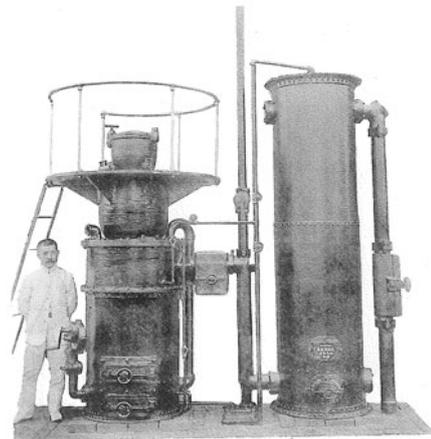


図5.1 50馬力用ガス発生装置（ダイハツディーゼル提供）

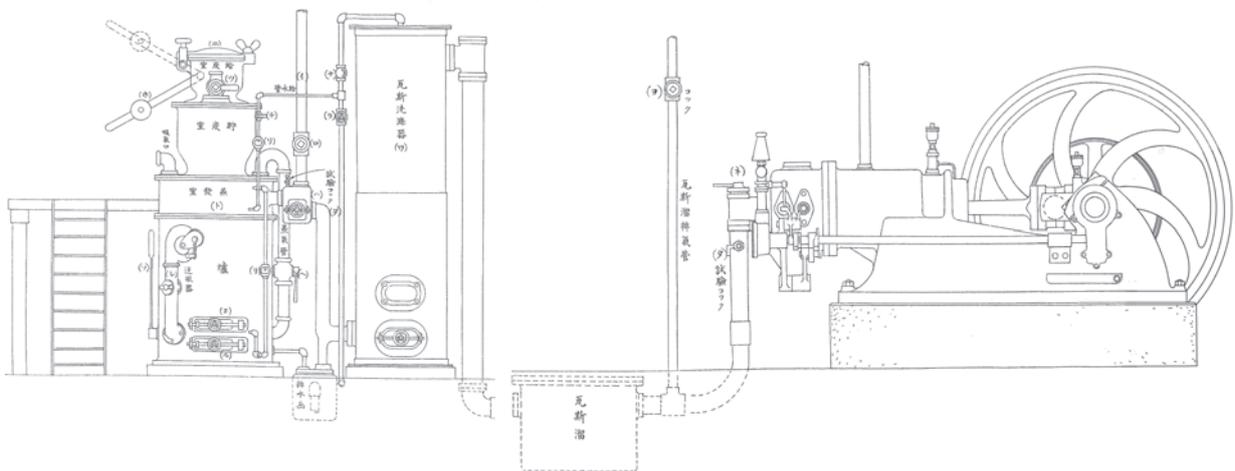


図5.2 ガス発生装置とガス発動機（ダイハツディーゼル提供）

発動機製造はその後ガス機関の設計・製造に注力して、1915年（大正4年）に400PS 3台を久原鋳業（株）・日立鋳山に納入し、1919年（大正8年）には500PS 1台を津電灯会社に納入した。1919年には125馬力の天然ガス発動機12台を日本石油に納入、さらに石炭ガスからタール分の除去に成功してこれを商品化し、有煙炭だけでなくあらゆる有煙燃料の使用も可能にして、吸入式ガス発動機の使用分野を広げた。

昭和に入ると同社はディーゼル機関の製造に進出し、1934年（昭和9年）に「ダイハツディーゼル機関」を発売。1942年（昭和17年）には重油節減のため天然ガスを燃料とし、重油で点火する「天然ガス燃料ディーゼル機関」を開発した<sup>6)</sup>。

### 5.1.5 山岡発動機工作所（現ヤンマー）

山岡発動機工作所は1912年（明治45年）に創業し、当時電化で不要になったガス機関を購入して吸入ガス発生装置を取り付け、吸入ガス機関として非電化地域に販売した。その後大正時代に入って石油発動機の製造・販売をおこなっていたが、1920年（大正9年）には自社開発の「立型石油発動機」を、その翌年には「横型石油発動機」を製造・販売した。1925年（昭和元年）には「ヤンマーオフセット式石油機関」（ピストンの側圧を減らすため、シリンダ中心とピストン中心をずらして異心としたもの）を製造・販売し、これがヒット商品となり経営拡大の基盤を築いた。

昭和に入るとディーゼル機関の将来性、発展性に着目してディーゼル機関の開発・生産へと進み、1933年（昭和8年）に世界最小の横型4サイクル・ディーゼル機関を完成した。

この開発には燃料噴射ポンプや燃料弁の小型化のため非常に苦労を重ねた末に開発に成功したことが記録に残されている<sup>7)</sup>。

### 5.1.6 三井鋳山・三池製作所

三井鋳山・三池鋳業所は1910年（明治43年）にMAN社（独）からDTZ型ガス機関（3000PS/100rpm）という大型ガス機関を2台購入し、三池焦煤（コークス）工場に設置した。その後大正時代に入ると同機関を参考に国産化して3台製作し、2台を自工場の増設に当て、残る1台は八幡製鉄所に納入した。国産化は三井鋳山・三池製作所が中心となって行ったが、大きな部品は40トンもあったため三池製作所で製造できない大物鑄鍛鋼部品は三井系列の日本製鋼所に発注し、発電機も同じく三井系列の芝浦製作所（現東芝）

に発注して苦心と工夫を重ねて1919年（大正8年）に国産化1号機が完成した。これらのエンジンは順調に稼動したが、太平洋戦争において1945年（昭和20年）に空爆で被害を受けて運転不能に陥り、戦後間もなく解体されたが、実に30年～40年間三池の石炭化学コンビナートの電力を賄ってきた。技術も製造設備も貧弱な時代に、国産化に邁進した当時の技術者の心意気と思うと感慨深いものがある<sup>8)</sup>。

以上のメーカーのほかに川崎重工業が1878年（明治11年）に川崎築地造船所として創業し、三井造船は1917年（大正6年）に三井物産・造船部として現・岡山県玉野市で創業したが主に中型・大型船舶用主機関として技術提携による2サイクルおよび4サイクル・ディーゼル機関を製造して、太平洋戦争前はガス機関については特に関与していなかった<sup>9)、10)</sup>。

このあと第2次世界大戦（1939年～1944年）、太平洋戦争（1941年～1945年）に入るまでガス機関としては特に大きな動きはなかった。

太平洋戦争中および戦後は液体燃料が逼迫したため、第3章で記述したように、鉄道車両やバスはガソリン機関をガス機関に改造して運転された。

## 5.2 太平洋戦争後

太平洋戦争後、いわゆる戦後のガス機関は大きく3つの時期に分けられる。

第1期は戦後復興期を過ぎて国内が高度成長期に移る昭和30年（1955年）以降であり、この時代は国内外で石油随伴ガスやバイオマスガスを有効に活用しようという目的から二元燃料機関（デュアルフューエル機関）が開発された。基本的には余剰なガスを燃料として発電することが目的であって、理論混合比燃焼（ストイキ燃焼）が主体であり、エンジンおよび発電設備としての信頼性や耐久性の確保に重点がおかれ、熱効率や正味平均有効圧力（出力）は二義的に設定せざるを得なかった。

第2期は経済が継続的な成長を続けていた昭和55年代（1980年～）であり、1986年（昭和61年）8月に通商産業省（当時）によって「コージェネレーション等の系統連系に関する技術要件ガイドライン」が制定された。これは自家用発電設備を高圧（6600V）以上の商用電力系統に連系する場合のガイドラインで、効率の高い分散型発電方式を促進することによって、エネルギーの有効利用を図ることを目的にしていた。このガイドラインが動機付けとなり、コスト競争力を強く意識していた企業は電気と蒸気のコストを下

げるため、ディーゼル機関やガスタービンを原動機としたコージェネレーション（熱電併給システム）を競って採用した。この中でも大都市近郊で窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）の排出規制が厳しく、電気や蒸気の需要が中規模（ほぼ100～5000kW）の企業はガス機関によるコージェネレーションを選択した。

従ってこの時代はNO<sub>x</sub>の低減に主力が注がれて希薄燃焼方式が主体となっていたが、ノッキング等の制約のため、出力は同サイズのディーゼル機関に比べて7割～8割程度であり、熱効率はディーゼル機関の9割前後であった。

第3期は環境保全意識が高まったH10年（1998年）以降で、この時期はNO<sub>x</sub>やSO<sub>x</sub>の排出規制に加え、さらに地球温暖化の大きな要因とされる温室効果ガス（CO<sub>2</sub>、メタン、フロン類のようなグリーンハウスガス＝GHG）の排出抑制が強く叫ばれ、1997年（H9年）に京都議定書が採択された。これによって各企業の環境保全に対する意識がさらに高まったが、この状況の中でNEDO（新エネルギー・産業技術総合開発機構）によって2003年（H15年）に設定された補助金制度がインセンティブともなって、ガス機関を使ったコージェネレーションシステムが再び注目を集めるようになった。ガス機関は天然ガス（またはLNG）を燃料とするため、CO<sub>2</sub>の排出量は軽油や重油を燃料とするディーゼル機関に比べて20%強も少なく、燃料中に硫黄分をほとんど含まないためSO<sub>x</sub>も排出しない。また希薄燃焼方式を採用してNO<sub>x</sub>を大幅に減らした。さらに重要なことは低成長経済の時代の要求に合わせて熱効率はディーゼル機関並みに向上し、また出力も製造メーカーのコスト競争力を高めるための努力に

よってディーゼル機関と同等に持ち上げられた。

これらの改良と技術開発のためわが国のメーカーは独自に、あるいは他社と共同で必死に技術開発に取り組んできた。

第6章以降は、太平洋戦争後のわが国におけるガス機関の技術開発史について詳しく記述していく。

#### 参考文献、引用文献

- 1) 荒井久治、「陸用内燃機関の歴史的発達と未来(15)」日本陸用内燃機関協会誌 LEMA477号（平成16年10月）P55 - 56
- 2) 荒井久治、「陸用内燃機関の歴史的発達と未来(16)」日本陸用内燃機関協会誌 LEMA483号（平成18年4月）P93 - 94
- 3) 「富士ディーゼル 30年の歩み」(昭和54年6月)
- 4) 「三菱重工業・横浜製作所 100年史」三菱重工業 横浜製作所（平成4年2月）P507 - 509
- 5) 「新潟鐵工所 100年史」新潟鐵工所（平成8年3月）P54 - 55、P82 - 83
- 6) 「ダイハツディーゼル 30年史」ダイハツディーゼル（平成8年12月）P4 - 6、P9 - 10、P27
- 7) 「ヤンマー 70年史」ヤンマー（昭和58年6月）P3 - 8、P13 - 16
- 8) 山岡茂樹、「三池のマンモスガスエンジン」内燃機関誌第32巻7号（平成5年7月）P73 - 80
- 9) 「原動機事業100年のあゆみ」川崎重工業（平成20年3月）P334
- 10) 「三井造船 75年史」三井造船（平成5年3月）P5 - 8

# 6 | 余剰ガス・バイオマスガスの活用と二元燃料機関 (1955年(昭和30年)以降)

## 6.1 この時代の動き

第二次世界大戦から10年が経過し、昭和31年7月通商産業省がまとめた「経済白書」に「もはや戦後ではない」と述べたように、わが国も戦後の復興期を終えて昭和30年代からは高度成長期に移って行く。

この時期は戦争で輸送船や漁船などの多くの船舶を失ったことに加えて、輸出入の急増に伴う船舶の不足から造船業が復興し、これに供給するためディーゼル機関の生産が活発になった。大手造船会社は海外の有力メーカーと技術提携を行い、主に2サイクルの大型ディーゼル機関を生産し、エンジンの専門メーカーは内航輸送船や漁船向けの中・小型4サイクルディーゼル機関(主機関および発電用機関)の増産に追われた。

海外では1950年前後に中東で大油田が発見され、これに刺激されて世界各地で油田やガス田の開発が行われた。ガス田から生産される天然ガスや、油田や海洋リグから発生する随伴ガスを活用するためガス機関の需要が生まれてきた。

一方、米国では既に自国で産出する安価な天然ガスが入手できており、これを燃料とするガス機関が発達していた。

しかし当時はまだ天然ガスを液化して海外に運ぶ技術が確立されていなかったためガス機関の使用はガス田の近辺か、パイプラインで供給可能な地域に限られていた。因みにLNG運搬船が開発されたのは1959年(昭和34年)の実験船が最初であった。

## 6.2 富士ディーゼル

戦後わが国のトップバッターとして産業用のガス機関を開発したのは富士ディーゼル(1949年に(株)池貝館山製作所として池貝鉄工所から独立、1956年に富士ディーゼル(株)に社名を変更、1990年に解散)であり、同社は1960年(昭和35年)にディーゼル機関をベースに、これに独自の設計で改良を加えて12VMG27.5E形ガスディーゼル機関を開発した。

このガスディーゼル機関はV型12シリンダ、過給機付きで東パキスタン(現・バングラディッシュ)の火力発電所に納入された。正味平均有効圧力(BMEP)は7.24kgf/cm<sup>2</sup>で、現在からみれば低いようであるが、当時はディーゼル機関でも10kgf/cm<sup>2</sup>

程度の時代であったので妥当な出力設定であったと考えられる。なお本機関は改良を重ねて1983年(昭和58年)にはBMEPは13.5kgf/cm<sup>2</sup>と2倍近くに増大された。

表 6.1 12VMG27.5X 形ガスディーゼル機関 主要諸元

開発年次	開発時 (昭和35年)	昭和58年
シリンダ数	12	同左
シリンダ径(mm)×行程(mm)	275×320	同左
出力(PS)／回転数(rpm)	1100／600	2560／750
正味平均有効圧力(kgf/cm <sup>2</sup> )	7.24	13.5

同社はその後もDF機関(ガスディーゼル機関)(用語の解説は第4章を参照)の開発、ラインアップを積極的に進め、1974年(昭和49年)にはフランスのS.E.M.T. Pielstick社(現MAN Diesel & Turbo France社)との技術提携による、10PC2-3DF形機関を製作しマレーシア電力局に輸出、常用発電機として長時間の運転実績を持っていた。(この機関の主要諸元は、シリンダ径400mm、行程460mm、回転数500rpm、出力500PS/シリンダ、BMEP15.6kgf/cm<sup>2</sup>)

さらにこれらの実績をもとに、1978年(昭和53年)に高性能のガスディーゼル機関6LG32X形1600PS、600rpm(BMEP13.1kgf/cm<sup>2</sup>)を開発し、ボリビア電力局の常用発電用として2台納入した。

また下水処理場で発生する消化ガスの利用についても研究を進め、消化ガスを主燃料とするガスディーゼル機関3HG19D形(100kW/1200rpm)を開発して下水処理場に納入した。

この時代は富士ディーゼルがわが国の最先端でガス機関(ガスディーゼル機関)の技術開発に取り組んでいたと云える<sup>1)</sup>。

## 6.3 神戸製鋼所

神戸製鋼所は1963年(昭和38年)米国のクーパーベッセマー社(Cooper Bessemer)とLSV形トライヒューエルエンジン(Tri Fuel Engine)の技術提携を行った。TFエンジンとはガス機関、ガスディーゼル機関、ディーゼル機関という三様の運転が可能なエンジンであり、米国の安い天然ガスを燃料とし、ガス供給の停止時にはディーゼル機関として運転するも



# 7 | コージェネレーションシステムとガス機関 (1980年(昭和55年)以降)

## 7.1 この時代の動き

昭和30年代～40年代に経済の高度成長が続いたが、そのマイナス面として公害問題が発生し、公害に対する政府・企業の取り組み姿勢が厳しく問われた。対策として、まず1968年(昭和43年)に大気汚染防止法(大防法)が制定され、硫黄酸化物の排出規制が実施された。その後大防法は順次見直し改正が行われ、1988年(昭和63年)にはディーゼル機関とガスタービンの窒素酸化物の排出規制、1991年(平成3年)には図7.1に示すようにガス機関の規制が追加され、その後強化された。

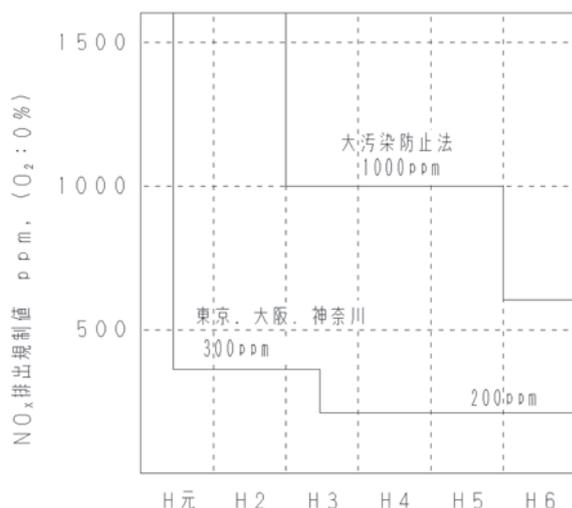


図7.1 ガス機関の排出ガス規制の推移<sup>9)</sup>

一方では製造業各社は円高に対応してコスト競争力を高めるためコスト低減活動を行っていて、その一環として世界的に割高とされた電気代の低減に眼を向け、政府は1986年(昭和61年)に効率の高い分散型発電方式の採用を促すため、「コージェネレーション等の系統連系に関する技術要件ガイドライン」を制定した。

採用を検討した企業は発電だけでは採算が難しいので、原動機の排気ガスから蒸気や温水を発生させるコージェネレーション(熱電併給システム)の導入に動き、大別して単機1万kW以上はガスタービンを、それ以下はディーゼル機関を採用した。この時代はまだガス機関の熱効率はディーゼル機関より2～5

ポイントほど低かったため、ディーゼル機関に比べて劣勢であったが、窒素酸化物の排出濃度の点では有利であったので、窒素酸化物の排出規制が厳しい大都市周辺ではガス機関を使ったコージェネレーションが採用された。(窒素酸化物の排出上限は都道府県条例によって個々に決められた。)

## 7.2 S.E.M.T Pielstick社(仏)と国内ライセンス

フランスの中速・高速4サイクルエンジンメーカーであるS.E.M.T Pielstick社(現MAN Diesel & Turbo France)は1960年代から積極的にPC2シリーズ(シリンダ径400mm、行程460mm)のデュアルフューエル化を進めてきた。

1974年(昭和49年)に米国のライセンスであるCOLT Fairbanks Morse社が12PC2-3DF形をイリノイ州の発電所に納入し稼働を開始、15年経過した1989年の時点で総運転時間61,930時間をカウントしていた(年間平均4,130時間)<sup>1)</sup>。

わが国でも石川島播磨重工業(現IHI、その後ディーゼルユナイテッド社が引き継ぐ)、日本鋼管(現JFEスチール、その後JFEエンジニアリング社が引き継ぐ)および富士ディーゼル(1973年から新潟鐵工所が引き継ぐ)がS.E.M.T社のライセンスとなったがディーゼル機関に加えて、デュアルフューエル機関についてもライセンス生産を行い、国内外に納入した。

新潟鐵工所(現新潟原動機)の例ではPA5-DF形機関を1984年(昭和59年)～2003年(平成15年)の間に35台(国内6台、海外29台)を納入し、PC2-5DF形機関を1988年(昭和63年)～1996年(H8年)の間に8台(全て海外)を納入した。国内より海外向けが多いことが注目されるが、海外の納入先は中国、韓国、台湾、インドネシア、バングラデシュであり、中国向けは海洋掘削リグで随伴ガスを使った発電用であった。

## 7.3 富士ディーゼル

第6章でも述べたように1960年(昭和35年)ころから、富士ディーゼルは積極的にガスディーゼル機関(DF機関)の開発を行ってきて、国内メーカーの先駆者的な役割を果たしてきた。



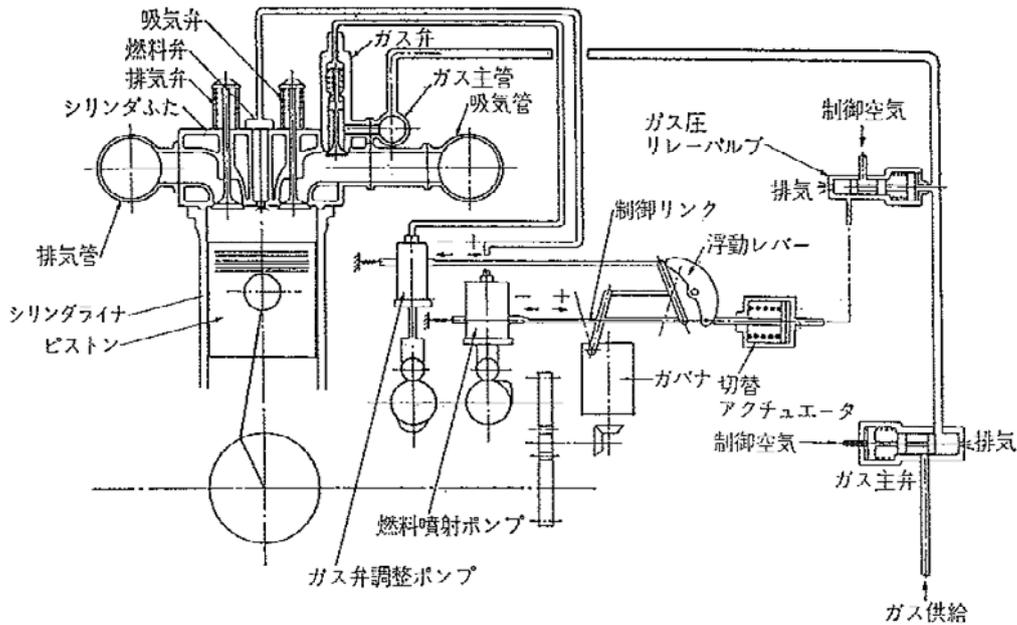


図 7.3 ガスモードとディーゼルモードの切り替え概念図<sup>2)</sup>

6LG32X 形 (1650PS/600rpm) のガスモードとディーゼルモードの性能比較を図 7.4 に示す。100% 時では熱効率はほぼ同じで、37%~38%を達成している。また過給機出口の排気ガス温度は全負荷域において 400℃ 前後に一定に保たれて、熱回収上有利なことがわかる。

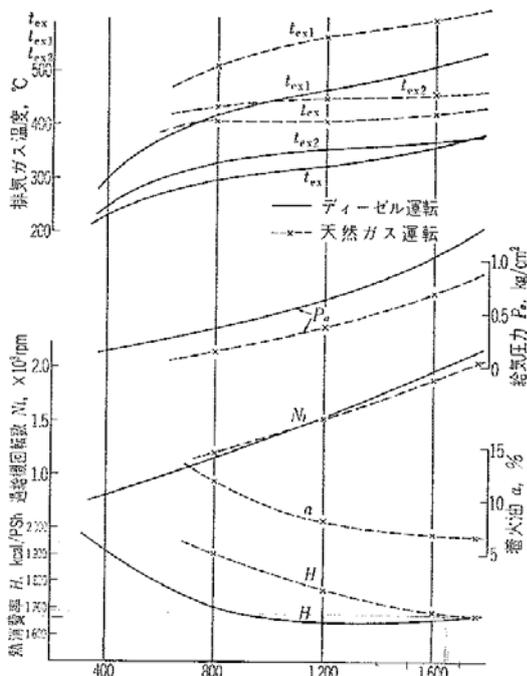


図 7.4 6LG32X 形 性能曲線<sup>2)</sup>

同社の DF 機関の主な用途は油田から発生する随伴ガスを燃料とする発電用機関であったが、1982 年 (昭

和 57 年) には船舶の主機関用としてオーストラリアに輸出したという実績がある。船舶用ガス機関については第 10 章で詳述するのでここでは記述を省くことにする。

以上のように 1960 年 (昭和 35 年) から 1985 年 (昭和 60 年) の間、富士ディーゼルはデュアルフューエル機関の技術開発において国内同業他社の先陣を切っていた<sup>2)</sup>。

## 7.4 新潟鐵工所 (現新潟原動機)

### 7.4.1 小型ストイキ燃焼ガス機関の開発と提携 DF 機関

7.2 項で記述したように新潟鐵工所は 1984 年 (昭和 59 年) から S.E.M.T Pielstick 社 (現 MAN Diesel & Turbo France) と技術提携した PA5-DF 形機関や PC2-5V-DF 形機関を生産したが、それ以前に 500kW 前後の小型ガス機関についての需要に応えるため自社開発を進めた。

まず 1982 年 (昭和 57 年) に 6L13AHS 形ディーゼル機関 (6 シリンダ、シリンダ径 130mm、行程 160mm、350PS/1900rpm、BMEP13.0kgf/cm<sup>2</sup>) を母体にして、同社として最初の電気火花点火式のガス機関である 6L13AHS-SG 形 (ストイキ燃焼方式、250PS/1800rpm、BMEP9.82kgf/cm<sup>2</sup>) を開発した。1 号機はバングラディシユの国営放送局の非常用発電用として納入された。これは日本国政府の ODA として清水建設が放送局を建設し、その非常用電源として納

入したものであるが、バングラディッシュは天然ガスの豊富な国であるためガス機関が選定された。

次いで1986年（昭和61年）に16NSAK-SG形（16シリンダ、シリンダ径133mm、行程160mm、462PS/1500rpm、BMEP7.81kgf/cm<sup>2</sup>）を開発した。これは3台しか作られなかったが東京都清掃局のゴミ埋立処理場に納入され、生ゴミから発生するランドフィルガス（消化ガス）を燃料として発電を行いゴミ処理場内の電力をまかした。ランドフィルガスは成分がばらつくため発熱量も4000～7000kcal/m<sup>3</sup>のように大きく変化し、供給する空気量もこれに対応させなければならない。また発熱量自体も低いためガスキッキング方式（キャブレター方式）では燃料ガスのシリンダ内供給量の制約からエンジン出力も低く設定せざるを得なかった。このエンジンも電気火花点火式、ストイキ燃焼方式であり、NO<sub>x</sub>低減のため初めて三元触媒装置を採用した。

納入当初は排気ガス温度が高いため排気弁の損傷や排気管のトラブルおよび三元触媒表面に二酸化ケイ素（SiO<sub>2</sub>）が付着することによる脱硝効率の低減問題に直面した。排気弁は特殊耐熱材料（トリパロイ）に変更、排気管は空冷タイプから水冷タイプに変更して解決したが、三元触媒劣化対策にはかなり悩まされた。ランドフィルガス中に含まれるシロキサン（酸素、ケイ素、アルカン基の有機化合物）がエンジンの燃焼室で酸化して二酸化ケイ素となって三元触媒の表面を覆うように付着するもので、表面積が減るために当然脱硝効率が低減する。最終的にはガス配管のエンジン入口にシロキサンを捕捉するためのフィルターを追設して解決した。

次にS.E.M.T社との技術提携機関であるPA5形機関のデュアルフューエル化に当たり、開発設計はすべて新潟鐵工所が実施し、S.E.M.T社からはPC2-5DF形の経験に基づくアドバイスをもらただけであった。初号機は正味平均有効圧力（BMEP）10kgf/cm<sup>2</sup>程度で納入されたが、これは海洋石油掘削リグの要求電力にあわせて設定されたものであり、開発自体はBMEP12.5kgf/cm<sup>2</sup>で実施された。その後出力アップが図られ、最終的にはBMEP13.05kgf/cm<sup>2</sup>まで増大された。また各種ガス対応として、消化ガス仕様も開発し韓国や国内の下水処理場に納入した。表7.2にDF機関とディーゼル機関の主要目と性能比較を示す。

表7.2の比較からわかるようにDF機関はディーゼル機関に比べ、出力（正味平均有効圧力）は7～9割に設定され、熱効率は3～5ポイント低かった。出力が低い理由は空気過剰率が約1.5と低かったため排気温度が高くなり、その制約を受けたためである。（ディーゼル機関の空気過剰率は約2）DF機関ではガス運転モードでガスの点火をスムーズに、燃焼を安定的に行うため、ガス濃度をある程度濃い目にしておく必要があり、空気過剰率はディーゼル機関より低く設定した。図7.5にPA5L-DF形の断面図を示す。

同社は6L13AHS-SG、PA5-DFおよびPC2-5-DF形機関を用いて研究と実験を重ねて多くの技術的知見を得ることができた。このあと先行フィールド機関による技術経験とこれらの知見をベースに、本格的なガス機関コージェネレーションに参入するため、高効率で低NO<sub>x</sub>の希薄燃焼ガス機関26HX-G形と33CX-G形の開発に取り組んだ。

表 7.2 6PA5L-DF 形機関、14PC2-5V-DF 形機関の主要目と性能

機関名称	6PA5L-DF 形 (天然ガス使用時)	6PA5L 形 (ディーゼル機関)	14PC2-5V-DF 形 (天然ガス使用時)	14PC2-5V 形 (ディーゼル機関)
燃焼方式	単室式	単室式 (直接噴射式)	単室式	単室式 (直接噴射式)
シリンダ数	6	同左	14	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	255 × 270	同左	400 × 460	同左
出力 (PS) / 回転数 (rpm)	1200 / 1000	1710 / 1000	7560 / 514	8200 / 514
正味平均有効圧力 (kgf/cm <sup>2</sup> )	13.05	18.60	16.36	17.74
熱効率 (%)	37	42	40	43.5

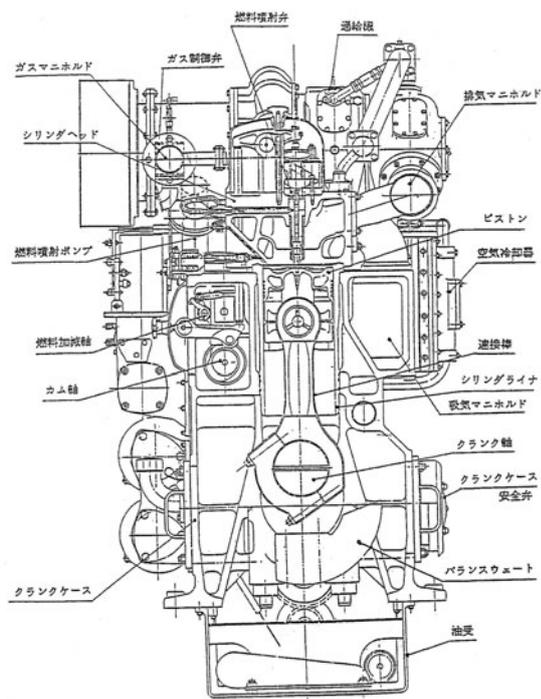


図 7.5 PA5L-DF 形機関断面図<sup>3)</sup>

#### 7.4.2 希薄燃焼ガス機関の研究開発

既述のように1991年（平成3年）にはガス機関のNOx規制が始まったが、同社はガス機関の規制開始に先行して1987年（昭和62年）に26HX-G形ガス機関の開発に着手し、引き続き1989年（平成元年）に33CX-G形ガス機関の開発に着手した。26HX-G形および33CX-G形の主要諸元を表7.3に示す。

開発に当たり、排気ガス排出規制に対応するため低NOx化を図ることと、他社を凌駕する高効率・高出

力が開発目標とされ、この両者を達成できるのは空気過剰率が2を越える超希薄燃焼方式を実現するしかない、という方針で取り組んだ。

1990年（平成2年）に初号機の8L26HX-G形機関を自動車関連部品工場に納入し、1991年（平成3年）には33CX-G形の初号機18V33CX-G形を自動車工場に納入した。

超希薄燃焼を実現するためには希薄混合気における燃焼変動とミスファイヤ（失火）を克服しなければならないが、燃焼方式・空気過剰率・点火時期・圧縮比・予燃焼室などの設計要素を最適化することにより可能にした。この開発過程で得られた燃焼変動の改善と低NOx化のための設計要素の最適化に関する技術知見の要点を紹介する。

#### (1) 燃焼変動と燃焼方式

NOxの生成はエンジンの燃焼室内が高温であるほど生成が進み、排出濃度が高くなる。また燃焼ガスの高温下での滞留時間の長短も影響し、時間が長いほど生成が進む。従ってNOxの生成を抑制するためには希薄燃焼方式によって燃焼温度を下げるのが有効である（図7.6参照）。その反面ガス濃度が薄いため着火が難しく燃焼が不安定となり（燃焼変動）、失火を起こすこともある。

第4章で記述したように、燃焼方式には単一燃焼室式と予燃焼室式があるが、Pmax変動率（COV-Pmax = 200サイクルのシリンダ内最高圧力の標準偏差 / 平均値）は単一燃焼室方式（△印）の20%に対して、予燃焼室方式（○印）は3%程度と小さく、点火エネ

表 7.3 26HX-G 形機関、33CX-G 形機関 主要諸元

機関名称	26HX-G（開発時）	26HX-G（出力増大時）	33CX-G（開発時）	33CX-G（出力増大時）
シリンダ数	6、8、12、16、18	同左	12、14、16、18	同左
シリンダ径×行程（mm）	260×275	同左	330×360	同左
シリンダ当り出力（PS/cyl.）	180/200	216/240	316/329	379/395
回転数（rpm）	900/1000	同左	720/750	同左
正味平均有効圧力（kgf/cm <sup>2</sup> ）	12.5	15.0	12.5	15.0
熱効率（%）	40（18シリンダ）	42（同左）	40（18シリンダ）	42（同左）
燃焼方式	予燃焼室式、電気点火、ガス制御弁方式	予燃焼室式、電気点火、ガス制御弁方式、後にSOGAV方式に変更	予燃焼室式、電気点火、ガス制御弁方式	同左
開発年	1990年（H2）	1993年（H5）	1990年（H2）	1993年（H5）

（注）SOGAV Solenoid Operated Gas Admission Valve（ガス導入電磁弁）

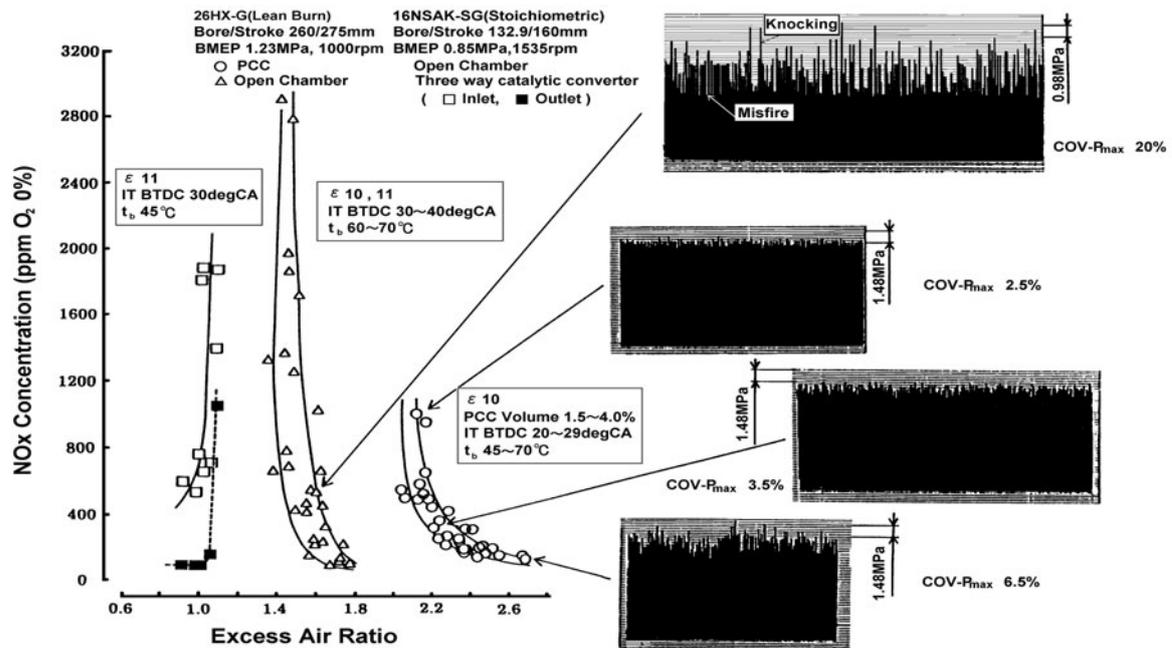


図 7.6 空気過剰率と NOx 濃度、Pmax 変動率<sup>4)</sup>

ルギーの大きさにより中型以上のエンジンにおいては単一燃焼室式では希薄化することが燃焼変動の観点から限界があるため、予燃焼室方式が有利である。

注：COV = Coefficient of Variation、変動係数

参考までに電気点火プラグによる点火エネルギーは 0.1~1.0 ジュール、予燃焼室式の点火エネルギーは予燃焼室の容積が全燃焼室容積の数%の場合  $5 \times 10^2 \sim 1 \times 10^4$  ジュールである。

## (2) 点火時期

点火時期を進めると上死点前の燃焼割合が多くなり燃焼温度が上がるため NOx 生成反応は加速されるが、希薄にするほど燃焼温度の上昇が小さくなるので NOx 濃度はほとんど増加しなくなるものと考えられる。

## (3) 圧縮比

圧縮比が同じで予燃焼室容積が大きくなると燃焼変動は改善されるが、同じ空気過剰率でも NOx 濃度は上昇する。また最低 NOx 濃度レベルも高くなる。

予燃焼室方式の希薄燃焼ガス機関の NOx 排出量は、理論混合比に近い予燃焼室内で発生する NOx 濃

度の影響も大きい。

## (4) 給気温度

空気過剰率が大きな超希薄混合気においては給気温度の上昇は燃焼を促進させることとなり燃焼変動が改善される。しかし燃焼温度上昇はほとんどないため NOx 濃度の上昇率は小さい。

## (5) パイロットガス量

予燃焼室に供給されるガス量（パイロットガス量）を変化させて主燃焼室の燃焼変動について計測した結果、予燃焼室容積比が大きいほど燃焼変動が小さく、また予燃焼室内燃料ガス量比が 9% 前後に燃焼変動の最小値があることがわかった。

図 7.7 は予燃焼室容積比をパラメータとして横軸に空気過剰率を、縦軸に Pmax 変動率の関係を表した図である。

Pmax 変動率はパイロットガス量を変化させて主燃焼室内の燃焼変動を計測した結果、予燃焼室容積比に関わらず、予燃焼室内の空気過剰率が 1.0 前後で燃焼変動率が最小になることがわかった。

予燃焼室内燃料ガス量比：予燃焼室内の燃料ガスは、パイロットガス量と主燃焼室に供給されたガスの予燃焼室容積比が主燃焼室から予燃焼室に流入する分とからなる。従い予燃焼室内燃料ガス量比は次の計算式となる。

$$\text{予燃焼室内ガス量比} = (\text{パイロットガス量} + \text{主燃焼室から予燃焼室に流入分}) / (\text{パイロットガス量} + \text{主燃焼室ガス量})$$

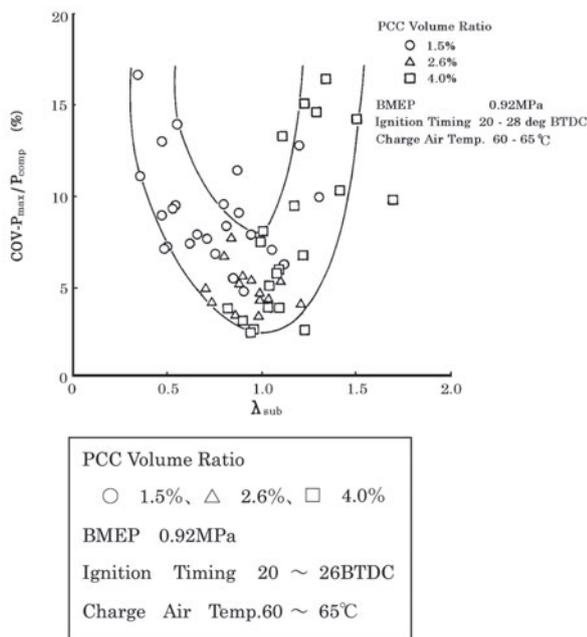


図 7.7 予燃焼室内の空気過剰率と COV-Pmax/Pcom の関係<sup>5)</sup>

#### (6) 予燃焼室容積比

予燃焼室容積比は、予燃焼室での最大発生エネルギーを決定付ける大きな要素であり、さらに予燃焼室からの噴出火花が主燃焼室内の希薄混合気の着火源であるため、予燃焼室内の発生エネルギーの大きさにより主燃焼室内の燃焼状態や NOx の発生量に変化する。

一方、NOx 濃度は予燃焼室内燃料ガス量比に対してはほとんど影響がなく、予燃焼室容積比が大きくなるにつれて増加する。

以上の実験研究結果により、予燃焼室方式における空気過剰率と予燃焼室容積の最適化方向性が把握された<sup>4), 5)</sup>。これを図 7.8 に示す。

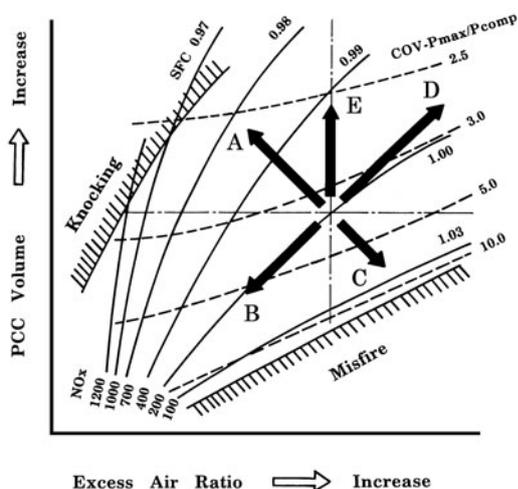


図 7.8 空気過剰率と予燃焼室容積の最適化<sup>4)</sup>

矢印 A：燃焼変動と燃料消費率を最良とするためには予燃焼室容積を大きくし空気過剰率を小さくする。しかし NOx 濃度が高くなり、ノッキングも発生しやすくなる。

矢印 B：空気過剰率を小さくすると NOx 濃度が上昇するが、予燃焼室容積を小さくすれば NOx 濃度が抑制できる。しかし燃焼変動が犠牲になる。

矢印 C：超低 NOx を濃度を追求するためには予燃焼室容積を小さくし、空気過剰率を大きくする。この場合は燃焼変動と燃料消費率を犠牲にすることになる。

矢印 D：NOx 濃度の上昇率を抑制し、同時に燃焼変動を改善するためには予燃焼室容積を大きくし、空気過剰率を大きくする。この場合燃料消費率は犠牲になるが、空気過剰率が大きくなるほど少ない犠牲ですむ。

矢印 E：NOx 濃度は排気ガス中の空気過剰率が同一であっても予燃焼室容積が大きくなるにつれて高くなる。またパイロットガス量の適正化は NOx 上昇率を抑制しつつ、燃焼変動を改善することになり、燃料消費率の改善もできる。

#### 7.4.3 効率アップと出力アップの達成

以上のような研究開発と解析を行い、ノッキングの定量化とこれを抑制するための設計要素の最適化を行った。あわせてノッキングの兆候を事前に察知するため、および機関に損傷を与えない程度の軽微のノッキングを早期に検出するためノッキングセンサーを設置し、26HX-G 形と 33CX-G 形の開発から約 3 年後に 20% の出力アップと 5% の効率アップに成功した<sup>5)</sup> (表 7.3 を参照)。その後 26HX-G はエンジン全体のガス量を制御するガス制御弁とシリンダ毎のガス量を微調整するバルシングバルブに替えて、シリンダ毎にガス量を自動的に調整するガス供給電磁弁を採用して、よりノッキングに対する耐性を高めた。

ノッキングセンサーはシリンダ毎にシリンダヘッドの取り付け用スタッドボルト頭部に振動加速度センサーを取り付けたもので、ガス供給電磁弁採用後は事前にコントローラにインプットされた閾値（しきいち）とセンサーからの振動値を比較して閾値をオーバーしそうな場合は該当するシリンダのガス供給電磁弁に指令を出して燃料ガスの噴射期間を短くし、ガス供給量を減らしてノッキングを回避するシステムとした。

ガス供給電磁弁は 4.2 (2) 項でガスバルブ (電磁弁) と称して紹介しているもので、ガス機関の出力制御のため重要な機器であり、次にその概要を紹介する。  
また図 7.9 に 16V26HX-G の機関写真を示す。

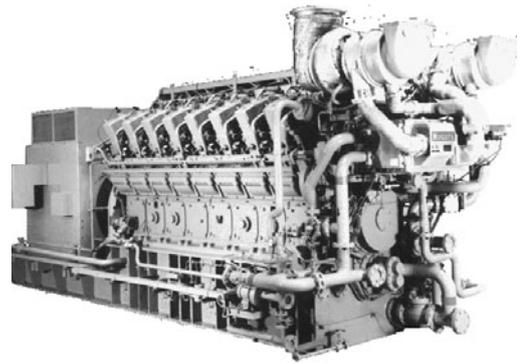


図 7.9 16V26HX-G 形ガス機関 (新潟原動機提供)

ガス供給電磁弁：ガス供給電磁弁は米国に本社がある Woodward, Inc. (以後ウッドワード社と記述) の製品であり、商品名を SOGAV と呼んでいる。正式名称は「Solenoid Operated Gas Admission Valve」で、日本語では「ガス導入電磁弁」や「ガス供給電磁弁」と訳されている。

① SOGAV 開発の歴史

SOGAV はウッドワード社が 1990 年ころ、欧州のエンジンメーカーから要請を受けてガス機関の燃料ガス供給用として開発した。1990 年代の中ごろから欧州の主要ガス機関メーカーで使われ始め、わが国でも 1990 年代の中ごろから後半にかけて採用が始まった。現在では世界の主要ガス機関メーカーのほとんどがガス供給用として SOGAV を使用している。

SOGAV には 4 種類のサイズがあり、供給量の小さい方から

SOGAV2.2 形、SOGAV43 形、SOGAV105 形、SOGAV250 形

があって、これをエンジンメーカーは単シリンダ当たりの出力によって、使い分けている。

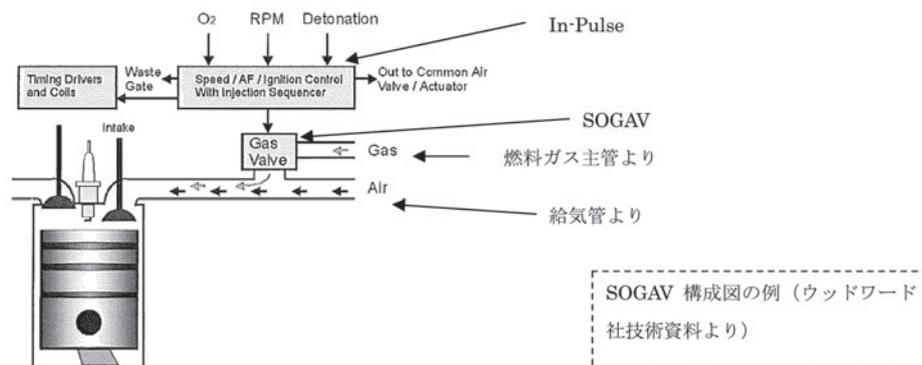
同じ型式のエンジンでも発熱量が低い木質バイオガス等を使用する場合はガス供給量を増やすため、サイズを 1 段あるいは 2 段上げて対応している。(SOGAV2.2 形は小容量でも主にパイロットガス用として用いられている。)

② SOGAV の構造・機能

多シリンダの中型、大型のガス機関にはシリンダ間の燃焼バラツキ (排気ガス温度や Pmax のバラツキ) を抑えるため、シリンダ毎に燃料ガスの供給量を微調整する装置が必要になる。

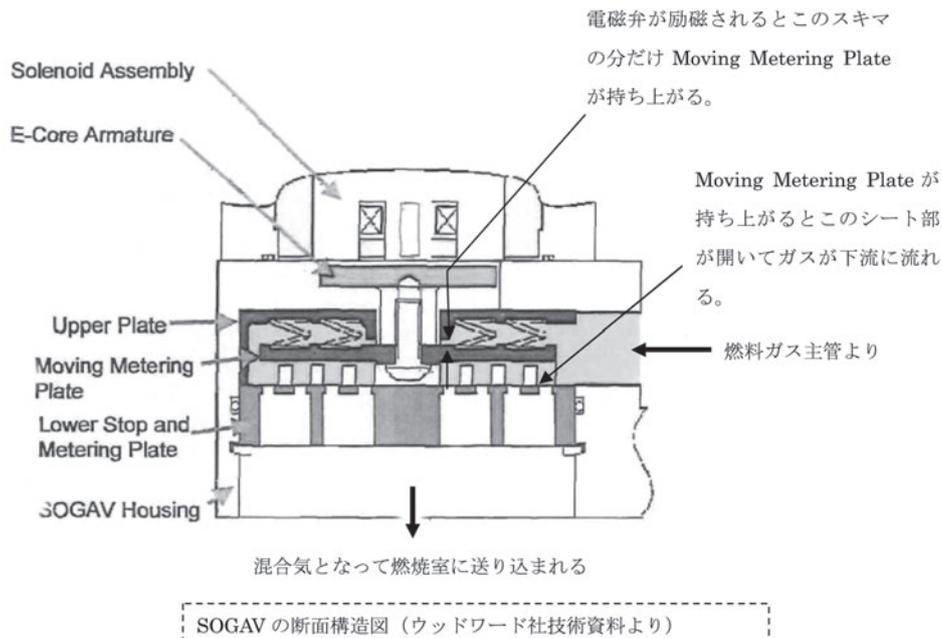
1990 年当時はこれを手動で行っていたケースが多いが、24 時間担当者がついていないわけではないのでタイムリーの調整ができないし、そもそも省人化の流れに反していたのでこの機能を自動的に行かせたのが SOGAV である。

下図のように SOGAV は各シリンダ毎に燃料ガス配管とシリンダヘッドの間に取り付けられ、シリンダヘッドの給気ポートに燃料ガスを導入して (送り込んで) いる。このためガス圧力を給気圧力よりも高くしておく必要があり、ガス昇圧用のコンプレッサーが必要になる。(ガスの元圧が 5kgf/cm<sup>2</sup> 以上あれば不要である。)



SOGAV は電磁弁であり、DC 電源により電磁石を ON-OFF させてバルブを開閉させる。従ってバルブのリフトは一定であるので、ガス供給量の増減は通電時間の長短によって制御される。SOGAV は In-Pulse (インパルス) という機器がつながっており、In-Pulse からの信号によって ON-OFF している。In-Pulse 制御の一例を上げると、In-Pulse にはガバナからのガス量調整信号やノッキング検出装置からのガス量補正信号、および排気温度センサーからの排気ガス温度等が入力される。最終的に、ガバナからのガス量調整信号に比例した電磁弁の通電時間に、ノッキング検出装置からの補正值も加えて In-Pulse から SOGAV に指示を出している。

SOGAV の断面構造図を次に示す。



ソレノイドが励磁されるとムービングメータリングプレート（MMP）が持ち上がる。リフト量はアッパープレート（UP）と MMP とのわずかなスキマの分だけである。MMP がリフトすると MMP とロアーストップ & メータリングプレート（LSMP）との間にスキマができて、このスキマからガスが給気側に送り込まれ、給気といっしょにエンジンの燃焼室へ流れて行く。このように SOGAV と In-Pulse を採用してノッキング検出装置や排気温度センサーからの信号を取り込むことにより、シリンダ毎のガス量制御が自動的に可能になったため、エンジンメーカーはノッキングと対峙する上で非常に有力な手段を得ることになった。すなわち SOGAV が以後のガス機関の出力アップにとって必要欠くことのできない機器になった。SOGAV の断面構造図からわかるように、  

$$\text{給気圧力} + \text{ソレノイドの吸引力} > \text{燃料ガス圧力}$$
の時に SOGAV が開いてガスが供給される。従って、仮に給気圧力が突然大きく下がったり、逆にガス圧力が急に上昇した場合、上記の不等式がくになることが有り得る。するとソレノイドが励磁しても MMP は開かないことになり、ガスの供給が絶たれてエンスト発生につながってしまう。近年この対策として圧力バランス型（PB 型）が開発された。

## 7.5 ヤンマー

山岡内燃機は 1952 年（昭和 27 年）に社名をヤンマーディーゼル株式会社に変更し、主に小型ディーゼル機関の分野で漁船用や農業用として急速に業容を拡大していた。余談であるが社名の由来は、1923 年（大正 12 年）にエンジンにつける商標を決めるにあたり、五穀豊穡の象徴である「トンボ」に決めようとしたが「トンボ」は既に商標登録されていて使うことができないことがわかった。代案としてトンボの中でも一番大きな「オニヤンマ」と創業者の「山岡」を兼ね合わせて「ヤンマー」にしたとのことである。

その後商標が世間に広く知られたため、そのまま社名に使うことになった<sup>6)</sup>。

### 7.5.1 LPG 機関の開発

同社もガス機関に対する取り組みはかなり早く、1967 年（昭和 42 年）に小型ディーゼル機関を改造して A 重油と LPG（液化石油ガス）のデュアルフェューエル機関（DF 機関）の開発に取り組んだ。

1964 年（昭和 39 年）ころ、科学技術庁（現文部科学省）は新鮮な野菜、牛乳、魚類を産地から市場まで経済的に保冷運搬するため、LPG の気化熱を利用した冷蔵運搬車および冷蔵漁船の開発を計画した。LPG 冷蔵漁船の主機関には A 重油と LPG を任意の割合で混焼できる DF 機関が必要になり、同社が LPG を使った小型 DF 主機関の開発を担当した。

開発試験は単気筒エンジン（シリンダ径 140mm、行程 200mm、出力 15PS、回転数 850rpm、予燃焼室式、無過給、BMEP5.15kgf/cm<sup>2</sup>）を使って実施され、LPG の添加割合を増やしつつ、ノッキングの運転限

界を探りながら行われた。

研究開発の成果として小型ディーゼル機関においても、予燃焼室の形状最適化、圧縮比の変更（低く）、燃料噴射時期の遅延等によってLPG添加割合85%まで運転できることが確認された。しかしこの開発は試験だけに終わり、実用化には至らなかった<sup>7)</sup>。

### 7.5.2 希薄燃焼ガス機関の研究開発

1985年（昭和60年）以降、同社は8~20kWクラスのGHP（ガスヒートポンプ）用のガス機関を開発し、生産していた。さらに50~660kWの三元触媒付きガス機関を販売していたが、三元触媒付きガス機関はNO<sub>x</sub>の浄化率が高いという反面、熱効率が低い、浄化性能の経時的な劣化、熱負荷的な制約から出力限界が低いなどの課題があった。これらの課題を解決するため、1982年（昭和57年）ころから希薄燃焼方式の研究を重ね、主室式、副室式について比較検討を進めてきたが、最終的に低NO<sub>x</sub>化と高効率化を並立させるためには空気過剰率を2前後の超希薄燃焼を実現させる必要があり、そのためには失火限界を希薄側に延ばすことが可能な副室式が有利であるとの結論に至った。

その過程としてまず1986年（昭和61年）にシリンダ径280mm、行程360mm、720rpmの単気筒試験機関を用いて研究を行った。

この試験機関は図7.10に示すように給排気弁とは別にガス弁を設けて、主室へのガス供給は吸気行程中のみガス弁が開くようにタイミングを設定した。この目的は燃焼室内の冷却のため、燃料ガスの素通りを防止しつつ給排気弁のオーバーラップ期間を十分にとるためであった。

主室ガス弁と給排気弁のタイミングを図7.11に示す。

次に副室式希薄燃焼機関の作動原理を図7.12に示す。吸気行程で主室内にはガス弁から混合気を入れ、副室内には専用のガス弁（自動弁）からガスのみが供給される（図①）。この時点では副室内のガス濃度はかなり濃い状態である。しかし次の圧縮行程で主室内の薄い混合気が副室先端の噴口穴から副室に押し込まれ、副室内で適正混合気が形成される（図②）。

副室内の混合気は圧縮行程の直前で点火プラグにより点火されると、急速に燃焼を始め混合気を主室内に押し出す（図③、④）。この火炎は押し出された噴流に乗って主室内に伝播し、主室の希薄混合気は急速に燃焼する（図⑤）。

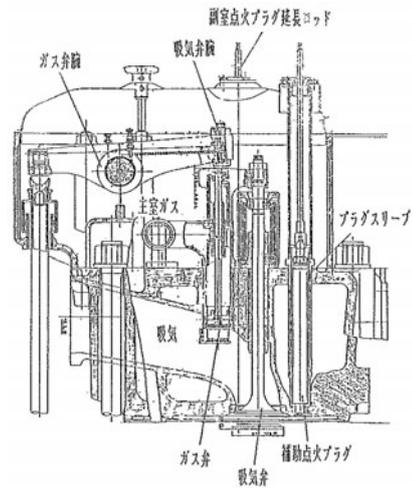


図 7.10 280mm 試験機関のシリンダヘッド断面<sup>8)</sup>

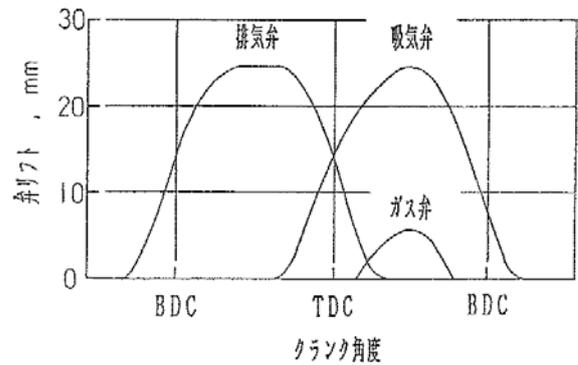


図 7.11 280mm 試験機関の各バルブタイミング<sup>8)</sup>

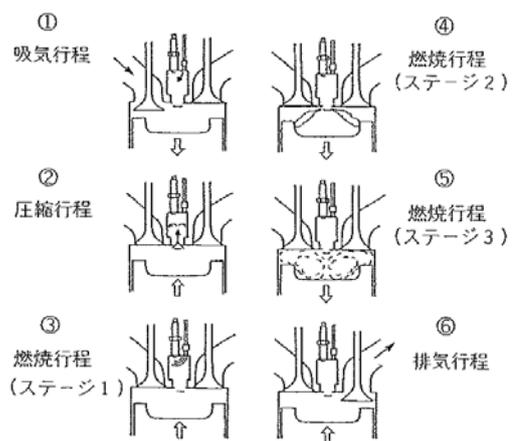


図 7.12 副室式希薄燃焼方式の作動概念図<sup>8)</sup>

この試験機関を使って、希薄燃焼の運転限界を調査した結果を図7.13に示すが、主室式では空気過剰率1.8弱が限界であり、低NO<sub>x</sub>化を狙うには副室式が有利なことが確認された。

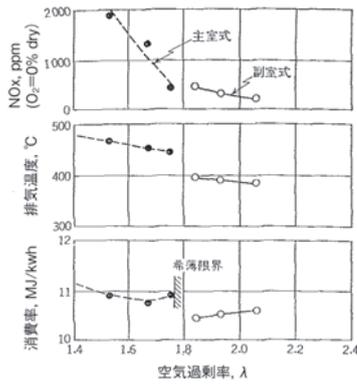


図 7.13 空気過剰率と希薄限界<sup>8)</sup>

これらの知見をもとに、次にシリンダ径 150mm、行程 165mm、回転数 1500/1800rpm、の単気筒試験機関を用いて、小型高速機関における希薄燃焼方式を適用するため研究開発を行い、あわせて高出力化、高効率化の可能性も重点的に研究した。

副室式希薄燃焼方式は、高速回転でも希薄混合気の急速燃焼が可能であることを把握した (図 7.14 参照)。

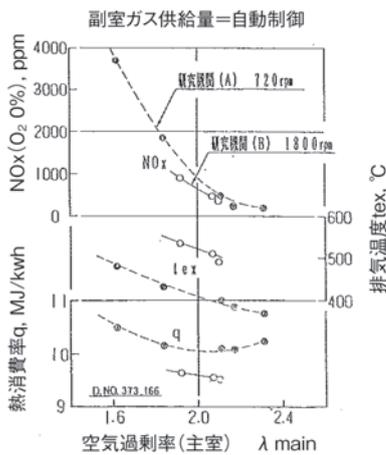


図 7.14 小型高速副室式希薄燃焼機関の燃焼特性<sup>8)</sup>

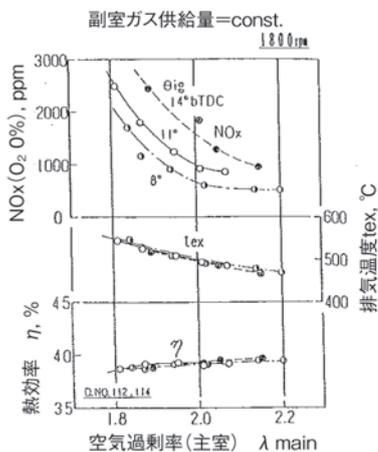


図 7.15 点火時期と性能<sup>8)</sup>

図 7.15 は点火時期をパラメータとして空気過剰率と性能の関係を調査したものであるが、高速回転にもかかわらず、最適点火時期は上死点前 10 度付近で燃焼速度が非常に速いことがわかった。

また圧縮比は希薄域の NOx 生成レベルに大きく影響するので、低 NOx とするためには圧縮比を下げる必要があるが、一方で熱効率が犠牲になる。

以上の結果をもとに小型高速希薄燃焼ガス機関で低 NOx 化と高効率化を達成させるため副室を含む燃焼室周りの設計技術を確認した<sup>8) 9)</sup> (図 7.16 参照)。

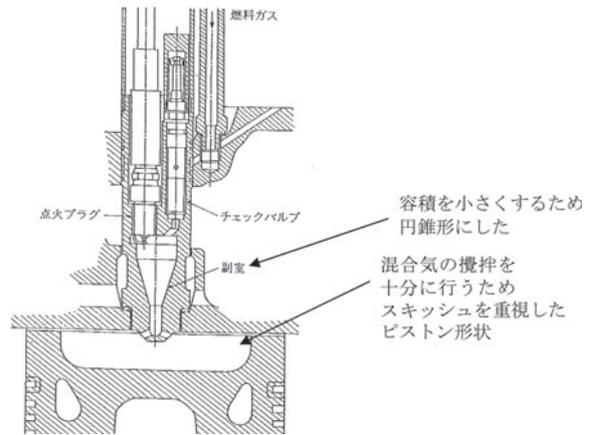


図 7.16 副室式燃焼室の構成図<sup>9)</sup>

### 7.5.3 NHLG 形希薄燃焼ガス機関の開発

こうした希薄燃焼技術を核とした研究成果を踏まえて 1992 年 (平成 4 年) に NHLG 形ガス機関を開発した。NOx の排出濃度は地方自治体の排出規制 (200ppm、O<sub>2</sub> = 0%) をクリアして、熱効率はこのクラスの世界最高水準 37.3% を達成した<sup>8) 9)</sup>。

給気と燃料ガスの系統図を図 7.17 に示す。NHLG-ST 形には 6、8、12、16 気筒のシリーズがあるが、このうち 6、16 気筒の主要諸元を表 7.4 に示す。

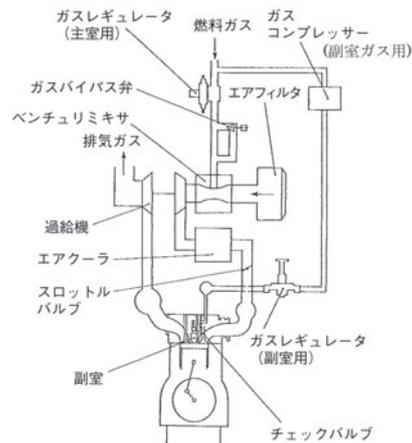


図 7.17 給気と燃料ガスの系統図<sup>9)</sup>

表 7.4 NHLG-ST 形ガス機関 主要諸元

機関名称	6NHLG-ST	16NHLG-ST
燃焼方式	火花点火式 (副室式希薄燃焼)	同左
シリンダ径 (mm) ×行程 (mm)	165 × 185	同左
出力 (PS)	440/520	1180/1350
回転数 (rpm)	1500/1800	同左
正味平均有効圧力 (kgf/cm <sup>2</sup> )	11.1/11.0	11.2/10.7
熱効率 (%)	37.3	—

(注) スラッシュは 50Hz/60Hz 用 を表わす。

## 7.6 三菱重工業

現在、同社は内燃機関の製造を、相模原製作所（神奈川県相模原市、小型・中型・高速・4サイクル機関）、横浜製作所（神奈川県横浜市金沢区、中型・中速・4サイクル機関）、神戸造船所（大型・中型・低速・2サイクル機関（UEC シリーズおよび RTA シリーズ））の3ヶ所で行っている。従って本稿も上記の3タイプの分類に従い記述を進める。

### 7.6.1 小型・高速・4サイクル・ガス機関の開発

#### (1) 開発の目的

小型・高速・4サイクル・ディーゼル機関の市場で、同社は多くの販売実績を有するが、これをベースとして、1987年（昭和62年）ころからガス機関の開発に取り組んだ。

開発の目的は、その当時から熱電併給システムとしてディーゼル機関やガスタービンをキーハードとしたコージェネレーションの導入が始まったが、大気汚染防止法に新たにNO<sub>x</sub>の排出規制が追加されるなどの動きもあり、大気汚染防止の観点から天然ガスや都市ガス（13A）を燃料として排出ガスがクリーンなガス機関に着目し、開発を進めた。またこの開発は東京ガス(株)と協力して行われた。

#### (2) 開発の内容

開発のベースとなるディーゼル機関はS6A2形を使用し、これをガス化してGS6A2形ガス機関とした。その主要諸元を表7.5に、機関断面図を図7.18に示す。

ガス供給系統は、都市ガス配管からの低圧供給ガス（100～250mmAq）をそのまま昇圧せずに使うため、過給機の前流にガスミキサーを設置し、燃料ガスと空気をいっしょに吸い込んで混合気を形成して燃焼室に送る構造とした。

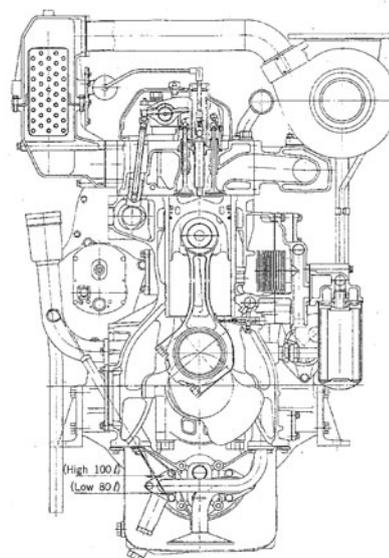


図 7.18 GS6A2-PTK 形機関断面図<sup>10)</sup>

#### (3) 排出ガス浄化

ガス機関では排気ガス中に含まれるNO<sub>x</sub>を低減させる方法として、次の三方法がある。

- ① 排気ガス再循環法 (EGR)
- ② 希薄燃焼法
- ③ 三元触媒法

①と②はNO<sub>x</sub>の発生が少ない燃焼方法であり、③は触媒により後処理する方法である。本機関ではNO<sub>x</sub>濃度を最も低いレベルに下げることができる等の理由で三元触媒法を採用した。

三元触媒が有効に機能するためには、空気過剰率を1前後に保つ必要があり、本機関では負荷による燃料ガスの増減に合わせて空気量を調整するため、過給機から吐出された空気を再度過給機の手前（吸い込み側）に戻す給気バイパス方式を採用した。

#### (4) システム系統と性能

ディーゼル機関（S6A2形）は回転数2100rpmで

表 7.5 GS6A2 形機関 主要諸元

形式	GS6A2-PTK、水冷、4 サイクル、電気点火式、理論混合比（ストイキ）燃焼式、過給機、空気冷却器付き	
シリンダ数×シリンダ径（mm）×行程（mm）	6 × 150 × 160	
圧縮比	10	
出力（PS）	200	240
回転数（rpm）	1000（50Hz 向け）	1200（60Hz 向け）
正味平均有効圧力（kgf/cm <sup>2</sup> ）	10.6	
ピストンスピード（m/s）	5.3	6.4
空燃比制御方式	給気バイパス	

420PS 以上発揮する性能であるが、ガス機関では回転数を抑え、出力もノッキングの発生限度以下に制限して 200PS（50Hz）、240PS（60Hz）に設定した。

圧縮比（ $\epsilon$ ）を変えたときの性能比較を図 7.19 に示す。圧縮比 12 の方が 10 の場合より、燃費が勝っているが、本機関は熱回収も考慮して圧縮比は 10 を採用した。総合的なヒートバランスを図 7.20 に示すが、排出ガス温度が高く、安定しているため排熱回収に適しており、図のように発電効率 27～32%、熱回収 45～50% で、総合効率 72～82% となり、高い経済性を示している<sup>10)</sup>。

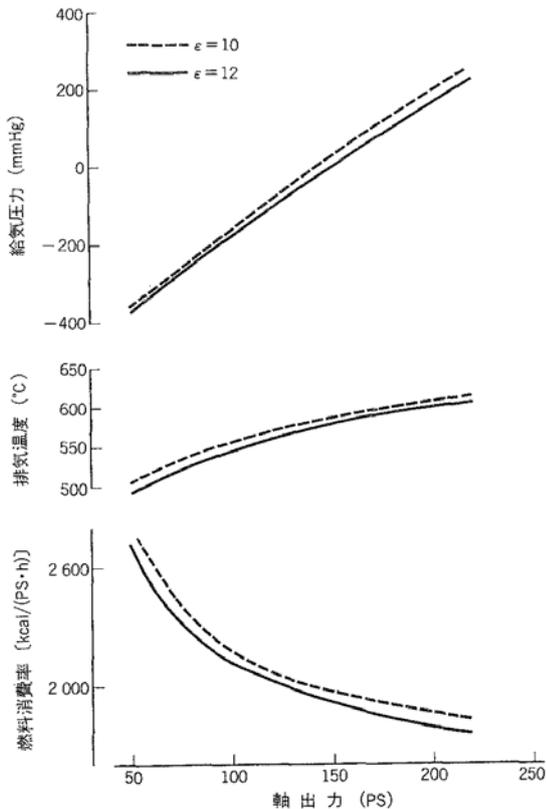


図 7.19 GS6A2 - PTK 形 性能曲線<sup>10)</sup>

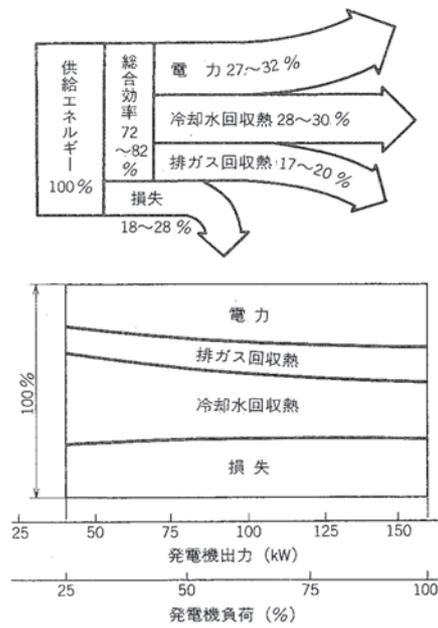


図 7.20 ヒートバランス<sup>10)</sup>

#### (5) 103kW ガス機関を用いたコージェネレーションテストプラント

同社はまたストイキ燃焼方式の 103kW 小型ガス機関を用いて、コージェネレーションのテストプラントを東北電力・応用技術研究所内に作り、1988 年（昭和 63 年）1 月から 2 年間の実証試験研究を、東北電力(株)と共同で実施した。

試験の目的は、システムの諸特性の確認、運用性・信頼性の検討、経済性の検討、さらには東北地方の気候風土に適したシステム構成のための排熱有効利用技術の開発等であった。

##### ① 設備の概要

図 7.21 に実証試験設備の系統図を示す。発電した電力は系統連系により、研究所の電力の一部に供され、回収した熱は研究所本館の冷暖房と研修所の給湯に利用される。



縮の最終工程で発生する混合気の乱れの大きさ（乱れの運動エネルギーの大きさ）を計算した結果である。数値からわかるように非円形の方が混合気の流れの渦や乱れが強く、希薄混合気の安定燃焼に寄与している<sup>12)</sup>。

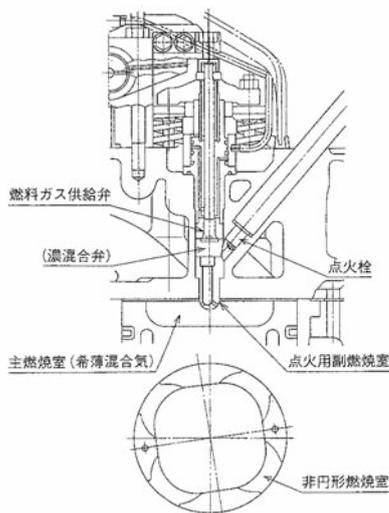


図 7.23 副室式トーチ点火希薄燃焼ガスエンジンの燃焼室構造<sup>12)</sup>

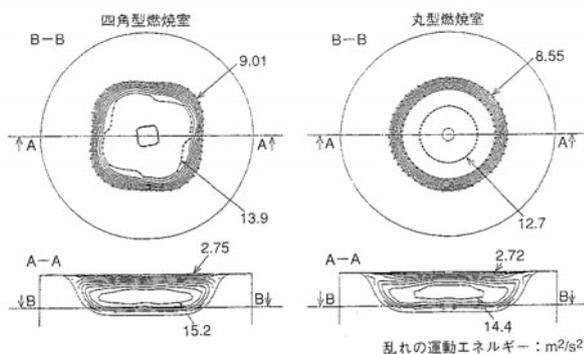


図 7.24 燃焼室形状による混合気の乱れエネルギー分布の差異<sup>12)</sup>

### (3) エンジン燃焼試験結果

図 7.25 から、空気過剰率 2 未満では NO<sub>x</sub> の排出が急激に増大し、このとき燃焼が急激になって、ノッキングが生じやすい状況になる。

図 7.26 から、空気過剰率一定で点火時期を進めると、シリンダ内最高圧力が上昇し、熱効率が向上する。通常は NO<sub>x</sub> 排出量も増えるはずであるが、この場合は点火時期を進めると、その時期における副室内の空気過剰率が 1 よりも濃混合気側にずれるためと推定される。また圧縮比が高いと熱効率は上昇するが、NO<sub>x</sub> が増大し、P<sub>max</sub> も上昇してノッキングの抑制の面からも不利になることがわかる。

図 7.27 は副室容積を変化させるとともにシリンダ内最高圧力をほぼ一定になるように点火時期を調整して、性能を比較したものである。点火用の副室容積は主燃焼室の希薄な混合気を点火するトーチジェットの総エネルギーを決定する。また副室内の NO<sub>x</sub> 生成濃度が一定でも容積が大きいと NO<sub>x</sub> 生成量は多くなる。従って、NO<sub>x</sub> 生成抑制の面からは副室容積の選定は非常に重要になる<sup>12)</sup>。

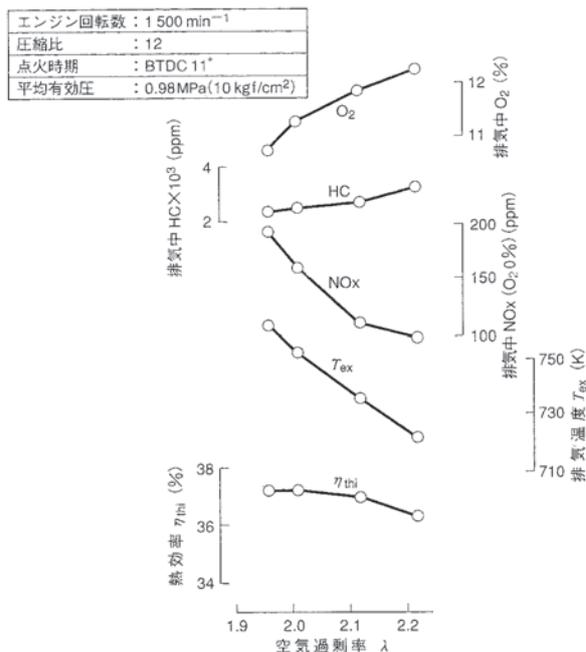


図 7.25 燃焼性能に及ぼす空気過剰率の影響<sup>12)</sup>

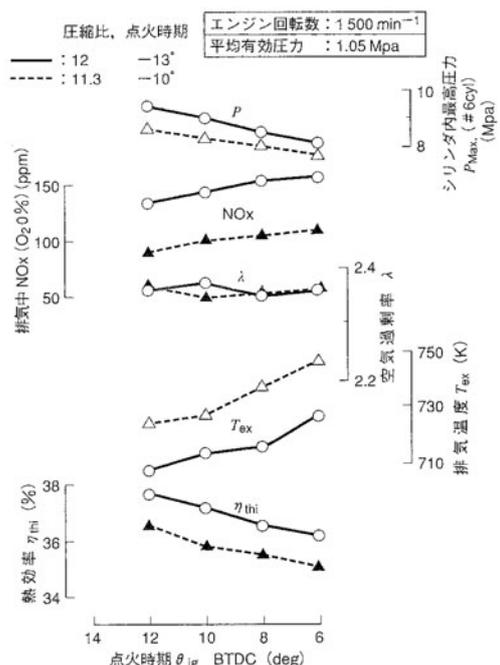


図 7.26 燃焼性能に及ぼす点火時期および圧縮比の影響<sup>12)</sup>

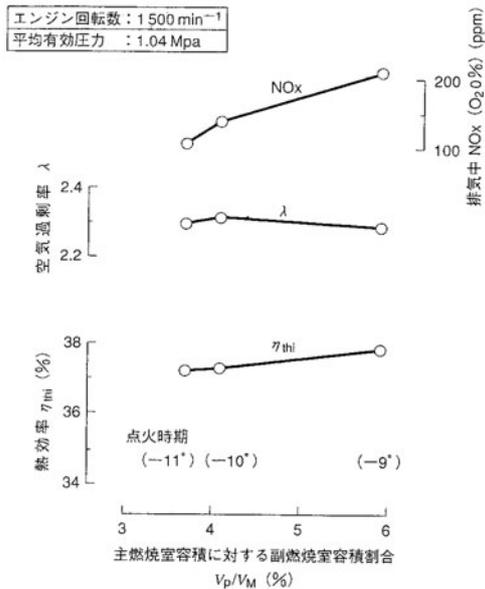


図 7.27 燃焼性能に及ぼす副室容積の影響<sup>12)</sup>

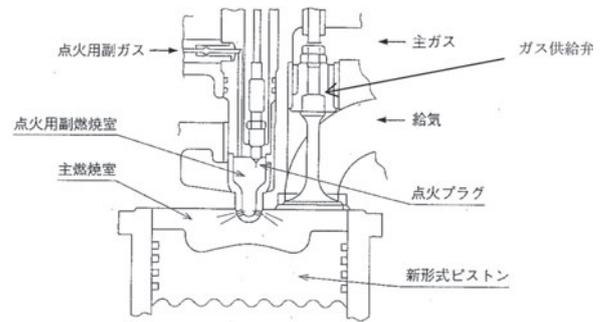


図 7.28 KU30G 形ガス機関の燃焼室<sup>12)</sup>

図 7.28 に KU30G 形の燃焼室の構造を示す。給気弁の上部に設置されたガス供給弁によって、給気弁の開弁時に空気と燃料ガスを同時に主燃焼室に供給している。

副室へは専用の圧力調整弁で制御された燃料ガスのみを供給している。燃焼室は非円形の新形状の燃焼室を採用するとともに、無駄容積を少なくするため、トップリングの位置をできるだけ高い位置としている。これらの新規技術の採用により、KU30G 形ガス機関は、排気 NOx 濃度 200ppm 以下で、熱効率 40.5% (発電端効率 39.5%) を達成した<sup>12), 13), 14)</sup>。

表 7.7 に KU30G シリーズの代表として 18 シリンダの主要諸元を示す。

表 7.7 18KU30G 形 主要諸元

形式	18KU30G、水冷、4 サイクル、電気点火式、希薄燃焼式、過給機、空気冷却器付き	
	50Hz	60Hz
シリンダ数×シリンダ径 (mm)×行程 (mm)	18 × 300 × 380	
機関出力 (PS)	4820	4680
回転数 (rpm)	750	720
正味平均有効圧力 (kgf/cm <sup>2</sup> )	12.0	12.1
平均ピストン速度 (m/s)	9.5	9.12
発電端効率 (%)	39.5	
NOx 値 (ppm, O <sub>2</sub> = 0%)	200	
開発年度	1990 年 (平成 2 年)	

表 7.6 GS6A3 形 主要諸元

形式	GS6A3、水冷、4 サイクル、電気点火式、希薄燃焼式、過給機、空気冷却器付き
シリンダ数×シリンダ径 (mm)×行程 (mm)	6 × 150 × 175
出力 (kW)	243
回転数 (min <sup>-1</sup> )	1500 (50Hz)
発電端効率 (%)	37.6
NOx 値 (ppm, O <sub>2</sub> = 0%)	80
開発年度	1993 年 (平成 5 年)

#### (5) 実用機開発への展開 (2)

…KU30G 形 (2300~3400kW)

1990 年 (平成 2 年)、同社は中速・4 サイクル・ディーゼル機関として多数の納入実績がある KU30 形をベースに、希薄燃焼方式の KU30G 形ガス機関を開発した。

## 7.7 ダイハツディーゼル

同社は 1983 年 (昭和 58 年) からガス機関の開発に取り組み、シリンダ径 160mm と 220mm で出力 150PS~1900PS のガス機関「G-シリーズ」を商品化した。

詳細なデータはないが、火花点火、ストイキ燃焼方式で、無過給タイプと高過給タイプ（過給機、空気冷却器付き）があり、高過給タイプで正味平均有効圧力7~9.5kgf/cm<sup>2</sup>、出力率65~84、発電端熱効率32%のレベルであった。

燃料ガスは天然ガスに加えて、消化ガスやゴミ乾留ガス等幅広い用途に対応することができ、札幌市スポーツセンターや新梅田シティのビル用などに納入した<sup>15)</sup>。

#### 参考文献、引用文献

- 1) J. F. シャビー、栄家達也「天然ガス焚き機関の長期無開放運転とその結果」内燃機関誌第29巻5号（平成2年5月）P64 - 68
- 2) 川崎昭久、「富士ガスディーゼル機関」内燃機関誌第22巻11号（昭和58年9月）P29 - 37
- 3) 「PA5L - DF 取扱説明書」新潟鐵工所 技術資料
- 4) 後藤 悟 他、「中型中速希薄燃焼ガスエンジンの開発」第9回内燃機関合同シンポジウム講演論文集（平成3年7月）P325 - 330
- 5) 後藤 悟、「希薄燃焼ガスエンジンの燃焼変動の改善と低NO<sub>x</sub>化およびノッキングに関する考察」燃焼研究誌110号（平成9年）P27 - 37
- 6) 「ヤンマー 70年の歩み」ヤンマー（昭和58年6月）P5 - 6
- 7) 横井元昭 他、「小形ディーゼル機関におけるLPGの使用」内燃機関誌第6巻9号（昭和42年9月）P11 - 16
- 8) 夏目祥宏、「高効率小形希薄燃焼ガス機関の研究開発」陸用内燃機関誌423号（平成3年4月）P13 - 23
- 9) 卜藏伝一郎 他、「ヤンマーNHLG形希薄燃焼ガスエンジンの研究と開発」内燃機関誌第31巻1号（平成4年1月）P87 - 93
- 10) 今井利幸 他、「三菱160kW級ガスエンジンコージェネレーションパッケージ」三菱重工業・技報第26巻4号（平成元年7月）P306 - 310
- 11) 石原崇夫 他、「東北電力(株) 応用技術研究所向け103kWガスエンジン」三菱重工業・技報第26巻4号（平成元年7月）P301 - 305
- 12) 中川 洋 他、「高性能希薄燃焼ガスエンジンの研究開発」三菱重工業・技報第34巻4号（平成9年7月）P276 - 279
- 13) 宮野、「三菱KU30G形ガス機関」三菱重工業・技報第28巻1号（平成3年1月）P77
- 14) 水田、「低NO<sub>x</sub>希薄燃焼ガスエンジン」三菱重工業・技報第30巻5号（平成5年9月）P471
- 15) 「ダイハツディーゼル 30年史」ダイハツディーゼル（平成8年12月）P130 - 131、P180 - 182

# 8 | 大型ガスインジェクション機関（シリンダ内ガス直接噴射機関）の開発

ガス機関は一般的に予混合燃焼方式が採用されている。これは給気ポート内に燃料ガスを噴射するか、もしくはベンチュリー式の装置で過給機の前流でガスを吸わせる方法で、主燃焼室に入る前にガスと空気の混合気を生成する。この方式は均一な混合気を生成する上では有効であるが、一方ガスの異常燃焼（ノッキング）や過早着火の懸念から圧縮比の大きさに制約がある。往復動ピストン型内燃機関にとって大きな圧縮比を採用できないということは、出力率の向上や熱効率の改善に限界があるということになる。（出力率の解説は 8.1.5 項を参照）

わが国の主機関メーカーも兼ねる大手造船所は LNG 船の BOG を活用することを含め、これらの課題を解決するため、天然ガスを燃料としてディーゼル機関と同じように大きな圧縮比を採用できるガスインジェクション方式（シリンダ内ガス直接噴射方式）による、拡散燃焼方式のガス機関の開発に取り組んだ。

## 8.1 三井造船

### 8.1.1 ガスインジェクション方式の基礎研究

同社は世界の先陣を切って、1978 年（昭和 53 年）からガスインジェクションの基礎研究に着手した。

ガスインジェクション方式とはディーゼル機関の直接噴射式（直噴式）と同じ構造で、圧縮された高温・高圧の空気中に、燃料噴射弁の代わりにガス噴射弁から燃料ガスを高圧で噴射して短時間に拡散燃焼させる方法である。ただ天然ガスの自着火温度は 600～650℃ と高く、圧縮空気の温度では着火しないため、DF 機関と同様にパイロット油を噴射して、これを火種としてガスに点火する等の点火の補助手段が必要になる。

（注：メタンの自着火温度は 632℃、日本機械学会

発行「流体の熱物性値集」による。）

同社は実機試験に先立ち、燃料ガスを短時間で拡散燃焼をさせるため、シリンダ内の圧縮空気中に燃料ガスを高圧で噴射した場合のガス噴流の挙動について研究を行った。この研究の目的は、ディーゼル機関同様に拡散燃焼方式を目指すガス機関においても燃料ガス噴霧の特性を把握することは燃料噴射系の仕様決定にとって重要であり、ここでは燃料ガスの噴流における噴流先端到達距離と時間の関係、噴流中の燃料ガス濃度分布および温度分布やガス噴流と液体噴霧の等価性について研究・調査を行った。

ガス噴流の挙動について、ディーゼル機関で行われている研究を参考に理論式を立てて計算を行い、同時にシュリーレン装置と高速度カメラによる観察によって整合性を確認した。

図 8.1 に計算で用いた円錐と半球からなるガス噴流のモデル図を示し、図 8.2 にガス噴流の発達過程の高速度写真の一例を示す。

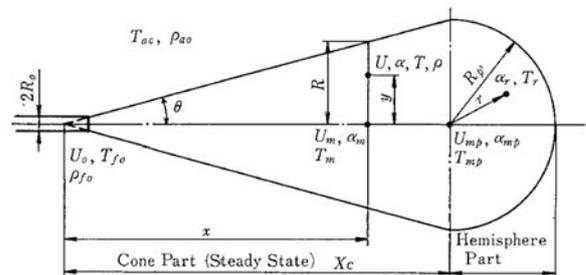


図 8.1 ガス噴流のモデル<sup>1)</sup>

これらの写真から噴射開始後の噴流先端到達距離を読み取り、計算値と実測がよく合致していることを確認した<sup>1)</sup>。

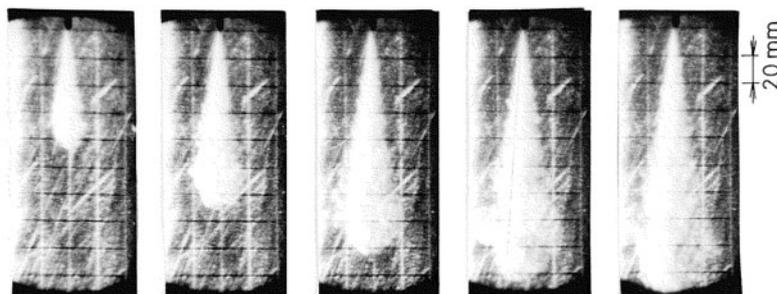


図 8.2 ガス噴流の発達過程（高速度写真、三井造船提供）

### 8.1.2 試験機関による燃焼試験

ガス噴流の挙動に関する基礎調査の結果、適切な噴口径・噴射圧等を選択すれば、ガス燃料にとっても、従来の液体燃料噴霧と同様な燃焼を行わせる可能性があることが判明したので、次に試験機関を使って燃焼試験を行った。

試験機関 1L42M-G 形の主要諸元を表 8.1 に示す。

表 8.1 試験機関の主要諸元

形式	4サイクル、単動、 ディーゼル機関
シリンダ数×シリンダ径 (mm) ×行程 (mm)	1 × 420 × 450
軸出力 (kW) / 回転数 (rpm)	520 / 500
正味平均有効圧力 (kgf/cm <sup>2</sup> ) (MPa)	20.4 (2.0)

先に述べたようにメタンの着火温度は約 630℃であり、ガスの自己着火は困難であるので、パイロット燃料による着火方式を採用した。パイロット燃料による着火の良し悪しは、以後の燃焼に大きな影響を与えるので、以下に述べるような種々の着火方式を試み、それぞれの着火方法の特徴・性能を比較した。

#### ① パイロット燃料噴射方式 (図 8.3)

ガスとパイロット油を個別の噴射弁から噴射するが、燃焼室内の温度分布の影響を調べるため、パイロット油の噴射タイミングを変えてテストした。パイロット油をガスよりかなり早いタイミングで噴射する場合 (パイロット均一加熱方式、①-1) とガス噴射の直前にパイロット油を噴射する場合 (パイロット局部加熱方式、①-2) で比較した。

#### ② 混合燃料噴射方式 (図 8.4)

ガスとパイロット油を噴射の事前に混合してから 1 個の噴射弁から噴射するが、混合燃料の均一性の影響を調べるため、燃料噴射弁の手前で混合する方法 (均一混合燃料噴射方式、②-1) と噴射弁の先端部分で混合する方法 (部分混合燃料噴射方式、②-2) をテストした。

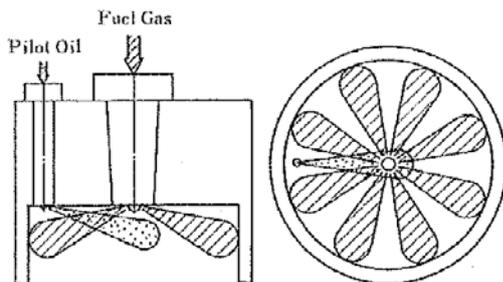


図 8.3 ①パイロット燃料噴射方式<sup>1)</sup>

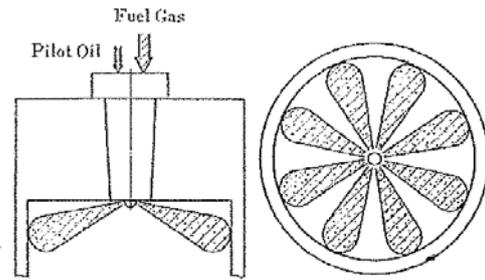


図 8.4 ②混合燃料噴射方式<sup>1)</sup>

着火性能を判定する着目点として、次の 4 項目を確認した。

- ・安定的な着火を得るために最小限必要なパイロット燃料の量
- ・サイクル変動、主にシリンダ内最高圧の変動割合
- ・パイロット燃料の量による性能 (燃料消費率) の変化割合
- ・着火遅れと熱発生パターン

性能比較の結果、パイロット燃料の最小必要量および燃料消費率の点で①-2パイロット局部加熱方式が優れ、サイクル変動およびパイロット燃料噴射量の増減に対する燃料消費率の変化の面では、②-2部分混合燃料噴射方式が優れていた。

そこで両者の長所を生かすため、ガスとパイロット燃料を同位相、同角度で噴射できるように、図 8.5 に示すような改良型ガス燃料噴射弁を試作した。この燃料噴射弁はパイロット燃料も燃焼室中心部から独立に噴射できるよう、ガス弁スピンドルの中にパイロット弁スピンドルを組み込んでいる。

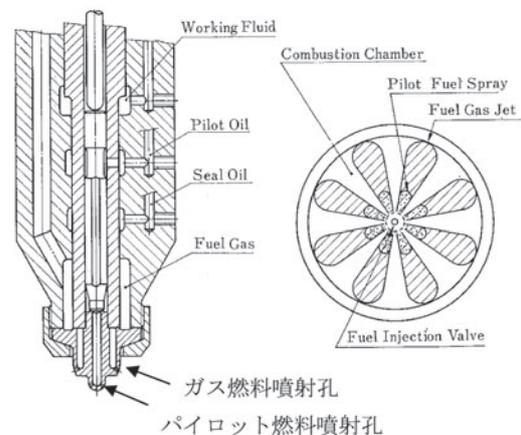


図 8.5 改良型燃料噴射弁<sup>1)</sup>

またガス噴射圧はある範囲までは圧力上昇に伴って噴射率が向上し、その結果シリンダ内最高圧も上昇して熱効率が改善される。これはガス噴射圧の上昇によりガス噴流の持つ運動量が上昇し、その結果噴流の中に取り込む空気量が増えて、後燃え期の燃焼速度が増大するためと考えられる。しかし燃焼室内の圧力がガス噴射圧の臨界圧力以下になる場合は、ガス噴射圧をいわずらに上昇させても噴射率が向上するだけで、噴流自体の運動量は増加しない。またガス噴射圧の増大は燃料噴射系部品の強度および燃料ガスの圧縮仕事の面でマイナスに作用する。従って実用的見地からすればガス噴射圧は250~280kgf/cm<sup>2</sup>が最適と判断された<sup>1), 2)</sup>。

### 8.1.3 低速2サイクル試験機関での実験研究

以上のようなガスインジェクションに関する基礎研究と中速・4サイクル・単気筒試験機関での燃焼試験を踏まえ、次のステップとして1984年(昭和59年)から低速・2サイクル・ディーゼル機関においてガスインジェクション化の実現に取り組んだ。

試験機関として、三井-MAN B&W 6L35MCE形ディーゼル機関をガスインジェクション化して用いたが、この機関の主要諸元を表8.2に示す。

表 8.2 6L35MCE 形ディーゼル機関 主要諸元

形式	2サイクル、低速、クロスヘッドタイプ
シリンダ数×シリンダ径 (mm) ×行程 (mm)	6 × 350 × 1050
出力 (PS) / 回転数 (rpm)	3660 / 200

#### (1) 燃料噴射弁の構造と配置

先の燃焼実験から、燃料噴射弁は図8.5のようなガス燃料とパイロット燃料を同位相、同角度に噴射することが安定着火と燃費改善に有効であるとの結果であった。しかし本機関の燃料噴射弁は図8.5のような同芯構造ではなく、図8.6のようにガス燃料弁のスピンドルとパイロット燃料弁のスピンドルを並立構造とした。またこの機関は2サイクル・ユニフロータイプでシリンダヘッドの中央部に排気弁がある構造のため、図8.7のように2ヶ斜めに対向するように配置した。

パイロット弁はディーゼル機関と同じ構造の自動弁であるが、圧縮性の気体を扱うガス弁は自力で開弁することができないのでコントロール油の油圧により、スピンドルの開閉を制御している。このためコントロール・オイル・ポンプを新たに装備した。(8.1.4章参照)

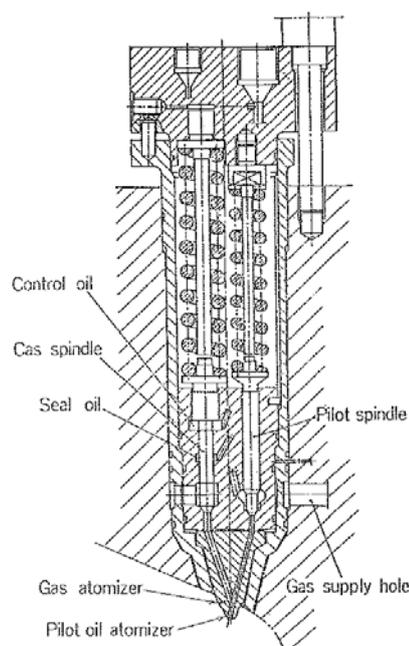


図 8.6 複合燃料弁 (80MC-GI 用)<sup>3)</sup>

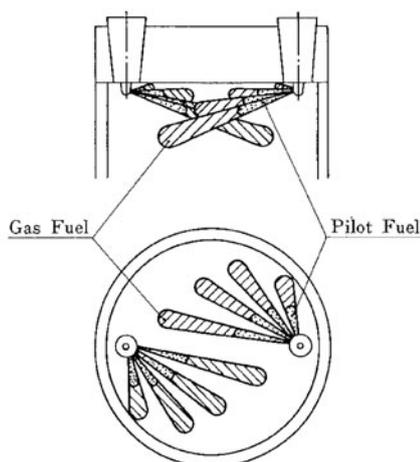


図 8.7 2サイクル機関におけるガス/パイロットの噴霧概念図<sup>2)</sup>

#### (2) 6L35MCE-GI 改造形 (GI、ガスインジェクション) による燃焼試験結果

##### ① 機関性能

実機での燃焼性能試験はガス燃料供給量の制約上、6シリンダ中、1シリンダのみGI化し、残りの5シリンダはディーゼル機関のままで行われた。

GI・ディーゼル機関の機関性能を図8.8に、ディーゼル機関と比較して示す。

これらのテスト結果から2サイクル機関においても、シリンダ内最高圧力や掃気圧力等のサイクル諸元を、通常のディーゼル機関と同じにすれば、ほぼ同等の機関性能を得ることが可能であることを把握した。

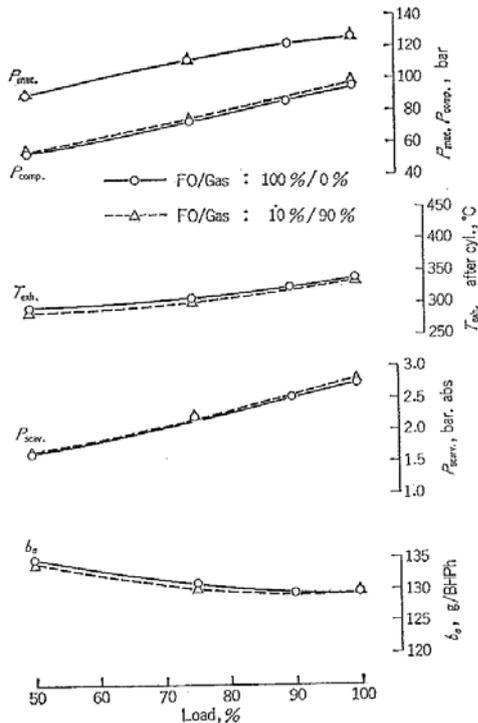


図 8.8 機関性能の比較<sup>3)</sup>

② ガス / パイロット燃料比率変更時の機関性能

パイロット燃料の比率を高めると燃料噴射時期の初期における燃焼室内への投入熱量が増加するため、 $P_{max}$  が上がることが予想される。テスト結果、パイロット燃料比が 50% になった場合、パイロット燃料専焼の場合に比べて  $P_{max}$  が  $16\text{kgf/cm}^2$  上昇し、一方燃料消費率は  $4.5\text{g/kW} \cdot \text{h}$  向上することがわかった。

しかし機関保護のため、燃費をディーゼル機関と同等に保ちながら、 $P_{max}$  もディーゼル機関並みにするため、噴射時期を自動的に調整する機構を持たせた。(特許出願)

③ ガス供給圧力の影響

ガス供給圧力は、4 サイクル機関でのテスト結果より、 $250\text{kgf/cm}^2$  に設定した。しかし、回転数の低い低速・2 サイクル機関においても、このレベルのガス圧が必要か否かについて再調査した結果、ガス圧を低下させた場合、 $P_{max}$  を調整した後も、若干燃費が悪化することがわかり、 $250\text{kgf/cm}^2$  のままとした。

(3) 安全対策

同社はガスインジェクション・ディーゼル機関の開発に当たって、 $250\text{kgf/cm}^2$  という高圧ガスシステムを採用するため、安全対策技術の開発にも力を入れ、多くの特許を取得した。

① 二重管構造のガス供給管 (図 8.9)

万一供給管からガスが洩れても外部への漏洩を防ぐため、高圧部は二重管構造とし、その空間部には窒素ガスを封入して、万一洩れても空気と交じり合っ、燃えることがないように配慮した。またこの空間部の容積は万一内管が破損しても、空間内の圧力上昇が安全な範囲内に収まるように配慮した。(特許出願)

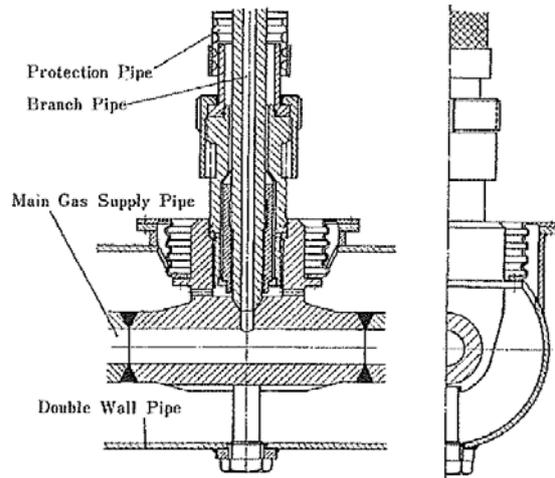


図 8.9 二重管式のガス供給管<sup>2)</sup>

② ガス漏洩検知システム

ガスの検知は応答性の速いものを選び、必要と考えられる各部にガス検知器、圧力センサー、温度センサーや安全装置 (逆止弁、遮断弁等) を設置した。

③ ガス弁内緊急遮断システム (図 8.10)

燃料噴射弁のガス用スピンドルが固渋した場合、高圧のガスが燃焼室内に連続的に流入する危険がある。

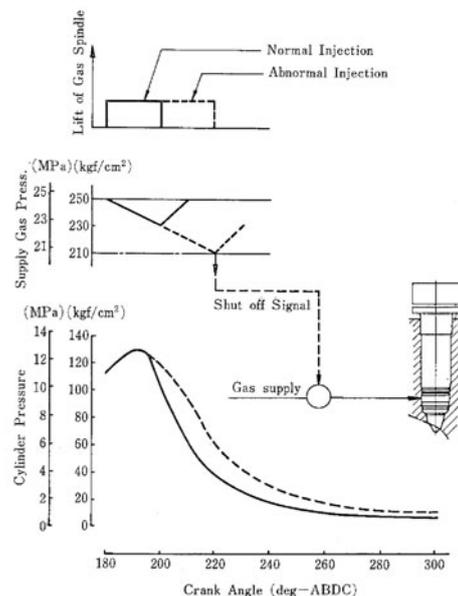


図 8.10 ガス緊急遮断システム<sup>2)</sup>

対策として、万一スピンドルが固着して大量のガスが燃焼室内に流れ出した場合は、ガス供給枝管に設置してあるオリフィスより下流側に大きな圧力降下が生じることを利用し、緊急遮断弁を作動させてガスの供給を停止させるようにした。(特許出願)

こうして開発した、6L35MCE-GI 機関は 1985 年(昭和 60 年) 6 月、デモンストレーションを行い、成功を収めた。

本研究開発では空気過剰率や NO<sub>x</sub> の排出レベルについては特に触れていないが、NO<sub>x</sub> 濃度は液体燃料専焼の場合とほぼ同一レベルのようである。

ガスインジェクション・ディーゼル機関の開発はライセンスである、MAN B&W 社(現 MAN Diesel & Turbo 社)からも高く評価され、この方式を MAN B&W 低速 2 サイクル・クロスヘッド形機関に適用することが合意され、初の技術輸出となった<sup>2) 3)</sup>。

### 8.1.4 MC-GI シリーズの共同開発

同社はガスインジェクション・ディーゼル機関に GIDE (Gas Injection Diesel Engine) という名称を付け、ライセンスである MAN B&W 社と共同で低速・2 サイクル・クロスヘッド型機関である MC シリーズの GI 化に取り組んだ。

#### (1) 主要目

表 8.3 に MC-GI シリーズの主要諸元を示す。

#### (2) コントロール・オイル・ポンプとガスディストリビュータブロック

コントロール・オイル・ポンプとパイロット燃料ポンプ等を集中して取り付けられている個所の詳細図を図 8.11 に示す。コントロール・オイル・ポンプはガススピンドルの開閉を制御するコントロール油圧を発生させるポンプであり、カム軸から専用のカムで駆動されている。

また図 8.12 は MC-GI 機関の燃料およびコントロール系を模式的に表したものである。ガス燃料はガス圧縮機より、ガス供給主管、各筒の枝管を通してシリンダカバー付近に付設されたアキュムレータに貯えられ、さらに緊急時にガスの供給を制御するための弁類をまとめているガスディストリビュータブロック(図 8.12 の Valve block)を経て、ガス噴射弁に導かれている。

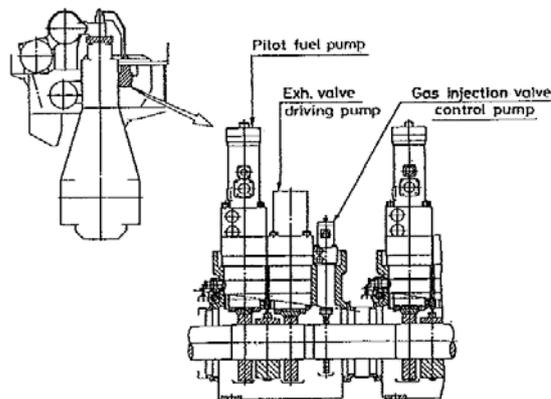


図 8.11 ポンプ類 取付け詳細図<sup>4)</sup>

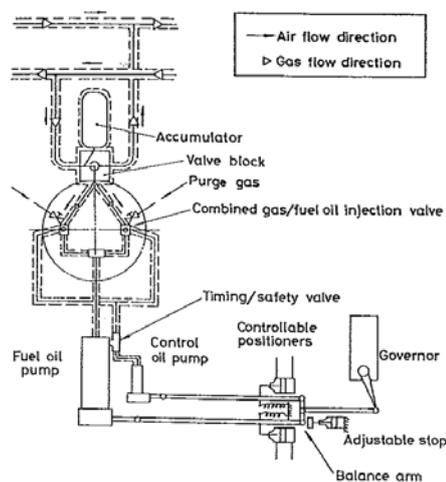


図 8.12 燃料およびコントロール系の模式図<sup>4)</sup>

表 8.3 MC-GI シリーズの主要諸元 (K シリーズのみ抜粋) (1986 年度)

機関名称	シリンダ数	シリンダ径 (mm)	行程 (mm)	シリンダ当たり出力 (kW/cyl.) 50Hz/60Hz	回転数 (rpm) 50Hz/60Hz	燃料消費率(出力最適バージョン) (kJ/kWh)
K50MC-G I-S	4-12	500	1370	1210/1190	166.7/163.6	7470
K60MC-G I-S	4-12	600	1650	1720/1740	136.4/138.5	7430
K70MC-G I-S	4-12	700	1960	2350/2360	115.4/116.1	7390
K80MC-G I-S	4-12	800	2300	3120/3120	100/100	7390
K90MC-2-G I-S	4-12	900	2300	3940/3940	100/100	7390

図 8.13 にガスディストリビュータブロックの断面図を示す。ガス燃料機関を船舶用に用いる場合、万一のガス供給システムの事故による危険を回避するため、逆止弁、遮断弁、パージ弁等の多くの弁の設置が、船級協会等のルール上必要である。ガスディストリビュータブロックはこれらの弁類を一つのブロックに収め、かつガスアキュムレータと一体化してガスの供給、停止、パージの機能を効果的に集中させている<sup>4)</sup>。

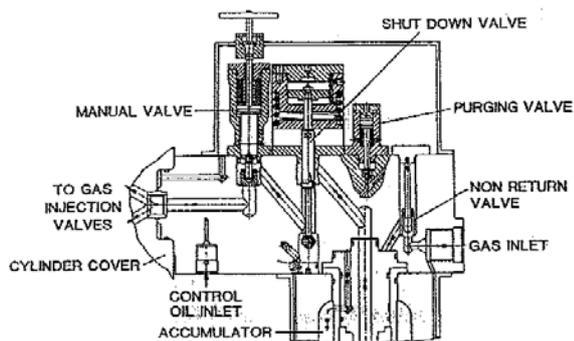


図 8.13 ガスディストリビュータブロックの断面図<sup>4)</sup>

### 8.1.5 中速・4 サイクル・ガスインジェクション・ディーゼル機関の開発

1992年（平成4年）、同社は東京ガス、大阪ガス、東邦ガスと共同で中速・4 サイクル・ガスインジェクション・ディーゼル機関 8L42MB-G 形の開発を行った。

#### (1) 開発の経緯

同社が独自の技術で開発した、中速・4 サイクル・ディーゼル機関 L、V42M 形をベースに、1978年（昭和53年）に行った4 サイクル・ガスインジェクション機関の研究開発で培った技術を生かして、可能な限り高出力化することを目標に開発を進めた。その結果、行程を450mm から500mm に伸ばし、Pmax を130bar から160bar にアップ、正味平均有効圧力を20bar から23bar にアップして、単筒当たりの出力を625kW から800kW に28%の出力アップを達成することができた。

#### (2) 主要部品の開発

##### ① ガス噴射弁（図 8.14）

ガス噴射弁は基本的にディーゼル機関と同様にスピンドル開閉型であるが、8.1.3 項でも述べたように、圧縮性気体のガスを扱うガス噴射弁は自力で開弁することができないので、スピンドルを開閉するためのコ

ントロール油圧およびガス燃料がコントロール油へ洩れることを防止するためのシール油を使用している。さらに2段構造のスピンドルを採用し、コントロール油圧に応じてリフト量を変更することで、図 8.15 に示すように、負荷の大きさによってガス噴射量を微量噴射から最大噴射まで対応できるようにした。

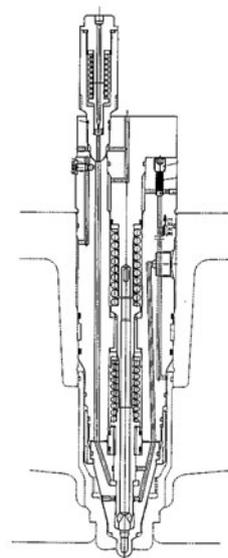


図 8.14 ガス噴射弁<sup>5)</sup>

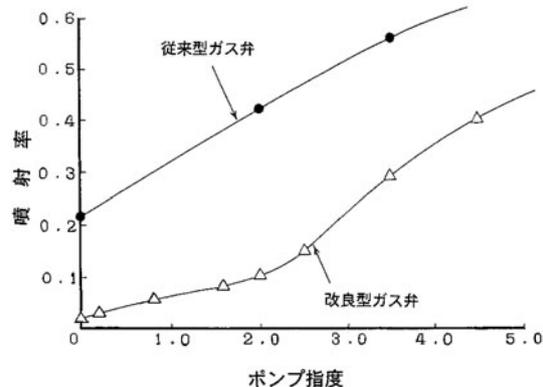


図 8.15 ガス噴射量特性<sup>5)</sup>

##### ② グロープラグ

本機関ではパイロット燃料を使わずにガスに点火する方法として、グロープラグによる熱面着火を採用した。確実に着火させるため、図 4.3 (4.3.2 項) に示すように1 シリンダ当たり2本の常時高温に熱せられたグロープラグを配置した。その表面温度と保護筒形状はシリンダ内燃焼圧力の安定度、つまり着火安定性をベースに決定した。

### (3) 機関性能

機関の仕様は表 8.4 に示すように、高熱効率型と高出力型の 2 種類がある。

表 8.4 8L42MB-G 形機関 主要諸元

機関仕様	高熱効率型	高出力型
シリンダ数×シリンダ径 (mm) ×行程 (mm)	8 × 420 × 500	
回転数 (rpm)	500/514	600
正味平均有効圧力 (bar)	21.9/21.3	23
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/s)	182	230
発電端出力 (kW)	5090	6500
発電端熱効率 (%)	45	43

(注) スラッシュは 50Hz 用/60Hz 用 を表す。

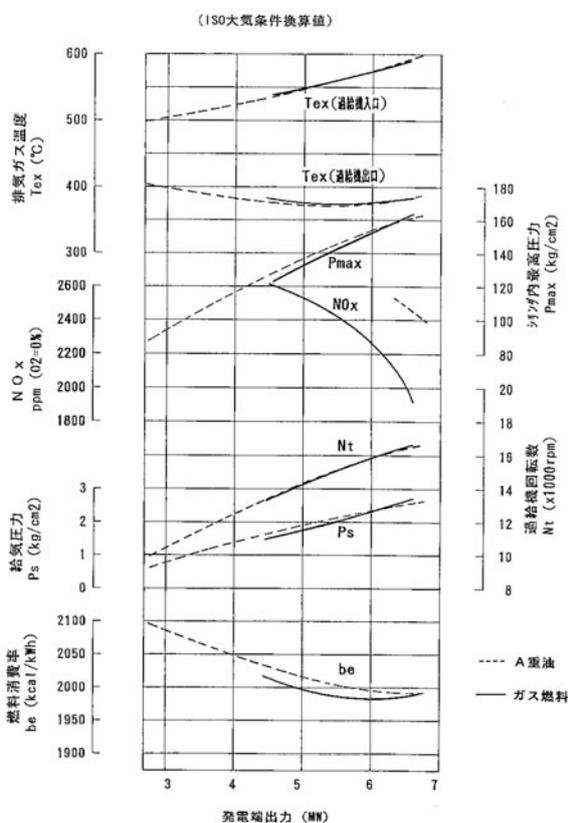


図 8.16 機関性能曲線<sup>5)</sup>

図 8.16 に高出力型の性能曲線を示す。ディーゼル機関 (A 重油使用) と比較すると燃費は若干悪化するが、NOx 排出量は低下している<sup>5)</sup>。

出力率：正味平均有効圧力 BMEP (kgf/cm<sup>2</sup>) と平均ピストン速度 Cm (m/s) を掛けたもので、エンジンが発揮する出力の大きさの指標となる。(裏返せば、エンジンが受ける熱負荷の大きさ、および爆発力や慣性力および摺動速度に対する機械的な厳しさの目安となる) 昭和初期には出力率は 30 程度であったが、過給機や空気冷却器の開発で正味平均有効圧力が 5 → 20kgf/cm<sup>2</sup> を超えるようになったことや、耐摩耗性材料の開発や潤滑油性状の改良などで平均ピストン速度が 6 → 10m/s を超えるようになり、その結果近年では出力率は 200 を超えるようになった。言い換えれば、同じ排気量のエンジンでも出力を 200/30 ≈ 約 7 倍にすることができた、ということである。

### 8.1.6 ガスインジェクション・ディーゼル発電プラント

GI 機関の性能上の優位性や運転上の安全性・信頼性をユーザに強くアピールするため、実証プラントを設置して、1994 年 (平成 6 年) 7 月から長期の検証試験を行った。

特に 2 サイクル機関の実証試験に当っては、同社の千葉事業所構内に「三井造船ガスインジェクションディーゼル研究所」(略称 千葉 GIDE) を設立した。この狙いは内燃力発電所として発電を行うとともに、陸上実証プラントとして環境にやさしい発電プラントおよび将来の船用の主機関としての GI 機関 (GIDE) を育てることにあつた。以下にこれらの実証プラントを紹介する。

#### (1) 40MW ガスインジェクション・ディーゼル発電プラント (図 8.17 を参照)

##### ① 主要目

- ・使用機関 12K80MC-GIS
- ・軸端出力 / 回転数 40680kW/103.4rpm
- ・エンジン全長×全高 (約) 21.2m × 12.1m
- ・エンジン重量 (約) 1370 トン
- ・軸端熱効率 48%
- ・燃料 主燃料 都市ガス (13A)、パイロット燃料 A 重油
- ・脱硝設備 アンモニア接触還元型
- ・建設開始 1992 年 (平成 4 年) 末、運用開始 1994 年 (平成 6 年) 7 月

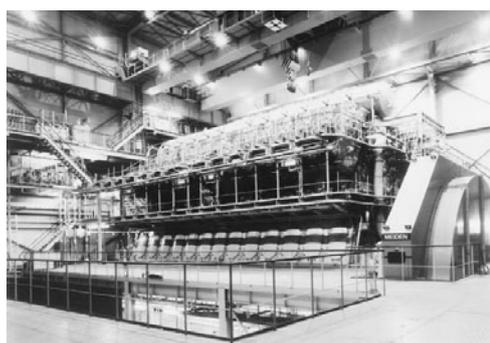


図 8.17 40MW ガスインジェクション・ディーゼル発電プラント (右手前は発電機) (三井造船提供)

## ② 運転実績

本発電プラントの運転は、週日の8時間運転で所内消費の約21kWhを除く、残り約300kWhは東京電力に売電された。

2001年（平成13年）3月末時点で7年目を迎え、これまでの総運転時間は16,688時間、設備の信頼性（時間稼働率）は97.2%で所定の目的を十分に果たしている<sup>6)</sup>。

本発電プラントは2001年（平成13年）末で休止し、その後灯油燃料使用に切り替えられたが、ガス燃料での運転時間は合計20,000時間をカウントした。

## (2) 6.5MW ガスインジェクション・ディーゼル発電プラント

### ① 主要目

- ・使用機関 8L42MB-G
- ・シリンダ数×シリンダ径×行程 8×420mm×500mm
- ・発電機出力／回転数 6500kW/600rpm（高出力形）
- ・発電端熱効率 43%
- ・燃料 都市ガス（13A）
- ・NOx排出量（エンジン出口）1618ppm（O<sub>2</sub> = 0%）、（脱硝装置出口）40ppm（O<sub>2</sub> = 0%）
- ・設置場所 大阪市内 某製鉄会社
- ・運用開始 1994年（平成6年）7月

### ② 運転実績

本発電プラントは1日当たり約14時間運転で、週末を除く毎日発停を繰り返し、2006年（平成18年）3月まで運転された。運転時間は合計47,500時間に及んだ<sup>5)</sup>。

以上のように同社は総力を上げて世界初となる高効率のGI機関を開発し、実用化に成功した。しかし実際に世の中に出たエンジン数は限られ、商業ベースに乗せることはできなかった。陸用発電用についてこの理由を考えてみると、まずGI機関の出力の範囲が5000kW以上の大型が主体であったのに対して、国内の発電用マーケットは300～3000kWが主体であってマッチしていなかったこと、およびガスを高圧に圧縮するためエンジン出力の3～5%（供給元圧の高低に依って差が生じる）を消費してしまい、実質の熱効率は2～3%低下してしまう。このため同じころ開発された他社の希薄燃焼ガス機関に有意差をつけることができなかったこと、などが挙げられる。船用主機関の理由については、第10章で記述する。

## 8.2 三菱重工業

同社は1989年（平成元年）ころ、低速・2サイクル単筒試験機関を用いてシリンダ内噴射ガス機関の燃焼システムの研究を進めた。特にガス燃料および点火用のパイロット燃料油のエンジン供給システム、ガスジェットの着火と燃焼システムについて、燃焼状況の観察と試験機関による性能試験を実施した。

### (1) シリンダ内噴射ガスエンジンの燃焼システムと着火、燃焼の観察

表8.5に試験機関の主要諸元を示す。またこのエンジンの燃焼室の構造と機器配置を図8.18に示す。

表8.5 NDT19/30C形 エンジン主要諸元

機関名称	NDT19/30C
形式	2サイクル、クロスヘッド形、ユニフロー掃気方式
シリンダ数×シリンダ径（mm）×行程（mm）	1×190×300
圧縮比	13.3
定格出力（PS）／回転数（rpm）	90／500
定格時掃気圧力（bar）	2.5

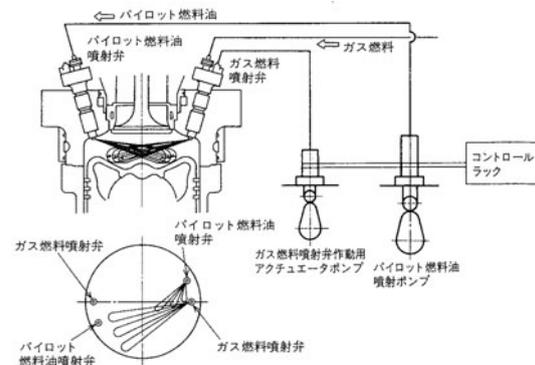


図8.18 シリンダ内噴射ガスエンジンの燃焼室構造<sup>7)</sup>

同社のUEC形2サイクル・ディーゼル機関はユニフロー掃気方式を採用しており、燃焼室の中央部に排気弁があるので、燃料噴射弁は燃焼室のサイドに2ヶ対称に配置されている。（この構造は三井・MAN B&W MC形とほぼ同じである。）

同様にシリンダ内噴射ガスエンジンも2ヶのガス燃料噴射弁と2ヶのパイロット燃料油噴射弁を図8.18のように配置した。すなわち圧縮自己着火したパイロット燃料油により点火されたガスジェット火炎がサイドインジェクションディーゼルの噴霧火炎の燃焼室内への広がりと同等になるようにした。

両噴射弁の配置について図 8.19 に示すように、(1) はパイロット弁がスワール（圧縮された空気の気流の流れ）の下流側にあり、(2) は上流側にあるように配置した。（本試験ではガス弁、パイロット弁各々各1個で行った。）

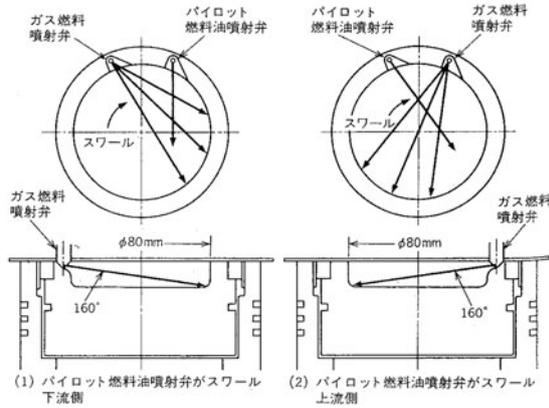


図 8.19 ガス燃料噴射弁とパイロット燃料油噴射弁の配置<sup>7)</sup>

図 8.20 は両者の燃焼状況を示すシリンダ内圧力線図である。

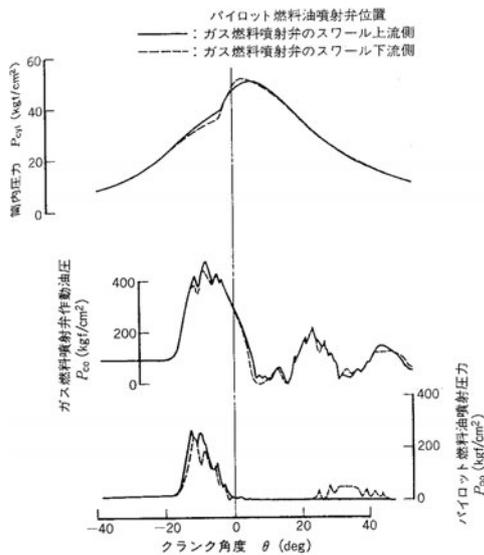


図 8.20 ガス燃料噴射弁の配置による燃焼観察時の筒内圧（シリンダ内圧）の差異<sup>7)</sup>

パイロット弁がスワールの上流側（図 8.19 の (2)）の実線の方が、下流側の点線よりも頂部がなだらかでスムーズな着火燃焼状況となることを示している。この理由は燃焼室内に発達したガスジェットに、着火したパイロット燃料油噴霧火炎が飛び込むようになり、ガス燃料への安定した点火源の供給を行うことによる。図 8.21 はガス燃焼状況について可視化燃焼観察エンジンを用い、高速度撮影により比較した結果である。この写真からも (2) のパイロット弁スワール上

流側の方が、スワールに沿って火炎が発達していることがわかる。

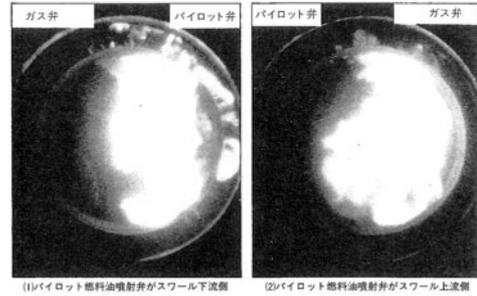


図 8.21 ガス燃料噴射弁の配置による着火燃焼状況の差異<sup>7)</sup>

図 8.22 はパイロット弁の位置によるガス燃料ジェットとパイロット燃料油噴霧の干渉状況について、運動量理論に基き計算検討した結果を示す。

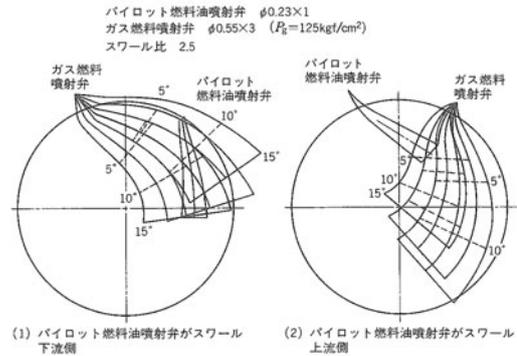


図 8.22 ガス燃料噴射弁の配置による燃料噴霧分散計算結果<sup>7)</sup>

## (2) 単筒実験エンジンによる燃焼性能試験

表 8.5 に示す 2 サイクル・クロスヘッド型の単筒実験エンジンを用いて、種々の運転条件によるガス燃料の燃焼状況の変化を把握するため試験を行った。燃焼室の概形を図 8.23 に示す。

ガス供給圧力は最高 250kgf/cm<sup>2</sup> まで可変で、蓄圧器（アキュムレータ）を経て、エンジンに供給される。

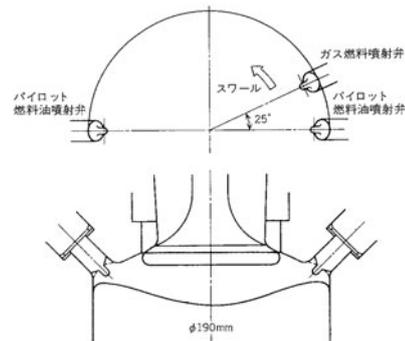


図 8.23 NDT19/30C 単筒試験エンジンの燃焼室<sup>7)</sup>

### (3) 燃焼性能試験結果

シリンダ内ガス噴射試験時の典型的な指圧線図と熱発生率を図 8.24 に示す。着火初期の熱発生は、パイロット油自体の着火燃焼状況を示し、その後の主熱発生状況がガス燃料の燃焼を示している。

さらにパイロット油の燃料比率を増大させた場合の熱発生特性や性能変化等を把握した。

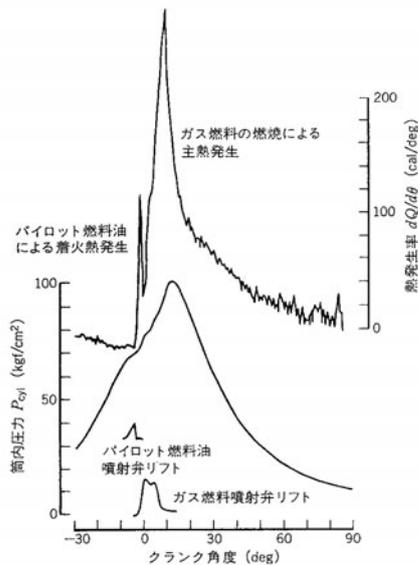


図 8.24 ガス燃焼時の熱発生特性<sup>7)</sup>

同社は以上のような燃焼観察試験と単筒実験エンジンによる燃焼性能試験を経て、シリンダ内噴射ガスエンジンに関する実用化技術を確立し、三菱-スルザー RTA84M-GF 形 LNG 焚きディーゼルエンジンを開発した。また高速 4 サイクル機関への適用研究も実施済みで、本燃焼システムの広範囲なエンジンへの適用を可能にした<sup>7)</sup>。

## 8.3 川崎重工業

同社は 1984 年 (昭和 59 年) に低速・2 サイクル機関において、高圧噴射式ガス / 重油混焼方式の技術開発に取り組んだ<sup>8)</sup>。

開発の目的は LNG 船の主機関として、高効率・低 NOx・高信頼性かつ安全な「高圧噴射式ガス / 重油混焼 2 サイクルユニフロー型機関」を実用化すること

にあり、この目的を達成するため、要素試験・燃焼試験等の基礎研究、試験機関の設計・製作およびその試験運転を行い、実機製作に必要なガス / 重油噴射システム、保護・検知システムおよび運転方法などの技術、ノウハウを世界に先駆けて確立した、との記録がある。

しかし公表された論文、報告書類は残されておらず、開発技術の詳細を知ることができなかったが、国立科学博物館のホームページに「産業技術史資料情報センター」の活動紹介があり、その中の「産業技術史資料データベース」の「内燃機関技術」欄に「高圧噴射式ガス / 重油混焼 2 サイクルユニフロー型機関 (KDF) 川崎 1L40/45 型機関」として、本開発が紹介されている。

### 参考文献、引用文献

- 1) 薦田哲男 他、「ガス燃料利用高効率ディーゼル機関に関する研究」三井造船・技報 121 号 (昭和 59 年 2 月) P46 - 55
- 2) 「三井・ガス・インジェクション・ディーゼル機関」三井造船・技報 128 号 (昭和 61 年 6 月) P25 - 35
- 3) 三宅幹彦 他「ガスインジェクションディーゼル機関における最近の研究」内燃機関誌第 26 巻 11 号 (昭和 62 年 10 月) P44 - 46
- 4) 三宅幹彦 他「三井-B&W ガスインジェクションディーゼル機関における最近の開発」日本船用機関学会誌第 23 巻 12 号 (昭和 63 年 12 月) P11 - 19
- 5) 別府 治 他「三井ガス・インジェクションディーゼル機関の運転実績」三井造船・技報 167 号 (平成 11 年 6 月) P13 - 18
- 6) 「40MW ガスインジェクションディーゼル発電プラント」三井造船・技報 155 号 (平成 7 年 6 月) P34 - 43
- 7) 中川 洋 他、「シリンダ内噴射ガスエンジンの燃焼研究」三菱重工業・技報第 26 巻 4 号 (平成元年 7 月) P326 - 330
- 8) 「原動機事業 100 年のあゆみ」川崎重工業 (平成 20 年 3 月) P356

# 9 | 環境保全とガス機関の高出力化・高熱効率化 (平成10年以降)

## 9.1 この時代の動き

この時代は以前にも増して環境保全に対する世界的な意識の高まりがあり、それに対する取り組みが強化されることに伴い、新たな規制も生まれてきた。

窒素氧化物 (NO<sub>x</sub>) の排出規制は陸上では1988年 (昭和63年) からディーゼル機関とガスタービンに、1991年 (平成3年) からガス機関に適用され、海上を運航する船舶にも2005年 (平成17年) から規制が開始され、段階的に厳しい規制値が適用されつつある。

さらに地球温暖化防止のため、温室効果ガスいわゆるGHG (Green House Gas) に対する排出規制が世界的に求められて1997年 (平成9年) にCO<sub>2</sub>の削減目標が京都議定書で採択され、わが国においても2002年 (平成14年) に批准された。その後2005年 (平成17年) に要件を満たして発効した。国内企業、特に製造業は個々に削減目標を定めて、これに対する取り組みを始めたが、この一環としてLNGまたは都市ガス13Aを燃料としてCO<sub>2</sub>排出量が、液体燃料を燃やすディーゼル機関より20%強少ないガス機関をキーハードにしたコージェネレーションの導入が進められた。

コージェネレーションの導入に当っては、当然ながらコストパフォーマンスが重視され、エンジンメーカーに対してkWh当たりの発電単価の安さや総合熱効率の高さが要求された。

これに対して第7章で報告した技術では、希薄燃焼方式の実現でNO<sub>x</sub>は後処理無しで地方自治体の条例による規制値200ppm (O<sub>2</sub> = 0%) をクリアすることができたが、熱効率は1000kW~2000kWクラスで38~40%、3000kW~5000kWクラスで40~43%にとどまり、出力の大きさの指標である出力率 (正味平均有効圧力×平均ピストン速度) は120~140程度でしかなく、同クラスのディーゼル機関の180~200には遠く及ばないレベルであった。

この劣勢を克服してディーゼル機関並みの熱効率と出力 (正味平均有効圧力) に追いつくため、エンジンメーカーは競って新規技術開発に取り組んだが、このキーテクノロジーとなったのがマイクロパイロット着火、ミラーサイクルおよびノッキング制御を含むエンジンの電子制御技術であった。このうち、マイクロパ

イロット着火とミラーサイクルについて、あらかじめ記述する。

## 9.2 マイクロパイロット着火

昭和60年代に開発されたリーンバーン方式のガス機関は低NO<sub>x</sub>化を達成できたが、出力率の観点からはまだディーゼル機関に比べて見劣りがしていた。その主な理由は希薄混合気に対して電気火花点火では発生する熱エネルギーが充分でないため、混合気の燃焼が不安定なことが原因であった。また点火プラグは高出力化に伴う高圧縮圧力下では、所要放電電圧が上がるために交換寿命が短くなる、という制約もあった。

これをカバーするために考案されたのがマイクロパイロット着火方式である。マイクロパイロット着火方式は基本的なシステムは前に述べたデュアルフェューエル機関と同じように、燃料噴射弁から噴射された液体燃料を圧縮着火させ、この火炎を火種としてガス燃料に点火させる、という方法である。しかしデュアルフェューエル機関は一般的に直接噴射式で、主燃焼室に熱量比で10%前後の液体燃料を噴射するので、点火の熱エネルギーは充分にあるが、NO<sub>x</sub>排出量が多いという問題が残る。マイクロパイロット着火方式は、希薄燃焼で低NO<sub>x</sub>化をキープしながら、混合気の点火に必要な最小限の量 (熱量比で1%前後の量) を副室 (予燃焼室) に噴射して圧縮着火させる。次にその火炎を予燃焼室の噴口から主燃焼室へ噴出させ、火炎ジェットの熱エネルギーで希薄混合気に点火する。このようなプロセスで希薄な混合気を安定的に燃焼させる方法がマイクロパイロット着火方式である。因みに点火プラグが発生する点火エネルギーは0.1~1.0ジュールであり、これに対してマイクロパイロット着火の点火エネルギーは5000~10000倍といわれている。

次に解決しなければならない課題は、微量の液体燃料自身の着火である。6シリンダで1500kW (18シリンダでは3倍の4500kW)、熱効率40%のエンジンでは、1%の噴射量は1シリンダ・1回当たり、わずか0.03CC程度にしかならない。またエンジンの回転数が低い始動時には往復動ピストン式の燃料噴射ポンプではブランジャーの速度が低いので、噴射圧が上がらずに微細な噴霧が得られない。しかも圧縮温度も低いので液体燃料噴霧の圧縮着火が期待できない。

従い、始動時のみ混合気に点火する別の補助手段が必要になる。この補助手段にエンジンメーカーは個々に工夫を凝らして、マイクロパイロット着火方式を実用化した。図 4.5 (4.3.4 項) に点火補助装置として、点火プラグを用いた例を示す<sup>1)</sup>。

### 9.3 ミラーサイクル

往復運動内燃機関では理論的に圧縮比が大きくなるほど熱効率は向上するが、ガス機関ではノッキング（異常燃焼）が発生するため、圧縮比の大きさに制約がある。熱効率向上のもうひとつの手法は、燃焼室で発生させた熱エネルギーを有効に利用することである。爆発燃焼後の膨張行程を長くして、つまり燃焼開始時の燃焼ガスの体積（＝上死点における燃焼室の容積）と排気開始時の体積（下死点における容積）の比（＝膨張比）を大きくして、高温・高圧のエネルギーを極力有効に利用することにある（図 9.1 および図 9.2 参照）。

通常のアットーサイクル（燃料ガスと空気の前混合気を電気火花または他の手段を使って燃焼させる熱サイクル）では給気弁が下死点で閉じ、排気弁は下死点で開くと仮定すると、圧縮比＝膨張比になる。

ここで給気弁を閉じるタイミングを変えることにより、実質的な圧縮比を低減することができ、すなわち高膨張比と低圧縮比を両立させることが可能となる。これがミラーサイクルであり、ガス機関の場合には、ノッキングを抑制しつつ、熱効率を向上させることができる。

給気弁を閉じるタイミングの変更は下死点の手前で閉じる「早閉じ」と、下死点後に閉じる「遅閉じ」の二つの手法があるが、遅閉じの場合は、いったん燃焼室に充填された混合気が給気ポートに逆流するというデメリットがあるので一般的には早閉じが用いられる。しかし早閉じは実質的な吸気行程も短くなると言うデメリットがあるので、これをカバーして高出力を維持するためには、高圧力比タイプの過給機を採用することが必要になる<sup>2)、3)、4)、6)</sup>。

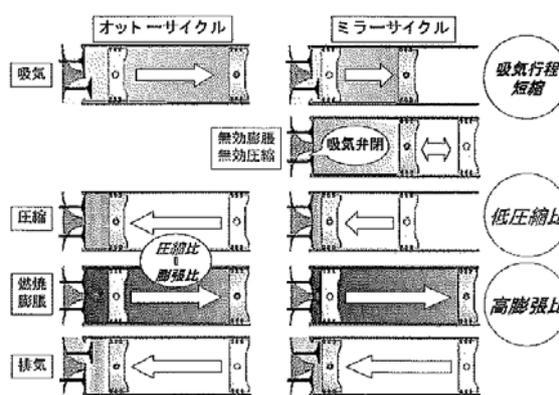


図 9.1 ミラーサイクルの概念図<sup>2)</sup>

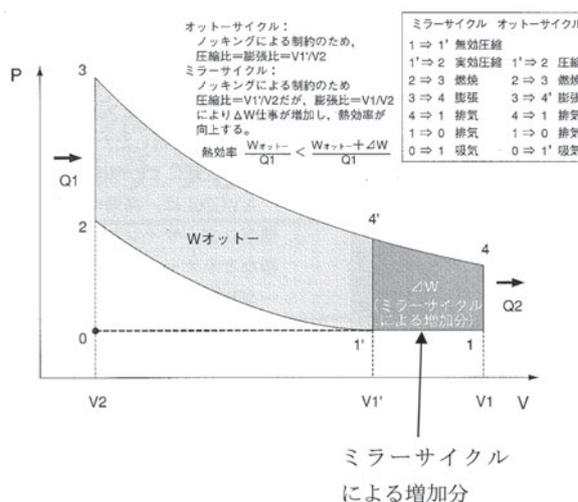


図 9.2 ミラーサイクルによる効率向上<sup>4)</sup>

### 9.4 ヤンマー

#### 9.4.1 ストイキ燃焼方式にミラーサイクルを採用

第7章に記述したように、同社は 100～500kW クラスのストイキ燃焼方式のガス機関を製造していた。ストイキ方式は排気ガス温度が高いため、排熱回収効率がよく、また燃焼変動に強いことから負荷投入特性が高い、というメリットがある反面、ノッキングという制約からクランク軸端効率（熱効率）や出力レベルでは希薄燃焼方式に劣っていた。

そこで同社は 1999 年（平成 11 年）から東京ガス株式会社と共同で、300kW クラスのストイキ燃焼ガス機関にミラーサイクルを採用することにより、熱効率と出力

ミラーサイクル：1882年にイギリスのジェームス アトキンソンが「アトキンソンサイクル」を発表した。これは圧縮比よりも膨張比を大きく取って内燃機関の熱効率を改善する、という理論であったがそれを実現する機構が複雑過ぎたため実用化には適さなかった。1947年アメリカのRalph H. Millerはこれを改良して「ミラーサイクル」を発表した。これは吸気弁を下死点よりも早閉じまたは遅閉じすることにより、アトキンソンサイクルを実現したものであった。

の向上を目指して研究開発を行った。

同社は遅閉じ方式のミラーサイクルを採用したが、実質的な吸気行程も短くなるため、出力を維持するにはより高過給が要求される、しかし極端な高過給は過給機効率を低下させ、排気圧力の上昇をもたらし、エンジン性能に悪影響を及ぼす。そのため、膨張比、給気弁の閉じ時期、過給圧力のベストバランスを目指した。

このため同社は実験とシミュレーションにより、ミラーサイクル技術の基礎研究を行い、コージェネレーションに最適な方式を確立し、6NHLM-ST形を開発した。この成果として発電効率は3ポイントアップして、34.2%を達成し、排熱回収効率46.8%、総合81%の高効率システムを実現することができた。これを具体化したコージェネレーション・パッケージ「ジェネまるミラクル AiO」は(財)省エネルギーセンターが選定する平成11年度の「省エネ大賞」を受賞した<sup>2)</sup>。

#### 9.4.2 350kW級 希薄燃焼・ミラーサイクルガス機関の開発

同社はガス機関に対するNO<sub>x</sub>排出規制に脱硝装置などの後処理なしでクリアし、さらに高効率・高出力を達成するため、東京ガス(株)との共同で2003年(平成15年)希薄燃焼方式+ミラーサイクル・ガス機関AYG20Lを開発した。

希薄燃焼に対しては燃焼を早期に完了させ、有効な膨張行程を確保し、熱効率を維持するためには大きな着火エネルギーが必要との判断から副室式燃焼法を採用した(図9.3を参照)。

副室には燃料ガスのみが供給され、圧縮行程中に主室内の希薄混合気と混合して、副室内の空気過剰率が1付近になるようにコントロールされている。このリッチな混合気を点火プラグで点火し、その火炎ジェットを主燃焼室に噴出させている。

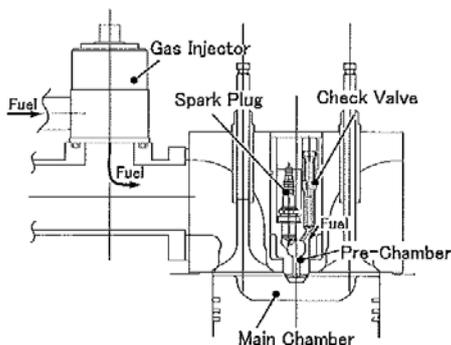


図 9.3 副室燃焼システムの概略図<sup>5)</sup>

図9.4に副室噴口径を変化させ、燃焼を解析した一例を示す。図中のノッキングナンバーが大きければ大きいほどノッキングに入り易いので、ノッキングナンバーの履歴が低く推移し、しかも高い熱効率を得られる燃焼形態(図中の点線φ(A+0.4))が最も良い燃焼形態ということになる。つまり初期燃焼を抑制し、後期燃焼を急速化することで、熱効率とノッキング抑制を両立できた。

さらに同エンジンにはミラーサイクルを採用した。ミラーサイクルは膨張比を大きく取って、熱効率を向上させる手法であるが、あわせて燃焼前の未燃混合気の温度、圧力を低減することによってノッキング限界を向上させることもできる。しかし高過給にすることによって過給機ノズルが絞られるため排気ガスの抜けが悪くなり、シリンダ内に燃焼ガスが残留し、未燃混合気の温度が上がってノッキングを発生させ易くすると考えられる。この対策として次元流動解析により過給システムを適正化した。

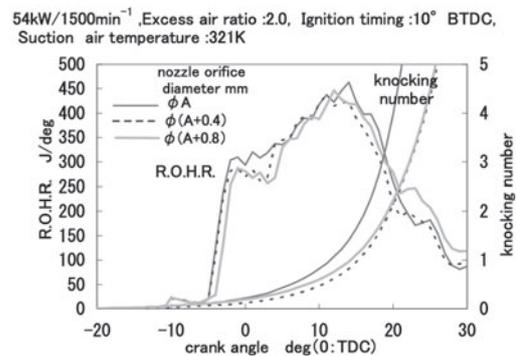


図 9.4 副室噴口径がノッキングし易さに与える影響<sup>5)</sup>

このような研究開発の結果、同社のガス機関はBMEPを1.1MPaから1.5MPaまで36%引き上げることができ、熱効率は38%から43%まで13%向上させることが可能になった。これはシリンダ径155mm、1500rpmの小型・高速ガス機関としては世界トップクラスであった<sup>5)</sup>。

表9.1に6NHLM-ST形およびAYG形の主要諸元を、図9.5にAYG20L-ST形の機関写真を示す。

表 9.1 6 NHLM-ST 形および AYG 形の主要諸元

機関名称	6NHLM-ST	AYG20L-ST	AYG40L-SE
燃焼室・燃焼方式	ストイキ ミラーサイクル	副室、希薄燃焼 ミラーサイクル	同左
点火方式	電気火花点火	同左	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	165 × 185	155 × 180	同左
シリンダ数	6	6	12
回転数 (min <sup>-1</sup> ) (50Hz 用)	1500	同左	同左
発電端出力 (kW)	300	350	700
正味平均有効圧力 (bar)	10.9	15.0	14.2
平均ピストン速度 (m/s)	9.25	9.00	9.00
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	102.8	137.7	130.3
発電端効率 (%)	34.2	40.5	41.8
NOx 排出濃度 (ppm) (O <sub>2</sub> = 0%)	≤ 40	≤ 200	≤ 200
開発年度	1999 年 (H11 年)	2003 年 (H15 年)	2008 年 (H20 年)



図 9.5 AYG20L-ST 形ガス機関 (ヤンマー提供)

## 9.5 三菱重工業

### 9.5.1 リーンバーン・ミラーサイクルガス機関 「GS-R 形」(GSR ミラー) の開発

同社はガス機関をキーハードとしたコージェネレーションシステムの拡販に精力的に取り組む、ガス機関の熱効率向上と出力アップに注力した。

まず 2000 年 (平成 12 年) にリーンバーン方式の通常サイクルでエンジン軸端において 37% と高い効率を持つ小型ガス機関 GS-R 形 (シリンダ径 × 行程 170 × 180mm) をベースに、ミラーサイクルを適用し、このクラスでは世界最高の熱効率を目標として大阪ガス(株)と共同で開発を行った。目標を達成・実現するた

めの主な取り組みは次のような点であった。

#### ① 膨張比・圧縮比の選定

最大熱効率を達成可能な膨張比を計算から導いて 15 とした。また圧縮比は試験機関による実験結果に基づき、ノッキングを避け、かつ過給機に要求される圧力比が高くなり過ぎないことを考慮して 11 を選択した。

#### ② 燃焼性能向上

ミラーサイクルでは高膨張比するため、圧縮上死点での燃焼室容積を小さくしている。このため燃焼効率の低下が起り高膨張比の効果を相殺する懸念があるので、単筒試験機関を用いて試験を行い次のように仕様を決定した。

- ・主燃焼室の形状は燃焼室内の乱流速度を上げることで燃焼速度向上を狙った高乱流型と、トップクリアランス部を少なくすることで未燃分を減らすこと狙った低未燃分型について比較テストを行った。その結果、低未燃分型の方がノッキングを発生しにくいため、点火時期を早めて熱効率が高くなることがわかった。
- ・スワール比を強くすると熱発生率の最大値が大きくなり、熱発生期間も小さくなってノッキングを発生し易くなる。さらにシリンダライナへの熱伝達率が高くなって熱損失も大きくなる。これらの結果からスワール比は弱めに設定した。(図 9.6 を参照)
- ・副室からのトーチ火炎が主室の燃焼に大きな影響を及ぼし燃焼効率や熱発生期間に大きく関与するので、三次元 CAD や可視化試験により最適な副室仕様 (容積、噴孔) を開発した。

さらにタービン、コンプレッサなど各構成要素の最適化・高効率化を図って、ミラーサイクル用に合致した低流量・高圧力比で総合効率62%の高性能過給機の開発、空燃比を最適に制御するため電子制御空燃比コントロールシステムを開発、および点火プラグは2,000時間以上の寿命を確保するため、従来の白金点火プラグに替えてイリジウムプラグを開発した。

以上の要素技術を組み合わせることによって、エンジン軸端効率42.2%（発電端効率40%）を達成することができた。この効率はこのクラス（サイズ）のガス機関としては世界最高であった<sup>6)</sup>。

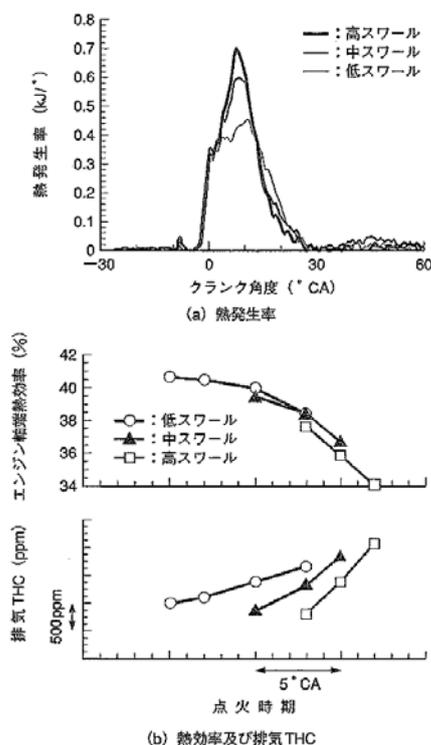


図 9.6 スワール比の熱発生率及び諸性能への影響<sup>6)</sup>

### 9.5.2 「GSR アドバンストミラー」および「GSR2 ミラー」の開発

同社は継続的に同機関のブラッシュアップに注力して、GSR ミラーを高効率・高出力化した「GSR アドバンストミラー」を2002年（平成14年）に開発した<sup>7)</sup>。

さらに2004年（平成16年）には、行程を180mmから220mmに増して出力アップと効率アップを図った「GSR2 ミラー」を完成した。ロングストローク化に当たり、燃焼試験により燃焼室形状の最適化を行い、行程容積の増加に伴う給気量アップのため給気弁リフトを増大し、給気弁閉じタイミングの最適化、および高性能過給機の開発を行って目的を達成することができた。また発電端効率は41.5%を達成し、世界最高効率を更新した<sup>7)</sup>。

これらの主要諸元の比較を表9.2に、GS6R2形の試験機の写真を図9.7に示す。またこれらの進化の過程を図9.8に示すが、2000年以降の発電端効率の向上には眼を見張るものがある。

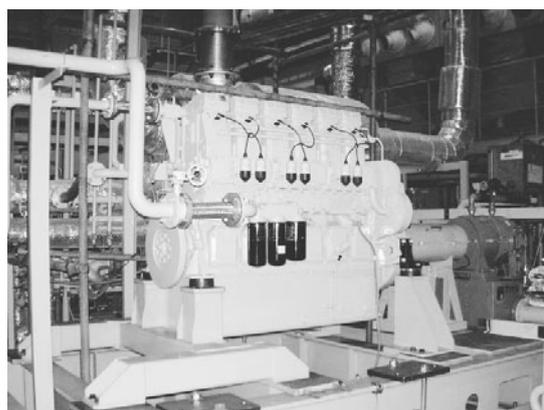


図 9.7 GS6R2 形ガス機関（三菱重工業提供）

表 9.2 GSR ミラー 主要諸元の比較

機関名称	GSR ミラー	GSR アドバンストミラー	GSR2 ミラー
シリンダ配列	直列 6 気筒	同左	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	170 × 180	同左	170 × 220
回転数 (min <sup>-1</sup> )	1200	同左	同左
着火方式	副室火花	同左	同左
正味平均有効圧力 (MPa)	1.20	1.32	同左
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	84.7	93.2	113.9
発電出力 (kW)	280	305	380
発電端効率 (%)	40.0	40.4	41.5
総合効率 (%)	74.4	73.8	77.6
開発年度	2000 年 (H12)	2002 年 (H14)	2004 年 (H16)

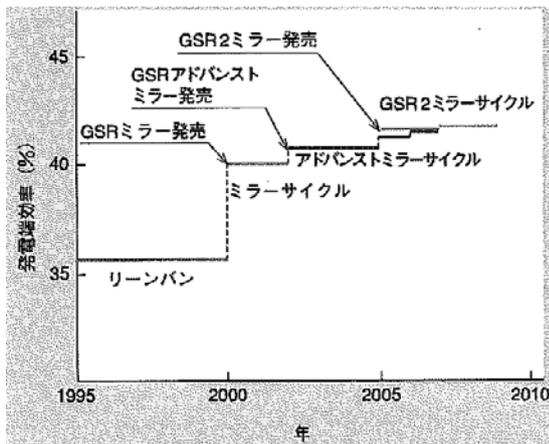


図 9.8 GSR ミラーの効率向上の推移<sup>7)</sup>

### 9.5.3 KU30G 型の進化

#### (1) KU30GA 形 (愛称 MACH-30G) の開発

注：MACH = Mitsubishi Advanced Engine Clean & High Efficiency

2002 年 (平成 14 年)、火花点火方式の KU30G 形を高出力化・高効率化するためパイロット着火方式に変更した KU30GA 形を開発した。希薄燃焼ガス機関は環境にやさしい原動機として需要を伸ばしてきたが、しかし同サイズのディーゼル機関に比べて出力が低いため、経済性の面でディーゼル機関よりも劣っていた。そこで次世代のエンジンとして優れた環境面に加えて、経済性にも優れた高出力・高効率のガス機関を開発することを目標にした。この開発に当たって次のような要素技術の開発を行った。

##### ① パイロット着火方式

従来の KU30G 形は電気点火方式であったが、点火プラグは高出力化に伴う高圧縮圧力下では、所要放電電圧が上がるために交換寿命が短くなるという問題があり、また燃焼変動が抑えきれないため熱効率アップにも限界があった。これらの課題を解決するため、点火プラグによる点火に代えて、パイロット着火方式を採用した。

パイロット着火方式は、総熱量の 1% ほどの液体燃料を副室内に噴射して、まずこれを圧縮着火させ、副室先端の噴孔から噴出するトーチ火炎で主室内の希薄混合気に点火する。

点火プラグの発生する点火エネルギーは 0.1 ジュール程度であるが、パイロット油による点火エネルギーはこの 8000 倍となり、高出力下での信頼性の高い点火が可能になった。また、空気過剰率の大きい領域での安定燃焼が可能になり、従来より大幅な低 NO<sub>x</sub> 化 (100ppm、O<sub>2</sub> = 0% 換算) を実現するとともに、点

火プラグを使用しないため、メンテナンス間隔の延長に寄与した。両者の比較を図 9.9 に示す。

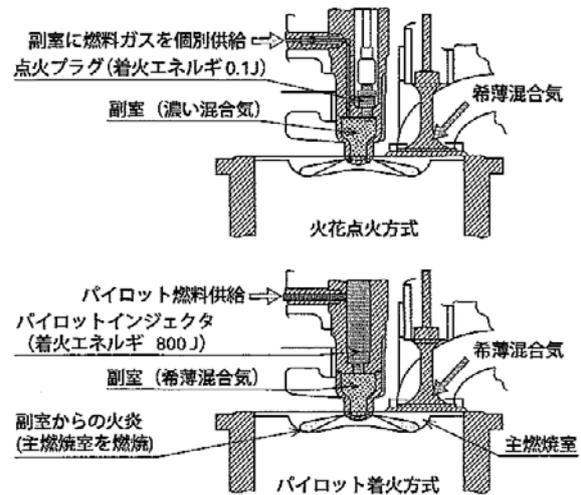


図 9.9 火花点火方式とパイロット着火方式の比較<sup>8)</sup>

##### ② パイロット燃料噴射システム

また KU30GA 形のパイロット燃料噴射システムとして、コモンレール方式を採用した。これによって各シリンダのパイロット燃料の噴射量、噴射タイミング、噴射圧を自由にコントロールできるようになった。従って全シリンダとも一定した燃焼が実現できて、ノッキング等の異常燃焼を未然に防止する上で有効な手段となった。

##### ③ 空燃比制御システム

KU30G 形では空燃比の制御は過給機から吐出された余剰分の空気を外部に放出することにより行っていたが、この方法では過給空気を捨てることによるポンピング仕事の低下のため、熱効率低下や排気温度の低下があった。これに対して KU30GA 形では排気ガスをバイパスさせる (ウェストゲート方式) 方法で改善した。

##### ④ ノッキング制御システム

シリンダ内の燃焼状況を正確に把握するため、従来の振動計型ノックセンサに代えて、直接シリンダ内の圧力を計測する筒内圧力センサを用い、燃焼状況を直接把握した。この情報に基づきコモンレールによる電磁弁式パイロット燃料弁と電磁弁式ガス弁により高い応答性を持って毎サイクルの制御が可能となった。このように筒内圧力を直接計測してリアルタイムでノッキングを制御する手法は世界初であり、特許を取得した。

##### ⑤ ガス供給システム

KU30GA 形ではガス供給電磁弁を採用した。ガス

供給電磁弁は各シリンダの給気ポートに取り付け、コントローラで供給時期と供給量を制御するのでシリンダ間の空燃比のばらつきを抑制することができる。このため全シリンダをより均等にノッキング限界に近づけることが可能となり、熱効率向上をもたらし、これらの成果として、BMEP13→20bar、発電端効率39.3→44.0%を達成することができた<sup>8)、9)</sup>。

図 9.10 に KU30GA 形の横断面を示す。

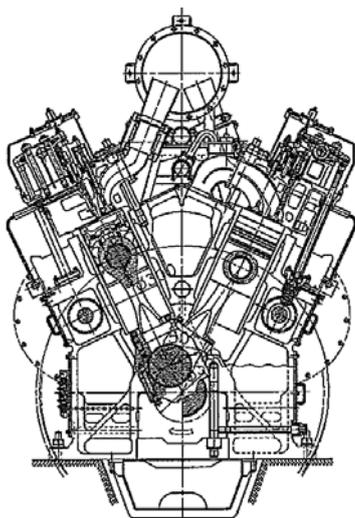


図 9.10 三菱 KU30GA 形ガス機関横断面図<sup>8)</sup>

## (2) 新 MACH-30G の開発

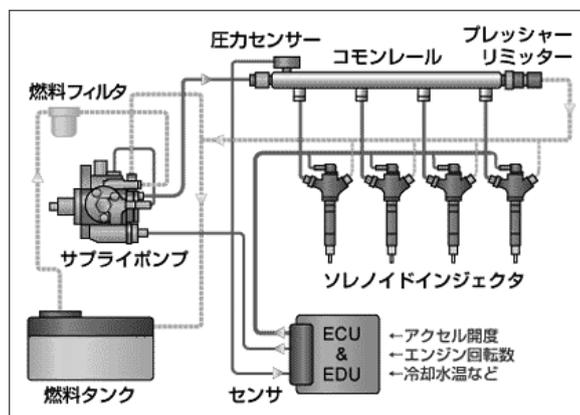
同社は KU30GA 形 (MACH-30G) のさらなる高効率化を狙い、ミラーサイクル (早閉じ) を採用して、2004 年 (平成 16 年) に新 MACH-30G を開発した。この開発には先に開発した GSR ミラーの技術が活用され、発電端効率 45.5% を達成した<sup>3)</sup>。

## (3) KU30GSI 形 (愛称 MACH II -SI) の開発

2008 年 (平成 20 年)、同社は着火材として液体燃料を使用しない、火花点火方式の KU30GSI 形 (MACH II -SI) も商品ラインアップに加えた。これは液体燃料が入手しにくい地域、あるいは燃料タンクの設置スペースがない等の理由によりパイロット油を使用しないガス機関の要望に応えるためであった。(注: SI = Spark Ignition、火花点火方式)

また同社は MACH-30G を対象に、(独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) および (社) 日本ガス協会との共同研究を平成 17 年から 3 年間にわたり実施して、発電端効率 47.4%、さらにターボコンパウンド方式の採用した場合 48.8% を達成する成果を得た。この共同研究では、異常燃焼の発生を抑制し燃焼効率を高めることを目的に、CFD 解析や単筒試験機を用いて、スワールとシリンダ内混合気の濃度分布の適正化およびピストン形状や副室などの燃焼室形状の最適化などの要素技術を徹底的に検証した<sup>10)</sup>。

コモンレールシステム：液体燃料の噴射システムで、高圧ポンプ (1300~1600kgf/cm<sup>2</sup>) から吐出された高圧の液体燃料を common rail と呼ばれる一種の蓄圧室に貯蔵する。(ただしガス機関のパイロット燃料噴射用としては、噴射量が微小なため 500~800kgf/cm<sup>2</sup> 程度にするケースもある。) コモンレールと各シリンダの噴射弁は個々に燃料高圧管で接続されており、噴射弁の上部には電磁弁が取り付けられている。電磁弁は電子燃料制御装置 (または電子ガバナ) からの信号で ON、OFF して、燃料油をシリンダ内に噴射する。従来のプランジャーポンプを使った機械式の噴射システム (圧力は 800~1200kgf/cm<sup>2</sup>) に比べて、高圧で噴射するため燃料をより微粒化できるので、燃料の完全燃焼に寄与する。さらに制御装置からの信号でシリンダ毎に噴射タイミングや噴射期間 (噴射量) を自由に制御できるので、機械式の噴射システムにはできない、シリンダ毎や 1 サイクル毎の微妙な出力制御や燃焼状態の制御が可能になる。



図はデンソーのコモンレールシステム (同社のホームページより)

KU30GSI 形機関にはこれらの高効率技術の一部も適用され、さらに KU30GSI 形の開発に当たり、特に次のような点に配慮した。

① 副室ガス供給方式

火花点火方式では副室への独立したガス供給が必要となるが、本機関では副室用にもガス供給電磁弁を用い、副室内混合気濃度制御のフレキシビリティを確保した。

② 点火プラグの長寿命化

一般に高出力希薄燃焼ガス機関の点火プラグの交換寿命時間は 1,000～1,500 時間で、これが長時間連続運転のネックになっている。KU30GSI 形の開発に当たり、2,000 時間を目標に設定し、この対策として点火プラグ周りの冷却構造と配置を工夫し、電極の形状を改善した電極温度改善型点火プラグを採用して電極磨耗を低減した。この点火プラグを使った実際の運転においても目標とした 2,000 時間を超える耐久性があることを実証している<sup>11)</sup>。

上記①および②の構造を図 9.11 に示す。

こうして開発した KU30GSI 形は、その優れた環境適合性、総合効率を含めた性能および工事に関わるプラントエンジニアリング力を高く評価されて米国において初号機を受注し、2012 年（平成 24 年）の初頭からの運転開始に向けてエンジン製作と工事を進行中である<sup>12)</sup>。

KU30G シリーズの主要諸元の比較を表 9.3 に示す。

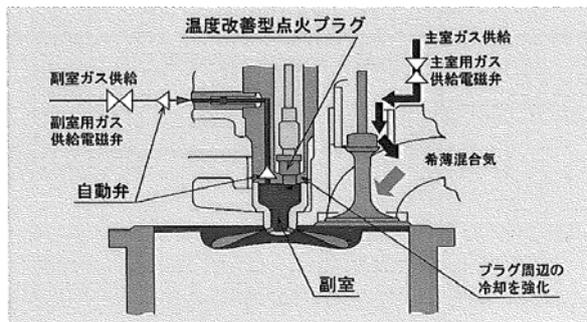


図 9.11 KU30GSI 形 副室周りの構成<sup>11)</sup>

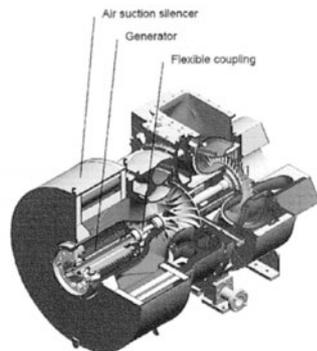
表 9.3 KU30G シリーズの主要諸元比較

機関名称	KU30G	KU30GA (MACH-30G)	KU30GA (新 MACH-30G)	KU30GSI (MACH II -SI)
燃焼室・燃焼方式	副室、希薄燃焼	同左	副室、希薄燃焼 ミラーサイクル	同左
点火方式	電気火花点火	マイクロパイロット 着火、コモンレール 方式、グロープラグ (起動時)	同左	電気火花点火
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	300 × 380	同左	同左	同左
回転速度 (rpm)	750 (50Hz)	同左	同左	同左
正味平均有効圧力 (bar)	13	20	同左	同左
平均ピストン速度 (m/s)	9.5	同左	同左	同左
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	121	186	同左	同左
発電端効率 (%)	39.3	44.0	45.5	47.0
NOx 排出濃度 (ppm) (O <sub>2</sub> = 0%)	200	200	270	320
開発年度	1990 年 (H2)	2002 年 (H14)	2004 年 (H16)	2008 年 (H20)

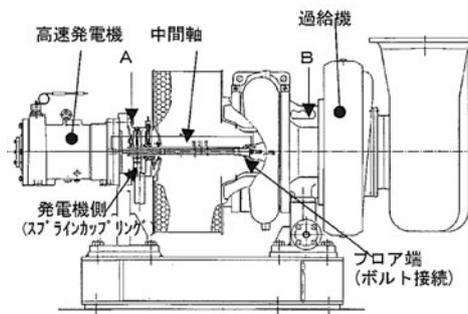
ターボコンパウンドシステム (TCS) : 希薄燃焼方式では空燃比を一定に制御する必要があるが、そのため給気圧力をきめ細かく制御することが要求される。しかし、給気圧力は季節によって変動するため、通常、圧力の低下する夏場に合せて過給機の仕様を設定する。このため給気圧力が上昇する冬季は給気または排気の一部をバイパスさせて空燃比を制御している。また近年の過給機は総合効率が向上しているため、排気ガスのエネルギーはエンジンが必要とする空気量の圧縮に必要なエネルギーよりも過剰になっている。このような状況を改善するため、過給機のロータ軸に高速回転の発電機を直結して発電し、主発電機の電力と合せてユーザサイドに供給するシステムをターボコンパウンドシステムまたはハイブリッドターボコンパウンドシステムという。発電機は回転数が変化するため、交流発電→コンバータで直流に変換→インバータで 50Hz または 60Hz の交流に変換する必要がある。また TCS をフルに発電させると過給機出口の排気ガス温度が低下するため、排気ガスボイラー等の熱回収が低下するので、顧客の需要に合せた熱と電気の発生量のバランスを制御することが必要になる。6000kW クラスのガス機関に TCS を採用したある試験では、排気抵抗が増えることによって、ポンピングロスが増加して機関単体の効率は低下するが、高速発電機の発電量分効率が回復して最終的に 1.4 ポイント (3.0%) の効率アップになったとのデータがある。

過給機と発電機をカップルさせた例を図に示すが、左図のように吸気フィルター内に内蔵するタイプと右図のように吸気フィルターの外側に取り付ける構造がある。

((独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO)、(社) 日本ガス協会、三菱重工業「超高効率天然ガスエンジン・コンパウンドシステム技術開発」成果報告書および三井造船技報 191 号「小型ガスエンジン MD20G の稼働実績」から引用)



三菱重工業ハイブリッド過給機



三井造船ターボコンパウンドシステム

## 9.6 新潟原動機

### 9.6.1 マイクロパイロット着火・希薄燃焼ガス機関の開発

#### (1) 開発の目的

同社の 1MW クラスの既存機種である 26HX-G 形は発電端効率が約 37%、正味平均有効圧力 (BMEP) は 1.47MPa (15kgf/cm<sup>2</sup>) であったが、これを大幅に向上させることを目指して 1996 年 (平成 8 年) から新技術開発に取り組んだ。

開発目標は発電端効率 40% 以上、BMEP2MPa、および最小メンテナンス間隔を 4,000 時間とし、さらに熱分解ガスやバイオガスなど、従来有効利用されていなかった特殊ガスにも対応できること、とした。このためには、過去の希薄燃焼に関する研究経験から、点火プラグよりも確実な火種形成と、強力で寿命の長い点火源を持つ燃焼技術を確立することが必須条件であった。

#### (2) マイクロパイロット燃焼基礎試験

単筒試験機関を用いて、次の 3 方式について、エンジン性能の比較計測を行った。

- A. ディーゼル燃焼方式 (直噴式)
- B. 火花点火・ガス希薄燃焼方式 (副室式)
- C. パイロット着火・ガス希薄燃焼方式 (副室式)

条件を揃えるため、3 方式とも圧縮比は 12 とし、BMEP は 1.47MPa として運転した。3 方式の構造比較を図 9.12 に示す。

計測項目は次の通り。

BMEP、熱効率、NO<sub>x</sub> 濃度、O<sub>2</sub> 濃度、シリンダ内最高圧力 (P<sub>max</sub>)、P<sub>max</sub> 変動率 (COV-P<sub>max</sub>、200 サイクルの P<sub>max</sub> の標準偏差 / 平均値)、シリンダ出口排気温度、スモーク度 (排気色濃度、Bosch1 回引き)

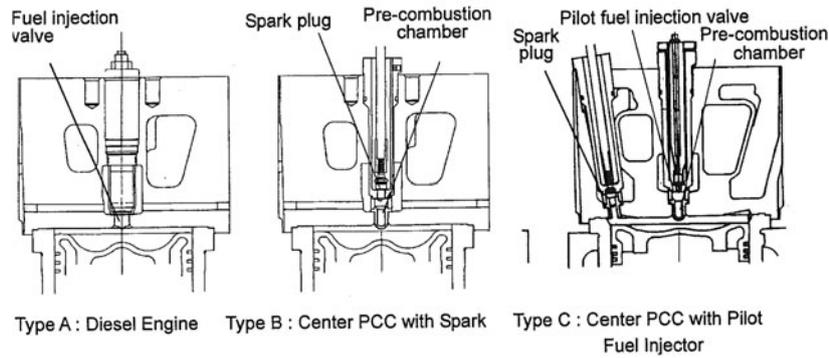


図 9.12 各燃焼方式の構造比較図<sup>13)</sup>

(3) 結果と考察

各燃焼方式のエンジン性能比較を図 9.13 に示す。

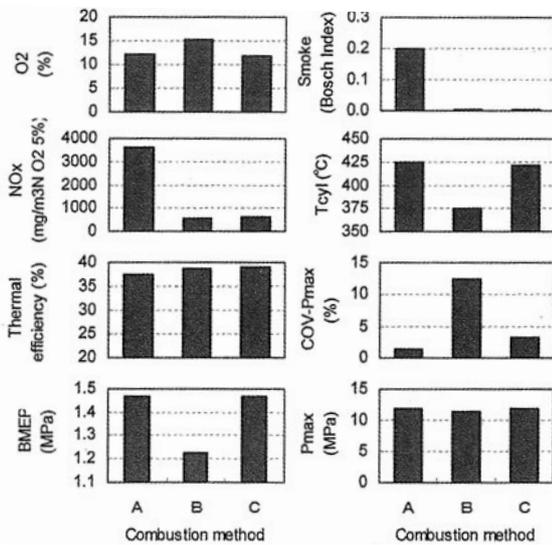


図 9.13 各燃焼方式のエンジン性能比較<sup>13)</sup>

性能比較の結果、ほとんど全ての計測項目でC（パイロット着火・希薄燃焼方式）が優れており、特に燃焼変動（COV-Pmax）はB（火花点火・希薄燃焼方式）よりも格段に優っていて、希薄燃焼方式に有効であることを裏付けている。

(4) パイロット着火ガス機関と火花点火ガス機関の性能比較

パイロット着火方式はその火種となる熱量が、火花点火の熱量より 5000~10000 倍であるので、パイロット噴射時期が遅くても、主燃焼室内の混合気を十分に燃焼させることができる。噴射時期が遅いことから、燃焼最高圧力が低下してノックマージンが大きくなる。従って、圧縮比が高くできて熱効率が高くなる。また BMEP も高くすることができる。

パイロット着火ガス機関と火花点火ガス機関の性

能比較を図 9.14 に示す。火花点火方式の圧縮比は 10 と設定し（パイロット着火方式は 12）、両燃焼方式のチューニングが適切に実施できる条件のもとに比較試験を行った。マイクロパイロット方式では BMEP が 2MPa の運転を行っても、Pmax は火花点火方式よりも低い。

次に、パイロット噴射量（熱量比）を変更した場合の性能を図 9.15 に示す。パイロット噴射量を増加させると、燃焼変動率は小さくなるが、Pmax と NOx が上昇する<sup>13)</sup>。

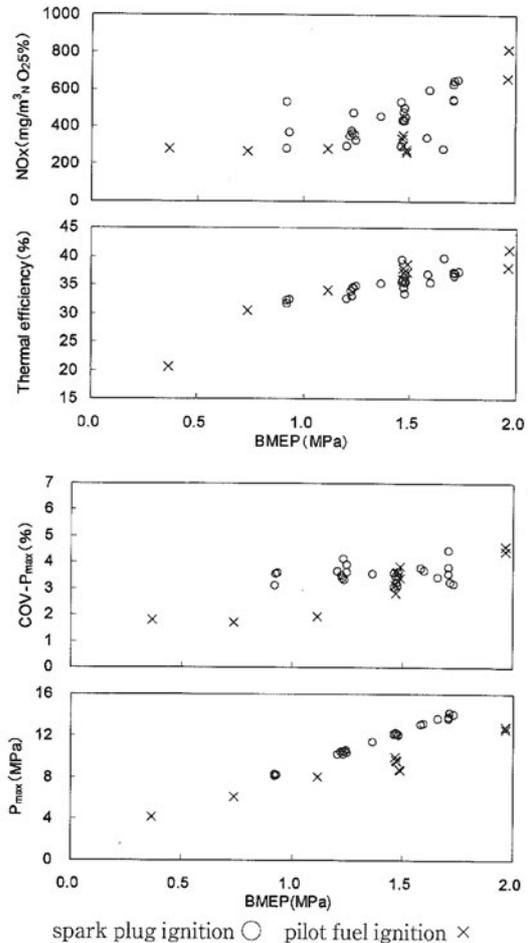


図 9.14 火花点火方式とマイクロパイロット方式の性能比較<sup>13)</sup>

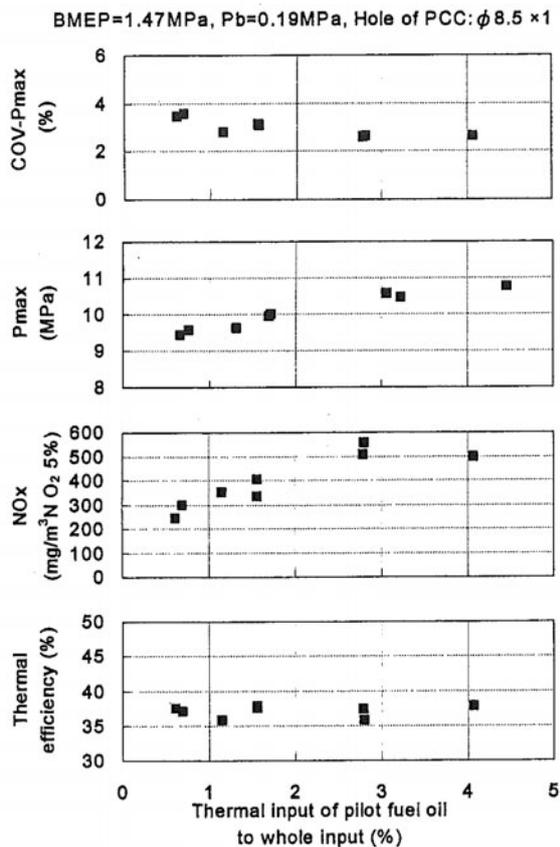


図 9.15 パイロット油量のエンジン性能に与える影響<sup>13)</sup>

### 9.6.2 高効率・高出力ガス機関 22AG の開発

このような研究結果をもとに、2001年（H13年）、同社の22HLX形ディーゼル機関をガス機関化したL型およびV型の22AG形を開発した。

#### (1) マイクロパイロット着火方式の採用

前述のような基礎研究により、着火エネルギーが大きく、希薄混合気の燃焼変動の安定性確保に有効で、

しかも高出力化や高効率化に寄与できるマイクロパイロット着火方式を採用した。

あわせてエンジン起動時から定格回転数域までの補助手段として、点火プラグも併用して起動時の確実性を持たせた。このシステムはマイクロパイロット着火方式の起動方式としては、最も適しているもので、国内外で特許を取得した。（4.3.4項図4.5を参照）

#### (2) エンジン制御システムと電子燃料噴射装置（EFIシステム）について

燃料ガスは、エンジン・コントローラ、ガバナドライバおよび各シリンダに備えたガス供給電磁弁からなるEFI（Electric Fuel Injection）システムによってエンジンに供給される。図9.16にエンジン制御ブロックダイヤグラムを示す。

エンジン・コントローラは最良の性能を維持するために、燃料ガスの供給タイミングと供給量（開弁時間）を最適に制御する。

またガス機関で高出力・高効率を追及するためには、ノッキングの検知や回避が必須となるが、本機関には各シリンダにノックセンサが取り付けられており、あるシリンダにノッキングが発生した場合、当該シリンダへの燃料ガス供給量を自動的に減少させてノッキングを回避し、安定した連続運転を維持することができる。

#### (3) 22AG形ガス機関の熱効率および出力

図9.17に従来の火花点火方式のガス機関に対する22AG形の熱効率と出力の向上度合を示した。マイクロパイロット着火方式による強い着火エネルギーにより、火花点火方式に比べ10～20%の効率アップと30

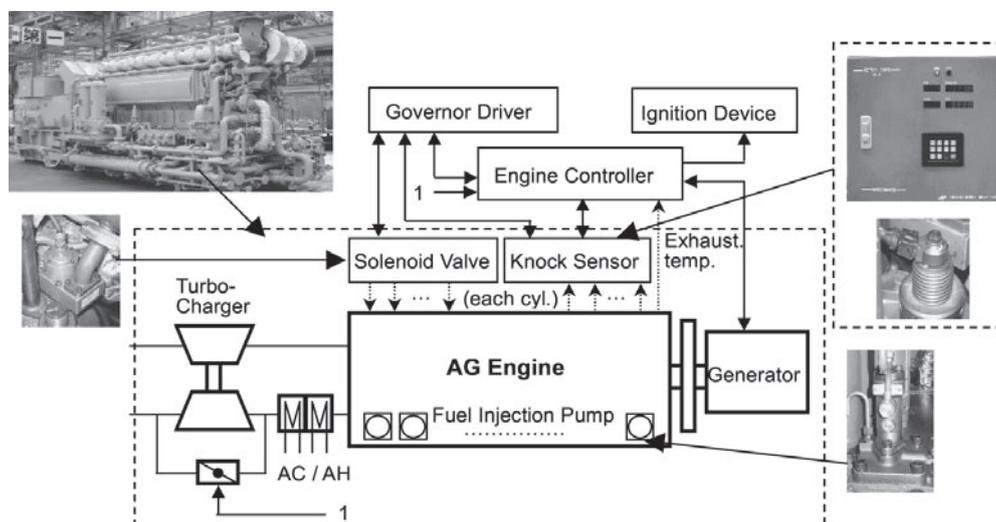


図 9.16 22AGの制御ブロックダイヤグラム<sup>13)</sup>

～35%の出力アップが得られた<sup>1)</sup>。

8L22AG 型の外観写真を図 9.18 に示す。

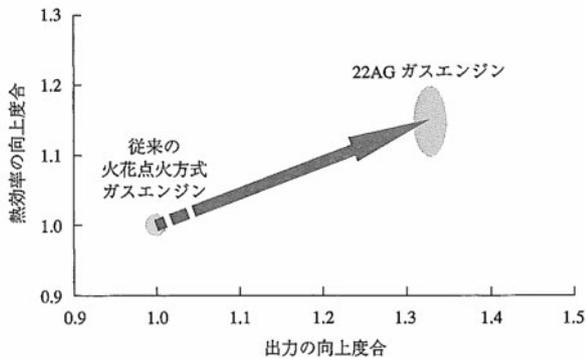


図 9.17 熱効率と出力の向上度合<sup>1)</sup>

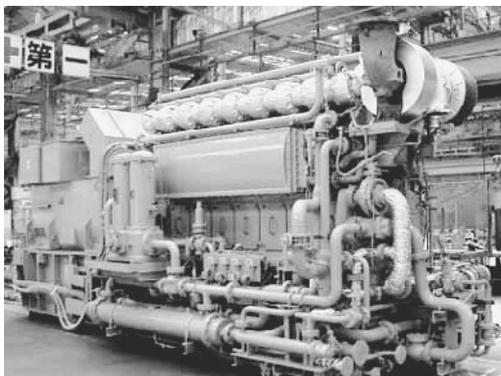


図 9.18 8L22AG 形 ガス機関 (新潟原動機提供)

#### (4) 特殊ガス (低カロリーガス) への対応

22AG 形はマイクロパイロット着火方式の燃焼基礎試験で、水素、CO、CO<sub>2</sub>、窒素ガスなどを含んだ低カロリーガスでも商用運転可能との結論を得て、大都市の下水処理場に納入され、汚泥から発生する消化ガスを燃料としたコージェネレーションシステムのキーハードとして順調に運転されている。また木質バイオガスを燃料とする発電システムにも納入されている。

消化ガス発電設備の概要を図 9.19 に示す。各家庭から排出された下水を水処理施設で浄化し、浄化の際に発生した汚泥は汚泥消化槽で微生物を利用した有機分解を行う。このときに発生するのが消化ガスである。発生した消化ガスはガス機関の燃料として使われ、発電した電力は水処理施設に使われる。またエンジンから取った温水は汚泥消化層の加温に使われ、消化の日数を短縮することができる。温水は水処理施設によって処理した水の一部を利用している。このように再生された資源を有効に利用することによって、水処理コストの削減を可能にしている<sup>14)</sup>。

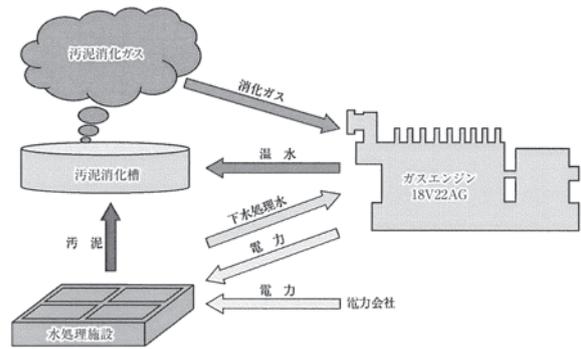


図 9.19 消化ガス発電設備の概要<sup>14)</sup>

### 9.6.3 高出力・高効率の大型機関 28AG 形の開発

同社は 22AG 形の成功をもとに、さらに上の出力の領域をカバーするため、2006 年 (平成 18 年) に 28HLX 形ディーゼル機関をベースに、これをガス機関化して 28AG 形を開発した。この開発は (株) IHI との共同で行われ、IHI が主として CFD による混合気形成の解析を担当し、同社 (新潟) は試験機関の設計および燃焼パラメータの組合せ試験を担当した。その成果として、世界最高効率の 47.6% を達成することができた。

世界最高効率達成のキーポイントは、独自のマイクロパイロット着火方式に加え、ミラーサイクルの採用、予燃焼室形状や混合気形成過程の最適化などが上げられる。その詳細を次に記述する。

#### (1) ミラーサイクルの採用

ミラーサイクルは、膨張比を圧縮比よりも大きくすることで、より多くのエネルギーが取り出せて熱効率向上が可能になる。また有効圧縮比が低下することになるため、ノッキングに対する裕度が拡大され、この裕度を効率改善のための運転調整に生かすことによって、さらに熱効率向上が可能になった。

#### (2) 予燃焼室要目と主燃焼室形状の最適化

28AG 形開発のポイントは、22AG 形のマイクロパイロット着火方式の燃焼技術を、より大きなシリンダ径のエンジンに適合させることにあった。これを実現させるためには予燃焼室形状の最適化が大きく貢献した。点火源である予燃焼室から噴出するジェット火炎の改善によって消炎領域の減少と短期燃焼化を図り、燃焼効率の向上を行った。また主燃焼室形状に対して適したジェット火炎を形成させることによって、最適燃焼を実現させ高効率を得ることができた。この検討には予燃焼室火炎ジェットの燃焼流体シミュレーション計算が活用された。

表 9.4 22AG 形および 28AG 形 主要諸元

機関名称	8L22AG	18V22AG	18V28AG
燃焼室・燃焼方式	副室、希薄燃焼	同左	副室、希薄燃焼、ミラーサイクル
点火方式	パイロット着火	同左	パイロット着火
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	220 × 300	同左	295 × 400
回転数 (min <sup>-1</sup> )	1000/900	同左	750/720
シリンダ数	8	18	18
発電出力 (kW)	1400/1260	3200/2880	5800/5500
正味平均有効圧力 (MPa)	1.96	同左	1.96
平均ピストン速度 (m/s)	10/9	同左	10/9.6
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	200/180	同左	200/192
発電端効率 (%)	41.8	43.6	46.2
NOx 排出濃度 (ppm) (O <sub>2</sub> = 0%) (高効率仕様)	600	同左	600
開発年度	2001 年 (H13)	2003 年 (H15)	2006 年 (H18)

(注) スラッシュは 50Hz 用/60Hz 用 を表わす。

### (3) 混合気形成過程の最適化

主燃焼室内の混合気濃度に不均一性が生じている場合、燃料リッチの部分は、NO<sub>x</sub> 発生、ノッキング発生の要因部分となり効率改善の調整代を減少させることになる。一方、希薄部では消炎が生じ、排気ガス中の未燃ガスを増加させる要因となる。つまり、効率改善には希薄混合気の混合促進による濃度の均一化が不可欠である。

本開発では、燃料混合状況の把握は、3 次元数値流体解析で実施した。計算結果から、燃料ガス噴射ノズルの形状や位置の相違によって、主燃焼室内の希薄混合気濃度の均一性が変わることを確認した<sup>15)</sup>。

表 9.4 に 22AG 形と 28AG 形の主要諸元を示す。

## 9.7 三井造船

同社は 1978 年 (昭和 53 年) ころから、2 サイクルおよび 4 サイクルの大型ガスインジェクション機関の開発に取り組んできた。(第 8 章参照) 一方 2000 年過ぎから小型・中型分野の産業用や船舶の補機関をターゲットにしたガス機関の開発に着手したが、このころには希薄燃焼方式で高効率を発揮する技術が確立されてきたので、同社も希薄燃焼方式を用いた開発を行った。

しかし他社が採用する副室式 (予燃焼室式) を採用せずに、独自の直接噴射式で開発を進めた。直噴式を選択した理由はディーゼル機関で豊富な経験がある直噴式の方が、経験のない副室式よりも目標達成に向け

た開発を、効率的に進めることができると考えたようである。

### 9.7.1 MD20G 形の開発

2004 年 (平成 16 年)、同社は (独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) との共同研究で MD20G 形を開発した。この開発はダイハツディーゼルが量産している DK-20 形ディーゼル機関をベースにガス機関化し、このクラスで世界最高レベルの高出力と高効率を目標とした。システム技術としての開発のテーマは「熱電独立可変ガス機関コージェネレーションシステム」であり、次の三つの開発要素からなっていた。

- ・高出力・高効率リーンバーンガス機関システム
- ・排気エネルギー動力回収システム (TCS = Turbo Compound System)
- ・排気再燃ボイラシステム

#### (1) 開発の概要

① 直接噴射式マイクロパイロット着火方式の採用  
高出力化、高効率化と低 NO<sub>x</sub> を同時に達成するため、希薄燃焼方式と早閉じのミラーサイクルおよびコモンスレール方式を採用した。

このエンジンの開発のポイントは、世界でも 1 社しか実用化していなくて、わが国では初めてとなる直接噴射式マイクロパイロット着火方式を採用したことである。この目的はシンプルな構造で確実・安定な着火を行うことで、図 9.20 および 9.21 にその構造を示す

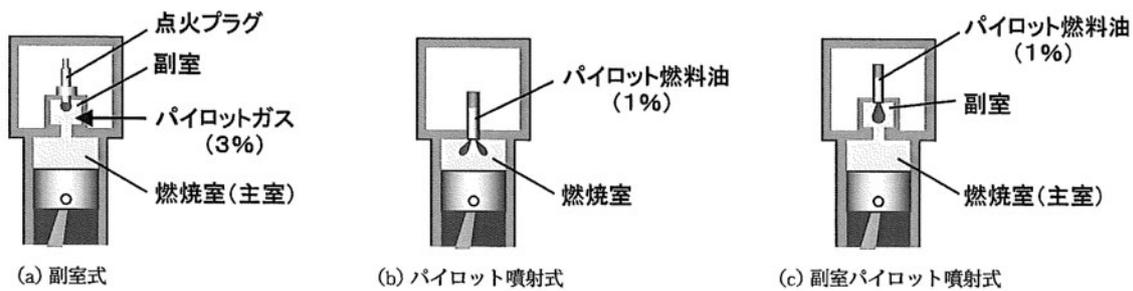


図 9.20 燃焼室と点火（着火）方式の比較<sup>16)</sup>（図 4.9 の再掲）

が、図のようにシリンダヘッドの内部に副室がないため、構造がシンプルにできる。またコモンレールによるマイクロパイロット噴射と組み合わせることにより、エンジン起動時はガスを供給せずに、パイロット油の噴射量を適量に制御を行い、点火プラグやグロープラグといった補助手段無しに起動できるという特徴がある。デュアルフューエル化や低カロリーガスへの対応も容易である。

またコモンレールを採用することにより、シリンダ毎の燃焼状態に応じて個別にパイロット噴射量を微調整して、ガス燃料への着火性を確保できること、およびノッキング抑制の手段として各シリンダのノッキング強度データによって各サイクル、シリンダごとにパイロット燃料噴射時期をリアルタイムで制御ができるなどの利点がある。

さらにこれらの制御を可能にするため、独自のエンジン制御装置（ECP）を開発して負荷運転時のガス燃料量およびパイロット燃料量制御、ノッキング制御などを行った。

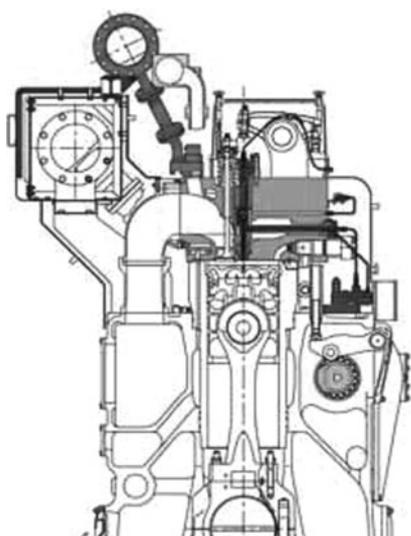


図 9.21 MD20G 形 燃焼室断面図<sup>16)</sup>

② 排気エネルギー動力回収システム（TCS =

Turbo Compound System）の開発

前項で記述したように排気ガスエネルギーを有効に利用するため TCS が考案されたが、本機関も高効率化の手段のひとつとして、過給機に直結した高速発電機による電力回収システムを開発した。図 9.22 にその外観を示すが、発電機は回転数 55000rpm、出力 30kW を採用した。



図 9.22 TCS、過給機と発電機の結合写真（三井造船提供）

③ 排気再燃ボイラシステムの開発

「熱電独立可変ガス機関コージェネレーションシステム」を目標として、排気再燃ボイラシステムを開発した。これは過給機から出た排気ガス中に燃料ガスと少量の空気を吹き込んで燃焼させ（追い焚き）、ガス温度を 350℃ 程度から最高 800℃ 程度まで上昇させて、排気ガスボイラでの蒸気発生量を大幅に増やすシステムである。

④ 開発性能

このような新規技術を盛り込んで開発された MD20G 形の性能は、

発電出力 800 (6 シリンダ) ~1100kW (8 シリンダ)、BMEP 2.0MPa、出力率 176  
 発電端効率 41%、発電端効率（TCS 付き）42.5%  
 以上のように、このクラスとしては最高レベルの熱

効率を達成することができた<sup>16)</sup>。

## (2) MD20G 形の稼働実績

MD20G 形は 2005 年（平成 17 年）から実稼働中であるが、本機関の特徴である、直噴マイクロパイロット方式+コモンレール+電子制御式ガス噴射弁を採用した成果として、

- ・大気温度、2 次冷却水温度がともに 10℃ 以下でも特別な予熱なしで起動が可能。
- ・短時間での起動ができるので、防災兼用ガス機関としても使用が可能。図 9.23 に 6MD20G 型機関を使った短時間起動試験の結果を示す。非常用発電機のブラックアウト後 40 秒以内に電圧確立および負荷投入が可能であること、という規定に対し、本試験ではスタンバイ状態から定格回転数整定まで約 27 秒という満足すべき結果が得られた。従って非常用発電兼用機としての需要にも対応できることが立証できた。

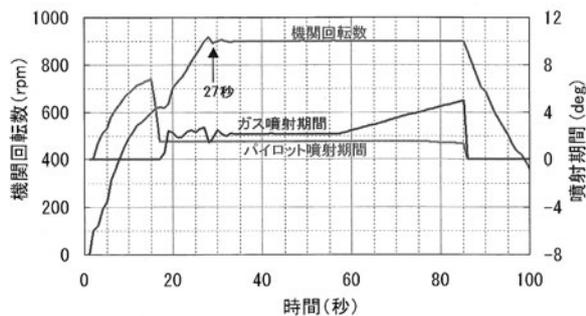


図 9.23 6MD20G 形 短時間起動試験結果<sup>19)</sup>

- ・瞬時負荷投入率が高く（起動 5 分後 40% が可能）、負荷変動にも十分な追従性がある。
- 等のメリットが確認された<sup>17)</sup>。

図 9.24 に TCS 付きの 6MD20G 形の外観写真を示す。

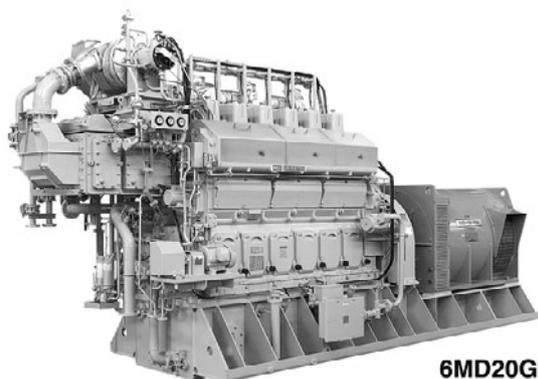


図 9.24 6MD20G 形 ガス機関（TCS 付）（三井造船提供）

## 9.7.2 MD36G 形の開発

引き続き同社は 2007 年（平成 19 年）に 3~8MW の範囲をカバーする MD36G 形ガス機関の開発を進めた。この開発はダイハツディーゼルが量産していた DK-36 形ディーゼル機関をベースにガス機関化したもので、ダイハツと共同で行った。

### (1) MD36G 形の開発のポイント

#### ① 異常燃焼検出と制御

シリンダヘッドの取り付けボルトに加速度センサを取り付け、その出力信号を異常燃焼検出装置に入力し、ノッキングの度合いに応じて数値化してこれを電圧変換し、エンジン制御装置（ECP）に入力している。ECP はノッキング強度に応じて、シリンダごとにパイロット燃料噴射時期やガス供給量を調整して安定運転を継続させている。

図 9.25 にエンジンの制御系統図を示すが、これは MD20G、36G に共通のシステムである。

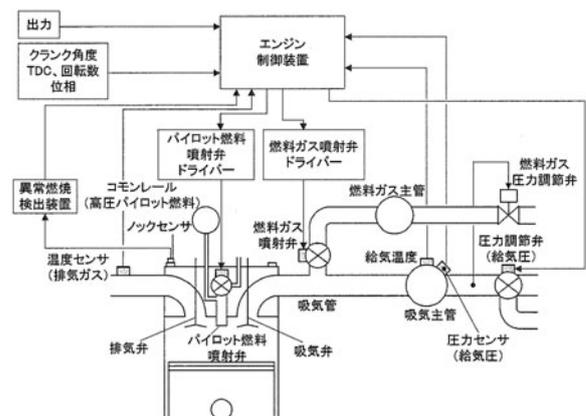


図 9.25 エンジン制御系統図<sup>18)</sup>

#### ② シリンダ内流動の最適化

シリンダ内のガス流動は、燃料ガスと空気の混合およびその混合気の燃焼に多大な影響を及ぼす。従って良好な燃焼を得るためには、これらの最適化を行う必要がある。このため CFD 解析や空気流動のシミュレーションにより、燃焼室形状や吸気通路形状の最適化を行った。

#### ③ 単気筒試験機による性能試験

単気筒試験機 1MD36GX を製作し、ガス噴射弁ノズル仕様、給気スワール、ピストン燃焼室形状などの条件を変更して機関性能検証試験を実施した<sup>18)</sup>。図 9.26 に単気筒試験機の写真を示す。

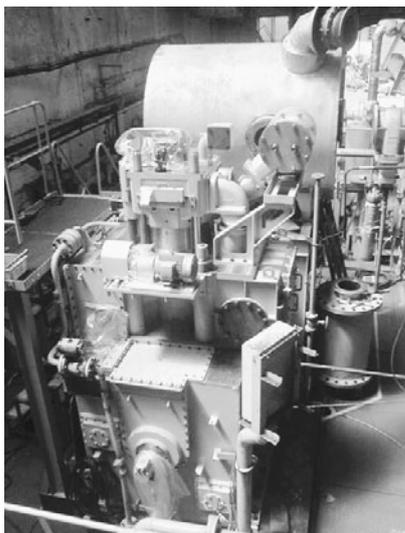


図 9.26 1MD36GX 単気筒試験機関 (三井造船提供)

#### ④ 実機実証試験

上記の検討をもとに、6気筒の実証試験機(6MD36G形、発電出力2800kW)を製作し、同社の玉野事業所内に発電所を建設して、2006年(平成18年)11月から自家発電設備として電力供給を行った。

#### (2) 直噴式マイクロパイロット着火方式の起動性における利点

2006年(平成18年)11月から開始した玉野事業所における実証試験は、2008年6月末時点で総運転時間は約3,000時間に達した。運用はDSS(Daily Start and Stop)であるが、冬季を含めて起動失敗は皆無であり、直噴マイクロパイロット着火方式の起動性の良

さが実証された。

本開発の結果としてMD36G形の発電端効率は、V型機関では46%、L型機関では45%という世界トップレベルを達成することができた<sup>19)</sup>。

表9.5にMD-Gシリーズ(全7機種)のうち、代表的な3機種の主要諸元を示す。

### 9.7.3 レーザによる新しい着火方式の試み

#### (1) レーザ着火方式開発の目的

ガス機関の点火方法は、電気点火プラグによる火花放電点火と、微量の液体燃料を圧縮着火させるマイクロパイロット着火方式の二つの方法が実用化されている。

しかし、点火プラグはその点火エネルギーと使用時間に制約があり、また直噴マイクロパイロット着火は拡散型の燃焼形態になるため、そこからのNO<sub>x</sub>排出低減の課題や、2種類の燃料を入手・管理しなければならないという煩わしさがある。

このような課題を解決する新しい点火方法としてレーザ着火が注目され、すでに自動車エンジン用として開発が行われているが、同社も2009年(平成21年)に産業技術総合研究所・新燃料自動車技術研究センターとの協力で、この新技術開発に取り組んだ。

#### (2) レーザ着火の原理と試験装置と試験結果の概要

高強度パルスレーザをレンズで集光して混合気に照射することで高温のプラズマを生成し、その熱エネルギーにより着火させる。試験には単気筒試験機関を改造した急速圧縮膨張装置を用い、シリンダヘッドに相

表 9.5 MD-G シリーズ 主要諸元

機関名称	6MD20G	6MD36G	18MD36G
燃焼室・燃焼方式	直噴・希薄燃焼・ミラーサイクル	同左	同左
点火方式	マイクロパイロット着火、コモンレール方式	同左	同左
シリンダ数	6	6	18
シリンダ径(mm)×行程(mm)	200×300	360×480	360×460
回転数(min <sup>-1</sup> )	900(60Hz)	600(50、60Hz)	同左
発電出力(kW)	815	2800	8100
正味平均有効圧力(MPa)	2.0	同左	同左
平均ピストン速度(m/s)	9	9.6	9.2
出力率(kgf/cm <sup>2</sup> ×m/s)	184	196	188
発電端効率(%)	41(TCS付は42.5)	45	46
開発年度	2005年(H17)	2008年(H20)	同左

当する部分を石英ガラスにして着火状態を観測することを可能にしている。図 9.27 に急速圧縮膨張装置と組み合わせた試験装置を、図 9.28 にその燃焼室の部分の概略図を示す。

図 9.27 の試験装置を使い、当量比、予混合気温度、予混合気圧力をパラメータとして着火状況の計測を行った。その一例を図 9.29 に示すが、圧縮前圧力の上昇とともに最小着火エネルギーが減少していることが確認された。(注、当量比は空気過剰率の逆数)

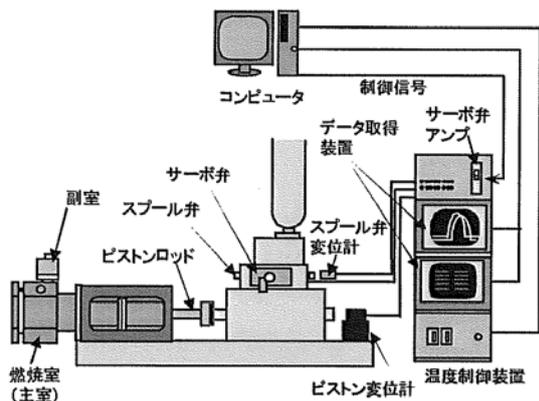


図 9.27 レーザ着火観察用試験装置<sup>20)</sup>

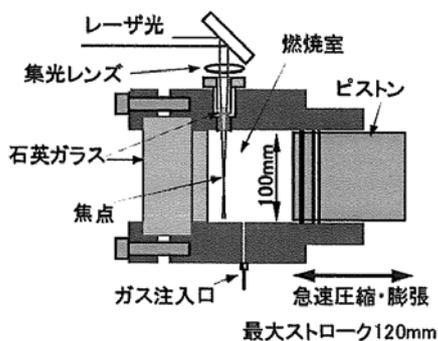


図 9.28 試験装置の燃焼室部分<sup>20)</sup>

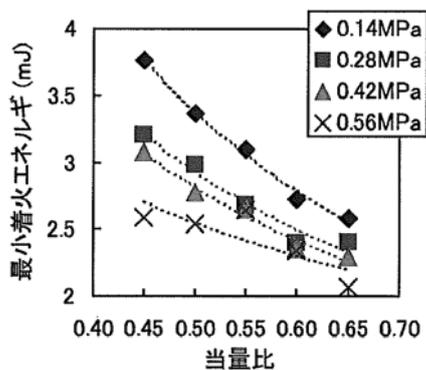


図 9.29 最小着火エネルギーに及ぼす当量比の影響<sup>20)</sup>

次に小型単気筒試験用ガス機関（シリンダ径 102mm、行程 105mm、圧縮比 12、直噴式、回転数 2400rpm）を用いた試験を行った。レーザ着火による着火特性を比較するため、点火プラグでの運転も行った。

100 サイクル分を平均した圧力線図から、同じ当量比、同じ着火タイミングではレーザの方が圧力の立ち上がりが良く、迅速な燃焼が得られることが示された。この理由はプラグ着火では燃焼室の壁面で着火しているのに対し、レーザ着火は燃焼室の中心部で着火していることが影響していると考えられる。

次に、燃焼安定性を評価するためにシリンダ圧力のサイクル変動を計測した結果を図 9.30 に示す。この図から、レーザ着火では上死点付近で速やかに圧力上昇が見られるが、プラグ点火の場合は上死点付近の圧力上昇に変動が大きいことが認められた。

レーザ着火の実用化に当ってはまだ課題も多いが、熱効率の向上と低 NO<sub>x</sub> 化を同時に実現できる可能性を有している<sup>20)</sup>。

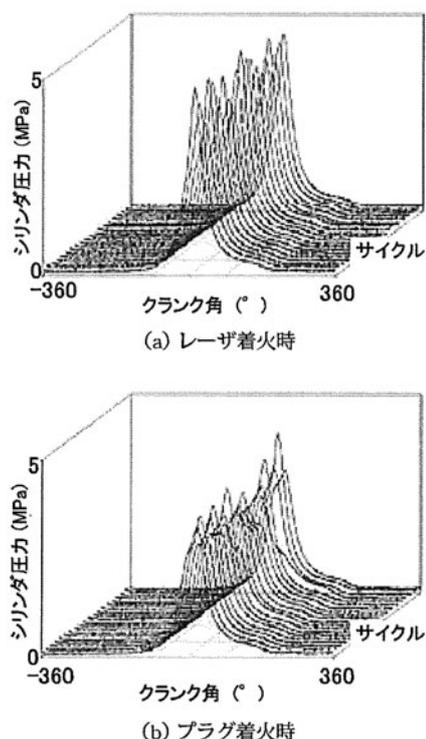


図 9.30 シリンダ圧力のサイクル変動の比較<sup>20)</sup>

## 9.8 ダイハツディーゼル

### (1) GK28G シリーズの開発

同社は 2005 年（平成 17 年）以降 MD20G シリーズ（800～1100kW）と MD36G シリーズ（2800～

8100kW) のガス機関を市場に送り出してきたが(前述のように MD36G 形は三井造船と共同開発)、中間の 1500~2000kW の領域をカバーするための開発を進めた。こうして生まれたのが DK-28 形ディーゼル機関をベースに、ガス化した GK28G シリーズであり、同社が独自に開発した。6GK28G 形の主要諸元を表 9.6 に示す。

表 9.6 6GK28G 形の主要諸元

機関名称	6GK28G
燃焼室・燃焼方式	副室式・希薄燃焼・ミラーサイクル
点火方式	マイクロパイロット着火、コモンレール方式、グロープラグ点火(起動時)
シリンダ数×シリンダ径(mm)×行程(mm)	6×280×390
回転数 (min <sup>-1</sup> )	750/720
発電出力 (kWe)	1500
エンジン端出力 (kWm)	1575
正味平均有効圧力 (MPa)	1.75/1.82
平均ピストン速度 (m/s)	9.75/9.36
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> ×m/s)	174
発電端効率 (%)	43%
開発年度	2007 年 (H19)

(注) スラッシュは 50Hz 用/60Hz 用 を表す。

## (2) GK28G 形の特徴

三井造船との共同販売機種である MD20G、MD36G 形は三井造船主導による直噴式・マイクロパイロット着火方式であるが、GK28G 形はガス機関として一般的に用いられている、副室式・マイクロパイロット着火方式を採用した。

副室の形状は、副室内のマイクロパイロット燃料の燃焼、および主燃焼室の混合気の燃焼に大きな影響があるので、最適な形状を選択することが必要である。そのために副室の容積比率をパラメータとして試験を行い、熱発生率や熱効率により最適形状を決めた。またマイクロパイロット噴射量も熱効率や燃焼安定性に大きな影響を及ぼすので、噴射量を変えた試験を行って最適噴射量を決定した。図 9.31 に副室容積と熱発生率の関係を示す。

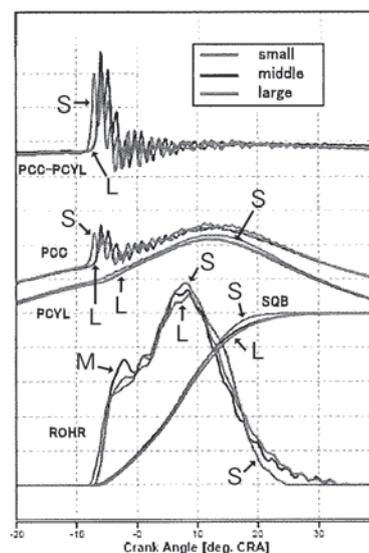


図 9.31 副室容積と熱発生率<sup>21)</sup>

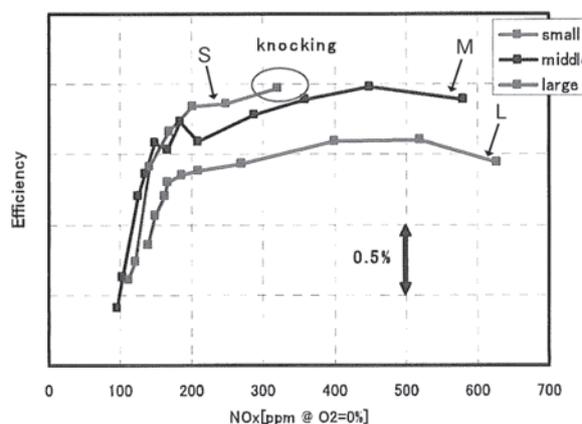


図 9.32 副室の容積と熱効率<sup>21)</sup>

その他の構造上の特徴は以下の通りである。

### ① ミラーサイクルの採用

熱効率向上のため、膨張比を大きく取れるミラーサイクルを採用したが、給気弁閉じ後の膨張で給気温度が下がり、ノッキングマージンが大きく取れる早閉じ方式を採用した。

### ② コモンレールシステムの採用

パイロット燃料噴射にはコモンレールシステムを採用し、噴射圧力は 800bar に設定した。

### ③ 燃料噴射弁とグロープラグ

副室内にグロープラグを装着して、冷態時の起動をアシストしている。また副室内にはパイロット燃料の噴射弁も装備されているが、噴射弁を効率良く冷却し、合せてノズルチップ内にグロープラグをいっしょに装着するというコンパクトな構造を開発した。この構造で特許を取得した。図 9.33 にシリンダヘッドの構造図を示す。

## 9.9 川崎重工業

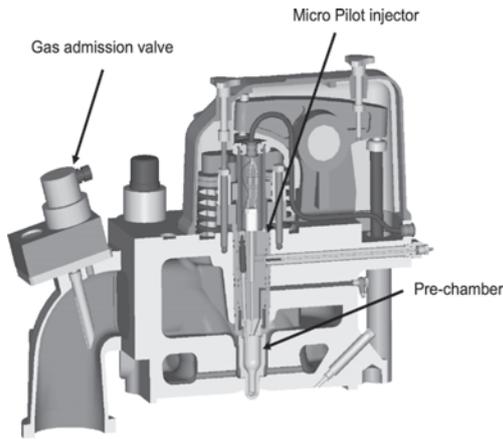


図 9.33 GK28G 形 シリンダヘッド構造図<sup>21)</sup>

### (3) 電子エンジン制御システム (ECS) について

希薄燃焼方式ではノッキングと失火を避けて、最高効率を発揮するためにはシリンダ毎の微細な空燃比調整が要求されるため電子エンジン制御システム (ECS) を採用した。この ECS は次のような機能を持つ。

- ・エンジン回転数を安定させ、応答性を確保するため、敏感で応答性の速いコントローラを採用。
- ・NO<sub>x</sub> 濃度を規定値以下にキープするため、空気量をコントロールすることにより空燃比を調整。
- ・シリンダ内の燃焼圧力を計測し、ノッキング強度がしきい値を超えるとパイロット燃料の噴射燃焼モニタリング時期を一時的に遅角させてノッキングを回避する、燃焼モニタリングを採用。
- ・最高効率を発揮して低 NO<sub>x</sub> を達成しエンジンの振動を低減するためには、各シリンダの燃焼状態を揃えることが必要であり、このため排気温度と燃焼圧力を監視し、ガス供給電磁弁でシリンダ毎にガスの噴射量を制御している。このオートバランスシステムで特許を取得した<sup>21)</sup>。

図 9.34 に GK28G 形の外観写真を示す。

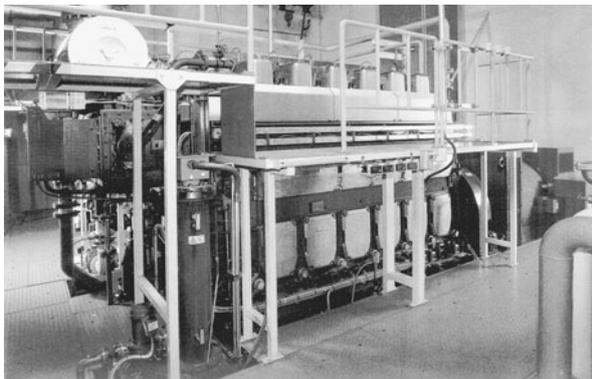


図 9.34 GK28G 形ガス機関 (ダイハツディーゼル提供)

クリーンな天然ガスを使用する環境に優しいガス機関市場が拡大している中で、同社は 2003 年 (平成 15 年) から独自技術による世界最高効率を目指し、希薄燃焼・高効率ガス機関の開発を開始した。このガス機関には母体になったディーゼル機関はなく、全く新規に開発・設計した機関であった。なお、同社はすでに環境性能に優れた産業用・民生用のガスタービンを「グリーンガスタービン」と呼んでいるので、今回開発するガス機関も、「グリーンガスエンジン」と呼称することにした。

### 9.9.1 「カワサキグリーンガスエンジン」の開発

#### (1) 単気筒試験機関による性能開発試験

希薄燃焼方式の課題であるノッキングと失火を回避し、高出力・高効率・低 NO<sub>x</sub> のガス機関を開発するため、2004 年 (平成 16 年) に単気筒の試験機関を作り、翌年から仕様確立および性能改善、基本性能の確認を進めた。開発のポイントとその特徴を列記すると、

##### ① ガス供給および点火システム

主燃焼室用と副室用にガス供給電磁弁を独立に配置し、主燃焼室、副室のそれぞれ空燃比が最適になるようにガス噴射タイミング、ガス噴射量を独立に制御した。

着火方式は電気着火方式を採用した。点火プラグの寿命対策について詳細は明らかにされていないが、2,000 時間の耐久性は確保されている。電気着火方式は、パイロット着火方式に比べ、燃料噴射装置などの機器が不要であることや、液体燃料の入手が困難な海外向けに適している等のメリットがある。

##### ② 制御システム

同社が独自に開発した制御システムの全体を図 9.35 に示す。主制御装置はガス噴射量およびガス噴射タイミング、点火タイミング、空燃比等の制御を一括して行っている。

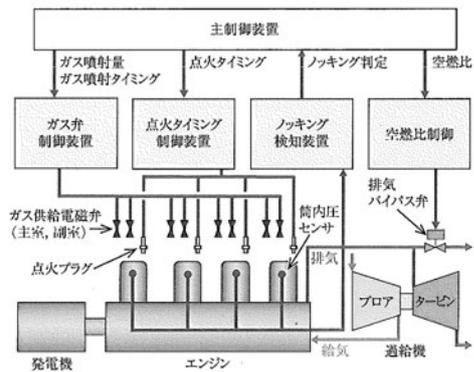


図 9.35 KG 形の制御システム<sup>22)</sup>

・点火タイミングは、ノッキング検知装置による判定結果に基づき、点火タイミング制御装置を介して制御する。点火タイミング制御の詳細を図 9.36 に示す。全シリンダのシリンダ内圧の波形からノッキングに関係する高周波成分を抽出し、ノッキングの判定を行うノッキング検知装置を装備している。その判定結果に基づき、全シリンダが最適の状態になるように点火タイミングを個別に制御している。

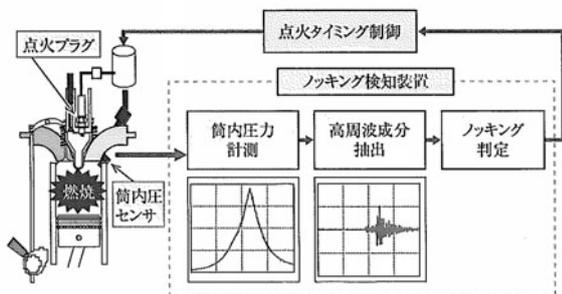


図 9.36 KG 形の点火タイミング制御<sup>22)</sup>

・空燃比制御は、必要に応じて排気バイパス弁により排気ガスを、過給機をバイパスさせることによって、給気量をコントロールしている。また、このシステムは空気密度により給気量が余剰になり、バイパス量が増える冬季における排気エネルギーの有効活用を図る上でもメリットとなる。

### ③ ロングストローク化

エンジン構造上の特徴は「ストローク (行程) / シリンダ径 = S/D」の比を他社機関よりも大きくした点にある。S/D 比はこのクラスの機関では、一般的に 1.25~1.49 の範囲にあるが、KG 形は 1.6 と飛び抜けて大きく設定された。ロングストローク化することにより、主燃焼室の形状の最適化を容易にし、あわせて図 9.37 に示すような多くの効果を生み出すことが

できた。

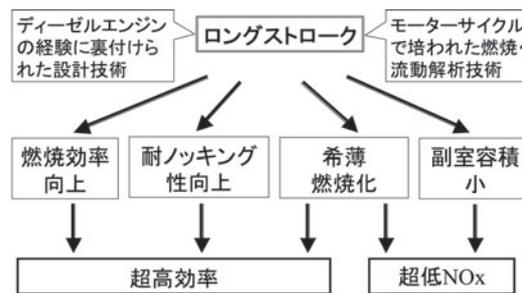


図 9.37 ロングストローク化による効果<sup>22)</sup>

### ④ 副室および主燃焼室の形状最適化

副室および主燃焼室の形状は、それぞれのガス濃度分布に大きく影響し、エンジン性能に与える影響が非常に大きい。それらのガス濃度分布を把握するために CFD 解析を行い、点火直前のガス濃度分布がより均一になるように、副室および主燃焼室の形状を決めた。

### ⑤ 主要構造部品の信頼性検討

図 9.38 に「グリーンガスエンジン (KG 形)」の断面図および主要構造部品を示す。図に示す主要構造部品について、強度解析、摺動解析、振動解析などの詳細な検討を行った。

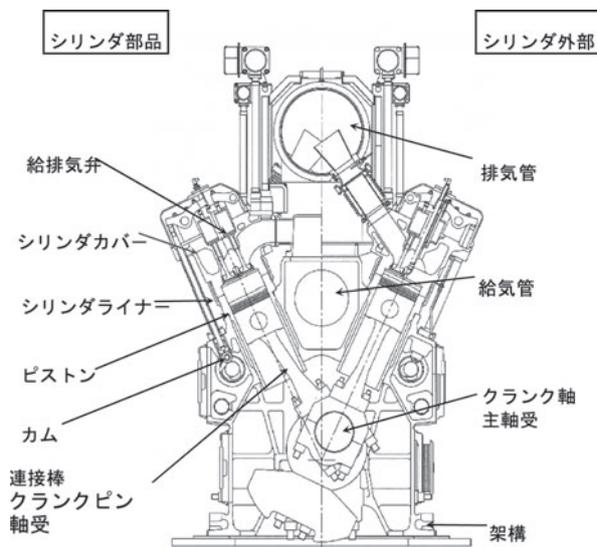


図 9.38 KG 形 信頼性検討主要構造部品<sup>22)</sup>

### (2) 実証機における性能確認結果について

続いて 2007 年 (平成 19 年) に 18 シリンダの実証機 (KG-18 形) を製作し、性能試験を実施した。性能確認結果を図 9.39 に示す。発電端効率に関しては従来より 2 ポイント以上高い、世界最高効率の 48.5% を

達成することができた。同時に NOx 排出値は大幅に低減することができた<sup>22)</sup>。

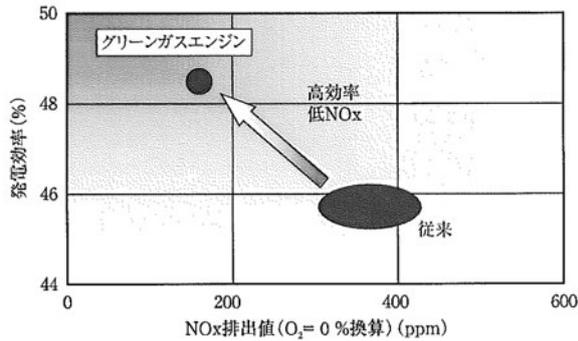


図 9.39 ガスエンジンの性能比較<sup>22)</sup>

### 9.9.2 効率向上への取組み

2010年(平成22年)、同社はKG形ガス機関の更なる効率アップを図って、可変ノズルタービン式過給機(VTA、Variable Turbine Area型過給機)を採用した。今まで空燃比調整のため、一部過給機をバイパスさせていた排気ガスを、全量過給機を通すことによって効率のロスを防ぎ、発電効率49%を達成した。これは型式名を区別してKG-V形と呼んでいる<sup>23)</sup>。

表9.7に12シリンダおよび18シリンダのKG形とKG-V形の主要諸元を示す。

また図9.40にKG-12-V形の写真を示す。

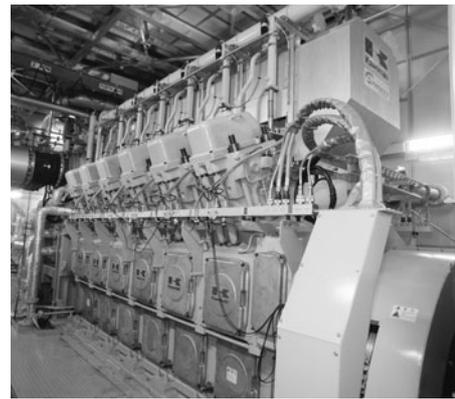


図 9.40 KG-12-V 形 ガス機関 (川崎重工業提供)

### 参考文献、引用文献

- 1) 後藤 悟 他、「高効率・高出力ガスエンジン 22AG の開発」石川島播磨・技報第43巻6号(2003年11月) P216 - 219
- 2) 岡本和久 他、「ミラーサイクルコジェネレーションシステムの開発」省エネルギー誌第52巻6号(2000年5月) P43
- 3) 中野良治 他、「次世代 MACH-30G ガスエンジンの開発」三菱重工業・技報第41巻1号(平成16年1月) P22 - 23
- 4) 菱沼祐一、「ミラーサイクルによって高効率化されたガスエンジン」省エネルギー誌第56巻4号(平成16年) P36 - 38
- 5) 武本 徹 他、「YANMAR 350kW 級ガスエンジ

表 9.7 KG 形および KG-V 形 主要諸元

機関名称	KG-12	KG-18	KG-12-V	KG-18-V
燃焼室・燃焼方式	副室、希薄燃焼、ミラーサイクル	同左	副室、希薄燃焼、ミラーサイクル、VTA 型過給機	同左
点火方式	電気火花点火	同左	同左	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	300 × 480	同左	同左	同左
回転数 (min <sup>-1</sup> )	750/720	同左	同左	同左
シリンダ数	12	18	12	18
発電出力 (kW)	5200/5000	7800/7500	5200/5000	7800/7500
正味平均有効圧力 (bar)	21	同左	同左	同左
平均ピストン速度 (m/s)	12/11.5	同左	同左	同左
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	258/248	同左	同左	同左
発電端効率 (%)	48.5	同左	49.0	同左
NOx 排出濃度 (ppm) (O <sub>2</sub> = 0%)	200	同左	同左	同左
開発年度	2007 年 (H19)	同左	2010 年 (H22)	同左

(注) スラッシュは 50Hz 用/60Hz 用 を表す。

- ン」エンジンテクノロジーレビュー誌第1巻2号  
(2009年6月) P20 - 24
- 6) 福澤順博 他、「高効率ミラーサイクルガスエンジンの開発」三菱重工業・技報第38巻4号(平成13年7月) P206 - 209
- 7) 野口知宏 他、「更に進化した世界最高効率41.5%のガスエンジンコージェネレーション発電システム」三菱重工業・技報第42巻3号(平成17年10月) P142 - 145
- 8) 中野良治 他、「高出力ガス機関 KU30GAの開発」三菱重工業・技報第38巻4号(平成13年7月) P202 - 205
- 9) 角田 明 他、「世界最高効率三菱リーンバーンガスエンジン」三菱重工業・技報第40巻4号(平成15年7月) P246 - 249
- 10) 「超高効率天然ガスエンジン・コンバインドシステム技術開発」平成17年度～平成19年度成果報告書、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)、(社)日本ガス協会、三菱重工業(平成20年3月) P5 - 100
- 11) 高橋良長 他、「世界トップクラスの総合効率66%を達成したMACH II - SIガスエンジン」三菱重工業・技報第46巻2号(平成21年) P25 - 29
- 12) 大崎龍介 他、「MACH II - SIガスエンジンによる米国 University of Central Florida 向け環境対応型・高効率熱併給発電プラント」三菱重工業・技報第48巻1号(平成23年) P11 - 15
- 13) 後藤 悟、「マイクロパイロットガスエンジン」日本陸用内燃機関協会誌 LEMA 第492号(平成20年7月) P51 - 58
- 14) 橋本 徹 他、「22AG型ガスエンジンによる汚泥発酵メタンガス発電設備」IHI・技報第49巻4号(平成21年) P200 - 203
- 15) 後藤 悟 他、「高効率ガスエンジン28AGの開発」石川島播磨・技報第46巻1号(平成18年3月) P1 - 5
- 16) 坂根 篤 他、「熱電独立可変ガスエンジンシステムを開発」三井造船・技報第184号(平成17年2月) P1 - 8
- 17) 田中一郎 他、「小型ガスエンジン MD20Gの稼働実績」三井造船・技報第191号(平成19年6月) P10 - 18
- 18) 近藤守男 他、「高効率大型ガスエンジンを開発」三井造船・技報第191号(平成19年6月) P19 - 25
- 19) 坂根 篤 他、「高効率大型ガスエンジンを開発(第2報)」三井造船・技報第195号(平成20年10月) P35 - 40
- 20) 古谷博秀 他、「レーザによる燃焼制御技術の開発ーガスエンジンの新しい着火方式の試みー」三井造船・技報 第199号(平成22年2月) P18 - 24
- 21) 山田徹次 他、「Development of New DAIHATSU 2MW Class Gas Engine」CIMAC 2007 Paper No.248
- 22) 桜井秀明 他、「世界最高の発電効率と環境性能を達成ーカワサキグリーンガスエンジンー」川崎重工業・技報第167号(平成20年5月) P6 - 11
- 23) 桜井秀明、「川崎重工業製の8MW級大型ガスエンジン」クリーンエネルギー誌(平成19年11月) P45 - 48

# 10 | 船用ガス機関の開発と実用化

## 10.1 船舶からの排気ガス規制の動向

1990年（平成2年）以降世界的に地球環境保護運動が活発になり、陸上、海上ともエンジンの排出ガスに対する規制が強化されてきた。船舶用機関からの排出ガスについては国際海事機関（International Maritime Organization = IMO）が取りまとめ役として、各種の規制案を作成し、実行に移されている。

具体的には人体への悪影響、および酸性雨に対する対策として、窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）と硫黄酸化物（SO<sub>x</sub>）の排出規制が以下のように実施されている。また二酸化炭素（CO<sub>2</sub>）についても地球温暖化防止のため、船舶からの温室効果ガス（GHG）の排出量も2013年（平成25年）1月以降建造契約が結ばれる新造船から規制が適用されることが決定している<sup>1)</sup>。

### (1) NO<sub>x</sub> 排出規制

現状の窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）排出規制は、1997年（平成9年）IMOの委員会において議定書が採択され、2005年（平成17年）MARPOL条約付属書VIとして発効後、1次規制として2000年（平成12年）から遡及適用されている。（但し、国際航路に就航する船舶以外は2005年から適用）その後、付属書VIが改正され、図10.1に示すように、2011年から2次規制、2016年から3次規制と段階的に強化されている。

なお3次規制では、ECA（Emission Control Area）に設定された特定海域では、1次規制値の80%減となる。ECAとしては、北海、バルト海、北米沿岸が議論されているが、さらに拡大するものと予想される。

### (2) SO<sub>x</sub> 排出規制

SO<sub>x</sub>の排出についてもIMOにより、今後段階的に規制が強化される。具体的には図10.2に示すように、燃料油中の硫黄分の濃度が規制されるが、硫黄分は潤滑材としての機能もあり、燃料の入手性に加えて、エンジンとして、燃料噴射ポンプ等の摺動部の摩擦対策が必要となる。

### (3) CO<sub>2</sub> 排出低減

2011年7月のIMO海洋環境保護委員会において、2013年1月以降に建造契約が結ばれる新造船について、船種毎に設定されたCO<sub>2</sub>排出基準を満たすこと

が要求され、当該基準は段階的に強化されることが決定した。この規制に対応するため造船所および関連工業各社は積極的な取り組みを始めた。

以上のように、NO<sub>x</sub>、SO<sub>x</sub>、CO<sub>2</sub>の排出削減のため、各エンジンメーカーは船舶の推進用機関や発電用機関のほとんどを占める、2サイクルおよび4サイクル・ディーゼル機関の熱効率アップや機関性能向上に努力を続けている。一方でこれらの問題の解決に大きく寄与することができるのが、クリーンなエネルギーである天然ガスを燃料とするガス機関およびデュアルフューエル機関（DF機関）である。近年、船舶用のガス機関やDF機関の開発とその実用化が急速に進みつつある<sup>2)</sup>。

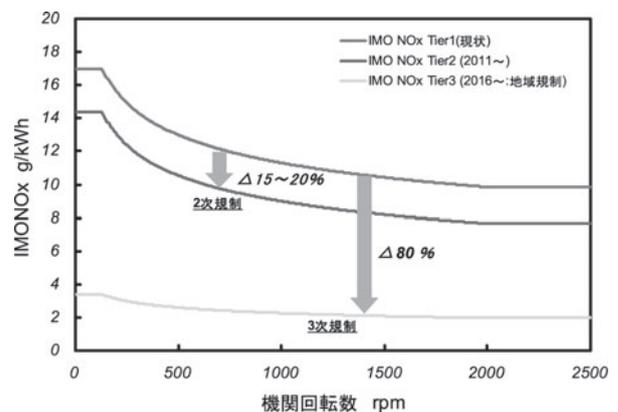


図 10.1 IMO NO<sub>x</sub> 規制の動向

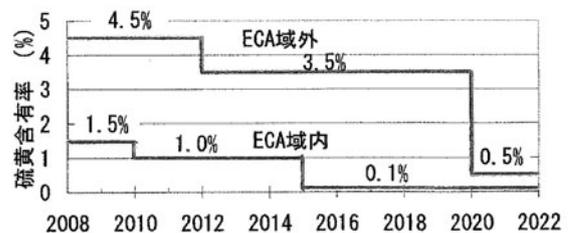


図 10.2 IMO 燃料の硫黄含有率の年次規制値<sup>1)</sup>

## 10.2 わが国における船用ガス機関の歴史

わが国における船用ガス機関の歴史として記録に残っている最も古いものは、発動機製造（現ダイハツディーゼル）が1908年（明治41年）に製造し、長崎県の2隻の客船（フェリー）に納入した吸入式ガス発

動機である。同社は前年から工業用や林業・農業用の吸入式ガス発動機を主力製品として製造していたが、船舶用の吸入式ガス発動機にも取り組み、製造を開始した。これは15馬力程度の小さな発動機であったが、造船所のあった大阪地区から長崎まで無事に回航して、その優秀性が注目を集めた。さらに当時主流であった灯油発動機に比べて、1時間当たりの燃料費が約1/3で済んだことから、その経済性が大きな評価を得て、漁船用を含めて相当数が納入された<sup>3)</sup>。これは燃料消費量の差ではなく、当時は灯油より、石炭や木炭の方が発熱量当たりの単価が大幅に安かったことが要因であったと思われる。

その後、記録に現れるのは昭和も後期になってからである。富士ディーゼル（1990年に会社解散）は1960年（昭和35年）から、同社のディーゼル機関を改造して、ガスディーゼル機関（デュアルフェューエル機関）を製造して実績を積み上げてきたが、1982年（昭和57年）に世界で初めての天然ガスを燃料とした船舶推進用DF機関として、6LG32X形（1650PS/600rpm）2台をオーストラリアの石灰石運搬船に納入した。船舶用機関は安全性重視の観点から、どちらかと言えば保守的で、船舶用主機関として実績のないDF機関を始めて採用した船主は相当に開明的であったということが出来るが、DF機関採用にはシドニーのコンサルタントの見識が強く働いた。つまりオーストラリアは天然ガスが豊富に産出され安価であったため、これを活用すべきという発想から経済計算を行い、圧縮機購入や船価アップのコストは約3年で償却できるとの結論を得て、DF機関採用に踏み切った。岸壁に圧縮機を設置して、天然ガスを160barまで昇圧し、夜間に本船の燃料ガスタンク（ガスボンベ 21本）に注入した。

図10.3に世界初の4サイクルDF機関搭載船「ACCOLADE II」の船体図を示す。（Gas compartmentにガスボンベが設置されている）<sup>4)</sup>。

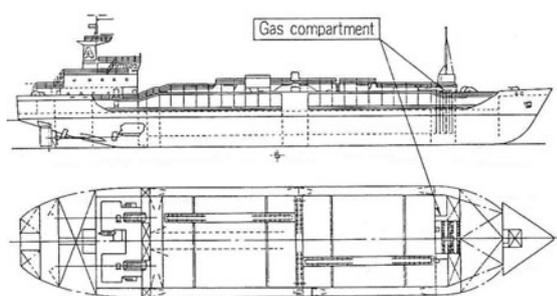


図 10.3 世界初の4サイクルDF機関搭載船「ACCOLADE II」の船体図<sup>4)</sup>

船舶の安全性を評価し、認定するため主な海洋国には「船級協会」が存在し、船級協会は船体およびそれに搭載される各機器について、海洋を安全に航行できることを担保するための技術上の基準を設けている。船級協会は基準に基づいて検査を行い、合格すれば証書を発行する。これが船級制度と呼ばれているものであり、船級を取得しているかどうか、あるいはどの船級を取得しているかは、損害保険会社が船舶および積荷の保険を引き受ける際の保険料率算定の基準となる。しかし同社としては初めての船用DF機関であったため、Lloyd（ロイド）船級協会（イギリス）と構造上の安全性確保について協議しながら、ガス機器やガス配管の仕様を固めたとのことである。

### 10.3 LNG船の主機関選定と大型デュアルフェューエル機関の開発

第6章で述べたように、1950年ころ中東で大油田が次々に発見されたが、付随して産出する天然ガスはガスフレアと称して、ただ空中で燃やしているだけであった。この天然ガスを有効に活用するため、天然ガスを液化して海外に運ぶLNG船が開発されたのは1959年（昭和34年）であった。当時は他の大型船の主機関が蒸気タービンから熱効率の高い2サイクル・低速ディーゼル機関に次第に切り替えられる趨勢にあったが、LNG船だけは近年までほぼ100%蒸気タービンが使用され続けてきた。その理由はLNGタンクから0.1~0.3%/日の割合で蒸発・発生するボイルオフガス（Boil Off Gas = BOG、蒸発率はLNGタンクの断熱度や船体の動揺によっても異なる。）をボイラーで燃焼させて、蒸気タービンを運転するという非常にスマートなシステムが実用化されていたからである。

しかし蒸気タービンシステムの弱点は30%弱という低い熱効率であり、一方の2サイクル・低速ディーゼル機関は45%を超えていた。

造船所や主機関メーカーも手を拱いていたわけではなく、BOGでより効率の高い往復動内燃機関を運転する開発が進められた。天然ガスを燃料とした船舶用の最初の4サイクルエンジンは、先に述べたオーストラリアに輸出した富士ディーゼルのDF機関であったが、出力が最大でも1基5000馬力であり、一方、小型に属する15万m<sup>3</sup>積みLNG船でも主機関出力は約40000~50000馬力必要で（一部の補機負荷を含む）大型船には馬力不足であった。

大型デュアルフェューエル機関の開発に世界で最初に挑戦したのは、Sulzer社（スイス）であった。同社

は1968年（昭和43年）から2サイクル・低速機関のDF化に取り組み、まずシリンダ径760mm、行程1550mm、119rpmの単気筒機関で試験を進めた。エンジンの断面を図10.4に示すが、ループフロータイプのエンジンで、シリンダヘッドに燃料噴射弁とガス噴射弁を設け、ガス圧は3 kg/cm<sup>2</sup>で供給された。この試験機関で正味平均有効圧力（BMEP）8.5kg/cm<sup>2</sup>を達成した。（注：2サイクルの8.5kg/cm<sup>2</sup>は、4サイクルでは2倍の17kg/cm<sup>2</sup>に相当する。）次のステップとして、6気筒のRND76形ディーゼル機関をDF機関に改造することが決定され、公称9000馬力、119rpm、BMEP 8kg/cm<sup>2</sup>を達成した<sup>5)</sup>。

引き続き同社は1972年（昭和47年）、シリンダ径900mm、行程1550mmの7RNMD90形DF機関（ディーゼルモードでは20300bhp/122rpm、ガスモードでは14000bhp/122rpm）を開発して、1973年にノルウェーのLNG船「VENATOR」に搭載されたが、これがBOGを燃料とするDF機関を搭載した世界初のLNG船であった<sup>6)</sup>。その後同社は、1997年（平成9年）にWärtsilä（バルチラ）社（フィンランド）に買収されてWärtsilä NSD社（NSDは買収される直前の社名、New Sulzer Dieselの頭文字）となり、さらに2000年に社名はWärtsiläに変更された。

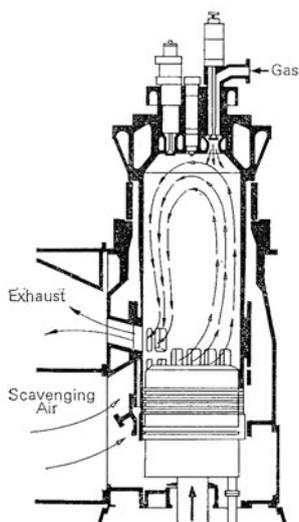


図10.4 Sulzer 2サイクル単気筒DF試験機関（ループフロータイプ）<sup>5)</sup>

わが国では、第8章で記述したように、三井造船が1978年（昭和53年）から大型2サイクル・ガスインジェクション（GI）機関の開発を進めた。同社は2サイクル・低速ディーゼル機関の高効率を維持しながらガス燃料を使うためには拡散燃焼方式の選択が必須と判断し、250kgf/cm<sup>2</sup>に昇圧したガスを主燃焼室の

圧縮空气中に噴射する、世界初のGI機関の研究を進めて1984年（昭和59年）に開発に成功した。さらに1994年（平成6年）には、実証プラントを兼ねた発電所を千葉県に作って積極的な展開を図った。その後川崎重工業や三菱重工業も、その呼称は違うが、同じく高圧ガス噴射方式のデュアルフェューエル機関を開発した。しかしそれらの努力の甲斐なく、実船に採用されることはなかった。（三井-MAN B&WのGI機関の技術は、北欧で海洋リグから原油を陸上タンクに輸送するディーゼル機関を主機関としていたシャトルタンカーに適用され、機関の換装まで行われたが最終的には運航までには至らなかった。）

GI機関がLNG船に受け入れられなかった理由は、二つ考えられる。ひとつは信頼性に対する懸念、つまりLNG船の主機関としては初物となるが、GI機関を含めたシステム全体に対して船主が不安を払拭できずに一番船を作ることを避けたためである。もう一つの理由は、船主があえて信頼性のリスクをとってまで燃料費を下げる必要がなかったことが考えられる。LNG船の場合、燃料費を含む運航経費は荷主の負担であるので、船主としては実績のある蒸気タービン方式を好んだこと、等が理由として考えられる。（熱効率の比較で言えば、GI機関はガス圧縮のための動力を差し引いても実質的熱効率は45%以上であり、30%未満の蒸気タービンに比べれば問題なく有利であった。）

このあと、2000年（平成12年）前後から、船用ガス機関は中型・大型4サイクル機関のガス機関化やDF機関化へと流れが加速していった。

## 10.4 客船（フェリー）用LNG燃料主機関

### (1) 北欧のフェリー

欧州では早くから環境問題が提起されていた。ひとつは酸性雨による森林枯渇の問題で、その発生要因は石炭や重油に含まれる硫黄分が燃焼によって亜硫酸ガスとなって空气中に浮遊し、窒素酸化物とともに降雨に伴い酸性雨となって森林を枯らしてしまうこととされていた。また街なかの青銅製の銅像が酸性雨によって、溶け出すという問題も指摘された。

もうひとつの問題は、北欧ではフィヨルドの先端部を橋渡するフェリーが高速道路の一部として頻繁に運航されているが、ディーゼル機関による排煙（粒子状物質で主成分は煤と硫黄酸化物）が霧の発生を促進させ、フェリー運航に支障をきたしていた。

## (2) フェリー主機として日本製ガス機関を採用

ノルウェーではこれらの問題を解決するため、液体燃料を使うディーゼル機関より低NO<sub>x</sub>で排煙が出ないLNGを燃料とするガス機関が、フェリーの主機関として選ばれた。フェリーに要する出力は1500kW (2000PS) 程度で大きくなかったため、小型・軽量でこの出力に該当する三菱重工業のGS12R形 (675kW/1500rpm) × 4台が選定され、発電機とカップルしてプロペラをモータで回した。

このフェリーは2000年 (平成12年) 2月に就航を開始した。また4台のうち常時運航に使用するのは2台で、残る2台は予備と運行中の整備に当てられた。(GSR形機関については第7章と第9章で紹介している。)

このフェリーはLNG燃料の客船として世界初であったため、DNV (Det Norske Veritas、ノルウェーの船級協会) は新たにガス機関用の規則を創る必要があった。

図10.5に世界初のLNG燃料主機関を搭載したフェリー「GLUTRA」の配置図を示す。

さらにこのフェリーの成功を契機として、LNG燃料ガス機関を主機関とした小型LNG運搬船が2003年 (平成15年) 12月にノルウェーで完成した。この主機関にも、三菱重工業製のGS16Rリーンバークンガス機関 (900kW/1500rpm) × 2台が採用された。LNG運搬船であるので、燃料は勿論BOGを使用した<sup>7)</sup>、空荷時のため同じく三菱製の小型ディーゼル機関 × 2台も搭載されている<sup>7) 8)</sup>。

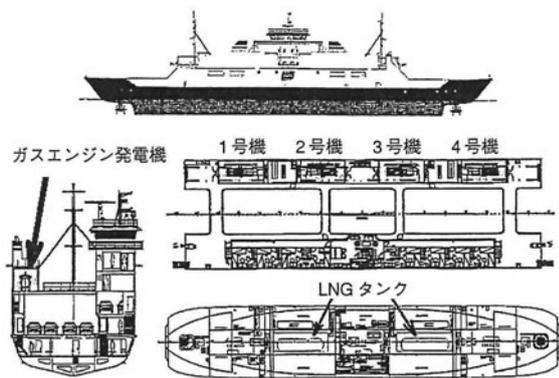


図10.5 世界初のLNG燃料主機関を搭載したフェリー「GLUTRA」の配置図<sup>7)</sup>

## (3) Rolls-Royce (Bergen) のガス機関

ベルゲン社 (Bergen) はもともとノルウェーのエンジンメーカーであったが、1999年にイギリスのRolls-Royce社の傘下に入った。ノルウェーは先に記述し

たようにフィヨルド内を航行するフェリーが多く、環境対策・排煙対策としてガス機関採用の方向性が出されて、2000年からLNGを燃料とするフェリーの運航が始まった。地元の同社もガス機関の開発を進め、ディーゼル機関をガス機関に変更して、KVGS-12G4形 (2650kW) とKVGS-16G4形 (3535kW) を2002年に開発した。KVGS-G4形 (221kW/cyl.) は希薄燃焼方式で電気点火式であり、熱効率は44.7~45.0%とかなり高性能であり、LNGを燃料とするノルウェー国内のカーフェリー3隻に採用された。一船当たり4台搭載で、発電機を駆動する電気推進方式である。最初の就航は2007年1月で、その後ほぼ同型船5隻にも搭載が決定した。これらいずれも電気推進方式であるが、同社は2006年にプロペラ直結の方式も開発し、推進方式の選択に幅を広げた。さらに2010年~2011年には、KVGS-G4形を出力アップしたC26:33形 (270kW/cyl.)、および大きなサイズのB35:40形 (440kW/cyl.) を開発した。いずれも希薄燃焼・副室・電気点火方式であり、クランク軸端効率は48~49%と世界トップレベルにある<sup>9) 10)</sup>。

表10.1に主要諸元を示す。

表10.1 Bergen C26:33形、B35:40形主要諸元

機関名称	C26:33	B35:40
形式	希薄燃焼、予燃焼室・電気点火、VTG過給機	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	260 × 330	350 × 400
シリンダ当り出力 (kW/cyl.)	270	440
回転数 (min <sup>-1</sup> )	1000	750
正味平均有効圧力 (bar)	18.5	18.3
平均ピストン速度 (m/sec)	11	10
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	207	187
エンジン端熱効率 (%)	48	49
開発年	2011年	2010年

## 10.5 デュアルフューエル機関のLNG船への本格的な採用

### 10.5.1 海外の4サイクル・デュアルフューエル機関

欧州には世界的な中型・大型機関メーカーとして、MAN Diesel & Turbo社 (以降MAN、ドイツ) とWärtsilä社 (フィンランド) などがあり、2000年 (平成12年) 前後から4サイクル・ディーゼル機関をベースにガス機関の開発を進めて、近年では船舶用、特にLNG船の主機関として多くの納入および受注実

績を持っている。これらの有力な海外メーカーの開発状況について記述する。

LNG 船の主機関として BOG を使用する内燃機関を採用する場合は、燃料は基本的には自然発生の BOG (NBO) を使い、不足の場合は積荷の LNG を加熱して人為的に気化した FBO を加えるが、空荷の場合は重油でも運転できるように DF 機関を選択するケースがほとんどである。

またプロペラをモータで駆動する電気推進方式と、エンジン直結で（場合によっては減速機とクラッチを介するが）駆動する方式があるが、4 サイクル機関を使う場合は 1 台当たりの出力が 2 サイクル機関より小さいため、また LNG 船として冗長性を確保するため 3~4 台の機関を並べることになるので、機関室スペースを立体的に有効に使うため、4 サイクル・DF 機関と発電機をカップルし船底とは別室に置く、電気推進方式を採用している。一方 2 サイクル・低速機関 (DF 機関やディーゼル機関) を採用する場合は従来通り、エンジン直結方式としている。

近年、LNG 船の主機関として、4 サイクル・DF 機関を使った電気推進方式は増えており、2 サイクル・低速ディーゼル主機関（この場合、BOG は船内の再液化装置で LNG に戻す）および蒸気タービン船と受注を分け合い、2006 年末のデータでは三すくみの様相となっている。

図 10.6 に蒸気タービン主機と図 10.7 に DF 機関 + 電気推進の機関部を示す。

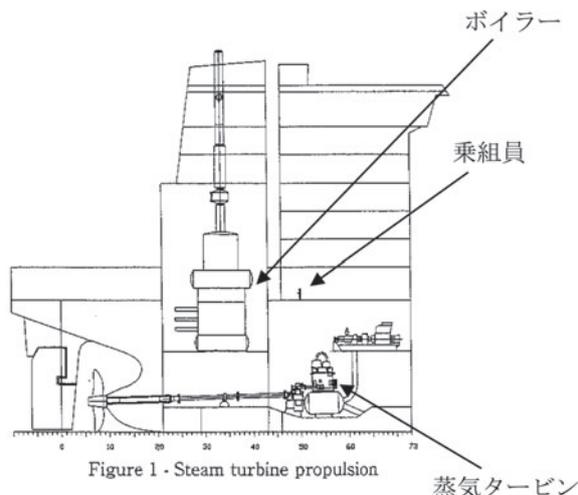


図 10.6 蒸気タービン船の機関部<sup>11)</sup>

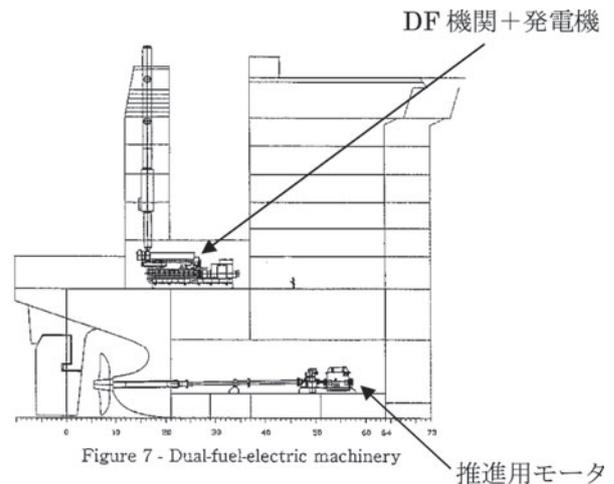


図 10.7 4 サイクル・デュアルフェューエル機関を搭載した電気推進船の機関部<sup>11)</sup>

### (1) Wärtsilä

同社は 32 形および 46 形 4 サイクル・ディーゼル機関を主体に、世界各国に陸上発電用または船舶の主機関用として多数の実績があるが、これらをベースにガスインジェクション (GI) 機関や DF 機関を開発して送り出してきた。

まず 1987 年 (昭和 62 年) に 32GD 形 (410kW/cyl.)、1991 年 (平成 3 年) に 46GD 形 (975kW/cyl.) を開発した。いずれも GI 方式で、圧縮されたシリンダ内に 350bar という高圧で燃料ガスを噴射するもので、ディーゼル機関とはほぼ同じ出力と熱効率を發揮したが、日本で開発した 2 サイクル・GI 機関同様に、保守的な顧客に受け入れられなかった。

引き続き DF 機関の開発を進め、1996 年 (平成 8 年) に 32DF 形 (350kW/cyl.) を、そして 1998 年 (平成 10 年) に 46 形ディーゼル機関を DF 化した 50DF 形 (950kW/cyl.) を開発した。

50DF 形はパイロット油用にはコモンレールを採用したことによって高圧化され、着火エネルギーが増大しガスの燃焼が安定したため、副室を廃止することができた。このためディーゼルモード用の主噴射弁とガスモード用のパイロット噴射弁一体構造にして中央部に取りつけることができ、両モードとも安定した燃焼が可能になった。この噴射弁の構造を図 10.8 に示す。開発の成果として、W18V32DF 形は 1997 年に実用化され、1999 年に 6L50DF 形のプロトタイプが完成してテストに入った。テストデータでは BMEP は 20bar、軸端効率は 48.6% で、高出力・高効率を發揮することができた。

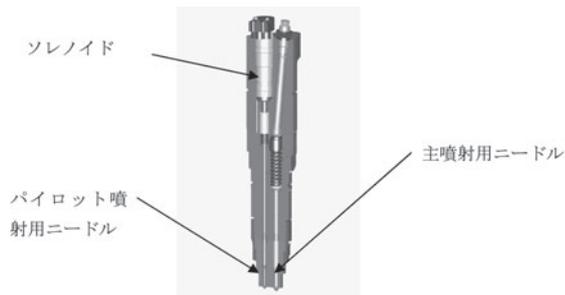


図 10.8 デュアルフェューエル機関用の主噴射弁とパイロット噴射弁を一体化した噴射弁<sup>12)</sup>

32DF 形と 50DF 形は環境保護政策に後押しされて、各分野で販売が加速され、特に LNG 船の主機関として受注を増やしている。32DF 形は開発後、天然ガスを燃料とする海洋リグや FPSO (Floating Production Storage and Offloading、浮体式海洋石油・ガス貯蔵積み出し設備) の発電用として採用され、船舶の主機関としては 2002 年に LNG 燃料のデュアルフェューエル・電気推進システムを採用した世界で最初の船であるノルウェーのサブライボート (物資運搬船) に 4 台が搭載された。

50DF 形は世界初のデュアルフェューエル電気推進方式の LNG 船の主機として採用され、2005 年 (平成 17 年) から就航している<sup>11) 12) 13) 14)</sup>。

その後 32DF 形はサイズアップ、出力アップして 34DF 形になった。

これらの機関の主要諸元を表 10.2 に示す。

表 10.2 Wärtsilä 34DF 形、50DF 形主要諸元

機関名称	34DF	50DF
形式	4サイクル、希薄燃焼、デュアルフェューエル機関	同左
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	340 × 400	500 × 580
シリンダ当り出力 (kW/cyl)	450/435	950
回転数 (rpm)	750/720	500/514
正味平均有効圧力 (bar)	19.8/20	20/19.5
平均ピストン速度 (m/sec)	10/9.6	9.7/9.9
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	202/196	198/197
エンジン端熱効率 (%)	44~46	48
開発年	2007 年	1999 年

(注) スラッシュは 50Hz 用/60Hz 用 を表わす。

## (2) MAN Diesel & Turbo

1840 年、ドイツで創業した MAN 社は、1979 年にデンマークの 2 サイクル・低速機関メーカーである B&W 社 (Burmeister & Wain) を買収して MAN B&W Diesel 社となった。同社はさらに 2010 年に

MAN Diesel & Turbo 社に社名を変更した。

同社は 2007 年に 48/60B 形ディーゼル機関をデュアルフェューエル化して、51/60DF 形機関を開発した。商用機としては、L 型機関は 2009 年に LNG 船に初めて採用され、V 型は 2008 年に陸上の発電用として初めて採用された。DF 機関の開発に当たって市場からの要求として、高い熱効率、排気ガスのクリーン化、および使用燃料の多様化の 3 点を確認し、これらの要求を満たすために次に示すような開発と技術対応を行った。

- ・低 NO<sub>x</sub> 化のため希薄燃焼方式を採用。
- ・燃料噴射弁は主燃料噴射弁とパイロット燃料噴射弁の 2 種類を装備。
- ・パイロット燃料噴射弁はコモンレール式を採用し、総発熱量の 1% に相当する MDO (Marine Diesel Oil) を噴射する。パイロット燃料噴射は、ディーゼルモードにも同様に噴射する。
- ・ディーゼルモードは主燃料弁から 99% に相当する MDO を噴射し、仕様によっては HFO (Heavy Fuel Oil) も使用可能。(残り 1% はパイロット燃料が該当)
- ・排気ガス中の THC (Total Hydro Carbon) を減らすため、ディーゼル機関仕様のツーピースライナ (図 10.9 の Combustion chamber 1) から、ワンピースライナ (同図の 2) に変更し、ピストンリングの位置を上げて、デッドボリユームを小さくして対応した。

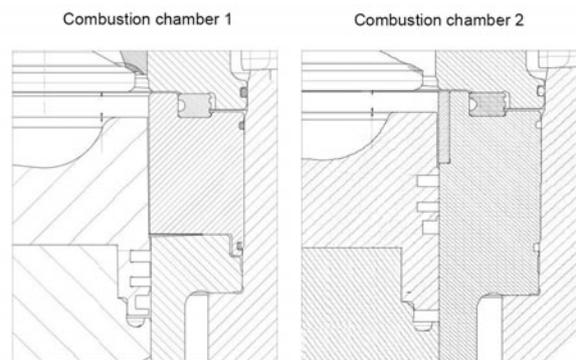


図 10.9 燃焼室の設計形状の変更<sup>15)</sup>

- ・ディーゼルモードからガスモードの切り替えは 100% 負荷時でも 2 分で完了し、回転変動は 1rpm で収まっている。逆の場合は緊急時を想定し、瞬時に移行を可能にしている。
- ・また運転モードの移行をスピーディかつ安定的に行うため、独自のエンジン制御システム、

SaCoSone (Safety & Control System on engine) を開発した。

- ・VTA (Variable Turbine Area、可変翼過給機) を用いて、通常の給気バイパス方式と比較テストを行い、VTAを使用することで低中負荷域の効率が0.5ポイント改善することを確認した。

などの新技術を採用している。図10.10にV51/60DF形の断面を示す。また表10.3に32/40DF形と51/60DF形の主要諸元を示す<sup>15) 16) 17)</sup>。

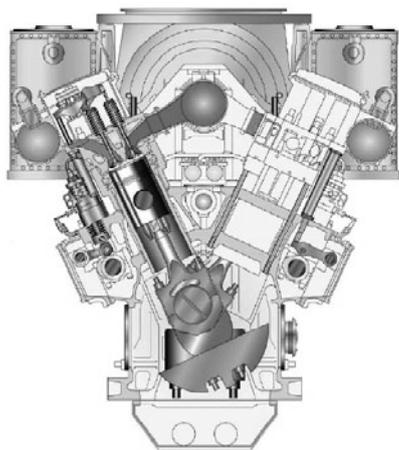


図10.10 MAN 51/60DF形 断面図<sup>15)</sup>

表10.3 MAN 32/40DF形、51/60DF形主要諸元

機関名称	32/40DF	51/60DF
形式	4サイクル、デュアルフェューエル機関	4サイクル、デュアルフェューエル機関
シリンダ径 (mm) × 行程 (mm)	320 × 400	510 × 600
シリンダ当り出力 (kW/cyl.)	400/373	975/1000
回転数 (min <sup>-1</sup> )	750/720	500/514
正味平均有効圧力 (bar)	19.9/19.4	19.0/19.0
平均ピストン速度 (m/sec)	10/9.6	10/10.3
出力率 (kgf/cm <sup>2</sup> × m/sec)	203/190	194/200
エンジン端熱効率 (%)	43~44	46~49
開発年	1997年	2007年

(注) スラッシュは 50Hz用/60Hz用 を表わす。

### 10.5.2 LNG船の需要と主機関

近年、中国を筆頭とする新興国の経済発展に伴い、エネルギー源としてLNGの需要は増加している。さらに世界的な原子力発電の見直し気運も需要増に拍車をかけている。LNG船は2008年(平成20年)2月の時点で世界で約180隻稼働していると言われていたが、このような状況からLNG船の絶対数が不足しており、ある商船会社の2011年(平成23年)10月に

おける予測では、現在発注されている55隻に加えて、2020年までにはさらに100隻強が必要になるとされている。

新規のLNG船主機関の選択肢には、前述のように従来からの‘BOGボイラー+蒸気タービン’に加えて、‘4サイクル・DF機関を使った電気推進方式’や、‘2サイクル・低速ディーゼル機関+BOG再液化装置’などがあり、燃料費や環境保全対応等を考慮して選択されている。DF機関を使ったLNG船の電気推進方式では、Wärtsiläの50DF形が大きなシェアを持っている。

また欧州、特にノルウェーでは、LNGを燃料としたフェリーやサブライボートが約20隻運航中である。

一方、わが国のエンジンメーカーはシリンダ径500mm前後の大型・4サイクル・ディーゼル機関を製造していないこともあって、大型・DF機関の分野では実績が極めて少ない。しかし船全体としての省エネルギーや環境規制対応を迫る中で、大手造船所(主機メーカーも兼ねる)は船主に対して魅力のある提案を始めている。例えば、

- ・三井造船は1980年代に大型・2サイクル・低速ガスインジェクション機関(MC-GIシリーズ、第8章で紹介)を開発したが、この技術をベースにMANが「ME-GIエンジン」を開発した。これはMC-GIエンジンのガス噴射弁とパイロット油噴射弁の噴射タイミングや排気弁の開閉タイミングを電子化し、またBOGを圧縮機で高圧化するのではなく、LNGを直接ポンプで加圧して高圧ガス化してエンジンに供給する方式を採用してさらに熱効率と環境性能をアップしている。三井造船は「ME-GIエンジン」を採用して、燃料費とCO<sub>2</sub>の排出量を30%削減した新LNG船「Double Eco MAX」を顧客に提案している。
- ・川崎重工業は2007年に開発した希薄燃焼方式の「カワサキグリーンエンジン」(第9章で紹介)を搭載し、プロペラ直結方式のLNG燃料・自動車運搬船を提案している。

また海運業界の環境問題の議論において、NO<sub>x</sub>低減およびCO<sub>2</sub>低減が重要な課題となっており、国土交通省は国際海運分野におけるCO<sub>2</sub>削減対策推進のため、平成21年度から4ヶ年計画で、在来船に対してCO<sub>2</sub>30%削減を可能とする技術の確立を目指した技術開発を推進している。これは、造船企業や船用機器メーカーだけでなく、海運企業からの技術開発提案を国家レベルで推進するものである。

技術開発の対象分野は、①推進効率の高い船体設

計、②船体の摩擦抵抗低減、③プロペラ効率の向上、④ディーゼル機関の熱効率向上、⑤運航・操船の効率化、と広範囲にわたるプロジェクトである。その中で新潟原動機は2MWクラスの船用DF機関の開発を担当し、取り組んでいる<sup>18)</sup>。電気推進方式は機器が増えるためコストが割高となり、また発電機とモータの効率ロスが生じるため、新潟は減速逆転機を介したプロペラ直結方式の開発を目指しているが、船用の場合、海象状況による急激な負荷変動に追従させる技術が開発要件のポイントと考えられる。

#### 参考文献、引用文献

- 1) 国土交通省・海事局、「国際海運における世界初のCO<sub>2</sub>排出規制の導入について」(平成23年7月)
- 2) 田中一郎、「ディーゼルエンジンー環境対応関連の技術開発」三井造船・技報200号(平成22年6月)P35 - 40
- 3) 「ダイハツディーゼル 30年史」(平成8年12月)P5、6、9
- 4) 川崎昭久、「富士ガスディーゼル機関」内燃機関誌第22巻11号(昭和58年9月)P29 - 37
- 5) Sulzer Brothers Ltd.、「最近の大形ディーゼル機関とデュアルフューエル機関について(1)」内燃機関誌第11巻10号(昭和47年10月)P46 - 55
- 6) 「First Sulzer RNMD type duel-fuel diesel engine service in LNG ship 'Venator」Motor Ship (1973年12月)P423 - 428
- 7) 角濱義隆、「LNGを燃料とするガスエンジンを搭載した欧州フェリー」日本造船学会誌第856号(平成12年10月)P68 - 71
- 8) 角濱義隆、「LNGガスエンジン搭載電機推進船」エンジンテクノロジー誌第8巻3号(平成18年6月)P31 - 36
- 9) 「LNG Fueled Ferries Use Rolls-Royce Power」Maritime journal (2007年6月)
- 10) Rolls-Royce社ホームページ、Rolls-Royce技術資料
- 11) 真鍋 稔、「新時代のLNG船 デュアルフューエル機関電気推進」日本マリンエンジニアリング学会誌第40巻3号(平成17年)P16 - 24
- 12) Wärtsilä、「A REVIEW OF GAS ENGINE DEVELOPMENT AT WÄRTSILÄ」(CIMAC2001)
- 13) Wärtsilä社、「Wärtsilä 50DF Technical review」(2006年)
- 14) Wärtsilä社ホームページ、Wärtsilä 技術資料
- 15) MAN、「Operational experience of the 51/60DF from MAN Diesel SE」(CIMAC2010 Paper No.37)
- 16) MAN、「51/60DF Engine The New Prime Mover for LNG Carriers」2007年
- 17) MAN社ホームページ、MAN DF機関技術資料
- 18) 国土交通省・海事局、「船舶からのCO<sub>2</sub>削減技術開発支援事業」(平成21年5月)

# 11 | 海外メーカーの最新状況

第10章「船用ガス機関の開発と実用化」において、Rolls Royce Marine社（旧Bergen）のガス機関、MAN Diesel & Turbo社（以降MAN）やWärtsilä社のDF機関等の開発状況について述べてきた。ここではMANおよびWärtsiläのガス機関や、他の海外メーカーのガス機関・DF機関の開発状況および新技術を報告する。

## 11.1 GE イェンバッハ社 (GE Jenbacher, オーストリア)

オーストリアのイェンバッハ社はガスエンジンの製造で50年以上の歴史があるが、2003年に米国のGeneral Electric社の傘下に入って、GE Jenbacherとなった。

同社は小型・高速のガス機関専門メーカーとして特徴ある製品を送り出しており、わが国にも相当数が輸入されている。製品は次の3シリーズがある。

- ・ Type3 シリンダ径×行程 135mm × 170mm  
V型 12、16、20 シリンダ、  
発電出力 550～1000kW
- ・ Type4 シリンダ径×行程 145mm × 185mm  
V型 12、16、20 シリンダ、  
発電出力 850～1490kW
- ・ Type6 シリンダ径×行程 190mm × 220mm  
V型 12、16、20、24 シリンダ、  
発電出力 1980～4030kW

同社はシリンダ数を増加することによって出力範囲を広くカバーしており、性能的にはBMEP 1.8MPa クランク軸端効率43%前後で、小型・高速の分野では世界トップクラスの性能を誇っている。

基本構造は、副室式、ミラーサイクル、リーンバーン、電気火花点火方式であるが、2010年にJ624形（Type6の24シリンダ）に2段過給を採用して、BMEP約2MPa、発電効率46.5%にアップしたことを発表した。（いずれも従来比10%アップ）さらにBMEP 2.4MPa、効率47%を達成し、最大の目標である50%を目指して研究開発を進めている<sup>1) 2) 3)</sup>。

また大型化も志向し、直近ではJ920形（9.5MW、発電効率48.7%）を開発し、販売を始めた。

## 11.2 MWM社（ドイツ）

同社は1871年カール・ベンツが創業した、Mechanische Werkstätte Mannheim社が起源であり、中型サイズのエンジンメーカーであったが、2011年にキャタピラー社（Caterpillar、米国）の傘下に入った。独自の開発を行い、シリンダ径で132mm、170mm、260mmのシリーズを生産している。

同社はTCG2020形（シリンダ径×行程 170mm × 195mm）の性能を、1988年のBMEP7bar、クランク軸端効率35%から、2009年にはそれぞれ18bar、44.5%と大幅に向上させた。主な改良項目は、

ストイキ燃焼→希薄燃焼、無過給→過給方式、ミラーサイクルの採用、副室の採用、燃焼室形状や吸気ポート・排気ポート形状の最適化等である<sup>4)</sup>。

## 11.3 現代重工業（HHI、韓国）

HHIは2007年前後から、欧州の内燃機関関連の研究所（コンサルタント業務を兼ねる）と共同でガス機関の開発を進め、既に2機種を発表した<sup>5)、6)</sup>。

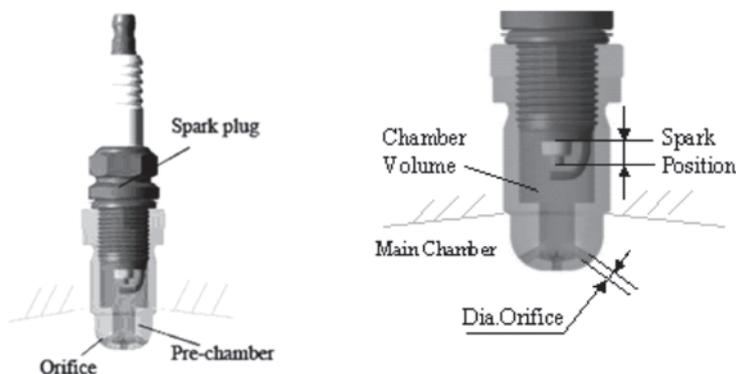
### ・ H17/24G 形

シリンダ径×行程 170mm × 240mm、1200 min<sup>-1</sup>、新開発のプレチャンバー・スパーク・プラグ方式を採用、性能はBMEP20bar、熱効率42%が目標。

### ・ H35/40G 形

シリンダ径×行程 350mm × 400mm、720 min<sup>-1</sup>、480kW/cyl. 性能はBMEP20.8bar 熱効率47.2%が目標。2010年初頭に試作エンジンが出来上がり、その後各種テストを進める計画。

プレチャンバー・スパーク・プラグ方式：ガス機関の新しい点火方式で、図に示すように点火プラグの中に副室を備え付けた構造であり、その副室燃焼からの火炎で主燃焼室の希薄混合気を着火させる。比較的小型で、オープンチャンバータイプの燃焼室を持つガス機関において、希薄混合気により大きな着火エネルギーを与える目的で開発された。従来の副室式と比べてシリンダヘッドの構造が簡略化され、あわせて副室式並みの着火エネルギーを有するとされている。下図はデンソーのプレチャンバースパークプラグ<sup>7)</sup>。



## 11.4 キャタピラー社 (Caterpillar, 米国)

同社は1948年からガス機関の生産を開始し、1985年(昭和60年)にG3400シリーズ(シリンダ径×行程 137.2mm×152.4mm、125～425kW)とG3500シリーズ(シリンダ径×行程 170mm×190mm、210～1030kW)の販売を始めた。その後1990年までの間に希薄燃焼方式のシリーズ化やミラーサイクルの採用、ノッキングセンサーの採用などの改良を重ねた。

また1991年には中型のG3600シリーズ(シリンダ径×行程 300mm×300mm、1～3MW級)の販売を開始した。その後も独自の電子式点火装置や電子式空燃比制御システムの開発を行い、継続的に性能向上に努めてきたが、2000年にこれらの集大成としてCM32形ディーゼル機関をベースに、G16CM34形ガス機関(シリンダ径×行程 340mm×420mm、16シリンダ、6100kW/750rpm)を開発した。

図11.1に示すG16CM34形は希薄燃焼、副室式、火花点火方式、主燃焼室用はガス供給電磁弁を採用。副室用はチェックバルブを装備し、副室のガス濃度はリッチな状態にコントロールしている。性能はBMEP 16bar、クランク軸端効率44.5%(裕度なし、一般的に5%の裕度をつけると46.7%に相当する)で、この時代としては世界トップクラスの熱効率であった。

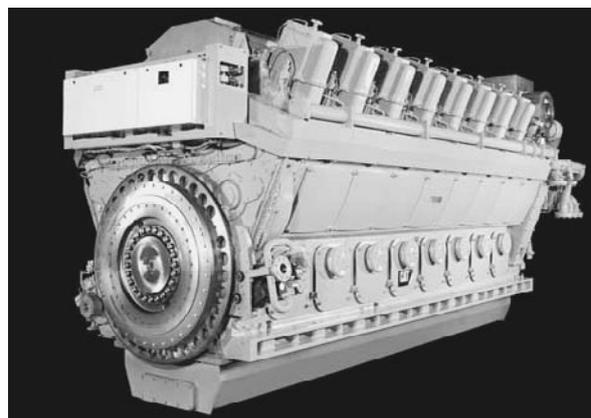


図 11.1 CAT G16CM34 形ガス機関<sup>8)</sup>

米国では2001年からエネルギー省が主導し、産官学が協力してレシプロガスエンジン技術をさらに高めるARESプログラム(ARES = Advanced Reciprocating Engine System)をスタートして同社もこれに参加した。このプログラムの最終的な目標は、クランク軸端効率50%、NO<sub>x</sub> 32ppm (O<sub>2</sub> = 0%)としている。

2003年、同社はARESプログラム技術を用いて、フェーズ1の目標達成に近づく希薄燃焼方式、ミラーサイクルのG3520C形(シリンダ径×行程 170mm×190mm、20シリンダ、2000kW/1500rpm)を商品化した。開発時点での性能は、BMEP 18.5bar、発電効率41.2%であるが、フェーズ2以降ではさらに熱効率の向上を図るためレーザー点火や高温に耐える新潤滑油の開発等に取り組んでいる。

またフェーズ3では高効率と超低NO<sub>x</sub>を達成するため、HCCI(Homogeneous Charge Compression

Ignition、圧縮着火ガス機関)の研究を進める予定にしている<sup>9)</sup>。

## 11.5 MAN Diesel & Turbo 社 (ドイツ)

同社は1998年(平成10年)前後に28/32SI形ガス機関を開発した。シリンダ径×行程 280mm×320mm、出力200kW/cyl. 火花点火方式でBMEP 1.63MPaであった<sup>10)</sup>。

しかし点火プラグは使用時間に限界があるため、運転時間延長の対策として新燃焼コンセプト(PGI = Performance Gas Injection)に基く、32/40PGI形ガス機関(シリンダ径×行程 320mm×400mm)を開発した。PGIとは図11.2に示すように、予燃焼室内に230barに昇圧した燃料ガスを噴射し、起動時はグロープラグで着火させる。負荷が上がると、予燃焼室内の温度が高くなってからは高圧噴射ガスの圧縮自着火で運転を行うシステムであり、また予燃焼室内に噴射するガス量は少ないので、ガス圧縮機に要する動力は無視できるレベルである。出力450kW/cyl. (BMEP 2.24MPa)、熱効率46%以上の高出力・高性能を目標に、12V32/40PGI形でフィールドテストを開始し、2005年に初号機を納入した。

図11.3にV32/40PGI形の断面図を示す<sup>11)</sup>。

また2009年(平成21年)には、ガス機関としては最大クラスの51/60G形(シリンダ径×行程 510mm×600mm)を販売開始した。希薄燃焼、オープンチャンバー、パイロット着火(噴射量は総供給熱量の0.8%、コモンレールを採用)、VTA過給機やガス供給電磁弁を装備し、出力はシリンダ当たり975kW(500rpm、50Hz)または1000kW(514rpm、60Hz)、性能はBMEP19.0bar、エンジン端熱効率は高効率仕様で49.8%である<sup>12)</sup>。

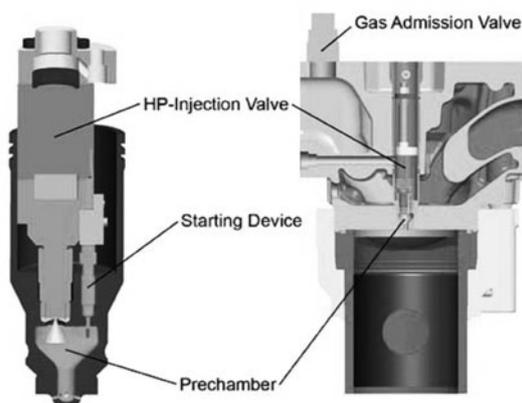


図11.2 MAN PGI 燃焼方式<sup>11)</sup>

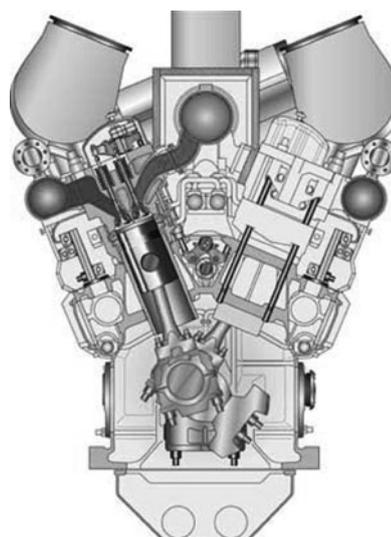


図11.3 V32/40PGI形断面図<sup>11)</sup>

## 11.6 バルチラ社 (Wärtsilä、フィンランド)

同社のガス機関系列には、MANと同様にガスディーゼル機関(高圧ガスインジェクション方式)、デュアルフェューエル機関、ガス機関の3系列がある。

まず1980年代後半からガスディーゼル機関を開発したが、これは350barに昇圧したガスとその着火剤として5%の液体燃料を噴射する方式であった。その後1990年代の前半から電気点火方式のガス機関の開発を進め、2000年にW34SG形(シリンダ径×行程 340mm×400mm)を開発した。(注、初期の18V34SG形は1995年に完成している。)W34SG形はリーンバーン、ミラーサイクル、予燃焼室式、主ガスはガス供給電磁弁式、副室ガスはチェックバルブ式。従来のガス機関は燃焼バランスの制御をしていなかったためBMEPは14~16bar、熱効率は36~40%レベルであったが、W34SG形はWECS(Wärtsilä Electronic Control System)の採用により燃焼を制御した結果、BMEPは17.7bar、軸端効率は45.5%にアップした。引き続き50SG形(シリンダ径×行程 500mm×580mm)を開発した。

その後2010年前後に新しい制御方式のUNIC(Unified Control)方式を開発して、燃焼コントロールをより正確にした。

同社は継続的に性能改善やロバスト性の向上につとめ、W34SG形では次のような改良を行った。

- ・メンテナンスインターバルを伸ばすため、副室ガス逆止弁に換えてカムとプッシュロッドを使った機械的なガス弁に変更した(図11.4を参照)。

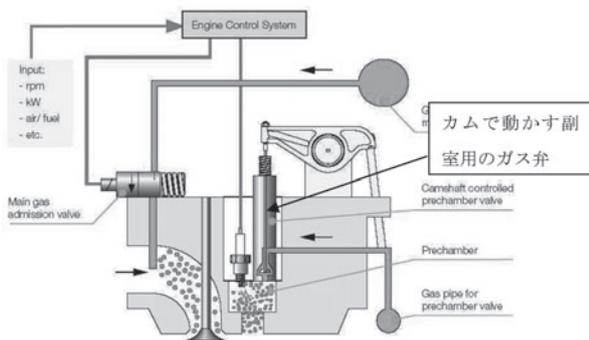


図 11.4 W34SG 形シリンダヘッド構造図<sup>13)</sup>

・スキップファイヤリング (Skip firing) と称して、低負荷時には減筒運転 (一部のシリンダだけを燃焼させる) をして BMEP を上げ、燃焼、性能を改善させるシステムを開発。

・副室形状の最適化等の結果、熱効率は 45.7% (裕度なし) に向上し、2003 年からは出力を 8MW から 9MW (BMEP19.9bar) にアップさせた<sup>13)</sup>。

またメタンは CO<sub>2</sub> 等とともに温室効果ガスであるので、ガス機関から排出される未燃ガスを極力少なくすることが重要である。同社はこのメタンスリップ (未燃ガス中のメタンの流出) 低減のための燃焼改善に取り組み、W34DF (デュアルフェューエル、直噴パイロット着火) と W18V34SG (副室内火花点火) を用いて研究を進めている。エンジン側としては不完全燃焼を抑制することが必要であるが、構造的にはピストン上部、シリンダライナ、シリンダヘッドで構成される燃焼室のデッドボリュームを減らすこと、運転面では低負荷の場合にスキップファイヤリングを行うことが有効である、と報告している<sup>14)</sup>。

## 参考文献、引用文献

- 1) Jenbacher, 「New high efficiency high speed gas engine in the 3MW class」 (CIMAC 1998)
- 2) Jenbacher, 「Miller Cycle-Efficiency Potentials for Gas Engines」 (CIMAC 2004 Paper No.197)
- 3) Jenbacher, 「The gas engine of the future-innovative combustion and high compression ratios for highest efficiencies」 (CIMAC 2010 Paper No.312)
- 4) MWM, 「Thermodynamic Optimization of three Gas Engine Families for Higher Efficiency」 (CIMAC 2010 Paper No.126)
- 5) Hyundai Heavy Industries, 「The first new gas engine to come from Korea」 (CIMAC 2007 Paper No.278)
- 6) Hyundai Heavy Industries, 「Development of High Efficient Gas Engine H35/40G」 (CIMAC 2010 Paper No.241)
- 7) DENSO, 「Development of Pre-chamber Spark Plug for Gas Engine」 (CIMAC 2010 Paper No.182)
- 8) Caterpillar 社ホームページ
- 9) 吉野勝久, 「キャタピラー社 高効率 中・大型ガスエンジン」 クリーンエネルギー誌 (2003 年 10 月) P4 - 13
- 10) MAN, 「Low NO<sub>x</sub>-gas engines from MAN B&W」 (CIMAC 1998)
- 11) MAN, 「New Gas Engine from MAN Diesel SE」 (CIMAC 2007 Paper No.167)
- 12) MAN Diesel & Turbo 社ホームページ
- 13) Wärtsilä, 「Status and potentials of the gas engines」 (CIMAC 2004 Paper No.163)
- 14) Wärtsilä, 「Methane slip reduction in Wärtsilä lean burn gas engines」 (CIMAC 2010 Paper No.106)

# 12 | 系統化調査のまとめと考察

## 12.1 まとめ

わが国におけるガス機関（ガス発動機とデュアルフューエル機関を含む）の歴史は、1882年（明治15年）にガス発動機を輸入したことから始まった。初期は輸入品のコピーを作ることからスタートしたが次第に技術力をつけ、1910年ころには自力で小型・中型ガス発動機を開発・製造する会社が現れてきた。

第1次世界大戦を挟んで技術革新が起こり、移動に便利な液体燃料を使う、ガソリン機関やディーゼル機関が急速に進歩して、戦争終結（1918年）のころにはガス機関は取り残され、一時的にほぼ消滅した。

### 12.1.1 第一の転機とわが国技術の芽生え

ガス機関復活の第一の転機は、第2次大戦後、油田から発生する随伴ガスを有効に活用するため、液体燃料と併用で運転できるデュアルフューエル（DF）機関が登場した1960年ころであった。初期のDF機関は海外メーカーとの技術提携が主体であったが、次第に技術力をつけて独自の開発ができるようになってきた。その後、天然ガス田が世界各地で発見されると、わが国でもガス専焼機関が開発されたが、天然ガスは自着火温度が高く、可燃限界が狭いため、予混合・理論混合気（ストイキ）燃焼・電気着火方式が多く採用された。しかしストイキ方式は理論混合比であるが故に、燃焼温度が高いためNO<sub>x</sub>排出濃度が高く、またノッキングに入り易いため圧縮比が低く抑えられて、高効率や高出力の達成が困難であった。

この時代のストイキ燃焼方式の性能はNO<sub>x</sub>濃度2000ppm前後（従って排気ガス出口に脱硝装置が必須）、正味平均有効圧力（BMEP）8~10kgf/cm<sup>2</sup>、発電効率30%前後であり、同クラスのディーゼル機関に比べると、全く競争力がなかった。

### 12.1.2 第二の転機と希薄燃焼方式の実現

第二の転機は、1986年（昭和61年）に制定された「コージェネレーション等の系統連系に関する技術要件ガイドライン」による分散型発電方式の採用促進であった。熱電併給のコージェネレーションシステムのキーハードとして各種原動機が採用されたが、大都市近辺は県や市の条例でNO<sub>x</sub>の排出量が厳しく制限された。また連続常用で運転されるため熱効率が重視さ

れ、出力では300~5000kWクラスの需要が多かったため、これらの条件をクリアできる希薄燃焼方式のガス機関が開発された。

第7章において記述したように、希薄燃焼方式は空気過剰率2前後、つまりストイキ方式の約2倍の空気量でガスを燃焼させるシステムであり、そのため燃焼温度も下がってNO<sub>x</sub>の生成量が大幅に減ることは知られていた。しかしガスは希薄になるほど大きな点火エネルギーが必要で、このため希薄燃焼の問題点はサイクル毎の着火・燃焼が大きく変動することであった。これを解決した大きなポイントが副室（予燃焼室）の採用であった。まず副室内で濃い混合気を燃焼させ、この火炎ジェットを副室先端の噴孔から主燃焼室に噴射して、主燃焼室内の希薄混合気に点火する。この火炎ジェットの持つ点火エネルギーは、点火プラグのその数千倍で、希薄なガスの確実な着火および燃焼変動を抑制する上で大きな効果をもたらし、希薄燃焼方式の実現に大きな役割を果たした。

この結果1000~5000kWクラスのガス機関はBMEP12~15 kgf/cm<sup>2</sup>、熱効率38~43%、NO<sub>x</sub>排出濃度200~500ppmを達成した。

しかし、BMEPや熱効率ではまだ同クラスのディーゼル機関（BMEP18~20 kgf/cm<sup>2</sup>、熱効率40~45%）の後塵を拝していた。

### 12.1.3 第三の転機とマイクロパイロット着火方式の実現および燃焼制御技術の確立

第三の転機は、2000年前後の環境規制の強化にあった。陸上では2002年（平成14年）に京都議定書が批准され、2005年に発効されてCO<sub>2</sub>の排出削減目標が示されると、天然ガスを燃料として排気ガスがクリーンなガス機関が、ディーゼル機関に代わるコージェネのキーハードとして浮上した。ガス機関は副室式を採用することにより希薄燃焼方式が実用化されたが、燃焼変動率はディーゼル機関に比べると未だ大きく、性能（BMEPと熱効率）をディーゼル機関に近づけるためには、燃焼変動率を改善することが必要であった。これを解決したのが点火プラグに代わるマイクロパイロット着火方式の開発であり、さらに熱効率アップに貢献したのがミラーサイクルの採用であった。また高性能過給機の開発がミラーサイクルの実用化を可能にした。

こうして1000~5000kWクラスのガス機関は

BMEP20~22 kgf/cm<sup>2</sup> (1.96~2.16MPa)、熱効率 40~48%を達成し、ほぼディーゼル機関と同等になり、NO<sub>x</sub>の排出濃度は200ppm 前後とディーゼル機関の1/5~1/10になった。さらに可変タービンノズル式過給機が採用されて、熱効率は50%に届こうとしている。

あわせて、このような高出力と高効率を発揮する上で欠かすことができないのが電子制御技術であり、ノッキング検知や空燃比制御、燃料ガス量制御など高性能ガス機関に必要な不可欠な技術となっている。

また開発技術においては、短期間に効率的に開発を進める手段として、コンピュータを使った各種のシミュレーションやCFD計算も欠くことのできない技術として取り込まれている。

こうして今やわが国のガス機関の性能は、世界最高レベルに到達している。

また、わが国特有の技術開発として1980年前後からガスインジェクション機関（シリンダー内ガス噴射機関）が生み出された。技術陣の熱意に反して当時は商業化は成功しなかったが、この技術は最新の省エネLNG船の主機関として生かされている。

一方、海上の分野ではIMO（国際海事機関）の決定によりNO<sub>x</sub>規制が2005年から（但し国際航路に従事する船舶は2000年から）、SO<sub>x</sub>の規制は2008年から始まり、いずれも段階的に強化されつつある。さらにCO<sub>2</sub>については2013年1月以降に建造契約が結ばれる船舶から排出基準が設定された。このような規制の開始に先立ち欧州のメーカーでガス機関やDF機関が北欧のフェリーやLNG船の主機関として開発され、1995年ころから採用が始まっているが、わが国では若干立ち遅れ、開発が完了あるいは進行中でこれから採用を働きかけていこうという段階である。

以上のような新技術開発のステップと出力向上、熱効率向上の相関を第13章にまとめた。

参考までに、世界のガス機関およびデュアルフューエル機関に対する関心の高さを測る尺度として、CIMAC（Conseil International des Machines a Combustion、国際燃焼機関会議、3年毎に開催）におけるガス機関関係の発表論文数をカウントしてみると、1998年8篇（内、わが国2篇）、2001年9篇（同、4篇）、2004年11篇（同、4篇）、2007年15篇（同、4篇）、2010年20篇（同、6篇）と右肩上に増えており、わが国からの発表も着実に増加している。

## 12.2 考察と提言

以上述べてきたように、ガス機関は1990年（平成

2年）前後から、制度上の規制緩和と、環境保護上の規制強化という人間社会を取り巻く環境の中で「緩和」や「規制」をビジネスチャンスとして、あるいはこれを克服するバネとして新技術の開発に取り組み、著しい成長を遂げてきた。近年の高出力化、高効率化は目を眩るものがあり、この中でわが国のガス機関関係者が果たしてきた役割は大きい。

短期間に世界トップレベルにまで上り詰めることができた背景には、ディーゼル機関の開発で培われた優れた技術力、およびそれを生み出す機械技術者・材料技術者・電気電子技術者を結集した高い総合力と、エンジンを構成する主要な機器・部品を供給する高い技術を有する優秀な材料メーカ、部品メーカの存在がある。さらには、そのディーゼル機関を育てた海運業や漁業の盛んな海洋国としての日本がある。

わが国における、このような技術開発のダイナミズムの要因はメーカ間の高い競争意識が源泉にあり、その先には顧客からの性能・品質に対する厳しい要求が存在する。そしてこれを支えてきたのは技術者のプライドとモラルの高さであると考えられる。このダイナミズムをこれからも生かし続けて、わが国の機械製造産業の活力を維持するとともに、地球環境保全の重要な役割を果たして欲しい。しかし国内の市場では大きな伸びは期待できないと思うので、これからの開発はロバスト性や通信手段、およびコストパフォーマンスをさらに高めて世界のマーケットを狙って欲しい。

12.1項で述べたように、わが国のガス機関の性能（熱効率、BMEP、NO<sub>x</sub>排出値）は世界のトップレベルにあり、欧米列強と肩を並べている。しかしながらあえて言えば、今回の系統化調査で、わが国における技術開発の問題点が浮かび上がってきたような気がする。近年の開発は狭い国内で競合する数社が同じような開発を行って数値を競っているが、何か時間と費用を空費している感じがしてならない。このため将来を見据えた画期的・独創的な技術開発が脇に置かれているのではないかと。

一方、欧米の競合メーカはM&Aにより規模を拡大してグループ内で開発した技術を有機的に使い回して総合力を高め、生じた余力を新たな技術開発に向けているように思える。

性能面で世界のトップレベルにある現在、海外勢に対抗するわが国のメーカは全ての面で競合するのではなく、例えばエンジン本体部分は聖域としても、協業化によりシステム制御設計、補機ユニット設計、据付工事設計等の標準化・共通化を図り、開発コストや製

作コストをミニマムにすることができないか。そしてこれによって生み出した時間と費用を将来に向けた真の技術開発に当てる方策を検討するなど、次のステップへ踏み出すことが必要な時期に来ていると考える。

## 謝辞

本稿を執筆するに当たり、技術上のご教示や資料のご提供など多大なご協力を頂いた、国内エンジンメーカーの次の方々に、この場を借りて深く御礼申し上げます。

川崎重工業株式会社 堀江 尚氏  
ダイハツディーゼル株式会社  
武本秀彦氏、徳永啓純氏  
新潟原動機株式会社 後藤 悟氏

三井造船株式会社 近藤守男氏、薦田哲男氏  
三菱重工業株式会社 石田道靖氏  
ヤンマー株式会社 大橋一生氏、西田和生氏

また資料や情報のご提供等でご協力を頂いた日本陸用内燃機関協会 八木国夫氏、東京ガス株式会社 森本智史氏、日本ウッドワードガバナー株式会社 坂上健幸氏、マン・ジャパン株式会社 後藤 博氏、バルチラジャパン株式会社 吉原定男氏および熊倉祐之氏に深く感謝致します。

最後になりましたが、「技術の系統化調査」の先輩として、今回数々の助言と資料のご提供を頂いた、田山経二郎氏（日本内燃機関連合会）と佐藤一也氏（元・新潟鐵工所）のお二人に深く感謝の意を表します。

登録資料候補

番号	資料名	資料形態	所在地	製作者	製作年	選定理由
1	吸入瓦斯発動機関連資料一式 製作命令簿（37冊） 吸入瓦斯発動機取扱書 吸入瓦斯発動機営業目録 吸入瓦斯発動機カタログ	展示中	ダイハツディーゼル(株)守山事業所史料館	発動機製造(株)	1907年～1968年	明治40年前後の受注・製造の状況や吸入瓦斯発動機の構造・特性がよくわかる一級品の史料
2	200馬力ヘッセルマン機関取扱説明書（6EKH-A）	展示中	ダイハツディーゼル(株)守山事業所史料館	発動機製造(株)	1942年ころ	ヘッセルマン機関は圧縮空気中に燃料を噴射し点火プラグで点火する。セタン価の低い燃料やガスでも運転できる戦前の貴重な史料
3	パイロット燃料／ガス燃料一体噴射型燃料弁組立図（42X用）	倉庫保管中	三井造船(株)玉野事業所実験工場	三井造船(株)	1982年	同社が開発に力を入れたガスインジェクション機関の特殊な構造の燃料弁
4	二元燃料噴射用ポンプおよび噴射弁組立図（16V28/32-GI用）	倉庫保管中	三井造船(株)玉野事業所実験工場	三井造船(株)	1988年	同社がMAN社と共同でデンマークに納入した世界に1台しかないガスインジェクション機関の特殊な構造の燃料噴射ポンプと燃料噴射弁
5	国内常用発電用ガスエンジン研究機（AYG20L-ST）	保管中	東京ガス(株)技術研究所	ヤンマー(株)	1999年	小型・高速エンジンで希薄燃焼・ミラーサイクルを採用して世界最高の熱効率を達成した
6	単気筒試験用ガスエンジン（1MD20GX）	使用中（性能向上試験用）	三井造船(株)玉野事業所実験工場	三井造船(株)	2002年	同社独自の技術である直噴マイクロパイロット着火方式を採用した試験用エンジン

13 ガス機関技術の系統化年表および系統化図

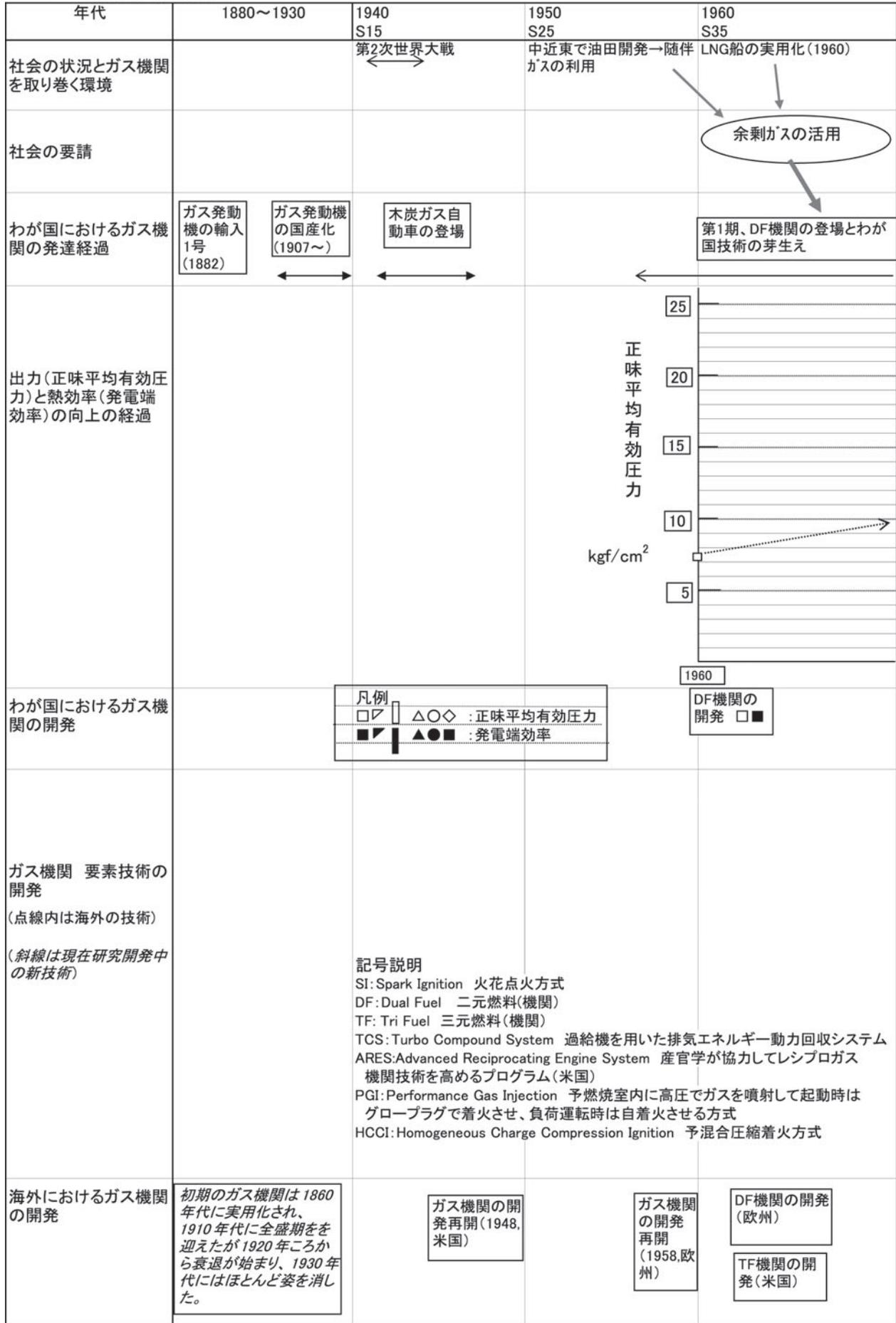
13.1 ガス機関技術の系統化年表

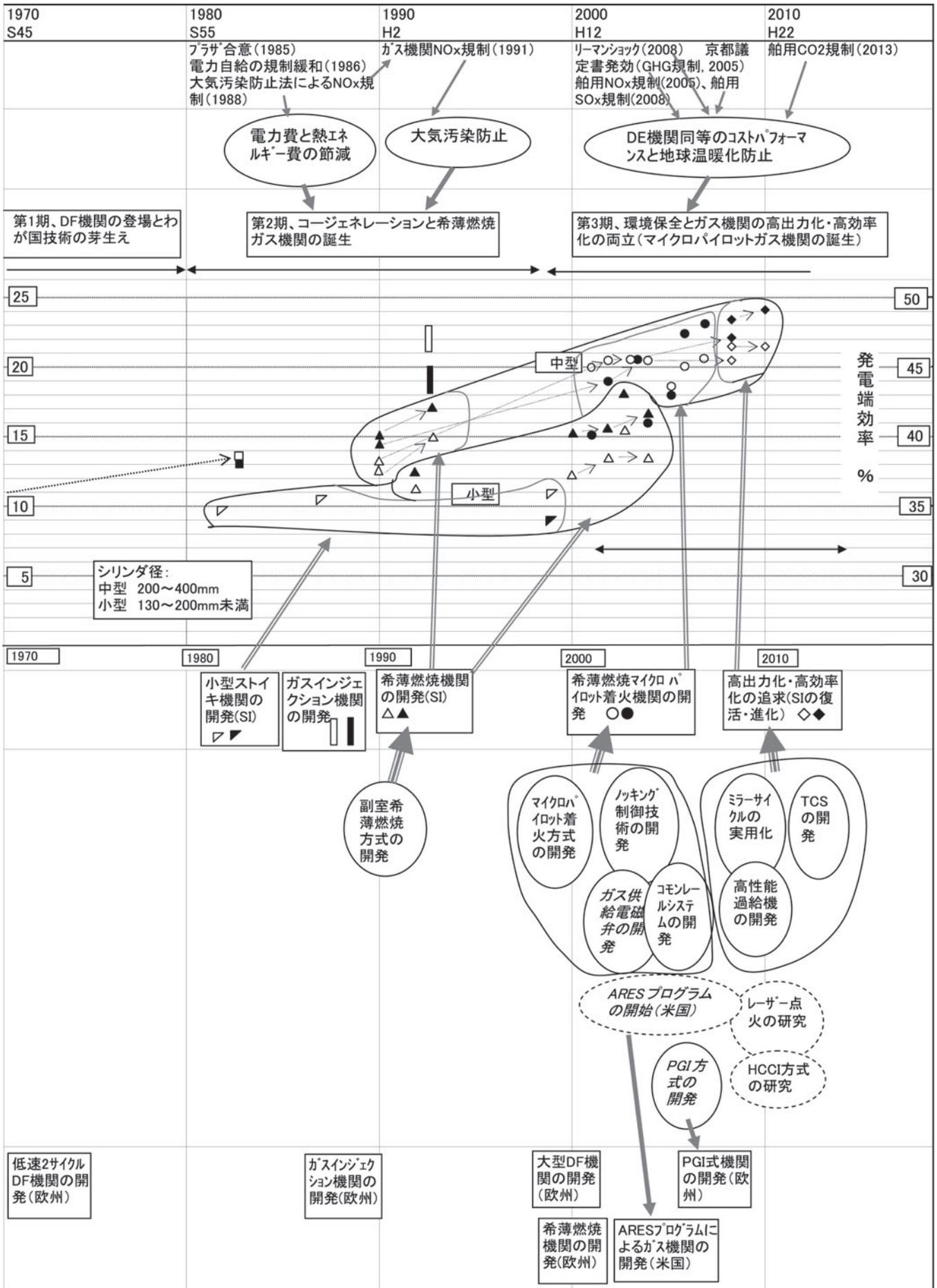
年代	1700年代	1800	1810	1820	1830	1840	1850	1860	1870	1880	1890	1900
社会の状況	産業革命 (1760~)							明治維新 (1868)	M3	M13	M23	M33
ガス機関を取り巻く環境	石炭ガス乾留法 (マドック, 1792)										吸入ガス発生装置 (ブニエ, 1893)	
原動機開発の歴史	・蒸気機関の実用化 (ニューコムン, 1712) ・蒸気機関の改良 (J.ワット, 1776)	・蒸気機関車 (トリビッシュク, 1804) ・蒸気船 (フルトン, 1807)	スターリング機関 (スターリング兄弟, 1816)	・ガス機関 (フラウン, 1823) ・「カルノーサイクル」 (カルノー, 1824)				・ガス機関 (ルノアール, 1860) ・フリービストンガス機関 (オットー, 1867) 「圧縮の有効性」 (ロシヤ, 1862)	・ガスタービン (シュトルツェ, 1872) ・4サイクル・ガス機関 (オットー他, 1876)	・2サイクル・ガス機関 (クラーク, 1881) ・ガソリン機関 (ダイムラー, 1883)	ディーゼル機関 (ディーゼル, 1893)	
ガス機関技術の要素開発					火炎利用の点火装置 (ハーネット, 1838)		熱管法 (焼玉式) 点火装置 (ニュートン, 1855)	電気式点火プラグの実用化 (ルノアール, 1860)	圧縮方式の実用化 (オットー他, 1876)	低圧断続火花点火装置 (ホッシュ, 1887)		・高圧マグネット火花点火装置 (ホッシュ, 1902) ・排気タービン過給機の発明 (ヒュッヒ, 1905)
わが国ガス機関の開発経過	産業用、民生用	<p>注: 1、BMEP(正味平均有効圧力)の単位は全て(kgf/cm<sup>2</sup>)に換算した。                  2、熱効率の取扱い ① クランク軸端熱効率は発電機効率を97%と仮定して、発電端効率に換算した。② 熱効率で裕度を含まない表記の場合は5%の裕度を追加して表示した。</p> <p>国内メーカー略号、                  F: 富士ディーゼル機関、N: 新潟鐵工所、新潟原動機、                  Y: ヤンマー、D: ダイハツディーゼル、M: 三菱重工業、                  ME: 三井造船、K: 川崎重工業</p>										
	船用										ガス発動機の輸入1号 (1882)	ガス発動機の国産化開始 ←
BMEP(kgf/cm <sup>2</sup> )												
発電端効率(%)												
海外メーカーの開発経過	欧州	<p>海外メーカー略号、                  CAT: Caterpillar、Jenb: Jenbacher、MAN: MAN Diesel &amp; Turbo、Wär: Wärtsilä、R/R B: Rolls Royce (Bergen)、HHI: 現代重工業</p>										
	米国、他											
BMEP(kgf/cm <sup>2</sup> )												
発電端効率(%)												
年代	1700年代	1800	1810	1820	1830	1840	1850	1860	1870(M3)	1880(M13)	1890(M23)	1900(M33)

略号、①DF: Dual Fuel、①' TF: Tri Fuel、②ストイ燃料方式、③LB: 希薄燃焼方式、  
 ④GI: ガスインジェクション方式、Mi: ミラーサイクル方式、斜字は開発途中段階

1910	1920	1930	1940	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010
M43	T9	S5	S15	S25	S35	S45	S55	H2	H12	H22
第1次大戦 ←→ ガス機関の全盛期 →		ガス機関の衰退が進む ←	第2次大戦 ←→		LNG船の実用化(1960)		ブラサ合意(1985) 電力自給の規制緩和(1986) NOx規制(1988)	ガス機関NOx規制(1991)	リーマンショック(2008) 京都議定書発効(GHG規制, 2005) 船用NOx規制(2005) 船用SOx規制(2008)	船用CO <sub>2</sub> 規制(2013)
			第2次大戦後、ガス機関の開発再開(米国)		デュアル燃料機関、トライ燃料機関の登場		・ストイック燃焼ガス機関の登場(1980) ・ガスインジェクションの開発(1984) ・希薄燃焼ガス機関の登場(1985)			
	排気タービン過給機の実用化(プラウンホッペリー社, 1928)						・ガスインジェクション方式の開発→ライセンサーのMANに初の技術輸出 ・副室希薄燃焼方式の開発	・マイクロハイロット着火方式の開発 ・ノッキング制御技術の開発 ・ガス供給電磁弁の開発(米国)	・ミラーサイクルの実用化 ・高性能過給機の開発 ・TCSの開発 ・PGI方式の開発(欧州)	・レーザー点火の研究 ・HCCI(圧縮着火ガス機関)の研究
			鉄道車両、バス、タクシーの木炭ガス化 ←→		DF機関を開発(F, 1960)	1983年までに5機種(145~4950PS)のDF機関を開発(F)	・6L35MCE-GI(1985)を開発(ME, 1985) ・小型ストイック機関を開(N, 1982) ・小型ストイック機関を開(M, 1987) ・ストイックガス機関Gシリーズを開発(D, 1983) ・RTA84-GF(GI)を開発(M, 1989)	・26HX-G, 33CX-Gを開発(N, 1990) ・NHLG-STを開発(Y, 1992) ・GSA, GSRを開発(M, 1993) ・KU30Gを開発(M, 1990) ・8L42MB-G(GI)を開発(ME, 1992) ・6NHLM-ST(ストイック, Mi)を開発(Y, 1999)	・22AG(2001), 28AG(Mi) (2006)を開発(N) ・AYG20L(Mi)を開発(Y, 2003) ・GSRミラー(2000), GSR7トランスミッター(2002), GSR2ミラー(2004)を開発(M) ・KU30GA(2002), 新KU30GA (Mi, 2004), KU30GSI(Mi, 2008)を開発(M) ・6MD20G(Mi)を開発(ME, 2005) ・6MD36G(Mi)を開発(ME, D 2008) ・6GK28G(Mi)を開発(D, 2007) ・KG(Mi)を開発(K, 2007)	KG-V(Mi+VTA)を開発(K, 2010)
							6LG32X(DF)を豪州に納入(F, 1982)		GSR(LBガス機関)をノルウェーに納入(M, 2000, 2003)	
					①7.24	①13.5	②9.8~10.6	②10.9, ③10.7~15, ④21~23	③中型18.6~21.4, 小型12.4~15	
						①38		②34.2, ③37.6~42, ④45~43	③中型41~49, 小型40~41.8	
超大型ガス機関を生産			ガス機関の生産開始(Jenb, 1958)	ガス機関の生産開始	4サイクル中速DF機関を開発(SEMT)	RND76形2サイクルDF機関を開発(Sulzer, 1970年頃)	・32GD(1987), 46GD(1991)を開発(Wär)	・32/40DFを開発(1997), 28/32Si生産開始(1998) (MAN) ・32DF(1997), 50DF(1999)を開発(Wär)	・51/60DF(2007), 32/40PGI(2006), 51/60G(2009)を開発(MAN) ・34SG(2000), 50SG(2001頃)を開発(Wär) ・KVGsを開発(R/R B, 2002)	・J624(2010), J920(2011)を開発(GE-Jenb) ・B35:40(2010), C26:33(2011)を開発(R/R B)
			ガス機関の生産開始(CAT, 1948)		TF機関を開発(カーバー・ベッサー社)		G3400, G3500を開発(CAT, 1985)	G3600を開発(CAT, 1991)	・新TCG2020を開発(MWM, 2009) ・G16CM34(2000), G3520C(2003)を開発(CAT) ・H17/24Gを開発(HHL, 2007)	H35/40Gを開発(HHL, 2010)
					①17.7, ①'11.6		①20.4	①20.3, ③16.6	①19.4, ③中型15.5~22.9, 小型20.4	③18.7~21.2
					①43.5, ①'42		①44.6~46.6	①42.7	①47.5, ③中型43.2~47, 小型40.7	③45.8~48.7
1910(M43)	1920(T9)	1930(S5)	1940(S15)	1950(S25)	1960(S35)	1970(S45)	1980(S55)	1990(H2)	2000(H12)	2010(H22)

13.2 ガス機関技術の系統化図





## 国立科学博物館 技術の系統化調査報告 第17集

---

平成24(2012)年8月20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)
- 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
- 印刷 新高速印刷株式会社