

2023年度会長就任挨拶 —社会変革のとき、日本ガスタービン学会はいかにあるべきか？—

Message from the President —How GTSJ Will Be in Times of Social Reformation—



山本 誠^{*1}
YAMAMOTO Makoto

この度、福泉靖史前会長を引き継いで2023年度の日本ガスタービン学会会長に就任しました山本誠です。本会は公益社団法人であり、社会に大きく貢献することが求められる組織ですので、その責務の重さに身の引き締まる思いを抱えています。会員の皆様とともに、本会の発展、ガスタービンおよびエネルギー関連技術の進歩に少しでも貢献できればと思いますので、ご支援・ご協力のほど、何卒よろしくお願い申し上げます。

本会は昨年度に創立50周年を迎え、2022年11月8日に東京大学・武田ホールにおいて記念式典と記念講演会が盛会のうちに開催されました。また、日本ガスタービン学会誌の2023年1月号および3月号において日本ガスタービン学会創立50周年記念特集（前編・後編）が生まれ、これまでの本会の歩みやガスタービン技術の進歩が詳しく紹介されました。これらの記念行事や特集を通じ、会員の皆様は、ガスタービンおよびエネルギー関連技術が過去50年間に長足の進歩を遂げて社会を支える基幹技術として確立したこと、さらに将来に向けて弛まぬ努力が続けられていることを実感されたことと思います。記念式典や記念行事等の企画・運営にご尽力いただいた福泉前会長を始めとする多くの委員の方々に改めて感謝の意を表したいと思います。

さて、現在、社会は大きな変革のときを迎えています。地球温暖化対策として脱炭素社会の確立、Society5.0のような情報化社会の実現など、これまでの社会を一変させるような取組が急速に進められています。これらの社会変革に際して、科学技術が主要な役割を果たすことは自明であり、ガスタービンおよびエネルギー関連技術にも一層の技術革新が求められています。水素、アンモ

ニア、バイオ由来油といった脱炭素・持続可能燃料の使用とサプライチェーンの構築、再生可能エネルギーとの共存、航空機の電動化など、すでに多くの取組が進められていることは会員の皆様には周知のことかと思えます。最近話題になっている会話型人工知能も、技術や人材育成・教育を大きく変える可能性を有しています。ガスタービン関連業界が持続的に発展し、本会が創立100周年を迎えられるか否かは、今後20年（？）の技術革新や人材育成に依存しているのではないのでしょうか。その意味で、会員の皆様、特に若手技術者の一層の奮励努力が必要であり、本会はそれを強力にサポートすることが重要な使命であろうと考えています。

一方、本会の会員数はコロナ前に比べて、約200名減少しました。多くの学協会が会員数を30%程度減らしていることを考えると、本会は健闘していると言えますが、会員の平均年齢は51.7歳と高齢化が進んでおり、20歳代の若手会員の減少は惨憺たる状況です。残念ながら、若手技術者にとって会費を払うだけの価値や魅力がないとみなされています。情報の入手方法がインターネット一辺倒になり、人的なネットワーク作り（飲み会？）に積極的でない若手の行動傾向を踏まえると、将来の技術革新を担うべき若手技術者にとって価値の明確な魅力のある新たな学会活動が求められています。若手技術者を本会に引き寄せ、新たな価値や魅力を提供し、ガスタービンおよびエネルギー関連業界で将来活躍できる人材に育成していくサポートをすることが本会の喫緊の課題と言えるでしょう。

最後に、会員の皆様のご健勝と益々のご活躍を祈念して、会長就任の挨拶とさせていただきます。

原稿受付 2023年4月17日

*1 東京理科大学・工学部・機械工学科
〒125-8585 葛飾区新宿6-3-1
E-mail: yamamoto@rs.tus.ac.jp

特集：最適化技術とその活用の最前線

「最適化技術とその活用の最前線」特集の紹介

Introduction of the Special Feature of “Optimization Technology and the Front Line of Its Utilization”



渡邊 啓悦*¹
WATANABE Hiroyoshi

筆者が最適化設計を始めたのは20年近く前、現在と比べて非常に小規模な計算機リソースを用いた遠心圧縮機羽根車の設計点性能の最大化を目指した単目的最適化であった。その後、計算機と数値最適化手法の発展に相俟って、設計点性能と安定運転範囲といった多目的最適化や空力と構造強度や振動、伝熱などの複合領域の最適化によるものづくりプロセスが提案されている。現在では計算機のさらなる発展やデータ科学、AIの発達により、製品を構成する要素あるいは要素間の連携を考慮した最適化や、製品が使用されるシステム全体の運用・制御までを考慮した最適化が求められるようになってきている。

本号では「最適化技術」に関して、理論、手法ならびにガスタービン、航空宇宙分野での活用の最新情報を提供することを目的とした特集を企画した。

「人工神経回路網をメタモデルとした遠心圧縮機が多目的最適化」では、ニューラルネットワーク（ANN）をメタモデルとしたことを特長とし、遺伝的アルゴリズムで形状を探索する最適化設計手法と遠心圧縮機における循環型ケーシングトリートメントの多目的最適化設計例を紹介いただいた。ANNは学習するデータを増やすことで予測精度が改善され、実用的で応用性も広い手法であることが示されている。「3D inverse design based optimization of axial compressors and turbines」では、性能と密に関係する羽根負荷分布を主たる設計変数とする逆解法設計手法による軸流圧縮機の衝撃波抑制設計や軸流タービン高圧段、低圧段の最適化などが紹介された。「ガスタービン翼の端壁面近傍における冷却孔配置の最適化」では、CFDと固体の熱伝導計算を組み合わせた流体・固体連成解析を用いてフィルム冷却による端壁の冷却効率最大化を目的とした冷却孔の配置最適化を検討した結果を紹介している。翼間に発生する馬蹄形渦とクロスフローといった、内部流れと最適化配置の関係が解説されており、最適化結果のメカニズム面からの解説も大変参考になる。

「圧縮機動翼の空力・強度最適化設計事例の紹介」では、空力と強度を同時に考慮する複合領域最適化設計システムを用いた遠心圧縮機の最適化実施例が紹介された。空力性能と翼面応力、共振点や固有振動数、LCF寿命の算出を含んだ空力強度複合領域最適化が自動化されており非常に効率的な設計システムが実現されている。さらに「翼やインペラの振動強度の最適化（ミスチューンを考慮した最適化）」では、実機で発生しうる製作誤差や材料定数のばらつき、経年劣化などで生ずる翼の特性の変動（ミスチューニング）による共振応答の増加を緩和するため、明瞭なミスチューンを与えてタービン動翼の振動強度最適化を行う手法とその事例が解説された。設計段階において製造ばらつきなどを考慮でき、より実用的で高信頼性設計が可能となる手法と考えられる。

「流体機械におけるトポロジー最適化とデータ駆動型設計」では、トポロジー最適化を航空用エンジンの燃料噴射器の流路の最適化に適用した例が示された。金属積層造形などのAdditive Manufacturingの発達とともに形状設計の自由度も増してきており、トポロジー最適化は今後様々な分野で活用が進むと考えられる。さらにデータ駆動型設計では回帰モデル、生成モデルならびに強化学習を用いた深層学習による最適化設計が紹介されている。

「航空宇宙工学における発見的最適化技術の活用」では空力・推進・構造・制御など要素技術を効果的に統合する必要がある航空宇宙分野での活用が期待される多分野融合最適化技術に関し、その元となる発見的手法を用いた多目的最適化やサロゲートモデルによる逐次最適化手法が解説され、ハイブリッドロケットエンジン設計とジェットエンジンのナセルチャイン配置設計問題への適用が紹介されている。

以上、本特集では最適化技術に関して、その理論や手法、ガスタービン、航空宇宙分野における活用事例を紹介いただいた。読者の皆様の最適化とその活用方法の理解や、この分野を展望する一助になれば幸いである。また、ご多忙の中素晴らしい記事を執筆いただいた著者の皆さまには深く感謝申し上げます。

原稿受付 2023年4月17日

* 1 荏原製作所 建築・産業カンパニー 開発統括部 技術開発部
〒251-8502 藤沢市本藤沢4-2-1

特集：最適化技術とその活用の最前線

人工神経回路網をメタモデルとした遠心圧縮機の多目的最適化

Design of a Centrifugal Compressor by Multi-objective Optimization using an Artificial Neural Network as a Meta-model



坂口 大作^{*1}
SAKAGUCHI Daisaku

キーワード：多目的最適化, 人工神経回路網, メタモデル, 遠心圧縮機

Key Words: Multi-objective Optimization, Artificial Neural Networks, Meta-model, Centrifugal Compressor

1. 緒言

近年のターボ機械は、設計点流量だけでなく、チョーク点流量から失速開始点近くの低流量域まで幅広く運転する機会⁽¹⁾が増え、特性曲線上での高効率範囲を大きくすることが求められている。設計点近傍では、従来の知見や設計ノウハウを駆使した設計が行われているが、非設計点流量では特別な工夫を要する。例えば、特性曲線が右上がり特性を示すような低流量域では、相対速度の過大な減速により壁面近くの流れははく離し、回転羽根車では過大な入射角により負圧面はく離を生じてしまう。

運転流量範囲を拡大するためには、はく離流体を何らかの方法で主流に戻し、低エネルギー流体の集積を防ぐ工夫が必要⁽²⁾であり、本稿で紹介する遠心圧縮機の循環流型ケーシングトリートメント⁽³⁾は、インデューサに生じる低エネルギー流体の集積を防ぐことを目的とする。しかし、単純なバイパス流路であるにも拘わらず、設計パラメータが多く、どのような流れ場が理想的であるかを検討することに膨大な解析を必要とする。設計者は、少しずつ形状変更を試み、目的とする性能を見出そうとするが、目的関数が2つ以上の多目的最適化では、目標に到達することが難しく、得られた形状が最適なのかという疑問を常に抱える。

限られた開発期間で最適形状を見出すため、Fig. 1に示すような形状検討および設計パラメータの組み合わせを全自動で行う最適化設計システム⁽⁴⁾が用いられるようになった。形状探索を全自動で実行させ、少ない時間的なコストで最適形状を導きだすことができる設計システムであり、解析精度が保証されたCFD利用を基本として、形状変更、計算格子の生成、境界条件の設定、数値解析ソルバー、ポスト処理 までを自動化し、多くの羽根車形状を短時間に検討・評価できる。

形状探索方法として、遺伝的アルゴリズム (GA: Genetic Algorithms) は全方位的な形状を探索できる有効な方法⁽⁵⁾である。遺伝的アルゴリズムを用いる際に重要なことは、形状が進化するために数百から数千世代にわたる十分な世代を用意することであり、世代ごとに計算コストが高いCFDを用いては、近年の大規模コンピュータシステムであっても、十分な進化が得られる世代を稼ぐことはできない。

そこで、CFDによる評価を行うのではなく、別の評価方法が考案された。人工神経回路網 (ANN: Artificial Neural Network) は、CFDの実計算を行う回数を画期的に省略することができる代替モデル (メタモデル) として有効であり、メタモデルにより最適形状と提案された形状について、CFDによる検証計算を行うことで、信頼性の高いデータベースが構築できる。データベースの再構築を繰り返す度に、メタモデルの予測精度が高まるので、効率良く最適形状を探索することができる。GAおよびANNの組み合わせにより、CFDの実計算量を減らすことができ、最適化手法を実用的な設計ツールとして用いることができる。

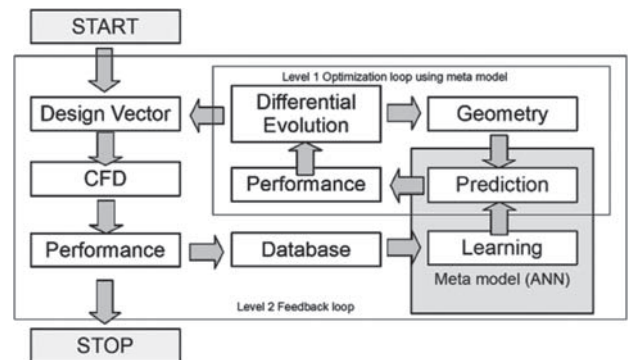


Fig. 1 VKI optimization system⁽⁴⁾

原稿受付 2023年3月10日

* 1 長崎大学総合生産科学域工学研究科
〒852-8521 長崎市文教町1-14
E-mail: daisaku@nagasaki-u.ac.jp

本稿では、ANNをメタモデルとした多目的最適化システムの概要を解説し、設計パラメータが多いターボ機械における最適化設計手法および工夫を要する点、検討した最適解群を再整理することで、設計ノウハウを構築する方法を紹介する。

2. 単一最適化および多目的最適化

最適化問題は、最適化する目的関数が単一のものと複数のものとに大別できる。目的関数として、流体力学的には効率、圧力比および運転流量範囲などであり、材料力学的には疲労強度、軽量性が相当する。単一のものについて最適化する場合を単一目的最適化、複数の対象を同時に改善して最適化するものを多目的最適化という。

工学的に重要な問題の殆どは、2つ以上の多目的最適化問題である。例えば、強度を上げようとすれば重量がかさむし、騒音を減らそうとすれば空力的性能が落ちる。これらのパラメータにはトレードオフの関係があり、両者をいかに満足させるようにできるかが最適化問題を解く目的である。多目的最適化問題は複雑であり、複数の関数に最適な単一の解は存在しない。その代わりに、パレート解と呼ばれる最適解群が求められる。Fig. 2にパレート解の例を示す。パレートフロントとは、2つの目的関数に対して片方の目的関数を悪化する以外にこれ以上最適化できない解群を示し、点Bや点Cはパレートフロントにあると言う。多目的最適化はパレート解を求めることであり、パレート解のどの個体を採用するかは工学的判断により決定される。

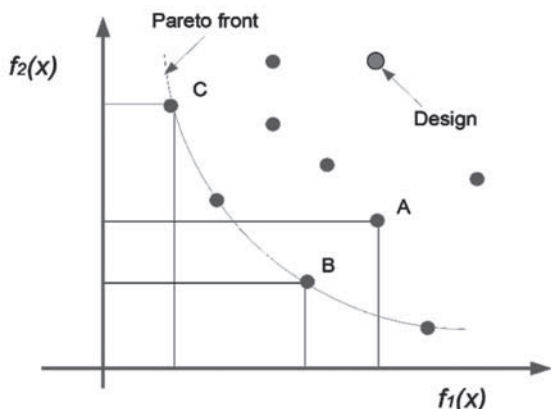


Fig. 2 A typical Pareto front for a two-objective optimization problem

3. 遺伝的アルゴリズム (GA) およびニューラルネットワーク (ANN)

様々な形状パラメータの組み合わせの中から、最適な形状を見出す手法として、Fig. 3に示すようなGAがよく用いられる。人口と呼ばれる解の集団を作り、これを構成する個体と呼ばれる候補群が、選択、交叉、突然変異という過程を繰り返しながら最適解へと収束していく。

GAは多点同時探索であるため、計算コストは高いが並列化に適しており、近年の並列計算機による同時探索に向いている。また、多目的最適化ではパレート解の集合を同時に求めることになるので、多目的最適化には非常に適したアルゴリズムと言える。

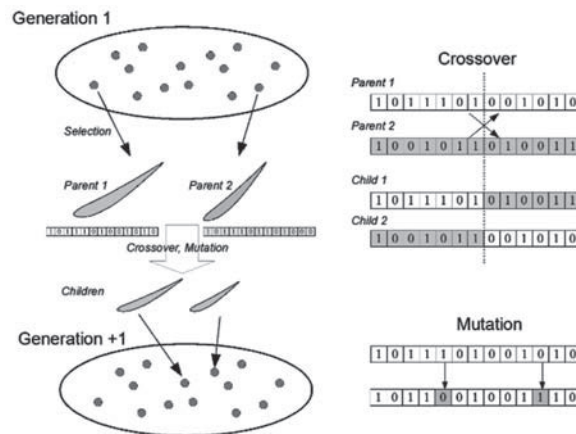


Fig. 3 Genetic algorithms

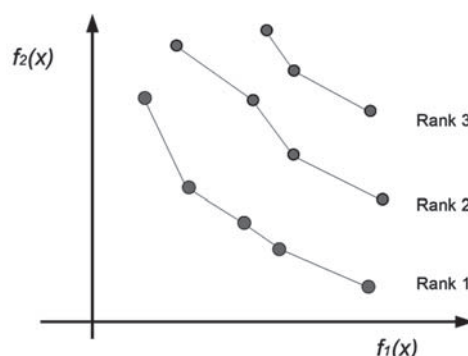


Fig. 4 Pareto ranking process for a two objective optimization problem

GAでは、良好な組み合わせによる子孫であるかどうかという評価を行う必要がある。多目的最適化の場合、評価された解はランキング処理され、Fig. 4に示すようなランク1の個体について新たな世代の組合せが実行される。

しかし、一般に組合せ数は非常に多くなり、評価にCFD解析を用いると計算コストが莫大になってしまう。そこで、進化アルゴリズムの計算コストを削減する方法として、メタモデル（代替モデル）の導入が考案された。メタモデルには応答曲面法、放射基底関数回路網およびクリギングなどが提案されており、本最適化システムでは、ANNを採用した。ANNは脳内の生体ニューロン（神経細胞）の働きを数学的に模擬したもので、生体ニューロンを模擬した人工ニューロン同士をネットワーク結合することで複雑な信号処理を行うことができる。

Fig. 5に一般的な階層型ANNを示す。入力層から入力されたデータは、中間層（隠れ層）を通り、各ニューロンで伝達関数に基づいた重みを付加した信号を伝達して

出力層へ出力される。一般的なANNは、教師信号に基づいた判断を行うので、学習するデータ数を増やし、再学習することで予測精度が改善される。また、勾配法などと比較して、計算ロバスト性が高く、全方位的な形状探索に向けた評価システムと言える。

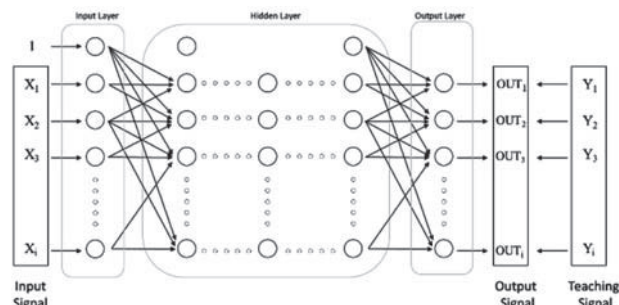


Fig. 5 Artificial Neural Networks

4. 多目的最適化設計システム

Fig. 1で紹介した多目的最適化設計システムでは、まず初期データベースを構築するために、実験計画法 (DOE : Design of Experiment) に基づいたパラメータスタディを行う。設計パラメータの最大値および最小値の組み合わせ分だけの形状についてCFD解析を実行し、初期データベースによりメタモデルの学習を行う。次いで、学習されたメタモデルを用いて最適化ループ (Level 1 Loop) を実行し、GAにより最適解の候補を得る。最適解の候補の中から代表複数個体に対してCFDによる精度の高い評価 (Level 2 Loop) を行い、データベースの再構築およびメタモデルの再学習を行う。メタモデルによるレベル1のループおよびCFDによるレベル2のループを繰り返すことでデータベースが更新され、メタモデルはより高い精度で最適解を見出すことができるようになる。多目的最適化では、パレートフロントの更新が収束するまでレベル1およびレベル2のループが繰り返し実行される。

5. ターボ機械における多目的最適化設計

ターボ機械は3次的に形状が複雑であり、形状再現には特別な工夫が必要である。Fig. 6にターボ機械における子午面距離 dm および羽根に沿う流れ方向 s の幾何学的関係⁽⁶⁾を示す。羽根の角度を β 、巻き角を θ とすれば、半径 R の位置における幾何学的関係は以下になる。

$$R \cdot d\theta = dm \cdot \tan \beta \quad (1)$$

羽根の角度は前縁から後縁にかけて滑らかに分布している場合が多いので、ここではFig. 7に示すようにコントロールポイントをコード長内で配置し、ベジェ曲線で滑らかな羽根角度分布を再現した。各コントロールポイントで、矢印の範囲だけ角度を変えることができ、コントロールポイントの上限および下限内で最適形状を探索

することになる。なお、コントロールポイントの配置数および配置位置は、等間隔である必要はなく、流れの特性に合わせて配置することが必要となる。スパン断面において、反り線で定義された羽根角度分布に、羽根厚み分布を加え、子午面および式(1)の関係を考慮して羽根形状を3次的に生成する。

設計パラメータの組み合わせにより羽根の3次元形状を自動生成した後は、通常行われるCFD解析の手順 (計算格子の生成、境界条件の設定、ソルバー、ポスト処理) を実行する。最適化では多くの形状個体を検討するので、CFDの操作はスクリプト化しておき、設計変数を受け渡ししながらシステムを構築する。複雑な形状でも質の良い計算格子を生成できること、解析ソルバーでは計算収束性の判定も拘束条件として組み入れるなどの工夫が必要となる。

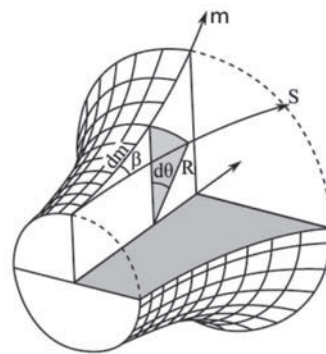


Fig. 6 Geometry definition of the camber-line by blade angle β and circumferential position θ of a radial compressor ⁽⁶⁾

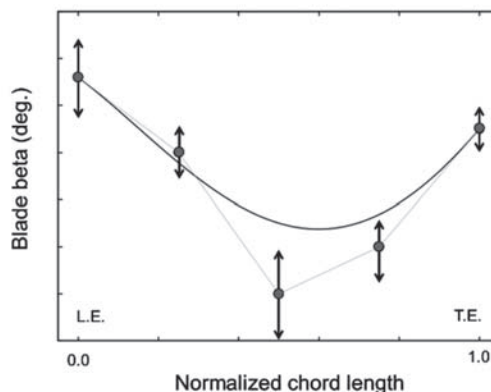


Fig. 7 Blade angle distribution from leading edge to trailing edge generated by Bezier curve and control points

Fig. 8にターボ機械を最適化設計した際のパレート解の一例を示す。最小化問題とした2つの目的関数を両軸にとり、DOEによりベースライン形状を中心とした設計範囲で形状組み合わせを行い、初期データベースとした。次いで、ANNを学習させ、メタモデルとしてGAのランキングに利用し、最終世代が示す予測されたパレート解上の代表個体についてCFDによる検証を行う。2つの目的関数は背反関係にあり、GAによる探索した個

体群は、最小化問題として明瞭なパレート解を示している。

Fig. 9 はANNによる予測を示しており、DOEを初期データベースとした1回目のパレート解の予測は不十分な予測精度でしかない。しかし、パレート解上の代表個体をCFDで検証し、データベースの個数を増やし再学習するプロセスを繰り返すことで、10回目のパレート解の予測は大きく改善している。また本最適化例では、さらなる再学習のプロセスを繰り返しても、大きなパレート解の更新は見られず、20回の再学習で十分な予測が出来たと判断され、最適化を完了している。

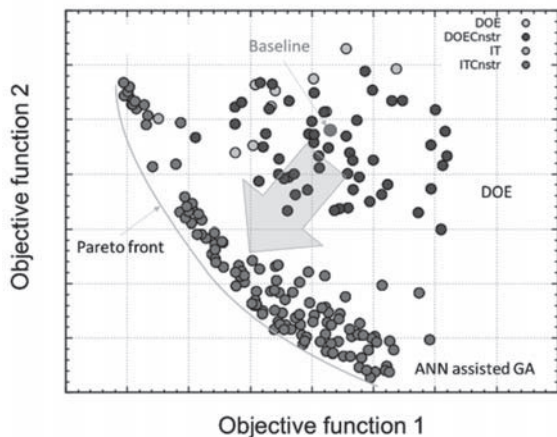


Fig. 8 Design individuals on two-objective space searched by DOE and ANN assisted GA

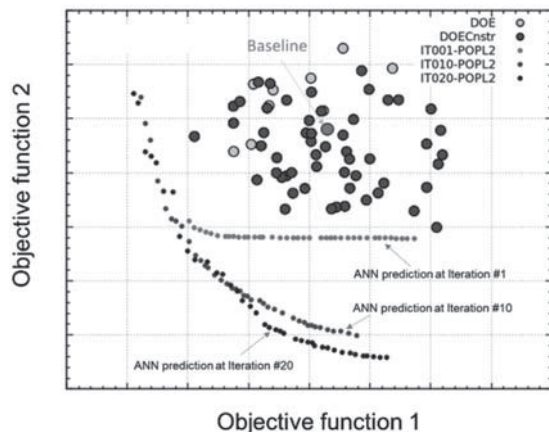


Fig. 9 Updating ANN prediction line by re-training process

最適化設計を行う際には、多くの個体の形状および性能情報をデータベースに蓄えている。データベースの情報を再整理すれば、設計範囲の妥当性、設計パラメータの目的関数に対する重要性を検討することができ、設計パラメータの重要性を理解すること、すなわち設計ノウハウを蓄積することにつながる。

6. ケーシングトリートメント形状の最適化

羽根車内の剥離を抑制する方法として、Fig. 10に示すような循環流型ケーシングトリートメント⁽⁷⁾が有効で

ある。羽根車入口喉部と吸込み管に環状溝を設け、バイパス通路で連結することで、両溝間の静圧差により喉部近傍の低エネルギー流体を吸出すことができる。さらに、吸出した低エネルギー流体を上流溝より主流へ戻すことにより、前縁における流入流量を局所的に増やすことができ、過大な入射角を低減⁽³⁾できる。しかし、循環する流れは、ケーシングトリートメント内部での混合損失や摩擦損失などの不可逆的損失を生じ、圧縮機断熱効率の低下を招くことが懸念され、損失を最小限に抑えつつ循環流による失速抑制効果を最大限に引き出すためには、環状溝幅、溝位置および環状通路幅など設計パラメータを最適設計する必要がある。

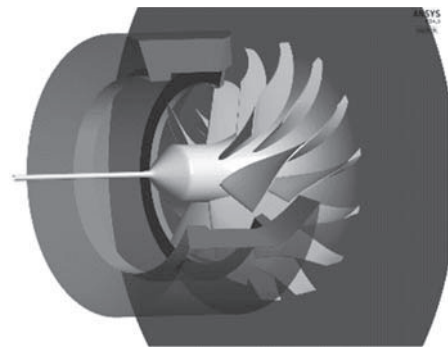


Fig. 10 Centrifugal compressor with recirculation flow type casing treatment

ケーシングトリートメント形状は、Fig. 11に示すようにコントロールポイントを設けて、直線補完することにより子午面での2次元形状を得ることができる。ここでは、ANSYS ICEM-CFDにより、子午面上の2次元形状を周方向に展開し、3次元形状を得た。本最適化では、上流側溝幅、上流側溝位置、下流側溝幅、下流側溝位置、環状通路高さ、および環状通路下面半径位置という6つの設計パラメータを変更させた。Fig. 12に目的関数および拘束条件を示す。最適化における目的関数として、設計点流量 ($G/G^*=0.475$) および非設計点流量 ($G/G^*=0.259$) における羽根車出口断熱効率 η_{ad} を最適化するものとし、拘束条件として静圧特性曲線での右上がり勾配を認めないこと、および、計算収束残差が 10^{-4} 以下となることを設定した。

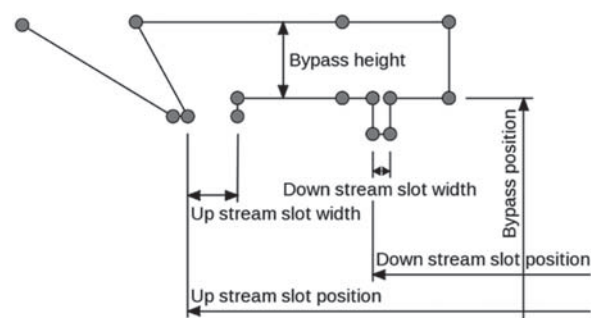


Fig. 11 Control points and design variables

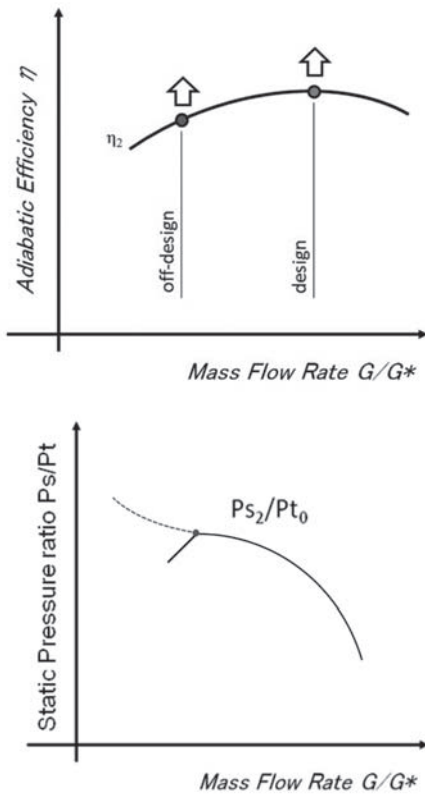


Fig. 12 Sketch of objective functions and constraint on the characteristic curve

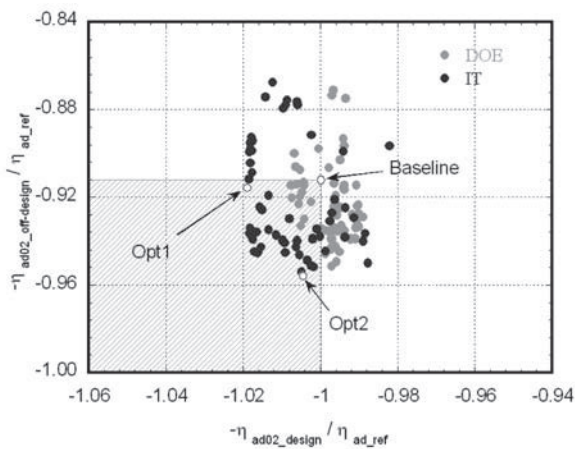


Fig. 13 Two-dimensional objective space of individuals and selected optimums

7. 最適化結果と流れ場の考察

設計流量および非設計点流量における羽根車出口断熱効率の両者を目的関数とした最適化を行い、Fig. 13に示すようなパレートフロントを得た。図中の実灰色印はDOEに基づき、設計パラメータを組合せた解析結果であり、ANNの教師信号用初期データベースとして用いた。また、実黒丸印はANNをメタモデルとしたGAにより形状探索を行った結果である。両軸には目的関数である設計流量および非設計点流量における羽根車出口断熱効率を示す。両変数に-1を掛けて最小化問題として解析しているため、図左下方向が両変数を改善する方向であ

り、最適化システムは、低流量における断熱効率を改善する形状を数多く見出している。設計流量における効率の改善は小さく、循環流型ケーシングトリートメントが上流および下流溝間の静圧差により循環流が形成される仕組みであるため、静圧差の小さな設計流量における効率改善率は小さいものと考えられる。パレートフロント上で、横軸の設計点流量での効率を改善した代表形状 (Opt1)、および非設計点流量での効率を改善した代表形状 (Opt2) の2つを最適形状とし、詳細な流れ場の検討を行った。

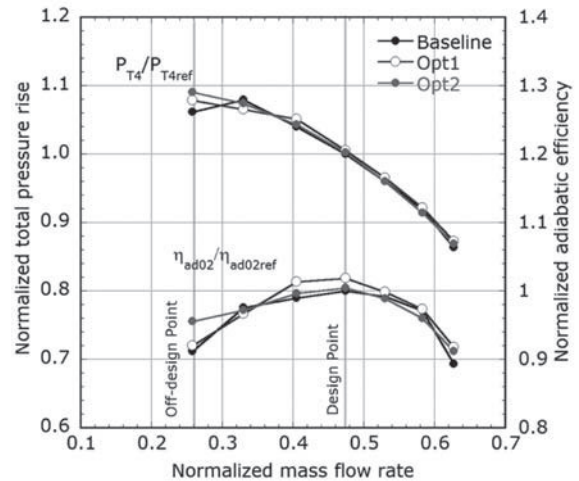


Fig. 14 Comparison of total pressure rise and adiabatic efficiency for selected individuals

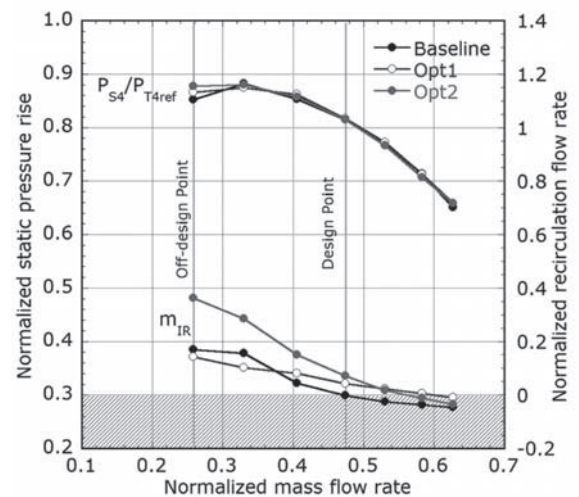


Fig. 15 Comparison of static pressure rise and recirculation flow rate for selected individuals

ベースライン形状および2つの最適形状について、羽根車回転数を一定とし、吐出流量を変化させた数値解析結果をFig. 14およびFig. 15に示す。Fig. 14の縦軸は、ディフューザ出口全圧比 P_{T4} および羽根車出口断熱効率 η_{ad02} を示し、Fig. 15の縦軸は、ディフューザ出口静圧比 P_{S4} および循環流量 G_{IR} を吐出流量で無次元化した循環流量比 m_{IR} ($=G_{IR}/G$)を示す。循環流量比 m_{IR} の正の値は、

下流側溝から上流側溝へ環状通路を流れる循環流，負の値は上流側溝から下流側溝へ環状通路を流れるバイパス流であることを示している。Opt1はベースラインと比較して広い流量範囲で断熱効率が改善し，Opt2は低流量で断熱効率が大きく改善するとともに，圧力比の右上がり不安定特性が改善されている。循環流量は，ベースラインとOpt1はほぼ同じ流量であるが，Opt2はベースラインの2倍の流量の循環流を実現している。

ベースライン形状および最適形状について，Fig. 16 (a)に非設計点流量 $G/G^*=0.259$ における逆流域を子午面断面に投影し表示した。2つの最適形状は，どちらも環状通路外径がベースライン形状より大きい。また，Opt1とOpt2では，下流側溝幅が大きく異なっており，設計点流量では，下流側溝幅を小さくすることでケーシングトリートメントが羽根車内部流れに対する影響を小さくし，低流量側では十分な循環流量を確保するために，必要最小限の下流側溝幅を見出したと考えられる。また，Opt1は設計点流量では効率が改善するが，非設計点流量では下流溝幅が狭いため，シュラウド壁上の剥離流体を吸い出すことが十分にできていない。一方，Opt2はベースライン形状に比べ，下流溝位置がより下流に位置し，下流溝幅は狭くなっているが，シュラウド壁面上の剥離流体を十分に吸い出している。Fig. 16 (b)は作動流体である空気のスエーデンで無次元化したエントロピー分布であり，Opt2は環状通路内部での損失が少ないことを示している。

循環流は，混合損失や摩擦損失などの不可逆的な損失によりエントロピーが増大してしまうが，吸込み管上流からの主流とのスムーズな混合により，同一流体が繰り返し環状通路を通過することによるエントロピー増大を防ぐことが肝要と言える。

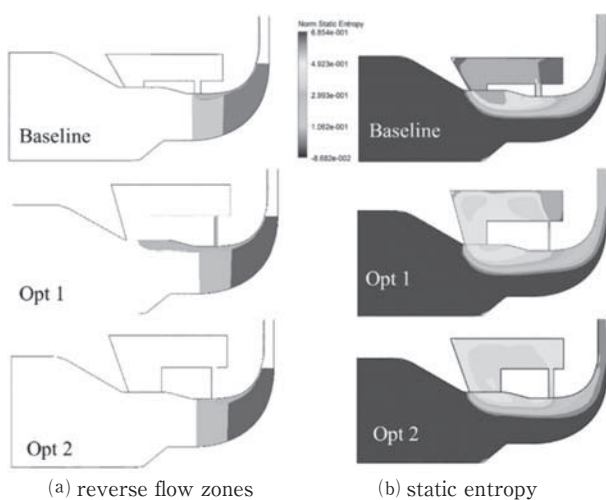


Fig. 16 Comparison of reverse flow zones and static entropy distribution between baseline and selected individuals at off-design point ($G/G^*=0.259$)

Fig. 17は，最適化過程において探索した形状全てについて，循環流量が断熱効率に対する感度を調べたもので，Fig. 17 (a)に示す設計点流量では，少ない循環流量がより高い効率を示し，Fig. 17 (b)に示す非設計点流量では，循環流量比 m_{IR} が0.4程度で最大効率を示している。すなわち，循環流量が少なすぎても，多すぎても効率は悪化し，最適循環流量比が存在する。

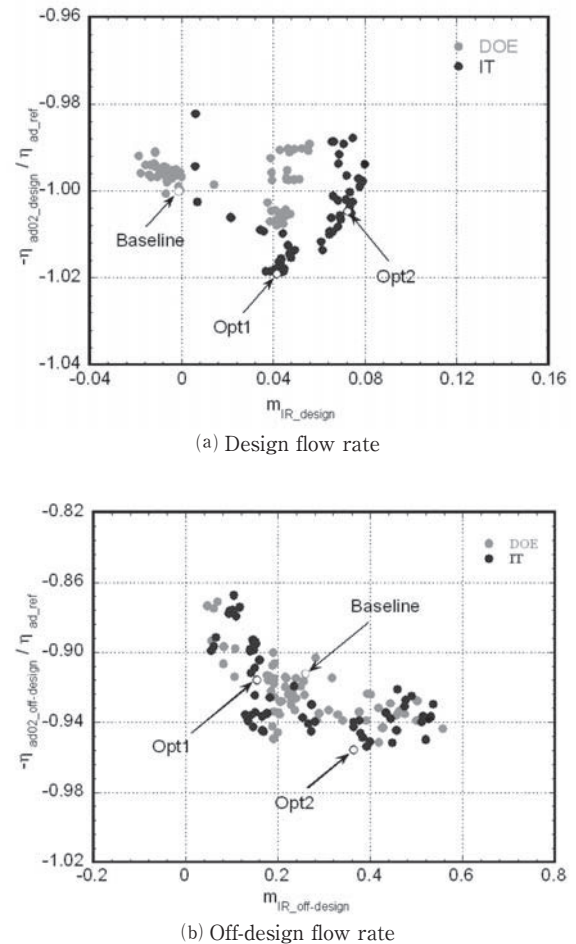


Fig. 17 Influence of the recirculation flow rate on the adiabatic efficiency

Fig. 18は主羽根入口上流において周方向平均した子午面方向分速度 C_m および周方向分速度 C_u のspan方向分布を示す。ベースラインでは，シュラウド側の C_u が負の値になっており，Fig. 16に示したようにシュラウド壁上の剥離流体が吸い出されていない。また，子午面方向には剥離流体であるが，周方向分速度 C_u は大きく，シュラウド側の主流は局所的に過大な予旋回となっていることが示されている。Opt2の場合は，シュラウドの剥離流体は全て循環流として上流側溝より主流へ戻され，羽根車入口では子午面分速度 C_m が負の領域が消滅している。また，循環流はケーシングトリートメント内部を通過する際に旋回成分が減少し，羽根車入口シュラウド側における周方向分速度 C_u も減少している。Fig. 19は，Fig. 18の速度分布をもとに速度三角形より算出した入

射角分布であり、適切な循環流量および旋回成分の抑制が均一な入射角分布となって、羽根車の効率改善が実現していることが分かる。

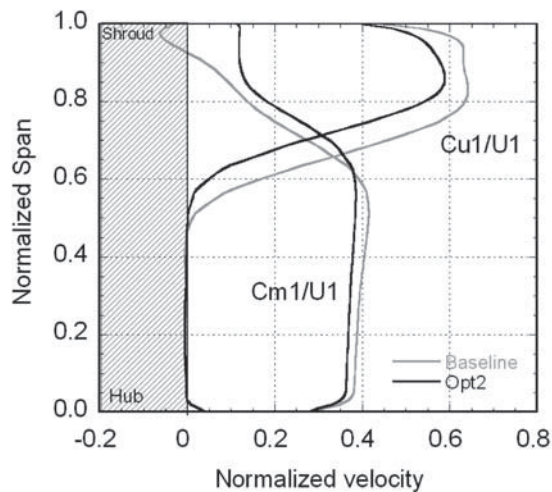


Fig. 18 Velocity distributions at impeller inlet at off-design point ($G/G^* = 0.259$)

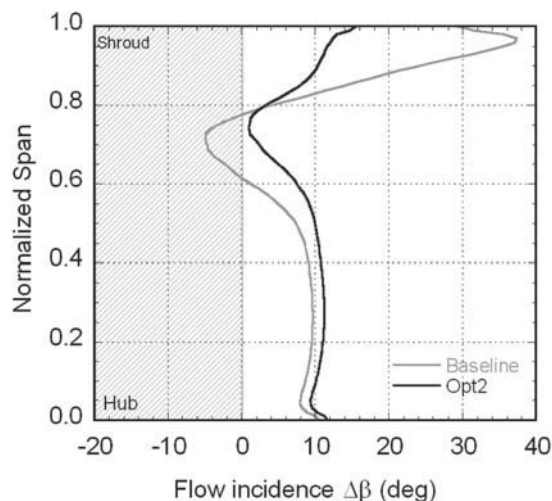


Fig. 19 Flow incidence distribution at impeller inlet at off-design point ($G/G^* = 0.259$)

8. まとめ

ニューラルネットワークをメタモデルとし、遺伝的アルゴリズムにより形状探索を行う多目的最適化設計手法を解説した。応用例として、遠心圧縮機における循環流型ケーシングトリートメントの最適化設計を示し、設計点流量および非設計点流量における羽根車断熱効率が改善できる通路形状を求めた。最適形状の内部流れを詳細に調べたところ、効率改善には最適な循環流量となるよう設計することが重要であり、最適な循環流量では、羽根車入口における局所的な速度歪みを抑制し、スパン方向に均一な入射角分布を得ることができると分かった。

本稿で紹介したように、最適化設計システムを用いれば、パラメータの多い循環流型ケーシングトリートメントの設計検討を全自動で行うことができ、最適循環流量などの主要パラメータを洗い出すことで、流れ場の理解を深めることができる。最適化設計システムは、設計現場における開発コストの削減に貢献できるツールとして有効であり、さらに、境界条件が大きく変化する再生可能エネルギーのためのターボ機械設計⁽⁸⁾や、非設計点での性能改善が求められる場合⁽⁹⁾にも有効な設計手段と言える。

謝辞

本研究はIHI株式会社との共同研究により実施したものをまとめたものである。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 内田博, ほか2名, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 34, No. 4 (2006), pp. 285-290.
- (2) 石田正弘, 坂口大作, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 36, No. 5 (2008), pp.414-419.
- (3) F.B. Fisher, SAE 880794, (1988) pp. 121-128.
- (4) Pierret, S. and Van den Braembussche, R. A., 1999, Turbomachinery Blade Design Using a Navier Stokes Solver and Artificial Neural Networks, ASME Journal of Turbomachinery, vol. 121, pp. 326-332.
- (5) 大林茂, 進化的計算法による空力設計の最適化, ターボ機械, Vol. 30, No. 5, (2002), pp. 257-262.
- (6) Verstraete, T., Alsalihi, Z., Van den Braembussche, R.A., 2010, Multidisciplinary Optimization of a Radial Compressor for Microgas Turbine Applications, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 132, 031004, pp. 1-7.
- (7) D. Sakaguchi, Min Thaw Tun, R. Numakura and B. T. Wang, Global Optimization of Recirculation Flow Type Casing Treatment in Centrifugal Compressors of Turbochargers, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical engineering Science, DOI:10.1177, 0954406216679435 (2016), 11 pages.
- (8) Daisaku Sakaguchi, Yusaku Kyozyuka, Global Optimization of a Horizontal Axis Tidal Current Turbine with Shroud, The 4th Asian Wave and Tidal Energy Conference, AWTEC2018-410, pp. 1-7.
- (9) 坂口大作, 遠心送風機の二次流れ制御による運転流量範囲の拡大, ターボ機械, Vol. 40, No. 11, (2012), pp. 10-17.

特集：最適化技術とその活用の最前線

航空宇宙工学における発見的最適化技術の活用

Application of Meta-heuristics in Aerospace Engineering



金崎 雅博*1

KANAZAKI Masahiro

キーワード：最適設計，メタヒューリスティック，多目的最適化，進化計算，近似モデル

Key Words：Design Optimization, Meta-heuristics, Multi-objective Optimization, Evolutionary Algorithm, Surrogate Model

1. 緒言

地球・都市環境問題などを含め，工業製品に期待される性能が多様化し，設計目的が多目的・多分野に渡る事が一般的になってきている。このような中で，「大域的な解」を「効率的に」求めることのできる「発見的手法」と呼ばれるメタヒューリスティックス（meta-heuristics）が有効であり，著者らの研究でも，より現実的な問題に進化的アルゴリズム（Evolutionary Algorithm: EA）⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾を適用してきた。

航空宇宙分野は空力・推進・構造・制御など要素技術を効果的に統合する必要がある総合工学分野のひとつである。従来は試行錯誤で試みた設計問題に対し，多分野に渡る設計問題に関する知識を得るため，これらの分野を融合し，同時最適化を行う多分野融合最適化（Multi-Disciplinary Optimization: MDO）技術の効果的な利用に期待がかかる。本稿ではMDO技術の元となるメタヒューリスティックスを用いた多目的最適化やSurrogateモデルによる逐次的な近似解法の概要について手法を纏めると共に，著者らが取り組んできたテーマについて適用事例の概要と現状課題になっている事を示す。発見的手法では，多くの解集合を得ることから，それを活用したデータ分析についても手法の例を紹介する。事例として，多目的EA（Multi-objective EA: MOEA）を用いたハイブリッドロケット設計⁽⁵⁾と，Kriging法に基づくSurrogateモデルを用いた風洞実験中での航空機空力デバイスの配置最適化⁽⁶⁾を取り上げる。

2. 多目的設計と実世界問題の解決

2.1 多目的設計

多目的設計問題は複数の目的関数を含む設計問題であり， n 次元の設計変数ベクトル $\mathbf{x}=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ に対して m 個すべての目的関数 $f_j(\mathbf{x})$ を最小化する問題は次式で表される。

$$\begin{aligned} &\text{minimize } f_j(\mathbf{x}) \\ &j=1, \dots, m \end{aligned} \quad (1)$$

p 個の不等式制約条件 $g_k(\mathbf{x}) < 0$ と q 個の等式制約条件 $h_l(\mathbf{x}) = 0$ が課される場合，は次式の様な形で定式化される。

$$\begin{aligned} &\text{minimize } f_j(\mathbf{x}) \\ &\text{subject to } g_k(\mathbf{x}) < 0, h_l(\mathbf{x}) = 0 \\ &j=1, \dots, m, k=1, \dots, p, l=1, \dots, q \end{aligned} \quad (2)$$

こうした多目的問題を解くために， $f_j(\mathbf{x})$ などを何らかの手法でスカラー関数とし，解くことが考えられる。解法としては，重みづけ線形荷重和法により得たスカラー関数の勾配を評価する方法や，満足化トレードオフ法^{(7),(8)}により対話的に厳密解を得る方法等をはじめとする決定論的手法がある。線形荷重和法では目的関数ごとに重み w_j を設定し，スカラー関数 $F(\mathbf{x})$ を次式で得る。

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^m w_j f_j(\mathbf{x}) \quad (3)$$

問題は $F(\mathbf{x})$ の単一目的の最小化問題に帰着できる。こうした手法では設計者が w_j を目的関数ごとに設定し，唯一解を得る事が可能ではあるが，目的関数間にどの程度の相反関係があるか等の全体的な知識を得る事が難しい。また，線形荷重和法では凹型パレートを持つ問題を解くことが難しいところが指摘されているほか，設計者が希求する水準の解と大きく異なる可能性もある。こうした欠点を満足化トレードオフ法などでは解決しているが，唯一の解だけでなく，目的関数間や設計変数との関係な

原稿受付 2023年3月23日

* 1 東京都立大学システムデザイン研究科航空宇宙システム工学
〒191-0065 日野市旭が丘6-6
E-mail: kana@tmu.ac.jp

どの大域的な情報を構築する上で、こうした厳密解法のほかに発見的手法も実用的に用いられており、使い分けやハイブリッド化が有効である。

発見的手法であるメタヒューリスティックスにはEA、粒子群最適化法 (Particle Swarm Optimization: PSO) などがある。これらは、問題に依存せず確率論的に解を得る事ができる汎用性の高い手法とされている。こうした手法は目的関数の勾配情報等を必要としないため、多目的問題への拡張が容易で、Fig. 1に概要を示すPareto ranking法⁽⁹⁾などにより多目的解 (非劣解) としてランク付けされる。この手法では解として得られた全個体に対して個体 r に優越する個体数が r 個であるとき、その個体の持つランクは $1+s_i$ とする。このランクに基づいて各世代で保存させる個体を選択する。

メタヒューリスティックスでは汎用的に大域的解を得る事ができるが、評価回数が多い点や、厳密解でない事などが欠点として挙げられる。しかしながら、未知の問題に対応できることや、解集合を用いた問題の特徴分析を組み合わせられる手法であり、次節以降で述べる通り多目的・多分野融合設計問題に対して、可視化法や近似手法を組み合わせる事で設計知識や課題抽出に役立てられている。

2.2 実世界問題の解決

前節において、最適設計の一般的な方法論を述べたが、航空宇宙機を初めとする種々の理工学問題に対しても応用ができる。一般に、実問題は空力・推進・構造・制御などの多分野に渡るMDOとなるが、目的関数が多分野に渡る以外は前節で述べた多目的最適化問題に帰着できる。MDOでは目的関数同士が相反関係となる事が多く、こうした関係を知識化し、妥協点を見出すこと等が実際に行われている。

例えば、目的関数を巡航時の抵抗係数 C_D と翼重量 W の最小化とした主翼設計問題を考えると、揚力 L と機体重量 W_{cruise} は釣り合う制約を課すと、式(2)は次式の様に書ける。

$$\begin{cases} \text{minimize } C_D \\ \text{minimize } W \\ \text{subject to } L - W_{\text{cruise}} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

空力や構造を評価し、発見的手法を用いて多目的解を求める事ができる。

2.3 解集合の可視化と分析

EAなどのメタヒューリスティックスでは解集合が求められ、多目的の場合は特に非劣解集合 (近似的なPareto解集合) を得る。各個体は目的関数値、設計変数値、制約条件の関数値など様々な属性値を持つため、多数の個体に対して多数の属性値の傾向を1度に観察するためには整理が必要である。そこで、データマイニングや多変量解析等を利用し、設計者が観察しやすい形にデータを処理したうえで思考の支援を行う事が有効で

ある。これらの手法には、散布図行列 (Scatter Matrix Plot: SMP) や並行座標表示 (Parallel Coordinate Plot: PCP)、自己組織化マップ (Self-Organizing Map: SOM)、分散分析 (Analysis Of Variance: ANOVA) など^{(2)-(4), (10)-(14)}がある。

SPMは全ての属性値について描かれる2次元の散布図を成分とし、全ての散布図を正方行列として示す手法であり、視覚的な理解がしやすいデータマイニング手法である。縦横はそれぞれの属性値であり、散布図のみを行列の成分とすると、対角成分は同じ属性値同士を2次元プロットしたものとなる。また、対角成分をはさんで右上の成分と左下の成分は軸を反転させた同じ散布図を示すこととなる。右上と左下に同じ成分 (情報) が表示される事は冗長であることから、図に示すように左下には散布図の代わりに交互作用の有無を見ることが出来る相関係数を示し、補助的な情報とすることもある。

PCPでは各設計変数や目的関数等の変量をその変動幅で規格化し、すべての変量の軸を平行にならべ直線ではなく、GUIを用いて対話的にソートや絞り込みができるソフトウェアも存在するが、基本的には汎用の折れ線グラフを描画できるグラフソフトにより作成できる。すべての変量について一画面に表示できることから、目的関数や設計変数について全体を観察できる (Fig. 3)。

SOMは教師無し学習のアルゴリズムを用いるフィードフォワード型のニューラルネットモデルである。SOMは入力層と出力層からなる。入力層に提示された情報 (ここではサンプリングにより得た属性値、目的関数) はすべて出力層 (サンプリングデータと同じ次元のベクトルを持つユニット) に提示され、出力層のユニットは入力情報にどれだけ似ているかを競争する。競争の結果選ばれたユニットは重み付けが更新され、入力情報に近づく。また、その近傍のユニットも近さに応じて重みが更新される (Fig. 4 (a))。この手順により出力層が収束するまで学習を繰り返すことで、近傍のユニットは似た重みを持つようになり、出力層に新たな位相が形成され、Fig. 4 (b)に示すようにSOMの結果として出力される。

ANOVAは各設計変数による分散を解析し、設計変数の主効果や相互作用分を推算する。寄与度の大きさは近似モデルの平均等からの分散量に基づき、分散量が大きいほど寄与度の割合も大きい。連続変数に対するANOVAはSurrogateモデルに回帰させて運用されることが多い。

2.4 Surrogateモデルによる効率化

2.1節で指摘したようにEAで解探索を行う場合、評価コストが高くなる。そこで、評価値を近似モデルで用いる方法が考えられる。高コストな評価や実験に基づく評価を用いることができる一方で、この方法ではサンプル点間で予測誤差がある部分で必ずしも実際の最適解とならないことがある。このことを解決するため、予

測される期待値と予測分散の影響を同時に評価することができるKrigingなどの方法と、そこから解の改善期待量を予測するExpected Improvement (EI) 値^{(2)-(4), (12), (13), (15)}を用いる方法がある。大域モデル μ との未知点 $\mathbf{x}$ での偏差を $Z(\mathbf{x})$ とすると、Kriging法による予測期待値 $\hat{y}(\mathbf{x})$ は次の通りにかかる。

$$\hat{f}(\mathbf{x}) = \mu + Z(\mathbf{x}) \quad (5)$$

目的関数の最小化を図りたい場合、EI値は変数 x の近似関数 $f(\mathbf{x})$ として、次式に示すように表現される。これらの手法も、関数の勾配などを利用しない点で、EAと同様に汎用性の高い手法と言える。

$$\begin{aligned} EI &= \int_{I=0}^{I=\infty} I \frac{1}{\sqrt{2\pi}s(\mathbf{x})} \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{(I - f_{\min} + \hat{f}(\mathbf{x}))^2}{s(\mathbf{x})^2}\right) dI \\ &= \int_{I=0}^{I=\infty} I \frac{1}{\sqrt{2\pi}s(\mathbf{x})} \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{(I - f_{\min} + \hat{f}(\mathbf{x}))^2}{s(\mathbf{x})^2}\right) dI \quad (6) \\ &= s(\mathbf{x}) \cdot \phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}(\mathbf{x})}{s(\mathbf{x})}\right) + (f_{\min} - \hat{f}(\mathbf{x})) \cdot \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}(\mathbf{x})}{s(\mathbf{x})}\right) \end{aligned}$$

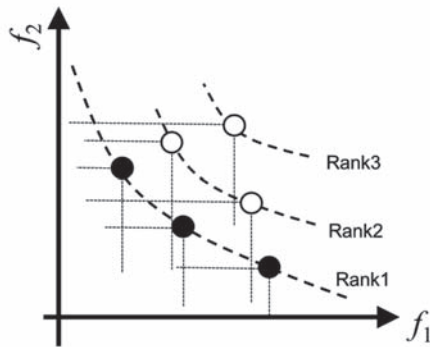


Fig. 1 Pareto ranking method for f_1, s' minimization.

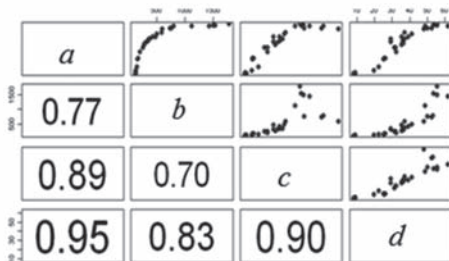


Fig. 2 Scatter plot matrix (SPM).

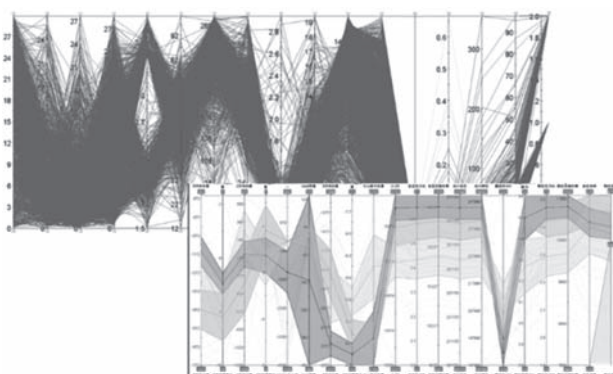


Fig. 3 Parallel coordinate plot (PCP).

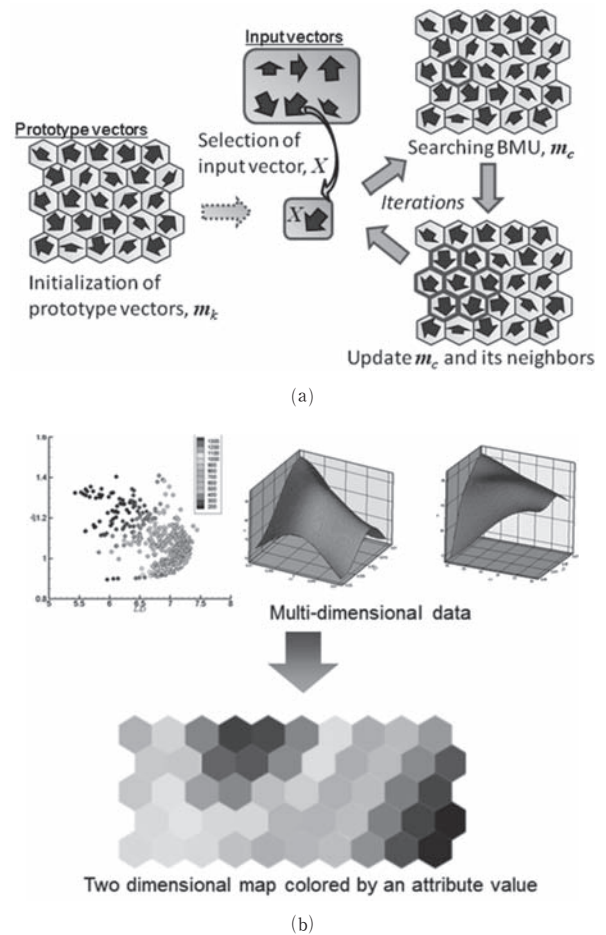


Fig. 4 (a) Procedure of SOM training, and (b) Image of input and output for SOM.

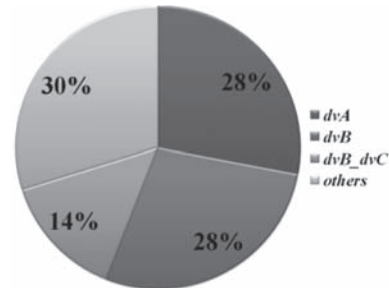


Fig. 5 Image of result by ANOVA.

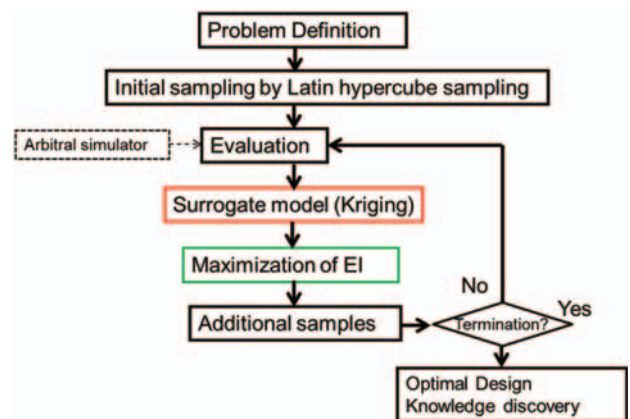


Fig. 6 Procedure of efficient global optimization.

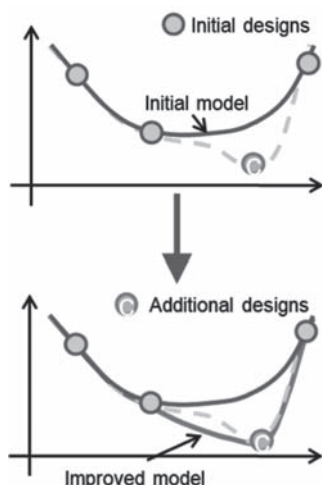


Fig. 7 Schematic illustration of additional sampling.

3. 事例1：MOEAとPCPを用いたハイブリッドロケットエンジンの多分野融合設計⁽⁵⁾

3.1 問題設定

本章では、Fig. 12に示すような固体燃料にポートを設け、気化した液体酸素を通して燃焼反応を得るハイブリッドロケットエンジン概念についての多分野融合設計を考える。ハイブリッドロケットエンジン（Hybrid Rocket Engine: HRE）は、推進剤を構成する酸化剤と燃焼剤をそれぞれ異なる相とするロケットエンジンで、設計次第で液体・固体各ロケットの利点を同時に生かす事ができる。我が国のJAXAや大学を含め、世界的にも液体の酸化剤と固体の燃焼剤によるHREを中心に多くの研究^{(5),(11),(16-19)}が実験・計算の両面で行われている。これらの研究によるHREの特徴として、環境負荷が低い推進剤の組み合わせが多数提案されている事が挙げられる。また、液体の酸化剤を用いることでスロットリングによる推力調整が可能となるため、安全性の高さも特徴であり、大学の研究室やサークル規模での燃焼試験や実機の打ち上げが多く行われてきている。一方で、HREは異なる相の酸化剤と燃焼剤の燃焼反応により推力を得るが、これは同相の酸化剤と燃焼剤の質量混合比（O/F）を予め調整することができる従来の液体・固体ロケットと異なる点である。HREでは、酸化剤と燃焼剤が触れ合った時に燃焼が進むが、O/Fを予め調整出来ないため、燃料の形や酸化剤の供給法などを最適に組み合わせる事を考えなくてはならない。

ロケット推力の大きさはO/Fが関係するが、HREのO/Fは燃焼過程を決定づける酸化剤流量・燃料長さ・気化した酸化剤を通す固体燃焼剤のポート径等の燃焼剤形状設計が影響し、結果として重量と推力、飛行高度なども互いに影響を受ける。したがって、HRE設計では燃焼剤の形状などを設計変数として、ロケット全備重量最小化と到達高度最大化を同時に考慮する多分野融合設計問題を解くことで知識獲得を行うことが有効であると考えられる。

そこで、本章では最適化アルゴリズムと組み合わせることができるHRE性能評価手法の構築を行い、構築した評価手法とEAを組み合わせた自動最適設計ツールを開発したうえで、全備質量 M_{tot} の最小化と到達高度 H_{max} の最大化問題により大域解を得て、PCPにより設計問題の分析を行った事例を紹介する。ここでは、ペイロード搭載性を考慮するための機体縦横比 AR （機体長さ/直径）25以下とする制約、ロケットモータ成立性を担保するための初期推重比 $T/W(0)$ を1.3以上とする制約、機体保護のための最大動圧 Q_{max} を100kPa以下、最大加速度 acc_{max} が5以下となるよう制約条件を課した。それぞれの制約違反量を $cv1 \sim cv4$ とする。設計問題を表す(1)式を本設計問題について書き直すと、次式の通り表される。

$$\begin{cases} \text{Maximize } H_{max} \\ \text{Minimize } M_{tot}(0) \\ \text{Subject to} \\ AR \leq 25.0[-] \\ Q_{max} \leq 100.0[\text{kPa}] \\ Acc_{max} \leq 5.0[\text{G}] \\ T/W(0) \geq 1.3[-] \end{cases} \quad (7)$$

評価手法⁽⁵⁾の概要をFig. 13に示す。推力や必要な推進剤重量などは、燃焼後退速度の実験式から求め、酸化剤タンクや燃焼室、機体外皮は酸化剤体積や燃焼剤体積を収められる大きさに設計したうえで、それらの圧力に耐えられるような外皮の厚さを推算した。

設計変数とその定義範囲をTable 1に示す。酸化剤質量流量などが変数となっており、 $dv1 \sim dv6$ と呼ぶこととする。これらの値を基にFig. 13の流れの中で酸化剤タンクや燃焼室の大きさ・質量などを見積もる。本問題において、ロケットは40kgのペイロードを積むと想定した。

3.2 結果の概要

Fig. 14に得られた解集合を制約違反解と実行可能解に分けて示す。式(7)による目的関数の間には相反関係が見いだせる。さらに、高度120kmを超える設計は全備重量の増分が大きくなる事も分かり、100km程度での利用が適当であると考えられる。制約違反解と制約満足解との比較から、高高度に達する機体設計では制約条件がより影響してくることも分かる。

Fig. 15に最終世代で得られた制約違反解・制約満足解を混在させて得たPCPによる設計問題の可視化を示す。Fig. 15 (a)に対象とするすべての解の関係を図示する。これにより一定の傾向が理解できるが、各設計変数・目的関数・属性値の並べ方によって印象が変わり得ることは運用上注意すべきことである。PCPでは着目する目的関数などでソートし、意思決定や設計問題の武運席に用いることができる。Fig. 15 (b)はPCPの運用例として、 $M_{tot} \leq 1400\text{kg}$ の解のみを残したものである。Fig. 15 (b)より、 $dv1$ の範囲が狭められた。 $dv1$ は搭載される酸化剤質量に関わる変数で、 $dv1$ を多くすることにより

それを使い切るだけの燃焼剤質量が反映されることから、 $dv1$ と M_{tot} が連動することは妥当な結果であると言える。このとき、 $cv3$ と $cv4$ については、依然として制約を満足できないものが残されている。すなわち、 M_{tot} が小さい解は $dv1$ と連動する酸化剤質量と燃焼剤質量が限られるため、短時間での加速が必要となることから、速度・加速度に関わるこれらの制約違反解が出やすいものと考えられる。

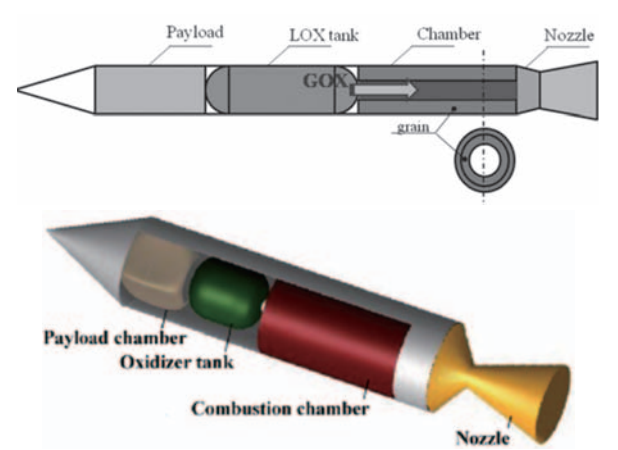


Fig. 12 Illustration of the hybrid rocket considered in this study.

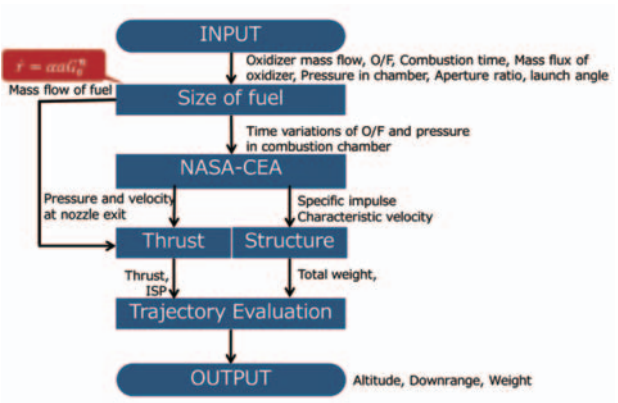


Fig. 13 Procedure of the hybrid rocket's evaluation.

Table 1 Design space.

	Unit	Lower bound	Upper bound
dv1	LOX mass flow	kg/s	1.0 30.0
dv2	Fuel length	m	1.0 10.0
dv3	Initial radius of fuel port	mm	10.0 200.0
dv4	Combustion time	s	15.0 35.0
dv5	Chamber pressure	MPa	3.0 4.00
dv6	Nozzle aperture ratio	-	5.0 7.0

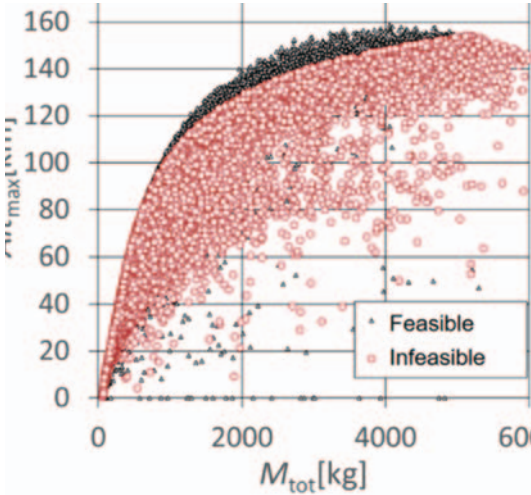


Fig. 14 Design exploration result.

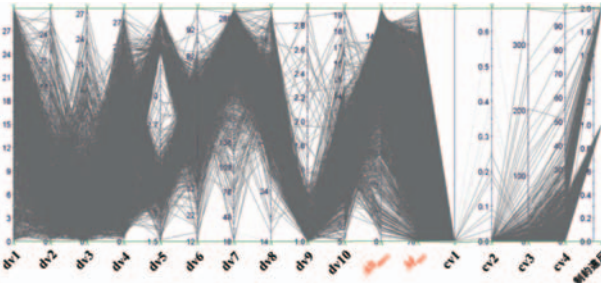


Fig. 15 Visualization of design problem by SPM. (a) All solutions obtained by MOEA, and (b) Solutions sorted by M_{tot} ($M_{tot} \leq 1400\text{kg}$).

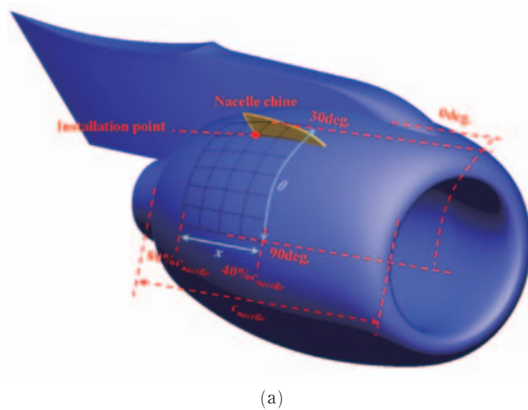
4. 事例2：Surrogateモデルによる逐次最適化を用いた実験で評価値を得るナセルチェーン最適配置の事例⁶⁾

4.1 問題設定

中・大型の旅客機では機体重心や機内騒音、整備性の観点から、エンジンとそれを覆うインテークとエンジンナセルは主翼下面に設置される場合が多い。こうした形態ではナセルパイロンからの渦が主翼上での流れの剥離を促進し、離着陸時の最大揚力を低下させることがある。この剥離を回避するために、Fig. 16に示すように渦発生装置であるナセルチェーンをエンジンナセルに装用する。適切な位置に配置されたナセルチェーンからの渦はナセルパイロンからの渦と干渉する結果、翼上面の剥離

が抑制されて高迎角時の最大揚力が改善・増加する。本事例では、2.4節で概説したSurrogateモデルに基づく対話的最適化法により、ナセルチェーン設置位置の最適位置探索を行った。この事例の特徴は、近似手法による評価工数削減と、逐次最適化法であることを利用し、メタヒューリスティックスによる探索を風洞試験中にリアルタイムで行った点である。

Fig. 16 (a)に示すように設計パラメータの1つをナセルの長さ方向の位置 χ 、もう1つをナセル周方向角度 θ とした。Fig. 16 (b)に示すように、実際の風洞試験模型に対してナセルに設置点としてグリッドを引き、このグリッドを基準にナセルチェーンを設置する。ここでは目的関数を着陸条件での最大揚力係数 C_{Lmax} 最大化とした。試験中に迎角を変化させながら C_L を測定して、 C_{Lmax} を求めた。



(a)



(b)

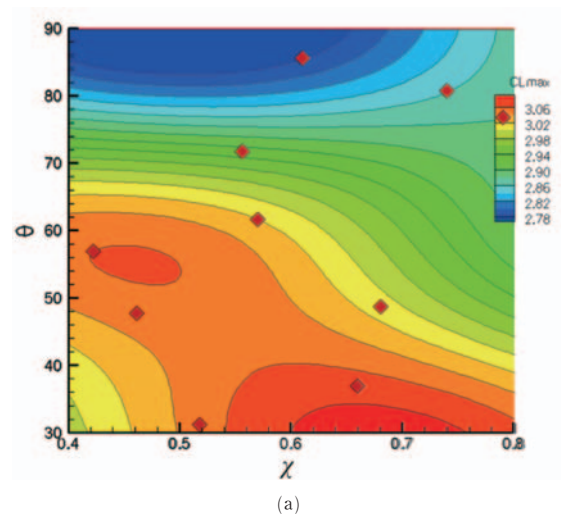
Fig. 16 Engine nacelle and parameters for the chine installation. (a) Nacelle chine and installation parameters, and (b) wing model for a high-lift system examination with engine nacelle in the wind tunnel.

4.2 結果の概要

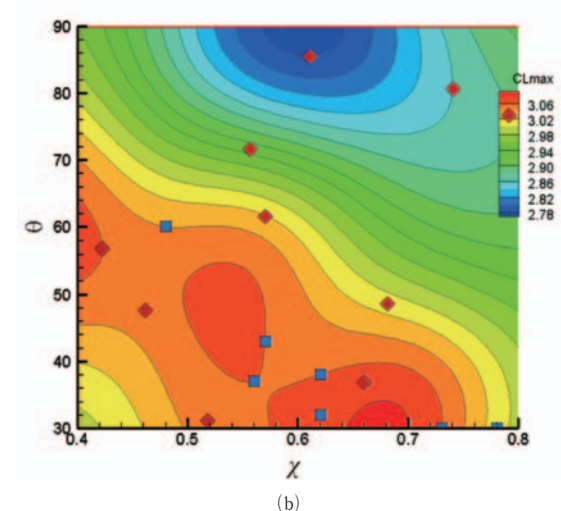
Kriging法に基づいてSurrogateモデルを得るために、10個の初期サンプルを取得し、風洞試験での評価値を得た。その後、目的関数の最大化問題に対応したEIの最大化に基づいて、追加サンプルを7回得た。Fig. 17 (a) (b)に $\chi-\theta$ に対する C_{Lmax} 近似関数を示す。Fig. 17 (a)は

初期サンプルのみで学習させた近似関数、Fig. 17 (b)は追加サンプルを加えて学習させた近似関数を示す。Fig. 17 (a)(b)を比較すると、追加サンプルにより特に最適点周り (C_{Lmax} が大きい付近) において、目的関数の凹凸が明瞭になっている。Fig. 17 (b)に基づく、 θ を60度程度とすると、 χ を0.4~0.5に設置することで C_{Lmax} が向上する。一方、 θ を30°前後とすると χ を0.6~0.7とすることで C_{Lmax} が向上する。これは θ と χ の相互作用を考えながら設置位置を検討する必要があることを示している。なお、本研究では形状の上に2つのパラメータのみを設けたことから、Fig. 17 (c)に示す通り三次元CADデータ上に2次元プロットを投影することでチェーン設置位置と C_{Lmax} の関係を直感的に理解することができる。

本最適化により得られた C_{Lmax} が高い配置についての揚力特性²⁰⁾をFig. 18に示す。ナセルチェーンが無いときと比べて、 C_{Lmax} が向上しつつ、失速迎角も高くなっている。一方で、チェーンの有無は C_{Lmax} を示す迎角前には、 C_L に影響しない。実際の着陸は、 C_{Lmax} から余裕を持たせた低い C_L で行われるため、チェーンが実際の着陸性能に悪影響を与えないことが確認できた。



(a)



(b)

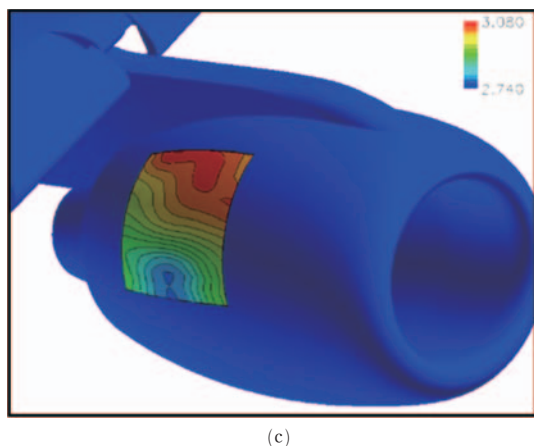


Fig. 17 Surrogate models. (a) C_{Lmax} contour predicted from initial samples, (b) C_{Lmax} contour predicted from initial and additional samples, and (c) C_{Lmax} contour projected to the CAD model of the engine nacelle.

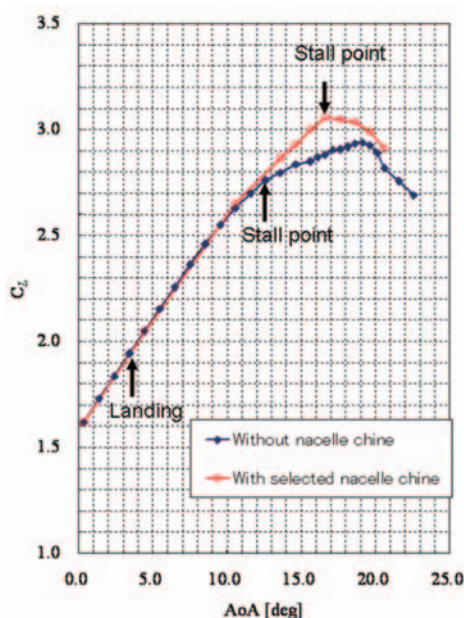


Fig. 18 Comparison of lift - angles of attack (AoA) between the nacelle without chine and that with chine which was installed at the optimal location.

5. まとめ

本稿では複雑な大規模機械における設計問題の解決法について、発見的手法（メタヒューリスティックス）を用いることを念頭に、一般的な議論から航空宇宙分野での応用について概論し、著者らの研究から具体的な事例について紹介した。メタヒューリスティックスは航空宇宙機設計にも良く馴染む手法として普及し、役立てられてきている。また、得られた解を分析する方法を組み合わせることも、設計問題全体を理解するために有効である。

事例としては、6変数2目的4制約を設けたハイブリッドロケット設計問題と、2変数1目的ながら実験中の評価値をリアルタイムに用いたナセルチャイン配置

設計問題を紹介した。前者においては、結果がシミュレーションで得られることから、進化計算での自動最適設計を行い、得られた大域解の分析を行った。後者は、風洞実験を行い、その結果を担当者間で受け渡す必要があったことから、Surrogateモデルを利用した逐次最適化を援用した。風洞実験を含む各種実験においても、デジタル化が進められており、著者らにより自動化を試みた例²⁰もある。

これらの方法と事例は、有益な設計解や設計に関する知見を与える一方で、試みる設計問題の設定（設計変数、目的関数、制約条件、評価法）により結果が変わり得る。発見的手法による大域的な結果を生かすためには、事前・事後の検討を行う各分野の専門知識が不可欠である。最適化アルゴリズムは自動的に解を提示するが、その解を活かすためには分野間で協業体制をとり、問題の設定と大域解の議論を常に行う必要がある。著者はこうしたことについて多くの事例を持っており、ガスタービンなどの推進系技術への適用も可能であると考えている。当該分野の各位にも、著者らが運用する各種メタヒューリスティックスによる自動最適設計やSurrogateモデルによる逐次最適化の活用に関心を頂ければ幸いである。

参考文献

- (1) Kanazaki, M., Obayashi, S., and, Nakahashi, K., "Exhaust Manifold Design with Tapered Pipes Using Divided Range MOGA," Engineering Optimization, Taylor and Francis, Vol. 36, No. 2, (2004), pp. 149-164.
- (2) Kanazaki, M., and Jeong, S., "High-lift Airfoil Design Using Kriging based MOGA and Data Mining," The Korean Society for Aeronautical & Space Sciences Int. J., Vol. 8, No. 2, (2007), pp. 28-36.
- (3) Kanazaki, M., Obayashi, S., and, Nakahashi, K., "Exhaust Manifold Design with Tapered Pipes Using Divided Range MOGA," Engineering Optimization, Taylor&Francis, Vol. 36, No. 2, (2004), pp. 149-164.
- (4) Kanazaki, M., and Seto, N., "Efficient Global Optimization Applied to Design and Knowledge Discovery of Supersonic Wing," J Computational Science and Technology, Vol. 6, No. 1, (2012), pp. 1-15.
- (5) Kanazaki, M., Yoda, H., Chiba, K., Kitagawa, K., and Shimada, T., "Conceptual Design Methodology of a Hybrid Rocket Engine-Powered Launch Vehicle for Sub-Orbital Flight," J Aerospace Engineering, American Society of Civil Engineers, (2017), Vol. 30 Issue 6.
- (6) Kanazaki, M., Yokokawa, Y., Murayama, M., Ito, T., Jeong, S., and Yamamoto, K., "Nacelle Chine Installation Based on Wind Tunnel Test Using Efficient Design Exploration," T Japan Society and Space Science, Vol.51, No. 173, (2008), pp. 146-150.
- (7) 北山哲士, 山崎光悦, 荒川雅生, 山川宏, 「多目的最適設計におけるトレードオフ分析法」, 日本機械学会論文集 (C編), 75巻754号, (2009), pp. 1828-1836。
- (8) 中山弘隆, 「多目的計画に対する満足化トレードオフ法の

- 提案」, 計測自動制御学会論文集, 20巻, 1号, (1984), pp. 29-35.
- (9) Fonseca, C. M. and Fleming, P. J., "Genetic Algorithms for Multiobjective Optimization: Formulation, Discussion and Generalization," Proc the 5th ICGA, (1993), pp. 416-423.
- (10) 荒木孝治, フリーソフトウェアRによる統計的品質管理入門, 日科技連出版社, (2005).
- (11) 北川洋介, 金崎雅博, 嶋田徹, 「遺伝的アルゴリズムを用いたハイブリッドロケットの設計知識」, 第54回宇宙科学技術連合講演会2010 講演論文集, (2010), [CDROM].
- (12) Jones, R. D., et al., "Efficient Global Optimization of Expensive Black-Box Functions," Journal of Global Optimization Volume 13, Issue 4, (1998), pp 455-492.
- (13) Jeong, S., Murayama, M., Yamamoto, K., "Efficient Optimization Design Method Using Kriging Model," J Aircraft, No. 42, (2005), pp. 413-420.
- (14) Obayashi, S., Jeong, S., Shimoyama, K., Chiba, K., and Morino, H. "Multi-Objective Design Exploration and Its Applications," Int. J Aeronautical and Space Science, Vol.11, No.4, (2010), pp.247-265.
- (15) Kanazaki, M., Hanida, R., Nara, T., Shibata, M., Nomura, T., Murayama, M., and Yamamoto, K., "Challenge of design exploration for small blended wing body using unstructured flow solver," J Computers & Fluids, Elsevier, Vol. 85, No. 1, (2013), pp. 71-77.
- (16) Thicksten, Z., et al. "Handling Considerations of Nitrous Oxide in Hybrid Rocket Motor Testing," AIAA Paper2008-4830, July 21-23, 2008.
- (17) Yuasa, S., et al, "Fuel Regression Rate Behavior in Swirling-Oxidizer-Flow-Type Hybrid Rocket Engines," Proc 8th Int. Symposium on Special Topics in Chemical Propulsion, No. 143, 2009.
- (18) Hikone, S., et al, "Regression Rate Characteristics and Combustion Mechanism of Some Hybrid Rocket Fuels," Proc Asian Joint Conference on Propulsion and Power, 2010.
- (19) Kanazaki, M., Ito, S., Kanamori, F., Nakamiya, M., Kitagawa, K. and Shimada, T., "Design optimization of launch vehicle concept using cluster hybrid rocket engine for future space transportation," J the Japan Society of Mechanical Engineers, J Fluid Science and Technology, Vol. 11, No. 1, (2015).
- (20) Yokokawa, Y., Kanazaki, M., Murayama, M., Kato, H., Ito, Takehi, and Yamamoto, K., "Investigation of the Flow Over Nacelle/Pylon and Wing Controlled with a Vortex Generator in High-lift Configuration," Proc 26th International Congress of the Aeronautical Sciences, 2008, [CDROM], (2008).
- (21) Kanazaki, M., Matsuno, T., Maeda, K., and Kawazoe, H., "Efficient Global Optimization Applied to Wind Tunnel Evaluation Based Optimization for Improvement of Flow Control by Plasma Actuator," Engineering Optimization, Taylor & Francis, Volume 46, Issue 12, (2014), pp. 1-17.

特集：最適化技術とその活用の最前線

流体機械におけるトポロジー最適化とデータ駆動型設計

Topology Optimization and Data-Driven Design for Fluid Machinery



米倉 一男^{*1}
YONEKURA Kazuo

キーワード：トポロジー最適化, iSA法, データ駆動型設計, 機械学習, ガスタービン

Key Words: Topology optimization, iSA method, Data-driven design, Machine Learning, Gas turbine

1. 緒言

流体に関連する機械部品の設計にCAEが活用されるようになって久しい。流体の数値計算を用いて流体性能を計算し、仕様を満たす形状を探し出したり、さらに効率を最大化するような最適化が広く行われるようになってきた。流体解析を用いた最適化は理論が整備され、適用例も増えてきたものの、構造解析ほど広くは使われてはいない。その理由の一つは流体现象の非線形性による計算コストの長大化にある。流体問題の最適化は感度法が注目されているが、実製品への適用例は少ない。一方で近年では深層学習の発展と共にそれを用いたデータ駆動型設計の研究が広がっている。本稿では実用面にも触れつつ、流体部品の最適化に関して著者が行ってきたことを中心に、トポロジー最適化とデータ駆動型設計についていくつかの手法を紹介する。

最初に紹介するのは流路のトポロジー最適化である。これは構造問題に対して提案されたトポロジー最適化手法⁽¹⁾を流体問題に拡張して提案⁽²⁾されて以来、約20年程度研究されているものの、計算コストの大きさから実際の工業製品に適用された例はほぼ無いとされる⁽³⁾。これに対して筆者らはトポロジー最適化の高速解法⁽⁴⁾を提案し、それを用いて航空用エンジンの燃料噴射器の流路の最適化⁽⁵⁾を行なった。この燃料噴射器はまだ製品化はされていないが、数少ない工業製品への適用例であることから本稿で紹介する。

近年、データ駆動型の最適化手法が研究されている。その大きな特徴の一つは汎化性能にある。ある製品を設計する際には、ただ一つの設計を行えば終わりということは少なく、少し異なる仕様で複数の製品を設計することもあれば、一つの製品であっても何度も仕様を変えて設計をやり直すこともある。このような場合にはトポロジー最適化などの感度法を用いる場合には一から計算を

やり直さなくてはならない。機械学習では、事前に適切に学習しておけば、それを少し異なる設計タスクに流用することができる。これを汎化能力があるという。この汎化能力を適切に使うことで計算時間を短縮できる。

機械学習は回帰モデルを作成することが主たるタスクであるが、生成モデルや深層強化学習という枠組みで様々なタスクをこなすことができる。本稿ではこれらのモデルを設計タスクに使用する場合について紹介する。

2. トポロジー最適化とその高速解法

2.1 流路のトポロジー最適化手法

トポロジー最適化⁽¹⁾は近年様々な対象に広く使われるようになった。もともとは構造最適化において広く研究されてきたものだが、流路最適化でも同じように研究されている。初めて流体問題に適用したBorrval and Petersson⁽²⁾では線形な方程式で記述されるStokes流れを対象として流路の最適化を初めて行なった、その後Navier-Stokes方程式を扱う研究へと広がった。問題となる大規模な最適化問題を解く試みも構造解析、流体解析問わず行なわれている^{(6),(7)}。

ここではまずBorrval and Petersson⁽²⁾をもとに一般的な流路のトポロジー最適化問題を定式化する。流路トポロジー最適化では設計領域内の各点に空隙率 ε を定義し、それを設計変数とする。すなわち空隙率 $\varepsilon=0$ の場合はその点が完全に固体、 $\varepsilon=1$ であれば完全に流体、またその中間的な値の場合は多孔質媒体で満たされていると想定する。目的関数は圧力損失としてその最小化を考えるが、多孔質媒体を流れる流体は流れと逆向きに空隙率に反比例する体積力 $-\alpha(\varepsilon)\mathbf{u}$ を受けるとする。このとき最適化問題は次のように書ける。

$$\begin{aligned} \text{Minimize} \quad & F = \int \mu \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) + \alpha(\varepsilon) \mathbf{u}^T \mathbf{u} \, d\Omega \\ \text{Subject to} \quad & \mathbf{u} \text{ satisfies flow equations,} \\ & \int \varepsilon \, d\Omega \leq \bar{V} \end{aligned}$$

この最適化問題を解くにあたり、通常は流れの方程式

原稿受付 2023年3月23日

*1 東京大学 大学院工学系研究科 システム創成学専攻
〒113-8656 文京区本郷7-3-1

を数値的に解いて $\mathbf{u}$ を得て、その $\mathbf{u}$ を用いて設計感度 $\partial F(\mathbf{u})/\partial \varepsilon$ を計算し、設計変数 ε を更新する。この場合、 ε を更新するたびに流れの方程式を繰り返し解く必要があり計算時間が長くなる。

これに対して計算時間を短縮しようとするのが Yonekura and Kanno⁽⁴⁾で提案された逐次感度近似法 (iSA法; instantaneous Sensitivity Approximation) である。iSA法は本来は流体に限らず偏微分方程式制約付き最適化問題に対する解法として定式化される⁽⁸⁾が、本稿では流路のトポロジー最適化へ適用した場合を紹介する。iSA法では非定常流れを時間発展する式を用いて解く格子ボルツマン法 (LBM; Lattice Boltzmann Method) を用いて解く。iSA法はFig. 1に示すように、LBMの各時刻の情報を用いて、各時刻で設計感度を計算し、これを用いて空隙率を各時刻ごとに変更する。この設計感度は瞬時的な情報を用いており本来の設計感度とは異なる。流体解析としては、各時刻で空隙率を変化させながら非定常な流体計算を行なうことになる。これは定常流れの収束計算を繰り返し行なうよりも早いことが多い。ただしLBMは陽解法であるため、空間格子幅が小さくなると時間方向の離散化幅を小さくする必要があり、大規模問題に対しては計算時間が長くなる傾向にある。一方で並列化効率が一般に高い。流路のトポロジー最適化で典型的な例題をFig. 2に示す。この問題の格子点数は約3000点で、この規模の問題を解くために通常のトポロジー最適化では数分以上かかるが、iSA法では1.94秒で計算できる⁽⁸⁾。

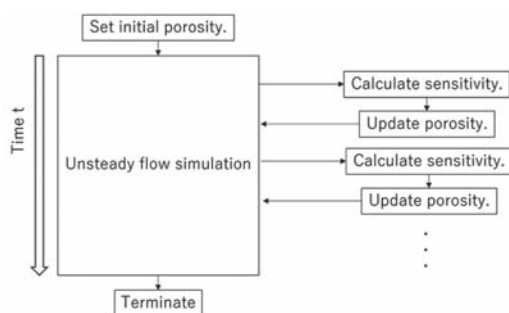


Fig. 1 Flowchart of iSA method.

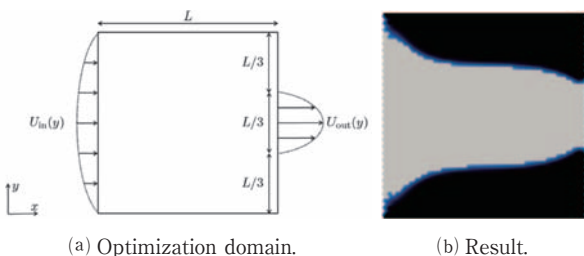


Fig. 2 Topology optimization of diffuser model (米倉⁽⁸⁾, (a) : Fig. 5.1, (b) : Fig. 5.4 (f)).

2.2 燃料噴射器のトポロジー最適化

流路のトポロジー最適化を工業製品の最適化に使用した例を紹介する。筆者らの研究グループでは先述したiSA法を航空用エンジンの燃料噴射器のノズルの内部流路に適用し、最適化された形状を平滑化したうえで金属積層造形を用いて造形した⁽⁵⁾。その結果をFig. 3に引用して示す。燃料噴射器のノズルは部分的に細い流路があるために細かな空間格子を作成する必要があるため、格子数が多くなるため計算時間が長大化する。この研究ではiSA法を用いたうえで512並列で計算を行ない、約66時間の計算時間を要した。前節で述べたように、LBMは陽解法であるためこのような大規模な問題に対しては時間格子幅を短くする必要があり、計算時間は長くなる傾向にある。

実用際には計算時間に加えて、汎用プログラムが少ないということも障壁の一つであったが、近年は日本からもSpaceTOPTIM⁽⁹⁾などの商用ソフトウェアが提供されており、製品への利用も容易になってきている。ただし扱える流れ場の条件や目的関数が限られていることは今後も課題の一つであろう。

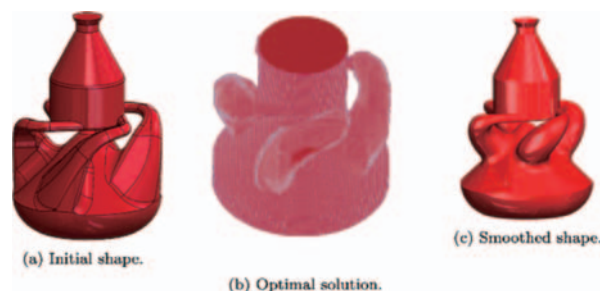


Fig. 3 Topology optimization of fuel atomizer in fuel nozzle (Yonekura et al. ⁽⁵⁾, Fig. 6)

3. 機械学習によるデータ駆動型設計

3.1 データ駆動型設計

本節ではデータ駆動型設計について、筆者らの行なっている研究を引用しつつ紹介する。まず、ここでいう設計作業について整理する。製品の設計作業では、過去の製品と似た設計を繰り返すことが多い。例えばある基本的な設計と仕様が設定された状態で、顧客等に合わせて仕様を変更して設計するような状況である。顧客が変われば別の仕様を設定することになるが、顧客ごとの設計知見は蓄積されていくことになる。また開発品であっても、一連の開発の際に部品を繰り返し検討しなおす場合もある。つまり、似ているが少し異なる設計タスクを繰り返し解くという状況がある。このような状況では、蓄積されたデータを用いて機械学習モデルを学習させ、それを使いまわすことで設計知見を活かすことができる。

では前節で紹介したトポロジー最適化はこのような設計タスクに対して効果的と言えるであろうか。トポロジー最適化では、仕様が決定した後で、各種の境界条件

などを設定して最適化問題を解くことになる。もちろんプログラムは流用できるが、計算時間としては、1回解くのも複数回解くのも、1回あたりの計算時間は変わらない。すなわち似ているが少し異なる設計課題を繰り返し解く、という問題の構造を活かしてはいないと言える。問題の構造を活かしていようがまいが、計算時間が許容されるのであれば何の問題もない。しかしながら前節で紹介したように、トポロジー最適化の製品適用の大きな課題は計算時間であり、許容できない場合も多い。

これに対して本節で紹介するデータ駆動型設計では、問題を繰り返し解くという構造を活かし、事前に機械学習モデルを学習して、それを何度も繰り返し使用するという方法を取る。少し異なる問題に適用できなければならないが、このような能力のことを汎化能力という。

設計という作業は大きく分けて三つのタスクが支えていると考えている。設計案から性能値を計算したり推測する工程である。これは機械学習の最も基本的なタスクである回帰問題でモデル化できる。二つ目が回帰とは逆に、ある性能値や条件を設定してそれを満たす設計変数を生成するタスクである。これは生成モデルと呼ばれる機械学習モデルで解決できる。最後に、試行錯誤的に設計を修正するタスクもある。これは強化学習でモデル化して解決ができる。以降ではこれらの三つのアプローチを中心に紹介する。

3.2 回帰モデルを用いたタスク

回帰モデルでは設計変数（文脈により説明変数や入力変数と呼ばれることもある）を用いて何らかの値を予測する。回帰モデルをターボ機械の設計に活かした例として、齊藤ら⁽⁴⁰⁾による過給機コンプレッサの圧力比ピークの流量と圧力比の予測が挙げられる。過給機の圧力比ピークやサージ点などの情報は過給機の設計において重要な値であるが、数値計算によりその値を推測するためには詳細な解析を行なう必要があった。これはコストが大きく、簡易にこれらの値を推測する手段が求められていた。また一方で過給機の設計は過去に数多く行なわれ、試験結果も蓄積されていた。そこでこの研究ではそのデータを使って深層ニューラルネットワーク（DNN；Deep Neural Network）を用いて圧力比-流量特性における圧力比ピーク点の流量と圧力比を学習させた。学習用データと異なる6種類の評価用データに対する予測結果を文献⁽⁴⁰⁾より引用してFig. 4に示す。おおむね実験値に近い値を予測していることがわかる。この研究では機械学習モデルとしてDNNのほかにサポートベクトル回帰、ランダムフォレスト、カーネルリッジ回帰と比較して優れた結果を示したDNNを選択しており、DNNが優れていた理由としてコンプレッサ内部流れに非線形性が高いためであると考察している。

他にも、回帰モデルを用いて数値解析結果を推測しようとする試みも行なわれている。例えばDNNを用いて乱流モデルを構成する研究⁽⁴²⁾や、FEM解析の結果を直接

推測する研究⁽⁴¹⁾があるが、結果を直接推測する場合には境界条件を適切に処理することが一つの課題になる。この問題を回避する一つの方法として、粗いメッシュの結果から細かなメッシュの結果を推測する超解像と呼ばれる研究⁽⁴³⁾も行なわれている。また結果に物理的な妥当性を担保しようとするphysics informed neural network (PINN) という研究も行なわれている。

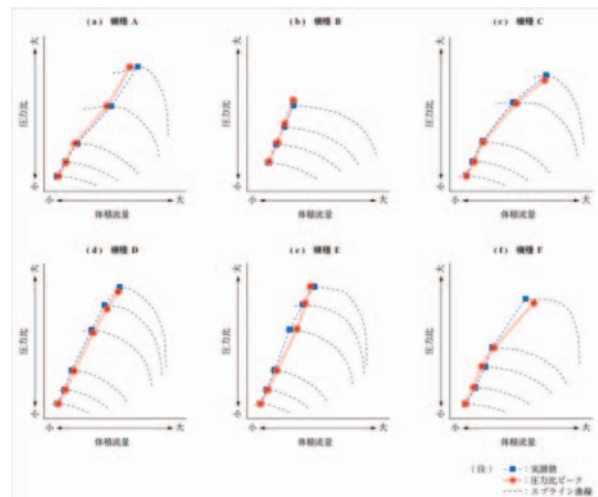


Fig. 4 Predicting peak pressure point in P-Q curve of centrifugal compressors (齊藤ら⁽⁴⁰⁾, Fig. 4).

3.3 生成モデルを用いた形状生成

3.3.1 生成モデル 回帰モデルは設計変数から性能値を予測するモデルであったが、生成モデルでは逆に性能値を指定したときにそれを満たすような設計変数を生成することができる。生成モデルとして使われるDNNは複数あり、代表的なものとして敵対的生成ネットワーク（GAN；Generative Adversarial Network）⁽⁴⁴⁾と変分オートエンコーダ（VAE；Variational Autoencoder）⁽⁴⁵⁾がある。所望の性能を持つデータを生成するためにはそれぞれを条件付き（conditional）モデルとして使用する。本稿ではこれらのモデルを用いた例を引用して紹介する。

まず条件付きVAE（CVAE；Conditional VAE）はFig. 5に示すような形をしたDNNモデルである。CVAEはencoderとdecoderから構成されていることが特徴で、入力されたデータはencoderにより低次元の潜在空間に射影され、decoderが潜在空間から元のデータを復元する。特に図中にcと書かれた部分に揚力係数を入力することで、所望の揚力係数をもつ翼形状を得ることができる。VAEにはいくつかのバリエーションが提案されて

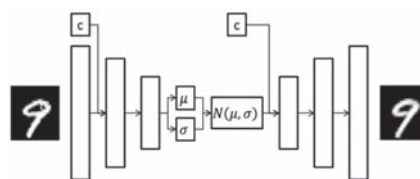


Fig. 5 Architecture of CVAE (Yonekura and Suzuki⁽⁴⁶⁾, Fig. 1 (c)).

いる。

次に条件付きGAN (cGAN : conditional GAN) は Fig. 6に示す構造をしたDNNモデルである。これは生成器 (generator) と、識別器 (discriminator) ないし criticと呼ばれる二つのDNNから成る。生成器はラベルと乱数 z を入力変数として偽データ x' を出力する。識別器は真のデータ x 又は偽データ x' を入力とし、入力されたデータの真偽を識別する。また生成器は識別器をだますように学習が進み、識別器は逆に正確に真偽を識別するように学習する。生成器と識別器はそれぞれが互いに敵対するように学習するために敵対的という名前がつけられている。GANは学習が不安定であることが知られており、その安定化手法として例えばWasserstein距離を使用するWasserstein GAN with gradient penalty (WGAN-gp)⁽¹⁷⁾やspectral normalization⁽¹⁸⁾などが提案されている。

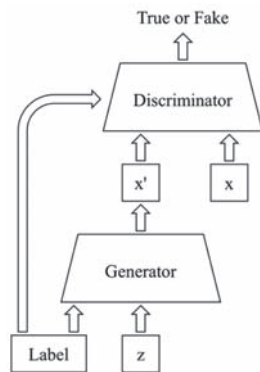
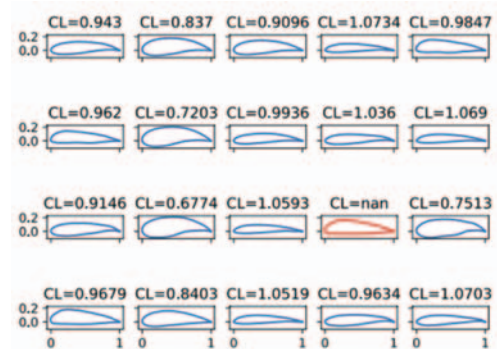


Fig. 6 Architecture of cGAN (Yonekura et al.⁽⁹⁾, Fig. 3 (b))

3.3.2 生成される翼形状 それぞれのモデルを使用した場合に生成されるデータを文献^{(16),(19)}から引用して Fig. 7に示す。いずれも翼として妥当な形状が出力されるが、それぞれ特徴がある。まずVAEは次元の小さな潜在空間へ射影する際に特徴抽出と埋め込みが行なわれ、潜在空間におけるデータの分布が解釈しやすいという点である。一方でGANは生成器が乱数を元にサンプリングするため、潜在空間はランダムになる。またVAEでは目的関数に再構成誤差を含むため、教師データに忠実なデータが得られやすい一方でGANでは教師データと生成データの距離は直接的には比較されない。VAEでは潜在空間上の事前分布を変えることで、異なるデータを組み合わせて新しいデータを作成することも、逆に分離させることもできる。通常は正規分布を使うが、例えばFig. 8のように超球面上の分布であるvon Mises Fisher分布を使うこともでき、Yonekura et al.⁽²⁰⁾ではNACA翼とJoukowski翼の中間的な翼形状を作成した。このように生成データの特徴をうまく抽出するためには潜在空間の適切な設計が重要である。



(a) CVAE (Yonekura and Suzuki⁽¹⁶⁾, Fig. 11 (c))



(b) cWGAN-gp (Yonekura et al.⁽⁹⁾, Fig. 9 (c))

Fig. 7 Generated airfoil shapes with specified lift coefficient.

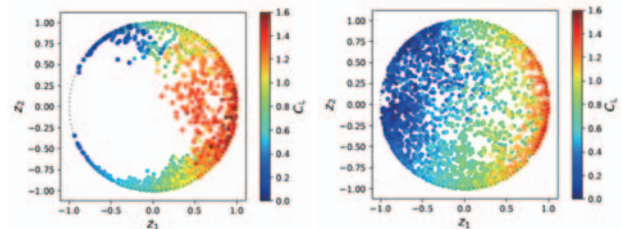


Fig. 8 Latent distribution of hyperspherical VAE (Yonekura et al.⁽²⁰⁾, Fig. 11 (a), (b)).

3.3.3 物理モデルベース生成モデル 以上で説明した生成モデルは、条件付きモデルであって揚力係数と形状データは一組で学習され、揚力係数を指定することでそれに適したデータを生成される。しかし生成されたデータの揚力係数がラベルで指定した値と一致することは明示的には保証されず、実際には大きく異なる揚力係数になっている場合がある。そこでGANの枠組みにおいて力学方程式を利用して生成データが力学的に妥当になるようにできる。これがPhysics Guided GAN (PG-GAN)⁽²⁰⁾である。Fig. 9にPG-GANの構造を示した。Physics Guided GANでは生成されたデータの揚力係数を計算し、その値と指定値との誤差が小さければ真データとし、大きければ偽データとする。識別器は生成データが先述の意味で真か偽かを識別する。これにより格段に揚力係数の精度を上げることができる。PG-GANでは教師データが存在しないため、教師データには全くなかったような形状が生成されることがある。実際に翼形状を学習させた場合にはFig. 10に示すようないびつな形状も出力される。このいびつな形状は、妥当ではない形状ではあるが、揚力係数は指定した値とほぼ同じになっており、要求仕様は満たしている。全く新しい形が得られることは、望ましい場合もそうでない場合もあり得る。設計においては暗黙的に満たしてほしい条件という項目が存在する。通常のGANであればそのような暗黙知は教師データの分布という形で暗黙的にデータに含まれる

が、PG-GANでは教師データを使用しないためそのような暗黙知が反映されない。このような暗黙知を無視してよい場合には、人間が想像しないような形状を出力できる点は興味深いと考えている。

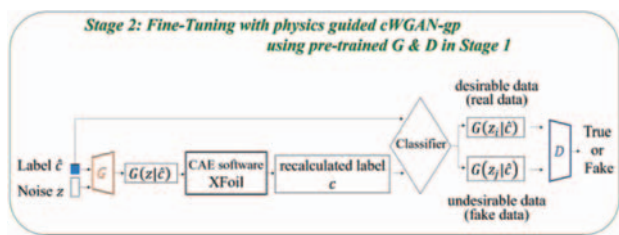


Fig. 9 Architecture of PG-GAN²⁰⁾

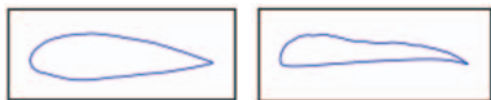


Fig. 10 Generated shapes by PG-GAN²⁰⁾.

3.4 強化学習を用いた形状修正

強化学習²²⁾は深層学習が登場するよりも前から研究されている領域であるが、深層学習と組み合わせられた深層強化学習を使ったAlpha Go²³⁾が囲碁のプロ棋士に勝利したというニュースで一躍有名になった。強化学習はエージェントと環境から成り、エージェントが選択した行動によって環境が変化し、その結果としてエージェントが報酬を得るという仕組みをしている。エージェントはより高い報酬が期待される行動を選択するように学習する。

強化学習は設計という作業と共通点が多い。設計者は設計変数を変更するという行動を取り、それによって部品の周囲の流れ場が変わり、設計者は例えば圧損を最小化するように適切に変数を変更することになる。このとき、一度に最適な設計変数に変更できる設計者はほぼおらず、少しずつ変数を変更してより良い解を探すことが多い。これは強化学習と同じと言える。より正確には、この作業には現在の流れ場の様子だけを見て設計変更が可能である、という自然な仮定をおくことができる。このようなモデルはMarkov決定過程でモデル化でき、強化学習で解くことができる。

具体例を筆者らの研究グループの結果^{24), 25)}をもとに紹介する。Yonekura et al.²⁵⁾ではタービン翼のマッハ数分布を平滑化するために強化学習を用いた。マッハ数分布の滑らかさは、マッハ数分布を $m(x)$ として、関数

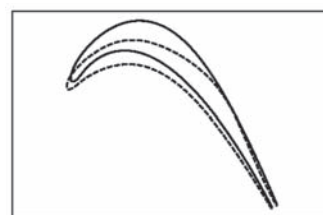
$$f = \int_x \left(\max \left\{ 0, \frac{\partial^2 m(x)}{\partial x^2} \right\} \right)^2 dx$$

を最小化することを目的関数とした。関数 f の最小値はマッハ数分布の2回微分がいたるところ零以下の場合に達成される。つまりマッハ数分布がいたるところ上に凸になるように最適化を行なう。強化学習では流れの条件やピッチなどを様々に変えて学習をしておき、実際の設計仕様が決まった後で、学習済みのモデルを使用して最

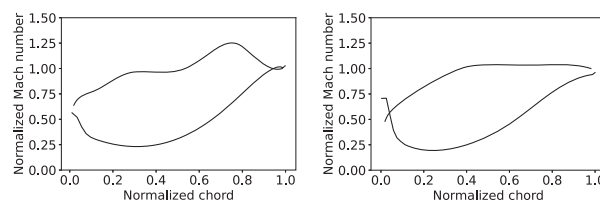
適化を行なう。Fig. 11にタービン翼の最適化の結果を引用して示す。学習するには135,000回の流体解析を行っているが、最適化に要する流体解析の回数は数回から数十回程度であった。

関数 f には微分不可能点があるため、強化学習以外で最適化する場合には遺伝的アルゴリズムが使われることが多いだろう。しかし遺伝的アルゴリズム等では流れの条件などが決まってから最適化を行なうことになり、数十回のCFD解析で最適化することは困難と思われる。

このような機械学習を用いた最適化では、なぜそのような形にしたのかという説明性が求められることがある。それに対しては服部ら²⁴⁾がDNNの中間層の値を可視化することで説明する試みを行っており、人の設計者と似た領域に注目している様子がわかっている。



(a) The initial (dashed line) and the optimal (solid line) shapes.



(b) Mach number distribution of the initial (left) and the optimal (right) shapes.

Fig. 11 Smoothing of Mach number distribution by DRL (Yonekura et al.²⁵⁾, Fig. 9 (a), (c), and (i).)

4. 機械学習と感度法が適する問題と汎化性能

感度法による最適化と機械学習を用いる方法にはそれぞれ利点と欠点がある。感度法の利点は、側に凸計画問題に対しては収束性や最適性の議論が可能であり、非凸計画問題に対しても局所最適解へ収束することが多くの場合に保証される点である。一方で目的関数と制約条件には連続性や微分可能性が要求される。また流体解析を繰り返し実施して感度を計算する必要があるため、計算時間が長くなる傾向にある。感度法は目的関数が単純で適切な感度が計算できる場合には、有効な手法であろう。

一方で機械学習に基づく手法は、収束性や最適性の議論が少なくとも現時点では難しく、また常に統計的な誤差や間違いを含むという特徴がある。しかし適切に学習を行えば十分な汎化性能を確保できるため、事前に多くのケースで学習しておいて設計タスクが決まった後で学習済みモデルを使用することができ、最適化にかかる時間を短縮することができる。より現実的な場面を想定す

ると、学習自体は事前に、例えば受注を待っている間に行なっておけばよく、設計における時間コストとは別に考えることができる。

このように感度法とデータ駆動型設計は局所最適性と汎化性能という異なる利点を持っていると言える。いずれも用途に合わせて使うことが有効であろう。例えば機械学習は最初期の検討に使用し、その後に感度法を使って局所最適な形状を得るという使い方もあり得る。このような使い方であれば、最適解に近い解から感度法での最適化をできるため、感度法の計算時間を短縮できる可能性もある。

5. 結言

流体機械の最適化は流体方程式を解くだけでも時間がかかることをいかにして効率的に最適化を行なうかという点が問題である。これに対して感度法を用いたアプローチと機械学習を用いたアプローチの二つを、筆者らの研究グループの取り組みを中心に紹介した。感度法は最適性の議論がしやすい一方で、データ駆動型設計は汎化性能に優れているという特徴があり、それぞれに適した使い方がある。データ駆動型設計はまだ研究が始まったばかりであり、これからの発展が期待される。特に力学的な妥当性や説明性を適切に担保できるようになればさらに適用は広がるのではないかと考えている。

謝辞（以下は必要な場合の例）

本研究はJSPS科研費 21K14064の助成を受けたものです。

参考文献

- (1) Bendsøe, M. P., Sigmund, O., Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications, Second Edition (2013), Springer Berlin, Heidelberg.
- (2) Borrvall, T., Petersson, J. Topology optimization of fluids in Stokes flow, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 41, No. 1 (2003), pp. 77-107.
- (3) 矢地謙太郎, トポロジー最適化の流体問題への展開, 精密工学会誌, Vol. 86, No. 6 (2020), pp. 400-404.
- (4) Yonekura, K., Kanno, Y., A flow topology optimization method for steady state flow using transient information of flow field solved by lattice Boltzmann method, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 51, No. 1 (2014), pp. 159-172.
- (5) Yonekura, K., Hattori, H., Nishizu, T., Fluid topology optimization and additive manufacturing of a liquid atomizer using an extensive number of grid points, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Accepted (2023).
- (6) Aage, N., Andreassen, E., Lazarov, B. S., Sigmund, O., Giga-voxel computational morphogenesis for structural design, Nature, Vol. 550 (2017), pp. 84-86.
- (7) Yaji, K., Ogino, M., Chen, C., Fujita, K., Large-scale topology optimization incorporating local-in-time adjoint-based method for unsteady thermal-fluid problem, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 58 (2018), pp. 817-822.
- (8) 米倉一男, 最適設計における逐次感度近似法とその流れ場のトポロジー最適化への適用, 東京大学博士論文 (2016).
- (9) サイバネットシステム株式会社, 体力学を対象としたトポロジー最適化システム「SpaceTOPTIM」クラウド版提供開始のお知らせ, <<https://www.cybernet.co.jp/documents/pdf/press/2021/211006.pdf>> (参照日2023年3月1日).
- (10) 斉藤弘樹, 服部均, 米倉一男, 機械学習とCAEを利用したターボ機械の設計支援技術, IHI技報, Vol. 59, No. 1 (2019), pp. 30-43.
- (11) Jiang, H., Nie, Z., Yeo, R., Farimani, A. B., and Kara, L. B., StressGAN: A Generative Deep Learning Model for Two-Dimensional Stress Distribution Prediction, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 88, No. 5 (2021), 051005.
- (12) Zhao, Y., Akolekar, H., D., Weatheritt, J., Michelassi, V., Sandberg, R. D., RANS turbulence model development using CFD-driven machine learning, Journal of Computational Physics, Vol. 411 (2020), 109413.
- (13) Yonekura, K., Maruoka, K., Tyou, K., Suzuki, K., Super-resolving 2D stress tensor field conserving equilibrium constraints using physics-informed U-Net, Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 213, No. 1 (2023), 103852.
- (14) Goodfellow, I. J., Pouget-Abadie, J., Mirza, M., Xu, B., Warde-Farley, D., Ozair, S., Courville, A., Bengio, Y., Generative Adversarial Networks, arXiv:1406.2661v1 (2014).
- (15) Kingma, D. P., Welling, M., Auto-Encoding Variational Bayes, CoRR (2013), arXiv:1312.6114.
- (16) Yonekura, K., and Suzuki, K., Data-driven design exploration method using conditional variational autoencoder for airfoil design, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 64 (2021), pp. 613-624.
- (17) Gulrajani, I., Ahmed, F., Arjovsky, M., Dumoulin, V., Courville, A. C., Improved training of Wasserstein GANs, In: Advances in Neural Information Processing Systems, Vol. 30 (2017).
- (18) Miyato, T., Kataoka, T., Koyama, M., Yoshida, Y., Spectral Normalization for Generative Adversarial Networks, International Conference on Learning Representations (2018).
- (19) Yonekura, K., Miyamoto, N., Suzuki, K., Inverse airfoil design method for generating varieties of smooth airfoils using conditional WGAN-gp, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 65 (2022), 173.
- (20) Yonekura, K., Wada, K., Suzuki, K., Generating various airfoils with required lift coefficients by combining NACA and Joukowski airfoils using conditional

- variational autoencoders, Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol. 108 (2022), 104560.
- (21) 和田一成, 鈴木克幸, 米倉一男, Physics Guided cWGAN-gp による翼型生成の高精度化, 最適化シンポジウム2022, U00057.
- (22) Sutton, R. S., Barto, A. G., Reinforcement Learning, second edition: An Introduction, Second edition (2018), Bradford Books.
- (23) Silver, D., Huang, A., Maddison, C., Guez, A., Sifre, L., van de Driessche, G., Schrittwieser, J., Antonoglou, I., Panneershelvam, V., Lanctot, M., Dieleman, S., Grewe, D., Nham, J., Kalchbrenner, N., Sutskever, I., Lillicrap, T., Leach, M., Kavukcuoglu, K., Graepel, T., Hassabis, D., Mastering the game of Go with deep neural networks and tree search, Nature, Vol. 529 (2016), pp. 484-489.
- (24) 服部均, 米倉一男, 深層強化学習を用いた LPT 翼の最適化, ながれ, Vol. 38, No. 2 (2019), pp. 89-92.
- (25) Yonekura, K., Hattori, H., Shikada, K., Maruyama, K., Turbine blade optimization considering smoothness of Mach number distribution using deep reinforcement learning, Information Sciences, in press.

特集：最適化技術とその活用の最前線

ガスタービン翼の端壁面近傍における冷却孔配置の最適化

Optimization of the Cooling Holes Configuration near the Endwall of Gas Turbine Blades

宮部 正洋^{*1}

MIYABE Masahiro

キーワード：ガスタービン，共役熱伝導解析，フィルム冷却効果，最適化，端壁面

Key Words：Gas Turbine, Conjugate Heat Transfer Analysis, Film-cooling Effectiveness, Optimization, Endwall

1. 緒言

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口温度は年々高温化され、タービン翼の冷却不足による損傷やクラックを防止するため、高性能冷却システムの開発が益々重要になっている。また冷却システムの冷媒は圧縮機からの抽気を利用しており、冷却空気量は圧縮機出口の全質量流量の20%以上にも達すると言われている⁽¹⁾ことから、冷却空気量を削減することも重要な課題である。

フィルム冷却はタービン翼壁面あるいは端壁面上に冷却媒体を多孔から注入する翼外部の冷却手法で、温度の低い冷却空気翼表面を覆うことにより翼表面のガス温度を低下させる効果がある。Takeishi⁽²⁾らは端壁面近傍の複雑な3次元流れ場が円孔列フィルム冷却による冷却効率分布に及ぼす影響を調べた。またFriedrichsら^{(3),(4),(5)}によって詳細な端壁面上のフィルム冷却効率の分布や可視化結果が示され、二次流れの影響を受けることが報告されている。フィルム冷却に数値流体力学(CFD)計算を用いて最適化を適用した研究は、冷却孔の形状や流れ制御デバイス⁽⁶⁾について行われているが、CFDと固体の熱伝導計算を組み合わせた流体・固体連成(CHT: Conjugate Heat Transfer)解析を用いた最適化によりフィルム冷却孔の配置を調べた研究は少なく、翼端壁部において発生する馬蹄渦やクロスフローなどの二次流れの影響を考慮したフィルム冷却孔の適切な配置については不明な点も多い。そのため、本稿ではCHT解析を用いて翼面からのフィルム冷却と馬蹄渦との相互作用による翼端壁の冷却性能向上および端壁上フィルム冷却孔の最適配置の検討を行い、実験装置を製作して、サーモグラフィを用いた温度分布計測実験により検証を行った事例⁽⁷⁾を紹介する。

2. 連成解析の設定

2.1 流体・固体連成解析

本研究では、冷却孔の形、大きさおよび冷却空気の流量を一定とした制約の下で翼端壁近傍の複雑な流れ場を解明し、フィルム冷却による端壁の冷却効率最大化を目的として冷却孔の最適な配置を検討するためにCHT解析を行った。ここではサイバネットシステム(株)の汎用熱流体解析ソフトウェアパッケージAnsys CFDを使用し、ソルバーにはCFXを用いた。モデル作成は、ANSYS Design Modelerを用い、格子作成ソフトにはANSYS Meshingを使用した。離散化手法は有限体積法である。

2.2 計算対象、領域および格子

本研究では翼形状が公開されており、多くの研究で対象となっているNASA E³の第一段動翼根形状⁽⁸⁾を対象とし、5倍に拡大した三つの翼を含む翼列流路を製作して実験も行った。翼の諸元をTable 1に示す。実験と比較するため、計算領域は、Fig. 1に示す翼列流路とした。入口側に0.7D (D: 流路等価直径)、出口側は境界条件の影響が翼列内部に及ばないように7Dの区間を設けた。また、格子数を減らすため、高さ方向にsymmetry境界条件を用いて実際の流路の半分の高さとしている。

計算格子をFig. 2に示す。流路、固体領域ともに非構造格子を用い、流路の壁面近傍には境界層要素を挿入して、壁面での第一格子点の高さを表す無次元数である y^+ が1程度になるように設定し、総格子数を約2,000万として計算した。

Table 1 Specification of E³ gas turbine blade

Chord length (mm)	212.1
Turning angle (deg.)	125.58
Pitch length (mm)	212.1
Incidence angle (deg.)	0
Blade height (mm)	140

原稿受付 2023年3月22日

*1 大阪工業大学工学部機械工学科
〒535-8585 大阪市旭区大宮 5-16-1
E-mail: masahiro.miyabe@oit.ac.jp



Fig. 1 Computational domain

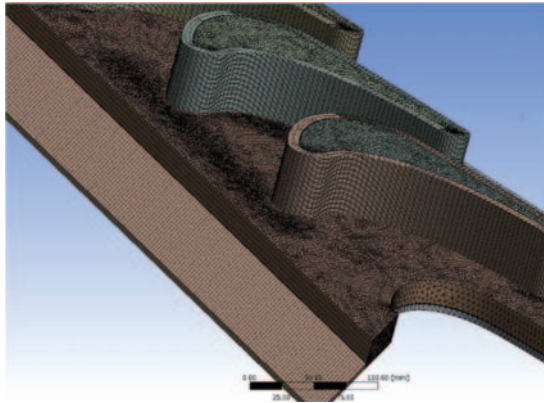


Fig. 2 Computational mesh

2.3 計算条件

乱流モデルはSST $k-\omega$ モデルを、離散化スキームはSecond order upwindを使用して非圧縮定常解析を行った。境界条件は主流入口と各フィルム冷却孔の入口を一樣流入、出口を一樣流出条件とし、翼端壁部及び翼面は断熱条件とした。主流流速は実験と同様に 8 m/s ($Re=1.1 \times 10^5$) とし、冷却空気の流速は式(1)に示すBR (質量流束比) が1.0に相当する7.037m/sとした。主流温度を60℃、冷却空気の温度を20℃に設定した。実験では、3DプリンターによりABS樹脂を積層して計測領域を製作したため、熱伝導計算の壁面境界条件としてABS樹脂の材料物性値を与えた。

$$BR = \frac{\rho_c U_c}{\rho_m U_m} \quad (1)$$

ここで ρ_c 、 U_c は冷却空気の密度と速度、 ρ_m 、 U_m は主流の密度と速度である。

3. 最適化問題の設定

3.1 翼端壁の冷却孔の配置

Friedrichsらは低速風洞で直線タービン翼列を用いた実験により、端壁における冷却孔からの流れを可視化し⁽³⁾、さらに二次流れの影響によって冷却されていない領域に冷却孔を再分配することで冷却効率を改善した⁽⁵⁾。

一般的な手法ではないが、本研究では、参考文献(5)で示された知見を基に冷却孔の配置を参考にして、以下の手順により冷却孔32個の初期配置を行った。

① 酸化チタンを用いた油膜法によって得られた端壁面における馬蹄渦の軌跡を二次元モデルにトレースし、その軌跡と翼の中間点を結んだベースラインを作成する。

② ベースラインから翼面までの距離の30%、50%、75%、94%の位置を結んだ曲線を作成する。

③ 参考文献(5)を基に、作成した5本の曲線上に冷却孔を配置する。最適化を行う上でパラメータ数を減らすため、曲線に沿ってフィルム冷却孔を移動させる。

④ 翼先端からコード長の10%上流方向に列状の冷却孔を1ピッチあたり12個(孔番号L1からL12)設ける。作成した5本の曲線、冷却孔の初期配置および孔番号をFig. 3に示す。冷却孔流路断面は円形とし、端壁面と冷却流路の間の吹き出し角度は30°とした。

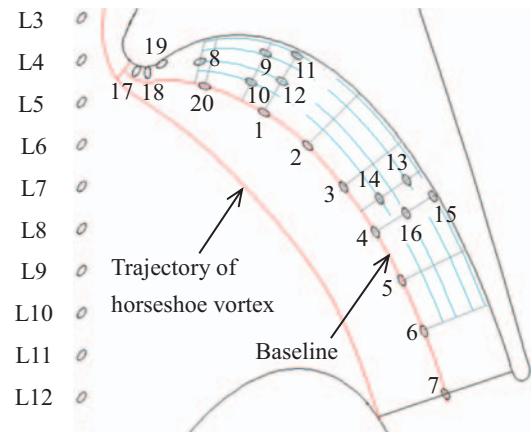


Fig. 3 Trajectory of horseshoe vortex, baseline and initial configuration of film-cooling holes with ID number

3.2 初期配置の結果

初期配置に対してCHT解析を行い、式(2)に示すフィルム冷却効率 η を評価したところ、翼前縁部で低くなる結果となった。そこでは馬蹄渦の影響が大きく、端壁に設置した冷却孔では翼前縁の冷却は困難と考えられたため、端壁部に配置した4つの冷却孔 (Fig. 3の孔番号17から20) を翼面に移動して、孔の配置と吹き出し角度を最適化することで改善を図ることとした。

$$\eta = \frac{T_m - T_w}{T_m - T_c} \quad (2)$$

ここで T_m は主流の温度、 T_c は冷却空気の温度、 T_w は壁面温度である。また、以下に示すフィルム冷却効率のコンター図は、高効率 (壁面温度が低い) 領域を暖色系、低効率 (壁面温度が高い) 領域を寒色系で表す。

3.3 最適化手法の適用

全てのフィルム冷却孔の配置を一度に最適化しようとすると、パラメータ数が多く、計算コストが高くなりすぎる。そこで、Fig. 4に示す通り、最適化対象領域を大きく3つに分け、それぞれの領域で最適化を行うことによって翼端壁全体の最適化を行った。そのとき、上流側のフィルム冷却は下流に影響を及ぼすため、上流から下流の順に部分的な最適化を行った。

最適化にはANSYS社のDesignXplorerを使用し、実験計画法には最適空間充填設計を、応答曲面にはKrigingを、最適解の抽出にはScreenigを用いた。

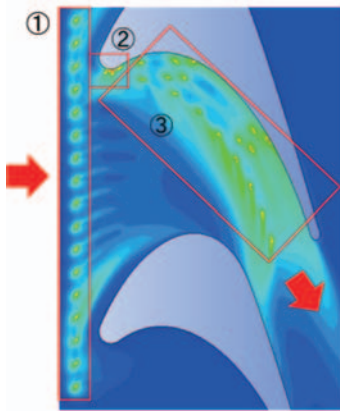


Fig. 4 Divided endwall regions for optimization

3.4 翼入口における冷却孔配置の最適化

初めに翼の上流に等間隔で配置した12個 (L1からL12) のフィルム冷却孔に対して最適化を行った。上から7番目の孔を基準として、各孔に対する負圧面方向への距離の増加率と正圧面方向への距離の増加率の2つを設計変数として設定した結果、翼間中心部に冷却孔を寄せることによって全体の冷却効率は向上した。最適化前後のフィルム冷却効率を比較してFig. 5 (a)とFig. 5 (b)に示す。最適化後に翼前縁負圧面側の効率は低下したものの、入口部の平均効率は向上していることがわかる。

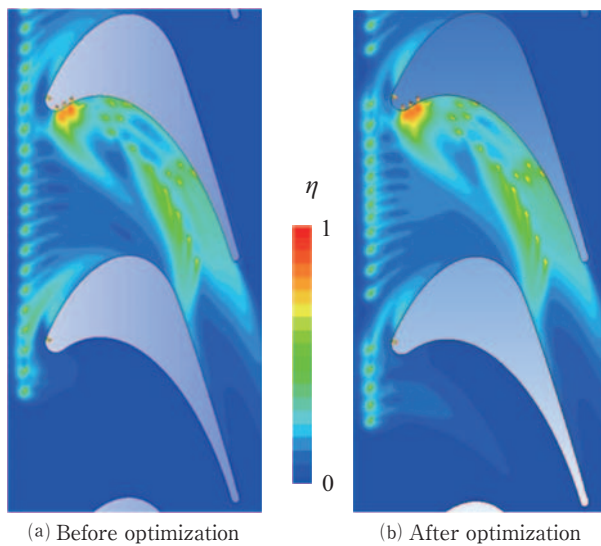


Fig. 5 Comparison of film-cooling effectiveness

3.5 翼前縁における冷却孔配置の最適化

次にFig. 6に示す翼前縁に配置したフィルム冷却孔S1, P1, P2およびP3 (孔番号17から20に相当) に4つのパラメータ (ピッチ方向角度, ヨー方向角度, 翼面上の位置, 翼端壁部からの高さ) を設定し、翼前縁領域におけるフィルム冷却効率最低値の最大化を目的関数として最適化を行った。設計パラメータおよびその制御範囲と最適値をTable 2に、このときの冷却効率評価領域と設計変数の微小変化に対するフィルム冷却効率の変化率の

大きさを相対的な割合で表現する感度チャートの一部をFig. 7, 8に示す。S1, P1は翼面上の設置位置が、またP2, P3はピッチ方向の角度の影響が大きいことがわかった。

最適化後のP1の位置は翼前縁の先端部となり、馬蹄渦が翼負圧面と翼正圧面に分かれる位置に近い。そこにフィルム冷却を吹き出すことで、広範囲にフィルム冷却が広がり、前縁付近の冷却に貢献することが分かった。

次にP2について考察する。S1, P1と比べてフィルム冷却孔の翼面位置の感度が低く、ピッチ方向角度の感度が高い。これは、馬蹄渦の影響が弱まり、壁面衝突時の熱交換による冷却の影響が支配的であるためと考えられる。

翼前縁部の最適化によってフィルム冷却効率は軸方向13%付近のピークが均一化された。フィルム冷却効率の平均値は最適化前とほぼ同じであるが、フィルム冷却効率の最小値を比較すると約31.6%向上した。

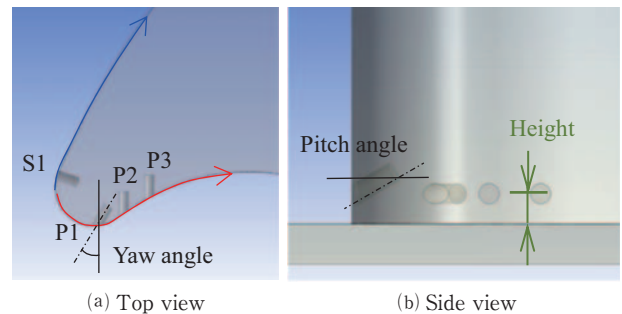


Fig. 6 Design parameters for P1, P2, P3 and S1

Table 2 Control range and optimal value of design parameters

Parameter	Control range	Optimal value
Pitch angle (deg.)	0 ~ 60	34.44
Yaw angle (deg.)	40 ~ 120	78.52
Position (mm)	0.05 ~ 1.5	0.8523
Height (mm)	2 ~ 4	3.953

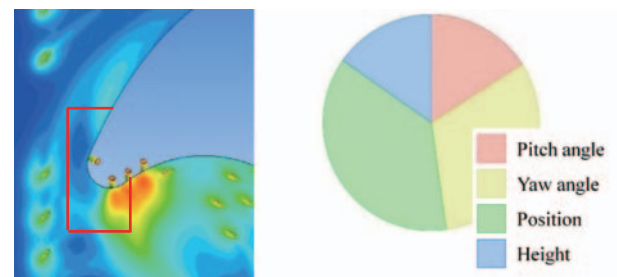


Fig. 7 Evaluated region for optimization of S1 and sensitivity chart

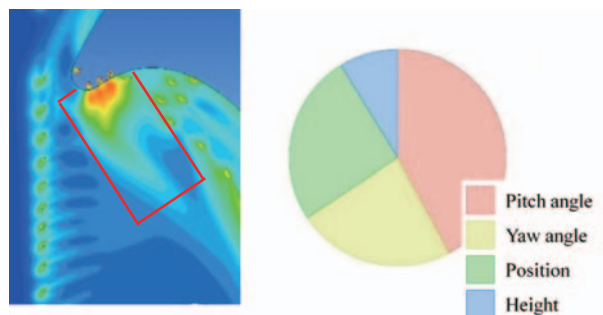


Fig. 8 Evaluated region for optimization of P2 and sensitivity chart

3.6 翼端壁の流路中央および下流部における冷却孔配置の最適化

翼端壁における孔番号1, 2, 3, 9, 10の5つに対して最適化を行った。最適化前の流線を確認すると1, 2, 3番からのフィルム冷却は同一の経路をたどっていることが分かったため、3.1節で作成したBaselineへの垂線を作図し、その上を移動させる設定とした。これらには9つのパラメータ（孔番号1, 2, 3, 10は翼端壁位置とヨー方向角度、9はヨー方向角度）を設定して最適化を行った。

その後、さらに翼間出口側での最適化を行った。これまでの結果より、下流域では翼正圧面から翼負圧面へのクロスフローの影響を受けやすく、特にBaseline上のフィルム冷却孔は広範囲にわたり影響を及ぼすことが分かった。そのため、15, 16番のフィルム冷却孔をベースライン上に移動させて等間隔で配置し、75%の曲線上に配置していた13番のフィルム冷却孔を30%の曲線上に移動させ、5つのパラメータ（孔番号4, 15, 16のフィルム冷却孔の翼端壁位置、Baseline上のすべてのフィルム冷却孔のヨー方向角度および間隔）を設定して、フィルム冷却効率最小値の最大化を目的として最適化を行った。設計パラメータおよびその制御範囲と最適値をTable 3に、冷却孔の配置および感度チャートをFig. 9に示す。4番のフィルム冷却孔の位置が最も感度が高く、それより下流で、ベースライン上に等間隔に配置したフィルム冷却孔すべてに影響を及ぼしている。また、ベースライン上のフィルム冷却孔のヨー方向角は、流線に対して90°に近くなるほど冷却性能が上がるということが応答曲面（ここには示していないが）からわかった。

Table 3 Control range and optimal value of design parameters

No.	Parameter	Control range	Optimal value
4	Position (mm)	85 ~ 102	97.36
15	Position (mm)	152 ~ 166	152.78
16	Position (mm)	130 ~ 148	143.74
	Interval (mm)	20 ~ 32	26.304
	Yaw angle (deg.)	-10 ~ -80	-18.172

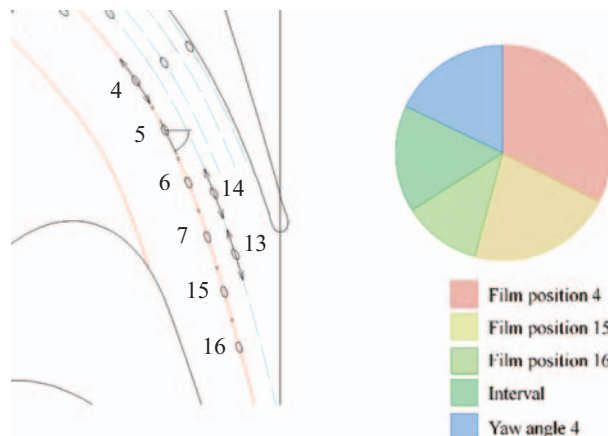


Fig. 9 Schematic of optimization and sensitivity chart

4. 実験装置

本研究で用いた風洞実験装置は、ガスタービン翼の全周を含む主流流路とフィルム冷却を模擬した2次流路からなる。主流流路は断面形状が縦140 mm、横530 mm、流路長さが2550 mmの入口ダクト、翼全周を含む計測部、断面形状が縦140 mm、横230 mm、流路長さが800 mmの出口ダクト、下流側に設置した吸込み式ファンで構成されている。フィルム冷却流路は、設置したプロウ、分岐管、流量計、配管チューブで構成されている。風洞実験装置概略図をFig. 10に示す。

本研究の風洞実験装置は開放型で、多翼送風機を用いて主流を発生させ、インバータで流速を変更した。また、主流温度を約60℃で保つために風洞入口部には熱風ファンを2台設置した。翼端壁部のフィルム冷却孔にはステンレスパイプを取り付け、シリコンチューブを介して流量計に取付けた。翼端壁部及びガスタービン翼を3Dプリンターを用いて製作した。積層したABS樹脂には、光の反射によるサーモグラフィの計測誤差を減らすために黒色塗料で塗装した。できる限り翼端壁部を断熱するため、ABSの充填率を99%とし、積層した供試体の裏側に15 mmのスタイロフォームを取り付けた。フィルム効率測定、熱伝達率測定は、赤外線サーモグラフィを用いて行った。サーモグラフィの校正はT型熱電対を用いて行った。測定誤差は0.1℃以下、画像是180×180 pixel²である。サーモグラフィは物体から出る赤外線放射エネルギーを検出し、温度を測定しているため、撮影窓（翼

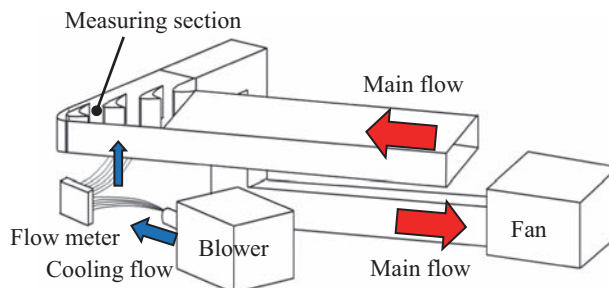


Fig. 10 Schematic of experimental apparatus

間1ピッチ分)で赤外線が吸収されないように透過性があるポリプロピレンフィルムを設置した。

5. 計算結果と実験結果の比較

端壁のフィルム冷却孔の配置について、翼間部の最適化前と最適化後のフィルム冷却効率分布を比較してFig. 11に示す。翼前縁負圧面側、圧力面側の馬蹄渦の軌跡と翼の間の領域や翼間出口側などで均一化されていることがわかる。

また、フィルム冷却効率分布について、解析結果と実験結果を比較してFig. 12に示す。解析と実験では定量的に違いが見られるが、解析と実験のどちらも翼間下流部において、クロスフローの影響を強く受け、フィルム冷却の流れが広範囲に広がっていることなど、定性的には一致している。端壁全体のフィルム冷却効率の最小値は向上しており、解析では152%、実験では176%改善された。フィルム冷却効率の平均値を比較すると、最適化によって、解析では17.1%、実験では16.8%向上した。実験では完全な断熱が実現できていないことから熱が外部に逃げ、壁面温度が下がるため、フィルム冷却効率が高くなる傾向がある。また、CFDではフィルム冷却孔出口での双子渦の巻きあがりが過大に評価され、実験に比べてフィルム冷却が壁面近傍で下流に及ぼす影響の範囲が小さいことなどが差異の原因として考えられる。

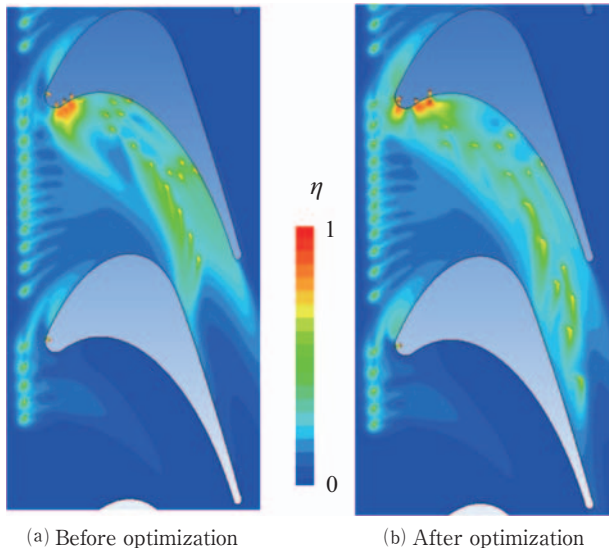


Fig. 11 Comparison of film-cooling effectiveness

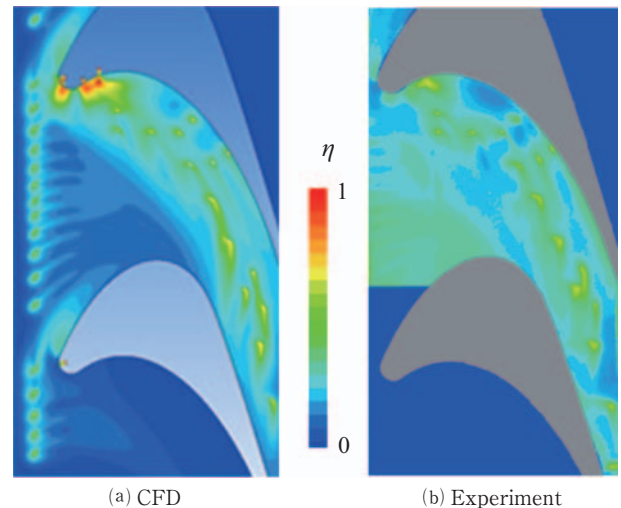


Fig. 12 Comparison of film-cooling effectiveness

6. 結言

評価領域を限定し、フィルム冷却効率の平均値や最小値の最大化を目的としてCHT解析を用いた最適化を一部の翼面上の冷却孔および翼端壁上の冷却孔の配置や設置角度に適用した。Fig. 13に示す領域分けした翼端壁部の概略図を基に得られた知見を以下にまとめる。

領域1：フィルム冷却孔の間隔は翼間中央部から圧力面側を密に、負圧面側を疎にする (Fig. 5参照)。

領域2：翼面からのフィルム冷却と馬蹄渦との相互作用を用いた冷却が効果的である。馬蹄渦の影響や冷却孔出口で生じる双子渦の巻き上がりによって冷却が困難となる領域であるため、最適化手法による孔配置の検討は非常に効果的である。

領域3, 4：クロスフローの影響が小さい領域である。流線上的下流で冷却効果が減少したら次のフィルム冷却孔を配置する。翼面上と翼端壁上のフィルム冷却の相互作用を用いることで、双子渦の巻き上がりによる冷却性能低下を防ぐことができる。

領域5：クロスフローの影響を強く受ける領域である。翼端壁上の流線を考慮し、互いのフィルム冷却が重ならないように設計する。

領域6：クロスフローの影響を強く受ける領域であり、翼負圧面方向に広範囲に冷却することができる。互いのフィルム冷却の効果が重ならないよう流線で等間隔に配置するのが効果的である。また、翼端壁上の流線方向に直角になるようにフィルム冷却孔を配置することで、より効果的に冷却できる。

今後はフィルム冷却効率の向上と空力損失の低減を目的とした多目的最適化に取り組む所存である。

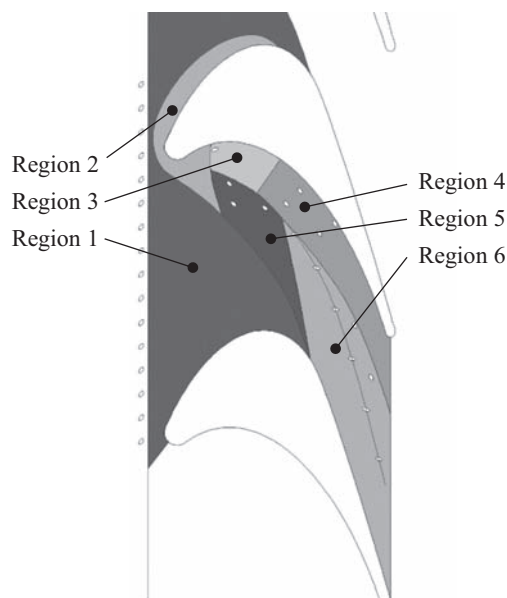


Fig. 13 Schematic of the regions requiring individual cooling hole placements

謝辞

本稿で示した実験および計算結果は、当時大阪工業大学大学院生の垣尾和人氏、秦大介氏の協力により得られたものである。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 日本ガスタービン学会, ガスタービンにおける伝熱問題, ガスタービン工学 (2013), p. 92.
- (2) Takeishi, K., Matsuura, M., Aoki, S. and Sato, T., An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 112, No. 3, (1990), pp. 488-496.
- (3) Friedrichs, S., Hodson, H. P. and Dawes, W. N., Distribution of Film-Cooling Effectiveness on a Turbine Endwall Measured Using the Ammonia and Diazo Technique, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 118, No. 4, (1996), pp. 613-621.
- (4) Friedrichs, S., Hodson, H. P. and Dawes, W. N., Aerodynamic Aspects of Endwall Film-Cooling, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 119, No. 4, (1997), pp. 786-793.
- (5) Friedrichs, S., Hodson, H. P. and Dawes, W. N., The Design of an Improved Endwall Film-Cooling Configuration, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No. 4, (1999), pp. 772-780.
- (6) 齋藤涼, 船崎健一, 河村朋広, 森崎哲郎, フィルム冷却の高効率化に関するV字流れ制御デバイス形状の最適化, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 48, No. 1 (2020), pp. 50-57.
- (7) Hata, D., Kakio, K., Miyabe, M. and Kawata, Y., Improvement of film cooling effectiveness in the gas turbine endwall by use of optimization framework, proceedings of the ASME-JSME-KSME 2019 Joint Fluids Engineering Conference, AJKFLUIDS2019-5368 (2019).
- (8) Robert, D. T., David, C. H. and Irwin, D. S., Energy Efficient Engine - High Pressure Turbine Detailed Design Report, NASA's report (1982).

特集：最適化技術とその活用の最前線

翼やインペラの振動強度の最適化（ミスチューンを考慮した最適化）

Optimization of the Mechanical Strength of Blade and Impeller
(Optimization Considering the Mistuning Effect)金子 康智^{*1}
KANEKO Yasutomo

キーワード：最適化，翼振動，強制振動，フラッタ，不釣り合い量，ミスチューン

Key Words：Optimization, Blade Vibration, Forced Vibration, Flutter, Amount of Unbalance, Mistune

1. 緒言

ターボ機械の翼はターボ機械の心臓部と言えるほどの重要な部品であり，ターボ機械の信頼性は翼の信頼性に大きく依存している。特に，翼の損傷原因は高サイクル疲労や腐食疲労など，振動に起因するものが多く，ターボ機械の信頼性を向上させるためには，翼に作用する振動応力を低減させることが不可欠になっている。このため，翼の振動強度設計では，

- (1) 明瞭な加振力との共振を回避させる。
 - (2) 動静翼間距離の拡大，クロッキング，非対称配置静翼構造の採用などにより，加振力を低減させる。
 - (3) 摩擦型ダンパなどを利用して構造減衰を増加させる。
- などの対策が取られてきた。一方，最近の翼やインペラの振動強度設計では，従来の振動応力低減策に加えて，ミスチューニング現象を考慮した振動応力低減策も検討されるようになってきている。

本稿では，著者らの最近の研究を中心にして，最適化手法を利用してミスチューンを有する翼・ディスク系の振動強度の最適化を行った事例を紹介する。

2. ミスチューニング現象⁽¹⁾

ターボ機械の翼は，工作誤差，材料定数のばらつき，経年劣化等により，ディスク上の個々の翼の特性が僅かに異なる。このような避けられない翼の特性の変動をミスチューニングと言い，ミスチューニングにより周期対称性が喪失した系をミスチューン系と言う。ミスチューン系の強制振動においては，固有振動数（重根）の分化や振動モードの局在化などにより，全翼の特性が同一の理想的な系（チューン系）よりも共振応答が大きくなる。特に，回転同期振動（共振）に対するミスチューン効果は，周方向の構造連成が小さい単独翼構造に対して大き

く，個々の翼の振動数が僅かに変動すると発生する最大共振応答はチューン系の数倍になることもある。回転非同期振動（ランダム振動）に対するミスチューン効果は回転同期振動に比べると小さいが，チューン系よりも増大する。

一方，ミスチューン系では完全な正弦波モードが形成されないため，フラッタは発生し難くなる。すなわち，ミスチューンの効果は，強制振動に対しては危険側に，フラッタ（自励振動）に対しては安全側に作用するため，翼の振動強度を評価する場合には，発生し得るミスチューンの大きさ（個々の翼の振動数や減衰の変動）を予測し，適切な方法で強制振動や自励振動に及ぼす影響を評価する必要がある。

3. ミスチューン系の解析方法

ミスチューニングは確率的な事象であり，翼に発生し得る共振応力の分布や破損確率を評価するためには，モンテカルロ法などを利用して多数の繰り返し計算を行う必要があり，大規模な有限要素モデルを使用することは現実には困難である。このため，ミスチューン系の解析には等価ばね・質量モデルや自由度の小さい有限要素モデルが使用されてきたが，2000年代になると大規模な有限要素モデルで解析した結果と同等の解析精度が得られる多数の低次元モデルが開発され，翼やインペラの振動強度設計に適用されている⁽²⁾。本稿で紹介する解析事例も，低次元モデルFMM（Fundamental Mistuning Model）⁽³⁾と最適化手法を利用しており，本章ではFMMによる解析手法の概要を説明する。

3.1 ミスチューン系の共振応答解析

FMMでは，翼・ディスク系のモード族が完全に分離しているとき，ミスチューンがある翼・ディスク系の着目するモード族の振動モードを，チューン系の当該モード族の振動モードの重ね合わせで式(1)のように表す。

$$\{\phi_r\} = \sum_{m=0}^{N-1} \beta_{rm} \{\phi_m^0\}, \quad (r = 0, \dots, N-1) \quad (1)$$

原稿受付 2023年1月11日

* 1 龍谷大学先端理工学部

〒520-2194 大津市瀬田大江町横谷 1-5

E-mail: y_kaneko@rins.ryukoku.ac.jp

ここで、 $\{\phi_r\}$ はミスチューン系の着目するモード族における r 次の振動モード、 $\{\phi_m^0\}$ はトラベリングウェーブモード（以下、TWM）で表示したチューン系の当該モード族の m 次の振動モードであり、 N は全周の翼枚数である。 β_{rm} はミスチューン系の r 次の振動モードに占めるチューン系の m 次のTWMの振幅を表す係数である。式(1)を利用するとミスチューン系の強制振動の運動方程式として、式(2)が得られる。

$$[\Lambda^0 + \hat{A} + i\omega\hat{C} - \omega^2[\Lambda]]\{\beta_r\} = \{F^m\} \quad (2)$$

ここで、 Λ^0 はチューン系の固有値（固有振動数の二乗）を対角成分にする対角行列、 $\hat{A}$ は翼振動数の変動を表すミスチューニング行列、 $\hat{C}$ は翼の減衰の変動を表すミスチューニング行列であり、これらのマトリックスのサイズは $N \times N$ である。また、 $\{F^m\}$ はTWMで表示した加振力の振幅、 ω は加振力の振動数である。個々の翼の減衰の代わりにモーダル減衰を使用して解析する場合は、 $\hat{C} = 0$ にして、 Λ^0 の対角要素を式(3)のように定義する。

$$\Lambda_{r,r}^0 = (\omega_r^0)^2 (1 + i2\zeta_r^0) \quad (r = 1, \dots, N) \quad (3)$$

ここで、 ω_r^0 と ζ_r^0 はチューン系の r 次の固有振動数と減衰比である。式(2)からTWMの振幅が求まると、物理座標での周波数応答は式(4)から求めることができる。

$$\{X\} = [E]\{\beta_r\} \quad (4)$$

行列 $[E]$ は物理座標で表した変位とTWMで表した変位の座標変換行列である。

3.2 ミスチューン系の安定性解析

ミスチューン系の安定性を解析する場合には式(2)の外力項を省略し、流体連成効果を表す非定常力項を追加した式(5)の固有値解析を行い、複素固有振動数 ω_r を求める。

$$[\Lambda^0 + \hat{A} + i\omega_r\hat{C} - \omega_r^2[\Lambda]]\{\beta_r\} = \{F^m\} \quad (5)$$

ここで $\{F^m\}$ は作動流体との連成による非定常力、すなわち翼・ディスク系（チューン系）の振動によって翼にフィードバックされる非定常力（モーダル外力）であり、式(6)のように表すことができる。

$$\{F^m\} = [A^m]\{\beta_r\} \quad (6)$$

式(6)右辺の $[A^m]$ は影響係数 a_n を対角要素にする流体力行列であり、式(7)のように表すことができる。

$$[A^m] = \begin{bmatrix} a_0 & & 0 \\ & a_1 & \\ & & \ddots \\ 0 & & a_{N-1} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式(7)の影響係数 a_n は一般には複素数であり、 n 節直径の振動モードに対する付加剛性や付加減衰に相当しており、CFDコードを利用して求めることができる。式(5)から得られる j 次モードの固有振動数の実部を ω_{jR} 、虚部を ω_{jI} とすると、流体力による j 次モードのモーダル

減衰比 ζ_j は式(8)から求めることができる。

$$\zeta_j = \frac{\omega_{jI}}{\omega_{jR}} \quad (8)$$

モーダル減衰比 ζ_j が負であればフラッタが発生する。

4. 最適化例

4.1 インテンショナルミスチューンを利用した最適化

4.1.1 ターボチャージャ用タービン動翼の最適化⁽⁴⁾

インテンショナルミスチューンとは、共振応答の最大値を低減できるように明瞭なミスチューンを与えてタービン動翼を設計しておき、製造時に生じるランダムミスチューンの影響を緩和する手法である。ターボチャージャのタービン動翼では、鋳造条件の差異などによりヤング率の変動（ランダムミスチューン）が発生すると、ミスチューン効果によりタービン動翼に発生する共振振幅の最大値が増大し得る。このようなランダムミスチューンにより発生する共振応答の増大効果を緩和する手法として、インテンショナルミスチューンが有効であると考えられる。この例では、実機への適用性を考慮し、以下の手順でインテンショナルミスチューンの共振応答低減効果を検証している。

- (1) 2種類の翼（平均値より振動数が3%高いH翼、平均値より振動数が3%低いL翼）で構成されるタービン動翼に対して、遺伝的アルゴリズムを利用してインテンショナルミスチューン系（共振応力が最小になるL翼とH翼の配列）を求める。
- (2) インテンショナルミスチューン系にランダムミスチューンを重畳させ、チューン系にランダムミスチューンが重畳した場合から、どの程度共振応答を低減できるかをモンテカルロ法（解析回数10,000回）により検証する。

Fig. 1に、解析したターボチャージャのタービン動翼のFEAモデルと振動特性の解析結果を示す。ここでは1次モード族と5ハーモニックの共振応答を解析対象にしておき、減衰は1次モード族の全てのモードに対して対数減衰率で0.01と仮定している。

Fig. 2 (a)は、(2)で求めたインテンショナルミスチューン系にランダムミスチューンを重畳させたタービン動翼の共振応答特性を示しており、各翼の振動数の変動係数（ランダムミスチューンの変動係数）とタービン動翼に発

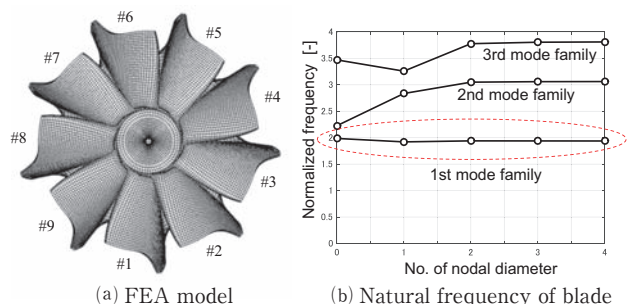


Fig. 1 FEA model and natural frequency of blade

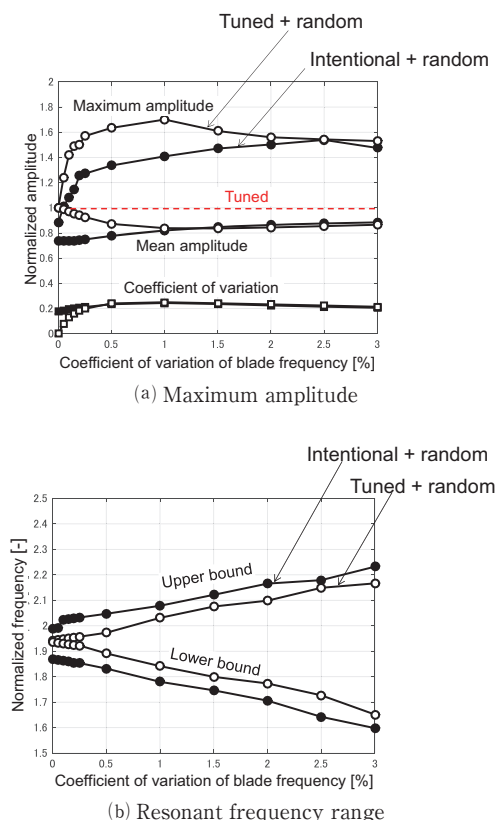


Fig. 2 Maximum amplitude and resonant frequency range of intentionally mistuned impeller ($H=5$, $\delta=0.01$)

生する共振応答の最大値、平均値、変動係数を求めた結果を示している。Fig. 2 (a)には、チューン系にランダムミスチューンを重畳させたときの特性も重ね書きしている。Fig. 2 (a)に示すように、現実的なランダムミスチューン（変動係数が1%程度）であれば、インテンショナルミスチューンを採用することにより、共振応答の最大値を1.7から1.4まで低減できることが示されている。ランダムミスチューンの変動係数が2%以上になると、ランダムミスチューンの変動とインテンショナルミスチューンの変動が同程度になるため、インテンショナルミスチューンの共振応答低減効果は喪失するが、ランダムミスチューンの変動係数が2%以上になっても改悪にはならない。Fig. 2 (b)は、各翼の振動数の変動係数（ランダムミスチューンの変動係数）と共振回避振動数範囲（振幅がチューン系の共振応答の $1/\sqrt{2}$ 倍以上になる加振振動数の範囲）の関係を示している。インテンショナルミスチューンを採用すると、共振回避振動数範囲はチューン系にランダムミスチューンを重畳させたときよりも拡大する。このため、インテンショナルミスチューンを採用する場合には、共振応答の低減効果と同時に、共振振動数範囲の拡大を考慮することが必要である。

4.1.2 蒸気タービン動翼の強制振動、自励振動、不釣り合い量の最適化⁽⁵⁾ 低圧蒸気タービンの長翼には、高負荷運転時にフラッタが発生することがある。フラッタの防止法として、インテンショナルミスチューンの一種で

ある交互ミスチューン（隣接翼の固有振動数を交互に変化させる）が採用されることがある。交互ミスチューンは翼先端部をカット（または削整）して製作する場合もある。著者らは、強制振動（共振）、自励振動（フラッタ）、不釣り合い量を考慮して最適化を行う手法として、交互ミスチューンで製作した翼を並び替える手法を提案し、その有効性を検証している。Fig. 3に解析に使用した蒸気タービン翼（単独翼構造）のFEAモデルを示す。

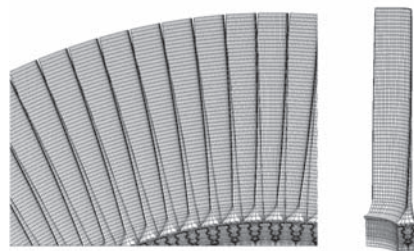


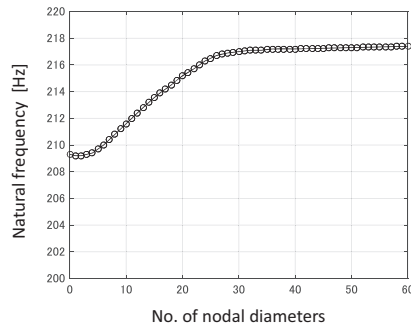
Fig. 3 FEA model of a bladed disk of steam turbine

Fig. 4 (a)はチューン系の1次モード族の固有振動数を、Fig. 4 (b)はCFDから求めた1次モード族の空力減衰比（非定常流体力の虚部）を示す。この解析では、以下の手順で強制振動（4ハーモニクの加振力に対する共振）、自励振動、不釣り合い量の最適化を行っている。

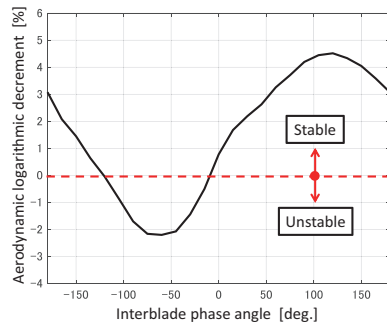
- (1) 自励振動（フラッタ）に対する安定性を確保するために、交互ミスチューン（隣接翼の振動数を意図的に交互に $\Delta f = \pm 6$ Hz変化させる）を採用する。
- (2) 製作後の翼・ディスク系では、意図的な交互ミスチューンと工作誤差などにより生じるランダムミスチューンが重畳するため、交互ミスチューン（ $\Delta f = \pm 6$ Hz）にランダムミスチューン（翼振動数の変動係数1%）を重畳させる。このミスチューン系に対してFMMとモンテカルロ法を利用して、ワーストミスチューン系（共振応答が最大になるミスチューン系）を求め、これをオリジナルの翼・ディスク系と定義する。
- (3) 翼の先端をカットして交互ミスチューン系にする場合を想定し、ワーストミスチューン系に対する翼質量の分布を生成する。具体的には、個々の翼の質量と振動数には相関がないと仮定して翼質量の分布（変動係数1%）をランダムに生成した後、振動数が高い（翼長が短い）奇数番目の翼の質量は0.5%小さくし、振動数が低い（翼長が長い）偶数番目の翼の質量は0.5%大きくする。翼質量の変動と翼の固有振動数の変動の関係はFEAから求める。
- (4) オリジナルの翼・ディスク系（ワーストミスチューン系）に対して、交互ミスチューンを保持しながら、すなわちフラッタに対する安定性を確保しながら、共振応答と不釣り合い量が同時に最小になるように最

適化手法を適用してディスク上の翼を並び替える。

Fig. 5 (a)はFMMとモンテカルロ法 (解析回数10,000回) で求めたワーストミスチューン系 (チューン系の共振振幅で正規化した発生最大振幅 $AF=2.277$) に対する周波数応答解析結果を, Fig. 5 (b)はワーストミスチューン

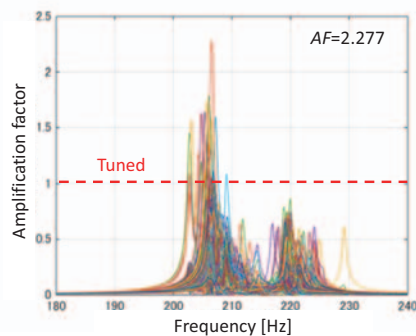


(a) Natural frequency of bladed disk

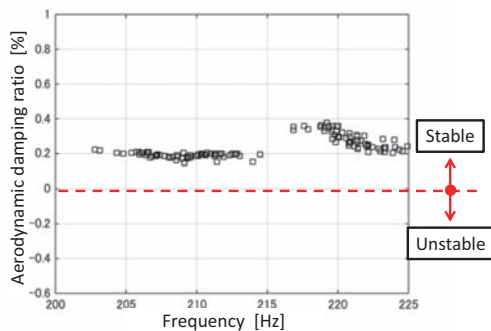


(b) Aerodynamic damping of bladed disk

Fig. 4 Natural frequency and aerodynamic damping of tuned bladed disk



(a) Frequency response of the original bladed disk



(b) Aerodynamic damping of the original bladed disk

Fig. 5 Frequency response and aerodynamic damping of the original bladed disk

ン系の安定性解析結果を示している。

Fig. 6はモンテカルロ法 (解析回数10,000回) を利用して最適ミスチューン系を求めた結果であり, AF と UF (オリジナルの翼・ディスク系の不釣り合い量で正規化した不釣り合い量) のマップ (パレート解) を示している。Fig. 6から分かるようにオリジナルのミスチューン系 (図中の青丸, $UF=1.00$, $AF=2.277$) に対して最適ミスチューン系 (図中の赤丸) では, UF は0.021に, AF は1.720に低下している。また最適ミスチューン系では交互ミスチューンにランダムミスチューンが重畳しているため, フラッタに対する安定性は単純な交互ミスチューン系よりも改善される。

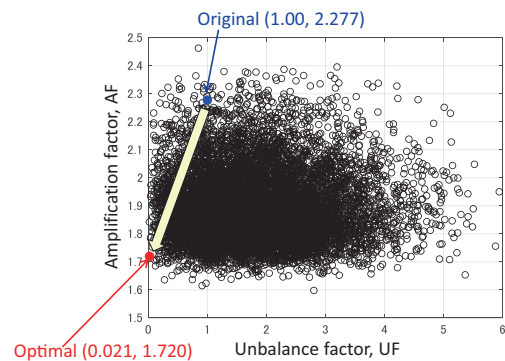


Fig. 6 Map of the amplification and unbalance factor

Fig. 7はDDE (Discrete Differential Evolution) で求めた最適ミスチューン系に対する周波数応答解析結果を示している。Fig. 7に示すようにDDEで求めた最適ミスチューン系においてもフラッタに対する安定性を確保しながら, AF を2.277から1.657に低減できている。また, このときの不釣り合い量は $UF=0.037$ であり, モンテカルロ法で求めた最適解とDDEで求めた最適解はほぼ同等になることも確認できている。

Fig. 8は従来のバランス法で翼を配置したときの翼質量の分布を示している。従来のバランス法では, 翼質量の小さい順に翼を並べ, 翼質量の近い翼同士が 180° 対抗する位置にくるように翼を配置している。Fig. 8に示すように, 従来のバランス法では UF を1.0から0.228までしか低減できていないのに対し, モンテカルロ法や

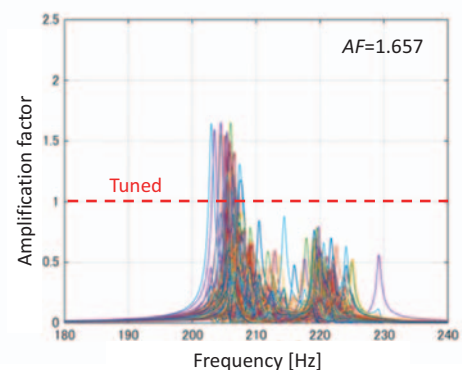
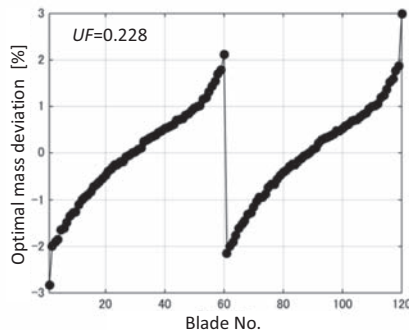


Fig. 7 Frequency response of optimal bladed disk by DDE

Fig. 8 Mass distribution and UF by the conventional balancing

DDEで求めた最適ミスチューン系では、共振応答を低減させると同時に、 UF を0.021～0.037（従来のバランス法の9～16%）に低減できている。

4.2 翼の配列変更だけを利用した最適化⁽⁶⁾

4.1.2の蒸気タービン動翼の最適化の例では、フラッタに対する安定性を確保するために交互ミスチューンを利用したが、個々の翼の振動数のばらつきが大きい場合には敢えて交互ミスチューン系にしなくても、ディスク上の翼を並び替えるだけで、強制振動（共振応答）、自励振動（フラッタ）、不釣り合い量を同時に最適化できると考えられる。この観点から、航空エンジン用のガスタービン動翼を対象にして、ディスク上の翼を並び替えるだけで、強制振動、自励振動、不釣り合い量を同時に最適化できるかどうかを検討した。Fig. 9に解析に使用した翼・ディスク系のFEAモデルを示す。以下の解析では、強制振動については2次モード族と前置静翼枚数16とのノズルウェーク共振を対象にしており、周波数応答解析を行うときの翼・ディスク系の対数減衰率（ δ ）は全モードに対して0.01と仮定している。また自励振動については、1次モード族のフラッタに対する安定性を評価する。具体的には最適ミスチューン系の探索は以下の手順で実施している。

- (1) 単独翼の固有振動数（ i 次モード， $i=1,2$ ）の分布が正規分布（変動係数 $\sigma_i=2\%$ ）に従い、1次モードと2次モードの固有振動数は無相関と仮定する。
- (2) モンテカルロ法を利用して1次モードに対する安定性解析と2次モードに対する共振応答解析を個別に行い、フラッタに対する安定性が最小（空力減衰が最小）になる1次モードのミスチューン分布、2次モードの共振応答が最大になる2次モードのミスチューン分布を求める。得られたワーストミスチューン系（フラッタに対する安定性が最小、2次モードの共振応答が最大になるミスチューン系）をオリジナルのミスチューン系と定義する。なお、タービン翼列の非定常流体は概ねFig. 4 (b)のような特性を示すため、安定性解析に使用する非定常流体力には、Fig. 4 (b)の横軸（節直径数）を補正した非定常流体力を使用する。
- (3) 翼の質量と固有振動数は無相関であり、翼の質量分

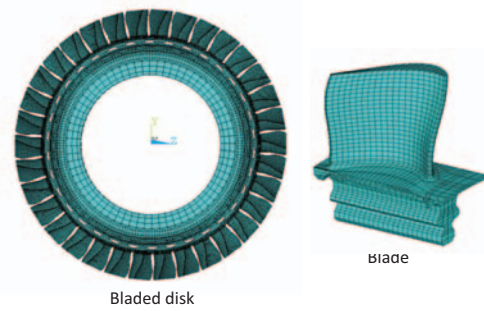


Fig. 9 FEA model of a bladed disk of aeroengine

布も正規分布（変動係数 $\sigma_m=2\%$ ）に従うと仮定し、オリジナルのミスチューン系の翼質量分布を生成する。

- (4) モンテカルロ法やDDEを適用して翼の共振応力 AF と軸振動の原因になる不釣り合い量 UF を可能な限り小さくし、空力減衰を可能な限り大きくする翼の配列（最適ミスチューン系）を求める。

Fig. 10はワーストミスチューン系の1次モードの安定性解析結果を、Fig. 11は2次モードの周波数応答解析結果を示している。Fig. 10に示すように、ワーストミスチューン系ではほとんどのモードの空力減衰は正であるが、依然として空力減衰が負（不安定）のモードがあり、減衰の最低値は -0.269% になっている。また、Fig. 11に示すように、2次モードの共振応答倍率は1.81まで増大している。

本解析では、Fig. 10とFig. 11の特性を持つワーストミスチューン系をオリジナルのミスチューン系と定義し、ディスク上の翼の配列を変えることにより、翼列干渉力に対する2次モードの共振応答倍率 AF と軸振動の原因

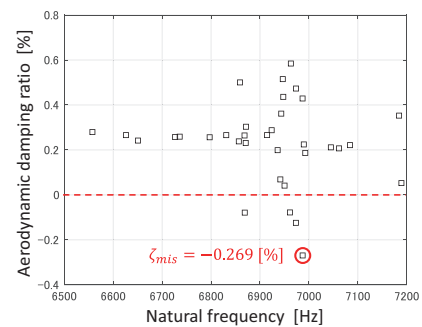


Fig. 10 Stability of the worst mistuned bladed disk

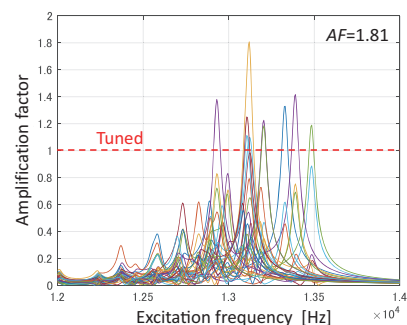


Fig. 11 Frequency response of the worst mistuned bladed disk

になる不釣り合い量 UF を小さくし、空力減衰 ζ_{mis} を大きくする翼の配列（最適ミスチューン系）を求めている。

Fig. 12とFig. 13はモンテカルロ法（解析回数10,000回）を利用して最適ミスチューン系を求めた結果であり、Fig. 12は2次モードの共振応答倍率 AF と UF のマップを、Fig. 13は AF と1次モードの空力減衰 ζ_{mis} のマップを示している。Fig. 12から分かるようにオリジナルのミスチューン系（図中の青丸、 $UF=1.00$ 、 $AF=1.81$ ）に対して最適ミスチューン系（図中の赤丸）では、 UF は0.0480に、 AF は1.39に低下している。また、Fig. 13から分かるように、最適ミスチューン系の空力減衰（図中の赤丸）は $\zeta_{mis}=0.0718\%$ まで増加しており、翼・ディスク系は十分に安定化されている。

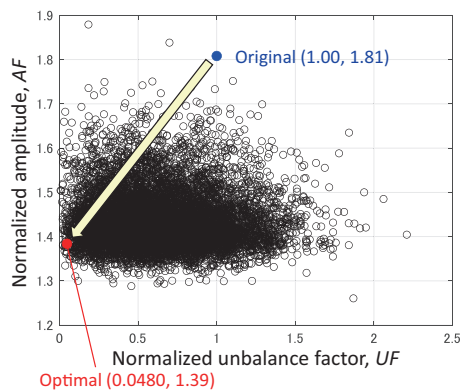


Fig. 12 Map of unbalance factor and amplification factor

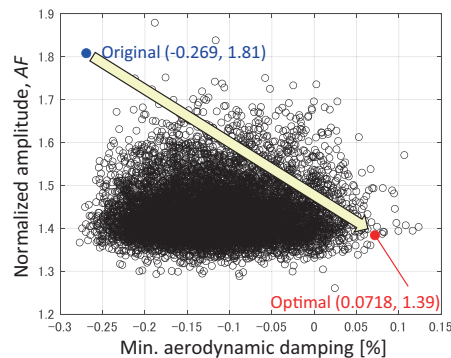


Fig. 13 Map of aerodynamic damping and amplification factor

Fig. 14は、DDEを利用して求めた最適ミスチューン系の周波数応答解析結果を示している。Fig. 14から分かるように、オリジナルのミスチューン系（Fig. 11、 $AF=1.81$ ）に対して最適ミスチューン系（Fig. 14）では最大共振応答が1.37まで低下するとともに、全翼の共振振幅のバラツキが小さくなっている。なお、紙面の制約からDDEで求めた最適ミスチューン系の空力減衰の解析結果は省略しているが、空力減衰の最小値は $\zeta_{mis}=0.109\%$ まで増加しており、十分に安定化されているだけでなく、個々の振動モードの空力減衰のバラツキも小さくなっていることを確認している。本解析例でも、モンテカルロ法で求めた最適解とDDEで求めた最適解が同等であることも確認できる。

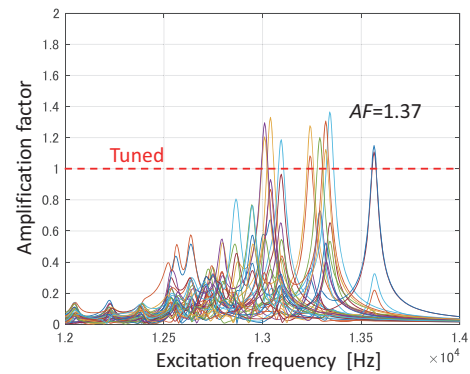


Fig. 14 Frequency response of the optimal mistuned bladed disk by DDE

5. 結論

本稿では、最適化手法を利用してミスチューンを有する翼・ディスク系の振動強度の最適化を行った事例を紹介した。ターボ機械の翼の設計には、空力、振動強度、材料強度、工作法などの多くの要素技術が密接に関連しており、高信頼性、高性能、低コスト化などの要求を同時に満足する翼を開発するためには、膨大な設計計算を最短期間に行い、かつ全分野における調整作業を行う必要がある。この課題を解決する強力な武器が最適化技術である。本稿では、ミスチューンを考慮した振動強度の最適化という観点だけから適用事例を解説したが、様々な評価項目を考慮できる最適化技術を翼設計に適用することにより、さらなる高性能・高信頼性ターボ機械が実現できると思われる。

参考文献

- (1) 金子康智, 最近の翼振動解析技術（ミスチューンを考慮した振動解析）, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 48, No. 5, (2020), pp. 272-277.
- (2) Castanier, M. P. and Pierre, C., Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibrations: Status and emerging directions, Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, No. 2 (2006), pp. 384-396.
- (3) Feiner, D. M. and Griffin, J. H., Fundamental model of mistuning for single family of modes, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124 (2002), pp. 597-605.
- (4) Kaneko, Y., Mori, K., Ebisu, M., Ogawa, S. and Takeshita, T., Study on vibration characteristics of turbine blade for turbocharger, Proceedings of the International Gas Turbine Congress of 2019 Tokyo, IGTC-2019-011 (2019).
- (5) 金子康智, 吉田陸, 渡邊敏生, 古川達也, ミスチューンを有する翼・ディスク系の最適設計（強制振動, 自励振動, 不釣り合い量の同時最適化）, 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 898 (2021), DOI:10.1299/transjsme.20-00368.
- (6) 金子康智, 渡邊敏生, 古川達也, 翼・ディスク系の強制振動, 自励振動, 不釣り合い量の多目的最適化に関する研究, 第50回日本ガスタービン定期講演会論文集, B-3 (2022), pp. 1-8.

特集：最適化技術とその活用の最前線

圧縮機動翼の空力・強度最適化設計事例の紹介

Introduction of a Case Study of Aerodynamics and Mechanics Optimization Design of a Radial Compressor



青木 拓^{*1} 三井田 弘^{*1}
AOKI Taku MIIDA Hiroshi

キーワード：ガスタービン, 遠心圧縮機, 最適化, 効率, 翼型設計, 最大主応力

Key Words: Gas Turbine, Radial compressor, Optimization, Efficiency, Blade design, Max. principle stress

1. 緒言

ガスタービンエンジン部品のなかでも特に大きな遠心力や圧力、熱応力が発生する環境下で使用される動翼部品の設計において、設計者は部品の最大応力や重量を目標値に収めつつ、共振を回避するなど強度を考慮したうえで更に高い空力性能を追求している。

我々が開発している比較的小型のガスタービンエンジン⁽¹⁾のカテゴリでは、部品点数や重量の削減のために単段で高い圧縮比が得られる遠心圧縮機がよく採用される。遠心圧縮機の翼型は3次元形状であるために遠心力・圧力・熱応力により翼面や翼根元フィレットに発生する応力分布が複雑になる。軸方向から流入し、径方向に流出する曲線を描くディスク形状もフィレット応力に影響を及ぼす。このため必要な強度を確保したうえでより高い空力性能を追求するためには、翼型・ディスク形状と空力性能・強度の設計感度を把握した効率的な設計が必要となる。

ターボ機械動翼向けの複合領域を考慮した最適化事例に目を向けると、2010年頃から報告が増加し始めた。2010年にはニューラルネットワークと遺伝的アルゴリズムを用いた遠心圧縮機動翼の応力低減と、空力性能の最大化を目的とした形状最適化事例が報告された⁽²⁾。今日までのおよそ10年の期間において応力と空力性能に加えて翼の固有振動数、重量やLCF寿命を考慮した最適化事例が報告されている⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。設計変数が多数になると計算コストが問題になるが、3次元逆解法の導入⁽⁶⁾やアドジョイント法と応答曲面の組み合わせによる計算コスト削減の事例が報告されている⁽⁷⁾。

我々の研究開発においても、翼形状定義から解析までを自動でおこない、空力と強度を同時に考慮するガスタービン動翼向け設計支援システムを開発し⁽⁸⁾設計に使

用している。本稿では我々が開発した設計支援システムの概要を説明すると共に、遠心圧縮機インペラの設計にシステムを適用した事例を紹介する。

2. 複合領域最適化設計支援システム

2.1 システム構成

システムの全体図をFig. 1に示す。本システムは空力と強度、それぞれの解析を同時におこない、計算結果を最適化アルゴリズムが評価することで、翼型を探索する。本システムで採用している最適化ソフトウェアはHonda Research Institute Europe GmbH (HRI-EU) で開発されたHScriptOptであり、世代交代型の最適化アルゴリズムをベースとした最適化ソフトウェアである。

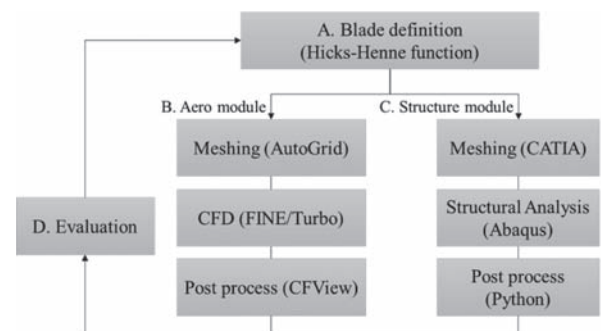


Fig. 1 Optimization workflow

2.2 最適化計算の流れ

Fig. 1に示す通り、本システムはA. Blade definitionに始まり、B. Aero module、C. Structure moduleと2種類の解析モジュールを通ったのちにD. Evaluationへとつながる4プロセスで構成される。

A. のBlade definitionでは計算開始時の初期条件として、任意の翼形状もしくは取りうる設計変数の範囲内で無作為に11の翼型が生成される。我々はこれを第1世代と呼び、B. のAero moduleとC. のStructure moduleでそれぞれ空力解析と強度解析が実行される。最適化計算

原稿受付 2023年3月10日

*1 (株)本田技術研究所

先進パワーユニット・エネルギー研究所GT開発室
〒351-0193 和光市中央1-4-1

実行時には両モジュールは並列に処理される。

D. のEvaluationではFitnessと呼ばれる評価関数を定義して個体の適応度を評価する。Fitness関数の一例を式(1)に示したが、ここでは断熱効率の重みを α とし、残りの重みを低サイクル疲労（LCF）寿命に与えており、それらの和の最大化を最適化問題として定義している。Fitness関数に組み込むことのできる目的変数の数に制限はない。

$$\text{Fitness} = \alpha \times (\text{断熱効率}) + (1 - \alpha) \times (\text{LCF寿命}) \quad (1)$$

本システムで目的変数や制約として設定することの多い主要な変数をTable 1にまとめた。それぞれ空力、強度の観点で整理した。

Table 1 Objective variables

	Objectives
Aero	Efficiency
	Mach number
	Flow rate
	Pressure ratio
	Expansion ratio
Mechanics	Stress
	LCF life
	Modal frequency
	Vibration modes number
	Mass

本システムの最適化計算ではFitnessをもとに次世代以降の個体の生成と、結果の評価を繰り返す。3章の最適化設計事例ではCovariance Matrix Adaptation Evolution Strategy（CMA-ES）、共分散行列適応進化戦略⁹⁾を最適化アルゴリズムとして使用した。

CMA-ESは進化戦略の一種であり、最適化したい関数の中身がわからない、ノイズがある、解析に失敗するなどの場合でも適用可能で、比較的収束が速い進化計算方法である。

各プロセスの自動化にはPythonを採用した。ここではAからCの各プロセスについて説明する。

2.3 Blade definition

最適化計算では入力変数が多すぎると計算結果が収束するまでに多くの時間を要する。これを避けるため、最適化問題を定義する際に使用する入力変数を減らしつつ、設計のバリエーションを増やす必要がある。

翼型は一般的にはベジエ曲線による自由曲線によって定義されることが多いが¹⁰⁾、自由度を上げるために節点数を増やすほど、入力変数が増加する。そこで本プログラムではより少ない入力変数で複雑な曲面を表すことができるHicks-Henne関数¹¹⁾を用いて翼型を定義した。

翼型は任意数の断面で定義され、ここでは本システムで定義された5断面のものをFig. 2に例示する。Hicks-Henne関数はFig. 2に示すように、波の重ね合わせで曲線を表現し、各位置の波の高さを変更することで翼形状

を定義する。Hicks-Henne関数を用いることで、ベジエ曲線を使う場合と同等精度の翼型を、一断面あたり約半数の入力変数によって定義できる。

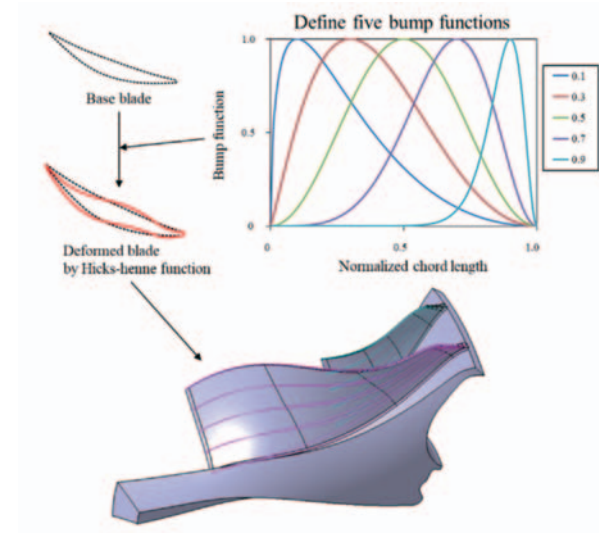


Fig. 2 Blade definition by Hicks-Henne function

2.4 Aero Module

A. で定義された翼形状に対して空力メッシングと空力解析を実行し、結果のポスト処理をおこなう。Fig. 3にメッシュ例を示す。メッシュ生成にはCadence社のメッシングソフトウェアであるAutogrid14.2を使用し、空力解析は同社のFine/Turbo14.2を使用している。

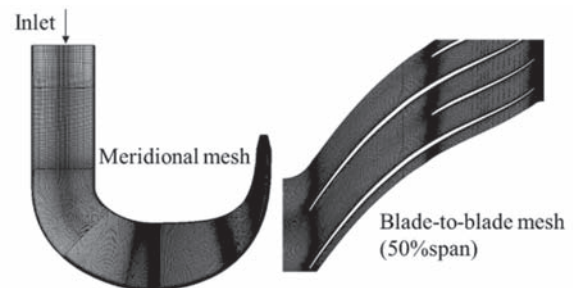


Fig. 3 CFD analysis mesh

2.5 Structure module

強度解析モデルはA. で定義された翼型に対してFig. 4に示すような3Dメッシュを生成する。メッシュ生成時には翼面、翼根元フィレット、ディスクなどの部位ごと



Fig. 4 Structural analysis mesh

に異なるメッシュ定義情報を与えておくことでメッシュ品質が保持され、精度のよい解析結果が得られる。

メッシュ定義部位ごとに個別に構造解析結果を抽出することで、構造解析に細かい制約を課すこともできる。

Fig. 5に示す(i)から(v)が強度評価項目の内訳となる。(i)Temperature mappingでは温度の時刻歴、(ii)Hot to cold conversionでは翼型の変換、(iii)Stress analysisでは翼面応力や任意箇所の最大応力、(iv)Modal Analysisでは共振点や固有振動数、(v)LCF analysisでは運転中の応力の時刻歴に基づいてLCF寿命を算出する。

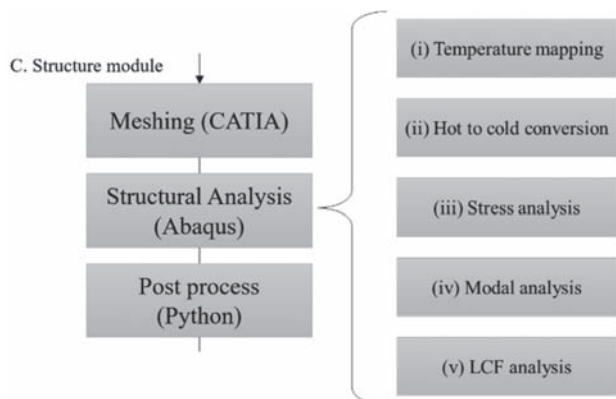


Fig. 5 Structure module

本システムで定義される翼型は空力設計回転数における外力により変形した翼型（hot形状）であるために、(ii) Hot to cold conversionでは構造解析の前に翼型をゼロ回転数の状態（cold形状）に変形する。

動翼設計において空力性能のための薄翼化が推進されると高次の振動モードが増加する傾向があり、結果として振動応力の測定や振動モードの特定が難しくなる。これを避けるため、(iv)Modal analysisでは各振動モードの固有振動数や、運転レンジ内に含まれる振動モードの数を取得し、最適化の目的変数もしくは制約とする。

3. 遠心圧縮機設計への適用

圧縮機の吸入空気流量はガスタービン出力を決定する重要な項目の一つである。エンジン出力増加をエンジンの回転数やサイズを変えないで行うために、一度設計が完了した圧縮機に対して、吸入空気流量の増加が求められた事例を紹介する。ここでは改良設計の一環として、空力設計を十分に検討し、且つ強度設計目標を満足した遠心圧縮機に対して、軸長や回転数を変えずに圧縮機的设计変更のみで流量増加が可能か、2章で示した設計支援システムを使って検討した。

両者の翼高さをFig. 6に示した。図中に一点鎖線で流量増加前の翼型と実線で流量増加した翼型を示す。特に前縁翼高さの変化が大きく、翼高さを6.6%増加させている。

翼高さの増加により圧縮機流量が増加するが、その一

方でディスクボア応力やフィレット応力が増加すること、特定の固有振動数の低下やそれにより運転レンジ内に含まれる振動モードの数が増加することなど、強度面で不利な変更となる。

これらのことより高流量設計において翼型の調整のみで必要な強度設計を満たすことが可能かどうかの検討をし、その際の断熱効率など空力性能に及ぼす影響を明らかにするために空力強度複合領域最適化を実行した。

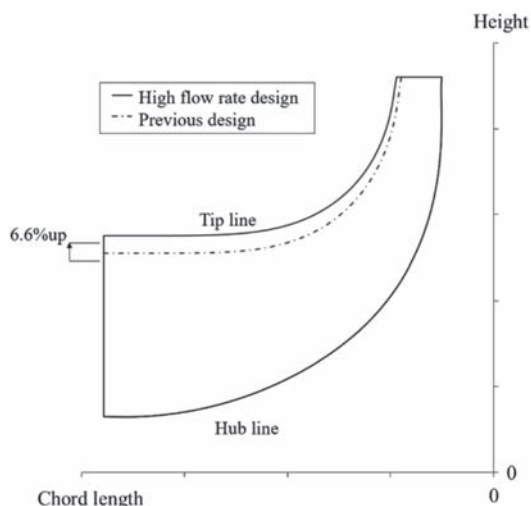


Fig. 6 Comparison of gas path shape

最適化計算の対象とした遠心圧縮機はLV（Long vane）とSV（Short vane）で構成される。翼型はFig. 2に示した5断面の制御により変形される。最適化計算に使用した主な設計変数をTable 2にまとめた。

Table 2 Objectives and constraints

	Variables	Definition
Objectives	efficiency	Maximized
Constraints (Aero)	Pressure ratio	Equivalent to baseline
	Flow rate	Equivalent to baseline
Constraints (Mechanics)	Fillet stress	Gradient constraints on max. principal stress and Von-mises stress
	Blade surface stress	
	Disk bore stress	
	Back plate stress	
	Vibration modes number	Fixed number of vibration modes in the operation range

最適化問題の目的は断熱効率の最大化とし、空力・強度のそれぞれの観点で制約を設定した。Fig. 7に応力に対して制約を課した各部を図示した。

圧力比や流量はベースライン相当を維持しつつ、応力には勾配付きの制約を与えた。その他の制約は一定値を超過すると適応度にマイナス評価を与える。勾配付きの制約は制約とした任意の変数が目標値に対して悪い数値であるほど適応度にマイナス評価を与える。このマイナ

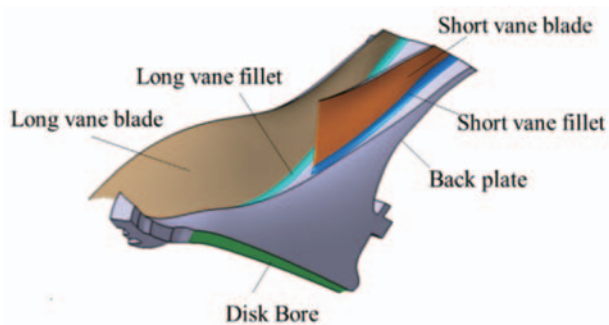


Fig. 7 Locations applied stress constraints in optimization

ス評価が適応度に与える影響を目的変数の評価点よりも大きく設定することで、最適化計算初期には応力に起因するマイナス評価の緩和が優先される。応力が一定の値まで緩和されたところで目的である断熱効率の最大化が実行される。

Fig. 8に最適化計算結果である断熱効率とLVフィレットの最大主応力の関係を示した。ここで着目したフィレットの最大主応力は同図の左上に示した高応力部に該当する。図中に最適化計算の初期個体であるベースラインを■、その他個体を○で示した。縦軸は設計目標値である最大主応力を1として正規化し、横軸はベースラインの値を1として正規化した。この結果をクラスタリングすると大きく分けて二つの個体群に分けられたため、それぞれをⅠ群とⅡ群とした。

また、図に示したID458とID714はそれぞれⅠ群とⅡ群の代表的な個体としてこれ以降で比較をおこなう。

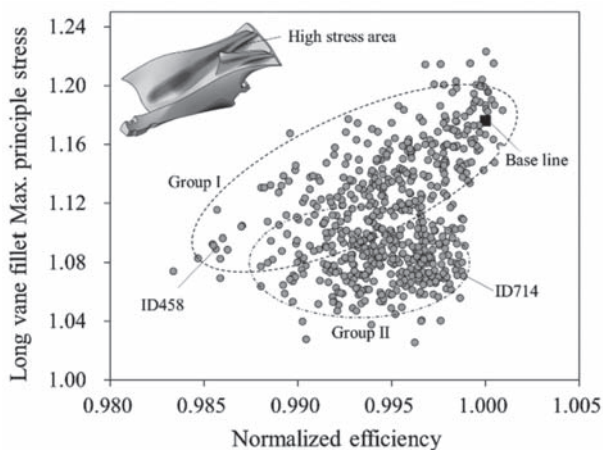


Fig. 8 Efficiency vs LV fillet stress

ベースラインにおいてLVフィレット応力が翼高増の影響を受け設計目標値を18%ほど超過しているため最適化計算の初期はこの応力の低減が優先された。また、Ⅰ群は最適化計算の初期から中期に生成され、フィレット最大主応力低減のための翼型変更を積極的におこなった個体群で構成される。結果として応力が低減されるとともに断熱効率が1%以上低下した。応力が1.08付近に到達した後に、Ⅱ群として示した個体群が生成された。Ⅱ

群ではⅠ群の個体の計算結果をもとに比較的応力が低い状態を保ったまま断熱効率が上昇した。

Fig. 9にはフィレット高応力部を含む軸方向一定断面における翼リーン角度とLVフィレット応力の関係を示した。バブル径の大きさはIDの大きさを示しており、初期個体ほどIDが小さいため、バブル径が小さい。

翼リーン角度はFig. 9の左上に示したように、軸方向一定断面における翼のハブラインの垂直二等分線と、翼のハブラインおよび翼チップラインの中点を結んだ線のなす角として定義した。

Fig. 9より、バブルの比較的小さい個体において翼リーン角度の変更による応力の低減がおこなわれ、応力が1付近に到達したところで翼リーン角度の変化が停滞していることがわかる。翼リーン角度の変更により応力の低減をおこなった個体はクラスタリングでⅠ群に分類された個体である。

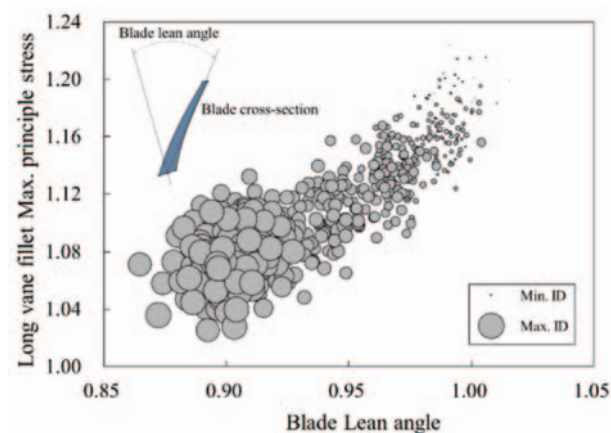


Fig. 9 Lean angle vs LV fillet stress

Ⅰ群の計算過程で得られたID458（応力を10%程度緩和した一方で断熱効率1.5%程度が低下した個体）とベースラインを比較する。Fig. 10に両者の最大主応力の比較を示したが、翼根元フィレットの応力が緩和されていることがわかる。

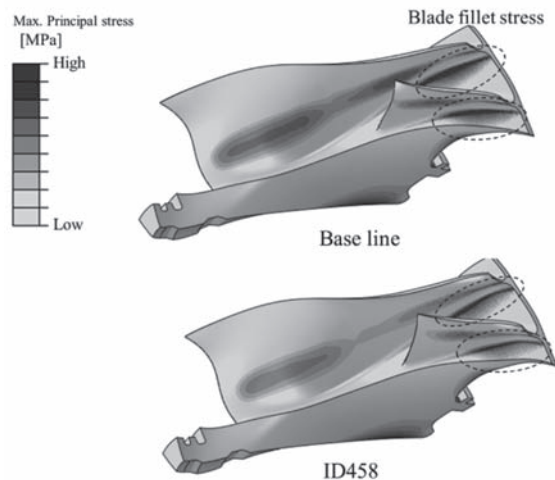


Fig. 10 Comparison of stress distribution of Baseline and ID458

次に空力性能の観点で比較をおこなう。Fig. 11に遠心圧縮機出口における断熱効率のスパン方向分布を示したが、主に90%スパン付近で断熱効率が低下していることがわかる。

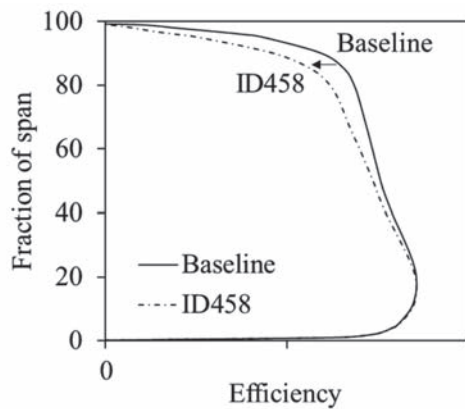


Fig. 11 Spanwise efficiency distributions at impeller exits

Fig. 12にエントロピー差分の子午面平均分布を示す。 Δ エントロピーが高い領域ではID458のエントロピーがベースラインに対して高くなっていることを示している。したがって、ベースラインとID458の断熱効率の差は翼後端部シュラウド側に図示した領域で生じている。

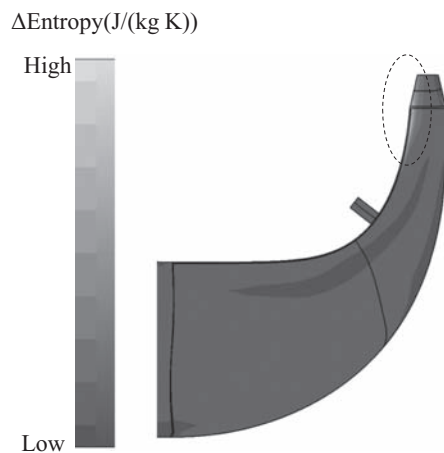


Fig. 12 Entropy differential distribution; ID458 minus Baseline

Fig. 13にID458の高エントロピー領域を通過する三次元流線とFig. 14にID458の90%スパンにおける翼負荷を示した。Fig. 13からはSV正圧面からの流れが翼後端で

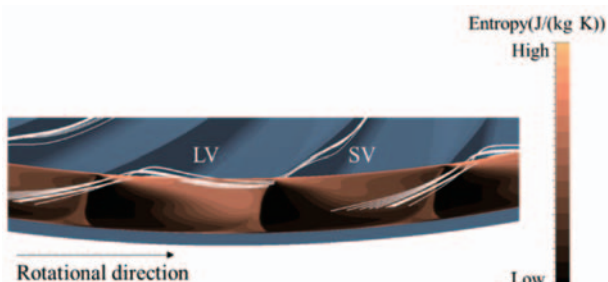


Fig. 13 Entropy distribution near the impeller exit of ID458

隣接翼間に逆流することでSV負圧面側流路における高エントロピー領域を形成していることがわかる。

Fig. 14を見ると90%chord付近で翼負荷が急激に上昇している。これらより、ID458の断熱効率低下の主要因は応力低減のために翼後端部で急激に翼リーン角度を変化させた影響によって、出口近傍で翼負荷が増加し、シュラウド側で逆流が生じたことと考えられる。

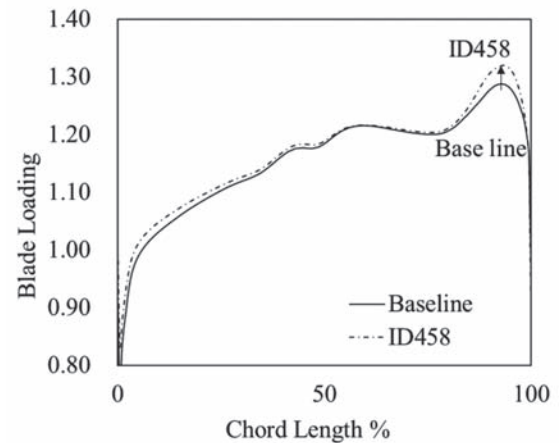


Fig. 14 Chordwise blade loading distributions

次にFig. 8に示したⅡ群に着目する。Ⅱ群では翼リーン角度を大きく変えずに設計目標の応力を維持したまま断熱効率が上昇している。

Fig. 15にⅠ群の計算で得られたID458とⅡ群の中で応力がID458と同等以下且つ、最も断熱効率のよいID714の出口近傍のスパン方向断熱効率を比較した。ID714はベースラインと比較すると、断熱効率の低下が0.2%と比較的小さい下落に留めた個体である。Fig. 14より、ベースラインの翼根元フィレット応力緩和で減少した90%span近傍の断熱効率が改善していることがわかる。

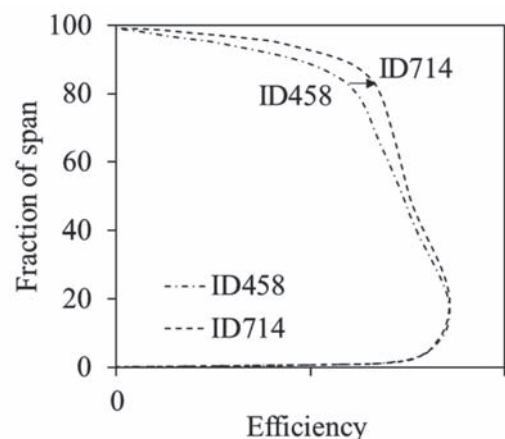


Fig. 15 Spanwise efficiency distributions at impeller exits

この時の90%スパンにおける翼負荷をFig. 16に示したが、90%chord付近の翼負荷がID714では緩和されていることがわかる。

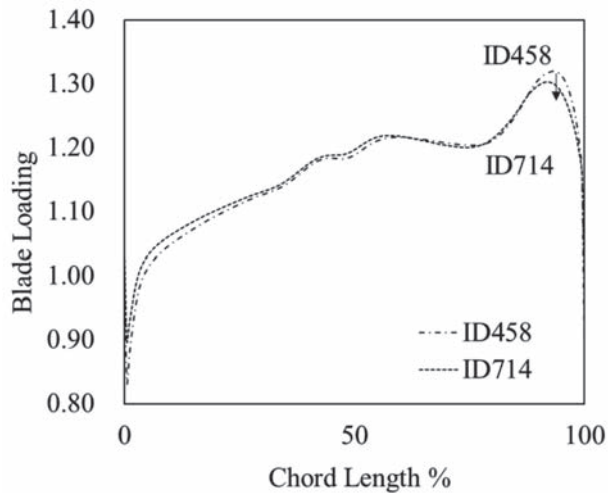


Fig. 16 Blade loading distributions at SV 90%span section

翼負荷が低減した領域に着目して翼間静圧分布を確認した結果をFig. 17に示す。図中に示したようにID714ではID458と比較して翼負圧面側の翼間静圧が高くなっている。これによりFig. 13で示したような翼後端における隣接翼間への流れの逆流が低減されたと考えられる。

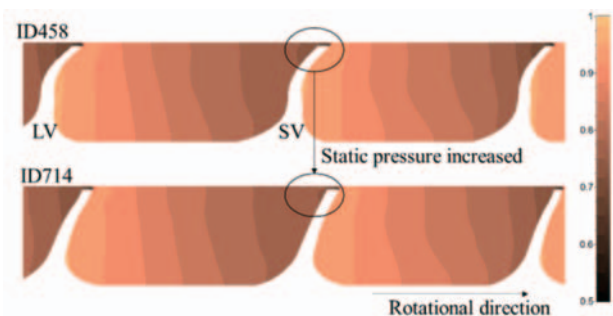


Fig. 17 Static pressure distributions at 95% meridional section

ID458とID714の形状比較と95%meridional位置における断面図比較をFig. 18に示した。静圧分布の改善は主に50%スパン以上における翼の倒れを調整したことによると考えられる。

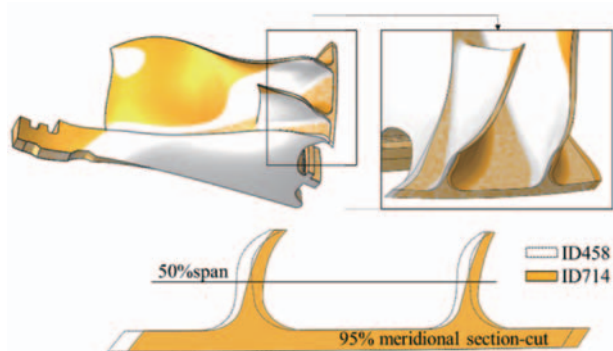


Fig. 18 Blade shape comparison of ID 458 and ID714

Fig. 19にベースラインとID714の最大主応力分布の比較を示した。フィレット応力が低減されたと同時に、翼面応力も低減されていることがわかる。これは翼リーン角度の調整のみではなく、翼面の比較的応力の高い部位のスタッキングが調整されたことによる。

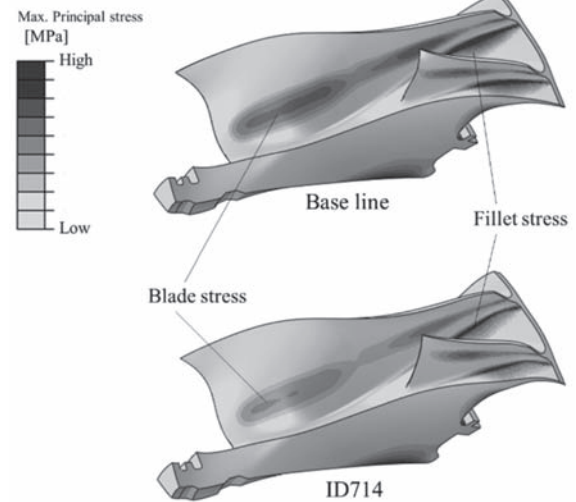


Fig. 19 Max principal stress distributions

今回の事例においては、流量を増やす設計を行い、ベースライン形状に対して翼根元フィレットの最大主応力を10%程度低減することができたが、翼形状の変更だけでは最終目標である応力1を満足するのが難しいことも同時に明らかになった。そこで、最終的には背板形状を調整することで翼根元フィレット応力の目標値を満足させた。

4. まとめ

複合領域最適化により、強度設計と空力設計両方の観点から遠心圧縮機を設計した事例を紹介した。

ここで示した翼型を得るための最適化計算のプロセスは全て自動化されているため設計者の負担は僅かであり、複合領域最適化設計システムは圧縮機動翼設計において有用である。

参考文献

- (1) 野田悦生.: HF120ターボファンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 26, No. 2, (2014), p. 1-5.
- (2) Verstraete, T., Alsalihi, T., Van den Braembussche.: Multidisciplinary optimization of radial compressor for microgas turbine applications, Journal of Turbomachinery, Vol. 132, (2010).
- (3) Perrone, A., Ratto, L., Ricci, G., Satta, F., Zunino, P.: Multidisciplinary optimization of a centrifugal compressor for micro-turbine applications, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, (2016), GT2016-57278.
- (4) Salnikov, A., Danilov, M.: A centrifugal compressor impeller: A multidisciplinary optimization to improve

- its mass, strength, and gas-dynamic characteristics, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, (2017), GT2017-64123.
- (5) Ochabski, T., Spuy, J., Hildebrandt, T., : A large design space multidisciplinary optimization of a mixed flow micro gas turbine compressor stage, Proceedings of ASME Turbo Expo 2020, (2020), GT2020-14259.
- (6) Zangeneh, M., Mendonca, F., Hahn, Y., Cofer, J.,: 3D multi-disciplinary inverse design based optimization of a centrifugal compressor impeller, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, (2014), GT2014-26961.
- (7) Cuciumita, C., John, A., Qin, N., Shahpar, S.,: Structurally constrained aerodynamic adjoint optimization of highly loaded compressor blades, Proceedings of ASME Turbo Expo 2021, (2021), GT2021-59717.
- (8) 青木拓, 釜土敏裕, 榊原隆, 大久保岳, 田中久人, Schmitt, S., : ガスタービンの動翼設計を目的とした複合領域最適化手法を用いた設計支援システムの構築, Honda R&D Technical Review, Vol. 35, (2023), p. 38-44.
- (9) Hansen, N., Ostermeier, A.,: Adapting arbitrary normal mutation distributions in evolution strategies: The covariance matrix adaptation. In Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Evolutionary Computation, (1996), pp. 312-317.
- (10) Adbelhamid, H.F., Shreeve, R. P.,: Sweep in a transonic fan rotor: part1. 3D geometry package, International gas turbine & Aeroengine congress & exhibition, (1998).
- (11) Hicks, R., Henne, P.,: Wing Design by Numerical Optimization, J. Aircraft, Vol. 15, No. 7, (1978).

特集：最適化技術とその活用の最前線

3D Inverse Design Based Optimization of Axial Compressors and Turbines



L. Zhang^{*1} M. Zangeneh^{*2}

1. INTRODUCTION

The aerodynamic design of gas turbine compressors and turbines has been a complex and multidisciplinary task. As part of the overall gas turbine design process, it is intertwined with aerothermodynamics and aeromechanical design. For example, the increase of turbine inlet temperature brought benefit to power output and thermal efficiency. However, the high inlet temperature requires internal cooling of the high-pressure turbine vanes and blades. The cooling flow will add to the blade passage flow and has an impact on aerodynamic performance. Meanwhile, the internal cooling flow structure also imposes geometry constraints on the three-dimensional (3D) blade shape. These all lead to additional challenges to the aerodynamic design of the blade rows. For the low-pressure stages, the high aspect ratio (span-to-chord) makes the mechanical integrity a critical issue, especially in the last stage. The design of the blade rows has to consider both aerodynamic and structural performance. Design iterations are required to satisfy both disciplines.

As the pursuit of zero emission becomes prevalent, there is an ever-growing demand on gas turbine efficiency improvement. This is the same for both stationary gas turbines and aero-engine applications. For the latter, higher rotational speed can make the structure more compact and helps to reduce the weight. However, the increased Mach number results in transonic blade flow and higher stress issue. The aerodynamic design needs to control the shock strength and the associated loss carefully.

Traditionally, the design of compressor or turbine stages started with one-dimensional (1D) meanline calculation. Then some two-dimensional (2D) through flow model was used to obtain the spanwise flow variation and the corresponding blade shape. Quasi-3D blade-to-blade calculations were quite often used to design the detail of blade shape at different spanwise sections. The 2D sections are then stacked together

to create a 3D blade shape which is then evaluated by 3D CFD. Then fully three-dimensional (3D) viscous simulation was carried out to optimize the blade stacking ^{(1),(2)}. Quite often some iterations or optimization was needed during the 2D and Quasi-3D design. Loss models or previous design database were used during this process. Geometry scaling was also applied when developing machines of different capacities etc. Incremental changes were made to the previous existing designs ⁽³⁾. In order to achieve a certain spanwise work distribution a number of iterations between profile sections and CFD would be required. However, this process generally relies on a large database of 2D profiles obtained from similar cases from past designs. However, with the needs to rapidly retrofit and develop gas turbines for less emission, the designers face challenges in new design space, where previous design database or guidelines may not have covered.

In the 3D inverse design approach, the blade is designed through aerodynamic inputs such as spanwise swirl velocity at inlet and exit of blade row and streamwise blade loading distribution. The solver calculates the 3D blade geometry as well as an accurate 3D inviscid flow prediction. Both the flow field information and the blade geometry are available once the solution is converged. The stacking is a design input and the inverse method automatically matches the target requirement in terms of spanwise work, streamwise blade loading and stacking condition. This design process enables designer to explore the design space without reliance on a large data base of previous designs.

One approach to overcome the limitations of the direct design process is to use automatic optimization. But for many high-speed applications in gas turbines, this requires a multidisciplinary approach which is computationally very expensive. So, there has been some reliance on the use of surrogate modelling by Artificial Neural Network (ANN). Examples can be found in ⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾. Most of these methods built a database first to train ANN or generate a response surface model. Evolutionary algorithms based multi-objective optimization were then carried out to find the trade-off

原稿受付 2023年 3月10日

* 1 Advanced Design Technology, London, UK

* 2 University College London, London, UK

between different objectives. In these multidisciplinary design optimization strategies, the majority of the computational time is spent on the evaluation of the objective function, using CFD and FEA. The accuracy of the ANN prediction and the response surface model depends on the quality of the database. The database has to be rebuilt if new design space is not covered by previous training data set. A considerable amount of computation effort and time has to be spent and this limits the number of designs parameters or design iterations can be investigated within the given time.

With the 3D inverse design method, a fast optimization workflow can be developed. Since the inverse design method can generate the blade geometry as well as predict the flow field information. The aerodynamic performance evaluation can be done using the loss factors (such as profile loss, leakage loss and endwall loss) calculated from the blade surface velocities. The centrifugal and bending stresses can be related to the blade geometry features. The inviscid inverse design solver can converge within a few seconds. This makes it possible to couple it to a multi-objective genetic algorithm optimizer. Hundreds of design candidates can be evaluated within a couple of hours on a single core CPU. High fidelity CFD and FEA analysis are only used for final verification.

When the 3D inverse design method is used in optimization through a Design of Experiments and surrogate model, there are also some particular advantages. Firstly, every design candidate generated by the inverse design method maintains well the specific work of the blade, as this is an input of the design. This helps to build accurate surrogate model with smaller design matrix. Secondly, the way the inverse design parametrizes the design space (by blade loading) can define a complex 3D blade geometry with less parameters, comparing to the methods that parameterize the camber line geometries with control points etc. This makes it efficient when used in optimization process, as it can explore a large design space with less degree of freedom. Finally, the flow field information can be used to check the design performance and rule out poor candidates.

In this paper, some examples of breakthrough gas turbine blade design by 3D inverse design method are provided. The paper is structured as below. In section 2, the 3D inverse design method is described. Both the inviscid and the viscous solver are discussed. In section 3, their applications to both compressor and turbine blade design are demonstrated. The transonic blade design is also covered. Section 4 discusses the optimization workflow based on inverse design method. A rapid multidisciplinary optimization of a high-speed low pressure turbine rotor is developed. Finally, a multi-point/multi-objective optimization of a subsonic compressor stage is reviewed.

2. 3D INVERSE DESIGN METHOD

The inviscid inverse design method was developed from Hawthorne et al.'s ⁽⁷⁾ approach to represent the blades by a bound vortex sheet. The strength is determined by the specified distribution of circumferentially averaged swirl velocity:

$$r\overline{V_\theta} = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi/N} r \cdot V_\theta d\theta \quad (1)$$

Where N is the number of blades.

The method was later extended from 2D to 3D design of incompressible axial machine ⁽⁸⁾. In the 1990s it was further developed to account for compressible flow application ⁽⁹⁾. Since then, it has been used extensively in compressor and turbine design and optimization.

2.1 3D Inviscid Inverse Design Method

The 3D inviscid inverse design approach, TURBOdesign1 ⁽¹⁰⁾, is generally used for subsonic compressor and turbine blade design. The work coefficient is imposed by specifying the spanwise $r\overline{V_\theta}$ distribution at the leading edge and trailing edge of the blade. In TURBOdesign1 the $r\overline{V_\theta}$ is normalized by the blade mean radius (RMS of hub and shroud radius) and the rotational speed. For compressible flow the meridional derivative of $r\overline{V_\theta}$ is related to the enthalpy difference between the blade pressure surface and suction surface:

$$h^+ - h^- = \frac{2\pi}{N} W_{mbl} \frac{\partial(r\overline{V_\theta})}{\partial m} \quad (2)$$

If in the boundary layer local compressibility is ignored:

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{N} \rho W_{mbl} \frac{\partial(r\overline{V_\theta})}{\partial m} \quad (3)$$

By prescribing the meridional derivative $\frac{\partial(r\overline{V_\theta})}{\partial m}$ the pressure jump across the blade can be controlled. It can be imposed at two or more spanwise locations between hub and shroud.

Fig. 1 shows the streamwise blade loading ($\frac{\partial(r\overline{V_\theta})}{\partial m}$) parameterization. For each spanwise section 4 parameters (NC, ND, SLOPE and DRVTLE) are needed to define a blade loading curve. The curve consists of 3 segments. A linear line is used between NC and ND and parabolic curves are used to connect it to the LE and TE. At the trailing edge the value of $\frac{\partial(r\overline{V_\theta})}{\partial m}$ is always zero to satisfy Kutta condition. At the leading edge the DRVTLE value can be used to control the blade incidence. This type of parameterization can represent a complex 3D blade shape with 8 parameters minimum.

The following design inputs are generally required by the program:

- The meridional profile of hub, shroud, leading edge and trailing edge location
- The normal or tangential blade thickness distribution
- The inlet flow conditions in terms of spanwise distributions of total temperature and velocity components

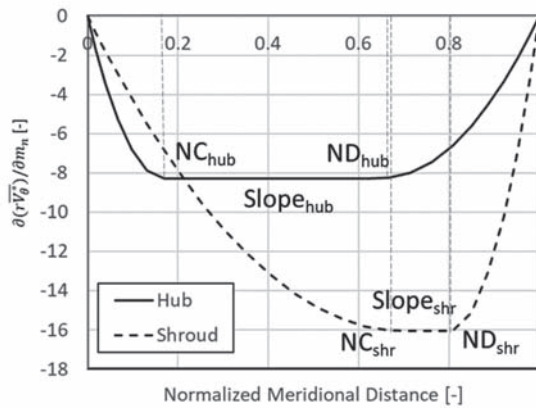


Fig. 1 The blade loading parameters used in TURBOdesign1

- The stacking condition, which can be imposed at a chord-wise station between leading and trailing edges.

The 3D blade geometry is computed by the inverse design procedure in an iterative manner. The solver converges within a few seconds and each design generated will respect the blade loading prescription. This makes it a good option as a geometry generator and a fast 3D solver, which can be coupled to optimizer in automated optimization workflow ^{(11),(12)}.

2.2 3D Viscous Inverse Design Method

For transonic blade rows, shock waves play an important role in the passage flow. The presence of strong shock is associated with high loss. It also interacts with the boundary layer flow and tip clearance flow. The control of shock strength is critical for the transonic blade design. A viscous 3D inverse design method should be used to capture the shock wave and take into consideration the viscous behavior. TURBOdesign2 ⁽¹³⁾, a viscous 3D inverse design method can be used to redesign and optimize the transonic blade rows. In this method, the Euler equations of motion are solved by using a cell vertex finite volume formulation and a time-marching approach which employs a four-stage Runge-Kutta method. Viscous effects are represented by a body force, and the wall shear stress is computed by means of wall functions. The code has two modes. In the ‘analysis mode’, the geometry is provided and the flow field is computed, the same as with a conventional CFD analysis. In the ‘design mode’, the blade loading is specified. The flow field and the corresponding blade geometry is calculated in an iterative manner until the calculation converges to give the final blade geometry and the corresponding steady state flow solution. The complete description of the method is reported by Tiow and Zangeneh ⁽¹⁴⁾. The methodology was extended to multiple blade rows and multistage by using a characteristic type mixing plane by Ray and Zangeneh ⁽¹⁵⁾. The mixing plane model takes into account the interaction between blade rows and enables design of one stage or multiple stages.

Similar to TURBOdesign1, the meridional profile, blade thickness and stacking condition can be specified as design input. The 3D viscous inverse design method can generate the blade geometry corresponding to a specified distribution of the circumferentially averaged swirl velocity ($r\bar{V}_\theta$) or the pressure loading (pressure difference across the blade), which is prescribed along the span. It has been applied to the redesign of transonic compressor ⁽¹⁶⁾, fan ^{(17),(14),(15)} and turbine ^{(14),(18)}.

3. EXAMPLES OF BREAKTHROUGH DESIGN BY 3D INVERSE DESIGN

In this section, some examples of gas turbine blade design by the 3D inverse design method (TURBOdesign1 and TURBOdesign2) will be discussed.

3.1 Controlled Stacking for Turbine Blades

The first example is the application of 3D inviscid inverse design method (TURBOdesign1) on HP/IP turbine nozzle blade. The work was presented by Watanabe et al. in ⁽¹⁹⁾. The aim of the work was to reduce the endwall loss through the use of controlled stacking. The secondary flows are caused by passage vorticities and can be predominate near the endwalls. 3D blade design through 3D stacking has been investigated to reduce the secondary flow loss in nozzles and blades ^{(20),(21)}. However, with the traditional methods, the stacking can change the exit velocity distribution due to the 3D flow redistribution effect. The designers have to perform iterative designs of 2D airfoil in order to control the exit velocity profile. With the 3D inverse design method, the distribution of $r\bar{V}_\theta$ is specified. This determines the work distribution in the blade, the stage reaction and the twisting of the blade shape. In this way the stacking effect can be studied more efficiently, without repeating the effort of adjusting the 2D airfoils along the span.

Fig. 2 shows the comparison of nozzle blade shape. The stacking condition was specified at the position of 40% axial chord distance from the leading edge. The controlled stacking has reduced wrap angle near both endwalls, which creates a local blade lean (Fig. 2, right). It is compared to the radial stacking nozzle where the blade is stacked along the radial direction (Fig. 2, left).

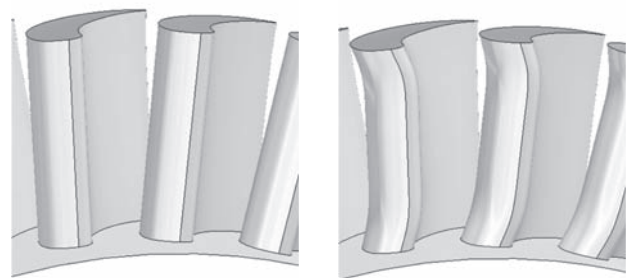


Fig. 2 Comparison of nozzle shape, left: radial stacking, right: controlled stacking ⁽¹⁹⁾.

Fig. 3 shows the CFD predicted total pressure loss coefficient at the nozzle downstream. The controlled stacking reduces the loss peaks near the endwall without increasing the losses near midspan. This is because the blade lean near the endwalls reduces the loading locally, while the midspan loading is kept almost the same as the radial stacking case. This helps to suppress the secondary flow (migrating from pressure to suction surface) near endwall, therefore the losses are reduced.

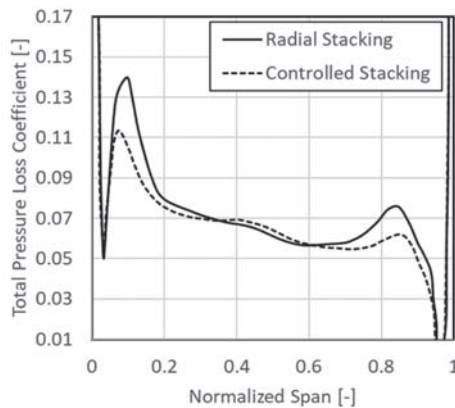


Fig. 3 Total pressure loss distributions (from CFD prediction) at nozzle downstream ⁽¹⁹⁾

The example shows the 3D inverse design method can effectively control the secondary flow in the nozzle through the $r\bar{V}_\theta$ distribution and the controlled stacking specification. It is an efficient approach to generate 3D blade design through aerodynamics inputs.

3.2 Shock Control on Transonic Compressor Rotor

In the second example ⁽¹⁷⁾, the 3D viscous inverse design method (TURBObdesign2) was applied to the design of first stage rotor of Siemens SGT100 (Typhoon) compressor. The rotor has rotational speed of 17384 rpm and design point pressure ratio of 1.4. The baseline rotor has double circular arc profiles with inlet Mach number of 1.1. The Mach number contour near the tip of the baseline (conventional) rotor at peak efficiency is shown in Fig. 4. The results show a strong normal shock, with a peak Mach number of 1.44.

The corresponding loading distribution is shown in Fig. 5 for the baseline rotor as computed by TURBObdesign2. The strong jump in loading corresponds to the suction leg of the shock and clearly the results shows that the shock extends all the way to 25% span. For the redesign the blade loading was smoothed in TURBObdesign2 at 25%, 50%, 75% span and the tip while maintaining the same loading at the hub. The resulting loading distribution is shown in Fig. 6.

The resulting blade geometry near the tip and the Mach number contours are shown in Fig. 7. The blade designed by the 3D inverse design method has developed a S-shaped geometry which forms expansion waves that help to reduce

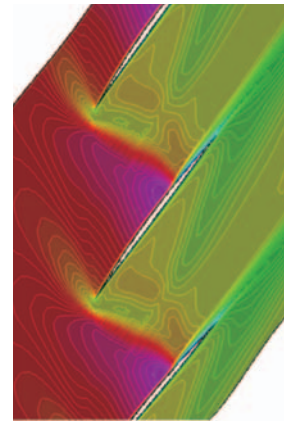


Fig. 4 Mach number distribution near the tip of baseline rotor near peak efficiency point ⁽¹⁷⁾

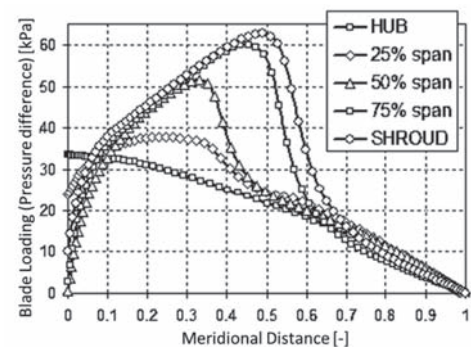


Fig. 5 The loading distribution for the baseline rotor ⁽¹⁷⁾

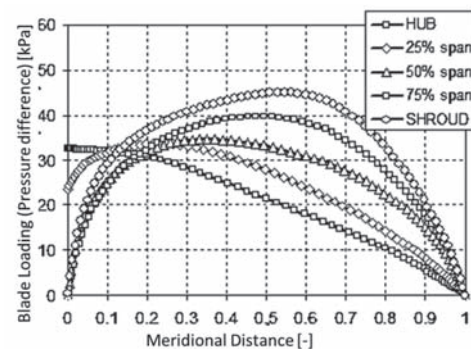


Fig. 6 The modified blade loading used in inverse design method ⁽¹⁷⁾

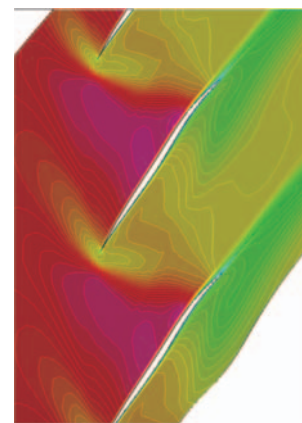


Fig. 7 Mach number distribution and geometry of inverse design rotor near the tip ⁽¹⁷⁾

the shock strength. As a result, the pre-shock Mach number is reduced to 1.29 and the shock has more a bowed structure. The CFD predictions show improvement of up to 2.5 points in efficiency at design and significant improvement at off design conditions.

3.2 Shock Control on Transonic Compressor Stage

The 3D viscous inverse design method (TURBOdesign2) has also been applied to the redesign of multi-blade row transonic compressor stage in ⁽¹⁴⁾. The single stage Darmstadt Transonic Compressor (DTC) (a state-of-the-art transonic compressor design representing the front stage of a high-pressure compressor in a commercial turbofan) is studied in this work. This compressor rotor (referred to as DTC Rotor 1) features high inlet relative Mach number near the rotor tip ⁽²²⁾. There is also strong interaction between the passage shock wave and the tip clearance flow ⁽²³⁾. Fig. 8 shows the computational domain of the compressor stage.

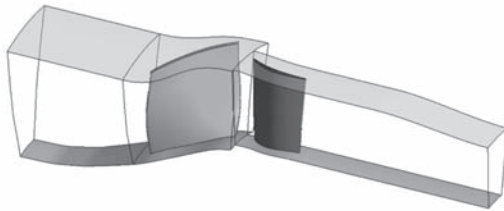


Fig. 8 DTC Rotor 1 ⁽²²⁾

The baseline stage rotor and stator were first analyzed in TURBOdesign2 analysis mode. The pressure loading of the rotor at peak efficiency point was then used to redesign the rotor. The stator geometry was kept unchanged but was included in the calculation to provide the correct downstream flow condition for the rotor. Tip clearance was not included in the inverse design process. But through the control of the blade loading at the shroud shock wave strength can be reduced and its interaction with the tip clearance flow can be alleviated.

Fig. 9 shows the loading distribution of the original DTC Rotor 1 (obtained from TURBOdesign2 analysis mode solution) and the loading distribution specified for the redesigned rotor at 95% span. The target loading (denoted by Target) is specified in TURBOdesign2 design mode to produce the new blade design geometry. This geometry is then analyzed in 'analysis mode' for verification. The actual loading obtained (denoted by Design) by the inverse method analysis mode is also shown on the same plot for comparison. The rapid drop in pressure loading observed for DTC Rotor1 is due to the suction surface leg of the shock wave. The redesign smoothed the shock induced loading jump in order to reduce the pre-shock Mach number.

Fig. 10 the CFD predicted pressure distribution and the streamlines on the rotor suction surface. Near the shroud

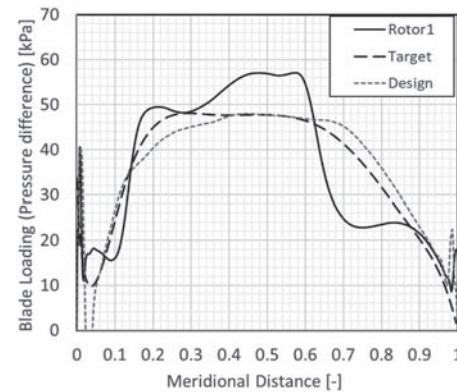


Fig. 9 Comparison of the blade loading (static pressure jump) at 95% span for original DTC Rotor 1 and the redesigned rotor at design point ⁽²²⁾

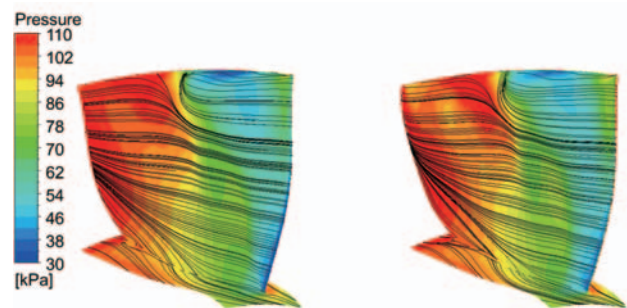


Fig. 10 Pressure distribution and streamlines on the blade suction surface at design point, left: Darmstadt transonic compressor Rotor 1; right: redesigned Rotor ⁽²²⁾.

there is strong radial flow induced by the shock in the suction side boundary layer. For the inverse designed rotor, the low-pressure region near the tip is alleviated. This is due to the reduced shock strength and a less strong interaction between the shock wave and the tip clearance vortex.

The isentropic Mach number at 95% span is plotted in Fig. 11. It can be seen that the pre-shock Mach number is reduced for the inverse designed rotor. This shows that by smoothing the pressure loading distribution at spanwise location near the tip, the shock strength can be effectively controlled. The redesigned rotor the stage has higher total to total pressure ratio. The efficiency at 90% and 80% design rotational speed has also been improved.

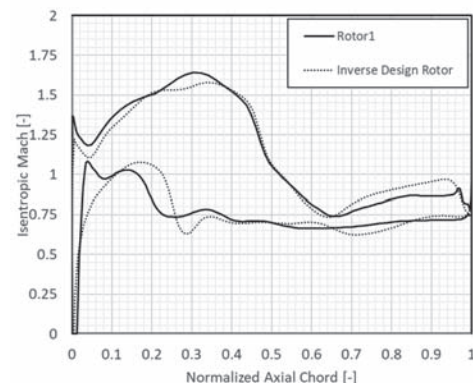


Fig. 11 Isentropic Mach number at 95% span ⁽²²⁾

4. EXAMPLES OF INVERSE DESIGN BASED AUTOMATIC OPTIMIZATION

As mentioned previously, the 3D inverse design method has some advantages when coupling to an optimization algorithm. The fast solver of TURBOdesign1 makes it possible to be used in direct optimization. Instead of using time consuming CFD and FEA calculations to evaluate the objective function, both the aerodynamic performance and the blade stress can be linked to the solution of the 3D inverse design solver directly. Previous study on a pump impeller ⁽²⁴⁾ compared the inverse design based direct optimization to the optimization workflow using DOE database. The results show that if the objectives and constraints are selected properly from flow physics the performance of the optimized design has very similar efficiency and suction performance compared to the optimized impeller obtained from CFD based optimization. Meanwhile, the parameterization through inverse design method was shown to be more effective in a DOE study, in comparison to the conventional way of blade parametrization which describes the camber line geometry through control points.

4.1 Rapid Multidisciplinary Optimization of LP Turbine for High-Speed Rotor

A multidisciplinary optimization was carried out for a high-speed low-pressure turbine rotor, which had been studied numerically and experimentally ⁽⁵⁾. The LP turbine last stage rotor blade faces high stress issue as the rotational speed is increased and the number of stages reduced. The average isentropic Mach number is also increased as a result. The design optimization had to take into consideration both aerodynamic performance and mechanical concerns. Fig. 12 shows the baseline last stage stator and rotor.

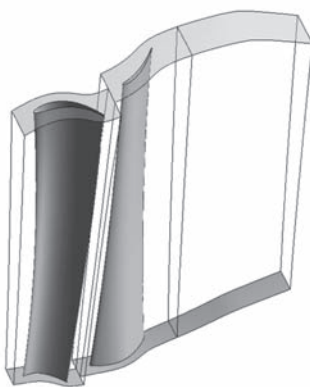


Fig. 12 Baseline design rotor in the last stage

The baseline design streamwise loading is shown in Fig. 1. The hub is evenly loaded with a zero Slopehub and the shroud is a bit aft-loaded. Zero blade incidence was assumed. Fig. 13 shows the optimization workflow. The TURBOdesign1 solver was coupled with an optimizer (TURBOdesign Optima ⁽²⁵⁾) and Multi Objective Genetic Algorithms (MOGA) was used

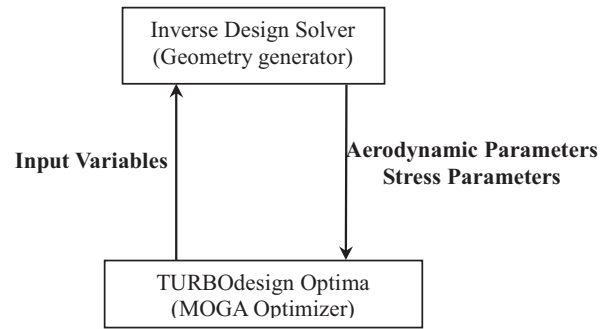


Fig. 13 Flowchart of the direct optimization

in the optimization.

During the optimization, the streamwise blade loading at hub, midspan and shroud was allowed to vary. The range of variation is listed in Table 1. Meanwhile, the blade thickness distribution along the span could also be adjusted. The blade thickness profile for the baseline design is shown in Fig. 14. It can be varied through a scaling factor. The scaling factor is defined at hub and shroud section. Linear interpolation is used along the span. The range of variation for scaling factors is also listed in Table 1. In total 14 parameters were allowed to vary in the direct optimization.

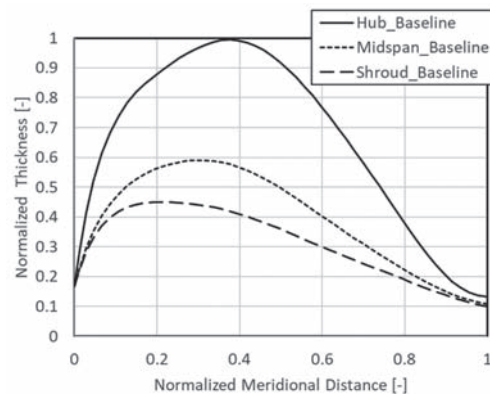


Fig. 14 Blade thickness profile of the baseline design

Table 2 shows the optimization constraints and objectives. For the aerodynamic performance, the objectives were set to minimize the blade profile loss and the endwall loss, both were calculated from the inverse design flow solution based on loss correlations ⁽²⁶⁾. For the stress control, the objectives were set to minimize the centrifugal stress and to reduce the maximum blade lean. Both could be extracted from the geometry generated by the inverse design solver. Meanwhile, the blade cross sectional area near the hub (ABladek3) was constrained to avoid increasing the hub area excessively to mitigate the stress. The diffusion ratio, maximum Mach number and throat of the rotor were also constrained. These were used to avoid flow separation, high Mach number (strong shock wave) and change of flow capacity.

Table 1 Optimization Input Variables Range

Blade Loading	
NC_{hub}	0.05 – 0.25
ND_{hub}	0.26 – 0.85
$Slope_{hub}$	-120 – 50
$DRVT_{hub}$	-6 – -2
NC_{mid}	-0.05 – 0.4
ND_{mid}	0.41 – 0.85
$Slope_{mid}$	-50 – 50
$DRVT_{mid}$	-8 – -4
NC_{shr}	-0.05 – 0.5
ND_{shr}	0.51 – 0.85
$Slope_{shr}$	-50 – 50
$DRVT_{shr}$	-6 – -2
Thickness Scaling	
ThScaleH	0.8 – 1.1
ThScaleS	0.6 – 1.1

Table 2: Optimization Constraints and Objectives

Constraints	
Throat	$\pm 1.5\%$
ABladek3	-11%
Diffusion Ratio	1.1 – 1.25
MaxMach	4% lower
Objectives	
ProfileLoss	Minimize
EndWallLoss	Minimize
CentrifugalStress	Minimize
MaxLean	Minimize

In total, 1600 candidates were evaluated in the direct optimization, which took several hours on a single core. Fig. 15 shows all the feasible inverse design solutions. A Pareto front was obtained between the profile loss and the endwall loss. The size of the bubbles represents the magnitude of centrifugal stress. A final ‘optimized design’ was selected from the Pareto front considering also the centrifugal stress and maximum lean value.

The streamwise loading distribution of the ‘optimized design’ is shown in Fig. 16. Compared to the baseline loading, the blade hub section is more aft-loaded. The loading at midspan and shroud is shifted upstream slightly. The incidence at the blade LE is also adjusted by the optimization. Meanwhile the optimized design decreases the blade thickness at hub and shroud. But the reduction from midspan up to the

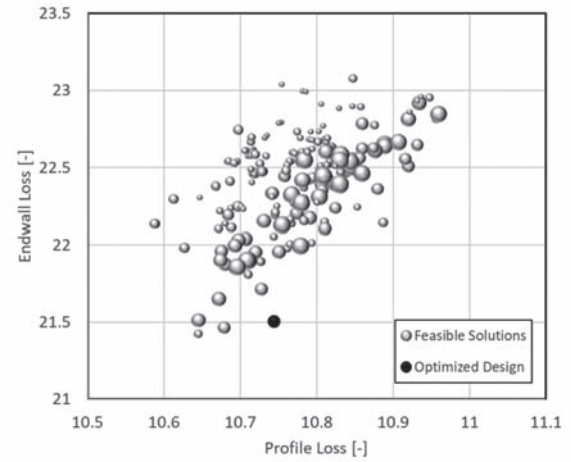


Fig. 15 Profile loss against endwall loss (the size of the bubble represents the magnitude of centrifugal stress)

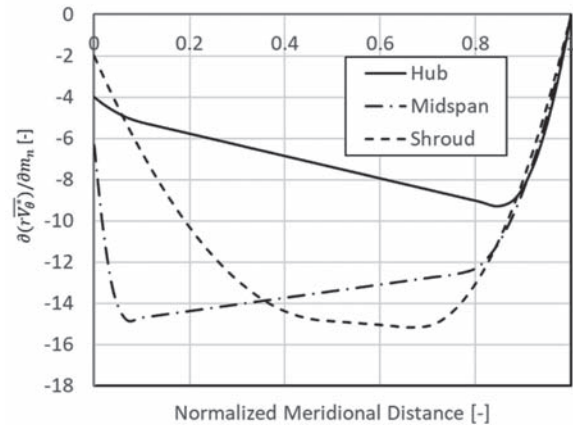


Fig. 16 Streamwise blade loading distribution for the optimized design

shroud is more prominent.

The performance of the optimized rotor blade was verified through CFD simulations. Fig. 17 shows the stage efficiency is improved with the optimized rotor at various pressure ratio conditions. On the other hand, the massflow rate under different pressure ratio conditions is almost the same as the baseline design.

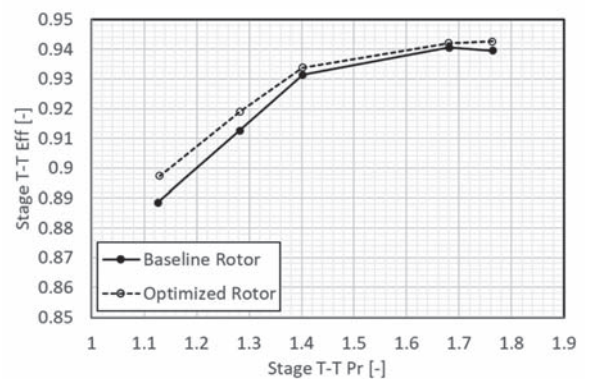


Fig. 17 Last stage performance with the optimized rotor design

The isentropic Mach number distribution is also compared to the baseline design in Fig. 18. The optimized rotor blade reduced the maximum isentropic Mach number. This helps to reduce the transonic flow loss and improve the efficiency.

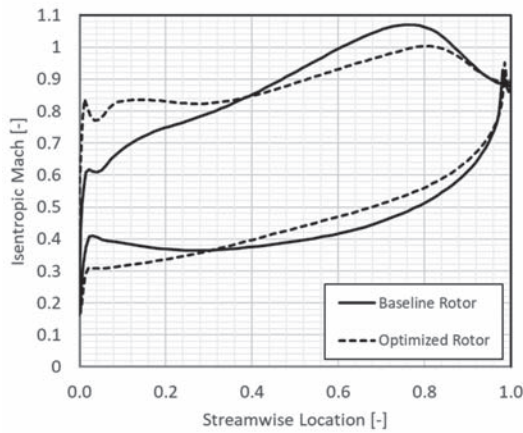


Fig. 18 Optimized rotor blade surface isentropic Mach number at 50% span

The blade stress level of the optimized rotor was also compared to the baseline rotor blade. Fig. 19 shows the average equivalent stress along the span. The optimized design reduces the stress level along the span. The improvement in aerodynamic performance didn't lead to penalty on the blade stress level.

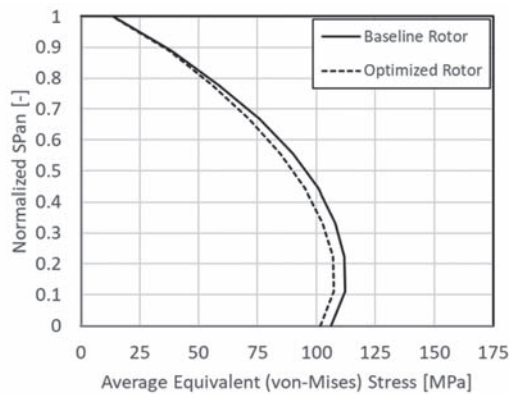


Fig. 19 Average equivalent stress along the span

The example shows the direct optimization based on 3D inverse design method is efficient and effective. When the constraints and objectives are selected properly, better aerodynamic/mechanical performance can be achieved from the blade optimization. It can explore a large design space rapidly and the requirement on computational resource is low, in comparison to the optimization strategies based on CFD and FEA calculations. Furthermore, the optimum loading obtained have some generality and the experience learned can be applied to machines of different sizes. This is because the design approach uses aerodynamic inputs rather than geometrical parameters. This can help to reduce

the development time for new products. The inverse design based direct optimization process generally took 4-8 hours on a single core. The time and effort spent on CFD and FEA simulation was greatly reduced. As they were needed only for the baseline and the optimized design. In contrast the CFD/FEA based optimization workflow needs hundreds of simulations to build the training dataset. It requires large computing cluster and longer computational time. The results achieved through inverse design based optimization have similar performance to the designs obtained from the conventional process⁽⁵⁾.

4.2 Multi Point/ Multi Objective Optimization of a Subsonic Compressor Stage

In some gas turbine applications, it's important to consider performance criteria at multiple operating points. By coupling the 3D inverse design method with a surrogate model based optimization process it is quite easy to solve these multi-point/multi-objective problems in a computationally efficient manner, see⁽²⁷⁾. In this example, the well-known HP9 compressor stage (shown in Fig. 20) consisting of rotor and stator was parametrized with 5 design parameters.

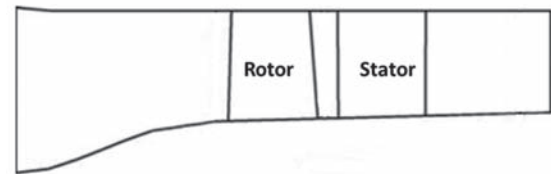


Fig. 20 The meridional profile of HP9 stage

The location of NC and ND (as in Fig. 1) were kept fixed at 0.2 and 0.8 respectively and only the Slopehub and SlopeShr parameters were changed for the stator and rotor as shown in Fig. 21. In addition to these 4 parameters the interstage $r\bar{V}_\theta$ was also changed as shown in Fig. 22.

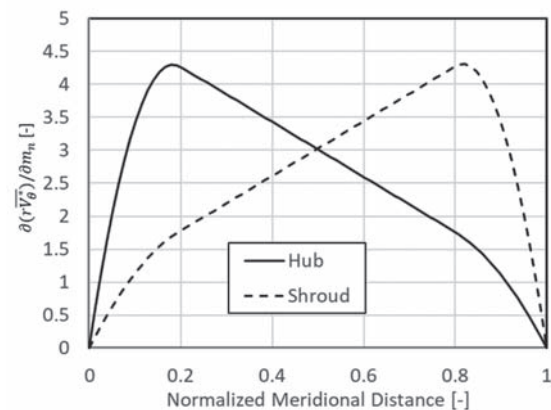
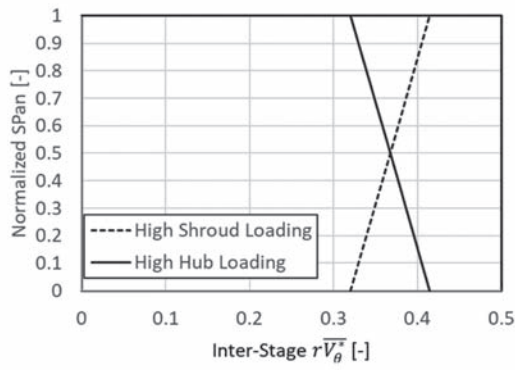


Fig. 21 The slope parameter changes for the hub and shroud and resulting loading used in optimization⁽²⁷⁾

Fig. 22 Variation of interstage $r\bar{V}_\theta^{(27)}$

By using these five design parameters a Design of Experiment was performed to generate total of 28.

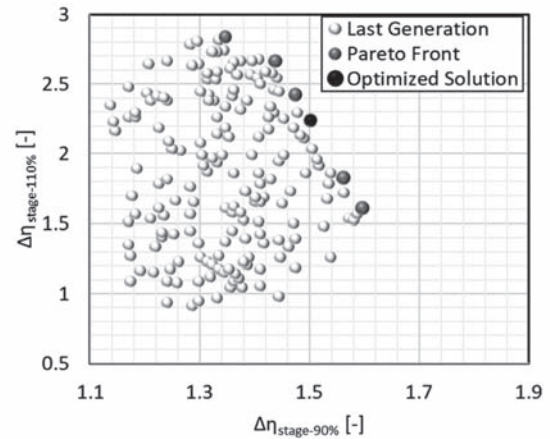
Table 3 Performance Parameters Used for Optimization

Variable	Operating Point
Rotor Efficiency	90%,100% and 110% Design flow
Stator loss coef.	90%,100% and 110% Design flow
Stage efficiency	90%,100% and 110% Design flow
Work Coefficient	100% design flow
Slope of the work Coefficient	
Choke Margin	

The 28 stage configurations generated by the Design of Experiment method were then run steady stage CFD to evaluate all the performance parameters shown in Table 3. Then a second order quadratic regression was used to create a surrogate model relating the performance parameters to the 5 design parameters shown in Fig. 21 and Fig. 22. Once the surrogate model was generated an optimization was run on the surrogate model using genetic algorithm looking at tradeoff between stage efficiency at 110% and 90% flow rate. Fig. 23 shows the pareto front of the optimization. An optimized solution half way on the pareto front was selected as a compromise solution between the efficiency at the two operating points. The optimized stage had fore-loaded distribution for both rotor and stator. CFD confirmed that the new stage gives higher efficiency at all operating points as compared to the baseline design.

5. CONCLUSIONS

In this paper, the application of 3D inverse design method to design of gas turbine compressor and turbine have been reviewed. Both the subsonic and transonic blade designs were discussed by using 3D inviscid and viscous inverse design methods. The key advantages of 3D inverse method in being able to handle the 3D blade design problem directly

Fig. 23 Optimization result of the axial compressor analysis ⁽²⁷⁾

with aerodynamic parameters gives designers direct control over spanwise work distribution, streamwise loading and stacking. This would enable them to explore a large design space quickly without relying on database of 2D profiles and expensive CFD computations. Furthermore, it was shown that the accurate 3D inviscid solution obtained from the inviscid inverse design code in a few seconds on a single CPU core can be coupled with optimizers to rapidly look at tradeoffs in efficiency and mechanical constraints without relying on CFD or FEA. The system was applied to the design of a high speed LP Turbine for aeroengine applications.

Two examples of application of 3D viscous inverse design to transonic axial compressors were reviewed. The results show that the direct control of blade loading can help to rapidly design transonic compressor stages with controlled shock losses which is major source of loss in these types of machines.

Finally, an example of application of surrogate model based optimization was presented, where inverse design parametrization of an axial compressor stage (rotor+stator) was used together with Design of Experiment and surrogate model based on a quadratic regression were used for rapid multi-point optimization of an axial compressor stage.

3D inverse design method can have a major impact in speeding up the process of design optimization of axial turbines and compressors used in gas turbines and aeroengines.

6. ACKNOWLEDGEMENT

This work was prepared using the info contained in (19) and we especially thank Dr. Watanabe for his support.

< REFERENCES >

- (1) Denton, J. D., 2017, "Multall: An Open Source, CFD Based, Turbomachinery Design System," ASME 2017 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2017-63993, V02BT41A027, 14 pages, June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA.
- (2) Benini, E., 2010, "Gas Turbines: Advances in Aerodynamic Design of Gas Turbines Compressors," Injeti, G., Sciyo, DOI: 10.5772/10205.
- (3) Brandt, D. E., Wesorick, R. R., "GE Gas Turbine Design Philosophy," GE Gas Power, GER-3434.
- (4) Verstraete, T., Alsalihi, Z., Van den Braembussche, R. A., 2010, "Multidisciplinary Optimization of a Radial Compressor for Microgas Turbine Applications," Journal of Turbomachinery, Volume 132, Issue 3, July 2010.
- (5) Giovannini, M., Rubecchini, F., Marconcini, M., Arnone, A., Bertini, F., 2016, "Analysis of a LPT Rotor Blade for a Geared Engine: Part I - Aero-Mechanical Design and Validation," ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2016-57746, V02BT38A053; 12 pages, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.
- (6) Amedei, A., Meli, E., Rindi, A., Romani, B., Pinelli, L., Vanti, F., Arnone, A., Benvenuti, G., Fabbrini, M., Morganti, N., 2020, "Innovative Design, Structural Optimization and Additive Manufacturing of New-Generation Turbine Blades," ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2020-14418, V02CT35A004; 14 pages, September 21-25, 2020, Virtual, online.
- (7) Hawthorne, W. R., Tan, C. S., Wang, C., McCune, J. E., 1984, "Theory of blade design for large deflections: Part I-Two-Dimensional Cascade," J. Eng. Gas Turbines Power. Apr 1984, 106(2): 346-353 (8 pages).
- (8) Tan, C. S., Hawthorne, W. R., McCune, J. E., Wang, C., 1984, "Theory of blade design for large deflections: Part II-Annular Cascades," J. Eng. Gas Turbines Power. Apr 1984, 106(2): 354-365 (12 pages).
- (9) Zangeneh, M., 1991, "A 3D Design Method for Radial and Mixed-Flow Turbomachinery Blades," Journal of Numerical Methods in Fluids, 13, pp. 599-624.
- (10) TURBODesign1, Version 6.8.0, 2019, Advanced Design Technology Ltd. London, UK.
- (11) Boselli, P., Zangeneh, M., 2011, "An Inverse Design Based Methodology for Rapid 3D Multi-Objective/Multidisciplinary Optimization of Axial Turbines," ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2011-46729, pp. 1459-1468; 10 pages, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada.
- (12) Zhang, L. Y., Kritiotti, L., Wang, P., Zhang, J. Z., Zangeneh, M., 2022, "A Detailed Loss Analysis Methodology for Centrifugal Compressors," J. Turbomach. May 2022, 144(5): 051013 (14 pages).
- (13) TURBODesign2, 2021, Advanced design Technology Ltd, London, UK.
- (14) Tiow, W. T. and Zangeneh, M., 2000, "A Three-Dimensional Viscous Transonic Inverse Design Method," ASME Turbo Expo, 2000-GT-0525, May 8-11, 2000, Munich, Germany.
- (15) Tiow, W. T. and Zangeneh, M., 2002, "Application of a 3D viscous transonic method to NASA rotor 67," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol 216, 243-255.
- (16) Watanabe, H. and Zangeneh, M., 2003, "Design of the Blade Geometry of Swept Transonic Fans by 3D Inverse Design," ASME paper GT2003-38770.
- (17) Bonaiuti, D., Pitigala, A., Zangeneh, M., and Li, Y., 2007, "Redesign of a Transonic Compressor Rotor by Means of a Three-Dimensional Inverse Design Method: A Parametric Study," ASME Turbo Expo, GT2007-27486.
- (18) Ray, S. R. and Zangeneh, M., 2015, "A Robust Mixing Plane and Its Application in Three Dimensional Inverse Design of Transonic Turbine Stages," Journal of Turbomachinery, Vol. 137, 011004-1-16.
- (19) Watanabe, H., Harada, H., 1999, "Suppression of Secondary Flows in a Turbine Nozzle with Controlled Stacking Shape and Exit Circulation by 3D Inverse Design Method," ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Paper No: 99-GT-072, V001T03A011; 12 pages, June 7-10, 1999, Indianapolis, Indiana, USA.
- (20) Tanuma, T., Nagao, S., Sakamoto, T., Kawasaki, S., Matsuda, M., and Imai, K. 1995, "Aerodynamic development of advanced steam turbine blades," Proceedings of ASME PWR, Vol.28, pp367-374, United States.
- (21) Harrison, S., 1992, "The Influence of Blade Lean on Turbine Losses," J. Turbomach. Jan 1992, 114(1): 184-190 (7 pages).
- (22) Zhang, L. Y., Ray, S. R., Zangeneh, M., 2022, "Application of 3D Inverse Design Method on a Transonic Compressor Stage," ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Paper No: GT2022-82519, V10CT32A031; 14 pages, June 13-17, 2022, Rotterdam, Netherlands.
- (23) Hah, C., Bergner, J., and Schiffer, H., 2006, "Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor-Criteria and Mechanisms," ASME paper GT2006-90045.
- (24) Zhang, L. Y., Davila, G., Zangeneh, M., 2021, "Multi-Objective Optimization of a High Specific Speed Centrifugal Volute Pump Using Three-Dimensional Inverse Design Coupled with Computational Fluid Dynamics Simulations," J. Fluids Eng. Feb 2021, 143(2): 021202 (12 pages).
- (25) TURBODesign Suite, Version 6.8.0, 2019, Advanced Design Technology Ltd. London, UK.
- (26) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," the 1993 IGTI Scholar Lecture, Ohio USA, Journal of Turbomachinery 115(4), 621-656.
- (27) Bonaiuti, D. and Zangeneh, M., 2009, "On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for Turbomachinery Blade Design," J. Turbomach. Apr 2009, 131(2): 021014 (16 pages).

ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 —(その1)モデル試験機における過渡サージ挙動の調査

Prediction of Transient Surge Behavior for Gas Turbine Compressor -Investigation of transient surge behavior of model compressor

山下 知志^{*1}
YAMASHITA Satoshi

岸 真人^{*2}
KISHI Makoto

小池 裕司^{*1}
KOIKE Yuji

高木 一茂^{*2}
TAKAKI Kazushige

ABSTRACT

Dynamic simulation model of multistage axial compressor for industrial gas turbine was established. To capture stage loading distribution change on transient condition, compressor model is divided by each stage. Compressor map is created by CFD result, stall and reverse flow region is roughly estimated and included in this map. The model was verified by 8stage compressor test result, transient surge limit happened on shut down operation can be estimated. Unsteady pressure fluctuation is measured by high response pressure sensors installed casing wall. As for transient surge condition, rotating stall occurred on 5th rotor just before surge happened, the rotating stall propagated circumferentially and spread axially, and finally surge happened. On the other hand, steady state surge case, 1D pressure fluctuation continuously occurred before surge. However rotating stall also occurred on 5 stage just before surge. Final trigger of surge is rotating stall happened on 5th rotor, regardless of steady or transient surge, the surge trigger is same.

キーワード：ガスタービン、圧縮機、圧力変動、サージ、過渡、ダイナミックシミュレーション

Key words : Gas Turbine, Compressor, pressure fluctuation, surge, transient, dynamic simulation

1. 緒言

火力発電の一種であるガスタービンコンバインドサイクルは、安全かつ高効率であり安定的に電力供給可能なことから、現在の主要な発電形式の一つである。ガスタービンは、天然ガスや石油などの化石燃料を消費するため、昨今の地球温暖化防止や二酸化炭素排出量削減のニーズからより一層の高効率化が必要であり、当社では燃焼温度の上昇とガスタービンコンバインドサイクル効率向上に継続的に取り組んでいる⁽¹⁾。

一方で、近年は太陽光発電や風力発電などの再生可能エネルギーの利用が拡大している。再生可能エネルギーは、発電時に二酸化炭素を排出しないという点でクリーンな発電方法ではあるものの、気候条件の突発的な変化により発電量が変動し、電力需要に追従して発電量を調整出来ないという大きなデメリットがある。そのため、電力需要と供給量の変動差を吸収するため、大型ガスタービンに対しても電力負荷変動に追従したフレキシブルな運転の需要が高まっている⁽²⁾。

ガスタービン用軸流圧縮機は、定格条件での性能向上のみならず、部分負荷運転範囲の拡大、急速起動と起動安定性の向上などフレキシブル運用への対応が求められる。

従来のベースロード運用のガスタービンにおいては、作動状態の変化レートが概ね分単位であり、圧縮機作動状態は準静定状態であると仮定して空力安定性の評価を行ってきた。再生可能エネルギーの利用拡大に伴い、電力需要の変動をガスタービンで吸収するためには、将来的には秒単位の変化レートでの作動状態の変化が求められると想定する。秒単位で作動条件を変化する場合、車室やダクトの容積に起因する圧力変化の時間遅れが発生し、静定条件とは異なる過渡条件でのサージ発生が懸念される。そのため、過渡状態における圧縮機空力挙動の把握と、圧縮機の健全性評価手法の確立が求められている。

近年の過渡特性における圧縮機の安定性評価の研究事例として、航空エンジン用圧縮機を対象としたKiss, A., Spakovszky, Z.⁽³⁾の研究が挙げられる。この研究では、航空エンジンの起動条件を対象として、圧縮機部分の主流ガス温度と、ディスク、翼、およびケーシング壁面の熱伝達率による熱の授受を計算した。起動途中の時々刻々と変化する主流のガス温度を推定、温度変化により多段圧縮機の段マッチングが変化することによる

原稿受付 2022年2月24日

査読完了 2023年4月17日

*1 三菱重工業(株) 総合研究所 ターボ機械研究部
ターボ機械第二研究室

E-mail: satoshi.yamashita.fr@mhi.com

*2 三菱重工業(株) デジタルイノベーション本部 CIS部
制御2グループ
〒676-8686 高砂市新井町新浜 2-1-1

圧縮機特性と失速余裕の変化を推定した。またPetkovic, Petrovicら⁽⁴⁾は、圧縮機、燃焼器、タービンのガスタービン全体を含んだモデルを構築し、ガスタービンの起動と急速負荷変化のシミュレーション予測に取り組んだ。独自に開発している多段圧縮機性能評価ツールと組み合わせ、ベーン開度、回転数、クリアランスごとの圧縮機マップを事前に準備し、運転中の条件に応じてマップを内挿して圧縮機全段での特性を評価した。

また近年は、大規模非定常CFD解析によるサージ挙動の研究も行われつつある。Fanzhou, Vaddatiら⁽⁵⁾は、航空エンジンの圧縮機を対象として、プレナム容積を変更した場合の失速からサージ発生、更にはサージ後の挙動を、非定常CFD解析を行って予測し、考察した。容積の小さい場合はパートスパンでの旋回失速が発生し逆流を伴わないマイルドサージが発生するが、容積の大きい場合にはフルスパンでの失速が発生し、逆流を伴うディープサージが発生する。非定常CFD解析により、サージ発生とサージ後の挙動に関して興味深い洞察が得られるが、計算時間や解析コストを考慮すると、実機設計への適用は未だ現実的ではない。

本研究では、従来からあるガスタービン全体の過渡状態を推定する手法であるダイナミックシミュレーション^{(6),(7),(8)}に対して、過渡状態の予測精度向上を目的として、圧縮機部分のモデル改良を行った。具体的には、過渡的に生じる圧縮機段の負荷分布の変化を推定するため、圧縮機部分のモデルを段ごとで分割し、各段の圧縮機特性マップをインプットとして準備した。また、参考文献を元にサージ後と逆流領域の特性線をマップに追加することでサージ発生有無をシミュレーションで推定可能とした。圧力変化の時間遅れを捉えるために支配方程式に慣性項を追加した。

8段の軸流圧縮機試験装置を対象として、ダイナミックシミュレーションで過渡状態の特性を予測、過渡状態の圧力挙動とサージ挙動のシミュレーションを実施した。実測とシミュレーションを比較し、実用上十分な予測精度を有していることを確認した。さらに、定常条件と過渡条件でサージ試験を行って非定常圧力変動データを収録し、各々のサージ発生前とサージ発生の瞬間の挙動を比較することでサージ発生に至るメカニズムを推定した。

記号

m : コントロールボリューム内の質量
 t : 時間
 G : 質量流量
 P : 圧力
 R : 気体定数
 T : 温度
 V : 体積
 L_c : 管路長さ
 A_c : 管路断面積

Q : 内部エネルギー
 h : 比エンタルピー
 C_p : 比熱比
 P_s : 静圧
 T_s : 静温
 U : 周速度
 V_x : 軸流速度
 ϕ : 流量係数
 ψ_p : 圧力係数
 ψ_t : 圧力係数
 CP : 圧力上昇係数

添え字

In: 解析ノード境界入口
 out: 解析ノード境界出口

略語

IGV (Inlet Guide Vane): 入口案内翼
 VV (Variable Vane): 可変静翼
 CFD (Computational Fluid Dynamics)

2. 試験装置

2.1 前方8段モデル試験機

今回の研究では、過去のNEDOプロジェクトで建設し社内でも所有する8段の軸流圧縮機試験装置を対象とした^{(9),(10)}。設備の全景をFig. 1に示す。この圧縮機は、実機ガスタービン圧縮機の前段8段を模擬した0.25倍スケールモデル試験装置であり、マッハ数を実機運転条件と一致させて試験を行う。圧縮機ローターをFig. 2に示す。フローパス、翼型のみならず、吸気ダクト形状、抽気ポートの形状、抽気配管サイズを、実機を忠実に模擬しスケール縮小している。また、実機と同様にIGVとVVを有しており、電動アクチュエータで翼角度を各々変更可能である。8段静翼出口以降の形状は実機とは異なり、ディフューザで静圧回復した後で車室へと流出する。圧縮機出口車室はタービン入口車室まで配管で接続しており、圧縮機吐出空気は、後述する動力回収タービンに直接流入する。

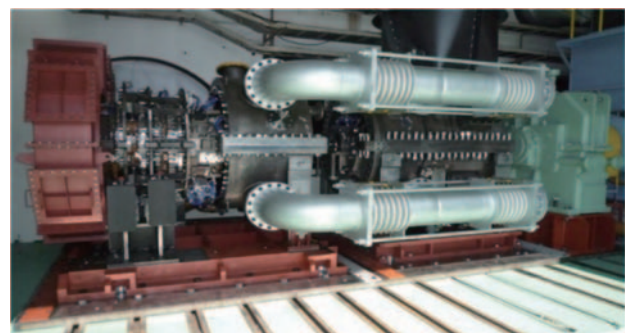


Fig. 1 Test Facility overview

8段圧縮機の必要動力は約9 MWであるが、社内で所有する既設電動モーターの最大出力は4 MWである。そのため、圧縮機吐出に動力回収を行う空気タービンを直結し、5-6 MWの動力をタービンで回収し、モーターと合わせて圧縮機の駆動力とした。タービンローターをFig. 3に示す。この動力タービンの1段静翼は可変翼であり、電動アクチュエータで翼開度を変更する。動力タービンの1段静翼開度により圧縮機吐出の絞りを調整し、圧縮機の圧力比を変更する。



Fig. 2 Compressor Rotor



Fig. 3 Turbine Rotor

試験設備の配管系統をFig. 4に示す。圧縮機の6段静翼下流には抽気室と抽気配管を接続しており、実機の起動中の抽気や定格運転中の冷却空気流量を模擬している。圧縮機車室に設置したバイパス配管により、圧縮機の作動点を微調整する。また、このバイパス配管系統にはサージ発生時の緊急放風弁を設置している。緊急放風弁は、トリップ信号が入力されると瞬時にバルブが全開となり、圧縮機をサージ状態から解放する。本設備にはサージ検出器回路が取り付けられており、非定常圧力変動のピーク値を常時モニタリングし、変動レベルが閾値に達すると自動的に回路が働いてトリップ信号を出力する。サージ検出器回路と緊急放風弁を組み合わせることで、圧力変動が閾値に達してから1秒以下で自動的にバルブが全開となる。サージ検出器により、圧縮機の翼列や周辺機器をサージによる損傷から保護し、安全にサージ試験を行うことが可能である。

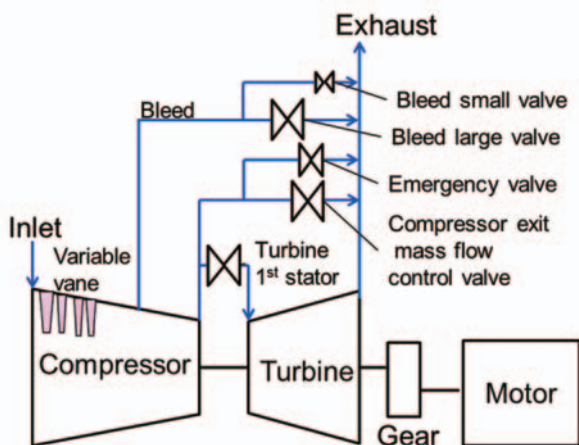


Fig. 4 Test Facility valve layout

2.2 試験条件

実機ガスタービンでは、シャットダウンと同時に燃焼器の燃料供給カットとIGV閉動作を行う。燃焼器の失火防止の観点から、圧縮機のIGVを迅速に閉じる必要がある。IGV閉動作スピードが速い場合、車室圧の低下にタイムラグがあるため圧縮機の出口圧が高い状態を維持しサージが発生する可能性がある。今回の試験は、シャットダウン時に圧縮機で発生するサージ現象を模擬し、過渡条件の圧縮機挙動を計測してシミュレーションモデル検証用のデータを取得することを目的とする。

今回実施した試験の運転条件の模式図をFig. 5に示す。まずベースとなるA：準静定条件として、圧力の静定を保ちながら、IGV開から閉まで圧縮機の出口の絞りを一定として分単位で速度でIGVを作動する。この条件では、圧縮機は出口の絞り一定ライン上を動く。次にB：過渡運転として、Fig. 5内の1)に示すようにIGVを急閉する。この条件のIGV開から閉までの動作時間は秒単位のオーダーである。この条件では、IGV閉動作による流量低下と、圧縮機車室から圧力が抜けるまでにタイムラグが生じるために圧力が高い状態を維持され、準静定条件と比較して作動点は高めの圧力比を推移しサージラインに近づく。IGV動作速度を速め、かつ2)のように初期圧力比を上昇すると最終的にサージが発生する。

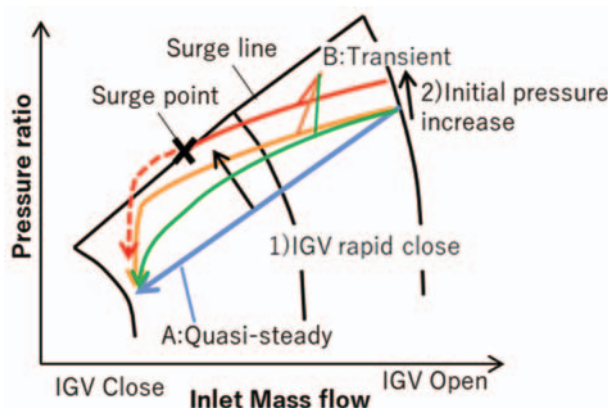


Fig. 5 Image of the transient surge test

2.3 計測システム

本試験では、定常状態での吸気温度、圧縮機入口・出口の圧力・温度、段間のケーシング壁圧、温度の他に、過渡状態での瞬時の圧縮機作動状態を把握するために、非定常圧力計測を行った。非定常流量を推定するために、吸気ダクトの中心線位置に幅方向に3本の熱線流速計を配置した。定常流量は吸気ダクト上流に設置した吸気ベルマウスで計測する。過渡条件の試験では、吸気ベルマウスで計測したIGV動作開始前の静定状態の流量に、熱線流速計で計測した非定常流速の変化割合を掛けて、非定常流量を推定した。

段間に発生する圧力変動と圧力の非定常挙動を計測するため、7段動翼を除く全段の動翼前縁付近のチップ

ケーシングに非定常圧力センサーを設置した。Fig. 6に、非定常センサーの軸方向の設置位置を示す。翼列間の非定常センサーは、周方向に位相の異なる複数位置に設置した。非定常的な圧縮機マップを取得するため、圧縮機入口ダクトと、吐出車室にも高応答の非定常圧力センサーを設置し、吸気ダクトには熱線流速計を設置した。

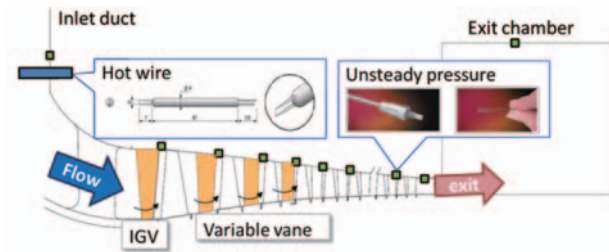


Fig. 6 Unsteady measurement system

3. ダイナミックシミュレーション

3.1 シミュレーションモデル

ダイナミックシミュレーションモデルは、Matlab-Simulinkを用いて構築した。実機ガスタービンのダイナミックシミュレーションモデルは、圧縮機、燃焼器、タービンの各コンポーネントから構成されている。今回の研究では圧縮機部分のモデル改良を目的とするため、前章で示した前方8段モデル試験機を対象として、圧縮機部分のみのダイナミックシミュレーションモデルを構築した。Fig. 7に、モデルの概略図を示す。シミュレーションでは、各コントロールボリュームにおいて、3.2節で述べる支配方程式を解くことで圧縮機の過渡的な挙動を推定する。圧縮機部分のモデルは一段ごとに分割し、各段の特性マップをインプットとした。圧縮機マップの詳細は、3.3節で述べる。また、インレットダクト、翼間、抽気室・配管、車室の容積と、バルブの開度特性を、それぞれモデルに組み込んだ。段ごとにモデルを分割することで、過渡条件におけるの段方向の負荷分布の挙動を明らかにし、また段間の抽気流量が異なる場合にも同じ圧縮機マップでシミュレーションを可能とした。

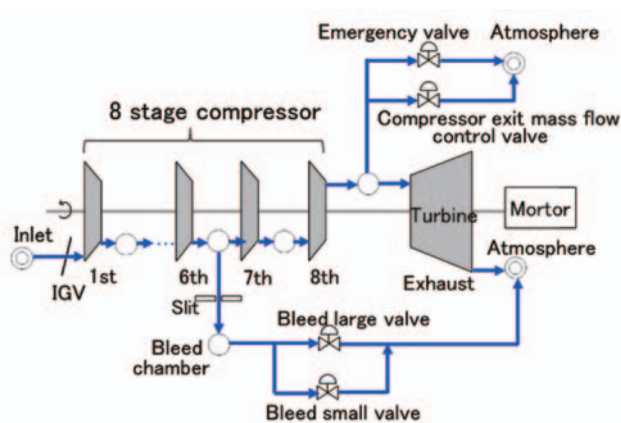


Fig. 7 Dynamic simulation model

3.2 支配方程式

支配方程式を以下に示す。コントロールボリューム内の質量変化は質量保存則(式(1))を満たす。また、理想気体を想定し、理想気体の状態方程式(式(2))を用いる。式(3)は、Greitzerの参考文献¹¹⁾に示される、流体の慣性をモデル化した運動方程式である。各段の圧縮機翼列ブロックのコントロールボリューム出口の静圧、静温は、次節で述べる圧縮機マップから、翼列入口の流量係数を引数として算出する。段出口の静圧、静温、および流量はそのまま下流段の入口境界条件となり、下流段の圧縮機マップから出口の状態が決まり、前方段から順に状態が決まっていく。式(4)はエネルギー保存則を示しており、コントロールボリューム内の内部エネルギーとエンタルピをそれぞれ式(5)、式(6)から算出する。

$$\frac{dm}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (1)$$

$$P_s = RT_s \frac{m}{V} \quad (2)$$

$$\frac{L_c}{A_c} \frac{dG}{dt} = P_{s,in} + \Delta P_s - P_{s,out} \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = (hG)_{in} + c_p \Delta T_s G_{in} - (hG)_{out} \quad (4)$$

$$Q = mh - PV \quad (5)$$

$$h = f(T) \quad (6)$$

3.3 圧縮機マップ

ダイナミックシミュレーションでは、インプットとしてチョークからサージまでの各段の広い運転範囲のマップが必要である。試験機は、構造上すべての段間に計測プローブを挿入することが不可能であった。また、多段圧縮機ですべての段の作動範囲をチョークからサージまで変化して運転することは困難である。そのため、圧縮機マップは実測ではなく定常CFD解析結果を用いて作成した。後方段翼列は、入口境界条件として上流段翼列の影響を受けるため、吸気ダクトから後方段までの多段CFD解析を行った。多段圧縮機で背圧が変化した場合、最終段は広い作動範囲を動く一方で、前方段は作動点がほとんど変化しない。そのため、後方段のマップ作成には全段、中間段のマップ作成には入口から中間段まで、前方段のマップ作成には入口から前方段までのそれぞれのCFD解析モデルを行い解析を行い、背圧を変化させて各段の幅広い運転範囲の作動マップを作成した。圧縮機マップは、式(7)~式(9)に示す定義で無次元化し回転数の影響を排除した。前方段は、IGV、VV開度が変化することでマップが変化するため翼開度ごとにマップを準備し、シミュレーション内部で翼開度に応じてマップを内挿した。後方段については、IGV、VV開度の変化によるマップの変化は小さいと仮定し、IGV設計開度の解析結果から作成したマップを代表して用いた。圧縮機の失速領域、逆流領域のマップは、参考文献¹²⁾をもと

に推定した。また健全領域から失速領域にかけて、マップが急激に変化する点がある。シミュレーション内部では1本の連続的な曲線として圧縮機特性をインプットしているが、圧縮機特性の不連続的な変化がある場合には不連続点が結果的にサージ限界に影響する可能性が高い。本研究では、これまで複数の実験結果を用いて検証を進めてきたインハウスのCFD解析コード¹³⁾を用いることで、CFD解析の計算発散点が実際の失速限界を予測可能であると考え、健全領域からサージ限界までのマップをCFD解析結果から作成した。Fig. 8に、作成した圧縮機マップの例を示す。

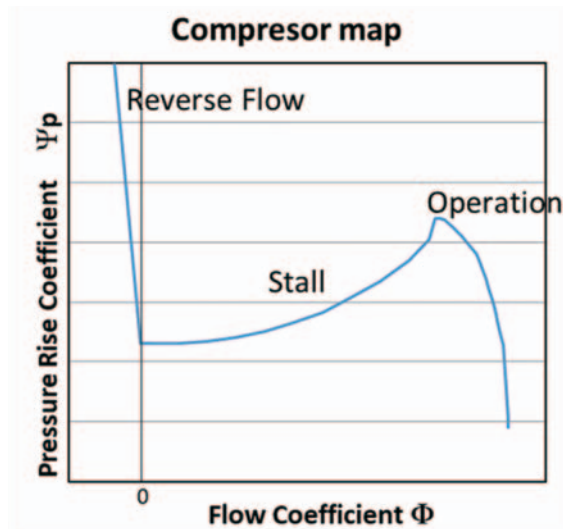


Fig. 8 Compressor map

$$\phi = \frac{V_x}{U} \quad (7)$$

$$\psi_p = \frac{P_{s_{exit}} - P_{s_{inlet}}}{0.5 \rho U^2} \quad (8)$$

$$\psi_t = \frac{Cp(T_{s_{exit}} - T_{s_{inlet}})}{0.5 U^2} \quad (9)$$

4. 結果と考察

4.1 準定常状態

準静定条件での試験結果を示す。初期条件の作動点から、圧力の静定を確認しIGVとVVを閉じる動作を行う。IGV閉動作の時間は、設計開度から全閉まで約20分間である。IGV・VV動作の間、圧縮機出口バルブ、抽気バルブ、およびタービン開度は変化しないため、この圧縮機の作動ラインは圧縮機出口のスロットル一定ラインに相当する。本試験結果は、次項以降で述べる過渡条件での計測結果と比較するためのベースとする。準静定状態の圧縮機作動マップをFig. 9に示す。なお、流量と圧力比は設計点の値で正規化した。

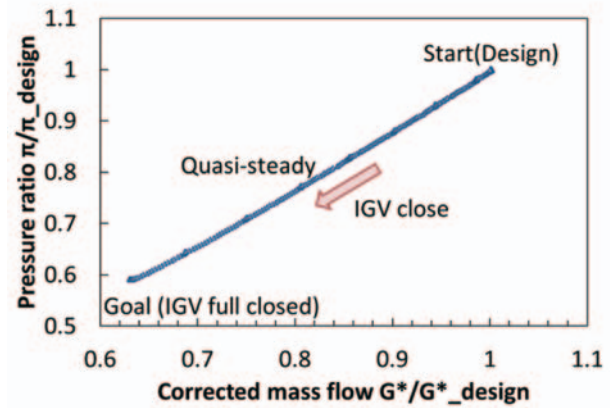


Fig. 9 Quasi-Steady compressor map

4.2 過渡状態

過渡条件の圧縮機作動マップをFig. 10に示す。IGV動作速度を速め、作動時間を10[s]より速くすると、作動点がFig. 9の準定常状態の作動ラインから外れ、過渡的な影響が見られる。IGV動作速度を更に速くすると、圧縮機の作動ラインは高圧力比側に推移する。この理由は、車室容積が大きいので、車室圧力の低下とIGVを閉じることによる吸気流量の低下との間にタイムラグが生じるためである。IGV動作速度が速いほど圧縮機の作動点は高圧力比側に推移し、サージラインに近づくためサージ発生リスクが高まる。

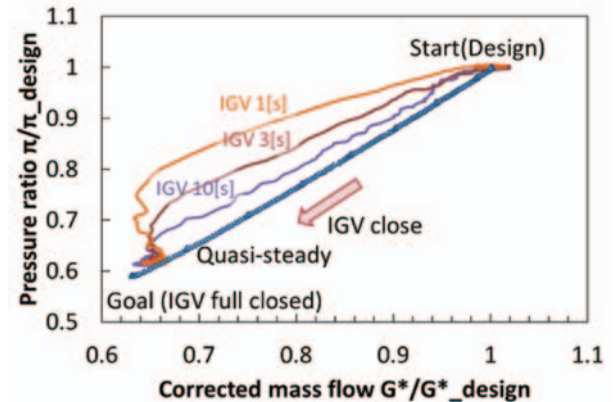


Fig. 10 Transient compressor map

Fig. 11に示す点において、IGV動作速度が1[s]の条件と準静定条件の段間の圧力分布を比較した結果をFig. 12に示す。初期状態の流量を100%として、98%、88%、76%、66%の各流量での段間の壁面圧力から算出した圧力上昇係数（CP、定義は式(10)）分布を比較する。なお、7段動翼入口には非定常センサーを設置していないため、6、7段は平均値としてCPを算出した。段間壁面圧力と壁面温度の計測値から密度を、流量と断面積から軸流速を求め、両者と壁面静圧からCPを算出した。準静定条件では、流量低下に伴い前方段のCPが低下し後方段のCPが増加する傾向にあるが、過渡条件では5段から8段の後方4段のCPが準静定条件より高くなる。した

がって、過渡条件では中間段から後方段の負荷が全体的に高くなり、特に5-7段でサージ発生リスクが高まると推定される。

$$CP = \frac{(P_{s_{exit}} - P_{s_{inlet}})}{0.5 \rho V_{x^2}} \quad (10)$$

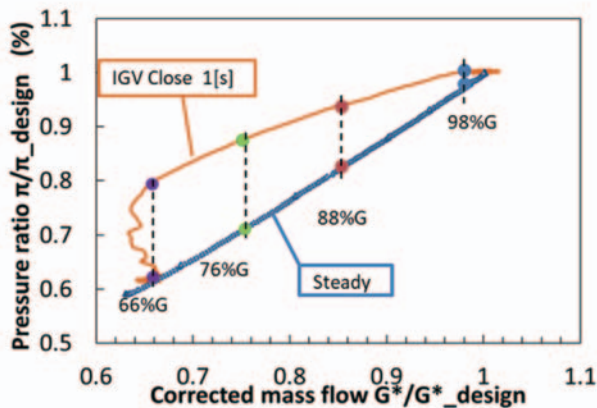


Fig. 11 Quasi-steady and Transient compressor map

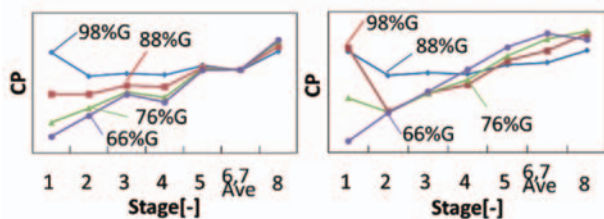


Fig. 12 Axial distribution of pressure rise coefficient

4.3 過渡条件のサージ

初期圧力比を標準条件から5%高めとし、IGVを1[s]で閉じた条件でサージが発生した。サージが発生したケースと、サージが発生していないケースの非定常圧縮機マップの比較をFig. 13に示す。サージ発生の瞬間は、非定常圧力センサーの圧力変動計測値が閾値に達した点1)と定義した。サージ発生後、点2)で流量がほぼゼロとなり圧力が低下、その後圧縮機の作動点が回復し、点3)では流量、圧力とも一旦増加する。しかしながらサージ検出器により圧縮機は緊急停止動作を開始しているため、元の作動点には戻らず、そのまま回転停止する。

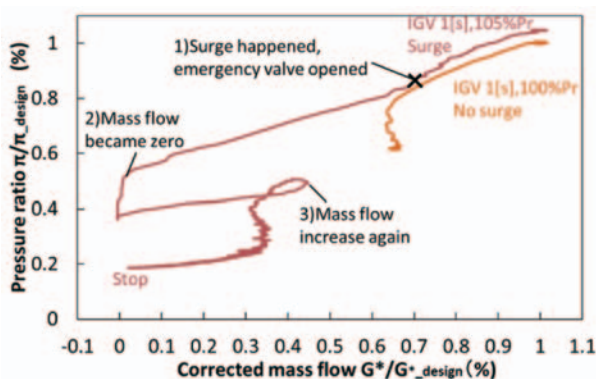


Fig. 13 Unsteady Compressor map

サージ発生の瞬間の段間圧力の時間履歴をFig. 14に示す。サージ発生よりも動翼回転で約5回転前に、5段および6段で最初に圧力変動が発生し、周方向に伝播しながら軸方向に圧力変動の発生範囲が拡大、サージの直前には3段より下流でほぼ全段に亘って圧力変動が発生している。1, 2段では、明確な圧力変動のピークは見られない。5段動翼上流チップケーシングの圧力変動計測結果をFig. 15に示す。5段動翼上流には、周方向に180°対向する位相に非定常センサーを取り付けている。5R-2のセンサーで最初に圧力変動のピークを計測した後、対向する5R-1のセンサーでピークが計測された。周方向に180°位相の違う2つのセンサーで圧力変動ピークを検出した時間が異なり、この2点の圧力変動ピークのタイミングの差は約0.5回転である。このことから、サージ発生の直前に5段および6段において旋回失速が発生して周方向に数回転回転し、同時に軸方向には3段から8段において旋回失速が発生、旋回失速セルの発生領域がほぼ全段に拡大した後、最終的に全段でサージが発生したと推定する。

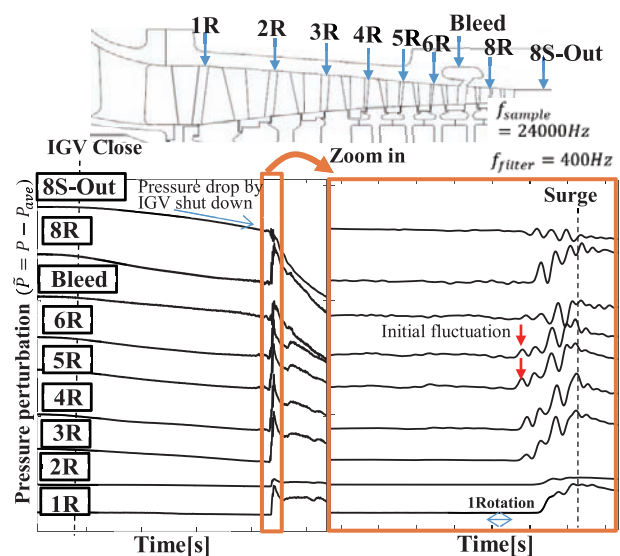


Fig. 14 Time history of unsteady pressure (Transient surge)

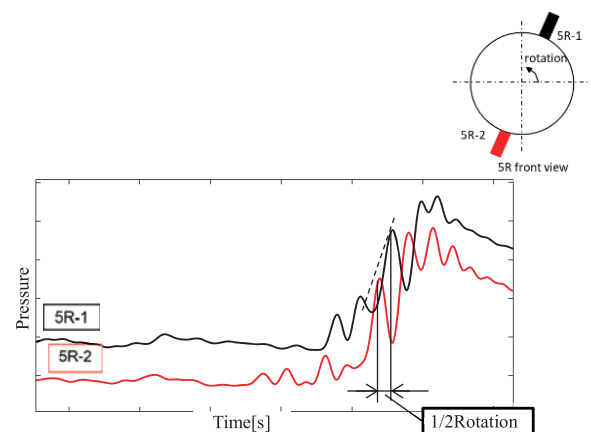


Fig. 15 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Transient surge)

4.4 準静定条件のサージ

前項の過渡条件でサージが発生したと判断したIGV62%Close条件において、IGV開度を一定とし徐々に圧縮機吐出圧を上昇させ、準静定状態でのサージ試験を行った。過渡状態のサージと、準静定状態のサージ試験結果の圧縮機マップをFig. 16に示す。準静定サージ条件では、過渡サージ条件よりも高い圧力比でサージが発生した。

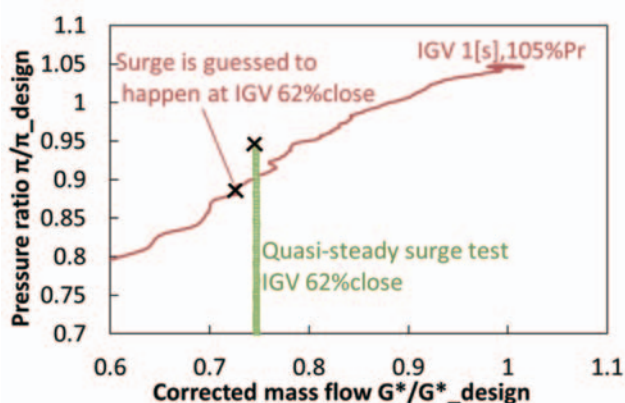


Fig. 16 Compressor map - Steady vs. Transient Surge

準静定サージ発生時の段間非常圧力変動の計測結果をFig. 17に示す。前項の過渡サージと同様に、サージが発生する直前に5段および6段動翼で圧力変動が発生するが、その後は1段から8段において全段で圧力変動が発生し、最終体にサージが発生した。サージ発生前の5段動翼チップケーシングでの圧力変動計測結果をFig. 18に示す。サージ発生以前には、55Hzの圧力変動が発生した。この圧力変動は、サージ発生前から長時間継続的に発生しており、5段動翼ケーシングに設置した周方向に位相の異なるセンサー5R-1、5R-2で圧力変動のピークが同時に観測された。このことから、この圧力変動は周方向には分布を持たず、軸方向に1次元的に発生する圧力変動であり55Hzはこの配管系の固有値であると推定する。一方で、サージ直前に発生する圧力変動は、センサー5R-1、5R-2で圧力変動ピークのタイミングが異なっており、周方向に伝播していると推測する。4.3項で述べた過渡サージと同様に旋回失速が発生し、旋回失速が数回転継続し、同時に旋回失速の発生領域がほぼ全段に拡大し最終的にサージが発生したと考える。サージ発生前から55Hzの1次元的な圧力の配管系の脈動が発生しているが、サージ発生の最終的なトリガーは5段および6段動翼で発生する旋回失速であり、5段および6段動翼の旋回失速からほぼ全段での旋回失速、サージに至るメカニズムは、過渡サージ条件と準静定サージ条件で同様であると推定する。

Fig. 12に示したとおり、過渡条件では準静定条件と比較して5段と6・7段のCpが高くなる。本圧縮機のIGV62%Close条件におけるサージのトリガーが5段お

よび6段であるとする、過渡的な影響で5段から6・7段にかけての負荷が局所的に高くなる過渡条件の方が、準静定条件よりも低い全段圧力比でサージが発生すると考える。これは、過渡/静定のサージ試験におけるサージ発生圧力比点の結果と整合する。

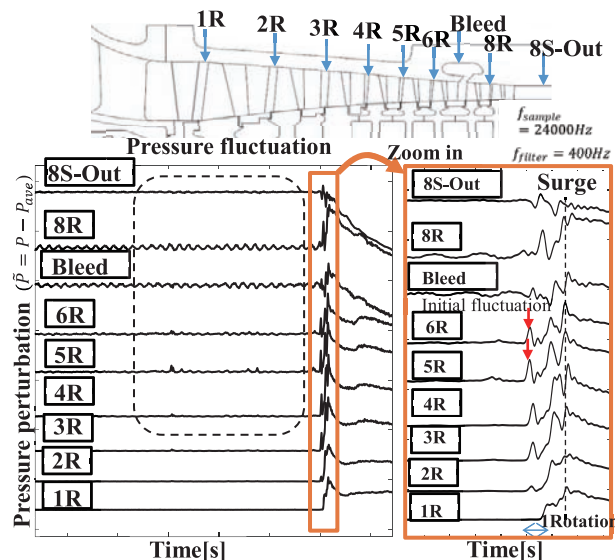


Fig. 17 Time history of unsteady pressure (Steady surge)

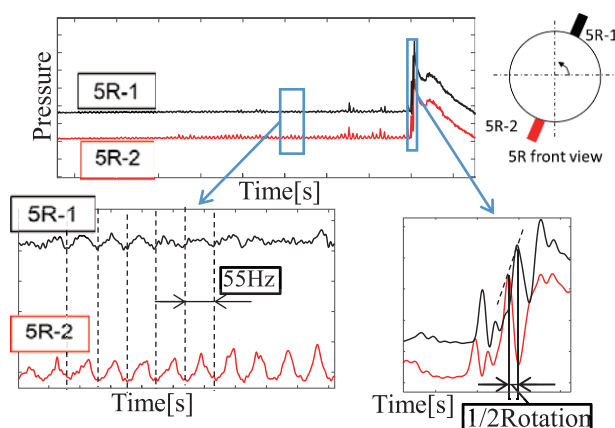


Fig. 18 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Steady surge)

4.5 シミュレーション結果との比較

Fig. 19に、試験でサージが発生したケース、発生していないケースのシミュレーションと実測の比較を示す。試験でサージが発生していない初期圧力比100%条件ではシミュレーションでもサージが発生せず、IGV閉動作後に低流量の作動点に安定した。一方、試験でサージが発生した初期圧力比105%条件では、シミュレーションでもサージが発生すると推定した。シミュレーションのサージ発生点は、圧力の急変が発生した点で定義した。シミュレーションのサージ発生点は実測と概ね一致しており、サージの発生した初期圧力比とIGV動作速度の条件も実測と一致している。初期圧力比5%の差は、圧縮機運用上は有意差として十分大きく、本シミュレーション手法は運転可否の評価を行う上で実用上問題のないレ

ベルの精度を有していると判断した。

一方で、サージの発生していないケースにおいて、実測は流量低下がオーバーシュートしているがシミュレーションではオーバーシュートは見られなかった。原因として、シミュレーションモデルの慣性項の影響が考えられ、今後も改良の余地があると考ええる。

改良したダイナミックシミュレーションを用いることで、過渡条件におけるサージ限界を推定することが可能となった。瞬時シャットダウン運転時の過渡条件における実機の健全性を担保することが可能となり、実機ガスタービンの信頼性向上に寄与する。なおこのシミュレーションは、劣化やばらつきの無い理想的な条件を仮定して実施している。実機の運転可否判断においては、性能劣化や寸法ばらつきも考慮して十分なマージンを確保することが必要である。

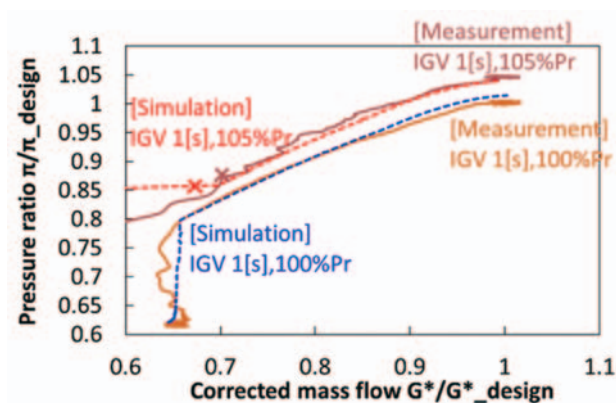


Fig. 19 Surge prediction by improved dynamic simulation

サージ発生前後の、段間の非定常圧力挙動の実測とシミュレーションの比較をFig. 20に示す。実測ではサージ発生の瞬間に4段と5段では圧力が一時的に上昇しており、シミュレーションでも同様に圧力の一時的な上昇が確認できた。この理由は、実測で確認されたとおり5段での失速がトリガーとなるため、5段より上流側で流量が減少し圧力比が一時的に上昇するためであると考ええる。圧力のピーク値とピークの発生タイミングは実測とシミュレーションで概ね一致している。

しかしながらシミュレーションと実測の圧力変動挙動を詳細に比較すると、シミュレーションの変動は実測よりも鋭い。また実測では7段はほとんど圧力比が上昇していないが、シミュレーションでは圧力比が上昇しており、差異が見られる。シミュレーションモデルに課題があると考えられるため、引き続き現象の考察とモデルの改良検討を行う。

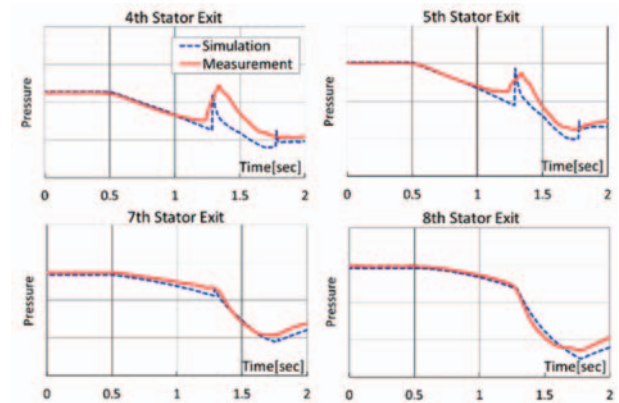


Fig. 20 Unsteady pressure history - Transient Surge

5. まとめ

8段の軸流圧縮機を対象として、試験とダイナミックシミュレーションによりガスタービンの瞬時シャットダウン運転を模擬した多段軸流圧縮機の非定常挙動を調査した。また、過渡条件と準静定条件それぞれのサージ試験を行い、サージ発生時メカニズムを推定した。

1) IGV動作速度変更 過渡運転

IGV動作速度が10[s]以下に速まると、準静定条件の作動ラインと差が生じ、過渡的な影響が出る。IGVの動作速度を速めるにつれて、作動点の圧力比は高圧力比側を推移し、準静定条件の作動線からの差が大きくなる。IGV動作速度が速いほど車室圧が高めに推移し作動点がサージラインに近い側にシフトするため、サージ発生リスクが高まる。

2) 過渡サージ

初期圧力比を設計圧力比の105%とし、IGVを1[s]で動作するとサージが発生した。サージの直前に5段・6段動翼において旋回失速が発生し、旋回失速が周方向に伝播しながら失速領域が軸方向に拡大し、最終的にサージに至ったと推定する。したがって5段で発生した旋回失速がサージの最終的なトリガーであると考ええる。

3) 準静定サージ

IGV開度を固定し、圧縮機の背圧を徐々に上昇させる準静定条件でのサージ試験を実施した。過渡条件でサージが発生した圧力比よりも高い圧力比で、準静定条件のサージが発生した。サージ発生の前から長時間にわたって55Hzの1次元的な振動が発生しており、管路系の固有値による振動と推定する。一方で、サージ直前には5段・6段動翼で圧力変動が発生し、周方向に圧力ピークが伝播しながら軸方向へ圧力変動が拡大し、全段で旋回失速が発生、最終的にサージ発生に至った。このメカニズムは過渡サージ条件と準静定サージ条件で酷似しており、最

終的なサージのトリガーとサージ発生メカニズムには、準静定条件と過渡条件で同様であると考える。

4) ダイナミックシミュレーションの改良

ダイナミックシミュレーションの圧縮機モデルを改良した。圧縮機モデルを段で分割し、段ごとのインพุットマップを準備した。改良後のモデルを用いたシミュレーションにより、IGV動作速度と初期圧力比のサージ発生条件を推定可能であることを確認した。また、サージ発生時の非定常圧力挙動は実測と定性的に一致していることを確認した。一方で、サージ発生時の圧力変動の詳細分布は実測とシミュレーションで差異が見られ、今後原因の調査とモデルの改良検討を進めていく。

謝辞

本研究は、経済産業省の補助事業として2004年度から2015年度まで実施し、2016年度からNEDO事業として継続して実施した「高効率ガスタービン技術実証事業」の一環で導入した試験設備を利用したものである。またMITのProf. Greitzer, Prof. Spakovszkyには、本研究に関して貴重な助言を頂いた。関係各位に対して、ここに謝意を表す。

参考文献

- (1) Hada, S., Masada, J., Ito, E. and Tsukagoshi, K., Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbine for Power Generation - A new 1600 degree C J class gas turbine -, ASME Turbo Expo, GT2012-68574, (2012).
- (2) 渡邊泰, 高橋徹, 鈴木晃純, “動特性解析におけるガスタービン複合発電システムの急速負荷変化時の運用性評価”, 日本機械学会2020年度年次大会, J12109, (2020).
- (3) Kiss, A., Spakovszky, Z., “Effects of the Transient Heat Transfer on Compressor Stability”, J. Turbomachinery, Vol. 140, 121003, (2018).
- (4) Petkovic, D., Petrovic, M., et.al, “Modeling the Transient Behavior of Gas Turbine”, J. Turbomachinery, Vol.142, 08005, (2020).
- (5) Zhai, F., Dodds, J., Vahdati, M., “Post-Stall Behavior of a Multi-stage High Speed Compressor at Off-Design Conditions”, J. Turbomachinery, Vol. 140, 121002, (2018).
- (6) N. Sugiyama, “Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines”, J. Guidance, Control and Dynamics, Vol. 17, No. 6 (1994).
- (7) N. Sugiyama, “Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engine”, ASME Paper No. 90-GT-270, (1990).
- (8) N. Yamaguchi, “Development of a Simulation Method of Surge Transient Flow Phenomena in a Multistage Axial Flow Compressor and Duct System”, J. of Fluid Machinery and System, Vol. 6, No. 4, pp. 189-199, (2013).
- (9) S. Yamashita, R. Mito, M. Okuzono, “Application of 3D Printing Measurement Blades for High Speed Axial Compressor Test Rig”, ACGT2016120, (2016).
- (10) R. Mito, S. Yamashita, “Prediction of Rotating Stall during Startup for Axial Compressor”, ASME Paper No. GT2019-91340, (2019).
- (11) E.M. Greitzer, “Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors”, J. Engineering for power, Vol. 98, pp. 190-211, (1976).
- (12) R.N. Gamache, E.M. Greitzer, “Reverse flow in Multistage Axial Compressors”, J. Propulsion, Vol. 6, No. 4, pp. 461-473, (1990).
- (13) 関亮介 他, “多段軸流圧縮機のチップクリアランス効果の数値・実験調査”, 第43回ガスタービン学会定期公演会(米子) 公園論文集, B-1, (2015).

ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 —(その2)産業用ガスタービンの検証—

Prediction of Dynamic Response of Axial Compressor of Industrial Gas Turbine

小池 裕司^{*1}
KOIKE Yuji

岸 真人^{*2}
KISHI Makoto

高木 一茂^{*2}
TAKAKI Kazushige

ABSTRACT

Owing to the spread of renewable energy, gas turbine engine has a role to compensate grid energy. In such operation, prediction of dynamic state of gas turbine component is important. This paper investigates the dynamic behavior of heavy-duty gas turbine engine. Simulation model constitutes of compressor, turbine, combustion chamber, duct, and bleed component. Especially, compressor model is divided into four parts by bleed port. Start-up and shutdown simulation are carried out to validate the simulation model. Simulation results show that in rapid shutdown case the operating line passes through higher pressure point and load of rear stage of compressor grows temporary.

キーワード：ガスタービン，圧縮機，起動，負荷遮断，動特性予測

Key words : Gas Turbine, Compressor, Start up, Load rejection, Dynamic simulation

1. 緒言

再生可能エネルギーの活用が進む中，ガスタービン発電は再生可能エネルギーの出力変動に素早く対応するフレキシブルな運転が求められる。従来のガスタービンは設計点や高気圧温度，低気圧温度条件といった，大気温度，出力に応じて決められた運転点における，静的な作動点の性能予測を中心としている。一方，起動昇速や負荷変動，負荷遮断などの過渡的な運転を行う際は，流量調整の入口案内翼開度や，燃料流量，回転数制御に応じて，準静的な運転点と異なる作動点を取ってガスタービンが運転される。そのためガスタービンの安全な運用のためには，このような過渡運転時における動特性（流量・圧力・温度・回転数等）を予測することが重要である。

設計点の性能予測には数値流体解析（CFD：Computational Fluid Dynamics）が広く用いられているが，時間進行的に圧縮機の状態量を変化させた際の挙動を捉えることができない。過渡運転時のような，数秒オーダーの動特性については，低次元のモデルにて予測する試みが古くからおこなわれてきた。Davis⁽¹⁾らは圧縮機段毎にコントロールボリュームを設定し，圧縮機の昇圧特性・温度特性を考慮し，運動量などの保存則を解くことで動特性を予測している。また，圧縮機の旋回失速やサージに注目した研究がGreitzer⁽²⁾により行われており，また圧縮機を多段化したモデルでのシ

ミュレーションもBoyer⁽³⁾らにより行われている。また，Petkovic⁽⁴⁾らによってガスタービンの動特性予測が行われており，計算機の進歩などから，運転時にリアルタイムのシミュレーションも可能であるとの提案もされている。近年では，従来のガスタービンの状態量推定に一般的に用いられる物理モデルを用いず機械学習によりガスタービンの動特性を予測する試みも，Hassan⁽⁵⁾らにより行われている。入口全温，全圧，燃料流量から，タービン出口温度や回転数を動的に予測することが可能になり，プラントでの検証も行われている。このように，ガスタービンの動特性予測は，過去から継続的に考慮されてきたテーマであるが，近年の再生可能エネルギーの普及動向から，再び注目を集めつつあると考えられる。

シミュレーションにおいては，圧縮機，燃焼器，タービンなどのモデルを個別にモデル化し，過渡挙動の模擬している例が多いが，圧縮機の段間の負荷分布を予測する例は少ない。その理由として過渡挙動の予測を行うに十分な高応答な圧力・流量などの検証データを得ることが困難であり検証が難しいところにある。三菱重工業では，ガスタービン全体の動特性を予測するダイナミックシミュレーションのツールを有しており，実機試運転前の制御ロジック確認，過渡応答予測に活用している。圧縮機に関してはスケールモデル試験圧縮機で圧縮機単体の過渡挙動の高精度化の検証を行っており⁽⁶⁾，今回は実機プラント向けのガスタービンを対象に検証を行うことで，主流流路以外にも抽気流路も含め解析可能なモデルを開発し評価を行うことにより，実機適応性の検証を行った。段間の圧力分布を予測できるモデルを構築し，過渡運転時に取得されたデータを元に検証を行った。

原稿受付 2022年2月24日

査読完了 2023年4月17日

*1 三菱重工業(株) 総合研究所
〒676-8686 高砂市新井町新浜2-1-1
E-mail: yuji.koike.f4@mhi.com

*2 三菱重工業(株) ICTソリューション本部

2. 解析モデル

2.1 モデル概要

ガスタービンのダイナミックシミュレーションモデルは圧縮機、タービン、車室・燃焼器、その他配管系統といった要素で構成される。静特性である圧縮機やタービンの性能はテーブルマップで表現し、動特性は燃焼器車室や各配管の容積、圧縮機や入口ダクトの長さといった物理諸元を反映した微分方程式を解くことで考慮する。

本研究では特に圧縮機部に着目したモデル構築を行い、IGV (Inlet Guide Vane) と多段動静翼列からなる圧縮機を抽気段ごとに分割し、各々の特性を個別にモデル化した。圧縮機の抽気は低圧、中圧、高圧の3系統が存在するため、圧縮機は4ブロックに分割した。Fig. 1に圧縮機分割マップを用いたダイナミックシミュレーションモデルを示す。ガスタービンの軸回転数は発電機、圧縮機、タービンに関する軸仕事の関係により計算を行っており、流量/圧力に関しては、各ブロックの通過流量と、抽気流量の影響を考慮して計算している。ブロック段間のマッチングを変化した予測モデルであり、多段圧縮機における一次元的な動特性をより詳細に分析可能である。また、試運転時に弁を操作して抽気流量を変化させ、起動昇速を実施した際のシミュレーションへの活用も検討されている。

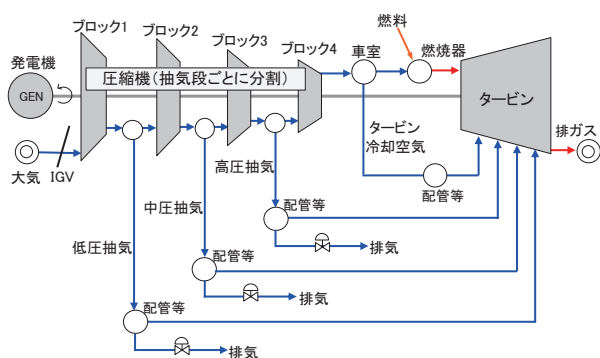


Fig. 1 Schematic of dynamic simulation model

2.2 圧縮機特性

ダイナミックシミュレーションは、多段軸流圧縮機を抽気段で分割した圧縮機ブロックとして扱う。圧縮機ブロックの流量係数、圧力係数、温度係数の特性をマップ化して用いており、特性マップはCFDや試験データを基に作成している。流量係数 Φ 、圧力係数 Ψ_p 、温度係数 Ψ_t の定義を(2-1)(2-2)(2-3)に示す。また、流量係数 Φ と圧力係数 Ψ_p の、関係を表したマップをFig. 2に示す。圧縮機は流量低下に伴い、翼面の剥離などを伴い昇圧能力が低下してくるため、作動領域(operation)は上凸の左肩上がりのカーブで表現される。設計点を含む通常の運転点が低流量側に遷移して失速すると、左側の失速領域(Stall)や逆流領域(Reverse flow)に突入する。本モデルでは、失速領域や逆流領域は文献(7)を参

考に、健全領域の圧力係数が最も大きくなるパラメータから、失速/逆流領域を無次元パラメータで表現する方法を考案し、本モデルに実装した。Fig. 2に示すように流量係数、圧力係数が極大値となる点からの比率で逆流領域、失速領域の流量係数・圧力係数の変化比率を決定している。

また、圧縮機の特性はIGV開度によって変化する。対象とするガスタービンは、負荷に応じて異なるIGV開度での運転が想定され、複数のIGV開度に対応した特性マップを作成し、シミュレーションの際にはIGV開度でマップを補間して使用している。

$$\Phi = \frac{Vx}{U} \quad (2-1)$$

$$\Psi_p = \frac{P_s(exit) - P_s(inlet)}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (2-2)$$

$$\Psi_t = \frac{T_s(exit) - T_s(inlet)}{\frac{U^2}{2C_p}} \quad (2-3)$$

Φ : 流量係数 Vx : 軸流速度 U : 回転速度

Ψ_p : 圧力上昇係数 Ψ_t : 温度上昇係数

P_s : 静圧 T_s : 静温 C_p : 比熱

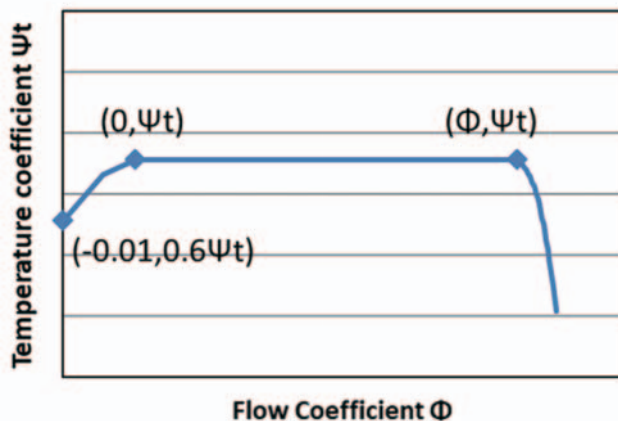
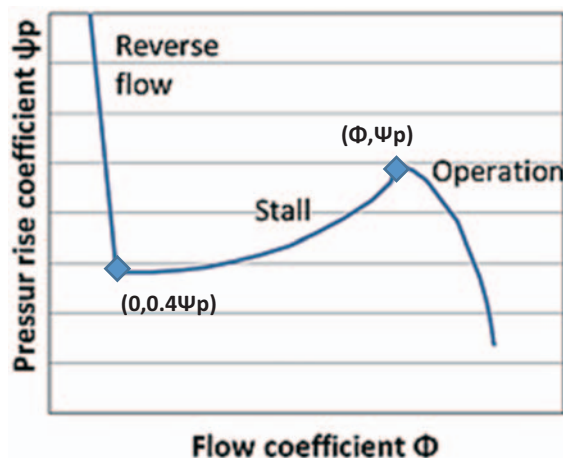


Fig. 2 compressor pressure rise characteristic map
(Top: Pressure, Bottom: Temperature characteristics)

2.3 動特性計算モデル

動特性計算に用いている基礎式を (2-4), (2-5), (2-6) に示す。各圧縮機ブロック間や車室、配管等のノード (計算点では圧力挙動を求めるため, (2-4) 式を解いて質量保存則を解き, (2-5) 式の理想気体の状態方程式を用いて圧力を得る。P [Pa] は圧縮機ブロック出口の圧力, m [kg] は圧縮機ブロック出口の保有重量, G [kg/s] は流量, R [Pa/m³ K] は気体定数, T [K] は温度, V [m³] は容積である。添字 i は圧縮機ブロックの番号を表す。

$$\frac{dm_i}{dt} = G_i - G_{i+1} \quad (2-4)$$

$$P_i = RT_i \frac{m_i}{V_i} \quad (2-5)$$

$$\frac{L_i}{A_i} \frac{dG_i}{dt} = P_{i-1} + \Delta P_i - P_i \quad (2-6)$$

$$\frac{dE_i}{dt} = (hG)_i + \Delta h_i G_i - (hG)_{i+1} \quad (2-7)$$

$$E_i = m_i h_i - P_i V_i \quad (2-8)$$

各部の圧縮機を通過する空気流量 G は (2-6) 式から圧縮機による圧力上昇 ΔP と前後ノード圧力のバランスを解くことで求める。 L [m] は流路長さ, A [m²] は流路断面積である。圧力上昇 ΔP は Fig. 2 に示したような圧縮機マップに流量係数を入力として得た圧力係数から算出する。

$$G_T = k_T \sqrt{\frac{P_{in}^2 - P_{out}^2}{T_{in}}} \quad (2-9)$$

また、タービン通過流量 G_T [kg/s] は Stodola の式 (2-9) を解くことで求める。 P_{in}, P_{out} はタービン入口圧力および出口圧力, T_{in} はタービン入口温度である。ストドラ係数 k_T はタービンの性能をテーブルマップ化して用いる。抽気系統の配管を通過する流量は弁の C_v 値や前後圧力, 温度から算出する。また燃焼器のモデルでは投入される燃料流量と発熱量, 車室空気流量等から燃焼温度を算出し, タービン入口温度を求めている。

3. 検証対象

本論文は Fig. 3 に示すような三菱重工業製の J シリーズの産業用ガスタービンを対象に動特性シミュレーションを行った。Table 1 にガスタービンの圧縮機部分の仕様を示す。ガスタービン圧縮機は低圧, 中圧, 高圧抽気を備えており, 起動時や負荷変動時に抽気弁を制御し, サージリスクの低減を行っている。

Table 1 Spec of gas turbine engine compressor

回転数	3600RPM
抽気系統	低圧抽気 中圧抽気 高圧抽気
可変静翼	IGV+ VV

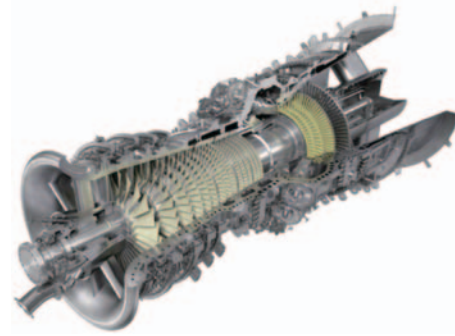


Fig. 3 MHI J series gas turbine ⁽⁸⁾

4. 検証結果

4.1 起動シミュレーション

ガスタービンの起動昇速時の挙動を, 本研究で開発した動特性モデルでシミュレーションをした。通常のシミュレーションモデルにおいては, 回転数を軸仕事により計算することができるが, 起動時は制御上一定昇速率で回転数上昇できるように制御するため, Fig. 4 に示す回転数スケジュールに沿ってガスタービンは昇速する設定とした。また IGV 開度や弁開度なども実際の運転時の制御モデルをインプットとして与えている。流量, 圧力の運転挙動を Fig. 5 に示す。シミュレーションの結果は, ガスタービン実機の特許計測による圧力/流量の計測結果と比較している。本モデルにおいては回転数を無次元

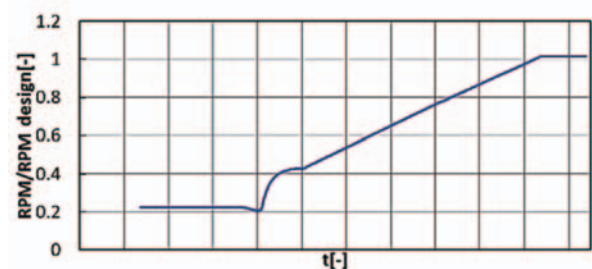


Fig. 4 Start-up Rotation speed

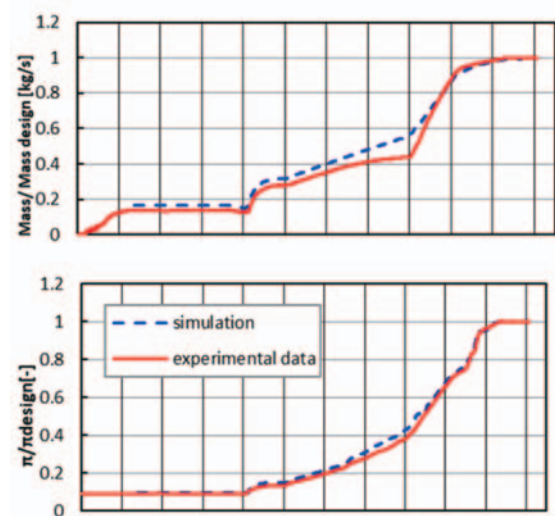


Fig. 5 Start-up simulation results
(Top: Mass flow, Bottom: Pressure ratio)

化した特性線をブロック毎に使っているため、低回転数の予測精度に課題があるものの、昇速時やIGVの動作に伴う流量増加や、圧縮機マップを考慮した起動時の圧縮機の圧力上昇に関する定性的な傾向を再現できている。

4.2 負荷遮断シミュレーション

4.2.1 実機動作レートによるシミュレーション 動特性モデルから、負荷遮断 (shutdown) 運用時の圧力応答のシミュレーションを行った。負荷遮断の際はIGVを急速に閉じて流量を絞り、GT負荷を系統から切り離す運用形態であり、過渡的な回転数上昇や、燃焼器の失火、圧縮機のサージといった懸案事項がある。負荷遮断時の燃焼器に関する制御ロジックをシミュレーション上でも模擬しており、実機の制御ロジックを考慮した上で、回転数挙動なども含めたシミュレーションを行った。

負荷遮断時のIGVの動作スケジュールをFig. 6に示す。IGV開度の動作スケジュールはシミュレーション上の境界条件としている。Fig. 7に圧縮機の後方ブロックの出口圧力の計測結果、シミュレーション結果を示す。

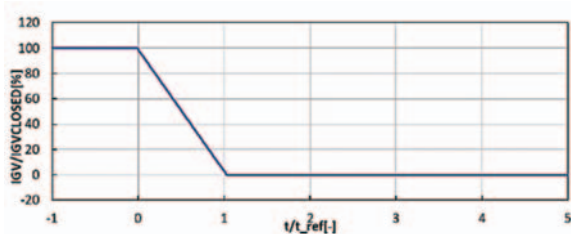


Fig. 6 IGV schedule of shutdown

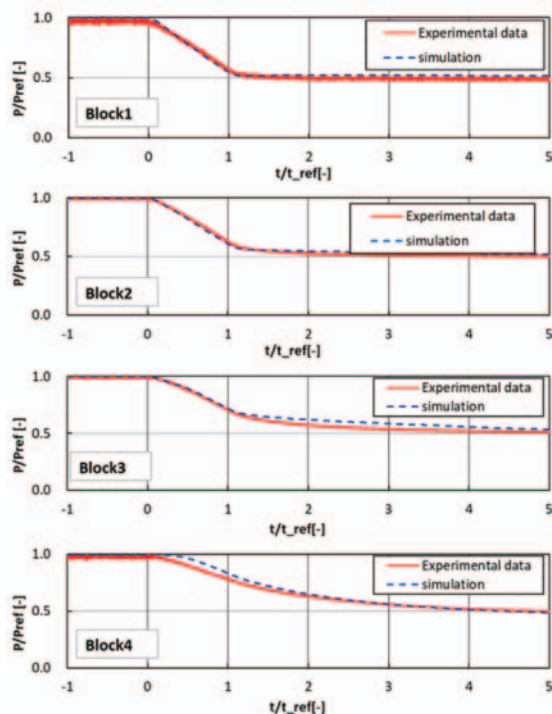


Fig. 7 Exit pressure of compressor block stage

$$SM = \frac{\psi_{p_{surge}} - \psi_p}{\psi_{p_{surge}}} \quad (4-1)$$

block1, block2, block3, Block4の出口の圧力の比較を示す。後方ブロック出口に行くにつれて、IGVの遮断に対しての圧力の低下が遅れていく傾向が、全段の作動点の挙動として定量的に模擬できている。本モデルはチャンバや流体の慣性を考慮したシミュレーションを行っており、動特性が妥当に予測できることを確認した。

また、負荷遮断時を通る圧縮機の作動点線から、失速域への近づき具合である、サージマージンをFig. 8に示す。値は式 (4-1) にて評価している。IGVを閉じる際、前方ブロックでは、流量を閉じて圧力係数も下がるため、サージマージンが増加する。一方、Fig. 7に示すように圧縮機の後方ブロック (ブロック 3, 4) では、IGV締切直前に圧力の抜けが遅れることから、負荷遮断時のサージマージンが低くなるのがシミュレーション結果より得られている。

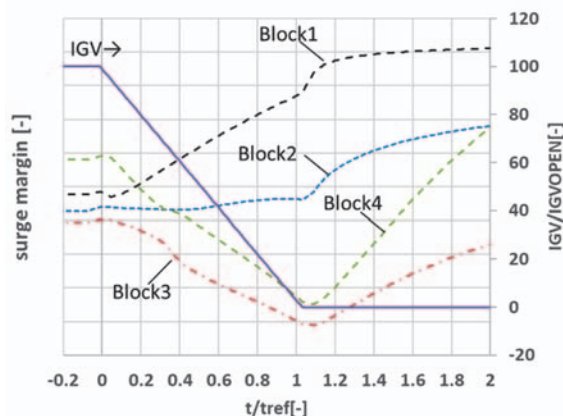


Fig. 8 Surge margin and IGV schedule

4.2.2 高速動作レートによるシミュレーション 負荷遮断時のIGVの動作レート高速化の検証の為、動作レートを変更した解析を実施した。IGVを通常より1.67倍近い速度で動作させ、同様の境界条件 (圧力・温度・圧縮機特性) でシミュレーションを実施した。各解析の動作レートの関係をTable 2に示す。

Table 2 IGV Closure rate

Normal rate [-]	1
Rapid rate [-]	1.67 (相対値)

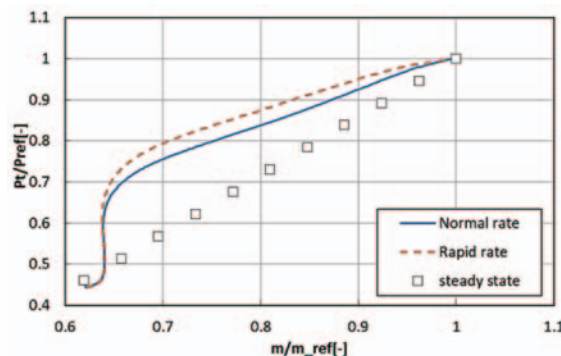


Fig. 9 Operation line of rapid and normal shutdown

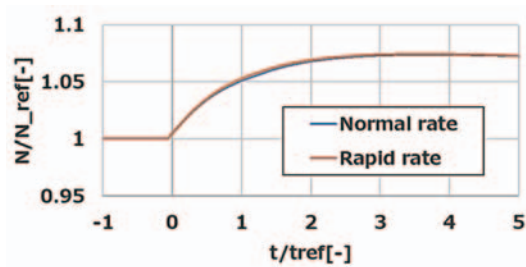
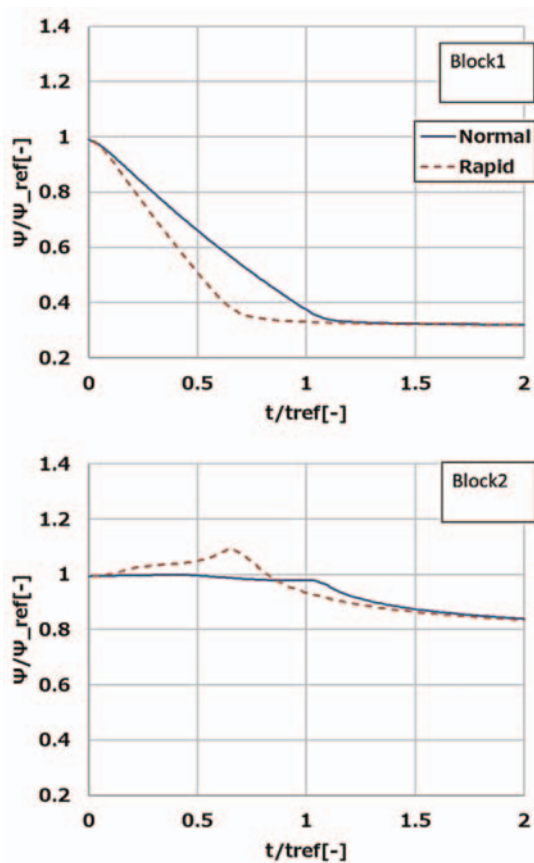
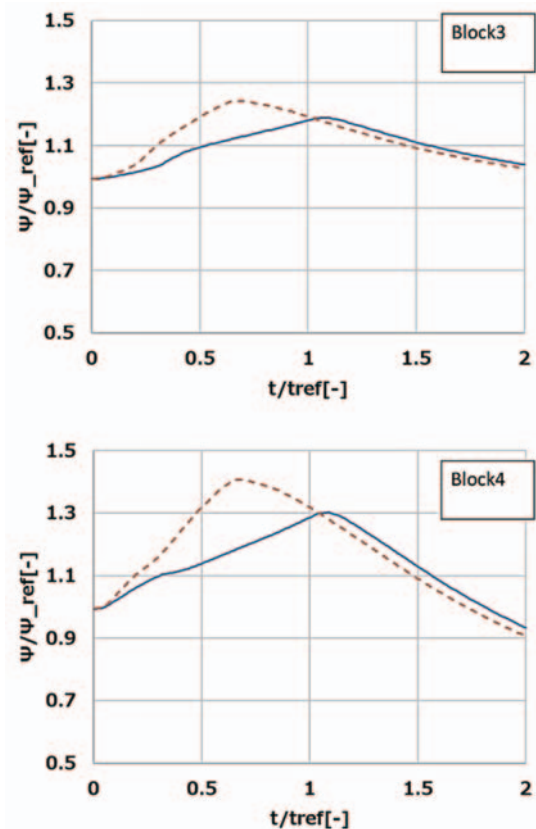


Fig. 10 Rotation speed during shutdown

Fig. 9に通常動作時、高速動作時の圧縮機の流量-圧力特性結果を示す。通常よりも高速のレートでIGVを動作させることにより、圧縮機の運転点としては高圧力比側で動作するようになり、またIGVの動作レートを上げることによりその傾向が顕著になっている。また、Fig. 10に回転数の挙動変化を示す。負荷遮断時は圧縮機とタービンの仕事のバランスにより、一時的に回転数が上昇するが、制御上IGV動作レートを上げて影響は小さい。

Fig. 11, Fig12に各ブロック段の負荷分布の挙動を示す。ブロック段負荷は負荷遮断前の圧力係数で無次元化している。ブロック1ではIGV可変静翼を閉めることにより直接的に翼負荷を下けているため、IGVのレートに追従してブロック段負荷が下がる挙動を示しており、この動作による失速リスクは小さいと考えられる。

Fig. 11 Comparison of pressure coefficient
(Top block1, Bottom Block2)Fig. 12 Comparison of pressure coefficient
(Top block3, Bottom Block4)

一方、ブロック2では、動作レートを速くすることにより、 $t=0.6t_{ref}$ の時刻にてブロック負荷が上がる挙動が見て取れる。IGVによる流量絞りに対して圧力の抜けが遅れることにより負荷上昇が起きており、作動点変化と過渡の影響のバランスによって安定性が決まると言える。

Fig. 12にブロック3、ブロック4の結果を示す。後方段の圧力の抜けが遅れて、一時的に小流量側の運転点で作動するため、前方段に比べ顕著に負荷が増大している。圧縮機の流量低下に対する圧力低下が遅れるため、とりわけ圧縮機後方段の負荷が一時的に増大すると言える。

5. 結言

1次元の動特性計算モデルに基づいて、圧縮機/燃焼器/タービンをモデル化することによりGT全体の挙動を予測した。さらに圧縮機を抽気段で分割した詳細なモデル化により、負荷遮断時の過渡的な負荷分布を予測可能とし、以下の知見を得た。

- 負荷遮断運転時は圧縮機の後方段では、流量の低下に対して圧力比の低下が遅れるために、一時的に高負荷の運転状態となる。
- 入口に可変静翼を有する圧縮機においては、前方段は流量減とともに負荷も低減するため、前方段におけるサージリスクは高くない。

- 負荷遮断時の入口案内翼の動作速度を上げることで、圧力低下の応答が遅くなることから、後方段負荷が上がるため、適切なサージマージンの評価が必要である。

このようなダイナミックシミュレーションツールを活用することにより、ガスタービン圧縮機の過渡挙動の詳細評価が可能となると考えられる。また、実際にリスクが確認された場合は、負荷遮断レートの変更や、バルブ・配管系の増設や変更、IGV-VV動作範囲の変更、燃焼器制御ロジックの変更などの対策を事前に講じることが可能となると考えられる。

参考文献

- (1) M.W.Davis, Arnold AFS, W.F.O'Brien, A Stage-By-Stage Post-Stall Compression System Modeling Technique, AIAA/SAE/ASME/ASEE 23rd Joint Propulsion Conference, June 29-July 2, (1987).
- (2) E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I Theoretical Compression System Model, ASME Journal of Engineering for Power, April (1976), pp. 190-198.
- (3) K. Boyer, W.O. Brien, Model Predictions for Improved Recoverability of a Multistage Axial-Flow Compressor, AIAA 25th Joint Propulsion Conference July 10-12, (1989).
- (4) Djordje Petkovic, Milan Banjac, Srdjan Milic, Milan V. Petrovic, Alexander Wiedermann, Modelling the transient behavior of gas turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2019-91008, (2019).
- (5) Hamid Asgari, XiaoQi Chen, Mirko Morini, Michele Pinelli, Raazesh Sainudiin, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini, NARX Models for Simulation of the Start-up Operation of a Single-Shaft Gas Turbine University of Canterbury. Mathematics and Statistics, (2016).
- (6) Satoshi Yamashita, Ryosuke Mito, Yuji Koike, Makoto Kishi, Kazushige Takaki, Investigation of Unsteady Compressor Behavior under Transient Conditions, Proceedings of the International Gas Turbine Congress Tokyo, November 17-22, (2019).
- (7) Robert Normand Gamache, Axial compressor reversed flow performance, Massachusetts institute of technology doctor of philosophy, (1985).
- (8) Masanori Yuri, Junichiro Masada, Satoshi Hada, Susumu Wakazono, Operating Results of J-series Gas Turbine and Development of JAC, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 54 No. 3, September, (2017).

遮熱コーティングの損傷・非弾性変形解析と熱疲労寿命評価法の提案

Damage-Coupled Inelastic Deformation Analysis and Thermo-mechanical Fatigue Life Prediction of Thermal Barrier Coatings

荒井 正行^{*1}
ARAI Masayuki李 美里^{*1}
LEE Miri

ABSTRACT

Increasing the inlet temperature is effective for improving the efficiency of gas turbines (GTs). In order to prevent to increase the metal temperature of turbine blade, application of a thermal barrier coating (TBC) to those hot parts is essential. TBC has a double-layer structure of ceramics and MCrAlY alloy, which leads to thermal stress in addition to mechanical stress. Those cyclic loadings in service bring about cracking and peeling in the TBC, which is an important problem. In this report, a finite element (FE) analysis incorporating the damage coupled inelastic constitutive equation developed by our group was conducted to simulate crack initiation and propagation under thermal fatigue conditions. Therefore, a thermal fatigue life prediction model was proposed based upon FE analysis results. The validity of the proposed model was verified by comparing with experimental results.

キーワード：TBC, 熱疲労, 有限要素解析, 損傷連成非弾性構成式, 熱疲労寿命評価法, き裂発生

Key words : TBC, Thermal Fatigue, Finite Element Analysis, Damage Coupled Inelastic Constitutive Equation, Thermo-Mechanical Life Prediction Method, Crack Initiation

1. 緒言

ガスタービン (GT) の熱効率改善のためにタービン入口温度 (T.I.T) の高温化は効果的である。その際、動静翼のメタル温度の上昇を防止するため、遮熱コーティング (TBC) の適用は必須となっている。TBCは、燃焼ガスから基材 (SUB) を保護するためのトップコート (TC) と TC と SUB の密着性と耐酸化性を確保するためのボンドコート (BC) の二層から構成される。通常、TC には部分安定化ジルコニア、BC には MCrAlY (M=Co, CoNi, NiCo など) が用いられる。このために動静翼においては、遠心力などの機械的応力に加えて、TC と BC ならびに SUB の熱膨張係数の違いにより生じた熱応力が繰返し発生することになる。この結果、TBC にはき裂やはく離が発生し、これにより動静翼部材の熱遮蔽性が著しく損なわれる。このため、TBC の長期健全性を保証するために TBC のき裂発生、はく離寿命を精度良く予測することが求められる。

GT 設備の起動・定格運転・停止に伴い、動翼前縁に生じる温度とひずみの変化においては、定格運転時 (昇温過程) において圧縮ひずみが、設備停止時 (降温過

程) に引張ひずみが生じることが知られている⁽¹⁾。このような負荷形態を考慮して、TBC が施された動静翼のき裂発生、はく離寿命を明らかにするために熱疲労試験 (TMF 試験) が行われてきた⁽²⁾。熱疲労試験においては、温度変動とひずみ変動の位相が同期した負荷パターン (In-phase 負荷) と温度変動とひずみ変動の位相が異なる負荷パターン (Out-of-phase 負荷) が試験条件として用いられる。なお、実機においては Out-of-phase 負荷に近いとされる⁽³⁾。これまでの研究によれば、YSZ/CoNiCrAlY/IN738LC の組み合わせにおいて実機に近いひずみの大きさになると In-phase 負荷に比べて Out-of-phase 負荷でのき裂発生寿命が短いことが明らかにされている⁽⁴⁾。さらに実機での温度場を模擬するために丸棒試験片の半径方向に温度勾配を付与した熱疲労試験⁽⁵⁾ (TGMF 試験)、バーナー加熱下での熱疲労試験⁽⁶⁾ が行われた。その際、熱疲労負荷下における TBC のき裂発生メカニズムを明らかにするために、TBC を線形弾性体と仮定して有限要素解析が行われてきた。しかしながら得られた応力値は過大な結果を与えていた⁽⁷⁾。

著者らの研究グループでは、これまでに TBC から切り出された TC の薄状試験片を対象に電子顕微鏡観察下で高温引張、疲労試験を行い、TC 試験片は非線形な応力-ひずみ曲線を呈することを明らかにしてきた⁽⁸⁾。さらに変形挙動の詳細な観察結果から、このような非線形な変形挙動は TC の微視的構造を構成するスプラットパウダーでのすべり変形と数ミクロンサイズのマイク

原稿受付 2022年9月15日

査読完了 2023年4月17日

* 1 東京理科大学工学部機械工学科

〒125-8585 葛飾区新宿 6-3-1

E-mail: marai@rs.tus.ac.jp

* 2 東京理科大学大学院工学研究科機械工学専攻

〒125-8585 葛飾区新宿 6-3-1

ロクラックの発生に起因していることを見出した。この現象に基づきTCのための損傷連成非弾性構成方程式を開発するとともに、TBCに生じる応力場を解析できるよう有限要素解析プログラムを整備してきた^{(9),(10),(11),(12)}。これまでにTBCの高温引張解析や等温疲労解析を行い、その場観察試験により得られた結果をよく再現できることを報告してきた^{(13),(14)}。

本研究では、著者らにより開発されたTBCの非弾性変形と損傷過程を数値シミュレーションすることが可能な有限要素解析プログラムにより、様々な熱疲労負荷下でのTBCの変形挙動とき裂発生寿命を予測することを試みる。さらにSUBに生じた応力-ひずみ曲線に基づいてTBCのき裂発生寿命を予測するための熱疲労寿命評価法を提案することを目的とする。

2. TBCの変形挙動と損傷進展のモデル化

2.1 非弾性構成方程式

全ひずみテンソルは、

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^{\text{in}} + \varepsilon_{ij}^{\text{therm}} \quad (1)$$

のように分離されるものとした。ここで、 ε_{ij}^e は弾性ひずみテンソルであり、

$$\varepsilon_{ij}^e = S_{ijkl}^M \sigma_{kl} \quad (2)$$

、 S_{ijkl}^M は弾性コンプライアンステンソル、上添字M=TCはTC、BCはBC、SUBはSUBの値をそれぞれ示す。また、 $\varepsilon_{ij}^{\text{therm}}$ は熱ひずみテンソルであり、

$$\varepsilon_{ij}^{\text{therm}} = \alpha_M \Delta T \delta_{ij} \quad (3)$$

ここで、 α_M は熱膨張係数、 ΔT は温度変化、 δ_{ij} はクロネッカデルタである。最後に $\varepsilon_{ij}^{\text{in}}$ は非弾性ひずみテンソルであり、各層に対してはそれぞれ以下のように与えた。

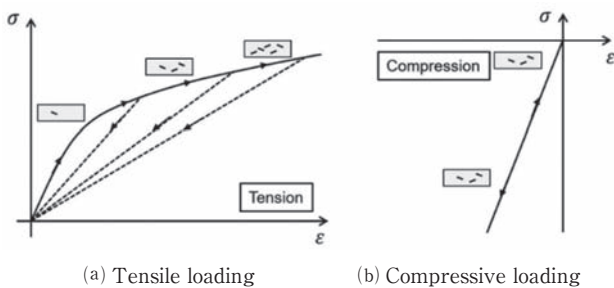


Fig. 1 Schematic illustration of stress-strain response of freestanding TC⁽¹²⁾

(i) TC：引張負荷・除荷過程におけるTC単層材の微視的組織観察結果⁽⁸⁾により、Fig. 1に示すように引張負荷においてはスプラットバウンダリーに発生したマイクロクラックの数密度が増加して非弾性変形が生じる。引き続く除荷ではマイクロクラックが閉口して弾性変形する

とともに、さらなる圧縮負荷によりマトリックスそのものが弾性変形することが明らかにされている。このような変形メカニズムに基づいて、Araiらはマイクロクラックを円形状き裂でモデル化し、これが異方性をもって分散した弾性体によりTCの変形挙動を表現した。これによる非弾性ひずみは以下の式^{(9),(10)}で与えられる。

$$\varepsilon_{ij}^{\text{in}} = \frac{8}{3} D \left(\frac{1 - \nu^2}{\pi E_{\text{TC}}} \right) K_{ijkl} \sigma_{kl} \quad (4)$$

ここで、 K_{ijkl} はマイクロクラックにより変化したコンプライアンステンソル、 $E_{\text{TC}} = E_{\text{TC}}(v_p)$ はヤング率であり、プラズマ溶射施工中の平均粒子速度 v_p を変数にもつ関数である。また、 D は損傷パラメータであり、その発展方程式は以下のように与えられるものとした。

$$\dot{D} = \dot{D}_e \langle \dot{D}_e \rangle (\sigma_m) + \dot{D}_c \langle \sigma_m \rangle + \dot{D}_f \quad (5)$$

ここで、 D_e 、 D_c 、 D_f は弾性、クリープ、疲労に関連した損傷パラメータである。なお、これらの詳細については紙面の都合上割愛する⁽¹²⁾。また、 σ_m は静水圧、 $\langle - \rangle$ はマコーレーの括弧である。必要な材料定数は、TC単体から得られた応力-ひずみ曲線、クリープ曲線、疲労寿命に基づいて決定された値⁽¹²⁾を用いた。

Fig. 2にTC単体材を対象に行った曲げ試験結果により得られた応力-ひずみ曲線と本損傷連成非弾性構成式を組み込んだ有限要素解析プログラムにより得られた結果を比較したものを示す。図より、粒子速度条件 v_p によらず試験結果と解析結果はよく一致していることが確認できる⁽¹²⁾。

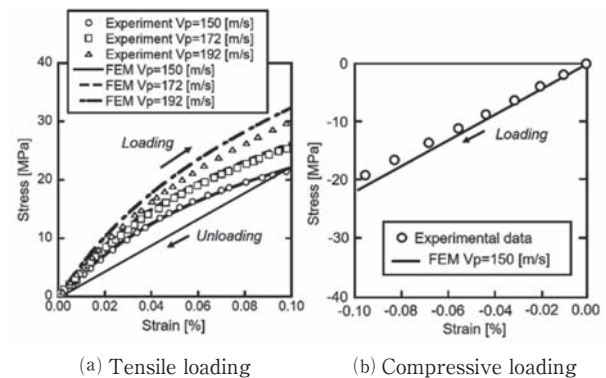


Fig. 2 Stress-strain curve in comparison between FE analysis and experimental data⁽¹²⁾

(ii) BC：BCに対しては、金属材料の非弾性変形挙動を表現するためによく用いられるプラントル-ルイスの塑性構成式を仮定した。

$$d\varepsilon_{ij}^{\text{in}} = \frac{3d\bar{\sigma}}{2\bar{\sigma}H(T)} \left(\sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (6)$$

ここで、 $\bar{\sigma}$ は相当応力、 $H(T)$ は温度依存性を考慮したひずみ硬化率であり、

$$H(T) = \frac{\sigma_B(T) - \sigma_Y(T)}{\delta(T) \times 10^{-2} - \varepsilon_Y(T)} \quad (7)$$

ここで、 σ_B はBCの引張強さ、 σ_Y は降伏応力、 δ は破断伸び、 ε_Y は初期降伏時のひずみである。この構成式においても材料定数は試験結果ならびに文献値に基づいて決定された値を用いた¹²⁾。

(iii) SUB: SUBに対する非弾性構成式は、ニッケル基超合金IN738LC材の高温変形挙動を考慮して以下の統一型粘塑性構成式を採用することとした¹⁵⁾。

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{in}} = \frac{3}{2} \dot{p} \frac{\sigma'_{ij} - X'_{ij}}{J(\sigma_{ij} - X_{ij})} \quad (8)$$

ここで、 σ'_{ij} と X'_{ij} は応力と内部応力の偏差成分ならびに

$$J(\sigma_{ij} - X_{ij}) = \sqrt{\frac{3}{2} (\sigma'_{ij} - X'_{ij})(\sigma'_{ij} - X'_{ij})} \quad (9)$$

である。また、発展方程式はつぎのように与えられる。

$$\dot{p} = \left\{ \frac{J(\sigma_{ij} - X_{ij})}{K} \right\}^n \quad (10)$$

$$\dot{X}_{ij} = C \left\{ \frac{2}{3} a \dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{in}} - (X_{ij} - Y_{ij}) \dot{p} \right\} - \gamma J(X_{ij})^{m-1} X_{ij} \quad (11)$$

$$+ \frac{X_{ij}}{Ca} \frac{\partial(Ca)}{\partial T} \dot{T}$$

$$\dot{Y}_{ij} = -\alpha \left(Y_{\text{st}} \frac{X_{ij}}{J(X_{ij})} + Y_{ij} \right) \gamma J(X_{ij})^m \quad (12)$$

ここで、式中の C 、 a 、 γ 、 α 、 Y_{st} は材料定数であり、それらの値には文献値¹⁵⁾を用いた。

2.2 局所化理論に基づくき裂発生・進展アルゴリズム

損傷連成非弾性構成式とともに、以下に述べる局所化理論¹²⁾に基づいたき裂発生・進展アルゴリズムを組み込むこととした。

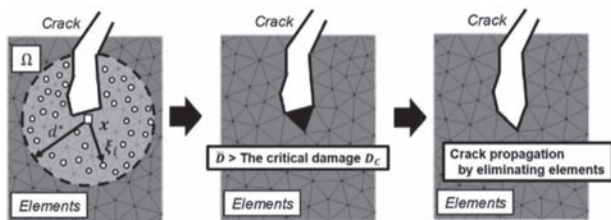


Fig. 3 Crack propagation simulation procedure based upon a non-localized theory

局所化理論とは、Fig. 3に示すようにき裂先端近傍で急峻な勾配をもつ損傷パラメータの分布を緩和するために導入したものであり、き裂先端を中心の有効長さ d^* をとり、その領域 Ω における平均的な損傷パラメータ

$$\bar{D}(x) = \frac{\int_{\Omega} D(\xi) \phi(x, \xi) d\Omega}{\int_{\Omega} \phi(x, \xi) d\Omega} \quad (13)$$

を評価する。ここで、 ϕ は重み関数であり、本研究ではガウス関数を仮定した。そして、この値が臨界値を越えたらき裂先端前方にある要素の剛性マトリックスをゼロとおいてき裂を進展させる。本研究では、臨界値 D_c は高温引張試験¹²⁾に基づいて決定した。

3. 熱疲労負荷を受けるTBC材の力学モデル

有限要素解析に先立ち、温度と応力を繰返し受けるときにTBC材に発生する応力-ひずみ曲線について考察しておく。

Fig. 4にTBC材の力学モデルを示す。通常、TBC材はTCとBC/SUBからなる並列二本棒によりモデル化される。ただし、BC/SUBに比べてTCの縦弾性係数は極めて小さいことから、ここではTBC材をBC/SUBからなる単一棒でモデル化してもよいものとする。そして、一様温度(T)下におかれた単一棒モデルの自由端で垂直応力 σ が作用するとき、同モデルに生じる応力-ひずみ曲線について考える。



Fig. 4 Mechanistic model for TBC system

Fig. 5に棒モデルの応力-ひずみ曲線ならびに負荷制御波形である温度・応力と時間の関係を模式的に示す。負荷制御として、 T_{max} と T_{min} のふたつの一定温度条件下で応力を三角波形に従って変化させた(等温疲労)ときとこのふたつの温度条件を最大温度と最低温度として三角波形で変化させつつ、同時に応力も同波形で変化させた(熱疲労)ときの波形が右側に、それに対応した応力-ひずみ曲線が左側に示されている。なお、横軸において $\alpha \Delta T_{\text{max}} = \alpha (T_{\text{max}} - T_R)$ ならびに $\alpha \Delta T_{\text{min}} = \alpha (T_{\text{min}} - T_R)$ であり、 T_R は室温である。簡単のために棒モデルに生じる応力が降伏応力に比べて小さいことを仮定すると、等温疲労においては、温度レベルに応じて棒モデルが熱膨張し、応力とともにひずみが線形に増加す

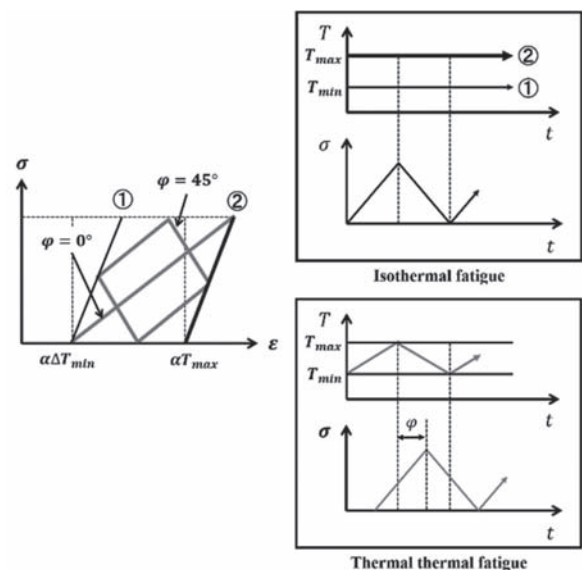


Fig. 5 Schematic illustration of stress-strain curve under isothermal and thermal fatigue loadings

る。図中の①は最高温度が $T_{\min}$, ②は $T_{\max}$ の結果である。一方, 熱疲労において温度と応力が同位相 ($\varphi = 0^\circ$) で変化する場合, 温度 $T_{\min}$ での熱ひずみと温度 $T_{\max}$ での最高応力の間でひずみは応力とともに変化する。これに対して位相角 φ が 45° となるよう温度と応力が変化するとき, ①と②の間でダイヤモンド形状となるように応力-ひずみ曲線が変化する。これらの結果から明らかなように, 熱疲労の応力-ひずみ曲線は, 熱ひずみにより引張側へシフトすること, 最高温度と最低温度における等温疲労での応力-ひずみ曲線に囲まれた領域内で変化することがわかる。以上の考察を踏まえて以降の有限要素解析結果を見ていくことにする。

4. TBC材の有限要素解析

4.1 解析方法

本解析では, 前述したTCの損傷連成非弾性構成式, BCの塑性構成式, およびSUBの粘弾塑性構成式およびき裂進展アルゴリズムを組み込んだ汎用有限要素解析プログラムMarc (Ver. 2010, MSC software Corporation) を用いた。解析モデルには, 実際の試験片研磨面を電子顕微鏡 (Scanning Electron Microscope: SEM) により撮影した画像に基づいてTC内の気孔形状を忠実に再現したものを用いた。解析モデルの作成手順をFig. 6に示す。SEMにより試験片の研磨面を撮影し, 得られた画像に対して画像処理ソフトPictBear (JPN Fenrir Inc.) を用いてTC層内の気孔とTC / BC界面を二値化により抽出した。なお, サイズが $1 \mu\text{m}$ 以下の気孔については無視することとした。二値化した画像をBmpToDxf (U.S. Img2cad Inc.) を用いてDXF形式に変換し, プリポストプロセッサ MENTATにインポートすることで解析モデルを作成した。各層の寸法は図に示す通りである。

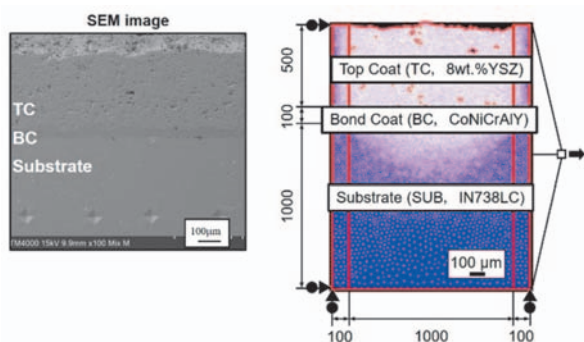


Fig. 6 The process of establishing the finite element model of TBC systems from an image of an actual specimen.

画像処理により構築した解析モデルに対して, 3 節点 2 次元平面応力アイソパラメトリック三角形の平面応力要素 (要素タイプ “124”) により要素分割した。要素分割には, MENTAT内のAUTOMESH機能を利用した。なお, 解析モデル要素サイズは張らの結果^{[13],[14]}を参考に

して, TCとBCについては要素サイズを $5 \mu\text{m}$, SUBについては, BC / SUB界面近傍で $5 \mu\text{m}$, 下端で $40 \mu\text{m}$ とし, 界面から遠方になるほど要素が大きくなるよう工夫した。また, 解析の安定性を確保するため, モデルの両端に幅 $100 \mu\text{m}$ の長方形領域を確保し, 両側面での要素サイズは $12.5 \mu\text{m}$ となるようにした。境界条件として, Fig. 6に示すように解析モデル左端のx方向の変位と下端のy方向の変位を拘束した。そして, モデル右端の節点をタイニングし, この節点に対してFig. 7に示すように繰返し荷重を与えた。

Table 1に本解析で想定した温度・応力負荷条件を示す。ここでは, 温度一定のもとで応力を繰返し変動させた“等温疲労負荷 (Iso)”と温度と応力を繰返し変動させた“熱疲労負荷 (Therm)”を設定した。さらに熱疲労負荷において最高温度と最大応力の位相差を φ とし, この位相差がTBCのき裂発生寿命に及ぼす影響を調べることとした。あわせて, 本解析により得られたTBCのき裂発生までの繰返し数 N_c (以降, き裂発生寿命と呼ぶ) も併記した。なお, き裂発生寿命は解析結果におけるTC中のピーク応力が急激に低下した時点とした。なお, いずれの負荷パターンにおいても負荷速度は 10MPa/s とした。また, 温度パターンは応力負荷パターンにおけるピーク同士が一致するよう昇降温速度を設定した。

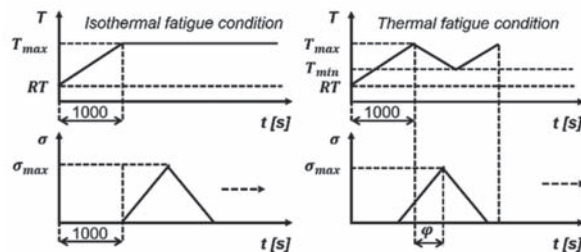


Fig. 7 Thermal loading pattern

Table 1 Thermal loading condition and FE results

Pattern	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$T_{\min}$ [K]	$T_{\max}$ [K]	φ [deg]	N_c [cycles]
Iso	150	-	473	-	47
Iso	150	-	973	-	10
Therm	150	473	973	0	55
Therm	150	473	973	45	3
Therm	150	473	973	90	8
Therm	100	473	973	0	10
Therm	100	473	973	45	18
Therm	125	473	973	90	15
Therm	200	473	973	45	12

4.2 解析結果および考察

Fig. 8に1サイクル目におけるSUB側の応力-ひずみ曲線を示す。ここで、応力とひずみ値はFig. 6に示す解析モデルの右側面に沿って分布したSUBでのそれらを平均したものである。図より、等温疲労負荷条件においては、温度条件によらず最大応力と最小応力の差ならびに応力-ひずみ曲線の傾きはほぼ同一である。なお、非弾性ひずみの影響によりいずれの応力-ひずみ曲線においてもヒステリシスループを描いていることが確認できる。さらに、温度条件473Kに比べて973Kの方が平均ひずみは高いが、これは熱ひずみの影響による。

つぎに位相角が応力-ひずみ曲線に及ぼす影響について注目すると、位相角 0° における応力-ひずみ曲線は概ね等温疲労負荷における473Kと973Kのそれらの間に位置し、その傾きは緩やかである。これに対して、位相角 90° における応力-ひずみ曲線の傾きは位相角 0° でのそれと逆の傾きとなっている。これは最低温度で最大引張負荷となる負荷パターンに起因したものである。最後に位相角 45° の応力-ひずみ曲線は等温疲労負荷における473Kと973Kの応力-ひずみ曲線の間においてダイヤモンド形状を描いてヒステリシスループを描く。以上のSUBにおける応力-ひずみ曲線は、第3章で考察した単一棒モデルにおいて想定された結果にほぼ一致している。このことから、SUBのみからなる解析モデルにより動静翼材の変形挙動を議論してもよいといえる。

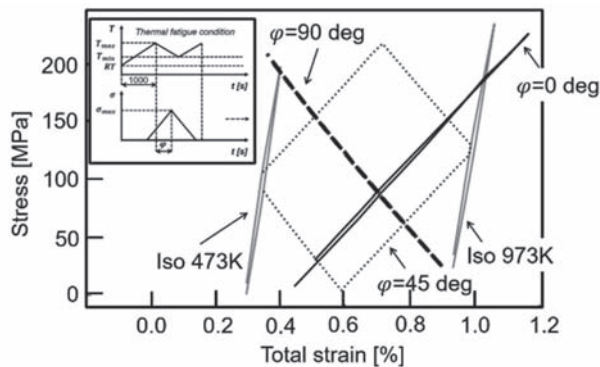
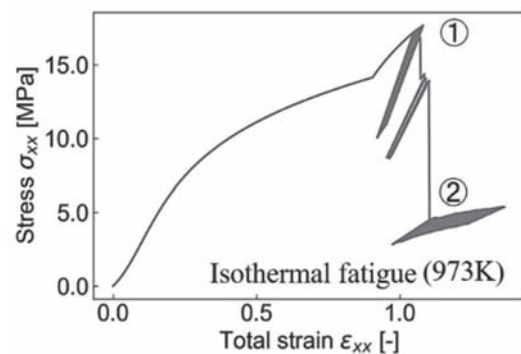


Fig. 8 Stress-strain curve for substrate obtained under isothermal and thermal fatigue loading condition

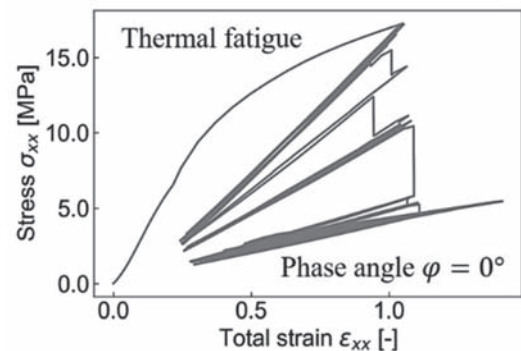
つぎにFig. 9にTC側の代表的な応力-ひずみ曲線を示す。ここで、応力とひずみ値はFig. 6に示す解析モデルの右側面に沿って分布したTCでのそれらを平均したものである。Fig. 9 (a)は等温疲労 (973 K), Fig. 9 (b)は位相角 $\varphi=0^\circ$ の熱疲労, Fig. 9 (c)は位相角 $\varphi=45^\circ$ の結果である。はじめに等温疲労条件下での応力-ひずみ曲線に注目すると、ひずみとともに応力は非線形に増加している。これは熱膨張により生じた変形と対応している。その後、繰返し応力負荷により応力-ひずみ曲線はシェイクダウンを示す。この繰返し負荷を数サイクル経た後に応力は急激に低下している（図中の①）が、これは後述

するTC表面近傍でき裂が発生したことによる。その後、き裂進展に伴いピーク応力も低下していることがわかる。

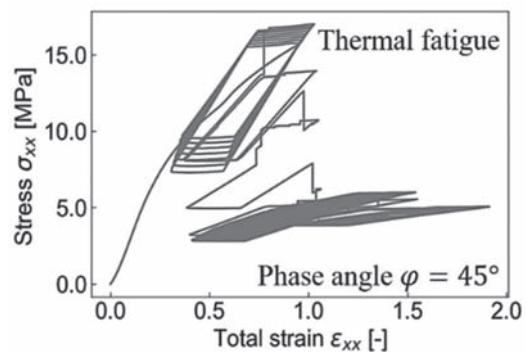
一方、Fig. 9 (b)に示す熱疲労 ($\varphi=0^\circ$) 条件下での解析結果においてもFig. 9 (a)の等温疲労による応力-ひずみ曲線に近い。ただし、1サイクル当たりの応力ならびにひずみの変動は極めて大きいにも関わらずTCでのき裂発生寿命は等温疲労のそれに比べてやや長い。このことから、TCにおけるき裂発生寿命には1サイクル当たりの平均ひずみが影響を及ぼしたことが推測された。これに対してFig. 9 (c)に示す熱疲労 ($\varphi=45^\circ$) 条件下での解析結果においては、応力-ひずみ曲線には大きなヒステリシスループが認められる。このため、TCでのき裂発生寿命も著しく短かった。よって、先の平均ひずみの効果とともに応力-ひずみ曲線におけるヒステリシス



(a) Isothermal fatigue at 973K



(b) Thermal fatigue under phase angle $\varphi=0^\circ$



(c) Thermal fatigue under phase angle $\varphi=45^\circ$

Fig. 9 Stress-strain curve for substrate obtained under isothermal and thermal fatigue loading condition

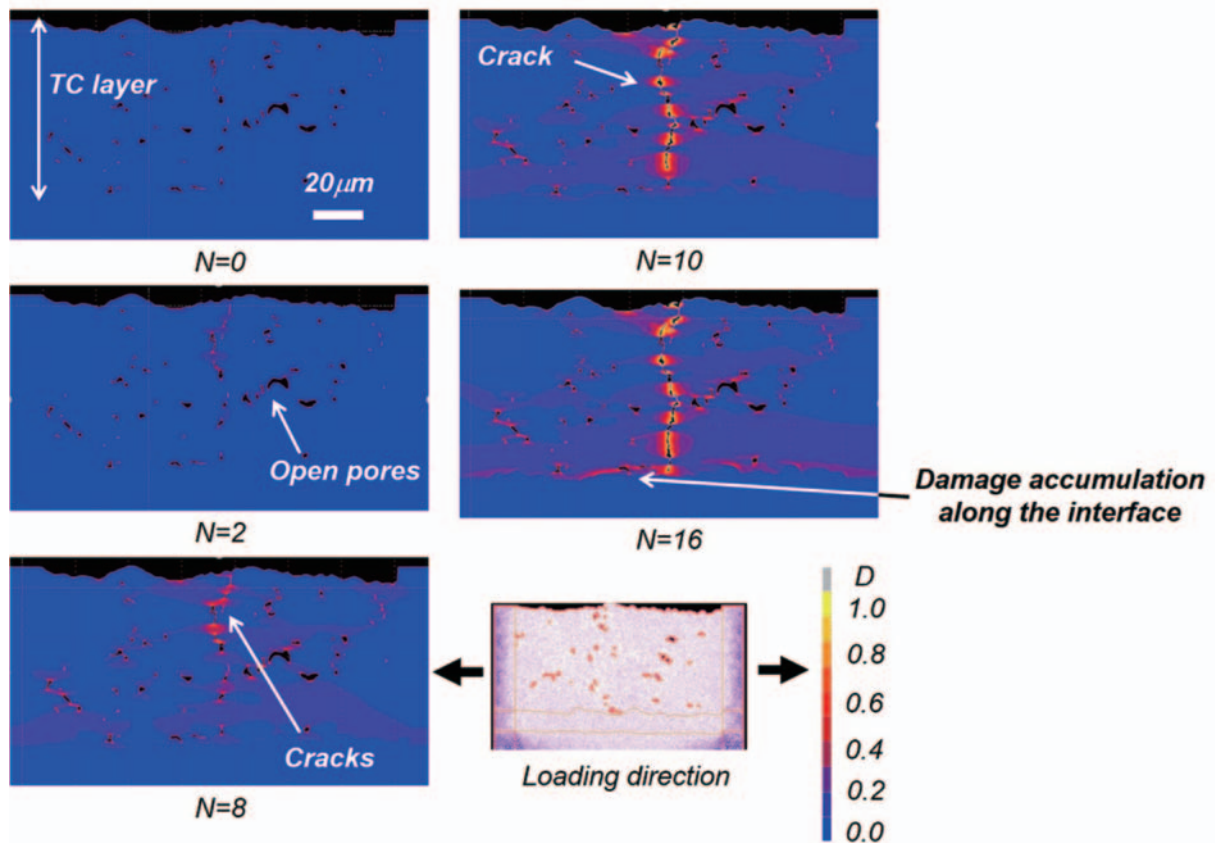


Fig. 10 Crack initiation and propagation under isothermal fatigue loading condition at 973 K which was simulated by FE analysis. Contour plot corresponds to damage parameter.

ループの大きさも重要な寿命因子となっているようである。

Fig. 10に本FE解析によって得られたTCでのき裂発生、進展過程を示す。ここでは一例として等温疲労（973 K）の結果を示す。なお、他の負荷パターンにおいてもき裂発生時期や進展速度は異なっていたが、き裂進展形態は概ね一致していた。図より、FEモデルの中央部において開気孔を中心に引張負荷方向にほぼ垂直な面に沿って一様にき裂が発生している。その後の繰返し負荷に伴い、隣接したき裂同士が合体してTCを貫通するようき裂が進展していることがわかる。その後、図に示すようにBCとSUBの界面に沿って損傷パラメータが増加し、TCで発生したき裂先端が界面に沿って進展していく様子が観察された。なお、著者らにより別途行われたその場観察下での高温疲労試験により連続観察されたTCでのき裂発生、進展挙動は本FE解析結果にはほぼ一致していたことを確認している。一方、先に示したTCに対する応力-ひずみ曲線におけるピーク応力の低下は、TCでのき裂発生時期と一致しており、本研究におけるき裂発生寿命の定義が妥当であることがわかった。さらに繰返し負荷に伴ってピーク応力も低下していったが、これはTCでのき裂進展過程と対応している。解析結果によれば、き裂はTC内を滑らかに進展するというよりも隣接した開気孔からのき裂との合体を通じて進展しており、

断続的にき裂進展していった点もTBCのき裂進展挙動として特徴的であるものといえる。

5. 熱疲労寿命評価法

以上の解析結果に基づいてTBCのための熱疲労寿命評価法について検討していく。本研究におけるTBCの熱疲労寿命に必要な応力-ひずみ曲線は、基材での値を用いることとした。これは、本手法により実機GTに成膜されているTBCの熱疲労寿命を予測することを想定したことによる。

ところで、GT動翼に用いられている超合金材料の熱疲労寿命を評価するために応力-ひずみ曲線における1サイクル当たりのひずみエネルギー密度が注目されてきた。例えば、W. J. Ostergrenは周波数修正損傷則を提案している⁽¹⁰⁾。これは、ヒステリシスループの引張側の面積、すなわち塑性ひずみエネルギー密度を疲労損傷の尺度と考え、引張側面積を引張側最大応力 σ_t 、非弾性ひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_{in}$ の積により、以下を提案した。

$$\sigma_t \Delta \varepsilon_{in} N_f^\beta \nu^{\beta(k-1)} = C \quad (14)$$

ここで、 β 、 k 、 C は材料定数である。また、 ν は負荷パターンにおける周波数である。なお、この熱疲労寿命評価法においては、非弾性ひずみ範囲の小さい高強度材料では損傷を適切に評価できないとされる。そこで、弾性

ひずみエネルギー密度も損傷累積に役割を果たすと考えて、松田ら⁽⁴⁷⁾は弾性ひずみエネルギー密度と非弾性ひずみエネルギー密度の和である全ひずみエネルギー ΔW_{TT} を定義し、

$$\Delta W_{TT} N_f^m \tau_{TT}^n = C \quad (15)$$

のように修正した。ここで、 ΔW_{TT} は負荷パターンにおける1サイクル当たりの引張側での応力-ひずみ曲線から求められたひずみエネルギー密度、 τ_{TT} は引張応力側での負荷時間、 m 、 n は材料定数である。彼らは、同熱疲労寿命評価法によりNi基超合金Rene 80、Co基超合金(10Ni-29Cr-7W-0.2Ti-0.25Nb-0.40C-Co)ならびに一方凝固Ni基超合金Rene80Hの熱疲労寿命を良好に推定できることを示している^{(47),(48)}。

以上のGT動翼用超合金に対するこれまでの熱疲労寿命評価法を参考にして、本研究においてもひずみエネルギー密度に基づいてTBCのための熱疲労寿命評価法を検討することとした。このため、単一棒モデルにおいて考察された応力-ひずみ曲線、ならびに有限要素解析結果における応力-ひずみ曲線と熱疲労寿命との関係から、負荷パターンにおける1サイクル当たりのヒステリシスループの面積から計算されたひずみエネルギー密度ならびに熱ひずみによる応力-ひずみ曲線の引張応力側へのシフト量を考慮して、以下のような式を提案する。

$$N_c = A \Delta W^\alpha (1 - R_\varepsilon)^\beta \quad (16)$$

ここで、 ΔW は1サイクル当たりのヒステリシスループの面積、 $R_\varepsilon = (\varepsilon_{\text{mean}} / \varepsilon_{\text{max}})$ 、 $\varepsilon_{\text{mean}}$ は平均ひずみ、 ε_{max} は最大ひずみである。また、 A 、 α 、 β は材料定数であり、本解析結果に基づいてこれらの値を決定した。これらの値をTable 2にまとめて示す。材料定数の決定のために用いた応力-ひずみ曲線は1サイクル目のものを用いた。

Table 2 Material constants determined from FE analysis results

A	α	β
4.693303	-1.59842	1.522918

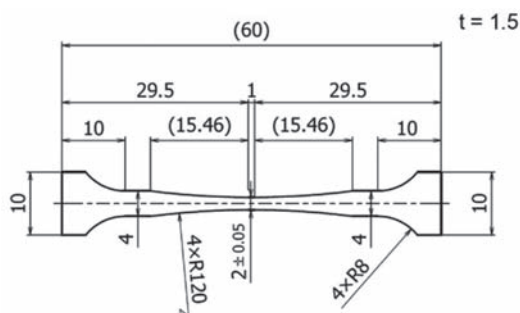


Fig. 11 Fatigue test specimen geometry (dimensions in mm)

つぎに本熱疲労寿命評価法の妥当性を検証するために行った高温疲労試験の概要について説明する。本研究では、試験片のSUBとしてNi基超合金IN738LCを用いた。Fig. 11に試験片形状を示す。本試験片において、SUBの平行部側面にBCとTCを施工した。BCはCoNiCrAlY合金粉末 (Amdry9954, エリコンメテコジャパン(株)) を高速フレイム溶射 (HVOF) により積層し、膜厚を約0.1 mmとした。TCとして8 wt.% Y_2O_3 - ZrO_2 粉末 (Metco 204NS, エリコンメテコジャパン(株)) を大気プラズマ溶射 (APS) により約0.5mmまで溶射した。このようにして準備したTBC試験片に対して、損傷過程観察のため各試験片表面を軸方向に約0.3 ~ 0.4 mmの範囲に対してバフ研磨した。

高温疲労試験機にはその場観察可能な高温引張・疲労観察装置 (CATY-T3H, (株)米倉製作所製) を用いた。TBC材の損傷過程をその場観察するため、CCDカメラ (VHX-600, (株)キーエンス) により研磨した表面を試験中、連続的に観察した。高温疲労試験は、クロスヘッド変位速度0.4 mm/minのもとで最小荷重がゼロ、最大引張荷重 (P_{max}) の荷重制御のもとで行った。試験片の損傷状態を観察するために、1サイクル毎に最大引張荷重値で試験を途中止めし、画像を撮影した。なお、途中止めによるクリープ変形の影響を考慮して、撮影時間を数秒程度となるよう配慮した。試験温度条件はそれぞれ473Kおよび973Kとした。また、最高応力を150, 200, 250, 300, 400MPa、最低応力をゼロとした三角波形により高温疲労試験を行った。

Fig. 12に試験温度973K、最高応力200MPaの等温疲労試験のもとで観察されたき裂発生の様子を示す。図に示

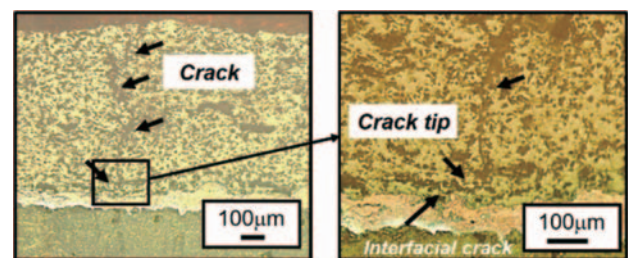


Fig. 12 Example of crack observation in TC layer (973K, 200MPa)

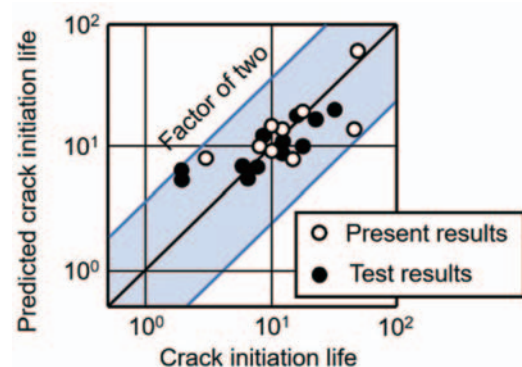


Fig. 13 Results estimated by the crack initiation life of TC

すように引張負荷方向にはほぼ垂直な面にき裂がジグザグと進展している。このとき、このき裂先端はTCとBCの界面に達し、界面に沿って進展している。

Fig.13にTCのき裂発生寿命と式(16)により予測されたき裂発生寿命を比較した結果を示す。なお、図中の○印は本解析結果、●印は高温疲労試験結果を示す。図より、本解析結果、高温疲労試験結果ともに負荷パターンによらず熱疲労寿命評価式(16)によりTCのき裂発生寿命をファクターオブツールの範囲で適切に予測できていることがわかる。なお、本解析で対象としたような温度と負荷パターンが任意に変動した条件下でのき裂発生寿命については試験が行えていないため、この点は今後実施すべき研究課題と考えている。

6. 結言

本研究では、著者らにより開発されたTBCの非弾性変形と損傷過程を数値シミュレーションすることが可能な有限要素解析プログラムにより、様々な熱疲労負荷下でのTBCの変形挙動とき裂発生寿命を予測することを試みた。有限要素解析結果に基づき、ひずみエネルギー密度と平均ひずみに基づいたTCに対するき裂発生寿命評価式を提案した。別途実施した高温疲労試験結果を予測した結果、提案した評価式により精度良くき裂発生寿命を予測できることを示した。

謝辞

本研究は、科研費(18K03847)の助成を受けて実施したものである。また、TBC試験片の準備に際してはトーカロ溶射技術開発研究所からの提供を受けた。関係各位にはここに感謝する。

参考文献

- (1) Bernstein, H. L. and Allen, J. M., Analysis of Cracked Gas Turbine Blades, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 114 (1992), pp. 293-301.
- (2) Baufeld, B., Tzimas, E., Mullejans, H., Peteves, S., Bressers, J. and Stamm, W., Thermal-Mechanical Fatigue of MAR-M 509 with a Thermal Barrier Coating, Materials Science & Engineering A, Vol. 315 (2001), pp. 231-239.
- (3) 吉武茂, 飯尾哲史, 船尾淳喜, 関原傑, 有川秀行, 市川国弘, 熱機械疲労下における熱遮熱コーティングのはく離挙動, 材料, Vol. 58, No. 9 (2009), pp. 759-766.
- (4) Shin, I. W., Lee, D. K., Kim, S., Koo, J. M., Seok, C. S. and Lee, T. W., Assessment of the Characteristic of Thermal Barrier Coating Applied to Gas Turbine Blade by Thermo-Gradient Mechanical Fatigue Test, Procedia Engineering, Vol. 55 (2013), pp. 210-213.
- (5) Bartsch, M., Baufeld, B., Dalkilic, S., Chernova, L. and Heinzelmann, M., Fatigue Cracks in a Thermal Barrier Coating System on a Superalloy in Multiaxial Thermomechanical Testing, International Journal of Fatigue, Vol. 30 (2008), pp. 211-218.
- (6) Mauget, F., Hamon, F., Morisset, M., Cormier, J., Riallant, F. and Mendez, J., Damage Mechanisms in an EB-PVD Thermal Barrier Coating System During TMF and TGMF Testing Conditions Under Combustion Environment, International Journal of Fatigue, Vol. 99 (2017), pp. 225-234.
- (7) Tzimas, E., Mullejans, H., Peteves, S. D., Bressers, J. and Stamm, W., Failure of Thermal Barrier Coating Systems under Cyclic Thermomechanical Loading, Acta Materialia, Vol. 48 (2000), pp. 4699-4707.
- (8) 荒井正行, 伍暁紅, 藤本浩司, プラズマ溶射によって成膜された遮熱コーティング材の非弾性変形, 日本機械学会論文集 (A編), 76巻, 767号 (2010), pp. 802-811.
- (9) 荒井正行, 熊谷知久, セラミック遮熱コーティングの非弾性有限要素解析, 日本機械学会論文集 (A編), 78巻, 790号 (2012), pp. 829-842.
- (10) Arai, M., Microdamage-Coupled Inelastic Deformation Analysis of Ceramic Thermal Barrier Coatings Subjected to Tensile Loading, Surface and Coatings Technology, Vol. 304 (2016), pp. 542-552.
- (11) Nakajima, R., Katori, H., Ito, K. and Arai, M., Numerical Simulation on Internal Stress Evolution Based on Formulation of Thermally Grown Oxide in Thermal Barrier Coatings, Engineering Research Express, Vol. 2 (2022), 025037.
- (12) Arai, M., Katori, H. and Ito, K., Numerical Simulation of Inelastic Deformation and Crack Propagation in TBC-Multilayered Ni-Based Superalloy Subjected to Thermo-Mechanical Loadings, Surface and Coatings Technology, Vol. 399 (2020), 126159.
- (13) 張婉君, 荒井正行, 伊藤潔洋, 多孔質遮熱コーティングシステムの損傷・非弾性変形に関する数値シミュレーション, 日本機械学会論文集, 87巻, 901号 (2021), pp. 1-15.
- (14) 張婉君, 荒井正行, 伊藤潔洋, 高温疲労条件下での多孔質遮熱コーティングシステムの損傷・非弾性変形に関する数値シミュレーション, 日本機械学会論文集, 88巻, 907号 (2022), pp. 1-13.
- (15) Yaguchi, M., Yamamoto, M., and Ogata, T., A Viscoplastic Constitutive Model for Nickel-Base Superalloy, part 2: Modeling Under Anisothermal Conditions, International Journal of Plasticity, Vol.18 (2002), pp.1111-1131.
- (16) Ostergren, W. J., A Damage Function and Associated Failure Equations for Predicting Hold Time and Frequency Effects in Elevated Temperature, Low Cycle Fatigue, ASTM Test Evaluation, Vol. 4, No. 5 (1976), pp. 327-339.
- (17) 松田憲昭, 一方向凝固鑄造超合金Rene 80Hの全ひずみエネルギーに基づく疲労・クリープ相互作用下の寿命評価, 材料, 42巻, 472号 (1993), pp. 65-71.
- (18) 松田憲昭, 梅沢貞夫, 全ひずみエネルギーに基づくCo基鑄造超耐熱合金の疲労・クリープ相互作用下の寿命評価, 材料, 39巻, 441号 (1990), pp. 730-736.

2022年度通常総会報告

公益社団法人 日本ガスタービン学会2022年度通常総会は、2023年4月18日(火)15時より、三菱重工業㈱横浜ビル33階3310会議室において開催された。出席者は委任状提出者、議決権行使者を含めて916名であり、定款に定められた成立要件である総正会員数の過半数854名を満たし、総会は成立した。

報告事項

2022年度事業報告・監査結果報告
2023年度事業計画および収支予算
以上について担当理事より報告された。

決議事項

第1号議案：計算書類および財産目録の件 承認
第2号議案：理事選任の件 10名の候補者全員を承認
第3号議案：補欠理事選任の件 1名の候補者を承認

第4号議案：監事選任の件 2名の候補者全員を承認
第5号議案：終身会員候補者の件 承認

以上の通り、いずれの議案も原案通り承認された。

総会終了後、第1回臨時理事会が開催された。出席理事の互選により山本誠君が新会長に、副会長には輪嶋善彦君が選定され、また法人管理及び公益事業担当の執行理事13名が決定された。その後、新役員体制が山本誠新会長から報告され、新旧会長から挨拶があった。

なお、2022年度通常総会添付書類（2022年度事業報告、計算書類および財産目録、2023年度事業計画・収支予算）は、学会ホームページの会員ページに掲載されている。



2023年度役員

会長	山本 誠（東京理科大）
副会長	輪嶋 善彦（本田技術研究所）
法人管理担当執行理事	猪亦 麻子（東芝エネルギーシステムズ）、佐藤 哲也（早大）、鈴木 雅人（産総研）、田中 良造（川崎重工）、濱名 寛幸（三菱重工）
公益目的事業担当執行理事	及部 朋紀（防衛装備庁）、黒瀬 良一（京大）、鈴木 雅人（産総研）（兼務）、寺本 進（東大）、仲俣 千由紀（IHI）、西田 啓之（電中研）、檜山 貴志（三菱重工）、山本 悟（東北大）、山本 武（JAXA）
理事	杉浦 修（本田技術研究所）、清野 幸典（東北電力）、花井 直人（JALエンジニアリング）、山田 和豊（岩手大）、渡邊 啓悦（荏原）
監事	鈴木 健（IHI）、吉岡 洋明（元 東北大）



総会に出席した2023年度役員一同

公益社団法人日本ガスタービン学会終身会員の紹介

公益社団法人日本ガスタービン学会では、永年にわたり本学会に在籍し、本学会に対して特に功労のあった者のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が終身会員となります。去る4月18日に開催されました2022年度通常総会において次の方が新たに本学会の終身会員になりました。

青木 素直 氏	岡崎 洋一郎 氏	加藤 泰弘 氏	岸下 敬治 氏
木村 武清 氏	白鳥 敏正 氏	鈴木 章夫 氏	鈴木 和雄 氏
武田 和三 氏	千葉 薫 氏	辻川 吉春 氏	豊田 国昭 氏
林 直司 氏	湯浅 三郎 氏	吉岡 洋明 氏	吉永 洋一 氏

第51回日本ガスタービン学会定期講演会・講演募集

下記の日程で、第51回日本ガスタービン学会定期講演会を、福井県福井市で開催いたします。講演をご希望の方は、期日までに学会ホームページより講演の申し込みをお願いします。

主 催 公益社団法人 日本ガスタービン学会
協 賛 協賛団体は学会ホームページ
 (https://www.gtsj.or.jp/) をご覧ください。
開 催 日 2023年10月4日(木)、5日(木)
講演会場 福井県国際交流会館
 〒910-0004 福井市宝永3丁目1-1
 https://www.f-i-a.or.jp/ja/plaza/
見 学 会 2023年10月6日(金)

※ 会期中のご宿泊は各自で手配ください。

講演関連日程

講演申込締切 2023年6月2日(金)
 講演採否連絡 2023年7月7日(金)
 論文原稿締切 2023年8月18日(金)

募集講演

「研究報告」および「技術紹介」に関する講演を募集いたします。「研究報告」の対象は、ガスタービン及びエネルギー関連技術に関する未発表の研究とします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限り、ます。「技術紹介」は、既発表の研究のレビューや関連情報(例えば、試験設備、設備運転実績)の紹介などとなります。講演論文集では「研究報告」と「技術紹介」の別を明示いたします。

ガスタービン本体およびその構成要素、補機・付属品、補修技術、ガスタービンを含むシステムやユーザーの計画・運用および保守実績に関する講演、ターボチャージャー、蒸気タービンなどに関する講演に加え、ガスタービン関連の技術(材料、製造、溶射など)に関する講演も歓迎します。

講演時間

論文1件につき、講演15分、討論5分、合計20分です。

登壇者の資格

原則として、本会会員もしくは協賛団体会員に限ります。(1人1題目の制限はありません。)

講演申込方法と採否の決定

学会ホームページ(https://www.gtsj.or.jp/)で講演題目・著者・登壇者・概要(200文字以内)などを登録

してください。講演申し込み後すぐに、受付完了をお知らせするEメールが自動返送されますので、申し込み内容をご確認ください。学会ホームページからの申し込みができない場合には事務局にお知らせください。

締切後の申し込みは受け付けません。

講演採否は、7月7日(金)までにEメールで連絡します。

公益社団法人日本ガスタービン学会 事務局
 電話番号：03-3365-0095
 FAX番号：03-3365-0387
 Eメールアドレス：gtsj-office@gtsj.or.jp

講演論文原稿の提出

講演会に先立ち、講演論文原稿をご提出いただきます。原稿は講演論文集原稿執筆要領(学会ホームページに掲載)に従って、A4用紙2～8ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙を付して、期限までに講演原稿提出WebサイトにアップロードまたはEメールに添付した電子データ(PDF形式)として提出してください。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は、講演採否の連絡時にお届けします。

技術論文としての学会誌への投稿

原稿執筆要領に記載の要件を満たす「研究報告」の講演原稿は、著者の希望により、講演会終了後に通常の技術論文として投稿されたものとして受理されます。技術論文としての投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙を添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

日本ガスタービン学会学生優秀講演賞

学生による「研究報告」の内、特に優秀な発表に対して表彰を行います。表彰された発表に対しては表彰状および副賞が授与されます。エントリー希望者は、申込時に所定欄の「エントリーする」に印をつけてください。

学生講演会参加旅費支援

学生が登壇者として講演会に参加する際の旅費の一部を補助する予定です。申請方法や審査方法については、7月上旬までに学会ホームページなどでお知らせします。

コロナ対応について

福井市における開催計画は現時点のものです。感染状況により、オンライン参加併用のハイブリッド開催あるいは完全オンライン開催とする等、柔軟に対応いたします。最新の情報は学会ホームページをご確認ください。

第35回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

本年も下記の通り、学生およびガスタービン開発に関わる新人技術者を対象とした標記シンポジウムを開催します。会員・非会員を問わず積極的にご参加ください。

1. 日時：2023年7月6日(木)、7日(金)
2. 場所：東芝エネルギーシステムズ(株) 京浜事業所タービン工場
(神奈川県横浜市鶴見区末広町1-9)
3. プログラム：6日(木) 9:30- 受付(タービン工場299号館1F大会議場)
10:00-10:10 開会の挨拶
10:10-11:40 「ガスタービン概論」 姫野 武洋(東京大学)
11:40-13:00 昼食
13:00-14:30 「ガスタービンと燃焼工学」 斉藤 圭司郎(三菱重工業)
14:40-15:20 特別講演(東芝エネルギーシステムズ)
15:20-17:00 見学会(官学参加者) 京浜事業所タービン工場、タービン羽根工場、
ガスタービン補修工場
東芝紹介ビデオ他(企業参加者)
7日(金) 9:00- 受付
9:20-10:50 「ガスタービンと材料工学」 窪谷 悟(東芝エネルギーシステムズ)
11:00-12:30 「ガスタービンと制御工学」 垣内 大紀(IHI)
12:30-13:30 昼食
13:30-15:00 「ガスタービンと伝熱工学」 小田 豊(関西大学)
15:10-16:40 「ガスタービンと流体力学」 山本 誠(東京理科大学)
16:40-16:50 アンケート記入
16:50-17:00 閉会の挨拶

※講師は変更となる可能性があります。また、最終プログラムはホームページにてご確認ください。

4. 対象者：大学、高等専門学校、大学院在籍者、ならびにガスタービン初心者の方
5. 定員：40名程度 ※定員を超えた場合、お断りすることがございます。
6. 参加費(税込)：学生(会員：¥4,400／非会員：¥7,700)、社会人(会員：¥16,500／非会員：¥27,500)
参加費にはテキスト(「ガスタービン工学」)の代金が含まれております。
7. 参加費の支払い：事前振込
8. 受講証の発行：2日間の講義を受講された方には「ガスタービン教育シンポジウム受講証」を発行します。
9. 申込方法：学会ウェブサイト(<https://www.gtsj.or.jp/>)よりお申込みください。

◆申込締切：2023年6月21日(水)(必着)

注：外国籍の参加者には、申込書に記載した情報の他に、パスポート番号等を伺うことがございます。詳しくは、申込受付後にご連絡いたします。

○昼食：各自ご準備下さい。なお、実費弁当申し込みを承ります。

○宿泊施設：幹旋はいたしませんので、必要な方は各自手配願います。

※開催場所案内図および詳細については、学会ホームページをご覧ください。(<https://www.gtsj.or.jp/>)

★今年度は関西地区における教育シンポジウムは開催いたしません。

○ 本会協賛行事 ○

主催学協会	会合名	協賛	開催日	詳細問合せ先
日本機械学会	No.23-22日本機械学会機械材料・材料加工のシミュレーションと計測 (第3回: 金属AMの応用と潮流)	協賛	2023/6/20	URL: https://www.jsme.or.jp/event/23-22/
日本航空宇宙学会	第55回流体力学講演会/第41回航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム	協賛	2023/7/12-14	URL: https://www.jsass.or.jp/
日本機械学会 関西支部	第386回講習会「実務者のための振動基礎と制振・制御技術」	協賛	2023/7/25-26	URL: https://jsmekansai.org/
日本実験力学会	日本実験力学会2023年度年次講演会	協賛	2023/8/29-31	URL: https://jsem.jp/index.html
日本マリンエンジニアリング学会	第93回(令和5年)マリンエンジニアリング学術講演会	協賛	2023/9/19-21	URL: https://www.jime.jp
日本機械学会	No.23-13講演会「第27回動力・エネルギー技術シンポジウム」	協賛	2023/9/20-21	URL: https://www.jsme.or.jp/event/23-13/
日本流体力学会	日本流体力学会 年会2023	協賛	2023/9/20-22	URL: https://www.nagare.or.jp/



次号予告 日本ガスタービン学会誌2023年7月号 (Vol. 51 No. 4)

特集 国内大学の研究

論説・解説

巻頭言 渡辺 紀徳 (東京大学)

岩手大学理工学部航空宇宙推進研究グループの研究活動紹介 船崎 健一 (岩手大学)

東北大学 山本 (悟)・古澤研究室の紹介 山本 悟, 古澤 卓 (東北大学)

帝京大学先端総合研究機構田沼研究室の研究と教育 田沼 唯士 (帝京大学)

早稲田大学流体力学研究室における軸流圧縮機ウインドミル現象の研究 藤澤 信道, 太田 有 (早稲田大学)

極超音速インテークに関する早稲田大学航空宇宙輸送システム研究室における取り組み (仮)

佐藤 哲也, 藤井 愛実, 栗原 宥希, 田中 凜太郎, 有吉 志満, 鈴木 歩都 (早稲田大学)

タイトル未定 姫野 武洋 (東京大学)

ジェットエンジンに対するマルチフィジックスCFDシミュレーションの取組 (仮) 山本 誠 (東京理科大学)

法政大学流体力学研究室におけるガスタービンに関する研究 (仮) 辻田 星歩 (法政大学)

東京都立大学 燃焼・推進工学研究室における研究紹介 櫻井 毅司 (東京都立大学)

ディンプル付き内部冷却流路での脈動付与による伝熱促進 村田 章 (東京農工大学)

京都大学 熱システム工学研究室の研究紹介 岩井 裕 (京都大学)

燃焼数値シミュレーションの高度化を目指して 黒瀬 良一 (京都大学)

関西大学熱工学研究室におけるガスタービン翼冷却に関する研究 小田 豊 (関西大学)

九州大学大学院 航空宇宙工学部門 推進工学分野の紹介 井上 智博 (九州大学)

タイトル未定 渡邊 裕章 (九州大学)

※タイトル, 執筆者は変更する可能性があります。

日本ガスタービン学会入会のご案内

日本ガスタービン学会は、「エネルギー」をいかにして効率よく運用し、地球規模の環境要請に応えるかを、ガスタービンおよびエネルギー関連分野において追求する産学官民連携のコミュニティです。

会員の皆様からは、「ガスタービン学会に入会してよかったと思えること」の具体例として次の様な声が寄せられています：

- タテ（世代）とヨコ（大学，研究機関，産業界）の交流・人脈が広がった。
- 学会誌が充実しており，学会・業界・国外の専門分野の研究動向や技術情報が効率的に得られた。
- ガスタービンに熱い思いを持った人達と，家族的雰囲気ですら階層を意識せず自由な議論ができ，専門家の指導を得られた。

学会の概要（2022年3月現在）

会員数：1,782名（正会員 1,755名，学生会員 27名）

賛助会員：105社

会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300，学校 約100

会員のメリット

個人会員（正・学生会員）：

学会誌無料配布（年6回），学術講演会の論文発表・学会誌への投稿資格，本会主催の行事の参加資格と会員参加費の特典，本会刊行物の購入資格と会員価格の特典，調査研究委員会等への参加賛助会員：

学会誌の無料配布，学会誌広告・会告掲載（有料），新製品・新設備紹介欄への投稿，本会主催行事参加および出版物購入について個人会員と同等の特典

入会金と会費

会員別	入会金	会費（年額）	後期入会時 会費（初年度のみ）
正 会 員	500円	8,000円	4,000円
正 会 員（65才以上※）	500円	5,000円	2,500円
学生会員	500円	2,500円	1,250円
賛助会員	1,000円	一口 70,000円とし，一口以上	一口 35,000円

※当該年度3月1日現在

後期・・・9月1日～翌2月末まで

入会方法

学会ホームページにて入会手続きができます（<https://www.gtsj.or.jp/index.html>）。

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。



公益社団法人

日本ガスタービン学会

Gas Turbine Society of Japan

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

電話番号：03-3365-0095

E-mail: gtsj-office@gtsj.or.jp

編集後記

5月に入り、ガスタービンに関連する企業、あるいは大学や研究機関にて新しい生活を始めた皆さまもその生活に少しずつ慣れてこられた頃かと思います。1月号、3月号ではガスタービン学会の創立50周年記念特集が組まれ、我が国にける半世紀にわたるガスタービン、蒸気タービンの歩みと将来ビジョンが掲載されましたが、この春に新しくガスタービン・蒸気タービンの世界に入られた方々は、まさにこれからの半世紀に大きな希望を持ってその発展に取り組まれていくことと思います。

さて、本5月号では「最適化技術とその活用の最前線」と題して最適化の理論・手法とガスタービン・航空宇宙分野における最新の活用事例を紹介させていただきました。僭越ながら書かせていただいた巻頭言でも触れましたが、富岳スパコンに象徴されるように近年では計算機のさらなる発展やデータ科学、AIの発達などによりそれらを活用した最適化技術も増々発展していき、より大規模でかつ複合領域を考慮し、多分野を融合した最適化設計が進んでいくものと考えられます。一方でエンジニアにとって重要なことは、解説記事の中でも執筆者の方々が触れておられますが、最適化された結果それ自体のみを受け入れるのではなく、その背後にある、さまざまな設計パラメータと物理現象の連結メカニズムを理解して最適化結果をそのようなメカニズムとセットで知識として蓄積していくことだろうと考えられます。

そのようなエンジニアリングの知識はこれまでは業務経験の長いベテラン技術者が暗黙知として蓄積しており、一子相伝的に若手に伝承されていく側面も大きかったと思われます。もちろんそのような技術者間の長期的なコミュニケーションによる技術伝承は非常に重要でかけがえのないものと考えていますが、計算機も速くなり、データ科学も進歩している状況をフルに活用し、最適化結果がより速く効率的に、さらにエンジニアリングの知

識とセットでもたらされるよう工夫することで、より合理的な技術伝承が可能になるのではないのでしょうか。

また、データ科学やAIが発展する中、それらに人間が使われることなく、エンジニアリングはやはり人間主体でありたいとも思います。そのような展開が今後見られることを期待しています。

最後に、本号を企画・編集するにあたり、執筆依頼に快諾いただき、素晴らしい展望解説記事をご執筆いただきました執筆者の皆さまに厚く御礼申し上げます。

(渡邊 啓悦)

● 5月号アソシエイトエディタ

渡邊 啓悦 (荏原製作所)

● 5月号担当委員

野原 弘康 (ダイハツディーゼル)

西江 俊介 (三井E&Sマシナリー)

村上 秀之 (物質・材料研究機構)

山下 一憲 (荏原製作所)

(表紙写真)

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。

詳細については、下記記事をご参照ください。

- ・「人工神経回路網をメタモデルとした遠心圧縮機の多目的最適化」…………… (P.209 ~ 215)
- ・「航空宇宙工学における発見的最適化技術の活用」…………… (P.216 ~ 223)
- ・「ガスタービン翼の端壁面近傍における冷却孔配置の最適化」…………… (P.231 ~ 236)
- ・「圧縮機動翼の空力・強度最適化設計事例の紹介」…………… (P.243 ~ 249)

だより

✠事務局✠

東京では3月には桜が咲き始め、4月に入るところには八重桜か、ソメイヨシノはほぼ葉桜になってしまいました。昨春秋に亡くなったペットのお供えにと植えたチューリップも3月ぐらいから咲き始めましたし、季節が半月、1か月と自分が覚えている昔よりは速く早くと進んでいるような気がします。

細々と続けている市民農園も今年の作業が始まりました。石灰、堆肥・肥料をまき、畝をつくり、マルチシートを敷いて、どの野菜を植えようかと思索している中で、近所のホームセンターでそら豆の苗が3株残っており、個人的にそら豆は好物でもあるので早速買い求め、いそいそと植えてみました。ベテランさんいわく、そら豆は前の年からの仕込みが

肝心よ、たぶんダメじゃないかな〜と聞いてはいるのですが、実験的に・・・と言い訳をしながらの植え付け。今のところ、「空」豆というだけあって、空に向ってすくと伸び始めておりますが、どうなることかと少しドキドキしています。

学会では4月に昨年度の総括－総会が開かれ、皆様のご協力を得て、本年も無事に終了いたしました。昨年度の50周年記念事業でもそうでしたが、まだ盛会とはいかないまでも、行事等をつうじて皆様のお顔を拝見できる機会が増えてきており、学会にも少しずつですが活気が戻ってきています。2023年度も山本新会長のもと、事務局も肅々と日常の活動に勤しみつつ、時には楽しいひと時を皆様と共有できたら幸いです。

(田頭 味和)

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2018年7月13日改定

1. 本会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 依頼原稿：学会誌編集委員会（以下、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。執筆者は本学会会員（以下、会員）外でもよい。
 - B. 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。
 - C. 学会原稿：本学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および会員による調査・研究活動の成果等の報告。
- 1.2. 技術論文の投稿については、「技術論文投稿要領」による。
- 1.3. 英文技術論文の投稿については、Instruction to Authors, JGPP (International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems) による。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、論説・解説、講義、技術論文、寄書（研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介）、随筆、書評、情報欄記事の掲載欄に掲載することとし、刷り上がりページ数は原則として以下のとおりとする。

論説・解説、講義	6ページ以内
技術論文	「技術論文投稿要領」による
寄書、随筆	3ページ以内
書評	1ページ以内
情報欄記事	1/2ページ以内
3. 原稿の執筆者は、本会誌の「学会誌原稿執筆要領」に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局（以下、編集事務局）まで原稿を提出する。編集事務局の所在は付記1に示す。
4. 依頼原稿は、編集委員会の担当委員が、原稿の構成、理解の容易さ等の観点および図表や参考文献の書式の観点から査読を行う。編集事務局は査読結果に基づいて、執筆者への照会、修正依頼を行う。
5. 投稿原稿のうち技術論文以外のものは、編集委員会が審査し、本会誌への掲載可否を決定する。
6. 投稿原稿のうち技術論文の審査、掲載については、「技術論文投稿要領」に従う。
7. 依頼原稿の執筆者には、学会事務局から原則として「学会誌の執筆謝礼に関する内規」第2条に定めた謝礼を贈呈する。
8. 非会員の第一著者には掲載号学会誌1部を贈呈する。
9. 本会誌に掲載された著作物の著作権は原則として本学会に帰属する。本学会での著作権の取扱いについては別途定める「日本ガスタービン学会著作権規程」による。
10. 他者論文から引用を行う場合、本会誌に掲載するために必要な事務処理及び費用分担は著者に負うところとする。

付記1 原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
 ニッセイエブロ(株) 企画制作部
 学会誌担当：高橋 邦和
 〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17 明産西新橋ビル
 TEL：03-5157-1277
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2021年7月11日改定

1. 本学会誌に投稿する和文技術論文（以下和文技術論文）およびJGPPに投稿する英文技術論文（以下英文技術論文）は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 和文技術論文の責任著者は、論文投稿時および論文掲載時に、本学会の正会員または学生会員であること。英文技術論文についてはこの限りではない。
 - 2) ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
 - 3) 和文技術論文は「学会誌原稿執筆要領」に従って執筆された日本語原稿、英文技術論文は「Instruction to Authors」に従って執筆された英語原稿であること。
 - 4) 一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし、以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
 - ・本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
 - ・特許および実用新案の公報、科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
 - ・他学協会の講演要旨前刷、社内報・技報、官公庁の紀要等の要旨または抄録
2. 技術論文のページ数は、和文技術論文は原則として刷り上がり8ページ以内とする。ただし、「学会誌の掲載料に関する内規」第2条に定めた金額の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。英文技術論文は「Instruction to Authors」に定める。
3. 和文技術論文のカラー図は電子版と本学会ホームページ上の「技術論文掲載欄」に掲載し、冊子体にはモノクロ変換した図を掲載する。著者が「学会誌の掲載料に関する内規」第3条に定めた金額を負担する場合には、冊子体もカラー印刷とすることができる。
4. 投稿者は、「学会誌原稿執筆要領」「Instruction to Authors」に従って作成された原稿電子データを、「技術論文原稿表紙」とともに技術論文投稿システム (Editorial Manager) から提出する。
5. 投稿された論文は、論文委員会が「論文査読に関する内規」に従って査読を行い、掲載可否を決定する。
6. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
7. 和文技術論文の著作権に関しては、別途定める「日本ガスタービン学会著作権規程」および「学会誌編集および発行要領」第5章第16条を適用する。英文技術論文の著作権に関しては、別途定める「日本ガスタービン学会著作権規程 (Copyright Regulations of the Gas Turbine Society of Japan)」および「英文論文集発行要領」第6章を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol. 51 No. 3 2023.5

発行日 2023年5月22日
 発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会
 編集者 山本 悟
 発行者 山本 誠
 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
 第3工新ビル402
 Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
 郵便振替 00170-9-179578
 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
 (普) 1703707
 印刷所 ニッセイエブロ(株)
 〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17
 明産西新橋ビル
 Tel. 03-5157-1277

©2023, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写複製をご希望の方へ

公益社団法人日本ガスタービン学会では、複写複製に係る著作権を一般社団法人学術著作権協会に委託しています。当該利用をご希望の方は、学術著作権協会 (<https://www.jaacc.org/>) が提供している複製利用許諾システムを通じて申請ください。