

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

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。この分野で使用する圧縮機は、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、船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～2MWクラスの高出力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

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。

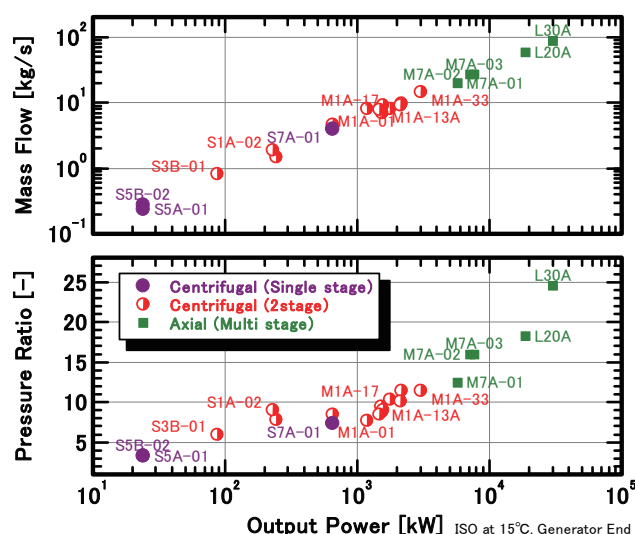


図1 中小型ガスタービン用圧縮機

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} 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

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、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		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。

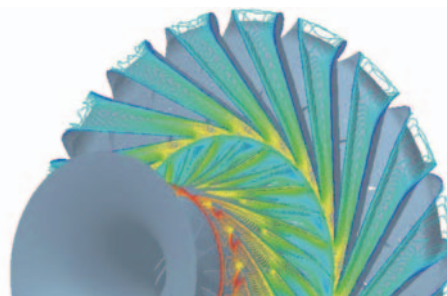


図3 遠心圧縮機一体解析（絶対速度ベクトル）

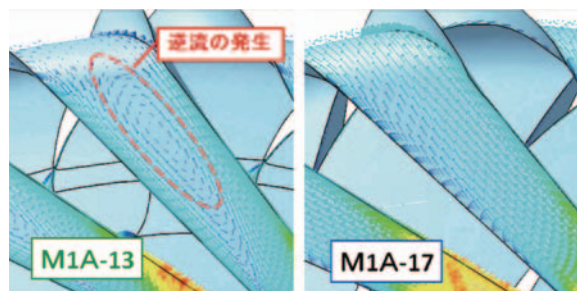


図4 ディフューザ出口（10%スパン）

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

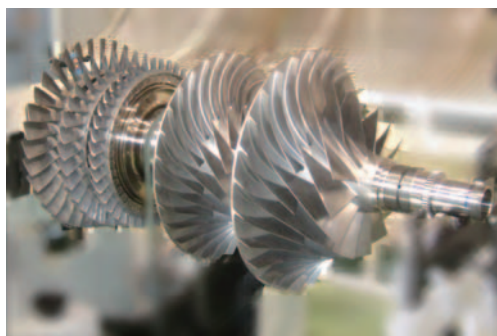


図5 M1A-17ロータ・アセンブリ

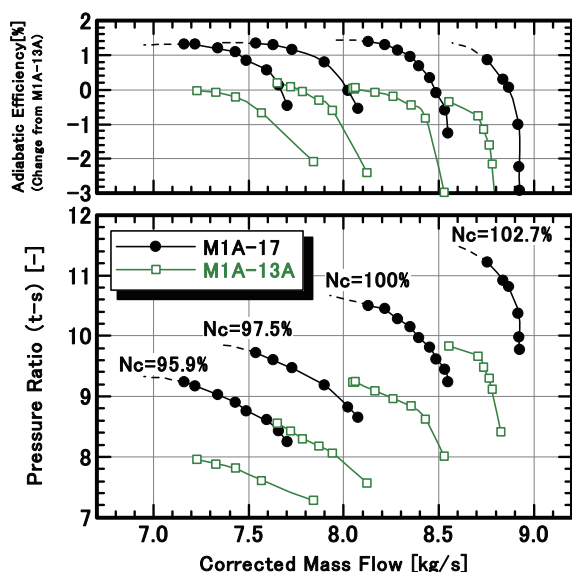


図6 圧縮機性能

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

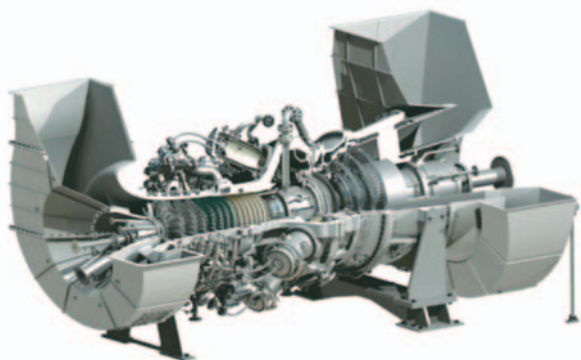


図7 L30Aガスタービン

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

※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高圧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。

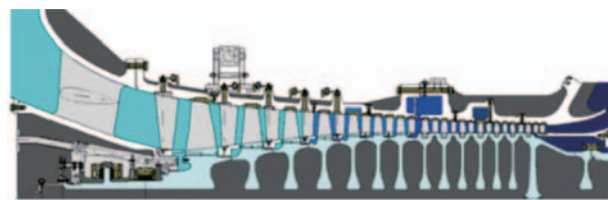


図8 圧縮機断面図

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たり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。

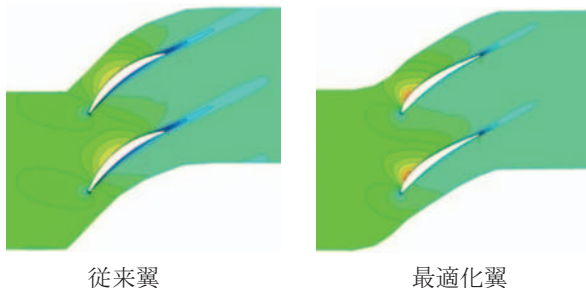


図9 自動最適化翼設計例 (マッハ数分布比較)

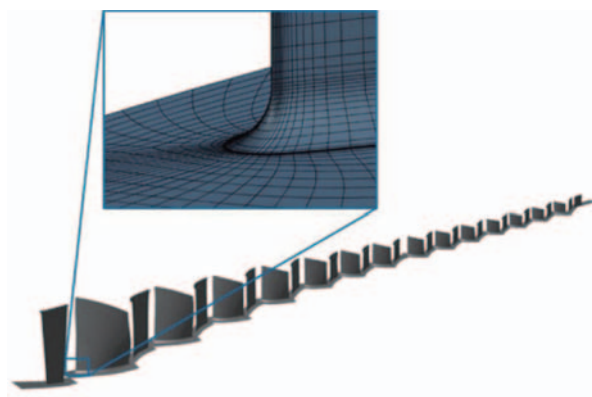


図10 多段CFD解析の計算格子

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、高压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8MW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。

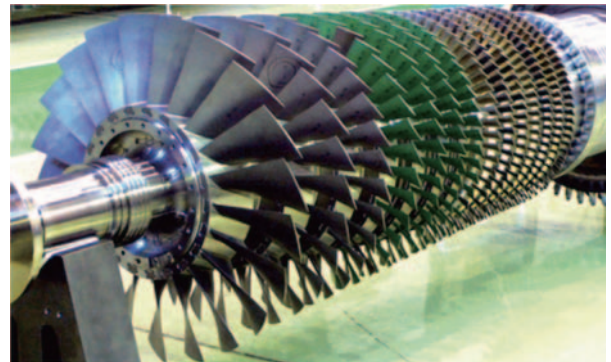


図11 リグ圧縮機ロータ

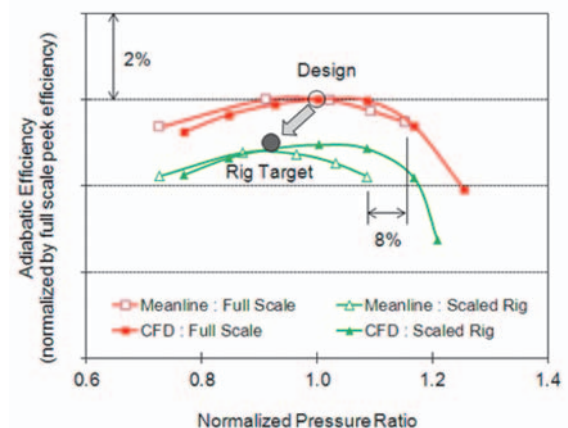


図12 圧縮機性能に対するスケール効果

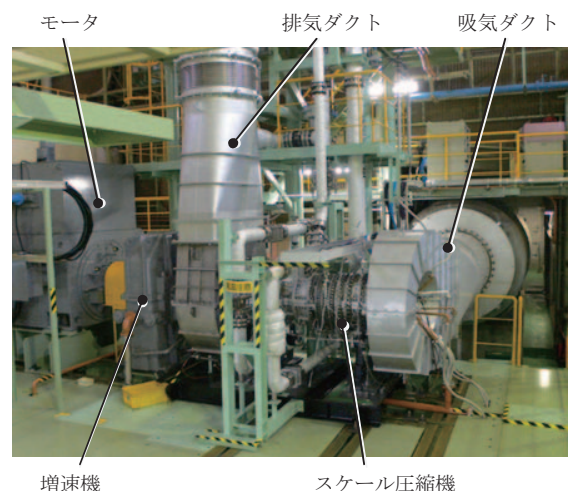


図13 圧縮機リグ試験装置

4.3 要素試験結果

一連の性能試験は、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

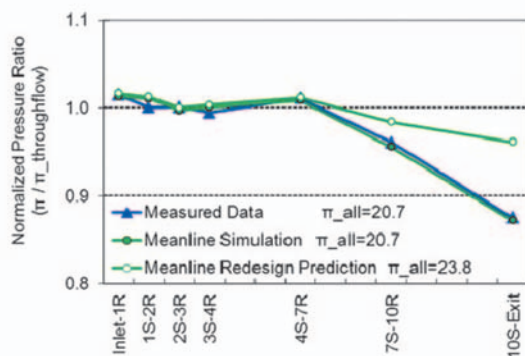


図14 無次元段圧力比分布（一次試験結果の模擬と改良予測）

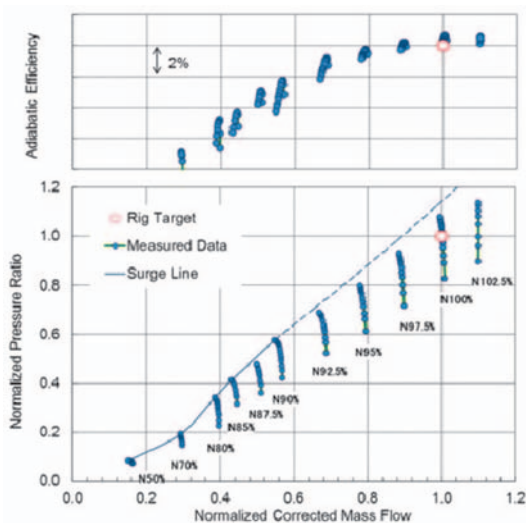


図15 二次試験圧縮機マップ

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。

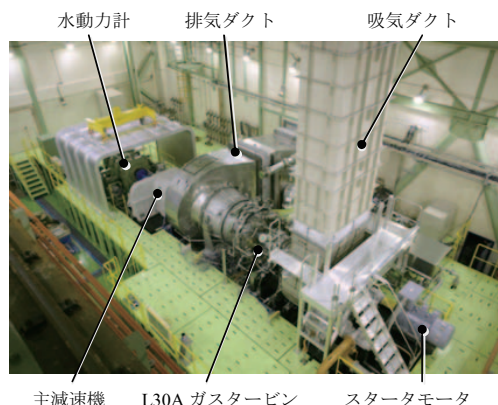


図16 L30Aエンジンテスト

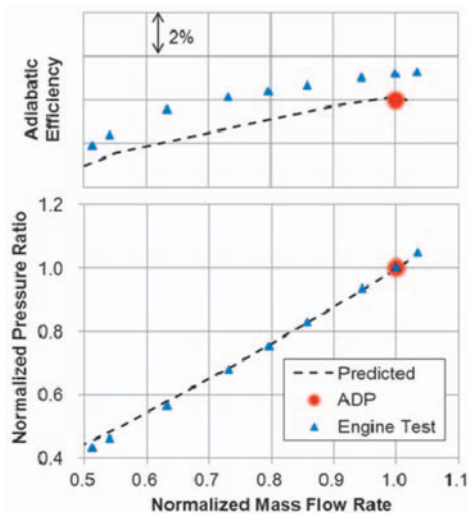


図17 エンジン圧縮機性能

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こと、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

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

- (1) 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)



図18 光学式チップタイミング振動計測の例

特集：圧縮機・過給機の最新技術動向

天然ガス用小流量高压圧縮機の開発

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

キーワード：Oil & Gas, 遠心圧縮機, 高压, 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、圧縮機の高压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. 小流量高压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压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、高压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、高压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、高压機特有の問題であり、低压条件での相似試験では検証を行う事が難しい。そこで、高压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、高压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

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



図1 小流量高压圧縮機 試験設備

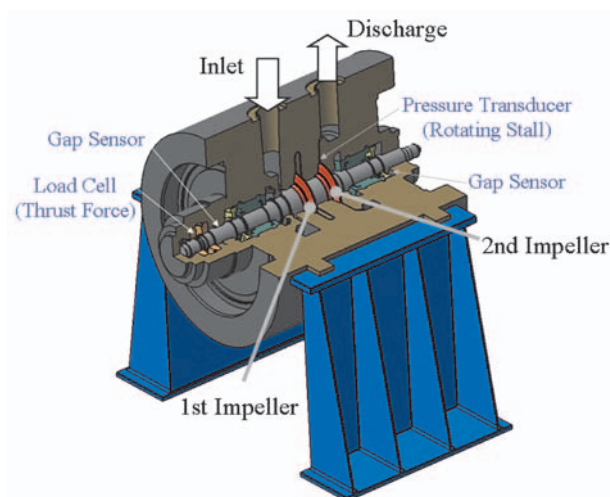


図2 試験圧縮機断面図(2段圧縮機構成時)

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]

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

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。ボア径を大きくすると、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。

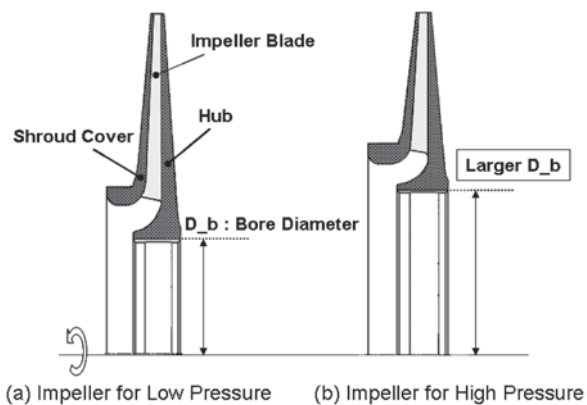


図3 インペラ ボア径の比較

3.2 チャン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)の様なチャンネルインペラを当社では採用している。チャンネルインペラは、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。

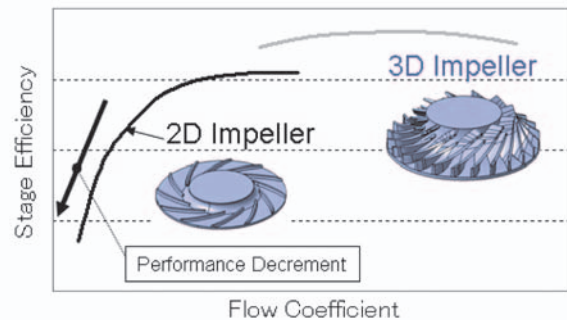


図4 従来インペラの形状と特性比較

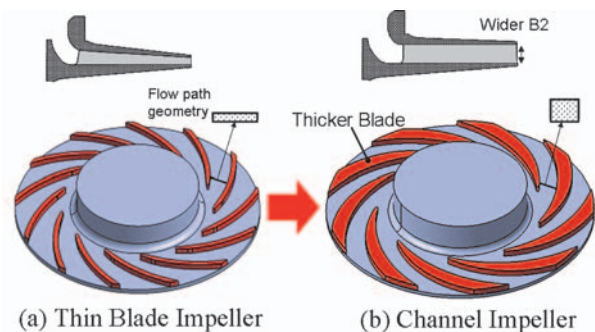


図5 チャンネルインペラ形状

3.3 静止流路の改良設計

高圧条件下で使用する遠心圧縮機では、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、チャン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。

一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。

リターンチャンネルは、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

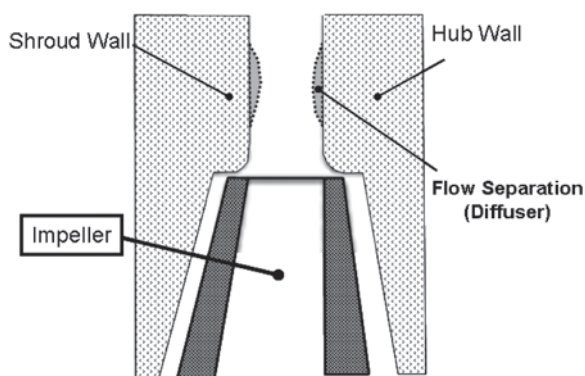


図6 ディフューザ内部の壁面失速

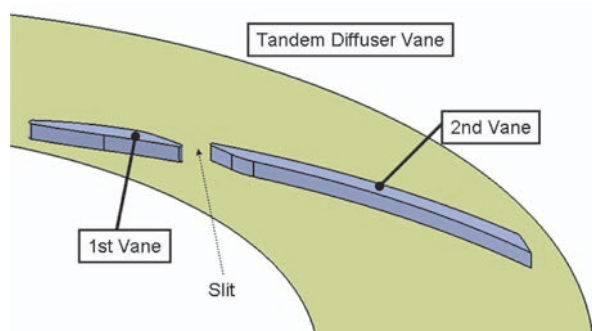


図7 タンデム翼列ディフューザ

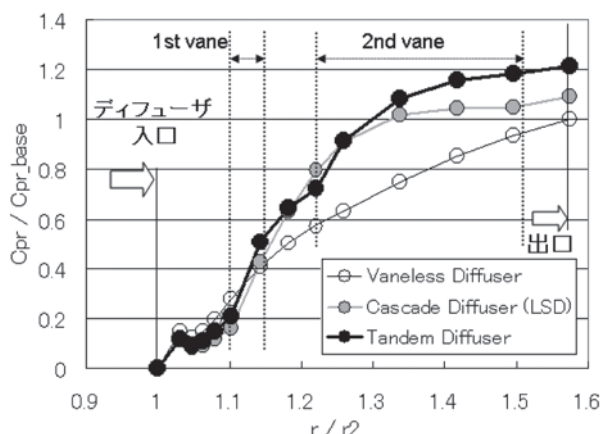


図8 ディフューザ性能の比較 (CFD)

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ン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。

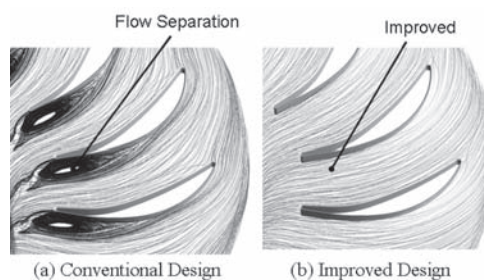


図9 リターンベーン周りの流れ場 (CFD)

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。

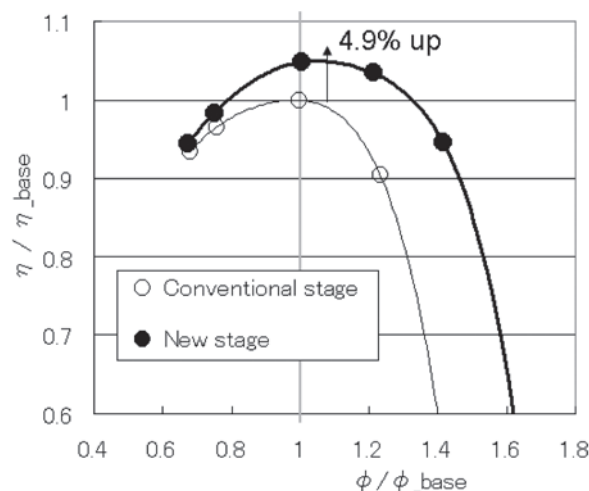


図10 圧縮機段落効率の比較 (試験)

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見逃すことができない。

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。

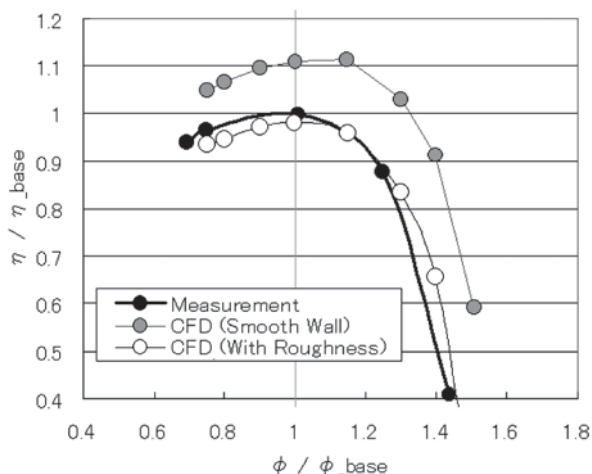


図11 壁面粗度の有無によるCFD性能予測比較

4.3 動静翼干渉解析

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、チャンネルインペラとディフューザペ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。

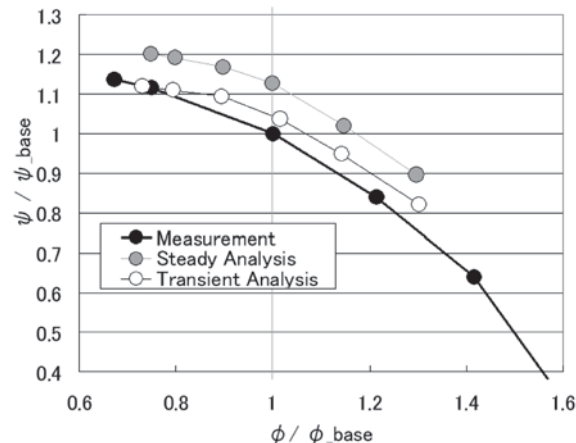


図12 非定常解析による性能予測

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・解析クラスター」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 Eddy 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。

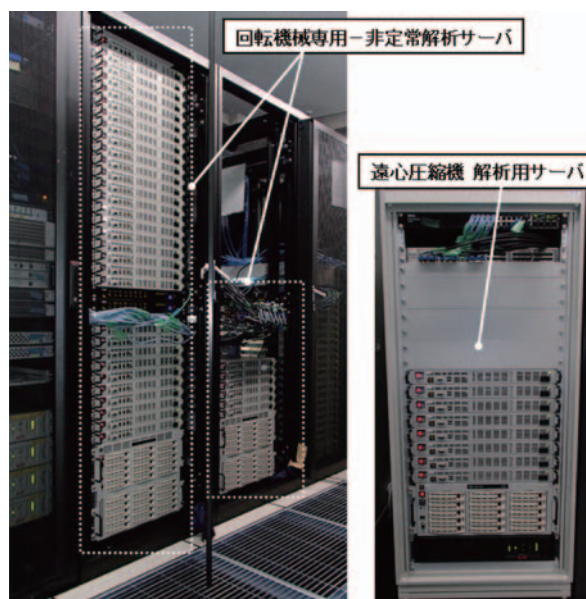


図13 回転機械 - 解析サーバ

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。

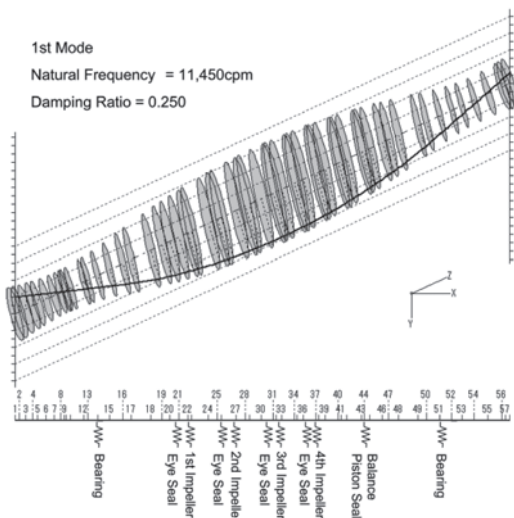


図14 軸系安定性解析の例

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。

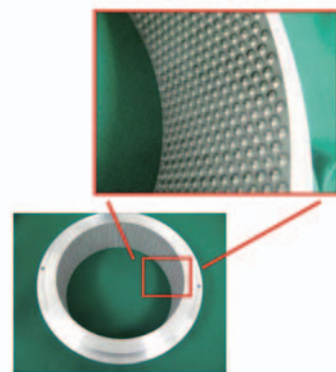


図15 ホールパターンシール

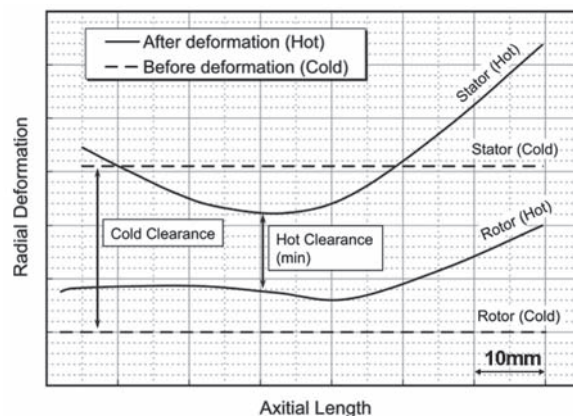


図16 圧縮機運転中のシールすきま分布

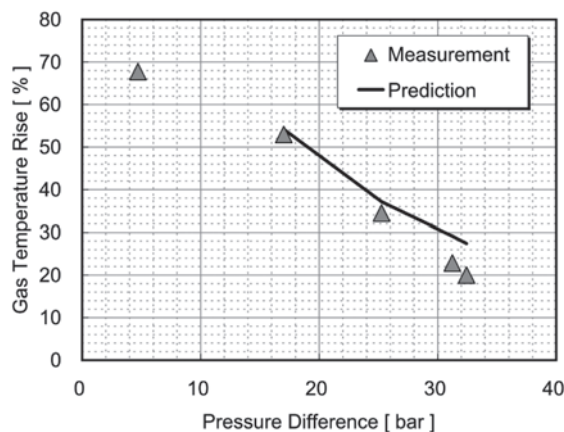


図17 ホールパターンシール内のガス温度上昇

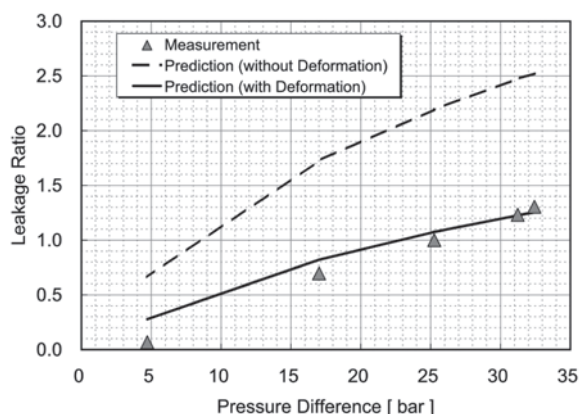


図18 ホールパターンシールの漏れ流量

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。

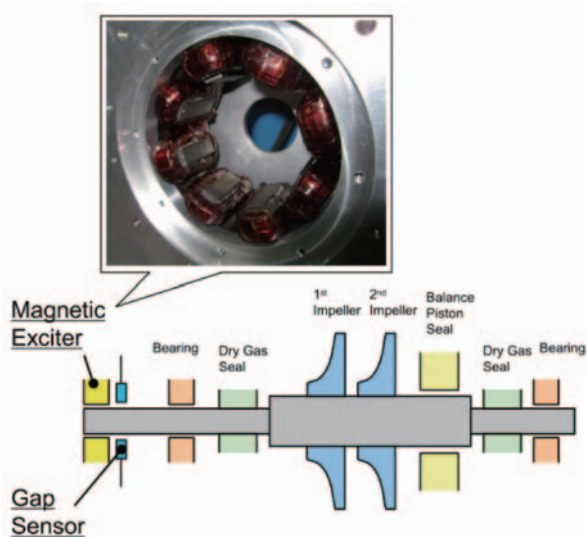


図19 磁気加振による安定性計測の概略図

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

- (1) 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、船用過給機に採用されている圧力比5～6クラスの高圧力比遠心圧縮機あげられる。

船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）の増大が図られている。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、一部の船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ー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る。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クラスの船用エンジンをターゲットに開発した圧力比5クラスの船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 μ_y は以下の(1)，(2)式で定義される。

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

$$\mu_y = \frac{C_p T_{01} (\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{U_2^2} \quad (2)$$

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

- C_p : 等圧比熱 (J/(kg・K))
 D_2 : インペラ外径 (m)
 G : 質量流量 (kg/s)
 P_{01}, P_{02} : 全圧 (入口, 出口) (Pa)
 R : 気体定数 (J/(kg・K))
 T_{01}, T_{02} : 全温 (入口, 出口)
 U_2 : インペラ周速 (m/s)
 γ : 比熱比
 π : 圧力比 (= P_{02}/P_{01})
 ρ_{01} : 入口密度 (kg/m³)

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

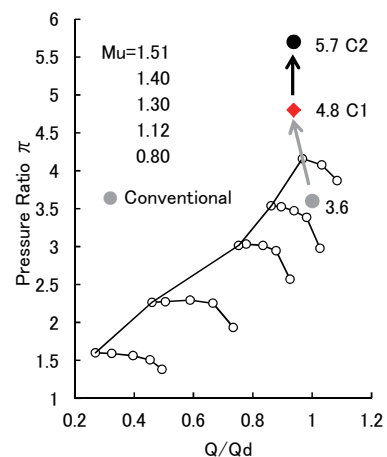


Fig. 1 Compressor performance and specification

原稿受付 2013年2月1日

*1 (株)IHI 原動機技術開発部

〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1

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ので、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採用してきた。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ーは、インペラからの全入力エネルギーの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。

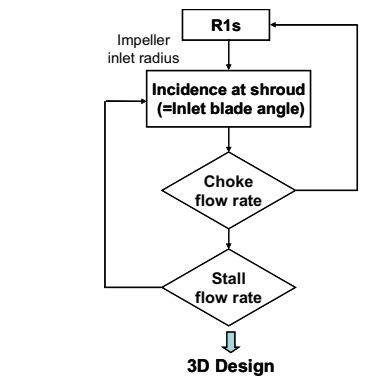
3. C1圧縮機的设计

3.1 基本設計

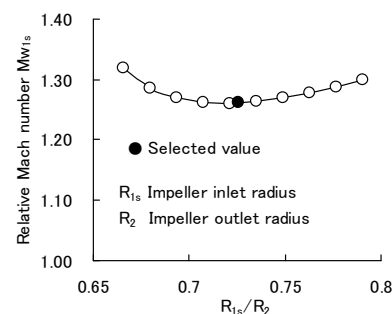
一次元解析を用いた基本設計の手順を以下に紹介する。

3.1.1 インペラ入口

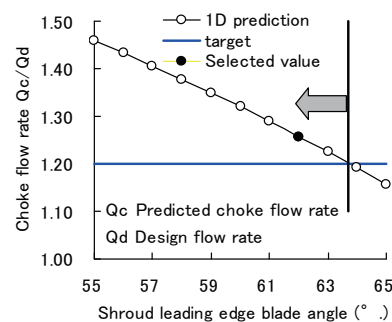
規定のチョーク流量と設計点で失速しない条件を満たすうえで、インペラ入口相対マッハ数ができるだけ小さくなる入口径と羽根角または、入射角(インシデンス)を選定する。図2(a)にインペラ入口の設計プロセス



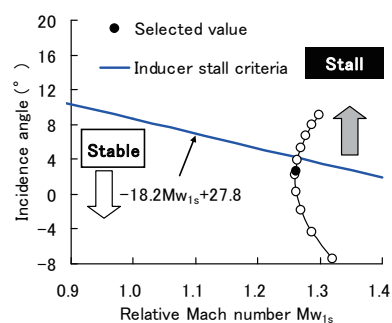
(a) Flow chart of inducer design



(b) Impeller inlet relative Mach number at shroud



(c) Impeller choke flow rate



(d) Incidence angle at inducer stall

Fig. 2 Preliminary design of inducer

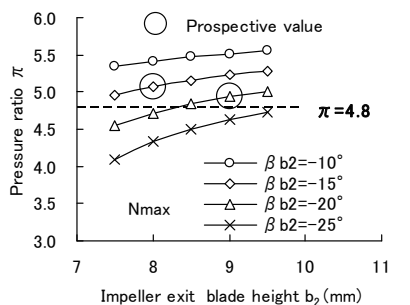
を示す。図2(c)は、予測精度を加味しチョークマージンを20%とした例である。図2(d)の失速予測値には他の圧縮機の実験データを用いている。

3.1.2 インペラ出口

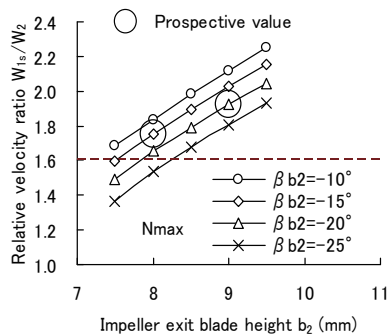
仕様点において規定の圧力比が満足できるように、インペラ出口羽根角、羽根高さを決定する。遠心圧縮機では周速の制限が無ければ、インペラ出口羽根角を回転方向と逆に傾ける（回転と逆方向をマイナスで表す。 -45° は、回転と逆方向に半径方向から 45° 傾いていることを意味する）と効率および安定作動域が改善することが知られている⁽⁹⁾。しかし、実際には強度や軸振動の観点から、周速には制限が設けられる。規定の周速の下で羽根角（回転方向と逆の傾き）を大きくし高圧力比を達成するためには、出口羽根高さを増してインペラ内での相対速度比 W_{1s}/W_2 （ W_{1s} はシュラウド側におけるインペラ入口相対速度、 W_2 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⁽⁹⁾。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



(b) Impeller blade height and W_{1s}/W_2

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⁽¹⁰⁾。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⁽¹²⁾。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ー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 Q_r 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。

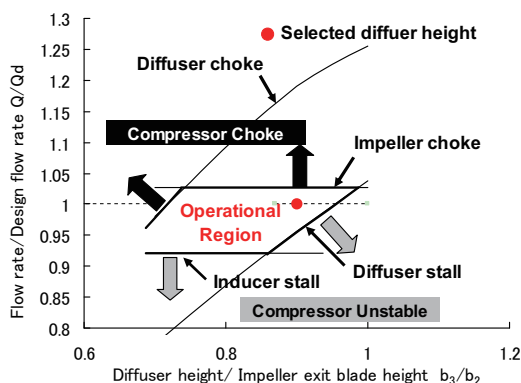


Fig. 4 Design of vaned diffuser height with 1D analysis

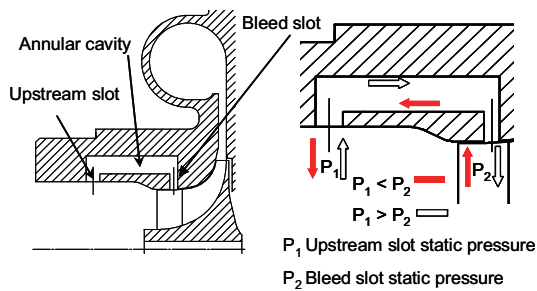
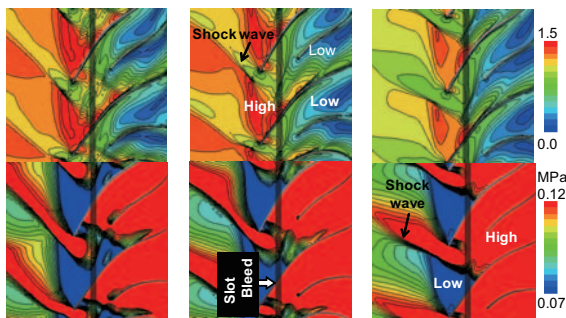
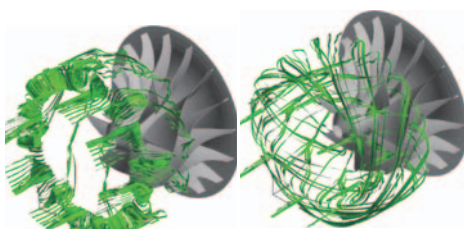


Fig. 5 Schematic of casing treatment



(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によれば、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

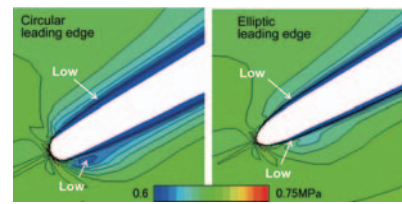


Fig. 7 Total pressure distribution around vaned diffuser leading edge at 50% span

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¹²⁾。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圧縮機的设计

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

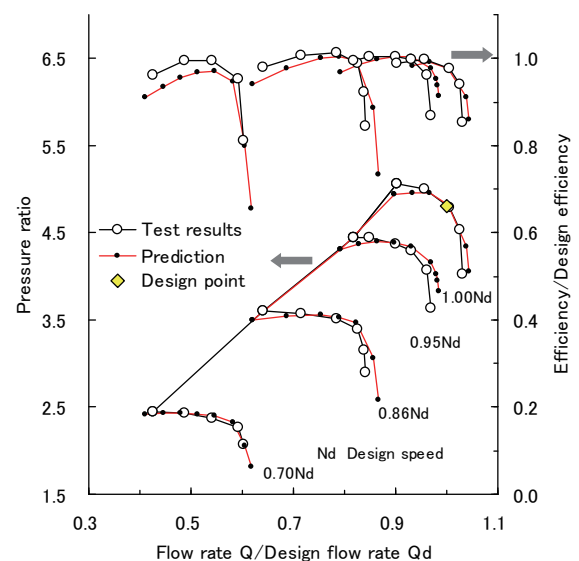


Fig. 9 Measured and predicted C1 compressor stage performance

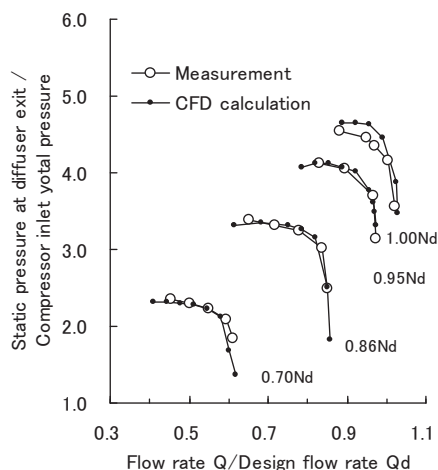


Fig. 10 Measured and calculated static pressure at diffuser exit

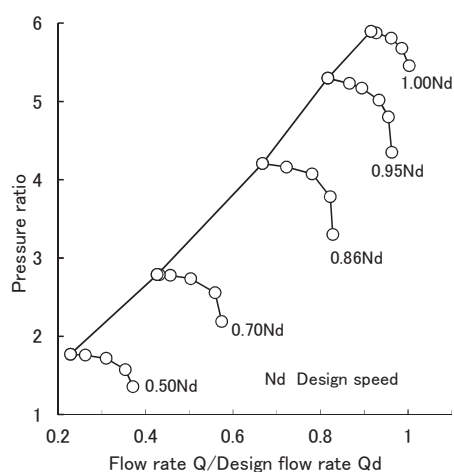


Fig. 11 Measured C2 compressor stage performance

(1)ダブルスプリッタ

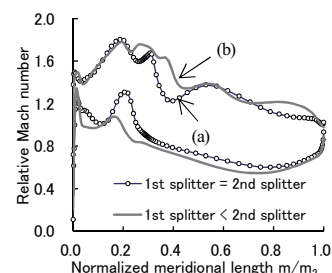
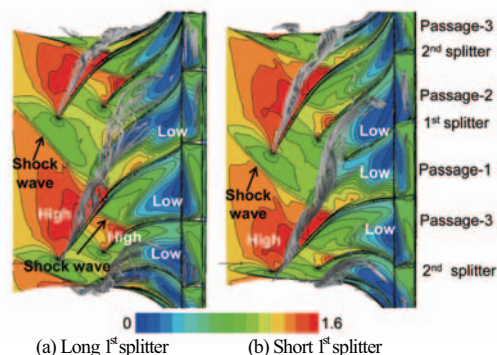
(2)羽根付き循環流型ケーシングトリートメント

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や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、翼枚数を増や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ー領域を形成する。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

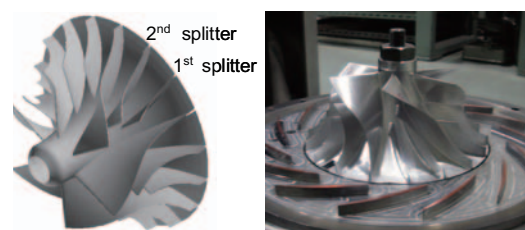


Fig. 13 Picture of C2 compressor

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、Passage-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¹³⁾。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。

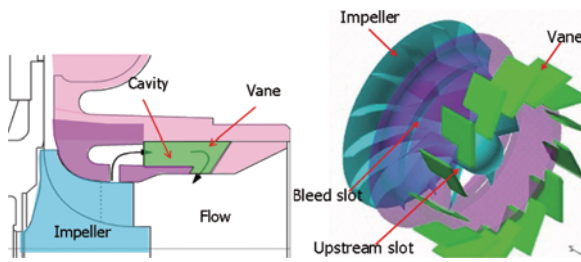
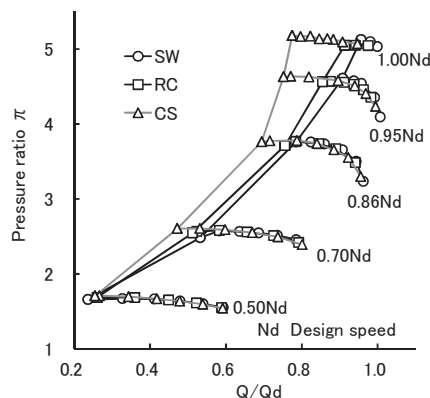


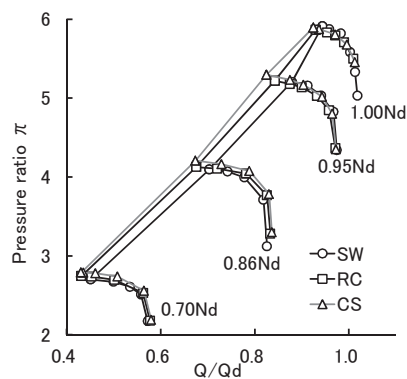
Fig. 14 Recirculation device with counter swirl vane

5. 結言

船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

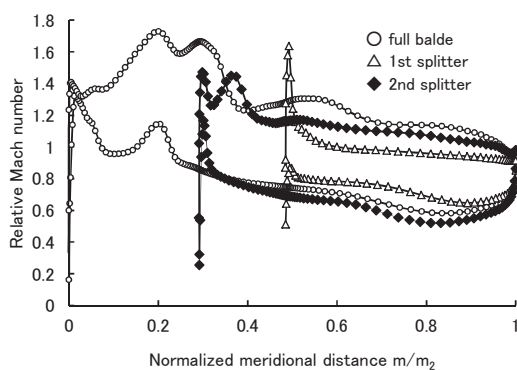


(a) Compressor with vaneless diffuser



(b) Compressor with vanned diffuser

Fig. 15 Measured C2 compressor performance

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

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り組んでいく所存である。

参考文献

- (1) 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ベット線図を示す。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

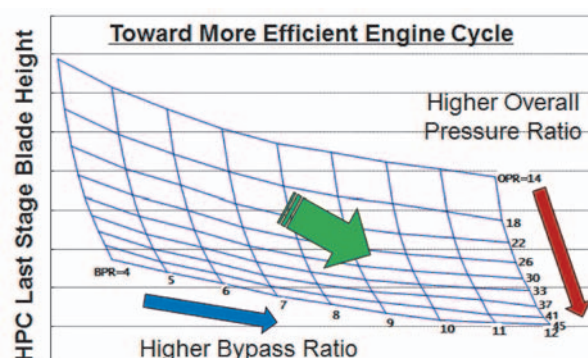


Fig. 1 Effect of OPR and BPR on HPC last stage blade height

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， C_p は定圧比熱， ΔT は圧縮機全温上昇， Z は段数， U_m 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。

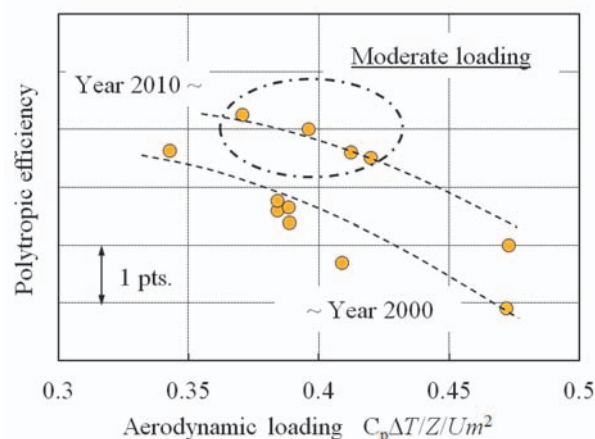


Fig. 2 Compressor efficiency vs. aerodynamic loading

原稿受付 2013年1月16日

*1 (株)IHI 航空宇宙事業本部

〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

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として、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)。

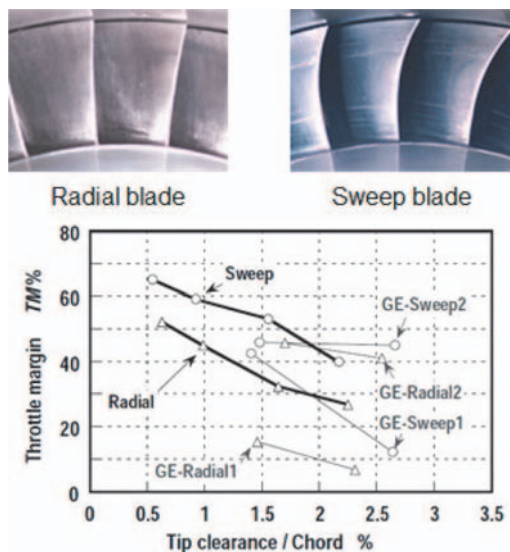


Fig. 3 Comparison of throttle margin between Radial and Sweep blades; tip Mach number = 0.3⁽³⁾.

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で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⁾。

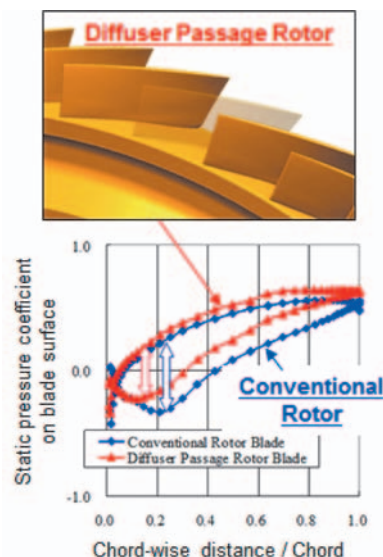


Fig. 4 Concept of Diffuser Passage Rotor⁽⁴⁾

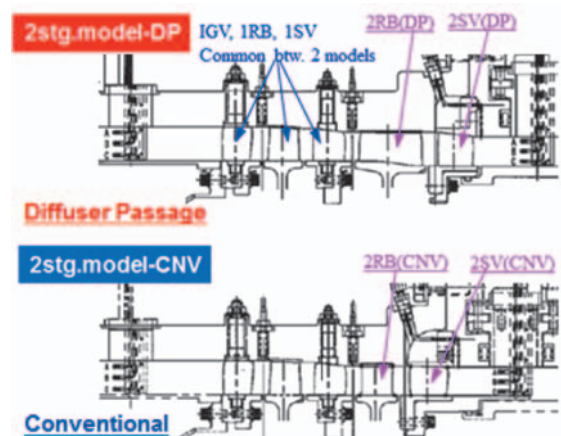


Fig. 5 2-stage rigs with DP and CNV in 2nd stage⁽⁵⁾

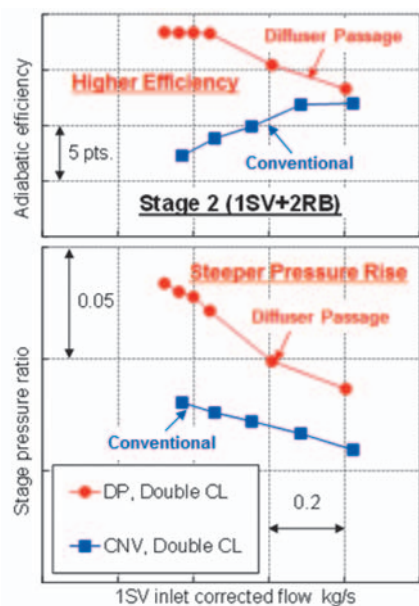


Fig. 6 Measured 2nd stage performance of 2-stage rigs ⁽⁵⁾.

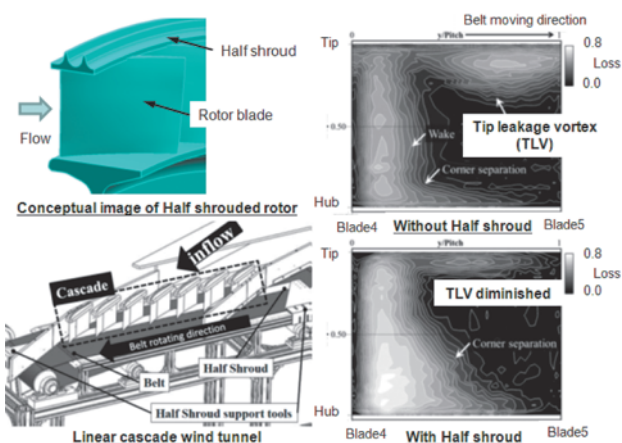


Fig. 7 Linear cascade test of half shroud rotor with tip clearance of 4% blade height; pressure loss at exit ⁽⁶⁾

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、

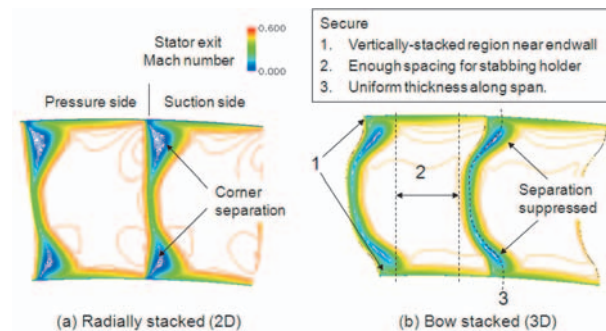


Fig. 8 Bow stator design considering manufacturability.

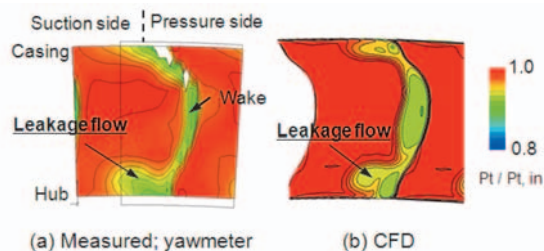


Fig. 9 Leakage flow at Stator 1 exit of Rig in Fig. 5.

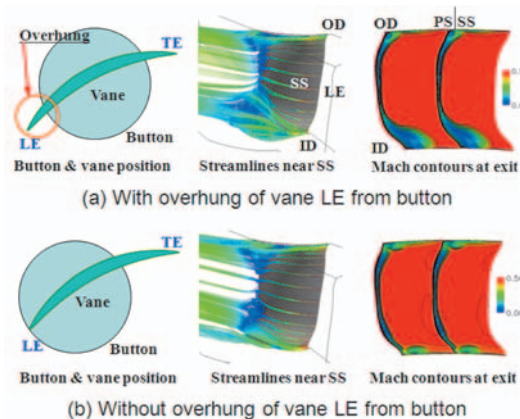


Fig.10 Mitigation of VSV leakage flow ⁽⁵⁾.

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⁽¹⁰⁾、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 μ m）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⁽¹³⁾。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⁽¹⁴⁾や周方向トリートメント⁽¹⁵⁾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、ブリス্ক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、ブリス্ক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。ブリス্ক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。

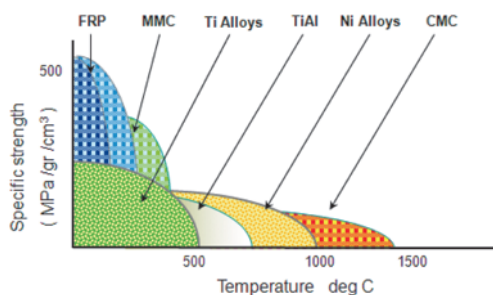


Fig.11 Specific strength and temperature of materials used in aircraft engines ⁽¹³⁾.

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、ブリス্ক構造が採用されつつある。ブリス্ক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) を適用したブリス্ক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ス্ক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。

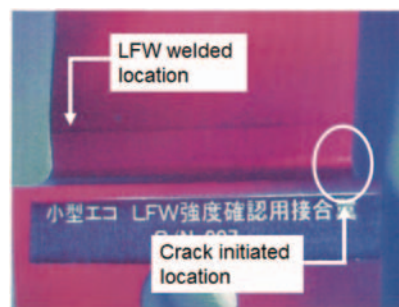


Fig.12 LFW blade sample after high cycle fatigue test ⁽¹⁾.



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

6.2 開発期間の短縮 —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⁽⁶⁾。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。

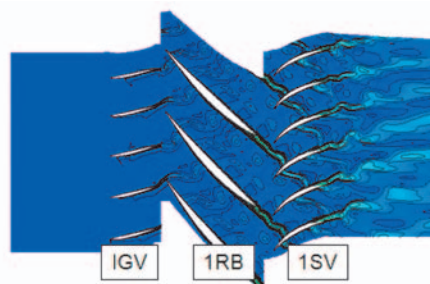
近年の圧縮機では、高性能化のための三次元設計や薄翼の採用に伴い、運用範囲において全ての固有振動モードと前後翼次数との共振回避を実現することは難しい。回避しきれない共振点の翼振動応答量をできるだけ早い段階に把握することが開発期間の短縮につながる。CFDとFEMを組み合わせた翼振動応答予測手法は90年代前半から開発が本格化し、近年は三次元非定常段解析を用いた高精度な手法も報告されている。図14では、上流静翼ウェークにより励振される1段動翼の応答量を予測している⁽¹⁷⁾。2-3S、5Tモードは、試験結果と定量的に良く一致している。一方、4Fモードでは、応答量が2-3Sよりも小さく、5Tよりも大きい点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⁽⁸⁾。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⁽¹⁹⁾。

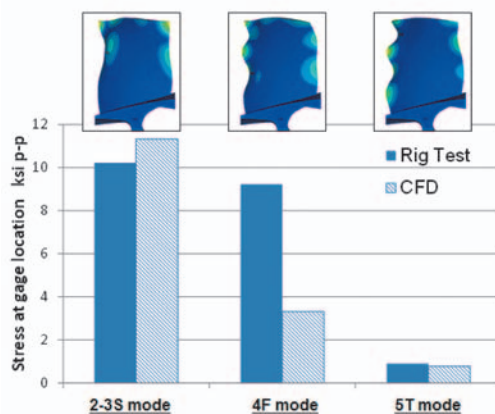
7. 最新の圧縮機開発事例

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.

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

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。

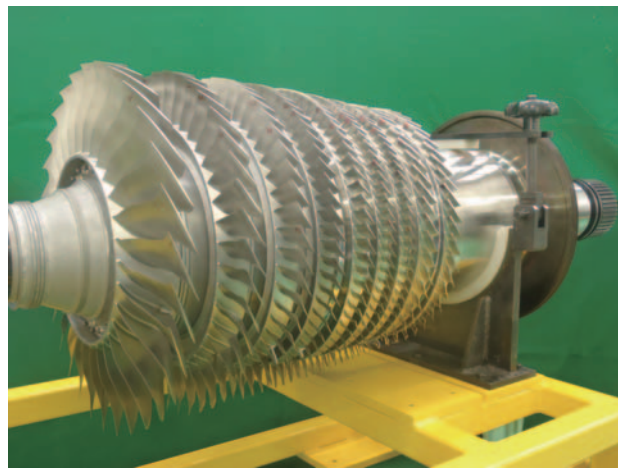


Fig.15 9-stage compressor rotor assembly developed in ECO-engine project.

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. 参考文献

- (1) 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, 船崎健一, 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.

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}
TAKAHASHI Yasuo

柴田 貴範^{*1}
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、圧縮機の作動点に変化し、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

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。

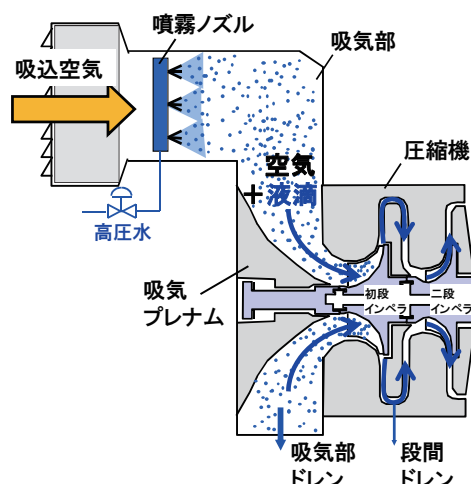


図1 WACシステムを設置したガスタービン圧縮機

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

〒312-0034 ひたちなか市堀口832-2

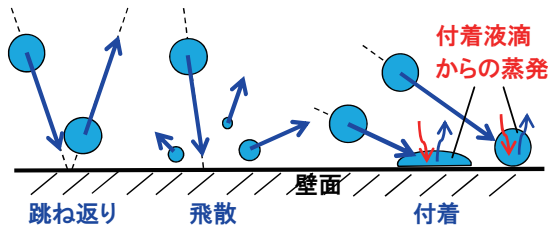


図2 液滴の壁面との相互作用

2.2 液滴蒸発を考慮した流れ解析手法

圧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、

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

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。

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

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、

$$m_d C_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = \pi D_d k_d (T_G - T_d) Nu_d + \frac{dm_d}{dt} L_{lv} \quad (2.3)$$

で記述され、 T_G ：気流の温度、 T_d ：液滴の温度、 $C_{p,d}$ ：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、

$$Nu_d = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr_G^{1/3} \quad (2.4)$$

を用いる。 Re_d 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、

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

②液滴温度が沸点を下回る場合、

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

$$Sh = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (2.7)$$

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）で表わされるシャウウッド数、 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¹⁰⁾。

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。Case 1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 We_{imp} 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、

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

で定義される。ここに、 ρ_d ：液滴の密度、 $v_{d,n}$ ：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¹²⁾。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。

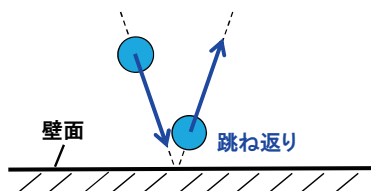


図3 跳ね返りモデル (Case 1)

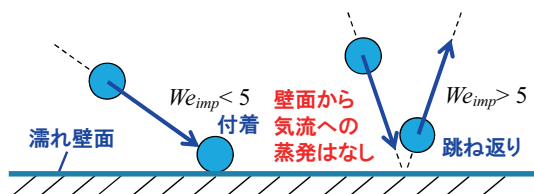


図4 付着モデル (Case 2)

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	ドライ	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 [°C]	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、バンド、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

一格子位置は $y^+=30$ 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-span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 $k-\epsilon$ 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⁽³⁾を基に均一粒径10 μm 、解析に用いる代表粒子数は 5.0×10^6 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。

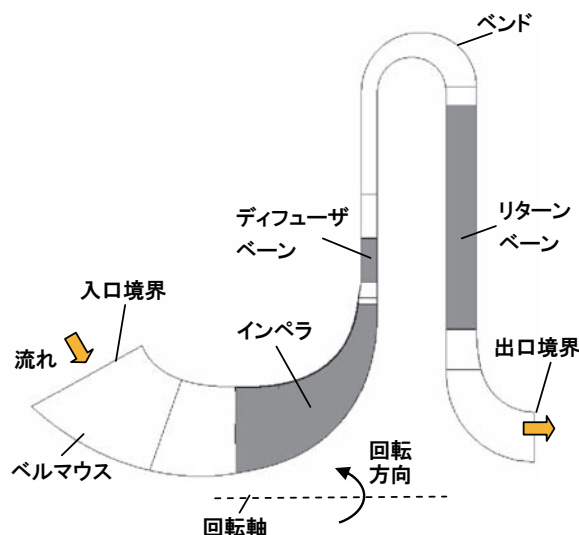


図5 遠心圧縮機初段解析モデル

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 [°C]	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、バ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Case 2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、Case 1とCase 2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。

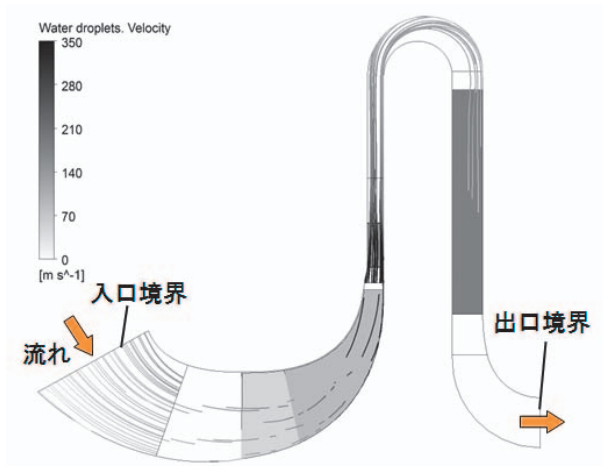


図6 圧縮機内の液滴軌跡（子午面断面）

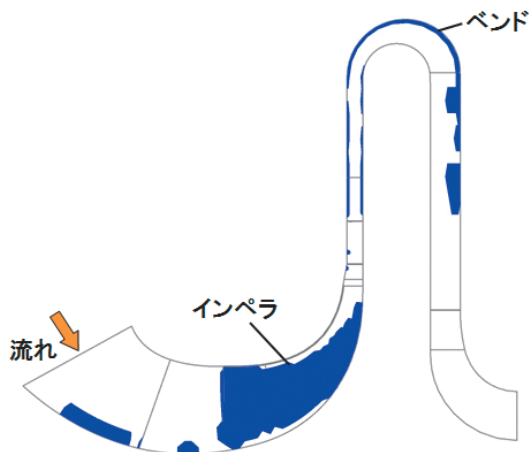


図7 液滴の付着箇所（子午面断面）

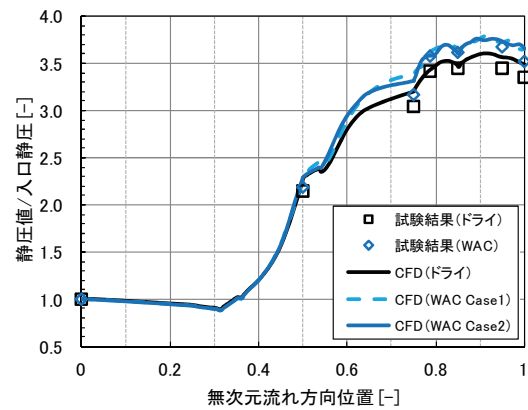


図8 静圧比の初段流れ方向分布

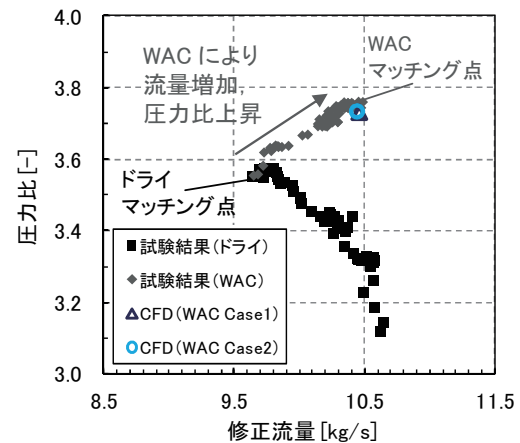


図9 流量・圧力比マップ

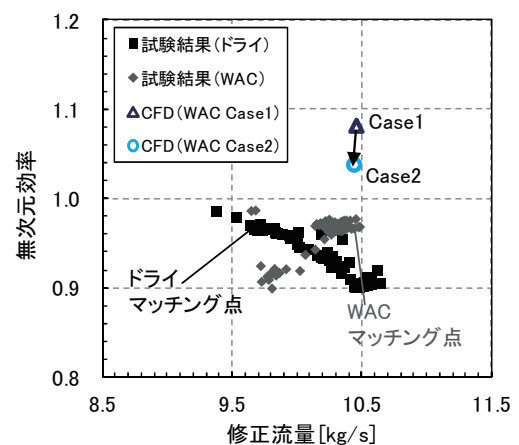


図10 流量・効率マップ

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ぼ一定であり、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、Case1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Case 2 では、Case 1 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。Case 2 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。

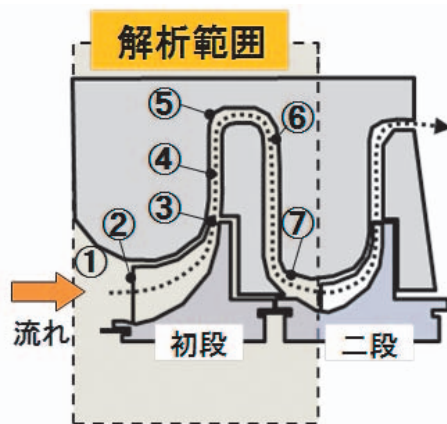
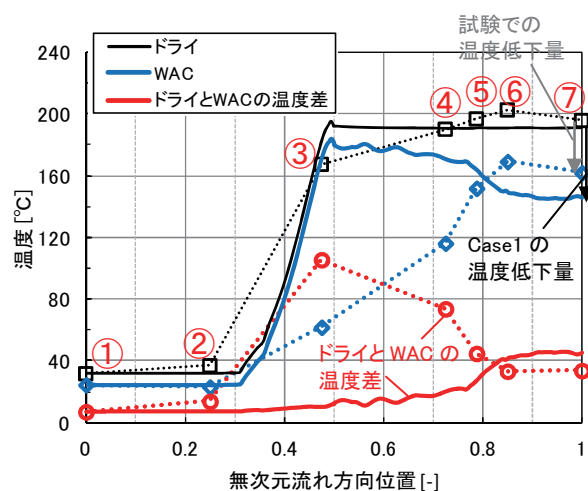
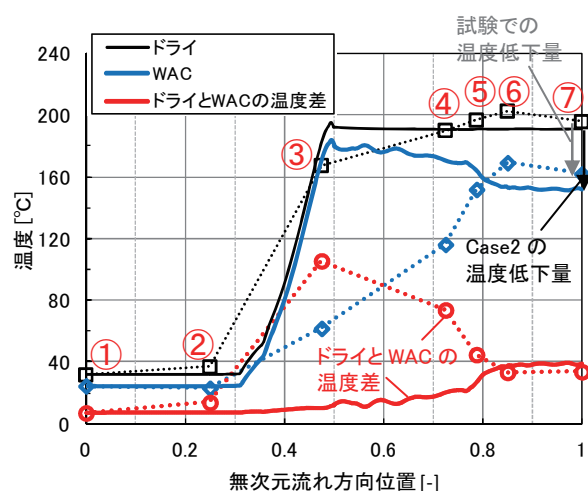


図11 温度計測位置

図12 温度の流れ方向分布（Case 1）
実線：CFD結果、点線：試験結果図13 温度の流れ方向分布（Case 2）
実線：CFD結果、点線：試験結果

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¹⁴⁾¹⁵⁾。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%20Technology/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., Munding, 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

恵比寿 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，ディーゼルエンジン，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プ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

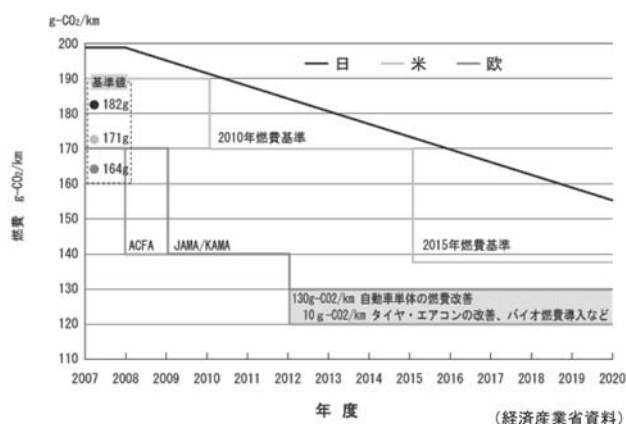


図1 各地域の燃費規制の動向

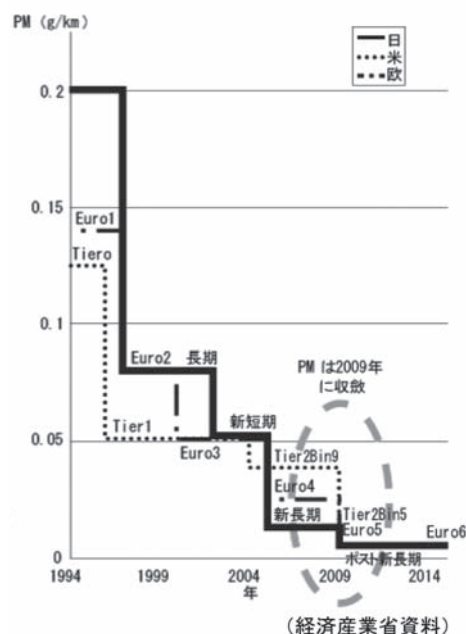
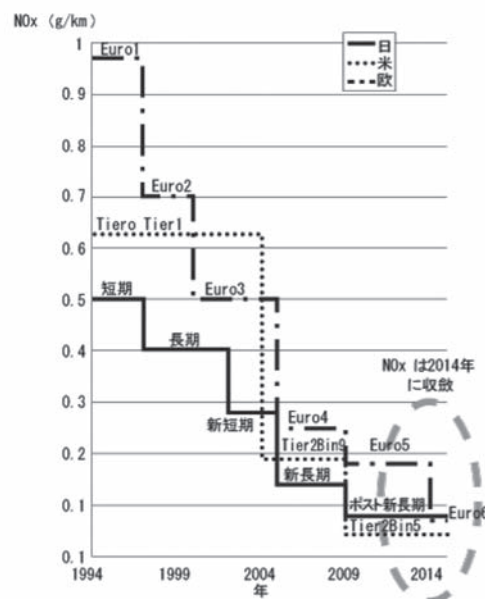


図2 各地域の排出ガス規制の動向

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(株)汎用機・特車事業本部では30Lクラスの船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、車両メーカーにおけるニーズとそれを满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。

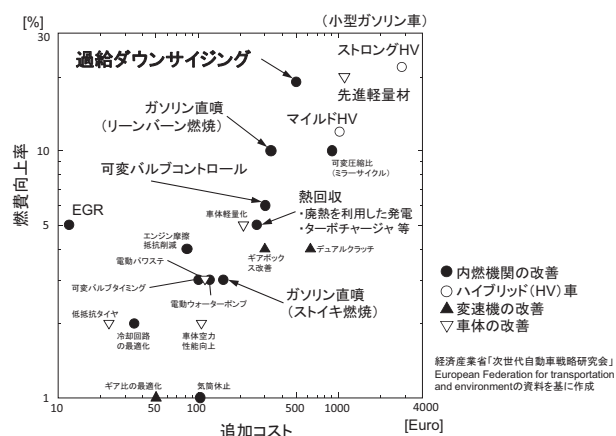


図3 燃費向上のための技術比較

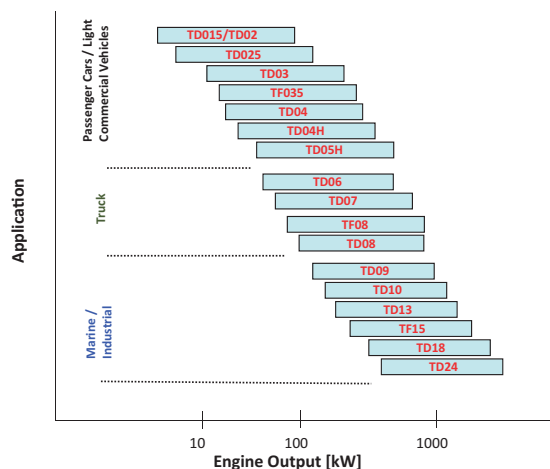


図4 当社汎用機・特車事業本部の過給機ラインナップ

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なく、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。

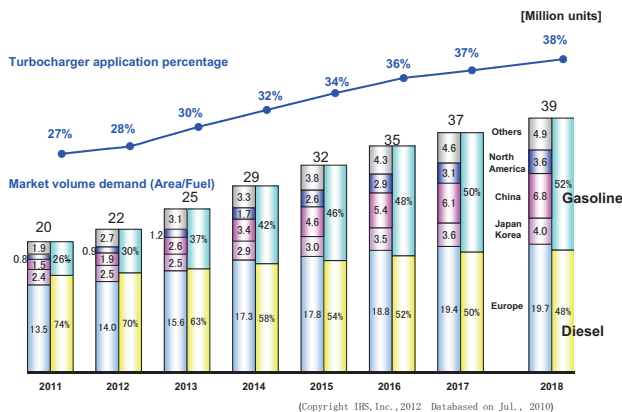


図5 過給機需要の推移

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NO_x(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、NO_x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NO_x低減には無く

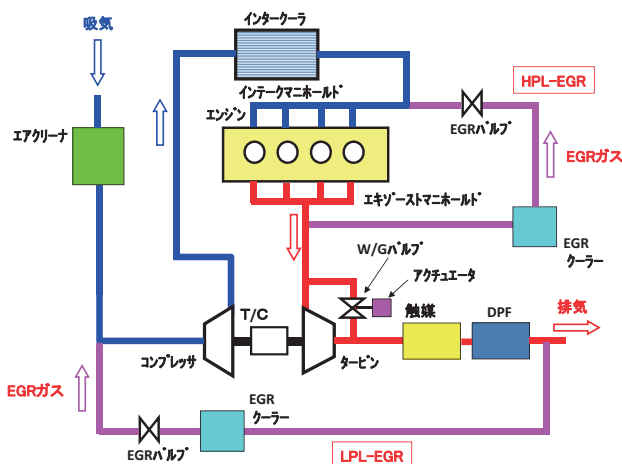


図6 EGR(HPL-EGR, LPL-EGR)の概念図

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、ブレイク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。

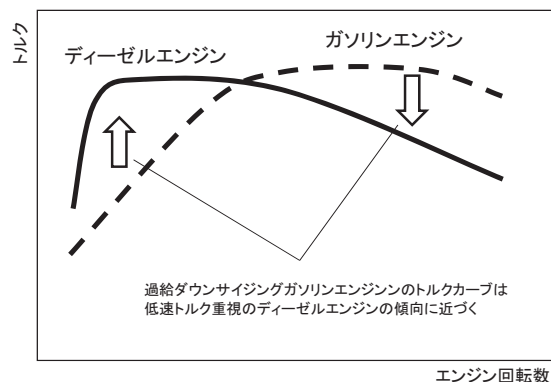


図7 過給ダウンサイジングガソリンエンジンのトルク特性

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。ターボチャージャー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

η_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 ($d\omega/dt$) 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_t) 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/C_0 , U : タービン周速, C_0 : 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、一部のメーカーに採用されている。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。

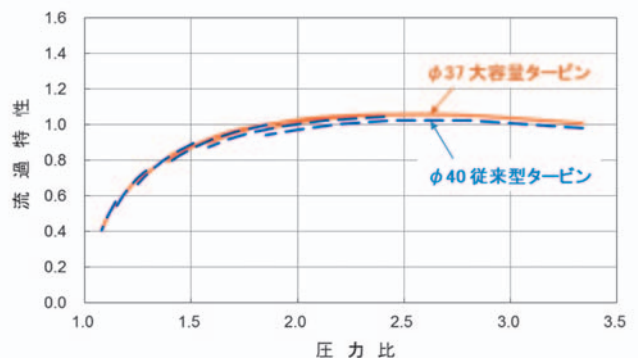


図8 大容量タービン

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。

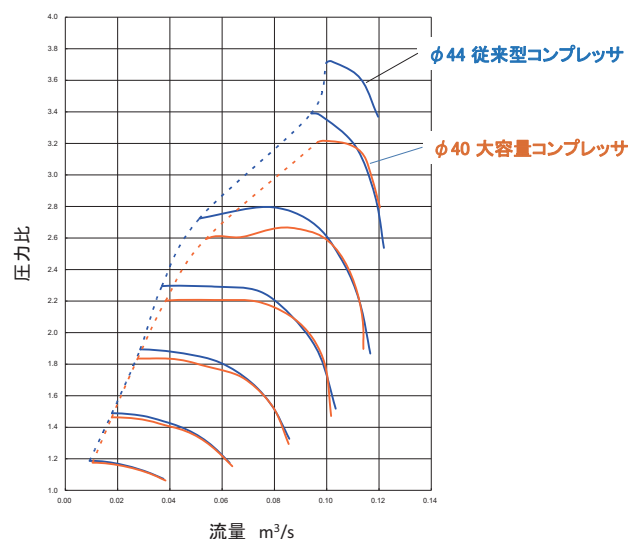


図9 大容量コンプレッサ

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

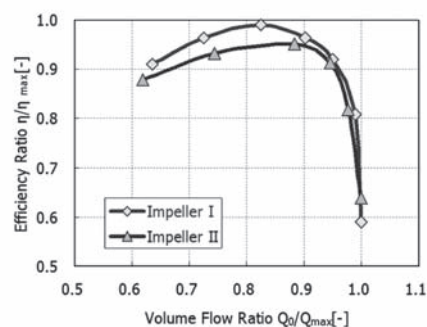
ここ数年の、コンプレッサ性能における最もニーズの高い要求は作動レンジの拡大である。ガソリン過給ダウンサイジングエンジンにおいては、エンジン低速で高いトルクを発生する設定となっており、サージラインをより低流量側に移動させることで低速トルクのさらなる向上が可能となる。この要求は低速トルクと最高出力の向上を狙って可変容量タービンを採用するディーゼル向け過給機のコンプレッサにおいても同様である。

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

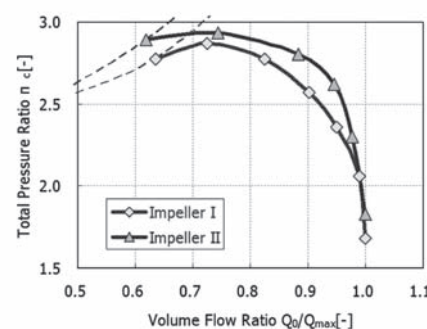
II の効率、圧力比、作動レンジ（流量）を比較したものである。図11は最高効率点(a)、サージ点(b)付近の流動を非定常解析により確認した結果である。作動レンジの広いインペラ II では翼前縁シュラウド付近から発生した流れ渦が崩壊し、常にシュラウド部全周が失速している様相を示している。この失速領域により、結果的に翼全体の流路が狭まることとなり、サージ特性が向上しているものと考えられる。これに対し、レンジの狭いインペラでは流れ渦の崩壊が見られず、サージ点付近では周方向に失速領域が移動する旋回失速の様相を示していることが分かってきた⁽³⁾。

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。



(a) 効率



(b) 圧力比

図10 各インペラの効率、圧力比、流量レンジ比較

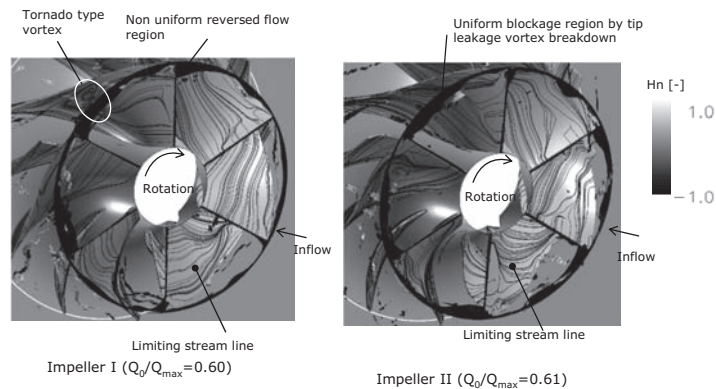
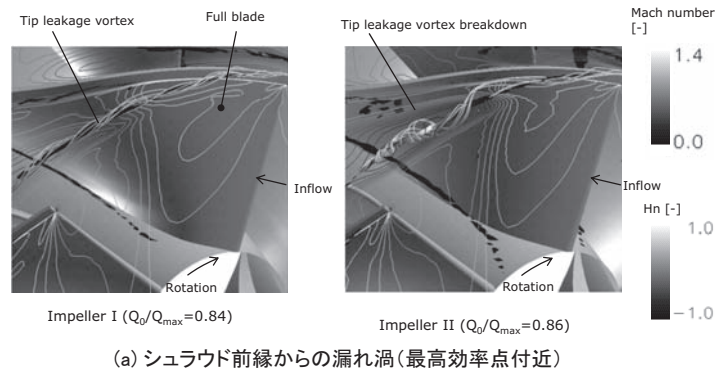


図11 非定常流動解析によるインペラ内部流動構造の確認

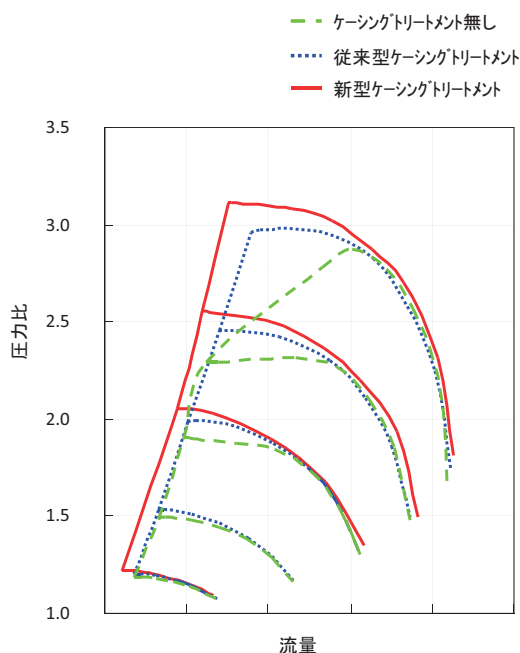


図12 ケーシングトリートメントによる作動レンジの拡大

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。

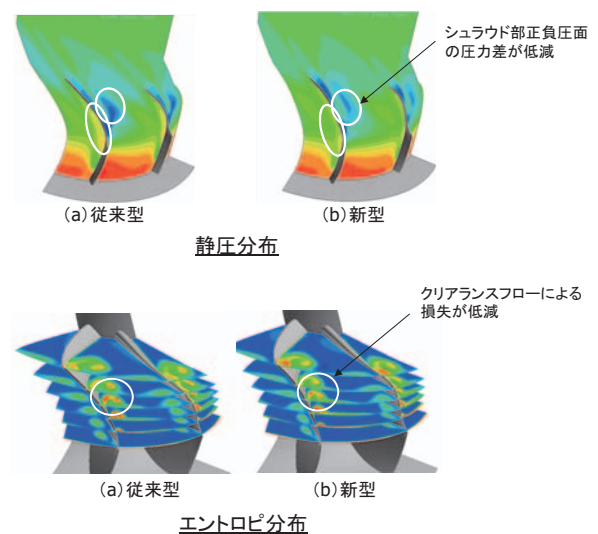


図13 新型タービンの損失低減効果

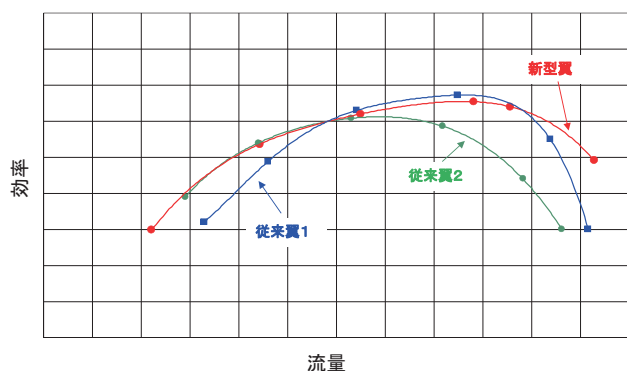


図14 新型タービンの性能

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NO_x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NO_x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NO_x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。

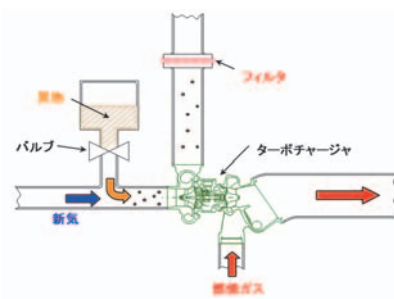
3.4.2 触媒活性化時間短縮

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。



(a) コーティング無し

(b) コーティング有り



異物混入試験装置概要

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、2 mm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。

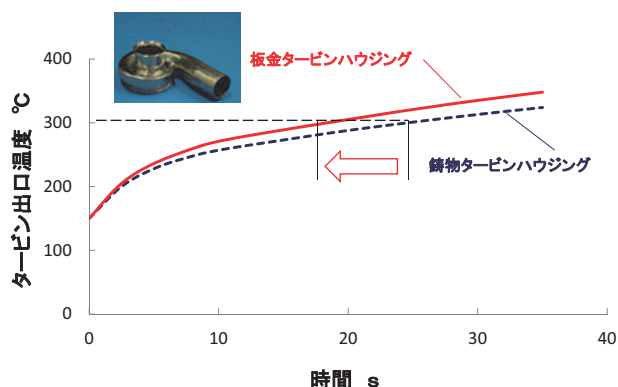


図16 板金化によるタービン出口温度上昇時間改善

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ー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った動きもあり、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思われる。

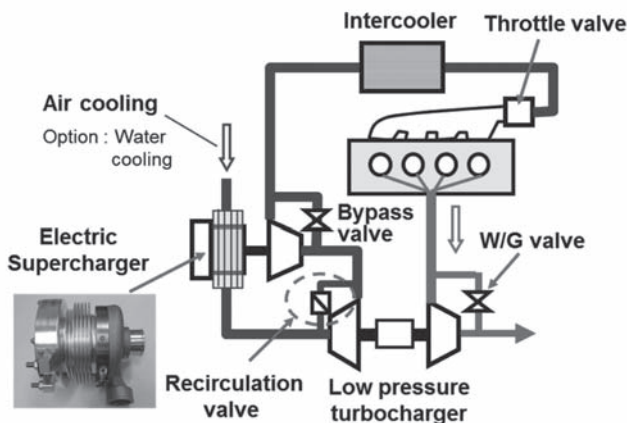


図17 電動2ステージターボシステム図

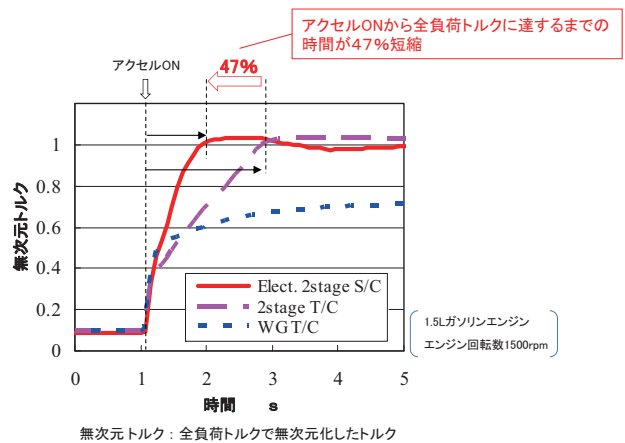


図18 過渡応答時間比較

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

- (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 CO₂ of flue gas of coal-fired power stations and to separate recovered CO₂ 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 CO₂ 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、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ルタービン (MORIT) を提案し、バイオマス燃料副産品 (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。高温高压の蒸気 (主蒸気) は、高压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

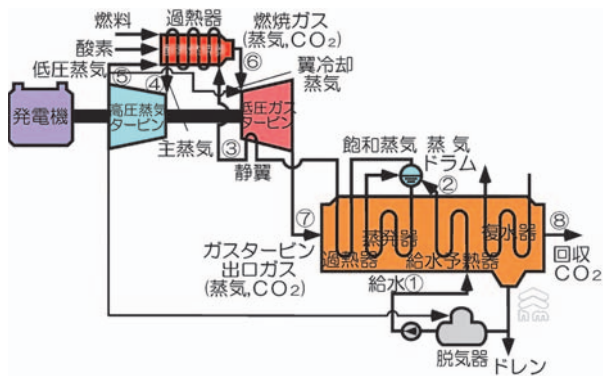


Fig.1 System diagram of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT)

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変わる（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。

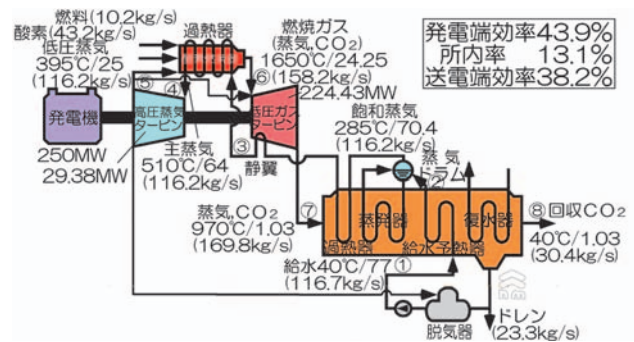


Fig.2-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 64kg/cm²A

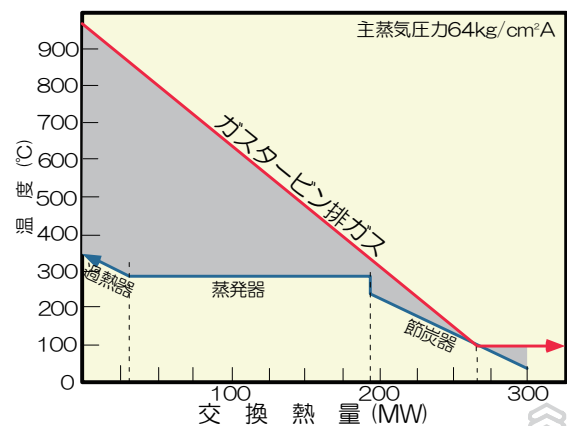


Fig.2-2 Heat exchange diagram on HRSG At 64kg/cm²A

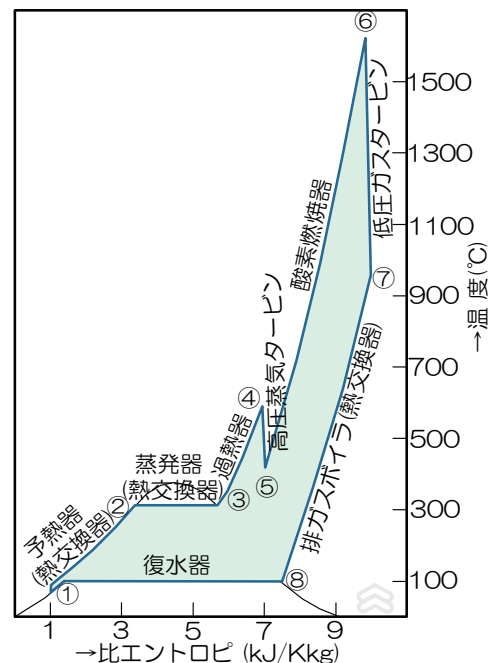


Fig.2-3 TS Diagram of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 64kg/cm²A

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。

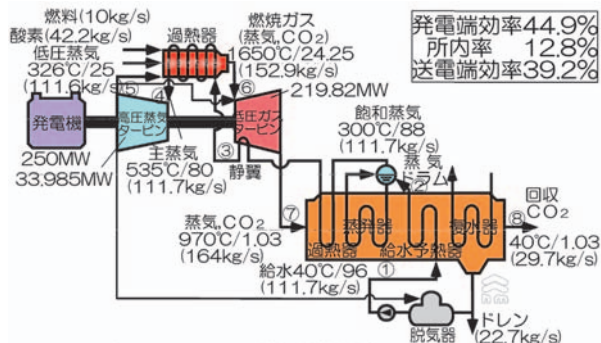


Fig.3-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 80kg/cm²A

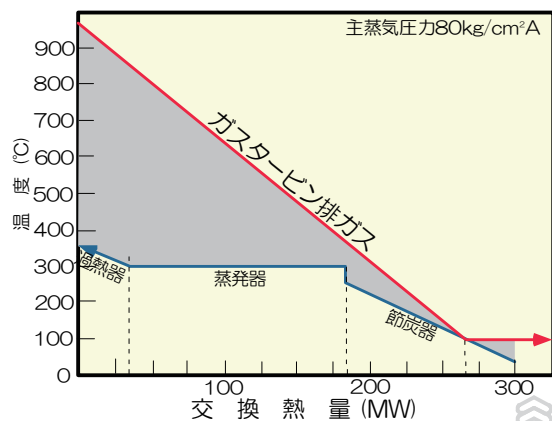


Fig.3-2 Heat exchange diagram on HRSG at 80kg/cm²A

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

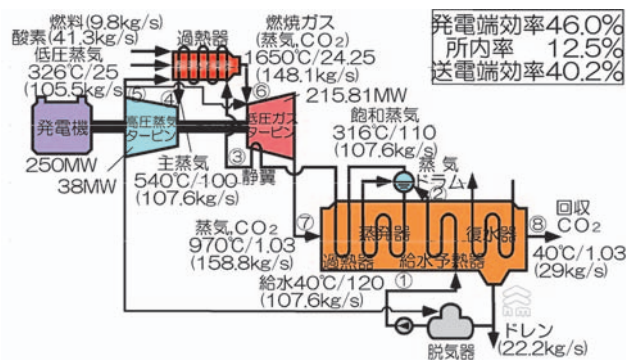


Fig.4-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 100kg/cm²A

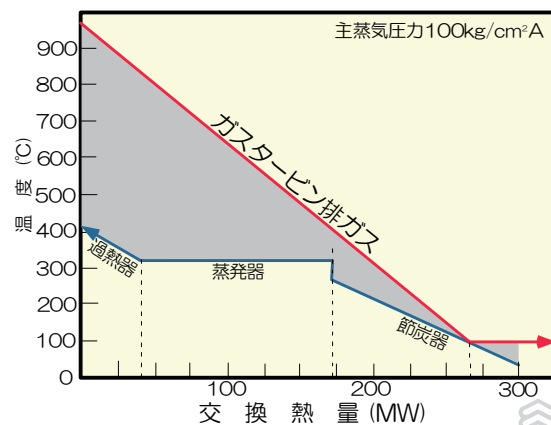


Fig.4-2 Heat exchange diagram on HRSG at 100kg/cm²A

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が増加するが，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。

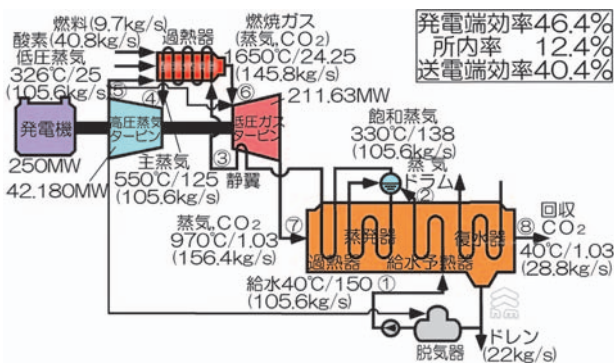


Fig.5-1 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 125kg/cm²A

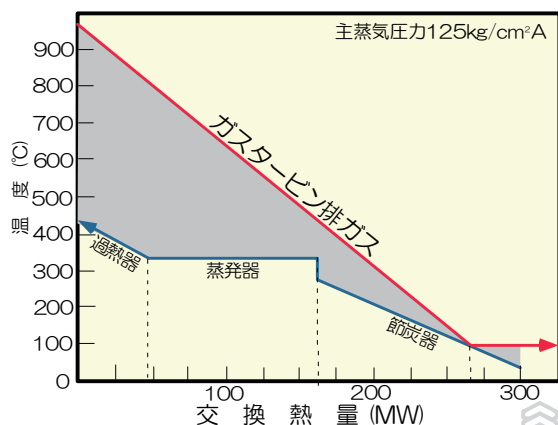


Fig.5-2 Heat exchange diagram on HRSG at 125kg/cm²A

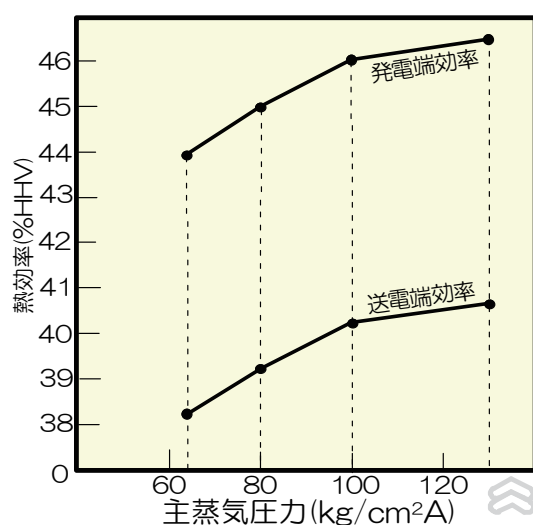


Fig.6 Relationship between main steam pressure and thermal efficiency

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。

通常の高圧タービンと異なり、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。

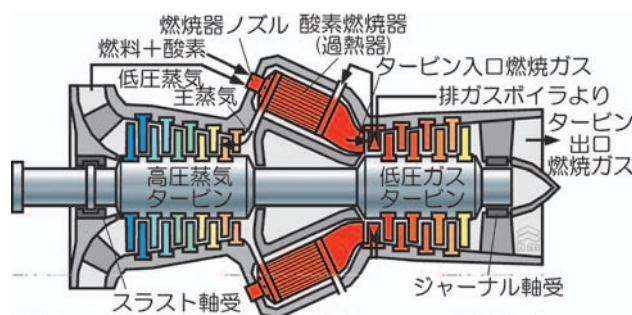


Fig.7 Conceptual figure of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT)

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⁾。

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+CO ₂	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂
温度(°C)	40	20	510	395	395	1,650	970	97
圧力(kg/cm ²)	31.25	31.25	64	25	25	24.25	1.03	1.03
CH ₄ (mol/s)	638	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ O(mol/s)	12	0	6,448	5,803	645	7,091	7,736	7,736
CO ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	638	638	638
N ₂ +Ar(mol/s)	0	68	0	0	0	68	68	68
O ₂ (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

Table. 2 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 80kg/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+CO ₂	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂
温 度(°C)	40	20	535	370	370	1,650	970	97
圧 力(kg/cm ²)	31.25	31.25	80	25	25	24.25	1.03	1.03
CH ₄ (mol/s)	624	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ O(mol/s)	11	0	6,196	5,576	620	6,836	7,455	7,455
CO ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	624	624	624
N ₂ +Ar(mol/s)	0	66	0	0	0	66	66	66
O ₂ (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. 3 Heat and mass balance of the modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT) at 100kg/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+CO ₂	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂
温 度(°C)	40	20	540	355	355	1,650	970	97
圧 力(kg/cm ²)	31.25	31.25	100	25	25	24.25	1.03	1.03
CH ₄ (mol/s)	610	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ O(mol/s)	11	0	5,974	5,376	597	6,607	7,204	7,204
CO ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	610	610	610
N ₂ +Ar(mol/s)	0	65	0	0	0	65	65	65
O ₂ (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+CO ₂	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂
温 度(°C)	40	20	550	330	330	1,650	970	97
圧 力(kg/cm ²)	31.25	31.25	125	25	25	24.25	1.03	1.03
CH ₄ (mol/s)	604	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ O(mol/s)	11	0	5,863	5,277	586	6,497	7,083	7,083
CO ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	604	604	604
N ₂ +Ar(mol/s)	0	64	0	0	0	64	64	64
O ₂ (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

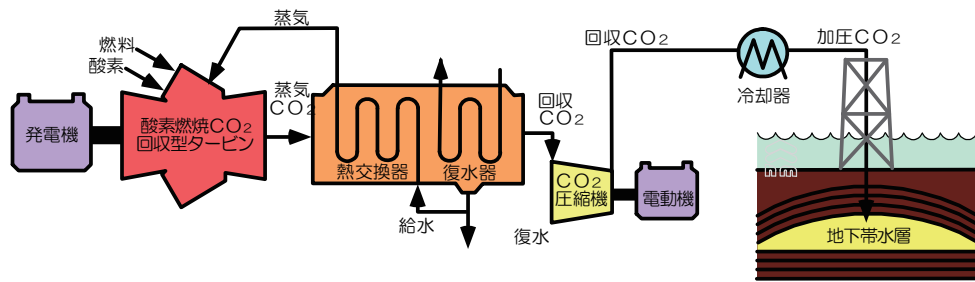


Fig.8 Conceptual figure of CCS using proposed modified oxygen-blow rankine-cycle turbine (MORIT)

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、高温のプ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るので、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。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㈱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 Co-firing, 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山本 誠^{*2}
YAMAMOTO Makoto元祐 昌廣^{*2}
MOTOSUKE Masahiro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

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⁽⁶⁾の研究で確認されている。著者らの従来の研究⁽⁷⁾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 $2 \sim 4D$ 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⁽⁸⁾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

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

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ウ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9孔配置し、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 $40\mu\text{m}$ 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㈱の低流速用MFS⁹⁾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 $D = 4\text{mm}$ を代表長さとする $\text{Re} = 4,680$ に設定した。Nu数の計測不確かさはMoffat¹⁰⁾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 Nusselt Number

Parameters	Typical value	Typical error	Error in Nu
$q_w [\text{W/m}^2]$	1104.8	1.85	0.2 %
$T_w [^\circ\text{C}]$	38.0	0.51	7.9 %
$T_j [^\circ\text{C}]$	32.0	0.52	9.4 %
$D [\text{m}]$	0.004	1.0×10^{-5}	0.2 %
$A [\text{m}^2]$	0.0156	2.0×10^{-8}	0.0 %
$k [\text{W/m/K}]$	0.0272	7.4×10^{-4}	2.6 %
RSS error			12.6 %
Max error			20.4 %

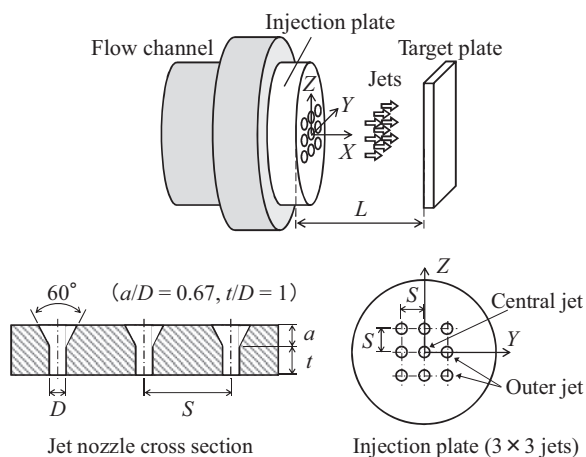


Fig. 1 Test Section

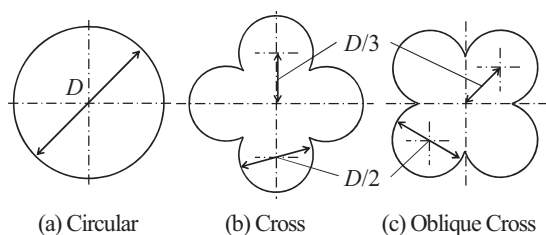


Fig. 2 Jet Hole Shape

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

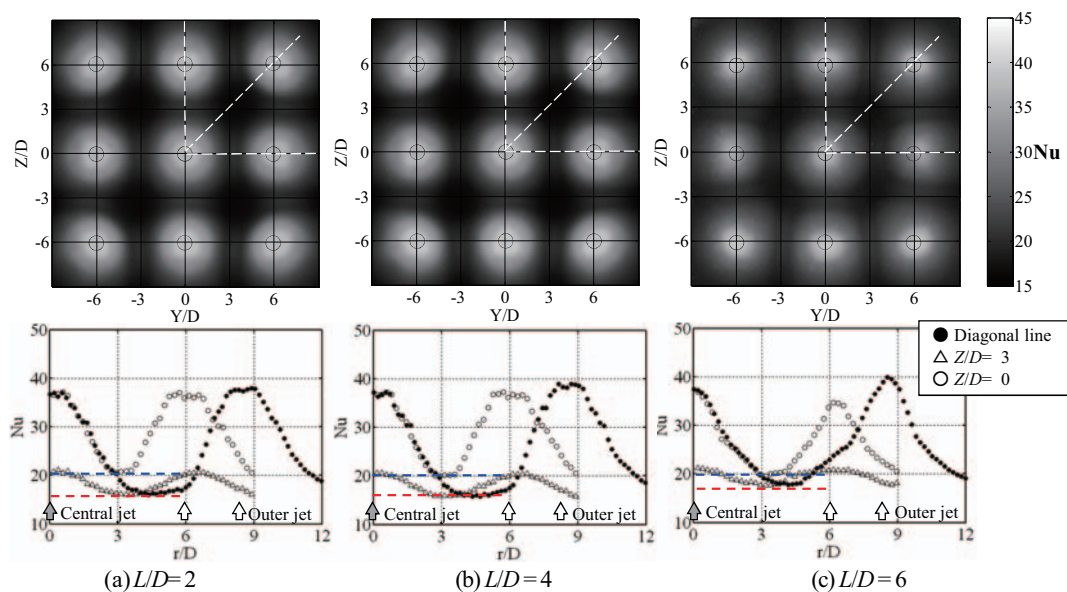


Fig. 3 Nusselt Number Distribution of Circular Jet

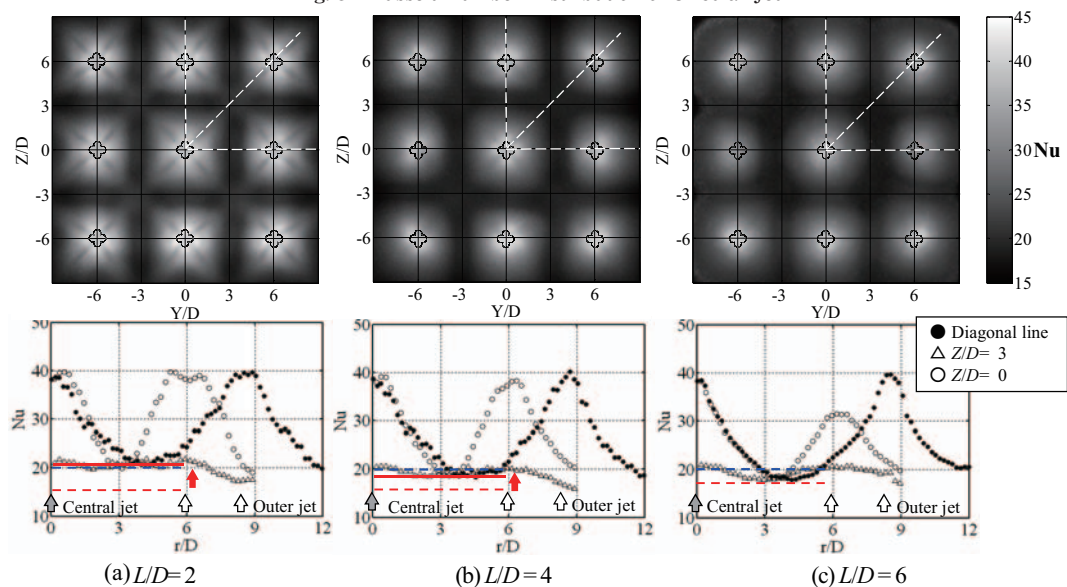


Fig. 4 Nusselt Number Distribution of Cross-shaped Jet

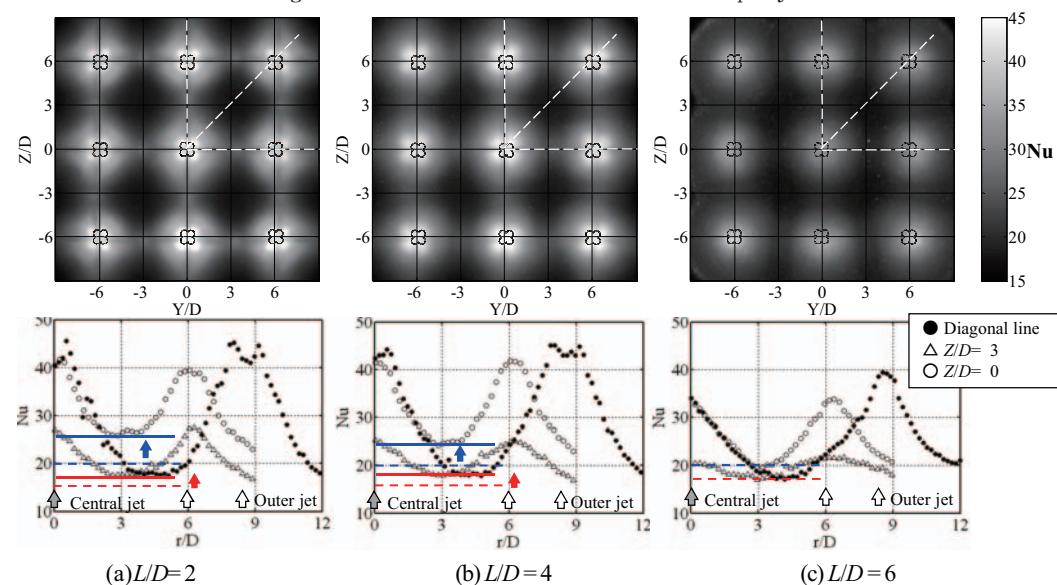


Fig. 5 Nusselt Number Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

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 $Nu = 4 \sim 5$ 、斜十字形噴流では最隣接噴流との間で $Nu = 5 \sim 6$ 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。 $L/D = 2 \sim 6$ 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

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、 $\gamma = 99\%$ (1%)の位置に○印を付した。 $\gamma = 99\%$ (1%)は、Simpsonら⁽¹⁾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。 $\gamma = 50\%$ 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⁽⁷⁾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 $\gamma = 50\%$ に近づくものの、円形噴流と同様の傾向を示し、図8(a)

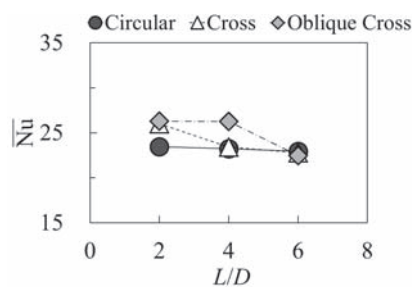


Fig. 6 Area Averaged Nusselt Number

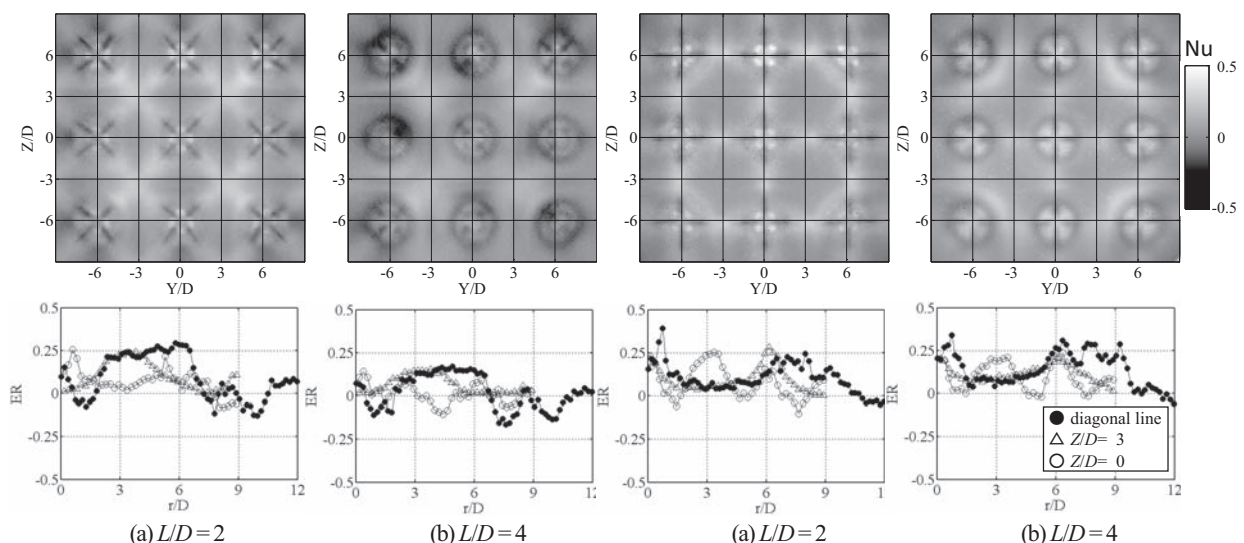


Fig. 7 ER Distribution of Cross-shaped Jet

Fig. 8 ER Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

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11に $Z/D = 0$ 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、右側の巻き下がり流れ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 $3.5 \leq r/D \leq 6.5$ 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 $2.5 \leq Y/D \leq 4$ 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 $\gamma = 50\%$ 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 $1.4 \leq Y/D \leq 4.8$ 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 $4 \leq r/D \leq 6$ の範囲で突出した

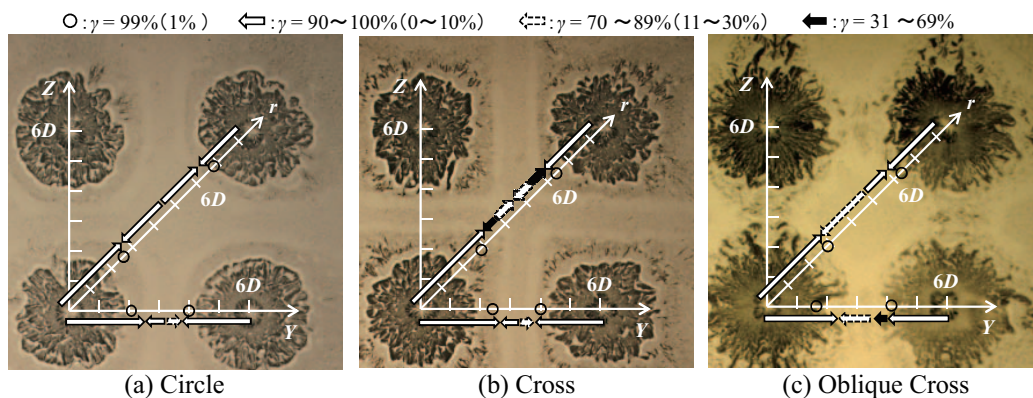
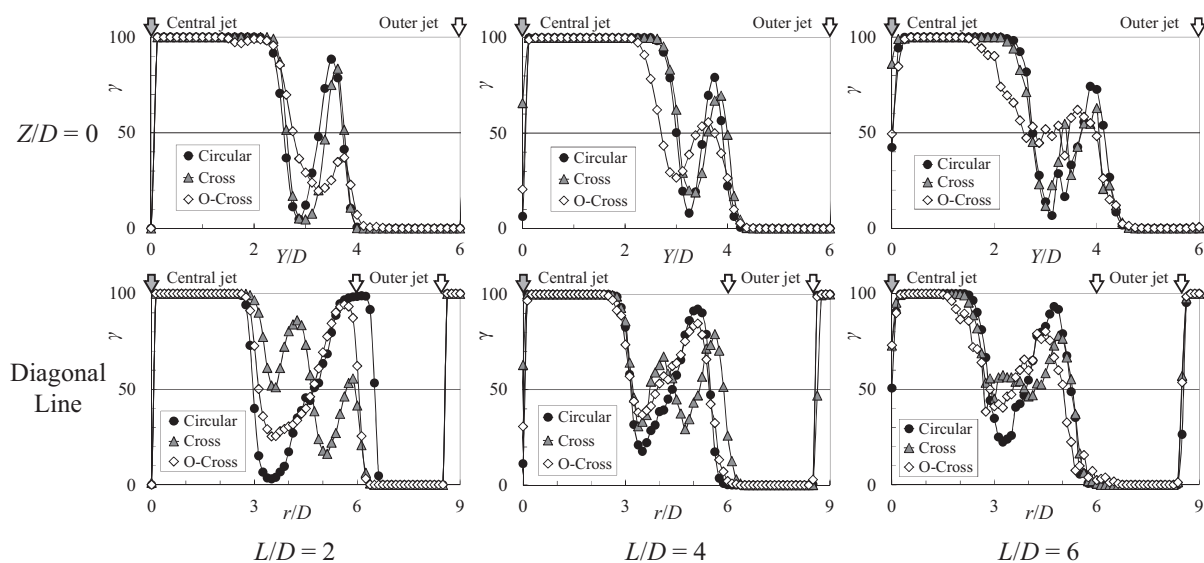
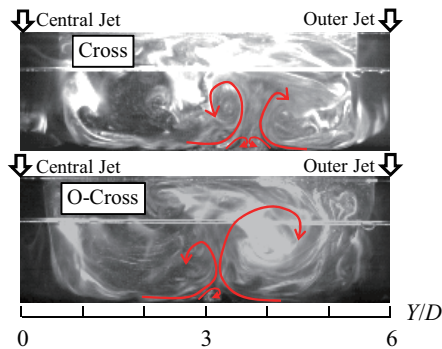
Fig.9 Path Line at $L/D = 2$ 

Fig.10 Time Averaged Forward Flow Fraction

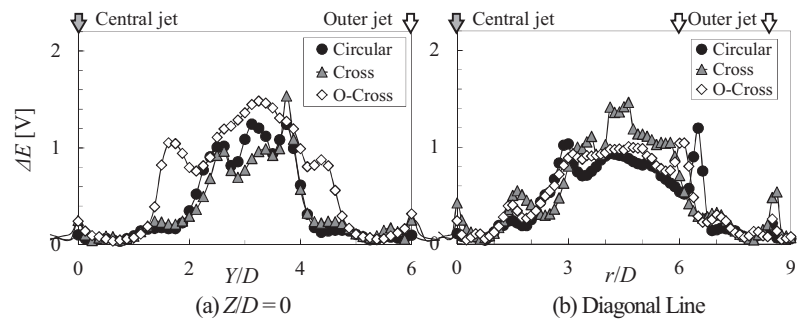
Fig.11 Streakline along $Z/D = 0$ ($L/D = 2$)

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 $3 \leq r/D \leq 6$ 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、局部的に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]

\bar{E} : MFS平均出力電圧 [V]

E_i : MFS出力電圧 [V]

ΔE : TTS変動成分 $= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (E_i - \bar{E})^2}$ [V]

ER : エンハンスメント率 $= (\text{Nu}_{\text{十字}} - \text{Nu}_{\text{凹}}) / \bar{\text{Nu}}_{\text{凹}}$

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 $= q_w \cdot D / k / (T_w - T_j)$

$\bar{\text{Nu}}$: 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 $= U_{\text{ref}} \cdot D / \nu$

S : 噴流孔間隔 [m]

t : 噴流孔スロット長さ [m]

T_j : 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

γ : 時間平均順流率 = 順流時間 / 計測時間 $\times 100$ [%]

ν : 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, 本阿弥真治, “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.

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妹尾 茂樹^{*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

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

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

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るが、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

A	: 流路幅
c	: 翼コード長
c_{ax}	: 翼軸方向コード長
M	: 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_{TE}	: 後縁ウェッジ角
$\alpha_{1,2}$: 流入角, 流出角
$\alpha_{in,out}$: 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)
γ_{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

翼列状定義法的主要設計変数を図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 $P_0 \sim P_4$ 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 P_4 と圧力面最上流の制御点 P_5 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。

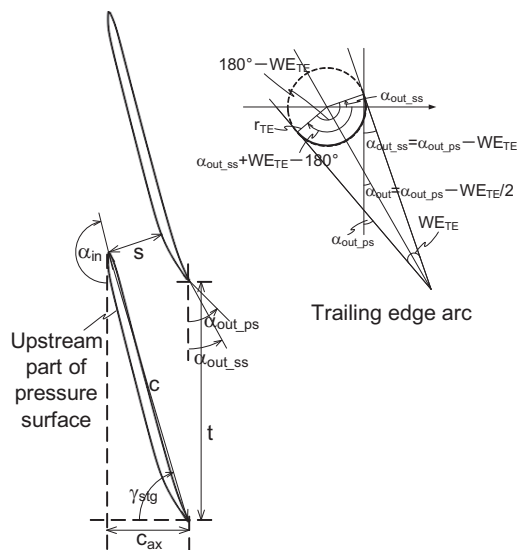


Fig. 1 Definition of Cascade geometry

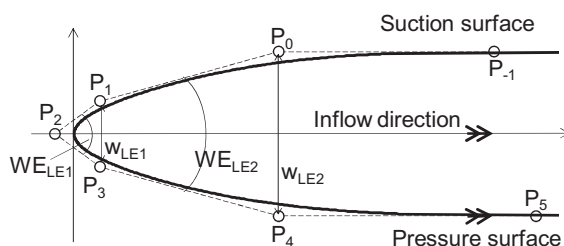


Fig. 2 Double wedge type Leading edge
(P_i : control points for the NURBS curve)

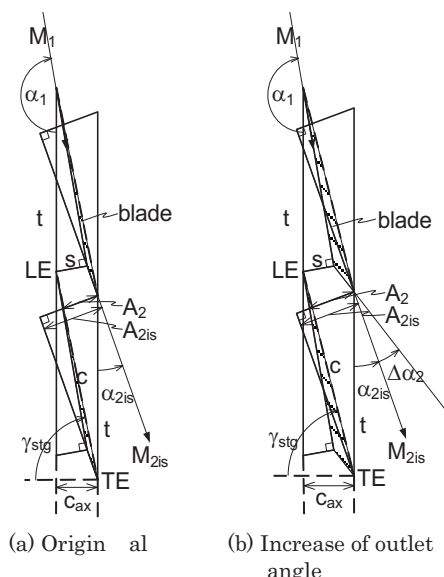


Fig. 5 Cascade configuration in large pitch-to-chord ratio

四つの修正角 $\Delta\alpha_2$ 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 $\Delta\alpha_2=0, 5, 10, 15^\circ$ 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 A_2 が小さくなり、 A_2 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 $\Delta\alpha_2$ が最も大きい 15° の場合でも、出口流路長 A_2 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(A_2 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れが、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 Re_2 は約 10^6 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 $\Delta\alpha_2 \approx 10^\circ$ 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 $\Delta\alpha_2 \approx 10^\circ$ 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 $WE_{TE}=16^\circ$ 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 $WE_{TE}=16^\circ$ 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。

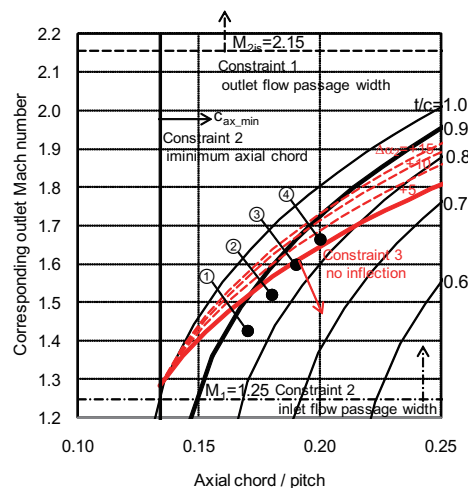


Fig. 6 Allowable design space

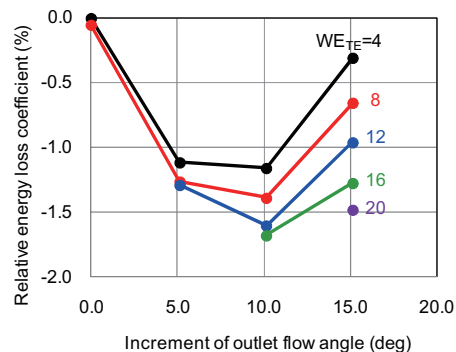
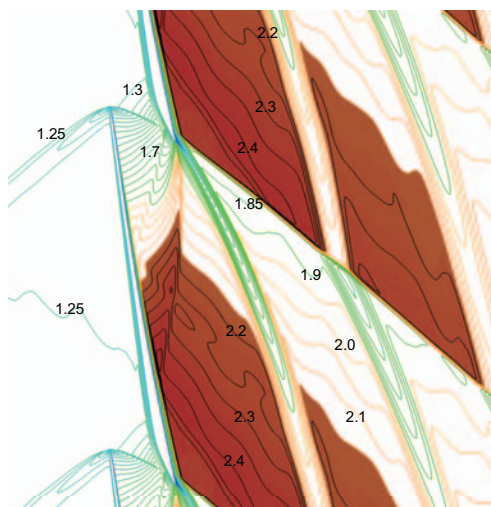


Fig. 7 Relative energy loss coefficient

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

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。

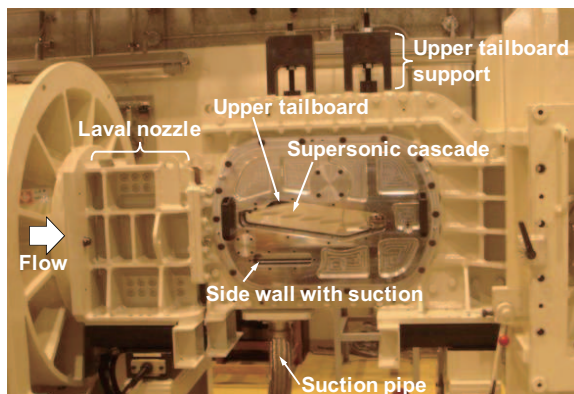


Fig. 9 Supersonic cascade wind tunnel

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 $\Delta\alpha_2$ は 12.5° 、後縁ウェッジ角 WE_{TE} 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 2.3×10^6 である。

Table. 2 Design parameters of test cascades

Design parameters	Unit	Symbol	Value
Inlet flow angle	deg	α_1	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	$\Delta\alpha_2$	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

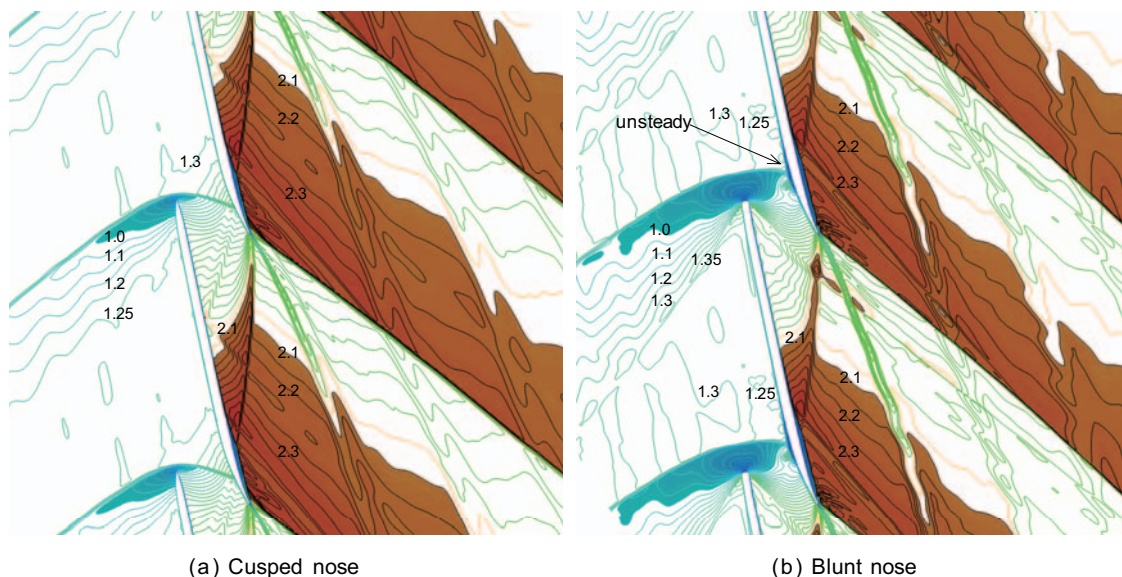


Fig. 10 Mach number contours, Increment 0.05, tinted shaded areas near the leading edge denote subsonic flow, dark shaded areas downstream from the flow passage denote overexpansion region where Mach number exceeds 2.1

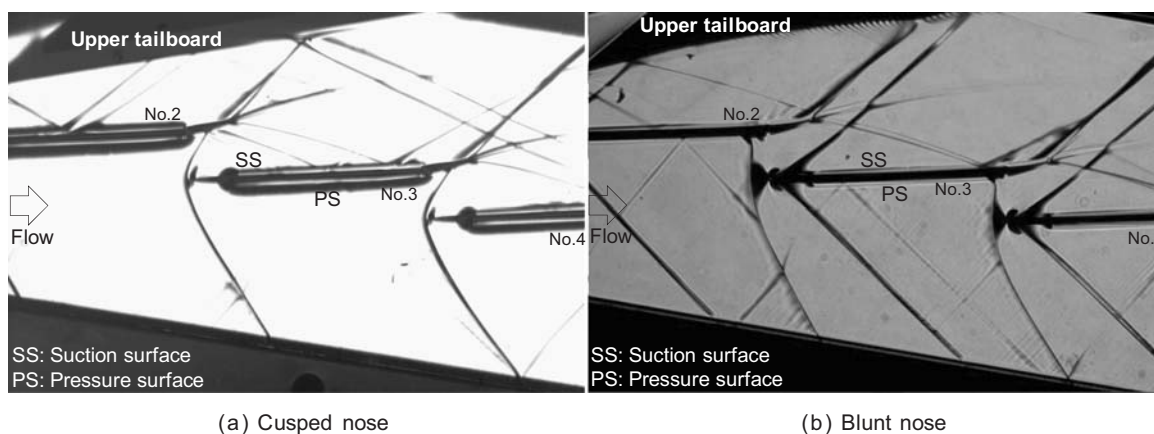


Fig. 11 Test results as Schlieren pictures

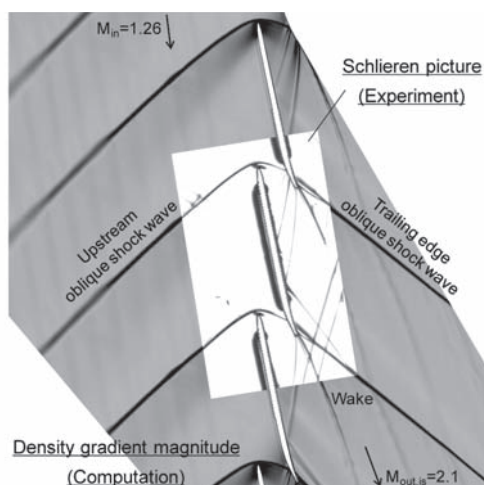


Fig. 12 Comparison of flow fields between computation and experiment

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的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

- (1) 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 Starcken, 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 I: 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

第41回ガスタービンセミナー報告

藤井 達
FUJII TORU

「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戦闘機用エンジン(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CO₂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CO₂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する技術動向について活気あ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(株)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

「公益社団法人日本ガスタービン学会 2012年度通常総会」招集通知について

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。

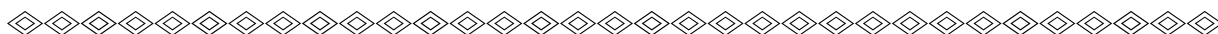
(総会等の概要)

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)
2. 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力学)
 - 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ください。

(<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。

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）

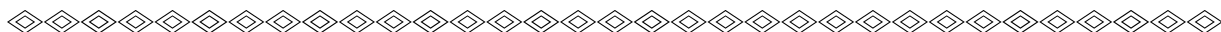
第41回日本ガスタービン学会定期講演会を以下の日程で開催いたします。

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。

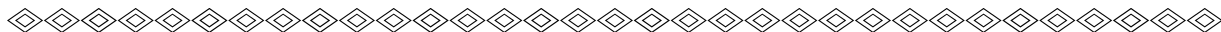
講演申込締切 2013年6月17日(月)
 申込講演採否連絡 2013年7月26日(金)
 講演論文原稿締切 2013年8月26日(月)

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/



▷ 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が、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、メーカー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.140～145）
- ・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）

だより
♣事務局 ☒ ♣

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、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りますが、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います。

（中村）

学会誌編集規定

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
ニッセイエブプロ(株) 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

技術論文投稿規定

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 ニッセイエブプロ(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ター（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ては、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）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会
〒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いません。直接、本学会へお問い合わせください。