

特集：振動・ロータダイナミクス

開特性による振動系評価の勧め

Recommendation of Open-Loop Evaluation Techniques for Vibration Systems

松下 修己^{*1}

MATSUSHITA Osami

今回は「ロータダイナミクス」という特集テーマのもと、その技術解説が斯界の第一人者達により大々的に展開されています。その充実ぶりは目を見張るものがあり、原稿段階で大変興味深く拝読させていただきました。多くの読者を惹きつけるものと思います。

ロータダイナミクスを生業として現役時代を過ごし、我等世代の一つの記録として「回転機械の振動」と“Vibrations of Rotating Machinery”を著しました。ロータ振動問題の解決に向けて、臆することなくチャレンジできる知見の伝承が目標です。また、現場の機械振動問題をいかに解決してきたかを「密かに自負する」v BASE研究会のデータベース蓄積活動も、千件越えを達成し、現場設計者の仕事に大いに役立つでしょう。

このような「ダイナミクス＝機械振動」屋の活動を振り返って、反省も込めて、一つ気になることがあります。それは、機械振動の守備範囲の問題です。例えば、自動車。従来は内燃機関のもとで振動騒音低減に努めて来ましたが、今では電気自動車に移行する時代となり、モータ由来の機械振動低減に努めなくてはなりません。電磁学やインバータなどの電機制御学などを駆使して機械「弾性」振動を止めなくてはなりません。また、蒸気タービンの蒸気弁を駆動する油圧制御機構の振動問題を経験しました。機械屋のソリューションは、負減衰機構の解明と正減衰ダンパーの付設です。電機制御屋の発想は「機械振動は機械屋で」、あるいはソフトによる穏やかな制御モーションへ改良のようです。機械の弾性振動モードやモード減衰の概念がないのでなかなか会話は成立しません。この機械「弾性」振動問題の発生は仕様の高度化（高速、軽量）による必然的なもので、振動屋が受けるコンサルティングの一番難しいところです。

ところで、図を見て頂きたい。① $m-k-c$ の振動系で、②が運動方程式に対応する複素固有値解析です。実機は多質点系ゆえ、専用ソフトで計算し、固有振動数や減衰比を求め安全運転が可能かを基準に照らし評価します。

しかし、見方を変えて支持条件 $k+cs$ が質量 m を駆動す

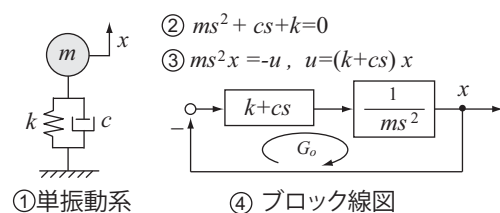


Fig. 1 システム表現

る制御システムとみて、③を介して、ブロック線図④に至ります。続いて、開特性 $G_o(s) = (k + cs) / (ms^2) \rightarrow G_o(j\omega)$ を描きます。振動面から見たシステムの良否は臨界点 $(-1, 0)$ との距離です。この臨界点に最も近づいた周波数が固有振動数で、臨界点との最短距離が感度です。よって、究極のところ機械屋の固有値解析と電機制御屋の開特性解析は全く同じ情報を求めています。

軸受などの複雑な動特性を、適度な仮定をおきながら式②を設計計算してきました。しかし、何か振動問題が起こればその仮定の妥当性に議論が及び、「??」の影響は計算が難しく「未考慮です」などの言い訳したことを覚えています。しかし、設計製作した機械を周波数加振できるように工夫すれば、開特性を実験現場にて直に計測可能です。すなわち、固有値計算に相当する情報が現場で確認できるということです。実機の試験現場で固有値解析相当が解けるとなると、信頼性設計面で強力なデータベースになると考えます。

このような加振が可能な時代が到来していると言えます。例えば、モータ駆動の自動車なら、微小な加振信号をモータ駆動信号に重畳させます。知能機械における動作指令電流に加振用の微小な電流を重畳させる等々。この微小な重畳信号に対する微小な機械応答を精密計測し、開特性に変換し、それを精査すれば機械の良否は一目瞭然では....。

多くの機械が知能化する今日、開特性解析こそが機械振動に対する健全性診断書作成の鍵と考え、従来の固有値問題に変わる手段ではと感得している次第です。よって、「まずは手始めにシステムはブロック線図で描こう」が本稿の提案です。

原稿受付 2020年 8月13日

* 1 元日立製作所機械研究所、現新川電機技術顧問、
防衛大学校名誉教授

特集：振動・ロータダイナミクス

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）

Recent Technology on Analysis of Blade Vibration
(Vibration Analysis Including Mistuning Effect)金子 康智^{*1}
KANEKO Yasutomo

キーワード：ロータダイナミクス，翼振動，強制振動，フラッタ，ミスチューン

Key Words：Rotordynamics, Blade Vibration, Forced Vibration, Flutter, Mistune

1. 緒言

前回，ガスタービン学会誌に振動・ロータダイナミクスの特集が組まれたのは，2005年1月である。著者はその特集号に，「ガスタービン翼の振動強度設計」というタイトルの解説論文を寄稿している。その論文を読み返すと，まえがきには「ガスタービンの信頼性を向上させるためには，設計段階で翼の振動特性を正確に予測し，振動強度を向上させることが不可欠である。」と記述している。それから15年，ガスタービンの信頼性に対するロータダイナミクスの重要性は少しも変わっていない。むしろ，2015年のパリ協定での合意以降，CO₂排出量削減の要求が高まるとともに，急速起動，部分負荷時の運転など，ガスタービンや蒸気タービンに対する要求は過酷化しており，ロータダイナミクスの役割は益々増加している。このようなガスタービンに対する過酷な要求を実現するために，翼振動解析技術や計測技術は着実に変革している。本稿では，著者らがやっている研究を中心にして，最近の翼振動解析技術を解説する。特に，高信頼性ガスタービンを開発するためのキー技術であり，翼振動分野の主要研究テーマであるミスチューンを考慮した翼振動解析技術の現状について紹介する。

2. ミスチューニング現象

翼・ディスク系の振動解析では，通常，ディスク上の全ての翼の特性は同一（チューン系）と仮定されるが，現実には工作誤差や材料定数のばらつきによって個々の翼の振動特性がわずかに異なっている（ミスチューン系）。このため，作動流体の不均一（偏流）に起因する強制振動においては，翼・ディスク連成固有振動数の分化や振動モードのひずみにより，チューン系に対する共振条件がもはや成立しなくなり，個々の翼の応答の大

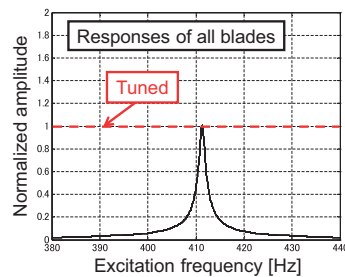
きさに差が現れ，特定の翼のみが大きく応答する。また，チューン系よりも広い加振周波数の範囲に渡って翼が応答するようになる。

Fig. 1に，偏流などにより生じるハーモニック加振力（一定の翼間位相差を有する加振力）に対するミスチューン系の応答特性を示す。Fig. 1 (a) に示すように，ディスク上の個々の翼の特性が均一なチューン系を一定の翼間位相差で加振すると，その位相差に対応する節直径モードだけが応答し，すべての翼の応答は同一になる。一方，ディスク上の個々の翼の特性がわずかに異なる現実のミスチューン系の周波数応答では，Fig. 1 (b) に示すように，一定の翼間位相差で加振しても多くのモードの応答が重畳するため，個々の翼の応答の大きさに差が現れ，特定の翼のみが大きく応答する。このような回転数同期振動（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わず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があるので，特に注意を要する。非同期振動（ランダム振動）に対するミスチューン効果は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ため，翼の振動強度設計においては，ミスチューン効果を考慮した強度評価をすることが必要である。

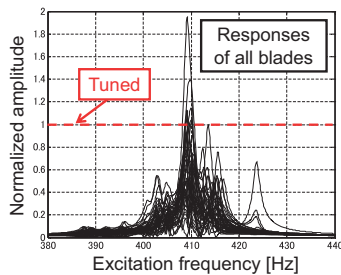
一方，チューン系の翼・ディスク系では，フラッタ発生時にはディスク上の全ての翼は同一振幅，かつ一定の翼間位相差で振動するのに対し，ミスチューン系の翼・ディスク系では明確な進行波や後退波が形成されないため，作動流体から翼・ディスク系に供給されるエネルギーが小さくなり，フラッタが発生しにくくなる。すなわち，ミスチューンの効果は，強制振動に対しては危険側に，フラッタ（自励振動）に対しては安全側に作用するため，翼の振動強度を評価する場合には，発生し得るミスチューンの大きさ（個々の翼の振動特性や減衰特性の変動）を予測し，適切な方法で強制振動や自励振動に及ぼす影響を評価する必要がある。

原稿受付 2020年6月6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



(a) Tuned bladed disk



(b) Mistuned bladed disk

Fig. 1 Typical frequency response of bladed disks

3. ミスチューンを考慮した強制振動解析

ミスチューン系の解析では全周の翼をモデル化するため、従来、等価ばね・質量モデルや自由度の小さいFEAモデルが使用されてきたが、2000年代になると解析を効率良く行うために様々な優れた低次元モデルが提案されている。YangとGriffinは振動モード領域の低次元モデルSNM (Subset of Nominal system Modes) を開発しており⁽¹⁾, FeinerとGriffinはSNMを拡張した低次元モデルFMM (Fundamental Mistuning Model) を開発している⁽²⁾。FMMは、周方向の連成が小さい翼構造、すなわち個々の振動モード族の固有振動数が分離し、同一モード族の固有振動数が近接している場合にしか適用できないが、ディスク上の各翼の振動数分布でミスチューン分布を定義できるため取り扱いが簡単であり、強制振動だけでなく自励振動の解析などにも適用されている。SNMは、ミスチューン分布を質量行列や剛性行列の変動として与える必要があるためFMMに比べると取り扱いはやや煩雑になるが、シュラウド翼構造のように周方向の連成が強い翼構造にも適用できるという利点があり、SNMについても多くの適用例がある。この他にも多数の低次元モデルが提案されているが、設計計算に組み込みやすいFMMやSNMを応用したミスチューン系の解析例が多くの論文で公表されており、その解析精度も検証されている。

Fig. 2からFig. 5は、低次元モデルFMMと応答曲面を利用して、ガスタービン1段動翼（DS翼）の材料定数 (E_0 , E_{90} , G_0) や凝固角 (α , β) の変動が共振応答に及ぼす影響を調査した結果を示している⁽³⁾。この解析では、最初にFig. 2のFEAモデルを利用して感度解析を行い、DS翼の材料定数と凝固角を予測変数、固有振動数

を応答にした応答曲面を作成しておく。つぎにFig. 3に示すように、材料定数や凝固角の分布を与え、ランダムに抽出した材料定数や凝固角と応答曲面から各翼の固有振動数を求めてミスチューン系を作成した後、周波数応答解析を行う。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。この解析を多数回（1,000回）行い、応答の統計量を求める（モンテカルロ法）。Fig. 4は、材料定数の変動係数とミスチューン系に発生する最大共振振幅、共振振幅の平均値、および変動係数を示しており、縦軸はチューン系の共振振幅で正規化している。Fig. 4から分かるように、DS翼で構成される翼・ディスク系もCC翼（従来の鋳造翼）で構成される翼・ディスク系も、単独翼振動数の変動係数が1%程度になるように弾性定数や結晶方位角がばらつくと、発生最大振幅は最大になり、これよりばらつきが大きくなると発生最大振幅の大きさは低下していく。従って、Untuned設計（共振を許容する設計）をする場合には、DS翼もCC翼も同等の安全率を考慮すれば良いと言える。

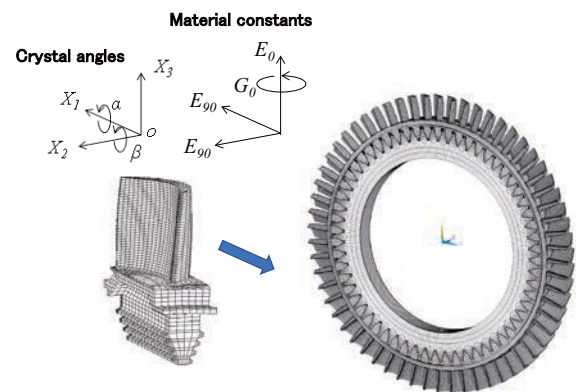


Fig. 2 FEA model of bladed disk with DS blades

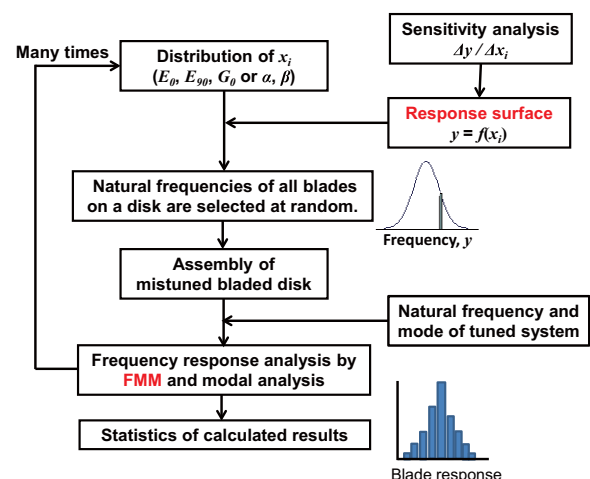


Fig. 3 Procedure of frequency response analysis of mistuned bladed disk with DS blade

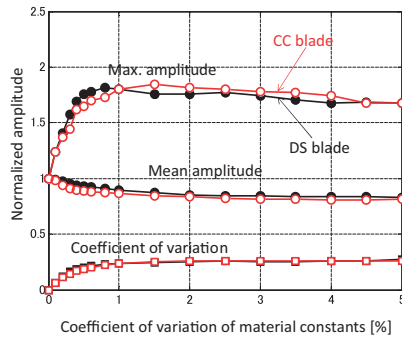


Fig. 4 Max. amplitude and deviation of material constants

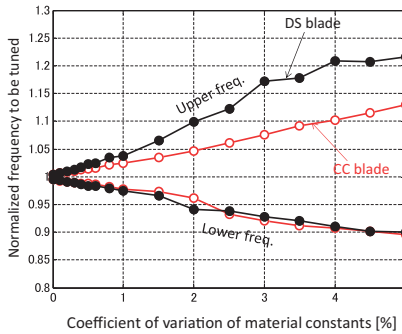
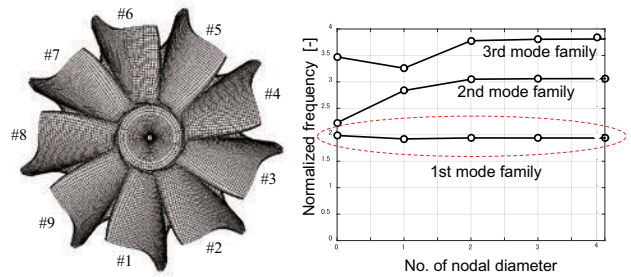


Fig. 5 Resonant frequency range of mistuned bladed disks

一方、Fig. 5は材料定数の変動係数と共振回避振動数（振幅がチューン系の共振応答の $1/\sqrt{2}$ 以上になる加振振動数の範囲）との関係を示している。Fig. 5から分かるように、結晶方位角や弾性定数のばらつきによりDS翼の方がCC翼よりも共振回避振動数の範囲が広がる。従って、Tuned設計（共振を回避する設計）をする場合には、DS翼の翼・ディスク系の方が広い周波数範囲に渡って応答が大きくなることを考慮することが必要になる。FEAを直接利用してこのような計算を行うと計算負荷が膨大になり現実的でないが、低次元モデルを利用することにより実用的な計算時間・精度でミスチューン効果に対して考慮すべき安全率を評価することができる。

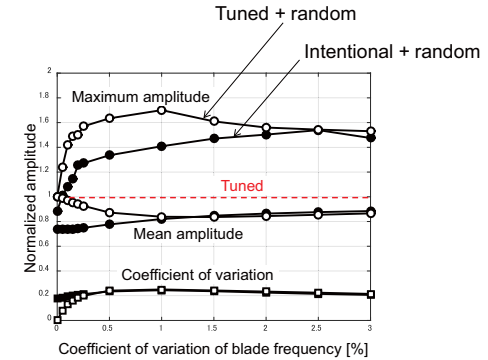
Fig. 6とFig. 7は、自動車用ターボチャージャのタービン動翼に対して、FMMを利用してインテンショナルミスチューンの効果を検証した結果を示している⁽⁴⁾。ターボチャージャのタービン動翼では、鑄造条件の差異などによりヤング率の変動（ランダムミスチューン）が発生すると、タービン動翼に発生する共振振幅の最大値が増大し得る。このようなランダムミスチューンにより発生する共振応答の増大効果を緩和する手法として、インテンショナルミスチューンが有効であると考えられる。すなわち、インテンショナルミスチューンでは、共振応答の最大値を低減できるように明瞭なミスチューンを与えてタービン動翼を設計しておき、製造時に生じるランダムミスチューンの影響を緩和する。この例では、実機への適用性を考慮し、以下の手順でターボチャージャ用タービン動翼に対するインテンショナルミスチューンの



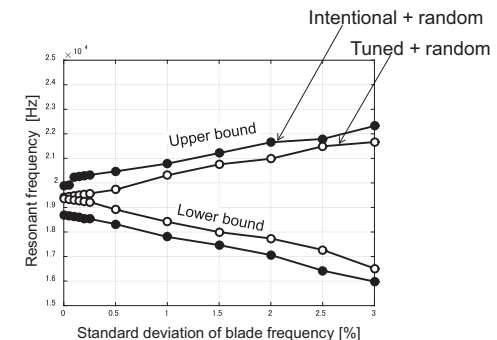
(a) FEA model

(b) Natural frequency of blade

Fig. 6 FEA model and natural frequency of blade



(a) Maximum amplitude



(b) Resonant frequency range

Fig. 7 Maximum amplitude and resonant frequency range of intentionally mistuned impeller

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. 6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

しており、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. 7 (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。またFig. 7 (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. 7 (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. 7 (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 $1/\sqrt{2}$ 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。

従来、このような強制振動に対するミスチューン効果の解析は変位応答を対象にして行われてきたが、変位応答に対するミスチューン効果と実際の翼振動強度設計に使用する合成応力（主応力やミーゼス応力）に対するミスチューン効果は、必ずしも一致しないので注意を要する。Fig. 8とFig. 9はシュラウド翼構造の翼・ディスク系（全周の翼枚数76枚）のNo.1翼とNo.3翼の先端部に付加質量を取り付けてミスチューン系を作成し、低次元モデルSNMを利用して16ハーモニックの周波数応答解析をした結果を示している⁽⁵⁾。Fig. 8は解析に使用したFEAモデルを、Fig. 9は各翼に発生する最大振幅とチップ部のミーゼス応力を示しており、Fig. 9の縦軸はチューン系の共振振幅や共振応力で正規化している。チューン系では全ての翼の応答は同一になるが、ミスチューン系では各翼の応答に差が現れる。さらに、最大振幅位置の変位で評価したミスチューン効果（Fig. 9 (a)）とベース部の応力最大位置で評価したミスチューン効果はほぼ同一になるが、チップ部の応力最大位置（Fig. 9 (b)）で評価したミスチューン効果は明確に異なっている。一般に、曲げ主体の振動モードであれば、変位で評価したミスチューン効果と個々の応力成分で評価したミスチューン効果は一致するが、合成応力（主応力やミーゼス応力）で評価したミスチューン効果

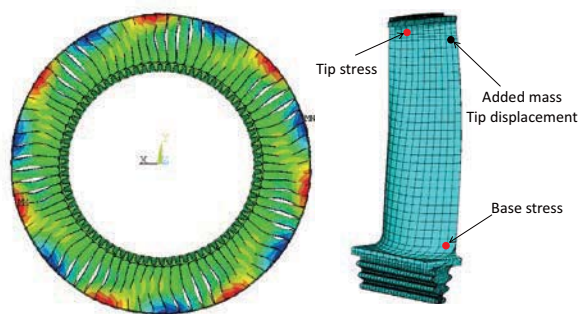
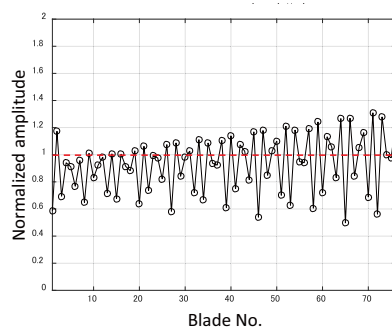
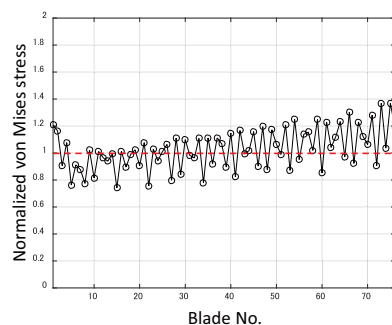


Fig. 8 FEA model of shrouded blade of actual steam turbine



(a) Maximum displacement



(b) Maximum Mises stress at blade tip

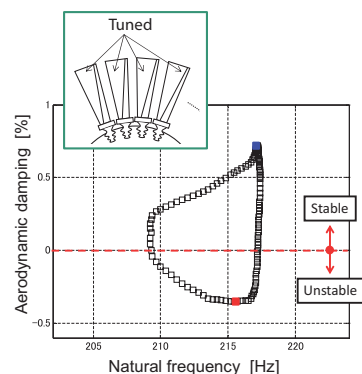
Fig. 9 Max. displacement and max. Mises stress of shrouded blade of actual steam turbine

とは異なる。これは、個々の応力成分（垂直応力、せん断応力成分）の周方向の分布に位相差が生じるためである。

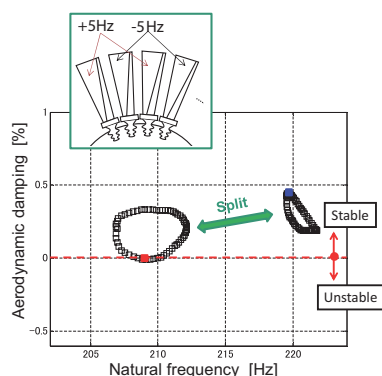
4. ミスチューンを考慮したフラッタ解析

2章において、ミスチューンは強制振動に対しては危険側に、自励振動（フラッタ）に対しては安全側に作用することを述べたが、この効果を定量的に評価するために、CFD解析から求めた非定常流体力（付加減衰や付加剛性）と低次元モデルを組合せた安定性解析が行われている。

Fig. 10は、CFD、FEA、および低次元モデルFMMを利用して、蒸気タービンの翼・ディスク系（単独翼構造、全周の翼枚数120枚）に対して、個々の翼の特性が均一なチューン系と交互ミスチューン系の安定性解析を行った結果を示している⁽⁶⁾。Fig. 10に示すように、交互ミス



(a) Tuned bladed disk



(b) Alternatively mistuned bladed disk

Fig. 10 Results of stability analysis of bladed disk

チューン (隣接翼の固有振動数を交互に変更したミスチューン系) にすると根軌跡は二つのグループに分離し、空力減衰の最小値は増加し最大値は減少する。その結果、翼・ディスク系は安定化される。Fig. 10の解析は実際にフラッタが発生した蒸気タービン翼を対象にしているが、解析結果は実機の検証試験結果と対応することが確認されている。

フラッタは動翼だけでなく静翼にも発生する。翼の先端をシュラウドで結合した静翼では、翼の中間部の振幅が大きく、隣接翼との位相が異なるToopモード (Tangential out of phase mode) でフラッタが発生することが知られている。Fig. 11に典型的なToopモードを示す。Fig. 12はCFDから求めた非定常流体力と等価ばね・質量モデルを利用して、全周が72枚で構成される静翼環の安定性解析を行った結果を示している⁽⁷⁾。この解析では静翼の剛性が正規分布に従うと仮定し、ランダムに抽出した剛性を持つ静翼を周方向に配置してミスチューンがある静翼環を作成し、複素固有値解析により静翼環の空力減衰を求めている。この解析を多数回 (5,000回) 繰り返し、その結果を統計処理して空力減衰の確率分布を求めている。Fig. 12に示すように、個々の翼のモーダル剛性の変動係数 (σ_k) が大きくなるほど空力減衰が負になる確率が小さくなり、静翼環は安定化されることが示されている。

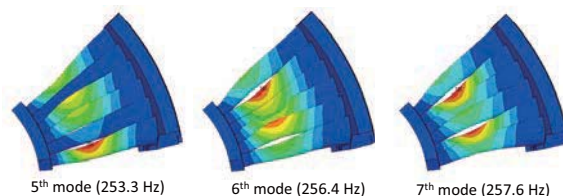


Fig. 11 Natural frequency and vibration mode of grouped vane alone (Toop mode)

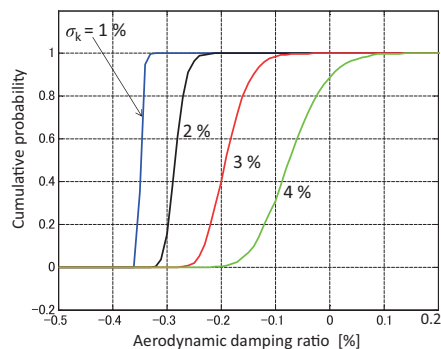


Fig. 12 Cumulative probability of aerodynamic damping for Toop mode

5. ミスチューンを考慮した最適設計

3章で説明したように、ミスチューンを有する翼・ディスク系では共振振幅はチューン系よりも増大する。逆に考えれば、可変速機で明瞭な加振力との共振回避が困難な単独翼構造の翼・ディスク系 (翼1本1本をディスクに植え込む翼構造を有する翼・ディスク系) に対しては、翼を製作した後に個々の翼の固有振動数を計測し、明瞭な加振力との共振応力が最小になるようにディスク上に翼を配置することが共振応力低減対策として有効であると言える。Fig. 13からFig. 15は、個々の翼の固有振動数計測結果と重量計測結果を利用して、翼の共振応答と軸振動の原因になる不釣り合い量を同時に考慮した最適配列を探索する手法の有効性を検証した例である⁽⁸⁾。この解析では、航空エンジン用ガスタービン動翼 (Fig. 13) を対象に、低次元モデルFMMと最適化手法 (モンテカルロ法、遺伝的アルゴリズム) を利用して翼を並び替え、翼列干渉力に対する共振応力と不釣り合い量の多目的最適化を行っている。Fig. 14は、チューン系に対する共振応答の増大率 (AF) と翼の並び替え前後の不釣り合い量の比 (UF) を組み合わせた最適化指標 ($AF+UF$) を定義し、モンテカルロ法を利用して最適化指標を最小にする翼の配列を求めた結果を示している。オリジナルの翼配列 ($AF=1.68$, $UF=1.0$) に対して翼を並び替えるだけで、最適ミスチューン系では共振応答を $AF=1.38$ まで低減できるだけでなく不釣り合い量も $UF=0.0049$ まで低減できている。Fig. 15は、遺伝的アルゴリズムを利用して AF と UF の同時最適化を行った結果であり、モンテカルロ法と同等の最適解が得られている。

4章では、単独翼構造の翼・ディスク系では交互ミスチューンがフラッタ対策として有効であることを説明し

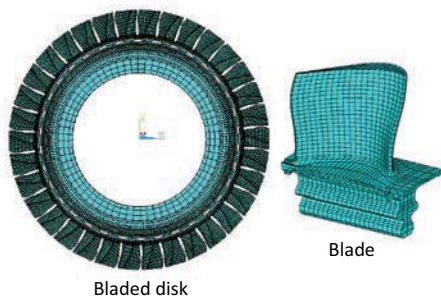


Fig. 13 FEA model of bladed disk of aeroengine

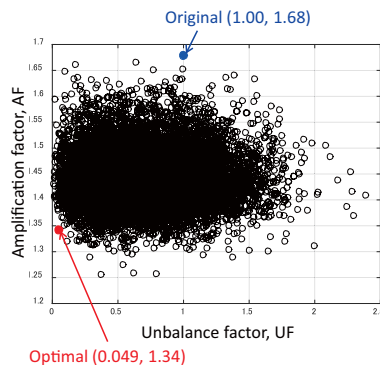


Fig. 14 Amplification and unbalance factor of bladed disks by Monte Carlo simulations

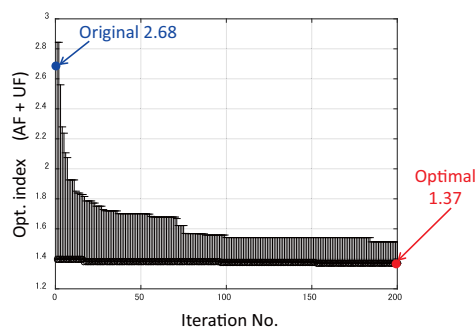


Fig. 15 Result of the optimal design of aeroengine by generic algorithm

たが、理想的な交互ミスチューン系を実現することは不可能であり、現実の翼・ディスク系では必ず工作誤差などに起因するランダムミスチューンが重畳する。従って、フラッタ対策として交互ミスチューン系を採用する場合にも、個々の翼の固有振動数を計測して交互ミスチューンを保持したまま翼を並び替えれば、安定性を確保したまま共振応答を最小にすることができる⁽⁹⁾。

6. まとめ

ミスチューンを考慮した翼振動解析技術の現状を解説した。2015年のパリ協定以降、CO₂の排出量が多い火力発電所の建設を抑制する圧力が強くなりつつあるが、再生可能エネルギーの多くの課題を考えると、ガスタービンや蒸気タービンへの高性能化、信頼性向上の要求は今

後も続くと思われる。本稿では、ミスチューンを考慮した振動解析技術という観点だけから解説したが、翼振動の問題には、熱、流体、構造、材料、工作法など多くの分野が密接に関連し合っており、翼の振動強度設計では翼の信頼性に影響を及ぼす全ての因子を精度良く評価しなければならない。高性能・高信頼性回転機械を実現するためには、今後もロータダイナミクスとその境界領域に関する地道な研究が必要である。

参考文献

- (1) Yang, M. T. and Griffin, J. H., A reduced order model of mistuning using a subset of nominal system modes, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123 (2001), DOI: 10.1115/1.1385197.
- (2) 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.
- (3) Kaneko, Y., Mori, K. and Ooyama, H., Resonant response and random response analysis of mistuned bladed disk consisting of directionally solidified blade, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-42875 (2015).
- (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) Kaneko, Y., Watanabe, T., Furukawa, T. and Washio, S., Study on vibration response characteristics of mistuned bladed disk expressed by vibratory stress, Proceedings of ASME Turbo Expo 2019, GT2019-90510 (2019).
- (6) 金子康智, 竹村真人, 森一石, 大山宏治, ミスチューンがある翼・ディスク系のフラッタ解析, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 824 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.14-00491.
- (7) 金子康智, 竹村真人, 森一石, 大山宏治, 大容量蒸気タービン静翼の振動特性と安定性に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 837 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.15-00536.
- (8) Kaneko, Y., Watanabe, T. and Furukawa, T., Study on the reduction of the resonant stress of turbine blades caused by the stage interaction force (Simultaneous optimization of blade resonant stress and amount of unbalance), Proceedings of ASME Turbo Expo 2020, GT2020-14031 (2020).
- (9) Kaneko, Y., Mori, K. and Ooyama, H., Practical optimization of mistuned bladed disk of steam turbine with free-standing blade structure for forced and self-excited vibration, Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-75056 (2018).

特集：振動・ロータダイナミクス

ロータダイナミクスと連成解析・モデリングの最近の話題

Recent Topics on the Rotordynamics with Coupled Modeling and Analysis

井上 剛志^{*1} 藪井 将太^{*2}
INOUE Tsuyoshi YABUI Shota

キーワード：ロータダイナミクス，連成モデリング，連成解析

Key Words：Rotordynamics, Coupled Modeling, Coupled Analysis

1. 緒言

社会インフラを支えるターボ機械の高効率化や高性能化は、近年の環境保全の共通理念である「持続可能な開発」において必須要求である。ターボ機械の高効率化・高性能化のためには、機械の小型化・高速化が求められるが、これに伴って発生する軸振動が問題となってきた⁽¹⁾。ターボ機械の異常振動は重大事故やインフラの停止など大きな被害となるため、軸振動を事前に予測し予防する技術を開発することは非常に重要である。本記事では、著者らの最近の成果を述べ、その中からロータダイナミクスと連成解析・モデリングについて詳しく述べる。

著者の最近の研究テーマを下記に示す。

(1)流体との連成ロータダイナミクス解析^{(2),(3),(4)}

従来のバルクフロー（BF）解析を用いたRD係数には様々な限界があることから、その適用範囲を広げるための拡張BF解析を提案し、ロータダイナミクス解析に用いていた^{(2),(3)}。その過程で最近注目されているFSI解析にも取り組み、隙間流れの平均化ナビエーストックス方程式と軸振動との双方向連成FSI解析を、その解析の安定性に工夫しながら行った⁽⁴⁾。現在は、その解析の高度化、効率化と対象拡大を行っている。

(2)モートン効果の伝達関数モデリング^{(5),(6)}

モートン効果とはすべり軸受で起こる熱曲がり起因する不安定化現象である。従来のモートン効果の研究は熱伝達解析まで行うモデルベースのものが主流であるが、著者らはジャーナル表面の実際の熱分布計測からモートン効果のデータベース型の伝達関数モデルを構築した。このモデルによりモートン効果による振動予測を容易に行うことができる⁽⁵⁾。さらに現在は、このモデルを用いた機械学習により軸受パラメータがモートン効果に与える影響を明らかにし、振動の要因分析を行っている⁽⁶⁾。

(3)磁気軸受の高精度軌道追従制御によるメカニカルシールの接触力推定^{(7),(8)}

ロータに接触中のメカニカルシールの動特性を計測するため、磁気軸受を用いて μm オーダー精度でロータの挙動を再現し、また制御力からサブNオーダーのメカニカルシールの接触力をリアルタイムで推定するシステムを構築した^{(7),(8)}。そして、この接触力の特性を考察し、明らかにした。現在は、さらなる制御の高精度化、対象シールの多様化、そして回転速度の高速化を行っている。

(4)遠心振り子式動吸振器によるねじり振動の制振^{(9),(10)}

遠心振り子式動吸振器（CPVA）はねじり振動の有効な制振デバイスであるが、著者らはその非線形性により質量と制振限界にはトレードオフがあり、さらに不安定化現象が起こりえることを明らかにしてきた⁽⁹⁾。また、多自由度系の場合には通常言われているCPVAの広い回転速度範囲にわたる制振効果は無いことを説明した⁽¹⁰⁾。現在は、CPVAの制振効果を向上させる取り組みを行っている。

(5)バランスピストンの軸方向振動の安定性解析^{(11),(12)}

バランスピストン（BP）の1次元理論解析モデルを用いた軸方向振動の安定性解析と簡易実験装置を用いた実験的検証を行った⁽¹¹⁾。また、アクティブ制御理論（感度関数などの評価指標）を用いたBPの安定性評価を行い、機械学習の一つであるSVMにより安定に動作する設計パラメータの設計を行った⁽¹²⁾。現在は、構造物の弾性モードまで考慮した解析に取り組んでいる。

(6)機械構造物の状態監視と故障・異常検出^{(13),(14)}

著者（井上）は2004年以来機械の状態監視と診断に関するISO/TC108/SC5の活動にかかわっている。関連して、まずクラックのアクティブ診断の定式化に取り組み、ブリージングクラックの非線形性と磁気軸受加振の相互作用により発生する副共振を始めて理論的に説明し、実験的に確認した⁽¹³⁾。さらに支持異方性を有する有限要素ロータモデルのクラック検出に対してオーダー評価を組み込んだ伝達関数による解析法をまとめた⁽¹⁴⁾。現在は、

原稿受付 2020年7月2日

*1 名古屋大学大学院・工学研究科
〒464-8603 名古屋市千種区不老町
E-mail: inoue.tsuyoshi@nagoya-u.jp

ギヤや軸受の状態監視と故障・異常検出に取り組んでいる。

(7)その他

ターボチャージャーのロータダイナミクス、柔軟マルチボディダイナミクス解析手法の研究とそのロータダイナミクスへの援用、制振デバイスの研究、モータの解析なども行っている。

次節では以上の成果から、(1)で述べたシールと弾性ロータ系の双方向連成FSI解析⁽⁴⁾について紹介する。なお、次節の内容はASMEが著作権を有することを記しておく。

2. 流体の連成ロータダイナミクス解析⁽⁴⁾

2.1 はじめに

シールやインペラ等の流体要素で発生するロータダイナミック (RD) 流体力はターボ機械の安定性に多大な影響を及ぼすことが知られており、重要な要因である^{(1),(15),(16)}。例えば、軸受間に多くのシールを有する立軸多段ポンプでは軸の振れまわりが大きくなりやすく、シールの動特性が系の安定性に特に大きな影響を及ぼす⁽¹⁷⁾。また、石油掘削に用いられる電動水中ポンプ (ESP) では、砂の混入による侵食の影響からシール部で軸が大振幅で振れまわり、異常振動を引き起こす事例が報告されている⁽¹⁸⁾。

従来様々なアプローチによって、シールに働くRD流体力の影響を軸振動解析に考慮するための研究が行われてきた。最も一般的な手法が線形RD係数 (等価質量、減衰、剛性) で表現する手法である^{(1),(15)}。線形RD係数の算出方法として最も一般的な方法は、HirsのBulk-flow理論^{(19),(20)}に基づくBulk-flow解析であり、計算負荷 (計算時間や容量) が非常に小さいという利点がある^{(21),(22)}。著者らも解析可能範囲をクリアランスの半分まで拡大した非線形Bulk-flow解析を提案している^{(2),(3)}。近年はCFD解析ソフトウェアを用いて3次元流体計算から線形RD係数を算出する方法も盛んに研究されている^{(23),(24),(25),(26)}。しかし、線形RD係数を求めるには軸の軌道を与える必要があるため、軸挙動や安定性を正確に予測するためには、流れ場と軸振動の双方向連成解析が必要となる。

双方向連成解析の先行研究としては、Rindeら⁽²⁷⁾はMATLABとCOMSOLを組み合わせて、ティルティングパッドジャーナル軸受の油膜反力と回転軸・パッドの挙動の連成数値シミュレーションを行った。これらはレイノルズ方程式に基づいた圧力場の解析のみである。また、Liら⁽²⁸⁾は、ジャーナル軸受を対象として油膜のCFD (FLUENT) 計算と軸振動のFortranコードの連成解析コードを開発し、ジャーナルのミスアライメントがロータの過渡応答へ及ぼす影響を調べた。

本研究では、軸振動とシールすきま流れの双方向連成解析手法を構築する。シールの場合には、圧力場に加えて流れ場を解く必要があり、軸の変位と流れ場は連続の式を常に満足していなければならない、解析には工夫が必

要となる。シールは平行環状シールを用い、すきま厚さ方向に平均化した連続の式および運動量の式を支配方程式に用いた。解析の安定性の問題を解決するための工夫として、流体系は連続の式、軸系は軸の運動方程式を各時間ステップで同時に満足するように逐次修正を行いながら時間発展を進める方法を用い、解析全体の数値不安定化を抑制する。

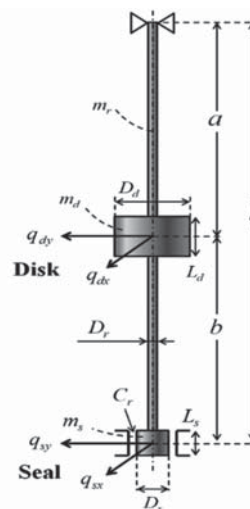


Fig. 1 Vertical rotor model with plain seal

2.2 シール流れと軸振動の双方向連成解析

2.2.1 運動方程式と流体の方程式 Fig. 1に示す上端を単純支持、下端を平行環状シールで支持された2円板鉛直弾性軸モデルを考える。このロータモデルの運動方程式 (EOM) は、行列形式で式(1)となる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}_{unb} + \mathbf{F}_{const} + \mathbf{F}_{cont} + \mathbf{F}_{RD} \quad (1)$$

ここで、 \mathbf{q} は軸の変位ベクトル、 $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ はそれぞれ系の質量、減衰、剛性マトリクスを表す。 \mathbf{F}_{unb} は不釣り合い力、 ω は軸の回転角速度、 e はロータ部の静不釣り合い量である。 \mathbf{F}_{const} は系に作用する一定外力、 \mathbf{F}_{cont} はシール部がステータに接触した時の接触反力、 \mathbf{F}_{RD} はシールで発生するRD流体力を表す。平行環状シール部のシール長さは回転軸長さに比べて十分短いと、シール内の軸方向の隙間変化は無視できるものとした。

シール等のすきま流れでは半径方向隙間がシール長さやロータ直径等の幾何寸法に比べて微小である。そのため、流速の半径方向成分は他の成分に比べて十分微小であるとして、半径方向に平均化した連続の式 (CE) と運動量の式 (CTE)^{(19),(20)}を用いる。 y, z が周方向と軸方向である。

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial(hv)}{\partial y} + \frac{\partial(hw)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

$$-h \frac{\partial p}{\partial y} = \rho \left(\frac{\partial(hv)}{\partial t} + \frac{\partial(hv^2)}{\partial y} + \frac{\partial(hvw)}{\partial z} \right) + \tau_{sy} + \tau_{ry} \quad (3)$$

$$-h \frac{\partial p}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial(hw)}{\partial t} + \frac{\partial(hvw)}{\partial y} + \frac{\partial(hw^2)}{\partial z} \right) + \tau_{sz} + \tau_{rz} \quad (4)$$

ここで、 R_r はロータ半径、 ρ は流体密度、 τ_{sy} , τ_{ry} , τ_{sz} , τ_{rz} はせん断応力、 v , w は周方向および軸方向の流速、 p は圧力、 h は流体の半径隙間分布を示している。作動流体は非圧縮性流体とし、解析手法にはMAC法⁽⁹⁾を用いる。MAC法では運動量の式とそれらの発散から導かれる圧力のポアソン方程式 (PPE) を支配方程式として解析が行われる。流体領域では、式(3)(4)と圧力のポアソン方程式を支配方程式として用いる。せん断応力に関しては、Hirs⁽¹⁾のせん断応力モデル⁽⁹⁾を用い、せん断応力における摩擦係数には以下のBlasius Model⁽¹⁾、その係数はYamadaが行った円筒流れの実験結果⁽⁹⁾から得たものを用いる。境界条件に関しては、まず、入口境界条件に関しては、周方向流速は予旋回速度を考慮して与える。軸方向に流速勾配はゼロとする。また、出口境界条件は、周方向及び軸方向流速の軸方向勾配はゼロとする。また、入口、出口で圧力損失を考慮する。

流体系は、空間に関する離散化は、スタガード格子⁽⁹⁾を用いた有限差分法で差分化する。式(3)(4)の時間発展から平均流速場を求め、圧力のポアソン方程式から得た線形代数方程式に代入して圧力場を得る。流体系も軸振動も、時間発展についてはアダムス法 (アダムス・バッシュフォース法 (AB) とアダムス・モルトン法 (AM) による予測子修正子法) を用いる。

2.3 流体系と軸振動の双方向連成解析

2.3.1 連成解析のフローチャート Fig. 2にすきま流れと軸振動の双方向連成解析のフローチャートを示す。図中の①～⑥を下記で説明する。

- ① 軸振動解析で得た軸の状態量から次時間ステップ $n+1$ の流体解析の入力を定める。
- ② 流体解析で得た圧力からRD流体力 F_{RD}^n を算出し、次時間ステップ $n+1$ の軸振動解析の入力。
- ③ 流体系と軸振動をアダムス法により同時に時間発展させ、 v^{n+1} , w^{n+1} および q_s^{n+1} , \dot{q}_s^{n+1} を得る。
- ④ 軸状態量から軸加速度 \ddot{q}_s^{n+1*} の近似値を求める。
- ⑤ 軸状態量と \ddot{q}_s^{n+1*} から隙間 h^{n+1} , \dot{h}^{n+1} , \ddot{h}^{n+1*} を得る。
- ⑥ 流速と隙間からRD流体力 F_{RD}^{n+1*} を得る。数値解析の安定性改善のため、Fig. 3に示すように③④で得た軸状態量 \ddot{q}_s^{n+1*} とRD流体力 F_{RD}^{n+1*} が運動方程式(1)を満足するまで近似加速度 \ddot{q}_s^{n+1*} と圧力 p^{n+1*} をニュートンラフソン法 (NR) で修正する。このステップ⑥ではMAC法により圧力ポアソン方程式を解く際に連続の式も満足されることになる。

2.4 解析結果と考察

2.4.1 解析方法と解析条件 解析に用いた代表的パラメータの値をTable 1に示す。回転速度を準静的に増加させ、流体力の作用により不安定化し自励振動が発生したらそのまま解析を継続しつつ回転速度を減速する。このようにして、軸の振れまわり振幅や漏れ流量の周波数特性、OSIとOSDを算出した。

2.4.2 解析結果 Fig. 4とFig. 5に、シール部の振れまわり振幅 $A_s = \sqrt{q_{sx}^2 + q_{sy}^2}$ とシール漏れ流量の周波数応答曲線を示す。増速時にある回転速度で自励振動が発生し、振れまわり振幅が急激に増大する。その回転速度 (Onset speed of instability: OSI) を▲で示す。漏れ流量も振れまわり振幅が大きい場合は10%以上増加する。その後減速させるとしばらくはこの大振幅状態 (シールステータに接触しながら振れまわる状態) が継続し、やがて自励振動が消滅して振幅が急激に減少する。この回転速度 (Onset speed of dropdown : OSD) を▼で示す。このようにRD流体力の非線形性の影響から振れまわり振幅の跳躍 (振幅ジャンプ) 現象と、増速・減速時の履歴現象が確認できる。このOSIとOSDの間の回転速度範囲をMSSR (Multiple stability speed range) とする。

従来の線形RD係数を用いた安定性解析ではOSIは求まるが、OSDやMSSRは求められない。また、CFD等を援用したコシミュレーションは計算コストが高く、

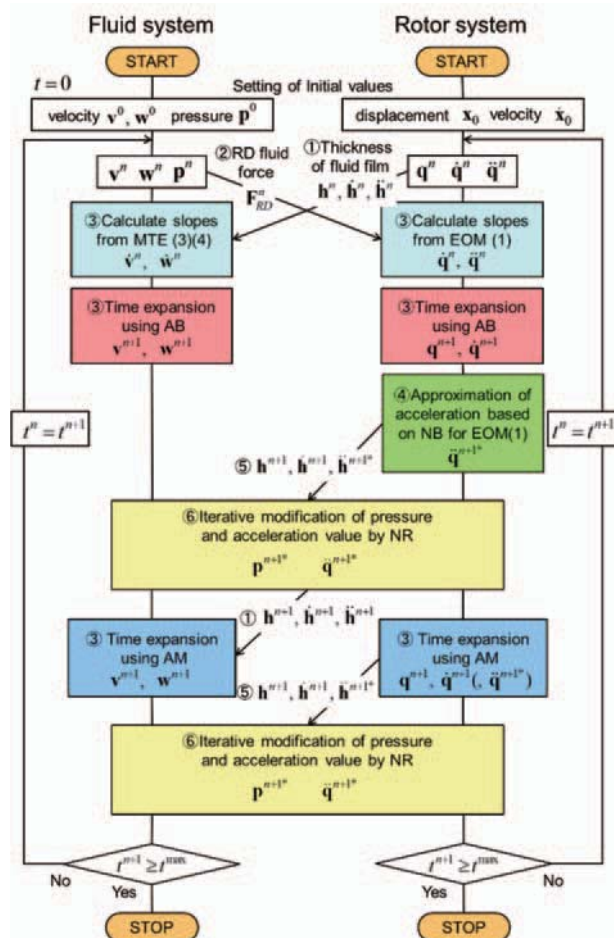


Fig. 2 Flowchart of two-way coupling analysis

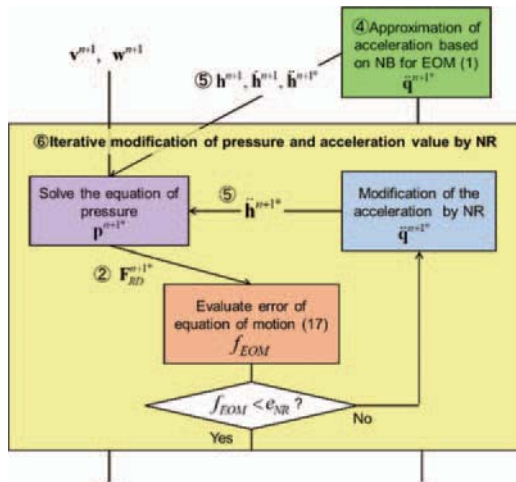


Fig. 3 Iterative modification of pressure and acceleration value by Newton-Raphson method

Table 1 Parameter values used in numerical analysis

Rotor (shaft) diameter	D_r	16.0	[mm]
Rotor (shaft) length -a	a	390.0	[mm]
Rot (shaft) length -b	b	380.0	[mm]
Disk weight	m_d	9.64	[kg]
Seal diameter	D_s	30.0	[mm]
Seal length	L_s	30.0	[mm]
Seal weight	m_s	0.17	[kg]
Seal clearance	C_r	200	[μm]
Inlet pressure	P_{in}	0.08	[MPa]
Outlet pressure	P_{out}	0.0	[Mpa]
Inlet pressure loss coefficient	ζ_{in}	0.50	[-]
Outlet pressure loss coefficient	ζ_{out}	1.0	[-]
Pre-swirl ratio	α	0.2	[-]
Fluid density (water, 23°C)	ρ	997.56	[kg/m ³]
Fluid viscosity (water, 23°C)	μ	9.3×10^{-4}	[Pa s]
Static unbalance	e	60	[μm]
Time step	dt	2.4×10^{-5}	[sec]

Fig. 4の周波数応答曲線を描くことはまだ難しい。本研究は2018年時点の計算環境（CPU：Intel Core i7（3.40 GHz），RAM：8.00GB，OS：Windows10（64bit））で時刻歴シミュレーション1ケース当たりの計算時間は約1時間、増速・減速1セットの周波数応答曲線の計算時間は約150時間であり、低計算コストの連成解析を実現できた。

Fig. 6は不安定化後に減速時のシール部軸変位の振動成分のWaterfall図である。自励振動で10Hz付近の固有振動数成分 f_n が発生しているのに加え、後向き同期成分もわずかに発生している。これは不安定化時のRD流体力もしくは接触力の影響から軸軌道がわずかに楕円形になっていることを示している。さらに減速するとOSDで固有振動数成分 f_n は急激に小さくなり、元の低振幅の状態へ移行していることがわかる。

Fig. 7に増速時（3000rpm）のある時刻の圧力分布とすきまの関係を示す。縦軸に圧力値を取り、カラーバーですきま分布を示す。また、各軸方向位置 z において周方向の最大圧力位置と最小圧力位置を実線で示しており、

この状況では周方向で最大圧力位置は最小すきま位置から約90°遅れた位置になることが確認できる。このように双方向連成解析手法では、時々刻々の軸運動と流速・圧力場の関係を得ることが可能である。

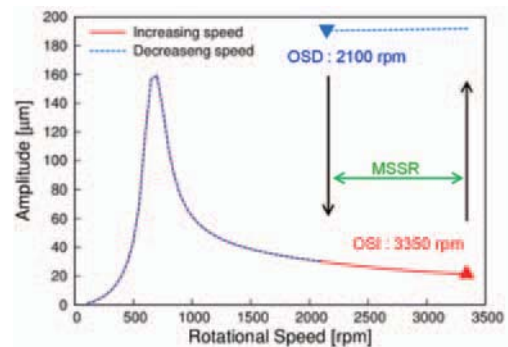


Fig. 4 Frequency response of whirl amplitude at the seal part

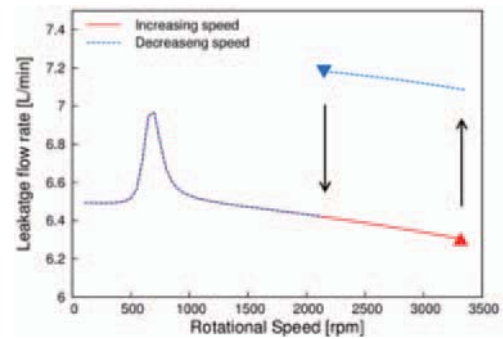


Fig. 5 Frequency response of leakage flow rate

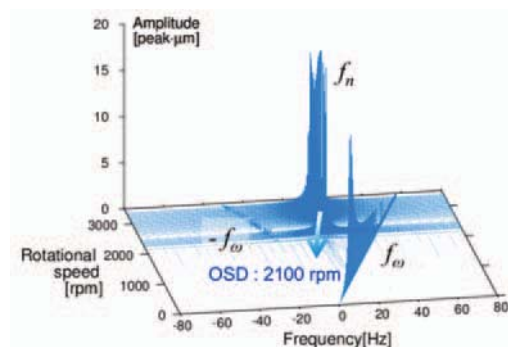


Fig. 6 Waterfall plot of displacement at the seal part (coupling analysis result, decreasing rotational speed after the occurrence of unstable vibration at OSI)

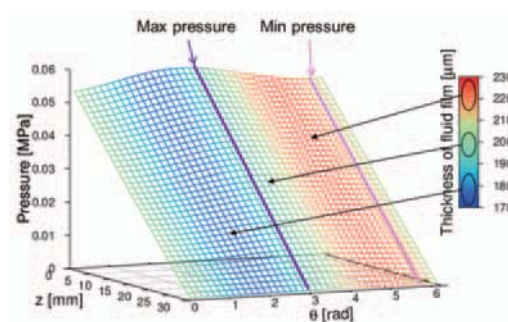


Fig. 7 Distribution of pressure and the thickness of the fluid film (3000rpm, increasing rotational speed)

2.5 実験的検証

2.5.1 OSIとOSDの確認 Fig. 8に実験結果と連成解析結果 (Fig. 4) を重ねてプロットしたものを示す。増速時のOSI, 減速時のOSDおよびその間の回転速度領域 MSSRについて実験と解析で良好な一致が確認できる。このことから, 系の安定性に関しても解析と実験の良好な一致を確認し, 本解析手法の妥当性が示された。

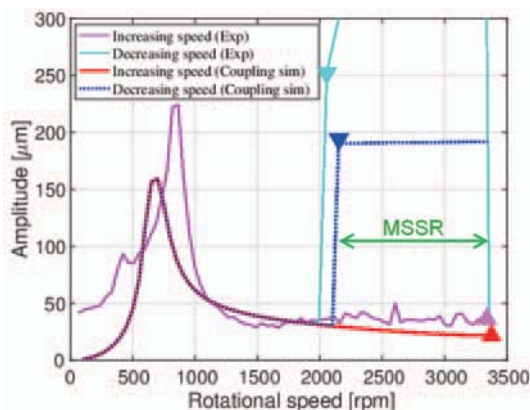


Fig. 8 Comparison of experimental result and coupling analysis result for whirl amplitude at the seal part

2.5.2 振れまわり振幅の影響 従来の線形RD係数は軸の振れまわり軌道を微小円軌道と仮定しており, RD流体力の振れまわり振幅依存性を表現できない。Fig. 9は連成解析で不釣り合い e を変化させた際のOSIとOSDに及ぼす影響を示す。連成解析結果と実験結果を示し, 連成解析は静不釣り合いを $e = 60, 180, 240, 300 \mu\text{m}$ とした場合で実施した。横軸は, OSI近傍 (共振より十分高速) における振動振幅をシールクリアランス C_r で割った値を示す。比較のために, 線形RD係数を用いた安定性解析のOSI予測値も併せて示す。線形RD係数は振幅 $0.1C_r$ で同心円軌道振れまわりと仮定した線形Bulk-flow解析により求め, 回転速度依存性を考慮して算出した。この線形RD係数には振れまわり振幅依存性を考慮できないため, 線形RD係数を用いたOSI予測値は定数である。一方で連成解析により予測したOSIは振れまわり振幅が増大すると単調に低下する傾向を示し, これは実験結果の傾向と一致している。またOSDについてもおおむね一致が見られた。このことから流体力と軸振動の連成系の安定性の振れまわり振幅依存性について定性的に良好な一致が確認できた。

2.6 まとめ

本節では, 平行環状シールのすきま流れと軸振動の双方向連成解析手法について述べた。双方向連成解析の際に, 流体系の連続の式とロータ系の運動方程式が各時間ステップにおいて満足されるように, Newton-Raphson法を用いて逐次修正を行いつつ時間発展させる方法を採用し, 連成解析特有の数値不安定化を抑制し, 解析全体の数値安定性を向上させた。準静的に回転速度を変化させ,

時間発展シミュレーションを実施することで, 漏れ流量等の流体特性とロータの振れまわり振幅等の振動特性の周波数応答解析を実施した。それぞれの回転速度で2.4秒 (10万時間ステップ) の解析を実施し, その解析時間は約1時間であり, 計算コストを抑えた連成解析手法を構築した。自励振動が発生し系が不安定となる回転速度OSI (Onset Speed of Instability) と不安定化後に減速し自励振動が消滅して振幅が急激に減少する回転速度OSD (Onset speed of dropdown) について連成解析結果と実験結果は良好な一致を示した。現在は, 同手法を発展させた連成Shooting解析手法の構築を進めるとともに, 理論解析の適用範囲をできるだけ広げることによる解析時間の低減化を行っている。

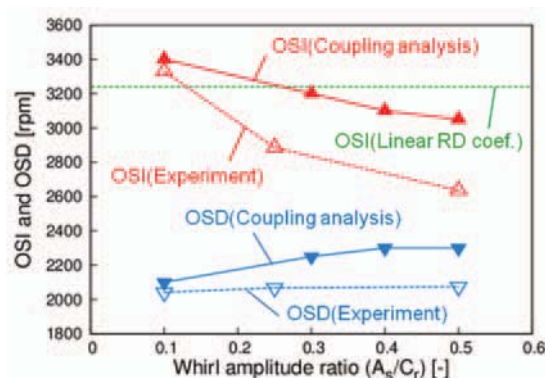


Fig. 9 Influence of whirl amplitude on OSI/OSD and comparison with the experimental results

3. 結言

著者らが最近10年くらいで実施してきた内容を中心に述べ, そのなかの1つを重点的に説明した。その歩みを振り返って言えることは, (1)流体との連成現象, 電磁気との連成現象に関して非線形性まで含めたロータダイナミクス解析により, そこで起こる現象の物理的な説明・解釈が求められることが多くなってきていること。(2) (昔から言われてはいたが) 最近のソフトウェアを用いることによりロータダイナミクス分野の設計や解析と制御の高度な融合が現実的になりつつあること。そして(3)基本的には実験により現象を実際に確認し, モデルや解析の妥当性を確認することが重要であることである。今後はさらに, データ駆動モデルを適切に連成させて組み合わせた物理ベースモデリングと解析の在り方にも取り組み, その活用により, ロータダイナミクスにおける各種の現象の解釈と予測をさらに進めていきたい。

参考文献

- (1) D. W. Childs. *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis*. John Wiley & Sons (1993).
- (2) A. Ikemoto, T. Inoue, K. Sakamoto and M. Uchiumi. "Nonlinear Analysis of Rotordynamic Fluid Forces in the Annular Plain Seal by Using Extended Perturbation

- Analysis of the Bulk-Flow Theory (Influence of Whirling Amplitude in the Case with Concentric Circular Whirl)." *ASME J. Tribol.* Vol. 140 No. 4 (2018). DOI: 10.1115/1.4039370.
- (3) K. Yamada, A. Ikemoto, T. Inoue and M. Uchiumi, "Nonlinear Analysis of Rotordynamic Fluid Forces in the Annular Plain Seal by Using Extended Bulk-Flow Analysis: Influence of Static Eccentricity and Whirling Amplitude." *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* Vol. 141 No. 2 (2018), 021017. doi: 10.1115/1.4041128.
 - (4) K. Miyake, T. Inoue, and Y. Watanabe, "Two-Way Coupling Analysis Of Shaft Vibration And Clearance Flow Across Plain Annular Seal", *ASME, Journal of Applied Mechanics*, 86 (10), 101002 (2019-07), p. 13.
 - (5) S. Yabui, J. Chiba, T. Suzuki, S. Tomimatsu and T. Inoue, "Analysis of Whirling Vibration Due to Morton Effect by Using Frequency Transfer Function Model in Journal Bearings", *ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 142 (4) 041010 (2020-04), p. 10.
 - (6) 千葉, 藪井, 井上, 鈴木, 富松, 回帰分析を用いた滑り軸受L/D比とモートン効果の関係性の推定, ターボ機械, 48 (4), (2020), pp. 201-207.
 - (7) S. Yabui and T. Inoue, "Development of optimal controller design method to compensate for vibrations caused by unbalanced force in rotor system based on Nyquist diagram", *J. of Vibration and Control*, 25-4 (2018), pp. 793-805.
 - (8) S. Yabui, T. Inoue, "Development of Adaptive Feed-Forward Cancellation with Frequency Estimation Algorithm for Compensation of Periodic Disturbance at Arbitrary Frequency", *ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 141 (12), (2019), 121014, p. 12.
 - (9) Y. Ishida, T. Inoue, T. Fukami, and M. Ueda, "Torsional Vibration Suppression by the Roller Type Centrifugal Vibration Absorbers", *ASME, J. of Vib. And acoust.*, Vol. 131, No. 5, 051012 (2009), pp. 1-10.
 - (10) K. Kadoi, T. Inoue, J. Kawano, M. Kondo, "Nonlinear Analysis of a Torsional Vibration of a Multi Degree of Freedom system with Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers and Its Suppression", *ASME, Journal Vib. Acoust.* 2018, 140 (6), 061008, p. 12.
 - (11) 平木, 井上, 藪井, "バランスピストン機構の軸方向安定性に関する実験的研究", 機論 85 巻876 号 (2019) p. 19-00187.
 - (12) 藪井, 平木, 井上, "アクティブ制御を用いたターボポンプのバランスピストン機構における安定性解析のためのモデル開発", 機論85巻873号 (2019), p. 18-00445.
 - (13) Y. Ishida and T. Inoue, "Detection of a Rotor Crack Using a Harmonic Excitation and Nonlinear Vibration Analysis", *ASME, J. of Vib. And acoust.*, Vol. 128, No. 6, (2006), pp. 741-749.
 - (14) Q. Yao, T. Inoue and S. Yabui, "Finite Element Analysis and Experimental Validation of Transfer Function of Rotating Shaft System with both an Open Crack and Anisotropic Support Stiffness", *ASME, J. Vib. Acoust* 141 (2), 021002 (2018), p. 15.
 - (15) C. E. Brennen. *Hydrodynamics of Pumps*. Concepts NREC (1994).
 - (16) 岩壺卓三, 本岡直人, 川井良次. "ラビリンスシールを有する回転軸の不安定振動 (第1報, 液体モデルによるシール内流体力の実験および理論による解析)." 日本機械学会論文集 (C編) 49巻441号 (1983) : pp. 719-726.
 - (17) Clay S. Norrbin, Dara W. Childs and Stephen Phillips. "Including Housing-Casing Fluid in a Lateral Rotordynamics Analysis on Electric Submersible Pumps." *J. Eng. Gas Turbines Power* Vol. 139 No.6, (2017) : 062505. DOI: 10.1115/1.4035358.
 - (18) G. L. Morrison, N. Carvajal, R. Saleh and C. Bai "The Measured Impact of Erosion on the Rotodynamic and Performance Characteristics of a Mixed Flow ESP." *Proceedings of the 31st International Pump Users Symposium*. Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2015.
 - (19) G. G. Hirs. "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films." *ASME Journal of Lubrication Technology*. Vol.95 No.2 (1973) : pp. 137-146. DOI: 10.1115/1.3451752.
 - (20) C. C. Nelson. "Analysis for Leakage and Rotordynamic Coefficients of Surface-Roughened Tapered Annular Gas Seals." *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* Vol.106 No. 4 (1984) : pp. 927-934. DOI: 10.1115/1.3239660.
 - (21) Q. Jiang, L. Zhai, L. Wang, et al. "Fluid-structure interaction analysis of annular seals and rotor systems in multi-stage pumps." *J. Mech. Sci. Technol.* Vol. 27 Issue 7 (2013) pp. 1893-1902. DOI: 10.1007/s12206-013-0507-y.
 - (22) W. Zhou, et al. "Dynamic analysis of a planar multi-stage centrifugal pump rotor system based on a novel coupled model." *Journal of Sound and Vibration* 434 (2018) : 237-260. DOI: 10.1016/j.jsv.2018.07.041.
 - (23) J. Jeffrey Moore. "Three-Dimensional CFD Rotordynamic Analysis of Gas Labyrinth Seals." *ASME J. Vib. Acoust.* Vol. 125 No. 4 (2003) : pp. 427-433. DOI: 10.1115/1.1615248.
 - (24) K. K. Nielsen, K. Jønck and H. Underbakke. "Hole-Pattern and Honeycomb Seal Rotordynamic Forces: Validation of CFD-Based Prediction Techniques." *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* Vol. 134 No. 12 (2012), 122505. DOI: 10.1115/1.4007344.
 - (25) Z. Li, J. Li and Z. Feng. "Comparisons of Rotordynamic Characteristics Predictions for Annular Gas Seals Using the Transient Computational Fluid Dynamic Method Based on Different Single-Frequency and Multifrequency Rotor Whirling Models." *ASME J. Tribol.* Vol. 138 No. 1 (2015), 011701. DOI: 10.1115/1.4030807.

- (26) F. Mortazavi and A. Palazzolo. "Prediction of Rotordynamic Performance of Smooth Stator-Grooved Rotor Liquid Annular Seals Utilizing Computational Fluid Dynamics." *ASME J. Vib. Acoust.* Vol. 140 No. 3 031002 (2017) : DOI: 10.1115/1.4038437.
- (27) Rindi, Andrea, et al. "Efficient models of three-dimensional tilting pad journal bearings for the study of the interactions between rotor and lubricant supply plant." *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* Vol. 11 No. 1 (2016) : 011011. doi: 10.1115/1.4030509.
- (28) Q. Li, S. Liu, X. Pan and S. Zheng. "A new method for studying the 3D transient flow of misaligned journal bearings in flexible rotor-bearing systems." *Journal of Zhejiang University SCIENCE A* Vol. 13 No. 4 (2012) : pp. 293-310. DOI: 10.1631/jzus.A1100228.
- (29) 桑原, 河村, 流体計算と差分, 朝倉書店 (2005).
- (30) Y. Yamada. "Resistance of a Flow through an Annulus with an Inner Rotating Cylinder." *Bulletin of JSME* Vol. 5 No. 18 (1962) : pp. 302-310. DOI: 10.1299/jsme1958.5.302.

特集：振動・ロータダイナミクス

ロケットエンジン用ターボポンプのロータダイナミクス

Rotordynamics of a Turbopump for a Rocket Engine

内海 政春^{*1}

UCHIUMI Masaharu

キーワード：ロケットエンジン，ターボポンプ，軸振動，液体水素，ロータダイナミック流体力

Key Words：Rocket Engine, Turbopump, Rotor Vibration, Liquid Hydrogen, Rotordynamic Fluid Force

1. はじめに

ロケットエンジン用ターボポンプの開発において，高頻度で発生し，もっとも困難な技術課題のひとつが軸系の振動問題である。日本のターボポンプ特有の事象ではなく，どの国のロケットターボポンプにも共通した課題である。

軸系の振動問題は，ロータ系を構成するシャフト，インペラ，インデューサ，タービン，軸シールと，軸系を支持する軸受の特性が複雑に影響し合っている。危険速度や振動モードなどの軸振動特性を把握するためには，材料・強度・構造のほかに，流体物性（密度や圧縮性など）や潤滑特性，さらには軸系とケーシングの隙間など製造・組立技術までも考慮する必要がある。

また，ロケットでは構造重量の低減が打上げ能力に直結することから，ターボポンプを含むロケットエンジンにも厳しい軽量化が要求される。ターボポンプの軽量化は軸系の高速回転によって達成されるため，残留不釣り合いによる強制振動や危険速度通過時の共振はもちろんのこと，インペラや軸シールなどに発生する動的流体励振力，いわゆるロータダイナミック流体力による自励振動にも悩まされてきた。

本稿では，筆者がロケットエンジン開発において経験した軸振動と流体励振力について述べることにする。

2. ロケットターボポンプ

2.1 ターボポンプの作動環境と形式

液体ロケットエンジンは，ターボポンプ，噴射器，燃焼室，ノズルスカートなどで構成される。Fig. 1にH-IIAロケット用メインエンジンLE-7Aの系統図と写真を示す。ターボポンプは推進薬を低圧な状態で吸込んで高圧の状態に吐出しており，エンジンにおけるもっとも低圧部と高圧部（超臨界）が共存する。また，日本の液体基幹ロケットの推進薬の組み合わせは液体酸素と液体水素であり，どちらも極低温（大気圧下における飽和温度はそれぞれ90Kと20K）である。よって，もっとも低

温な状態のポンプと高温燃焼ガスで駆動されるタービンも共存しており，過酷環境に晒されている。

ターボポンプは高速回転機械であり，酸化剤用と燃料用のポンプとタービンが同軸に配置されるFig. 2のような一軸型¹⁾と，酸化剤と燃料用がそれぞれ単体で構成される分離型がある。Fig. 3にスペースシャトル・メインエンジン高圧ターボポンプの概略図を示す²⁾。燃焼室を挟む形で液体酸素ターボポンプ（右）と液体水素ターボポンプ（左）が別々に概略されている。酸化剤と燃料の密度が互いに近い場合は一軸型で回転させても吐出圧力がほぼ等しくなるが，液体酸素と液体水素のように密度が16倍も異なるような場合は分離型とするのが一般的である。なおギアを採用することにより，単一のタービンで別々のポンプ用主軸を回転させるターボポンプも存在するが，大流量の高速回転用には適さない。日本のH-IIA，H-IIBロケット用のLE-7AやH-3ロケット用に開発中のLE-9も，液体酸素と液体水素の2つのターボポンプが別々に概略されている。

ロケットターボポンプと航空用ガスタービンの典型的な違いの一つが作動流体の密度である。ガスタービンにおける圧縮機では気体を高圧化するが，ロケットポンプでは液体を昇圧しており，流体の密度が大きくなるため翼や主軸に作用する流体力（励振力）が大きくなる。一

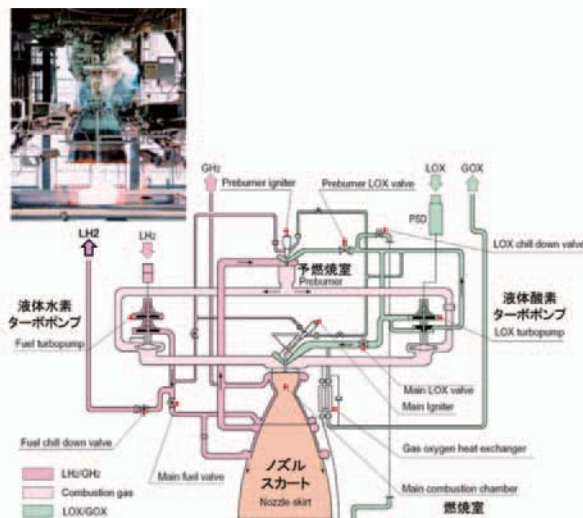
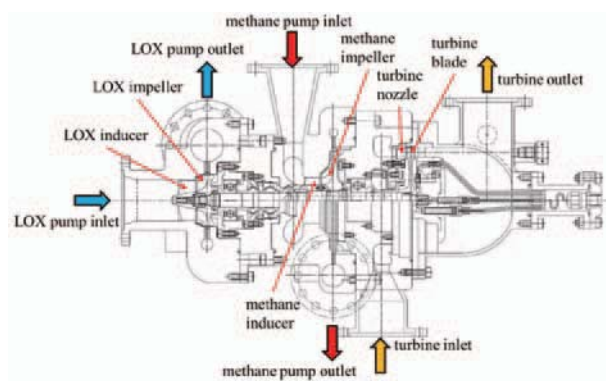
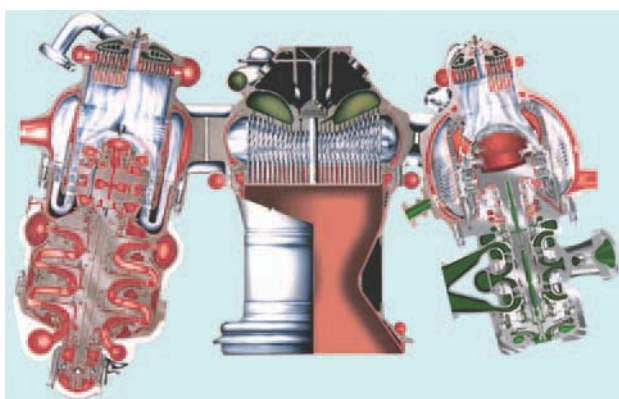


Fig. 1 Schematic chart of LE-7A engine

原稿受付 2020年7月28日

* 1 室蘭工業大学 航空宇宙機システム研究センター
〒050-8585 室蘭市水元町27-1 S305
E-mail: uchiumi@mmm.muroran-it.ac.jp

Fig. 2 Cross-sectional view of a single-shaft turbopump⁽¹⁾Fig. 3 Turbopump layout of Space Shuttle Main Engine⁽²⁾

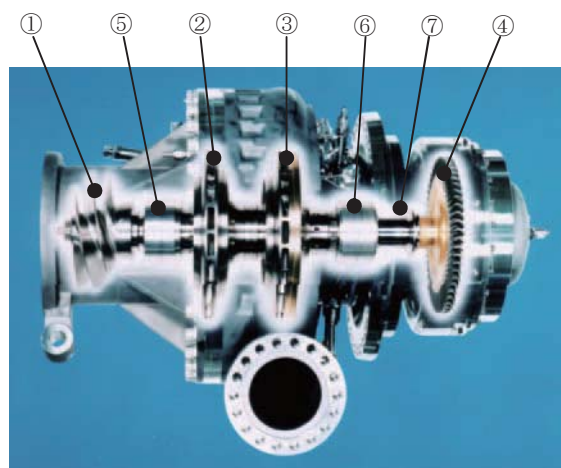
方、相対的には少ない回転エネルギーで流体を高圧化することが可能となる。

液体酸素は約 $1,100\text{kg/m}^3$ と水よりもやや密度が高いが、液体水素は約 70kg/m^3 と液体の中では密度がきわめて小さく、液体水素インペラの設計では（比速度などによるが）圧縮機に似たような形状になることがあることは興味深い。

2.2 LE-7A液体水素ターボポンプ

LE-7A液体水素ターボポンプの軸系の構成をFig. 4に示す⁽³⁾。軸系の定格回転速度は毎分42,300回転、ポンプ出口圧力は約28MPa、ポンプ流量は約 $0.53\text{m}^3/\text{s}$ 、出力は約20,000kWである。このターボポンプの質量は200kg弱（軸系は約23kg）なのでこのシステムのエネルギー密度は約 100kW/kg である。軸長は約60cmで極低温ポンプ部とホットセクションのタービン部が同軸で結合されている。

極低温推進薬タンクからの推進剤の吸込みは、エンジンの最上流部にあるインデューサ（流れが閉塞しにくいように配慮された翼枚数の少ない軸流式羽根車）が担っている。インデューサにはキャビテーションと呼ばれる圧力低下による流体の沸騰現象が発生する。インデューサの開発時には、旋回キャビテーション、キャビテーションサージ、キャビテーション旋回失速など、さまざまな流体不安定現象が発生した。このキャビテーション不安定現象によって周波数が異なる数種類の流体加振力



① : Inducer, ② : First impeller, ③ : Second impeller
④ : Turbine, ⑤⑥ : Bearing, ⑦ : Shaft seal system

Fig. 4 LE-7A hydrogen turbopump⁽³⁾

が生じ、許容できないほどの軸系振動問題が発生した。この詳細については後述する。

軸系は、インデューサ、インペラ、軸シール、およびタービンディスクとシャフトが一体構造となったディスクシャフトにより構成されている。軸系の組立時には軸系を引っ張ることにより、十分に高い軸力をかけている。また、各部の圧力分布によって発生する軸方向推力のバランスは、バランスピストン方式を採用している。バランスピストン機構の模式図をFig. 5に示す。第2段インペラの背面シュラウドをバランスディスクとして利用し、背面とケーシング間に設けた二つのオリフィス機構、および背面シュラウドに設けたバランスホールによって圧力が自動調整されるしくみである。これにより玉軸受に負荷される軸方向荷重は基本的にプリロードのみとなるよう設計されている。バランスピストン機構は軸方向推力の静的つりあわせの自律調整機能を有しているが⁽⁴⁾、バランスピストン室に封じ込められた流体が圧縮性を持つことによる流体ばね作用が発生し、軸方向の自励振動が発生することが報告されている⁽⁵⁾。特に液体水素は体積弾性率が小さいため留意が必要となる。

玉軸受の材質はSUS440Cステンレス鋼で、高速回転に適する初期接触角が25度のタンデム型アンギュラ玉軸受がポンプ側とタービン側にそれぞれ1式ずつ配置されている。

定格回転速度に至るまでに1次から3次までの危険速度を通過する。軸のモード形状の計算結果をFig. 6に示す。1次危険速度（14,500rpm付近）はタービン側がふれまわるモード、2次危険速度（20,500rpm付近）はポンプ（インデューサ）側がふれまわるモード、3次危険速度（31,000rpm付近）は軸の曲げモード（Bending mode）である。それぞれの軸受の外側にインデューサとタービンが配置されており、オーバーハングロータとなっている。なお、Bending modeを越えたところに定

格作動点があるロケットターボポンプは筆者の知る限りこのターボポンプのみである。1次から3次危険速度通過時の共振点付近では大きな振動振幅が発生し、これを克服するために多くの労力が費やされた。また、当初はLE-7Aにスロットリング機能（推力可変機能）を持たせる計画であったが、3次危険速度よりやや高速側の35,000～38,000rpm付近にタービン動翼の固有振動数が存在するため、総合的な判断によりスロットリング機能の採用は見送られることとなった。現在開発中のLE-9ターボポンプはBending mode以下に定格作動点が設定され、またスロットリング機能の採用も計画されている⁽⁶⁾。

軸受の潤滑はPTFE（Polytetrafluoroethylene）を含浸したガラス織布を円筒状に積層した保持器を利用する、いわゆる固体潤滑方式を採用している。ロケットターボポンプではポンプ部が極低温環境となるため油潤滑が採用できないためである。保持器ポケット面に露出したガラス繊維の研磨作用を除去するため、ふっ酸処理によって表面の有害なガラス繊維を溶解・除去している。ガラス繊維の溶解・中和過程で生成されたMgO, CaO, CaO₃の化学反応物がPTFE潤滑膜の付着性を高めて耐久性を向上させる設計となっている⁽⁷⁾。さらに、転がり軸受そのものには減衰作用がほとんどないため、弾性モード（Bending mode）の危険速度を通過するために軸受を支持するマウントにダンパーを付加している。液体水素の物性では粘性による速度比例型の減衰作用がほとんど期待できない。航空用ガスタービンで採用されているスクイズフィルムダンパも適用できないため、クーロンフリクションダンパーを採用している⁽⁸⁾。細い金属製ワイヤを編みこんで円形に成型したダンパー（ニットワイヤメッシュダンパー）を軸受マウント保持用のボル

トに装着することで減衰機能を期待するものであり、極低温環境においても優れた減衰特性が得られる。クーロンフリクションは強い非線形性を持つが、高い等価粘性減衰力を得るために軸受周りのクリアランスを厳しく設定し、軸振動特性を向上させている。

3. ターボポンプの軸系振動

ロータダイナミクスの目的は軸系の振動特性を明らかにすることであるが、その挙動は軸系に作用する外力とその応答によって決定される。ロケットターボポンプの軸系振動に影響を及ぼす要因は多種多様であるが、ロータダイナミクス解析（複素固有値解析）により軸振動挙動を推察するときに考慮される代表的な力を以下に示す。

- (1) 残留不つりあいやミスアライメントによる機械的加振力
- (2) 流力不つりあい力（非対称性によるもの）
- (3) 軸受反力
- (4) 軸の内部減衰（危険速度以上での負減衰力）
- (5) 軸シールに発生する不安定化力
- (6) インペラシュラウド部の不安定化流体力
- (7) キャビテーションや旋回失速による非定常流体力
- (8) 軸流タービンに生じるトルクアンバランス力（Thomas / Alford力）

このほかに軸受の非線形特性による回転非同期振動⁽⁹⁾や外輪の傾きによる剛性変化⁽¹⁰⁾、トルク変動によるねじり振動、軸方向と半径方向の連成振動などが生じることもあり、実現象は非常に複雑である。本稿では流体励振力に着目し、(5)～(7)について述べる。

3.1 ロータダイナミック流体力（RD流体力）

RD流体力は、インペラや軸シールなどの軸系を構成する要素とそれと対面する静止部との狭いすきまにある流体が軸系に作用する力である。ロータの自転と公転（ふれまわり運動）にともなって狭いすきまの流体が流動し、流体が軸系をさらに回転させようとする励振力を与える自励振動である。ロータモデルとそれに作用する流体力の概念をFig. 7に示す。 $m_{xx}, m_{xy}, m_{yy}, m_{yx}$ は付加質量マトリクス成分、 $c_{xx}, c_{xy}, c_{yy}, c_{yx}$ は減衰マトリクス成分、 $k_{xx}, k_{xy}, k_{yy}, k_{yx}$ は剛性マトリクス成分、 F_{RD} はロータダイナミック流体力そのものである。各成分の構成からなる各マトリクスはRD流体力がふれまわり周波数に対する二次曲線で表現できる場合に用いられ、マトリクスの各成分は対角項と非対角項によりそれぞれ直接作用（direct action）と連成作用（cross-coupled action）になる。RD流体力はFig. 8に示すように接線方向（ F_t ）と半径方向（ F_n ）に分解され、不安定化作用はロータの自転と同一方向の接線方向流体力が大きく影響し、ターボポンプの狭い接液部ごとに生じ、ロータシステムとしての減衰比（軸振動解析上の複素固有値の実部）に影響を及ぼす。自由振動状態のロータが自励振動に至るか減衰自由振動になるかはシステム減衰比の正負で決まるため、高精度に複素固有値を算出したい場合やロータの安定性

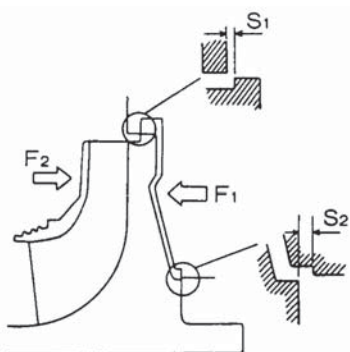


Fig. 5 Balance piston located in back shroud of an impeller

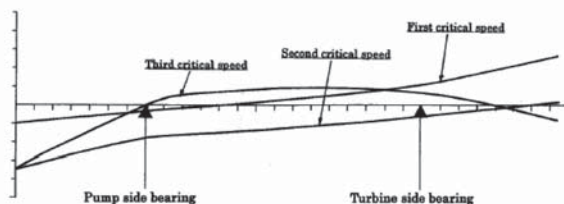


Fig. 6 Mode shape of the hydrogen turbopump

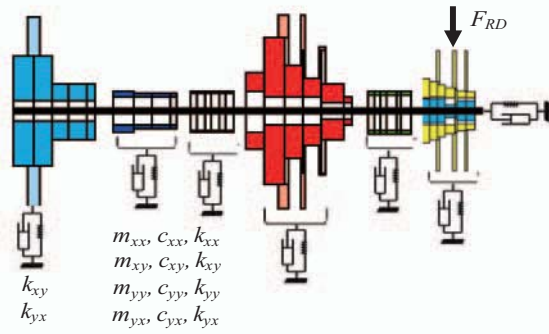


Fig. 7 Rotor modeling and RD fluid forces

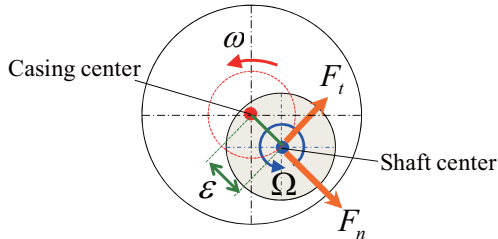
Rotordynamic force effect at $\omega/\Omega > 0$ $F_n > 0$: inertia effect $F_n < 0$: restoring effect $F_t > 0$: destabilizing effect $F_t < 0$: damping effect

Fig. 8 Schematic of the RD forces acting on a rotor

評価を行なう場合には主要コンポーネントや旋回流の影響を受けやすい部位のRD流体力あるいはRD係数を個別に獲得していく必要がある。

ロータをFig. 7のような有限要素モデルにて軸振動解析を行うとき、ロータの振動挙動は次式の運動方程式で定式化される。

$$\sum_{j=1}^n [m_{ij} \ddot{x}_j(t) + c_{ij} \dot{x}_j(t) + k_{ij} x_j(t)] = f_i(t) \quad \dots(1)$$

($i=1, 2, \dots, n$)

ここで、 m_{ij} , c_{ij} , k_{ij} , $f_i(t)$ は、それぞれノード*i-j*間の質量係数、減衰係数、剛性係数、および加振力であり、 $x_i(t)$, $\dot{x}_i(t)$, $\ddot{x}_i(t)$ は*i*における変位、速度、加速度、 n はノード数である。上式をマトリクス形式に表現すると以下となり、

$$[m_{ij}] = M, [c_{ij}] = C, [k_{ij}] = K \quad \dots(2)$$

線形振動においては指数Tを転置として

$$[M] = [M]^T, [C] = [C]^T, [K] = [K]^T \quad \dots(3)$$

が成り立ち、以下の関係から

$$\sum_{j=1}^n x_j(t) = \{x(t)\}, \sum_{j=1}^n f_j(t) = \{F(t)\} \quad \dots(4)$$

運動方程式はマトリクスを用いて

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad \dots(5)$$

と簡潔に表現される。

一方、ターボポンプの機械要素に作用するRD流体力はふれまわり周波数特性から算出されるRD係数によって表現され、RD流体力が作用するノードに対応したところにマトリクスとして入力される。半径*R*のロータが回転角速度*Ω*で自転し、ケーシング中心回りにふれまわり半径*ε*、ふれまわり角速度*ω*で、変位 $x(t) = \varepsilon \cos \omega t$, $y(t) = \varepsilon \sin \omega t$ の微小円運動をおこなうとき、RD流体力成分とRD係数は、付加質量、減衰、剛性の各マトリクス成分に分離して表現され、*x-y*を固定座標系として以下のような関係となる。

$$\begin{bmatrix} F_n & -F_t \\ F_t & F_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x/R \\ y/R \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ -m_{xy} & m_{xx} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}/R\Omega^2 \\ \ddot{y}/R\Omega^2 \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ -c_{xy} & c_{xx} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}/R\Omega \\ \dot{y}/R\Omega \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ -k_{xy} & k_{xx} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x/R \\ y/R \end{Bmatrix} \quad \dots(6)$$

これはRD流体力がふれまわり比 ω/Ω の二次関数であることを意味しており、変位の微分の関係からRD流体力は以下となる。

$$f_n = m_{xx}(\omega/\Omega)^2 - c_{xy}(\omega/\Omega) - k_{xx} \quad \dots(7)$$

$$f_t = -m_{xy}(\omega/\Omega)^2 - c_{xx}(\omega/\Omega) + k_{xy} \quad \dots(8)$$

式(7)および(8)において、RD流体力は以下の式により無次元化している (ρ は流体密度、 L は代表長さ)。

$$f_{n,t} = F_{n,t} / (\rho \pi R^2 L \varepsilon \Omega^2)$$

式(7)と(8)の関係から、RD流体力は軸振動解析上、都合のよい6つのRD係数として取り扱われ、軸振動特性に及ぼすRD流体力の影響を評価することができる。一般的に軸シールの場合、連成付加質量マトリクス成分は非常に小さいためしばしば省略される。またインペラにおいても、直接付加質量マトリクス成分に対して連成付加質量マトリクス成分は小さいため省略されることもあるが、オープン型インペラにおいては連成付加質量マトリクス成分が大きくなる傾向があり、無視できない場合があるので注意を要する。またクローズ型インペラではLomakin effectによって直接剛性マトリクス成分は負となり復元作用が卓越するが、オープン型インペラの直接剛性マトリクス成分は一般に正となり、Bernoulli effectによって慣性作用が現れる。

一方、高出力タービンに作用するトルクアンバランス力は、軸系がふれまわりときに生じる周方向のクリアランス分布による局所的な効率変化が原因となる。

3.2 軸シールに発生する不安定化力

ターボ機械において、漏れの抑制、流体の減圧、流体間の分離などを目的として軸シールが用いられる。軸シールにおいて回転体と静止部とのすきまが小さいほどターボ機械の効率が向上するため、ラビリンスシールやフローティングリングシールなどの非接触式シールではできるだけすきまを小さくすることが望まれる。一方、メカニカルシールのような接触式シールでも摺動面における表面テクスチャリングによりすきまコントロールが行われるようになってきた。回転体と静止部とのすきまが狭くなるほど、一般的にはRD流体力が大きくなる。

円筒環状シール、ラビリンスシール、静止側に孔を有するダンパーシール、溝（並行溝、スパイラル溝）を有するグループシールなどは、ターボ機械に広く採用されており、実験や理論解析（Bulk-flow theory）に加えて、近年ではCFD解析による研究報告も多くみられるようになってきている。シール内での周方向旋回成分が大きくなるほど軸系の安定性を低下させる傾向がある。また入口予旋回は自励振動を引き起こす（減衰比を低下させる）大きな要因であるため、できるだけ解消することがのぞましいとされる。ロケットターボポンプにおいて、Thomas/Alford力によって発生した一次危険速度付近の自励振動を、シールリングに流入する流体に逆旋回を付与することによって抑制した例も報告されている⁽¹¹⁾。

ロケットターボポンプでは使用条件や用途に応じてさまざまな軸シールが用いられている。これらの軸振動に及ぼすロータダイナミック特性を調べるために、モータで自転させながら磁気軸受を用いてふれまわり軌道を実験的に作り出すロータダイナミクス試験機によって各種シールの特性が報告されている。フローティングリングシール、メカニカルシール、セグメントシール、ブラシシールを比較すると、メカニカルシールの半径方向力は小さいが、その他のシールは復元力を有する。一方、接線方向力もメカニカルシールは小さいが、他のシールは減衰力を発揮する。式(8)からわかるように、シールは直接減衰が大きく連成剛性が小さいことが良い振動特性であり、フローティングリングシールが最も優れた特性を持つとの報告がある⁽¹²⁾。

3.3 インペラシュラウド部の流体力

インペラのRD流体力は、前面と背面の漏れ流れによるものがある。背面漏れ流れはバランスピストンやバランスディスクなどの別の機能を兼用するケースがあり、その機能に応じた設計が行われる。一方、前面漏れ流れは、インペラの入口と出口の差圧による内向き流れと旋回するインペラの遠心力で生じる外向き流れによって複雑な流れとなる。ここでは、前面漏れ流れによるRD流体力について述べる。

(1) クローズドインペラの場合

RD流体力を計測した結果をFig. 9に示す。横軸はふれまわり周波数比であり、回転速度は1,000 rpm、流量係

数 $\phi=0.092$ である。半径方向流体力 F_n は典型的な二次曲線であり、直接付加質量 M の正負が特性に大きく影響を与えている。接線方向流体力 F_t はほぼ一次式となっていることから、連成付加質量 m の影響は小さく直接減衰 C が大きな影響を持つことがわかる。右下がり傾向でY切片が正であることから、Backwardふれまわりでは強い減衰（制振）効果があり、Forwardふれまわりには不安定化作用の領域が存在しているが、高ふれまわり領域では安定化することが読み取れる。直接剛性 K は常に負の値となり、Bernoulli effectが卓越する。連成剛性 k は常に正であり不安定化領域が存在する。直接減衰 C は正となることから右下がり勾配を生み出していることがわかる。よって k と C の両者から不安定領域はForwardふれまわりに存在することになる。

(2) オープンインペラの場合

クローズドインペラと同様、半径方向流体力 F_n は下に凸の二次曲線となるが、オープンインペラではY切片が負となる。接線方向流体力 F_t はほぼ一次式となるが、クローズドインペラのような右下がり傾向は生じない。オープンインペラは直接剛性 K が正になる特性があり、クローズドインペラではBernoulli effectが観察されていたが、オープンインペラでは符号が正に転じていることからLomakin effectが生じていると考えられる。この効果が復元力を生じさせている。直接減衰 C は正であるが、連成付加質量 m が負の値となるため、 C と m の両者の影響が合成されて、接線方向流体力は不安定化領域にとどまる特性が生み出される。

以上のことから、シュラウドの存在によりインペラに作用するRD流体力は異なる特性を有し、相対的にはクローズドインペラのほうがふれまわり方向の励振力は小さいと考えられる。

3.4 インデューサに生じるキャビテーション励振力

ポンプの吸込み圧力を低下させていくとインデューサに激しいキャビテーションが生じる。回転速度に対する

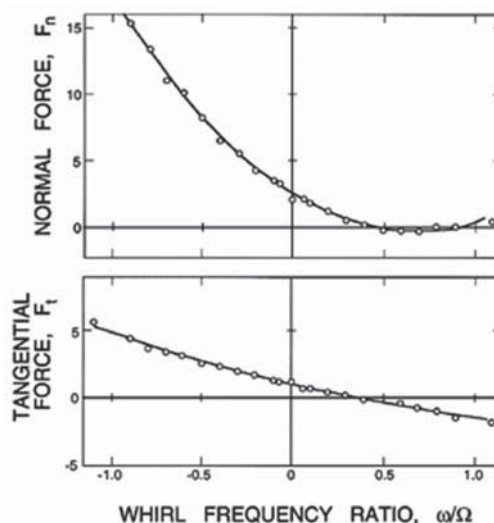


Fig. 9 Typical RD forces of a closed impeller

ふれまわり周波数比が1.1～1.2倍程度の巡回キャビテーションはインデューサ翼に大きな応力を生じさせる。さらに圧力を低下させるとふれまわり速度比が1.0となり、キャビティがインデューサ翼に固定されたような様相となる、いわゆる回転同期の巡回キャビテーションが観察される。この現象は、ある特定の翼間流路がキャビティの存在によって閉塞されたような状態となるため、マスアンバランスと同じ理由から大きな軸系の振動を生じさせる。インデューサは軸系の端部に設置されることが多いため軸振動はシビアな状況となる。この状態からさらにポンプ吸込み圧力を下げると流量変動を伴った低周波脈動が発生し作動不可能な状態に陥る。これがキャビテーションサージと呼ばれる現象である。圧縮機でもポンプでも低流量側でサージが発生することがあるが、これと同様に、キャビティの発達による流路閉塞によって低流量作動となることが原因とされる。

また、圧縮機に巡回失速が発生する事象と同じように、ロケットターボポンプでもキャビテーションによる巡回失速が発生したことがある。インデューサは翼枚数が3～4枚と少なく、翼に対する流れの入射角（インシデンス）も5度以下で設計されるのが一般的である。しかしながら、翼負圧面側にキャビティが生じて流れがキャビティを迂回するように流れると入射角が大きくなることで巡回失速の状態が発生する。このときの様子をFig. 10に示す。横軸はキャビテーション係数 K であり、小さくなるほど吸込み圧力が低くなる。 $K=0.0265$ 付近に達すると、インデューサ揚程が急激に低下するとともに軸振動が増大している。この軸振動の周波数は約350Hzであり、ポンプ（インデューサ）側が大きくふれまわる2次危険速度である。さらに K が低下すると揚程は保持されているにもかかわらず軸振動は通常レベルまで低下しており、インデューサ内部のキャビテーションを伴った流体による加振力が変化し、軸系がこの加振力にตอบสนองしなくなったことを示している。このように非常に厳しい軸振動をとまなうキャビテーション励振力が生じるインデューサは設計仕様を満たすことができないことから、インデューサを改良設計することにより対処することとなった。

4. あとがき

ロケット用ターボポンプのロータダイナミクスについて概説したが、軸系振動の問題は枚挙にいとまがない。いったんこの種の問題が発生すると簡単には解決できるものではなく、また画期的な解決手段を見出すことも現実的には難しい。これからも努力を重ね、ターボポンプの信頼性向上を図っていく必要があると認識する次第である。本稿が読者のこの種の問題に少しでも役立つことを願うものである。

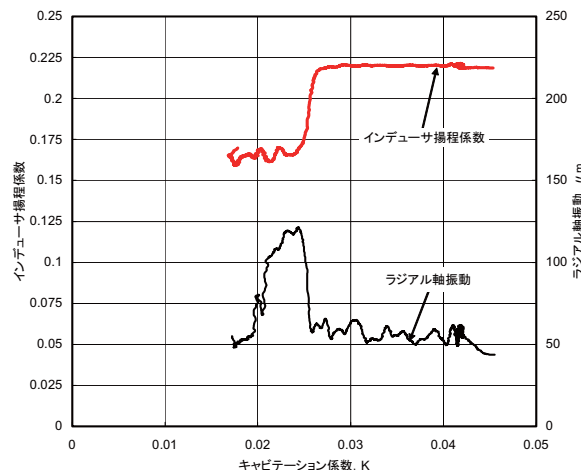


Fig. 10 Rotor vibration and inducer head under rotating stall

6. 参考文献

- (1) Tsukano, T. et al., Component tests of a LOX/methane full-expander cycle rocket engine: Single-shaft LOX/methane turbopump, 8th EUCASS2019-301 (2019), DOI: 10.13009.
- (2) Rocketdyne Propulsion & Power, Space Shuttle Main Engine Orientation, (1998).
- (3) 内海政春, ロケット用ポンプの研究開発, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 3 (2013), pp. 240-245.
- (4) Shimura, T. et al., Axial Thrust Balancing of the LE-7 LOX Turbopump, Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci., Vol. 38, No. 119 (1995), pp. 66-76.
- (5) 平木 博道, 内海 政春, バランスピストン機構の軸方向振動の固有値に関する理論的検討, ターボ機械, Vol. 43, No. 6 (2015), pp. 358-366.
- (6) Mizuno, T. et al., Development of Turbopump for LE-9 Engine, IHI Eng. Review, Vol. 51, No. 2 (2018), pp. 42-48.
- (7) 野坂正隆, ロケットターボポンプ用軸受の保持器複合材の潤滑特性, 日本複合材料学会誌, 20 (6), (1994).
- (8) Okayasu, A. et al, Vibration Problem in the LE-7 LH2 Turbopump, 26th AIAA JPC, (1990), DOI:10.2514/6.
- (9) 大竹 伸英, 井上 剛志, 坂口 智也, 内海 政春, ロケットエンジン用液体水素ターボポンプの玉軸受の非線形モデリングと軸振動解析による回転非同期成分の考察, 航空宇宙技術, Vol. 15 (2016), pp. 1-8.
- (10) Ohta, H., Sakaguchi, T. and Uchiumi, M., Load-Displacement Relationship of a Ball Bearing with Axial, Radial, and Angular Displacements for Both the Inner and Outer Rings, J. Tribology, ASME, Vol.139, No.1 (2016).
- (11) Motoi, H. et al., Sub-Synchronous Whirl in the LE-7A Rocket Engine Fuel Turbo-Pump, ISCORMA-2, Gdańsk, Poland, (2003), pp. 160-169.
- (12) 黒木ほか, ロケットターボポンプ用各種軸シールの動特性, ターボ機械, Vol. 45, No. 5 (2017), pp. 257-264.

特集：振動・ロータダイナミクス

回転軸における振動計測と振動解析技術

Vibration Measurements and Analysis Techniques on Rotating Shafts



瀧本 孝治*¹
TAKIMOTO Koji

キーワード：軸振動，渦電流式変位センサ，非接触センサ，ランナウト，振動解析

Key Words：Shaft Vibration, Eddy Current Displacement Sensor, Proximity Probe, Runout, Vibration Analysis

1. はじめに

ガスタービンをはじめ，多くの高速回転機械が様々なプラントで重要な設備として利用されているが，これらの機械には，運転中の状態監視と異常振動発生時の機械保護の目的から，振動センサと状態監視モニタが設置されている。さらに常設または仮設の振動解析システムにより，異常原因の究明なども行われている。

本稿では，回転機械の状態監視および振動解析，異常診断に適用される振動センサと振動解析技術に関して紹介，さらに滑り軸受で支持されたロータキット（モデルロータ）による異常振動発生事例と実機における振動解析事例を紹介する。

2. 大型高速回転機械の状態監視システム概要

通常，大型高速回転機械では非接触変位計（noncontact displacement transducer）を機械に設置して，回転軸自体の振れ回りである軸振動（shaft vibration）を計測し，その信号を振動監視モニタに取り込んで，振動レベル（振動変位の両振幅値）の常時監視を行い，振動振幅値が規定値を超えると注意警報（Alert）や危険警報（Danger）を発報して，条件によっては機械の緊急停止を行うことになる。Fig. 1の非接触変位計から振動モニタ（vibration monitor）の範囲がこれに該当する。さらに振動モニタのバッファ信号（buffered output）を解析データ収集装置に取り込む，または解析ボード実装型の振動モニタを適用することで，振動解析診断システム（vibration analysis and diagnostic system）を構築することができる。なお，バッファ信号とは，振動モニタの入力信号をゲイン1倍のアンプ（バッファアンプ）を介して裏面端子台および前面BNCコネクタから出力する

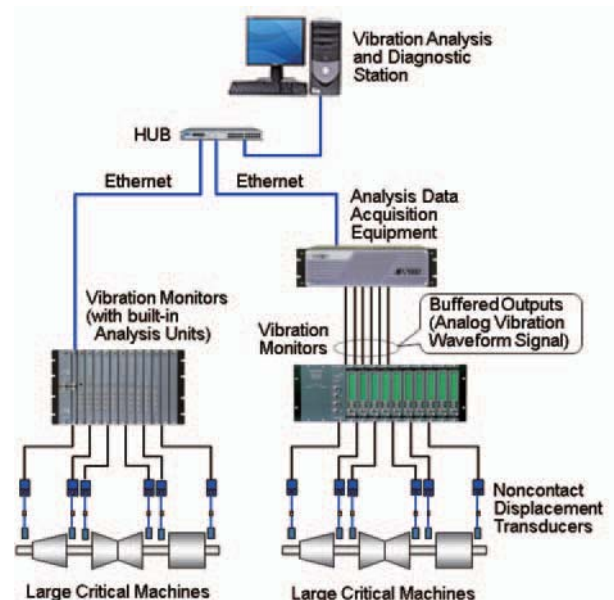


Fig. 1 Example of machine condition monitoring system

振動波形出力であり，バッファ出力を誤ってショートした場合でも振動モニタの監視機能に影響を与えないことがAPI 670規格¹⁾で要求されている。

なお，既設のプラントでは振動モニタまでの設置で，常設の振動解析診断システムまでは設置していない例も多く，そのような設備では，機械の起動／停止時や異常振動発生時にポータブルの振動解析システムに振動モニタのバッファ出力より振動波形信号を取り込み，機械の起動／停止時の振動特性の解析や，異常振動の解析診断が行われる。

3. 振動計測用センサ

回転機械の振動計測を行う場合，その目的や対象機械，測定箇所によって振動の変位（displacement），速度（velocity），加速度（acceleration）が適用される。一次危険速度を超えて運転，弾性軸（flexible rotor）として

原稿受付 2020年7月7日

*1 新川電機(株)

〒102-0083 千代田区麹町4-3-3 新麹町ビル3階

E-mail: koji-takimoto@shinkawa.co.jp

分類される高速回転機械で、滑り軸受支持の場合、軸のダイナミックな挙動を把握することが、通常の状態監視においても、また振動解析を行う際にも重要である。このような場合、非接触の渦電流式変位センサ (eddy current displacement sensor) により、軸と軸受の相対的な挙動である軸振動を変位で計測することが一般的に行われる。

3.1 渦電流式変位センサの原理

渦電流式変位計は、内部にコイルを持つセンサ部と発振・検波などの電子回路からなる変換器 (ドライバ)、およびセンサと変換器をつなぐ専用の延長ケーブル (同軸ケーブル) から構成される。変換器内部はFig. 2に示すように、発振回路、共振回路、検波回路、リニアライザなどで構成され、発振回路からセンサコイルに対して高周波 (MHzオーダ) の信号を供給、これによりセンサコイルから高周波磁束を発生し、この磁界中にターゲットとなる金属が近接すると、その金属の表面に渦電流が発生する。この渦電流の大きさはセンサコイルと金属との距離により変化、変換器側から見たターゲット金属を含むセンサコイルのインピーダンスが変化する。したがって、センサとターゲット間の距離の変化をセンサのインピーダンス変化としてとらえ、これを共振回路出力の電圧変化として取り出し、検波回路により距離に対応した直流電圧に変換する。更にリニアライザ回路により直線化して距離に比例した電圧として出力している。

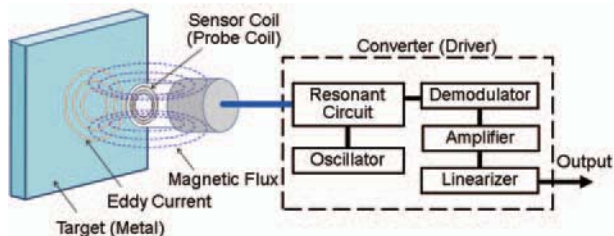


Fig. 2 Block diagram of eddy current displacement transducer

非接触変位計には静電容量式や光学式センサもあるが、これらはターゲットとセンサ間に介在する油や水などの影響を受ける。しかし、渦電流式変位センサの場合、原理的に油や水など、渦電流の発生しない物は測定に影響しないため、オイルミストが存在する回転機械の内部でも適用することができる。

渦電流式変位計は、直流 (静止状態の距離) から高い周波数まで応答するため、軸振動計測だけでなく、軸位置計測や回転数計測、位相基準検知などにも適用される。

3.2 非接触変位計に対するAPI 670規格の要求事項

API規格は米国石油協会 (American Petroleum Institute) 発行の規格で、その中の機械の保護システムに関するAPI 670規格では、軸振動計測に使われる渦電流式非接触変位計に対する要求事項が掲載されている。この規格では重要な回転機械の軸振動計測用変位計に対

して実用的で詳細な要求仕様を示しているため、この規格に基づいて設計された非接触変位計は、石油関連プラントだけでなく、発電プラントなど幅広く適用されている。API 670規格に記載されている要求仕様の主要な部分をTable 1に示す。この規格では、非接触変位計のセンサ部分を“Proximity probe”, 変換器を“Oscillator-demodulator”と呼ぶため、Table 1もその表記で示す。

スケールファクタ誤差 (incremental scale factor error) は、標準感度7.87 mV/μmに対する、ギャップ変化250 μm毎の感度誤差を示すもので、軸振動計測誤差と関連する。つまり、[軸振動計測誤差] = [振動値] × [スケールファクタ誤差] と考えることができるため、

Table 1 API 670 requirements for displacement transducer

Item	API 670 5th edition
Incremental Scale Factor	7.87 mV/μm ±5% at testing temperature 7.87 mV/μm ±10% at operating temp.
Deviation from Straight Line	Within ±25.4 μm at testing temperature Within ±76 μm at operating temperature
Linear range	2 mm
Operating temperature	Proximity probe : -35°C to +120°C Extension cable : -35°C to +65°C Oscillator-demodulator : -35°C to +65°C
Humidity	100% RH (non-submerged, with protection of connectors)
Standard target material	AISI 4140 steel (JIS SCM440)
Probe tip diameter	Standard : φ7.6 mm to φ8.3 mm Option : φ4.8 mm to φ5.3 mm
Thread of probe body	Standard : 3/8-24UNF Reverse mount Option : 3/8-24UNF, 1/4-28UNF, M10×1, M8×1
Probe cable length	Standard : 0.5 m (0.5 to 1 m) Option : 1 m (0.8 to 1.3 m)
Extension cable length	Standard : 4.5 m (min. 4.1 m) Option : 4 m (min. 3.6 m)
Power supply	-24VDC

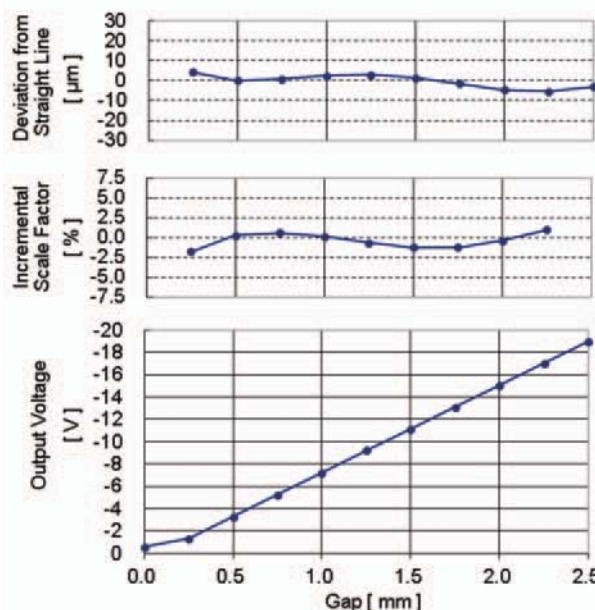


Fig. 3 Static characteristics of displacement transducer

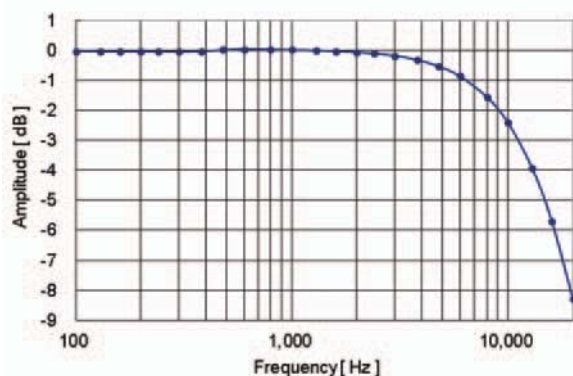


Fig. 4 Frequency response of displacement transducer

スケールファクタ誤差を $\pm 5\%$ とすると、例えば振動値が $100\ \mu\text{m p-p}$ の場合の誤差は $\pm 5\ \mu\text{m p-p}$ であり、振動値が $40\ \mu\text{m p-p}$ の場合の誤差は $\pm 2\ \mu\text{m p-p}$ となる。

また、直線性 (deviation from straight line) は感度 $7.87\ \text{mV}/\mu\text{m}$ の最適直線に対する計測値の差を示すもので、大きなギャップ変化を伴う軸位置計測における誤差と関連する。

Table 1の要求仕様を満足して、API 670規格に準拠した非接触変位計として市販されているものでは、使用温度範囲が規定より広いものが多く、また、センサケーブル長 (probe cable length) と延長ケーブル長 (extension cable length) を加えたシステムケーブル長は、規格要求の $5\ \text{m}$ だけでなく、 $9\ \text{m}$ システムも一般的である。

Fig. 3にAPI 670規格準拠の実際の非接触変位計の静特性グラフの例を示す。また、周波数特性はFig. 4に示すように、 $10\ \text{kHz}$ で -3dB 以内であり、 $3\ \text{kHz}$ くらいまではほとんど減衰が無い。実際の軸振動の周波数は、例えば比較的高速回転数の $12,000\ \text{rpm}$ の機械の場合、回転同期成分 (1X) が $200\ \text{Hz}$ で、その10次成分 (10X) まで計測するとしても $2\ \text{kHz}$ であり、実用上十分な周波数応答ということが言える。したがって、このようなほとんど減衰のない周波数範囲内であれば、Fig. 5に示すように、グラフエリア(c)の y_1, y_2, y_3 はグラフエリア(b)の x_1, x_2, x_3 に追従して、軸の挙動を正しく電圧波形として出力することができる。

3.3 軸振動センサの取付け

上記で述べた非接触変位計を適用した軸振動センサの機械への設置に関して、API 670規格およびISO 20816-1規格⁽²⁾において基準が示されているので、これを要約してTable 2に示す。また、より細かく規定されているAPI 670規格の要求事項を基にした軸振動センサの取付けイメージをFig. 6に示す。

軸振動センサはいずれも軸受の近くに設置することになるが、各測定位置においてロータの軸方向に垂直な平面上で互いに90度の角度を成す2つのセンサを設置することになる。ただし、Table 2の注記 (Note*) に示すように、ISO 20816-1規格では「もし、軸振動について

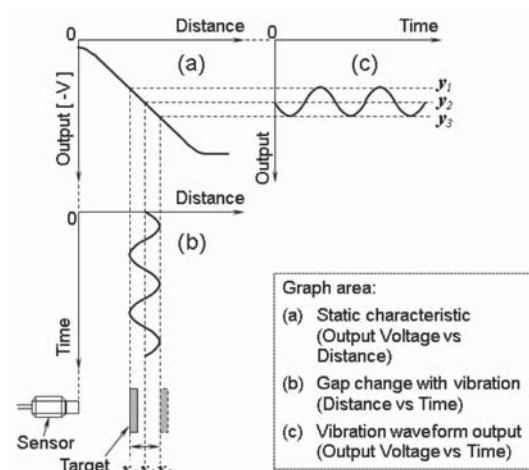


Fig. 5 Principle of vibration measurements by using displacement transducer

Table 2 Installation rules for shaft vibration probes

Item	API 670	ISO 20816-1
Number of probes at each measurement plane	Two probes	Two probes (See Note*)
Angle between paired probes	$90^\circ \pm 5^\circ$	$90^\circ \pm 5^\circ$
Perpendicularity to shaft axis	$\pm 5^\circ$	$\pm 5^\circ$
Mounting angle from vertical center	$45^\circ \pm 5^\circ$	Not specified
Distance from bearing	Within 75 mm	Should be located at, or adjacent to, each bearing
Note* A single probe may be used at each measurement plane if it is known to provide adequate information about the shaft vibration.		

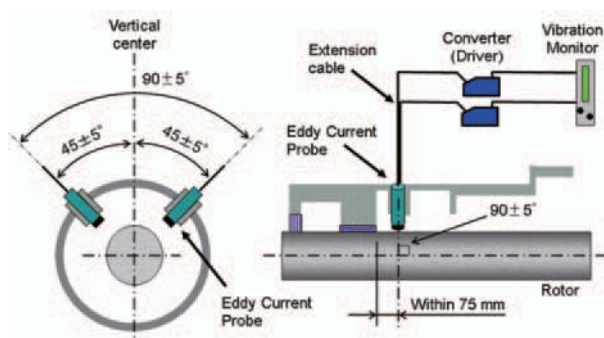


Fig. 6 Sketch of installation of shaft vibration probes

の情報が十分にあれば、1つのセンサを採用してもよい」とある。しかし、実際の軸振動においては、回転軸中心の動的な軌跡であるオービット (orbit) が常に真円を示すとは限らず、軸受剛性の異方性や運転状態、異常状態により、楕円やさらに複雑な軌跡を示すことがあり、一方向にだけセンサを取付けた場合、実際の振動の最大振幅を捉えることができず、振動振幅を過小評価する可能性がある。90度の角度を成す2方向のセンサ設置は、振動振幅値の過小評価リスクを回避するだけでなく、

後述する振動解析でも有用であり、通常、2方向のセンサ設置が推奨される。

3.4 ランナウト (runout)

軸振動計測において振動以外の原因で現れる振動に類似した信号のことをランナウトと呼び、測定面の真円度のような機械的ランナウト (mechanical runout) と、測定面円周方向の材質や残留応力等の不均一の影響による電氣的ランナウト (electrical runout) に分けられる。

API 670規格では「電氣的及び機械的なランナウトの合成和が、許容振動変位の25%又は6 μm のどちらか大きいほうを超えないように、測定面の適切な消磁又はその他の処理を施さなければならない。」とされ、ISO 20816-1規格でも、同じ規定値で、これを超えないことが「推奨される (It is recommended)」となっている。また、API 670規格では以下3つの注記が付記されている。

注記1：ダイヤモンドバニシング (diamond burnishing) は、機械的ランナウトの低減だけでなく、電氣的ランナウトの低減にも有効であることが証明されている。

注記2：研削による最終仕上げ又は軽い表面除去仕上げ後は、通常、追加の消磁が必要である。

注記3：測定エリアの磁束密度は2 Gaussを超えてはならない。測定エリアの円周方向での磁束密度の変動は1 Gaussを超えてはならない。

旭らの試験⁽³⁾によると、測定エリアの比透磁率と出力電圧の相関係数 $\gamma = 0.93$ 、また残留応力のばらつきと出力電圧変化量の相関係数 $\gamma = 0.96$ といずれも強い相関を示した。さらに、ターゲットの表面粗さが小さいほど、比透磁率と残留応力のばらつきが小さくなるという試験結果を得ていることから、「表面粗さを小さく仕上げる」 \Rightarrow 「比透磁率と残留応力のばらつきが小さくなる」 \Rightarrow 「エレクトリカルランナウトを小さく抑える」という関係が成り立ち、上記API 670規格の注記1に示されたダイヤモンドバニシングは、機械的に表面粗さを小さく仕

上げるだけでなく、比透磁率と残留応力の均一化の効果も期待できるため、これにより電氣的ランナウトを減少させることが考えられる。なお、同試験では、残留磁束密度の消磁前後における出力変化はほとんど無く、磁束密度の変化と出力変化の相関は小さいとの結果を示しており、上記API 670規格の注記2と注記3に示された消磁による磁束密度の値とその円周方向の変動を抑えることによるランナウト低減の効果は限定的であると考えられる。

4. 振動解析

Fig. 1に示したシステム構成例の解析データ収集装置と振動解析診断装置で構成されるような振動解析診断システムで使われている振動解析手法について述べる。

4.1 代表的な振動解析法

機械の振動による状態監視では、一般的に広帯域のオーバーオール (OA) 振動振幅値を監視するが、振動解析においては、周波数解析や位相解析およびそれらの時間経過や回転数による変化を組合せて、各種の解析グラフに展開している。振動技術研究会の「ISO基準に基づく機械設備の状態監視と診断 (振動 カテゴリー II)」⁽⁴⁾には、振動の精密診断に用いられる代表的な解析法として次の(1)~(3)の3つが示されている。

(1)時間領域の解析：時間波形、振幅の確率密度関数などを利用して、振幅の大きさや、時間的変動、波形の衝撃性・対象性などを解析。

(2)周波数領域の解析：FFT (高速フーリエ変換) などを利用して、振動にどのような周波数成分 (スペクトル) が含まれているかを解析。

(3)空間領域の解析：リサーチ (オービット) 図形などを利用して、回転軸中心が空間的にどのような軌跡をたどって運動 (振動) しているかを解析。

その他にも、よく適用される解析法として次の(4)がある。

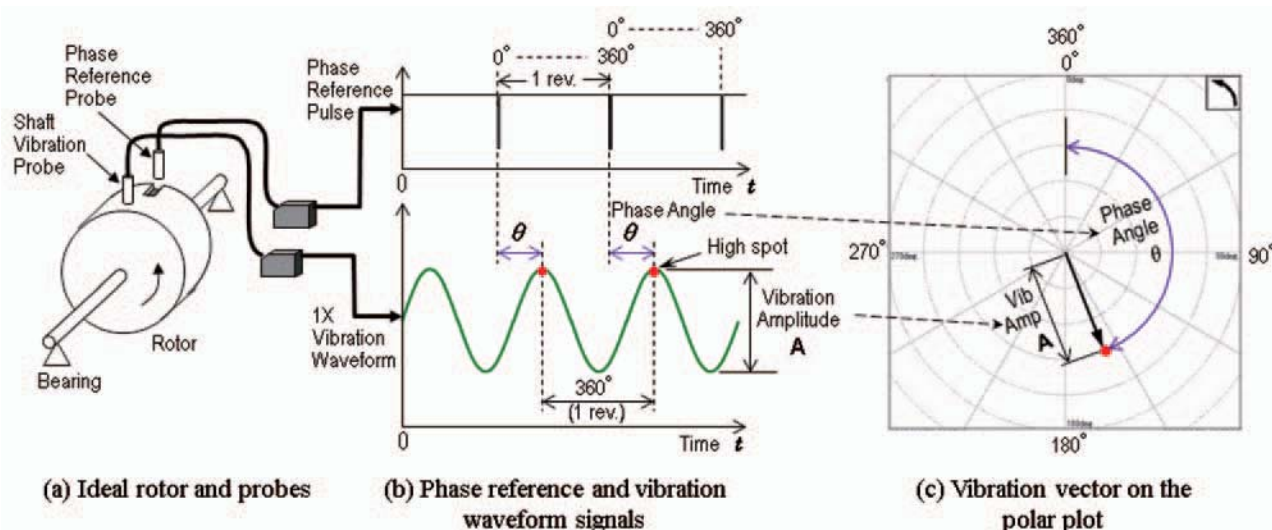


Fig. 7 Relation between vibration vector and waveform with phase reference

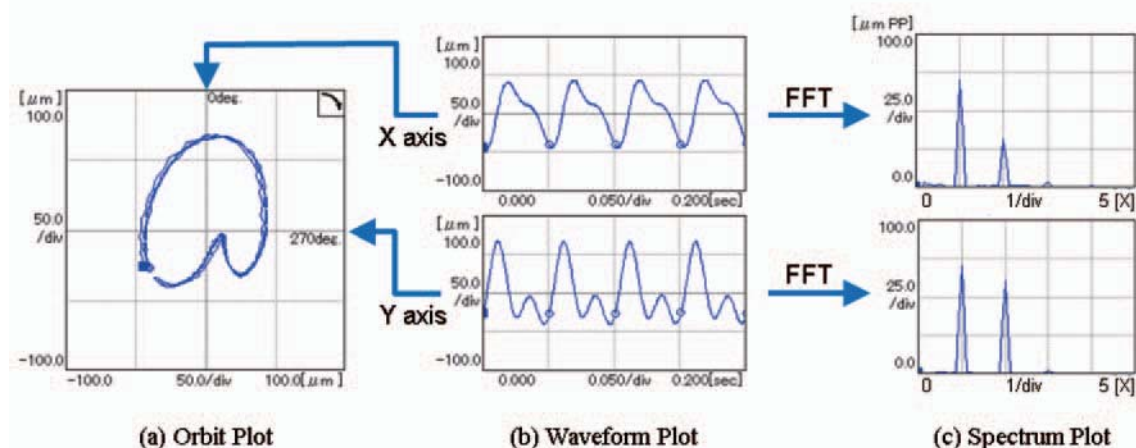


Fig. 8 Analysis plots at the time of misalignment

(4)位相解析：回転同期成分（1X）の振動振幅値と位相角から成る振動ベクトルによる解析。

具体的なグラフ表示例は、次の振動解析事例の中で示すが、ここでは、上記(4)で述べた位相解析のイメージとしてFig. 7に振動ベクトル（vibration vector）とポーラ線図（polar plot）を示す。Fig. 7 (a)のロータは、回転するとアンバランスによる回転同期の単振動成分（1X成分）のみが生じる単純なモデルとして考える。ここでは、理解しやすくするために軸振動センサと位相基準センサの取付角度を同一にしている。ロータには円周方向の機械的な位相基準となる切り欠きが1箇所設けてあり、ロータの回転により切り欠きが位相基準センサの前を通過するたびに、1回転1パルスの位相基準信号を検知する。

Fig. 7 (b)に位相基準パルスと軸振動波形の時間軸を合わせて表示する。この振動波形の最大値と最小値の差を振幅Aとし、この最大値を取る点（ロータが軸振動センサに最も接近する点）をハイスポット（high spot）として、位相基準からハイスポットまでの角度を位相角（phase angle） θ とする。Fig. 7 (c)に示すように、この振幅Aと位相角 θ を極座標でプロットし、座標原点からこの点までの矢印を振動ベクトルと呼ぶ。この極座標をポーラ線図（またはナイキスト線図（Nyquist pot））と呼ぶ。この図の例では、ロータ回転方向が反時計回り（CCW: counterclockwise）であるため、位相角の遅れ方向は時計回り（CW: clockwise）となる。

なお、Fig. 6に示すように、2方向の軸振動センサを使う場合、それぞれの軸振動センサと位相基準センサとの取付角度の差を補正して、位相角の演算を行っている。また、実際の機械振動では回転同期成分（1X）以外の成分も含まれるため、位相解析演算では、振動波形の回転同期成分（1X）のみの抽出処理を行っている。

4.2 振動解析グラフと振動解析事例

ロータキットや実際の回転機械において発生した異常振動の解析データを基にした振動診断の例を以下に示す。

4.2.1 ミスアライメント（misalignment） Fig. 8に

ロータキットでミスアライメントを発生させた時のオービットとスペクトル（spectrum）を示す。ミスアライメントとは、連結された回転体の軸芯同士がずれている状態のことであり、回転同期周波数成分（1X）の他に高調波成分（2X, 3X）を含む振動が発生するという特徴がある。Fig. 8 (b)は、Fig. 6に示すような相互に90度の角度を持った2つの軸振動センサで測定した時刻歴波形であり、それらを合成して直交座標上にプロットしたものがFig. 8 (a)のオービットで、軸中心のダイナミックな軌跡を示すものである。また、Fig. 8 (c)は、(b)の波形のFFT演算によるスペクトルを示すが、横軸は周波数又は次数で示す（この例では次数表示）。

4.2.2 オイルホワール（oil whirl） 滑り軸受で支持された回転機械特有の自励的な不安定振動であるオイルホワール振動の事例をFig. 9に示す。オイルホワールは、

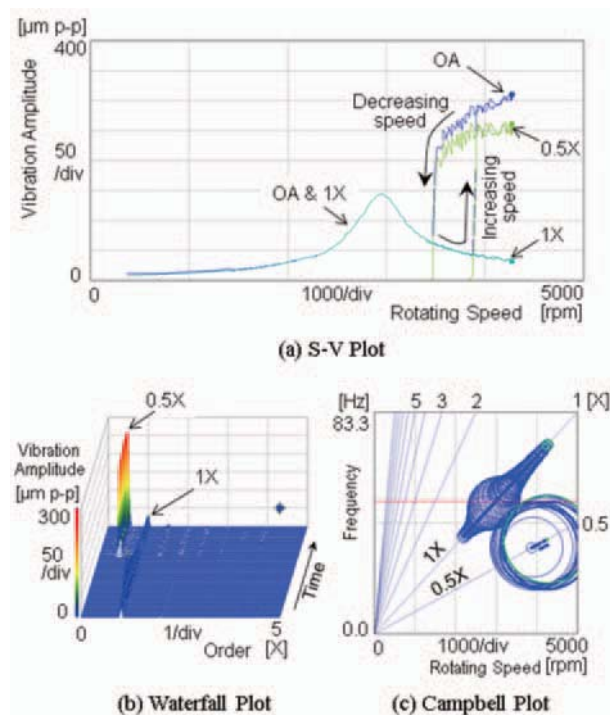


Fig. 9 Analysis plots at the time of oil whirl

一次危険速度の2倍の回転数より低い回転数において発生し、回転同期周波数(1X)の約1/2倍の周波数成分(約0.5X)の振動が発生する特徴がある。

解析データとして、Fig. 9 (a)のS-V線図(横軸に回転数、縦軸に振動振幅値を示したグラフ)を見てみると、OA振幅値は約2,950 rpmの一次危険速度通過後徐々に小さくなっているが、約3,900 rpm到達時に突然大きくなり、その後回転数を下げてもすぐには振動値が小さくならず、約3,500 rpmまで下がったところで小さくなっている。また、高い回転数での過大振動は回転同期成分(1X)によるものではなく、0.5X成分が支配的であることが分かる。この過大振動発生時のウォーターフォール(スペクトルを奥行き方向に時系列に並べた3Dグラフ)をFig. 9 (b)に、キャンベル線図(横軸に回転数、縦軸に周波数、振動値を円の大ききで示し、放射状の直線に次数を示すグラフ)をFig. 9 (c)に示すが、これらからも0.5X成分が主成分であることが分かる。

これらの解析グラフのデータは、先に述べたオイルホワールの特徴が現れていることを示している。

ここに示したデータは実験用のロータキットによるものであるが、実際の大型高速回転機械においてもオイルホワール発生により同様な解析データが観測されている。

4.2.3 ラビング (rubbing) Fig. 10に実際の蒸気タービンに発生したラビングの事例を示す。ラビングとは静止部、特にその隙間が小さくなっているすべり軸受やシール部などでロータが接触する現象である。この接触

により、局部的にロータが加熱されて熱変形を起こし、ロータに一時的な曲りが生じて振動が発生するが、これをニューカーク効果(Newkirk effect)⁽⁵⁾と呼ぶ。ロータ周方向の接触位置(角度)が時間経過とともに連続的に変化し、それに伴い回転同期成分の振動振幅が周期的に変動する特徴がある。

この事例では、Fig. 10 (a)のトレンドグラフに示すように、軸振動が約1時間毎に大きくなる現象が発生し、OA値に対して1X成分が主成分であった。さらに、その1X成分の位相が約1時間毎に変化していた。これをFig. 10 (b)のポーラ線図に展開したところ、運転状態は回転数5,300rpmで一定にもかかわらず振動ベクトルが時間とともに旋回していた。振動ベクトルは通常、回転数一定で他の運転条件も変えていないのであればほとんど動くものではないが、これは、ラビングによるニューカーク効果の特徴的な現象であり、ラビンスシールで部分接触していたことが判明した。

これらは振動解析による異常診断の一例であるが、その他の異常原因に対しても、様々な解析グラフを使った異常診断が可能である。

6. おわりに

本稿では、大型高速回転機械の状態監視や振動解析診断に適用される標準的な非接触変位センサと振動解析技術に関して紹介したが、実験や特殊用途では液体水素中の極低温(-253℃)や、逆に500℃を超える高温で使用可能な特殊な変位センサも適用されている。ここで述べた技術がロータダイナミクスに関わる技術者の実証実験や実機における振動解析の一助となれば幸いである。

参考文献

- (1) API 670, 5th Edition, Machinery Protection Systems, (2014), p. 6, p. 29, p.36, p. 44, p. 52, American Petroleum Institute.
- (2) ISO 20816-1, 1st Edition, Mechanical vibration - Measurement and evaluation of machine vibration - Part 1: General guidelines, (2016), pp. 7-8, International Organization for Standardization.
- (3) 旭尊史, 榎木茂実, 渦電流形変位センサのターゲット表面状態の物性の影響, 新川技報, (2008), pp. 10-14, 新川センサテクノロジー.
- (4) ISO規格に基づく機械設備の状態監視と診断(振動カテゴリーII)【第2版】(2005), p. 5, 振動技術研究会(v-TECH).
- (5) 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博, 続回転機械の振動 実機の振動問題と振動診断, (2012), p. 167, コロナ社.

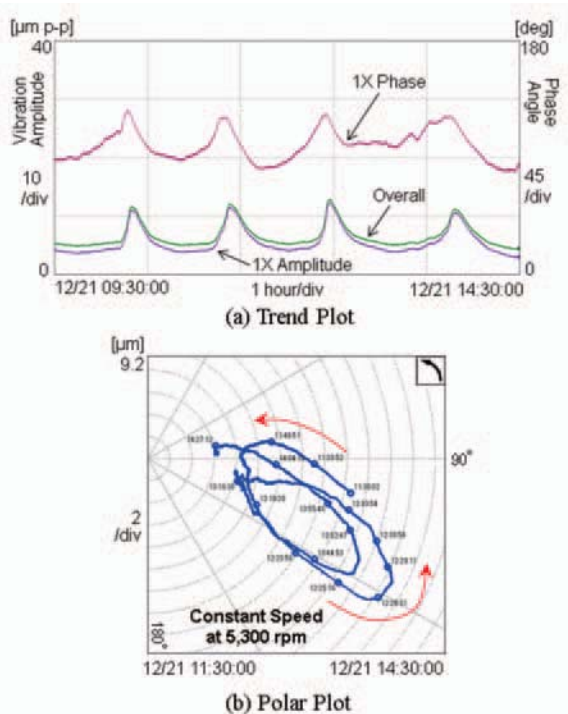


Fig. 10 Analysis plots at the time of rubbing

特集：振動・ロータダイナミクス

ロータダイナミクスの観点からの回転羽根車設計上の注意点

Reminder for Design of Rotating Bladed Wheel from Rotor Dynamics View

田口 収^{*1}

TAGUCHI Shuu

キーワード：ターボ機械、圧縮機、タービン、ポンプ、エアロメカニクス、翼振動、周期対称構造、羽根車

Key Words: Turbomachinery, Compressor, Turbine, Pump, Aeromechanics, Airfoil vibration, Periodic structure, Impeller

1. はじめに

回転機械の信頼性確保の一つとしては、個々の回転部品の振動応力が材料強度に対して適切なマージンをもって低いことが望ましい。回転部品の中でも流体エネルギーと機械的エネルギーの変換を担う羽根車は、薄い板状のサブコンポーネントを有するため、特に注意を要し、翼振動分野としてターボ機械業界で古くから研究が行われてきた。その中で翼の最低次基本モードの固有値については、周波数が回転周波数の2倍となるハーモニクス2（以降2Nと呼ぶ）の加振力との共振を運転回転領域外へ回避するという設計指針が現在では常識的に採用されているように見受けられる。その理由の一つに偏流による低次ハーモニクス加振力に注意するという意図があるが、2Nの回避に関してはもう一点、ロータダイナミクスの観点からも注意すべき点があることを説明する。

2. 回転羽根車の振動の特徴

2.1 周期対称構造物の振動の特徴

圧縮機インペラー、ファンブリス、タービンホイールといった羽根車は、ディスクや筒状構造物といった支持部に翼といったサブコンポーネントが多数植えつけられたような構造をしている。回転部品であるため機械的流体的バランスを考慮して、支持部は円盤や円筒に、サブコンポーネントは等ピッチ配置というように、周期対称の構造をしていることが多い（Fig. 1）。以降周期対称構造物を代表して羽根車、サブコンポーネントを代表して翼、支持構造部を代表してディスクと呼ぶことにする。羽根車の振動モードでは翼とディスクの剛性比に応じ、翼のみ振れるモード、ディスクのみ振れるモード、翼とディスクが連成して振れるモードが存在する。以降

出典：Honda R&D Technical Review⁽¹⁾

Fig. 1 Fan Blisk and Compressor Impeller for HF120Engine

それぞれBladeモード、Diskモード、Coupledモードと呼ぶことにする。レーザーホログラフィを用いて取得したそれぞれのモードの一例をFig. 2, Fig. 3, Fig. 4に示す。ここでは翼とディスクが一体構造をした羽根車をBliskと表現している。これらの区別において各モードにおける翼、ディスクそれぞれが受け持つひずみエネルギーの割合を指標にしている研究例⁽²⁾もあるように、各モードはいずれも翼とディスクが幾分かは連成して振れるといえる。Fig. 5に羽根車の振動する様子をイメージで示す。Ndは節直径（Nodal diameter）を表す。ここでは節直径の数がX本のモードをNdXと呼びNd1モード、Nd3モードの例を示している。白黒は互いに逆位相の振れを、グレーは振れていない様子を表している。また下段に向かって振動1周期のうち1/4周期ずつ変化していく様子を表している。このように、羽根車の形状により様々ではあるが、各節直径モードにはBladeモード、Diskモード、Coupledモードが存在する可能性がある。最大節直径数（以降Ndmaxと呼ぶ）は翼枚数の半数（翼枚数が奇数の場合は（（翼枚数-1）の半数）に相当する数まで存在し、BladeモードごとにNd0～Ndmaxまで存在する。Fig. 5に示すように節直径は振れる位相を周方向にグループ分けするように入り、Nd1モードは半周ずつ逆位相に分かれるため、羽根車全体が傾くような振動モードとなる。

原稿受付 2020年7月7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センター
〒351-0193 和光市中央1丁目4番1号

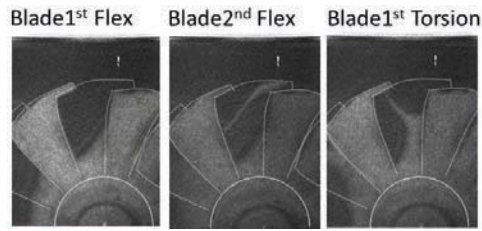


Fig. 2 Blade mode of Blisk

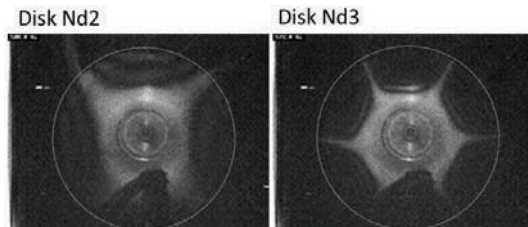


Fig. 3 Disk mode of Blisk

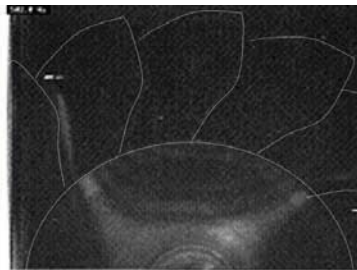


Fig. 4 Coupled mode of Blisk

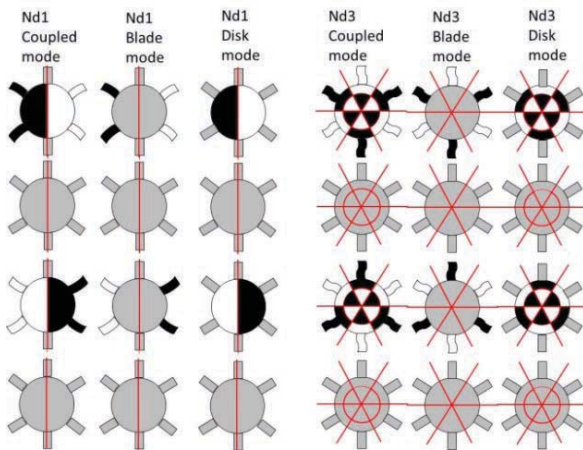


Fig. 5 Vibratory behavior of Blisk (Image)

2.2 回転軸の振動の特徴

2.2.1 Forwardホワール, Backwardホワールの存在

複素指数関数を用いた振動の一般的表現は(1)式のように書ける。 X_1 , X_2 は初期条件で決まる定数である。

$$x(t) = X_1 e^{j\omega t} + X_2 e^{-j\omega t} \quad (1)$$

同様に水平、鉛直の2方向で振動を観測する2次元の振動の一般的表現は水平方向変位を x 、鉛直方向変位を y として(2)式のように書ける。 X_1 , X_2 , Y_1 , Y_2 は初期条

件で決まる定数である。

$$\begin{cases} x(t) = X_1 e^{j\omega t} + X_2 e^{-j\omega t} \\ y(t) = Y_1 e^{j\omega t} + Y_2 e^{-j\omega t} \end{cases} \quad (2)$$

水平方向 x 軸を実数軸に、鉛直方向 y 軸を虚数軸に置き換えると、複素平面上の運動を2次元平面上の実際の運動そのものとしてとらえることができる。そこで(3)式のような複素数を定義すると2次元の振動は(4)式のように書ける⁽³⁾。

$$z(t) = x(t) + jy(t) \quad (3)$$

$$z(t) = (X_1 + jY_1)e^{j\omega t} + (X_2 + jY_2)e^{-j\omega t} \quad (4)$$

(4)式の指数関数項について、指数部の符号が $(+)$ である $e^{j\omega t}$ は反時計回りの、 $(-)$ である $e^{-j\omega t}$ は時計回りの運動を表す。つまり2次元での振動は振れまわる運動の重ね合わせといえる。

回転軸の場合、この2次元の振れまわり方向と回転方向との関係に注意する必要がある、回転方向と同じ方向の振れまわり振動をForwardホワール、逆方向の振れまわり振動をBackwardホワールと呼ぶことにする。また軸の回転自体はスピンと呼んで振れまわる速さと区別することにする。

回転体にアンバランスがあるとアンバランスの遠心力が加振力となり、たわんだ軸が回転する。ある条件下で振れ回る様子のイメージをFig. 6に示す。点Oは回転中心、点Sは軸中心、点Gは羽根車重心を示す。ここではスピン方向を反時計回りとし、 $1/4R$ などは $1/4$ 周を意味する。この場合静止座標系からみた軸振動は、ある変位でたわんだ状態のまま、スピンと同じ方向、同じ速度で振れまわる運動であり、アンバランスによる軸振動は周波数が回転 $1N$ のForwardホワールといえる。Backward成分が存在しないその軌道はFig. 7のように反時計回りの円軌道である。もしここで回転軸に対する支持系（静止系）に水平方向と鉛直方向の剛性差などの異方性が存在すると、アンバランスの振れまわる力に応答する変位量が方向によって異なるため、回転軸振動の円軌道は扁平になりFig. 8の破線のような楕円軌道となる。この楕円軌道は同図に点線で示す反時計回りのForward円軌道と、実線で示す時計回りの小さなBackward円軌道に分解することができる⁽⁴⁾。この楕円軌道の振れまわり方向はまだForward方向であるが、支持系の異方性が顕著になるのに伴いBackwardホワール成分が大きくなり、楕円の扁平度も大きくなる (Fig. 9 (a))。我々は明らかに異方性の認められる振動系が一方方向にのみ振れる感覚を持っているが、これはForwardホワールとBackwardホワールが同等の大きさで、軌道が直線振動となった結果である (Fig. 9 (b))。接触等に

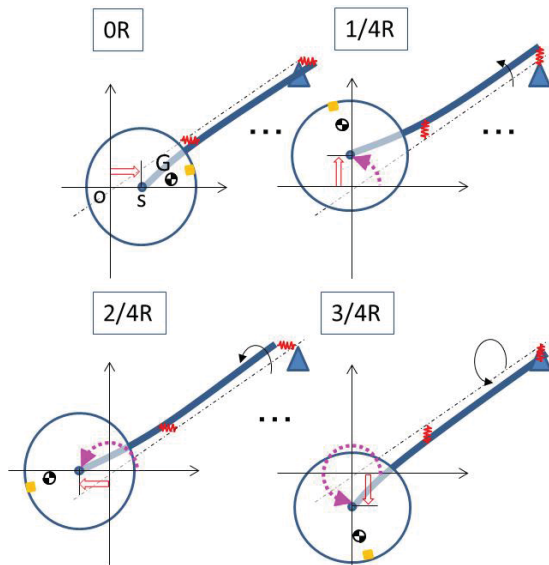


Fig. 6 Rotor whirl by unbalance (Image)

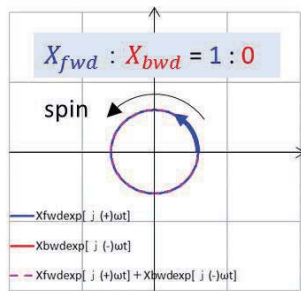


Fig. 7 Rotor whirl orbit by unbalance (Symmetrically supported)

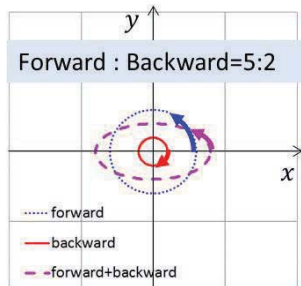


Fig. 8 Rotor whirl orbit by unbalance (Asymmetrically supported)

より回転（スピン）と逆方向の大きな加振力が存在するようになるとBackwardホワールの方が大きくなり、実際観測される楕円の振れまわり方向もBackward方向となる（Fig. 9 (c)）。

回転軸に限らず3次元空間における一般的構造物で直線振動をする挙動は、その直線を含む平面内で互いに逆方向で大きさの等しい振れまわり成分が重ね合わされたものと考えられる。つまり一般的な構造物がある周波数である方向にしか振れないということは、強い異方性が存在していることを換言している。このように異方性

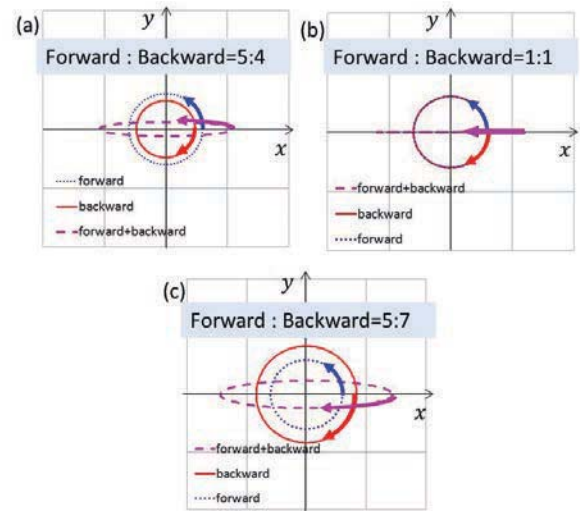


Fig. 9 Rotor whirl orbit comparison along with the ratio of Backward to Forward

の存在は互いに逆方向の2つの振れまわり振動成分を生む。以降の固有振動数線図等では、回転軸のBackward成分も考慮する目的で、Forward成分周波数を（+）で、Backward成分周波数を（-）で表すフリスペクトルで説明する。

2.2.2 ジャイロの影響 回転体の重心を貫く軸方向の慣性主軸が回転軸に対して傾いていると、回転（スピン）により慣性主軸の向きが変化する。これは角運動量の変化を生み、角運動量保存のために、回転軸と直交する軸回りにモーメントが働く。これがジャイロモーメントである。羽根車などを有する回転軸も、軸のたわみによって回転体が回転軸に対して傾いた状態で回転（スピン）するとジャイロの影響を受ける。回転体の極慣性モーメントを I_p 、スピン速度を Ω 、ホワール速度を ω 、慣性主軸と回転軸との傾き角を θ とすると発生するジャイロモーメント M は(5)式のように書ける⁽⁵⁾。

$$M = I_p \Omega \theta \omega \quad (5)$$

(5)式より、ジャイロの影響は次に挙げるような回転体ほど大きいといえる。

- (A) 極慣性モーメントが大きい
- (B) 回転数（スピン）が高い
- (C) 振れまわる（ホワール）スピードが速い
- (D) 振れまわり（ホワール）が大きい（回転軸に対する傾きが大きい）

このうち（A）については、羽根車の直径軸に関する慣性モーメント I_d を用いたジャイロファクタ $\gamma (=I_p/I_d)$ を指標とすることができる。薄い円盤から円筒状の回転体までジャイロファクタにより回転軸の固有振動数線図はFig. 10のように変化する⁽⁵⁾。

Fig. 10 (a) はフリスペクトルでBackwardホワールの

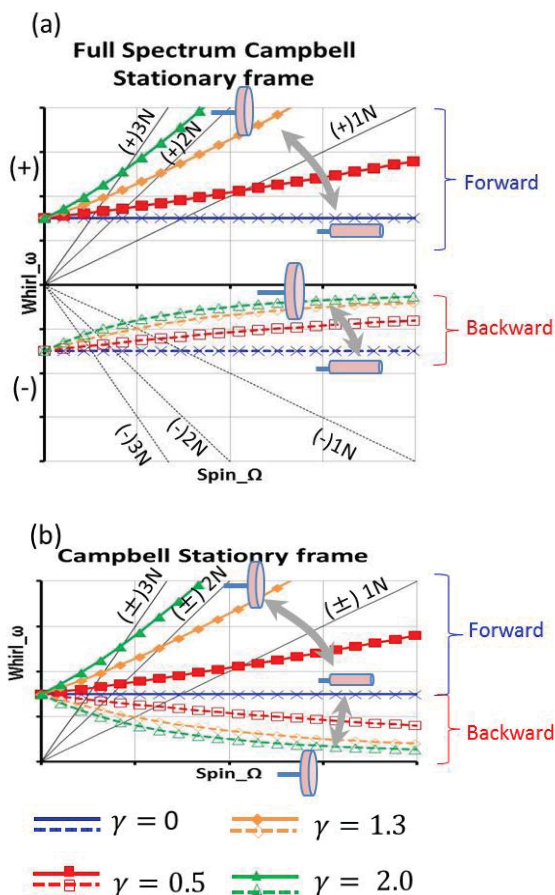


Fig. 10 Rotor whirl natural frequency comparison along with the Gyro factor

固有値は（－）の周波数領域に示している。Fig. 10 (b) は馴染みのある（＋）の周波数領域のみで示した固有振動数線図であるが、(a) 図のフルスペクトルにおける（－）の周波数領域を0Hzに対して折り返した絶対値表示である。 γ が同じ回転体のForwardホワール、Backwardホワールの組み合わせを同じマーカーで表している。定性的にForwardホワールに対してジャイロモーメントは傾きをより小さくする方向に働く。つまり傾きににくする効果で見かけ上剛性を増す方向に働くため、ジャイロ効果が大きいほど固有値が高くなる。そのためFig. 10のように回転体が軸方向に薄く回転数（スピンスピード）が高いほど固有値は上昇する。これを(b) 図で見ると、薄い円盤で回転数が高いほどForwardホワール（実線）とBackwardホワール（破線）の周波数のスプリット幅が大きくなる。

2.3 羽根車と回転軸との連成

2.1 項の最後に述べたように羽根車のNd1モードは、羽根車全体が節直径を軸とする軸回りに傾く運動である。一方、回転軸のホワールモードでは回転軸は径方向にたわむ横方向曲げ変形をしており軸線の傾きを伴う。よって羽根車のNd1モードは回転軸のホワールモードと連成しうる。羽根車のNd1モードと軸の曲げモードが連成して振れる様子の一例をFig. 11に示す。

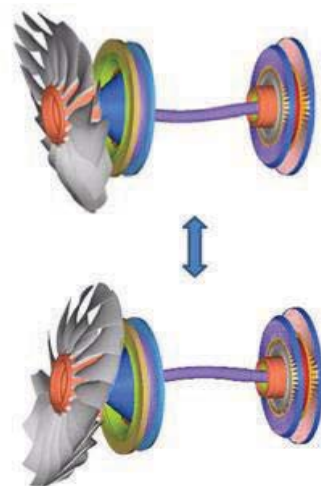


Fig. 11 Blisk and Shaft Coupling mode

2.4 静止座標系から回転座標系への座標変換

2.4.1 静止座標系と回転座標系の関係 Fig. 12に示す点Aは、静止座標系および Ω で回転する回転座標系において、それぞれ複素数を用いて(6)式、(7)式のように表される。(6)式、(7)式から回転角 Ωt とオイラーの公式を用いると静止座標系と回転座標系の間に(8)式のような関係が成り立つ。なお添字sは静止座標系、rは回転座標系であることを意味する。

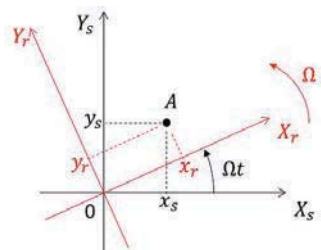


Fig. 12 Rotating frame and Stationary frame

$$Z_s = x_s + jy_s \quad (6)$$

$$Z_r = x_r + jy_r \quad (7)$$

$$\begin{cases} Z_s = Z_r e^{j\Omega t} \\ Z_r = \frac{Z_s}{e^{j\Omega t}} = Z_s e^{j(-\Omega t)} \end{cases} \quad (8)$$

この関係から角振動数においては(9)式のような関係が成り立ち、静止座標系と回転座標系の間の周波数の変換はFig. 13のように回転（スピン）角速度（ Ω ）に相当する1N相当分を足し引きすることで得られる。

$$\begin{cases} \omega_s = \omega_r + \Omega \\ \omega_r = \omega_s - \Omega \end{cases} \quad (9)$$

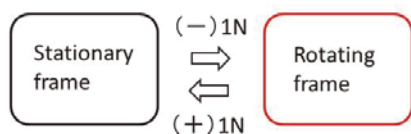


Fig. 13 Frequency conversion between Rotating frame and Stationary frame

2.4.2 ホワールモードの座標変換 2.2.1 項で述べたアンバランスによる回転軸のホワールについて、静止座標系および回転座標系で観測される周波数はFig. 14のような関係となり、現実的に支持系異方性を考慮すると混入するBackward成分の励振力は回転座標系では $(-)2N$ として観測されることになる⁽⁴⁾。これら励振力成分とホワールモード固有値との共振を示す固有振動数線図は静止座標系、回転座標系についてそれぞれFig. 15 (a), (b) のようになる。ただしFig. 15ではジャイロファクタ $\gamma=0.5$ の時の例を示した。Fig. 15の上段にはフルスペクトルを下段にはその絶対値表示を示す。実際の計測では、Fig. 15 (a) には静止部から回転体を観測する非接触変位計などで得られる軸振動が、Fig. 15 (b) には羽根車や回転軸に施工した歪みゲージの応答などがそれぞれ対応する。Forwardホワールモードの固有値を実線で、Backwardホワールモードを破線でそれぞれ示す。またそれぞれについて励振成分との交点（共振点）を丸印で示している。フルスペクトルでみたとき、静止座標系のForwardホワールと $1N$ との共振点は回転座標系では $0N$ となり、ここでは回転体にとって静的な負荷の発生はあるものの振動応力は発生しない。一方、静止座標系のBackwardホワールと $(-)1N$ との共振点は、回転座標系では $(-)2N$ となり、回転体にとって振動応力が発生する。フルスペクトルを絶対値表示した下図ではこの共振点は $2N$ として観測され、歪みゲージ計測で得られるキャンベル線図では $2N$ の応答となる。つまり回転体上の歪みゲージのキャンベル線図において $2N$ の応答としてとらえられるものの中には、この回転軸のBackwardホワールモードと連成したNd1の応答である場合がある。この連成モードは回転系全体で振れるシステムモードであるため、損傷はグローバルでより甚大となる可能性があり十分注意が必要である。よって羽根車の固有値設計においては、翼とディスクが連成するNd1モードと回転軸系ホワールモードとの連成モードについてジャイロの影響も考慮した固有値が、運転回転領域において $2N$ との共振を回避していることが求められる。

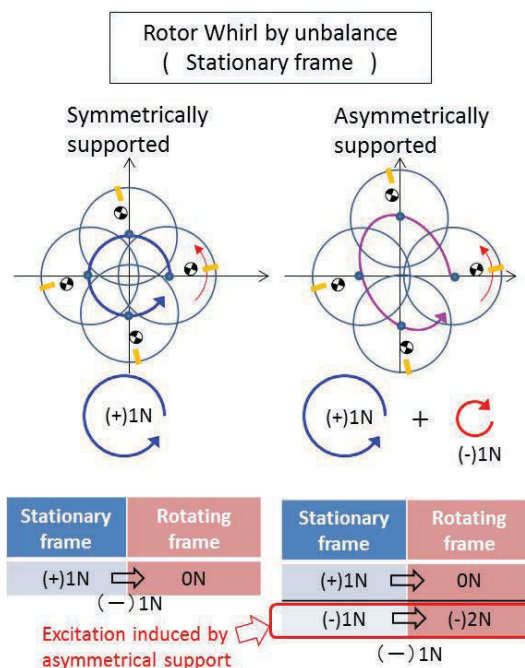


Fig. 14 Excited frequency induced by asymmetrical support

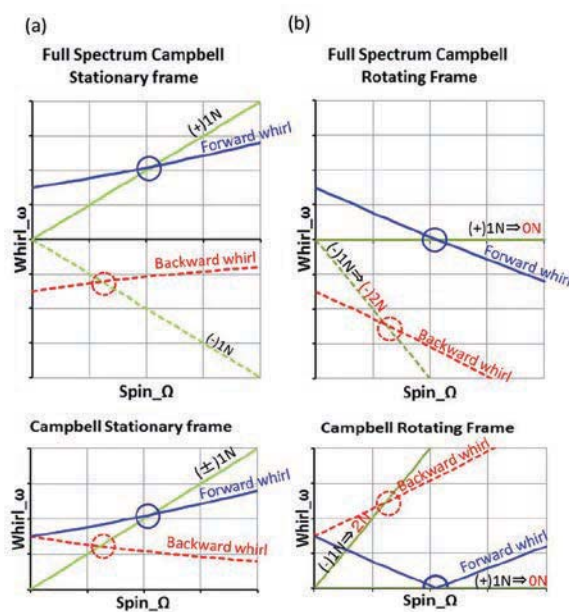


Fig. 15 Natural frequencies of whirl mode and excitation accounting for the asymmetrical support at both of stationary and rotating frame

3. 計測事例

複数の羽根車を組み付けた回転軸について、静止部に設置した非接触変位計を用いた軸振動計測結果をFig. 16に示す。静止部からの計測であるため、これは静止座標系の観測結果といえる。Fig. 16 (a) にフルスペクトル、(b) にキャンベル線図を示す。回転座標系の観測結果として回転体上の歪みゲージを用いた振動応力計測結果をFig. 17に示す。Fig. 17 (a) にはキャンベル線図を示す。Fig. 16, Fig. 17 (a) では色の明るさが振動

の大きさを表している。またFig. 17 (b) には歪ゲージ応答の回転2N成分の共振曲線を示す。Fig. 16において点線で囲ったようにFig. 15 (a) のようなBackwardホワールの固有値の動きが見える。このBackwardホワールと(-) 1Nとの共振点を丸印で示している。Fig. 17ではFig. 16のBackwardホワールの固有値の動きを(9)式で座標変換した周波数に歪みゲージの応答が認められ((a) 図)、これと2Nとの共振点でRotor2Diskの歪みゲージが応答ピークを示していることがわかる((b) 図)。Fig. 16とFig. 17(a) はFig. 15の(a) 図と(b) 図の関係になっており、2.4.2項で述べように、この2Nは本来(-) 2Nであり、回転軸のBackwardホワールモードと羽根車のNd1モードが連成した応答として振動応力が発生したものと考えられる。

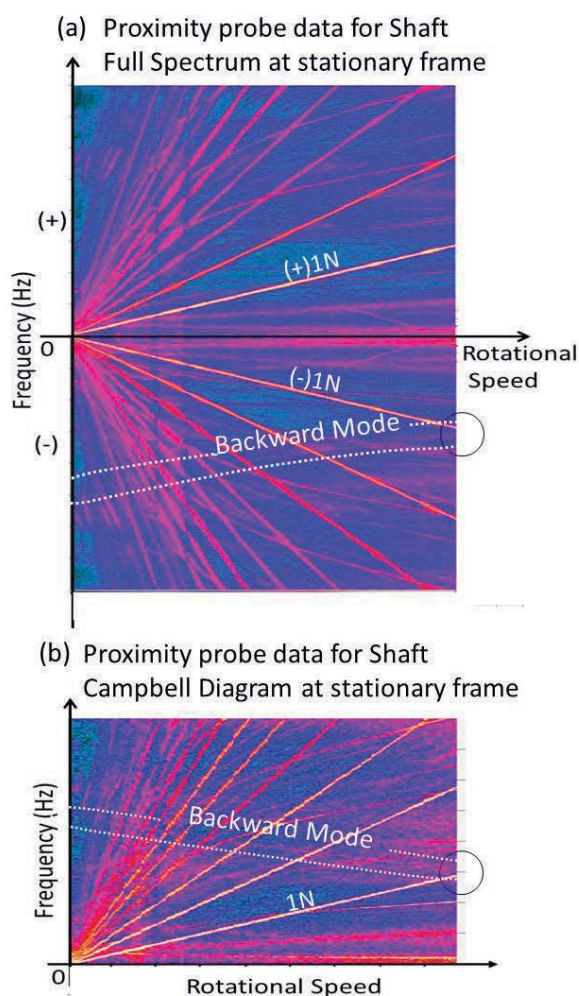


Fig. 16 Rotating Shaft displacement by Proximity probe

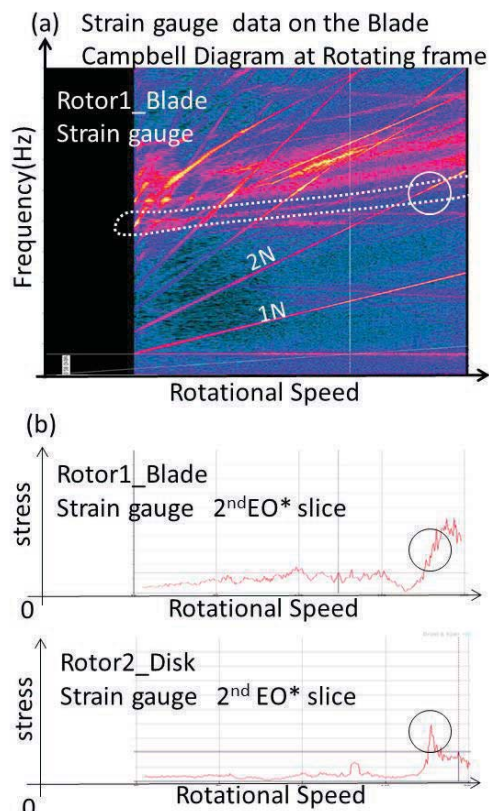


Fig. 17 Strain Gauge response on Rotor
(*EO : Engine Order)

4. おわりに

羽根車の翼固有値設計指針における最低次基本モードと回転2Nとの共振回避には、偏流による低次ハーモニクスとの共振を回避するという意味の他に、ローターダイナミクスの観点からも、羽根車上の翼とディスクの連成するNd1モードと回転軸のBackwardホワールモードとが連成したシステムモードが、支持系異方性に由来する励振力と共振しうる点にも注意が必要という意味がある。

参考文献

- (1) 田中久人, 小穴峰保, 高効率, 高比流量のファンと遠心圧縮機の空力技術, Honda R&D Technical Review Vol. 26 No. 2 pp. 21-26.
- (2) T.Klauke, U.Strehlau, A.Kühhorn, Integer Frequency Veering of Mistuned Blade Integrated Disks, Journal of Turbomachinery NOVEMBER 2013, Vol. 135 / 061004-1.
- (3) 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博, 共著, 続回転機械の振動, p. 324, コロナ社.
- (4) 萩原憲明, 菊地勝昭, 森靖, 椎木和明, 羽根車の前後ふれまわりモードの共振現象(ジャイロ効果の影響と重力などによる共振現象の解明), 日本機械学会論文集(C編) 47巻423号(昭56-11).
- (5) 松下修己, 田中正人, 神吉博, 小林正生, 共著, 回転機械の振動, pp. 137- 147, コロナ社.

翼型熱交換器の伝熱性能に及ぼす主流全温の周期変化の影響

Effect on Heat Transfer through an Airfoil Heat Exchanger
in a Main Flow with Periodic Total Temperature Change伊藤 優^{*1}
ITO Yu渡辺 紀徳^{*1}
WATANABE Toshinori

ABSTRACT

An airfoil heat exchanger is an airfoil with several inner channels in which a heat transport medium (HTM) flows. Various airfoil heat exchangers are connected by tubes, wherein the HTM flows from the hot to cold sections for heat transport. If stators or guide vanes in a turbofan are modified to become airfoil heat exchangers, lightweight and compact intercooling and recuperating systems can be installed into turbofans. In this study, using a thermal-fluid analysis validated through experiments, heat transfer via an airfoil heat exchanger in a main flow with periodic total temperature change was numerically investigated. When the frequency of periodic total temperature is 5000 Hz, the time-space-average heat flux via the outer surface of the airfoil heat exchanger has a 10% higher value than that at steady state. When the phase lag between the airfoil solid temperature and periodic total temperature is maximum, the heat flux via the outer surface of the airfoil heat exchanger is also maximum owing to the heat capacity of the airfoil heat exchanger.

キーワード：翼型熱交換器，熱輸送媒体，中間冷却器，再生器，ターボファン

Key words : Airfoil Heat Exchanger, Heat Transport Medium, Intercooler, Recuperator, Turbofan

1. はじめに

中間冷却・再生（Intercooled and Recuperated: ICR）ターボファンは、ギヤードファンやオープンローターとともに、航空機のフライト当たりの燃料消費量（fuel burn） F_B [kg] を削減する大きな可能性を有している。さらに、ICRガスタービンは、ガスタービン—電気ハイブリッド推進機（turbo-electric propulsor）の動力源としても使用可能である。中間冷却器は、通常、多段圧縮過程の低圧圧縮機と高圧圧縮機の間設置される。一般に、低温のバイパス空気流で冷却された中間冷却器は、低圧圧縮機から出た空気流の温度を下げ、密度を増加させ、高圧圧縮機に流入する空気流の体積流量を減少させる。これにより、高圧圧縮機の圧縮動力を軽減し、最終的にファンから取り出す推力を増加させる。しかしながら、中間冷却器は、燃焼器入口の空気温度を低下させるため推力当たりの燃料消費量 S_{FC} [kg/(s·N)] を増加させる副作用がある。対照的に、再生器は、通常、高圧圧縮機出口と燃焼器入口の間に設置される。低圧タービン出口の高温排気ガスの熱を利用し加熱された再生器は、高圧圧縮機から出て燃焼器に流入する空気流の温度を上

げ、 S_{FC} を減少させる。しかし、再生器は、エンジンコアの排気ガスから熱を吸収するのでエンジンコア推力を減少させる副作用がある。ここで、ICR、すなわち、中間冷却器と再生器を組み合わせて使用すると、推力の増加と S_{FC} の減少を同時に実現できる。そのため、ICRガスタービンは産業用では広く利用されている。

しかし、ICRターボファンは現在のところ実現していない。それは、従来のコンセプトのICRターボファンは、航空用推進機として重量が大き過ぎるためである。航空機が、等姿勢で等高度を等マッハ数で飛行する際には、重力と揚力が釣り合い、抗力と推力が釣り合い、かつ、揚力—抗力比（ L/D ）は一定値となる特徴がある。この関係から、本来、瞬時の飛行に必要な燃料消費量（fuel consumption） F_C [kg/s]（これをフライトパスに沿って時間積分すると F_B となる。）を減少させる目的のICRシステムを導入する際に、その重量増加が大き過ぎると、飛行必要推力が大きくなり増加し、 F_C が逆に増加する。機体重量 M [kg]、推進器重量が m [kg]の航空機にICRシステムを導入し、 S_{FC} が ΔS_{FC} [kg/(s·N)]だけ減少し、 m が Δm [kg]増加した場合に、 F_C が減少する条件は以下となる⁽¹⁾。

$$\Delta m < \frac{M+m}{\mu} \frac{\Delta S_{FC}}{S_{FC} - \Delta S_{FC}} \quad (1)$$

ここで、 μ は推進器の重量が変化した場合に、推進器を保持するための補強構造物を含んだ機体全重量に及ぼす影

原稿受付 2019年10月7日

査読完了 2020年7月9日

* 1 東京大学 大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻
〒113-8656 文京区本郷7-3-1
E-mail: itoyu110@00.alumni.u-tokyo.ac.jp

響係数である。従来のコンセプトのICRターボファンは、重量の大きな金属製熱交換器、さらにターボファン各部から熱交換器および熱交換器からターボファン各部に作動空気を流動させるための厚肉で大径で長い配管を用いていた。そのため、従来のコンセプトのICRターボファンは式(1)の条件を満たさず、これがICRターボファンが実現していない理由である。式(1)の条件を満たすICRターボファンを実現するためには、軽量でコンパクトなICRシステムが必須である。

著者はFig. 1に示す、軽量でコンパクトなICRシステムを導入した新しいコンセプトのICRターボファンを提案した⁽²⁾。ここで用いる軽量コンパクトなICRシステムは次の2つの要素からなる。

第1の要素は、高温高压空気と低温高压空気を熱交換器に集め、さらにそれらを戻す厚肉で大径で長い配管を避けるため、Fig. 2に示すように高温部から低温部への熱輸送に熱輸送媒体 (Heat Transport Medium: HTM) を用いることである。HTMは水⁽³⁾や液体金属⁽⁴⁾などが想定されるが、本論文では水を前提として条件を設定している。いずれのHTMを選択しても大気圧程度の状態で、作動空気に比べて大密度で大比熱のため、非常に薄肉で小径の軽量配管で同じ熱量を輸送でき、質量増加を最小限に抑える。また、Fig. 2に示すように、高温部に設置された熱交換器Aと低温部に設置された熱交換器Bの間でHTMを介して熱交換するため、熱交換器は任意の場所に設置可能で重量的にも体積的にも小さく優れている。

第2の要素は、重量の大きな金属製の熱交換器を新た

に導入することを避けるため、著者が提案したターボファンエンジンに既存の圧縮機静翼や案内翼を伝熱面として利用する「翼型熱交換器」を用いることである⁽³⁾。Fig. 2に示すように、各翼型熱交換器の内部にはHTM用の流路が設けられ、翼周りの高速空気流とHTMの間で熱交換を行う。そして、一組の翼型熱交換器はHTMが流動する配管で連結され、HTMの流動により高温部熱交換器Aから低温部熱交換器Bへ熱輸送が行われる。これにより、HTMの配管およびポンプを除き、実質的に、重量増加0、体積増加0でICRシステムを導入できる。

Figs. 1, 2において、中間冷却システムでは、熱交換器Aは圧縮機静翼列および案内翼列⁽⁴⁾で構成され空気冷却器として働き、熱交換器Bは構造案内翼列 (Structural Guide Vanes: SGV) ⁽¹²⁾で構成され放熱器として働く。再生システムでは、熱交換器Aはコアノズル案内翼列⁽¹⁰⁾で構成され吸熱器として働き、熱交換器Bは燃焼器入口案内翼列⁽⁶⁾で構成され空気加熱器として働く。

ここで、コアノズル案内翼列⁽¹⁰⁾は増速翼列であり、フィルム冷却の無い内部流体冷却のタービン翼列と物理的に相似である。タービン翼列は熱交換器ではないが、その耐熱性を高めるために1940年代から圧縮性流体中の翼面伝熱の研究が非常に多く行われた。Johnson and Rubesin⁽⁵⁾はタービン翼列出口レイノルズ数と翼面一空気流間のヌッセルト数の相関式を、平板上の完全層流境界層と完全乱流境界層の相関式と比較して整理した。Ainley⁽⁶⁾, Fray and Barnes⁽⁷⁾, Hodge⁽⁸⁾, Wilson and Pope⁽⁹⁾, Andrews and Bradley⁽¹⁰⁾, Turner⁽¹¹⁾は定常空気流中に設置された内部空気冷却されたタービン翼列の相関式を求めた。Freche and Diaguila⁽¹²⁾はHTM (水)により内部冷却されたタービン翼列の相関式を報告した。

一方、圧縮機静翼列および案内翼列⁽⁴⁾, 燃焼器入口案内翼列⁽⁶⁾, SGV⁽¹²⁾は減速翼列であり、タービン (増速) 翼列とは流れ場の性状が異なる。特に、境界層の厚さや層流一乱流遷移位置は流れ場の圧力勾配に大きく影響されるため、レイノルズ数に対するヌッセルト数の相関式も異なる。そこで、著者らは、NACAの風洞試験⁽¹³⁾と相似形状の減速翼列の各翼内部に低温のHTMを流動させ、各翼内部に設置した熱電対により各翼内部の離散的な温度分布を東京工業大学で実施した風洞試験により計測した^{(3),(14),(15)}。そして、NACAの風洞試験⁽¹³⁾と同一の境界条件で数値熱流体解析 (Computational Thermal-Fluid Dynamics: CTFD) を行い翼周りの圧力係数分布が風洞試験と同一となること、東京工業大学の風洞試験と同一の境界条件でCTFDを行い翼内の温度分布が風洞試験と同一となることにより、CTFDコードを流体的かつ熱的に検証した^{(14),(15)}。この検証したCTFDコードを用いて、減速翼列入口の主流空気レイノルズ数 Re_{air} と空気一翼固体のヌッセルト数 Nu_{air} の関係を、完全層流平板と完全乱流平板の相関式、および、前述のタービン (増速) 翼列の相関式^{(5),(6),(8)-(11)}と比較しFig. 3に整理した。 Re_{air} およ

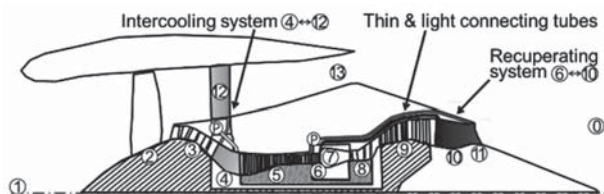
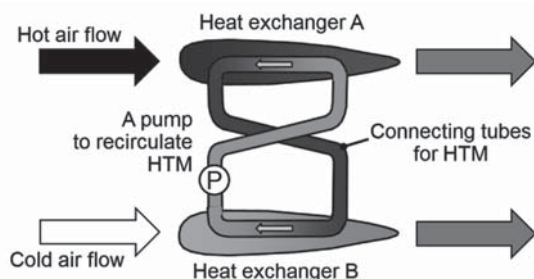


Fig. 1 New intercooled and recuperated (ICR) turbofan⁽²⁾



	Intercooling system	Recuperating system
Heat exchanger A	Air cooler	Heat absorber
Heat exchanger B	Heat radiator	Air heater

Fig. 2 Airfoil Heat Exchanger Systems Using Heat Transport Medium (HTM) between a Hot and Cold Sections⁽³⁾

び Nu_{air} の定義は以下となる。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave} L_c}{k_{air,in}}, \quad Re_{air} = \frac{u_{air,in} L_c}{\nu_{air,in}} \quad (2)$$

黒丸が減速翼列の解である。1の破線は平板上の層流境界層、乱流境界層の値であり、黒丸はそれらの中間値を取っている。これは先行文献^[15]で議論したように翼面上での層流—乱流遷移による影響である。2から6の実線は先行文献^[5),(6),(8)-(10)]のタービン翼の Nu_{air} であり、黒丸はそれらよりも大きな値を取っている。これは先行文献^[15]で議論したように、減速翼列である黒丸は翼面上での層流—乱流遷移点、増速翼列であるタービン翼に比べて前縁近傍に位置するため熱伝達率の大きな乱流境界層領域が広いためである。

ガスタービン内部の翼列は、動静翼干渉により周期的な非定常伴流の影響を受ける。特に、タービン（増速）翼列の伝熱に及ぼす周期的な非定常伴流の影響は、Dunn^[16]、Wittig et al.^[17]、Dullenkopf et al.^[18]、Han et al.^[19]によって研究された。彼らは周期的な非定常伴流が伝熱性能を向上させると述べた。さらに、高周波数の伴流ほどより高い伝熱性能をもたらすと報告した。

一方、減速翼列の伝熱におよぼす伴流の影響は今まであまり着目されなかった。しかし、前述の軽量ICRターボファンを実現するためには、獲得すべき知見である。

そもそも非定常伴流とは、上流に存在し相対的に回転運動する先行翼列の各翼が流れを阻害する効果と抗力の効果により生じる低速度領域が、着目する翼列をピッチ方向に通過する現象である。この低速度領域が有する乱れが翼面上の層流—乱流遷移や伝熱を促進する。

それと同時に、圧縮性流れにおいては、翼面上の境界層領域で流れの運動エネルギーが熱エネルギーに変換され周囲温度よりも高い静温度となり、この熱エネルギーは熱伝導により周囲に拡散され、断熱翼の伴流においても全温は低下する。そのため、非定常伴流は低全温領域が着目する翼列をピッチ方向に通過する現象でもある。

従来の研究では実験的な困難さもあり、非定常伴流の影響として、低速度領域が通過する影響と、低全温領域が通過する影響とを明確に区別していなかった。近年、CTFD技術の発展により、境界層発達、境界層の層流—乱流遷移、圧縮性流れから固体面への伝熱を十分な精度で解析できるようになってきた。そこで著者らは空気—翼固体—HTMの翼型熱交換器で一番熱伝達率が低く総括熱伝達係数を律速する空気—翼固体の熱伝達の促進を図るため、前述の風洞試験で検証したCTFDコード^[14),(15)]を用いて空気の入口全温が周期的に変動する主流中に置かれた減速翼列を構成する翼型熱交換器の伝熱性能について調べた^[20]が、そのメカニズムに関しては十分説明できなかった。本研究では、空力性能、エアロメカ性能に及ぼす影響が少ないにもかかわらず空気—翼固体の熱伝達の促進をもたらす低全温領域が通過する影響に着目し、そのメカニズムの解明を再度試みた。

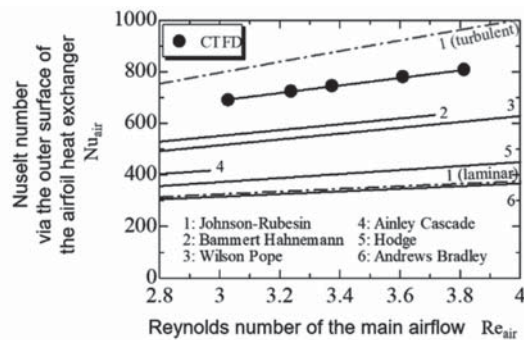


Fig. 3 Effect of Main Airflow Reynolds Number on Nusselt Number via the Outer Surface of Airfoil Heat Exchanger

2. 数値熱流体解析 (CTFD) の手法

2.1 CTFDの計算格子、および、設定

ANSYS Fluent 16.0を用いて二次元計算を行った。Fig. 4に使用した計算格子を示す。計算格子は2つの領域からなる。一つは領域中央部に存在するNACA65(12)10の翼型断面持つ翼型熱交換器（翼弦長44mm）内部の固体の領域であり29,198の接点を持つ。翼型熱交換器内部にはHTMの流路として5個の円形領域がある。もう一つは翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の領域であり85,258の接点を持つ。Fig. 4の上下の境界に周期境界条件を適用することにより減速翼列（食違い角45°、ソリディティ1.5、迎角14.9°）を表現する。

翼型熱交換器の内部の固体熱伝導の解法としては、密度変化や流れがないためエネルギー方程式を2次精度内挿を用いて解いた。翼型熱交換器の外部を流動する圧縮性空気流の解法としては、密度ベースのRoe-FDSスキームを採用した。乱流モデルには低レイノルズ型の $\gamma-Re_{\theta,t}$ 層流—乱流遷移モデルを用いた。そのため特に翼型熱交換器の外表面に形成される境界層領域には十分細かい格子（流れ方向に1000点、ピッチ方向に $y^+ \sim 1$ 程度）を配置した。これまでの研究成果^[15]に基づき、無次元境界層厚さ $Re_{\theta,t} = 50$ となった場所で境界層の層流—乱流遷移が生じるように設定した。密度・運動量・エネルギーの各方程式には2次精度風上内挿を用い、4つの乱流の方程式の内挿には1次精度風上内挿を用いた。計算は全残差が 10^{-5} 以下になったときに収束したとみなして、陰的に時間前進を行った。

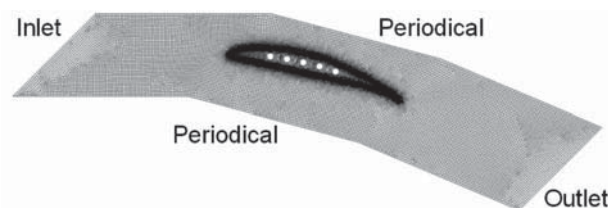


Fig. 4 Calculation Mesh for the Diffusing Cascade of Airfoil Heat Exchangers

ここに記した本論文で用いたCTFDの計算の手法、および、設定は中西ら⁽¹⁵⁾とまったく同様であり、中西ら⁽¹⁵⁾が詳述したように、NACAの風洞試験⁽¹³⁾より得られた翼周り圧力係数分布との十分な整合性、および、東京工業大学の風洞試験により得られた翼内部の温度分布との十分な整合性により、定常状態においては流体的にも熱的にも十分な精度を持った手法となっている。

2.2 CTFDの境界条件

本論文で用いた境界条件を以下に示す。

翼型熱交換器外部を流動する圧縮性空気流の入口境界条件として入口マッハ数が目標値となるように調整した全圧を固定し、出口境界条件として静圧を固定した。入口全温は周期的に変動させた。

$$T_{\text{tot,air}} = T_{\text{tot,air,ave}} + \Delta T_{\text{tot,air}} \sin[2\pi ft] \quad (3)$$

ここで、 $T_{\text{tot,air,ave}}$ と $\Delta T_{\text{tot,air}}$ 、 f は、それぞれ入口全温の時間平均値と変動幅、変動周波数であり各々の代表的な数値はTable 1に示す。 t は経過時間である。

HTMは水と仮定した。HTMと接する翼型熱交換器の内表面 (Fig. 4の翼内部の5個の円) のHTM-翼固体の熱伝達率 h_{htm} と、HTMの温度 T_{htm} は境界条件として固定した。 h_{htm} はこれまでの研究成果⁽¹⁵⁾に基づきDittus-Boelter相関式を用いて、Table 1に示すHTMの流量および物性値よりレイノルズ数 $Re_{\text{htm}} = 9,100$ 、ヌセルト数 $Nu_{\text{htm}} = 57.2$ 、代表長さである流路直径 $D_{\text{htm}} = 1.76 \text{ mm}$ を計算し $h_{\text{htm}} = 20,000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ とした。このとき翼型熱交換器の内表面の格子番号 i の局所の熱流束 $q_{\text{htm},i}$ は次式となる。

$$q_{\text{htm},i} = h_{\text{htm}} [T_{\text{htm}} - T_{\text{solid},i}] \quad (4)$$

ここで、 $T_{\text{solid},i}$ はHTMと接する翼型熱交換器の内表面の格子番号 i の局所固体温度である。

CTFDにおいては、圧縮性空気流の領域と翼型熱交換器の固体領域の間の領域境界では、温度差がない静止境界と設定した。一方、CTFDの結果から伝熱工学的な知見を得るため、局所の空気-翼固体の熱伝達率 $h_{\text{air},j}$ を計算結果として次式より算出した。

$$h_{\text{air},j} = \frac{q_{\text{air},j}}{T_{\text{air},j} - T_{\text{solid},j}} \quad (5)$$

ここで、 $q_{\text{air},j}$ 、 $T_{\text{air},j}$ 、 $T_{\text{solid},j}$ は空気と接する翼型熱交換器の外表面の格子番号 j の局所熱流束、局所空気温度、局所固体温度である。

本翼型熱交換器は、空気-翼外表面固体の熱伝達、翼外表面-翼内表面の間の固体熱伝導、翼内表面固体-HTMの熱伝達の連成により伝熱する。そこで、総括熱伝達係数 K を評価した。定義は次式となる。

$$q_{\text{air,t-s}} = K [T_{\text{tot,air,in}} - T_{\text{htm,in}}], \quad K = \left(\frac{1}{h_{\text{air,ave}}} + \frac{\delta_{\text{solid}}}{k_{\text{solid}}} + \frac{1}{h_{\text{htm}}} \right)^{-1} \quad (6)$$

先行文献⁽¹⁴⁾で示した様に Re_{air} の増加に伴い K は増加した。

これは Re_{air} の増加により層流-乱流遷移点が上流に遷移する影響と翼固体面上の空気境界層が薄くなる影響で空気-翼固体の熱伝達率 $h_{\text{air,ave}}$ が増加するためである。

Table 1 Boundary Conditions for the Main Airflow, Airfoil Solid, and Cooling HTM Unless Otherwise Stated

Main Airflow	
Inlet Mach number M_{in}	0.64
Inlet velocity u_{in}	240 m/s
Reynold number for airfoil chord length as representative length	506,000
Inlet turbulence intensity u'/u_{in}	4%
Inlet total temperature $T_{\text{tot,air,in}}$	350 K
Amplitude of total temperature change $\Delta T_{\text{tot,air}}$	20 K
Frequency of total temperature change f	0 Hz
Outlet pressure $P_{\text{air,out}}$	101.3 kPa
Airfoil Solid (SUS304)	
Thermal conductivity k	16 W/(m·K)
Density ρ	7,930 kg/m ³
Specific heat C_p	590 J/(kg·K)
HTM (water)	
Mass flow rate per channel m_{htm}	10.7 g/s
Inlet temperature $T_{\text{htm,in}}$	300 K
Thermal conductivity k_{htm}	0.615 W/(m·K)
Density ρ_{htm}	1,000 kg/m ³
Kinetic viscosity ν_{htm}	$8.52 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Specific heat $C_{p,\text{htm}}$	4150 J/(kg·K)
Channel diameter D_{htm}	1.76 mm
Reynold number for HTM tube diameter as representative length	9100
Prandtl number	5.76
Nusselt number	57.2
Heat transfer coefficient between HTM and airfoil solid h_{htm}	20,000 W/(m ² ·K)
Heat Balance of Airfoil Heat Exchanger	
Heat capacity flow rates ratio $(m_{\text{air}}C_{p,\text{air}})/(m_{\text{htm}}C_{p,\text{htm}})$	0.3
Overall Heat Transfer Coefficient	
Overall heat transfer coefficient K	386 W/(m ² ·K)

3. 空気の入口全温が一定である条件下における翼型熱交換器の熱伝導率が伝熱におよぼす影響

空気の入口全温が周期的に変動する条件下での熱伝達を調べる前に、翼材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を検討する必要がある。ここでは翼型熱交換器の材料として想定される最も一般的な材料について検討した。

第1の材料はステンレス鋼であり、その熱伝導率 k_{solid} は16 W/(m·K)、密度 ρ_{solid} は7,930 kg/m³、比熱 $C_{p,\text{solid}}$ は590 J/(kg·K)である。これは、前述の検証に用いた東京工業大学で実施した風洞試験でステンレス鋼の翼型熱交換器を使用したため、その結果との比較を容易にするためである。さらに、その熱伝導率は、実用的な圧縮機翼や案内翼に使用される材料とほぼ同じである。たと

例えば、チタン合金は約20 W/(m·K)、ニッケル基耐熱合金の場合は11 ~ 21 W/(m·K) である。

第2の材料はアルミニウム合金であり、その熱伝導率 k_{solid} は202 W/(m·K)、密度 ρ_{solid} は2,700 kg/m³、比熱 $C_{p,\text{solid}}$ は900 J/(kg·K) である。アルミニウム合金は熱交換器材料として最も一般的かつ伝統的材料であるため選択した。さらに、アルミニウム合金の熱伝導率はステンレス鋼よりほぼ10倍大きいので、翼型熱交換器材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を調べるために有効である。

第3の材料は、セラミックマトリックスコンポジット (Ceramic Matrix Composite: CMC) であり、重いニッケル基耐熱合金に代わる次世代の軽い耐熱材料である。CMCは複合材であるため、熱伝導率に対する異方性材料でもあり、各方向の熱伝導率は形状や繊維の方向、配合などにより異なるが、近年開発されているSiC-SiC系は熱伝導率 k_{solid} が100 W/(m·K) を超えるサンプルも多く試作されている。ここでは、翼型熱交換器材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を調べるため、ステンレス鋼とアルミニウム合金の中間程度の値である熱伝導率 k_{solid} は60 W/(m·K)、密度 ρ_{solid} は3,000 kg/m³、比熱 $C_{p,\text{solid}}$ は590 J/(kg·K) の等方的な物理的性質を持つ材料と仮定した。

全ての計算において、空気の実物値はNISTの実空気のデータから局所の温度に応じた値を呼び出し使用した。

Fig. 5は、空気の入口全温 $T_{\text{tot,air,ave}}$ が350 K ($\Delta T_{\text{tot,air}}$ が0 K) で、HTMの温度 T_{htm} が300 Kで一定の条件下で、翼列を構成する各翼型熱交換器が、(a) 断熱翼 $k_{\text{solid}} = 0$ W/(m·K)、(b) ステンレス鋼翼 $k_{\text{solid}} = 16$ W/(m·K)、(c) CMC翼 $k_{\text{solid}} = 60$ W/(m·K)、(d) アルミニウム合金翼 $k_{\text{solid}} = 202$ W/(m·K) の4条件の場合の、静温分布を示す。白色は370 Kで高温領域、黒色は300 Kで低温領域を示す。なお、(a)では翼内部の静温分布は表示していない。

Fig. 6は $k_{\text{solid}} = 202$ W/(m·K) の場合の全温分布であり、Fig. 5 (d)の条件に対応する。なお、翼内部の全温分布は表示していない。

Figs. 5と6の結果より、翼型熱交換器の外表面上での圧縮性空気流から内部冷却された翼型熱交換器への伝熱メカニズムは以下となることがわかる。

1：翼型熱交換器の外部を流動する圧縮性空気流は、翼型熱交換器外表面上で減速し、境界層を形成する。ここでは、圧縮性空気流の運動エネルギーが熱エネルギーに変換される。そのときFig. 5の各図が示すように、境界層内の平均静温は上昇する。

2：境界層内の平均静温は、内部冷却された翼型熱交換器の外表面の固体温度よりも高くなる。そのため、境界層内の熱エネルギーが翼型熱交換器へ移動する。

3：Fig. 6に示すように、境界層内の平均全温 (= 空気を持つ全エネルギー) は翼型熱交換器へ移動した熱エネ

ルギーの分だけ減少する。

高温の圧縮性空気流が低温の翼型熱交換器により冷却されるとは、本過程1から3を意味する。

上述のとおり、静温分布は、各所の伝熱メカニズム (= 熱の移動方向) を調べるために有用であり、全温分布は、伝熱の結果として高温の圧縮性空気流がどれだけ冷却されたかを判別するために有用である。

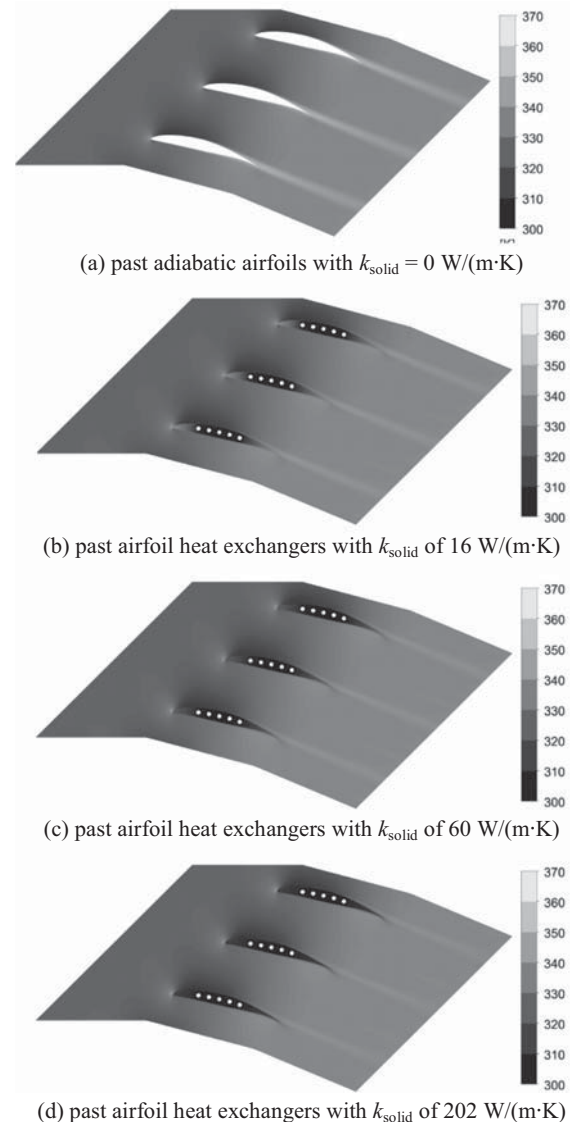


Fig. 5 Static Temperature Distribution in a Main Flow with Constant Total Temperature



Fig. 6 Total Temperature Distribution past Airfoil Heat Exchangers with k_{solid} of 202 W/(m·K) in a Main Flow with Constant Total Temperature

翼型熱交換器外表面を通過する空間平均熱流束 $q_{\text{air},s}$ は、局所の熱流束 $q_{\text{air}}(x)$ を積分して求める。

$$q_{\text{air},s} = \frac{\int_{x=-L_c}^{x=L_c} q_{\text{air}}(x) dx}{A_{\text{AirfoilOuterSurface}}} \quad (7)$$

$$q_{\text{air}}(x) = -k_{\text{air}}(x) \frac{dT_{\text{air}}(x)}{dn} = -k_{\text{solid}}(x) \frac{dT_{\text{solid}}(x)}{dn} \quad (8)$$

ここで、 $A_{\text{AirfoilOuterSurface}}$ は翼型熱交換器の外表面積（2次元計算では外周長さ）である。 $q_{\text{air},s}$ は k_{solid} の増加に伴い、Fig. 5 (a) 0 kW/m², (b) 19.3 kW/m², (c) 23.0 kW/m², (d) 25.3 kW/m² と増加した。Fig. 5の各図を詳しくみると、 k_{solid} の上昇に伴い翼型熱交換器内部の伝熱が促進され固体温度が均一化し、特に前縁・後縁付近の固体温度が低くなった。例えば、Fig. 5 (b) では翼の前縁・後縁付近の固体温度は灰色すなわち周囲の空気静温に近い温度になったが、Fig. 5 (d) では前縁・後縁付近の固体温度は黒色すなわち翼中心部付近の固体温度に近くなった。このとき、境界層内の局所の空気の平均静温と局所の翼型熱交換器の外表面の固体温度の温度差が大きくなり、式(8)の温度勾配がきつくなるため、空間平均熱流束 $q_{\text{air},s}$ は増加した。

4. 空気の入口全温が周期的に変動する条件下における翼型熱交換器の熱伝導率が伝熱におよぼす影響

次に、空気の入口全温が周期的に変動する条件下で、翼材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を検討する。前章で示した空気の入口全温が一定である条件下の伝熱と異なり、翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の静温分布・全温分布、翼型熱交換器内部の固体温度分布、および、伝熱率全てが非定常である。そのため、翼型熱交換器外表面を通過する瞬時の空間平均熱流束 $q_{\text{air},s}(t^*)$ を以下に定義した。

$$q_{\text{air},s}(t^*) = \frac{\int_{x=-L_c}^{x=L_c} q_{\text{air}}(x, t^*) dx}{A_{\text{AirfoilOuterSurface}}} \quad (9)$$

$$q_{\text{air}}(x, t^*) = -k_{\text{air}}(x, t^*) \frac{dT_{\text{air}}(x, t^*)}{dn} = -k_{\text{solid}}(x, t^*) \frac{dT_{\text{solid}}(x, t^*)}{dn} \quad (10)$$

ここで、 t^* は入口全温変動の一周期 $1/f$ を 1 とした無次元時間 $t^* = t_{\text{elapse}} f$ ($t_{\text{elapse}}[\text{s}]$ は一周期の中での経過時間) である。さらに、時間-空間平均伝熱率 $q_{\text{air},t-s}$ も定義した。

$$q_{\text{air},t-s} = \int_{t^*=0}^{t^*=1} q_{\text{air},s}(t^*) dt^* \quad (11)$$

Fig. 5に示した空気の入口全温が一定である条件下の伝熱では、 $q_{\text{air},s} = q_{\text{air},t-s}$ となることに注意されたい。このとき、空気の物性値と翼型熱交換器の固体の熱伝導率 k_{solid} のみで翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の静温分布・全温分布、翼型熱交換器内部の固体温度分布、および、伝熱率が求められる。一方、Fig. 7に示した空気の入口全温が周期的に変動する条件下でのこれらの量の非定常応答を調べるには、空気の物性値と翼型熱交換器の

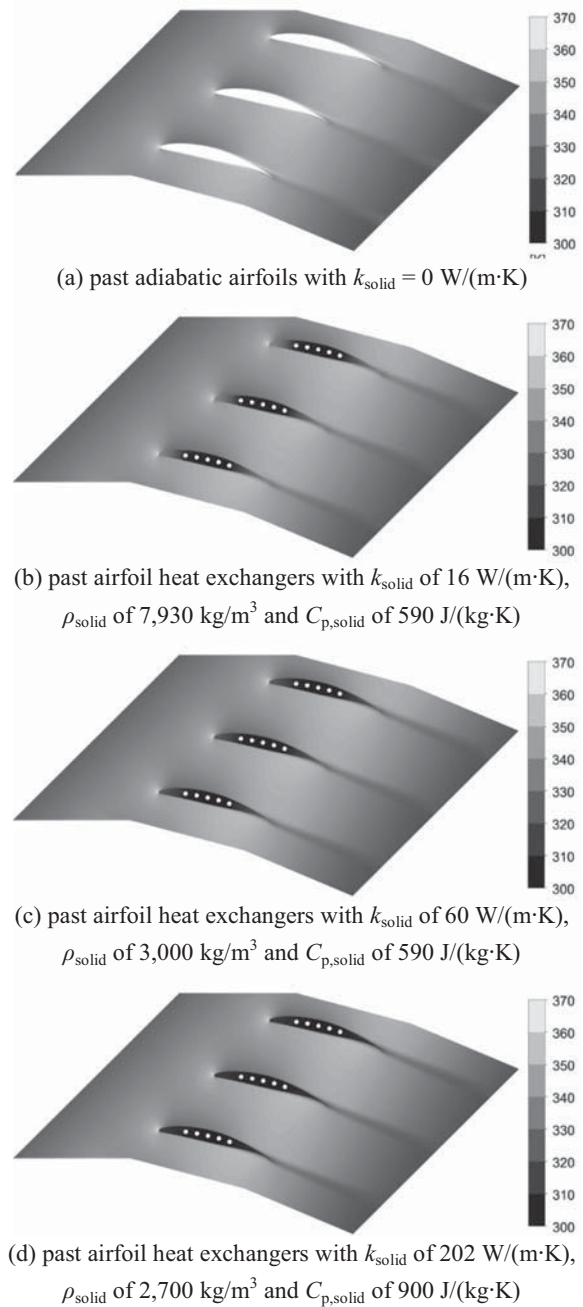


Fig. 7 Instantaneous Distribution of Static Temperature in a Main Flow with 1000 Hz of Total Temperature Frequency

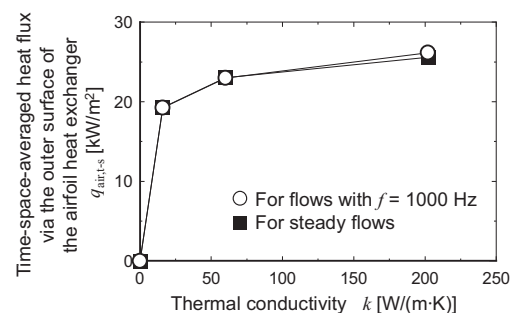


Fig. 8 Thermal Conductivity Effect on Time-space Averaged Heat Flux via the Outer Surface of the Airfoil Heat Exchanger

固体の熱伝導率 k_{solid} に加え、密度 ρ_{solid} と比熱 $C_{p,\text{solid}}$ も必要となる。具体的な数値は3章で示したものを用了。

Fig. 7は空気の入口全温の平均値 $T_{\text{tot,air,ave}}$ が350 K、空気の入口全温の変動幅 $\Delta T_{\text{tot,air}}$ が20 K、空気の入口全温の変動周波数 f が1000 Hz、HTMの温度 T_{htm} が300 Kで一定である条件下で、翼列を構成する各翼型熱交換器の熱伝導率が、(a) $k_{\text{solid}} = 0 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, (b) $k_{\text{solid}} = 16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, (c) $k_{\text{solid}} = 60 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, (d) $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の条件の静温分布である。(b), (c), (d)は各条件で $q_{\text{air,s}}(t^*)$ が最大となる瞬間の静温分布を示す。(a)は断熱壁で常に $q_{\text{air,s}}(t^*) = 0$ なので主流全温の最高点が翼弦中心点に到達した瞬間の静温分布を示す。

Fig. 8は、 k_{solid} が変化したときの、時間-空間平均伝熱率 $q_{\text{air,t-s}}$ の傾向について示す。黒四角■の記号は空気の入口全温が一定である条件 (Fig. 5) の結果を示し、白丸○の記号は空気の入口全温が周波数 $f = 1000 \text{ Hz}$ で変動する条件 (Fig. 7) の結果を示す。

3章で述べたとおり、空気の入口全温が一定の条件■では k の上昇に伴い $q_{\text{air,t-s}}$ は増加する。この傾向は空気の入口全温が1000 Hzで変動する条件○でも変わらない。このとき、 k_{solid} の値が小さい場合には、空気の入口全温が一定である条件■と1000 Hzで変動する条件○の違いがほとんど見られない。しかし、 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の場合では、空気の入口全温が1000 Hzで変動する条件○の $q_{\text{air,t-s}}$ の方が、一定である条件■よりも2.2%大きな値を示した。

5. 空気の入口全温の周波数が伝熱におよぼす影響

4章の結果、大きな熱伝導率 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の翼型熱交換器で、空気の入口全温が一定の条件と1000 Hzで変動する条件で違いがみられたので、本章では翼型熱交換器の物性値を固定し、空気の入口全温の変動周波数 f を変化させた場合についてより詳細に調べた。Fig. 9は、 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\rho_{\text{solid}} = 2,700 \text{ kg}/\text{m}^3$, $C_{p,\text{solid}} = 900 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ の場合に、(a) 定常状態 $f = 0 \text{ Hz}$, (b) 1,000 Hz, (c) 5,000 Hz, (d) 10,000 Hzの条件の静温分布を示す。翼型熱交換器の翼弦長 $L_c = 44 \text{ mm}$ 、平均空気速度 $u_{\text{in}} = 240 \text{ m/s}$ であるため、空気は約0.000183 sで翼型熱交換器を通過する。そのため、空気の入口全温の変動波長は、Fig. 9 (b)の $f = 1,000 \text{ Hz}$ で L_c の約5.5倍、(c)の5,000 Hzで L_c の約1.1倍、(d)の10,000 Hzで L_c の約0.55倍となっている。

Fig. 10で、翼型熱交換器外表面を通過する時間-空間平均伝熱率 $q_{\text{air,t-s}}$ と、空気の入口全温の変動周波数 f を比較する。 $q_{\text{air,t-s}}$ は、Fig. 9 (a)の定常状態 $f = 0 \text{ Hz}$ で25.6 kW/m^2 , (b)の1,000 Hzで26.2 kW/m^2 , (c)の5,000 Hzで28.2 kW/m^2 , (d)の10,000 Hzで25.8 kW/m^2 となっている。すなわち、 $f = 5,000 \text{ Hz}$ の場合の $q_{\text{air,t-s}}$ は定常状態の $q_{\text{air,s}}$ に比べて10.1%大きかった。

$f = 5,000 \text{ Hz}$ の場合に $q_{\text{air,t-s}}$ が最も大きくなる理由を考

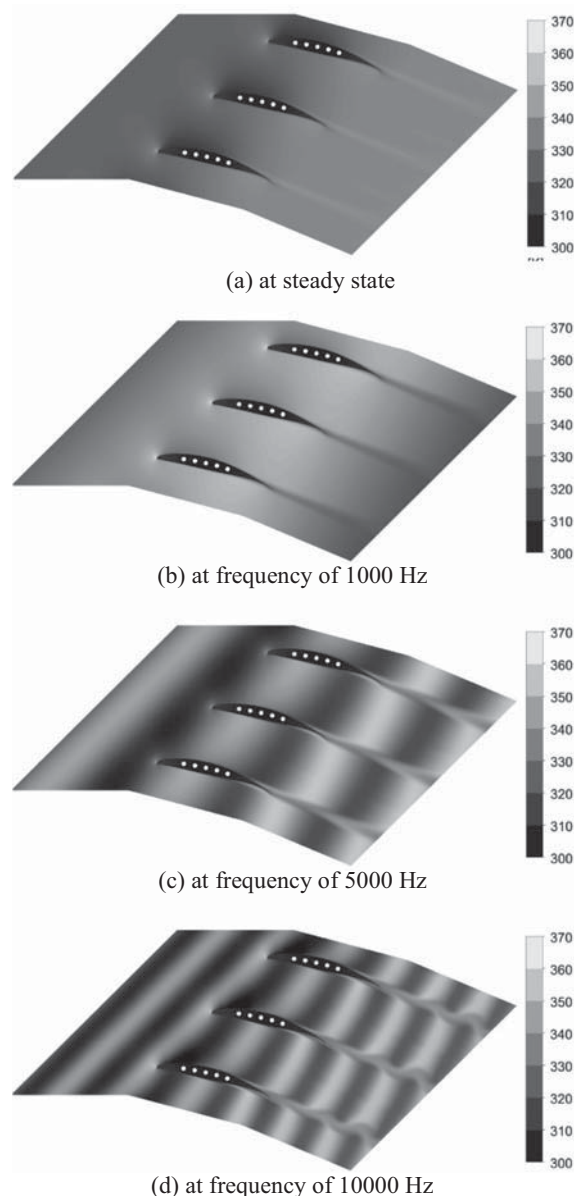


Fig. 9 Instantaneous Distribution of Static Temperature past the Airfoil Heat Exchangers with k_{solid} of $202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, ρ_{solid} of $2,700 \text{ kg}/\text{m}^3$ and $C_{p,\text{solid}}$ of $900 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ in a Main Flow with Periodic Total Temperature Change

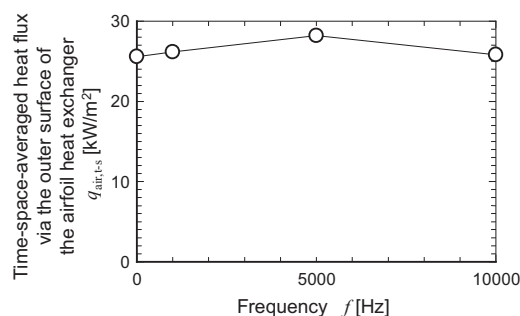


Fig. 10 Effect of Periodic Total Temperature Frequency on Time-space-averaged Heat Flux via the Outer Surface of the Airfoil Heat Exchanger

察する。Fig. 11は、横軸が無次元時間 $t^* = t_{\text{elapse}} f$ である。右の縦軸は翼弦中心点での主流空気的全温 $T_{\text{tot,air,center}}$ と HTM の温度 T_{htm} の差を示し、下の正弦曲線は $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化を表す。ここで、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ が平均値を取るとき $t_{\text{elapse}} = 0$ s とした。左の縦軸は t^* における瞬時の空間平均熱流束 $q_{\text{air,s}}(t^*)$ を示す。上の3つの曲線は、 $f = 1,000$ Hz, 5,000 Hz, 10,000 Hz の場合の t^* における瞬時の空間平均熱流束 $q_{\text{air,s}}(t^*)$ を表す。上下の4つの曲線を縦の短線で切った点で、各曲線の最大値に対応する。

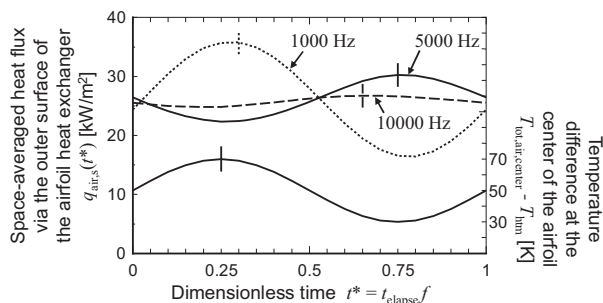


Fig. 11 Phases of Instantaneous Space-averaged Heat Flux via Each Airfoil Heat Exchanger with the Temperature Difference between HTM and Air at the Centre of the Airfoil Heat Exchanger

翼型熱交換器外表面に形成される境界層内の流体力学的構造すなわち外表面法線方向の速度分布などが一定の場合で、かつ、温度境界層の発達の影響が相対的に無視できる場合には、 $q_{\text{air}}(x, t^*)$ は境界層内の瞬時の局所の空気の（翼面垂直方向の）平均静温と外表面の固体温度の温度差で決定され、その空間積分である $q_{\text{air,s}}(t^*)$ も境界層内の瞬時の局所の空気の平均静温と固体温度の差の空間積分値に比例する。これは、空気の入口全温が一定の場合でも、周期的に変動する場合でも成立する。すなわち、Fig. 11の上の3本の曲線は、境界層内の局所の瞬時の空気の平均静温と固体温度の差の空間積分値の時間変化を表していると解釈できる。この視点で考えると、以下の考察が可能である。

空気の入口全温が一定の場合、または、空気の入口全温の周期的な変動の周波数が十分小さい場合には、翼型熱交換器の固体温度は $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化に追従するので、 $q_{\text{air,s}}(t^*)$ の時間変化も $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化に追従する。例えば、Fig. 11の $f = 1,000$ Hz の $q_{\text{air,s}}(t^*)$ の時間は、ほぼ $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化に追従した。ゆえに、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ が最大値を取るとき、すなわち、 $t^* = 0.25$ のときに、最大の空間平均熱流束 $q_{\text{air,s}}$ が得られる。

一方、空気の入口全温の周期的な変動の周波数が大きい場合には、翼型熱交換器が熱容量を持っているため、翼型熱交換器の固体温度は $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化に追従しない。なぜなら、翼型熱交換器が熱容量を

持つ場合、翼型熱交換器の固体温度は、外表面で接する高温空気からの入熱率と内表面で接する低温HTMによる除熱率のバランスで上下するためである。ゆえに、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ が最大値のとき翼型熱交換器の固体温度はまだ最大値を取らず入熱が続き、その後 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ が小さくなり始めても翼型熱交換器の固体温度は上昇し続ける。やがて、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ が十分小さくなって入熱率が除熱率より小さくなると翼型熱交換器の固体温度は遅れて下がり始める。いわゆる位相遅れである。同様のメカニズムで、翼型熱交換器の固体温度が上昇に転ずる時も $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の変化より遅れる。このため、 $q_{\text{air,s}}(t^*)$ の時間変化は $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の時間変化に追従しない。Fig. 11の $f = 5,000$ Hz, 10,000 Hz の $q_{\text{air,s}}(t^*)$ の時間変化と下の $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$ の変化曲線の位相が異なるのもこのメカニズムによる。

上述のような位相の遅れが存在すると、境界層内の瞬時の局所の空気の平均静温と外表面の固体温度の温度差が増大し、その時間-空間平均熱流束 $q_{\text{air,t-s}}$ が増大する。本解析の系では、Fig. 11に示すように、 $f = 5,000$ Hz の位相が最も遅れており、それゆえ、 $f = 5,000$ Hz における時間-空間平均熱流束 $q_{\text{air,t-s}}$ が最も高い値を示した。

一方で、Fig. 9に示すように、高周波数ほど空気の全温変動の波長が短くなり、 f が約5,000 Hz以上では翼型熱交換器の弦長 L_c よりも短くなる。そのため、翼型熱交換器外表面には高全温部と低全温部が常に両方とも接触するため、全温の周期的変動の影響が打ち消しあい、空気の入口全温が一定である条件に近づく。ゆえに、Fig. 11に示すように高周波数ほど $q_{\text{air,s}}(t^*)$ の時間変化の振幅が小さくなる。

上述の位相の遅れと波長と翼弦のバランスが満たされたとき時間-空間平均熱流束 $q_{\text{air,t-s}}$ が最も高い値を示す。

6. まとめ

本研究では、ターボファンエンジンの既存コンポーネントを翼型熱交換器として利用する際に、動静翼干渉による伴流が伝熱に与える影響を単純化して明らかにするため、流れ場が均一で空気の入口全温のみが周期変動する場合について、実験によって検証された熱流体解析を用いて減速翼列を構築する翼熱交換器を介した熱伝達を数値的に調べた。空気の入口全温の変動周波数がある特定の値（本供試体では5,000 Hz）のとき、翼型熱交換器の外表面を通過する時間-空間平均熱流束は定常状態のそれより10%程度高い値となった。翼型熱交換器の翼弦中心点での高温の主流空気的全温と翼型熱交換器を冷却する低温の熱輸送媒体の温度の差の周期的な時間変化に対して、熱容量に起因する翼型熱交換器の固体温度の応答遅れが生じ、その結果、時間-空間平均熱流束は増大した。全温の変動波長と翼弦を同程度とすることで、全温が一定である条件下よりも大きな時間-空間平均熱流束を示す翼型熱交換器が実現できることを示せた。

謝辞

本研究は、株式会社IHIの支援により実施された。深く謝意を示す。

参考文献

- (1) 伊藤優, 航空用推進機の低燃費化技術の歴史と動向, ターボ機械, Vol. 46, No. 9 (2018), pp. 539-547.
- (2) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Intercooled and Recuperated Jet Engine Using Airfoil Heat Exchangers, 22nd International Society for Air Breathing Engines Conference, Phoenix, USA (2015), ISABE 2015-20100.
- (3) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Conjugate Heat Transfer in Air-to-Refregerant Airfoil Heat Exchangers, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 136, No. 8 (2014), p. 081703.
- (4) ニノ宮竜成, 伊藤優, 長崎孝夫, 翼型熱交換器で構築した軽量ICRエンジン搭載航空機のフューエルバーン, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 47, No. 6 (2019), pp. 429-436.
- (5) Johnson, H., A. and Rubesin, M., W., Transactions of the ASME, Vol. 71, No. 5 (1949), pp.447-456.
- (6) Ainley, D., G., "An Experimental Single-Stage Air-Cooled Turbine, Part II. Research on the Performance of a Type of Internally Air-cooled Turbine Blade," Proceedings of IMechE, Vol. 167 (1953), pp. 351-370.
- (7) Fray, D., E. and Barnes, J., F., "An Experimental High-Temperature Turbine (No. 126), Part I - The Cooling Performance of a Set of Extruded Air-Cooled Turbine Blades," Research Council, London R. & M. No. 3405 (1965).
- (8) Hodge, R., I., "A Turbine Cascade Studies, Part I and II," Aeronautical Research Council, London C. P. Nos. 492, 493 (1960).
- (9) Wilson, D., G. and Pope, J., A., "Convective Heat Transfer to Gas Turbine Blade Surfaces," Proceedings of IMechE, Vol. 168 (1954), pp. 861-876.
- (10) Andrews, S., J. and Bradley, P., C., "Heat Transfer to Turbine Blade," Aeronautical Research Council, London C. P. No. 294 (1957).
- (11) Turner, A., B., "Local Heat Transfer Measurements on a Gas Turbine Blade," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13 (1971), pp. 1-12.
- (12) Freche, J. C., and Diaguila, A. J., "Heat-Transfer and Operating Characteristics of Aluminum Forced-Convection Water-Cooled Single-Stage Turbines," (1950), NACA RM E50D03a.
- (13) Westphal, W., R., and Godwin, W. R., "Comparison of NACA 65-series compressor-blade pressure distributions and performance in a rotor and in cascade" (1957), NACA-TN-3806.
- (14) Ito, Y., Nakanishi, H. and Nagasaki, T., "Thermal Conductivity Effect on Overall Heat Transfer of Airfoil Heat Exchanger," Asian Congress on Gas Turbines 2018, Morioka, Japan (2018), ACGT 2018-TS75.
- (15) 中西仁, 伊藤優, 長崎孝夫, 逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 46, No. 4 (2018), pp. 314-321.
- (16) Dunn, M., G., "Heat Flux Measurements for the Rotor of a Full-Stage Turbine: Part I - Time Averaged Results," Journal of Turbomachinery, Vol. 108 (1986), pp. 90-97.
- (17) Wittig, S., Dullenkopf, K., Schulz, A. and Hestermann, R., "Laser-Dropler Studies of the Wake-Effected Flow Field in a Turbine Cascade," Journal of Turbomachinery, Vol. 109 (1988), pp.170-176.
- (18) Dullenkopf, K., Schultz, A. and Witting, S., "The Effect of Incident Wake on the Mean Heat transfer of an Airfoil," Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (1991), pp. 412-418.
- (19) Han, J., C., Zhang, L. and Ou, S., "Influence of Unsteady Wake on Heat Transfer Coefficient From a Gas Turbine Blade," Journal of Turbomachinery, Vol. 115 (1994), pp. 904-911.
- (20) Ito, Y., Nagasaki, T. and Nakanishi, H., Heat Transfer via an Airfoil Heat Exchanger in a Flow with Periodic Temperature Change, 15th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, Oxford, UK (2018), ISUAAAT15-078.

流れ制御片側デバイスによる フィルム冷却性能向上に関する研究

Studies on One-Sided Flow Control Device to Improve Film Cooling Effectiveness

宍戸 昌子^{*1}
SHISHIDO Masako

船崎 健一^{*2}
FUNAZAKI Ken-ichi

谷口 英夫^{*2}
TANIGUCHI Hideo

河村 朋広^{*3}
KAWAMURA Tomohiro

齋藤 涼^{*1}
SAITO Suzuna

ABSTRACT

This study proposes a new flow control device (FCD), called one-sided FCD or OFCD, to improve conventional cooling hole film effectiveness of turbine airfoils for gas turbine with less aerodynamic loss than that of the previously developed devices such as double flow-control devices (DFCD) or V-shaped FCD. Detailed numerical investigations on the flat-plate model are executed through RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations)-based simulation using a commercial flow solver, calculating film effectiveness, net heat flux reduction (NHFR) and stagnation pressure loss coefficient for several types of OFCD along with DFCD and V-shaped FCD. Experimental examinations are also conducted using PSP (Pressure-Sensitive Paint) method to verify the predictability of film effectiveness by the present calculation. It is found that OFCD performs fairly well with less aerodynamic penalty than those of the high-performance devices.

キーワード：

Key words : Film Cooling, Flow Control Device, PSP method, RANS simulation

1. 緒言

ガスタービンエンジンは発電用や航空機エンジン等に用いられ、更なる高効率化が求められている。また、再生可能エネルギーの系統大量投入時代を迎え、ベース電力の供給のみならず負荷変動に対する急速な応答性を有するガスタービンへの期待が高まっている。このようなガスタービンの高効率化手法としてタービン入口温度TIT (Turbine Inlet Temperature) の上昇が挙げられる。TITの上昇には冷却技術の進歩が大きく貢献しており、特にフィルム冷却の性能向上の寄与が大きい⁽¹⁾。フィルム冷却の高効率化の実現にとりCRVP (Counter-Rotating Vortex Pair) の制御が重要であり、そのための技術として、Fan-shaped形状化、複合角、Double Jet, Sister Holeなどの制御技術が開発されている⁽²⁾。著者らのグループでもフィルム冷却の高効率化を目的とした流れ制御デバイスFCD (Flow Control Device) の開発

を進めており⁽²⁾、一つの冷却孔の上流に単独⁽³⁾または1対の突起DFCD (Double Flow Control Device)⁽⁴⁾、複数ディンプル対⁽⁵⁾を設置してフィルム効率改善や熱負荷削減率NHFR (Net Heat Flux Reduction) の変化状況調査、更には形状・配置の最適化を実施している。これらの研究を通じて、デバイス設置効果によるフィルム冷却効率向上を確認する一方で、デバイスから生成された縦渦に起因するNHFRの悪化や空力損失増加の抑制など、実機適用の際の課題も見出されている。

本研究では、上記の課題解決を目的として考案された単独のFCDの性能評価について調査している。DFCDは冷却空気の翼面付着性向上には有効なデバイスではあるが、2つの突起による空力損失増分は非常に大きく⁽⁶⁾、その対策が必要である。Takisawaらの研究⁽⁷⁾で、DFCDへの流入角増加によりDFCD由来の渦の非対称性が見られても、フィルム冷却効率改善の効果が維持されるという知見が得られていることを元に、DFCDの片側だけを冷却孔上流に設置するデバイス、即ち流れ制御片側デバイス (以下、片側FCDまたはOFCDと称す) を考案するに至った。

本研究は、通常の丸形の冷却孔によるフィルム冷却を対象に、片側FCDが空力損失を抑制しつつDFCDなどの両側FCDと同等のフィルム冷却性能向上能力を有し得

原稿受付 2019年7月29日

査読完了 2020年7月9日

*1 岩手大学大学院
〒020-8551 盛岡市上田4丁目3-5

*2 岩手大学理工学部
〒020-8551 盛岡市上田4丁目3-5

*3 東北電力(株)
〒980-8550 仙台市青葉区

るかの調査を目的としている。初めに数値解析により5形状の片側FCDのフィルム冷却性能を調査した。次に数値解析で良い性能を示した形状については、DFCDなどとともに空力損失を数値的に調査し、更にPSP試験によるフィルム効率の計測を実施している。

主な記号

- A_i : Stern-Volmerの式の係数 ($i=0,1,2$)
 BR : 噴き出し比 ($=\rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty = DR \times U_2 / U_\infty$)
 d : 冷却孔直径
 DR : 密度比 ($=\rho_2 / \rho_\infty$)
 h, h_f : 熱伝達率, フィルム冷却時の熱伝達率
 I, I_{ref} : 発光強度, 参照発光強度 (参照酸素分圧時)
 L : 冷却孔長さ
 $\dot{m}_2, \dot{m}_\infty$: 二次空気流量, 主流流量
 M : 分子量
 p, p_{ref} : 酸素分圧, 参照酸素分圧
 $P_{t2}, P_{t\infty}$: 二次空気よどみ点圧力, 主流よどみ点圧力
 Re : 主流側レイノルズ数 ($=U_\infty d / \nu$)
 T_2, T_∞ : 二次空気温度, 主流温度
 T_{ad}, T_m : 断熱壁温度, 翼温度
 Tu : 主流乱れ
 U_2, U_∞ : 二次空気速度 (孔内平均速度), 主流速度
 x, y, z : 座標系 (主流方向, 高さ方向, ピッチ方向)
 η : フィルム冷却効率 (式(2))
 θ : 全体冷却効率 (無次元翼温度) (式(4))
 ρ_2, ρ_∞ : 二次空気密度, 主流密度
 ξ : 正味熱流束削減率 (式(3))
 ζ : よどみ点圧損失係数

添字

- air : 空気
 CO₂ : 二酸化炭素
 mix : 混合気体
 ref : 参照状態

頭文字

- CRVP : Counter-Rotating Vortex Pair
 DFCD : Double Flow Control Device
 DBV : Device-Based Vortex
 FCD : Flow Control Device
 MS : Mesh Size
 NHFR : Net Heat Flux Reduction
 OFCD : One-sided Flow Control Device
 PSP : Pressure-Sensitive Paint
 RH : Round Hole

2. 片側デバイス

Fig. 1にはOFCDを示す。基本的な形状は、DFCDと同様に流れ方向に開き角を有する突起物であり、長手方向及び横方向からの投影断面がともに半楕円状の形状をしている。Fig. 1には、形状及び冷却孔との位置関係

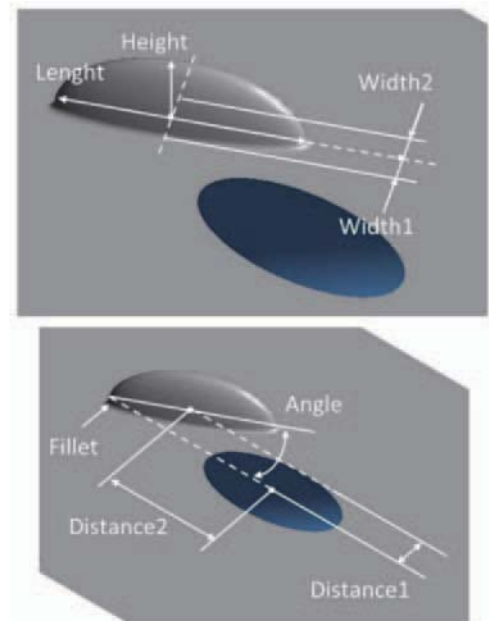


Fig. 1 One-sided FCD with its geometrical parameters

を与える8つのパラメータ (Height, Length, Width1, Width2, Distance1, Distance2, Angle, Fillet) も示されている。これらのパラメータは元々最適化を念頭に設定されているが、今回はDistance1, Distance2のみを変化させ、その他のパラメータについてはDCFDで多く採用されている数値に固定した (Table 1)。Fig. 2には、Table 1中に示された5種類のデバイスの形状及び配置状況を示す。なお、文献(4)等を参考にLengthは2.0dに固定している。

Table 1 Parameters of device geometry and configuration

	OFCD1	OFCD2	OFCD3	OFCD4	OFCD5
Distance1	0.0d	0.2d	0.2d	0.4d	0.4d
Distance2	1.7d	1.7d	1.5d	1.7d	1.2d
Height	0.6d				
Width1	0.2d				
Width2	0.2d				
Angle	30 [deg]				
Fillet	0.05d				

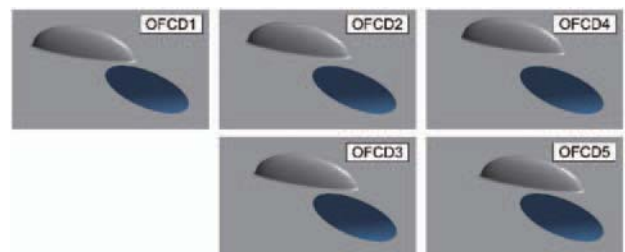


Fig. 2 Tested one-sided FCD

3. 実験手法

本研究では、PSP (Pressure-Sensitive Paint) 法によるフィルム冷却効率分布計測を実施した。実験手法の詳細については、河村らの報告⁽⁸⁾に詳しいので、以下にはその概要を述べる。

3.1 試験装置

Fig. 3に試験装置の概観を示す。供試ダクト（高さ150mm，幅250mm）は小型吸込式低速風洞内に設置され，供試平板はダクト側面に固定されている。供試平板は，長さ470mm，幅220mm，厚み20mmのABS樹脂製で，直径 $d=10\text{mm}$ ，傾斜角 30° ，ピッチ60mmの丸形冷却孔（RH）が機械加工であけられている。OFCDなどのデバイスは，熱溶解積層法による3Dプリンターによって成形され，両面テープで供試平板上の所定の位置に接着されている。冷却孔下流には，後述するPSP関係の塗料が塗布されている。供試平板の下流部には，供試体温度を測定するための熱電対が複数取り付けられている。主流は，風洞整流部，絞りノズルを経て供試部に流入する。その流速は供試部上流に装着されたピトー管で計測される。また，供試部入口での主流乱れは約1%である。

フィルム冷却効率の計測では，二次空気 の 代替として二酸化炭素（ CO_2 ）を用いている。タンクに蓄えられた CO_2 は，流量調整用のニードルバルブ，流量計，供試平板下部のプレナムを経て，ほぼ室温状態で冷却孔を通じて供試平板上に噴出する。

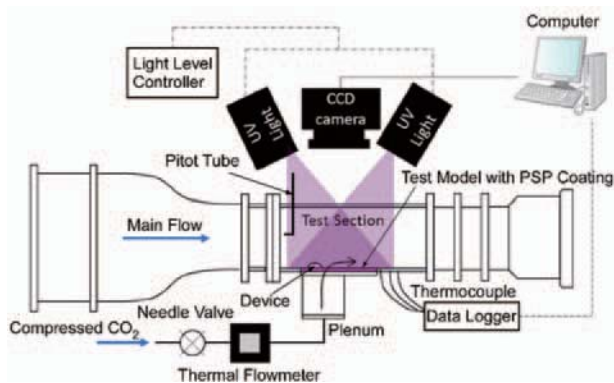


Fig. 3 Test facilities for PSP measurement

3.2 PSP

供試体表面には，下地として白色塗料を塗り，その上にPSP層を塗布している。PSP層の成分は，感圧色素としての白金ポルフィリン（PtTFPP），バインダーとしてのPtBSである。使用した色素の励起波長は392nm，発光波長は650nmであることから，励起光源には中心波長が400nmのLED光源（浜松ホトニクス製）を用い，発光を捉えるカメラには，ロングパスフィルター（LV0630）を装着した高感度16ビットモノクロCCDカメラ（BITLAN製）を用いた。

PSP層は，温度が制御された状態においてその発光強度 I はその周囲の酸素（ O_2 ）分圧 p によって変化する

（Oxygen Quenching）。冷却孔から CO_2 を噴出することにより冷却孔下流での O_2 分圧は低下し，結果としてPSP層からの発光強度も上昇する。この発光強度の変化と酸素分圧との関係の定式化には線形のStern-Volmerの式が一般的に用いられるが⁽⁹⁾，本研究では非線形性を考慮した次式を用いている。

$$\frac{I_{\text{ref}} - I_{\text{dark}}}{I - I_{\text{dark}}} = A_0 + A_1 \frac{p}{p_{\text{ref}}} + A_2 \left(\frac{p}{p_{\text{ref}}} \right)^2 \quad (1)$$

ここで， I_{dark} は，CCDカメラのレンズを完全に塞いだ状態で計測した値である。式(1)中の係数は較正試験で決定する。本研究で使用したPSPについて，Fig. 4に無次元周囲圧力と無次元発光強度との関係を示す。一般的にPSPは感圧性のほかに，温度依存性を持つことが知られているが⁽⁹⁾，本研究のPSPにおいても同様の傾向を示すことを確認している。

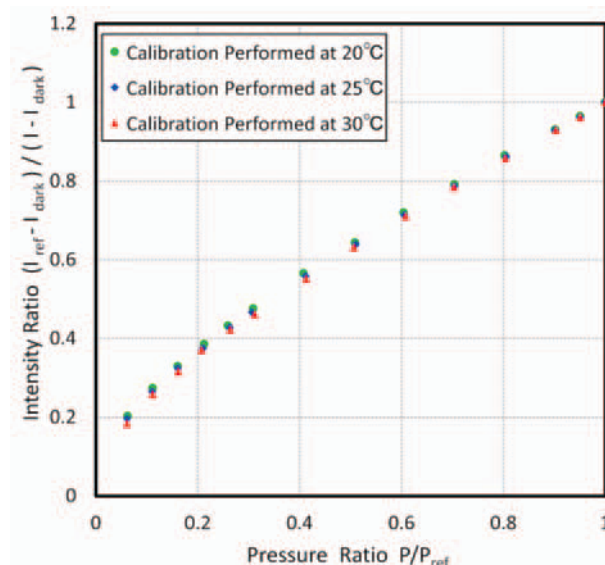


Fig. 4 Relation between luminous intensity and pressure under three temperature conditions

3.3 フィルム冷却効率の算出

式(1)に基づき，PSP層の発光強度情報からPSP層上の O_2 分圧 p が算定され，物質移動と熱移動のアナロジー及び使用する気体の分子量の効果からフィルム冷却効率が次のように求められる⁽¹⁰⁾。

$$h = \frac{T_{\infty} - T_{ad}}{T_{\infty} - T_2} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_{\text{air}}} \left(\frac{p_{\text{air}}/p_{\text{ref}}}{p_{\text{mix}}/p_{\text{ref}}} - 1 \right)} \quad (2)$$

3.4 試験条件

本研究では，先行研究⁽⁸⁾に倣い主流側レイノルズ数 Re を6000に固定し，主流側は空気（ $M_{\text{air}}=28.966$ ），冷却側は CO_2 （ $M_{\text{CO}_2}=44.010$ ）を用いた。密度比 DR は1.53であり，それを踏まえて，噴き出し比 BR が1.0，1.5になるように CO_2 の体積流量を調整した。

3.5 不確かさ解析

PSP法によるフィルム効率値の不確かさについては佐々木の研究^[11]に詳述されている。この研究では、Stern-Volmerの式のフィッティング誤差、画像取得誤差などを考慮し、冷却孔中心線上で最大5%程度の不確かさであることが示されている。本研究でも基本的には佐々木が開発した手法に基づいており、ほぼ同程度の不確かさであると考えている。

4. 数値解析手法

4.1 計算対象及び計算格子

流れ解析の詳細については、河村らの報告⁽⁸⁾に詳しいので、以下にはその概要を述べる。

Fig. 5には、OFCD及び比較対照のためのDFCD及びその派生形のV字形状デバイス^{(12),(13)}を適用した場合の計算領域を示す。計算領域は、主流側、冷却孔及び二次空気側の3つの領域から構成されている。主流側領域の広がり、冷却孔後縁を座標の原点として、幅方向（冷却孔ピッチ方向）に冷却孔1ピッチ分（ $6d$ ； d は冷却孔直径）、冷却孔上流側に $10d$ 、下流方向に $36d$ とした。冷却孔領域は、冷却孔長さは $L/d=6.0$ で、冷却孔傾斜角は 30 [deg.]である。二次空気側領域は、底辺が一辺 $6d$ の正方形で、高さは $10d$ である。

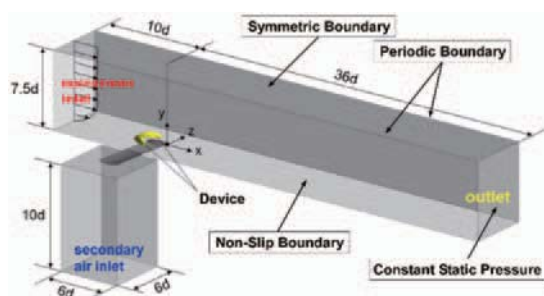


Fig. 5 Computational domain

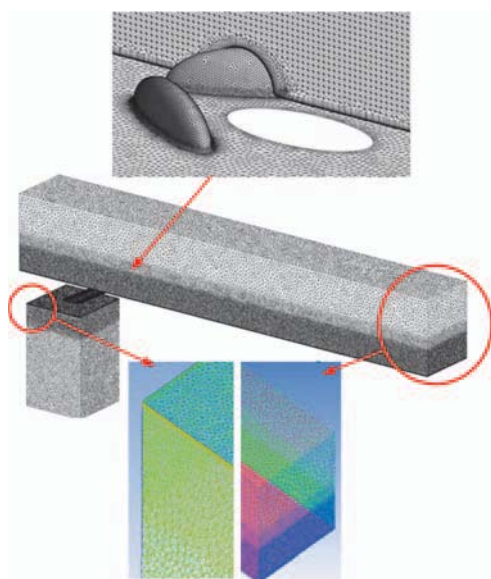


Fig. 6 Computational grid system (domain and FCD)

Fig. 6に使用した計算格子を示す。格子生成ソフトには、ANSYS® ICEM CFD™ ver15.0を用い、壁近傍及びそれ以外の場所での格子解像度を考慮しながら、非構造格子で格子生成を行った。主流側領域の格子生成では、使用ソフトの機能であるメッシュサイズ（MS：格子の一辺の最大値）⁽¹⁴⁾を図のように層状に使い分け、格子解像度と計算負荷の間のバランスを図っている。具体的には、 $y/d=0 \sim 2.5d$ で $MS=1mm$ 、 $y/d=2.5 \sim 3.5d$ で $MS=3mm$ 、 $y/d=3.5 \sim 7.5d$ で $MS=5mm$ としている。冷却孔領域でのMSはすべて $0.5mm$ とし、二次空気側領域では $y/d=-3.0 \sim -3.2d$ で $MS=1mm$ 、 $y/d=-3.2 \sim -13d$ で $MS=3mm$ である。また主流部ダクトと同様に壁面近傍にはプリズムメッシュを適用しており、最小格子幅、拡大率、生成層数も主流部ダクトと同様である。また壁面近傍には21層プリズムメッシュを適用し、壁面上での $y^+ < 1$ を実現している。総要素数は約2500万セルである。格子依存性については、別形態のデバイス対象ではあるが本研究での手法と同種の手法で同様の格子を複数作成し、それらに対して数値解析を行い詳細に比較検討を実施している⁽¹⁵⁾。その結果、本研究で使用した非構造格子は、 z 方向（孔ピッチ方向）平均及び面平均フィルム冷却効率や流れ場解析（渦度分布）に関して2500万セル以上でほぼ変化しなくなることを確認できていることから、十分な要素数及び格子解像度であると判断している。

4.2 計算ソルバー及び計算条件

計算ソルバーとしてANSYS® CFX™ ver15.0を用い、RANSによる解析を実施した。乱流モデルには、過去の調査結果⁽¹⁶⁾を元に、予測性能が比較的良好なSSTモデルを採用した。

計算領域に適用された主な境界条件は図の中に示されている。壁面境界条件について説明する。解析ドメイン主流側上面部には、対称境界条件、主流側下面部には、断熱壁、すべりなし境界条件、主流側側面部には周期境界条件を適用した。計算の際に使用した条件は、後述する実験で用いた条件に基づいて設定している。主流入口条件には、主流温度 $T_\infty=298.15$ [K]でのレイノルズ数 $Re=6,000$ となる主流速度を元に、実験で得た速度分布を与えている（ $x/d=-10.0$ 位置での境界層厚みは $0.24d$ ）。二次空気側入口では、所定の噴き出し比BRを達成するために必要な質量流量を与える。この時、フィルム冷却効率を求める場合には、実験のように CO_2 を噴き出す代わりに、密度比 $DR=1.53$ を実現する温度（ $T_2=194.85$ [K]）の空気を噴出している。また、実験では計測していないが、冷却孔なし及び冷却孔からの二次空気噴出ありの熱伝達率 h 、 h_{tr} も算出しており、その場合は $T_2=298.15$ [K]としている。

4.3 冷却特性及び空力損失

本研究では、冷却特性の評価指標として、正味熱流束削減率（Net Heat Flux Reduction） ξ を導入し、空力損失の評価指標として、よどみ点圧損失係数を導入した。

$$\xi = 1 - \frac{h_f}{h} (1 - \eta\theta) \quad (3) \quad q = \frac{T_\infty - T_2}{T_\infty - T_m} \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{P_{t,\infty} - P_{t,mix}}{1/2 \rho U_\infty^2} \quad (5)$$

ここで、 θ は全体冷却効率（無次元翼温度）の逆数で、本研究では1.6を用いた。この値は、無次元翼温度では0.625となり、最新の高スラストエンジンでの典型的な値である¹⁷⁾。また、 $P_{t,mix}$ は一つの冷却孔あたりでの主流と二次空気とが混合した状態でのよどみ点圧であり、次式で算出した。

$$P_{t,mix} = \frac{\dot{m}_\infty}{\dot{m}_\infty + \dot{m}_2} P_{t,\infty} + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_\infty + \dot{m}_2} P_{t,2} \quad (6)$$

5. 結果および考察

5.1 片側デバイス間の性能比較 (CFD)

Fig. 7に5種類のOFCDのフィルム冷却効率に関するBR=1.0及び1.5での計算結果を示す。また、Fig. 8にはFig. 7の結果から算出した面平均フィルム冷却効率を示す。面平均値の評価領域は、 $0 \leq x/d \leq 20$, $-3 \leq z/d \leq 3$ である。この結果から、全体的に冷却空気の付着が高く、 z 方向への拡散も向上しているが、特にデバイスの頂点のピッチ方向位置 ($z=0.4d$) が冷却孔の端部 ($z=0.5d$) に近接するOFCD4及び5がピッチ方向及び流れ方向への冷却空気の付着性向上をもたらしている。両者は、ともにデバイス中心が冷却孔中心よりピッチ方向に0.4d離れており、また、OFCD5の方がより冷却孔に接近している。Fig. 8に示すように、OFCD4はBR=1.0では面平均フィルム冷却効率は0.27だが、BR=1.5では0.11まで急落している。一方OFCD5では、BR=1.0で面平均フィルム効率が0.21、BR=1.5でも0.16となっており、高BRにおいても比較的良好な性能を示している。Fig. 9, 10に、BR=1.0及びBR=1.5でのフィルム冷却効率分布と流れ方向渦分布 ($x/d=5, 10, 15$) の複合図を示す。OFCDの場合は、その配置、開き角の関係で正の渦DBV(+)が発生するが、DBV(+)とCRVPとの干渉は、OFCDの配置パターン及び噴き出し比によって大きく異なり、結果としてフィルム冷却分布の差異に大きく影響していることがわかる。例えば、Fig. 9 (BR=1.0) から分かるように、OFCD1 (Distance1=0.0d, Distance2=1.7d) で発生したDBV(+)はCRVPの負の渦CRVP(-)と干渉し合いながら、両者はそれぞれの誘導速度の効果で壁から離れる方向に移動しているが、OFCD2 (Distance1=0.2d, Distance2=1.7d) では、DBV(+)が z 正方向に移動しCRVP(-)の上部に位置することで、両者は z 正方向へ移動する傾向を示し、結果としてフィルム冷却効率の改善をもたらしている。OFCD3 (Distance1=0.2d, Distance2=1.5d) では、デバイスが孔に近接することでフィルム冷却効率改善効果が低下している。OFCD4 (Distance1=0.4d, Distance2=1.7d) では、DBV(+)は $x/$

$d=5$ でCRVP(-)の上流視右側に位置することで、CRVP(-)と強く干渉しその構造を大きく変え (Fig. 14参照)、結果としてCRVPによるlift-off効果はかなり抑制することで冷却空気の z 正方向への拡散を促進しているが、その後壁面との鏡像効果で z 正方向に移動し、フィルム冷却効率改善効果が低下している。OFCD5 (Distance1=0.4d, Distance2=1.2d) では、デバイスが冷却孔に接近することで、OFCD4の場合よりもDBV(+)とCRVP(-)との干渉位置が z 負方向へ変化し (Fig. 15参照)、フィルム冷却効率改善の程度はOFCD4よりも小さい。

BR=1.5 (Fig. 10) の場合、CRVPが強化されOFCDの効果は弱まるが、OFCD2, 3では、DBV(+)はCRVPの対称性に影響を与えながらCRVP(-)の z 正方向に移動し、結果としてDBV(+)とCRVP(-)の間で吹き下ろ

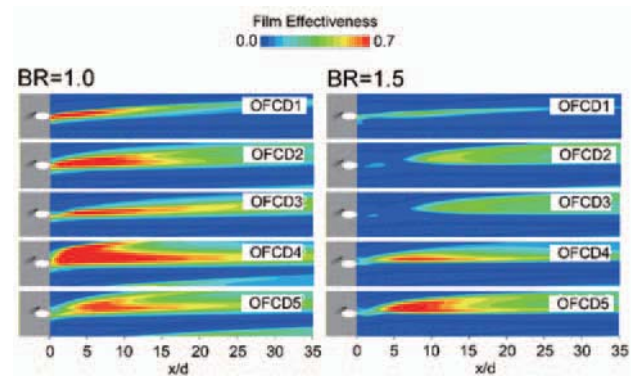


Fig. 7 Comparisons of calculated film effectiveness among 5 test cases (left: BR=1.0, right: BR=1.5)

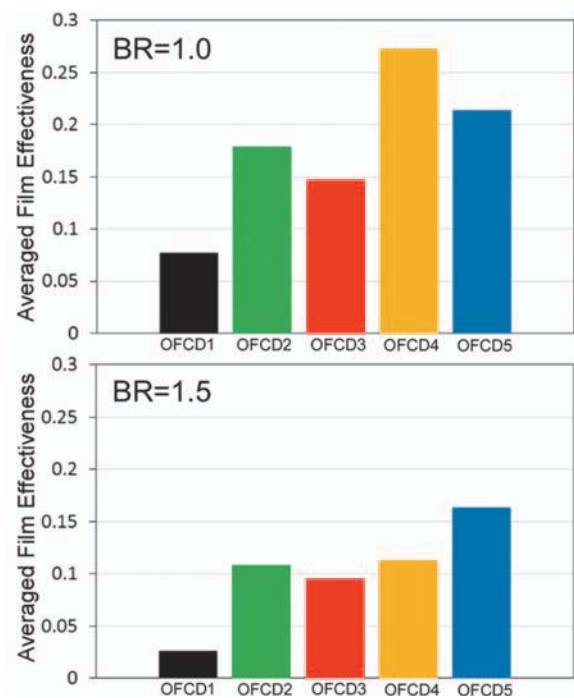


Fig. 8 Area-averaged Film Effectiveness (top: BR=1.0, bottom: BR=1.5)

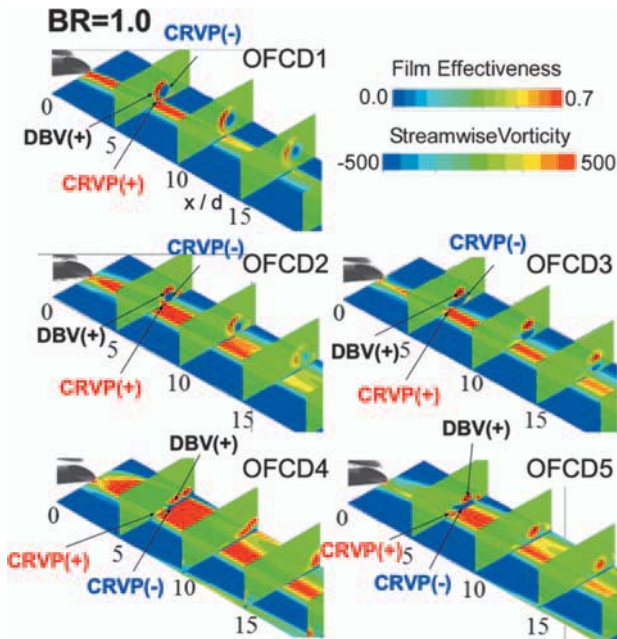


Fig. 9 Film effectiveness and vorticity distributions (BR=1.0)

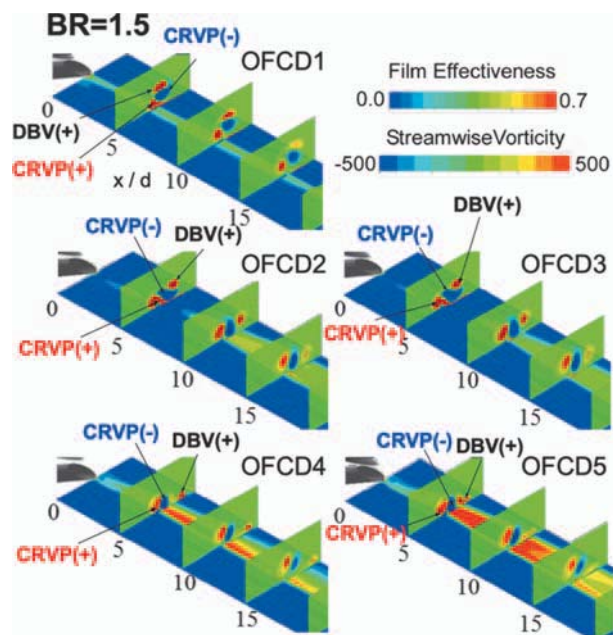


Fig. 10 Film effectiveness and vorticity distributions (BR=1.5)

し現象が発生し、フィルム冷却効率改善が生じている。OFCD4では、 $x/d=5$ でのDBV(+)とCRVP(-)との距離が大きくなっており、その分フィルム冷却効率改善効果が弱まっている一方、OFCD5では両者が近接しておりフィルム冷却効率改善効果はある程度維持されている。

5.2 両側デバイスとの性能比較

(1) フィルム効率 (実験及びCFD)

Fig. 11に、フィルム冷却効率向上性能が認められたOFCD4, OFCD5, 2種類の両側FCD (瀧澤による最適化DFCD (Height 0.5d)⁽⁷⁾, V字デバイス (瀧澤が調査した高性能型; Height 0.4d)⁽¹²⁾) 及び丸孔単独の場合 (RH only) について、BR=1.0, BR=1.5の条件下実験及び計

算で得られたフィルム冷却効率分布を示す。なお、両側FCDはともに片側のデバイスの開き角は 30° でOFCD4, 5と共通している。また、Fig. 12, 13には、 $x/d=0 \sim 20$, $z/d=-3 \sim 3$ の領域での面平均フィルム効率値を実験及び計算について示す。

計算の予測精度に関しては、Fig. 11～Fig. 13より、実験で得られた分布が概ね再現できており、面平均値についても傾向としてはOFCD4を除けばある程度一致していることが確認できる。ただし、BR=1.5においては、特にOFCD4の実験とCFDの結果において異なる値を示しており、両側FCDの場合も定量的予測精度は低下する傾向にある。OFCD4の結果が異なる傾向を示している理由については現時点では明らかではない。可能性としては、剥離などを伴う非定常な流れ場での拡散現象をRANS解析では再現するのが容易ではないことが挙げられる。また、数値解析では冷却孔空気に空気を使用し、温度差をつけることで密度比DR=1.53を達成しているのに対し、実験では冷却空気にCO₂を使用してDR=1.53を達成していることも要因と考えられるが、今後引き続き調査していく。

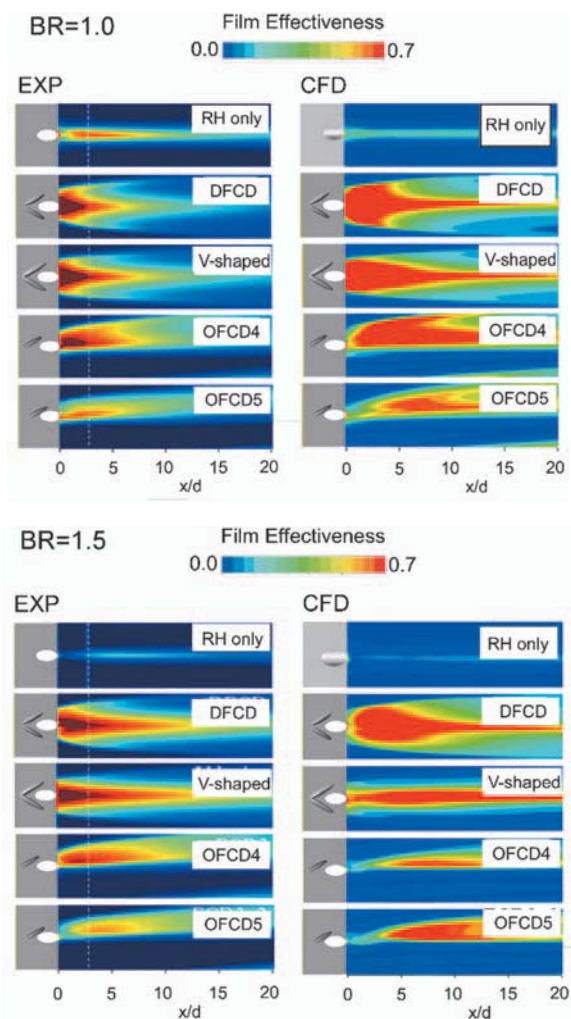


Fig. 11 Comparisons of measured and calculated film effectiveness for devices (top; BR=1.0, bottom; BR=1.5)

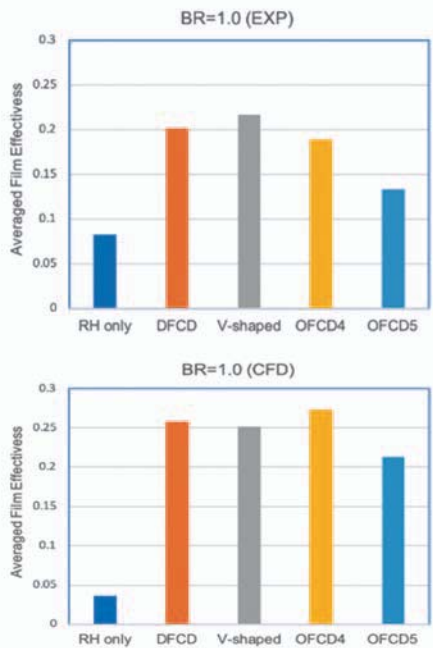


Fig. 12 Comparison of measured (top) and calculated (bottom) area-averaged film effectiveness for 4 devices and RH only ($BR=1.0$)

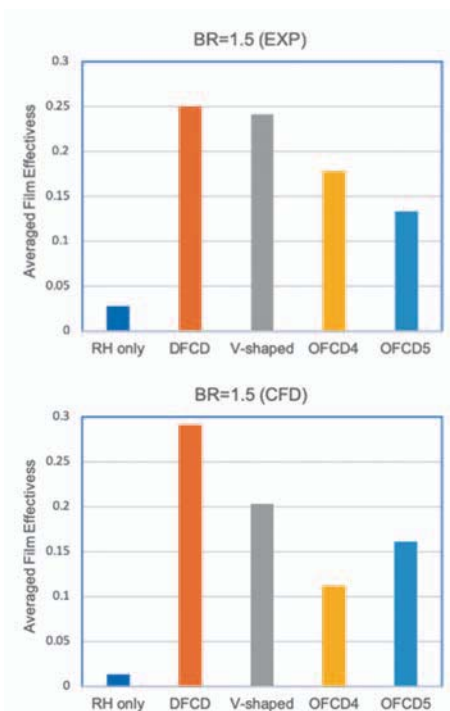


Fig. 13 Comparison of measured (top) and calculated (bottom) area-averaged film effectiveness for 4 devices and RH only ($BR=1.5$)

実験及び解析の結果として、フィルム効率向上に関する4種類のデバイスの効果の違いについては、下記の様にまとめることができる。即ち、 $BR=1.0, 1.5$ ともにDFCD, V字デバイスが中心線上の値、 z 方向への広がりという点で優れており、OFCDがそれに続く性能向上をもたらしている。Fig. 12, 13の面平均値から分かるように、デバイス設置は丸孔単独の場合の2倍以上の値を

もたらすなど、フィルム冷却効率の大幅な改善効果を有している。なお、実験、CFDともに、高BRではOFCDのフィルム冷却効率効果は低下しており、特にOFCD4で顕著である。

過去の研究^{(4),(7)}では、デバイスの効果はデバイスで発生する渦 (DBV) の規模とCRVPとの位置関係が深く関係していることが示されている。既にFig. 9, 10に示しているが、より詳細にOFCDによる渦構造を分析するため、フィルム冷却効率改善で良好な性能を示した $BR=1.0$ におけるOFCD4とOFCD5について、それらの流れ方向渦度分布 ($x/d=5$ における計算結果)を議論する (Fig. 14)。なお、比較のためDFCD及びV字デバイスによる渦構造も同じFig. 14中に示す。この図から分かるように、両側デバイスがデバイス由来の渦対による吹き下ろしによるフィルム効率向上であるのに対し、OFCDは非対称的な渦構造を生成することで、CRVPの対称性を崩し、両側デバイスと比べ計測領域内での投影面積の小さな片側デバイスからのDBVのみでフィルム冷却効率を改善させるものである。この特徴は、後述するように空力損失にも関係し、結果として空力損失の抑制に繋がっている。

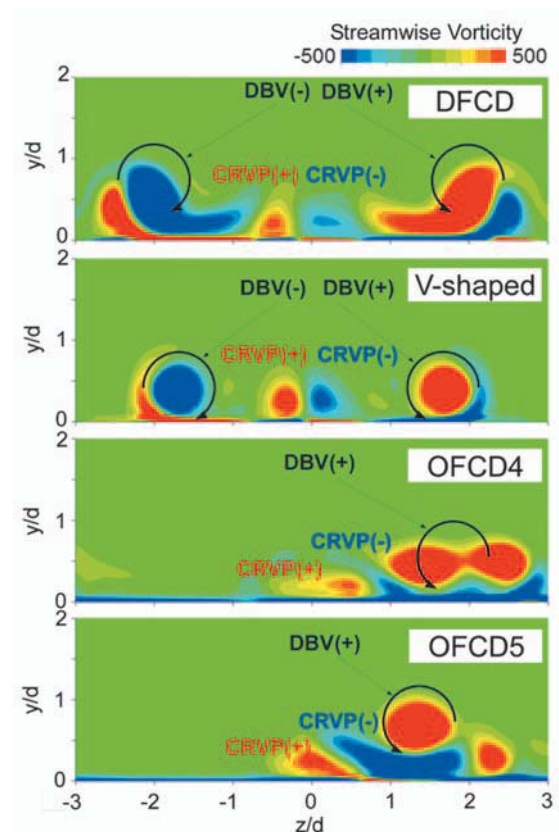


Fig. 14 Comparisons of calculated streamwise vorticity contours at $x/d=5$ ($BR=1.0$)

(2)NHFR (CFD)

Fig. 15には、BR=1.0におけるNHFRの計算結果の比較を示す。なお、これ以降では実験と比較的よい一致を示したBR=1.0での計算結果についてのみ議論する。デバイスは冷却空気の壁面への付着性を高める一方で、渦運動による熱伝達率増加を引き起こす可能性があり、結果として熱流束低減効果の指標であるNHFRが負の値を示すこともあり得る。実際、Fig. 15上の分布図では、丸孔単独及びOFCD4、5で吹き出し付近 ($0 \leq x/d \leq 5$) に、また両側FCDでは $x/d=7$ より下流域で負の領域が確認できる。この場合は、伝熱促進効果がフィルム効率向上の効果を打ち消していることになり、フィルム冷却導入の実質的な価値が失われることを意味するが、DFCDではそのような領域が広く存在している。Fig. 15下のNHFR面平均値からは、OFCD4が4つのデバイス形態の中で良好な冷却性能を有していることが分かる。

(3)空力損失 (CFD)

Fig. 16に、BR=1.0における4種類のデバイス使用時のよどみ点圧損失係数面平均値を示す。それぞれの値はDFCDの損失係数面平均値で無次元化されている。なお、面平均は計算領域の最下流部で算出している。この結果より、OFCD4はDFCDと比較して20%損失低減を実現している。

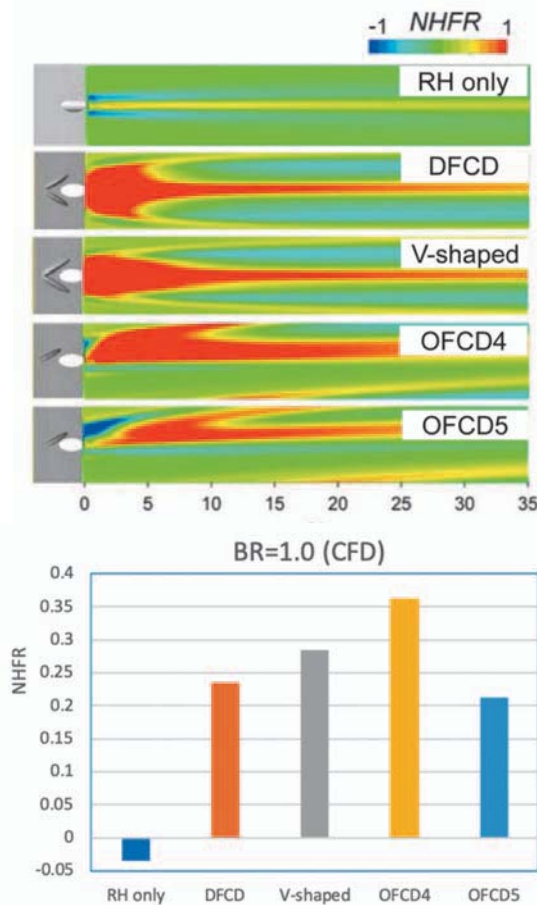


Fig. 15 Comparisons of calculated NHFR contours (top) and area-averaged values (bottom) for 4 devices (BR=1.0)

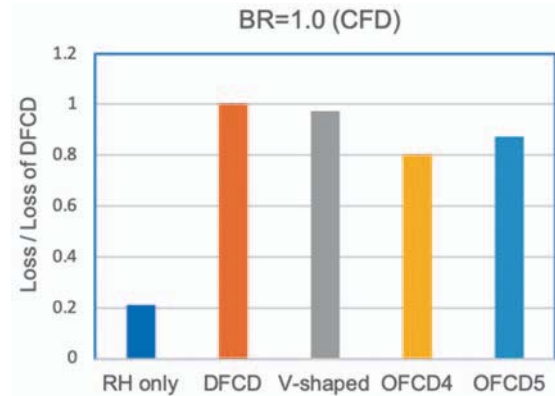


Fig. 16 Comparisons of calculated stagnation pressure loss for 4 devices (BR=1.0)

6. 結論

本研究では、丸形冷却孔によるフィルム冷却を対象に、今回新たに提案した片側デバイスOFCDが、空力損失を抑制しつつDFCDなどの両側FCDと同等のフィルム冷却性能向上能力を有し得るかの調査を、RANS解析及びPSP法を用いたフィルム効率計測を通じて行った。本研究で得られた成果は下記のようにまとめられる。

- 5種類のOFCDに対するCFD解析の結果から、CFD冷却孔の中心線から0.4dオフセットすることにより、 z 方向（孔ピッチ方向）及び流れ方向への冷却空気付着性の改善が確認された（OFCD4, OFCD5）。
- DFCD及びV字デバイスの両側デバイスを比較対象に選び、フィルム冷却効率、NHFR及び空力損失についての比較を行った。その結果、フィルム効率については両側デバイスには及ばないものの、OFCDはNHFR及び空力損失の点では両側デバイスよりも良好な性能を示し得ることを確認した。

以上のように、今回提案した片側デバイスの有用性及び有望性は確認されたと考えられるが、一方で空力損失増加が当初の狙い通りには低減できないなど改良の余地は十分にあるため、今後多目的最適化などを通じて、より実用性の高いデバイス開発を進める予定である。

参考文献

- 船崎健一, ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向: 総論, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 46 No. 6 (2018), pp. 421-426.
- 船崎健一, 流れ制御デバイスによるフィルム冷却の高効率化, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 46 No. 6 (2018), pp. 455-461.
- Hirokazu Kawabata, Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Daichi Takahashi, "Experimental and Numerical Investigations of Effects of Flow Control Devices upon Flat-Plate Cooling Performance", ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95197, 2013.

- (4) 船崎健一, 中田諒大, 川端浩和, 田川久人, 堀内康広, 流れ制御デバイスによるフィルム冷却性能の向上, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 5, pp. 456-464, 2014
- (5) 河村朋広, 船崎健一, 齋藤涼, 流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却の高効率化に関する研究—Dimple形状最適化—, 日本機械学会流体工学部門講演会 (室蘭), PM57OS8-10, 2018
- (6) Hirokazu Kawabata, Ken-ichi Funazaki, Yuya Suzuki, Hisato Tagawa and Yasuhiro Horiuchi, Improvement of Turbine Vane Film Cooling Performance by Double Flow-Control Devices, Journal of Turbomachinery, Vol. 138, 111005 (9 pages), 2016
- (7) Hayato Takisawa, Ken-ichi Funazaki, Hirokazu Sasaki, Tomohiro Kawamura, Hisato Tagawa, Susumu Nakano, Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices under High Density Ratio, Proceedings of ACGT 2016 (Mumbai, India), 2016
- (8) 河村朋広, 船崎健一, 瀧澤隼人, 田川久人, 森崎哲郎, 流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却の高効率化に関する研究—高密度比条件におけるデバイス最適形状検討—日本ガスタービン学会誌, Vol. 46 No. 4, pp. 306-313, 2018
- (9) 満尾和徳, 中北和之, 柴田充, 渡辺重哉, JAXA感圧塗料 (PSP) 計測システムの研究開発 (3) —感圧塗料編一, 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, 2014
- (10) Charbonnier, D., Ott, P., Jonsson, M., Cottier, F. and Kobke, Th., Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of a Film Cooled Turbine Platform, ASME Turbo Expo 2009, GT2009-60306, 2009
- (11) 佐々木宏和, 感圧塗料計測系の開発及び先進的フィルム冷却技術の伝熱性能評価, 岩手大学修士論文 (2016年度)
- (12) 瀧澤隼人, 流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却の高効率化に関する研究—デバイス形状最適化及び新規デバイス形状の探索—, 岩手大学修士論文 (2016年度)
- (13) 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, 第46回日本ガスタービン学会定期講演会 (鹿児島), 2018
- (14) ANSYS ICEM CFD Ver. 15 Tutorial Manual, 2013
- (15) 河村朋広, 流れ制御デバイスを用いたフィルム冷却性能向上に関する研究—新規デバイス形状の探索—, 岩手大学修士論文 (2018年度)
- (16) 川端浩和, 高圧タービン翼フィルム冷却の熱流体特性及び流れ制御技術に関する研究, 岩手大学博士学位論文 (2014年度), p.148 (https://iwate-u.repo.nii.ac.jp/?action=pages_view_main&active_action=repository_view_main_item_detail&item_id=10423&item_no=1&page_id=13&block_id=21)
- (17) ガスタービン工学, 日本ガスタービン学会, p. 96, 2013

予備酸化処理による高温酸化物の成長抑制と 遮熱コーティングの長寿命化

Suppression of Thermally Grown Oxide by Pre-oxidation Treatment and Durability Improvement of Thermal Barrier Coatings

根上 将大*¹
NEGAMI Masahiro

日比野 真也*¹
HIBINO Shinya

川野 明人*¹
KAWANO Akihito

野村 嘉道*²
NOMURA Yoshimichi

田中 良造*¹
TANAKA Ryoza

井頭 賢一郎*¹
IGASHIRA Kenichiroh

ABSTRACT

Thermally grown oxide (TGO) formed on bond coat surface of thermal barrier coatings (TBC) is considered as one of the serious causes of TBC spalling. In this study, we focused on thermal pre-oxidation treatment of the bond coat as a means for forming an α -Al₂O₃ layer for suppressing the growth rate of TGO. Firstly, we investigated high temperature oxidation behaviors of the bond coat surface with the α -Al₂O₃ layer by means of in-situ synchrotron X-ray diffraction (XRD) analysis. We also performed durability evaluation tests of TBC with the monolithic α -Al₂O₃ layer formed by pre-oxidation of the bond coat. Isothermal oxidation tests confirmed that the growth of TGO in the pre-oxidated TBC was much slower than that in the non pre-oxidated TBC.

キーワード：ガスタービン、遮熱コーティング、熱成長酸化物、予備酸化、放射光

Key words : Gas Turbine, Thermal Barrier Coatings, Thermally Grown Oxide, Pre-oxidation, Synchrotron Radiation

1. はじめに

産業用ガスタービン分野においては、近年より一層の効率向上が求められており、タービン入り口ガス温度 (Turbine Inlet Temperature, TIT) の高温化が進められている。また、高温の燃焼ガスから保護するため、タービンの動静翼には遮熱コーティング (Thermal Barrier Coatings, TBC) が施工されている。しかしながら、TBCはしばしば運用中に損傷を生じることから、健全性及び耐久性の向上 (長寿命化) が求められている。

TBCの損傷形態には様々なものがあるが、トップコートの剥離が特に問題となる。トップコートの剥離要因の1つとして、ボンドコートの高温酸化によってトップコートとの界面に形成される熱成長酸化物 (Thermally Grown Oxide, TGO) の影響が一般に認知されている^{(1),(2)}。したがって、TGOの成長を抑制することができれば、TBCの長寿命化につながると考えられる。

TGOの成長抑制方法としてこれまでにいくつかの手法が提案されているが、その一つにボンドコート表面に

緻密な酸化物皮膜を形成する手法がある⁽³⁾。これは、酸化物皮膜がボンドコート表面の酸化を防ぐと同時に、ボンドコート中のAlの外方拡散障壁として作用しさらなる酸化物の成長を抑制することで、TGOの成長速度を低減するとされている。特に、 α -Al₂O₃皮膜をボンドコートの予備酸化処理により形成する手法は、他の手法に比べ簡単に酸化物皮膜を形成することができ、かつTGOの成長抑制に大きな効果をもたらすことが示されている⁽⁴⁾⁻⁽⁹⁾。一方で、予備酸化処理によって形成される酸化物皮膜とガスタービンの運用中に形成されるTGOの保護機能の違いやそのメカニズムについては、十分に解明されているとは言い難い。特に発生初期のTGOの成長挙動の評価は、従来法では限界があった。しかし近年になって、シンクロトロン放射光を用いることで金属表面のごく初期の高温酸化生成物を逐次検出、分析できることが報告されている⁽¹⁰⁾。SPRING-8のような第三世代の大型放射光施設で発生させたX線は、汎用的なX線回折装置の管球の10¹⁰倍もの輝度を持ち、極めて短時間での分析が可能である。つまり、発生初期の高温酸化生成物の経時的变化をもとらえることができる。また、高輝度であることから酸化生成物の検出感度も非常に高い。したがって、前述のボンドコート酸化挙動の分析にも有効と考えられる。

本研究ではTBCの長寿命化の手法として、上記のボ

原稿受付 2019年12月5日

査読完了 2020年7月28日

*1 川崎重工(株)
〒673-8666 明石市川崎町1-1
E-mail: negami_masahiro@khi.co.jp

*2 川崎重工(株)
〒651-2271 神戸市西区高塚台2-8-1

ンドコートの予備酸化処理に着目した。予備酸化の有無による大気環境でのTGO成長挙動の違いについて、シンクロトン放射光を光源としたX線回折実験 (X-Ray Diffraction, XRD) によって解明することを試みた。

また、予備酸化処理によりボンドコート表面に α -Al₂O₃を形成したTBCサンプルを作製し、静的酸化試験を行うことで、予備酸化の有無が長期的なTGOの成長速度に与える影響を評価した。

2. 実験方法

2.1 予備酸化処理したNiCoCrAlY表面の酸化挙動評価

Ni基合金 (CMSX-4, 標準的組成をTable 1に示す) を基材として用いた。この基材にボンドコートとしてNiCoCrAlY (Ni-23Co-17Cr-13Al-0.45Y) 合金粉末を高速フレイム溶射 (High Velocity Oxi-Fuel, HVOF) により約100 μ m施工した。この溶射皮膜を鏡面となるまで研磨したものを酸化挙動分析用のサンプルとして用いた (サンプルサイズ: 15×10×1.5 mm)。

Sample Aは、予備酸化処理せず上記のまま酸化挙動分析に供した。Sample Bに対しては、前報¹²⁾で調査した条件で予備酸化処理を行った。すなわち、真空雰囲気条件 (P_{O_2} = 約 10^{-14} Pa) 下で1080℃, 4 hour熱処理しNiCoCrAlY表面に酸化膜を形成させた。なおこの熱処理温度、時間は一般的な時効処理の条件¹¹⁾である。

大気中でのボンドコート表面の酸化物の生成、成長挙動は、その場X線回折 (in-situ XRD) 測定で評価した。測定は大型放射光施設SPRING-8のBL16XUにて実施した。Fig. 1にin-situ XRD実験のセットアップを示す。サンプルは高温ステージ (Anton Paar社 DHS1100) 上に設置した。サンプルホルダには乾燥空気を通気して雰囲気を管理した。サンプルは昇温速度10℃ /minで1100℃まで加熱後1 hour保持し、この間連続してXRD測定を行うことでボンドコート表面に形成する酸化物を逐次分析した。XRD測定には、10 keVのX線を用いた。また、サンプル最表面の情報を敏感に検出するため、微小X線入射角での測定を行った。すなわち、X線の入射角は0.5°, 2 θ 角は1°に固定し、2 θ_H 軸をスキャンしてin plane方向の回折を測定した。XRD測定は5~7.5 minの時間間隔で行った。

2.2 予備酸化処理のTBCへの適用とTGO成長速度評価

Ni基合金 (MarM247, 標準的組成をTable 1に示す) の基材 (75×25×5 mm) の表面にNiCoCrAlYを減圧プラズマ溶射 (Low Pressure Plasma Spraying, LPPS) で施工したのち、2.1節のサンプルと同じ真空雰囲気下の条件で1080℃, 4 hourの予備酸化処理を行い、さらに8 wt.%イットリア安定化ジルコニア (Yttria Stabilized Zirconia, YSZ) 粉末を大気プラズマ溶射 (Atmospheric Plasma Spraying, APS) で施工してTBCサンプルを作製した。このサンプルに対し、大気炉中での静的酸化試験を実施した。本試験は、より実機に近い温度環境で

の長時間試験を目的とするため、試験温度を2.1節の実験より低い1050℃に設定した。10℃ /minで1050℃まで昇温、200 hour保持したのち炉冷するサイクルを繰り返し累計保持時間が3000 hourに達するまで試験を行った。途中で数度サンプルを取り出して端部を幅約5 mmずつ切断し、切断片から断面観察用サンプルを作製し、断面をSEM観察した。この断面SEM像からTGO厚さを計測し酸化速度を評価した。TGOの厚さは、SEM像からTGO部の面積を画像解析にて算出し、SEM像の横方向長さで除した値と定義し、400倍のSEM像10枚に対して計算して平均した値を用いた。

Table 1 Chemical composition of Ni-base superalloys used for substrates of TBC specimens.

	C	Cr	Ni	Co	Mo	W	Ta	Ti	Al	B	Zr	Hf	Re
CMSX-4	-	6.5	Bal.	9	0.6	6	6.5	1	5.6	-	-	0.1	3
Mar M 247	0.16	8.2	Bal.	10	0.6	10	3	1	5.5	0.02	0.05	1.5	-

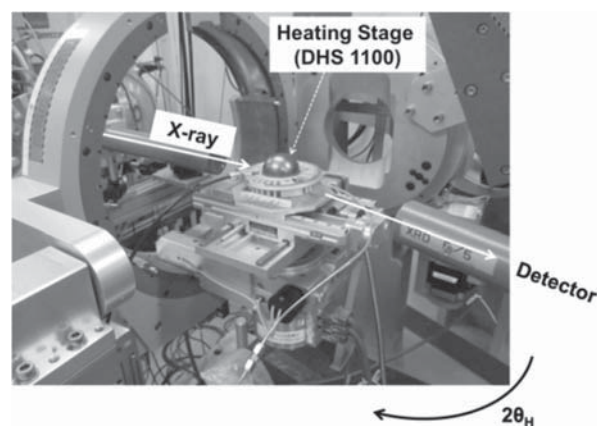


Fig. 1 Configuration of in-situ XRD test equipment (SPRING-8 BL16XU)

3. 結果と考察

3.1 予備酸化処理したNiCoCrAlY表面の酸化挙動評価

Fig. 2に、予備酸化処理後のサンプルの断面SEM画像を示す。サンプル表面に約0.2 μ mの厚さの酸化皮膜が形成されていることがわかる。また、Fig. 3に、この酸化皮膜の微小角X線回折測定結果を示す。サンプル表面に形成された酸化皮膜が α -Al₂O₃単相であることがわかる。つまり、予備酸化処理により α -Al₂O₃膜がボンドコート表面に形成されたことが確認できた。

Fig. 4 (a) は、予備酸化処理を適用していないサンプル (Sample A) の1100℃までの昇温、および1100℃保持中のNiCoCrAlY表面の酸化挙動をin-situ XRDで測定した結果である。

昇温中サンプル温度が1000℃に達するまでの間は酸化物の発生は確認されなかった。1000℃を超えた時点から、 β -NiAlピークが消失し、またほぼ同時期に酸化物のピークが出現した。出現した酸化物は回折ピーク位置から θ -Al₂O₃であると考えられる。1100℃保持中にはさらに α -Al₂O₃ピークが出現したが、保持終了時まで θ -Al₂O₃

のピークが消失することはなかった。なお、 θ - Al_2O_3 は多数の弱い回折ピークを生じるため、これら2種以外の酸化物の有無については判別できなかった。Fig. 4 (b)は、予備酸化処理を適用したサンプル (Sample B) で同じin-situ XRD測定を行った結果である。1100℃保持開始直後から徐々に α - Al_2O_3 ピークの強度が増加しており、酸化皮膜の成長によるものと考えられる。一方で、Sample Aで見られた θ - Al_2O_3 の形成はいずれの時点でも確認されなかった。

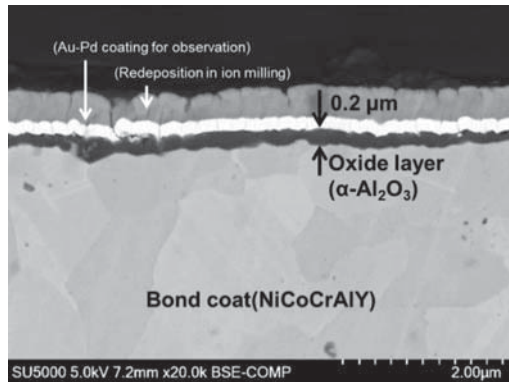


Fig. 2 Cross-section SEM image of NiCoCrAlY surface after pre-oxidation at 1080℃ for 4 hour in vacuum (before in-situ XRD oxidation measurements)

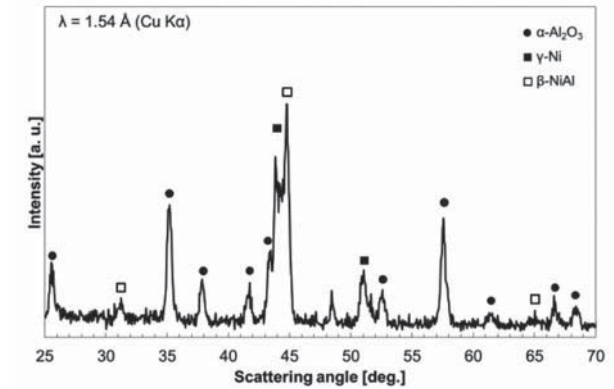


Fig. 3 XRD pattern of NiCoCrAlY surface after pre-oxidation at 1080℃ for 4 hour in vacuum (before in-situ XRD oxidation measurements)

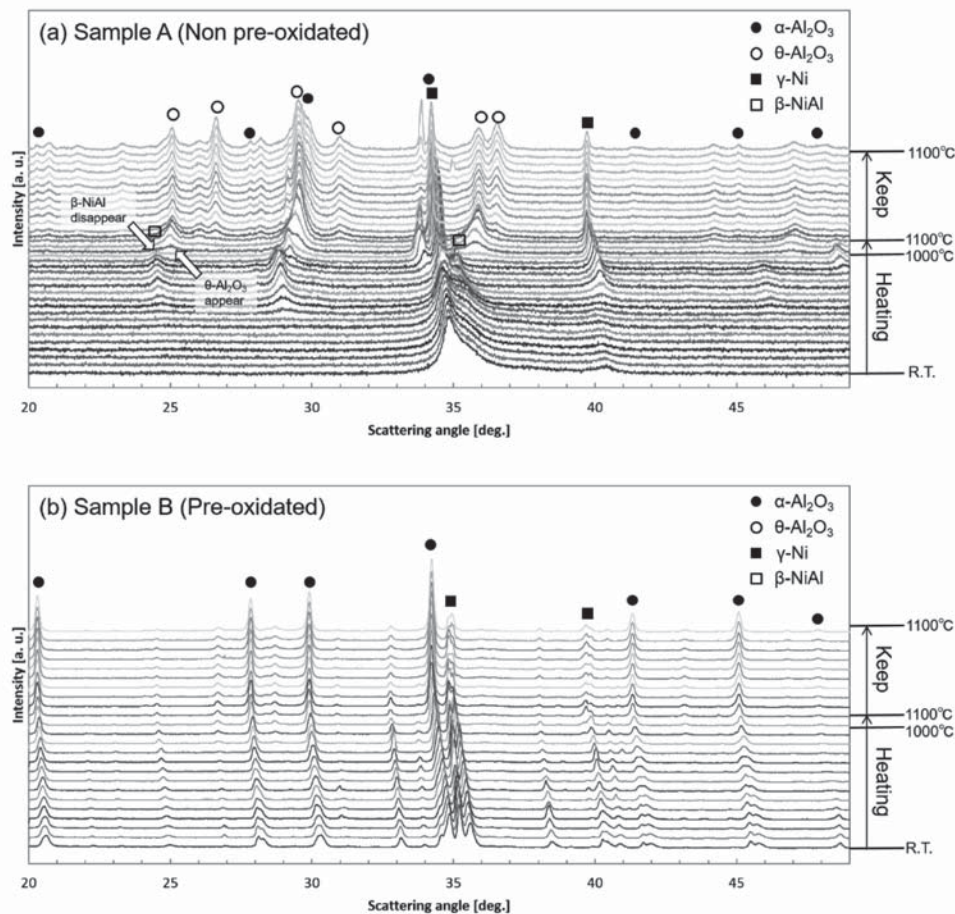


Fig. 4 Results of in-situ XRD analysis of oxide formation behavior when NiCoCrAlY thermal-sprayed coat was heated in ambient air environment, (a) Sample A (Non pre-oxidated), (b) Sample B (Pre-oxidated)

抑えられており、かつ酸化皮膜中には気孔等は見られず、予備酸化で形成された酸化皮膜と同様の緻密な皮膜が維持されていた。

α - Al_2O_3 は皮膜成長速度が小さく、高温酸化において良好な保護性を持つ酸化皮膜であるとされるが、一方で準安定相である θ - Al_2O_3 の皮膜成長速度は、 α - Al_2O_3 に比べ2桁以上速いとされている^[4]。予備酸化処理を適用することにより、酸化初期における θ - Al_2O_3 の形成を抑制できており、TGOの成長速度の低減が期待できる。また、Fig.5 (a) に示す通り、大気中酸化で生じたSample Aの酸化皮膜は比較的ポーラスである一方、Fig. 5 (b) に示す予備酸化処理を適用したSample Bの酸化皮膜は緻密であり、保護皮膜としてより有用であろうと考えられる。

なお、予備酸化処理を適用したサンプルに θ - Al_2O_3 等の準安定アルミナが形成しなかった理由であるが、過去の研究において、 α - Al_2O_3 種結晶が存在する場合、 θ - Al_2O_3 等の準安定 Al_2O_3 の α 化転移を促進することが示されている^[5]。よって、予備酸化処理によって形成された α - Al_2O_3 が種結晶として作用することで、 α 化転位が即座に進行し、結果的に準安定アルミナがほとんど形成しなかったと考えられる。

3.2 予備酸化処理のTBCへの適用とTGO成長速度評価

次に、TBCとしての長時間酸化環境におけるTGO成長抑制効果を検証するため、予備酸化処理を適用したTBCのサンプルを作製し、静的酸化試験を行った。1050℃の大気中炉での静的酸化試験によるTGOの成長速度を評価した結果をFig. 6に示す。なお、予備酸化処理無しのサンプルは、ボンドコートの熱履歴をそろえるためトップコートの溶射後、 α - Al_2O_3 が連続皮膜として形成しなかった低酸素分圧雰囲気 ($\text{P}_{\text{O}_2} = 10^{-16}$ Pa)^[12]で熱処理したものである。また、Fig. 7, Fig. 8は、それぞれ200 hour, 3000 hourの静的酸化試験後のTBCサンプルの断面のSEM像である。ボンドコートの予備酸化処理を行ったサンプルは、予備酸化無しのサンプルに比べ、著しくTGO成長が抑制されることが確認された。また、Fig. 6 (b) に示す通り、予備酸化処理を行ったサンプルのTGOの成長は放物線則に沿った形となり、次式における速度定数 k は、約0.45 $\mu\text{m}/\text{hour}$ であった。放物線則に沿ったTGOの成長挙動は、TGO成長がスケール中のOもしくはAlの拡散律速になっていることを示すと考えられる。

$$x = (kt)^{1/2}$$

(x : TGO thickness [μm], t : Exposure time [hour])

一方、予備酸化無しのサンプルについては、おおむね1000 hour以降のTGO成長速度は予備酸化したサンプルとほぼ同じであったが、酸化初期に大きなTGO成長速度を示している。これは、3.1節で示したように準安定 Al_2O_3 (θ - Al_2O_3 等)の形成によるものと考えられる。つ

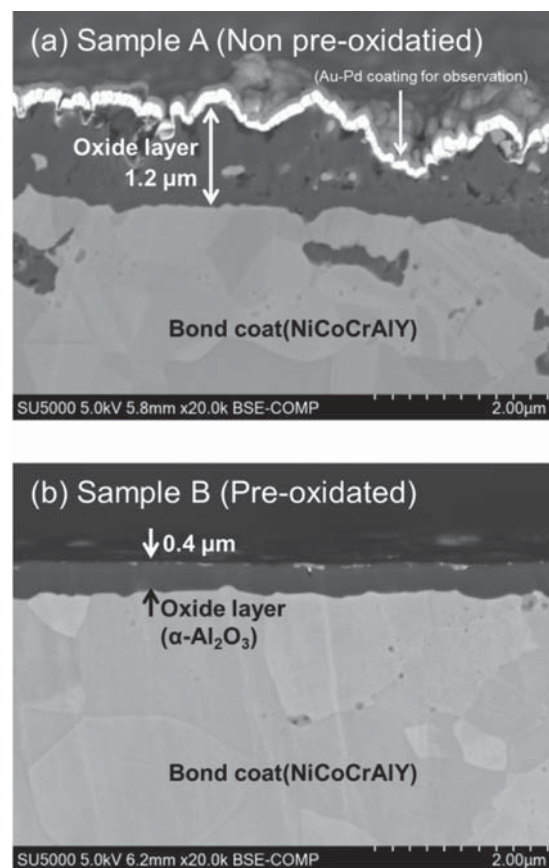


Fig. 5 Cross-section SEM images of NiCoCrAlY surface after in-situ XRD oxidation measurements, (a) Sample A (Non pre-oxidated), (b) Sample B (Pre-oxidated)

まり、準安定 Al_2O_3 が形成している間は大きな成長速度を示している一方、準安定 Al_2O_3 から α - Al_2O_3 へ変態が完了した段階でTGOの成長速度が低下したと考えられる。実際に、1400 hour時点での予備酸化処理無しのサンプルのTGO部は、Fig. 9のXRD測定の結果に示す通り、 α - Al_2O_3 単相となっていることが確認された。また、Brummらは Al_2O_3 スケール形成合金の酸化試験において、1100℃以下では $\theta \rightarrow \alpha$ の相変態によって酸化速度定数が試験途中に大きく低下することを示しており^[6]、合金組成は異なるものの本実験で確認された成長速度の変化も同様の現象と考えられる。ただし、予備酸化無しのサンプルにおいて、準安定 Al_2O_3 がどの時点まで残留していたのかについては詳細には確認できておらず、これを調べることは今後の課題である。

以上をまとめると、初期の酸化過程で、予備酸化で生じた α - Al_2O_3 膜が θ - Al_2O_3 等の準安定 Al_2O_3 スケールの成長を抑制することが、予備酸化処理によるTGO抑制効果として大きな役割を果たしていると考えられる。

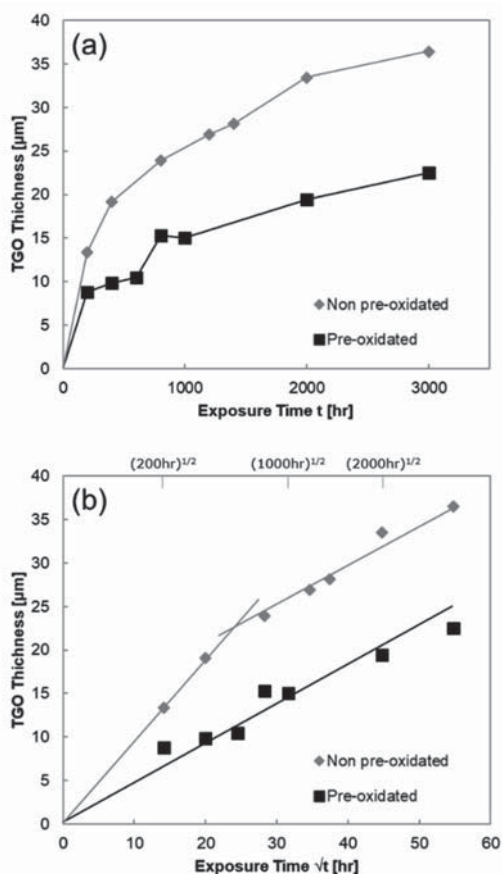


Fig. 6 (a) Thickness of TGO of various samples during isothermal oxidation test at 1050°C, (b) Thickness of TGO vs. exposure time $t^{1/2}$

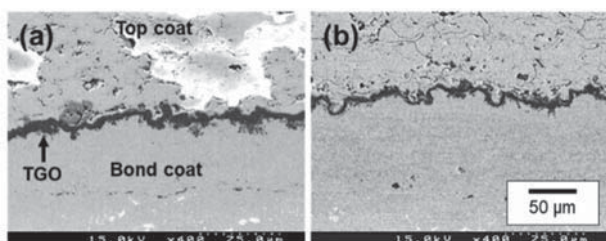


Fig. 7 SEM images of top coat/bond coat boundary of the TBC samples after isothermal oxidation at 1050°C for 200 hour, (a) non pre-oxidated sample, (b) pre-oxidated sample

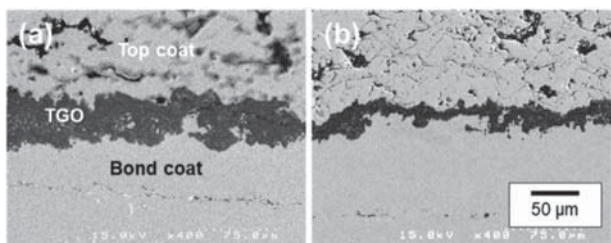


Fig. 8 SEM images of top coat/bond coat boundary of the TBC samples after isothermal oxidation at 1050°C for 3000 hour, (a) non pre-oxidated sample, (b) pre-oxidated sample

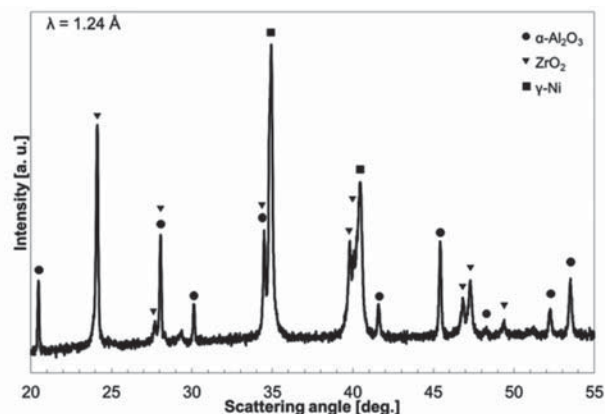


Fig. 9 XRD pattern of non pre-oxidated TBC sample between bond coat and top coat after isothermal oxidation at 1050°C for 1400 hour

4. まとめ

TBCのTGO成長抑制方法として、ボンドコートの子備酸化処理に着目し、予備酸化処理後のNiCoCrAlYボンドコートの酸化挙動の分析を行った。その結果、以下のことが判明した。

- NiCoCrAlY表面の酸化挙動を放射光を用いたin-situ XRD測定で評価した。その結果、NiCoCrAlY表面に予めα-Al₂O₃予備酸化皮膜を形成しておくことで、大気中での酸化初期過程においてθ-Al₂O₃等の準安定Al₂O₃の発生を抑制することができ、かつ初期の酸化生成物の成長を抑制できることがわかった。
- 大気炉中での3000 hourにわたる静的酸化試験により、予備酸化処理でボンドコート表面にα-Al₂O₃膜を初期に形成させたTBCは、予備酸化処理していないTBCに比べTGOの成長速度が有意に低下していることがわかった。

以上の結果より、適切な条件でのボンドコートの予備酸化処理は、TBCの耐久性向上に有効であると考えられる。

5. 謝辞

本研究の一部は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の「戦略的省エネルギー技術革新プログラム／実用化開発／高速負荷応答性を備えた高効率中小型ガスタービンの開発」によって行われたことを付記して謝意を表します。

また、本研究の放射光実験については、大型放射光施設（SPring-8）のBL16XUを用いて、公益財団法人高輝度光科学研究センター共同利用研究で実施されたものであり（課題番号：2016A5010, 2015B5010, 2015A5010）、ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- (1) DeMasi-Marchin, T. J., Sheffler, D. K., Bose, J., Mechanisms of Degradation and Failure in a Plasma-

- Deposited Thermal Barrier Coating, J. of Gas Turbines and Power, Vol. 112, (1990), pp. 521-526.
- (2) Freborg, M. A., Freguson, B. L., Brindley, W. J., Petrus, G. J., Modeling Oxidation Induced Stresses in Thermal Barrier Coatings, Mater. Sci. A, Vol. 245, (1998), pp. 192-190.
- (3) Schmitt-Thomas, Kh. G., Dietl, U., Thermal Barrier Coatings with Improved Oxidation Resistance, Surf. Coat. Technol., Vol. 68/69, (1994), pp. 113-115.
- (4) Sun, J. H., Chang, E., Wu, B. C., Tsai, C. H., The Properties and Performance of (ZrO_2 -8wt.% Y_2O_3) (Chemically Vapour-deposited Al_2O_3) (Ni-22wt.%Cr-10wt.%Al-1wt.%Y) Thermal Barrier Coatings, Surf. Coat. Technol., Vol. 58, (1993), pp. 93-99.
- (5) 高橋智, 吉葉正行, 原田良夫, プラズマ溶射コーティングシステムの高温酸化特性に及ぼすコーティングプロセスの影響, 日本金属学会誌, Vol. 68, No. 7, (2004), pp. 438-446.
- (6) Matsumoto, M., Hayakawa, K., Kitaoka, S., Matsubara, H., Takayama, H., Kagiya, Y., Sugita, Y., The Effect of Preoxidation Atmosphere on Oxidation Behavior and Thermal Cycle Life of Thermal Barrier Coatings, Mater. Sci. Eng. A, Vol. 441, (2006), pp. 119-125.
- (7) Nijdam, T. J., Sloof, W. G., Combined Pre-annealing and Pre-Oxidation Treatment for the Processing of Thermal Barrier Coatings on NiCoCrAlY Bond Coatings, Surf. Coat. Technol., Vol. 201, (2006), pp. 3894-3900.
- (8) Chen, W. R., Wu, X., Marple, B. R., Lima, R. S., Patnaik, P. C., Pre-oxidation and TGO Growth Behavior of an Air-Plasma-Sprayed Thermal Barrier Coating, Surf. Coat. Technol., Vol. 202, (2008), pp. 3787-3796.
- (9) Tolpygo, V. K., Clarke, D. R., The Effect of Oxidation Pre-Treatment on the Cyclic Life of EB-PVD Thermal Barrier Coating with Platinum-Aluminide Bond Coats, Surf. Coat. Technol., Vol. 200, (2005), pp. 1276-1281.
- (10) Yoneda, S., Hayashi, S., Ukai, S., Takeyama, M., In-situ X-ray diffraction analysis of Fe-Cr-Al alloys during initial oxidation using synchrotron radiation, JSPS Report of the 123rd Committee on Heat Resisting Materials and Alloys (Proceedings of 123-HiMAT-2015), (2016), pp. 375-378.
- (11) Harris, K., Erickson, G. L., Schwer, R. E., "Directionally Solidified and Single-Crystal Superalloys" Metals Handbook Tenth Edition, Volume 1, AMS International, Materials Park, OH, (1990), pp. 995-1006.
- (12) Negami, M., Hibino, S., Kawano, A., Nomura, Y., Tanaka, R., Igashira, K., Development of Highly Durable Thermal Barrier Coating by Suppression of Thermally Grown Oxide, J. of Gas Turbines and Power, Vol. 140, (2018), pp. 082101-1-082101-8.
- (13) 佐藤太一, 水酸化アルミニウムとアルミナについて, 鉱物学雑誌, Vol. 19, No. 1, (1989), pp. 21-41.
- (14) 林重成, 高温酸化アルミナスケールの相変態に及ぼす種々の要因, 日本金属学会誌, Vol. 77, No. 6, (2013), pp. 200-209.
- (15) 藤原進治, 田村泰章, 真木一, 東紀史, 竹内美明, 高純度アルミナの新規開発, 住友化学技術誌, 2007-II, (2007), pp. 24-32.
- (16) Brumm, W. M., Grabke, H. J., The Oxidation Behavior of NiAl-I. Phase Transformations in the Alumina Scale During Oxidation of NiAl and NiAl-Cr Alloys, Corrosion Science, Vol. 33, (1992), pp. 1677-1690.

2019年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

ガスタービン統計作成委員会は、2019年1月から12月におけるガスタービン及び過給機を生産状況を調査・集計して生産統計資料を作成いたしましたので、ここにご報告申し上げます。

陸船用ガスタービンは14社、航空用ガスタービンは3社、過給機は9社に統計データの提供をご依頼し、ご提供いただいた範囲で生産統計資料として集計いたしました。なお、過給機はすべて排気タービン方式のターボチャージャーであり、機械駆動によるものは含まれておりません。資料提供にご協力いただいた関係各社に対し、この場をお借りして厚く御礼申し上げます。

I. 概要

1. 2019年陸船用ガスタービン生産統計概要

- (1) 生産台数および出力(図1)をみると、台数は前年の277台に対し214台で、前年に比べて63台(23%)の減少となった。出力区分別の前年との比較では、小型は2台増加、中型が57台、大型は8台の減少となった。また、出力では前年の5,953MWに対し3,735MWと、前年から2,218MW(37%)の減少となった。出力区分別の前年との比較では、小型は5MW、中型が164MW、大型は2,050MWの減少となっている。最近6年間でみると台数、出力ともに最も少なくなっている。出力区分別の傾向は次の通りとなった。

ア) 小型(735kW以下)は前年と比べて、台数は2%の増加、出力は14%の減少で、それぞれ72台、27MWとなった。

イ) 中型(736～22,064kW)は前年と比べて、台数は31%、出力は37%の減少で、それぞれ127台、283MWとなった。

ウ) 大型(22,065kW以上)は前年と比べて、台数は35%、出力は37%の減少で、それぞれ15台、3,426MWとなった。

- (2) 用途別(表1、図2、図3)をみると、ベースロード発電用(BL)、非常用発電用(EM)、その他(MC)用途の他、今年も艦艇用(MM)、実験用(XP)に実績があった。台数で最も多いのは非常用発電用(EM)の171台(80%)、出力で最も多いのはベースロード発電用(BL)の3,456MW(93%)である。また、艦艇

用(MM)は小型で3台、実験用は小型で1台計上された。前年同様、ピークロード発電用(PL)、商船用(M)、石油化学プロセス用(OR)、その他のプロセス用(PR)、空調用(ACD)は実績なしとなった。全体的な構成は例年と大きく変わっていない。

ア) 非常用発電用(EM)は前年と比べて、台数は51台(23%)減少の171台、出力は54MW(17%)減少の273MWとなった。出力区分別にみると、小型は台数で7%、出力で17%の減少、中型は台数で29%、出力で16%の減少となった。今年、小型、中型ともに、台数、出力とも減少となっている。

イ) ベースロード発電用(BL)は前年と比べて、台数は6台(17%)減少の30台、出力は2,092MW(38%)減少の3,456MWとなり、台数、出力ともに減少した。出力区分別にみると、小型は台数で33%、出力で5%の増加、中型は台数で10%の増加、出力で60%の減少、大型は台数で35%、出力で37%の減少となっている。1台あたりの出力を前年と比べると、小型：前年309kW/台、今年243kW/台、中型：前年7.2MW/台、今年2.7MW/台、大型：前年238MW/台、今年228MW/台となっており、小型、中型、大型すべてにおいて小出力化という結果となった。

ウ) 艦艇用(MM)は今年、台数で3台の実績があった。

エ) 実験用(XP)は今年、台数で1台、出力で309kWの実績があった。

オ) その他用途向け(MC)は前年と比べて、台数は3台減少の9台、出力は7MW減少の5MWとなっている。

- (3) 燃料の種類別(表2、図4、図5)にみると、台数ではガス燃料が前年から7台減少の36台、液体燃料が前年から53台減少の178台となっている。出力ではガス燃料が前年から30%減少の3,474MW、液体燃料が前年から33%減少の261MWとなっている。台数、出力ともガス燃料、液体燃料ともに減少している。構成比率は、台数ではガス燃料が全体の17%に対し、液体燃料が83%、出力ではガス燃料が93%に対し、液体燃料が7%で、割合として台数は液体燃料、出力はガス燃料という傾向が継続している。また、前年に実績があったその他(MF)は、今年実績がなかった。

ア) 液体燃料では、台数、出力ともに最も多いのが

※文中の前年との差異や増加率などの出力に関する数値は、後に示す数表に基づきkW単位で算出している。

重油 1 種 (H1) で、台数は125台で燃料全体の58%、出力は175MWで燃料全体の 5%をそれぞれ占めており、前年と比べると台数は 8%、出力は 9%の減少となっている。台数でみると、灯油 (T) が28台、軽油 (K) が25台となり、前年と比べると灯油 (T) は22%、軽油 (K) は58%の減少となっている。出力でみると、灯油 (T) が38MW、軽油 (K) が47MWとなっており、前年と比べると、灯油 (T) は46%、軽油 (K) は62%の減少となっている。灯油 (T) は今年、台数・出力ともに減少し、軽油 (K) も、台数・出力ともに大幅減少となった。

イ) ガス燃料では、天然ガス (GNG) が11台、都市ガス (GTW) が21台と台数が多く、合計で燃料全体の15%を占めている。他の燃料としては、液化天然ガス (LNG) が 2 台、高炉ガス (BFG) が 1 台、石炭 (ガス化) ガス (GCG) が 1 台ある。出力では天然ガス (GNG) が最も多く、2,525MWで燃料全体の68%を占めている。次に出力が多いのは液化天然ガス (LNG) の363MW、以下は石炭 (ガス化) ガス (GCG) の311MW、高炉ガス (BFG) の227MW、都市ガス (GTW) の49MWとなっている。今年は台数では都市ガス (GTW)、出力では天然ガス (GNG) がトップとなった。液化石油ガス (LPG)、石油プラントオフガス (GOG) は今年も実績がなかった。昨年実績があったプロセスガス (GRF) は今年実績がなかった。

ウ) 燃料別比率を出力区分別にみると、台数の上位 3 種は、小型が重油 1 種 (60%)、灯油 (21%)、軽油 (14%)、中型が重油 1 種 (65%)、都市ガス (14%)、軽油 (12%) で、大型は天然ガス (73%)、液化天然ガス (13%)、石炭 (ガス化) ガス (7%)、高炉ガス (7%) となっている。全体では重油 1 種 (58%)、灯油 (13%)、軽油 (12%) となっている。出力の上位 3 種は、小型が重油 1 種 (69%)、灯油 (20%)、軽油 (8%)、中型が重油 1 種 (55%)、都市ガス (17%)、軽油 (16%) で、大型は天然ガス (74%)、液化天然ガス (11%)、石炭 (ガス化) ガス (9%) となっている。全体では天然ガス (68%)、液化天然ガス (10%)、石炭 (ガス化) ガス (8%) となっている。

エ) 2 種類以上の燃料が使用できるものは、全体で16台、1,582MWであった。

注：燃料の集計にあたっては、2 種類以上の燃料を使用する場合は、納入時点で最も多く使用する燃料で集計している。

(4) 納入地域別 (表 3) でみると、台数では国内向けが前年に比べて39台減少の191台、輸出向けが24台減少の23台となった。出力では国内向けが前年に比べて2,018MW減少の452MW、輸出向けが200MW減少の3,284MWとなっている。

ア) 国内向けは総台数の89%、全出力の12%を占めており、全体に占める割合を前年と比べると、台数では 6 ポイントの増加、出力では29ポイントの減少となっている。また前年から台数で17%、出力で82%の減少となっている。出力区分別に台数、出力を前年と比べると、小型で 2 台増加、出力は 5 MWの減少、中型で32台、113MWの減少、大型では 9 台、1,901MWの減少となっている。前年は小型、中型で台数、出力とも増加、大型は台数減少、出力は増加となっていたが、今年は小型の出力、中型、大型で台数、出力ともに減少となっている。また、その他は今年、出力で 3 MWを計上した。

イ) 輸出は総台数の11%、全出力の88%を占めており、前年と比べた全体に占める割合は、台数では 6 ポイント減少、出力では29ポイント増加となっている。前年より台数は24台減少し、出力は200MW減少している。出力区分別に台数・出力を前年と比べると、小型は前年同様、今年も実績なし、中型で25台、51MWの減少、大型で 1 台の増加、148MWの減少となっている。輸出先別にみると、台数ではアジア (61%)、中東 (9%) の順で、アジアは前年から16ポイントの減少となっている。出力でもアジア (29%)、中東 (21%) の順となっている。アジアは前年と比べて、台数は22台の大幅減少だが、出力は251MWの減少となっている。また、昨年実績がなかった中東が、今年は実績計上となっている。

(5) 被駆動機械別 (表 4、図 6、図 7) では、これまでと同様に、台数、出力とも発電機 (G) がほとんどを占め、全体に占める割合は台数で95%、出力で99%であった。発電機 (G) について出力区分別にみると、小型では 1 台の増加、出力は前年に比べて減少しており、中型では台数、出力とも減少、大型でも台数、出力とも減少している。それぞれ前年と比べると、台数では中型が30%の減少で、大型は35%の減少であった。出力では小型が10%の減少、中型が30%の減少、大型が37%の減少となっている。水ポンプ (W) は全体で、前年に比べて 3 台、5 MWの減少となっており、出力区分別にみると、小型は台数で 1 台、出力で 2 MWの減少、中型は台数で 2 台、出力で 3 MWの減少となっている。また、推進機または回転翼 (PRR) は前年同様、今年 2 台となった。また、その他圧縮機 (GC) は前年同様に実績なしとなった。

(6) 出力区分別 (表 5) を前年と比べると、小型は全体で台数が増加し、出力が減少している。さらに詳細な区分別にみると、0 ~ 146kWでは、3 台の増加、出力は微減、147 ~ 367kWでは12台、3 MWの増加、368 ~ 735kWでは13台、7 MWの減少となった。中型は全体で台数・出力ともに減少したが、さらに詳細な区分別にみると、736 ~ 4,412kWでは48台、56MWの減少、4,413 ~ 10,296kWでは 4 台、33MWの減少

少, 10,297 ~ 16,180kWでは前年 3 台, 37MWを計上したが今年は実績なし, 16,181 ~ 22,064kWでは 2 台, 38MWの減少となった。大型は全体で台数・出力ともに減少し, さらに詳細な区分別にみると, 22,065 ~ 44,129kWで 1 台, 29MWの増加, 44,130kW以上では, 9 台, 2,078MWの減少となった。台数の多い順では, 736 ~ 4,412kW, 368 ~ 735kW, 147 ~ 367kWとなっており, 1, 2 番目は前年から変わっていないが, 前年は 4 番目だった147 ~ 367kWが今年は 3 番目に多くなっている。また出力の多い順では44,130kW以上, 736 ~ 4,412W, 22,065 ~ 44,129kWとなっており, 前年と 3 番目と 4 番目の順位が入れ替わっている。

- (7) 発電用ガスタービン用途別(表 6)の台数と出力を前年と比較すると, 事業用は, 国内では 1 台, 160MWとなり, 前年と比べて台数は 5 台, 出力は 1,535MWの減少となった。輸出では 8 台, 2,629MWとなり, 前年と比べて台数は 2 台, 出力は530MWの減少となった。自家用は, 国内が177台, 286MWとなり, 前年と比べて台数は37台, 出力は191MWの減少となった。輸出は11台, 448MWとなり, 前年と比べて台数は25台の減少, 出力は158MWの増加であった。事業用は, 前年に比べて国内では台数, 出力ともに減少し, 輸出でも台数, 出力とも減少した。自家用は, 台数は前年に比べて国内, 輸出とも減少したが, 出力は国内が減少, 輸出が増加した。

2. 2019年航空用ガスタービン生産統計概要

- (1) ターボジェットエンジン／ターボファンエンジンの新規製造状況については, 昨年と同様にP-1固定翼哨戒機用のF7-10のみであり, 製造台数は昨年の20台から 1 台減の19台であった。その他に国内で開発されたターボファンエンジンとして, HondaJetに搭載されているHF120があり, 2014年に米国連邦航空局(FAA)の型式承認を取得し, 2015年に出荷が開始されている。HF120エンジンは米国GEホンダ・エアロ・エンジンズ社製であり, 米国内で製造されているため, 本統計には含まれていない。(表 7, 図 8 参照)
- (2) 前年同様にターボプロップエンジンの新規製造は無く, ターボシャフトエンジンの新規製造状況はT700のみとなり, 製造台数は昨年の16台から 6 台減の10台であった。(表 8, 図 9 参照)
- (3) 民間航空機用エンジン向けモジュールの新規製造状況については, 過去 5 年間増加傾向にあり, 2019年は4,273台となり過去最高を更新した。従来機種用モジュール(V2500, CF34)の生産台数が近年低下してきたものの, 新機種用モジュール(Trent1000, GEnx, TrentXWB, PW1100G-JM, Passport20)の量産が順調に増えた。2015年からV2500の後継機種として開発されたPW1100G-JMエンジンのファンモジュールと低圧圧縮機モジュールの製造が開始さ

れているが, 2016年 1 月にPW1100G-JMを搭載したA320neoが商業運航を開始し, 本格的な量産に入っている。(図10参照)

- (4) 日本の航空用ガスタービン生産全体の動向としては, 近年防衛省向けエンジンは製造台数にあまり変化はないが, 戦闘機用エンジン「XF9-1」が研究試作され, 防衛装備庁にて運転試験が行われる計画となっている⁽¹⁾。一方民間航空機用エンジン向けモジュールの製造台数については, 2013年以降増加傾向を示しており, 世界的な航空機需要の増加⁽²⁾に伴い, Trent1000, GEnx, 新機種 のTrentXWB, PW1100G-JMのモジュール製造, 部品製造が本格化した。更にビジネスジェット機であるGlobal7500に搭載されているPassport 20(2018年12月に就航)が量産された。次世代大型民間輸送機B777Xシリーズに搭載予定のGE9X(2020年にエンジン型式承認を取得予定)等, 新機種エンジンの国際共同開発が行われている状況⁽²⁾や, COVID-19の影響により今後数年は落ち込みが見られるものの, 2023 年には新機材発注の回復が見込まれている⁽³⁾ことから, 今後も民間航空機用エンジン関連の占める割合が増加する傾向は続くと思われる。

出展(1): 防衛省 (お知らせ) 戦闘機用エンジンシステムの研究試作(プロトタイプエンジン)の納入について 平成30年 6 月29日

出典(2): 一般社団法人 日本航空宇宙工業会「令和 2 年版 日本の航空宇宙工業」, ISSN 0910-1527

出典(3): 一般財団法人 日本航空機開発協会「民間航空機に関する市場予測 2019-2038」

3. 2019年過給機生産統計概要

- (1) 生産台数(表 9)については, 主に自動車向けに使用される圧縮機翼車外径100mm以下のClass 1 過給機の生産台数は2010年以降増加を続ける世界自動車生産台数を背景に増加傾向を保っており, 約583万台となった。主に建設機械, 陸上発電設備, 小型船舶用機関等向けに使用される圧縮機翼車外径101mm ~ 200mmのClass 2 過給機の生産台数は, 2019年下半年期における建設機械生産台数の低迷に伴い, 前年比52%減の約1.8万台となった。主に船舶用機関向けに使用される圧縮機翼車外径201mm以上のClass 3 以上の過給機については, Class 4, Class 8 は減少しているものの, Class 3, Class 5, Class 6, Class 7, Class 9 においてはそれぞれ約15%増, 19%増, 9 %増, 18%増, 360%増となっており, 総じて前年度比約14%増の1928台となった。歴史的な国内新造船不況となった2016年から底を抜けたものの, 2020年に始まる新しい環境規制に向け, 規制前の駆け込み需要の影響を受けていると考えられる。
- (2) 生産型式数(表10)について, 2019年は前年と同じ

127型式（全Class含む）であり，変化が見受けられなかった。これはますます厳しくなる環境汚染物質に対する規制に対応するため，従来型エンジンに搭載する旧過給機型式の淘汰が前年までに進んだからであると考えられる。環境対応の新型エンジンに対応した新過給機型式の投入も進んでいるが，今後も各種規制に対応した高度な環境技術を持つ過給機のラインアップが増えてくるものと考えられる。

Ⅱ．統計

1．陸船用ガスタービン

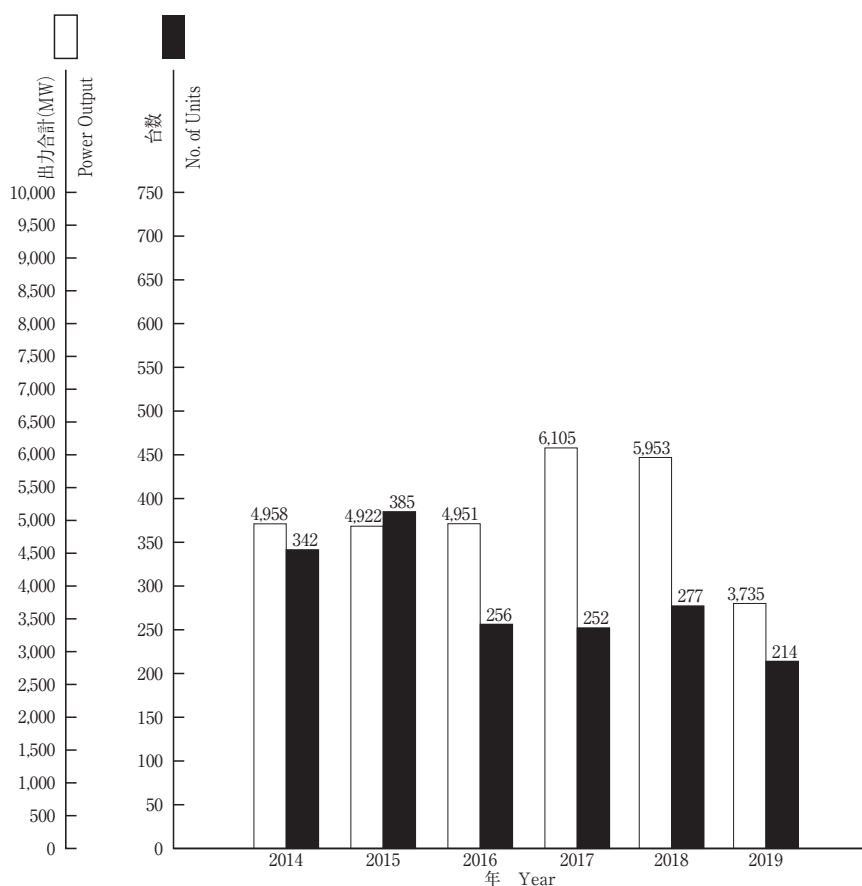


図1 陸船用ガスタービン

表1 2019年用途別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size		小型 Small Unit ～735kW	中型 Medium Unit 736～22,064kW	大型 Large Unit 22,065kW～	全 出 力 Total	
用 途 Application	コード Code	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	4	972	11	29,583	15
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	0
非 常 用 発 電 用 Generator Drive for Emergency	EM	57	22,961	114	250,230	0
商 船 用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0
艦 艇 用 Military Marine	MM	3	—	0	0	0
石油化学プロセス用 Oil Refinery and Chemical Process	OR	0	0	0	0	0
その他のプロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0
実 験 用 Experimental	XP	1	309	0	0	0
空 調 用 Air Conditioning	ACD	0	0	0	0	0
そ の 他 Miscellaneous	MC	7	2,320	2	3,046	0
合 計 Total		72	26,562	127	282,859	15

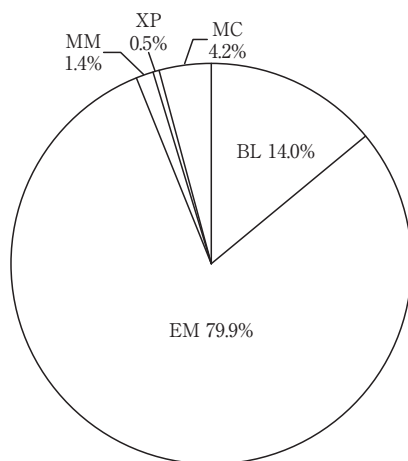


図2 2019年用途別生産台数割合 (%)

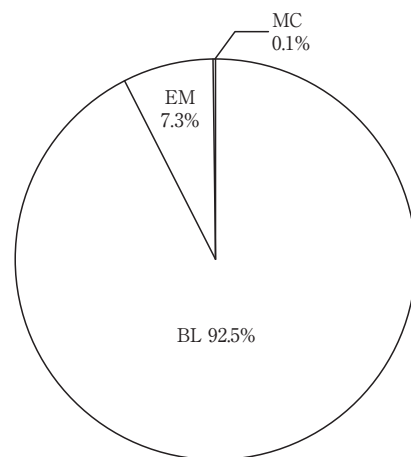


図3 2019年用途別出力割合 (%)

表2 2019年燃料別生産台数及び出力 (kW)

区分		Size	小型 Small Unit ~735kW	中型 Medium Unit 736~22,064kW	大型 Large Unit 22,065kW~	全出力 Total	
燃料種類 Kind of Fuel	コード Code	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	0	2	363,000
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	0	11	2,524,975
	液化石油ガス	LPG	0	0	0	0	0
	石油プラントオフガス	GOG	0	0	0	0	0
	石炭（ガス化）ガス	GCG	0	0	0	1	310,800
	プロセスガス	GRF	0	0	0	0	0
	都市ガス Town Gas	GTW	4	972	17	0	48,555
	高炉ガス Blast Furnace Gas	BFG	0	0	0	1	227,000
	ガス燃料 小計 Sub Total		4	972	17	15	3,425,775
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	15	5,190	13	0	38,414
	軽油 Gas Oil	K	10	2,000	15	0	47,400
	重油1種 Heavy Oil No.1	H1	43	18,400	82	0	175,052
	液体燃料 小計 Sub Total		68	25,590	110	0	260,866
その他 Miscellaneous Fuel	石炭	CB	0	0	0	0	0
	固体燃料 小計 Sub Total		0	0	0	0	0
合計 Total			72	26,562	127	15	3,735,196

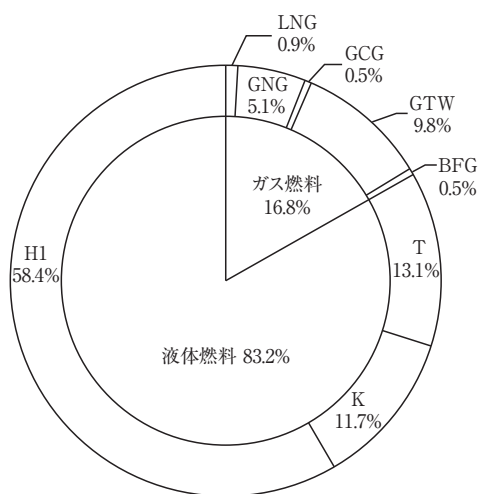


図4 2019年燃料別生産台数割合 (%)

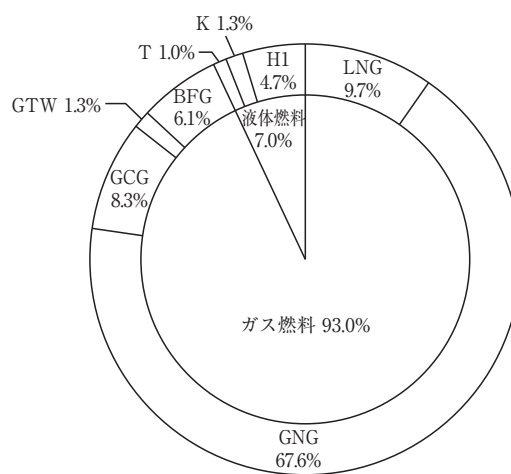


図5 2019年燃料別出力割合 (%)

表3 2019年地域別納入台数及び出力 (kW)

区分 Size 地域 Location		小型 Small Unit ～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全 出 力 Total	
		台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)
国内向け Domestic Use	北 海 道 Hokkaido	4	1,900	2	1,600	0	0	6	3,500
	東 北 Tohoku	5	1,530	3	6,600	0	0	8	8,130
	関 東 Kanto	19	8,395	68	133,410	0	0	87	141,805
	中 部 Chubu	9	2,778	14	23,620	1	160,000	24	186,398
	近 畿 Kinki	15	5,469	19	75,883	0	0	34	81,352
	中 国 Chugoku	2	1,200	7	11,140	0	0	9	12,340
	四 国 Shikoku	3	1,110	0	0	0	0	3	1,110
	九 州 Kyushu	11	3,610	4	10,600	0	0	15	14,210
	沖 縄 Okinawa	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦 艇 用 Military Marine	3	—	0	0	0	0	3	—
	そ の 他 Miscellaneous	1	570	1	2,206	0	0	2	2,776
国内向け 小計 Sub Total		72	26,562	118	265,059	1	160,000	191	451,621
輸出向け For Export	北 米 North America	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 南 米 South Central America	0	0	0	0	0	0	0	0
	ア ジ ア Asia	0	0	9	17,800	5	961,045	14	978,845
	大 洋 州 Oceania	0	0	0	0	0	0	0	0
	欧 州 Europe	0	0	0	0	0	0	0	0
	ロシア・NIS諸国 Russia・NIS	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 東 Middle East	0	0	0	0	2	669,800	2	669,800
	アフリカ Africa	0	0	0	0	0	0	0	0
	非公表	0	0	0	0	7	1,634,930	7	1,634,930
	輸出向け 小計 Sub Total		0	0	9	17,800	14	3,265,775	23
合 計 Total		72	26,562	127	282,859	15	3,425,775	214	3,735,196

表4 2019年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size		小型 Small Unit ～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全 出 力 Total	
被駆動機械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)
発電機 Electric Generator	G	63	24,242	126	282,019	15	3,425,775	204	3,732,036
水ポンプ Water Pump	W	7	2,320	1	840	0	0	8	3,160
推進機または回転翼	PRR	2	—	0	0	0	0	2	—
動力計	DM	0	0	0	0	0	0	0	0
その他圧縮機	GC	0	0	0	0	0	0	0	0
合 計 Total		72	26,562	127	282,859	15	3,425,775	214	3,735,196

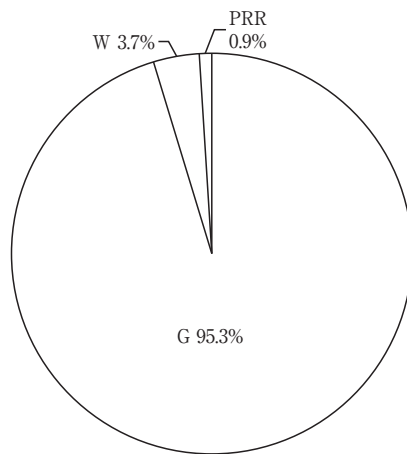


図6 2019年被駆動機械別生産台数割合 (%)

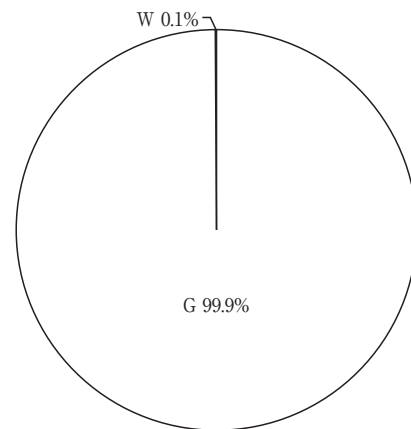


図7 2019年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 2019年出力区分別生産台数及び出力 (kW)

出 力 区 分 (kW) Units Output		台数 Units	出 力 Output (kW)
小 型 Small Unit 0～735kW	0～146	5	165
	147～367	28	7,327
	368～735	39	19,070
	小計 Sub Total	72	26,562
中 型 Medium Unit 736～22,064kW	736～4,412	118	222,369
	4,413～10,296	8	40,490
	10,297～16,180	0	0
	16,181～22,064	1	20,000
	小計 Sub Total	127	282,859
大 型 Large Unit 22,065kW～	22,065～44,129	3	96,780
	44,130～	12	3,328,995
	小計 Sub Total	15	3,425,775
合 計 Total		214	3,735,196

表6 2019年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size			小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code		台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	1	160,000	1	160,000
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 国内事業用 小 計 Sub Total			0	0	0	0	1	160,000	1	160,000
国内自家用	ベースロード発電用	BL	4	972	11	29,583	0	0	15	30,555
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	57	22,961	105	232,430	0	0	162	255,391
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦艇用	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Private Use 国内自家用 小 計 Sub Total			61	23,933	116	262,013	0	0	177	285,946
国内合計 Domestic Use Total			61	23,933	116	262,013	1	160,000	178	445,946
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	8	2,628,665	8	2,628,665
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦艇用	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 輸出事業用 小 計 Sub Total			0	0	0	0	8	2,628,665	8	2,628,665
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	2	430,000	2	430,000
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	9	17,800	0	0	9	17,800
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦艇用	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Private Use 輸出自家用 小 計 Sub Total			0	0	9	17,800	2	430,000	11	447,800
輸出合計 For Export Total			0	0	9	17,800	10	3,058,665	19	3,076,465
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	9	2,788,665	9	2,788,665
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦艇用	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 事業用 合 計 Total			0	0	0	0	9	2,788,665	9	2,788,665
自家用	ベースロード発電用	BL	4	972	11	29,583	2	430,000	17	460,555
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	57	22,961	114	250,230	0	0	171	273,191
	試験用	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
	艦艇用	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Private Use 自家用 合 計 Total			61	23,933	125	279,813	2	430,000	188	733,746
総 計 Grand Total			61	23,933	125	279,813	11	3,218,665	197	3,522,411

Note : Code Explanation BL : for Base Load PL : for Peak Load EM : for Emergency

2. 航空用ガスタービン

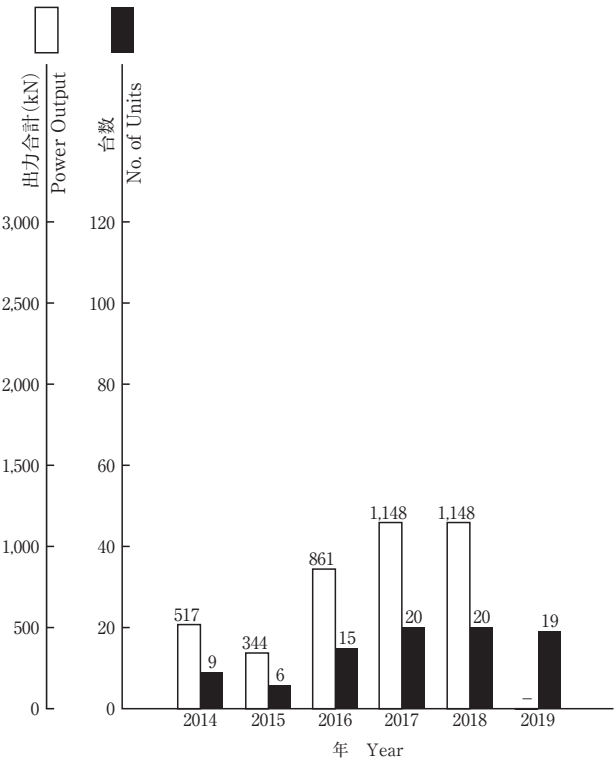


図8 ターボジェットエンジン／ターボファンエンジン

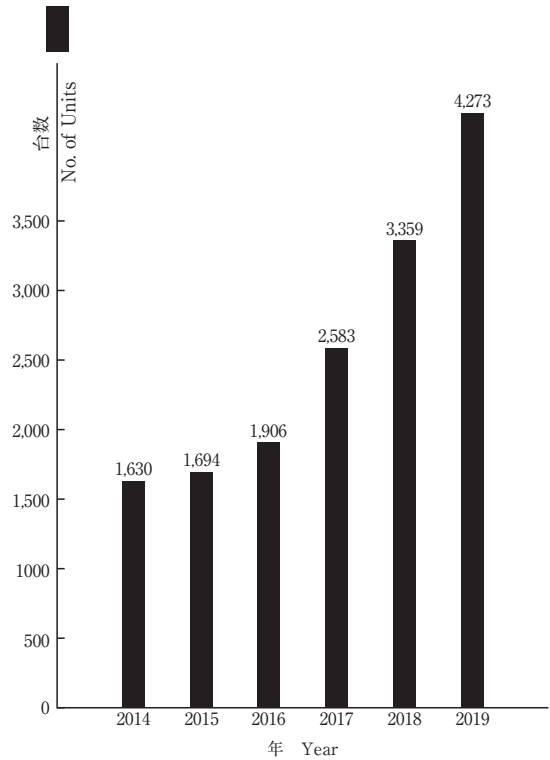


図10 民間航空エンジン用モジュール

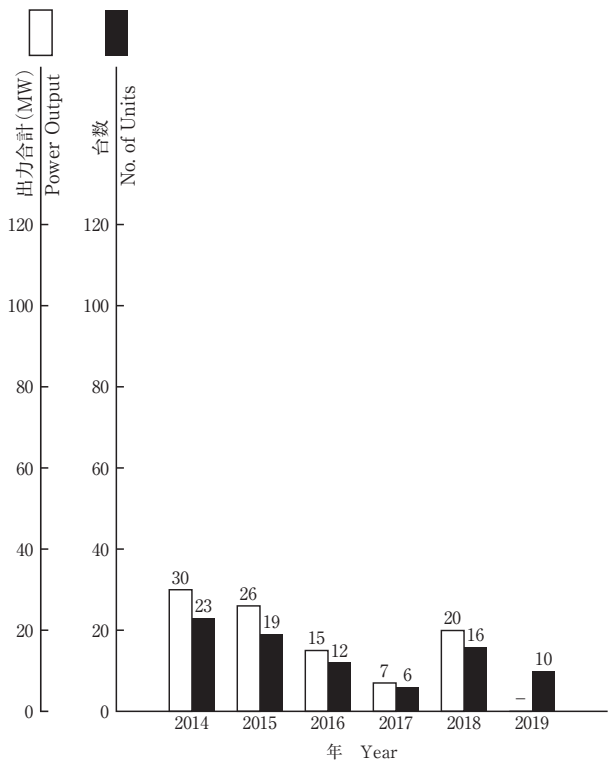


図9 ターボシャフトエンジン／ターボプロップエンジン

表7 2019年ターボジェットエンジン／ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト合計 (kN)

生産台数 Number of Units	19	スラスト合計*1 Thrust	—
-------------------------	----	--------------------	---

※1 海面上静止常用スラスト
Normal Thrust at Sea Level Static Condition

表8 2019年ターボシャフトエンジン／ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size	0～735kW		736kW～		全出力	
用 途 Application	台数 Units	出力*2 Output (kW)	台数 Units	出力*2 Output (kW)	台数 Units	出力*2 Output (kW)
固定翼機 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	10	—	0	0	10	—
補助機関駆動用 Aux. Drive Units	0	0	0	0	0	0
合 計 Total	10	—	0	0	10	—

※2 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

3. 過給機

表9 クラス別の年間生産台数

区 分	Size	2014年	2015年	2016年	2017年	2018年	2019年
Class	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller						
Class 1	0～ 100	約413万	約441万	約441万	約462万	約518万	約583万
Class 2	101～ 200	35,294	35,810	34,041	39,008	37,067	17,867
Class 3	201～ 300	641	668	951	897	1,005	1,154
Class 4	301～ 400	310	183	196	164	172	165
Class 5	401～ 500	161	214	299	239	181	216
Class 6	501～ 600	255	241	233	173	196	213
Class 7	601～ 700	232	184	148	88	85	100
Class 8	701～ 800	46	35	22	38	47	44
Class 9	801～ 900	81	11	25	44	10	36
Class 10	901～1000	0	0	0	0	0	0
Class 11	1001～	0	0	0	0	0	0
合計 Total ^{※4}		37,020	37,346	35,915	40,651	38,763	19,795

Class 1 の台数が多いため、Class 2～11の合計を示す。

As the Production number of Class1 is too many, Total number only includes Class2 to Class11.

表10 クラス別の型式数^{※3}

区 分	Size	2014年	2015年	2016年	2017年	2018年	2019年
Class	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller						
Class 1	0～ 100	55	55	50	48	48	49
Class 2	101～ 200	29	29	20	25	21	21
Class 3	201～ 300	18	18	15	16	15	15
Class 4	301～ 400	18	18	12	13	10	11
Class 5	401～ 500	16	16	13	13	12	11
Class 6	501～ 600	16	16	14	12	9	9
Class 7	601～ 700	17	17	7	8	6	5
Class 8	701～ 800	5	5	5	3	4	4
Class 9	801～ 900	9	9	4	5	2	2
Class 10	901～1000	0	0	0	0	0	0
Class 11	1001～	0	0	0	0	0	0
合計 Total ^{※4}		128	128	90	95	79	78

※3 型式はいずれも排気タービンである。

Every model is an exhaust turbine type supercharger.

※4 合計数は、圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。

The figure shows total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

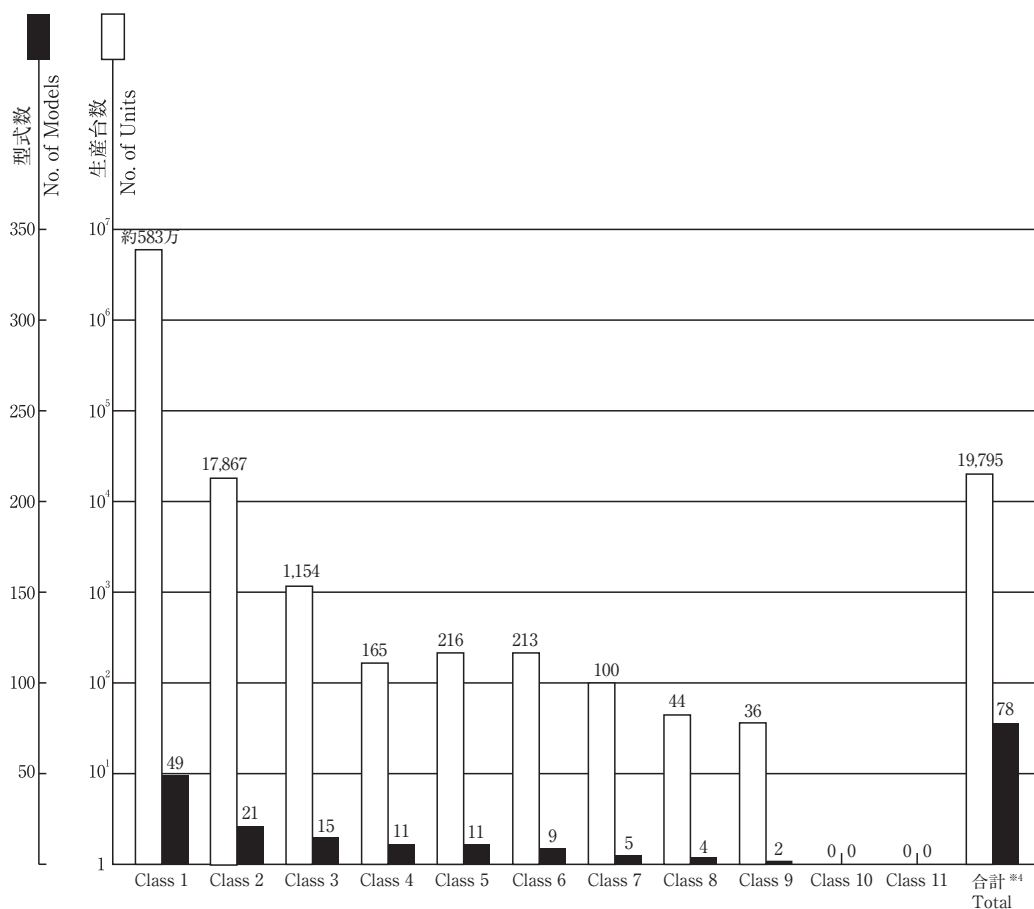


図11 2019年過給機生産台数及び型式数

訃 報

ご逝去の報に接し、謹んで哀惜の意を表すとともに、ご冥福をお祈り申し上げます。

名誉会員・元会長 今井 兼一郎 氏

2020年6月15日逝去（享年103歳）

【本会関係略歴】

1972年5月 入会

会長（1982）、副会長（1981）、監事（1986）

1988年4月 名誉会員



【略歴】

1941年3月 東京大学工学部機械工学科卒業

1941年4月 中島飛行機(株)入社

1947年4月 石川島播磨重工業(株)入社

1981年7月 同社 専務取締役

1983年4月 日本大学理工学部教授

1985年7月 日本学術会議・会員

1986年5月 (社)日本工業技術振興協会理事

追 悼

今井兼一郎さんを偲んで

伊藤 源嗣^{*1}

本会名誉会員、元会長の今井兼一郎さんは、本年6月15日逝去されました。

今井さんは、昭和16年に東京大学工学部をご卒業され、終戦後、石川島重工業（現IHI）に入社、練習機T-1のエンジンJ3の型式承認取得に向け中心的な役割を果たされました。

今井さんは防衛用エンジンとしては更に練習機T4搭載のF3の開発を主導され、引き続きその発展型、後継技術実証エンジンとその構成要素の研究・開発を推進されることで、現今の次期戦闘機用エンジン技術実証機XF9までつながる防衛用エンジン国産開発の流れを確立されました。

一方民間エンジンとしては、通産省大型プロジェクト制度による旅客機用エンジンの技術実証機FJR710のプログラムを航技研、KHI、MHIの協力を得て推進し、試作、地上運転試験に加え高空性能試験を英国のNGTEで実施・成功に導かれました。

この成功を受けて英国から民間旅客機用エンジンの共同事業の提案が1977年に持ち込まれました。共同事業の

話し合いは官・民並行で進められましたが、民間の協議の日本側の責任者として今井さんは困難な交渉を粘り強く進められ、1980年には官・民ともに協議がまとまり、日英共同開発事業のRJ500プロジェクトが開始されました。

RJ500エンジンはプロトタイプ2基の地上運転まで進んだところで、当時勃発した石油危機のため、更に高性能化、大型化が必要になり、開発基盤拡大のため日・英に加え米・独・伊（後に脱落）が加わってV2500エンジン・プロジェクトとして結実しました。V2500は約8,000台を量産した世界的な成功プロジェクトですが、FJR710に始まりRJ500まで及んだ今井さんの強いリーダーシップがあってこそそのV2500で、防衛用エンジンと並び民間エンジンにおいても今井さんの功績はわが国の航空エンジン技術ならびに事業発展の上で比類の無いものといえましょう。

改めて今井さんのご功績に敬意を表し、感謝申し上げます。

心からご冥福をお祈りします。

原稿受付 2020年7月22日

*1 (株)IHI 名誉顧問、日本ガスタービン学会 元会長

第48回日本ガスタービン学会定期講演会（オンライン開催）のお知らせ

第48回日本ガスタービン学会定期講演会を、以下のように開催します。
多数のご参加をお待ちしております。

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（<http://www.gtsj.org/>）をご覧ください。

開 催 日：
・講演会 2020年10月14日(水)、15日(木)

開催場所：
・Zoomによるオンライン講演室

講演会：
・講演会プログラムを次ページに示します。
・一般講演：空力、燃焼、材料、システム、伝熱、タービンなど
・先端技術フォーラム：脱炭素社会実現に向けた水素利用技術の動向（仮題）

参加登録費（税込）：
・会員・協賛団体会員 11,000円（ただし、学生は論文集ありで3,300円、論文集なしで1,100円）
・会員外 16,500円（ただし、学生は論文集ありで6,600円、論文集なしで3,300円）

参加申込方法：
・学会ホームページ（<http://www.gtsj.org/>）から登録されるか、本号掲載の参加申込書に必要事項をご記入のうえ、学会事務局宛にお申し込みください。
・参加登録は必ず事前登録にてお願いします。講演者も参加登録をお願いします。
・参加登録者にはご入金確認後に、オンライン講演参加（入室）に関する情報をお送りします。
なお、オンライン開催のため、当日登録はございません。
・申込締切日：10月7日(水)、参加費払込締切日：10月8日(木)

市民フォーラム：
・講演会の前日に、オンラインにて大学生・高専生・高校生・一般の方を対象とする「ガスタービン市民フォーラム 2020」を開催します。
・講師：宮崎 康伸 氏（株式会社IHI）
・演題：「ジェットエンジンの製造技術の歴史と最新技術」
・日時：10月13日(火) 16：20～18：00（16：00開場）
・会場：Zoomによるオンライン講演室
・参加費無料・事前登録制となります。
詳細及び参加登録については、学会ホームページ（<http://www.gtsj.org/>）に掲載予定です。

【事務局】
公益社団法人 日本ガスタービン学会
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13-402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
URL. <http://www.gtsj.org> E-Mail. gtsj-office@gtsj.org

第48回日本ガスタービン学会定期講演会 (2020年10月14～15日)

参加申込書

申込締切：10月7日(水)

日本ガスタービン学会 行 (FAX: 03-3365-0387 / E-mail: gtsj-office@gtsj.org)

●参加者の連絡先 (複数人申込まれる場合は、代表者の方の連絡先)

会社／大学等名称	
所在地	〒
TEL	
E-mail	

●参加者名

フリガナ 氏 名*1	所 属	TEL E-mail	所属学会 (GTSJ会員No.)	会員 資格 (正/学)

*1 登壇者の方は、氏名の後に○を記入してください。

論文集なし (学生のみ) の場合は、下記の参加登録費の金額に反映してください。

●事務局への連絡事項

払込方法 (○印をつけてください。) ※必ず、10月8日(木)までにお払込みください。

1. 銀行 (みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1812298)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. PayPal決済 (クレジットカード) ※後日、支払い先情報をメールにてお送りします。

送金金額 _____ 円

※領収書は、ご入金確認後、登録のご住所に論文集CDと一緒に郵送いたします。

※請求書は、原則発行いたしません。公費払い等で発行が必要な方は、事務局までご相談ください。

第48回日本ガスタービン学会定期講演会プログラム：第1日【暫定版】
 (一般講演 講演時間15分 討論5分, [学]: 学生優秀講演賞の審査対象講演, 連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

第1日 10月14日	A室	
	基調講演	
9:00	講師: 福泉 靖史 氏(三菱重工業) 題目: 「TBD」	
9:40	A室	B室
	材料(開発・製造)	サイクル・性能
10:00	【A-1】ガスタービン部品の金属3D積層造形技術の開発 *北村仁, 谷川秀次, 伊藤竜太(MHI), 小牧孝直, 本山宜彦, 片岡正人(三菱パワース)	【B-1】[学]サイクル解析と重量推算に基づく電動化航空推進システムの性能評価 *大島竜輝(東大院), 姫野武洋, 渡辺紀徳, 伊藤優(東大)
10:20	【A-2】自動車用ターボチャージャー向けTiAl合金製切削タービンホイールの開発 *小柳禎彦, 杉野敦(大同特殊鋼)	【B-2】[学]間欠燃焼で作動するマイクロガスタービンの作動特性 *中村駿介(都立大院), 櫻井毅司(都立大)
10:40	【A-3】新TiAl合金での小型鍛造動翼試作と特性評価 *鉄井利光(NIMS)	【B-3】[学]小型ターボジェットエンジンの過渡応答解析 *伊藤凌大朗, 土屋利明(金沢工大院)
11:00	A室	B室
	材料(CMC)	空力(解析)
11:20	【A-4】繊維強化セラミックス母相のIF法を用いた水蒸気酸化による劣化評価 *高木健, 田中拓磨, 小田剛生, 井頭賢一郎, (川崎重工), 北條正弘(JAXA)	【B-4】[学]羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機におけるディフューザ失速の構造 *田島健太, 三井田弘, 藤澤信道, 太田有(早大)
11:40	【A-5】SiC/SiCセラミックス複合材料向け耐環境・耐熱コーティング材の損傷挙動評価 *根上将大, 久間康平, 井上暢, 高木健, 下村育生, 東誠, 小田剛生, 井頭賢一郎(川崎重工)	【B-5】[学]境界層遷移を伴う航空エンジンファン出口案内翼まわりの流動場に関する研究 *高橋輝伊, 山田和豊, 船崎健一(岩手大), 照井匠(SUBARU), 田中望, 室岡武(IHI)
12:00	【A-6】超耐環境性高強度酸化物系セラミック複合材料用強化繊維の開発 *長谷川良雄, 秦青, 鉄井利光(NIMS)	【B-6】[学]入口湿りを考慮したガスタービン用圧縮機翼列流れの全周解析 *森口昇太(東北大院), 宮澤弘法, 古澤卓, 山本悟(東北大)
12:20	(昼休憩)	
	A室	B室
	材料(TBC・高温材)・運用	空力(騒音・計測)
13:40	【A-7】次世代1650℃級JAC形ガスタービン向け先進遮熱コーティングの開発 *岡嶋芳史, 鳥越泰治, 妻鹿雅彦(MHI), 羽田哲, 高田和正, 桑原正光(三菱パワース)	【B-7】[学]ジェットエンジン性能とジェット騒音にシェブロンノズルが与える影響 *矢崎由実子(金沢工大院), 土屋利明(金沢工大)
14:00	【A-8】遮熱コーティング部材の耐高サイクル熱疲労寿命延伸に向けた指針提案 *岡嶋正和, 與那國優希(長岡技大), 山岸郷志(新潟工科大)	【B-8】[学]蛍光油膜法を用いたタービン静翼列エンドウォール流れの実験的検討 *橋裕樹(関西大院), 小田豊(関西大)
14:20	【A-9】離散コサイン変換を用いたクリープ歪み速度と転位密度との関係評価について *平口英夫(日本技術士会)	【B-9】[学]航空エンジン用低圧タービン翼後縁近傍流れ場のPIV計測(翼面境界層流れと翼後縁近傍流れの関連性調査) *相馬天斗, 山崎悠貴(岩手大院), 船崎健一, 谷口英夫(岩手大), 長尾隆央(IHI)
14:40	【A-10】定期検査間隔延伸がガスタービン高温部品の運用計画に与える影響の評価 *尾関高行, 藤井智晴(電中研)	【B-10】[学]可動壁を用いた直線翼列翼端漏れ流れの計測 *岡優介, 伊志嶺朝史(高知工大院), 野崎理, 荻野要介, 筒井康賢(高知工大)
15:00	A室	B室
	燃焼	蒸気タービン・対策技術
15:20	【A-11】2MW級ガスタービン用水素専焼ドライ低NOx燃焼器の開発とエンジン試験の速報 *堀川敦史, 山口正人, 青木茂樹(川崎重工), Harald H.-W. Funke,(AcUAS), Karsten Kusterer,(B&B-AGEMA), Manfred Wirsum(RWTH Aachen Univ.)	【B-11】[学]水バイナリ温泉発電に関する実験的検討 *藤巻遙香, 山崎沙也加(東京海洋大院), 刑部真弘(東京海洋大)
15:40	【A-12】LES with non-adiabatic FGM approach for prediction of CO emission in premixed combustion *Keita Yunoki(MHI), Takayuki Nishiie(NuFD), Ryoichi Kurose(Kyoto Univ.)	【B-12】[学]気流中の水膜分裂によって発生する水滴分布に関する研究 *伊藤大輔(東北大院), 中野晋, 竹田陽一(東北大)
16:00	【A-13】Large-eddy simulation of a three-feed non-premixed flame for an oxy-fuel gas turbine burner *Panlong Yu(Kyushu Univ.), Heinz Pitsch(RWTH Aachen Univ.), Takayuki Nishiie(NuFD), Toshiaki Kitagawa, Hiroaki Watanabe(Kyushu Univ.)	【B-13】[学]高圧タービンにおけるデポジション現象の予測に適した粒子付着モデルの検討 *水取賢太, 福留功二, 山本誠(東京理科大), 鈴木正也, 大北洋治(JAXA)
16:20	【A-14】Numerical Study of Hydrogen-fueled Micromix Combustion and Experimental Validation of NOx Emissions *Daniel Kroniger, 堀川敦史(川崎重工), Harald H.-W. Funke, Franziska Pfaeffle(AcUAS), 岸本毅, 岡田浩一(シーメンスPLMソフトウェア)	【B-14】[学]着氷風洞を用いたCFRP電熱防水に関する研究 *岩間輝佳, 有賀寛純(高知工大), 水野拓哉, 鈴木正也, 賀澤順一(JAXA), 野崎理(高知工大)
16:40		

第48回日本ガスタービン学会定期講演会プログラム：第2日【暫定版】

(一般講演 講演時間15分 討論5分、【学】：学生優秀講演賞の審査対象講演、連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

第2日 10月15日	A室	B室
	招待講演1	招待講演2
9:00	講師：渡辺 和徳 氏(電力中央研究所) 題目：「2050年を見据えた電力中央研究所における取り組み(仮題)」	講師：秋川 宏樹 氏(JALエンジニアリング) 題目：「エアラインにおける環境への取り組み(仮題)」
9:40	A室	B室
	空力	伝熱
10:00	【A-15】多段圧縮機に対する補正乱流モデルの影響評価 *谷 直樹(IHI)	【B-15】[学]クロスフローを伴うインピンジ冷却によるタービン翼前縁内部熱伝達率に関する研究(TSP法による過渡応答計測) *阿部遼, 齋藤慧, 船崎健一(岩手大), 藤原浩介, 出田武臣(IHI)
10:20	【A-16】アクティブクリアランス制御による多段軸流圧縮機後方段の性能検証 *岩谷淳二, 石坂浩一, 上野真次, 森田大輔, 関亮介(MHI)	【B-16】[学]感圧塗料(PSP)を用いた高圧タービンにおけるフィルム冷却に関する研究 *漆山諒(岩手大院), 船崎健一, VITAL KUMAR YADAV PILLALA(岩手大), 大北洋治(JAXA)
10:40	【A-17】等温壁境界条件が多段軸流圧縮機の性能と流れの半径方向分布に与える影響 *後藤尚志, 谷直樹, 佐藤大祐, 加藤大(IHI)	【B-17】[学]高速応答型PSPを用いたタービン静翼フィルム冷却の非定常計測 *福岡儀剛(関西大院), 小田豊(関西大), 武石賢一郎(徳島文理大)
11:00	【A-18】Fan stator 出口流れがS-shaped duct流れ場に及ぼす影響 *月岡悠里, 大久保岳, 北村英二郎(本田技研)	【B-18】[学]流体-熱-構造連成解析による軸流圧縮機動翼の運転時挙動の検討 *中村大樹(東大院), 姫野武洋, 渡辺紀徳(東大)
11:20		【B-19】タービン翼の過渡温度解析の代替モデリングに関する研究 *酒井英司, 高橋俊彦(電中研)
11:40	(昼休憩)	

	A室	B室
	性能・システム	材料・振動
13:00	【A-20】マイクロガスタービンを用いた水とエタノールの混合液滴噴射試験について *太田遥己(金沢工大院), 土屋利明(金沢工大)	【B-20】[学]選択的レーザー溶融法により造形したNi基超合金におけるY添加の影響 *名古屋大義, Banoth Santhosh(都立大院), 寛幸次(都立大)
13:20	【A-21】翼列複合によるテスラタービンの効率改善効果に関する研究 *岡本光司, 中村純平, 宮鍋昂大(東大院), 寺本進(東大)	【B-21】[学]チタンアルミ合金金属積層造形材の微視組織と機械的特性 *井上佳奈, 山岸優大, 水田和裕, 後閑一洋(都立大院), 寛幸次(都立大)
13:40	【A-22】次世代ジェットエンジンの性能・重量評価 *田口秀之, 西田俊介, 岡井敬一(JAXA)	【B-22】静止フィンを用いた回転ラビリンスシールのフラッタ抑制に関する検討 *三浦聡允, 阪井直人, 今井卓也, 酒井祐輔(川崎重工)
14:00	【A-23】部分負荷運用特性を改善したGTCCの需給調整運用に及ぼす効果の検討 *吉葉史彦, 花井悠二, 渡邊勇, 高橋徹, 渡辺和徳(電中研)	【B-23】車両過給機用ペーンレスタービンの翼振動に関する研究 *村江祥太, 佐藤渉, 山方章弘(IHI), Lei Pan, Mingyang Yang(Shanghai Jiao Tong Univ.)
14:20		

	A室
	先端技術フォーラム：脱炭素社会実現に向けた水素利用技術の動向(仮題)
14:40	企画内容検討中
16:50	

○ 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.20-68講習会「機械学習×熱・流体工学の最先端」	協賛	2020/9/25	URL : https://www.jsme.or.jp
日本機械学会	No.20-73講習会「再エネとの協調技術」	協賛	2020/10/6	URL : https://www.jsme.or.jp
日本陸用内燃機関協会	陸内協第20回技術フォーラム2020	協賛	2020/10/8	URL : https://www.lema.or.jp/events.html
日本機械学会 関西支部	第370回講習会「実務者のための流体解析技術の基礎と応用（各種シミュレーション技術の適用事例紹介付き）」	協賛	2020/11/4	URL : https://www.kansai.jsme.or.jp/
日本燃焼学会	第58回燃焼シンポジウム	協賛	2020/12/2-4	URL : http://www.combustionsociety.jp/sympo58
日本液体微粒化学会	第29回微粒化シンポジウム	協賛	2020/12/17-18	URL : http://www.ilass-japan.gr.jp



▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

村江 祥太 (IHI)
月岡 悠里 (本田技術研究所)

Daniel Kroniger (川崎重工業)
岩谷 淳二 (三菱重工業)

高木 健 (川崎重工業)
北村 仁 (三菱重工業)

〔学生会員〕

相馬 天斗 (岩手大学大学院)
中村 駿介 (東京都立大学大学院)
田島 健太 (早稲田大学大学院)

大島 竜輝 (東京大学大学院)
名古屋 大義 (東京都立大学大学院)

井上 佳奈 (東京都立大学大学院)
伊藤 大輔 (東北大学大学院)

〔学生→正会員〕

光末 由宇陽 (IHI)
安田 貴旭 (本田技研工業)

有賀 寛純 (IHIジェットサービス)

濱口 京之介 (博報堂)



次号予告 日本ガスタービン学会誌2020年11月号 (Vol.48 No. 6)

特集 電力エネルギーを支える各種発電技術の最新動向

論説・解説

巻頭言 大地 昭生 (火力原子力発電技術協会 技術顧問)

ガスタービン設備の保守管理について 白川 伸 (JERA)

廃止した発電用ガスタービンの既設設備への有効活用について

柳谷 伸, 金谷 政孝, 小山 一直, 高橋 正大 (東北電力)

デジタル技術を活用した発電プラントの最適化及び稼働率向上 (仮題)

山根 翔太郎 (東芝エネルギーシステムズ)

遠隔現場支援システムと技術動向 柴崎 宏行 (マグナ通信工業)

GT吸気フィルタの寿命延伸や高性能化に向けた取組みについて 杉本 明夫, 澄田 和夫 (進和テック)

ガスタービン油の性能と管理 山田 賢司 (コスモ石油ルブリカンツ)

最新鋭高効率大型ガスタービンの実機実証 若園 進 (三菱パワー)

※タイトル, 執筆者は変更する可能性があります。

2020年度役員名簿

会長 識名 朝春 (IHI)

副会長 太田 有 (早大)

法人管理担当執行理事 石井 達哉 (JAXA), 大石 勉 (IHI), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (三菱パワー) (兼務), 村田 章 (東京農工大)

公益目的事業担当執行理事 石井 達哉 (JAXA) (兼務), 伊藤 栄作 (三菱重工), 岡田 満利 (電中研), 及部 朋紀 (防衛装備庁), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 佐藤 哲也 (早大), 鈴木 伸寿 (東芝ESS), 新関 良樹 (徳島文理大), 野崎 理 (高知工大), 姫野 武洋 (東大)

理事 鈴木 雅人 (産総研), 清野 幸典 (東北電力), 菟川 宏樹 (JAL エンジニアリング), 福谷 正幸 (本田), 渡邊 啓悦 (荏原)

監事 筒井 康賢 (元高知工大), 松崎 裕之 (東北発電工業)

2020年度委員名簿 (順不同)

2020年9月3日現在

○は委員長

倫理規定委員会 ○飭 雅英 (川崎重工), 大石 勉 (IHI), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大)

自己点検委員会 ○飭 雅英 (川崎重工), 大石 勉 (IHI), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大)

運営委員会 ○村田 章 (東京農工大), 石井 達哉 (JAXA), 大石 勉 (IHI), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 酒井 義明 (東芝ESS), 佐藤 哲也 (早大), 塚原 章友 (三菱パワー), 寺本 進 (東大), 姫野 武洋 (東大), 松沼 孝幸 (産総研)

企画委員会 ○岸部 忠晴 (三菱パワー), 石井 達哉 (JAXA), 太田 有 (早大), 飭 雅英 (川崎重工), 佐藤 哲也 (早大), 塚原 章友 (三菱パワー), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大), 安田 聡 (三菱パワー), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺 紀徳 (東大)

国際委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 石井 達哉 (JAXA), 伊藤 優 (東大), 岡井 敬一 (JAXA), 岸根 崇 (三菱パワー), 邊 英智 (本田), 渋谷 直紀 (東芝ESS), 谷 直樹 (IHI), 都留 智子 (川崎重工), 福田 雅文 (高効率発電システム研究所), 船崎 健一 (岩手大), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大)

学術講演会委員会 ○渡邊 裕章 (九大), 今野 晋也 (三菱パワー), 岡嶋 芳史 (三菱重工), 岡本 光司 (東大), 尾関 高行 (電中研), 糟谷 宏樹 (東芝ESS), 北村 英二郎 (本田), 富永 純一 (JFE エンジニアリング), 中山 健太郎 (川崎重工), 野崎 理 (高知工大), 姫野 武洋 (東大), 平川 香林 (IHI), 平野 孝典 (拓殖大), 藤澤 信道 (早大), 藤原 仁志 (JAXA), 松沼 孝幸 (産総研), 山形 通史 (富士電機)

集行事委員会 ○姫野 武洋 (東大), 安藤 友香 (防衛装備庁), 伊藤 栄作 (三菱重工), 伊藤 祐太 (本田), 尾崎 喜彦 (川崎重工), 小沢 寛二 (IHI), 金澤 直毅 (川崎重工), 河上 誠 (日立), 小島 充大 (富士電機), 澤 徹 (東芝ESS), 泰中 一樹 (電中研), 西江 俊介 (三井E&Sマシナリー), 西村 英彦 (三菱パワー), 菟川 宏樹 (JAL エンジニアリング), 吉田 征二 (JAXA)

ガスタービン技術普及委員会 ○岡田 満利 (電中研), 石田 克彦 (川崎重工), 井筒 大輔 (三菱パワー), 垣内 大紀 (IHI), 窪谷 悟 (東

芝ESS), 鈴木 正也 (JAXA), 高橋 康雄 (三菱パワー), 長谷川 晃 (JALエンジニアリング), 村田 章 (東京農工大), 山本 誠 (東京理科大), 渡辺 紀徳 (東大)

学会誌編集委員会 ○佐藤 哲也 (早大), 荒木 秀文 (三菱パワー), 壹岐 典彦 (産総研), 岩井 裕 (京大), 大塚 裕也 (本田), 岡村 直行 (JAXA), 加藤 千幸 (東大), 金子 雅直 (東京電機大), 黒瀬 良一 (京大), 酒井 英司 (電中研), 佐藤 浩 (東京ガス), 渋谷 直紀 (東芝ESS), 鈴木 雅人 (産総研), 清野 幸典 (東北電力), 田尻 敬次 (荏原エリオット), 千葉 秀樹 (酒田共同火力発電), 辻田 星歩 (法政大), 寺本 進 (東大), 中野 賢治 (IHI回転機械), 新関 良樹 (徳島文理大), 野原 弘康 (ダイハツディーゼル), 八田 直樹 (三井E&Sマシナリー), 原 浩之 (三菱パワー), 福谷 正幸 (本田), 北條 正弘 (JAXA), 松崎 裕之 (東北発電工業), 松田 博和 (川崎重工), 三ヶ田 一裕 (JALエンジニアリング), 宮入 嘉哉 (防衛装備庁), 村上 秀之 (NIMS), 室岡 武 (IHI), 森澤 優一 (東芝ESS), 山下一憲 (荏原), 渡邊 啓悦 (荏原)

論文委員会 ○山本 誠 (東京理科大), 青塚 瑞穂 (IHI), 壹岐 典彦 (産総研), 大北 洋治 (JAXA), 小田 剛生 (川崎重工), 田頭 剛 (JAXA), 寺本 進 (JAXA), 中谷 辰爾 (東大), 姫野 武洋 (東大), 山田 和豊 (岩手大), 山本 武 (JAXA), 吉岡 洋明 (東北大)

ガスタービン統計作成委員会 ○太田 有 (早大), 赤澤 弘毅 (川崎重工), 飯塚 清和 (IHI), 恵比寿 幹 (三菱重工エンジン&ターボチャージャ), 佐々木 慎吾 (三菱パワー), 澤 徹 (東芝ESS), 須古 弘規 (ターボシステムズユニテッド), 藤澤 信道 (早大), 山上 展由 (三菱パワー), 米田 幸人 (ヤンマーパワーテクノロジー)

産官学連携委員会 ○岸部 忠晴 (三菱パワー), 壹岐 典彦 (産総研), 今村 満勇 (IHI), 岡崎 正和 (長岡技科大), 及部 朋紀 (防衛装備庁), 幸田 栄一 (電中研), 佐々木 隆 (東芝ESS), 野崎 理 (高知工大), 原田 広史 (NIMS), 二村 尚夫 (JAXA), 松崎 裕之 (東北発電工業), 吉田 英生 (京大), 笠 正憲 (川崎重工), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺 紀徳 (東大)

広報委員会 ○鈴木 伸寿 (東芝ESS), 壹岐 典彦 (産総研), 尾関 高行 (電中研), 酒井 義明 (東芝ESS), 谷 直樹 (IHI), 長谷川 晃 (JALエンジニアリング), 山本 誠 (東京理科大), 吉田 征二 (JAXA)

表彰委員会 ○太田 有 (早大), 飭 雅英 (川崎重工), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 佐藤 哲也 (早大), 姫野 武洋 (東大)

将来ビジョン検討委員会 ○高橋 徹 (電中研), 小田 豊 (関西大), 賀澤 順一 (JAXA), 酒井 義明 (東芝ESS), 柴田 貴範 (三菱重工), 柴田 良輔 (本田), 多田 和幸 (東北電力), 寺本 進 (東大), 仲俣 千由紀 (IHI), 姫野 武洋 (東大)

男女共同参画推進委員会 ○川澄 郁絵 (本田), 猪亦 麻子 (東芝ESS), 川岸 京子 (NIMS), 都留 智子 (川崎重工), 森川 朋子 (三菱パワー), 山上 舞 (IHI)

調査研究委員会 ○川岸 京子 (NIMS), 大北 洋治 (JAXA), 岡崎 正和 (長岡技科大), 岡田 満利 (電中研), 長田 俊郎 (NIMS), 笥 幸次 (東京都立大), 金久保 善郎 (IHI), 岸部 忠晴 (三菱パワー), 東部 泰昌 (川崎重工), 野上 龍馬 (三菱重工航空エンジン), 日野 武久 (東芝ESS), 輪嶋 善彦 (本田)

編集後記

6月頃にはいったん収束しかけたかに見えたコロナ禍ですが、その後感染者数はまた増加し始め、まだまだ終息に見通しが立っておらず、経済活動の回復もまだまだ混沌とした不安な状況です。この長引くコロナ禍によるダメージを特に大きく受けている航空業界の先行きも大変心配されるところです。そして、遅かった梅雨明けの後、8月になると今度は、これまでの夏をしのぐ猛烈な暑さ。国内でもあちこちで40度を超える気温が記録されており、気温の高いことで有名な米国デスバレーでは54.4度を記録したとか。この猛暑もやはり温室ガスの影響による気候変動のせいなのでしょう。

話題はコロナに隠れていますが、環境問題への対応は今の世の中の最大の関心事の一つであることは変わりありません。ガスタービンを含む内燃機関にとっては厳しい将来を突き付けられていますが、それを乗り越えて、ガスタービンの新しい可能性を見出していくことが私たちの使命かもしれません。

そのような動きの中、ガスタービンの基盤を支える技術として、今回の特集では「振動・ロータダイナミクス」の領域を取り上げました。前回の学会誌の特集以来、かなり長い時間も過ぎていることもあり、最新の研究について皆さんに知っていただくのは良い頃合いと思いました。今回は、最新の翼振動やロータダイナミクスの高度な解析技術や試験技術、また、それらの実製品での適用例のご紹介など、5件の記事を掲載させていただきました。この技術領域は、ガスタービン技術の中でも製品を成立させるために重要な技術の一つですが、これらの技術のさらなる進化によって、より環境負荷の低く信頼性の高い製品を実現していくところにつながっていけばと思います。

本特集の編集で、ご執筆者の方々にご依頼の連絡をさせていただいたのは、まさにコロナ感染の第一波がピークの頃でした。外出制限でコミュニケーション手段が限

られる中、私の説明の拙さから、ご執筆者の方々に何度もお手数をおかけすることになってしまいました。皆様ご自身のお仕事も大変な状況にあったと存じますが、そのような中でも、快くご執筆をお引き受けいただくこと、大変感謝いたしております。

また、編集作業では、編集委員会の方々、ご意見をいただいた論文委員会の方々など、多くの方に支えていただき何とか形にすることができました。改めてここで、皆様にお礼を申し上げます。

(大塚 裕也)

- 9月号アソシエイトエディタ
大塚 裕也 (本田技術研究所)
- 9月号担当委員
洪川 直紀 (東芝エネルギーシステムズ)
北條 正弘 (JAXA)
森澤 優一 (東芝エネルギーシステムズ)

(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。

- ・「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)」…………… (P.272 ~ 277)
- ・「ロータダイナミクスと連成解析・モデリングの最近の話題」…………… (P.278 ~ 284)
- ・「ロケットエンジン用ターボポンプのロータダイナミクス」…………… (P.285 ~ 290)
- ・「回転軸における振動計測と振動解析技術」…………… (P.291 ~ 296)
- ・「ロータダイナミクスの観点からの回転羽根車設計上の注意点」…………… (P.297 ~ 302)

だより

✠事務局 ✉ ✠

今年度は4月の通常総会から始まり、理事会、委員会はすべてオンラインでの開催です。ほんの半年前の2月、3月ごろは大学の先生から「今期はオンライン授業となる」とのお話を聞き、へえ〜と驚きながら、「なんですか、Zoomって。はあ、そんなものがあるんですか」と言う会話をしていたのに、今では日常となっていました。この半年間に覚えた新しい言葉や知識はここ10年分に匹敵するのではないかと思っています。そして、いろいろな活動や日常業務も一つ一つ進め方や内容を見直し、頭はフル回転です。こんな状況なので、固く収縮しているであろう脳みそは刺激され、活性化されているはずなのに、いつまでもリフレッシュした感覚はありません。なんだか目と肩が凝るばかりです。単なる運動不足かもしれませんね。

さて、10月には定期講演会が開催されます。年度初めには、秋になれば少し落ち着き、対面の講演会ができるのではないかと期待しておりましたが、オンライン開催となりました。毎年、スケジュールや運営方法は基本的に変えず、その年のトピックスや開催地の特色を盛り込んで充実した講演会となるよう学術講演会委員会の方々がご準備してくださっていましたが、今年はまず、オンライン講演会をスムーズに進行できるように、その準備にかなりの労力を費やしていただいております。そのうえで参加者にとって魅力のある講演会となるよう招待講演、企画セッションなどのプログラムにも工夫を凝らしています。今回もガスタービン学会ならではの充実した講演会になりそうです。普段、遠出できない方、お忙しくてなかなか参加できなかった方もこの機会にぜひご参加ください。お待ちしております。(中村 優美)

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）
 ニッセイエブプロ(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
 FAX：03-5157-1273
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2018年7月13日改定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 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) 「学会誌原稿執筆要領」に従って執筆された、日本語原稿であること。
 - 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. 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。
3. 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」に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを、技術論文原稿表紙とともに学会誌編集事務局に提出する。
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. 本技術論文の著作権に関しては、「学会誌編集および発行要領（抜粋）」9.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.48 No.5 2020.9

発行日 2020年9月18日
 発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会
 編集者 佐藤 哲也
 発行者 識名 朝春
 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
 第3工新ビル402
 Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
 郵便振替 00170-9-179578
 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
 (普) 1703707
 印刷所 ニッセイエブプロ(株)
 〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17
 明産西新橋ビル
 Tel. 03-5157-1277 Fax. 03-5157-1273

©2020, 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。