



第16期会長就任挨拶

千葉工業大学 平 山 直 道

この度評議会及び総会におきまして、伝統ある日本ガスタービン学会会長に推薦されまして、責任の重大さを痛感しているところでございます。私といたしましては、数年前次期の国際会議の準備会を主催した程度で、昨年度副会長を努めることとなりますまで、公用などにかまけまして暫く学会の直接の運営面から離れていましたので、心許ない限りであります。幸いにして丹羽副会長、有賀総務主担当理事をはじめ経験豊富な理事の方々のご援助を得て、精いっぱい勤めさせて戴きたいと考えております。

さてガスタービン学会も発足以来今年で20年、法人化以来15年を経過いたしました。この間諸先輩のボランティア精神に支えられ発展の路を辿って来たのであります。

しかしながら、ガスタービンは学会創立の頃は、航空用のジェット・エンジンを別とすれば、産業用・船用、車両用の伸びが遅れ、その他の用途としては非常用やエンジン過給機などの小型に限られる状況で、会員が信ずる所までは電力業界や産業界等に信頼が得られず、夢のエンジンとしての時代が続いたのであります。それが最近10年になりまして材料面での進歩と、熱・流体力学的性能の向上とが相まって高温・高効率化が達成され、運転上の信頼性も高まってきたのであります。しかも、エネルギーシステム面でコンバインド・サイクルやコージェネレーション等が予想以上の勢いで普及し、ますますガスタービンの評価が高まりつつあります。

コージェネレーションの急激な拡大の例を東京にとりますと、この2～3年の間の申請により、殆ど山手線南半分から湾岸にかけて連続した地域

が、ガスタービン利用を含む、発電を兼ねた多数の地域暖冷房地区に覆われることになったのであります。

さらに、ガスタービンは燃料技術の進歩により、エネルギー政策や環境保護の面でも、その重要性が高まるようになりました。最近エネルギー源としての原子力への依存が将来的に疑問がもたれるようになり、環境保護型のエネルギーに関連する施設が想像以上の速度で再検討され、設備関連の投資の方向にも修正あるいは改変が見られるようになった今日、ガスタービンへの評価と期待は何人も否定できません。したがって、本学会の活動も益々その重要性をましてきましたことは、会員の皆様とともにご同慶の至りに感ずる次第でございます。

この様な重大なときに当たって、最近14期15期を通じて田中、石井前会長が率先して会則、組織の改善、会員とくに法人会員の増強に努力され、財政・学会活力を含む学会運営の基盤を固められたことは感謝に耐えないところであります。

この状況下で本年10月には、国際ガスタービン会議横浜大会が行われます。その成功のために組織委員会をサポートすることは、重要な学会の責務と考えております。また来年度行われる20周年記念行事に向けては、早速にも委員会を発足させ、何か新しい記念になる試みを提案して戴きたいと考えております。

さてこの様な安定した状況の時こそ、古くて新しい学会の問題に取り組む時と考えます。そのひとつとして、学会が限られた数のボランティアに負担をかけた時代から、出来るだけ多くの会員が、学会の意義と個人貢献の必要性を感じて、参画で

きる形に脱皮してゆくべき時と考えております。つまり、学会との距離が必ずしも近くなかった一般会員の立場を考え、いくらかでも、学会と個々の会員との結びつきを強化する方法を模索できればと考えております。

今後益々学会がガスタービンの分野の学問技術

の進歩に貢献するとともに、広く内外の技術者の間で意見と情報を交換するための諸事業が会員を引きつけ、若い会員を含めてバランスのとれた学会に変身することを期待しまして、私のご挨拶に代えさせていただきます。



ガスタービンの先駆者 エリンとその後継者たち

日本エヤーブレーキ(株) 中原 盛 夫

はじめに

北欧のスカンジナビア地域にはユニークな機械が育つ風土があることは、ユングストローム式蒸気タービンや、ねじ式圧縮機がこの地域から世界へ広まっていったことからわかります。

昨年秋、ノルウェーのオスロに元コングスベルグガスタービン(Kongsberg Vapenfabrikk AS=KV 社)の推進責任者であった、R. J. Mowill (敬称略)を訪問したとき、世界ではじめて原動機としてガスタービンの運転に成功したノルウェー人、Aegidius Elling の話を聞き、その開発過程で製作したタービンロータの現物をオスロの博物館でみる機会をえました。

Mowill は Elling 家の遺族の依頼を受け、ガスタービンの開発の明期における、Elling の業績を世界の人たちに知ってもらおうと努力を続けています。また、Mowill 自身もコングスベルグガスタービンをはじめ、いまもひき続き各種ガスタービンの開発を続けています。Mowill と彼の周囲の人たちの間には、Elling の後継者としての誇りが感じられます。

北欧オスロの地で、Elling の業績を継ぎ、ガスタービンに情熱をもやす人達の姿を、学会の諸兄にお伝えしたいと思い、本文をまとめました。

A. Elling の名前

米国 MIT の Wilson 教授の著書⁽¹⁾の章、A Brief History に Gas Turbine Engine の項があります。そこにガスタービンを一つの独立した動力プラントと見たとき最初に運転に成功した人として、Elling (1861~1949) の名前が書かれています。同時に、Elling の業績は今までの技術史のなかで無視されがちであったことのべられています。

また、スイスのチューリッヒ工科大学教授であった、Stodola 博士の著書⁽²⁾の章、Axial Turbine-

The Single Stage Impulse Turbine の The Guide Device or Nozzle の項に、Elling が蒸気タービンの性能向上に貢献した業績の一端が書かれています。しかし一般的には、Elling の名前はあまり知られていないのではないかと思います。

Elling の生涯と業績⁽³⁾

ノルウェーの機械技師、Jen William Aegidius Elling は1903年6月27日の日記(当時42才)に、“I have probably made the world's first gas turbine which has given positive (excess) power”と書いたと言われています。

Elling は、1902年より1920年の間オスロ(当時はクリスチャニアと呼称)でタービン業務につき1927年まではコングベルグに滞在、その後1932年まで、ふたたびオスロにすんでいました。

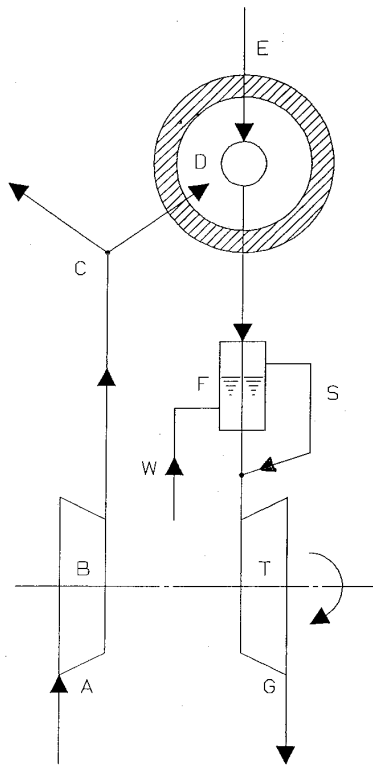
1937年にオスロ工芸技術協会(Polytechnical Society of Oslo)より銀メダルの栄誉をうけています。

1881年に Kristiania Teknisk Skole を卒業後、20年間スウェーデン、ノルウェーで船用蒸気エンジンの技師として働きました。この間の業績が Stodola 教授に評価され、著書に引用されたものと思われます。1884年、23才のときガスタービンの特許を申請しています。

Wilson 教授によると世界で一番早いガスタービンの特許申請は、1791年に John Barber がしたとあり、また、1872年に、Dr. J. F. Stolz が高温空気タービンを設計し、1900年~1904年にかけて実験をしたが成功しなかった、と書かれています。

Elling の特許は蒸気エンジンの経験を基にしており、圧縮機を無視していましたので、物理的に不成立のものでした。しかし、この特許で、末広ノズルのエジェクタを採用しているのは注目に値します。超音速ノズルの分野で、Reynolds, de-Laval, Korting と並び、Elling の名が引用されているのも、うなづけます。

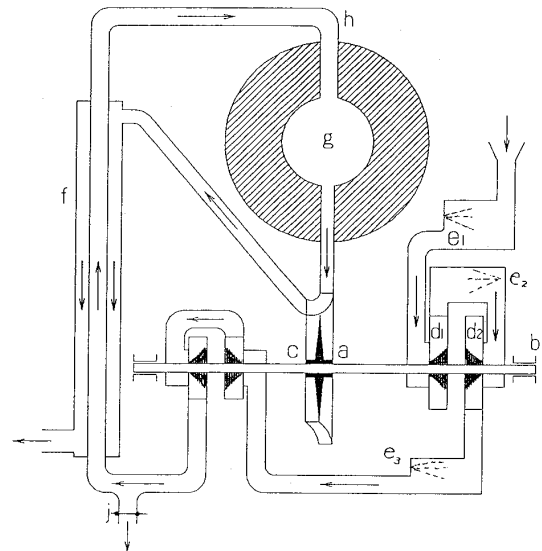
(平成3年3月26日原稿受付)



第1図 エリントービン系統図 (その1)

1903年に歴史的成功をおさめたガスタービンは第一図のような構成でした。外部に取り出される動力は、C点より100psiの圧力空気として抽出されます。この系統図では燃焼器を出た高温ガスは冷却器で冷やされるとともに、同じ圧力の水蒸気を発生させ、水蒸気と高温ガスは、400°Cの混合気体として、タービンに導かれます。このタービンの発生動力で圧縮機を駆動しています。冷却器の水側圧力は高温ガス側と略等しい圧力にしているため、冷却管の肉厚は薄くでき、熱伝道が効果的になるように工夫されています。圧縮機は全6段で、低压段群は3段の両吸込で、高压段群は片吸込の3段とし、全段遠心式でした。各段の間では水噴射がなされ、圧縮機の羽根車は近代的形状をしており、ディフューザは可動翼式、タービン羽根車は鋳鋼品より削出し、外径は275mmでした。当時の材料技術より考え、タービン入口温度を400°Cに設定し、1903年に11馬力の出力をえています。このような低い温度で、しかも流体力学もそれほど発達していない時代に有効出力がえられたことは、圧縮機やタービンの設計が上手にまとめられていた証と、考えられます。

1904年には、前出の冷却器や段間水噴射をやめ



第2図 エリントービン系統図 (その2)

て、第2図のような4段型片吸込圧縮機を採用、1段吸込部、1,2段吐出部に水噴射をしたものを製作しました。このプラントでは、タービン出口部に再生用熱交換器をつけています。燃焼器は鋼板容器の内壁を耐火レンガで内張りをしており、起動時にはコークスを燃料として内壁を加熱し、正常運転時はケロシンを使っていました。このようにして、1904年にタービン入口温度500°C、回転数約20000rpmで44馬力をえた、と報告しています。

当時、Elling は、ガスタービンは航空用原動機として、理想的な機械で、小馬力よりも大馬力むきだ、と考えていたようです。

1906年には、Elling は高圧力比ガスタービンの多軸式圧縮機の軸配列の基本ともなる特許を申請しています。今日のガスタービンでは、その全圧力比に応じて、圧縮機の駆動を多軸とするのは常識となっており、この考えは航空用ガスタービンでは、コンパクトなレイアウトにつながり、その他の分野でも、広く採用されています。

1924年に、この考えを基に、圧縮機とタービンの一組をKV社にて製作しています。その実物が、写真1、写真2、に示してあります。これは、オスロ市北部のケルサウス駅近くのノルウェー科学技術博物館 (Norsk Teknisk Museum) に陳列されています。写真2の圧縮機羽根車をみると、インデューサ、中間羽根の形状には、近代的曲線の様相がみられます。削出しのタービン羽根は軸流衝動式であることがわかります。外径は420mm

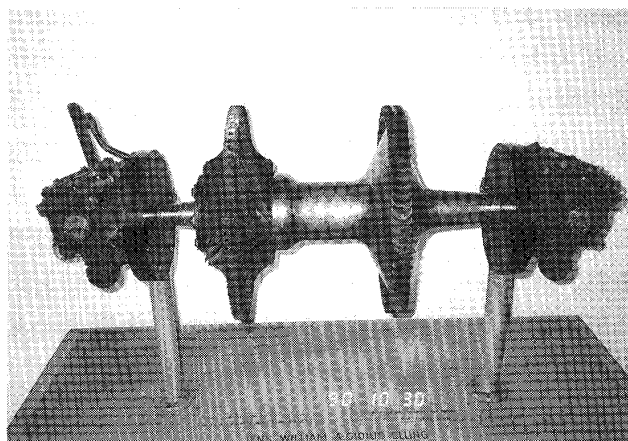


写真1 ガスタービンロータ組立

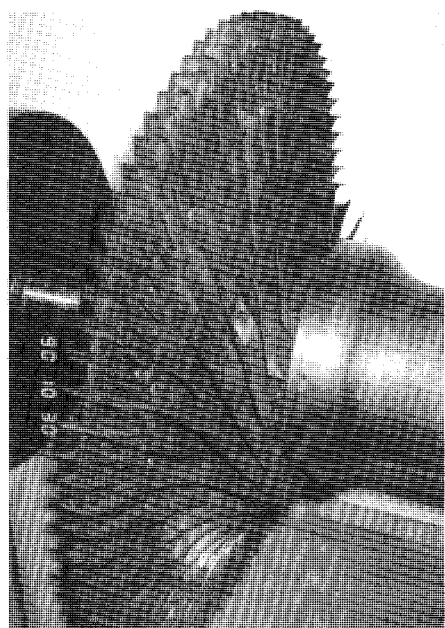


写真2 圧縮機羽根車

で、軸長は800mmあります。1922年から1932年にかけて、4回改造をし、入口温度550°Cで75馬力を達成しています。

1932年、71才のとき、ノルウェー機械工業協会 (the Association of the Norwegian Machine Industries) でガスタービンの開発について講演をしており、1933年には下記の手記を残しています。

“When I in 1882 started to work on gas turbine it was for the sake of aeronautics and I firmly believe that aeronautics is still waiting for the gas turbine”

不幸なことに、ノルウェー産業界は、Elling のこの問いかけに全く反応せず、第2次世界大戦が始

まっても何の動きもありませんでした。

1949年5月、Elling は88才の生涯を終わるまで、ほとんど産業界の支援もなく、60年にわたり、彼の命題“The Gas Turbine”を追いつづけたのでした。後日、Mowill が、英国ジェットエンジンの父、Sir Frank Whittle に、卿が1938年に第一号機を開発したとき、Elling のことを知っていたか尋ねたところ、「知らなかった、もし知っていたら、開発は10年早く出来ただろう」と答えたそうです。

Elling の後継者たち

ガスタービン開発の先駆者として、注目すべき Elling の業績が世界に知られていないことに気づいた Mowill は、1982年、米国ワシントン DC のスミソニアン国立航空宇宙博物館 (National Air and Space Museum) で、Elling 展示会を開きました。

この展示会はスカンジナビア航空会社と KV 社が支援して、米国の関係者に写真1のタービンロータが公開されました。

まえがきにも書きましたが、Mowill は1979年以来、Elling の娘、Asa と Bjorg の依頼をうけて、Elling の業績を広く人々に知ってもらう努力を続けています。しかし、Asa も Bjorg もすでに他界しました。

Mowill は、1964年に KV 社にて、KG-2 (2000馬力級、圧力比4.1軸式)ガスタービンを開発、以来、KG-5、KG-3 と一貫して半径流羽根車をもつ、ガスタービンに取組んできました。

1982年、英国ブリストルの RTL 社、およびノルウェー、コングスベルグの RTR 研究所と共同で、RTI 社 (Radial Turbine International) を設立 DURA ガスタービン (600馬力級、圧力比20) の開発に着手しました。しかし、1980年代後半の米ソ冷戦の余波をうけて、KV 社が解散したとき、RTI 社も解散、現在は、Mowill Turbinmotor と社名を変え、欧、米、チェコスロバキアなどと連携し、国際的に活動範囲を広げています。最近では、OPRA ガスタービン (OPTimal Radial, 600馬力級、圧力比15) を、オランダ政府の支援のもとに、天然ガスを燃料としたものを開発中です。

また、低 NO_x 燃焼器として ALEC (Annular Low Emission Combustor) を開発、ノルウェー

のトロンヘイム大学と、オランダの Nederlandse Gasuni 社で試験し、 O_2 , 15%換算で、 NO_x 5ppmv を記録したと、報告しています。参考までに、ALEC の内部構造を写真3（特許申請中）に示します。

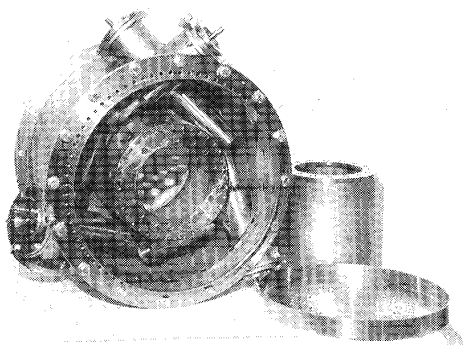


写真3 ALEC 燃焼器

1970年前後の北海油田開発が盛んだった頃、KG-2 ガスタービン幅広い分野で活躍し、知名度をあげました。その開発精神の源流は、Elling に遡り、いまなお、Mowill らの中に見ることが出来ます。

Mowill は Elling の業績に光をあて、そして後継者として、ノルウェー国産ガスタービンの地位を築いたことで、ノルウェー王立研究開発協会 (Royal Society for Research and Develop-

ment) より表彰をうけています。

ガスタービン開発の90年におよぶ歴史のなかで航空用ガスタービンのように華々しく桀驁舞台に出るものもあれば、Elling タービンのように、1982年にやっと米国の一部の人の目にふれ、その後、またオスロの博物館に世界の人々か遠ざかって陳列され、Wilson 教授の著書の中に、名前のみをとどめているものもある現実をみますと、先駆者の孤高が感じられます。

また、Elling に“Still waiting”と言はせた満たされない環境と言うものは、先駆者には常にあり、そこに創造と達成の喜びがあるのではないかと、思われます。

あとがき

本文をまとめるにあたり、Mowill よりいただいた、1982年米国スミソニアン博物館での展示資料⁽³⁾を参考にし、一部、英文などは、その中から引用させていただきました。

参考資料

- (1) D. G. Wilson, The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines. 25. The MIT Press.
- (2) A. Stodola, Steam and Gas Turbines, 218, 221, Peter Smith.
- (3) R. J. Mowill, Aegidius Elling-Norwegian Gas Turbine Pioneer, Elling Exhibit at the Smithsonian 1982.



ターボチャージャ特集号発刊にあたって

石川島播磨重工業(株) 荒 木 巍

前回当学会誌にてターボチャージャの特集が組まれてから4年が経ち、今回第2回目の特集をお届けすることになりました。4年前の1987年の頃は、すでに中大型船用ディーゼルエンジンには、ほぼ100%ターボチャージャが適用されていましたが、そのころの日本の造船工業は不況の底にありました。現在、造船不況はかなり回復してきており、ディーゼルエンジン・ターボチャージャとも生産高の回復が見られております。一方、自動車工業はこの4年間も成長を続け、それに応じてターボチャージャも増え、とくに、トラック用には目覚ましい伸びが見られ、それとともに性能その他の技術面での進歩にも注目すべきものも多くあります。

第2回目の特集にあたりその記事構成をどの様に組むかということが編集委員会で検討されました。要素技術別、設計・生産・マッチングなどの技術分野別などの案も出されましたが、この4年間の技術的進歩について見るということで、第1回特集と同じ用途別の構成にすることに落ちつきました。ただし、航空用・二輪車用など過去4年間に特筆すべき事項の少ないものは今回は割愛し、代わりに船用・自動車用など成長の著しい分野には細分割して、項目を増やしました。また、発電用はエンジンが船用と共通のものが多かったためにこれに含めることとしました。

特集号の構成検討に当たってターボチャージャとガスタービンの相違について考えてみようという意見も出ましたが、過去そのような比較論はあまり見当たらず、テーマとしては興味あるものでしたが、企業においては両者を経験しているエンジニアは非常に限られていると思われ、今回は採用するに至りませんでした。当学会はガスタービンの名前を冠しておりますが、ターボチャージャ

もその一部として学会活動に組み入れられているわけで、毎年会誌に掲載される生産統計やBulletinにもターボチャージャの項が設けられ、その道の専門家も多く会員となっております。同じ回転機械でありターボチャージャとガスタービンは技術を供用するところも多いけれど、ガスタービンが独立した原動機であることに比べ、ターボチャージャは出力軸も燃焼器も自分ではもっておらず往復動機関と結合した原動機の一要素という相違があり、とくに、速度型回転機のターボチャージャが容積型往復動機関の脈動流と性能的にうまくマッチングしている点はガスタービンにない大きな特徴といえます。

なお、ターボチャージャは部品点数も少なくて構造も単純なためガスタービンほど設計上の自由度は多くなく、また、往復動機関の一要素となっているので実験的確認による開発的要素が強いためか、また量産を考慮した生産技術との連携もあって企業での開発研究が圧倒的に多いと思われます。しかし、ターボチャージャの圧縮機・タービンの特性は基本的にはガスタービンのものと同じであり、大学などでのガスタービンの学生実験などにコストの安いターボチャージャを利用して要素研究する例も多くみられ、お互いの技術のつながりを実証しています。このような点から今回のターボチャージャの特集がその専門の技術者・会員のみではなくガスタービンの関係者にも大いに役立つ情報となることを期待します。

この特集は第15期編集委員会の伊藤高根理事(日本自動車研究所)・大泉治朗(ヤンマーディーゼル)・井上誠(小松製作所)の各委員の方々と筆者がとりまとめを担当したことをご報告するとともに、貴重な原稿をお寄せ頂いた執筆者の皆様をはじめ関係者の多大なご協力に厚く御礼申し上げます。

(平成3年4月1日原稿受付)

東京大学 生産技術研究所 吉 識 晴 夫

1. はじめに

学会誌6月号にターボチャージャー特集を企画したので、「ターボチャージャーの最近の進歩」について記事を書くように依頼されてお引受けした。しかし、企画内容を拝見すると、各分野における内容は別の専門家が執筆されるようになっており、なにを書くべきか困ってしまった。そこで、技術的に詳細な内容は各専門分野の記事にお任せすることにして、ここではガスタービン学会で収集を始めた我が国における過給機の生産実績⁽¹⁾から見た推移を中心に述べることにより、責務を果たすこととしたい。

2. ターボ過給機の生産実績の推移

わが国におけるターボ過給機は、船用ディーゼル機関用の過給機として主に生産されてきたが、大型船舶建造の最盛期の時代における生産実績はガスタービン学会としては把握してない。また、1979年からターボ車がわが国でも販売され始めたが、学会でターボ過給機の生産実績の収集を始め

たのはこれからおくれること5年の1984年からであり、この面におけるデータも完全ではない。しかし、自動車用ターボ過給機が本格的に生産され始めた時期は最近の4～5年であり、この間の生産実績及び仕様に関するデータが過給機開発に対して有意義な役割をある程度果たしてきたものと考えている。

まず、表1に圧縮機翼車外径を100mm毎に区分した生産実績を暦年順に示す。クラス1は圧縮機翼車外径100mm以下のもの、クラス2は圧縮機翼車外径100mm超200mm以下のものである。クラス3からクラス10まで同様の基準で区分している。ここで、クラス1は1000台未満を四捨五入した概数で示している。なお、クラス10の生産はこの7年間にはないが、過去に生産されたことがあるのでデータ区分として設けてある。また、このデータのうち1988年までのデータには一部未収録分がある。さらに、1989年発行の国産ガスタービン・過給機資料集のデータとも一部相違がある

表1 過給機翼車外径別生産実績

Year	Class of Compressor Wheel Diameter (mm)																					
	Class 1 ~100mm		Class 2 101~200mm		Class 3 201~300mm		Class 4 301~400mm		Class 5 401~500mm		Class 6 501~600mm		Class 7 601~700mm		Class 8 701~800mm		Class 9 801~900mm		Class 10 901~1000mm		Total (Class 2~)	
	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models	Units	Models
1984	719,000	33	8,190	20	1,530	6	657	7	193	7	260	7	373	7	7	2	33	3	0	0	11,243	59
85	741,000	36	10,260	21	1,274	8	684	8	135	7	224	6	287	6	4	2	68	4	0	0	12,936	62
86	1,058,000	38	10,213	23	1,212	12	482	9	98	6	123	5	207	6	1	1	36	3	0	0	12,372	65
87	1,266,000	40	9,713	22	1,072	12	528	9	87	5	81	5	186	6	0	0	40	3	0	0	11,707	62
88	1,475,000	48	10,591	22	1,136	13	554	11	94	6	102	5	142	7	0	0	54	3	0	0	12,673	67
89	1,779,000	63	11,645	21	1,028	13	382	12	127	6	110	6	158	7	0	0	50	5	0	0	13,500	70
1990	1,743,000	66	10,744	21	987	12	452	11	93	5	159	7	181	6	0	0	75	4	0	0	12,691	66
Sub Total	8,781,000	—	71,356	—	8,239	—	3,739	—	827	—	1,059	—	1,534	—	12	—	356	—	0	—	87,122	—

(平成3年4月11日原稿受付)

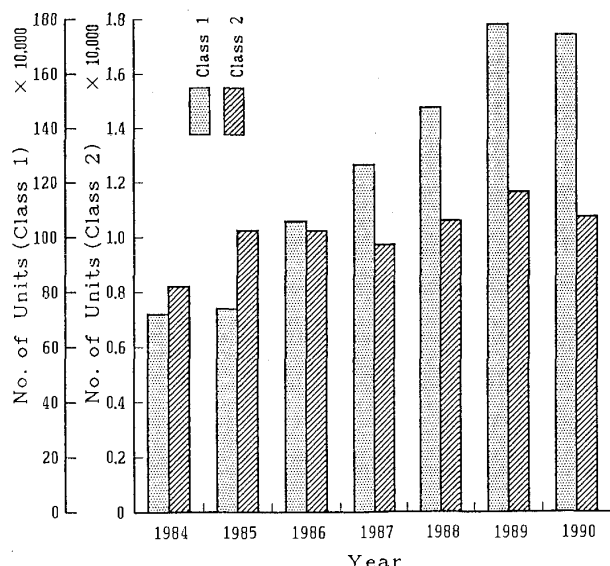


図1 過給機生産実績の推移-台数
(その1: クラス1, クラス2)

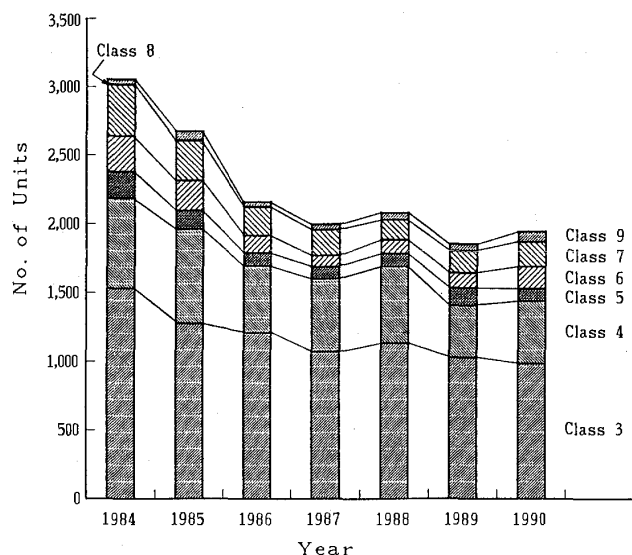


図2 過給機生産実績の推移-一台数
(その2: クラス3以上)

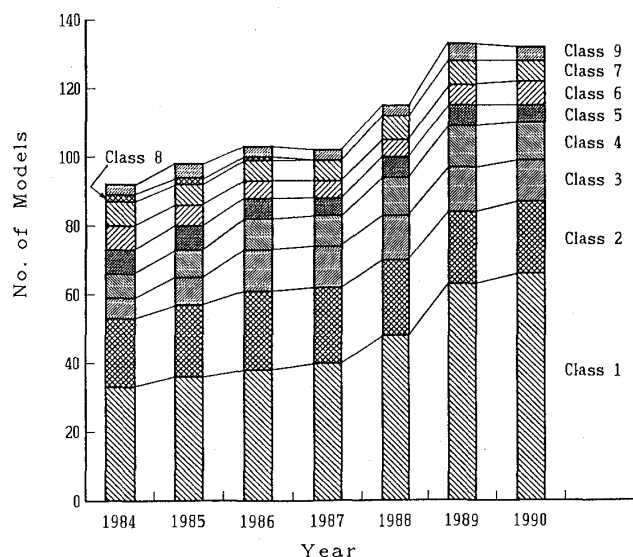


図3 過給機生産実績の推移-型式数

が、これはクラス分けについてデータを見直したためである。

以上の生産実績の傾向を見やすくするために、図1にクラス1とクラス2の生産台数の暦年毎の推移を示す。クラス1の生産が1989年から飛躍的にのびているように見えるが、これは前述したように、1988年までに未収録データがあったため、実際には1988年から急激に増加したものと思われる。このクラス1のターボ過給機は主に自動車用（乗用車及びトラック等）に使用されており、自動車の高性能化、燃費向上、環境対策等のため、この数年の間にターボ車の販売が活発化したこと

を示している。クラス2は主に産業用、建設機械用、小型船舶用に用いられており、毎年ほぼ1万台の生産を行っている。

次に、図2に圧縮機翼車外径200mm超のものを翼車外径100mm毎に区分けして、クラス3からクラス10までとして、それぞれの生産台数を暦年毎に示す。これらのクラスの過給機は、船用補機や船用主機用エンジンに用いられることが多く、生産台数の推移は船舶の建造状況に大きく左右されている。特に、クラス7は船用主機用エンジンに使用されており、1988年までは生産台数が減少傾向にあったが、最近造船業界が不況からやや立ち直りを見せたことにより、生産台数が増加傾向を見せるようになってきた。

図3に生産された過給機の機種数を暦年毎に示す。機種数の増加は主としてクラス1による。これは、自動車用過給機の需要増に対応し、ニーズにあった製品を生産している現れと考えられる。この図でも1989年から急激な機種数増加が見られるが、図1で述べたように、実際には1988年から増加しているものと思われる。

3. 技術的背景

釈迦に説法かも知れないが、ここで技術的背景について少し記すことにする。以上の生産実績の推移でみたように、わが国におけるターボ過給機の生産は、船用エンジンに多数使用されることにより実績を伸ばし、性能、製作、材料等の技術的

向上をもたらしてきた。船用エンジンの高性能化に大きな役割を果たしたこのターボ過給機の圧縮機については、高圧力比化、高効率化が進んでおり、圧力比4で圧縮機断熱効率80%以上となっている。この高性能化は、電子計算機の発達により、三次元流線解析まで可能となり空力性能が向上したこと、有限要素法 (FEM) による構造強度解析が発展したこと、多軸同時制御 NC 加工機による製作技術が進歩したこと等により、動翼形状を従来の放射状直線翼から三次元翼に変更する、中間翼を設ける、入口導流翼 (インデューサー) の形状を変える等により達成されている。また、この過給機用タービンは流量が比較的多いため軸流式が大部分を占めている。

しかし、最近多数用いられるようになった自動車用ターボ過給機では、流量が余り多くなく、製作コストを安くするため、ラジアル式タービンが用いられている。このラジアルタービンの動翼形状も圧縮機動翼と同様に、電子計算機の発達により高性能三次元翼となってきた。また、自動車用の特徴として広い作動範囲、速い過渡応答が要求され、これらの要求を満たすように種々の研究開発が行われてきた。

広い作動範囲を実現するため、特定の作動条件で高性能となる圧縮機の羽根付き (ベンド) ディフューザとタービンの羽根付き (ベンド) ノズルをそれぞれ羽根無し (ベーンレス) ディフューザ、羽根無し (ベーンレス) ノズルとしている。しかし、羽根無しディフューザではディフューザにおける高い圧力上昇は望めないため、圧縮機翼車内における遠心力作用によって圧力上昇を得る必要があり、翼車は高速で回転させられることになる。このように高速回転をさせると、圧縮機出口における絶対流出速度が大きくなり、衝撃波の発生等により損失が大きくなり、圧縮機性能は低下する。これを防止するため、動翼を放射状直線翼から後向き (バックワード) 羽根とすることにより絶対流出速度を小さくし、比較的高い効率を得られるようにしている。この翼車形状は、前述した流線解析、強度解析、製作技術の進歩によって可能となってきた。すなわち、放射状直線翼の場合は動翼に働く遠心力に対して比較的強いが、三次元翼の場合は翼の根元に大きな応力が働

くことになる。しかし、FEM による構造解析を行うことにより、応力を低減する設計ができるようになってきた。また、多軸同時制御 NC 加工機の使用により、空力的にも強度的にも比較的理想的な動翼形状に加工することが可能となってきた。さらに、この高速回転の実現には、潤滑と制振の効果を持つ軸受けの開発の寄与も大きい。現在、生産されているターボ過給機では、許容最高回転数は26万 rpm に、最大周速は570m/s に達しているものもある。

次に、過渡応答を速くするため、三菱重工業では、ラジアル排気タービンにノズル面積が変えられる可変ノズルを採用したターボ過給機も開発し、タービンの回転数応答の改善を図っている。一般的には、過渡応答の改善を目的として回転慣性を小さくするため、比較的容量の小さいターボ過給機を使用する。この場合、エンジンの低速域では良好な作動を行うが、高速域では過給圧が過大になったり、タービンがチョークするため、ウェストゲート弁によりエンジンからの排気をバイパスさせる必要が生じる。しかし、これでは高速域における排気エネルギーを十分に利用できない。これを改善し、低速トルクの向上と過渡応答性の改善を実現するため、マツダからはシーケンシャルツインターボシステム⁽²⁾が開発されている。また、回転慣性を小さくするため、日産自動車からはセラミックロータの排気タービンが1985年から実用化されており、セラミックターボの生産はその後順調に増加している。この脆性材料を使用したセラミックターボの開発も、計算機の発達によるところが大きい。

さらに、ガソリンエンジン用では、排気タービン入口温度は従来に比較してかなりの高温が要求される。このため、船用ディーゼルエンジンでは許容最高温度が600~650°Cであったものが、自動車用では1000°C近くに迄なっている。これは、耐熱材料の進歩による寄与はもちろんであるが、数値計算による熱流動解析、軸受け部における冷却方式の改善によるところが大きい。しかし、自動車が走行後停車したときは、潤滑油の供給がなくなり、しかも高温となっているタービンケーシングからの熱移動が生じるので、軸受け部での潤滑油の劣化等をいかに防ぐかが、現在でも重要な課

題となっている。

以上の他に、自動車用ターボ過給機は、エンジン室の制約や過渡応答性能の要求から脈動排気によりタービンが駆動されるため、排気マニフォルド内の圧力変動等のエンジンと排気タービンとのマッチングを考慮する必要がある。特に、多気筒機関の排気干渉を防ぐため、ラジアル排気タービンの入口を2口とするツインエントリー式タービンが多く使用されたり、パルスコンバータの利用も考えられている。

4. おわりに

ターボ過給機の開発は、材料、設計、製作の全ての面でガスタービン技術の発達によるところが大きい。しかし、タービンロータのセラミックス化は、使用条件が比較的穏やかな排気タービンに

より実現化された。高熱効率ガスタービンではタービン入口温度や応力の点で排気タービンよりかなり使用条件が厳しいので、セラミックガスタービンの実現は容易ではない。しかし、ガスタービンと兄弟関係にある排気タービンにおけるセラミックスの利用技術の蓄積により、ガスタービンのセラミックス化が一日も早く達成され、無冷却タービンの実現により、エネルギー問題、環境問題の解決に役立つ日がくることを期待したい。

5. 文献

- (1) 国産ガスタービン・過給機生産実績資料集 [1989年版], (1989. 12), 日本ガスタービン学会
- (2) 田所他 3 名: 内燃機関, 29-11 (1990. 11), 77-83, 山海堂

入 会 者 名 簿

正 会 員

神 野 卓 治 (三井造船)	藤 井 俊 弘 (三菱重工)	戸 田 朝 春 (東 芝)
飯 田 義 亮 (東 芝)	堀 田 三樹雄 (デンソー)	秋 田 浩 市 (トヨタ)
長 江 正 浩 (トヨタ)	西 川 匡 彦 (トヨタ)	垣 田 行 雄 (日本システム開発研究所)
藤 井 空 之 (日 揮)	福 田 高 則 (トヨタ)	瀬 良 佳 男 (三井造船)
高 鷲 敏 明 (前澤給装)	小 金 真 (日本航空)	高 見 敏 明 (滲透工業)
遠 藤 與志郎 (富士石油)	宮 崎 和 明 (三井造船)	苧 坂 寿 宏 (三井造船)
原 田 昌 三 (三井造船)	尾 上 俊 雄 (三井造船)	天 野 津南生 (三井造船)
難 波 浩 一 (三井造船)	熊 代 敬 示 (三井造船)	佐 野 昌 利 (三井造船)
谷 口 正 行 (日 立)	大久保 陽一郎 (豊田中研)	吉 野 章 男 (鳥 取 大)
溝 井 貴 夫 (日 立)	浅 野 博 (日本鋳業)	片 山 一 三 (三菱重工)
杉 浦 裕 之 (川 重)	河 合 武 久 (三菱重工)	小 柳 勝 義 (武蔵工大)
河 村 友 槌 (三菱重工)	福 田 征 孜 (三菱重工)	岡 田 宣 好 (三菱重工)
山 崎 敏 (三菱重工)	羽 田 壽 夫 (三菱重工)	佃 和 夫 (三菱重工)
松 隈 雅 治 (三菱重工)	久 留 正 敏 (三菱重工)	金 光 鎬 (韓国科学院技術研究院)
小松原 章 吾 (日本鋳業)	鯨 島 康 郎 (京 セ ラ)	大田原 康 彦 (日 立)
宮 武 宏 和 (石川島防音)	門 口 文 彦 (小松ハウメット)	斎 藤 司 (石川島播磨)

学生会員より正会員へ

木 村 壮 一 (墨田工業高校)	瀬 下 龍 之 (日 産)	野 沢 利 明 (日本アビオス)
渡 辺 尚 道 (三菱重工)	塚 本 稔 (石川島播磨)	広 瀬 裕 二 (全 日 空)

学生会員

寺 谷 直 也 (東 海 大)	宇津木 正 之 (東 海 大)	五十嵐 雅 敬 (武蔵工大)
-----------------	-----------------	----------------

賛助会員

(株)大林組 東洋精密造機(株) 住友化学工業(株) 太陽石油(株)菊間製油所 中国電力(株)柳井発電所

船用ターボチャージャ

(1) 大型エンジン用ターボチャージャ

三井造船(株)玉野事業所 大 津 正 樹
三井造船(株)玉野事業所 花 房 真
三井造船(株)玉野事業所 竹 内 範 治

1. まえがき

大型ディーゼル機関の熱効率面での技術革新は一時どこまでも続く勢いを見せていたが、ここ数年は変化率の低い状態が続いている。その理由の第一は、実際のエンジンにおける熱効率そのものが理想的理論値に近づいて一層の改善が難しくなった事による。また、近年国際的に地下資源の価格が低迷し、その中で石油価格が湾岸戦争のような中東の地域的不安定要因があるものの比較的安値におかれている事も影響している。

このような背景のもとでターボチャージャ（以下過給機）も以前のようなめざましい効率改善は見られていないが、着実に効率の高い過給機の適用例が増加している。ここでは過給機メーカ各社の技術開発を振り返り、最近の過給機の動向を述べたい。

2. 大型ディーゼル機関の性能面の動向

先に述べたように大型ディーゼル機関の熱効率の改善は、1970年代後半から1980年代前半にかけ

ての石油価格高騰時代に目ざましいものがあった。図1はMAN B&W社のシリンダ径60cmの機関における燃料消費率の変化を示したもので、20%もの低減が得られた。これは技術的には、静圧過給方式の採用、次いでロングストローク化が要因であった。またこの期間に機関の強度が見直され、シリンダ内最高圧力を上げる事が出来たためさらに熱効率が高まった。掃気効率の高いユニフロースカベンジングの優位性もこの間に確立された。しかしこれらの要因もほとんどが有効に利用し尽くされると、更なる改善は難しなる。

過給機の側からこの期間を振り返ると、エンジンの開発に過給機も大きな役割を果たして来たことがわかる。すなわち静圧過給方式の採用も過給機効率の上昇に助けられたものであるし、その後の平均有効圧力の上昇も過給機の効率アップを要求するものであった。図2は機関が要求する過給機効率の変遷をMAN B&W 機関について示したものである。

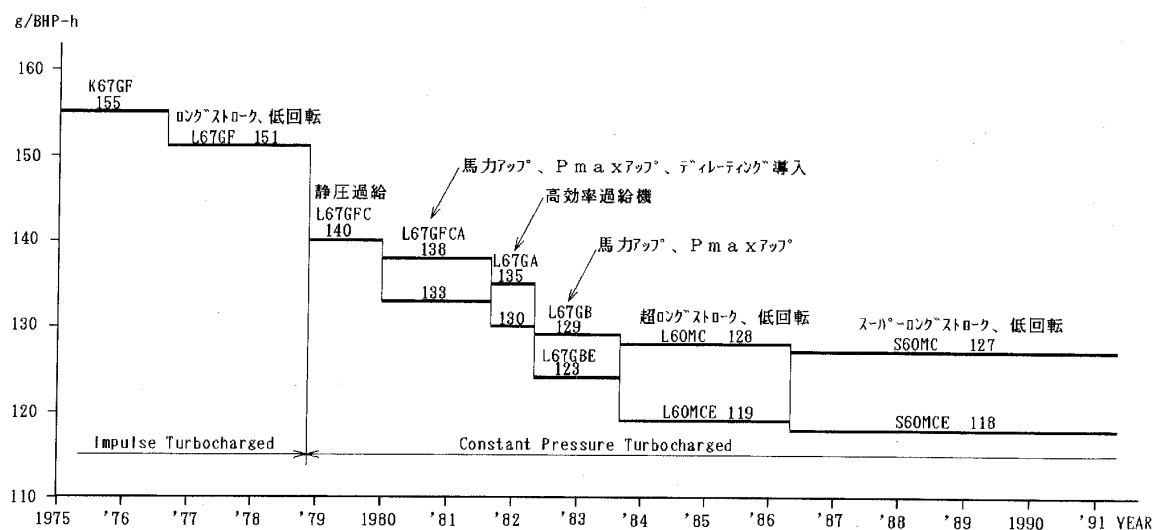


図1 燃料消費率の推移

(平成3年4月4日原稿受付)

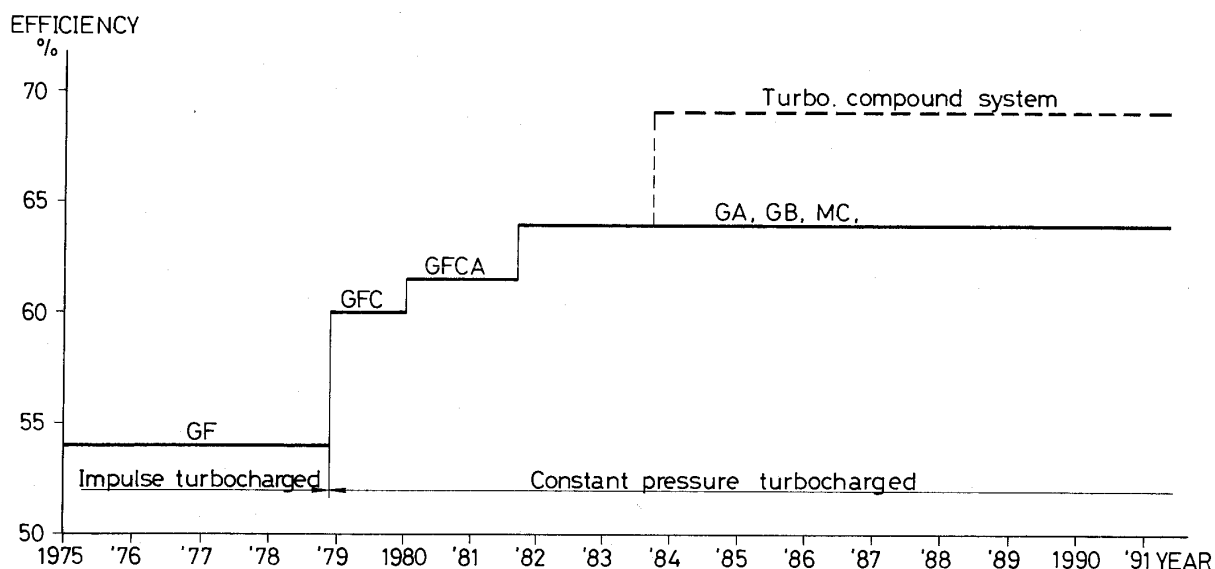


図2 過給機に要求される効率の推移

上に述べた時期にはまた、燃料価格が高くなった事により、多少の初期投資をしても燃料消費を少なく抑えたいという考えが生まれた。その一例がディレーティングという考えで、その機関の持つ潜在パワーより少ない出力に制限して燃費の最適化を計ろうとするものである。また、後に述べるターボコンパウンドシステム (TCS) もトータルシステムとしての燃費の改善のために多少の初期投資を覚悟する姿勢の現れであった。

最近では依然として燃費を重視する考えは大きく変わった訳ではないが、石油価格の低落及び国際経済の継続的発展、それに伴い長年の海運不況に明るさが見えてきたため、最近の傾向としてはパワーをより重視するようになっている。従って同じエンジンでもフルレーティングで使われるケースが増えており、またエンジンのパワーアップも次第になされている。このため過給機への要求もより高圧力比を求め、かつ効率を損なわないことを求めたものになってきている。

一方で乗組員の少人数化によりエンジンの信頼性の向上も重要な課題となっている。その面から見た過給機の役割は、十分な効率を就航後も維持し、燃焼室部品の冷却に必要な空気量を確保することにある。

3. 各社の過給機の変遷

過給機の圧力比はディーゼル機関の高出力化とともに上昇してきたが、省エネルギーに対する時代の要請から効率が重視されるようになった。これ

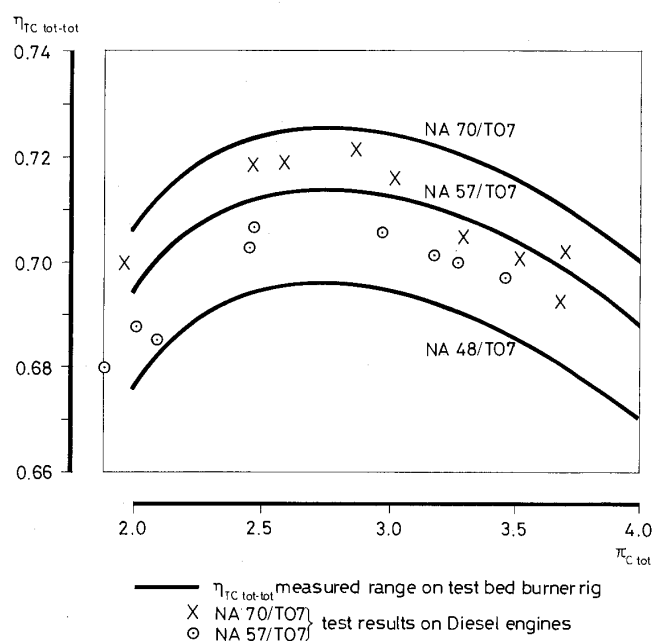


図3 NA-T07 型過給機の性能

に呼応して過給機メーカー各社とも新型過給機を登場させてきた。図3はMAN社過給機NA-T07型のテストリグにおける性能とエンジン上での実績を示したもので、その効率はエンジン常用の圧力比 (2.5~3.0) で70%を越えている。過給機メーカーによっては多少効率の定義が異なるので絶対値で比較できないが、どの過給機形式も同様の効率を達成している。

以下に過給機メーカー各社がとってきた性能向上対策を各要素ごとに記述する。

3.1 コンプレッサ

コンプレッサはディーゼル機関の運転に重要な役割を果たしているが、それは①エンジンの常用負荷において良好な性能を発揮できること、②そのような運転状況下でサージングに対して十分安定であることである。また、注意しなくてはならないのが低力における過給機の加速性能とサージング安定である。各社ともこれらの点に留意して新型過給機を開発してきた。

a) 羽根車

このような高性能化の要求に対して、各メーカーはバックワード羽根車（コンプレッサ出口の翼角度を放射方向より傾けたもの）を採用し、翼プロファイル・子午面形状の最適化を計った。これにより最高効率が増加しただけではなく最適効率範囲が高圧力比域まで拡大し、また低力域を含めたサージングに対する安定性が確保された。

後述する TCS を実現するためには、高圧力比域での効率の絶対値の改善、及び図 4 に示すように TCS 作動時（バイパス開）と TCS 不作動時（バイパス閉）で大きく移動するエンジン作動線にも対応できる必要があったが、これは上記の羽根車の改善によりもたらされた。

また最近では、5 軸同時制御 NC 機械の活用によって製作可能になった一体型羽根車も開発され、TCS 装備など高効率を要求される機関に搭載されている。従来のコンプレッサは導入翼車と羽根

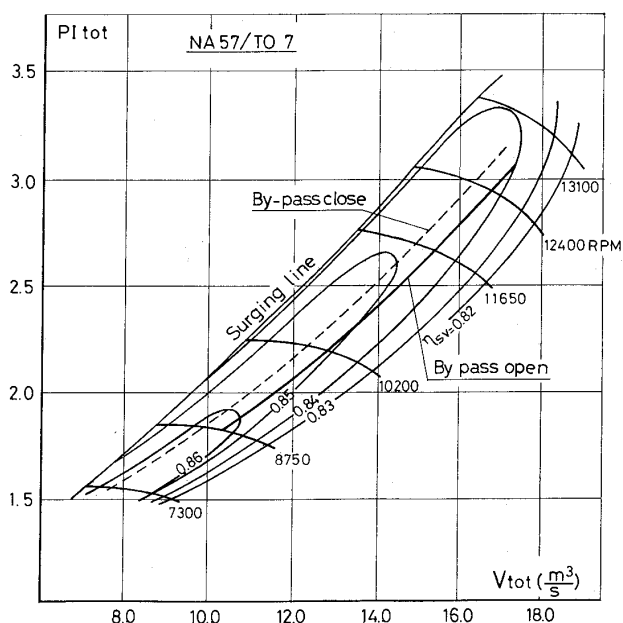


図 4 バイパス開閉とエンジン作動線

車を分離して製作せねばならなかったが、これらが一体型になったために翼形状が最適化され、さらに高性能なコンプレッサが出現している。MAN B&W社ではこのようなコンプレッサを使うものを T08 と呼んでいる。図 5 は MAN B&W 社 NA40-T08 型過給機のコンプレッサの外観写真である。図 6 は一体型コンプレッサ T08 と従来のコンプレッサ T07 の性能を比較したもので

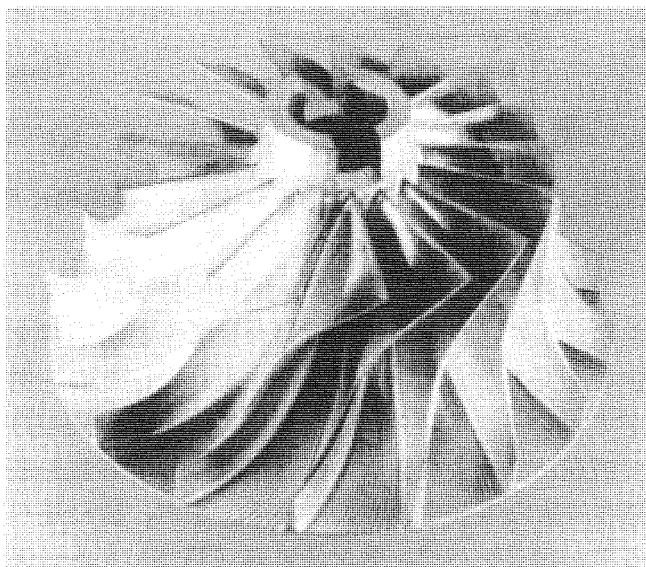


図 5 MAN B&W 社 NA40-T08 型羽根車

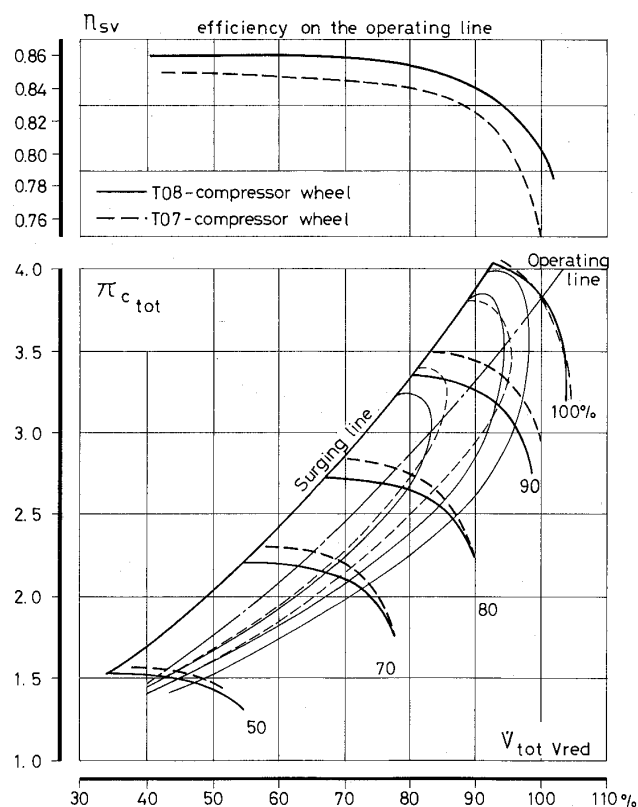


図 6 T07 と T08 の性能比較

ある。常用域で約1%, 高流量では数%の効率改善が認められる。

このような羽根車の一体化に伴い、適用可能な風量範囲も従来の分割型羽根車に比べて7~8%拡張されており、エンジン形式によっては1サイズ小さい過給機を使用できるケースも出て、コストダウンのメリットも生じる。

最近では圧力比が4を上回るような過給機も計画されているが、それに伴い従来アルミで作られていた羽根車を強度の高いチタン合金で製作するケースも出てきている。

b) インレットガイド

空気流量に応じて導入翼車に対する空気流れを最適コントロールすることができれば対サージ安定性、効率向上を計ることができる。その一つの方法がインレットガイドベーンで、羽根車上流の空気の流れにスワールを与える翼を配置するものである。図7はMAN社NA型過給機においてインレットガイドベーン有り無しコンプレッサ効率を比較したものである。同図に示されているように常用負荷域で効率が改善されており、MAN社ではTCSを装備する場合に採用している。この応用としてインレットガイドが可変ピッチとなれば任意の運転域で最適制御ができるというメリットが生じる。今後、過給機がさらに高圧力比化さ

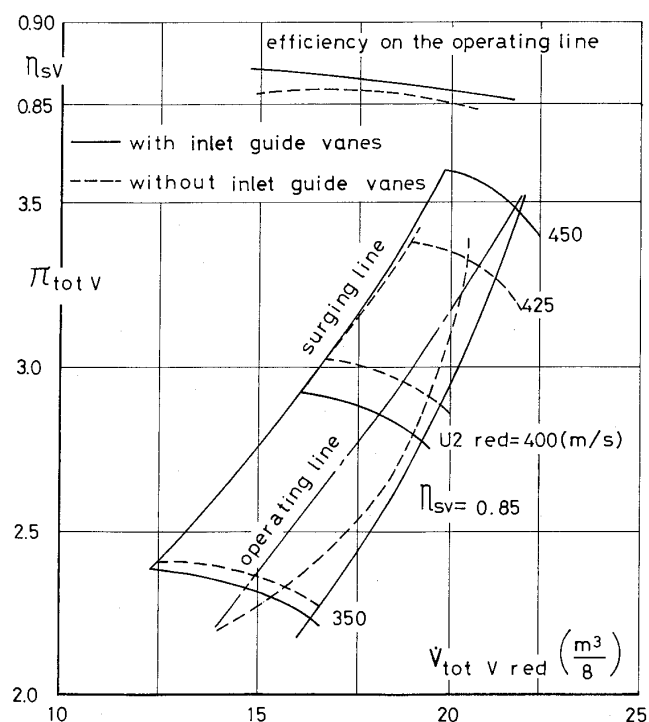


図7 インレットガイドベーンの効果

れると、静圧過給のエンジンにとっては相対的に低力性能が苦しくなる傾向にあるため、インレットガイドによる低力性能の改善も期待される。

3.2 タービン

a) タービン翼

船用大型過給機のタービンは一般に単段の軸流型が使用される。ラジアル型タービンは一般に一回り小型の過給機(羽根車径300mm以下)に採用されるケースが多いが、例外的に三菱重工社のMET型では大型に属する66SR型をラジアルタービンでまとめている。

静圧過給の採用により翼に対する起振力が減り、また動翼の振動に対する検討が進んだ事によりタービン翼のダンピングワイヤは各メーカー共に廃止されたものが多く、タービン効率の増加に貢献した。

b) タービンノズル

MAN社ではタービンノズルは要求効率に応じて板翼かプロファイル翼を選択している。通常の性能が要求されるものについては板翼で、後に述べるTCS採用のケースにはプロファイル翼といった具合である。図8はMAN社における異なったノズル翼デザインとその効率を比較したものである。プロファイル翼は効率の良いずんぐりとした形状のものが採用されている。

c) タービンディフューザ

タービン効率はタービン後流の損失をいかに少なくするにかかっている。最新の過給機にはどのメーカーも積極的にディフューザ形状を採用して効率改善を計っている。ABB社VTR-4Eシリーズの場合には出口ケーシングのガス通路部拡大とタービンディフューザにより従来の4A型に比べて2~4%効率が改善されている。

d) 可変ピッチノズル (VG)

従来、エンジンと過給機のマッチングポイントは定格出力点MCRであった。最近のマッチングテクニックとしてはパートロード最適化という手法が導入されている。これは常用負荷にマッチングポイントを置くので相対的に部分負荷での掃気圧力を上げることになり、エンジン低力性能改善の一助になる。三菱重工社はさらにエンジン低力での積極的な性能改善のため、ラジアルタービンと可変ピッチノズルを組み合わせ

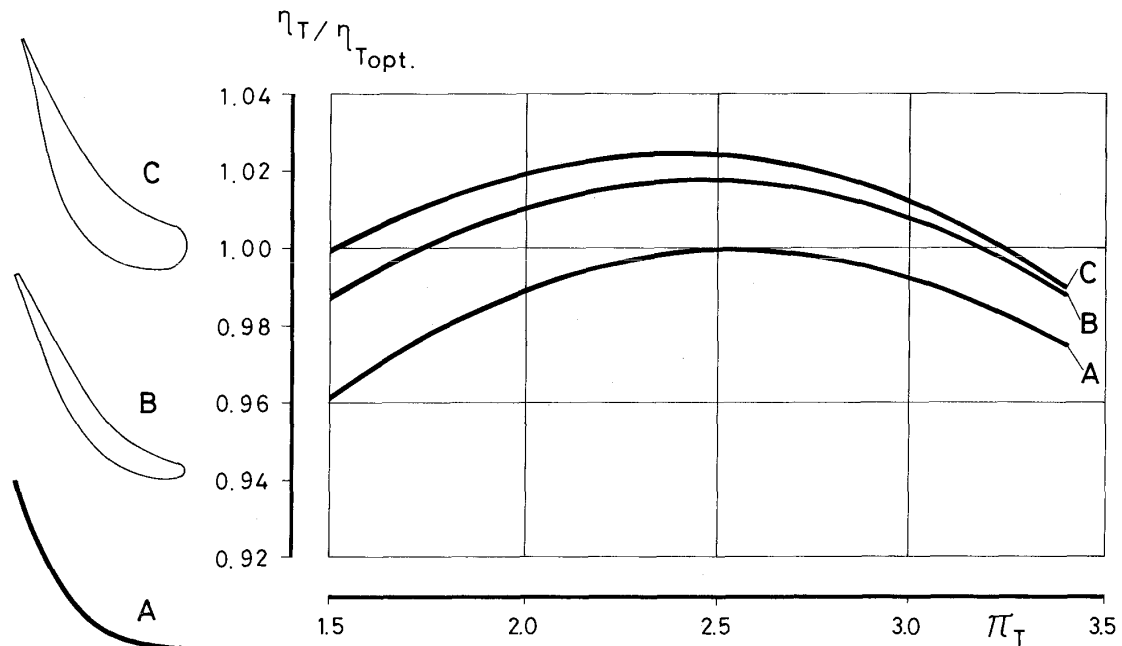


図8 タービンノズル翼形状

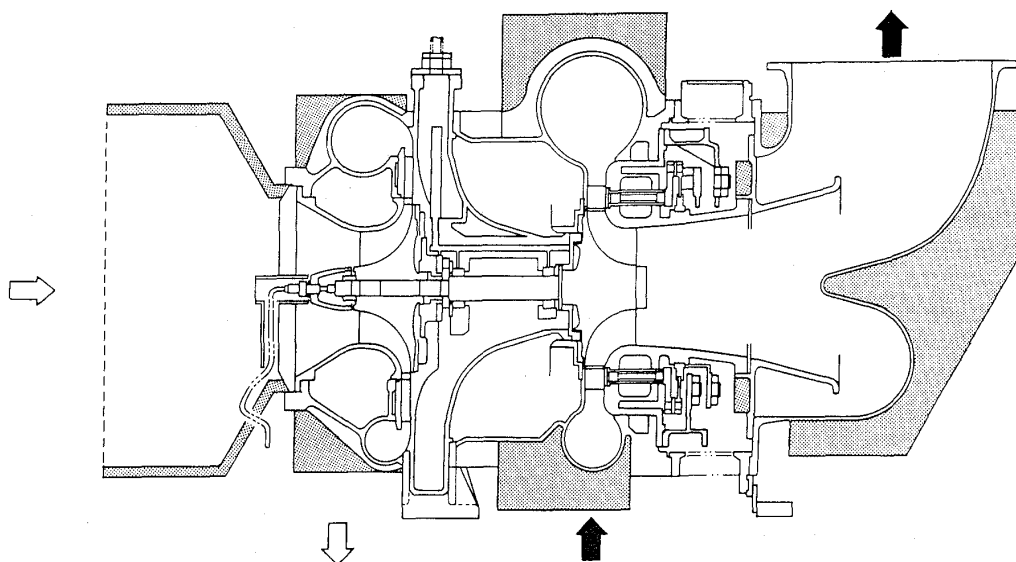


図9 三菱 MET33SR-VG

MET-SR-VG 型過給機を開発し、就航実績も得ている。図9はプロトタイプ MET-33SR-VG の断面図を示したものである。可変ピッチノズルにより低力での性能改善だけでなく、船外吸気などのように吸入空気温度変化によって掃気圧が大幅に変化するときエンジンシリンダ最高圧を制御できるなどのメリットが生じる。

e) ケーシング冷却

動圧過給時代の過給機は過給システム上、エンジン高負荷になるほど過給機効率低下が大きく、従って排気ガス温度は高く、軸受ケーシング、ガ

スケーシングなどの清水冷却は常識であった。しかし、その後の静圧過給化に伴い、過給機効率の上昇もあって排ガス温度が大幅に低下した。このため排ガスエコマイザの設計が苦しくなり、排ガス温度を少しでも上げたいという視点からケーシングの無冷却化が進行した。これにはまた冷却損失低減によるタービン効率の上昇が得られるという2次的な側面もあった。また以前の動圧過給時代には硫酸腐食が水冷却ケーシングに多発したが、最近では上記のガスケーシング無冷却化により防止されている。

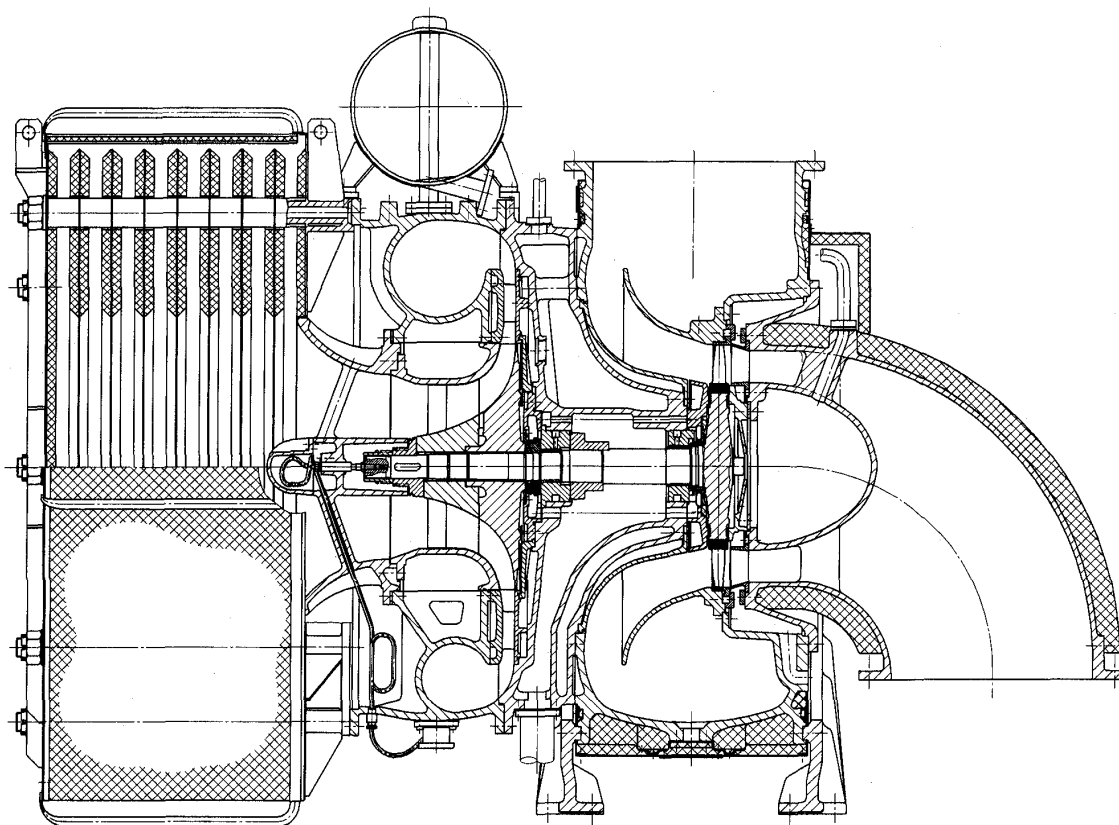


図10 MAN B&W NA 型過給機

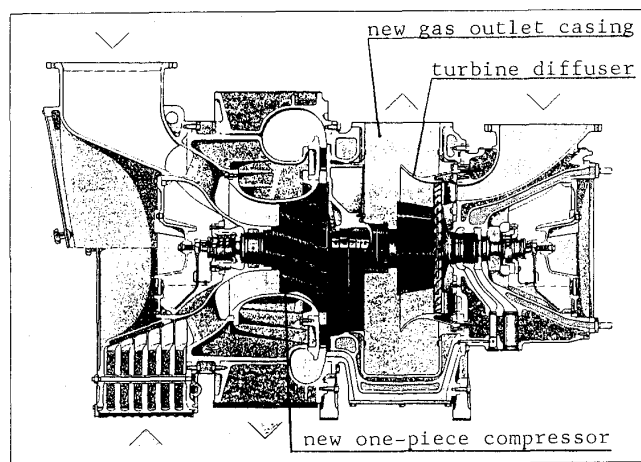


図11 ABB VTR-4 E 型過給機

4. 構造比較

各社の過給機構造を簡単に比較する。図10はMAN B&W社のNA型過給機の断面図である。軸受はメタル方式で、ロータ軸の中心側を支持している。潤滑は外部からの強制給油を要する。

図11はABB社のVTR-4 E型の断面図であるが、ロータ軸はボールベアリングにより支持されている。潤滑はケーシング内部の油溜まりから自己給油される。

図12は三菱重工のMET-SD型過給機の断面図である。構造的にはMAN B&W社のNA型と似た方式を採用している。

5. ターボコンパウンドシステム (TCS)

前に述べたようにエンジンの熱効率、過給機効率がエンジンの要求する効率を上回っても、エンジン単体の熱効率改善には直接結びつかないという段階まできている。従って、その余剰効率を如何にして省エネルギーに活用するかという視点で登場したのがTCSである。このシステムは排気ガス総量のおよそ10～12%を、過給機をバイパスさせてパワータービンに導きエネルギー回収するので、その動力を直接クランク軸に回収する方法(TCS-PTI)と、発電機を駆動して電力として回収する方法(TCS-PTO)が一般的である。図13は三井造船社のTCS-PTIシステムを採用したプラントの一例である。この場合、パワータービンの回転数は主機関の回転数に制御されることになる。一方、発電機を駆動する場合にはパワータービンは回転を自己制御できないのでバスの周波数に制御されることになる。

これらのシステムは石油価格高騰の時代には脚

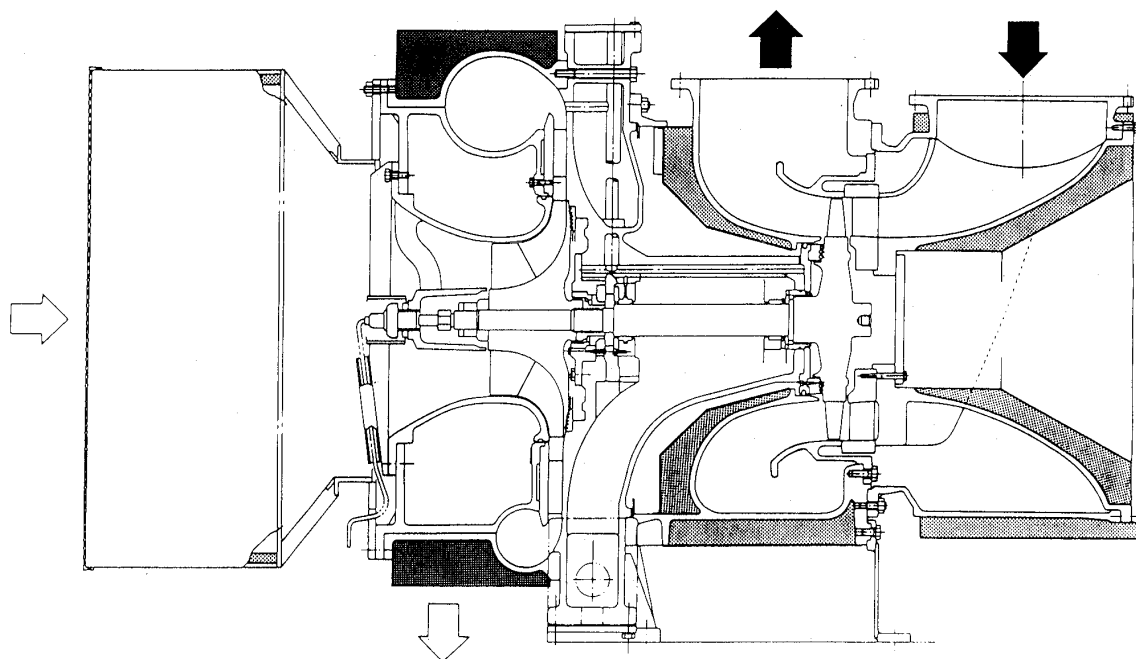


図12 三菱 MET-SD 型過給機

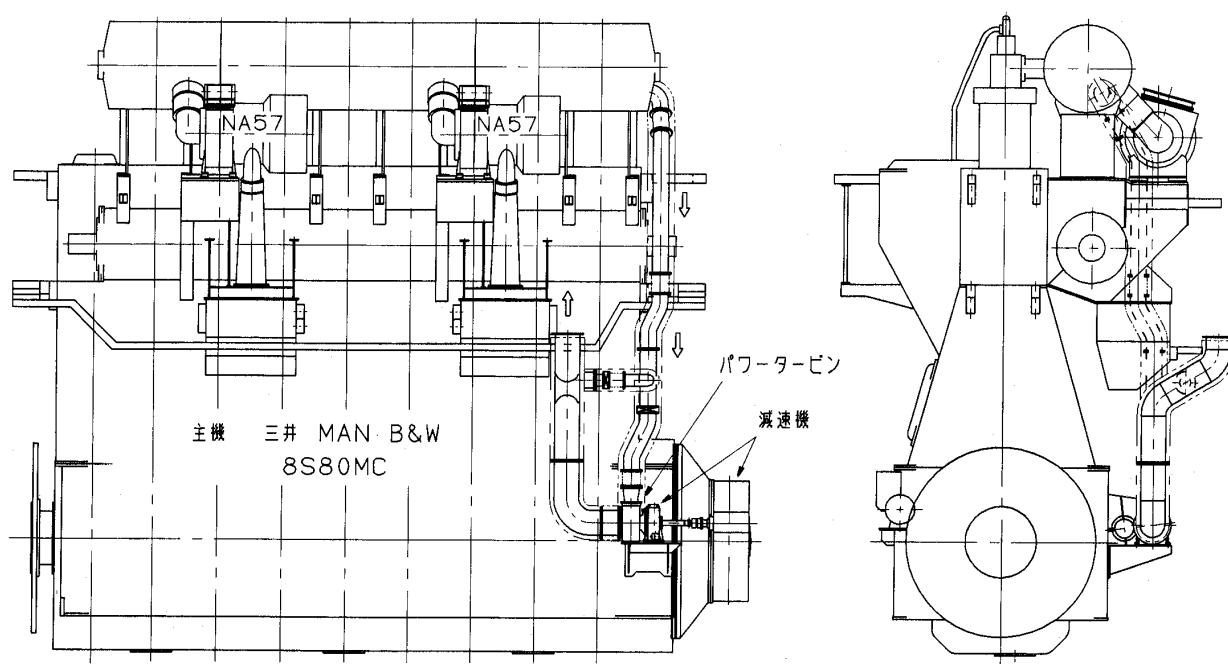


図13 TCS-PTI の一例

光を浴び、当時計画されたプラントがついに最近まで続々と就航して着実に実績が増えた。だが、最近のように石油が低迷してくるとそのゲインが相

対的に小さくなって初期設備投資の回収期間が長くなり、その採用数は少なくなっている。

(2) 中小型エンジン用ターボチャージャ

(株)新潟鉄工所 加藤利夫
 駒形正敏

1. まえがき

ディーゼル・ガス機関用排気タービン過給機(以下過給機という)は、実用以来機関の進歩・多様化に対応し、給気圧力比の上昇、効率の向上、耐久性向上およびコスト低減を柱として研究開発がなされ、機関システム全体の中での重要性を増している。現在そのレベルは機関にとって充分高いものとなっておりあらゆる産業界で活躍している。本文では中・小型過給機の技術動向と課題について概要を紹介する。

2. 機関の動向

船用機関の動向として、高速機関では漁船を始め各種船舶の高速化に対応して、いっそうの小形、軽量、高出力化が進められ、他方単機出力の拡大も図られ大形的高速機関も増加している。中・低速機関に於いては高出力化、低燃費化のためシリンダ内最高圧力は上昇傾向にあり、最新のものでは、17.7MPaにも達している。又、機関回転数を抑え、ロングストローク化して性能と耐久性向上を図る傾向にある。

陸用機関ではコージェネレーション(熱併給発電)システムが近年急激に増加している。ガス機関も大気汚染防止がらみで増加している。

3. 過給機の技術動向

3.1 圧力比・効率の向上

機関の高出力化と低燃費化は過給機の高性能化に殆ど依存しているといっても過言ではない。最近の圧力比向上の例を図1に示す。1970年代は機関の高出力化に伴い急速に上昇した。1980年代も着実に上昇しており、2サイクル機関では圧力比=3.7で実用化されている例もある。効率の向上例を図2に示す。1980年代に過給機メーカー各社とも高効率過給機を開発し、低燃費に寄与してい

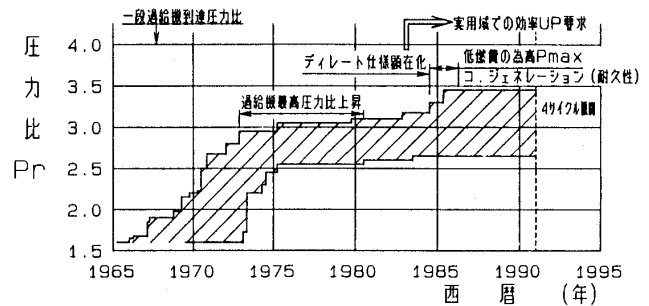


図1 圧力比の履歴

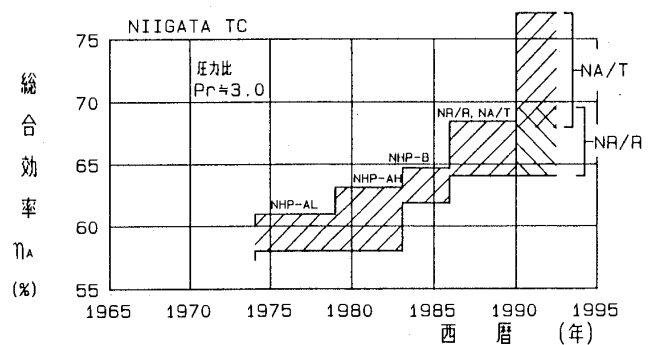


図2 過給機総合効率の履歴

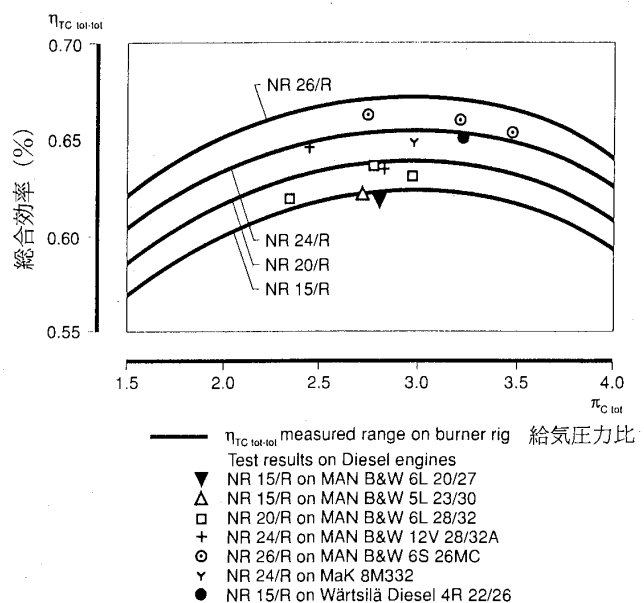


図3 過給機総合効率 (NR/R)

(平成3年4月1日原稿受付)

る。現在各社最新の中・小型過給機ピーク効率は62～68%となっている。

図3に実機装着時の過給機効率例を示す。常用負荷附近がピーク効率となる様、又フラット化する様に各社とも設計しているケースが多い。

3.2 過給機の構造

近年の過給機は、精密鑄造技術の発展、5軸同時制御M/C等の生産技術に支えられ自由度の大きい設計が可能となっており、全容量域で効率低下の少ないコンプレッサとタービンの組み合わせが得られている。

3.2.1 コンプレッサ

過給機のコンプレッサは一般に単段遠心式が採用される。羽根車は一体形と、インデューサ部とインペラ部に別れた別体形がある。前者は中・小型に後者は大型のものが多い。形状的には従来は放射状直線翼が一般的であったが近年では効率向上とサージ特性改善のためインデューサ部にスプリッタ翼の採用やインペラ出口部のバックワード翼、さらにバックワード+レイク付翼が各社で実用化されている。ニイガタ-MAN-B&WのNR/Rシリーズの場合、スプリッタ・バックワード翼を採用することにより翼間流れの一樣化とインペラ出口部での翼面負荷の低減が図られ効率の向上とサージ特性の改善が図られている。このときのコンプレッサ性能曲線を図4に示す。広い範囲で安定な運転が実現されており、機関作動ラインは十分なサージマージンを確保するとともにピーク効率点附近となっている。

バックワード翼とバックワード+レイク付翼の翼面速度分布と効率比較例を図5に示す。レイク付翼の方が速度分布の適正化により高圧力比域で効率の改善が図られている。

デフューザはベーン付が一般的であり、直線翼形、層流翼形およびチャンネルデフューザーが採用されている。

3.2.2 タービン

タービン形式として小型過給機にはラジアルタービンが用いられ、中型過給機では軸流タービンとラジアルタービンが採用されている。

タービン効率も近年著しく向上している。軸流タービンではタービン動翼のプロファイル形状の改良、フレア化、容量によりタービン軸への取付

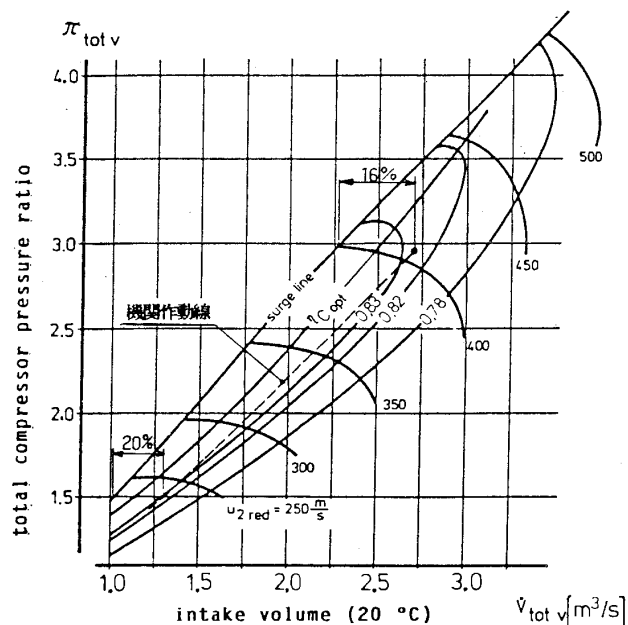


図4 コンプレッサ性能曲線 (NR/R)

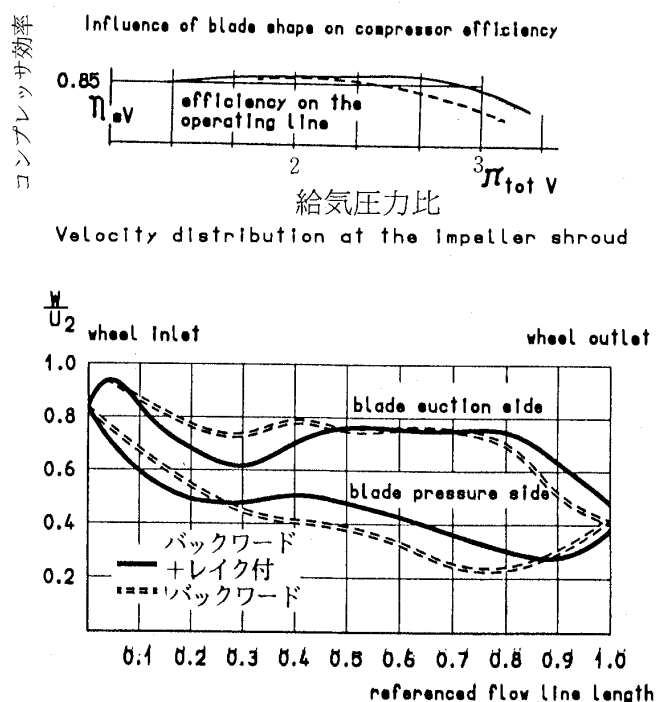


図5 翼面速度分布と効率比較 (NA/T)

角度を変えて反動度の適正化を図っている。タービン静翼では板ノズルからプロファイルノズルが採用される傾向にある。板ノズルとプロファイルノズルの効率比較例を図6に示す。プロファイル形状の改良により効率向上とともにノズルウェークが非常に少なくなりタービン動翼のレーシングワイヤをなくすことができ更に効率向上を齎し実用例もある。タービン動翼下流側には効率向上の

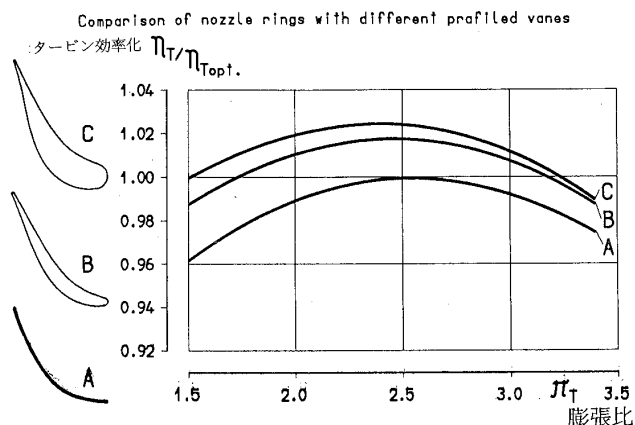


図6 タービン静翼形状と効率 (NA/T)

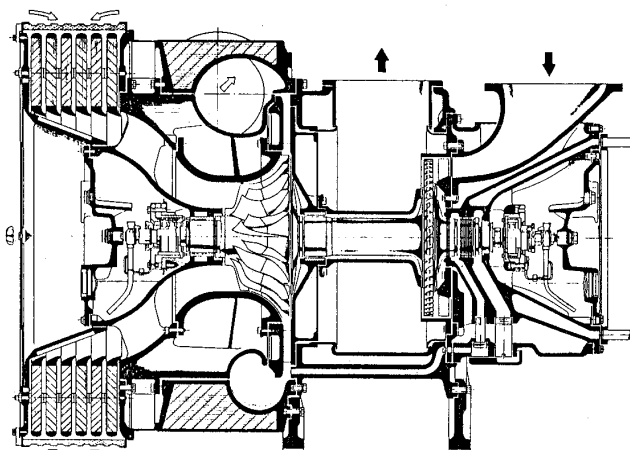
ため排気デフューザが一般的に採用されている。

ラジアルタービンは広範囲の運転領域に亘って効率が低い、排気温度が高い時の遠心応力の制御、振動によって生じるタービン動翼にかかる応力の回避等の点でメリットがあり、その翼形状は広範囲に亘る計算や試験結果により各社で最良のものが採用されている。タービン静翼にはベーンレスかプロファイル翼が採用されている。小型過給機の場合、機関から排気パルスを有効利用するとともに高効率で広範囲な流量特性を確保するため斜流タービンおよびツインフロータービンハウジングを採用するケースが多い。中型過給機でタービン動翼出口部に排気デフューザを一般的に採用しておりこれにより排気エネルギーを最大限に利用することができる。

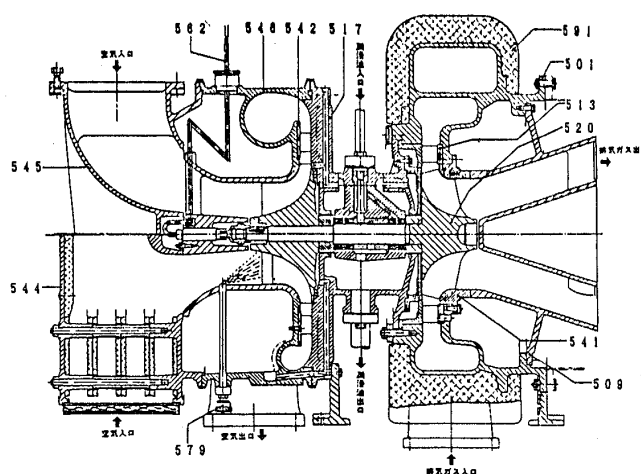
3.2.3 軸受の種類と支持位置

過給機軸受はコロガリ軸受及び平軸受が各々の特長を生かして使用されている。一般に平軸受の場合構造が簡単で保守取扱いが容易となっている。軸受支持位置はコンプレッサとタービンの内側に配置されており、外部給油形となる。コロガリ軸受の軸受支持位置はコンプレッサとタービンの外側となり構造は複雑となるが給油等は簡単に行え、軸系の安定も良好となる。給油方式は遠心ポンプ・歯車ポンプを両軸端に内蔵した自己給油方式が一般的である。各々代表例を図7に示す。

適用として、小型高速機関には平軸受が、中・大型低速機関用等の比較的給気圧力の低い過給機にはコロガリ軸受が、中・大型中速等の高過給用過給機は給気圧力も高くなり、その耐久性の点から平軸受を採用するケースが増加している。



(IHI-ABB VTR 形過給機)



ニイガタ-MAN-B&W NR/R 型過給機

図7 過給機断面図

図8に軸受寿命の比較例、図9に機械損失の比較例を示す。コロガリ軸受の場合、機械損失が少なく給油方法等が簡単など利点が多いが、給気圧力は上昇とともに転動面の疲労等により軸受寿命

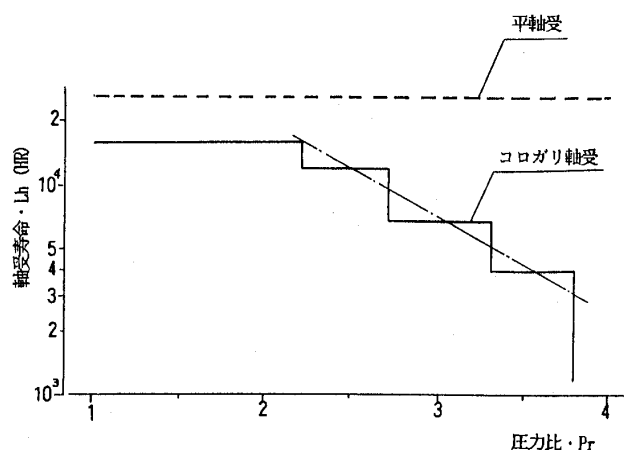


図8 過給機軸受寿命比較

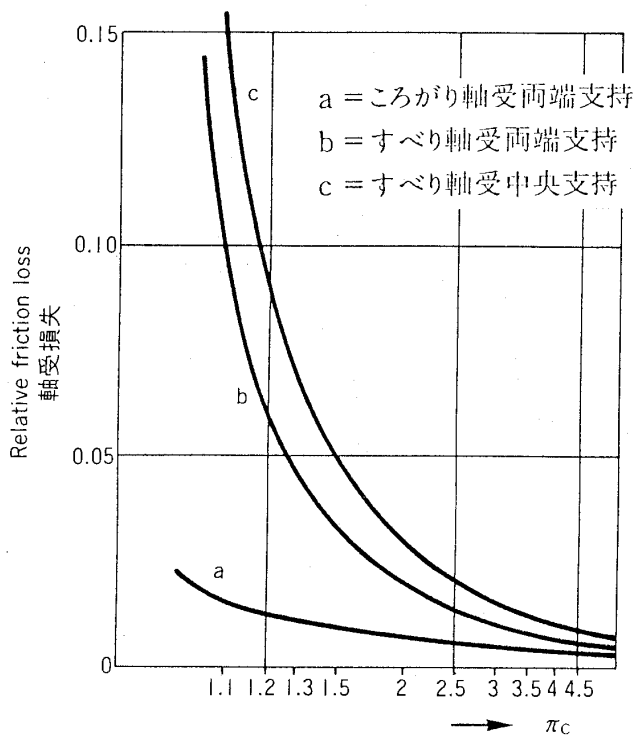


図9 機械損失比較例 (IHI-ABB)

は短くなり定期的に交換が必要となる。一方、平軸受は低負荷域の機械損失が大きいものの潤滑油の管理が適正に行えば軸受寿命は格段に長い。

平軸受にはフローティングメタル形と多円弧すべり軸受形がある。前者は小型過給機に後者は中・大型過給機に採用されている。フローティングメタル速度の一例では、ロータ軸速度の25%となっており油膜の減衰作用等により静かな回転が得られている。平軸受の場合、給油は主機関より供給されるのが一般的であり軸受保護のため設けられているフィルタは過給機メーカーによって異なるが20~50 μ mの範囲にある。

4. 過給機への課題と対策

近年の機関には、運転およびメンテナンスコスト低減のため最も過酷な場所や運転条件下でも高い性能と信頼性を示し、保守点検の容易な小形で構造が簡単な過給機が求められている。

4.1 低質燃料対策

水冷式ケースの場合、硫酸腐食を受ける位置はケースの底部で冷却水入口付近である。この対策として清水冷却および冷却水温度の上昇、ケース下部からのドレン抜き、機関停止後のエアランニング等を行うことによって硫酸腐食の弊害を減少させることができる。しかし、完全に防止する

ことはできず、やはり数年で破孔するという例が見られる。この硫酸腐食を防止するため無冷却ケースの採用が増加している。無冷却ケースの実績は小型ラジアルタービンに加え中型の軸流、ラジアルタービンでも着実に増加しておりケース腐食による運航への不具合は皆無である。

無冷却ケースの場合、熱損失が殆どなく排気ガスエネルギーを有効利用できる利点もある。ケース表面温度は高くなるが効果的に遮熱材で覆われているので、ラギング表面温度を低くするという必要条件是満足されており、機関室内温度の上昇は冷却ケースの場合と殆ど同じである。

4.2 性能維持と洗浄

低質粗悪油を使用する過給機の場合、燃焼残留分がタービン側に堆積しやすく、コンプレッサ側は機関室内のオイルミストなどにより油脂分の付着が起こる。各々の堆積、付着は過給機効率を低下させ、燃費の悪化のみならず排気ガス温度の上昇と各部品の温度上昇を招く。通常、過給機には運転中に効率よくこの堆積物を洗浄し性能回復を行う洗浄装置が付属できる様になっている。コンプレッサ側は羽根車上流より洗浄液を噴射する方式で一般化されている。タービン側は、軸流・ラジアルタービンとも用途や使用燃料に関係なくガス入口パイプより水を注入することにより良好な洗浄効果が、長年の実船稼動で確認されている。さらにこの水洗浄に加え、活性炭等の粒状固形物などでタービン洗浄の効果を上げる方法が実用化されている。これらの洗浄を定期的に行うことにより長期的に性能が維持される。

4.3 メンテナンスの長期化と容易化

船用機関では運航コストの低減、乗組員の減少や整備工場の人手不足もあり、省人化・省力化が、陸用ではコージェネレーションの普及等により高効率はもちろんのこと運転およびメンテナンスコスト低減のため、機関と同一とオーバーホール周期への延長、取替部品の耐久性向上、信頼性およびコストダウンが求められている。

コージェネは高い省エネルギー特性の認識と経済性がマッチングして1985年頃より急激に普及拡大している。コージェネ用機関、付属機器の部品は1点でも異状や損傷が起こればシステムとしての機能低下または停止することとなり影響は大きく、

信頼性のある過給機が求められている。

メンテナンスの長期化、容易化については先に述べた様に軸受の長寿命化、ケースの腐食を防止すること、そして汚れに強いこと、部品点数の削減と構造の簡単化が上げられ各社とも高効率と合せ汚れに強い設計が施されている。コンプレッサは高効率中の改善で、タービンでは翼形状の改善や静翼の枚数削減等で対応している。ラジアルタービンは軸流タービンに対し流路間通路が広く汚れの影響が少ない構造となっている。

部品点数の削減の点からいえば、各社とも削減努力がみられるが構造が簡単なラジアルタービンで顕著である。図7に示したNR/R型過給機の部品点数は従来の水冷・軸流タービンの半分以下と少なく軸受、回転部品を分解せずに性能維持に必要な部品の洗浄ができる構造となっている。

4.4 ガス機関への対応

ガス機関は燃焼の空燃比の制御が必要となり、過給機は高い排気ガス温度下で使用されるため必要に応じてガス側部品の材質や構造に対応すべく変更を行う場合がある。

低ばいじんのクリーン燃料である天然ガス(LNG)やこれを主成分とする都市ガスを燃料とするガス機関は、スパークプラグによる点火形態から三元触媒装置による脱硝装置と組合せて使用しているものと、脱硝装置を使用せずに予燃焼室方式を採用した希薄燃焼(リーンバーン)方式を採用した機関がある。新潟鉄工所では後者の希薄燃焼方式を採用しており、26HX-G、33CX-G型機関にはNR/R型過給機がディーゼル機関仕様と同一のまま使用されている。排熱利用のため排気ガス温度を上昇させた場合でも2点の部品の材質のみ変更することにより720°Cまで対応できる様に設計されている。

4.4 加速性の改善

非常用発電の緊急起動時の加速性改善、2サイクル機関の低負荷域空気量不足の改善のためコンプレッサのインペラ部に補助空気を吹き付ける方法がある。この方法で起動時間が60%も改善された例もある。図10にジェットアシスト構造の一例を示す。

5. ラジアルタービンの大形化

中・小型過給機の生産台数、機種数についてみ

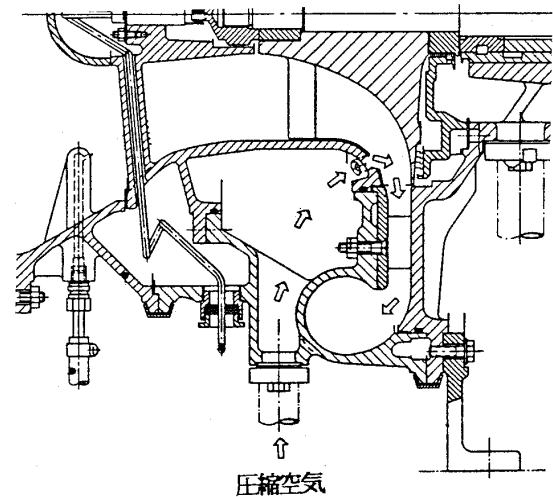


図10 ジェットアシスト機構 (NR/R)

ると、インペラ径が100mm以下の小型過給機は車輛用を中心に台数、機種数とも増加しており、中型過給機についてみるとここ数年では1986年を底に増加しており、用途も多様化している。インペラ径が200~300mmの機種数はラジアルタービンの増加を中心に倍増している。

従来ラジアルタービン過給機は、主に小型高速機関に採用されていたが、近年の船用・陸用機関とも高過給化、高効率化や運転およびメンテナンスコストの低減といった要求からラジアルタービンの採用が増加している。

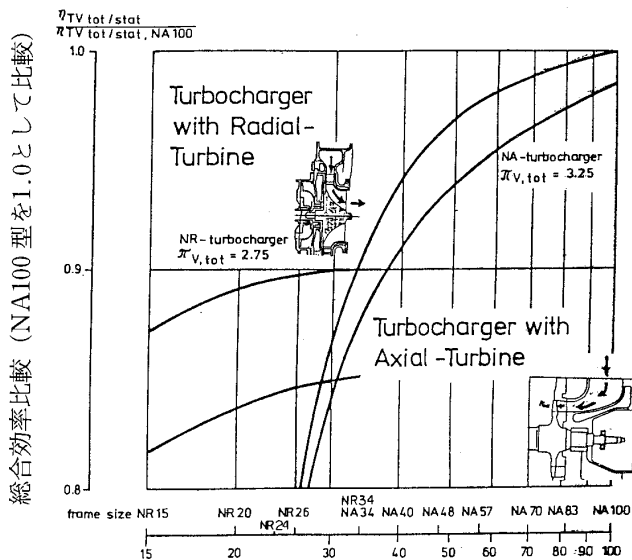
ラジアルタービンの大型化には金属メーカーの開発努力による所が大きい。タービン翼車の材料には12Cr系鋳鋼材のものと真空溶解のINCONEL材に代表される。前者はタービン入口ガス温度の許容が550°Cであるが非真空溶解であるため、三菱重工業のMET66SRの様にD=660mmの様な大型まで適用されている。後者の例では新潟鉄工所のNR34/Rが真空溶解での限度であるD=391mmとなっており、3200kwまで装着される。更に高温で適用される材料、軽量化の為に新素材の導入が待たれる。

軸流タービンとラジアルタービンの過給機フレームサイズと効率の変化例を図11に示す。

6. 効率向上への適用技術

6.1 可変容量化

過給機の可変容量化方法としてタービン、コンプレッサ双方の可変容量化が考えられ実用に向け努力され中型過給機の一部でも実用化されている。



過給機サイズ (NA100 型を100として比較)

図11 過給機サイズと効率変化(NR/R,NA/T)

前者はタービン静翼を絞ることにより低負荷域での排気エネルギーの回収率を高め供給空気量を増加させ燃焼の改善を図るもので、後者はインレットガイド翼で負荷を減少させ回転上昇を早めたりデフューザの可変化により、作動流量範囲を広げて出力範囲の拡大や燃費改善を図るものである。

6.2 シーケンシャル過給方式

低・中・高速域全ての性能最良化のため、機関に2・3台の小型過給機を搭載し負荷に応じて個々の過給機への排気ガス量を調整し、性能改善を図るシーケンシャル過給方式が機関メーカー数社から報告され、一部実用化されている。

6.3 余剰エネルギーの利用法

過給機効率の向上がディーゼル機関側掃排気系の要求値より高い場合、排気ガスエネルギーは過

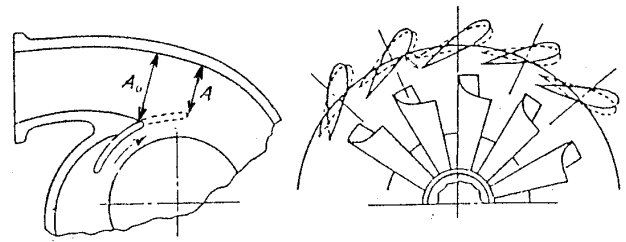


図12 可変容量化例 (三菱重工業)

給機のコンプレッサ駆動以外にもターボコンパンドシステムによって機関効率向上に使用できる。

動力(電気)の取り出し方法、戻し方法には用途によりいろいろな組み合わせがある。

7. あとがき

多様化する陸・船用機関に要求される中・小型過給機について概要を述べてみた。近年では機関の開発に於いて、過給機は機関システム全体の中での重要性が増してきている。ターボ過給システムは、機関を構成する一つの部分であり、過給機はこの心臓部に当たるものであるので将来の機関開発では、優先的に取り扱われるものとする。

今後は過給機効率の向上はもとより、運転およびメンテナンスコストの低減について機関メーカーと密に協力して進められるものとする。過給機メーカーの一層の努力によりディーゼル・ガス機関の発展に役立つことを願っている。

参考文献

- (1) Manfred Appel MAN 社技術資料集
- (2) 松尾ほか4名, 高圧力比・高効率ターボチャージャの開発, 内燃機関, Vol. 29 No. 369 1990. 7, 83
- (3) IHI-BBC VTR 形過給機カタログ



自動車用ターボチャージャ

(1) 乗用車用ターボチャージャ

三菱重工相模製作所 松 平 伸 康

〃 長崎研究所 松 尾 栄 人

1. まえがき

ターボチャージャを搭載した乗用車が日本で本格的に発売された1979年以降、早くも12年が過ぎようとしている。その間に乗用車用ターボチャージャの生産量は飛躍的に増大し、現在では年169万台が日本で生産されている。

ガソリン乗用車では一つの車種の最上級モデルにターボチャージャ付エンジンが採用される傾向があり、スペシャルティカーのシンボルとして市場に定着したと考えている。一方ディーゼル車では最近のレジャー指向を反映してか、レジャービークルと呼ばれる車種を中心にターボチャージャ付エンジンが採用され、主流となりつつある。

現在乗用車用の660～3000CCに至る、ガソリン、及びディーゼルエンジンの広い範囲でターボチャージャが使用されている。この様にターボチャージャ付エンジンが発展して来れたのはエンジン本体とターボチャージャのたゆまぬ技術的進歩が進められて来たためと考えている。

ここでは乗用車用ターボチャージャ付エンジンに対する厳しいニーズを満足するために進められて来た、ターボチャージャの技術的進歩について解説する。

2. 乗用車用ターボチャージャに対するニーズ

乗用車用エンジンにはさまざまなニーズがあるが、これを満足させるためにターボチャージャ付エンジンに必要な事項につきここにまとめた。

(1) ハイレスポンス

無過給エンジンと同等なアクセル開度に対するエンジンの出力応答が要求されている。

(2) 高性能、高出力

高出力はターボチャージャ採用の第1の目的である。ターボチャージャにはこれを可能とする良

い空力特性が要求されている。

(3) 低速よりの高トルク

無過給エンジンと同等の運転しやすさが要求されている。

(4) 小型、軽量

エンジンルームはますます小さくなり、軽量化と共に省スペースも求められている。

(5) 高信頼性

保証期間の延長など、エンジンへの信頼性向上の要求は強く、ターボチャージャの信頼性向上も求められている。

(6) 低燃費

高速道路走行の頻度が増加するにつれ、市街地走行時に加えて高速走行時の燃費も重視され始めた。

(7) ローコスト

乗用車のすべての部品に求められているニーズであり、永遠の課題である。

3. ターボチャージャの進歩

エンジンに要求される多くのニーズを満足するためにターボチャージャは目ざましく進歩して来た。これらの代表的なことがらにつきここにまとめた。

3.1 ホイールの小型、大容量化

小さなホイールにて、より多くの空気を流すことが出来ればいくつものニーズに対応することが出来る。このため最も重点的に開発が進められており、次の様な効果がある。

(1) レスポンスの改善

ターボチャージャOrpmより一定の給気圧力に達するまでのロータの加速に要するエネルギーを回転エネルギーと呼ぶこととする。この回転エネルギーはロータの慣性モーメントの回転速度の関数となり、およそタービンホイール径の3乗に比例する。

(平成3年4月10日)

図1に三菱重工製ターボチャージャの実際の例を示す。新しく開発されたTD04HLは従来機種TD05と同等以上の容量であり、共に2ℓガソリンエンジンに使用可能である。この図に示す様に小型化により回転エネルギーは35%減少している。この効果を見るために行ったエンジンでのレスポンス比較試験を図2に示す。エンジンを一定回転速度に保ちながらスロットを瞬時全開とし、その時の給気圧力の上昇を計測した。

1800rpmにて比較すると、給気圧力の立上り時間は約39%短縮されており、小型化による効果が大きく表れている。

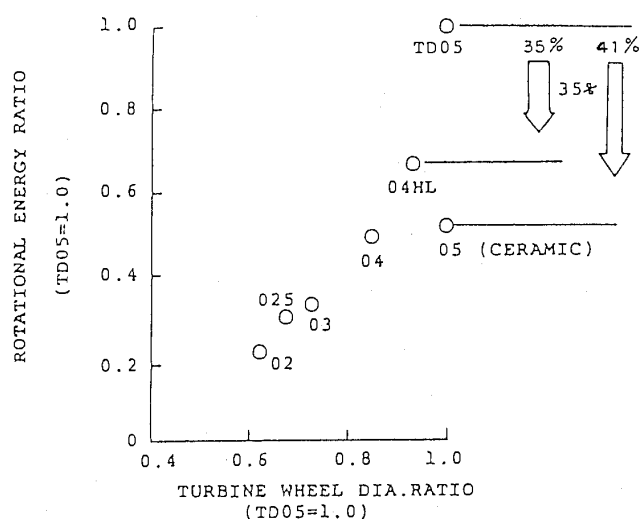


図1 タービンロータ ASSY 回転エネルギー

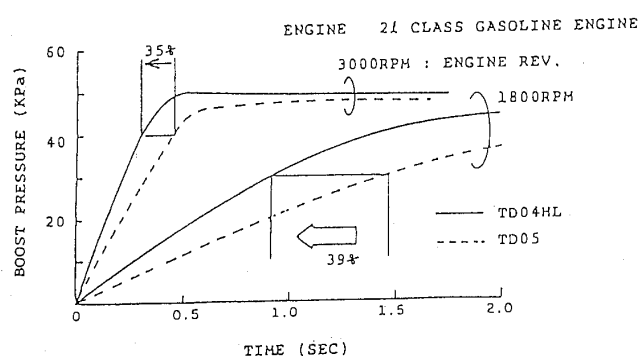


図2 過給圧立上り特性比較

(2) 軽量、省スペース、ローコスト

ホイールの小型化に伴い、外側のケーシングも小さくなり、エンジンへの搭載性も改善されている。図3に外径寸法及び重量比較を示した。外径寸法は約12%、重量は約15%減少しており、省スペース、軽量化に寄与している。

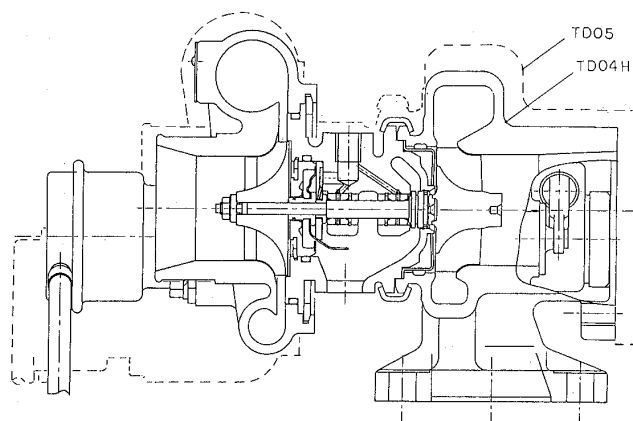


図3 外観寸法比較

ターボチャージャには高価なNi合金を多量に含む合金が使用されており、コスト的に見ても軽量化のメリットは大きい。

3.2 空力性能の向上

コンピュータの進歩に伴い、ガスタービン関連の内部流動解析技術の進歩には目ざましいものがあるが、この技術がターボチャージャの空力性能向上にも応用され、年々格段に改善されて来た。図4に1979年に開発されたコンプレッサ性能を示

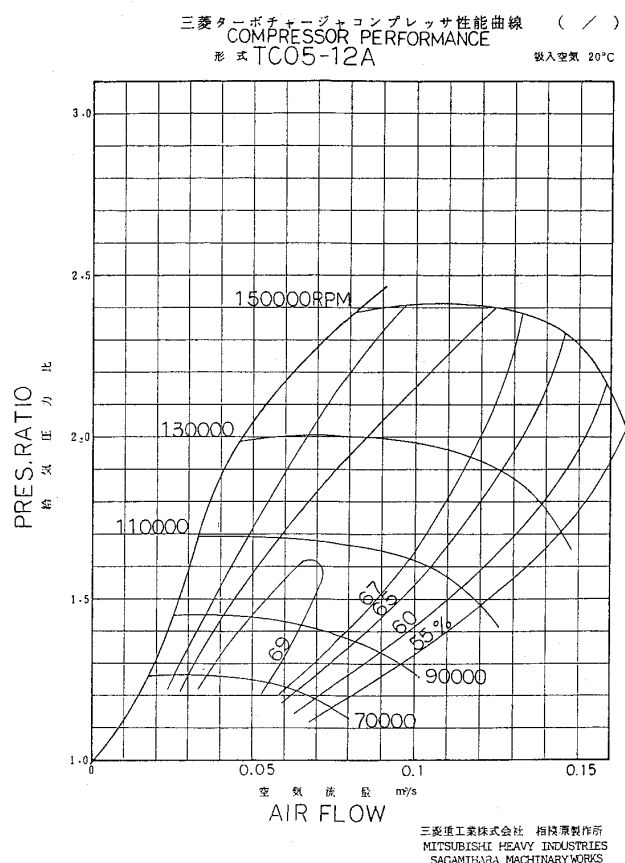


図4 1979年コンプレッサ性能

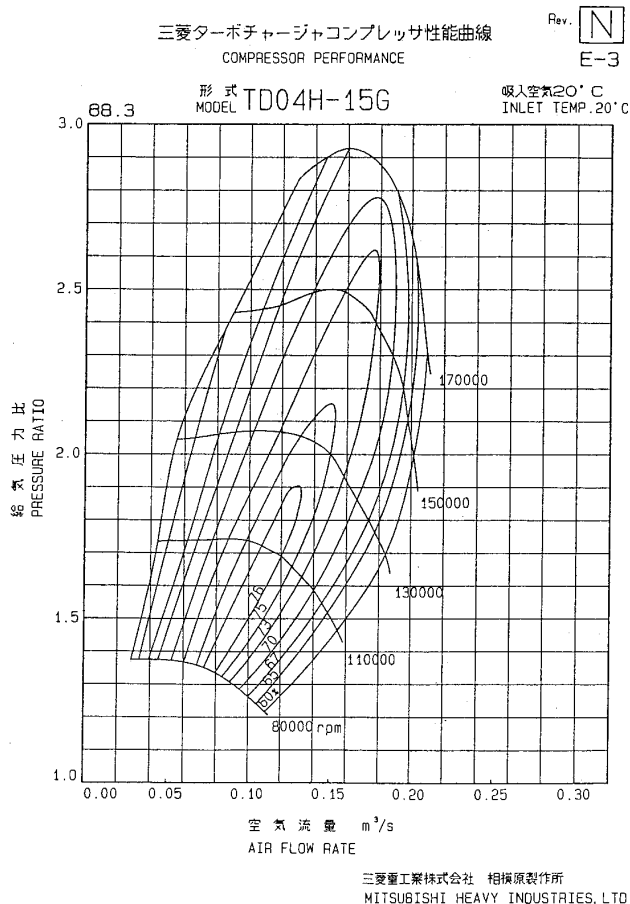


図5 1990年コンプレッサ性能

す。図5に同サイズのホイール直径である、最新のコンプレッサ性能を示す。

この様に約10年間に最高効率にて約7%、流量にて約30%増加し、かつ高圧力比までカバーしている。タービン側の性能も同様に改善されており、前述した小型化に寄与すると共に、エンジンの高出力化、低燃費化にも寄与している。

ターボメーカの技術努力の大半がこの分野に注がれており、今後も今までと同様大きく改善されて行くと考えられる。

3.3 可変容量タービン

乗用車用エンジンは1500~6000rpm程度の広い回転速度範囲にて使用されるために、低速トルクを重視して小さなタービン容量が選定されている。このためエンジン高速時には排気ガスを逃すためのウェストゲートシステムが必要となっている。このむだにすてている排気エネルギーを有効活用するために可変容量タービンが開発され実用化されて来た。

図6に当社にて開発された可変容量タービン

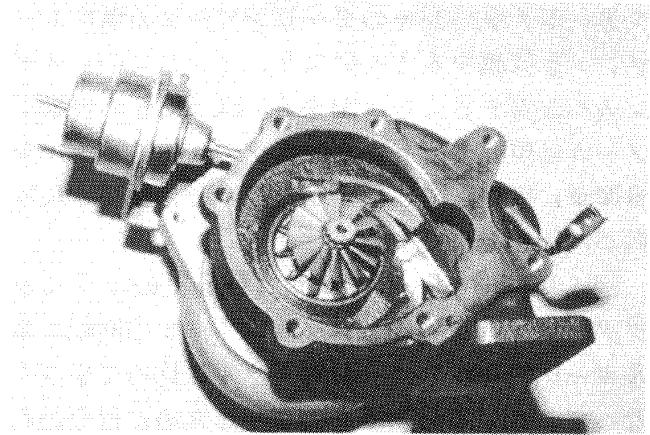


図6 可変容量形 VI タービン

VIの外観を示す。またこの効果について図7に示した。開発の狙いは最高出力をぎせいにすることなく低速の高トルクを得ることである。

しかしながらこのシステムはコントロールも含めて複雑化するために、コストが上昇するデメリットがあり、費用対効果により採用が決定されている。このため極限の性能を追求する高性能車を中心に今後採用されて行くと予想している。

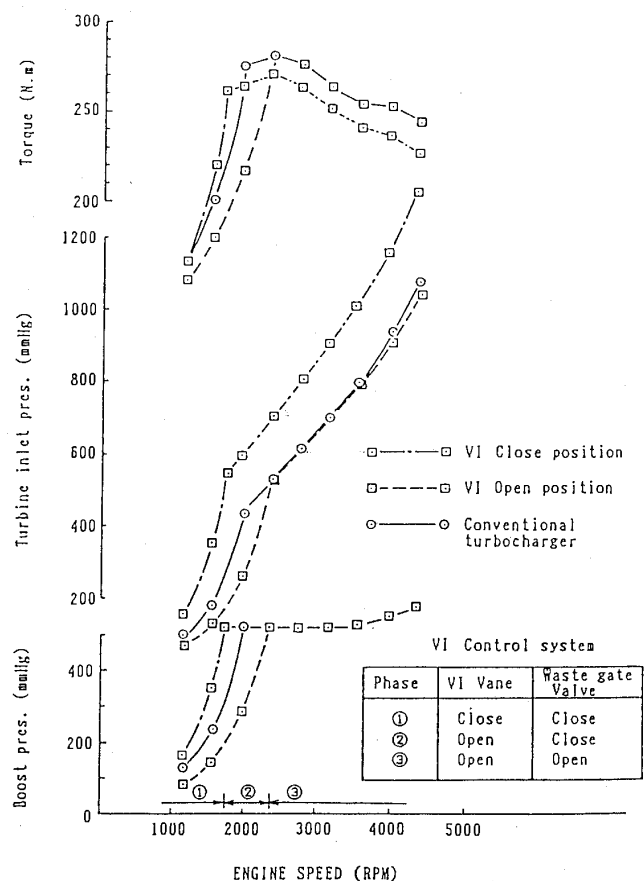


図7 エンジン性能比較

3.4 セラミックタービンホイール

ターボチャージャのタービンロータの慣性モーメントを低減することにより、エンジンのレスポンスを改善することが出来る。EC, USA の自動車メーカーは現在の所セラミックタービンホイールを量産車に採用していないが、日本では採用される例が増加して来た。

図1に同一ターボモデルTD05でのセラミックタービンホイールとメタルホイールの回転エネルギー比較を示した。41%メタルに比べて小さくなっている。この効果を確認するために行なわれた実車での加速テスト結果を図8に示した。給気圧力立上り時間は約26%改善されている。

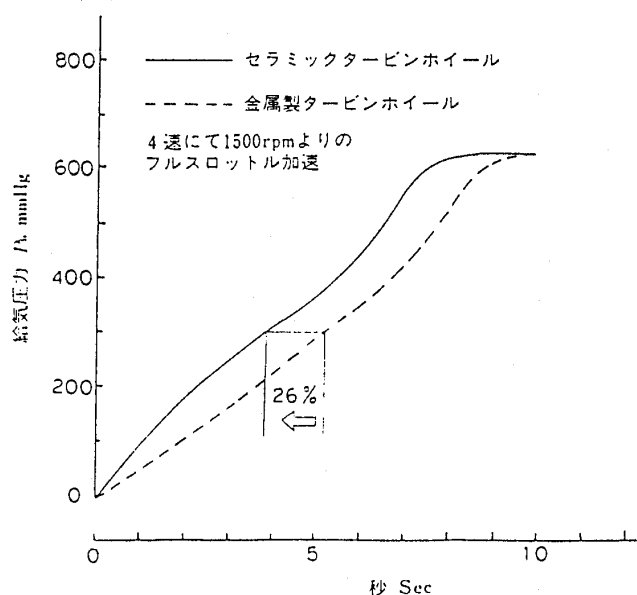


図8 実車フルスロットル加速性比較

しかしながらセラミックはもろいため、異物飛込みに弱く、メタルより厚い翼厚にせざるを得ず、メタルと同一の定常性能を確保出来ていないのが現状である。加えてセラミックタービンホイールのコストはまだ高く、車の要求に合わせてセラミックの採用が選択されて行くと予想している。

3.5 ボールベアリング

ベアリングの摩擦損失を減らし、回転立上りを良くするために従来のフローティングベアリングに変わりボールベアリングを使用したターボチャージャが実用化され始めた。ボールベアリングにはダンピング効果がないためベアリングの外側にスクイズフィルムダンパーが必要となる。

構造的に通常のターボチャージャに比べて複雑になるためコスト面のデメリットもある。従来のフローティングベアリングの低摩擦損失化も進んでおり、費用対効果により選定されて行くと予想している。

3.6 鋳鋼製タービンハウジング

エンジンルームの小型化に伴い、ターボチャージャのタービンハウジングは走行風による冷却効果が望めなくなってきた。そこで新しく開発された特殊鋳鋼を採用する例が出て来た。三菱自動車製GTOに採用されたターボチャージャにも、この材料が使用されている。

従来使用されていたニレジストD2等より熱疲労特性が格段に優れるため、より高い排気温度まで使用可能となった。このためエンジン高速高負荷域で最良の空燃費とすることが出来、高速走行時の燃費低減にも寄与している。

この鋳造法は従来の砂型鋳造とは異なり板厚を薄くすることが可能となった。従来の板厚約4.5mmに対して2.5mmまで薄くしても製造可能であり軽量化することも出来た。前述のGTOの例では約0.7kgも軽量化することが可能となった。

3.7 水冷ターボチャージャ

エンジンを高負荷運転後急に停止させた場合、高温の排気系よりの熱がターボチャージャのベアリング部に流入する。このためベアリング回りが加熱され、オイルの炭化、ベアリングの固着等の不具合が初期のターボチャージャには発生した。これを防ぐために水冷ターボチャージャが開発された。エンジン急停止時のベアリング回りの温度変化を図9に示す。水冷の効果は大きく、ベアリング部の温度は最高でも180°C程度となっている。

現在ではガソリンエンジンに使用されるターボチャージャはすべて水冷化されており、上記不具合の発生はなくなり、大きく信頼性が向上している。またディーゼル乗用車は排気温度が低く、かつ使用されるオイルのグレードも高いため空冷ターボチャージャが現在は主流である。しかしユーザの信頼性向上のニーズに答えるため、今後はディーゼルエンジンも水冷ターボチャージャの採用が増加していくと考えられる。

3.8 シーケンシャルターボチャージャ

ターボチャージャの利用技術の1つとして古く

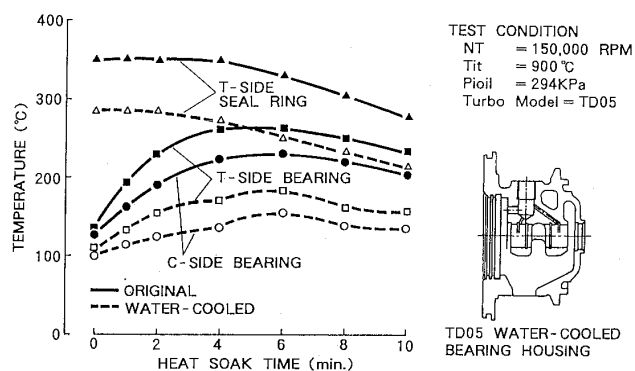


図9 水冷ベアリングハウジングの効果

よりアイデアとしてはあったが、市販車としては実例の少なかった本法が実用化され始めた。可能となった背景としてはターボチャージャの小型化と精密な電子制御技術の進歩があげられる。

詳細については文献にも発表されており割愛するが、低速トルクと高速出力を両立させる優れた手法であると考え。ただし吸排気系の占める容積が増加し、かつコストも上昇するため大型の高性

能車を中心に採用されていくと推定する。

4. まとめ

世界の乗用車エンジンに対する規制は年々厳しくなり、従来のエミッション規制の強化に加えてパーテキュレート規制、さらには燃費規制までも追加されようとしている。

このような環境の中でターボチャージャが貢献出来る項目も多々あり、ターボチャージャのいっその進歩が期待されている。ターボチャージャメーカーとして、ニーズに答えることが今後の発展のキーポイントであると考えている。各ターボメーカーの努力により小型軽量化を始めとして、各特性の向上が急速に進むと予想されるが、当社も最大限の努力をする所存である。

参考文献

- (1) Y. OKAZAKI SAE paper No850312,9 (1985)
- 2) N. MATSUDAIRA ASME 88-GT-102

本会協賛・後援行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第2回熱物性セミナー ——パワフルでハンディな ツールを使いこなす——	平成3年7月5日(金) 日本女子大学桜楓会館ホール	日本熱物性学会, セミナー実 行委員会 TEL0298—58—5753
第12回日本熱物性シンポジウ ム	平成3年11月6日(水)～8日(金) きょうと平安会館	京都工芸繊維大学, 熱工学研 究室 TEL075—791—3211 ext.474
第29回燃焼シンポジウム	平成3年12月9日(月)～11日(水) 国立京都国際会館	日本燃焼学会, シンポジウム 事務局 TEL075—753—5230
高迎角の流体力学に関する IUTAM シンポジウム	平成4年9月13日(日)～17日(木) 東京大学山上会館	東京大学 工学部航空学科 TEL03—3812—2111 ext.6600

(2) トラック・バス用ターボチャージャ

石川島播磨重工業(株) 古 川 弘

1. まえがき

近年のトラック、バス用ディーゼル機関の技術革新は目ざましく、新技術を取り入れた高性能機関が続々と市場に投入されている。また国内景気の拡大が続く中で、貨物輸送量は増加の一途をたどっており、これに伴い普通トラックの販売量も年々増加している(図1)。(1)

一方、環境保全や地球温暖化防止のために、排出ガス規制は世界的に強化されるとともに、経済

性、快適性に対する市場の要求は、今後ますます強くなると予想されている。

このような市場環境の中で、ターボチャージャの果たす役割は、さらに大きくなってきており、各方面でのターボ付ディーゼル機関の研究開発が盛んになっている。本稿では、トラック、バス用ターボチャージャの最近の技術動向について、概要を紹介したい。

2. ターボチャージャの一般的構造

トラック、バス用ディーゼル機関に搭載されるターボチャージャの構造例として、IHI製RHCシリーズの構造を図2に示す。

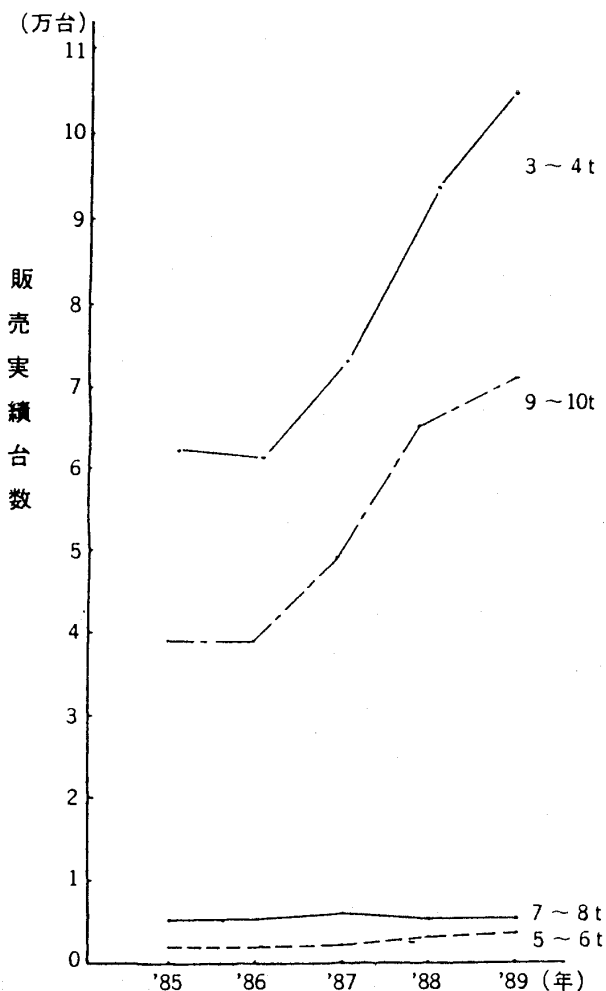


図1 普通トラックの国内販売実績

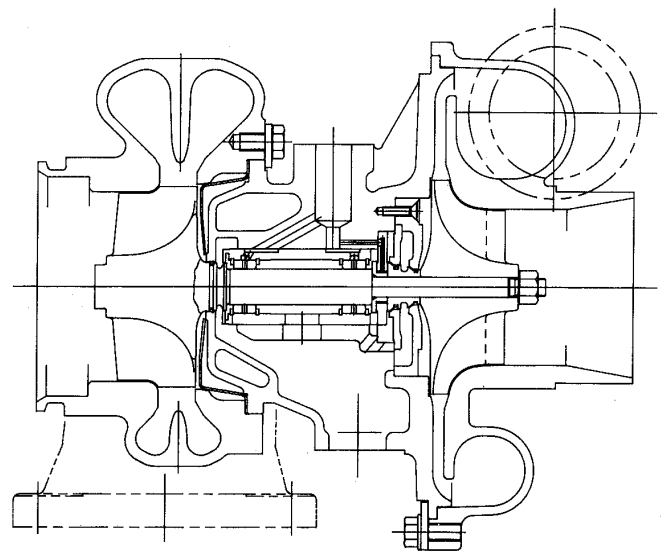


図2 トラック・バス用ターボチャージャ

コンプレッサインペラは、羽根出口部にバックワード角とレイク角を備えた遠心式であり、インデューサ部のスプリッタ翼が一般的である。また量産性と強度の点から、アルミ系材料の精密鋳造により製造される。コンプレッサハウジングは、ベーンレスディフューザとスクロールから構成されるアルミ鋳造品である。

タービンインペラはラジアル形が多く、高温、

(平成3年4月10日原稿受付)

高応力の厳しい条件での使用に耐えるため、ブレード、ディスクの形状には各社の工夫が見られる。材料はニッケルベースの超耐熱合金が使われる。タービンハウジングは、排気ガスパルスを有効に利用するために、2分割スクロール（ツインフロー）とベーンレスノズルを備えたダクタイル鋳鉄製のものが多い。また中形機関用には、ウェイトゲートバルブを内蔵したものが主流であり、高性能機関用に定着しつつある可変ノズルを備えたVGTなど、バリエーションも豊富である。

ジャーナルベアリングは、高速域の回転安定性とメカロス低減のため、フルフロート形のすべり軸受が使用される。スラストベアリングは、作動点によって変化するスラスト負荷に対して、良好な特性の得られる傾斜パッド形が採用されており、動圧形とセミ静圧形の2形式がある。

油、空気、ガスのシールとしては、ピストンリングを用いたラビリンスシールが使われるが、メーカーによって構造は異なり、その独自性のあらわれる部分である。

3. ターボチャージャを取り巻く環境の変化

(1) 排出ガス規制の強化

ディーゼル機関の排出ガス中に含まれる、窒素酸化物(NOx)や浮遊粒子状物質(PM:Particulate Matter)は大気汚染の原因となることや発ガン性

のおそれから、1974年に規制が始まって以来、年々規制は強化されてきた。中央公害対策審議会は1985年の諮問以来審議を重ね、1989年12月、今後10年間の指針として「自動車排出ガス低減対策のあり方」についての答申を環境庁長官に提出した。規制の目標値を表1⁽²⁾に示すが、その概要は以下のとおりである。

ア. NOxの大幅低減

イ. 黒煙の濃度規制強化とPM規制の導入、強化
ウ. 測定モードを低速走行重視の13モードとし、濃度規制から重量規制に変更

ところがNOxとPMは一般にトレードオフの関係にあり、単一の対策による規制対応は困難である。このためインタークーラー付ターボ化、燃料噴射の高圧化と時期遅延、EGR、トラップフィルタの設置などの併用が予想されている(図3)⁽³⁾。中でもインタークーラー付ターボ化による空燃比の改善と給気温度の低減の効果は大きいとされており、このために、機関作動全域での給気圧力の上昇や加速応答性の改善など、ターボチャージャへの要求はますます厳しくなっていく。

(2) 高出力化、低燃費化への市場要求

貨物輸送量の増加とともに、高速道路網の整備により輸送の高速化が進む中で、さらに確実で安全、快適な輸送のために、余裕駆動力の増加(出

表1 将来排出ガス規制目標値

車種区分			排出ガスの種類		現行規制		短期目標			長期目標	
					平均値	施行年	目標値	施行年	削減率	目標値	削減率
ディーゼル	トラック・バス	軽量車 (GVW 1.7 t以下)	窒素酸化物(NO _x)		0.9 g/km	昭和 63 年	0.6 g/km	平成 5 年	△ 33%	0.4 g/km	△ 56%
			粒子状物質(PM)			0.2 g/km		0.08 g/km	△ 60%
		中量車 (GVW 1.7 t 超え 2.5 t 以下)	NO _x	直噴式	380 ppm	昭和 63 年	1.3 g/km	平成 5 年	△ 35%	0.7 g/km	△ 65%
				副室式	260 ppm	昭和 63 年			0%		△ 46%
			PM		0.25 g/km		0.09 g/km	△ 64%	
			重量車 (GVW 2.5 t 超え)	NO _x	直噴式	400 ppm	平成元年		6.0 g/kWh	平成 6 年	△ 17%
		副室式			260 ppm	平成元年	△ 2%	△ 12%			
		PM		0.7 g/kWh	0.25 g/kWh	△ 64%			
		乗用車	NO _x	EIW ≤ 1.25 t	0.7 g/km	昭和 61 年(手動変速機付車) 昭和 62 年(自動変速機付車)	(0.5 g/km)	(平成 2 年)	(△ 29%)		0.4 g/km
				EIW > 1.25 t	0.9 g/km	昭和 61 年(手動変速機付車) 昭和 62 年(自動変速機付車)	(0.6 g/km)	(平成 4 年)	(△ 33%)	△ 56%	
	PM		0.2 g/km	平成 6 年	0.08 g/km	△ 60%			
全車種		黒煙(3 モード)		50%	昭和 47 年	40%	PM と同時	△ 20%	25%	△ 50%	
ガソリン	トラック・バス	中量車(GVW 1.7 超え 2.5 t 以下)		NO _x	0.7 g/km	平成元年	0.4 g/km	△ 43%
		重量車(GVW 2.5 t 超え)			650 ppm	平成元年	5.5 g/kWh	平成 4 年	△ 19%	4.5 g/kWh	△ 34%

(注1) ディーゼル乗用車の短期目標値は、既に昭和 63 年 12 月に告示済みのものであり、今回答申が行われたものではない。

(注2) GVW…車両総重量 EIW…等価慣性重量(人間二人が乗ったと仮定した場合の車の総重量で、車両重量に 110 キログラムを加えたもの。)

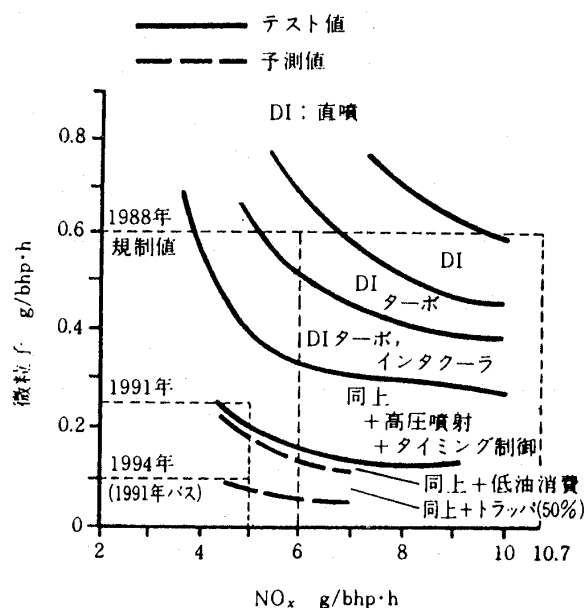


図3 米国 EPA 規制と対応手段

力アップ) が求められている。

また輸送コストに占める燃料費の比率は漸増の傾向にあり、燃費低減の要求は一段と強まっている。さらに地球温暖化防止のための CO₂ 放出量削減の世界的な動きにも関連し、燃費の低減が関心を集めている。このような高出力化、低燃費化のためには、ターボチャージャの効率の向上、作動範囲の拡大と高圧力比への対応が不可欠である。

(3) 長寿命化への市場要求

図4⁽⁴⁾に寿命の目安としての機関の1次オーバーホールまでの走行距離の推移の例を示すが、近年寿命延長が急速に進み、現在では100万 km に達している。ターボチャージャも、これに対応して

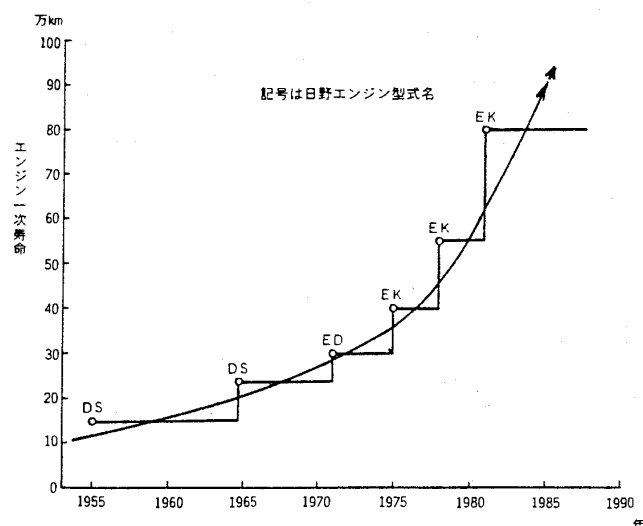


図4 機関寿命の推移の例

信頼性を向上していかなねばならないが、摺動部分の摩耗、熱影響による劣化、高応力による疲労などの問題があり、構造、材料など広範な改良が行なわれている。

4. 技術動向

(1) コンプレッサの性能改善

コンプレッサに対する要求特性である、高圧力比化、ワイドレンジ化、高効率化を達成するために、インペラとその上下流流路の形状の改良が行なわれている。特に最近の計測技術、解析技術の進歩により、各部の流れ状態が詳細に把握できるようになり、これに従い翼面負荷の制御も容易になったために、性能の改善が進んでいる。

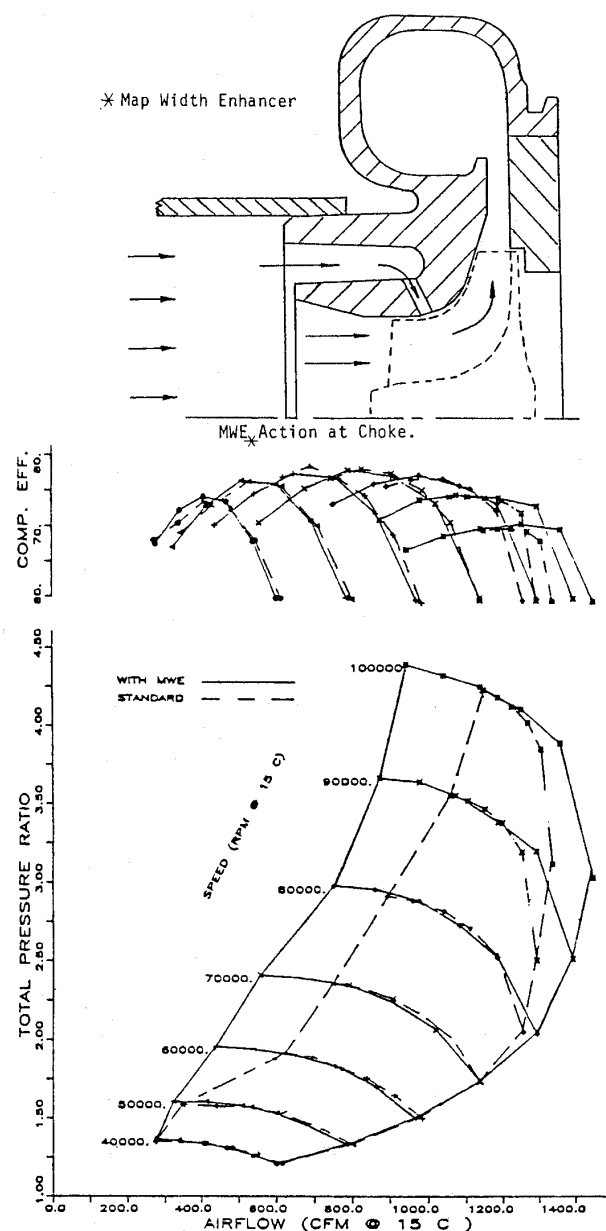


図5 コンプレッサのワイドレンジ化の例

ワイドレンジ化の例として、インデューサ部に循環流路を設けた構造とその性能を図5⁽⁶⁾に示す。サージングの抑制とチョーク流量の増加により、作動範囲拡大の効果が報告されている。

(2) タービンの性能改善

コンプレッサの設計点と作動域が高圧力比化するのに伴い、ピーク効率および作動点効率を従来に比べて大巾に改善することが難しくなってきた。そこで、比較的自由度のあるタービンの特性改良による総合効率の改善が行われている。

ひとつの方法として、斜流タービンの実用化が進められている。インペラの形状と性能計測結果の例を図6⁽⁶⁾に示すが、ラジアル形に比べて効率が高く、流量特性も優れていることがわかる。

また、より低速から高い給気圧力を得るために、タービン入口側でガスをバイパスするウェイトゲートが用いられてきたが、最近では、これを外部から強制的に開閉することにより、弱点とされる高速域の燃費悪化を低減した例⁽⁷⁾も見られる。

さらに燃費を改善するとともに、給気圧力をより細かくコントロールする手段として、VGT (Variable Geometry Turbine) が実用化されている。各社から様々な形式が発表されている⁽⁸⁾⁽⁹⁾

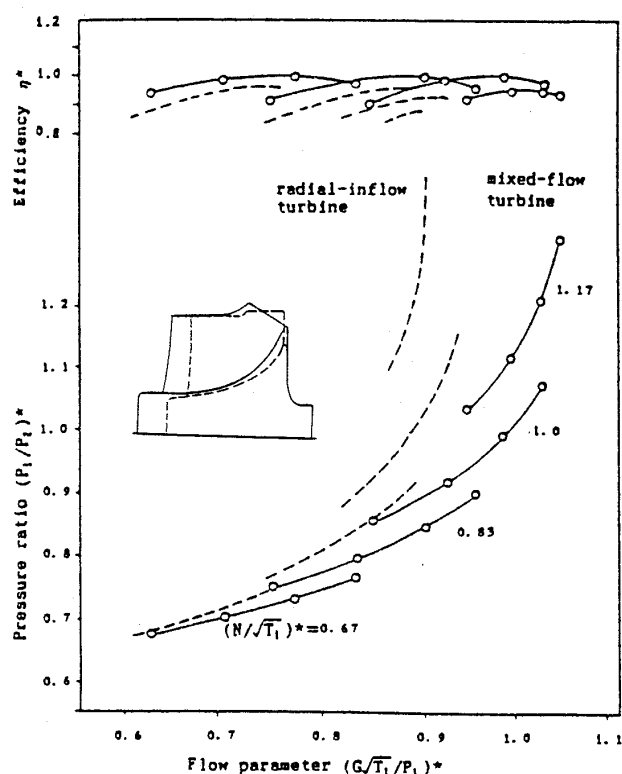


図6 斜流タービンの性能例

が、トラック用としてはタービンインペラの前流に複数の可動ベーンを配置し、これをアクチュエータにて動かす構造が一般的である。図7にIHI製VGTのベーン開閉の状態を示す。

Maximum throat area . Minimum throat area

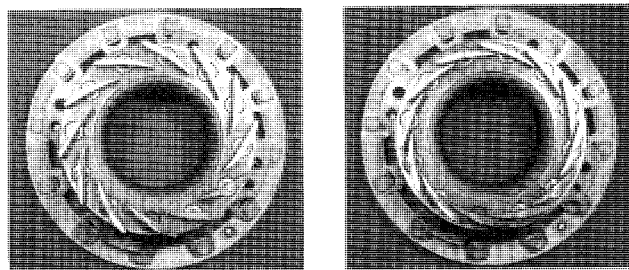


図7 VGTの可動ベーン

またVGTのコントロールとして、近年各方面にて注目されているファジィ制御を適用する研究も進められている。図8⁽¹⁰⁾に特性改善の例を示すが、機関回転数によるステップコントロールに比べて、急負荷投入後の給気圧力の上昇が早いことがわかる。

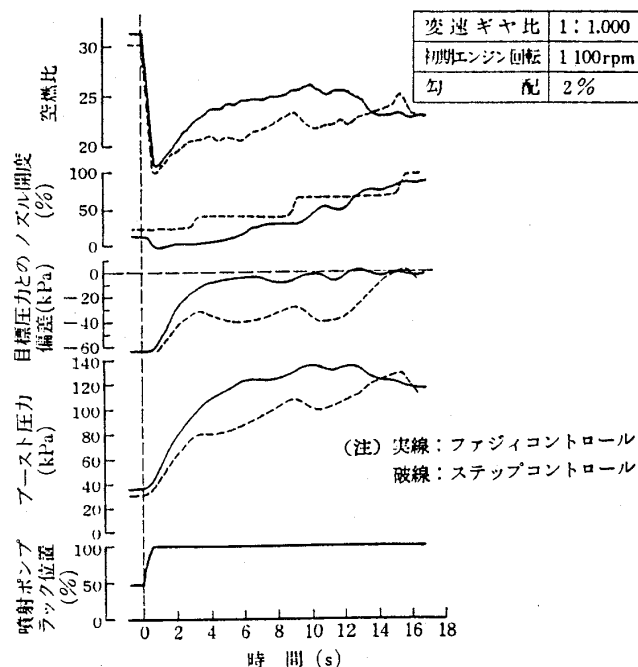


図8 VGTのファジィ制御による応答性改善例

(3) 応答性の改善

従来のターボ付ディーゼル機関の弱点とされるターボラグを改善するために、タービンインペラのセラミック化による回転部の慣性モーメントの

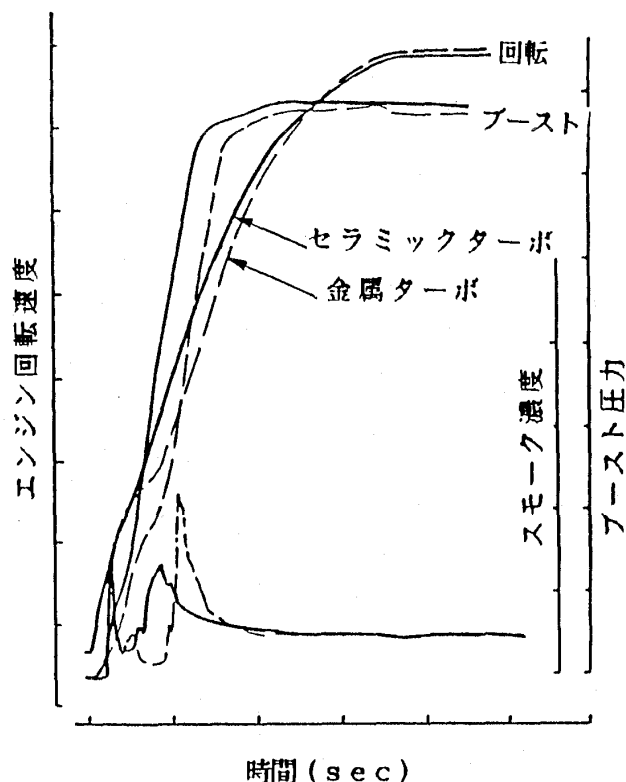


図9 セラミックターボによる応答性改善例

低減がはかられている。図9⁽¹¹⁾はセラミックターボを搭載し量産中の中型トラック用ディーゼル機関の加速性能の例である。約50%の慣性モーメントの低減により、加速性が20%改善され、黒煙濃度も低減されている。なお材料としては、実働条件での特性が優れる窒化ケイ素が使われ、金属軸との接合にはロウ付が用いられている。

(4) 機械効率の向上

ターボチャージャの総合効率の向上のために、軸受をボールベアリングとして、摩擦損失を低減する試みがなされている。図10⁽¹²⁾はその例であり、軸受部は予圧された2個のアンギュラ形ボールベアリングと振動減衰のためのオイルフィルムダンパにより構成されている。計測結果によれば、従来のすべり軸受に比べて、3～8%高い機械効率が得られており、特に低出力域での改善効果が大きいことが特徴である。

(5) チャージングシステムの改善

今後の市場の機関性能の改善要求に対して、ターボチャージャ単独では対応に限界があるため、他の機器と組み合わせたシステム的な改善が考えられている。

ターボコンパウンドシステムは、ターボチャー

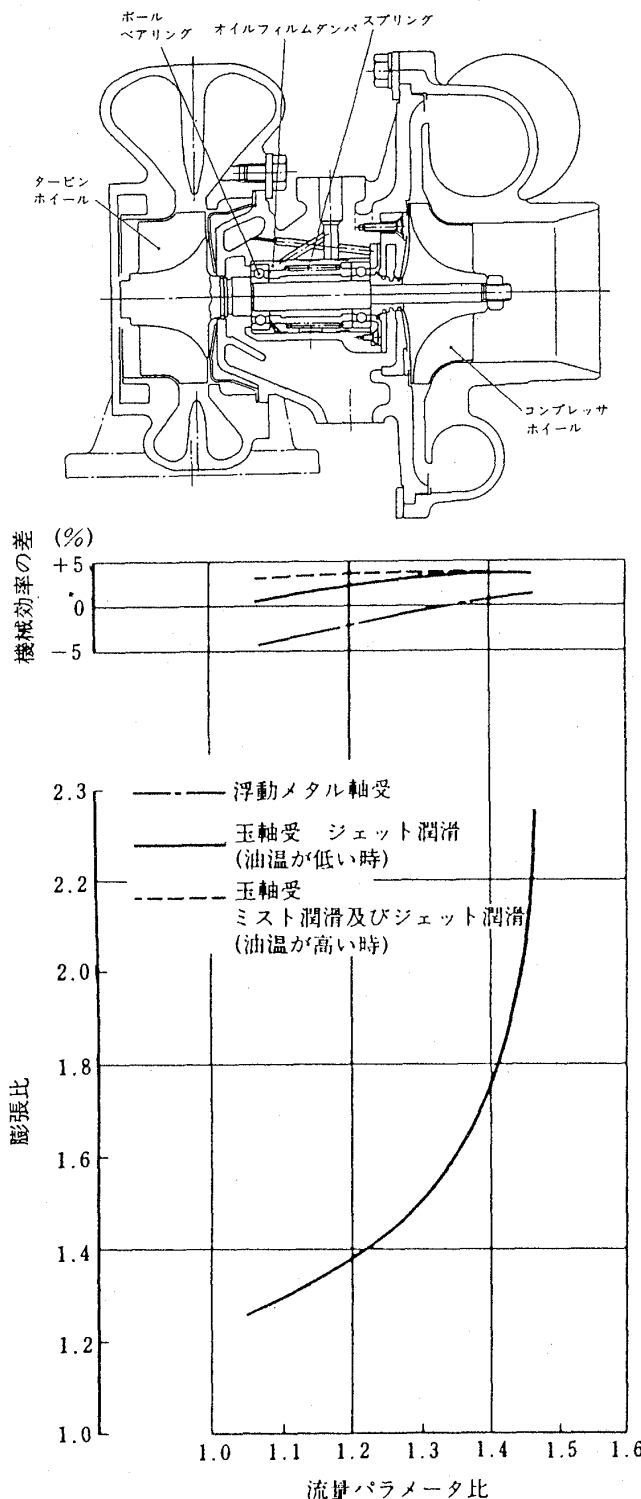


図10 ボールベアリング・ターボの構造と性能の例

ジャに並設したパワータービンにより、排ガスエネルギーを回収して燃費を改善するものであり、大型船舶用ではすでに実用化されているが、車両用としてはまだ研究段階といえよう。

また機械式スーパーチャージャと併用して低速性能を改善するハイブリッドシステムも研究され

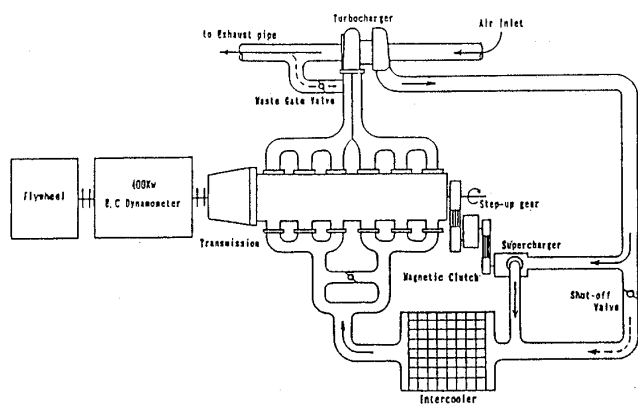


図11 ハイブリッド・チャージングシステム

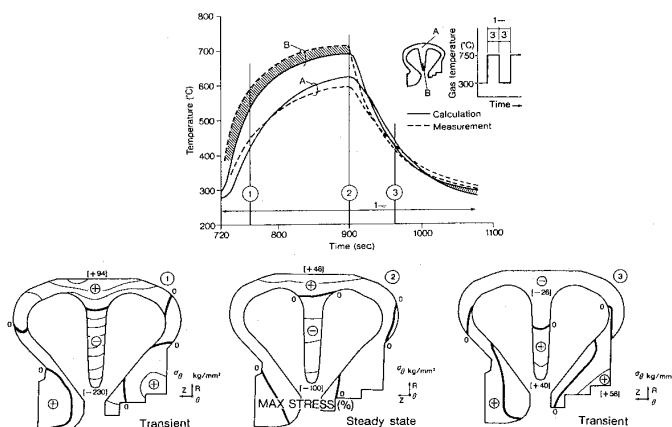


図13 タービンハウジングの応力解析例

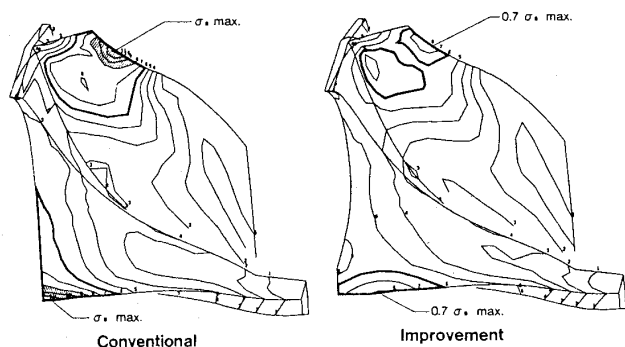


図12 コンプレッサインペラの応力低減例

ている。図11⁽¹³⁾にシステム構成を示すが、特性試験の結果、大巾に性能改善されることが確認されている。

(6) 信頼性の向上

高圧力比化によるタービン回転数の上昇と、要求寿命の延長による稼動時間と負荷変動の増加のために、ターボチャージャに加わるストレスは格段に厳しくなっている。特に回転と熱により発生する応力の高い両インペラについては、クリープ寿命、疲労寿命の点で、見直しを迫られている。そこで、ディスクとブレードの応力を低減するために、FEMを駆使して各部形状を最適化している。図12⁽¹⁴⁾にこうした改良の例を示す。

ディーゼル機関は負荷変動に伴うガス温度の変化が大きいため、タービンハウジングは熱応力による疲労寿命が問題になり、形状と材料を変更して、長寿命化に対応している。図13⁽¹⁴⁾はFEMによる非定常熱応力の解析結果の例であるが、実機の評価結果とよく一致しており、高い解析精度が確認されている。また軸受とシール部の摩耗は走行距離とともに増加する傾向にあり、長寿命化を阻害する要因である。この摩耗は当該部の温度が

高いほど加速されるので、最近では温度上昇を抑えるために、ベアリングハウジングの水冷却が一般的になっている。

ターボチャージャの耐久信頼性は、最終的には機関および実車の評価試験にて確認されるが、単体としても、搭載状態をシミュレートした試験によって評価されている。この評価試験の一例を表2⁽¹⁴⁾に示す。

5. あとがき

トラック、バス用ディーゼル機関に搭載されるターボチャージャを取り巻く市場環境と、求められる特性および対応技術の動向について、概要を述べた。今後の市場要求に応じていくために、技術的に直面するハードルは高いが、これまで培われた技術に立脚し、回転機械の先端技術を結集して、これを持ちこえていくことだろう。ディーゼル機関とターボチャージャのますますの発展を信じている。

参考文献

- (1) 山崎, ト ラ ッ ク, 自 動 車 技 術, 44-7 (1990-7), 32
- (2) 海野, ほか, 自動車と法規, 自動車技術, 44-7 (1990-7), 10
- (3) 兼坂, 毒舌評論, モーターファン, 44-5 (1990-5), 113
- (4) 鈴木, エンジンのロマン, (1988), 51, プレジデント社
- (5) F. B. Fisher, Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor, SAE880794, (1988)
- (6) T. Ohkuwa, et al, Development of Mixed

表2 単体評価試験項目

Evaluation purpose	Failure mode	Evaluation test
1 Initial failure	Short life of bearing Oil leakage Bolt loose or drop Abnormal noise	Non lubricating oil test Foreign particle test Oil seal test Low temp. test Vibration test
2 Wear out failure	Bearing wear Seal wear Wastegate wear V.G.S. parts wear	Continuous running test Go-stop test Speed fluctuation test Oil press. limit test Parts wearing test
3 Fatigue failure	T&C wheel failure Housing crack Wastegate diaphragm failure	Heat cycle test High cycle fatigue test Low cycle fatigue test Stroke test
4 Creep failure	T&C wheel damage Seal ring failure Wastegate valve failure Wastegate actuator failure	Continuous running test Go-stop test
5 Deterioration failure	Dirty compressor Dirty turbine Carbon bridge Oil passage clog Oxidation of housing Wastegate valve oxidation V.G.S. parts oxidation	Go-stop test Corrosion test Oxidation test Continuous running test Oil seal test

- Flow Turbines for Turbochargers, The 3rd Japan-China Joint Conference on Fluid Machinery, (1990-4)
- (7) A. Sato, et al, Advanced Boost-up in Hino EP100-II Turbocharged and Charge-Cooled Diesel Engine, SAE 870298, (1987)
- (8) H. Furukawa, N. Ikeya, Development of IHI RH Turbocharger of Variable Geometry Nozzle for Automobile Engines, 3rd Conference on Pressure Charging of Internal Combustion Engines, (1988-9)
- (9) M. Roessler, et al, Variable Nozzle Turbochargers for Medium-Speed Diesel Engines, SAE880119, (1988)
- (10) 池谷, ほか, 可変容量形過給機のファジィ制御, 石川島播磨技報, 29-6 (1989-11), 439
- (11) 服部, ほか, 中型トラック用セラミックターボの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 881056, (1988)
- (12) 宮下, ほか, 長寿命ボールベアリング・ターボチャージャの開発, 自動車技術40-9 (1986-9), 1147
- (13) T. Tomita, et al, Hybrid Charging System for Heavy Duty Diesel Engines, SAE910419, (1991)
- (14) T. Koike, et al, Improvement of Turbocharger Life for Diesel and Gasoline Engines, SAE 880563, (1988)

(株)ギャレットターボ 高瀬 謙次郎

1. 概要

船用、自動車以外の分野で、ターボチャージャの関連で関係する分野は航空機用、発電機用、建設機械用、軍用等が対象となる。航空機用、発電機用、ならびに定置用としての応用技術ターボバーナシステムが当学会誌の前回ターボチャージャ特集に紹介されている。⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾今回は建築機械用、軍用および燃料電池の新しい分野でのターボチャージャの応用を紹介する。

2. 建築機械用ターボチャージャ

建築機械用エンジンの使われ方と過給機への要求は表1⁽⁴⁾⁽⁵⁾に示す如く、主な建機車両ブルドーザ、パワーショベル、ホイールローダの動力源ディーゼルエンジンは、走行以外に排土板、バケット等の作業機を動かすのに使われるのが、トラック等の走行車両とは違った使われ方である。一般にエンジンの負荷率が高く、しかも重い負荷での


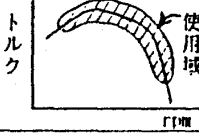
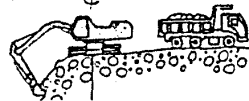
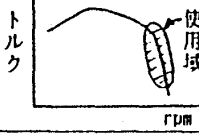
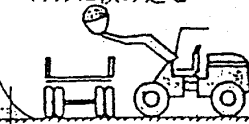
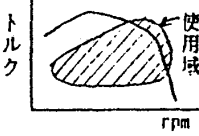
変動が多いのが特色である。更には世界至る所の条件即ち極寒、熱帯、高地ならびに砂塵等の下での過酷な作業を対象としなければならない。その結果、ターボチャージャへは下記の如き要求がなされている。

- ・低速での高い過給圧
- ・広い作動域
- ・高負荷域、高速域での高効率
- ・軸受、潤滑系の高信頼性

更に今迄規則のなかった建築機械用の排ガスエミッション規則が提案されており、特にカリフォルニア規則 CARB の下記規則値に対してエンジンの対応策が開発されている。

	HC	NOx	パーティキュレート
1995年	1.3	5.0	0.25 G/BHP-HR
1999年	0.6	2.0	0.10 //
以上の要求に対して			

表1 建設機械用エンジンの使われかたと過給機への要求

	作業の例	エンジンの使われ方	エンジンへの要求				過給機への要求
			低速トルク	加速性	高速燃費	全域燃費	
ブルドーザ	<ul style="list-style-type: none"> ・ブレードを下げ土砂を押す ・押し終わるとブレードを上げ、バックで戻る 	<ul style="list-style-type: none"> ・スロットル はほぼフル ・低速までフルトルクで運転 	◎	○	◎		<ul style="list-style-type: none"> ・低速での高い過給圧 ・広い作動域 ・高負荷域での高効率
パワーショベル	<ul style="list-style-type: none"> ・ブーム、アーム(腕部)を動かしバケットで土砂を掘削 ・旋回してトラックに積み込む 	<ul style="list-style-type: none"> ・スロットル はフルが多い ・エンジン回転速度は一定 			◎		<ul style="list-style-type: none"> ・高速域での高効率
ホイールローダ	<ul style="list-style-type: none"> ・バケットを操作しながら前後進し、土砂を掘削、トラックに積み込む 	<ul style="list-style-type: none"> ・スロットル はアクセル操作で変化 ・エンジン急加減速多い ・低速でもトルク 必要 	◎	◎	○	◎	<ul style="list-style-type: none"> ・加速性 ・低速での高い過給圧 ・広い作動域

(平成3年4月9日原稿受付)

- i) 低速から高速に互って作動範囲の広いコンプレッサ
- ii) 材料、構造の改良による高圧力比の達成ならびに高効率比
- iii) 高負荷ならびに負荷変動の激しい作業に耐える部品の信頼性確保
- iv) 過給空気の冷却強化のための空冷アフタクーラの採用と、砂塵による性能劣化防止
- v) 低速時の過給圧上昇のためにタービンバイパス（ウェストゲート）、可変タービンノズル⁽⁶⁾、慣性の少ないセラミックタービンロータの採用

以上の如く建築機械用ターボチャージャはトラックエンジンのターボチャージャに使用されている技術を適用しながら、前述の高負荷、負荷変動、気候・僻地・砂塵等の建機特有の使われ方を考慮して、量産ならびに開発に対応している。

3. 軍用ターボチャージャ

軍用エンジンの基本的な要求として、原動機

パッケージを極力コンパクトにすること、車両重量当りの出力密度を上げることがある。このため出力密度のもとと高い2サイクルエンジンの採用と、4サイクルエンジンでも排気量当り40PS/1以上が戦車用としても普通である。フランスのハイパーバに至っては90HP/1のレベルに達しておりそのために補助バーナを持った過給システムいわゆるガスタービンとディーゼルエンジンの組合せ方式になっている。エンジンに対する定性的な基本要請は前述の建設機械に類似であるが、軍用としての特殊機能を満たすために、要求レベルが高いことと、コスト制限を上回ることが建築用との違いである。下記の項目は軍用としての使われ方に基いて要求される。

- i) 低速時のトルク上昇：迅速な行動の要求
- ii) 変動時のレスポンス時間の短縮：同上
- iii) 燃料消費の低減：行動範囲の拡大
- iv) スモークならびに排温の減少：被探索防止

これらの達成手段として可変タービンノズル方式のターボチャージャがとりあげられ従来の固定式と比較された。⁽⁷⁾⁽⁸⁾

車両：Personal Carrier FV432

エンジン：Cummins 直噴10ℓ 330HP/2200 rpm

可変ターボチャージャ：Holset 製⁽⁹⁾に類似

トルク特性は図1 a,b,c,に示す如く、エンジン回転数1000rpmにおいて可変ターボが固定ターボに対し、14.4%のトルク上昇、トルクdroopが7.5%から3.9%、スモークが5.5%から2.3%、更には燃費SFCが8%低減している。定格点からピークトルク点迄のトルクリイズは12%から24%

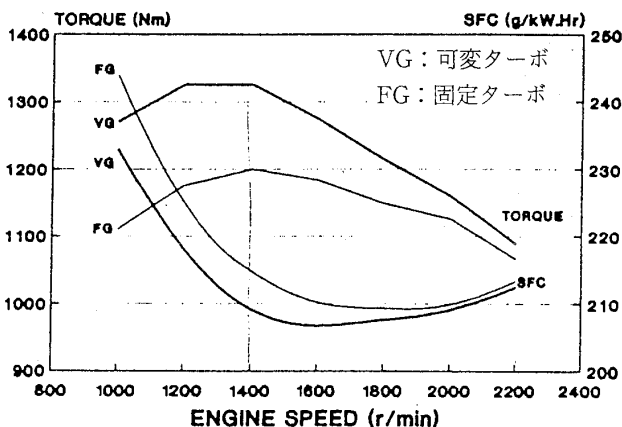


図1 a. トルクと SFC 特性

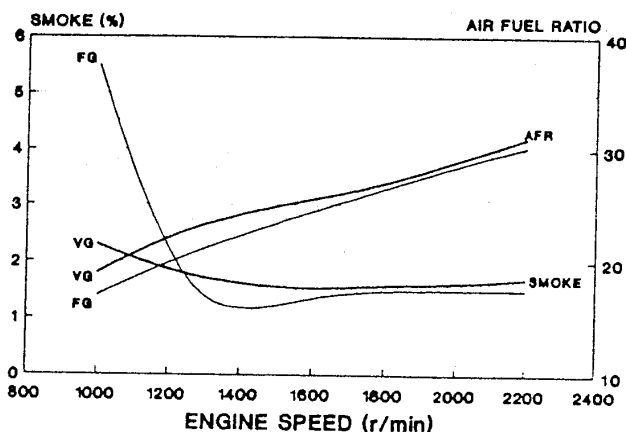


図1 b. スモークと A/F 比

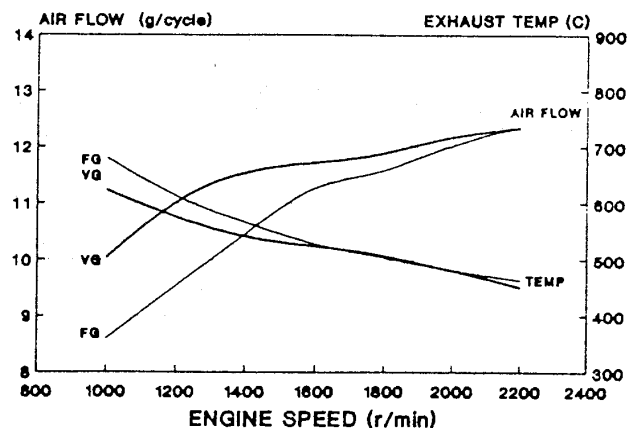


図1 c. 空気流量と排温

に上昇し、トルク右下り勾配範囲がエンジン回転範囲で $2200:1400=1.57:1$ から $2200:1200=1.83:1$ に上昇している。トランジェント特性の改良の一例は、エンジン回転数一定において負荷を変動した時のレスポンスタイムの比較の形で図2に示されている。

4. 燃料電池用ターボチャージャ

新しい発電システムとして注目されている燃料電池において、動作圧力を高圧力化することにより発電効率の向上をねらった発電システム(図3)⁽¹⁰⁾が開発されている。電池からの排出ガス(燃料改質器出口排ガス)のもつエネルギーをタービンで回収し、コンプレッサを駆動して発電に使用する空気を電池本体に送りこんでいる。吐出圧力は5～8気圧を要するため中間冷却付の2段圧縮を行っている。

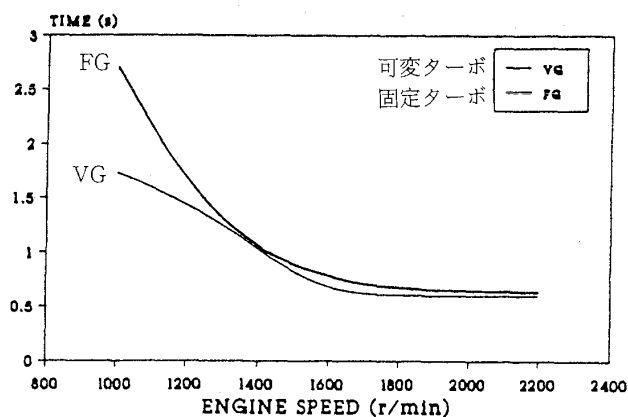


図2 エンジン一定速度時のレスポンスタイムの減少

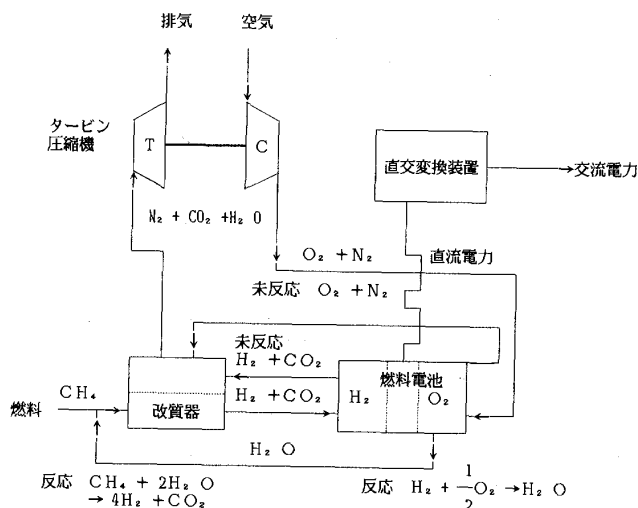


図3 燃料電池発電システムの基本構成

50KW級の燃料電池実験プラント用として2軸・2段過給が用いられた。IHIの量産用過給機RHB-5(圧縮機インペラ外径51mm)が低圧段に、RHB-3(同33.5mm)が高圧段に、それぞれにタービンノズルを組み込み、軸受、シールの改造が行われて供試され、システムの実用性が証明された。

図4および表2に5000KW燃料電池用1軸2段圧縮式のターボコンプレッサの例⁽¹¹⁾を示す。ターボチャージャ総合効率1%の上昇に対して発電プラント効率が0.2%の上昇に寄与するために総合効率の上昇、気体軸受の採用、小型化と信頼性の向上、低騒音化を課題に開発が行われている。

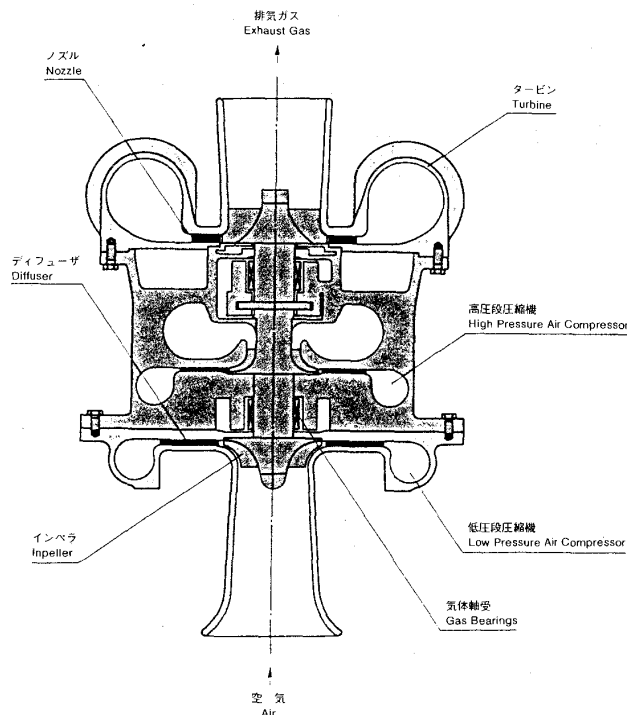


図4 燃料電池用ターボチャージャの断面

表2 仕様(5000KW級燃料電池発電用ターボコンプレッサの1例)

形 式	1軸2段圧縮1段膨張式 中間冷却器付パッケージ構造
入口条件	大気圧
出口条件	7 kgf/cm ² abs
回 転 数	2500rpm
総合効率	74%
騒音レベル	60dB(A)以下(機側1m)

5. まとめ

特殊用途のターボチャージャとして今回は建設機械用、軍用ならびに発電用燃料電池用を紹介した。いずれの基本的要求（効率向上、加速・応答性向上、信頼性、耐久性向上等）は自動車用、船用ターボチャージャと同様であり、この分野に開発されている新しい方策がこの特殊用途の中型、大型ターボチャージャにも検討されている。違いは用途特有の使われ方の適応の際に見られ、それらを中心に本稿をまとめてみた。

参考文献

- (1) 鈴木, 航空機用ターボチャージャ
GTSJ, 15-57 (1987) P8/10
- (2) 三堀, 発電機用ターボチャージャの現状と利用技術, GTSJ, 15-57 (1987) P. 37/42
- (3) 森, ターボバーナシステムの開発, GTSJ, 15-57 (1987), P43/47
- (4) 山口, 定置式, 車両用中型過給機について,
GTSJ, 第15回定期講演会 ('87-6)
- (5) 山口, 建設機械用ディーゼルエンジンの排気
エミッションについて
JSME 第67期通常総会 (1990-3, 4東京)
- (6) H. Ogawa, M. Hayashi and M. Yashiro :
Development of a Continuous and Feedback
Controlled Variable Nozzle Turbine Turbo-
charger System for Heavy-Duty Trucks,
CIMAC 91-4
- (7) J. R. Starkey, P. C. Franklin, The benefits
of variable geometry turbocharging from the
military aspect IME'90, C405/043
- (8) D. P. Hartwell, Turbochargers and the
military vehicle, IME'90, C405/052
- (9) P. C. Franklin, Performance development
of the Holset variable geometry turbochar-
gers, SAE 890646, 1989
- (10) 矢崎, 燃料電池用タービン圧縮機の開発, 石
川島播磨技報, 26-2 (1986-3)
- (11) 神戸製鋼カタログ, 燃料電池発電用ターボコ
ンプレッサ

過給エンジンの進歩

(1) 舶用過給エンジン

—— 特に小形漁船用

シーケンシャルターボチャージングシステムについて ——

ヤンマーディーゼル(株) 大橋良一
// 稲葉均

1. まえがき

小形漁船エンジンは、船速アップのために高速高出力化と軽量化を要望され、そのためにターボチャージャ（以下ターボと記す）付きエンジンが広く普及している。

図1はシリンダ径150mm付近の小形漁船用ターボ付きエンジンの正味平均有効圧（BMEP）と給気圧力比の関係を示したものである。BMEPはターボの圧力比の向上と共に増加し、最近の高出力エンジンはBMEP≒1.8MPa、圧力比≒3.1レベルまで1段過給で実用化されている。

最大出力を重視してターボマッチングしたエンジンは、低・中速域におけるトルクが不足すると

いう欠点がある。このためバックワードレイクインペラ、ウェイストゲート付、共鳴形給気慣性管付、VGターボ等が開発されてきた。

また、トラック用エンジン⁽¹⁾や一部の高速艇エンジン⁽²⁾においては少なくとも2つのターボを負荷に応じて切り換えて使用するシーケンシャルターボ方式が適用されつつあり、従来のように特定の運転域のみでなく、加速性や低・中速域の性能も重視したマッチングがなされている。

図2は曳網等の漁労に使われる15トンクラスの小形漁船である。この種のエンジンも高速・高出力に加え、低・中速域での高トルクも要求されている。高速域にマッチングされたターボ付きエンジンを低・中速の高負荷域で使用した場合、ブースト圧が充分上がらないために空気量が不足し黒煙を発生する。排気ガスが目に見える状態での使用はユーザが最も嫌うところである。この問題の解決の一手段としてVGターボが開発されているが低速・高負荷の用途に使用される場合は充分ではない。

本稿では上記用途に使用される小形漁船エンジ

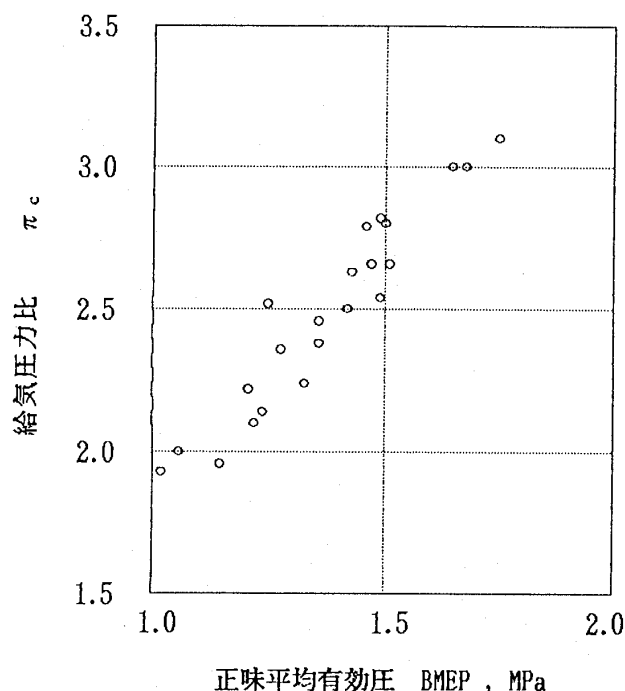


図1 ターボ付エンジンのBMEPと給気圧力比

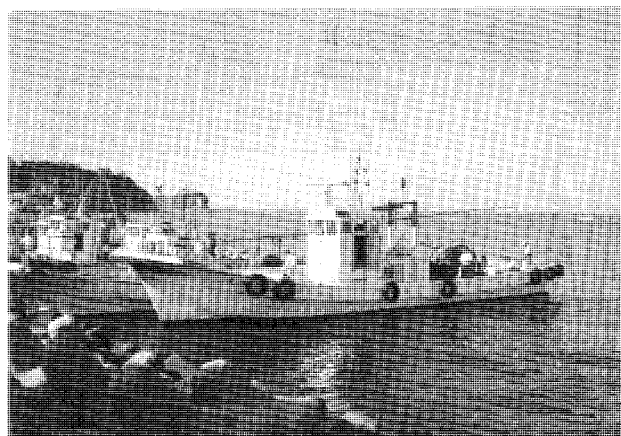


図2 15トンクラスの代表的な小形曳網漁船

(平成2年4月2日原稿受付)

ンの低・中速から高速域まで広範囲にブースト圧を上げる手段として、どの使用域でも排気干渉を生じないシーケンシャルターボチャージングシステム（以下STCSと記す）について紹介する。

2. 供試エンジン

表1に供試エンジンの仕様を示す。インタークーラ付きの直接噴射式ディーゼルエンジンで、最大出力は576kW/2000rpm、正味平均有効圧は2MPaの高出力エンジンである。

3. 通常のターボ付エンジンの問題点と対応

図3は通常のターボ付きエンジンのシステム図で、図4はそのシステムにおける燃費(bsfc)、排気濃度(Smoke (Bosch))の各特性である。

図4の中に曳網等の漁労に使われる漁船の代表的な航走時の負荷特性(A)と曳網時の負荷特性(B)を示す。航走時(A)においては、排気濃度は非常に低

いレベルであり実用上問題ないが、曳網時(B)においては低・中速時の排気濃度が負荷（正味平均有効圧 BMEP）が高くなるにつれて悪化している。これはターボ付きエンジンの弱点で、通常のターボシステムではエンジンの最大出力時回転数の50%以下の領域での高負荷使用はできない。

この解決方法として船用エンジンでは低・中速域で2段減速機や可変ピッチプロペラを用いてプロペラの吸収負荷を下げ、エンジン回転数を上げてその領域を避ける方策がとられている。

しかしながら、小形漁船エンジンにおいてそのような機構を取り入れることは大幅なコストアップとなり燃費についても良い方向ではない。

4. シーケンシャルターボチャージングシステム (STCS)

4.1 STCS の構造

以上の問題の解決を図るために試行したツインターボ式 STCS エンジンのシステム図を図5に図6には装着したエンジンを示す。

このシステムは3項で述べた通常ターボの1/2容量のツインエントリタイプの小形ターボを2台 (TC1, TC2) 使用し、エンジン回転数また

表1 供試エンジンの仕様

形 式	4サイクル インタークーラ付排気タービン過給
シリンダ数 - 内径 × 行程	6 - $\phi 150 \times 165$ mm
総 行 程 容 積	17.5 l
燃 焼 方 式	直接噴射式
最大出力 (エンジン単体)	576 kW / 2000 rpm
同上正味平均有効圧 (BMEP)	2 MPa
ターボチャージャ	MHI製TD形
使 用 燃 料	A重油

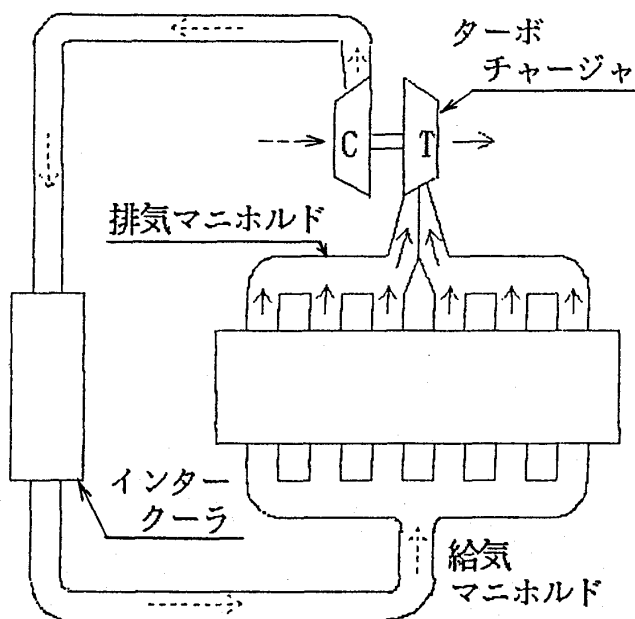


図3 通常のターボシステム

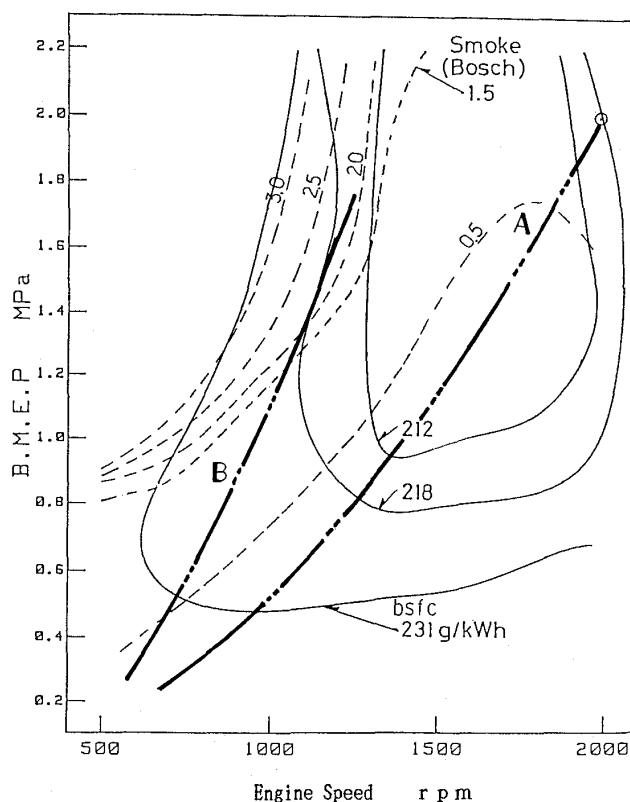


図4 通常のターボ付きエンジンの燃費と排気濃度特性

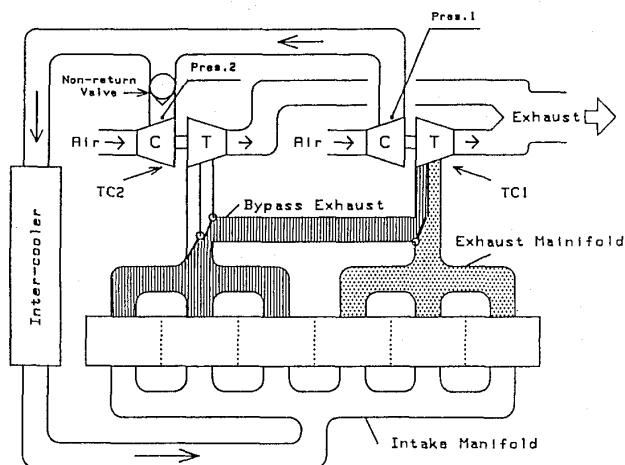


図5 シーケンシャルターボチャージングシステム

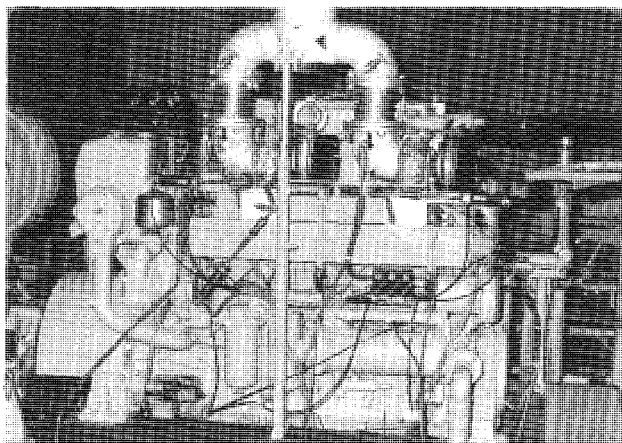


図6 STCS エンジン外観

はブースト圧の併用によりターボの切り換えができるように構成している。

例えば、エンジン回転数で切り換える場合について説明すると、高速時(Seq. 3)は排気ガスを3気筒1群として構成される2群の排気マニホールドで、それぞれのターボに導入する。

中速時(Seq. 2)は両方のターボのタービン入口に設けたフラップタイプの切り換え弁でスクロールを2→1個に切り換え、タービンへ流入する排気ガス速度を上げタービン回転数を上げる。

低速時(Seq. 1)はTC2ターボに導入する排気ガスを切り換え弁で遮断し、TC2ターボを停止する。TC2側排気マニホールドを出た排気ガスは両排気マニホールドをつなぐバイパス回路を通してTC1ターボの一方のスクロールに導入し、TC1側マニホールドを出た排気ガスと共にTC1を駆動する。運転を止めたTC2のコンプレッサ出口には給

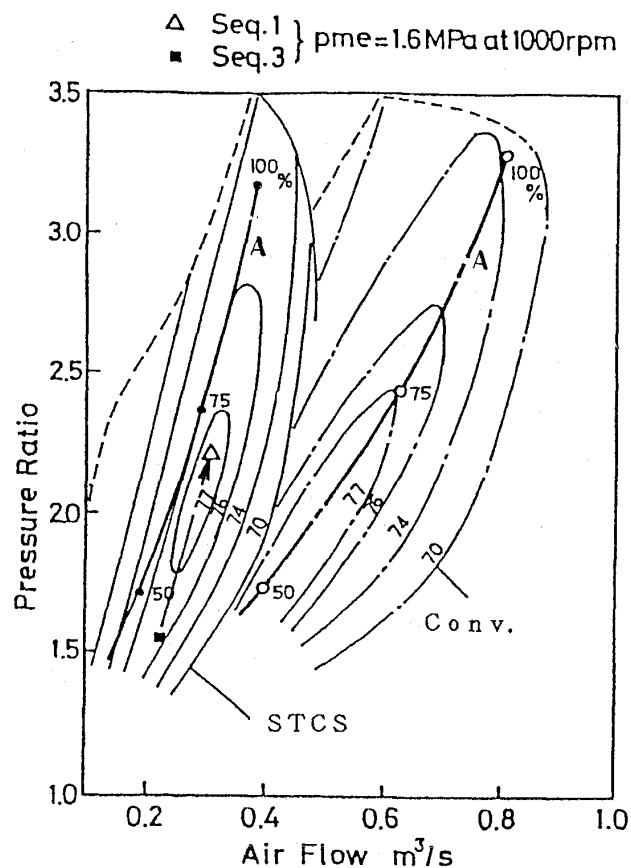


図7 通常のターボシステムとSTCSのコンプレッサ特性

気の逆流を防ぐ逆止弁を設けている。

図5はSeq. 1の状態である。

いずれのシーケンスの場合でも両群の排気ガスが干渉しないように配慮している。

排気ガス通路切り換え弁を動かすアクチュエータは、空気圧または油圧シリンダで制御できる。

4.2 STCSのコンプレッサ特性

図7は通常のターボシステムとSTCSのコンプレッサ特性を示し、図中に船用3乗負荷時の作動線(航走特性A)を示す。

STCSで使用したターボの最高圧力比は通常システムのターボより若干低かったが、数種のタービンA/Rの変更を行い良好なマッチングを得ることができた。

また、同じ図中にSTCS-Seq. 3からSeq. 1に切り換えた場合の1000rpm, BMEP=1.6MPaにおける作動点の移動を示す。Seq. 1により圧力比と給気量は約40%増加した。これは排気ガスの全量を小形のTC1へ導入したため、タービン効率ならびにコンプレッサ効率が改善されたことを示

している。

5. 各シーケンスのエンジン性能

Seq. 3, Seq. 2, Seq. 1におけるエンジンの燃費と排気濃度特性をそれぞれ図8, 9, 10に示す。

排気濃度に注目すると, Seq. 3では通常のスインによるターボチャージングが行われているが, 排気濃度 ≤ 1.5 でBMEP ≥ 2 MPaの領域は1400 rpm以上の高速域に限られる。

これに対し Seq. 2 では1200rpm以上でBMEP ≥ 2 MPaを達成しており, 排気濃度 ≤ 1.5 の領域が拡大している。

Seq. 1では900rpm以上でBMEP ≥ 2 MPaを得ることができ, 排気濃度と燃費は低速域で大幅に改善されている。ただし, 使用可能領域はタービン最高回転数で制限されるので低速域に限られる。

6. STCS エンジンの性能

図11は以上の各シーケンスの特徴を生かし, 複合した3段切り換えのSTCSエンジンの燃費と排気濃度特性を示す。

STCSを使うことにより, 通常のスインシステムでは不可能な900rpm(最大出力時回転数2000 rpmの45%)という低速領域で最大出力時と同じ

BMEPまで排気濃度1.5以下を達成している。また同時に低燃費化も図れ, 通常の航走特性(A)はもとより曳網特性(B)も良好な結果が得られている。

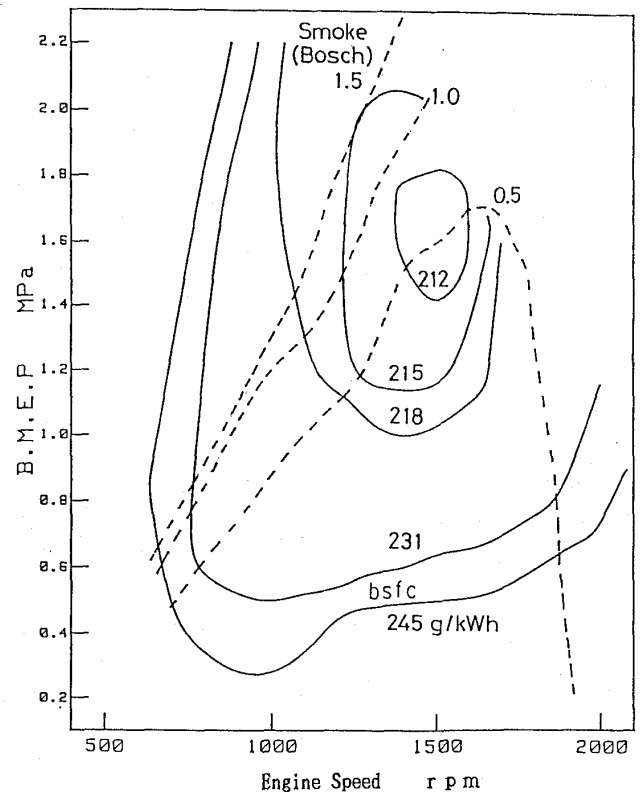


図9 STCS-Seq. 2の燃費と排気濃度特性

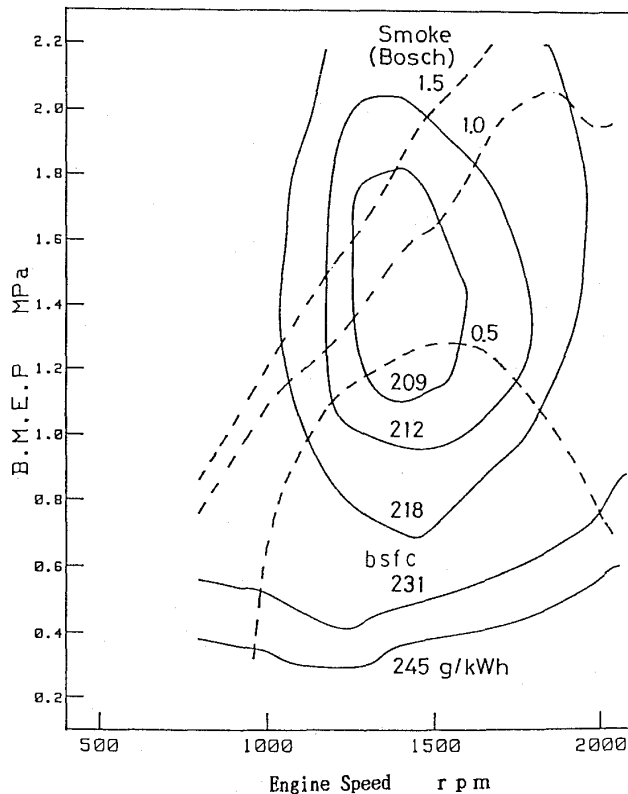


図8 STCS-Seq. 3の燃費と排気濃度特性

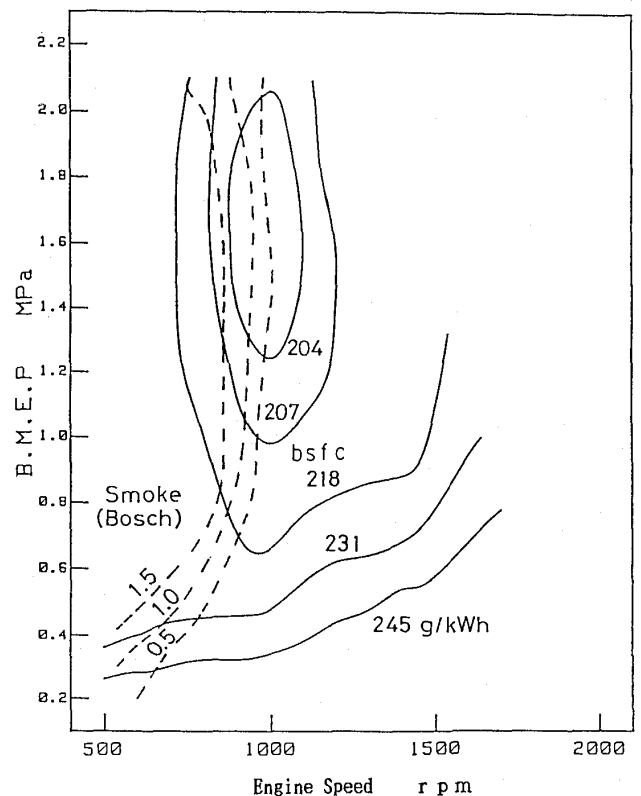


図10 STCS-Seq. 1の燃費と排気濃度特性

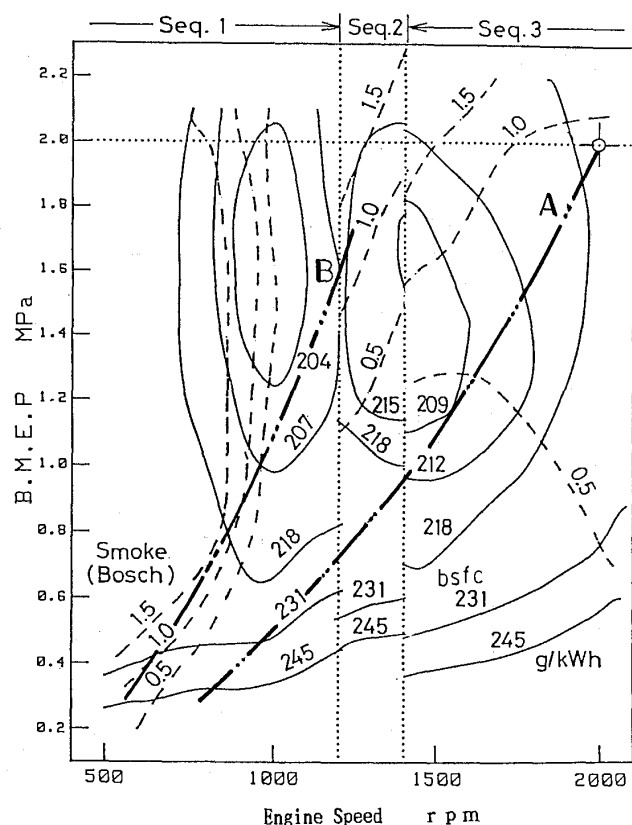


図11 STCS エンジンの燃費と排気濃度特性

7. STCS の切り換え時の応答性

図12はSTCS切り換え時のターボの応答性をブースト圧で代表している。

これは1200rpm, BMEP=1.5MPa一定でSeq. 2から1へ、逆にSeq. 1から2へとシステムを切り換えたときの切換え弁の動きとブースト圧(Pres. 1, Pres. 2計測位置は図5参照)を示している。

切り換え弁の動作時間を0.7秒程度に短くすればターボのサージングは無く、スムーズな切り換えが可能である。

8. あとがき

小形漁船エンジン用として、排気干渉をおこさ

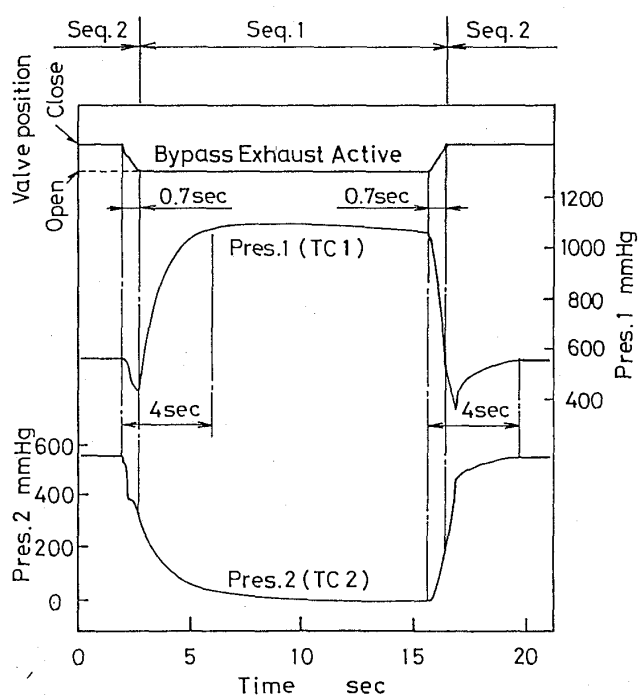


図12 STCS の切り換え時のブースト圧特性

ない3段階切り換えの動圧方式のシーケンシャルターボチャージングシステムを試行し、通常のターボシステムでは得られない低速の高負荷域まで使用域を拡大し、航走時はもとより曳網等の漁労にも適した特性を得ることができた。

本稿では漁船用途について述べたが、加速性が要求されるプレジャーボートや、その他の重負荷使用の船用エンジンにも適用可能で、今後の高出力エンジンに広く使われるシステムと思われる。

参考文献

- (1) Sequential Turbocharging
Yurij G. Borila, Volvo Truck Corp.
Automotive Engineering, November, 1986
- (2) MTU's 396-04 Diesel
DIESEL&GAS TURBINE WORLDWIDE
November, 1985

(2) 自動車用過給エンジン

日産自動車(株)機関設計部 庭月野 恭
〃 中央研究所 高村 東 作

1. はじめに

自動車用ターボチャージャ付きエンジンは、ディーゼルエンジンについては、燃費、排気性能、出力とも効果が大きく、機関の大小を問わず、広く採用されている。一方、ガソリンエンジンについては、レース用エンジンへの適用に始まり、自動車の高出力化に対応する技術の一つとして、DOHC化、マルチバルブ化と共に、各種の過給方式が採用されてきた。特に、ターボチャージャは、税制や車両搭載性等の理由により、エンジン排気量が制限されている場合の比出力向上手段として最も効果的であり、各種車両の高性能仕様として採用されている例が多い。

しかし、税制改定による排気量制限の緩和や、環境問題等の環境の変化に対し、ガソリンエンジンの過給エンジンは、今後高出力化だけでなく、トータルバランスの取れた実用性の高いエンジン性能が必要になってきている。

本解説では、ガソリンエンジンを中心に、ターボチャージャ付きエンジンの特質と問題点について述べる。

2. ガソリンエンジン

2.1 出力性能の推移

図1にターボチャージャ付きエンジンの比出力の推移を示す。国内では、'79年にSOHC+ターボチャージャに始まり、インタークーラの装着、DOHCとの組合せ、ハイオクガソリンの採用等により、近年では100PS/ℓを越えるものが増えてきている。

図2は、ターボチャージャ付きエンジンと、NAエンジンについて、排気量に対する最高出力の比較を示す。ターボチャージャ付きエンジンは、NAエンジンと比べて、同一排気量で20～30%出力が

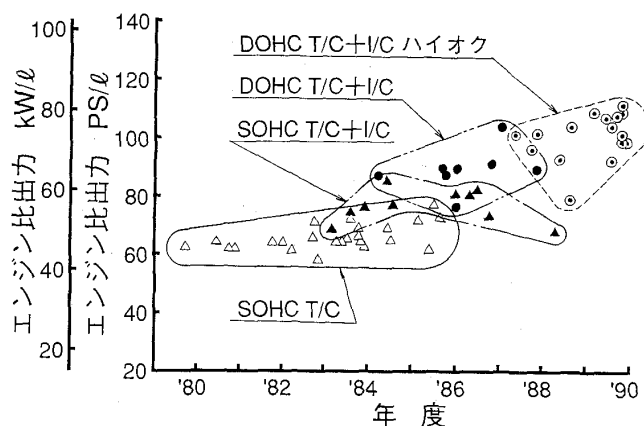


図1 ターボチャージャ付きエンジンの比出力の推移

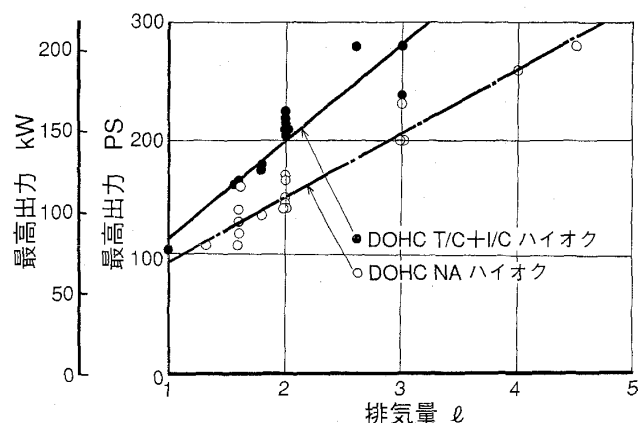


図2 最高出力比較

向上していることがわかる。

次に、ターボチャージャ付きエンジンと、NAエンジンについて、最高出力に対するエンジン重量の違いを図3に示す。気筒数の違いによるバラつきもあるが、同一出力ではターボチャージャ付きエンジンは、12～14%エンジン重量が軽い。従って、ターボチャージャ付きエンジンは、車両重量の軽減や前後配分の適正化に寄与できる。また、小排気量化できる分、小型化が可能であり、車両レイアウトの自由度が増し、出力向上手段としては非常に有効である。

(平成3年4月8日原稿受付)

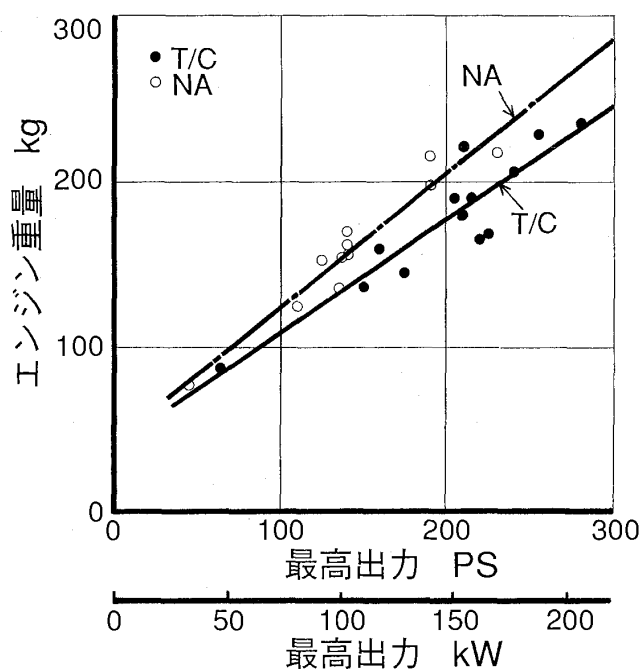


図3 エンジン重量比較

2.2 燃費性能

(1) 同一出力 NA エンジンとの素質の比較

図4に、2ℓターボチャージャ付きエンジンと、3ℓ NA エンジンについて、同一空燃比時の正味有効圧力に対する燃料消費率の比較を示す。また、この結果を軸トルクに対する燃料消費率に書き換えたものを図5に示す。

ターボチャージャ付きエンジンは、同一正味有効圧力に対しては、小排気量化に伴う冷却損失の増加、高充填効率化によるノッキング回避のための低圧縮比化により、燃料消費率が悪化する。

しかし、同一軸トルクで見ると、低負荷では小排気量のターボチャージャ付きエンジンが優れ、高負荷では NA エンジンが優れている。低負荷で

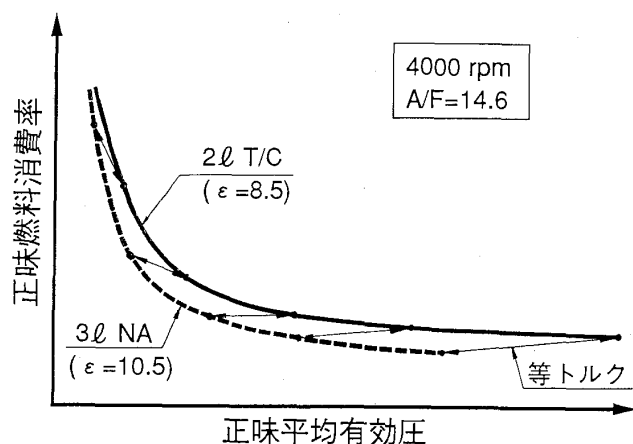


図4 燃料消費率比較

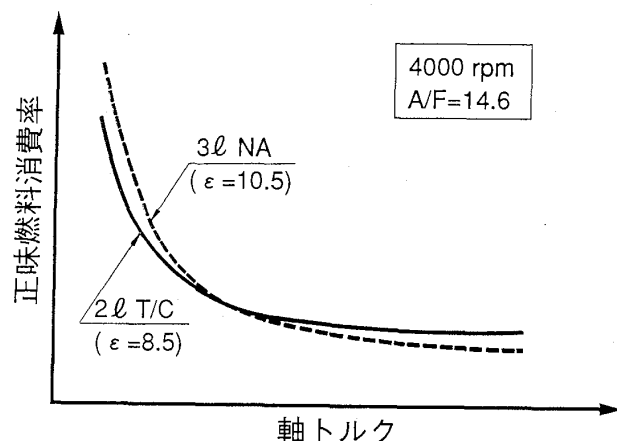


図5 燃料消費率比較

ターボチャージャ付きエンジンが優れるのは、小排気量化によるポンピングロス、フリクションロスの低減のためである。

(2) 圧縮比、空燃比、点火時期のマッチング

ターボチャージャ付きエンジンは、NA エンジンに比べ、過給している分ノッキング限界から低圧縮比にせざるを得ず、この点は、燃費に対して不利な要因の一つである。圧縮比と過給圧の関係を図6に示す。インタークーラの装着や、ガソリンのハイオクタン価化により、圧縮比が高められていることがわかる。

次に、空燃比 (A/F) と点火時期について述べる。図7は、ターボチャージャ付きエンジンの高速高負荷域での A/F と点火時期のマッチングの例を示したものである。マッチングポイントは、ノッキング限界と、排気温度限界によって決まる。燃費の改善のためには、耐ノック性向上と、排気バルブからターボチャージャに至る排気系部品の耐熱性、冷却性向上が、燃費改善に対して必要で

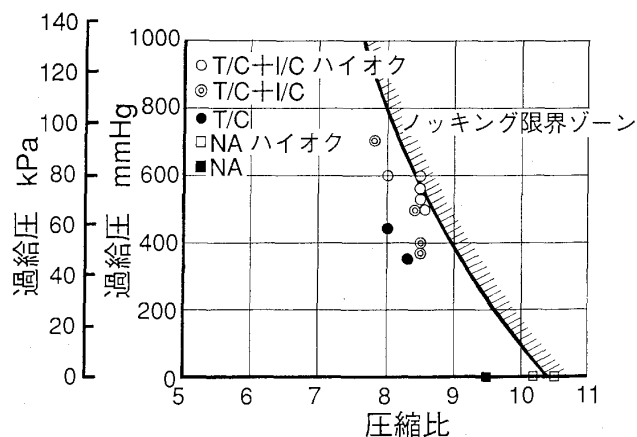


図6 圧縮比と過給圧の関係

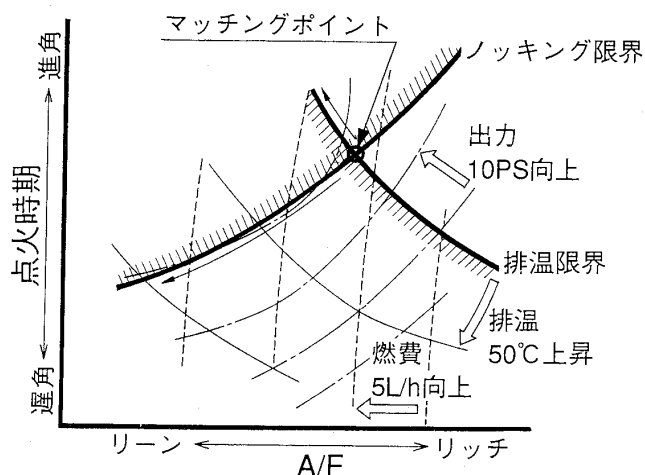


図7 高速高負荷でのA/Fと点火時期のマッチング

ある。これらの要因から、ターボチャージャ付きエンジンとNAエンジンでは、空燃比(A/F)の分布が異なり、その概念図を図8に示す。ターボチャージャ付きエンジンは高速高負荷領域で、ノッキングや排気温度の制限のため、A/Fを濃くせざるを得ない領域が存在し、この領域でのターボチャージャ付きエンジンの燃費悪化の原因となっている。

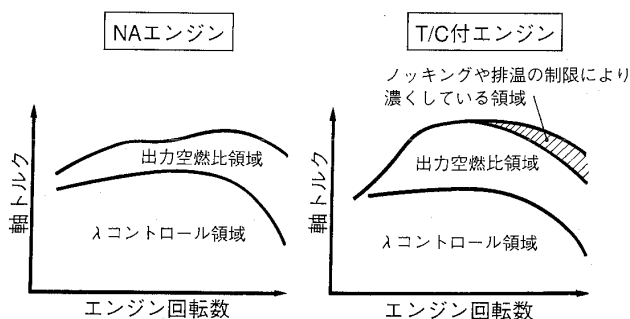


図8 全性能上での空燃比

(3) モード燃費

2ℓターボチャージャ付きエンジンと3ℓNAエンジンについて、モード燃費、定地燃費の比較を図9,10に示す。10モード、LA4モード、ハイウェイモードとも、低負荷域を多用するモードであるため、ターボチャージャ付きエンジンの方が9～14%燃費がよい。また、定地燃費は、低速域ではターボチャージャ付きエンジンが優れるが、高速になるにつれ、その差は縮まり、約140km/hで逆転している。

(4) 燃費改善の課題

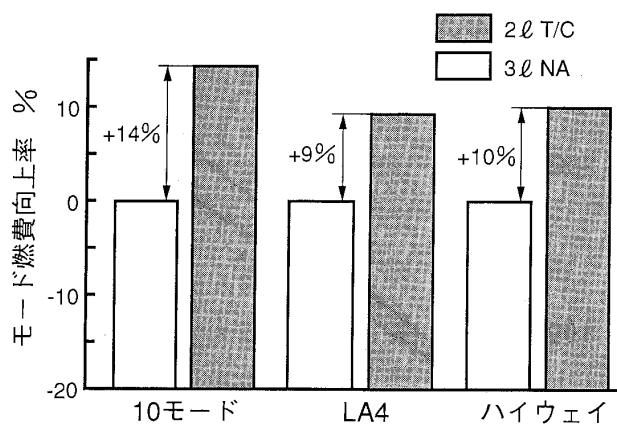


図9 モード燃費比較

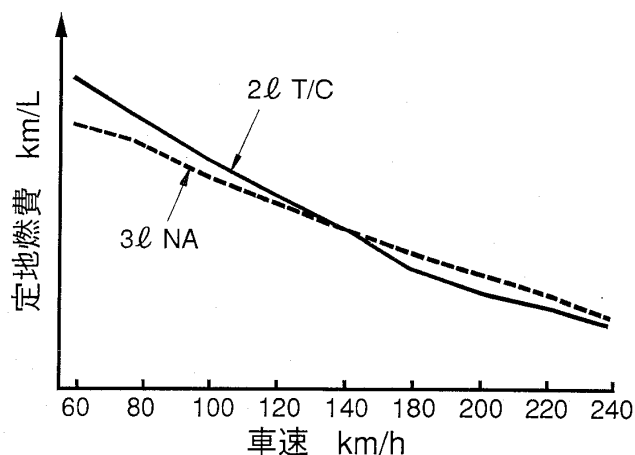


図10 定地燃費比較

以上の結果から、同一出力のターボチャージャ付きエンジンとNAエンジンでは、低負荷域での燃費はターボチャージャ付きエンジンが優れていることが分かる。しかし、ターボチャージャ付きエンジンは、高性能車として設定されている場合が多く、車両としての使われ方の関係上、高速高負荷域での使用頻度が多いため、実用燃費の改善のためには、高速高負荷域での空燃比のリーン化は、今後の重要な課題である。ターボチャージャ付きエンジンシステムとしては、排気系部品の耐熱性向上のための材料開発や、冷却法の開発が必要である。

2.3 レスポンス改善のための過給システム

ターボチャージャ付きエンジンにとって、加速初期のターボチャージャ応答遅れの低減によるレスポンスの改善は、大きな課題である。その改善手法としては、エンジン側としては、ターボチャージャが過給する前のゼロブーストトルクの向上があり、ターボチャージャ単体としては、回転上昇

性能の向上が大事である。

エンジン側の改善は低速トルクの改善であり、改善手段としては

- ① 慣性過給等の吸気系の改善
 - ② 可変バルブタイミング
 - ③ 排気干渉の低減
(並列ツインターボ化, ツインスクロール化)
 - ④ エンジン背圧の低減
- 等がある。

一方、ターボチャージャ側の改善としては、

- ① 慣性モーメントの低減
(セラミック化, 高比速度化, 低翼枚数化)
- ② タービンノズル面積 (A/R) の減少
(可変ノズル化, シーケンシャルターボ化)
- ③ 軸受け損失の改善
(ボールベアリング化, リングシール化)
- ④ 圧縮機, タービンの効率向上
(バックワード化, 薄翼化, アブレダブルシール化, 高効率化)

等があり、実用化が進んでいる。

2.4 排気ガス対策

排気ガスの未燃焼成分、および燃焼時に発生する NOx の浄化は触媒によって行なっているが、触媒が活性化するには、触媒入り口の排気温度が約300度以上になることが必要であるが、冷機始動直後は排気温度が低いため、浄化が不十分となっている。特にターボチャージャ付きエンジンの場合、排気系に熱容量の大きいタービンハウジングが付くため、NA エンジンよりも排気上昇温度の立ち上がりが遅い。図11にターボチャージャ付きエンジンと NA エンジンとの触媒入り口温度の上昇特性の比較を示す。

近年、触媒活性化後の浄化性能がかなり向上しているため、排気規制モード中に排出される有害ガスのうち、冷機始動時に排出される割合が70%程度に昇っており、排気温度上昇の立ち上がり特性改善が、今後の排気ガス対策の大きな課題となってきた。

3. ディーゼルエンジン

ガソリンエンジンは、すでに述べたように、ノッキング、排気温度が過給限界を支配しているが、ディーゼルエンジンでは、主に強度（燃焼圧力）、熱負荷が過給限界を支配している。このため、過

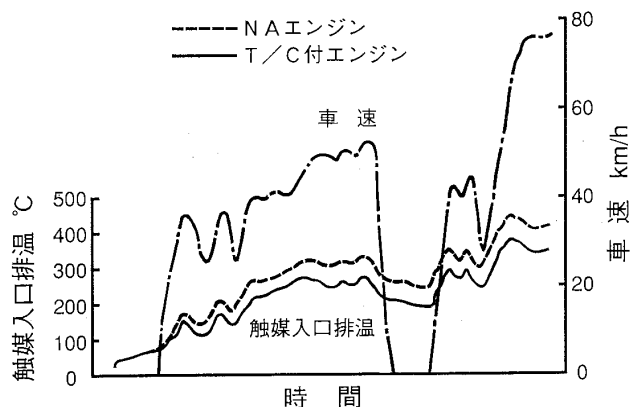


図11 触媒入り口温度上昇特性

給による比出力の増大が可能であり、過給による燃焼の改善効果と合わせ、高出力、低燃比、排気改善と過給による効果はガソリン以上に大きい。

エンジンシステムとしては、運転状態に応じて、空気量と燃料の供給をいかに最適に制御し、燃焼を改善することが重要である。そのため、吸排気系、過給システム、燃料系、燃焼室の工夫がなされている。以下、大型トラック用エンジンでの例を引用し説明する。

(1) 過給システム

ターボ過給エンジンにより低燃費を実現するには、燃焼改善、小排気量化による摩擦損失の低減とポンピングロスの低減が必要である。燃費改善と、運転性に重要な運転域に要求される過給特性は以下のようなものである。

<高速域>

高速軽負荷域においては、過剰空気量を減らすことにより、ポンピングロスを大幅に改善する。

<低中速域>

供給空気量を増加させることにより、燃焼改善により燃費を向上させる。

<極低速域>

高出力に応じた発進トルクを確保する。

これらの要求を満たすには、従来のウェストゲートによる過給圧制御では達成できず、幾つかの方法が実用化されている。

- ① 可変ノズル付ターボチャージャによる吸入空気量の制御 (図12)
- ② ウェストゲートの電子制御による吸入空気量の制御
- ③ 複数のコントロールバルブによる吸気慣性過

給コントロール (図13)

これらのシステムを併用することにより、運転状態に応じた供給空気量の最適化がはかられている。

(2) 燃料供給系

燃料微粒化のため、高噴射圧化が進められており、また低速域における高噴射率化による混合気形成改善のため、燃料噴射系の電子制御化が増加しており、プレストロック制御式噴射ポンプの採

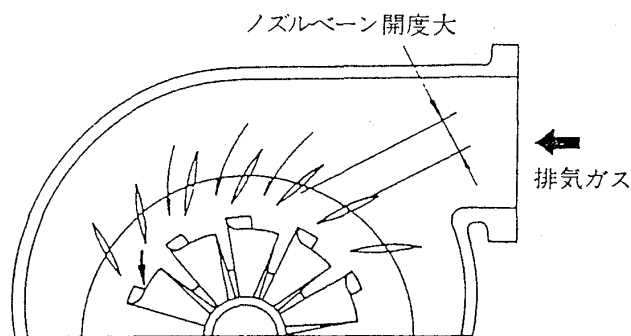


図12 可変ノズル付きターボチャージャ

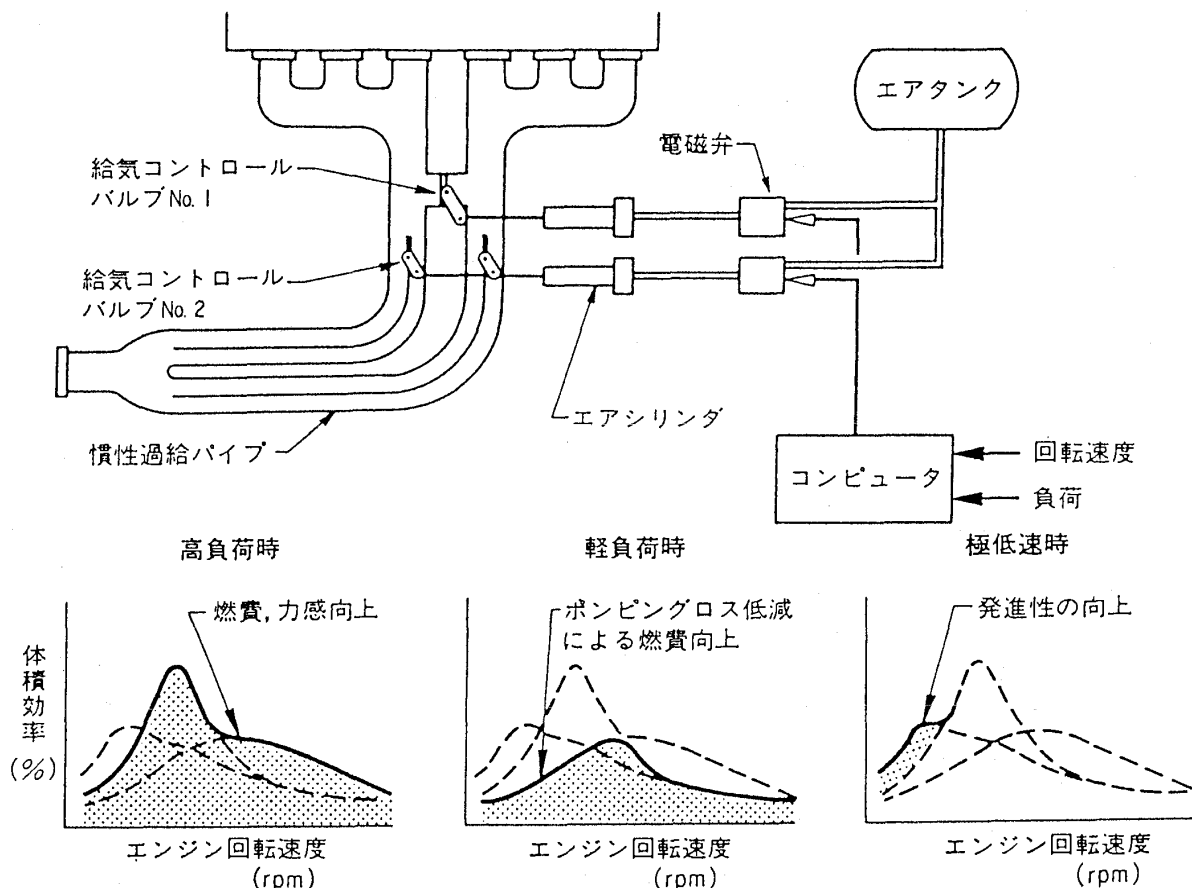


図13 多点同調式慣性過給システム

用が増加している。

4. 今後の課題

ターボチャージャ付きエンジンの大きな課題は、高速域での空燃比のリーン化、対ノック性向上による燃費改善、冷機始動時の排気浄化、エンジン小排気量による燃費改善等である。このため、ターボチャージャに求められる課題は、リーン化、耐ノック性向上のためのターボチャージャ単体の効率向上、耐熱性向上、排気浄化のための熱容量低減（小型化、薄肉化）や断熱化、運転性向上のための一層のレスポンス向上が必要である。

参考文献

- (1) Yamane. T, Sumi. Y, I Mech E, The 3 rd International Conference on Turbocharging and Turbochargers (1985-6)
- (2) 五味, 自動車技術, 43巻8号, 1989, p7~13
- (3) 遠藤, 日野技報, No. 37 July, 1988, p25~35
- (4) 津田ほか7名, 日産ディーゼル技報, 第52号, p53~62
- (5) 末永, 日野技報, No. 35, Sept, 1986, p35~53

弾性ロータの特性を有する乗用車用ターボチャージャの釣合わせに関する研究

日産自動車(株)中央研究所 牛 島 雄 二
 // 佐々木 正 史
 // 後 藤 勉

Abstract

This paper describes a balancing method for automotive turbochargers with flexible rotor which rotate above the first bending critical speed.

In this paper, it was shown that the field balancing with one plane using previously established influence coefficients, can be applied to mass-produced turbochargers with flexible rotor supported by floating bush bearings and also ball bearings.

1. はじめに

ターボチャージャが国産乗用車用として実用化されて以来、10年余が経過した。この間ターボチャージャは多くの車種に普及するとともに、応答性の向上（ターボラグの短縮）を最大の課題として、種々の改良がなされてきた。タービンロータのセラミック化⁽¹⁾をはじめとするロータの慣性モーメントの低減や、可変機構の採用⁽²⁾⁽³⁾などがその代表的なものである。また軸受損失の低減によって同様の効果や、エンジン定常性能の向上を図ることも検討されており、従来多用されてきた滑り軸受に代えて転がり軸受を採用する例⁽⁴⁾⁽⁵⁾が見られるようになってきた。この問題については他の軸受方式などを含め今後も検討されていくと思われるが、いずれの軸受においても軸受損失は軸受径に比例することから軸径の小径化が望まれるところである。しかしこれは同時にロータの曲げ危険速度の低下を招くため、常用域で曲げモードを有する弾性ロータとなる可能性が生じてくる。弾性ロータの場合には釣合わせの点で剛性ロータより複雑な扱いが必要となる。しかも乗用

車の騒音低減に対する要求は年々厳しさを増し、ターボチャージャにおいてもロータの振れまわり起因する騒音を極力抑える必要があり、この点から要求される釣合わせ基準（軸受の耐久性などによるものよりも厳しい）をクリアーすることが前提とてゐる。このような問題を解決し同時に大量生産性を合わせ持つ釣合わせが可能であれば軸系の設計自由度が高くなり有効な手段として期待できる。本報ではこのような観点に立って弾性ロータの釣合わせについて研究した結果を報告する。

2. ロータ系の概念設計

2.1 ロータ単体の振動特性

供試ロータの構成を図1に示す。回転軸の一方にはセラミック製のタービンロータが接合され、他方には、スラスト軸受に対向するスラストカラー、軸シール用の溝を有するスラストスペーサ及び圧縮機インペラなどが嵌合され、これらをロックナットで締結する。回転軸は滑り軸受の一種であるフローティングブッシュ軸受によって支持されている。本ロータの曲げ一次の固有振動モードを図2に示す。実験は、薄いゴムシートを丸めた上にロータを乗せてハンマリングを行い、計算は伝達マトリックス法⁽⁶⁾を用いた。両者のモードは良く一致しており、振動数の予測誤差

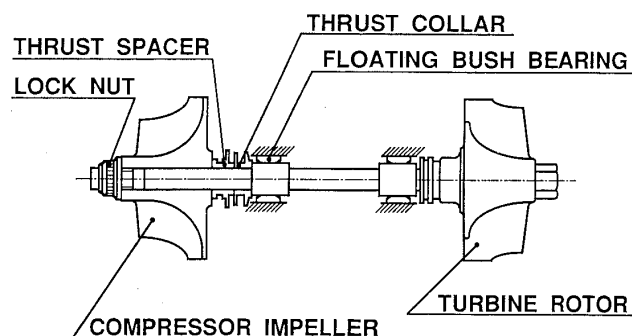


図1 供試ロータ

(平成2年10月2日原稿受付)

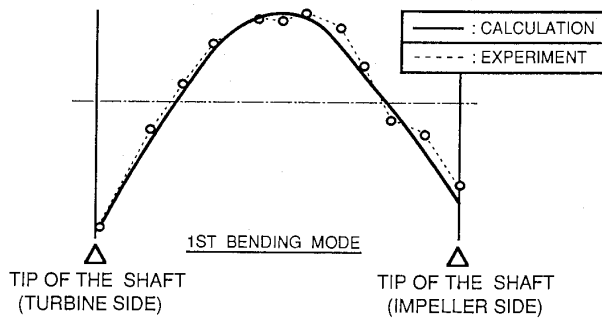


図2 ロータ固有振動モード

も+3%程度(実測値:1421Hz, 計算値:1467 Hz)であることから, 計算手法やロータのモデル化は妥当といえる。

2.2 軸受特性の決定

前記ロータにおいて, 軸受の剛性を変化させた場合の不減衰危険速度変化を図3に示す。(実線)

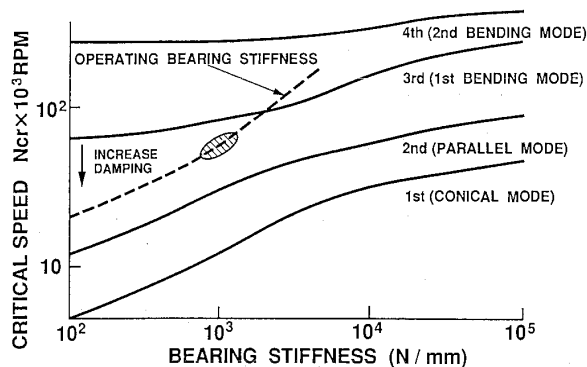


図3 危険速度線図

この危険速度線図上で軸受の特性をどこに設定するかについては, 軸受損失, 負荷能力, 寸法制限など軸受自体への要求項目と, 制振性, チップクリアランスなど軸受がロータに及ぼす影響との両面について検討を行い, とり得る軸受諸元範囲を決定した。決定した諸元をもとに, 図4に示すようなモデルを考え, フローティングブッシュの内周, 外周の摩擦モーメントが等しく, かつ内側と外側の油膜の負荷能力が等しくなるようなフローティングブッシュの回転数と偏芯率を求めた⁽⁷⁾後, 内側, 外側それぞれの油膜について剛性と減衰係数⁽⁸⁾を求めた。この結果得られた軸受剛性変化を図3に破線で示す。実線と破線の交点が危険速度を表すが, 軸受の減衰効果を考慮すると危険速度は若干低下し, ロータは同図中斜線で示すような

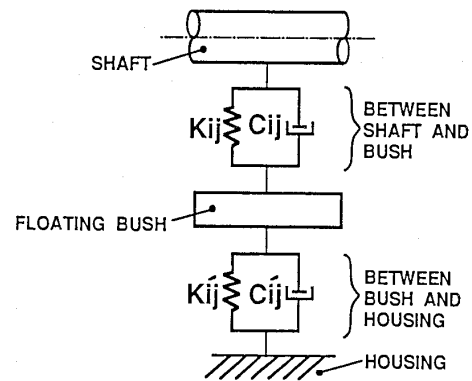


図4 軸受モデル

範囲で1次曲げモードの危険速度を有する弾性ロータとなる。

3. 残留不釣合いの要因解析

弾性ロータに限らずいかなるロータにおいても組み付け後の残留不釣合いの発生要因を把握することは, 釣合わせ方案を考える上で重要である。供試ロータの場合構成から明らかなように, タービンロータは単体釣合わせ後の組付け過程において新たな不釣合いを持ちこむことはないと考えられる。そこで, ここでは圧縮機インペラ側の組付け部品に係わる残留不釣合いについて検討を行った。

組付け後の残留不釣合い要因としては, 以下の3点が考えられる。

- ① 組付け部品自体の有する残留不釣合いによるもの
- ② 嵌合すきまのため組付け部品が回転軸に対して偏芯することによるもの
- ③ 組付け部品の加工精度(両端面の平行度, 孔と端面の直角度)と締結軸力とによって生じる軸曲りによるもの

このような考え方の妥当性を検証し, 釣合わせ方案検討の基礎データを得るために, 4つの部品について各要因で発生しうる残留不釣合いを計算と実験により推定した。①の要因については, 単体釣合わせを実施する圧縮機インペラについては修正後の不釣合いの実測値を用い, ロックナットを除く2つの部品については, 通常の加工精度のもとで発生しうる内径と外径との同軸度のずれを実測し, 重心の偏芯量を算出して求めた。②の要因については, 嵌合すきまを実測し, 組付け部品(ロックナットを除く)がそのすきま分だけ偏芯

しうるとして算出した。③の要因については、計算が困難なため、以下のような方法で軸曲りを測定した。

図5に測定法を示す。翼を除去したインペラを組付け、Vブロック上で回転させながら図6に示すような各測定位置での最大振れを調べる。測定結果の一例を図7に示す。スラストカラー、スラストスペサには振れは認められないが、インペラには偏芯によるものと思われる振れが生じている。更に特徴的なのは、インペラ先端から軸先端にかけて不連続な大きな振れが認められることである。この振れは、ロックナットの軸力が座面に均等に作用し得ないため、ロックナットを回転せしめるモーメントが内力として発生し、最も小径のネジ部に曲りを生じたものと考えられる。この結果ネジ部とロックナットが偏芯することになるので、各々の重心の偏芯量（平均値）を求めて不

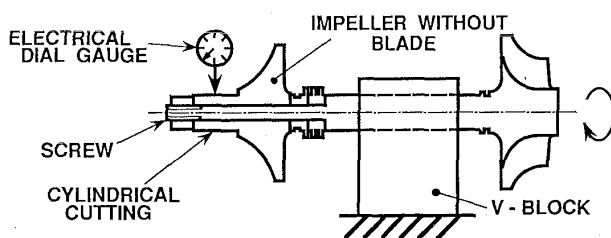


図5 軸曲がり測定方法

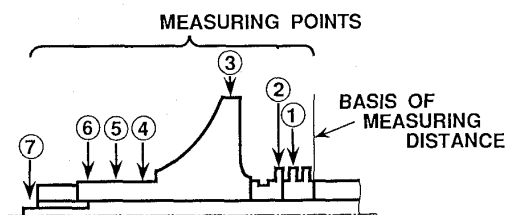


図6 軸曲がり測定位置

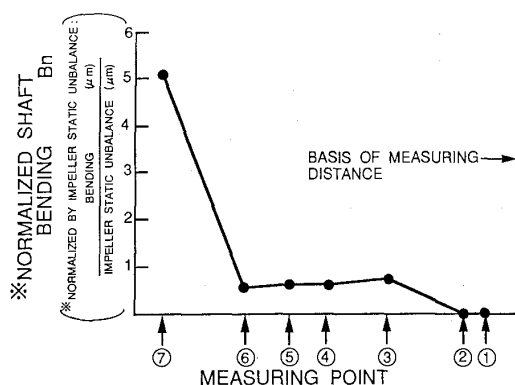


図7 軸曲がり測定結果

表1 各部品の残留不釣り合い（平均値）

PARTS		THRUST COLLAR	THRUST SPACER	IMPELLER	LOCK NUT
TYPE OF UNBALANCE	MASS ECCENTRICITY	0.17	0.17	0.88	—
	UNBALANCE MASS	0.44	0.37	2.32	—
	BENDING	0	0	0	0.6
TOTAL UNBARANCE		0.61	0.54	3.2	0.6

SUM OF THE TOTAL UNBALANCE 4.95

(※ NORMALIZED BY TURBINE ROTOR UNBALANCE : $\frac{\text{PARTS UNBALANCE}}{\text{TURBINE UNBALANCE}}$)

釣り合いを算出した。以上のような方法で求めた不釣り合いの平均値をまとめて表1に示す。表中の数値はタービン側の残留不釣り合いを1としてノーマライズした値であり、ブランクは推定しえなかったものである。不釣り合いの合計は5に近いが、実際にこれらの部品を組付け、インペラ側の不釣り合いを測定すると平均値は4.8であった。従って一部不明な点は残すものの、残留不釣り合いの発生要因の考え方としてはほぼ妥当だと考えられる。尚インペラ単体の残留不釣り合いは2.32とタービン側に比べて大きいですが、タービン側と同じレベルに管理したとしても合計として3.63残ることになり依然として大きいと言える。

4. 釣合わせ方案の検討

釣合わせの直接の目的は残留不釣り合いに起因するロータの振動を抑制することである。その狙いは、軸受荷量の低減であり、これによってターボチャージャとその締結部品の振動に伴う騒音を低減することにある。このため釣合わせの目標値は軸受の耐久目標ではなく、騒音の目標値との相関によって定められる場合が多い。一方供試ロータは1次曲げモードの危険速度を有する弾性ロータであることから、基本的に実装状態でのフィールドバランスが前提となり、影響係数法⁽⁹⁾による場合には、(1)式で示される影響係数をターボチャージャ毎に試し錘りを付加して求める作業が必要となる。

$$\alpha = (B - A) / U^* \quad (1)$$

α : 影響係数

B : 試し錘り付加時の振動

A : 初期振動

U^* : 試し錘り（いずれもベクトル量）

更に、修正面数としては $(N+2)$ 面法の考え方に基づく 3 面が必要となる。これらはいずれも大量生産性を妨げる要因であるためもっと簡便な方法があれば好都合である。ここで供試ロータ特有の条件を見直しながら対応策を検討する。

4.1 タービン側残留不釣り合い

タービンロータ（+回転軸）は剛体の釣り合い試験機上で一旦修正されるとその状態が組付け後も維持されるので、剛体釣合わせ上は問題とならない。また修正面（ディスク背板とボス）の間が 1 次曲げの固有モードにおいて剛体的であり、回転軸はタービンロータに比較して小径な高精度加工品であるため残留不釣り合いが小さいと考えられることから、弾性釣合わせ的にもあまり問題にならないことが期待できる。従ってその場合には、圧縮機側の不釣り合いレベルがタービン側のそれに接近するまでは、圧縮機側の不釣り合いを専ら低減することによって振動を低減できることになる。

4.2 圧縮機側残留不釣り合い

圧縮機側の残留不釣り合いについてはそのレベルと発生要因について 3 章で述べた。勿論この改善策がないわけではなく例えば、

- ① 単体釣合わせの向上：釣合わせ基準引上げ、加工精度の向上
- ② 嵌合すきまの微少化：加工精度の向上、選択嵌合
- ③ 軸曲りの低減：ロックナット、ネジの加工精度向上

などが考えられる。しかしながら、いずれにおいても加工コスト、作業時間などを考えると得策ではない。そこで筆者らは、組付け部品を個別に厳しく管理するのではなく、むしろ現状を可能な限り許容し、フィールドバランスでまとめて修正するというアプローチを試みた。

圧縮機側もタービン側と同様、修正面の間が 1 次曲げの固有モードにおいて剛体的であることから、剛体釣合わせが弾性釣合わせにつながることを期待できる。ただ剛体釣合わせのために 2 面修正が必要となるができれば単面修正で済ませたい。仮にインペラ前後に同量の不釣り合いがある場合に、各々の不釣り合いは振動にどの程度効くか。効き方の違いによっては、片方は未修正のままでも振動基準をクリアーできる可能性が生ずる。

そこで不釣り合い応答計算を行ったところ同じ不釣り合いでも軸先端寄り程軸振動が増すという結果が得られた。これを定量的に確認するために、図 8 のように既知の不釣り合いを軸方向 3 ヶ所脱着可能なダミーインペラを試作し、不釣り合い位置に対する感度を調べた。（計測系：図 9 ）その結果図 10 に示すように同一不釣り合いであっても、軸先端に近い程振動が高くなることが確認された。そこで、軸先端付近の不釣り合いだけを重視し、インペラボス外周面の単面修正のみを実施することにした。

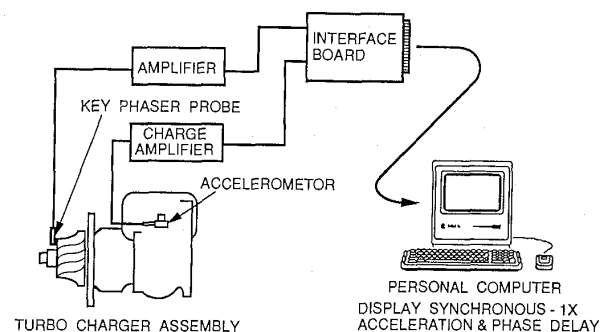
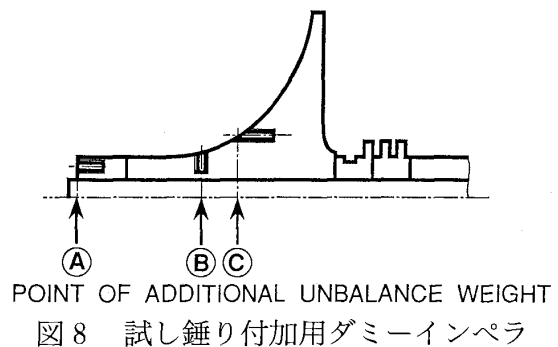


図9 振動計測系

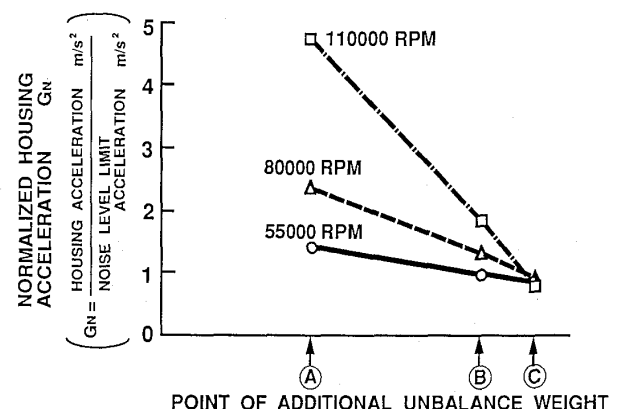


図10 不釣り合い位置と振動の関係

4.3 影響係数 α の扱い

単面修正を行うにしても影響係数の特定が必要である。月産1万台以上の大量生産ラインにおいて、影響係数を求めるためにターボチャージャ毎に逐一試し錘りを付加する作業はいかにも非能率的である。しかし、大量生産が故に個々のターボチャージャの品質が安定し、ひいては振動特性も安定することを、逆に利用できる可能性がある。すなわち、複数の個体の影響係数のばらつきが十分に小さく、かつ初期振動計測回転数や供給油温などの条件を安定させることができれば、影響係数は既知のものとして初期振動計測後、即座に修正作業を行うことが可能となる。このような可能性を探るため振動特性のばらつきについて調査を行った。

5. 振動特性のばらつき

図8で用いたロックナットを装着した4個のターボチャージャの初期振動をまず測定し（個々の不釣り合い状態は異なる）次に同一量の不釣り合いを各々のロックナットに付加したときの振動ベクトル変化を読み取り、その振動値と位相遅れを表

図10. 不釣り合い位置と振動の関係

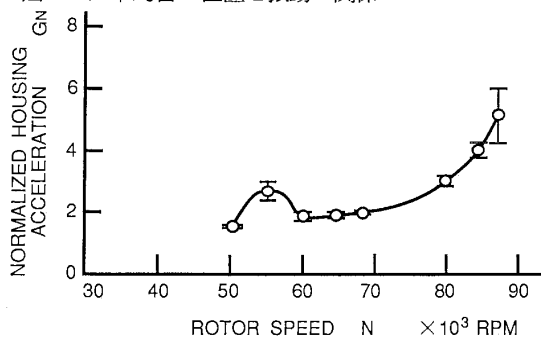


図11 振動特性

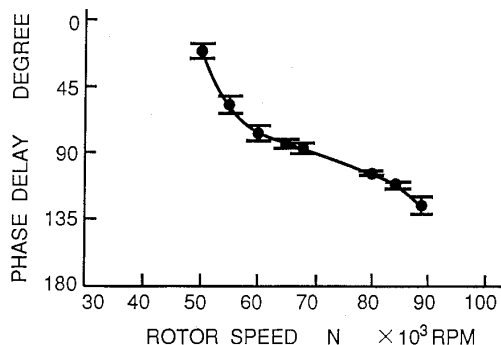


図12 位相特性

わしたのが図11, 図12である。図11中、 8.8×10^4 R.P.M.でのばらつき（ここでは上限～下限）がやや大きい以外は、個々の振動特性は安定しているといえる。図11において、 5.5×10^4 R.P.M.のピークは1次曲げモードの危険速度と思われる。また、各回転数における不釣り合いと振動値の関係は図13に示すようにほぼ線形であり、ばらつきも小さいことから、影響係数は個体によらず一定と見なし得ると判断した。

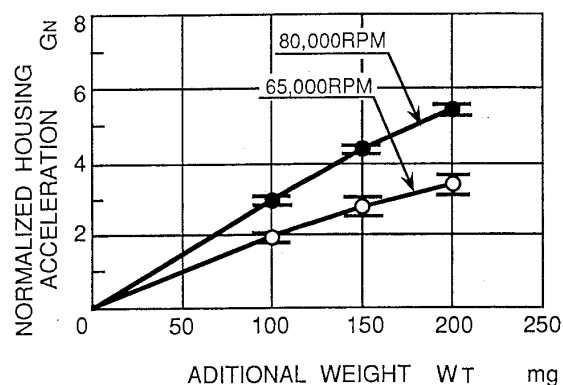


図13 付加錘りと振動の関係

6. 釣合わせの効果

以上の検討をもとに影響係数を予め設定し（図12, 図13を図9中のパソコンに入力）、初期振動から残留不釣り合いを算出して修正するという作業を、数多くの個体について実施した。その一連のデータから、タービン側の残留不釣り合いの上限を見出し、その条件下で本釣合わせ方を適用することで、目標とする騒音レベルをクリアすることが可能であることを確認した。一例を図14に示す。ま

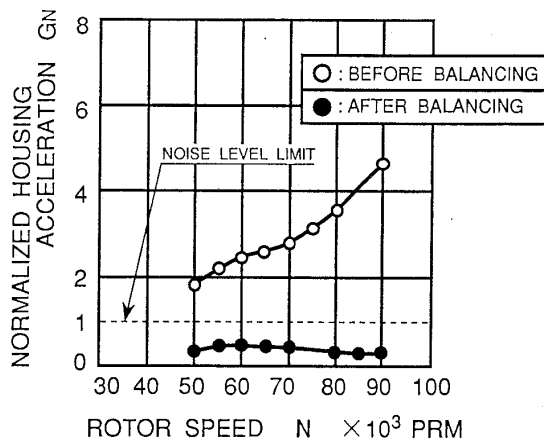


図14 釣合わせの効果

た、修正に要する時間についても、大量生産に充分見合うペースで修正が可能であることを確認した。

7. まとめ

1. 1次曲げモードの弾性ロータの特性を有する乗用車用ターボチャージャの、釣合わせ方案について検討を行なった。
2. 影響係数を予め設定し、単面修正を行なうフィールドバラシングを適用することによって、騒音の点から要求される厳しい振動管理値のクリアーと大量生産の両立が可能であることを示した。
3. 本報においては、フローティングブッシュ軸受支持の場合について述べたが、玉軸受支持の場合においても、本方案の適用が可能であることを確認済みである。

参考文献

- (1) 片山, 山崎: セラミックス製ラジアルタービンロータの強度解析, 日本機械学会 論文集, Vol. 52, No.481 pp2182~2186, 1986/9
- (2) Y. Hirabayashi, Y. Sumi, F. Nishiguchi : Development of Nissan Variable Geometry JET Turbocharger, SAE paper 860105, 1986/2
- (3) 窪田, 他: 新しい可変容量ターボチャージャを装着した高出力, ワイドトルクレンジ, 高効率エンジン, 自技会学術講演会前刷集, No. 891, 891001. pp11~14, 1989/5
- (4) M. Aida, T. Umaoka, T. Mitsui, Y. Ushijima : Development of Ball Bearing Turbocharger, SAE paper 900125, 1990/2
- (5) 宮下, 他: 高効率ボールベアリングターボチャージャの開発, 石川島播磨技報, Vol. 26, No. 4, pp1~6
- (6) 金光: ターボ機械の軸振動, (API 規格と解析), ターボ機械 Vol. 9, No. 2, pp83~89, 1981/2.
- (7) 中川, 他: 浮動ブッシュ軸受で支えられた回転軸系の不つりあい振動, 日本機械学会誌, Vol.75, No. 642, pp990~1007, 1972/7
- (8) 日本機械学会編: すべり軸受の静特性および動特性資料集, 1984
- (9) 三輪: 「回転機械のつりあわせ」, コロナ社, 1976



トランスピュータを用いた ガスタービン動特性の並列処理

東京理科大学理工学部 稲垣 詠一
〃 院 稲葉 励
〃 理工学部 河村 洋

Abstract

A transputer is a component computing device which can easily be connected to form networks in multiprocessor arrays.

The aim of this paper is to report an algorithmic parallelism of gas turbine dynamics by using four transputers in array under control of host personal computer. A gas turbine model with nonlinear properties is developed to predict the transient response including surge behavior. A set of dynamic equations is separated into four groups i. e. compressor and shaft dynamic equations, combustion chamber, turbine and control device respectively and implemented on four transputers. Using Occam programming language, speed up of computing time is evaluated by the ratio of computing time and real time. The capability of real time simulation is examined.

1. まえがき

現在の計算機の性能向上は著しく、科学・工学の分野で重要な役割を担っている。また、より高速の計算機を求める要求も強く、演算素子単体で計算を行う逐次処理から複数個の演算素子を用いた並列処理へ移行しつつある。並列処理は、画像処理分野から大規模数値解析、マシン制御、シミュレーション分野などで適用され始めている。こうした背景のもとに、近年、並列処理向きの演算素子であるトランスピュータが出現し、並列処理プログラムの開発環境も整ってきた。トランスピュータは、CSP (Communicating Sequential Processes) の概念により設計された並列処理用

のマイクロプロセッサであり、演算機能と通信機能を併せ持っている。パーソナルコンピュータの拡張ボード上にネットワークが構築でき、並列処理システムが容易に構成できるという特徴を備えている。

本研究は、ガスタービンの動特性解析に、トランスピュータによる並列処理手法を導入し、パーソナルコンピュータのレベルでリアルタイムシミュレーションの可能性を探ることを目的としている。ガスタービンの数値実験装置として使うことを想定すれば、ガスタービンが不安定になったときサージが起こるシミュレータでなくてはならない。これに関しては、サージを含む広域シミュレーションとしてすでに報告⁽¹⁾してある。次なる課題がリアルタイムシミュレーションである。ガスタービンの動特性はかなり相互干渉の強い微分方程式で表わされ、並列化しにくいシステムであるので、アルゴリズム分割による並列化を試みている。

主な記号

G : 流量[kg/s] P : 圧力[kg/m²] T : 温度[°K]
ΔP : 圧力損失[kg/m²] N : 回転数[rpm]
I : 軸慣性性能率[kg ms²] η : 効率
η_m : 機械効率 H_u : 低位発熱量[kcal/kg]
J : 熱の仕事当量[kg m/kcal]
R : ガス定数[kg m/kg K]
C_p : 定圧比熱[kcal/kg K]
L : 比出力[kg m/s]/[kg/s]
V_B : 吐出管容積(圧縮機容量+燃焼器容積)[m³]
θ : 可変ノズル角[deg] (θ>0 ノズル開,
θ<0 ノズル閉)
f_{rc}(・,・) : 圧縮機圧力上昇
f_{rth}(・) : 高圧タービン圧力降下
f_{rTL}(・,・) : 低圧タービン圧力降下

(平成2年10月4日原稿受付)

$M = \int_0^l 1/Ag \, dx$: 流路の慣性係数 $[s^2/m^2]$

A : 流路断面積 $[m^2]$,

l : 流路長 $[m]$

g : 重力加速度

A : システムマトリックス

P : Pade 近似マトリックス

x : 状態ベクトル, u : 制御ベクトル

$x = (G_c/G_{cd}, P_3/P_{3d}, T_3/T_{3d}, G_T/G_{Td}, N_c/N_{cd}, G_f/G_{fd}, \theta/\theta_d)'$

添字は以下に示す。

c 圧縮機 b 燃焼器 T タービン

TH 高圧タービン TL 低圧タービン

f 燃料 0 大気状態 2 圧縮機出口

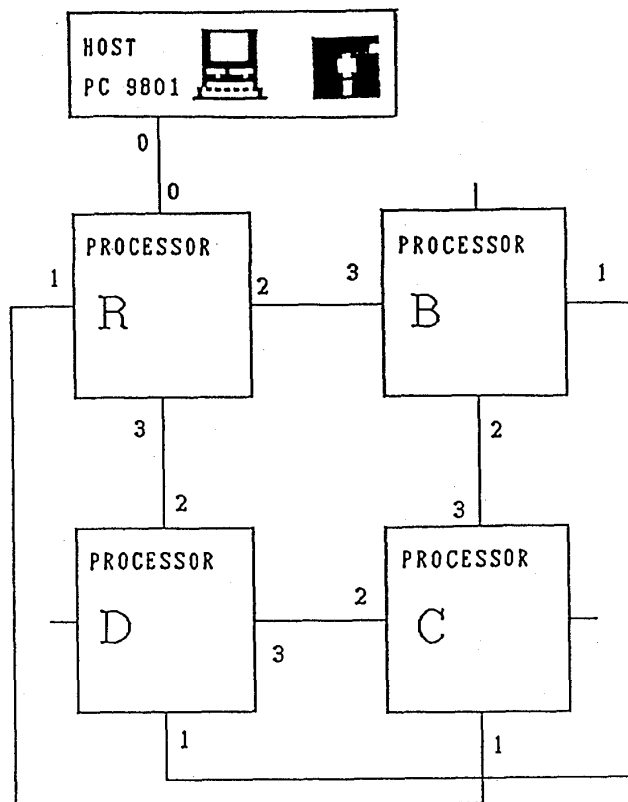
3 燃焼器出口 4 高圧タービン出口

in 吸入ダクト out 排気ダクト d 設計点

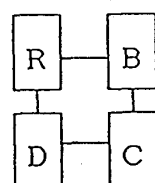
θ 可変ノズル - 修正量 ' ベクトルの転置

2. 並列処理システムの構成

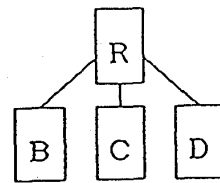
本研究で使用した並列システムは、パーソナルコンピュータをホストとし、トランスピュータを実装した拡張用ボードから構成されている。トランスピュータには英国 INMOS 社の T800 を 4 台使用する。T800 は、64ビット浮動小数点演算ユニット、クロック 20MHz の 32ビットマイクロプロセッサ、1Mバイトの主記憶を搭載しており、その演算性能は平均 1.5MFLOPS である。さらにトランスピュータには 1 台につき 4 チャンネルのシリアルリンクが備えられており、他のトランスピュータと 20Mbps で通信可能である。4 本のシリアルリンクの特徴を生かして、ハードウェア上は図 1(a)に示すように密接続に設定しておく。この接続は、どのトランスピュータからみても他のトランスピュータと通信が可能であり目的に応じて(b)格子、(c)階層、(d)パイプラインなどの接続法を採用できるようにした。これらの接続法は使用プロセッサの宣言、ハードウェアの接続情報、タスクの配置と通信チャンネルを記述したソフトウェアによって接続パターンを変えることができる。ホストコンピュータは MSDOS の管理の元に、ルートトランスピュータ (図 1 の R) からのスクリーン、ファイル、キーボードに対する要求を代行する。開発言語としては、TDS2 (Transputer Development System) という開発環境の管理下で走る OCCAM*, パラレル C, パラレル FOR-



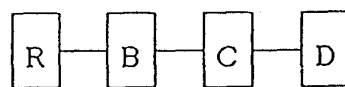
a) 密接続



b) 格子接続



c) 階層接続



d) パイプライン接続

図1 トランスピュータのハードウェア構成

TRAN のコンパイラが用意されている。ソフトの伝承性と移植性の面では、パラレル FORTRAN, パラレル C が適しているが、OCCAM はトランスピュータの並列処理専用が開発された言語仕様からプログラムの開発の容易さ、柔軟性の点で優れている。また他の言語に比べて 20% ぐらい高速であるという報告⁽²⁾もあることから、本報では、OCCAM を用いてガスタービンの動特性シ

* 人名に由来する言語名

ミュレーション用の並列処理プログラムを開発し、テストを行っている。

3. 並列化の方法

3.1 動特性方程式

並列処理の効果を比較検討するために、すでにサージを含む広域シミュレーションとして報告してある可変ノズル付き2軸型ガスタービンを取り上げる。ガス発生機の動特性方程式⁽¹⁾は次式で表わされる。

圧縮機：

$$\begin{aligned} M_c \dot{G}_c &= f_{rc}(\bar{G}_c, \bar{N}_c) - (P_3 - P_0) - \Delta P_{in}(\bar{G}_c) \\ &\quad - \Delta P_b(\bar{G}_c) \\ T_2 &= T_1(1 + (f_{rc}^{mc} - 1)/\eta_c) \end{aligned} \quad (3-1)$$

燃焼器：

$$\begin{aligned} &\begin{pmatrix} V_B/RT_3, -P_3 V_B/RT_3^2 \\ -V_B/J, C_{P3} P_3 V_B/RT_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{P}_3 \\ \dot{T}_3 \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} G_c - G_T \\ C_{P2} T_2 G_c - C_{P3} T_3 G_T \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 \\ \eta_b H_u \end{pmatrix} G_f \end{aligned} \quad (3-2)$$

タービン：

$$\begin{aligned} M_T \dot{G}_T &= P_3 - P_0 - f_{rTH}(\bar{G}_T) - f_{rTL}(\bar{G}_T, \theta) \\ &\quad - \Delta P_{out}(G_T) \\ T_4 &= T_3(1 - \eta_{TH}(1 - f_{rTH}^{mTH})) \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\text{回転軸： } (2\pi/60)^2 N_c I_c \dot{N}_c = \eta_m L_{TH} G_T - L_c G_c \quad (3-4)$$

$$\text{制御系： } \tau_f \dot{G}_f + G_f = u_f, \quad \tau_\theta \dot{\theta} + \theta = u_\theta \quad (3-5)$$

(3-1)～(3-5)式の時間微分項の変数を状態変数に選んで無次元化し、線形項と残差非線形項 $f_e(x)$ に分離すれば^{(1),(4)},

$$\begin{aligned} A &= \left. \frac{df}{dx'} \right|_{x_d, u_d}, \quad B = \left. \frac{df}{du'} \right|_{x_d, u_d} \text{ として} \\ \dot{x} &= Ax + f_e + Bu, \\ f_e &= f(x) - Ax - Bu \end{aligned} \quad (3-6)$$

と表わされる。 τ をきざみ幅として、 $(k+1)\tau$ 時

刻の状態ベクトル x_{k+1} は

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= e^{A\tau} x_k + (e^{A\tau} - I) A^{-1} B ((u_{k+1} + u_k)/2) \\ &\quad + e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_e(k\tau + \eta) d\eta \end{aligned} \quad (3-7)$$

となる。

3.2 並列処理のための計算アルゴリズム

制御系がガスタービンのダイナミクスと独立に計算できることから、(3-7)式の右辺第2項が分離できる。右辺第3項の積分は $k\tau$ 時点ではわからないので、 $f_e(k\tau)$ に固定し、 $(k+1)\tau$ 時点の近似応答 x_{k+1}^o を求め、 $f_e^o((k+1)\tau)$ との平均によって繰り返し計算を実行する。このとき、(3-7)式は

$$x_{k+1} = e^{A\tau} x_k + (e^{A\tau} - I) A^{-1} ((f_{ek} + f_{ek+1}^o)/2) \quad (3-8)$$

と表わされる。ここで、マトリックス A は設計点の状態のみから決定されるシステム固有の定数マトリックスである。pade 近似 $e^{A\tau} = P = \Psi S = (I + \tau/2A)(I - \tau/2A)^{-1}$ を用いると結局

$$x_{k+1} = P x_k + \tau S ((f_{ek} + f_{ek+1}^o)/2) \quad (3-9)$$

を得る。(3-9)式までの導出過程を付録に示す。上式で P は線形項の時刻シフトオペレータ、 S は非線形項の影響を表わすオペレータと解釈することができる。(3-9)式をガスタービンの各要素ごと($i=1$:圧縮機, $i=2,3$:燃焼器, $i=4$:タービン, $i=5$:回転軸)に書き換えれば

$$x_{k+1,i} = \langle P_i, x_k \rangle + \tau/2 \cdot \langle S_i, (f_{ek} + f_{ek+1}^o) \rangle \quad (3-10)$$

となる。ここで、記号 $\langle \cdot, \cdot \rangle$ はベクトルの内積を表わし、 P_i, S_i はオペレータ P, S の行ベクトルである。詳しいアルゴリズムを図3に示す。図中の各ブロックの計算アルゴリズムはすべてベクトルデータを入力してスカラーデータを出力するという形式で表わされているので、プログラム上は同一のルーチンとなり並列化に大きく寄与することとなる。

3.3 並列化

並列化のためには(3-1)～(3-5)式を計算負荷がなるべく平準化されるように4台のプロセッサに割り当てなくてはならない。圧縮機の流量特性は流量と軸回転数に依存しているので、圧縮機(3-1)式と軸系(3-4)式とを一つのトランスピュータ(図4のB)に割り当てる。

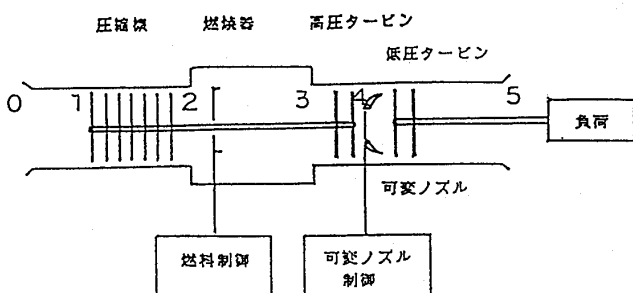


図2 可変ノズル付二軸型ガスタービンの管路モデル

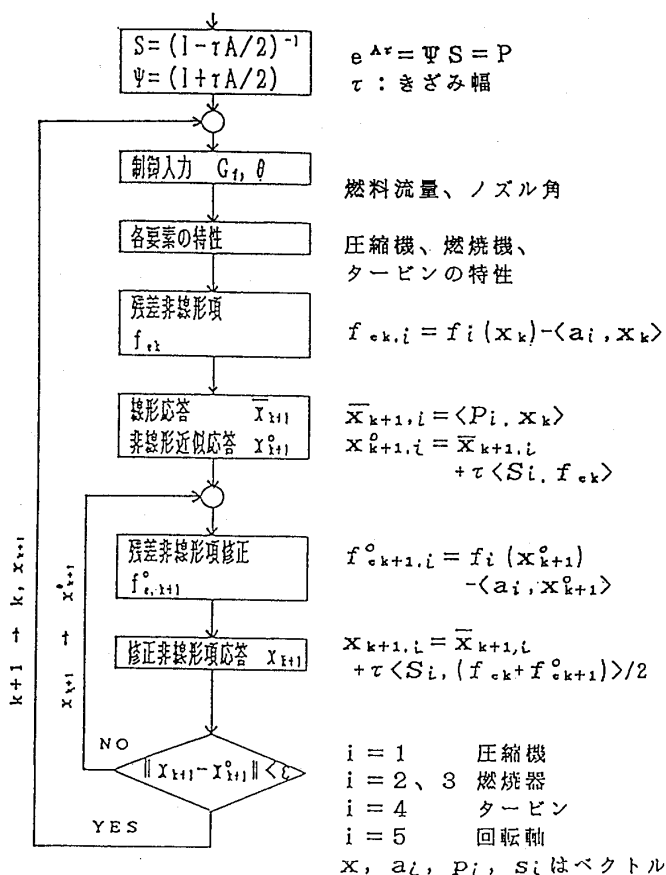


図3 計算フローチャート

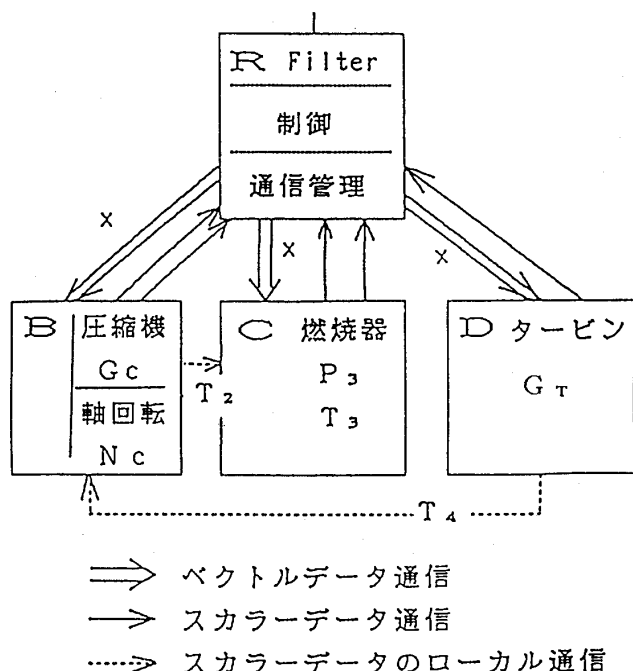


図4 並列プロセッサの配置

また、燃焼器の圧力、温度は(3-2)式から明らかなように互いに相互干渉が強いので分割することは得策ではない。

タービンの流量特性は回転数に依存しないと仮定しているから、独立性が高いと判断した。制御系はガスタービンと独立に計算できるので、ルートトランスピュータRに割り当てる。以上により、図4に示すトランスピュータの配置と役割を決定している。

分割法と計算アルゴリズムを詳細に示したのが図5である。ルートトランスピュータRは、フィルター(ホストとトランスピュータ間のプロトコル変換機能)を通してホストコンピュータと通信を行ない、同時にB、C、Dの3台のトランスピュータの通信管理とプログラムフローの制御を行なっている。図3に示した残差非線形項の計算では、ガスタービンの各要素の特性計算を行っており、外側ループと内側ループとで計算内容が同一であるから一つにまとめ、ルートトランスピュータからのフラグ情報によりフロー制御が行なわれる。特性計算の際には、圧縮機出口温度 T_2 とトランスピュータBでの軸回転の計算に必要な高圧タービン出口温度 T_4 のデータ通信がルートを介することなくローカルに行なわれている。B(圧縮機、軸)、C(燃焼器)、D(タービン)の各トランスピュータは、ルートからベクトルデータを受信して各ブロックで逐次計算を実行してスカラーデータをルートに送り出しながら並列に走る。

ベクトルデータ x の送信時にはルートで独立に計算された制御系の出力が付加され、またフロー制御のためのフラグ情報も同時に送信されている。フラグ情報により非線形近似応答計算ブロックと修正非線形項応答ブロックが選択されて、各時刻ステップごとにルートで収束判定を受け、時間ステップを進めて時刻歴応答を求める。

4. 並列化の効果と検討

図5にしたがって、OCCAMによるプログラムを作成し、ガスタービンのステップ応答に対する計算時間を測定した結果を図6に示す。ケース1は1台のトランスピュータで実行した場合であり、逐次処理に対応している。ケース2はルートトランスピュータによる通信管理のもとに、他の1台でガスタービン系の応答を計算した場合である。ケース3は、図4に対応している。いずれの場合も計算時間が直線的に増加し、並列化の度合いが進

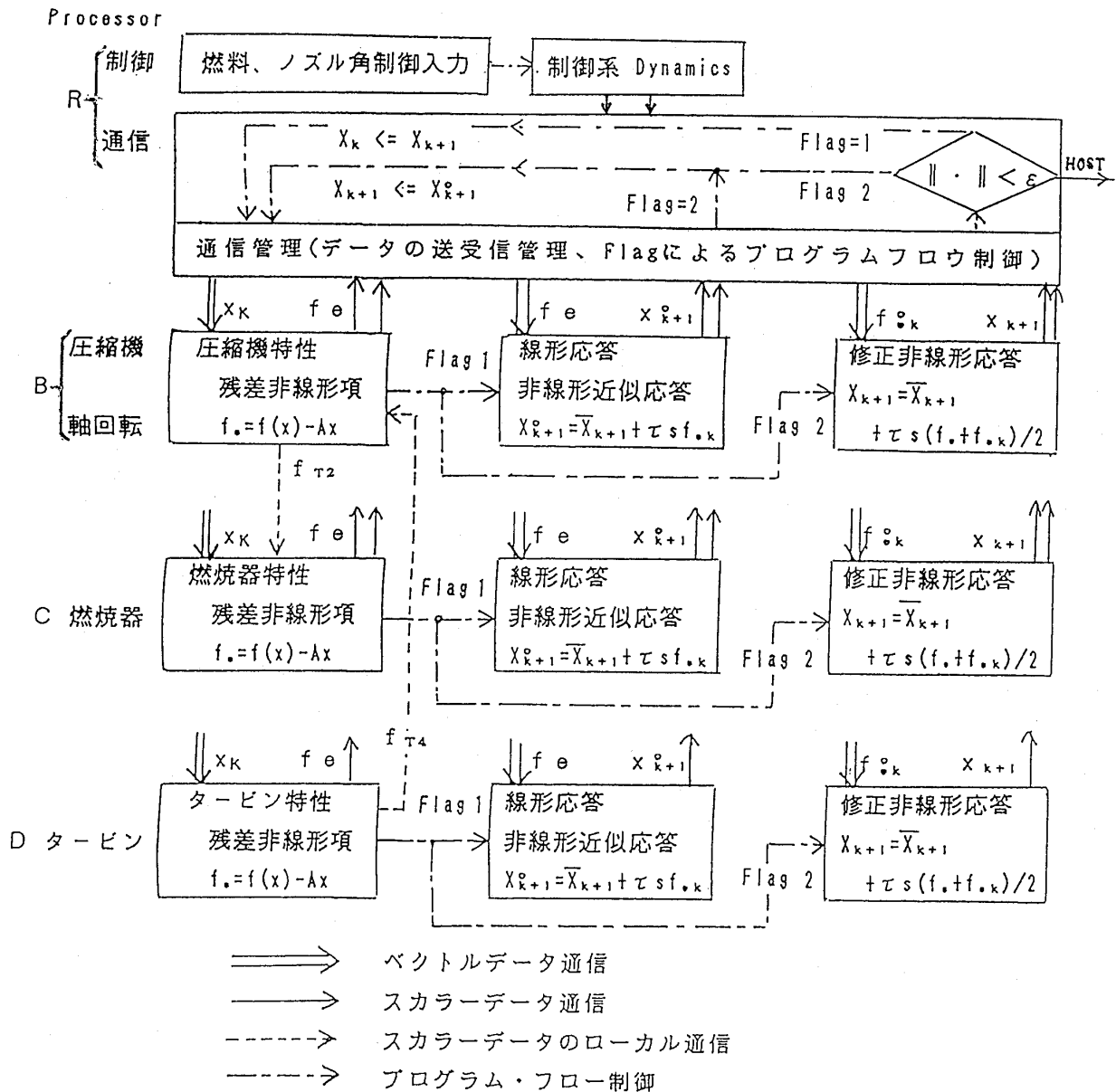


図5 並列化アルゴリズム

むにつれて、リアルタイム可能領域に接近していく。

すなわち、直線の傾き m がリアルタイムシミュレーションの可能性を示しており、

$$m = \frac{\text{Calculation Time}}{\text{Real Time}}$$

と定義すれば、 $0 < m \leq 1$ でリアルタイムシミュレーションが可能となる。図7に m と並列化の度合いを表わすトランスピュータ台数との関係を示す。台数1, 2, 4がそれぞれ図6のケース1, ケース2, ケース3に相当する。図中実線は、時間ステップ($k\tau$)を一步進めるとに計算結果をホストに転送した場合である。

一方、点線は100ステップごとに1回だけ転送し、さらにプロセス間の通信(T_2 , T_4 のデータ通信)をプログラム上の最適な位置で行うことで同期待ち時間を最小限にするという操作を行い、また、図5の各ブロック内の逐次処理に最適化を行っている。実線と点線の比較より、ホストコンピュータとの通信に時間がかかることが分かるが、並列の度合いが増えるにしたがって m が1に近づく。トランスピュータをさらに増やして、微分方程式の状態変数の次数とトランスピュータの個数を一致させれば、各トランスピュータの演算負荷の差が減少して計算の高速化に寄与する。これらのことと、曲線の外捜からパーソナルコンピュー

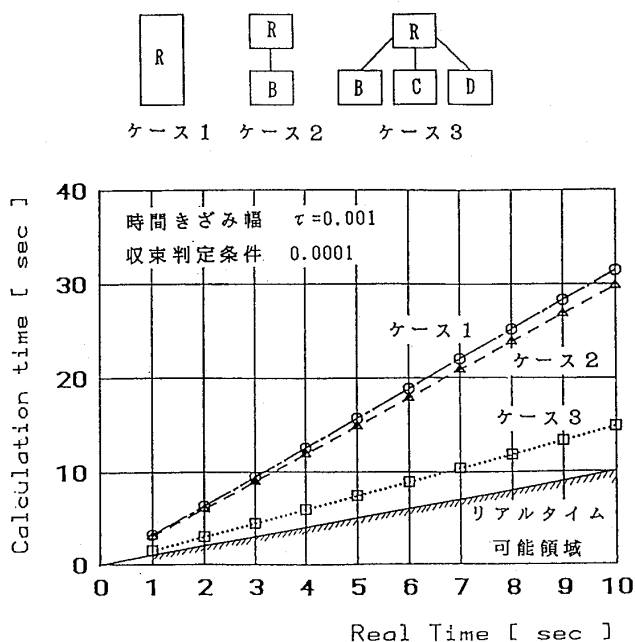


図6 並列化による計算時間

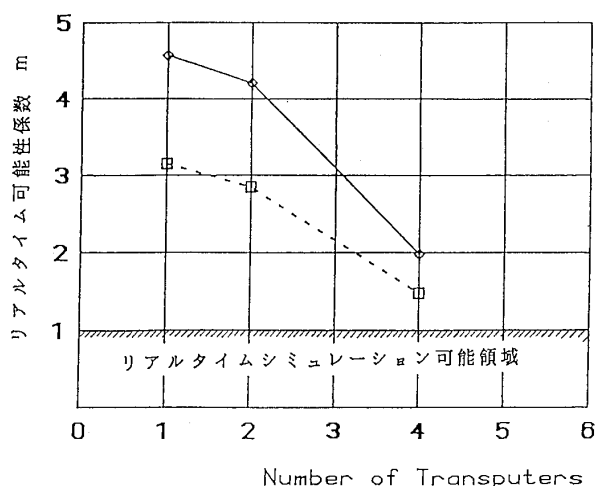


図7 リアルタイム処理の可能性

タのレベルでリアルタイムシミュレーションが可能となると考えられる。

5. シミュレーション例

タービン入口温度の高温化により、熱効率を大きく向上させるために耐熱性に優れたセラミックスを適用する研究が各方面で行なわれている。タービン翼をセラミックス化するもう一つの利点として、軸慣性モーメントの低減がある。ここでは、動特性の観点から、軸慣性の影響をシミュレートして、セラミックス化を検討する。シミュレーションに用いたモデルガスタービンの圧縮機特性を図8に示す。流量特性に3次曲線を仮定し、流体の慣性(式(3-1)と(3-3))を考慮して

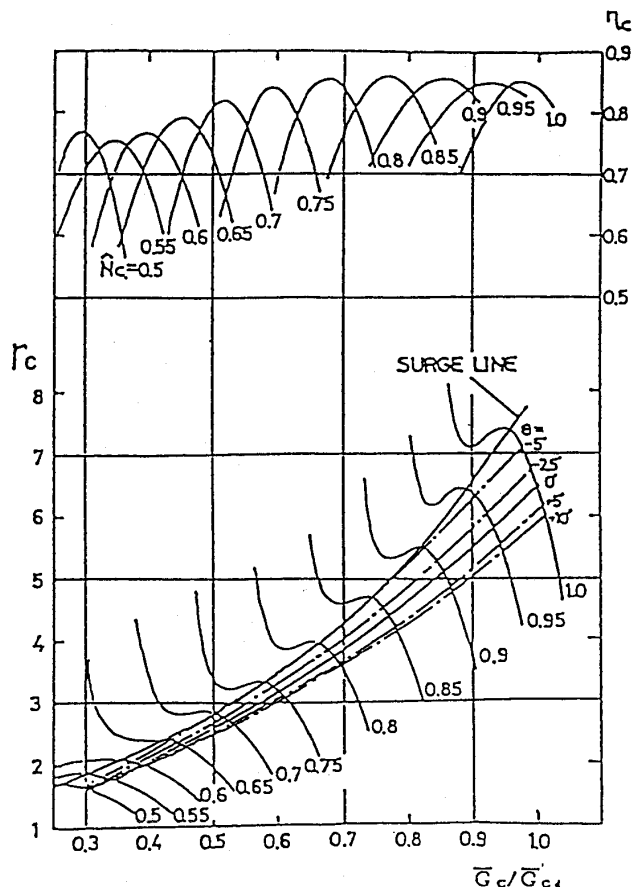


図8 モデル圧縮機特性

いるので系が不安定になればサージを起こす。数値シミュレーションに用いたモデルガスタービンの設計点諸元(15°C基準)を表1に示す。

表1 計算モデルの設計点諸元

圧力比	r_{0d}	6.5
高圧タービン圧力比	r_{THd}	2.4
燃焼器出口温度	T_{0d}	1200 K
圧縮機流量	G_{0d}	48 kg/s
圧縮機回転数	N_{0d}	7500 rpm
圧縮機効率	η_{0d}	0.84
燃焼器効率	η_{bd}	0.98
高圧タービン効率	η_{THd}	0.89
入口圧力損失率	ε_{ind}	0.01
出口圧力損失率	ε_{od}	0.01
燃焼器圧力損失	ε_{bd}	0.02
燃料制御時定数	τ_f	0.1 s
ノズル制御時定数	τ_θ	0.1 s
タービン流路慣性係数	M_T	0.56 s ² /m ²
圧縮機流路慣性係数	M_c	0.18 s ² /m ²
燃焼器吐出管容積	V_B	3 m ³
軸慣性モーメント	I_σ	30 kg m s ²

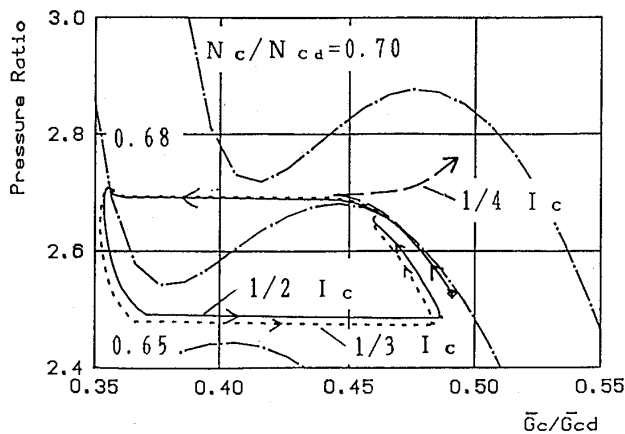


図9 動特性に及ぼす軸慣性の影響

図9は、動特性に及ぼす軸慣性の影響をシミュレーションした結果である。軸慣性をパラメータとして、定常点から燃料を40%ステップアップしたときの応答を圧縮機特性曲線上の軌跡として表わしている。軸慣性モーメントが $1/2I_c$ 、 $1/3I_c$ の時は、反時計まわりのサージサイクルを描くが、 $1/3I_c$ の方が回転系の影響を受けていることが分かる。軸慣性 $1/4I_c$ になるとサージに入ることなく加速域に移行する。これより慣性が小さくなるにしたがってサージに入りにくくなる傾向を示すことが分かる。

次に、図10はガスタービンをセラミックス化した場合を想定して、軸慣性をパラメータとして、吐き出管容積を $1/4V_B$ 、燃料流量を40%ステップアップすると同時に可変ノズルを10%開としてシミュレートした場合である。軸慣性モーメントを変えなかった場合（実線）と $1/4$ にした場合（点線）とを $t=1$ 秒までの応答で比較している。可変ノズルの効果と相まって応答性が大幅に改善されることが分かる。

6. まとめ

並列処理用のマイクロプロセッサであるトランスペュータを用いて、ネットワークを組み、ガスタービンの動特性シミュレーションを試みた。並列処理のアルゴリズムを工夫することにより、ガスタービンの動特性のような相互干渉のかなり強いシステムでも並列演算による計算速度向上の効果をかなり引き出せる。その結果、リアルタイムシミュレーションがパーソナルコンピュータのレベルで十分可能であることが分かった。ガスタービンのシミュレータが具備すべき条件として

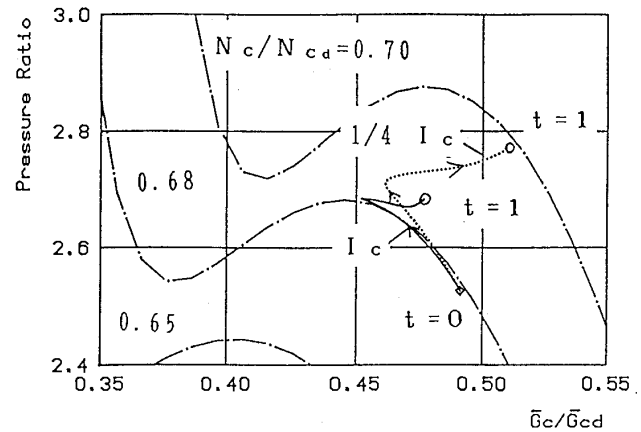


図10 応答性能に及ぼす軸慣性とノズルの影響

- (1) ガスタービンが不安定になれば、サージ現象を起こすこと
- (2) リアルタイムシミュレーションが可能であること

を実現することが可能になったと考える。研究室での手軽なガスタービン実験装置に発展させたいと考える。

ガスタービンのセラミック化がもたらす軸慣性の低減は、動特性の加速性の向上ばかりでなく、サージに入りにくくする効果も合わせ持っていることをシミュレーション例から確かめた。

終わりに、本研究に対して、討論の場を提供していただきました東京大学工学部の葉山教授に深く感謝いたします。葉山・金子研究室の流体振動研究会の方々に快く議論に応じていただきましたことを感謝します。

参考文献

- (1) 稲垣 詠一, GTSJ 学会誌, 16-64 (1989), 85
- (2) 中井 泰明, プロセッサ, No. 49, (1989-5), 技術評論社
- (3) IMS T800 Architecture Technical Note6, INMOS Limited, 1988
- (4) 清水, 渡辺, 他, 機械学会論文集, 43-368, (1977), 1272

付録

(3-7) 式右辺第3項の積分について考える。残差非線形項を強制項と考えて、1次内挿多項式で近似すると、

$$f_e(k\tau + \eta) = f_e(k\tau) + \frac{f_e((k+1)\tau) - f_e(k\tau)}{\tau} \eta, \quad k\tau \leq \eta \leq (k+1)\tau \quad (A-1)$$

で表わされてから、

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_e(k\tau + \eta) d\eta \\
 &= e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} \left(f_{ek} + \frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \eta \right) d\eta \\
 &= e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_{ek} d\eta \\
 &+ e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \eta d\eta
 \end{aligned} \quad (A-2)$$

右辺第1項はステップ入力に、第2項はランプ入力にそれぞれ対応する。

ここで、 e^{-At} を

$$e^{-At} = I - At + \frac{A^2}{2!} t^2 - \frac{A^3}{3!} t^3 + \dots$$

なる無限級数に展開して積分を実行する。

(A-2)式右辺第1項は

$$e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_{ek} d\eta = (e^{A\tau} - I) A^{-1} f_{ek} \quad (A-3)$$

右辺第2項は

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \eta d\eta \\
 &= (e^{A\tau} - I - A\tau) A^{-2} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \quad (A-4)
 \end{aligned}$$

と表わされ、結局 (A-2) 式は次式となる。

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_e(k\tau + \eta) d\eta = (e^{A\tau} - I) A^{-1} f_{ek} \\
 &+ (e^{A\tau} - I - A\tau) A^{-2} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \quad (A-5)
 \end{aligned}$$

次に、上式に Pade 近似式

$$e^{A\tau} = \left(I + \frac{\tau}{2} A \right) \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} = \Psi S \quad (A-6)$$

を用いる。ここで Ψ と S は可換であることが次のように示される。

(A-6) 式に右から $\left(I - \frac{\tau}{2} A \right)$ を掛ければ、

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) = I + \frac{\tau}{2} A \\
 & e^{A\tau} \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) = e^{A\tau} - \frac{\tau}{2} e^{A\tau} A \\
 &= e^{A\tau} - \frac{\tau}{2} A e^{A\tau} = \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) e^{A\tau}.
 \end{aligned}$$

なお、上式では $e^{A\tau}$ と A が可換であることを用いている。以後のマトリックスの計算には以上の可換性を利用する。(A-6) 式を (A-5) 式に代入すると、(A-5) 式右辺第1項は

$$\begin{aligned}
 & (e^{A\tau} - I) A^{-1} f_{ek} \\
 &= \left[\left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(I + \frac{\tau}{2} A \right) - \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) \right] A^{-1} f_{ek} = \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \tau f_{ek} \quad (A-7)
 \end{aligned}$$

同様に、(A-5) 式第2項は

$$\begin{aligned}
 & (e^{A\tau} - I - A\tau) A^{-2} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \\
 &= \left[\left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(I + \frac{\tau}{2} A \right) - \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) - \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(I - \frac{\tau}{2} A \right) A\tau \right] \\
 &\cdot A^{-2} \left(\frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \right) \\
 &= \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \frac{\tau}{2} (f_{ek+1} - f_{ek}) \quad (A-8)
 \end{aligned}$$

と変形できる。(A-7) と (A-8) をまとめると次式を得る。

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} \left(f_{ek} + \frac{f_{ek+1} - f_{ek}}{\tau} \eta \right) d\eta \\
 &= \tau \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(\frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2} \right) \\
 &= \tau S \left(\frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2} \right) \quad (A-9)
 \end{aligned}$$

さて、(A-9) 式の結果は、 f_{ek+1} と f_{ek} の平均が強制項に加わった形と解釈することができるから、

(A-1) 式に戻って

$$f_e(k\tau + \eta) = \frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2}, \quad k\tau \leq \eta \leq (k+1)\tau$$

とすれば

$$\begin{aligned}
 & e^{A\tau} \int_0^\tau e^{-A\eta} f_e(k\tau + \eta) d\eta \\
 &= (e^{A\tau} - I) A^{-1} \left(\frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2} \right) \\
 &= \tau \left(I - \frac{\tau}{2} A \right)^{-1} \left(\frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2} \right) \\
 &= \tau S \left(\frac{f_{ek+1} + f_{ek}}{2} \right)
 \end{aligned}$$

となり、同様の結果を得る。

1990年ガスタービン及び過給機生産統計

統計作成委員会⁽¹⁾

I. 生産統計の概要

1. 統計作成委員会の活動について

(1) 1990年のガスタービン及び過給機を生産統計に関し、統計資料の収集及び集計を行い統計を作成し本号に掲載した。この統計は英文 Bulletin にも掲載する予定である。

2. 1990年ガスタービン生産統計

2.1 陸船用ガスタービン

(1) 前年と比べ総台数は僅かに1%増加したが、全出力では17%減少した。大型(30,000PS以上)は台数で約半分に、出力で3/4に減少した。中型(1,000PS以上30,000PS未満)は台数は5%、出力は12%増加した。小型(1,000PS未満)は台数で4%、出力で5%増え堅調に伸びた。

(2) 小型は全て自家発電用で、非常発電用が台数・出力とも96%を占め、平均単機出力は410kWで前年と傾向は変わっていない。

(3) 中型は6,000PS未満が台数のほぼ90%を占めている。非常発電用は台数で14%、出力で22%増加した。ベースロード用は台数では12%増えたが、14,000PS以上の台数増加により出力は88%増加した。平均単機出力は前年の1,920kWから4,680kWと2.4倍に増加した。なお艦艇用の実績は無かった。

(4) 大型は国内向けが自家用ベースロード発電用の1台のみで、他の13台は輸出用のベースロード発電用である。このうち複合サイクルは8%で出力の72%を占めている。

大型の平均単機出力は約96,000kWで前年の40%増である。

(5) 国内向けの台数は前年とほぼ同数である。

出力は1986年以降毎年約50%増で拡大してきたが、本年は前年の46%に留まった。これは事業用複合サイクルプラントの建設が一段落した影響と思われる。地域別では関東と中部地方でここ5年間、前年を上回る台数・出力を記録している。

(6) 輸出处は総台数の9%、全出力の71%を占め、前年比では台数で20%、出力で25%増加した。出力割合では北米向けが大型の自家用複合サイクル用の4台を含め40%を占めている。一方、従来は中、小型が主であった欧州向けに事業用複合サイクル用の大型2台の出荷があり前年を大中に上回る出力となり輸出の20%を占めた。

(7) 燃料の種類別の出力比率は、ガス燃料45%、液体燃料55%で前年と変わらない。但し大型の国内事業用が無いと前年と比べるとLNGは台数・出力とも激減し、一方、天然ガスGNGは増え、出力比率で前年の16%から36%に増加した。大型の燃料出力比率は天然ガスを主にガス燃料51%、軽油49%で、前年と変わっていない。中型では液体燃料の出力比率が前年の82%から65%に減じ、その内訳は重油1種が2/3、灯・軽油が

- (1) 委員長 本間 友博(東芝)
 委員 青木 千明(石川島播磨重工)
 村尾 麟一(青山学院大)
 吉識 晴夫(東大生研)
 池上 寿和(三菱重工)
 清野 隆生(日立製作)
 臼井 俊一(日本鋼管)
 杉浦 裕之(川崎重工)
 八島 聡(石川島播磨重工)
 駒形 正敏(新潟鉄工)
 富岡 信(三菱重工)
 綿貫 一男(石川島播磨重工)

(平成3年4月26日原稿受付)

1/3を占めた。ガス燃料は、前年比倍増の35%を占め、内訳は都市ガスが1/3、プラントオフガス1/4、LPG1/9、高炉ガス1/10で、また統計上初めてブタンガス専焼プラントも出現した。小型では液体燃料が97%、そのうち重油1種が前年同様3/4を占めている。

2.2 航空用ガスタービン

(1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは前年と比べターゲットドローン用の小推力エンジンTJM3が半減し、T-4中等練習機用の中推力エンジンF3-30が26%増え、F-15戦闘機用の大推力エンジンF100-100は前年同数であった為、合計台数は6%減少したが合計推力は5%増加した。1987年から量産が開始された国産開発のF3-30は3年連続して最大の生産台数を占めた。

(2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは前年に比べ合計台数で9%、合計出力で2%増加した。これはヘリコプター用エンジン(T53, T55)が7%増加、ターボプロップ・エンジン(T56)が前年並み、APU用エンジンが27%増加した結果である。

(3) 5カ国共同開発エンジンV2500ターボファン・エンジンのファン部(日本担当部分)に

〔備 考〕

(1) 暦年(1~12月)に納入されたガスタービンまたは過給機を対象とした。

(2) 出力及びスラストの基準状態は、入口空気条件を圧力1.013bar(760mmHg)、温度15°Cとした。

(3) 出力は、陸船用ガスタービンでは常用出力で、ターボジェット/ターボファンエンジンでは海面上静止最大スラストで、ターボシャフト/ターボプロップエンジンでは海面上静止常用出力で集計した。

(4) メートル馬力(PS)、英馬力(HP)とキロワット(kW)との間の換算は下記によった。

$$1 \text{ PS} = 0.7355 \text{ kW}$$

$$1 \text{ HP} = 0.7457 \text{ kW}$$

$$= 1.0139 \text{ PS}$$

(5) 図1~3の1986~1990年の統計については、最新のデータにより一部修正されたものがある。

(6) 各統計表の間で、四捨五入により最少桁が異なっているものもある。

については前年までのデータの訂正があり、1988年2台、89年90台、90年26台、累計118台が日本航空機エンジン協会から出荷された。(これはエンジン組立ではないため、生産統計には加えていない)

3. 1990年過給機生産統計

(1) 圧縮機翼車外径100mm未満(CLASS 1)の台数は前年より2%減少し、概算で1,740,000台に留まったが型式数は5%増加した。

(2) 翼車外径100mm以上の合計台数も6%減少したが翼車外径501~600mm(CLASS 6)および翼車外径801~900mm(CLASS 9)は前年より夫々45%、50%も増加した。

(3) 翼車外径701~800mm(CLASS 8)および翼車外径901~1000mm(CLASS 10)はここ数年生産実績が無い。

(4) なお、表9の型式数については本年より実際に生産されている型式をカウントすることにした。

II. 統計

1. 最近5年間のガスタービン生産推移

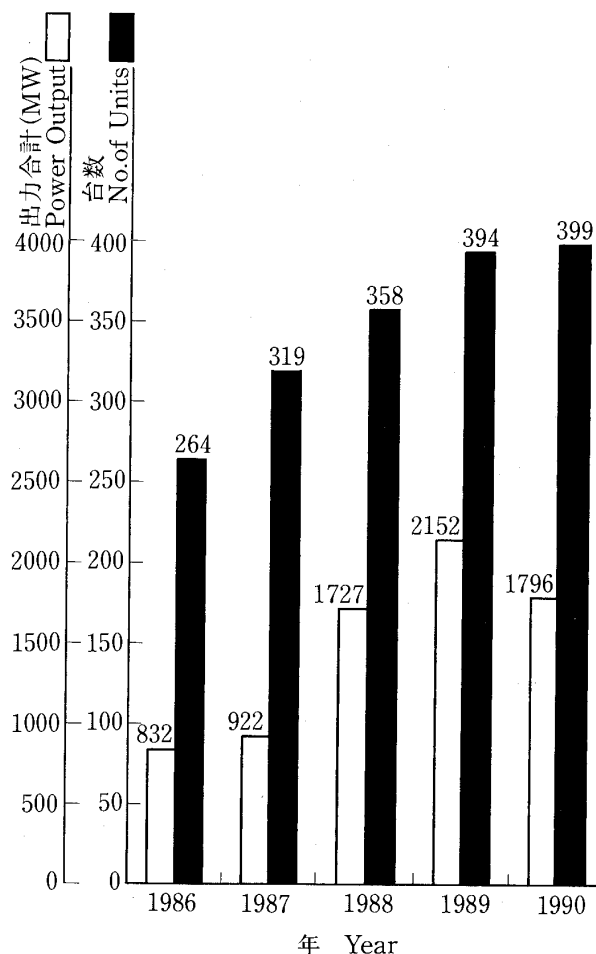


図1 陸船用ガスタービン

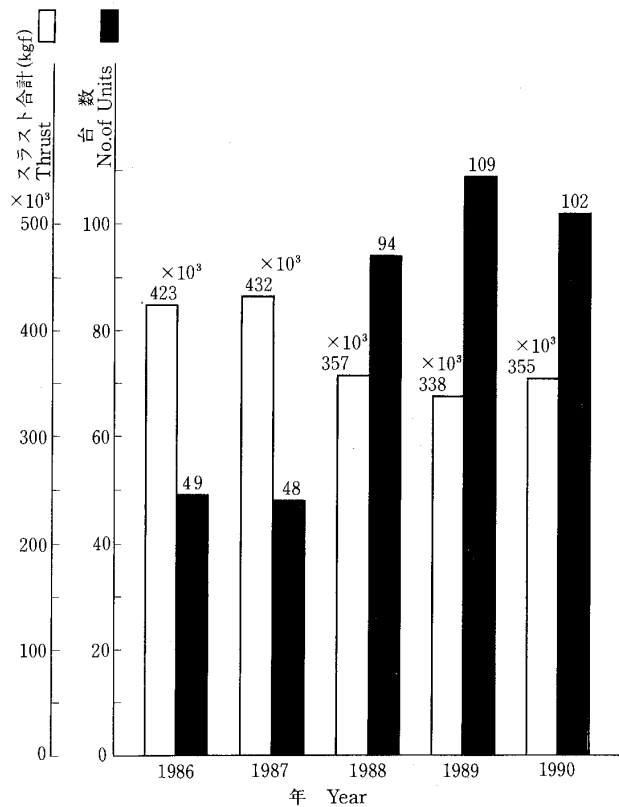


図2 ターボジェット／ターボファン・エンジン

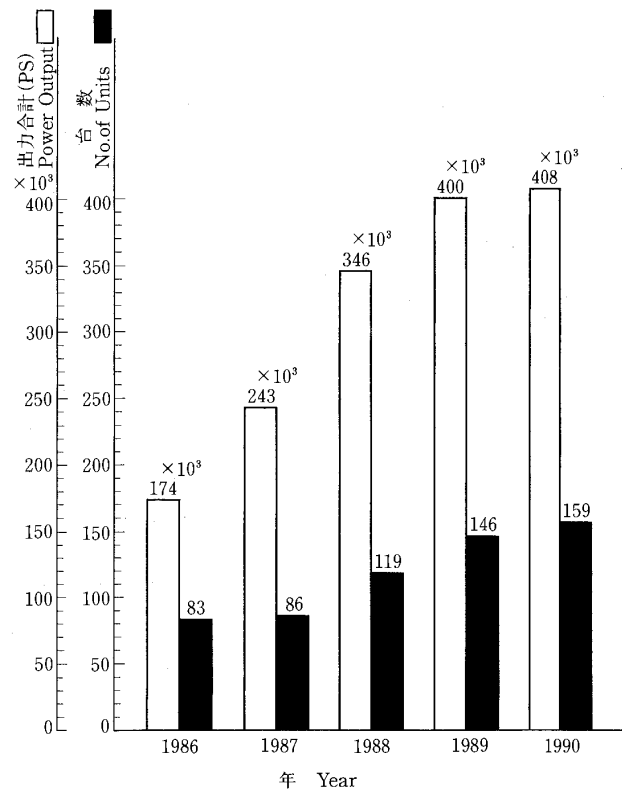


図3 ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表1 1990年用途別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全 出 力 Total	
用 途 Application	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Driver for Base Load	BL	7	3,397	47	220,013	13	1,174,970	67	1,398,380
ピークロード発電用 Generator Driver for Peak Load	PL	0	0	0	0	1	101,400	1	101,400
非常用発電用 Generator Driver for Emergency	EM	230	94,165	98	188,481	0	0	328	282,647
艦 艇 用 Military Marine	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
教 育 用 Education	ED	1	88	1	12,754	0	0	2	12,842
実 験 用 Experiment	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
そ の 他 Miscellaneous	MC	1	441	0	0	0	0	1	441
合 計 Total		239	98,092	146	421,248	14	1,276,370	399	1,795,710

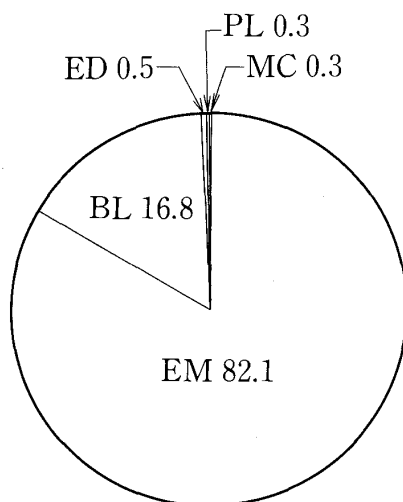


図4 1990年用途別台数割合 (%)

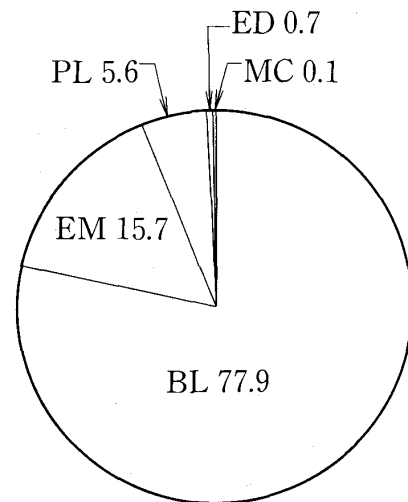


図5 1990年用途別出力割合 (%)

表2 1990年燃料別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~999PS	中型 Medium Unit 1,000~29,999PS	大型 Large Unit 30,000PS~	全 出 力 Total	
燃 料 種 類 Kind of Fuel	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units
ガ ス 燃 料 Gaseous Fuel	天然ガス Natural Gas	GNG	1 699	8 15,367	6 623,900	15 639,966
	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0 0	2 7,310	0 0	2 7,310
	都市ガス Town Gas	GTW	0 0	18 49,684	0 0	18 49,684
	プラントオフガス Plant Off Gas	GOG	5 2,000	2 33,000	1 26,770	8 61,770
	ブタンガス Butane Gas	GBU	0 0	1 10,000	0 0	1 10,000
	高炉ガス Blast Furnance Gas	GBF	0 0	1 15,000	0 0	1 15,000
	液化石油ガス Liquefied Petroleum Gas	LPG	0 0	1 17,500	0 0	1 17,500
	小計 Sub Total		6 2,699	33 147,861	7 650,670	46 801,230
液 体 燃 料 Liquid Fuel	灯 油 Kerosene	T	32 11,462	23 63,904	0 0	55 75,366
	軽 油 Gas Oil	K	37 12,676	12 33,242	7 625,700	56 671,618
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	164 71,256	78 176,240	0 0	242 247,496
	小計 Sub Total		233 95,394	113 273,386	7 625,700	353 994,480
ガス/液体燃料 Gaseous and/or Liquid Fuel		0 0	0 0	0 0	0 0	0 0
固体燃料 Solid Fuel		0 0	0 0	0 0	0 0	0 0
合 計 Total		239 98,093	146 421,247	14 1,276,370	399 1,795,710	

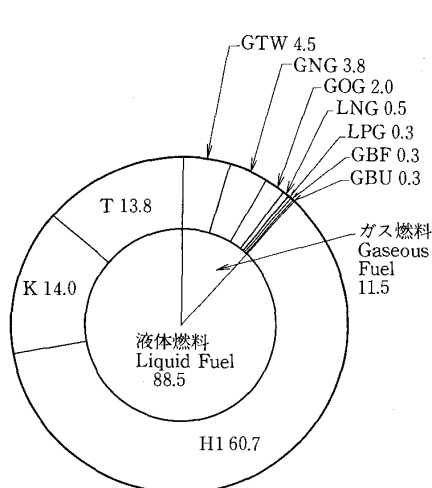


図6 1990年燃料別台数割合 (%)

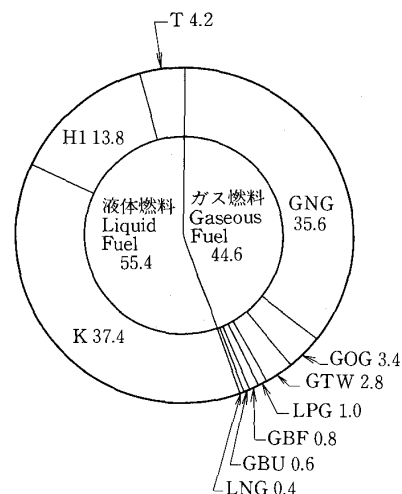


図7 1990年燃料別出力割合 (%)

表3 1990年地域別納入台数及び出力 (kW)

区 分 Size 地 域 別 Location		小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全 出 力 Total	
		台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
国 内 向 け Domestic Use	北 海 道 Hokkaido	10	4,662	2	3,530	0	0	12	8,192
	東 北 Tohoku	15	6,905	3	3,825	0	0	18	10,730
	関 東 Kantoh	80	32,017	65	188,903	0	0	145	220,920
	中 部 Chuubu	51	19,919	19	47,097	0	0	70	67,016
	近 畿 Kinki	41	15,784	23	100,328	0	0	64	116,112
	中 国 Chuugoku	6	2,563	5	21,501	0	0	11	24,064
	四 国 Shikoku	9	4,262	1	883	0	0	10	5,145
	九 州 Kyuushuu	14	5,568	11	26,814	1	26,770	26	59,152
	沖 縄 Okinawa	2	419	0	0	0	0	2	419
	船用主機 Marine Propulsion	0	0	0	0	0	0	0	0
	船用補機 Marine Auxiliaries	0	0	5	11,074	0	0	5	11,074
小 計 Sub Total		228	92,099	134	403,955	1	26,770	363	522,824
輸 出 向 け For Export	北 米 North America	2	883	0	0	5	507,000	7	507,883
	中 南 米 South and Central America	0	0	0	0	3	115,020	3	115,020
	ア ジ ア Asia	8	4,413	4	4,850	3	373,880	15	383,147
	大 洋 州 Oceania	0	0	0	0	0	0	0	0
	欧 州 Europe	1	699	6	7,730	2	253,700	9	262,129
	ソ 連 USSR	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 東 Middle East	0	0	2	4,707	0	0	2	4,707
	アフリカ Africa	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計 Sub Total	11	5,995	12	17,291	13	1,249,600	36	1,272,886
合 計 Total		239	98,094	146	421,246	14	1,276,370	399	1,795,710

表 4 1990年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全 出 力 Total	
被 駆 動 機 械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
発 電 機 Electric Generator	G	237	97,564	145	408,493	14	1,276,370	396	1,782,427
動 力 計 Driven Meter	DM	1	88	1	12,754	0	0	2	12,842
水ポンプ Water Pump	W	1	441	0	0	0	0	1	441
合 計 Total		239	98,093	146	421,247	14	1,276,370	399	1,795,710

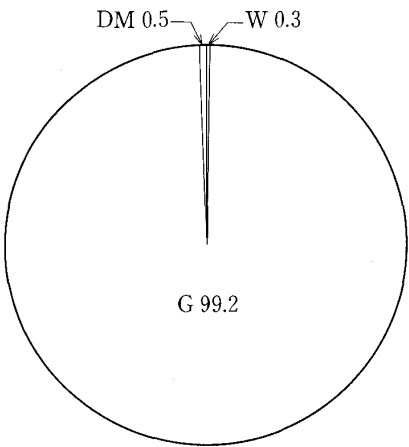


図 8 1990年被駆動機械別台数割合 (%)

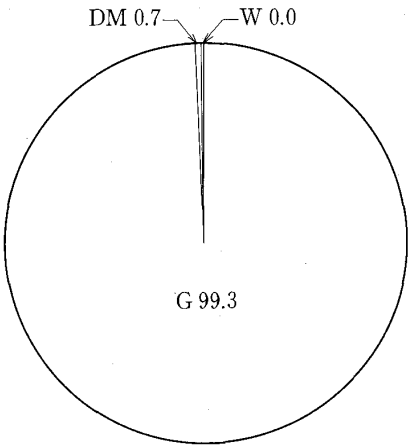


図 9 1990年被駆動機械別出力割合 (%)

表 5 1990年出力区分別生産台数及び出力(kW)

出 力 区 分 (PS) Unit Output		台数 Units	出 力 Output (kW)
小 型 Small Unit 0~999PS	0~ 199	1	88
	200~ 499	100	23,459
	500~ 999	138	74,546
	小 計 Sub Total	239	98,093
中 型 Medium Unit 1,000~ 29,999PS	1,000~ 5,999	133	250,904
	6,000~13,999	4	28,330
	14,000~21,999	6	90,013
	22,000~29,999	3	52,000
	小 計 Sub Total	146	421,247
大 型 Large Unit 30,000PS~	30,000~59,999	4	141,790
	60,000~	10	1,134,580
	小 計 Sub Total	14	1,279,370
合 計 Total		399	1,795,710

表 6 1990年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

発電用 Generator Drive		区分 Size	小型 Small Unit 0~999PS		中型 Medium Unit 1,000~29,999PS		大型 Large Unit 30,000PS~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code		台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
国内事業用 Domestic/Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	0	0	0	0
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計 Sub Total		0	0	0	0	0	0	0	0
国内自家用 Domestic/Private Use	ベースロード発電用	BL	7	3,397	43	214,636	1	26,770	51	244,804
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	219	88,172	90	176,566	0	0	309	264,737
	小 計 Sub Total		226	91,569	133	391,202	1	26,770	360	509,541
国内合計 Domestic Use Total			226	91,569	133	391,202	1	26,770	360	509,541
輸出事業用 For Export/Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	8	742,600	8	742,600
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	1	101,400	1	101,400
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計 Sub Total		0	0	0	0	9	844,000	9	844,000
輸出自家用 For Export/Private Use	ベースロード発電用	BL	0	0	4	5,377	4	405,600	8	410,977
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	11	5,994	8	11,915	0	0	19	17,909
	小 計 Sub Total		11	5,994	12	17,292	4	405,600	27	428,886
輸出合計 For Export Total			11	5,994	12	17,292	13	1,249,600	36	1,272,886
事業用 Public Use	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	8	742,600	8	742,600
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	1	101,400	1	101,400
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	合 計 Total		0	0	0	0	9	844,000	9	844,000
自家用 Private Use	ベースロード発電用	BL	7	3,397	47	220,013	5	432,370	59	655,780
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	230	94,166	98	188,481	0	0	328	282,647
	合 計 total		237	97,564	145	408,493	5	432,370	387	938,427
総 計 Grand Total			237	97,564	145	408,493	14	1,276,370	396	1,782,427

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

3. 航空用ガスタービン

表7 1990年ターボジェット／ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト (kgf)

生産台数 No. of Units	102*1	スラスト合計*2 Thrust (kgf)	355,020
----------------------	-------	--------------------------	---------

*1 V2500ファン部 (26台) は含まない。
Excluding 26 Units of V2500 Fan Modules

*2 海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 1990年ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力 (PS)

区分 Size	0～999PS		1,000～PS		出 力	
用 途 Application	台数 Units	出 力*3 Output (PS)	台数 Units	出 力*3 Output (PS)	台数 Units	出 力*3 Output (PS)
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	68	300,900	68	300,900
ヘリコプタ用 Helicopter	0	0	49	105,116	49	105,116
補助機関駆動 Aux. Drive Units	42	2,444	0	0	42	2,444
合 計 Total	42	2,444	117	406,016	159	408,460

*3 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

4. 過給機

表9 1990年過給機生産台数及び型式数

区 分 Size		台 数 No. of Units	型 式 数 No. of Model
Class	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0～ 100	概数 Approx. 1,740,000	69
Class 2	101～ 200	10,744	24
Class 3	201～ 300	987	12
Class 4	301～ 400	452	11
Class 5	401～ 500	93	5
Class 6	501～ 600	159	7
Class 7	601～ 700	181	6
Class 8	701～ 800	0	0
Class 9	801～ 900	75	4
Class 10	901～1,000	0	0
合 計 Total		12,691*5	138*4
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		13	

*4 型式はいずれも排気タービン式である。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.

*5 圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
This shows total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

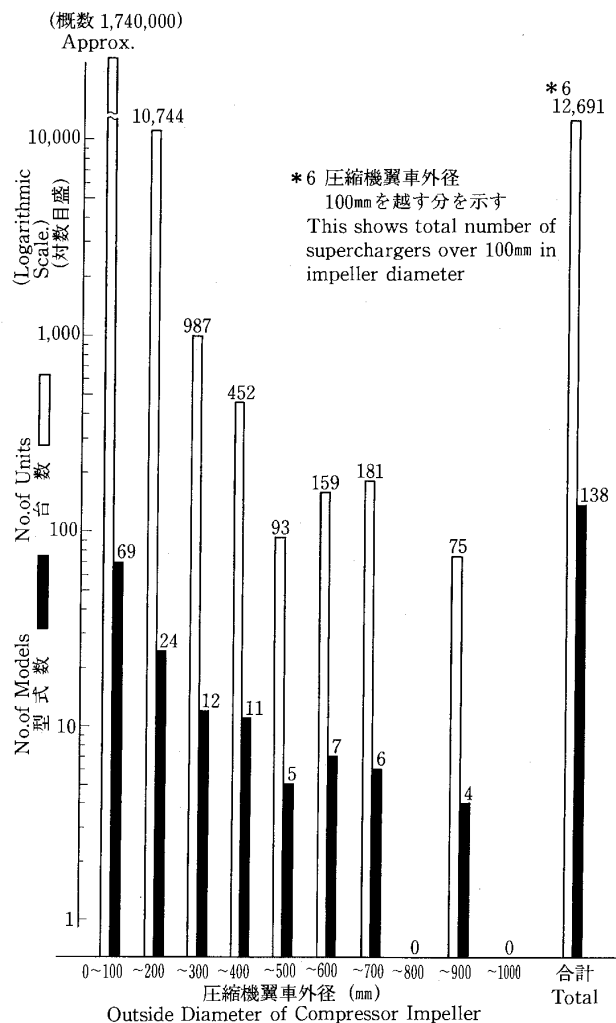
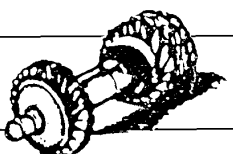


図10 1990年過給機生産台数及び型式数



(社)日本ガスタービン学会
評議員会・総会報告

総 務 理 事

去る4月26日(金)、本学会の評議員会および通常総会が、東京、機械振興会館において開催された。

まず、第15期第2回評議員会が10時40分より開かれ、評議員の互選により松木正勝君が議長となり、議事が進められた。第15期副会長長平山直道君による開会の挨拶があった。引き続き、同評議員会への出席者11名、委任状提出者44名、合計55名で同会が成立することが宣言されたのち、以下の各議案につき審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第15期事業報告および第15期収支決算報告の各案を総会にはかることが認められた。この決算案については、飯島孝および一井博夫両監事による監査結果が飯島監事より報告された。次いで、細則第11条に記載される会費納入時期を当該年度6月末日とすること、および細則第11条第2項として、下半期入会者の入会年度会費を年額の1/2とする項を追加することの2点に関して、細則第11条の改正について審議され、原案通り承認された。

第16期第1回評議員会が、11時30分より同会場で開催され、第16期評議員の互選によって、田中英穂君を議長に選出、議事が進められた。まず、出席者29名、委任状提出者49名、合計78名で評議員会が成立することが宣言されたのち、以下の議案の審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第16期役員、第16期監事および評議員選挙結果の報告、第16期事業計画、第16期予算などの議案を総会にはかることとなった。

同日、13時より、第16期通常総会が機械振興会館地下2階ホールで開催された。第15期会長石井泰之助君の開会挨拶のあと、同君を総会議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席者43名、委任状提出者578名、計621名で、正会員数1,578名の1/5以上となり、総会の成立が宣言されたのち、以下の議案につき審議が行われた。まず、第15期事業報告、第15期収支決算報告につき、吉岡(大田)英輔総務(主担当)理事および山崎慎一総務(財務担当)理事より説明があり、各議案が承認された。収支決算については、飯島、一井両監事による監査結果として適正である旨飯島監事より報告された。次いで、第15期第2回評議員会で承認された細則第11条の改正について報告された。

後半は第16期に関する諸件の審議が行われた。まず、第16期役員選出につき、別掲どおり議決された。なお、第16期監事および評議員選挙結果も合わせて報告された。第15期石井泰之助会長の退任挨拶につづき、第16期会長に選出された平山直道君より就任の挨拶がのべられた。ここで、改めて平山新会長が議長となり、以下の議事が進められた。総会の成立につき再確認が行われ、第16期事業計画、第16期予算に関し、有賀一郎総務(主担当)理事および久保田道雄総務(財務担当)理事(いずれも第16期)より説明があり、別掲どおり承認された。

引き続き議事録署名者の件がはかられ、最後に第16期副会長丹羽高尚君より閉会の挨拶が述べられ、総会を終了した。

第15期(平成2年度)事業報告

1. 役員に関する事項

1.1 役員・評議員

1.2 監事・評議員の選出

第15期監事・評議員の選出は定款第15条、第16条、細則第20条、第22条、第23条、第24条、第25条、第26条により選出した。

2. 会務処理に関する各種会合

2.1 理事会

会長・副会長他18名(内、総務担当5名、企画担当6名、編集担当7名)、開催9回。

会議事項; 第15期総会報告、第15期評議員会報告、第15期事業実施にと
もなう業務、第15期事業報告案、同決算案、第16期総会議案、
第16期評議員会議案、同事業計画案、同予算案、細則改正案
など。

2.2 評議員会

評議員85名(含、役員候補者)、開催2回(内訳: 第15期第1回評議員会(出席22名、委任状提出者49名)(2. 4. 27)、第15期第2回評議員会(3. 4. 26))

会議事項; 第15期役員案、第15期事業計画案、同予算案、第15期事業報告案、同決算案、細則改正案などの件の審議、承認。

2.3 総 会

正会員1,506名、開催1回(内訳: 第15期通常総会(出席54名、委任状提出者1,011名(会員数1,506名の2/3以上)(2. 4. 27))

会議事項; 第14期事業報告、同決算、定款改訂(会費値上げ)、第15期役員選出、評議員選挙報告、第15期事業計画、同予算、などの件の審議、承認。

2.4 部門別理事・委員会

1) 総 務

主担当理事 吉 岡 英 輔 他16名 開催8回

2) 企 画

主担当理事 吉 識 晴 夫 他15名 開催6回

3) 編 集

主担当理事 能 瀬 弘 幸 他18名 開催8回

2.5 学術講演会委員会

委 員 長 田 中 英 穂 他11名 開催9回

会議事項; 第18回定期講演会の実施、第5回秋季講演会の企画および実施、第19回定期講演会、第6回秋季講演会の企画。

2.6 地方委員会

委 員 長 高 原 北 雄 他11名 開催1回

会議事項; 地方における見学会、技術懇談会の企画、地方行事に関する打ち合せ。

2.7 組織検討委員会

委 員 長 有 賀 一 郎 他6名 開催1回

会議事項; 財政、出版、行事の改善に関わる前期の答申について、それらの実施状況の検討。新規出版、調査研究の企画、海外会員の受け入れ、評議員候補者数などについての一部審議。

2.8 Bulletin編集委員会

委 員 長 能 瀬 弘 幸 他9名 開催6回

会議事項; Bulletin of GTSJ<Activity Report 1990>の企画、編集、発行。前期組織検討委員会よりの答申について、編集委員会と協議、検討。

2.9 会員委員会

委 員 長 松 木 正 勝 他9名 開催2回

会議事項; 一般会員、賛助会員の増強および賛助会員口数増に関する検討と実施。

2.10 選挙管理委員会

委 員 長 樽 木 康 夫 他7名 開催2回

2.11 学会賞審査委員会

委 員 長 大 橋 秀 雄

会議事項; 前期委員会に関連する事項についての処理。

2.12 次期国際会議準備委員会

委 員 長 平 山 直 道 他30名 開催3回

会議事項; 1991年国際ガスタービン会議開催に関する諸事項、第1回サ
ーキュラ発行、事業計画・予算の作成、組織委員会の発足準備
を行ない、組織委員会に以後の業務を委託して終了。

3. 調査研究事業

3.1 ガスタービン統計作成委員会

委員長 本間友博 他12名 開催1回

会議事項：わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料の蒐集および集計、その結果を学会誌とBulletinに掲載。

3.2 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 菅 進

会議事項：特記事項なし

3.3 調査研究委員会

委員長 田村敦宏 他13名 開催4回

会議事項：ガスタービンに関する数値解析上の諸問題の調査。

4. 集会事業

特別講演会1回、学術講演会2回、技術懇談会3回、見学会3回、ガスタービンセミナー1回、シンポジウム1回、特別講座1回。

	名 称	講 師	年 月 日	場 所
1	第1回見学会		2. 4. 10	日立製作所日立工場
2	第1回技術懇談会	熊田 和彦(日立製作所)	2. 4. 10	同 上
3	特別講演会	矢野 鶴(元・三菱重工)	2. 4. 27	機械振興会館
4	第18回定期講演会	発表者24名	2. 6. 1	同 上
5	第5回特別講座	石渡 正治 (日本自動車研究所)他5名	2. 9. 13 ～14	湯河原厚生年金会館
6	第2回見学会		2. 10. 11	フライングセンター
7	第2回技術懇談会	奥田 博 (フライングセンター)	2. 10. 11	同 上
8	秋季講演会(仙台)	発表者30名	2. 11. 8	東北大学
9	第3回見学会		2. 11. 20	トヨタ自動車 東富士研究所
10	第3回技術懇談会	井上 恵太(トヨタ自動車)	2. 11. 20	同 上
11	シンポジウム	E. Fieldhouse他3名	2. 12. 5	機械振興会館
12	第19回セミナー	松本 正勝(日本工業大) 他9名	3. 1. 17 ～18	家の光会館

5. 出版事業

5.1 会 誌

本期発行した会誌は、18巻69号(1990-6)、18巻70号(1990-9)、18巻71号(1990-12)、18巻72号(1991-3)で、内容は下表のとおりである。(数字は頁数、括弧内は編数)

分野 卷号	技 術 術 文	講 義 義	論 説 説	資 料 料	随 筆 筆	見 聞 記	研 究 報 告	新 製 品 紹 介	新 製 品 展 示	報 告 書	行 内 事 業 案 告	後 記	そ の 他	総 頁 数
18巻69号 小特集 ¹⁾	23 (3)	7 (1)	29 (8)	8 (1)	1 (1)	2 (1)				10 (3)	5 (6)	1 (2)	1 (1)	87
18巻70号	14 (2)	6 (1)	8 (1)		2 (1)	19 (13)	2 (1)	2 (1)			6 (10)	1 (2)	1 (1)	61
18巻71号 特 集 ¹⁾	21 (3)	9 (1)	61 (13)		2 (1)	2 (1)	2 (1)			2 (3)	4 (6)	1 (2)	1 (1)	105
18巻72号	14.5 (2)		25.5 (6)			3 (1)	2 (1)	2 (1)	3 (3)	8.5 (12)	1 (2)	18.5 (2)		78

注1) 小特集「我が国のガスタービン関連プロジェクトの概況」
2) 特集「ガスタービンにおける電算機の利用」

5.2 ガスタービン講演論文集

第18回定期講演会の講演論文集(188頁)及び第5回秋季講演会の講演論文集(224頁)を発行した。

5.3 ガスタービンセミナー資料集

第19回ガスタービンセミナーのセミナー資料集(86頁)を発行した。

5.4 Bulletin of GTSJ

海外関連機関に国内ガスタービン及び過給機の情報、並びに本学会と会員の活動状況を紹介する目的で「Bulletin of GTSJ<Activity Report 1990>」(83頁)を発行した。

5.5 GTSJニュースレター

会員の間の情報交換を中心とした、ニュースレターを発行した。

5.6 学会要覧

学会紹介と入会案内の為に学会要覧(14頁)を改訂し発行した。

6. 会員数の移動状況

摘 要	正 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
本期末会員数	1,565	29	140
前期末会員数	1,497	20	125
差 引 増 減	68	9	15

(社)日本ガスタービン学会
第15期(平成2年度)収支決算

1. 収支計算書総括表

自 平成2年4月 1日

至 平成3年3月31日

科 目	合 計	一般会計	特別会計
(収入の部)	円	円	円
基本財産運用収入	364,859	364,859	
入 会 金 収 入	76,500	76,500	
会 費 収 入	20,670,808	20,670,808	
事 業 収 入	13,996,464	13,454,464	542,000
雑 収 入	3,061,519	2,261,415	800,104
当期収入合計	38,170,150	36,828,046	1,342,104
前期繰越収支差額	10,874,351	3,308,892	7,565,459
収入合計	49,044,501	40,136,938	8,907,563
(支出の部)			
出 版 事 業 費	6,936,000	5,298,818	1,637,182
集 会 事 業 費	3,366,243	3,366,243	
調 査 研 究 事 業 費	165,127	165,127	
表 彰 事 業 費	6,077	6,077	
管 理 費	17,539,565	15,842,973	1,696,592
特 定 預 金 支 出	5,000,000		5,000,000
繰 入 金	400,000	400,000	
当期支出合計	33,413,012	25,079,238	8,333,774
当期収支差額	4,757,138	11,748,808	△6,991,670
次期繰越収支差額	15,631,489	15,057,700	573,789

2. 正味財産増減計算書総括表

平成2年4月1日から平成3年3月31日

科 目	合 計	一般会計	特別会計
(増加の部)	円	円	円
資 産 増 加 額	12,148,808	12,148,808	
増 加 額 合 計	12,148,808	12,148,808	
(減少の部)			
資 産 減 少 額	6,991,670		6,991,670
負 債 増 加 額	400,000	400,000	
減 少 額 合 計	7,391,670	400,000	6,991,670
当期正味財産増加額	12,148,808	12,148,808	
当期正味財産減少額	7,391,670	400,000	6,991,670
前期繰越正味財産	31,520,617	16,955,158	14,565,459
期末正味財産合計額	36,277,755	28,703,966	7,573,789

3. 貸借対照表総括表

平成3年3月31日現在

科 目	合 計	一般会計	特別会計
資産の部	円	円	円
流動資産	19,990,034	17,376,245	2,613,789
固定資産			
基本財産	6,014,266	6,014,266	
その他の固定資産	20,832,000	13,832,000	7,000,000
固定資産合計	26,846,266	19,846,266	7,000,000
資産合計	46,836,300	37,222,511	9,613,789
負債の部			
流動負債	4,358,545	2,318,545	2,040,000
固定負債	6,200,000	6,200,000	
負債合計	10,558,545	8,518,545	2,040,000
正味財産の部			
正味財産	36,277,755	28,703,966	7,573,789
負債及び正味財産合計	46,836,300	37,222,511	9,613,789

4. 一般会計の部

4.1 収支計算書

平成2年4月1日から平成3年3月31日まで

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
(収入の部)	円	円	円	
基本財産運用収入	290,000	364,859	△ 74,859	
預金利息利息	(290,000)	(364,859)	(△ 74,859)	
入会金収入	55,000	76,500	△ 21,500	
正会 員 員	(40,000)	(52,500)	(△ 12,500)	105名
学 生 会 員 員	(5,000)	(8,000)	(△ 3,000)	16名
賛 助 会 員 員	(10,000)	(16,000)	(△ 6,000)	16社
会 費 収 入	18,840,000	20,670,808	△ 1,830,808	
正 会 員 員	(6,200,000)	(7,107,408)	(△ 907,408)	1,466名
学 生 会 員 員	(40,000)	(55,500)	(△ 15,500)	22名
賛 助 会 員 員	(12,600,000)	(13,507,900)	(△ 907,900)	193社
事 業 収 入	11,610,000	13,454,464	△ 1,844,464	
(集金事業)				
学 術 講 演 会	(1,440,000)	(2,197,000)	(△ 757,000)	2回開催
見学会技術懇談会	(250,000)	(292,500)	(△ 42,500)	3回開催
シンポジウム	(120,000)	(132,000)	(△ 12,000)	1回開催
G T セ ミ ナ ー	(2,500,000)	(3,766,000)	(△ 1,266,000)	1回開催
特 別 講 座	(630,000)	(803,000)	(△ 173,000)	1回開催
(出版事業)				
広 告	(5,800,000)	(5,929,964)	(△ 129,964)	
名 簿 販 売	(0)	(70,500)	(△ 70,500)	
統計資料集販売	(870,000)	(263,500)	(606,500)	
雑 収 入	640,000	2,261,415	△ 1,621,415	
(受取利息)				
運用財産定期預金	(200,000)	(1,241,132)	(△ 1,041,132)	
運用財産普通預金	(10,000)	(22,983)	(△ 12,983)	
表彰事業基金定期預金	(330,000)	(426,900)	(△ 96,900)	
(雑収入)				
雑 収 入	(100,000)	(570,400)	(△ 470,400)	
当期収入合計(A)	31,435,000	36,828,046	△ 5,393,046	
前期繰越収支差額	3,308,892	3,308,892	0	
収入合計(B)	34,743,892	40,136,938	△ 5,393,046	
(支出の部)				
出版事業費	6,225,000	5,298,818	926,182	
(会議費)				
編集委員会	(100,000)	(87,000)	(13,000)	
(通信運搬費)				
会誌発送費	(550,000)	(437,702)	(112,298)	
統計資料集発送費	(50,000)	(2,688)	(47,312)	
(印刷製本費)				
会 誌	(4,400,000)	(4,001,572)	(398,428)	
広 報 資 料	(415,000)	(162,740)	(252,260)	
ニ ュ ー ス レ タ ー	(210,000)	(171,186)	(38,814)	
統計資料集	(0)	(1,330)	(△ 1,330)	
会誌原稿料	(500,000)	(434,600)	(65,400)	
集会事業費	3,832,000	3,366,243	465,757	
(会議費)				
企画委員会	(150,000)	(69,000)	(81,000)	
(臨時雇賃金)				
学 術 講 演 会	(30,000)	(66,000)	(△ 36,000)	
(旅費交通費)				
学 術 講 演 会	(40,000)	(36,000)	(4,000)	
G T セ ミ ナ ー	(40,000)	(8,000)	(32,000)	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
特 別 講 座	(40,000)	(0)	(40,000)	
(通信運搬費)				
特 別 講 演 会	(50,000)	(0)	(50,000)	
見学会技術懇談会	(60,000)	(0)	(60,000)	
シンポジウム	(30,000)	(0)	(30,000)	
学 術 講 演 会	(112,000)	(65,473)	(46,527)	
G T セ ミ ナ ー	(140,000)	(126,235)	(13,765)	
特 別 講 座	(10,000)	(7,020)	(2,980)	
(印刷製本費)				
学 術 講 演 会	(480,000)	(542,810)	(△ 62,810)	
G T セ ミ ナ ー	(190,000)	(161,504)	(28,496)	
(貸借料)				
特 別 講 演 会	(30,000)	(0)	(30,000)	
シンポジウム	(40,000)	(32,412)	(7,588)	
学 術 講 演 会	(200,000)	(200,482)	(△ 482)	
G T セ ミ ナ ー	(210,000)	(144,140)	(65,860)	
特 別 講 座	(60,000)	(68,200)	(△ 8,200)	
(諸謝金)				
特 別 講 演 会	(20,000)	(11,111)	(8,889)	
技 術 懇 談 会	(10,000)	(0)	(10,000)	
シンポジウム	(45,000)	(45,833)	(△ 833)	
G T セ ミ ナ ー	(250,000)	(273,683)	(△ 23,683)	
特 別 講 座	(140,000)	(65,555)	(74,445)	
学 術 講 演 会	(50,000)	(33,333)	(16,667)	
(雑費)				
特 別 講 演 会	(40,000)	(0)	(40,000)	
見学会技術懇談会	(50,000)	(0)	(50,000)	
シンポジウム	(50,000)	(13,686)	(36,314)	
学 術 講 演 会	(850,000)	(960,711)	(△ 110,711)	
G T セ ミ ナ ー	(100,000)	(142,207)	(△ 42,207)	
特 別 講 座	(315,000)	(292,848)	(22,152)	
調査研究事業費	326,000	165,127	160,873	
(会議費)				
生産統計委員会	(40,000)	(8,000)	(32,000)	
技術情報センター委員会	(10,000)	(0)	(10,000)	
調査研究委員会	(150,000)	(148,775)	(1,225)	
(通信運搬費)				
生産統計発送費	(21,000)	(8,352)	(12,648)	
技術情報センター通信費	(5,000)	(0)	(5,000)	
(資料費)				
技術情報センター資料費	(30,000)	(0)	(30,000)	
(雑費)				
生産統計関係	(10,000)	(0)	(10,000)	
技術情報センター関係	(20,000)	(0)	(20,000)	
調査研究関係	(40,000)	(0)	(40,000)	
表彰事業費	55,000	6,077	48,923	
委員会費	(30,000)	(0)	(30,000)	
通信運搬費	(5,000)	(0)	(5,000)	
雑 費	(20,000)	(6,077)	(13,923)	
管 理 費	15,605,000	15,842,973	△ 237,973	
(給料手当)				
給 与	(8,000,000)	(8,660,297)	(△ 660,297)	
手 当	(200,000)	(110,400)	(89,600)	
社会保険費	(700,000)	(756,817)	(△ 56,817)	
(会議費)				
理 事 会	(400,000)	(335,992)	(64,008)	
評 議 員 会	(150,000)	(127,790)	(22,210)	
総 務 会	(200,000)	(64,912)	(135,088)	
委 員 会	(400,000)	(284,529)	(115,471)	
評 議 員 選 挙 費	(300,000)	(379,093)	(△ 79,093)	
(旅費交通費)				
旅 費	(250,000)	(143,490)	(106,510)	
交 通 費	(300,000)	(296,350)	(3,650)	
(什器備品)				
什 器 備 品 費	(30,000)	(0)	(30,000)	
図 書 費	(5,000)	(0)	(5,000)	
消 耗 品 費	(1,000,000)	(1,110,417)	(△ 110,417)	
印 刷 費	(185,000)	(293,241)	(△ 108,241)	
通 信 運 搬 費	(750,000)	(833,200)	(△ 83,200)	
事 務 所 借 用 費	(2,100,000)	(2,076,000)	(24,000)	
光 熱 水 料 費	(150,000)	(134,136)	(15,864)	
諸 謝 金	(35,000)	(28,870)	(6,130)	
日 内 連 会 費	(140,000)	(140,000)	(0)	
共 催 分 担 金	(10,000)	(10,000)	(0)	
雑 費	(300,000)	(57,439)	(242,561)	
特 定 預 金 支 出	400,000	400,000	0	
退職給与引当預金支出	(400,000)	(400,000)	(0)	
予 備 費	100,000		100,000	
当期支出合計(C)	26,543,000	25,079,238	1,463,762	
当期収支差額(A)-(C)	4,892,000	11,748,808	△ 6,856,808	
次期繰越収支差額(B)-(C)	8,200,892	15,057,700	△ 6,856,808	

4.2 正味財産増減計算書

平成2年4月1日から平成3年3月31日まで

科 目	金 額		
	円	円	円
(増加の部)			
増産増加額			
当期収支差額	11,748,808		
退職給与引当金増加額	400,000	12,148,808	
増 加 額 合 計			12,148,808
(減少の部)			
負債増加額	400,000	400,000	
退職給与引当金繰入額			
減 少 額 合 計			400,000
当期正味財産増加額			11,748,808
繰越正味財産額			16,955,158
期末正味財産合計額			28,703,966

4.3 貸借対照表

平成3年3月31日現在

科 目	金 額		
	円	円	円
資産の部			
流動資産			
現金預金	17,376,245		
流動資産合計		17,376,245	
固定資産			
基本財産			
基本財産引当預金基金等資産	6,014,266		
基本財産合計	6,014,266		
その他の固定資産			
第3工新ビル敷金	632,000		
退職給与引当預金	6,200,000		
表彰事業基金たる資産			
	7,000,000		
その他の固定資産合計	13,832,000		
固定資産合計		19,846,266	
資産合計			37,222,511
負債の部			
流動負債			
前納金費	2,214,400		
その他預り金	49,675		
雇用保険預り	54,470		
流動負債合計		2,318,545	
固定負債			
退職給与引当金	6,200,000		
固定負債合計		6,200,000	
負債合計			8,518,545
正味財産の部			
正 味 財 産			28,703,966
(うち基本金)			(6,014,266)
(うち当期正味財産増加額)			(11,748,808)
負債及び正味財産合計			37,222,511

4.4 会 計 方 針

1.

(1) 引当金の計上基準について

退職給与引当金……期末退職給与の要支給額に相当する金額を計上している。

(2) 資金の範囲について

資金の範囲には、現金預金、前受会費、預り金を含めることにしている。
なお、前期末及び当期末残高は、2.に記載するとおりである。

2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

科 目	前期末残高	当期末残高
	円	円
現金・預金	3,908,969	17,376,245
前受会費及び預り金	600,077	2,318,545
次期繰越収支差額	3,308,892	15,057,700

3. 前受会費及び預り金は下記の通りである。

科 目	金 額	預り金の種類
	円	
前 受 会 費	2,264,075	3年度会費、その他
雇 用 保 険 料	54,470	2年度雇用保険料
合 計	2,318,545	

5. 特別会計の部

5.1 収支計算書

平成2年4月1日から平成3年3月31日まで

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
	円	円	円	
(収入の部)				
出版事業収入	1,200,000	542,000	658,000	
プレティン広告収入	(400,000)	(180,000)	(220,000)	
プレティン販売収入	(800,000)	(362,000)	(438,000)	
雑 収 入	525,000	800,104	△ 275,104	
普通預金受取利息	(5,000)	(1,707)	(3,293)	
定期預金受取利息	(210,000)	(371,497)	(△ 161,497)	
国際交流基金受取利息	(210,000)	(426,900)	(△ 216,900)	
雑 収 入	(100,000)	(0)	(100,000)	
繰入金収入	2,000,000	0	2,000,000	
国際会議作業受託金	(2,000,000)	(0)	(2,000,000)	
当期収入合計 (A)	3,725,000	1,342,104	2,382,896	
前期繰越収支差額	7,565,459	7,565,459	0	
収入合計 (B)	11,290,459	8,907,563	2,382,896	
(支出の部)				
出版事業部	1,370,000	1,637,182	△ 267,182	
プレティン制作費	(700,000)	(1,300,000)	(△ 600,000)	
プレティン発送費	(320,000)	(24,310)	(295,690)	
プレティン原稿料	(300,000)	(280,872)	(19,128)	
プレティン編集委員会費	(50,000)	(32,000)	(18,000)	
管 理 費	2,800,000	1,696,592	1,103,408	
給 与	(2,000,000)	(1,401,151)	(598,849)	
会 議 費	(300,000)	(149,700)	(150,300)	
通 信 費	(100,000)	(0)	(100,000)	
印 信 費	(100,000)	(143,578)	(△ 43,578)	
雑 収 入	(300,000)	(2,163)	(297,837)	
繰入金支出	5,000,000	5,000,000	0	
国際会議貸出金	(5,000,000)	(5,000,000)	(0)	
当期支出合計 (C)	9,170,000	8,333,774	836,226	
当期収支差額 (A)-(C)	△ 5,445,000	△ 6,991,670	1,546,670	
次期繰越収支差額 (B)-(C)	2,120,459	573,789	1,546,670	

5.2 正味財産増減計算書

平成2年4月1日から平成3年3月31日まで

科 目	金 額		
	円	円	円
(減少の部)			
資産減少額			
当期収支差額	6,991,670		
減 少 額 合 計			6,991,670
当期正味財産減少額			6,991,670
前期繰越正味財産額			14,565,459
期末正味財産合計額			7,573,789

5.3 貸借対照表

平成3年3月31日現在

科 目	金 額		
	円	円	円
資産の部			
流動資産			
現金預金	2,613,789		
流動資産合計		2,613,789	
固定資産			
その他の固定資産			
国際交流基金積立預金	7,000,000		
その他の固定資産合計	7,000,000		
固定資産合計		7,000,000	
資産合計			9,613,789
負債の部			
流動負債			
預 り 金	2,040,000		
流動負債合計		2,040,000	
負債合計			2,040,000
正味財産の部			
正 味 財 産			7,573,789
(うち当期正味財産増加額)			(6,991,670)
負債及び正味財産合計			9,613,789

5.4 会 計 方 針

1. 資金の範囲について

資金の範囲には、現金・預金、預り金を含めることにしている。なお、前期末及び当期末残高は、2.に記載するとおりである。

2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

科 目	前期末残高	当期末残高
現 金 ・ 預 金	7,565,459 円	2,613,789 円
預り金（特別賛助会費）	0	2,040,000
次 期 繰 越 収 支 差 額	7,565,459	573,789

6. 財 産 目 録

平成 3 年 3 月 31 日現在

（資産の部）

1. 銀 行 預 金

貸 付 信 託	三井信託銀行新宿西口支店（注 1）	20,000,000 円
定 期 預 金	三井信託銀行新宿西口支店（注 2）	14,266 円
普 通 預 金	三井信託銀行新宿西口支店（注 3）	0 円
	第一勧業銀行西新宿支店（注 3）	3,729,670 円
	第一勧業銀行西新宿支店（注 4）	2,328,357 円
2. 中期国債ファンド	野村証券（注 3）	8,927,603 円
フリーファイナンスファンド	野村証券（注 3）	10,018,220 円
中期国債ファンド	野村証券（注 4）	285,432 円
3. 振 替 貯 金	（注 3）	900,752 円
4. 権 利 金	（注 5）	632,000 円
計		46,836,300 円

（負債の部）

1. 預 り 金	4,358,545 円
2. 退職給与引当金	6,200,000 円
計	10,558,545 円
差引正味財産	36,277,755 円

（注 1）基本財産たる資産(600万)

国際交流基金たる資産(700万)

表彰事業基金たる資産(700万)

（注 2）基本財産たる資産

（注 3）一般会計運用財産たる資産

退職給与引当金たる資産(620万)

（注 4）特別会計資産

（注 5）第 3 工新ビル 4 F 402 号室敷金

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監 事 飯 島 孝
一 井 博 夫



第16期（平成 3 年度）役員および評議員

（敬称略，五十音順）

理 事

会 長	平 山 直 道
副会長	丹 羽 高 尚
総 務	有賀一郎（主担当） 表 義則 川口 修 永井康男 久保田道雄（財務担当）
企 画	和田正倫（主担当） 秋葉雅史 岩井益美 酒井俊道 高原北雄 山本 肇
編 集	永野三郎（主担当） 荒木 颯

監 事
評 議 員

梶 昭次郎 菅 進 藤川泰雄
本間友博 宮地敏雄
妹尾泰利 松木正勝
青木千明、秋山哲郎、阿部安雄、荒井利治、荒木達夫、飯島孝、池田 隆、石井泰之助、一井博夫、伊藤源嗣、伊藤高根、伊藤文夫、一色尚次、稲葉興作、井上雅弘、梅本 進、大田英輔、大槻幸雄、大橋秀雄、大宮司久明、奥原 巖、倉田公雄、小竹 進、斉藤浩平、酒井善正、阪口哲也、佐々木誠、佐藤友彦、沢田昭夫、塩入淳平、島崎忠雄、高木圭二、高田浩之、竹矢一雄、田中英穂、高橋貞雄、谷村篤秀、谷村輝治、田村敦宏、壇須寿雄、辻村玄隆、筒井康賢、手島清美、仲田哲朗、中台宏太、難波昌伸、能瀬弘幸、野田廣太郎、野村雅宣、浜田義次、浜中全美、浜野義光、葉山真治、平田 賢、星野昭史、松尾芳郎、丸山史朗、水谷幸夫、三輪光砂、村島完治、村田 暹、森 建二、森下輝夫、安井 元、山崎慎一、山田修義、吉識晴夫

第16期（平成 3 年度）事業計画

1. 概 要

前年度に引き続き、学術講演会、特別講演会、技術懇談会、見学会、セミナーなどを開催すると共に学会誌の定期的刊行並びに上記諸事業に関連した資料を刊行する。

また、わが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計の作成、並びにガスタービン及び過給機に関する特定課題の調査、研究を行う。

本年度は特に平成 3 年 10 月開催の 1991 年国際ガスタービン会議横浜大会を主催する。さらに平成 4 年に予定する学会創立 20 周年記念行事を企画する。

2. 調査・研究事業

- （1）平成 3 年におけるわが国のガスタービン及び過給機に関する統計資料を蒐集、集計し、その結果を学会誌および Bulletin of GTSJ に掲載発表する。
- （2）調査・研究に関しては、ガスタービンに関連する数値解析上の諸問題についての調査・研究の結果をもとに報告書をまとめ報告会を開催する。

3. 出版事業

- （1）定期刊行物
学 会 誌 ： 年 4 回刊行する。
- （2）不定期刊行物
講 演 論 文 集 ： 講演会における講演論文集を刊行する。
セミナー資料集 ： ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。
GTSJ ニュースレター ： 会員の間の情報交換を目的に、ニュースレターを発行する。
Bulletin of GTSJ ： 学会の活動状況を海外に紹介するための Bulletin を刊行する。

4. 表彰事業

学会賞に対する論文、技術の募集を行い、授賞対象論文・技術の選定を行う。

5. 集会事業

以下の集会を行う。

	（予定回数）	（予定開催年月）
（1）学術講演会	2 回	平成 3 年 5 月、8 月
（2）特別講演会	1 回	“ 4 月
（3）技術懇談会	2 回	“ 6 月、9 月
（4）見 学 会	2 回	“ 6 月、9 月
（5）セ ミ ナ ー	1 回	平成 4 年 1 月

6. 1991 年国際ガスタービン会議の開催

本学会の主催により、平成 3 年 10 月 27 日（日）から 11 月 1 日（金）まで横浜において標記国際会議を開催する。その準備、運営、および事後処理については別組織の「1991 年国際ガスタービン会議横浜大会」組織委員会に委託している。

7. 学会創立 20 周年記念行事の準備

創立 20 周年を迎えるにあたり、その準備と企画を行う。実施は平成 4 年度に予定する。

8. 委員会活動

以下の委員会を設け、各事業の実施にあたる。

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

- (00) 会員委員会
(11) 選挙管理委員会
(12) 学会賞審査委員会
(13) 調査研究委員会

(社) 日本ガスタービン学会
第16期(平成3年度)予算書

1. 予算書総括表

自 平成3年4月 1日
至 平成4年3月31日

科 目	合 計	一般会計	特別会計
(収入の部)			
基本財産運用収入	330,000	330,000	
入会金収入	65,000	65,000	
会費収入	42,317,500	21,917,500	20,400,000
事業収入	8,683,000	7,483,000	1,200,000
雑収入	2,611,500	1,910,000	701,500
繰入金収入	9,500,000		9,500,000
当期収入合計	63,507,000	31,705,500	31,801,500
前期繰越収支差額	15,631,489	15,057,700	573,789
収入合計	79,138,489	46,763,200	32,375,289
(支出の部)			
出版事業費	7,739,000	6,069,000	1,670,000
集会事業費	3,676,000	3,676,000	
調査研究事業費	336,000	336,000	
表彰事業費	320,000	320,000	
管理費	19,800,000	17,100,000	2,700,000
特定預金支出	800,000	800,000	
国際会議分担金	20,400,000		20,400,000
予備費	100,000	100,000	
当期支出合計	53,171,000	28,401,000	24,770,000
当期収支差額	10,336,000	3,304,500	7,031,500
次期繰越収支差額	25,967,489	18,362,200	7,605,289

2. 一般会計

平成3年4月1日から平成4年3月31日まで

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
(収入の部)				
基本財産運用収入	330,000	290,000	40,000	
預金利息	(330,000)	(290,000)	(40,000)	
入会金収入	65,000	55,000	10,000	
正学生会員会費	(50,000)	(40,000)	(10,000)	100名
学生会員会費	(5,000)	(5,000)	(0)	10名
学費助成金	(10,000)	(10,000)	(0)	10社
会費収入	21,917,500	18,840,000	3,077,500	
正学生会員会費	(7,490,000)	(6,200,000)	(1,290,000)	
学生会員会費	(77,500)	(40,000)	(37,500)	
学費助成金	(14,350,000)	(12,600,000)	(1,750,000)	
事業収入	7,483,000	11,610,000	△4,127,000	
(集会事業)				
定期講演会	(856,000)	(1,440,000)	(△ 584,000)	1回開催
見学会技術懇談会	(250,000)	(250,000)	(0)	2回開催
シンポジウム	(0)	(120,000)	(△ 120,000)	
G T セミナー	(2,050,000)	(2,500,000)	(△ 450,000)	1回開催
特別講座	(0)	(630,000)	(△ 630,000)	
秋季講演会	(687,000)	(0)	(687,000)	1回開催
(出版事業)				
広 告	(3,560,000)	(5,800,000)	(△2,240,000)	
統計資料集販売	(80,000)	(870,000)	(△ 790,000)	
雑収入	1,910,000	640,000	1,270,000	
(受取利息)				
運用財産定期預金	(1,000,000)	(200,000)	(800,000)	
運用財産普通預金	(10,000)	(10,000)	(0)	
表彰事業基金定期預金	(400,000)	(330,000)	(70,000)	
(雑収入)				
雑収入	(500,000)	(100,000)	(400,000)	
当期収入合計 (A)	31,705,500	31,435,000	270,500	
前期繰越収支差額	15,057,700	3,308,892	11,748,808	
収入合計 (B)	46,763,200	34,743,892	12,019,308	
(支出の部)				
出版事業費	6,069,000	6,225,000	△ 156,000	
(会議費)				
編集委員会	(112,000)	(100,000)	(12,000)	
(通信運搬費)				
会誌発送費	(622,000)	(550,000)	(72,000)	
統計資料集発送費	(5,000)	(50,000)	(△ 45,000)	
ニュースレター	(100,000)	(0)	(100,000)	
(印刷製本費)				
会 誌	(4,620,000)	(4,400,000)	(220,000)	
広 報 資 料	(0)	(415,000)	(△ 415,000)	

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
ニ ュ ー ス レ タ ー	(90,000)	(210,000)	(△ 120,000)	
(原稿料)				
会 誌	(500,000)	(500,000)	(0)	
ニ ュ ー ス レ タ ー	(20,000)	(0)	(20,000)	
集 会 事 業 費	3,676,000	3,832,000	△ 156,000	
(会議費)				
学 術 講 演 会 委 員 会	(100,000)	(0)	(100,000)	
企 画 委 員 会	(100,000)	(150,000)	(△ 50,000)	
地 方 委 員 会	(100,000)	(0)	(100,000)	
20周年記念委員会	(400,000)	(0)	(400,000)	
(臨時雇賃金)				
定 期 講 演 会	(30,000)	(30,000)	(0)	
秋 季 講 演 会	(30,000)	(0)	(30,000)	
G T セミナー	(30,000)	(0)	(30,000)	
(旅費交通費)				
定 期 講 演 会	(20,000)	(40,000)	(△ 20,000)	
G T セミナー	(40,000)	(40,000)	(0)	
特 別 講 座	(0)	(40,000)	(△ 40,000)	
秋 季 講 演 会	(20,000)	(0)	(20,000)	
(通信運搬費)				
特 別 講 演 会	(0)	(50,000)	(△ 50,000)	
見学会技術懇談会	(75,000)	(60,000)	(15,000)	
シンポジウム	(0)	(30,000)	(△ 30,000)	
定 期 講 演 会	(80,000)	(112,000)	(△ 32,000)	
G T セミナー	(140,000)	(140,000)	(0)	
特 別 講 座	(0)	(10,000)	(△ 10,000)	
(印刷製本費)				
定 期 講 演 会	(300,000)	(480,000)	(△ 180,000)	
G T セミナー	(190,000)	(190,000)	(0)	
秋 季 講 演 会	(300,000)	(0)	(300,000)	
(貸借料)				
特 別 講 演 会	(0)	(30,000)	(△ 30,000)	
シンポジウム	(0)	(40,000)	(△ 40,000)	
定 期 講 演 会	(170,000)	(200,000)	(△ 30,000)	
G T セミナー	(210,000)	(210,000)	(0)	
特 別 講 座	(0)	(60,000)	(△ 60,000)	
秋 季 講 演 会	(100,000)	(0)	(100,000)	
(諸謝金)				
特 別 講 演 会	(11,000)	(20,000)	(△ 9,000)	
技術懇談会	(10,000)	(10,000)	(0)	
シンポジウム	(0)	(45,000)	(△ 45,000)	
G T セミナー	(250,000)	(250,000)	(0)	
特 別 講 座	(0)	(140,000)	(△ 140,000)	
定 期 講 演 会	(25,000)	(50,000)	(△ 25,000)	
秋 季 講 演 会	(25,000)	(0)	(25,000)	
(雑費)				
特 別 講 演 会	(0)	(40,000)	(△ 40,000)	
見学会技術懇談会	(20,000)	(50,000)	(△ 30,000)	
シンポジウム	(0)	(50,000)	(△ 50,000)	
定 期 講 演 会	(300,000)	(850,000)	(△ 550,000)	
G T セミナー	(100,000)	(100,000)	(0)	
特 別 講 座	(0)	(315,000)	(△ 315,000)	
秋 季 講 演 会 雑 費	(500,000)	(0)	(500,000)	
調 査 研 究 事 業 費	336,000	326,000	10,000	
(会議費)				
統 計 作 成 委 員 会	(40,000)	(40,000)	(0)	
技術情報センター委員会	(10,000)	(10,000)	(0)	
調 査 研 究 委 員 会	(100,000)	(150,000)	(△ 50,000)	
(通信運搬費)				
生 産 統 計 発 送 費	(21,000)	(21,000)	(0)	
技術情報センター	(5,000)	(5,000)	(0)	
調 査 研 究 通 信 費	(10,000)	(0)	(10,000)	
(資料費)				
技術情報センター資料費	(30,000)	(30,000)	(0)	
調 査 研 究	(50,000)	(0)	(50,000)	
(雑費)				
生 産 統 計 関 係	(10,000)	(10,000)	(0)	
技術情報センター関係	(20,000)	(20,000)	(0)	
調 査 研 究 関 係	(40,000)	(40,000)	(0)	
表 彰 事 業 費	320,000	55,000	265,000	
委 員 会 費	(200,000)	(30,000)	(170,000)	
通 信 運 搬 費	(20,000)	(5,000)	(15,000)	
雑 費	(100,000)	(20,000)	(80,000)	
管 理 費	17,100,000	15,605,000	1,495,000	
(給料手当)				
給 与	(8,700,000)	(8,000,000)	(700,000)	
手 当	(150,000)	(200,000)	(△ 50,000)	
社 会 保 険 費	(1,000,000)	(700,000)	(300,000)	
(会議費)				
理 事 会	(400,000)	(400,000)	(0)	
評 議 員 会	(150,000)	(150,000)	(0)	
総 務 委 員 会	(250,000)	(200,000)	(50,000)	
組 織 検 討 委 員 会	(150,000)	(400,000)	(△ 250,000)	
組 織 検 討 委 員 会	(30,000)	(0)	(30,000)	
会 員 委 員 会	(50,000)	(0)	(50,000)	
選 挙 管 理 委 員 会	(30,000)	(0)	(30,000)	
評 議 員 選 挙 費	(370,000)	(300,000)	(70,000)	
(旅費交通費)				
旅 費	(250,000)	(250,000)	(0)	
交 通 費	(100,000)	(300,000)	(△ 200,000)	
(什器備品)				
什 器 備 品 費	(10,000)	(30,000)	(△ 20,000)	
図 書 費	(5,000)	(5,000)	(0)	
消 耗 品 費	(1,300,000)	(1,000,000)	(300,000)	
印 刷 費	(350,000)	(185,000)	(165,000)	
通 信 運 搬 費	(750,000)	(750,000)	(0)	
事 務 所 借 用 費	(2,400,000)	(2,100,000)	(300,000)	
光 熱 水 料 費	(170,000)	(150,000)	(20,000)	
諸 謝	(35,000)	(35,000)	(0)	
日 内 連 会 費	(140,000)	(140,000)	(0)	
共 催 分 担 金	(10,000)	(10,000)	(0)	

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
雑 費	(300,000)	(300,000)	(0)	
特 定 預 金 支 出	800,000	400,000	400,000	
退職給与引当金支出	(800,000)	(400,000)	(400,000)	
予 備 費	100,000	100,000	0	
当期支出合計 (C)	28,401,000	26,543,000	1,858,000	
当期収支差額 (A)-(C)	3,304,500	4,892,000	△ 1,587,500	
次期繰越収支差額 (B)-(C)	18,362,200	8,200,892	10,161,308	

3. 特別会計

平成3年4月1日から平成4年3月31日まで

科 目	予 算 額	前年度予算額	差 異	備 考
(収入の部)	円	円	円	
会 費 収 入	20,400,000	0	20,400,000	
特別賛助会費収入	(20,400,000)	(0)	(20,400,000)	170口
出版事業収入	1,200,000	1,200,000	0	
プレティン広告収入	(800,000)	(400,000)	(400,000)	
プレティン販売収入	(400,000)	(800,000)	(△ 400,000)	
雑 収 入	701,500	525,000	176,500	
普通預金受取利息	(1,500)	(5,000)	(△ 3,500)	
定期預金受取利息	(300,000)	(210,000)	(90,000)	
国際交流基金受取利息	(400,000)	(210,000)	(190,000)	
雑 収 入	(0)	(100,000)	(△ 100,000)	
繰 入 金 収 入	9,500,000	2,000,000	7,500,000	
国際会議作業受託金	(4,500,000)	(2,000,000)	(2,500,000)	
返 済 金	(5,000,000)	(0)	(5,000,000)	
当期収入合計 (A)	31,801,500	3,725,000	28,076,500	
前期繰越収支差額	573,789	7,565,459	△6,991,670	
収 入 合 計 (B)	32,375,289	11,290,459	21,084,830	
(支出の部)				
出 版 事 業 部	1,670,000	1,370,000	300,000	
プレティン制作費	(1,000,000)	(700,000)	(300,000)	
プレティン発送費	(320,000)	(320,000)	(0)	
プレティン原稿料	(300,000)	(300,000)	(0)	
プレティン編集委員会費	(50,000)	(50,000)	(0)	
管 理 費	2,700,000	2,800,000	△ 100,000	
給 与	(2,500,000)	(2,000,000)	(500,000)	
会 議 費	(0)	(300,000)	(△ 300,000)	
印 刷 費	(0)	(100,000)	(△ 100,000)	
通 信 費	(100,000)	(100,000)	(0)	
雑 費	(100,000)	(300,000)	(△ 200,000)	
国際会議分担金	20,400,000	0	20,400,000	
分 担 金	(20,400,000)	(0)	(20,400,000)	
繰 入 金 支 出	0	5,000,000	△5,000,000	
国際会議貸出金	(0)	(5,000,000)	(△5,000,000)	
当期支出合計 (C)	24,770,000	9,170,000	15,600,000	
当期収支差額 (A)-(C)	7,031,500	△ 5,445,000	12,476,500	
次期繰越収支差額 (B)-(C)	7,605,289	2,120,459	5,484,830	



後記

毎年のことですが、この6月号の企画編集で前期(15期)の編集委員会の仕事が終わりを、実際の発行は次期(16期)の編集委員会の初仕事となります。そんなわけで6月号は次期への橋渡しとなりますし、毎期の通例で「特集号」を組むことになっていますので、内容をどうするかについてはいつも気になるわけです。

さて、今回の特集号は「ターボチャージャ」特集といたしました。実は、このテーマはご記憶の方もおられると思いますが、4年前の6月号にも同じ名前の特集号が組まれております。「またか」と言うご意見も当然あると思われますが、自動車用等でもかなりの台数が生産されており、専門家だけではなく一般の人々にも馴染みのあるものとなってきております。そんなわけで、多少見方を変え、あまり総花的な解説ではなく、

ターボチャージャの利用により顕著なエンジン性能向上の見られている分野にしぼり、また、今回はターボチャージャの技術のみでなくエンジン側(これはガスタービンでなく、レシプロエンジンの解説になるのですが)の改良等も含めた解説としてみました。さらに、将来の発展性に期待を込めて新しいターボチャージャの利用分野についてでもご無理を承知で解説をお願いいたしました。これらの記事が何かのヒントとなり、皆様のお役にたてれば編集委員一同として望外の喜びでございます。

最後になりましたが、年度末のお忙しい中、執筆を快くお引き受けいただきました執筆者の方々には心より御礼申し上げます。

(伊藤 高根)

[事務局 だ よ り]

桜の花もいつの間にか終わり、樹々の若葉の緑が目にもまぶしい程の鮮やかさ。これから梅雨までの間、日本で一番良い季節でしょう。

ここ新宿の街も3月末に都庁の大引越が終わり、今まで以上に人口が増えました。とにかく人また人と人だらけでお昼にはマスコミで騒がれている新宿西口ランチ戦争とやらで需要と供給のバランスがとれずなかなか食べ物にありつけない光景があちこちで見られます。

毎日が戦場のような当学会も既に今年度の行事のうち定期講演会と見学会を無事終えて今は8月末の秋季講演会の準備です。夏の北海道ということもあってか会告のページにもありますように発表論文も予定件数を大幅に越え、嬉しい悲鳴をあげています。毎度ご案内にもありますように、なにぶんにも夏の観光シーズンの北海道ですので乗り物の切符、宿泊の予約など、くれぐれもお早目になさることをお勧めします。これが終わると横浜での国際会議開催にむけて全力集中です。是非多くの方々が参加されますようお待ちしております。

[A]

第6回ガスタービン秋季講演会・見学会（札幌）

共 催 (株)日本ガスタービン学会（幹事学会）、(株)日本機械学会
期 日 平成3年8月26日(月)、27日(火)
☆講演会 会場：北海道大学学術交流会館 札幌市北区北8条西5丁目
TEL 011-758-5426（大学庶務部）
期日：8月26日(月) 9:10~17:15
内容については次のページのプログラムをご参照下さい。

☆懇親会

講演会終了後、立食形式の懇親会を開催します。お気軽にご出席下さい。

期 日：8月26日(月) 17:30~19:45
会 場：北海道大学 百年記念館内 きやら亭
参加費：講演会参加登録者は無料

☆見学会（講演会参加登録者に限る）

期 日：8月27日（火）
内 容：午前 ① マイクログラビティーセンター
世界一の落下型無重力実験施設（5月12日付朝日新聞朝刊の紹介記事参照）
午後 ② 空知炭礦歌志内火力発電所
北炭夕張炭礦(坑)内の誘導ガスを利用したガスタービン発電所
(3850kW×2基)
③ 北海道大学工学部機械工学科の研究施設の見学
参加費：10,000円（バス代、昼食代およびサッポロビール園における飲食代を含む）

《参加登録について》

☆講演会参加登録費

共催学会正会員 9,000円（講演論文集代を含む）
ただし、下記期限までに申込および送金された方に限り、8,000円とします。
学生会員 4,000円 会員外 12,000円

☆事前登録方法

往復はがきに「秋季講演会参加申込」と明記し、(1)氏名、(2)所属学会、(3)会員資格、(4)勤務先、
(5)連絡先、(6)参加される行事(懇親会、見学会)、(7)送金額、送金方法及び送金予定日を記入し、
7月8日(月)までに下記宛にお送り下さい。講演者も参加登録をお願いします。

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル
(社)日本ガスタービン学会

なお、当日も入会申し込み、講演会参加登録を受け付けますが、準備の都合上なるべく上記期日までにお申込み下さい。

☆送金方法

現金書留
郵便振替（東京7-179578 (社)日本ガスタービン学会）
銀行振込（第一勧業銀行西新宿支店 普通No.067-1703707 (社)日本ガスタービン学会）

☆講演論文集配布

当日会場でお渡しします。論文集のみご希望の方には、講演会終了後に残部がある場合にのみ実費にて頒布致します。

☆宿泊について

観光シーズンですので、往復航空券および宿泊の予約については下記旅行社に一括委託します。予約を希望される方は直接下記にご連絡下さい。

連絡先：太陽旅行株式会社（担当）佐藤 雅光、北林久美子
〒064 札幌市中央区北四条西四丁目 ニュー札幌ビル内
TEL 011-241-0141 FAX 011-241-5020

団体設定便：

東京 → 札幌		札幌 → 東京	
8/24	JAS 109(15:10→16:35) JAS 113(18:35→20:00)	8/27	JAS 102(10:20→11:50) JAS 110(19:40→21:10)
8/25	JAS 103(08:05→09:30) JAS 107(12:45→14:10) JAS 111(17:25→18:50)	8/28	JAS 102(10:20→11:50) JAS 108(17:25→18:55)

※往復運賃 ¥36,700以下

宿泊ホテル：

ホテル ウエシマ（札幌市北区20条西3丁目）(会場徒歩5分)	¥8,240
クオリティー イン 札幌（札幌市中央区南8条西3丁目）(会場地下鉄5分)	¥7,210
ホテル ノースシティー（札幌市中央区南9条西1丁目）(会場地下鉄5分)	¥7,210

プログラム

(一般講演 講演時間15分, 討論5分 ※印 講演者)

第 1 室		第 2 室		第 3 室	
9:20	A-1 旋回流円錐ディフューザーの静圧回復と乱れに関する研究 ※鄭 孝玖 (東大院), 吉識晴夫 (東大生研), 田代伸一 (都立科学技大), 遠藤敏彦, 高間信行 (東大生研)	9:20	B-1 旋回流れの中の気流微粒化噴霧の計測 (第1報: 非燃焼時) ※林 茂, 山田秀志 (航技研), 宇津木克洋, 中村 豊 (東京電機大)	9:20	C-1 トランスポーターを用いたガスタービン動特性の並列処理 (第2報: リアルタイム処理の検討) ※稲垣詠一 (東理大理工), 稲葉 励 (東理大院)
	A-2 剛体管内流の旋回一重渦層に起因する流動変動現象の実験検証 ※瀬川頼英 (日立)		B-2 乗用車用ガスタービン燃焼器の開発 (第2報: 信頼性確保に関する基礎検討) ※熊倉弘隆, 佐々木正史, 鈴木大志 (日産自動車)		C-2 軸ガスタービンに於けるタービンノズル最狭部面積比を最適化するための研究 ※根本 勇 (SSP)
	A-3 強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究 (第2報: 主流の乱れを可変制御できる風洞の試作) ※阿部裕幸, 筒井康賢 (機械技研), 吉識晴夫 (東大生研)		B-3 副室渦巻燃焼器の排気特性 ※大久保陽一郎, 野村佳洋, 井戸田芳典 (豊田中研), 郡司善壽 (トヨタ自動車)		C-3 非断熱過程における圧縮機およびタービンの性能評価 ※澤田照夫 (岡山理大), 森 恭之 (川崎重工)
10:40	A-4 ラジアルタービンの空転損失 (その1実験結果) ※松尾栄人, 樋口 光, 高比良信広 (三菱重工)	10:40	B-4 水素燃料ラム燃焼器模型のNOx排出特性 ※田丸 卓, 下平一雄, 斉藤 隆, 山田秀志, 堀内正司 (航技研)	10:40	C-4 回転蓄熱式熱交換器のコアのセル形上の最適化 ※酒井逸朗 (三菱自工), 小沢理夫 (日本ガイシ)
10:50	A-5 翼上面に吹出しを有する減速翼列の特性 ※白鳥敏正, 桜井忠一 (都立科技大), 今井利枝 (川崎重工)	10:50	B-5 セラミックコンバスターの信頼性評価 ※梶 正己, 小堀 彰, 稲垣正祥, 西村道明 (京セラ), 大橋一生 (ヤンマーディーゼル)	10:50	C-5 $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2 - \text{CaO} \cdot \text{ZrO}_2$ 系熱遮蔽被膜の高温安定性 中平 宏, ※原田良夫, 三船法行 (トーカロ), 余頃孝行, 山根 洋 (小野田セメント)
	A-6 失速迎角近辺における動的剝離特性 藤本一郎, ※平野孝典 (拓大), 石井 進 (日大生工), 長井 浩 (佐野女短大)		B-6 各種気体中での非灰色放射解析 谷口 博, 工藤一彦, 黒田明慈 (北大工), 小幡正一 (IHI), ※大高 円 (北大院)		C-6 乱流促進リブの形状が伝熱流動特性に及ぼす効果 ※安斎俊一, 川池和彦, 笹田哲夫, 竹原 勲 (日立)
	A-7 前縁半径の大きな場合の非定常翼列応答解析法の開発 ※船崎健一 (岩手大工), 角館 聡 (日本原研), 二瓶晃一 (岩手大院)		B-7 高速VTOL機用エンジンシステムの性能検討 ※松田幸雄, 杉田七契, 斎藤喜夫, 遠藤征紀 (航技研)		C-7 熱伝達係数の不確かさを考慮した温度および熱応力解析 ※森 昌彦, 近藤 充 (三菱重工)
12:10	A-8 二次元振動翼列内の非粘性流解析 ※鹿野芳雄, 名村 清 (日立)	12:10	B-8 ターボファンエンジンの始動特性 ※佐々木誠, 関根静雄, 柳 良二, 森田光男 (航技研)	12:10	C-8 超高温タービン冷却翼の基礎研究 ※吉田豊明, 熊谷隆王, 瀧 将展 (航技研)

13:00 14:00	特別講演「原子力発電における安全論理の進歩過程」 北大原子工学科 石川迪夫教授				
14:10	A-9 次世代ガスタービン翼列流れ数値解析用 Navier-Stokes ソルバー開発 ※山元 悟 (東北大工), 石坂浩一 (東北大院), 大宮司久明 (東北大工) A-10 3次元圧縮機翼列の数値解析 ※今成邦之, 児玉秀和, 田中厚成 (HIH)	14:10	B-9 自動車用セラミックガスタービンの研究開発 (第1報: エンジンの基本設計) ※伊藤高根, 石渡正治, 松下 通 (自動車研) B-10 セラミックガスタービンをを用いた石炭ガス化複合発電プラントの熱効率解析 ※三巻利夫 (電力中研), 和田克夫 (日立), 久松 暢 (電力中研), 中門公明 (日立)	14:10	C-9 ガスタービン動翼の劣化・損傷形態と寿命評価 ※吉岡洋明, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡部永年 (東芝) C-10 ガスタービン静翼材の熱疲労き裂シミュレーションによる寿命評価法の検討 ※藤山一成, 村山 格, 吉岡洋明, 岡部永年 (東芝)
14:50		14:50		14:50	
15:05	オーガナイズド・セッション 「調査研究委員会成果報告」“ガスタービンに関連する数値解析上の諸問題” オーガナイザ 田村敦宏 (航技研)				
15:05	① 調査研究概要報告	15:05	オーガナイズドセッション 「新素材」	15:05	オーガナイザ 高原北雄 (名大工)
	② ガスタービンの流れ解析法の現状と将来		① ガスタービンと新素材		高原北雄 (名大工)
	③ 翼列数値シミュレーション技術の検証—乱流モデル—		② 構造用C/C複合材料の強度試験 ※小沼昭紀, 祖父江靖, 橋本良作, 松末勝利 (航技研)		
	④ パネルディスプレイ—ガスタービン要素の流れ解析と検証—		③ セラミックラジアロータの開発 ※小沢理夫 (日本ガイシ), 小林芳人 (三菱自工), 松尾栄人 (三菱重工)		
			④ 超耐熱合金単結晶タービン翼の製造技術		本多 弘 (石川島精機)
17:15		17:15	⑤ ファンブレードの再生修理		山下 章 (日本航空)

《平成3年度第2回見学会・技術懇談会の予告》

平成3年度第2回見学会、技術懇談会を開催致しますので奮ってご参加下さい。

記

1. 日 時：平成3年9月13日(金) 13:00～17:00
2. 見 学 先：川崎重工業株 明石工場及び西神工場
参加要領など詳細につきましては6月末発送予定の“お知らせ”をご参照下さい。

《1991年国際ガスタービン会議 横浜大会のお知らせ》

1991ガスタービン国際会議横浜大会
組織委員会委員長 田中 英穂
実行委員会委員長 高田 浩之

すでに3月号でもお知らせ致しましたように、本年10月27日より、標記の国際会議が横浜のMM21地区内にほぼ完成致しました“PACIFICO YOKOHAMA”において開催されます。国の内外から多数の論文が寄せられ、学術講演会では約100編の論文発表と、いくつかのオーガナイズドセッションで30編ほどの論文発表が行なわれます。さらに、特別講演、パネルディスカッションも予定されております。

また、講演会場に隣接する展示会場では、ガスタービン、ターボチャージャ、およびそれらに関する機器の展示会も開催される予定で、現在多数の企業から出展の申込が来ております。

会員の皆様の情報収集あるいは交換の場として、本国際会議に是非ご参加を頂きますようお願い致します。本国際会議の講演の内容、参加申込方法などは、会員の皆様のお手もとに7月中にお届けする予定の第3回のサーキュラーを御覧頂きたく存じます。

開催期間：1991年10月27日(日)～11月1日(金)

開催場所：“パシフィコ横浜”（横浜桜木町より徒歩10分）

申込は第3回のサーキュラーとともにお送りする用紙をご使用頂きますが、参加登録費は会員44,000円、会員外53,000円（8/1～9/15の期間の申込。バンケット、見学会の参加費用は含まず）です。参加登録された方は、期間中の受付時に論文集を差上げます。

なお、事務局を下記に設けておりますので、不明な点等はお問合せ下さい。

国際会議組織委員会 事務局

(株)コンベックス内

〒105 東京都港区麻布台1-9-14 A・H-1ビル

TEL 03 (3589) 3355 FAX 03 (3589) 3974

《平成3年度第2回見学会・技術懇談会の予告》

平成3年度第2回見学会、技術懇談会を開催致しますので奮ってご参加下さい。

記

1. 日 時：平成3年9月13日(金) 13:00～17:00
2. 見 学 先：川崎重工業株 明石工場及び西神工場
参加要領など詳細につきましては6月末発送予定の“お知らせ”をご参照下さい。

《1991年国際ガスタービン会議 横浜大会のお知らせ》

1991ガスタービン国際会議横浜大会
組織委員会委員長 田中 英穂
実行委員会委員長 高田 浩之

すでに3月号でもお知らせ致しましたように、本年10月27日より、標記の国際会議が横浜のMM21地区内にほぼ完成致しました“PACIFICO YOKOHAMA”において開催されます。国の内外から多数の論文が寄せられ、学術講演会では約100編の論文発表と、いくつかのオーガナイズドセッションで30編ほどの論文発表が行なわれます。さらに、特別講演、パネルディスカッションも予定されております。

また、講演会場に隣接する展示会場では、ガスタービン、ターボチャージャ、およびそれらに関する機器の展示会も開催される予定で、現在多数の企業から出展の申込が来ております。

会員の皆様の情報収集あるいは交換の場として、本国際会議に是非ご参加を頂きますようお願い致します。本国際会議の講演の内容、参加申込方法などは、会員の皆様のお手もとに7月中にお届けする予定の第3回のサーキュラーを御覧頂きたく存じます。

開催期間：1991年10月27日(日)～11月1日(金)

開催場所：“パシフィコ横浜”（横浜桜木町より徒歩10分）

申込は第3回のサーキュラーとともにお送りする用紙をご使用頂きますが、参加登録費は会員44,000円、会員外53,000円（8/1～9/15の期間の申込。バンケット、見学会の参加費用は含まず）です。参加登録された方は、期間中の受付時に論文集を差上げます。

なお、事務局を下記に設けておりますので、不明な点等はお問合せ下さい。

国際会議組織委員会 事務局

(株)コンベックス内

〒105 東京都港区麻布台1-9-14 A・H-1ビル

TEL 03 (3589) 3355 FAX 03 (3589) 3974

死 去 会 員

正会員 藤田秀雄君 86歳 元三菱重工業，元明治大学

平成3年3月1日逝去

ご遺族 東京都杉並区桃井1-22-15

藤田伸之殿

名誉会員 小泉磐夫君 79才 元三井造船，元東京大学

平成3年4月8日逝去

ご遺族 東京都稲城市向陽台4-2 みはらしの家D-608

小泉 苑殿

本会に関する記事

昭和47年6月入会

昭和49年度GTCJ第2期監事

昭和57年5月名誉会員

正会員 渡部英一君 54才 職業訓練大学校

平成3年4月11日逝去

ご遺族 神奈川県伊勢原市高森3-20-19

渡部佳子殿

本会に関する記事

昭和49年9月入会

謹しんで 哀悼の意を表します。

学 会 誌 編 集 規 定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介及び書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。
5. 刷り上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁、解説及び技術論文6～8ページ、見聞記、速報及び寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース、新製品紹介、書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 原稿は下記宛に送付する。
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13,
第3工新ビル
(株)日本ガスタービン学会事務局

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 投稿原稿は邦文で書かれた著書の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
 - 2) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし、1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿（コピー）2部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第19巻 第73号

平成3年6月10日

編 集 者 永 野 三 郎

発 行 者 平 山 直 道

(株)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

TEL (03) 3365-0095

FAX (03) 3365-0387

振替 東京7-179578

印刷所 ニッセイエブロー(株)

東京都港区西新橋2の5の10

©1988(株)日本ガスタービン学会

本誌に掲載したすべての記事内容は(株)日本ガスタービン学会の許可なく転載・複写することはできません。