特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

特集「圧縮機・過給機の最新技術動向」にむけて

船崎 健一^{*1} FUNAZAKI Ken-ichi

卷頭

2011年3月11日に発生した東日本大震災から2年が経 とうとしています。この間、日本においてはほとんど全 ての原子力発電所が停止となり、一気に電力供給力が低 下し、国内での生産活動や国民生活へ多大な悪影響が及 ぶ事態となりました。また、世界的にはシェールガス革 命とも呼ばれる、天然ガス供給能力の飛躍的向上に伴い、 天然ガスへの期待感が著しく高まりました。このような 流れの中で特に発電部門でガスタービンが果たすべき役 割が益々大きくなり、ベース電力までもカバーする状況 となっております。

このようにガスタービンが社会インフラの中で重要な 役割を担うことになり,ガスタービンには更なる高効率 化及び高信頼性化が求められています。今回の特集記事 として,圧縮機や過給機の最新技術動向が取り上げられ ておりますが,まさに時宜を得た企画であり,また,そ れぞれの記事も大変有益な情報が示されております。以 下にそれぞれの記事の概要を紹介します。

川崎重工業の松岡氏,東部氏には,同社における中小 型ガスタービン用圧縮機の最近の技術動向についての概 観と共に,遠心式と軸流式それぞれの最近の製品開発事 例を紹介して頂きました。省エネルギー化,環境問題へ の意識が高まり,更なる高効率化やライフサイクルコス ト低減が求められており,それへ対応するための高圧力 比化,要素効率の向上など一層の高性能化に関する技術 開発の状況が解説されています。

IHIの加藤氏には,航空機エンジン用の軸流圧縮機 についての技術動向をご紹介頂きました。高まる環境適 合性への配慮や高性能化への要求に応えるため,航空エ ンジンでは一層の小型コア化が求められており,その実 現のために必要な空力アイディア・設計技術とともに, 構造,材料,製造など各技術の連携がますます重要に なっていることが示されています。

川崎重工業の三浦氏,武内氏,稲井氏には,天然ガス 用圧縮機の昨今の状況,及び当社の取り組みについて紹 介して頂きました。この分野で使用される圧縮機は,よ り高圧化,小流量化への対応が求められており,市場の 要求に応えられるように,実在気体効果,壁面粗度効果, 動静翼干渉効果なども考慮したより高度な研究開発が行 われていることが示されております。

ⅠHI玉木氏には,舶用過給機用などの高圧力比大容 量遠心圧縮機の開発について紹介して頂きました。今後 の大容量化,高圧力比化に応えるために必要な技術とし て,入口相対マッハ数の更なる増加に対応した新インペ ラ,サージ抑制機構の開発,インペラ冷却技術など最新 の技術開発の状況が説明されております。

日立製作所の河村氏,明連氏,高橋氏,柴田氏には, 同社で開発を進めている高湿分空気利用ガスタービンの 実用化に向け,高湿分対応の軸流圧縮機開発に必要な, 吸気噴霧冷却試験や圧縮機内流れ場に対する解析技術の 開発状況を紹介して頂きました。非常に複雑な液滴の動 的挙動や相変化を扱うためのモデル構築に向けての取り 組みが詳述されております。

三菱重工業の恵比寿氏には、自動車業界で進んでいる 「過給ダウンサイジング」による低燃費化を支える車両 用過給機の開発状況について紹介して頂きました。燃費 競争,排ガス規制,低コスト化,製品開発のリードタイ ムの短縮化など多くの困難な課題に対して,圧縮機にお いては,更なる作動範囲の拡大など空力面の改善のみな らず,過渡応答特性の改善のための材料,軸受など,総 合的な技術開発の重要性が示されております。

いままでに何度となく圧縮機関連の特集記事が本誌で も掲載されておりますが、市場の要求の高度化と歩調を 合わせて、技術開発がより高度になっている状況が今回 の特集記事からもはっきりと理解することができます。 特に、解析技術の進歩に加え材料技術、製造技術、計測 技術の進展が圧縮機の高効率化、高圧力化、作動範囲 の拡大を支えており、これに新たなアイディアが投入さ れていることから、この分野は一層の発展が期待できま す。原稿をご寄稿頂いた著者の皆さんに深謝するととも に、本特集記事が会員の皆さんの一助となれば幸甚です。

原稿受付 2013年2月15日

^{*1} 岩手大学 工学部 〒020-8551 盛岡市上田4-3-5



特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

中小型ガスタービン用の圧縮機の動向

松岡 右典^{*1} MATSUOKA Akinori **東部 泰昌***2 TOHBE Yasumasa

キーワード:産業用ガスタービン、中小型ガスタービン、遠心圧縮機、軸流圧縮機、CFD

1. 緒言

一昨年の震災を契機として,事業の継続性や電源セ キュリティーの観点から,非常用バックアップ電源や自 立分散型電源が改めて注目されている。これら自家発電 設備に用いられている主要動力源のひとつが,中小型ガ スタービンである。川崎重工業における産業用ガスター ビンは,1977年に非常用電源設備として出力150kWの 初号機を納入して以来,中小型クラスの製品ラインナッ プの拡充を図ってきた。当初の小型非常用に加え,現在 ではコージェネレーションシステム向けなど30MWクラ スまでの幅広い出力レンジを取りそろえ,大小様々な電 力熱需要に応えている。これまでのエンジン納入実績は 累計で1万台を超えている。

近年では経済性や環境負荷低減への要請から,エンジ ンには一層高いレベルの効率化が求められている。この ようなニーズに応える高性能なエンジンを実現するには, 主要構成要素のひとつである圧縮機の性能向上が不可欠 であり,圧縮機設計技術は重要なキーテクノロジーと なっている。また要素性能のみならず機械装置としての 信頼性,コスト,メンテナンス性も併せて求められる。

本稿では,産業用中小型ガスタービンに用いられる圧 縮機の特徴を述べ,遠心式および軸流式それぞれについ て最近の製品開発事例を紹介する。

2. 中小型ガスタービン用圧縮機の特徴

中小型の産業用ガスタービンの用途としては、非常用 発電設備、常用の複合発電(コージェネレーション、コ ンバインドサイクル)プラント、機械駆動用の動力源な どである。非常用発電設備は停電や災害時のバックアッ プ電源として利用され、出力150kW ~ 2 MWクラスの ガスタービンが製品化されている。小型で大出力、高い 起動信頼性、短時間起動性などの特性が求められる。一 方、コージェネレーションに代表される常用用途には、 中小規模の工場用、病院や民生用ビルでの自家発電設

原稿受付 2013年1月26日

- *1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター ガスタービン開発部 〒673-8666 明石市川崎町1-1
 ★2 世球美工業(株) ボスタービンビジネスセンター
- *2 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター 要素技術部

備とし600kW ~ 30MWクラスの機種が用いられている。 常用機ではライフサイクルコストのうち燃料費の占める 割合が高いため,経済性が重要視され高い発電効率が求 められる。そのため,圧縮機には小型大流量特性に加え, 高圧力比,高効率であることが求められる傾向にある。

図1に当社ガスタービンのラインナップにおける圧縮 機の性能トレンドをまとめた。圧縮機形式はエンジンの 出力クラスによって大別され,おおむね3MW以下の小 型機種には2段もしくは単段の遠心圧縮機が,それ以上 のクラスには多段軸流圧縮機が用いられている。空気流 量と出力はほぼ比例関係にあり,流量の小さな小型ガス タービンでは比速度が低くなるため遠心式が適している。 簡素で堅牢な構造のため製造コストが抑えられること, 低い慣性モーメントが非常用の起動性向上に適すること も遠心の特徴となる。

一方, 軸流圧縮機は構造が複雑で部品点数が多くコストがかかるが, 要素効率が比較的高く, 多段化によって高圧力比が実現できる。圧力比についてみれば, 小型の遠心2段では7~12程度, 軸流多段では大型になると共に圧力比も高くなる傾向にある。当社の場合, 軸流11~14段を備え, 最新機の30MWクラスで圧力比25前後に達している。



- 2 -

中小型の圧縮機は, 翼サイズが小さく翼端漏れ流れや 二次流れに伴う損失の影響が大きいために, 高効率化が 難しい。しかしながら,継続的な技術開発の結果, 年々 効率の改善は進んでいる。特に近年はCFD解析技術が 飛躍的に進歩し, 通路内部の流れ現象の把握が進むと共 に, 流路や翼形状の設計に適用されることで, 中小型の 圧縮機のさらなる効率向上に寄与している。

3. 遠心圧縮機の開発例

小型ガスタービン用遠心圧縮機の開発事例として, M1A-17の圧縮機について述べる。

当社では既存のM1A-13をベースとして,空力要素の 設計にCFD解析技術を適用し要素性能の改善を図るこ とで,新たにM1A-17ガスタービン⁽¹⁾を開発した。図2 にM1A-17の外観図を示す。また,表1にベース機の M1A-13Dと比較してM1A-17Dの性能諸元を示す。



図2 M1A-17ガスタービン

表1 性	能諸元比較
------	-------

機種		M1A-13D	M1A-17D	
型式		単純開放1軸型		
圧縮機形式	5. V	遠心	2段	
出力	kW	1580	1800	
熱効率	%	25.8	28.3	
回転速度	min ⁻¹	22,000	22,000	
空気流量	kg/s	8.06	8.04	
圧力比 -		9.4	10.5	

※ISO 条件,ガス燃料,減速機端性能

3.1 圧縮機設計

M1A-17の圧縮機構成はベース機のM1A-13と同様の 遠心2段である。圧力比が8程度までであれば単段で の構成も考えられるが,通常は入口案内翼(IGV:Inlet Guide Vanes)などの可変機構を付けないシンプルな構 成の産業用エンジンでは,高効率化,作動範囲確保の両 立を図るため,このクラスではほとんどが遠心二段の構 成になっている。

段の仕事配分やインペラ,ディフューザの各要素の入口,出口のパラメータを決める一次元設計は,これまでの実績データに基づくものであり,ベース機のM1A-13と設計手法の大きな違いはないが,翼の詳細設計においては解析技術や計算機の進歩によって,ここ10年あまりの間に大きく変化している。CFD解析についてはこれまでに蓄積された試験データとの比較検証を進めることで,クリアランス分布などを含めた詳細なNS解析が,トライ・アンド・エラーが必要な実設計でも実用化されており,解析結果での性能値を相対的に評価することによる最適化が可能になっている。

M1A-17の圧縮機設計ではインペラ単体のCFD解析に 加え、インペラ下流に設置されるディフューザ部につい ても、インペラとの一体解析を行うことにより、通路形 状の最適化を実施した。図3に一体解析の結果を示す。 図4はベースとなるM1A-13のインペラ、ディフューザ の一体解析を新たに実施し流れを可視化したものである。 ディフューザ出口付近に逆流域が存在し、効率低下の要 因となっている。この事象は、回転体と静止部との一体 解析を行うことで確認され、M1A-17では逆流域が発生 しないようディフューザの通路形状を改善した。



図3 遠心圧縮機一体解析(絶対速度ベクトル)



図4 ディフューザ出口(10%スパン)

3.2 エンジン試験

図5に製作したロータ・アセンブリを示す。インペラ は1段,2段ともスプリッタ付であり、スプリッタ翼の 位置,形状についてもCFD解析により最適化されてい る。エンジン試験での性能マップを図6に示す。ベース



図5 M1A-17ロータ・アセンブリ



機に対して圧力比,効率とも大幅な向上がみられ,特に 高速域での変化幅が大きい。定格回転の断熱効率で1ポ イント以上の性能改善が果たされている。

4. 軸流圧縮機の開発例

中型ガスタービン用多段軸流圧縮機の開発事例として、 L30Aの圧縮機について述べる。

L30Aガスタービン⁽²⁾は発電市場で需要の大きな20~ 35MW出力クラスにおいて世界最高効率となる発電端効 率40%以上を目標のひとつとして開発された新機種であ る。L30Aの外観を図7に,主要諸元を表2に示す。高



図7 L30Aガスタービン

表2 L30Aガスタービン主要諸元

型式		単純開放2軸型		
圧縮機形式		軸流 14 段		
出力	MW	30.9		
熱効率	%	41.3		
回転速度	min ⁻¹	9,330		
空気流量	kg/s	86.5		
圧力比	-	24.5		
	18			

※ISO 条件,ガス燃料,パワータービン軸端性能

いサイクル効率を実現するために,圧力比は当該クラス のガスタービンとしては最も高いレベルである24に選定 された。

4.1 **圧縮機設計**⁽³⁾

L30A圧縮機の子午面断面を図8に示す。適切な空力 負荷と作動範囲を得るために,段数は14段構成とし,前 方2段の動翼は遷音速設計を採用している。子午面流路 形状の特徴としては,二次流れ損失を抑制し高い要素効 率を実現するために,特に後方段での外径を抑えて十分 な翼高さを確保するよう配慮している。また,低速時 のミスマッチを防ぎ,十分な安定作動範囲が得られるよ うに,IGVと前方4段静翼を可変静翼(VSV:Variable Stator Vanes)とし,中間段抽気機構を備える。

圧縮機の空力基本計画には、一次元(ミーンライン) 設計コードおよび二次元軸対称流解析コードを併用して いる。一次元コードでは段毎の負荷配分や性能査定を行 い、二次元コードにより翼列出入口ステーションにおけ るスパン方向の詳細な状態量分布を決定している。



図8 圧縮機断面図

空力詳細設計では翼形状設計から全段解析に至るまで あらゆる段階でCFD解析が全面的に使用された。

亜音速段については,新しく自動最適化設計システム を用いた任意翼型を採用している。この設計システムは, 翼形状生成,格子生成,CFDソルバーおよび最適化ツー ルから構成される。最適化の実施に先立って感度分析が 行われ,翼断面形状を定義する6つの形状パラメータが 選定された。三次元効果を考慮するために,翼形状は代 表3断面(ハブ,ミーン,チップ)を同時に最適化した。 したがって最適化に用いるパラメータは断面当り6変数, 翼全体で18変数である。翼性能は設計条件と部分負荷条 件の両方で評価することで,広い作動範囲と圧力損失の 低減を両立させるよう考慮された。最適化翼と従来翼の 翼間マッハ数分布の比較を図9に示す。この自動最適化 システムにより,従来翼に較べてより優れた損失特性を 示す翼型の設計が可能になっている。

単翼列設計に続いて, 圧縮機全体性能が全段CFDに よって評価された。並列計算機を使用することで設計段 階における14段圧縮機全体の大規模解析が実用的時間で 可能になっている。全段解析の計算格子を図8に示す。 動翼チップおよび静翼ハブのクリアランスだけでなく翼 根のフィレットもモデル化された。全段解析を用いるこ とで圧縮機全体性能を評価するとともに, 段負荷配分を 調整し設計段階で段間マッチングの修正が可能となって いる。



 従来翼
 最適化翼

 図9 自動最適化翼設計例(マッハ数分布比較)



図10 多段CFD解析の計算格子

4.2 圧縮機要素試験

実機エンジンでの試作試験に先立って、スケール圧縮 機を用いた要素試験を実施した。リグ圧縮機の供試体は、 主に試験設備の動力の制約により実機エンジンの0.63倍 のスケールで製作された。図11にリグ圧縮機のロータ・ アセンブリを示す。リグのスケール比を決めるに当たっ ては、一次元設計コードおよび全段CFD解析を用いて スケールダウンによる性能劣化の影響が検討され、リグ 目標性能が決定された。(図12)

スケール圧縮機を設置した試験装置の外観を図13に示 す。リグスケールでの圧縮機の所要動力は設計条件で約 17MWになるが、本試験では圧縮機と同軸上に動力回収 タービンを備え、高圧の吐出空気より再び動力を回収 することによって、所要動力の半分以下の動力である 8 MWの電動モータによる運転を可能としている。 リグ試験では全体性能および内部流れを把握するため に多数の計測項目が設けられた。多段圧縮機の開発にお いては運転中の段間マッチングを的確に把握する必要が ある。そのため、主要なステーションで運転中の状態量 を精度よく実測することが重要となる。これらの計測 には、翼列出入口ステーションでの壁面静圧計測に加え、 静翼に取り付けられた前縁(L/E)センサーが使用され た。翼列毎の性能と段間マッチングは、それらのL/Eセ ンサーおよび壁面静圧の計測結果から分析された。



図11 リグ圧縮機ロータ



図12 圧縮機性能に対するスケール効果



図13 圧縮機リグ試験装置

- 5 -

4.3 要素試験結果

ー連の性能試験は,設計の初期形態に基づく一次試験 とその結果を踏まえて改良を加えた後に行われた二次試 験の二段階にわたり実施された。

一次試験では、50%~102.5%回転の圧縮機特性マッ プが取得された。設計回転数において効率と空気流量は 目標性能をほぼ満足したが、圧力比については目標に 達しなかった。それらの原因を解明するためにL/Eセン サー測定値から求めた段圧力比の分布を含む詳細な分析 が実施された。その結果、中間段で相対的に負荷が高く、 後方段で十分な圧力比が得られずに全体圧力比の未達の 原因となっていることが判明した。これらの分析から、 目標の圧力比を達成するためには段間マッチングの改良 が必要であることが明らかとなった。

段間マッチング不良には二つの原因が考えられた。ひ とつは、運転時の翼端クリアランスが計画と異なること、 もうひとつは、リグスケールでのブロッケージの予測精 度不足による性能変化である。改良設計案を検討するた め、一次元設計コードのモデルに修正を加え、試験結果 の模擬計算が行われた。図14は段圧力比分布の模擬計算 結果と改良見通しを示す。後方段の圧力比を適正なレベ ルまで向上させるために、開発期間や製作コストも考慮



図14 無次元段圧力比分布 (一次試験結果の模擬と改良予測)



されて,7段から13段までの静翼のスタガ角が修正された。さらに、一次試験で過大であった翼端クリアランスも次の試験に向けて是正された。

以上の改良を施した圧縮機による二次試験で得られた 全体性能マップを図15に示す。サージ点は90%回転まで 実測している。設計回転数でのピーク効率は、一次試験 より約1ポイント改善した。またL/Eセンサーによる計 測結果から求めた段圧力比分布は、設計値によく一致し ており、一次試験で不良であった段間マッチングが十分 に改善されていることが確認された。

4.4 エンジン試験

要素試験結果に基づく改良は最初の試作エンジンに反 映され、エンジン試験が実施された。図16に試作エンジ ンの運転状況を示す。エンジン試験において計測された 圧縮機性能を図17に示す。本機は2軸式ガスタービンで あるため、圧縮機の作動点はエンジン出力に応じて特定 の作動線上を変化するが、空気流量および圧力比の特性 は予測性能とよく一致することを確認した。計測結果に みられるとおり、圧縮機効率はリグ試験と同様に設計流 量において計画値よりも約1ポイント上回り、目標性能 を満足した。



主減速機 L30A ガスタービン スタータモータ 図16 L30Aエンジンテスト



- 6 -

144

以上のとおりL30A圧縮機の開発事例について述べた が、本開発では設計当初からCFD解析を駆使したシミュ レーションにより開発初期段階で問題点を抽出し改善を 加えることで、完全な新規設計であるにもかかわらず所 定の期間内に目標性能を満足する圧縮機の開発が可能と なった。一方で、初期試験では思うような性能が得られ ず、改良設計が必要となったことから、現状では解析に よる予測精度には限界があり、実際の圧縮機を用いた試 験検証もまた不可欠であるといえる。

4.5 翼振動解析と振動計測

圧縮機の新規開発では、性能のみならず信頼性を確保 し回転機械としての健全性を確立することもまた重要で ある。一般に翼列干渉による翼振動に対しては、運転範 囲内で主要モードの共振を避けることが設計指針とされ ている。しかしながらL30A圧縮機では14段の翼列があ り、また2軸機であることから運用される回転数範囲が 広いため、設計段階ですべての翼の振動モードを共振か ら回避することは困難である。そこで高サイクル疲労強 度の設計については、従来からの設計手法であるFEM 解析による振動応力評価に加えて, 流体構造連成(FSI: Fluid-Structure Interaction)解析を用いた共振予測が 試みられた⁽⁴⁾。このFSI解析は、非定常の流体解析と構 造解析を組合せて解き、空力励振による翼の振動挙動を 定量的に求める手法である。ただし、FSI解析は計算負 荷が非常に高く時間がかかる手法であるため、現状では 共振の懸念が強い特定の対象など限定的に適用している 段階である。

要素試験および実機試験では翼の健全性を検証するた めに振動計測が行われた。計測には二種類の振動計測装 置が用いられた。ひとつは動翼表面に貼付した歪ゲージ による振動応力計測であり,他方は光学式チップタイミ



図18 光学式チップタイミング振動計測の例

ング計測システムである。前者では, 歪ゲージの出力 はテレメトリーシステムを介して監視, 記録される。一 方後者は, 動翼外周のケーシング表面に複数の光学セン サーを配置し, 動翼先端の通過タイミングから振動の挙 動を捉えるものである。振動で生じる実際の翼通過時刻 の時間差から翼先端での変形量が求められる。典型的な チップタイミングのセンサー配置を図18に示す。本シス テムでは翼面へのゲージ貼付や配線などの手間がなく設 置が比較的容易であり, 対象とする段すべての翼の振動 振幅を同時に計測できる利点もある。

計測の結果として、すべての翼で振動応力は許容範囲 内にあることがわかり、運転範囲内で共振による疲労寿 命に問題のないことが確認されている。

5. 結言

中小型ガスタービン用圧縮機の最近の技術動向につい て概観すると共に、遠心式と軸流式それぞれの製品開発 事例を紹介した。緒言にも述べたように、近年の省エネ ルギー化と環境問題への意識の高まりを受け、中小型ガ スタービンの更なる高効率化やライフサイクルコスト低 減が求められる傾向は今後も続くものと思われる。その ため圧縮機には高圧力比化、要素効率の向上など一層の 高性能化が求められており、今後とも継続的な技術開発 を行い製品開発へと反映していく所存である。

参考文献

- Yamasaki, Y., Hosokawa, Y., Gouda, M. and Norimoto, A., "Development of 1.7MW Class High Efficiency Gas Turbine M1A-17", IGTC2011-0051, (2011)
- (2) Tanaka, R., Take, K., Ryu, M., Matsuoka, A. and Okuto, A., "Development of High Efficient 30MW Class Gas Turbine The Kawasaki L30A", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, Paper No. GT2012-68668 (2012)
- (3) Ikeguchi, T., Matsuoka, A., Sakai, Y., Sakano, Y. and Yoshiura, K., "Design and Development of a 14-stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, Paper No. GT2012-68524 (2012)
- (4) Kariya, D., Yamamoto, T. and Ishihara, K., "A Blade Resonance Prediction Using Fluid-Structure Interaction Calculation Method and Comparison with the Test", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009, Paper No. GT2009-59460 (2009)

論説◆解説

特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

天然ガス用小流量高圧圧縮機の開発

三浦 聡允^{*1} MIURA Toshimasa 武内 遼太^{*1} TAKEUCHI Ryota 稻井 潤^{*2} INAI Jun

キーワード: Oil & Gas, 遠心圧縮機, 高圧, CFD, シール, 軸振動

1. はじめに

当社は、天然ガス田で使用される圧送用圧縮機を40年 以上にわたり手がけており、これまでに数多くの納入実 績を持っている。昨今、天然ガス田開発がより沖合へ進 展していることや、EOR(Enhanced Oil Recovery)に おけるガスインジェクション用途でのニーズ増加を背景 に、これまで以上に吐出圧が高い圧縮機の需要が増して いる。圧縮機の作動ガスが、高密度で小体積になるに 従って、より高度な設計技術や振動回避技術が求められ ることになる。本稿では、圧縮機の高圧化に対応するた めに、当社がこれまでに実施してきた技術開発事例を紹 介する。

2. 小流量高圧圧縮機試験設備による開発

前章にて述べたように,吐出圧力がこれまで以上に高 い超高圧圧縮機の需要が増加している。ガスインジェク ション用途では,吐出圧力が最大で700barAを超える事 例もあり,高圧特有の現象に対応できる技術力が求めら れることになる。例えば,高圧条件下では軸系の不安定 振動発生や旋回失速に起因したトラブル等が懸念される。 これらは,高圧機特有の問題であり,低圧条件での相似 試験では検証を行う事が難しい。そこで,高圧専用の検 証試験設備を製作し,試験データを活用しながら技術力 の向上を図ってきた。

技術開発のために製作した試験設備の概要を図1, 図2及び表1に示す。当設備の仕様は最大吐出圧力 100barA,最高回転数が18,900rpmとなっており,高圧 力条件特有の現象を十分に検証できる仕様となっている。 圧縮機段落構成は1~4段に組み替えが可能で,単段ま たは多段での検証試験を行うことができる。インペラ (羽根車),静止流路,シール要素,軸受スパンや軸長に ついてもそれぞれ個別に変更ができ,様々な条件下での 試験が可能な構造となっている。また,各種の温度&圧 力センサ,ロードセル,変位センサを搭載しており,圧 縮機性能や軸振動だけではなく,スラスト力や旋回失速

原稿受付 2013年1月23日

- *1 川崎重工業株式会社 技術研究所 機械システム研究部 〒673-8666 明石市川崎町1-1
- *2 川崎重工業株式会社 機械ビジネスセンター 空力機械部

の評価も可能である。更に、今後はより試験機の高圧化 にも取り組んでいく予定である。



図1 小流量高圧圧縮機 試験設備



図2 試験圧縮機断面図(2段圧縮機構成時)

表1 試験設備 基本仕様

構成	~4 段圧縮機
吐出圧力	100 [barA]
最高回転数	18,900 [rpm]
最大処理流量	134,000 [kg/hr]
電動機容量	1,200 [MW]

- 8 -

3. 小流量高圧圧縮機の空力設計技術

Oil&Gas業界における天然ガス用圧縮機は,圧力比や 流量及びメンテナンス性の観点から,一般的に多段遠心 圧縮機が採用される。圧縮機はガス開発におけるプラン ト心臓部を担うことになるため,高性能であることは勿 論であるが,高い信頼性や幅広い運転作動範囲も要求さ れる。

多段圧縮機の後方段落では、特にガス密度が高く体積 流量が非常に小さくなるために、圧縮機の流路がそれに 伴って狭くなる。この影響によって、壁面摩擦損失が増 大して、空力性能の大幅な低下が起こる。その上、高圧 機特有の寸法制限などの理由により、圧縮機の高性能化 は容易ではない。また、旋回失速に伴う振動が起こりや すく、広い作動範囲の確保が難しい。これらの課題を解 決し、製品を高度化させるための空力設計技術を以下に 紹介する。

3.1 大ボア径インペラの設計

高圧ガス条件下では、軸系安定化のためにロータ剛性 を増す必要があり、図3の様に一般的なインペラよりも ボア部分を太く設計しなくてはならない。ボア径を大き くとると、性能が低下しやすく、空力設計は非常に難し くなる。当社では、これまでに大ボア径インペラ段落の 設計手法の高度化を進めてきており、CFDや試験デー タを活用して、継続的に空力性能の向上に取り組んでき た。



3.2 チャネルインペラの採用

圧縮機羽根車形状の分類図を図4に示す。流量が比 較的多い領域では、3次元形状の羽根車が採用される が、小流量領域では一般的に2次元の薄翼羽根車が採用 される。非常に流量が少ない段落では、流路狭小化によ る流体摩擦損失増加に伴って、性能が急低下する。そこ で、この摩擦損失を抑制するために、流路幅を従来型イ ンペラ(図5(a))よりも拡大し、代わりに翼を入口から 出口にかけて徐々に太くする図5(b)の様なチャネルイン ペラを当社では採用している。チャネルインペラは、流 路内のぬれぶち面積が小さく,壁面摩擦損失を従来より も低減させることができる。過去の論文⁽¹⁾⁽²⁾やCFD解析 のデータをもとにインペラ設計法の確立を行い,試験に おいて高い性能を示すことを確認している。



3.3 静止流路の改良設計

高圧条件下で使用される遠心圧縮機では、動静翼干 渉によるインペラ損傷を避けるため、ベーンレスディ フューザが採用されることが多い。しかしながら、チャ ネルインペラを採用した場合は、インペラ反動度が高く なるために、図6のようにベーンレスディフューザでは 壁面付近にて旋回失速が起こりやすく、作動範囲が狭く なる。これを回避するために、図7のスリット型タンデ ム翼列ディフューザベーンを採用している。タンデム 翼列ディフューザは高効率と広作動範囲を両立できる ディフューザとして知られている⁽³⁾。本ディフューザに よる旋回失速防止効果によって、従来型ベーンレスディ フューザよりも大幅に作動範囲を拡大することができた。 設計においては、動静翼干渉によるインペラ損傷を防ぐ ために、高圧条件下でのインペラ固有振動数を求め、適 切なディフューザ翼枚数を選択している。

ー般的によく採用されるベーンレスディフューザや 小弦節比単翼列ディフューザ(LSD)⁽⁴⁾との性能比較を 図8に示す。タンデム翼列ディフューザが最も良好な特 性を示しており、ベーンレスディフューザに比べて、約 21%の性能向上を確認している。

リターンチャネルは,流路内に設置されたリターン ベーンによって,ディフューザ出口流れの旋回成分を除 去し,整流した流れを次段落に導く役割を果たす。圧縮



図6 ディフューザ内部の壁面失速



図7 タンデム翼列ディフューザ



機を高負荷作動すると、図9(a)のようにリターンベーン 周りで大規模はく離が発生しやすい。この度,小流量段 落ではタンデム翼列ディフューザベーンを採用し,従来 よりもディフューザ仕事負荷を増している。ディフュー ザとリターンチャネルの仕事負荷分担をより最適に近づ けることで,図9(b)のようにはく離の抑制が可能となっ た。この効果で静止流路全体の性能やミスマッチングを 大幅に改善できた。



図9 リターンベーン周りの流れ場 (CFD)

3.4 小流量段落における性能改善結果

前述のインペラ及び静止流路の改善を行った新型圧縮 機段落と、従来型圧縮機の効率比較結果を図10に示す。 従来型と比較して、新型では4.9%の圧縮機効率改善を確 認した。改善値の内訳をCFDや計測値から分析したと ころ、インペラ部分で約2.9%、静止流路部で約2.0%の性 能改善であった。また、効率向上に伴って、圧縮機ヘッ ドも従来型基準ヘッドを2.7%上回る結果となった。



4. CFDによる高精度性能予測技術

開発試験や工場試運転前に,正確な性能値をCFDな どで予測することが重要である。特に新規設計や高性 能化検討を進めていく上で,昨今CFD解析は欠かす 事ができないツールとなりつつある。これまでに,試 験設備で得られたデータとの比較検証をすすめること で,CFD予測精度の向上にも取り組んできた。開発当 初,圧縮機の小流量段落については,特に予測が難しく, 予測値と実測値の乖離が大きく課題であった。現在は CFD予測精度を向上させるため,以下の取り組みを行っ ている。尚,解析ソルバーはANSYS-CFX14.0を利用し ている。

4.1 実在気体効果

一般的な圧縮機のCFDでは,理想気体近似したガス 物性での性能解析が行われる事が多い。しかし,高圧条 件下では作動ガスによっては実在気体効果を無視できな

148

い場合も多い。そのため、実在気体物性を利用した評価 解析を行っている。

4.2 壁面粗度の影響

圧縮機流路の壁面粗度が,性能に影響を与えることは 古くから知られている⁽⁵⁾。特に,小流量段落では全ての 損失の中で,壁面摩擦が占める割合が相対的に大きくな る。壁面粗度は,流れの境界層発達度合いに大きな影響 を与えるため,壁面摩擦をより精度良く評価するために は十分に加味すべきファクターである。一般的なターボ 機械のCFDでは,壁面粗度を考慮せずSmooth Wall条件 で解析される。しかしながら,小流量圧縮機段落では壁 面粗度の有無によって大きく予測値が変わるため,粗度 を考慮した評価が妥当と思われる。壁面粗度有無条件で の性能比較例を図11に示す。粗度を考慮することで,効 率の絶対値や性能カーブのトレンドがより計測値に近づ く様子を確認できる。



4.3 動静翼干涉解析

これまでの動静翼干渉部分については、Mixing Planeモデルによる定常解析を用いた評価を行ってきた。 Mixing Planeモデルとは、動翼と静翼の間のとある断面 にて動翼側の流れを周方向に平均化して静翼側へ伝える 解析モデルであり、計算負荷が非常に低く便利なモデル である。しかしながら、チャネルインペラとディフュー ザベーン間の干渉などを解く上では、Mixing Planeモ デルでは流れ場を正確に解くことはできない⁽⁶⁾。そこで、 当社では、セクターモデル非定常解析を用いることで、 比較的計算負荷の低い方法で性能評価の高精度化を図っ ている。当解析手法による性能評価例を図12に示す。セ クターモデル非定常解析を利用することで、従来までの 定常解析よりも精度良く性能予測を行う事が可能である。



図12 非定常解析による性能予測

4.4 回転機械性能予測のための計算技術

当社では継続的に解析サーバのアップデートを行って いる。昨今導入した「回転機械用 - 解析クラスタ群」の 一例を、図13に示す。マシンパワーやストレージ、通信 機器の進化に伴い、数年前のスパコンレベルの演算性能 を持つ解析サーバを、企業でも保有することが可能とな りつつある。これらの解析サーバ増強によって、従来 までは非現実的であった非定常解析など高負荷な解析 が、設計パラメータスタディ段階で利用できるように なってきている。今後は、更なる計算機の進歩に伴っ て、全周非定常解析や高度な乱流モデル(Large Eddv Simulation)を利用して、失速点近傍をより正確に解 く事が主流になっていくものと思われる。しかしなが ら、現段階での解析精度と負荷のバランスを考えれば、 ターボ機械設計段階では、簡易的な乱流モデル(RANS model) によるセクターモデル非定常解析が、現実的な ところであると考えられる。



図13 回転機械-解析サーバ

- 11 -

5. 軸系安定性解析技術

圧縮機の高圧化に伴って、インペラシュラウド部や各 部シールにおけるすきま流れの流体力が大きくなり、そ れらに起因する不安定軸振動の危険性が高まる。そのた め、設計段階ではインペラやシールの特性を正確に予測 して安定な軸系を設計することが求められる。以下に当 社で実施している軸系安定性解析技術向上の取組みにつ いて述べる。

5.1 軸系安定性解析

高圧圧縮機の軸系計算では、軸受だけでなくインペラ シュラウド部や各部シールの振動特性(剛性、減衰)を 考慮する必要がある。産業用圧縮機の標準規格である API規格⁽⁷⁾では、あるレベル以上の高圧圧縮機に対して インペラやシールを考慮した軸系安定性解析が義務付け られており、当社でも内製の軸系計算ツール等を使用し てAPIに準拠した解析を実施している。図14に計算例を 示す。



図14 軸系安定性解析の例

5.2 ホールパターンシールの特性予測

当社では、不安定軸振動を抑制するため、高圧機のバ ランスピストンシール部には減衰作用をもつホールパ ターンシール (図15) を採用している。

ホールパターンシールの振動特性は運転中の温度上 昇, 圧力, 遠心力によるシールすきまの変化に大きく影 響される。例えば, すきまが入口部から出口部にかけて 大きくなる末広がり形状 (divergent) になると, 不安 定流体力を生じて, 不安定軸振動を発生することが知 られている⁽⁸⁾。また, すきまはシールの漏洩量を決定し, 特に小流量機の場合, 圧縮機の効率に多大な影響を与え る。そのため, 当社ではFEMで計算した運転中のシー ルすきま分布を考慮して, シールの振動特性および漏洩 量を計算している。また, 試験との比較からシールの特 性計算ツールのチューニングを行い, 予測精度を随時向 上させている。なお、すきま分布および漏洩量の計算に 当たってはシール内の攪拌損失によるガス温度上昇を考 慮している。

図16および図17に運転中のホールパターンシールのす きま分布およびガス温度上昇の計算例を示す。また、図 18に漏洩量の計算と試験との比較結果を示す。すきま変 化を考慮することで漏洩量をより精度良く予測できてい ることがわかる。



図15 ホールパターンシール



図16 圧縮機運転中のシールすきま分布



- 12 -



5.3 実運転状態での安定性計測

実機の軸系安定性は、軸を加振してその応答を見るこ とで計測できるが、インペラやシールの振動特性は回転 数や圧力によって大きく変化するため、加振は実運転状 態で行う必要がある。試験設備では、ホールパターン シール等の軸系安定化技術に対して、磁気加振による安 定性計測(図19)を行い、計算結果との比較から軸系安 定性解析の精度向上を図っている。



6. おわりに

天然ガス用圧縮機の昨今の状況,及び当社の取り組 みについて述べた。Oil&Gas業界で使用される圧縮機は, より高圧化,小流量化への対応が求められており,今後 ともこの傾向は継続していくものと推測される。試験 設備やCFDをはじめとした各種ツールを活用しながら, 製品の高度化を行い,市場の要求に応えられるように継 続的に技術力を高めていく必要があると考えられる。

7. 引用文献

- S.Sayyed, et.al ; "Selecting high-performance centrifugal compressors", Hydrocarbon Process 64-10 sec1, pp.57-60 (1985-10).
- (2) P.F.Flynn, et.al ;"Design and Test of an Extremely Wide Flow Range Compressor", ASME paper No.79-GT-80.
- (3) 妹尾泰利,速水洋,植木弘信,"遠心送風機の小弦節比円形
 二重翼列ディフューザ",日本機械学会論文集(B編)49
 巻 439号(1983-3)
- (4) 妹尾泰利,河野政典,速水洋,"小弦節比円形翼列ディ フューザ",日本機械学会45巻396号(1979-8)
- (5) 小泉忠夫, "極小流量羽根車の実験的研究", 三井造船技報117号 (1983-1)
- (6) 川久保知己, "遠心型・斜流型ターボ機械のCFD", ター ボ機械学会誌 第32巻 第5号 (2004-5)
- (7) API Standard 617, "Axial and Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services", 7th Edition, (2002)
- (8) J. Jeffrey Moore, et.al., "Investigation of a Rotordynamic Instability in a High Pressure Centrifugal Compressor Due to Damper Seal Clearance Divergence", 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, (2006-9)



特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

高圧力比大容量遠心圧縮機の開発

玉木 秀明^{*1} TAMAKI Hideaki

キーワード: 遠心圧縮機, ケーシングトリートメント, インペラ, ディフューザ, Centrifugal Compressor, Casing Treatment, Impeller, Vaned Diffuser

1. はじめに

ガスタービンへの適用を目的に単段で圧力比8~12 クラスの高圧力比遠心圧縮機の研究開発が数年前まで盛 んに行われてきた⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。しかし安定作動域の確保や周速 の制限などの問題によって,同クラスの遠心圧縮機は2 段遠心圧縮機や軸流または斜流圧縮機と遠心圧縮機の組 み合わせ形態へ移行したように思われる⁽⁴⁾⁻⁽⁸⁾。現在,開 発および生産が勢力的に行われている高圧力比遠心圧縮 機としては,舶用過給機に採用されている圧力比5~6 クラスの遠心圧縮機あげられる。

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(エンジンが1サイクル中になした仕事量 を行程容積で割った値をいう。1 サイクル中の圧力の変 化に対応する)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に伴って上 昇しており、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。また、エンジンの熱効率 向上のために採用されるミラーサイクル(エンジンの膨 張比を圧縮比より大きくすることで、より多くのエネル ギを取り出すサイクルをいう。吸気工程の途中で吸入弁 を閉じることで実現できる)では、短時間で高密度の空 気を大量に供給する必要があり、高効率、大容量の高圧 過給が不可欠な技術となっている。本稿では500kWク ラスの舶用エンジンをターゲットに開発した圧力比5ク ラスの舶用過給機用遠心圧縮機の空力設計について解説 する。

2. 圧縮機の仕様

表1に従来形圧縮機と新形(高圧力比)圧縮機(C1, C2)の仕様を示す。また,図1には、従来形圧縮機の 性能と新形圧縮機の設計点を示す。Muはインペラ周速 を入口基準全温に基づく音速で除したものである。図 1中のQdは従来形圧縮機の設計流量,Qは流量を示す。 流量係数φ,圧力係数μyは以下の(1),(2)式で定義される。

- *1 (株IHI 原動機技術開発部
 - 〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1

 $\phi = \frac{G}{\rho_{01}D_2^2 U_2}$ (1)

$$\mu_{y} = \frac{C_{p} T_{01} \left(\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)}{U_{2}^{2}} \tag{2}$$

$$\mu_0 = \frac{C_p \left(T_{02} - T_{01} \right)}{U_2^2} \tag{3}$$

:等圧比熱(J/(kg・K))
:インペラ外径 (m)
:質量流量(kg/s)
:全圧(入口,出口)(Pa)
:気体定数(J/(kg・K))
:全温(入口,出口)
:インペラ周速(m/s)
: 比熱比
: 圧力比 (= P ₀₂ /P ₀₁)
:入口密度(kg/m ³)

Table 1 Compressor specification	Table	1	Compressor	specification
----------------------------------	-------	---	------------	---------------

	Conventional	C1	C2
Pressure Ratio	3.6	4.8	5.7
Peripheral Mach number (Mu)	1.44	1.53	1.62
Pressure Coefficient	0.532	0.606	0.624
Flow Coefficient	0.130	0.114	0.108



Fig. 1 Compressor performance and specification

- 14 -

原稿受付 2013年2月1日

高圧力比を達成するためには、強度的に許される範囲 内で周速を増す必要がある。本稿で対象とする圧縮機イ ンペラの外径は新形(C1, C2),従来形圧縮機ともに約 144mmであり、周速の増加は回転数の増加に対応する。 表1に示すように、新形圧縮機の圧力係数は従来形より も大きい。このため、回転数と共に(3)式で示される仕事 係数(仕事係数と断熱効率の積が圧力係数に対応する) も増す必要がある。仕事係数を増すためにはインペラが 流体へ伝達する力を増す必要がある。この力はインペラ の正圧面と負圧面の圧力差に相当し、両面近傍の流速の 差によってもたらされる。翼負荷の増加は負圧面近傍の 流速増加を引き起こす。また、インペラが流体へ伝達す る力はインペラから流出する流体が持つ周方向の運動量 の増分にも相当する。このためインペラ出口羽根形状の 影響を強く受ける。

前述した回転数と仕事係数を増加させるための羽根形 状の変更はインペラ内で相対マッハ数およびインペラ出 口での絶対速度の増加を引き起こす。遠心圧縮機による 流れ転向は遷音速軸流圧縮機に比べ大きいため,入口相 対マッハ数が音速を超える場合,インデューサ部での 相対マッハ数が非常に大きくなる⁽⁹⁾。この相対マッハ数 の増加は,インペラ内に衝撃波を伴う複雑な流れを誘発 し,効率と作動域の減少を招く。また,インペラの出口 流速の増加は下流にあるディフューザ部の速度も増大さ せ,摩擦損失の増加を引き起こす。そこで新形圧縮機の 開発に当たっては以下の点に留意した。

(1)インペラ入口部における相対マッハ数の最小化

インペラ入口径を横軸,入口相対マッハ数を縦軸に とると両者の関係は凹の曲線(図2参照)となる。そ こで,出来るだけ最小値に近い相対マッハ数を与える 入口径を選定する。

(2)適切なインペラ出口羽根角度の選択

インペラの仕事係数は,インペラ出口角度と出口羽 根高さで決まる。適切な出口羽根角度の選定によって 過度の翼負荷の増加を抑制する。

(3)半羽根最適設計による翼負荷の軽減

従来,半羽根は長羽根の上流部分を切り落とし,先 端部の翼を薄くしたものを用いてきた。本開発では半 羽根周りの流れがよりスムーズになるように長羽根と 別設計を行う。また,半羽根長さの適正化によって長 羽根の負荷を軽減する。

(4)適正な羽根付きディフューザの選定

インペラ出口から流出する流れの運動エネルギは, インペラからの全入力エネルギの30%から40%に相当 する。これを効率良く圧力へ回復させるためにディ フューザ性能の改善を図る。

(5)ケーシングトリートメントの採用

高圧力比化に伴い作動域の減少が懸念される。その ためインペラ入口部に循環型のケーシングトリートメ ントを採用する。 3. C1圧縮機の設計

1.40

3.1 基本設計

一次元解析を用いた基本設計の手順を以下に紹介する。 3.1.1 インペラ入口

規定のチョーク流量と設計点で失速しない条件を満足 したうえで、インペラ入口相対マッハ数ができるだけ小 さくなる入口径と羽根角または、入射角(インシデン ス)を選定する。図2(a)にインペラ入口の設計プロセス





(b) Impeller inlet relative Mach number at shroud







を示す。図2(c)は,予測精度を加味しチョークマージン を20%とした例である。図2(d)の失速予測値には他の圧 縮機の実験データを用いている。

3.1.2 インペラ出口

仕様点において規定の圧力比が満足できるように、イ ンペラ出口羽根角、羽根高さを決定する。遠心圧縮機 では周速の制限が無ければ、インペラ出口羽根角を回 転方向と逆に傾ける(回転と逆方向をマイナスで表す。 -45°は、回転と逆方向に半径方向から45°傾いている ことを意味する)と効率および安定作動域が改善するこ とが知られている10%。しかし、実際には強度や軸振動の 観点から、周速には制限が設けられる。規定の周速の下 で羽根角(回転方向と逆の傾き)を大きくし高圧力比を 達成するためには、出口羽根高さを増してインペラ内で の相対速度比W_{1s}/W₂(W_{1s}はシュラウド側におけるイン ペラ入口相対速度,W2はインペラ出口での相対速度を 示す)を大きくする必要がある。一般に、仕様点でこの 速度比は1.6を超えないことが推奨されている¹⁰⁰。しかし、 圧力比(圧力係数)が大きくなると、このクライテリア を満足することが困難となる。図3にインペラ出口羽根 角、羽根高さと圧縮機出口圧力比および相対速度比の関 係を示す。これらの関係からインペラ出口羽根角として -15°を候補とした。

3.1.3 羽根付きディフューザ

基本設計の段階では、従来形圧縮機と同じ羽根形状、 羽根枚数の羽根付きディフューザを用いることとし、羽



(a) Impeller blade height and stage pressure ratio



Fig. 3 Preliminary design of impeller outlet

根高さのみを再検討した。図4にディフューザのチョー ク流量・失速点流量,インペラのチョーク流量・失速点 流量およびディフューザ羽根高さの関係を示す⁽¹¹⁾。圧縮 機が仕様点で安定運転でき所定のチョーク流量を満足す るように出口羽根高さを選定した。

3.2 詳細設計

3.2.1 インペラ設計

基本設計で選択できる形状はインペラの入口およ び出口形状のみである。CFD (Computational Fluid Dynamics)を用いた詳細設計によって、インペラの三 次元形状を決定する。C1圧縮機では、図5に示すケー シングトリートメントを採用している¹²²。このケーシン グトリートメントは、インペラ入口に位置する上流溝と 下流に位置する下流溝、これらを結合する環状通路から 構成される。下流溝の圧力が上流溝の圧力よりも高くな るとインペラを通過する流体の一部が下流溝をバイパス し上流溝からインペラ上流へ再流入する。流量の減少 に伴い下流溝と上流溝の圧力差が拡大し、インペラへ 再流入(再循環)する流量が増加する。このため低流量 側の作動点において、インデューサ部に発生する低エネ ルギ流体が除去されるのと同時に、圧縮機入口での流 量増によってインシデンスが改善される。その結果、イ ンデューサ部でのストールが抑制され作動域が拡大する。 図6に様々な流量でのインペラおよびケーシングトリー トメント内流れの状況を示す。図中のQrはインペラ出 口流量に占める循環流量の割合である。正の値が下流溝 から上流溝へ向かう流量に相当し、負の値は上流溝から 下流溝へ向かう流量を表す。流量が減少するとともに、 衝撃波が上流へ移動して下流溝での圧力が増加し、循環 流量が増加していく。衝撃波と下流溝の位置が循環流量 に強い影響を及ぼしているため、高圧力比遠心圧縮機の ケーシングトリートメントの設計では下流溝の位置が重 要なパラメータとなる。ケーシングトリートメントはイ ンペラの安定作動域に多大な影響を及ぼす。このため, ケーシングトリートメント部もインペラの一部と見なし、 インペラ設計と並行してケーシングトリートメント形状 の適正化を行っている。



Fig. 4 Design of vaned diffuser height with 1D analysis

- 16 -

Fig. 5 Schematic of casing treatment



 (1) Qr=-2.3%
 (2) Qr=0.8%
 (3) Qr=5.0%

 (Q/Qd=1.0)
 (Q/Qd=0.96)
 (Q/Qd=0.89)

 (a) Relative Mach number and static pressure at 95% span



(1) Qr=-2.3% (Q/ Qd =1.0) (2) Qr=5.0% (Q/ Qd =0.89) (b) Streamline through cavity

Fig. 6 Flow field in impeller and casing treatment

3.2.2 羽根付きディフューザ

インペラを設計後,羽根付きディフューザの再設計を 実施した。C1圧縮機では従来形圧縮機よりも,(半径方 向から計測して)大きい取付角を選択した。この取付角 の増加によって,設計点での圧縮機性能を変えずに,低 流量域での圧縮機効率,圧力比および安定作動域を増す ことができた。また,羽根先端の形状を通常の円弧から 楕円形状に変更した。図7に羽根先端が円弧形状と楕円 形状の場合の羽根先端部の全圧分布を示す。羽根先端を 楕円とすることで,円弧形状と比べて境界層の発達が抑 制されていることが分かる。CFDよれば,この羽先端 形状の変更による圧縮機効率の向上分は約0.2ポイント である。

3.3 新形圧縮機の性能

図8に開発したインペラの写真を示す。図9に実験で 得られた圧縮機性能と設計時の予測性能を示す。実験に よって本圧縮機が目標とした仕様を満足することが確認



Fig. 7 Total pressure distribution around vaned diffuser leading edge at 50% span

できた。

本開発ではCFDと1次元解析を併用して圧縮機性能を 予測している。CFDでインペラ入口からディフューザ 出口までを計算する。ディフューザ出口からスクロール 出口(圧縮機出口)の間は,1次元解析モデルを適用す る¹²⁰。この2段階の計算により全体性能を予測している。 図10は羽根付きディフューザ出口における圧力の実験値 と計算値の比較を示す。図9,図10において計算値と実 験値がよい一致をしていることから,本開発に用いた CFDおよび上に述べた性能予測手法が妥当であること が確かめられた。

4. C2圧縮機の設計

図11にC2圧縮機の性能を示す。C2圧縮機(圧力比5.7)の開発では,前述した設計手法に加え以下の項目を導入した。



Fig. 8 New C1 compressor impeller



Fig. 9 Measured and predicted C1 compressor stage performance



Fig. 10 Measured and calculated static pressure at diffuser exit



Fig. 11 Measured C2 compressor stage performance

(1)ダブルスプリッタ

(2)羽根付き循環流型ケーシングトリートメント

また, C2圧縮機インペラの全羽根および2枚の半羽 根出口角度としてそれぞれ-15°,-16°,-11°(平均出口 羽角-14°)を選定し,高圧力比化を図っている。

4.1 インペラ

インペラ翼枚数を増すことで仕事係数を増すことが 可能である。C2圧縮機の開発では翼枚数の増加を検討 した。しかし、単に翼枚数を増加させただけでは、流路 面積の減少に伴うインデューサ部の流れの増速に起因す る摩擦損失、衝撃波損失の増大によって圧力比は増加せ ず効率が低下することが解析によって判明した。そこで、 インデューサ部での増速を避け、翼枚数を増すことがで きるダブルスプリッタを採用した。図13に示すように、 全羽根1ピッチの間に2枚の半羽根を配置している。

図12は半羽根の配置を検討した例である。図12(a)は全 羽根負圧面に近い半羽根が長い場合,図12(b)は短い場合 である。図12(a)では全羽根からの翼端漏れ流れが図中 のPassage-1に流れ込み低エネルギ領域を形成する。そ のため、衝撃波が前方に押し出され全羽根先端からの



(c) Relative Mach number distribution on full blade

Fig. 12 Relative Mach number distribution at 90% span



Fig. 13 Picture of C2 compressor

離脱距離が増加する。また、Passage-1を迂回した流れ がPassage-2、Passage-3に流入し、この部分の流速が増 す。その結果、Passage-3で衝撃波が発生している。一 方、図12(b)では、翼端漏れ流れはPassage-2 にも流れ込 むため、Passge-2、3での加速が抑えられる。C2圧縮機 は、図13に示すように全羽根負圧面に近い半羽根(1st splitter)を短くしている。

4.2 羽根付き循環流型ケーシングトリートメント

循環型ケーシングトリートメントの環状流路(図5参 照)に羽根を挿入し上流溝から、インペラの回転方向と は逆の旋回流を上流溝から主流へ注入することで、遠心 圧縮機のサージ流量を小流量側へ移動させることが可 能である¹³³。図14に羽根付き循環流型ケーシングトリー トメントの概念図を、図15にC2 圧縮機インペラに対し て循環型ケーシングトリートメント(図中のRC)と羽 根付き循環流型ケーシングトリートメント(図中のCS) を装着した時の試験結果を示す。図中のSWはケーシン グトリートメントが無い場合の性能である。図15(a),(b) は、それぞれ羽根無しおよび、羽根付きディフューザを 用いた場合の圧縮機性能である。羽根付き循環流型ケー シングトリートメントの効果が確認できる。



Fig. 14 Recirculation device with counter swirl vane

5. 結言

舶用過給機用遠心圧縮機では圧力比と同時に流量(流 量係数)の増加が求められている。図16に羽根付き循環 流型ケーシングトリートメントを装着したC2インペラ



0.4 0.6 0.8 1.0

2

(b) Compressor with vaned diffuser

Fig. 15 Measured C2 compressor performance



Fig. 16 Relative Mach number distribution at 90% span at Q/Qd=0.96

の90%スパンにおける相対マッハ数分布を示す。負圧面 での相対マッハ数は1.6を超えるレベルにある。今後の 大容量化,高圧力比化に応えるためには,入口相対マッ ハ数の更なる増加に対応した新インペラ,サージ抑制機 構の開発,内部流れの高温化に伴う材料強度の低下を防 ぐインペラ冷却技術とそれら開発を支える解析技術の開 発が必要となる。これらの技術課題を克服し,高効率な 更なる高圧力比大容量遠心圧縮機の開発に取組んでいく 所存である。

参考文献

- Osborne, C., Runstadler, P. W., Jr., Stacy, W. D., "Aerodynamic and Mechanical Design of an 8:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor", NASA-CR-134782 (1974)
- (2) Chevis, R. W., "Design and Test of Two 8:1 Pressure Ratio Single Stage Centrifugal Compressors of Different Flow Size", Canadian Aeronautical and Space Journal Vol. 30 (1984), pp.16-33
- (3) Tamaki, H., Maruyama, T., and Saito, M., "Surge Characteristics of High Pressure Centrifugal Compressor", Yokohama International Gas Turbine Congress 95-YOKOHAMA-IGTC-21 (1995)
- (4) 内田誠之,森下進,三宅慶明,"ガスタービン用エンジン出力応答性向上の研究",日本機械学会論文集(B編), Vol. 67 (2001), pp.2905-2910
- (5) Palmer D. L., and Waterman W. F., "Design and Development of an Advanced Two-Stage Centrifugal Compressor", Journal of Turbomachinery, Vol. 117 (1995), pp.205-2012
- (6) Kobayashi, H., Tugumi, S., Yonezawa, Y., and Imamura, R., "2MW Class High Efficiency Gas Turbine IM270 for Co-Generation Plants," ASME Paper 96-GT-001 (1996).
- (7) Uejima, T., Akagi, M., Hokazono, H., and Kamoshida, T., "A Study of XTS2 Turbo-shaft Engine", Heli Japan 2010 AHS International Meeting on Advanced Rotorcraft Technology and Safety Operations (2010)
- (8) 吉中司,"航空エンジン40年の進展と将来:技術と設計の歴史と展望",日本ガスタービン学会 Vol. 41 (2013) pp.20-28
- (9) Denton, J. D., "Loss Mechanisms in Turbomachines" Journal of Turbomachinery Vol. 115 (1993), pp.621-656
- (10) Cumpsty, N. A., "COMPRESSOR AERODYNAMICS", (1989) pp.254-265 Longman Scientific & Technical
- (11) Yoshinaka, T., "Surge Responsibility and Range Characteristics of Centrifugal Compressors", Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977)
- (12) Tamaki, H., Effect of Recirculation Device on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor, ASME GT2010-22570 (2010)
- (13) Tamaki, H., "Effect of Recirculation Device with Counter Swirl Vane on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor", Journal of Turbomachinery, Vol.134 (2012), pp.051036 -051047



特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

航空機エンジンの軸流圧縮機

加藤 大*1 KATO Dai

キーワード: 航空機エンジン, 軸流圧縮機, 小型コア, 高性能, 高圧力比, 軽量, コスト, Aircraft Engine, Axial-flow Compressor, Small Core, High Performance, High Pressure Ratio, Light-Weight, Cost

1. 緒言

今日,二酸化炭素排出削減などの環境適合性の強化や, 原油価格が高止まりする中での各エアラインの直接運航 費(取得費,整備費,燃料費)削減の要求から,特に民 間航空機用エンジンには,燃費(Fuel burn)の低減が 強く求められている。ここで述べるエンジンとは,高 バイパス比ターボファンエンジンを指すが,前記要求 のため,バイパス比(Bypass ratio; BPR),全体圧力比 (Overall pressure ratio; OPR)の向上が図られると同 時に,要素効率向上並びに軽量化が図られている。直接 運航費を構成する取得費低減のための製造,開発コスト 削減や,整備費削減のための部品点数削減も図られてい る。

本稿では、このような航空機エンジンにおける軸流の 高圧圧縮機(High Pressure Compressor; HPC)の技術 動向について述べる。最新の事例の一つとして、環境適 応型小型航空機用エンジン研究開発(エコエンジンプロ ジェクト)にて開発した圧縮機について概説する。なお、 個々の技術要素は、戦闘機などの低バイパス比エンジン における圧縮機にも多く共通する。

2. 全体的な動向

燃費の低減には、燃料消費率(Specific fuel consumption; SFC)と重量の低減が必要となる。重量 については、特に高バイパス比エンジンではファンの占 める割合が高く、中大型機では複合材等の軽量材料の適 用が主要な対策となる。小型機や低バイパス機では高圧 圧縮機の占める割合も増し、軽量化が重要になる。一方、 SFC低減には、推進効率と熱効率の向上が必要である。 推進効率向上にはBPRの向上が、熱効率向上にはOPR の向上並びに要素効率の向上が必要である。最新の大型 機では、BPRは10、OPRは50に近づきつつある。

図1に,縦軸に圧縮機最終段翼高さを取ったカーペット線図を示す。図からわかるように,エンジンの高BPR 化,高OPR化は,圧縮機にとって最終段翼高さの低下

〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229



Fig. 1 Effect of OPR and BPR on HPC last stage blade height

を意味する。最終段の物理的な大きさを表す指標として, 圧縮機出口修正流量を用いてコアサイズと呼ぶ場合 があるが, 高BPR化, 高OPR化により, 小型機に限らず, エンジンは小型コア(サイズ)化の傾向にある。

図2は、圧縮機の要素効率の空力負荷に対する動向を 示す。ここで、Cpは定圧比熱、*A*Tは圧縮機全温上昇、 Zは段数、Umは圧縮機入口、出口の平均径を用いた周 速を表す。段数を削減して空力負荷を増すと要素効率は 低下する。近年の低燃費化の要求の高まりに伴い、段数 削減による部品点数の削減よりも、ある程度、空力負荷 を抑えたうえで高性能化を図る傾向にある。



Fig. 2 Compressor efficiency vs. aerodynamic loading

- 20 -

原稿受付 2013年1月16日

^{*1 (}株)IHI 航空宇宙事業本部

3. 小型コア化への対応

3.1 課題

エンジンの小型コア化に伴い, 圧縮機の後段翼高さは 小さくなる。これにより, 動翼先端とケーシング内壁と の間に形成されるチップクリアランスが相対的に広がり, 漏れ流れによる圧損やストール発生を招く。また, 翼寸 法が小さくなるため公差の影響が大きくなる問題もある が,本稿では前者への対応について述べる。

3.2 構造・加工技術による対応

構造面では、チップクリアランスを極力詰めるための 受動的な制御が最近の機種で行われている。ケーシング を2重化し、外側ケースでエンジン軸方向のたわみに対 する剛性を持たせ、そのうえで、内側ケースを半割れ型 でなくリング型にし、真円を維持している。

また,動翼先端にアブレシブコーティングを行い,翼 先端の耐摩耗性を向上させ,チップクリアランス拡大を 防ぐ技術も開発されている。エコエンジンプロジェク トでは、マイクロスパークコーティング(MSCoating; MSC)を利用して,翼先端にチタンカーバイド (Titanium Carbide; TiC)を付けて、アブレシブ性を持 たせている。これは整備費の削減も狙っている⁽¹⁾。

3.3 空力技術による対応

チップクリアランス拡大に伴うストールマージンの低 下を抑制するための手段の一つして, 亜音速Sweep技術 がGEなどで開発されている⁽²⁾。Outaらは単段の低速試 験機にてRadial翼とSweep翼の性能試験を行い⁽³⁾, 図 3 に示すように, 異なる幾つかのクリアランスにおいて, Sweep翼がRadial翼に対し, より広いストールマージン を有することを確認した(図中縦軸TMは, 高速試験に おけるストールマージンに相当する。定義は文献(3)を参 照頂きたい)。



Fig. 3 Comparison of throttle margin between Radial and Sweep blades; tip Mach number = $0.3^{(3)}$.

8,000 [lbs.] から12000 [lbs.] の推力を目標とする小 型エコエンジンでは、より大きなチップクリアランス拡 大に対する独自の空力技術として、ディフューザパッ セージ (Diffuser passage; DP) 動翼を開発した⁽⁴⁾。本動 翼は、通常翼のようにキャンバにより相対流れを曲げる のではなく、翼間通路を下流に広げることにより軸流速 度を減速させて仕事を行う。キャンバを付けないので, 図4に示すように局所的な加減速による翼面静圧差が抑 えられ、漏れ流れが抑制される。ディフューザ通路の ため、通常翼に比べコード長、ソリディティを増す必要 はあり、それによっても翼面静圧差は減少している。ソ リディティを増しても、流れは減速しているので、プロ ファイルロスの増大は緩和される。低速試験でコンセプ トの実証を行った(4)のち、図5に示すような、2段高速 リグ(初段は共通)の2段目にDP翼,通常(CNV)翼 を装着し、性能を比較した(5)。図6に示すように、チッ プクリアランスが設計値の2倍の場合, DP翼の方がより 急峻なポンピング特性と高効率を示した。ポンピングが 急峻なことは、多段圧縮機の後段に重要な特性である⁽⁵⁾。



Fig. 4 Concept of Diffuser Passage Rotor (4)



Fig. 5 2-stage rigs with DP and CNV in 2nd stage ⁽⁵⁾



Fig. 6 Measured 2nd stage performance of 2-stage rigs ⁽⁵⁾.



Fig. 7 Linear cascade test of half shroud rotor with tip clearance of 4% blade height; pressure loss at exit $^{\scriptscriptstyle (6)}$

空力・構造技術を組み合わせたコンセプトも試みられ ている。図7は、動翼先端の翼弦前半部にシュラウドを 取り付けたハーフシュラウド翼の基礎試験の例である。 翼先端漏れ渦(TLV)発達が抑制されている⁽⁶⁾。

4. 高性能化・高圧力比化への対応

4.1 高性能化

前出のSweepやBow, Dihedralといった3次元翼設計 技術が2000年代から開発されている^(7など)。翼の積重軸 を軸方向や周方向に動かし,流線を翼スパン方向にシフ トさせることでエンドウォールの圧損を軽減する。流線 のシフトに応じ,キャンバや取り付け角等の翼形状も 調整している。図8は,小型エコエンジンで開発され たBow静翼の例である⁽¹⁾。積重軸を周方向にシフトさせ, コーナはく離の発生を抑えている。

数 値 流 体 解 析 (Computational Fluid Dynamics; CFD) 技術の発達と,高性能化へのさらなる要求に伴い,



Fig. 8 Bow stator design considering manufacturability.



Fig. 9 Leakage flow at Stator 1 exit of Rig in Fig. 5.



種々の実形状を考慮した設計が行われている。図9に は、前出の図5に示したリグの1段可変静翼(Variable Stator Vane; VSV)出口の流れ計測結果を示す。翼と 通路面との間隙の漏れ流れにより、翼出口にて圧損領域 が形成されている。漏れ流れの抑制方法の一つとして、 翼部とスピンドル(可動軸)とをつなぐボタン部に翼前 縁を載せて隙間を塞ぐことが有効である(図10)⁽⁵⁾。また、 ボタン部に載らない翼弦部にキャンバ角をつけない(静 圧差を生じさせない)方法も提案されている⁽⁸⁾。VSV以 外にも、翼と通路面との間のフィレット^{(5),(9)}、中間段抽 気部⁽⁵⁾、翼前縁形状⁽⁰⁾、両持ち静翼ハブ下のキャビティ 部⁽¹¹⁾、などの主流に及ぼす影響がCFDや詳細実験により 調べられ、設計に反映されつつある。

製造面では、通常の表面粗さ(算術平均粗さ約0.50 μ m)よりも数段細かく(同約0.125 μm)翼表面を仕上げ るUltrapolish技術が注目されつつある。理論的には通常 の表面粗さで流体力学的に滑らかだが、同技術をNASA Fan Rotor 67に適用した試験で0.4pts.の効率向上が得ら れた¹²。近年の高性能化要求の高まりも契機となり,幾 つかの最新機種で検討されているようである。

4.2 高圧力比化

図11に,エンジン材料の耐用温度と比強度の関係を 示す¹³³。高圧圧縮機では,主に前段にはチタン系合金が, 後段にはニッケル基合金が用いられる。高圧力比化が進 み,後段温度が現在より上がってくると,今後,粉末冶 金材の適用の検討も必要になることが予想される。

空力的なスタビリティの観点では、高圧力比化に伴い、 非設計回転数における各段の作動状態のマッチングをと ることが困難になってくる。段負荷分布の工夫、VSV や始動抽気の活用、が主な対策として用いられるが、近 年、ケーシングトリートメントによるパッシブなストー ル制御技術や、ジェット噴射などによるアクティブな制 御技術の研究も進められている。前者では、CFD技術 や詳細計測技術を活用し、循環型トリートメント⁶⁰や周 方向トリートメント⁶⁵の効用が議論されている。

5. 軽量化への対応

軽量化への方策には, 軽量材料の適用と軽量構造の適 用が挙げられる。材料については前節で述べた。後者の 代表的な例としては、ブリスク構造がある。動翼をディ スクに組み付けるダブテール構造の場合. 動翼はダブ テール締結部にて線接触で支持されるため、高い応力が 発生し、ディスクのリム側に質量が必要となる。この質 量を支えるため、ディスクのボア側も必然的に太くなる。 一方、ブリスクでは、翼とディスクとが一体化され、翼 支持部での高応力は発生しないので、ダブテール構造に 比べ,10~30%の軽量化が可能となる。熱応答性も向 上し、クリアランス制御にもメリットがある。ブリスク の課題として, 翼とディスクとが一体であることにより, 製造方法や修理方法が挙げられる。前者については次節 で述べる。修理では、翼部の損傷度合、範囲により、翼 エッジ部を空力的に滑らかな形状に仕上げるブレンド補 修、比較的小さい欠損部に溶接で材料を盛り空力形状 に仕上げる肉盛り補修、比較的大きい欠損部に板材を溶 接等により接合し, 空力形状に整えるパッチ補修が開発, 適用されている。



Fig.11 Specific strength and temperature of materials used in aircraft engines ⁽¹³⁾.

6. 低コスト化への対応

6.1 低コスト製造技術

軽量化などの要求から、ブリスク構造が採用されつつ ある。ブリスクは切削加工されるのが一般的だが、粗 加工の段階で多くの素材を失うなど製造コスト面の問 題がある。これを解決するため、線形摩擦接合(Linear Friction Welding; LFW)を適用したブリスク製造技術 が研究開発されている。LFWは、1981年に英国溶接研究 所で開発された技術であり、接合断面が円形等に限定さ れないことを特長とする。翼単体をディスクに接合する ことにより、製造費を低減することが可能だが、接合部 の強度確保や施工時の干渉回避などが課題に挙げられる。

エコエンジンプロジェクトでは、まず実翼形状の模擬 翼をLFW法により製作し、高サイクル疲労試験を実施 した。接合条件を工夫することにより、図12に示すよう に、LFW接合部および熱影響部から破損しないことを 実証した。図13には、LFW法で施工した実物大のブリ スク試験体を示す。実機を想定した翼間距離でも治具を 工夫することで施工できた⁽¹⁾。

近年の低コスト製造技術として,一連の金属粉 末加工技術も注目されている。例えば,Additive manufacturing法 やHIP (Hot Isostatic Pressing) 焼 結法がある。小型エコエンジンでは、そのような加工 技術の一手法として、金属粉末を型に押し込み焼結さ せて部品形状を得る金属粉末成形法 (Metal Injection Molding; MIM)の技術開発を行ってきた。可変静翼に 適用した例では、翼部、スピンドル部、ネジ部をネット シェイプに製造でき、大幅なコスト削減の可能性を得る ことができた。



Fig.12 LFW blade sample after high cycle fatigue test ⁽¹⁾.



Fig.13 Demonstrator blisk manufactured by LFW⁽¹⁾.

- 23 -

6.2 開発期間の短縮 一解析技術-

民間エンジンの開発期間はますます短縮される傾向に ある。プログラムローンチから型式承認取得まで,80年 代には50か月以上費やしていたが,GEnxなどの最新機 種では30か月強に短縮されている¹⁶⁰。これは顧客要求が 厳しくなっていることによるが,3次元モデルなどによ るシミュレーション技術の進歩に負うところが大きい。 エンジン開発に先行する要素開発においても,改良や要 素試験回数を減らすことが開発コスト削減につながるた め,各種シミュレーション・解析技術の開発が続けられ ている。

近年の圧縮機では、高性能化のための三次元設計や 薄翼の採用に伴い、運用範囲において全ての固有振動 モードと前後翼次数との共振回避を実現することは難し い。回避しきれない共振点の翼振動応答量をできるだけ 早い段階に把握することが開発期間の短縮につながる。 CFDとFEMを組み合わせた翼振動応答予測手法は90年 代前半から開発が本格化し、近年は三次元非定常段解析 を用いた高精度な手法も報告されている。図14では、上 流静翼ウェークにより励振される1段動翼の応答量を予 測している⁶⁷。2-3S、5Tモードは、試験結果と定量的に 良く一致している。一方、4Fモードでは、応答量が2-3S よりも小さく、5Tよりも大きい点は予測できているが、 定量的にはさらに精度改善が必要である。

要素開発のより早い段階で圧縮機の軸方向・半径方向 の流れのマッチングを把握できれば、少ない改良回数で 目標性能を達成することが可能となる。この用途でも、 三次元非定常段解析にかかる期待は大きい。小型エコエ ンジンでは、6段高負荷圧縮機を対象に一連の全段非定 常解析を行い、上流翼列ウェークが下流翼列を通過する 際のロスの発生過程や、各種実形状の影響について調査 した¹⁶⁸。さらに乱流モデルやチップクリアランス部の格 子モデリングにより、後段における半径方向混合現象の 予測精度が異なることを示し、さらなる精度改善に向け た取り組みを行っている¹⁶⁹。

7. 最新の圧縮機開発事例

エコエンジンプロジェクトでは,前述した小型機向け の高性能・高圧力比,かつ空力的にロバスト,すなわち クリアランス拡大に対して作動範囲の低下量の少ない高 圧圧縮機の開発を進めてきた。図15にロータアセンブリ を示す。本圧縮機における設計圧力比は9段で22である。 Rolls-Royce Deutschlandでも2軸ターボファンエンジ ン(E3E)用に,9段で圧力比22の圧縮機が開発されて いる²⁰が,小型エコエンジン用圧縮機の方が,コアサイ ズがより小さい点に,空力的な難しさがあると考えられ る。本機の特徴は以下のとおりである。

・小型コア化に対応するため、前述したDiffuser
 Passage翼を後ろ2段に採用。

・同じく小型コア化に対応するため、軸方向の負荷分



(a) Instantaneous entropy contour at mid-span.



⁽b) Predicted stress level of 1RB compared to test data.

布を調整。

・高性能化のため、全段に実形状の影響を考慮した Sweep, Bowなどの三次元設計を採用。

・要素段階ではあるが、ブリスク構造を採用。

本9段機について,要素性能試験を行い,設計通りの 全体流量,全体圧力比,ならびに軸方向のマッチングを 達成した。また,初号機として期待通りの性能も得られ ている。



Fig.15 9-stage compressor rotor assembly developed in ECO-engine project.

162

Fig.14 Forced response prediction of 1RB excited by IGV wake in a transonic multistage compressor ⁽¹⁷⁾.

8. まとめ

本稿では、航空機エンジン用の軸流圧縮機について技 術動向を述べた。高まる環境適合性への配慮や高性能化 への要求に応えるため、一層の小型コア化を実現する高 効率な空力アイディア・設計技術を追求する必要があ る。コスト競争力の確保のため、空力、エアロメカ、構 造、材料、製造の各技術の連携、ならびに解析技術の進 化も重要である。また、近年、種々基礎研究の始まって いるPlasma actuatorなどによる先進的流体制御技術⁽²² ^{など)}が、中長期的に高空力負荷と高効率とを両立させる 技術に発展するかも興味深い点である。

9. 謝辞

Diffuser Passage技術,実形状を考慮した高性能空力 設計技術,LFW,MSC,金属粉末成形法,解析技術, 並びに7節の圧縮機開発は,「環境適応型小型航空機用エ ンジン研究開発」の一環として独立行政法人新エネル ギー・産業技術総合開発機構から助成を受けて実施した ものであり,関係者のご厚誼に深く感謝いたします。

10. 引用文献

- 加藤大,後藤信也,加藤崇也,若林元,落合宏行,"シ ンプル・高性能化技術(圧縮機)", IHI技報, Vol.47, No.3 (2007), pp.102-108.
- (2) McNulty, S., Decker, J., Beacher, B. and Khalid, A., "The Impact of Forward Swept Rotors on Tip Clearance Flows in Subsonic Axial Compressors", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.126, No.4 (2004), pp.445-454.
- (3) Outa, E., Miyaguchi, A., Yoshida, E., Imaeda, M., Goto, S. and Kato, D., "Aerodynamics Features of a High-Cambered Forward-Swept Blade Flow at Subsonic Compressor Operation", IGTC2007 Tokyo TS-050 (2007), pp.1-8.
- (4) Kato, D., Yamagami, M., Kodama, H. and Outa, E., "Development of Diffuser Passage Compressor Concept for Small Aircraft Engines", ISABE-2007-1166 (2007), pp.1-8.
- (5) Kato, D., Pallot, G., Sato, D., Yamagami, M. and Kodama, H., "Development of a Highly Loaded Axial Flow Compressor for Small Core Size Aircraft Engines", IGTC-2011-0136 (2011), pp.1-7.
- (6) 熊谷雅史,船﨑健一,谷口英夫,加藤大雅,石村立太郎,加藤大,パロギョーム,"圧縮機翼列翼先端漏れ流れに関する研究(クリアランス及びハーフシュラウドの効果)",日本機械学会東北支部第48期秋季講演会(2012), pp.1-2.
- (7) Gallimore, S., Bolger, J., Cumpsty, N, Taylor, M., Wright, P. and Place, M, "The Use of Sweep and Dihedral in Multistage Axial Flow Compressor Blading - Part I and Part II", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.124, No.4 (2002), pp.521-541.

- (8) Wenger, U. and Wehle, P., "Development of the Rolls-Royce 10 Stage High Pressure Compressor Family", ISABE-2009-1300 (2009), pp.1-10.
- (9) Kugeler, E., Nurnberger, D., Weber, A. and Engel, K., "Influence of Blade Fillets on the Performance of a 15 Stage Gas Turbine Compressor", ASME GT2008-50748 (2008), pp.1-10.
- (10) Goodhand, M. and Miller, R., "Compressor Leading Edge Spikes; A New Performance Criterion", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.113, No.2 (2011), pp.021006-1-8.
- (11) Kato, D., Yamagami, M., Tsuchiya, N. and Kodama, H., "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on the Aerodynamic Performance of a High-Speed Multistage Axial-Flow Compressor", ASME GT2011-46300 (2011), pp.1-11.
- (12) Roberts, W. B., Prahst, P. S., Thorp, S. and Strazisar, A. J, "The Effect of Ultrapolish on a Transonic Axial Rotor", ASME GT2005-69132 (2005), pp.1-7.
- (13) 今成邦之,"航空エンジンに関わる環境負荷低減技術の 動向",日本機械学会誌,第114巻,第1116号(2011), pp.826-829.
- (14) Kroeckel, T., Hiller, S. and Jeschke, P., "Application of a Multistage Casing Treatment in a High Speed Axial Compressor Test Rig", ASME GT2011-46315 (2011), pp.1-10.
- (15) Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T., Kato, D., and Imaeda, M., "Effect of Circumferential Single Grooved Casing Treatment on Flow Instability of Transonic Compressor", IGTC-2011-0082 (2011), pp.1-8.
- (16) 藤村哲司,西川秀次,守屋信彦,今村満勇, "GEnxエンジンの開発", IHI技報, Vol.48, No.3 (2008), pp.153-158.
- (17) Aotsuka, M., Kato, D. and Murooka, T., "Numerical Analysis of Forced Response of High Pressure Compressor Cascade", ISUAAAT13-S2-3 (2012), pp.1-5.
- (18) Yamagami, M., Kodama, H., Kato, D., Tsuchiya, N., Horiguchi, Y. and Kazawa, J., "CFD Modeling Effects on Unsteady Multistage Simulation for a Transonic Axial Compressor", ASME GT2011-46198 (2011), pp.1-8.
- (19) Yamagami, M., Kodama, H. and Yamamoto, K., "Unsteady Effects on Spanwise Mixing Phenomena in a Multistage Axial Flow Compressor", ISUAAAT13-S4-7 (2012), pp.1-8.
- (20) Klinger, H., Lazik, W. and Wunderlich, T., "The Engine 3E Core Engine", ASME GT2008-50679 (2008), pp.1-10.
- (21) Jothiprasad, G., Murray, R., Essenhigh, K., Bennet, G., Saddoughi, S., Wadia, A. and Breeze-Stringfellow, A, "Control of Tip-Clearance Flow in a Low Speed Axial Compressor Rotor with Plasma Actuation", ASME GT2010-22345 (2010), pp.1-12.

論説◆解説

特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

吸気噴霧冷却を適用した ガスタービン圧縮機の液滴蒸発流れ解析

川村 康太^{*1} KAWAMURA Kota **明連 千尋**^{*1} MYOREN Chihiro

高橋康雄^{*1} 柴田 貴範^{*1} TAKAHASHI Yasuo SHIBATA Takanori

キーワード:ガスタービン,圧縮機,吸気噴霧冷却,水噴霧,湿り圧縮、液滴蒸発,相変化,CFD

1. はじめに

現在,日立製作所では高湿分空気利用ガスタービン(Advanced Humid Air Turbine)⁽¹⁾の研究開発を進めている。高湿分空気利用ガスタービンシステムには,研究開発項目の一つに吸気噴霧冷却(WAC:Water Atomization Cooling)システムがある。WACシステムは,吸気部に設置した噴霧ノズルで吸込空気に水を噴霧し,水の気化熱を利用して気流を冷却することでガスタービンの出力と熱効率を増加させるものである⁽²⁾⁽³⁾。WACシステムを設置したガスタービン圧縮機の例を図1に示す。

WACの効果は大きく二つに分類される。一つは吸気 部で液滴が蒸発して気流を冷却する(吸気冷却)効果で, 大気温度の高い夏場の出力低下を抑制できる。もう一つ は圧縮機内で液滴が蒸発して気流を冷却する(中間冷 却)効果で, 圧縮機の所要動力を低減できる。

近年では、吸気部の噴霧ノズル配置について、液 滴挙動を含む流れ解析(CFD:Computational Fluid Dynamics)による研究が報告されている⁽⁴⁾。また、軸 流圧縮機内で噴霧液滴が蒸発する場合を想定して、噴 霧量や液滴の粒径が性能に及ぼす影響について、CFD を用いて検討した研究が報告されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし、 WAC運転時の計測データに基づいた圧縮機内流れ場の 検証はほとんどなされていない。

高湿分空気利用ガスタービンでは,吸気冷却と中間冷 却によるシステム全体の高効率化のため,多量に水噴霧 する。多量の水噴霧では,液滴は吸気部で蒸発完了せず, 圧縮機内にも流入し蒸発する。その際に,圧縮機の作動 点が変化し,段負荷分布が変化することで失速等の信頼 性に影響を与える現象が発生する可能性がある。

そこで本研究では、WAC運転時のガスタービン圧縮

〒312-0034 ひたちなか市堀口832-2

機内の流れ場を予測可能な液滴解析技術を構築している。 本稿では、噴霧液滴の圧縮機内壁の影響に着目して液滴 挙動モデルを高度化し、モデル高度化の効果を高湿分空 気利用ガスタービン検証試験の計測データ⁽⁷⁾⁽⁸⁾を用いて 分析した結果について紹介する。



図1 WACシステムを設置したガスタービン圧縮機

2. 圧縮機内の液滴蒸発流れ解析

2.1 WAC運転時の圧縮機内流れ場

WAC運転時は,空気と多量の液滴が混合した流体が 圧縮機内に流入する。液滴は気流中で蒸発しながら,翼 面やケーシングといった圧縮機内壁への衝突,気流中で の液滴分裂,液滴同士の衝突による合体といった複雑な 挙動をする。圧縮機内の流れ場としては,気流中での液 滴蒸発と圧縮機内壁への衝突が支配的と考え,モデル化 を検討する。

液滴の壁面との相互作用について図2に示す。その相 互作用は,液滴の跳ね返り,飛散,液滴の壁面付着によ る液膜形成,さらに付着液滴の蒸発,といった現象に分 類できる。

原稿受付 2013年1月22日

^{*1 (}株)日立製作所 日立研究所



図2 液滴の壁面との相互作用

2.2 液滴蒸発を考慮した流れ解析手法

E縮機内の気流中における液滴挙動と蒸発を考慮したCFDを行うため、気流に関する支配方程式と液滴に 関する支配方程式を双方向に連成する手法(Two-way coupling)を用いる。本手法では、Euler的な気流の支 配方程式中に液滴の影響を表す生成項が含まれる。なお、 本研究でベースとして使用するCFDソルバーは商用ソ フトANSYS-CFX13.0⁹である。

液滴の支配方程式については、液滴追跡モデルを用い る。液滴追跡モデルでは、実際には無数に存在する噴霧 液滴をある程度まとめて液滴群として扱うことにより、 平均的な液滴挙動を表現し計算負荷を低減できる。また、 液滴をLagrange的に扱うことで、Euler二相流モデルと 比較して、液滴に関するモデルを新たに組み込みやすい。 例えば、気流に対する壁面境界条件と液滴に対する壁面 境界条件を別々に定義することが比較的容易である。

液滴の運動方程式は,

$$m_d \frac{du_{d,i}}{dt} = F_{D,i} + F_{R,i}$$
 (2.1)

で記述され, m_d :液滴の質量, u_d :液滴の速度, F_D : 気流との相互作用による抗力, F_R :回転系における遠 心力,添え字のiはi方向成分を示す。抗力 F_D は,気流と の速度差に基づいて式 (2.2) で表わされる。

$$F_{D,i} = \frac{\pi D_d^2}{8} C_D \rho_G | u_{G,i} - u_{d,i} | (u_{G,i} - u_{d,i})$$
(2.2)

ここに、 D_d :液滴の直径、 ρ_G :気流の密度、 u_G :気流 の速度であり、抗力係数 C_D はSchiller-Naumann係数を 用いる。重力、浮力、付加質量、圧力勾配は圧縮機内で の液滴挙動に対する影響は小さいとみなし無視する。

液滴の熱物質輸送方程式は,

$$m_d C_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = \pi D_d k_d (T_G - T_d) N u_d + \frac{dm_d}{dt} L_{l\nu}$$
(2.3)

で記述され、 T_G :気流の温度、 T_d :液滴の温度、 C_{bd} : 液滴の定圧比熱、 k_d :液滴の熱伝達率、 L_{lv} :液滴の蒸 発潜熱を示す。液滴に関するヌセルト数 Nu_d については Ranz-Marshallの相関式、

$$Nu_d = 2 + 0.6 \operatorname{Re}_d^{1/2} \operatorname{Pr}_G^{1/3}$$
(2.4)

を用いる。*Rea*は液滴の気流に対するレイノルズ数, *Pr*_Gは気流のプラントル数である。液滴の蒸発モデルは, ①液滴温度が沸点を上回る場合,

$$\frac{dm_d}{dt} = -\frac{\pi D_d k_d (T_G - T_d) N u_d}{L_{lv}}$$
(2.5)

②液滴温度が沸点を下回る場合,

$$\frac{dm_d}{dt} = \pi D_d \rho_G D_h Sh \frac{M_G}{M} \log\left(\frac{1-f_p}{1-f}\right)$$
(2.6)

$$Sh = 2 + 0.6 \operatorname{Re}_{d}^{1/2} Sc^{1/3}$$
(2.7)

で整理される相関式を用いる。ここに、 D_{lv} :気流中に おける拡散係数, Sh:式 (2.7) で表わされるシャーウッ ド数, Sc:シュミット数, M_G :蒸気の分子量, M:混 合物の分子量, f_p :蒸発成分の平衡蒸気モル分率, f:気 流中の蒸気成分のモル分率である。この蒸発モデルにつ いては、実験値等を用いて妥当性を確認している⁽⁰⁾。

液滴の壁面との相互作用については,液滴の跳ね返り と付着を考慮できるモデルに簡略化する。

2.3 液滴の壁面衝突モデル

解析に用いる液滴の壁面衝突モデルを図3と図4に示 す。Case1は、液滴の跳ね返りのみを仮定する"跳ね 返りモデル"である。液滴は壁面の影響を受けないと見 なし、衝突時に液滴径は変化せず、完全弾性衝突するも のとする。ただし、このモデルでは液滴が下流まで余分 に流れることによって、気流の冷却に寄与する液滴の蒸 発量を過大評価することが予想される。

Case 2 は, 液滴の壁面への付着現象を考慮した"付着モデル"である。液滴の壁面衝突時に, 無次元パラメータである衝突ウェーバー数*Weimp*を用いて, 付着と跳ね返りを分類するのが特徴である。衝突ウェーバー数は,

$$We_{imp} = \frac{\rho_d v_{d,n}^2 D_d}{\sigma_d}$$
(2.8)

で定義される。ここに、 ρ_d :液滴の密度、 v_{dn} :液滴 の壁面に対して垂直な速度成分、 σ_d :液滴の表面張 力である。ただし、付着と跳ね返りの閾値としている We_{imp} =5は濡れた平板への衝突を対象としたものであ る⁽¹¹⁾。また、付着液滴の蒸発は気流に対して影響しない と仮定する。軸流圧縮機においては、WAC運転時にお ける圧縮機内壁からの蒸発は多くても全蒸発量の10%程 度であるとの報告がある¹²⁰。したがって、上述の付着モ デルは、圧縮機内における液滴挙動に関して跳ね返りモ デルを高度化したモデルと位置付けられる。Case 2 は Case 1 に対して、気流の冷却に寄与する液滴蒸発量の 予測精度向上が期待される。なお、Case 2 については、 ANSYS-CFXの標準モデルにはないため、ユーザーサブ ルーチン機能を用いて独自に実装を図っている。

以後では、上記2つのモデルについて比較検討を行う。



3. 流れ解析の検証

3.1 検証データ

流れ解析の検証には、二段遠心圧縮機の吸込空気に対 して2.5%(吸込空気流量比)の水噴霧を行ったWAC試 験の結果を用いる。試験装置には、図1に示すように、 吸気部に噴霧ノズルを設置し、吸気部と圧縮機段間から ドレンを抜き出せるように配管が設けられている。

本試験結果の概要を表1に示す。噴霧量の約30%が吸 気部でドレンになり,吸気部と圧縮機内において合計で 1.8%(吸込空気流量比)蒸発した。WACを行わないド ライ運転と比較して,圧縮機入口温度が7℃低下,吸込 空気流量が8.8%増加,全段圧力比が10.8%上昇し,WAC による圧縮機性能の向上を実験で確認した。また,この 試験中に段間ドレンが検出されなかったことから,二段 遠心圧縮機の初段出口までに液滴は完全に蒸発したと推 定される。

表1	試験結果概要

項目	ト・ライ	WAC
回転数 [rpm]	17800	17800
全蒸発量 [%]	0	1.8
圧縮機内蒸発量 [%]	0	1.4
圧縮機入口温度 [℃]	31.6	24.6 (-7.0°C)
吸込空気流量 [kg/s]	9.26	10.07 (+8.8%)
全段圧力比	7.28	8.07 (+10.8%)
初段圧力比	3.57	3.75 (+5.0%)

3.2 解析モデル

前節で説明した試験結果を対象とする解析モデルについて図5に示す。解析対象は液滴が完全に蒸発する二段 遠心圧縮機の初段とし、ベルマウス、インペラ、ディ フューザベーン、ベンド、リターンベーンの翼列一流路 をモデル化した。総メッシュ数は約30万点、壁面の第 ー格子位置は $y^+=30程度とし$, 翼先端間隙は考慮してい ない。なお, 周方向には周期境界条件, 動静翼間には境 界の物理量を周方向に平均するMixing Planeを課してい る。気流の境界条件については,入口で全圧,全温を固 定し,流入角のスパン方向分布を与え,出口で平均静圧 を固定した。翼面,ハブ面,シュラウド面はすべりなし (no-slip), 断熱条件とする。乱流モデルはRANSに基づ く標準k- ε モデルを使用し,非定常解析を行った。

液滴の流入条件を表2に示す。WAC運転時では,吸 気部で飽和状態に達していると仮定し,相対湿度 100%RH,圧縮機入口で液滴は気流に完全に乗り均一に 分布していると仮定し,液滴の相対速度0で等間隔に 配置,液滴の粒径は吸気部の液滴蒸発解析結果¹³⁸を基に 均一粒径10µm,解析に用いる代表粒子数は5.0×10⁶個/ secとした。また,ドライ条件については液滴なしの条 件で定常解析を行った。



図5 遠心圧縮機初段解析モデル

K⊿ 似间♡加八木IT	表 2	液滴の流入条件
-------------	-----	---------

項目	設定値
相対湿度 [%RH]	100
気流に対する相対速度 [m/s]	0
液滴分布	等間隔配置
液滴粒径 [µm]	10
液滴温度 [℃]	15
代表粒子数 [個/sec]	5.0×10^{6}

3.3 検証結果

図6にCase2における圧縮機内の代表的な液滴軌跡 を示す。圧縮機内の作動流体は、インペラ部で流速が増 加し、ディフューザ部で減速し静圧上昇する。液滴の速 度も概ね気流の流れに追従するが、ベンド部で外周側に 流される傾向がある。また、初段出口において液滴は存 在せず、リターンベーン出口付近で完全に蒸発し、試験 結果と一致する。 図7にCase2における液滴の付着箇所を示す。イン ペラ腹側とベンド外周側壁に液滴の付着が多いことが確 認できる。全付着量としては流入液滴流量の21%であり, 気流の温度低下に寄与しないことになる。

図8に入口静圧で正規化した静圧値の流れ方向分布を 示す。WAC運転ではドライ運転と比較して圧力比が上 昇し,ディフューザ部(無次元流れ方向位置0.5)より 下流で静圧が上昇する。また,WAC条件に対する静圧 分布の予測精度は+5%以内であり,Case1とCase2で 大きな差はないことを確認した。

図9に流量 - 圧力比マップを示す。試験結果について、 ドライ状態の一定回転数で負荷上昇し、ドライマッチ ング点からWAC運転を開始することにより、吸気冷却 効果で流量、圧力比はともに上昇する。CFDではWAC マッチング点と同じ圧力比で解析を行い、WAC条件の 流量はCase 1、Case 2 ともに試験結果との差は1%以 内となった。



図6 圧縮機内の液滴軌跡(子午面断面)





図8 静圧比の初段流れ方向分布





- 29 -

図10に流量 - 効率マップを示す。無次元効率は計画効 率で正規化した値である。圧縮機効率については、圧縮 機内で蒸発した液滴は全て初段インペラ出口で蒸発した と近似し、蒸発を考慮した場合の初段出口温度と液滴蒸 発量から、蒸発がない場合の初段出口温度を逆算するこ とで圧縮機効率を算出した。液滴の壁面衝突モデルを高 度化したCase 2 では、Case 1 に対して効率予測が4.0% 改善した。

次に,温度の流れ方向分布と噴霧液滴の蒸発完了位置 について検証する。図11に温度計測位置を,図12及び図 13に温度の流れ方向分布を示し,試験での計測結果を点 線で示す。WAC運転時のインペラ出口(③)からベン ド入口(⑤)の区間では,ドライ運転時との温度差が大 きい。温度計測器に液滴が付着し,湿球温度に近くなる ためである。ドライとWACの温度差分布について,リ ターンベーン入口(⑥)から初段出口(⑦)の区間で温 度差がほぼ一定になる。液滴の蒸発による気流の温度変 化がないことを示しており,リターンベーン付近で蒸発 完了していると推定できる。試験中に段間ドレンが検出 されなかったことも合わせると,蒸発完了位置はリター ンベーン出口(⑥)より上流側である可能性は高い。ま た,WAC運転時の初段出口温度については,ドライ運 転時からの温度低下量が34℃であった。

図12に実線で示すCFDのCase 1 では、④~⑥の区間 でドライとWACの温度差が増加していることから、イ ンペラ部ではほとんど蒸発しないのに対し、④~⑥の区 間で液滴蒸発が進行することがわかる。これは④より下 流側で気流が減速し、液滴の滞留時間が長くなることと 整合している。つまり、遠心圧縮機内における液滴蒸発 に関してはベンド部の寄与が大きい。

また,試験結果と同様に,⑥~⑦の区間で温度差がほ ぽ一定であり,CFDにおいてもこの付近で蒸発完了す ることが確認できる。初段出口温度について,Caselは ドライ条件からの温度低下量は45℃で,実測値に対する 予測誤差は11℃となった。図13のCase2では,Case1 と同様の傾向で,④~⑥の区間で液滴蒸発が進行し,⑥ 付近で蒸発完了することが確認できる。Case2におい ては、ドライ条件からの温度低下量は39℃である。液滴 挙動モデルの高度化により、予測誤差が5℃まで改善さ れることを確認できた。

WAC条件のCFDにおいて, Case 1 は液滴が全量跳ね 返るモデルなので, 圧縮機内の下流まで余分に液滴が流 れて気流の冷却に寄与する蒸発量を過大評価する。それ に対し, Case 2 は液滴の衝突ウェーバー数を用いて液 滴の壁面衝突モデルを高度化したことで,気流の冷却に 寄与する液滴量の予測精度が向上した。その結果,初段 出口温度について,ドライ条件からの温度低下量の予測 誤差が5℃まで改善された。



- 30 -

4. まとめ

本稿では、吸気噴霧冷却を適用したガスタービン圧縮 機の液滴蒸発を考慮したCFDを実施し、液滴挙動モデ ル高度化の効果を高湿分空気利用ガスタービン検証試 験の計測データを用いて分析した結果について紹介し た。液滴の圧縮機内壁との干渉を無視することはできず、 CFDによる性能予測精度と計算負荷を両立できる、更 なるモデル高度化が今後の課題となる。本稿で用いた壁 面衝突モデルに加えて、液滴の分裂や液滴同士の合体で 液滴径が変化する現象を考慮することにより、性能予測 精度の向上が見込まれる。

現在,日立製作所では高湿分空気利用ガスタービンの 実用化に向け,40MW級の総合試験装置において実証試 験中である¹⁰⁰⁵。本試験装置では,高湿分対応の軸流圧 縮機を開発し,多量に水噴霧する吸気噴霧冷却試験での 計測データ拡充と圧縮機内流れ場に対する解析技術の高 度化を目指している。今後,多量の水噴霧による更なる 圧縮機性能向上と信頼性確保に向け,解析技術のレベル アップを図る所存である。

謝 辞

本報告は,経済産業省資源エネルギー庁から,エネル ギー使用合理化先進的技術開発費補助金の支援を受けて 実施した事業に関するものである。関係各位のご支援に 対し深く感謝の意を表する。

5. 引用文献

- (1) 幡宮重雄, "高湿分空気利用ガスタービン", 日本ガス タービン学会誌, Vol.34, No.2 (2006), pp.100-105.
- (2) 宇多村元昭, 唐澤英年, 竹原勲, 堀井信之, "水噴霧を 利用したガスタービンの出力増加", 日本ガスタービン 学会誌, Vol.25, No.98 (1997), pp.99-105.
- (3) 宇多村元昭,"ガスタービン吸気水噴霧冷却技術",日本 ガスタービン学会誌,Vol.37,No.4 (2009), pp.13-19.
- (4) Khan, J. R., Wang, T., Chaker, M., "Investigation of Cooling Effectiveness of Gas Turbine Inlet Fogging Location Relative to the Silencer", ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.134 (2012), pp.022001.
- (5) Luo, M., Zheng, Q., Bhargava, R. K., Sun, L., Deng, Q., Li, S., Liu, C., "The Numerical Simulation of Inlet

Fogging Effects on the Stable Range of a Transonic Compressor Stage", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46124.

- (6) Luo, M., Zheng, Q., Sun, L., Deng, Q., Chen, J., Wang, J., Bhargava, R. K., "On the Stability of Transonic Compressor with Wet Compression and Blade Tip Water Injection", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69133.
- (7) Higuchi, S., Koganezawa, T., Horiuchi, Y., Araki, H., Shibata, T., Marushima, S., "Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant -Part 1: Overall Performance", Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51072.
- (8) Shibata, T., Takahashi, Y., Hatamiya, S., "Inlet Air Cooling with Overspray Applied to a Two-Stage Centrifugal Compressor", Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50893.
- (9) ANSYS, Inc., "ANSYS-CFX13.0 Solver Modeling Guide", http://ansys.com/Products/Simulation%20 Technology/Fluid%20Dynamics/ANSYS%20CFX.
- (10) Myoren, C., Kishibe, T., Shibata, T., Takahashi, Y., "Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging", Proceedings of ACGT 2012, ACGT2012-1003.
- (11) Stanton, D. W., Rutland, C. J., "Multi-dimensional modeling of thin liquid films and spray-wall interactions resulting from impinging sprays", Int. J. Heat transfer Vol.41 (1998), pp.3037-3054.
- (12) Matz, C., Cataldi, G., Kappis, W., Mundinger, G., Bischoff, S., Helland, E., Ripken, M., "Prediction of Evaporative Effects within the Blading of an Industrial Axial Compressor", ASME J. Turbomach., Vol.132 (2010), pp.041013.
- (13) 柴田貴範,明連千尋,幡宮重雄,"ガスタービン吸気ダクト内を流れる液滴群の蒸発挙動",第10回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集(2005), pp.95-98.
- (14) 後藤仁一郎,江田隆志,高橋徹, "高湿分空気利用ガス タービン (AHAT)の開発",日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No.3 (2012), pp.94-100.
- (15) 武田拓也,荒木秀文,八木学,田川久人,小金沢知己, 明連千尋,"高湿分空気利用ガスタービンシステムの総 合試験状況",第40回日本ガスタービン学会講演論文集 (2012), pp.255-260.



特集:圧縮機・過給機の最新技術動向

車両用過給機の技術動向

惠比寿 幹^{*1} EBISU Motoki

キーワード:過給機,ダウンサイジング,コンプレッサ,タービン,EGR,2ステージターボ,電動スーパー チャージャ

1. はじめに

過給機が車両の動力性能の向上のみならず,ディール エンジン,ガソリンエンジンの燃費向上,排出ガスのク リーン化といった環境性能の向上に不可欠な装置である ことは既に世間では周知の事実となっている。一般的に 過給機と言うとルーツブロア等を用いた容積型(メカニ カルスーパーチャージャ)やターボ機械を用いたターボ チャージャ等いくつかの形式に分けられるが,本稿では, 過給機=ターボチャージャとして説明する。

内燃機関にとって、その性能(動力性能,環境性能) を左右する2つの重要な要素は燃料と空気である。燃料 噴射量のコントロールに重要な部品は燃料噴射装置(イ ンジェクタ)であり、過給機はエンジンの吸入空気のコ ントロールを司る装置と言うことができる。

図1は各地域における燃費規制,図2は排出ガス規制 の動向である。これら環境規制は年々厳しくなってきて いる。例えば欧州では燃費規制を満足できない会社に対 しては制裁金という形でペナルティが課せられることに なっている。このように,自動車会社各社にとって環境 規制を満足させるための技術開発は競合他社との競争に 勝ち残るためにも非常に大きな課題となっている。図3 は燃費改善のための技術とその改善効果の概要を示した



原稿受付 2013年2月8日

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



ものである。この中で過給機を用いてエンジンのトルク を向上し,排気量を低減することで車両の燃費を向上さ せる,いわゆる過給ダウンサイジングはコストパフォー マンスの観点で非常に優れた技術と言える。

三菱重工業㈱汎用機・特車事業本部では30Lクラスの 舶用ディーゼルエンジンから1L以下の軽自動車用ガソ リンエンジン向けの幅広い過給機ラインナップを揃えて いる(図4)。

本稿では車両用過給機に的を絞り,車両メーカにおけ るニーズとそれを満足するための過給機技術の動向につ いて当社事例を中心に説明する。



図4 当社汎用機・特車事業本部の過給機ラインナップ

2. 車両用過給機に対するニーズ

車両用内燃機関には大きく分けてディーゼルエンジン とガソリンエンジンがある。近年の環境規制に対応した 乗用車用ディーゼルエンジンにはほぼすべてに過給機 が装着されており、ガソリンエンジンにおいても過給 機装着率は上昇傾向にある(図5)。ディーゼルエンジ ン、ガソリンエンジン共に過給により吸入空気量を増大 し、トルクを向上させるという目的は同じである。また、 過給ダウンサイジングエンジンでドライバビリティを犠 牲にしないために、絶対的なトルクを向上するだけで無 く、短時間でトルクが立ち上がること(過渡応答性の向 上)が重要である。これはディーゼル,ガソリンエンジ ン共通の課題であるが,次項に示すようにそれぞれのエ ンジンで,過給機に求められる機能は若干異なっている。



2.1 ディーゼルエンジン

ディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べ, 燃費 が30%程度良いと言われている。このうち10~15%は ガソリンエンジンよりもダウンサイジングが進んでいる ことによるものであり, 15~20%が燃焼効率の差であ ると考えられる⁽¹⁾。燃費という面で, ディーゼルエンジ ンはガソリンエンジンより優れているが, 排出ガスとい う面では課題が多い。特にNOx (窒素酸化物)と粒子状 物質PM (Particulate Matter) はその発生メカニズムか らそれぞれの発生量にトレードオフの関係があり, 双方 の規制を満足するために各社はさまざまな技術を投入し ている。これがディーゼルエンジンのコストアップ要因 となっている。

ディーゼルエンジンと過給機との相性は良く,過給機 を付ければトルクの向上は当然のことながら,PMは減 少し,NOXを低減するために効果的なEGR(Exhaust Gas Recirculation)の量を増やすことが可能となる。 図6にEGRを採用したエンジンの系統図を示す。



近年EGRはディーゼルエンジンのNOx低減には無く

てはならない技術であるが, EGR量を増やすと, 新気 の量が減るためトルクは低下する。ディーゼルエンジン における過給機の課題は過給圧のさらなる向上のための 空力性能の向上と, 可変容量タービン, 二段過給といっ た過給効率を向上させるための各種システムの信頼性, 性能の向上である。

2.2 ガソリンエンジン

ガソリンエンジンにおいて、過給ダウンサイジングに よる燃費低減の流れは、欧州を中心とした世界各国の自 動車メーカにおいて顕著になってきている。過給機搭載 車両の生産台数としてみた場合,図5に示すようにここ 数年はディーゼルエンジンよりもガソリンエンジンにお ける伸びが大きいという予想になっている。これは、ガ ソリンエンジンの大きな課題の一つである燃費の改善が 過給ダウンサイジングにより進むことで、ディーゼルエ ンジンとの燃費差が縮小していることによるものと考え られる。もともと、排出ガスという面では、ガソリンエ ンジンには技術的に確立された効率の良い触媒システム がある。このため、ディーゼルエンジンのように規制を 満足するために、改めて高コストの技術を投入する必要 は無い。課題の一つである燃費が改善されてきたことに より、今後過給ガソリンエンジンの比率はますます増加 していくものと予想される。このように、急激にガソリ ンエンジンの過給化が進んでいる背景には燃料の直噴化. 可変動弁, EGRといった技術により、 プレイグニッショ ンやノッキングといった異常燃焼への対策が進んできた という背景がある。

図7はディーゼルエンジンのトルクカーブとガソリン エンジンのトルクカーブの模式図である。もともとガソ リンエンジンはディーゼルエンジンに比べ低速トルクが 低く,エンジン回転数で出力,トルクを稼ぐという特徴 があった。これに対し,過給ダウンサイジングをしたガ ソリンエンジンではディーゼルエンジンと同様,低速ト ルクが向上し,その分高回転での出力は抑えられている。 ガソリンエンジンのトルクカーブがディーゼルエンジン に近づくことで過給機のコンプレッサ,タービンへの空 力的な要求性能はディーゼルエンジンのそれに近づいて きているとも言える。

過給ガソリンエンジンでもEGRの採用が各社で検討 されている。EGRの目的はディーゼルエンジンとは異 なり主にポンプロスの低減、ノッキングの改善等による 燃費の向上である。EGRの量を増やすためにはディー ゼルエンジン同様高過給化が必要であるが、EGR量の 増加は排出ガスエネルギーの低下にもつながり、さらな る過給効率の向上が望まれている。また、ガソリンエン ジンはディーゼルエンジンに比べ排気温度が高く、ター ビン側部品の耐熱性向上や、エンジン始動時の触媒活性 化時間の短縮等、ディーゼルエンジンのそれとは異なる 要求もある。





3. 技術動向

過給機への技術的要求は各エンジンメーカの開発方針 により異なり、また時代毎に変化する。しかしながら、 大半の技術課題は共通している。ここでは、どのエンジ ンメーカからも共通の技術課題として我々過給機メーカ に与えられている、過渡応答性、空力性能、軸受損失、 排出ガスの低減、次世代過給機の5つのテーマに分けて 最新の動向も踏まえながら説明したい。

3.1 車両用過給機開発の方向性

現在,車両用内燃機関への過給機装着率が拡大して いる背景には,エンジンの過給ダウンサイジング,ダ ウンスピーディングにより,車両の動力性能を向上さ せつつ効果的に燃費改善ができることが実証され,これ がディーゼルエンジンのみならず,ガソリンエンジンに も幅広く適用され始めてきたことによる。ターボチャー ジャを使用した過給エンジンにとって,排気ガスのエネ ルギーが低いエンジン低速での過給圧を,如何に短時間 でレスポンス良く上昇できるかということが最も重要か つ難易度の高い課題と言える。また,EGRの採用によ り排気ガスのエネルギーはさらに小さくなる傾向にある。 より少ない排出ガスのエネルギーを効果的に過給エネル ギーに変換するためには,過給機の総合効率(η_{all})を 高めるか,外からエネルギーを供給する等の新たな仕組 みを考えなければならない。

吸入空気を必要流量,過給圧まで圧縮する動力(*L_c*) はタービンの発生する理論出力(*L_t*)に各部の効率を掛 け合わせた下記のような簡単な式で表わされる。

 $L_{c} = L_{t} \times \eta_{all}$ $\eta_{all} = \eta_{c} \times \eta_{t} \times \eta_{m}$

- L_c : コンプレッサ理論入力 (kW) L_t : タービンの理論出力 (kW)
- η_{all} :過給機総合効率
- η_c :コンプレッサ効率
- n_t :タービン効率
- η_m :機械効率

タービンの理論出力 (L_t) は所定のエンジン回転数,ト ルクにおける排気ガスの重量流量,温度で決まるため, 如何に過給圧を上げトルクを向上できるかは,過給機総 合効率 (η_{all}) をどれだけ高められるかにかかっている。 過給機総合効率はコンプレッサ,タービンの空力的な効 率向上のみならず,軸受の機械効率向上も重要である。

ターボチャージャはエンジン低速から高速まで車両の 走行状態に合わせて幅広い流量レンジで高い総合効率を 発生することが求められる。近年のエンジンの過給ダウ ンサイジング、ダウンスピード化の流れにより、エンジ ン回転数の低い状況での過給機効率の向上がより重要な 課題となっている。

また,過給機には定常性能だけではなく過渡応答性も 重要で,慣性モーメントの低減,各種可変機構の無冷却 下での高温耐久性向上,エンジンの排気脈動下のタービ ン効率向上等,発電用ガスタービンとは異なる技術的課 題も多い。

3.2 過渡応答性の改善

過渡応答性は下記の式で説明できる。回転加速度 (d ω/dt)を向上するためには、ロータ (タービンホイー ル+シャフト+コンプレッサホイール)の慣性モーメン ト (I)を低減するか、タービンが発生するトルク (τ_i) の増加若しくは、コンプレッサ駆動トルク (τ_c)、軸受 トルク (τ_m)を低減することになる。ここではロータ 慣性モーメントの低減、軸受損失の低減について説明す る。

 $I \, d\omega / dt = \tau_t - \tau_c - \tau_m$ $d\omega / dt = (\tau_t - \tau_c - \tau_m) / I$

I: ロータ慣性モーメント τ_t : タービン発生トルク τ_c : コンプレッサ駆動トルク τ_m : 軸受トルク

3.2.1 ロータ慣性モーメント

ロータを構成する部品のうち最も慣性モーメントが大 きい部品はタービンホイールである。タービンホイール の慣性モーメント低減には大きく下記の2つの手法が考 えられる。

①タービンを大容量化し、外径を低減する。②比重の小さい材料にする。

一般的に過給機にはラジアルタービンが用いられてい る。図8は小径大容量化したタービンと一回り外径の大 きい従来型のタービンとの容量を比較したものである。 効率は双方とも同等である。(3.3.2参照)このように大 容量化により小径でも容量,効率を確保できれば,過渡 応答性の向上が期待できる。また、タービン径の小径化 にあたっては、コンプレッサとのマッチングによる理論 速度比(U/C₀, U:タービン周速, C₀:理論断熱速度) の変化がタービン効率に与える影響も考慮する必要があ る。また、慣性モーメント低減には斜流や軸流タービン も有効で、一部のメーカに採用されている。いずれにし ても慣性モーメントの低減量と作動点効率の変化の双方 を考慮した設計を行わないと、過渡応答性が逆に悪化す る場合もある。

タービンの材料は一般的にインコネル材等のNi合金 が使われており比重は7.9程度である。より比重の小さ い材料として過去にはセラミック等も使われていたが、 現在はチタンアルミ材(TiAl)が使用される場合が多い。 TiAlの比重は約4.2で、これにより20%程度の過渡応答 性向上効果が期待できる。



コンプレッサホイールに関してもタービン同様, 慣性 モーメント低減へのアプローチは大容量化, および材料 の変更となる。図9は大容量コンプレッサと従来のもの との性能を比較したもので, 大容量化により外径の小さ いコンプレッサで, ほぼ同等の容量を確保することがで きる。また, 大容量タービンと組み合わせることで, 過 給機のモデルを1サイズ小さくすることも可能となる。



材料の変更に関しては、樹脂、Mg合金が候補となる。 Mg合金コンプレッサホイールの慣性モーメントはAl合 金に対し73%程であり、過渡応答性は約12%向上する。 当社ではスポーツ車両の限定仕様向けにMg合金コンプ レッサホイールを市場投入した実績がある。現在、さら なる耐久性、製造性向上への取り組みを進めており、従 来のAl合金と同等の耐久性を持つ合金の開発に目途が 付いた。今後、生産化へ向けた取り組みを進めていく。

3.2.2 軸受損失

ターボチャージャのジャーナル軸受には一般的にベア リングブッシュを用いて油膜によるダンピング性を向上 させたフロートベアリングが用いられている。特にター ビン出力の小さいエンジンの低負荷低回転時では軸受損 失のタービン出力に対する割合が比較的大きい。このた め、機械損失がエンジン低回転時からの過渡応答性に大 きく影響する。過渡応答性改善に効果的な技術の一つが 転がり軸受であり、これにより26%程度の過渡応答性改 善が可能となる。転がり軸受は機械損失という面では優 れているが、軸受騒音、コスト、耐オイルコンタミ性等 の面で課題も多い。当社では、過給機用転がり軸受の開 発も行っているが、従来型のフロートベアリング、スラ ストベアリングの機械損失低減への取り組みも行ってい る。

3.3 空力性能の改善

過給機にとって空力性能の改善は最も基本的かつ難し いテーマと考える。年々高度化するエンジンの動力性 能,燃費性能への要求,時代に合わせたエンジンの開発 方針の変化等により,空力的な目標性能も変化している。 ターボチャージャにはエンジンの低速から高速まで幅広 い流量レンジにおける高い効率,圧力比が求められ,定 常的な性能のみならず,過渡時の効率向上も重要な開発 テーマである。

ここでは、コンプレッサ、タービンにおける性能向上 の一例について説明する。

3.3.1 コンプレッサ

ここ数年の,コンプレッサ性能における最もニーズの 高い要求は作動レンジの拡大である。ガソリン過給ダウ ンサイジングエンジンにおいては,エンジン低速で高い トルクを発生する設定となっており,サージラインをよ り低流量側に移動させることで低速トルクのさらなる向 上が可能となる。この要求は低速トルクと最高出力の向 上を狙って可変容量タービンを採用するディーゼル向け 過給機のコンプレッサにおいても同様である。

サージ付近は旋回失速のような非定常現象が発生する 領域でもあり,解析も定常解析に加え,非定常解析によ る流動現象の解明が重要となる。図10は,ピーク効率を 重視したインペラIと,作動レンジを重視したインペラ Ⅱの効率,圧力比,作動レンジ(流量)を比較したもの である。図11は最高効率点(a),サージ点(b)付近の流動を 非定常解析により確認した結果である。作動レンジの広 いインペラⅡでは翼前縁シュラウド付近から発生した漏 れ渦が崩壊し,常にシュラウド部全周が失速している様 相を示している。この失速領域により,結果的に翼全体 の流路が狭まることとなり,サージ特性が向上している ものと考えられる。これに対し,レンジの狭いインペラ では漏れ渦の崩壊が見られず,サージ点付近では周方向 に失速領域が移動する旋回失速の様相を示していること が分かってきた⁽³⁾。

このように非定常解析により分かってきた流動現象に 基づき、より高効率で作動レンジの広いコンプレッサの 開発が進んでいる。

また、コンプレッサホイールの単体性能の向上に加え ケーシングトリートメントによりさらなる作動レンジの 拡大が可能である。図12は従来のケーシングトリートメ ントと形状を最適化した新型との性能比較結果である。 作動レンジが従来型に比べ約16%, 圧力比が3.5%向上 し、効率はほぼ同等を維持している。









Limiting stream line Impeller I (Q₀/Q_{max}=0.60) Limiting stream li Impeller II (Q₀/Q_{max}=0.61)

(b) サージ点付近のブロッケージ領域図11 非定常流動解析によるインペラ内部流動構造の確認



図12 ケーシングトリートメントによる作動レンジの拡大

3.3.2 タービン

可変容量タービンではピーク効率の向上も重要である が,エンジン回転数が低く,ガス流量の少ない低流量か ら最高回転数付近までの幅広いレンジで高い効率を維持 することが求められる。可変容量タービンの場合,エン ジン高回転時でも排気ガスをウェストゲートにより逃 がすことはしない。このためタービンの容量をウェスト ゲートターボより大きめにする必要がある。タービンの 大容量化を進めるために、大流量時のシュラウド部翼負 荷を低減し、クリアランスフローを低減しつつ、子午面 形状の最適化で低流量時の効率低下を最小限に抑えた。 大流量時の流動解析の結果を図13に、そのタービン性能 を図14に示す。従来のタービンに比べ作動レンジが拡大 しているが幅広いレンジで同等以上の効率を確保してい ることが分かる。





図14 新型タービンの性能

3.4 排出ガス対策

排出ガスに関しては、ディーゼルエンジンではNOX とPMの排出量低減が課題であり、ガソリンエンジンで はエンジン始動時の触媒が活性化する前に排出される排 出ガスを如何に低減するかということが大きな課題であ る。ここでは、ディーゼルエンジンでNOx低減に有効な EGRについて、またガソリンエンジンでは触媒活性化 時間の短縮について説明する。

3.4.1 EGR

2.1項でも説明したようにEGRはディーゼルエンジン のNOx排出量低減には非常に有効な手段である。EGR をうまく利用すれば. 後処理装置を簡略化することがで き、コスト的に有利になる場合もある。通常EGRはコ ンプレッサ出口に戻すHPL-EGR (High Pressure Loop EGR) が一般的であるが、過給圧がタービン入口圧よ り高い場合は思うようにEGRの量を増やせないという 問題がある。近年, EGR量を増やすために, EGRをコ ンプレッサの入口に戻すLPL-EGR (Low Pressure Loop EGR)を採用するエンジンが増えている。コンプレッ サ入口はエアクリーナや配管の圧損分、常に負圧になっ ており, DPF (Diesel Particulate Filter) 下流の圧力の 低い排気であっても必要な量を戻すことができる。しか しながら、LPL-EGRによりインペラの入口に戻された 排気ガスに含まれる粒子状物質, 排気ガス中の水蒸気が 凝縮することによる水滴がインペラを攻撃する。この ためLPL-EGR用インペラには耐エロージョンを目的と したコーティングが使われる場合もある。また、EGR Coolerを用いたとしてもインペラ入口の温度はEGR無し の場合と比べると上昇するため、よりクリープ強度の高 い材料が使われる場合もある。図15は実機運転状況を想 定した異物混入試験の試験装置の概要と試験後のインペ ラ前縁の状況である。コーティングにより翼前縁の異物 によるダメージが改善していることが分かる。

3.4.2 触媒活性化時間短縮

エンジン始動時の触媒活性化時間を短縮するために はタービンハウジングのヒートマス低減が有効である。



図15 LPL-EGR用コンプレッサコーティング

鋳造法案の改良により鋳物肉厚の低減が可能で,現在, 2mm程度の肉厚が可能となっている。また,板金によ りタービンハウジングを製作することも可能であるが, 複雑な形状のため,高い技術が必要である。板金ター ビンハウジングは,耐久性,コスト低減,品質の向上が 課題である。図16は従来の鋳物と板金で作ったタービン ハウジングでタービン出口の温度上昇時間を計測した 結果である。板金化により触媒が活性化温度(300℃程 度)に上昇するまでの時間が短縮されていることが分か る。これにより,エンジン始動時に排出されるHC, CO, NO_xの量を低減することができる。ガソリンエンジンで はこのようにヒートマスの低減が課題であるが,近年の 排出ガス規制の強化に伴い,ディーゼルエンジンにおい ても同様にヒートマス低減が要求されるケースも出てき ている。



図16 板金化によるタービン出口温度上昇時間改善

3.5 次世代過給機

内燃機関にとって過給は燃費の向上に有効な手段であ ることが実証され、多くの自動車メーカで過給化が推進 されている。ターボチャージャが過給に使うことができ るのは、唯一排出ガスのエネルギーのみであり、各社は

知恵を絞り、如何に排出ガスエネルギーを効率的に過給 圧に変換するかということを考えている。特に、排出ガ スエネルギーの低いエンジン低速での定常トルク、過 渡応答性の向上は難しい課題である。そこで、過給の ために不足するエネルギーを外部から供給することに より、必要な過給圧をレスポンス良く供給するという考 えの下,当社では電動2ステージ過給システムの開発を 進めている。これは、通常の2ステージターボにおいて、 高圧若しくは低圧側のターボチャージャを、モータでラ ジアル型コンプレッサを駆動する電動スーパーチャー ジャに置き換えたものである。図17にそのシステム図を 示す。また、図18に過渡応答性をシングルターボ、2ス テージターボ,電動2ステージターボで比較した例を示 す。電動2ステージターボは通常の2ステージターボに 比べ、同一過給圧におけるタービン入口圧が低下する点 においても燃費的に有利(ポンピングロスが低下)であ り、ヒートマスの低減という効果もある⁽²⁾。電動による 過給は電気を使うためエネルギーマネジメントが重要で ある。当社の試算ではシングルターボのダウンサイジン グエンジンに対し、21%さらにダウンサイジングを行い、 電動2ステージシステムで同等の動力性能を発生させた 場合、発電に要するエネルギーを差し引いても8%程度 の燃費向上効果があると予想される。今後、車両の電源 電圧の見直し等で電気エネルギーの回生効率を向上させ るという動きもあり、将来は電動過給を用いた燃費改善 も一つの選択肢となりうると考える。



図17 電動2ステージターボシステム図



4. おわりに

近年HV, EV等電動車両が注目を集めている。これら 電動車両に用いられているモータ,インバータといった 電装系の効率は90%を超えているが,内燃機関の効率は 高々30%程度である。例えHVであっても内燃機関を有 している限り,車両の燃費向上には内燃機関の効率向上 が効果的である。過給技術はそのために有効な技術の一 つと言える。コンプレッサ,タービンの空力性能,機械 損失の低減等基礎性能の向上と,電動過給のような新し い過給コンセプトの組み合わせにより,今後もお客様で あるエンジンメーカの厳しい要求を満たすべく,過給技 術を進化させていきたい。

参考文献

- 39 -

- (1) 畑村耕一,最新!自動車エンジン技術がわかる本, (2009), p. 41, ナツメ社
- (2) Byeongil, An, Hiroshi Suzuki, Motoki Ebisu, Hideyuki Tanaka, Development of Two-Stage Turbocharger System with Electric Supercharger, (2012), FISITA2012, F2012-A01-026
- (3) M Ebisu, T Shiraishi, I Tomita, M Furukawa, Development of advanced centrifugal compressor for turbocharger, applying control of internal unsteady flow structure, (2012) IMECHE, C1340/074

CCS用酸素燃焼ランキンサイクルタービンの主蒸気圧力の検討

Study on the Main Steam Pressure of Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) for CCS

森塚 秀人^{*1} MORITSUKA Hideto

ABSTRACT

We are facing the global warming. The main green house effect gas is carbon dioxide from fossil power generating stations. In addition, in the event of the nuclear power station accident, we must burn more natural gas and coal instead of nuclear energy. A lot of carbon dioxide will be exhausted. Using the chemical absorption or the oxygen and coal fired furnace, the studies to recover CO_2 of flue gas of coal-fired power stations and to separate recovered CO_2 under deep land (Carbon Capture and Separation/CCS) have been developed. But it will be difficult to achieve CCS economically. In order to achieve economical CCS, it will be necessary to develop the new power generating system.

Last year, the author proposed the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT). Fuel is combusted with oxygen. Heat exchanges from the exhaust gas and high concentration CO_2 will be gained. The heat and mass balance calculation with biomass derived fuel (BDF) secondary product (glycerol). In this paper, using natural gas as fuel, the author calculate the heat and mass balance changing main steam pressure 66-125 kg/cm².

Key words : CCS, Oxygen-blow, Turbine, Rankine-cycle

1. はじめに

近年,火力発電所から排出されるCO₂が問題となって いる。加えて,原発事故により,原子力発電に代って天 然ガスや石炭を焚く必要があるため,予定よりも大幅に CO₂排出量が増加すると予想される。これまでにも,発 電所の排ガスから化学吸収法によりCO₂を回収したり, 酸素燃焼による石炭火力発電所の排ガスからCO₂を回収 し,地中に貯留することが検討されているが,経済的に CO₂回収・貯留することは極めて困難である。経済的に CO₂を回収するためには,CCSを前提とした新しいシス テムの開発が必要と思われる。

昨年度,燃料を酸素燃焼し,熱回収後,排ガス中の水 蒸気を冷却除去し,高濃度のCO₂を回収する酸素燃焼ラ ンキンサイククルタービン(MORIT)を提案し,バイ オマス燃料副生品(グリセリン)を燃料とした場合の性 能計算を行った⁽¹⁾。今回は,天然ガス(メタン)を燃料 として,主蒸気圧力を66~125kg/cm²Aに変化させた 場合の熱効率の影響について検討を行った。

2.酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT) 2.1 システム構成

燃料を酸素燃焼し、作動流体を循環する閉サイクルガ スタービンには、作動流体の種類により、水蒸気循環閉 サイクルとCO2回収循環閉サイクルが考えられるが、こ こでは、前者の水蒸気循環閉サイクルを採用している。 近年のガスタービン製造技術の進展により、燃焼器出口 温度1600℃級のガスタービン(三菱重工501J)が開発さ れ,引き続き1700℃級ガスタービンの開発が進められて いる。この燃焼温度のガスタービンを利用すれば、作動 流体である水蒸気を,ガスタービン排熱回収ボイラ,第 一段静翼、燃焼器内筒での熱交換により、発生させるこ とが可能である。高温高圧の蒸気(主蒸気)は、高圧蒸 気タービンにより、膨張させ、酸素燃焼器で燃料および 酸素で燃焼させ所定温度にしてガスタービンに供給する。 ガスタービン排ガスは排熱回収ボイラで熱交換した後, 復水器で水蒸気を凝縮除去し、高濃度のCO2を回収する。 ドレンは燃料中の水素分を除去して循環させる。図1に 酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT)のシス テム構成を示す。

原稿受付 2011年12月10日

校閲完了 2012年12月14日

^{*1} 一般財団法人電力中央研究所

^{〒240-0196} 横須賀市長坂2-6-1



Fig.1 System diagram of the modified oxygen-blow rankinecycle turbine (MORIT)

3. 酸素燃焼ランキンサイクルタービンの熱物質収 支計算

3.1 計算条件

ガスタービン第一段静翼は蒸気冷却とし,第一段動 翼以降は蒸気噴出し冷却(冷却蒸気は主流の10%)とし た。また燃焼器内筒は伝熱管溶接構造とした。ガスター ビンは通常のガスタービンと同様に燃焼器圧力を25kg/ cm²Aとし,背圧は常圧(1.03kg/cm²A)とした。ここで, 主蒸気圧力を制約する要素として,燃焼器内筒伝熱管の 耐圧特性があるが,ここでは,差圧100kg/cm²を上限と した。ガスタービン排熱回収ボイラは一次過熱器,蒸発 器,節炭器および復水器から構成され,復水器入口で 排ガス(水蒸気, CO₂)は飽和状態(湿り度12~13%) とした。

3.2 主蒸気圧力の計算

主蒸気圧力を64,80,100,125kg/cm²Aの4点を設 定し,熱物質収支計算を行った。計算には筆者開発の熱 物質収支計算表(EXEHM)を用いた。

熱物質収支計算において,循環水蒸気循環量は,排熱 回収ボイラにおける熱交換図より決定できる。すなわち, 復水器入口ガスと給水温度が交わる(僅かに温度差があ る)ように,循環水蒸気流量を求める。

1) 主蒸気圧力64kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が285℃であ り、一次過熱器出口蒸気温度は358℃、主蒸気温度は 510℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は395℃となり、 圧力比が高く取れないため、高温となる。燃焼器出口温 度は、酸素純度95%として1650℃、ガスタービン動翼入 口温度は1530℃となる。図2-1に64kg/cm²Aの場合の 熱物質収支計算結果、図2-2に同排熱回収ボイラ熱交 換図、図2-3に同TS線図、表1に熱物質収支表を示す。 熱効率は酸素製造動力を0.22kW/kgO₂として、発電端出 力250MW、発電端効率43.9%、所内率13.1%、送電端効 率38.2%となった。



Fig.2-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 64kg/cm²A



Fig.2-2 Heat exchange diagram on HRSG At 64kg/cm2A





2) 主蒸気圧力80kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が300℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は365℃,主蒸気温度は 535℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は355℃となり、 燃焼器出口温度は1650℃,ガスタービン動翼入口温度は 1540℃となる。図 3-1 に80kg/cm²Aの場合の熱物質収 支計算結果,図 3-2 に同排熱回収ボイラ熱交換図,表 2 に熱物質収支表を示す(TS線図は省略)。発電端効率 44.9%,所内率12.8%,送電端効率39.2%となる。



Fig.3-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 80kg/cm²A



Fig.3-2 Heat exchange diagram on HRSG at $80 \text{kg/cm}^2\text{A}$

3) 主蒸気圧力100kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が316℃であ り、一次過熱器出口蒸気温度は405℃、主蒸気温度は 545℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は355℃とな り、燃焼器出口温度は1650℃、ガスタービン動翼入口温 度は1550℃となる。図4-1に100kg/cm²Aの場合の熱物 質収支計算結果、図4-2に同排熱回収ボイラ熱交換図、 表3に熱物質収支表を示す。発電端効率46%、所内率 12.5%、送電端効率40.2%となる。なお、前報のグリセリ ンを燃料とした場合(主蒸気圧力100kg/cm²A)が、発 電端効率45.5%、所内率11.9%、送電端効率40.1%であっ たが1)、比較するとグリセリン(C₃H₈O₃)よりも発電 端効率は高いが、酸素を含有するグリセリンよりも酸素 流量が多いので所内率が大きくなり、送電端効率はほぼ 同じとなった。

4) 主蒸気圧力125kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が332℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は425℃、主蒸気温度は



Fig.4-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 100kg/cm²A



Fig.4-2 Heat exchange diagram on HRSG at 100kg/cm²A

555℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は330℃となり、燃焼器出口温度は1650℃、ガスタービン動翼入口温 度は1550℃となる。図 5 - 1 に125kg/cm²Aの場合の熱物 質収支計算結果、図 5 - 2 に同排熱回収ボイラ熱交換図、 表 4 に熱物質収支表を示す。発電端効率46.4%、所内率 12.4%、送電端効率40.4%となる。

以上4つの主蒸気圧力の計算結果をまとめると図6 のようになる。図より、主蒸気圧力は64から、100kg/ cm²Aまでは比較的直線的に熱効率は増加するが、100か ら125kg/cm²Aはその増加割合が緩やかになることがわ かる。



Fig.5-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at $125 \rm kg/cm^2A$



Fig.5-2 Heat exchange diagram on HRSG at 125kg/cm2A



Fig.6 Relationship between main steam pressure and thermal efficiency

以上,今回は提案した酸素燃焼ランキンサイクルター ビンの主蒸気圧力を変化させた場合の熱効率を計算し, 報告したが,タービン翼の冷却蒸気の割合は,材料や冷 却構造によっても変わるし,正確な計算は,詳細設計を 行わないと出来ないと思われる。

通常のガスタービンと異なり,提案の酸素燃焼ランキ ンサイクルタービンには空気圧縮機はない。その代わり に高圧蒸気タービンが付いている。図7に提案タービン の概念的な構造図を示す。



Fig.7 Conceptual figure of the modified oxygen-blow rankinecycle turbine (MORIT)

提案の酸素燃焼ランキンサイクルガスタービンは、天 然ガスを燃料として、約90%の濃度のCO₂回収でき、酸 素製造動力を差し引いた送電端効率約40%(主蒸気圧力 100kg/cm²Aの場合)で回収できる有用な発電システム であると思われる。

最後に図8に提案システムをCCS(海底貯留)する場 合の概念図を示す⁽³⁾。

番号	1	2	3	4	5	6	7	8
項目	燃料	酸素	主蒸気	燃焼器蒸気	冷却蒸気	蒸気+CO2	蒸気+CO2	蒸気+CO2
温 度(℃)	40	20	510	395	395	1,650	970	97
圧力(kg/cm2)	31.25	31.25	64	25	25	24.25	1.03	1.03
CH4(mol/s)	638	0	0	0	0	0	0	0
H2(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O(mol/s)	12	0	6,448	5,803	645	7,091	7,736	7,736
CO2(mol/s)	0	0	0	0	0	638	638	638
N2+Ar(mol/s)	0	68	0	0	0	68	68	68
O2(mol/s)	0	1,290	0	0	0	13	13	13
流量(kg/s)	10.2	43.2	116.2	104.5	11.6	158.2	169.8	169.8
総熱量(MW)	569	0	395	329	37	862	657	364

- 43 -

Table. 1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 64kg/cm²A

番号	1	2	3	4	5	6	7	8
項目	燃料	酸素	主蒸気	燃焼器蒸気	冷却蒸気	蒸気+CO2	蒸気+CO2	蒸気+CO2
温 度(℃)	40	20	535	370	370	1,650	970	97
圧力(kg/cm2)	31.25	31.25	80	25	25	24.25	1.03	1.03
CH4(mol/s)	624	0	0	0	0	0	0	0
H2(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O(mol/s)	11	0	6,196	5,576	620	6,836	7,455	7,455
CO2(mol/s)	0	0	0	0	0	624	624	624
N2+Ar(mol/s)	0	66	0	0	0	66	66	66
O2(mol/s)	0	1,260	0	0	0	12	12	12
流量(kg/s)	10	42.2	111.6	100.5	11.2	152.9	164	164
総熱量(MW)	556	0	380	311	35	833	634	351

Table. 2 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at $80 \text{kg/cm}^2 \text{A}$

Table. 3 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at $100 \text{kg/cm}^2\text{A}$

番号	1	2	3	4	5	6	7	8
項目	燃料	酸素	主蒸気	燃焼器蒸気	冷却蒸気	蒸気+CO2	蒸気+CO2	蒸気+CO2
温 度(℃)	40	20	540	355	355	1,650	970	97
圧力(kg/cm2)	31.25	31.25	100	25	25	24.25	1.03	1.03
CH4(mol/s)	610	0	0	0	0	0	0	0
H2(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O(mol/s)	11	0	5,974	5,376	597	6,607	7,204	7,204
CO2(mol/s)	0	0	0	0	0	610	610	610
N2+Ar(mol/s)	0	65	0	0	0	65	65	65
O2(mol/s)	0	1,231	0	0	0	12	12	12
流量(kg/s)	9.8	41.2	107.6	96.9	10.8	148.0	158.8	158.8
総熱量(MW)	543	0	366	295	33	805	613	339

Table. 4 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 125kg/cm²A

番号	1	2	3	4	5	6	7	8
項目	燃料	酸素	主蒸気	燃焼器蒸気	冷却蒸気	蒸気+CO2	蒸気+CO2	蒸気+CO2
温 度(°C)	40	20	550	330	330	1,650	970	97
圧力(kg/cm2)	31.25	31.25	125	25	25	24.25	1.03	1.03
CH4(mol/s)	604	0	0	0	0	0	0	0
H2(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O(mol/s)	11	0	5,863	5,277	586	6,497	7,083	7,083
CO2(mol/s)	0	0	0	0	0	604	604	604
N2+Ar(mol/s)	0	64	0	0	0	64	64	64
O2(mol/s)	0	1,221	0	0	0	12	12	12
流量(kg/s)	9.7	40.9	105.6	95.1	10.6	145.8	156.4	156.4
総熱量(MW)	539	0	359	285	32	791	602	333



Fig.8 Conceptual figure of CCS using proposed modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT)

4. 結 論

今回提案したCCS用酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT)は、高温のブレイトンサイクルとランキンサイクルを融合させたものである。燃料を水蒸気とともに酸素燃焼し、燃焼ガスから水蒸気をドレンとして冷却除去することにより、高濃度のCO2を直接得るシステムは、例えば、グラーツサイクルがある。同サイクルは蒸気圧縮機を有しているのが特徴である。本提案システムは、HRSGで蒸発熱が不足する水蒸気については、 圧縮するのではなく、ガスタービン静翼および燃焼器を用いて蒸発させので、全体が一つのランキンサイクルとなり、より高い効率が可能となる⁽²⁾。

今回の熱物質収支計算でも、酸素製造装置動力を 含めた(回収CO₂は常圧)送電端熱効率で、38.2 ~ 40.4%HHVの高効率が得られる可能性のあることがわ かった。また、主蒸気圧力を64kg/cm²から120kg/cm² まで上昇させた場合、それに応じて送電端熱効率は上昇 するが、上昇率は徐々に小さくなる傾向にあることがわ かった。

5. あとがき

2011年3月11日の原発事故による国内の原発停止により、日本全国で電力不足が発生し、エアコン等の使用が 制約されて、暑い夏、寒い冬となっている。省電は化石 燃料の節約となり、ひいてはCO2排出量削減につながる ので、歓迎すべきことではあるが、反面原発での発電分 を化石燃料で発電するので、燃料コストの大幅な上昇と CO2排出量の増加を招いている。 著者はガスタービン技術者ではないので,提案システ ムが現実的なのか,実現可能なのかは判断できない。し かし,酸素燃焼閉サイクルガスタービンが,CO₂排回 収・貯留の一つの技術オプションであることは疑いの無 いことと思われ,その中でも比較的システム構成の単純 な提案システムが一つの候補であると言える。

提案システムに興味を持たれたガスタービンメーカー の方に,引き続きフィージビリティスタディを行って貰 いたいと思っている。そのあと,提案システムの研究開 発プロジェクトにつながれば,甚大なる喜びである。

謝 辞

今回のシステムを提案するに当たり,武石賢一郎大阪 大学教授,吉識晴夫東京大学名誉教授に多くの助言を戴 いた。また,三菱重工業(株高砂製作所の六山亮昌所長, 塚越敬三技師長,伊藤栄作博士,(株菱友システム技術の 上松一雄部長に貴重なご意見を賜った。末筆ながら謝意 を表する。

参考文献

- (1) 森塚秀人,「CCS用酸素燃焼ランキンサイクルタービンの考案」第38回日本ガスタービン学会定期講演会B-19, (2010)
- (2) Moritsuka H.: Hydrogen-Oxygen fired Integrated Turbine System-Comparison on MORITS and GRAZ-Proc. of IGTC 99 Kobe (1999) pp.401-404.
- (3) Moritsuka H.: Electric Power Stable Supply toward 2050-Substitution Fossil Fuel for Biomass fuel by Cofiring, Proc. of ICOPE-09 (2009) pp.2-299-304.

正方配列マルチ衝突噴流の熱伝達特性に及ぼす吹出形状の影響

Effect of Jet Shape of Square Array of Multi-impinging Jets on Heat Transfer

山根喜三郎^{*1} YAMANE Yoshisaburo

元祐 昌廣^{*2} MOTOSUKE Masahiro 山本 誠^{*2} YAMAMOTO Makoto

本阿弥眞治^{*2} HONAMI Shinji

ABSTRACT

The effect of jet injection shape on the enhancement of heat transfer has been investigated. Experiments on 3×3 square arrays of circular, cross-shaped and oblique cross-shaped jets were conducted at jet diameter Reynolds number of 4,680. Injection distance is from 2 to 6 jet diameters, and jet-to-jet spacing is 6 jet diameters. Steady state thermochromic liquid crystal technique has been employed to measure local Nusselt number. Flow visualization and micro flow sensor were used to clarify the characteristics of flow structure. Some changes due to the flow intermittency and the local turbulence intensity induced by the effect of jet shape were observed among adjacent impinging jets. These phenomena contribute to the enhancement of the heat transfer at the intermediate area enclosed by surrounding impinging jets.

Key words : Impinging jet, Heat transfer, Jet shape, Flow intermittency, Micro flow sensor, Thermochromic liquid crystal

1. 緒言

衝突噴流を利用した冷却技術は、70年代から航空用 ジェットエンジンをはじめとして、ガスタービンの高温 部品を構成する燃焼器やタービン等に採用されて現在に 至っている。衝突噴流が今なお冷却手法として利用され るのは、高い運動量を有し、比較的簡単な構造であるこ とによる。近年では冷却性能の向上を図るために、衝突 噴流冷却は膜冷却や乱流促進体(リブ、ディンプル等) との複合構造⁽¹⁾で利用される場合が多く、複合型衝突噴 流による伝熱性能の評価ならびに最適化に関する検討が 盛んに行われている。冷却構造の複合化は衝突噴流の流 れ構造の複雑化につながるため、熱伝達特性に及ぼす流 動機構を明らかにすることは、今後の冷却性能の向上を 検討する上で重要な研究課題といえる。

衝突噴流の熱伝達特性は、噴流のRe数、衝突距離, 孔間隔,孔形状,配列、クロスフロー等の条件設定によ り変化する。これらの吹出変数が熱伝達に及ぼす影響は、 多くの研究者⁽²⁾³⁾⁽⁴⁾により系統的に調査されてきた。これ らの研究の中で特に孔形状について着目すると、十字形

		原稿受付 2012年8月27日
		校閲完了 2013年1月15日
*	1	東京理科大学大学院 工学研究科
		〒102-0073 千代田区九段北1-14-6
*	2	東京理科大学 工学部

噴流では非円形の曲率の異なる噴流形状を有するため. 渦糸の自己誘導速度の影響による渦構造の変形により、 スイッチング現象として乱れの強い流れ構造を持つこと が確認され⁽⁵⁾, 噴流衝突板上の熱伝達率は特徴的な分布 を示すことが、親川ら60の研究で確認されている。著者 らの従来の研究のにおいて、円形噴流と開口面積が等し い十字形噴流を用いた場合、噴流衝突面では十字形の凹 部軸線(十字形の開口断面の短い軸線)部から流れが強 く広がり, 円形噴流では熱伝達の低い噴流間の領域でも 熱伝達を高める傾向が確認されている。特に噴流直径D に対して噴流間隔6Dでは、衝突距離2~4Dの範囲にお いて、隣り合う噴流に囲まれた領域のNu数は円形噴流 に比べて約25%以上の増加が見込まれる。また別報(®)に て、その熱伝達が促進される領域の壁近傍流れの挙動を マイクロフローセンサ(MFS)で計測し、順流率から 流れの間欠性が強く、局所的な乱れ強さが大きくなるこ とを確認した。そして、十字形噴流の凹部軸線方向では、 円形噴流と比較して噴流衝突後の壁噴流の構造に間欠的 な渦構造が多く存在し、特異な強い巻き上がり流れを有 する。その効果により熱伝達は促進されることがわかっ ている。しかし、十字形凹部軸線方向に頂点をもち、外 周方向に矩形状に伸長する乱れの強い流れ同士の衝突に は到っておらず、その流れを干渉させた場合の流れの挙 動と熱伝達特性に及ぼす影響を確認することは、吹出形

状の効果的な配列を検討する上で有用な知見となる。そ こで本報では、従来の十字形の向きを幾何学中心に45度 回転させた斜十字形噴流の配列を用いて、熱伝達特性と 流れの挙動を確認し、円形噴流及び十字形噴流との温度 場と流れ場の比較を行うことで、熱伝達を促進させる流 れの挙動を明らかにし、吹出形状の影響を評価すること を目的とする。

2. 実験装置及び方法

本実験では作動流体に空気を用いた。実験装置は吹出 型ブロワの空気流をサージタンク、整流装置を組み込ん だ直径155mmの流路の構成で導き、流路最下端にノズ ル板を取り付けて、水平方向に噴流を放出する構造とし た。図1に試験部とノズル部の概略を示す。噴流衝突板 には、アクリル板とガラス板を流れ場計測と温度場計測 にそれぞれ使用した。アクリル板には、MFSが衝突板 中央部に取付け交換が可能な構造とした。ノズル板には 吹出孔を正方配列で911配置し、噴流が衝突板に垂直に 衝突する配置とした。座標系は中央噴流の幾何学中心を 原点にとり、噴流吹出方向をX軸、ノズル板に平行な方 向をY,Z軸とし、YZ断面上の原点からの距離をrで表す。 噴流衝突距離はL,噴流孔間隔はSとする。噴流孔の上 流には、三形状ともにa/D = 0.67, t/D = 1となる面取 りを施した。十字形と斜十字形には長軸側をこの比率と した。噴流孔形状は図2に示す円、十字、斜十字の3種 類を使用し,開口面積は等しくした。なお,十字と斜十 字の水力直径は円の0.8倍である。

温度場の計測には、液晶層厚さ40µmの感温液晶シー



ト (KX-3545, ㈱日本カプセルプロダクツ)を使用した。 なお,計測方法の詳細は既報⁽⁷⁾のため省略する。

流れ場計測は、噴流衝突板上に塗布した流動パラフィンと二酸化チタンの混合油膜を3CCDカメラで撮影し、 流跡線の可視化を行った。また、アズビル(株の低流速用 MFS⁽⁹⁾を使用して、壁近傍流れの順流率から流れの方向 と間欠性を、各計測点における平均値との差のRMS値 から壁近傍流れの乱れ強さをもつTTS変動成分で評価 した。なお、計測方法の詳細は別報⁸⁾のため省略する。

実験条件は、吹出形状の違いによる流れの挙動を比 べられるよう一定の孔間隔に設定し、従来の研究⁽⁷⁾で十 字形噴流の隣り合う噴流に囲まれた領域において、Nu 数の増加が確認されたS/D = 6とした。衝突距離はL/D= 2, 4, 6と変化させ、Re数は孔径D = 4 mmを代表長さ とするRe = 4,680に設定した。Nu数の計測不確かさは Moffat¹⁰⁰のSmall Perturbation 法を用いて計算した。不 確かさ解析結果を表1に示す。計測誤差の見積もりは RSS(二乗和平方根)で12.6%であり、最大の場合で 20.4%である。

Table 1	Uncertainty	Analysis	for Nusse	elt Number
---------	-------------	----------	-----------	------------

Parameters	Typical value	Typical error	Error in Nu
$q_{\rm w} [W/m^2]$	1104.8	1.85	0.2 %
<i>T</i> _w [°C]	38.0	0.51	7.9 %
<i>T</i> _j [°C]	32.0	0.52	9.4 %
D [m]	0.004	1.0×10^{-5}	0.2 %
$A [m^2]$	0.0156	2.0×10 ⁻⁸	0.0 %
<i>k</i> [W/m/K]	0.0272	7.4×10^{-4}	2.6 %
RSS error			12.6 %
Max error			20.4 %

3. 実験結果及び考察

3.1 吹出形状と熱伝達特性

図3に円形噴流,図4に十字形噴流,図5に斜十字形 噴流の局所Nu数分布を示す。各図は上段が等値図,下 段が衝突面上の3方向(Z/D = 0, Z/D = 3, 中央噴流 の対角方向)の分布を表し、衝突距離L/D = 2, 4, 6の結 果を示す。全ての吹出形状において、Nu数は噴流衝突 位置近傍で高くなり、噴流に挟まれる領域で低くなる分 布を示す。L/D = 2,4では9孔それぞれのよどみ点Nu 数に差はないが、衝突距離が長いL/D = 6では, Y, Z軸 線上の外周噴流のよどみ点Nu数が他のよどみ点と比べ て低くなる。これは隣り合う噴流からの壁噴流が, L/D =6付近でポテンシャルコアがなくなり運動量が小さく なった噴流に干渉し、よどみ点における流れを弱めたこ とが原因と考えられる。この現象は吹出形状に関係せず. 3 形状ともL/D = 6 ではNu数分布の傾向に大きな差は なく、衝突距離が長い場合、吹出形状の影響は小さくな ることがわかる。

次に噴流間の熱伝達特性を比較する。図3~図5の下 段の図に付した2つの水平破線は、中央噴流とY, Z軸線

- 47 -



Fig. 5 Nusselt Number Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.112, 2025/07/10.

上の最隣接噴流及び対角噴流との間の領域における円形 噴流の最小Nu数を示す。これに対して、図4及び図5 に付した水平実線は、それぞれ十字形噴流と斜十字形噴 流の円形噴流と同じ領域における最小Nu数を示す。こ れよりL/D = 2.4 において、十字形噴流では対角噴流 との間でNu = 4~5, 斜十字形噴流では最隣接噴流と の間でNu = 5~6の熱伝達の促進が確認される。十字 形噴流では、図4(a)(b)に示すように中央と対角噴流及び 中央と最隣接噴流の双方に挟まれた領域でNu数は等し く、斜十字形噴流と比較して、局所Nu数の最大値と最 小値の差が小さくなる。これは冷却範囲の温度差を小さ く保ち、十字形噴流が熱応力の低減に有効な形状である といえる。斜十字形噴流の対角方向では、局所Nu数は よどみ点領域で2つの山を有する特徴的な分布となり, 他の形状よりも熱伝達が促進する。図6に面積平均Nu 数を示す。L/D=2~6の範囲で衝突距離が短い場合に は、平均Nu数は斜十字形噴流が大きくなり、長い場合 には面積平均Nu数の形状による差はなくなる。図7と 図8に円形噴流に対する局所Nu数の割合を示すER分布 のL/D=2,4のケースを示す。十字形噴流と同様に斜十 字形噴流は、十字形の凹部軸線方向から外側に向かって ER > 0となる領域が広がる傾向を示す。この十字形の 凹部軸線方向から放出される壁噴流の挙動が、熱伝達特



Fig. 6 Area Averaged Nusselt Number

性の促進に影響を与えていると考えられる。

3.2 吹出形状と流れ場の挙動

十字形の凹部軸線方向の流れの構造を把握するため, 図9にL/D=2における衝突板上の油膜による流跡線を 示す。油膜画像には、図10に示す時間平均順流率分布の 極値位置における時間平均流れ方向を、極値前後の変曲 点の範囲で区切り,時間平均順流率から3種類に区分 して矢印を付した。各矢印は流れの間欠性が強い順に 黒塗矢印,破線枠矢印,黒枠矢印となる。また, y = 99% (1%)の位置に○印を付した。 y = 99% (1%) は、Simpsonら¹¹が示した乱流境界層の剥離構造の分類 を基にすると、壁噴流の剥離予兆を示す位置のIncipient Detachment (ID) と定義される。 y = 50%は, 流れ の間欠性の強いTransitory Detachment (TD) と定義 され, 壁噴流の剥離位置を示す。図9(a)の円形噴流の 場合,時間平均流れを示す黒枠矢印はZ/D=0及び対角 方向で同じ組み合わせである。これは、別報⁽⁸⁾に示すZ/ D=0のスモークワイヤ法の流脈線画像で確認され,壁 噴流衝突後の巻き上がり流れと衝突板との間に生じる巻 き下がり流れの構造を表す。これに対して、図9(b)の十 字形噴流の対角方向では、2つのID位置に挟まれる間 隔は円形噴流に比べて短くなり、4つの噴流に囲まれた 領域に深く壁噴流が伸長している。これは、油膜顔料の 白い堆積帯が、噴流よどみ点を中心に矩形状に広がるこ とからも確認できる。対角方向の噴流間では、円形噴流 で見られる流れの間欠性が弱い黒枠矢印ではなく、間欠 性の強い黒塗矢印と破線枠矢印となり、従来の報告のに おいて、スモークワイヤ法の可視化画像で示した十字形 噴流の対角方向噴流間における,強い巻き上がり流れ挙 動の原因と考えられる。図9(c)に示す斜十字形噴流の 対角方向では、図10の時間平均順流率の値は y = 50% に近づくものの、円形噴流と同様の傾向を示し、図8(a)



Fig. 7 *ER* Distribution of Cross-shaped Jet

Fig. 8 ER Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

- 49 -

の対角方向の2 $\leq r/D \leq 6$ の範囲でエンハンスメント率は その大半がER = 0.05程度であり、十字形噴流の場合の ER = 0.25と比べて熱伝達は低調である。しかし、Z/D=0では、時間平均順流率の分布は円形噴流と比べて明 らかに異なる傾向を示す。図111CZ/D = 0断面のL/D =2のスモーク画像を示すが、十字形噴流の左右の壁噴流 は、同じ長さスケールの渦同士が衝突する。それに対し て、斜十字形噴流では壁噴流の渦形状は、右側が左側よ り強く大きい状態で衝突するため、巻き上がり流れ下方 に生じる巻き下がり流れの左側の渦は定常的に存在する が、右側の大きな巻き上がり渦の影響を強く受け、右側 の巻き下がりの渦は間欠的に存在し、流れの方向を示す 矢印は負の方向となる。

ここで,流れの間欠性と熱伝達特性の関係をみる。図 9(b)に示される十字形噴流は,対角方向で間欠性の強い $3.5 \le r/D \le 6.5$ 範囲と図7(a)の*ER*の高い範囲が一致する。 図9(c)に示される斜十字形噴流は,Z/D = 0で間欠性の 強い $2.5 \le Y/D \le 4$ の範囲と図8(a)の*ER*の高い範囲が一 致する。これから $\gamma = 50\%$ に近づく流れほど熱伝達促進 に寄与するといえる。

図9の油膜顔料が吹き流された黒色部分は、衝突板上 の流れが速く、せん断力の強い部分であり、十字形凹部 軸線方向に壁噴流が強く広がる様子が見られる。図10の Z/D = 0 の斜十字形噴流を見ると、L/D=2 では、時間 平均順流率は円形及び十字形噴流と比較して、斜十字形 噴流は噴流間での間欠性が強く.傾向が異なる。対角方 向の十字形噴流に関しては、円形及び斜十字形噴流と比 べて流れの間欠性が強くなる。衝突距離が増加した場合、 この傾向の違いは3形状共に噴流間でy=50%のID形態 に近づくものの、分布傾向及び極値の位置関係は吹出形 状ごとに類似した傾向を示す。つまり、壁近傍流れの基 本構造は吹出形状により決まり、衝突距離の増加により 噴流間領域で流れの間欠性が強くなる傾向をもつ。図12 に流れのTTS変動成分を示す。図12(a)では、斜十字形 噴流の値は噴流間の1.4≤Y/D≤4.8の範囲で幅広く,高 い値となり、他の吹出形状に比べて流れのTTS変動成 分は大きい。このとき、局所Nu数は図5(a)に示す上方 の破線から実線への増加に対応する。また、図12(b)の対 角方向では、TTS変動成分の大きくなる範囲は同じ傾 向を示すが、十字形噴流は4≤r/D≤6の範囲で突出した



Fig.10 Time Averaged Forward Flow Fraction



Fig.11 Streakline along Z/D = 0 (L/D = 2)

高い値となり、流れの巻き上がり位置でのTTS変動成 分が大きい。このとき、局所Nu数は図4(a)に示す破線 から実線への増加に対応する。これらのことから、間欠 性が強く, 乱れの強い流れを与えることが熱伝達促進に つながるといえる。次に、流れの間欠性が強く、TTS 変動成分の大きい十字形凹部軸線方向の流れの干渉が熱 伝達特性に与える効果をみる。L/D=2の場合,流れ同 士の干渉が強い斜十字形噴流は、図8(a)に示されるZ/D =0のr/D=3付近やZ/D=3のr/D=0及び6付近で はER = 0.25を局所的に越える分布となるのに対し,干 渉が弱い十字形噴流は,図7(a)に示されるZ/D=3のr/ D=4付近や対角方向の3≤r/D≤6の範囲で、広範囲に ER = 0.25を越える分布となる。L/D = 4 の場合.流れ 同士の干渉が強い斜十字形噴流の図8(b)に示されるZ/D =0のr/D=3付近やZ/D=3のr/D=0及び6付近で は、ER = 0.25を僅かに下回る分布となるが、対角方向 の $6 \leq r/D \leq 9$ 付近で、図8(a)のL/D = 2と比べてERは 上昇する。また、干渉が弱い十字形噴流の図7(b)は、図 7(a)のL/D = 2に比べてERは全体的に低下する。図6 のL/D=4で、斜十字形噴流の面積平均Nu数が高くなる のは、L/D=2と同様に最隣接噴流間で乱れが強く、そ のことで熱伝達が促進され、その干渉領域数が最も多い ためである。本実験条件の範囲においては、十字形凹部 軸線方向の流れ同士の干渉が強い孔配置の斜十字形噴流 では、最隣接噴流に挟まれる領域を起点に、4つの噴流 に囲まれる領域の外枠に沿うように熱伝達が促進される。 干渉が弱い孔配置の十字形噴流では、対角噴流に挟まれ る領域で、対角線上をクロスするように熱伝達が促進さ れることが確認された。

4. 結言

正方配列マルチ衝突噴流の熱伝達特性に及ぼす吹出形 状の影響について,壁近傍の温度場と流れ場を調査し, 以下に示す結論を得た。

(1) *L/D* = 2 では, 十字形噴流と斜十字形噴流の面積平 均Nu数は同等であるが, 十字形噴流は斜十字形噴流と 比べて局所Nu数の最大値と最小値の差が小さく, 冷却

Fig.12 Local Turbulent Strength at L/D = 2

範囲の温度差を小さく保つことが可能である。 (2)L/D=2及び4では吹出形状に関して,十字形凹部軸 線方向に壁噴流は強く広がり,流れの間欠性が強く,局 所的にTTS変動成分が大きくなる特性があり,十字形 噴流は中央と対角噴流に挟まれる領域,斜十字形噴流は 中央と最隣接噴流に挟まれる領域で熱伝達が促進する。 (3)噴流間の壁近傍流れの基本構造は,吹出形状により定 まり,衝突距離の増加によって,噴流間領域での流れの 間欠性は強くなる傾向をもつ。

記号

$$a$$
: 噴流孔入口切欠き長さ [m] D : 噴流孔径 [m] \overline{E} : MFS平均出力電圧 [V] E_i : MFS出力電圧 [V] ΔE : TTS変動成分 = $\sqrt{\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} (E_i - \overline{E})^2}$ [V] ER : エンハンスメント率 = $(Nu_{+?} - Nu_{P})/\overline{Nu_{P}}$ k : 熱伝導率 [W/m/K] L : 噴流衝突距離 [m] N : 計測点数 = 10000点 Nu : 局所ヌッセルト数 = $q_w \cdot D/k/(T_w - T_j)$ \overline{Nu} : 面積平均ヌッセルト数 r : 半径方向距離 [m] q_w : ヒータ熱流束 [W/m²]Re: レイノルズ数 = $U_{ref} \cdot D/\nu$ S : 噴流孔間隔 [m] t : 噴流温度 [°C] T_w : 壁面温度 [°C]TTS: Thermal Tuft Sensor (MFSの出力電圧) U_{ref} : 噴流出口断面平均流速 [m/s] X, Y, Z : 座標系: 時間平均順流率=順流時間/計測時間×100[%]

v : 空気動粘度 [m²/s]

参考文献

- (1) 福山佳孝, 中俣千由紀, "インピンジメント冷却,"日本ガ スタービン学会誌, Vol. 35, No. 3, (2007) pp. 169-174.
- (2) Kercher, D. M., and Tabakoff, W., "Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 92, (1970) pp. 73-82.
- (3) Martin, H., "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," Advances in Heat Transfer, Vol. 13, (1977) pp. 1-60.
- (4) Obot, N. T., and Trabold, T. A., "Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 1 -Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 109, (1987) pp. 872-879.
- (5) 豊田国昭, Fazle Hussain, "十字形噴流流の渦構造に関する研究,"日本機械学会論文集(B編), Vol. 55, No. 518, (1989) pp. 3205-3209.

- (6) 親川兼勇,屋我実,那須謙一,瀬名波出,松田昇一,安座間工,"十字形噴流の衝突熱伝達,"日本機械学会論文集(B編), Vol. 63, No. 607, (1997) pp. 979-985.
- (7) Yamane, Y., Yamamoto, M., Honami, S., "Effect of Cross-shaped Circular Jet Array on Impingement Heat Transfer," Proceedings of ASME Turbo Expo, (2012) GT2012-68199, Copenhagen.
- (8) 山根喜三郎,山本誠,元祐昌廣,本阿弥眞治,"正方配列 十字形衝突噴流の熱伝達特性と壁噴流の流動機構,"日本 ガスタービン学会誌, Vol. 41, No.1, (2013) pp.122-128.
- (9) 上運天昭司, "マイクロフローセンサとその応用," 計測と 制御, Vol. 42, No. 12, (2003) pp. 998-1004.
- (10) Moffat, R. J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, (1988) pp. 3-17.
- (11) Simpson, R. L., Chew, Y.-T., Shivaprasad, B. G., "The Structure of a Separating Turbulent Boundary Layer. Part 1. Mean Flow and Reynolds Stresses," Journal of Fluid Mechanical, Vol. 113, (1981) pp. 23-51.

- 52 -

蒸気タービン長翼用高反動度型超音速タービン翼列の設計法

Design Method of the High-Reaction-Type Supersonic Turbine Cascades for Long Blades in Steam Turbines

<mark>妹尾 茂樹</mark>*1 SENOO Shigeki 小野 英樹^{*1} ONO Hideki

ABSTRACT

The purpose of this paper is development of the design method for high-reaction-type supersonic turbine cascades. First, an allowable design space between the pitch-to-chord ratio and the axial-chord-to-pitch ratio is clarified by formulating three geometrical constraints to accelerate supersonic flow smoothly. Second, when there is no solution in the theoretically allowable design space because of the large pitch-to-chord ratio, methods to reduce shock wave losses are proposed. Increasing the outlet metal angle of the pressure surface by around 10 degrees from the theoretical outlet flow angle reduces the loss caused by the trailing shock wave. The physical mechanism for this is as follows: the increased outlet metal angle increases the outlet flow passage area so that the overexpansion is suppressed downstream from the flow passage. Third, both a cusped leading edge and an upstream pressure surface which has both an angle corresponded to the inflow angle and near-zero curvature can reduce the loss caused by the leading shock wave and satisfy the unique incidence relation. Finally, the aerodynamic performance of supersonic turbine cascades and the design concept are validated by supersonic cascade wind tunnel tests.

Key words : Turbine, Steam turbine, Blade, Design method, Supersonic flow, Shock wave

1. はじめに

蒸気タービンの高効率化,大容量化のためには,最終 段の環帯面積(軸方向下流側から見た流路面積)を大き くすることが有効である。最終段を出た蒸気の運動エネ ルギーは,排気室のディフューザによって一部静圧回復 するが,残りは回転エネルギーに使えない損失となる。 そのため,環帯面積を大きくして,最終段から排気され る運動エネルギーを最小化することが,タービン効率の 向上に有効である。

最終段環帯面積を大きくするために,動翼翼長を大き くするが。ある限界を超えると、流入、流出速度がとも に超音速となる。その理由について以下に説明する。

動翼相対流入速度は、動翼周速と静翼流出速度とにより決まる。翼長1500mmの3000rpm蒸気タービン用最終 段動翼⁽¹⁾の先端周速は786m/s,マッハ数では2.0近くなる。一方、タービン段落の静・動翼間では、静翼出口旋 回速度による遠心力とバランスするために、正の半径方 向圧力勾配が生じ、外周側ほど静圧が大きくなる。その ため外周側では、静翼の比エンタルピ落差が小さく、動

原稿受付 2012年8月28日 校閲完了 2013年1月23日

 *1 (株日立製作所 日立研究所 ターボ機械研究部 〒319-1221 日立市大みか町7-1-1 翼の比エンタルピ落差が大きくなる。すなわち反動度が 大きくなる。静翼比エンタルピ落差が小さいため,静翼 流出速度が小さく,動翼周速が支配的となり,動翼相対 流入速度は超音速となる。また動翼比エンタルピ落差が 大きいため,動翼相対流出速度も超音速となる。

このように,流入,流出ともに超音速となるタービン 翼列を,超音速タービン翼列と呼ぶ。長翼先端側では前 述のように反動度が大きくなるため,高反動度型の超音 速タービン翼列となる。高反動度型超音速タービン翼列 に関する研究や,その設計法に関する報告は少ない。

本研究の目的は, 蒸気タービン最終段動翼の先端側に 適用する, 高反動度型の超音速タービン翼列の設計法を 開発することである。

流入速度が亜音速で,流出速度が超音速の翼列では, 翼間に最小流路幅部を形成し,流れをチョークさせ流量 を決め,その下流の超音速流部を特性曲線法による拡大 流路とすることで,強い衝撃波を回避できる⁽²⁾。それに 対し,流入速度も超音速となる超音速タービン翼列の場 合,翼上流衝撃波の発生を回避することは難しい。この 上流衝撃波は,損失増加だけでなく,翼間流路入口流れ に不均一分布を生じさせ,翼間流路設計を難しくする。

圧縮機も含む,超音速翼列の流体力学的な特性は, LichtfussとStarken⁽³⁾により,体系的にまとめられてい るが、翼設計法に関する詳細な記述はない。

衝動型(反動度0)の超音速タービン翼列は,1924年 にStodolaにより書かれた蒸気タービンの教科書⁽⁴⁾に記載 されている。1950年以後,特性曲線を用いた設計法⁽⁵⁾が 提案され,現在でもロケットの燃料ポンプ駆動用タービ ンなど,軽量化のため単段あたりの出力を大きくする必 要のあるタービンに使用されている。衝動型翼はピッ チ・コード比が小さいため翼間流路が長く,特性曲線法 を適用しやすいが,長翼先端翼はピッチ・コード比が大 きく翼間流路が短いため,特性曲線法の適用は難しい。

蒸気タービン長翼に関しては、Parviziniaらによる超 音速タービン翼列開発⁽⁶⁾の報告がある。流入マッハ数1.15 で翼列蒸気風洞試験を行い、ピッチ・コード比を0.91か ら0.82と小さくすることで、翼型損失を設計流出マッハ 数近傍で約5%低減した。翼上流衝撃波との干渉による 正圧面境界層はく離を翼間で再付着させ、翼列出口流れ の不均一性と非定常性が低減できたためである。

以上より,超音速翼列の流体性能には,ピッチ・コー ド比が特に重要であることが分かる。一方,長翼先端側 は,遠心応力の制約より軽量化する必要があり,ピッ チ・コード比を小さくできない。本論文では,ピッチ・ コード比に制約がある場合の性能向上策についても報告 する。

主な記号

А	:流路幅
с	:翼コード長
Cax	: 翼軸方向コード長
М	:マッハ数
S	:スロート長
t	:翼列ピッチ
WE_{LE}	:前縁ウェッジ角
$WE_{\rm TE}$:後縁ウェッジ角
α 1,2	:流入角,流出角
lpha in,out	:翼入口角,翼出口角
$\Delta \alpha_2$:翼正圧面出口角の修正角
γ	:比熱比(湿り蒸気1.135)
$\gamma_{ m stg}$:スタッガー角

下添え字

1, 2	:翼列入口,翼列出口
is	:等エントロピー変化
ps	:正圧面 (pressure surface)
SS	: 負圧面 (suction surface)

2. 翼列形状定義法

翼列状定義法の主要設計変数を図1に示した。翼型は 1本の4次のNURBS (Non-Uniform Rational B-Spline) 曲線を用いる。NURBS曲線は、制御点数と曲線次数を 独立に決めることができるため、前縁、翼正圧面、翼負 圧面,後縁に対し,それぞれの形状を定義するための制 御点を設計し,その全ての制御点を連結することで,翼 型を1本のNURBS曲線で定義できる。後縁は円弧とす る。後縁接続点以外の部分は,性能上重要である曲率勾 配連続を満足している。

翼正圧面上流部の角度は,超音速流入時の流入マッハ 数と流入角の一意な関係であるユニーク・インシデンス を満足させるために,流入角と一致させることが望まし い。前縁を円弧で形成する場合,入口角と翼正圧面上流 部角度の両方を流入角に合わせるためには,前縁部を半 円弧にする必要がある。超音速流入に対し,半円弧前縁 とすると前縁曲率が大きくなり,その下流の曲率が小さ い(ほぼゼロ)正圧面との間で曲率不連続が生じる。そ のため曲率が大きい前縁部で局所的に過加速した流れが, その下流で減速する時に衝撃波が生じる可能性が高い。

そのため本開発では、図2に示すように前縁部も4次のNURBS曲線で定義した。前縁部を形成する五つの制御点P₀ ~ P₄を流入方向に対して対称とし、二つのウェッジ角WE_{LE1}, WE_{LE2}と幅w_{LE1}, w_{LE2}を指定するダブル・ウェッジ型とした。さらに、前縁圧力面端の制御点P₄と 圧力面最上流の制御点P₅を結ぶ線を、流入角方向に合わせることで、前縁形状とは独立に翼正圧面上流部の角度 を流入角に合わせることが可能となる。



Fig. 1 Definition of Cascade geometry



Fig. 2 Double wedge type Leading edge (Pi: control points for the NURBS curve)

- 54 -

3. 翼体格の設計可能空間

超音速タービン翼列の損失を低減し,設計流量を満足 させるために,翼間流路部で,流入マッハ数から等エン トロピー流出マッハ数にまで滑らかに膨張させる必要が ある。そのためには,図3に示すように流入部と流出部 の二つの直角三角形をつなぐように翼間流路を構成する ことが有効である⁽⁷⁾。直角三角形の斜辺はともにピッチ であり,入口直角三角形の頂角は流入角α₁,出口直角三 角形の頂角は等エントロピー膨張時の流出角α₂₆である。



Fig. 3 Ideal cascade configuration

この理想的な翼列構成を実現するためには,以下の三 つの幾何学的制約条件を満足する必要がある。

- 1) 流出部:等エントロピー流路幅A_{2is}=t sin (α_{2is})
- 2) 流入部:スロート長s=A1=t sin (α1)
- 3) 翼正圧面が変曲点を持たない

これらの制約条件を, ピッチ・コード比と軸コード・ ピッチ比の関係として定式化し, グラフにしたものが設 計可能空間図である。ピッチ・コード比は強度の制約に より決まり, それに対する軸コード・ピッチ比が決まれ ば, 翼列の基本体格を決定できる。制約条件は三つであ るが。制約条件2が二つの制限として定式化されるため, 設計可能空間図上の制約曲線は合計四つとなる。

例として,表1に示す翼列設計条件に対する設計可能 空間を,縦軸を翼間流路出口幅に相当する等価流出マッ ハ数として図4に示す。翼前縁厚はゼロとした。流路出 口幅を黒破線で,流路入口幅を黒一点破線で,最小軸 コード長を黒実線で,変曲点を持たない条件より得られ る最大等価流出マッハ数を太実線で示した。全ての制約 条件を満足する設計可能空間を,網掛けで示した。

設計可能空間での、ピッチ・コード比t/cの最大値は、 約0.5と小さい。しかし、長翼先端側では、遠心応力を 許容応力以内に抑えるため、翼断面積を小さくする必要 があり、コード長を大きくできないために、ピッチ・

Table. 1 Cascade design parameters

Parameters	Unit	Symbol	Value
Inflow Mach number	-	M ₁	1.25
Bucket inlet flow angle	deg	α1	172.2
Pressure ratio	-	p ₂ / P ₀₁	0.101
Isentropic outlet Mach number	-	M _{2is}	2.15
Isentropic outlet flow angle	deq	a2is	17.87



Fig. 4 Allowable design space between pitch-to-chord ratio and axial-chord-to-pitch ratio

コード比は通常0.8以上と大きくなる。この場合,図3 に示した理想的な翼間流路を形成することはできない。 設計流量を流すためには、入口スロート長s(=A₁) が重要である。そのため入口直角三角形を重視する と、ピッチ・コード比が大きい場合には、流路出口幅 A_2 が理論値 A_{2is} よりも小さくなる(図5(a))。これに対 し、翼正圧面出口角 $\alpha_{2,ps}$ を、等エントロピー流出角 α_{2is} に対し、修正角 $\Delta \alpha_2$ だけ大きくすることで、スタッガー 角 γ stgを小さくし、翼正圧面に変曲点を生じさせること なく流路出口幅 A_2 を増加させ、等価流出マッハ数を大 きくすることができる(図5(b))。図4に、等エントロ ピー流出角 α_{2is} に修正角 $\Delta \alpha_2$ を加えることで、制約条件

4. 出口角の損失におよぼす影響

3を緩和した曲線を赤点線で示した。

翼正圧面出口角の等エントロピー流出角 α_{2is} に対す る修正角 $\Delta \alpha_2$ と,後縁ウェッジ角WE_{TE}が,翼列流体 性能におよぼす影響を,数値乱流解析⁽⁸⁾により評価した。 ピッチ・コード比を0.9に固定し,修正角 $\Delta \alpha_2$ は,0,5, 10,15°の4種類,後縁ウェッジ角WE_{TE}は,4,8,12, 16,20°の5種類に対し,合計14個の超音速タービン翼 列を設計した。修正角 $\Delta \alpha_2$ が小さい場合,後縁ウェッ ジ角WE_{TE}が大きいと,翼負圧面出口角が等エントロ ピー流出角 α_{2is} より小さくなり,負圧面後縁部で流れの 転向により衝撃波が生じる。そのため,修正角 $\Delta \alpha_2$ ご とに可能な後縁ウェッジ角WE_{TE}範囲内の値を用いた。



Fig. 5 Cascade configuration in large pitch-to-chord ratio

四つの修正角Δα2に対応する設計点を図6上に示し た(番号①②③④は、それぞれ修正角Δα₂=0, 5, 10, 15°に相当)。図6は、図4の一部を、ピッチ・コード 比が0.9と大きい解析対象の範囲に注目して拡大した図 である。翼前縁厚ゼロを仮定して導出した制約曲線に 対し、前縁厚分だけ出口流路長A2が小さくなり、A2に 対する等価流出マッハ数も小さくなっている。また、修 正角Δα2が最も大きい15°の場合でも、出口流路長A2 に対する等価流出マッハ数は1.67である。すなわち、等 エントロピー流出マッハ数2.15に対して、翼間流路出口 (A2の位置) での流れは、マッハ数で約0.5不足膨張とな る。この不足膨張の超音速流が、翼間流路を出てから等 エントロピー流出マッハ数2.15近くにまで加速膨張する ため、翼後縁部で流れが軸方向に曲げられる。流れが後 縁で曲げられることに伴い発生する後縁衝撃波により損 失が増加することが考えられる。ピッチ・コード比0.9 と大きい場合,修正角を15°にまで大きくしても、制約 条件1を満足する解は存在しない。

乱流解析の, 翼列出口の状態量と翼コード長に基づく レイノルズ数Re2は約10⁶である。

図7に、エネルギー損失係数の相対値を示す。エネル ギー損失係数は、修正角 $\Delta \alpha_2$ =約10°で最小となり、後 縁ウェッジ角が大きいほど小さくなる。修正角を大きく すると、流路出口の等価マッハ数を増加できるため、後 縁負圧面衝撃波損失は低下する。一方、翼負圧面凹部か らの圧縮波による翼面境界層損失は増加する。これら の相反する効果のため、損失は修正角 $\Delta \alpha_2$ =約10°で最 小となる。一方、後縁ウェッジ角WE_{TE}を大きくすると、 翼負圧面凹部の圧縮波による損失が低下する。

損失が最小となる、修正角 $\Delta \alpha_2=10^\circ$,後縁ウェッジ 角WE_{TE} =16[°]の超音速翼列の、乱流解析による等マッ ハ数線図を図8に示す。修正角 $\Delta \alpha_2=10^\circ$ とすることで、 翼間流路部の面積拡大率を大きくでき、翼間流路出口の マッハ数を約1.7と,修正角 $\Delta \alpha_2=0^{\circ}$ の場合の1.5(図省略)に対して,約0.2大きくできた。結果,流れの後縁における軸方向の転向が抑制され,後縁衝撃波損失を低減できている。また,後縁ウェッジ角WE_{TE} =16°とすることで,翼後縁近傍負圧面の凹型曲率を小さくし,圧縮波の発生が抑制でき,損失発生を回避できた。



Fig. 6 Allowable design space



Fig. 7 Relative energy loss coefficient



Fig. 8 Mach number contours of $\Delta \alpha_2=10^\circ$, WE_{TE}=16°, Increment 0.05, shaded areas denote overexpansion region where Mach number exceeds 2.15

- 56 -

5. 翼列風洞試験による検証

開発した超音速タービン翼列設計法の妥当性を,超音 速翼列風洞試験により検証した。翼列試験は,九州大学 の超音速風洞に,本試験用に製作した供試部を取り付け 実施した(図9)。吹き出し間欠式の風洞で,作動流体 には空気を用いた。ラバールノズルを用いて入口超音速 流のマッハ数を設定し,上方後流板(tailboard)の角度 を変えて圧力比を調整した。側壁境界層を吸い込むこと で,翼列流れの周期性を改善した。翼枚数は7枚,アス ペクト比は1.07であり,流れの二次元性が確保できてい る。



Fig. 9 Supersonic cascade wind tunnel

開発した設計法を適用し、数値乱流解析を用いて形状 最適化した尖頭翼列(cusped nose)と、前縁を半円弧 とした鈍頭翼列(blunt nose)の、二種類の翼列の試験 をした。前縁部以外の翼形状は同じである。表2に翼列 設計変数を示す。翼正圧面出口角の修正角Δα2は12.5°, 後縁ウェッジ角WETEは4°とした。試験は空気を用い たため、湿り蒸気とは比熱比が異なるが、流入・流出 マッハ数を合わせれば、湿り蒸気と空気とで、流れ場の 特性は大きく変わらないことを、流体解析により確認し てある。入口ラバールノズルで流入マッハ数1.26を、設 計圧力比0.112(湿り蒸気)から試験圧力比を0.109に下 げて、等エントロピー流出マッハ数2.1を合わせた。翼 コード長に基づくレイノルズ数は、実機と同等の2.3× 10⁶である。

Table. 2 Design	parameters	of tes	st cascades
-----------------	------------	--------	-------------

Design parameters	Unit	Symbol	Value
Inlet flow angle	deg	α1	170.7
Inlet Mach number	_	M ₁	1.26
Pressure ratio	-	p ₂ / P ₀₁	0.112
Outlet isentropic Mach number	_	M _{2is}	2.1
Pitch-to-chord ratio	-	t/c	0.87
Increment of the outlet metal angle on the pressure surface	deg	Δα2	12.5
Trailing edge wedge angle	deg	WE _{TE}	4.0

図10に、作動流体を空気とし、境界圧力・温度条件を 試験に合わせ、流入マッハ数1.26、等エントロピー流出 マッハ数2.1とした乱流解析による等マッハ数線図を示 す。尖頭翼列では、上流衝撃波は、前縁に近く、その下 流の亜音速流領域が小さい、弱い斜め衝撃波にできてい る。そのため、対向する翼の正圧面境界層との干渉位置 においても、境界層はく離は生じていない。一方、鈍頭 翼列では、上流衝撃波は、前縁から離れ、衝撃波下流で 翼間流路のほぼ全域が亜音速流となる,離脱垂直衝撃波 となっている。そのため、対向する翼の正圧面境界層と 干渉し、境界層内部で局所的なはく離を引き起こすこと で、部分的に非定常流れとなっている。ただし、はく離 境界層は、翼間流路の加速部で再付着し、衝撃波・境界 層干渉により引き起こされた非定常性の影響は、流れ場 全体にはおよんでいない。さらに前縁部の曲率の大きな 部分で局所的にマッハ数1.75以上にまで過膨張し、その 下流の翼面曲率の小さい部分で減速するために、弱い斜 め衝撃波が、正圧面と負圧面の両方から生じている。

図11に試験により計測されたシュリーレン写真を示す。 側壁からの反射衝撃波の影響の小さい,上流から二番目 と四番目の翼の間の流れに注目している。翼まわりの黒 い影は,アクリル製側壁の溝加工時にできたひずみによ る影である。

尖頭翼列では、上流衝撃波は前縁に近い斜め衝撃波と なっており、その斜め衝撃波との干渉による翼面境界層 はく離はない。鈍頭翼列では、上流衝撃波が前縁から離 れた離脱垂直衝撃波となっており、その衝撃波と対向す る翼の正圧面境界層との干渉による、局所的な非定常境 界層はく離が観測されている。

図10の乱流解析結果と、図11の翼列風洞試験による シュリーレン可視化写真の流れ場は良く一致している。 図12に、尖頭翼列の数値乱流解析結果の密度勾配分布に、 翼列風洞試験のシュリーレン写真を重ねた図を示す。解 析は衝撃波を鮮明に捉えられており、また上流斜め衝撃 波と後縁斜め衝撃波、およびそれらの翼面での反射衝撃 波、さらに翼後流の位置が、試験と良く一致している。

以上の結果により,超音速タービン翼列設計法と数値 乱流解析精度が検証できた。

6. 結論

蒸気タービン長翼先端側に適用する, 高反動度型の超 音速タービン翼列の設計法を開発した。

初めに,流体性能上重要で,翼列の基本体格を決める ピッチ・コード比と軸コード長・ピッチ比の関係に対す る設計可能空間を,超音速流が翼間流路で滑らかに加速 膨張するための三つの幾何学的拘束条件より導出した。

次に,長翼先端側のように遠心応力の制約より,ピッ チ・コード比が0.8以上と大きくなる場合には,理論設 計可能空間に解がないことを示し,その場合には,正圧 面出口角を理論流出角から約10度大きくすることで,翼



Fig. 10 Mach number contours, Increment 0.05, tinted shaded areas near the leading edge denote subsonic flow, dark shaded areas downstream from the flow passage denote overexpansion region where Mach number exceeds 2.1



.



- 58 -



Fig. 12 Comparison of flow fields between computation and experiment

間流路出口の等価流出マッハ数を増加させ、後縁衝撃波 損失を低減できることを乱流解析により示した。

三番目に,前縁形状を尖頭とし,正圧面上流部の角度 を流入角に合わせかつ曲率を小さくすることで,上流衝 撃波を弱くでき,かつ超音速流入時の流入マッハ数と流 入角の一意な関係であるユニーク・インシデンス関係を 満足させられることを示した。

開発した設計法の妥当性とその翼列の流体性能は,超 音速翼列風洞試験により検証した

参考文献

- Senoo, S. et al., 2011, "Development of Titanium 3600rpm-50inch and 3000rpm-60inch Last Stage Blades for Steam Turbines," Proceedings of IGTC 2011, IGTC2011-0249, pp. 1-8.
- (2) Senoo, S., Ogata, K., Nakamura T., and Shibashita, N., 2011, "Three-Dimensional Design Method for Long

Blades of Steam Turbines Using Fourth-Degree NURBS Surface", Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22312, pp.1-10

- (3) Lichtfuss, H.-J., and Starken, H., 1974, "Supersonic Cascade Flow", Progress in Aerospace Science, Vol.15, pp.37-149
- (4) Stodola, A.B., 1924, "Dampf- und Gasturbinen", (English translated version: Steam and gas turbine, Peter Smith, (1945))
- (5) Stratford, B.S., and Sansome, G.E., 1962, "Theory and Tunnel Tests of Rotor Blades for Supersonic Turbines", Aeronautical Research Council, R.&M. No.3275, pp.1-42
- (6) Parvizinia, M., Berlich, C., Truckenmuller, F., and Stuer,

H., 2004, "Numerical and Experimental Investigations into the Aerodynamic Performance of a Supersonic Turbine Blade Profile", Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53823, pp.1-10

- (7) Senoo, S., 2012, "Development of Design Method for Supersonic Turbine Aerofoils near the Tip of Long Blades in Steam Turbines Part 1: Overall Configuration", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68218, pp.1-11
- (8) Senoo, S., Sakakibara, K., Kudo T., and Shibashita, N., 2011, "A Numerical Method for Turbulent Flows in Highly Staggered and Low Solidity Supersonic Turbine Cascades", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45450, pp.1-12

- 59 -



第41回ガスタービンセミナー報告

「ガスタービン最新技術とCO₂削減を目指した技術 動向・展望」と題して,第41回ガスタービンセミナー が,2013年1月24日(木),25日(金)の両日,三菱重工横浜ビ ル33F大会議室にて開催された。117名の方々に参加い ただき,盛況の下無事終了した。講師には,ガスタービ ン・航空エンジンのメーカー,ユーザーを中心に第一線 でご活躍されている方々を迎え,10件のご講演をいただ いた。

以下に概要を報告する。

第1日目は、ガスタービンの最新技術動向として、講 演6件が行われた。

はじめに、J型ガスタービンの開発と運転状況とし て,世界初の1,600℃級高効率ガスタービンの技術的特 徴,開発経緯及び検証試験結果について紹介された(三 菱重工業, 潮崎氏)。同じく, 最新F型ガスタービンの 開発状況として、最新鋭となる7F7型及び9F7型の開発 状況と実証試験設備の紹介があった(GEパワー&ウォー ター、木原氏)。中容量ガスタービンの開発としては、 H-80ガスタービンの基本仕様と試験結果の概要及び H-50ガスタービンを用いた高湿分空気利用ガスタービ ンシステムの開発について説明された(日立,黒木氏)。 30MWクラス高効率ガスタービンL30Aの開発としては、 30MWクラスで世界最高効率となるL30Aガスタービン の技術的特長と試験設備及び試験結果について紹介され た(川崎重工業,田中氏)。航空用ガスタービンとなる 次期固定翼哨戒機用エンジン(XF7-10)の設計として, 燃費低減に向けた設計の考え方及び高バイパス比ターボ ファンエンジンの設計における課題と対応について紹介 された (IHI, 坪本氏)。また, 藻類燃料の期待と課 題としては、藻類を利用した燃料生産の考え方及び藻の



選定や培養の場所や水源等の実用化に向けた6つの技術 的課題と今後の取組みについて講演いただいた(ネオ・ モルガン研究所,藤田氏)。

第2日目は、主にCO2削減を目指した最新技術動向と して、講演4件が行われた。まず、JAXAクリーンエン ジンプロジェクトでのCO2削減技術開発としては、ク リーンエンジンプロジェクト目標の一つとなるCO。削 減に向けた主な研究成果と評価について紹介された (JAXA, 山根氏)。次に低炭素化発電技術の最新動向 と将来展望として、高効率ガスタービンの最新技術動 向の他、IGCCや副生燃料利用のコンバインドプラント の動向について紹介された(三菱重工業,小森氏)。ま た、火力発電へのCO2分離回収技術の適用として、3つ のCO₂分離回収技術とパイロットプラント設備の概要に ついて紹介された(東芝, 鈴木氏)。CO₂排出削減にか かるCCS(二酸化炭素回収貯留)の役割とその展望では CO。削減対策となるCCS技術の概要と将来の展望につい て講演された(産総研,西尾氏)。また,第2日目には, パネルディスカッションとして、自然エネルギーのポテ ンシャルとわが国における今後のエネルギーシナリオと 題して、5名のパネリストによる講演が行われ、将来の 展望とそれに関る技術動向について活気有る議論が実施 された (座長: 京大, 吉田氏)。

各講義毎に活発な質疑が行われ、御参加頂いた方々に 非常に有意義な時間を提供できたものと考えます。

最後に, 講義, 資料等の準備に貴重な時間をさいて頂 いた講師の先生方に感謝すると共に, 会場を提供して頂 いた三菱重工業㈱の関係者各位に深く感謝いたします。

(集会行事委員会委員)



講演



パネルディスカッション

会

正会員各位には当学会2012年度通常総会招集通知を3月中に発送いたします。

招集通知がお手元に届きましたら、内容をご確認のうえ、ご出席くださいますようお願い申し上げます。なお、当日 ご出席願えない場合は、書面またはインターネットによって議決権を行使することができますので、2013年4月10日(水) 午後5時30分までに議決権を行使くださいますようお願い申し上げます。

(総会等の概要)

- 日 時: 2013年4月12日金) 14:00~15:30
- 場 所: 三菱重工横浜ビル33階会議室 (神奈川県横浜市西区みなとみらい3-3-1)
- 次 第: 公益社団法人日本ガスタービン学会 2012年度通常総会 名誉会員推薦状授与式

終了後,特別講演会(15:30~16:30)を開催いたします。

第23回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ(予告)

学生及び技術者(ガスタービン初心者)を対象とした標記シンポジウムを開催しますので、奮ってご参加下さい。

- 1. 日 時: 2013年7月4日(木), 7月5日(金)
- 場所: (独) 宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 調布航空宇宙センター (東京都調布市深大寺東町 7-44-1)
- 3. プログラム:
 - 第1日目 午前: 講義1件(ガスタービン概論)

午後: 講義1件(ガスタービンと流体工学)
 JAXAの講演(JAXAにおける航空エンジン研究紹介)
 見学会 JAXA 調布航空宇宙センター(ガスタービン関連研究施設等)
 懇親会

第2日目 午前: 講義2件(ガスタービンと伝熱工学, 燃焼工学)

午後: 講義2件(ガスタービンと材料工学,制御工学)

4. 参加概要:

(1)定 員: 60名程度

(2)対象者: 大学, 高等専門学校, 大学院在籍者ならびにガスタービン初心者の社会人

教育シンポジウムの詳細及び申し込み方法等は本誌5月号,ポスター及びホームページをご覧下さい。 (http://www.gtsj.org/) 2日間の講義を受講された方には、「ガスタービン教育シンポジウム受講証」を発行いたします。

★ 今年度は関西地区における教育シンポジウムは開催いたしません。

.....

会

第41回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会のお知らせ(予告)

第41回日本ガスタービン学会定期講演会を以下の日程で開催いたします。

講演会開催日	2013年10月16日(水),17日(木)
講演会開催場所	沖縄産業支援センター
	沖縄県那覇市字小禄1831番地1
	http://www.okinawa-sangyoushien.co.jp/
見学会	2013年10月18日 金
	(発電所等の見学を予定)

講演申込要領は、学会ウェブページ(http://www.gtsj.org)(5月掲載予定)および学会誌5月号に掲載いたします。 奮ってご応募くださいますようお願い申し上げます。

講演申込締切	2013年6月17日(月)
申込講演採否連絡	2013年7月26日金
講演論文原稿締切	2013年8月26日(月)

参加申込方法は,学会誌7月号および9月号,学会ウェブページに掲載予定です。

○本会共催・協賛・行事○

主催学協会	会合名	共催 /協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
日本実験力学会	日本実験力学会2013年度 年次講演会	協賛	2013/8/20-22	由利本荘市文化交流館 「カダーレ」	岡山理科大学工学部機械システム工 学科 林直美 TEL/FAX:086-256-9615, E-mail: office-jsem@mech.ous.ac.jp, URL http://jsem.jp/

 \diamond

▷入会者名簿 <

〔正会員〕

山内 啓史(I H I) 河井 友梨(I H I) 源川 将保(坂本技研) 木原 謙(G E I I) 天野 賢二(ダイキン工業) 渡辺 悠(東北電力) 袁 紅斌(新潟原動機) 齋藤 允教(日本大学)

Heekyung Kim(斗山重工業ジャパン)

〔学生会員〕

中村 慎策(工学院大学)

3月も半ばを迎え、ようやく春の気配が高まってきた今日 この頃ですが、会員の皆様はいかがお過ごしでしょうか。こ の冬は寒さが続いた上に、北国では大雪により住民生活に多 大な影響が生じました。一方で、昨夏の暑さに起因して今年 はスギ花粉の飛散量も非常に多いと予想されており、しかも 大陸からは黄砂だけでなくPM2.5も相当量飛来するというこ とで、我々の生活環境に悪影響が及ぶ懸念が持たれています。 地球規模での環境対策の重要性を再認識するとともに、我が 国の高い技術力が問題解決に貢献できるよう、政治的な問題 とは切り離して、国際的な技術協力が重要なのだと感じます。

さて、今月号は圧縮機・過給機の最新技術動向について特 集いたしました。巻頭言でも述べていただきましたように、 市場の要求に歩調を合わせた最新の技術開発状況6件につい て、メーカの立場で分かりやすく解説していただきました。 年度末の大変お忙しい時期にご執筆を快く引き受けていただ きました皆様に、心より感謝申し上げます。今日の社会イン フラとして普及している各種用途のガスタービンの高性能化 にとって、大容量化、高圧力比化、空力性能の向上、過渡応 答性能の向上など、圧縮機性能の向上は必要不可欠な技術開 発要素です。また,自動車産業における低燃費化や環境性の 向上など,高性能な車両用過給機がその技術を支えています。 圧縮機・過給機に関する今後の更なる技術の発展に,大いに 期待したいと思います。

最後に、本号の企画・編集は、鈴木委員(東芝)、北條委 員(JAXA)、山田委員(東電)、そして渡辺(電中研)が担 当いたしました。なお、東電の川上龍太様には、本企画の立 案に際して編集委員としてご尽力いただき、この場を借りて 御礼申し上げます。また、本号が船崎委員長(岩手大)によ る最後の発行号になります。2年間、お疲れ様でした。

(渡辺和徳)

(表紙写真)
今回の表紙については、【論説・解説】の各著者より流
用しております。
詳細については,各記事をご参照ください。
・中小型タービン用の圧縮機の動向 $(P.140 \sim 145)$
 ・航空機エンジンの軸流圧縮機 (P.158 ~ 163)
・車両用過給機の技術動向(P.170~177)



3月に入り、当学会は新年度となりました。事務局は年度 替わりの事務処理や、4月の通常総会に向けての準備をして おります。時期により仕事の内容が違いますので、毎回メリ ハリがあり、ひとつの業務が完了すると達成感も味わえるの ですが、それで逆に身体の変調を感じられないのか、1月の セミナー終了後、インフルエンザにかかってしまいました。 5年ぶりのインフルエンザです。お医者さんに「発熱してか ら4日間は周りの人にうつす可能性があるので、それまで外 出を控えるように」と言われ、休養しつつ、予防接種を受け ていなかったことを反省していたのですが、後日、友人が 「予防接種を受けたのにインフルエンザにかかってしまった」 と複雑な面持ちで話をしていました。彼女いわく「でも37度 にしか上がらなかった」とのこと。こうなると予防接種に効 果があるのかないのかわからなくなってきますが、いずれに してもインフルエンザを跳ね除けるべく日頃から自己管理に 留意しなければいけないことを痛感いたしました。

この冬は東北や北海道での暴風雪での災害などたいへんな 季節となりましたが、ようやく長い冬が終わり、いよいよ桜 の季節となります。通勤時の山手線から見える西戸山公園の 桜や事務局の近くの都税事務所の桜など、身近な所で春を感 じて五感もまた刺激したいと思っております。 2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A. 投稿原稿:会員から自由に随時投稿される原稿。 執筆者は会員に限る。

B. 依頼原稿:本学会編集委員会がテーマを定めて特定 の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。 C. 学会原稿:学会の運営・活動に関する記事(報告, 会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給 機に関連のある論説・解説,講義,技術論文,速報(研 究速報,技術速報),寄書(研究だより,見聞記,新製 品・新設備紹介),随筆,書評,情報欄記事,その他と する。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次 のページ数以内とする。

論説・解説,	講義	6ページ
技術論文		6ページ
速報		4ページ
寄書,随筆		2ページ
書評		1ページ
情報記事欄		1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って 原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。 事務局の所在は付記1に示す。

4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿され た原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編 集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文 の投稿に関しては、別に技術論文投稿規程を定める。

5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は 委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員 会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼 する場合がある。

6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿 および学会原稿には原則として原稿料は支払わないもの とする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学 会に帰属する。

但し, 著作者自身または著作者が帰属する法人等が, 自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻 訳・翻案などの形で利用する場合,本会は原則としてこ れを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を 複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で 本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた 者に対し著作者人格権を行使しない。

9. 本会発行の著作物に掲載された記事, 論文などの著 作物について,著作権侵害者,名誉毀損,またはその他 の紛争が生じた場合、当該著作物の著作者自身又は著作 者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先 ニッセイエブロ㈱ 制作部 ガスタービン学会誌担当 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4 Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164 E-mail : eblo_h3@eblo.co.jp

2010.8.27改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件 を満たすものであること。

1) 主たる著者は本学会会員であること。

2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給 機の技術に関連するものであること。

3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿 のものであること。ただし、要旨または抄録として発表 されたものは差し支えない。

2. 使用言語は原則として日本語とする。

3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めて A4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ペー ジにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ペー ジをすることができる。

4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場 合にはカラー印刷とすることができる。

 5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副 原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿に は英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。 6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7.投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し,編 集委員会で採否を決定する。

8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。

9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、 学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.41 No.2 2013.3

発行日	2013年 3 月19日
発行所	公益社団法人日本ガスタービン学会
	編集者 船崎 健一
	発行者 佃 嘉章
	〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
	第3工新ビル402
	Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
	郵便振替 00170-9-179578
	銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
	(普) 1703707
印刷所	ニッセイエブロ(株)
	〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
	Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164

©2013, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ 本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著 作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は,一般社団法人学術著 作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目 的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写権セン (一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を 再委託している団体)と包括複写許諾契約を締結している場合にあっ~ は、その必要はございません(社外頒布目的の複写については、許諾が 必要です)。

一般社団法人 学術著作権協会 権利委託先

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F FAX:03-3457-5619 E-mail:info@jaacc.jp

複写以外の許諾(著作物の引用、転載、翻訳等)に関しては、社学術 著作権協会に委託致しておりません。直接、本学会へお問い合わせくだ さい