

過給機・圧縮機特集号によせて

速水 洋^{*1} HAYAMI Hiroshi

論説◆解説

本誌は過給機・圧縮機特集号である。ターボチャー ジャあるいは過給機など前5回(1987.6, 1991.6, 1997.3, 2000.5, 2005.7)の特集号に続き, 6回目となる。ガス タービン及び過給機生産統計が毎年本誌で報告されるな ど,過給機は当学会の主要活動のひとつである。

ターボ過給機は航空エンジン高出力化のために採用さ れたのが始まりであるが、やがてガスタービンエンジン への移行でその役目を終えた。その間あるいはその後、 舶用エンジン、さらには乗用車等車両用が、省エネなど 環境対応の手段として高出力化が図られ、急成長した。 ターボ過給機に関しては、1984年以降生産統計が収集さ れるようになったが、2008年までの25年間の集約が、国 産ガスタービン・過給機資料集 – 統計、生産実績、仕様 緒元 – 2009年版として、当学会より発行された(2010.2)。

この資料集のデータをベースに、最新号(2010.9)の 生産統計を加えて、26年間の国産ターボ過給機生産台数 の推移を図1に示す。同生産統計には、生産台数と形式 数がクラス別(圧縮機翼車径100mm毎)に集約されて おり、一例として、2008年と最新2009年のデータを表1 に示す。過給機には、排気タービン駆動ターボ型(いわ ゆるターボチャージャ)と機械駆動容積型(いわゆる スーパーチャージャ)があるが、ここでの統計は前者の みを対象としている。

図1 中Class1 は圧縮機翼車径が100mm以下の乗用車 用車両向けの台数, Class2 ~ 11は100mm超の合計台数



*1 九州大学 名誉教授

表1 最近2年間のクラス別生産台数と形式数

区分		2008年		2009年		
Class	翼車径 mm	台数	形式数	台数	形式数	
1	0~100	5,293,000	61	2,750,000	62	
2	$101 \sim 200$	42,225	26	24,918	26	
3	$201 \sim 300$	508	14	503	15	
4	$301 \sim 400$	232	15	185	16	
5	$401 \sim 500$	175	11	131	12	
6	$501 \sim 600$	303	11	272	12	
7	$601 \sim 700$	322	13	290	13	
8	$701 \sim 800$	48	5	47	5	
9	$801 \sim 900$	205	12	194	12	
10	$901 \sim 1000$	0	0	0	0	
11	1001~1100	0	0	0	0	
Class 2~11合計		44,018	107	26,540	111	

である。全体的にほぼ右肩上がりであったが,2009年 はClass1は半減,Class2~11は4割減と大幅ダウン となっている。後者のダウンはClass2(翼車径が101 ~200mmで,大型船舶補機,建設機械等向け)の減産 が主因である(表1参照)。なお,最近2年のClass1の データには主要メーカー1社の報告が含まれてなく,形 式数が減少するなど注意すべき点があるが,この2年間 の変化には,いわゆるリーマンショックの影響が明確に 現れているものと思われる。結果的には,増産が始まる 4~5年前の状況に戻ったことになる(図1参照)。引 き続きの,円高,それに伴う生産拠点の海外現地化など の影響が今後出てくるものと懸念される。景気回復が期 待される。

乗用車向けのターボチャージャは台数で圧倒的な割合 を占める。排出ガス規制強化等の対処法が欧州と日米で は異なるため、ターボチャージャの適用法も大きく異な る。すなわち、欧州では効率が高いディーゼルエンジン に高性能ターボチャージャを適用して環境に対応して いる。一方、日本ではハイブリッド化やEV車への移行 が主である。これにより、ディーゼルエンジン用ターボ チャージャは欧州向け輸出が主であり、一方、国内向け には、軽乗用車ガソリンエンジン用ターボチャージャが 主である。これに、最近は中国向けも増大している。な お、最近、国産ディーゼル車の開発も再開されている。

乗用車ならびに舶用エンジンには、さらなる高出力化, 環境対応に伴う低燃費化の要求は高く、過給機に対して も高圧力比化,高効率化,高空気量化が求められている。 さらに,広い出力変化に対応できる広流量域化が求めら る。すなわち,多彩なエンジン出力範囲に適合するよう, 勢い,過給機の形式(仕様緒元)数も増大する(表1参 照)。

開発・研究では、材料、強度、振動、軸受などの課題 があるが、空力関連では、例えば、広流量域化を目指し ての、翼車からの循環流を促進するケーシングトリート メントの研究、さらには圧縮機失速あるいはサージ限界 点での流れ解明、あるいはタービンノズルとタービン ロータ間のいわゆる動静翼干渉流れ構造解明のための 非定常数値解析など精力的に報告されている(ASME TURBO EXPO 2010 Glasgow、ターボ機械協会2010盛 岡講演会等参照)。

本特集号は5年前の特集号をベースに5年前と同じ構

成となるよう配慮されており,技術進展の比較がわかり やすいように配慮されている。この5年間の新技術,新 製品,研究開発について,各社,各分野で活躍中の方々 に執筆いただいた。多くの会員の目に留まり,過給機お よび関連分野としての圧縮機技術に対する理解と興味が 一層深まることを期待したい。

圧縮機の生産統計は、対象が大型産業用ではあるが、 2002年以降についてはターボ機械協会発行のターボ機械 8月号生産統計の空気機械(ターボ圧縮機、容積型圧縮 機)を、それ以前については日本機械学会誌8月号機械 工学年鑑の流体機械を参照されたい。

本稿の執筆は,植木弘信氏@長崎大学ならびに壹岐典 彦氏@産業技術総合研究所のお奨めによるもので,資料 等の支援を得た。また,自動車技術会流体委員会メン バーにも情報支援を得た。併せて,記して謝意を表す。

-2-



特集:過給機・圧縮機

IHI製車両用過給機の技術動向

諭*1 山口 YAMAGUCHI Satoshi

キーワード:過給機,過給エンジン,コンプレッサ,タービン,可変容量,電動アシスト,廃熱回収

1. はじめに

自動車から排出されるCO2の削減のため、低燃費化の 要求が厳しくなる中、昨今、ハイブリッド車や電気自動 車への注目度が高いが、内燃機関の低燃費化も急速に進 んでいる。燃費改善の有効な手段として、エンジンのダ ウンサイジング(小排気量化)があり、小排気量化に伴 うトルク・出力の低下を補うため、過給機の搭載が拡大 している。従来からディーゼルエンジンでは、過給機が 必須デバイスとして認識されている。欧州では乗用車の 約半数がディーゼルエンジンであり、その全てがターボ 付である。一方、ガソリンエンジンにおいては直噴技術 の向上により高圧縮比化が可能になったことで燃費向上 に対する手段としての過給機が見直されるようになって きている。

こうした背景から自動車用エンジンの環境対応技術は 年々進歩し、その中で過給機技術はより重要なキーテク ノロジーとなってきている。ここでは今後の技術動向と 当社の車両用過給機の開発状況について紹介する。

2. 過給エンジンの動向と過給機技術

2.1 クリーンディーゼルエンジン

近年のディーゼルエンジンは高圧噴射による燃焼の改 善とDPFなどの後処理技術の進化により年々厳しくな る排気ガス規制をクリアしつつ,燃費,動力性能も向 上してきた。その手段として過給機は欠かせないもの となっている。特に図1に示すような可変容量(VGS) ターボは,可変ノズルにより,タービンの流量を可変と することで広域での高効率と高過給が実現できる。また, 可変ノズルの開度によりタービン入口圧を変化させるこ とで,排気ガス再循環(EGR)量を高精度に制御でき, 排出ガス規制対策に効果的である。この技術はエンジン のダウンサイジングに伴い1Lクラスの小排気量エンジ ンまで広がってきており,過給機の小型高効率化が益々 要求されている。

また全運転域でより最適な過給圧を得,一層の排ガス 性能改善を目的に,図2に示すような二段過給システム

 *1 (株) IHI 車両過給機セクター開発部 〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1 の採用も増えている。大小2つの過給機を直列配置し, 低速域では高圧段ターボを主に使用し,高速域では低圧 段ターボのみ作動させる。中速域では高圧段ターボをバ イパスバルブで流量調整しながら,低圧段,高圧段の両 ターボを使用する。大小のターボの最適な組合せと流量 の配分により,低速から高速まで理想的な過給圧を得る ことができる。この他に,さらにEGR率を高めて,よ り一層の燃費改善を図るために,排気ガスを過給機上 流に戻す,低圧ループ(LPL)EGRの技術も注目される。 LPL-EGRでは燃焼ガスがコンプレッサ内部を通過する ため,インペラの腐食,侵食,および吸気温度上昇によ るインペラ強度への影響に対する対策が必要となり,高 強度材の採用やコーティングの適用が進むと予想される。



図1 RHV4型ディーゼルエンジン用VGSターボ



図2 ディーゼルエンジン用2段過給ターボ

- 3 -

原稿受付 2010年10月18日



図3 RHF3型1.2Lガソリンエンジン用過給機

2.2 過給ガソリンエンジン

ガソリンエンジンにおいては直噴とストイキ燃焼によ る高圧縮比・高出力化と、それによりダウンサイジング し、燃費を改善する流れが主流となってきている。図3 に1.2Lのダウンサイジングエンジン用過給機を示す。過 給機としては実用域での燃費を向上するため低速から高 効率かつ過渡応答性の高い仕様が要求される。過渡応答 性の改善技術としてはボールベアリングあるいはチタン アルミタービンホイールなどの採用例がある。またスト イキ燃焼では排気ガス温度が約1050℃レベルにまで上が るため、耐熱鋳鋼材の適用が増えている。更に排気脈動 の有効利用や軽量化、コールドスタート対応の目的から、 排気マニホールドー体型ハウジングやシリンダーヘッド 直付けハウジングといった技術も普及し始めている。

以上の過給エンジンの技術動向から過給機への技術的 要求は以下のようにまとめられる。

- ・ワイドレンジ化(特に低速域)と高効率化
- ・レスポンス向上によるターボラグの解消
- ・高温化対応と軽量化
- ・排気パルスの有効利用

これらの過給技術に対する課題に対して様々な技術が開 発され応用されてきているが,次項では最新の過給機技 術開発の状況を交え過給技術の一端を紹介していく。

3. IHI製過給機の技術

3.1 高効率ワイドレンジコンプレッサ

前述のようにエンジン低速域から高効率かつ過渡応答 性の高い過給機性能を実現するためにはコンプレッサの ワイドレンジ化と高効率化が必須である。このため、構 造および流体解析を駆使した翼形状の最適化のみならず、 スクロールやインレットダクトの損失低減を含めた圧縮 機全体における最適設計の重要性が増してきている。

インペラ設計においては,高速側のチョークマージン を拡大するため,翼キャンバーや翼厚,ディスク形状を 調整し,最高許容回転数を向上させた低応力設計を適用 している。図4に新設計インペラの性能を示す。新設計





図5 削り出しインペラ

インペラは、小流量側の安定作動域を維持したまま、最 大容量の15%拡大を達成している。また近年の5軸MC 加工技術の高度化・高速化により、車両用過給機へも鍛 造削り出しインペラの適用が拡大しつつある。図5に削 り出しインペラを示す。これにより、材料強度等の特性 のばらつきが改善し、更なる高回転化による最大容量の 拡大が実現可能である。

次にスクロール開発について述べる。一般的に性能を 重視する場合,ボリュート断面の中心半径が一定となる 中心径一定型のボリュート形状が適用される。図6に示 す新型スクロールは,ボリュート断面の最外径が周方向 に一定となる外径一定型を採用しフレームサイズを抑え つつ,ボリュート形状を最適化することで,従来の中心 径一定型よりも優れた性能を実現している。



図6 新開発スクロールのフローパターン

- 4 -

エンジンへの搭載性から過給機周りのレイアウトは複 雑化し,その結果,コンプレッサの上流や下流に接続さ れる配管における流れの損失や流れの偏流による過給機 の性能低下が問題となる。

図7にインレットエルボによるコンプレッサの性能変 化の試験結果とCFDによるフローパターンを示す。こ のケースではインレットエルボの影響で、インペラ上流 で局所的な旋回渦と径方向の偏流を伴った流れが生じる。 これにより羽根車への相対流れ角が大きくなるため、イ ンペラ内部で損失が増加し、コンプレッサ効率は4%低 下する。このような影響を考慮に入れて開発を行っている。



図7 インレットエルボによる性能変化

サージングの改善については、従来から商用車向けの 中大型の高圧力比過給機には、羽根車内部の流れを抽気 してコンプレッサ入口に循環させる、ケーシングトリー トメントと呼ばれる安定作動域を拡大する機構が採用さ れている。小型乗用車系においても、このデバイスを 導入するケースが増えている。IHIでは抽気した循環流 を羽根車の回転と逆方向に旋回を与えるフィンを有した カウンタースワール型ケーシングトリートメントを開発、 従来型に比べて、10%以上の作動域の拡大を実現している。

この他にワイドレンジ化のデバイスとして,可変機構 の適用が挙げられる。図8に羽根車入口に可変の案内翼 (VIGV)を設けた例を示す。可変案内翼により,羽根 車への流入角を各作動点で最適に保つことが可能となり, サージングの回避による安定作動域の拡大と小流量側で の効率改善に寄与する。またコンプレッサの負荷が減少 することでタービンを効率の高い領域で作動させること ができ,過給機総合効率が改善できる。



図8 可変インレットガイドベーン

3.2 可変容量タービン

前述のように、ディーゼルエンジンにおいて可変容量 タービンは必須のデバイスであり、小型高効率化と高信 頼性の両立が重要である。エンジン低速域のタービン小 流量側では可変ノズルのベーンは全閉近くまで作動する。 ノズルを効果的に機能させるにはベーン閉状態で適切な 絞り流路の形成が重要である。一方, エンジン高速域の ノズルベーン全開側では容量確保のためにノズルスロー トを確保する必要がある。このように可変容量タービン においてはインペラとノズルの容量バランスが全体容量, 性能に対して重要なファクターであり、ノズルベーン閉 じ側と開き側の性能に対してトレードオフを持つ。この トレードオフを把握して適切なノズル位置・ノズルベー ン幅・インペラ容量を選択することにより、ワイドレン ジ・高効率な小型VGSタービンが実現できる。一例とし て図9に異なる半径方向位置に設置したノズルのノズル 閉じ側におけるCFDフローパターン比較を示す。図中A に示す破線はインペラ入口のインシデンス過大による高 損失領域を示す。ノズルスロートを拡大するためノズル 半径位置を拡大した右図では高損失領域が拡大している ことが分かる。

高信頼性については、高温でのスティック回避のため のノズルのクリアランス確保と可動部の摺動性改善、ノ ズルとインペラの空力干渉による翼損傷に対する対策が 重要である。IHIのVGSはノズルベーンの支持に両持ち 軸構造を採用しており、軸の傾きが小さく、高い摺動性 を確保している。動静翼干渉については、ノズルベーン が形成する後流によって誘起される空力励振力の負荷の 強さに依存してインペラ翼にかかる応力が増し、振動や 疲労による致命的な翼損傷を引き起こす。これらを設計 段階で予測するために、CFDによるタービンの非定常 流れ解析を行い、翼車にかかる非定常外力を見積もるこ とで振動応答を定量化している。図10に非定常CFDの 結果の一例を示す。ノズル翼端漏れ流れはインペラリー ディングエッジのシュラウド側で干渉する。このためイ ンペラのはく離流れと絡み合って、シュラウド側に強い 渦を形成する。この流れの挙動はインペラの非定常空力 励振力の大きさや変動に大きな影響を与えることが分 かっており、これらの影響を考慮し設計が行われている。 このように可変容量タービンは性能と信頼性の両立が重 要であり、今後も改良が進むと思われる。



図9 VGSタービン ノズル閉じ側における 速度ベクトルとエントロピー分布



図10 VGSタービン ノズル翼端漏れ流れ (ノズル後縁通過前(上図),通過後(下図))

3.3 ガソリンエンジン用高温対応タービン

前述したガソリンエンジンの高温化に伴い、タービン ハウジングへの耐熱鋳鋼材の適用や. ヒートマス低減. コスト低減を図ることを目的に排気マニホールドと過給 機タービンハウジングを一体構造とするケースが増えて いる。排気マニホールド一体型タービンハウジングは 複雑形状で且つ高温となるため設計の難易度は高くなる がCFDや伝熱解析などを駆使し信頼性との両立を図っ ている。図11にタービンハウジング計算モデル、図12に 熱応力解析手順を示す。加速~減速の繰り返しによる過 渡時のハウジングの温度変化を予測するために、流体伝 熱連成解析(CHT解析)を適用している。CHT解析か ら得られた温度分布を元にメタル部の過渡伝熱解析を行 ない、最後に各時刻の温度分布を用いて弾塑性解析を実 施し、得られた熱応力・ひずみ分布を元に、肉厚の適正 化により最適なハウジング形状を決定している。解析結 果が示すようにシリンダーブロックとの接合面はシリン ダー側の冷却の影響で低温となり、他の部位は高温の排 気ガス温度に近い温度のため大きな温度差が生じている ことで高い熱応力が発生する場合がある。



図11 タービンハウジング計算モデル



図12 タービンハウジングの過渡熱応力解析手法

4. 次世代製品の技術開発

ここでは過給機技術と電動化技術を融合した次世代製 品の技術開発について紹介する。

4.1 電動アシストターボ

電動アシストターボは、過給機の回転軸にモータを内 蔵し、ターボの回転上昇をモータにより加速補助できる 過給機である。排気ガスエネルギーが小さいときでも、 モータ動力により短時間で過給機を加速し過給圧を高め ることが出来る。過給圧の上昇が早くなることは、エン ジンや車両にとってアクセルペダル操作量に対するトル クレスポンスの向上につながり、ドライバビリティの向 上と燃料消費率の削減という成果をもたらす。また、電 動アシストターボのモータは発電機としても用いること ができ、排気ガスエネルギーが十分なときには過給機で 発電した電気エネルギーを次回加速時のターボ加速補助 のエネルギーに利用したり、オルタネータの発電を減少 または停止させてクランク軸動力を減少させることが可 能である。

モータに遠心式コンプレッサだけを組み合わせた電動 コンプレッサに比べて、エンジン高回転数域では10kW 超となるタービン動力を利用できる点と前述の発電機能 を持つ点から電動アシストターボの方が優れていると いえる。現在、IHIではディーゼルエンジン向けとガソ

リンエンジン向けの電動アシストターボを開発してい る。どちらもモータは共通仕様とし、ディーゼルエンジ ン向けは可変容量タービンを備えたREV形、ガソリン エンジン向けはウェイストゲートバルブとそのアクチュ エータを備えたREF形をベースとする。図13に中心機 種であるREF4 / REV4の概観を示す。共に1.4 ~ 2.5L クラスの排気量のエンジンに対応する。モータはどちら も145000rpmで定格出力1.5kWを発生する定トルク型の 永久磁石同期モータを、センサレス方式の専用ドライバ で駆動する。モータ定格145000rpmを越えた回転数では、 トルクを漸減しながら過給機の回転上昇に段付きがない よう滑らかにアシストを終了させる。冒頭に述べたよう に電動アシストターボの代表的な効果はターボラグの解 消である。図14にエンジンベンチ試験でのエンジントル ク過渡特性評価結果を示す。この図は、一定の割合でエ ンジン回転数を上昇させたときのエンジントルクの推移 を示している。実線が電動アシストターボの結果を示し, 破線が通常の過給機の結果を示す。電動アシストターボ は通常の過給機に対して最大1.6sトルク上昇が早くなっ ている。このようなエンジンのトルクレスポンスの改善 は, 更なるエンジンのダウンサイジング, ダウンスピー ディングを可能とし、車両の燃費向上すなわち排出CO2 削減をもたらす。



図13 電動アシストターボ (左: REF 4 形, 右: REV 4 形)



4.2 廃熱回収用タービン発電機

自動車の内燃機関の高効率化に加え,近年では廃熱回 収利用のエネルギー回生が重要となっている。IHIでは 過給機の高速回転技術や車載技術を利用し,自動車向け にランキンサイクルでのタービン発電機を開発している。 図15にタービン発電機を示す。負荷変動が大きい自動車 においてはサイクルシステムの変動幅を比較的小さく抑 えることができる点で,低沸点媒体を使った有機ランキ ンサイクルシステムが優れている。自動車の場合にはエ ンジン冷却水の廃熱を利用することができる。

図16に有機ランキンサイクルのフローシートを示す。 凝縮器で液化された媒体を循環ポンプで蒸気発生器に圧 送し,エンジン冷却熱から得られる熱で加熱,気化し, タービンを駆動させる。排出された蒸気は凝縮器で冷却, 液体に戻されるが,凝縮器の冷却については,サイズや システムの制御性から水冷式が適している。

タービン発電機は、ラジアルタービンに永久磁石同期 型発電機を直結した密閉型、及び発電装置の簡素化のた めにグリース封入式ベアリングを採用し、オイルレスの 構造である。作動冷媒については、安全性と環境保全の 観点から、不燃、無毒、地球温暖化係数が小さいことな どが求められる。図15に示したタービン発電機は、ベン チによる性能試験にて発電端出力580W、熱効率(発電 端出力/熱交換量)は5.9%を得ている。ランキンサイ クルを車載するにあたっては、システム効率の向上に加 え、システム機器のコンパクト化も重要であり、車両全 体での熱マネージメントとともに、システムの最適化を 図る必要がある。



図15 廃熱回収用タービン発電機



図16 ランキンサイクルフロー

5. おわりに

近年の世界規模での環境問題への意識の高まりと省資 源化から過給エンジン,および過給機への期待と要求は 急速に高まっている。これにあわせ過給機への認識も従 来の「高出力のためのもの」から「環境対応のためのも の」へと変わってきている。

環境対応のためのターボは上述した様なそれ自体の改 良もさることながら、パワートレーンシステム全体、さ らには車両全体でのエネルギーマネージメント考えた開 発が必要となってくる。今後はシステム全体で過給技術 と周辺技術とを融合させより環境性能に優れた過給エン ジン・車両が市場投入されていくであろう。

参考文献

- 野角忠司:IHI製車両用過給機の技術動向,日本ガス タービン学会誌,vol.33,No.4,p3-10,(2005)
- (2) 石井聡:国内における過給機の動向、ターボ機械、第36
 巻,第2号,p27-32,(2008)
- (3) 飯塚清和,他:乗用車向け小型過給機の開発,ターボ機会,第37巻,第7号,p49-53,(2009)

- (4) 小池篤史:ターボ過給機の技術動向,エンジンテクノロジーレビュー, Vol.2, No.5 (2010)
- (5) 藤原隆他:小型過給機用遠心圧縮機のスクロールの開発,第62回ターボ機械協会講演論文集(2009)
- (6) 元田奈都子他:インレットディストーションが過給機圧 縮機の性能に及ぼす影響,第36回ガスタービン学会定期 講演会論文集(2008)
- (7) YAMAGUCHI, et al.: The Development of effective casing treatment for turbocharger compressors, IMechE C602/008/2002
- (8) K. Segawa, et al.: Improvement of turbine performance for small size VGS Turbocharger, 9th International Conference on Turbochargers and turbocharging,IMechE (2010)
- (9) 太田聖子他:動静翼干渉によるラジアルタービン翼の非 定常空力励振力に関する研究,第64回ターボ機械協会総 会講演論文集(2010)
- (10) 岩佐能孝他:車両用過給機タービンハウジングの熱応力 予測技術の開発,第63回ターボ機械協会総会講演論文集 (2010)

特集:過給機·圧縮機

三菱重工業製車両用過給機の動向及び新技術の紹介

恵比寿 幹^{*1} EBISU Motoki 前川 昌三^{*2} MAEKAWA Syozo

論説◆解説

キーワード:過給機, ダウンサイジング, 2ステージ, ガソリン直噴, EGR, 電動アシスト, turbocharger, downsizing concept, 2-stage, gasoline direct injection, EGR, motor-assist turbo

1. はじめに

過給機は、内燃機関(エンジン)に排気量以上の圧縮 空気を供給し、見かけの排気量、出力を増加させる装置 の総称で、そのうち機械駆動による容積式をスーパー チャージャ、排気ガス駆動式のものを特にターボチャー ジャと呼称する。

ターボチャージャの利点は、排気ガスのエネルギを有 効利用してエンジンの出力を増加させることで、エンジ ン効率が向上する点にある⁽¹⁾。ただし舶用・産業用では 大きな問題とはならないが、車両用の場合には排気ガス 流量そのものが小さいエンジンの立上り時(過渡時)に、 いわゆるターボラグ問題(アクセル動作に対するエンジ ン出力増加遅れ)がある。このため、自然吸気式エンジ ンとは異なる作動特性、挙動を示し、ドライバビリティ に問題がある場合もあった。それでもディーゼルエンジ ン車では、欧州のEURO IV規制(2005年施行)以降は、 コモンレール・DPFと並び、規制対応に必要な装置と して需要が増加した。また2012年に強化される欧州燃費 (CO₂排出)規制対応のため、ガソリンエンジン車でも ターボチャージャの搭載率が増加している。

そこで本稿では,主に車両用ターボチャージャに的を 絞り,当社製過給機の開発動向を紹介する。

2. 当社の過給機(ターボチャージャ) ラインナップ

当社では、図1に示すように、小型車両用から大型舶 用主機用過給機のラインナップを有している。このうち エンジン出力1,000kWまでに対応可能な過給機を汎用機 特車事業本部で開発・設計・生産している。生産中の過 給機のディーゼルエンジン用が約3/4、ガソリンエンジ ン用が1/4であるが、最近は特に小型排気量ガソリンエ ンジン用過給機の需要の伸びが著しい。これは欧州での 排気ガス規制・燃費規制への対応として、過給機による ダウンサイジングエンジンが注目されているためで、今後

原稿受付 2010年10月21日

 *1 三菱重工業(株) 汎用機・特車事業本部 ターボ技術部 ターボ実験課 〒252-5293 神奈川県相模原市中央区田名3000

*2 三菱重工業(株) 汎用機・特車事業本部 ターボ技術部 ターボ設計一課



図1 当社汎用機・特車事業本部の過給機ラインナップ

も伸張が期待できる⁽²⁾。また欧州ではディーゼルエンジン車が全販売台数の40%程度で、そのほぼ全数に過給機が搭載されており、過給機市場としては最大規模を誇る。

しかしながら、日本を始めとするアジアでは、HV (ハイブリッド車)、PHV (プラグインハイブリッド車) 及びEV (電気自動車)が排気ガス規制・燃費規制への 対応車両として注目されている。また、ディーゼルエン ジン車の割合も低い上にガソリンエンジン車も自然吸気 式が中心であり、過給機搭載率はスポーツ仕様車を中心 に5%前後である。ただし、欧州の過給ダウンサイジン グエンジンの完成度の高さに、このコンセプトを適用す るエンジン開発を検討する国内メーカも現れており、今 後ガソリンエンジン車用の過給機の伸展が期待できると 考える。

北米は依然として大排気量自然吸気ガソリンエンジン 車が主流であったが、最近では一部のメーカが欧州で 培った過給機によるクリーンディーゼルエンジン車の販 売を強化しており、また、過給ガソリンエンジン車の開 発を進めているメーカも現れてきた。このため、アジア と同様に将来は過給機の需要が伸びると予想される。

現在は当社製過給機の2/3が欧州顧客への販売である が、今後はアジア・北米顧客への販売増加、特にガソリ ンエンジン車用過給機の増加が期待できる。

3. 車両用過給機の新技術

ターボチャージャは、圧縮インペラとタービンホィー ルが同軸上にあり、これらの空力性能が全体効率に大き く寄与する。また動翼の効率改善とともに、静止流路系 (いわゆるハウジングスクロール部)の改善も各社取り 組んでいる^{(1),(3)}。

車両用過給機はエンジンの重要な一部品であるため, エンジンの開発動向と密接な関係がある。従来の過給機 への要望は図2中①に示すように,大排気量エンジンと 比較して,小排気量エンジンで不足する定格点出力に重 点をおいて,若干大型の過給機を選定していた。ところ が最近は,図中②のようにエンジン低速時の高い過給効 果を要求されている。特にガソリンエンジン車に顕著で, これがいわゆる燃費改善を狙った過給ダウンサイジング エンジンと呼ばれている。



図2 過給ダウンサイジングのコンセプト

3.1 過給ダウンサイジング対応過給機

一般的に, 排気量を小さくすることで機械抵抗損失が 低減でき, エンジン総合効率が向上する。つまり, 燃費 が改善される。排気量を小さくすると同時に過給を行う ことで, トルクを向上させ, 一回り大きい自然給気エン ジンと同等の動力性能を維持することが可能となる。過 給ダウンサイジングによる燃費低減のコンセプトは下記 の2点である⁽⁴⁾。

①エンジンの排気量を小さくして機械抵抗損失を低減
 ②減速比を小さくして使用回転領域を低回転化

ディーゼルエンジンでは過給圧が増加した分だけトル クを向上させることが容易で、既に過給ダウンサイジン グはかなり進んでいると言える。しかしながら、ガソリ ンエンジンの場合はノッキングの問題があり、エンジン の圧縮比を維持しつつ、過給圧を上げることが難しかっ た。このため、燃費が向上せず、なかなか過給ダウン サイジングが進まなかった。しかしながら、近年、燃料 の直噴化、可変動弁等の技術により、過給圧を上げても、 ノッキングを回避出来るようになってきたことから,特 に欧州を中心にガソリンエンジンの過給ダウンサイジン グへの流れが加速してきた。

現時点では, 排気量を10 ~ 30%削減し, エンジン負 荷が比較的高い場合(加速時等)に不足するエンジン出 力分を, 過給機で補うというのが一般的であるが, 今後 さらにダウンサイジングが進む可能性もある。

過給機としては従来と比べ低速重視のマッチングとなり、より過渡応答性の優れたものが要求される。ダウン サイジングしたエンジンでは過給機の過渡特性が悪いと、 よりドライバビリティの低下、燃費の低下に繋がる。

また、ダウンサイジング用の過給機は、従来の過給機 より単位流量あたりの出力が特にエンジン低速時で増加 するため、タービン側で取り出すべき仕事量が増加する。 ただし動翼外径が小型化しているため、動翼内部の膨張 を今以上に大きくして反動タービンに近づけることは困 難である。そこで衝動タービンのように静止部(スク ロール部)で膨張させて仕事を取り出す必要があるため、 動翼は十分な流過特性が必要となり、一回り小さくても 大容量のタイプが適している。

図3に1.5Lガソリンエンジン用動翼の大きさの比較を 示す。図中①は従来適用していた当社製ターボのTF035 クラスの動翼である。それに対し図中②は同じ排気量 1.5Lでも、過給ダウンサイジングエンジンに適用する TD025クラスの動翼(外径TF035比約85%)である。こ のように外径を小さくして性能ピーク点を小流量側にす ることで、エンジン低速側のトルク点要求に対応している。

また動翼外径を小さくすることで、ターボラグ解消 という利点もある。これは回転部の慣性モーメントは 一般には外径の5乗に比例するため、TF035クラスから TD025クラスに変更すれば、約50%慣性モーメントが削 減できるからである。その結果エンジン低速時から回転 部の立上がりが早くなって十分なトルクが得られ、アク セルを踏み込めば直ぐに車両が加速するという特長にな る。

ガソリンエンジンは、これまで1.8L ~ 2.5Lの自然吸 気エンジンが車両販売のボリュームゾーンであったが、 今後は過給ダウンサイジングによって1.0L ~ 1.5Lの過 給エンジンが中心になってくると予想される。そのため



① TF035(ペース)

② TD025(外径比85%)

③新規開発(外径比70%)

図3 タービン動翼の大きさ比較

1.0L前後の小排気量エンジンに対応する過給機の需要も 増加すると予測している。当社では日本国内軽自動車向 けにこのクラスの過給機を供給していたが、今後は中 国・インド・ブラジル等の新興国市場向けの小型車需要 に対応すべく、図中③に示すような超小型動翼(外径 TF035比約70%)の新規開発・評価を進めている。この クラスになれば、動翼とハウジング間のすき間・表面粗 さが相対的に大きくなるスケール効果の寄与度が大きく なるため、一般的には効率が低下する。そのためスク ロール等の静止部の形状を含めた最適化が必要となる。

3.2 ワイドレンジインペラ

これまでもガソリンエンジン用のインペラは、ワイド レンジ(同一圧力比で見て、サージラインからチョーク ラインまでの使用可能範囲が広いこと)であったが、上 記ダウンサイジング用過給機の場合、エンジン低速側に トルク点があるため、過給機には低流量かつ高過給圧の 圧縮空気供給が要求される。そのため、どれくらいエン ジン低速側でトルク点が成立するかは、インペラのサー ジ特性に強く依存する(図4参照)。そこでサージ特性 改善を狙い、インペラ形状の改善を行っている。

3.3 高過給圧仕様インペラ

ガソリンエンジンの場合,ノッキング防止のためエン ジン圧縮比を高くできなかった。一方ディーゼルエンジ ンの場合,シリンダ吸入空気量を増加させてそれに見合 う燃料を投入すれば,出力(トルク)が増加するという 特徴がある。特に舶用向けでは,圧力比が3.0以上を常 用できる過給機の要望が強い。この場合には吸気温度が 常温であっても,過給機による断熱圧縮で過給空気温度 は200℃を越えるため、インペラ材料を一般的に使用さ れるアルミ鋳造材ではなく高温対応が可能な材料(チタ ン材等)の採用を検討する必要がある。



図4 ワイドレンジコンプレッサの一例

車両用ディーゼルエンジンでは、一般的には可変容量 (VG) 過給機が使用されている⁽⁵⁾。この場合もガソリン 過給ダウンサイジングエンジンと同じく、エンジン低速 から高いトルクを達成するために高過給圧の要求があり、 サージ特性が良く、かつ高過給圧仕様のインペラが必要 となる。

3.4 2ステージターボ

遠心式過給機は小型で高効率という特徴があるものの, 実用的な圧力比をそれほど高くできない。そのため圧力 比3.0以上を必要とする場合には,過給機を直列につな げた2ステージターボが用いられる場合がある。

トラック・舶用向けディーゼルエンジンの場合には, 二段過給による高過給圧での出力向上が目的であるが, 乗用車用の場合,定格点出力向上のみならず過渡特性改 善のためにエンジン低速時の高トルク達成を狙ってくる ⁽⁶⁾。そのため高過給圧はあまり重要でなく,むしろイン ペラのワイドレンジ化によるエンジン使用域拡大が重要 になる。図5に当社製2ステージターボの外観を示す。 高圧段に相当する小型過給機と低圧段の大型過給機をコ ンパクトに接続して,切替バルブにてそれぞれの過給機 の動作を制御する,という特徴がある⁽⁷⁾。図6にコンプ レッサ作動線を示す。大型過給機ではインペラサージ領 域のために対応困難なエンジン低速時を,小型過給機で 対応している。

乗用車用2ステージの動作は以下のとおり。エンジン 低速時は小型(高圧段)過給機のみを使用することで過 渡特性を改善し,エンジン中速時では二段過給による高 過給,エンジン高速時には大型(低圧段)過給機のみに よる十分な定格点出力を達成する。エンジン中速時に は大型過給機と小型過給機で空気を圧縮する。高圧段の 小型過給機のインペラ吸気側の温度が高くなるので出口 温度が高くならないよう,小型過給機の圧力比を抑えて いる。また小型過給機の最大流量であるチョークライン を超えた運転は,回転部の過回転となりインペラ破損と 繋がる。そこでそれぞれの過給機回転数を制御するため, 流路バルブで調整を行う。運転モードを図7に示す。

乗用車用2ステージターボは,配管系の取り回しと制



図5 当社製2ステージターボの外観図

御システムが複雑になるために採用例は限定的であるが, 今後ともエンジンルームに余裕があるトラック・バス向 けを中心に需要が拡大すると予測する。



図6 2ステージターボのコンプレッサ作動線の一例

3.5 ガソリン直噴エンジン対応過給機

ー時期,点火プラグ近傍の空燃比を点火可能な空燃比 に保ちつつ混合気の層状度を上げ,トータルの空燃比 を超希薄化(空燃比>30)することにより大幅な燃費 向上を狙った直噴層状吸気エンジン(Direct Injection Stratified Charge)の研究が行われてきた。超希薄燃焼 であったため,三元触媒が利用できず,NOx排出量が 多いという問題があった。その後,負荷により層状燃焼 と予混合燃焼を切り替えることで燃焼の制御が行えるよ うになったこと,NOx浄化専用の触媒を追加する等に より,実際に実用化されたエンジンもあった。しかしな がら,その後,厳しくなった排ガス規制値をクリアする ことが難しくなり,本方式はあまり採用されていない⁽⁸⁾。 その後ガソリン直噴エンジンは,超希薄燃焼ではなく

理論空燃比(Stoichiometric Charge)による燃焼を取 り入れている。これは

- ・理論空燃比状態であれば、三元触媒を安定的に使用 できる
- ・ガソリン気化潜熱活用による吸気温度低下でノッキング防止(エンジン圧縮比を高く設定可能),同時に吸気密度が増加するので、吸入空気量増加による出力が増加する

という利点がある。直噴ガソリンエンジンはノッキング

・燃焼の安定





図7 2ステージターボの運転モード

- 12 -

回避のため圧縮比を大きく下げること無く過給ができる。 このため,過給機との相性が良い。これが,過給ガソリ ンエンジンによるダウンサイジングが欧州自動車会社を 中心に普及が進んでいる大きな要因の一つである。

また,通常は排気ガス温度を下げるために,燃料リッ チ状態にしているが,理論空燃比かつ冷却用燃料のポス ト噴射がなければ,排気ガス温度は1,000℃を越えるよ うになる¹⁰⁰。そのためガソリン直噴エンジン用の過給機 には、これまでとは異なる以下の要求が追加される。

・高排気温度対応

- ・高圧力比対応
- ・大流量対応

特に高温排気ガスに晒されるタービン側は,新たな動翼 形状設計とハウジングを含めて材料選定が必要になる。

3.5.1 タービン動翼

タービン動翼として、一般的にはニッケル基耐熱合 金材のINCONEL材を使用している。ただし排気ガス 温度が980℃を越えれば、クリープ特性が大幅に低下す る。そのため、排気ガス温度が1,000℃を超える場合には、 ニッケル基耐熱合金材のうちMAR-M材を適用している。 ただしMAR-M材はINCONEL材より密度が大きいので、 高温時の遠心応力が大きくなる。そこで遠心応力と熱応 力によるクリープ破断強度を解析で求め、それに基づい て翼形状を最適化している。最終的に設計・解析結果は、 実験により実証検証を行って確認している。

3.5.2 タービンハウジング(ケーシング)

タービンハウジングの材料も,ガソリンエンジン用に は通常はオーステナイト系鋳鉄もしくはフェライト系鋳 鋼を用いるが,1,000℃を超えるようになれば,高ニッ ケル含有で耐熱性を改善したオーステナイト系耐熱鋳 鋼を用いる(図8参照)。材料はニッケルを20%以上含 んだDIN規格材もしくは材料会社特有材で対応している。 それでも形状によっては応力集中による疲労破壊,もし くは加熱・冷却繰返しによる熱疲労破壊が懸念されるた め,図9に示すように,解析による事前の評価を行って



図8 排気温度別のタービンハウジング材料選定

いる。

これは過渡時のエンジン状態での流れ解析(熱分布) と伝熱解析とを組合せ、タービンハウジングの応力履歴 を解析で求める手法である。これにより応力の高い部位



図9 タービンハウジングの熱応力解析例

もしくは熱疲労が発生する部位を事前に予測でき,試験 を実施する前に対策を適用することで,試験途中に発生 する不具合を防止することが可能になる。

現在この手順を標準化して,タービンハウジングの設 計品質の向上を行っている。

3.6 LPL-EGR

ディーゼルエンジン用では、NOx発生量を抑制する ため、EGR(Exhaust Gas Re-circulation)機構を搭載 している⁽¹¹⁾。これは排気ガスの一部を吸気側に還流させ ることで、燃焼室内の酸素密度が下がり、最高燃焼温度 が低下するので、NOx発生量が抑制されることを狙っ ている。ガソリンエンジン車でもEGRを搭載している 場合があるが、もともと吸気量が少ない状態に合わせた スロットルバルブを設計することで、EGR使用時には 恒常的にスロットルバルブ開度を大きくでき、ポンピン グ損失低減も得られる。

ただし過給エンジンの場合,エンジンの負荷が高いと きにはエンジン吸気圧がコンプレッサ出口側の過給圧と ほぼ同じ圧力であるため,エンジン排気圧より高くなる 場合もあり,十分なEGR率が達成できずに排気ガス規 制を満足できなくなる。そこで圧力の低いコンプレッサ 入口側(大気圧とほぼ同等)に排気ガスを還流すること でEGR率を高めるのがLPL-EGR(Low Pressure Loop EGR)である。通常のインペラ材料であるアルミ鋳造 材では,還流排気ガス中に含まれる水分・酸性化学成 分・コンタミ等による表面エロージョンが懸念されるた め¹²,材料・表面コーティング・形状・還流位置等の検 討が必要である。

また、ガソリンエンジン車の場合、吸排気バルブの オーバーラップタイミングを調整することで、内部 EGRも可能である。

3.7 電動過給機

過給機は排気ガス駆動式のため,排気ガス流量そのも のが小さいエンジン立上がり時(過渡時)のターボラグ 問題は完全に解消できない。そのため外部動力で過給を 支援する機構として,通常の過給機にモータを組合わせ たハイブリッド式の電動アシスト過給機と,排気ガス駆 動式ではなくてモータで完全に駆動する電動コンプレッ サの二種類がある⁽¹³⁾。

3.7.1 電動アシスト過給機

通常の過給機のコンプレッサとタービンの間に高速 モータを設置する。そのため通常の過給機より軸長が長 くなるが、ほぼ同程度の搭載性を確保できる。図10にシ ステムの模式図を示す。

小型乗用車用過給機の場合,軸回転数が20万rpmにも 達するが,ここまでの最高回転数を有する高出力モータ は現時点では入手困難である。また軸中央近傍部に重量 部品(モータ)があるため,回転軸系の危険速度が低下 する。このため,減衰効果の大きな軸系・ベアリングの 再設計が必要となる。電動アシスト過給機にはこれ以外 でも,モータの耐熱温度,オイルシール等実用化までに は多くの課題があることが分かってきた。



図10 電動アシスト過給機のシステム模式図

3.7.2 電動コンプレッサ

上記電動アシスト過給機からタービン側機構を除いた のが電動コンプレッサに相当する。高温熱源のタービン 側がないので,熱設計は容易になる。また配管を含めた 構造を単純化でき,設置場所の自由度も高まる。

ただしタービンからの入力がなくなるため,コンプ レッサを駆動するのはモータからの出力のみとなる。全 負荷連続作動時間は蓄電源容量,モータ及びインバータ の許容温度に依存し,10秒以下が現実的である。また電 動アシスト過給機と同じく,高速モータの最高回転数に よって最高出力が制限される。

4. 最後に

過給機は30数点の部品で構成される単純な構造である が、エンジン効率を大幅に改善する装置として今後とも 需要が期待できる。エンジンからの要求(ニーズ)に合 わせて発展してきたが、さらなる高度化された要求に対 応すべく、今後はエンジン側への新たな提案(シーズ) をできるよう、進化させていく。

参考文献

- (1) 浅妻金平,ターボチャージャーの性能と設計,(2006), グランプリ出版
- Jurgen Willand, Kay Schintzel, Henrik Hoffmeyer, The Potential of Turbo-charged Gasoline Engines with Spray Guided Direct Injection, MTZ, Vol. 70 (2009-2), p. 12
- (3) 松平信康,御子神隆,松尾栄人,TD-Hシリーズター ボチャージャの開発,三菱重工技報,Vol. 23 No. 5 (1986), p. 57
- (4) 畑村耕一,最新!自動車エンジン技術がわかる本,
 (2009), p. 152, ナツメ社
- (5) 大追雄志,陣内靖明,佐侯章,鈴木浩,茨木誠一,林慎之,自動車用高性能・高信頼性VGターボチャージャの 開発,三菱重工技報, Vol. 43 No. 3 (2006), p. 31
- (6) Fritz Steinparzer, Helmut Kratochwill, Wolfgang Mattes, Wolfgang Stuetz, Ken Yamane, BMW直6 3L 2ステージターボディーゼルエンジンの開発, エンジン テクノロジー, Vol.7 No.3 (2005), p. 36
- (7) 安乗一, 白石隆, 乗用ディーゼルエンジン用可変2ス テージターボの開発, 三菱重工技報 Vol. 47 No.4 (2010)
- (8) 中島泰夫,村中重夫,改訂自動車用ガソリンエンジン, (1999), p. 40,山海堂
- (9) Christoph Luttermann, Werner Mahrle, BMW High Precision Fuel Injection Conjunction with Twin-Turbo Technology, (2007), SAE paper 2007-01-1560
- 10) 松本鋼児,東條正希,陣内靖明,林慎之,茨木誠一, 1050℃対応小型高性能ターボチャージャの開発,三菱重 工技報, Vol. 45 No. 3 (2008), p. 2
- (1) Malin Alriksson, Ingemar Denbratt, Low Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine Using High Level of EGR, (2006), SAE paper 2006-01-0075
- Ho Teng, Gerhard Regner, Particulate Fouling in EGR Coolers, (2009), SAE paper 2009-01-2877
- (13) 茨木誠一,山下幸生,住田邦夫,荻田浩司,陣内靖明, 電動アシストターボチャージャ "ハイブリッドターボ"
 の開発,三菱重工技報, Vol. 43 No. 3 (2008), p. 36

特集:過給機·圧縮機

IHI製舶用過給機の動向

小向 智司^{*1} KOMUKAI Satoshi **平田 豊***1 HIRATA Yutaka 中野 健^{*1} NAKANO Ken

論説◆解説

キーワード:過給機, ラジアル, コンプレッサ, タービン, 排気ガス規制, 舶用, turbocharger, radial, compressor, turbine, emission regulation, marine

1. 緒言

過給機はエンジンの排気ガスを利用して圧縮空気を供 給する機器であり、エンジン性能向上、燃費向上といっ た目的の上で有効である。そのため、今日まで舶用、車 両用等多くのエンジンに搭載されてきた。

近年,多くの産業分野において環境問題に関する関 心が高まっており,エンジンの排気ガスに関する様々 な条約が発効されている。造船・舶用分野もこの例に漏 れず,船舶からの大気汚染防止を目的としたMARPOL 条約にのっとり,国際海事機関(IMO:International Maritime Organization)により船舶からの大気汚染防 止に関する規則が発効されている。この規制に対応する ため,エンジンメーカーや過給機メーカーでは,現行機 種の改良や,新機種開発が必須である。

本稿では、IMO2次規制(Tier2)に対応したIHI製 舶用過給機の、高圧力比仕様開発内容の紹介を行う。

2. 排気ガス規制の動向

舶用ディーゼルエンジンに対するIMOの主な規制 内容は、排気ガス中に含まれるNOx量の制限である。 2011年1月より発効される2次規制では、2005年5月に



原稿受付 2010年10月12日

*1 (株)IHI 回転機械セクター開発部 〒235-8501 神奈川県横浜市新中原町1番地 横浜エンジニアリングセンター 発効された1次規制(Tier1)に対し約20%のNOx量低 減を義務付けている。また、2016年より発効予定である 3次規制(Tier3)では、1次規制に対し80%のNOx量 低減が求められる見通しである。この規制値の変遷を、 図1に示す。

舶用ディーゼルエンジンより排出されるNOxの多くは、燃焼温度が高いほど生成が促進されるThermal NOxであるため、NOxの低減には燃焼温度の低減が効果的である。エンジン上の燃焼温度を低減させる技術として代表的なものに、ミラーサイクルが挙げられる。 IMO2次規制対応として、多くのエンジンメーカーではこのミラーサイクルを導入している。

ミラーサイクルは、吸気工程の途中で吸入弁を閉じる (早閉じ)、あるいは圧縮工程の途中まで吸入弁を開けて おく(遅閉じ)ことにより、実質的な圧縮比を低く抑え、 サイクル効率の改善や燃費向上を狙ったものであり、従 来のNOx低減技術と組み合わせることにより25~30% の低減が見込める⁽¹⁾。しかし、同サイズのディーゼルエ ンジンに比べ実圧縮比が低下してしまうため、出力を維 持するためには短時間で必要な吸気量を確保する必要が ある。これを実現するため、過給機としては高圧力比化 が必要となる。

これに対応するため, IHIでは高圧力比仕様を開発 し⁽²⁾, IMO 2 次規制対応過給機であるAT14高圧力比形 過給機⁽³⁾, 及びAT23形過給機に導入した。

3. 高圧力比仕様の開発

3.1 高圧力比コンプレッサの設計方針

エンジン作動線上の圧力比は, IHI既存機種である AT14形過給機では約3.8としていた。これに対しIMO2 次規制対応機種である高圧力比仕様では, エンジンとの マッチングを考慮し約4.8としている。コンプレッサの 高圧力比化を実現するために, 周速(=回転数)を約4 % 増加して対応した。しかし, コンプレッサの高圧力 比化はインペラやディフューザにおける相対マッハ数の 増加を招き, これにより効率や作動域の低下を引き起こ す恐れがある。これに対応するため, 以下の点に留意し コンプレッサの開発を実施した。

1) インペラ入口径の最適化による、入口相対マッハ数

396

の最小化

- インペラ出口羽根角の最適化による, 翼負荷増加の 抑制
- 3) インペラ長羽根と半羽根の別設計による, 翼負荷の 軽減
- 4) ベーンドディフューザ羽根形状最適化による,ディ フューザ性能の改善
- 5) インペラ入口部に循環型ケーシングトリートメント を採用することによる、コンプレッサ作動域の確保

3.2 コンプレッサ設計

高圧力比コンプレッサを実現するため、先に述べた設 計方針に従いコンプレッサインペラの設計を行った。高 周速化によりコンプレッサを高圧力比することは可能で あるが、実際には遠心力や熱に対するインペラ強度等に より、高周速化は制限される。このような制約や過去 のコンプレッサ開発で得られたノウハウを元に、インペ ラ入口径や出口羽根角の候補を選出した。これらの値を ベースとしてインペラ3次元形状を作成し、CFDによ る空力解析や、FEMを用いた強度解析を実施した。図 2に、CFD解析により得られたコンプレッサの相対マッ ハ数分布を示す。これらの解析を繰り返し実施すること により、先に述べた設計上の指針を満足できる条件を選 定し、最終的なインペラ長羽根・短羽根の3次元形状を 決定した。

ベーンドディフューザに対しても同様にCFDを用い た設計を実施した。ディフューザはインペラの仕様に合 わせ、その羽根高さ、羽根角度を最適化した。また、羽 根先端形状は従来の円弧形から、だ円形形状に変更した。 図3にそれぞれの形状と、全圧分布を比較した図を示す。 だ円形を採用することにより先端部における境界層の発 達を抑制することができ、これによりディフューザ性能 の向上に成功している。



図2 コンプレッサ相対マッハ数分布 (90%スパン)

また、今回開発した高圧力比コンプレッサでは、コン プレッサ作動域を確保するためケーシングトリートメン トを採用した。この断面図を、図4に示す。これはイン ペラ入口上流に位置する上流溝、下流に位置する下流 溝、及びそれらを結ぶ循環流路からなる構造である。図 5の循環流路部における流線が示すとおり、インペラ下 流の流れの一部が下流溝を通りバイパスされることによ り、循環流路を通りインペラ上流へと再流入する。この 構造により、コンプレッサの作動域を向上させることが 可能となる。ケーシングトリートメントにおいても同様 にCFDを用いた詳細設計により、溝の位置や循環流路 形状を最適化している。

これらの設計・検討により,最終的なコンプレッサ形 状を選定した。図6に,実際に製作した高圧力比コン





図3 ディフューザ先端形状の比較





図5 循環流路部における流線



図6 高圧力比コンプレッサ概観

プレッサ(AT14高圧力比仕様)の概観を,図7に実験 値とCFDによる解析結果との比較をそれぞれ示す。イ ンペラ入口(含ケーシングトリートメント)からディ フューザ出口までを,3次元CFD解析にて実施し,ディ フューザ出口からスクロール出口までは1次元解析にて 求め,これらを組み合わせることによりコンプレッサ全 体の性能解析を行っている。図7より,CFD解析の結 果と実験結果がよい一致を示していることから,本設計 で用いたCFD解析手法は性能予測手法として妥当なも のであるといえる。また,実験結果より今回設計した高 圧力比コンプレッサが,設計開始時に目標としていた仕 様を満足しているのが確認できる。空力性能以外にもイ ンペラ翼振動や寿命の評価も並行し実施しており,いず れも解析上・実験上共に問題がないことを確認した。

4. タービンの設計

高圧力比コンプレッサに対応するため、タービン翼車



についてもCFD解析を用いて最適化を実施した。図 8はタービン翼根元及び先端付近(10/90%スパン位置) での相対マッハ数分布を示したものである。翼根元部で の厚さを薄くすることにより,翼後縁部での流れの剥離 を抑え,損失低減を図っている。FEMも併用し,薄翼 化しても十分な信頼性が保てるよう,強度設計において も最適化を図っている。タービンについてもコンプレッ サ同様,解析・実験双方にて性能や強度に問題がないこ とを確認した。

インペラやディフューザの羽根形状最適化やケーシン グトリートメントの導入により、高圧力比コンプレッサ を開発し、併せてマッチングするタービンを開発した。 次に、この高圧力比仕様でIMO2次規制対応の、AT14 高圧力比形過給機とAT23形過給機の紹介を行う。

5. IMO 2 次規制対応高圧力比過給機

5.1 AT14高圧力比形過給機

AT14高圧力比形過給機は,IHI製従来機種である AT14形過給機をベースとして,高圧力比コンプレッサ を搭載したラジアル形過給機である。図9にカットモデ ルを示す。従来機種にて採用されていた,注水洗浄によ る低質燃料油仕様に対する信頼性,セミフロートベアリ ングによる良好な回転安定性等はそのままに,コンプレ ッサの高圧力比化を実現している。ベアリングハウジン グは構造を単純にするため,従来形で採用していた水冷 式ではなく,潤滑油を利用した油冷式を採用した。

図10に、コンプレッサの風量範囲を示す。AT14高圧 力比形過給機では先に述べた高圧力比コンプレッサイン ペラ、ベーンドディフューザ、ケーシングトリートメン ト付きコンプレッサハウジングを導入した。これにより、 従来機種と比較しコンプレッサの高圧力比化、コンプ レッサ作動域の拡大に成功している。



図8 相対マッハ数分布 (左上)従来形10%スパン.(右上)高圧力比形10%スパン (左下)従来形90%スパン,(右下)高圧力比形90%スパン



図9 AT14高圧力比形過給機カットモデル

従来機種では、ベアリングハウジング内のセミフロー トベアリングを支持するために、ハウジング内に軸受け 嵌め輪を圧入していた。AT14高圧力比形過給機では図 11に示すように、嵌め輪方式の代わりにベアリングブッ



既存機種とのコンプレッサ風量比較

シュ方式を採用した。これは、セミフロートベアリング の支持,潤滑油流路の形成等,ベアリング部において高 い加工精度を要する部分を集約したものであり,これに より組立性・メンテナンス性が向上している。

図11 ベアリングブッシュ断面図



図12 別体形シールブッシュ

タービンロータのシール部は高温の排気ガスに晒され るため、定期的なメンテナンスを怠った場合、潤滑油が コーキングする場合がある。これによりタービンロータ のシール部が磨耗し、シール性に悪影響を及ぼす可能性 があり、シール部のみの交換や耐摩耗性を向上する要求 があった。これらの要求を満足するため、図12に示すよ うな別体形シールブッシュを開発した。これは従来機種 ではタービンロータと一体であったシール部を取り外し 可能な別体形としたものであり、メンテナンスのための 交換性、及び耐磨耗性を向上させるための表面処理の施 工が容易となった。

5.2 AT23形過給機

AT23形過給機はIHI製の既存機種であるATシリーズ,RHシリーズ,RUシリーズ等をベースとし,AT14 高圧力比形過給機よりも小風量範囲に適用することを目標として開発したラジアル形過給機である。図13にカットモデルを,図14に風量範囲をそれぞれ示す。ベアリングハウジングや消音器等は,AT14形過給機と比較し形状を簡略・小型化しており,一部の部品については既存機種と共通部品を採用することにより製造性,組立性が向上している。

コンプレッサやタービンといった部品の開発について





は、AT14高圧力比形過給機の開発で培ったノウハウを 導入することにより、同様に高圧力比化に対応している。 また、AT23形過給機ではケーシングトリートメントに よるコンプレッサ作動域の拡大効果をさらに向上させる ため、csCTフィン(Counter Swil Casing Treatment Fin)⁽⁴⁾を導入した。この概略図を図15に示す。これは ケーシングトリートメントにて形成されている循環流路 部にフィンを設けたものであり、循環流をコンプレッサ インペラ回転方向とは逆向きの旋回成分として、インペ ラへと流入させる機構である。これにより循環流の量を 増し、より広いコンプレッサ作動領域を確保することが 可能となる。

6. 結言

2011年より発行されるIMO2次規制に適用するため, 高圧力比コンプレッサを搭載したAT14高圧力比形過給 機,及びAT23形過給機を開発した。両機種ともに一部 エンジンメーカーにて機関上での評価試験を実施済みで



図15 csCTフィン

あり,標準採用が決定している。

2016年より発効予定であるIMO3次規制において、よ り厳しくなるNOx規制に対応するためのエンジン機関 上の技術としては、EGR(Exhaust Gas Recirculation) や尿素SCR(Selective Catalytic Reduction)等が有力で ある。これに対し、舶用過給機には更なる高圧力比化や 高信頼性が求められるものと考える。これを実現するた めの技術としては、インペラの形状や材質の最適化、回 転体構造の見直し、高温化に伴う材料強度劣化を防ぐた めの冷却構造等が一例としてあげられる。

これらの技術を実現・改良していくことにより,今後 も環境問題や顧客のニーズに対応した過給機を供給して いく所存である。

参考文献

- (1) 社団法人 日本マリンエンジニアリング学会, 平成21年 度船舶排出大気汚染物質削減技術検討調査報告書, (平 22-3), p.9
- (2) 玉木秀明,海野大,川久保知己,平田豊,"高圧力比形 AT14過給機用遠心圧縮機の空力設計",(2010),IHI 技 報, p. 54 - 60
- (3) Ryuuma Murano, Ken Nakano, Yutaka Hirata, "Development of high-pressure ratio type turbocharger",(2010), CIMAC Congress 2010 Paper No.135
- (4) Hideaki Tamaki , Masaru Unno, Tomoki Kawakubo, Yutaka Hirata, "Aerodynamic design to increase pressure ratio of centrifugal compressors for turbochargers", (2009), ASMEGT 2009 - 59160

特集:過給機·圧縮機

三菱重工製舶用過給機の動向

憨 白石 SHIRAISHI Keiichi

論説◆解説

キーワード:ディーゼル機関、過給機、圧力比、コンプレッサ、タービン

1. はじめに

三菱重工では乗用車用のガソリン機関、ディーゼル機 関に搭載される小型過給機から、舶用ディーゼル発電機 関用、陸上の自家発電ディーゼル機関用、一般商船の主 推進機関用過給機まで製造しているが、500kW以上の ディーゼル機関に適合する過給機はMETのブランド名 を冠し、1965年から自主開発により製造している。成熟 したと考えられる舶用機器のなかでディーゼル機関は、 短期間で性能を改善した新機種が投入され、これに伴い, 過給機には機関側の新たな要求、すなわち、年々要求値 が上がってきた過給機の効率と機関に送る空気の圧力を 満たす性能が求められてきた。また、近年では地球環境 に対する関心の高まりから、従来捨てていた排ガスの熱 を回収したり. 燃料消費率が増加しがちな低出力運転域 で燃焼空気の圧力と量を高める制御技術が求められるよ うになった。ここでは出力約4000kW以上の大型ディー ゼル機関に搭載されるMET過給機について現在までの 歴史と今後の動向、ならびに新たな試みについて解説す る。

2. 過給機の高圧力比化の要求

図1に三菱重工製大型過給機の歴史を示す。船の推進 機関としてのディーゼル機関に求められる性能は時代と



〒850-0046 長崎市幸町 6-12

共に変遷してきたが、進歩の基本は燃料消費率の低減と、 高出力化, 即ち, 同じ機関の重量, サイズから出来るだ け多くの出力を得ることである。同じ出力でも、機関が 小さく、軽量であればそれだけ余分に荷物を搭載できる ので船に搭載する上で望ましい。また、機関の回転数は 低いほどプロペラの効率を高くしやすいが、同じ出力を 低回転で得るには後述する平均有効圧力を高くする必要 があった。

一方、高出力化の為には、燃料を多くシリンダに送り 込んで効率的に燃焼させる必要があるが、決められたサ イズのシリンダ容積で必要な燃焼空気の量を確保するに は、空気を過給機によってより高圧に圧縮し密度を高め る必要があった。図1において年代を追うごとに過給機 のコンプレッサ圧力比が上昇しているのは主にこの高出 力化に対応する為である。高出力化の指標として、一サ イクル中にピストンに作用する平均の圧力である。平均 有効圧力が用いられる。2004年には最高でも19bar程度 であった平均有効圧力は、現在では21barに達している。 この傾向は今後とも継続すると思われる。さらに、最 近では排ガス中の窒素酸化物(NOx)濃度の規制強化 に対応する上でも過給圧力を高めると共に実質的な圧縮 比を下げ、燃焼温度を下げることでNOxの生成を抑え る傾向にある。これらの要求により、最新の2サイクル ディーゼル機関は、最高でコンプレッサ圧力比約4.5程 度を要求するものが現れた。

3. 高圧力比化対応技術

コンプレッサの圧力比を高めるには遠心羽根車の設計 が鍵を握るが、主な設計仕様は、羽根車の周速を高くす ることと、羽根車空気入口のスロート面積を大きくする こと、および羽根車出口の絶対流出速度を上げることで ある。

三菱重工の過給機では、過去に羽根車の周速を上げ る為に羽根車外径を拡大した。たとえば、MET-SDシ リーズは、その前に開発されたMET-SCシリーズより 羽根車外径が大きくなっている。回転数を上げなけれ ば、タービンや軸受の設計を変更する必要が無い。さら に、MET-SDでは、羽根車空気入口側のスロート面積 を増やす為に、スプリッタ翼付き羽根車として入口側の



MET-SC 型用羽根車



MET-SD 型用羽根車

図2 コンプレッサ羽根車外観の比較

翼枚数を減らした。図2に, MET-SCとMET-SDの羽 根車外観を示す。いずれもアルミ合金から一体で削り出 されるが, MET-SDでは, 11枚の長翼と11枚のスプリッ タ翼を交互に配置している。

さらに高圧力比化に対応するため、MET-SEシリー ズでは、羽根車出口翼が反回転方向に向いた角度、即ち バックワード角度を小さくしている。この角度を小さく すると同じ周速であっても空気の絶対流出速度を大きく とれるので圧力が上昇する。

前述の通り,スロート面積の拡大は羽根車のチョーク 流量を増加させ,サージ域と最大流量の間の運転可能域 を拡大するが,同じ羽根車でさらに最大流量を増加させ るため,羽根車を囲むケーシングにバイパス通路を設け る場合がある。このケーシングの空気入口側の写真を図 3に示す。高回転で羽根車が回っているとき,この通路 から空気が羽根車途中に供給されるので,最大流量がさ らに拡大する。また,この通路は低圧力比域においては 逆に羽根車が吸い込んだ空気が入口側に逆流することで, 小風量時においても羽根車入口の流速が確保されるから, サージ流量を小さくでき,サージングに対する余裕を拡 大する効果もある。



図3 コンプレッサ羽根車入口の空気バイパス通路

4. MET-MB型過給機

MET-MB型過給機は、NOx 2 次規制開始に伴う機関 からの要求圧力比上昇に対応するために2009年に開発 された。機関側にとって搭載する過給機を従来のMET-MA型から-MB型に容易に変更可能な様に、MET-MB 型のガス入口、空気出口の取り合いはMET-MAと共通 になっている。図4にMET-MB型過給機の断面図を示す。



図4 MET-MB型過給機断面図

MET-MBでは、圧力比を高める為に新設計のコンプ レッサ羽根車が採用された。さらに許容回転数を従来 の機種より上昇させた。その結果、最高許容回転数時の 羽根車外周の速度は560m/s以上に達している。図5は、 MET71MB型過給機のコンプレッサ性能曲線の例であ る。圧力比5.0程度までは十分な性能が確保されている。

過給機許容回転数の上昇は、コンプレッサだけでなく タービンや軸受の設計に影響を及ぼす。コンプレッサ羽 根車やタービンディスク、動翼は今まで以上に高い遠心 応力に曝される。コンプレッサ羽根車は、圧力比が高く なるほど遠心応力と共に空気の温度も上昇するが、一般 に羽根車材料にはアルミ合金が使用されるので、材料強 度の低下、特に羽根車の寿命を決める高温クリープ強度 が問題となる。また、軸受の周速が高くなるので軸受の 発熱が大きくなる。これら条件に対して十分な信頼性を 確保できる設計が重要となる。

MET-MB型ではコンプレッサ羽根車背面の形状をよ



図5 MET71MB型過給機コンプレッサ性能曲線の例

り傾斜を緩やかにして最適化することで遠心応力を低 下させた。さらにタービンディスクも幅を拡大している。

また,機関の危急停止後に遊転する過給機ローターに 油を供給する内蔵潤滑油ヘッドタンクの容量も拡大して いる。スラスト軸受は増加する軸受負荷に対応するため, 回転側にテーパー・ランドパッドを設けた設計を採用し ている。

5. 過給機の可変容量化

近年は、燃料油価格の高騰から船の巡航速度を低くす る運航、即ち、ディーゼル機関を低出力で運転して燃料 消費を抑える運用が増えている。同じ機関出力において、 過給機タービンの絞りを変化させると、タービンの出力 が変わるので、機関に送る空気の圧力と流量を変えるこ とができる。タービンの絞りを小さくすれば、タービン 入口のガス圧力が高くなるので、過給機の回転数は増加 し、機関に送る空気の圧力も高くなる。一般に、ディー ゼル機関は、低負荷域で運転する場合や、吸い込む空気 温度が高い熱帯地方で運転する場合には燃料消費率が高 くなる。タービンの絞りを運転中任意に変化させること ができれば、前述の運転状態の時に空気の圧力を高めて 機関の燃焼が改善し、燃料消費率を低下させることがで きる。

三菱重工では1985年に、大型の可変ノズル付ラジアル タービンを装備した過給機MET66SR-VGを開発し、大 型タンカーの主機関に搭載した。この写真を図6に示す。 環状に並んだノズル翼は、駆動軸を有しており駆動リン ク機構を介して外部から運転中に回転させることができ る。回転摺動部には排ガス中の異物が入って固着しない ように、シール空気が導入されている。



図6 可変ノズル付大型ラジアルタービン過給機

自動車のエンジン用に小型の可変ノズル付過給機が広 く普及しているのとは対照的に、この大型舶用ラジアル タービン可変ノズル付過給機は最初の2台以外には生産 されなかった。理由は、過給機のコストが高かったこと と、メンテナンスが困難で顧客に敬遠された為と考えら れる。さらに、大型過給機は軸流タービンを採用するも のが主流となり、ラジアルタービン過給機は、機関搭載 上大きな設計変更を要したことや、MET66SR-VGが開 発された後、主機関は高出力化へ向けた開発が主流とな り、過給機には前述の通り高圧力比が求められ、可変ノ ズルへのニーズは薄れていったことも挙げられる。

しかしながら,近年の燃料油高騰傾向や気候変動に対 する感心の高まりから,低負荷運転での燃料消費削減目 的で可変容量タービンが再度注目されている。また,現 状からNOxを約80%低減することを求められるNOx3 次規制海域の内外で,排ガス再循環装置や脱硝触媒の作 動,停止に伴う機関性能変化を補うために可変容量ター ビン過給機の使用が検討されている。

ABBやMANの過給機メーカーでは既に軸流タービン のノズル翼を回転させて容量を変化させる大型可変容量 過給機を実用化している。三菱重工では前述の高コスト とメンテナンスの困難さを解決した可変容量軸流タービ ン過給機を開発した。この断面図を図7に示す。ノズル リングは仕切リングによって内外周に分割されている。 ガス入口フランジから入ったガスは、ノズルリング外周 側に導かれる主通路と、ノズルリング内周側に導かれる 制御通路に別れる。制御通路は弁によって開閉すること が可能になっている。従って、この弁を閉じるとガスの 全量はノズル外側のみ流れ、弁を開くとノズルの内外両 側に流れるので、2段階にノズル流路面積を変化させる ことができる。従来のようにノズルリングに可動部分が なく、市販の高温用バタフライ弁が使用できるので、信 頼性が高く、低コストな可変容量過給機を提供すること ができる。実際に実用する場合には、弁開閉は機関の運 転状態に応じて自動的に行われるであろう。



図7 固定ノズルリングによる可変容量タービン過給機

6. 排熱回収システム

最近の過給機の効率向上により,ディーゼル機関の排 ガスエネルギの全てを過給機のコンプレッサ駆動に使わ なくても過給機は機関に必要な空気の量と圧力を供給で きるようになった。即ち,排ガスエネルギの一部を別の 目的に利用することが可能になる。この排ガスエネルギ を発電に使うことで別の燃料を用いる発電機に代わって 電力を供給でき,温室効果ガス排出を削減可能な排熱回 収システムとして注目されている。

余剰の排ガスエネルギの一部を活用する方法として, 排ガスを過給機タービン入口前からバイパスしてパワー タービンを回して発電機を駆動したり,パワータービン の出力軸を減速機でエンジンの出力軸に結合して加勢す るものと,過給機のタービン動力の一部,即ち,過給機 ローターの回転動力を直接利用して発電機を駆動したり 油圧ポンプを駆動してエンジンの制御用油圧を発生させ るものがある。

前者は、ターボコンパウンドシステムを呼ばれ、既 に25年以上前から船の省エネシステムとして実用化さ れている。過給機性能が向上したとはいえ、排ガスエ ネルギを発電に回すと過給機が機関に送る空気量は減少 するので排ガス温度は上昇する。この温度上昇は排ガス ボイラで有効に活用される。ここで発生させた蒸気を利 用する蒸気タービン発電システムにパワータービンを 結合して1台の発電機を駆動すると大きな排熱回収効果 を得ることができる。図8に三菱重工製パワータービン MPT53A型の外観を示す。大型のコンテナ船に搭載さ れ、最大で3500kWの出力が得られる。過給機のタービ ン側を流用して設計されている。出力軸側には回転の安 定性を確保するためのカウンタウェイトが装備されてい る。



図8 パワータービンMPT53A

後者は,三菱重工や三井造船で開発されており,三菱 重工ではハイブリッド過給機と称して大型の発電機付き 過給機を開発したので次項に解説する。

7. ハイブリッド過給機

過給機のタービンが発生させる動力は,過給機が搭載 される機関の出力の約40%にも達する。従って,例えば, 機関にとって過給効率が72%から65%に1割低下するこ とが許容されれば,過給機タービン出力の1割は発電に 使っても良いことになるので,この場合には,機関出力 の約4%の排熱回収が可能になる。どの程度の過給機効 率まで許容するかは機関設計者によって決められ,この 効率値が低いほど多くの排熱回収が得られるが,機関の 燃料消費が増加し,燃焼室の熱負荷も高くなることを考 慮しなければならない。

三菱重工では、高効率過給機MET-MAシリーズの ローター軸に高速発電機を直結して排熱回収を行うハイ ブリッド過給機を開発した。図9にハイブリッド過給機 MET83MAGの断面図を示す。永久磁石式高速同期発電 機は、コンプレッサ渦室から支えられたシェルによって 保持され、発電機の外側とサイレンサの間を吸込空気が 流れる。発電機のローターと過給機のローターは、フレ キシブル継ぎ手で直接結合される。

ハイブリッド過給機からの出力電力の周波数と電圧は 過給機回転数,即ち機関の負荷によって変化するから一 旦直流に整流した後,インバーターで船内の電力網に適 した電圧と周波数に変換する必要がある。この整流方法 を,簡便なダイオードによらず,スイッチングによる アクティブ整流とした。従って,別の電源から発電機に 電力を送ることで電動機として機能させることができ る。これはハイブリッド過給機を単なる排熱回収手段だ けでなく,新たな目的で用いることが可能になる。例え ば,NOxを低減する為の脱硝触媒を過給機のタービン 入口に配置する場合,触媒の熱容量によって機関の起動,



図9 ハイブリッド過給機MET83MAG断面図

停止等に過給機回転数の追従遅れが発生するが,ハイブ リッド過給機の場合には発電・電動機能によって機関負 荷に応じた最適な過給機回転数に制御することができる。 また,特に4サイクル機関においては,機関負荷の上昇 に先行して過給機回転数を高めておけば,機関の加速性 が良くなったり,急負荷投入時に空気が不足して黒煙が 発生することを防止することができると考えられる。

図10は、世界で初めて舶用の主推進機関に搭載される ハイブリッド過給機の外観である。このハイブリッド 過給機の発電機は、最大で750kWの出力を有しており、 船が巡航速度で航行しているときに船内の電力を全て供 給することができる。従って、ディーゼル発電機等の運 転に必要な燃料とメンテナンスが不要になる。2011年前 半にはこの過給機を搭載した大型の貨物船が就航する予 定である。



図10 ハイブリッド過給機MET83MAG外観

8. さいごに

舶用ディーゼル機関に対する排ガス中のNOx, SOx規 制や二酸化炭素排出量削減の要求は引き続き厳しくなり, 新たな技術開発が求められている。機関にとって過給機 の制御性や燃焼空気圧力選定の自由度が増すことは,さ らに環境負荷の小さい機関の開発に繋がる。三菱重工は, 2サイクルディーゼル機関部門との連携を図ると共に, 過給機の高効率,高圧力比化と,機関運転状態に最適な 過給機制御を実現しながら,生み出された余剰性能をエ ネルギとして回収可能な総合的な舶用推進プラントを提 案していきたい。



MAN型過給機の動向

深町 操*1

FUKAMACHI Misao

塚原亮^{*1} TSUKAHARA Ryo

論説◆解説

キーワード:過給機, コンプレッサ, タービン, ディーゼル機関, ガスエンジン, Turbocharger, Compressor, Turbine, Diesel Engine, Gas engine

1. まえがき

川崎重工業㈱では1981年よりMAN Diesel & Turbo SE社(以下MAN社)のライセンスの下,MAN型過給 機の生産を行なっている。その間,ディーゼルエンジン は市場から経済性の向上,高出力化が求められ,熱効率 や信頼性の向上,平均有効圧力の上昇を行なってきた。 そのためには相対的に,より小さい燃焼室容積で,より 多くの燃料を,より効率良く燃焼させ,なおかつエンジ ンの熱負荷を下げるため燃焼室の部材温度を低く保つ必 要がある。結果として,過給機には限られた排ガスエネ ルギーで多くの空気をエンジン燃焼室に送り込むことが 要求されるため,より高い過給機効率,より高い圧力比 が要求され,川崎重工では各時代の最先端の技術を用い その要求に応えてきた。図1に当社でライセンス生産し た過給機製造実績を示す。

2002年には更なる高効率化,高圧力比化に応えるため, 新型のTCA型過給機(排気タービン=軸流型)がMAN 社により市場投入され,順調にその実績を伸ばしている。 図2にTCA型過給機の組立断面図を,図3にライセン サと全ライセンシを含むTCA型過給機の製造実績を示す。







図2 TCA型過給機組立断面図

	Deliveries 2-stroke	Deliveries 4-stroke	Deliveries total
TCA 33	0	2	2
TCA 55	294	87	381
TCA 66	1.176	249	1.425
TCA 77	661	81	742
TCA 88	209	65	274
Total	2.340	484	2.824
		Sta	tus 31. December 2009

図3 TCA型過給機製造台数

近年,市場からは経済性の向上,高出力化だけではな く,環境に与える負荷が少ないこと,特に大気汚染物 質排出の削減が要求されている。具体的にはCO₂,NOx, SOx及びPM (Particular Matter,粒子状物質)が着目 されており,NOx,SOxについてはIMO (International Maritime Organization,国際海事機関)MARPOL条 約により排出量が規制されている。SOx,PMは燃料中 の硫黄分によって規制されるため,ここでは割愛する。 NOxについて,舶用低速大型ディーゼルエンジンでは, 2005年に全海域において排出率17g/kWh以下とする1次 規制が発効された。2011年には全海域において現状の 15.5%減である14.36g/kWh以下とする2次規制が,2016 年には2次規制に加え,指定海域において現状の80%減 となる3.4g/kWh以下とする3次規制が発効される見込 みである。NOxの排出量はエンジンの燃費と相反関係 にあり、NOx規制を満たしつつ最適な燃費を得るため には、エンジン燃焼に関し大きな役割を果たしている過 給機の技術開発が不可欠であると考えられる。

本報では、以上の状況を踏まえ、MAN型過給機の最 新の技術動向について紹介する。

2. IMO NOx 2 次規制対応

上述のIMOによるNOxの2次規制は2011年1月1日 以降に建造される全ての低速大型ディーゼルエンジン搭 載船に適用されることが決まっており、エンジンとして 如何に経済性を維持しつつNOx排出量を減らすかは大 きな課題である。各エンジンメーカにより様々な対応が とられているが、低速大型ディーゼルエンジンにおい て最も大きなシェアを持つMAN B&W型エンジンでは、 経済性を維持しつつNOx排出量を削減する手法として、 燃料弁アトマイザの最適化、上死点での燃焼室容積変更、 そして排気弁のタイミング調整とともに掃気圧の増加を 行なっている。したがって、過給機としては、従来に比 べ、より高い圧力比が要求される。

TCA型過給機では,現状のコンプレッサ,タービン とも強度的に余裕があるため,回転数の増加により高圧 力比化を実現している。したがって,2次規制対応によ る部品の変更やエンジンとの取合寸法の変更は不要と なっている。一方,将来は更なる高圧力比化が要求され るものと考えられ,新型コンプレッサホイール等の開発 も行なわれている。

3. VTA (Variable Turbine Area)

ある船舶において経済的に最適な船速(=エンジンの 負荷)を,設計段階において一意的に決めることは困難 で,原油価格や海運市況など,その時代の経済情勢に大 きく依存する。船舶の一般的な寿命は約30年程度とされ ているが,その間,経済情勢に応じた柔軟な運行が必要 とされる。したがって,エンジンとしては,100%負荷 だけでなく部分負荷においても経済性に優れていること, すなわち低燃費であることが求められる。

そのような要望に応えるため、MAN社では過給機 に対するオプションの一つとして、VTA(Variable Turbine Area)を開発した。これは、タービン動翼の 直前に設置されている静翼を遠隔制御により可変とする 機構で、図4⁽¹⁾にVTAの構成部品、図5⁽¹⁾に可変翼部の 詳細モデルを示す。アクチュエータは電動サーボモータ を用いている。部分負荷において静翼を閉じる方向に調 整することにより掃気圧を上昇させ、燃料を効率よく燃 焼させることで、燃費の削減を図っている。

VTAの設計は2003年より開始され,2006年にはエン ジン上での陸上試験が行なわれた。その燃費削減量と排 ガス排出量のデータを図6⁽¹⁾と図7⁽¹⁾に示す。部分負荷 において従来型固定翼を装備した過給機に比べ,NOx



図4 VTA構成部品



図5 可変翼部詳細モデル

については若干悪化するが、CO排出量の削減及び最大約4g/kWhと大きな燃費の削減が確認された。可変翼のため、燃費とNOxの兼ね合いから最適な調整を行なうことが可能となっている。

この様に良好な結果が得られたことから,2007年には 就航船での実証試験が開始された。図8⁽¹⁾に就航船で得 られた燃費の削減量を示す。燃費の改善については,陸 上試験結果と同等の結果が確認された。図9⁽¹⁾に10,000 時間運転後の開放検査結果を示す。船舶に使用される燃 料はC重油が主であり,可変翼のスティックが懸念され ていたが,問題なくスムーズに動くこと,静翼シャフト に磨耗,傷その他異常の無いことが確認された。

就航船での良好な試験結果に基づき,2008年6月に はVTAの市場投入が決定され,2010年5月現在,舶用 ディーゼルエンジン向けのみで50台以上の受注を獲得し



図6 陸上試験での燃費削減量

- 27 -



図8 就航試験での燃費削減量

この解決のために、MAN社ではIRC(Internal ReCirculation)と呼ばれる技術を開発した。コンプレッ サ入口ケーシングに2箇所のスロットを設け、ケーシン グ内で流れを循環させてコンプレッサホイール入口部の 剥離を防止し、小流量領域においてもサージングを発生 しにくくしている。その概念図を図10に、CFD解析で のIRC有無によるコンプレッサホイール入口翼先端の相 対マッハ数分布を図11⁽²⁾に示す。IRC適用により剥離が 防止されていることがわかる。図12⁽²⁾にIRC適用の有無 によるコンプレッサマップの比較を示す。CFD解析結 果の通り、IRC適用によりサージマージンが増加してい る一方、等回転数線はIRC適用の有無に関わらずほぼ同 ーとなっている。したがって、効率の低下はほとんど無



図10 IRC概念図





図 9 10,000時間運転後開放結果 (左上:可変翼,左下:可変翼根元部, 右上:可変翼シャフト部,右下:可変翼植え込み部)

ており,好調な売れ行きを見せている。就航試験は今後 も継続して行なわれる計画である。

4. IRC (Internal ReCirculation)

IMO NOx 2 次規制対応やVTAによる燃費削減では掃 気圧を上昇させており,過給機としては従来よりも高い 圧力比が要求されるため,コンプレッサのサージングに 対する安定性(サージマージン)という観点では厳しく なる方向である。



図11 IRC有無による相対マッハ数分布比較



- 28 -

く, 十分なサージマージンを確保しつつ, 掃気圧を上昇 させることが可能となっている。

本技術は既に適用が開始されており,エンジンとの マッチングにおいて有用な手段の一つとなっている。

5. TCA88-25/大容量過給機の開発

MAN B&W型舶用ディーゼルエンジンの最大出力は 約87,000kW, 燃焼に必要とされる風量は約220kg/sに及 び,1台の過給機でこの風量をまかなうのは事実上不可 能であり,複数台の過給機で対応することとなる。しか しながら,系統が複雑になることや,イニシャルコスト, メンテナンスコストの削減,機関上のスペース確保の観 点から,過給機台数を少なくしたい,という市場からの 要望は強い。

そこでMAN社では更なる大容量化のためTCA88-25 を開発した。従来の最大容量機種であるTCA88-20とエ ンジンとの取合寸法は同一にし,回転体部品の設計変更 により最大風量レンジを約15%拡張させている。図13⁽³⁾ にTCA88-20からの主な変更点を,表1にTCA88-25適 用による過給機台数削減の一例を示す。

本過給機は単独運転において良好な性能が確認され, 既に市場投入されている。



図13 TCA88-25: TCA88-20からの変更点

表1 TCA88-25適用例

Engine Type	Previous Application	New Application
8K98MC/ME (Mk6)	3x TCA88-20	2x TCA88-25
8K98MC/ME (Mk7)	3x TCA88-20	2x TCA88-25
8K98MC-C/ME-C (Mk6)	3x TCA88-20	2x TCA88-25
8K98MC-C/ME-C (Mk7)	3x TCA88-20	2x TCA88-25
12K98MC/ME (Mk6)	4x TCA88-20	3x TCA88-25
12K98MC/ME (Mk7)	4x TCA88-20	3x TCA88-25
12K98MC-C/ME-C (Mk6)	4x TCA88-20	3x TCA88-25
12K98MC-C/ME-C (Mk7)	4x TCA88-20	3x TCA88-25

6. 2S50ME-C試験エンジン

過給機を含めたディーゼルエンジンシステムの技術開 発事例として、当社での2S50ME-C試験エンジンを紹介 したい。ボア径は50cmで実際の商用エンジンにも使用 されているサイズである。商用エンジンに近い性能が低 コストで得られ,加えてディーゼルエンジンシステムと しての経済性を維持・向上させつつ,将来の排ガス規制 強化に対応するための各種試験が行なえるよう計画され ている。その鳥瞰図を図14に,掃排気系統を図15に示す。 過給機は容量の異なるTCR型過給機(排気タービン=ラ ジアル型)が2台並列で搭載され,一方にはVTAが装 備されている。過給機に関係する試験としては,小容量



図14 2S50ME-C試験エンジン鳥瞰図

過給機のカットやVTA制御を組み合わせた過給機カットの試験を行ない、最適なエンジンシステムを研究していく計画である。



図15 試験エンジンの掃排気系統モデル

7. カワサキグリーンガスエンジンへの適用

陸用発電分野において天然ガス燃料を使用するガスエ ンジン市場が急拡大しており、当社ではその市場要求に 応えるべく、「グリーンガスエンジン」と呼称するガス エンジンを自社開発した。外観写真を図16に示す。ガス



図16 グリーンガスエンジン外観

エンジンにおいては、空燃比制御が性能向上の主要課 題となっており、燃焼室への空気供給を担う過給機性 能は非常に重要である。初号機となるKG-18発電プラン トにはMAN型TCA過給機が搭載され、発電効率48.5%, NOx排出量200ppm以下(O₂=0%換算)を達成している⁽⁴⁾。 本エンジンの空燃比制御は排気バイパス弁によって行な われており、冬場には余剰排ガスエネルギーを捨てる形 となっている。そこで、更なる発電効率の向上のため、 二号機であるKG-12-V発電プラントでは、排気バイパ ス弁の代わりにVTA付過給機を適用し、タービン側静 翼開度を調整することで、従来捨てられていた排ガスエ ネルギーを利用しつつ最適な空燃比の調整が可能となっ た。本プラントは当社神戸工場に設置され、2010年1月 より運転を開始し、NOx排出量200ppm以下(O₂=0% 換算)、発電効率49.0%の達成が確認された。

VTA付過給機を搭載したグリーンガスエンジンは高

効率仕様KG-Vシリーズとしてラインナップされている。 主要目表及び給排気モデルを図17に示す。

8. あとがき

MAN型過給機の最新の技術動向を紹介してきたが, ディーゼルエンジンの経済性向上,高出力化,大気汚染 物質排出の削減が求められる傾向は今後も続いていくと 見られる。その結果として過給機に求められることは, 高圧力比化,高効率化,大容量化であり,今後も継続的 な技術開発が必要である。

また,船舶の寿命が約30年程度と長い一方,海運業界 の市況は変動が大きく,周期が短い。さらに,今後は指 定海域での排ガス規制の強化が行なわれる見込みである。 したがって,過給機を含めたエンジンシステムとしては, 就航後の多様な運行に対応できる柔軟なシステムへの要 求が高まると考えられる。エンジン性能の鍵を握る過給 機が低性能であればエンジンシステムとしての調整代が なくなってしまうことからも,過給機の更なる技術開発 が必要と考えられる。

以上のように、市場の要請に応えるエンジンを製造す るためには過給機の技術開発が必須であり、今後とも過 給機の技術動向を注視し、ライセンサと協力して着実に 前進していく必要がある。

参考文献

- MAN Diesel & Turbo, VTA Workshop in Japan, (2009), p30-83
- MAN Diesel & Turbo, Technical Sales College IRC, (2008), p10-15
- (3) MAN Diesel & Turbo, The New TCA88-25, (2008), p3
- (4) H. Sakurai, T. Sugimoto, Y. Sakai, T. Tokuoka, Y. Nonaka, M. Honjyou, T. Horie, 26th CIMAC Congress, (2010), paper no. 189



型式		KG-12	KG-18	KG-12-V	KG-18-V	
シリンダ数		12	18	12	18	
交 命 中 も い い	50Hz/750rpm	5,200	7,800	5,200	7,800	
光电山刀 ㎏	60Hz/720rpm	5,000	7,500	5,000	7,500	
NO×		200ppm(O2=0%換算)以下				
発電効率		48.5%		49.0%		
(ISO3046,13Aガ	スペース)					

図17 主要目表及び給排気モデル



ABB製ターボチャージャーの動向

中村 亮也^{*1} NAKAMURA Ryoya

論説◆解説

キーワード:過給機、コンプレッサ、圧力比、効率、ミラーサイクル

1. はじめに

堅実に発展しているエンジン出力の向上、高止まりし ている重油価格圧力から来る燃料消費低減への動き,環 境面ではIMOによるNOx排気ガス規制がまさに2次規制 へ移行しようとしている。これら舶用ディーゼルエンジ ンを取り巻く近年の状況は、エンジンの重要な要素で ある過給機および過給システムの進むべき方向に当然な がら技術的な示唆を与えるものである。ABBターボシ ステムズ社(以下ABBという)は、早くから詳細な市 場分析を始め、使用者であるエンジンメーカ及びエンド ユーザとの議論を行ってきた。そして導き出されたのは, 次世代のエンジンが過給機に求めるコンプレッサ圧力比 と効率は現在のレベルから大幅に高くなるということで あった。なぜならば、NOx排気ガス規制を守りながら トレード・オフの関係にある燃料消費も同時に抑えると いうチャレンジのためには必要不可欠な技術として求め られているからである。長期的なスパンでの燃料価格の 上昇や、温暖化ガス削減への取り組みが一般化して行く 中でその重要性は益々高まっている。

実は、より高い圧力比及び効率への探求はABBが過 給機を製造し始めてから現在に至るまで変わらず取り組 んで来た重要な課題でもあった。本稿では、その歴史の 端緒に触れながら、世代を引き継いで行く最新形過給機 のA100形シリーズを紹介する。

2. 過給機の歴史

およそ120年をさかのぼる時代(1892年),ルドルフ・ ディーゼルは既に自らの名を冠したエンジン名でディー ゼルエンジンの特許を取得し,30パーセント以上の熱 効率を確認していた。それから僅か十数年後(1905年), スイスの技術者アルフレッド・ビュッヒは初めて過給機 に関する特許を取得する。そこでは同軸上に取り付けら れた多段コンプレッサとタービンを備え4ストロークの ディーゼルエンジンと結合した「高過給複合エンジン」 について記述されていた。その後アイデアは更に発展し、

原稿受付 2010年10月5日

*1 ターボシステムズユナイテッド(株) 過給機本体販売 2ストローク部 技術グループ 〒130-0013 墨田区錦糸1-2-1 単独で自由に回転するフリー・ランニング過給機の発想 に至り,現在最も一般的に舶用・陸用エンジン用として 使われている過給機の原型となった。

BBC社(現ABBの前身)は、ビジネスパートナーを 探していたビュッヒから接触を受けたものの、当初は過 給機の開発を見送っていた。しかし、その方針は1923年 MANが出版した「低圧力での過給試験に関するレポー ト」により一変する。4ストロークエンジンにおいて実 施された試験では、燃焼空気を僅か0.135MPaへ過給す ることにより燃料消費率の低減だけでなく、エンジン出 力を増加できることが実証された。BBCはここに来て、 従来から回転機械を製造する際に獲得してきたノウハウ を過給機の開発に応用することを決定した。(図1は大 型ディーゼルエンジン用の世界初の過給機、図2はその



図1 大型ディーゼルエンジン用の世界初の過給機



図2 SLM社の試験エンジン

- 31 -

試験エンジンを示す)

ここで改めて確認しておきたいのは、過給機は黎明期 から既にエンジン出力向上と燃料消費削減に貢献するこ とを期待されていたということである。より高い圧力の 過給空気をより効率良く送り出す性能を有するコンポー ネントの開発、主にコンプレッサの高圧力比化が過給機 の歴史の大きな一面を表している。図3は、ABB製過 給機のコンプレッサ圧力比及び効率の変遷を示す。

この基本的な方向性は、その後到来するオイルショックまで直走る出力向上の時代、オイルショック後の熱効率重視の時代を経て、現代の環境問題重視の時代に至っても変わらないエンジンの要求項目となっている。

3. 過給機に対する最新の要求性能

エンジンが求める過給機性能への方向性は同じでも, IMOによるNOxレベル等の排気ガス規制が強まる近年 の状況の中では、エンジンの種類及びアプリケーション によって過給機効率やコンプレッサ圧力比が燃料消費や 排気ガスに及ぼす影響度合いは異なってくる。従って、 最新のA100形シリーズでは対象となるエンジン毎の技 術的ニーズに応えるために3つのセグメントに分けて開 発をしている。A100-Hは高速エンジン、A100-Mは 中速エンジン、A100-Lは低速エンジン向けであり、い ずれも単段過給を前提としたアプリケーションにおいて ミラーサイクルなど主にシリンダの燃焼行程に直接結び つくソリューションを提供している。

3.1 高速エンジン

軽質なディーゼル油や天然ガスなどを燃料とする4ス トロークエンジンが対象となる。4ストロークの場合、 シリンダが排気行程から吸気行程に移行する際に排気バ ルブ閉鎖の前に吸気バルブ開放が始まることで、吸排気 バルブが同時に開き吸気の流入と排気ガスの流出が同時 に起きるバルブオーバーラップ期間がある。この期間で は排気ガスがシリンダから排出される際の負圧の力を利 用して吸気が促進されるだけでなく、両弁間に吹き抜け の流れが起こり,一種の掃気が行われる。ところが高速 エンジンにおいて典型的なアプリケーションの一つであ る予混合タイプのガスエンジンでは,過給圧力によって 未燃焼の混合気が排気ポートへ押し出されてしまわない ようにバルブオーバーラップを短めにして掃気を最小化 しなければならない。従って,シリンダ内には排気ガス が残留しやすい傾向があり,より多くの燃焼空気を過給 するためには給気圧力を高くする必要がある。しかしな がら,元々掃気を期待しないため,余り高い過給機効率 は求められない。なお,排気ガス温度は比較的低い空燃 比のため750℃に達することがある。

NOxレベル及び燃料消費を減らすためのミラーサイ クル技術は既に確立されているが、その到達度合いは 過給機が対応できる給気圧力レベルによって制限されて いる。負荷変動に対する追従性が重視される場合が多く、 主にトラック・小型舶用および非常発電機用エンジンと して使用される。

3.2 中速エンジン

舶用の場合は低質油や蒸留油,陸上発電用としては天 然ガスなどを燃料とする4ストロークエンジンが対象と なる。吸排気弁のバルブオーバーラップ時にはシリンダ で掃気が行われ,一般的に排気ガス温度は550℃程度に とどまる。動圧過給の場合には,各シリンダの燃焼に よって生み出される排気管内のパルス状のガス圧変動 がより高い給気圧力との間に圧力差を作り,掃気を助け る。また,力強いパルス波によって生じる高いガス圧力 がタービンを動かし加速時に有利となる。

ミラーサイクル技術は既に確立されており,吸気弁タ イミングの調整によって燃料消費の増加を極力抑えなが らNOxレベルを減らすことができる。その度合いはア プリケーションによって異なるが,ミラーサイクルの度 合いを強くすることができれば,むしろ燃料消費を低減 させることも可能である。高速エンジンと同様,その到 達度合いは過給機が対応できる給気圧力レベルによって 制限されている。



3.3 低速エンジン

主なアプリケーションは低質油を燃料とする舶用2ス トロークエンジンであり、ユニフロー形式による掃気 行程は必要不可欠である。静圧過給であり、大きなボ リュームを持った掃気管と排気管内の圧力は全行程を通 して比較的安定しており、両者の圧力差によって掃気が 行なわれる。この圧力差を大きくして効果的に掃気を行 なうためには、より高い過給機効率が求められる。なお、 排気ガス温度は定格負荷においても通常400℃台におさ まる。

IMOによるNOx1次規制レベルをクリアするために は、燃料噴射方法の変更(例えば、噴射タイミングの遅 角、および噴射圧プロファイルの変更)のみで対応可能 であったが、2次規制をクリアするに当たっては、掃気 圧力を従来のレベルから上昇させなければ燃料消費の悪 化を余儀なくされる。このため、高効率だけではなく、 より高い圧力比に対応できるコンプレッサを持つ過給機 への要望が高まっている。

3.4 エンジン性能への影響

全セグメントのディーゼルエンジン共通で言えるのは 燃料消費とNOxレベルはトレード・オフの関係にあり, 燃料噴射タイミングを変更するだけでは一方の改善は望 めても,他方は悪化する曲線を描くことである。図4は その関係を示す一例であるが,より高い給気圧力および 過給機効率はそのトレード・オフ曲線をシフトさせ,双 方を改善させる効果を生む。この改善の方向性は変わら ないものの単段過給として高い要求レベルに近づきつつ ある今,上述のとおり各々のエンジン特性に応じてより 重視される性能やその重み付けは変わって来ており,過 給機の開発ポートフォーリオとしては分化して行く傾向 にある。



図4 NOxと燃料消費の相関および改善例

3.5 過給機への要求性能(最新の動向)

図5は各エンジンにおける要求コンプレッサ圧力比, および過給機効率の動向を示している。前述した技術的 特徴を持つガスエンジンの進歩とともに,高速エンジン に求められるコンプレッサ圧力比の上昇スピードが他と



図5 各エンジンセグメントにおける過給機への要求性能

比べて速くなっており,従来から最も高かった中速エン ジンと同じレベルに到達してきている。一方,過給機効 率を含めた熱力学的な要求性能では,低速エンジンとは 明らかな違いが認められる。低速エンジンにおいては過 給機効率が重視されている。

4. 最新A100形シリーズの紹介

各エンジンセグメントのニーズに応えるため,最新の A100形シリーズは,中・高速エンジン向けでは特に高 い圧力比に対応できるように,低速エンジン向けでは高 圧力比でありながら,より高い効率が実現できるように 開発されている。図6は対応するコンプレッサ圧力比を, 図7は過給機効率を従来機種との比較で示している。

全てのA100形において、対応可能な圧力比は従来機



図6 A100形と従来機種の対応コンプレッサ圧力比



図7 A100形と従来機種の過給機効率

種からおよそ0.5と大きく上昇しており、低速エンジン では過給機効率がエンジンの定格負荷だけでなく部分負 荷にわたる広い領域で高いレベルを維持しなければなら ないという難しい要求があるが、A100-Lシリーズはそ れをクリアしている。

4.1 中・高速4ストロークエンジン用過給機

A100-HシリーズおよびA100-Mシリーズの小型は ラジアルタービン過給機であり、従来機種TPS-Fシ リーズの後継として開発され、フランジなどエンジン搭 載のための取り合い寸法は同一になっている。各コン ポーネントは上述のような高い熱力学的、機械的要求に 応えるために最新の設計・技術で見直され、それらをモ ジュールとして組み合わせる信頼性の高い手法をとって いる。図8に実機の写真を示す。

また,A100-Mの大型はアキシャルタービン過給機 であり,同様に従来機種TPL-Cシリーズの後継として 開発されている。



図8 A100-H/M (ラジアルタービン)

4.2 低速2ストロークエンジン用過給機

A100-Lシリーズはアキシャルタービン過給機であり, 広い運転領域でより高い効率を実現するために,空気, ガスが流れる部品に流体力学的な改善を施す新規開発を 行なっている。最新の要求性能は従来に比べ大幅に高く なっており、それを満足するためには従来機種のフレー ム内に留まる変更や改良だけでは限界がある。

一方では、軸受構造などフィールド上で数多くの運転 実績によって実証されているTPL-Bシリーズにおける 信頼性の高い技術を引き継ぐことで、安全運行を重視し た設計を行なっている。図9に実機の写真を示す。



図9 A100-L (アキシャルタービン)

4.3 各コンポーネントについて

4.3.1 コンプレッサ関連部品

A100形は,新規開発し翼形状を最適化したコンプレッ サとディフューザによって,従来と同じアルミ合金をコ ンプレッサの素材としながら目標圧力比への対応を可能 としている。強度は確保されるものの,非常に高価で, より重く慣性モーメントが大きくなるチタン合金などの 素材を使用することは,初期コストだけでなくエンジン の加速性能に悪影響を及ぼすなど,製造者のみならず使 用者にとっても負担が大きいため避けなければならない。

用途・環境,回転体の必要寿命などアプリケーション やスペックによっても異なるが,コンプレッサの冷却機 能を使用することで中・高速エンジン用A100-H / M シリーズは圧力比~5.8まで達成可能である(冷却機能 を使用しない場合は~5.2まで)。なお,コンプレッサの 冷却については,従来機種TPL-Cシリーズで実績が多 くあり,技術として既に確立されている。

図10に最新のコンプレッサ性能を従来機種と比較する 形で示している。例えば,圧力比5.0を超えるあたりで は従来機種に比べておよそ1%高いコンプレッサ効率が 得られている。

また、低速エンジン用A100-Lシリーズにおいては、 冷却を実施しなくても従来の回転体寿命を損なわない条 件で、少なくとも圧力比~4.7まで達成可能である。2 ストロークエンジンは、掃気行程の状態が過給効率に影 響されやすく、ロスを生む冷却機能を使用することは通 常好ましくない。

4.3.2 タービン

中・高速エンジンの求める高い圧力比において回転体の周速は非常に高いレベルにあるため,A100-H/M



図10 A100-HとTPS-Fシリーズのコンプレッサマップ

シリーズのラジアルタービンは特にその機械的強度に注 意をはらって設計し、タービンブレード形状を最適化し ている。

また、アキシャルタービンを採用するA100-M/L シリーズでは、タービン関連部品を新規に設計するだけ でなく、ガス入口・出口のケーシング形状の最適化を行 なって性能改善を実現している。そして、動圧過給が 行なわれる4ストロークエンジン用A100-Mでは、高い タービン効率を維持しながらタービンブレードの翼振動 を減衰させるため、従来のダンピングワイヤによる方法 ではなくシュラウドタービンを採用している(図11)。



図11 シュラウドタービン

4.3.3 軸受

軸受は過給機の信頼性を確保するために重要な部品で あり、過給機の分解開放の間隔を決定づけている。スク イーズフィルムダンパによる平軸受の構造は、従来機種 の安定したフィールド実績に裏付けられており、全ての A100形においても採用されている。

また,アキシャルタービンの機種においては,浮動ス ラストディスクの軸受構造も引き継いでおり,2スト ロークアプリケーションでは従来と同じ36,000時間の長 い軸受交換時間を適用可能としている。

4.3.4 ケーシング

回転体の大きな運動エネルギーを支え,より高い給気 圧力およびガス圧力にさらされるケーシングについても 強度を上げる検討を行なっている。エンジンの発進・停 止を想定したヒートサイクル,または外部振動によって 発生する応力に耐えうるものとし,エンジンへの適切な 搭載方法を確認しながら,最終的にはオーバスピードに よる予期しない回転体の飛散をケーシング内に封じ込め るコンテインメントを考慮した設計となっている。

4.3.5 VTG (可変タービン機構)

ABBはVTG搭載過給機の実績を数多く有しており, 従来機種TPLおよびTPSシリーズにおいても一部の型式 サイズで供給していた。従って,最新のA100形におい ても技術的に対応可能であり,市場ニーズを見ながら効 果的な投入を常に視野に入れている。

特に、A100-Lシリーズにおいては開発の早い段階からVTGへの要望があり、特定の型式サイズでは既に供給可能となっている。図12のとおり、A100-Lにおける VTGは機械的な部品のみならず、制御ユニット、アク チュエータがセットになって過給機本体に搭載されており、半ば独立した制御システムを形づくっている。従っ て、エンジン上での艤装がシンプルになる。

また、図13のようにVTG機構の部品は非常にコンパ クトに設計されており、VTGなしの過給機と同じエン ジンへの取り合い寸法を維持することができる。



図12 A100-L..T制御ユニットおよびアクチュエータ



図13 A100-L.T VTG機構の部品

5. まとめ

最新のA100形シリーズは、エンジンがミラーサイク ルを駆使してIMOの規定するNOx 2 次規制をクリアす る時にその力を十分に発揮する過給機として開発されて いる。いずれのエンジンにおいてもより高い給気圧力お よび過給機効率が求められるが、その特性は中・高速エ ンジンと低速エンジンに分化しており、各々に合った要 素開発が行なわれてきた。

そして、A100形が持つその高いポテンシャルはNOx 規制を満足するだけでなく、エンジンの高出力化、また は燃料消費の削減のために活用される。それは、ABB が過給機事業を始めて以来DNAとして受け継いで来た エンジンへの貢献の姿であり、世界中のエンジンメーカ と早い時期から接触しニーズを吸上げ、愚直に技術を磨 いてきた歴史の結実である。

A100形は,新製品としての開発プログラムの中で フィールド試験を含む数々の品質確認テストをクリアし, 既に商用のエンジンに搭載されて来ている。そして,数 千時間の運転を経て製品としての完成度とその卓越した 性能を実証している。

参考文献

- Peter Neuenschwander, Martin Thiele, Martin Seiler, "New turbochargers for more powerful engines running under stricter emmisions regimes", CIMAC Congress 2010 in Bergen
- (2) Ernst Jenny, "The BBC Turbocharger-A Swiss Success Story" via ABB Turbo magazine 2/2005


特集:過給機·圧縮機

ターボチャージャ発電装置 (TGU)

近藤 守男*1

KONDO Morio

栃尾信一郎^{*2} TOCHIO Sinichiro

キーワード: ターボチャージャ, 高速発電機, 温室効果ガス, 余剰排気エネルギー, 永久磁石, Turbocharger, High-Speed Generator, Greenhouse Gas, Surplus Exhaust Energy, Parmanent Magnet

1. はじめに

2009年9月に世界90カ国以上が参加した国連気候変動 首脳会合で,日本の鳩山首相は,主要国の参加による意 欲的な目標の合意を前提に,温室効果ガス削減の中期目 標として,2020年までに1990年比で25%の削減を目指す と表明した。

このような状況の下,中型と大型のディーゼルエンジ ン及びガスエンジン(以下,「中・大型エンジン」とい う。)についてみると,その排気ガスは,ターボチャー ジャを駆動するエネルギー源として利用されているが, ターボチャージャの効率が向上した結果,排気エネル ギーに余剰が生じ,このエネルギーは活用されることな く大気に放出されているのが実状である。図1は大型舶 用2ストロークディーゼルエンジンのヒートバランスを 示したものである。

従来の余剰排気ガスを利用したシステムには、ターボ チャージャをバイパスさせた余剰排気ガスでパワーター ビンを駆動し、発電機で発電するパワータービンシステ ムがある。しかし、このシステムは、減速機を介して発 電機を駆動するために効率が悪く,また,排気バイパス 配管の取り回し等スペースの問題がある。そこで中・大 型エンジンの余剰排気エネルギーを有効利用する⁽¹⁾ため に,排気バイパス配管や減速機を介さず,ターボチャー ジャに直結した高速発電機を用いたシステムの研究開発 に取り組むこととした。

本研究開発では、ターゲットとして比較的電力需要の 大きい大型コンテナ船の主機に搭載される最大級のター ボチャージャに高速発電機を直結して発電し、インバー タシステム及び制御システムで電力を供給する発電シス テムとした。

表1に本研究の最終目標を示す。

2. 開発の概要

2.1 システム構成

図2に従来システムの構成図を,図3に開発システム の構成図を示す。



軸出力 49.3% + ターボチャージャ発電装置発電出力 2.0%(軸出力4%)

原稿受付 2010年9月10日

- *1 三井造船(株) 機械工場技術開発部
- 〒706-8651 岡山県玉野市玉3-1-1

*2 西芝電機(株) 商品開発部

全体目標 (主目標)	達成目標(値)と設定理由	現状レベル(開発開始時)	
中型及び大型エンジンの熱効率向 上	・エンジン熱効率を2ポイント向上 ・発電システム効率90%以上	同等クラスの発電システムなし	
研究課題目標	達成目標(値)と設定理由	現状レベル(開発開始時)	
 ①永久磁石式大型 高速発電機の開発 	 ・発電機出力 1,300 k W ・発電機効率 96%以上 	300kWクラス 効率95%	
②インバータシステム及び制御シ ステムの開発	 ・余剰エネルギーを効率よく電気エネルギーに変換すること ・確実に故障を検出し電気的に遮断すること 	50kWクラスのシステム	
③ターボチャージャ・発電機直結構造の開発	高速回転において振動やトルク伝達に問題のないこと	同等クラスの発電システムなし	
④性能確認試験	 ・発電システム効率90%以上 ・発電機の冷却性能に問題なく、軸振動等がなく運転できること 	同等クラスの発電システムなし	

表1 研究の最終目標



図2 従来システムの概念図



図3 開発システムの概念図

2.2 永久磁石式大型高速発電機

ターボチャージャ直結型の発電機を実現するために, 高速回転に耐えうるロータ構造及び効率向上のため永久 磁石式のロータを採用した。開発にあたり,実機モデル の1/2 (容量比約1/8)の試作機を製作し,特性データを 採取した⁽²⁾。

2.2.1 発電機1/2モデル

高速回転に耐えうるロータ構造を検討し,高速回転に よる遠心力に対して磁石を保持するため,保持環内面に 磁石を貼り付ける構造とした。図4に発電機1/2モデル の構造図を示す。

発電機の冷却方法を熱解析により検討し、ステータ鉄 心の外周側はエンジン冷却水による水冷却とし、ロータ 及びステータ鉄心内周側はターボチャージャの圧縮空気 で冷却する方式を採用した。また、発電機の電気的特性 と磁束分布を把握するために電磁界解析を実施し、良好 な磁束密度分布が得られることを確認した。図5に発電 機の2次元磁界解析の一例を示す。



図4 発電機1/2モデル構造図



418

図6に発電機実機モデルの外観を示す。発電機実機モ デルについては、試作ロータを製作し、製造方法の検証 及び強度評価を実施した。



発	電機	実機モデルの基本仕様
	形	式:永久磁石式同期発電機
	定格	出力:1300 kW
	定格	回転速度:10500 rpm
	周波	数:175 Hz
	極	数:2 極
1	絶縁	種別:F 種
	冷却	方式:水冷却(ステータ)
		空気冷却(ロータ)
	軸	受:すべり軸受

図6 発電機実機モデル外観

2.3 インバータシステム及び制御システム

図7にシステム構成図を示す。永久磁石式大型高速 発電機の出力は、遮断器を介してインバータに接続す る。永久磁石式大型高速発電機の出力周波数は175Hzと 高いため、遮断器は高周波数の仕様を満足する気中遮断 器 (Air Circuit Breaker: ACB) を採用し, 高周波抑 制フィルターは、トランスの母線側に設置してシンプル になる構成とした。母線と接続する遮断器は通常の60 Hzのため、気中遮断器を採用した。



図7 システム構成図

インバータ盤は、コンバータ盤で変換された直流を交 流(60Hz)に変換する機能を有しており、変換器盤に は、IGBT素子 (Insulated Gate Bipolar Transistor:絶 縁ゲートバイポーラトランジスタ)を用いたインバータ ユニットを収納している。

システム制御盤は、インバータが出力する電力をコン トロールするものである。また、発電機の状態を監視し、 必要な場合は保護する機能を有している。高調波フィル

ター及び変圧器は、インバータが出力する高調波成分を 含んだ電圧を正弦波状の電圧に改善し、母線に接続する 機器である。

2.4 ターボチャージャ・発電機直結構造

開発対象としたターボチャージャは、世界最大級の "三井 – MAN TCA88型"である。このターボチャー ジャに高速発電機を結合するためには、直結軸系のアラ イメントが運転中にも維持され、全体軸系の振動にも十 分安全な結合構造とする必要がある。そのため、結合構 造の基本設計に基づき、静止部材の強度・変形・振動解 析、全体軸系の軸振動解析などを行いつつ最適化設計を 実施した。

2.4.1 発電機支持構造の開発

ターボチャージャと発電機の結合構造の概略イメージ を図8に示す。



図8 発電機・ターボチャージャ直結構造のイメージ図

発電機の配置場所として、圧縮機端部を選定した。ま た、結合構造には、ターボチャージャと発電機との運転 中の熱膨張差による上下方向の軸心ズレが生じない直接 結合方法を採用した。具体的には、舶用エンジン用ター ボチャージャで採用されている吸込消音器の端部に、発 電機をフランジ締結する構造とした。

発電機とターボチャージャのロータは、消音器内の空 気流路を貫通する中間軸で締結するものとし、ターボ チャージャロータとはリーマボルトで結合し、発電機 ロータとは軸方向熱膨張を吸収できるスプライン締結と した。高速回転につき、定格発電出力における中間軸の 伝達トルクは少ないため、中間軸径、スプラインサイズ、 ボルトサイズともに小さくできる。

標準型消音器は、前壁と後壁とをリブでつないだ薄鋼 板溶接構造として軽量化されているので、発電機を前壁 にフランジ結合すると、発電機の自重により消音器がた わむことになる。そのため中間軸が曲がり、発電機と ターボチャージャの軸受荷重が変化するとともに、軸ア ライメントがずれる。そのため、基本的には締結フラン

ジ部のたわみ量だけ,発電機をオフセット(偏心)する ことにした。図9に,オフセット量を求めるために行っ たFEM解析結果の一例を示す。

一方,エンジン振動を起振源として消音器が振動する 可能性がある。そのため、当該ターボチャージャ搭載エ ンジンの消音器締結部の振動周波数・振幅計測値を与え て,消音器・発電機結合構造の周波数応答解析を行った。 その結果,標準型消音器では最大応答変位が大きいた め、リブ厚さ・枚数及び前壁・後壁の厚さを最適化する ことにより,最大応答変位を約1/5まで減じ,それに伴 い,発電機自重によるたわみも約1/2.5に減少した。また, 消音器の溶接部強度も問題ないことを確認した。



図9 発電機自重による消音器変形解析例

2.4.2 直結軸系の開発

ターボチャージャロータ及び発電機ロータには 5000rpm付近に剛体モードの危険回転数があるが、減衰 が十分大きいため危険回転数とはいえず、常用回転数の 範囲には曲げ振動の危険回転数が無いよう設計している。 これらのロータを曲げ剛性の低い中間軸で締結した場合 の曲げ振動解析を行った。アンバランス付加量を、発電 機はJIS-G2.5級、中間軸とターボチャージャはJIS-G2.5 級の3倍とした場合のアンバランス応答解析結果の一例 を、図10に示す。同図には、発電機、ターボチャージャ



図10 全体軸系のアンバランス応答解析結果例(軸受部振幅)

それぞれ2箇所の軸受部の振幅を示しており,定格回転数10500rpm以下では,5000~6000rpmに中間軸一次曲 げモードの一次危険回転数があるが,振幅は十分小さく 問題ない。また,16500rpm付近に中間軸二次曲げモー ドの二次危険回転数が存在するが,定格回転数からのセ パレーションマージンは十分である。

3. 発電機1/2モデル評価試験

発電機1/2モデルとインバータシステム及び制御シス テムとの組合せ試験を実施し,発電機の電気特性,出力 特性,巻線温度及び損失を確認した。また,インバータ 盤,コンバータ盤,システム制御盤,高調波フィルター, 変圧器を設置し,インバータシステム及び制御システム の出力制御機能,高調波抑制機能,保護機能の評価試験 を実施した。

3.1 永久磁石式発電機試験結果

図11に,発電機1/2モデルによる無負荷時の回転速 度-電圧の特性を示す。低い回転速度から定格回転数 10500rpmまで回転速度を変化させ,発電機出力電圧の 測定を行った。実測値は解析値よりも若干高い電圧と なっているが,解析値が高負荷時温度条件(磁石温度= 200℃)で得られたものであることを考慮すると,ほぼ 同等の値である。



図11 発電機1/2モデル無負荷時の回転速度 - 電圧特性

図12は、回転速度を10500rpm一定の状態で発電機1/2 モデルの負荷を変化させ、発電機の電圧と電流の特性を プロットしたものである。電流の小さい低負荷時は解析 値と実測値は同等であるが、電流値の大きい高負荷時は 実測電圧の低下が解析値よりも大きくなる特性となった。 この要因としては、漏れ磁束の量が解析値よりも大き かったことが考えられる。実機モデルの設計では1/2モ デルの特性を反映させ、ステータ断面形状・磁石量・磁 石種類の変更を行った。



図12 発電機1/2モデル負荷時の電圧 - 電流特性

3.2 インバータシステム及び制御システム試験結果

ここでは、インバータシステムと制御システムの試験 を実施し、下記の各機能について問題ないことが確認さ れた。

- ・出力制御機能
- ・高調波抑制機能
- ・保護機能

4. 発電機実機モデル評価試験

TCA88型ターボチャージャに発電機を直結し,ター ボチャージャ単独試験装置にて電力変換機器も含めた総 合発電試験を行った。本装置では、ターボチャージャ圧 縮機で圧縮された空気をエンジンのシリンダに相当する 燃焼器に供給し、燃焼器内へ噴射した灯油を燃焼させた 燃焼ガスをターボチャージャタービンへ供給する。起動 時のみ電動圧縮機から起動空気を供給する以外は、完全 に自立運転できる。

4.1 永久磁石式発電機試験結果

図13は、回転速度を10500rpm一定の状態で発電機負荷を変化させ、発電機の電圧と電流の特性をプロットしたものである。実線が設計ラインを示しており、ハッチング領域が1300kWの出力可能エリアで、丸プロットが実測値である。本試験では、ターボチャージャのタービン入口温度の制約から、発電機出力で1015kW(システム出力で960kW)までの負荷試験であったが、実測値を延長した点線の発電機出力ラインから推定すると、1300kWの出力は可能と考えられる。

図14に発電機の効率を損失とともに示す。本試験で発 電機出力1015kW時の効率は94.0%である。この時のター ボチャージャ側からの入力は1080kWとなる。1015kW の実測結果から1300kW時の効率を推定すると95.0%と なった。ステータ鉄心に使用する電磁鋼板を薄板化して うず電流を低減すれば鉄損がさらに低減され、目標発電 機効率96%を達成することが可能と考えられる。





4.2 ターボチャージャ・発電機直結構造の試験結果

図15に中間軸の軸振動計測結果を示す。一次危険回転 数は解析どおり約5600rpmにあり,振幅は477µmと許 容値600µm以下である。また,定格回転数10500rpmで の振幅は80µmと小さい。

図16にエンジン負荷100%及び60%において,エンジ ン負荷一定(燃料投入量一定で模擬した。)で発電出力 を変化させた場合の圧縮機作動線を示す。図中,作動点 の添字はシステム出力を示す。システム出力の増加に伴 い,作動点は左下方向へ移動するが,発電しない場合と 同じ作動線上で作動するので,常に高い圧縮機効率を得 ることができる。従来の排気バイパスしたパワータービ



- 41 -

ン方式では,作動線が大風量側に移動して圧縮機効率が 低下するのに対して,本システムが有利であることを示 している。

本試験はエンジン上ではなくターボチャージャ単独試 験装置で行ったため、厳密にはエンジン性能への影響を 評価することは難しい。図17に、エンジン負荷100%に おけるシステム出力に対するエンジン諸性能の変化を示 す。ここで、見掛けと実際のターボチャージャ効率の定 義は以下のとおりである。

見掛けのターボチャージャ効率=

(圧縮機の断熱圧縮仕事) / (タービンの断熱膨張仕事) 実際のターボチャージャ効率=

(圧縮機の断熱圧縮仕事+発電機への入力エネルギー) / (タービンの断熱膨張仕事)

システム出力960kW時の掃気圧力(=空気圧力)は 10%低下するとともに、空気量は9.5%減少し、排気温度 (=タービン入口温度)は19℃上昇している。

ー般に既存大型ターボチャージャを適用したエンジ ンでは、見掛けのターボチャージャ効率を4ポイント下 げることが可能であり、システム出力960kWは既存エ ンジンでも実現可能と考えられる。本試験に適用した ターボチャージャのタービン入口温度の制約から,本 試験ではシステム出力960kWが限界であったが,さら に,進展しつつあるターボチャージャの高効率化や排熱 回収に有利な高温サイクルを想定すれば,定格発電出力 1300kW(システム出力1230kW)をエンジン上で達成 することもできると考えられる。

5. おわりに

本研究により、中・大型エンジン用のターボチャー ジャに永久磁石式発電機を直結したことで、エンジンの 余剰排気エネルギーを効率よく電気エネルギーに変換で き、中・大型エンジンの熱効率を向上させることが可能 となった。また、中・大型エンジンから排出される温室 効果ガスの排出量を低減することが可能となり、省エネ ルギー化、環境負荷の低減に寄与するものと考える。

最後に、本研究は、独立行政法人 新エネルギー・産 業技術総合開発機構との共同研究として行ったものであ る。ここに関係各位に感謝の意を表する。



- 42 -

- 43 -

参考文献

- Ohtsu,M. et al. Utilization of Excessive Turbocharger Efficiency. Proc.CIMAC Congress, Vienna(2007), p.123.
- (2) 大久保隆介, ほか. ターボチャージャ発電装置. 第78回マ リンエンジニアリング学会学術講演会前刷集(2008 長崎)

特集:過給機·圧縮機

IHIにおける過給機の空力性能の研究開発

玉木 秀明^{*1} TAMAKI Hideaki

論説◆解説

キーワード:過給機, ターボチャージャ, ラジアルタービン, 遠心圧縮機, Turbocharger, Radial Turbine, Centrifugal Compressor

1. はじめに

過給機はレシプロエンジンの出力向上と燃料消費量の 低減,排出ガスのクリーン化のための重要な技術である。

ディーゼルエンジンでは排気ガスのクリーン化のため EGR(Exhaust Gas Recirculation,排気ガス再循環)を 採用している。EGRは排気ガスの一部をシリンダ内に 再循環させるシステムである。排気ガスによって見かけ の流量を増やし燃焼温度を下げてNOxの排出を低減す る。EGRでは吸気中の排気ガスの比率(EGR率)が増 えるので,そのままでは酸素量が不足しPM(粒子状物 質)の増加や噴射できる燃料が減るためエンジン出力の 低下をもたらす。そこで必要な酸素量を確保するために 大量の空気を送込むことができる過給機の搭載が不可欠 となっている。

舶用ディーゼルエンジンでは前述のEGRに加えミ ラーサイクルが適用されている。これは吸気行程の途中 で吸気バルブを閉じることによって,圧縮行程での仕事 を低減しエンジン出力を増大させるサイクルである。吸 気行程が短縮されるため,エンジン出力確保のためには 必要な空気を短時間にシリンダ内に送込まなければなら い。これは過給機による高圧過給によって実現されてい る。

ガソリンエンジンでは自然吸気エンジンに過給機を搭 載し排気量を小さくし,過給によって出力を確保するダ ウンサイジングが進んでいる。排気量が減り部品が小型 化されることでエンジンのフリクションロスが減る。ま た,エンジンの寸法,質量を減らすこともでき車両重量 を軽くするこができるため燃料消費量が改善する。

ここでは、IHIで行われている過給機の空力性能の研 究と空力要素の開発について述べる。

2. タービンの性能向上

自動車に用いられる過給機はエンジンの作動条件の変 化に応じ、すばやく必要とされる空気量を送り込まなけ ればならない。そこで最近のディーゼルエンジン用過給

原稿受付	2010年10月13日

 *1 (株) I H I 原動機技術開発部 〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1 機は可変容量過給機(以下VGSターボ)となっている。 VGSターボはエンジンの運転条件に応じてノズルベー ンの角度を変え(ノズルを開閉し),適切なタービンの 作動状態を実現する可変ノズルを備えている。ノズル ベーンの開閉によりタービンインペラへの流入条件が大 きく変化する。このためノズルベーン角度(以下,ノズ ル開度)にかかわらず高効率な広作動域タービンを実現 するには、ノズル開度とタービン内部流れの関係を理解 しておく必要がある。

2.1 可変ノズル下流の流れ場⁽¹⁾

ノズルベーン下流の流れについて計測および計算で検 討をした例を以下に示す。

図1に示す2種類の開度(開度小,開度大)のノズル ベーンをNCで切削加工し,タービンに組込んだ。イン ペラを取り外した状態で,スクロールに空気を送り込み, インペラ入口位置での流れを計測した。可変ノズルベー ン端部に存在するクリアランスの影響を評価するため, 供試ノズルベーンの片側(シュラウド側)に翼端すき間 を設けた。図2に各開度における半径方向速度のスパン

図1 供試ノズル (左:開度小,右:開度大)

方向分布を示す(1がシュラウドに対応)。また,図3 にはCFDによって求めた翼端すき間を通過する流線お よび全圧分布を示す(上方がシュラウド,下方がハブに 対応)。各開度における流れの特徴は以下の通りである。

図3 翼端すき間を通過する流線と全圧分布

ノズル開度小の場合

主流の流れはノズルベーンで周方向に曲げられ旋回速 度の大きい流れ場となる。流れ場には、この旋回による 遠心力と釣り合うように、ノズル外周から内周に向け圧 力勾配が生じる。一方、境界層内の旋回速度は主流に比 ベ小さいため、主流の圧力勾配に対抗できる遠心力を発 生することができない。このため、境界層内の流れは半 径方向に曲げられ、壁近傍では、流れ角が小さくなり半 径方向速度が増加する。この結果、壁近傍を通過する流 量が増加し、主流を通過する流量が減少する。翼端すき 間がある場合、すき間を通過する流れはノズルベーンの 拘束を受けないため、壁面近傍の流れ角はさらに小さく なり、半径方向の速度成分が大きくなる。また、ノズル ベーン下流の流れ場は、翼端漏れ流れの影響を強く受け、 壁近傍に漏れ渦に起因する低エネルギ域が発生する。

(2) ノズル開度大の場合

流れはノズルに対して正のインシデンスをもって流 入しノズル腹面側圧力(図1のSuction side)が背面側 (図1のPressure side)より高くなる。この圧力差に よって翼端漏れ流れは腹面から背面に向かう。この流れ はノズル外周から中心に向かって生じている圧力勾配に よってノズル背面側に拘束され、ノズル面に沿って先端 漏れ渦を形成し流出する。このため、ノズルベーン下流 の流れ場は、ノズル後流に起因する低エネルギ域が存在 する流れ場となり、翼端漏れ流れの影響は小さくなる。

2.2 可変ノズル翼端すき間とタービン性能^{(2),(3)}

ノズルベーン翼端すき間をパラメータとして翼端すき 間と全圧損失係数との関係をCFDによって求めた。ノ ズルベーンは図1に示すもので、翼端すき間をベーン両 端に設けて計算を行っている。図4に計算結果を示す。 翼端すき間cはハブ、シュラウド側にそれぞれすき間が 0.5cあることを意味する。b2はベーン高さ。ここでは、 全圧損失係数をベーン前後の全圧差をノズル出口の動圧 で無次元化したものとして定義した。図中には流れ場の 平均値を流量平均(mass average)と混合平均(mixed out)で求め、それぞれの平均化手法によって算出され た、2種類の全圧損失係数($\xi_m \geq \xi_x$)が示されている。

開度大では,流量平均から求めた全圧損失係数(*ξ*_m) と混合平均から求めた全圧損失係数(*E*_x)は翼端すき 間によらずほぼ一定である。また、翼端すき間の増加に よる損失係数の変化は無視して良いレベルであると考 えられる。開度小の場合, *ξ*_x はすき間比の単調増加関 数, *ξ*m はすき間比が1.5%以上で一定となった。これは, 翼端すき間の増加に伴い壁近傍の速度, 全圧の非一様性 が拡大することによるもので、開度小側のノズル性能 を考える際には、混合損失を考慮する必要がある。図5 に、ノズル入口の全圧、インペラ出口の全圧をそれぞれ 0.2MPa, 0.1MPa, インペラ入口マッハ数を0.80, イン ペラ単体の断熱効率を0.8と仮定して、図4の全圧損失 係数(*ξ*_x)を用いて算出したタービン効率低下量を示 す。開度大では、すき間比の増加によるタービン効率低 下量の増加は無視できるレベルにあると考えられる。-方,開度小の場合,すき間比1ポイントの増加に対して

タービン効率が4ポイント低下する結果となった。ノズ ル開度が小さくなる(ノズルベーン角度が大きくなる) につれてノズル翼端すき間がタービン効率に及ぼす影響 が大きくなることが分かる。

次に図1のノズルにインペラを組合せたCFD解析の 結果を紹介する。ノズルベーン両端には実機相当の翼端 すき間を設けている。計算結果(流線)を図6に示す。

図6 インペラ前縁を通過する流線

開度小の場合、ミッドスパン位置でのインペラへの流 入角は60度以上あり、インペラ入口部に循環を伴うはく 離域が形成される。このはく離によってインペラ入口ハ ブ近傍に渦が誘起される。この渦は、インペラ上流部の 渦の核となりシュラウド側負圧面に沿って流出する。開 度小の場合、インペラの仕事は主に入口部で成されるた め、下流で発生する仕事は小さい。このため、圧力面と 負圧面の圧力差は小さく、インペラ翼端漏れ流れに起因 する損失は小さい。

開度大の場合、インペラに流入する流れが負のインシ デンスをもつため、圧力面側にはく離を生じる。インペ ラ入口部では負圧面の圧力が圧力面の圧力より高くなる ため、この部分から発生する仕事は小さく、インペラ下 流部が成す仕事が大きくなる。このため、インペラ下流 部では圧力面から負圧面に向かう漏れ流れによって翼端 漏れ渦が形成され、シュラウド側に沿って流出している。 インペラについても開度小での効率をいかに向上させる かが 広作動域タービン開発の鍵となる。

2.3 インペラ翼端すき間とVGSタービン性能⁽⁴⁾

本節ではインペラ出口側翼端すき間がVGSタービンの 性能に及ぼす影響について実験的に調べた例を紹介する。

図7に示す3種類のインペラ出口側翼端すき間に対し て、様々なノズル開度で試験を行った。試験結果を図8 に示す。開度①~③が供試タービンの小-中流量域に相 当する作動条件を作り出している。開度①~③では各イ ンペラ出口側翼端すき間に対して流量-圧力特性が等し くなるようにノズル開度を調整している(試験で設定さ れたノズル設定角度は、各インペラ出口側翼端すき間に 対して同一ではない)。開度④はノズル開度が最大の状 態に相当し、各インペラ出口側翼端すき間に対してノズ ル開度(設定角度)は同一である。

図9は小-中流量域での代表的な圧力(膨張)比にお けるタービン効率とインペラ出口翼端すき間の関係を示 す。効率は翼端すき間の増加とともに低下する。また、 各直線は互いに平行である。以上の結果から、小-中流 量域においてインペラ出口側翼端すき間の違いによって もたらされるタービン効率の変化にノズル開度(ここ では、開度を調整しているのでタービン作動状態)が及 ぼす影響が小さいことが分かる。また、ノズル最大開度 の条件下では、インペラ入口部の流体は負のインシデン

- 46 -

スをもってインペラへ流入する。インペラ出口側翼端す き間が増加するとタービン流量が増え作動点が変化する。 この作動点の変化によって負のインシデンスが改善され, タービン効率が改善されている(図8参照)。

2.4 インペラディスク形状とインペラ特性(5)

設計(性能予測)精度向上のためにインペラ背面にあ るキャビティ(図10参照)およびスキャロップがタービ ン性能およびインペラ内の流れに及ぼす影響を調べた。

CFDによる解析は図10のA(背面キャビティ無し,ス キャロップ無し),B(背面キャビティ有り,スキャロッ プ無し),C(背面キャビティ有り,スキャロップ有り) の3種類に対して,実験はB,Cの2種類について行っ た。図11にCFDと実験で得られた速度比とタービン効 率の関係を示す。ノズル開度は小の状態に設定されてい る。CFD,実験ともにインペラディスク部にスキャロッ プを設けることでタービン効率が低下している。図12に A,B,Cの入口,出口におけるエントロピ分布,イン ペラ出口の高エントロピ領域を通過する流線,B,Cに ついてはキャビティから吐出される流体の軌跡を示す。 Aの入口部には高インシデンスとハブ近傍の境界層によ る高エントロピ領域が存在する。一方,B,Cではキャ

図11 タービン効率

図12 エントロピ分布

ビティから流出した流れがインペラのハブ側負圧面の低 圧領域に流入する。このため、B、Cの負圧面側のエン トロピは2箇所にピークを持つ分布となっている。また、 Cではキャビティから出た流れの一部がハブ面に沿って 圧力面側に向かい、翼先端を迂回して隣接流路の負圧面 に流入する流れが存在することが分かっており、これが Bと異なる流れ場を作りだす一因となっている。

2.5 ノズルベーンとインペラの非定常干渉(6)

可変ノズルの導入によりインペラは多様な作動条件下 におかれる。特に、インペラとノズルベーンの動静翼干 渉による流れ場の非定常変動やそれに伴うインペラブ レードへの励振力発生のメカニズムを理解することは、 過給機の信頼性確保のために重要である。VGSターボに おける動静翼干渉の解析結果を紹介する。

図13に開度小の時の3つの異なる時刻におけるミッド スパン位置でのDilatation(速度場の発散(divu))分布 を示す。白線はノズルから発生する衝撃波を示す。ま た,翼面には負圧面,圧力面の瞬時圧力分布も示してい

る。ノズル衝撃波がインペラ翼先端に周期的に入射,回 折することにより圧力場が変動すること,衝撃波により ステップ的流れ角が変化することで大きな負荷変動がも たらされる。開度大ではノズル衝撃波が存在しないため ミッドスパン位置での翼負荷変動は小さい。

図14にノズル開度小,大におけるシュラウド部での瞬時の相対マッハ数およびエントロピ分布を示す。ノズル 開度小の場合,シュラウド部では主に半径方向速度成分 が大きいノズルクリアランス流れが周期的に流入するこ とで翼負荷変動が発生している。一方,ノズル開度大で はインペラ内の衝撃波,はく離流れおよびインペラ翼端 漏れ流れが干渉して非定常圧力場が作られる。図15に変 動圧力場によって2次の固有モードにおいてインペラブ

レードが受ける仕事(励振エネルギ)分布を算出した例 を示す。開度小の時,励振エネルギはインペラ翼先端に 集中する。また,開度大の場合,翼先端と後縁に分布す る。

3. 圧縮機の性能向上

3.1 高圧力比遠心圧縮機の開発^{(7),(8)}

舶用ディーゼルエンジンでは機関の出力増大のために 平均有効圧力の上昇が図られている。この平均有効圧力 の増加には過給機の高圧力比化と高効率化が不可欠であ る。機関の給気圧力は平均有効圧力の増大,前述のミ ラーサイクルの採用に伴い,一部の舶用機関では圧縮機 に求められる圧力比が6.0に近づきつつある。ここでは 5.7の圧力比を達成する遠心圧縮機について紹介する。

図16に開発したインペラ形状を示す。高圧力比化と流 量を確保するため、長羽根の間に形状の異なる2枚の短 羽根を含む形状となっている。本圧縮機は作動域を確保 するため図17に示す循環流形のケーシングトリートメン ト(以下CT)を採用している。図18にCTの有無による 圧縮機性能の比較を示す。CTの重要性が理解できる。

なお、CFDによる詳細解析の結果、本圧縮機のサージは衝撃波とインペラ翼端漏流れの干渉に起因していると推定された。本圧縮機のCTは下流溝と上流溝との差

図16 遠心圧縮機インペラ形状

図17 循環流形ケーシングトリートメント

圧によって生じる循環流によってサージ流量付近での入 射角を減少させて失速を防止するのではなく,下流溝に よって作りだされる流れが衝撃波と翼端漏流れの干渉を 抑制することでサージ発生を防止していると考えられる。

3.2 遠心圧縮機の温度推定⁽⁹⁾

圧縮機の高圧力比化(=高周速化)に伴い,インペラ に発生する遠心応力は増加の一途をたどっている。また, 材料の強度や寿命は温度に強く依存する。このため,圧 縮機の構造設計のために,インペラの温度を精度良く見 積もる手法が求められている。

従来,熱伝達による移動熱量の見積もりは熱伝達係数, 壁面温度と壁面から十分はなれた主流温度を用いて行わ れてきた。この熱伝達係数は物体の形状や種類,流れの 状態などの要因が移動熱量に及ぼす影響を一つの係数に まとめたものであり,解析あるいは実験に基づく様々な 計算式を経験に基づき選択しなければならない。

しかし,近年,CFDによって流体の運動と流体 – 固体間の伝熱問題を連成させて計算する流体・伝熱連成解析(Conjugate Heat Transfer Analysis,以下CHT解析)によって熱伝達係数を用いることなく,圧縮機内部の温度分布,熱移動量を見積もることが可能になりつつある。以下にCHT解析の適用事例を紹介する。

解析モデルの概要を図19に示す。解析対象は車両用過 給機である。スクロール,シールプレートおよびインペ

図19 解析モデル

ラ(タービン軸の一部を含む)の部分を計算領域とし, 他の部分は境界面で温度を指定することとした。また計 算領域は,計算時間を削減するため,長羽根1ピッチ間 のみとし,周期境界を適用する。また,非軸対称形状で あるスクロールは代表断面を選び,その面をインペラの 回転軸周りに1ピッチ分だけ回転させた軸対称物で近似 している。

図20に熱流束分布を示す。インペラの背面および外縁 は円盤摩擦によって高温になりやすい。一方,インペラ 内の流体は低いため,インペラ背面側から入熱,翼面側 から排熱という熱収支になっている。インペラの長羽根 および短羽根は空力的な役割に加えてフィンの機能も果 たしており,羽根枚数の増加はインペラの冷却に寄与す ることが示されている。図21に計算と計測結果の比較を 示す。Tは温度,T_{ref}は代表温度を示している。CHT解 析はインペラの温度を若干低めには見積もっているが, 実用上,十分な精度を持っていることが確認できる。

4. あとがき

IHIの空力要素開発への取組みを紹介した。車両,船 舶の駆動機関としてのレシプロエンジンには,より一層 の熱効率の向上,排気ガスのクリーン化が求められてい る。今後もラジアルタービン,遠心圧縮機の空力性能の 向上を図り,過給エンジンおよび過給機を応用した製品 の高性能化に貢献していきたい。

参考文献

- (1) 玉木秀明,海野大,岩上玲,石井慎之介,ラジアルタービン 可変ノズル下流における流れ場,石川島播磨技報,第47巻 第1号,(2007-3), p.16
- (2) 玉木秀明,海野大, ラジアルタービン可変ノズルの翼端隙 間がタービン性能へ及ぼす影響, 第36回ガスタービン講 演会, (2008-10), p.103
- (3) 玉木秀明,海野大, ラジアルタービン可変ノズルの翼端す き間がタービン性能へ及ぼす影響, IHI技報, 第48巻第1 号, (2008), p.38
- (4) 宮澤啓太郎, 海野大, 玉木秀明, タービン翼先端漏れ流れ がタービン性能へ与える影響, 第64回ターボ機械協会盛 岡講演会(2010-9), p.39
- (5) Morita, I., Tamaki, H., Unno, M., Kawakubo, T., Numerical Analysis on Aerodynamic Effects

of Impeller Back Cavity and Disk Shape of Radial Turbine, 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging CD-ROM (2010)

- (6) Kawakubo, T., Unsteady Rotor-Stator Interaction of Radial-Inflow Turbine with Variable Nozzle Vanes, ASME GT2010-23677
- (7) 玉木秀明,海野大,川久保知己,平田豊,高圧力形AT14 過給機用遠心圧縮機の空力設計,IHI技報 第50巻第1号
 (2010), p.54
- (8) Tamaki, H., Effect of Recirculation Device on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor, ASME GT2010-22570
- (9) 玉木秀明,海野大,川久保知己,沼倉龍介,山方章弘,過給
 機や圧縮機の性能を支えるCFD, IHI技報 第49巻第2号
 (2009-6), p.108

特集:過給機·圧縮機

三菱重工における過給機の研究開発

茨木 誠一^{*1} IBARAKI Seiichi 大迫 雄志^{*1} OSAKO Katsuyuki

論説◆解説

林 慎之^{*1} HAYASHI Noriyuki **平野雄一郎**^{*1} HIRANO Yuichiro

キーワード:過給機、遠心圧縮機、ラジアルタービン、CFD、EFD、軸受、機構解析

1. はじめに

2005年の過給機特集号から5年が経過した。⁽¹⁾ その 間も地球環境保全に向けた車両,船舶,定置用エンジン の低燃費化、排ガス浄化への取組みが進められている。 また,更に厳しい燃費,排ガス規制が国内外で計画され ており,エンジンの排出CO2低減,排ガス浄化に果たす 過給機の役割は益々大きくなっている。

近年,低燃費化のために車両用ガソリンエンジンのダ ウンサイジング化が進んでおり、過給機が必須となって いる。ディーゼルエンジンはほぼ全てが過給化されてお り,可変容量過給機(VGターボ:Variable Geometry Turbocharger)が一般化し,排ガス温度の高いガソリ ンエンジンにおいても可変容量過給機が実用化された⁽²⁾。

また,課題であったコンプレッサの作動範囲拡大に対 しては,過給機を2台直列に接続した可変2段過給も用 いられるようになった。

舶用に代表される大形過給機においても排ガス規制が 強化され、低燃費化のためのミラーサイクル化により過 給機への要求圧力比が向上している。これに伴い2段過 給システムが開発されている。また、小型過給機と同様 に可変容量過給機の実用化も進んでいる。更に各種排熱 回収システムが考案され、過給機もエンジン及び排熱回 収装置とのシステム化が進んでいる⁽³⁾。

本報では当社の車両用小形過給機(TD型)から舶用 大形過給機(MET型)の研究開発について概説する。

2. 空力性能

2.1 CFD技術

CFD (Computational Fluid Dynamics) は過給機の 主要要素である遠心圧縮機,タービンの内部流動及び性 能評価ツールとして,研究開発や設計に欠かせない技術 である。また,計算機の能力向上は著しく,PCクラス タを利用した並列計算による大規模解析が可能となり,

原稿受付 2010年10月19日

*1 三菱重工業(株) 技術本部 長崎研究所 〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1 設計段階においても動静翼とスクロール等の流体通路を 一体で解析できるようになった。⁽⁴⁾ 図1は乗用車用過 給機のラジアルタービンをエンジンの排気マニフォール ドから一体で解析した例である。また,動翼と静翼の流 動干渉やコンプレッサの旋回失速などの不安定流動現象 を解明するために非定常解析も比較的容易に行なえるよ うになった。図2は乗用車用過給機の翼無しディフュー ザ付遠心圧縮機の全周非定常解析の例であり,インペラ 内部のそれぞれの翼間ピッチにおいて流れの様相が異 なっていることが分かる。

図1 ラジアルタービンの排気マニフォールド一体解析

図2 遠心圧縮機インペラの非定常解析(渦構造)

- 51 -

図3 遠心圧縮機インペラの失速点近傍の渦構造

図3は図2の遠心圧縮機について旋回失速点近傍の流 れ場の全周非定常解析結果を翼列展開したものである。 解析条件はインペラ周速419m/s, 圧力比2.2, インペラ 入口マッハ数1.0,総格子数は1300万点である。図3より, ほぼ全ての翼間ピッチのスプリッタブレード前縁からス プリッタブレードの圧力面側に大規模な渦構造が確認さ れる。スクロール舌部の位置に対応する翼間ピッチでは この渦構造はスプリッタブレード前縁と繋がらずに下流 に移流している。これはスクロールによる流れの非軸対 称性で生じた現象であり、全周非定常解析によって再現 できる流動現象である。スクロール舌部から離れた翼間 ピッチにおいてはスプリッタブレード前縁にフルブレー ドの翼端漏れ渦がスプリッタ前縁と干渉して生じた馬蹄 形渦が巻き上がり、スプリッタブレードの漏れ渦もこの 馬蹄形渦に取り込まれている。一方、スクロール舌部の 位置に対応する翼間ピッチではフルブレードの翼端漏れ 渦はスプリッタブレードの前縁を乗り越えず下流に移流 して消滅する。この馬蹄形渦の発生に伴う損失が圧力特 性を悪化させ、失速の一因となっていることが予想され る⁽⁵⁾。このような全周非定常解析により、これまで計測 が困難であったコンプレッサの不安定領域の流動現象を 明らかにして, 効率向上, 作動範囲拡大のための新コン セプトの創造を行なっている。

2.2 EFD技術

CFDは非常に有効なツールではあるが,精度検証が 不可欠である。次に非定常CFDを検証,補完するため にEFD(Experimental Fluid Dynamics)を活用した 例として,MET型過給機の遠心圧縮機インペラとディ フューザの非定常流動計測と流動現象解明の取り組みを 紹介する。

MET型過給機では最高圧力比は5以上が要求され, 燃費,排ガス規制強化に伴い,高圧力比化が進んでい る。遠心圧縮機には高圧力比が可能な翼付ディフューザ が用いられ,遠心圧縮機の性能と作動範囲拡大にとって 重要な要素である。ディフューザにはインペラの吐出流 れが流入するため,ディフューザの流動,性能評価には

インペラとの干渉を考慮する必要がある。そこで、PIV (Particle Image Velocimeter) を用いたディフューザの 非定常計測と非定常解析を行なった^{(6),(7)}。図4にPIV試 験装置と遠心圧縮機の子午面形状を示す。レーザシート をディフューザ下流のから照射し、ディフューザ翼間 1ピッチを計測した。計測条件はインペラ周速482m/s, 圧力比3.8、インペラ入口相対マッハ数1.3、ディフュー ザ入口マッハ数0.95である。インペラ上流よりシーディ ングを供給し、インペラの回転に同期した流速計測を行 い, インペラのフルブレード翼間1ピッチがディフュー ザ翼間1ピッチを通過する間に12枚の粒子画像を高速度 カメラで撮影して流速を算出した。シーディングの供給 不足などのデータ不足を補うため、各位相で50枚の画像 を重ね合せており、厳密には準非定常計測である。図4 はある位相におけるディフューザ内部の速度ベクトルと 流れ角分布の計測結果を示し、ディフューザの翼間にイ ンペラの主流とウェイクが交互に流入する様子が明確に 捉えられている。また、これまでインペラのウェイクは インペラ下流で比較的早く拡散すると考えられていたが, ディフューザのスロート下流においてもウェイクが拡散 せず,流れ角が5~10°変化する非定常流れであること が分かった。

図5にこの遠心圧縮機の非定常解析を示す。エントロ ピ分布より、インペラの翼負圧面に形成されたウェイク

図4 遷音速遠心圧縮機のPIV計測

図5 遷音速遠心圧縮機の非定常解析

がディフューザ翼前縁で千切られ, 翼間に流入する様子 を捉えている。またディフューザのスロート部での流れ 角の時間変動をPIV計測結果と比較すると, 定量的にも 良好に一致していることが分かる。また, ディフューザ 翼前縁にウェイクが衝突するとハブ側のネガティブイン シデンスが増加するためにディフューザ翼の圧力面の コーナ剥離域が拡大し, 損失生成も非定常的に変化する ことが明らかになった。

2.3 最適設計法

前述のように設計の初期段階からステージ解析や非定 常解析といったCFDを使用して高性能な翼形や流体通 路の開発を行なっているが.新たな取り組みとして最適 設計手法がある。遠心圧縮機やラジアルタービンでは流 れの3次元性が強く, 翼負荷を与えて翼形状を生成する 逆解析の適用は難しい。そこで、当社では図6に示す遺 伝的アルゴリズム (GA, Genetic Algorithm) と人工神 経回路網(ANN, Artificial Neural Network)を用いた 最適設計手法を開発した。翼座標を遺伝子とし、GAを 用いて遺伝子を掛け合わせて多数の翼形状を生成する。 これらの翼形状についてANNは翼形状と性能のデータ ベースからCFDを行なうことなく、瞬時にその性能を 推定する。性能の優れた翼形は図6左側の従来の設計 ループに送られて、詳細な3次元CFDで性能が評価さ れ, その結果はデータベースに保管される。ANNには 学習機能があり, データベースの更新により性能推定精 度が向上する。GAとANNで構成されるループは数千の 翼形状の生成と性能推定を高速に行ない,高性能な翼形 状のスクリーニングを行なう。

この設計法を用いて広作動範囲の遠心圧縮機を開発し た。図7にその性能特性を従来型と比較して示す。従来 型よりも最高効率は1%低下したものの,同一回転数に おいて作動範囲が約2倍に拡大した。このコンプレッサ は既に乗用車用過給機に適用されている。また,ラジア ルタービンにおいては効率が約4%も向上する結果が得 られた。このように最適設計法は従来の人による設計で は得られない翼形状を生成できる可能性があり,性能の ブレイクスルーが期待できる。また,最適設計法はPC

図6 GA・ANNによる最適設計法

での自動化が図られており,開発期間とコストの削減に も有効である。

3. 材料

過給機の高圧力比化,大容量化に伴い,高温強度に優 れた材料が不可欠となる。特に,車両用過給機のラジア ルタービンではガソリンエンジンの排ガス温度が1050℃ に達するものも実用化されており,これに対応する高温 ラジアルタービンを開発した^{(8),(9)}。

従来のタービン動翼にはNi基の耐熱合金であるイン コネル材が用いられる。しかし,排ガス温度1050℃では 耐クリープ特性が当社基準を満足しないため,グレード の高いMarM材を適用した。MarM材はインコネル材に 比べて鋳造性が悪いため,HIP(Hot Isostatic Pressing, 熱間等方圧加圧法)処理を行い,鋳造欠陥を除去し,材 質の均質化を図った。MarM材の適用にあたり,材料の 高温引張試験やクリープ破断試験により材料特性データ を補完し,図8に示すタービン動翼の応力解析,クリー プ解析を行った。クリープ寿命評価では翼面の実態温度 の推定が重要であるため,赤外線温度計を用いて回転中 のタービン動翼の翼面温度を計測した。また,実機を用 いたタービン動翼の過回転バースト試験,クリープ破 断試験を行い,信頼性を検証した。図9に排ガス温度

後縁翼根部拡大

図8 ラジアルタービン動翼のクリープ解析結果(ミゼス応力)

図9 ラジアルタービン動翼のクリープ破断試験結果

1050℃,最高回転数で行ったクリープ破断試験後のター ビン動翼を示す。タービン後縁の翼根部からクリープ破 断しており,図8の応力解析結果の高応力部と一致す る。従来のインコネル材タービン動翼との比較試験も行 い,MarM材が約3倍のクリープ寿命を有することを確 認した。また,バースト回転数も従来インコネル材に比 べて,約3%向上することを確認した。

4. 軸径・軸受

近年,過給機の高圧力比化,大容量化,ディーゼル微 粒子除去装置(DPF:Diesel Particulate Filter)の採用 により,スラスト荷重の増加と高速化の傾向にある。こ のため,軸受の摺動条件も厳しくなり,信頼性向上が重 要となっている。当社では独自に開発したジャーナル軸 受及びスラスト軸受の潤滑解析ツールを用いて軸受形状 の最適化を進めている。

一般的に高速回転体のすべり軸受には熱流体潤滑解析 (THL: Thermal Hydrodynamic Lubrication) が適用 される。THL解析は軸受内の油膜圧力を計算するレイ ノルズ方程式と油膜内の温度分布を計算するエネルギー 方程式を連成させた解析で、油膜厚さ、油膜圧力、軸受 温度等の予測が可能である。また、これまでにも軸受の 高面圧化、高温化に伴い、軸受の構造変形や熱変形も考 慮できるFEM解析とTHL解析の連成解析手法を開発し てきた。

最近では軸受にもCFDを適用し、THL解析では考慮 できない軸受給油溝における潤滑油の流動現象を詳細に 解析し、給油状況、油膜生成状況を把握している。図10 はMET型過給機のスラスト軸受にCFDを適用した例で、 スラスト軸受のパッド部の圧力分布と流線を示したもの である。給油穴から供給された潤滑油が遠心力により パッド外周側に流れ、前方のパッドから流れ込んだ高温 の潤滑油がパッド内側に流れ込み、軸受温度を上げる要 因になっていることが分かる。

図10 スラスト軸受のCFD結果(圧力と流線)

5. 信頼性

5.1 高温耐久性

過給機の信頼性検証は過給機メーカとお客様である自 動車メーカで行なわれ、多大な期間と費用を要する。信 頼性評価においてもシミュレーションを用いた事前検証 を進めている。

車両用過給機の場合,一定負荷運転よりも低負荷か ら高負荷まで繰り返して運転される過渡状態が多いた め,各部品の熱容量の違いにより,加熱,冷却時の温 度変化が異なるため,熱応力や熱変形を把握して信頼 性を評価する必要がある。図11にVGターボの3次元 DMU (Digital Mock-Up)と熱解析結果を示す。当社 ではCADを用いて3次元DMUを作成し,過給機全体の 耐久性能を評価できるシステムを開発している。図11に 示すようなお客様の耐久試験の回転数や排ガス温度など の運転パターンから熱境界条件を算出し,伝熱解析を行 なって過給機の各部のメタル温度を算出する。その後, 構造解析を行ない,各部の応力,変形を計算する。図11 はVGターボの回転数が上昇して,加熱される過程にお ける各部の温度分布を示したものである。このシステム

により、タービンハウジングや排気マニフォールドの熱 変形、タービンハウジングやVGノズルの締結部の緩み、 VGノズルやタービン動翼のクリアランス、タービン動 翼の強度など高温部品の信頼性を評価できる。また、遠 心圧縮機側も同様の項目について評価することができる。 また、ヒートソークバックによる軸受部の潤滑油の炭化 についても評価が可能である。

このように過給機の試作回数を低減して開発期間の短 縮,コスト削減を図るために、シミュレーションを活用 した信頼性評価システムを整備している。

5.2 耐摩耗性

VGターボの可変ノズルやウェイストゲートバルブ は、ディーゼルエンジンでは850℃、ガソリンエンジン では1000℃を超える高温排ガス中で無潤滑で摺動する部 品であり、摩耗が課題である。図12にVGノズルのアク チュエータ、駆動リンク部も含んだMBD(Multi Body

図12 VGノズルの機構解析モデルと摩耗量

Dynamics),機構解析のモデルを示す。このモデルに実 機運転状態でのエンジン振動の周波数と加速度を与え, CFDで求めたノズル翼にかかる流体力を入力して,VG ノズルの開閉動作を行なわせる。これにより,部品間に 発生する接触力とすべり速度を時刻暦で求め,摩耗量を 積算する。図12はVGノズル駆動リンク部にあるピンと レバーの接触力とすべり速度からレバーの摩耗量を予想 したものである。また,VGノズルの各部の寸法はタグ チメソッドとMBDを用いて最適化している⁶⁰⁰。図13は新 構造と従来構造の耐久試験後の摩耗量を比較したもので あり,新構造により摩耗量を大幅に低減した。また,摩 耗量の実測結果とMBDによる推定結果も定量的には差 異があるものの,設計に十分活用できる精度を確認して いる。このMBDとタグチメソッドはウェイストゲート バルブの寸法,形状の最適化にも活用している⁽⁸⁾。

6. 低騒音

エンジンのダウンサイジング化が進み、遮音性能に制 約のある小型車両への過給機の適用が進んでおり、低騒 音化は益々重要になっている。これまでにCFDと音響 解析を組合せたCAA (Computational Aero-acoustics) 技術を整備しており、過給機の低騒音化に活用してい る⁽¹⁾。ここでは、ケーシングトリートメント付遠心圧縮 機の低騒音化の取組み例を紹介する。過給機では図14に 示すように遠心圧縮機のケーシングに循環通路を設けて 作動範囲を拡大するケーシングトリートメントが用いら れるが、騒音が大きくなる課題があった。従来は騒音を 低減するために循環通路の上流側に遮音カバーを付けて 騒音を低減している。図14は遠心圧縮機の低騒音型ケー シングトリートメントとその効果を比較したものであ る。ケーシングの循環通路をストラットで複数のキャビ ティに分割してキャビティの共鳴周波数を翼通過周波数 から離調することで、従来に比べて約5dBの低騒音化 を達成し、遮音カバー付きと同等の騒音レベルを実現し た。またこの低騒音型ケーシングトリートメントに遮音 カバーを併用することでケーシングトリートメントが無 い場合の騒音レベルに近づけることができた。更に、こ の低騒音型ケーシングトリートメントは図15に示すよう に従来に比べて作動範囲の拡大と効率向上を達成した。

図14 低騒音型ケーシングトリートメントと騒音比較

図15 低騒音型コンプレッサの性能特性の比較

7. 将来技術

排ガス, 燃費規制は強化の一途にあり, エンジンは 過給機, 触媒, DPF等の後処理装置, 排気ガス再循環 (EGR: Exhaust Gas Recirculation), 更には排熱回収装 置を含めて, システムとして考える必要がある。また, 過給機も可変容量過給機や可変2段過給機, スーパー チャージャとの組合せなどシステムと制御が益々複雑化 するものと予想される。

過給機の電子制御化も進んでおり、VGノズルやウェ イストゲートには電子制御アクチュエータが用いられ るようになった。また、過給機自体の電動化も進んで おり、舶用MET型過給機では高速発電機を内蔵して余 剰排ガスエネルギーを船内電力に発電回収するハイブ リッドターボが実用化された^(11, 12)。図16は高速モータ (定格出力:2kW, 140,000rpm)と遠心圧縮機を組み合 わせた電動スーパーチャージャであり,アイドリング (10,000rpm)から定格出力まで1秒での応答が可能であ る。今後はスーパーチャージャ単体として,または過給 機と組合わせた2段過給システムとしての利用が期待さ れる⁽¹³⁾。

図16 電動スーパーチャージャと過渡応答試験結果

8. おわりに

当社過給機の比較的最近の研究開発について概説した。 省エネルギー,環境保全のため過給機の果たすべき責務 は大きい。今後とも,お客様,社会のニーズに合致した 信頼性の高い製品を早く,安くお届けすべく,研究開発 に邁進したい。皆様からのご意見,ご助言をいただけれ ば幸いである。

参考文献

- (1) 茨木誠一他,日本ガスタービン学会誌, Vol. 33, No. 4, (2005年), P. 288
- (2) Ebisu, M., et al., 13th Supercharging Conference, (2008)
- (3) Ono, Y., et al., IMechE 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, (2010)
- (4) 加藤千幸, ターボ機械, 第37巻第7号, (2009年)
- (5) Iwakiri, K., et al., ASME Paper GT2009-59516, (2009)
- (6) Ibaraki, S., et al., Trans. ASME J of Turbomachinery, Vol. 129, No. 4, (2007), P. 686
- (7) Marconcini, M., ASME Paper GT2007-27200
- (8) 松本鋼児他, 三菱重工技報, Vol.45, No.3, (2008)
- (9) Ibaraki, S., et al., 13th Supercharging Conference, (2008)
- (10) 大迫雄志他, 三菱重工技報, Vol.45, No.3, (2008)
- (11) 茨木誠一他, 三菱重工技報, Vol.45, No.3, (2008)
- (12) 白石啓一他, 三菱重工技報, Vol.44, No.1, (2007)
- (13) 山下幸生他, 三菱重工技報, Vol.47, No.4 (2010)

特集:過給機・圧縮機

産業用プロセス圧縮機の技術動向

福島 康雄*1

FUKUSHIMA Yasuo

杉村 和之^{*2} SUGIMURA Kazuyuki

論説◆解説

キーワード: 遠心圧縮機, Oil & Gas, 3次元羽根車, CFD, EOR

1. はじめに

プロセス用遠心圧縮機はOil & Gas分野の各種ガス処 理プラントやガスパイプラインなどで広く使用されてお り,近年の原油・天然ガス価格の高騰を背景にその需要 が拡大している。図1は1980年から2030年までの1次エ ネルギー需要(石油換算)の動向に関してIEAが予測を 含めて示したものであるが,OECDなどの先進国と呼ば れる国々の合計は横ばいであるのに対し,中国やインド

図2 資源別エネルギ需要伸び (World Energy Outlook 2009記事⁽¹⁾より抜粋)

原稿受付 2010年9月28日

- *1 (㈱日立プラントテクノロジー 社会産業システム事業本部 〒300-0013 茨城県土浦市神立町603
- *2 (株日立プラントテクノロジー 研究開発本部 土浦研究所

あり,使用エネルギー自身を減らすための効率の改善, システムの最適化などに大きく依存している。

プロセス用遠心圧縮機はOil&Gas分野でも多大なエネ ルギーを消費する機械であり、この用途の圧縮機では、 ライフサイクルコストの低減が重視され、高効率と共に 将来需要にも対応できるように幅広い運転範囲を満足す ることが要求される。これらの要求を満たすために羽根 車を高効率化、広作動範囲化する開発が進められている。 本稿ではこれらの要求事項を満足する最近の開発事例と 実機への適用状況およびCFDの動向や課題について紹 介する。

2. 高効率および広作動範囲を両立させる羽根車開発

Oil & Gas分野の遠心圧縮機は多段で構成される場合 が多く,前段では全体効率を,後段は全体の作動範囲を 決定することが知られている。圧縮機内部を流れる流体 はガスの圧縮性の影響を受けて,後段へ行くほど高密度 になるため,後段羽根車の体積流量は小さく,低流量係 数の羽根車が使用される。従って,圧縮機全体として幅 広い負荷変動範囲を確保するためには,後段側,すなわ ち低流量係数の羽根車の作動範囲を拡大することが重要 である。圧縮機の高効率化を達成させる手段として,主 に2次元羽根車が使用されていた中流量域においては, 3次元羽根車の採用を,また更なる低流量域,すなわち 低比速度領域においては,羽根車内部損失に占める割合 として摩擦損失が支配的であることに注目した開発が行 われている。これら中,低流量域における高効率,広作 動範囲化の取り組み状況について以下解説する。

2.1 中比速度における3次元羽根車の適用

2.1.1 空力設計の概念

図4は2次元羽根車と3次元羽根車の形状の比較と適 用範囲を模式的に示したものである。開発した3次元羽 根車の空力負荷分布は,従来と比べて入口付近の負荷増 加率を大きくとり,かつ中央付近の最大負荷を低減して いることが大きな特徴である⁽²⁾。(図5(a)参照)。入口付 近の負荷増加率を大きくすることで,羽根車前半部での 流速を低下させ,羽根車の効率の向上に寄与させる。他 方,羽根車中央付近の最大負荷の低減は,負圧面におけ る最小流速を上昇させ,羽根車内部での失速を抑制し, サージマージンを拡大することを目的としている(図5 (b)参照)。

2.1.2 試験結果

試験で得られた,3次元羽根車段と2次元羽根車段の 性能を比較し図6に示す。効率 η adおよび圧力係数ψは, ともに2次元羽根車段の定格点性能にて規格化されてい る。

図に示されるように、本開発の3次元羽根車(○)は 従来型2次元羽根車(●)に比べ設計点効率が3%向上

略語説明 2D: Two-dimensional impellers 3D: Three-dimensional impellers

(b) 2次元羽根車より効率が高い3次元羽根車を適用できる流量範囲はより小流量側へと拡大している。

図4 2次元および3次元羽根車の形状および適用範囲

し,作動範囲(サージマージン+チョークマージン)が 2.8倍に拡大した。2次元羽根車の3次元化と空力負荷 分布の最適化を組合せることで,大幅な効率向上と作 動範囲の拡大を得ることが可能となった。更に本図に はCFDによって求めた特性も併記した。CFDの結果は, 実測の効率および圧力係数の流量特性を,非常に高い精 度で予測している。また,今回のケースではサージ点に おける特性もよく一致している。

2.2 低比速度羽根車の開発

2.2.1 空力設計

低比速度の羽根車は一般に羽根車流路が入口から出口 に近づくにつれ扁平になる、すなわち、流路高さと流路 幅の比(アスペクト比)が非常に小さくなるため摩擦損 失が増大し、羽根車における効率は大幅に低下する。こ の摩擦損失を低減させる有効な手段としては翼間流路断 面の平均水力直径を大きくすることであり、これを実現 するため、一定の厚みをもつ羽根に代えて入口から出口 に向かって翼厚が増加する翼(Wedge翼)を採用する ことにした。図7には一般的な2次元羽根車とアスペク ト比を1に近づけたWedge形羽根車の形状比較を示す⁽³⁾。 図からも判断できるようにアスペクト比a/bは1に近い。 Wedge形羽根車は従来形2次元羽根車に比べ、羽根出 口角度は小さい。そのため反動度は大きく、羽根車より 効率の低いディフューザ部での仕事割合を減らすことが 可能となるので、総合的にも高効率が得られる。

略語説明 u₂: Peripheral velocity s₂: Impeller passage length

従来2次元羽根車の空力負荷分布に対し、入口の負荷を増加することで (a) 高効率化を、中央付近の最大負荷を減少することで広い作動範囲の 保持を狙って最適化した。

(b) 2次元羽根車のサージ点近傍における3次元羽根車内部のフローパターンでは 2次元羽根車で見られる大規模な剥離は発生していない。

図5 2次元と3次元羽根車の設計結果の比較

- 59 -

図6 2次元と3次元羽根車の試験結果と性能予測

図7 Wedge形羽根車と従来形2次元羽根車の形状比較

2.2.2 試験結果

従来形2次元羽根車段と新たに開発したWedge形羽 根車段の性能を図8に比較して示す。設計点流量にお けるWedge形羽根車の段効率は従来形羽根車段に比べ 6%高い。これは羽根車内部損失低減効果が約3%であ り、残りは反動度を大きくした影響でステータ部の損失 低減によるものである。作動範囲では、従来形に比べ サージマージンで18%、チョークマージンで14%大きい。 Wedge形羽根車では、羽根中央部において翼面負荷が 最大になるように設計され、羽根前縁における翼面負荷 は小さいので、失速の抑制が効果的でありサージが大幅 に改善されている。更に、Wedge形羽根車では羽根車 入口スロート面積を大きく確保できるのでチョークマー ジンに対しても改善効果が得られている。

図8 Wedge羽根車と従来形2次元羽根車の性能比較

2.2.3 実機への適用

枯渇した油田に対する延命策の方法としてEOR (Enhancement Oil Recovery)と呼ばれる原油回収では 高圧のガスや水を油田に注入(Injection)することがよ く行われている。ガスで行う場合には、大気圧レベルの 自噴する低圧ガスを数台の圧縮機を直列に配置し、高圧 力まで昇圧する設備となる。図9にはそのインジェク ション用圧縮機のシステムフローを示すが、低圧段、中 圧段、高圧段の圧縮機を介して、最終的はInjection圧縮 機にて210Barまでガスを昇圧し、地中深くにガスを戻 す。このInjection圧縮機では図10に示す6枚の羽根車が 装着されているが、圧縮機の高効率化を図る目的で後段 3段にWedge羽根車を搭載した。この効果により図11 に示すように圧縮機全体で3%の効率改善が可能となっ た。図12には完成した圧縮機の外観を示す。

図10 インジェクション圧縮機の構造

図9 原油回収用インジェクション圧縮機のシステムフロー

図11 Wedge形羽根車による効率改善例

図12 インジェクション圧縮機外観

3. 遠心圧縮機のCFD技術動向

3.1 CFD技術の現状

顧客仕様に基づき設計・製作されるプロセス用遠心圧 縮機は、構造を含む仕様を決める見積もり設計を数週間 以内で行う必要がある。このような短期間に、CFDに よる多段遠心圧縮機の全体性能の予測と最適化は不可能 であるため、見積もり時には簡易性能予測ツールや実績 データベースを用いた設計が行われている。一方で、性 能向上用モデル羽根車の開発や、吸込ノズル等の周辺要 素の開発には、性能予測や流れ現象の解明を目的として CFDが頻繁に用いられている。特に近年では、遠心圧 縮機のコンパクト化・高性能化への要求が強まり、3次 元性の強い流れの詳細な検討が必要になっていることか ら、CFDの重要性が高まっている。

このような開発フェーズで用いられるCFD手法は, 計算効率の関係からReynolds-averaged Navier Stokes (RANS)解析が主流である。周期性を仮定した単段一 翼間の定常RANS解析では、60万節点前後の解析格子を 用いるが、最近の高性能パソコンであれば、1日に10 ケース以上の解析が可能となっている。図13に単段遠心 圧縮機の性能曲線予測の一例を示すが、ベーン付きディ フューザを伴った段落でも、解析格子や動静翼の位相差 などに注意を払うことで、設計流量点の近傍では実用上 十分な精度(絶対値で±3%以下)が確保できている。

このように設計点における性能予測精度は担保されて きたため、CFD技術そのものよりも、実験計画法や数 値最適化手法など、CFDを利用する設計探索技術の活 用に差別化のポイントが移ってきている。近年では、数 十から数百ケースにおよぶ定常RANS解析を行い、本論 文でも紹介したような羽根負荷分布の最適化の他⁽⁴⁾,翼 傾斜の最適化、吸込ノズル諸元の最適化など、新しい圧 縮機要素の開発が進められている。

ところでRANSは、剥離を伴うような非定常性の強い 流れ場の解析には向いていないことから、非設計点の性 能予測には課題が残る。特に比速度の小さい遠心圧縮機 では、図13に示した例よりも非設計点の性能予測精度が 大きく悪化することがわかっている。圧縮機の作動範囲 を決めるサージ(失速)マージンを予測するには、圧力 曲線が左下がりになり始める流量点を予測する必要があ るが、このような流れ場は一般に局所的な剥離や旋回失 速などに支配されており、RANSでは本質的に解くこと が難しいため、常に精度よく作動範囲予測を行うことは 困難であるというのが現状認識である。

このような非設計点の性能予測に対する取り組みと して, RANSの欠点を克服するLarge Eddy Simulation (LES) やDetached Eddy Simulation (DES) などの CFD技術の適用が試みられており, ターボチャージャー

図13 定常RANSによる圧縮機性能曲線の予測事例

用など一部の単段遠心圧縮機に適用例がみられる⁽⁵⁾。しかしながら、これらの手法は、定常RANS解析と比べると100~1000倍の計算量が必要になることから、日常的な利用は難しく、複雑な現象の解明を目的に限定的に用いられているのが現状である。

3.2 CFD技術の今後

現時点で常用が困難なCFD技術も、今後の計算機の 発展により、徐々に実用化が進んでいくと考えられるが、 その際に想定される課題と展望について述べたい。

まず設計点の性能予測については、RANSの利用が基本であるのは変わらないものの、最適設計手法と組み合わせた活用や、単段から多段圧縮機の性能予測へと進展していくと思われる。特に後者については、一翼間モデルのみで多段翼の非定常解析が可能となるHarmonic Balance法⁽⁶⁾の普及に期待したい。本手法は動静翼間の周期的干渉現象を、時間領域ではなく周波数領域で解くことによって、動静翼の幾何学的な位置関係に制約を受けない段落解析を比較的短時間で実現できる技術である。

次に非設計点の性能予測に対しては、LES、DESの 実用化が待たれる。これらのCFD技術は大規模な並 列計算の実行を前提としているため、市販コードを想 定するとライセンス料の増大が障害となるが、近年、 FrontFlow/Red⁽⁷⁾やOpenFORM^{®(8)}等のライセンスフ リーの流体解析ソフトの台頭もあり、価格競争によって ユーザにとって利用しやすい状況が整っていくものと推 定される。それゆえに、フリーソフトの導入は、コスト 削減というよりは、CFDに関わる技術やノウハウをブ ラックボックス化せず内製化するということに本質的な 意義があると考えられ、CFD活用に対する考え方を現 すという意味で今後のユーザの動向が興味深い。

またLESやDESは、RANSよりもモデル化ノウハウが 少なくなり、乱流の直接計算に近づいくていく技術であ るから、解析ソルバ自身の課題よりも、相対的にプリポ ストの課題が顕在化してくる。即ち、形状や境界条件の 実機忠実なモデル化方法、高品質な解析格子の自動生 成方法、大規模な解析結果の要点を得た分析方法⁽⁹⁾など が課題として顕著になる。これらについてはComputer GraphicsやData Miningといった異分野技術導入に期待 したい。

4. おわりに

プロセス用遠心圧縮機の最近の動向について,実機へ の適用例を含めて概説した。はじめに述べたように有限 である地球資源を有効活用していくためには,高性能化 に向けて絶え間なく改善を継続することが重要であり, CFDの使用環境の発展を注目しつつ,顧客要求に応え る製品開発力を高めていきたいと考えている。

参考文献

- International Energy Agency, World Energy Outlook 2009, http://www.worldenergyoutlook.org
- (2) Yagi,et al.; Performance Improvement of Centrifugal Compressor Impellers by Optimizing Blade-loading Distribution, Proc. ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51025 (2008,6)
- (3) 田中他,遠心圧縮機用低比速度羽根車の開発,ターボ機
 械,第37巻,第6号,pp.365-372 (2009)
- (4) Shibata, et al.; Performance Improvement of a Centrifugal Compressor Stage by Increasing Degree of Reaction and Optimizing Blade Loading of a 3D-Impeller, Proc. ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59588 (2009-6).
- (5) Ibaraki, et al.; Investigation of Unsteady Flow Field in a Vaned Diffuser of a Transonic Centrifugal Compressor, Journal of Turbomachinery, ASME, 129, pp.686-693 (2007-10).
- (6) Ekici, et al.; Nonlinear Analysis of Unsteady Flows in Multistage Turbomachines Using the Harmonic Balance Technique, AIAA 2006-422, pp. 4920-4933 (2006).
- (7) http://www.ciss.iis.u-tokyo.ac.jp/rss21/theme/multi/ fluid/fluid_softwareinfo.html.
- (8) http://www.openfoam.com/.
- (9) 古川,ターボ機械における流動現象の知的可視化,可視化 情報学会誌,第23巻,第91号,pp.206-213 (2003).

┫技術論文 ┣━

MURAYAMA Motohide

出力数百W級超小型ガスタービン用アニュラー型 プロパン燃焼器の燃焼特性

Combustion Characteristics of a Propane-fueled Annular Combustor for a Several hundred W-class Micro Gas Turbine

YUASA Saburo

桜井	毅司*1	芳賀	誠 ^{*1}
SAKURA	II Takashi	HAGA M	akoto
湯浅	三郎 *1	村山	元英 ^{*2}

ABSTRACT

An annular-type propane-fueled micro combustor has been developed for a several hundred W-class micro gas turbine. For a lean-premixed combustion, an orifice was located in the chamber to promote the fuel/air mixing and the flame stability. A prototype combustor was manufactured to examine the combustion characteristics of the primary combustion zone. By changing the orifice ratio into 0, 0.28 and 0.53, the flame shape changed to tubular flame and orifice-downstream flame. Based on the prototype combustor, an engineering-model combustor, which had the combustion chamber volume of 50 cm³, was developed. The flame stability limit showed enough wide operation regions including design point. The CO concentrations were between 300 and 820 ppm at the equivalence ratios over 0.35. The NOx emission was around 20 ppm (@16%O₂) at the design point. The combustor attained a high combustion efficiency of 99.4 % under a high space heating rate of 800 MW/(m³·MPa).

Key words:マイクロガスタービン用燃焼器,プロパン,希薄予混合燃焼,マイクロガスタービン, Micro Combustor, Propane Fuel, Lean Premixed Combustion, Micro Gas Turbine

1. はじめに

近年発展の目覚しい,災害救助や生活支援への適用を 目的としたロボットや電動車椅子などの自立移動型機 器は,駆動モータを多数使用するため消費電力が大き い。その普及に向けて,小型・軽量・長時間作動の可能 な動力源の実現は不可欠である。これに対して現在普及 しているLi-ion等の二次電池は,重く連続使用時間が短 い。現在開発中の燃料電池は,連続使用性に優れるもの の,駆動モータのような大きな電力を発生することが得 意ではない。これらに対して,熱機関であるガスタービ ンは,高出力密度(kW/kg)と高エネルギー密度(kJ/ kg)とを兼ね備えた動力源であり,発電出力数百W級 の超小型ガスタービンは,自立移動型機器に搭載可能な 十分小さいサイズと軽重量を実現することが可能である。

原稿受付 2009年11月30日 校閲完了 2010年10月1日 *1 首都大学東京大学院 航空宇宙システム工学域 〒191-0065 東京都日野市旭が丘6-6

*2 (株) I H I

連続使用時間についても,燃料を給油することで二次電 池以上の長時間作動が可能である。これらの点から,発 電出力数百W級超小型ガスタービンの実現は,小型動力 源の要求に十分応えうるものと期待される⁽¹⁾。

本研究が対象としている超小型ガスタービンは、ガス タービン発電出力が数百Wで、片手のひらで持てる大 きさを計画しており、その仕様は圧力比3、空気流量 12 g/s、ロータ定格回転数約58万rpmである。このガス タービンは、IHIと東北大学を中心とする共同研究開 発グループにより試作研究段階にあり、現在までに回転 数36万rpmにおいて自立運転を実証している⁽²⁾。筆者ら はこの超小型ガスタービンに搭載可能な燃焼室容積100 cm³程度の超小型燃焼器の研究開発を行っている^{(3).(4)}。

超小型燃焼器を設計する上で最も考慮すべき点は,高 い燃焼負荷率を実現することである。燃焼負荷率(Space Heating Rate: *SHR*) は次式で定義する⁽⁵⁾。

$$SHR \equiv \frac{\dot{m}_f \cdot \Delta h}{Vol \cdot P_c} \cdot \cdot \cdot (1)$$

ここで、 \dot{m}_f : 燃料流量、 Δh : 発熱量、Vol: 燃焼器容積,

P_e: 燃焼器内圧力である。高負荷燃焼を行うことで, 燃 焼器の小型化により顕著となる熱損失を低減し, 火炎を 安定に形成することが可能となる⁽⁶⁾。事実, 出力16Wを 想定した燃焼室容積0.067 cm³の極超小型水素燃焼器で は, 燃焼負荷率7100 MW/(m³·MPa) もの極めて高負 荷な燃焼を達成することで, 超小型化に伴う熱損失や火 炎安定化の課題を克服した⁽⁷⁾。

次に考慮すべき点は、燃料である。燃焼特性の点から は水素が望ましいが、携帯できる大きさでの貯蔵容器や 安全性、供給設備の即実用化は困難である。一方、長時 間使用の点からは灯油が有望であるが、燃料の霧化・気 化による空気との十分な混合を容積100 cm³で実現する ための技術課題は多い。よって、これらの燃料を用いた 燃焼器の即実現も困難である。このような現状から、筆 者らは超小型ガスタービン用燃料としてプロパンを用い るのが適切であると考えている。プロパンは常温・加圧 下で液体であり、携帯使用のボンベなどインフラが十分 に整備されている。また、常温において8気圧程度の高 い蒸気圧を有するために燃料供給用のポンプを必要とせ ず、使用時には気体となるため燃やし易いなどの利点を 有する。

本報告では,高負荷燃焼と低エミッションの両立,お よびメンテナンス性の良い簡素な構造を目指して製作し た容積約100 cm³のアニュラー型超小型プロパン燃焼器 について,その火炎安定性や燃焼効率,NOx濃度等の 燃焼特性を述べる。

2. 燃焼器および実験方法

燃焼器は、図1のような超小型ガスタービンに搭載す ることを想定した逆流方式のアニュラー形状である。燃 焼器の研究開発目標として、①燃焼室容積100 cm³, ② 製作の容易さとメンテナンス性を考慮した簡潔な構造, ③燃焼負荷率400 MW/(m³·MPa)の高負荷燃焼と完全 燃焼,④圧力比3の定格運転条件における低エミッショ ン(CO目標値100 ppm, NOx目標値30 ppm),の4項 目を設定した。定格運転条件は、圧力比3,空気流量 12 g/s,当量比0.36である。

上記の目標に対して、燃焼方式には低NOxに有効な

希薄予混合燃焼方式を採用した。プロパン/空気予混 合気の希薄可燃限界は当量比にして0.51であるため,当 量比0.36において火炎を安定化するために燃焼器に一次 燃焼領域と希釈領域を設けることとした。一次燃焼領域 は,予混合火炎の伝ば性が確保できる範囲での希薄当量 比条件とし,基本的にはこの領域のみで反応を完結させ る。希釈領域では,早期に火炎温度を下げ,NOx生成 反応を抑制することを意図した。

これらのことを考慮し、一次燃焼領域の燃焼特性を把 握する目的で製作した試験燃焼器の概略図を図2に示す。 燃焼室は直径55 mm, 長さ53.5 mmであり, 中心には図 1の排気管を模擬した直径22.6 mmの中心軸を配置した。 燃焼室の容積は出口ノズルを除くと106 cm³である。燃 焼器流入前に予混合気を形成し供給する方法では, 逆火 の危険性を排除できないため、燃焼室の上流に予混合室 を設け、そこヘプロパンと空気を噴射した。試験燃焼器 では一次燃焼用の空気のみを供給し、これを一次空気と 呼ぶことにする。プロパンと一次空気を予混合室で急速 に混合するため、燃料噴射管と一次空気孔を同軸(中央 円管:プロパン、スリット孔:一次空気)に配置し、空 気に対するプロパンの噴出流速比を1.5程度大きく取る ようにした。また、プロパンと一次空気の噴出方向を燃 焼室の接線方向とすることで燃焼器軸方向の再循環流を 中心軸付近に形成し、火炎の安定化を図った。この再循 環流によって燃焼室内へ外部空気が巻き込まれるのを防 ぐため、燃焼室出口にノズル(開口面積比:0.42)を取 り付けた。加えて、予混合火炎を確実に保炎するように、 燃焼室内にステップを設け、その後流にも再循環領域を 形成することとした。ステップには予混合室における混 合を促進する目的で絞り板を設置した。絞り板の大き さを絞り比 [1-(絞り開口断面積/上流側断面積)] と 定義し、0, 0.28, 0.53の3通りを用いた。燃焼器の壁面 には,火炎を観察できるように石英筒を用いた。着火は,

- 64 -

水素パイロット火炎を燃焼器出口より挿入して行った。

次の段階として、実機への搭載により近い形の実機模 擬燃焼器を製作した。図3に実機模擬燃焼器の概略図を 示す。燃焼器は、インナーライナ、アウターライナ、排 気管、燃焼器ケースで構成され、イグナイタを絞り板の 下流に挿入した。希釈空気はインナーライナに開けられ た16個の孔より、絞り板の下流5mmから燃焼ガスに向 けて導入される。燃焼器の材質は全てSUS316である。

図3(a)は燃焼室出口側が大気開放され、火炎の様子を 観察できるようにした開放型実機燃焼器である。図3(b) は燃焼ガスが燃焼器出口のタービン流路を通過して、排 気管へと流出する実機模擬燃焼器である。なお、燃焼器

(b) 実機模擬燃焼器

出口にはタービン静翼およびロータを組み込んでいない。 コンプレッサーより供給された空気は、一次空気、希釈 空気、およびライナ冷却空気へ分配される。燃料噴射管 や絞り板、燃焼室の形状などは、試験燃焼器とほぼ同様 である。後述する試験燃焼器の実験結果を反映し、絞り 比は0.28、燃焼室の容積は50 cm³とした。

実験は試験燃焼器および実機模擬燃焼器のいずれも 常温・大気圧下で行った。設計点の空気流量は、実稼働 条件における圧力・温度条件で体積空気流量が一致する ように定めた。参考として空気(25℃・大気圧)が軸 方向に一様に流れると仮定した場合の絞り部平均空気流 速を算出した。ただし、実際の燃焼室では旋回流れが 形成されていることに注意されたい。試験燃焼器の設計 点は、空気流量1.8 g/s、当量比0.79であり、平均空気流 速は絞り比0, 0.28, 0.53の順に1.8, 2.5, 3.8 m/sである。 実機模擬燃焼器では希釈空気及び冷却空気を含むため設 計点を空気流量4.0 g/s, 当量比0.36とし, 絞り部平均空 気流速は2.5 m/sとなる。燃焼ガス温度の計測には、素 線径0.2 mmのK型熱電対とB型熱電対 (Pt-30%Rh-Pt-6%Rh)を使用した。B型熱電対では触媒反応を防止す るために先端を酸化ケイ素で被覆した。熱伝導および 輻射による温度補正は行っていない。CO、未燃炭化水 素(THC), NOx等の排ガス計測には、微細オリフィス を有する石英ガラスプローブを用い,水分を除去した後, CO濃度計(定電位電解法),NOx濃度計(化学発光法) で各成分を計測した。

3. 実験結果および考察

3.1 絞り比を変えた場合の試験燃焼器の燃焼特性 火炎安定限界

図4にそれぞれの絞り比における火炎安定限界を示す。 横軸は空気流量および絞り部平均空気流速を示す。この 結果は,所定の空気流量において当量比の高い条件で着 火させ,火炎を形成させた後,徐々に燃料流量を絞った ときに観察される火炎形状の遷移および吹き消えの限界

図4 試験燃焼器の火炎安定限界

を示したものである。白丸は一次燃焼領域の設計点であ る。

絞り比0の場合,当量比の高い条件では,絞り部の下 流側に主たる反応帯をもつ火炎が形成された(以降,絞 り部下流火炎と呼ぶ)。この状態から燃料を絞っていく と,ある当量比で火炎形状が急に変化し,絞り部の上流 側に主たる反応帯をもつ管状の火炎が形成された(以 降,管状火炎と呼ぶ)。ただし,空気流量が1.6 g/s以上 では、反応帯が絞り部の上流から下流にわたって分布す るようになり,絞り部下流火炎と管状火炎の区別は明確 ではなくなった。さらに燃料を絞ると,火炎は吹き消え た。このときの吹き消えは,設計点よりもずっと低い当 量比0.25 ~ 0.4付近で生じており,火炎安定範囲は十分 に広い。ただし,吹き消え当量比は,プロパン/空気の 希薄可燃限界0.51よりも低い値であるため,予混合室で はプロパン/空気の混合が十分均一には行われておらず, 局所的に当量比の高い領域があると考えられる。

絞り比0.28の場合, 絞り部下流火炎と管状火炎に加え て, 吹き消えの直前に不安定燃焼が観察された。この状 態は, 当量比0.4 ~ 0.6付近で生じており, 管状の火炎が 中心軸まわりに燃焼器出口まで伸びるように形成された。 その発光は弱く, 強い未燃臭を伴っていたことから, 不 完全燃焼を生じている。この不安定燃焼領域を除いても, 火炎安定範囲は設計点を含め広い範囲である。吹き消え 当量比は希薄限界以下であることから, 絞り比0の場合 と同様に, このときの混合気も不均一な予混合状態であ る。

これらに対して、絞り比0.53の場合、他の絞り比と異

なる火炎安定限界を示した。まず,絞り部下流火炎のみ が広範な当量比・空気流量条件で観察された。不安定燃 焼では,絞り比0.28の場合と同様な不完全燃焼状態の管 状火炎が形成された。ほか2つの絞り比に比べると,吹 き消えおよび不安定燃焼を生じる当量比は高くなってお り,設計点よりも希薄側の火炎安定範囲が狭くなってい る。ただし,吹き消えはプロパン/空気の希薄限界付近 で生じており,十分均一に混合した希薄予混合火炎が形 成されているものと考えられる。

以上から,いずれの絞り比を用いた場合も試験燃焼器 は設計点を含む広範囲の空気流量と当量比に対して良好 な火炎安定性を有することが明らかとなった。絞り比を 変えた場合,火炎形状や火炎安定性が変化することを確 認した。また,それぞれの絞り比に対して同一の空気流 速で火炎形状や吹き消えを比較すると,生じる火炎形状 や当量比の傾向が異なることから,空気流速のみでは火 炎形成状態の違いを説明することができない。特に吹き 消え当量比の値から,絞りが予混合室におけるプロパン /空気の混合状態に大きく影響することが分かり,絞り 比を大きくするほど混合の均一性が高くなるものと推察 される。一方で絞り比を大きくすると吹き消え限界の当 量比は高くなり,設計点よりも希薄側の火炎安定範囲は 狭くなることが分かった。

火炎形状

絞り部下流火炎と管状火炎の燃焼状態を比較するため, 空気流量を一定とし当量比を0.74と0.89に変化させて燃 焼実験を行った。空気流量は絞り比0と0.28において絞

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Equivalence Ratio	0.89		0.74			
Orifice Ratio	0	0.28	0.53	0	0.28	0.53
Flame Shape	Orifice-downstream Flame		Tubular Flame		Orifice- downstream Flame	
Side View					[]	
Oblique View		1	L		ن.	
Top View (Without Nozzle)	lacksquare	\bigcirc	0	O	0	0

図 5 試験燃焼器における代表的な火炎形状(一次空気流量:1.38 g/s)

り部下流火炎と管状火炎の区別が明確な1.38 g/sとした。 なお,この空気流量と設計空気流量では当量比に対する 火炎形状の変化に違いはない。図5に試験燃焼器で観察 された絞り部下流火炎と管状火炎の代表的な火炎形状を 示す。側面から見た写真は,絞り板より下流の石英筒領 域を示している。上方から見た写真は,絞り部の上流側 を観察するために,出口ノズルを外して撮影した。なお 出口ノズルの有無による火炎形状の変化は,顕著ではな いことを確認している。

当量比0.89の場合,いずれの絞り比においても絞り部 下流火炎と分類した(図5(a),(b),(c))。この状態では, 絞り部のすぐ下流において外周方向に伸びる強い発光が 見られ,この位置で反応が活発に進行している。この領 域には,設計時に意図したステップ後流の再循環領域が 形成され,これによって火炎が安定化されていると考え られる。

当量比0.74における斜めおよび上方の写真からは、絞 り比によって、火炎形状や火炎周方向の発光の様子が異 なることがわかる。絞り比0と0.28では、絞り部からそ の上流側にかけて発光が強く、火炎は中心軸周りに管状 の形をした管状火炎を形成した。火炎長さは短く、反応 は燃焼器出口までに十分に進行しているものと考えられ る。これらの火炎は、絞り部上流側の混合が周方向に均 一ではないために、当量比が局所的に高い場所で燃焼速 度が大きく、火炎伝ばが上流の予混合室まで及ぶことで 形成されたと考えられる。一方、絞り比0.53では、絞り 部上流側において均一な予混合気が形成されるために火 炎が上流まで伝ばできず、管状火炎へは遷移しないもの と考えられる。これらの火炎の様子から、火炎安定限界 において指摘したように、絞りが予混合室における燃料 /空気の混合に影響していることを確認した。

図6に管状火炎と絞り部下流火炎の代表的な燃焼室内 温度分布を示す。測定には直径3mmのディグジットで 支持した線径0.2mmのB型熱電対を用い,燃焼器上方よ り挿入した。なお,出口ノズルを外して測定したため

図 6 代表的な燃焼室内部の温度分布(当量比0.74,一次空気流 量1.38 g/s)

に, 燃焼室出口の中心軸側には再循環流れによって外気 より巻き込まれた空気による燃焼ガス温度の大きな低下 が見られる。火炎写真の様子から、燃焼室内には絞りか らステップへ拡大する流れが形成されている。管状火炎 の場合も、また絞り部下流火炎の場合も、この流れ場に 沿って火炎が形成されていることがわかる。管状火炎 の場合には、絞り部付近で最高温度に達したのち、出 口方向へ徐々に温度が低下している。よって、反応が絞 り部の上流側において活発に進行し、下流側では燃焼ガ スが石英筒や中心軸等へ熱損失を生じて温度低下してい ると考えられる。加えて、計測された絞り部における最 高温度(2050 K)は、当量比0.74における断熱火炎温度 (1942 K)を超えており、上流部には局所的により当量 比の高い予混合気が存在していることを示唆する。これ に対して、絞り部下流火炎の場合には、絞り部近傍は 1100 Kほどで温度は低く、むしろ壁面近傍およびステッ プ後流に形成される再循環領域で反応が活発であること がわかる。火炎温度の最高値は1825 Kであり、熱電対 の熱伝導および輻射損失が100 K程度となることを考慮 するとこの当量比における希薄予混合火炎に近い値であ ると言える。

以上の観察をもとに推測される一次燃焼領域の燃焼場 を図7に示す。絞り部下流火炎は、ステップ後流に形成 される再循環領域によって保炎されていると考えられる。 これに対して管状火炎は、絞り部上流側の局所的に高い 当量比の予混合気中を火炎が伝ばし始めると、半径方向 断面図で示すような温度勾配と旋回流れによって生じる 圧力勾配により密度の大きい予混合気が外周側に、密度 の小さい燃焼ガスが内周側に分布することで火炎が安定 化すると考えられる⁽⁸⁾。

燃焼器出口における燃焼ガス温度および排出ガス濃度

図6に示した燃焼室内温度分布と対応するよう空気 流量1.38 g/s,当量比0.74において燃焼器出口におけ

図7 燃焼場の概略モデル

る半径方向の温度分布を調べたところ,壁面近傍では 100 K程度温度が低下するものの,半径方向の流路幅は 6.5 mmと小さいために温度変化は小さかった。そこで 半径方向の流路中心で周方向に 8 等分位置で計測した 温度分布の代表的な結果を図 8 に示す。周方向分布はほ ほ一様であり,プロパン/一次空気孔との位置の相関は 見られなかった。これは流れ場が旋回流れであるために, 燃焼ガスが燃焼器出口までに十分混合し均一になってい るためと考えられる。よって,燃焼器出口における燃焼 ガス温度と排出ガス濃度を周方向平均値によって評価す ることにした。

図9にそれぞれの絞り比における燃焼ガス温度と排出 ガス濃度(CO, NOx)を示す。排出ガス中のTHC濃度 は計測器の測定限界(5ppm)以下であったため図示し ていない。図中T_{ad}はそれぞれの当量比における断熱火 炎温度を示している。燃焼ガス出口温度は,当量比0.74 と0.89のいずれにおいても断熱火炎温度に比べ約430~ 500 K低い。図5の火炎形状や図6の燃焼室内部の温度 分布では絞り比や当量比が変化しても発光の強い主たる 反応帯において十分に燃焼反応が進んでいると考えられ

ることから、温度低下の原因は反応帯下流の燃焼ガスが 燃焼器出口へ達するまでに壁面熱損失を生じているため と考えられる。CO濃度は当量比φ₀=0.74において97~ 250 ppmであり、いずれの絞りを用いても大気圧常温下 における設計目標値300 ppmを満たしている。一般のガ スタービン燃焼器と比較した場合,このCO濃度は高い と思われるが、それには二つの理由が考えられる。第一 は、試験燃焼器では希釈空気を導入していないことであ る。第二は、本燃焼器では超小型ゆえに高負荷燃焼して いるため燃焼ガスの滞在時間が数msと短く、反応の遅 いCOが平衡濃度まで十分には達しないまま排出されて しまうためである。絞り比0と0.28の火炎形状を比較す ると、同じ管状火炎であっても絞り比0.28では火炎発光 領域が短く、反応帯でより活発な燃焼反応が進行し、燃 焼器出口までにCOが十分な反応時間を持つと考えられ ることから、CO濃度は小さくなったものと考えられる。 絞り比0.53は均一な予混合状態の絞り部下流火炎であり, CO濃度は絞り比0.28と同程度である。管状火炎に比べ ると反応帯が燃焼器のより下流に位置するため、絞り比 0.28よりも燃焼ガスの出口温度は高くなっている。

 φ_p =0.89では絞り比0と0.28で火炎形状が変化し燃焼反応が燃焼器下流まで及んでいることに加え、当量比の増加もあり、CO濃度が2000 ~ 2700 ppmに増加した。一方、絞り比0.53では当量比に対して火炎形状が変化しないため良好な燃焼状態を維持している。このCO濃度から、次式により燃焼効率を求めた。

$$\eta_c = \left(1 - \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) X_{co} \Delta H_{co}}{\dot{m}_f \Delta H_f} \frac{M_{co}}{M_b}\right) \times 100 \quad [\%] \cdot \cdot \cdot (2)$$

ここで、 \dot{m}_i : 質量流量、 ΔH_i : 反応熱、 M_i : 分子量、 X_i : 燃焼ガス中のモル分率、下添え字a: 空気、f: プ \Box パン、co: CO成分、b: 燃焼ガス、をそれぞれ表す。 φ_p =0.74では、それぞれの絞り比に対して燃焼効率とし ては99.8%以上の良好な値である。これに対して φ_p =0.89 では、CO濃度が増加したために(2)式におけるCOの未 反応熱量が大きくなるため、燃焼効率は低下し99.0~ 99.6%を示した。

NOx濃度の大小は管状火炎や絞り部下流火炎の火炎 温度に大きく依存するものと考えられる。 φ_p =0.74にお いて、絞り比0、0.28の値と絞り比0.53とを比較する と、管状火炎である絞り比0、0.28のほうが絞り部上流 で当量比の高い高温領域が存在するため(図6)、絞り 比0.53に比べてNOxが多く生成されている。また、絞り 比0.53のNOx濃度はわずかに7 ppmであり、希釈空気が 無い状態でも良好な値を有している。 φ_p =0.89では火炎 温度が上昇するため、それぞれの絞り比で濃度が10~ 20 ppm程度高くなっている。

試験燃焼器の燃焼特性を総括すると、本実験で使用し たいずれの絞り比の場合にも、良好な火炎安定性と高燃 焼効率の達成を両立できることが分かった。この結果を 受けて,実機模擬燃焼器の絞り比としては,燃焼室容積 をできるだけ小さくし燃焼負荷率を高めることを第一に 考え,火炎長さが短く反応も十分進行する管状火炎を適 当として,絞り比を0.28に,また,燃焼室の長さを短縮 して容積を50 cm³とした。

3.2 実機模擬燃焼器の燃焼特性 火炎安定性

開放型実機燃焼器を用いて計測した火炎安定限界を図 10に示す。横軸には燃焼器に供給する全空気流量および 試験燃焼器に対応する一次空気流量を併記し,縦軸には 全空気流量より求めた全体当量比φtのほかに,一次燃焼 領域の当量比φpを併記している。なお,実機燃焼器では 燃焼ガス温度を早期に低下することを意図して希釈空気 を絞り下流5mmより導入している。当量比を高い値か ら徐々に下げると,燃焼器内部の火炎は,絞り部下流火 炎から管状火炎へと火炎形状が遷移した。この傾向は試 験燃焼器の結果と同様であり,火炎が遷移する当量比も, φp=0.8 ~ 1.0付近と試験燃焼器における火炎形状遷移の 当量比にほぼ一致している。吹き消えの生じる当量比は, 空気流量を増加するとわずかに高くなるものの,火炎は 設計点を含む広範囲な空気流量と当量比に対して安定に 形成されている。よって,希釈空気の導入は一次燃焼領

域の火炎安定性にほとんど影響していないことがわかっ た。

火炎形状

実機模擬燃焼器において観察された代表的な火炎形状 を図11に示す。写真は開放型実機燃焼器を用いて,上方 および斜めから燃焼器内部を撮影したものである。全体 当量比は0.39で一定とし,図11(a)から(d)へ順に空気流量 が増加している。図11(d)では,インナーライナ側から導 入した16個の希釈空気による火炎の筋が見られる。円周 方向の火炎の偏りは目立つほどではない。火炎の長さは 空気流量の増加とともに下流へ伸びているが,希釈空気 の導入位置よりわずかに長い程度であり,十分燃焼室に 収まることを確認した。

燃焼器の熱負荷に着目すると、管状火炎の形成時に火 炎に囲まれた絞り部上流側のインナーライナに赤熱が見 られた。これは一次燃焼領域の当量比が高いために火炎 温度が高く、また火炎がインラーライナに近いためと考 えられる。この赤熱箇所では、ライナの局所的な焼損が 懸念されるため、今後冷却を強化することが必要である。 その他の部分に赤熱は見られなかった。また、燃焼試験 を積算で1時間行った後に燃焼器を分解検査したところ、 燃焼時に目視できない箇所において目立った焼損は見ら れず、焼け具合からはライナ材質のステンレスが耐熱温 度以下に十分抑えられていることがわかった。

排出ガス特性と燃焼効率

図12に実機模擬燃焼器の燃焼器出口において計測した

CO濃度、燃焼ガス温度、燃焼効率およびNOx濃度を示 す。図横軸には空気流量をとり、全体当量比はqt=0.25 から0.40まで4通りに変化させた。φt=0.35および0.40で は、燃焼ガス温度は空気流量の増加とともに単調に増加 し、空気流量4.0 g/sではそれぞれの全体当量比に対応す る断熱火炎温度(1193, 1302 K)に近い値となった。こ れらの燃焼条件では安定な火炎が形成されていることか ら. 温度増加は燃焼器側壁等への燃焼ガスの熱損失割合 が小さくなったことを示唆しており、当量比一定のもと でも空気流量が増加することで発熱量、すなわち燃焼負 荷率が増大したことが原因である⁶⁶。空気流量の増加に 対して燃焼ガスの熱損失割合が低下するために、CO濃 度は空気流量に対する値の変化が小さく300~600 ppm であり、燃焼効率は99.5%以上を示した。CO濃度が試 験燃焼器の結果よりも増加しているのは、試験燃焼器よ りも高負荷燃焼しているため滞在時間が短くなったこと や、希釈空気によって燃焼ガスの温度が低下しCOの反 応速度が遅くなったことが原因と考えられる。

これに対して、φ_t=0.25や0.30では対応するφ_pがそれぞ れ0.5、0.6となりプロパン/空気の希薄可燃限界に近づ くため火炎の反応性が低下し、その結果空気流量が増加 するにつれて反応が十分進まなくなり燃焼ガス温度が低 下、CO濃度が数千ppmまで増加し、燃焼効率は96%程 度まで低下したと考えられる。

NOx濃度は、反応が十分には完了していないφt=0.25 と0.30の条件を除くと、本実験の当量比および空気流量 に対してNOx濃度は15~23 ppmの範囲である。空気流 量が小さい場合にNOx濃度のわずかな増加傾向が見ら れるが、NOxが高温の燃焼ガス中に滞留する時間が長 くなることが原因であると考えられる。

実機型燃焼器の排出ガス性能としては,設計点付近の \dot{m}_a =3.9 g/s, φ_t =0.35においてCO濃度が614 ppm, NOx 濃度は16.6 ppmであり,常温常圧における目標性能 (CO濃度=300 ppm, NOx濃度=10 ppm)までにはCO とNOx両方の低減が必要である。なお,常温大気圧で の定格条件における燃焼負荷率は800 MW/(m³·MPa) となり,完全燃焼させた上で当初の目標値(400 MW/ (m³·MPa))よりも高負荷な燃焼を達成することができ た。

4. まとめ

出力数百W級超小型ガスタービン用アニュラー型プロ パン燃焼器の開発に向けて, 絞り比を0, 0.28, 0.53と変 更した試験燃焼器 (106 cm³) および絞り比を0.28とし た実機模擬燃焼器(50 cm³)を製作し,常温大気圧条件 における火炎安定限界や火炎形状,排出ガス濃度および 燃焼効率等の燃焼特性を調べた。得られた知見を以下に まとめる。

試験燃焼器

- * 予混合室に設けた絞りは, 燃料/空気の混合に影響し, 絞り比0と0.28の場合には混合が十分均一ではないた めに管状火炎が形成され, 絞り比0.53になると混合が 均一になり絞り部下流火炎のみが形成された。
- *管状火炎と絞り部下流火炎のいずれも広範囲な当量比 や空気流量に対して安定であり、活発な反応領域が絞 り部近傍に形成された。特に管状火炎は絞り部下流火 炎よりも火炎長さが短く、燃焼室の縮小が可能である。

実機模擬燃焼器

- * 試験燃焼器の半分まで容積を縮小した実機模擬燃焼器は、設計点を含む広範囲な当量比や空気流量に対して 安定な管状火炎を形成した。
- * 管状火炎が近接するインナーライナの一部に赤熱が生 じたため、冷却を強化する必要があることがわかった。
- * 実機模擬燃焼器は設計点に近い*m_a*=3.9 g/s, φ_t=0.35 において、CO濃度614 ppm, NOx濃度16.6 ppm, 燃 焼効率99.4%の良好な燃焼状態を800 MW/(m³·MPa) もの高負荷な燃焼負荷率のもとで達成した。

参考文献

- 70 -

- (1) 磯村浩介, ターボ機械, 32-2 (2004), pp.65-72.
- (2) Tanaka, S. et al., Proc. Power MEMS, (2007).
- (3) 皆川和大,湯浅三郎,桜井毅司,村山元英,磯村浩介,第34
 回ガスタービン学会定期講演会論文集,(2006), pp.221-225。
- (4) Murayama, M., Yuasa, S., Sakurai, T., and Isomura, S., Proc. International Gas Turbine Congress 2007, IGTC-TS-145, (2007).
- (5) Mattingly, J.D., Heiser, W.H., Daley, D.H., (Przemieniecki, J. S. ed.), Aircraft Engine Design, AIAA Education Series, 319, AIAA (1987).
- (6) 湯浅三郎,下鳥翔子,本田拓,桜井毅司,十河桜子,日本燃 焼学会誌,51-156 (2009), pp.142-148.
- (7) Yuasa, S. Sakurai, T., Shimotori, S., and Wong, S.F., Proc. 18th International Symposium on Airbreathing Engines, 2007-1167, (2007).
- (8) Ishizuka, S., Combustion and Flame, 75 (1989), pp.367-379.

451

日本の航空百年と航研機、ジェットエンジン

坂田 公夫^{*1} SAKATA Kimio

私の喫茶室シリーズもこれで最後になる。今号では少 し懐古的な話をしようと思う。

今年は我が国の航空百年である。1910年12月に日野熊 蔵と徳川好敏がドイツ製とフランス製の飛行機で代々木 の上空を動力飛行したのが日本の航空史のはじめとされ ている。米国が誇る1903年のライト兄弟による飛行と 違って,自国開発の飛行機ではないのが残念ではあるが, 飛行機を飛ばそうという明治時代の技術や先進文化への 意気込みが築いた日本の1ページとして意義は大きい。 この時に我が国初のジェット旅客機MRJの開発が進ん でいることも話題である。そして丁度今(平成22年10月 26日から翌年の2月6日まで)航空百年の特別展を科学 博物館で開催中である。

まず、我が国で未だに唯一の世界記録保持機である航 研機について書いてみたい。私の大学時代の恩師である 田中敬吉先生が、当時の東京帝大航空研究所の発動機主 任(部長)であったこともあり、私のその挑戦機への想 いは少々高い。ピストンエンジン駆動のプロペラ機であ る航研機が長距離無着陸飛行の記録を樹立したのは、昭 和13(1938)年12月15日である。全備重量9,500kgの細 長い金属製胴体と赤い主翼が目立つ航研機が木更津飛行 場から飛び立ち, 銚子, 太田, 平塚それぞれの上空をほ ぼ三角形に周回飛行し、62時間強を飛び続けて、飛行距 離10,651.011kmの当時の世界新記録を達成した。これが、 我が国唯一の国際航空連盟(FAI)認定の世界記録であ る。その実現には、技術的には今と変らない原理、即ち、 低空力抵抗、高揚力、高推進効率、低燃費エンジン、軽 量構造への挑戦である。片持ち厚翼,折り畳み式風防, 沈頭式リベット、引き込み脚など新技術に加え、我々エ ンジン屋として希薄燃焼と空冷バルブに注目したい。原 型こそ古いBMWだが、これらにより20%以上の燃費改 善を実現したV型12気筒の水冷エンジンである。希薄燃 焼技術は戦後の自動車用エンジンへと移転し. 自動車の 発展に寄与したのではないだろうか。空冷弁はタービン 冷却技術にも通じる。このエンジンをものにすること が、ドイツ留学から帰国後に就任した田中敬吉発動機主 任の仕事であった。もちろん部員の活躍も大変なもので、

原稿受付 2010年10月19日 *1 (株)ⅠHⅠ顧問 (社)日本ガスタービン学会 正会員 〒196-8686 東京都昭島市拝島町3975-18 ⅠHⅠ昭島ビル 当時の発動機部には, 富塚清,中西不二夫, 西脇仁一,渡辺一郎 などと錚々たるメン バーがいた。この 方々の長距離飛行へ の挑戦に向けた学究 的追究には大変興味 がある。私の在学中

航研機の勇姿 1938年:富塚著「航研機」より

に頻繁に開いた研究室での酒宴で,田中先生から伺った, バルブ周りの流れの可視化やプロペラ振動の研究などの 話は今でも耳に残る。このプロジェクトは学者のもの作 りへの挑戦として特筆すべきだったと思われる。しかし 当時このプロジェクトには異論が挟まれた。基礎研究を おろそかにしていないか,あるいは,学者の姿勢には実 用化への道が抜けている,などなどであろう。だが考え てみれば,当時の我が国が持つ世界一への飽くなき渇望 の中で生まれたものであり,最高の英知をして社会がそ れを実現することを求めた時代だったとも言えよう。そ してそれを成し遂げ,唯一の世界記録として残したこと は忘れてはならないのではないか。航研機の研究者はこ の後,ガスタービン・ジェットエンジンの研究とさらな る高性能機としてのA26の研究開発に進む。

次の話題は我が国ジェットエンジンの創始である。皆 さんご存知の1945年初飛行のネ20軸流ジェットエンジン であるが、これは種子島と永野という二人の傑出した技 術者によって生まれたと言って過言ではない。もちろん 過給機を含む航研の基礎研究成果の寄与もある。戦時で 情報が入らない中、独力で研究を進めていたが、ドイツ Oheinの研究を元にしてBMW社が開発した軸流ターボ ジェットの葉書大の図面を入手したことで一気に開発が 加速し、それから僅か10ヶ月で完成させたエンジンで ある。終戦直前に橘花に登載して飛行を実現し、欧米に 並ぶジェット機開発国となった。

航研機は1932年から6年, ネ20は1941年の着手から4 年で飛行を実現して居るが, 実質的には2年から4年で 完了している。これは, 今考えると実に早い。目標の意 識と熱意が当時の技術と学術の不足を補っていると思え る。今に置き換えることは難しいが, 先人の成し遂げた ことへの敬意を伝え, 若者の自信と未来への努力に反映 されることを願う。

エネルギー・環境システム研究所における ガスタービン研究開発の紹介

井上 洋^{*1} INOUE Hiroshi

研究だよりー

キーワード:産業用ガスタービン、タービン、圧縮機、燃焼器、発電システム

1. はじめに

日立製作所は1993年にガスタービンの研究開発設備を 茨城県ひたちなか市の敷地内に集約し、日立におけるガ スタービン研究開発センタとして開発体制を強化した。 センタはガスタービン基礎研究棟(GTR)、ガスタービ ン実負荷試験設備(GTD)、コンバインドサイクル発 電所でもあるガスタービン実用化総合試験設備(GTP) の3つの設備からなり、基礎研究から実用化までの一貫 したプロセスでガスタービンの研究開発を行っている。

ガスタービン基礎研究棟では主としてガスタービンの 高効率化,低環境負荷化を目指したタービン・圧縮機・ 燃焼器要素技術の研究を行っている。設備は大きくター

図1 ガスタービン研究開発センタ

図2 ガスタービン基礎研究棟

原稿受付 2010年9月23日

*1 (株日立製作所 エネルギー・環境システム研究所 〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口832-2 ビン・圧縮機実験設備(図3)と燃焼器実験設備(図 4)の2つに分かれている。実験設備は手のひらサイズ の要素モデルから,実機サイズの試作品の実験が可能な 設備までが揃っている。また,それぞれの実験設備に供 給するための高圧空気は大型電動圧縮機で発生させてお り近隣の工場設備の中でも大口の電力消費設備となって いる。

図3 タービン・圧縮機実験設備

図4 燃焼器実験設備

2. タービン・圧縮機の研究

タービンの要素技術としてはCFD (Computational Fluid Dynamics) を活用した低損失3次元翼空力設計 に取り組むほか,ガスタービンの効率と信頼性向上に重 要な冷却技術の高度化を進めている。図5(a)にはタービ
ン翼の内面冷却性能を高める独自のVSG(V型スタガー ドグリッド)リブの性能をさらに向上したAVSGリブの 例を示す。高精度なLES(Large Eddy Simulation)を 駆使して開発を進め、熱伝達率25%向上を達成した。図 5(b)にはタービン翼後縁部の冷却に用いられるピンフィ ン冷却の性能向上に渦発生体を設置して最適化を進めて いる例である。こちらも従来比20%向上の見込みを得て いる。圧縮機ではやはりCFDを活用した低損失翼の研 究を進めている。図6は3次元翼による2次流れ損失低 減の取り組みの例でCFDと翼列実験とを比較して開発 翼の性能検証を実施した。

このようにタービン・圧縮機の研究ではDesign by Analysisということで数値解析技術を積極的に取り入れ て進めている。要所では図3に示したような2次元翼列 風洞や3次元回転翼列試験設備などを駆使して実験的に 検証し,最終的には実規模試験機を開発して高性能で信 頼性の高い技術に仕上げている。



(a)内面冷却促進技術(b)ピンフィン冷却技術図5 タービン冷却技術高度化



図6 圧縮機3次元翼列による2次流れ損失低減

3. 新発電システムの研究

ガスタービンを用いた新しい高効率発電システム の研究も進めている。AHAT(Advanced Humid Air Turbine)システムはガスタービンに吸気加湿,増湿塔, 再生熱交,水回収装置などを組み合わせた高湿分空気利 用再生サイクルの一種である。圧縮機吐出空気に大量の 加湿を行い流量を増加するとともに温度を下げ,この高 湿分空気でタービン排熱を回収し燃焼器に戻すことで吸 気加湿による圧縮機動力低減とあわせて蒸気タービン無 しでコンバインドサイクル発電と同等の高い発電効率を 目指している。本システムの実証試験は国プロとして、 2007年3月に3MW級検証機により目標を達成しシステ ムの成立性を実証した。図7に完成した検証機の外観を 示す。また、検証機の性能をまとめて報告した論文に対 して、アメリカ機械学会よりJ.P. Davis Awardを受賞し た。



図7 3MW級AHAT検証機

4. 燃焼器の研究

燃焼器は低NOx燃焼技術を中心に研究を進めている。 低NOx燃焼は希薄予混合燃焼が一般的であるが、DME (ジメチルエーテル)など火が着きやすく予混合燃焼が 難しい燃料に対しても有効な多孔同軸噴流型クラスタ バーナを開発し、現在はこれをベースに燃料多様化対応 の低NOx燃焼技術の研究に取り組んでいる。図8は液 体燃料も低NOx燃焼可能なデュアル燃料焚き低NOx燃 焼器の例を示す。液体燃料はそれぞれのバーナ要素の中 心部から噴霧され、周囲の多数の空気噴流で急速に混 合・蒸発し燃焼室で安定な低NOx燃焼を維持する。





図8 デュアル燃料焚き低NOx燃焼器

また、クラスタバーナの特徴を活かし、予混合燃焼が 困難な水素リッチ燃料の低NOx燃焼にも取り組んでい る。図9にはCO2回収・貯留付石炭ガス化複合サイクル 発電(CCS-IGCC)向け低NOx燃焼器の試作品の例を 示す。燃焼前回収型のIGCCプラントではガスタービン 燃料の水素濃度が25~85%に達するが、メタンなどに 比べて極めて火がつきやすい水素を高濃度で含むこのよ うな水素リッチ燃料を安定かつ低NOx(目標10ppm以 下)に燃焼できるようバーナ構造の最適化を進めている。 燃焼の数値解析技術では予混合燃焼と拡散燃焼が混在す る実機燃焼を取り扱える解析モデルを提案し,水素リッ チ燃料の燃焼解析を試みている。図9にはその一例を併 せて示す。これはクラスタバーナ要素モデルを対象にし た解析例で上半分が速度ベクトル,下半分が温度分布で ある。実験検証とあわせて今後完成度を高める所存であ る。

現時点では燃焼器の研究開発は実験が主体であり,図 4に示すような要素モデル試験設備から実寸モデルの試 験設備を駆使して研究開発を進めている。



図9 水素リッチ燃料焚き低NOx燃焼器

5. おわりに

本稿では日立製作所 エネルギー・環境システム研究 所で取り組んでいるガスタービン関連研究のうち,本体 要素技術を中心に研究の概要を紹介した。また,あわせ てガスタービン関連研究設備の概要についても紹介した。