

# 排気ガスタービン過給機の技術系統化調査

Historical Development of Exhaust Gas Turbocharger for Low Speed Marine Diesel Engine

今給黎 孝一郎 Koichiro Imakiire

## ■ 要旨

1897年にディーゼル機関が実用化されると、エンジニア達は往復動ポンプをはじめいろいろな方法で機関を過給し機関出力を増加することを試みた。1905年からは排気ガスエネルギーを有効利用する手法でアルフレッド・ビュッヒ (Alfred J. Büchi) が活躍した。彼は排気ガスタービン過給の創始者で、ディーゼル機関の排気ガスがまだ相当のエネルギーを持っていることに着目し、この排気ガスをタービンに導き圧縮機を回して過給すれば出力が増え、熱効率が上がることを主張した。一方、排気ガスをどのようにタービンに導くかが大きな課題であった。はじめは当時の蒸気タービンに倣い定圧 (静圧) 過給を試みたものの当時の過給機効率では難しく、最終的には排気ガス圧力の高い部分をうまく利用してタービンを回す動圧過給で成功を収めた。これが後の動圧過給の基本となった。従って、本調査では過給機調査に先立ち、排気ガスをどのようにして有効に使えるようにしたのか、その手法について調査した。ビュッヒの貢献により4サイクル過給機関は1925年に初めて実用化され、1930年台には相当普及したが、2サイクル機関は遅れていた。2サイクル機関で初のフルターボ運転は我国で昭和17年 (1942) に成功し、排気管径の太さを請求範囲とした特許を申請し、昭和19年 (1944) 成立した。

1950年代になると大型船建造が進んだ経緯もあって、2サイクルディーゼル機関の過給実験が各社で相次いで成功し、以後1970年代半ばまで出力が大きく増加した。この機関出力向上の期間には過給機専門メーカーの他にエンジンメーカー各社も独自に過給機を開発し多種類の過給機が実現したが、大半の過給機は水冷却型ガスケーシングの過給機であった (MAN NAを除く)。当時、ディーゼル機関は燃料経済の為にすでに粗悪油を使用するようになっており、排気ガス中に含まれる亜硫酸成分が燃焼残渣と共にケーシングに付着し、露点に達した硫酸成分が結露して硫酸腐食を起こす問題が世界各地で多発していた。このような状況に鑑み、昭和40年 (1965) ガスケーシングを水冷却しない完全無冷却の過給機が国内にて開発された。しかし、この過給機の本格的普及は次の省エネルギーの時代となった。

1978年 (昭和53年) に第2次石油危機が発生すると原油価格が3倍に高騰し世界挙げて省エネルギーの時代となった。ディーゼル機関はそれまでの動圧過給方式が燃料消費率の優れた静圧過給方式に変わった。静圧過給機関は高い過給効率が必要でこの要求に応えるために過給機効率が飛躍的に向上する時代となった。過給機単体での最大効率は1970年代半ばには60%代であったが、1980年前半には65-68%に、更に1985年には70-73%に上がり、一方ディーゼル機関は同期間に約22%の大幅な燃料消費率低減を達成した。機関の燃料消費率改善は高効率過給機採用だけでなく、ロングストローク化、掃気効率改善、燃料噴射系などエンジン技術を駆使して達成したものであった。ところが燃料消費率の改善により排気ガスボイラのガス入口温度が低すぎて排気ガスボイラの設計が非常に苦しい事態が生じた。ここで初めて無冷却型過給機が注目されるようになった。

一方、1984年に過給機効率72%の高効率過給機が開発されると既に大幅低燃費を達成していた機関では向上した過給機効率を余剰効率とみなし、この余剰効率を排気ガスエネルギーから回収した。即ち、過給機前の排気ガスを抽出して小さなパワータービンを回して動力回収する省エネルギーシステムが考案された。このエネルギーを機械動力としてディーゼル機関に直接返す方法と、電力として船内システムに返す2つの方式が出てきたが、1990年代になって原油価格が下がり始めるとこのシステムはあまり注目されなくなった。半面経済の回復により機関出力が大きくなり過給機にとっては従来よりも高い回転数で稼動するようになり信頼性が問われる時代となった。

2000年代は環境問題がクローズアップし、1980年代半ばに萌芽のあった省エネルギーシステムが大きく再び取り上げられるようになった。前の時代に比べると機関出力が数倍になり省エネルギー機器による回復エネルギーも大きくなった。過給機はディーゼル機関とのマッティングをうまく成立させつつ、一方抽出した排気ガスで駆動するパワータービンのエンジニアリングを所掌する必要があるため、過給機が受け持つ責任範囲が拡大してきた。ハイブリッド過給機の場合は過給機ロータ軸にパワータービンを内蔵したような機構であり、ディーゼル機関を過給しながら自らも仕事を取り出すといういわばガスタービンの機能を一部備えるようになった。

2011年には大気汚染防止のためのIMO (国際海事機関) 排気ガス規制 (TierII) が適用される。機関側は燃焼システム改善のため掃気圧の大幅上昇が必要であり、そのために各社は2007年頃から従来よりも大幅に圧力比増加を図った新型過給機を開発し実用化対応中である。

## ■ Abstract

Dr. Alfred J. Büchi is well known as a pioneer of turbocharging engines using exhaust gas. The first practical turbocharged engine was built in 1925 by Vulkan Werke in Hamburg. Its turbocharging system was based on the Büchi system of 4 stroke cycle engine. After improving the turbocharging system, many 4 cycle engines were manufactured as the turbocharged type. In Japan, the turbocharging test of 2 stroke cycle engine was performed successfully in 1942, and its exhaust gas manifold system was patented in 1944 by the Japanese government.

New building of the large vessels spread in Japan in the 1950's. To meet the requirement of larger power output of the engines, many turbocharging tests of 2 stroke cycle engine were carried out and successful, therefore, the power output (mean effective pressure) of engine increased remarkably till 1970's.

In this period (1960's), the turbocharger gas casings of the water cooled type suffered from sulfuric corrosion, because the engine had changed to use heavy fuel oil which contained sulfur component. In response to this problem, a turbocharger using a non water cooled gas casing was developed in Japan in 1965 and it proved robust against sulfuric corrosion.

The second oil crisis suddenly occurred in 1978, and then oil prices increased threefold than before. The engine was changed from pulse system to a constant pressure turbocharging system to reduce specific fuel oil consumption (SFOC). SFOC of constant pressure turbocharging system engine was lowered by approximately 22% compared to pulse system engine, around 1980-1985. This also lowered the exhaust gas temperature, which in turn affected the overall exhaust-gas boiler design whether the system was feasible or not. Non water cooled gas casing became advantageous for the boiler system above, because there was 15-20 deg. C difference in exhaust gas temperature after turbine between water cooled gas casings and non water cooled ones. The design of all turbocharger was changed to prevent the contact of exhaust gas on the cooled surface of casings. However, the main design concept of turbocharger remained unchanged.

The turbocharger maximum efficiency was improved remarkably from 65-66 % in around 1980 to 71-72 % in 1984. This occurred after the great SFOC reduction, and therefore a turbo-compound system was developed to recover the energy from exhaust gas equivalent to surplus turbocharger efficiency. However, it disappeared from the market in the 1990's due to lowered oil price than before.

In the 2000's, environmental factor came into focus, and the waste heat recovery system was rejuvenated to contribute to total energy saving system in the ship. Some system were newly developed such as Power turbine combined with Steam turbine for generator, Power turbine generation system (Stand alone type), Hybrid turbocharger system, and Turbo Hydraulic System etc.

High pressure ratio turbochargers are currently ready to be applied to TierII engines to comply with the IMO regulation from all turbocharger suppliers, which were already effective as of 2011.

## ■ Profile

**今給黎 孝一郎** Koichiro Imakiire

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45年	3月	鹿児島大学工学部機械工学第二学科卒
昭和47年	3月	鹿児島大学大学院工学研究科卒
昭和47年	4月	三菱重工業株式会社 入社
昭和47年	5月	船用機械設計部へ転任
		以後、排気ガスタービン過給機の開発、設計、生産業務、技術サービス等に従事
平成14年	3月	同社退職 エムエイチアイマリンエンジニアリング(株)に移籍
現 在		エムエイチアイマリンエンジニアリング(株) 船舶サービス技術部専門部長(過給機) 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. 過給機の基本 .....	86
3. 過給機の誕生 .....	89
4. 過給方法の確立と初期の過給機 .....	92
5. 過給機の発達 .....	98
6. 静圧過給機関の実現と過給機効率の向上 .....	113
7. 信頼性と飛散防止 .....	125
8. 転がり軸受と滑り軸受 .....	128
9. 省エネルギーシステム .....	132
10. 可変ノズル過給機 .....	137
11. 過給機構造の収斂 .....	139
系統図 .....	142
あとがき .....	143
謝辞 .....	143
登録候補一覧 .....	144
専門用語説明 .....	145

# 1 | はじめに

本調査は排気ガスタービン過給機（以後、過給機と略記する）のうち、大型過給機を対象とした。過給機は数10馬力の自動車用エンジンから、10万馬力前後の船舶推進用主機関まで種々の機関に適用され、その出力適用範囲が広い。従って、サイズによって回転数、排気ガス温度、材料、構造、使い方など技術内容がかなり異なる。筆者の関った分野は主として船舶2サイクルディーゼル機関に適用される大型過給機であるのでこの範囲について調査を行い、技術がどのような背景やニーズによって求められ、どのように技術が変化して来たか、また新しい技術の開発動機となったものは何であったかにスポットを当てて系統化調査を行った。

第2章ではこの報告書を読む上での基礎知識として過給機の機関上における位置、原理、役割、構造等について概説した。

第3章では排気ガスタービン利用以前はどのような方法で機関を過給していたか、幾つかの例を取り上げた。そして排気ガスを利用した過給機の誕生について触れた。

第4章は過給機開発というよりむしろ過給法の面に焦点を当てた。シリンダの排気弁が開く時はピストンの排気行程最終段階ではあるが高温高压の排気ガスを音速以上で流出するし、そのような状態の排気ガスをどのように過給機に導けば排気エネルギーを有効に活用することできたのか、その排気管システムについて先駆者の足跡を辿った。

第5章は海外過給機メーカーの発祥を承けその技術発展の経過を辿った。昭和20年代後半（1950年代）から国内技術による過給機開発がやや先行しつつも略平行して海外メーカーの技術導入が始まった時代である。多数の国内過給機メーカーが現れたのは2サイクル機関の過給試験が各社順を追って成功していったのとの関係がある。こうした流れの後、やがて昭和40年頃から国内過給機メーカーが減少し、海外技術をBBC（現ABB）およびMAN社から導入する3社と国内技術による1社になった。ABB、MANに遅れて出発した三菱の過給機が世に出る切っ掛けは何処にあったか、国内技術としてスポットをあてるページを作った。

第6章は過給機効率向上の時代を述べた。近年最も開発競争の激しかった時代であるので新技術開発を追った。昭和50年代半ば（1980年代）にすべての大型2サイクルディーゼル機関は静圧過給システムに変わった。静圧過給機関は過給機性能が機関性能に与え

る影響がきわめて大きいので、過給機効率が飛躍的に向上した。昭和50年（1975）頃に60数%であったのが昭和60年（1985）には単体性能で最高効率72%を超えるようになった。約10年間に過給機効率は10%以上増加したのであるが、どのような技術開発があって効率向上が実現したのかを辿った。

また、上記過給機効率72%が実現した時に既に機関側は静圧過給により約22%の大きな燃料消費率改善を達成していた時期であったので、この高効率を余剰効率として扱う考え方のもとに排気ガスからエネルギー回収するシステムが生まれた。本題詳細は第9章で記述する。

第7章は信頼性について記述したが、どこのメーカーでも1つや2つ、時にはそれ以上の機器損傷事故例を抱えている。残念ながらそのような個々の例には触れることはできないが、万一一回転体が破損した場合の破片飛散防止（Containment）について述べた。

第8章は転がり軸受に対する滑り軸受のデメリットをどのように埋めたかについて述べた。

第9章は省エネルギーシステムである。本来は総ての排気ガスは過給機に導かれるが、過給機効率が機関の要求値を上回った場合には、排気ガスを一部抽出して小型のパワータービンを駆動することができる。排気ガスから動力回収するシステムであり、そのアイデアは1980年代半ばに生まれていた。排ガスエネルギー回収による省エネルギーシステムの発展について記述した。

第10章はディーゼル機関の低負荷ないし部分負荷時の燃料消費率改善に可変ノズル過給機を適用することが見直されている。可変ノズルのアイデアは古いが省エネルギー、環境問題として再度注目されてきたので各社の開発状況について記述した。

第11章は高圧力比化が進んで来た最新の過給機がどのような構造に収斂したかについて述べた。

猶、本文最後に本文中に出てくる専門用語について簡単な説明を記した。

表 1.1 単位換算表

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

## 2 | 過給機の基本

### 2.1 過給機役割<sup>(1)</sup>

過給機は、大量の空気を、高圧で、効率的に、ディーゼル機関に送る機械である。ディーゼル機関に対する過給機の最大の役割は出力増加であって過給機なしには今日の大出力を得ることは不可能である。

排気ガスタービン過給機は名称のごとく排気ガスを利用するのでディーゼル機関の燃料消費率低下に有効である。また、大量の空気を効率的に送るので機関の燃焼室高温部の熱負荷を下げることに役立ち、結果として高出力化に貢献する。また、最近では船用機関でもIMO（国際海事機関）の排気ガス規制強化により機関の燃焼システムが変わりそのために従来以上の高圧力比が必要となり過給機の負う分野が環境問題にも広がってきた。このように過給機は機関の高出力化、低燃費化、熱負荷低減等々のために必須の機械であり、ディーゼル機関は過給機との複合機関とも言うことができる。

### 2.2 ディーゼル機関上の過給機外観

船用大形過給機がディーゼル機関にどのように装備されているかを図2.1の外観写真で示す。左側の写真は三菱6UEC52LS型機関で三菱MET53SC過給機が1台搭載されている（昭和59年/1984）。また、同図右側写真はSulzer（現在 Wärtsilä）10RND90M機

関で3台のMET71S過給機が搭載されている（昭和57年/1982）。過給機台数を1台とするか、または複数にするかは機関出力とそれに対応できる過給機の容量（1台でカバーできる出力範囲）で基本的に決まる。しかし、万一過給機が故障した場合のリスクを小さくする為にディーゼル機関1台当りの過給機台数を1台よりも2台にするケースもある。この選択は主に使用する人（会社）の考え方によって異なる場合もある。

### 2.3 過給の発端

#### 2.3.1 ディーゼル機関の出力構造<sup>(2)</sup>

内燃機関はピストンの往復運動をクランク軸の回転運動に変えて出力を得る機関である。図2.2に示すように、4サイクル機関では、シリンダ上部に空気吸入弁と排気弁があり、ピストンの下降による空気吸入、上昇圧縮と点火、ガス爆発による下降、排気の為の上昇の4行程で1サイクルの作動を完結する。ピストンが仕事するのはガス爆発時の作動ガスの膨張時の1回だけであり間欠的な運動をするが、他の3行程ははずみ車の慣性により回転を続ける。

また、2サイクル機関の横断掃気作動原理を図2.3に示す。4サイクル機関における吸・排気行程が明確でなく、2行程で圧縮と膨張行程を交互に繰り返すだけであり、吸気と排気は膨張行程の終わりの段階でわずかに排気口が吸気口より先に開くことで行われる

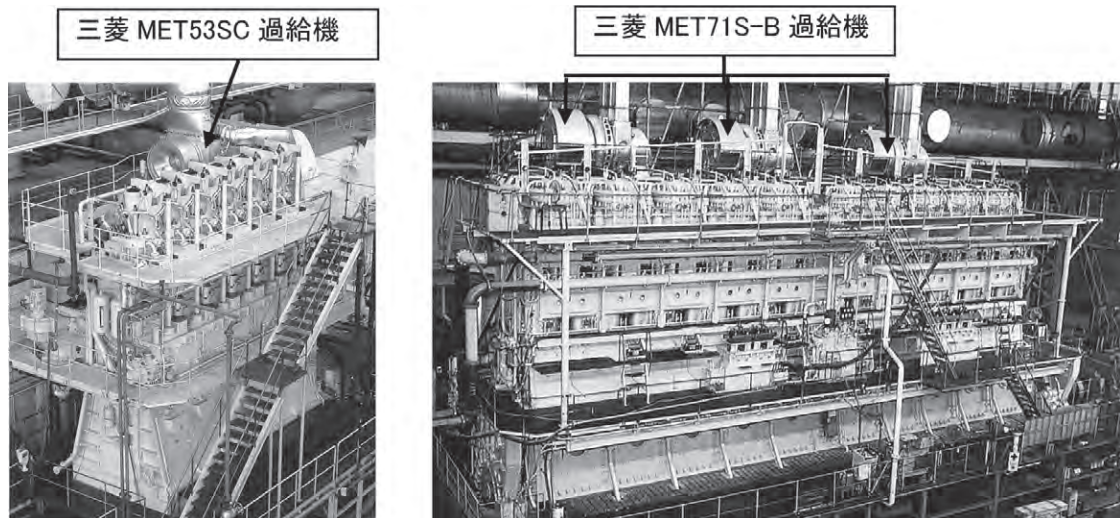


図2.1 ディーゼル機関上の過給機装備状況  
(三菱6UEC52LS左側 および三菱-Sulzer10RND90M右側)  
三菱重工提供

が、熱力学上は4サイクル機関と同じである。

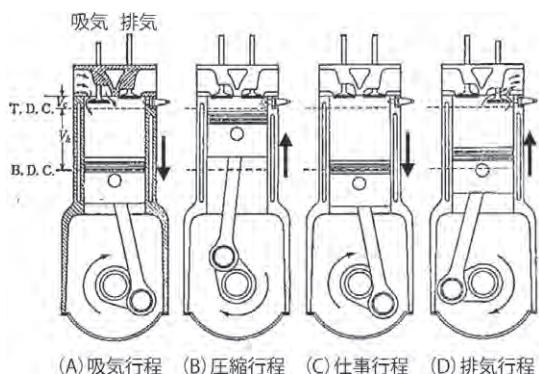


図 2.2 4サイクル機関の作動原理  
内燃機関講義 養賢堂版 p. 6

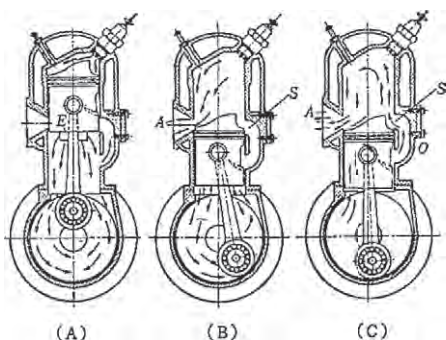


図 2.3 2サイクル機関の作動原理  
内燃機関講義 養賢堂版 P. 8

このように4サイクル機関と2サイクル機関では作動行程数は異なるが、ともに爆発した作動ガスがピストンを決められた空間で押し下げることにより動力を発生させる定容積型出力機関である。定容積であるので機関のシリンダに供給できる空気が増えれば、充填された空気量に見合う燃料を供給できるので内燃機関の出力を増やすことが出来る。これに着目し、外部から大気圧以上の空気(吸気)を供給することを過給と言う。例えば従来大気圧状態でピストンの下降時に吸気していた4サイクル機関に大気圧の2倍の圧力で空気を押し込むと2倍の燃料を供給できるので出力が2倍になる。このような内燃機関を過給機関と称し、ガソリン機関、ディーゼル機関共に過給機関として発達している。

### 2.3.2 排気ガス有効利用の着想<sup>(3)</sup>

図 2.4 に往復動式内燃機関における指圧線図(模式図)を示す。ピストンの有効仕事と排気が持ち去る仕事を示されている。内燃機関では圧縮行程と膨張行程は同じ経路を辿るので、膨張行程の終端ではなお高い圧力と温度を持っている。従って、この排気のエネルギーを利用してタービンを回し圧縮機を駆動して圧力空

気を機関に送り込むことが考えられた。実際には4サイクル機関では排気弁、吸気弁の開閉時期、2サイクル機関では掃排気時期が上死点や下死点からずれるので実際には本図のような角のある指圧線図にはならないが、模式的に示すものである。

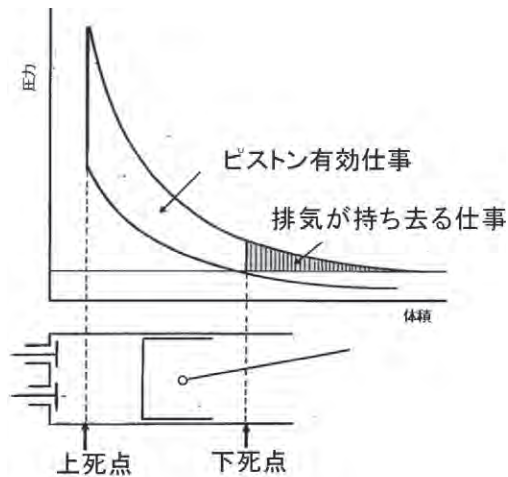


図 2.4 内燃機関におけるガスのエネルギー  
内燃機関の歴史 三栄書房 P. 193

なお、排気ガスが捨てられる時は大きな爆発音が外部に出されて騒音の原因にもなるので過給機を装備することにより騒音も低減することになる。

## 2.4 過給機の性能評価について

過給機は出力ゼロのガスタービンである。ガスタービンやディーゼル機関は、燃料を得て仕事を取り出すので性能の優劣は熱効率で評価できるが、過給機は仕事を取り出さないで断熱効率で評価する。即ち、得られたガスタービンの仕事は圧縮機空気を得る仕事に総て費やされるので、タービンと圧縮機の夫々の断熱効率が高いことが重要である。過給機全体としてはタービン効率と圧縮機効率に機械効率を掛けた値を過給機総合効率(通常、単に過給機効率)として定義しており、これが性能評価基準となる。

$$\text{過給機効率} = \text{圧縮機効率} \times \text{タービン効率} \times \text{機械効率}$$

ガスタービンと過給機の相違点は図2.5に示される。ガスタービンの最も基本的なサイクルは開放(単純)サイクルで、圧縮機からの空気を燃焼器に導き、ここで高温高压のガスを発生させタービンに導き、圧縮機を駆動すると同時に動力を取り出す。圧縮機、燃焼器、ガスタービンおよび制御システム一式の自己完結した装置である。

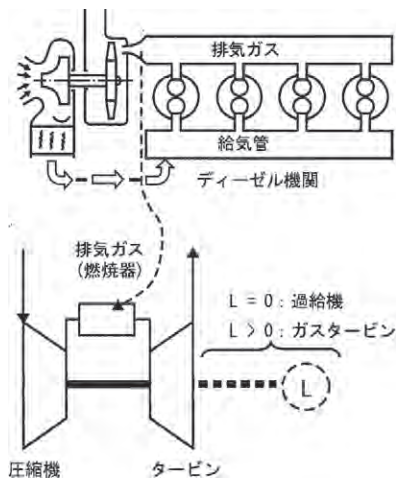


図 2.5 過給機のサイクル  
(ガスタービンサイクル)

これに対し、過給機のサイクルは燃焼器がなく、燃焼器に相当する部分はディーゼル機関であって、排気ガスが過給機に与えられる熱源である。従って、過給機効率が高いということは排気エネルギーが小さくて済むのでディーゼル機関の燃料消費率低減に有効である。但し、過給機の役割はこればかりではない。

## 2.5 過給機の基本構造

過給機の基本構造はその誕生から現在まで、本体ケーシングの分割方法（水平方向と軸方向）、ガスタービンの冷却の有無、軸受の配置、圧縮機羽根車、タービン翼等々多様の変遷を経ており一概に言えない。よって、最新の大形過給機の基本的構造を、図 2.6 を例にして記述する。

- ① 過給機の大物部品である渦室、軸受台、ガス出口ケーシング、ガス入口ケーシングは軸方向につないで組立てる方式である。これらの大物部品の中心部をロータ軸が貫いて組立てられる。
- ② 圧縮機は遠心式羽根車 1 段、タービンは軸流タービン 1 段で構成される。
- ③ 羽根車の外周には圧力を効率よく高めるディフューザ、タービン翼前にはノズルが配置されている。
- ④ タービン翼はタービンディスクにサイドエントリー方式（クリスマスツリー方式）で締結され、羽根車はロータ軸に組みつける方式である。
- ⑤ 本図過給機の軸受の配置は羽根車とタービンディスクの間に配置される内側軸受で滑り軸受（平軸受）を採用している。軸受がロータ軸端に配置される方式は外側軸受配置で殆ど転がり

軸受が採用される。

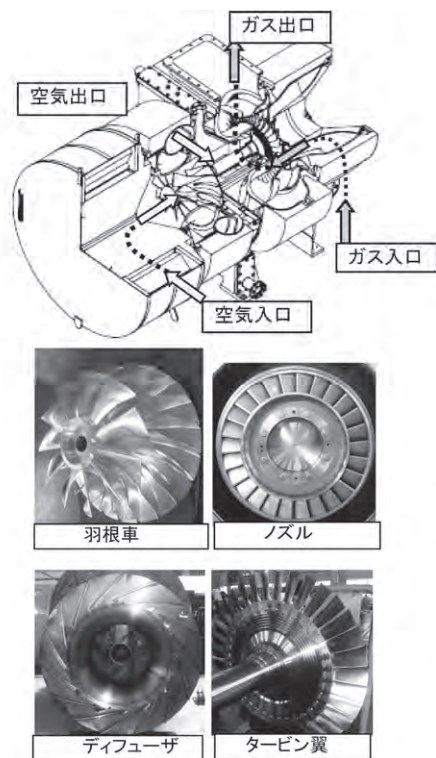


図 2.6 過給機断面図  
(三菱重工 MET83MA)

通常、羽根車材料は鍛造アルミニウムで、これを削りだし加工している。これをロータ軸に装着する時の芯保持とトルク伝達が重要である。

ディフューザを出た高圧空気は渦室に集合し、空気冷却機を通過し機関に送られる。

タービンは、大型過給機なので大流量に適した軸流タービンが採用される。大流量にも関わらず、ガスの流れは半径方向に流入し、直ちに軸方向に 90 度方向を変え、ノズルとタービン翼を通して短い距離を経てガス出口ケーシングに入ったかと思うと更に再び半径方向に流れを変えて流出する。短い流路で実に過酷な流体流れである。

### 引用、参考文献

- (1) 野村滋郎 三菱重工：「過給機の開発および発展の歴史」日本機械学会第 511 回講習会教材 1980 年 P.1
- (2) 長尾不二夫：「内燃機関講義 上巻」昭和 42 年 養賢堂版 P.5-8
- (3) 富塚 清：「内燃機関の歴史」三栄書房 昭和 44 年 12 月 25 日発行 p. 193, 194

# 3 | 過給機の誕生

## 3.1 排気ガスタービン以前の過給方法<sup>(1)</sup>

排気ガスタービン過給機発明以前から、内燃機関の過給を行うことにはエンジニアの強い関心があり、その一番目の方法として往復動型ポンプ、次いでルーツブロアや電動ブロワによる過給が行われた。文献によっては、往復動式ポンプの呼称として「往復動式掃気ポンプ」と言う表現が用いられている。いずれにしてもシリンダに大気圧以上の圧力で空気を押し込むことを目的としているのでここでは「過給」と言う表現を使用する。

### 3.1.1 往復動ポンプによる過給<sup>(1)</sup>

図 3.1 は MAN 機関で、往復動ポンプを機関のクランク軸に直結したものである。ポンプをタンデム型に配置して容量増加を図っている。

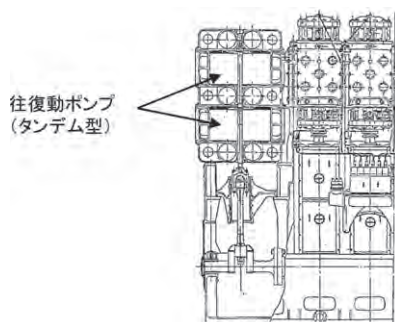


図 3.1 MAN 機関のクランク軸直結型掃除空気ポンプ  
船用ディーゼル機関学 P.179

図 3.2 は Nobel 機関の往復動ポンプである。クランク軸から機関外側にクロスヘッドピン軸と連動するリンク装置を設けて駆動している。

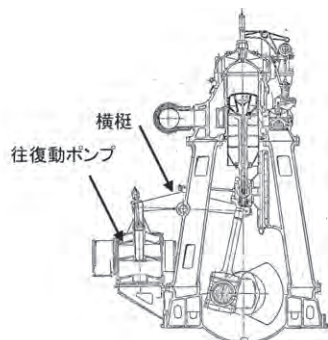


図 3.2 Nobel 機関の横挺ピストン棒リンク型  
掃除空気ポンプ  
船用ディーゼル機関学 P.182

往復動ポンプの欠点は構造上高速運転ができないことと、ポンプ回転数が低い為に送られた空気圧の変動が大きいことである。

### 3.1.2 ルーツブロワ<sup>(1)・(2)</sup>

4 サイクル機関は 2 サイクル機関より高速である。往復動ポンプは回転が速くなると送風機効率が低くなる。従って、4 サイクル機関には図 3.3 に示される各種回転式ルーツブロワが用いられ、機関側から歯車等で増速して駆動した。

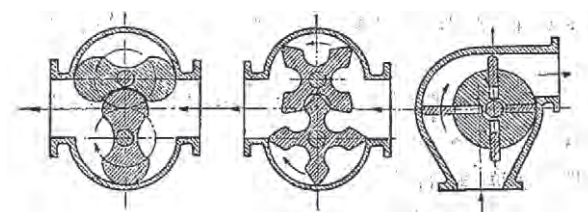


図 3.3 各種回転式ルーツブロワ  
船用ディーゼル機関学 P.175

ルーツブロワは 2 サイクル機関にも多用されている。図 3.4 は B&W 社の 1 シリンダ実験機関の断面図であり、ルーツブロワを採用している。この実験機は 1940 年に完成した 55WF-120/40 機関の実用化に繋がった。

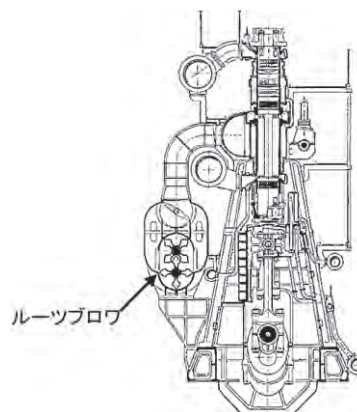


図 3.4 B&W 55WF-120/40 機関採用のルーツブロワ<sup>(2)</sup>  
B&W-dieselmotorens historie 1898-2008 P.72

### 3.1.3 電動ブロワ<sup>(1)</sup>

電動ブロワは外部から電気エネルギーが供給されるので機関効率としては助けられることになる。圧縮空気は一定圧力であるので往復動式掃気ポンプの変動圧がなく機関にとっては使いやすい特性をもっている。ス

イスの Sulzer 社は早くよりディーゼル機関に電動ブロワの過給適用を試みてきた。図 3.5 は同社大型 2 サイクル機関に適用された電動機直結 1 段型送風機の例である。

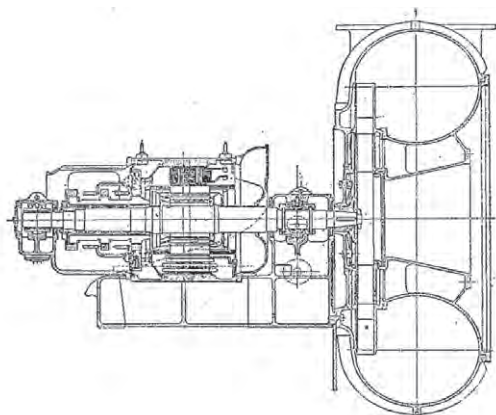


図 3.5 電動機直結 1 段式掃風機  
船用ディーゼル機関学 P.183

### 3.2 排気ガスタービン過給機の誕生<sup>(3)</sup>

過給機の誕生には、2 章 2.3 項 過給機の発端で記述したように排気ガスエネルギーの有効利用が着目されいろいろな研究が開始された。排気ガスを利用すると過給機タービンで排気ガス通路が絞られピストンに排圧がかかるようになるので、この問題をどのように解決するかが最初の課題であった。考え方に 2 通りあり、ひとつは機関から排出する排気ガスの排圧を高めて一定速度の噴流でタービンを駆動するものであり、もう 1 つの考え方は、機関から排出する高温高压のガスを瞬時にタービンに導き、ピストンに排圧がかからないような状態、つまり排気ガス放流（以後、ブローダウンと称す）時の高压ガスを有効利用してタービンを回す考え方であった。前者を初めて成功させたのがフランスのラトー（Rateau）であり、後者がスイスのビュヒ（Alfred Büchi）である。

#### 3.2.1 ラトーの航空機用排気タービン過給機

第 1 次世界大戦になって航空機が武器として使用されると、空中戦の優位を求める為に高空での機関出力維持が必須であった。即ち、高空では空気密度が低下するので機関の出力が低下し、ある限度以上で上昇できなくなる。これを防止し高空での出力不足を地上と同じにするために排気ガスタービン過給が行われるようになった。ラトーは航空エンジン用の排気ガスタービン過給に取り組み 1918 年に初めて成功している<sup>(1)</sup>。

ラトーの組み込んだ過給装置と機関との結合関係を図 3.6 に示し、過給機の詳細を図 3.7 に示す。

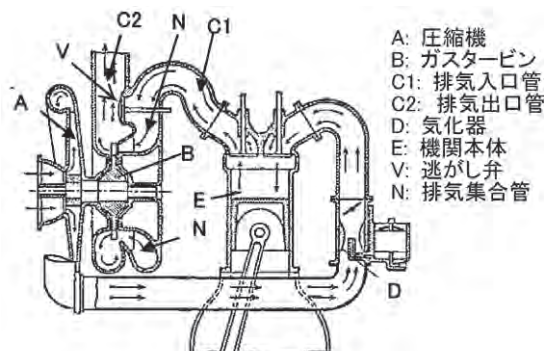


図 3.6 ラトー排気タービンによる過給装置  
内燃機関の歴史 P.194

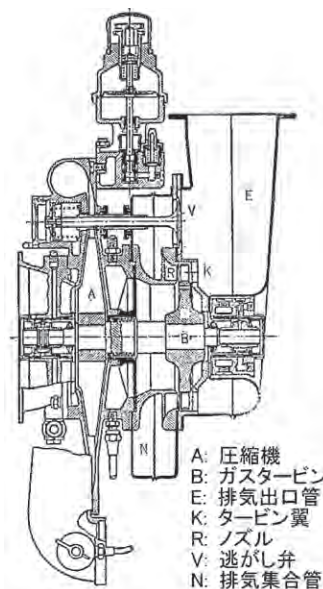


図 3.7 ラトー排気タービン過給機詳細  
内燃機関の歴史 P.194

図 3.6 の過給機装備図、および過給機詳細の各部品名はそれぞれ図中に示す。両方の図面から分かるように排気集合管はタービンノズルの前流側で大きな容積が取られている。ラトーは蒸気タービンの先覚者でもあるので、蒸気タービンの技術を援用し、排気ガスタービン圧力の変動をなくし、ノズルから噴流したガスの速度を一定としてタービンの効率を大きくできるようにした設計であると考えられる。問題はこの方式では機関側に排圧がかかることになるが、同時に吸気圧力も上げることができるので、高空で地上の給気圧力が得られれば目的を達成したことになる。

排圧がかかることの問題は機関側の部品、特に排気弁の温度が過度に高くなることで、当時としては耐熱性の優れた材料がまだ開発、普及していない時代なの





# 4 | 過給方法の確立と初期の過給機

排気ガス利用による過給ディーゼル機関開発の初期段階では、過給機自身の確立と共に、排気ガスをどのような方法で有効利用できるかを追求した過給システムの開発によるところが大きい。後者について、排気ガスタービンによる4サイクルディーゼル機関の動圧過給方法を確立した立役者はスイス国 Alfred J. Büchi（以後ビュッヒと記す）である。従って、本章ではまず、ビュッヒの確立した過給方法とその後の経過を概略記す。

## 4.1 4 サイクル機関の過給成功

### 4.1.1 最初の実用4 サイクル過給機関<sup>(1)・(2)・(3)</sup>

ビュッヒは1905年に世界初の複合過給機関の特許申請をしているが、排気ターボ過給だけでなく機械駆動式過給にも関わっている。特に排気タービン過給の理論、過給機システムの開発、そしてビュッヒ方式の動圧過給方法を確立し、以後の動圧過給発展の基礎を作った。

1924年、ドイツ運輸省が2隻の運河運航船を造ることになった時、ビュッヒの排気ガスタービン過給方式のディーゼル機関が採用されることになった。連絡船はドイツと東プロシヤを結ぶ2隻の運河運航船で、1925年までの2年間に2隻就航した。この運河運航船の計画が持ち上がった時、過給機の有効性と優越性を見抜いていたのはドイツ海軍で、この計画を知ったビュッヒは直ちにハンブルグに移動してVulkan工場に協力して機関と過給機を製作した。ただし、過給機圧縮機はマンハイムのBrown Boveri Company（以下BBCと記す）から供給された。実用初号機の外観を図4.1に示す。内部は見えないが10シリンダ機関に対して過給機のカム入口数は1つで<sup>(1)</sup>、この時の過給機への排気管は1本であったことが分る。

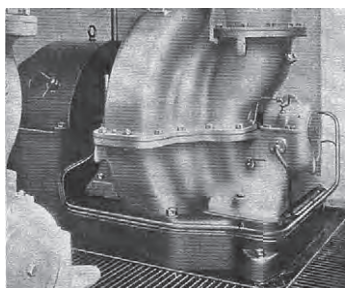


図 4.1 最初の実用過給機 1924 年 BBC 製

機関主要目を下記に示す。給気圧は1.35 bar（圧力比約1.3）で、無過給に比べて出力は負荷100%時で約50%増加している。

船名	Preusen およびHansestadt Danzig
主機	Vulkan-MAN 4サイクル 10筒 535/600
無過給	1700 PS x 235 rpm
過給	2500 PS x 755 rpm Pme=6.06 Ps=1.35
過負荷	4025 PS x 320 rpm Pme=8.40

### 4.1.2 4 サイクル動圧過給の実現<sup>(1)・(3)・(5)・(6)</sup>

静圧方式排ではタービン効率が高くとれるが、ピストンに排圧がかかるので排気温度過高による排気弁の材料問題を抱えていた。一方、ブローダウン方式では排気弁が開くと瞬時に高圧排気ガスが排出されこのエネルギーを利用できる。各シリンダからの排気ガスは大気圧まで下がるので、排気圧増加による害は受けない。半面、過給機にとっては、排気圧力が短時間に急激に変化するためタービンを流れるガスの速度、ガス流入角度が大きく変化するのでタービンの効率は低い。しかし、タービン効率が低くても高圧部分のガスエネルギーを有効活用できればそれだけでも出力増加になる。ビュッヒはこの利点を追求した。

ビュッヒが確立した過給方法の考え方は、

第1に、シリンダから排出された高圧の排気ガスをなるべく近い位置でタービンにあてることである。しかし、現実的には構造上無理であるので、排気管をなるべく細くして排気の脈動を利用してタービンをまわすことであった。

第2に、多シリンダ機関では各排気を相互に干渉しないようにすることである。このためには、爆発順に応じて各シリンダの排気管群を2分して排気ガスをタービンに導くこと、同時に過給機のカム入口を2つに分けて排気ガスが干渉しないようにしたことである。

第3に、ピストンの排気行程終端と吸気行程初期の吸気弁と排気弁が同時に開いている期間を長く取って、充填空気の清浄度を上げることであった。

これらが動圧過給の原点となった。

4シリンダ機関の例で排気ガスが干渉しないことを図

4.2で説明する。爆発順序は1-3-4-2で、No.4 シリンダがこの図の排気行程である。排気弁が開くと高圧ガスがNo.1 シリンダにも波及するが、排気弁は閉じているので排気ガスは過給機タービン(ノズルの右半分)に入る。この時、左側半分の過給機ノズルを経由してNo.2、No.3 シリンダに高圧ガス圧力が伝播しないように過給機ノズルが2つに仕切られている。次の排気行程はNo.2 シリンダで排気干渉はNo.3 シリンダとの関係となるが同様の作用で干渉は起こらない。この間、排気ガスは半周ごとに交番して挿入されることになる。

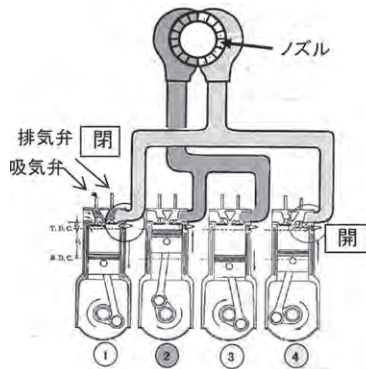


図 4.2 動圧過給における排気ガス干渉防止と排気ガス部分挿入

猶、図 4.3 は動圧過給用の過給機外観とその内部にあるノズルとタービン翼を示し、排気ガスの交互挿入を説明するものである。

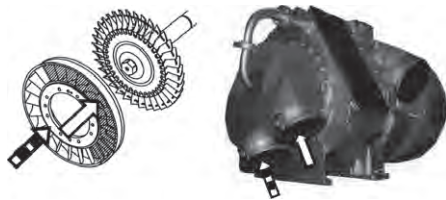


図 4.3 動圧過給時の排気ガス部分 (交互) 挿入

次に図 4.4 は吸気弁と排気弁が同時に開いている時の吸気の流れを示すものである。吸気と排気両弁が同時に開いているので排気行程の終わりにおいてシリンダ内の残留ガスを掃除し、新気を多く供給できる。

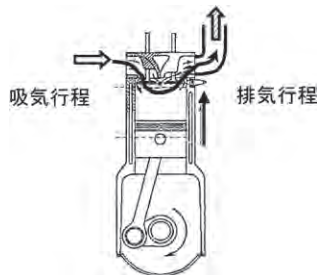


図 4.4 吸気弁と排気弁が同時に開いている時 (オーバーラップ期間) の掃気空気の流れ

Büchi は 1925 年 に、Büchi's System of turbocharging と呼ばれる動圧過給の原点となった特許をドイツ国とアメリカ国で取得した<sup>(1)</sup>。この年、スイス Schweizerische Lokomotiv und Maschinenfabrik, Winterthur (以下 SLM 社と記す) はこの特許に表された考え方に賛同し、2 台の 4 サイクル機関の試験機を作り、実験は成功した。適用された過給機は BBC 社の VT592 で、その断面図を図 4.5 に示す<sup>(1),(3)</sup>。タービンがオーバハンギし、軸受が圧縮機側はロータ軸端に、タービン側は内側に配置された混合配置である。猶、B 部については動圧過給なので参考文献から筆者が推定したものである。参考文献には側面図は記載されていない。

1929 年には陸船用合計 92 台の過給機付ディーゼル機関が完成し、1940 年代初めにはビュッヒの方式は全世界で 969 台、約 95 万馬力に達した<sup>(1)</sup>。

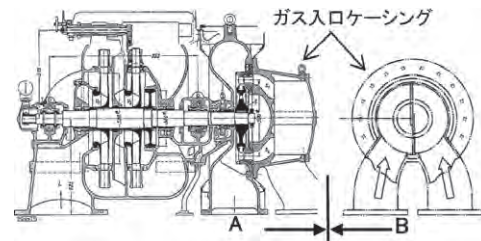


図 4.5 BBC 社の VT592 過給機<sup>(1),(3)</sup>  
(ノズル 2 分割の部分挿入型)

図 4.6 はビュッヒが 1937 年にアメリカで発表した論文資料の一部で<sup>(5)</sup>、動圧過給ブローダウンの様子がよく示されている。変動する排気ガスの非常に高い部分があり、この圧力でタービンを回す。略水平で一定の圧力が給気圧を示す。給気圧より低くなる排気ガスの部分(斜線部)では吸気弁と排気弁が同時に開いている期間(オーバーラップ期間、図 4.4)があり、この期間を利用して効率よく排気を追い出し空気の充填を図る。

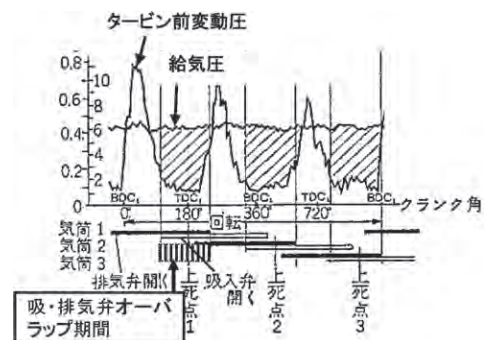


図 4.6 6 シリンダ機関の圧力振動<sup>(5)</sup>  
内燃機関の歴史 P.197

## 4.2 2サイクル機関の過給成功

### 4.2.1 初の2サイクル過給試験<sup>(1)・(3)・(4)</sup>

スイスのSLM社は試験用2サイクル機関を所有していたので、この機関を用いて2サイクル機関では初めての過給試験を実施することにした。1923年、BBCはこの機関用にVT402過給機（羽根車径400mm）を受注し、1924年に過給試験が実施された。その供試過給機の外観を図4.7に示す。前出の4サイクル機関用過給機（図4.6）と異なり軸受はロータ軸の両端に配置されており、タービンのガス入口はひとつである。

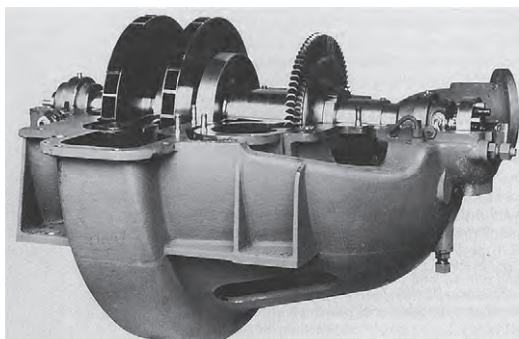


図4.7 BBCのVT402過給機<sup>(4)</sup>  
SLM 2サイクル機関過給実験用

機関要目は、6シリンダ、1500 BHP（単位は参考文献のままでPS）で掃気圧（過給圧）は1.35 barであった。

図4.8に試験機関を示す。この当時の過給機サイズはディーゼル機関に比べて相対的に大きく今日のように機関上部構造部ではなく、機関下側に置かれている。

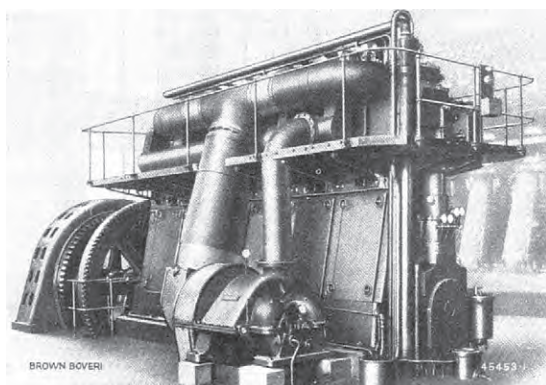


図4.8 初のSLM 2サイクル過給試験機関  
および供試過給機BBC VT402<sup>(4)</sup>

### 4.2.2 2サイクル機関

#### 初の過給機関試験成功<sup>(1)・(2)・(7)・(8)・(9)・(10)</sup>

4サイクル機関の排気タービン過給は第2次戦時までは実用化されていたが、2サイクル機関ではまだ成功しておらず昭和10年頃からの技術者の夢であった<sup>(7)</sup>。三菱重工業（株）横浜船渠では2サイクル機関の過給機による出力増強を図るため、昭和13年（1938）過給実験機関の開発が企画され、試験機Y2Z 53/90を独自に設計試作した。2年後に本機関が完成し、翌昭和16年（1941）5月に試験が始まった。図4.9、図4.10にそれぞれ試験機関の外観および断面図を示す。試験機はMAN型GZを模したものであったが、掃気方式は動圧過給試験をしやすいように2排気弁付のユニフロー方式を採用し、過給試験を確実にするため過給機とルーツブロワを直列に配置した。初めはルーツブロワで過給開始し、徐々に過給機に依存度を高め、最終的にルーツブロワなしで完全に排気ガスタービン過給運転できることに成功した（昭和17年夏）<sup>(1)・(8)</sup>。この試験は昭和18年（1943）5月まで続けられ世界初の過給実験成功であった<sup>(9)</sup>。実用機は旧海軍からY6Z 37/55を受注し、昭和19年試験に入ったものの戦況悪く中止になり、戦後建造の舞子丸主機として採用された<sup>(9)</sup>。

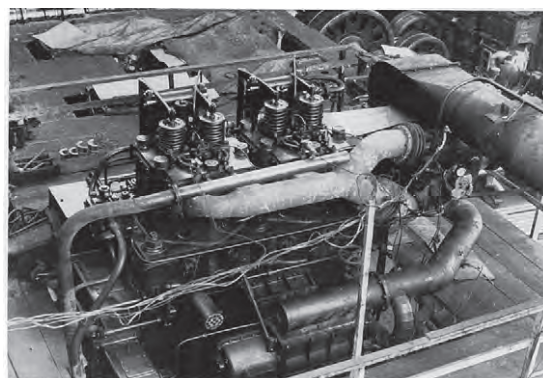


図4.9 2サイクル過給実験機Y2Z 53/90機関<sup>(1)</sup>

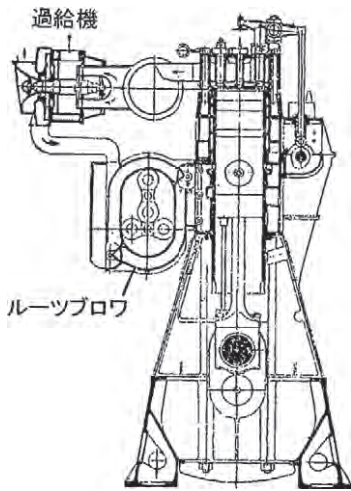


図 4.10 2 サイクル過給実験機 Y2Z 53/90  
ルーツブロウと過給機を直列に使用した場合  
の配置図<sup>(8)</sup>

一方過給機は本試験に先立って、昭和 14 年 (1939) に自社開発済みで、既に初号機 GX290 が台湾の警邏艇開南丸主機に実績があったので本過給試験には同シリーズの羽根車径 455mm の過給機を用いた<sup>(1)</sup>。

図 4.11 は G2X290 の外観写真である。

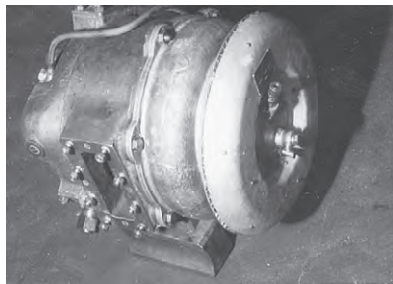


図 4.11 初の国産過給機 G2X290<sup>(1)</sup>  
三菱重工提供

図 4.12 は 2 サイクル過給試験に成功した理由の説明である<sup>(10)</sup>。高い排気圧を利用してタービンを回し、排気圧力が低下したとき一定に保たれている掃気圧でシリンダ内の燃焼ガスを新気で排出する仕組みである。

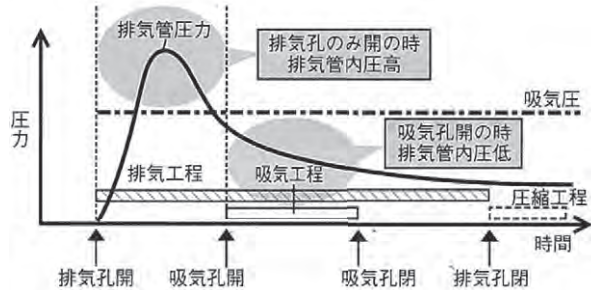


図 4.12 2 サイクル過給説明図<sup>(10)</sup>

この試験における成果は、排気管の直径が性能に及ぼす影響を確認したことであり、排気管の太さを請求範囲とした特許「二衝程内燃機関」第 167429 号が昭和 19 年 (1944) 10 月 6 日に成立した。この特許は当時の 2 サイクル排気ターボ機関の成立の死命を制するものであった。ところが、同じ特許が海外から戦後に出され (国内公示昭和 29 年 /1954)、直ちに異議申し立てした。ヨーロッパでの論争でもこの特許が防衛立証資料に引用された。論争は長引いたがこの海外特許によって排気ターボ過給が独占される懸念があった時、これを防止した有名な特許である<sup>(1),(2),(7),(9),(10)</sup>。この特許が後の三菱 UEC および UET 機関の開発に生かされていくことになった<sup>(1),(2)</sup>。

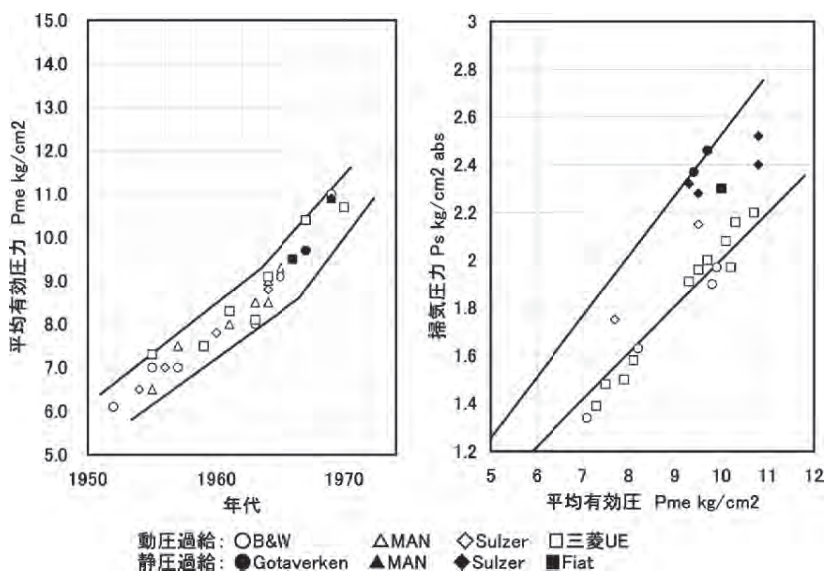


図 4.13 2 サイクル大型ディーゼル機関高過給と機関出力傾向<sup>(11)</sup>

### 4.2.3 2サイクル過給機関の実用化<sup>(11)・(12)・(13)</sup>

第二次大戦が終了すると2サイクル機関の過給実験は国内外で盛んに行われるようになり、各社成功し実用化が加速された。図4.13に1950年代から1970年ごろまでの機関出力と掃気圧の推移を示す。機関出力、掃気圧共に20年足らずの間に約2倍に増加し、過給機関の大きな進歩が分かる。

なお、図の掃気圧は絶対圧力で記載しているので過給機圧力比と略同じ数値である。

## 4.3 動圧過給システム

### 4.3.1 4サイクル機関<sup>(4)・(14)</sup>

4サイクル動圧過給機関では4シリンダ、6シリンダ以外にも図4.14に示すような多シリンダ機関があり、このような機関には排気干渉を避けるためのいろいろの方法が考案されている。

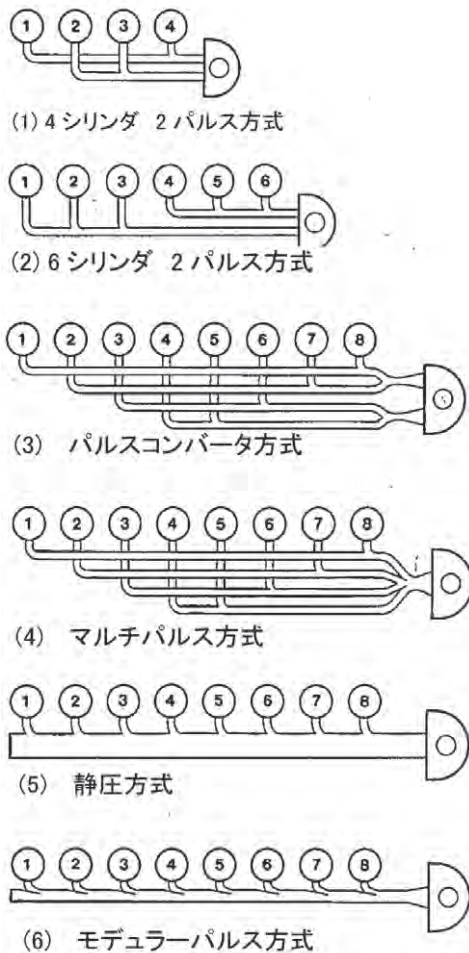


図4.14 4サイクル機関動圧過給方式<sup>(3)・(4)</sup>

図4.14(3)の8シリンダ機関には排気ガス干渉をさけるためにパルスコンバータが用いられる。原理は図4.15に示すように2本の排気管を連結するエゼクタにより圧力パルスが速度に変えられるため、互いのシリンダへの干渉はなくなり、ディフューザにより再び圧力に変えタービンに導かれる。この方法により爆発間隔240度以下のシリンダでも連結できるので部分挿入による損失を防止できる<sup>(14)</sup>。

パルスコンバータ、マルチパルス、モデューラールパルス方式は1978年SEMTのPA6機関、1979年石川島播磨重工のPC4およびPC2-5機関、1982年PC2-6機関で順次テストされて採用されている。

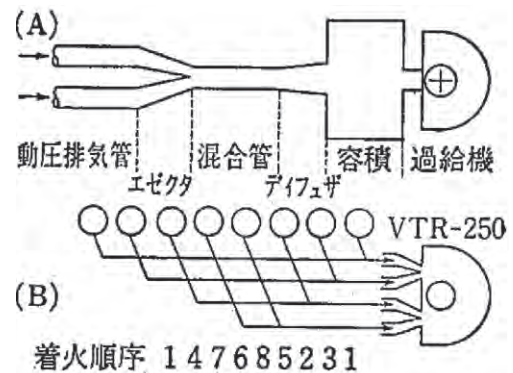


図4.15 パルスコンバータの原理と8シリンダへの適用例  
「内燃機関講義上巻」P.456より引用<sup>(14)</sup>

### 4.3.2 2サイクル機関<sup>(15)</sup>

2サイクルでは、3、6、9の3の倍数シリンダの場合は、着火がクランク角度120度毎に行われるので、各3個のシリンダ群で1つの過給機を共有すれば、排気干渉がなく、かつ全挿入タービンを持つことができる。一方、シリンダ数が5、7、8等の3の倍数でない機関では、排気タービンはガス入口の数が複数となり、ノズルの分割された部分挿入型排気タービンになる。図4.16は6シリンダおよび7シリンダ機関の排気タービン配列法と排気変動圧力を模式的に示すものである。上段の図の6シリンダの場合は過給機タービンのNo.1およびNo.2過給機とも他のシリンダからの排気ガス変動の影響が全くない。これに対し、下段の図の場合はNo.1およびNo.2過給機にそれぞれ2つのガス圧力が変動して部分挿入することになるのでタービン性能が影響を受けることになる。

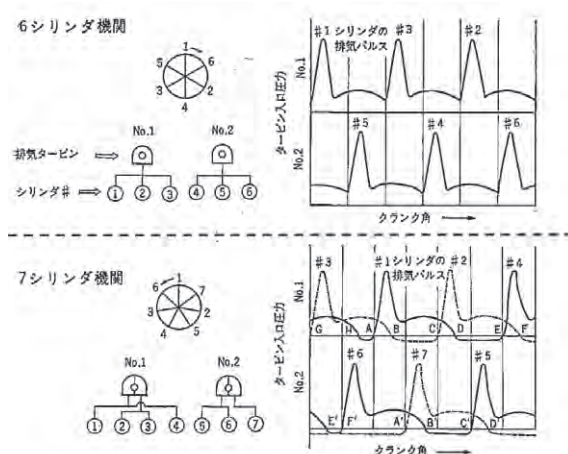


図 4.16 2 サイクル機関の排気タービン配列と排気ガス圧力変動の模式図<sup>(15)</sup>

### 引用、参考文献

- (1) 門脇 徳一郎：「排気ターボ過給の歴史」  
日本船用機関学会誌 第 14 卷 第 1 号 昭和 54 年 1 月 P.13, 14, 19-21
- (2) 野村 滋郎：「過給機の開発および発展の歴史」  
日本機械学会第 511 回講習会教材（'80-10-21, 東京、内燃機関の過給 P.1- 5
- (3) Ernst Jenny: 「The BBC Turbocharger」  
A Swiss Success Story P.46, 47, 56
- (4) 秋田 隆：「過給機の技術の変遷と将来展望」  
2009 年度日本内燃機関連合会講演会資料 P.6, 39
- (5) 冨塚 清：「内燃機関の歴史」三栄書房  
昭和 44 年 12 月 25 日 発行 P.197
- (6) 磯貝 誠：「わが国における船用ディーゼル機関の発達について」日本船用機関学会誌 第 3 卷 第 7 号 昭和 43 年 12 月 P.20
- (7) 藤田秀雄：「特集・三菱重工業におけるディーゼル機関の研究、開発と動向」  
内燃機関 Vol.24 No.309 1985 P.10
- (8) 磯貝 誠、門脇徳一郎、藤野友爾、藤沢正武：「2 サイクルディーゼル機関の過給実験」日本機械学会誌 55-398、昭和 27 年 3 月 P.73-78
- (9) 「三菱重工業（株）横浜製作所 100 年史」P.521, 525
- (10) Frontier 誌（三菱重工横浜社内ニュース）10 月号 No.695 2010 P12, 13
- (11) 矢野 巍：「排気ターボ過給機の発達経過と動向」  
内燃機関 9 卷 6 号 1970 年 P.36-42
- (12) 「原動機事業 100 年のあゆみ」川崎重工社内誌  
2008 年 3 月 P.108, 109
- (13) The sulzer Diesel Engine  
ISBN: 3-9521561-0-8  
Copy right 1998 by: Wärtsilä NSD Switzerland Ltd. PO Box 414 CH-8401 Winterthur, Switzerland P.43
- (14) 長尾不二夫：「内燃機関講義 上巻」  
養賢堂版 昭和 42 年 P.456
- (15) 辻村玄隆：「排気タービン配列方法が 2 サイクルディーゼル機関の性能に及ぼす影響」  
三菱重工技報 vol.8 No.1 1971-1 P.2

# 5 | 過給機の発達

## 5.1 過給機メーカーの変遷 (1) ~ (9)

本章では本来の調査対象である船用ディーゼル機関用大形過給機の技術変遷について記述する。

図 5.1 は海外での過給機誕生から現在の国内過給機メーカー 4 社に至るメーカーの変遷である。また、同時に同図上部には過給機の技術動向と関係の深いディーゼ

ル機関との関係を大まかに記述した。

同図で分かるように、大きな流れとしては海外の 2 社、BBC (スイス国) と MAN (ドイツ国) がそれぞれ 1920 年代、1930 年代に過給機事業を始めた。国内では先ず自主技術による過給機開発が先行し、多数の過給機メーカーが現れたが次第に過給機開発が止まり、昭和時代初めから海外技術導入が始まった。ただ、三菱重工は自社開発の UE ディーゼル機関を持っていた

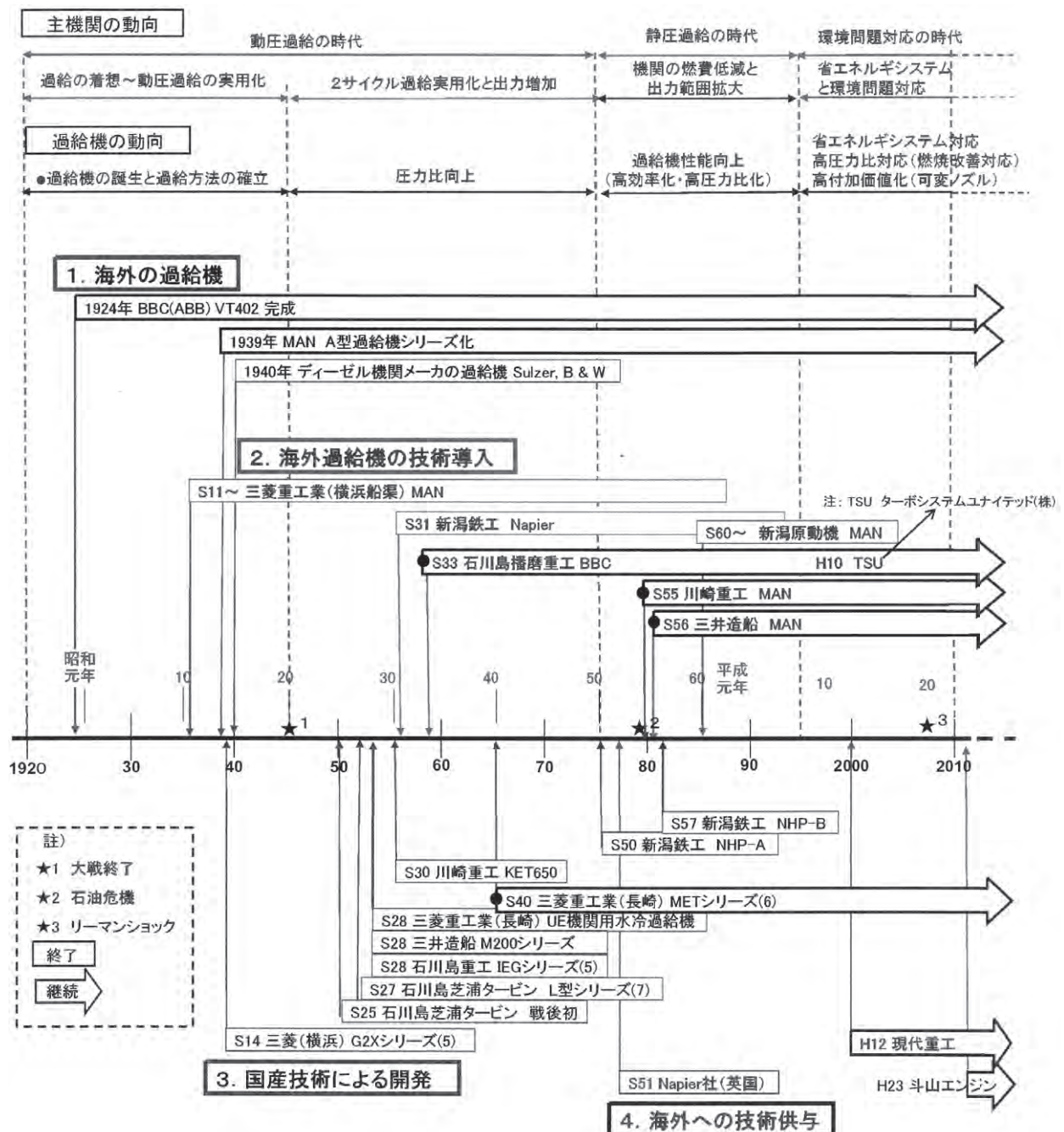


図 5.1 国内の大型過給機メーカーの推移



ことと、当時粗悪油燃料に起因する過給機ガスケーシングの腐食問題解決が動機となって過給機も自主開発する方向に舵が切られた。

昭和 60 年頃からは海外技術導入の過給機メーカー 3 社と自主開発メーカー 1 社の体制に収束した。現在の国内過給機メーカーは次のように分かれる。

1. 国内技術 三菱重工業(株)
  2. 海外技術導入
    - (1) ABB ターボシステムユニテッド(株)
    - (2) MAN 川崎重工業(株)
    - (3) MAN 三井造船(株)

また、国内過給機技術の発展と韓国エンジンメーカーの成長拡大により平成 12 年 (2000) から現代重工(株)や斗山エンジンに技術輸出が始まった。

## 5.2 過給機型式と羽根車形状

過給機構造はロータ軸の組立や軸受配置によって決まる。また、過給機の最重要部品である羽根車形状の変化も大きいので、ここで一覧できるようにした。

### 5.2.1 構造の分類

図 5.2 のように過給機構造を大まかに分類する。先ずケーシングが水平二分割と軸方向分割に分かれる。後者は部品点数が前者の約半分で、加工、組立、取扱いに優れ、機関側の空気吸込みや排気ガス管の位置に対し任意に向きを変えられる特長がある。

### 5.2.2 圧縮機羽根車

図 5.3 に羽根車の種類と形状の概略を一覧表にまとめ、呼称を記述した。初期の遠心ポンプ型羽根車から最近の 3 次元羽根車まで全体の流れを図示する。

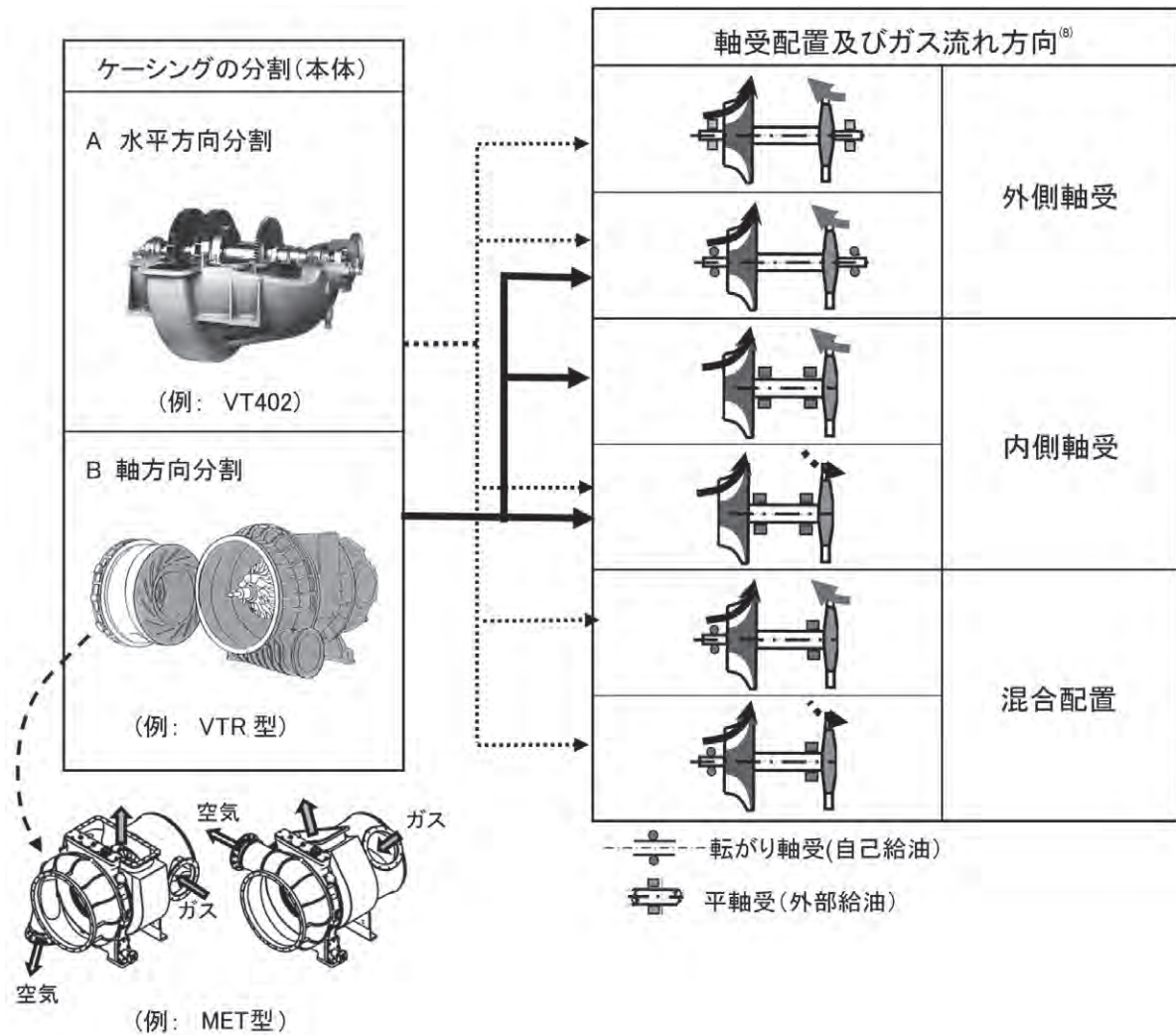


図 5.2 過給機基本構造の分類

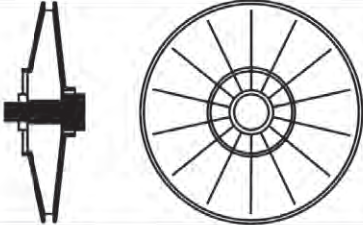
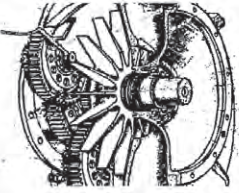
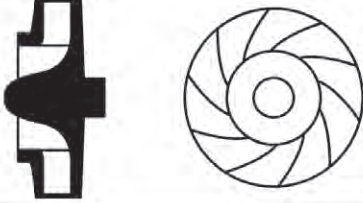

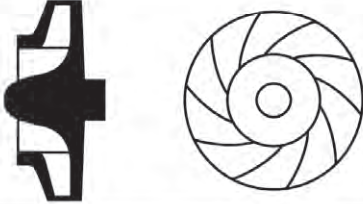
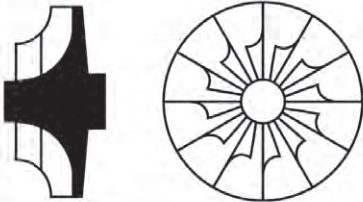

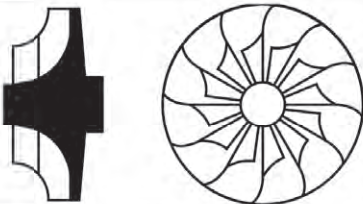

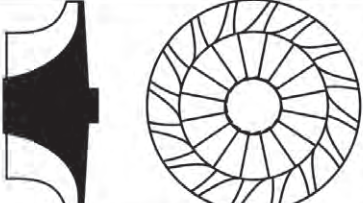

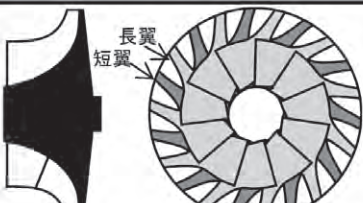
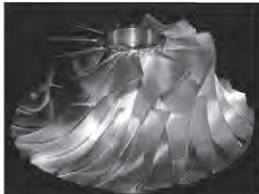
実用化年代	呼 称	略 図	外観例
1910 年代	放射状単独翼羽根車		
1920 年代	シュラウド付後方湾曲羽根車		
1920 年代	シュラウド付後方湾曲羽根車		
1940 年代	前翼付き放射状直線状羽根車		
1970 年代 後半	前翼付きバックワード羽根車		
1980 年代	3次元羽根車 (一体型、低圧用)		
1990 年代	3次元羽根車 (一体型、高圧用)		

図 5.3 羽根車変遷一覽

## 5.3 初期の海外過給機と発達 (1920-1950年)

### 5.3.1 BBCの過給機

大形過給機の最初の専門メーカーはスイス国BBC社である。同社の最初の仕事は、フランスのガスタービン用に使用される22段多段遠心圧縮機の製作であった。その時の圧縮機効率は68%であり、遠心圧縮機としては成功していたと記されている<sup>(10)</sup>。この技術が過給機圧縮機に波及したものと考えられる。

#### (1) 2段圧縮機羽根車過給機<sup>(11)</sup>

図5.4は昭和17年(1942)発行の文献に掲載されている「ビューヒ式過給機」(記述のまま引用)の断面図である。1923年にSLM社2サイクル機関試験用に製作したVT402型過給機(図4.7)は外側軸受配置であるが、本図はタービン側軸受が内側に配置された混合配置であり、タービンがオーバーハングしている。ケーシングは水平分割型で、2段の圧縮機羽根車は遠心式後方湾曲型でシュラウド円板付である。ガス入口ケーシングは1つ口であるのでビューヒが最初に手がけた静圧過給用の過給機であると考えられ、機関試験データから過給機効率とタービン効率を算出している。試験結果(100%負荷時)は圧力比1.32で、タービン効率75%、全体効率55%と計算しているので、圧縮機効率を逆算すると約73%になる。

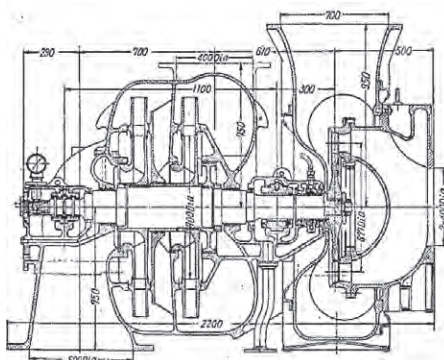


図5.4 ビューヒ式過給機断面図<sup>(10)</sup>  
船用ディーゼル機関学より引用 P175, 176

#### (2) 圧縮機の発達<sup>(7)</sup>

ディーゼル機関向けの後方湾曲型羽根車はシュラウド円板付であったため羽根車回転数に制限が伴い、圧力を上げるには放射状羽根が有利であった。

1935年、Hispanoはこの放射状羽根に案内翼(現在の前翼)を適用することを考案した。図5.5にその図と左側に説明用図を示す。羽根車に軸流方向に流れ込む空気速度(C1)と羽根車入口の回転方向速度(U1)

から合成される相対流入速度(W1)に最適な迎え角( $\beta$ )の案内羽根(前翼)が開発された。案内翼があれば軸方向の空気の流れがスムーズに前翼に流入するので損失が軽減され圧縮機効率を上げることができる。同時に流入抵抗も小さくなるので流量も増加でき、これは羽根車を小型化できる大きな利点を有する。

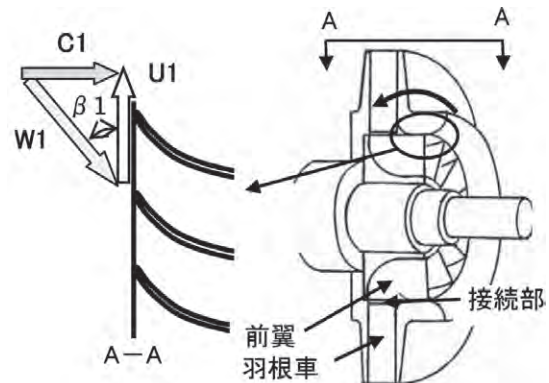


図5.5 Hispanoの前翼考案<sup>(7)</sup> 1935年

#### (3) VTR型過給機<sup>(7)</sup>

BBCは1940年、VTxの高圧力比化を計るためにVTR-0シリーズの開発に着手し1945年にシリーズ化が完了した。この開発時に前翼付羽根車が採用されたことが図5.6に現れている。

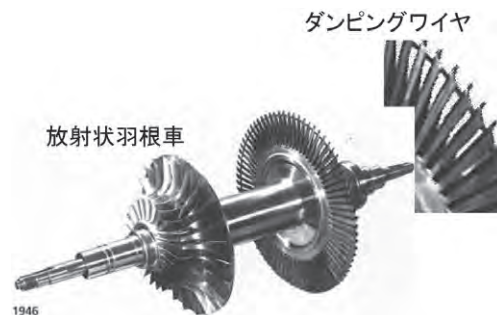


図5.6 VTR-0シリーズ完成ロータ外観<sup>(7)</sup>  
BBC社 1946年

Hispano社の場合前翼と羽根車は円周方向に分割されていたが、VTR-0の前翼と羽根車は軸方向に分割されている。前翼を空気入口側から羽根車側に向けて翼をひねりながら加工するので、両者の接続点に段差が出来ないスムーズな空気流入通路が形成される。従って、圧縮機効率向上に有利になったと考えられる。

タービン翼にはダンピングワイヤが装備されており、この時代の動圧過給に対応するものであることが窺われる。

VTR-0シリーズの国内導入は昭和33年(1958)、石川播磨重工業(株)とBBCの技術提携によって始まった。同社が制作した初号機はVTR630であった。その断面図を図5.7に示す。

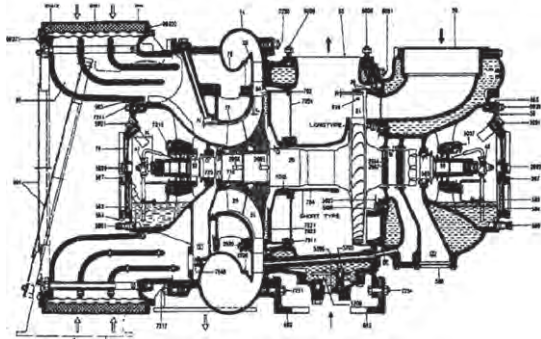


図 5.7 BBC VTR630 型過給機  
(ターボシステムユニテッド(株)提供)

過給機の特徴は

- ① ケーシング軸方向分割型で、ロータ軸両端に軸受を配置し、タービンのガス出口および入口ケーシングを水冷却して軸受中心を維持している。
- ② 転がり軸受を採用している。
- ③ 羽根車は前翼付直線放射状である。
- ④ タービン翼にダンピングワイヤが装備されている。

上記の構造は羽根車を除き VTR-0 シリーズの後継機 VTR-1, 4, 4A, 4E, 4P, 4D の各シリーズに共通の設計思想であり、1995 年代に TPL 型過給機が現れるまで採用された。但し、軸受はその後の高回転化に対応する為の耐久性の改善や寿命延長が図られており、また水冷却の構造は省エネルギー時代の要請に応える為にガス温度を低下させない工夫が行われた。(5.6.4 項参照)。

#### (4) 標準系列化設計

過給機を生産する場合、専門メーカーとしてはあらゆる機関に適合可能なこと、大量生産、製造原価低減を目的として標準系列化を取り入れた設計、製作が重要である。上記 VTR-0 シリーズは開発時にこの標準系列化を行ったことが図 5.8 に明確に示されている。同図 VTR-0 シリーズは風量範囲を7つの範囲に分け、各機種を標準数を用いて決めていることである。即ち、横軸は Log 表示で任意の隣同士の風量範囲は十分重なり合うようにしている。このように機種を標準数で相似設計すればどのようなディーゼル機関の出力に対しても最も効率的に過給機のサイズを適用できる合理的な考えである。

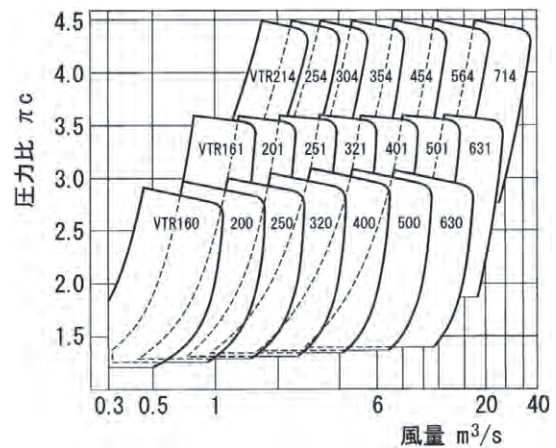


図 5.8 BBC の VTR 過給機風量範囲  
ターボシステムユニテッド(株)提供

### 5.3.2 MAN の過給機

#### (1) 初期の過給機<sup>(B)</sup>

MAN 社の過給機製造は 1939 年から始まっているが、最初の頃の過給機は外側軸受配置であった。図 5.9 にその断面図を示す。この図は製作図ではなく断面図の概要を示すものであるのでガスケーシングが水冷却されているかどうかの判断はつきにくいですが、軸受が外側配置であるので水冷却されていると考えるのが妥当である。軸受は転がり軸受である。羽根車は後方湾曲型シュラウド円盤つきであるが、空気通路幅が外径側に向って狭く変化しており空気の圧縮性を考慮した設計に進展している。

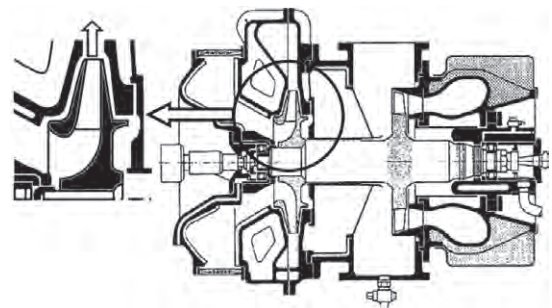


図 5.9 MAN A 型過給機 (1939 年)<sup>(B)</sup>

#### (2) TV 型過給機 内側軸受配置

1940 年には、図 5.10 TV62A 型過給機断面図に見られるように設計思想が完全に変化し、内側軸受構造になっている。構造の特徴は下記の通りである。

- ① ガス入口および出口ケーシングは完全無冷却型である。
- ② 軸受箱は水冷却されている。なお、この軸受箱はガス出口通路の一部を構成している。
- ③ 軸受は内側軸受配置(羽根車とタービンの中間)

に配置)で、軸受箱に挿入され、ロータ軸と軸受箱が一体となったカートリッジ方式である。

猶、図 5.10 のカートリッジ部分については、同図から筆者が抜き出して示したものである。

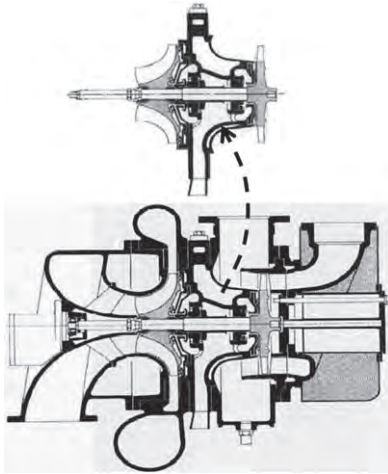


図 5.10 MAN TV62A 型過給機 1940 年  
MAN Diesel & Turbo S.A. 提供

この設計思想は 1976 年に開発されシリーズ化された NA 型過給機に引き継がれている。また NA 型過給機の各型式名は、NA29, NA34, NA40, NA48, NA57, NA70, NA83 であり、型式名を示す数値は標準数の中に読み取ることができ、BBC の VTR 型過給機と同様に標準系列化を行っていることがわかる。

### 5.3.3 海外ディーゼル機関メーカーの過給機<sup>(7)</sup>

1940 年代に Sulzer 社 (スイス国) は自社機関向けに自社製過給機を開発し、ライセンス製作を含んで 1960 年代終わりごろまで製作された。

1955 年、B&W は自社製過給機を開発することを決定した。元々タービンの技術が同社にあり技術基盤があったことが開発に踏み切らせることになったのであろう。ライセンス製作分を含んで合計約 800 台が製作されたが、その後造船業がアジア、特に我国に移り過給機製造のメリットがなくなって 1970 年代半ばに過給機からは退くことになった。

Sulzer 社および B&W 社の過給機断面図を夫々図 5.11 および図 5.12 に示す。Sulzer 社の過給機は TC75 である。B&W 社の過給機は T330G, T440G, T550G, T680G, T780G, T1080G の 6 機種である<sup>(12)</sup>。

両過給機の基本構造は、本体ケーシングは軸方向分割型、水冷却ガスケーシング、外側軸受配置である。この構造は BBC の VTR 型に酷似していて設計の特徴は感じられない。滑り軸受を採用しており VTR 型とは異なっている。

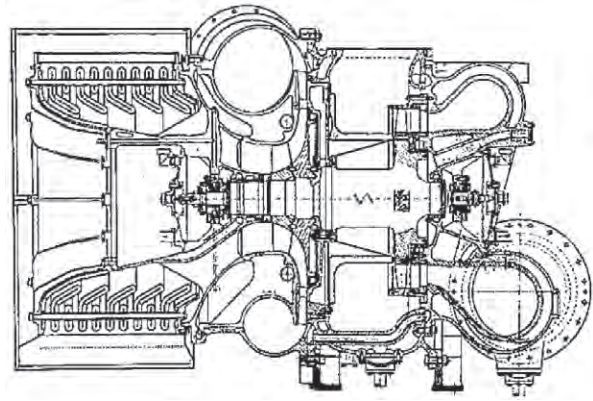


図 5.11 Sulzer TC75 型過給機  
三菱重工提供

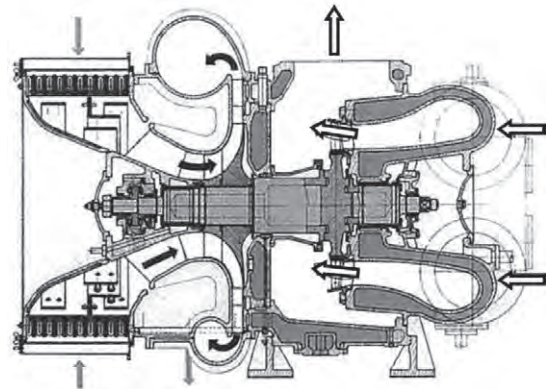


図 5.12 B&W T-G 型過給機<sup>(12)</sup>

## 5.4 海外過給機の技術導入

海外技術導入経過について大略記述する。

### (1) 昭和 11 年 (1936) 三菱重工横浜造船所<sup>(6)</sup>

三菱重工横浜船渠 (現横浜製作所) は昭和 4 年に MAN 機関の製造販売に関する契約をしていた。また、MAN は昭和 10 年から Büchi シンジケートから過給システムの技術導入を図っており、三菱重工に対して同社とサブライセンス契約の提案があり、この契約が締結された。従って、MAN 社から最初に技術導入したのは過給機そのものではなく、4 サイクル機関の過給方法に関する技術導入であった。過給機はその後に MAN-TV 型過給機が製作され主として自社製機関に適用され、1980 年代まで生産された。

### (2) 昭和 31 年 (1956) 新潟鐵工 (現新潟原動機)<sup>(5)</sup>

Napier 社と技術提携し、翌年作初号機 HP90 型を製作した。図 5.13 にその断面図を示すがこれから下記の設計の特徴が見られる。

a. 軸方向分割型であり、水冷却ガスケーシング

を採用し、外側軸受配置であることはBBCのVTR型過給機とよく似ている。

- b. ロータ軸の中間が太いので中空にして重量軽減し、取り扱いを容易化している。
- c. ロータ軸両端の転がり軸受給油方法として油溜りに浸かる円盤が潤滑油を拡販し、この飛沫が軸受ケースに進入して軸受球を潤滑する。

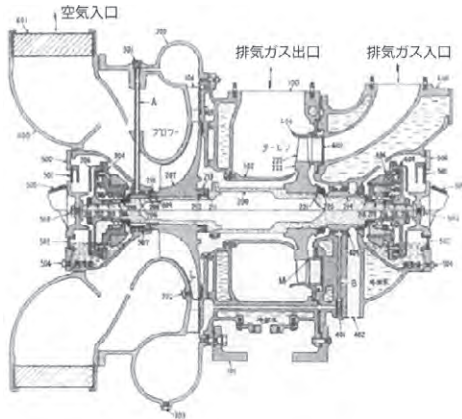


図 5.13 ナピア HP90 型過給機<sup>(5)</sup>  
新潟原動機提供

同社は次に MAN 社から技術導入したが、それぞれ平成 6 年 (1994) および平成 17 年 (2005) に技術提携解消している。適合機関は自社開発製作の 4 サイクル機関用が主で、MAN NR (小型) 型のラジアルタービン過給機については国内エンジンメーカーに外販も行った。現在過給機製造は中止している。

### (3) 昭和 33 年 (1958) 石川島重工業<sup>(2)</sup>

石川島重工 (現、石川島播磨重工業) はスイス国 BBC と技術提携した。初号機は VTR630 であった (断面図 5.3.1 項 図 5.7 参照)。その後 BBC は 1988 年に ASEA と合併し社名を ABB に変更した。平成 10 年 (1998)、石川島播磨重工業と ABB の合併によるターボシステムユナイテッド (株) が設立され、同社が ABB との技術提携を継続している。

### (4) 昭和 55 年 (1980) 川崎重工<sup>(3)</sup>

MAN 社と技術提携し、昭和 55 年、初号機 NA57/N 型を完成した。図 5.14 は NA70/T09 過給機断面図である。過給機構造は内側軸受配置で、ロータ軸と軸受箱はカートリッジ式で過給機本体に組み込まれる構造になっている。軸受箱には水室が設けられ、軸受アライメントの確実さと潤滑油劣化防止を図っている。ガス入口ケーシングとガス出口ケーシングは完全

無冷却であるが、ガス出口ケーシングの一部を構成する軸受箱は水冷却されているので硫酸腐食防止対策として水室の外側には腐食防止板を設けている。

NA 型後継機である TCA 型過給機は 2004 年から生産開始し、自社製機関に多く採用している。

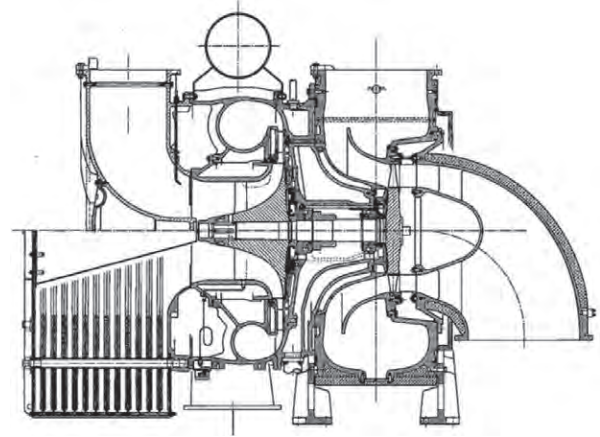


図 5.14 MAN NA70T9 過給機  
川崎重工提供

### (5) 昭和 56 年 (1981) 三井造船<sup>(4)</sup>

MAN 社と過給機について技術提携し、同年に NA 型の製造を開始した。NA シリーズはその後改善型の NA/TO, T09, S シリーズが相次いで開発されて行き、新型の TCA 型過給機は 2003 年に生産開始された。自社製機関向けに多く採用している。

MAN 社からの技術導入は上記川崎重工とあわせて国内 2 社となった。

## 5.5 国内技術による過給機開発 - 昭和 50 年 (1975) 頃まで -

### 5.5.1 国内で開発された過給機概要

2 サイクルディーゼル機関の過給試験が昭和 18 年 (1943) 成功すると (第 4 章)、エンジンメーカー各社の過給実用化は昭和 25 年 (1950) 頃から急激に進展し、この時期には海外、国内ともに多くの過給機メーカーが出現した。過給機専門メーカーもあったが、多くのエンジンメーカーは機関にとって重要な要素である過給機は自社で開発、生産すべきであるとの考えに基づいて過給機も自社開発したものと考えられる。以下に、この年代の国産技術での過給機について記述する。

### (1) 昭和 14 年 (1939) 三菱重工横浜造船所<sup>(1), (9)</sup>

同社は昭和 11 年 (1936)、MAN 社の Büchi 方式過

給エンジンのサブライセンス契約をする時、過給機については自主開発することに決めたものである。開発にあたってはBBC 過給機の設計図（スケッチ組立図）を参考にしたが、ほとんど自主設計による国内初めての過給機である。初号機の断面図を図 5.15 に示す。構造は外側軸受配置で転がり軸受採用、羽根車は後方湾曲型のシュラウド円盤付で、ガスケーシングは水冷却されている。過給機は初めての製作であったのでタービン翼の捻り加工および固定方法、転がり軸受の航空エンジンからの転用など、多くの課題があったがこれらを解決して昭和 14 年に初号機である G2X29 型を完成し、台湾の警邏艇 開南丸用主機 三菱 M.A.N.G6V28-5/42 に採用された。この G2X 型過給機は羽根車径 520mm、455mm、290mm、210mm、160mm で系列化されていた。

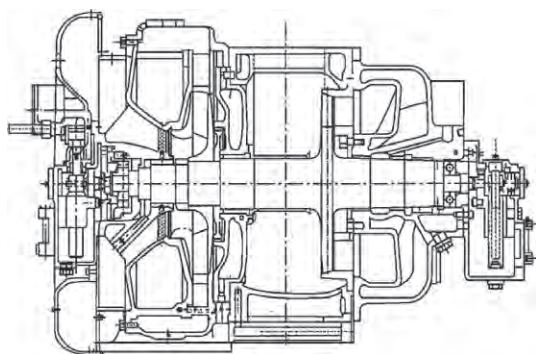


図 5.15 三菱横浜 G2X29 型過給機

### (2) 昭和 25 年 (1950) 石川島芝浦タービン<sup>(1)</sup>

国内で戦後初の自主技術による過給機である。図 5.16 に断面図を示す。本体構造は水平二つ割りで、軸受配置に特徴がある。圧縮機側軸受は圧縮機羽根車の外側（軸端）に配置され、タービン側は羽根車とタービンディスクの内側に配置されており、タービンがオーバハングした構造である。タービンディスクはロータ軸にボルトで固定されている。軸受型式を見ると、圧縮機側軸受は転がり軸受であるのに対し、タービン側は平軸受で異なるタイプになっているのが珍しい。軸受の機械損失を小さくするために片方だけでも転がり軸受を使うという考え方であろう。ガスの流れは過給機中央からタービン外側に向うようになっており、スラストバランスを考慮した構造になっている。

この過給機は三井造船（株）玉野事業所の 300 馬力 4 サイクル機関用に納入された。

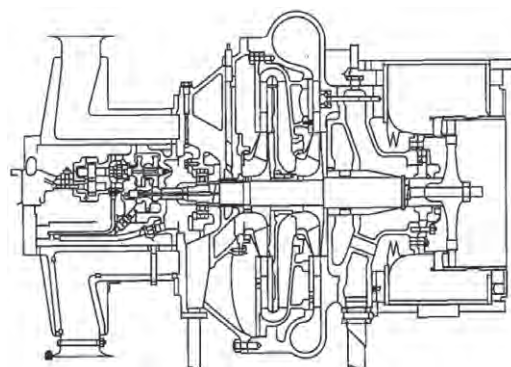


図 5.16 石川島 芝浦タービンの戦後初の過給機

### (3) 昭和 27 年 (1952) 石川島芝浦タービン<sup>(1)</sup>

石川島芝浦タービンは上記過給機に次いで L 型過給機を開発した。図 5.17 に断面図を示す。同社が 2 年前に開発した構造と大幅に異なり、本体各ケーシングは軸方向に分割されている。外側軸受配置で転がり軸受を採用し、ガスケーシングは水冷却されている。1960 年頃までに 2500 台生産され、国内初の単体販売された過給機である。

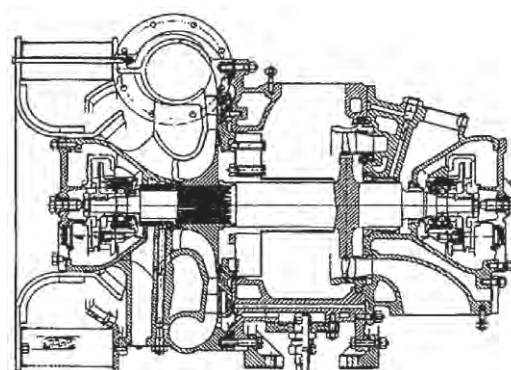


図 5.17 石川島 芝浦タービンの L24 型過給機  
ターボシステムユナイテッド（株）提供

### (4) 昭和 28 年 (1953) 三井造船（株）<sup>(12)</sup>

三井造船は排気タービン過給機導入初期においては BBC、Napier および Rateau の各社から過給機を輸入していたが、ガスタービンの技術と製造設備があったことから自主開発した。初号機は小型の M200 でその外観を図 5.18 に示す。昭和 36 年 (1963) までに 154 台製造された。

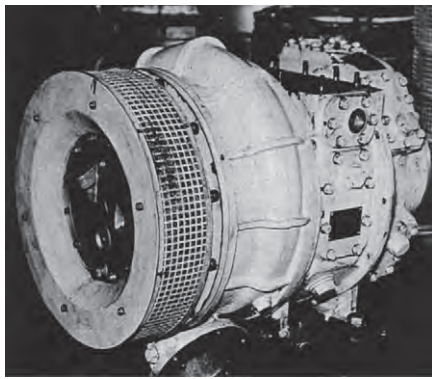


図 5.18 三井造船 M200 型過給機 (1955) <sup>(13)</sup>  
三井造船提供

搭載され就航した。

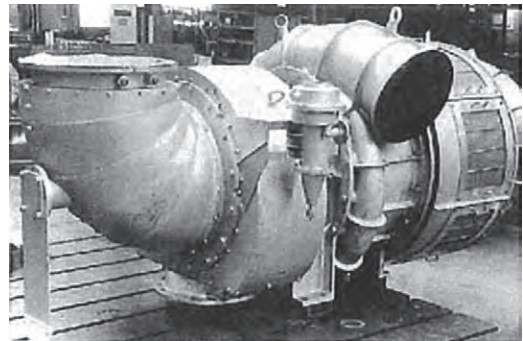


図 5.20 川崎重工の KT650Z 型過給機 <sup>(14)</sup>  
川崎重工提供

(5) 昭和 28 年 (1953) 三菱重工長崎造船所 <sup>(1)</sup>

三菱重工は国産ディーゼル機関の自主開発を決定した時、過給機も自主技術で開発することを決定したものである。図 5.19 に外観を示す。本体構造は水平 2 分割構造、水冷却ケーシング、外側軸受配置である。圧縮機羽根車は、はじめは信頼性を重視して前翼付放射状羽根車を採用したが、その後効率を重視し、信頼性検証の上、後方湾曲型羽根車に切り替えられた。最初の大規模実験機関 3UEC72/150 機関に適合され、昭和 28 年の公開試験において好成績が確認された。実用機の羽根車としては後方湾曲型が全面採用された。

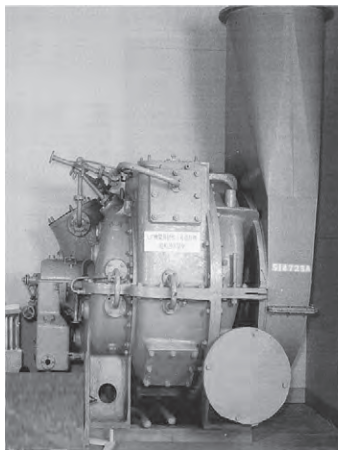


図 5.19 三菱重工 3UEC72/150 実験機関用  
試作 1 号水冷型過給機  
三菱重工提供

その後開発された KET 型過給機を図 5.21 に示す。KET 型過給機は同社の 2 サイクル過給機関の性能向上のために開発されたもので、基本構造の大きな変更があった。圧縮機とタービンの保守点検を容易にするため、内側軸受配置で、ロータ軸と軸受箱が一体のカートリッジ方式にした。軸受箱を水冷却しているのは軸受センタリングの確実性と潤滑油の劣化防止を配慮したものと考えられる。MAN TV 型の過給機構造に似ている。

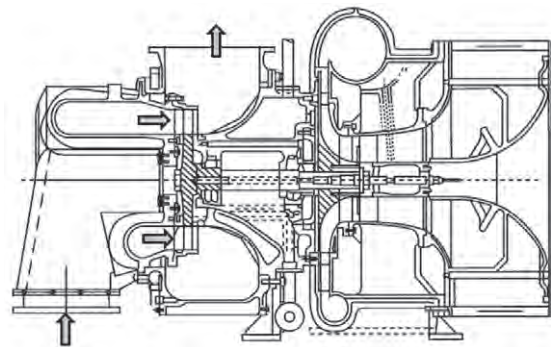


図 5.21 川崎重工の KET650 型過給機 <sup>(14)</sup>  
川崎重工提供

(6) 昭和 30 年 (1955) 川崎重工 <sup>(14)</sup>

川崎重工は MAN K6Z78/140A 機関の動圧過給機試験用に KT650 過給機を自主開発した。その外観写真を図 5.20 に示す。この過給機は外側軸受配置で平軸受を採用し、中央の排気ガス入口ケーシングは水平 2 分割構造という独特の構造であった。「建川丸」に

(7) 昭和 50 年 (1975) 新潟鐵工 (現新潟原動機) <sup>(5)</sup>

NHP25A を自社開発した。昭和 60 年 (1985) には改善型の NHP-35BS が開発され、最大圧力比は 3.8 であった。図 5.22 にその断面図を示す。外側軸受配置で、軸受としては転がり軸受が採用されている。羽根車は一体型バックワード型 3 次元羽根車が採用された。製作方法は精密製造かまたはアルミ鍛造材から削り出す方法である。



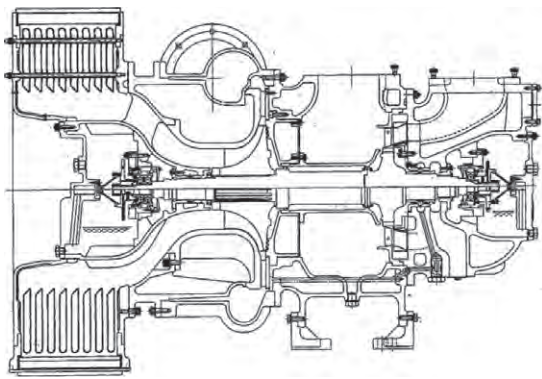


図 5.22 NHP-35BS 型過給機<sup>(5)</sup>  
新潟原動機提供

## 5.5.2 国内過給機の圧縮機およびタービンのまとめ

### (1) 圧縮機

国内外とも遠心ポンプの形状によく似たシュラウド付後方湾曲型羽根車から出発している。より高い圧力比を要求された時にいつも課題になるのは性能と信頼性の両立であり、効率とサージング特性に優れたシュラウド付後方湾曲型羽根車を選ぶか、圧力比を上げやすい放射状直線羽根をとるかが課題であったと考えられる。前者の各羽根はシュラウドとリベットで一体にするので羽根車周速は 300 m/s 位が限界で、その時の吐出圧力は約 0.7kgf/cm<sup>2</sup> 程度である。この圧力を超えた時前翼付放射状直線羽根が開発されて圧縮機効率と圧力比の向上が進んだものとする。

国内各社の過給機の年次別羽根車変遷を当時の断面図等から判断すれば大略下記のようになる。この後の発展は第 6 章に記述する。

1939	三菱横浜	シュラウド付後方湾曲型
1950	石川島重工	シュラウド付後方湾曲2段型
1952	石川島重工	直線放射状羽根車
1953	三菱長崎	直線放射状羽根車およびシュラウド付後方湾曲型
1953	三井造船	
1955	川崎重工	直線放射状羽根車
1965	三菱重工	直線放射状羽根車
1975	新潟鐵工	直線放射状羽根車

### (2) タービン<sup>(15)</sup>

動圧過給の時代であるのでダンピングワイヤが付いているかどうかに関心事となる。これを開発当時の写真や断面図からみると、シュラウド付バックワード羽根車のタービン翼にはこれが付いていない。

羽根車が前翼付となって圧力比が上がってくると付いたものと無いものがでてくる。動圧 2 サイクル機関

の場合は、3 の倍数シリンダでは排気干渉が起これないのでこの点ではダンピングワイヤは不要であり、その他のシリンダでは部分挿入になり必要となる。

ここで、三菱重工が開発したユニークなタービン翼（丸頭翼と称する）について述べる。

動圧過給の特性として排気ガス圧力が極めて大きく変動する。その圧力ピークは約 3kgf/cm<sup>2</sup> に達し、ブローダウンにより略大気圧状態まで下がるので、タービンは大きく変動する圧力下で動作することになる。このような排気パルスからどのようにして排気ガスエネルギーを効率よく取り出すかが課題であった。昭和 28 年（1953）に三菱重工が開発した UEC-A 型機関用の水冷過給機には特徴あるタービン開発がおこなわれた。

通常、ノズルタービンの翼列は与えられたガスの温度、圧力の一定条件でプロファイルを決定するが、ガス圧力が大きく変化するとタービン翼へのガス流入角が大きく変化する。このような脈動流に対する翼列としては流入角度の変化に鈍感で、かつ翼内で剥離の少ない翼型が向いている。そこでタービン翼入口断面を円筒形にしたプロファイルを作り、これを丸頭翼と称した。つまり、変化する各圧力にはベストではないが、変動圧力に対しては全体として断熱効率を高くできる翼列を選んだわけである。そのような目的に沿って開発されたタービン翼を図 5.23 に示す。このタービン翼は 3EUC72/150 の 507 型実験機関に採用され良好な機関性能が得られた。解析によればガス入口角度は約 30 度から 170 度まで大きく変化していたが良好な成績を示し、実用機としても採用され多くの就航実績を残した。

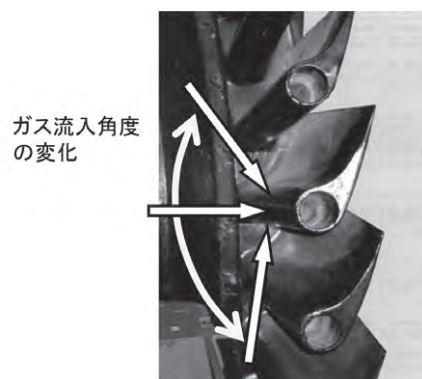


図 5.23 丸頭翼タービン翼（水冷型過給機）  
三菱重工提供

## 5.6 完全無冷却過給機の登場と変遷

水冷型過給機の問題はガスケーシングの硫酸腐食

であり、無冷却型過給機はこの課題を解決するものであった。

戦後の昭和25年(1950)頃からの戦後経済復興期に2サイクル過給機関が実用化され出力増大して行った。これと同時に、従来使用していたディーゼル油価格も高騰しディーゼル機関は燃料経済性追求により価格の安い粗悪燃料を使用するようになった。ところがその頃水冷型ガスケーシングを採用していた多くの過給機は、ガスケーシングの硫酸腐食による漏水事故が多発し問題となっていた。硫酸腐食は排気ガス中に含まれる亜硫酸ガスが冷却されて露点に達し硫酸となってケーシングの腐食を発生させるものである。この腐食進展速度は燃料中の硫黄成分、ケーシング表面温度や機関の発停数などにも影響されるが、大略2～4年で腐食破孔を発生させた。

水平2分割型のケーシングや外側軸受配置の過給機構造は、ガスケーシングが高温ガスにより熱変形するので、そのままでは軸受中心の維持が困難である。従って、熱変形を防止し軸受中心が狂わないようにガスケーシングに水室を設け、水冷却して熱変形を防止する必要があった。

図5.24にガスケーシングの硫酸腐食の発生状況(イメージ図)を示す。

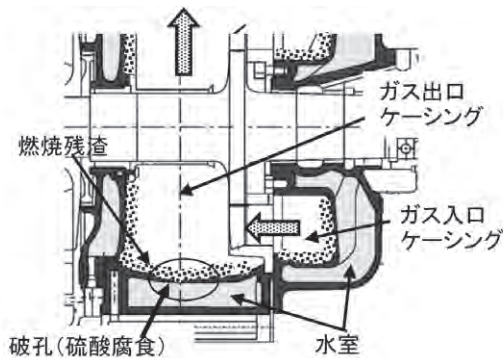


図 5.24 ガスケーシング破孔 (イメージ図)

### 5.6.1 半水冷型過給機<sup>(1)</sup>

この問題に対し、昭和30年(1955)に川崎重工で開発されたKET650過給機(図5.21)や昭和37年(1962)に開発されたMAN Z型過給機では軸受箱のみ水冷却し、ガス出口流路は防熱板で覆う半冷却構造であったので硫酸腐食に対してはよい結果を残していた。1976年に開発されたMAN NA型過給機はZ型過給機の構造を踏襲し、図5.14(5章5.4節)に示すように排気ガスが直接軸受箱の冷たい部分に接しないようにしている。

### 5.6.2 完全無冷却型過給機の出現<sup>(1),(15)</sup>

昭和40年(1965)、三菱重工では完全無冷却のMET型過給機を開発した。METの呼称はMitsubishi Exhaust-gas Turbochargerの頭文字をとって命名されたものである。開発時の課題は次のように列挙される。

- ① UE機関の高出力化に対応する性能向上
- ② ガスケーシングの硫酸腐食問題解決
- ③ 前機種の水冷却型過給機の複雑さを改善するための保守性、取り扱いの簡易化
- ④ あらゆる機関に適合可能にするための標準系列化

#### (1) 無冷却過給機の課題と実現

開発当時には1万馬力を超えるような機関の大形過給機は総て水冷却型であった。小過給機では無冷却方式の過給機もあるが、過給機サイズが大きくなると熱変形や熱応力が大きくなるので、大型過給機を無冷却にする為には解決しなければならない次の問題点があった。

- ① ガスケーシングの熱応力、熱変形
  - ② 軸受センタリングの確実性
  - ③ 潤滑油の劣化
  - ④ 雰囲気温度上昇(輻射熱)による圧縮機効率低下
- これらの諸問題を解決した過給機の断面図と各部品の分解状況を図5.25に示す。

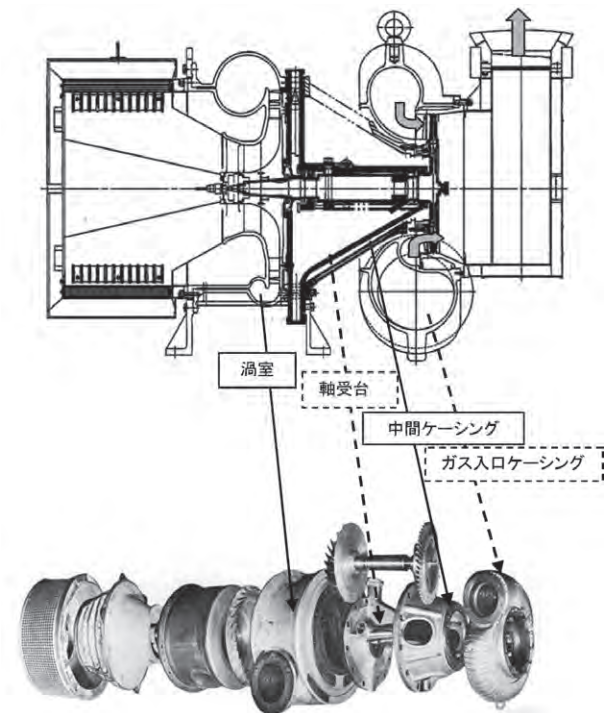


図 5.25 無冷却過給機 MET71 断面図と分解状況  
三菱重工提供

この図では排気ガス入口は過給機中央部にあり、ガスは外側に流れる。図の左側が圧縮機部分、右側がタービン部分、中間が軸受台である。軸受台は片持ち梁状でここに軸受を配置しロータ軸を支持する。軸受台とガス入口ケーシングの間には中間ケーシングがあり、ガス入口ケーシングと軸受台は直接つながらないのでタービンのガス入口ケーシングが変形しても軸受センターリングに影響は出ない。かつ、ガス入口ケーシングからの軸受台への熱も遮断され潤滑油の劣化も防止できる構造である。この基本構造によって無冷却の大形過給機でありながら、極めて安定した運転状態を得ることができた。

試験機は昭和 39 年 (1964) から実船試験が行われ、その結果硫酸腐食は全く発生せず、あわせて耐久性も確認されたので所期目標は達成された。続いて昭和 40 年 (1965) 12 月実用初号機 MET71 型 (2 台) が三菱 6UEC85/160C 型機関に適用され就航し、本格的な生産が始まった。

## (2) 保守性、取扱いの向上

三菱重工の前型式の過給機は水平 2 分割、かつ水冷型構造で複雑であった。しかし、図 5.25 に示されるように各大物部品は総て軸方向に分解できる簡素化された構造になった。所謂、輪切り構造になっているので端の部品から順次分解、組立できる取扱い容易な構造に改善された。部品点数は前型式に比べて略半減した。

## (3) 標準系列化

生産性を上げるには系列化と標準化により量産効果を上げることが重要である。国内外で過給機メーカーが多数存立していた昭和 25 年 (1950) から昭和 35 年 (1960) 頃は自社機関を開発する時、過給機の調達に 3 通りの方法があった。

- ① 初めから機関メーカーが自社機関用に自ら開発する。過給機は機関の重要部品であるので自社で開発すべきであるとの考え方による。
- ② 初めは専門メーカーの過給機を用い、あとで自主開発したケース。B&W (現在の MAN) や Sulzer (Wartsila) がこれに類する。
- ③ 初めから専門メーカーの過給機を採用し、優れた技術サービスを活用し、自社は機関開発に専念する。

三菱重工は上記①の部類に入っていたが、機関メーカーと過給機メーカーのあり方を熟考し、新開発の過給機は標準系列化による設計を行った。即ち、過給機は高速回転体であり、設計の考え方や機械的感覚、生産方

式は往復動式ディーゼル機関とはかなり異なっている。機関側の要求に十分応えられる性能を確保し、標準化により適用する機関が増え量産されるのであれば 1 台当りの製造原価は大幅に低減できるという視点に立って開発を行った<sup>(1)</sup>。これは、過給機専門メーカーである BBC が 1945 年の VTR-0 シリーズで一定の風量範囲を等比級数による相似設計でシリーズを組んだように、標準数により型式を決めるものであった。表 5.1 は開発時の MET シリーズの各型式の系列化計画表である。

表 5.1 MET 過給機の系列と容量

形式	最高連続許容回転数 rpm	適用可能空気量範囲 圧力比 2.0 の時 (m <sup>3</sup> /s: 吸入状態)	過給機重量 kg
MET 28	24,000	0.75 ~ 2.50	410
MET 35	19,000	1.20 ~ 4.00	660
MET 45	15,000	1.95 ~ 6.40	1,100
MET 56	12,000	3.00 ~ 10.00	1,800
MET 71	9,500	4.90 ~ 16.00	3,500
MET 90	7,500	7.80 ~ 26.00	6,000

## (4) 過給機性能

### 1) 圧縮機

図 5.26 に実用初号機 MET71 型過給機ロータの羽根車およびタービン翼を示す。羽根車は放射状直線羽根で前翼が採用されている。

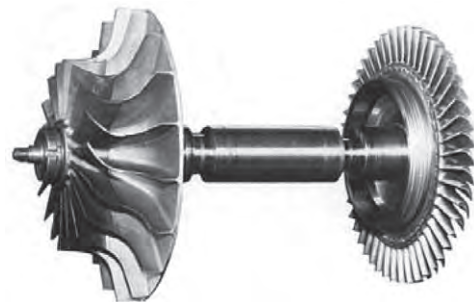


図 5.26 MET71 型過給機ロータ外観  
三菱重工提供

無冷却構造にすると高温のガスケーシング温度が影響し圧縮機性能を低下させるのではないかと懸念があった。しかしながら図 5.27 示されるように圧縮機最高効率は 84% の高効率を得られた。また、標準化系列化の課題はいろいろな機関出力に対応しなければならないので、ひとつの型式である範囲の風量範囲をカバーしなければならない。その為には小風量から大風量までの風量範囲を、性能を満足しつつカバーする幾つかの羽根車とそれぞれに付随する数種のディフューザが必要となる。前翼および羽根車については

羽根車外径一定で翼の高さや角度を変えた組合せの試験を多数行って所期の性能と風量が得られることを試験機で確認し、実用機に適用していく手法をとった。

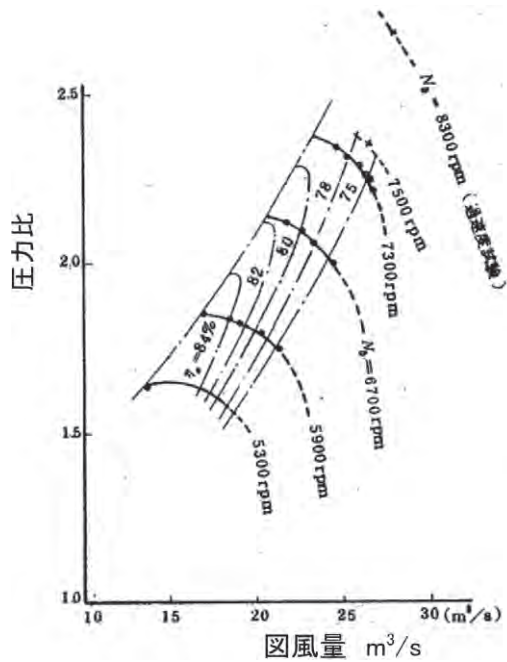


図 5.27 MET90 圧縮機特性 (大風量) <sup>(15)</sup>

ディーゼル機関は常に出力増大を目指し、その為掃気圧の上昇を要求する。無冷却過給機開発着手時の掃気圧は 0.8 kgf/cm<sup>2</sup>であったが、1970 年には 1.4 kgf/cm<sup>2</sup>で過給機圧力比 2.4 が要求されることになったので、更に将来の高圧力比化に備えて圧力比 3.0 までの圧縮機開発を行った。試験結果を図 5.28 に示す。

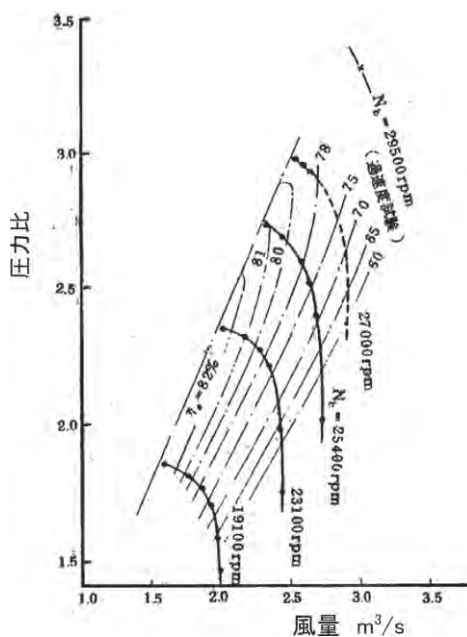


図 5.28 MET28 型試験機による高圧力比化試験結果 <sup>(15)</sup>

## 2) タービン

三菱重工の初期 UE 機関ではシリンダを出た排気ガス圧力が略大気圧まで下がるブローダウン方式であったので、この過給機タービン翼に対するガス流入角度は 30 度から 180 度までの広い範囲にわたっていた。これに適切なタービン翼は翼前縁 (ガス入口側) が円筒状の丸頭翼タービンであった (5.5.2 項 (2) 参照)。

しかし、高出力化のため掃気圧が高くなると、これに応じて排気圧も高くなり、タービン翼の相対流入角度の変化幅は 30 度から 90 度程度に小さくなるのが推定された。このような場合にはタービン翼の入口角度を流入角度に適合するように最適化できるので、翼の先端を円筒状から翼型の断面形状とした。翼前縁 (ガス入口側) が尖った状態なのでこれを丸頭翼に対して尖頭翼と称した。尖頭翼は強度的にも丸頭翼より優位であり、しかも流入角度範囲が小さくなるのでタービン効率を高くする設計が可能となった。図 5.29 は尖頭翼形状とガス流入方向を示すものである。



図 5.29 尖頭翼型タービン翼とガス流入範囲

## (5) 開発成果

実用機が多くの UEC 機関に搭載され、無冷却方式の評価が高まるとともに高性能が確認されると、UEC 機関以外のディーゼル機関にも採用しようとする機運が生じた。三菱重工神戸造船所で建造された“あめりか丸”の主機関 Sulzer 8RND105 型の大型機関に MET90 型過給機が 2 台搭載され、昭和 43 年 (1968) に就航した。また、前年の昭和 42 年 (1967) にはゲタフェルケン (Göteverken, 現存せず) 機関向けに 4 台製作され、この内 2 台は欧州に単体輸出された。このことは過給機を標準系列化したことが無冷却の結果と同時に奏功し、各種のディーゼル機関にも適用できることにつながったと考えられる。

### 5.6.3 ガス入口出口ケーシング位置の変更

三菱 MET 過給機は標準系列化されてはいたが、いろいろなタイプのディーゼル機関に適用されていた VTR 型過給機や NA 型過給機的气体入口ケーシングとガス出口ケーシングの位置が逆であり、機関側とのガス配管接続、造船所での煙突の位置等が揃わない問題があった。昭和 51 年（1976）、この問題解決のためにガスケーシングの入口と出口の位置を入れ替えた MET-S 型（Super MET）過給機を開発した。図 5.30 にガス入口出口の相対的な位置関係を示す。

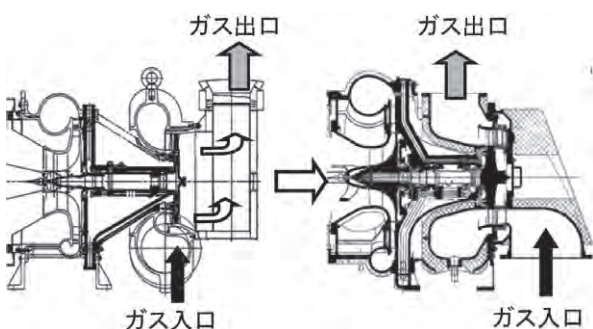


図 5.30 三菱 MET 過給機的气体ケーシング位置変更  
三菱重工提供

図 5.31 は MET-S 型過給機構造の模式図で、軸受台に対するガスケーシングの支え方を示している。ガスケーシングは中間ケーシングを介して軸受台につながっていてガスケーシングが変形しても軸受中心は変化しない構造で、この構造は基本的に前機種のを踏襲している。

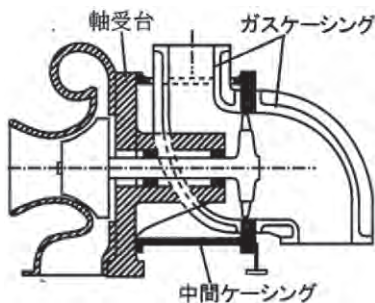


図 5.31 MET-S 型過給機の無冷却構造の模式図

図 5.32 はタービン側分解要領を示すものである。ガス入口ケーシングが外側になったのでノズルをガス入口ケーシングと一緒に外すことができるようになった。そこで更に過給機の取扱い容易な構造が開発された。それは、茶筒の蓋のように、ガス入口ケーシングを円周方向に 2 つに分割することによって、ガス入口内側ケーシングとノズルが同時に分解できる構造である。機関側とつながっているガスフランジを取り外さなくて済み、分解箇所が一箇所なので分解組立作業が

しやすい構造になっている。

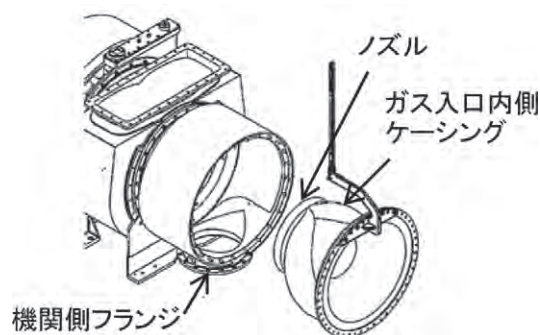


図 5.32 MET-S 過給機的气体入口ケーシング（内側）とノズルの開放状況

### 5.6.4 無冷却過給機の普及<sup>(8)</sup>

無冷却過給機が必要となった要因は次のような段階があったと考えられる。

- (1) 粗悪油燃料使用によるガスケーシングの硫酸腐食防止。
- (2) 無冷却型過給機が水冷却型に比べて排気ガス温度を低下させないため排気ガスエネルギー回収効果が大きいこと。
- (3) ディーゼル機関の燃料消費率の大幅低下により排気ガス温度も低下し、排気ガスボイラの成立条件に影響したこと。

従って、過給機基本構造の如何を問わず無冷却過給機が必須となった。このような背景もあって各過給機メーカーはすばやく対応し、市場ニーズに応えた。

ABB は水冷却の構造を残したまま排気ガスが水冷却部に直接触れないようにした VTR-4E を開発（1989）した。MAN のカートリッジ構造は軸受箱自体の水冷却であったので排気ガス温度低下には大きな影響はないと考えるが、それでも軸受箱の水冷却を廃止した NA-S を開発（1992）し無冷却の徹底を図った。三菱重工は既に無冷却であったので設計変更は不要であったが MET-SC 型（1984）でガスケーシング構造を簡素化した。

図 5.33 は ABB が平成 3 年（1991）に開発した VTR-4D 型過給機の断面図である。この構造は水冷却を継続採用しながら排気ガスを水冷却部に触れさせない構造であり、図 5.34 は構造を単純化して見せるため筆者が模式図にしたものである。

- ① タービン側軸受箱およびガス出口ケーシングを水冷却している。
- ② ガス入口ケーシングの外側は断熱材を入れてタービン側軸受箱への熱影響を少なくしている。
- ③ ガス出口ケーシング内部に防熱板を張り排気ガスが低温部に直接触れないようにしている。

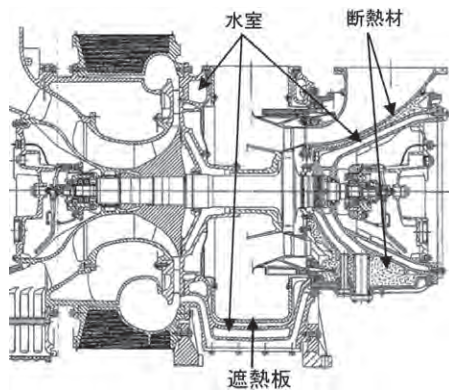


図 5.33 ABB VTR-4D の無冷却型過給機<sup>(8)</sup>

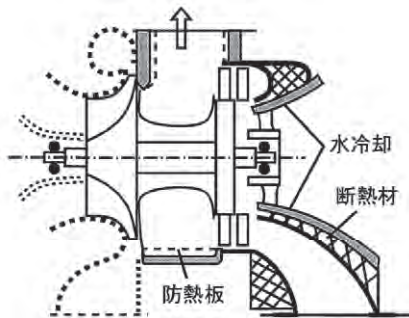


図 5.34 VTR-4D 過給機の模式図

図 5.35 は平成 7 年 (1992) MAN で開発された完全無冷却の NA-S 型過給機である。従来の水冷室であったスペースに断熱材を張ってガス出口ケーシングからの熱が軸受箱に及ばないようにし無冷却化を徹底している<sup>(16)</sup>。

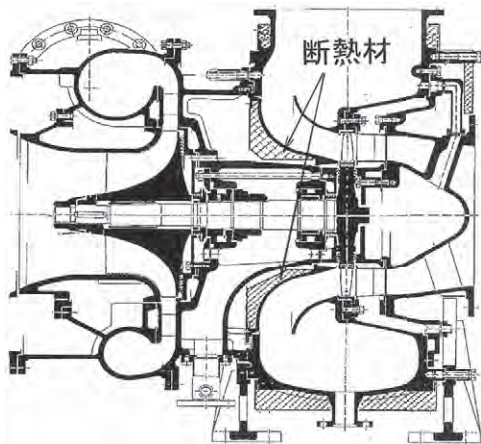


図 5.35 MAN NA/S 過給機 水室廃止<sup>(16)</sup>

## 引用、参考文献

- (1) 矢野 巍 三菱重工「排気ターボ過給機の発達経過と動向」内燃機関誌 1970 年 Vol.9 No.97 1970 P.36-41
- (2) 「ターボシステムユニテッド」日刊工業新聞 2009 年 (平成 21 年) 7 月 30 日 秋田社長インタビュー記事
- (3) 「川崎重工のディーゼルの 100 年の歩み」資料提供 川崎重工 (株) ガスタービン・機械カンパニー機械ビジネスセンター 平成 22 年 11 月 22 日
- (4) 三井造船 (株) 過給機技術提携契約日入手 H23.1.13 付け e-mail
- (5) 新潟原動機より資料入手 H22.8.10 付け e-mail 「ニイガタ過給機事業の歴史」 「ニイガタ・ナビア HP90 型過給機」 「ニイガタ NHP35BS 型過給機」
- (6) 「三菱重工業 (株) 横浜製作所 100 年史」 P.511
- (7) Ernst Jenny “The BBC Turbocharger” 1993 ABB Turbo System Ltd. Baden (Switzerland) P.46, 71, 109
- (8) 過給機の技術の変遷と将来展望 2009 年度 第 1 回日内連主催講演会資料 ターボシステムユニテッド (株) 秋田 隆 P.9
- (9) 門脇 徳一郎: 「排気ターボ過給の歴史」 日本船用機関学会誌 第 14 巻 第 1 号 昭和 54 年 1 月 P.18, 19
- (10) 富塚 清: 「内燃機関の歴史」 三栄書房 昭和 44 年 12 月 25 日 発行 P.198
- (11) 鴨打正一東京高等商船大学校教授「船用ディーゼル機関学」山海堂出版 昭和 17 年 P.175, 176
- (12) 「B&W-dieselmotorens historie 1898-2008」 MAN Diesel・DieselHouse・2008 P.98
- (13) 山下勇 三井造船株式会社: 「三井造船のディーゼル 50 年」 1976 年発行 P.75
- (14) 「原動機事業 100 年の歩み」 川崎重工 2008 年 3 月発行 P.109
- (15) 泉 修平、矢野 巍、津田 政見「MET 形無冷却過給機の開発について」日本船用機関学会誌 第 7 巻第 6 号 昭和 47 年 6 月 P.7-16

# 6 | 静圧過給機関の実現と過給機効率の向上

## 6.1 過給システムの変更と過給機効率の推移

昭和53年(1978)に第2次石油危機が発生し原油価格が約3倍に高騰すると、ディーゼル機関ではそれまでの出力向上よりも燃料消費率の方が重視されるようになった。この対策として最も有効な方法はディーゼル機関の過給方式を動圧過給から静圧過給に変更することであった。

図6.1に2サイクルディーゼル機関の動圧過給機関と静圧過給機関の各6シリンダの模式図を示す。

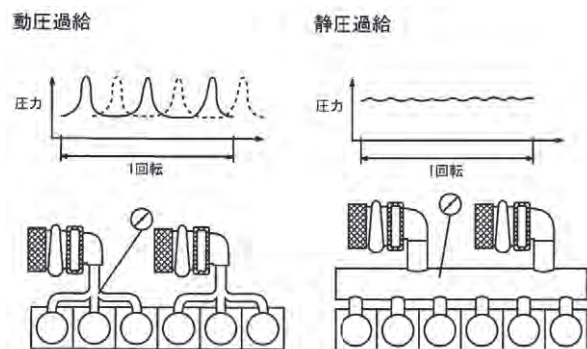


図 6.1 動圧過給機関と静圧過給機関の排気管比較<sup>(14),(15)</sup>

動圧機関ではシリンダ群が2つに分かれており、1台の過給機に各3シリンダの排気管がつながっている。排気管が細く容積が小さいのでシリンダから出た最初に膨張する部分の排気ガスは動圧として利用できる。各シリンダの爆発間隔は120度ピッチであるので、クランク軸が1回転する間に各過給機タービン前には3つの変動圧力が現れている。

これに対し静圧過給方式はシリンダからの高圧排気ガスをタービン前の大きな排気集合管に集めて排気パルスを平準化してタービンに導く方法である。排気管容積を非常に大きくとっているのでシリンダを出た排気ガスは排気管内に膨張するが、この排気管は過給機ノズルで絞られるのでこれにより圧力を回復する。排気管容積が大きいので一定圧力となるところであるが実際には各シリンダから間欠的に排気ガスが入ってくるので小さな変動圧力が残る。この平準化された圧力はシリンダに流入する掃気圧よりも常に低いので排気弁を開く時期を遅らせることができ、ピストンの有効ストロークを伸ばすことができる。従って、これによって燃料消費率を改善することができる。また、動圧過給

に比べて排気ガスエネルギーが小さくなるので過給機効率が高くなければならない。過給機効率は静圧過給機関の燃料消費率低減の重要な要素である。また、静圧過給機関はタービン前の圧力変動が小さいのでタービン仕事を最大に取り出すことができると同時に、一定圧力、温度に最適のタービン翼列を設計することによって過給機効率向上を図ることも有利で、機関と過給機の相乗的効果が生じる。

図6.2上段①は静圧過給後の2サイクル機関の燃料消費率低減について三菱UEC機関を例として示したものである<sup>(1)</sup>。静圧過給にしたB&W機関でも略同様の大幅低減が達成されており<sup>(1)</sup>、静圧過給に変更して約5年間で約22%大幅に燃料消費率が低下している。

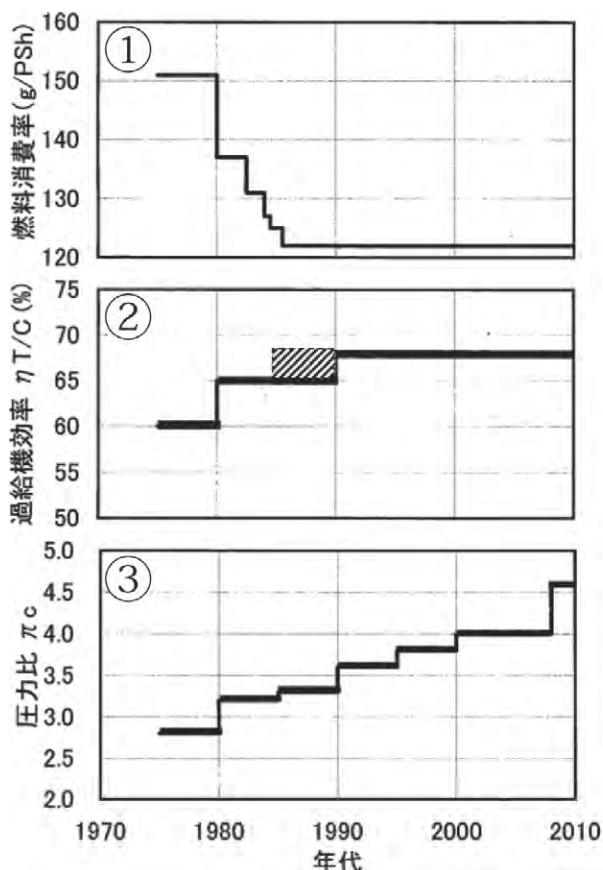


図 6.2 2サイクル機関の静圧過給後の燃料消費率、要求過給機効率と圧力比の推移

同図中段②および下段③はディーゼル機関の要求する100%負荷時の過給機効率と圧力比の年代ごとの変化を大まかに示すものである。機関によって要求値に若干の差異はあるが大略この前後の値である。但し、この図の過給機要求効率は機関上で計測される値を示

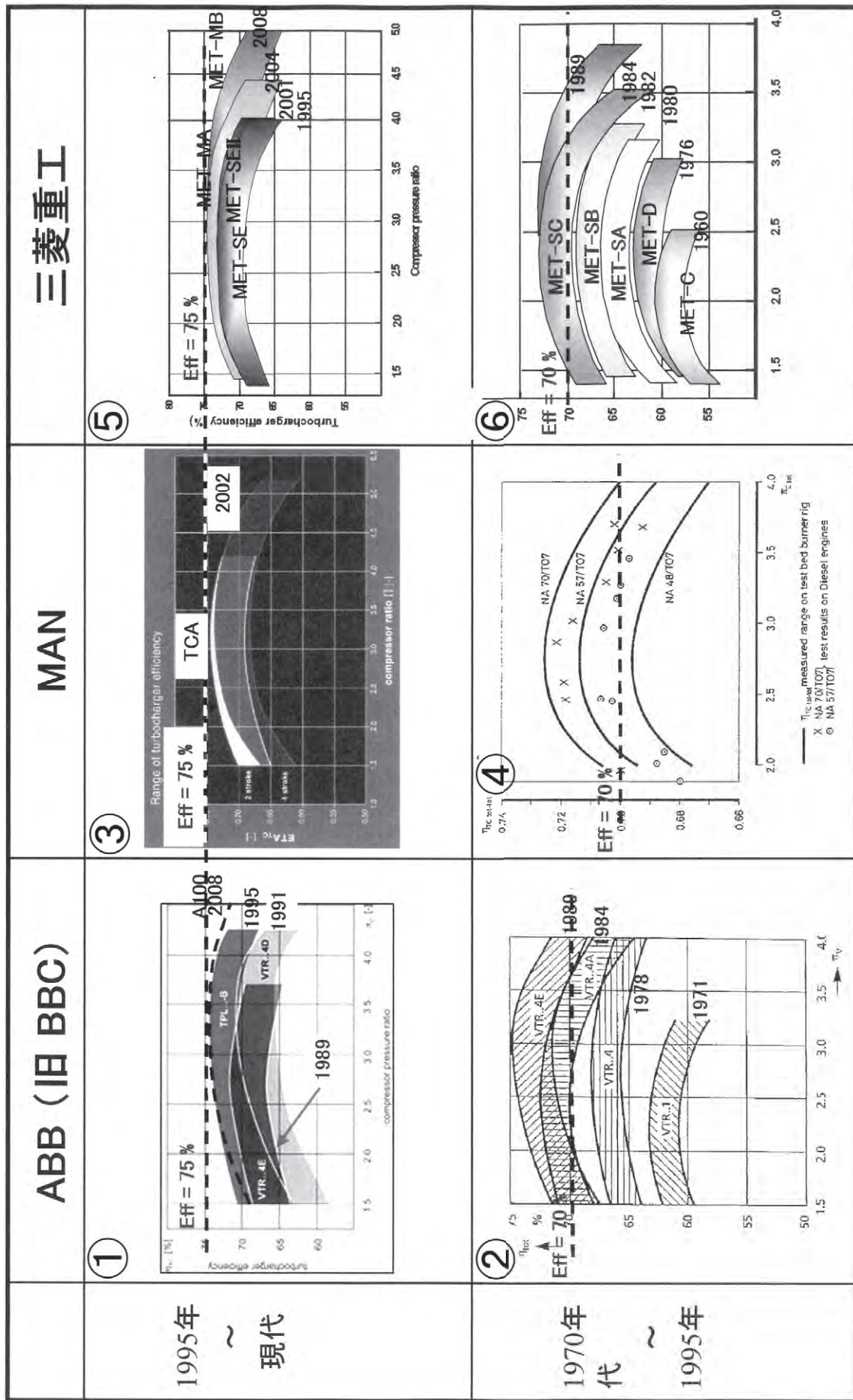


図 6.3 各社の各型式別過給機効率推移

- ① ABB カタログ ② 参考文献(2) ③ 三井造船提供  
④ 参考文献(3) ⑤、⑥ 三菱重工提供



し、過給機単独の能力はこの値よりも高い。

1980年代は過給機効率が急に約5%向上しており燃料消費率低減につながったと考える。1984年には過給機効率70%以上(単体試験)の過給機が出現したので機関によってはこれを約5-6%の余剰効率(図中の斜線部)とみなし、余剰効率に見合う排気ガスを抽出してこの排気ガスからエネルギーを取り出す省エネルギーシステムが出現した。

1990年代は圧力比向上が特徴である。これは機関出力が増加したためであり、機関によって若干差はあるが過給機効率約68-70%が要求された。圧力比向上は燃料消費率だけでなく機関の熱負荷対策など信頼性確保にも必要である。

2010年近くで圧力比が急増するのは環境問題対策で機関側が大幅な燃焼改善を行い、そのために更に大きな圧力比が必要になったからである。

図6.3には1970年代から現在までの各過給機の性能の推移を各メーカ、機種別に示すものである。ここに発表された過給機効率は単体試験装置で計測されたものである。温度と圧力を圧縮機、タービンの最も近接した位置で計測するので管路の摩擦損失等は殆どない状態の値を示す。機関上では配管の引き回しや合流損失などがあること、および機関メーカの定義によって計算されるので単体試験の値よりも約2%前後低く計測される。

## 6.2 過給機効率60%代 昭和50-55年(1975-1980)

Sulzer機関の最初の静圧過給は昭和31年(1956)から始まっており<sup>(14)</sup>、他のディーゼル機関よりも早くから静圧過給方式を採用していた。三菱重工(神戸造船所)はSulzer機関を製造しており、当時のSulzer機関の標準過給機であったBBC VTR-1型過給機(石川島重工製造)の他に自社製造の三菱MET過給機の両方の過給機が採用されていた。静圧過給では排気ガス圧力がほぼ一定圧力であるので過給機効率を機関上で計測し評価することができるので、異なる過給機の性能を比較できる。

当時は、先行メーカであるBBCのVTR-1型過給機性能が一步先を行っていた。機関上で計測される、当時の過給機効率は60-63%であった。

この時代の過給機は、圧縮羽根車は機関の出力増加に対して圧力比を大きく設計しやすい前翼付の放射状羽根が発達して来ていたが、タービン翼は動圧機関が多かったこともあり、ダンピングワイヤの付いたものが多かった。図6.4は前翼付羽根車の例であり、前翼と羽根車を別々に加工して組立てていた。

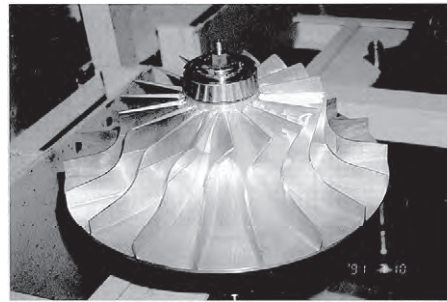


図6.4 MET45S 前翼・羽根車  
(直線放射状羽根車)  
三菱重工提供

図6.5はこの時代のタービン翼でありダンピングワイヤが装備されている。ダンピングワイヤは動圧過給の部分挿入の場合には必要であるが、静圧過給の場合では排気ガス圧力変動は極めて小さく、かつガス入口もひとつであるので基本的にダンピングワイヤは不要である。しかしながら、過給機回転数が高くなるとタービン翼にかかる遠心応力が増加すると共に、ノズル翼の後流で発生する渦の強さが大きくなりタービン翼の振動応力が許容できない程度に増加することがある。このような場合に再びダンピングワイヤを採用することになる。半面ダンピングワイヤはタービン効率を著しく低下させる。ワイヤの径や断面形状(円形または楕円形)によって若干異なるが円形断面のダンピングワイヤでは約2%タービン効率が低下する。このためにダンピングワイヤを採用しない単独翼が必要であるが、この開発は数年後におこなわれることになった(6.3節参照)。

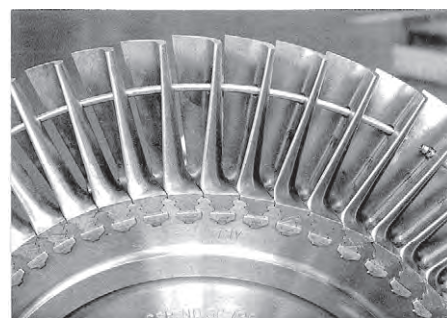


図6.5 MET-S型過給機のダンピングワイヤ付タービン翼  
三菱重工提供

タービン効率改善手段として最初に採用されたのがノズル翼の改善であった。当時のノズル翼は一定厚さの板を折り曲げて製作する板ノズルが一般的であったが、効率向上のために断面が翼型形状のプロファイルノズルを使用するようになった。図6.6にノズル翼の断面形状を比較して示す。この結果、翼型ノズルによっ

てタービン効率率は約1%向上した<sup>(4)</sup>。

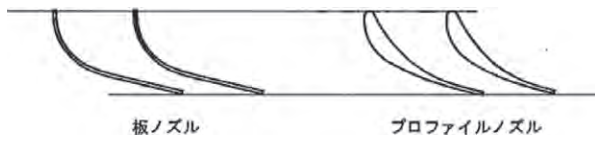


図 6.6 三菱 MET-S のノズル翼プロファイル改善<sup>(4)</sup>

### 6.3 過給機効率 65%代 昭和 55 (1980) 年代

この時期は静圧過給機関が急激に普及したため高効率化が急速に進んだ時期であった。BBC は 1978 (昭和 53) 年に過給機効率を 5.6% 向上させた VTR-4 シリーズの高性能過給機を発表し、翌年昭和 54 年 (1979)、石川島播磨重工は最大サイズの VTR714 型を製作、販売した。三菱重工は昭和 57 年 (1982)、MET-SB の開発により同様に高効率化を達成した。この時期の技術の特徴としては、バックワード羽根車の採用があり、三菱重工では単独タービン翼 (ダンピングワイヤなし) を開発した。

#### 6.3.1 バックワード羽根車

図 6.7 は 1978 年に開発された VTR-4 過給機、および図 6.8 は 1982 年に開発された三菱 MET-SB 過給機のバックワード羽根車の外観写真である。従来の羽根車と比べて最も大きな違いは従来型が放射状直線羽根であったのに対し、バックワード羽根車の外径側の羽根角度が後方に湾曲していることである。これは両者共通である。一方、異なる部分は空気入口部の前翼の

形状である。VTR-4 は前翼の軸方向長さが長短 2 つとなっているのに対し、MET-SB はすべて同じ長さである。いずれが適しているかは一概に決められず、目標圧力比、振動応力等の信頼性、および製造原価に対する考え方等によって開発設計者が総合的に判断し決定する。

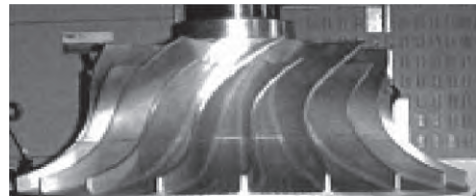


図 6.7 ABB VTR-4 のバックワード羽根車  
ターボシステムユニテッド (株) 提供

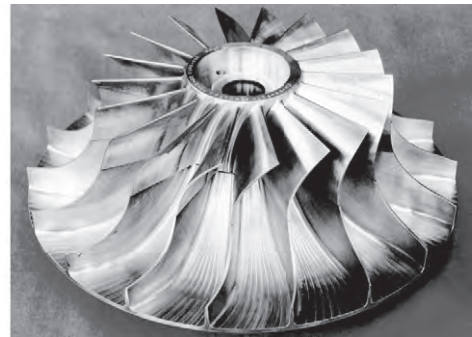


図 6.8 三菱重工 MET53SB 前翼・羽根車  
(バックワード羽根車)  
三菱重工提供

次に図 6.9 によりバックワード羽根車の利点を説明する。同図左側の直線放射状羽根車の最大効率率は 85% であるが、作動点では 80% である。これに対し、

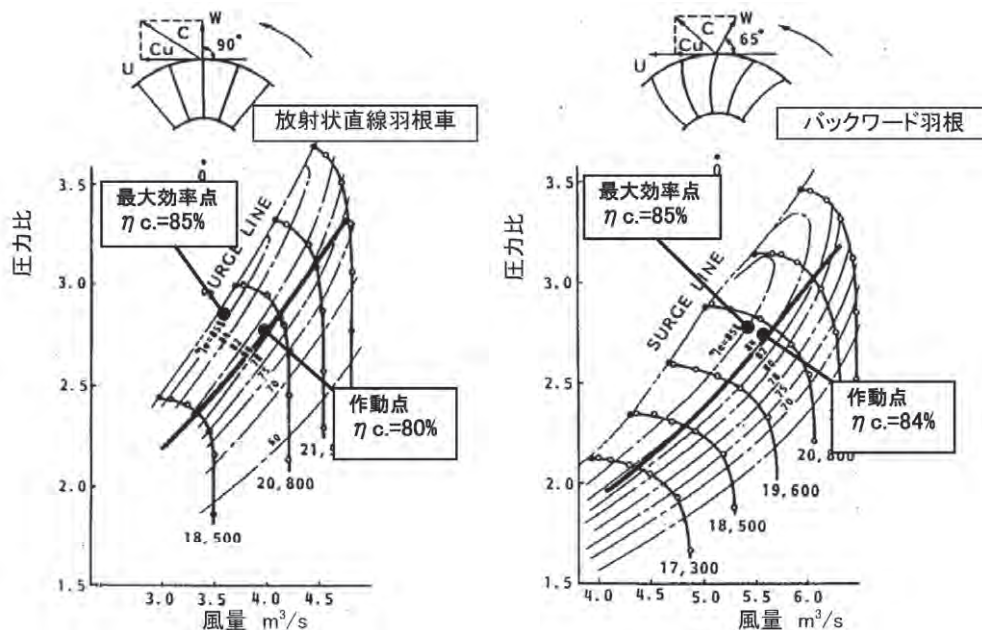


図 6.9 圧縮機特性比較

右側図のバックワード羽根車では圧縮機の最大効率はサージラインから離れたところに現れるので、機関の作動線と圧縮機の作動点効率をほぼ一致させることができ、効率84%を作動させることができる。作動点効率の差は4%であり、大きな性能差となる。これがバックワード羽根車の最大の特長である。

### 6.3.2 単独タービン翼の開発と効率向上<sup>(5), (6)</sup>

#### (1) ダンピングワイヤの除去による効率向上

図 6.10 は BBC のタービン翼を示す。VTR-4 は 1978 年に開発されたものであるが、前機種の VTR-1 と同様ダンピングワイヤを通すため翼に穴あけされていた。しかし、VTR-4 のそれは楕円系であり、ダンピングワイヤによるタービン効率低下が極力阻害されないように工夫されている。

猶、VTR-4 および MET-SB のタービンには効率向上のためプロファイルノズルが適用されている。

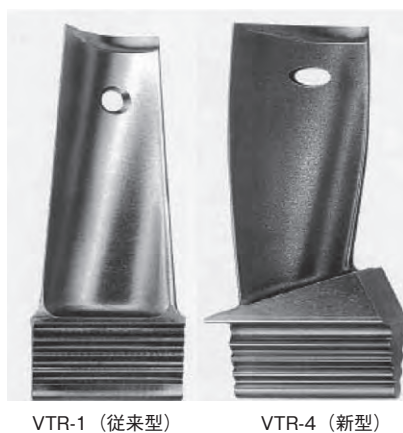


図 6.10 ABB VTR-1 および VTR-4 のタービン翼  
ターボシステムユナイテッド(株)提供

ダンピングワイヤの有無がタービン効率にどの程度影響するか、三菱重工は予めその比較試験を行ったところ、約 2% のタービン効率差があることを確認した。従って、タービン効率向上の為に先ずこのダンピングワイヤを取り除くことの効果が大きくこれを除去する開発を行った。その改善手法について図 6.11 に示している。その内容は以下の通りである。

- ① タービン翼本数減少により翼の体格を強化した。
- ② ノズル出口（後縁）を放射状にし、ノズル後流の渦による励振力がタービン翼の各振動モードに与える影響が最小となるようにした。
- ③ 翼植込み部のサイドエントリー（クリスマスツリー部）の形状改善により応力集中を軽減した。

上記 3 項目の内、①の項目はワイドコードタービン翼の萌芽であり、また②の項目は従来のタービンノズ

ルにない構造であった。図 6.11 左側に示されるように当時のノズル形状は、ノズル後縁の延長線がノズル環中心を通らないのが一般的であったが、ノズル後流の励振力と振動モードの関係を解析することによって後縁線がノズル環中心を通る形状が振動励振力上有利であるという新しい知見を得た。

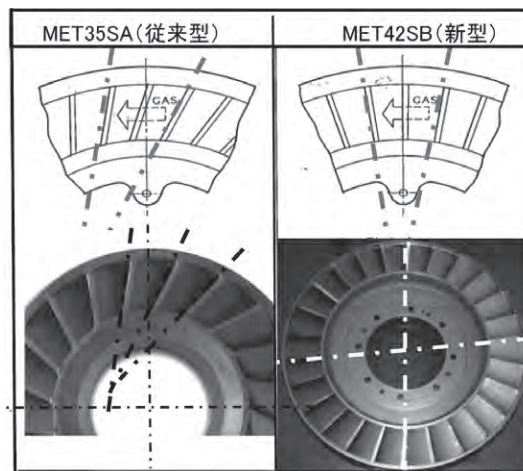


図 6.11 ノズル出口形状改善による励振力低減<sup>(5)</sup>

#### (2) ノズル翼プロファイルの改善<sup>(6)</sup>

図 6.12 に従来ノズルと新開発のノズル翼の差異を示す。従来ノズル翼断面はどの半径でも一様であるが、新型ノズル翼はプロファイル全体に捻りを加えている。このことでノズルのガス流出角が内径側は大きく、外径側では小さくなるように半径方向に変化し、動翼（タービン翼）の翼入口角と夫々の半径でガスの流出・流入角が最適に変化して効率を改善している。

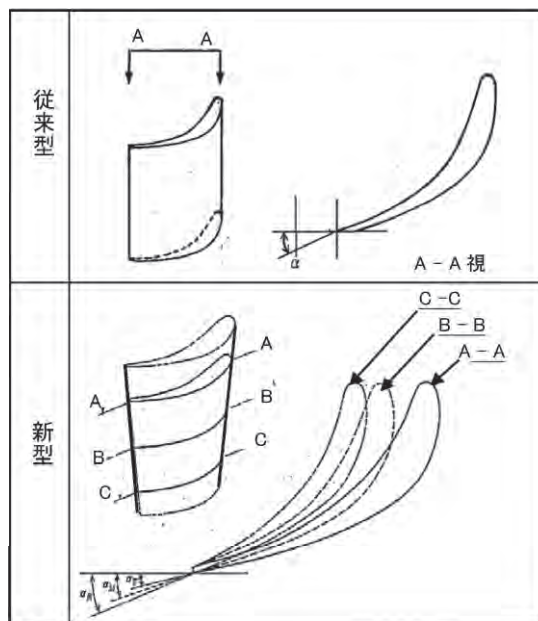


図 6.12 ノズル翼プロファイルの改善<sup>(6)</sup>

### (3) タービン翼プロファイル改善<sup>(6)</sup>

以上の手法によって開発されたダンピングワイヤのないタービン翼を図 6.13 に示す。タービン翼の本数は 56 本 から 46 本に減らすことにより翼幅が広くなり体格が強化されている。また、タービンは翼プロファイルを 3 次元設計とし、排気ガスがタービン翼から流出する時の損失を抑えて効率改善した。このタービン翼は MET-SB シリーズだけでなく、その後の MET-SC および MET-SD シリーズに適用し、現在も継続使用されているものである。



図 6.13 MET-SB 過給機タービン単独翼<sup>(5)</sup>

## 6.4 過給機効率 70%代 昭和 60 (1985) 年代

### 6.4.1 BBC の VTR-4A 発表<sup>(7)</sup>

1984 年 (昭和 59 年) 4 月

昭和 59 年 (1984) 年 4 月、BBC は高性能過給機 VTR-4A シリーズの開発についてスイス国、バーデンでプレス発表した。

この発表は過給機最大効率 71% 超えるもので当時として画期的な数値であった。図 6.14 はその時発表された過給機効率であり、前の VTR-4 シリーズよりも約 5% 高くなっている。

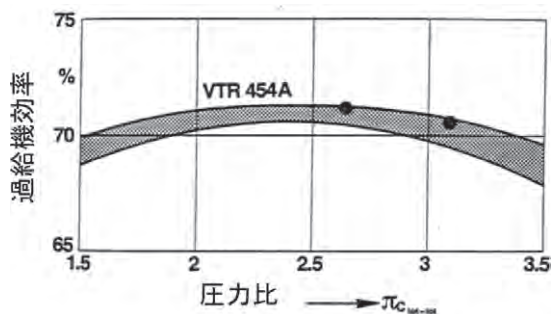


図 6.14 BBC VTR4A 型過給機効率  
BBC 発表 (1984 年 4 月)<sup>(7)</sup>

この過給機の特徴は、機関の最も運転頻度の高い部分負荷運転時の性能を重視し、過給機効率が比較的低压側 (圧力比 = 約 2.5) で最高になるように計画されていたことである。改善内訳は次の通りであった。

- ① 前翼の改善
- ② 羽根車シュラウドラインの最適化
- ③ タービンスタッガー角度調整
- ④ ノズルの改善
- ⑤ ダンピングワイヤの除去

この情報により各社の技術開発スピードが加速された。従来にない高い過給機効率達成のために取られた要素技術は思い切ったものであり、技術の特徴として、圧縮機は 3 次元羽根車の採用、タービンはタービンの翼列そのものでなく、ガス出口通路部損失発生の見直しとその通路形状最適化による効率向上であった。

### 6.4.2 3 次元羽根車の大型過給機への適用<sup>(6),(8)</sup>

三菱重工は MET-SB の後継機を開発中であったが、BBC の高効率過給機 VTR-4A 型の開発発表があったので開発を加速し、昭和 59 年 (1984) 10 月、高効率の MET-SC 過給機を開発した。この新型過給機の最大の特徴は 3 次元羽根車を大型過給機に初めて実用化したことである。初号機である MET53SC は同年 11 月に三菱 6UEC52LA 機関とのマッティング試験で好成績を収めた。当時、ディーゼル機関の低燃費競争は熾烈を極めており、この MET-SC 開発は UEC-LA 機関の燃料消費率低減に大きな貢献をした。

図 6.15 は前モデルの MET-SB 羽根車 (2 次元羽根車) と MET-SC (3 次元羽根車) を比較するものである。従来の MET-SB は CAD/CAM が使用できなかったため、前翼と羽根車の継ぎ目が一旦 90 度になってその後に羽根が後方に湾曲していく形状である。一方、MET-SC は羽根車全体を一体の鍛造品から NC 加工機で一気に加工できるので羽根の捻り角度を自由に变化させることができ、その結果バックワード角度も大きくとれるので MET-SB より大きな羽根出口角度になっている。

図 6.16 は初号機 MET53C の一体型 3 次元羽根車の外観である。羽根車の空気入口部 (前縁) から空気出口にかけて翼が連続的にスムーズに変化しており、特に空気入口部で翼角度の変化率が小さく翼角度が徐々に変化している様子が分かる。

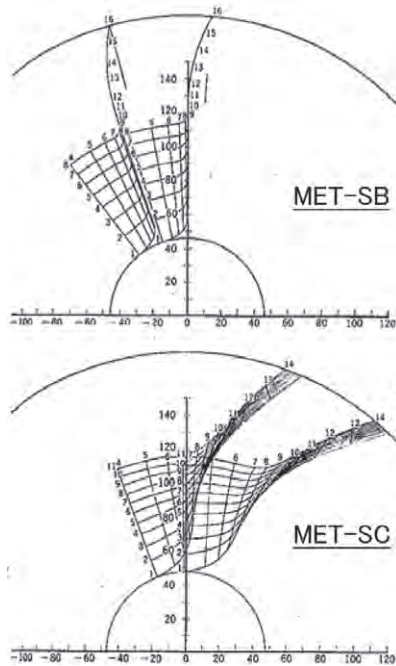


図 6.15 MET-SB と MET-SC の羽根プロフィール

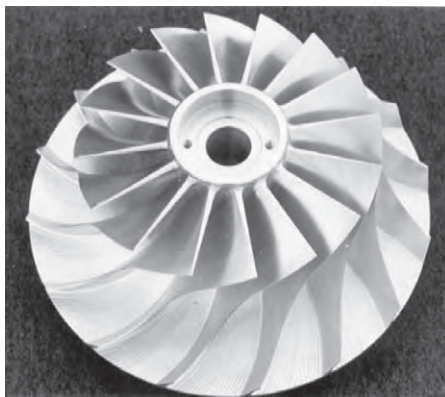


図 6.16 MET53SC 3次元羽根車  
三菱重工提供

3次元羽根車性能の特徴と利点について述べる。

MET33SB（旧型）とMET33SC（新型）の圧縮機特性を図6.17と図6.18にそれぞれ示す。後者の特徴は、サージラインの傾きが小さくなり機関作動線に略平行な特性になったことである。両者の高圧側圧力比3.0と低圧側圧力比1.5のサージマージンを比較するとサージマージンの大きさが高圧側と低圧側で逆になっている。このように3次元羽根車は低負荷でのサージング安定性が優れるので、結果的に高圧で通常運転する時に高効率で作動できる利点が特長である。

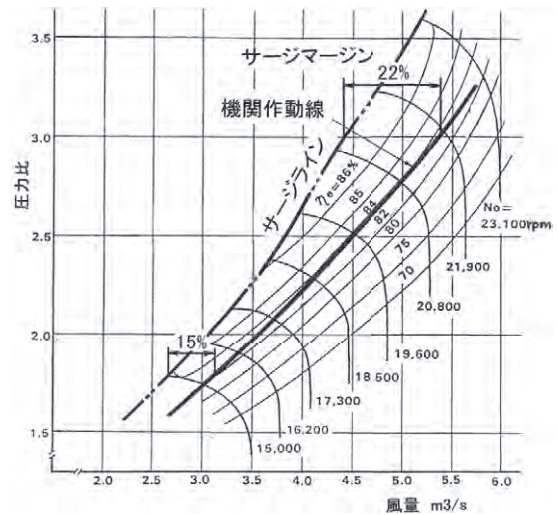


図 6.17 MET33SB 圧縮機特性と  
機関作動線<sup>(6)</sup>

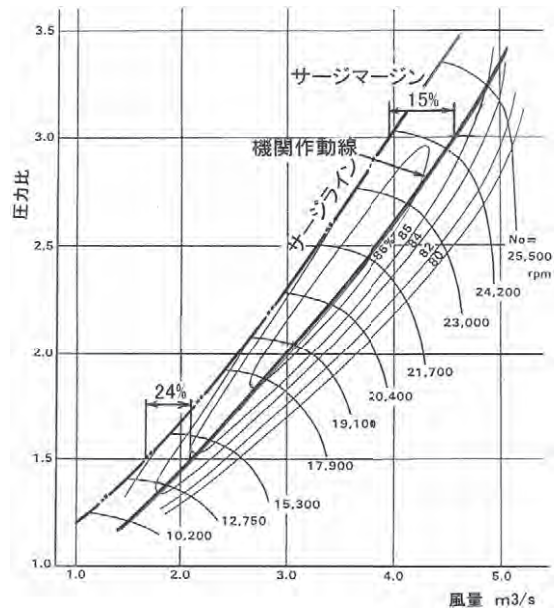


図 6.18 MET33SC 圧縮機特性と  
機関作動線<sup>(6)</sup>

ABBは1989年のVTR-4Eおよび続いて開発されたVTR-4Pおよび4Dシリーズ過給機に3次元羽根車を適用した。VTR-4Eの国内発表は1990年に行われ、以後の過給機にはすべて3次元羽根車が採用された。MANは、NA-T08型に一体型羽根車を適用し<sup>(3)</sup>、続いて1992年に開発したNA-SおよびNA-9シリーズ過給機に適用した。国内ではT08シリーズが1992年から、T09シリーズが1993年から生産された。

### 6.4.3 排気ガス出口通路の最適化によるタービン効率の向上<sup>(6),(8)</sup>

#### (1) 三菱重工業

タービン効率向上は、ノズルおよびタービン翼の翼型の面からは逐次改善が行われており、翼列として

は高い性能をもっていた。更に性能向上を図るためにタービン翼後のガス通路形状を調査したところ、流れの改善代があることがわかったのでこれを修正して大きなタービン効率の向上を図ることができた。

図 6.19 は MET-SB 過給機の排気ガス通路を、また図 6.20 上図に MET33SC 過給機のそれを示す。図で分かるように、改善された MET33SC のタービン翼後のガス通路はタービンディフューザを長くとり、この部品とガス出口ケーシングで構成されるガス通路が排気ガスの流れ損失が最小となるように工夫されている。試験の結果を図 6.20 下部に示し、①タービン翼出口、②タービンディフューザ、③ガス出口部の静圧回復状況を比較している。MET33SB では静圧が殆ど回復しないのに対し、MET33SC は各位置でガス流れの運動エネルギーを静圧としてうまく回復していることが分かる。この改善によりタービン効率が約 3% 向上した。

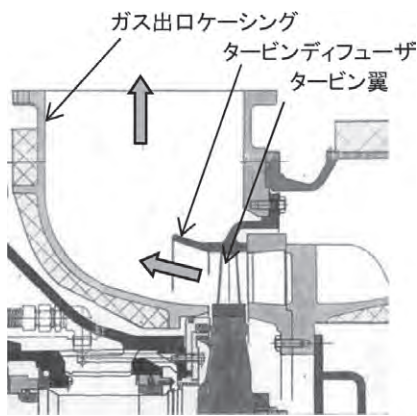


図 6.19 MET-SB のガス流出通路形状

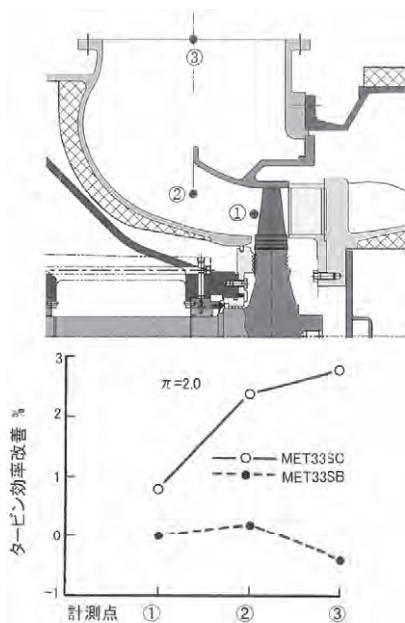


図 6.20 MET-SC のガス流出通路形状 (上) および各点のタービン効率改善内容 (下) <sup>(6), (8)</sup>

## (2) ABB 社<sup>(9)</sup>

図 6.21 には ABB のタービンディフューザの最適化によるタービン効率改善結果例を示す。同社は VTR-4E, 4D シリーズのタービン効率改善について発表し、ガス出口ケーシングを大きくしたこと、およびタービンディフューザを長くしたことによってタービン効率が大量ノズルの場合はタービン膨張比 3 以上の領域では最大 3.5% の効率向上があったことを発表している<sup>(9)</sup>。

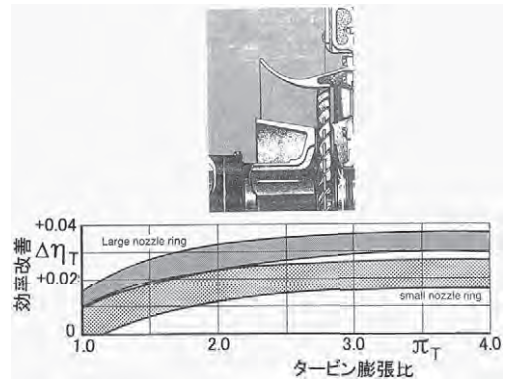


図 6.21 ABB VTR-4E のタービンディフューザ<sup>(9)</sup>

## (3) MAN 社

MAN の NA 型過給機は元々軸受箱がカートリッジなのでロータ軸抜き時にタービンディフューザを取り外す必要がない。従ってガス出口案内筒を軸方向に長く延ばすことができるので排気ガス通路は静圧回復に有利な形状であった。図 6.22 はその状況を示すものである。猶、図は筆者が MAN NA 過給機カタログを参考にして分解図にしたものである。

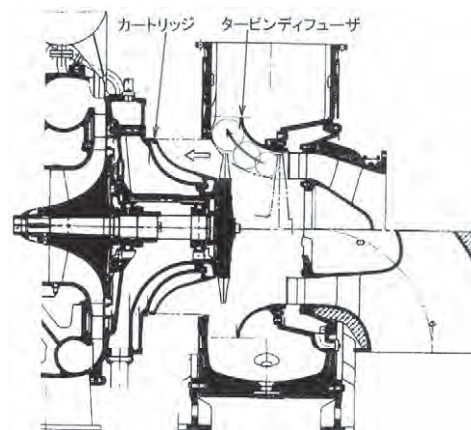


図 6.22 MAN NA 型過給機カートリッジとタービンディフューザとの関係

図 6.23 は MAN 社の改善例である。タービン流量に応じてタービンディフューザを最適化する必要があり、タービン効率を向上させるためタービンディフューザの形状を改善してガス出口損失を減らし、そ

の結果タービン効率が1.5%向上したことが発表されている<sup>(10)</sup>。

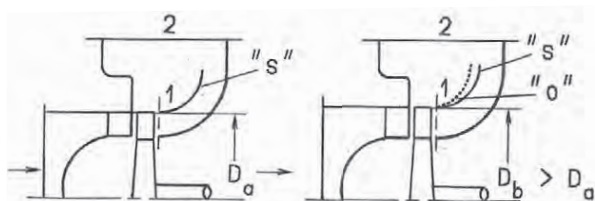


図 6.23 MAN NA-S 型過給機のタービンディフューザ改善<sup>(10)</sup>

#### 6.4.4 ダービンノズルの改善について

タービンノズルをプロファイル型ノズルの採用によってタービン効率を上げた例については、6.2 節で改善例を示したが、MAN 社でも改善結果が報告されている。図 6.24 は MAN NA/T 型過給機のノズル翼プロファイル形状改善によるタービン効率向上の関係を示すものである。板ノズルを基準にしてプロファイル翼にした場合は改善効果が大きく現れている。プロファイル型同士では翼厚の大きい方の効率が高いが改善代は小さくなっている。いずれにしても翼型ノズル使用によるタービン効率向上が確認されている。

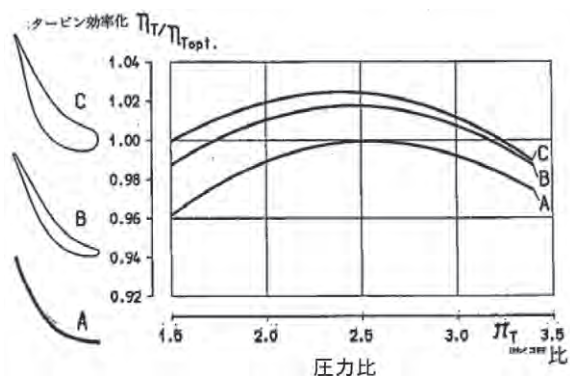


図 6.24 MAN NA 過給機ノズル翼のプロファイル改善効果

## 6.5 高圧力比化および大容量化 (1990 平成年代)

1980 年代の前半はディーゼル機関の燃料消費率低下が大幅に進んだ時代であったが、1980 年代半ばになると石油価格が低下し、経済環境が変わってきた。船舶速度の増加に伴い機関出力が増加し、また物流システムの発達によりコンテナ船の大型化が進んだことによりディーゼル機関については大出力機関の需要が伸びて行った。従って、過給機にとっては圧力比と容量の増加が求められた。1990 年代にはシリンダ径が約 1m 近い大きなものや 9-12 の多シリンダ機関が多

くなり、従来よりも大きなサイズの過給機も必要となってきた。

### 6.5.1 高圧力比過給機

#### (1) 圧縮機羽根車

三菱重工が最初に開発した 3 次元羽根車は設計点の圧力比は約 3.3 - 3.5 で比較的lowだったので羽根車の各羽根は総て同じ長さ、高さのものであった(第 6 章 6.4.2 項 図 6.16 参照)。

要求圧力比が高くなると低圧力比用羽根車より多くの空気を吸込む必要がある。その場合、羽根車の空気入口面積を確保するために長短の羽根を交互に配置する(短翼をスプリッタとも称す)。図 6.25 左は 1989 年に三菱重工が開発した圧力比 4 の MET-SD 型羽根車、同図右は ABB が同時期に 4 サイクル機関用に開発した圧力比 5 の VTR-4P の羽根車外観である。何れも同じように羽根が長短交互に置かれている。入口で羽根車枚数を減らすと空気の通過面積が増え、流入した空気は徐々に圧縮され、羽根車の空気通路の略中間にある短翼(スプリッタ)で二分されて羽根車外周に向けて流れる。圧力比が高くなると羽根車入口での流速が上がり、最近の羽根車では音速を超えるようになっている。更に圧力比を高くする場合は長翼と短翼の間にもう 1 枚短い羽根を置く場合もあるが、最大圧力比 5 程度の過給機用羽根車ではまだその必要はない。

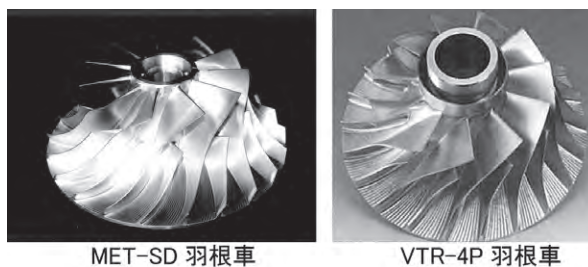


図 6.25 高圧力比用羽根車の例

#### (2) タービン

平成 7 年(1995)にはワイドコードタービン翼が現れた。高圧力比での過給機効率を改善する時、必然的に回転数が上がるので、タービン翼の振動応力が大きくなる。性能確保と同時に十分な翼振動安全を確保しなければならない。この為、三菱重工は従来の MET-SD 型過給機のタービン翼数を 46 本から 35 本に 11 本少なくし、翼幅を広くしたワイドコード翼を採用しタービン翼体格を強化することにした。図 6.26 は三菱重工の新開発のワイドコード翼である<sup>(11)</sup>。右図に従来型 MET-SD 型のタービン翼との違いを示す。タービン翼高さは同じであるが、従来型は翼幅が小さくワ

イドコード翼は幅が広い。約30%翼幅が広がっている。圧力比が約3.0以上となるとタービン翼を流出するガス流速が超音速となるのでこの特性を考慮し、損失の少ない翼プロファイルを設計計画した。

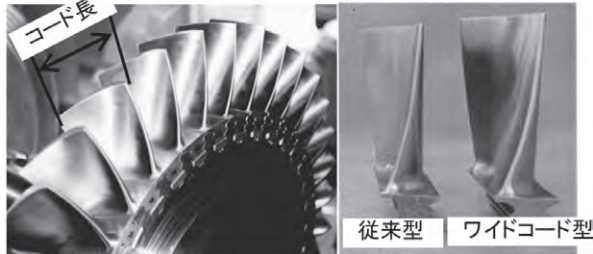


図 6.26 M MET-SE 過給機型ワイドコードタービン翼<sup>(11)</sup>

このようにして設計したワイドコード翼の試験結果を図 6.27 に示す。試験は MET33 試験機単体で行った。タービン効率がいくら向上したかは過給機効率で評価している。圧力比約 2.5 以上の高圧力比側で効率が改善され、圧力比 3.5 では 2% 高くなり初期の目標が達成されている。

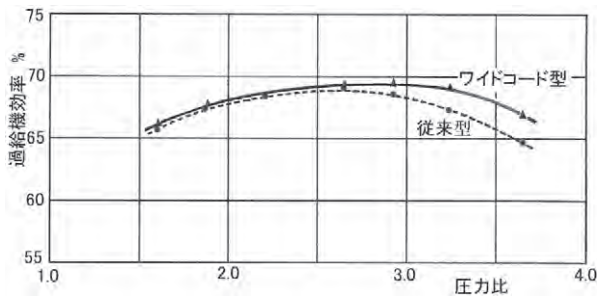


図 6.27 MET-SE ワイドコードタービン翼の効率向上

ABB は 1995 年、新型の過給機 TPL 型を発表した。タービン翼にはワイドコード翼を採用していた。そのタービン翼外観を図 6.28 に示す。翼本数が 38 本の TPL-A にはダンピングワイヤが装備され、その後に関された (1999 年) TPL-B 型は翼本数 28 本であった。VTR は翼本数が 45 本であったからこの変化はかなり大きいものであった。この他、タービン翼プロファイル下部から翼を締結するサイドエントリー(翼根)までの距離を大きくしていることが特徴である。

MAN 社は 2002 年に開発した TCA 型過給機でワイドコードタービン翼を採用した。NA/S のタービン翼本数は約 60 本であったのをワイドコードの思想をとり入れて 46 本に減らし、タービン翼体格を強化した。TCA 型のタービン翼を図 6.29 に示す。タービンのガス入口側から出口側に軸方向に透けて見える (ルックスルー) 空間があり、大流量化を考慮した設計であるように考えられる。

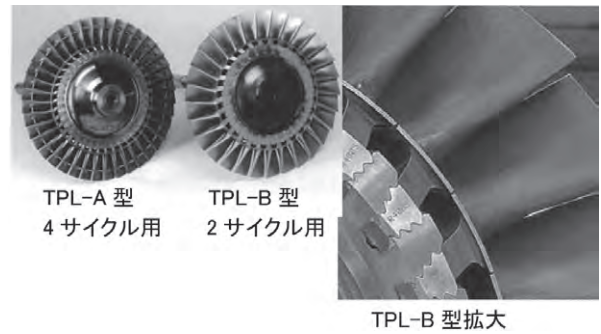


図 6.28 ABB TPL 型のワイドコードタービン翼  
ABB カタログ

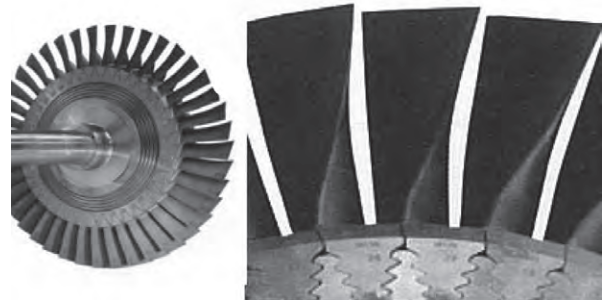


図 6.29 MAN TCA 型過給機のワイドコードタービン翼  
MAN TCA 過給機カタログ

### 6.5.2 大容量化

圧縮機を大流量化する場合、羽根車の羽根高さを増加することが一般的な方法である。図 6.30 に小流量および大流量の羽根車断面 (羽根車高さ) の比較を示す。翼の高さを大きくすることによって大流量型となる。大流量圧縮機の一般的特徴は、圧力 - 風量特性曲線がサージング点に近づくとフラットになり低圧力比側での耐サージング性が劣る。

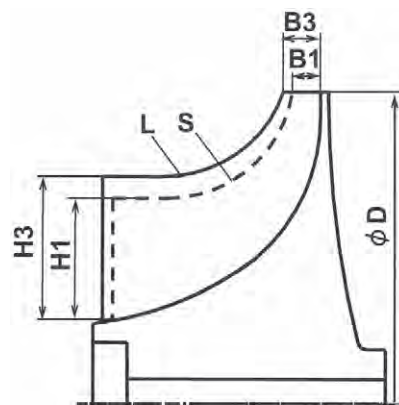


図 6.30 羽根車流量増加

この対策として羽根車入口で循環流を作ると羽根車に流入する空気量が見かけ上増えてサージング特性が改善される。この対策をケーシングトリートメントという場合もある。図 6.31 の上図は羽根車入口で循環流を作る装置であり、下図にその効果を示す。低圧力比では羽根車入口直後の圧力が上がり羽根車の外側に



一部空気が流れて再度入口に入り循環流が起こるのでサージマージンが増える（斜線部）。

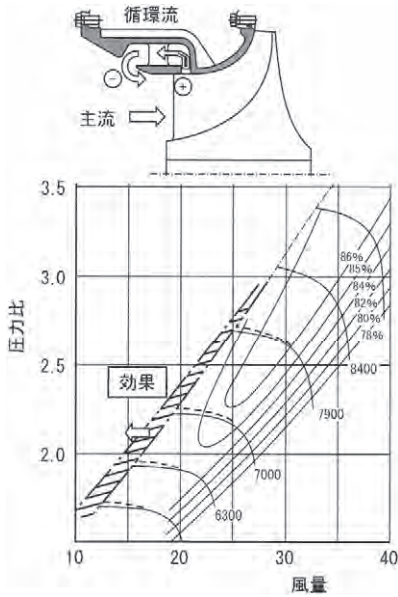


図 6.31 羽根車入口部循環流によるサージ特性改善

### 6.5.3 高圧力比<sup>(12),(13)</sup>

2000年代になって船舶推進主機の排出ガスにも大気汚染規制が課せられるようになり、2011年に建造が始まるすべての船舶のディーゼル機関はIMO（国際海事機関）準拠のTierII規制を満足しなくなりました。TierII規制では窒素酸化物（NOx）排出を従来比約20%低減させなければならない。ディーゼル機関はNOxを減らす為に、燃焼噴射タイミングや燃料弁の変更のほか、圧縮工程時の排気弁を閉じるタイミングを遅らせて燃焼温度を下げるようになった。このため、従来よりも小さくなった圧縮初めの空気容積においても燃焼に必要な空気量を確保するため、ディーゼル機関は同じ出力に対し高い掃気圧が必要になった。そのために過給機圧力比が従来の約3.6-4.0から約0.5-0.6高くなって圧力比4.1-4.7を要求されるようになってきた。各過給機メーカーとしては既にTierIIに対応できる高圧力比過給機を開発済みである。各社過給機の代表的な圧縮機特性曲線を図6.32に示す<sup>(12),(13)</sup>。上から順にABB, MAN, 三菱重工の各過給機圧縮機性能曲線である。各社とも要求圧力比4.1-4.7に対して十分な能力を備えている。MAN TCA-33の圧縮機は最大圧力比6であるが、実用上使用できる圧力比は5.2と記述されている。性能曲線中のラインは機関作動線である。一番下の三菱MET71MB圧縮機性能曲線は実機に適用されたものである。2009年8月にTierII規制を対象として7RTflexX82C機関の試験運転がおこなわれ、MET71MB過給機が採用され

た。この性能曲線にはその時の機関作動線を記入しており、機関、過給機とも計画通りの初期成績を得ることができた。

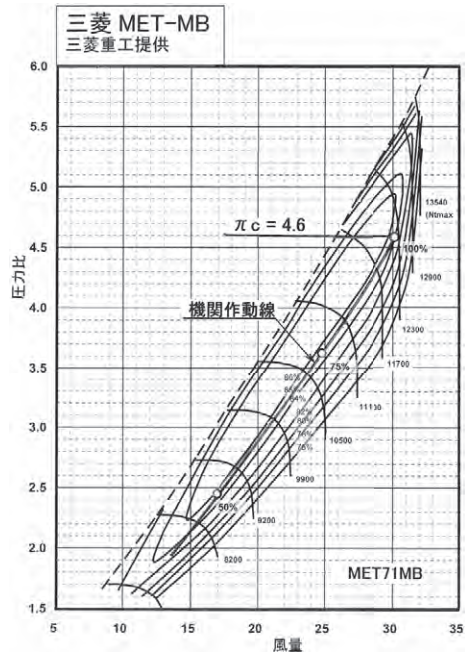
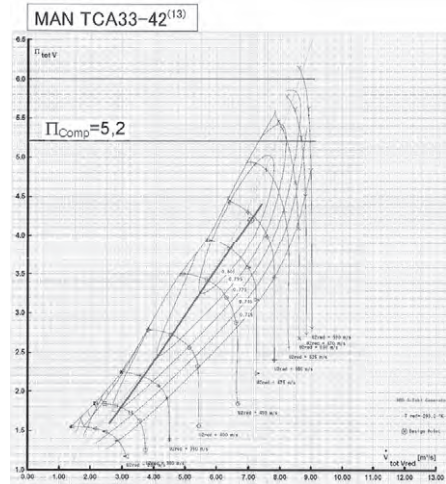
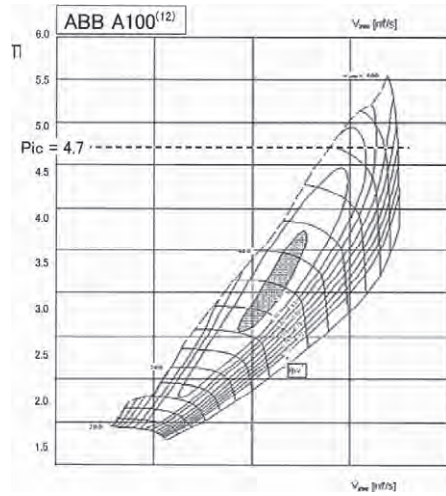


図 6.32 各社の TierII 対応高圧力比圧縮機性能曲線<sup>(11),(12)</sup>

## 引用、参考文献

- (1) 田山 経二郎:「技術の系統化報告書」船用大形2サイクル低速ディーゼル機関の技術系統化調査 Volume 8 March 2007 P.201, 202
- (2) The BBC Turbocharger A Swiss Success Story Ernst Jenny, 1993 ABB Turbo Systems LTD, Baden (Switzerland) P.187, 273
- (3) 大津正樹、花房真、竹内範治三井造船(株)「論説・解説 船用ターボチャージャ (1) 大形エンジン用ターボチャージャ」日本ガスタービン学会誌 Vol.19 NO.73 JUN 1991 P.13, 16, 21
- (4) Jiro Nomura, Katsuyoshi Yamashita, Bunichi Nagata, Harutaka Tsujimura “Development of Super MET Turbocharger” 第13回 CIMAC 論文 1979 P.7, 21
- (5) Jiro Momura, Mr. Koichiro Imakiire, Mr. Harutaka Tsujimura, Mr. Bunichi Nagata: “Turbine blade vibratory strength and Turbine performance of MET-SB turbocharger” 第16回 CIMAC 論文 1985 P.4-22
- (6) 辻村玄隆:「内部流れの改良による排気ターボ過給機の性能向上」三菱重工技報 vol.23 No.5 P.12-18
- (7) Press Conference  
VTR.4A Turbocharger development  
BBC Baden Switzerland April 12, 1984
- (8) Mr. Koichiro Imakiire, Mr. Yoichi Iwanaga, Mr. Tsutomu Ohashi, Mr. Eito Matsuo: “Development of Energy efficient MET turbocharger into Super Turbo generating system for maximum waste energy exploitation” 第17回 CIMAC 論文 1987 P.3, 4, 12, 13
- (9) René Müller: “High efficiency turbocharger and power turbine, applications and experiences” The Motor Ship 13<sup>th</sup> International Marine Propulsion Conference London March 1991 P.2, 11
- (10) M Appel and Th Franke MAN B&W Diesel: “The new NA/S/T9 turbocharger series for two-stroke and four stroke engines State of development and operating results” P.4, 12
- (11) 白石啓一:「船用過給機 三菱重工製過給機の動向」日本ガスタービン学会誌 Vol.33 No.4 2005.7 P. 28
- (12) Schweizer “A100 ABB's New Generation” 2008年度 日内連主催講演会資料 P.22
- (13) Bartholomae, Emanuel Boelt, Dirk Balthasar, MAN Diesel & Turbo SE, Germany: “TCA33-The new MAN Diesel turbocharger for high-speed engines” 26<sup>th</sup> CIMAC Congress 2010, Bergen Paper No.: 141, P.3
- (14) The Sulzer Diesel Engine  
ISBN: 3-9521561-0-8  
Copy right 1998 by: Wärtsilä NSD Switzerland Ltd.Po Box 414 CH-8401 Winterthur, Switzerland P.43

# 7 | 信頼性と飛散防止

過給機は高速回転機械であるので回転体が故障することがある。ディーゼル機関の燃料は粗悪油が使用されるので排気ガス中にはカーボン、硫酸成分、シリンダ内燃焼からくる潤滑油成分などが含まれる。困ったことにこれらはタービン翼に堆積してアンバランスが発生する。圧縮機羽根車もタービン翼ほど酷くはないが航行時間が数年経つと汚れてそれが堆積する。このような訳で少々アンバランスがあっても耐えるような軸受けにしておかなければならない。メンテナンスが悪かったり、燃料によっては予想以上の汚損が進んだりして油断するとアンバランス過大となって羽根車やタービン翼がケーシングと接触することがある。このケースは経年的変化に起因するような不具合である。設計者は、過給機自身の回転体をどのように安全に設計するかが最も大事なことである。また、万一回転体が破壊した場合、それがケーシングを飛び出したりして人が損害を蒙らない次善の策が必要である。

## 7.1 破壊の形態

### 7.1.1 疲労破壊

#### (1) 高周波疲労破壊

過給機の回転数はディーゼル機関の負荷に応じて変化するので運転中のどこかに共振点があり振動応力が大きくなる回転数が存在する。共振とは羽根やタービン翼が持っている固有の振動数が過給機の回転数やディフューザ翼およびノズルの枚数の整数倍になると振動応力が大きくなる現象であり、共振とはその時の回転数である。従って、すべての運転範囲で振動応力をできるだけ小さく設計しておかなければならない。

現在の羽根車は鍛造アルミニウムからNC加工機で削りだす一体型であるので羽根の振動応力は十分小さく確保されるようになった。

また、タービン翼は回転数の増加に対応できる翼体格の大きいワイドコード翼が開発され振動応力を小さくできるようになった。体格の強化によって固有値が上がり共振点が減ったのも翼振動改善の一要因である。空気力学的には翼1枚あたりの仕事が増えるので振動応力が大きくなることが予想されるが計算技術および計測技術の向上により性能と強度をバランスよくして開発できるようになった。

#### (2) 低サイクル疲労

低サイクル疲労は、機関負荷の発停回数に依存するものなので、大型船用機関では航海日数が長いこともあり過給機回転部応力が最大と最低（ゼロ）を繰り返す頻度は極めて少なく安全である。しかし、負荷変動の大きい場合は注意を要する。図7.1は浚渫船で発生した事例である。同浚渫船の機関は数分間隔で機関のアイドリング回転数から最大負荷に達するので応力振幅（最大応力と最小応力の差）が大きく、かつ繰り返し数が多かったので最大応力部にクラックが生じ、その後瞬時に破壊したものである。このような運転条件では応力振幅と繰り返し数の関係で決まる寿命を計算し、稼働期間を決める必要がある。

またこのような事故を通じて実戦的疲労限界を知り、新しい知見として新設計に応用できる。

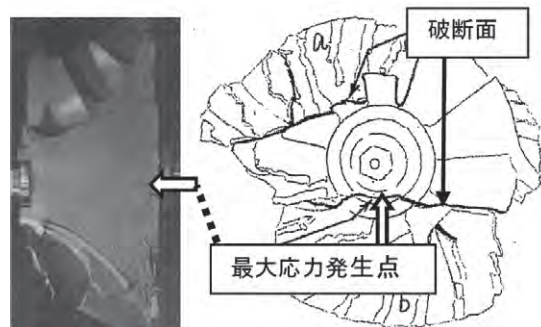


図7.1 低サイクル疲労破壊例  
三菱重工提供

図7.2はABBのTPLタービン翼の低サイクル疲労破壊試験の結果を示すものである<sup>(1)</sup>。この試験は、試験時の破壊条件（回転数と繰り返し数）を設定してその条件でのもとに想定したとおりの破壊が起こるかどうかが検証している事例である。



図7.2 TPL 過給機の低サイクル疲労破壊試験<sup>(1)</sup>

### 7.1.2 クリープ破壊

クリープ破壊とは応力の繰り返しには依存せず、任意の応力が長時間かかって破断に至る現象で、過給機の場合はアルミニウム材を使用している羽根車の高温クリープが課題である。

図 7.3 は実際に過給機運転中の吐出空気温度、羽根車外周の材料温度を計測したものである。この材料の時効硬化処理温度は約 190℃ であるが、計測結果は圧力比 3.5 以下であれば羽根車温度は時効硬化温度より低いが、それ以上だと超えてしまい、クリープ寿命が短くなってしまう。

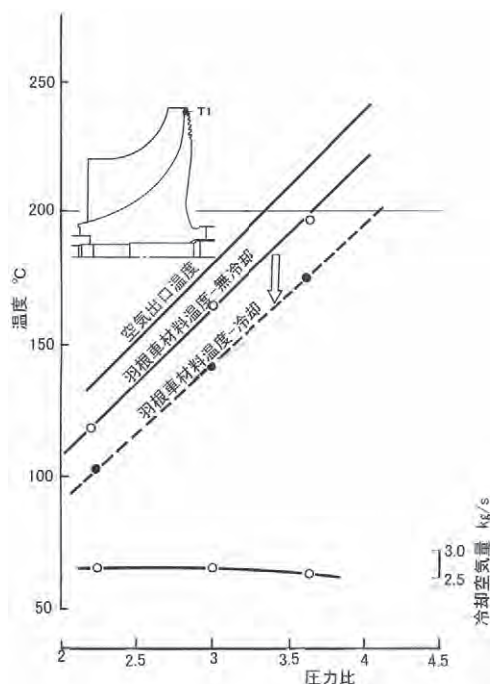


図 7.3 圧力比と空気出口および温度羽根車温度<sup>(2)</sup>

そこで羽根車寿命延長対策として三菱重工は平成 3 年 (1991)、羽根車を外部から空気冷却することを考案した<sup>(2)</sup>。図 7.4 にその実施状況を示す。羽根車の冷却は、常温の空気を羽根車の背面外周側に導入することにより行う。機関上では掃気室から約 40℃ の冷却空気を導くことができる。単体試験結果では羽根車の外周部を空冷すると羽根車円盤温度は約 20℃ 低下した (図中の破線で示す)。材料温度が 200℃ の状態で、温度が 20℃ 低下するとクリープ寿命は計算上約 10 倍以上になるので効果は非常に大きい。この試験結果に基づいて、空気冷却装置は運転時の圧力比が高い陸上発電所の大型 4 サイクル機関用の MET53SD に多数採用されている。

この外部から羽根車を冷却する方法は平成 16 年 (2004) にターボシステムユナイテッド (株) の

TPL91 型過給機でも導入されている<sup>(3)</sup>。また、MAN TCA-33 過給機は図 7.5 に示すように、羽根車円盤表面と対峙する壁面から水冷却された低温の部材を近づけ雰囲気温度を下げて羽根車を冷却する手法を講じている<sup>(4)</sup>。

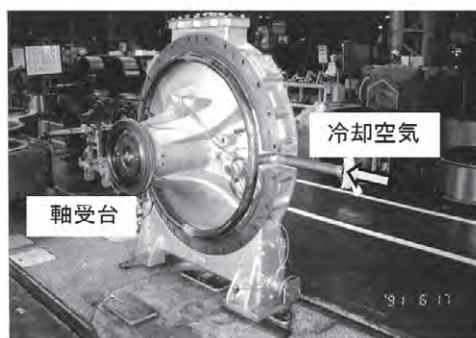
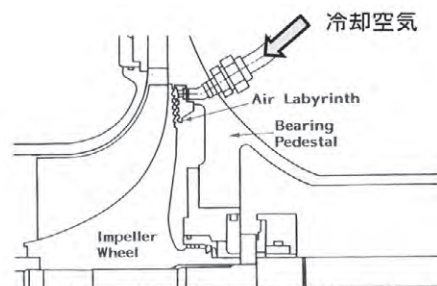


図 7.4 三菱 MET53SD の羽根車冷却空気管組立<sup>(2)</sup>

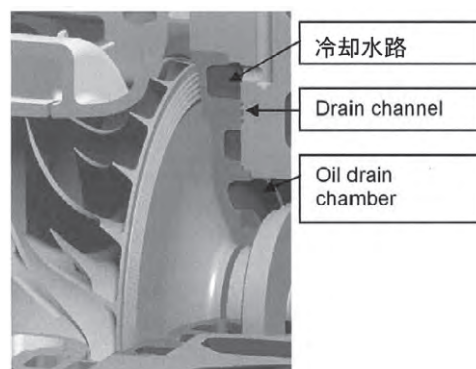


図 7.5 MAN TCA-33 過給機羽根車冷却図<sup>(4)</sup>

## 7.2 破壊部品の飛散防止 (Containment)

回転体が安全であるように十分に検討して安全を保つように日常務めていても絶対に故障や事故が発生しないと決めて考えることは危険であり、万一回転部品が破壊しても壊れた部品が過給機の外に飛び出さないように配慮することが船級協会規則で定められている。これに対しては実際に破壊試験を行って破壊した部品が飛び出さないことを証明する方法や、計算精度を確認の上、計算で証明する方法がある。計算精度とは実際に破壊した形状と計算結果の一致する度合いの

ことである。図 7.6 は過給機の最高回転数よりも高い規定回転数で羽根車を破壊させ、その時破壊した部品を過給機内に留めた時の状況である<sup>(1)</sup>。このようにして設計品質を確保している例である。



図 7.6 ABB TPL 過給機圧縮機羽根車の破壊試験<sup>(1)</sup>

#### 引用、参考文献

- (1) 秋田隆 ターボシステムユニテッド (株)  
2009 年度 第 1 回日内連主催講演会資料  
[ 過給機の技術の変遷と将来展望 ] P.40, 41
- (2) Koichiro Imakiire, Masanori Kimura, Eito Matsuo, Bunichi Nagata: “Further development of high pressure ratio turbocharger”  
第 20 回 CIMAC 論文 1993 年 P.5, 16, 17
- (3) TPL91-B The turbocharger for the largest 2-cycle engines ターボシステムユニテッド (株) カタログ 0803-300-ON-XW
- (4) Klaus Bartholomae, Emanuel Boelt, Dirk Balthasar, MAN Diesel & Turbo SE, Germany : “TCA33-The new MAN Diesel turbocharger for high-speed engines” 26<sup>th</sup> CIMAC Congress 2010, Bergen Paper No.: 141, P.4

# 8 | 転がり軸受と滑り軸受

2サイクルディーゼル機関の静圧過給では低負荷時に排気ガスエネルギーが小さいため、機関起動時から約40-50%負荷までは電動ブロワでの補助が必要である。このような機関特性に対し、転がり軸受を採用しているVTR型過給機は軸受摩擦損失が極めて小さいことにより低負荷運転で良好な過給機効率や起動特性を得ていた。一方、MET型過給機は滑り軸受を採用しているので軸受損失が大きく低負荷時での性能が劣っていた。また転がり軸受は潤滑油ポンプ、潤滑油とも過給機に組み込まれているのに対し、滑り軸受の場合は潤滑油量が多いのでこれを外部から供給しなければならない。機関室には過給機の上部5-10m位の高さに非常用潤滑油タンクを設置する必要があった。このように過給機設計の差が性能だけでなく機関への搭載や機関艙装時の問題として顕在化するとその差異を埋めるための改善や開発が行われた。ここでは設計思想の異なる過給機がどのように対応して来たかについて記述する。

## 8.1 構造の相違

図8.1は1980年代のBBC（石川島播磨重工）のVTR-4型と三菱重工のMET-SB型の軸受システムを

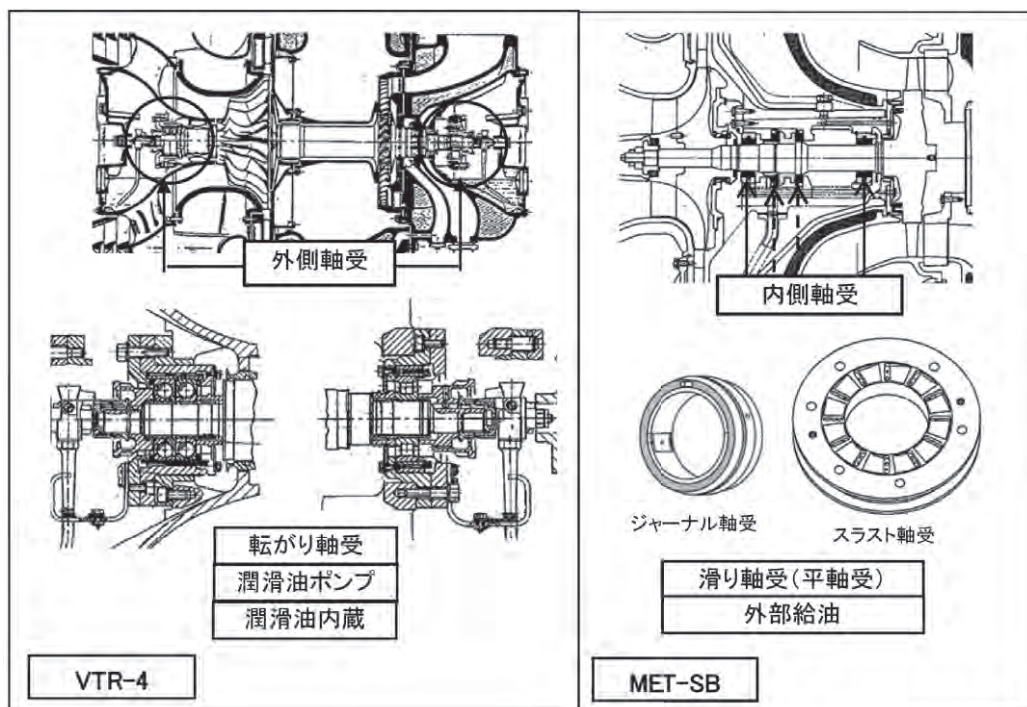


図8.1 軸受システムの比較<sup>(1),(2)</sup>

比較する図である。以下、前者と後者の比較項目を列挙すると、軸受配置（外側と内側）、軸受型式（転がり軸受と滑り軸受）、潤滑油ポンプ（内蔵、外部強制給油）、潤滑油サンプタンク（内蔵、船体付）、非常用潤滑油ヘッドタンク（不要、要）とことごとく相反する内容である。製作時から就航後までの総合評価として、前者は過給機単体として自己完結した機能は優れていたが、転がり軸受は寿命に制限があり、滑り軸受はそれがなくて長寿命で安心できることがメリットであった。このように過給機の特徴についての性能、艙装、メンテナンス（製造者からユーザまで）の得失をめぐって議論の多い時代であった。

## 8.2 軸受の種類による機械損失比較<sup>(3)</sup>

図8.2はBBC（現ABB）過給機の転がり軸受と滑り軸受の機械損失を比較したデータである。寸法の絶対値が不明なのでこのまま数値を各社の過給機に直接適用はできないが、滑り軸受は低圧力比になるほど転がり軸受と比べて損失割合が大きいことがわかる。

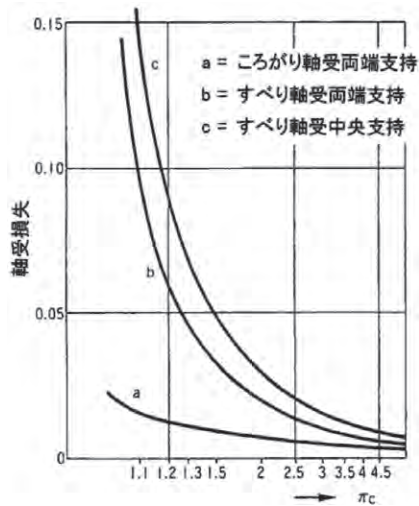


図 8.2 軸受の機械損失比較例 (BBC) <sup>(3)</sup>

### 8.3 滑り軸受の摩擦損失低減<sup>(4)</sup>

三菱重工の開発当時の MET-SB 過給機は、バックワード羽根車の採用とタービン翼ダンピングワイヤの除去によって常用運転時の空力性能として好成績であった。しかし、機関起動後の負荷上昇時に 25% 負荷付近で機関の排気ガス温度が急上昇する運転現象が発生した。この現象はそれまで使用していた直線放射状の羽根車では発生しなかったことであった。

原因としては、バックワード羽根車採用によってスラストフォースが増加したのでスラスト軸受を大きく設計していた。なぜなら、バックワード羽根車は直線羽根車よりも羽根自身で圧力を上げるために羽根車背面の圧力が増加し、スラストフォースが大きくなったからである。対策としてはスラスト軸受を小さくすればいいわけだが単純にスラスト軸受面積を減らしてもスラスト荷重が同じならスラスト軸受面圧が増加するので軸受が焼損する危険性がある。従って、スラスト加重を減らす手段を講じた。

図 8.3 は羽根車背面のシール空気圧力を減らしてスラスト荷重を減らす手段である。スラストフォースを減らすために羽根車背面のシール空気圧を減らすのが、空気を多量に漏らさないように先ず空気ラビリンスをつけて空気量を制限した。

試験結果を図 8.4 に示す。羽根車背面圧力が低下し、スラストフォースを減らし、軸受面積を 20% 低減した結果、圧力比  $\pi = 1.1$  での機械効率が 11% 改善された。機関の 50% 負荷は約 10,000 rpm であり、圧力比 1.1 は機関起動直後に相当する。軸受損失の絶対値の変化は 5.3 PS から 3.2 PS であり 40% 改善されたことになる。

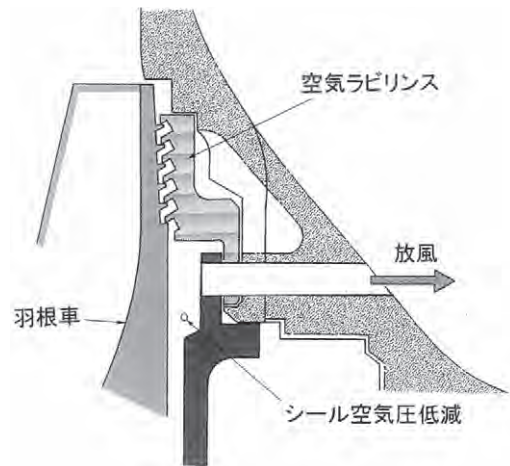


図 8.3 羽根車背面のスラストフォース低減<sup>(4)</sup>

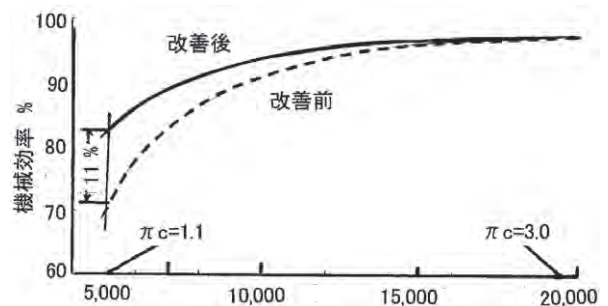


図 8.4 MET42SB スラスト軸受損失改善結果<sup>(4)</sup>

スラスト軸受を改善しても 3.2 PS の軸受損失は転がり軸受に比べるとまだ大きいのが、この結果を実際の機関上で試験した結果、機関の起動は実用上何ら支障ない状態にまで改善された。25% 負荷での加速性、排気ガス温度ともに解決した。更に就航船でもこの改善結果を適用し、効果が確認され、実用上の課題は解決できた。

## 8.4 過給機艙装上の自己完結性 -LO システムと艙装

### 8.4.1 船内艙装の改善

滑り軸受の場合は潤滑油量が多いので外部から強制給油となる。強制給油のための潤滑油はディーゼル機関のシステム油と共通化し、機関の製造コスト低減を図っている。

次の課題は機関の危急停止時の過給機軸受の安全確保である。機関の潤滑油は電動ポンプで供給されているので、予期しない船内電源トラブルが発生すると機関は緊急停止する。しかし過給機は高回転のまま慣性でしばらく回り続けることになる。この時の安全のために潤滑油ヘッドタンクが機関室の高所に設置されることになり、造船所では非常用潤滑油タンクの設置と、このタンクから過給機までの配管作業を要する。

図 8.5 は潤滑油ヘッドタンクがある場合の潤滑油系統である。ディーゼル機関が設置されているフロアより上段のフロアに非常用の潤滑油タンクを設置している。しかもこの当時の潤滑油タンクの大きさは1ないし数 m<sup>3</sup> の容積で設置スペースも必要であった。要するにこの大きな潤滑油タンクを無くせれば少なくとも船内にかかる余分なコストやスペースを省くことが出来るわけである。

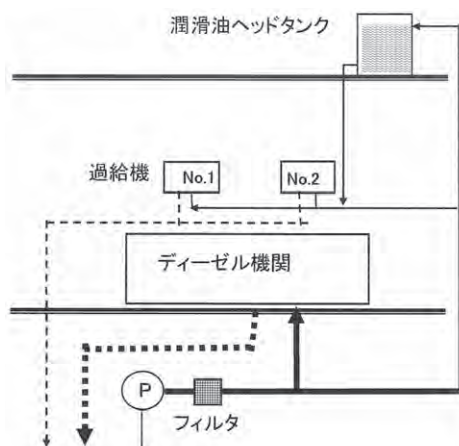


図 8.5 ヘッドタンク付きの潤滑油配管

#### 8.4.2 危急用潤滑油ヘッドタンク付過給機

##### (1) 過給機上部への設置

潤滑油ヘッドタンクが過給機付になっていれば機関設置後に過給機用潤滑油ヘッドタンクを船内に取り付ける必要はない。

MAN の過給機は NA-T 型シリーズから過給機上部に小さな潤滑油ヘッドタンクを取り付けるように設計されていた。図 8.6 は過給機上部に小さな潤滑油ヘッドタンクとその潤滑油管が設置されている外観である。三井造船では 1983(昭和 58)年から NA-T 型シリーズで適用が始まった。



図 8.6 NA-T 過給機上部の潤滑油ヘッドタンク  
MAN 過給機カタログ

##### (2) 過給機に内蔵する方式

三菱重工では潤滑油ヘッドタンクを内蔵することを計画し、昭和 58 年 (1983) の MET-SBII に適用し、翌年開発の MET-SC 型過給機を開発時にこの装置を全面的に採用した。図 8.7 は MET-SC 過給機に潤滑油ヘッドタンクが内蔵されていることを示す鳥瞰図である。潤滑油ヘッドタンク容量は最大型の MET83SC で約 50 リットルの容量で充分になるように工夫されている。

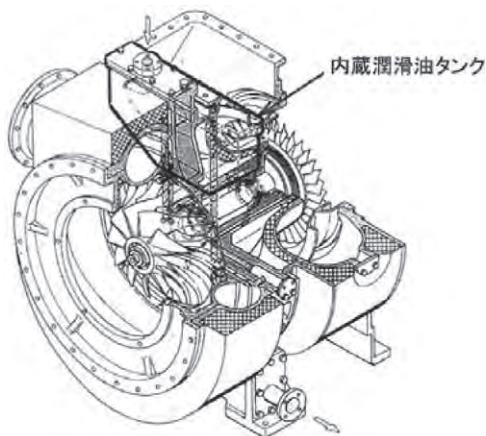


図 8.7 MET-SC 内蔵潤滑油タンク  
三菱重工提供

図 8.8 は潤滑油ヘッドタンクがない場合の潤滑油系統である。少なくとも潤滑油ヘッドタンクをなくすればディーゼル機関を船内艤装した時に別置き潤滑油ヘッドタンクは不要になる。このようにして艤装の簡易化に役立った。

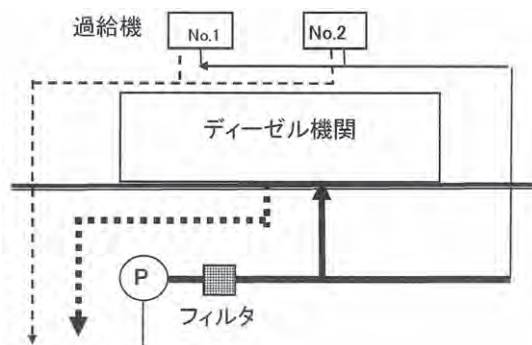


図 8.8 ヘッドタンクなしの潤滑油配管

##### (3) 各社の状況

現在の各社の過給機は 3 社とも滑り軸受を採用しておりいずれも外部給油方式であるが、潤滑油ヘッドタンクを過給機の内部、または上部にいずれかの方式で過給機と一体とするようになった。三菱重工の MET 過給機は開発以来内蔵している。ABB TPL 過給機は



開発時（1995）から過給機上部に別置いていたが、平成16年（2004）販売のTPL91は潤滑油ヘッドタンクが内蔵され、また、2008年に発表された最新型のA100シリーズには内蔵されている。MAN社のTCA型過給機はNA-T型シリーズと同様に過給機上部に置くことを継続している。

#### 引用、参考文献

- (1) VTR-4 軸受 ターボシステムユナイテッド（株）提供
- (2) MET-SB 軸受 三菱重工提供
- (3) Press Conference  
“VTR..4A Turbocharger development”

BBC Baden Switzerland April 12, 1984 P7,  
Fig..23

および

加藤利夫、駒形正敏「船用ターボチャージャ（2）  
中小型エンジン用ターボチャージャ」

日本ガスタービン学会誌 Vol.10 NO.73 JUN.1991  
P22

- (4) Jiro Momura, K. Imakiire, H. Tsujimura, B. Nagata “Development of High-Performance backward Curved blade compressor for MET turbocharger application” 第13回 CIMAC 論文 T12.2 Discussion

# 9 | 省エネルギーシステム

## 9.1 無冷却過給機の排熱回収に対する優位性<sup>(1)</sup>

図 9.1 は大型船の機関室断面における各機器の配置と、ディーゼル機関から排出した排気ガスの流れを把握するための概略図である。ディーゼル機関の排気ガスは排気集合管から過給機に入ってタービンを駆動するので排気ガス温度が低下する。その後船の煙道を経て排気ガスボイラに入り、ここで蒸気を発生させる。2サイクル機関の場合について、排気ガスが過給機に入り煙突から排出されるまでのガス温度の変化を例として記述している。

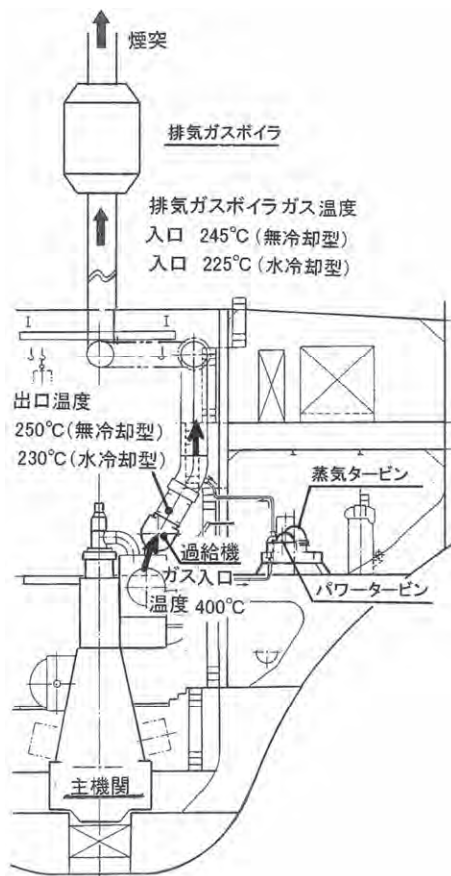


図 9.1 機器の船内配置とガス温度の例

- ① 過給機に入った排気ガスはタービンを駆動するので圧力、温度が下がる。ここで約 150°C 温度低下する。ところが過給機ガスケーシングが水冷却型の場合ケーシング表面温度が低いので、約 15-20°C 熱を奪われる。もし、無冷却ケーシングなら熱を奪われないからガス出口温度が水冷却型過給機の場合よりも約 15-20°C 高いので

ある。この図では水冷却による温度差を 20°C に仮定している。

- ② 過給機を出た排気ガスは煙道で更に約 5-10°C 温度低下して（この図では 5°C と仮定）排気ガスボイラに入る。このボイラを排気ガスエコマイザとも称する。ここでも過給機ケーシングの無冷却と水冷却の差が残っている。わずか 15-20°C の温度差であるが、排気ガスボイラにとってはボイラ設計に大きく影響する重要な値である。この 20°C の影響がどの程度排気ガスボイラの能力として現れるかを試算した結果を図 9.2 に示している。

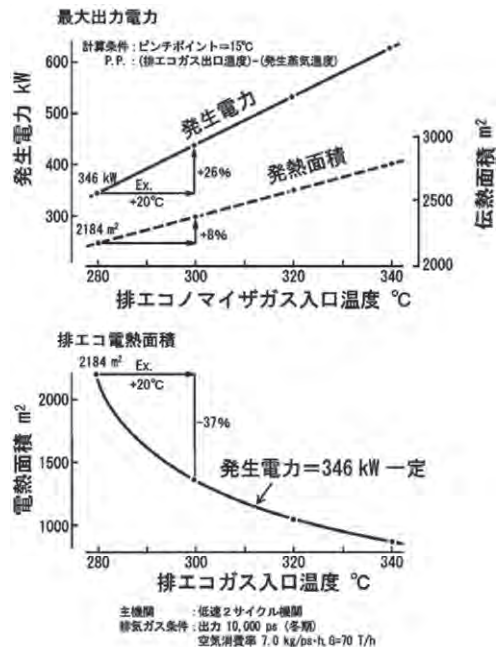


図 9.2 無冷却過給機の排熱エネルギー回収効果<sup>(1)</sup>

試算は 2 サイクルディーゼル機関の運航負荷 10,000 馬力で試算したものである。

同図上の計算結果は、排気ガスボイラのガス入口温度が 20°C 高くなった時に得られる最大発生電力である。排気ガスの最終温度と発生した蒸気温度との差（ピンチポイント）を 15°C に設定して計算しているので排気ガス温度が上昇した分だけ電熱面積を大きくできるが、面積の増加は 8% と小さいのに、得られる電力量は 26% とその増加割合が大きい。下の図は得られる電力量を一定（346kW）とすれば、電熱面積を 37% も小さくできる（ボイラを小型化できる）ことを示している。

上記 2 つの計算結果からこのようにエネルギー密度が小さい領域の機器は一見小さな温度でも影響が大きいことが分かる。

## 9.2 過給機余剰効率 およびその利用について

上昇した過給機効率は本来ディーゼル機関のシリンダ内燃焼に役立て燃料消費率改善する事が最も理想的である。しかしながら、機関側要求以上の性能になると燃焼改善には結びつかず排気ガス温度が低下するだけである。通常総ての排気ガスは過給機タービンに導かれるが、過給機効率が機関にとって余剰となる場合は、余剰効率に見合う分の排気ガスを抽出して小型のパワータービンに導き、ここで得られる出力を機関あるいは船舶全体の省エネルギーに有効活用する方法が考察された。例えば、仮に効率70%の過給機を必要効率64%の機関に適用する場合は、過給機タービン前から抽出する排気ガス量は  $\{1-64\}/70=0.09$  となり9%のガスをパワータービンに導くことができる。9%抽出した排気ガスはパワータービンで動力回収し、機械動力または電気動力として有効利用する。

## 9.3 余剰効率の回収方法について

### 9.3.1 機械動力としての回収方法<sup>(2)</sup>

#### (1) システム系統図

図9.3は1985年にSulzer（現Wärtsilä）社が開発したETA（ $\eta$ ）Boosterと称する排熱回収システムである。余剰効率に見合う量の排気ガスを抽出してパワータービンを駆動し、機械エネルギーとしてプロペラ軸に戻す方式である。パワータービンの高速回転を機関の低速回転まで下げる減速機が必要で、かつ機関のねじり振動が減速機に及ばないように流体クラッチをおき、高負荷ではパワータービンを作動、低負荷では停止させる仕組みである。

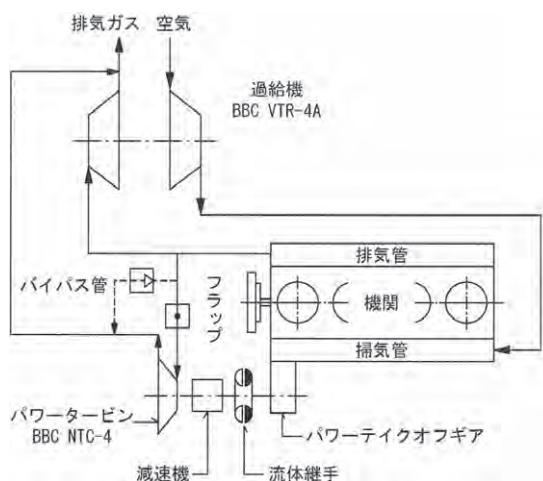


図9.3 SulzerのETA（ $\eta$ ）Booster 系統線図<sup>(2)</sup>

### (2) システムの運転要領

図9.4にはETA（ $\eta$ ）Boosterを適用した場合の燃料消費率低減効果を示す。静圧過給機関は低負荷での排気ガスエネルギーが過給システムとして大幅に不足するので、ETA（ $\eta$ ）Boosterが作動する運転範囲は機関負荷55%以上としていた。システムが作動すると燃料消費率が低減し、この図からは約4%の効果を読み取れる。

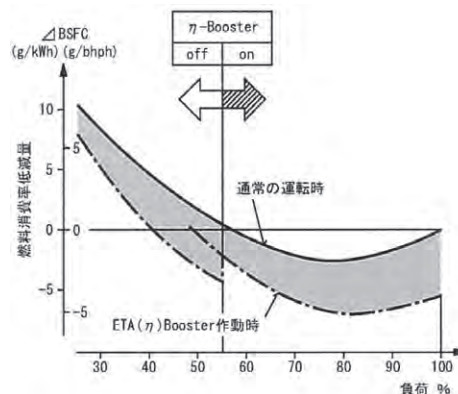


図9.4 SulzerのETA（ $\eta$ ）Booster 採用効果<sup>(2)</sup>

一方、機関負荷が55%以下ではETA（ $\eta$ ）Boosterは遮断されて作動しなくなる。この状態ではパワータービンには排気ガスは送られないので、過給機タービンにとっては9%の排気ガスが余計流入することになる。これを機関全体として全排気ガスの側からみればノズル面積が9%小さくなったことであり、ノズルを絞った効果として機関性能に現れる。その結果、ETA（ $\eta$ ）Boosterを装備していない通常機関の場合より掃気圧が上がって低負荷時の燃料消費率を改善できる。このシステムでは低負荷（55%以下）では機関自身の性能改善、高負荷（55%以上）ではシステムとして燃料消費率低減のメリットが現れる。

### 9.3.2 電気動力としての回収方法<sup>(3)</sup>

昭和59年（1986）、三菱重工は余剰効率を電気エネルギーとして回収するシステムを開発し、システム名をSTGシステム（Super Turbo-Generating System）と称した。

#### (1) システム系統図

図9.5にSTGシステムの系統線図を示す。システムは主機関、過給機、蒸気タービンとパワータービン、発電機、排気ガスボイラ（排気ガスエコノマイザ）、および軸発電機装置から成る。主機関の排気ガスの一部はパワータービンに導かれる。パワータービンは減速機を介して蒸気タービンに組合されている。

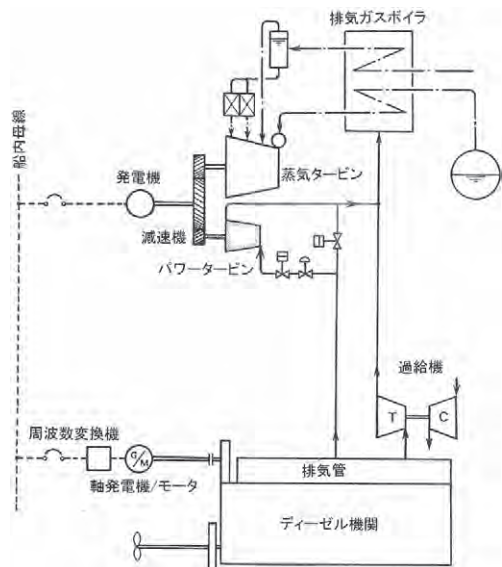


図 9.5 三菱重工 STG システム系統線図<sup>(3)</sup>

## (2) システムの運転要領

- ① パワータービンは機関の出力が 55%以上で作動するように制御される。
- ② パワータービンは回転自由で、蒸気タービンのみガバナ制御し発電機周波数を制御する。
- ③ 発電した電力は主に船内電力として使用されるが、船内電力が余剰となったら、軸発電機がモータとして作動する。この時は機関負荷が低減し燃料消費率が改善される。

このシステムと前記 ETA ( $\eta$ ) Booster との共通点は、機関負荷 55%以下ではパワータービンに排気ガスが送られないので、掃気圧が上がって低負荷時の機関の燃料消費率を改善できる。また、長所として、機関とパワータービンは排気ガス管で繋がっているので機械的拘束を受けず機関のねじり振動の影響を受けないことである。また、発電機ユニットが主機と離れた広いところに配置できるので機器のメンテナンスがしやすい。

猶、図 9.1 は上記図 9.5 の STG システム系統線図が実際に機関室にどのような位置に配置されているかを示す概略図である。

図 9.6 は蒸気タービンとパワータービンの組合せを詳細に示す図である。当時のパワータービンの出力は 400 kW と小出力で小型なので回転速度が高く、ラジアルタービンを 2 段減速して蒸気タービンの大歯車にかみ合わせている。欠点はパワータービンが常時減速機歯車とかみ合っているため低負荷でこのシステムが作動しない時も回転せざるを得なかったことである。

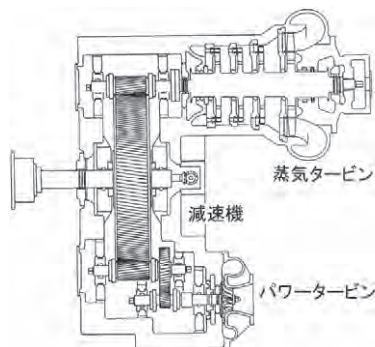


図 9.6 蒸気タービンとパワータービン組合せ  
三菱重工提供

## (3) STG システムの発展

初代 STG システムは昭和 61 年 (1986) に完成し稼動開始し、その翌年までに更に 3 隻に搭載され合計 4 隻に採用された。その後は燃料代が低下したために採用が停止されていたが、2000 年代になって再び燃料価格上昇や環境問題がクローズアップしてきたことや、コンテナ船など大型船の高速運航から来る大出力、大量燃料消費のため、燃料代の節約は大きなコスト低減につながることからこのシステムが再度見直されてきた。機関出力が 5-7 万 KW になるとシステムの発生動力は電力として取り出す例が増加した。

表 9.1 に STG システム開発当時と 20 年後の経済効果を比較する。機関出力 (100%負荷時) に対する排熱回収率は昭和 61 年 (1986) の 9%に比べて平成 17 年 (2005) には約 11%と向上している。これは機関出力が上がり排気ガス圧力が上がったのでパワータービンの出力回収割合が増えたことと、排気バイパス量が若干増えたことによるものである。この表 9.1 の 2005 年完成の省エネルギーシステムはパワータービンを三菱重工が提供し、イギリスの Peter Brotherhood Ltd 社で総合完成されたものである。

表 9.1 STG システムの排熱回収量比較<sup>(3)</sup>

開発年 (就航年)	1986 年 (昭和 61 年)	2005 年 (平成 17 年)
船名	東京丸	GU DRUN MAERSK
主機	7RTA84M 16,470 kW x 67 rpm	12RTflex96C 68,640 kW x 102 rpm
過給機	2 x MET66SC	3 x MET88MA
発電ユニット型式	AT42F	PBL
蒸気タービン	1,100 kW	5,250 kW
パワータービン	400 kW	2,250 kW

三菱重工は大型化した STG システムを MERS と名づけて開発、販売している。STG システムのパワータービンは電力発生しない場合でも常時回転していたが、MERS の場合はパワータービンと減速機の間に

クラッチを入れて、作動しない時は回転しないように改善されている。図 9.7 は 2010 年に完成した大形コンテナ船用に搭載する MERS システムの工場運転風景であり、今後このような大形の省エネルギーシステムや機器が普及していくものと考えられる。



図 9.7 大型 MERS 発電機装置  
三菱重工提供

### 9.3.3 過給機からの直接動力回収

前述の ETA ( $\eta$ ) Booster と STG システムは機関の排気ガスを過給機とパワータービンに分離したシステムであるが、すべての排気ガスを過給機に導き、過給機が機関の過給と外部仕事をする機能を持つと、このシステムは小出力ながらガスタービンである。ガスタービンの燃焼器位置がディーゼル機関に置き換えられた状態となる。余剰効率を電気出力として取り出す方法は、1985 年頃に MAN 社から提案され試験は成功していたようであるが普及はしていなかった。この方式は国内では三菱重工と三井造船が開発に取り組んでおり、一方機械動力回収方法については三井造船が取り組んでいる。

#### (1) ハイブリッド過給機<sup>(4),(5)</sup>

MAN B&W は 1984 年か 1985 年初め頃に Siemens と協力して、小型高速の発電機を過給機消音器に入れて過給機軸と直結し、この過給機を 6L70MCE 機関に搭載して試験を行い成功している<sup>(4)</sup>。図 9.8 は供試機の発電機部 / モータ部の断面図である。しかしながらこの試験のあとに実用化された情報には接していなかった。

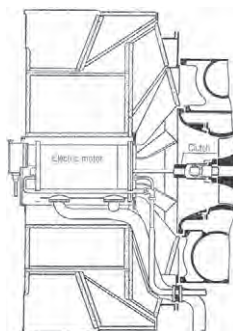


図 9.8 MAN B&W の TGU  
(Turbocharger Generator Unit)<sup>(4)</sup>

平成 22 年 (2010) に三菱重工は過給機から電気動力を取り出すハイブリッド過給機を開発した<sup>(5)</sup>。

ハイブリッド過給機の系統線図を図 9.9 に示す。前記パワータービンの出力発生は図中の過給機直結の高速発電に代わっている。逆にこの発電機がモータとして機能すると過給機を回すことができ、現在使用している電動補助ブロワの代替品として利用できる。また、機関負荷の小さい範囲では過給機回転を増加させ性能を向上させることができる。

高速発電機で直接発電した電気は回転数成分の周波数を持っているので一旦これをコンバータで直流に変換し、母線につなぐためにインバータで交流に変換して母線に入れる。周波数変換機は過給機台数分が必要である。

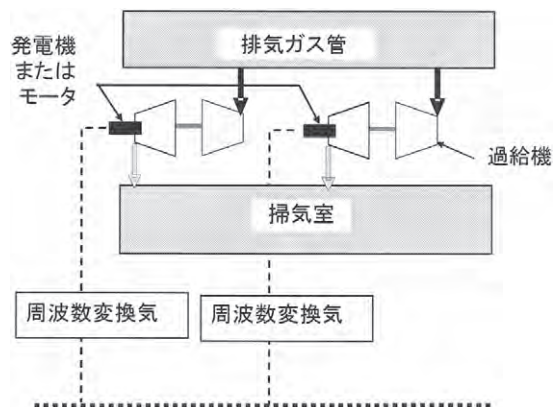


図 9.9 ハイブリッド過給機系統線図

ハイブリッド過給機の断面図を図 9.10 に示す。小型の発電機は発電機サポートに固定されて、過給機消音器内側に組み込まれている。このように過給機から直接発電できると、従来は STG システムのように大きな搭載スペースを要していたものが、過給機に内蔵できるのでそのまま機関上に置くことができる。

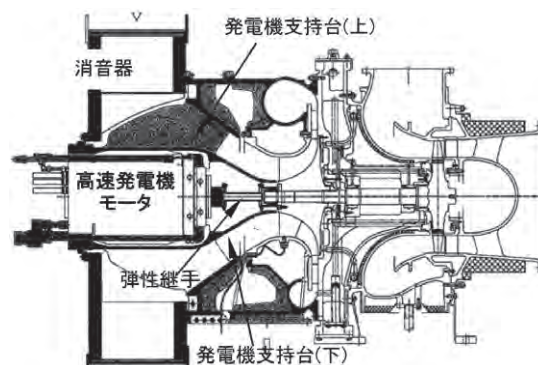


図 9.10 MET42MAG ハイブリッド過給機断面  
三菱重工提供

実用機は MET83MAG で最大発電能力は 750kW であるが、必要電力は 500kW である。2010 年 12 月に日立造船で 7S65ME-C 機関とマッティング試験が行われ初期性能を確認し試験は成功した。本機は貨物船に搭載され、2011 年 6 月就航予定である。

## (2) ターボハイドローリックシステム<sup>(6)</sup>

平成 18 年(2006)、三井造船はターボハイドローリックシステムを開発した。このシステムは過給機余剰効率を機械エネルギーとして取り出す方法である。過給機ロータ軸は伝達軸と減速機を介して油圧ポンプに繋がっており、余剰効率を機械動力して取り出すことができる。開発試験は TCA66 過給機をベースに行われた。試験時のスペックを表 9.2 に示し、試作機の外観写真を図 9.11 に示す。

表 9.2 ターボハイドローリックシステムのスペック<sup>(6)</sup>

機関出力	9,800 kW
過給機型式	TCA66
油圧	250 bar
減速比	11.65
100%出力時	
過給機回転数 rpm	14,400 rpm
THS 出力	380 kW
低負荷時	
過給機回転数 rpm	5,000 rpm
THS 出力	65 kW



図 9.11 ターボハイドローリックシステム組立 (過給機 TCA66)<sup>(6)</sup>

試験は成功し、その結果から TCA66 型過給機を用いたターボハイドローリックシステムでは 11,000 kW クラスの機関に適用されると約 4%の出力が得られる見込みである。この動力は機関のクランク軸に繋ぐことができ、機関の出力増加に利用するか、または出力軸動力が一定の場合は機関出力を低減させて燃料消費率低減を図ることができる。最近のディーゼル機関は ME および ME-C 型機関等電子制御機関が普及しており、このような機関には油圧制御用の補助動力としても有効活用できる。

## (3) まとめ

排気ガスはエネルギー密度が小さくこのようなところからエネルギーを再生して取り出すということは、得られるエネルギーに対してシステムが複雑であり、そのため往々にしてコストが嵩むことになる。しかも、投資回収期間内に入らないと実現しないのでシステムが普及するためにはコストの課題を同時に解決する必要がある。

また、ハイブリッド過給機およびハイドローリックシステムの各システムは今までの過給機と異なり、過給機自身の本来の役目の他に動力発生する機能を備えることになった。発電は船舶運航、船内操船、荷役管理保管などの重要なシステムに関する。ターボハイドローリックシステムでは油圧動力が機関制御に関ると機関自身の安全や運転に直接関ることになるので、これらのシステムでは今後の過給機の信頼性の確保は益々重要で、かつ安全を保つ為の故障予知システムの導入が必要となってくると考える。

## 引用、参考文献

- (1) 野村滋郎:「低速ディーゼル機関用大型過給機」1982 年 7 月 ターボ機会誌 [展望・解説] P.36, 37
- (2) 丸川總太郎:「過去 10 年の発達とその展望 2 サイクルディーゼル機関」日本船用機関学会誌 1986 Vol.21, No.11 P.23
- (3) Imakiire, Iwanaga, Ohashi, Matsuo: “Development of Energy-Efficient MET Turbocharger into Super-Turbogenerating System (STG System) for Maximum Waste Energy Exploitation” 第 17 回 CIMAC 論文 1987 年 6 月 No. D57 P.4-8, 10, 15, 18
- (4) “Integral power turbine from MAN B&W” The Motor Ship 誌 February 1985 記事 P.68
- (5) Takanori Teshima, Masanori Kimura, Keiichi Shiraishi, Yoshihisa Ono: “Development of New turbocharger technology for energy Efficient and Low emission Diesel Engine” 第 26 回 CIMAC 論文 2010 No.204 P.5, 6
- (6) Utilization of Excessive Turbocharger Efficiency Mr. Masaki Ohtsu, Mr. Kazutaka Shimada Mitsui Engineering & Shipping Company Co., Ltd. Japan 第 25 回 CIMAC 論文 2007 No. 123 P.4-6

# 10 | 可変ノズル過給機

最近の環境問題や経済環境悪化による船舶の運航スピード低下により、ディーゼル機関の低負荷時の燃焼改善が強く要求されるようになった。これについて低負荷での機関性能を改善できる過給機および過給方法について述べる。

2サイクルディーゼル機関の静圧過給での欠点は、低負荷時の排気ガスエネルギーが相対的に小さいので掃気圧が不足し、シリンダ内燃焼が高負荷時に比べて最適化されないことである。固定ピッチノズルの過給機は、設計点のタービン面積を高負荷時の機関性能が最適となるように設定するので、低負荷時にはタービン面積が大きすぎることになる。従って、運転中に低負荷でタービン面積を小さく変えられる構造にして排気ガスエネルギーを増加させることを目的とする。それによって、掃気圧を高くでき、低負荷の燃料消費率が大幅に改善される。

## 10.1 可変ノズル過給機

### 10.1.1 可変ノズルタービンの翼列

過給機自身でノズルピッチを外部から変化させてタービン面積を変える機構である。

図 10.1 に軸流タービンのノズル翼開度の変化を模式的に示す。ノズル翼やタービン翼の通路間で最も絞られる部分を喉（スロート）と称す。ノズルを開いた場合を鎖線で、絞った場合を実線で示している。

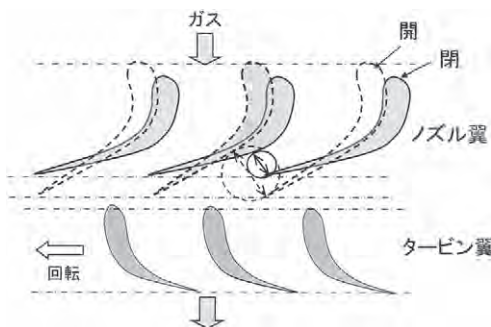


図 10.1 ノズル翼とタービン翼との関係

### 10.1.2 可変ノズルの具体例

#### (1) 軸流タービン過給機<sup>(1)</sup>

MAN や ABB では 4 サイクル機関用の可変ノズル過給機に古くから取り組んでおり、軸流タービンでも実用化している。図 10.2 は MAN 社の TCA 過給機の可変ノズル外観である。TCA VTA と称し 2000 年代

後半から就航船で実船試験を継続し機関のメリットや信頼性検証を実施し、既に実用化して販売中である。

本図の左側がノズル翼を絞ったもので、右側は開いた状況を示す。

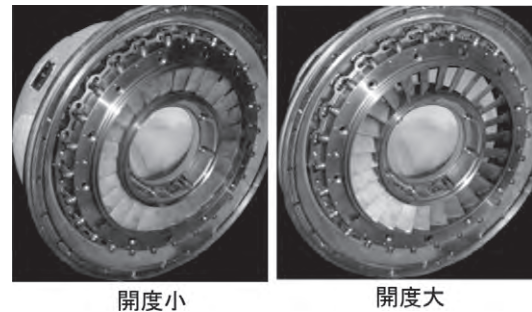


図 10.2 MAN TCA VTA 過給機可変ノズル装置<sup>(1)</sup>

ノズル翼を可変にするためには、翼とノズル環の間に隙間が必要であるが、図 10.3 に示されるように、ノズル翼の外環側には円形の傘部を設けて隙間ができないようにしている。従って、タービン効率が低下しない構造になっている。

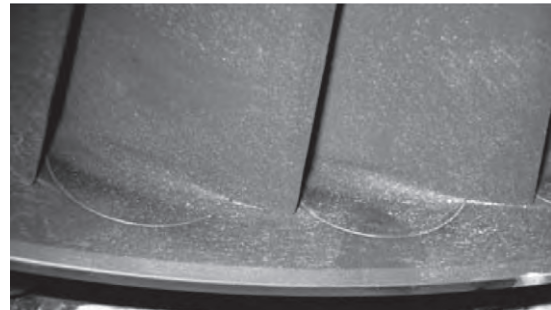


図 10.3 MAN TCA VTA 過給機可変ノズル拡大<sup>(1)</sup>

図 10.4 は ABB の軸流タービン可変ノズルである。TPL65-VTG は 4 サイクルのガス機関に 100 台が稼動 (2008 年時点) しており実機適用されている<sup>(3)</sup>。

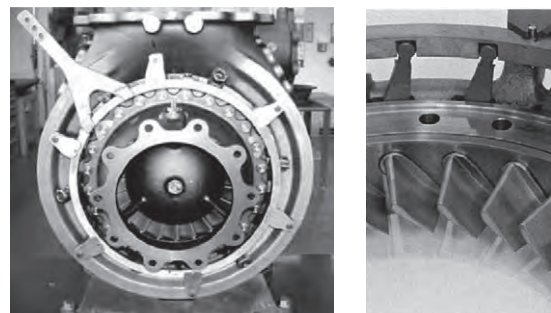


図 10.4 ABB TPL65-VTG 可変ノズル過給機<sup>(2),(3)</sup>

## (2) 大型ラジアルタービン過給機<sup>(4)</sup>

昭和 62 年 (1987)、三菱重工は大型ラジアルタービンを使った可変ノズル過給機を開発した。過給機サイズは MET66SR-VG で 19,700 PS の大形タンカー主機 8UEC75LSII 用に 2 台搭載された。図 10.5 に可変ノズルとその開放状況を示す。ラジアルタービンを採用した理由は、回転するノズル翼の回転方向が二次元で、ガス通路が平行なのでノズル翼とケーシングの隙間を接触なく、かつ最小にできることであった。

但し、ノズル翼を駆動するリンク機構は複雑であった。また、リンク機構全体が高温になるので通常の油潤滑ができない。従って、ノズルの軸と軸が入っているプッシュ間には、モリコートなどの粉末で固体潤滑を適用した。

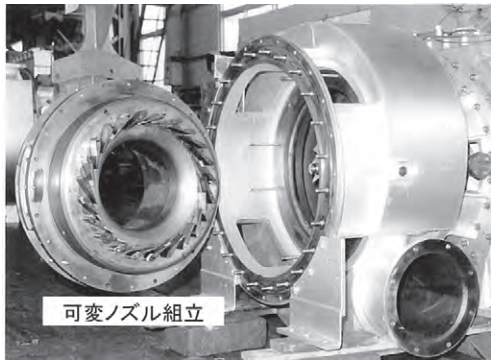


図 10.5 ラジアルタービン可変ノズル開放<sup>(4)</sup>

平成 23 年 1 月には 12,950 kW の 6S60MC-C 機関に適用し、機関上で性能と機能確認試験を行い所期の目標性能が確認された。

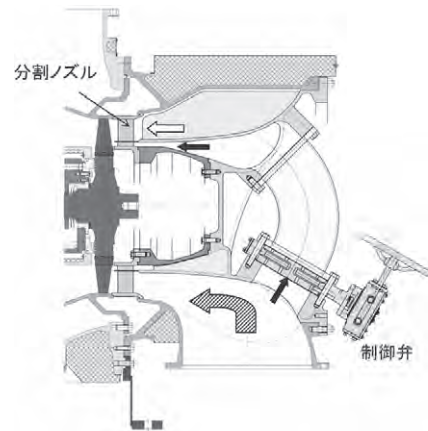


図 10.6 ノズル分割型過給機タービン  
三菱重工提供

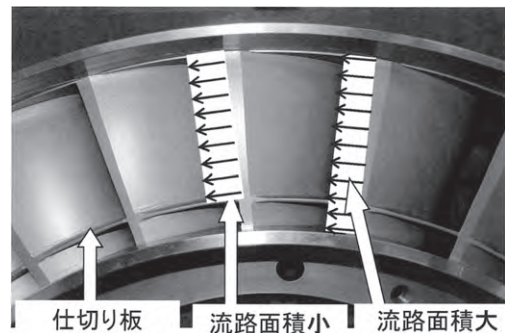


図 10.7 ノズル分割とガス通路区分  
三菱重工提供

## 10.2 ノズル分割型過給機

三菱重工は、前記ノズル翼を固定したままでガス通路を二分し、ガスの通過面積を変えてノズル絞り効果のある構造が単純となる方法を考えた。図 10.6 に装置の断面図を示し、図 10.7 にはノズルのガス出口側正面の外観を示す。ノズルのガス通路は外環側の大流量部と内環側の小流量部に円筒状に仕切られている。ガス入口ケーシングはガス入口から内環側に向うガス分岐通路が設けられており途中で流路遮断用の制御弁がついている。このバルブを閉じるとガスは主通路をだけを通り可変ノズルの役割を果たす。(1) 項の機構に比べて連続的なノズル面積の変化はできないが、製造コストやメンテナンスではメリットが見込まれる。

### 引用、参考文献

- (1) Lothar Hilgenfeld : “MAN Diesel Turbocharger” 2008 年日本内燃機関連合会講演会資料 P44, P47
- (2) Rolf Schweizer : “A100 ABB’s New generation o Turbochargers” 2008 年日本内燃機関連合会講演会資料 P.32
- (3) 秋田隆 : 「過給機の技術の変遷と将来展望」 2009 年日本内燃機関連合会講演会資料 P.63
- (4) K. Imakiire, M. Kimura, E. Matsuo, K. Tayama : “MET-SR-VG turbocharger featuring radial-flow turbine with variable pitch nozzle for full-load range engine supercharging” No.18<sup>th</sup> CIMAC Congress 1989 D24, P.2-7, 12



# 11 | 過給機構造の収斂<sup>(1),(2),(3)</sup>

## 11.1 過給機構造変化の時代的背景

最新の大型過給機は略同じ基本構造に収斂した。細部では異なるものの殆ど類似してきたと言える。

構造変更の第1段階は排気ガス温度を下げないための部分改造であり、基本構造の大きな変更はなかった(5.6.3項参照)。従ってこの時代までは3社過給機基本構造が明らかな対比をなし、得失の議論の盛んな時代であった。

第2段階は1995年に総ての過給機が内側軸受配置となり更なる高圧力比化に備えた時期であった。

1985年代半ばから1990年代半ばにかけて機関出力が上がったので過給機の回転数は従来以上に高くなって回転体強度の見直しが必要になってきた。同時に2000年代の環境問題対応のため、ディーゼル機関の燃焼システム改善のために掃気圧の大幅増加が予想された。このような背景により1995年にABBから発表された過給機は内側軸受採用のTPL型過給機であった。基本構造を変更した最大の理由は、内側軸受配置方式が設計上有利であったためと考えられる。外側軸受配置はロータ軸が長くなるのでロータ軸径を太くしなければならず、それは羽根車の強度や空力性能に影響するからである。内側軸受構造は下記の点が有利である。

- ① ロータ軸端に取り付ける羽根車の穴径を小さくできるので、同一の羽根車周速では、羽根車中心部遠心応力が軽減される。
- ② 上記利点があるため高回転化が容易になり圧力比を上げることが有利になる。
- ③ 羽根車ボス径を小さくできるので、羽根の高さ、捻り角度、翼数など空気力学的設計の自由度が増してより高性能化しやすい。

近年における過給機の発展は、先ず1980年代に過給機効率の大幅向上があり、次の段階である1990年代後半からは効率向上は数パーセントであるが、代わって圧力比の増加が著しい。従って内側軸受配置に変わるのには時間の問題であったと考える。

## 11.2 各社過給機の最新構造 (1995年以降)

図11.1は1995年以降の各社の過給機の最新構造である。過給機断面図と、これを簡略化した模式図を右欄に示す。

図11.1.1は三菱重工が平成20年(2008)に開発し製造開始したMET-MB型過給機の断面図である。同社は昭和40年(1965)に開発したMET型過給機をベースとして、昭和50年(1975)にガスの流れ方向を入れ替えたMET-Sシリーズを開発した。メンテナンス時、ロータ軸は軸受台(斜線部)から右方向に抜き出す。MET-S過給機のガス出口ケーシングは二重壁構造で複雑であったので、昭和59年(1984)MET-SC開発時、ガス出口ケーシングが一重の簡素化した形に設計変更した。片持ち梁方式の軸受台にロータ軸が支えられる。過給機の主取付脚は軸受台下部にあり、片方は撓み脚でガス出口ケーシングの熱伸びを吸収する構造である。猶、本図にはロータ軸抜き出し要領を分解図としている。

図11.1.2は1995年に開発発表したABB TPL型過給機の断面図である。前VTRシリーズから基本構造を抜本的に変更した。現在、ターボシステムユニテッド(株)が製作している。全体構造は、内側軸受支持方式となり、ロータ軸と軸受箱はカートリッジ(センターカートリッジ)になっている。メンテナンス時はカートリッジを機関室内で移動し別の場所で総分解する方式である。

図11.1.3は2002年にMANが開発したTCA型過給機断面図である。三井造船(株)と川崎重工(株)が製作している。前モデルのNAシリーズはロータ軸と軸受箱がカートリッジであったが、TCAは片持ち梁方式の軸受箱にロータ軸を支える構造に変わった。過給機取付脚はガス出口ケーシング下部に付いていて、ロータ軸は右側に抜き出す構造である。軸受箱の形状は上記三菱MET過給機軸受台に似ているが過給機の脚はガス出口ケーシング下側に付いている。

図11.1.4はABBが2008年に開発した最新型のA100シリーズ過給機である<sup>(2)</sup>。前機種TPLのカートリッジ構造はなくなった。ロータ軸抜き出し方向は上記METやTCAと同じである。過給機の左側却は軸受台に取り付けられ、右側の脚は熱変形を吸収する方式である。

以上から、総ての過給機構造は無冷却のガスケーシング、滑り軸受、内側軸受配置で、無冷却構造は片持ち梁方式に収斂された。

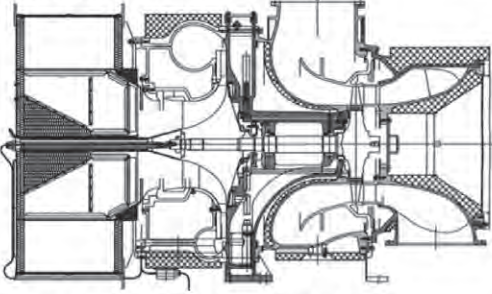
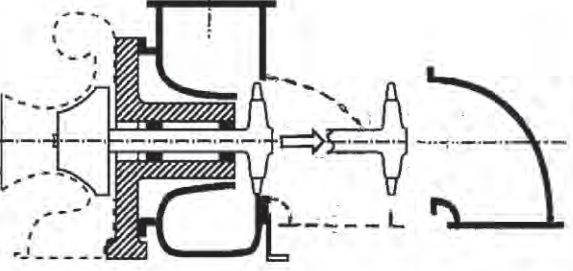
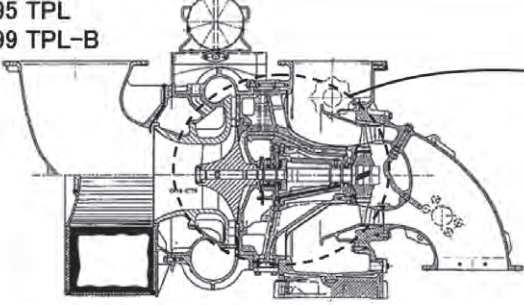
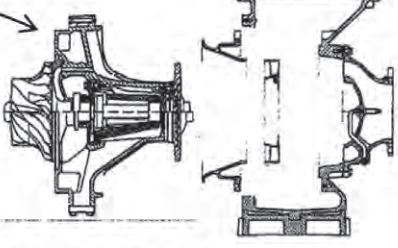

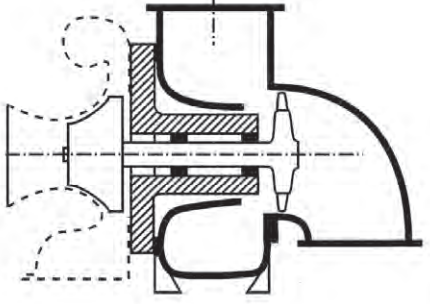
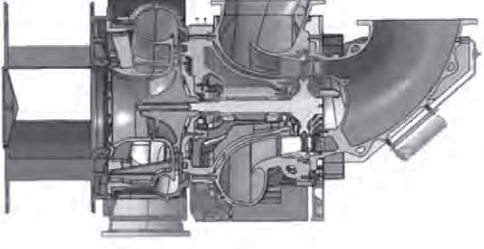
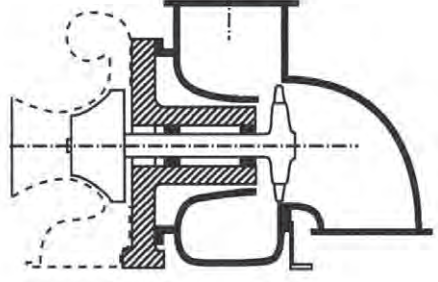
各社最新型過給機	ガスケーシング無冷却の基本構造の模式図
<p>2008 MET-MB</p>  <p>図 11.1.1 三菱重工 MET-MB 過給機 三菱重工提供</p>	
<p>1995 TPL 1999 TPL-B</p>  <p>図 11.1.2 ABB TPL-B 過給機 2009 年日本内燃機関連合会講演資料<sup>(2)</sup></p>	<p>センターカートリッジ</p>  <p>ターボシステムユナイテッド(株)提供</p>
<p>2002 TCA</p>  <p>図 11.1.3 MAN TCA 過給機 MAN Diesel &amp; Turbo 提供</p>	
<p>2008 A100</p>  <p>図 11.1.4 ABB A100 シリーズ過給機 2008 年日本内燃機関連合会講演資料<sup>(3)</sup></p>	

図 11.1 各社最新型過給機断面図と基本構造

## 11.3 新しい技術

各社の過給機の空力設計は、羽根車は3次元設計、タービン翼はワイドコードかつノズル翼も捻りノズル翼で共通の技術となった。特徴ある設計はスラスト軸受部に現れた。浮動スラストディスクという新技術である。従来はスラスト軸受とスラストカラーが直接接して軸受機能を果たしていたが、浮動スラストディスクは上記2つの部品の間において、両面の油膜の中に浮遊して回転する構造である。

図11.2にABB TPL過給機の浮動スラストディスク構造を示す<sup>(4)</sup>。従来のスラスト軸受はこれにテーパを設けていて、平坦面のスラストカラーが回転していた。TPLのスラスト軸受構造は、従来のスラスト軸受表面が平坦で、スラスト軸受とスラストカラーの間に浮動しながら回転する円盤があって、これを浮動スラストディスクと称している。このディスクの両面にテーパが加工されている。浮動式スラストディスクはおよそロータ軸の半回転で回り、軸受損失を減らす考え方である。

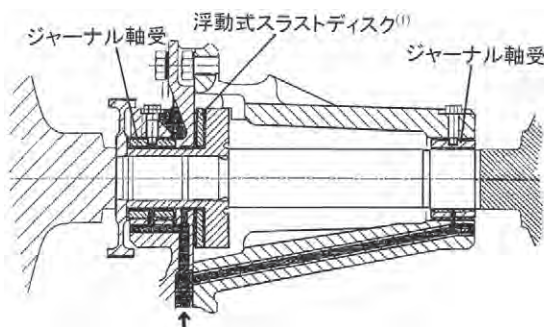


図11.2 ABB TPL過給機の浮動スラストディスク構造<sup>(2),(4)</sup>

同様の構造はMAN TCA過給機にも採用されており、その状況を図11.3に示す<sup>(5)</sup>。

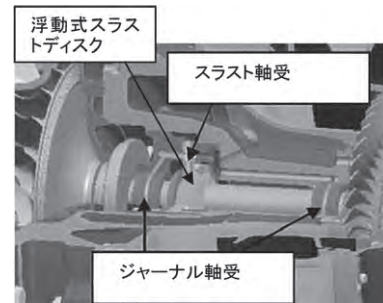


図11.3 MAN TCA過給機の浮動スラストディスク構造<sup>(5)</sup>

三菱重工のMET過給機はスラストバランスを改善し、油膜厚さを厚く保つ考えで従来型スラスト軸受を継続使用している。

### 引用、参考文献

- (1) 田山経二郎「技術の系統化調査報告」  
Volume 8 March 2008 P.237
- (2) 秋田隆 ターボシステムユニテッド(株)  
2009年度 第1回日内連主催講演会資料  
[過給機の技術の変遷と将来展望] P.16
- (3) Rolf Schweizer: “A100 ABB's New generation of Turbochargers”  
2008年日本内燃機関連合会講演会資料 P.27
- (4) Walter Schreiber, Hans Henrik Christensen, Rene Hunziker ABB Turbo System Ltd  
Baden/Switzerland  
“TPL-A New Turbocharger Series Built for Future Engine Development” 第22回 CIMAC  
論文 P1032, P.1033
- (5) Klaus Bartholomae, Emanuel Boelt, Dirk Balthasar, MAN Diesel & Turbo SE, Germany  
“TCA-## The new MAN Diesel turbocharger for high-speed engines” 第26回 CIMAC 論文  
論文 No. No.:141, P.4, 5

附録 大型排気ガスタービン過給機 主要技術系統図

年代	1897~1950(昭和25年)	1950~1980(昭和55年)	1980年代(昭和55年~)	1990年代(平成2年~)	2000年代(平成12年~)
ディーゼル機関の動向と過給方法	ディーゼル機関の発明と過給方法模索 1915ラトナーの航空機用過給成功 1925 4サイクル機関過給実用化 1943(昭和18年) 2サイクル機関過給成功	出力向上の時代 2サイクル機関 動圧過給 1950年代 2サイクル機関の動圧過給実用化 各社成功	信頼性向上と出力範囲拡大の時代 環境対応の時代	環境対応の時代	環境規制強化の時代
開発機種 BBC(現ABB) MAN 三菱重工	VTX 1932 VTR-0 1939 1945 NA-A TV624 1940 G2X1939	VTR-1 1971 VTR-4 1979 NA-TO 1976 MET-S 1976 MET-SA 1980 MET-SB 1982 MET-SC 1985 MET-SD 1989	VTR-4A 1984 VTR-4E 1989 NA-T08, T09 1992 NA-TS 1992 MET-SE 1995 MET-SE II 2001 MET-MA 2004 MET-MB 2008	VTR-4D 1991 TPL-A 1995 TPL-B 1999 TCA 2002	A100 2008
基本構造 (軸方向分割型)	(1) 外側軸受, 転がり軸受, 水冷却 内側軸受, カートリッジ(水冷), 滑り軸受 (2) 内側軸受, 滑り軸受, 完全無冷却 カートリッジ無冷却	外側軸受, 転がり軸受, 水冷却 内側軸受, カートリッジ(水冷), 滑り軸受 (3) 内側軸受, 滑り軸受, 完全無冷却 カートリッジ無冷却	無冷却 無冷却	無冷却	無冷却
過給機性能 過給機効率(最大値) 要求圧力比	$\eta_{tot}$ = 約50%前後 $\pi_c$ = 1.5	$\eta_{tot}$ = 58% $\pi_c$ = 2.8	68% $\pi_c$ = 3.3	72% $\pi_c$ = 3.3	75% $\pi_c$ = 3.8
圧縮機羽根車	シムラウド付 後方湾曲型 前翼付直線放射状羽根車	前翼付バックワード羽根車 3次元一体形羽根車	単独翼(タンピングワイヤ除去) 総リゾナル翼	ワイドコードタービン翼 浮動式ストラストディスク	
タービン	タービン 振ノズル	プロファイルノズル翼	スラスト/ハランス 1983		
機械効率改善 (滑り軸受型)			過給機余剰効率回収システム ETA(7)Booster 1985 STG System 1996		ターボハイドロリックシステム 2006 MERS 2010 ハイブリッド過給機 2010
高付加価値化 排熱回収システム				大型化	
タービン面積可変機構			MET66SR-VG 1987		可変ノズル過給機の普及 2008~ TCA-VTA TPL-VTG MET-V/T
保守メンテナンス 安全性向上	開放容易型ガス 入口ケーシング (二重ケーシング) 1976	潤滑油ヘッドタンク装備 (過給機上部付) 1968 潤滑油ヘッドタンク内蔵 1954	羽根車ディスク冷却導入 1991		

## あとがき

過給機がどのようにして誕生し、どのように発展してきたかを調査してきた。

初期段階では排気ガスエネルギーをどのようにしてタービンに導くかに苦勞し、そこから動圧過給が発明された。出力が向上し、1980年代に静圧過給に変わってからは過給機効率が短期間に飛躍的に向上し、過給機単体での最大効率 $72\%$ に達した。最近では $75\%$ 近くの効率が発表されている。ディーゼル機関の出力増加のためには常に高い圧力比が要求され、過給機誕生時に約 $1.3-1.5$ であった圧力比は最近では $5$ に迫る趨勢である。

1930年代にBBCが転がり軸受をロータ軸両端に配置して走り出すと、MANは1940年代に内側軸受配置で滑り軸受をカートリッジとした特徴を作り、1960年代後半には三菱重工が完全無冷却を特徴として滑り軸受、内側軸受でスタートした。

1940年代から1960年代までは過給機専門メーカー他にディーゼル機関メーカーも過給機を開発するメーカー乱立の時代であったが、1970年代からはメーカーが減少して行く趨勢となった。この間1990年代までは上記3社の過給機はそれぞれが特徴をもって、それぞれの特長を説き、また相互に技術の差を縮める改善努力もあった。

1990年代から2000年代初めはディーゼル機関の高出力化対応のため、従来の過給機構造ががらりと変わる時代となった。

以上の大きな流れの中で、過給機部品構成や基本構造はより単純な方向に形を変えてきた。羽根車は一体型の単品、タービン翼はワイドコードで本数が減った。基本構造ではABB-VTR型過給機の転がり軸受が内側軸受に変わったことが最も大きな変化であった。カートリッジはMAN-NA型過給機、ABB-TPL型が採用していたが、これも無くなった。第11章で述べたように過給機構造は一つの基本構造に収斂した。なぜこのようになったのか、それはひとつの技術の方向であったものとする。どの過給機にも与えられた機関側からの要求は同じである。厳しい条件に応えるための性能、信頼性を確保する方法として選択された結果であり、これは今後思いを馳せればひとつの通過点とも考えられる。

過給機の仕事に長く従事してきて、筆者の感ずることはいろいろあるが敢えて2点挙げる。(1) 技術は直ぐ陳腐化する (2) 技術は淘汰される (必ず良いものが残る) と言うことである。

今後どのような過給機が現れるか現時点では予断を許さないが圧力比が上がっていく方向は変わらないだろう。さらに厳しい設計条件が与えられる。その時やはり特徴を持った過給機を開発することは必要だと思う。特徴とはエンジニアの主張であり、それは情熱なくしては達成できない。ただ、独善に陥ってはならない。過去の成功は、機械としてはエンジニアが考案したものであってもそのヒントは時としてユーザが与えてくれた。また時代の要請を敏感に感じ取らなければならない。我国経営の基本は製造業であり、日本人特有のサービスの精神は製品に現れてくるはずである。日本人には独創性がないという指摘は外からのみでなく内からもあるが、目標を高く置いて前向きに取り組んでいけばよいものを開発できると思う。

## 謝辞

本稿を執筆するにあたり各方面の方々から資料や情報を提供のほか、さらに詳しい経緯や説明等もいただいた。下記に組織名と主な方々を掲げ厚くお礼を申し上げます。

川崎重工業株式会社 ガスタービン・機械カンパニー

浅谷達朗氏、深町操氏、塚原亮氏

ターボシステムユナイテッド株式会社

秋田隆氏、佐藤英雄氏

新潟原動機株式会社

伊藤恭裕氏、川上雅由氏、小林一幸氏

日本内燃機関連合会

田山経二郎氏

マンデーゼルアンドターボ日本株式会社

佐々木耕氏

三井造船株式会社 玉野事業所

機械・システム所業本部機械工場 ディーゼル設計部

大津正樹氏、花房真氏、島田一孝氏

三菱重工業株式会社 横浜製作所

牧浦秀治氏、高橋良長氏、伊藤裕昌氏、

小野茂視氏、垣内純昭氏

元三菱重工業株式会社 長崎研究所

長田文一氏、辻村玄隆氏

元三菱重工業株式会社 長崎造船所

野村滋郎氏

大型排気ガスタワービン過給機登録候補一覧

番号	名称	資料形態	所在地	製作者	製昨年	選定理由
1	三菱無冷却型排気ガスタワービン過給機 型式名：MET560	使用中 (トレーニング用)	三菱重工業(株) 長崎造船所	同左	1978	昭和30年代半ば(1960年代)のディーゼル機関は燃料経済性の良い粗悪油を使用するようになっており、一方当時の多くの過給機は水冷却型ガスタービンエンジンであった。ところが、粗悪油燃料のために排気ガス中に含まれる亜硫酸成分が燃焼残渣と共に水冷却されたガスタービンエンジンに付着し、露天に達した硫酸成分が結露して硫酸腐食を起す問題が世界各地で多発していた。このような状況に鑑み、昭和40年(1965)ガスタービンを水冷却しない完全無冷却の過給機が国内で開発され、硫酸腐食防止に極めて有効であることが確認された。この過給機は世界の大型過給機で初めて完全無冷却ガスタービン構造を可能にし、このことにより問題解決したことを顕彰したい。
2	三菱重工UEC72/150機関用試作1号過給機 型式：三菱水冷型過給機	展示中	三菱重工業(株) 長崎造船所 史料館	三菱重工 長崎造船所	1953	左記ディーゼル機関の開発にとつて過給機は最重要部品であるので自主開発することにした。これは試作1号である。本過給機は機関適合試験に先立って基礎データの確認の為に供され、所定の成績を収め、同機関開発に有効に機能したものである。
3	三菱水冷却型排気ガスタワービン過給機 型式名：65a1	倉庫保管中	三菱重工業(株) 長崎造船所	同左	1965	本過給機は昭和41年(1966)に就航後平成20年(2008)まで42年間稼働していたもので、ここまで稼働できたことは当時の開発技術が優秀であったことの証左でありこれを顕彰するものである。

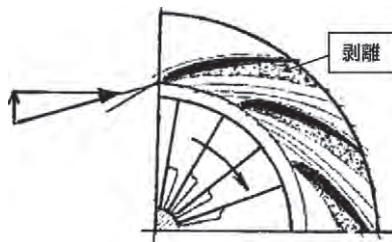
## 専門用語説明

### (1) 圧力比

圧縮機において、吸い込み空気圧（絶対圧力） $P1$  に対する吐出圧力（絶対圧力） $P2$  の比（ $P2/P1$ ）の事。

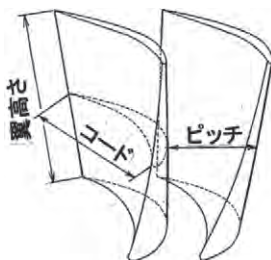
### (2) サージング

サージングとは、圧縮機で発生する自励振動現象のひとつ。圧縮機の吐出を絞っていくと、圧力比はだんだん大きくなる。しかしさらに絞ると流量が減って圧力比は下がっていく。この時圧縮機の翼列で流れが剥離し失速状態となる（翼の入口角度と空気の流入角の差が過大となる）。失速したあとに流れは翼面に再付着する。この剥離と再付着により、翼面の圧力状態は時間的に大きく変化する。これが起振力となって、激しい振動現象に至り、吐出した空気圧が高くなって逆流する。これをサージングと言う。



### (3) コード長さ（翼弦長）

タービン翼の前縁と後縁を結んだ直線の長さ



### (4) 喉（喉面積）

翼と翼に挟まれた通路における最小通路面積



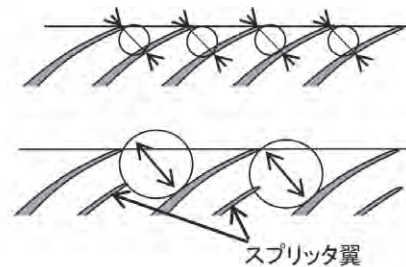
### (5) スプリッタ翼（下図参照）

羽根車の前翼の翼を長短交互に配置した羽根車翼。

圧縮機のを大容量高圧力比化を図る為の手段。

大容量化する為には、翼の喉面積を大きくする必要有り。スプリッタ翼では長翼間の喉面積が大きくなり面積が増大し、風量が増大する。

また、翼厚さを増大できるので翼強度が増し、高圧力比向きの羽根車に適切である。



### (6) 動圧過給

機関からサイクル毎に激しく排出される排気を、そのままの勢いで排気タービンに作用させる方式であって、主として排気始めの吹出しエネルギーを直接タービンに導き駆動力とする方式で、中高速船用機関に最も多く採用されている過給方式である。その名の示すように排気行程の排気ガスブローダウン時のガスの動圧エネルギーを利用することを特長としており、特に低負荷域においては、起動性、追従性に優れ、十分な空気量を機関に供給でき、機関の性能は大幅に改善される。

### (7) 静圧過給

各シリンダの排気を脈動エネルギーが殆んど消失する位の比較的容積の大きい1本の排気集合管に集め、排気の脈動圧力をほぼ均整にして過給機の排気タービンの駆動力とする方式で2サイクル機関に多く採用されている。過給性能が高く、機関の燃費低減に優れている。

### (8) 掃気圧力

2サイクル機関は、吸気工程と排気工程を同時に行う。この場合、新気がシリンダ内に入って、残留ガスをなるべく完全に排出する必要がある。この新気の圧力の事を、掃気圧力という。

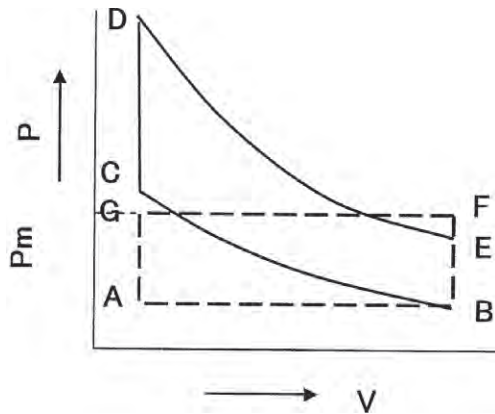
### (9) 給気圧力

4サイクル機関は、吸気工程と排気工程が別々に行われる。排気工程が終わり、給気工程になり、新気が筒内に入るが、この時の新気の圧力の事を給気圧力という。

### (10) 平均有効圧力

ピストンの工程中に、実際のサイクルでは、圧縮、爆発、膨張、排気が行われ、圧力が変化する。これを工程中一様に働いて同じ仕事するように決めた場合の圧力の事。

添付図を理論定容サイクルのPV線図とした場合、面積BCDEと等しい面積のABFGを作ったときの圧力 $P_m$ の事である。



### (11) ブローダウン

シリンダ内のピストンの行程は、そのエネルギー利用のためには、シリンダ内のガスが大気圧まで膨張するに十分な長さをもつことが理想であるが、これには無限大のピストン行程を要することになる。実際の機関では、ピストンが下死点に達してもシリンダ内の圧力は大气圧まで膨張出来ず、 $0.2 \sim 0.3\text{MPa}$  ( $2 \sim 3\text{kgf/cm}^2$ ) を保っている。したがって、下死点近くで排気弁が開くと、高温の圧力ガスは排気管内に急激に膨張、排出される。この排出をブローダウンと言ひ、そのエネルギーをブローダウンエネルギーと呼ぶ。



## 国立科学博物館 技術の系統化調査報告 第16集

---

平成23(2011)年3月31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
- デザイン・印刷 株式会社ジェイ・スパーク