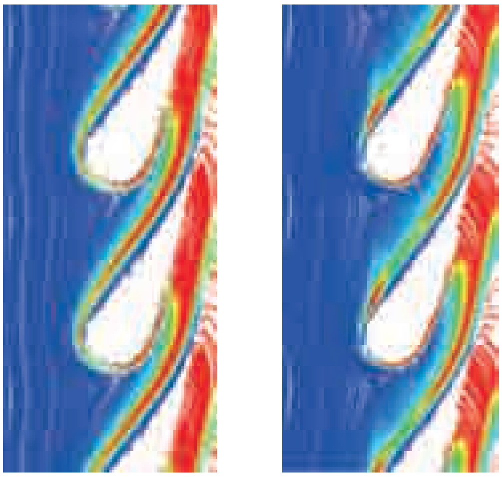
特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線（口絵）

圧縮機，タービンおよび燃焼器におけるCFD活用事例

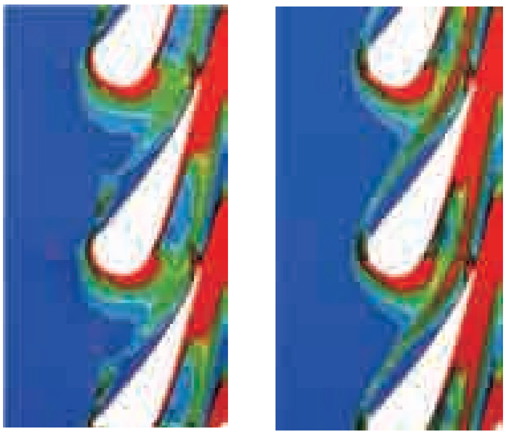
（日立製作所　樋口・岡崎・妹尾）

（詳細は本文262頁参照）



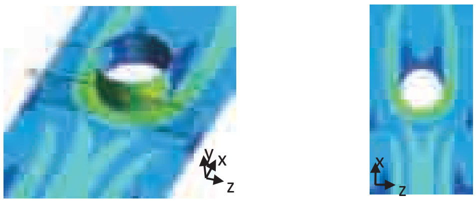
(a)軸対称側壁　　(b)非軸対称側壁

渦線（本文　図７　参照）

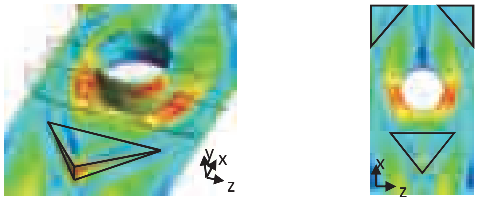


(a)軸対称側壁　　(b)非軸対称側壁

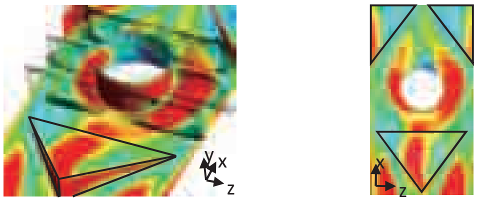
散逸関数分布（本文　図８　参照）



(a)ピンフィンのみ

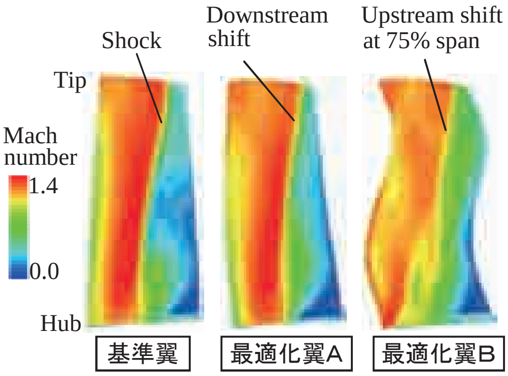


(b)ピンフィン＋VG−A

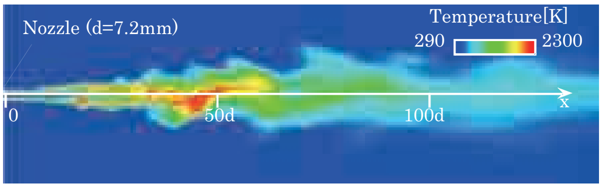


(c)ピンフィン＋VG−B

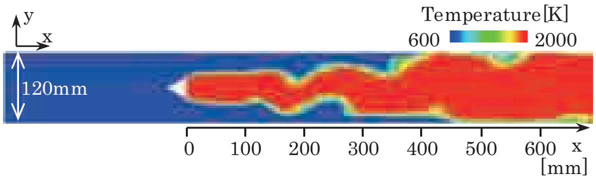
局所熱伝達率分布
（本文　図11　参照）



翼背側マッハ数分布（本文　図３　参照）



拡散火炎温度分布
（本文　図12　参照）



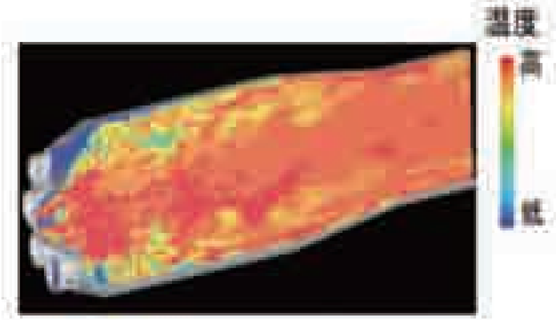
予混合火炎温度分布
（本文　図14　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

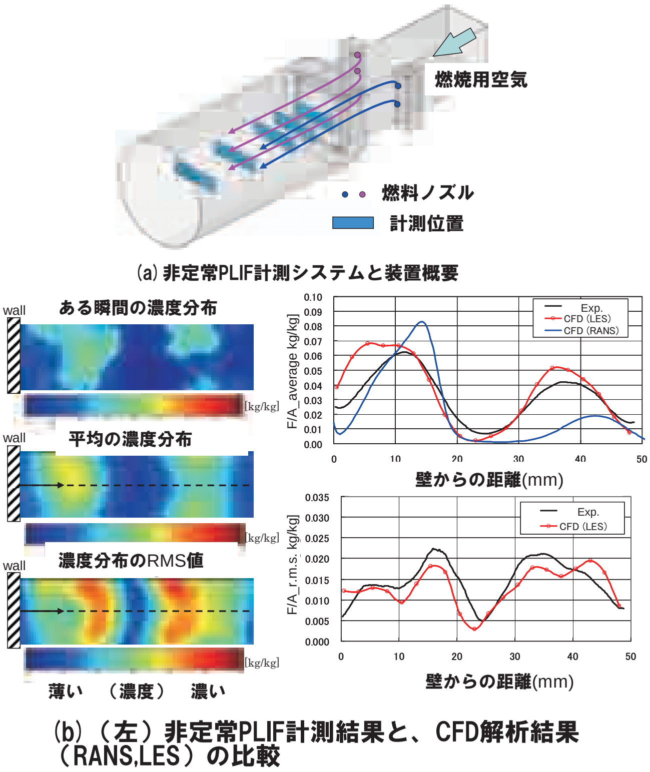
ガスタービンの主要コンポーネントや吸排気のCFDと最適化

（三菱重工業　伊藤）

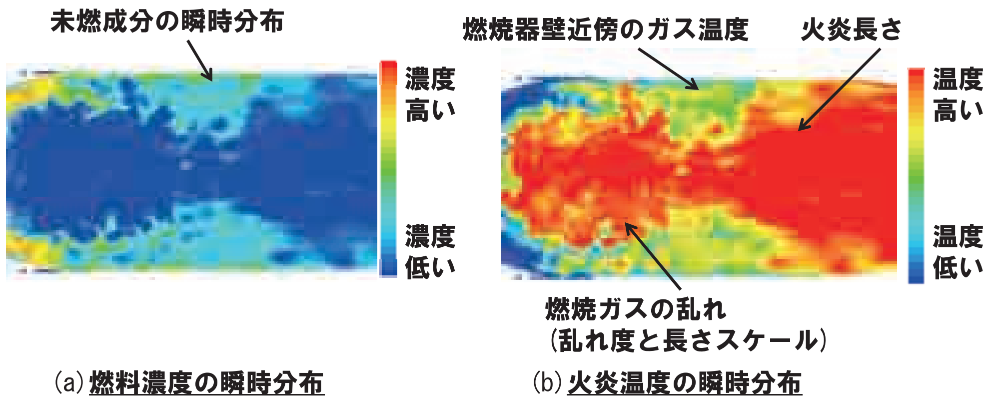
（詳細は本文268頁参照）



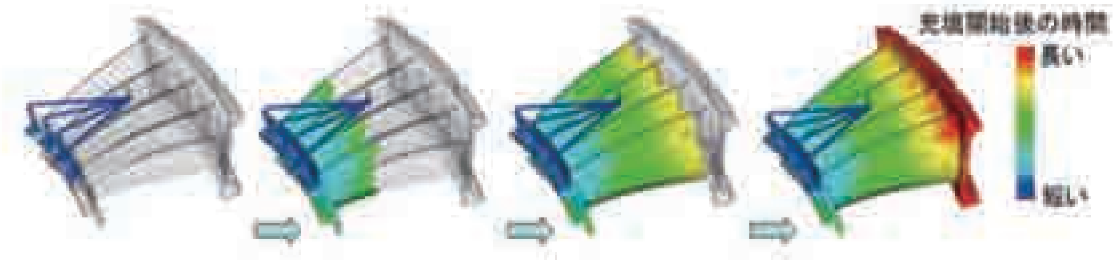
燃焼器のLES解析（ガス温度分布）
（本文　図９　参照）



燃焼器LES解析の精度検証（ダクト内混合）
（本文　図10　参照）



LES解析による燃料濃度，火炎温度の瞬時分布（本文　図13　参照）



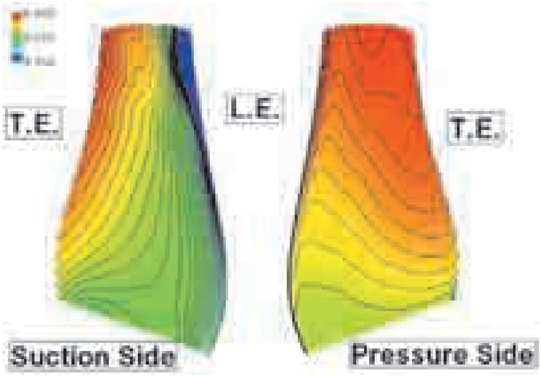
精密鋳造翼のワックス流れ解析（充填状況）
（本文　図29　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

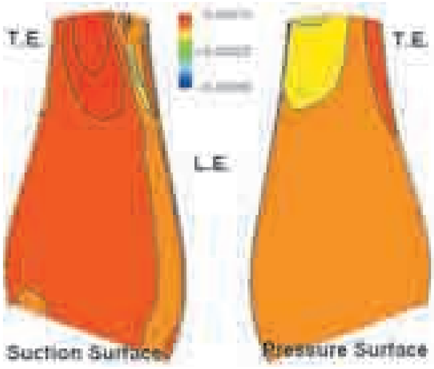
JAXAにおける航空用ガスタービンへのCFD技術の適用

（宇宙航空研究開発機構　野崎・賀澤・牧田・山根・榎本）

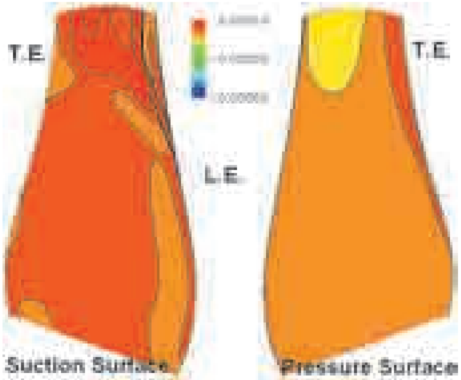
（詳細は本文274頁参照）



翼面上静圧分布（本文　図２　参照）

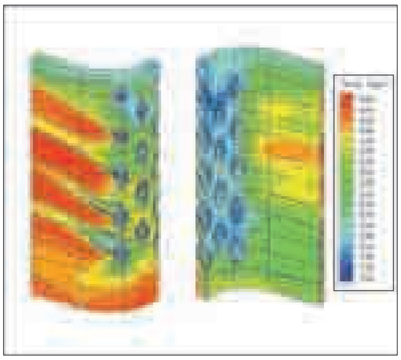


Case A（翼振動：安定）

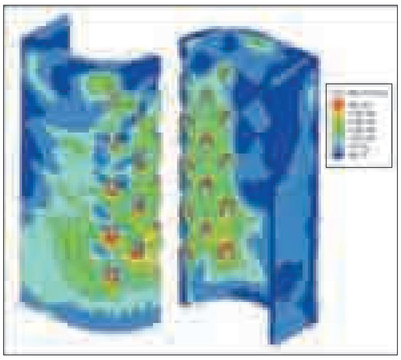


Case B（翼振動：不安定）

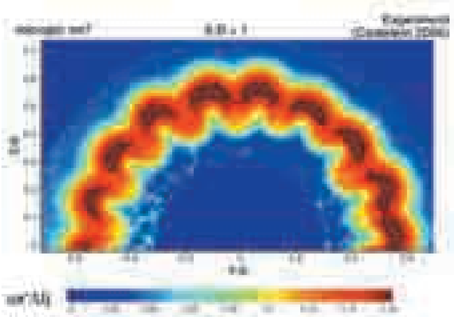
翼面上非定常空力仕事分布（本文　図４　参照）



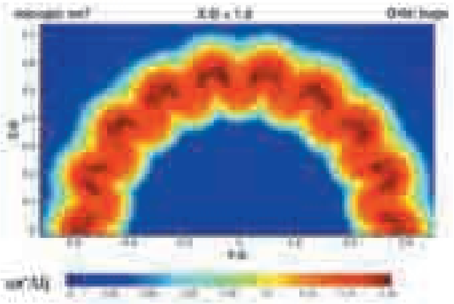
連成解析による表面温度分布（本文　図10　参照）



詳細な温度結果に基づく熱応力分布（本文　図11　参照）



(1) 実験結果



(2) LES計算結果

速度乱れ成分（ux ʻ/Uj），X/D=1.0（本文　図13　参照）

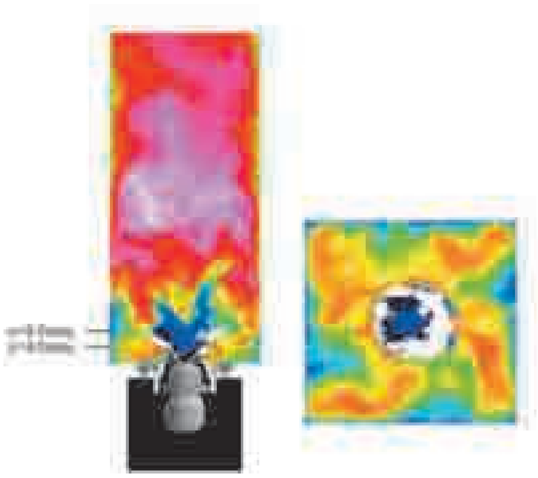
Download service for the GTSJ　member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

燃焼器内乱流燃焼場のCFD

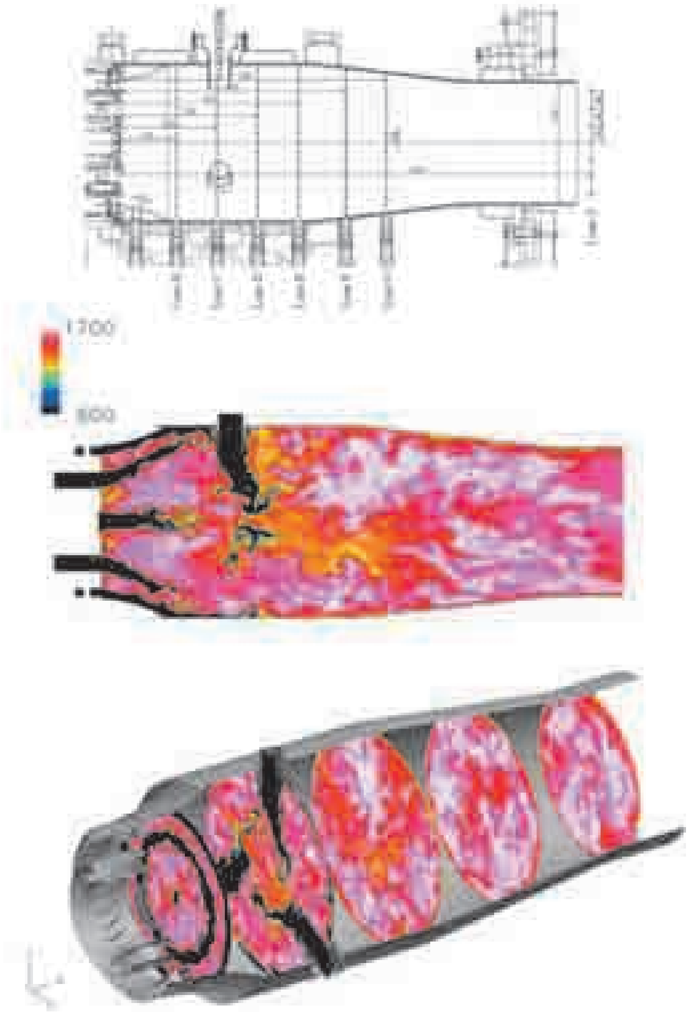
（京都大学　黒瀬）

（詳細は本文282頁参照）

瞬間ガス温度の等値面と
燃料液滴の分布
（本文　図２　参照）



瞬間ガス温度分布（白点は燃料液滴）
（本文　図３　参照）



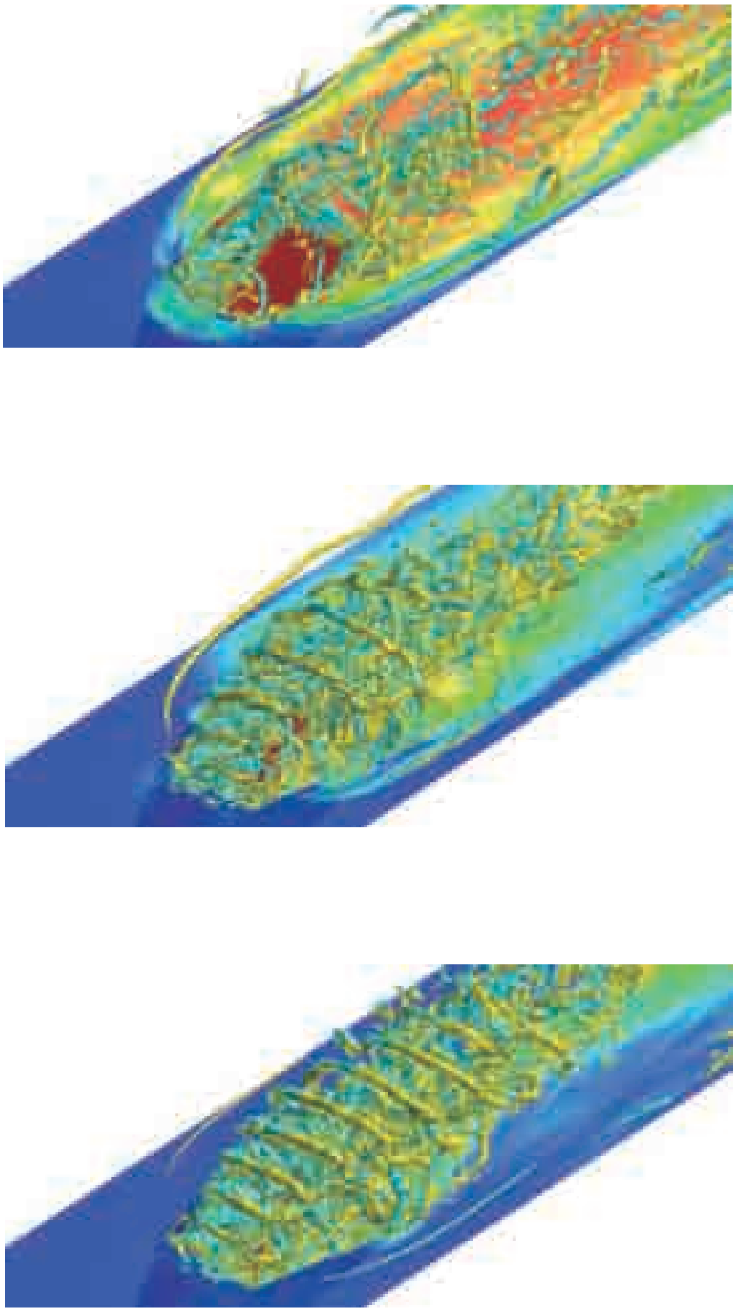
燃焼器形状および瞬間ガス温度分布（Rich-lean条件）
（本文　図８　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

フィルム冷却に関するCFD

（電力中央研究所　酒井）

（詳細は本文287頁参照）



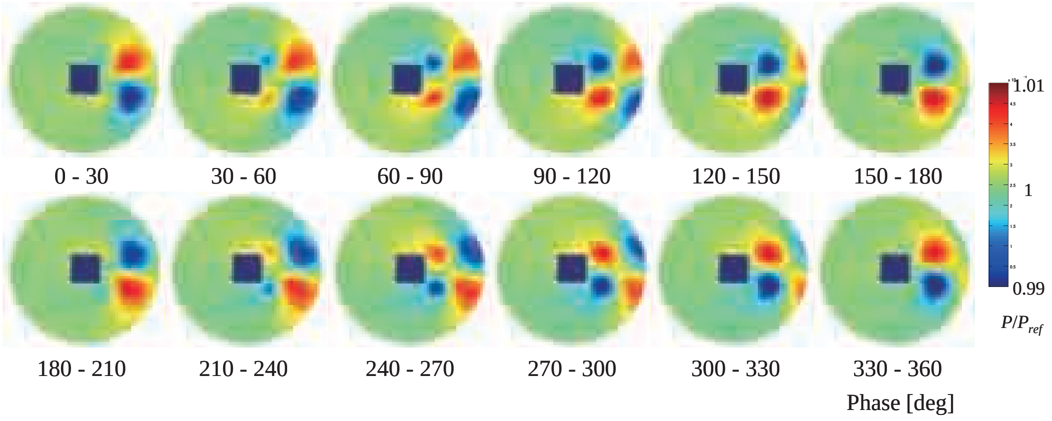
シェイプト孔出口近傍の渦構造とフィルム冷却効率分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

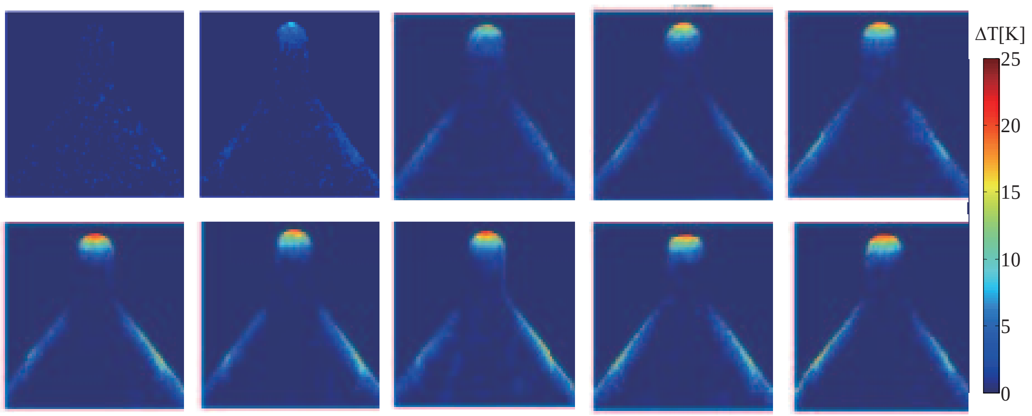
実験・計測最新技術

（東北大学大学院　浅井・永井・沼田大樹）

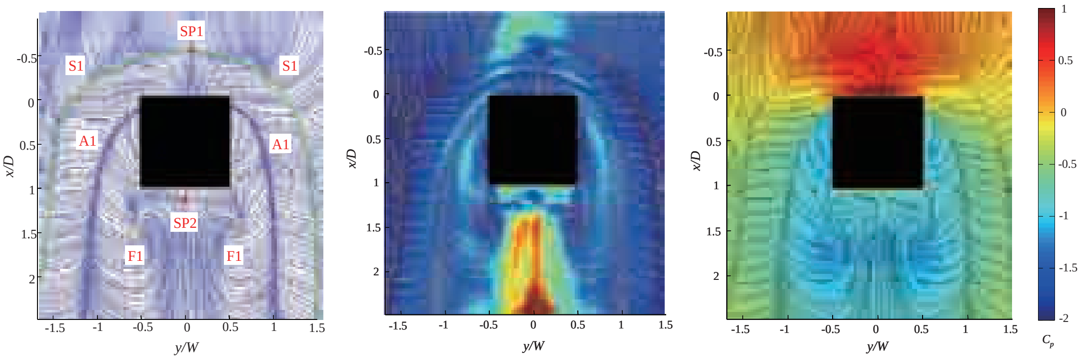
（詳細は本文304頁参照）



非定常PSP計測－カルマン渦によって誘起される角柱後方の変動圧力場（本文　図　参照）



TSP計測－高速気流に投入された翼胴模型の温度分布の時間変化（本文　図　参照）



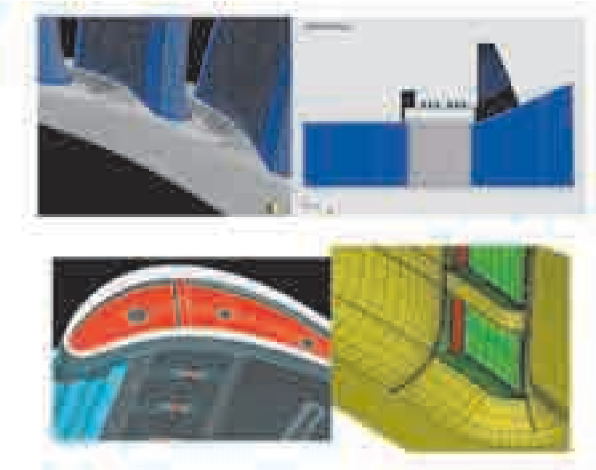
GLOF計測－せん断応力線図（左），せん断応力分布（中），PSPとの複合図（右）（本文　図　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

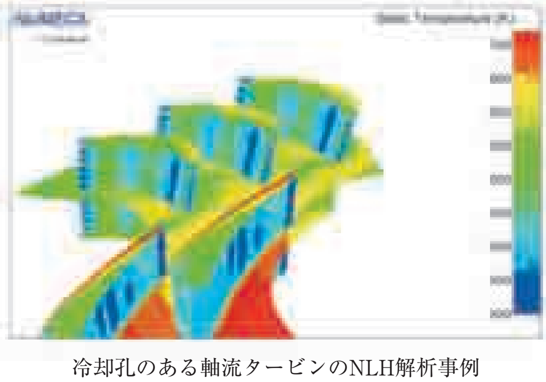
タービン開発効率を大幅に引き上げる流体解析統合ソリューション

(NUMECAジャパン　竹腰)

(詳細は本文311頁参照)

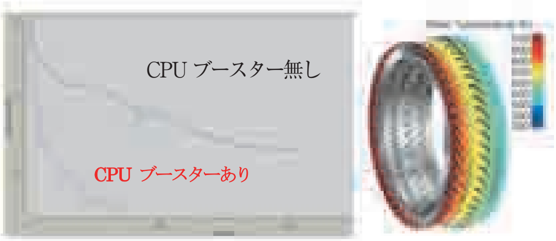


AutoGrid5™による格子生成の例（本文　図１　参照）

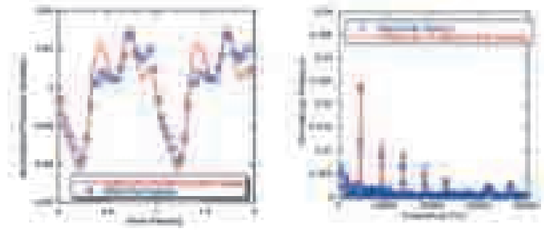


冷却孔のある軸流タービンのNLH解析事例
（本文　図４　参照）

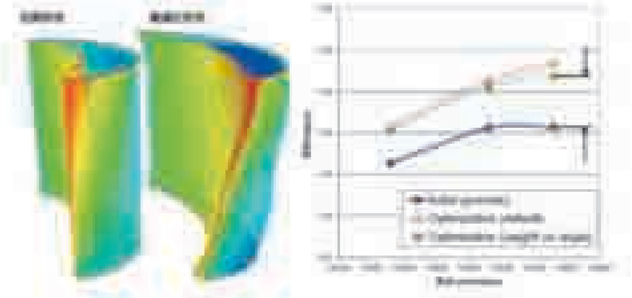
NLHを実施した高圧軸流タービン（本文　図２　参照）



Convergence history of residual in case of axial turbine
（本文　図５　参照）



翼面上の圧力履歴およびFFT 解析結果　（本文　図３　参照）



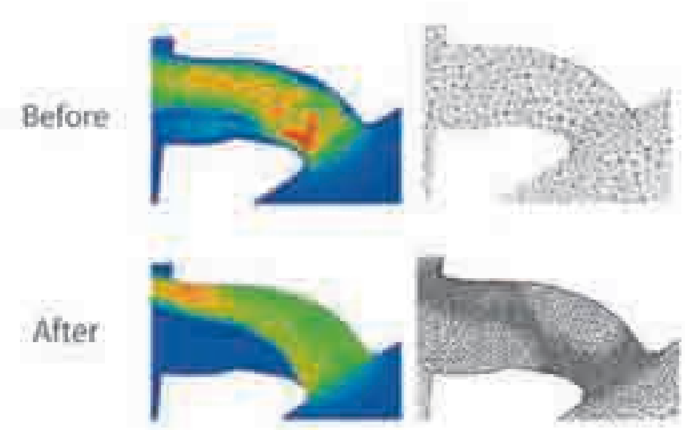
軸流タービンに対する最適化設計事例　（本文　図６　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

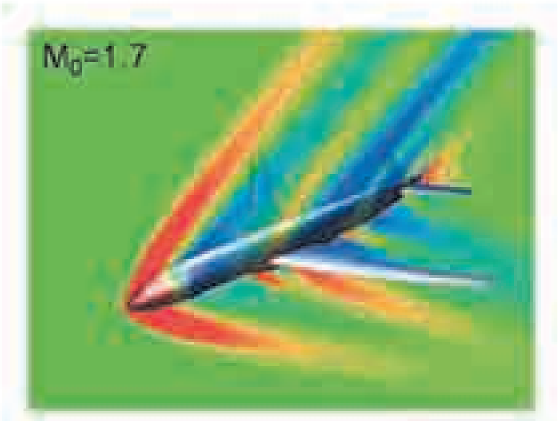
SCRYU/Tetra

（ソフトウェアクレイドル　吉川）　　　　　　　　　　　　　　　　　　（詳細は本文313頁参照）

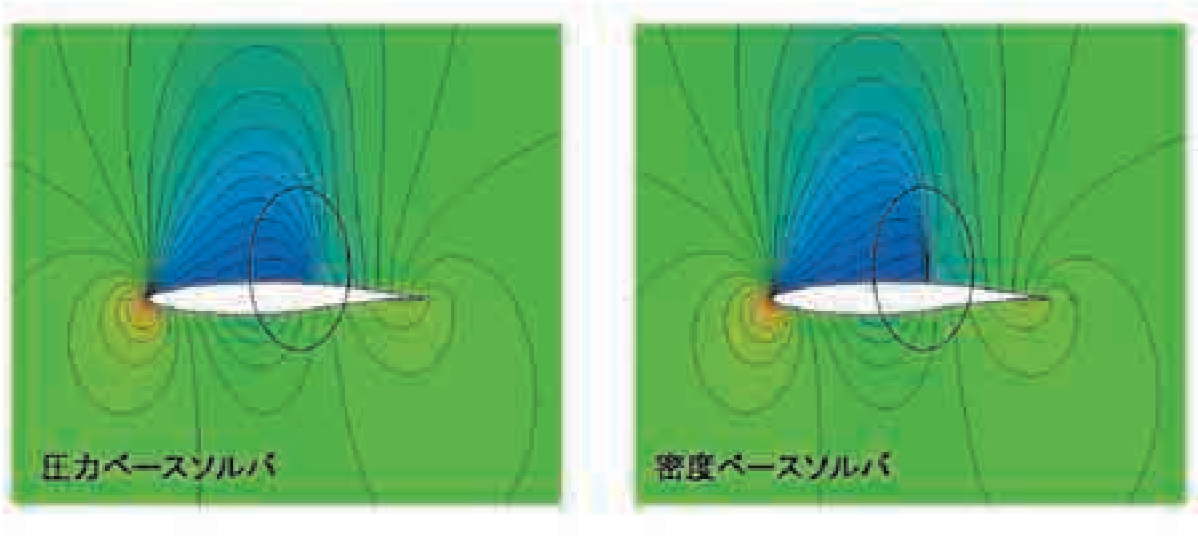
自動格子生成概念図（本文図１参照）



解適合解析イメージ（本文　図２　参照）



超音速流れと衝撃波の例（本文　図４　参照）



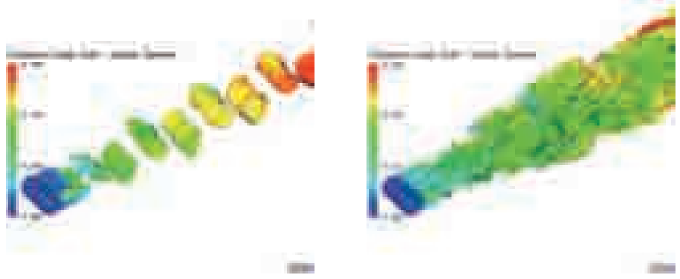
圧力ベースと密度ベースの比較（本文　図５　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ANSYS CFDのSAS乱流モデルの適用事例

（アンシス・ジャパン　桑山）

（詳細は本文315頁参照）



SST k-ω　　　SAS

図１　乱れの長さスケール分布

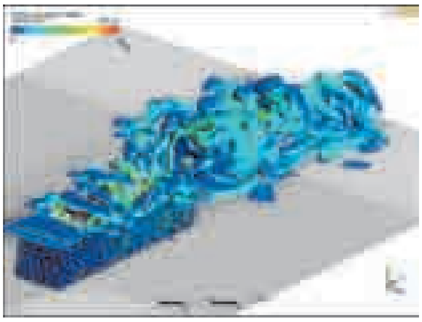


図２　渦粘性比

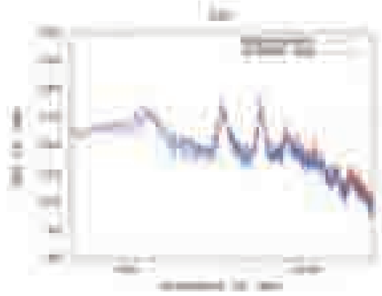
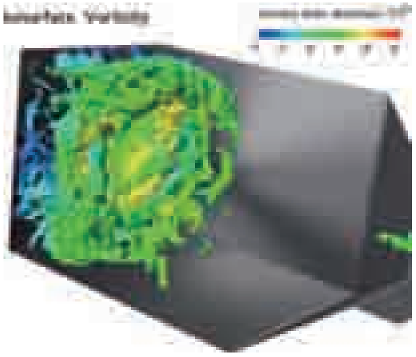


図３　音圧レベル



渦度分布

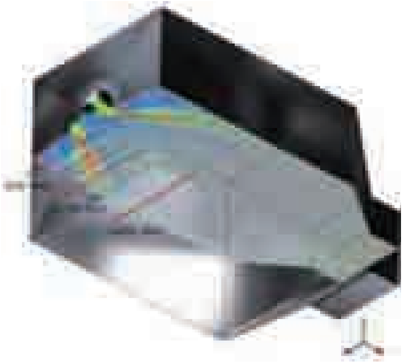
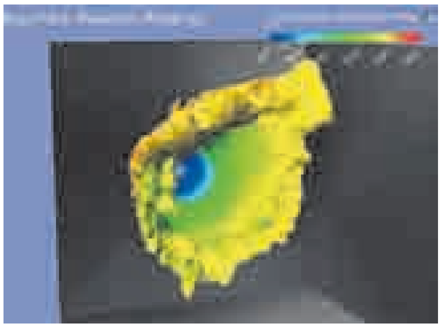


図４ 解析モデル



火炎面分布

図５　SASの解析結果

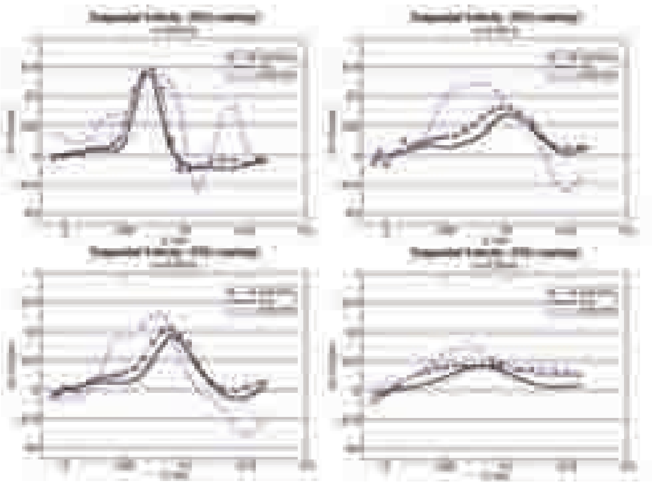


図６　旋回速度分布

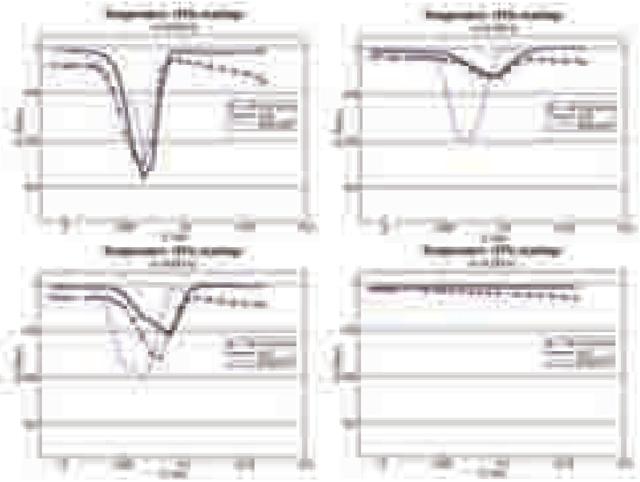


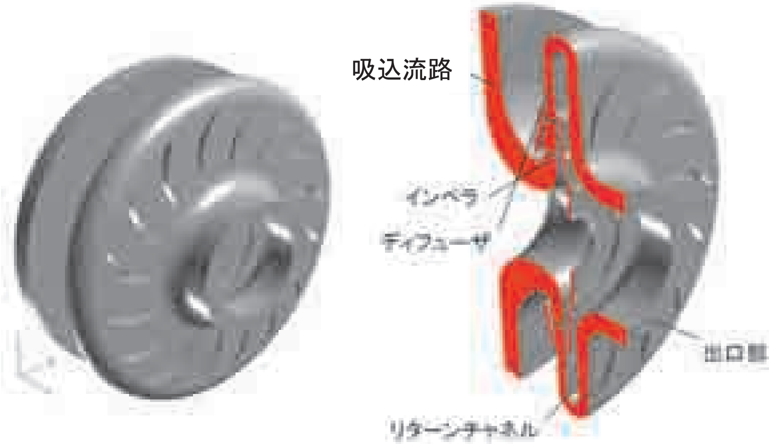
図７　温度分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

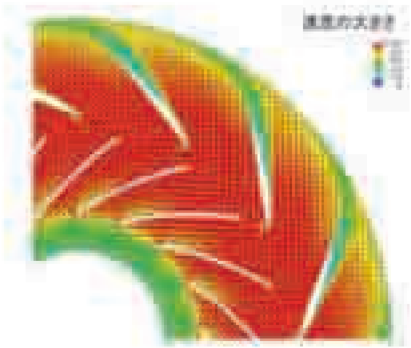
遠心圧縮機の空力騒音の解析

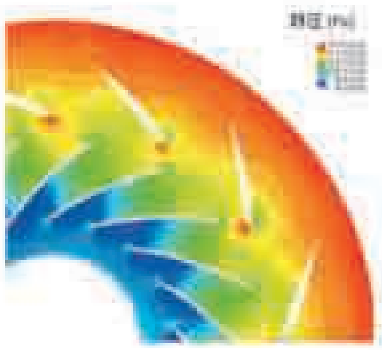
（アドバンスソフト　中森）

（詳細は本文318頁参照）

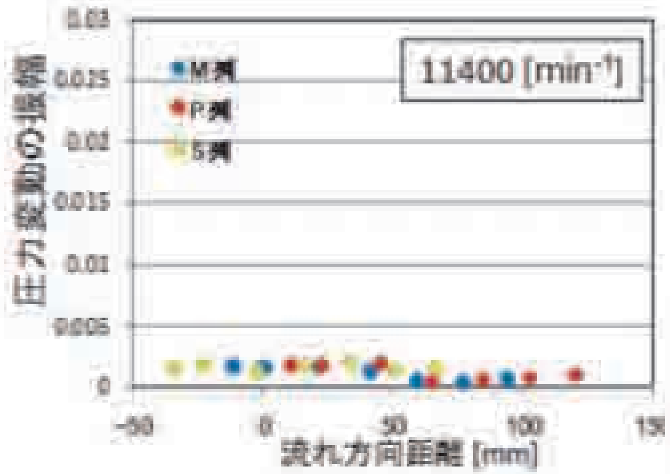


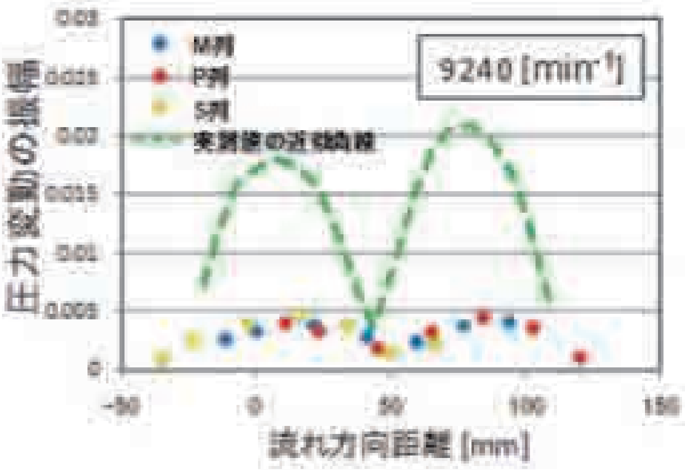
単段圧縮機（左：解析領域全体図，右：断面形状）
（本文　図１　参照）





羽根周りの速度分布の速度（11400rpm）　図３ 羽根周りの速度分布の静圧（11400rpm）（本文　図２　参照）



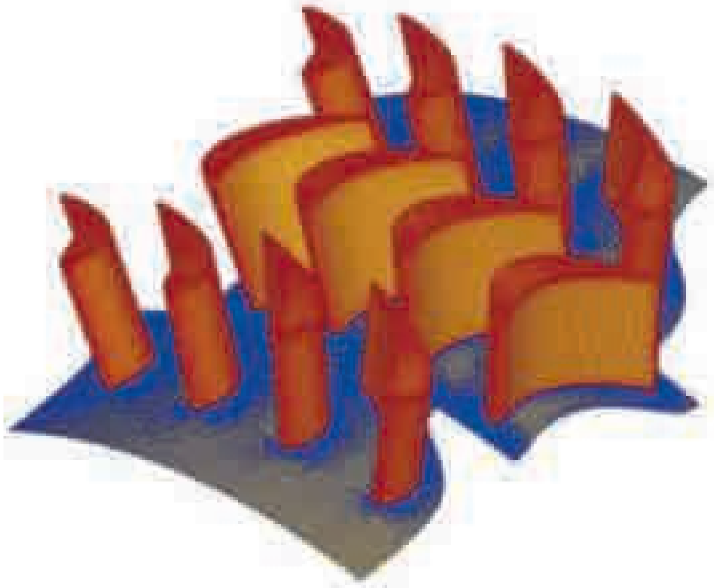


ディフューザ流路内のBPF成分の振幅（本文　図４　参照）

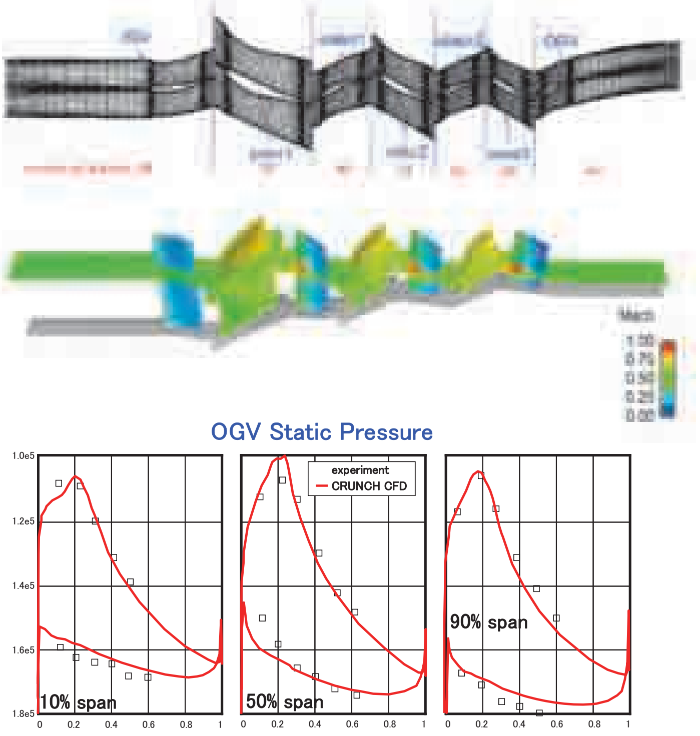
Download service for the GTSJ　member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ガスタービンの開発・設計を支援するCFDツールのご紹介

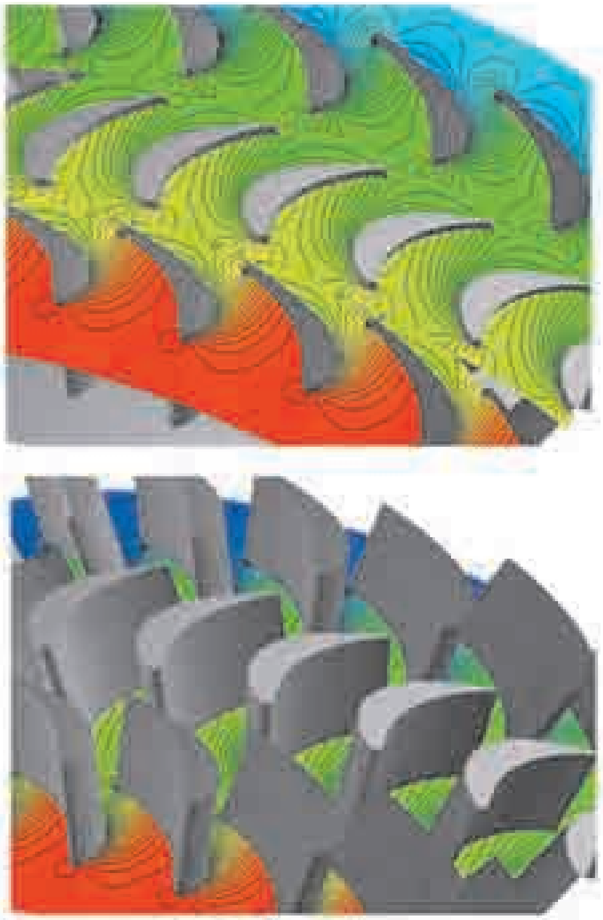
（ヴァイナス　福地・山本・橋本・桧垣）　　　（詳細は本文320頁参照）



Pointwiseベースで開発されたターボ機械専用自動メッシュジェネレータ BladeMaseter Ⅲによるヘキサ格子生成事例（本文　図１　参照）

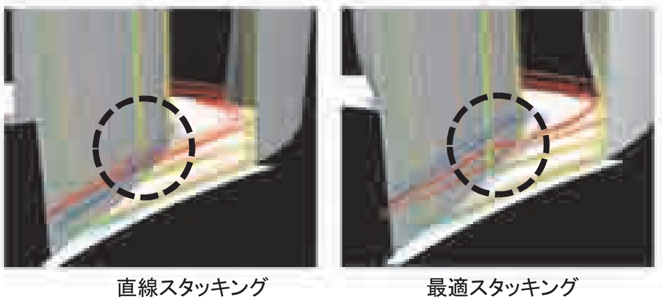


CRUNCH CFDによる3.5段軸流圧縮機の解析結果
（上から格子，マッハ数，最終段壁面静圧）（本文　図２　参照）



FieldViewによるタービン静圧の表示例，90%スパン面（下）と10%スパン面（下）（本文　図３　参照）

TURBOdesignの製品構成（本文　図４　参照）



タービンノズルにおける馬蹄渦の干渉（本文　図５　参照）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

「ガスタービンに関連するCFD技術の最前線」特集号によせて

加藤　千幸[*1]
KATO Chisachi

本号ではガスタービンに関連するCFD技術の最前線を特集した。ガスタービンのCFD技術に関する本誌の直近の特集としては，2007年７月号に「ラージエディシミュレーション（LES）の応用」という特集が組まれているが，CFD技術全体にわたる特集としては，2004年９月号に掲載された「ガスタービンに関連するCFD解析の現状」という特集以来，およそ８年ぶりのCFD技術の特集ということになる。私事で恐縮だが，今から30年近く前，1984年４月に小生が大学を卒業して㈱日立製作所機械研究所（現，同日立研究所）に入所し，業務に最初に用いた計算機が㈱日立製作所製のHITAC M280/IAPという計算機であり，そのピーク性能は確か20メガ・フロップス[1]程度であった。現在，世界最速のスーパーコンピュータである米国IBM社製Sequoia（セコイア）の性能は20ペタ[2]・フロップスを超えているから，計算機の性能はこの30年近くの間に，10億倍（10^9乗倍）向上したことになる。

ガスタービンを始めとしてCFDがターボ機械の設計や研究開発に本格的に使用され始めたのは1990年代だったと思う。それから現在に至るまで，上記のように計算機性能が飛躍的に向上したことに加えて，乱流モデルの改良や新たなモデルの提案など，流れの数値解析技術も進歩し，また，それらの最新の研究成果を取り込んだ，使い勝手の良い市販ソフトウェアも登場した。さらに最近では，高並列処理にも対応したOpenFOAM等のフリーウェアの普及が急速に進展している。また，単に数値解析による評価だけではなく，数値解析に基づく，タービン翼等の最適設計も行われている。

このような状況の中，本号ではガスタービンの研究開発や製品設計におけるCFD技術の適用の最前線がどのようになっているのか，ということを読者の皆様に概観してもらうことを目的として企画したものである。本特集の構成としては，東京大学の寺本進氏ならびに姫野武洋氏にガスタービンに関連するCFDの全体的な動向を解説してもらった。次いで，三菱重工業㈱の伊藤栄作氏ならびに㈱日立製作所の樋口眞一氏から，重工・電機メーカにおける研究開発や設計の現場でCFDがどのように活用されているかということを具体的な事例を示しながら紹介して頂いた。さらに，（独）宇宙航空研究開発機構の野崎理氏，京都大学の黒瀬良一氏，ならびに（一財）電力中央研究所の酒井英司氏からは，研究機関におけるガスタービンに関連するCFD研究の最前線として，空力・燃焼・伝熱分野における最新の研究成果をご紹介頂いた。ガスタービンに限らず，製品開発や研究開発に対するCFDの適用をさらに進展させるためには，詳細な実験データとの比較に基づいた計算精度の検証や数値計算による予測の限界を明確にすることも必須である。このような意味で，実験計測の最前線に関しても東北大学の浅井圭介氏に紹介いただくとともに，岩手大学の船﨑健一氏には，CFDの品質保証のためのベンチマークケースの整備に関して解説していただいた。

ガスタービンメーカーでは市販ソルバーの利用も進んでいる。そこで本特集号では，NUMECAジャパン㈱，㈱ソフトウェアクレイドル，アンシス・ジャパン㈱，アドバンスソフト㈱，㈱ヴァイナスの各ソフトウェアベンダーからも，最新の流れ解析ソルバーのターボ機械への適用状況や格子生成ソフトウェア，流体解析用のポストプロセッサ，ならびに，ターボ機械専用の最適化設計支援システムや逆解法設計システムなどの製品をご紹介いただいた。本誌の読者の中には，ここ数年急速に普及が進んでいる，OpenFOAMなどのフリーウェアの利用にも興味を持っている方も多いと思われる。本特集の企画の段階ではOpenFOAMなどに関する解説記事も掲載する予定であったが，適切な執筆者が見つからず本特集に含めるには至らなかった。これらのフリーウェアの状況に関しては別途機会があれば紹介したいと考えている。

以上のように，本号ではガスタービンに対するCFD適用の全体的動向，企業における適用の実態，研究開発の最前線，実験検証やベンチマーク，さらに，最新の市販ソフトウェアの状況など，ガスタービンに関するCFD技術全般に関連する情報を読者の皆様にお届けするものになっている。ご多忙の中，ご寄稿いただいた執筆者各位に心から謝意を表する。また，CFDベンダーにはカラーページの掲載料をご負担いただいたのでここに記して謝意を表したい。なお，本号の企画は（一財）電力中央研究所の渡辺和徳氏を中心として，㈱ＩＨＩの中野健氏，櫻井一郎氏，ならびに，小生により進められた。また，冒頭に挙げたCFDに関連した特集以外には，1998年９月号に「熱流体の数値解析」，2002年９月号に「燃焼の数値シミュレーション」と題する特集がそれぞれ掲載されていることを付記する。時間ある時にこれらの特集も読み返してみると，この10年余りの間に，ガスタービンに関するCFD適用がどのように進展してきたのかということが良くわかるのではないかと思う。

1 フロップスは１秒間に実行できる浮動小数点演算の数であり，計算機の演算能力を表すのに用いられる。メガは100万であるため，１メガ・フロップスは１秒間に100万回の浮動小数点演算を実行できる計算機の能力を表す。
2 ペタは10^{15}乗，すなわち，1,000兆を表す。

原稿受付　2012年10月10日
＊１　東京大学生産技術研究所
〒153-8505　目黒区駒場４－６－１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

ガスタービンに関連するCFDの全体的な動向

寺本　進[*1]　TERAMOTO Susumu
姫野　武洋[*1]　HIMENO Takehiro

ガスタービン内の流れは，動静翼干渉に代表されるように本質的に非定常であり，サージのようなガスタービン全体が関与するメートル単位の現象から，クリアランス流れのようなミリ単位やさらに細かい乱流までを幅広く含むマルチスケール流れでもある。さらに燃焼や固体熱伝導，流体構造連成といったマルチフィジックスも重要で，実機の解析をする上ではキャビティのような複雑形状や，二次空気系との干渉も考慮する必要がある。単純に「流れ」だけに注目しても，ファンのように衝撃波を含む高速流れから，二次空気系の低速流れ，ベアリング内の低レイノルズ数流れ，燃料微粒化や潤滑油における気液二相流など，一人の研究者・一つの研究グループではカバーしきれないほど幅広い種類の流れが存在している。

マルチスケールであれば複数の長さスケールを解像するために多くの格子点が必要になり，マルチフィジックスであれば複数の物理モデルを組み合わせる必要がある。このように，ガスタービンの実用的なCFD解析は種々のCFD技術やモデルを組み合わせたある程度の規模の解析が必要になる，という特有の難しさがあったが，近年の計算機環境の進歩や汎用コードの普及によりガスタービンのCFDに取り組む上での敷居が下がり，ここ数年で実用的な解析例が急速に増えてきた。その結果として「既存CFD技術で何ができるのか」はある程度整理できるようになっている。一方で，既存コードだけでは解決出来ない問題や，汎用コードを使う上での難しさも明らかになってきている。

ここでは，筆者らの限られた私見の範囲でCFDに関する最近の研究動向の整理を試みたい。

まず，使われているコードや解析規模に着目して最近の研究を見ると，やはり商用コードでの定常・非定常RANS解析が多い。解析規模は格子点数がRANSで数百～数百万点，DES等を含むLESで数千万点，計算時間では実用問題で数時間～１日，研究要素の強い問題で１週間（100-200時間）程度が一つの目安になっている。１コアで扱える格子点数は通常数十～百万点程度なので，定常RANSは１コア～４コア，LESで100コア程度を使っていることになる。大規模な非定常解析や音響解析で数億以上の格子点を使っている例もあるが，数は多くない。

原稿受付　2012年10月12日
＊１　東京大学
〒113-8656　文京区本郷７－３－１

このような計算の規模感は，計算機の進歩にも係らずここ５年で大きく変わっていないように思える。RANS解析，LES解析共に計算能力の向上を計算規模の拡大では無くターンアラウンドの短縮や計算ケースの増加に振り向けて，実用的・設計寄りの解析を行うようになっていると見る事ができる。

次に解析対象に着目すると，その解析が始められた時期を軸とした分類をすることもできる。一つは，1980年代にCFDが導入されてから続いている，翼列を中心とする空力要素の解析を高度化しようとするもの，もう一つは，1990年代後半から始まった空力と構造や熱等の解析を統合するmulti disciplinary解析を実用に適用しようとするもの，さらに最適化やCFDの設計プロセスへの統合に関するものがある。これらは，「既存CFD技術でできること」を踏まえ，より実用的な応用を目指したものであり，CFD技術が成熟してきたことの現れと言える。一方で設計的な観点での研究とは別に，「CFDで出来る事」を拡大する事を目指した基礎研究も行われている。

以下では，解析対象を中心とした視点で，最近の研究動向をまとめる。

１．空力要素解析高度化の流れ

空力要素のCFD解析では，全体性能の予測はある程度の精度で出来るようになっており，翼列であれば一翼列100万点規模の格子を用いたRANS，URANS解析で設計点から失速手前までの圧力比や損失の相対的な大小は議論が可能という事は，概ね共通認識となっている。

これを踏まえ，設計よりの解析では実形状をより正確に反映する努力が行われるようになっている。例えば，圧縮機ケーシングのケーシングトリートメント溝や，タービンチップのスキーラー形状，タービン翼のフィルムクーリング孔形状など，解析や流れ場の解明自体が研究テーマとなり得るような複雑流れについても，実設計でのパラメトリックスタディ例が目につくようになっている。また，キャビティや二次空気流れなどの実形状を正確にシミュレーションに取り込むことで，これが翼列流れに及ぼす影響を直接評価し，実験とCFDの突き合わせをより詳細に行えるようになっている。これらは，非構造格子やCADとの連携を含むプリポストの整備により設計者が直接CFDを回せるようになったという意味で，汎用コードの果たしている役割が大きい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

流れ現象に着目した解析では，解析規模を上げて信頼性（fidelity）を高めたシミュレーションが行われている。サージ・失速初生・クリアランス渦の挙動・静動翼干渉・遠心圧縮機・フィルム冷却などを対象とした大規模URANSやDES/LESが多い。解析対象が複雑なので解析規模を上げればそれだけ詳細な現象が解像され，そこから新しい知見が得られるようになっている。一方で，DNSや詳細なLESは２次元翼など単純形状を対象とした，10^5程度の低いRe数流れに限定されている。Re数の２乗にほぼ比例して解析コストが増大するというLES/DNS解析に共通した課題に加え，複雑形状解析に高解像度スキームを適用することが難しい事，LES/DNSの検証に必要な実機での非定常詳細計測データが不足している事など，ガスタービンCFD特有の難しさもある。RANS/URANS解析と，DNS/詳細LESとのギャップを埋めていく事が，空力要素CFD解析における今後の課題の一つであると言える。

２．Multi Disciplinary解析

ガスタービンの設計においては，各要素の空力・熱・振動・強度・騒音・排出物等に関する特性を定量的に予測し，全体性能として最適化することが求められる。実用的なCFD解析は，圧縮機やタービンなどの空力要素だけでなく，燃焼器や冷却翼，潤滑系統における熱流動など，複雑形状を持つ流路，化学反応や伝熱と強く関連した流れ，さらに，固体変形と連成した流れにも広く適用される傾向にある。これら，様々な力学分野に跨るマルチフィジックスに関するCFDについて，ガスタービンの各構成要素における反応流と混相流に注目してその動向を述べてみたい。

燃焼器内部流は，乱流現象と化学反応が密接に関連した現象である。従来から，化学反応の時定数が流動や拡散のそれと比べて極めて小さいことに起因する硬直性の問題が数値解析の妨げとなってきた。近年では，RANSに適用される乱流火炎のPDFモデル[(1)]，前処理として作成した反応データベースを流動解析で参照するFlamelet燃焼モデル[(2)]，液体燃料の噴霧・蒸発・混合過程に対する代表粒子モデルなど，徐々にではあるが，計算機能力の向上に相応した数理モデルが提案・検証されている。それらの一部は，燃焼器を対象とする実用的解析に供され，NOx低減のための燃焼方式の開発などに成果を挙げつつある[(3)]。ただ，依然として，燃焼器全体を対象とした詳細素反応計算を含むDNSは，挑戦的課題であると言えよう。

コンバインドサイクルにおける蒸気タービン低圧段，湿分添加サイクルにおける圧縮機，液体燃料を噴霧された燃焼器，悪天候時の航空用ガスタービン空気取入口などの流れは，液滴を伴う混相流である。これらの要素に対しても，翼列性能や燃料混合および着氷成長[(4)]などの定量的予測を目的としたCFDが試みられている。凝縮や微粒化によって混入する液滴径が微小で，液滴と気体の流跡が一致すると見なせる場合には，気液間の速度差を無視した均質二相流を仮定できる。この支配方程式に液滴数密度や混相流音速に関する構成方程式を加えたうえで，単相流解法から拡張された実在流体解法を適用して計算を行うことが可能であり，例えば，蒸気タービンでの凝縮衝撃波を含む翼列流の解析例[(5)]などが報告されている。他方，液滴の慣性を無視できない場合には，連続体である気相に対するCFDと，分散相である液滴あるいは液滴群（代表粒子）に対するラグランジュ解法を重畳するアプローチ[(6)]が採られる。実用的な解析例も増えてきたが，気液間の相互作用項をどうモデル化するのか，そもそも液滴径の情報をどうやって入手するのか等の課題が残されている。

次に，流体と固体が密接に関連するガスタービン各要素における現象について述べる。

ガスタービンの熱効率改善に直結するタービン冷却翼の耐熱性向上のためには，固体部分の温度分布と内部冷却流路および表面フィルム冷却の熱伝達特性を同時に把握する必要がある。また，流体と固体伝熱の連成解析は，再生器や中間冷却器に用いられる熱交換器，ならびに，航空用ガスタービンの潤滑油クーラーの設計等にも共通する基盤技術である。近年，非構造格子を用いるCFDコードの普及によって複雑形状の表現が容易となった。その結果，実機タービン冷却翼の設計例も含め，乱流モデルと遷移モデルを組み合わせたRANSと，固体熱伝導解析を連成した数多くの計算例を見つけることができる。その一方，流体側の境界層熱伝達特性の予測値は，各種乱流モデルと遷移モデルの選択，それぞれに内在するモデル定数に依存することが知られており，それらのチューニング自体が設計ノウハウとなっている。他要素の場合と同様，境界層内部の詳細な渦構造を解像できるLES，さらには，遷移モデルを必要としないDNSに向けられる期待は大きいが，数値解の格子依存性や検証の難しさ等の課題も共通している。計算コストの観点から，当面はRANS解析も重用され続けるであろう。

ガスタービンに関係する流体構造連成問題としては，翼列フラッターに代表される自励振動現象の予測を挙げることができる。古くは1950年代から，分布特異点法やアクチュエータディスク法などの理論解析により現象の本質的理解が進んできた。しかし近年，特に航空用ガスタービンのファンおよび圧縮機翼列で低剛性（薄翼軽量）化と高負荷化が進み，翼表面流れの剥離や衝撃波の非定常空気力が励振力となるタイプのフラッターが問題となっている。これらを解析的に理解するためには，翼振動に伴う変形を考慮したCFDが必要である。空気力が比較的小さく，翼の固有振動モードに影響しないと近似できる範囲では，翼振動の変位を強制振動解として予め与え，時間進行法や周波数領域解法のCFDにより非定常空気力を評価したうえで，解の重ね合わせにより空

Download service for the GTSJ　member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

力減衰を判定する手法があり，計算負荷の観点からも実用的でしばしば採用されている。これに対し，空気力により振動モードが影響される場合について，CFDにより求まる空気力と，FEMにより算出される振動変位を直接連成させた計算も試みられているが，実用の域には達していない。

ガスタービン全体性能を考える場合，動力伝達に伴う損失の低減も重要な課題である。例えば，高速回転する歯車の噛合部分に噴射される潤滑油について，ギアボックスのケース形状の工夫により油の排出を促し，シュラウドの設置により油と歯車の再衝突に伴うトルク損失を低減できる。このような，固気液が複雑に絡み合う流れについても，近年，実験と並行して，自由表面流に対する界面捕獲法（VOF）と直交格子上に埋込境界条件（IB）として表現される歯車モデルを組み合わせた数値解析が試みられており(8)，現象の把握とギアボックス形状の最適化が取り組まれている。

以上のように，ガスタービン設計へのCFD適用は，空力要素から先行して進んできたが，近年では，乱流，反応流，混相流に対する数理モデルの高度化と，実在流体に対する数値解法と汎用化，計算機能力の向上により，様々な物理をCFDに統合した解析が可能となり，設計に応用する試みが広がっている。今後，様々な試行を重ねる中で，適切な数理モデルや格子解像度に関する知見も提供されていくことを期待したい。

3．最適化やCFDの設計プロセスへの統合

CFD解析で要素全体性能の予測が出来るようになったことを受けて，設計パラメータの数値を入力すれば性能の数値を出力するツールとしてとらえ，設計プロセスや最適化プロセスに組み込んだ例も多くなっている。設計や最適化ではパラメータを変えて多くの解析を行うので，この分野は計算機能力やCFD技術の発展の恩恵を直接受けて始まった分野であると言える。ツールである以上は，より早くより正確な答えを出す方が望ましいので，CFDを応答曲面（surrogate model）等他のツールと組み合わせることもある。

従来，解析条件や形状の不確かさを含めた「CFD解析結果のエラーバー」は解析者の経験で判断していたが，CFDを単なるツールとして用いる場合，解析者がCFDの知識経験を持っているとは限らないので，経験に頼らずに誤差の定量的な評価を行うUncertainty quantification（UQ）をガスタービンCFDに適用することも始められている。

現状CFD技術で確実に出来る範囲を明確にした上で，その範囲でなら誰でも使えるようなツールとして整備し，その誤差範囲も明らかにする，と言う意味ではこれまで蓄積されたCFDのノウハウを形にすることが求められている分野であると言える。

4．基礎研究

今日CFDは，数理モデルとして記述された様々な物理現象と流体力学を包含し，ガスタービン各要素の設計に資する情報を提供する統合化手法として，産業分野で実用的に利用されている。その一方で，流動現象の解明を通じ，数理モデルそれ自体の構築と高度化を目指した基礎研究も大学・研究機関を中心として精力的に推進されており，ここでもCFDは実験と理論解析に並ぶ第３のアプローチとして重要な役割を期待されている。

ガスタービン内各要素に対する最新成果については，特集本編で詳述されるので，ここでは，計算機能力の向上に応じ，近い将来の実用化を目指したCFD技術と数値モデルという視点で，基礎研究の動向整理を試みたい。

実用的CFDでは，複雑形状への対応に長ける非構造格子が多用されるのに対し，基礎研究では，空間高次精度解法の適用が容易な構造格子を用い，非定常現象では４次精度，乱流現象や音波の計算には６次精度の差分解法が適用されることも珍しくない。これら高次精度差分スキームを，空間精度を損なわずに，物体適合格子（一般曲線座標系）に適用する方法も提案されているが，安定性や複雑形状への適用など，ガスタービンを始めとする流体機械の内部流の解析へ応用するには課題も多い。

また，「CFDで出来る事」を拡大するという点では，理想気体や非圧縮流体だけでなく，混相流や超臨界流体も含め，様々な状態方程式（EoS）に従う流体を解析対象にできる実在流体解法や，非圧縮性から圧縮性領域までを扱える全速度域解法の進歩にも負うところが大きい。実在流体の全速度解法としては，圧縮性解法から派生した前処理法(8)やAUSM族解法の拡張(9)などの解法と，非圧縮解法から派生したPISO法(10)やCUP法(11)などがあり，それぞれ解析対象とする流れに得手不得手がある。

空力要素を対象とした基礎研究では，LESによる圧縮機翼列の失速初生現象，タービンのフィルム冷却，ジェット騒音などの現象解明が精力的に取り組まれている。いずれの例も，実機相当の高Re数条件でLESを行うには計算負荷が高くつく。そのため，DESによる翼面近傍格子点数の節約や，線型オイラー方程式を援用した遠方音場の評価など，解析規模の拡大と計算負荷の軽減を折り合わせる工夫を伴いつつ，非定常流れ構造に関する新たな知見の獲得がなされている。

燃焼器内部流については，不安定性や火炎の保持機構など火炎自体の特性を解明するために，詳細素反応を含む大規模DNSが試みられている。一方で，詳細素反応計算によって提供されるデータベースを参照し，組成を可能な限り損なわずに計算負荷を低減する簡略化反応（RC）モデル(12)の構築が進められている。他方，自由表面流の数値解法は1990年代後半から，高精度な界面捕獲法や界面張力モデルが提案された結果，液体燃料の噴霧現象についても，噴射器下流の一次微粒化だけでなく二次微粒化領域までも含めた大規模DNSが試みられてい

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

る[13]。近い将来，噴霧と燃焼の同時DNSへの発展と同時に，現象の理解に基づいて，実用的な微粒化モデルの構築に繋がることが期待される。

5．結言

以上からガスタービンに関連するCFDの動向をまとめると，計算機および手法，コードの発展により理想流体のRANSレベル解析は成熟してきており，プリポストを含めた解析ターンアラウンドを抑えつつ，どこまで実機形状を忠実に再現するのかに工夫を凝らして，実用的な知見を得ようとしているのが現状であると言える。現状の解析技術を一歩進めて現実のガスタービン内流れをより忠実に再現する試みとして，CFDを基盤としたマルチフィジックス問題の解析も進むが，考察対象とする現象のスケールにより適切な数理モデルと解法，格子解像度の選択が必要であり，理想流体RANS解析のように気軽に解析が出来るようになるまでには，もう一段の研究およびそれに基づくノウハウの蓄積が求められている。

ガスタービン流れが本質的にマルチスケール，マルチフィジックスである以上，研究的な流れ解析だけでなく設計解析でも最終的にはモデルに依存しないDNS解析が必要になると考えられるが，解析コストと計算手法の両面でもう一段の進歩が必要であり，当面は基礎研究が主になると考えられる。

本文中では触れなかったが，CFD技術の発展には信頼出来る詳細実験データによる検証（Verification and Validation，V&V）が不可欠であり，実験による検証データ取得も益々重要になって来る。

現状のCFD解析技術を中心として，設計応用，基礎研究，検証実験と各方向での進歩が求められているという点において，学会での幅広い技術者研究者の交流を通じたガスタービン関連CFDの発展に期待したい。

参考文献

(1) S.B. Pope "PDF methods for turbulent reactive flows", Progress in Energy and Combustion Science, 11, pp.119-192,（1985）
(2) N. Peters. "Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion". Prog.EnergyCombust. Sci.,10,pp.319-339,（1984）.
(3) 黒瀬良一,"「京」コンピュータによる乱流燃焼数値シミュレーションの展望",日本燃焼学会誌, Vol.54, pp.134-138（2012）.
(4) 坂井 俊彦,山本 誠,水田 郁久,"FEGVにおける着氷現象の数値予測--運転条件による影響",日本ガスタービン学会誌,No.3,Nol.3,pp.187-193,（2010）.
(5) Yamamoto, S., Sasao, Y., Kato, H., Satsuki, H., Ooyama, H. and Ishizaka, K.,"Numerical and Experimental Investigation of Unsteady 3-D Wet-steam Flows through Two-stage Stator-rotor Cascade Channels", Proc. ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22796,（2010）.
(6) Ishii, E.,Ishikawa, T. and Tanabe, Y.: "Hybrid Particle/Grid Method for Predicting Motion of Micro- and Macrofree Surfaces", Journal of Fluids Engineering, 128（2006）, pp.921-930.
(7) Arisawa, H., Nishimura, M., Imai, H., and Goi, T., "CFD Simulation for Reduction of Oil Churning Loss and Windage Loss on Aeroengine Transmission Gears," Proc. ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59301,（2009）
(8) Weiss, J.M. and Smith, W.A., "Preconditioning Applied to Variable and Constant Density Flows", AIAA J., Vol. 33, No.11, pp.2050-2057（1995）.
(9) Shima, E. and Kitamura, K.: "On New Simple Low-Dissipation Scheme of AUSM-Family for All Speeds, AIAA Paper 2009-136（2009）
(10) R. I. Issa, "Solution of the Implicitly Discretized Fluid Flow Equation by Operator Splitting", J. Comput. Phys., vol. 62, pp. 40±65, 1986
(11) T. Yabe and P. Y. Wang, "Unified numerical procedure for compressible and incompressible fluid", J. Phys. Soc. Japan, Vol.60,（1991）, pp.2105-2108.
(12) James C.Keck,"Rate-Controlled Constrained-Equilibrium Theory of Chemical Reactions in Complex Systems",Prog. Energy Combust. Sci.（1990）,Vol.16,pp.125-154
(13) Shinjo, J., Umemura, A., "Simulation of liquid jet primary breakup : dynamics of ligament and droplet formation", Intl. J. Multiphase Flow（2010）, Vol.36, pp.513-532.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

圧縮機，タービンおよび燃焼器におけるCFD活用事例

樋口　眞一[*1]
HIGUCHI Shin-ichi

岡崎　輝幸[*1]
OKAZAKI Teruyuki

妹尾　茂樹[*1]
SENOO Shigeki

キーワード：ガスタービン，蒸気タービン，CFD，最適化，燃焼モデル，ピンフィン冷却，非軸対称

1．はじめに

本説ではガスタービン設計におけるCFD活用事例をいくつか紹介する。まず，強調したいのは「設計における活用」であるということである。CFDに要求される最重要項目は精度である。一般に精度と解析時間はトレードオフ関係にあり，歴史的にCFDの解析精度は計算速度の向上に比例して進歩してきた。製品設計の場合，「限られた時間」が存在するため，その時間に得られる精度の解析結果を用いて設計を行うことになる。しかしながら精度は追求したいので，これまで蓄積してきた実験・試験データと実機運転データ，あるいはCFDによる数値実験データ等から得た知見を元に，得られた解析結果を補正・補間して活用する。この点がメーカ特有の活用方法であると言える。

2．設計におけるCFD活用例

2.1　多目的最適化：圧縮機翼形設計

図１に圧縮機の空力設計手順を示す。目標仕様に対する基本設計後に翼列設計やoff-design特性検討および圧縮機出入口形状設計を行う。詳細設計の全項目に対してCFDが活用されている。

軸流圧縮機設計においては，上流側の遷音速段では衝撃波損失の低減が，中間段から下流側では翼形損失と二次流れ損失の低減が設計課題となる。非定型翼形や三次元翼の採用は損失低減の有力な手段の一つだが，形状定義パラメータが多く設計時間が増加するという問題がある。当社では，流れ場と損失の関連を分析し，少ない計算コストで空力性能，具体的には設計点とoff-design点における空力性能を評価する手法を考案した。更にこの手法を適用した空力性能と信頼性の多目的最適化を行う自動最適翼設計システムを開発し設計に利用している[(1),(2)]。

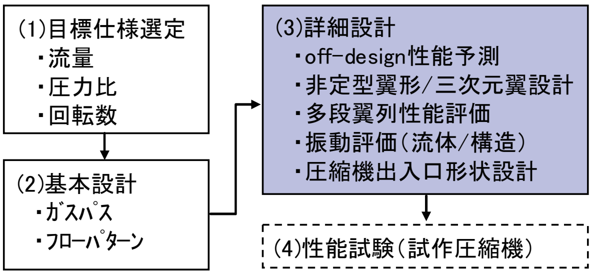


図１　圧縮機空力設計フロー

最適化翼設計の例として，図２および図３に軸流圧縮機遷音速動翼の設計結果を示す。図２は流量－効率特性，図３は翼背側マッハ数分布である。基準翼に対して最適化を行った。最適化翼Aは設計点とoff-design点の両方の空力性能を考慮した，最適化翼Bは設計点のみの空力性能を考慮した結果である。最適化翼Bは翼背側マッハ数が基準翼に比べて低減するが，75%スパン近傍の衝撃波位置が上流側に移動する。このため失速側（低流量側）の衝撃波位置がより上流側となりoff-design性

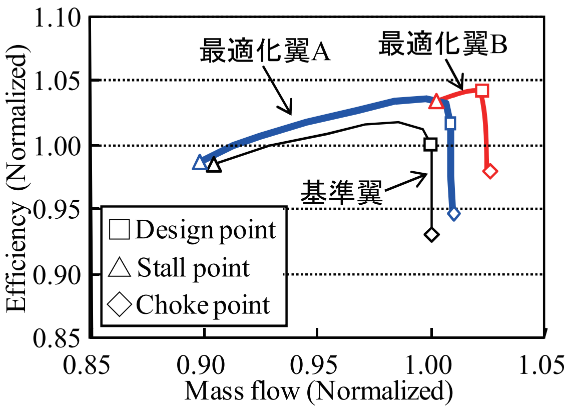


図２　流量-効率特性

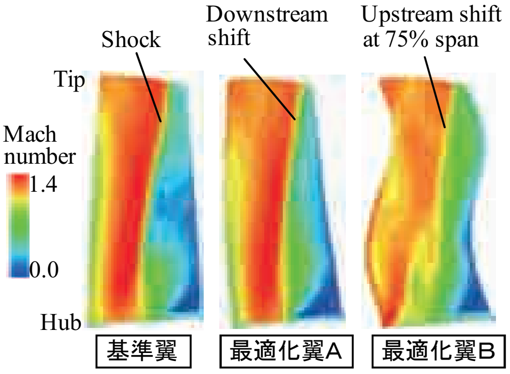


図３　翼背側マッハ数分布

原稿受付　2012年９月20日
＊１　㈱日立製作所　日立研究所
　〒312-0034　ひたちなか市堀口832-２

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

能が悪化する。一方，最適化翼Aは前方スイープ形状となり衝撃波位置が下流側に移動しており，設計点とoff-design点間の全範囲で性能が向上する。

本設計システムでは，最適化に必要なoff-design点性能は，設計点性能と設計点の流れ場から得られる独自開発した指標とから予測しており，off-design点でのCFD解析は行っていない。すなわち最適化のための解析ケースが少なく設計時間が短いことが特長である。

2.2　相変化：圧縮機内部の水滴蒸発評価

当社では高湿分空気利用ガスタービン（Advanced Humid Air Turbine，以下AHAT）(3)を開発している。AHATシステムでは吸気部から水滴を噴霧する吸気噴霧冷却（Water Atomizing Cooling，以下WAC）を採用し，吸気部と圧縮機内部の主流温度を低下させて性能向上を図っている。WAC時の圧縮機内部の流れは水滴が蒸発する複雑な流れ場となっている。図4および図5に軸流圧縮機前段に直径6μmと18μmの水滴を噴霧した場合の蒸発流れ解析結果(4)を示す。図4は段落出口の平均水滴径分布，図5は衝突水滴量分布である。なお図4には流線曲率法に蒸発モデルを組み込んだ性能予測ツールによる計算結果も併記した。図4において，噴霧水滴径によらず性能予測ツールとCFDの水滴径分布は概ね一致し，主流温度の高い下流側で蒸発が進行する様子が確認される。また図5から，噴霧水滴は主に上流側の入口案内翼と初段動翼に衝突し，初期水滴径が大きいほど衝突量が多くなる様子が確認される。これらの解析結果はWAC時の作動点変化や発生ドレン量の予測に活用されており，信頼性確保に寄与している。また，前述した流線曲率法を用いた性能予測ツールのモデル改良にも活用している。

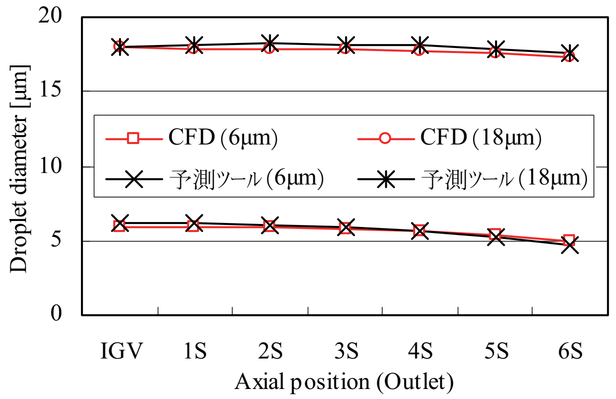


図4　吸気噴霧時の段出口の平均水滴径分布

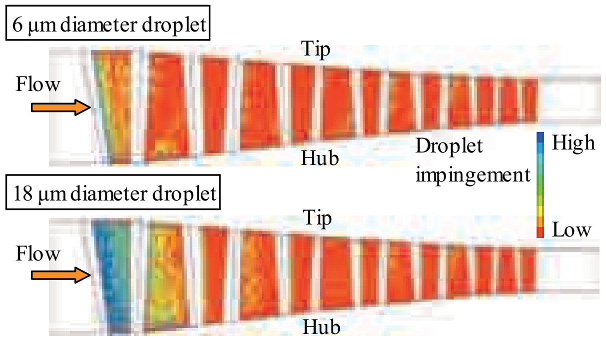


図5　吸気噴霧時の段出口の衝突水滴量分布

2.3　三次元CAD連携：非軸対称側壁タービン翼

近年，タービン翼の側壁（エンドウォール）形状に関する研究が盛んに行われている。側壁が，軸対称な回転面（例えば，円筒面や円錐面）から，凹凸を施した非軸対称形へと高次化している。この非軸対称側壁タービン翼に対してCFD解析を行う場合，計算格子生成が課題となる。歴史的に長い間，側壁は軸対称であったため，従来のターボ機械専用の格子生成ツールでは対応できないことが多く，目的の側壁形状に対応したツール開発が必要である。当社は三次元CADと流れ解析を統合した最適化技術を開発し非軸対称側壁タービン翼の設計を行っている。

一般的に，側壁形状を最適化する際，翼間出口の状態量を制御するようにコンタリングを行うことが多いが，当社では側壁近傍の局所的な損失発生要因自体を制御する手法を検討した。具体的にはエネルギー散逸を表す散逸項と関係が深いエンストロフィーから，壁面近傍から渦が生成される速度場の条件を導出し，側壁の凹凸によって渦生成を抑制し得る形状を検討した。図6に速度場条件導出のための評価モデルを示す。なお，エンストロフィーの輸送方程式は次式の通りである。

$$\frac{d}{dt}\int_{V_m(t)} E dV = \Phi_p + \Phi_{diff} + \Phi_{diss} \tag{1}$$

ここで，

$$\text{エンストロフィー}\ E \equiv \frac{1}{2\rho^2}\boldsymbol{\omega}\cdot\boldsymbol{\omega} \tag{2}$$

$$\text{生成項}\ \Phi_p = \int_{V_m(t)} \left(\frac{\boldsymbol{\omega}}{\rho}\right)\cdot\nabla\boldsymbol{\nu}\cdot\left(\frac{\boldsymbol{\omega}}{\rho}\right) dV \tag{3}$$

$$\text{拡散項}\ \Phi_{diff} = \int_{V_m(t)} \nu\nabla^2 E dV \tag{4}$$

$$\text{散逸項}\ \Phi_{diss} = -\int_{V_m(t)} \nu\nabla\left(\frac{\boldsymbol{\omega}}{\rho}\right):\nabla\left(\frac{\boldsymbol{\omega}}{\rho}\right) dV \tag{5}$$

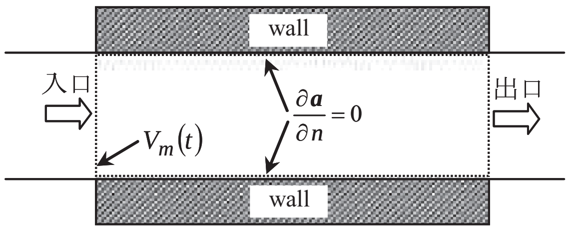
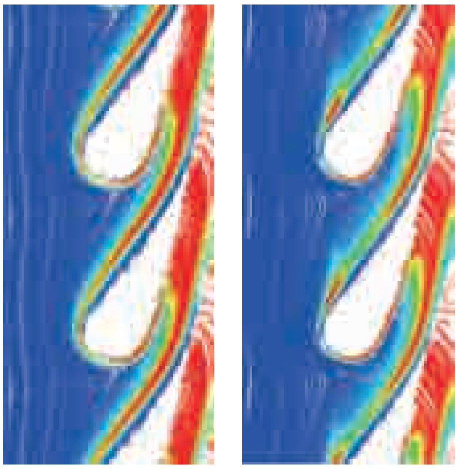


図6　評価モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

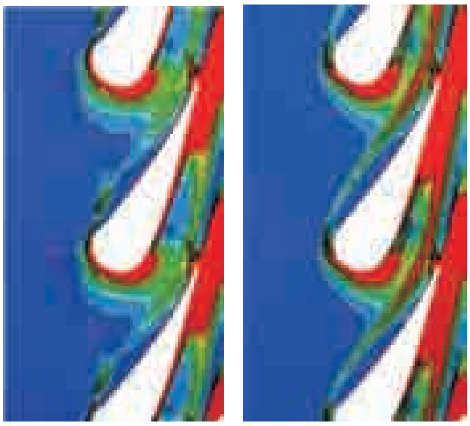
図７に渦線，図８に散逸項の分布を示す。設計課題は前縁から発生する馬蹄形渦の増大と翼間での渦伸張を抑制することである。図７の渦線の分布から，(a)軸対称側壁翼では前縁で馬蹄形渦が発生し，翼間で伸張していることが分かる。(b)非軸対称側壁翼では前縁の馬蹄形渦生成が抑制されており，翼間でも渦が弱まっている。この効果は図８の散逸関数の分布でも確認できる。

ところで，実際の翼では，壁面にはフィルム冷却孔が，周方向に隣接する翼とのセグメント間には隙間が存在し，そこから冷却空気が混入し，更に複雑な流れ場となっている。本設計技術では，三次元CADとリンクしているため，より実機に近い形状での解析が可能である。但し，冒頭で述べたように設計時間が限られているために必ずしも詳細形状にて解析しているわけではなく，設計段階に応じて使い分けている。絶えず解析の高速化が望まれる。



(a)軸対称側壁　　(b)非軸対称側壁

図７　渦線



(a)軸対称側壁　　(b)非軸対称側壁

図８　散逸関数分布

2.4　連成解析：タービン翼内部の流れと伝熱解析

タービンでは空力設計と共に冷却設計が必要である。現在は，流体部分と構造部分の接触面において同じ境界条件を共有して総合的に解く連成解析が可能である。但し，熱伝達率等の熱的状態量の定量的精度は，まだ改善の余地ありというのが一般的な見解である。そのような状況下においても，定性的な傾向あるいは感度を把握するべく設計に活用している。

タービン翼後縁には，円柱群による乱流促進を利用したピンフィン冷却が広く使われている。このピンフィンの効率的な冷却促進手法として図９に示すような三角錐形の渦発生体を利用したものがある(5)。しかし，これらは適用対象を熱交換器としたものが主であり，ガスタービン翼とはピンフィンの配置が異なり，冷却空気のレイノルズ数も Re ～ 10^2 と低い。そこで，数値解析によりタービン翼冷却の条件である Re ～ 10^4 において渦発生体形状が伝熱特性に及ぼす影響を数値解析により調べた(6)。

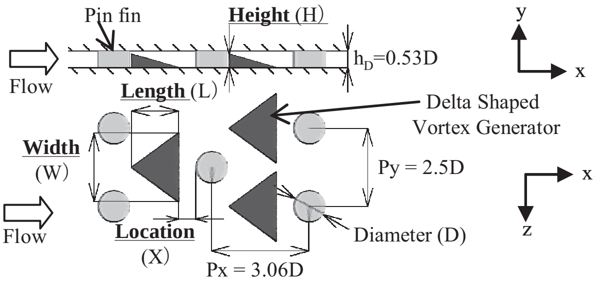


図９　三角錐形渦発生体付きピンフィン

解析モデルとその境界条件を図10に示す。ピンフィン配置はx方向に８列，z方向に２ピッチ分（周期境界条件）とした。流体部分と構造部分とに分け，接触面における境界条件が同じになるまで繰り返し解く，流れと伝熱の連成解析を実施し面平均熱伝達率を評価した。要素数は流体部分で約300万，構造部分で約100万の合計400万とした。渦発生体形状のパラメータとして渦発生体の高さ・幅・長さ・設置位置を表1に示すように設定した。これらの値はタービン翼後縁冷却を想定し，渦発生体の加工性やピンフィン配置などをふまえた上で極力広い範囲をとるように決定した。また，パラメータサーベイ手法としてタグチメソッドを使用し，パラメータの組み合わせをL9直交表より決定し合計９形状の渦発生体について解析を行った。また，流れの流入角を誤差因子とし，流入角に対する熱伝達率のロバスト性を評価した。

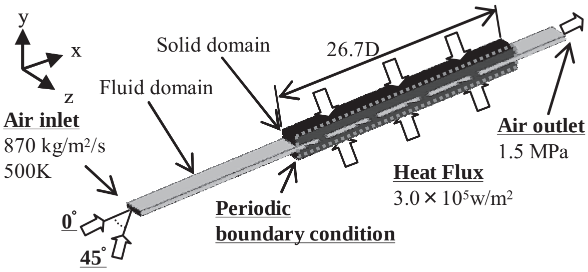


図10　解析境界条件

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

表１　渦発生体形状パラメータ探索範囲

Control Factor		Alternative Level		
		1	2	3
Length(L)	L/D	0.46	0.97	1.46
Width(W)	W/D	1.15	1.67	2.20
Location(X)	X/D	0.20	0.55	1.00
Height(H)	H/D	0.13	0.27	0.43

Re=6.0×10⁴における局所熱伝達率分布と３断面の速度ベクトルの数値解析結果を図11に示す。Re数，局所熱伝達率は以下の式で定義した。

レイノルズ数:　　$Re = \rho uD/\mu$　　(6)

局所熱伝達率：$h_{local} = q/(T_m - \overline{T_{air}})$　　(7)

ここで，ρ:空気密度（kg/m³），u:ピンフィン間平均流速（m/s），D:ピンフィン径（m），μ:粘性係数（Pa･s），q:熱流束（W/m²），T_m:局所メタル温度（K），$\overline{T_{air}}$:平均冷却空気温度（K）である。

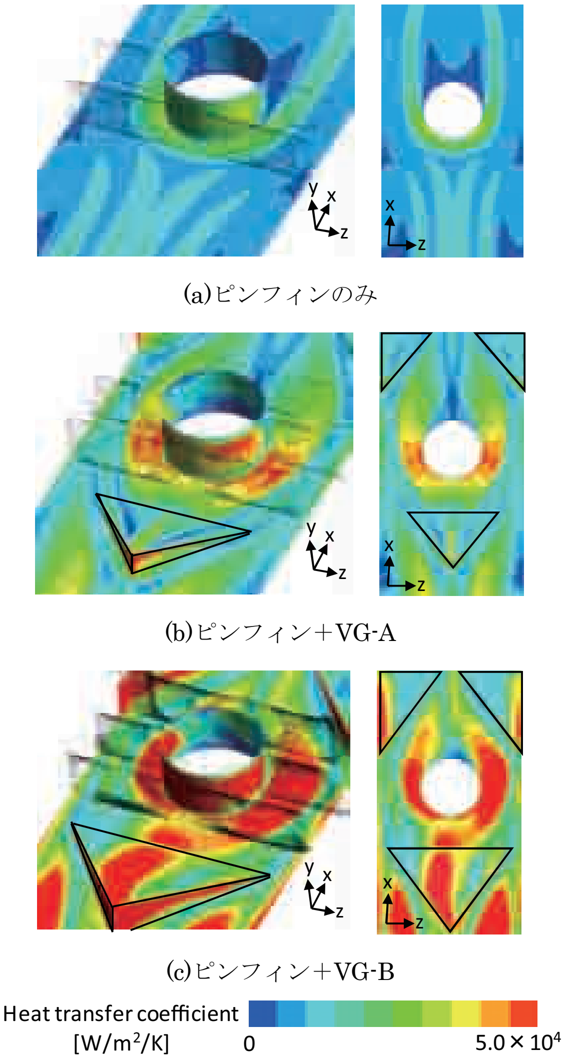


図11　局所熱伝達率分布

また，図11(b)(c)に示した２種の渦発生体の形状を表２に示す。VG-Aは各パラメータを表１の第２水準としたもの，VG-Bはタグチメソッドによる要因効果分析より熱伝達率が高くなるように選定したもので，高さ・幅・長さがVG-Aより大きく設置位置はVG-Aと同じである。この図から，渦発生体により後方に１対の縦渦が生じ，ピンフィン前方に下降流が生じていることが分かる。熱伝達率の高い領域はこの縦渦の下降流に沿って現れており，VG-Aに比べ熱伝達率の高いVG-Bでは，この渦が大きく，さらに下降流も強くなっている。このことから下降流が熱伝達率を向上させる要因と考える。また，熱伝達率の向上はピンフィンの側方と後方で顕著である。前者は流路断面積が狭まる部分であり，縦渦がピンフィン間を通過する際に引き伸ばされ，下降流が強められたことによる。後者はピンフィン斜め後方に位置する渦発生体が流れをピンフィン後方へと偏向させることにより淀み域が縮小したためと考えられる。

表２　供試渦発生体

	Length (L/D)	Width (W/D)	Location (X/D)	Height (H/D)
VG-A	0.97	1.67	0.55	0.27
VG-B	1.46	2.20	0.55	0.43

2.5　独自モデル組み込み：燃焼解析

当社で開発中の多孔同軸噴流バーナ[7]では，数十mmという短距離で燃料と空気を混合させて燃やすため，運転条件によって火炎の形態が拡散燃焼，予混合燃焼，部分予混合燃焼というように様々に変化する。当社では，拡散火炎，予混合火炎および両者の共存する部分予混合火炎のすべてに適用できる乱流燃焼モデル（Hybrid Turbulent Combustion, 以下HTC）を開発した[8]。HTCモデルは乱流拡散燃焼モデル（FPVモデル[9]）と乱流予混合燃焼モデル（火炎伝播モデル[10]）とを組み合わせたモデルである。本モデルでは反応進行度の輸送方程式を式(8)で与える。

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{C}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{C}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\bar{\rho}\left(D + D_{sgs}\right)\frac{\partial \tilde{C}}{\partial x_j} + \left[f\overline{w}_p + (1-f)\overline{w}_d\right] \qquad (8)$$

ここで，$\overline{w}_d$ $\overline{w}_p$はそれぞれFPVモデル，火炎伝播モデルの反応進行度の生成速度である。fは火炎形態パラメータであり，式(9)で与える。拡散燃焼では混合分率Zの勾配が大きいためf=0となり，予混合燃焼では$\tilde{G}$の勾配が大きいのでf=1となる。

$$f = \max\left(0, \min\left(1, a\frac{\left|\nabla\tilde{G}\right|}{\left|\nabla\tilde{Z}\right| + \varepsilon} - b\right)\right) \qquad (9)$$

ここで，εはゼロ割防止の係数であり，a，bは調整係数である。

上述のHTCモデルを組み込んだ燃焼解析コード

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

nextFlame（社内開発名）を開発している。本コードはOpenFOAM[11]をベースソルバとしている。nextFlameで解析した結果を示す。いずれの結果も乱流モデルにLESを用いた。図12および図13に拡散火炎の解析結果を示す。解析対象はパイロット火炎で保炎された空気希釈メタンの乱流拡散火炎[12]である。図13に示すようにノズル中心軸上の温度とCO_2質量分率の解析結果は実験値の傾向を良好に再現している。

次に図14および図15に予混合火炎の解析結果を示す。解析対象は三角柱状のブラフボディで保炎されたプロパン - 空気予混合気の乱流予混合火炎[13]である。図15に示すように温度と速度の解析結果は実験値の傾向を良好に再現している。

最後に複雑な燃焼状態を含む解析対象として，図16に多孔同軸噴流バーナの試験装置[7]を示す。図17に示す通り，温度の解析結果は実験値の傾向を良好に再現している。なお，温度は最大値と最小値で正規化してある。

以上のように，HTCモデルを採用することにより，様々な燃焼方式の燃焼器の数値解析を精度良く行えるようになった。

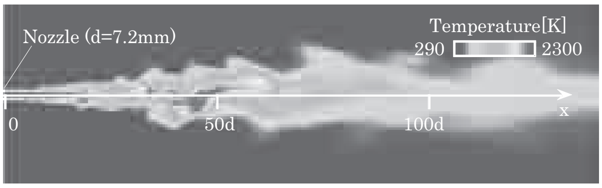


図12　拡散火炎温度分布

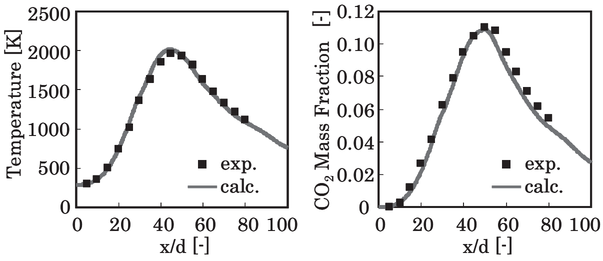


図13　ノズル中心軸上の温度およびCO_2分布

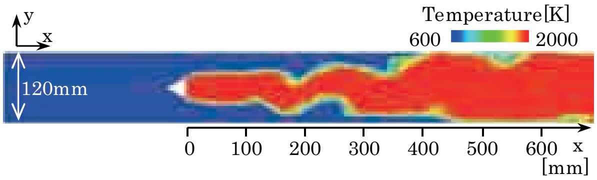


図14　予混合火炎温度分布

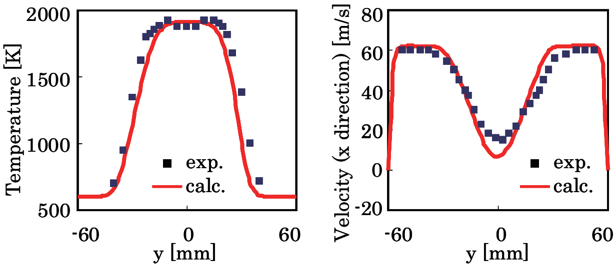


図15　予混合火炎温度および速度分布（x=150mm）

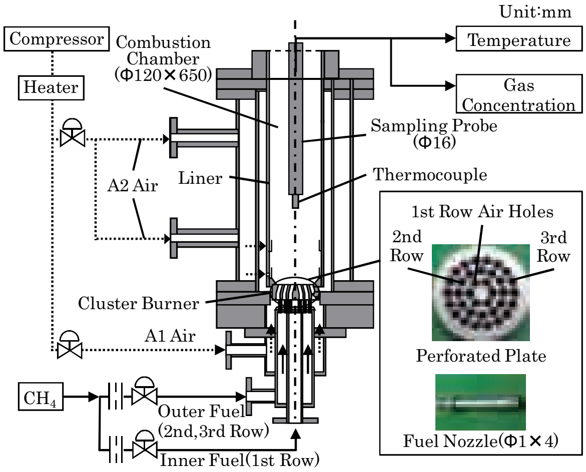
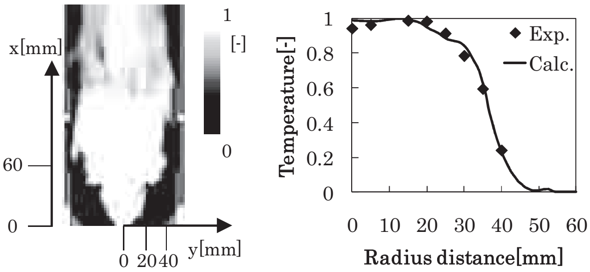


図16　多孔同軸噴流バーナ試験装置



(a)温度分布　　(b)時間平均(x=60mm)

図17　多孔同軸噴流バーナ火炎温度分布

2.6　蒸気タービン：設計活用例

最後に蒸気タービンへの活用事例も挙げる。ガスタービンと同様にあらゆる部分にCFDを活用している。図18に示すように，翼部やシール部はもちろんのこと，入口バルブから周方向に一部が閉塞されている高圧部分噴射段，中圧タービン排気室からクロスオーバ管を通って低圧タービン初段まで，さらに低圧排気室と復水器にもCFDを活用し，複雑な流体現象を解明している。ガスタービンと蒸気タービンとで共通する技術も多く，情報交換により更にCFD技術を高度化する一助となっている。

蒸気タービン固有の特徴は，(a)マッハ数２を超える超音速流，(b)気液相変化，水滴・水膜を含む二相流，(c)10^5～10^7の広範囲なレイノルズ数である。これらの特徴を模擬するために，当社では，(a)高精度衝撃波捕獲手法，(b)非平衡凝縮モデル，(c)幅広いレイノルズに対応できる乱流モデルを組み込んだCFD技術を開発している[14]。開発技術の精度と適応範囲は，試験との比較により検証している。図18の右下図はその一例で，流体解析結果の密度勾配分布に翼列風洞試験によるシュリーレン可視化写真を重ねたものである。衝撃波や後流位置が良く一致していることが確認できる[15]。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

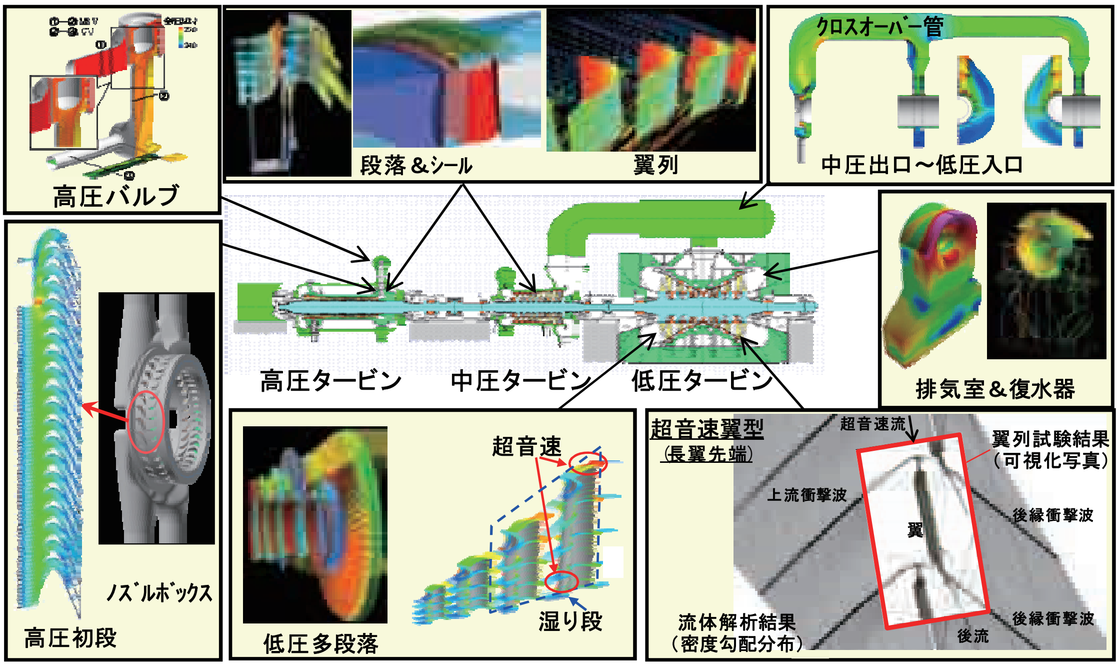


図18　蒸気タービン設計へのCFD技術適用事例

近年では，複数段落やシール部含む段落など複雑な体系の非定常流解析により，それぞれの部位に適した形状設計が可能である。それらの詳細に設計した形状を，当社の誇るモノづくりの技術で実機に反映し，蒸気タービンの効率と信頼性向上を実現している。

3．おわりに

以上，ガスタービンおよび蒸気タービン設計におけるCFD活用例を示した。現在のCFD技術は，現実的な時間内に，設計に使用し得る精度の予測解を与えてくれる。今後も計算機能力の発達に伴って解析精度が向上していくことは間違いなく，熱流体と構造強度，振動，伝熱および化学反応等との連成解析技術も進み，更に実現象を模擬する能力が向上するはずである。また，周辺技術として最適化技術も強力な計算能力を背景に著しく発達しており，設計の省力化が益々進むものと考えられる。

参考文献

(1) Myoren, C., Takahashi, Y. and Kato, Y., Multi-Objective Optimization of Three-Dimensional Blade Shape for an Axial Compressor in Transonic Stage, IGTC 2011, IGTC2011-0055 (2011)
(2) 高橋康雄，明連千尋，岸部忠晴，加藤康弘：二次流れを考慮した圧縮機出口案内翼の最適化，第38回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，(2010)，p.83-88
(3) Higuchi, S. et al., Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant-Part 1: Overall Performance, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51072 (2008)
(4) Myoren, C., Kishibe, T., Shibata, T. and Takahashi, Y., Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging, ACGT2012-1003 (2012)
(5) 岩崎正道，他3名，Therm. Sci. Eng., 15-2 (2007)
(6) 森崎哲郎，他2名，第46回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (2009)
(7) Asai, T., Dodo, S., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S. and Inoue, H., ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45295 (2011)
(8) 室田知也，第47回燃焼シンポジウム講演論文集，(2009)，p.38-39
(9) Pierce, C. and Moin, P., Report No. TF-80, Stanford University (2001)
(10) FlameMaster Home Page, http://www.stanford.edu/group/pitsch/FlameMaster.html
(11) OpenFOAM, http://www.openfoam.com/
(12) Barlow, R. S. and Frank, J. H., Proc. Combust. Inst. 27, (1998), p.1087-1095
(13) Sjunnesson, A. et al., Volvo Flygmotor Internal Report VFA9370-308 (1991)
(14) Senoo, S. et al., A Numerical Method for Turbulent Flows in Highly Staggered and Low Solidity Supersonic Turbine Cascades, ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45450 (2011)
(15) Senoo, S. et al., Development of Titanium 3600rpm-50inch and 3000rpm 60inch Last Stage Blades for Steam Turbines, IGTC 2011, IGTC2011-0249 (2011)

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

ガスタービンの主要コンポーネントや吸排気のCFDと最適化

伊藤　栄作[*1]
ITO Eisaku

キーワード：CFD，コンポーネント，吸排気，最適化，ガスタービン

1．はじめに

一般に，ガスタービンの設計開発では，仮説を立て，現象を簡略化した解析と実験により設計を絞り込んで，最終案を決定していく。最近では，CFDをはじめとする大規模解析の進歩が著しく，図１のように，事前に現象をより精度良く把握し設計を絞り込み，不明な点や確認のための実験を行う場合も増えてきている。

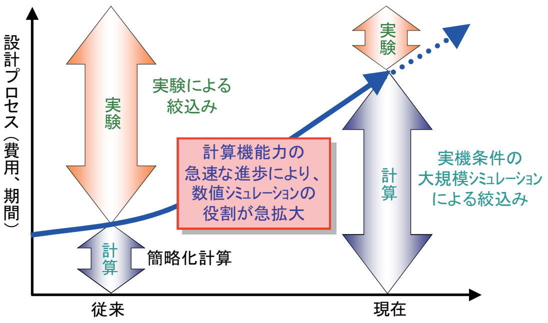


図１　設計におけるシミュレーションの役割の拡大

2．ガスタービンのCFD技術の変遷

図２は，ガスタービンの空力設計を例にとり，実際の設計に使用されるCFDの変遷を示す。現在は，多段での定常・非定常解析やキャビティなどを忠実に模擬した解析が使用されている。

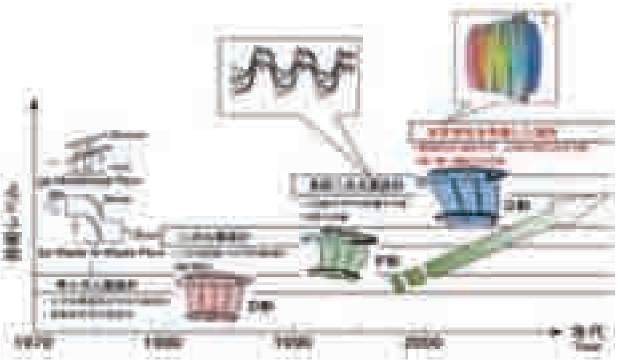


図２　CFDの変遷（タービン空力設計の例）

3．実機開発へのCFDの適用状況概要

CFDの適用範囲は従来翼列のみの適用だったものが，現在では図３のようにほぼすべての部位が対象となっている。さらに，CFDの進歩により，大規模な解析が可能となり，図４のような項目が評価可能となりつつある。

次項以降は，コンポーネント毎にCFDの適用状況を一部検証データも交え概観していく。

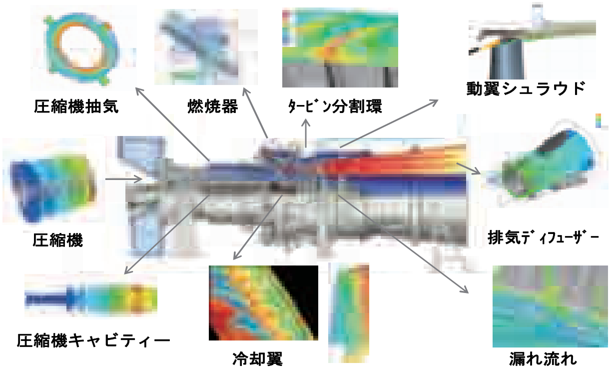


図３　ガスタービンへのCFDの適用状況

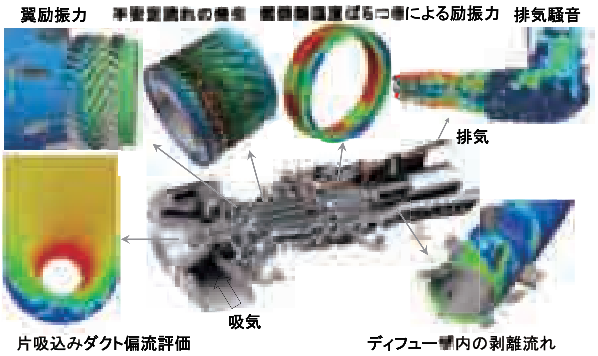


図４　大規模CFDによる新たな評価項目

4．圧縮機のCFD適用事例

図５は，実機圧縮機の全段解析事例である。試運転時に計測したスパン方向全圧分布を精度よく解析している。

また，図６のように，翼列流れとキャビティ内のラビリンス流れの干渉も評価可能である。最近では，図７のような非定常解析による失速点予測も精度が上がりつつある。

5．燃焼器のCFD適用事例

燃焼反応を含む燃焼器内の流れは現象が複雑なため，

原稿受付　2012年10月23日
＊１　三菱重工業㈱　原動機事業本部　ガスタービン技術部
〒676-8686　兵庫県高砂市荒井町新浜２-１-１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

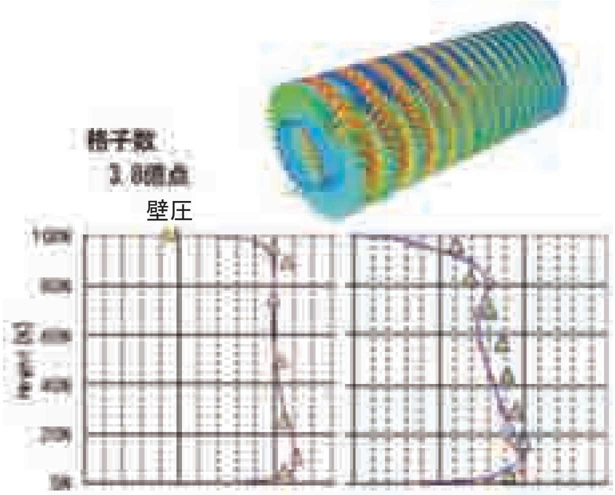


図5　実機圧縮機の全段CFD解析と全圧分布
（左：5段静翼入口，右：ディフューザ入口）

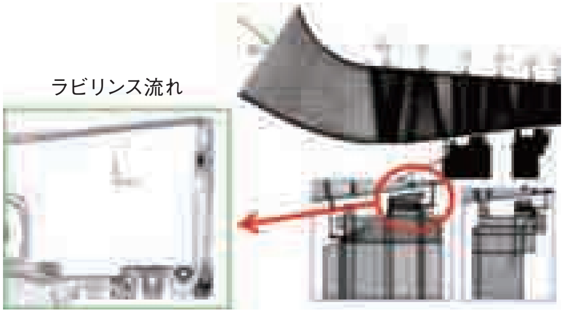


図6　圧縮機キャビティ流れの詳細解析

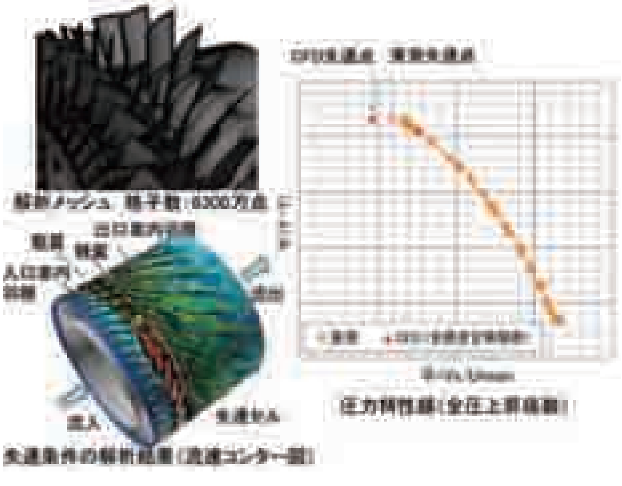


図7　亜音速単段圧縮機の非定常解析と失速点予測

CFD技術も発展途中であるが，既に設計開発や研究開発へ適用されている。図8は，GTCCプラントに排ガス再循環を適用し低酸素濃度での燃焼を行った場合に局所ガス温度を低減可能なことをCFDで評価した事例である。

さらに，最近は図9のように燃焼による乱れもより正確に評価可能なLarge Eddy Simulation（LES）が使用されるようになってきた。LES解析の予測精度検証は，計測が比較的容易な気流試験から実施される。図

図8　酸素濃度の局所燃焼温度への影響評価

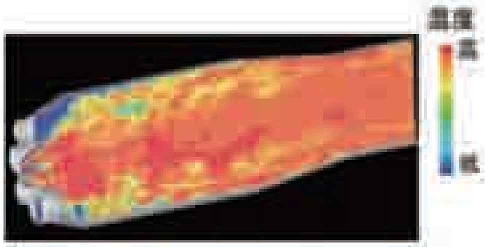


図9　燃焼器のLES解析（ガス温度分布）

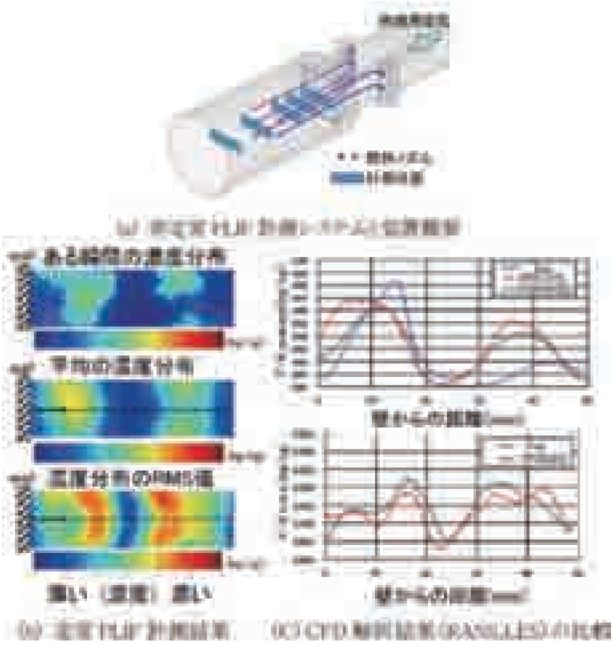


図10　燃焼器LES解析の精度検証（ダクト内混合）

10は，ダクト内の燃料と気流の混合を非定常のPlanar Laser Induced Fluorescence（PLIF）で計測し，LES解析と比較したものである。LESはReynolds Averaged Navier-Stokes（RANS）解析に比べ，高精度に混合の時間変動（RMS値）を予測している。

図11，12は，実機燃焼器形態での速度変動成分のLESの予測精度を検証した事例である。特に速度変動をRANSに比べ精度よく予測している。図13は，燃焼器内部の燃料濃度や火炎温度の瞬時分布を解析例であり，低NOx化のために重要な情報を予測している。

6．タービンのCFD適用事例

タービンの設計では，比較的早くから全段のCFD解析が設計プロセスに組み込まれ適用されてきた。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

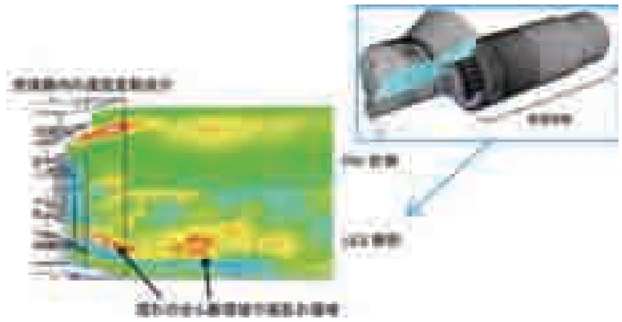


図11　燃焼器内の速度変動成分のLES解析結果とParticle Image Velocimetry（PIV）計測データとの比較

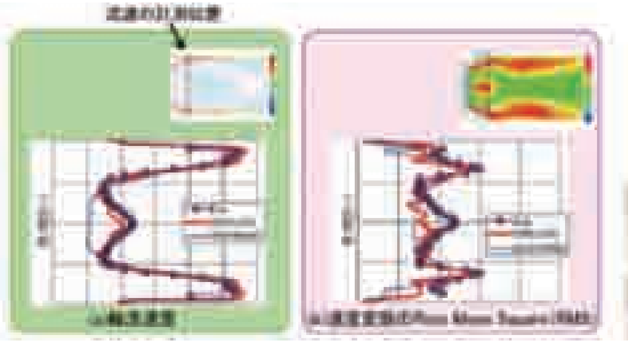


図12　LES解析による燃焼器流れの予測精度向上

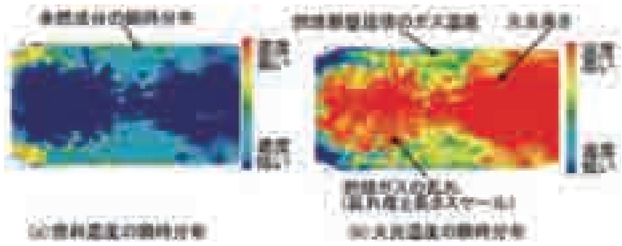


図13　LES解析による燃料濃度，火炎温度の瞬時分布

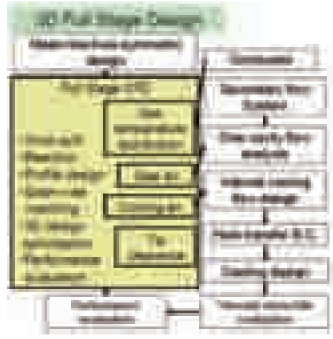


図14　多段タービンのCFDを用いた設計プロセス

高温タービンの設計では，特にガス温度の予測が重要となる。多段CFDでは，別途燃焼器試験から燃焼器出口のガス温度分布を求め，冷却・シール空気の混入も入力値とする。図15に実機の試運転で計測したタービン各段のスパン方向の全温・全圧分布との比較を示す。実機では周方向のばらつきがあるが，CFDの精度が確認された。

タービンの空力性能については，とりわけ主流の約二割もの冷却流やシール空気の混入の影響が重要である。これについては，実機での計測は難しく，図16に示す高速モデルタービン試験で精度検証を実施した。

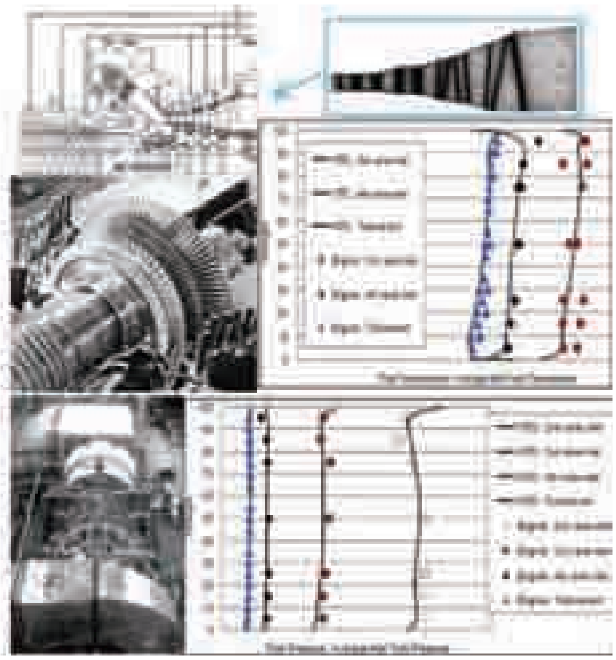


図15　実機タービンの全段CFD解析と計測値の比較（上：ガス温度分布，下：全圧分布）

これらのCFDツールを活用して，性能向上のための最適化設計が実施される。図17は燃焼器とタービン第一段静翼の周方向の位置関係を最適化した事例である。

さらに，図18や図19に示す，３次元設計も翼のみならず通路形状自体の最適化がなされるようになった。

多段CFDの活用によりタービンの空力性能は大幅に向上したが，これは言うまでもなく上流下流の翼列の影響を精度よく反映できたことによる。その典型的な事例が図20に示すような，フリースタンディング動翼のチップクリアランス流れの下流静翼への影響である。クリアランス流は，静翼のチップ背面に噴流として衝突し翼背面の静圧分布を変化させ，強い２次流れを誘発する。そこで，静翼のチップ前縁形状最適化と，非対称エンドウオールが有効であることが高速モデルタービン試験で確認された。

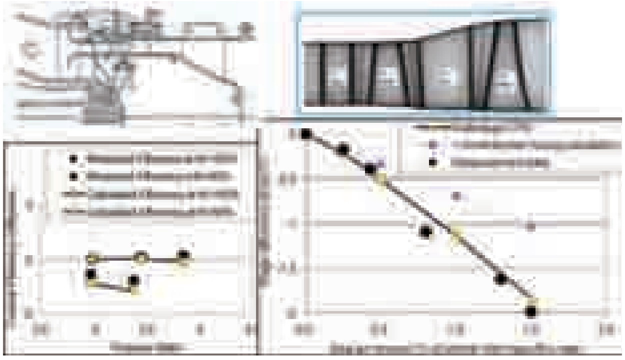


図16　冷却・シール空気混入による混合損失の予測

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

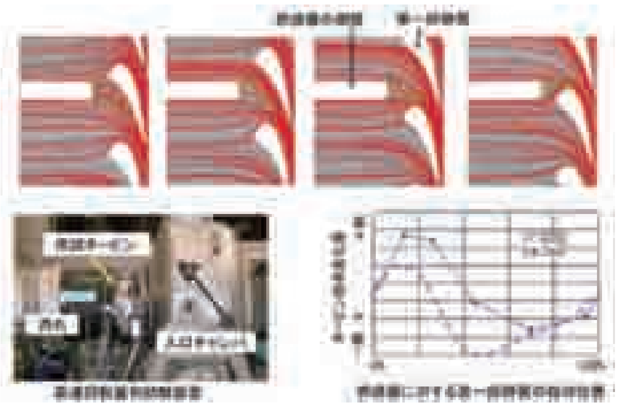


図17　燃焼器とタービン１段静翼の周方向の相対位置の最適化

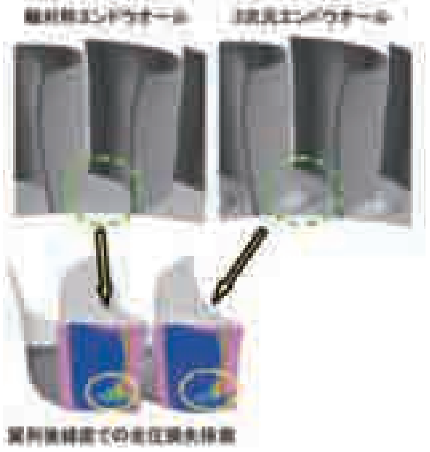


図18　非対称エンドウオールによる２次流れ損失低減

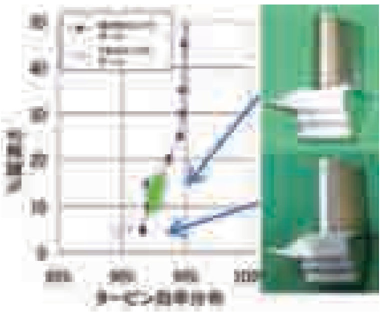


図19　非対称エンドウオールによる性能改善
（高速モデルタービン試験計測値）

さらに，次世代の超高温ガスタービンでは，図21のように，空力性能のみならずタービン翼への熱負荷を低減する試みが検討されている。

一方，ガス流路の解析に加え，図22に示すタービンの内部冷却通路の圧損の予測精度も大規模なCFDを実施することにより大幅に向上した。

７．冷却・シール空気系統設計への適用事例

図23は，タービンへの冷却空気通路にプリスワラーを設置し，性能を向上した際のCFD解析である。従来のフローネットワーク解析では考慮できない噴流の流れ場が検討された。

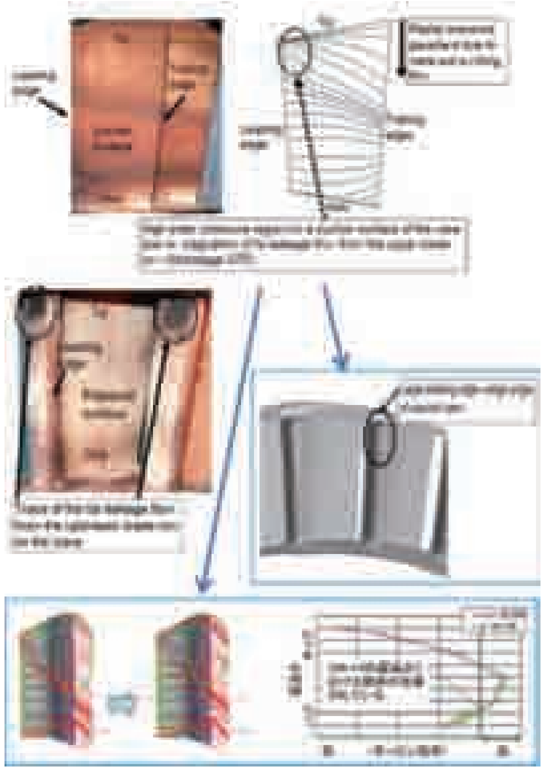


図20　第２段静翼の設計コンセプト（右中：チップ断面前縁形状，下：非対称エンドウオールの効果）

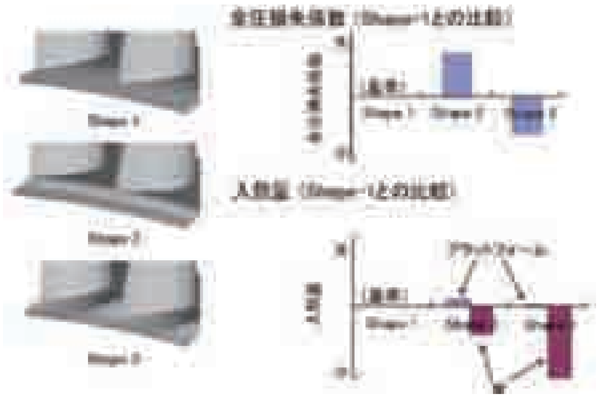


図21　動翼の全圧損失係数と入熱量のCFD評価の比較

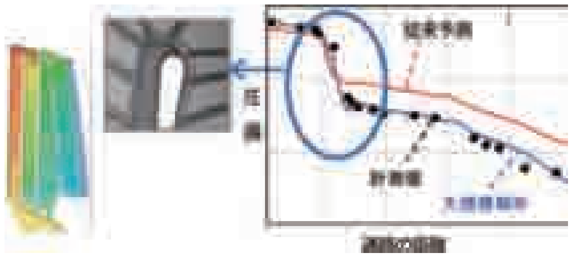


図22　冷却内部通路リターン部の圧損評価

８．片吸い込みダクトのCFD適用事例

産業用ガスタービンでは，吸気に片吸い込みダクトが採用されることが多い。形状はシンプルだが，圧縮機のIGVや動翼の回転方向の影響を受け，流れは左右対称とならず，非定常的に変動している。図24は，ダクト下方に仕切り板を設けない場合の流線の偏りを示す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

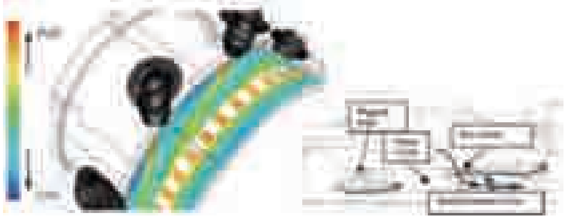


図23　冷却空気系統の流れ解析（プリスワラー）

図24　片吸い込みダクトの非定常解析

9．排気ディフューザ・ダクトのCFD適用事例

図25の写真は，震災後の緊急電源対応として設置されたシンプルサイクルガスタービンの排気ダクトを後方から撮影したものである。後方に排熱回収ボイラがなく，煙突出口からの排気騒音が懸念されたため，大規模CFDによりダクト内の乱れを音源とする騒音レベルを事前に，予測評価した。

このようなディフューザおよび排気ダクトの流れは剥離を伴い非常に複雑な流れとなっている。（図26）CFD解析には，タービン出口を含めた大規模解析が必要となる。

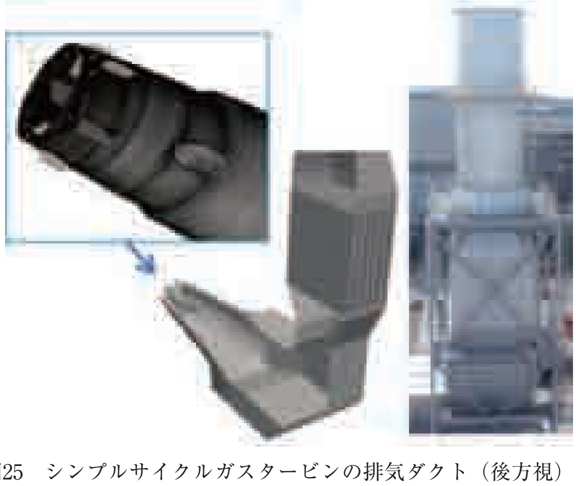


図25　シンプルサイクルガスタービンの排気ダクト（後方視）と大規模CFDの解析格子

10．製造条件最適化への適用事例

ガスタービンの製造では，複雑な冷却構造を有するタービン翼の精密鋳造に代表される，いわゆる「特殊加工」が必要とされる。ここでも，数値シミュレーションを有効に活用することにより，製造品質の確保や開発期間短縮に貢献することができる。コンカレントの設計・製造を可能とするために高速のメッシュジェネレータが有効となる。（図27，28）

ロストワックス法による精密鋳造では，図29に示すワックスをワックス型に充填する際の流れ解析が，また，図30のような鋳型に溶融金属を流し込む際の湯流れ，凝固解析もCFDの応用として実用化されている。

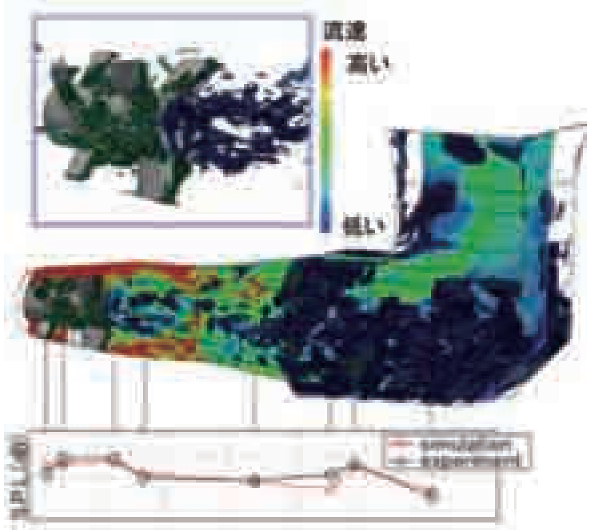


図26　ディフューザ内の剥離流れと騒音レベルの予測

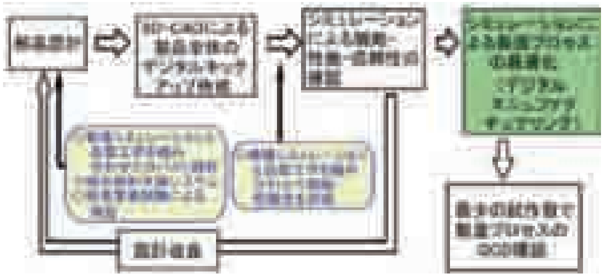


図27　数値シミュレーションを最大活用する開発プロセス

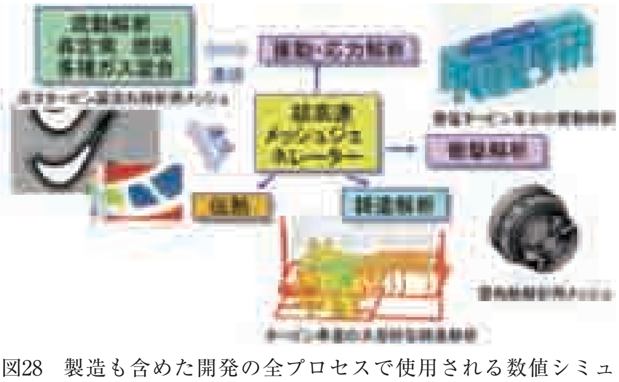


図28　製造も含めた開発の全プロセスで使用される数値シミュレーション

図29　精密鋳造翼のワックス流れ解析（充填状況）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

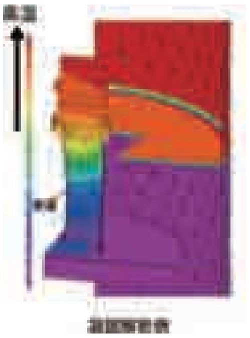


図30　精密鋳造の湯流れ・凝固解析

11. エンクロージャ内の安全性解析

CFDは，ガスタービン本体のみならず，エンクロージャ内の安全性評価にも適用されている。図31のように，エンクロージャ内の燃料配管・抽気配管・冷却空気配管・潤滑油配管などを忠実に模擬した流動解析が実施され，換気性能の確認などに活用されている。

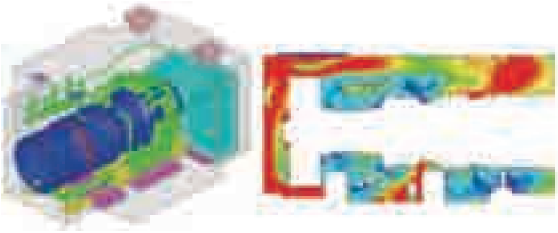


図31　エンクロージャー内の流れ解析
（左：エンクロージャ内の配管配置，
右：ガスタービン周りの流速分布（水平視））

12. まとめ

最近の大規模解析も含め，ガスタービンの開発で使用されているCFDの検証や適用状況について，概観した。

数値技法や乱流モデル，燃焼モデルなどについては，紙面の都合で一切触れていないが，年々それらのモデリングも，実現象をより忠実に模擬できるよう高度化が進められている。

このような解析手法の高度化に伴い，精度検証や現象の把握のための実験計測技術が以前にも増して重要となっている。

また，設計プロセス自体も年々変遷していくが，設計者の思考過程や，効率の良い開発プロセスは，１次元→２次元→３次元→３次元かつ非定常，のようにステップを踏んでいく場合が多く，現象を単純化し本質のみを抽出した従来の解析方法や設計ツールは以前と変わらず重要であることを，合わせて強調しておきたい。

参考文献

(1) 越智真弓ら，三菱重工技報Vol.49 No1（2012），安全・安心な社会を支える製品開発のための最新数値シミュレーション技術

(2) 田中守ら，三菱重工技報Vol.48 No1（2011），数値シミュレーションを活用し，生産性を向上させるものづくり革新

(3) 伊藤栄作ら，三菱重工技報Vol.47 No1（2010），超高温ガスタービンの要素技術の開発

(4) Eisaku Ito et al，GT2006-90646，ASME TuboExpo 2006，Advanced Turbine Aerodynamic Design Utilizing a Full Stage CFD

(5) V.Laurello et al，GT2006-90182，ASME TuboExpo 2006，Correlation of Pre-Swirl Effectiveness with the Turbulent Flow Parameter and Application to MitsubishiMF111 Up-Grade

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

JAXAにおける航空用ガスタービンへのCFD技術の適用

野崎 理*1 NOZAKI Osamu
賀澤 順一*2 KAZAWA Junichi
牧田 光正*1 MAKIDA Mitsumasa
山根 敬*1 YAMANE Takashi
榎本 俊治*2 ENOMOTO Shunji

キーワード：CFD，ファン，燃焼器，タービン，ジェット

1．はじめに

JAXAでは，航空宇宙技術研究所の時代から航空機関係のCFDの研究に力を注いできており，航空エンジンに関しては1980年代から三次元翼列解析コードCAS3Dを開発して以来，CFD技術の実用化を目指した研究を進めてきた。その後2000年頃から，JAXAにおける共通基盤CFDプログラムとしてUPACS（Unified Platform for Aerospace Computational Simulation）の開発[1]が本格的に始まり，翼列流れ解析対応のUPACS-turbo，Large Eddy Simulation（LES）対応のUPACS-LES等に発展している。現在では，UPACSに重合格子法を適用する事による実機形状燃焼器の流れ解析，熱伝導方程式を連成させる事によるタービンの流体・熱伝導連成解析，UPACS-turboを用いた翼列干渉によるファン騒音の解析，移動格子による振動翼列解析，等が可能となっており，さらにLESを用いて渦に起因するジェット騒音予測等も可能となっている。ここでは，代表例としてファンブレードのフラッタ解析，ライナーを含む燃焼器内部流れ解析，タービンの空力－熱伝導連成解析，及びジェット騒音LES解析について紹介する。

2．CFDによる翼振動安定解析

航空用ジェットエンジンにおけるCO_2排出量削減は重要な課題であるが，これを解決するために，近年のジェットエンジンでは高バイパス比化が進んでいる。高バイパス比化することにより，燃費の向上が期待されるためであるが，ファン径が大きくなるため，ファン翼のアスペクト比が高くなる。これに伴ってファンでのフラッタが問題となることが予想されるため，設計段階から数値解析を活用した翼振動安定性予測技術がこれまで以上に重要となる。

JAXAにおいても翼列フラッタの数値予測について研究を行ってきた。数値解析コードとしてJAXAで開発されているUPACSを改良した翼振動問題を解析可能なUPACS-turboを用い，JAXA所有のファンリグ形状に対して翼列フラッタの数値解析を行っている[2,3]。図１に解析対象としているファンリグを示す。動翼は22枚，静翼は58枚で，設計回転数は16,300rpmである。このファンリグについて，設計回転数の80％において，動翼のみの解析を行った。図２に翼を振動させない場合の定常計算結果のうち，無次元翼面上静圧分布を示す。60％スパン付近からチップにかけて衝撃波が存在しており，動翼周りの流れ場は相対マッハ数１を超える遷音速流れ場と

図１ JAXA遷音速ファン供試体

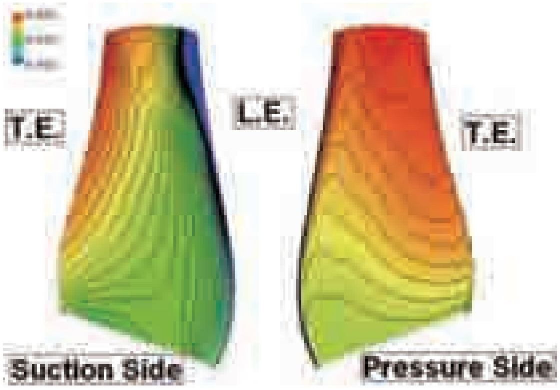


図２ 翼面上静圧分布

原稿受付 2012年10月１日
＊１ （独）宇宙航空研究開発機構 航空プログラムグループ
〒182-8522 調布市深大寺東町７-44-１
＊２ （独）宇宙航空研究開発機構 研究開発本部

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

なっていることが分かる。このような流れ場では衝撃波近傍およびその下流での剥離域の挙動が翼振動の安定性に対して支配的となることが一般的に言われている。

解析対象としたファンにおいて，流量および翼間位相差をパラメータとした翼振動安定解析を行った結果，最も振動が不安定となるのは翼間位相差が32.7°（360°/11）であることがわかった。この翼間位相差での流量と翼にかかる非定常空力仕事の関係を図３に示す。非定常空力仕事が正になると翼振動が不安定となり，翼列フラッタが発生する。図中Case Bの流量において非定常空力仕事が正となっており，翼振動が不安定となることがわかる。図４に振動が安定なCase Aと不安定となるCase Bでの無次元翼面上非定常空力仕事分布を示す。Case Aでは衝撃波近傍での非定常空力仕事が負であるが，Case Bでは正となっていることが分かる。衝撃波近傍で誘起される非定常空力仕事が翼振動の安定性に対して支配的であることが確認できた。

ここに示したのは一例であり，JAXAでは複合材翼での翼振動安定性，静翼がある場合の動翼での翼振動安定性などについても解析を行っている。また，最近では流体-構造連成解析を行うためのプログラムの開発にも着手している。翼列フラッタの数値予測について，予測精度の向上，様々な状況での翼列フラッタ予測を可能とするためのプログラム開発を通じ，翼列フラッタのメカニズムおよび発生回避技術について知見を増やしていきたいと考えている。

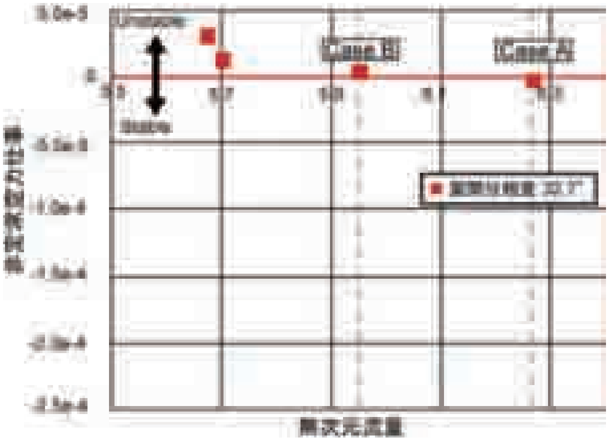


図３　流量と非定常空力仕事の関係

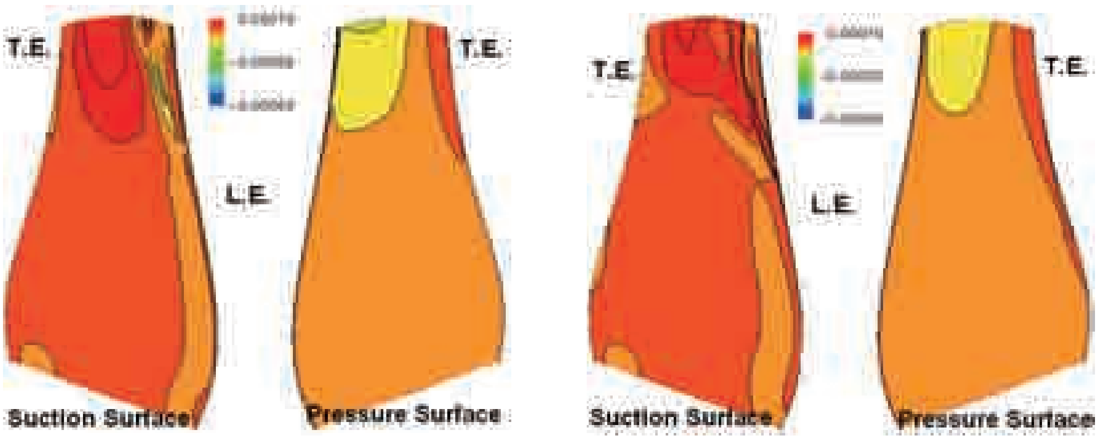
３．燃焼器内部流れ解析

クリーンエンジンの枠組みの中で，航空機エンジン用燃焼器からの有害排出物，特に窒素酸化物（NOx）を低減するための燃焼技術の研究開発が行われている。その開発過程では，モデル燃焼器による燃焼試験と併せて，CFDが設計支援に活用されている。航空用燃焼器の形態としては，濃い状態での燃焼後に急速に薄めるRich-Lean型と，薄い状態での燃焼を維持するLean-Burn型に大きく分けられるが[4]，ここでは前者のRich-Lean型燃焼器の開発へのCFDの適用例を紹介する。

燃焼器の開発は実験主体で行われているものの，コストと労力が要求される燃焼実験では多くのモデルの試験を行うことが容易でなく，JAXAでは計算コストの比較的安価なコールドフロー（非燃焼流）解析を燃焼器設計に活用する手法を模索してきた[5],[6]。本燃焼器の開発過程においても，コールドフロー解析を活用しつつ，大気圧での円筒燃焼器試験から実際の運転条件下での環状燃焼器試験へと徐々に燃焼器モデル及び試験条件を実際の航空用燃焼器に近づけながら改良を行い，環状燃焼器形態での実温実圧試験においてNOx排出を国際民間航空機関（ICAO）のCAEP4排出基準値の38%に低減する事に成功している[7],[8],[9]。

3.1　計算手法

航空用燃焼器内部流のCFDでは，燃焼器が多くの部品で構成されるため構造が複雑であることに加えて，液体燃料噴霧の蒸発・燃焼現象を扱わなければならず，燃焼器全体に渡って現実的な時間内に厳密な解を得ることは現時点では難しい状況と考えられる。流れ場の把握



Case A（翼振動：安定）　　Case B（翼振動：不安定）

図４　翼面上非定常空力仕事分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

に限っても，燃焼場では温度上昇により流れ場が変わるため，コールドフロー解析では厳密な解は得られないが，その影響を念頭においた上でのコールドフロー解析なら，燃焼器設計の初期段階に必要な情報は得ることが可能と考えられる。そこで，主として初期設計段階でのスクリーニング作業に役立てることを目的として，比較的短時間で数多くの燃焼器モデルの流れ場を解析して取捨選択する事に適した計算手法を採用した。計算にはUPACSを使用し，計算時間短縮のため，Spalart-Allmaras乱流モデルを用いた定常計算を行っている。

また図５に示すように，本燃焼器は燃焼器ライナにカウル，燃料ノズル，燃焼・希釈・冷却用空気孔等が付属した複雑な形態となっている。さらに，NOx排出低減の手段としてRich-Lean燃焼方式を採用していることから燃料ノズルからの流入空気は1割程度となっており，燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分の調整が燃焼性能向上のために重要となっている。そのため，スクリーニング作業においてライナやカウル形状のみならず，空気孔の大きさ・配置を正確に再現し，かつ容易に変更可能とするために，これらをパーツに分けて組み合わせられるように，UPACSに組み込まれている重合格子法(10)を活用した。本手法を適用した燃焼器の計算格子を図５に示す。環状燃焼器を周方向に16分割したシングルセクタ（燃料ノズル１個分）の領域を切り出し，プレディフューザ・インナケーシングを含めた燃焼器ライナの内外を背景格子とし，カウル，燃料ノズル，空気孔等の物体周辺の格子を重合境界で結合している（格子点総数約1200万点）。重合境界に沿った内側には補間点の層が自動生成され，格子間で値の内挿を行っている。なお，ライナ上には実際には直径１mmの冷却空気孔が約200個空いているが，ここでは直径3.3mmの冷却孔46個で開口面積を合わせている。また，プレディユーザ入口と燃焼器出口の間に与える圧力損失（圧損）⊿Pを試験に合わせて３～５％に設定し，流入空気温度は500Kとしている。

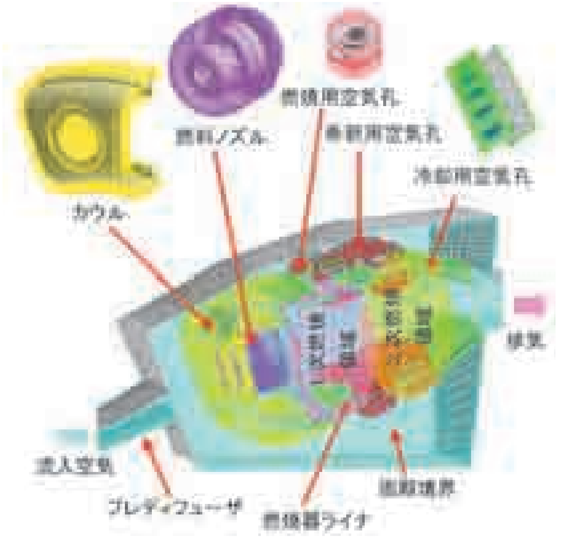


図５　Rich-Lean燃焼器の概念図と，重合格子法を用いた計算格子の構成

3.2　燃焼器設計への適用例

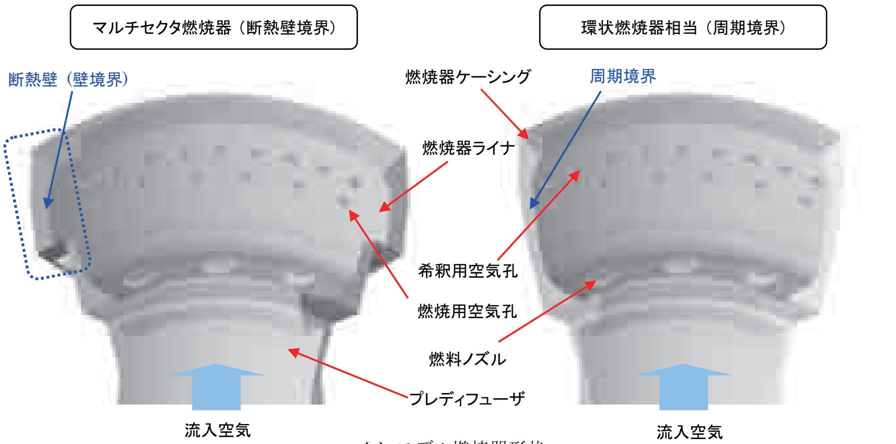
本手法により非燃焼状態での流量と圧損の関係が得られるので，圧損を設計値に近づけるためのライナ・カウル形状や空気孔の大きさの設計等に主として活用されている。ここでは，燃料ノズル３個分のマルチセクタ燃焼器と16個繋がった環状燃焼器での圧損の違いをCFDで解析した例を紹介する。両者は同じライナ形状，空気孔配置で設計・製作されたが，モデル燃焼器による試験で流量-圧損特性に差が生じ，燃焼特性も悪化する結果となった。その原因を探るため，CFDでもシングルセクタ区画を３つ接合し左右に周期境界の代わりに側壁領域を付加してマルチセクタ燃焼器を模擬した計算モデル（図６左）での計算を行い，周期境界条件を用いたシングルセクタの結果を３つ並べた結果（図６右）との比較を行った。計算領域を図６aに，得られた流線を図６bに，壁面上の全圧分布を図６cにそれぞれ示す。これらから，マルチセクタモデルでは側壁の影響で側壁付近に循環流が発生することにより圧損が生じ，燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分が減っている，即ち環状燃焼器では想定以上に空気孔からの流入が増え，ノズルからの流入量が（１割程度）少なくなっていることが予測された。その分の是正を図り，燃焼用・希釈用空気孔を縮小した環状燃焼器モデルを製作して試験したところ，マルチセクタ燃焼器と同様の性能を得ることが出来た。

また，前述のようにRich-Lean型燃焼器では燃焼・希釈用空気孔の配分・配置が性能に大きな影響を与えるが，ここでは別の適用例として，着火・保炎性能への影響予測に用いた例を示す。図７aのように燃焼用空気孔の配置を対向・千鳥配置と変えた場合の流れ場の比較を図７bに示す。赤線が燃料ノズルから，青線が燃焼用空気孔からの流線を示すが，対向配置（図７左）では燃焼用空気孔からの流れが中心付近で衝突して上流にも戻り，燃料ノズルからの流れを下流に押し出す形になり，一方で千鳥配置（図７右）では燃焼用空気孔からの流れが反対側のライナ壁に互い違いに届いて燃料ノズルからの流れをブロックする形となっている。着火・保炎性能の観点からは燃料ノズルからの流れの滞留時間が長い方が好ましく，モデル燃焼器でも千鳥型を採用することにより，これらを改善することが可能となった。

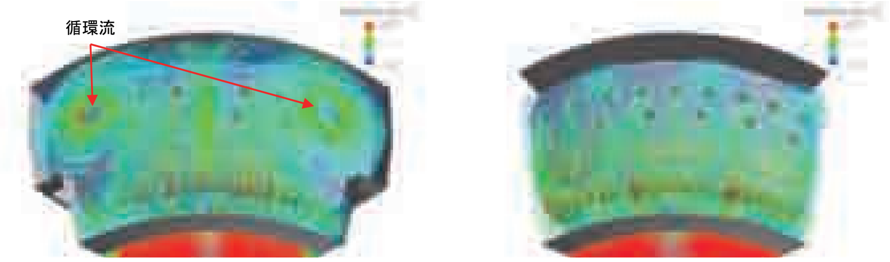
４．タービンの流体・熱伝導連成解析

タービンの冷却性能評価には，流体・熱伝導連成解析による詳細な温度予測技術の活用が期待されている。そこでUPACSを拡張して流体と固体熱伝導の同時解析を実現するとともに，重合格子を併用して複雑な形状への対応能力を向上させた。

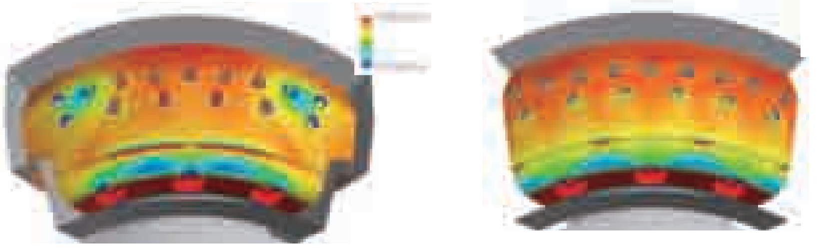
Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.



(a) モデル燃焼器形状.

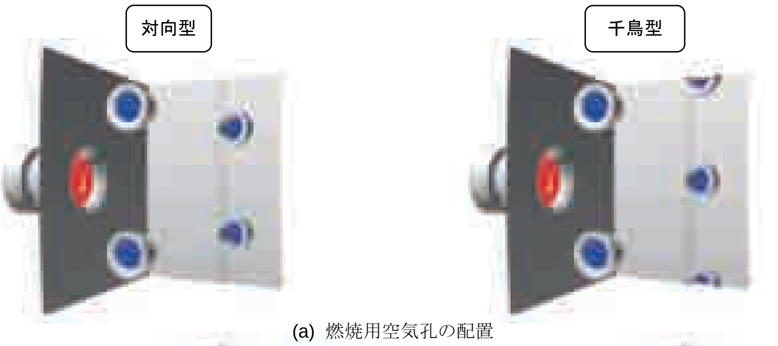


(b) 流線 (速度絶対値で色付け:m/s).

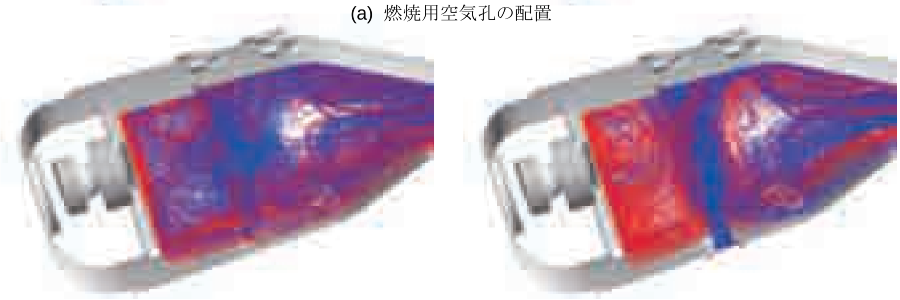


(c) 燃焼器ライナ上の全圧分布 (Pa).

図 6　マルチセクタモデルと環状燃焼器モデルの比較



(a) 燃焼用空気孔の配置



(b) 燃料ノズルと燃焼用空気孔からの流線
（赤色: 燃料ノズル起点、青色: 燃焼用空気孔起点）

図 7　燃焼用空気孔配置の違い

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

4.1　流体・固体境界の取り扱いと重合格子

UPACSによる連成解析では，物体表面で固体ブロックと流体ブロックが通常のブロック境界と同様に完全に接合していることを前提とした。これにより，図８に示すように，流体側セルと固体側セルの界面において，温度場の連続性が確保されるとともに熱流束が保存される。

一方，重合格子法は，格子ブロックどうしでセル面の厳密な接続を行わず，データ補間を行うことで格子生成を容易にする。しかし流体ブロックと固体ブロックを重合させることは極めて困難であるので，物体表面では図８のように完全に接合したブロック接続を維持し，流体ブロック相互，固体ブロック相互での重合のみを認める制約により，重合格子法を利用した流体・熱伝導連成解析を実現した[11]。

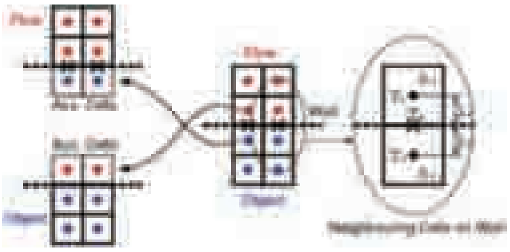
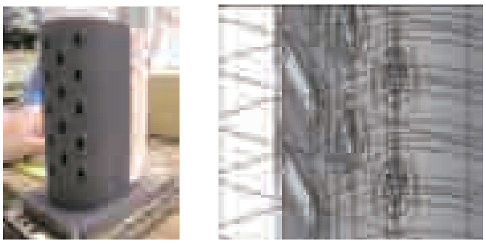


図８　流体・固体連成境界でのデータ交換

4.2　フィルム冷却構造の解析事例

一例として，フィルム冷却構造モデルの連成解析結果を紹介する。JAXAで行ったタービン複合冷却構造を前縁に適用した性能評価試験模型の形状（図９(a)）のうち，フィルム冷却部分を用いた。図９(b)は解析格子のブロック構造を示しており，ソリッドな翼周りの格子の上に，フィルム孔の出入口と孔内部および孔を取り巻く固体部分で構成する格子を重合させている。すべての孔で共通の格子を使用でき，孔形状や配置の変更が容易であることが重合格子のメリットである。



(a)試験模型　　(b)フィルム付近格子

図９　前縁フィルム冷却モデル

この翼周りの格子をさらに風洞ダクト格子に重合させて解析を行い，図10のように外部高温ガス流，内部冷却空気流，そして固体熱伝導の間の熱バランスに基づく，詳細な固体表面温度分布を得ることができた。

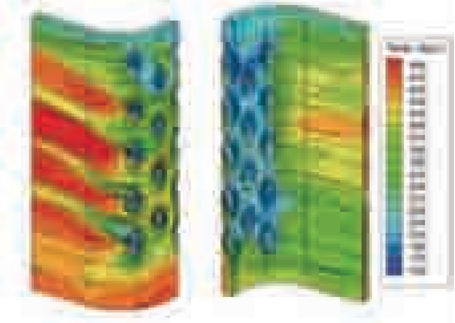


図10　連成解析による表面温度分布

4.3　多分野統合解析に向けて

連成解析で得られた詳細な温度分布データを，Nastranの温度境界条件に変換して熱応力解析を行った結果が図11である[12]。フィルム孔出口のみならず入口側にも応力集中が見られるが，これは連成解析によらなければ得られない温度勾配に基づく結果である。さらに，表面圧力や遠心力も加えた構造解析に発展させ，流体・熱伝導・構造のタービン翼多分野統合解析の実現を目指している。

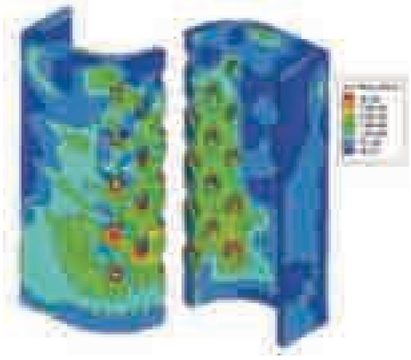


図11　詳細な温度結果に基づく熱応力分布

5．ジェット騒音LES解析

航空機用ジェットエンジンの排気ジェット騒音は航空機離陸時の主要な騒音源であり，その低騒音化に向けて低騒音ノズルの研究が行われている。ジェットと外気の混合を促進し剪断層の速度勾配を穏やかにすることによって低騒音化を図るために，ノズル出口にデバイスを装着する方法が一般的である。様々な形状のデバイスの試作と実験を繰り返して低騒音効果の大きいデバイスを開発する過程において，実験に先立ってCFD解析によって低騒音効果を評価できれば必要となる実験のケース数を減らすことができて効率的である。ジェット騒音のLESによる数値予測は，騒音が発生する過程を直接数値計算でシミュレートする手法であり，低騒音デバイス開発に寄与することができる手段として期待されている。LES騒音予測は，現状では単純な円形ジェット流に対して数dBの精度と考えられており，低騒音デバイスの効果（一般に1～2dB程度）を定量的に予測するには未だ

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

十分とは言い難い。しかし，デバイスの形状変更に伴う流れ場や騒音の変化の傾向を見る手段として，またデバイスによって発生している現象を洞察するための手段として，実験と合わせて用いることによって有効な手法になり得る。

亜音速ジェットでは主に大規模構造・不安定波による低周波騒音と，細かい乱流渦による高周波騒音の二種類の騒音が発生すると考えられている。前者は比較的低周波で下流方向に指向性が有り，後者は細かい乱流渦によって発生する高周波の広帯域騒音である[13]。ジェット騒音の数値予測では両者を包含するために短い時間ステップの計算を多数の時間ステップにわたって実行する必要が有り計算負荷が高くなる傾向にある。

5.1　UPACS-LES

JAXA研究開発本部では，流れによって発生する騒音を予測するためのツールとしてUPACS-LESを開発している。有限体積法により離散化した３次元圧縮性NS方程式ソルバーであり，マルチブロック構造格子を用いた大規模LES解析を行うことができる。対流項の空間差分には最大で６次精度の有限体積法用のコンパクトスキームを用いており，odd-even型の数値振動を抑えるために10次精度の空間フィルターを用いている．サブグリッドスケールの応力のモデル化にはSmagorinskyモデルを用いることができる。ジェット騒音の数値予測を行う場合は，ジェット噴出し口近傍のLES計算を行って流れから騒音が発生する現象を直接シミュレートし，ジェットから少し離れた位置で流れ場のデータを時系列にサンプリングし，FW-H法を用いて遠方場の騒音を計算する。

5.2　円形ジェット

円形ジェットのLES数値予測は形状が単純なこと，実験データが豊富なことなどから広く検証例として用いられている。図12は円形ジェットの計算例で，ジェットの速度分布とジェット周囲の音波を示している。ジェットのマッハ数は0.9である。

円形ジェットでは，ノズル内境界層の厚さと乱れをどのように扱うかが騒音予測値に大きく影響する。実際のジェットエンジンのノズル出口における境界層は極めて薄く，ノズル出口直径の千分の１のオーダーと言われており，ノズル内境界層をLESで精度良く計算することは

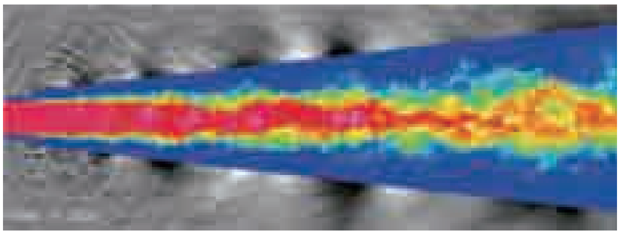


図12　円形ジェットのLES計算例

現段階では不可能である。一方でノズル内の境界層乱れを全く無視した計算では騒音予測値が過大になることが知られている。このため境界層内の乱れを何らかの方法でモデル化する必要があるが，境界層の厚さや乱れの量や乱れを付加する手段の違いが騒音予測値に影響してしまうため，より良いモデルを目指して研究が行われている段階である。将来的には最適なモデルで効率よく精度の良い騒音予測が行えるようになるかもしれないが，現時点で精度良く騒音予測を行うためには出来る限り細かい計算格子を用いる方法が有効と考えられる。図12の例では，ノズル出口近傍の格子点間隔を0.005D（ノズル直径をDとする）とし，ジェット出口から20D程度下流まで出来る限り等間隔で計算格子を設定したため，総格子点数は４億7600万点となった[14]。計算はJAXAスーパーコンピュータシステムで980ノードを12日間用いて行った。その結果，流れ場に関しては，平均速度，速度乱れともに実験データと良く一致し，下流30度方向に指向性を持つ比較的低周波の騒音は－3dB程度，90度方向の高周波の広帯域騒音は－5dB程度の予測精度であった。

5.3　マイクロジェット

次に，上記の騒音予測技術を用いて，低騒音デバイスの効果を数値予測することが可能かどうかを試すために，マイクロジェット噴射を伴うジェットの数値予測を行った。マイクロジェット噴射ノズルは，主ジェットの周囲に小さなジェット（マイクロジェット）を噴き込んで，主ジェットの剪断層を乱すことで低騒音化を図る手法である。マイクロジェット噴射を伴うジェット流れのLESを行う上では，マイクロジェットと主ジェットのスケールに大きな差があることが課題になる。マイクロジェットノズル直径dは，主ジェットノズル直径Dと比べて非常に小さく（例えば１%程度），マイクロジェット流れを主ジェット同様に計算することは事実上不可能であり，マイクロジェットが主ジェットに及ぼす影響の主要な物理現象を再現でき，かつ計算量の少ない簡略化した計算を行う必要がある。そこで，マイクロジェットに対して細かい計算格子を配置するのではなく，マイクロジェットノズルの太さにほぼ対応した数点の計算格子点に対して運動量湧き出しを付加するという方法を用いた。マイクロジェットの効果として，マイクロジェット自体の持つ乱れも考えられるが，主ジェットの剪断層から発生する乱れエネルギーと比べて十分に小さいことが予想されるため無視することとした。

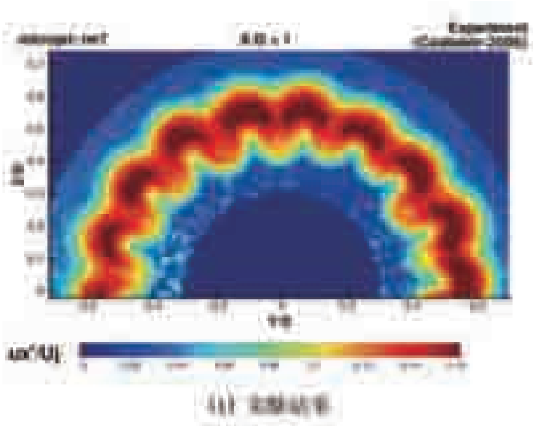
計算を行った対象はCastelainらによる基礎実験[15]である。彼らの実験では，円形ノズルの周囲に18本（20度間隔）のマイクロジェット噴射ノズルを配している。主ノズルの直径Dは50mm，主ジェットは，温度が周囲温度と同じになるよう加熱されており，マッハ数は0.9である。マイクロジェット噴射角度は45°，マイクロジェット噴射ノズル直径dは主ノズル直径Dの２%，マイクロ

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ジェットの噴射流量は一本あたりの流量（主ジェット流量に対する比）は最大で8.86×10^{-4}である。

図13はノズル出口から1D下流の流れに垂直な断面における速度乱れ成分を実験と計算とで比較したものである[12]。実験でマイクロジェットによって剪断層が波型に変形している様子が計算結果にも現れており，速度乱れに関してLES計算が物理現象を良く再現できていることが分かる。

これに対して遠方場騒音を計算し，実験と比較したものが図14である。ジェットの下流方向から30°方向の指向性を持つ騒音であり，低い周波数に比較的明確なピークを持っている。実験ではマイクロジェットによって3割程度騒音値が下がっている。計算結果は，全体的に騒音予測値が半分程度（−3dB）であるが，ピークの周波数と，ピーク周波数におけるマイクロジェットによる騒音低減（2割程度）は，ある程度数値予測できている。一方でピーク周波数より高い周波数に対しては，騒音低減効果が明確には計算できていない。



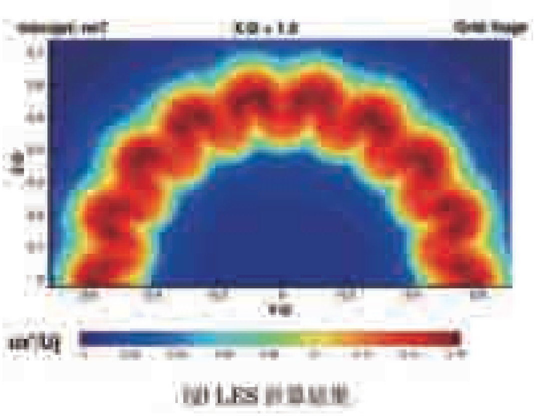


図13　速度乱れ成分（ux'/Uj），X/D=1.0

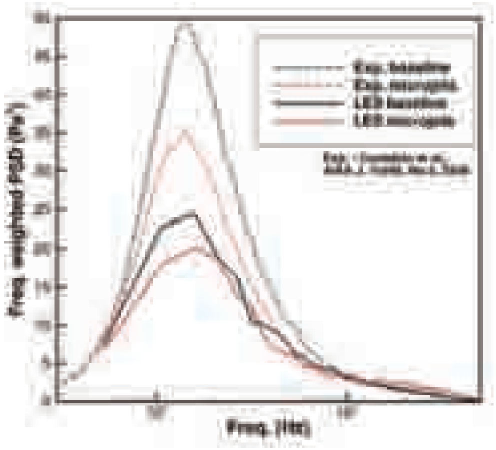


図14　遠方場騒音値

5.4　ネイルデバイス

JAXA航空プログラムグループは，細長い突起状の”ネイル”デバイスを開発している。このデバイスは，マイクロジェットなど流体を噴き込む方法とは異なり，構造物を流れの中に設置しているため，比較的安定した騒音低減効果が期待できる．また，実機エンジンにこのデバイスを設置する際，ノズル端から引っ込めることが出来る機構を用いることで巡航時の推力低下の問題も解決できる．このデバイスを開発するにあたり，ネイルの侵入深さや角度を最適化する上で指針となる情報を提供することを目的としてLES解析を行った[16]。

ネイルデバイスはジェットの直径と比べかなり小さいため，ネイル形状を正確に再現するような格子を用いることは難しい。またデバイス開発をサポートすることが目的の場合，格子の作成と計算を早いサイクルで繰り返す必要が有るため，出来る限り簡略な計算を行うことが望ましい。そこで，ジェット全体を計算するのではなく，ジェット出口からX=5Dの範囲に限り，周方向は1/4セクターに限定した計算を行うこととした。この場合，遠方場騒音値を計算することは出来ないが，計算された流れ場を調べることによって流れ場に対する洞察を深め，デバイスの改良の指針を決めるにあたって有用な情報を提供することが出来る。

図15は，ネイルによって発生した渦度の等値面である。ネイルによってジェット本来の剪断層に比べて強い渦が発生している様子が分かる。図16は乱流エネルギーがネイルの有無によってどのように変わるか比べたものである。ネイルによって強い乱れが発生しているが直ぐに減衰してX=1Dではほぼ無くなっているのに対し，X=3D～5Dで乱流エネルギーが増えている。これらからネイルデバイスはデバイス位置で流れに乱れを与えているの

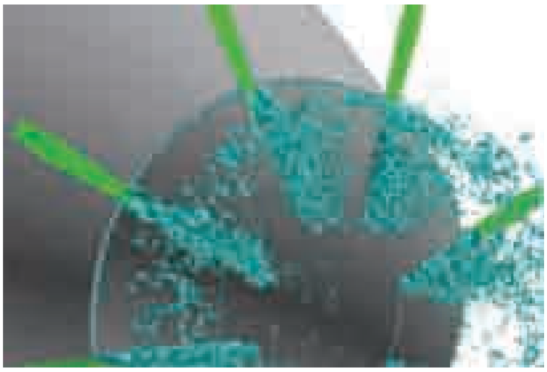


図15　ネイルによって発生した渦

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

図16　ネイルによって発生した乱流エネルギー

みならず，流れを変形させることによって下流に影響を与えていることが示唆された。

6．おわりに

JAXAにおける航空エンジン分野のCFDの適用例を紹介した。2003年度にスタートしたクリーンエンジンプロジェクトにおいては，試験装置の設計等にこれらのCFDツールが大いに活用されている。今後は，計算機のさらなる進歩にともないUPACSを発展させ，さらに信頼性の高い実用ツールとして整備して行く予定である。

参考文献

(1) Yamane, T., Yamamoto, K., Enomoto, S., Yamazaki, H., Takaki, R., and Iwamiya, T. : Development of a Common CFD Platform -UPACS-, in Parallel Computational Fluid Dynamics - Proceedings of the Parallel CFD 2000 Conference, Trondheim, Norway, Elsevier Science B. V. (2000), pp.257-264

(2) J. Kazawa, T. Nishizawa, D. Masaki, "Numerical analyses of flutter characteristics of titanium and composite fan rotor blade" 20th International Symposium on Air Breathing Engines, 2011

(3) J. Kazawa, T. Nishizawa, D. Masaki, "Numerical investigations of flutter characteristics of fan rotor blade", The Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2012

(4) Lefebvre, A. H., 1998, "Gas Turbine Combustion," Second Edition, TAYLOR&FANCIS, Philadelphia

(5) M. Makida, et al, 2010, "Utilization of Cold-Flow Numerical Simulation With Overset Grid Method in Development Process of Aeroengine Combustor," ASME Paper No. GT2010-23089

(6) M. Makida, et al, 2010, "Detailed Cold-Flow Simulation to Estimate Mass Flow Distribution of Aircraft Combustor," ASME Paper No. GT2011- 46217

(7) M. Makida, et al, 2006, "Preliminary Experimental Researches To Develop A Combustor For Small Class Aircraft Engine Utilizing Primary Rich Combustion Approach," ASME Paper No.GT2006-91156

(8) M. Makida, et al, 2007, "Optimization of a Small Aircraft Combustor to Reduce NOx Emissions Under Practical Conditions," ASME Paper No. GT2007-27969

(9) M. Makida, et al, 2008, "Verification of Low NOx Performance of Simple Primary Rich Combustion Approach by a Newly Established Full Annular Combustor Test Facility," ASME Paper No. GT2008-51419

(10) 松村，東田，村上，山根，高木，山本: UPACSの重合格子解析における重合境界設定手法について，航空宇宙数値シミュレーションシンポジウム2004論文集，JAXA-SP-04-12, pp.248-253

(11) 山根　敬，山本一臣：流体・熱伝導連成数値解析における重合格子法の活用手法について，第36回ガスタービン定期講演会論文集（2008）pp.31-35

(12) 山根　敬：流体・熱伝導連成数値解析と固体熱応力解析の連携手法について，第38回ガスタービン定期講演会論文集（2010）pp.165-170

(13) Tam, Viswanathan, Ahuja, and Panda, "The Sources of Jet Noise: Experimental Evidence", AIAA 2007-3641

(14) Shunji ENOMOTO et al., "Large-Eddy Simulation of High-Subsonic Jet flow with Microjet Injection", 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA 2011-2883

(15) T. Castelain, M. Sunyach, D. Juve, J.C. Bera," Jet-Noise Reduction by Impinging Microjets: An Acoustic Investigation Testing Microjet Parameters," AIAA Journal Vol.46, No.5, (2008)

(16) 榎本俊治 他, 騒音低減デバイスを装着したジェット流れのLES数値予測,第44回流体力学講演会／航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム2012, JSASS-2012-2150

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

燃焼器内乱流燃焼場のCFD

黒瀬　良一*1
KUROSE Ryoichi

キーワード：LES，乱流燃焼モデル，Flamelet モデル，NOx，すす，LES，Turbulent Combustion Model, Flamelet Model，NOx，Soot

1．はじめに

著者は５年前の2007年に，本誌の「特集：ラージエディシミュレーション（LES）の応用」において「乱流燃焼流れのLarge-eddy Simulation　―噴霧燃焼流れへの適用―」と題した解説を執筆した[1]。この解説では，”実機を対象”とする乱流燃焼数値シミュレーションには乱流燃焼モデルが不可欠であり，その導出過程および適用性は対象とする燃焼場の燃焼形態によって大きく，拡散燃焼，予混合燃焼，およびこれらの燃焼が共存する部分予混合燃焼の３つに分類されることに言及した。また，噴霧燃焼の主な燃焼形態が拡散燃焼であると考えられることから，拡散燃焼モデルに絞って解説し，拡散燃焼モデルの１つであるflamelet法[2]を用いたLESをシンプルな噴流噴霧火炎に適用した例を紹介した。

本解説では，拡散燃焼，予混合燃焼，および部分予混合燃焼のためのflamelet法[2]をベースにした乱流燃焼モデルについて概説し，これらのモデルを用いたLESを実機燃焼器内燃焼場等の複雑な燃焼場に適用した例を著者らの研究成果を中心に紹介する。また，前解説[1]ではその重要性を指摘するまでにとどまっていたNOx生成やすす生成の予測を行った結果についても紹介する。

2．flamelet法をベースにした乱流燃焼モデルの概要

図１に，乱流燃焼モデルの分類と概念を示す。ガス乱流燃焼のプロセスは混合の観点から大きく３つに分類することができる。すなわち，燃料と酸化剤を別々に導入し拡散によって混合気を形成して燃焼させる拡散燃焼（nonpremixed combustion もしくはdiffusion combustion），あらかじめ燃料と酸化剤を混合した混合気を燃焼させる予混合燃焼（premixed combustion），およびこれらの燃焼が共存する部分予混合燃焼（partially premixed combustion）である。例えば，ディーゼルエンジン内の燃焼は主に拡散状態，スパークイグニッションエンジンや希薄燃焼ガスタービン内の燃焼は主に予混合状態で起こり，さらに燃焼条件に

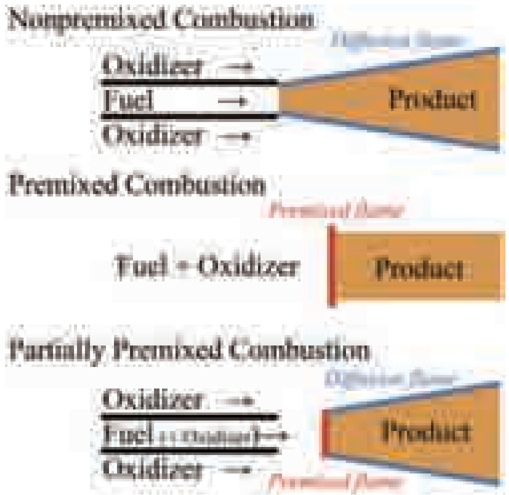


図１　乱流燃焼モデルの分類と概念

応じてそれらが共存する状態が少なからず生じる。次節以降では，flamelet 法[2]をベースにしたそれぞれのモデルと適用例を述べる。なお，flamelet法[2]の詳細については，他の論文（例えば(3)-(5)や解説（例えば(1),(6),(7)）を参照されたい。

3．拡散燃焼モデル

噴霧燃焼については，燃料液滴のサイズが極端に小さくなく，かつ当量比が低い場合，その燃焼形態は概ね拡散燃焼と見なせることが確認されている[5],[8],[9]。そこで，乱流拡散燃焼モデルの１つであるflamelet/progress-variable法[4],[5],[8]を組み込んだLESを，実際の航空機用ガスタービンエンジン燃焼器を模擬したサブスケールモデル内部の噴霧乱流燃焼場に適用した[10],[11]。本計算および次節以降のLESには，全て，複雑な形状にも適用可能な非構造格子上で計算が行えるFrontFlow/red（FFR）を，京都大学，電力中央研究所および数値フローデザインにより改良したコードを用いている。

LESのためのフィルタリングを施された流れ場，およびラグランジェ的に解くことにより求める燃料液滴運動の支配方程式を以下に示す。

原稿受付　2012年９月28日
＊１　京都大学大学院工学研究科機械理工学専攻
流体理工学講座環境熱流体工学分野
〒606-8501　京都市左京区吉田本町

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

［流れ場］

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}})=S_m, \tag{1}$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}}\widetilde{\boldsymbol{u}})=-\nabla\bar{p}+\nabla\cdot\bar{\boldsymbol{\sigma}}+\nabla\cdot\bar{\boldsymbol{\tau}}+S_{\boldsymbol{u}}, \tag{2}$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\widetilde{Z}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}}\widetilde{Z})=\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{D}_Z\nabla\widetilde{Z})+\nabla\cdot\boldsymbol{q}_Z+S_Z, \tag{3}$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\widetilde{C}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}}\widetilde{C})=\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{D}_C\nabla\widetilde{C})+\nabla\cdot\boldsymbol{q}_C+\bar{\rho}\widetilde{\dot{w}}_c, \tag{4}$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\widetilde{h}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{\boldsymbol{u}}\widetilde{h})=\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{D}_h\nabla\widetilde{h})+\nabla\cdot\boldsymbol{q}_h+Q_{rad}+S_h, \tag{5}$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}\widetilde{Y}_{\mathrm{NO}}}{\partial t}+\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{Y}_{\mathrm{NO}}\widetilde{\boldsymbol{u}})=\nabla\cdot(\bar{\rho}\widetilde{D}_{Y_{\mathrm{NO}}}\nabla\widetilde{Y}_{\mathrm{NO}})+\nabla\cdot\boldsymbol{q}_{Y_{\mathrm{NO}}}+\bar{\rho}\widetilde{\dot{w}}_{\mathrm{NO}}. \tag{6}$$

［液滴運動］

$$\frac{d\boldsymbol{x}_d}{dt}=\boldsymbol{u}_d, \tag{7}$$

$$\frac{d\boldsymbol{u}_d}{dt}=\frac{f_1}{\tau_d}(\widetilde{\boldsymbol{u}}-\boldsymbol{u}_d), \tag{8}$$

$$\frac{dT_d}{dt}=\frac{Nu}{3Pr}\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,d}}\right)\left(\frac{f_2}{\tau_d}\right)(\widetilde{T}-T_d)+\frac{1}{m_d}\left(\frac{dm_d}{dt}\right)\frac{L_V}{c_{p,d}}+\frac{1}{m_d c_{p,d}}\left[A_d\epsilon_d\left(\int_{\Omega=4\pi}Id\Omega-4\sigma_s T_d^4\right)\right], \tag{9}$$

$$\frac{dm_d}{dt}=-\frac{Sh}{3Sc}\frac{m_d}{\tau_d}\ln(1+B_M). \tag{10}$$

ここで，¯ はフィルタ操作を施したLES用のGS内における物理量の平均値を，$\sim$はFavre平均を意味する。式中の，ρは密度，uは速度，pは圧力，Zは混合分率，Cは反応進行変数としての燃焼生成物の質量分率（$Y_{H_2O}+Y_{H_2}+Y_{CO_2}+Y_{CO}$），$h$はエンタルピ，$Y_{NO}$はNO の質量分率である。また，$x_d$は液滴位置，$u_d$は液滴速度，$T_d$は液滴温度，$m_d$は液滴質量である。$\sigma$は応力テンソル，$D_Z$，$D_C$，$D_h$ および$D_{Y_{\mathrm{NO}}}$はそれぞれZ，C，h およびNOの拡散係数である。τはSGS 応力項，q_Z，q_C，q_hおよび$q_{Y_{\mathrm{NO}}}$はスカラのSGS項であり，dynamic Smagorinskyモデル[12]を用いて求められる。また，Q_{rad}は輻射による生成項である[13]。Sm，Su，SZおよびShは燃料液滴と気相の相互作用に関する生成項であり，particle-source-in-cell（PSI-Cell）法を用いて，以下のように計算する。

$$S_m=-\frac{1}{\Delta V}\sum_N\frac{dm_d}{dt}, \tag{11}$$

$$S_{\boldsymbol{u}}=-\frac{1}{\Delta V}\sum_N\frac{dm_d\boldsymbol{u}_d}{dt}, \tag{12}$$

$$S_Z=-\frac{1}{\Delta V}\sum_N\frac{dm_d}{dt}, \tag{13}$$

$$S_h=-\frac{1}{\Delta V}\sum_N\left[Q_d+\frac{dm_d}{dt}L_V+Q_{rad,d}\right]. \tag{14}$$

ここで，ΔVはコントロールボリュームの体積，Nはコントロールボリューム内に存在する燃料液滴の個数である。また，f_1 は燃料液滴の蒸発による抗力の修正係数，τ_d は燃料液滴の応答時間，Q_d は気相から燃料液滴に移動する熱量，L_V は蒸発潜熱，$Q_{rad,d}$ は輻射により気相から燃料液滴に移動する熱量である[13,14]。また，式(10)に関連して，燃料液滴の温度が沸点に達した場合は，沸騰蒸発モデル[15]により蒸発速度を計算する。

上記の支配方程式に含まれない諸化学種濃度，およびC，NOの反応生成項$\widetilde{\dot{w}}_C$，$\widetilde{\dot{w}}_{\mathrm{NO}}$はFLAMEMASTER[16]を用いて予め作成しておいた拡散火炎のデータベース，すなわちflamelet library から抽出する[11,17]。ここでは，燃料をJet-A（航空燃料用ケロシン）とし，約280化学種，1600 反応を考慮してflamelet library を作成した。計算格子の節点数，セル数はそれぞれ約140万，750万であり，燃料液滴のパーセル数は30万とした。すすの生成については論文[13]中のモデルを用いた。

図２，３に瞬間ガス温度の等値面と断面分布を燃料液滴分布と併せてそれぞれ示す。図より，バーナから噴射された燃料液滴が，燃焼室の外側に向かって広がる様子が確認できる。また，設定されたインナスワラおよびアウタスワラにより，燃焼室内には再循環流が形成されている。図４に時間平均のガス温度およびNO濃度の中心軸上分布を出口の実測値と比較したものを示す。図より，計算値は実測値と良く一致していること，また，輻射の考慮は特にNO濃度の予測に不可欠であることがわかる。また，図５にすす濃度を可視化し[13]，実験により直接撮影された写真と比較したものを示す。図より，計算により予測されたすす濃度の高い領域は実験のすす領域を表す輝炎領域より上流側に存在するものの，噴霧の蒸発がほぼ終了する後流においてすすが形成される傾向は双方で良く一致することがわかる。

図２　瞬間ガス温度の等値面と燃料液滴の分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

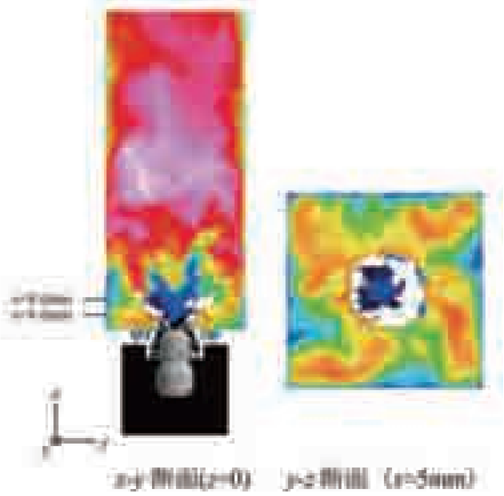


図３　瞬間ガス温度分布（白点は燃料液滴）

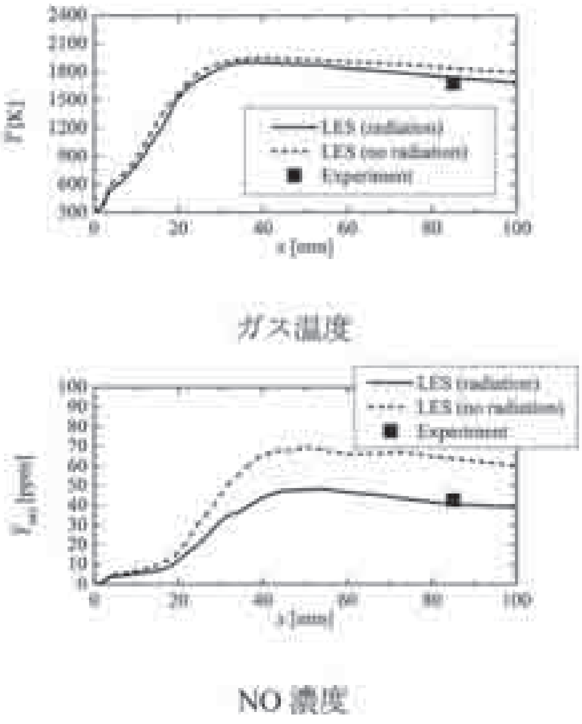


図４　時間平均ガス温度・NO濃度の実測値との比較

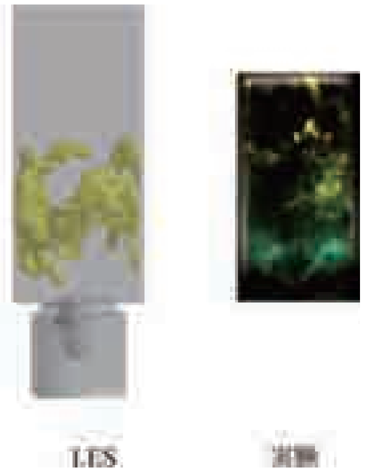


図５　すすの可視化

４．予混合燃焼モデル

Williams[18]は予混合燃焼モデルとして，flamelet G-equation 法を提案している。この方法では，予混合火炎面の挙動は以下の反応性を持たないスカラー G の方程式によって与えられる。

$$\frac{\partial \widetilde{G}}{\partial t} + \widetilde{\boldsymbol{u}} \cdot \nabla \widetilde{G} = \frac{\rho_u}{\overline{\rho}} (S_T + D_t \overline{\kappa}) |\nabla \widetilde{G}|, \tag{15}$$

$$|\nabla \widetilde{G}| = 1. \tag{16}$$

ここで，S_Tは乱流燃焼速度，D_t は乱流拡散係数，$\overline{\kappa}$は火炎面の曲率であり，S_Tは層流燃焼速度S_Lを用いてモデル化される[19]。

上式を解くことによりGを求め，$G< 0$ を未燃領域，$G > 0$ を既燃領域と判別する。そして，予混合火炎に対する火炎片方程式(2)を解くことによって予め作成しておいた予混合火炎のデータベースから既燃領域の温度Tと諸化学種濃度Y_iを抽出する[19]。なお，層流燃焼速度S_Lの値についても火炎片方程式(2)を解くことによって求める。

このflamelet G-equation法をCambridge大学で実施された予混合燃焼実験[20]に適用した。この実験では，燃焼器入口上流部に設置したラウドスピーカーにより予混合気体の注入速度に変動を与えることによって，火炎の不安定性を詳しく調べている。燃料はエチレンであり，本計算では約280化学種，1600反応を考慮した。計算格子の節点数，セル数ともに約110万とした。

図６に計算領域および瞬間ガス温度の等値面の３次元挙動を，また図７に瞬間ガス温度の断面分布の時間変化をそれぞれ示す。詳細は省略するが，G方程式を解くことにより得られる未燃領域と既燃領域の間の反応面挙動は実験と良く一致することが確認できた。

図６　計算領域および瞬間ガス温度の等値面

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

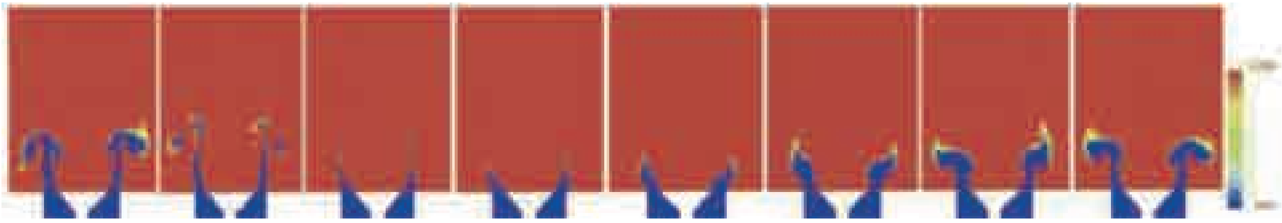


図７　流入速度の変動に伴う火炎挙動の変化

５．部分予混合燃焼モデル

Muller *et al.* [21]は部分予混合燃焼モデルとして，上述した２つのモデルを結合したモデルを提案している。すなわち，$G<0$ を非燃焼領域，$G>0$ を燃焼領域と定義し，燃焼領域の物理量には拡散火炎のデータベースを与える[22]。

この方法を，予混合燃焼と拡散燃焼が混在する複雑な乱流燃焼場を呈する三菱重工業㈱が研究開発中の1700℃級ガスタービン燃焼器[23, 24]内の燃焼場に適用した。燃料はメタン，エチレン，プロパンの混合物とし，約280化学種，1600反応を考慮した。計算格子の節点数，セル数はともに約600万とした。解析は，Lean-Lean（L.L.）モードとRich-Lean（R.L.）モードの二つの燃焼モード[24]に対して行った。

図８に燃焼器形状および燃焼器内の瞬間ガス温度分布を示す。また，図９に時間平均ガス温度分布を測定値と比較して示す。図より，G方程式モデルの併用により予混合気体の未燃領域が再現され，計算値は実験値と定量

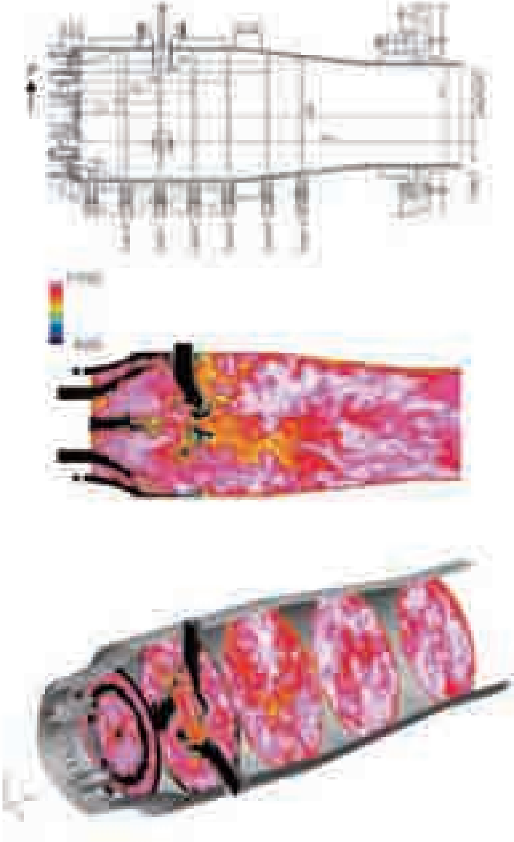


図８　燃焼器形状および瞬間ガス温度分布（Rich-lean条件）

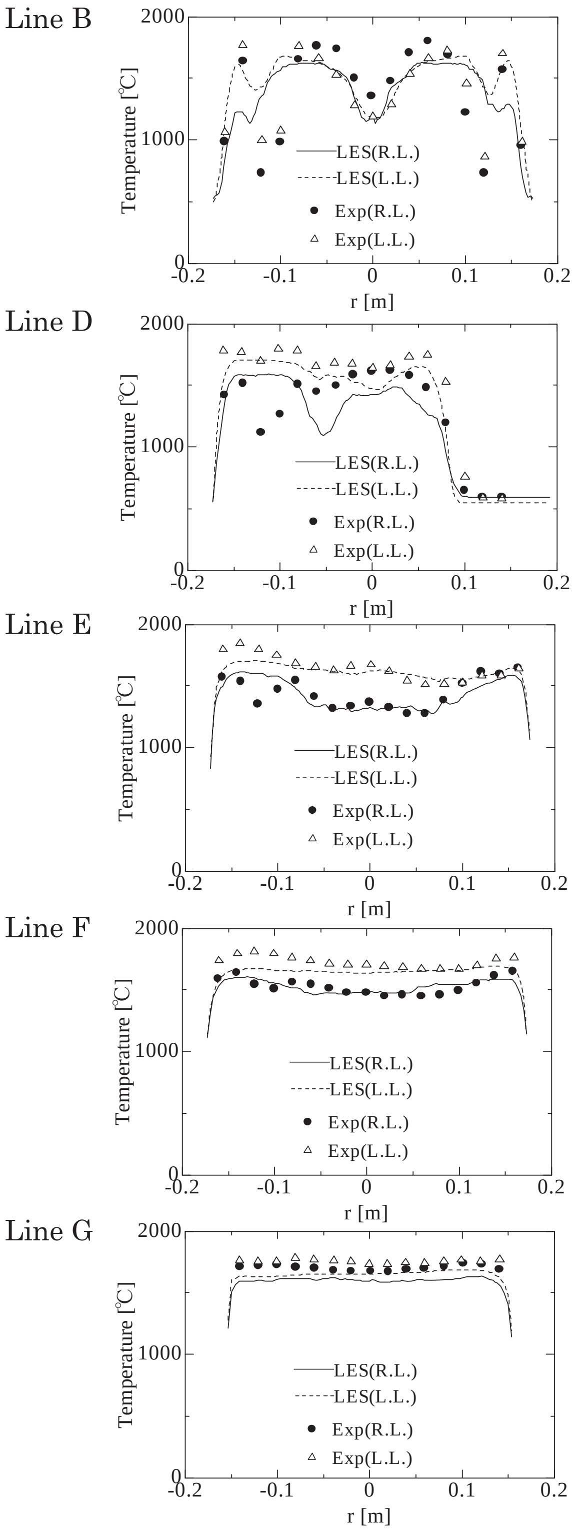


図９　時間平均ガス温度の実測値との比較

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

的にも比較的良く一致することが確認できる。なお，詳細は省略するが，本LESにより，燃焼器内ガス温度に及ぼす輻射や壁面からの熱損失の影響についても考察可能となっている[25]。

6．おわりに

本解説では，燃焼の3 形態である拡散燃焼，予混合燃焼，および部分予混合燃焼のための乱流燃焼モデルについて概説し，これらのモデルを用いたLESを実機燃焼器内燃焼場等の複雑な燃焼場に適用した例を著者らの研究成果を中心に紹介した。

2011年11月に公開された第38回TOP500リストにおいて２期連続で世界最高速（LINPACK 性能は10.51 PFlops）と認定された「京」コンピュータの開発プロジェクトは，その一環として，「京」コンピュータを有効活用するための研究推進プログラム（HPCI戦略プログラム）が文部科学省により並行して進められている。著者らは，その中で取り組まれているテーマの１つである，「分野4　次世代ものづくり：次世代燃焼・ガス化装置設計システムの研究開発」に携わり，LESの高度化，実用化に関する研究を進めている[26],[27]。関係者各位から様々なご意見をいただければ幸いである。

謝　辞

本稿を準備するにあたり，京都大学北野智朗氏，林雅人氏，辻堯文氏，電力中央研究所渡邊裕章氏，数値フローデザイン張会来氏，西家隆行氏の協力を得た。また，３節は三菱重工業航空宇宙事業本部森合秀樹氏，大阪大学赤松史光教授，４節は三菱重工業高砂製作所佐藤賢治氏，５節は三菱重工業高砂研究所斉藤圭司郎氏，北海道大学大島伸行教授の協力を得た。ここに記して謝意を表する。本研究の一部は，文部科学省HPCI革新的ハイパフォーマンス・コンピューティング・インフラ計画事業「HPCI戦略プログラム（分野4　次世代ものづくり）」の補助を受けて実施されたものである。

参 考 文 献

(1) 黒瀬良一, 日本ガスタービン学会誌, 35 (2007), p. 243-252.
(2) Peters, N., Turbulent combustion, (2000), Cambridge University press.
(3) Pitsch, H., Steiner, H., Physics of Fluids, 12 (2000), p.2541-2554.
(4) Pierce, C. P., Moin, P., Journal of Fluid Mechanics, 504 (2004), p.73-97.
(5) Baba, Y., Kurose, R., Journal of Fluid Mechanics, 612 (2008), p. 45-79.
(6) 黒瀬良一, 赤松史光, 日本燃焼学会誌, 50 (2008), p. 206-214.
(7) 黒瀬良一, 日本燃焼学会誌, 52 (2010), p. 302-310.
(8) Fujita, A., Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S., Fuel, in press.
(9) Kitano, T., Nakatani, T., Kurose, R., Komori, S., Fuel, in press.
(10) 森合秀樹, 林潤, 王鵬, 中塚記章, 赤松史光, 黒瀬良一, 小森悟, 日本ガスタービン学会誌, 39 (2011), p. 125-130.
(11) Moriai, H., Kurose, R., Watanabe, H., Yano, Y., Akamatsu, F., Komori, S., Fuel, submitted.
(12) Moin, P., Squires, K., Cabot, W., Lee, S., Physics of Fluids. A. 3 (1991), p. 2746-2757.
(13) Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S., Pitsch, H., Combustion and Flame, 152 (2008) , p. 2-13.
(14) Nakamura, M., Akamatsu, F., Kurose, R., Katsuki, M., Physics of Fluids, 17 (2005), 123301.
(15) Kuo, K.K.Y., Principles of Combustion, John Wiley and Sons, New York (1986).
(16) Pitsch, H., A c++ computer program for 0-D combustion and 1-D laminar flame calculation, RWTH Aachen, 1998.
(17) Ihme M, Pitsch H. Physics of Fluids, 20 (2008), 055110.
(18) Williams, F. A., The Mathematics of Combustion (ed. J. Buckmaster), SIAM, 1985, p. 99-131.
(19) Sato, K., Knudsen, E., Pitsch, H., Proc. of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, GT2009, 2009, GT2009-59132.
(20) Balachandran, R., Ayoola, B. O., Kaminski, C. F., Dowling, A. P., Mastorakos, E., Combustion and Flame, 143 (2005) , p. 37-55.
(21) Muller, C. M., Breitbach, H., Peters, N., Proceedings of the Combustion Institute, 25 (1994), p. 1099-1106.
(22) Baba, Y., Kurose, R., Journal of Fluid Science and Technology, 3 (2008) , p. 846-856.
(23) Saitoh, K., Yuasa, A., Ito, E., Tanimura, S., Tsukagoshi, K., In Proc. of the International Gas Turbine Congress 2007, 2007, CD-ROM.
(24) Nishida, S., Yamamoto, T., Tsukamoto, K., Oshima, N., In Proc. of ASME International Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference 2, 2009, p. 285-293.
(25) 西家隆行, 黒瀬良一, 渡邊裕章, 張会来, 小森悟, 第40 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, 掲載予定.
(26) 黒瀬良一, 日本燃焼学会誌, 54 (2012) , p. 134-138.
(27) http://www.fluid.me.kyoto-u.ac.jp/members/kurose/hpci.html

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

フィルム冷却に関するCFD

酒井　英司[*1]
SAKAI Eiji

キーワード：フィルム冷却，タービン翼，噴流

1．まえがき

最近の計算機の進歩は著しく，それにともないタービン翼のフィルム冷却に関するCFD技術およびその対象は年々高度化している。本稿ではフィルム冷却の概略と最近のCFD研究の動向について，著者の所属する電力中央研究所（以下，電中研）において行ったCFD事例を紹介しながら述べる。

2．フィルム冷却とCFD

ガスタービンの高温化は，タービン冷却技術と材料開発，コーティング技術によって実現されるが，中でもタービン冷却技術に負うところが大きく，近年タービン翼の冷却構造は複雑化している(1)。最近のタービン冷却翼では，従来の内部冷却に加えて，翼面に設けた小孔から冷却空気の一部を翼外に吹き出し，翼面に冷却空気の膜を形成することにより熱負荷を低減する，いわゆるフィルム冷却が採用されている。

フィルム冷却においては，孔から吹出された冷却流と主流の干渉により複雑な渦構造が形成される。そして，非定常的な渦の形成と発達，および主流と冷却流の混合の過程が，フィルム冷却効率や熱伝達率といったフィルム冷却特性に密接に関連する。そのため，CFDによりその冷却特性を正確に予測・評価することは容易ではない。しかしながら，実機ガスタービンの詳細計測は不可能であるため，CFDによる予測に多くが期待される。

3．最近の研究動向

フィルム冷却を対象としたCFD研究は多数あり，フィルム冷却特性の予測精度に関するのものが特に多い。古くはRANSを適用して各種乱流モデルにおけるフィルム冷却特性の予測性が調べられていたが，最近では，乱流モデルの改良や開発により，またDESやLES，DNSといった高精度解析手法の適用により，フィルム冷却特性に対する予測性の向上が図られている。

高精度解析手法の適用は，従来観察や計測が困難であった渦の非定常挙動，冷却噴流の軌跡，主流と冷却流の混合過程に関する詳細な情報を入手可能とし，フィルム冷却にともなう物理現象の理解が進んでいる。

CFDの適用先に関しても，単孔のフィルム冷却から多列のフィルム冷却へ，前縁フィルム冷却や翼背面および腹面のフィルム冷却，内部冷却流路も含めた解析，翼材料の熱伝導との連成解析，フィルム冷却翼全体の解析へとその範囲は拡大している。

また，形状の複雑なフィルム冷却翼に対する格子生成の労力を小さくできるような解析手法の提案や，CFDを用いたフィルム孔形状の最適化についても報告されるようになり，実機タービン翼の冷却設計にCFDが利用されつつある。

以降，それぞれの解析手法および取り組みについて最近の研究事例を紹介する。

3.1　RANS

Sparat Allmaras（S-A）モデル，Baldwin-Lomaxモデル，$k-\varepsilon$ モデル，$k-\omega$ モデル，Shear Stress Transport（SST）モデル，realizable $k-\varepsilon$ モデル，RNG $k-\varepsilon$ モデル等，各種の渦粘性モデルにおけるフィルム冷却特性の予測性が調べられきた(2),(3),(4),(5),(6),(7)。Naら(6)によれば，SSTモデルの予測性が比較的高いが，こうした研究の中で，フィルム冷却孔直後の流れ場や，冷却噴流のラテラル方向拡散，高吹出し比におけるフィルム冷却効率の予測性が悪いことが長年指摘されてきた。RANSでは噴流の剥離・再付着をともなう複雑流れや非等方性拡散への対処が難しいことが原因の一つと考えられている。

また，翼面上のフィルム冷却においては冷却噴流により境界層が刺激され乱流状態に近づくが，境界層の乱流遷移をともなう場合の予測性が悪いことも指摘されている。そこで近年，高度な乱流モデルの適用や乱流モデルの改良により，予測性の向上が図られている。Medicら(8)は，翼面上熱伝達率分布の予測性向上を期待して，翼背面および翼腹面のフィルム冷却を対象に，v^2-fモデルを適用している。電中研においても，v^2-fモデル，$k-kl-\omega$モデル，Transition SSTモデルといった最新の乱流モデルを，翼前縁を模擬した円筒上のフィルム冷却(9)や，フィルム冷却静翼（VKI LS94）(10)に対して適用

原稿受付　2012年９月20日
＊１　電力中央研究所　エネルギー技術研究所
〒240-0196　横須賀市長坂２－６－１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

し，実験結果との比較から，フィルム冷却特性の予測性について検証している。VKI LS94 翼面の熱伝達率予測において，$k-kl-\omega$モデルおよびTransition SSTモデルでは，フィルム冷却噴流によって主流境界層が乱流に遷移し熱伝達率が上昇する様子を捉えることができ，特にTransition SSTモデルでは実験と良く一致することを示している。

非等方性への対応の取り組みとして，Lakehalら[11]は，Bergelsら[12]による非等方性の補正を組み込んだtwo layer $k-\varepsilon$モデル[13]を前縁フィルム冷却に適用し，フィルム冷却効率の予測性が改善することを報告している。Azziら[14]は，チャネル流れのDNSデータに基づく渦粘性／拡散の非等方性の修正を加えた$k-\varepsilon$モデルを平板上のフィルム冷却に対して適用し，フィルム冷却効率の予測性について調べている。Liら[15]は非等方性を考慮できるようにanisotopic ratioを導入し，$k-\varepsilon$モデル，realizable $k-\varepsilon$モデル，RNG $k-\varepsilon$モデル，SSTモデルに対して修正を加え，オリジナルのモデルに比べてフィルム冷却効率の予測性が改善することを示している。

3.2　LES

計算機性能の向上にともなって，LES を平板上および前縁フィルム冷却に適用した報告例が見られるようになった[16,17,18,19,20,21,22,23,24,25,26]。LESでは，RANSに比べてフィルム冷却特性の予測性が向上することが報告されている。

電中研においても，平板上のフィルム冷却に，SGSモデルにダイナミックSmagorinskyモデルを用いたLESを適用し，RANSに比べてフィルム冷却効率の予測性が向上し，実験結果を良く再現できることを示している[26]。また流れ場についても，孔近傍の流速，乱れ強さ，レイノルズ応力の分布が実験[27]と良く一致することを示している[26]。

LESの適用により，フィルム冷却にともなう渦構造および挙動の解明が可能になってきた。前述したように，フィルム冷却特性は，渦の形成・挙動に大きな影響を受け，高性能なフィルム冷却手法を構築する上では，その解明が重要となるが，これまでの実験的な研究[29,30,31,32,33]において十分解明されていなかった渦の詳細構造，特にフィルム冷却特性に大きな影響を及ぼすと考えられている双子渦の形成メカニズムが近年明らかにされつつある。Yuanら[16]は主流に直交して吹出される円形ジェットの，Tyagiら[17]は主流中に傾斜して吹き出される円形ジェットのLESをそれぞれ行い，孔近傍の渦構造を詳細に可視化し，双子渦の形成メカニズムを明らかにしている。Tyagiらは冷却噴流下流に形成されるヘアピン渦を，Yuanらは冷却噴流側面に形成されるぶら下がり渦を，それぞれ双子渦の起源としている。

図１は，電中研において行った平板上のフィルム冷却のLES結果について，孔近傍の渦構造を吹出し比（BR）により整理したもので，上が瞬時場，下が時間平均場の渦構造を示している。時間平均場を見ると，いずれの吹出し比においても同様に，従来よく知られた双子渦構造が観察されるが，瞬時場における渦構造は大きく異なり，すなわち，双子渦の形成メカニズム・起源は吹出し比によって異なることを明らかにした。

この研究においては，図１に示した渦の各々がフィルム冷却効率に及ぼす影響についても調べており，高吹出し比条件下において，双子渦を構成するぶら下がり渦が冷却流のリフトオフを抑制し，冷却流を壁面に再付着させて，孔近傍のフィルム冷却効率を回復させることを示した[28]。これは，双子渦がフィルム冷却効率を低下させるとした従来の知見と異なるものであり，今後より詳細な解析を行う必要があるが，ここで得られた知見は，従来よりも高性能なフィルム冷却手法構築の可能性およびヒントを示唆するものと考えている。

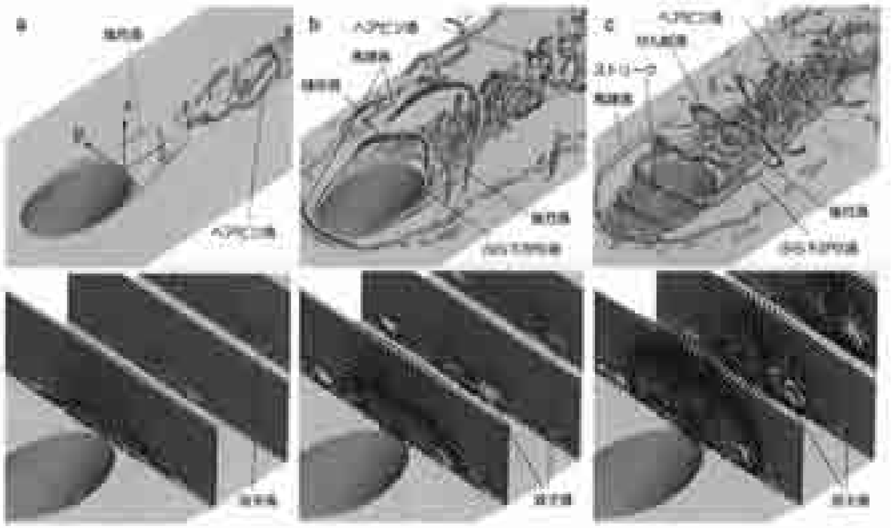


図１　吹出し比による渦構造の違い（上：瞬時場，下：時間平均場）[28]
(a) BR=0.1, (b) BR=0.5, (c)BR=1.0

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

さらに複雑な系を対象とした研究として，Renzeらは，キャビティ付き円孔の平板フィルム冷却[22]，平板上の多列フィルム冷却[23]のLESを行い，キャビティによるフィルム冷却効率の向上メカニズムや，フィルム冷却の多列干渉効果について調べている（図２）。また，Rozatiらは[34],[35],[36],[37],[38]，翼前縁を模擬した円筒モデルを対象にLESを行っており，フィルム冷却効率や熱伝達率特性，双子渦の形成メカニズム，および吹出し比による渦構造の違い，さらには灰粒子の堆積やエロージョンについてまで，一連の研究の中で詳細に調べている（図３）。

なお，電中研で行ったLESにおいて，高吹出し比におけるフィルム冷却効率の予測性が悪い。原因の一つとしては乱流プラントル数を一定値（Pr_t = 0.4）として扱っていることが考えられるが，乱流プラントル数の扱いは今後の課題であると考えられる。

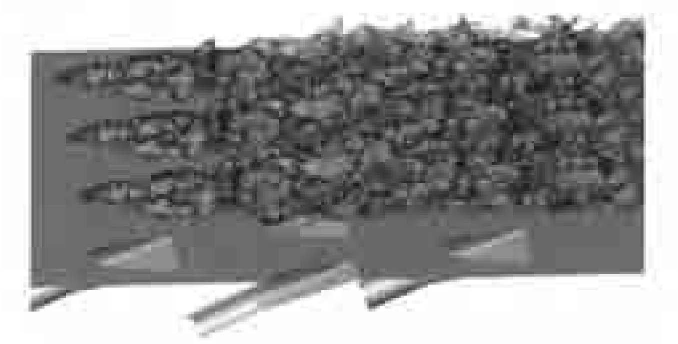


図２　多列フィルム冷却流れの干渉[23]
（ASMEのご厚意により掲載）

3.3　DES

LESと同等の解析精度を得ながらも計算負荷を低減する試みとして，DESも適用されている。Kapadiaら[39]は平板上のフィルム冷却を対象に，S–Aモデルに基づくDESを行い，フィルム冷却効率の予測性がRANSに比べて改善することを報告している。Kimら[40]は同様の系を対象に，S–A DES，およびrealizable k–ε モデルに基づくDESを適用し，両者によるフィルム冷却効率の予測性を比較している。同じ格子を用いたURANSおよびLESとフィルム冷却効率の予測性を比較し，DESの優位

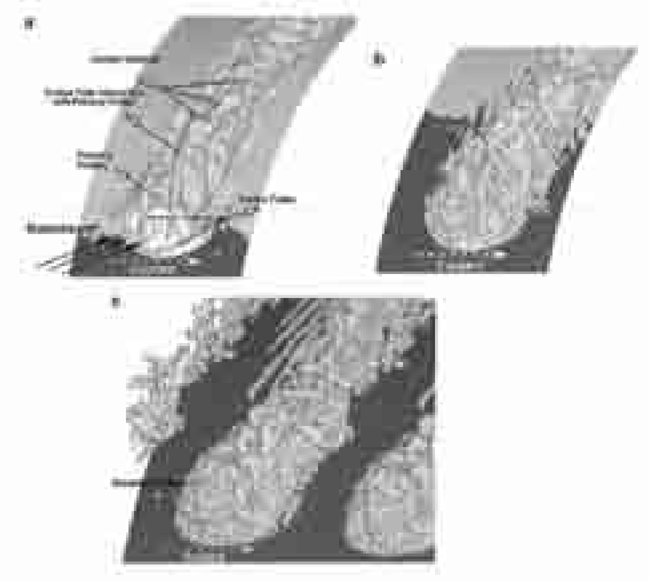


図３　前縁フィルム冷却における渦構造[37]
(a) BR=0.4, (b) BR=0.8, (c)BR=1.2

性を示すとともに，冷却噴流の渦構造を鮮明に可視化している。Martiniら[41]は，翼腹側の後縁カットバックのフィルム冷却についてS–A DESを行い，冷却空気の混合過程を可視化している。さらにフィルム冷却効率や熱伝達率が実験結果に良く一致することを示している。Funazakiら[42]は翼前縁フィルム冷却についてS–A DESを行い，孔形状により（丸孔と拡散孔），冷却噴流の渦構造が異なることを示している。またフィルム冷却効率の予測性が良いが，前縁下流の平板部において予測性が悪いことを示している。

電中研においても，S–A DESを平板上のフィルム冷却[43]，および翼の前縁を模擬した円筒上のフィルム冷却[7]に対して適用し，フィルム冷却特性の予測精度について調べている。図４は後者について円筒面上のフィルム冷却効率をDESとRANSで比較して示したもので，BR = 1のRANSにおいてHole1の下流に見られた局所的なフィルム冷却効率のピークがDESでは見られなくなり，実験結果に近いフィルム冷却効率を得ることができた。

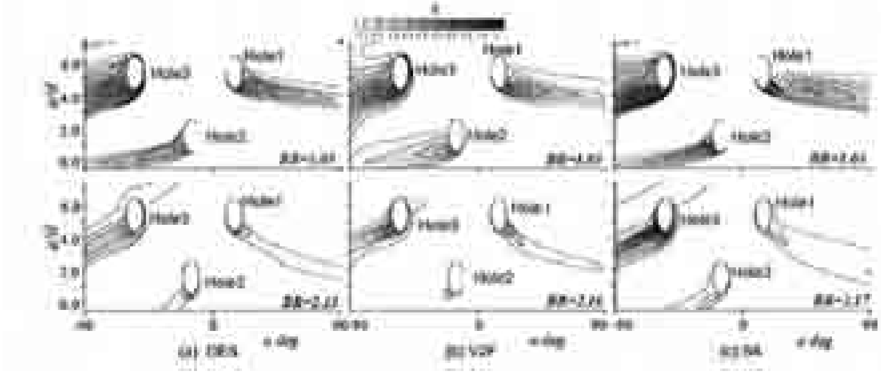


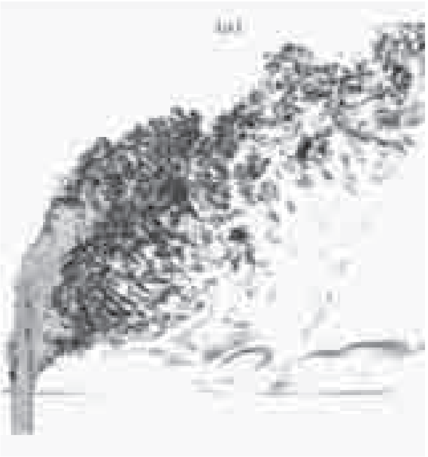
図４　フィルム冷却効率分布[7]

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

3.4　DNS

孔基準のレイノルズ数が数百～数千と，実機翼のフィルム冷却におけるレイノルズ数に比べて低いものの，DNSの適用例も報告されている(44),(45),(46)。これらの研究は，基本的な流動現象の詳細解明を主目的としており，対象としている系は，必ずしもタービン翼のフィルム冷却と符合せず，結果は直接実機翼のフィルム冷却の場に適用できるものでははないが，こうした基本的現象の詳細解明は，メーカ設計者に開発のヒントを与え，フィルム冷却の高性能化に寄与すると考えられるため，ここで少し紹介する。

Muppdiら(44),(45)は，主流中に直交して吹出される円形噴流のDNSを行い，噴流の軌跡，孔近傍の速度場について詳細に調べている（図５）。孔近傍における噴流の軌跡は，噴流の流速分布とともに主流境界層分布に大きく影響されることを示し，噴流の軌跡に関するスケーリング則を示している。Denevら(46)は主流に対して直交して吹出される円形噴流のDNSにより，各定義（流線，流速，スカラ）による噴流軌跡の違い，速度場およびスカラ場の統計量，混合特性について調べている。



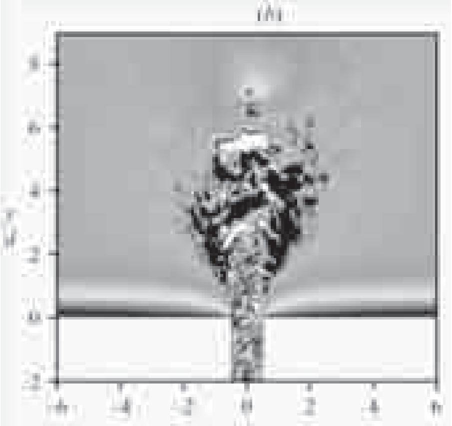


図５　DNS により得られた速度場(45)
（a）渦度分布，（b）主流直交断面内主流方向速度分布

3.5　フィルム冷却翼に対するアプローチ

形状の複雑なフィルム冷却翼に対して，計算格子を生成する作業は極めて煩雑で，膨大な労力および時間を必要とする。そのためタービン冷却翼の設計改良にあたり，その都度計算格子を作成し直すのは難しく，このことが，タービン冷却翼の設計・開発の場において，CFDを利用しにくいものとしていた。電中研においても，タービン初段動静翼を対象に，流体–構造連成伝熱解析による運転中の翼温度分布推定に取り組んでいるが(47),(48)，格子生成において，最も多くの時間と労力を要している。

こうした問題の解決として，Yamaneら(49)は重合格子を利用する方法を提案している。この方法は，フィルム冷却孔と周囲の格子を別々に用意し，孔配置の変更に応じて，データの受け渡しのための補間点の探査，補間係数の再計算を行うもので，格子の再生成が不要となり，冷却設計の変更が容易になる。同様の取り組みとして，Ladら(50),(51)は，埋め込み格子ブロック（Immersed Mesh Block）によるアプローチについて報告している。IMBでは，密に格子を配置したフィルム冷却孔周りの格子ブロックを翼表面にマッピングして（図６），双方向にデータを受け渡しながら計算を行う。IMBを用いて予測したフィルム冷却効率および翼面熱伝達率は実験結果に一致すると報告している。

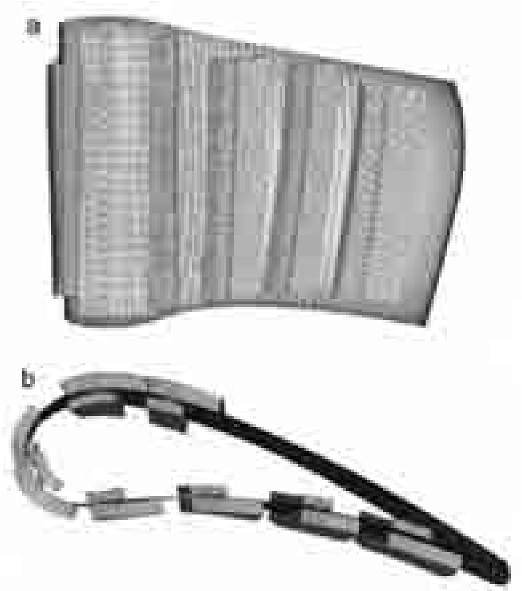


図６　静翼にマッピングされた複数のIMB(50)
(a) 正面から見たところ，(b) 平面で見たところ
©Copyright Rolls-Royce plc 2012. All rights reserved.
ロールスロイス社のご厚意により掲載

Dawesらは(52),(53)，複雑な形状に対して八分木格子を生成することで，格子生成負荷の低減する手法を提案している(52)。さらに計算精度の向上のために，八分木格子に対して壁面近傍に境界層格子を挿入する方法を提案している(53)。八分木格子に関しては，Fujimotoが(25)平板上のフィルム冷却のLES を行っており，八分木格子におい

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ても境界適合型格子と同様のフィルム冷却効率の予測精度が得られると報告している。

非構造格子を用いれば，複雑形状に対する格子生成は比較的容易で，タービンフィルム冷却翼の流体–構造連成解析により，運転中の翼温度分布の予測ができるようになってきた[54]（図７）。

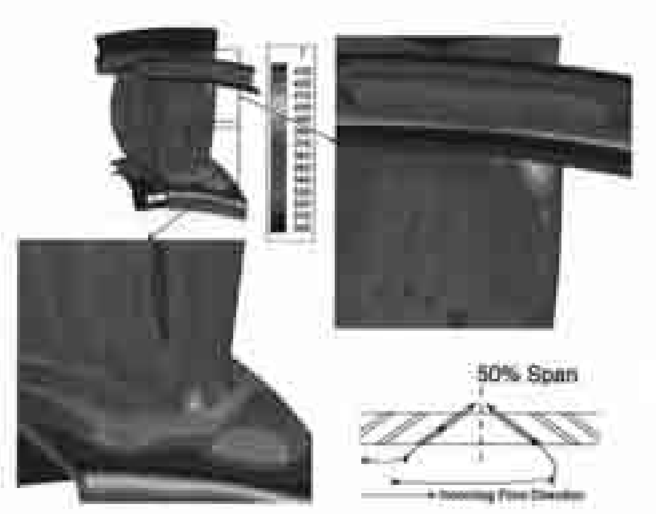


図７ CFD により予測された翼腹面温度分布[54]
（ASMEのご厚意により掲載）

3.6 冷却構造の最適化

フィルム冷却の高性能化の方途として，フィルム冷却孔出口を拡大したシェイプト孔が，高温ガスタービンのタービン翼において採用されている。シェイプト孔形状に関しては，形状の決定パラメータが無数にあり，様々な孔形状が提案されている。こうした研究の中で，CFDを利用して孔および孔周り形状を最適化する取り組みが報告されている。船崎ら[55]は新しいフィルム冷却構造として孔前方に楕円体突起を設置する構造を提案し，CFD結果を用いた突起形状最適化を行っている。最適化手法としては進化的アルゴリズムを用いている。Leeら[56,57]は，平板上のフィルム冷却を対象に，CFD結果を用いた孔形状の最適化を行っている（図８）。

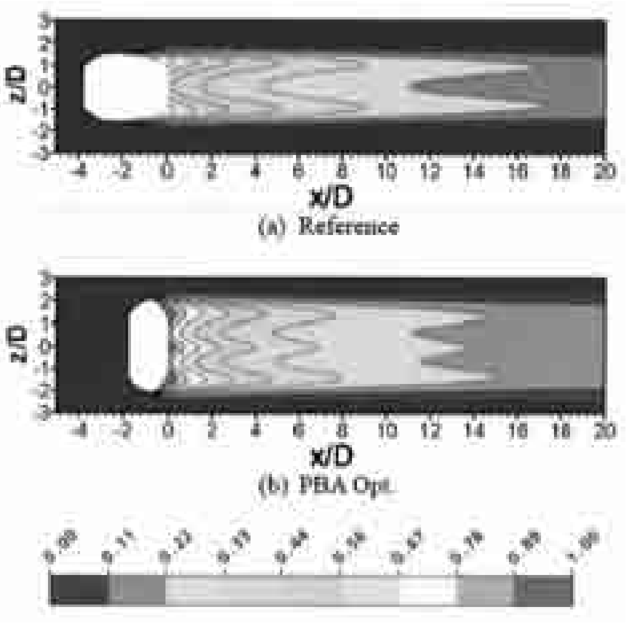


図８ 孔形状最適化によるフィルム冷却効率の向上[56]
（ASMEのご厚意により掲載）

その他，フィルム冷却翼の全体設計に関して，Mohammadiら[58]は，VKI rotor 2 を対象にフィルム冷却の条件や孔角度や位置について人工ニューラルネットとCFDを組み合わせた最適化について報告している。

4．あとがき

以上，フィルム冷却に関連するCFDについて概説した。乱流モデルの改良と開発，複雑形状の翼に対する解析手法の開発により，タービン冷却翼の設計・開発の場において，CFDが活躍する機会が従来よりも増えてきている。また，計算機性能の向上を背景に，LESやDNSといった高精度解析手法がフィルム冷却に適用されるようになり，フィルム冷却にともなう複雑な物理現象についての詳細情報が得られるようになった。今後CFDの適用範囲はさらに拡大し，より大規模で複雑な現象が対象となると予想されるが，膨大な情報から如何に必要な情報を抽出し，フィルム冷却翼の設計・開発に反映するかが今後の課題になる。

参考文献

(1) 武石賢一郎, 大阪大学博士論文, 1995.
(2) Leylek, J. H., and Zerkle, R. D., J. Turbomach., Vol. 116, (1994), p. 358–368.
(3) Walters, D. K., and Leylek, J. H., J. Turbomach., Vol. 119, (1997), p. 777–785.
(4) Garg, V. K., and Ameri, A. A., Numer. Heat Transfer, Vol. 32, (1997), p. 347–371.
(5) Hoda, A., and Acharya, S., J. Turbomach., Vol. 122, (2000), p. 558–569.
(6) Na, S., Zhu, B., Bryden, M., and Shih, T. I-P., AIAA Journal, Vol. 22, (2006), p. 292–301.
(7) 馬場隆弘, 山根敬, 福山佳孝, 宇宙航空研究開発機構報告, JAXA-RR-07-031, (2008).
(8) Medic, G., and Durbin, P. A., J. Turbomach., Vol. 124, (2002), p. 193–199.
(9) Takahashi, T., Funazaki, K., Hamidon, B. S., Sakai, E., and Watanabe, K., J. Turbomach., Vol. 134, (2012), p. 031008-1-10.
(10) 高橋俊彦, Tony, A., Tom, V., 電力中央研究所報告, M10013, (2011).
(11) Lakehal, D., Theodoridis, G. S., and Rodi, W., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, (2001), p. 113–122.
(12) Bargels, G., Gosman, A. D., and Launder, B. E., Numer Heat Transfer, Vol. 1, (1978), p. 217–242.
(13) Rodi, W., AIAA Paper, No. 91-0216, (1991).
(14) Azzi, A., and Lakehal, D., J. Turbomach., Vol. 124, (2002), p. 472–484.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

(15) Li, X. , Ren, J., and Jiang, H., ASME Turbo Expo, GT2012-68667, (2012).
(16) Yuan, L. L., Street, R. L., and Ferziger, J. H., J. Fluid Mech., Vol. 379, (1999), p. 71–104.
(17) Tyagi, M., and Acharya, S., J. Turbomach., Vol. 125, (2003), p. 734–742.
(18) Ioulia, I. V., and Lele, S. K., Proceedings of FEDSM, (2006).
(19) Mizukami, S., Teramoto, S., and Nagashima, T., IGTC2007, TS–111, (2007).
(20) Peet, Y. V., and Lele, S. K., ASME Turbo Expo, GT2008-50420, (2008).
(21) Renze, P., Schroder, W., and Meinke, M., Flow Turbulence Conbust, Vol. 80, (2008), p. 119–132.
(22) Renze, P., Schroder, W., and Meinke, M., ASME Turbo Expo, GT2008–50120, (2008).
(23) Renze, P., Schroder, W., and Meinke, M., ASME Turbo Expo, GT2009–59164, (2009).
(24) Konopka, M., Jessen, W., Meinke, M., and Schroder, W., ASME Turbo Expo, GT2012–69026, (2012).
(25) Fujimoto, S., ASME Turbo Expo, GT2012–70090,(2012).
(26) 酒井英司, 高橋俊彦, 渡邉裕章, 機論B, Vol. 78, No. 789, (2012), p. 160–170.
(27) Pietrzyk, J. R., Bogard, D. G., and Crawford, M. E., J. Turbomach., Vol. 111, (1989), p. 139–145.
(28) 酒井英司, 高橋俊彦, 渡邉裕章, 電力中央研究所報告, M11010, (2012).
(29) Fric, T. F., and Roshko, A., J. Fluid Mech., Vol. 279, (1994), p. 1–47.
(30) Kelso, R. M., Lim, T. T., and Perry, A. E., J. Fluid Mech., Vol. 306, (1996), p. 111-144.
(31) Haven, B. A., and Kurosaka, M., J. Fluid Mech., Vol. 352, (1997), p. 27–64.
(32) Lim, T. T., New, T. H., and Luo, S. C., Phys. Fluids, Vol. 13, No. 3, (2001), p. 770–775.
(33) New, T. H., Lim, T. T., and Luo, S. C., J. Fluid Mech., Vol. 494, (2003), p. 119–140.
(34) Rozati, A., and Tafti, D. K., ASME Turbo Expo, GT2007-27689, (2007).
(35) Rozati, A., and Tafti, D. K., ASME Turbo Expo, GT2007-27690, (2007).
(36) Rozati, A., and Tafti, D. K., Int. J. Heat and Fluid Flow Vol. 29 (1), (2008), p. 1–17.
(37) Rozati, A., and Tafti, D. K., Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 29 (4), (2008), p. 857–873.
(38) Rozati, A., and Tafti, D. K., J. Turbomach, Vol. 133, 011010, (2011).
(39) Kappadia, S, and Roy, S., AIAA 36th Thermophysics Conference, (2003).
(40) Kim, S. I., and Hassan, I., J. Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 24, No. 1, (2010), p. 145–156.
(41) Martini, P., Schulz, A., Bauer, H. J., and Whitney, C. F., J. Turbomach., Vol. 128, (2006), p. 292–299.
(42) Funazaki, K., Kawabata, H., Takahashi, D., and Okita, Y., ASME Turbo Expo, GT2012–68217, (2012).
(43) Sakai, E., Takahashi, T., Funazaki, K., Hamidon, B. S., and Watanabe, K., ASME Turbo Expo, GT2009–59517, (2009).
(44) Muppidi, S., and Mahesh, K., J. Fluid Mech., Vol. 530, (2005), pp. 81–100.
(45) Muppidi, S., and Mahesh, K., J. Fluid Mech., Vol.574 (2007), pp. 59−84.
(46) Denev, J. A., Frohlich, J., and Backhorn, H., Proc. of 5th Int. Symp. on Turbulrncr and Shear Flow Phenomena, Vol. 3, (2007), p. 1243–1248.
(47) Takahashi, T, ASME Turbo Expo, GT2008–50730, (2008).
(48) 酒井英司, 高橋俊彦, 藤岡照高, 電力中央研究所報告, M09005, (2010).
(49) Yamane, T., and Yamamoto, K., ASME Turbo Expo, GT2009-59832, (2009).
(50) Lad, B., and Li, H., ASME Turbo Expo, GT2011–45354, (2011).
(51) Lad, B., Li, H., and Romeo, E., ASME Turbo Expo, GT2012–68779, (2012).
(52) Dawes, W. N., AIAA Paper, AIAA-2005-1156, (2005).
(53) Dawes, W. M., and Harvey, S. A., AIAA Paper, AIAA-2007-0555, (2007).
(54) 例えば, Ni, R. H., Humber, W., Fan, G., Johnson, P. D., Downs, J., Clark, J. P., and Koch, P. J., ASME Turbo Expo, Gt2011–45920, (2011).
(55) 船崎健一, 加藤大雅, 川端浩和, 第24 回数値流体シンポジウム, F5-4, (2010).
(56) Lee, K–D., and Kim, K–Y., ASME Turbo Expo, GT2010–22398, (2010).
(57) Lee, K–D., Kim, S–M., and Kim, K–Y., ASMETurbo Expo, GT2012–68529, (2012).
(58) Mohammadi, M. M. S., and Shirzadi, M., ASME Turbo Expo, GT2012-69526, (2012).

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

論説◆解説

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

ベンチマークケースの整備

船﨑　健一[*1]
FUNAZAKI Ken-ichi

キーワード：CFD，Experiment，Benchmarking，Uncertainty

1．はじめに

本企画を編集委員会で提案させていただいたこともあり，執筆依頼を気楽にお引き受けしたが，実際キーボードを叩き始めた際に非常に困った，というのが本音である。テーマが非常に広範囲であり，また何をどのように記述したらよいのか，見当がつかなかったからである（少々愚痴っぽい書き出しをご容赦願いたい）。そこで，与えられたテーマでの議論の進め方を模索するため，（ブルーバックス風に）まずは新米技術者のF君に登場願おう。

F君は20代後半の若手技術者である。大学で流体工学は一応学んだが，CFDについてはほとんど経験がない。そのF君が，今度業務でCFDによる流れの予測や設計作業を行うことになり，本格的な業務開始前に計算手法の妥当性やその精度の検証をするように指示を受けた。F君は周囲の先輩や同僚と相談しながら，関連すると思われる実験データを探し始めた。目を通した文献にはいろいろと関係しそうなデータは見つかるのだが，実際にCFDを行おうしたとき，翼形状データがない，実験条件がはっきりしない，などという問題に早速ぶつかってしまった。何とかそれらの問題は取りあえず解決できたとき，F君はまた迷い始めた。

・過去に行われている実験や計算と同じ条件で計算するとして，何を目標にしたらいいのであろうか？
・同じ結果がでたからOKなのか？
・時間平均の実験データしかないが，定常計算でいいのか，非定常計算後時間平均すべきなのか？
・遷移が起こりそうな流れ場だが，遷移モデルなしの乱流モデルで計算しても構わないのだろうか？
・主流乱れは与えられているが，長さスケールが示されていない
・そもそも乱れ強さはどこで計測されたのかも定かではない....

このように，何事もまじめに考えるF君に対して，経験豊かな読者諸兄はどのようにアドバイスされるだろうか？

この解説記事では，このようなCFDに本格的に取り組もうとしているF君のような若手技術者に対して，ベンチマーキングの意義とベンチマーキングのための標準的な理論解や実験データの存在を明確化する。特に，実験データについてはその有益性と注意点，不確かさ，信頼性について説明を試みる。また，実験などを通じてベンチマーク構築を行う場合に，何を意識しておくべきかをについて述べてみたい。そして，F君が感じた様々な疑問に対する回答を提示しつつ，本解説記事のテーマである「ベンチマークケースの整備」について，私なりの考えをまとめることとする。とはいえ，CFDと実験の双方を十分にカバーすることは，著者の能力と紙面を遙かに超えており，紹介できる分野も熱流体の限られた範囲のものになることをご承知おき頂きたい。

2．CFDとベンチマーキング

2.1　ベンチマーキングとは？

手元の辞書（New Oxford）で引いてみると，evaluate or check (something) by comparison with a standardと説明されている。このスタンダードがベンチマークとなる。

一般にCFDにおけるベンチマーキングとは，使用するソフトウェアでの計算の対象と類似の流れ場について，理論解，計測結果または別の計算結果と対比することにより，ソフトウェア（支配方程式，離散化手法，乱流モデル），計算格子（点数，直交性，配置状態，ブロック分け，y^+），境界条件などの妥当性，健全性を確認することである。CFD黎明期では，数多くの離散化手法や乱流モデルが提案され，手法やモデルの優劣の見極めや問題点の洗い出しなどを目的として頻繁にベンチマーキングが行われ，CFDの完成度が高まった。それとともにCFDの適用範囲が拡大し，その都度ベンチマークを得るための試験実施，ベンチマーキングが繰り返され，CFDが成熟期に入った現在でもその作業は継続的に行われている。

この間，CFDの分野で大きなトレンドが生まれてきた。それは，今回の特集記事とも関係するが，いわゆる商用コードの利用が企業のみならず大学や研究機関内でも広がり，また，増加するライセンス料の負担回避や

原稿受付　2012年９月３日
＊1　岩手大学　工学部
〒020-8551　盛岡市上田４－３－５

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

コードの自由度を求めたグループなどがオープンソースの提供を開始し，それらの利用も拡大傾向を見せていることである。即ち，CFDを使って流れ解析を行う人の大半が商用コード，オープンソース（またはin-houseであっても使用実績の豊富なコード）のユーザであり，CFDのみならず流体力学にも造詣が必ずしも深くはないユーザも増えている状況が一般化しつつある。少なくとも商用コードの開発には，３節で紹介するようなベンチマークなどを用いてコードの検証は十分になされている（はずである）。

さて，開発過程で十分に検証されたコードを使用するユーザのベンチマーキングはどのような意味を持つのだろうか？筆者は，未知の計算対象の解析をある程度自信？を持って行えるかどうかを判断するための試金石，また，解析資格を得るための関門と考えている。その関門を突破するためにはどのような準備が必要なのか，また，実際の作業ではどのような注意が必要であろうか，それらについて次節で考えてみたい。

2.2　ベンチマーキングのレベル

Sugaut, Deck[1]は，シミュレーション（特にLESなどの非定常解析）のベンチマーキング（validation）について，６つのレベルを示すとともに（図１），ベンチマーキングの重要性，留意点とともに難しさを紹介している。レベル１の流体力の予測は，２次元単独翼でさえも剥離を伴う様な場合には容易ではないが[2]（ワークショップでは，実験そのものの適正を疑う意見も出ていたようであるが，剥離現象の性質を考えると，その疑問も当然かも知れない。それくらい，剥離現象－特に剥離せん断層の挙動－は様々な要因の影響を受けやすい），レベル２の速度分布，圧力分布はさらに予測の難易度が上がる。なお，レベル１，レベル２の予測も，非定常性を考慮する場合は，時間平均値だけでなく，変動振幅や位相なども予測対象となり，その難易度は増加する。レベル３では，２次モーメント統計量（rms量やレイノルズ応力）に関する予測，レベル４ではパワースペクトル，レベル５では２点相関，などと非定常計算（time-accurate unsteady analysis）を要する評価が求められている。筆者の私見としては，ターボ機械内の流れの実用的なCFDに関しては，レベル２までクリアできれば及第点と考えている。実際のところ，翼面静圧分布は実験値とよく一致するにも拘わらず，翼面境界層速度分布が予測できないこともしばしばであり[3]，及第点を取るだけでも大変である。これに，損失分布の予測（レベル２）となると，流動条件等にもよるが，定常RANSでは正確な予測は難しい[4]（次節で詳述する）。

2.3　実験と計算での本質的な差

2.3.1　時間スケールの影響

CFDは数値実験とも見なされるが，CFDのベンチマーキングを行う場合に実験に関する知識や経験はどの程度必要か？ CFDはかなり理想化された流れ場を対象としているが，実際の実験装置内の流れは理想とはほど遠い状態であることは珍しくはない。それらのずれの存在を認識することは，ベンチマーキングの結果を評価する際に重要なことであるが，実験の経験が少ないCFD実施者にはその認識を正しく持つことは難しいことであろう。

またCFDでは，計算の安定性，精度の関係でタイムステップには上限があり，後処理での統計量評価に使用できる実時間はかなり短い。Sugaut, Deckは，実験と計算との比較の難しさとして，統計量評価に掛けられる時間の違いなども指摘している。彼らの表現を借りると，実験では10秒間の計測はそれほど難しいものではないが，CFDにとり１秒は「ちょっとした永遠」のような長さであり，CFDでは実験と同程度の時間を統計量評価に充てることはほとんど絶望的である。評価時間の長さの違いは，統計量に本質的な違いをもたらすが，これはランダムデータの統計処理と深く関係しており，実験，計算それぞれを行うものが強く認識すべき事項の一つである（非定常CFDも数値実験と言って過言ではないので当然のことであろう）。このテーマでの参考書は数多くあるが，流体計測という観点で書かれているBruunの教科書[5]が大いに参考になる。例えば，ある点における流れの時間平均値を算出するためのサンプリング間隔として，自己相関係数の積分から決定される積分時間スケールの２倍が理想的である，というガイドラインは大変有益である。それは，台風が通過している最中に，細かいサンプリング間隔で計測したデータで速度の時間平均値を求めてはいけないようなものである。しかし，上述のように，CFDではこのような処理をしないとも限らない。とにかく，統計処理には十分な注意が必要である。

Table 1. Levels of validation of simulation techniques: nomenclature

grade	level of validation
1	integral forces (lift, drag and pitch)
2	mean aerodynamic field (velocity or pressure profiles)
3	second-order statistics (r.m.s. quantities)
4	one-point spectral analysis (power spectral densities)
5	two-point spectral analysis (correlation, coherence and phase spectra)
6	high-order and time-frequency analysis (time-frequency, bicoherence spectra)

図１　ベンチマーキングのレベルの例[1]

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

2.3.2　定常，非定常

定常の流れはあくまで仮想的な流れであり，すべてのCFDは非定常計算（time-accurate）であることが理想ではあるが，実際には計算時間やコストなどの関係から定常計算が行われる。幸いに多くの場合，定常計算と（十分に時間を掛けた）非定常計算の時間平均とは，定常計算が流れ場の特徴を捉えている場合には一致する。しかし，図２のような翼後縁から渦放出を伴う流れ場[6]では，定常計算であるRANS（k-ωモデル）とURANS，LESとで流れ場が根本的に異なっている。その結果として，図３左の翼面マッハ数分布のように定常計算と非定常計算とで本質的な差が生じている（定常計算では，非物理的な衝撃波がスロート下流で発生している）。また，ベース領域における時間平均圧力分布にも大きな差が生ずることも報告されている[7]。図３右には，翼下流の速度変動およびそこから算出される渦放出周波数のストローハル数が示されている。URANSとLESとを比較すると，LESによる予測値が実験に近く，また，変動波形もLESの方がより複雑なものとなっている（境界層内の乱流現象が関係している）。時間平均の算出に要する時間も，URANSとLES（実現象に近い？）とでは自ずと異なることも理解できるだろう。

図４には，高負荷低圧タービン翼下流での全圧損失分布の計測結果とCFDによる予測との比較を示す[4]。はく離泡を伴う流れ場であることも関係して，LESの結果が最も実験値に近く，定常RANSと実験値との差はかなり大きい。しかし，より重要なことは，この分布を流量平均してしまうと，これらの計算や実験の違いが少なくなってしまうことである。このことは，積分量のみでは，実施した解析が現象を正しく捉えているかどうかの判定が困難であることを物語っている。

なお，図２に示す翼列まわりの流れ場に関するデータは，時間平均特性だけでなく非定常計測も行われており，翼形状データ，ベース領域の詳細なデータも提供されていることから貴重なベンチマークとなっており，実際，著者のグループでもCFDコード開発に利用している[7]。

3．既存のベンチマーキング用データベース

3.1　CFD Online

熱流体に関する実験結果（厳密解も含む）のベンチマークのデータベースとしては，CFD Onlineを参照する方も多いであろう。

http://www.cfd-online.com/

CFDに関するWikipediaであり，世界中の善意者？がボランティア的に整備を進めている世界最大級のCFDサイトである。CFDの基礎から応用までの解説，CFDコー

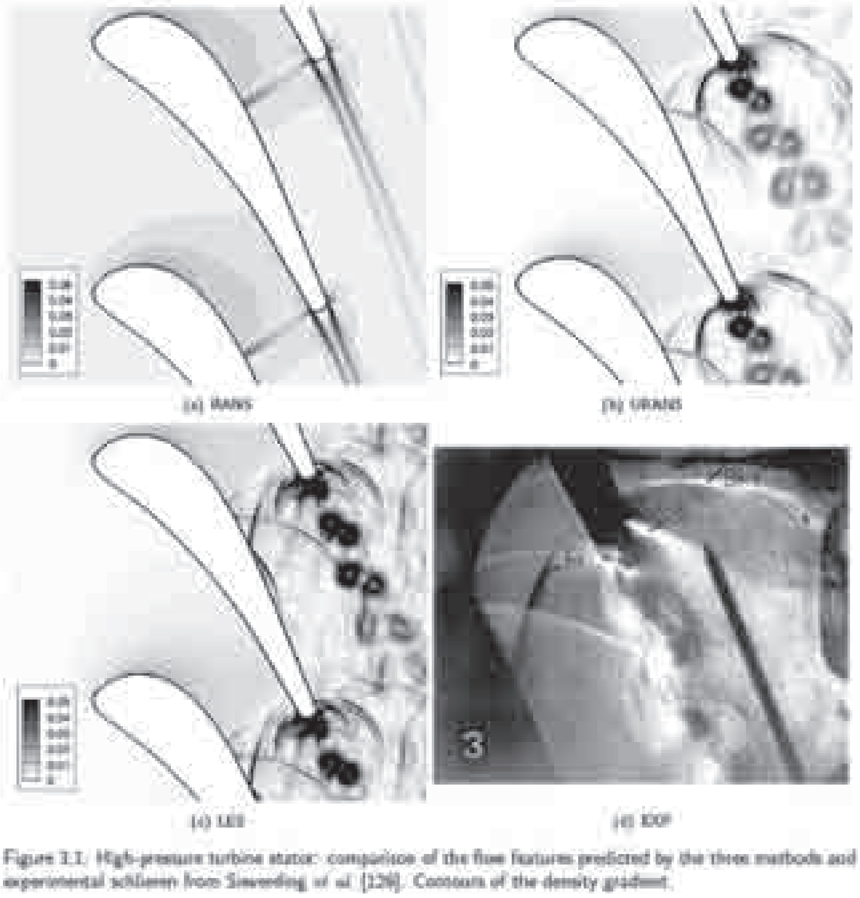


図２　高圧タービン翼後縁からの渦放出を伴う流れ場[6]
（RANS, URANS, LESと実験）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

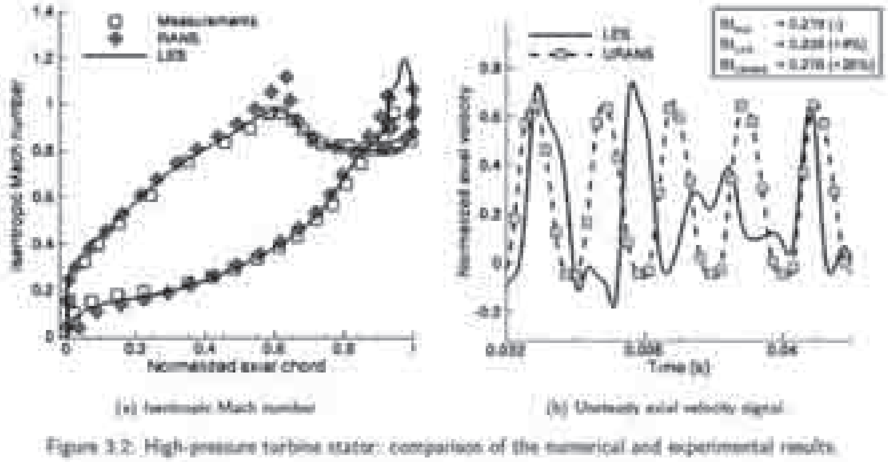


図３　高圧タービン翼まわりのマッハ数分布（左），翼下流での速度変動（右）

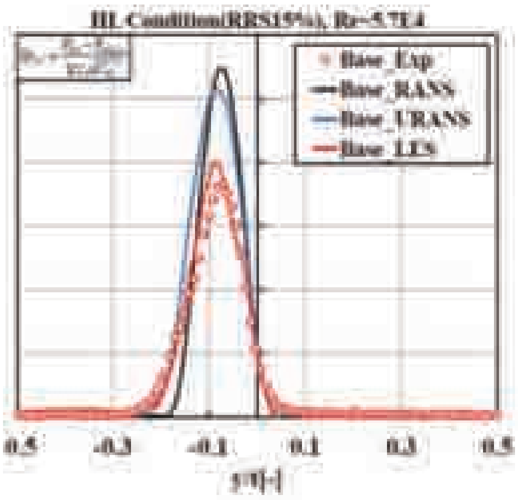


図４　低レイノルズ数条件下における高負荷低圧タービン翼の損失分布（実験とCFD）(4)

ドのフォーラム，Q&Aなど，情報満載である。ベンチマーキングに関しては，次のページに詳しい。
http://www.cfd-online.com/Wiki/Validation_and_test_cases
表１に，同サイトに記載されている項目と，計測データ，形状データ，文献の有無，などを，現時点での状況調査に基づきまとめた（◎：十分，○：計算は可能，△：不十分，×：無し）。ガスタービン関係者が扱う可能性の高い問題に直結するようなデータは意外に少ないが，文献だけでも示されていることから，初心者には有益な情報が提供されている。なお，CFD Onlineでも述べられているが，データベース（コレクション）と同時にデータの出典にも目を通すことが必要である。それは，データベースを構築する際の誤解，誤記などが全くないとは言えないからである。

3.2　ERCOFTAC

ERCOFTAC（European Research Community On Flow, Turbulence And Combustion）は，文字通り熱流体，乱流，燃焼に関するヨーロッパの研究グループであり，その中で良質のデータベース構築の作業が進められている。データベースへのフルアクセス権を得るためには会員資格（有料）を得る必要があるが，無料で入手可能なデータも相当数ある。データベースは，
http://www.ercoftac.org/products_and_services/wiki/から，”Visit the Wiki”をクリックすると，The ERCOFTAC QNET-CFD Wiki Home Pageに飛ぶ。
http://uriah.dedi.melbourne.co.uk/w/index.php/Main_Page
ここには，Application AreasとUnderlying Flow Regimesの二つのカテゴリーがある。

3.2.1　Underlying Flow Regimes

まず，後者のUnderlying Flow Regimesをクリックすると，基本的な４つの流れ場（Free Flows, Flows Around Bodies, Semi-confined Flows, Confined Flows）が現れ，それぞれに，詳細な条件，実験値，計算結果や計算上の注意点，関連文献などが丁寧に記述されており，大変有益なものになっている（◎は筆者お奨め，○はまずますお奨め，＊は詳細情報にアクセスしようとした際Loginを要求されたものを示す）。

（１）Free Flows
　ガスタービンの分野では，フィルム冷却や燃焼解析などに関連するデータベースである。
　① Underexpanded jet
　② Blade tip and tip clearance vortex flow
　③ Jet in a Cross Flow（○）
　④ Axisymmetric buoyant far-field plume
　⑤ Unsteady near-field plume

（２）Flows Around Bodies
　翼まわりの流れなど，ターボ機械全般に通じる貴重なデータベースである。
　① Flow behind a blunt trailing edge（◎）（図２）
　② Flow past cylinder（＊）
　③ Flow around oscillating airfoil（○）
　④ Flow around (airfoils and) blades (subsonic)（◎）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

表１　CFD Onlineでのベンチマーキング用データ

	実験データの有無	形状データの有無	文献の有無
1-D test cases			
Shock tube problem	X	X	△
2-D test cases			
2-D vortex in isentropic flow	X	X(問題設定はある)	○
2-D Riemann problem	X	X	X
2-D laminar/turbulent driven square cavity flow	X	X(問題設定はある)	○
Circular advection	X	X(問題設定はある)	X
Explosion test in 2-D	X	X(問題設定はある)	X
Lid-driven cavity problem	○	○	○
Jeffery-Hamel flow	△(理論解)	○	○
Laminar flow over backward facing step	X	X	X
Turbulent flow over backward facing step	X	X	○
Flow around a circular cylinder	X	X(問題設定はある)	◎
Flow across a square cylinder	X	X	◎
NACA0012 airfoil	△	○	○
RAE2822 airfoil	◎	◎	X
Ringleb flow	○(理論解)	X	△
Scramjet intake	△	○	○
Suddhoo-Hall airfoil	△	△	X
Turbulent flat-plate	X	X	○
Viscous diffusion of multiple vortex system	○(理論解)	X	X
Williams airfoil	△(理論解)	X	X
2-D ramp in channel problem	X	X	X
2-D Single Mode Rayleigh-Taylor Instability	X	X	X
2-D Single Mode Richtmyer-Meshkov Instability	X	X	X
2-D Mach 3 Wind Tunnel With a Step	△	X	○
3-D test cases			
Ahmed body	X	○	◎
Flow in the 180 degree U-bend square duct	X	X	X
DARPA SUBOFF model	X	X	X
Hypersonic blunt body flow	X	X	X
Onera M6 wing	X	X	X
Turbomachinery	X	X	◎
Eckardt Centrifugal Compressor	X	X	X
NASA Rotor 37 for axial rotors	X	X	X
NASA Rotor 67 for axial fans	X	X	X
3-D Single Mode Rayleigh-Taylor Instability	X	X	X
3-D Single Mode Richtmyer-Meshkov Instability	X	X	X
Free-Surface Piercing NACA 0024 Hydrofoil	○	◎	○
Transition test cases			
2D Cascade	X	X	X
Aeroacoustics			
Workshops			
ICASE/LaRC workshop on benchmark problems in computational aeroacoustics			
1-D test cases			
Linear wave propagation	△(理論値)	X(問題設定はある)	○
Non linear wave propagation	△(理論値)	X(問題設定はある)	○
Burgers equation	△(理論値)	X(問題設定はある)	○
2-D test cases			
2-D linearised Euler equation	△(理論値)	X(問題設定はある)	○
2-D scattering from a cylinder	X	X	X
Driven cavity with feedback	X	X	X
3-D test cases	X	X	X
Driven cavity with feedback	X	X	X
3-D Scattering from a cylinder	X	X	X

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

⑤ Flow around (airfoils and) blades (Ma=0.15, Re/m=2×10^6) (＊)

⑥ Flow around (airfoils and) blades (transonic) (＊)

(3) Semi-Confined Flows

境界層遷移，剥離流れなど，ガスタービン内の流れと密接に関係する流れ場に関するデータベースである。

① Boundary layer interacting with wakes under adverse pressure gradient - NLR 7301 high lift configuration (＊)

② 2D Boundary layers with pressure gradients (A) (＊)

③ Laminar-turbulent boundary layer transition (＊)

④ Shock/boundary-layer interaction (on airplanes) (＊)

⑤ Natural and mixed convection boundary layers on vertical heated walls (A) (＊)

⑥ Natural and mixed convection boundary layers on vertical heated walls (B) (＊)

⑦ 3D boundary layers under various pressure gradients, including severe adverse pressure gradient causing separation (○)

⑧ Impinging jet (＊)

⑨ The plane wall jet (○)

⑩ Pipe expansion (with heat transfer) (◎)

⑪ Stagnation Point Flow

1. Low-Speed Centrifugal Compressor (＊)
2. Annular Compressor Cascade With Tip Clearance (＊)
3. Gas Turbine Nozzle Cascade (◎)
4. High Speed Centrifugal Compressor (＊)
5. Axial Compressor Cascade (◎)
6. Steam Turbine Rotor Cascade (○)

⑫ Flow over an isolated hill (without dispersion) (○)

⑬ Flow over surface-mounted cube/rectangular obstacles (○)

⑭ 2D flow over backward facing step (＊)

⑮ 2D Boundary layers with pressure gradients (B) (○)

⑯ 2D Periodic Hill Flow (◎)

⑰ Flow over curved backward-facing step (◎)

(4) Confined Flows

燃焼器内の旋回流，環状翼列などに関係する流れ場に関するデータベースである。

① Confined coaxial swirling jets (◎)

② Pipe flow - rotating (○)

③ Flow in a curved rectangular duct - non rotating (＊)

④ Curved passage flow (○)

⑤ Swirling Diffuser Flow (○)

⑥ Orifice/Deflector Flow

⑦ Confined buoyant plume (＊)

⑧ Natural convection in simple closed cavity

⑨ Simple room flow (＊)

⑩ Compression of vortex in cavity

Figure 6 : 3D diffuser arrangement in a medical magnetic resonance imaging device. Courtesy of J. Eaton (Stanford University)

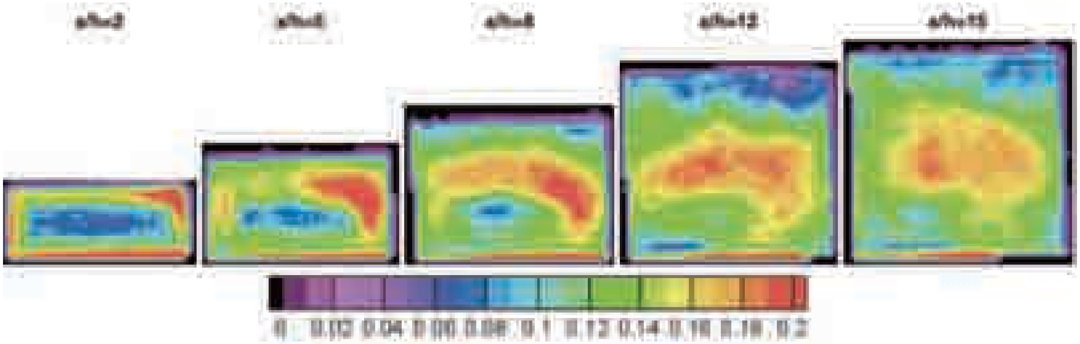


Figure 10: Measurements of turbulent streamwise stress components taken in cross-sectional slices of the diffuser 1 perpendicular to the mean flow. The region of highest turbulence (red areas; ignore the red areas at the bottom walls) follows the shear layer between forward and reverse flow. h=1cm represents the height of the inflow duct. Courtesy of J. Eaton (Stanford University)

図5　3次元ディフューザ内の流れ計測（MRV）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

⑪ Flow in pipes with sudden contraction（◎）
⑫ Flow in a 3D diffuser（◎）（図５）

3.2.2 Application Areas

次にApplication Areasをクリックすると，６つの主要な応用分野が現れる。前述のUnderlying flow regimesで用いられた例との重複もあるが，実務家にとってはこちらの分類の方がわかりやすいかも知れない。

（１）External Aerodynamics
① Aero-acoustic cavity（◎）
② RAE M2115 Wing（＊）
③ Ahmed Body（＊）
④ L1T2 3 element Airfoils（◎）

（２）Combustion
① Bluff body burner for CH4-HE turbulent combustion（＊）
② The confined TECFLAM swirling natural gas burner（◎）
③ Confined double annular jet（＊）
④ Premixed Methane-Air Swirl Burner (TECFLAM)（◎）
⑤ SANDIA Flame D（◎）

（３）Chemical & Process, Thermal Hydraulics & Nuclear Safety
① Buoyancy- opposed wall jet（＊）
② Induced flow in a T-junction
③ Cyclone separator（＊）
④ Spray evaporation in turbulent flow（◎）
⑤ Combining/dividing flow in Y junction（◎）
⑥ Downward flow in a heated annulus（＊）

（４）Civil Construction and HVAC
① Wind environment around an airport terminal building
② Flow and Sediment Transport in a Laboratory Model of a stretch of the Elbe River（＊）
③ Air flows in an open plan air conditioned office
④ Tunnel fire（＊）

（５）Environmental Flows
① Boundary layer flow and dispersion over isolated hills and valleys

（６）Turbomachinery Internal Flow
① Low-speed centrifugal compressor（＊）
② Annular compressor cascade（＊）
③ Gas Turbine nozzle cascade（◎）
④ Draft tube（＊）
⑤ High speed centrifugal compressor（＊）
⑥ Axial compressor cascade（◎）
⑦ Steam turbine rotor cascade（○）

3.2.3 Classic Collection Database

ERCOFTACのオリジナルデータベースで，現在マンチェスター大学が管理運営しているものである。上述のデータベースと一部重複する部分もあるが，更新も続けられており，日本の研究者の貢献度も少なくない。ガスタービン関係のデータも数多く，これも大変参考になるサイトである。詳細データを得るには登録が必要だが，無料である。

http://cfd.mace.manchester.ac.uk/ercoftac/

実験データだけでなく，DNSのデータも数多く集められている。

このサイトは，ベンチマークを入手すると言う意味で大変有益だが，ベンチマークのデータベースを構築するという観点からも手本となるものである。それは，次の理由からである。

⑴ CFD（に限らないが）との比較に十分なデータ，詳細情報が備わっている点
- 計測方法
- 実験データ（静圧分布，全圧分布，速度分布，レイノルズ応力，など）
- 形状データ（翼形状，計算領域，など）
- 流動条件（作動流体，参照速度，レイノルズ数，主流乱れ）
- データに関する補足説明

⑵ 不確かさの記述が備わっている点
⑶ 出典がきちんと示されている点

これらはいずれも欠くことの出来ない情報であるが，筆者が特に重要なものと考えているものは，計測方法やそれらに関する補足説明の有無である。というのは，計測方法を知ることによって，データをより深く解釈することができるからである。

3.2.4 乱流遷移

上述したClassic Databaseにも既に採用されているが，遷移に関するベンチマークがmonograph内にまとめられている(8)。掲載されている事例は，以下の４つである。

① T1: Boundary layer in an S-shaped duct
② T2: Periodic array of cylinders in a channel
③ T3: Transition in a boundary layer under the influence of free-stream turbulence
④ T4&T5: Axisymmetric confined jet flows

この中で，T3は，圧力勾配の影響を受ける境界層バイパス遷移に関するデータであり，遷移モデルの開発などにも多く活用されている(9)（図６）。

3.2.5 ターボ機械内部流

ターボ機械内部流の流れ解析に対するガイドラインが示されているサイトである。

http://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

表２　ERCOFTAC Classic Collection一覧

C.01	Isothermal dump combustor with swirl	◎	C.46	Plane Couette-Poiseuille Flow	
C.02	3D flow in wedge-plate junction		C.47	Homogeneous Isotropic Flow with/without Mean Temperature Grad.	
C.03	Plane Wake after a Circular Cylinder		C.48	Homogeneous Isotropic Flow with Passive Scalar	
C.04	Swirling and Non-Swirling Flows in Curved Pipe	○	C.49	Homogeneous Turbulent Shear Flow	
C.05	Unsteady Boundary Layer	○	C.50	Boundary Layer on the Verge of Separation	○
C.06	Square-Sectioned Duct 180 degree Bend	◎	C.51	Boundary Layer in an S-Shaped Channel	○
C.07	Circular to Rectangular Transition Duct	◎	C.52	Duct Flows with Smooth and Rough Walls	◎
C.08	Wing-Body Junction with Separation	◎	C.53	Backward-Facing Inclined Step	
C.09	Natural Convection Boundary Layer		C.54	Upslope and Vertical Convective Boundary Layer	
C.10	Couette Flow with Fixed Wavy Wall		C.55	2D Plane Turbulent Wall Jet	○
C.11	Airfoil Boundary Layer and Wake	◎	C.56	Backward-Facing Step with Uniform Normal Bleed	
C.12	Vortices in Boundary Layer	◎	C.57	Spinning Body	
C.13	Sudden Pipe Expansion	○	C.58	Pipe Contraction	
C.14	Homogeneous Curved Flow		C.59	Swirling Mixing Layer	
C.15	Transitional Cascade Flow	◎	C.60	Swirling Boundary Layer in Conical Diffuser	
C.16	Horizontal Convective Boundary Layer		C.61	Wake of a Streamwise Axially Rotating Cylinder	
C.17	Laterally Strained Boundary Layers	○	C.62	Developing Flow in Curved Rectangular Duct	
C.18	2D Model Hill Wake Flows	○	C.63	Wing-Body Junction Flow	○
C.19	Boundary Layer with Adverse Pressure Gradient		C.64	Flow Approaching a Wall-Mounter Circular Cylinder	○
C.20	Flat Plate Transitional Boundary Layers	◎	C.65	Turning Flow over a Flat Plate	
C.21	Sink Flow Boundary Layer		C.66	Strained Flow over a Streamwise Axially Rotating Cylinder	
C.22	Boundary Layer in and Downstream from a Convex Bend	○	C.67	Flow over a Streamwise Axially Rotating Cylinder	
C.23	Boundary Layer in a Concave Bend		C.68	Near-Wake Flow of a V-Gutter with Slit Bleed	○
C.24	Stably Curved Mixing Layer		C.69	Flow over Isolated 2D Hill	
C.25	Normally Impinging Jet from a Circular Nozzle	◎	C.70	Flow over Isolated 2D Valley	
C.26	Single Stream Swirling Jet in Still Air		C.71	Turbulent Plane Couette Flow	
C.27	Infinite 35 Degree Swept Wing		C.72	Turbulent Pipe Flow with Swirl	
C.28	Pseudo-Eckman Boundary layer		C.73	Flat Plate Transitional Boundary Layers	
C.29	Time-Periodic Boundary Layer	○	C.74	Flow around Inclined Prolate Spheroid	○
C.30	Backward-Facing Step with Inclined Opposite Wall	○	C.75	Flow Through Axisymmetric Expansions	
C.31	Backward-Facing Step	○	C.76	Flow over a Wavy Wall	○
C.32	Channel Flow		C.77	Separated Turbulent Flow over a Wavy Wall	
C.33	Constant Pressure Boundary Layer		C.78	Flow Through Staggered Tube Bundle	
C.34	Plane Mixing Layer		C.79	Turbulent Natural Convection in an Enclosed Tall Cavity	
C.35	Plane Wake		C.80	Steady Flow Past Tube Bundles	
C.36	Plane Couette-Poiseuille Flow		C.81	Flow over Periodic Hills	○
C.37	Pulsed Channel Flow	○	C.82	Flow Around a Simplified Car Body (Ahmed Body)	
C.38	Circular Air-Air Jet	◎	C.83	Wall-mounted two-dimensional hump with oscillatory zero-mass—	
C.39	Rotating Homogeneous Turbulence in Axisymmetric Contraction		C.84	Turbulent Boundary Layer Flow Over a Cube	
C.40	Plane Wake near a Swept Wing		C.85	Turbulent Stokes Boundary Layer	
C.41	Flow around Surface-Mounter Cubical Obstacle	○	C.86	Surface Pressure in Normal Triangular Tube Arrays	
C.42	Flows over 3D and 2D Hills		C.87	Flow and Deflection Measurements of FSI-induced Oscillation of—	◎
C.43	Vortex Shedding past Square Cylinder	◎	C.88	Combined Flow and Deformation Measurements of FSI-induced—	◎
C.44	2D Channel Flow with/without Scalar Transport		C.89	Torque Scaling in Taylor-Couette Flow	
C.45	2D Channel Flow with/without Thermal Field		C.90	Viscous boundary layers in turbulent Rayleigh-Benard convection	

3.3　その他

3.3.1　伝熱関係

伝熱分野のベンチマークについては，（ややコマーシャルベースであることは否めないが）固体壁境界近傍での格子点の影響なども含め，Vieserらの資料[10]に詳述されており，参考になる。図７に，同資料中で紹介されている衝突噴流の熱伝達率分布の実験データとCFDによる予測結果を示す。CFDでは，使用された乱流モデルが遷移現象を予測できないため，実験値との違いは大きいが，実験値自体もばらつきが目立つ。特に壁面噴流が遷移を起こす以前の噴流直下の熱伝達率に違いが顕著である。このように，伝熱分野のベンチマークの利用や構築の際に留意すべき点は，測定方法や実施者ごとに熱損失などの誤差の現れ方が異なることである。実験実施者が実験データの不確かさを明記することは当然のことであるが，詳細は報告書でない限り不確かさの表示は限定的であるため，可能であればCFDを行う前に極力原著で測定方法を確認し，実験値そのものの信頼性をチェックするべきである。

3.3.2　非定常翼列

フラッタや強制振動問題については，試験装置設計や測定の困難さから，世界的に見てもベンチマークとなるデータは限定的である。また，この分野では線形理論，準線形理論が構築されており，非定常翼列問題におけるCFDの検証としても大変有益である。非定常翼列研究

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

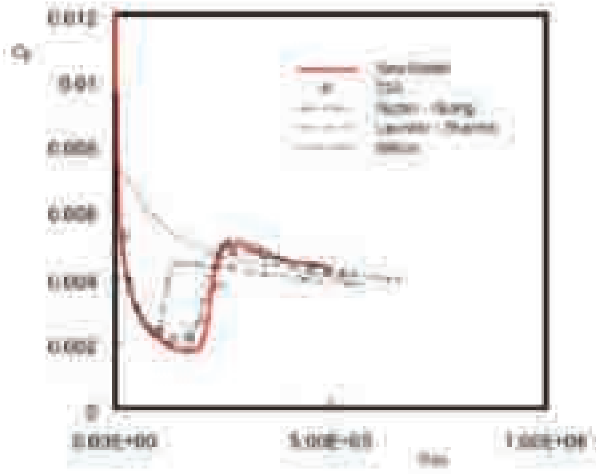


図６　表面摩擦係数のT3A caseにおける実験値と数値予測値の比較例(9)

に関する詳細な紹介や理論，数値解析，実験データ例については，少々古い資料ではあるが，AGARD Manual(11)が今でも参考になる。また，Bolcs, Franssonが編纂した報告書(12)には，９つのStandard Configurationについての翼データ，実験データ（定常，非定常圧力分布など）が詳述されている。

① 1st and 2nd Standard Configuration：Compressor Cascade in Low Subsonic Flow
② 3rd and 4th Standard Configuration：Cambered Turbine Cascade in Transonic Flow
③ 5th Standard Configuration：Compressor Cascade in High Subsonic Flow
④ 6th Standard Configuration：Steam Turbine Tip Section in Transonic Flow
⑤ 7th Standard Configuration：Compressor Cascade in Supersonic Flow
⑥ 8th Standard Configuration：Flat Plate Cascade in Subsonic and Supersonic Flow
⑦ 9th Standard Configuration：Double Circular Arc Profiles in Subsonic and Supersonic Flow

これらのデータは下記のサイトで公開されている。
Standard Configuration for Unsteady Flow through Vibrating …
http://www.energy.kth.se/proj/projects/Markus%20Joecker/STCF/default.htm

3.3.3　wake-induced transition

wake-induced transitionに関する実験は，筆者のグループを含め数多く行われているが，それらのデータをデータベース化しているものは必ずしも多くはない。

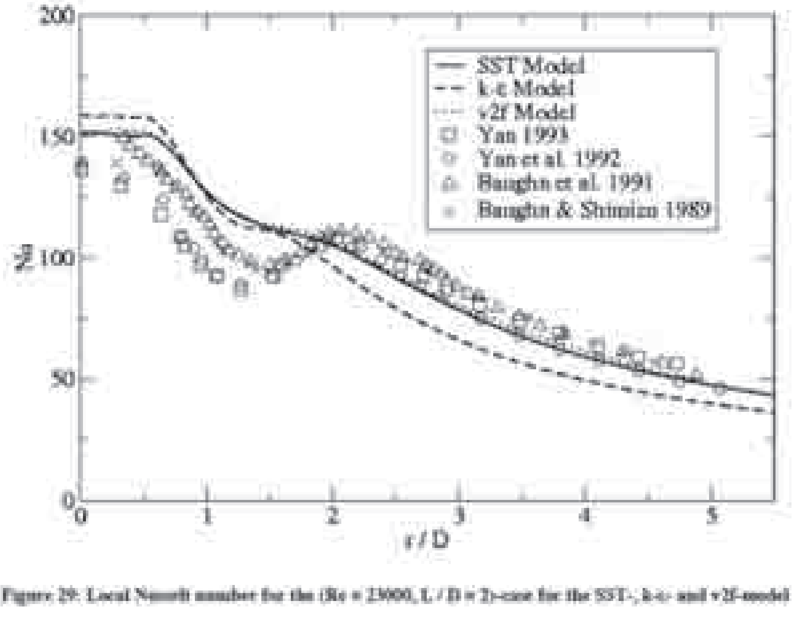


Figure 29: Local Nusselt number for the (Re = 23000, L / D = 2)-case for the SST-, k-ε- and v2f-model

Figure 29 compares the predicted Nusselt number distributions for Re = 23000 and L / D = 2 of k-ε and SST two-equation turbulence models. The results for the v2f-model (Behnia et al. 1997) are inserted. The experimental data were taken from Yan (1993), Yan et al. (1992), Baughn et al. (1991) and Baughn & Shimizu (1989) and show a significant scatter in the impingement region of about 25% although all experiments were done under the same conditions (Reynolds number, boundary conditions). With this uncertainty in the experimental data, the predictions of all two-equation models used in this validation case are in good agreement with the experimental data. Downstream of the impingement region where the uncertainty scatter is lower, the SST and v2f model prediction fit the experimental data very well whereas the k-ε model slightly underestimates the heat transfer.

図７　衝突噴流の影響下の平板熱伝達率分布（実験とCFD）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

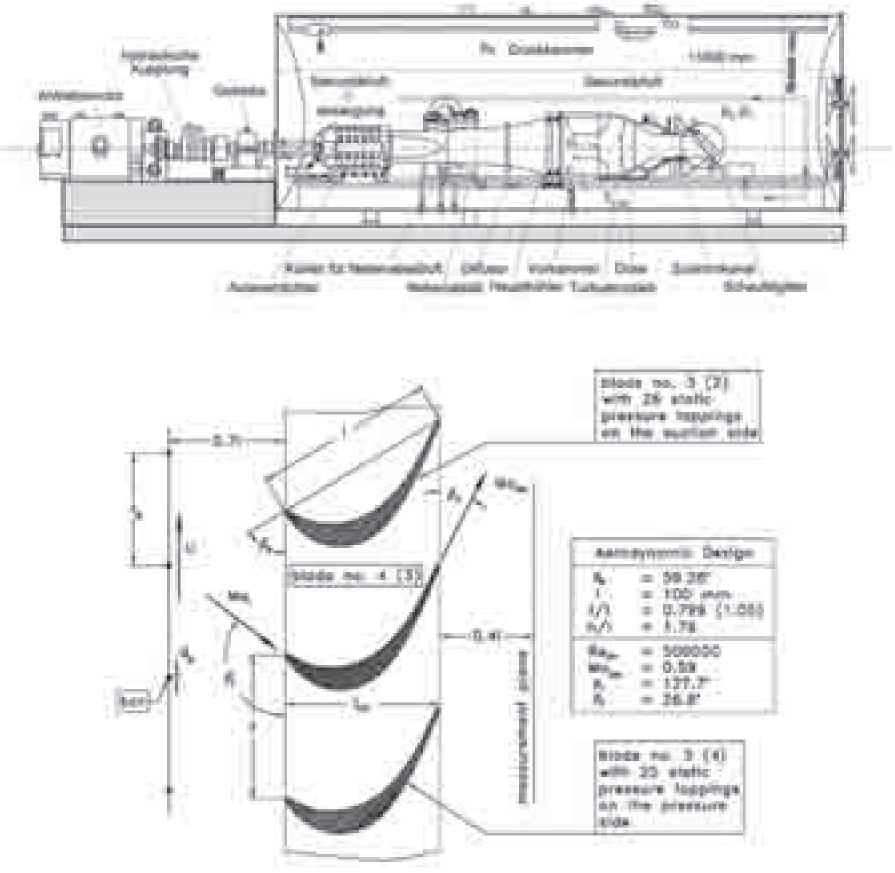


図８　ミュンヘン防衛大学の翼列試験装置

（１）T106D

T106Dは，ヨーロッパで多く用いられている翼列である。翼形状，詳細計測データについて，ケンブリッジ大学が公開している[13]。ミュンヘン防衛大学（Universität der Bundeswehr Munchen）では，T106Dと同一翼形状でソリディティを若干変更した翼列T106D-EIZを用いて，Periodisch Instationäre Strömungen in Turbomaschinenというプロジェクトが行われた。このプロジェクトでは，図８のように試験装置全体を密閉容器で覆い，マッハ数とレイノルズ数を独立に制御可能であることから様々な流動条件で実験が行われている[14]。詳細な実験データも公開されており，以前はWebサイトからデータがダウンロード可能であったが，現在はアクセスできないようである。

（２）Pak-B

PWが研究用に開発した低圧タービン用翼であり，主に米国で使用されている。翼データ，詳細な測定データについては，Kaszetaの学位論文[15]に示されている。

（３）その他

Technical University of Częstochowaでは，boundary layer experimental data for reference case（TC4D000）and disturbed case（TC4D59）and（TC4D200），と称して，図９のような翼列と移動円柱からのwakeとの干渉問題に関する詳細データを公開している。

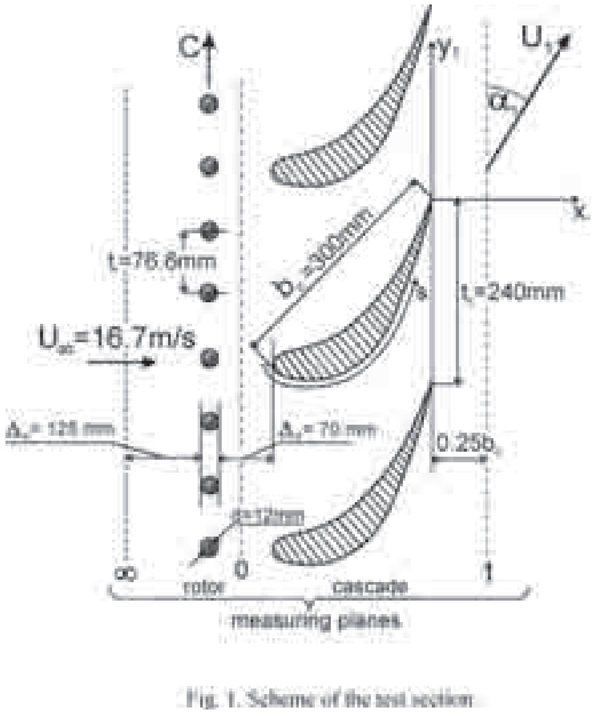


図９　移動円柱からのwakeと翼列との干渉

http://tajfun.imc.pcz.czest.pl/transpret/

また，回転試験機を用いて低レイノルズ数条件下での単段タービン段での非定常流動を測定した松沼氏の研究結果[16]は，貴重なベンチマークである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

3.3.4 NASA Rotor 37

ターボ関係でのベンチマークとしては最も有名なもので，多くのCFDとの比較が行われている。その詳細な報告と推奨事項はAGARDの報告書(17)にまとめられている（形状データ等はNASAのレポート(18)に詳しい)。

4．むすび

あまり新しい情報は多くなく，とりとめもない内容になってしまった感は否めないが，既存のベンチマークの所在とその利用方法，また，ベンチマークを新たに得る際の注意点などを紹介した。ベンチマークは，単に実験すればそれがベンチマークになるのではなく，周到な準備，適切な目的設定，精度が検証され対象に相応しい計測方法の選定，再現性の確認，必要かつ十分なドキュメンテーション，などが行われ，かつ，第三者による利用を経て初めて価値あるベンチマークとなる。新しい計測法も開発されつつあり，ベンチマークケースの構築が益々進展することは間違いないし，その方向で世界は動いている。日本でも多くの努力が払われているが，大学に限って見るとやや単純な形状や流れ場を対象とすることが多く，ヨーロッパなどのように実機に近い試験装置を用いての本格的ベンチマークの取得を試みる例は少ないように思える。一方企業では，開発の必要上実機に準じた試験体の試験が行われることもあるが，外部機関がそこでのデータを利用出来る形で公開されることはほとんどない。本格的ベンチマーク整備のための事業の胎動も耳にするが，日本で行うガスタービン関連研究が今後世界と伍していくためにも，ガスタービン学会を中心にベンチマークケースの構築を真剣に考えるべき時期に来ている。この拙文が議論の契機になれば幸いである。

参考文献

(1) Sagaut, P. and Deck, S., Large eddy simulation for aerodynamics: status and perspectives, Phil. Trans. R. Soc. A, 367, pp. 2849-2860, 2009

(2) 廣瀬他，ワークショップ：翼型失速特性シミュレーション　結果のまとめ「CFDは翼型失速角を予測できるか」，航空宇宙技術研究所特別資料46号，pp. 175-177，2000

(3) Funazaki, K. Yamada, K., Chiba, Y. and Tanaka, N. Numerical and Experimental Studies on Separated Boundary Layers over Ultra-High Lift Low-Pressure Turbine Cascade Airfoils with Variable Solidity: Effects of Free-stream Turbulence, ASME Paper GT2008-50718, 2008

(4) Funazaki, K. and Okamura, K., Studies on Two-Dimensional Contouring of High-Lift Turbine Airfoil Suction Surface as Separation-Control Device: Effects of Reynolds Number and Flow Disturbances, Proceedings of 13th ISUAAAT, ISUAAAT13-58-3, 2012

(5) Bruun, H.H., Hot-Wire Anemometry, Oxford Science Publications, 1995

(6) Dufour, G. et al., Numerical Investigations in Turbomachinery: A State of the Art, Large Eddy Simulation Application, VKI Lecture Series, 2009

(7) 石川慶拓, 船崎健一, 山田和豊, 高レイノルズ数条件下における高圧タービン翼まわりの非定常流れ解析（後縁近傍の非定常流れとベース圧)，日本ガスタービン学会誌, Vol. 38, No. 1, pp. 50-68, 2010

(8) ERCOFTAC, Numerical Simulation of Unsteady Flows and Transition to Turbulence, Pironneau, O., et al., ed., Cambridge University Press, 1992

(9) Akhter, M.N. and Funazaki, K., Development of Prediction Method of Boundary Layer Bypass Transition using Intermittency Transport Equation, International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, Vol. 1, 1, 2007

(10) Vieser, W., Esch, T. and Menter, F., Heat Transfer Predictions using Advanced Two-Equation Turbulence Models, CFX-VAL10/0602, 2002

(11) Platzer, M.F. and Carta, F.O., ed., AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines, Vol.1, Unsteady Turbomachinery Aerodynamics, AGRADograph, No. 298, 1987

(12) Aeroelasticity in Turbomachines, Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results, Ed. Bolcs, A. and Fransson, T., 1986

(13) Stieger, R. D., The Effects of Wakes on Separating Boundary Layers in Low Pressure Turbines, Ph.D Thesis, Cambridge University, 2002

(14) Fottner, L., TEST CASE DOCUMENTATION, Investigation of Wake-Induced Transition on the LP Turbine Cascade T106D-EIZ,

(15) Kaszeta, R.W., Experimental Investigation of Transition to Turbulence as Affected by Passing Wakes, Ph. D. Thesis, University of Minnesota, 2000

(16) 松沼孝幸，筒井康貴，タービン翼列の損失と三次元流れへ及ぼすチップクリアランスの影響：第１報:レイノルズ数の低下，日本ガスタービン学会誌，32（4)，pp.303-312, 2004

(17) CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD AR 355, Dunham, J. ed., 1998

(18) Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ration Core Compressor, NASA TP 1337, Reid, L., and Moore, R. D., 1978

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

特集：ガスタービンに関連するCFD技術の最前線

実験・計測最新技術

浅井　圭介[*1]
ASAI Keisuke

永井　大樹[*1]
NAGAI Hiroki

沼田　大樹[*1]
NUMATA Daiju

キーワード：感圧塗料，感温塗料，蛍光油膜法，イメージング技術，圧力，熱流束，せん断応力，非定常流

１．はじめに

ジェットエンジンをはじめとするターボ機械の設計において，CFDの役割はますます重要性を増している。さまざまな機能を盛り込んだ各種汎用コードが手軽に使える状況にあり，ガスタービンのあらゆる部分にCFDが適用されている。しかし，一方でターボ機械の性能は極限に近づきつつあり，効率を0.1%改善するのに多大な努力が注がれている。これまでのようにマクロな量を把握するだけでは性能の向上にはつながらず，局所的な流れを細かく解析し，それらを一つ一つ改善してゆく普段の努力が求められている。そのため実験の役割も変化しつつあり，パワーや効率の計測だけではなく，局所的な物理量の時間変化を高い分解能で調べられる多次元の「場」の計測に対する要求が高まっている。

幸いにも，近年，LEDや半導体レーザ，CMOSカメラなどの光学機器やコンピュータ技術の著しい進歩にともない，上記の要求を満たす新しい計測法がつぎつぎに登場している。流れ場の計測法として知られる“PIV”（粒子画像流速測定法）や“PLIF”（平面レーザ誘起蛍光法）に加えて，表面の計測法として，“PSP”（Pressure-Sensitive Paint,感圧塗料），“TSP”（Temperature-Sensitive Paint,感温塗料），“GLOF“（Global Luminescent Oil Film，蛍光油膜法）などの新手法が登場し，物体表面の圧力，温度，せん断応力の２次元分布のイメージングが可能になっている。

本稿では，PIVとPLIFについては他の解説にゆずることとし，表面計測の３つの新手法（PSP, TSP, GLOF）を中心に実験・計測技術の現状と動向について述べる。特に時間的に変動する非定常流れ場や熱流束分布の計測技術の解説に力点をおく。あわせて，翼面流れや平板との接合部の流れ，高温流れなど，タービン内部流を構成する基本的な流れへの適用例を紹介する。さらには，これらの手法と他の手法を組み合わせて多変量を同時計測する“複合計測”の動向について触れ，CFDの実験による検証を目指す読者の参考に供す。

原稿受付　2012年10月17日
＊１　東北大学大学院工学研究科
〒980-8579　仙台市青葉区荒巻字青葉６－６－01

２．実験技術

2.1　表面圧力ー感圧塗料（PSP）

感圧塗料（Pressure-Sensitive Paint [PSP]）は光励起した色素の発光を利用したコーティング型のセンサである[(1)]。励起分子の発光が他の分子によって阻害される現象を「消光」と言い，感圧塗料（PSP）は空気中に含まれる酸素分子との衝突による消光を利用したものである。空気中に約21％の酸素が含まれるため，色素の発光強度（I）は周囲の空気圧（p）に反比例し，両者の間には以下のスターン・ボルマー関係式が成立する。

$$\frac{I_{ref}}{I} = A(T) + B(T)\frac{p}{p_{ref}} \qquad (1)$$

ここで，$A(T)$ と$B(T)$ は実験により求められる較正係数，添え字refは圧力が一様な無風時の条件を表す。(1)式を用いてPSPの発光強度の計測値を圧力に変換する。

PSPのセンサ分子には，白金やパラジウムを中心金属とするポルフィリンまたはルテニウム錯体などの色素が，またバインダには酸素透過性が異なる各種のポリマーが用いられる。さまざまな調合のPSPが知られているが，

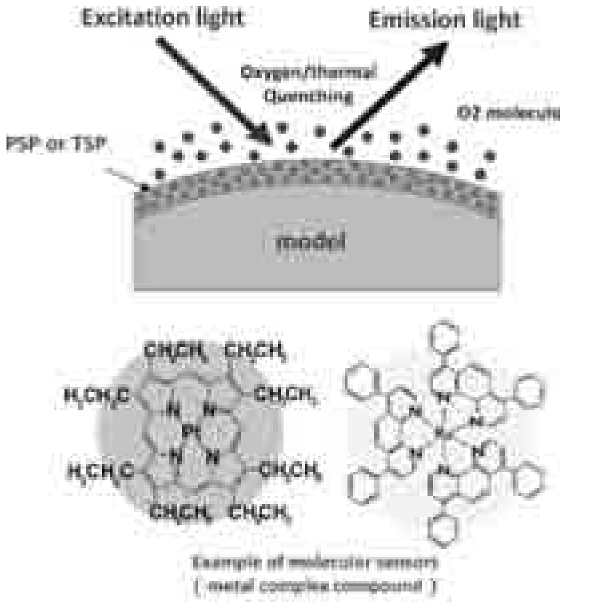


図１　感圧塗料（PSP）の概念

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

それぞれの塗料に応じた適用領域があり，対象となる実験に応じて塗料を使い分けることが肝要である。

非定常計測には多孔質バインダを利用した「高速応答型PSP」を用いなければならない[2]。陽極酸化アルミを利用した高速PSP（AA-PSP）のほかに，スプレー塗装が可能なポリマーセラミック感圧塗料（PC-PSP）が実用域にある。これらの塗料は数kHzから数十kHzの周波数応答性を有することが確かめられている。

2.2 計測例（定常流）

空力実験へのPSPの適用は航空宇宙分野で始まり，現在では自動車や鉄道にも拡がっている。遷音速や超音速などの高速風洞では酸素分圧の変化が大きいので，PSPによる計測は比較的容易である。これに対し，酸素分圧変化がほとんどない低速風洞へのPSPの適用は極めて難しい。低速PSP計測は誤差との戦いであり，特に最大の誤差要因である温度の影響の補正が重要である。温度感度が小さく圧力感度が温度に依存しないPSP（ISSI社製品など）は“Ideal PSP”と呼ばれ，低速実験ではこのような性質の塗料を用いる必要がある。加えて，計測前に風洞を暖気するなどの工夫で模型温度の変化を抑えれば，PSPにより定量的な圧力の計測が行える。

図２に，風速50m/secにおいて簡易自動車形状模型の表面圧力をPSPで計測した結果を示す[3]。PSPの測定値の不確かさは50Pa程度である。この精度は定められた計測手順に従えば達成できる。相対的な誤差は風速が低下するにつれ増し，現状では，定量計測が行えるのは秒速25m程度までと考えられる。

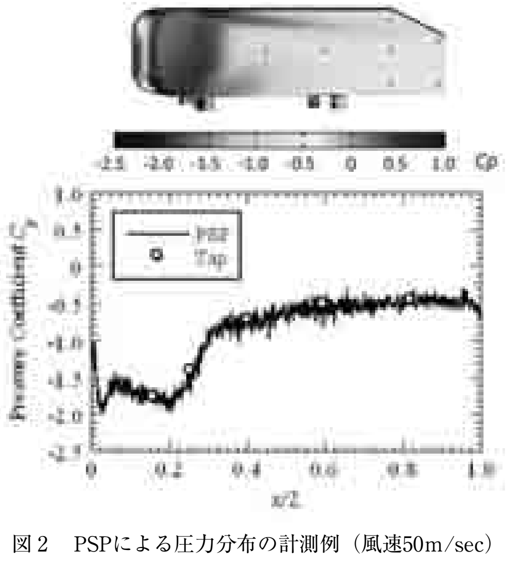


図２ PSPによる圧力分布の計測例（風速50m/sec）

2.3 非定常への拡張

翼列間の干渉流れや空力弾性，構造と流体の連成振動などの非定常現象では，時間変動する２次元圧力分布の計測が求められる。高速応答型PSPはこれらの現象を十分にとらえるだけの時間応答性をもっているが，非定常計測ではカメラの露光時間が必然的に短くなるため信号雑音比（SNR）が悪化する。特に低速実験ではせいぜい数十から百Pa程度の微小な圧力変動しか起こらないため，様々な誤差にPSPの圧力信号が埋もれてしまう。加えて，流れには自然の揺らぎが重畳するため単純な位相平均が行えずSNRがさらに悪化する。

この問題を解決する方法として，近年，最新の画像取得技術と画像処理技術を駆使した非定常PSP計測法の研究が進んでいる[4],[5]。これらの手法を用いると，RMS値で最高 Δp_{rpm}= 16Paという高い精度で非定常圧力を計測することができる。非定常PSP計測に用いられる方法は，フェーズロック法（PLM）と高速カメラ法（HCM）に大別できる。PLM（図３）では，位相信号に同期させて励起光源をパルス発光させ，そのときのPSPの発光をCCDカメラに蓄積する。パルスあたりの発光は微小であるが，同位相のデータを数百から数千回積算することで高いSNRが得られる。一方HCM（図４）では，PSPの励起に連続光源を用い，計測には CMOS高速度カメラを用いる。１回の計測で数千から数万枚の画像を取得する。これと同時に記録された基準信号に基づいて，取得した画像を位相毎に分類しそれらを平均化することで高いSNRが実現できる。

計測法の工夫に加えて，非定常計測では基準画像の選定がポイントとなる。通常のPSP計測では無風時（大気圧）に撮影した画像が基準に用いられるが，温度の影響や光劣化，模型の移動によるピクセル位置のずれが誤差となり，SNRが悪化する。この問題は通風時の時系列画像を時間平均したものを基準画像として用いることで回避できる。この方法では圧力の変動成分（AC成分）しか得られないが，上記の誤差が大幅に低減される。

強制振動のように圧力にはっきりした変動周期がある場合にはPLMもHCMも有効に機能する。しかし，一般の非定常流には自然ゆらぎの成分が含まれるため，これ

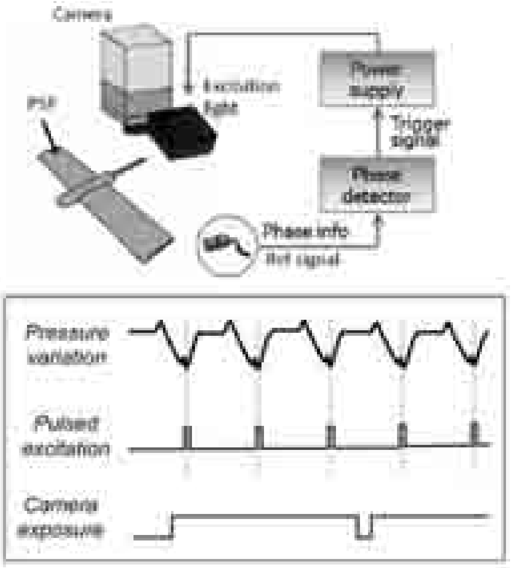


図３ 非定常PSP計測法(1)フェーズロック法

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

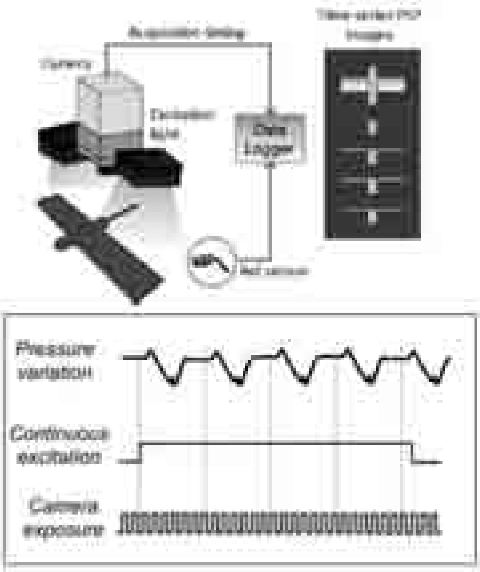


図4　非定常PSP計測法(2)高速カメラ法

らの影響を補償する何らかの工夫が必要となる。この問題の解決法として，「改良フェーズロック法」と「条件付画像平均法」という２つの方法が提案されている[4], [5]。また高速カメラの時系列画像に対してピクセル毎にFFT解析を行う「FFT法」も高いSNRを実現する優れた方法である[6]。

非定常PSPの適用例の一つとして，渦放出によって角柱側面に生じる変動圧力場の計測例を紹介する[4]。角柱は断面が40mm角の正方形で高さが100mmである。角柱の側面中央１点に基準信号用の圧力変換器（kuliteセンサ）が設置されている。主流速度は50m/secで，塗料には高速応答型PSP（PC-PSP）が用いられている。

角柱側面の圧力変動の主周波数帯はカルマン渦の放出による160Hz付近にあるが，圧力信号には様々なランダム成分が重畳している。ここでは，条件付き画像平均法により画像の位相を補正することで，これらの影響を取り除いている，図５に角柱側面中央の計測結果を示す。カルマン渦の放出に伴う正弦的な振動がとらえられており，基準センサとのずれは十数Pa程度である。また，図６は角柱後方の地面板上の圧力分布を計測したもので，交互に放出されるカルマン渦によって誘起される非定常圧力場が明瞭にとらえられている。

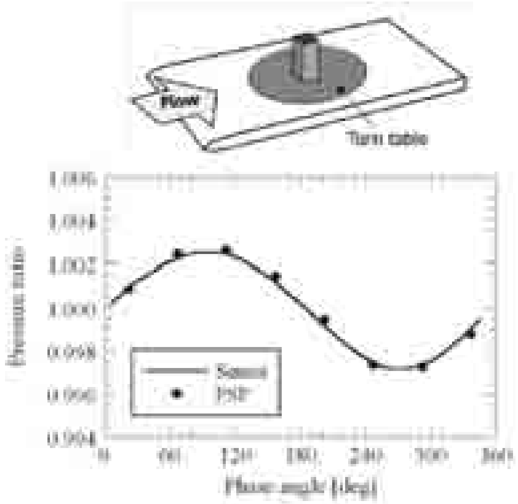


図５　角柱側面の変動圧力測定結果（風速50m/sec）

３．TSPによる温度・熱流束計測

3.1　原理

Temperature-Sensitive Paint（TSP）はPSPと同様の原理に基づいている[1]。TSPでは分子同士の衝突や振動によって励起分子が消光する現象を利用しており，発光強度は温度とともに減少する。一般に用いられる赤外線カメラと比較すると，TSPの場合CCDやCMOSを素子とする汎用カメラが使用できるため，空間的にも時間的にも高分解能のデータ取得が可能と言う利点がある。さらに，TSPの励起光と発光は近紫外から可視領域の光なので，透過窓の材質に赤外線カメラのような制約がないと言う利点もある。これは，ターボ機械の内部流の可視化にとって有利な点である。

温度消光を伴う色素（蛍光体を含む）は比較的多く，－180℃の極低温から1000℃の高温まで幅広い温度領域で使用可能なTSPが存在する。TSPは発光する色素とそれを固定する高分子のバインダで構成されるが，それらの組み合わせによって温度感度は大きく異なる。塗料毎にサンプルを用いて較正係数を求める。

常温付近では以下の組成をもったTSPが良く用いられる[7]。いずれの材料も試薬メーカーから購入できる。

色素：Ru（phen)$_3^{2+}$

バインダ：Polyacrylic Acid

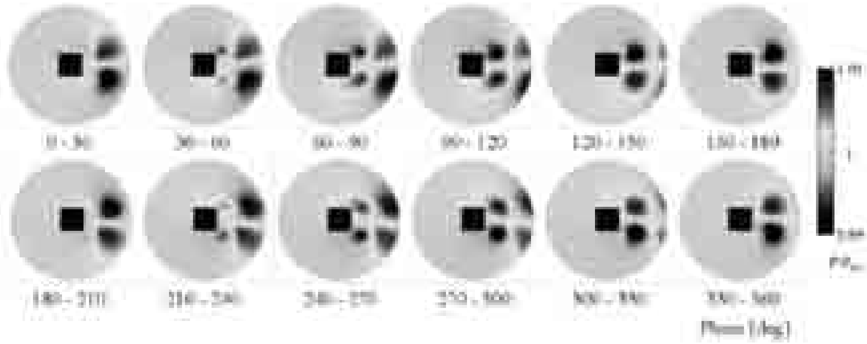


図６　角柱後方にカルマン渦が誘起する非定常圧力場

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

溶媒：Ethanol

このTSPは約80℃まで使用できるが，100℃以上ではバインダとして使用している高分子がガラス転移を起こすため使用できなくなる。これに対して近年では，100℃を超えても使用できる高分子タイプのTSPが開発されている。例えば，“PTMSDPA”と呼ばれる耐熱蛍光ポリマーは，250℃までの比較的高温領域での温度計測に使用できる[8]。

3.2　計測例

TSPによる測定例として高温気流にさらされる翼胴模型の熱流束分布の計測結果を紹介する[7]。宇宙航空機が地球大気に再突入する際には，大気との摩擦で機首部に強い空力加熱を受けると同時に，機体周りに発生した衝撃波が干渉し，局所的に空力加熱が増加する領域が現れる。このため，機体の耐熱設計には，熱電対のような離散的な計測に加えて，TSPを用いた機体全面の温度分布計測が必要となる。

図７は高温気流に投入された模型の表面温度分布の時系列データを５msecごとに抽出して並べたものである。はじめはほぼ均温だった模型の頭部を中心に急激に温度が上昇し，続いて翼前縁領域の一部の温度が大きく上昇していることがわかる。温度上昇が著しいこれらの部分で強い加熱を受けていることがわかる。

機体に流入する熱流束の値は，模型への熱の侵入が半無限１次元熱伝導方程式で表される場合に成立する以下の式を用いて算出することができる。

$$q(t_n)=\frac{2\sqrt{\rho_b c_b k_b}}{\sqrt{\pi}}\sum_{i=1}^{n}\frac{T(t_i)-T(t_{i-1})}{\sqrt{t_n-t_i}+\sqrt{t_n-t_{i-1}}} \quad (2)$$

ここで，qは熱流束，ρ_b, c_b, k_bはそれぞれ模型材料の密度，比熱，熱伝導係数である。このような計算を行うと，図７の条件では模型頭部の熱流束の値が他の領域のおよそ20倍以上に達していることがわかる。

3.3　高温領域への拡大

これまでTSPはおもに常温付近から200℃程度までの温度計測に用いられてきたが，近年ではより高温領域の計測への適用に期待が高まっている。ロケット開発実験におけるノズル流れのように燃焼ガスを伴う実験には高温で熱分解する有機化合物は使えない。そこで近年，無機物の蛍光体である“Phosphor”を用いたTSPの研究が行われている。Phosphorは化学的に安定で高い熱耐久性を持つことから，従来のTSPでは不可能であった300℃を超える高温領域で使える温度センサ材料として利用できる。

Phosphorのうち発光強度が温度によって変化するものを特に“Thermographic Phosphor”（以下TGP）と呼び，常温から1000℃以上の高温までさまざまな温度域で感度を持つTGPが知られている[9]。 TGPを用いたTSPの一例として図８に，センサにY_2O_3:Eu^{3+}，バインダに熱耐久性を持つ高純度コロイダルシリカを用いたTSPの特性データを示す。グラフを見ると温度に対する発光強度の変化はおよそ400-600℃付近で大きくなっている。この温度領域がTSPの適用可能範囲となる。

このTSPを用いて，高速気流中におかれた圧縮コーナー模型の表面温度分布を計測した結果を図９に示す[10]。模型表面の最大温度は300℃近くに達する。この条件では前縁付近で剥離したせん断層が再付着するあたりに筋状の温度パターンが見られる。これは流体力学的不安定から発生したゲルトラー渦による縦渦構造の影響を捕らえたものである。TSPによる計測は高温気流にさらされ

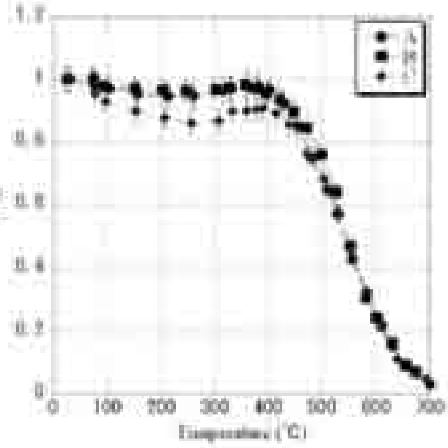


図８　Y_2O_3:Eu^{3+} の温度感度

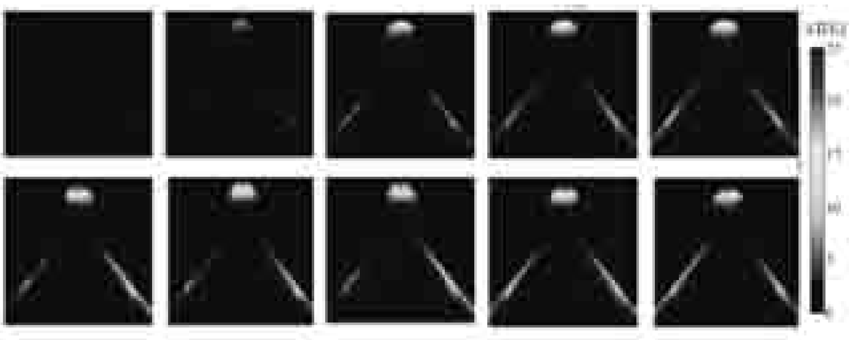


図７　翼胴模型の温度分布のTSPによる測定
（M = 10.4, 通風時間: 50 msec, To = 1200 K）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

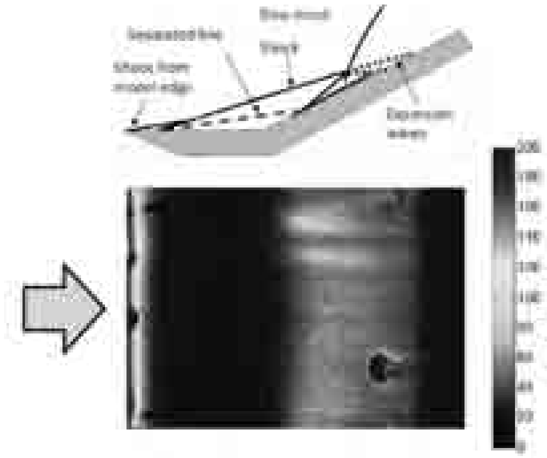


図9　圧縮コーナーにおける温度分布の測定結果
（M =7.0, To = 800K）

るタービン翼面での熱流束分布やフィルム冷却の効果を調べるのにも有用だと考えられる。

4．GLOFによるせん断応力分布の計測

4.1　原理

摩擦応力（表面せん断応力）は境界層の剥離や遷移に係わる重要な物理量であるが，圧力や温度に比較して直接計測が難しい。浮動天秤やプレストン管を用いた摩擦応力計測法では離散点における計測しか行えず，薄翼や模型の角部への適用も困難である。

そこで，近年，摩擦応力分布を光学的に可視化するさまざまな計測手法が研究されている。その1つにせん断力による油膜の変形を利用した計測法がある[11]。この方法では，物体に塗布した油膜の厚さの時間変化を追うことでせん断応力が求められる（図10）。従来は油膜厚さの計測に単色光による光学干渉縞を利用する方法が用いられていたが，近年，より高い分解能での計測を可能にする新しい手法がLiuらによって導入された[12],[13]。この方法は蛍光油膜法（Global Luminescent Oil-Film [GLOF]）と呼ばれ，蛍光色素を混ぜた油膜の発光強度が油膜の厚さに比例することを利用し，油膜の厚さの変化を発光強度の変化として計測する。

Liuらは，油膜の運動をナビエストークス方程式で記述し，画像平面と模型平面がほぼ平行で，かつ圧力勾配や重力の影響が無視できると仮定して，油膜の発光強度についての簡単な関係式を導いている。ここで，I_r（$=I/I_{ex}$）は励起光強度で正規化した発光強度，$\bar{\tau}$ は相対摩擦応力である。

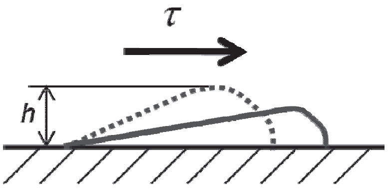


図10　せん断応力による油膜の変形

$$\frac{\partial I_r}{\partial t} + \bar{\tau} \cdot \nabla I_r = 0 \qquad (3)$$

この式は画像上での物体の移動速度を求める「オプティカルフロー」の拘束式と数学的には同じ形をしており，さまざまな解法が知られている[13]。蛍光油膜の発光強度の時系列画像に(3)式を適用すれば，ピクセル毎に摩擦応力の大きさと向きが求められる。

4.2　計測例

GLOF法の計測例を2つ紹介する。これらの実験では，蛍光オイルとして親油性の蛍光物質であるペリレンをシリコンオイル（粘度200cs）に混ぜたものが使用されている。模型に塗布した油膜をUV-LED光源で励起し，時々刻々の発光分布の変化をビデオカメラで計測する。摩擦応力の計算には，解析を開始する初期時間，画像間隔，平均回数などの条件が影響する。時刻tにおける画像$I(t)$ と$I(t+dt)$ のペアにオプティカルフローの計算手法を適用すると時間tにおける摩擦応力のスナップショット解が得られる。時間をずらして得られた複数のスナップショット解を平均することで，計測誤差が大幅に低減する。

図11に角柱後方の地面板上の摩擦応力分布の計測結果を示す[14]。角柱の断面は40mm正方形で，流速は20m/secである。油膜の励起にはUV-LEDが用いられている。図の上段左から油膜の発光強度の生画像，摩擦応力線図，下段左は摩擦応力強度分布，そして下段右はGLOFで得られた応力線図とPSPによる圧力計測画像を重ねたものである。図中の記号は流れ場の特異点を表す。角柱前方で流れ場が上下左右に分岐しており，複雑な剥離線と再付着線が形成されているのがわかる。再付着後の流れは角柱の側方で左右に分かれ，角柱を取り巻く多重の馬蹄渦を形成している。このような流れのトポロジーを理解するうえで，GLOF法は極めて有効な手段である。

もう1つの適用例として低レイノルズ数（Re=50,000）におけるNACA0012翼型の摩擦応力分布の計測結果を図12に示す[15]。縦軸は最大値に対する摩擦応力係数（C_f）相対値を示している。左図が迎角0 deg，右図が5 degの場合である。迎角が0 degではC_fの値は前縁で最大となり，下流に向かい境界層が発達するにつれ減少している。x/c =70％で摩擦応力が負となり，ここから後縁にかけて剥離が発生している。迎角5 degでは，x/c =25％で摩擦応力がゼロになり，70％までの間で負の値となる。この部分に「層流剥離泡」が形成されていると考えられる。25％が境界層の剥離位置，70％が再付着位置に相当する。x/c = 60～70％では摩擦応力が負の方向に強くなっており，この部分で逆流が生じていることがわかる。x/c =70％以降で摩擦応力の値は再び正に転じその後増加している。これは再付着後に境界層が乱流状態に遷移ることを示している。このように，GLOF法

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

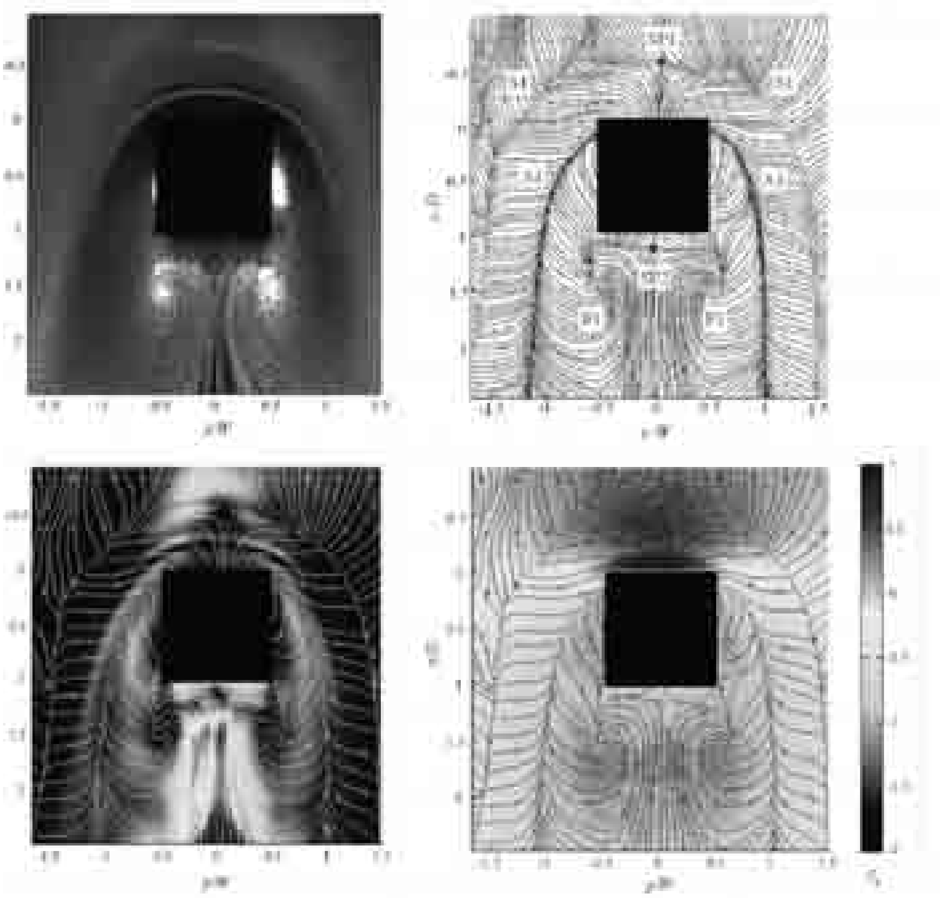


図11　角柱後方の地面板上の摩擦応力分布の測定結果，生画像（上段左），応力線図（同右），応力強度（下段右），PSPとの重ね合わせ（同左）

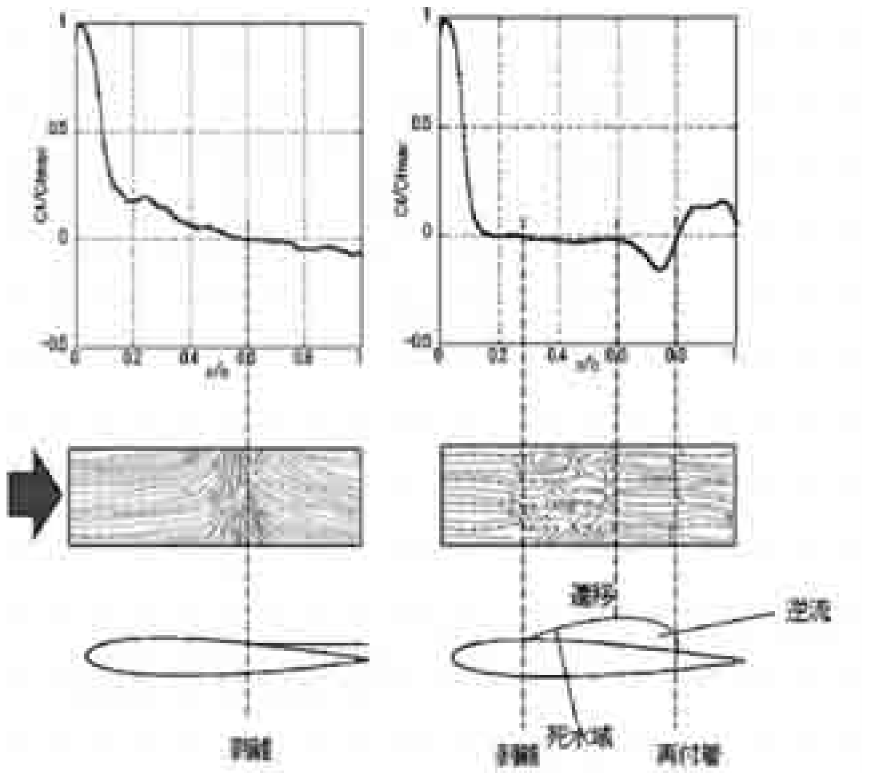


図12　NACA0012翼型の摩擦応力分布の測定結果
迎角＝ 0 deg（左），迎角＝ 5 deg（右）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

を用いることで，剥離，再付着，逆流，乱流遷移などの現象を１つ１つ解明することが可能となる。

5．今後の展望

以上，表面計測技術を中心に最新の計測技術の現状について述べた。非定常PSPの適用範囲は周波数で数百Hz程度，精度は十数から数十Pa程度に限られる。周期性の現象や構造と流体の連成問題には現時点でも十分適用可能な能力であるが，これをkHzのオーダー，音響変動に近いレベルの圧力変動に拡張するには，要素技術のさらなる発展が必要となる。

一方TSPについては，1000℃を越えるより高温領域への拡張が期待されている。このような温度域では熱放射が近赤外から可視光領域に現れるので「寿命法」と呼ばれる，パルス励起したTSPの発光の減衰率から温度を算出する方法が有効だと考えられる。

今後の研究の目標の１つは，複数の計測技術を組み合わせた「複合計測」の開発である。これらの計測を同時に行うことが理想であり，圧力と温度（複合塗料），速度と圧力／温度（PIV＋PSP/TSP），化学種と速度（PLIF＋PIV）などの組み合わせが試みられている。注目される手法として，PIVの粒子に感圧・感温色素を吸着させたPS-Particles（PSP）やTS-Particles（TSP）がある。この方法では，３枚の画像を連続して撮影することで速度場と圧力場（温度場）を同時計測することができる。複合計測については，今後もさまざまなアイデアが登場するものと思われる。

本解説の冒頭で述べたように，ターボ機械の効率を0.1％改善するには，局所的な流れの物理を分析し改善してゆく努力が求められる。LESやDNSを用いた複雑な流れの３次元計算が現実になりつつある現在において，CFD（計算流体力学）とEFD（実験流体力学）の連携は今まで以上に重要なものとなっている。両者は今でも相補的な関係にあり，検証実験を実施するにあたっては，お互いが十分な意見交換をすることが肝心である。本稿がそのような活動の一助となれば幸いである。

参考文献

(1) Liu, T. and Sullivan, J. P., Pressure and Temperature Sensitive Paints, Springer, New York, (2004).
(2) Gregory, J. W., Asai, K., Kameda, M., Liu, T. and Sullivan, J. P., “A review of pressure-sensitive paint for high-speed and unsteady aerodynamics”, Part G, Journal of Aerospace Engineering, vol. 222, no. 2 (2008), pp. 249-290.
(3) 依田大輔，永井大樹，浅井圭介，田中真吾，石田圭太郎“低速流における感圧塗料計測の計測誤差とその精度評価”，第37回可視化情報シンポジウム，B216，2009年７月
(4) Yorita, D., “Development of High-accuracy Pressure-Sensitive Paint Techniques and Their Applications to Low-speed Unsteady Flow Phenomena,” 東北大学工学研究科，博士論文，2012年8月
(5) Asai, K., Yorita, D., “Unsteady PSP Measurement in Low-Speed Flow - Overview of Recent Advancement at Tohoku University”, 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2011-0847, Orland, USA, (2011).
(6) Nakakita, K., “Unsteady Pressure Distribution Measurement around 2D-Cylinders Using Pressure-Sensitive Paint,” 25th AIAA Applied Aerodynamics Conference, AIAA 2007-3819, Miami, FL, (2007).
(7) Nagai, H., Ohmi, S., Asai, K., Nakakita, K., “Effect of Temperature-Sensitive Paint Thickness on Global Heat Transfer Measurement in Hypersonic Flow”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 22, No. 3 (2008), pp. 373-381.
(8) Kwak, G., Fukao, S., Fujiki, M., Sakaguchi, T. and Masuda, T., “Temperature-Dependent, Static, and Dynamic Fluorescence Properties of Disubstituted Acetylene Polymer Films,” Chem. Mater., Vol. 18 (2006), pp. 2081-2085.
(9) Allison, S. W., “Remote thermometry with thermographic phosphors; Instrumentation and applications,” Rev. Sci. Instrum.,Vol.68, No.7 (1997), pp.2623-2624.
(10) Nagai, H., Sawamura, R., Asai, K., “Experimental Study of Heat Transfer Measurement using Temperature-Sensitive Paint for High-Temperature Application in Hypersonic Flow, 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2011-850, Orland, USA, (2011).
(11) Naughton, J. W., and Sheplak, M., “Modern developments in shear-stress measurement”, Progress in Aerospace Sciences, Vol. 38, Issues 6-7 (2002), pp.515-570.
(12) Liu, T., Montefort, J., Woodiga, S., and Merati, P., “Global Luminescent Oil-Film Skin-Friction Meter”, AIAA Journal, Vol. 46, No. 2 (2008) pp.1-11.
(13) Liu, T. and Shen, L., “Fluid flow and optical flow,” Fluid Mech., vol. 614 (2008), pp. 253-291.
(14) 中村勘太，依田大輔，沼田大樹，永井大樹，浅井圭介，“翼面上の２次元摩擦応力分布の光学的測定法，”第44回流体力学講演会／航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム，2D13，富山，2012年７月．
(15) Kakuta, T., Koyama, A., Yorita, D., Numata, D., Nagai, H., Asai, K., Woodiga, S.A., Liu, T., "Imaging Measurement of Skin Friction Field around Bluff Body Using Luminescent Oil Film Technique", 14th International Symposium on Flow Visualization, ISFV14-5D-2, Daegu, Korea (2010).
(16) Abe, S., Okamoto, K. and Madarame, H., “The development of PIV-PSP hybrid system using pressure sensitive particles,”, Meas. Sci. Technol. 15 (2004) pp.1153-1157.
(17) 染矢聡，内田光則，大倉康裕，佐藤義久，岡本孝司，蛍光体を用いたエンジン筒内ガス温度速度同時計測，Trans. JSME B, Vol.77 (779), (2011), pp.1509-1521.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

タービン開発効率を大幅に引き上げる流体解析統合ソリューション

竹腰　善久[*1]
TAKEKOSHI Yoshihisa

1．はじめに

ガスタービン内部流れは，翼面境界層，動静翼干渉，衝撃波，翼端漏れ流れなどに起因する非定常な物理現象となっている。しかしながら，特に多段の軸流ガスタービンにおいては，メッシュ数が増大してしまうなどの理由により，定常（準定常）解析が実施されることが多い[1]。また，複雑なフィレット，３次元漏れ流路，冷却孔等も，形状の複雑さなどにより，正確に格子生成することが困難な場合もあり，ターボ機械の設計者にとって課題となっている。

本記事では，上記のガスタービンの設計者が直面する問題に対して，NUMECAジャパンが提供する３つのソリューションを紹介する。１つ目は，フィレットや冷却孔などを考慮した複雑なターボ機械に対して，自動で完全六面体格子を生成する，格子生成ソフトウェアAutoGrid5™である。２つ目は，高速・高精度に流体解析を実施し，特にターボ機械の動静翼干渉を高速に解析が可能な手法を持つターボ機械流体解析ソルバーFINE™/Turboである。３つ目は近年要求が増大している最適化設計を可能とする，ターボ機械に特化した最適化設計支援システムFINE™/Design3D である。

2．自動格子生成ソフトウェアAutoGrid5™

AutoGrid5™ は，回転機械およびターボ機械のための，強力な完全六面体マルチブロック構造格子自動生成ソフトウェアである。設計者やエンジニア向けに開発され，軸流式，遠心式および斜流式の複雑なターボ機械に対して，ウィザード形式でメッシュを作成することが可能である。特長として以下があげられる。

- 各種ターボ機械に対応したトポロジーライブラリ
- ウィザードによる形状定義（ギャップ，フィレット）およびメッシュ作成パラメータ（格子点数，格子分布）の自動設定
- シール漏れ，キャビティ等の軸対称要素の作成
- 冷却孔，冷却流路，リブ，ピンフィンなど，非軸対称要素のテンプレートによる形状定義とメッシュ自動作成

AutoGrid5™ では図１のように，複雑なフィレット，３次元漏れ流路，冷却孔や固体領域などの形状に対して，自動で完全６面体格子の作成が可能である。

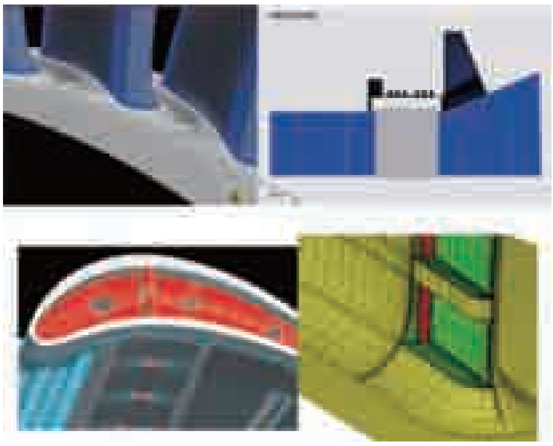


図１　AutoGrid5™による格子生成の例

3．流体解析ソルバー FINE™/Turbo

FINE™/Turbo は，前処理型密度ベースソルバーであり，低速流れから高速流れまであらゆる速度範囲に対して，密度変化を正確に考慮した高速かつ高精度な解析が可能である。複数の動翼・静翼相互作用の考慮や汎用初期値の作成など，ターボ機械に特化した機能を多数搭載している。本記事では，解析高速化手法として，Non-Linear Harmonic 法と，CPUブースターについて紹介する。

Non-Linear Harmonic（以下NLH）法とは，非定常解析を高速に解く手法である[1],[2],[3]。非定常な流れ場を，時間平均成分と変動成分に分解し，フーリエ級数の形でモデル化したものである。この手法により，非定常解析が最大200倍高速化される。高圧軸流タービンの事例を図２および３に示す[4]。圧力の時系列データおよび周波数応答について，実験と精度良く一致している。また，NLH法は冷却孔のある軸流タービンについても解析可能である（図４）。

CPUブースターは，NUMECA International が開発した独自アルゴリズムで，CFL数を最大1000まで増加させた解析が可能である。この手法により，CPU時間が最大10倍高速化される。図５は，472個の冷却孔のある２段軸流タービンの事例である。

原稿受付　2012年９月19日
＊１　NUMECA ジャパン株式会社　技術部技術第１グループ
〒141-0021　品川区上大崎２-15-19　アイオス目黒駅前ビル

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

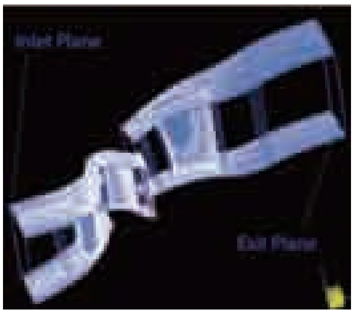


図２　NLHを実施した高圧軸流タービン

図３　翼面上の圧力履歴およびFFT解析結果

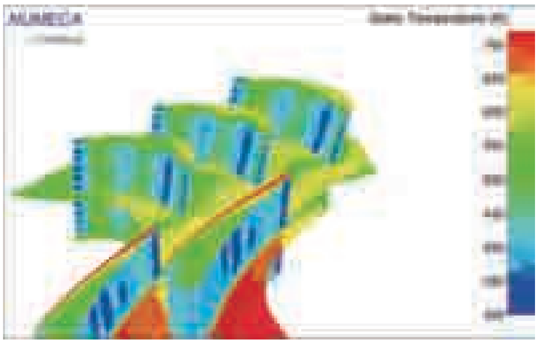


図４　冷却孔のある軸流タービンのNLH解析事例

図５　冷却孔のある軸流タービンのCPUブースターの解析事例

４．最適化設計支援システムFINE™/Design3D

FINE™/Design3D は，ターボ機械に特化した最適化設計支援システムである[(5),(6)]。パラメトリックモデラーと最適化エンジンからなるソフトウェアである。翼列に特化した３次元パラメトリックモデラー AutoBlade™を用いることにより，キャンバ分布などのターボ機械を構成するパラメータで翼形状を定義可能で，例えばキャンバ分布のみを最適化することが可能となる。遺伝的アルゴリズム，実験計画法および人工ニューラルネットワークの組み合わせにより，最適化における流体解析の回数を大幅に削減することが可能である。さらに，複数作動点での最適化設計が可能なため，複数の流量での最適化設計や，設計点から外れた流量で効率を落とさずに設計点での効率を最大化するなど，柔軟な設計が可能である。図６は，軸流タービンについて複数作動点での最適化設計を実施した事例である。低流量側と高流量側の２流量で効率最大化をしたものであるが，幅広い流量範囲にわたって，効率が増加していることが確認できる。

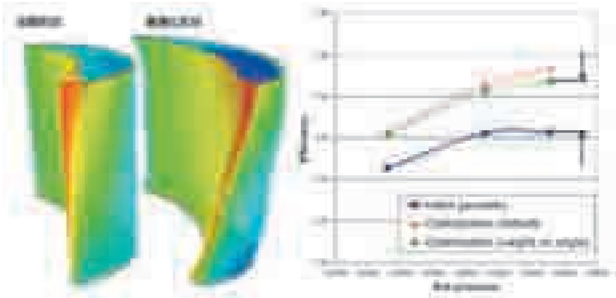


図６　軸流タービンに対する最適化設計事例

参考論文

(1)　S. Vilmin, E. Lorrain, and Ch. Hirsch, ISAIF8-0066, 2007
(2)　S. Vilmin, E. Lorrain, Ch.Hirsch, and M. Swoboda, GT2006-90210, 2006
(3)　S. Vilmin, E. Lorrain, and Ch. Hirsh, GT2009-59475, 2009
(4)　E. Crosh, C. Haldeman, M. Dunn, D. Holmes, and B. Mitchell, GT2009-59562, 2009
(5)　A. Demeulenaere and Ch. Hirsh, GT2004-53110, 2004
(6)　竹腰善久他, 第67回ターボ機械協会講演会, 2012

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

SCRYU/Tetra

吉川淳一郎[*1]
KIKKAWA Junichiro

1．はじめに

ソフトウェアクレイドルが開発する，非構造格子系三次元熱流体解析ソフトウェア「SCRYU/Tetra」は，1998年に初版をリリースし，2012年11月には９回目のメジャーバージョンアップとなる，バージョン10をリリースする。SCRYU/TetraはCADが運用されているデスクトップコンピュータでも必要十分な解析ができるよう，高速かつ省メモリで計算ができることと，日常の設計業務のなかで利用できるよう簡便な操作を目指したソフトウェアである。

ここでは，SCRYU/Tetraの基本的な機能と，最新バージョンに搭載する圧縮性解析の機能について紹介する。

2．自動格子生成機能

SCRYU/Tetraは非構造格子を自動で生成することに大きな特長を持っている。CADからインポートした３次元形状をもとに，利用者は格子の粗密を指定するだけで，四面体および境界要素となる五面体を自動で生成することができる（図１）。

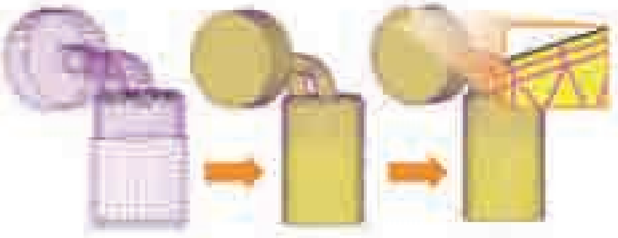


図１　自動格子生成概念図

自動格子生成される四面体と五面体は，その体積が急激に変化する部分が無くなるように調整されるほか，計算が不安定になるいびつな形状も自動的に修正される。

また，定常解析に限られるが，計算途中に圧力や温度の数値変動をもとに，変動が大きい部分を細かい格子に調整してゆく，解適合格子生成機能も備えている（図２）。

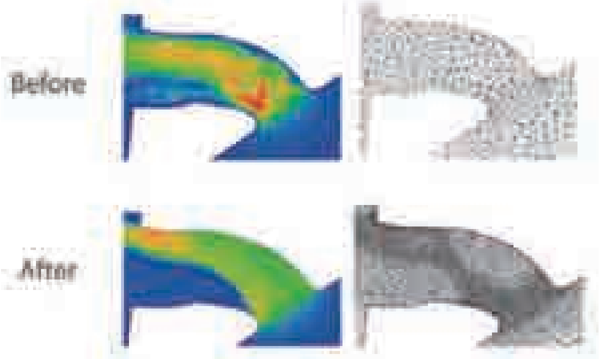


図２　解適合解析イメージ

3．条件ウィザード

格子生成と同時に従来の熱流体解析では条件設定が煩雑な場合が多かった。SCRYU/Tetraでは，条件ウィザードを順番に設定してゆくことで，漏れを防ぐとともに，計算に必要な設定を一通り行うことができる。さらに，条件ウィザード冒頭で，利用する解析機能を選択すると，それらの機能に必要な設定項目だけが表示されるようになり，とかく煩雑になりがちな条件設定作業を簡便に行うことができる（図３）。

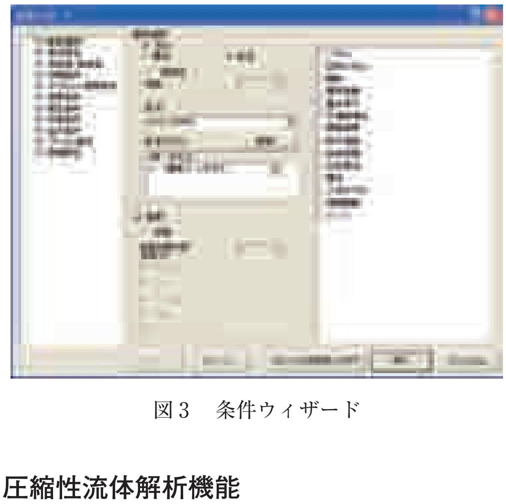


図３　条件ウィザード

4．圧縮性流体解析機能

これまでSCRYU/Tetraでの圧縮性解析は圧力ベースの解法のみであったが，バージョン10より密度ベースの圧縮性ソルバーを搭載した。密度ベースソルバーは，質量保存式，運動量方程式（３軸方向），エネルギー保存式の計５つの方程式を同時に解く方法で，特に衝撃波を伴う高マッハ流れなど，流れ場と密度変化が強く関係し

原稿受付　2012年９月21日
＊１　㈱ソフトウェアクレイドル
〒141-0032　品川区大崎１-11-１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ている解析において精度良く計算を行うことができる（図４）。

解析対象および目的に応じて，支配方程式がNavier-Stokes方程式，Euler方程式，時間進行が１次精度Euler法，２次精度Runge-Kutta法，二重時間刻み法を選択することができる。乱流モデルは圧力ベースの圧縮性解析と共通で，SCRYU/Tetraでは，圧縮性解析での実績がある，スパラートアルマラスモデルまたはSSTモデルの使用を推奨している。

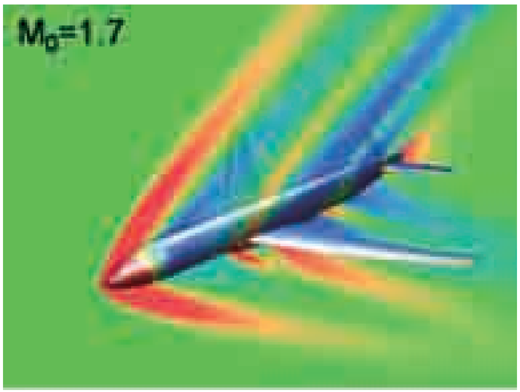


図４　超音速流れと衝撃波の例

図５は２次元翼まわりの衝撃波を伴う流れを，圧力ベースソルバーと密度ベースソルバーで比較したものである。翼形状はRAE2822（迎角2.31°），主流はマッハ0.729でレイノルズ数は6.5E+06である。この問題では，主流は音速を超えないものの，翼上面で流れが加速し，翼上面後方で衝撃波が発生する。このとき，密度ベースソルバーのほうが，急激な圧力変化が発生しており，衝撃波をシャープに捉えられている。

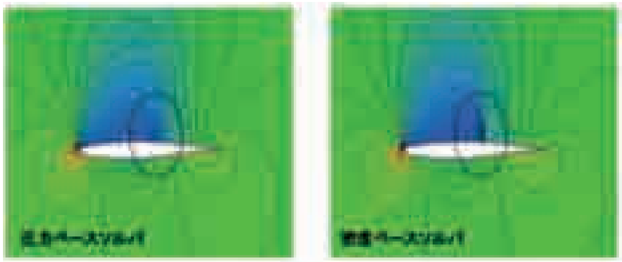


図５　圧力ベースと密度ベースの比較

また，実験[1]との圧力係数比較では，音速を超えない部分での圧力係数は，圧力ベースソルバと密度ベースソルバの違いはほとんど無く，どちらも実験結果との整合性も高いが，翼上面の衝撃波発生位置近傍で，密度ベースソルバーのほうが圧力変化を精度良く捉えていることがわかる（図６）。

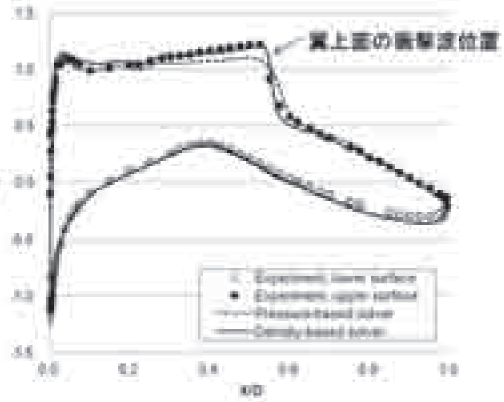


図６　実験との圧力係数比較

なお，この密度ベースソルバも並列処理に対応しており，図４の機体の解析では，48並列で約41倍（並列処理していない時を１として）の並列効率となっている。

５．おわりに

SCRYU/Tetraの初版をリリースしてから14年ほど経過し，当初は簡便な操作を最優先させ，比較的複雑な現象に対しては解析機能が追いつかない場合もあった。しかしながら，９回のバージョンアップにおいて，流体音，キャビテーション，重合格子，流体構造連成など，様々な問題に対応できるようになった。

今後，解析機能の充実に加えて，３次元CADや他のCAEソフトウェアとの連携を強化し，複雑かつ高度化する解析ニーズに対応し，より多くの方にSCRYU/Tetraを利用していただけるよう，改良を続けてゆく所存である。

参考文献

(1)　Cook, P. H. et al. Aerofoil RAE 2822 - Pressure Distributions, and Boundary Layer and Wake Measurements. AGARD Report AR 138. 1979.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ANSYS CFDのSAS乱流モデルの適用事例

桑山　智一[*1]
KUWAYAMA Tomokazu

キーワード：CFD，SAS，燃焼，CFX，FLUENT

1．諸言

ANSYS社は構造，流体，電磁界等の多岐に渡る分野のソフトウエアを提供するCAEソフトウエアのリーディングカンパニーである。

本稿ではANSYS CFD（ANSYS CFX・ANSYS Fluent）に搭載されているScale-Adaptive Simulation（SAS）乱流モデル[(1)]について紹介する。

2．ANSYS CFD製品の紹介

弊社はANSYS CFXとANSYS Fluentの２つの有限体積法をベースとした非構造格子に対応する汎用熱流体解析コードを提供している。CFXは回転機械専用のメッシュ作成ツールやプリ・ポストプロセッサが用意されており，回転機械分野において幅広く使われている。一方，Fluentは圧力ベースと密度ベースの２つのソルバを搭載しており，亜音速から極超音速までの全速度領域に対応可能なコードである。

現行バージョンのANSYS CFD14.0はANSYS Workbenchの統合CAE解析環境下で利用可能であり，ANSYS社の他のCAE製品（構造，電磁界）とのデータ共有，最適化，連成解析が容易に行え，CAEソフトウエアによるバーチャルシミュレーションにてお客様の生産性向上，コストの削減の一役を担うことが可能である。

3．SAS乱流モデルの概要と事例

3.1　SAS乱流モデルの概要

ANSYS CFD14.0に搭載されているScale-Adaptive Simulationモデルは URANSの改良型モデルで，SST $k-\omega$モデルをベースとしている。

このモデルは，乱れの長さスケールの式にカルマン長さスケールを用いURANSシミュレーションの解像された流れ構造に動的に適応できるため，流れ場が非定常となる領域ではLESのように，一方，安定した流れ場では標準のRANSとして機能する。はじめにCFXにて円柱周りの流れをSST $k-\omega$とSASの２つの乱流モデルで同一格子を用いて計算した結果を図１に示す。SASの結果は円柱により生ずる複雑な渦構造が予測できている。次にFluentにてキャビティ内の音響解析をSASを用いて実施した結果を図２，３に示す。図３の音圧レベル分布[(2)]を見ると，実験値に一致した解が得られている。

このモデルのメリットはRANS用の格子で計算可能であるため，LESモデルより低コストで，LESと類似した解を得ることができることである。

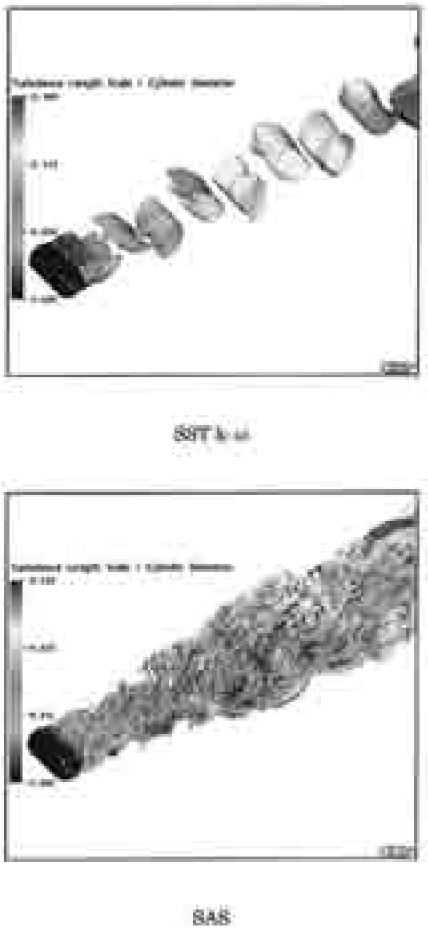


図１　乱れの長さスケール分布

3.2　CFXによるSASモデルの解析事例

本解析対象は単一旋回バーナを有する産業用ガスタービンで，バーナ部より下流の水平位置における，流速分布と温度分布の実験値[(3),(4)]を有する（図４）。

原稿受付　2012年９月19日
＊１　アンシス・ジャパン㈱　技術部
〒160-0023　新宿区西新宿６-10-１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

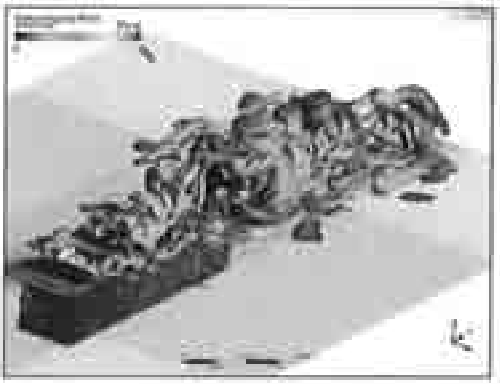


図２ 渦粘性比

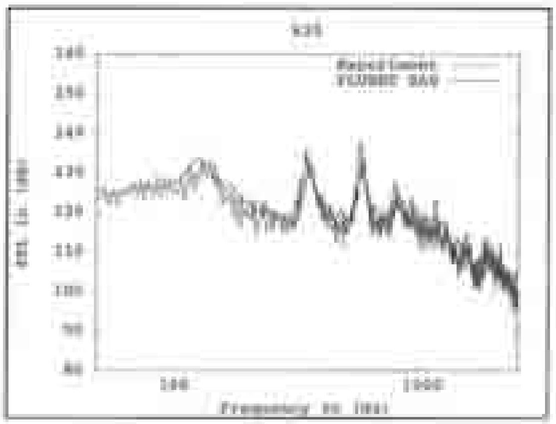


図３ 音圧レベル

解析モデルは，総要素数が360万の全テトラメッシュで，燃焼モデルには予混合燃焼モデルを使用している。

ここでは，SST k－ωとSASの２つの乱流モデルでの計算結果を実験値と比較する。

SASによるバーナ下流部の渦度分布と火炎面分布を図５に示す。SASを用いることにより，バーナ下流の詳細な渦構造が予測できており，火炎面も複雑な構造となっている。

図４ 解析モデル

バーナ下流の各測定位置における旋回速度分布を図６に示す。SASは各断面で流速の最大値ならびに最大値の場所ともに実験値と概ね一致した解が得られている。

図５ SASの解析結果

一方，SST k－ωでは最大値，分布ともに実験値との差異が大きい。バーナ下流の各測定位置における温度分布を図７に示す。温度分布についても，SASは概ね各断面において傾向が掴める結果が得られている。なお，バーナより一番離れた259mmの断面でSASとSST k－ωの分布が比較的類似なのは，安定した流れ場ではSASはRANSとして機能することが理由である。

４．結言

Scale-Adaptive Simulation（SAS）はRANS系の格子を用いて，これまでLESモデルを用いて予測していた詳細な渦構造を捉えることが可能な乱流モデルであり，

解析精度の向上を図りつつ計算コストの削減が可能なモデルである。

当モデルは，SST k－ωモデルの開発者であるDr.Florian Menter(5)が中心となって開発を継続しており，さらなる精度向上とコスト削減に期待ができるモデルである。

参考文献

(1) Egorov, Y., and Menter, F., “Development and Application of SST-SAS Turbulence Model in the DESIDER Project” ,Second Symposium on Hybrid RANS-LES Methods, Corfu, Greece, 2007.

(2) Konstantin A. Kurbatskii, Florian Menter,Jochen Schuetze and Akira Fujii. “Numerical Simulation

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

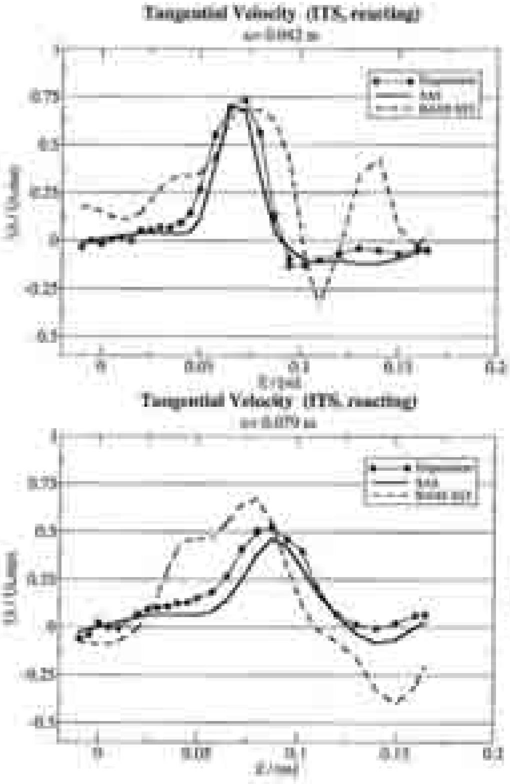


図6　旋回速度分布

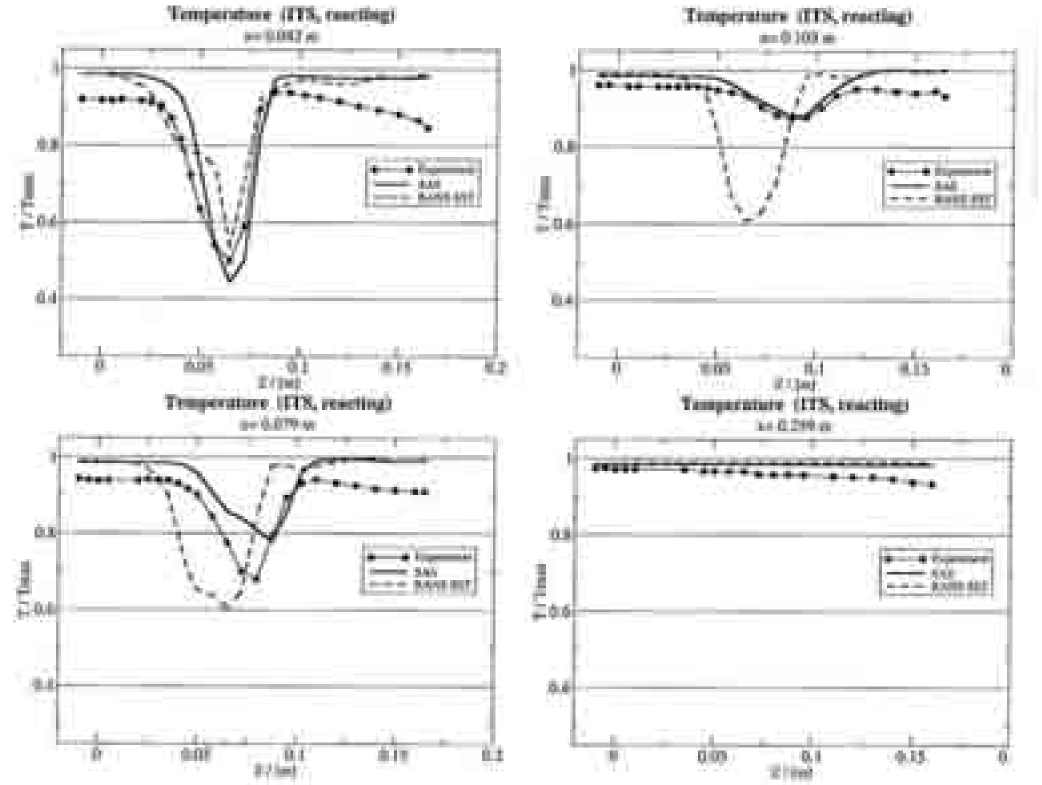


図7　温度分布

of Transonic Cavity Noise using Scale-Adaptive Simulation(SAS) Turbulence Model".Inter.noise 2011.

(3) Schildmacher, K.-U., R. Koch, R., ASME-Paper GT2003-38644, 2003

(4) Schildmacher, et al., S., ASME-Paper 2000-GT-0084, 2000.

(5) Menter, F.R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", AIAA-Journal., 32(8), pp. 1598 - 1605, 1994.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

遠心圧縮機の空力騒音の解析

中森　一郎[*1]
NAKAMORI Ichiro

キーワード：空力騒音，LES，Advance/FrontFlow/red

1．はじめに

遠心圧縮機は石油精製プラントやガスパイプラインなど様々な産業分野で活用されており，機器の信頼性と高性能性を追求する上で，騒音低減が強く求められている。本解析では，単段圧縮機内部の圧力振動を解析し，圧縮機における騒音の発生メカニズムを解明することを目的とする。ここでは，株式会社日立プラントテクノロジー・三浦治雄様，小林博美様，西田秀夫様，株式会社日立製作所機械研究所・高野靖様，独立行政法人海洋研究開発機構・西川憲明様とアドバンスソフト株式会社が共同で実施した遠心圧縮機の空力騒音低減の研究結果を紹介する。

2．解析対象

本解析は，図1に示す単段圧縮機を解析対象とする。流れは入口配管を通り，インペラ，ディフューザで昇圧され，リターンチャネルを経て流出する。本解析では騒音が大きく共鳴が起こっていると考えられる回転数9240［rpm］（共鳴点）と，騒音が小さい回転数11400［rpm］（非共鳴点）で計算を実施する。圧縮機の主要緒言を表1に示す。

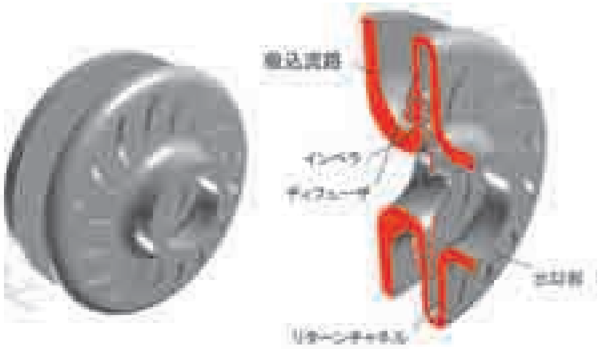


図1　単段圧縮機（左：解析領域全体図，右：断面形状）

3．解析方法

本解析は，400万要素の格子で，ラージ・エディ・シミュレーションを用い，圧縮性流体として扱った。時間積分法は，オイラー陰解法を使用，移流スキームは2次中心差分を使用した。

表1　圧縮機主要諸元

インペラ直径［mm］	300
流量係数	0.07
回転数［rpm］	9240，11400
レイノルズ数	10^5

4．解析結果

11400［rpm］の羽根周りの速度と圧力の計算結果をそれぞれ図2と図3に示す。

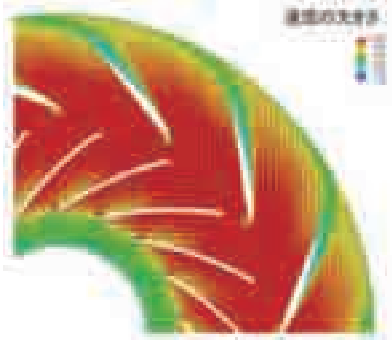


図2　羽根周りの速度分布の速度（11400rpm）

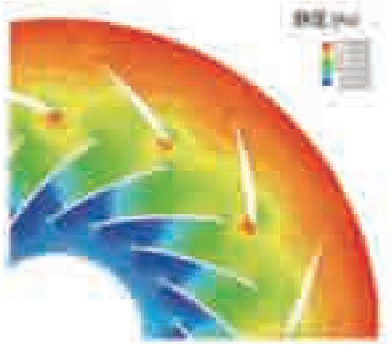


図3　羽根周りの速度分布の静圧（11400rpm）

ディフューザ流路内の圧力変動の時系列データより周波数解析を実施した。測定位置で，圧力スペクトルを求め，共鳴点9240rpmで支配的な翼通過周波数（BPF）成

原稿受付　2012年9月13日
＊1　アドバンスソフト㈱
〒107-0052　港区赤阪1－9－20

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

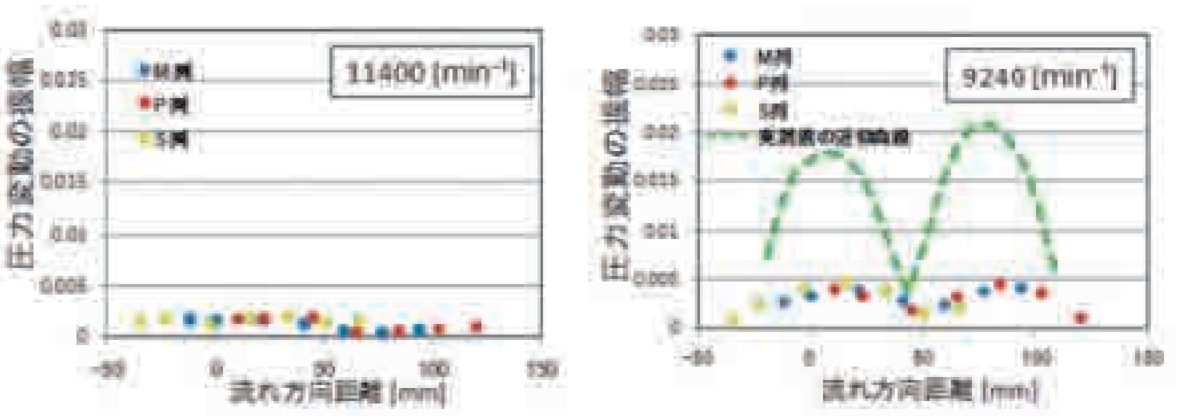


図４　ディフューザ流路内のBPF成分の振幅

分の振幅の分布を図４に示す。ここで，流路内の流れに沿ってM列，P列，S列とした。

9240rpmの共鳴点で圧力変動の振幅に２つのピークがでている。11400rpmの非共鳴点ではこのようなピークは見られず，共鳴点で定在波を捉えた妥当な結果であると考えられる。実験値と比較すると計算結果はやや過少評価している（実験値では最大変動値が0.02程度）。解析モデルや境界条件の精度向上が今後の課題として考えられる。

本計算では地球シミュレータ向けAdvance/FrontFlow/redのチューニングを行い，ベンチマーク結果ではベクトル化率97.67%，並列化率99.31%を実現した。

４．まとめ

本研究では，ラージ・エディ・シミュレーションにより，単段圧縮機内部の羽根周りの速度・圧力，ディフューザ流路内のBPF成分の振幅を解析した。

9240rpmの共鳴点で圧力変動の振幅に２つのピークが見られ，11400rpmの非共鳴点ではこのようなピークは見られない点について計算結果は実験値を再現することができた。しかしながら，計算結果は実験値に対して過小評価しており，解析モデルや境界条件の精度向上が今後の課題として考えられる。

参考文献

(1)　三浦治雄，小林博美，三橋利玄，西村香純，大友洋，西川憲明，廣川雄一，平成20年度先端研究施設共用イノベーション創出事業【産業戦略利用】「地球シミュレータ産業戦略利用プログラム」利用成果報告書p. 27

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ガスタービンの開発・設計を支援するCFDツールのご紹介

福地　健[*1]
FUKUCHI Takeru

山本　幸広[*1]
YAMAMOTO Yukihiro

橋本　雅典[*2]
HASHIMOTO Masanori

桧垣　真也[*2]
HIGAKI Shinya

キーワード：ターボ機械，燃焼器，設計支援，格子生成，CFD，可視化，逆解法

1. はじめに

現在のCFD関連ソフトはものづくりに欠かせない支援ツールとなっています。本稿では，ガスタービンの開発・設計を支援するのに最適な当社製品を紹介致します。

2．流体解析用高品質メッシュジェネレータPointwise

Pointwiseは，高品質メッシュジェネレータGridgenをベースに米国Pointwise社が開発しました。直感的操作が可能な高機能GUIと優れたメッシュコントロール性により，CFDの解析精度と計算収束性の向上が期待できる高品質メッシュ生成ツールとして評価頂いています。

PointwiseはCADデータの取り込みからソルバへのメッシュデータ出力まで，流体解析のためのメッシュ生成を実現する機能を標準搭載しています。CADインターフェイスとしてNative CAD Reader機能を標準搭載しており，CATIA, NX, Pro/Eなどのデータ形式による読込みが可能であり，CADジオメトリの修正工数の削減を実現しています。優れたメッシュ生成機能と高いコントロール性を有しており，格子幅制御と格子点分布設定機能に加え，楕円型方程式によるスムージング機能を搭載しています。指定格子幅や壁面直交性を維持したまま，品質の良いメッシュを生成する事が可能です。ヘキサ・プリズムに加え，ハイブリッドメッシュにも対応しており，最新バージョンのPointwise V17には複雑な形状に対してもロバストに高品質な境界層を生成するT-REX（境界層テトラメッシュ生成）機能が搭載され，ほぼ自動で空間メッシュを生成することが可能です。また，スクリプト言語Glyphによる自動メッシュ生成システムの構築が可能です。

さらに，当社蓄積のノウハウを活かして開発したターボ機械専用自動メッシュジェネレータBladeMaseterⅢ（応用事例図１）は，Pointwiseの高品質・ロバストなメッシュ生成機能をフル活用することで，翼形状変更時に高品質ヘキサメッシュを短時間で自動作成できます。

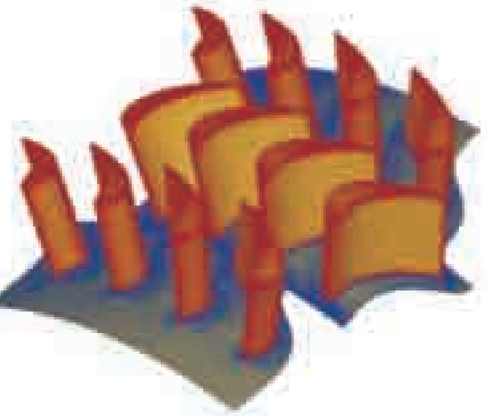


図１　Pointwiseベースで開発されたターボ機械専用自動メッシュジェネレータBladeMaseter Ⅲによるヘキサ格子生成事例

3．高機能・高精度流体解析ソルバCRUNCH CFD

次に，ガスタービンの主要機器である圧縮機，燃焼器，タービン等の解析に適した流体ソルバCRUNCH CFDを紹介します。開発元は米国Combustion Research and Flow Technology, Inc.（CRAFT Tech社）であり，NASAや国防総省など向けの流体技術に関わるコンサルティングを中心とした研究開発を行っています。この実績をパッケージ化したCFDコードがCRUNCH CFDです。従来の汎用CFDコードでは対応困難な熱流体現象の解析手段を提供することがコード開発の動機です。

計算手法は，非構造格子有限体積法による離散化を採用した前処理付き密度ベースソルバです。前処理により非圧縮から極超音速までの全速度域の解析が可能です。また，他の多くのコードでは計算可能な状態式が非圧縮や完全ガスに限定されるのに対して，CRUNCH CFDでは方程式の連成行列に工夫を加えることで，実在流体方程式を考慮しても安定計算が可能であり，圧縮性混相流

原稿受付　2012年９月13日
＊１　㈱ヴァイナス　技術二部
〒140-0001　品川区北品川４－７－35
＊２　㈱ヴァイナス　技術一部

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

や超臨界燃焼の解析実用化に寄与しています。

図２に回転数17,000rpmの3.5段軸流圧縮機の格子，マッハ数コンターを示します。格子図に示したステージ間の内部境界では，回転角方向に平均化した情報を交換することで，定常解析を行っています。また，同図に最終段静翼の各スパン断面での壁面静圧を示します。各段の上流履歴を受けた結果であり，高精度な数値予測は困難ですが，CRUNCH CFDは測定値と整合した予測結果を与えています。非構造格子であるため空間精度は二次に止まりますが，数値粘性低減の工夫を行っています。すなわち，非粘性項は二次中心差分と二次風上差分で構成されていますが，非粘性流束とセル界面の方向に応じた風上成分の重み付けを考慮することで，不要な数値粘性を低減させています。この機能により実用上の空間精度が向上した結果，最終段静圧の予測精度が向上したと考えます。この機能は，非設計点運転時の二次流れや剥離が伴う場合での予測精度向上に特に寄与します。また，CFDの安定計算のためには，各種の数値リミッタの適用が不可避です。多くの汎用コードではこの数値リミッタの一部がユーザーに未公開であるため，基礎式に対応する数値解が得られていない可能性があります。CRUNCH CFDでも数値リミッタを採用していますが，全てユーザーに公開しています。すなわち，収束数値解が数値リミッタの影響を受けていないことを確認可能です。これも解析精度確保のために重要です。

特徴ある乱流モデルとして，LESの計算負荷を低減するための独自開発のHybrid RANS-LESモデルを搭載しています。ユーザーは格子配置を通じて，LESにより非定常渦を模擬する箇所と，RANS用の粗い格子により計算負荷を低減する箇所を間接的に指定します。物理モデルがRANSとLESの渦粘性をスムースに使い分けます。判断基準として，輸送計算による局所の乱れスケールと格子寸法の大小を比較しています。この機能により，例えば燃焼振動予測を目的とした非定常渦解析の計算負荷を低減可能です。また，前述の数値粘性低減型スキームが非定常渦の予測精度向上に寄与します。

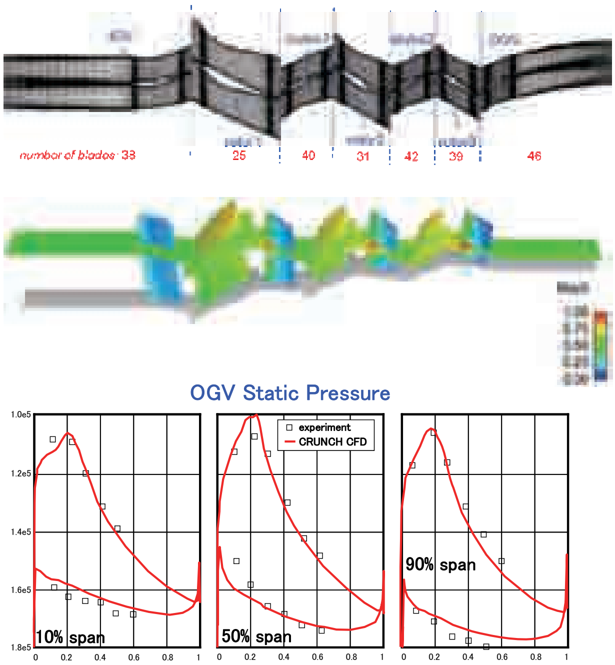


図２　CRUNCH CFDによる3.5段軸流圧縮機の解析結果（上から格子，マッハ数，最終段壁面静圧）

4．CFDインテリジェント・ポストプロセッサFieldView

FieldViewは流体解析用のポストプロセッサであり，米国Intelligent Light社が開発しました。簡単な操作性と大規模データの可視化に対応する高速並列処理機能を有するツールとして，国立研究機関，重工・自動車メーカで利用されています。FieldViewはほとんどの汎用流体解析ソルバと内製ソルバ，実験データなどの可視化処理に対応しています。クライアント・サーバ機能を搭載しており，大規模データをクラスタサーバで処理し，GUIによる操作を手元のクライアントマシンで行うことが可能です。最新バージョンのV13.1ではGPUを活用したマルチスレッド処理により，前バージョンに比べ可視化処理速度を40倍高速化しました。Pythonスクリプトや独自スクリプトFVXによるバッチ処理に対応しており，大規模データ可視化処理作業の効率化が可能です。

図３はFieldViewによるタービンにおける静圧コンターの表示例であり，90％スパン面と10％スパン面を表示しています。

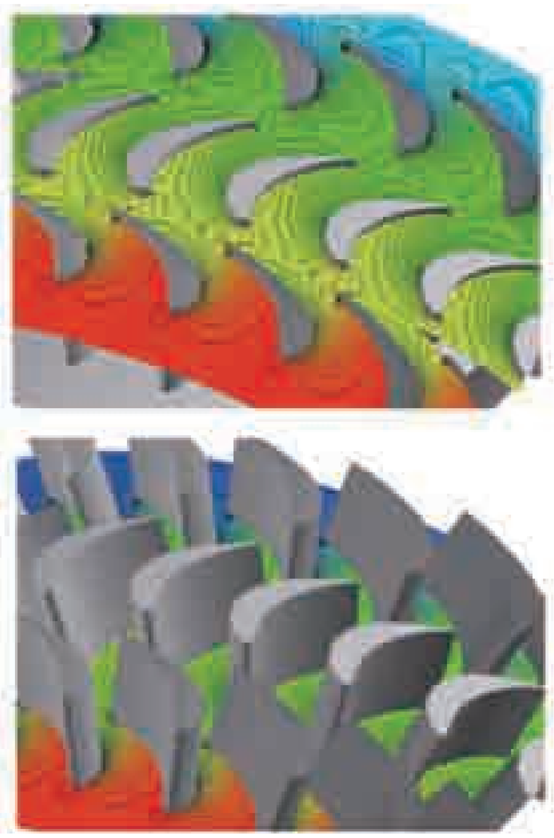


図３　FieldViewによるタービン静圧の表示例，90％スパン面（下）と10％スパン面（下）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

5．ターボ機械流体設計統合システムTURBOdesign

TURBOdesign Suite は，初期の基本寸法設計から翼最適化設計に至るまでターボ機械の流体設計を総合的に行うことが可能な設計ソフトウェアパッケージです。3次元逆解法による翼設計モジュールを中心とした設計モジュール群を有しており，各種タービン，圧縮機，ポンプ，ファンなどのあらゆるターボ機械の流体設計が可能です。学術的な３次元逆解法理論開発と産業界における実用化研究の両者から生まれたターボ機械翼設計ソフトウェアTURBOdesignを商用化するために，開発元のAdvanced Design Technology Ltd.（ADT社）が設立されました。ターボ機械の翼だけでなく，子午面設計やボリュート設計，最適化のための製品構成を有するターボ機械統合設計システムとなっています（図４）。

図４　TURBOdesignの製品構成

設計モジュールの中心となるTURBOdesign1（TD1）は，Zangeneh[1] が提唱した３次元逆解法理論に基づく翼設計ツールです。この理論では，羽根面を渦層で表し，羽根周りの渦分布を子午面上の周方向平均角運動量（rVθ）分布として指定します。渦層が誘起する速度が羽根面に沿って流れるという条件から３次元ポテンシャル理論に基づく流れ場の計算を行って，羽根形状を決定します。非圧縮ポテンシャル流れでは，翼面負荷は周方向平均角運動量の子午面方向変化（∂rVθ／∂m）と関係付けられることから，翼面負荷を制御しながら翼設計を行うことができます。このことから，流体力学的なパラメータを設計変数とすることにより論理的なフィードバックによる設計改善が可能です。

TURBOdesign CFDは，TD1で設計された翼形状を短時間かつ高精度に評価するCFDソルバであり，Arnone[2]らのアカデミックコードをベースとしてます。このCFDコードは開発から20年近くの歴史を有して欧州の産業界や研究機関で広く使われており，高いロバスト性と信頼性が実証されています。次期バージョンより，圧縮流れの解析や多段解析が可能となり，軸流タービンの性能評価に使用可能です。

適用事例として，TURBOdesignによる蒸気タービンノズルの設計事例[3]をご紹介します。軸流タービン翼の損失低減を目的として，スタッキングを主体とした逆解法設計が実施されました。直線スタッキングではEndwall近傍に二次流れが生じて損失が増大します。曲スタッキングとすることによりEndwall近傍の翼負荷が低下して二次流れが低減することにより損失が減少しますが，反面スパン中央では翼負荷が過大となり翼形損失（Profile loss）が増加して，必ずしも全体として損失は低減できるわけではありません。そこで逆解法による系統的な検討を併せて行うことにより，最適なスタッキングを求め，Endwallの損失低減とスパン中央の損失低減を同時に実現しました。図５にハブ近傍の流跡線によって馬蹄渦の挙動の違いを示しています。直線スタッキングでは負圧面上を進む馬蹄渦と圧力面側から到達した馬蹄渦の干渉により下流側で損失増大が見られますが，最適スタッキングでは干渉なく，損失増大が抑制されています。性能試験の結果，段落のピーク効率が最大で約2.5%の改善が確認されました。

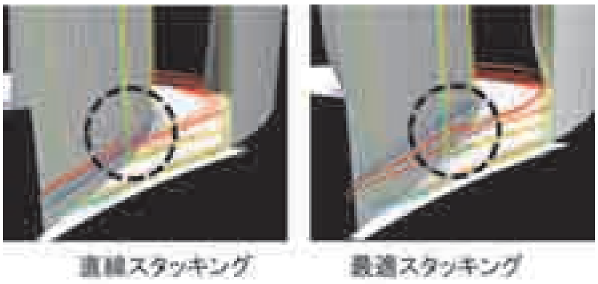


図５　タービンノズルにおける馬蹄渦の干渉

6．おわりに

ガスタービンの開発・設計業務への貢献に焦点を絞り，業務支援に最適なソフトウエアを紹介しました。

参考文献

(1) Zangeneh, M., Int. J. of Numerical Methods in Fluids, Vol. 13, (1991), pp. 599-624

(2) Arnone, A., Pacciani R., 1st Euro. Conf. Turb. - Fluid Dynamic and Thermo. Aspects, Erlangen, (1995), pp. 181-195

(3) Watanabe H., and Harada, H., ASME 99-GT-72, The Int. Gas Turb. & Aeroengine Congress & Exhibition (Indianapolis, 1999)

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

高圧タービン用フィルム冷却の制御技術に関する研究

Studies on a control technology of film cooling for high pressure turbines

川端　浩和[*1]
KAWABATA Hirokazu

船﨑　健一[*1]
FUNAZAKI Ken-ichi

加藤　大雅[*1]
KATO Hiromasa

高橋　大地[*1]
TAKAHASHI Daichi

ABSTRACT

This study deals with experimental and numerical studies of the effects of several three-dimensional devices on flat plate film cooling. The study examines test cases with two blowing ratios（BR=0.5 and 1.0） and four types of test models（BASE, 3D Device1, 3D Device2, 2D Device）. Measurement on the test model surface is performed by an infrared camera. In addition, local temperature and total pressure loss coefficient are measured on normal plane to model surface. RANS simulation using Shear Stress Transport turbulence model is carried out to solve the flow field. In the case of BR=0.5, secondary air is diffused in the spanwise direction by the device, but mixing of the mainstream and secondary air is promoted. In the case of 2D Device BR=1.0, the film effectiveness is higher than the BASE case. As for total pressure loss coefficient, when device is attached, it becomes higher than BASE case.

Key words：Film cooling, High pressure turbine, Control technology, Experiment, CFD

1．緒言

ガスタービンの高効率化を目的としてタービン入口温度（TIT）のさらなる高温化が求められている。TITの上昇には冷却技術が大きな役割を担っており，現在でも冷却の一層の高効率化を目指して研究開発が行われている。近年の高圧タービン用フィルム冷却に用いられるフィルム冷却孔には，冷却孔出口形状を変化させたシェイプトフィルム冷却孔が広く採用されている。シェイプトフィルム冷却孔は，円筒型冷却孔に比べて高いフィルム効率と低い空力損失であることが知られているが，比較的加工コストが高いのが現状である。シェイプトフィルム冷却孔に代わる技術としては，２次元形状のトレンチフィルム冷却[(1)]や，Rampを取り付ける形状[(2),(3)]等が提案されている。著者らは冷却翼製造コストの抑制を念頭に，精鋳段階で形成可能な３次元形状のDeviceを円筒型冷却孔の出口周りに取り付けることにより，フィルム冷却の流れ場を制御しフィルム冷却高性能化を実現する方法を考案した。本研究ではDeviceの効果を実験，CFDを通じて検証し，改善点などを明らかにした。

原稿受付　2012年５月21日
校閲完了　2012年８月27日
＊１　岩手大学
〒020-8551　盛岡市上田３－５

主な記号

a, b, c, e	：設計パラメータ
$C_{p,t}$	：全圧損失係数
DR	：密度比
d	：冷却孔直径
$\dot{m}$	：質量流量, kg/s
P_t	：全圧, Pa
T	：温度, K
η	：フィルム効率
ρ	：密度, kg/m3

添え字

2	：二次空気
f	：流体
w	：壁面
∞	：主流

2．実験

2.1　冷却孔・Device形状

本研究の対象とした冷却孔は，標準的な傾斜角35°，冷却孔直径d=20mmの単純円筒型である。冷却孔上流部に取り付けるDeviceの形状をFigure 1に示す。座標の原点は冷却孔出口先端位置のOである。Deviceの形状は今後の最適化への研究展開を踏まえ，楕円体の方程式(1)によって定義した。

$$\frac{X^2}{a}+\frac{y^2}{b}+\frac{z^2}{c}=1(y\geq 0) \quad (1)$$
$$(X=x-e)$$

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ここで，Device形状を決定するためのパラメータは以下のTable 1に示した。各設計パラメータはa : Deviceの流れ方向の半値幅，b : Device高さ，c : Deviceのスパン方向の半値幅，e : 原点OとDeviceの中心との距離をそれぞれ表している。2D Deviceは$c=\infty$としておりスパン方向にDeviceを押し出す2次元形状となっている。パラメータの値を基に作成したDeviceの形状はFigure 2に示した。

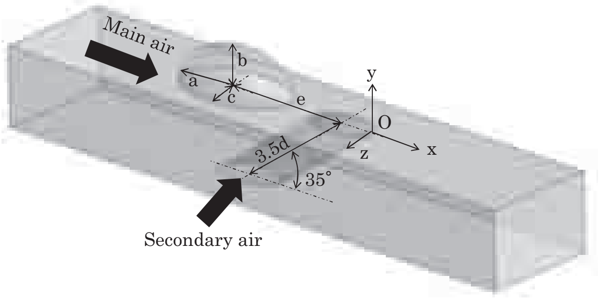


Figure 1　Overview of film cooling hole with Device

Table 1　Device geometry

	a	b	c	e
BASE	0	0	0	0
3D Device1	1.5d	1.0d	1.0d	1.5d
3D Device2	1.5d	1.0d	1.0d	0.75d
2D Device	1.5d	1.0d	∞	0.75d

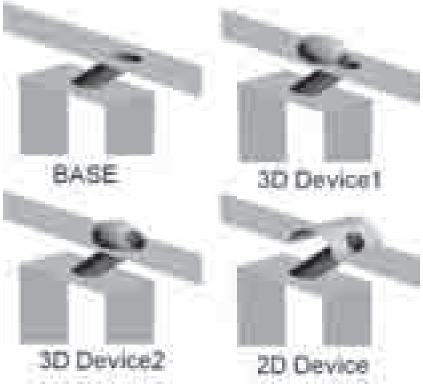


Figure 2　Device model

2.2　Device形状のコンセプト

Onoら[4]は三次元丘陵周りのLES解析を行った結果，丘陵の下り斜面では，下降する流れ場が形成される事を明らかにしている。従って本研究では，Deviceを通過する主流に下降流を発生させ，二次空気の付着性を高めることを設計上のコンセプトとしている。更に，三次元形状のDeviceではDevice側面を通過する流れにより縦渦を発生させることで二次空気の付着性が高まることも期待している。

2.3　実験装置・供試体

Figure 3に実験装置の概略図を示す。実験装置には

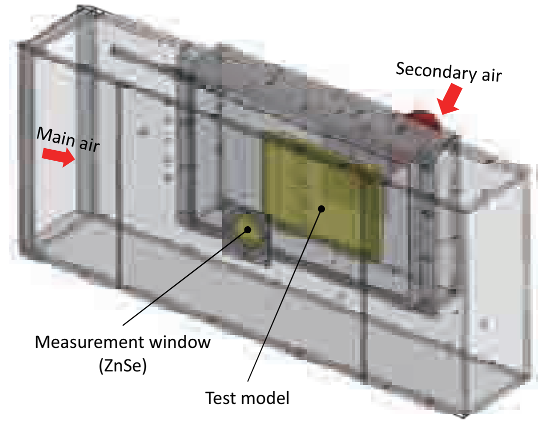


Figure 3　Experimental facility

2つの空気系統が設けられている。主流は主流用ブロワーから供給され280mm×450mmの矩形のテストセクションダクトへ流入する。テストセクションダクトはアクリルによって製作した。二次空気は層流流量計を経て，ヒーターで加熱された後チャンバーへ供給される。チャンバー内に取り付けられた供試体には冷却孔が4個，ピッチ3dで流れに直角方向（スパン方向）に配置されている。主流流速と主流温度の計測はテストセクションダクト入口から350mmの位置で計測を行っており，I型熱線流速計で計測した主流の乱れ度は1％程度である。二次空気の温度計測用として実験装置一番上の冷却孔内部へ熱電対を挿入し，冷却孔出口から5mm手前の位置で計測した。

2.4　実験手法

本研究では以下の(1)～(3)の実験を行うことによりDeviceの効果を検証している。なお，不確かさについて詳細を付録に示している。

(1)赤外線カメラによる壁面フィルム効率計測

本研究では，赤外線カメラを用いて供試体壁面の温度を測定し，式(2)で表されるフィルム効率を算出している。フィルム効率の算出にはFunazakiら[5]が行った過渡応答法を用いている。供試体表面の温度は赤外線カメラによって撮影するため，ダクト側面にはセレン化亜鉛製の赤外線透過窓を設けた。撮影範囲は供試体のスパン方向に2ピッチ，流れ方向に$0 \leq x/d \leq 10.5$とした。

$$\eta = \frac{T_\infty - T_w}{T_\infty - T_2} \qquad (2)$$

赤外線カメラで取得した温度は，実験後に行う較正試験で得た較正曲線によって較正を行う。較正試験には較正試験用の試験平板を製作し，表面に取り付けた熱電対で取得した温度データと赤外線カメラで取得した温度データを用いて較正曲線を作成する。Figure 4には較正試験によって得られた較正曲線を示す。赤外線カメラによって得られる温度測定値と，熱電対によって得られる温度測定値の誤差はそれぞれ±1℃，±0.7℃である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

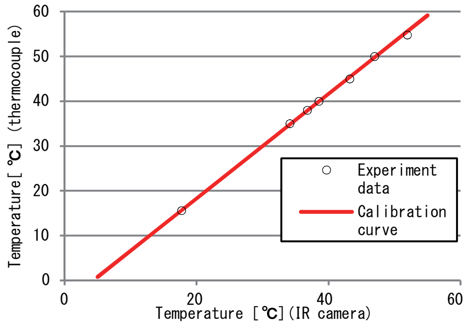


Figure 4　Calibration curve

⑵櫛型熱電対を用いた空間温度場計測

本研究では，二次空気温度場の空間的な分布を観察するため，櫛型熱電対を供試体法線方向へトラバースすることにより温度場の計測を行った。計測位置はx/d=10の平面とし，スパン方向に５mm間隔で13点，供試体法線方向に１mm間隔で50点の計測を行った。計測時に取得した流体中の温度は式⑶を用いて無次元化した。各温度は１秒間隔で10回計測し，平均温度を式⑶へ代入した。

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_f}{T_{\infty} - T_2} \tag{3}$$

⑶全圧損失計測

Deviceを用いたフィルム冷却の流れ場では，Deviceを設置することによって発生する渦構造に起因する全圧損失や，冷却孔から吹き出した二次空気と主流が混合することにより発生する全圧損失が存在する。そこで，本研究では専用の全圧プローブを供試体法線方向へトラバースさせることにより，全圧損失係数の計測を行った。このプローブはL型標準ピトー管で検定されている。また，この計測においては主流と二次空気の温度差はつけていない。計測点は櫛型熱電対を用いた計測と同じである。本研究では全圧損失係数を算出する際に二次空気の全圧を考慮するためAgaら[6]が用いた全圧損失係数の定義式（式⑷,⑸）を用いることとした。$P_{t,ref}$を定義するために二次空気全圧の計測は，プレナムチャンバー入口直前の配管内にピトー管を挿入することで計測を行い，主流全圧は主流流速の計測位置で定義した。

$$P_{t,ref} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{\infty}} P_{t,2} + \frac{\dot{m}_{\infty}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{\infty}} P_{t,\infty} \tag{4}$$

$$C_{p,t} = \frac{P_{t,ref} - P_t}{\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2} \tag{5}$$

2.5　実験条件

主流のレイノルズ数（Re）は冷却孔直径を代表長さとしRe=16,400とした。吹出比（BR）は式⑹で定義し，BR=0.5，1.0の２条件に変化させた。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_{\infty} U_{\infty} \tag{6}$$

主流と二次空気の密度比（$DR=\rho_2/\rho_m$）は実験によって多少の変動は存在するがDR≒0.92であった。

３．数値解析（密度比の効果調査）

本研究では実験を行う際に主流の流量が多いために，二次空気をヒーターで加熱させることにより，伝熱の試験を行っている。しかし，実機のガスタービンでは主流側が加熱されるために，本研究とは密度比が逆の環境に置かれることになる。本研究では実際に密度比を実機の条件に合わせて実験を行うことができないため，CFDで密度比を変化させた解析を行うことにより密度比の効果を調査することとした。数値解析は汎用の流体解析コードANSYS CFX ver12を用いて行った。乱流モデルにはSSTモデルを用いて定常計算を行った。Figure５には計算モデルの概観図を示す。計算モデルはスパン方向に周期境界を課すことで１ピッチ分を解析対象とした。本研究で用いた計算格子をFigure６に示す。計算格子の作成には非構造格子を用いており，壁面付近にはプリズム格子，その他の領域にはヘキサ格子を配置した。この際壁面第一層格子はy+<1となるようにした。

Figure７には本研究で用いた計算格子の格子依存性調査結果を示す。計算の条件にはBASE形態のBR=0.5，DR=0.92の条件を用い，調査にはそれぞれ600万，900万，1000万セルで作製した計算格子を用いた。実験結果との比較には本研究で行った実験結果を用いておりBR=0.5，DR≒0.92の平均フィルム効率値と比較した。３種類の

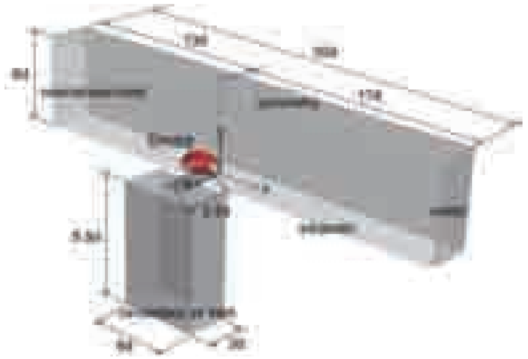


Figure 5　Computational domain

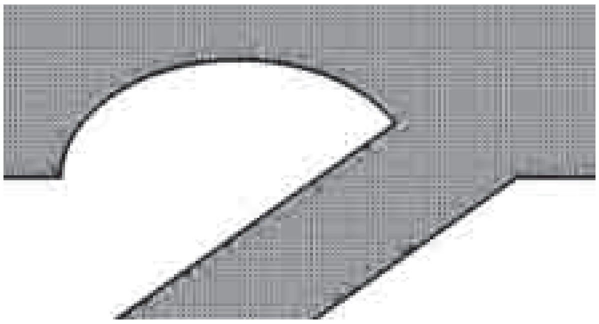


Figure 6　Computational mesh

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

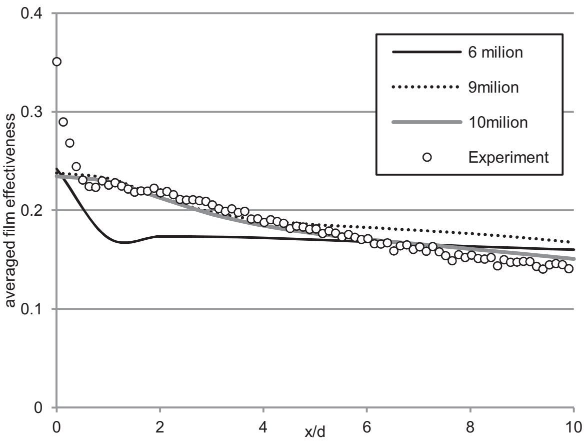


Figure 7 Result of grid dependency test

格子で得られた結果を実験結果と比較すると，実験結果と完全な一致は見られなかった。これは，フィルム冷却の流れ場は複雑な乱流場であるため，定常解析において単に格子点数を増加させるだけでは主流と二次空気のせん断層内に存在する非定常的な渦構造等を捉えきれないことに起因している。本研究は定常解析であるため，実験結果とある程度一致が見られた1000万セルの計算格子を採用することとし，Deviceが取り付けられているモデルもBASE同様に計算格子を作成した。主流および二次空気の入口境界条件には実験時に計測した流速，質量流量および温度を用いた。壁面には断熱条件を用いた。調査対象とする密度比DRはDR=0.92（実験条件），1.4，1.8とし，BASEと3D Device1でBR=0.5の実験条件で解析を行った。

4．実験結果

4.1 フィルム効率

Figure 8 にはBR=0.5とBR=1.0の実験で得られたフィルム効率分布を供試体毎に示す。BR=0.5では，BASEでは冷却孔のセンターラインのフィルム効率が比較的高くなっているが，スパン方向へのフィルム効率分布の広がりは他の供試体の結果に比べて見られなかった。一方で，Deviceを取り付けた形態の結果では，フィルム効率分布がBASEに比べてスパン方向に拡散していることが分かる。3D Deviceと2D Deviceを比較すると，フィルム効率分布のスパン方向への拡散性は2D Deviceの方が比較的高いが，その分下流側でのフィルム効率の減衰が早い段階で見られる。２種類の３次元形状のDeviceを比較すると，3D Device1の方が僅かにフィルム効率の拡散性が高くなっていた。BR=1.0では，冷却孔から吹き出す二次空気の運動量が高いために二次空気の壁面への付着性は低くなっていると考えられ，そのためBASEではBR=0.5ほどフィルム効率分布の広がりが見られない。Deviceを取り付けた供試体では3D Deviceは両形態とも冷却孔近傍でのフィルム効率分布の拡散は見られるが下流側でのフィルム効率の減衰はBR=0.5の場

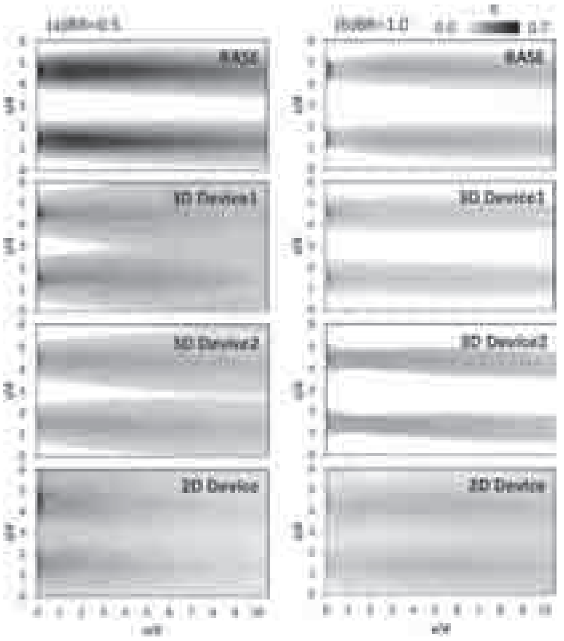


Figure 8 Film effectiveness distribution (a)BR=0.5, (b)BR=1.0

合よりも顕著に表れており，二次空気は主流に対して貫通していることが原因と考えられる。しかし2D Deviceは下流側でのフィルム効率の減衰が見られず，下流の領域ほどフィルム効率分布がスパン方向へ拡大する傾向が見られた。

Figure 9 には実験で得られたBR=0.5のフィルム効率をスパン方向に２ピッチ分平均した結果を示す。2D Device, BR=0.5の場合は，冷却孔近傍の領域（0<x/d<2.0）においてDeviceをつけたことによりフィルム効率分布がスパン方向に拡散したため，平均フィルム効率はDeviceをつけたモデルの方が高くなっていた。３次元形状のDeviceでは下流側の領域でフィルム効率の減衰が大きいために平均フィルム効率はBASEよりも低くなっていた。 Yipingら[7]はTrenchを用いた平板上フィルム冷却について実験とCFDを用いた調査を行った結果，Trenchを用いた場合はスパン方向への主流と二次空気の混合が強くなるとしている。2D DeviceはTrenchと同様の形態と見ることができるため，本研究で用いた

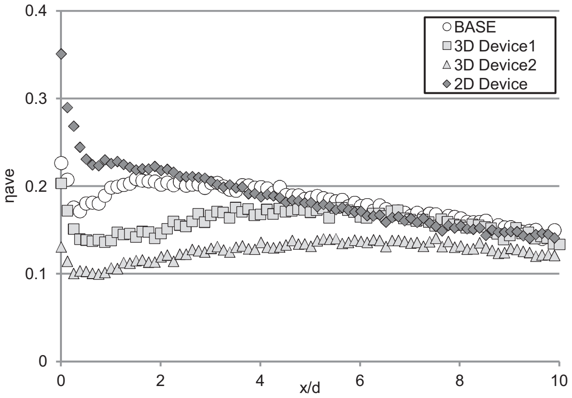


Figure 9 Spanwise averaged film effectiveness at BR=0.5

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

2D DeviceはTrenchと同様の効果が見られたと考えられる。

Figure 10には実験で得られたBR=1.0のフィルム効率をスパン方向に平均した結果を示す。BR=1.0では二次空気の付着性がBR=0.5に比べて低いため平均フィルム効率の値は全体としてBR=0.5の平均フィルム効率よりも低くなった。冷却孔近傍ではBR=0.5の場合と同様に，フィルム効率分布の拡散によりDeviceを取り付けた供試体の方が高い平均フィルム効率を示した。2D Deviceに関しては３次元形状のDeviceとは異なり，フィルム効率のスパン方向への拡散性が高くなっている効果により平均フィルム効率はBASEよりも高い値を示した。

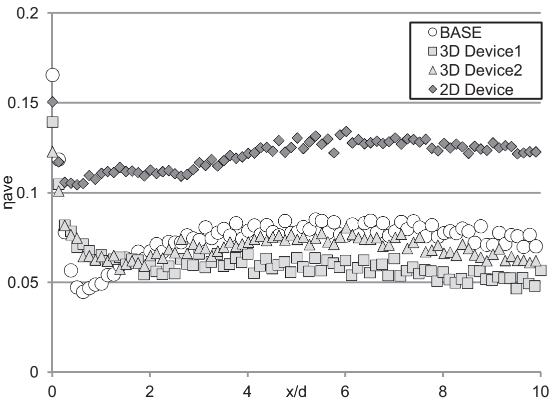


Figure 10　Spanwise averaged film effectiveness at BR=1.0

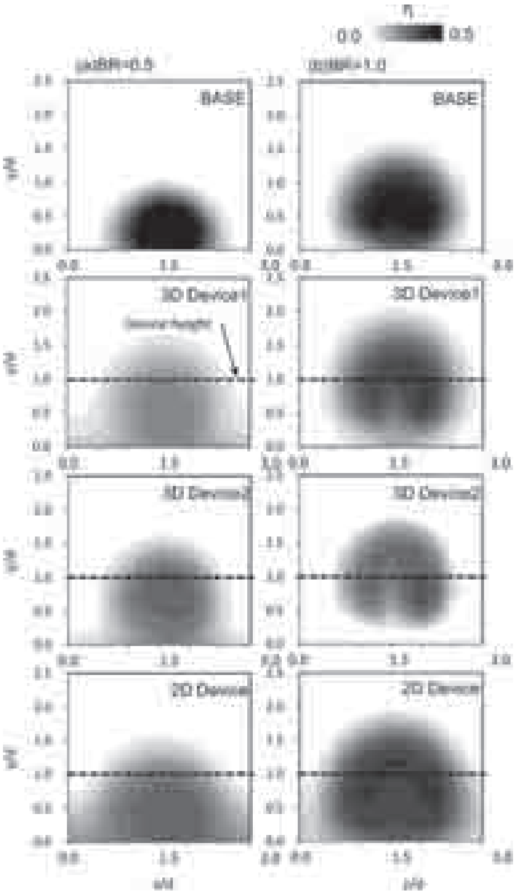


Figure 11　Contours of nondimensional temperature distribution (a)BR=0.5, (b)BR=1.0

4.2　空間内無次元温度

Figure 11には実験によって得られたx/d=5.0の空間内での無次元温度を示す。BR=0.5の場合，BASEでは無次元温度の高い領域が二次空気のジェットの中心付近に見られるが，Deviceを設けた形態に関してはジェットの中心でも無次元温度の値が顕著に低くなっている。これは，Deviceを設置することによりDeviceの両サイドで発生した渦と吹き出した二次空気が干渉することにより主流と二次空気の混合が促進され，温度の拡散が促進されたと考えられる。また，スパン方向への拡散性をBASEとDeviceを設置した供試体で比較すると全体的にDeviceを設けた供試体の方が無次元温度場がスパン方向に拡散している様子が分かる。特に，2D Deviceは二次空気のスパン方向への拡散性が強くなっていた。これは，2D Deviceの下流側では大きな剥離領域ができていると考えられ，吹き出した二次空気はこの剥離領域で拡散していると考えられる。BR=1.0の場合，BR=0.5の結果と比較すると無次元温度のコアの位置は全体的に壁面から離れる方向に移動していることが分かる。特に3D Device1と3D Device2は無次元温度のコアが壁面から完全に離れており，二次空気がlift-offしている様子が分かる。一方で2D Deviceの無次元温度は，コアの無次元温度はBASEよりも低下しているが，壁面付近に温度場が付着している様子が確認できる。

4.3　全圧損失係数

⑴吹き出しを伴わない流れ場（no injection）

Figure 12には実験によって得られたx/d=10の空間内での全圧損失係数の分布を示す。3D Deviceを取り付けた場合に関してはDeviceの両サイドから発生する渦による損失領域が支配的になっている。2D Deviceに関してはDeviceを通過する流れが剥離することにより発生する損失領域がスパン方向全体へ広がっている。Figure 13には面平均の全圧損失係数をBASEの面平均全圧損失係数（no injectionの条件））で無次元化した結果を示す。 BASEの面平均全圧損失係数に比べてDeviceを設けた場合の面平均全圧損失係数は約２～３倍となり全圧損失としてはDeviceの両サイドから発生する渦や剥離による全圧損失の増加が支配的であることが分かる。

⑵吹き出しを伴う流れ場（BR =0.5, 1.0）

BR=0.5の場合，Figure 12の結果から，冷却孔のセンターラインの位置の損失領域が支配的となっている。これは主流と二次空気の混合による混合損失領域を示している。Deviceを設けた形態に関しては，冷却孔のセンターライン付近の全圧損失領域がBASEよりも拡大している。これは，Deviceの両サイドから発生した渦構造と二次空気が干渉を起こすため混合損失領域が拡大し

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

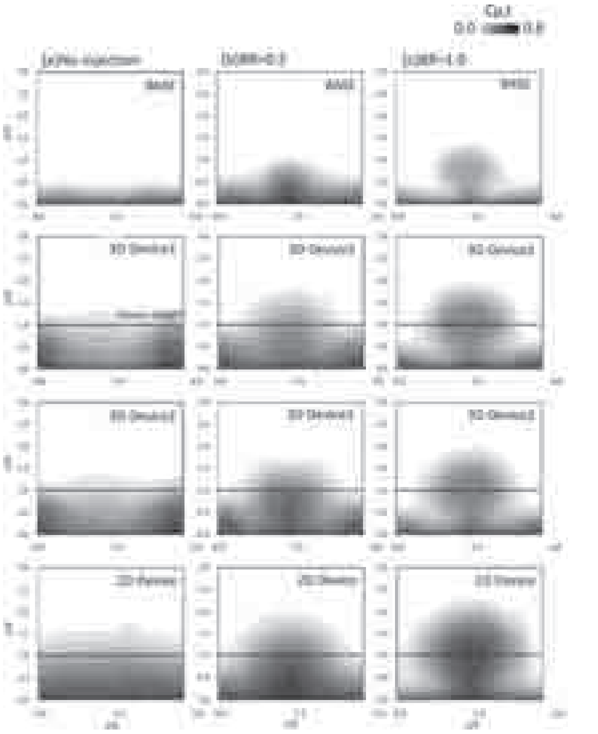


Figure 12　Contours of total pressure loss coefficient distribution (a)No injection, (b)BR=0.5, (c)BR=1.0

たものと考えられる。Figure 13より全圧損失の値を比較すると，BASEに比べDeviceを設けた形態は，全圧損失が高い傾向がNo injectionの条件と同様に見られた一方，BR=1.0の場合，冷却孔から吹き出した二次空気が生成するkidney-vortexの渦構造が大きくなり，Deviceの両サイドから発生した渦との干渉も強くなるため，3D Device1と3D Device2に関してはDeviceの両サイドに見られた高い全圧損失領域が見られなくなっていた。Figure 13より，全圧損失の値を比較するとBASEと2D DeviceはNo injectionの条件に比べてBR=1.0では全圧損失値が上昇しているが，3D Device1と3D Device2ではNo injectionの条件に比べBR=1.0条件下では全圧損失値は低下していた。

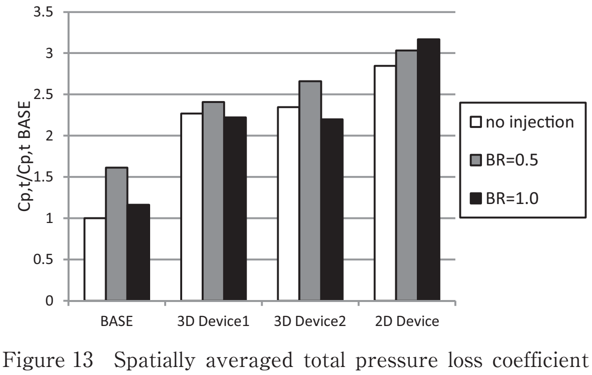


Figure 13　Spatially averaged total pressure loss coefficient at noinjection, BR=0.5 and BR=1.0

5．数値解析による密度比の効果の調査

今回の実験では，３次元形状のDeviceを取り付けた形態においてはBR=0.5の条件でフィルム効率はBASEよりも低下する結果となっていたが，これは三次元形状のDeviceでは冷却空気が貫通し易いことが関係している。実機の高圧タービンにおいては主流と二次空気の密度比が１よりも高くなるために，吹出比が一定でも以下の式(6)で定義される運動量比Iが変化することから，密度比が１以上でのフィルム効率をCFDによって予測した。

$$I = \rho_2 U_2^{\,2} / \rho_\infty U_\infty^{\,2} \tag{6}$$

各密度比における運動量比の値は以下のTable 2に示す。

Figure 14にはCFDによって得られたフィルム効率分布を示す。密度比が高くなるに従って，全体のフィルム効率は次第に高くなっており，3D Device1ではスパン方向にもフィルム効率の高い値の領域が広がっている様子が確認できる。

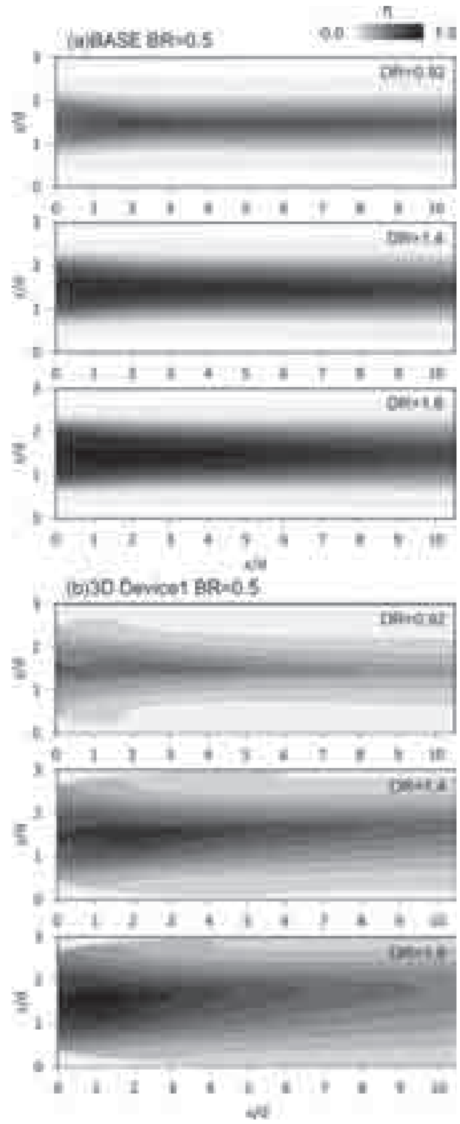


Figure 14　Film effectiveness distribution at BR=0.5 (a)BASE, (b)3D Device1

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

Table 2　Density ratio and momentum ratio

DR	*I*
0.92	0.27
1.4	0.18
1.8	0.14

Figure 15にはCFDによって得られたスパン方向平均のフィルム効率を各密度比，各モデルについて示す。図中にはCFDの予測精度を確認するために*DR*=0.92の実験で得られた平均フィルム効率値も示している。3D Device1に関してはDevice近傍の領域ではCFDの予測性能が十分には得られていないが，定性的には実験の傾向を捉えることができると考え密度比の効果を比較することとした。BASEと3D Device1を比較すると，両形態共に密度比の上昇とともにフィルム効率の平均値は増加する傾向にあることが分かるが3D Device1に関しては，密度比の上昇に伴うフィルム効率の増加率がBASEよりも高くなっており，CFDによって得られる平均フィルム効率は*DR*=1.8ではBASEよりも高くなり，DR=0.92の場合よりもフィルム効率の優位性が表れていた。

冷却孔近傍での渦構造と，冷却孔下流に形成される空間温度場を比較するために，Figure 16には*x*/*d*=2.5の面内での流れ方向成分の渦度と，*x*/*d*=10.0の面内における空間内無次元温度場を示す。密度比が高くなった場合，主流と二次空気の運動量比は低下するために中心付近に

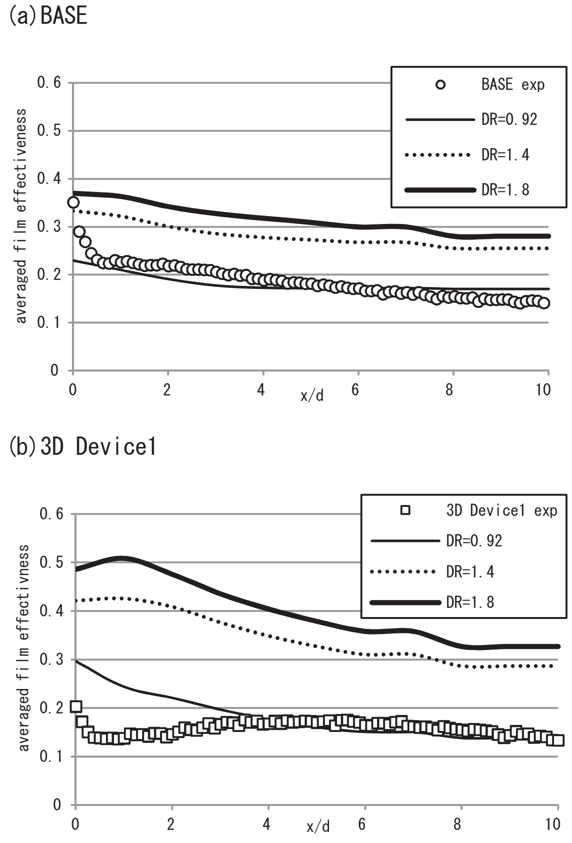


Figure 15　Spanwise averaged film effectiveness obtained by CFD (a)BASE, (b)3D Device1

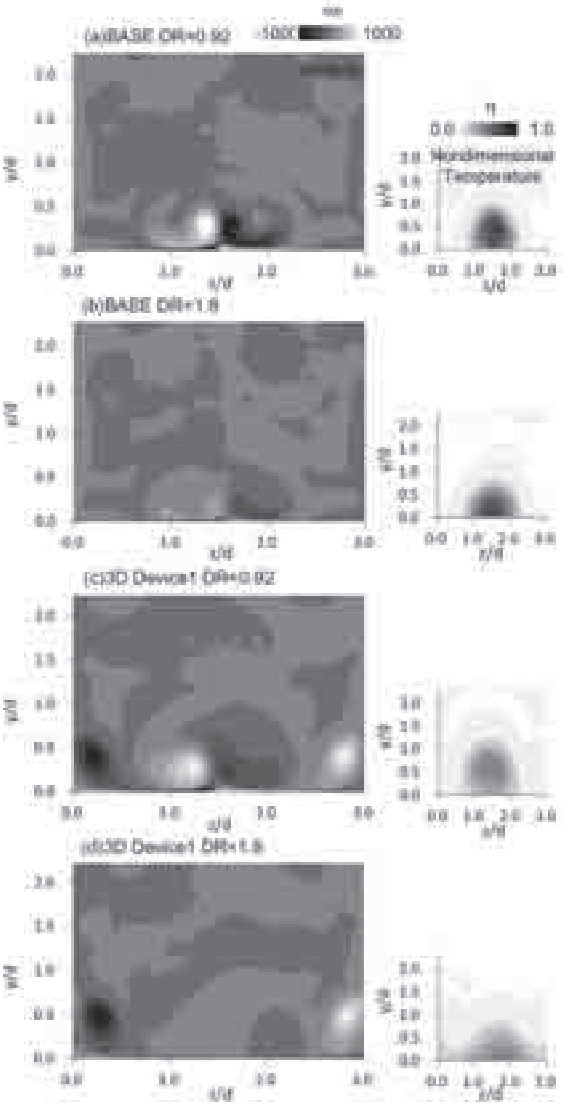


Figure 16Vorticity and nondimensional temperature at *DR*=0.92 and *DR*=1.8 (a)BASE, (b)3D Device1

見られるkidney-vortexの強さはBASE，3D Device1ともに次第に弱くなっている。これにより冷却孔センターラインでのフィルム効率は高い値を示していたと考えられる。3D Device1ではさらに，Deviceの両サイドからは発生した縦渦が観察できる。この縦渦は二次空気の壁面への付着性を高める方向に形成されているため，3D Device1の空間温度場はスパン方向に広く付着している様子が確認できる。

6．結言

Deviceが平板上フィルム冷却に与える影響を実験と数値解析により調査した結果以下の結論が得られた。

(1)　２次元のDevice形状は*BR*=0.5の場合，平均フィルム効率はBASEと同等だがスパン方向へ広いフィルム効率分布となった。*BR*=1.0の場合は，BASEよりも二次空気の付着性は高くなり，フィルム効率の値はBASEよりも高い値を示した。一方で全圧損失係数はBASEの２～３倍程度となった。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

(2)　3次元のDevice形状は，BR=0.5の場合は二次空気の拡散性がBASEよりも高かったが，ミキシングの影響により平均フィルム効率はBASEよりも下回る結果となった。BR=1.0の場合は，二次空気の貫通が起こるため3次元Deviceの優位性は確認できなかった。

(3)　本研究で実験を行った際の主流と二次空気の密度比は1以下であり，Deviceを取り付けた形態ではフィルム効率がBASEよりも低くなる現象が見られた，実際の密度比では主流と二次空気の運動量比が低下することと，Deviceの両サイドから発生した渦構造が二次空気の付着性を高めるためにフィルム効率は高くなる可能性が示された。

今後は主流に対する二次空気の密度比を考慮した検証が必要であると共に，圧力損失の増加とともに考えられる熱伝達率の増加を評価し，形状の最適化に取り組む予定である。

付録　不確かさ解析

本研究で計測したフィルム効率，全圧損失係数の不確かさについて評価を行った。

(1)フィルム効率の不確かさ

過渡応答法を用いたフィルム効率算出の不確かさに関してはAlokら(8)の方法を用いて評価を行った。フィルム効率の不確かさを求める際には，η=0.2, 0.5を想定して不確かさの評価を行った。この時，主流温度，二次空気温度，壁面温度はそれぞれ実験条件を参考に　T_∞ =15℃，T_2 =50℃，T_w =18.5℃（η=0.2の時），T_w =32.5℃（η=0.5の時），を想定した。フィルム効率の不確かさは以下の式(7)で表されるが，フィルム効率の不確かさを求める際には熱伝達率の不確かさを求める必要がある。熱伝達率の不確かさは式(8)で表される。

$$\frac{u(\eta)}{\eta}=\sqrt{\left(\frac{u(h)}{h}\right)^2+\left(\frac{u(T_2-T_\infty)}{T_2-T_\infty}\right)^2+\left(\frac{u(T_w-T_\infty)}{T_w-T_\infty}\right)^2+\left(\frac{u(t)}{t}\right)^2+\left(\frac{u(\lambda)}{\lambda}\right)^2+\left(\frac{u(c)}{c}\right)^2} \tag{7}$$

$$\frac{u(h)}{h}=\sqrt{\left(\frac{u(T_2-T_\infty)}{T_2-T_\infty}\right)^2+\left(\frac{u(T_w-T_\infty)}{T_w-T_\infty}\right)^2+\left(\frac{u(t)}{t}\right)^2+\left(\frac{u(\lambda)}{\lambda}\right)^2+\left(\frac{u(c)}{c}\right)^2} \tag{8}$$

ここで，熱電対での温度測定誤差は±0.7℃，赤外線カメラでの温度測定誤差は±1℃とした。時間の測定誤差は計測時間を120秒とし，測定誤差は最大5秒としている。

η=0.2の場合，以上より算出される熱伝達率の不確かさは，

$$\frac{u(\eta_{0.2})}{\eta_{0.2}}=0.19 \tag{9}$$

となり，フィルム効率の不確かさを算出すると，

$$\frac{u(\eta_{0.5})}{\eta_{0.5}}=0.083 \tag{10}$$

となる。η=0.5の場合は同様の方法で不確かさを算出すると，

$$\frac{u(h_{\eta=0.2})}{h_{\eta=0.2}}=0.17 \tag{11}$$

以上より，フィルム効率の不確かさは±19%（η=0.2の時），±8.3%（η=0.5の時）と評価した。

(2)全圧損失係数の不確かさ

全圧損失係数の不確かさは以下の式(12)で表される。

$$\frac{u(C_{p,t})}{C_{p,t}}=\sqrt{\left(\frac{u(\dot{m}_\infty)}{\dot{m}_\infty}\right)^2+\left(\frac{u(\dot{m}_2)}{\dot{m}_2}\right)^2+\left(\frac{u(P_{t,\infty})}{P_{t,\infty}}\right)^2+\left(\frac{u(P_{t,2})}{P_{t,2}}\right)^2+\left(\frac{u(P_t)}{P_t}\right)^2+\left(\frac{u(U_\infty)}{U_\infty}\right)^2} \tag{12}$$

主流と二次空気の質量流量，各計測全圧は同じ圧力変換器を用いて計測しており測定誤差は±1.25Paである。また，計測全圧は不確かさが比較的最も大きくなると考えられる，壁面最接近点での計測全圧P_t=20Paを用いることとした。

以上より

$$\frac{u(C_{p,t})}{C_{p,t}}=0.038 \tag{13}$$

となる。よって±3.8%と評価した。

参 考 文 献

(1)　Bunker, R.S., Gas turbine heat transfer: 10 remaining hot gas path challenges, ASME Paper GT2006-90002, 2006

(2)　Na, S., and Shih, T,I-P., Increasing Adiabatic Film Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp, ASME GT2006-91163, 2006

(3)　Barigozzi, G., Franchini, G., and Perdichizzi, A., The effect of an upstream ramp on cylindrical and fan-shaped hole film cooling - Part I : aerodynamic results, ASME GT2007-27077, 2007

(4)　Ono, Y., Tamura, T., Application of LES to the high wind turbulence around a steep hill with surface roughness, Journal of Structural and Construction Engineering, No606, 2006

(5)　Funazaki, K., Kawabata, H., Okita, Y., Free-Stream Turbulence Effects on Leading Edge Film Cooling, IGTC 2011, IGTC-58

(6)　Aga, V., Mansour, M., and Abhari, R.S., Aerothermal Performance of Streamwise and Compound Angled Pulsating Film Cooling Jets, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 131, 2009

(7)　Yiping, L., Alok, D., Strinath, V, E., Ronald, S, B., Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches, ASME GT2007-27388, 2007

(8)　Alok, D., Film cooling from a row of holes supplemented with anti vortex holes, 2007

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

3次元熱伝導を考慮した過渡応答法によるディンプル面の熱伝達特性の計測（ディンプル前縁・後縁傾斜の影響）

Heat Transfer Characteristics of Dimpled Surface Measured by Transient Technique with Compensation of Three-Dimensional Heat Conduction (Effects of Slope at Leading and Trailing Edges of Dimple)

小西 孟*1 KONISHI Hajime
村田 章*1 MURATA Akira
齋藤 博史*1 SAITO Hiroshi
岩本 薫*1 IWAMOTO Kaoru

ABSTRACT

Recently, heat transfer enhancement with dimples is becoming attractive for internal cooling of gas turbine blade because it induces small pressure loss. As compared to spherical dimples, teardrop-shaped dimples which have straight slope at leading edge showed higher heat transfer by suppressing flow separation at the leading edge. However, mechanism of heat transfer enhancement is not well understood especially with respect to the relation to the flow field. In this study, for three types of dimples (spherical, teardrop with leading- or trailing-edge slope), heat transfer experiment by using transient technique with compensation of three-dimensional heat conduction was performed for Re=16000-36000. In addition, flow visualization with combination of oil-film method and PIV was performed for Re=30000. The present results clearly showed the areas of flow separation and reattachment and the role of leading- and trailing-edge slopes on the heat transfer. The heat transfer at the same blowing power was the highest for the teardrop-shaped dimple with leading-edge slope, and it was higher than the spherical and teardrop-shaped dimple with trailing-edge slope by 17% and 53%, respectively, at Re=36000.

Key words：Heat Transfer Enhancement, Dimple, Internal Cooling of Turbine Airfoil, Transient Technique, Flow Visualization

1．緒言

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口ガス温度の高温化が進んでおり，材料の高温強度を考えるとタービン翼の冷却技術の向上が必須である。翼の冷却方法の一つとして翼内部流路での強制対流冷却があり，流路に乱流促進体を設けることで伝熱性能を高めている。一般的に乱流促進体には突起形状であるリブが用いられ，傾斜リブやV型リブ(1)が高い熱伝達性能を示すことが知られている。一方，凹み形状であるディンプルはリブと同程度の熱伝達率の向上を比較的低い圧力損失で実現できるとされ注目されている(2)。ディンプルは凹み形状をしているため翼の質量低減という利点もある。

単純な形状である球状ディンプルについてはこれまでに伝熱実験が行われ，流路高さ・投影直径比が0.37～1.49の間での熱伝達性能はほぼ変わらず(3)，深さ・投影直径比が0.1～0.3の間では0.3の時に高い熱伝達性能を示す(4)と報告されている。また，スモークワイヤ法によるディンプル内の流れの可視化(5)や，LESによるディンプル付き流路の流れ場解析(6)も球状ディンプルに対して行われている。球状ディンプルではディンプル前縁部の流れの剥離により熱伝達率が低下するが，Chyuら(2)の前縁傾斜ティアドロップ形状ディンプルでは前縁傾斜により流れの剥離が抑制され，熱伝達率の低下が抑制されている。その一方で球状ディンプルと比べて圧力損失が増加する(2),(7)。

本研究ではディンプル前縁および後縁形状がディンプル面の熱伝達性能に与える影響を調べることを目的とする。過去の研究(2)-(5)を参考に，高密度にディンプルを

原稿受付 2012年8月1日
校閲完了 2012年10月16日
＊1 東京農工大学大学院工学府
〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

敷設し，熱伝達性能を高くした上で前縁・後縁形状の効果を比較するため，流路高さ・投影直径比を1.0，深さ・投影直径比を0.25で一定とした３種類のディンプル面（球状，前縁または後縁傾斜ティアドロップ）を用いた。３次元熱伝導を考慮した過渡応答法[8]を用いた伝熱実験に加え，油膜法[9]と相関法PIV（Particle Image Velocimetry）[10]を組み合わせた流れの可視化を行い，壁面近傍での流れの向き，流れの剥離・再付着と関連付けてディンプル面の熱伝達率分布を調べた。

２．伝熱実験および流れの可視化

2.1　過渡応答法

初期温度がT_i[K]の半無限固体がT_iからT_f[K]にステップ状に温度変化した流れにさらされた場合，時刻t[s]における壁面温度T_w[K]は半無限固体内１次元熱伝導の解析解（下式）で表される[11]。

$$\frac{T_w - T_i}{T_f - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_w t}{\lambda_w^2}\right)\mathrm{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_w t}}{\lambda_w}\right) \quad (1)$$

ここでh[W/(m^{2}K)]は熱伝達率，a_w[m^2/s]は壁の温度伝導率，λ_w[W/(mK)]は壁の熱伝導率である。

流体温度変化がステップ状ではなく徐々に変化する場合にはDuhamelの定理[11]を用いて，流体温度変化をN分割したステップ状微小温度変化の重ね合わせで近似できる。このときの壁面温度変化は下式で表され，実験で計測された壁面温度と一致するように繰り返し計算を行うことで熱伝達率を算出できる。この一次元熱伝導の仮定を用いた熱伝達率を補正前の熱伝達率とする。

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^{N} U(t - t_j)\left(T_{f,j} - T_{f,j-1}\right) \quad (2)$$

ここで，

$$U(t - t_j) = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_w (t - t_j)}{\lambda_w^2}\right)\mathrm{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_w (t - t_j)}}{\lambda_w}\right) \quad (3)$$

ただし，時刻t_j[s](j=0,1,2,⋯,N）における流体温度を$T_{f,j}$[K]とする。

式(1)～(3)は半無限固体表面温度の解析解であるため，本研究で用いたアクリル樹脂（熱伝導率：0.19W/(mK)，温度伝導率：1.1×10^{-7}m^2/s）における60秒間での温度浸透深さ[12]Δ_{th}（=$\sqrt{12 a_w t}$=8.8mm）に対し，板厚を20mmと十分大きくした。

2.2　３次元熱伝導補正の方法

固体内３次元熱伝導補正の計算には有限体積法を用いたOpenFOAM2.1[13]を使用した。また，図１に示す計算格子の作成にはGAMBIT2.4[14]を用いた。計算領域は流れ方向をディンプル３ピッチ分，幅方向を１ピッチ分とし，流れ方向の中央２ピッチ分のみ評価した。また，壁の厚さは実験条件と同じ20mmとした。球状ディンプルについてはディンプル面ノード数を16270点，全ノード数を679575点とし，ティアドロップ形状ディンプルはそれぞれ16102点，673097点とした。赤外線放射温度計を用いて計測した非定常伝熱面温度分布をディンプル面の境界条件として補間して与えた。他の境界条件は底面および流れ方向を断熱境界，幅方向を対称境界とした。

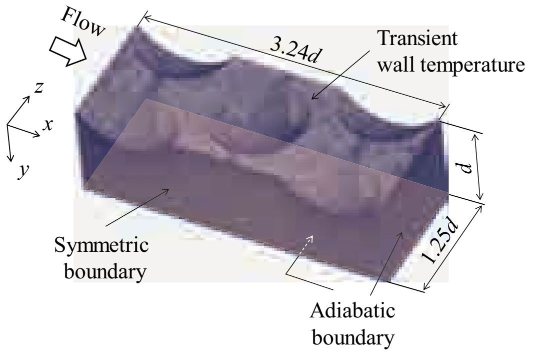


Fig.1　Computational model of spherical dimple.

計算結果から，フーリエの式を用いて壁面垂直方向（座標n）の熱流束q_{normal}[W/m^2]（=-$\lambda_w \partial T/\partial n$）を算出し，補正後の熱伝達率$h$（=$q_{normal}/(T_w - T_f)$）を求めた。ここで，$\partial T/\partial n$[K/m]は壁面垂直方向の温度勾配を表す。

流れ方向の領域サイズをディンプル４ピッチ分と拡張したモデル，格子間隔を1/2としたモデルでもそれぞれ計算を行った。球状ディンプル後縁部において元のモデルに対しヌセルト数の差は最大でも１％であったことから，流れ方向境界条件の影響および格子解像度依存性がないことを確認した。

2.3　実験装置および伝熱実験方法

テストセクションの概略を図２に示す。流路高さをH=20mmとし，代表長さを2Hとした。幅10H，長さ27Hの扁平流路の上壁にアクリル製（厚さ20mm）ディンプル面または平滑面を設け，下流に設けたブロアの吸い込みにより流路内に空気を流す。流路入口に設けたメッシュヒーターを通電加熱することで空気は加熱される。空気温度は流路入口・出口に等間隔に設けたK型熱電対（ϕ100μm）それぞれ７点の平均値として計測し，伝熱面温度は入口から21Hの距離に設置した反射防止コーティング付Geガラス窓（ϕ132mm）を通して赤外線放射温度計（FLIR SC-620，640×480pixel^2，30fps）で計測した。また，壁表面に埋め込まれたK型熱電対（ϕ50μm）でも同時に壁面温度を計測し放射率調整を行った。本実験においては計測時刻を平滑面で60s後，ディンプル面で30s後とした。

ディンプルは図３(a)のように投影直径d=H，曲率半径R=0.625dで千鳥配列に並んでおり，最近接ディンプル間距離が等しくなるよう流れ方向ピッチを1.08d，幅方向ピッチを1.25dとした。本実験では図３(b)～(d)に示す３種のディンプル形状（(b)球状，(c)前縁（L. E.：Leading Edge）傾斜ティアドロップ，(d)後縁（T. E.：Trailing Edge）傾斜ティアドロップ）を用いた。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

熱伝達性能の評価にはヌセルト数Nu（$=2hH/\lambda_f$）を用いた。ただし，λ_f[W/(mK)]は空気の熱伝導率である。また，計測窓の上流・下流に間隔l（$=7.5H$）で設けた静圧孔間の圧力損失ΔP_l[Pa]を計測し，ファニングの管摩擦係数f（$=\Delta P_l H/(\rho_f U_{f,m}{}^2 \ell)$）を算出した。ここで，$\rho_f$[kg/m³]は空気密度，$U_{f,m}$[m/s]は平均流速である。ディンプルの伝熱性能は同一送風動力での熱伝達率を表す式(4)の伝熱性能係数ηによって評価した[15]。

$$\eta = \frac{St/St_s}{\left(f/f_s\right)^{1/3}} \tag{4}$$

ここで，St（$=Nu/(RePr)$）はスタントン数，Prはプラントル数，添字sは同一送風動力での平滑面の値である。

本研究では，レイノルズ数Re（$=2U_m H/\nu_f$）を16000，26000，36000と３通りに変えて伝熱実験を行った。ここで，ν_f[m²/s]は空気の動粘性係数である。なお，本研究における補正後のヌセルト数，摩擦係数，伝熱性能係数の計測の不確かさ[16]はそれぞれ最大で12%，10%，14%である。

2.4 流れの可視化

油膜法と相関法PIVを組み合わせることで相対的な壁面せん断応力分布を求めることができる。本実験ではディンプル面に油膜を塗布して通風し，油膜の動きをCMOSカメラ（Photoron FASTCAM-512PCI, 512×512pixel², 60fps）で撮影した。撮影した２画像間での油膜の瞬時速度を相関法PIVで求め，時間平均したレイノルズ数を変えても傾向の変化はなかったため，Re=30000の結果のみを示す。油膜にはシリコンオイル（粘度2cSt），酸化チタン，オレイン酸の重量比10：2：1での混合物を使用した。ディンプル形状によって油膜の移動量が変わるため，計測時間は10s～22sで調節し，２画像間の時間間隔は0.27sとした。

3．結果および考察

図４に幅方向平均ヌセルト数比分布でのChyuら[2]の過渡応答法による実験結果との比較を示す。図４ではChyuらの整理法に合わせ，幅方向平均ヌセルト数Nu_{width}をDittus and Boelterの式（式(5)）[17]の値Nu_0で規格化した。

$$Nu_0 = 0.023 Pr^{0.4} Re^{0.8} \tag{5}$$

Chyuらに合わせ本研究の結果も補正前の値を示す。本研究の幅方向平均値はChyuらの実験結果とよく一致している。本研究のディンプルの流れ方向のピッチ（1.08d）とChyuらのピッチ（1.15d）は異なるので，ピークの位置は流れ方向に若干ずれる。

図５に各ディンプル形状の幅方向中央位置（z/d=0）における補正前後の局所ヌセルト数比分布を示す。局所

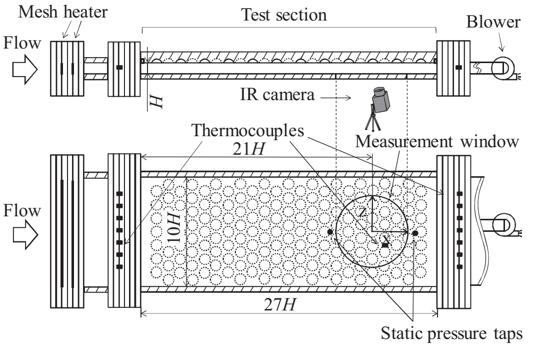
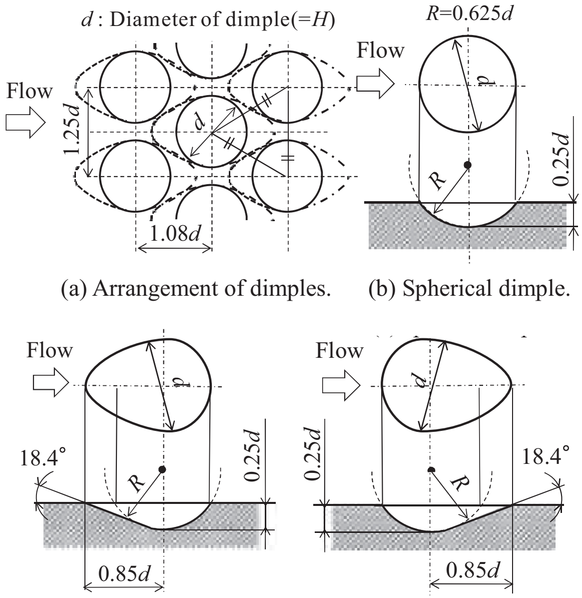


Fig.2 Schematic of test section.



(a) Arrangement of dimples. (b) Spherical dimple.

(c) Teardrop-shaped dimple with leading-edge slope. (d) Teardrop-shaped dimple with trailing-edge slope.

Fig.3 Schematic of dimple geometry.

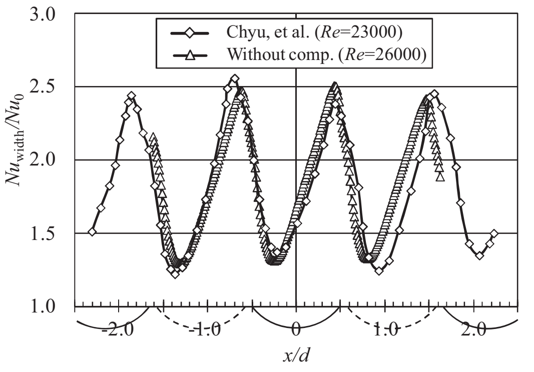


Fig.4 Streamwise variations of spanwise averaged Nusselt number, Nu_{width}/Nu_0 (Spherical dimple case).

ヌセルト数は下式（Kays and Crawfordの式）[18]の平滑管完全発達域のヌセルト数Nu_∞で規格化した。

$$Nu_\infty = 0.022 Pr^{0.5} Re^{0.8} \tag{6}$$

全ての形状においてディンプル内部では補正後の値が補正前の値を上回っている。これはディンプル内部の半径

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

方向へ放射状に広がる熱伝導通過面積の増大による効果（表面熱流束の増加）による。また，各形状のディンプル後縁部直後の平滑部では補正後のヌセルト数比が補正前に比べて低下し，球状ディンプルについては最大59％小さい値となった。これはディンプル内側から平滑部への熱伝導の影響による[8]。

図６～図８に球状，前縁傾斜ティアドロップ，後縁傾斜ティアドロップ各ディンプルの(a)熱伝導補正前後の局所ヌセルト数比分布，(b)補正後の局所ヌセルト数比と油膜速度ベクトル（u_{oil}[m/s]）を示す。図６～８中の(a)図の上下は補正後・前のヌセルト数比である。油膜速度は面平均油膜速度$U_{oil,m}$[m/s]で規格化した。ヌセルト数比分布はレイノルズ数によって傾向が大きくは変わらなかったため，Re =26000における結果を示す。

球状ディンプルでは図６(a)の補正前の結果よりディンプル内側の後縁部およびその下流の平滑部においてヌセルト数比が高いが，補正後の値を見ると実際にヌセルト数比が大きく向上しているのはディンプル内側のみである。これは，ディンプル内側から平滑部への熱伝導による平滑部の温度上昇のためである[8]。図６(b)の可視化結果より，ディンプル内$x/d<0.35$では主流と逆向きの，$x/d>0.35$では主流方向のベクトルが見られる。これはディンプル前縁で剥離した流れが$x/d=0.35$付近で再付着し，$-0.5<x/d<0.35$で再循環が起こるためである。また，ヌセルト数比分布より剥離域内の$-0.5<x/d<-0.2$でヌセルト数比が最小0.9まで低下し，再付着点直後の$0.4<x/d<0.5$の領域でヌセルト数比が最大4.1まで上昇した。これはディンプル後縁部が切り立った形状をしており，流れが衝突するためである。球状ディンプルの前縁部でヌセルト数が低下，後縁部でヌセルト数が上昇する傾向は他の研究結果[2]-[7]と一致している。

前縁傾斜ティアドロップ形状では図７(a)より，ディンプル後縁部直後の平滑部$0.5<x/d<0.6$においてディンプル内側から平滑部への熱伝導の影響により，球状ディンプルと同様補正後のヌセルト数比が大きく低下した。図７(b)の可視化結果より，ディンプル内前縁部の$-0.85<x/d<-0.3$では主流方向の流れがあり，剥離していない。し

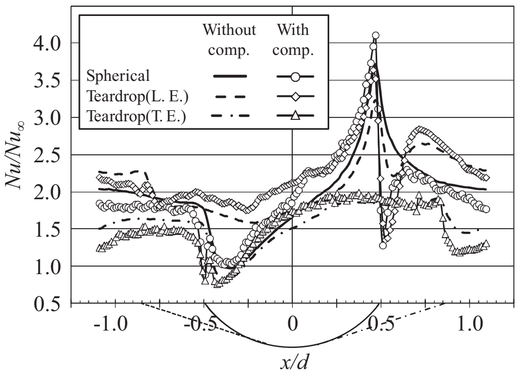
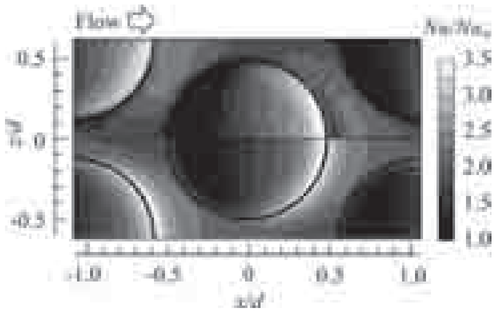
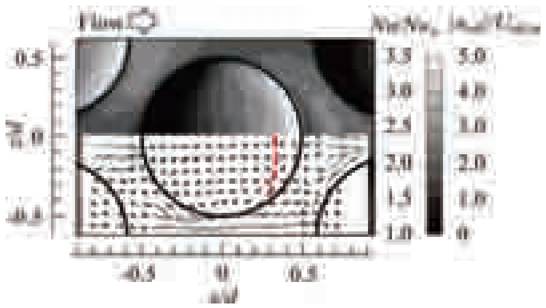


Fig.5　Streamwise distributions of local Nusselt number, Nu/Nu_∞ at spanwise center (z/d=0).

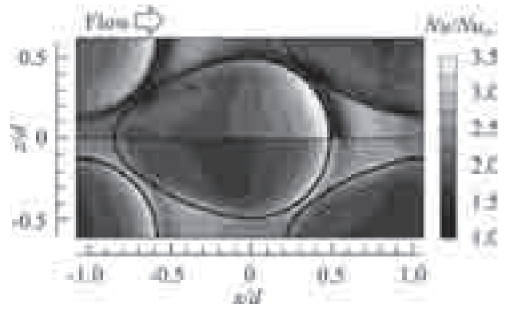


(a)　Contour of local Nusselt number, Nu/Nu_∞ with (upper half) and without (lower half) compensation.

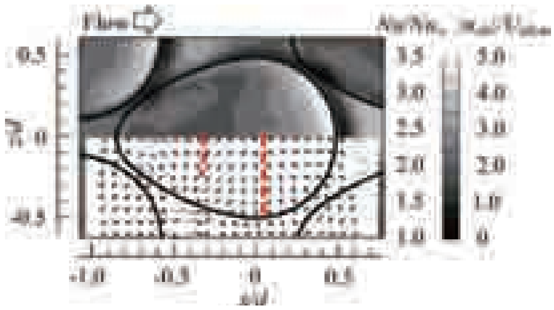


(b)　Contour of Nu/Nu_∞ and vector field of oil-film method, $|u_{oil}|/U_{oil,m}$. (Dashed line indicates flow reattachment location.)

Fig.6　Results of spherical dimple (Nu/Nu_∞ for Re=26000, $|u_{oil}|/U_{oil,m}$ for Re=30000).



(a)　Contour of local Nusselt number, Nu/Nu_∞ with (upper half) and without (lower half) compensation.



(b)　Contour of Nu/Nu_∞ and $|u_{oil}|/U_{oil,m}$. (Left and right dashed lines indicate flow separation and reattachment locations.)

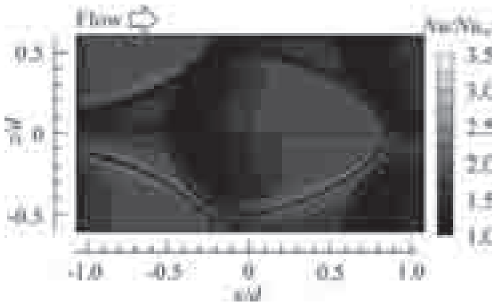
Fig.7　Results of teardrop-shaped dimple with leading-edge slope (Nu/Nu_∞ for Re=26000, $|u_{oil}|/U_{oil,m}$ for Re=30000).

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

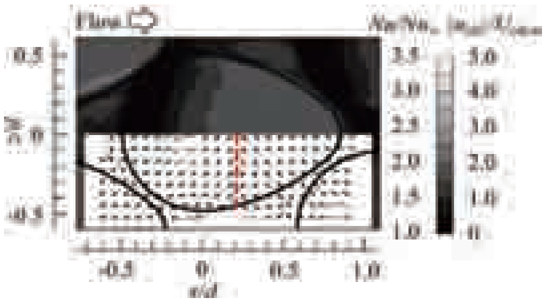
かし，-0.3<x/d<0では逆流が生じ，剥離している。さらに下流の，x/d=0，z/d=0の再付着点付近から放射状の流れが生じ，上流側への流れはディンプル側縁方向へ曲がって流れる。ヌセルト数比分布より，前縁部では剥離が抑制されたのでヌセルト数比は最小1.7に留まった。また，ディンプル後縁部0.3<x/d<0.5では球状ディンプルと同様，衝突する流れによって熱伝達が促進され，ヌセルト数比が最大3.6まで上昇した。

図８の後縁傾斜ティアドロップ形状は，球状ディンプルと傾向は似ているが全体的にヌセルト数比の値は小さい。図８(a)では他の形状と同様，ディンプル後縁周りの平滑部において補正によってヌセルト数比が低下した。また，図８(b)の可視化結果よりディンプル内のx/d<0.2で主流と逆向きの，x/d>0.2で主流方向のベクトルが見られ，-0.5<x/d<0.2に再循環領域が存在する。x/d=0.2付近の再付着点からは放射状の流れが見られ，後縁部の直線傾斜部分を通ってディンプル外へ流出する。また，再循環領域内の-0.5<x/d<-0.2では球状ディンプルと同様ヌセルト数比が大きく低下し，ヌセルト数比は最小0.77であった。一方，ディンプル後縁部ではヌセルト数比が上昇したものの，その値は他の２形状と比べて小さい。これはディンプル後縁の直線傾斜による流れの衝突効果抑制のためである。

図９に各ディンプル形状での(a)面平均ヌセルト数比Nu_m/Nu_∞，(b)摩擦係数比f/f_∞，(c)伝熱性能係数ηを示す。



(a) Contour of local Nusselt number, Nu/Nu_∞ with (upper half) and without (lower half) compensation.



(b) Contour of Nu/Nu_∞ and $|u_{oil}|/U_{oil,m}$. (Dashed line indicates reattachment location.)

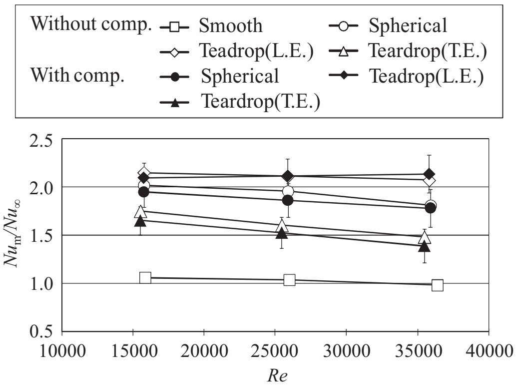
Fig.8 Results of teardrop-shaped dimple with trailing-edge slope (Nu/Nu_∞ for Re=26000, $|u_{oil}|/U_{oil,m}$ for Re=30000).

面平均ヌセルト数，摩擦係数はそれぞれNu_∞（式(6)）と摩擦係数f_∞（式(7)：ブラジウスの式）で規格化されている。

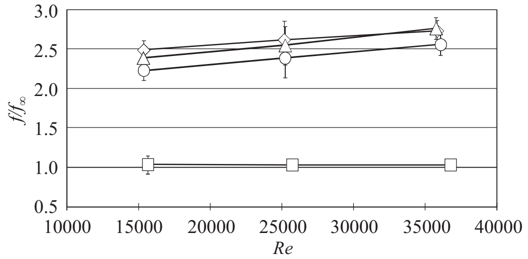
$$f_\infty = 0.079Re^{-0.25} \tag{7}$$

図９(a)より，各形状の面平均ヌセルト数比は不確かさ区間内で重なっている部分はあるものの，前縁傾斜ティアドロップ，球状，後縁傾斜ティアドロップの順に高い値となった。また，それぞれの形状では補正前後で局所値に大きな差があったものの，平均値では補正による差が最大でも６％程度となった。これは平滑部ヌセルト数比の低下とディンプル内側ヌセルト数比の上昇が相殺したためである。

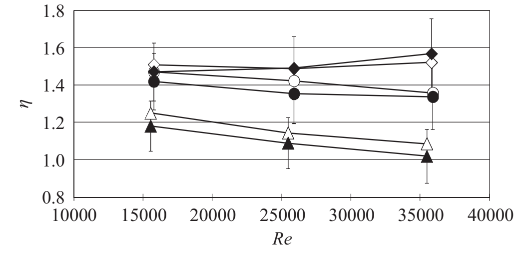
図９(b)より，後縁傾斜ティアドロップは球状，前縁傾斜ティアドロップに比べてヌセルト数比が低かったが，摩擦係数は同程度である。この原因として，後縁傾斜ティアドロップは前縁部での流れの剥離による圧力抵抗が大きいことに加え，ディンプル内での油膜速度が大きく，摩擦抵抗も大きいためである。



(a) Mean Nusselt number, Nu_m/Nu_∞.



(b) Friction factor, f/f_∞.



(c) Heat transfer performance index, η.

Fig.9 Reynolds number versus surface averaged values.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

図9(c)の伝熱性能係数の比較より，不確かさ区間内で重なっている部分はあるものの，前縁傾斜ティアドロップ，球状，後縁傾斜ティアドロップの順に高い値となり，前縁傾斜ティアドロップは球状，後縁傾斜ティアドロップに比べてそれぞれ最大17%，53%（ともにRe=36000）高い値となった。

4．結論

球状，前縁または後縁傾斜ティアドロップという3種のディンプル形状を用い，流れの可視化と伝熱実験によりディンプル前縁および後縁形状が流れと熱伝達性能に与える影響を調べた。

球状，後縁傾斜ティアドロップではディンプル前縁後方の広い領域において流れが剥離していることが確認され，この領域ではヌセルト数比が大きく低下した。一方，前縁傾斜ティアドロップは流れの剥離を抑制し，平均的に高いヌセルト数比を示した。ディンプル後縁部においては球状，前縁傾斜ティアドロップが後縁傾斜ティアドロップに比べ，高いヌセルト数比を示した。

3次元熱伝導補正を行った上で各形状の同一送風動力での熱伝達性能を比較したところ，不確かさ範囲内で一部一致するものの，前縁傾斜ティアドロップ，球状，後縁傾斜ティアドロップの順に高い性能となり，前縁傾斜ティアドロップは球状，後縁傾斜ティアドロップに比べてそれぞれ最大17%，53%（ともにRe=36000）高い値となった。

参考文献

(1) 望月貞成，他2名，日本機械学会論文集65B-631（1999-3），pp.1032-1039.

(2) M. K. Chyu, et al., ASME Paper, 97-GT-437（1997）.

(3) H. K. Moon, et al., Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 122（2000-4）, pp.307-313.

(4) N. K. Burgess, et al., Trans. ASME, J. of Heat Transf., 127（2005-8）, pp.839-847.

(5) G. I. Mahmood, et al., International Journal of Heat and Mass Transfer, 45（2002）, pp.2011-2020.

(6) A. Murata, et al., 18th Int. Symp. on Transp. Phenom.,（2007）, pp.1589-1595.

(7) S. Nishida, et al., Proc. of Asian Congress on Gas Turbines（CD-ROM）, ACGT 2009-TS41（2009）, pp.1-4.

(8) 西田怜美，他3名，日本機械学会論文集，76B-772（2010-12）, pp.2227-2234.

(9) 浅沼強，流れの可視化ハンドブック，（1977）, pp.96-124, 朝倉書店.

(10) 可視化情報学会，PIVハンドブック，（2002）, pp.68-72, 森北出版.

(11) H. S. Carslan, et al., Conduction of Heat in Solids, 2nd ed.,（1956）, pp.29-33・70-73, Oxford.

(12) 日本機械学会，伝熱工学資料，第4版，（1986）, pp.6-7. 丸善.

(13) OpenCFD, OpenFOAM1.7.1 User's Guide,（2010）.

(14) Fluent Inc., GAMBIT2.3 User' s Guide,（2006）.

(15) R. L. Webb, et al., International Journal of Heat and Mass Transfer, 14（1971）, pp.601-617.

(16) R. B. Abernethy, et al., Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 107（1985-6）, pp.161-164.

(17) J. H. Lienhard, A Heat transfer Textbook, 2nd ed.（1987）, pp.338-343, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.

(18) W. M. Kays, et al., Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed.（1993）, p.243, McGraw-Hill.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

超臨界CO_2クローズドサイクルガスタービンの開発 —再生熱交換器の開発—

Development of Supercritical CO2 Closed Cycle Gas Turbines —Development of Regenerative Heat Exchanger—

宇多村元昭[*1] UTAMURA Motoaki
梶田　梨奈[*2] KAJITA Rina
山本　敬[*2] YAMAMOTO Takashi
蓮池　宏[*3] HASUIKE Hiroshi

ABSTRACT

Since an optimal design point of regenerative cycle exists on the side of lower pressure ratio, heat transfer surface used in regenerative heat exchangers is requested to be those of low pressure drop type. In particular, for supercritical CO_2 gas turbine, its cycle efficiency is enhanced with the heat exchangers whose regeneration efficiency is over 0.95. Hence, the requirement of low pressure drop heat exchangers is of critical importance in the system. To this end, the microchannel heat exchanger with the advanced heat transfer surface is fabricated and tested by using supercritical CO_2 demonstration loop. The thermo-fluid correlations developed based on numerical experiments generally agree well with the test results. The heat exchangers demonstrated regenerative efficiency over 0.98 under design temperature and pressure operating conditions.

Key words：Regenerative heat exchanger, Supercritical carbon dioxide, Microchannnel, Closed cycle

1．はじめに

再生サイクルの最適動作点は低圧力比側にあるので，再生熱交換器の伝熱面は低圧損型であることが望ましい。特に，超臨界CO_2を作動媒体とするサイクルにおいては，再生効率が0.95以上の領域でサイクル効率の飛躍的向上が見込める[(1)]ので，従来のプレートフィンより一層コンパクトかつ低圧損の伝熱面が望まれる。今回筆者らは商用CFDコードFLUENTを用いた数値実験により新たな伝熱面を提案した。また得られた伝熱流動相関式を用いてベンチスケール実証試験に用いる再生熱交換器を試作し，実流体条件で伝熱流動特性を調べた。本報告では，伝熱面の開発経緯と試験結果について述べる。

2．新伝熱面の開発

2.1　新伝熱面の形状定義

従来のS字フィン[(2)]より性能が高く製造コストの低減を図ることを目的に，Xフィン（Fig. 1）を提案しその伝熱特性をCFDにより調べた。

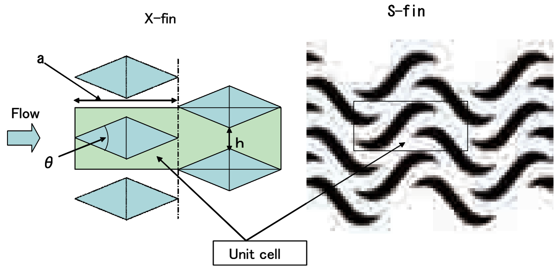


Fig. 1　X_fin (left) vs. existing S_fin (right)

流路構成パラメータと伝熱諸量との関係を解析的に表現し，水力径とフィンの深さがS字フィンと等しくなるように楔角θを定めた。

水力径は，３次元流路形状に対応する必要から流体体積（V）と濡れぶち面積（A）との比として次式で定義した。

$$D_h = 4V / A \tag{1}$$

Table 1は伝熱パラメータの計算結果を示す。

原稿受付　2011年５月27日
校閲完了　2012年10月18日
＊１　東京工業大学　原子炉工学研究所
〒152-8550　東京都目黒区大岡山２-12-１
＊２　熱技術開発
＊３　エネ総研

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

Table 1　Specifications of fins

Item	unit	Xfin	Sfin
D_h	mm	1.062	1.067
α	―	2.63	2.33
β	mm^{-1}	1.75	1.56

αは単位投影面積当り，βは単位体積当りの伝熱面積（いわゆるコンパクトネス）を示す。いずれも，Xフィンの値が大きいので伝熱係数が同等以上なら従来のS字フィンよりコンパクトと言える。

2.2　数値実験

CFDでXフィンの伝熱特性を調べた。モデル計算格子と境界条件をFig. 2に示す。

計算の結果，Xフィンは伝熱性能に優れるが圧損が大きく，その原因が後流渦の形成にあることがわかった。そこで，コアンダ効果を期待して角を丸めた（変形Xフィンと称す）ところ，Fig. 3に示すように渦は消失した。

Fig. 4はプレートにSUS304を用いた場合の伝熱係数と圧力損失係数の超臨界域での計算値を示す。Xフィンに対し，変形Xフィンは伝熱係数を損ねずに圧損係数を低下できている。このフィンを実証試験[3]に適用した。

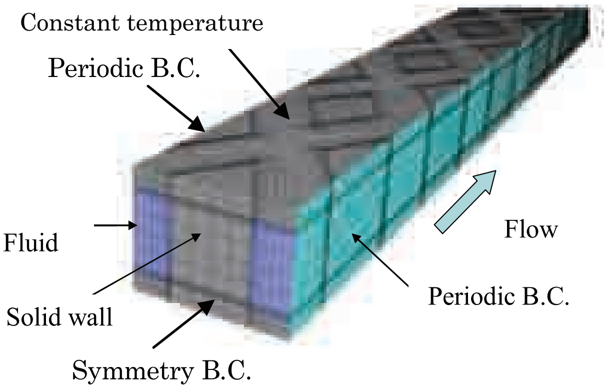


Fig. 2　Computational mesh

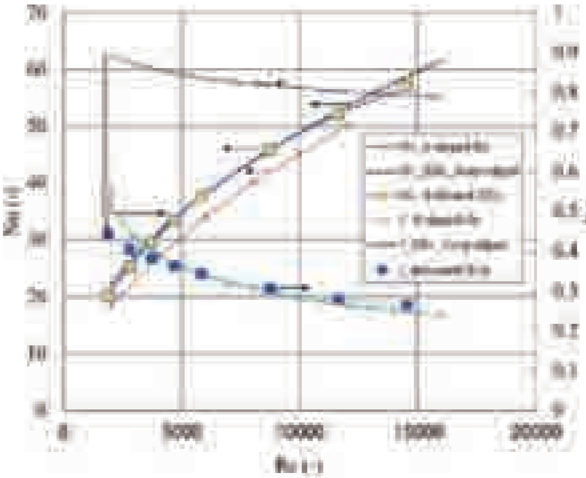


Fig. 4　Calculated Nusselt number, Nu and pressure drop coefficient, f

フィンパターンは肉厚1.5mmのSUS304の板にケミカルエッチング法で刻まれ，それを積層して拡散接合により一体化する。高温流体と低温流体は交互に積層されたプレート群（シングルバンキング構成）に逆向きに流入し，対向流を形成して熱交換する。

3．実験

3.1　実証用再生熱交換器の設計・製作

Fig. 5は実証試験ループの概略図を示す。作動流体は圧縮，加熱，膨張，冷却のプロセスを経て一巡し発電する。再生熱交換器の役割は，タービン排気⑦の保有熱を圧縮機出口の流体に輸送することにある。設計条件を再生サイクルでサイクル効率を保持するのに必要な再生効率0.95（高温側温度効率換算値は0.98）[1]とした。サイクル計算で求めた②と⑧の位置での（温度，圧力）は
それぞれ②（52.8℃，11.97MPa）
⑧（249.3℃，8.32MPa, ）
で，このとき交換熱量は311kWとなる。圧力損失は高

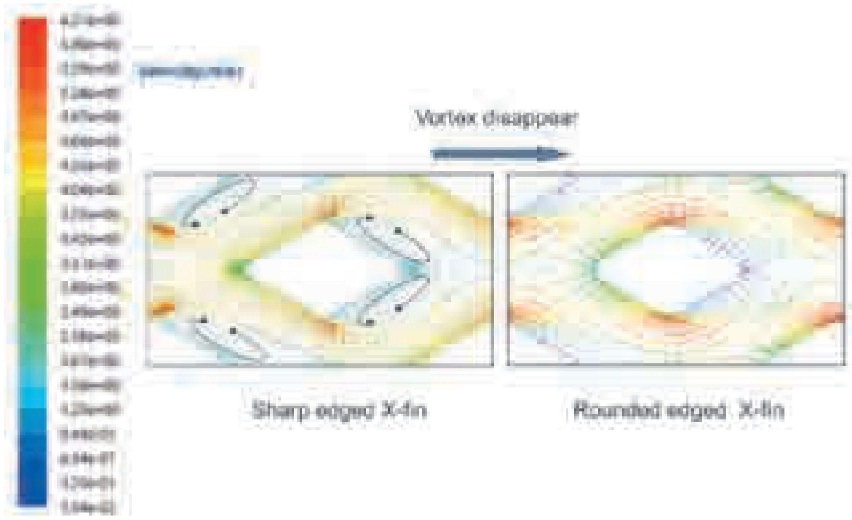


Fig. 3　Comparison of velocity vector around fin between sharp edge（left）and rounded edge（right）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

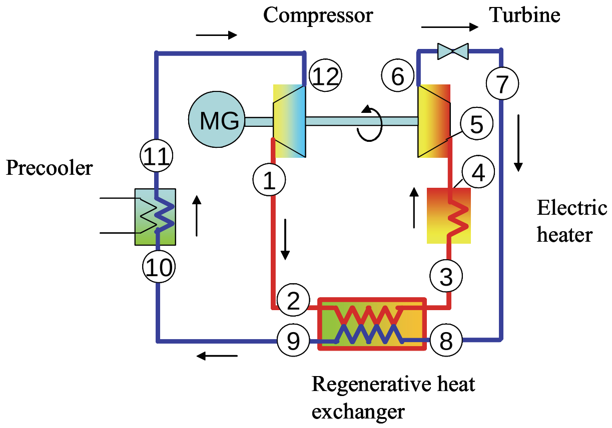


Fig. 5　Schematic of demonstration test loop

温側と低温側の合計が流量が1.2kg/sの時60kPaとなるように設計した。

変形Xフィン伝熱面の写真をFig. 6 に示す。

四隅の円形開口部がプレナムで，流体の出入り口は対角に位置している。中央部（344mm）の伝熱面積を設計値とした。これを76枚積層して１基とした。試作品の外形寸法は　L（550）W（190）H（132）が2基，伝熱面積は0.32m^{2}である。再生熱交換器の計測項目は，熱交換器の出入り口温度・圧力と高温・低温流体の差圧を，それぞれのプレナムの，外部配管との出入り口の中央で測定した。スウェージロック継ぎ手の上部に設けたエルボ位置から測温抵抗体を挿入し，鋼材の熱伝導の影響を排除した。また，流量はコリオリ質量流量計で測定した。

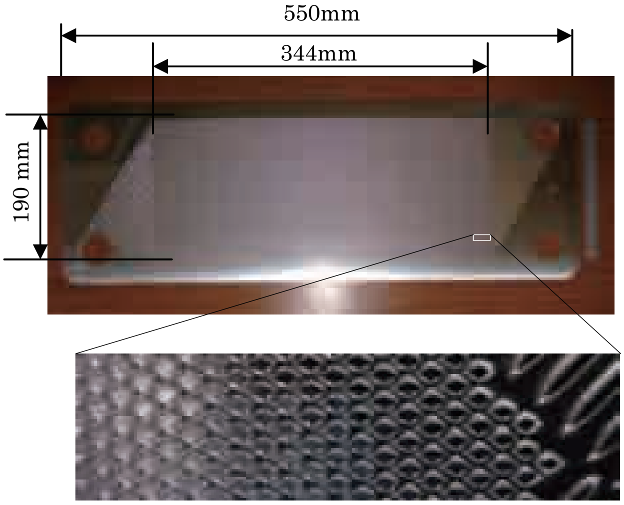


Fig. 6　Deformed Xfin heat transfer surface plate

3.2　結果と検討

Fig. 7 は実験範囲を示す。点線の右上の領域が超臨界状態である。温度と圧力は，超臨界，亜臨界の領域を広範囲にカバーしている。発電到達前の超臨界データの大部分は，低温流体の入口条件が擬似臨界（破線）の右側（ガス側）で測定されている。

熱交換器は５cmの保温材（ロックウール）で包んだ。

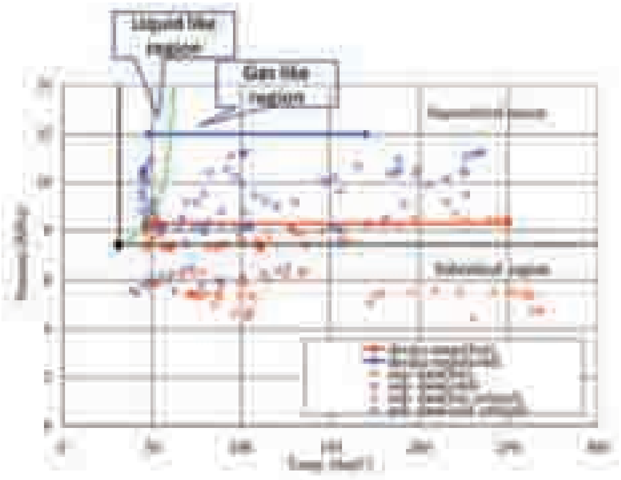


Fig. 7　Experimental range

高温と低温の熱量の差異（誤差）は0.5%程度であった。保温の前後のデータを分析し，保温が無くとも放熱ロスは２%以内であった。これは，熱交換器が多数のプレートの積層で構成されているので，体積当たりの表面積が小さく最外層からの放熱ロスが相対的に少ないことによる。平均総括伝熱係数（平均熱貫流率）の実験値は次式により求めた。

$$\overline{U} = Q_0/(A\Delta\overline{T}) \qquad (2)$$

$$1/\Delta\overline{T} \equiv \int_0^{Q_0} dQ/\Delta T(Q) \qquad (3)$$

ここで，$\Delta\overline{T}$：一般化平均温度差[4]（K）

一方，$\overline{U}$とΔPの計算値は以下から求めた。交換熱量の実測値をセグメントに分割し，個々の伝熱要素(i)ごとに，相関式を用いて高温側，低温側のNuとUを計算する。この相加平均を平均総括伝熱係数とする。圧力損失の計算も負荷空間に置換して上記のUを用いて積分する。

$$A^C U_i^C = 1/\left(\frac{1}{\alpha^H A^H} + \frac{1}{\alpha^C A^C} + \frac{t^w}{\lambda^w}\cdot\frac{2}{(A^H + A^C)}\right) \qquad (4)$$

$$Nu = \alpha D_h/\lambda = 0.572\,Re^{0.503}\,Pr^{0.695} \qquad (5)$$

$$\Delta P = \int_0^L \varphi dx = \int_0^{Q_0} \varphi L dQ/(A_i U_i \Delta T) \qquad (6)$$

$$\varphi \equiv fG^2/(2\rho D_h)$$
$$f = 3.05\,Re^{-0.254} \qquad (7)$$

$$Re = GD_h/\mu \qquad (8)$$

平均総括伝熱係数，圧力損失，圧力損失係数の実験値（横軸）と計算値（縦軸）の比較をFig. 8，9，10に示す。伝熱面積には式(1)に用いた濡れぶち面積Aを採用した。FLUENTと物性値ライブラリーPROPATH[5]を組み合わせた数値実験から得られた相関式の精度は，軸回転数が定速条件の亜臨界実験では伝熱係数，圧力損失係数相関式のいずれも15% 以内の精度で実験と一致する。一方，超臨界では伝熱係数の予測値は実験を15～20% 過大評価し，圧力損失を15% 過小評価する。超臨界デー

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

タのバラツキが大きい理由は，①熱容量の大きい再生熱交換器が十分な熱平衡に達していなかった，　②温度効率が高いため流体間温度差ΔTが小さく温度の計測誤差によるUへの影響が顕在化し，③高温流体の熱交下流端に存在する擬臨界点近傍ではPr値の温度に対する感度が高いので，温度の計測誤差（±0.1K）がPrの値に与える影響を無視できない。これにより，式(4)，(5)の関数形から推察されるようにNu，Uが大きく変化したことによると考えられる。

以上の超臨界での実験は質量流量が設計値（1.2kg/s）を下回る条件で得られたものである。

これに対しTable 2は，圧力，温度，流量ともに設計条件に近い条件で運転した発電時のデータを示す。発電時に回転数を制御しなかったために，流量などの運転パラメータに緩やかな時間的変動がみられる。Fig. 11は準定常発電状態にあるパラメータの20minのトレンドと８点のデータ取得時刻を示す。高温流体の入口での低温流体との温度差が60K程度であるのに対し，その出口では温度差が１K程度に近接し高温側温度効率が高いことが伺える。高温側放熱量・低温側受熱量（kW）の誤差は0.4％程度であり，精度の高いデータが得られた。８点のデータはFig. 8，9，10に●で表示した。

熱交換器の平均総括伝熱係数の計算値は実測値と15%以内の誤差で一致しており1900W/m^{2}Kという高い値が得られ，再生効率は，設計目標の95％を上回る値（98.4%）を示した。高温側温度効率は99%と目標値の98%を上回った。ここで，

高温側温度効率（Temp effectiveness of hot fluid）:

$$\eta_T = (T_{H1}-T_{H2})/(T_{H1}-T_{C1})$$

再生効率（Rege. Eff.）：

$$\eta_R = (h(P_{H1}, T_{H1}) - h(P_{H2}, T_{H2}))/(h(P_{H1}, T_{H1}) - h(P_{H2}, T_{C1}))$$

高・低温側の合計圧損は60～70kPaとほぼ設計どおりに低く保持された。

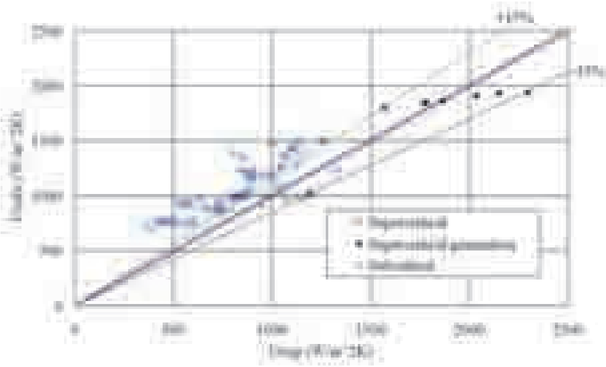


Fig. 8　Overall heat transfer coefficient

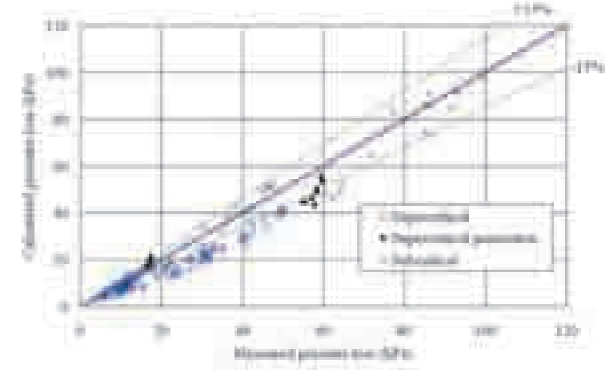


Fig. 9　Pressure drop

3.3　考察

Fig. 8において●（Case 1～8）の平均総括伝熱係数の計算値の変化が小さいのに，実測値には大きな幅がある.その理由について考察する。

Case 1～8の計測時間帯において再生熱交換器に流出入する高温流体と低温流体の温度変動幅の最大値は高温流体入り口部での5.5℃であるので，器内の任意点での流体の最大温度変動幅も同程度かそれ以下と考えられ，流体の時間平均温度Tave（317K<Tave<482K）に比べて十分小さく。計測中の各部間の熱物性値は一定と見做せる。したがって，熱物性に基づいて計算される平均総

Table 2　Thermal performance test results of regenerative heat exchanger

Items		Unit	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Average
Hot fluid	Inlet temp.	K	480.9	480.9	481.8	483.55	482.3	486.4	483.1	483.2	482.8
	Exit temp.	K	317.7	317.8	318.5	317.4	317.9	317.1	317.6	317.5	317.7
	Flow rate	kg/s	1.10	1.08	1.08	1.08	1.09	1.05	1.09	1.05	1.08
	Inlet press.	MPa	7.76	7.75	7.76	7.76	7.75	7.77	7.74	7.74	7.75
	Exit press.	MPa	7.71	7.71	7.72	7.71	7.70	7.73	7.69	7.70	7.71
	Press. drop.	kPa	53.3	46.1	43.3	50.2	48.7	44.2	55.4	44.6	48.2
	Heat load	kW	241.1	237.0	238.3	242.3	240.5	241.0	241.0	235.2	239.6
Cold fluid	Inlet temp.	K	317.0	316.7	316.8	316.5	316.9	315.8	317.1	316.4	316.7
	Exit temp.	K	425.9	426.3	426.3	427.8	427.9	430.9	429.3	429.1	427.9
	Flow rate	kg/s	0.99	0.96	0.96	0.97	0.97	0.94	0.98	0.94	0.96
	Inlet press.	MPa	10.6	10.4	10.5	10.5	10.5	10.4	10.5	10.3	10.5
	Exit press.	MPa	10.5	10.4	10.5	10.5	10.5	10.3	10.5	10.3	10.4
	Press. drop.	kPa	20.2	17.6	16.4	19.0	18.5	17.0	21.0	17.1	18.4
	Heat load	kW	242.7	237.0	237.1	243.5	241.1	240.9	243.4	235.4	240.1
Heat balance error		%	0.66	0.00	0.51	0.49	0.25	0.04	0.99	0.08	0.38
Temp. effectiveness	Hot fluid	%	99.27	99.27	99.21	99.25	99.24	99.27	99.22	99.28	99.25
	Cold fluid	%	66.43	66.75	66.33	66.60	67.11	67.46	67.58	67.54	66.97
Overall heat tran	Exp (Eq.(2))	W/m2K	2152	1780	1569	2035	1865	1782	2298	1769	1906
	Cal	W/m2K	1928	1846	1793	1906	1860	1848	1937	1832	1869
Rege. Eff.	Exp.	%	98.44	98.42	98.30	98.36	98.38	98.33	98.35	98.43	98.38
Temp. diff. at hot inlet(ΔT1)		K	55	54.6	55.5	55.75	54.4	55.5	53.8	54.1	54.9
Temp. diff. at hot outlet(ΔT2)		K	0.7	1.1	1.7	0.9	1.0	1.3	0.5	1.1	1.0
Ave. temp. diff.	GMTD(Eq.(3))	K	13.0	15.3	17.4	13.8	14.9	15.6	12.2	15.3	14.7
	LMTD	K	12.4	13.7	15.4	13.3	13.4	14.4	11.4	13.6	13.6

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

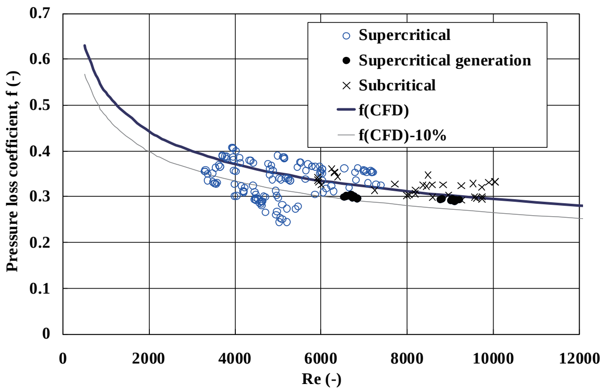


Fig.10　Pressure drop coefficient

括伝熱係数の計算値の変化幅は小さい。他方，実測値は，式(2)によりにより熱負荷Qと流体の平均温度差$\Delta \overline{T}$（式(3)）の実測値を用いて評価され，これらの計測誤差を含む。これらの変数の変動幅の相対値はTable 2 よりQで３％，$\Delta \overline{T}$で35％であり，後者はFig. 8 の変動幅～ 30％に近いので，実測値の変動主因は$\Delta \overline{T}$にあることがわかる。その理由を特定するために$\Delta \overline{T}$を対数平均温度差LMTDで近似する。

LMTD＝(ΔT_1-ΔT_2)/ln(ΔT_1/ΔT_2) であり，添字１と２は入口と出口を示す。Table 2 のΔT_1とΔT_2の値からLMTDの変動はLMTDの右辺の分母の項ln（ΔT_1/ΔT_2）の変動に支配される。すなはち，ΔT_2の平均値が１Kと小さいために～ 0.5K程度のわずかな温度変動がLMTDを大きく変え，$\Delta \overline{T}$と平均総括伝熱係数に大きな変動が生じうる。この温度変動はFig.11に示すように10%程度の循環流量の揺らぎに起因するものと考えられる。平均総括伝熱係数の実測値の測定精度を向上するには

(1)　流量制御を行い試験装置の熱平衡をより達成して測定する，
(2)　別途，熱交長の短い供試体を製作しΔT2を大とする温度効率の低い条件でデーを取得する，ことが考えられる。

4．結論

超臨界CO_2発電向けの再生熱交換器を開発し，実証試験設備で伝熱流動特性を確認した。

(1)　変形Xフィン新型伝熱面を用いた311kWマイクロチャンネル熱交換器を製作し，実流体試験で伝熱係数，圧力損失の実測値 を求め，相関式による計算値と比較した。
(2)　亜臨界域での実験ならびに超臨界域の設計流量周辺では，総括伝熱係数の計算値は実験と15%以内で一致した。しかし，超臨界域で設計流量より低速側では計算が実験を過大評価する傾向を示した。
(3)　圧力損失係数の計算値は，高レイノルズ数域では10%以内で実験と一致したが，低レイノルズ数域の超臨界データについて
　は過大評価の傾向を示した。
(4)　発電時の高温側温度効率は99%以上あり設計目標値98%を上回り圧力損失はほぼ設計どおり低く保持された。

謝　辞

本研究の成果の一部は，（独）新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託業務の成果である。

記号と略号

A　：伝熱面積（m^2），濡れぶち面積（m^2）
D_h：水力等価直径（m）
f　：圧力損失係数（-）

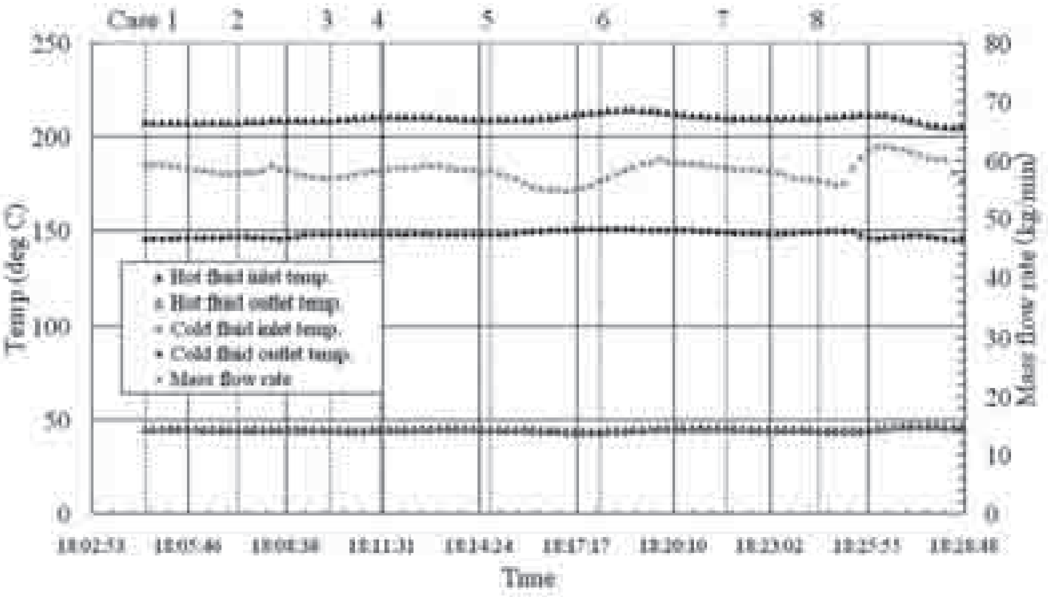


Fig. 11　Thermal parameter trend during quasi-steady state power operation and sampling time

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

G ：質量流束（kg/m^2s）
h ：比エンタルピ（J/kg）
L ：熱交長さ（m）
Nu：ヌッセルト数（-）
P ：圧力（Pa）
Pr：プラントル数（-）
Q ：熱負荷（W）
Q_0：熱交換器の交換熱量（W）
Re：レイノルズ数（-）
T ：温度（K）
ΔT：高温流体と低温流体の温度差（K）
$\Delta \overline{T}$：一般化平均温度差GMTD（式(3)）（K）
t ：プレート底壁厚さ（m）
$\overline{U}$：平均総括伝熱係数，Averaged overall heat transfer coefficient，Table 2 ではOverall heat tranと略記（W/m^2K）
V ：伝熱面の空隙部体積（m^3）

ギリシャ文字
α ：熱伝達率（W/m^2K），投影面積当りの伝熱面積（-）
β ：体積当りの伝熱面積（m^{-1}）
η ：効率（-）
η_R：再生効率，Regenerative efficiency（-）
η_T：温度効率，Temperature effectiveness（-）
λ ：壁の熱伝導率（W/mK）
μ ：粘性率（Pas）
ρ ：密度（kg/m^3）

添え字
下付き
i ：セグメント番号
1 ：入口
2 ：出口
C ：低温側流体
H: 高温側流体
上付き
C ：低温側流体
H ：高温側流体

参考文献

(1) Utamura，M.，Thermodynamic analysis of part-flow cycle supercritical CO_2 gas turbines，Trans. ASME，J. Eng'ng Gas Turbine and Power，132/111701/ 2010.
(2) 都築宣嘉，加藤恭義，武藤康，石塚隆雄，宇多村元昭，有冨正憲：S字型フィンを有するマイクロチャンネル熱交換器に関するNusselt数相関式，日本原子力学会和文論文誌，Vol. 9，No.1 pp.13-20（2010）.
(3) 蓮池宏，小川紀一郎，宇多村元昭，山本敬，福島敏彦：超臨界CO_2クローズドサイクルガスタービンの開発（第４報　ベンチスケール装置による試験結果），第39回ガスタービン定期講演会，C-9（2011. 7）.
(4) 宇多村元昭，ニキチン コンスタンチン，加藤恭義：熱交換器の性能解析における対数平均温度差法の一般化，Thermal Science & Engineering，Vol.15 No. 3 pp.163-173（2007）.
(5) PROPATH group，PROPATH: a program package for thermo-physical properties of fluids，ver. 10.2，PROPATH group Publishing Co.，Tokyo Japan，1990.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究（第１報：低比速度型ディフューザ）

Investigations of Performance on Vaned Diffusers for Centrifugal Compressors (1st Report：Diffusers on Low Specific Speed Centrifugal Compressor)

川西　月波[*1]
KAWANISHI Tsukinami

東部　泰昌[*2]
TOHBE Yasumasa

金澤　直毅[*2]
KANAZAWA Naoki

ABSTRACT

In this paper, the performance of vaned diffusers on low specific speed centrifugal compressors, was investigated experimentally and analytically. There is a problem of non-uniform distribution of the flow at impeller exit, as a factor to deteriorate the performance of the diffuser. This problem appears remarkably on the low specific speed type, because the blade height is relatively small and the flow inclines toward circumferential direction. The experiment was carried out with second compressor of two stage centrifugal type, focusing on the effect of number of diffuser vanes, vaneless ratio and throat area. Furthermore, unsteady fluid analysis was carried out by using Non Linear Harmonic method in order to understand about the phenomenon associated with the problem of non-uniform distribution of the flow.

Key words：Gas Turbine，Centrifugal Compressor，Impeller，Diffuser，Impeller-Diffuser Interaction，Unsteady Flow，CFD

１．まえがき

本論文はガスタービンに用いられる遠心圧縮機の羽根付ディフューザの性能について研究したものである。本圧縮機のインペラの反動度は通常0.4 ～ 0.5で，インペラ出口での全圧の半分近くが動圧である。このため，この動圧分をディフューザ内でできるだけ損失を少なくして静圧回復させることが遠心圧縮機の性能向上をはかる上で重要となる。

ところで，この静圧回復を悪化させる要因としてインペラ出口での流れの不均一な分布の問題がある。また，インペラ出口流れが超音速の場合には衝撃波発生による損失が付加されて，さらに複雑となる。これらインペラ出口流れの状態量は圧縮機の設計諸元によって決まる。ここでインペラ出口の流れの状態量に着目し，圧縮機の設計諸元とインペラ出口状態量の関係について整理し，ディフューザを低比速度型，高亜音速型，超音速型に分類した。

本報では低比速度型ディフューザについて取り上げ，その性能に大きく影響するベーン枚数，ベーンレス比およびスロート面積等の入口諸元に着目した実験を行い，ディフューザ性能に及ぼす影響を確認した。さらにインペラ出口流れの不均一性の問題に着目し，インペラとディフューザを組み合わせた非定常流体解析を行って，流れの現象を分析して考察した。

原稿受付　2012年９月４日
校閲完了　2012年10月18日

＊1　川崎重工業㈱ガスタービンビジネスセンター
産業ガスタービン技術部
〒673-8666　明石市川崎町１－１
＊2　川崎重工業㈱ガスタービンビジネスセンター
要素技術部

２．記号および計算式

D	外径
b	通路幅（高さ）
BL	ブロッケージファクタ（＝1－流体力学面積/幾何面積）
Z_B	インペラ翼枚数
β_{2B}	インペラバックワード角（半径方向から計測）
Z_v	ディフューザベーン枚数
α_{3V}	ベーン入口角度（周方向から計測）
A_{th}	ディフューザスロート面積
AR	ディフューザ面積比
P	全圧
p	静圧
T	全温
ρ	密度
G	質量流量
Q	体積流量

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

π　段の圧力比（total-static），$\pi = p_4 / P_1$
R　ガス定数
κ　比熱比
C_v　定容比熱
η　段の断熱効率（total-static）
ω　回転角速度
u　周速
C_p　静圧回復率　$C_p = (p - p_2)/(P_2 - p_2)$
ϕ　流量係数　$\phi = Q_1 / (\pi u_2 D_2^2/4)$
ψ　仕事係数
$\psi = RT_1\{\kappa/(\kappa-1)\}(T_2/T_1 - 1)/(u_2^2/2)$
α　絶対流れ角（周方向から計測）
M　絶対マッハ数
S　エントロピー（インペラ入口in 基準）
$S = C_v \ln\{(p/p_{in})/(\rho/\rho_{in})^{\kappa}\}$
G'　無次元流量
$G' = G(R\ T_1)^{0.5}/(D_2^2\ P_1)$
N'　無次元回転速度
$N' = D_2\ \omega\ /(R\ T_1)^{0.5}$
h_{ad}　断熱ヘッド無次元数〔= 断熱ヘッド/(RT_1)〕
$h_{ad} = \{\kappa/(\kappa-1)\}(\pi^{\kappa/(\kappa-1)} - 1)$
N_S　比速度（無次元数）
$N_S = N' G'^{0.5}/h_{ad}^{3/4}$

添字
1　圧縮機段入口
2　インペラ出口
3　ディフューザベーン先端位置
4　ディフューザ外径位置（段出口）
in　インペラ入口
th　ディフューザスロート位置

3．本研究の対象ディフューザ

インペラ出口の流れは粘性，非定常，３次元性を持った不均一な流れで，この不均一な流れがディフューザに流入するとともに，ディフューザからのポテンシャル効果がインペラ出口に対して非定常な圧力変動を引き起こす(1)−(4)。このインペラとディフューザの非定常な相互干渉の問題がディフューザ性能を複雑にしている。このようなインペラ出口流れの不均一性は低比速度型圧縮機の場合，翼高さが相対的に低くかつ流れが周方向に傾いているため，その影響が顕著となる。また圧縮機の高圧力比化に伴いインペラ出口流れが超音速となった場合には，衝撃波発生による損失が付加される。

インペラ出口流れの状態量（絶対マッハ数M_2，流出角α_2等）はG'，N' およびβ_{2B}等の設計諸元によって定まるが，これはN_S，h_{ad}等の性能に影響する因子と密接に関係している。図１にN'とh_{ad}の関係を，図２にG'，N'とN_SおよびM_2の関係を示す。なお本線図はβ_{2B}40deg一定として作成した。また図中にガスタービン用単段式圧縮機，２段式圧縮機の１段目と２段目の実績結果をプロットした。これらの圧縮機のβ_{2B}は30 ～ 50 degである。図２に示すように遠心圧縮機のディフューザを(i)低比速度型（２段式圧縮機の２段目），(ii)高亜音速型（２段式圧縮機の１段目）および(iii)超音速型（単段式高圧力比型圧縮機）に分類した。そして本報ではN_Sが0.5 ～ 0.55の低比速度型圧縮機のディフューザを研究の対象に取り上げた。

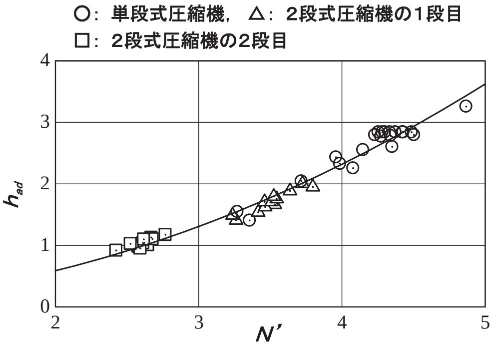


図１　無次元回転速度N'と断熱ヘッド無次元数h_{ad}の関係

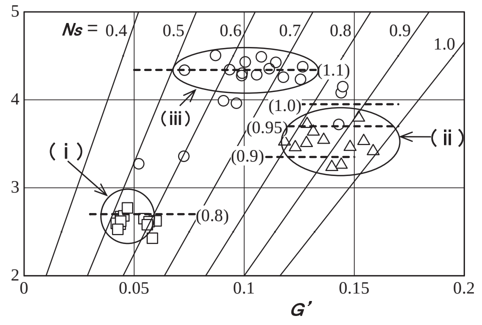


図２　無次元流量G'，無次元回転速度N'と比速度Ns，M_2の関係，（ ）内はインペラ出口絶対マッハ数M_2

4．実験方法および供試部品

実験装置の構造を図３に示す。本装置は２段式遠心圧縮機を持つガスタービンエンジンの圧縮機部分を実験用に改造したものである。実験は２段目圧縮機で行い，空気流量は１段目圧縮機の上流側にフローノズルを設置して計測した。圧縮機の入口/出口の温度，圧力は図３に

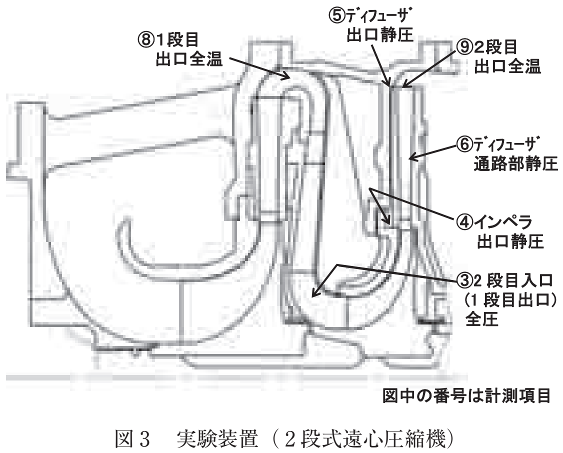


図３　実験装置（２段式遠心圧縮機）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

示した位置で計測した。また，インペラとディフューザの性能分離のためインペラ外径比1.01の位置の円周４ヶ所で静圧を測定した。さらに，ディフューザの一つの流路の中心に沿って５点の静圧を計測した。

実験に使用したインペラとディフューザの主要目をそれぞれ表１および表２に示す。インペラは翼枚数22枚のバックワード型インペラ２種類で，これらは翼型設計は同一で外径と翼高さが若干異なったものである。ディフューザはいずれもチャンネル型で，A型インペラ用３種（A-1，A-2，A-3）はスロート面積A_{th}，ベーンレス比D_3/D_2が同一でベーン枚数Z_vを変えたものである。B型インペラ用の３種（B-1，B-2，B-3）はA_{th}の影響を，またB-4はD_3/D_2の影響を確認するために準備したものである。

表１　インペラ主要目

Model	Z_B	D_2 mm	b_2/D_2	β_{2B} deg	ω rad/s	Ns
A	22	422	0.039	40.4	2304	0.53
B	22	418	0.038	40.0	2304	0.51

表２　ディフューザ主要目

Model	Z_v	D_3/D_2	A_{th}	α_{3V} deg	AR	インペラ
A-1	17	1.052	1	13.2	4.47	A型
A-2	15	1.052	1	13.2	4.16	
A-3	13	1.052	1	13.2	3.81	
B-1	17	1.072	1	13	3.87	B型
B-2	17	1.072	0.944	12	3.98	
B-3	17	1.072	1.086	14.5	3.59	
B-4	17	1.053	1.029	14.5	4.30	

備考：A_{th} の A-1 ～ A-3 はA-1 の面積に対する比で示す。
B-1 ～ B-4 はB-1の面積に対する比で示す。

5．非定常流体解析法

非定常流体解析は，市販の３次元，粘性，RANSソルバーを使用して行った。非定常解析法として，Non Linear Harmonic 法（NLH法）を用いた。NLH法では，流れ場の変動は時間平均部分とフーリエ級数に変換された時間変動部分で表される。ターボ機械の場合，翼の回転による周期的な変動が存在するが，この周波数成分を複素分解し，これにより翼１周期での非定常解析を可能としたものである[(5)-(7)]。乱流モデルとして，計算精度が高くかつ安定性に優れた１方程式のSpalart-Allmarasを使用した[(8)]。

解析格子は構造格子で，図４に示す。各部の格子数はインペラ部94万点，ディフューザ部54万点，出口部26万点の総計174万点で，翼の１ピッチ分を与えて周期境界条件としている。ハブからシュラウドのスパン方向はインペラ部73点，ディフューザと出口部は57点である。

境界条件として，インペラのハブ面と翼面は回転系に，ディフューザのハブ面とベーンは静止系に，全てのシュラウド面は静止系に固定した。また全ての固体壁面に対して，すべりはなく断熱状態とした。入口条件として全圧，全温および流れ角（予旋回無し）を与え，出口条件として静圧を与えた。

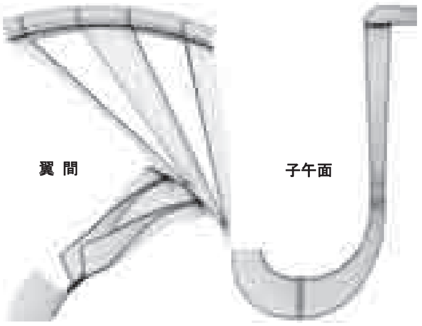


図４　解析格子

6．結果および考察

実験結果の整理にあたって，インペラ出口の全圧P_2はインペラ出口側で測定した静圧p_2の結果を用いて連続の式により算出した。ここで，インペラ出口のブロッケージファクタBLは半径方向速度分布の解析結果から求めた値の0.1とした。また非定常解析の性能は時間平均の値でもって評価し，結果は時間変化を示す図以外は時間平均の値で示した。

6.1　ベーン枚数Z_vの影響

図５にインペラAを用いてZ_vが17枚，15枚，13枚のA-1，A-2，A-3で実験した結果を示す。ここで，流量係数ϕ，仕事係数ψは設計点の値に対する比で，また段効率ηはA-1の設計点（ϕ=1）における値に対する比で表した。A-1とA-3に対しては，ϕ＝１とϕ=1.1の点での解析結果をプロットしたが，実験結果とよく一致している。A-1とA-3の結果を比較すると，ディフューザ静圧回復率C_pはϕ＝１の点で若干A-1の方が高いが，その差は大流量側のϕ=1.1の点で大きくなっている。また段効率ηの差もC_pの差に対応している。

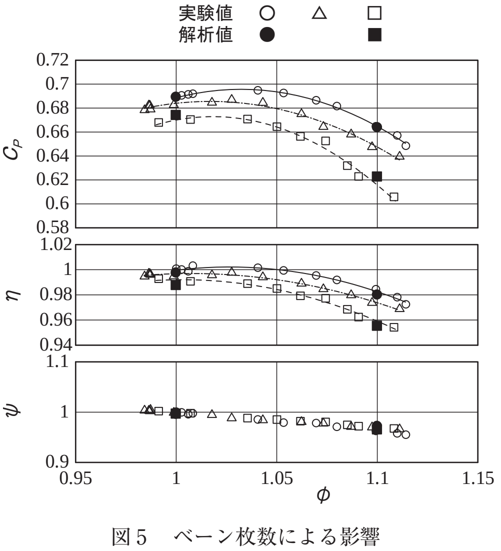


図５　ベーン枚数による影響

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

図６はA-1とA-3に対して，ディフューザ流路の中心線に沿う静圧回復率の変化の実験結果と解析結果を示したものである。解析結果は実験結果とよく合っており，実際の現象をよく表していると云える。A-1とA-3を比較すると，スロート部までで差がついており，その差がそのままディフューザ出口まで続いている。図７にディフューザ流路内の静圧分布の解析結果を示した。

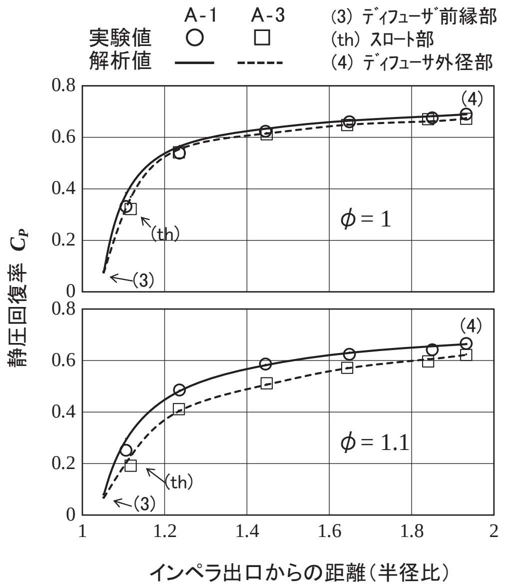


図６　ディフューザ流路の中心線に沿う静圧回復率の変化（A-1，A-3）

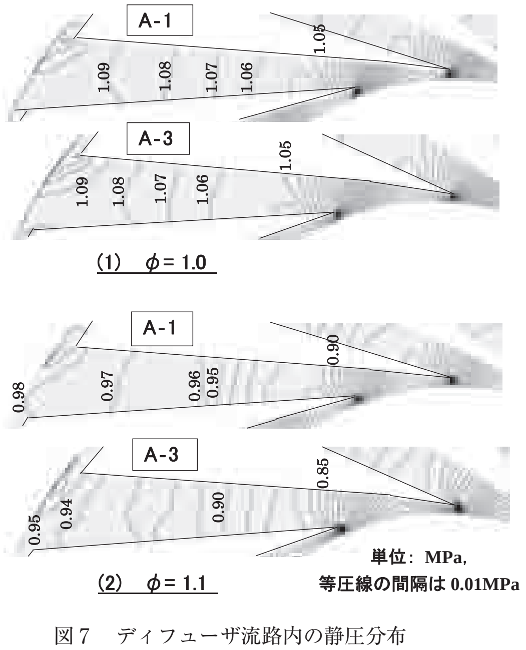


図７　ディフューザ流路内の静圧分布（A-1，A-3，解析結果，ミッドスパン）

図８にインペラ入口からディフューザ出口までの流量平均で求めたエントロピーSの変化について，$\phi = 1$と$\phi = 1.1$に対して，A-1とA-3を比較して示す。A-1とA-3のインペラ出口のSは同じで，その後流側でA-3の方が高く，その傾向は上記のC_pの結果に合っている。インペラ出口からディフューザスロート間の損失はミキシング，摩擦および減速によるが，A-1とA-3を比較すると，A_{th}が同じなので損失の差は主としてミキシングと摩擦によるものと考えられる。これらの損失は特に$\phi = 1.1$の点でA-3の方が大きい。この原因は図9.1のディフューザ入口断面での流入角α_3と図9.2の流入マッハ数M_3の分布図に見るように，A-3の方がインペラ出口からディフューザ入口までの流れの分布がより不均一になっているからと考えられる。

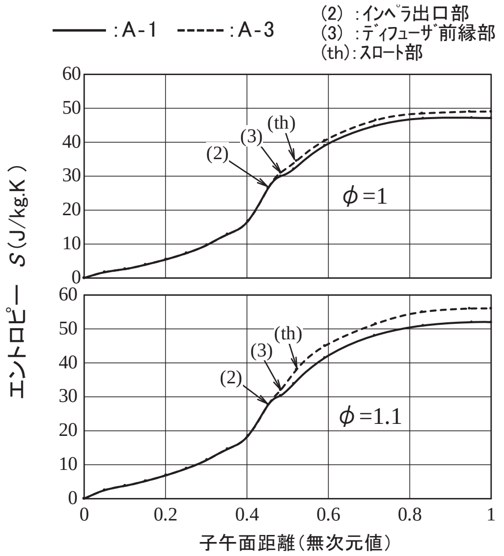


図８　インペラ入口からディフューザ出口までの流路平均のエントロピーの変化（A-1，A-3，解析結果）

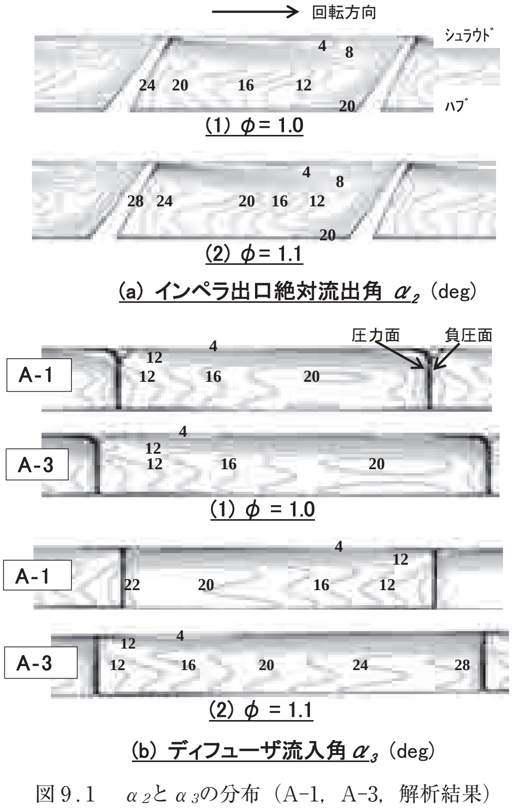


図９.１　α_2とα_3の分布（A-1，A-3，解析結果）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

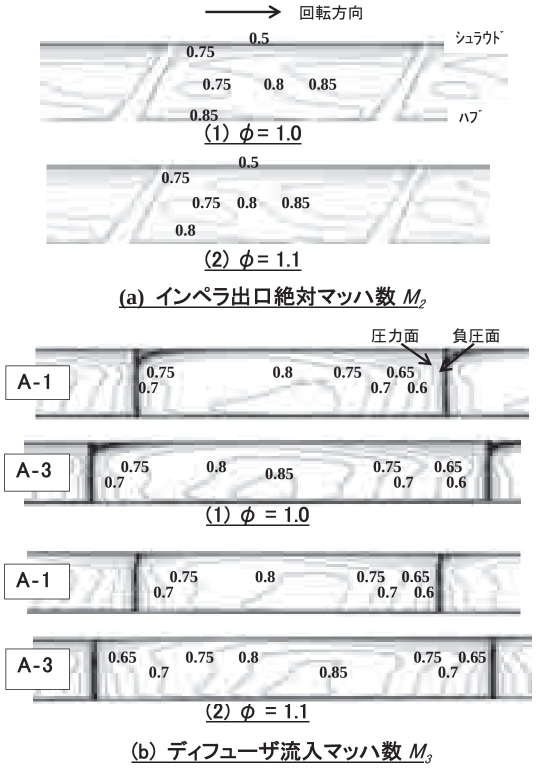


図9.2　M_2とM_3の分布（A-1，A-3，解析結果）

図10にインペラ出口からディフューザスロート近傍の絶対マッハ数について，インペラブレードがディフューザの１ピッチを通過する際の時間変化を示すが，本図からも上記の傾向が認められる。

6.2　ベーンレス比D_3 /D_2による影響

図11にインペラBを用いて，D_3 /D_2 が1.072のB-1と1.053のB-4で実験した結果を比較して示す。B-4はB-1に比べ，ϕ =1.0, ϕ =1.1とも静圧回復率C_pが高く，それに相当して段効率ηが相対的に約１％高くなっている。

図12にB-1とB-4のディフューザ流路中心線に沿う静圧回復率の変化の解析結果を示すが，スロート部までの静圧回復率の差がそのままディフューザ出口部まで続いている。

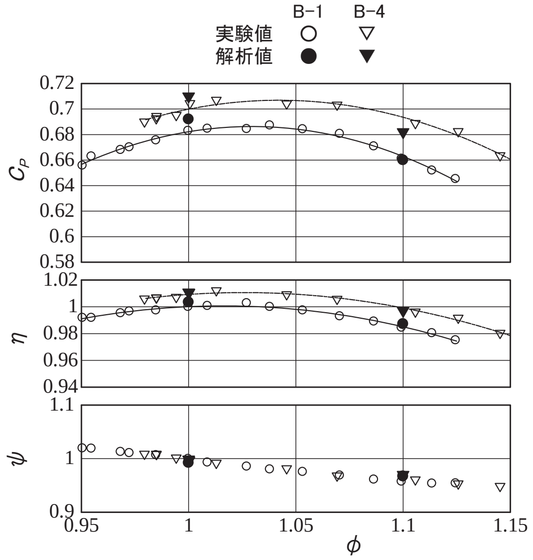


図11　ベーンレス比による影響

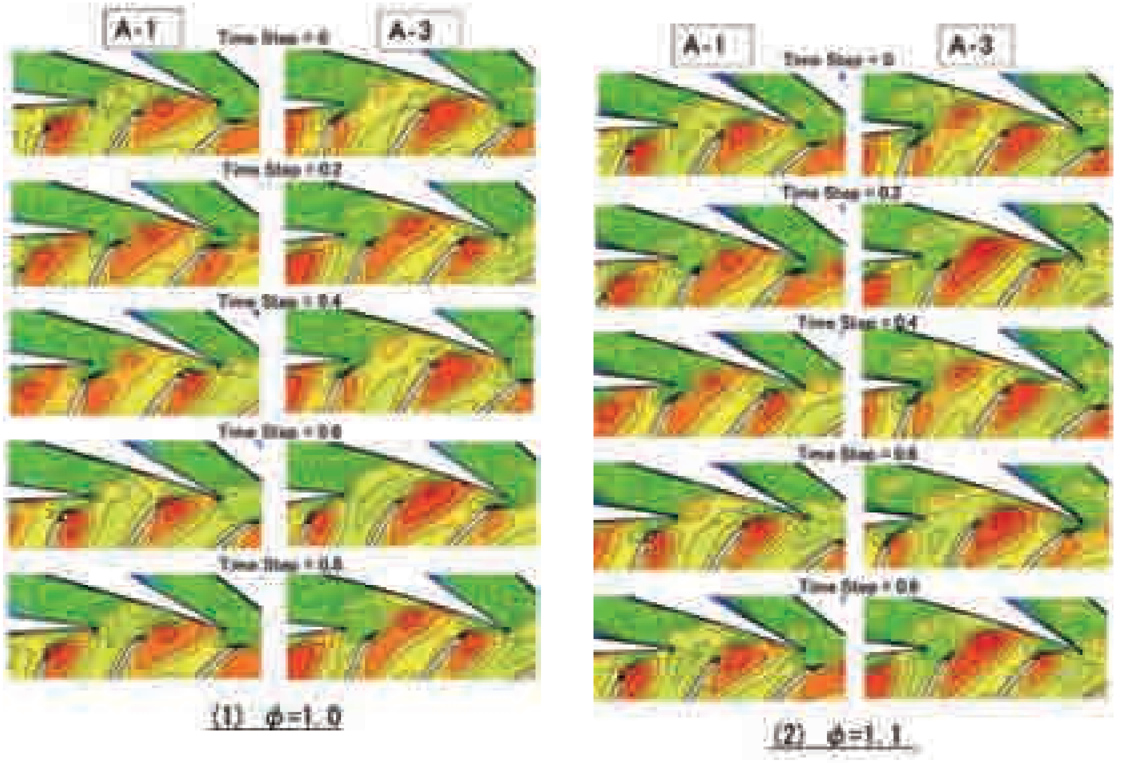


図10　インペラ出口からディフューザスロート近傍の絶対マッハ数の時間変化（A-1，A-3，解析結果，ミッドスパン）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

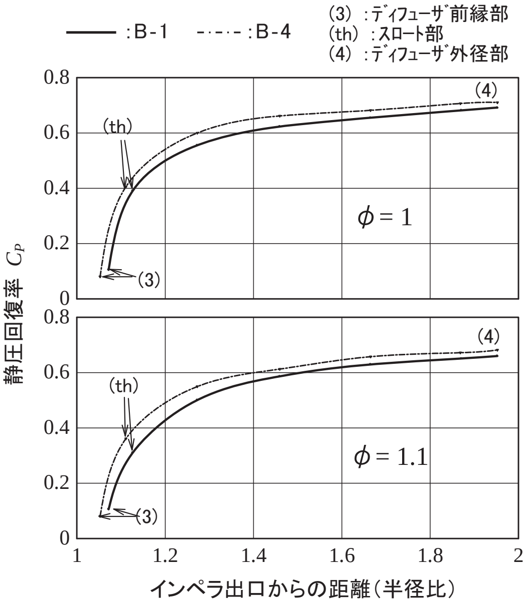


図12　ディフューザ流路の中心線に沿う静圧回復率の変化（B-1，B-4，解析結果）

図13にインペラ入口からディフューザ出口までの流路平均のエントロピーSの変化の解析結果を示すが，B-4の場合はB-1に比べてディフューザ前縁部のSの値が低くなっている。図14.1と図14.2にそれぞれディフューザ流入角の分布と流入マッハ数の分布を示すが，B-4はB-1とほぼ同様であり，D_3/D_2 が1.053と1.072で流れの分布の不均一性に大差はないと考えられる。以上の結果より，B-4の静圧回復率が高い原因はベーンレス部の短縮による当該部での摩擦損失の低減によるものと考えられる。

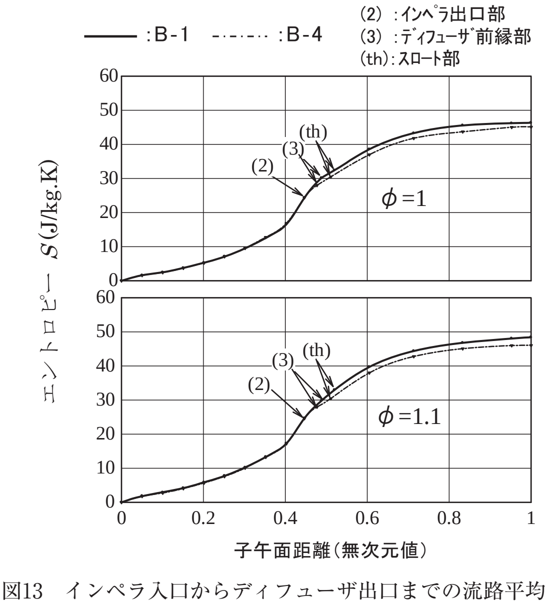


図13　インペラ入口からディフューザ出口までの流路平均のエントロピーの変化（B-1，B-4，解析結果）

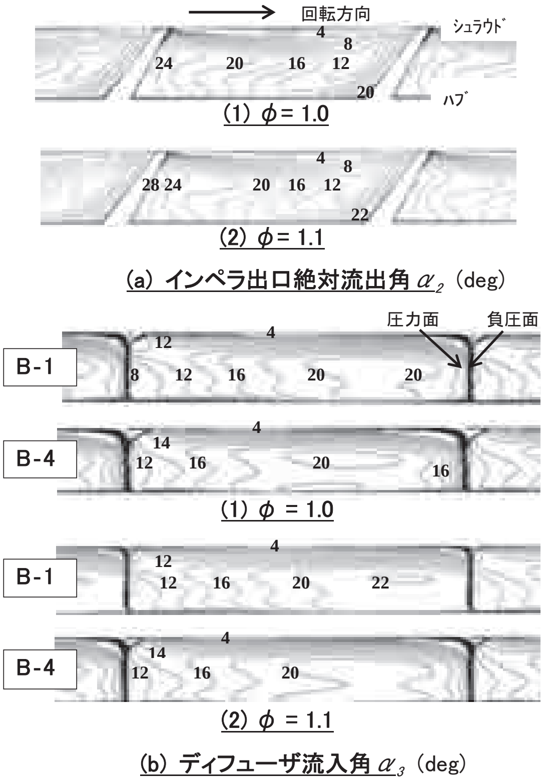


図14.1　α_2とα_3の分布（B-1，B-4，解析結果）

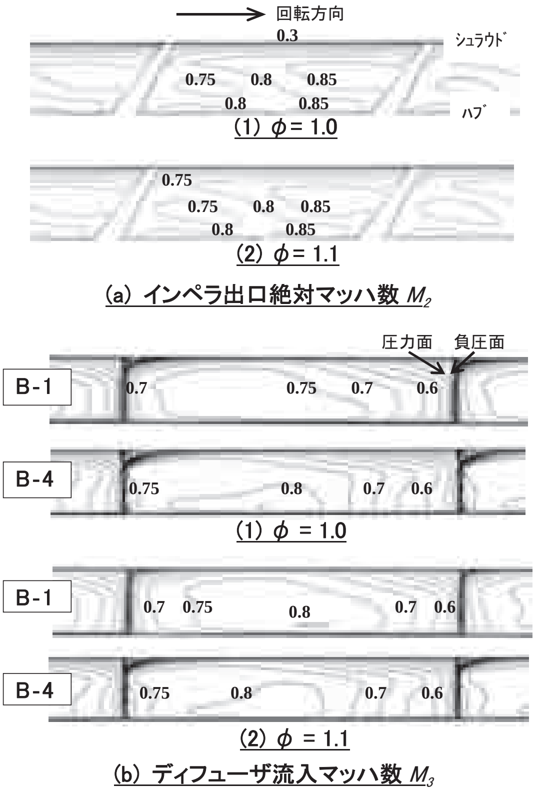


図14.2　M_2とM_3の分布（B-1，B-4，解析結果）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

6.3　スロート面積A_{th}による影響

図15にインペラBを用いてB-1とA_{th}がB-1より5.6％小さいB-2および8.6％大きいB-3で実験した結果を示す。B-1，B-2，B-3を比較すると，静圧回復率C_Pはϕ=1の点で，B-1とB-3は同等でB-2が低い結果となっている。大流量側のϕ=1.1の点では，C_Pの差は大きく，C_Pの値はB-3，B-1，B-2の順となっている。

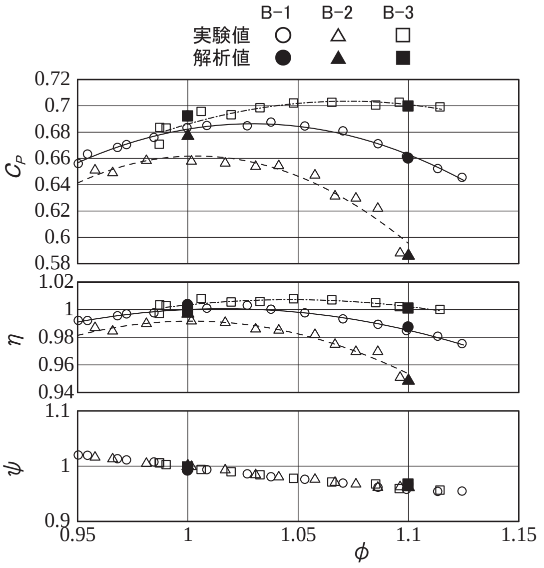


図15　スロート面積による影響

ここで，C_Pをインペラ出口からディフューザスロート部までの回復率C_{P1}とスロート部からディフューザ出口部までの回復率C_{P2}に分けて考える。

$$C_{p1} = (p_{th} - p_2)/(P_2 - p_2),\quad C_{p2} = (p_4 - p_{th})/(P_2 - p_2)$$

この時，インペラ出口からスロート部までの減速率DF（インペラ出口絶対速度／スロート部での速度）をどの程度にするかが重要となる。すなわち，DFが大きくC_{P1}を大きくしすぎると（A_{th}大），スロート部でのブロッケージが大きくなってC_{P2}が小さくなり，全体のC_Pが小さくなる。またDFが小さくC_{P1}を小さくしすぎると（A_{th}小），スロート部のブロッケージが小さくなってC_{P2}が大きくなる傾向にあるが，全体のC_Pが小さくなる場合がある。よって，ϕに対して全体のC_Pが最適となるA_{th}が存在する。図16はB-1，B-2，B-3のディフューザ流路の中心線に沿う静圧回復率の変化の解析結果であるが，上記の傾向が顕著に示されており，大流量側のϕ=1.1では3つのディフューザの中ではB-3のC_Pが大きかった。

図17にインペラ入口からディフューザ出口までの流路平均で求めたエントロピーSについてϕ=1とϕ=1.1にに対してB-1，B-2，B-3を比較して示すが，損失の傾向と上記のC_Pの傾向がよくあっている。図18.1にディフューザ流入角α_3を，図18.2に流入マッハ数M_3を示すが，ϕ=1の時には，B-1，B-2，B-3で流れの不均一性に大きな差はないが，ϕ=1.1の場合にはB-2の分布がより不均一となっている。

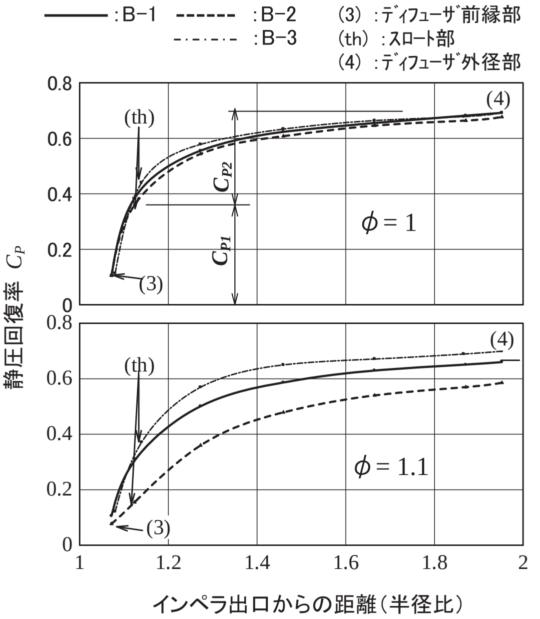


図16　ディフューザ流路の中心線に沿う静圧回復率の変化（B-1，B-2，B-3，解析結果）

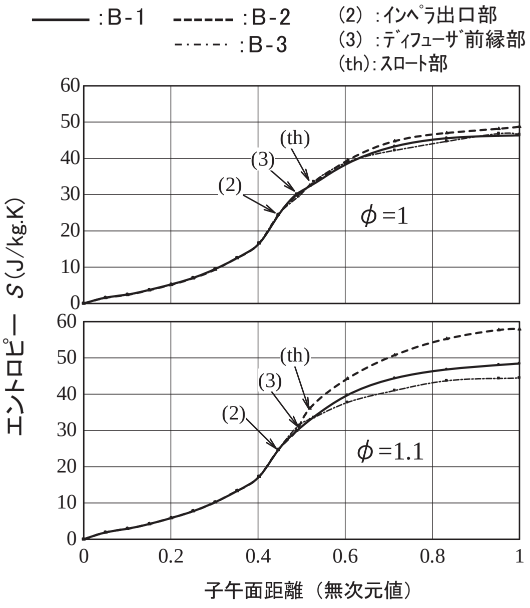


図17　インペラ入口からディフューザ出口までの流路平均のエントロピーの変化（B-1，B-2，B-3，解析結果）

7．あとがき

N_sが0.5～0.55の低比速度型の圧縮機において，ベーン枚数，ベーンレス比，スロート面積等ディフューザの入口諸元に着目した実験を行い，これらの諸元がディフューザの静圧回復率に及ぼす影響について確認した。また，Non Linear Harmonic法によるインペラとディフューザを組み合わせた非定常流体解析を行い，実験結果とよく一致することを確認するとともに，解析結果から流れの現象を分析して考察することができた。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

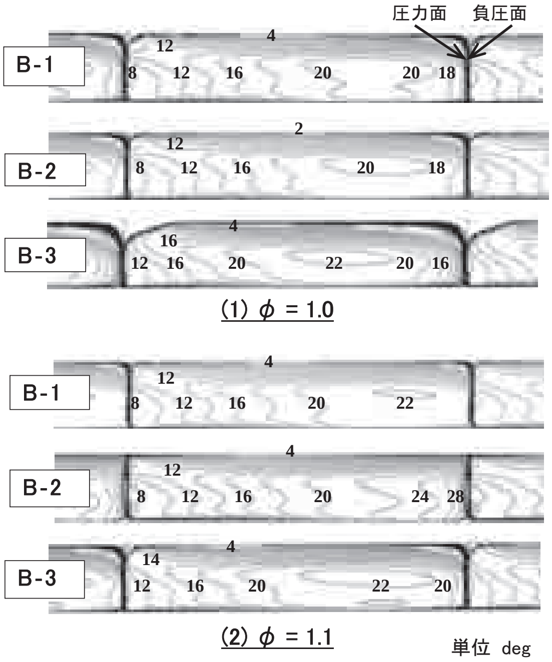


図18.1　ディフューザ流入角 α_3 の分布
（B-1，B-2，B-3，解析結果）

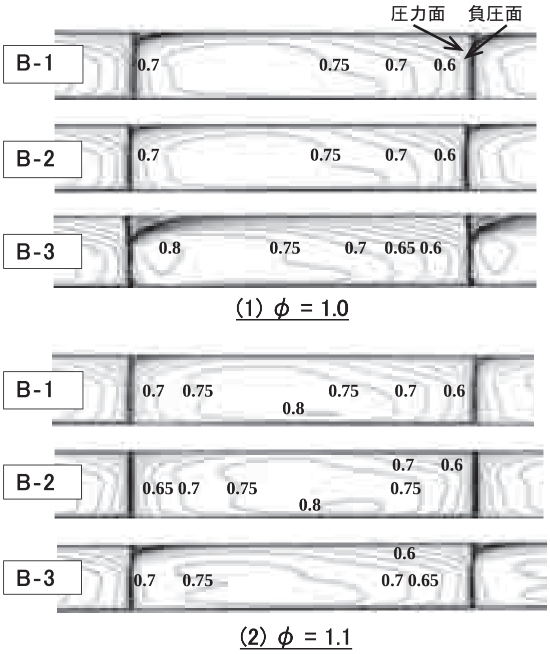


図18.2　ディフューザ流入マッハ数 M_3 の分布
（B-1，B-2，B-3，解析結果）

参考文献

(1) Robinson, C., Casey, M., Hutchinson, B. and Steed, R.,” Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors”, ASME Paper, GT2012-69151

(2) Gaetani, P., Persico, G., Mora, A., Dossena, V. andOsnaghi, C., ” Impeller-vaned diffuser interaction in a centrifugal compressor at the best efficiency point” ,ASME Paper, GT2011-46233

(3) He, N., Tourlidakis, A. and Elder, R. L., ” Comparisons of steady and time-averaged unsteady flow predictions for impeller-diffuser interactions in a centrifugal compressor stage, ASME Paper, GT2007-27985

(4) Marconcini, M., Rubechini, F., Arnone, A. and Ibaraki, S., “Numerical analysis of the vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor”, ASME Paper, GT2007-27200

(5) He, L. and Ning, W., ” Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in turbomachines”, AIAA Journal, Vol.36, No.11, 1998

(6) Vilmin, S., Lorrain, E., Hirsch, Ch. And Swoboda, M., “Unsteady flow modeling across the rotor/stator interface using the nonlinear harmonic method” ,ASME Paper, GT2006-90210

(7) Hembera, M., Loos, A., Kuhrmann, A., Danner,F. C.T.,Kau,H.-P. and Johann,E.,” Validation of the non-linear harmonic approach for quasi-unsteady simulations in turbomachinery ”, ASME Paper, GT2009-59933

(8) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R.,” A one-equation turbulence model for aerodynamic flows”, AIAA Paper, 92-0439, 1992

(9) Krain, H., “Swirling impeller flow”, ASME Paper, 87-GT-19

(10) Rodgers, C., “Specific speed and efficiency of centrifugal impellers”, Library of Congress Catalog Card Number 79-57426, ASME, 1980

(11) Dubitsky, O. and Japikse, D.,” Vaneless diffuser advanced model”, ASME Paper, GT2005-68130

(12) Dean, R. C. and Senoo, Y.,” Rotating wakes in vaneless diffusers”, Trans. ASME, Ser. D, Vol.82, 1960

(13) Denton, J.D.,” Loss mechanisms in turbomachines”, ASME Paper, 93-GT-435

(14) 妹尾泰利, “遠心圧縮機ディフューザの問題点“,日本機械学会誌　第77巻 第666号，1974

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能・騒音特性の改善

Improvement of compressor performance and noise characteristics in a centrifugal compressor equipped with vaned diffuser

後藤 尚志*1 GOTO Takashi
太田 有*1 OHTA Yutaka
大田 英輔*1 OUTA Eisuke

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the effects of both impeller-diffuser gap and diffuser inlet angles on the compressor performance and noise level radiated from the tested compressor. The original wedge type vane and hub-side tapered diffuser vane, which has tapered portion on the hub side near diffuser leading-edge, were tested. These diffuser vanes were placed on two impeller-diffuser gaps and three inlet angle positions. The compressor performance can be improved but the radiated noise level was enlarged by the vaned diffuser with shortened impeller-diffuser gap. By hub-side tapered diffuser vane, not only compressor performance, furthermore, can be improved but also wide stable operation range can be obtained.

Key words：Centrifugal Compressor, Tapered Diffuser Vane, Noise, Impeller-Diffuser Radial Gap

1．緒言

ターボ機械の一つである遠心圧縮機は主たる産業からの高効率化および省エネルギ化の要請を受け，羽根付ディフューザが採用されている。しかし，羽根付ディフューザを採用すると，羽根車吐出流と案内羽根との干渉により著しく高い単一周波数の騒音が発生する(1)。離散周波数騒音のひとつであるこの動静翼干渉騒音は広帯域騒音と並んで，遠心圧縮機の騒音問題の要因となる。

著者らは羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機において，動静翼干渉騒音に着目し，圧縮機性能の改善および発生騒音の低減化を指向したディフューザ案内羽根の設計指針を得ることを目的に研究を行っている。従来から性能の改善や騒音に関してそれぞれ数多くの研究報告(2)がなされているが，発生騒音や圧縮機性能，内部流れ場を関連させて騒音の低減および性能の改善を同時に指向した研究はほとんど見当たらない。

従来の研究により，著者ら(3)-(6)はディフューザ案内羽根の前縁形状が遠心圧縮機からの発生騒音に大きく影響を与えることを示し，くさび形案内羽根の前縁にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根は性能を維持したまま発生騒音増大の抑制に効果があることを示した。さらにハブ側テーパ形案内羽根を用いた場合には，案内羽根の前縁負圧面のシュラウド側に定在する前縁渦の成長を抑制することが可能となり，性能をも改善可能であることを示した(7)。

本報では，ハブ側テーパ形案内羽根の騒音の低減および性能の改善効果に期待して，羽根車と案内羽根との間の動静翼間距離を縮小し，案内羽根設置角度を調整することにより遠心圧縮機の性能に与える影響について調査を行った。

動静翼間距離を縮小し，案内羽根の設置角をより小さくしたくさび形案内羽根を用いた場合に，発生騒音は上昇するものの，高い圧力上昇が得られた。さらに，安定作動域は大きく改善可能であった。一方ハブ側テーパ形案内羽根を設置した場合には，テーパ形案内羽根を用いたにもかかわらず，発生騒音増大の抑制効果はほとんど見られなかったが，くさび形案内羽根に比べさらに高い圧力上昇が得られた。

2．実験装置および実験方法

2.1 実験装置概要

供試圧縮機は舶用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である。図１に供試圧縮機の概略を示す。供試圧縮機の定格回転数は6000min^{-1}，質量流量1.64 kg/s，圧縮比1.1となっている。供試圧縮機は騒音測定のため無響室に設置されており，暗騒音の騒音レベルは圧縮機の騒音レベルに比べ十分に小さいレベルである。

供試羽根車はインデューサの付いた長羽根７枚と短

原稿受付 2011年３月29日
校閲完了 2012年10月24日
＊１ 早稲田大学基幹理工学部機械科学・航空学科
〒169-8555 新宿区大久保３－４－１

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

Table 1　Dimensions of Tested Compressor.

Tested Centrifugal Compressor		
Rotational Speed	N	6000 min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64 kg/s
Pressure Ratio	P_5/P_0	1.1
Impeller		
Number of Blades (Main + Splitter)	Z	14 (7+7)
Inlet Diameter	D_1	248 mm
Outlet Diameter	D_2	328 mm
Exit Blade Width	B_2	26.14 mm
Diffuser		
Blade Shape		Wedge
Number of Vanes	V	15
Leading Edge Diameter	D_3	360 mm
Trailing Edge Diameter	D_4	559 mm
Diffuser Width	B_4	26.14 mm

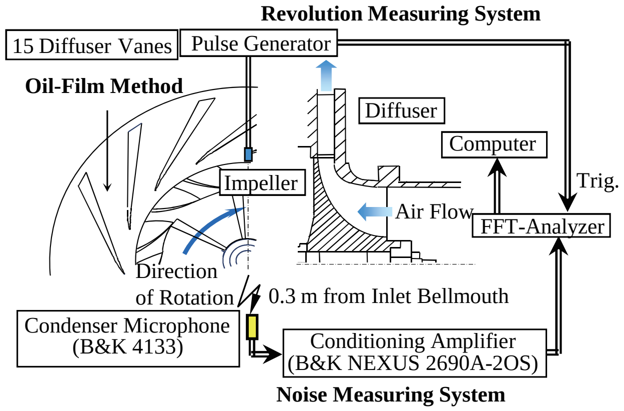


Fig. 1　Experimental Apparatus and Measuring Systems.

羽根７枚の計14枚から構成される開放型羽根車である。羽根車入口径はD_1 = 248mm，出口径はD_2 = 328mmとなっている。また，ディフューザには羽根なしディフューザ（B_4 = 19.55mm）と15枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザ（B_4 = 26.14mm）の２種類を採用した。案内羽根入口径はD_3 = 360mm（= 1.10D_2）と344mm（= 1.05D_2）の２種類を用いられるようディフューザに加工を施してある。案内羽根には，通常用いられるくさび形案内羽根（以後，ODVと略記）とその前縁のハブ側にテーパ加工を施したハブ側テーパ形案内羽根（以後，HTV と略記）の２種類を用いた。案内羽根翼弦長はL_c = 178mmである。ハブ側テーパ形案内羽根の形状は図２に示す。テーパ部は案内羽根前縁から圧力面側（L_{ep}），負圧面側（L_{es}）それぞれ翼弦長L_cの７%，14%となるように３次元加工を施した。また，前縁幅はB_T = 0.8B_4とした。さらに動静翼間距離を縮小した場合には，案内羽根の設置角を表２に示すように変化させた。

2.2　実験方法

圧縮機出口静圧は圧縮機出口直後に設置した差圧発信器により計測し，流量は吐出し管の下流に取り付けたオリフィス流量計を用いて測定した。騒音測定は吸込み管ベルマウス軸線上から0.3m離れた位置にコンデンサマイクロフォンを設置し計測を行った。得られたデータには64回の周波数領域加算平均を施し，再現性に配慮した。また，油膜法によりディフューザ通路壁面の可視化を行い，内部流れ場を調査した。油膜には二酸化チタン，軽油，オレイン酸を体積比50対50対0.1の割合で混合したものを用いた。

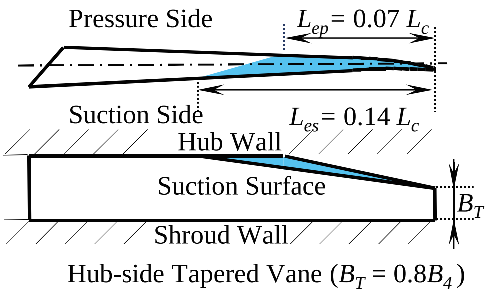


Fig. 2　Geometries of Taper Diffuser Vane.

Table 2　Diffuser Position and Inlet Angle.

Diameter of Diffuser Leading Edge	Vane Position	Inlet Angle β_b deg
1.10D_2	Original	23.4
1.05D_2	1	25.2 (+1.8)
	2	22.4 (-1.0)
	3	20.3 (-3.1)

3．結果および考察

3.1　圧縮機特性

図３に供試圧縮機の性能曲線および騒音特性を，図４に流量係数ϕ = 0.24における騒音スペクトルを示す。横軸は流量係数ϕであり，縦軸はそれぞれ全圧力係数ψ_tおよび静圧力係数ψ_s，音圧レベルである。ここからは，ODVおよびHTVのあとの小文字dおよびsはそれぞれ通常の設置位置（案内羽根入口径D_3 = 1.10D_2）および動静翼間距離を縮小した位置（D_3 = 1.05D_2）を表わすものとする。また小文字sの後の数字は通常の設置角からの修正角度を表すこととする。なお，羽根付ディフューザを有する供試圧縮機の最高効率点であるϕ = 0.24を設計点とし，ϕ_{opt}と表記した。また圧縮機吐出静圧の勾配が負に転じる点を各案内羽根を設置した供試圧縮機の安定作動限界と定義した。

図３の性能曲線から，ODVd（黒丸）をディフューザに設置すると羽根なしディフューザ（VL，黒四角形）に比べ，高い圧力上昇が得られている。しかし，右上がり不安定領域が拡大し，VLに比べ安定作動域がϕ = 0.18まで縮小していることがわかる。また，図３の騒音特性（上図）から発生騒音は羽根付ディフューザを用いるとVLに比べ著しく上昇することがわかる。これは図４に示した騒音スペクトルから，VLに比べ案内羽根を取り付けると広い周波数帯にわたって音圧レベルが上昇

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

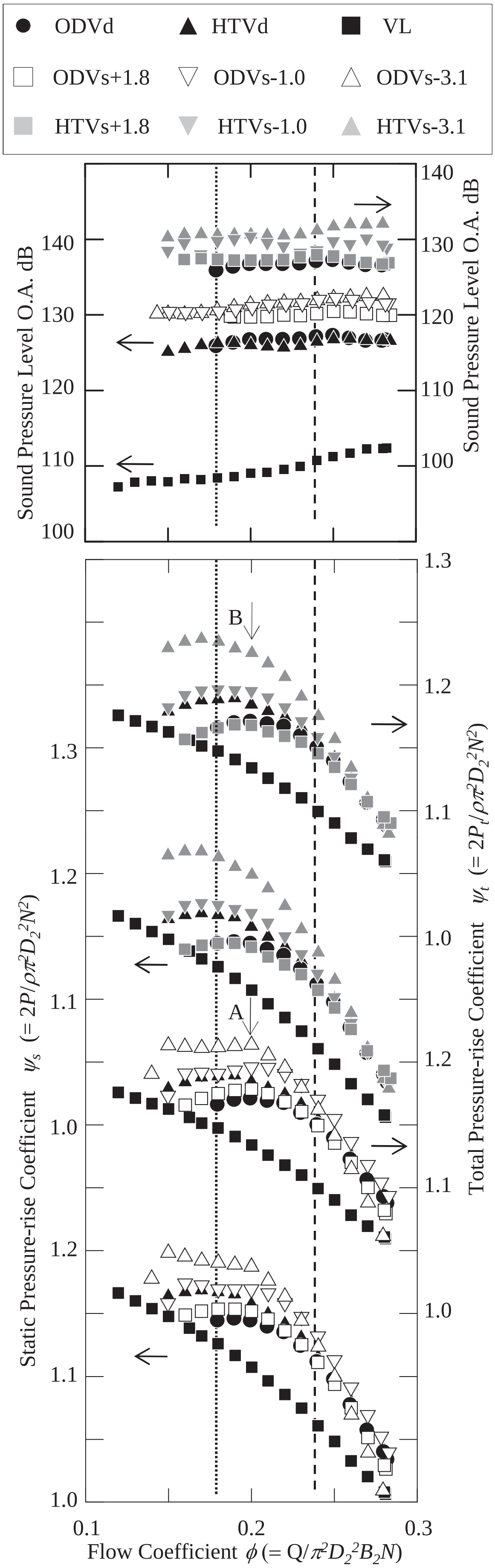


Fig. 3　Compressor Performance and Noise Characteristics.

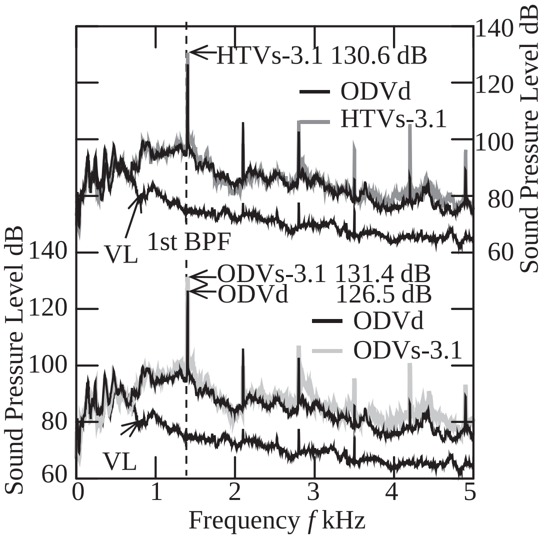


Fig. 4　Noise Spectrum（ϕ = 0.24, N = 6000 min^{-1}）.

するだけでなく，離散周波数騒音の音圧レベルが著しく上昇するためである。この離散周波数騒音の音圧レベル上昇の主な要因は羽根車吐出流と案内羽根の干渉により発生する動静翼干渉騒音である。なお，供試圧縮機ではこの動静翼干渉騒音の基本周波数の音圧レベルと騒音のOverall値はほぼ一致した。

そこで，案内羽根前縁部のハブ側にテーパ加工を施し，羽根車吐出流との干渉面積を縮小したHTVd（黒三角形）を採用した。図３の性能曲線（下図）から，ϕ = 0.24では，ODVdと同等の圧力上昇を得ることが可能であり，発生騒音はODVdに比べ約1.2dB低減可能であった。一方，ϕ = 0.18では，発生騒音レベルはODVdとほぼ同等であるものの，高い圧力上昇が得られた。さらに，安定作動域も ϕ = 0.16まで拡大した。この要因については，関連報告６）を参考にされたい。

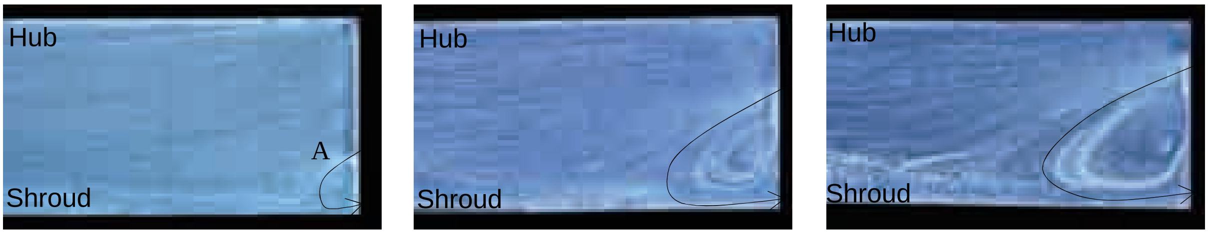
3.2　動静翼間距離の影響

ODVおよびHTV設置時の動静翼間距離L_{id} =（D_3 − D_2）/D_2を0.10から0.05に縮小して，さらに案内羽根の設置角β_bを通常の設置角（β_b = 23.4 deg）から＋1.8, −1.0, −3.1 degの３通りに変化させ，動静翼間距離が性能および騒音に与える影響について調査した。

図３より，動静翼間距離の縮小に伴い，ODVs設置時における発生騒音は約３～５dB増大した。これは，図４よりODVs-3.1設置時には動静翼干渉騒音の基本周波数（1.4 kHz）の音圧レベルがODVd設置時よりも高いレベルを示すだけでなく，広い周波数帯に渡って音圧レベルが上昇するためである。しかし，発生騒音の音圧レベルに設置角による大きな差異は見られなかった。図３の性能曲線からODVs+1.8（白抜き四角形）を設置した場合には，圧縮機性能はODVdと比較して ϕ = 0.24ではほぼ同等の圧力上昇を示した。一方，ODVs-3.1（白抜き三角形）およびODVs-1.0（白抜きひし形）を取り付けた場合には ϕ = 0.24で，ODVdに比べ高い圧力上昇が

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

Shroud Wall near Diffuser Leading-edge.



Suction Surface near Diffuser Leading-edge.

(i) ϕ = 0.24　　(ii) ϕ = 0.18　　(iii) ϕ = 0.14

Fig. 5　Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods（ODVd）.

得られ，低流量域では非常に優れた圧力上昇を示した。さらに，安定作動限界もそれぞれϕ=0.15，0.16となり，安定作動域が約30%拡大した。しかし，どちらの設置角においても，ϕ = 0.20で圧力係数が頭打ちする現象が表れた（図 3 -A）。

HTVsを設置した場合には，設置角を小さくするにつれ，低流量域において高い圧力上昇が得られる傾向を示した。特に，HTVs-3.1（灰色三角形）を設置した場合には，ODVsに比べ低流量域で高い圧力上昇を得られた。一方，図 4 の騒音のスペクトルから，HTVs-3.1設置時には動静翼干渉騒音の基本周波数の音圧レベルがODVs-3.1設置時に比べ低いレベルを示し，さらに広い周波数帯に渡り音圧レベルが減少した。しかし，発生騒音レベルはODVs-3.1設置時とほぼ同等であり，大きな優位性は見られなかった。HTVs+1.8（灰色四角形）では性能は大幅に劣化するものの，ϕ = 0.24近傍において発生騒音レベルはODVdの騒音レベルまで低減可能であった。また，ODVsに表れたϕ = 0.20付近で圧力係数が頭打ちする現象はHTVsでは表れなかった（図 3 -B）。

3.3　油膜法による内部流れ場の可視化

ODVdおよびODVs-3.1，ODVs+1.8，HTVs-3.1 設置時の内部流れ場を油膜法により調査を行った。図 5 にODVd，図 6， 7 にODVs，図 8 にHTVs設置時の油膜法の結果を示す。上図はディフューザ部におけるシュラウド壁面上の流れ場を，下図は案内羽根前縁近傍の負圧面の流れ場を可視化したものである。

図 5 上図より，ODVdを設置した場合，案内羽根前縁部に順流と逆流によって形成される分岐線が存在する（図中，破線にて輪郭を表示）。この分岐線は流量の低下に伴って，下流に向けて拡大する。このため，案内羽根シュラウド近傍の逆流は拡大する。また下図より，案内羽根前縁の負圧面上のシュラウド側に渦の端面の形跡が確認できる（図 5 -A）。本報ではこの渦をディフューザ前縁渦（以後，前縁渦と略記）と呼称する。この前縁渦は案内羽根の前縁に端面を持つ縦渦であることが著者らの行ったこれまでの研究で明らかになっている。詳しくは関連報告 6 ）を参照されたい。この前縁渦は流量の低下とともに大きく成長する。特にϕ = 0.14では前縁渦は案内羽根入口のほぼ全スパンにまで成長し，流路ブロッケージを形成し，ディフューザ部の損失となる[6]。

図 6 にODVsの中で最も高い圧力上昇が得られたODVs-3.1設置時における油膜法による内部流れ場の可視化結果を示す。上図からODVdと同様にどの流量係数においても案内羽根の前縁近傍に順流と逆流の分岐線が現れている。しかし，この分岐線は流量低下とともに下流に向かって拡大するものの，ODVd設置時（図 5 ）に比べ，拡大量は小さい。また下図より，ϕ = 0.24では前縁渦の存在は確認できないが，流量の低下したϕ = 0.18では前縁渦が存在している。また前縁渦の端面の大きさは，ODVd設置時に発生する前縁渦の端面の大きさ（図 5 ）に比較して小さい。さらに流量の低下したϕ = 0.15では，前縁渦だけでなく，ハブ側に前縁渦とは逆向きの渦の端面が発生した。この渦については十分に解明されていないため，今後の研究課題としたい。

一方，ODVsのうち性能の改善が見られなかったODVs+1.8の負圧面の油膜法の結果（図 7 ）では，ODVs-3.1設置時と異なり，前縁渦がϕ = 0.24から存在する。さらにϕ = 0.18ではODVs-3.1設置時（図 6 ）に比べ前縁渦は大きく成長している。このことから，

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

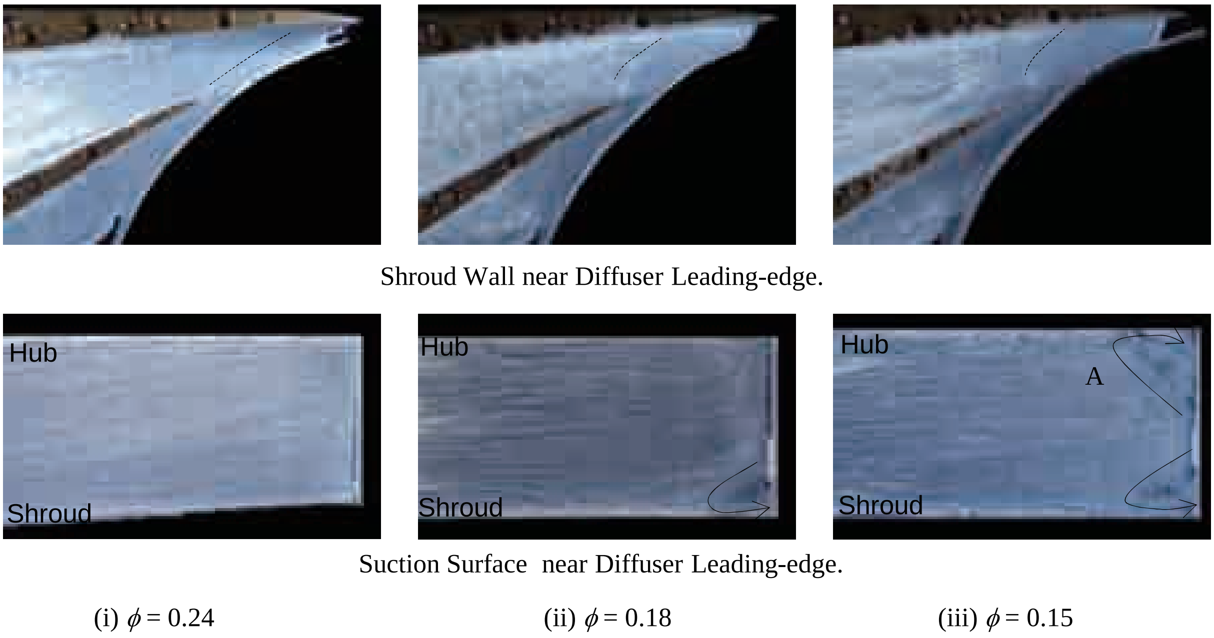


Fig. 6　Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods（ODVs-3.1）.

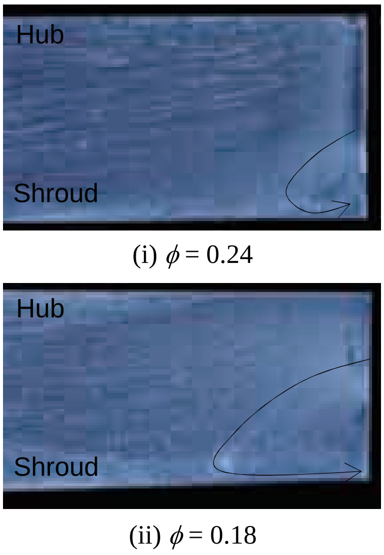


Fig. 7　Visualization of Flow Field on Suction Surface（ODVs+1.8）.

ODVs+1.8設置時に性能の向上が見られなかった要因はODVd設置時と同様，前縁渦が存在し流路ブロッケージを形成したためであると考えられ，動静翼間距離を縮小した場合でも，前縁渦はディフューザの損失となる。

図８に示すようにHTVs-3.1を設置すると，ODVs-3.1と同様にϕ＝ 0.24では，前縁渦は確認されなかった。またϕ＝ 0.18および0.15では，ODVs-3.1と同様に前縁渦の存在が認められるが，その端面の大きさは図６に比べ小さい。またODVs-3.1のϕ＝ 0.15で見られたハブ側の渦（図６）は存在しない。さらに，羽根車入口部の分岐線はほぼ変化しなかった。以上のことから，HTVを用いた場合に低流量域でODVsに比べ高い圧力上昇が得られ，安定作動域が約30%拡大した要因は，前縁渦の成長を抑制できただけでなく，ハブ側に発生する渦が発生しなかったことにあると考えられる。

４．結言

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能向上を指向して，羽根車と案内羽根の動静翼間距離を縮小して実験を行った。案内羽根にはくさび形案内羽根およびハブ側テーパ形案内羽根を採用した。得られた知見を以下にまとめる。

１）くさび形案内羽根（ODV）において，動静翼間距離の縮小により，設置角を変化させた際の発生騒音は３～５dB程度増大した。一方，設置角を適切に設定することで従来の設置位置に比べ，高い圧力上昇が得られるだけでなく，安定作動域の拡大が可能であった。

２）設置角の適切な設定により右上がり不安定領域は縮小し，低流量域において高い圧力上昇が得られるが，圧力係数は流量係数ϕ＝ 0.20から0.15にかけて頭打ちする現象が発生した。また，ODVs-3.1設置時おいて流量係数ϕ＝ 0.15において，ハブ側に前縁渦とは逆向きの渦が発生した。この渦の影響に関しては今後の検討課題としたい。

３）動静翼間距離を縮小しても，前縁渦は存在し，ディフューザにおける損失の要因となる。

４）HTVの採用により低流量域に発生する圧力係数の頭打ち現象は抑制され，低流量域まで安定した運転が可能であった。これは案内羽根前縁に発生し，流路ブロッケージを形成することで，ディフューザの性能を劣化させるディフューザ前縁渦の成長を抑制できたことにある。これにより，従来のODVに比べ，ϕ＝ 0.24における性能は，約2.2%向上し，安定作動域は約30%拡大した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

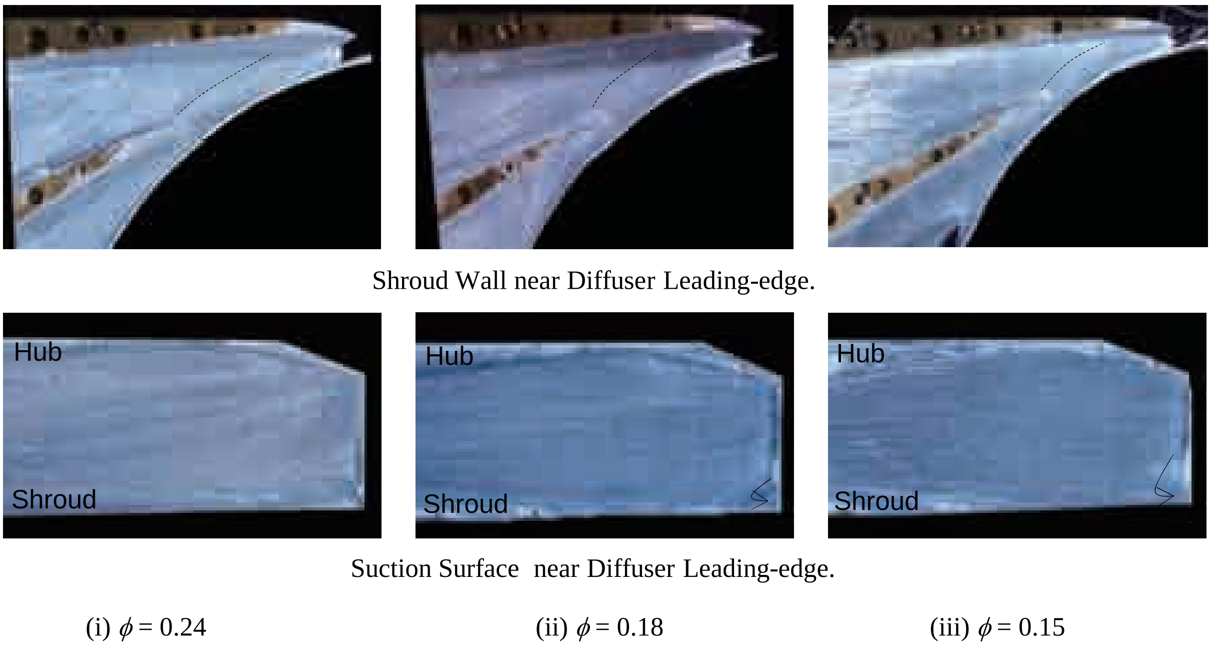


Fig. 8 Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods (HTVs-3.1).

参考文献

(1) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F. and Nishida, H., Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.102 (1980), p.486-493.

(2) 速水 洋, 妹尾泰利, 宇都宮浩司, 長谷川治, 河口紀宣勝, 機械学会論文集 (B編), 55-511 (1989), p.758-763.

(3) Ohta, Y., Takehara, N., Okutsu, Y. and Outa, E., Journal of Thermal Science, Vol. 14, No.4 (2005), p.321-328.

(4) Ohta, Y., Goto, T. and Outa, E., Journal of Thermal Science, Vol. 16, No.4 (2007), p.301-308.

(5) Goto, T., Ohta, Y. and Outa, E., Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007 (2007), TS-033 (CD-ROM).

(6) Ohta, Y., Goto, T. and Outa, E., Proceedings of Turbo Expo 2010 (2010), GT2010-22394 (CD-ROM).

(7) 後藤 尚志, 太田 有, 大田 英輔, 機械学会論文集 (B編), 76-772 (2010-12), p.2039-2049.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

技術論文

非構造格子CFDソルバーによる冷却タービン翼列の流体・熱伝導連成数値計算－γ-Re$_\theta$遷移モデルの適用－

Conjugate Heat Transfer Simulation of Cooled Turbine Vanes Using Unstructured-Mesh CFD Solver－Application of γ-Re$_\theta$ Transition Model－

吉新 哲也[*1] YOSHIARA Tetsuya
佐々木大輔[*1] SASAKI Daisuke
中橋 和博[*1] NAKAHASHI Kazuhiro

ABSTRACT

Conjugate heat transfer simulation method was implemented in the unstructured-mesh CFD solver to predict the thermal loads of cooled turbine vanes, Mark II and C3X. In this simulation, the fluid domain and solid domain are solved simultaneously satisfying the continuity of the heat flux and temperature on the boundary of the fluid and solid. In addition, γ-Re$_\theta$ transition model is applied to predict the boundary layer transition which often occurs in the flow around turbine blades and affects the material thermal load seriously. The predicted thermal load results from the two-dimensional computations are in close agreement with the measurement data capturing the transition on the suction side of the vanes.

Key words：流体・熱伝導連成数値計算，CFD，非構造格子，遷移モデル，タービン冷却，Conjugate heat transfer, CFD, Unstructured mesh, Transition model, Turbine cooling

1．緒言

高効率な航空用エンジンの開発が求められる中で，特に熱効率を向上させるにはエンジン内部最高温度となるタービン入口温度を上昇させる必要がある。タービン入口温度は，耐熱材料の開発や冷却技術の向上によって上昇してきたが，それに伴い高温，高圧，高荷重の過酷な状況がより厳しくなるため，タービン部材の損傷や劣化を事前に予測することが重要となってくる。損傷や劣化を予測するには部材の温度分布を正確に評価する必要があり，そのためにはタービン翼周りの流れとタービン部材の固体熱伝導を同時に計算する流体・熱伝導連成数値計算（CHT：Conjugate Heat Transfer）(1)が有効である。従来の数値計算による温度予測手法では，表面温度を経験的に仮定して設定し，CFD計算により熱伝達率を求めた後，その熱伝達率を固体領域の境界条件として与えて固体熱伝導計算が行われていたため不確定要素を含んでおり，新規形状や複雑な形状に対する予測は困難とされている。それに対してCHTでは表面温度，熱伝達率は境界条件として設定するのではなく，全体の計算の解として出てくるため，上記のような問題を避けることができる。複雑形状に対応する計算に対しては格子生成が比較的容易である非構造格子ソルバーを用いることが適切である。将来的にはフィルム冷却機構等を含むタービン翼の連成計算へ拡張することも可能である。非構造格子CFDソルバーには東北大学で開発されたTAS-code（Tohoku university Aerodynamic Simulation code）(2)を用いる。また，タービン翼まわりの流れはReynolds数が10^4～10^6であるため層流境界層が存在し，層流から乱流の遷移による熱伝達率の上昇が起こるため，熱負荷予測の観点からも境界層乱流遷移の予測が重要になってくる。これに対してはMenterによって提案されたγ-Re$_\theta$遷移モデル(3)を適用することを考える。このモデルはローカル変数のみを用いて遷移予測が可能であるため，非構造格子法への適用や並列化に対応しやすいという利点を持つ。

本研究では非構造格子CFDソルバー TAS-codeに流体・熱伝導連成計算手法を組み込み，γ-Re$_\theta$遷移モデルを含む複数の乱流モデルを用いた２次元高圧タービン静翼に対する連成計算を行い，熱負荷予測精度について検証する。

原稿受付 2011年４月４日
校閲完了 2012年10月24日
＊１ 東北大学大学院 工学研究科 航空宇宙工学専攻
〒980-8579 仙台市青葉区花巻字青葉６－６－01

2．数値計算手法

2.1 流体計算

流体計算には非構造格子CFDソルバー TAS-codeを

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

用いる。TAS-codeはこれまでに航空機開発において流体解析や設計等に使われ，その信頼性が実証されてきた。支配方程式は圧縮性RANS方程式で，有限体積法のセル節点法によって離散化する。流束評価はHLLEW法[4]，時間積分はLU-SGS陰解法[5]を用いる。乱流モデルはSpalart-Allmaras（S-A）１方程式モデル[6]，Shear-Stress Transport（SST）２方程式モデル[7]，およびSST乱流モデルと組み合わされたγ-Re$_\theta$遷移モデルを使用する。

2.2　固体熱伝導計算

固体領域の支配方程式は熱伝導方程式であり，流体ソルバーと同じ非構造格子を用いて同様な離散化を行っている。時間積分にはEuler陽解法を用いている。

2.3　流体・熱伝導連成計算手法

流体領域と固体領域の境界においては熱流束と温度が連続であるという条件を満たさなければならない。図１は流体と固体の境界の格子を表しており，流体の温度T_F，境界の温度T_W，固体の温度T_Sを図のように定義する。

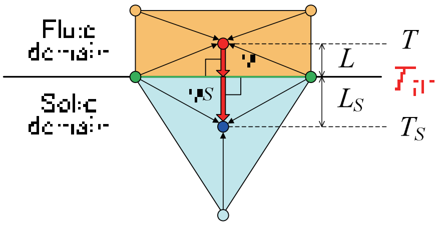


図１　流体・固体境界の格子

L_F，L_Sはそれぞれ，T_Fの定義点と境界との垂直距離，T_Sの定義点と境界との垂直距離を表している。ここで流体・境界間の熱流束q_Fと，固体・境界間の熱流束q_Sが等しいことから以下の式(1)が導ける。

$$q = -k_F \frac{T_F - T_W}{L_F} = -k_S \frac{T_W - T_S}{L_S} \qquad (1)$$

ここで，k_F，k_Sはそれぞれ流体，固体の熱伝導率である。式(1)を展開すると式(2)のように壁面境界温度T_Wが求まり，この温度を流体領域，固体領域の境界条件として与えることで境界の温度が連続するという条件が満たされる。なお，流体領域への温度の受け渡しは，完全気体の状態方程式により，密度を通して与えている。

$$T_W = \frac{(k_S/k_F)(L_F/L_S)T_S + T_F}{1 + (k_S/k_F)(L_F/L_S)} \qquad (2)$$

式(2)における流体の熱伝導率は以下の式(3)で与えられる。μは粘性係数，Prはプラントル数で今回の計算条件では0.71，C_pは定圧比熱である。

$$k_F = \frac{\mu}{Pr} C_p \qquad (3)$$

式(3)の粘性係数のうち，層流粘性係数は次のSutherland式から求められる。

$$\frac{\mu_l}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \qquad (4)$$

ただし，$\mu_0 = 1.79 \times 10^{-5}$ [kg/m・s]，$T_0 = 288.15$ [K]，$S = 110.4$ [K]である。

2.4　γ-Re$_\theta$遷移モデル

本節で述べるγ-Re$_\theta$遷移モデルの内容はすべてMenterらにより提案されたもの[3]である。γ-Re$_\theta$遷移モデルでは，運動量厚さReynolds数Re$_\theta$に関する実験的相関を用いて遷移位置を判定する。また，このモデルではブラジウス境界層内で成立する運動量厚さReynolds数Re$_\theta$と渦度Reynolds数Re$_v$の関係式(5)を利用することで積分パラメータである運動量厚さを計算することなく，ローカル変数のみを用いて遷移判定が可能である。

$$Re_\theta = max(Re_v)/2.193 \qquad (5)$$

γ-Re$_\theta$遷移モデルではSST乱流モデルのk，ωに関する２方程式に加えて，以下の局所遷移運動量厚さReynolds数$\tilde{Re}_{\theta t}$および間欠度γについての輸送方程式を解く。

$$\frac{\partial(\rho \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\sigma_{\theta t}(\mu + \mu_t)\frac{\partial \tilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_j}\right] + P_{\theta t} \qquad (6)$$

$$P_{\theta t} = c_{\theta t}\frac{\rho}{t}\left(Re_{\theta t} - \tilde{Re}_{\theta t}\right)\left(1.0 - F_{\theta t}\right) \qquad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_f}\right)\frac{\partial \gamma}{\partial x_j}\right] + P_\gamma - E_\gamma \qquad (8)$$

$$\begin{aligned} P_\gamma &= F_{length} c_{a1} \rho S \left[\gamma F_{onset}\right]^{0.5}\left(1 - c_{e1}\gamma\right) \\ E_\gamma &= c_{a2} \rho \Omega \gamma F_{turb}\left(c_{e2}\gamma - 1\right) \end{aligned} \qquad (9)$$

計算においては，まず局所的な乱れ強さT_uと圧力勾配パラメータλ_θを用いた実験的相関により流れ場全体に遷移運動量厚さReynolds数Re$_{\theta t}$の分布を作る。次に，そのRe$_{\theta t}$を用いて輸送方程式(6)を解き，境界層内のRe$_{\theta t}$の分布を求める。F$_{\theta t}$は境界層内部で１，境界層外で０になる関数である。境界層内では輸送方程式の生成項が無効化され，境界層外縁における遷移運動量厚さReynolds数Re$_{\theta t}$が局所遷移運動量厚さReynolds数$\tilde{Re}_{\theta t}$として境界層内部に取り込まれる。これにより，主流乱れ，圧力勾配の影響が考慮されることになる。そして運動量厚さReynolds数Re$_\theta$を，式(5)の関係を用いて局所的な変数から求められる渦度Reynolds数Re$_v$から求め，輸送方程式を解いて得られた$\tilde{Re}_{\theta t}$と比較することで遷移開始の判定を行う。遷移開始と判断されると生成項のF_{onset}が有効になり間欠度γの生成が始まり，γの輸送方程式を解くことで遷移領域を表現する。F$_{length}$は遷移長

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

さを決定する実験的相関による値であり，$\widetilde{Re}_{\theta t}$を用いて求められる。

SST乱流モデルとはk方程式の生成項において，間欠度γ_{eff}を通して以下のように組み合わされる。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\tilde{P}_k-\tilde{D}_k \tag{10}$$

$$\tilde{P}_k=\gamma_{eff}P_k$$
$$\tilde{D}_k=min\left(max\left(\gamma_{eff},\ 0.1\right),\ 1.0\right)D_k \tag{11}$$

ここで，γ_{eff}は境界層の剥離による遷移などを考慮した場合の有効間欠度である。実験的相関や輸送方程式の生成項の詳細等については文献(3)に詳しい。

3. 計算対象と計算格子

計算対象にはHyltonらにより実験が行われた内部対流冷却機構を持つ高圧タービン静翼MarkIIとC3X[8]を用いた。この計算モデルはこれまでに流体・熱伝導連成計算の検証として他の複数の論文において使われてきた[1,9-11]。計算格子を図2(a)，(b)に，計算条件を表1に示す。本計算ではReynolds数は標準大気を基準としている。2次元非構造格子生成にはDotEditor[12]を使用した。流体領域と固体領域の境界においては格子点が完全に一致するようにしている。流体領域は境界層を解像するために壁近傍は四角形格子，それ以外の部分は三角形格子を用いるハイブリッド非構造格子であり，y^+は翼表面全域において1以下となることを確認している。固体領域は三角形格子のみからなる。

図2(a)　2次元連成計算格子（Mark II）

図2(b)　2次元連成計算格子（C3X）

表1　計算条件

	Mark II	C3X
Test Code	5411	4311
Inlet Total Pressure [MPa]	0.337	0.245
Inlet Total Temperature [K]	788	802
Outlet Static Pressure [MPa]	0.170	0.143
Outlet Mach number	1.04	0.91
Outlet Reynolds number	3.30×10^6	3.07×10^6
Inlet Turbulence Intensity [%]	6.5	6.5
Inlet Flow Angle [deg]	0	0
Solidity	1.05	1.24
Number of Nodes (Fluid)	46000	51000
Number of Nodes (Solid)	12000	14000

流入境界では全圧，全温，流入角を与え，流出境界では静圧を与える。流入におけるSST乱流モデルのk，ωの値はそれぞれ$k/(a_0^2/\gamma)=4.0\times10^{-3}$，$\omega/(\rho_0 a_0^2/\gamma\mu_0)=6.42\times10^1$である。出口静圧は計算条件の出口Mach数と等エントロピー関係式から求められる値を用いる。周方向は周期境界条件である。

固体領域の10個の冷却孔は，発達した管内乱流と仮定している。管内乱流のNusselt数は経験式である式[12,13]で表される。

$$Nu_D=0.022Cr\,Pr^{0.5}\,Re_D^{\ 0.8} \tag{12}$$

式(12)のCrは補正係数で表2に示す値であり，値は文献(8)による。Prはプラントル数，Re_Dは流路径を用いて定められるReynolds数である。式(12)のNusselt数から熱伝達率を計算し，それを固体領域の境界条件として与えて熱伝導計算を行う。各冷却孔の条件は表2に示す。Dは冷却孔直径，T_Cは平均冷却空気温度であり，文献(8)の実験データを参照した。タービン部材はStainless steel（ASTM Type 310）であり，熱伝導率は以下の式で与えられる。

$$k_S=0.0182T+6.13\quad[W/m/K] \tag{13}$$

ここで，Tは固体内部の温度T_Sである。図3に本計算モデルの全体図を示す。

4. 計算結果

図4にγ-Re_θ遷移モデルによるMach数分布を，図5に各乱流モデルによる表面静圧分布の結果を示す。S-A乱流モデルについては，実験データから推測される遷移位置をあらかじめ設定し，その部分より上流でかつ翼の背側の領域で渦粘性係数を発達させないように計算を行った場合の結果も示してあり，以後S-A（遷移点指定）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

表２　冷却条件

Hole No.	D [cm]	Cr	T_C [K]		Re_D [10^{4}]	
			Mark II	C3X	Mark II	C3X
1	0.630	1.118	336.390	360.630	24.686	15.494
2	0.630	1.118	326.270	360.630	24.408	16.162
3	0.630	1.118	332.680	346.230	24.097	15.974
4	0.630	1.118	338.860	352.500	24.735	15.877
5	0.630	1.118	318.950	341.410	24.335	17.071
6	0.630	1.118	315.580	380.080	24.048	16.158
7	0.630	1.118	326.260	352.470	24.453	16.234
8	0.310	1.056	359.830	387.160	14.967	10.434
9	0.310	1.056	360.890	421.810	9.285	6.396
10	0.198	1.025	414.850	466.790	9.205	4.685

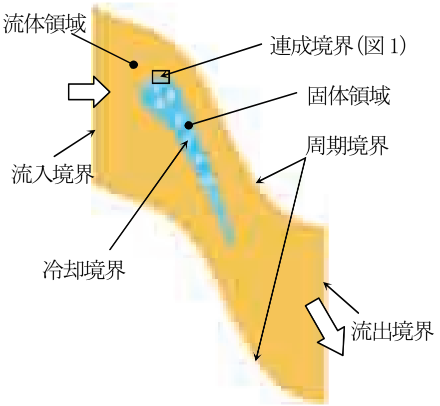


図３　計算モデル全体図

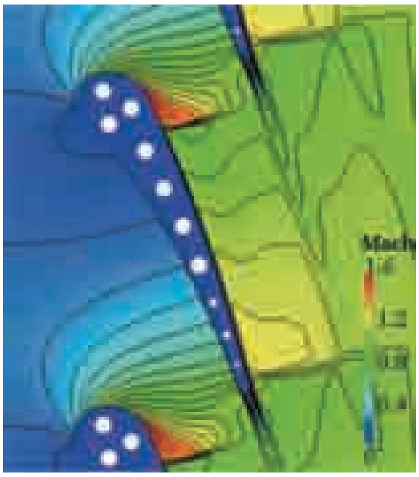


図４（a）　Mach数分布（Mark II）

と表記する。表面圧力分布について，横軸は前縁からの軸方向距離を軸コード長で無次元化した値，縦軸の圧力は入口全圧で無次元化した値である。Mark IIについては図４のMach数分布で示されるように背側では澱み点から流れが急激に加速され強い衝撃波が生じている。ま

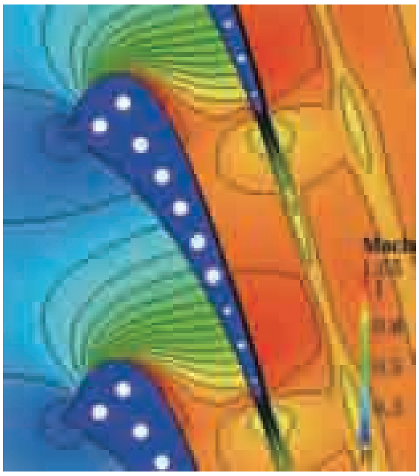


図４（b）　Mach数分布（C3X）

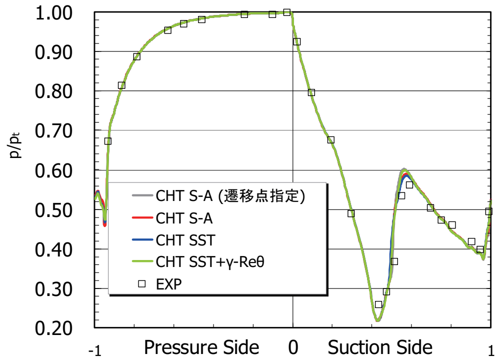


図５（a）　表面圧力分布（Mark II）

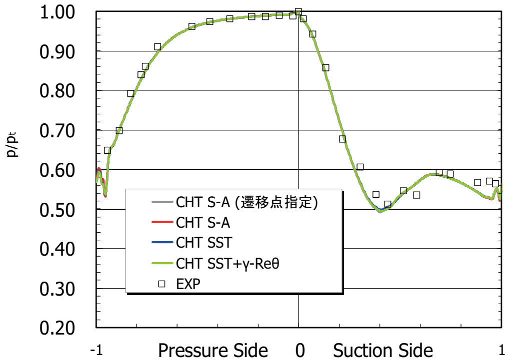


図５（b）　表面圧力分布（C3X）

た，後縁付近には比較的弱い２つ目の衝撃波が確認できる。これらは図５に示される圧力分布において背側で見られる急激な圧力上昇に対応している。一方でC3Xについては衝撃波が存在しない流れ場となっている。図５より，Mark II，C3Xとも乱流モデルによる圧力分布の違いはほとんど見られず，どのモデルも実験結果と良く一致している。このことから，連成計算においても流体計算が正しく行われていることが確認できる。なお，翼表面を連成境界ではなく断熱壁または等温壁として計算した場合も，Mach数分布，圧力分布に変化がないことを確認している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

次に熱負荷について見てみる。図６はγ-Re$_\theta$遷移モデルによる温度分布の可視化図であり，図７，８は各乱流モデルによる熱伝達率分布，表面温度分布の計算結果である。熱伝達率については以下の式で算出した。

$$h=-\frac{k_F\left(T_{Nearwall}-T_W\right)}{\Delta n\left(T_{t,inlet}-T_W\right)} \tag{14}$$

$T_{Nearwall}$は壁面から流体側一層目における流体の温度，Δnは壁面から$T_{Nearwall}$の定義点までの距離，$T_{t,\ inlet}$は入口全温である。

熱伝達率分布，表面温度分布においては後縁付近で大きな振動がみられるが，これは冷却孔と翼外皮の距離が近い後縁付近で冷却孔の影響が強く表れることによるものであり，固体側のフィードバックを考慮した連成計算によりこの傾向を良く捉えられていることが確認できる。圧力分布と異なり，熱伝達率分布，表面温度分布では乱流モデルによる結果の違いがみられる。最も異なる

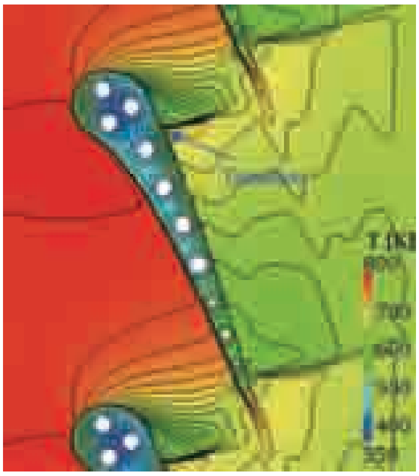


図６(a)　温度分布（Mark II）

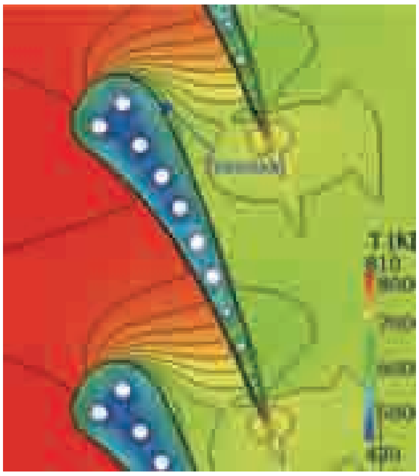


図６(b)　温度分布（C3X）

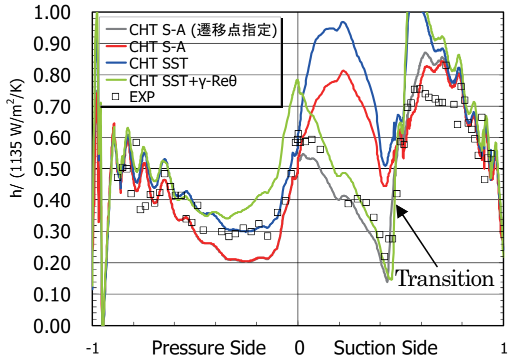


図７(a)　熱伝達率分布（Mark II）

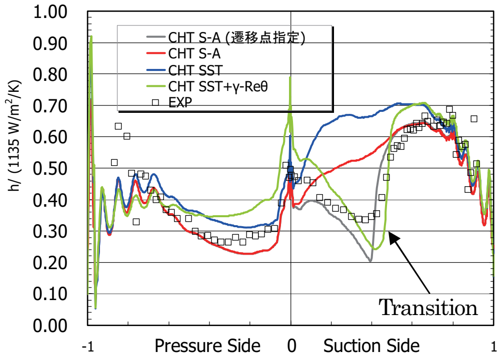


図７(b)　熱伝達率分布（C3X）

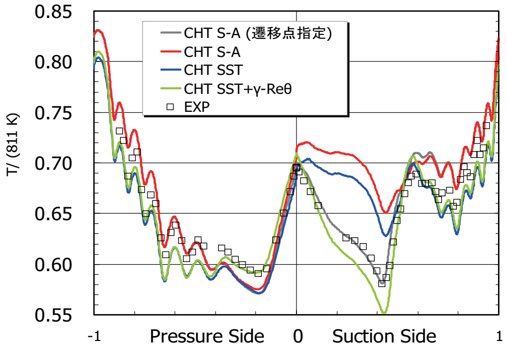


図８(a)　表面温度分布（Mark II）

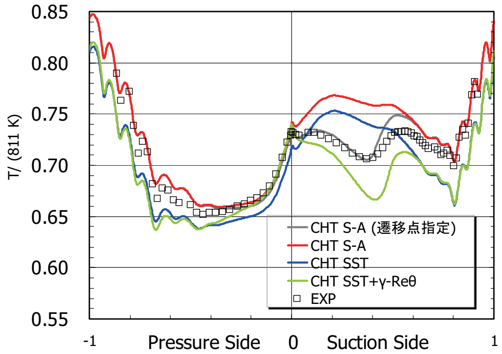


図８(b)　表面温度分布（C3X）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

部分は背側の0.5-0.6付近であり，Mark II，C3Xいずれにおいても S-AとSST乱流モデルはこの付近で実験の傾向を捉えられていない。Mark IIにおいて衝撃波上流は層流境界層であり，全面乱流を仮定したS-A，SST乱流モデルでは前縁から乱流となり伝熱が促進されるため実際よりも大きい熱伝達率を示す結果となっている。それに対してS-A（遷移点指定）と γ-Re$_\theta$遷移モデルは遷移による熱伝達率の上昇を捉え，実験と同じ傾向を得ている。衝撃波の存在しないC3Xについても同様に，S-A（遷移点指定）と γ-Re$_\theta$遷移モデルは背側の境界層乱流遷移を捉えられていることがわかる。また，C3Xについては実験結果に示されるように，遷移点付近の熱伝達率分布がカプス状ではなく変曲点を持つような形状であり，Mark IIの場合と異なる。これはC3Xの場合は遷移領域が存在することを示している。この傾向を捉えられているのは γ-Re$_\theta$遷移モデルのみであり，人工的に遷移点を指定したS-A（遷移点指定）では捉えられていない。これは γ-Re$_\theta$遷移モデルは遷移領域を表現できることを示す結果である。背側の遷移部分以外はどの乱流モデルも実験値に近い値を示しており，連成計算の妥当性が確認できた。背側の遷移部分については，Mark IIの場合は衝撃波-境界層干渉による遷移，C3Xは衝撃波を伴わない遷移という異なる性質を持つが，γ-Re$_\theta$遷移モデルはいずれの場合も遷移位置を正確に予測できている。

5．結言

非構造格子CFDソルバーに流体・熱伝導連成計算手法を組み込み，２次元タービン静翼の熱負荷予測を行った。また，境界層の乱流遷移が起こるタービン形状に対する正確な熱負荷予測を目指して，γ-Re$_\theta$遷移モデルを適用した。計算結果より，表面温度分布の初期条件に関係なく両計算対象に対して実験値に近い温度値を再現しており，連成計算の有効性を確認した。さらに，翼背側の遷移部分については，全面乱流を仮定したS-A，SST乱流モデルはその部分で実験値より大きい値を示して傾向を捉えられないのに対して，γ-Re$_\theta$遷移モデルは遷移による熱伝達率の上昇の傾向を良く捉えられ，遷移領域も表現できることが示された。

以上より，流体・熱伝導連成数値計算と γ-Re$_\theta$遷移モデルの組み合わせが熱負荷予測に有効であることが確認できた。今後は非構造格子の利点を生かし，複雑な冷却機構をもつフィルム冷却翼の連成計算への拡張が期待される。

参考文献

(1) Bohn, D., Krüger, U., and Kusterer, K., “Conjugate Heat Transfer: An Advanced Computational Method for the cooling design of modern gas turbine blades and vanes,” Heat Transfer in Gas Turbines, eds. B. Sundén and M. Faghri, pp. 57-108, WIT Press, Southampton, UK, 2001.

(2) Nakahashi, K., Ito, Y., and Togashi, F., “Some challenges of realistic flow simulations by unstructured grid CFD,” International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol.43, pp. 769-783, 2003.

(3) Langtry, R. B., Menter, F. R., “Correlation-Based Transition Modeling for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes,” AIAA Journal, Vo. 47, No. 12, pp. 2894-2906, 2009.

(4) Obayashi, S. and Guruswamy, G. P., “Convergence Acceleration of an Aeroelastic Navier-Stokes Solver,” AIAA Paper 94-2268, 1994.

(5) Sharov, D. and Nakahashi, K., “Reordering of Hybrid Unstructured Grids for Lower-Upper Symmetric Gauss-Seidel Computations,” AIAA Journal, Vol.36, No.3, pp.484-486, 1998.

(6) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows,” AIAA Paper 92-0439, Jan. 1992.

(7) Menter, F. R., “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” AIAA Journal, Vo. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.

(8) Hylton, L. D., Mihelc, M. S., Turner, E. R., Nealy, D. A., and York, R. E., “Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution Over the Surface of Turbine Vanes,” NASA Paper No. CR-168015, 1983.

(9) Bamba, T., Yamane, T., Fukuyama, Y., “Turbulence Model Dependencies on Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction,” ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27824, 2007.

(10) Luo, J., and Razinsky, E. H., 2007, “Conjugate Heat Transfer Analysis of a Cooled Turbine Vane with the V2F Turbulence Model,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 129, Paper No. GT2006-91109, pp. 773-781, 2006.

(11) Bianchini, C., Facchini, B., Mangani, L., Maritano, M., “Generic Grid Interface Development and Application to Conjugate Heat Transfer Analysis,” Open Source CFD International Conference, Berlin, 2008.

(12) 石田 崇，“複雑形状に対する格子生成法の研究，”東北大学大学院工学研究科 平成19年度 修士学位論文.

(13) Crawford, M. E., and Kays, W. M., “Convective Heat and Mass Transfer,” McGrawHill, 1980.

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

東新潟火力発電所第４号系列ガスタービン吸気温度低減による増出力効果について

Power Increase by Decreasing the Temperature of Gas Turbine Inlet Air at Higashi-Niigata Power Station No.4 Unit

安形友希子*1 AGATA Yukiko
石川　真也*1 ISHIKAWA Shinya
松村　雄士*1 MATSUMURA Yuuji
今井　俊明*2 IMAI Toshiaki
赤林　伸一*2 AKABAYASHI Shinichi

ABSTRACT

The output decrease due to inlet temperature increases of gas turbines in summer is a critical issue. For decreasing the inlet temperature efficiently, the mist atomization technology developed as a thermal environment mitigating technology was paid attention to, because the atomized mist is minute, and the evaporation efficiency is very high. In the present study, a mist spray model was developed and applied to examinations. The most suitable nozzles were chosen, then effectiveness of the mist atomization was evaluated by the model. At the same time, flow-duration of inlet air channel of the gas turbine intended was analyzed, and positioning of the atomization devices was optimized. The mist spray device developed in this study was adopted for the 4-4 GT in Higashi-Niigata Power Station, and successfully increased the output power in summer. In addition, it has been confirmed by executing shutoff tests of atomized mists that the device operates safely after introducing appropriate inlet humidity limits.

Key words：gas turbine, inlet air cooling, mist, power increase

１．はじめに

ガスタービンの基本出力特性として，夏場に大気温度が上昇すると，出力が低下することは，よく知られている[1]。本研究の対象ガスタービンでいえば，例えば大気温度10℃の時の出力を100とすると，気温が30℃まで上昇すると，出力は87まで減少する。これは，大気温度が上昇すると，吸気密度の低下により吸気質量流量が減少し，出力の低下に至るためである。しかし，大気温度が上昇する夏場には，電力需要も増大することから，東新潟火力発電所では，ガスタービンの吸気入口に散水し，吸気温度を低下させ，出力回復を図る工夫を行ってきた。これにより，吸気温度を約２℃低減させ，4MW程度の増出力効果を得た。

本研究では，夏場のガスタービン出力の更なる向上を目指して，建築部門や都市環境部門で発展を遂げてきたヒートアイランド現象対策技術に着目し，熱環境緩和技術を取り入れた，ガスタービン吸気温度低下技術について検討を行い，実機への適用を試みて，その健全性評価まで行った。

東新潟火力発電所では，多雪地帯であることから，雪の侵入を防ぐための特徴的な吸気流入経路が，吸気フィルタ上流に存在する。その吸気経路に，粒子径が非常に微細な水滴をミスト状に噴霧する。ミスト噴霧技術は，熱環境緩和技術として開発されたヒートアイランド現象対策技術の一つであり，微細な水粒子の噴霧により効率良く気化熱を奪うことができる。本研究は，この熱環境緩和技術を最新鋭発電設備へ適用し，ガスタービンの吸気温度を低減させ，夏場の出力回復を図ろうとしたものである[2]。

２．ミスト噴霧技術の適用に関する基礎検討

2.1　モデル装置による噴霧効果の検証

2.1.1　実験装置

ミスト噴霧用のノズルについては，噴霧粒径が数十μmである４種類を，市販されているものの中から選択し，

原稿受付　2011年４月４日
校閲完了　2012年10月24日
＊1　東北電力　本店　火力原子力本部
〒980-8550　仙台市青葉区本町１－７－１
＊2　新潟大学

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

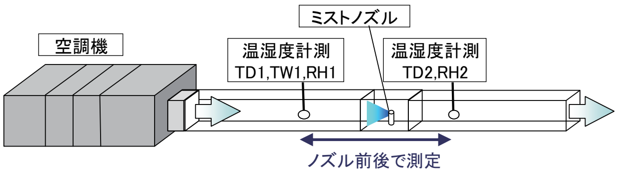


図１　ミスト噴霧モデル実験装置

噴霧圧力に対する噴霧流量を比較した。その結果，同じ圧力条件下で，最も多くの水量を噴霧できる１種類を選定した（粒子径：20μm（メーカー値ノズル横向き，距離50mm，Sauter平均径））。

図１には，製作した風洞モデル実験装置を示す。空調機を用いてダクト内部へ空気を導入し，選定したノズルからミストを噴霧させ，温度，湿度，風速の影響を調べた。各空気条件におけるノズル前後の温度および湿度変化を測定することで，ミスト噴霧による空気温度の低減効果を検証した。

2.1.2　実験結果

風洞モデル実験の結果，ノズル下流の流体温度は，ほぼノズル上流の湿球温度（＝湿度100％の飽和空気であり，温度の低減限界となる）まで低下した。図２に流体の初期湿度30％の時の温度低減結果を示す。どの温度帯においても，ほぼ湿球温度まで低下していることが分かる。他の流体湿度（50%，70%，80%）においても同様の結果となった[3]。

これらの実験結果より，ミスト噴霧の温度低減効果への実効性が明らかとなり，実機導入へ向けた取り組みに対する確証を得ることができた。

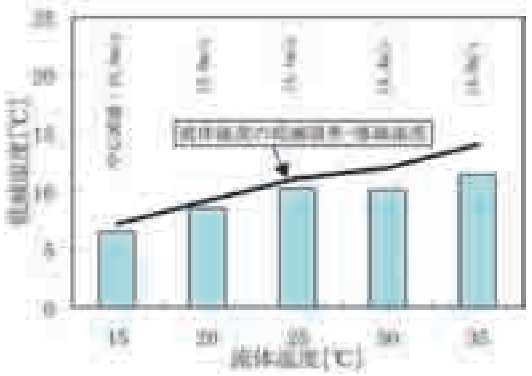


図２　ミスト噴霧の温度低減効果（大気湿度30％）

2.2　吸気の風況解析

ミスト噴霧技術の特徴は，微細な粒子を噴霧して気化効率を高め，より大きな温度低減効果を得ようとすることである。流れ場が乱れていたり干渉物があると，粒子同士や，粒子と干渉物との衝突により粒径が増大し，ミスト噴霧の効果が減少することから，ノズルの設置位置は非常に重要である。そのため，汎用流体計算ソフトSTREAMを用いて吸気の風況シミュレーションを行い，吸気流路の流れ場や流速分布を求め，ノズル設置の最適位置を検討した。乱流モデルには標準k-εモデルを用いた。

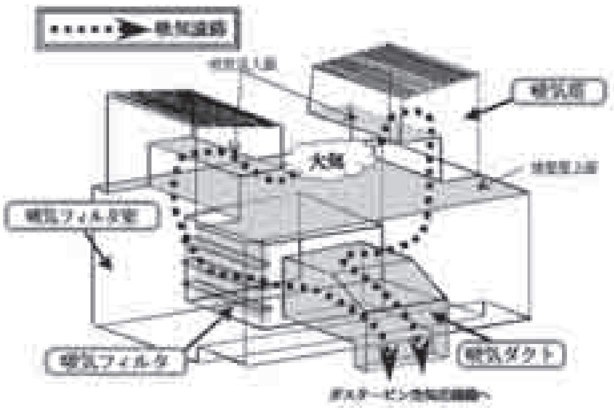


図３　４号系列GT吸気流路

東新潟発電所のガスタービン吸気口は，雪を直接取り込まない構造としている。図３に第４号系列吸気流路を示す。屋上にある吸気塔から，上向きに吸い込まれた大気は吸気フィルタ室を下降して，吸気フィルタ装置で脱塵後，吸気ダクトを通りガスタービン空気圧縮機へと流入していく。このように吸気フィルタの前に，吸気の流入経路が存在する。

図４に吸気流路縦断面における流速分布のシミュレーション結果を示す。吸気塔内（屋上吸気口〜吸気フィルタ室前まで）では，吸気の流速が速く不均一となり，吸気フィルタ室内に入ると速度は低下し均一な分布となることが分かった。一方で，ノズルから吸気フィルタ前の距離が長いほど，水粒子が気化する時間が長くなるため，気化効率が向上して，より高い吸気温度低減効果を得ることができる。

以上より，流れ場に乱れが少なく水粒子同士の凝集を避けられること，さらに，吸気フィルタまでの距離が保て水粒子の気化時間を確保できることから，ノズルの設置位置を，図中の「ノズル設置最適位置」に決定した。また，ノズルの位置決めには，障害物の有無やメンテナンス性も重要になってくるが，梁を避けてノズルを配置し，ノズルヘッダの取外しを可能にするなどメンテナン

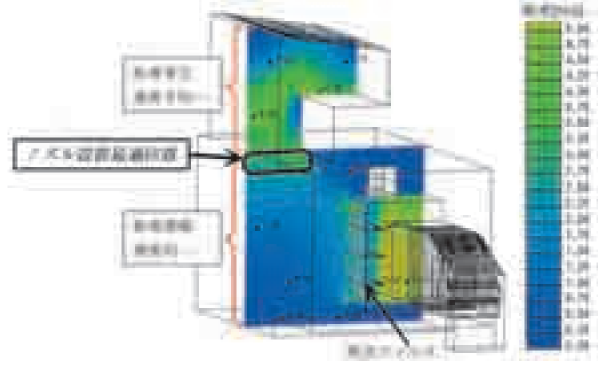


図４　吸気の流速シミュレーション結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ス性も考慮した。

3．実機への導入

3.1 ミスト噴霧装置構成

東新潟火力発電所4－4号ガスタービン（以下，GTと称す。）に対してミスト噴霧装置を導入するための検討を行った。

新潟の例年夏期最高気温とGTの吸気量より，装置の基本仕様を決定した。大気条件（気温，湿度）とGTの定格吸気量から，必要噴霧水量（気化可能水量）約11t/hを算出し，2.1節でのノズルに関する噴霧実験結果から，噴霧圧力10MPa，必要ノズル個数700個/（GT１台）と決定した。ミスト噴霧水供給系統に関しては，故障リスクの分散化のため，小容量ポンプ10台による複数台独立系統とした。変動する大気条件に合わせて，噴霧水量を調整する必要があるため，10台のポンプによる噴霧水量の台数制御とした。

実際に設置したミスト噴霧装置の構成を図５に示す。2.2節のノズルの最適位置の検討より，図中の位置①，②に，各々５本のノズルヘッダを設置し，各ヘッダに約70個のノズルを取付けた。噴霧ポンプについては，各々個別の受水タンクを設け，ポンプ・タンクユニットとし，吸気フィルタ室内の③（A室），④（B室）の位置に５台ずつ設置し，噴霧水には脱塩水を使用した。ミスト噴霧装置の主な仕様について，表１にまとめる。

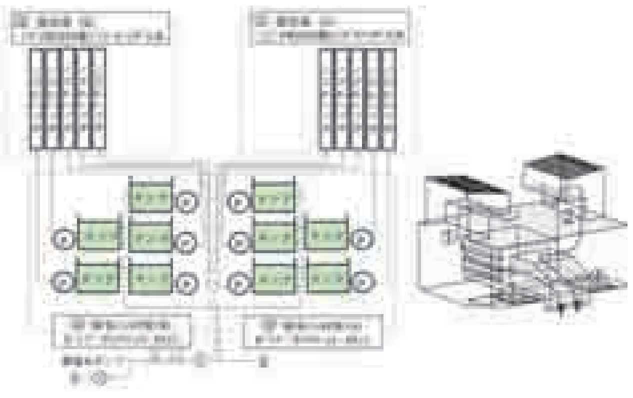


図５ ミスト噴霧装置の概要

表１ ミスト噴霧装置の主な仕様

項目	仕様	
ポンプ型式	プランジャ型	※
ポンプ吐出容量	20L/min 以上	※
ポンプ吐出圧力	6～12MPa 可変	※
タンク容量	満水 140L（NWL:100L）	※
ノズル個数	700 個以上（ヘッダ数 10）	
ノズル噴霧圧力	10MPa	
ノズル噴霧流量	11t/h	
ノズル孔径	0.28mm	
噴霧粒径	20μm（ノズル直下 500mm）	

※ポンプ・タンクの仕様は１台あたりを示す。

3.2 ミスト噴霧による影響とGT機器保護

GT吸気へのミスト噴霧装置導入に伴って，ガスタービン本体機器への影響が懸念されたため，以下の主な課題について検討を行った。

⑴空気圧縮機動静翼のエロージョン

本装置では，吸気フィルタ前で微細な水滴をミスト状に噴霧するが，噴霧過投入により過飽和状態となった場合に，フィルタを通過した水粒子による空気圧縮機動静翼のエロージョンが懸念された[4),(5)]ため，その対策として「吸気湿度95％以下」という制限値を設けた。図６に示すように温湿度計測器を設置し，ミスト噴霧実施中，空気圧縮機入口である吸気ダクト（⑥）での吸気湿度管理を行った。また，吸気塔の噴霧ノズル上流および第１段吸気フィルタ前４箇所でも同様に温湿度を計測し，ポンプ運転台数（=噴霧流量）の増減や，状態監視を行った。

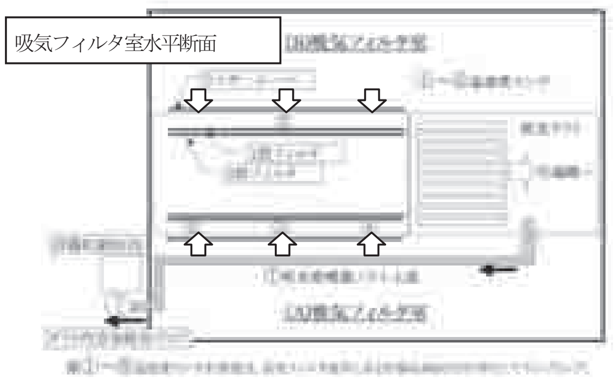


図６ 温湿度監視用計測

⑵ミスト噴霧遮断時のタービン入口温度および排ガス温度上昇

噴霧ポンプが複数台同時に停止した場合に，一時的なオーバーシュートにより，タービン入口温度（以下，TITと称す。）や排ガス温度が制限値を超える懸念が生じた。ポンプ複数台同時停止により吸気温度が上昇すると，吸気流量が低下する。制御フィードバックが追従するまでの間，一時的にTITが上昇し，排ガス温度も上昇する。そのため，GT機器保護対策として，「吸気噴霧遮断時（一定噴霧量以上），GT負荷ランバック」回路を追設した。負荷ランバックとは，GT負荷の制御設定値を急速に下げることをいい，追設した回路は，吸気噴霧が遮断するとともにGT負荷を下げ，TITを迅速に低下させて，オーバーシュートを避けようとするものである。

一定の試運転期間において，ポンプ複数台同時停止試験（最大８台）を実施し，噴霧ポンプの緊急停止がTITや排ガス温度へ与える影響を確認した。図７に，ポンプ８台同時停止時の吸気フィルタ前と空気圧縮機入口（フィルタ後）での温湿度計測結果を示す。フィルタ前の温湿度はポンプ停止後速やかな変化を示しているが，空気圧縮機入口の温湿度変化には遅れが生じ変化率も小さい。噴霧ミストのうち一定量はミスト同士の凝集

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

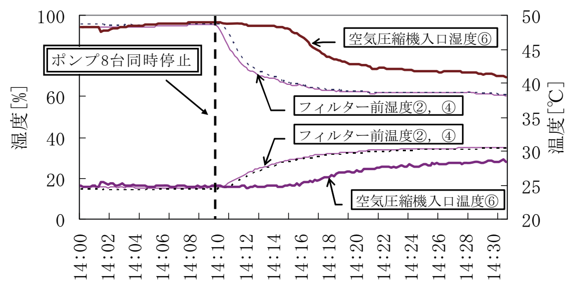


図7　噴霧ポンプ停止時の吸気温湿度の変化

や，干渉物への衝突により粒径が増大し，吸気フィルタに水滴として捕集される。吸気ダクト内湿度が高く制限値に近い場合，噴霧ポンプ停止後も，フィルタに捕集された水滴が気化熱を奪うため，吸気温度の上昇変化を緩慢にしているものと考えられる。このことから，噴霧ポンプ停止時のTITや排ガス温度の上昇に対しては，噴霧量だけではなくフィルタの湿潤状態も影響し，フィルタが湿潤することにより，ポンプ停止の影響は小さくなることが分かる。

噴霧ポンプ停止試験の結果，TITの上昇は最大で＋12℃程度であり，排ガス温度の上昇もほとんどなく，各々温度上昇に対して余裕があることが確認できた。

⑶ミスト噴霧停止時の燃焼状態変化

上記⑵での検討と同様に，噴霧ポンプが複数台同時停止し，一時的に吸気流量が減少すると制御フィードバックの追従遅れのために燃空比が上昇する。燃焼条件の変化により，燃焼振動の発生が懸念されたが，試運転期間中の噴霧ポンプ停止試験時に燃焼振動データを確認した結果，ほとんど変化は認められず問題ないことが分かった。

3.3　ミスト噴霧装置の実機導入結果

試運転期間において，ミスト噴霧装置の性能やGT本体への影響について検討し，運用上問題がないことが確認できたため，大気温度が低くなるまでの期間（H20.9～H20.11），ミスト噴霧装置の運用を継続した。

ミスト噴霧の運転実績データから，噴霧後のダクト内湿度が95%±2%となったときの出力データを抽出し，大気湿度別に分類して図8に示す。図中には，湿度100%飽和吸気とした場合の理想的な出力特性と，対象ガスタービンの基本出力特性を合わせて示している。

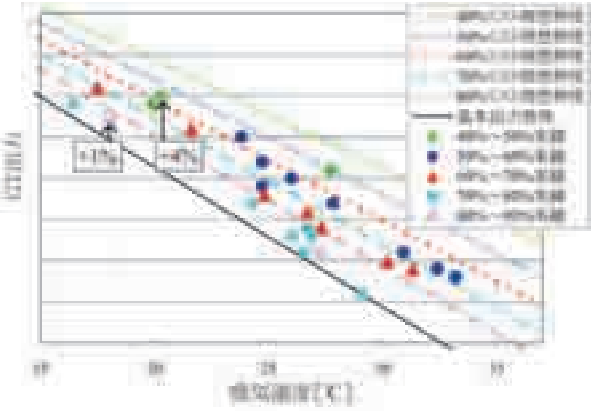


図8　大気条件による増出力効果

ミスト噴霧は，大気湿度が低いほど気化する水分量も多くなり，より大きな温度低減効果を得ることができる。大気湿度別の実績データは，それを良く表わしており，ミスト噴霧を実施しない基本出力特性（大気湿度75%仮定）に対して，大気湿度に応じた増出力効果を明確に確認することができる。たとえば，同じ大気温度で基本出力特性と比較した場合，大気湿度80%以上では約1%出力が増加し，大気湿度が40%まで低下すると，平均で約4%の増出力効果が得られている。

一方で実績点が理想特性まで到達しなかったのは，空気圧縮機動静翼エロージョン防止のため，ダクト内湿度を飽和状態の湿度100%よりも低く運用したためである。

図9に，運用期間中に最大の増出力効果が得られた時（大気温度：29℃，大気湿度：46%，ポンプ運転台数：10台）の，GT出力，吸気温度の時系列変化を示す。ガスタービン定格負荷運転時において，ミスト噴霧により，吸気温度を約7.5℃低下させ，ガスタービン出力を13MW増加することができた。

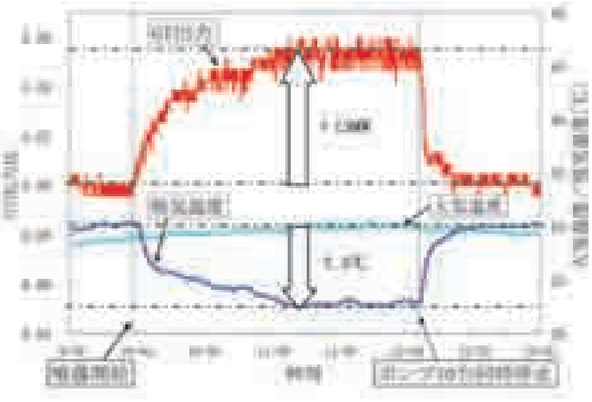


図9　増出力効果の実績（最大時）

噴霧ポンプ全台（10台）の運転による，GTの定格負荷運転状態を確認後，タービン入口温度のオーバーシュート挙動を把握するため，ポンプ全台同時停止確認試験を行った。試験は，GT状態量が十分に整定したことを確認して実施した。

その結果，図10のように，TITのオーバーシュートは15℃以下にとどまり，排ガス温度のオーバーシュートはほとんど認められず，ともに温度上昇について十分に余裕があることが分かった。

また，GTの燃焼振動について，噴霧ポンプ全台同時停止時においても問題は認められなかった。

空気圧縮機動静翼のエロージョンについて，平成20年度7月～11月ミスト噴霧装置を運用した後，平成21年度の4－4GT定期点検時に翼の損傷状況を確認した。今

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

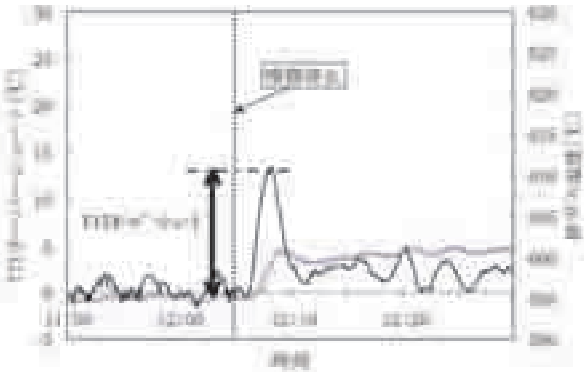


図10　噴霧ポンプ全台同時停止時のTIT 上昇

回，エロージョン対策として，ダクト内湿度に制限を設けて，ミスト噴霧を実施した。装置の運用開始当初や試験時には，若干制限値を超過する（２％程度）こともあったが，上記運用期間中，ほぼダクト内湿度を95％以下として運用できた。運用後の開放点検の結果，懸念されたエロージョンの痕跡は全く認められなかった。以上の実績から，吸気ダクト内湿度制限95％以下とすることで，機器的に安全な運用が可能であることが明らかとなった。現在では制限値を厳守できるよう，より安全側の自動制御を行っている。

4．まとめ

ガスタービンの夏場の出力低下対策として，熱環境緩和技術であるヒートアイランド現象対策技術に着目した。気化効率の高い微細な水粒子をガスタービンの吸気へミスト状に噴霧することで吸気温度を低減し，出力増加を試みた。

平成20年度夏場の逼迫した需給状況に対し，平成19年度に得られた本研究結果を利用するべく加速的に設備導入を進め，結果的に10MW以上の出力増加に貢献することができ，大気温度が低下するまでの期間，継続して出力増加の効果を得ることができた。

ガスタービン本体機器への影響に関して，吸気湿度に運用制限を設けることで機器への影響を最小限とし，また，噴霧ポンプ停止時のTIT上昇等の懸念事項について，試験の実施により影響を評価して問題なく運用できることを明らかとした。

謝辞

本研究の成果が，平成20年度夏場の出力増加へ貢献できたことは，多くの方々のお力添えにより実現することができました。本研究の実施にあたり，多大なご協力をいただきました，国立大学法人新潟大学可視化情報研究センター，設備の導入に際し，限られた時間の中，GT本体機器への影響評価にご協力いただいた三菱重工業㈱の関係者各位に心より感謝の意を表します。

参考文献

⑴　岸本健治　他，三菱重工技報，Vol.34 No.1（1997-1）pp.22-25

⑵　南壮，石川真也，赤林伸一，火力原子力発電大会論文集，(2009)，pp.228-232

⑶　赤林伸一　他，日本建築学会大会学術講演梗概集，(2008)，pp.557-558

⑷　宇多村元昭　他，火力原子力発電，Vol.50 No.8（1999-8）pp.62-71

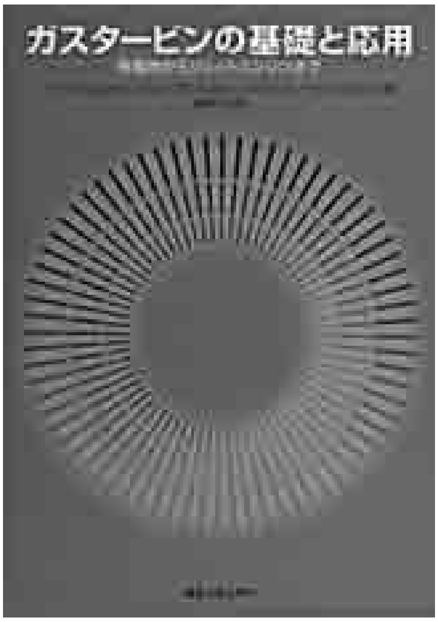
⑸　Sanjeev Jolly，P.E.，Scott Cloyd，Power-Gen International（2003-11）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

書 評

「ガスタービンの基礎と応用　－発電用からジェットエンジンまで－」

HIH Saravanamuttoo / GFC Rogers / H Cohen / PV Straznicky　著
藤原仁志　訳



本書はガスタービンの名著として知られるHIH Saravanamuttoo, GFC Rogers, H Cohen他　の「Gas Turbine Theory」の日本語版で，原著は6版まで改訂出版され，海外で広くガスタービンの教科書として使われている。我が国でもその日本語版が出版されたことで，これからガスタービンに取り組もうとする学生を始め，ガスタービンの総合的な知識を得たいとする広い読者の方々に大変良いテキストではないかと思う。

評者から見ると，学業を終えた技術者・研究者は，実務では直ぐに実戦投入され，昔ほど関連する広い分野をゆっくりと勉強する余裕が無いようで，ガスタービンやジェットエンジンのシステム全体のまとまった知識を得る機会に恵まれない方々も多いように思う。その点本書は，丁寧な説明を旨としているため比較的ページ数は多めであるが，読み進めるのにそれほど時間や労力を要しないガスタービンの総合書となっており，幅広く知識を身につけるには良書ではないかと思う。専門教育にはもちろん，通常業務に日々忙殺される中で，ガスタービンを基礎からきちんと勉強しておきたいという方にも勧めたい。

本書は，「はじめに」に続き，「産業用」「航空用」のガスタービン，「遠心圧縮機」「軸流圧縮機」「燃焼器」「タービン」の要素技術，「機械設計」，ガスタービンの性能計算「基礎編」「応用編」の全10章からなっている。

第1章「はじめに」では，ガスタービンが現在の形式に至るまでどのように進化してきたかが，現状の使われ方を含めて丁寧に説明されている。ガスタービンが現在の構成になっている理由や，他のエンジンと比べた得失が自然と把握でき，これを読むだけでもガスタービンに関する概念と技術の基礎が把握できる。説明も式を使わず図表のみを用いているので，マーケッティング／企画部門の方々にも役立つものと思う。

第2章では，産業用ガスタービンを例に，熱／流体力学の基礎的な知識を基に，ガスタービンの性能とそれを支配する主な要素について分かり易く説明している。第3章では，近年の発展が目覚しい航空エンジンとしてのガスタービンの性能とシステム構成を理解するのに必要な事柄がまとめられている。他の章にもあるが，エンジンに関する例題がついており，解法を追うことにより理解を深めることができる。

第4章～第7章はガスタービンの3大要素である圧縮機，燃焼器，タービンがその並びの順に解説されている。圧縮機では，熱／流体力学の知識が翼列へと展開され，さらには，誰もが一度は行き詰る「修正回転数」や「修正流量」といった概念がスムーズに導入される。特に第4章の「遠心圧縮機」ではターボ機械に関する共通的な知識がまとめられており大変有用である。第6章の燃焼器も燃焼技術についての重要な点がコンパクトにまとめられている。第7章タービンでは，空力設計と冷却技術が特に設計の観点から述べられていることが特徴である。

第8章の機械設計は，本書の中で最も特徴的な部分であろう。システム概念の設計から，耐熱材料選定，腐食，疲労あるいは耐久性・信頼性に至る材料・構造の設計課題，不具合，エンジン振動問題さらには鳥衝突やメンテナンスなど実機開発に必要な様々な技術課題を取り込んだエンジンの設計開発の概念がまとめられてある。設計指南書とまではいかないが，課題の重要性を理解するには十分である。

第9章と10章では，設計開発されたガスタービンの性能の推算手法について，「基礎編」と「応用編」とに分けて述べている。ガスタービンとジェットエンジンについて，要素の組み合わせなどのシステム形態の変化に対応した性能推算法が部分負荷計算とともに比較的詳しくまとめられており，ガスタービン開発工程で行われる実務技術として良いまとめになっている。

全体を通して，論理の飛躍が少なく記述が丁寧である

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

上，単なる技術の解説に留まらず，実際の発電所や航空機，船舶の例などを通してその技術がどのように使われているかが生き生きと伝わってくるので，読者を飽きさせない。これらはまた，基本から丁寧に積み上げられており，ガスタービンのシステムの中に生きる実際的で高度な専門知識が体系的に得られる良書であると言える。

昨年の東日本大震災と引き続き発生した福島原発の事故は，平和で安定した暮らしを送ってきた私たちに大きな衝撃を与え，価値観や技術の信頼性に対する考え方に大きな変化をもたらした。中でも効率と信頼性においてガスタービン発電システムが重要視され，期待されていることは，この分野に働く者に新たな緊張と責任をもたらしている。また同時に航空輸送の拡大が続く中，低燃費の新しいターボファンエンジンが新型航空機の開発を活気づけてもおり，我が国がこれらの分野の技術と産業に将来を見出そうとする動きも顕著になりつつある。このような時期に本書が世に出，高度な機械システムとしてのガスタービンが多くの人に理解され，あるいは我が国技術者の知見を充実させ，その応用による技術と製品の発展がエネルギ問題の解決や航空輸送の革新に主導的な役割を果たしてゆく，といった連鎖が起こることを期待したい。

また近々，ガスタービンに関する我が国の経験や知見をまとめた意欲的な図書の出版もあると聞く。このような関連文献が多く出され，幅広く技術情報が世に伝えられることを大いに歓迎したい。

以上，本書の良さを十分皆様にお伝えできたかどうか心配な面もあるが，これによって本書を学会員の座右の書の一つに加ようと思い至れば大変幸いである。最後に，４年もの歳月を費やして日本語版にまとめられた翻訳者および編集等関係各位のご尽力に敬意を表したい。

（SKYエアロスペース研究所　坂田公夫）

ガスタービンの基礎と応用
発電用からジェットエンジンまで
（2012年8月20日発行）

訳　者：藤原仁志
大きさ：A5判　684頁
価　格：6,090円（税込）
発行所：東海大学出版会
住　所：〒257-0003　神奈川県秦野市南矢名
　　　　3-10-35東海大学同窓会館内
電　話：（営業・総務）0463-79-3921
　　　　（編集・製作）0463-79-3941
ＦＡＸ：0463-69-5087
ＵＲＬ：http://www.press.tokai.ac.jp

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

報　告

調査研究委員会活動報告
－東日本大震災におけるガスタービン設備の信頼性調査－

調査研究委員会

2011年３月11日に発生した東日本大震災に対して，日本ガスタービン学会は調査研究委員会を設置し，ガスタービン関連施設の被害状況，復旧状況などについて調査し，今後の震災に備えた課題と改善提言を行う活動を行いました。2012年６月に報告書をまとめ，公開しております。本稿では調査研究委員会の活動とその報告書についてご紹介させていただきます。

１．調査研究委員会の活動

2011年８月の理事会にて調査研究委員会（委員長：濱純）の設置が承認され，2011年９月より活動を開始しました。阪神淡路大震災の際の臨時調査委員会（吉識委員長）の活動を参考としながら，東日本大震災の特徴を踏まえて調査内容，調査方法などを検討した結果，下記の項目について，アンケート調査により取り纏めまることになりました。

１）東日本大震災におけるガスタービン発電施設，生産設備等の被災状況，震災後の稼働状況，ならびに復旧状況の全体概要を明らかにする。
２）震災後の非常用設備としてのガスタービンの稼働状況を明らかにする。
３）ガスタービン関連施設等における震災に対する課題抽出と提言を行う。

さらに会員の貴重な経験も報告書に掲載することにしました。2011年９月から2012年５月まで計５回の委員会を開催し，アンケートをはじめ各種のデータや資料提供，データ集計・分析など様々な方々のご協力，ご支援を賜わり，報告書を2012年６月に取り纏め，８月の理事会に報告しました。

２．報告書概要

2.1　東日本大震災の概要

東北地方太平洋沖地震は，2011年３月11日14時46分に発生した宮城県牡鹿半島沖を震源とする，観測史上最大のマグニチュード9.0の巨大地震であり，しかも，岩手県沖から茨城県沖まで南北約500km，東西約200kmに及ぶ広い震源域を有し，揺れの時間の長いことに特徴がありました（図１）。東北地方太平洋沖地震により，大きな津波が引き起こされ，最大で海岸から６km内陸まで浸水，岩手県三陸南部，宮城県，福島県浜通り北部では津波の高さが沖合においても８mを超えました。東北地域を中心に，痕跡高が10mを超える地域が南北に約530kmに渡り，最高40.1mの観測最大の遡上高が大船渡市綾里湾で記録されました。東北電力および東京電力管内では地震前に約6,700万kWの発電が行われていましたが，地震により約2,000万kWの停電が起こり，停止中も含めて約3,000万kWの供給能力が失われています。

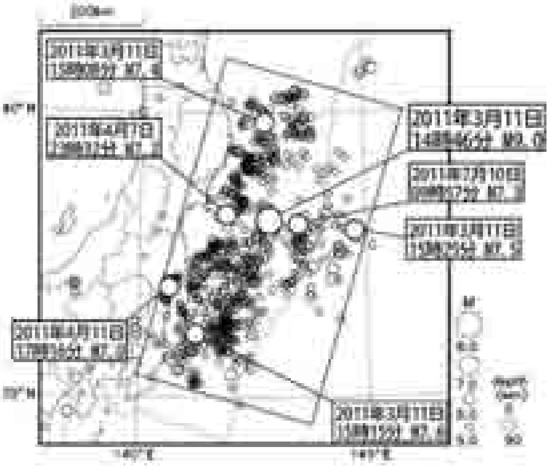


図１　平成23 年（2011年）東北地方太平洋沖地震（M9.0）の余震（出典：気象庁ホームページ）

2.2　ガスタービン設置状況とアンケート調査

東日本大震災の被災地域は広範囲であり，津波による被害もあったため，全数調査は困難であると判断しました。そこで，まず被災地域である東北地方と関東地方に設置されているガスタービンの台数を統計資料から推定しました。国内地域別納入台数によると1981年～ 2010年間の30年間で10,531台が納入されています。全体に台数では中小型が占める割合が高いものの（図２），出力については大型が高くなっています（図３）。そのうち東北地方に752台，関東地方に4,203台が設置されています。アンケート調査の結果，4,236台のデータをご提供いただいており（表１），これらは被災地域に設置されていたガスタービンの大半をカバーしていると考えられます。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

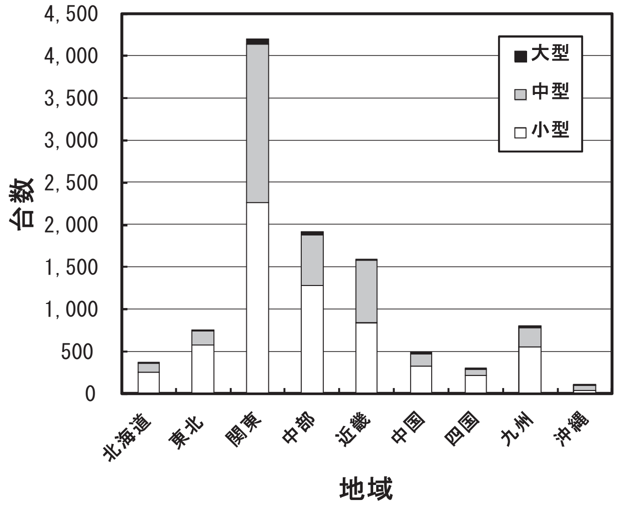


図２ 30年間の地域別納入台数

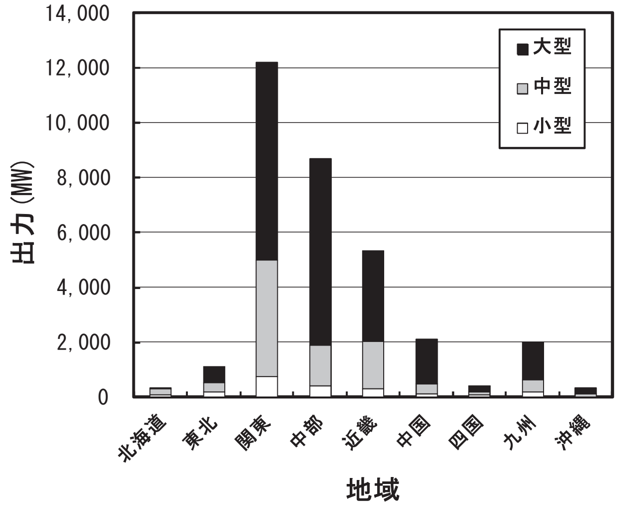


図３ 30年間の地域別納入出力

表１ 調査対象データ

常用発電	201台
非常用発電	3,980台
ポンプ駆動用他	55台
合計	4,236台

2.3 常用発電設備

事業用および自家発用のガスタービン発電設備の内訳は，出力2MW未満が99台，2～20MWが43台，20MW以上が59台で，燃料についてみると，都市ガス等のガスが122台，A重油が９台，灯油が７台，副生ガス/LPG等の多種燃料利用が63台であり，多種燃料利用を含めガスを燃料として利用している割合が多くなっています。

震災後の被害状況は，例えばエンクロージャ内部の防油堤に海水が溜まっていた，ガスタービンベース基礎のシムプレートにずれが発生した，ガスタービンと接続機器とのアライメントがずれた，など様々でしたが，ガスタービン本体が損傷したという報告はありませんでした。ただし，周辺機器や発電機が海水に浸かったり，制御盤が流されたりしたという報告や，地震による配管損傷，倒壊の報告がありました（図４）。

図４ 常用ガスタービンの被害 ファンの移動によるキャンバス継手の損傷（資料提供：日立造船㈱）

地震発生時に運転中であったガスタービンは150台程度で，地震や津波で停止したガスタービンは40台程度でした。停止した要因は，停電検知，系統周波数低下による回転数低下，各種保護装置作動などであり，保護装置が正常に機能したようです。停止したガスタービンの再運転は，早いものでは当日や翌日が16台，１週間後程度が９台で，停電復旧を待って稼働開始したガスタービンが多いことがわかりました。

今回の震災でガスタービン設備そのものに損傷はないため，耐震設計，保護装置については問題なく，追加の対策は不要と考えているという報告が多くありましたが，津波の被害を受ける可能性のある地域では周辺機器，制御盤を高い階に設置することにより，再稼働までの期間をさらに短縮できる可能性があると考えられます。

ガスタービンユーザーから，系統連携専用ガスタービンに対しては自立運転対応，都市ガス専焼機に対しては他燃料での運転対応，さらに燃料インフラが絶たれた場合に廃燃料での運転対応などの要望があり，多種燃料に対応できるガスタービンの特性が生かされるものと思われます。

2.4 非常用発電設備

非常用発電設備の燃料は，A重油が2,231台，灯油が1,005台，軽油が507台，ガスが２台，不明が235台であり，寒冷地であるためか，灯軽油の割合が多くなっているようです。主な業種別配備状況は，多い順に官庁関連，上下水道・ダム，事務所ビル，病院，IDC，通信，公共交通機関，金融・保険，放送等です。

ご提供頂いた非常用発電設備データの中から，運用状況が確認された設備の台数及び稼働状況をまとめた結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

を表２に示します。

表２　確認された設置台数と稼働状況

調査対象台数	3,980台	
調査未実施台数	807台	
確認された設置台数（全地域）	3,173台	
停電無し（対象外物件）	2,078台	
停電した地域（今回対象）	1,095台	
震災・津波により損傷	8台	
停電時自動起動すべき台数	1,087台	100%
停電有・稼働せず	3台	0.3%
停電有・稼働確認	1,084台	99.7%
（稼働後停止物件，燃料切れ等）	（83台）	（7.7%）

運用状況が確認された全地域の設備台数の内，停電に対応して自動始動すべきものは1,087台でした。その内，1,084台（99.7%）が起動しており，ガスタービン非常用発電装置の信頼性はかなり高いものと言えます。稼働しなかった原因は，不着火（１台），主回路ブレーカの投入忘れによるインターロック（１台）及び定期整備が未実施による燃料制御装置の故障（１台）でした。自動始動したもののうち，7.7%に相当する83台が稼働後停止しています。燃料切れ，燃料フィルタの詰まり及び運用・操作上の問題等による稼働後停止がほとんどでした。

A社製非常用ガスタービン発電設備においてメーカー推奨の定期整備実施状況を見ると40.9％しか定期整備が実施されていませんでした。図５はA社製非常用ガスタービン発電装置の稼働状況です。停電地域に配備された総数1,035台のうち始動できなかった台数は１台でしたが，その原因は燃料制御装置の故障によるもので，定期整備が未実施でした。また，始動したものの稼働後に停止した48台の内，故障以外で停止した36台の原因は，燃料切れ，過負荷，運用・操作上の問題でしたが，故障で停止した12台（全体の1.2%）の発電設備は，全てメーカー推奨の定期整備を行っていなかったことが判明しています。これは他のガスタービンメーカーの非常用発電設備においても同様な傾向であり，また，調査結果によれば，官庁物件のほとんどは定期的なメンテナンスを実施しているが，民間物件では行っていないユーザーが多かったと報告されています。

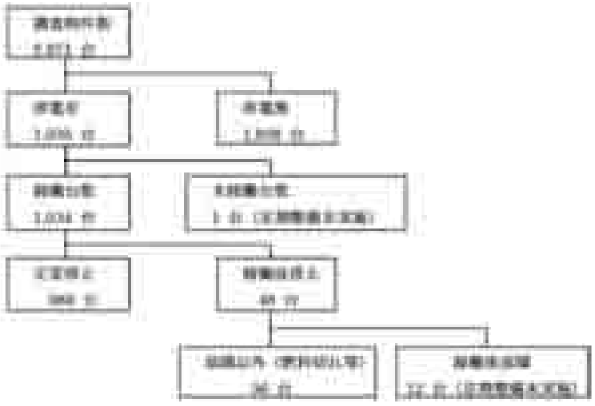


図５　A社製非常用発電設備の稼働状況

今回の震災では，停電時の自動始動率は，阪神・淡路大震災時の92.8%から99.7%に，自動始動後に停止した割合は，約20%から７％程度に改善されています。阪神淡路大震災時の調査結果の課題であった電気部品及び配管系に対する耐震性やバッテリーの充電回路に起因する故障はほとんど見うけられず，耐震性に対する技術の信頼性が向上しており，教訓が活かされた結果となっています。

2.4　ガスタービン学会会員の経験

ＩＨＩ相馬工場，日立製作所，東北大学と，地震の被害が大きかった地域の会員より，当日の状況，被害状況，操業再開および復興支援などの貴重な経験をお寄せいただき掲載しました（図６）。

図６　復旧した相馬工場

2.5　今後に備えた提言

ガスタービンメーカーの耐震設計，保護装置の基準等は特段の見直しの必要性は認められないものの，以下の教訓が得られました。

１）設置場所の留意

今回の特徴である津波を想定した高所への設置に留意する必要がある。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

2）非常用発電設備の定期的点検・整備の徹底

民間企業での非常用発電設備では，メーカー・ユーザー相互での設備の定期的点検・整備を徹底することにより，故障を防止するうえで装置の信頼性の向上が更に期待できる。

3）燃料設備多重化の導入評価の実施

今回の震災から，系統連携専用ガスタービンに対しては自立運転対応，都市ガス専焼機に対しては他燃料での運転対応などの要望があり，さらに燃料インフラが絶たれた場合に副生燃料での運転対応などの要望もあることから，燃料多様化が可能なガスタービンの特長を活かし，各種燃料の実用運転の導入評価を促進しておく必要がある。

4）非常用発電設備の燃料タンク容量の見直し

非常用発電設備では，燃料切れによる停止が散見される。今回の震災において，非常用設備に期待される防災の範囲が，停電対応から災害対応へと広がっており，必要な運転持続時間に対応した容量の燃料タンクの整備等が望まれる。

被災が甚大であった東北地域での陸用ガスタービンの設置台数ならびに出力の全体に対する割合は，台数では７%，出力では３%と少なかったのですが，今後，東海，東南海，南海での海溝型地震発生が懸念される太平洋沿岸域には，関東，中部，近畿地域の３地域のガスタービン設置の合計が台数で全体の73%，出力では81%を占め，特に人口比率の高い大都市を含む地域に大半が設置されていることから，今回の地震における課題への対応を進めていくとともに，ガスタービンの優位性を踏まえた発電システムの高効率化，さらなる信頼性の向上等を進めていく必要があります。一方，中長期的には，大型コンバインドサイクルおよび各種分散型電源の最適な組み合わせが望まれます。

3．調査研究委員会のその後の活動

理事会報告を行った後に報告書を広く活用いただくために，次の活動を行って参りました。2012年８月に学会ホームページへの報告書WEB掲載を行いました（http://www.gtsj.org/html_info/tyousahoukoku120808.html）。また８月のACGT2012（上海），10月のシンポジウム（東京），第40回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）の機会に報告をさせていただきました。未だ報告書をご覧になっておられない方がおられましたら，是非ご一読いただきますようお願い申し上げます。報告書が皆様のお役立てれば幸甚です。

4．謝辞

調査研究委員会の活動を行うに当たり，ガスタービンメーカー等各13社をはじめ，ガスタービン学会理事・会員各位のガスタービン関係者，さらには気象庁，火力電子力発電技術協会など様々な方々のご協力・ご支援を賜わりました。関係各位に厚く御礼申し上げます。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

報告

Asian Congress on Gas Turbines 2012 報告

山根 敬
YAMANE Takashi

1．はじめに

アジア地域におけるガスタービン関連技術に関する情報交換と人的交流を促進することを主目的として始まったAsian Congress on Gas Turbines（アジアガスタービン会議）の第3回会議ACGT2012が2012年８月20日から22日まで，中国の上海交通大学で開催され，９カ国から184名が参加して盛会裏に終了した。前回2009年の第２回より日中韓の３カ国が共催しているACGTは，今回の中国開催でちょうど一巡したことになる。

2．開催の経緯

ACGTの発足については，前回ACGT2009の報告（本誌Vol.37 No.6 2009.11掲載）に詳しく説明されているので，ここでは主に2009年以降の経緯について述べることとする。

本会の主要な行事の一つであるInternational Gas Turbine Congress（IGTC）が４年毎の開催である一方で，アジア地域に軸足を置いた国際会議を中間の年に開催して交流を活発化させることを目指して2005年に第１回が開催されたACGTは，当初，本会と韓国流体機械協会（Korean Fluid Machinery Association, KFMA）との共催であった。その後，ASME Turbo ExpoやIGTCの機会に開催したACGT関係者会議での検討を経て，2009年の第２回会議から中国科学院工程熱物理研究所（Institute of Engineering Thermophysics / Chinese Academy of Sciences, IET/CAS）が加わって３カ国共催の体制となった。さらにACGT2009の開催中に行われた日中韓の実行委員会メンバーを中心とした会合で，３カ国の回り持ち開催では４年間隔は長過ぎるという意見があり，２年毎の開催の可否を各国で検討した結果，IGTC開催年と重ならないように２年毎の開催を行うこととなり，前回より3年後となる本年に中国で第３回を開催することになった。

共催３カ国での開催が一巡した今回までのサマリーは以下の通りである。

開催地：
2005年　ソウル国立大学Hoam国際会議場（韓国）
2009年　東京大学生産技術研究所（日本）
2012年　上海交通大学（中国）

国別参加登録者数：

	2005年	2009年	2012年
韓国	76	26	16
日本	60	99	35
中国	6	21	120
スイス	1	2	
シンガポール		1	
米国		2	
ベルギー		1	
インド			2
インドネシア			1
イラン			6
英国			2
マレーシア			1
ドイツ			1
合計	143	152	184

（国別分類は参加者の所属組織に基づく，以下同様）

国別発表論文数（一般講演のみ）：

	2005年	2009年	2012年
韓国	32	17	7
日本	40	34	23
中国	1	10	55
スイス		2	
シンガポール			
米国			
ベルギー			
インド			
インドネシア			1
イラン			6
英国			1
マレーシア			
ドイツ			
合計	73	63	93

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

3．会議概要

ACGT2012は2012年８月20日㈪から22日㈬の３日間の会期で，上海交通大学Minghang Branch Campusで開催された。会場は上海中心部から約20km離れており，参加者はホテルから会場まで送迎バスで移動した。参加登録費は一般US$250，学生US$100と過去２回と同じ水準で，アブストラクト集，Proceedings（USB），会期中の昼食，Reception，Banquet，見学会，送迎バスのすべてを含んでいた。

講演は，キーノートレクチャー１件，キーノートスピーチ３件，フォーラム１件，そして一般講演が最大５室のパラレルセッションで93件の発表が行われた。なお予定されていた一般講演のうちインド，米国，中国それぞれ１件ずつの合計３件が著者不参加でキャンセル，さらに１件がno showであった。

会議の冒頭でCAS上海支部長（元CAS副院長）のDr. Jiangおよび上海市経済・情報化委員会副委員長のMs. Shangによる挨拶があり，上海交通大学のProf. Weng Shilie（Local Organizing Committee委員長）による開会宣言で幕を開けた。

会場入口

3.1　キーノート講演

キーノートスピーチ３件が毎日の朝一番に行われるプログラム編成で，日本，中国，韓国からそれぞれ１件ずつ講演を行った。またキーノートレクチャーとして２日目の最後に１件の講演が行われた。以下，順に概要を記す。

20日㈪朝の最初のキーノートスピーチは，産総研の壹岐典彦氏により，本会の調査研究委員会がまとめた東日本大震災におけるガスタービン設備の信頼性の調査研究結果に基づき，“Reliability of Gas Turbine Installation in the Great East Japan Earthquake”と題した講演が行われた。ガスタービンの信頼性の高さを強調するとともに，より災害時への対応力を強化するための提言などが示された。なお，この調査研究委員会報告については本会ホームページに掲載されているので参照されたい。

21日㈫のキーノートスピーチは，中国国家能源局（National Energy Administration）のMr. Li Yeにより，“Development and Prospect of Gas Turbine Industry in China”という講演がなされた。中国におけるエネルギー政策の歴史と今後の展望を紹介するもので，ガスタービンに関しては，これまでに1500台が稼働し，今後2015年までに出力累計で30GW，14～30MW級ガスタービンを150台以上導入する計画であること，E/Fクラスガスタービンの技術はGE，MHI，Siemensの各社から導入し，Fクラスは上海電気で初めて製造したこと，IGCCやコンバインドサイクルについての技術開発計画などが紹介された。

同じ日の締めくくりに，キーノートレクチャーとして元MHIの青木素直氏（現三菱総研）により“Yesterday, Today and Tomorrow of Gas Turbines - Long Term Perspectives & Sustained R&D Efforts are the Key to Success”と題して，MHIの発電用ガスタービンの開発の歴史と今後の展開についての講演があった。この講演は，ACGT2012の運営の中心を担った中国側Local Organizing Committeeの強い要望により実現したものである。

最終日22日㈬には，韓国Inha UniversityのProf. K. Y. Kimによる講演，“Optimization of a Novel Film-Cooling Hole for Turbine Blade Cooling”が行われた。タービンフィルム冷却孔の研究開発に関するもので，高

壹岐氏

Mr. Li Ye

Prof. K. Y. Kim

青木氏

キーノート講演の各氏

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

フォーラム講演

いフィルム冷却効率を実現するShaped Hole形状をCFDを使用して応答曲線法による最適化で得る研究が紹介された。

3.2　フォーラム

ACGTではテーマを決めて複数の講演者による関連講演と議論を行うフォーラムを企画することが恒例となっている。今回は“The Trends of Gas Turbine Development Facing the Challenge of Future Energy Structure”と題して中，日，韓，印，独の状況紹介が行われた。中国については，CASのProf. Lin Fengにより，2009年の段階で石炭がエネルギー源に占める割合が70％であり2050年くらいまではほぼ同じ割合で推移すると予測しているものの，大型ガスタービンによる発電量の増加のみならず，再生可能エネルギーのシェア拡大による不安定性をガスタービンで補完するハイブリッドシステムのニーズ増大の可能性への言及があった。日本からは東大の渡辺紀徳教授が東日本大震災後の日本における原子力発電比率をめぐる議論の状況を紹介するとともに，日本のエネルギー政策としては Economic Growth, Energy Security, Environment Protection の3Eが重要である，とした。Inha UniversityのProf. T. S. Kimは，韓国でのガスタービン開発に対する要求事項として，高効率，燃料多様化，再生エネルギーとの協調，CO_2対策などをあげ，高効率化技術とともにCCS技術の重要性を指摘した。Indian Institute of Technology Bombay（IIT Bombay）の Prof. Royは，インドにはガスタービン開発企業がないが多くの需要が見込まれており，技術者を育成するとともにACGTのコミュニティーへ参加したいとの希望を述べた。Leibniz Universität HannoverのProf. J. Seumeからは，ドイツでは2020年までに電力使用量20％の削減と20％の再生可能エネルギーの利用とともに20％の効率増大が謳われていることが紹介され，不安定な再生可能エネルギーを補完するためにガスタービンへのニーズが高まるとの説明があった。

会場からは，ガスタービン燃料の今後の見通し等についての質問があり，シェールガスの動向や再生可能エネルギーによる燃料ガス生産の可能性について言及された。また，人材に関しての課題もクローズアップされ，日本ではいかに若手をガスタービン関連の教育・研究分野に引きつけるか，韓国での異分野への人材流出，中国でのガスタービン技術者不足への対策の必要性が言及，指摘された。

3.3　論文講演

23セッションで発表された93編の論文の内訳は以下の通りである。

⑴空力：CFD Analysis of 3D Flow I & II（8件），Leakage Flow（4件），Unsteady Flow and Flow Control I & II（9件），Centrifugal Compressor（4件），CFD Algorithm and Modeling（5件），Optimization Design（5件）

⑵システム関係：Advanced Gas Turbine System I & II & III（12件），Innovative Clean/Renewable Energy Technology（4件）

⑶伝熱：Cooling and Conjugate HT（4件），Film Cooling（4件），Cooling and HT Enhancement（4件）

⑷燃焼：Liquid and Low-Btu Fuels Combustion I & II（8件），Combustion Numerical Simulation（5件），Premixed Combustion（4件）

⑸構造・損傷・保守：Rotor Dynamic Analysis and Lifetime Prediction（3件），Components Aerodynamic and Failure Analysis I & II（6件），Structure Strength Analysis and Experimental Investigation（4件）

各セッションは1人の司会者により進行された。司会は日中韓からの参加者が分担し，日本からは5セッションを担当した。発表者は各部屋に用意されたPCにファイルを移して発表するか，持参したPCを接続するかのいずれかの方法をとった。

各講演のアブストラクト集は過去2回のACGTと同様にプログラムと共に印刷・製本された。Proceedingsはこれまでの CD-ROMに代わり，今回初めてUSBメモリで配布された。

前掲の表の通り，開催国である中国からの発表数が最も多かったが，特に学生の発表が目立ったとともに，女性の割合が極めて高かったのが印象に残った。フォーラムでも言及があったが，中国では研究者の数は増えているものの，技術者不足が今後のガスタービン技術開発の発展への重要な課題とのことである。

3.4　バンケット

2日目のキーノートレクチャー終了後，会場からバスで浦東地区に移動し，貸切のクルーズ船に乗船した。共催3カ国からの，IET/CASのProf. Lin Feng，川口修慶應義塾大学名誉教授，Inha UniversityのProf. T. S. Kim

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

の３氏によるスピーチに続き，主催者を代表してProf. Huang Weiguangの挨拶でバンケットが始まった。その間，クルーズ船は外灘の歴史的建築郡と浦東の高層ビル群の両方を望める黄浦江を往復し，参加者はブッフェ形式で提供された食事と飲み物で歓談したり，デッキに出て景色を眺めたりと，思い思いに楽しんだ。

バンケット会場のクルーズ船内

3.5　クロージング

３日目の午前ですべてのセッションは終了し，IET/CASのProf. Chen Jingyi，坂田公夫本会副会長，Inha UniversityのProf. K. Y. Kimにより本会議が成功裏に終了したことを祝すスピーチが行われた。またProf. Kimにより，次回ACGTは2014年に韓国で開催することが宣言された。

3.6　見学会

クロージング後，上海電気（Shanghai Electric）社の Shanghai Turbine Plant（STP）の見学会が開催された。1946年に設立され，1955年に中国で初めて蒸気タービンを製造した歴史ある工場で，蒸気タービンおよびガスタービンのケーシング，ディスク加工，組立工場などを見学した。特に最新のガスタービンの組立工場は，全館空調されていることが印象に残った。これまで，Westinghouse社やSiemens社からの技術供与を受けてきたが，自主開発の体制に移ってきている。ただしガスタービンのホットパーツの生産には至っていない。従業員数約3,700人，年間生産量は出力換算で36,000MW（2006年時点）。

4．今後のACGTについて

見学会後，Organizing Committeeメンバー及び３カ国の関係者が，中国科学院上海学院でミーティングを行った。上海学院には内田祥三の設計による建物などの歴史的建築物が現存し今も利用されている一方で，新しい高層ビルも建築され講義室，研究室，学生寮などに使われている。

ミーティングではProf. HuangからACGT2012のサマリーが報告され，それに対する各国からの謝意・感想に続き，ACGTの今後について以下のように議論・確認した。

昨年11月のIGTC会期中に本会から提案した，ACGTポータル（ホームページ）の設置と管理の役割を本会が担うことについて，出席者から賛意が得られた。これも含めて，アジアのガスタービン及びエネルギー研究の核となるようACGTを発展させていくことで出席者の意見が一致した。ACGTポータルについては，国際委員会が中心となって整備を進める。

IIT BombayのProf. Royから，ACGT主要メンバーとしてインドが加わりACGTを開催したい，という提案がされている件について，会期初日に行われた関係者の会合の結果が報告され，インドの意向については基本的に歓迎であることを確認した。ただし次回ACGT2014へのインドからの参加状況や発表件数を見て，今後どれくらいの役割を担っていただけるかを判断することで一致した。なお，現状では中国の政府・大学関係者はインドへの渡航許可が中国政府から極めて得られにくい点に，開催地候補としての検討の際には注意が必要である。

次回ACGT2014の韓国開催に関しては，開催国以外の国からの積極的な参加，さらに共催３カ国以外の国からも発表件数・参加者を増やせるように，関係者で協力して宣伝活動などを行うことで一致した。

5．おわりに

３回目の開催により一巡したACGTは，これから２年毎の開催サイクルとなる。ASME/IGTI等からのアジア地域への注目も高まってきていると考えられ，ACGTを核とした国際活動の強化が，本会としてもますます重要になっていくと思われる。

ACGT2012の準備・運営は，中心となって活躍されたShanghai Advanced Research Institute / Chinese Academy of Sciences（SARI/CAS）のProf. Huang Weiguang 並びにLocal Organizing Committeeメンバーの多大な努力により，素晴らしくオーガナイズされたものであった。また財政面でCAS本部ならびに産業界からのサポートをいただいたとのことである。関係の皆様に深く感謝したい。

（国際委員会／ ACGT2012実行委員会）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

報　告

第22回ガスタービン教育シンポジウム報告

谷光　玄行
TANIMITSU　Haruyuki

2012年９月13日㈭，14日㈮の２日間にわたり，「第22回ガスタービン教育シンポジウム」が兵庫県明石市の川崎重工業株式会社（明石工場 研修センター）にて開催された。関西地区での開催は一昨年の三菱重工業高砂製作所での開催以来２年ぶりである。

本シンポジウムは毎年７月に関東地区で開催されているが，関西地区からも参加しやすいようにと2006年より隔年で関西地区でも実施されているもので，今回で４回目となる。参加者数は90名（学生28名，社会人62名）と，関西，四国の方を中心に多くのご参加をいただいた。

本シンポジウムは，主にガスタービンの初心者を対象にガスタービンの基礎知識を学んでいただくことを目的としており，各分野の第一線で活躍されている専門家による講義と，実際のガスタービンとその関連の製造及び研究開発施設等の見学を併せた企画である。今回も１日目に講義２テーマと特別講義及び生産設備・試験設備の見学会を実施し，２日目に講義４テーマを実施した。

１日目は，集会行事委員会の二村理事による開会挨拶の後，３テーマの講義，⑴ガスタービンと燃焼工学（木村武清氏），⑵ガスタービン概論（椙下秀昭氏），⑶川崎重工業株式会社におけるガスタービンの開発（永留世一氏）が行われた。その後，官学・ガスタービンユーザー企業参加者は２班に分かれて，⒜Trent1000ターボファンとエンジン運転場，⒝産業用ガスタービン駆動発電パッケージの試運転，⒞アフターバーナーライナー等の薄板プレス，溶接加工工程，⒟舶用，産業用ガスタービンのバランシング，オーバーホール工程，⒠明石工場内で使用する電力と蒸気を供給しているコンバインドサイクル発電設備「エネルギーセンター」の見学を行った。一方，メーカー企業参加者は，川崎重工業で取り組んでいるVAM（Ventilation Air Methane）焚きガスタービン開発について受講したあと，エネルギーセンターを見学，川崎重工業明石工場 紹介ビデオを視聴した。

設備見学終了後は，研修センター内で懇親会が開催された。シンポジウム参加者の約７割の方が懇親会に出席し，参加者同士あるいは講師を交えた議論と相互交流の有意義な時間を過ごすことができた。

２日目は，前日に引き続きガスタービン関連の４テーマの講義，⑷ガスタービンと伝熱工学（武石賢一郎氏），⑸ガスタービンと材料工学（高橋孝二氏），⑹ガスタービンと制御工学（足利貢氏），⑺ガスタービンと流体工学（坂元康朗氏）が行われた。

それぞれの講義では，ガスタービンの基礎から最新の技術動向までを，実際の事例を交えつつ説明がなされた。受講者にとって今後の研究・仕事を進める上で多いに役立つ内容の濃い講義となっており，熱心な聴講・質疑応答が行われた。全講義終了後，２日間の講義に出席した参加者全員に受講証が発行された。また，参加者に対し今後の教育シンポジウムの運営及び教材に関するアンケートに御協力頂いた。アンケート集計結果は次回以降の企画および教材の改訂に反映していく。

本シンポジウムでは教材として「ガスタービン技術継続教育教材作成委員会」で編集された書籍を用い，その執筆者の先生方を中心に講師をお願いしている。時間の関係もあり，講義では教材の中の基礎編のみを扱ったが，教材には応用編や練習問題も含まれているので，参加された皆様にはこれらを有効に活用し，ガスタービンの知識を深めるのに役立てて頂ければ幸いである。

最後に，講義，資料等の作成・準備にご尽力して頂いた講師の先生方々に感謝すると共に，会場の提供，見学会及び懇親会についてご協力を頂いた川崎重工業株式会社の関係者各位に深く感謝いたします。（集会行事委員）

講義風景

懇親会風景

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

報　告

2012年度シンポジウム報告

松沼　孝幸
MATSUNUMA Takayuki

「先進ガスタービンシステムの技術開発状況」と題して，2012年度シンポジウムが，2012年10月２日㈫の午後に，東京理科大学の九段校舎にて開催された。当該分野の第一線でご活躍の方々を講師に迎え，４件のご講演をいただいた後，パネルディスカッションが行われた。参加者は，社会人41名・学生23名の合計64名で，活発な意見交換が行われて盛会であった。

講演開始に先立って，本シンポジウム担当の古谷博秀理事が「東日本大震災以降，ガスタービンの役割は大きくなりつつある。ガスタービンを使った発電システムを対象に，更なる高効率化に向けた先進的な技術について紹介いただくとともに，今後のガスタービンの研究開発の方向性を議論したい」という開催趣旨を説明した。

講演１「先進発電サイクルにおけるガスタービンの役割」では，幸田栄一氏（電力中央研究所）が，中小容量向け高効率ガスタービンサイクルや，極限まで熱効率向上を目指した燃料電池ハイブリッドサイクル，さらには自然エネルギーの活用を図ったサイクルなど，現在研究が進められている様々な先進ガスタービンサイクルの概要を紹介し，それらのサイクルの実現に向けたガスタービン技術の役割について説明した。

講演２「先進ガスタービンの技術開発（1700℃級GT）と実機適用（J形GT）」では，伊藤栄作氏（三菱重工業）が，経済産業省の補助事業である1700℃級ガスタービンの技術開発で行ってきた燃焼器・タービン・圧縮機などの先進技術開発や，これらの技術を適用した1600℃級J形ガスタービンの運用実績など，これまでの技術開発の概要を説明した。

講演３「高湿分空気利用ガスタービンシステムの開発」では，圓島信也氏（日立製作所）が，高湿分空気利用ガスタービンシステムの開発状況として，小容量３MW級システム検証機による高湿分空気利用ガスタービンのシステム全体成立性・起動時間等の運用性検証と，中容量ガスタービン実用化総合試験装置による高圧・高湿分環境下でのガスタービン・吸気噴霧・増湿装置・再生熱交換器の相互作用確認を説明した。

講演４「エクセルギー再生による熱効率向上を目指す次世代石炭ガス化発電技術の基礎研究」では，鈴木善三氏（産業技術総合研究所）が，NEDOプロジェクトとして実施したIGCCに代わる次世代石炭ガス化発電システムの基礎研究の概要と，主要サブテーマとして選定した，エクセルギー再生を可能とする低温ガス化技術とこれを担保するための高濃度・高流束粒子循環技術，触媒ガス化技術，プロセス最適化の成果を説明した。

パネルディスカッション「今後の産業用ガスタービン技術開発の方向性について」では，講演者の幸田氏が司会，伊藤氏・圓島氏・鈴木氏がパネリストとなった。さらに，壹岐典彦氏（産業技術総合研究所）がパネリストに加わった。まず，壹岐氏が学会内の「ガスタービンを考える会」の活動状況を報告した後に，将来の技術開発の方向性などの討論が始まった。会場からは，学会に期待していることは何かといった質問もあり，パネリストの方々からは，国へのコンセンサスを作る・若手の交流の場として活性化するなどの意見が出て，今後のガスタービン技術に加えて，学会の役割も考える機会となった。

本シンポジウムの終了後，調査研究委員会による報告会「東日本大震災におけるガスタービン設備の信頼性の調査研究結果報告」（司会：永井勝史氏（川崎重工業），講演：壹岐典彦氏（産総研））が同じ会場で開催された。

最後に，ご多忙な中，貴重な内容をご発表いただきました講師・パネリストの方々，会場の準備にご協力いただきました東京理科大学の関係者の方々，そしてご参加いただきました皆様に，厚く御礼を申し上げます。

（集会行事委員会委員）

講　演

パネルディスカッション

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

会　員　各　位

公益社団法人日本ガスタービン学会
会長　佃　嘉章

正会員会費改定のお知らせ

日頃は学会活動へのご理解，ご協力をいただき，厚く御礼申し上げます。

さて，日本ガスタービン学会は2011年度にそれまでの社団法人から公益社団法人に衣替えし，同時にその技術範囲も「ガスタービン及びエネルギー関連技術」に拡充し，現在注目されているエネルギー需給全般に係わり，より公益性の高い学会活動の充実・展開が期待されています。しかし，その基盤となる学会の財政状況は必ずしも健全とは言えません。

図１に示すように，学会の経常的な収入である個人会費・賛助会費と学会誌の広告収入では，経常的な支出である学会事務経費・人件費と学会誌作成費を負担できず，集会行事の参加費等を含めた総収入で収支のバランスをとっています。そのため，各行事の企画・運営経費を抑制せざるを得ない等の制約も一部に生じており，今後期待されている学会活動充実・展開に対する懸念が生じております。

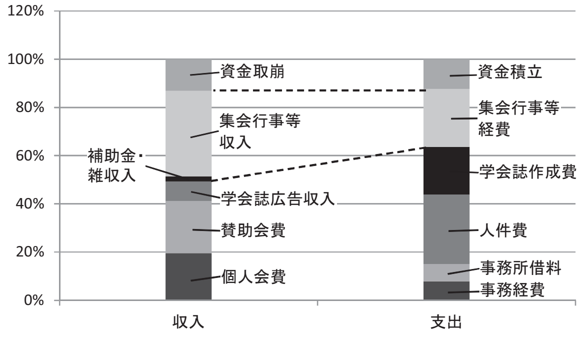


図１　学会財政収支の概要（４年間平均）

学会では財政健全化委員会を立ち上げ，将来の健全な学会財政を目指して，有効な対策を検討してまいりました。その結果，経常的な経費は他学協会と比較して低く抑えられていることや，これまでの賛助会費や広告費の増額などの収入面の改善努力もあり，更なる大きな収支の改善は困難と認められ，会費の値上げが避けられない状況であるとの答申を得ました。学会定款第３章第８条に基づき，理事会ではさらに慎重に議論を重ね，**来年度以降の会費を5000円から8000円に値上げ**することを正会員の方々へお願いすることに致しました。図２に示すように値上げ後の会費でも，他学協会平均より低く抑えております。なお，これまで学会活動に貢献されたシニア層にも引き続き学会を支えていただくよう配慮し，会計年度開始の３月１日時点で**65才を超える会員と，今後の活躍が期待される学生会員の会費は，現行の金額に据え置きます。**値上げを行うことで経常的な収入と支出のバランスがとれ，図３に示すように，いわゆる運転資金となる流動資産を10年程度は維持できる見通しとなります。

健全な学会財政のもと，公益事業の充実や会員サービスの更なる向上に努めて参りますので，正会員諸氏のご理解を賜りたいと存じます。

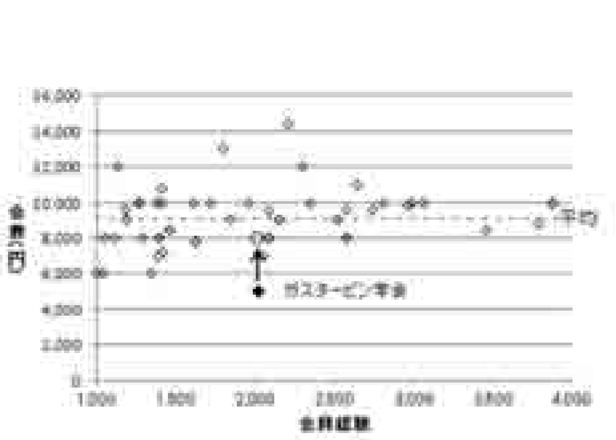


図２　各学協会の個人会費の比較
（データ出典：日本工学会年報H23年度版）

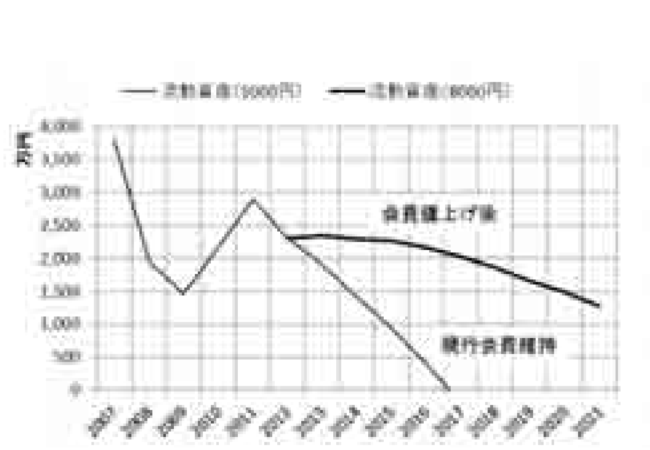


図３　流動資産の予測
（これまでの実績をもとに財政健全化委員会で予測）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

ＧＴＳＪガスタービンセミナー（第４１回）のお知らせ

「ガスタービンの最新技術と CO_2 削減を目指した技術動向・展望」をテーマに，第４１回ガスタービンセミナーを下記の通り開催致します。
学会の会員，非会員を問わず，皆様のご参加をお待ちしております。

１．日 時 ： ２０１３年1月２４日（木） ９：３０ ～ １７：２０（受付開始 ９：００）
1月２５日（金） ９：３０ ～ １７：４５

２．場 所 ： 三菱重工横浜ビル３３階 大会議室
神奈川県横浜市西区みなとみらい３―３―１
＊会場地図は，日本ガスタービン学会ホームページに掲載。

３．主 催 ： 公益社団法人 日本ガスタービン学会

４．協 賛（依頼中） ： エネルギー・資源学会，可視化情報学会，火力原子力発電技術協会，計測自動制御学会，コージェネレーション・エネルギー高度利用センター，自動車技術会，スマートプロセス学会，ターボ機械協会，電気学会，日本エネルギー学会，日本ガス協会，日本機械学会，日本金属学会，日本航空宇宙学会，日本航空技術協会，日本材料学会，日本セラミックス協会，日本鉄鋼協会，日本伝熱学会，日本内燃機関連合会，日本内燃力発電設備協会，日本燃焼学会，日本非破壊検査協会，日本品質管理学会，日本マリンエンジニアリング学会，日本流体力学会，腐食防食協会，溶接学会

５．セミナープログラム テーマ：「ガスタービンの最新技術と CO_2 削減を目指した技術動向・展望」

第１日目〔1月２４日（木）〕 ※講演時間には質疑応答の時間を含む。

「セッションⅠ：最新技術動向（1）」			
1	Ｊ形ガスタービンの開発と運転状況	９：３０－１０：３０	三菱重工業(株) 岸根 崇 氏
2	High Efficiency, flexible gas turbine technology (7F 7-Series/9F 7-Series)	１０：３０－１１：３０	GEII 木原 謙 氏
「セッションⅡ：最新技術動向（2）」			
3	中容量ガスタービンの開発	１３：００－１４：００	(株)日立製作所 黒木 英俊 氏
4	30MWクラス高効率ガスタービンＬ30Ａの開発	１４：００－１５：００	川崎重工業(株) 田中 良造 氏
5	次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）の設計について	１５：２０－１６：２０	(株)ＩＨＩ 坪本 卓 氏
6	藻類燃料の期待と課題	１６：２０－１７：２０	ネオ・モルガン研究所 藤田 朋宏 氏

第２日目〔1月２５日（金）〕

「セッションⅢ：最新技術動向（3）」			
7	JAXAクリーンエンジンプロジェクトでの CO_2 削減技術開発	９：３０－１０：３０	(独)宇宙航空研究開発機構 山根 敬 氏
8	低炭素化発電技術の最新動向と将来展望	１０：３０－１１：３０	三菱重工業(株) 小森 豊明 氏
9	火力発電への CO_2 分離回収技術の適用	１２：５０－１３：５０	(株)東芝 鈴木 健介 氏
１０	CO_2 排出削減にかかるCCSの役割とその展望	１３：５０－１４：５０	(独)産業技術総合研究所 西尾 匡弘 氏

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

会　告

「パネルディスカッション」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			
			(パネリスト)
１１	(1)太陽光発電とエネルギーシステムインテグレーション	１５：０５－１５：２５	東京大学　荻本　和彦　氏
	(2)太陽熱の多角的利用の可能性	１５：２５－１５：４５	東京農工大学　秋澤　淳　氏
	(3)風力エネルギーの最新情報	１５：４５－１６：０５	東京大学　荒川　忠一　氏
	(4)地熱発電のしくみと動向	１６：１５－１６：３５	三菱重工業(株)　齊藤象二郎　氏
	(5)海洋温度差発電の現状と将来展望	１６：３５－１６：５５	佐賀大学　門出　政則　氏
			(座長)
	(6)総合討論	１７：００－１７：４５	京都大学　吉田　英生　氏

６．セミナーの内容

（１）「Ｊ形ガスタービンの開発と運転状況」

（三菱重工業(株)　岸根　崇　氏）

原子力代替エネルギー技術として注目されているガスタービンコンバインドサイクル発電（GTCC）の更なる高効率化の為に開発した，世界初のタービン入口温度1600℃級のJ形ガスタービンについて，その技術的特徴・開発の経緯及び適用している新技術について紹介すると共に，2011年2月より弊社高砂製作所敷地内で運転を開始している複合サイクル発電プラント実証設備（T地点）にて実施したM501J形ガスタービン初号機の実機検証試験の結果についても紹介する。

（２）「High Efficiency, flexible gas turbine technology (7F 7-Series/9F 7-Series)」

（GEII　木原　謙　氏）

当社は2012年9月末に最新鋭の7F 7-Series　(60Hz仕様) ガスタービンをプレス リリースし，コンバインドサイクルで世界最高クラスの効率を実現しました。本機は2011年に先行リリースされた9F 7-Series（50Hz仕様）をほぼ相似設計したものであり，基本構成は圧縮機14段，タービ ン4段および低NOx仕様の燃焼器となります。高効率はもとより，昨今求められる運転の柔軟性・機動 性をも実現し，様々なユーザーニーズに対応したものであります。今回はそれら最新鋭ガスタービンの仕様概要についてご紹介致します。

（３）「中容量ガスタービンの開発」

（(株)日立製作所　黒木　英俊　氏）

建設から約20年を経過した1100℃級ガスタービンを用いたコンバインドプラントでは，最新のプラントと比較し効率が低く，稼働率が低下している。世界的なCO_2削減の流れを受け，既存の発電プラントの効率向上及びCO_2削減のニーズがある一方，こうしたニーズに対応したガスタービンの機種がなかったことから，ニーズにマッチしたガスタービンとして2軸型の100MW級ガスタービンH-80を開発した。H-80ガスタービンは2010年1月に初号機が営業運転を開始し，これまでに６台が稼動している。本講演では，このH-80ガスタービンの開発について紹介する。

（４）「30MWクラス高効率ガスタービンＬ30Ａの開発」

（川崎重工業(株)　田中　良造　氏）

エネルギーの有効利用やセキュリティが注目を集めるようになり，分散型発電のニーズが高まっている。このようなニーズに柔軟に応えるために，ガスタービン発電設備と排熱回収ボイラを組み合わせたコージェネレーションシステムや，蒸気タービンと組み合わせたコンバインドサイクル発電プラントに最適なコア・エンジンとして30MWクラス高効率ガスタービンL30Aが新たに開発された。本セミナーではL30Aガスタービンの技術的特徴，各種社内開発試験およびL30Aを搭載した実証プラントについて述べる。

（５）「次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）の設計について」

（(株)ＩＨＩ　坪本　卓　氏）

XF7-10は，次期固定翼哨戒機用のエンジンとして防衛省技術研究本部が開発した高バイパス比ターボファン・エンジンであり，IHIが主契約者として設計および製造を担当した。本発表では，XF7-10に関する，長時間の哨戒ミッションに対応するための低燃費設計の考え方およ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等について紹介する。

（６）「藻類燃料の期待と課題」

（ネオ・モルガン研究所　藤田　朋宏　氏）

世界中で藻類を利用した燃料生産に対し期待と資金が集まっている。しかし，現状は期待ばかりが過剰に大きく，技術的に難しいことではなく論理的に不可能なことまで実現できたと喧伝されている例も散見される。本講演では，藻類を利用した燃料生産 についてシビアに評価した上で，実用化に向けた課題を整理し，IHIを中心として開発している「榎本藻」のプロジェクトの進捗状況について紹介する。

（７）「JAXAクリーンエンジンプロジェクトでのCO_2削減技術開発」

（(独)宇宙航空研究開発機構　山根　敬　氏）

JAXAが2003年度から実施しているクリーンエンジン技術研究開発プロジェクトは，低騒音化（ICAO Chapter 4から-23dB），低NOx化（ICAO CAEP4 -80%），そしてCO_2削減（現行エンジン比sfc -15%）の3本柱の目標を掲げて，NEDOの小型エコエンジンプロジェクトと連携しながら様々な要素研究を進めており，本年度で最終年度を迎える。この期間のCO_2削減に結び付く主な研究成果と，実機エンジンの製作を伴わないプロジェクトでの各成果の目標値への反映手法について紹介する。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

（8）「低炭素化発電技術の最新動向と将来展望」

（三菱重工業㈱　小森　豊明　氏）

地球温暖化抑制の為の CO_2 削減については電力安定供給も重要であり，この為には，燃焼ガス中の CO_2 排出が避けられない化石燃料の火力発電を電力網に組入れて行く必要がある。火力発電がこれらを両立させていくには，高温化により高効率化が図れるガスタービンコンバインドの技術開発が必須となっている。ここではLNGを燃料とする高効率ガスタービンの最新技術動向に加え，化石燃料の中で豊富な埋蔵量を誇る石炭のクリーン利用としてのIGCCや他副生燃料利用の最新動向についても紹介する。

（9）「火力発電への CO_2 分離回収技術の適用」

（㈱東芝　鈴木　健介　氏）

地球温暖化への対応は世界的な課題であり，発電の分野においては火力発電の CO_2 排出特性の改善が強く求められている。火力発電が今後のエネルギーミックスのなかで持続するためには，高効率化により CO_2 排出を低減する一方で，根本的な削減を図るために CO_2 分離回収技術の適用も必要であるとされている。この分野における当社の活動状況と併せて，火力発電に適用される CO_2 分離回収技術について紹介する。

（１０）「CO_2 排出削減にかかるCCSの役割とその展望」

（㈱産業技術総合研究所　西尾　匡弘　氏）

京都議定書の枠組みの中で先進国の一定の努力がされてきた中，新興国の台頭もあって温室効果ガスの大気排出は減少の気配は見られない。将来的に必要とされる大幅排出削減のためには，再生可能エネルギーの導入や省エネルギーの推進が欠かせないが，二酸化炭素回収貯留技術(CCS)にも大きく期待が寄せられる。本講演では，近年の国内外でのCCS技術開発や実証・商業化の動向を紹介するとともに将来の展望について述べる。

（１１）パネルディスカッション「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」

座長	吉田　英生　氏	（京都大学大学院工学研究科航空宇宙工学専攻教授）
パネリスト	荻本　和彦　氏	（東京大学生産技術研究所教授）
	秋澤　　淳　氏	（東京農工大学大学院工学研究院教授）
	荒川　忠一　氏	（東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻教授）
	齊藤　象二郎　氏	（三菱重工業㈱エンジニアリング本部電力プロジェクト総括部主幹技師）
	門出　政則　氏	（佐賀大学海洋エネルギー研究センター長）

福島第一原子力発電所の事故以来，わが国では脱原子力という方向が，その移行時間に幅はあるものの優勢になっています。そして多くの場合，脱原子力は自然エネルギー（あるいは再生可能エネルギー）への転換という選択肢と抱き合わせになっています。一方で，自然エネルギーは偏在性や不安定性さらには量的貢献度の点などから，過度の期待に警鐘を鳴らす論調も多数見られます。本パネルディスカッションでは，各種自然エネルギーに関する第一人者をパネリストにお迎えし，それぞれのポテンシャルや問題点，そして今後のわが国のエネルギーシナリオのあるべき姿につき考えてみたいと思います。本テーマでの話題提供として，まず各パネリストの方から各々２０分の講演を戴き，それらを踏まえて４５分程度のディスカッションを予定しています。

７．参加要領

１）参加費（税込）：

◆主催および協賛団体会員	２日間　２６，２５０円	１日のみ　１８，９００円
◆学　生　会　員	５，２５０円	
◆会　　員　　外	２日間　３６，７５０円	１日のみ　２６，２５０円
◆会員外（学生）	８，４００円	
◆資　料　の　み	１冊　５，２５０円（残部ある場合）	

２）申 込 方 法：　申込書に所属，氏名，加入学協会名，ＧＴＳＪ会員は会員番号等必要事項を明記の上，下記事務局宛２０１３年１月１７日（木）までにお送り下さい。
日本ガスタービン学会ホームページからも申込ができます。
また，参加費につきましては２０１３年１月２３日（水）までに以下の方法にてお支払い下さい。
支払い期日に間に合わない場合には　事務局までご連絡ください。

・郵便振替　００１７０－９－１７９５７８
・銀行振込　みずほ銀行　新宿西口支店　（普）１８１２２９８
・現金書留

＊　口座名はいずれも，「シャ）ニホンガスタービンガッカイ」です。

３）事　務　局　：　公益社団法人　日本ガスタービン学会
〒１６０－００２３　東京都新宿区西新宿７－５－１３－４０２
Tel.０３－３３６５－００９５　　Fax.０３－３３６５－０３８７
URL.　http://www.gtsj.org　　E-Mail　gtsj-office@gtsj.org

資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

第４１回ガスタービンセミナー

（２０１３年1月２４，２５日）

申　込　書

日本ガスタービン学会　行　　FAX 03-3365-0387　TEL 03-3365-0095

会社名	
所在地	〒
ＴＥＬ	
ＦＡＸ	

参加者名（所在地・連絡先が所属により異なる場合には，本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。）

フリガナ 氏　名	所　属	ＴＥＬ ＦＡＸ E-MAIL	所属学協会 GTSJの方は会員No.をご記入下さい	参加日 ○印をつけて下さい
				24・25
				24・25
				24・25
				24・25
				24・25

【事務局への連絡事項】

	２日間	人数	１日のみ	人数	合計金額
正 会 員	２６，２５０円		１８，９００円		円
学 生 員	５，２５０円		５，２５０円		円
会 員 外	３６，７５０円		２６，２５０円		円
支払予定日：　月　日				支払金額	円

払込方法　：（ ○をつけてください。）

1．　銀行振込（みずほ銀行　新宿西口支店　普通　１８１２２９８）

2．　郵便振替（００１７０－９－１７９５７８）

3．　現金書留

＊　口座名はいずれも，「シャ）ニホンガスタービンガッカイ」です。

請求書の発行：　要　（宛名：　　　）・不要

領収証の発行（当日お渡しします）：　要　（宛名：　　　）・不要

Download service for the GTSJ　member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

会　告

○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
日本機械学会関西支部	ステップアップ・セミナー2012「世界を制するトップシェアへの戦略と技術」	協賛	2012/11/21	大阪科学技術センター中ホール	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073,FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
日本機械学会	魅力を設計する～成熟から革新へ～	協賛	2012/11/30	東京大学工学部11号館講堂	日本機械学会 URL: http://www.jsme.or.jp/
日本機械学会	基礎教育講習会-エンジン技術の基礎と応用（その25）	協賛	2012/11/30	㈱堀場製作所東京セールスオフィス エクセレントホール	日本機械学会 URL: http://www.jsme.or.jp/
可視化情報学会	第13回可視化フロンティア「PIV講習会2012」	協賛	2012/11/30	新大阪丸ビル新館4階402大会議室	可視化情報学会 http://www.vsj.or.jp/
日本機械学会関西支部	第323回講習会「機械加工における計測の基礎と最新動向 -工程・品質管理のための測定評価と利活用-」	協賛	2012/12/4-5	大阪科学技術センター中ホール	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073,FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
日本マリンエンジニアリング学会	技術者継続教育2012「先進コース」講習会	協賛	2012/12/6-7, 2013/1/24-25, 2013/2/14-15	東京桜田ビル706号室 他	日本マリンエンジニアリング学会 http://www.jime.jp
日本機械学会関西支部	第324回講習会「事例に学ぶ流体関連振動（トラブル事例相談会付き）」	協賛	2013/1/28-29	大阪科学技術センター中ホール	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073,FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp

▷入　会　者　名　簿◁

〔正会員〕

清宮　達也(IHI)　環野　直也(IHI)　本田　修一(SAMSUNG TECHWIN CO., Ltd)

西　泰行(茨城大学)　伊藤　裕士(川崎重工業)　曽我部　恵典(川崎重工業)

青柳　陽彦(川崎重工業)　鬼追　彰(川崎重工業)　菅原　奉和(川崎重工業)　横治　克洋(川崎重工業)

佐野　悠樹(川崎重工業)　木口　智弘(キグチテクニクス)　井上　晃宏(寺内製作所)

山田　貴哉(東京電力)　塚本　祥(東北電力)　八田　将佳(三菱重工業)　末原　忠臣(三菱重工業)

垣内　厚志(三菱重工業)　中村　賢太(三菱重工業)

〔学生会員〕

三浦　健光(岩手大学)　片上　和哉(関西大学)　杉本　達哉(関西大学)　谷川　達朗(関西大学)

松尾　瑠々(関西大学)　中山　翔太(高知工科大学)　野口　秀幸(高知工科大学)　野田　充寿(高知工科大学)

廣江　綾斗(高知工科大学)　福田　光一郎(高知工科大学)　杉浦　翔(高知工科大学)　波多野　勇気(高知工科大学)

服部　秀平(高知工科大学)　東村　卓哉(高知工科大学)　前田　莉絵子(高知工科大学)　妹尾　泰志(高知工科大学)

中村　泰介(高知工科大学)　由井　亮典(首都大学東京)　伊藤　宏典(東京農工大学)

〔学生→正会員〕

戸谷　剛(三菱重工業)　平戸　康雅(三菱重工業)　竹内　裕亮(川崎重工業)

Download service for the GTSJ　member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

会　告

2012年度役員名簿

会長	佃　　嘉章（三菱重工）
副会長	坂田　公夫（JAXA）
法人管理担当執行理事	幸田　栄一（電中研），六山　亮昌（三菱重工），山脇　栄道（ＩＨＩ），渡辺　紀徳（東大）
公益目的事業担当執行理事	畔津　昭彦（東海大），太田　　有（早大），加藤　泰弘（日立），永井　勝史（川崎重工），二村　尚夫（JAXA），船﨑　健一（岩手大），古谷　博秀（産総研），村田　　章（東京農工大），山根　秀公（防衛省）
理事	高西　一光（関西電力），田沼　唯士（帝京大），寺本　　進（東大），新関　良樹（東芝），宮原　忠人（エネルギーアドバンス）
監事	本阿弥眞治（東京理科大），吉田　豊明（JAXA）

2012年度委員名簿（順不同）

2012年10月４日現在

○は委員長

倫理規定委員会　○加藤　泰弘（日立），太田　　有（早大），幸田　栄一（電中研），六山　亮昌（三菱重工），山脇　栄道（ＩＨＩ），渡辺　紀徳（東大），二村　尚夫（JAXA），山本　　武（JAXA），伊藤　高根（前　日本ガスタービン学会事務局長）

自己点検委員会　○六山　亮昌（三菱重工），太田　　有（早大），加藤　泰弘（日立），幸田　栄一（電中研），山脇　栄道（ＩＨＩ），渡辺　紀徳（東大），二村　尚夫（JAXA），山本　　武（JAXA），伊藤　高根（前　日本ガスタービン学会事務局長）

運営委員会　○渡辺　紀徳（東大），伊藤　高根，太田　　有（早大），笠原　公輔（ＩＨＩ），加藤　泰弘（日立），山田　貴哉（東京電力），幸田　栄一（電中研），小森　豊明（三菱重工），酒井　義明（東芝），村田　　章（東京農工大），山脇　栄道（ＩＨＩ）

企画委員会　○幸田　栄一（電中研），太田　　有（早大），加藤　泰弘（日立），六山　亮昌（三菱重工），山脇　栄道（ＩＨＩ），渡辺　紀徳（東大）

国際委員会　○中村　良也（アイ・エヌ・シー・エンジニアリング），石田　克彦（川崎重工），太田　　有（早大），岡井　敬一（JAXA），小森　豊明（三菱重工），廣光　永兆（ＩＨＩ），福田　雅文（物材研），藤綱　義行（ESPR），船﨑　健一（岩手大），松田　　寿（東芝），三好　市朗（日立），山根　　敬（JAXA），山本　　誠（東京理科大），渡辺　紀徳（東大）

学術講演会委員会　○山本　武（JAXA），壹岐　典彦（産総研），内田　竜朗（東芝），太田　　有（早大），斉藤圭司郎（三菱重工），高橋　康雄（日立），武田　淳一郎（富士電機），東部　泰昌（川崎重工），仲俣千由紀（ＩＨＩ），姫野　武洋（東大），平野　孝典（拓殖大），渡邊　裕章（電中研）

集会行事委員会　○二村　尚夫（JAXA），岡　　芳彦（三井造船），加藤　泰弘（日立），木村　武清（川崎重工），酒井　英司（電中研），澤　　徹（東芝），谷光　玄行（ＩＨＩ），細川　哲也（ＪＡＬエンジニアリング），中村　友行（防衛省），西村　英彦（三菱重工），古谷　博秀（産総研），松沼　孝幸（産総研），藤井　　達（日立），水野　拓哉（JAXA），山形　通史（富士電機），山根　秀公（防衛省），山本　　誠（東京理科大），吉田　英生（京大）

ガスタービン技術普及委員会　○山根　秀公（防衛省），秋山　　陵（日立），伊藤　栄作（三菱重工），賀澤　順一（JAXA），木村　武清（川崎重工），齊藤　大蔵（東芝），仲村　　晋（ＪＡＬエンジニアリング），福山　佳孝（JAXA），古川　洋之（ＩＨＩ），宮原　忠人（エネルギーアドバンス），村田　　章（東京農工大），屋口　正次（電中研），山本　　誠（東京理科大），渡辺　紀徳（東大）

学会誌編集委員会　○船﨑　健一（岩手大），荒木　秀文（日立），壹岐　典彦（産総研），刑部　真弘（東京海洋大），柏原　宏行（川崎重工），加藤　千幸（東大），川上　龍太（東京電力），岸根　崇（三菱重工），櫻井　一郎（元　日本航空），佐藤　哲也（早大），鈴木　伸寿（東芝），鈴木　康文（防衛省），田沼　唯士（帝京大），辻田　星歩（法大），寺澤　秀彰（東京ガス），寺本　進（東大），中野　　健（ＩＨＩ），新関　良樹（東芝），服部　学明（三井造船），早田　陽一（ダイハツ），北條　正弘（JAXA），三鴨　正幸（中部電力），山下　　一憲（荏原），吉野　展永（ＩＨＩ），渡辺　和徳（電中研）

英文論文集編集委員会　○渡辺　紀徳（東大），山根　　敬（JAXA），壹岐　典彦（産総研），石田　克彦（川崎重工），太田　　有（早大），加藤　　大（ＩＨＩ），幸田　栄一（電中研），柴田　貴範（日立），田頭　　剛（JAXA），姫野　武洋（東大），船﨑　健一（岩手大），山本　　武（JAXA），山本　　誠（東京理科大），吉岡　洋明（東芝）

ガスタービン統計作成委員会　○永井　勝史（川崎重工），山上　展由（三菱重工），井出　琢磨（ＩＨＩ），荒木　伸二（日立），米田　幸人（ヤンマー），澤　　徹（東芝），恵比寿　幹（三菱重工），原田　　純（川崎重工），野村　藤樹（ターボシステムズユナイテッド）

産官学連携委員会　○渡辺　紀徳（東大），赤城　正弘（防衛省），壹岐　典彦（産総研），石井　潤治（東芝），岡崎　正和（長岡技術科学大），幸田　栄一（電中研），永留　世一（川崎重工），西澤　敏雄（JAXA），幡宮　重雄（日立），福泉　靖史（三菱重工），藤岡　順三（物材研），船﨑　健一（岩手大），古川　雅人（九大），本阿弥眞治（東京理科大），満岡　次郎（ＩＨＩ），吉田　英生（京大）

広報委員会　○杉本　隆雄（兵庫県立大），村田　　章（東京農工大），船﨑　健一　（岩手大），寺本　　進（東大），姫野　武洋（東大），東部　泰昌（川崎重工），松沼　孝幸（産総研），山根　　敬（JAXA）

表彰委員会　○坂田　公夫（JAXA），太田　　有（早大），加藤　泰弘（日立），二村　尚夫（JAXA），船﨑　健一（岩手大），村田　章（東京農工大），渡辺　紀徳（東大）

財政健全化委員会　○坂田　公夫（JAXA），山脇　栄道（ＩＨＩ），渡辺　紀徳（東大），幸田　栄一（電中研），六山　亮昌（三菱重工），鈴木　　健（ＩＨＩ）

創立40周年記念事業実行委員会　○筒井　康賢（高知工科大），太田　有（早大），幸田　栄一（電中研），福山　佳孝（JAXA），二村　尚夫（JAXA），船﨑　健一（岩手大），山本　　誠（東京理科大），渡辺　紀徳（東大）

ACGT2012実行委員会　山根　　敬（JAXA），福田　雅文（物材研），船﨑　健一（岩手大），松田　　寿（東芝），山本　　誠（東京理科大），渡辺　紀徳（東大）

調査研究委員会　○濱　　純（産総研），壹岐　典彦（産総研），岸部　忠晴（日立），小森　豊明（三菱重工），辻田　星歩（法大），永井　勝史（川崎重工），満岡　次郎（ＩＨＩ），山本　　悟（東北大）

情報システム化推進委員会　○村田　　章（東京農工大），酒井　義明（東芝），佐藤　哲也（早大），東部　泰昌（川崎重工），福山　佳孝（JAXA），山根　　敬（JAXA）

IGTC2015準備委員会　○渡辺　紀徳（東大），井上　洋（日立），大石　　勉（ＩＨＩ），太田　　有（早大），西澤　敏雄（JAXA），松田　　寿（東芝）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

編集後記

11月になってようやく秋の気配が濃くな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。まだ夏季の節電が終わったばかりのように思っていたら，もう冬季の節電の声が聞こえてまいりました。震災以降，ガスタービンによる高効率な複合発電設備は，電力安定供給を支える重要な電源として，ほぼフル稼働している状況にあります。夏季・冬季の需要増への対応から，春と秋に集中的に定期検査が行われており，今はそれがようやく一段落する頃です。発電用ガスタービンは，高効率化や運用性の向上だけでなく，機器信頼性の向上も要求性能として重要な位置づけにあり，不具合なく確実に運転が続けられることで，この冬の電力供給が確実に果たされることを切に願っています。

さて，今月号はガスタービンに関するCFD技術について特集いたしました。約８年ぶりに取り上げられたということで，CFDについての最先端研究，機器設計等実務への反映，解析精度を保証する検証データの充実に向けた高精度実験研究など，大学，研究機関，メーカより多様な実施例について，巻頭言を含めると９編の論説・解説を寄稿いただきました。また，汎用解析コードや格子生成・可視化処理，さらにはデータマイニング手法などに関する情報へのニーズも大きいことから，汎用ソルバー・格子生成ソフト・可視化ソフト等のベンダー５社から製品・事例の紹介記事をいただき，大変盛りだくさんな内容となりました。お忙しいところ執筆頂きました皆様には，心より御礼申し上げます。ハード面・ソフト面ともにこの分野の技術は凄まじい速さで進展しており，８年前当時は全く手が届かなかったところにも容易に手が届くようになっています。従来，実験でしか得られなかった知見が，数値解析技術の向上により得られるようになれば，細部におよぶ現象の理解による研究・開発の質的向上，大規模な風洞実験や燃焼実験を数値解析に置き換えることによる大幅なコスト削減など，様々なメリットをもたらします。我が国におけるガスタービンに関連する数値解析技術が，今後さらなる技術進展を遂げることに期待したいと思います。

最後に，本号の企画・編集は，加藤委員（東京大学），櫻井委員，中野委員（ＩＨＩ），そして渡辺（電中研）が担当いたしました。また，元ＩＨＩエアロスペースの佐々木直人様には，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。

（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。

・ガスタービンの主要コンポーネントや吸排気のCFDと最適化
……………………………………………（P.268 ～ 273）

・JAXAにおける航空用ガスタービンへのCFD技術の適用
……………………………………………（P.274 ～ 281）

事務局（だより）

事務局のある新宿は街路樹の銀杏が黄色く色づいています。学会創立40周年という記念すべき年となるVol.40の本学会誌も，本号で11月号の発刊となります。本号ではカラー印刷のページが目をひきますが，今年の１月号からスタートした表紙のカラー印刷化とレイアウト変更もなかなか好印象だったのでは，と感じております。学会誌の体裁だけでなく特集記事も大変読み応えのある内容となっており，読者の皆様にもそのように感じていただけたのではないでしょうか。創立40周年の特集は2013年１月号まで続きます。内容的にもボリューム的にも充実した企画を準備中ですので乞うご期待です。

さて昨年11月に新設いたしました「読者の声」の窓口ですが，１年が経過したものの残念ながらあまり活用いただいておりません。編集委員の方々はよりよい学会誌作りを目指しとても積極的に取り組んでおられます。皆様からのご意見・ご要望をいただければ今後の学会誌作りに反映することもできますので，どうぞ皆様，下記メールアドレスにお気軽にご意見・ご要望などをお寄せ下さいますようお願いいたします。

「読者の声」メールアドレス　hensyu@gtsj.org

さて2007年からこの事務局便りのコーナーは事務局３名の輪番で担当して参りましたが，私の担当は本号が最後になりました。2002年にIGTC論文委員会のお手伝いをきっかけに，途中１年半のブランクを含め約10年間学会事務局でお仕事をさせていただきました。皆様には大変お世話になりまして，心より感謝しお礼申し上げます。今後は学会から離れますが学会と会員の皆様の益々のご発展をお祈り申し上げます。

（高田）

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.

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
ニッセイエブロ㈱ 制作部 ガスタービン学会誌担当
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5158　Fax. 03-5733-5164
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

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.40　No.6　2012.11
発行日　2012年11月20日
発行所　公益社団法人日本ガスタービン学会
　　編集者　船﨑　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
　㈱ 1703707
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5158　Fax. 03-5733-5164

©2012，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，㈳学術著作権協会に委託致しておりません。直接，本学会へお問い合わせください。

Download service for the GTSJ member of ID , via 160.16.212.192, 2025/05/28.