

1600°C級 J 形ガスタービンの開発について

*辻 良史，羽田 哲，鳥井 俊介，岩崎 好史
由里 雅則，片岡 正人（三菱日立パワーシステムズ）

Development of 1600°C class J series gas turbines

*Yoshifumi TSUJI, Satoshi HADA, Shunsuke TORII, Yoshifumi IWASAKI
Masanori Yuri, Masahito KATAOKA (MHPS)

ABSTRACT

Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. (MHPS) has continually contributed to global environmental protection, as well as to the stable supply of energy through the development of gas turbines based on abundant operational achievements and advanced technology research efforts. MHPS has developed the M501J achieving the world's first turbine inlet temperature of 1,600°C and even a thermal efficiency in gas turbine combined cycle (GTCC) of 61.5% or more, using developments attained in the national "1,700°C-Class Ultrahigh-Temperature Gas Turbine Component Technology Development" project we joined in 2004. Demonstrative operation started in 2011, using the demonstration equipment located within our Takasago Works, resulting in recent implementation of the accumulation of our global sales and operational record. Furthermore, based on the core technologies adopted in the M501J (60Hz unit), the M701J as the 50-Hz unit of the J Series was developed, and its shipment was completed after being tested at the factory. This paper relates to how these state-of-the-art high-efficiency gas turbines are developed and operated.

Key words: gas turbine, combined cycle, scaled design, blade vibration measurement

1. はじめに

ガスタービンコンバインドサイクル発電 (GTCC) は、化石燃料を使用する最もクリーンかつ高効率な発電設備である。GTCC の熱効率向上は、タービン入口温度の上昇によるガスタービン効率の向上と、それに伴う排ガス温度の上昇による蒸気タービンの出力の増加により達成される。当社は 1980 年代に 1150°C 級大容量ガスタービン M701D 形を開発し (Fig.1)、天然ガス焼きコンバインドサイクル発電プラントである東北電力 (株) 東新潟火力発電所 3 号系列において高いプラント熱効率と信頼性および低公害性を実証した。その後 1989 年にタービン入口温度 1350°C の M501F 形、1997 年に蒸気冷却式燃焼器を採用したタービン入口温度 1500°C の M501G 形を開発し、効率向上および信頼性向上に取り組んできた。当社ではガスタービンの更なる高効率化を目指し、2004 年から国家プロジェクト "1700°C 級超高温ガスタービン要素技術開発" に参画し、高温・高効率化に必要な最新技術の開発に取り組んできた。その開発成果をいち早く活用して、世界初のタービ

ン入口温度 1600°C、コンバインドサイクル発電端熱効率 60% を達成する M501J 形を開発した (60Hz 機)。また、50Hz 向にスケール設計である M701J 形を開発し、2016 年に商用運転開始する予定である。本稿では、最新の産業用ガスタービンの高温化技術について述べるとともに、M501J/M701J 形の特徴およびその検証状況について紹介する。

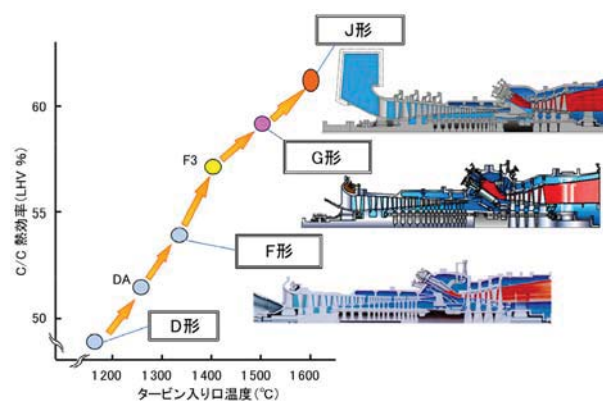


Fig.1 Developmental trend of large gas turbine models

2. 1600°C級ガスタービンの開発

2.1 M501J の開発

M501J 形は、豊富な運転実績のあるタービン入口温度 1400°C級 F 形、1500°C級 G 形・H 形で実証済みの要素技術を集大成するとともに、国家プロジェクトで開発された 1700°C級の最先端の技術開発の成果を適用することにより、タービン入口温度 1600°Cが達成可能となった (Fig.2)。なお、Fig2 に示す H 形はタービン動静翼にも蒸気冷却を採用した 1500°C級ガスタービンであり、圧力比 25 の高圧力比圧縮機を採用し実証されている。

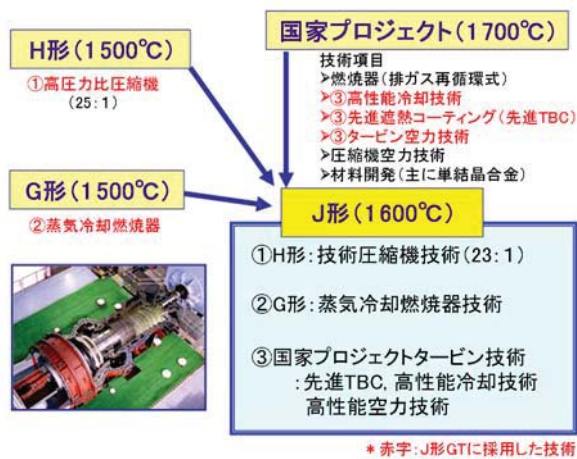


Fig.2 Design concept of M501J gas turbine

タービン入口温度の上昇及び最新の要素技術の採用により、GTCC 発電端熱効率は従来機と比べて大きく上昇し、M501J 形では 61.5%以上 (ISO, 標準条件, 低位発熱量基準) も達成可能となる。また、CO₂ 排出量は、従来型石炭焚き火力発電所を天然ガス焚き J 形コンバインドサイクル発電所に置き換えた場合、約 6 割の削減が可能となる。以下では、Fig.3 に示す M501J 形の技術的な特徴について紹介する。

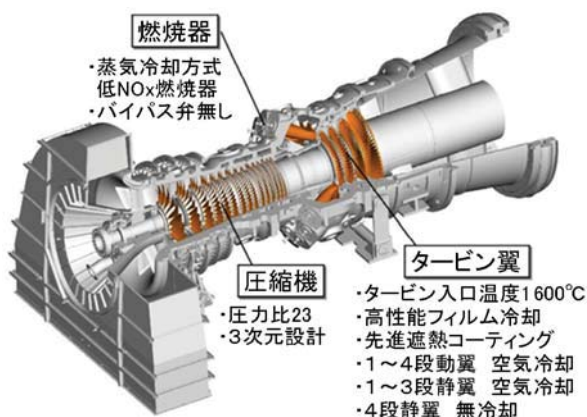


Fig.3 Characteristics of M501J gas turbine

(1) 全体構造 M501J 形の基本構造は、実績のある F 形、G 形をベースとした設計としており、①発電機との接続は、熱伸びなどの影響が小さくフレキシブルカップリング等が不要な圧縮機軸端駆動方式、②ロータは圧縮機側軸受とタービン側軸受に支えられた 2 軸受構造、③GTCC プラントの配置に最適な軸流排気タービン、④圧縮機ロータはトルクピンを挟んだディスクをボルト結合、タービンロータはカービックカップリングを持つディスクをボルトで結合し、トルクを確実に伝えるロータ構造、などの特徴を継承している。

(2) 圧縮機 M501J 形圧縮機は圧力比 23 の 15 段軸流方式であり、圧力比 25 の H 形圧縮機の技術を基に設計された。性能向上のために、3 次元先進設計を適用し、前方段の衝撃波損失及び中後方段での摩擦損失を低減している。このコンセプトは 3 次元 CFD にて評価後、実機スケールモデルでの高速試験圧縮機にて検証を行った。また、圧縮機の起動中は、低圧・中圧・高圧の 3 段から抽気が行われ、入口案内翼 (IGV) と前方 3 段の可変静翼 (VV) を制御することにより、起動中の旋回失速の発生を抑え、かつ GTCC の部分負荷性能の改善を図っている。

(3) 燃焼器 M501J 形燃焼器は、G 形にて実績のある回収型蒸気冷却方式を採用した。タービン入口温度は G 形の 1500°C から 1600°C に 100°C 上昇しているが、燃料と空気のより均質な混合を目的とした燃焼器ノズル周りの改良 (Fig.4) により、燃焼領域の局所火炎温度を低減するなどの低 NO_x 化技術を適用し、G 形と同等レベルの NO_x 排出濃度に抑えている。燃焼器は、気流試験、大気圧燃焼試験、高圧燃焼試験にて性能及び信頼性を検証し詳細設計に反映している。

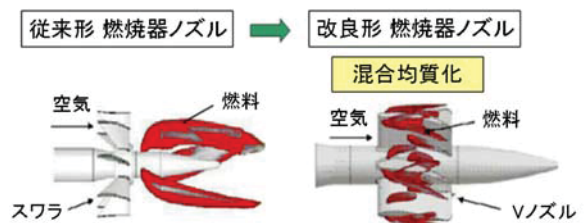


Fig.4 Improvement of combustor nozzle

(4) タービン タービンは、軸流形 4 段の高負荷・高性能タービンである。性能向上のために G 形に採用してきた完全 3 次元設計に加え、国家プロジェクト 1700°C級ガスタービンにて開発され

たタービン空力技術を適用した。すなわち、流れ場の干渉や翼前縁からの馬蹄渦の影響などを考慮し、エンドウォール部で発生する二次流れを抑制する3次元エンドウォール形状を採用した。G形からの温度上昇に対しても、国家プロジェクトにて開発された技術を適用することで、従来機並のメタル温度を保つことが可能となった。ガス温度100℃上昇のうち、高性能冷却技術により約50℃、先進遮熱コーディング（先進TBC）により約50℃のガス温度上昇に寄与している（Fig.5）。

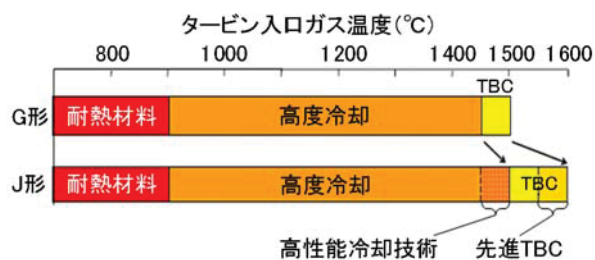


Fig.5 Component technology to realize turbine inlet temperature of 1600°C

タービン1～4段動翼及び1～3段静翼には空冷翼を採用している。G形の4段動翼は無冷却翼であったが、J形ではタービン入口温度上昇に伴い冷却翼とした。翼材料は、動翼にMGA1400（Mitsubishi Gas Turbine Alloy 1400）、静翼にMGA2400を採用、1～3段動翼は一方向凝固翼（DS）としている。なお、MGA1400/2400は既にF形、G形に採用している。

冷却構造は、F形、G形と年々高度化され、J形は先述のとおり国家プロジェクトにて開発された高性能冷却技術である高性能フィルム冷却や先進TBCを採用している。高性能フィルム冷却については、平板での要素試験にて最適なフィルム形状を絞り込み、大型低速回転試験や中圧翼列試験にてフィルム効率の検証を実施した後、T地点のM501G形に採用し有効性を確認した。これらの試験結果を反映してJ形のタービン翼は設計され、実圧高温翼列試験を実施後、M501J形初号機にて最終試験を行った。また、先進TBCにおいても、T地点M501G形のタービン翼に施工し長期実機検証した後、J形タービン翼の実圧高温翼列試験にて検証した。

2.2 T地点実証発電設備での検証

M501J形の開発においては、基本設計段階において各要素の検証試験を実施し、その結果を詳細設計に反映し、最終的に実証発電設備にて実機検

証後、商用機を製作している。

Fig.6は当社高砂工場にあるガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備（通称T地点）の外観である。T地点は、M501Gガスタービン、蒸気タービン、排熱回収ボイラ（HRSG）を備えた実証設備複合サイクル発電所として建設され、1997年1月から2010年10月まで39253時間、起動回数2301回の運転を行い、M501G形の性能向上及び信頼性向上に大きく寄与した。

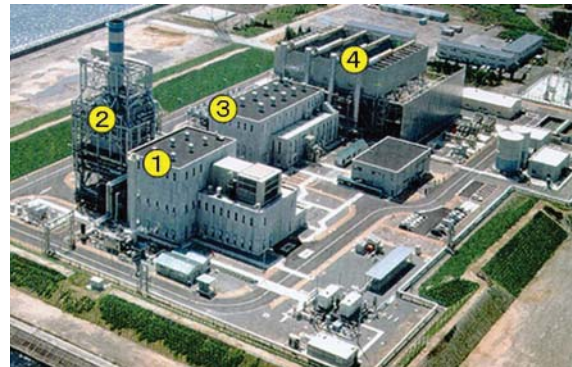


Fig.6 MHPS Takasago Works T-point demonstration combined-cycle power-plant

T地点では2011年7月よりM501J形の長期信頼性実証運転を行っており、2015年6月時点で起動回数200回以上、運転時間21,000時間以上に達し、順調に実証運転を継続している。Fig.7は、2015年3月の本格点検結果を示しており、各部件の健全性を確認した。

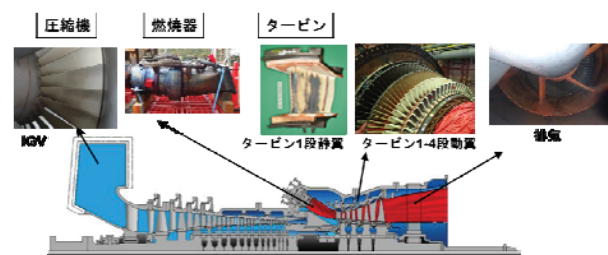


Fig.7 State of T-point demonstration equipment verification (20,723 hours of operation after 186 startup)

T地点で実証したM501J形の商用機は、これまでに、国内をはじめ、韓国、北米に向け合計36台を受注して順次出荷し、2012年より運転を開始している。現在まで累計14万時間以上の運転時間、2,100回以上の起動回数を達成した。

2.3 M701J形ガスタービンの開発

M501J形（回転数3600rpm、60Hz）のスケール機であるM701J形（回転数3000rpm、50Hz）

は、回転数比の逆数である 1.2 倍をスケール比とした完全スケール設計コンセプトを適用し開発した (Fig.11)。すなわち、M701J 形の寸法を M501J 形の 1.2 倍スケールとすることで相似設計則が成立し、M701J 形の各部の応力、温度等の特性を M501J 形と同等に保っている。一方、風量及び出力はスケール比の二乗に比例するので、M701J 形のコンバインド出力は M501J 形の約 1.44 倍の 680MW となる。初号機の出荷は 2014 年に既に完了しており、2016 年の商用運転開始 (Fig.12) を予定している。

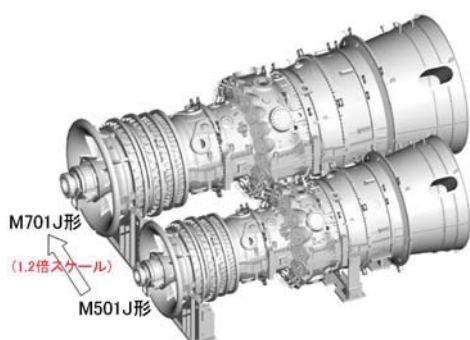


Fig.11 Scale design concept applied to the M701J



Fig.12 shipment of M701J Gas turbine

2.4 ガスタービン開発を支える特殊計測技術

T 地点における実機検証試験では開発要素の設計の妥当性や信頼性の確認を行っており、最も過酷な運転環境下にさらされるタービン 1 段動翼には高温特殊計測技術を適用し、貴重な実機データの取得を行っている。その代表例の一つが、非接触翼振動計測である (Fig.13)。

高温用非接触翼振動計測技術により実機環境下におけるタービン 1 段動翼全翼の振動特性の評価が可能となりつつあり、タービン 1 段動翼の振動強度評価の一助となっている (Fig. 14)。



Fig.13 Non-contact blade vibration measurement using an actual gas turbine of gas turbine blade under actual operating condition

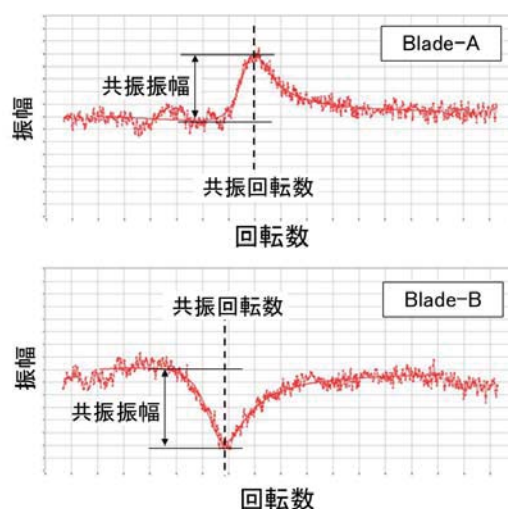


Fig.14 An example of the vibration measurement results of first-stage rotor blades in the M501J gas turbine

3. まとめ

ガスタービンコンバインドサイクル (GTCC) 発電は化石燃料を使用する最もクリーンかつ高効率な発電設備として、環境、経済の両面に優れ、社会での期待が大きい。当社は、2004 年から参画した国家プロジェクト“1700℃級超高温ガスタービン要素技術開発”の開発成果を活用して、世界初のタービン入口温度 1600℃、GTCC 熱効率 61.5%以上も達成可能となる M501J 形を開発、実証した。その中核技術を基に、M701J 形の開発・製作も実施した。これらのガスタービンは、高い性能と運用性を兼ね備えた高効率機として、今後電源の多様化・分散化が進む中で、世界の電力安定供給に貢献していくと考える。

参考文献

- 1) 羽田ほか、発電用高効率ガスタービンとその運転実績、三菱重工技報 Vol. 52 No. 2 (2015)
- 2) 田村ほか、高温ガスタービントービン動翼の振動強度検証、第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会 (那覇) 講演論文集、2013. 10

ガスタービン吸気設備の季節運用

*佐藤 真樹， 澤田 信明， 味崎 隆久（東北電力株）

Application and Operation of Gas Turbine Air Intake Technologies Confronting Severe Climate Condition

*Masaki SATO, Nobuaki SAWADA and Takahisa MISAKI (Tohoku EPCO)

ABSTRACT

In order to stabilize electric power supply, Tohoku Electric Power Co., Inc. (Tohoku EPCO) has developed an advanced gas turbine air intake system consisting of an inlet air cooling system and an anti-icing system. In winter, the anti-icing system, which utilize compressor discharge hot air with snow protection hoods and nets, is adopted and gas turbine is operated without causing air filter clogging with snow. While in summer, the inlet air cooling system based on mist spray is adopted to decrease turbine inlet air temperature and to increase power output of gas turbine. The inlet air cooling system successfully increased gas turbine power output by 5%. These applications we developed as a user of gas turbine plants have been operated without causing any troubles.

Key words: severe climatic condition, inlet air filter, inlet air cooling, anti-icing, power output augmentation

1. はじめに

東北電力株式会社（以下当社）は東北 6 県および新潟県に電力を供給しており，全ての火力発電所は寒冷地に位置している。当社では国内初の大容量ガスタービンコンバインドサイクル発電設備（以下GTCC）を東新潟火力発電所 3 号系列（以下，東新潟 3 号）に導入して以来¹⁾，同 4 号系列（以下東新潟 4 号），仙台火力発電所 4 号機（以下，仙台 4 号）等にガスタービン発電設備（以下GT）を設置しており，冬期の安定運転のためにはGTの寒冷対策が必須となっている。一方で，夏期においては，GT特有の吸気温度上昇に伴う出力低下にも対応した運用を行っている。

本稿では，寒冷対策としての吸気口フードやアンチアイシング装置，夏期の出力回復策としてのミスト噴霧について，設置検討の経緯またその効果の状況等を報告する。

2. ガスタービン吸気設備の運用

2.1 冬期寒冷対策

2.1.1 冬期におけるGT吸気設備の状況

ガスタービン吸気経路の例として，Fig.1 に東新潟 3 号の場合の模式図を示す。同発電ユニットは，1984 年営業運転を開始したもので，約 30 年にわたり，GTCC運用上の課題の抽出ならびにその解決をリードしてきた²⁾。そのひとつとして，冬期の運転においては，ガスタービン建屋屋上に設置

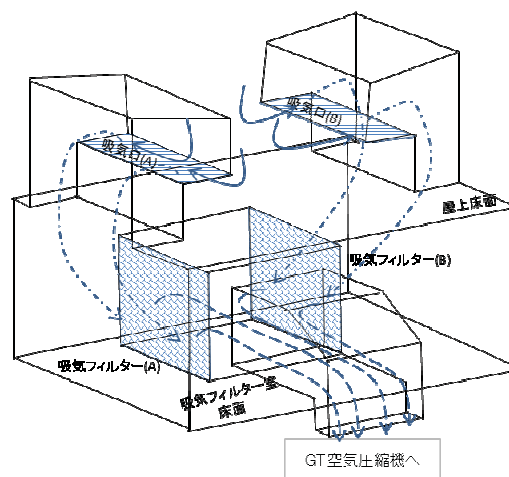


Fig.1 Schematic View of Gas Turbine Inlet Air Flow

した吸気口からの吸気に大量の雪が混入し，それが吸気フィルタに付着してフィルタを閉塞させて，吸気フィルタの差圧が上昇し，吸気バイパスダンパーの自動「開」動作やGTの出力制限に至ることがあった。また，フィルタに雪が付着した場合の除去は人手によらざるを得ず，GT出力制限が数時間継続することになる。

この予防措置として，従来から吸気フィルタ室の通路入口扉を開放し発電所建屋内の暖気取り込みによる加温やジェットヒーターによる着雪の融雪などの対策を行っていたが，気温が -2°C 以下・

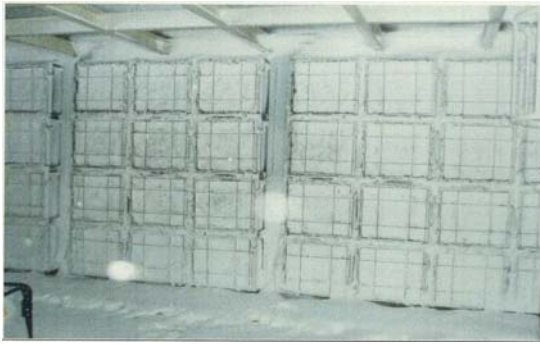


Fig.2 Inlet Air Filter Clogging by the Snow

降雪量が 5mm/h 以上となるような急激な大雪・吹雪時には、着雪による吸気フィルタの閉塞が発生していた (Fig.2)。

2.1.2 フィルタ着雪対策

a. 吸気口への仮設フード設置 (東新潟火力)

建設時の雨雪の流入対策として、吸気開口部が下向き設置されるとともに、屋上床面に積雪があっても開口部までの高さ (間隙) が確保されて吸込み平均流速が極度に上昇しないような底部高さを有している。しかしながら、特に乾雪時に流入が発生していることから、この対策検討にあたり、流入状況の考察を行った。これより、①一旦屋根に降り積もり底をすべり落ちて吸気口に流入する雪が多量にある、②水平方向の吸込み流速 (V_x) は特に底部近傍で局所的に増大しこの気流に乗った雪が流入するという2つの事象の寄与が大きいことから、これらへの対策に重点をおいた施策を導入することとした。(Fig.3)

具体的には、吸気口への雪流入を抑制する手法として、遮へい物による雪の直接的な遮断の他に、底部の形状変更と雪の吸込み流速の低減・均一化が効果的であるとし、吸気口前面にネット付仮設フードを設置することとした。(Fig.4)

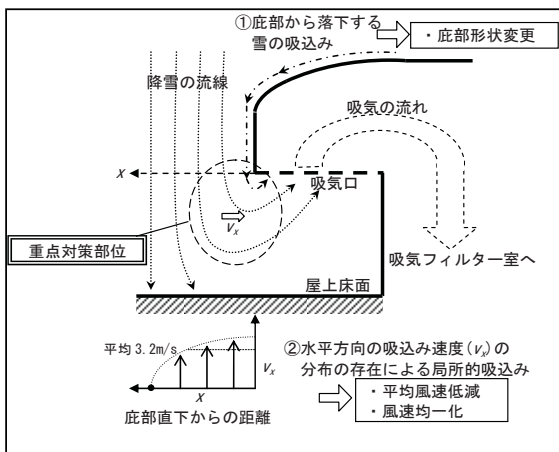


Fig.3 Cross Sectional View of Air Intake



Fig.4 Applications at the Air Intake to Prevent the Inlet Air Filter Clogging by the Snow

このとき、底部を前方へ延長することで底に囲まれた吸気口のみかけの断面積を拡大し、平均吸込み流速を設計平均 3.2m/s から 2.7m/s 程度に低減させるとともに、流速が特に大きくなる底の直下部にネットを敷設することにより、雪の遮蔽と同時に吸込み流速を均一化することが可能とした。

b. 吸気フィルタ前への仮設ネット設置 (東新潟火力)

吸気口前の仮設フードにより大半の雪流入を抑制できるものの、完全に流入を防ぐことは困難であると考え、吸気フィルタ室内のフィルタ前にも遮へい物を設置しフィルタへの着雪を低減させるため、ネットを取付けた。

これら、a,b の対策を実施した 2012 年冬以降、吸気フィルタへの着雪・閉塞によるユニットの出力制限等が回避できている。また、これまで着雪した雪の除去には多くの人手が必要であったが、本対策によりその作業を回避でき、当直員等の負担軽減に寄与できた。

本対策はウエザールーバーと同等の効果を発揮したものと考えられるが、仮設備であるため恒久設備のウエザールーバーと比較し設置費用は大幅に安価である。また、設置方法も簡易であり東新潟 3 号と同様にウエザールーバーの設備がなく類似気象条件で G T を設置している他発電所 G T 発電設備への適用が可能であると考えられる。

c. 防雪フード、ウエザールーバー、アンチアイシング装置の設置 (仙台火力)

仙台 4 号は 2010 年に営業運転を開始した発電ユニットである。側方吸気方式で、吸気フィルタは当社初の屋外設置であり、雪を吸い込むことで吸気フィルタ閉塞による負荷抑制や運転停止が懸念されたことから、プラント建設時に雪の吸込み対策を検討し防雪フード、ウエザールーバー、アンチアイシング装置を採用した。(Fig.5)



Fig.5 Snow Protection Hoods and Anti-icing System

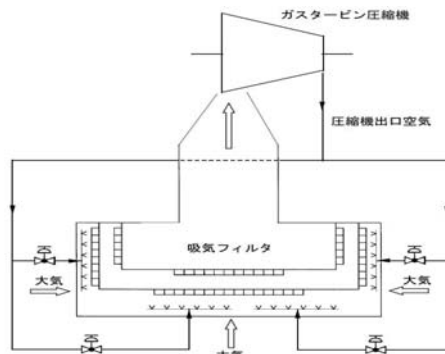


Fig.6 Configuration of Anti-icing System

このうちアンチアイシング装置は、高温空気によりウエザールバーや吸気フィルタ表面に付着した雪を溶かす目的で設置している。高温空気はガスタービン圧縮機出口から取り出し、調節弁で流量調整を行いサイレンサ通過後に、吸気面のウエザールバー前面に設置された垂直ダクトを経てツリー形状に分岐した水平ノズル上下から噴出する。アンチアイシング装置の構成を Fig.6 に示す。

Fig.7 に降雪時のアンチアイシング装置の融雪効果の実績を示す。アンチアイシング装置起動により（装置起動～停止まで約40分）GT 空気圧縮機入口温度は 6.2℃上昇し、1・2 段吸気フィルタ差圧は 0.177kPa・0.035kPa に低下したことから、十分な融雪効果があることが確認できた。

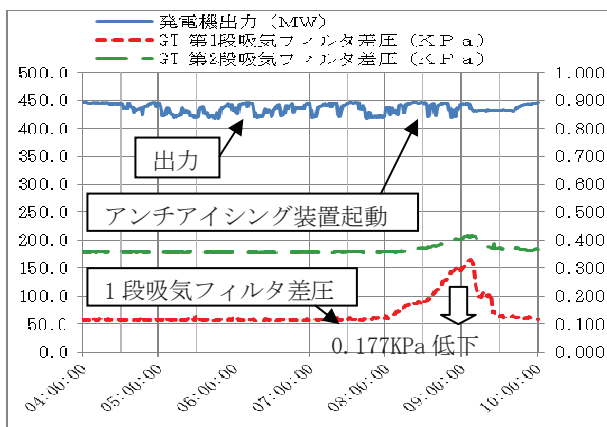


Fig.7 Operating Data of Anti-icing System

2.2 夏期高温対策

2.2.1 夏期におけるGT出力低下の状況

ガスタービンの基本出力特性として、夏場に大気温度が上昇すると出力が低下する。東新潟4号のGTの場合、例えば大気温度 10℃の時の出力を 100 とすると、気温が 30℃時には出力が 87 まで減少する。これは、大気温度が上昇すると、吸気密度の低下により吸気質量流量が減少し、出力の低下に至るためである。しかし、大気温度が上昇する夏場には、電力需要も増大することから、効果的な出力の回復策が必要である。

2.2.2 GT出力回復策としてのミスト噴霧

当社では、国立大学法人新潟大学との共同研究により、建築部門や都市環境部門で発展を遂げてきたヒートアイランド現象対策技術に着目し、効率的に吸気温度を低減させてGTの出力回復を図る技術を開発している³⁾。これは、吸気経路に粒子径が非常に微細な水滴をミスト状に噴霧して気化熱を奪うものである。ミスト噴霧のノズルならびに噴霧状況を Fig.8,9 に示す。



Fig.8 Nozzle of Mist System



Fig.9 Spray of Mist System

Fig.10 に、ミスト噴霧による GT 出力、吸気温度の時系列変化の例を示す。ガスタービン定格負荷運転時において、ミスト噴霧により、吸気温度を約 7.5℃ 低下させ、ガスタービン出力を 13MW(定格出力の約 5%分)回復することができた。

GT 吸気に水滴を噴霧する場合、噴霧過投入により過飽和状態となった場合の水粒子による空気圧縮機動静翼のエロージョンが懸念される。本技術では、ミストを噴霧する位置が非常に重要になることから、吸気の流れのシミュレーションを行い効果的なノズル設置位置を決定するとともに、吸気湿度 95%以下という制限値を設けて運用している。東新潟 4 号では、2008 年の実機導入以降 8 シーズンにわたり夏期の GT 出力回復策としてミスト噴霧を活用してきたが、その間の GT 点検においても本技術に起因するトラブルは確認されていない。

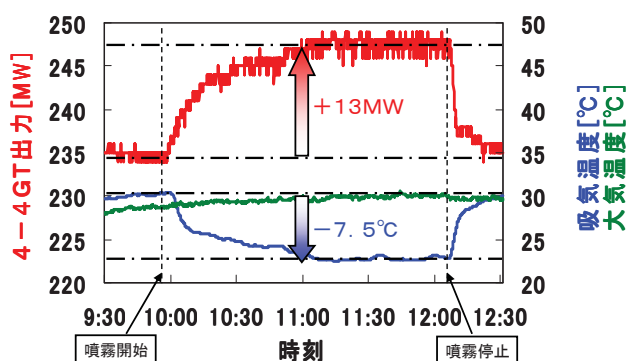


Fig.10 Operating Data of Mist System

3. まとめ

東日本大震災以降の原子力発電所の長期停止、さらには至近年の再生可能エネルギーの電力系統接続量の増加に伴って、GTCC 発電設備は高効率のベース運用、出力変動調整のミドル運用両面において重要な役割を担っている。この状況下で冬期の GT 吸気フィルタへの着雪等により出力制限が発生した場合、発電ユニット単体のみならず電力系統全体の安定を揺るがしかねない。また、電力需要が増大する夏期において、効果的な出力の回復策を講じることは、供給予備力の積増しに貢献することができる。

当社ではこれまで述べたような対策を行うことで、GTCC の運用面での課題をユーザーサイドから解決し、安定運転に努めてきた。

近年、各地において過去に経験のない厳しい気象現象が多く発生している。当社ではこれまで蓄積した GTCC 運用ノウハウを活用し、これら過酷な気象現象においても電力の安定供給を継続するよう努めていく所存である。

参考文献

- 1) 遠藤幸雄, 大内一紘: 1100℃級コンバインドサイクル運転・保守実績, 火力原子力発電技術協会誌, Vol. 46, No. 10 (1995) pp. 1022-1032.
- 2) 佐藤裕市, 藤田範生, 岩崎洋一, 味崎隆久: 東新潟火力発電所 3-1 号系列ガスタービン累積発電時間 20 万時間到達について, ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 4 (2014) pp. 341-346.
- 3) 安形友希子, 石川真也, 松村雄士, 今井俊明, 赤林伸一: 東新潟火力発電所第 4 号系列ガスタービン吸気温度低減による増出力効果について, ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 6 (2012) pp. 363-367.

既設 H-25 ガスタービンへの性能向上技術適用事例の紹介

*前川 隼人，秋山 陵（三菱日立パワーシステムズ）

Introduction of an upgrade example of existing H-25 gas turbine

*Hayato MAEKAWA, Ryo AKIYAMA(MHPS)

ABSTRACT

MHPS has developed H-25(42) gas turbine, based on proven H-25 gas turbine. H-25(42) is improved the performance by improving the turbine blade cooling performance, applying upgrade material of turbine wheel, and improving aerodynamic performance of turbine section. The some technology of H-25(42) is applicable to existing H-25 gas turbine. In this paper, the example is introduced, which applied the some upgrade parts developed for H-25(42) to H-25(35) in a combined cycle power plant at periodic inspection of the spring of 2015. This plant has started commercial operation in 2011. As a result of upgrading the gas turbine, combined cycle output increased about 5%.

Key words: Gas Turbine, Nickel Based Alloy Rotor, Thermal Barrier Coating

1. はじめに

H-25 形ガスタービンは、1988 年に 28MW 級として三菱日立パワーシステムズ（MHPS）が開発した中小型ガスタービンである。H-25 形ガスタービンは、1988 年の初号機運開以降、国内外で合計 171 台の納入実績を有し、ほとんどのユニットが現在も継続して運転しており、高い信頼性が確認されている。

図 1 に H-25 形ガスタービンの改良経緯を示す。H-25 形ガスタービンは H-25(28)初号機運開から現在までに、燃焼温度上昇や空力、冷却性能改善などの改良を実施しており、性能及び信頼性の向上を図っている。2003 年に開発した H-25(32)⁽¹⁾では、オリジナルの H-25(28)から燃焼温度を上昇し、2008 年に初号機を出荷した H-25(35)では、高効率空気圧縮機の採用により H-25(32)に対してガスタービン出力で+16.7%、同効率で+0.6%の向上を達成した。

2013 年より、MHPS では、H-25(35)に対してタービン部高効率化、冷却構造改良及び材質改善による冷却空気削減により性能向上を図った H-25(42)の開発を進めてきた。開発にあたり H-25(42)で初適用となる各技術については要素試験にて妥当性を検証するとともに、実機による実負荷試験を行いガスタービン全体としての性能向上効果及び信頼性を実証した。実負荷試験の結果、H-25(35)に対してガスタービン出力は+10.4%、同効率は+4.9%向上することを確認した。

H-25(42)は、基本体格は従来の H-25 を踏襲しており、H-25(42)向けに開発した技術の一部は既存の H-25 にも適用可能である。

本稿では、H-25(42)の概要及び適用技術と、H-25(42)の性能向上技術を既設 H-25(35)に適用した事例を紹介する。

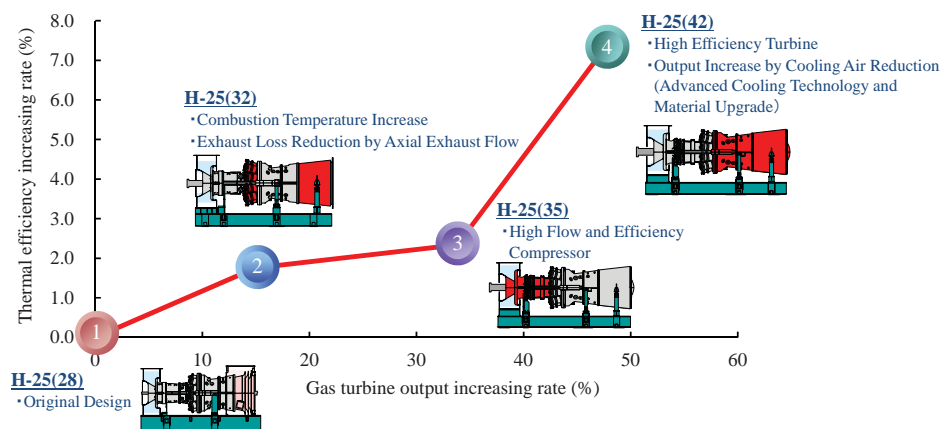


Fig.1 H-25 gas turbine upgrade history

2. H-25(42)の開発⁽²⁾

2.1 H-25(42)の改良方針

H-25(42)は、H-25(35)に対して、性能と信頼性の向上を図った。高温部品の信頼性維持のために、H-25(42)の燃焼温度はH-25(35)と同一とした。また、H-25(35)にて性能と信頼性が実証されている空気圧縮機についても同一とし、タービン部を中心に性能向上技術を適用した。

図2にH-25(42)におけるH-25(35)からの改良点を示す。H-25(42)では、主にタービン部の冷却構造の改善及び材質の向上により冷却空気を削減し性能向上を図った。TBC (Thermal Barrier Coating) やDS材 (Directionally solidified material), ケーシング冷却装置など、弊社のH-100形ガスタービン⁽³⁾などで適用実績のある技術を中心に、Ni基ホイールやタービン1段静翼前縁フィルム冷却、エンドウォールコンタリングといった新採用の技術も適用した。新採用技術については、まず要素試験にて各技術の妥当性を確認し、最終的には実機による実負荷試験によりガスタービン全体としての性能向上と信頼性を検証した。

2.2 Ni基タービンホイールの適用

図3に示す通りガスタービンでは、タービンロータ外周側を圧縮機の抽気空気などにより冷却する必要がある。H-25(42)では、冷却空気削減による性能向上を図るため、タービンホイール及びスペーサの材質をH-25(35)の12Cr鋼からジェットエンジン等で適用実績のあるIN718に変更した。IN718は、析出強化型のNi基合金であり、12Cr鋼に対して優れた高温強度及び粒界強度を有する材料である。

図4に、IN718と12Cr鋼のクリープ強度の比較を示す。IN718を採用することで、タービンロータ外周側の制限温度を上昇することができ、冷却空気を削減できる。図5にタービンの1~3段ホイール及びスペーサにIN718を適用した場合の冷却空気削減量を示す。IN718の適用によってタービンロータ外周側の冷却空気を50%程度削減している。

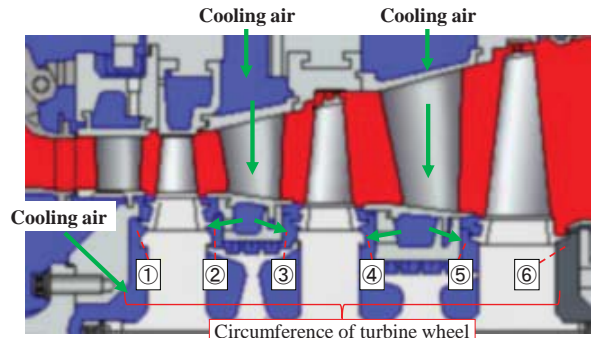


Fig.3 Cooling air of turbine rotor outer circumference

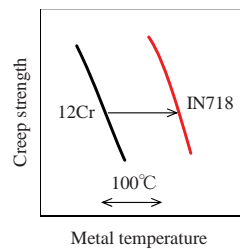


Fig.4 Creep strength

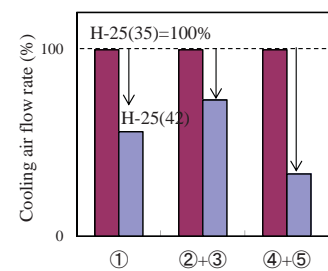


Fig.5 Comparison of cooling air flow rate toward turbine rotor outer circumference

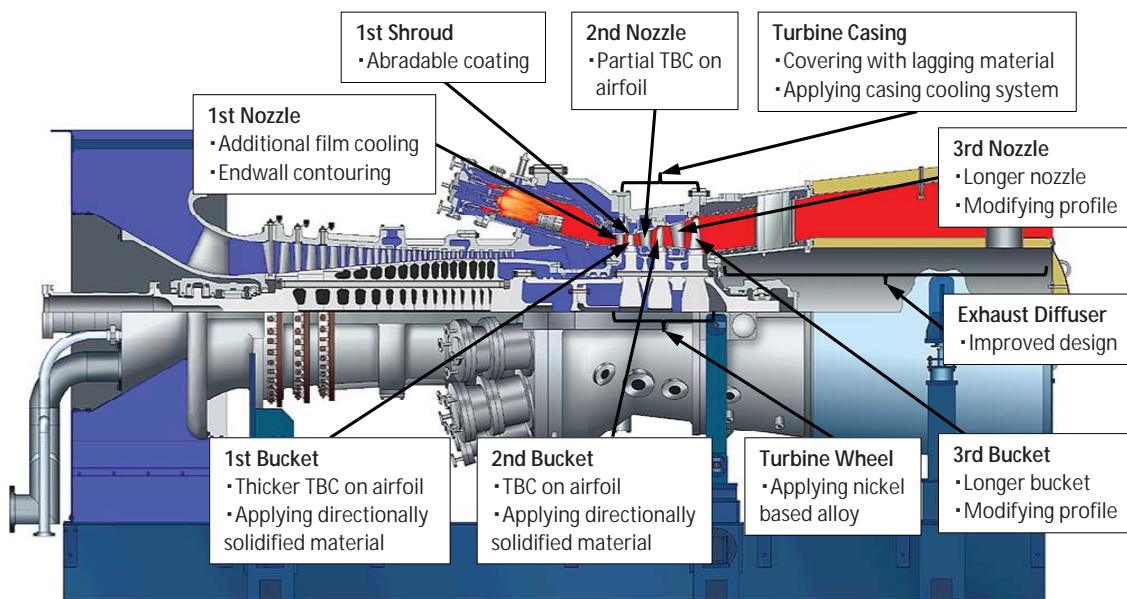


Fig.2 General H-25 cross section drawing and main design modification item of H-25(42)

2.3 タービン1段静翼

タービン1段静翼については、熱負荷の高い前縁部にH-25(35)の1段静翼に対してフィルム冷却孔を追加し、前縁から腹側の冷却を強化した。また、背側、後縁の冷却空気の流量配分を見直し、1段静翼全体として、H-25(35)に対して10%以上の冷却空気を削減した。



Fig.7 Abradable coating

2.4 タービン1段動翼

タービン1段動翼については、材質を従来のCC材 (Conventional Cast) からクリープ強度の高いDS材に変更し、冷却空気削減時の強度及び寿命に対する裕度を確保した。図6にCC材とDS材のクリープ強度の比較を示す。H-25(35)の1段動翼に対して、冷却構造の改良とTBC厚膜化により、15%以上の冷却空気を削減した。

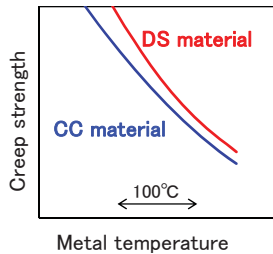


Fig.6 Bucket Material Creep strength

2.5 タービン2段動静翼

タービン2段動静翼には、TBCを新規適用することで遮熱効果を高め、2段静翼で10%、2段動翼で20%以上の冷却空気を削減した。

2.6 タービン1段シュラウド

1段シュラウドには、図7に示すアブレイダブルコーティングを適用した。切削性の高いアブレイダブルコーティングを施工し、運転中に静止体(1段シュラウド)と回転体(1段動翼)を摺らせ、動翼先端隙の最適化を図るものである。

2.7 実機実負荷試験

弊社のガスタービン開発では、ガスタービン全体としての性能及び信頼性を実証するため、各要素試験に加え実機による実負荷運転試験を実施している。H-25(42)では、2014年から2015年にかけて弊社の日立工場に設けた実負荷試験設備にてH-25(42)実機による実負荷試験を実施し、ガスタービン全体としての性能向上量及び信頼性を検証した。

図8にH-25(42)実負荷試験を行った試験設備と試験機器構成図を示す。日立工場の実負荷試験設備では、負荷装置としてガスタービンの軸流空気圧縮機を改造した負荷圧縮機を使用している。試験時の機器構成としては、負荷試験時では増速機を介してH-25(42)ガスタービンと負荷圧縮機、負荷試験用の起動装置を接続する。無負荷試験では、無負荷試験用起動装置と増速機間のカップリングを切り離して無負荷試験用起動装置とガスタービンの構成で試験する。

H-25(42)実証試験機には、通常の計器以外に、主な性能向上技術を適用したタービン部を中心にメタル温度や翼間の温度圧力分布など合計600点以上の特殊計測点を設け、運転状態を常時監視した。

H-25(42)実負荷試験では、まず無負荷試験により起動特性等を確認した。その後、定格負荷試験によりH-25(42)の定格性能、性能向上技術の効果及び各部の信頼性を確認した。

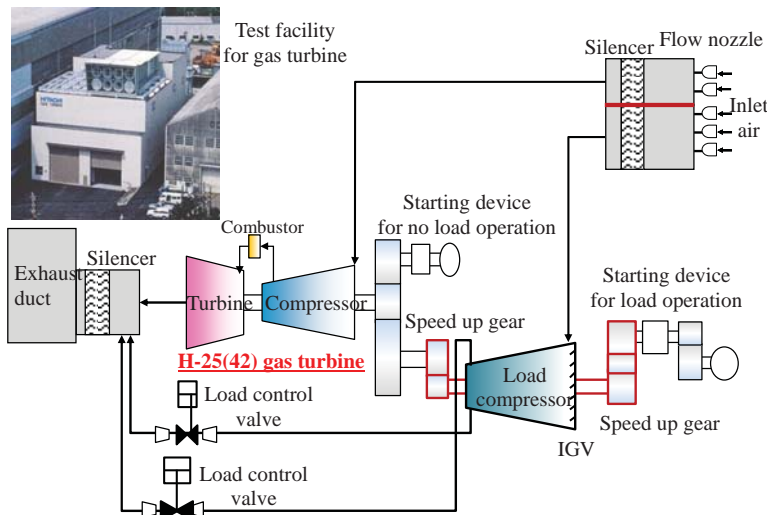


Fig. 8 Test facility and H-25(42) full load test composition

3. 従来機種への新技術適用

新たに開発した H-25(42)は基本体格は従来の H-25 を踏襲しており、H-25(42)にて長翼化したタービン3段動静翼を除き、H-25(42)向けに開発した技術を既存の H-25 に適用して、信頼性及び性能向上を図ることが可能である。

図9に示すように、H-25(42)はタービン効率向上のため、H-25(35)に比べて3段動静翼を長翼化した。一方、高温部品の互換性を保つため、タービン1段、2段動静翼については、翼の高さ及び軸方向位置は従来機種と同一とした。そのため、H-25(42)向けに改良したタービン1段、2段動静翼は、H-25(28)、H-25(32)、H-25(35)に対しても適用することができる。

従来機種への H-25(42)新技術適用の互換性を表1に示す。既存の H-25 ガスタービン運転プラントに対しても、高温部品の交換時期に合わせて、H-25(42)の冷却性能を向上した改良翼を適用し、性能向上を図ることができる。H-25(28)については、定格燃焼温度が他の機種よりも低いため、高温部品の冷却強化と合わせて燃焼温度を増加させ、性能向上を図ることができる。

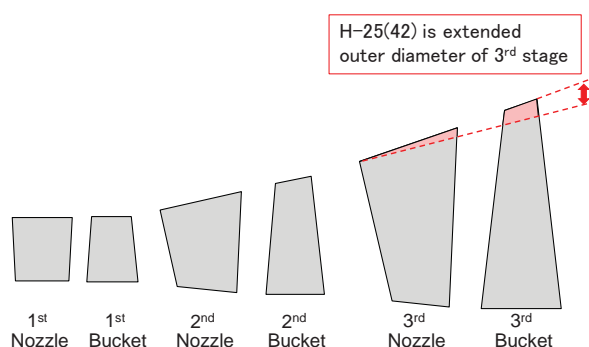


Fig.9 Comparison of turbine of H-25(35) and H-25(42)

4. 既設 H-25 (35) への性能向上技術適用事例

営業運転を開始して4年が経過した H-25(35)ガスタービン発電設備に対して、H-25(42)の性能向上技術を適用した事例を紹介する。本プラントは、H-25(35)を2台納め、2011年に営業運転を開始した天然ガス燃焼一軸型コンバインドサイクル発電設備である。

4.1 ガスタービン改良内容

2015年春に行われた定期点検において、本プラントの H-25(35)に適用した主なガスタービン改良項目を表2、図10に示す。

H-25(42)に採用した性能向上技術の中で、ケーシングの改造や抽気配管の改造などの大幅な改造が必要となるタービン3段動静翼の長翼化及びケーシング冷却は適用外とし、主に冷却空気の削減による性能向上を図った。

Table.2 Upgrade items of H-25(35)

No.	項目	適用技術	備考
1	タービン1段静翼	前縁フィルム冷却	冷却空気削減
2	タービン1段動翼	DS材 TBC厚膜化 冷却構造変更	
3	タービン2段静翼	TBC	
4	タービン2段動翼	TBC	
5	タービンホイール	Ni基ホイール	
6	1段シュラウド	アブレイダブルコーティング	動翼先端間隙最適化

Table.1 Compatibility of upgrade items

No.	項目	H-25(28)	H-25(32)	H-25(35)	新技術内容
1	タービン1段静翼改良	△	○	○	前縁フィルム冷却適用
2	タービン1段動翼改良	○	○	○	DS翼化、TBC厚膜化、冷却構造変更
3	タービン2段静翼改良	○	○	○	TBC適用
4	タービン2段動翼改良	○	○	○	TBC適用
5	タービン3段動静翼改良	×	×	×	翼高さ増加
6	タービンホイール材質改良	○	○	○	Ni基ロータへの材質変更
7	1段シュラウド	○	○	○	アブレイダブルコーティング
8	ケーシング冷却	△	△	△	(適用の際は、6段抽気配管改造やケーシングへの穴加工が必要)
9	燃焼温度増加	○	×	×	(高温部品の冷却強化と同時に適用)

○:適用可能、△:適用可能(改造等が必要)、×:適用不可

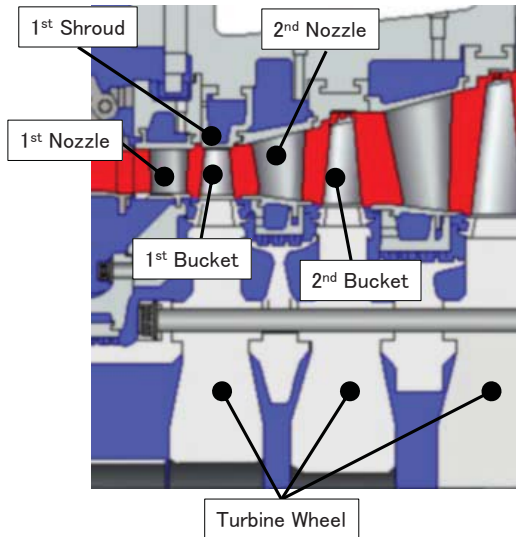


Fig.10 Upgrade items of H-25(35)

4.2 現地試験結果

2015年6月に、現地改良工事を終えたガスタービンを初起動し、起動停止試験、定格性能確認試験などを行った。2台ともに、ガスタービンの軸振動、タービンロータ外周側の温度などの監視項目が全て良好な結果であり、ガスタービン改良後においても信頼性に問題なく運用頂けることを確認した。

図11にガスタービン改良を行った定期検査前後のコンバインドサイクル発電端出力の比較を示す。ガスタービン改良後のコンバインドサイクル発電端出力は約5%増加した。

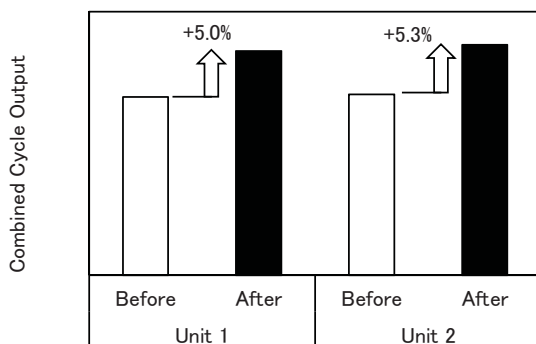


Fig.11 Comparison of Combined Cycle Output before and after upgrade gas turbine

5. おわりに

実負荷試験により検証した H-25(42)の性能向上技術を、既設 H-25(35)ガスタービンに適用した事例を紹介した。

本適用事例にて、既設 H-25 ガスタービンへの性能向上技術適用による改良効果を実証された。本事例と同様の性能向上技術の適用は、他の既存の H-25 ガスタービンの運転プラントに対しても有効であるため、今後、顧客ニーズに合わせた提案を行う。

参考文献

- 1) 荒井修, 寺西光夫, 永井信一, 廣瀬俊一, 鶴瀬真二, 神野賢治: 日立 H-25 ガスタービンの特徴と適用例, 日立評論, Vol.90, No.02(2008), pp.34-39.
- 2) 松井智之, 秋山陵: H-25(42)の開発と実機検証試験, ガスタービン学会誌, Vol.43, No.05(2015).
- 3) 村田英太郎, 齊藤希, 岩本祐一, 佐藤鑑三: 高効率ガスタービン H-80 の開発, 日立評論, Vol.92, No.04(2010), pp.53-56.

航空機用環状燃焼器内乱流噴霧燃焼場の ラージ・エディ・シミュレーション -着火及び火炎の燃え広がり現象への適用-

*西家 隆行（数値フローデザイン），牧田 光正（宇宙航空研究開発機構），
中村 直紀（エイ・エス・アイ総研），黒瀬 良一（京都大学）

Large-Eddy Simulation of a Turbulent Spray Combustion Field of a Full Annular Combustor for Aircraft Engine

-An Application to the Simulation of Ignition Process-

*Takayuki NISHIIE (NuFD), Mitsumasa MAKIDA (JAXA), Naoki NAKAMURA (ASIRI),
Ryoichi KUROSE (Kyoto Univ.)

ABSTRACT

Large-Eddy Simulation (LES) is applied to a turbulent spray combustion field in a full annular combustor for aircraft engine. An extended flamelet/progress-variable method is employed as turbulent combustion model due to the advantage of computational cost and consideration of detailed chemical kinetics. A large-scale parallel computation is carried out using the supercomputer "K". The previous work showed that predicted combustor exit temperature distribution well agrees with measurement, which suggested that present approach is capable of capturing the general feature of the turbulent spray combustion field in a full annular combustor for aircraft engine. In this work, the same LES methodology is applied to predict the ignition and flame propagation process in the full annular combustor.

Key words: Jet engine combustor, Large-Eddy Simulation, Spray combustion, Flamelet method, HPC

1. はじめに

航空用ガスタービン燃焼器の着火・再着火性能は、極めて重要な基盤性能である。複数のバーナを有する環状燃焼器の着火過程において、過渡的な急激な圧力上昇を抑え安全且つ、偶発的な消炎なく各バーナでの保炎を実現し安定燃焼へと導く事が求められている。さらに、異なる高度での温度や圧力条件下での速やかで信頼性の高い着火性能が不可欠である。

また、年々増加する航空機の便数に伴い、航空用エンジンからの排出ガスが大気環境に与える影響が懸念されている。そのため、国際民間航空機関では民間用航空機のエンジンから排出される NOx, HC, CO の排出基準を定めている。それに伴い、航空エンジン燃焼器に要求される着火・保炎性能、燃焼効率等の性能を確保し、高負荷下での NOx, HC, CO の低排出性能が求められ、国際競争力を高めるために高度で効率的な設計手法が模索されている¹⁻³⁾。近年の計算機能力の向上と燃焼流れ解析モデルの高精度

化に伴い、より高精度で効率性が求められる燃焼機器の研究開発や設計において燃焼数値シミュレーションの活用が期待されている⁴⁻⁶⁾。

これまでの航空機用燃焼器を対象にした乱流噴霧燃焼解析では、計算負荷の問題から 1 セクター分の燃焼器の解析がほとんどであったが、非周期的な燃焼器形状が燃焼場に与える影響や運転開始時の着火及び火炎の燃え広がり現象を評価するためには、環状燃焼器全体を対象とした非定常解析が不可欠となる。

前報では、小型航空エンジン用環状燃焼器内乱流噴霧燃焼場の Large-eddy simulation (LES) を行い、Flamelet モデルを用いた燃焼モデルの高速化とスーパーコンピュータ「京」を用いた大規模解析を行うことで、環状燃焼器の全周解析を実現し、燃焼器出口温度分布の実験結果との比較を行うことで、本 LES の解析結果が実験値と定性的によく一致することを示した。

本報告では、環状燃焼器内の着火及び燃え広が

り現象に同解析手法を適用し、点火栓で着火された火炎が燃焼器内を伝播し環状燃焼器全周に燃え広がる様子の再現を行う。

2. LES

2.1 解析対象

解析対象は Fig.1 に示す宇宙航空研究開発機構 (JAXA) がクリーンエンジンプロジェクトの中で開発を行った小型航空エンジン用燃焼器¹⁻³⁾とした。本燃焼器は、16 個の燃焼ノズルが環状に配置された形状となっている。燃料ノズルを含んだ断面形状を Fig.2 に示す。本燃焼器は、燃焼器上流部で燃料過濃燃焼を行った後に、燃焼用・希釈用空気により希薄燃焼を行う Rich-Lean 燃焼方式を採用している。これにより、広い作動範囲における燃焼安定性と NO_x 低減の両立を図っている。環状燃焼器の実温実圧燃焼試験は、JAXA の環状燃焼試験装置を用いて行われ、燃焼器出口の全周温度分布が測定されている。Table 1 に今回解析対象とした試験条件を示す。

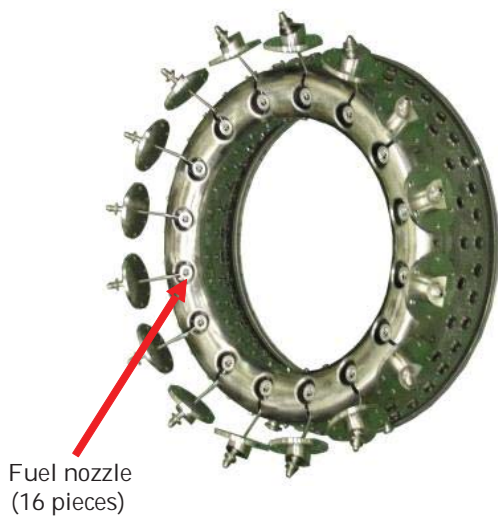


Fig.1 Photograph of full annular combustor

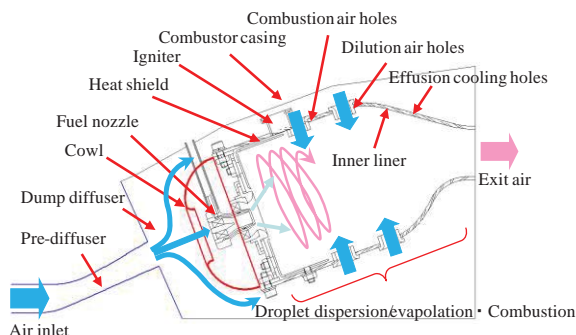


Fig.2 Schematic of combustor components

Table 1 Test conditions

Inlet air mass flow rate [kg/s]	8.86
Inlet air temperature [K]	550.0
Fuel mass flow rate [kg/s]	0.1211
Fuel temperature [K]	333.15
Inlet air total pressure [Pa]	738100

2.2 解析手法および条件

本 LES には、非構造格子に適用可能な FrontFlow/red を京都大学、(一財)電力中央研究所および(株)数値フローデザインにより改良したコード (FFR-Comb) を用いた^{7,8)}。乱流燃焼モデルには輻射を含む液滴-気相間の熱移動を考慮可能な拡張 Flamelet/progress-variable 法⁹⁾を用いた。液滴の挙動はラグランジェ的に解くことにより求め、液滴の蒸発モデルには非平衡 Langmuir-Knudsen モデル¹⁰⁻¹³⁾を用いた。

拡張 Flamelet/progress-variable 法を適用し反応進行度変数の輸送方程式を解くことで、反応速度論に即した火炎の燃え広がり現象の再現を可能とした。

Table 2 に解析条件を示す。Flamelet library は、燃料を Jet-A、酸化剤を空気として、FLAMEMASTER¹⁴⁾を用いて、一次元燃焼解析を行うことにより作成した。燃焼解析には約 280 化学種、1600 反応を考慮した詳細反応モデル¹⁵⁻¹⁷⁾を用いた。輻射計算には、ガス吸収係数の算出に CO₂ と H₂O の輻射を考慮した Weighted-Sum-of-Gray-Gases (WSGG) モデル¹⁸⁻²⁰⁾を用い、Discrete Ordinates (DO) 法²¹⁾にて輻射強度輸送式を解いた。

使用した解析格子の外形を Fig. 3 に示す。解析格子では、酸化剤入口のストラット、燃料供給パイプ、点火栓や圧力センサーを再現し環状燃焼器の非周期性を考慮した。各燃料ノズルから噴射する液体燃料の初期粒径分布を Fig. 4 に示す。用いた初期粒径分布はサブスケール航空エンジン燃焼器を対象にした当量比 1.09 の実験計測より得られた分布⁷⁾で、ザウター平均粒径は 25 μ m である。

節点数、セル数はそれぞれ 1 億 2000 万及び 4200 万で、計算で用いた最大粒子数は 800 万個である。

Fig. 5 に、着火位置及び温度及び圧力のサンプリング位置を示す。下図には燃焼器入口側から見た燃料ノズルの配置図を示しており N-1 のノズル下流で着火を行っている。また、上図には、N-1 の中心断面図を示している。実際の点火栓による点火の再現はこんなであるため、赤点で示す位置に、反応速度変数の生成速度 1000s⁻¹とし、着火に必要な最低限のエネルギーを継続的に与えることで着火を模擬した。計算手順として、事前に空気の準定

常流れ場の解析を行い、その後、点着火をすると同時に、液体燃料の噴射を開始した。着火・燃え広がり現象の実時間 50msec (10000steps) の解析を、スーパーコンピュータ「京」を用いて並列数 9216 コアの大規模並列計算を行うことで約 7 時間で実現した。

Table 2 Analytical conditions

Turbulent model	Standard Smagorinsky
Fluid model	Compressible
Combustion model	Flamelet/Progress variable
Radiation model	WSGG
Chemical species	Oxidizer : Air [mass %] O ₂ 23.3%, N ₂ 76.7%, Fuel : Jet-A [mass %] C ₁₂ H ₂₆ 45% C ₈ H ₁₈ 29% C ₇ H ₈ 26%
Convection term discretization scheme	2 nd order central 92% 1 st order upwind 8%
Time integration method	Euler implicit
Time step size [s]	5.0E-6

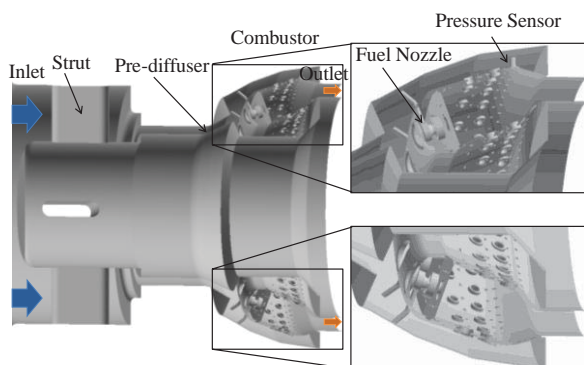


Fig.3 Schematic of computational mesh geometry

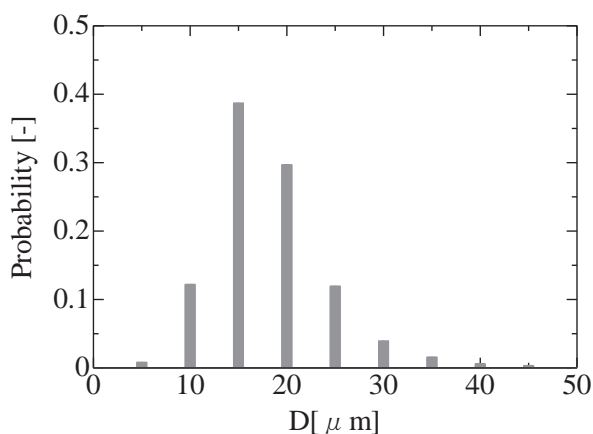


Fig. 4 Initial droplet size distribution of injected fuel droplet

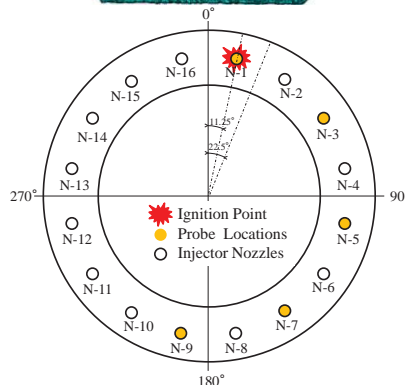
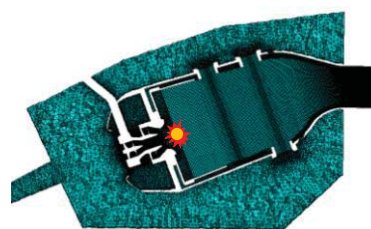


Fig. 5 Schematic of ignition point and temperature and pressure probe locations viewed from combustor inlet

3. 結果および考察

Fig.6 に前報の解析で得られた環状燃焼器内の瞬時燃焼場を示す。Jet-A 液体燃料の体積分率を水色の粒で、1300K 及び 2000K の温度等値面を赤色で示している。燃料ノズルから噴射された液体燃料は、旋回流れに乗り外向きに広がり、上流部で速やかに蒸発し、ガス化した燃料は空気と混合し燃焼している様子がわかる。Fig.7 に、燃焼器出口側から見た出口温度分布の実験結果との比較を示す。実験による燃焼器出口温度は、各バーナ位置により若干の温度分布の相違が見られるが、概してノズル中心軸近傍で低温領域、各ノズル間で高温領域を有する温度分布を形成している。計算結果が、実験で得られた温度分布の傾向を定性的に捉えていることが分かる。このことから、本解析手法が、航空エンジン用環状燃焼器内の乱流燃焼流れ場を良好に再現可能であることが分かった。

Fig.8 に、着火・燃え広がり解析の結果を示す。左側には反応進行度変数（赤色）の等値面及び粒子の体積分率（水色）、中央と右側に、それぞれ燃焼器中心径断面の温度及び圧力分布の時間変化を示している。本解析結果より、点火栓で着火させた火炎が燃焼器内を伝播し環状燃焼器全周に燃え広がる様子が捉えられていることが分かる。また、火炎の燃え広がりに伴い、圧力も着火位置から周方向に向かって伝播していることが分かる。

Fig.9 及び、Fig.10 にそれぞれ、Fig. 5 に示したサンプリング位置での温度及び圧力の着火開始からの時間変化を示す。Fig.9 より、バーナ N-1 で着

火した火炎が、各バーナに火移りし、180° 反対側のバーナ N-9 まで火炎が到達するのに、約 22msec 程度要していることがわかる。ノズル中心軸上の燃焼器上流部で温度サンプリングを行っているため、火炎到着後、火炎面の揺らぎにより温度が振動している。Fig.10 より、着火位置から離れたバーナ位置での圧力ほど、圧力上昇の時間遅れが大きいことが分かる。温度の時間変化から判断される火炎の到着時間と比較すると、圧力波が先に到着する傾向が見られた。また、燃焼に伴い高温の膨張ガスが伝播することで、180° 反対側のバーナ N-9 では、着火開始から 21msec に初期圧力から 3% 程度の圧力上昇が見られた。火炎が燃焼器内全領域に到達した後は、燃焼器内圧力は低下し、ほぼ一定値で推移していることが分かる。

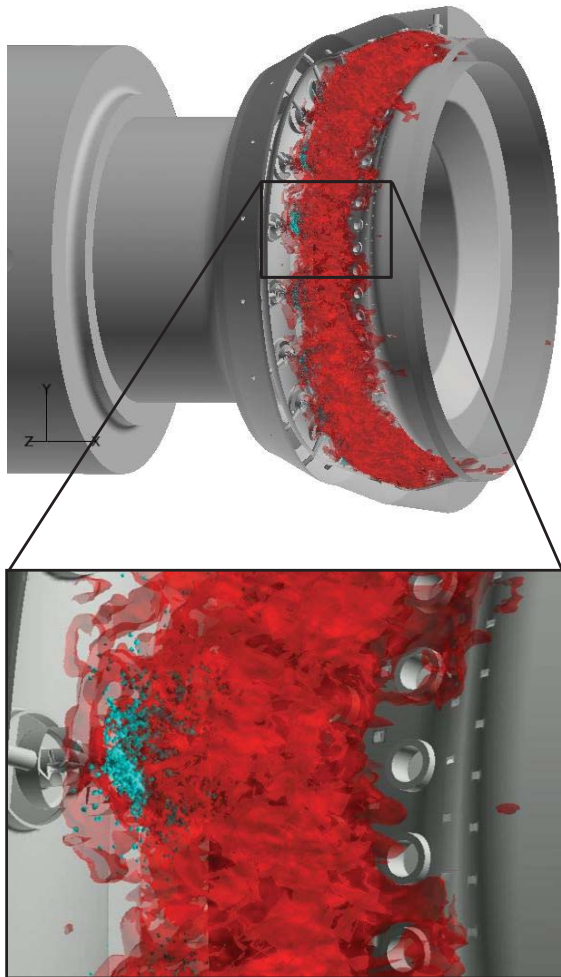


Fig.6 Instantaneous combustion field inside the full annular combustor; a view of whole combustor (top), a close-up view of a sector combustor (bottom); Light blue: liquid Jet-A droplet volume fraction, Red: iso-surface of temperature at 1300K and 2000K

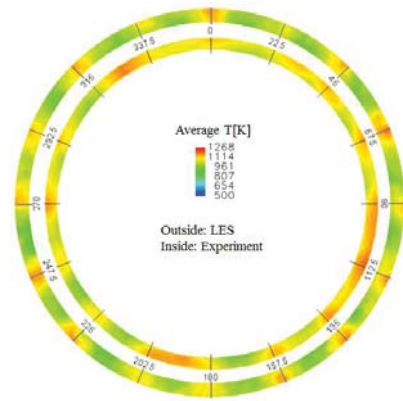


Fig.7 Time-averaged exit temperature profiles viewed from combustor outlet (outside: LES, inside: experiment)

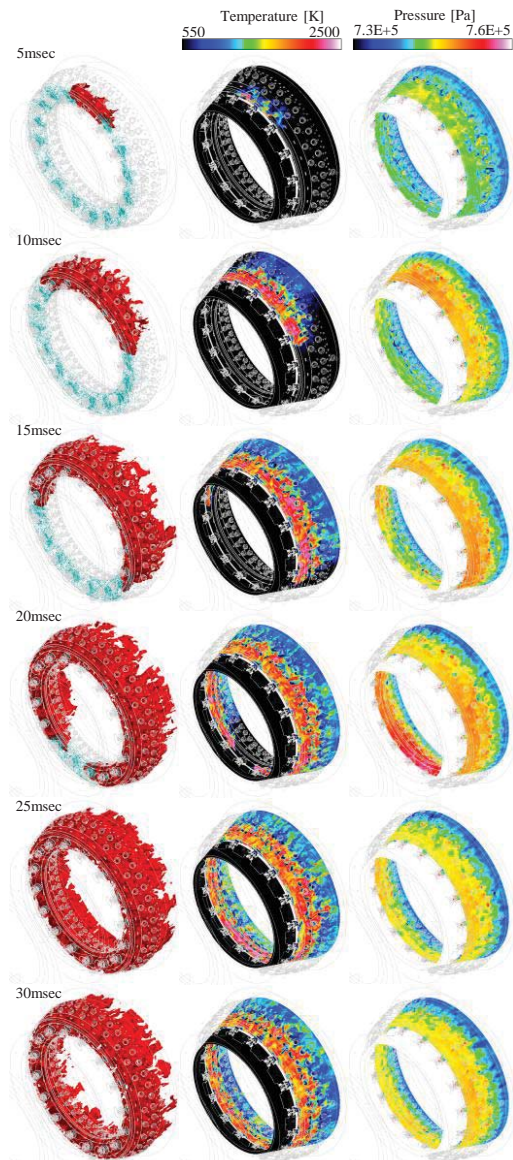


Fig.8 Ignition and flame propagation inside the full annular combustor (left: iso-surface of progress-variable (red) and liquid Jet-A droplet volume fraction (light blue), middle: temperature, right: pressure)

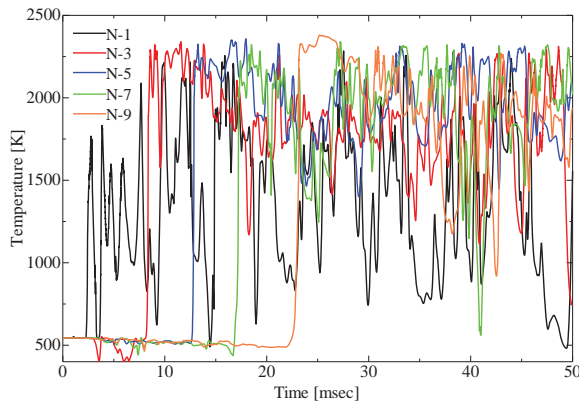


Fig.9 Temperature time histories at probe locations

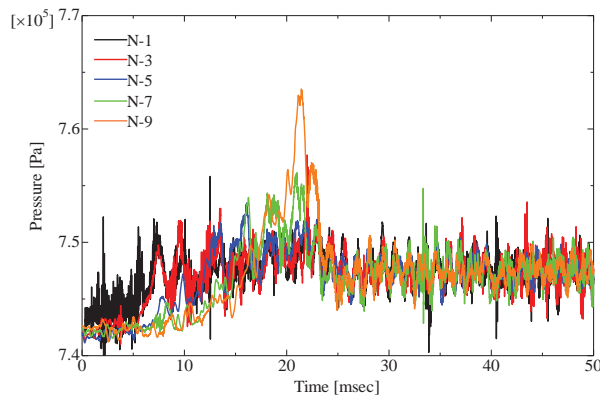


Fig.10 Pressure time histories at probe locations

4. まとめ

航空機用環状燃焼器内の乱流噴霧燃焼場解析を、本拡張 Flamelet/progress-variable 法を用いた燃焼解析の高速化とスーパーコンピュータ「京」を用いた大規模並列計算により実現した。前報で出口温度分布の実測値との比較から解析結果が実験値と定性的によく一致し、航空エンジン用環状燃焼器内の乱流燃焼流れ場を良好に再現することを示した。本報では、同解析手法を環状燃焼器内の着火及び燃え広がり現象に適用し、点火栓で着火させた火炎が燃焼器内を伝播し環状燃焼器全周に燃え広がる様子を捉えた。

謝辞

本研究の一部は文部科学省高性能汎用計算機高度利用事業「HPCI 戦略プログラム (分野 4 次世代ものづくり)」の下、理化学研究所のスーパーコンピュータ「京」を利用して行ったものである (課題番号: hp140226, hp150229)。

(<http://www.fluid.me.kyoto-u.ac.jp/members/kurose/hpci.html>)

参考文献

- 1) Makida, M., Yamada, H., Yamamoto, T.: Development of Full Annular Combustor for Small Aircraft Jet Engine in JAXA TechCLEAN Project, 26th ICAS, (2008).
- 2) Makida, M., Yamada, H., Simodaira, K.: Detailed Investigation in Developmental Process of Full Annular Combustor for Small Aircraft Jet Engine, 27th ICAS, (2010).
- 3) Makida, M., Yamada, H., Simodaira, K., Kurosawa, Y.: Development of Rich-Lean Type Full Annular Combustor for Small Aircraft Jet Engine in JAXA TechCLEAN Project through both Experimental and Analytical Researches, ISABE-2011-1124, (2011).
- 4) 黒瀬良一: 燃焼器内乱流燃焼場の CFD, ガスタービン学会誌, Vol.40, (2012), pp.282-286.
- 5) 黒瀬良一: 「京」コンピュータによる乱流燃焼数値シミュレーションの展望, 日本燃焼学会誌, Vol.54, (2012), pp.134-138.
- 6) 黒瀬良一: 乱流混相燃焼, 日本燃焼学会誌, Vol.52, (2010), pp.302-310.
- 7) Moriai, H., Kurose, R., Watanabe, H., Yano, Y., Akamatsu, F., Komori, S.: Large-Eddy Simulation of Turbulent Spray Combustion in Subscale Aircraft Jet Engine Combustor-Predictions of NO and Soot Concentrations, J. Eng. Gas Turb. Power, Vol.135, 091503, (2013).
- 8) Tachibana, S., Saito, K., Yamamoto, T., Makida, M., Kitano, T. and Kurose, R.: Experimental and numerical investigation of thermo-acoustic instability in a liquid-fuel aero-engine combustor at elevated pressure: validity of large-eddy simulation of spray combustion, Combust. Flame, Vol. 162, (2015), pp. 2621-2637.
- 9) Fujita, A., Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S.: Two Dimensional Direct Numerical Simulation of Spray Flames. Part 1: Effects of Equivalence Ratio, Fuel Droplet Size and Radiation, and Validity of Flamelet Model, Fuel, Vol.104, (2013), pp.515-525.
- 10) Miller, R.S., Harstad, K., Bellan, J.: Evaluation of Equilibrium and Non-Equilibrium Evaporation Models for Many-Droplet Gas-Liquid Flow Simulations, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 24, (1998), pp. 1025-1055.
- 11) Miller, R.S., Bellan, J.: Direct Numerical Simulation of a Confined Three-Dimensional Gas Mixing Layer With One Evaporating Hydrocarbon-Droplet-Laden Stream, J. Fluid Mech., Vol. 384, (1999), pp. 293-338.
- 12) Kitano, T., Nishio, J., Kurose, R., Komori, S.: Effects of ambient pressure, gas temperature and combustion reaction on droplet evaporation, Combust. Flame, Vol.161, (2014), pp.551-564.
- 13) Kitano, T., Nishio, J., Kurose, R., Komori, S.: Evaporation and combustion of multicomponent fuel droplets, Fuel, Vol. 136 (2014), pp.219-225.
- 14) Pitsch, H.: A C++ Computer Program for 0-D Combustion and 1-D Laminar Flame Calculation, RWTH Aachen, Aachen, Germany, (1988).
- 15) Blanquart, G., Pepiot-Desjardins, P., Pitsch, H., Chemical mechanism for high temperature

- combustion of engine relevant fuels with emphasis on soot precursors, *Combust. Flame*, Vol. 156, (2009), pp. 588-607
- 16) Narayanaswamy, N., Blanquart, G., Pitsch, H.: A consistent chemical mechanism for oxidation of substituted aromatic species, *Combust. Flame*, Vol. 157, (2010), pp. 1879-1898
 - 17) Watanabe, H., Kurose, R., Hayashi, M., Kitano, T., Komori, S.: Effects of ambient pressure and precursors on soot formation in spray flames, *Adv. Powder Technol.*, Vol. 25, (2014), pp. 1376-1387
 - 18) Smith T.F., Zhen Z.F., Fridman J.N.: Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model, *ASME J. Heat Transfer*, Vol.104, (1982) , pp.602-608.
 - 19) Denison M.K., Webb B.W.: A Spectral Line-Based Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary RTE Solvers, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 115, (1993), pp.1104-1112.
 - 20) Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S., Pitsch, H.: Effects of Radiation on Spray Flame Characteristics and Soot Formation, *Combust. Flame*, Vol. 152, (2008), pp. 2–13.
 - 21) Fiveland, W.A.: Three-Dimensional Radiative Heat-Transfer Solutions by the Discrete-Ordinates Method, *J. Thermophysics*, Vol. 2, (1988), pp.309-316.

航空機エンジン用希薄予混合燃焼器の性能に及ぼす ライナ形状の影響

*山本 武，吉田 征二，下平 一雄，黒澤 要治（宇宙航空研究開発機構）

Effects of Combustor Liner Size and Shape on Combustion Performance of Lean Axially Staged Combustor for Aircraft Engine

*Takeshi YAMAMOTO, Seiji YOSHIDA, Yoji KUROSAWA and Kazuo SHIMODAIRA
(Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

JAXA started research and development of advanced technologies to reduce CO₂ and NO_x emissions and noise from aircraft engines in 2013. The program was named “Green Engine.” NO_x target of the program was a 75% reduction over the NO_x threshold of the sixth Committee on Aviation Environmental Protection of the International Civil Aviation Organization. Verification of low emissions, stable operation, ignition, and so on by core engine test was planned. As a first step, high pressure combustion tests of the lean axially staged combustor (LASC), which was developed in TechCLEAN program, were conducted under combustor conditions of Green Engine landing and take-off cycle (LTO cycle). Total emissions of NO_x, HC, and CO in the LTO cycle of Green Engine were much smaller than the ICAO standards and the NO_x emissions satisfied the Green Engine NO_x target. As an next step, the combustor was tested under five middle power conditions between 30% and 85% MTO and it was resulted that smoke and CO emissions were relatively high. New combustor liner was designed to resolve these problems and improvement of performance was verified by combustion tests.

Key words: Green Engine, Aircraft engine, Lean axially staged combustor, NO_x, HC, CO, Smoke

1. はじめに

航空機エンジンから排出された NO_x（窒素酸化物）は空港周辺の大気汚染の原因となる他，航空機が巡航する対流圏上層では，温室効果を持つオゾンの濃度を増加させ，気候に影響を及ぼすとされている¹⁾。また，燃料消費量の削減や温室効果ガスである二酸化炭素の削減のために，エンジンの高圧力比化が進んでおり，これが NO_x の排出量を増加させる傾向にあること，航空輸送量が今後増加することが予想されることから，NO_x 排出を大幅に低減する技術が必要である。

国際民間航空機関 ICAO (International Civil Aviation Organization)の航空環境保全委員会 CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection) は，航空機の NO_x 排出基準を Fig.1 に示すように数年毎に強化している。ICAO は 2014 年 1 月に CAEP/6 の NO_x 基準からさらに 15%（圧力比 30 の場合）引き下げた CAEP/8 を実施しているとともに，Fig.2 に示す中期目標（2016 年に CAEP/6 の 55±2.5%）および長期目標（2026 年に CAEP/6 の 40±5%）を

設定している。Fig.1 中の●で示された点は ICAO Aircraft Engine Emissions Databank²⁾として公開されている実機エンジンの計測データを示しており，その時の基準値の 50%～90%に分布している。これらのエンジンに用いられている燃焼器は，米国ゼネラル・エレクトリック社の GENx を除き，拡散燃焼または RQL (Rich-burn / Quick-quench / Lean-burn) 燃焼方式を用いている。

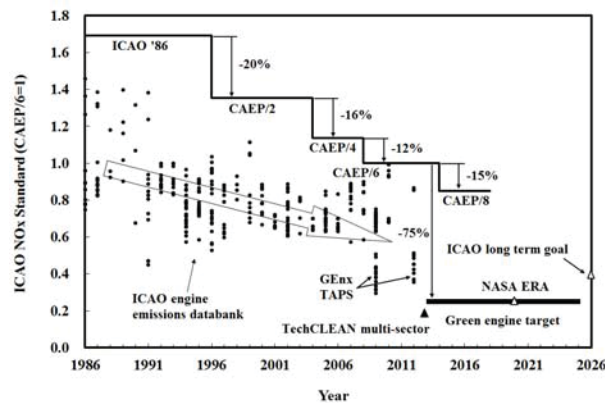


Fig.1 ICAO NO_x Standards and Green Engine Target

航空機エンジンメーカー各社は、将来の厳しい規制に対応すべく、競って技術開発に取り組んでいる。米国プラット・アンド・ホイットニー社は RQL 燃焼方式の性能を高めた TALON X 燃焼器³⁾を開発し、GTF (Geared turbofan) による燃費削減効果と合わせて、PW1000G 系エンジンで NOx を CAEP/6 の 50% まで低減している。ゼネラル・エレクトリック社は希薄予混合燃焼を用いる TAPS 燃焼器⁴⁾を開発し、新型エンジン GEnx に適用した。希薄予混合燃焼器の航空機用エンジンへの適用は初めてであり、大幅な NOx 排出低減に成功した。GEnx-1B54 では NOx 排出を CAEP/6 基準値の 30% まで低減している。Fig.1 を見ると GEnx エンジンの NOx 排出が他のエンジンと比較して大幅に少ないことが分かる。ロールス・ロイス社も希薄予混合燃焼を用いた燃焼器開発⁵⁾を実施している。ACARE (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) は 2020 年における NOx 削減目標を 2000 年の 80% 減と設定しており、Clean Sky プログラム⁶⁾で研究開発が進められている。NASA は、ERA (Environmentally Responsible Aviation) プロジェクトにおいて、燃料ミキサを多数配置することにより燃焼ガス温度を一様化する Multi-point lean direct injection^{7,8)}等により、2020 年までに NOx を CAEP/6 の 25% に低減することを目標に研究開発を進めている。

日本では、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) の「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発⁹⁾ (通称: エコエンジン)」が 2003 年度から 2011 年度にかけて実施され、その一環として (株) IHI, 川崎重工業 (株), 三菱重工業 (株) がそれぞれ異なる燃焼方式の低 NOx 燃焼器の開発を実施した。NOx 排出の低減目標を CAEP/4 基準の 50% とし、実用化を視野に入れた研究開発を実施した。JAXA は各社との共同研究で燃焼器開発に参加するとともに、試験技術や計測器の開発、高圧燃焼試験による各社の燃焼器の評価を実施した。

JAXA では、エコエンジンの共同研究と並行して、平成 2003 年 10 月から 2012 年度末まで「クリーンエンジン技術の研究開発」(以下、クリーンエンジン)を実施し、その一環として低 NOx 燃焼技術の研究開発を行った¹⁰⁾。CAEP/4 NOx 基準の 80% 減を目標として予混合 2 段燃焼器を開発し、マルチセクタ燃焼器形態で CAEP/4 の 82.2% 減を実証した¹¹⁾。2013 年度からは「グリーンエンジン技術の研究開発」(以下、グリーンエンジン)に移行し、よりバイパス比の高いエンジンを想定して研究開発を実施している。グリーンエンジンではコアエン

ジンで CAEP/6 NOx 基準の 75% 減を実証することを目標としている。現在想定しているフルエンジンのバイパス比は 13, 最大推力は 89kN, 全体圧力比は 35.0 である。燃焼器出口温度の高温化に対応する低 NOx 技術の開発とエンジンの全運転範囲で安定した燃焼を実現すべく、研究開発を行っている。

これまでに、クリーンエンジンで開発した予混合 2 段燃焼器をグリーンエンジンの離着陸サイクル (以下、LTO サイクル) で試験し、排出物 (NOx, HC, CO, スモーク) が ICAO 基準値と比較して大幅に低く、NOx はグリーンエンジンの目標値を満足していることが分かった¹²⁾。次の段階として、LTO サイクルに含まれていないエンジン中出力条件での性能確認を行うことを目的として、30% MTO と 85% MTO の間の 4 条件にて燃焼試験を実施した。その結果、40% においてスモークナンバが高くなる、70% MTO において燃焼効率が不足する等の問題があることが分かった。これらの問題を解決するため、燃焼器ライナの改良を行い、同条件での試験を行った結果、性能の向上を確認した。

2. 目標エンジンの燃焼器試験条件

Table 1 にグリーンエンジンの目標エンジンの LTO サイクル燃焼器試験条件、Table 2 に中間出力条件を示す。両表最上段の数値は地上静止 (SLS) 運転での最大推力を 100% として示している。両表に示されている燃料流量は 1 セクタ当りの燃料流量である。クリーンエンジンでは環状燃焼器を 10 のセクタにより構成したが、グリーンエンジンでは 12.3 セクタとして燃料ミキサの空燃比 (Air-Fuel Ratio, 以下、AFR) をクリーンエンジン程度に高める必要がある。この調整のために必要となる空気は、ライナ冷却空気を 38% 削減することにより得る必要があり、グリーンエンジンでは燃焼器ライナへの CMC 適用技術の開発を行っている。

Table 3 はグリーンエンジンに対する CAEP/6 の基準値と NOx 目標値を示す。

Table 1 Combustor Conditions of LTO Cycle of Green Engine

Condition	Unit	7%	30%	85%	100%
Pressure	kPa	548	1348	3070	3528
Pressure loss	%	4.50	4.60	4.21	4.14
Temperature	K	524	644	804	837
Fuel flow rate	g/s	4.36	12.34	38.88	47.75
Air/fuel ratio	-	84.67	66.78	41.43	37.65

Table 2 Combustor Conditions of Middle Power Settings of Green Engine

Condition	Unit	40%	50%	60%	70%
Pressure	kPa	1730	2050	2349	2700
Pressure loss	%	4.53	4.46	4.39	4.32
Temperature	K	690	723	749	778
Fuel flow rate	g/s	17.28	22.10	26.83	31.71
Air/fuel ratio	-	59.04	53.65	49.49	45.37

Table 3 CAEP/6 Standards and NOx emission Target

Condition	NOx	HC	CO	SN	NOx target
Unit	g/kN	g/kN	g/kN	-	g/kN
Green	68.9	19.6	118.0	24.4	17.2

3. 予混合 2 段燃焼器

Fig.2 はクリーンエンジンで開発した予混合 2 段シングルセクタ燃焼器（以下、燃焼器 B）の代表断面図である。燃焼室の高さ、奥行きは共に 85mm、燃料ノズル下流端から燃焼器出口までは 172mm である。燃焼器は 2 つの燃料ノズル、希薄予混合燃料ノズル（Lean staged fuel nozzle, 以下、LSF）とエミッション制御ノズル（Emission control fuel nozzle, 以下、ECF）を持つ。

Fig.3 は LSF の断面図である。LSF は Pilot 燃料ミキサを中心にその周りに Main 燃料ミキサを配置している。Pilot ミキサは液膜式気流微粒化噴射弁を採用し、Main ミキサを取った空気による消炎を軽減するため、窪みに Pilot 火炎を形成する。Pilot ミキサのフレア部に設けた後方ステップに形成される渦は燃料噴霧がフレア部に付着するのを防止する。Main ミキサには、安定燃焼のための十分な旋回を維持したまま、燃料微粒化と空気との混合を促進する強い乱れを作るため、2 番目のスワーラのみが逆の旋回角を持つ 3 重のスワーラを使用しており、2 重のせん断層が形成される。燃料は半径方向内側の壁に設けられた燃料噴射孔から内側スワーラと 2 番目のスワーラの間で設けられた液膜形成体に噴射され、そこで周方向に広がった後、液膜形成体下流端でせん断流中に放出される。一方、ECF はパイロット同様に液膜式気流微粒化噴射弁であり、再循環流を形成しないように小旋回角のスワーラを組み合わせ、Pilot 再循環領域下流に予混合気を導入するように設計されている。

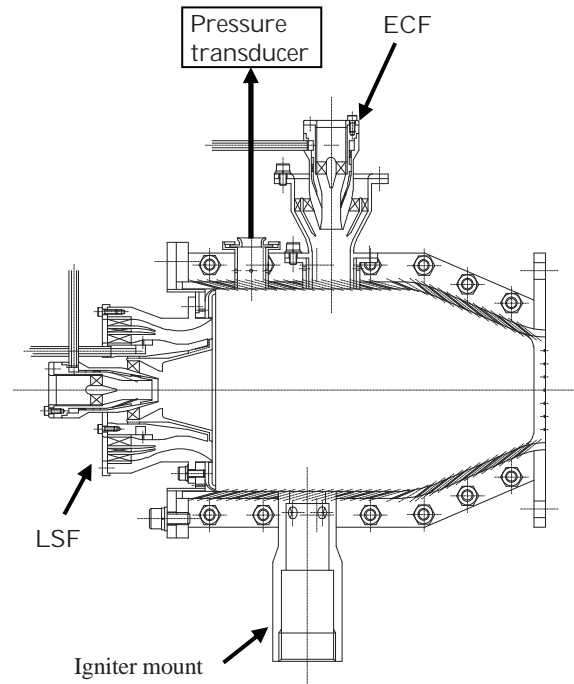


Fig.2 Cross Section of Single-Sector Combustor Developed in TechCLEAN Program, Combustor B

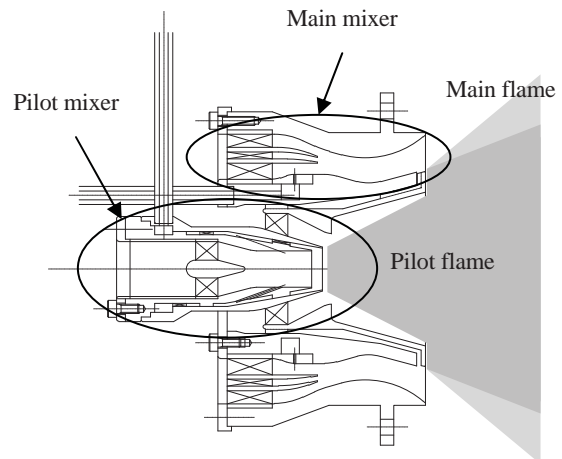


Fig.3 Cross Section of LSF

Fig.4 に想定する燃料スケジュールの概略図を示す。中間推力条件では、燃料を Pilot ミキサ、ECF の両方から噴射することにより、Pilot 火炎の AFR を高めてスモーク濃度を低減する。85%を超える推力条件では、Main 燃料の一部を ECF から噴射し、ECF の空気を用いて燃焼させることにより、Main ミキサ予混合気の AFR を高めて燃焼温度を下げ、NOx の発生を抑制する。

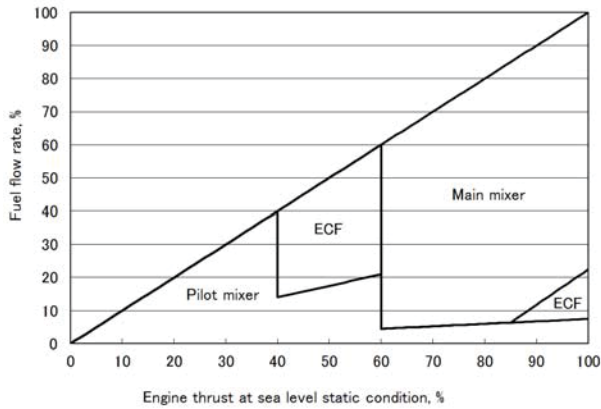


Fig.4 Schematic of Fuel Scheduling

4. クリーンエンジン燃焼器の中間出力条件における燃焼試験

4.1 試験条件および計測装置

燃焼器試験は JAXA 高温高圧燃焼試験設備を用いて行った。試験条件は Table 1, 2 に示すグリーンエンジンの燃焼器条件とした。空気流量は全圧損失係数が規定値となるように調整した。排ガスは燃焼器出口下流に出口長手方向に置かれた棒状のサンプリングプローブ（吸引孔は等間隔 9 点）により採取し、HORIBA MEXA-7100D により CO, CO₂, HC, NO_x, O₂ の濃度を得た。スモークナンバ（以下, SN）は JAXA で ICAO 規定に準拠して開発した排煙濃度計¹³⁾で計測した。

4.2 試験結果

Fig.5 は 7% から 100% の推力条件において計測した燃焼器 B の NO_x 排出指数（燃料 1kg 当りの NO_x 排出 g 数, 以下, EINO_x), SN, 燃焼効率（以下, CE）である。Table 4 に各推力条件での燃料ミキサ間の燃料配分を示す。Table 5 に示すように LTO サイクルでの排出量は ICAO 基準値と比較して大幅に少ないが、次の問題があることが判明した。

40% 推力条件で SN は 29 であり、ICAO の基準値を超えている。本条件では Pilot と ECF 両方から燃料を噴射した状態でも試験を行い、SN が低減可能であることを確認しているが、燃料配分を調整して得られた最高の燃焼効率は 99.3%（Pilot 燃料 30%, ECF 燃料 70% のとき）であり、現行エンジンと比較して若干低い。

- (1) 70% 推力条件において燃焼効率が 98.9% であり、改善が必要である。
- (2) 85%, 100% 推力条件において Main の燃料割合を増やし Main 混合気の AFR を下げて行くと燃焼振動が発生するため、燃焼器全体の AFR を維持するために Pilot の燃料割合を増やす必要があり、NO_x 低減の妨げとなった。

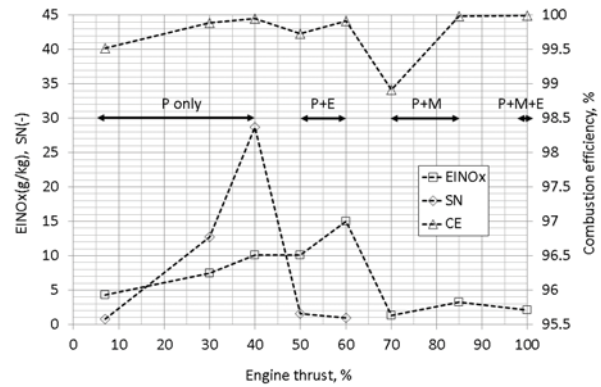


Fig.5 Measured Emissions of Combustor B

Table 4 Fuel Split in Test of Combustor B

Condition	7-40	50	60	70	85	100
Pilot, %	100	29.3	29.9	12.5	10.1	9.2
ECF, %	0	70.7	70.1	0	0	18.5
Main, %	0	0	0	87.5	89.9	72.3

Table 5 Emissions of Combustor B Relative to CAEP/6 Standards

NO _x	HC	CO	Maximum SN
14.5%	2.2%	16.7%	52 (30% MTO)

5. 燃焼器の改良と燃焼試験

5.1 燃焼器の設計変更

燃焼器 B の問題を解決するための設計変更を施した燃焼器（以下、燃焼器 D）を Fig.6 に示す。変更点は次の 2 点である。

(1) 燃焼室の拡大

40% 推力条件等、Pilot から燃料全量を噴射する場合、Pilot 火炎を保持する再循環領域の AFR が低くなり SN が大きくなる。燃焼室高さ、奥行共に 85mm から 120mm に広げて再循環領域の体積を増大し、Main ミキサの空気を取り込むことで再循環領域の AFR を高め、SN の低減を図る。また、燃焼室拡大により燃焼室の断面積は 2 倍となっており、滞留時間が増加するため、70% 推力条件における燃焼効率向上が見込まれる。

(2) 燃焼器ヘッドの円錐形状化

立花ら¹⁴⁾は燃焼器 B から ECF を取り除いたものとはほぼ同形状の燃焼器について、燃焼振動発生時の OH-PLIF 計測を行い、燃焼器ヘッドとライナの角に生じる再循環領域で火炎の発生・消滅が繰り返されることを明らかにした。この現象が燃焼振動発生原因の一つであると考えられるため、ヘッド部を円錐形状として、再循環領域を排除した。

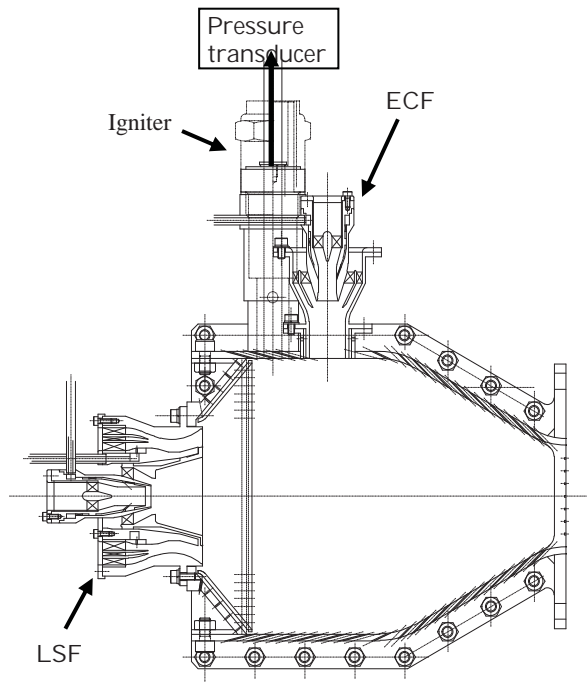


Fig.6 Cross Section of Combustor D

5.2 試験条件と試験結果

燃焼器 B と同じ条件で燃焼器 D の試験を実施した。試験結果を Fig.7 に示す。ただし、燃料ミキサ間の燃料配分は燃焼器 B の試験と異なり、Table 6 に示す通りである。50%、60%では強い燃焼振動のない燃料配分、70%では燃焼効率が最も高い条件を選択した。試験により、次のことが分かった。

- (1) Pilot の燃料割合が大きい 7%~60%条件で燃焼器 D の EINO_x が燃焼器 B より高い。
- (2) Pilot から全燃料を噴射する 7%~40%条件で、燃焼器 D の SN が燃焼器 B より大幅に小さい。
- (3) 70%推力条件で燃焼効率が改善した。
- (4) 85%、100%条件で Pilot 燃料割合を減らし Main 燃料割合を増やしても燃焼振動が発生しなかった。

Fig.8 は燃焼器 B と燃焼器 D の 7%推力の圧力・空気温度条件で Pilot 燃料を変化させて計測した EINO_x、SN、燃焼効率である。横軸に Pilot 燃料と Pilot ミキサを通る空気量から計算した AFR を取っている。EINO_x は量論比である 14.7 付近で最高となっている。量論比より AFR が小さいとき燃焼器 D の EINO_x は燃焼器 B より高くなっている。これは再循環領域を大きくとることにより Main の空気による希釈が進み AFR が量論比に近づいたためと考えられる。燃焼効率も 0.2% 高くなっている。SN はどちらの燃焼器でも十分小さい。

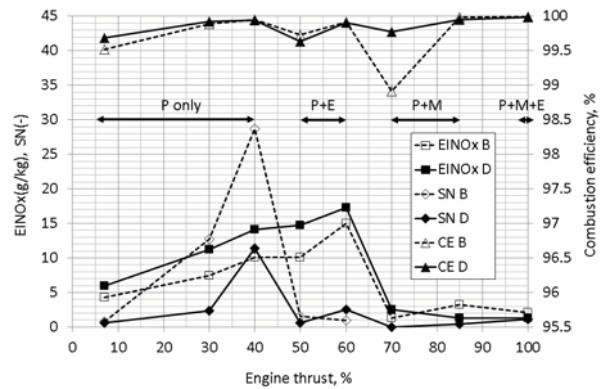


Fig.7 Measured Emissions of Combustor B and D under SLS Conditions

Table 6 Fuel Split in Test of Combustor D

Condition	7-40	50	60	70	85	100
Pilot, %	100	50	69.5	16.6	7.5	7.3
ECF, %	0	50	30.5	0	0	14.9
Main, %	0	0	0	83.4	92.5	77.8

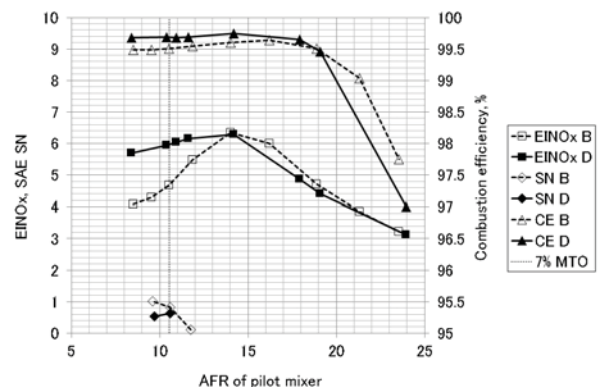


Fig.8 Emissions of Combustor B and D under 7% MTO Condition with Pilot Fuel Injection

Fig.9 は 30%推力条件、Fig.10 は 40%推力条件において計測した排出物である。7%推力条件の結果と同様に EINO_x は燃焼器 D で高くなっている。空気温度が高いため、燃焼効率は両燃焼器で高くなっている。SN は燃焼器 B で高くなっており、30%条件で 13 (基準値の 52%)、40%条件で 29 (119%) であり基準値を超えている。燃焼器 D の SN は燃焼器 B に比べて低く、30%条件で 2 (10%)、40%条件で 12 (49%) であり、基準値を満足している。

Fig.11 は 50%推力条件において Pilot から全燃料を噴射したときの排出物の計測値である。燃焼器 B の SN はさらに高くなり 44 (180%) となっている。燃焼器 D の SN は 20 (82%) で基準値を満たしているが、削減が必要なレベルである。Fig.12 は Pilot と ECF を併用した時の排出物であり、横軸は Pilot

の燃料割合である。燃焼器 B では Pilot 燃料割合を 30% に設定し、燃焼効率を高く保ったまま EINO_x を 10 程度にすることができたが、燃焼器 D では Pilot 燃料割合を 50% より減らすと燃焼振動が発生したため、EINO_x の最小値は 11.7 となった。Pilot の燃料割合が 65% と高くても SN は 0.6 と小さい。

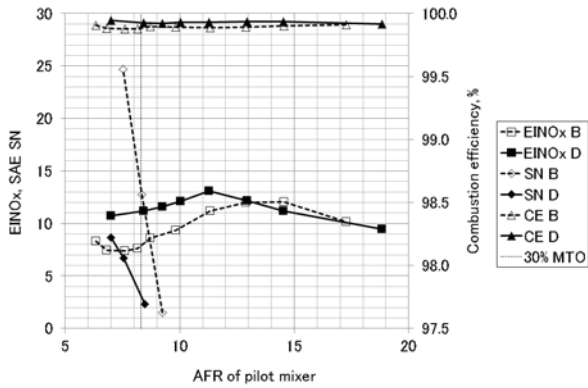


Fig.9 Emissions of Combustor B and D under 30% MTO Condition with Pilot Fuel Injection

割合 55% 以下では燃焼振動が発生したため、排出物の計測は行っていない。しかし、Pilot 燃料割合 69.5% において、燃焼器 B と同等の燃焼効率となっている。EINO_x は燃焼器 B で 15.0 のところ燃焼器 D では若干増え、17.3 となっている。SN は Pilot 燃料割合 65% で 2.5 と十分小さい。

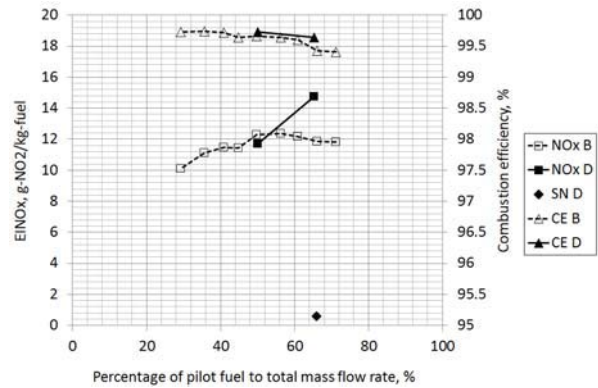


Fig.12 Emissions of Combustor B and D under 50% MTO Condition with Pilot and ECF Fuel Injection

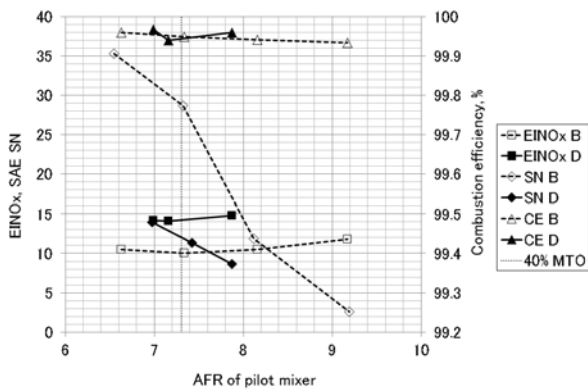


Fig.10 Emissions of Combustor B and D under 40% MTO Condition with Pilot Fuel Injection

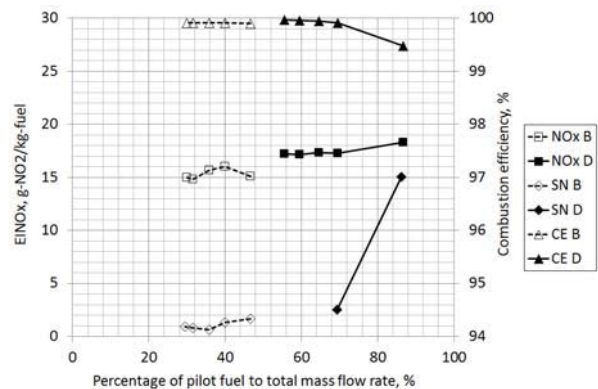


Fig.13 Emissions of Combustor B and D under 60% MTO Condition with Pilot and ECF Fuel Injection

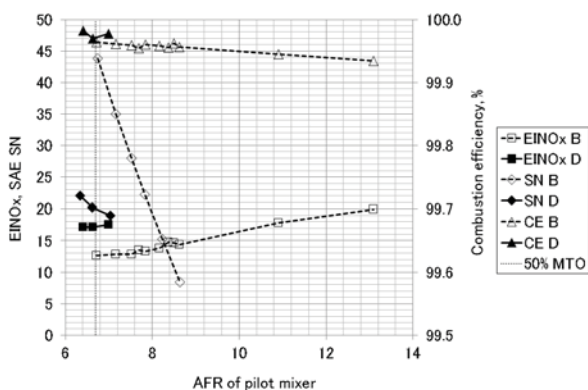


Fig.11 Emissions of Combustor B and D under 50% MTO Condition with Pilot Fuel Injection

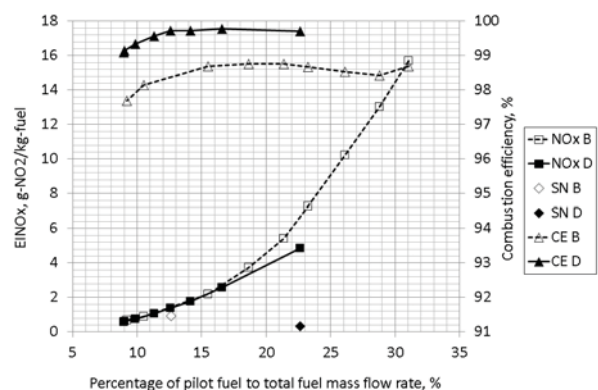


Fig.14 Emissions of Combustor B and D under 70% MTO Condition with Pilot and Main Fuel Injection

Fig.13 は 60% 推力条件において Pilot と ECF を併用した時の排出物である。燃焼器 D では Pilot 燃料

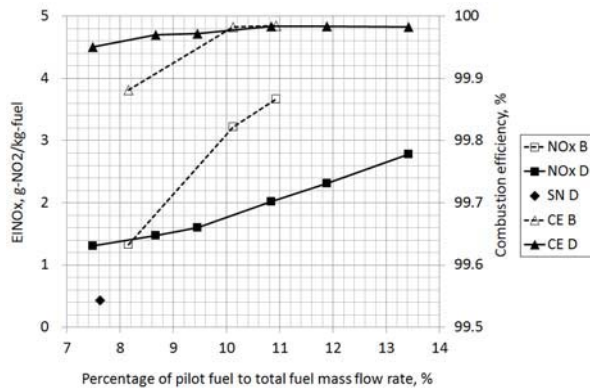


Fig.15 Emissions of Combustor B and D under 85% MTO Condition with Pilot and Main Fuel Injection

Fig.14は70%推力条件においてPilotとMainの燃料割合を変えて排出物の計測を行った結果である。Pilot燃料割合が17%以下ではEINOxはほぼ同じであるが、燃焼効率は燃焼器Dが燃焼器Bより1%程度高く、最高で99.8%となっている。燃焼室を拡大した効果であると考えられる。

Fig.15は85%推力条件においてPilotとMainの燃料割合を変えて排出物の計測を行った結果である。燃焼器DではPilot燃料割合が小さくなるほど燃焼効率が下がる傾向にあるが、Pilot燃料割合が7.5においても燃焼効率は99.95%と十分高い。燃焼器BではPilot燃料10.1%で同等の燃焼効率があるが、8.2%では99.9%を下回っている。燃焼器Dは燃焼器Bと比較して再循環領域が大きいため、より少ないPilot燃料で安定に燃焼が可能であることを示している。同程度の燃焼効率となるPilot燃料10.1~10.9%において燃焼器DのEINOxは燃焼器Bに比べて1.5程度低い。EINOxが低減した理由として、燃焼器DではMainミキサ出口と燃焼器ライナとの距離が長く、Main火炎のライナ壁との干渉が弱いことやMainミキサ内流れの一様性改善が考えられる。

Table 7は100%推力条件において、全ての燃料ミキサから燃料を噴射したときの各排出物の計測値を示している。No.1とNo.2はほぼ同じ燃料配分の計測結果であるが、85%推力条件と同様に、燃焼器DのEINOxが小さくなっている。No.3はNo.2の燃料配分からPilotの燃料を減らし、Mainの燃料を増やしているが、Mainより多くのNOxを生成するPilotの燃料を減らしたことにより、EINOxが低減している。No.4はNo.3のECF燃料を減らし、Main燃料を増やしており、EINOxが増加している。ECFのAFRの増加によるNOx低減量より、MainのAFRの減によるNOx増加が大きいと考えられる。

Table 7 Fuel Splits and Emission Indexes under 100 % Thrust Conditions

No.	Com-bustor	Fuel split	AFR	EINOx	EIHC	EICO	CE
		%	-	g/kg	g/kg	g/kg	%
1	B	P: 9.2 E:18.5 M:72.3	P:49.7 E:31.4 M:24.2	2.06	0.01	0.11	99.99
2	D	P: 9.0 E:18.9 M:72.9	P:52.7 E:31.8 M:25.2	1.39	0.02	0.35	99.99
3	D	P: 7.4 E:18.2 M:74.4	P:64.5 E:33.2 M:24.5	1.05	0.02	0.37	99.99
4	D	P: 7.3 E:14.9 M:77.8	P:65.2 E:40.5 M:23.4	1.29	0.03	0.39	99.99

Table 8はICAOの基準値に対する燃焼器BとDの排出量の割合を示している。LTOサイクルの排出総量として、7%、30%推力条件におけるEINOxの増加が、85%、100%推力条件における減少を上回ったためNOxは増加したが、グリーンエンジンの目標は満足している。主として7%推力条件においてHCとCOが減少した。30%推力条件におけるSNは燃焼器の設計変更により大幅に減少した。

Table 8 Total Emissions of Combustor D in LTO Cycle Relative to CAEP/6 Standards

	NOx	HC	CO	Maximum SN
Unit	%	%	%	%
B	14.5	2.2	16.7	52 (30% MTO)
D	16.7	0.7	12.5	10 (30% MTO)

6. まとめ

クリーンエンジンで開発した予混合2段シングルセクタ燃焼器(燃焼器B)を、グリーンエンジンのLTOサイクル条件および40%、50%、60%、70%推力条件で試験を行い、次の問題を明らかにした。

- 30%および40%でスモークが多く発生すること
- 70%推力条件で燃焼効率が不足すること
- 85%および100%推力条件で燃焼振動を回避するためにNOx低減に限界があること

これらの問題を解決するため、燃焼室を拡大すると共に燃焼器ヘッド部を円錐形状に変更した燃焼器Dを製作し、同条件にて燃焼試験を実施した。その結果、次のことが分かった。

- エンジンの低出力条件においてPilot燃料のみを噴射する場合、再循環領域が量論比より濃くなる。燃焼器Dで再循環領域を拡大したことによ

り、再循環領域の AFR が燃焼器 B より高くなるため EINO_x が増加するが、スモークナンバが大幅に小さくなる。

- 70%推力条件において、燃焼器 D の燃焼効率が燃焼器 B より 1%程度高く、最高で 99.8%となった。燃焼室を広げ、再循環領域が拡大した効果が確認された。
- 85%, 100%推力条件において、各燃料ミキサの燃料割合が同じでも EINO_x が減少した。また、燃焼振動が抑制されたことにより、Pilot 燃料割合の低減が可能となり、EINO_x が減少した。

参考文献

- 1) Penner, J. E., Lister, D. H., Griggs, D. J., Dokken, D. J., and McFarland, M., eds.: Aviation and the Global Atmosphere, Cambridge University Press, Cambridge, England (1999).
- 2) ICAO Aircraft Engine Emissions Databank, <http://easa.europa.eu/document-library/icao-aircraft-engine-emissions-databank>.
- 3) プラット・アンド・ホイットニー社ウェブサイト：
http://www.pw.utc.com/PurePowerPW1000G_Engine.
- 4) 藤村哲司ほか3名：GENx エンジンの開発，IHI 技報 Vol.48 No.3 (2008-9).
- 5) Lazik, W., Doerr, Th., Bake, S., v.d.Bank, R., Rackwiz, L.: Development of Lean-Burn Low-NO_x Combustion Technology at Rolls-Royce Deutschland, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51115.
- 6) Clean Sky ウェブサイト：<http://www.cleansky.eu/>.
- 7) Prociw, A., Ryon, J., Goeke, J.: Low NO_x Combustion Concepts in Support of the NASA Environmentally Responsible Aircraft Program, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68426.
- 8) Villalva, R., Dolan, B., Munday, D., Gutmark, E., Zink, G., Ryon, J., Pack, S., Goeke, J.: Emissions and Operability of a Multi-Point Low NO_x Staged Combustor at Intermediate Pressures, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95135.
- 9) 船渡川治ほか2名：環境適応型小型航空機用エンジンの研究開発，日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.3, 2006.5, pp. 172-177.
- 10) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Yoshida, S., Kurosawa, Y.: Emission Reduction of Fuel-Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, March 2013, Vol. 135 / 031502.
- 11) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95496.
- 12) 山本武，下平一雄，黒澤要治，吉田征二：高圧力比化が予混合 2 段燃焼器の燃焼性能に及ぼす影響，第 42 回ガスタービン定期講演会講演論文集 A-7 (2014)
- 13) 山田秀志，岩澤利幸，牧田光正，山本武：航空エン

ジン用排煙濃度測定装置の開発，第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 B-24 (2008)。

- 14) 立花繁，金井洗太，山本武，下平一雄，鈴木和雄，佐藤哲也：燃焼振動発生時の低 NO_x ステージング燃焼器内における非定常火炎構造，第 41 回ガスタービン定期講演会講演論文集 C-8 (2013)。

【技術紹介】

A-6

1.7MW 級ガスタービンにおける 水素混焼追焚きシステム実証運転の紹介

*西 宗之、明日芳浩、小田剛生、堂浦康司、佐野光、辰巳康治（川崎重工業）

Demonstration of operation with mixed hydrogen supplemental combustion system in 1.7MW-class gas turbine

*Muneyuki NISHI, Yoshihiro AKEBI, Takeo ODA,
Yasushi DOUURA, Hikaru SANO and Koji TATSUMI (KHI)

ABSTRACT

Kawasaki Heavy Industries, Ltd (KHI) developed the mixed hydrogen combustion system which supplied hydrogen from supplemental burners of KHI original combustor. Demonstration of operation in 1.7MW-class gas turbine 'M1A-17D' is introduced in this paper.

Key words: Combustor, Hydrogen, low NOx, DLE

1. はじめに

石油精製工場や石油化学工場などでは副生ガスとして水素が発生しているが、これら副生水素は工場内のプロセスでの利用や工場外部への販売が主たる用途となっている。近年その一部を、ガスタービンを用いたコージェネレーション用燃料としても有効利用したいという要望がある。

当社では、DLE（Dry Low Emissions）燃焼器に搭載している追焚きバーナから水素を投入する、水素混焼追焚きシステムを開発した。本稿ではシステムの紹介および当社明石工場内発電設備における実証運転について述べる。

2. DLE 燃焼器のバーナ構成及び燃料配分

当社の DLE 燃焼器はパイロット、メイン及び追焚きの 3 種類のバーナを有する。図 1 に負荷率に対する各バーナの燃料配分例を示す。始動及び低負荷ではパイロットバーナによる拡散燃焼で火炎が維持されるが、DLE 運転範囲ではメインバーナによる希薄予混合燃焼と追焚きバーナによる追焚き燃焼で維持される。メインバーナによる希薄予混合燃焼は低 NOx 運転を実現するが、燃焼条件を最適に保つ必要がある。当社の DLE 燃焼器ではメインバーナにおける燃焼条件をほぼ一定とするため、負荷率上昇に伴う増加燃料を追焚きバーナから供給している。追焚き燃焼は NOx が増加しにくいという特性を持つことから、DLE 運転範囲では NOx 排出量をほぼ一定とすることが可能である。

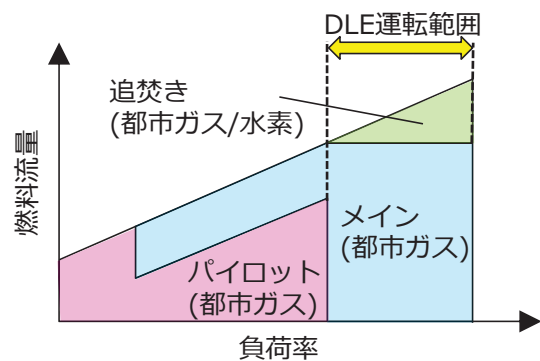


Fig.1 Fuel distribution of DLE combustor

3. 水素混焼追焚きシステム

水素は都市ガスに比べて断熱火炎温度が高く燃焼速度が速いという特徴があるため、希薄予混合燃焼を行うメインバーナで水素を燃焼させると、バーナ内部に火炎が遡る「逆火」という事象が発生して燃焼器が損傷するリスクが高まる。そこで、メインバーナに比べて逆火や失火のリスクが少ない追焚きバーナから水素を噴射する、水素混焼追焚きシステムを開発した。

次頁の図 2 に水素混焼追焚きシステムの概略図を示す。水素は都市ガスと別系統で追焚きバーナに供給される。追焚きバーナには都市ガスと水素の噴射孔が別々に設けられ、図 1 の追焚き燃料の一部もしくは全量の水素で賄うことが可能となっている。

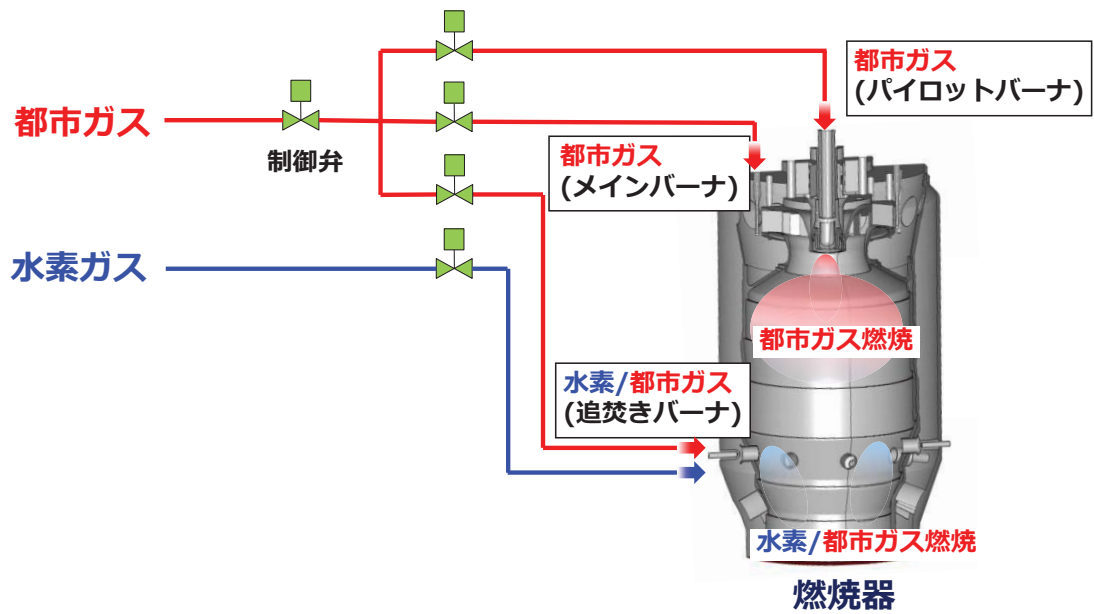


Fig.2 Mixed hydrogen supplemental combustion system

4. 実証運転

4.1 運転設備概要

図3に実証運転設備外観を示す。本設備は当社明石工場内の自家発電所（第8号ガスタービン発電所）であり、通常はWSS（Weekly Start Stop）で運用され工場内の電気需要の一部を賄っている。駆動源にはDLE燃焼器が搭載された1.7MW級ガスタービンM1A-17Dが用いられている。図4及び表1に断面図および主要諸元を示すが、同クラスでは世界最高レベルの発電効率を誇り、都市ガス焚きではNOx排出量35ppm(O₂=0%)を達成している。



Fig.3 Overview of demonstration plant

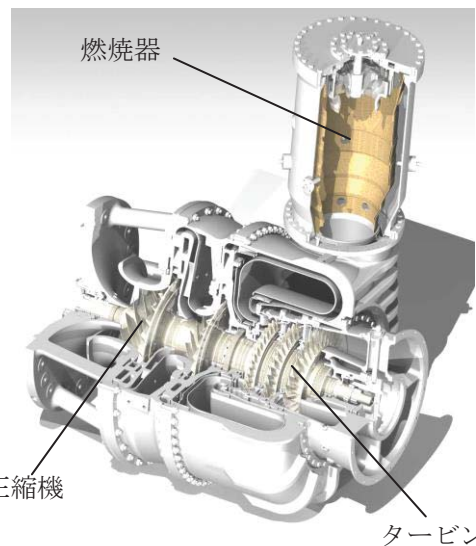


Fig.4 Cross section structure of M1A-17D gas turbine

Table.1 Capital specifications of M1A-17D gas turbine

型式	開放単純サイクル1軸式
圧縮機	2段遠心式
タービン	3段軸流式
燃焼器	単筒缶式 (DLE)
発電出力	1,660kW
発電端効率	26.5%
回転速度	22,000rpm
空気流量	7.95kg/s
排ガス温度	525°C
圧力比	10.5

<性能算出条件>

吸気温度: 15°C、大気圧力: 101.3kPa

吸/排気圧損: 0.98/2.45kPa、発電機効率: 96%

図 5 に実証運転設備の全体概略図を示す。今回の水素混焼追焚きシステムの実証運転に際し、従来の都市ガス供給系統（図 5 中の赤線）に加えて水素供給系統（図 5 中の青線）を新たに設置した。水素は水素カードルから減圧弁を経て供給され、遮断弁及び制御弁によって構成される装置で流量調整される。

4.2 運転結果例

図 6 に実証運転における運転データの一例を示す。発電電力一定の条件で水素流量を変化させた。発電電力は都市ガス制御弁で制御されるため、水素の増加に伴い都市ガス流量は減少しているが、発電電力は安定している。

ここでは水素を 200Nm³/h まで投入しているが、NO_x 排出量は最大 38.5ppm (O₂=0%) と、都市ガス専焼時に対する NO_x 増加量はわずかである。このとき水素混焼率は 34% (体積比) であったが、燃焼器壁温や燃焼振動などに異常はなく、水素混焼追焚きシステムの健全性を確認できた。

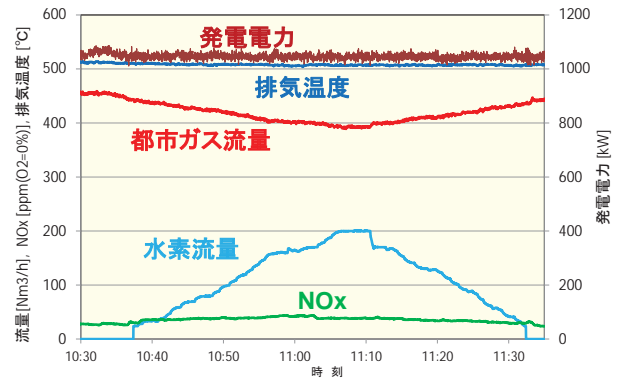


Fig.6 Operation result of mixed hydrogen supplemental combustion system

5. おわりに

自社工場内の発電装置を用いて水素混焼追焚きシステムの実証運転を開始し、良好な結果が得られている。今後も実証運転を継続し、負荷変動特性を含めた運用安定性の確認を進めていく予定である。本システムによって水素というクリーンエネルギーの有効活用技術を確認し、環境負荷の低減に貢献していきたいと考えている。

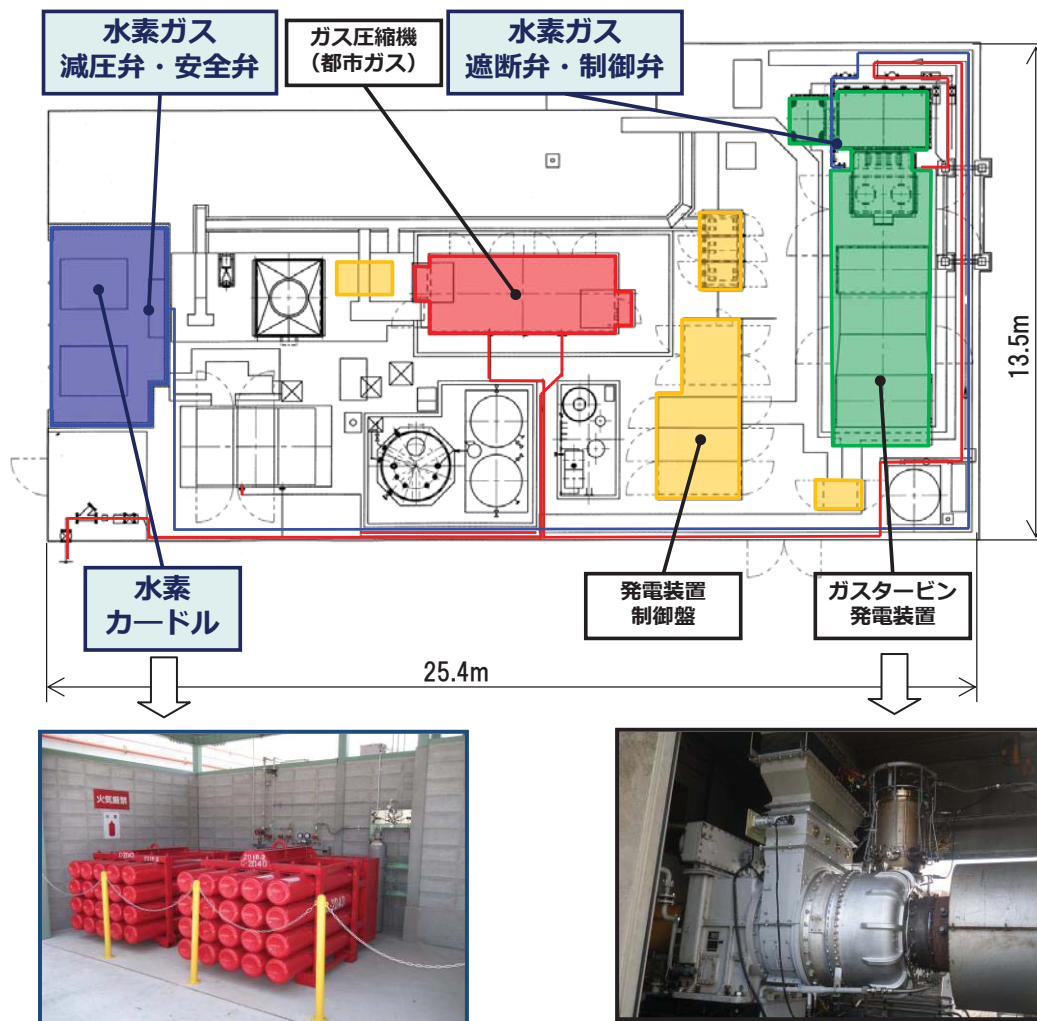


Fig.5 Outline drawing of demonstration plant

ドライ水素低 NO_x 燃焼技術の開発

*堀川敦史，饒 雅英，岡田邦夫（川崎重工），Harald H.-W. Funke, Jan Keinz（AcUAS）
Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed（B&B-AGEMA GmbH）

Developments of Hydrogen Dry Low Emission Combustion Technology

*Atsushi HORIKAWA, Masahide KAZARI, Kunio OKADA(KHI),
Harald H.-W. Funke, Jan Keinz（AcUAS） and Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed（B&B-AGEMA GmbH）

ABSTRACT

Kawasaki Heavy Industries, LTD. (KHI) has research and development projects for future hydrogen society; production of hydrogen gas, refinement and liquefaction for transportation and storage, and utilization with gas turbine / gas engine for electricity supply. In the developments of hydrogen gas turbine, key technology is stable and low NO_x hydrogen combustion, especially, Dry Low Emission (DLE or DLN : Dry Low NO_x) hydrogen combustion.

This paper is structured as follows; first chapter introduces the overview of hydrogen project and hydrogen gas turbine development program in KHI as introduction, second chapter describes the conceptual design of DLE hydrogen combustor for 2MW class industrial gas turbine.

Key words: Hydrogen energy society, Hydrogen gas turbine, Hydrogen combustion

1. はじめに

2014年4月に閣議決定された「エネルギー基本計画」では、コージェネレーションによる熱利用の促進や、将来の二次エネルギーとして初めて水素が明記された。水素社会の実現に向けた戦略的な技術開発の促進、ロードマップの策定等が盛り込まれた。2014年6月に経済産業省がとりまとめた「水素・燃料電池戦略ロードマップ」に水素の利用拡大、水素発電の導入、CO₂フリー水素供給システムの確立等が記されている。

当社は、将来の低炭素・水素社会を睨み、水素の製造、液化、輸送・貯蔵、利用を一体とした「CO₂フリー水素チェーン（図1）」を提唱している。資源国の未利用資源や余剰・安価な再生可能エネルギーから低コストに水素ガスを製造、資源国の港湾にて水素ガスを液化、液体水素運搬船にて海上輸送し、利用国にて二次エネルギーとして利用するコンセプトである。現在、製造から輸送、利用に至る各要素技術の開発および製品化に取り組んでいる。

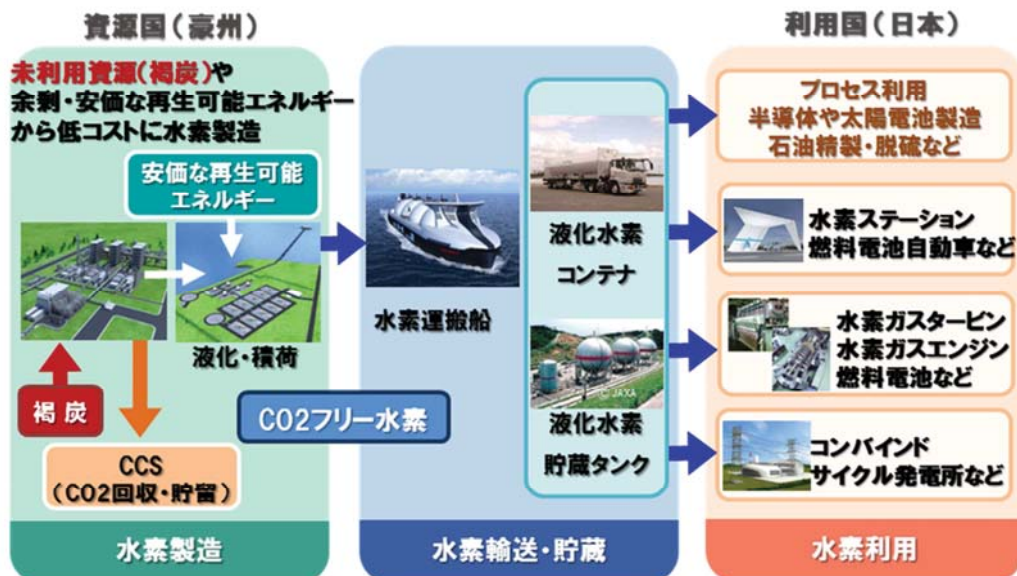


Fig. 1 Concept of CO₂ free hydrogen supply chain in Kawasaki

ガスタービン等の発電用燃料として水素を多量に利用する場合、水素製造からのインフラ整備が必要となる。本報では、その一つとして、当社の水素関連技術の開発状況を紹介します。次に水素ガスタービン発電のうち、最も重要な開発課題であるドライ水素低 NOx（窒素酸化物）燃焼技術の開発状況について紹介する。

2. 川崎重工業における水素社会に向けた取り組み¹⁾

2.1 水素チェーンモデルの概要²⁾

豪連邦政府・ビクトリア州政府と連携し、豪州の豊富に存在する褐炭をもとに水素を製造するパイロットプロジェクトの検討を進めている。褐炭は、含水量が多く輸送効率や発電効率が低い。また、乾燥すると再吸湿性や自然発火性を有する等の短所があるため、炭鉱近傍の発電所で利用されるのみに留まっているのが現状である。このような未利用で安価な褐炭を原料とした水素製造を行い、製造過程で分離・回収された CO₂ はビクトリア州が推進している CarbonNet に移送・貯蔵するモデルである⁽¹⁾。製造された水素ガスは、パイプラインで港湾設備に輸送される。港湾設備は、水素液化プラントおよび水素集積基地で構成され、水素を液化・貯蔵した後に水素輸送船にて日本へ輸送し、水素ガスタービン等で利用する。

2.2 水素生成

褐炭ガス化による水素生成技術の開発のため、豪州より褐炭を取り寄せ、その性状を調査した。水分が多く、その取扱いが難しかったが、これまでの瀝青(れきせい)炭利用技術を応用し、褐炭スラリーの製造および移送等の前処理技術を構築した。図 2 に褐炭ガス化、ガス精製試験設備を示す。褐炭スラリー用バーナの開発を行い、加圧ガス化炉での褐炭ガス化に成功した。ガス化炉出口で水素・一酸化炭素・二酸化炭素を主成分にするガスをシフト反応器により水素と二酸化炭素に変換、当社独自の CO₂ 吸着技術：KCC (Kawasaki CO₂ Capture) により水素の純度を高める。



Fig. 2 Brown coal gasification and purification test plant

2.3 水素ガスの液化

図 3 に水素液化システムを示す。液化天然ガス等の極低温物質のハンドリング技術やガスタービン、高速回転機械のタービン技術を活用し、産業用では初となる純国産独自技術の水素ガス液化システムを開発した。本システムは、1日あたり約 5 トンの水素を液化する能力を有している。2014 年 9 月に初の水素ガス液化に成功し、生産性向上等の調整運転を実施している。



Fig. 3 Liquid hydrogen production test plant

2.4 水素運搬

図 4 に水素輸送船（技術実証船 2500m³）の外観と内部に格納される液体水素タンクを示す。この世界初となる液体水素運搬船に搭載する液体水素タンクについて、貨物格納設備の基本承認：AiP (Approval in Principle) を日本海事協会から取得している。



Fig. 4 Image of liquid hydrogen carrier and tank

-253℃の液体水素は、液化天然ガスに比べ 10 倍蒸発しやすいため、真空二重タンクを採用している。また、航海中の海上特有の揺動に耐え、かつ高断熱性を兼ね備えるようにガラス繊維強化プラスチック：GFRP をサドル支持構造材料に採用している。

図 5 に陸上輸送用圧縮水素ガストレーラを示す。水素積載量の増加と軽量化のため Al 合金と CFRP の複合容器を用いている。(平成 24 年度 NEDO 共同研究事業、協力：HySUT, JX 日鉱日石エネルギー株式会社) 日本初、世界最高圧の 45MPa で充填し、従来の鋼製容器搭載水素トレーラ (充填圧 19.6MPa) の水素積載量約 200kg の 2 倍、400kg を輸送可能である。



Fig. 5 Hydrogen gas carrier with 45MPa gas bottles

2.5 水素ガスタービンの開発

ードライ水素低 NOx 燃焼技術の開発ー

ガスタービンは、燃料多様性に優れることから水素を燃料ガスとすることは十分可能である。しかしながら、水素に特有の燃焼特性に適合する燃焼技術が必要であり、水素の安定燃焼と低 NOx (窒素酸化物) 性を兼ね備えた燃焼器の開発が鍵となる。水素は、燃焼速度が速いことから、希薄予混合燃焼では逆火が生じる。このため、水素の低 NOx 燃焼の研究・開発では、多点噴射方式により小さな水素火炎を用いる手法³⁻¹⁰⁾と急速混合および吹き上がり火炎を用いる手法¹¹⁻¹⁴⁾がある。

当社では、二種類のドライ水素低 NOx 燃焼技術の開発に取り組んでいる。一つは、現行の天然ガス焚き DLE 燃焼器の追焚きバーナから水素を投入し、天然ガスと水素を混焼させる方式である¹⁵⁾。図 6 に当社ガスタービンの DLE 燃焼器構造を示す。拡散燃焼方式のパイロットバーナ、予混合燃焼方式のメインバーナおよび追焚きバーナの三つのバーナで構成する。エンジン起動時には安定性に優れるパイロットバーナ、高負荷時にはメインバーナおよび追焚きバーナにて低 NOx 運転を行う。

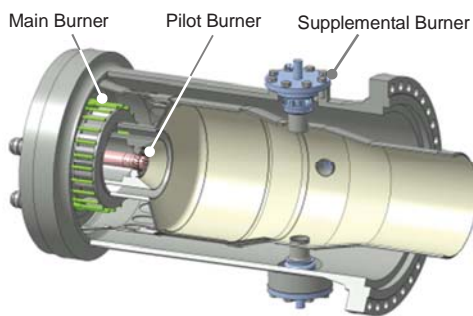


Fig. 6 DLE combustor geometry of Kawasaki gas turbine

燃焼器上流側のメインバーナで天然ガスを燃焼させているため、追焚きバーナの予混合燃料は、高温・低酸素な燃焼ガス中に投入される。このため、追焚き燃料ガスの燃焼反応が緩やかとなり、広い運転範囲で低 NOx 燃焼が可能である。水素投入時も同様に燃焼反応が緩やかになり、天然ガス同様に低 NOx 燃焼が可能である。

追焚きバーナからの水素投入量が燃料ガス全体の 60vol% (熱量ベースで約 30%) で、NOx 排出 25ppm (残存酸素 15% 換算) 保証が可能なレベルを達成している。

もう一つは、燃料の全量を純水素焚きでドライ低 NOx 燃焼を目指すものである。2010 年よりドイツ アーヘンにある AcUAS (Aachen University Applied Science) および B&B-AGEMA 社と共同で、micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術の産業用ガスタービン燃焼器への適用検討ならびに燃焼器の概念設計を進めてきた。

次章では、micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術と micro-mix バーナを適用した燃焼器の概念設計について紹介する。

3. ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器の開発

3.1 micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術の産業用ガスタービン燃焼器への適用検討

micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術は、AcUAS にて 1980 年代から今日にかけて研究されている燃焼技術であり、小型バーナを用いた水素の燃焼特性の取得や APU (航空機用補助動力装置) の水素による運転試験が行われている。図 7 に micro-mix バーナの拡大図を示す。微小な水素噴射孔 (直径 0.3mm 程度) から水素を噴射し、直行する空気噴流と急速混合し、水素火炎を形成する。微小な水素火炎を形成することで、局所的な高温域の発生を無くし、反応時間を短くして NOx の発生を抑制する。

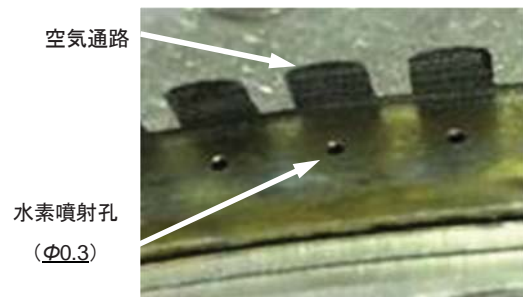


Fig. 7 micro-mix burner geometry

AcUAS で研究されていた水素の噴射孔直径が 0.3mm 程度の micro-mix バーナをそのまま産業用ガスタービンに適用した場合、一つの燃焼器あたりの水素噴射孔が数千個となり、現実的ではない。そのため、水素噴射孔直径を拡大し、一噴射孔あたりのエネルギー密度を増加させた際の NOx 排出特性の変化について調査を進めた。図 8 に試験用小型バーナの水素噴射孔直径 0.45mm, 0.55mm, 1.0mm と変えた際の試験結果を示す。空気通路形状の最適化等を合わせて実施することにより、エネルギー密度を増加させても低 NOx 燃焼の原理は保たれ、NOx 排出特性に大きな変化はなく、NOx 5ppm 以下 (残存酸素 15% 換算) を得た。図 9 に水素噴射孔直径 1.0mm の際の水素火炎を示す。

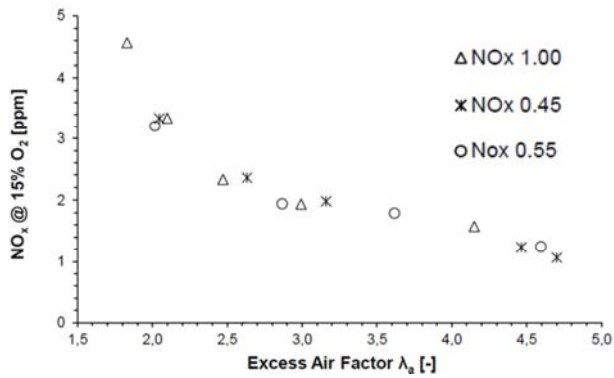


Fig. 8 NOx emission characteristics with small scale burners



Fig. 9 Atmospheric micro-mix burner hydrogen combustion test hydrogen flame with 1.0mm injection holes

3.2 ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器

当社の産業用ガスタービンでは、逆流缶型燃焼器が使われている。図 10 に micro-mix バーナモジュールを搭載した燃焼器の形状図（初期構想段階）を示す。

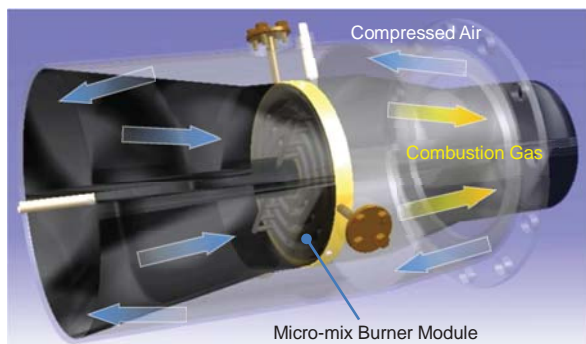


Fig. 10 Schematic view of first conceptual design of hydrogen DLE combustor with micro-mix burner module

図 11 に micro-mix バーナモジュールの形状を示す。水素供給部は、リング形状としており、水素の焼き量（運転負荷）に応じて使用するリング数を変更する。これにより、エンジン起動時から低負荷時における高い燃焼効率と高負荷時の低 NOx 燃焼の両立が可能となる。図 12 に燃焼器形状案の断面図を示す。当社独自の追焚きを併用することにより低 NOx 運転域拡大も可能である。

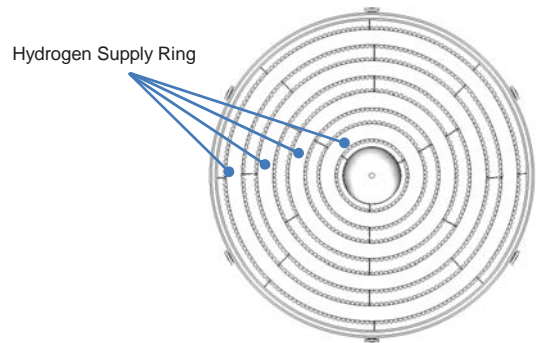


Fig. 11 Schematic view of micro-mix burner module

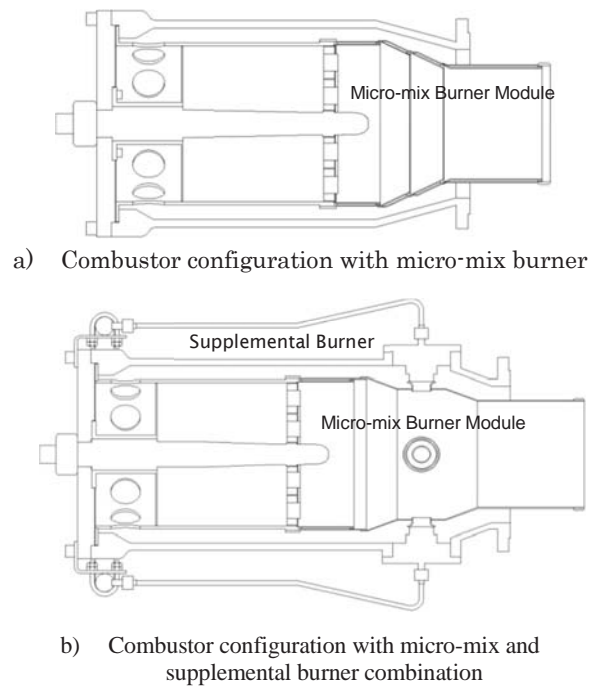


Fig. 12 Cross section of hydrogen DLE combustor

図 13 にドライ水素専焼低 NOx 燃焼器の形状を示す。

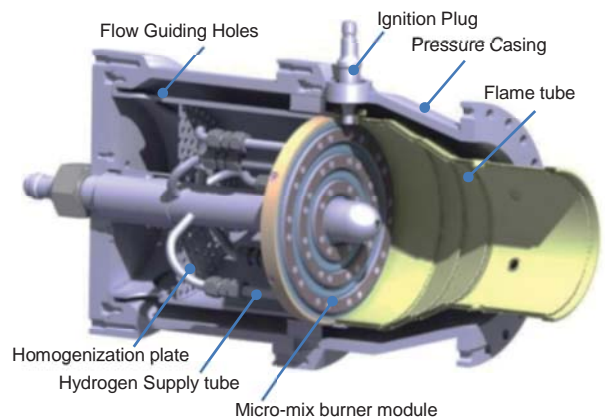


Fig. 13 Schematic view of final conceptual design

圧縮空気は、圧力ケーシングと燃焼器ライナの間を通り、燃焼器ライナ保持管の空気孔により折り返す。整流板に

より流れを均一かつ一様流にし、micro-mix バーナモジュールに供給する。水素が各リングに供給され、微小な水素火炎をmicro-mix バーナモジュール下流に形成する。

4. まとめ

当社の水素関連技術の開発状況の概略とドライ水素低NO_x 燃焼技術の開発状況について報告した。燃料ガス全量を純水素燃焼のドライ水素専焼低NO_x 燃焼技術については、2014年より内閣府のSIP (Strategic Innovation Promotion Program) におけるエネルギーキャリア 水素燃焼技術の開発において、2016年度までに燃焼器の完成、2018年度までにエンジン実証を目標に開発を進めている。燃焼器の全体の設計を実施し、試作燃焼器の製作に入った。

すでに需要のある副生水素利用および将来の低炭素・水素社会の早期実現に貢献できるように今後も技術開発を進めていく。

参考文献

- 1) 堀川敦史, 小田剛生: 水素燃焼技術の開発, ガスタービン学会誌, Vol.43, No.2 (2015) pp.80-85.
- 2) 山下 誠二, 吉野 泰, 吉村 健二, 新道 憲二郎, 原田 英一: 低炭素社会に向けた水素チェーンの実現性検討, エネルギー資源学会誌, Vol.35, No.2 (2014年3月号), pp.33-38
- 3) Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Kroniger, D., Kitajima, J., Kazari, M., Horikawa, A.: Numerical and Experimental Characterization of Low NO_x Micromix Principle for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69421.
- 4) Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Haj Ayed, A., Tekin, N., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K.: Experimental and Numerical Characterization of the Dry Low NO_x Micromix Hydrogen Combustion Principle at Increased Energy Density for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013*, San Antonio, Texas, GT2013-94771.
- 5) Haj Ayed, A., Kusterer, K., Funke, H., Keinz, J., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K., Bohn, D.: Numerical Study on Increased Energy Density for the DLN Micromix Hydrogen Combustion Principle, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-25848.
- 6) T. Weiland, N., G. Sidwell, T., A. Strakey, P.: Testing of a Hydrogen Dilute Diffusion Array Injector at Gas Turbine Conditions, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-46596.
- 7) Marek, C. J., D. Smith, T., Kundu, K.: Low Emission Hydrogen Combustion for Gas Turbines Using Lean Direct Injection, *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Tucson, Arizona, AIAA-2005-3776.
- 8) Hollon, B., Steinthorsson, E., Mansour, A., McDonell, V., Lee, H., 2011.: Ultra-Low Hydrogen/Syngas Combustion with 1.3MW Injector using a Micro-Mixing Lean-Premix System, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45929.
- 9) D. York, W. Yilmaz, E.: Development and Testing of a Low NO_x Hydrogen Combustion System for Heavy Duty Gas Turbine, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69913.
- 10) Cerutti, M., Cocchi, S., Modi, R., Sigali, S., Bruti, G.: Hydrogen Fueled Dry Low NO_x Gas Turbine Combustor Conceptual Design, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-26136.
- 11) Beerer, D., McDonell, V., Therkelsen, P., K. Cheng, R.: Flashback, Blow out, Emissions, and Turbulent Displacement Flame Speed Measurements in Hydrogen and Methane Fired Low-Swirl Injector at Elevated Pressures and Temperatures, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen Denmark, GT2012-68216.
- 12) Asai, T., Dodo, S., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Effects of Multiple-Injection-Burner Configurations on Combustion Characteristics for Dry Low-NO_x Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45295.
- 13) Dodo, S., Asai, T., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Combustion Characteristics of Multiple-Injection Combustor for for Dry Low-NO_x Combustion of Hydrogen-Rich Fuels under Medium Pressure, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45459.
- 14) Asai, T., Dodo, S., Karishuku, M., Yagi, N., Akiyama, Y., Hayashi, A.: Performance of Multiple-Injection Dry Low-NO_x Combustor on Hydrogen-Rich Fuel in an IGCC Pilot Plant, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-25298.
- 15) 小田 剛生, 櫻澤 俊明, 木下 康裕: 水素混焼技術の開発, 第42回日本ガスタービン学会定期講演会(熊本) 講演論文集 (2014), pp.11-14

第 5、および第 6 世代単結晶超合金のミクロ組織と高温強度

*原田広史，小泉 裕，小林敏治，横川忠晴，坂本正雄，川岸京子（物材機構）

Microstructure and Mechanical Property of 5th and 6th Generation Single Crystal Superalloys

*Hiroshi HARADA, Yutaka KOIZUMI, Toshiharu KOBAYASHI, Tadaharu YOKOKAWA,
Masao SAKAMOTO, and Kyoko KAWAGISHI (NIMS)

ABSTRACT

Using a 5th generation single crystal (SC) superalloy TMS-196 as a base alloy, a series of SC superalloys with different γ' volume fractions were designed on the γ - γ' tie-line. The alloys were cast to SC bars, properly heat treated, and tested in terms of creep properties to find the optimum γ' fraction. It was found that the alloy was strongest when γ' volume fraction was about 60~63% at the creep testing temperature. The same result was obtained also with the 6th generation SC superalloy TMS-238. The results suggested that the control of γ and γ' fractions is most important to maintain the rafted structure to prevent dislocation motions in SC superalloys for a long time period.

Key words: Superalloy, 5th Generation, 6th Generation, Single Crystal, Microstructure, Creep

1. はじめに

ジェットエンジンやガスタービンのタービン翼として、従来、第 1 世代 (Re 含有せず)、第 2 世代 (3wt%Re 含有)、第 3 世代 (6wt%Re 含有) の Ni 基単結晶超合金が用いられ、なかでも第 1、第 2 世代合金が多用されてきた。現在、Ni 基単結晶超合金の研究開発は Re と Ru を含む第 4~6 世代まで進んでおり、先行する物材機構開発超合金 (TMS 合金) がボーイング 787 用ジェットエンジン Trent1000 に実用化され、燃費性能向上に効果をあげている。2015 年 6 月現在、このエンジンはローンチカスタマーである全日空の 38 機のほか、英国航空など総計 88 機に用いられており、今後国内外の 360 機以上に使用されると期待されている¹⁾。

一方、Re や Ru の資源量が比較的少なく高価であるなどの理由から、これらの元素を含まずコストパフォーマンスに優れた単結晶超合金の開発も進められている。しかしこれらの合金は、高温特性特にクリープ特性の点で第 4~6 世代合金などには及ばない。このため、Re や Ru などを含む次世代合金の開発と実機適用の試みは、引続き世界各国で活発に進められているのが現状である。

本研究は、このような第 5、第 6 世代単結晶超合金について、特に γ' 体積率に着目してミクロ組織

のクリープ強度への影響について明らかにし、使用温度に応じた最適合金設計を可能にするために行ったものである。

2. 実験方法

2.1 合金設計

耐用温度 1100°C 級の第 5 世代単結晶超合金 TMS-196²⁾ と、同じく 1120°C 級の第 6 世代単結晶超合金 TMS-238³⁾ の公称組成 (wt%, 残 Ni) は以下の通りである。

TMS-196 (5th generation)

5.6Co-4.6Cr-2.4Mo-5W-5.6Al-5.6Ta-0.1Hf-6.4Re-5Ru

TMS-238 (6th generation)

6.5Co-4.6Cr-1.1Mo-4W-5.9Al-7.6Ta-0.1Hf-6.4Re-5Ru

これらは、Mo 含有量を低下させて耐環境性を向上させつつクリープ強度を向上させた合金である。これらの合金をベースとして、物材機構開発の合金設計プログラム⁴⁾ を用いて、合金中で γ および γ' 相の組成は変わらず、それらの比率だけが変化する一連の合金 (タイライン合金) の組成を計算した。

2.2 試験片作成とクリープ試験

計算された組成の合金を、真空一方向凝固炉にて溶解し、ロストワックス鑄型に流し込んだのち、引下げ法により 200mm/h の速度で一方向凝固し

て直径 10mm、長さ 130mmの丸棒単結晶を鑄造し、適切な溶体化と時効処理を行ってクリープ試験片（平行部径 4mm、ゲージ間隔 22mm）を作成し試験に供した。試験条件は、1000°C/245MPa と 1100°C/137MPa とした。また、試験前と試験後のマイクロ組織を SEM などにより観察しマイクロ組織変化とクリープ特性を比較検討した。

3. 実験結果

Fig.1 に TMS-196 合金のタイライン合金のクリープ試験結果を示す。この図は、 γ' 体積率が 0 から 100%まで変化したときの、1000°C/245MPa と、1100°C/137MPa の試験条件でのクリープ破断寿命の変化を示している。この結果から、合金のクリープ強度は γ と γ' それぞれの単相の場合に比べて、2つの相が共存する整合2相状態となることによって大幅に向上することがわかる。これは Murakumo 及び著者らが第3世代単結晶合金を用いて以前に得た結果⁵⁾と同様であり、整合2相界面が強化に寄与することが再確認された。

本試験結果から、クリープ強度がピークを示す最適 γ' 体積率（設計値）が、試験条件により少し変化することがわかる。すなわち、1000°C/245MPa においては γ' 体積率 60%の合金が最高のクリープ破断寿命（2768 h）を示し、1100°C/137MPa においては γ' 体積率 70%の合金が最高のクリープ破断寿命（853 h）を示す。

これらの γ' 体積率は900°Cでの平衡状態を基準に計算したものである。そこでそれぞれのクリープ試験温度での γ' 体積率を合金設計プログラムで再計算すると、1000°Cで最高強度を示す合金の1000°Cでの γ' 体積率は60%、1100°Cで最高強度を示す合金の1100°Cでの γ' 体積率は63%と、両者ほぼ同一の γ' 体積率となることがわかった。

第6世代合金 TMS-238 に関しても同様に、最適 γ' 体積率が62~63%という結果が得られた。

単結晶超合金は1000°Cあるいはこれを超えるような高温で γ 相と γ' 相のいわゆるラフト構造（3次元的にはサンドイッチ構造）を生成して、(1) γ/γ' 相界面が転位の上昇運動を阻害するとともに、(2) 界面に転位網を形成して転位のキャッチングも阻害することによって、クリープ抵抗を増す。このサンドイッチ構造が長時間、安定に存在するために、2つの相の比率の最適化が極めて重要であることを、本実験結果は示していると考えられる。

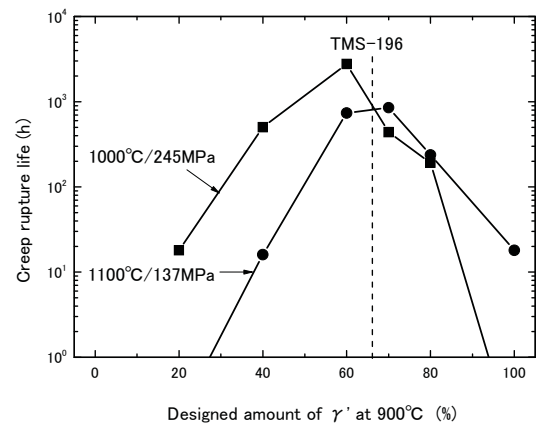


Fig.1 Creep rupture life v.s. γ' volume fraction in γ - γ' tie-line alloys based on TMS-196.

4. まとめ

本研究の結果、タービン翼として使用時の単結晶超合金のメタル温度において、 γ' 体積率が60~63%となるよう合金設計することで、第5、第6世代の単結晶超合金が最高のクリープ特性を發揮することが示された。この知見は今後の合金設計の有用な指針となるものである。

謝辞

本研究遂行に協力いただいた佐藤彰洋物材機構・超耐熱材料センター特別研究員（当時、現在IHI）に謝意を表します。

参考文献

- 1) 原田広史、横川忠晴、川岸京子、小林敏治、小泉 裕、坂本正雄、湯山道也、日本ガスタービン学会誌、投稿予定。
- 2) A.Sato, H.Harada, A-C.Yeh, K.Kawagishi, T.Kobayashi, Y.Koizumi, T.Yokokawa, J.X.Zhang, Superalloys 2008, Ed.By R.C.Reed et al.,(2008) p.131.
- 3) K.Kawagishi, A-C.Yeh, T.Yokokawa, T.Kobayashi, Y.Koizumi, H.Harada, Superalloys 2012, Ed.By E.S. Huron et al.,(2012) p.189.
- 4) T.Yokokawa, H.Harada, K.Kawagishi, Y.Koizumi, T.Kobayashi, Superalloys 2012, Ed. By E.S. Huron et al.,(2012) p.285.
- 5) T.Murakumo, T.Kobayashi, Y.Koizumi, H.Harada, Acta.Materialia, Vol.52 (2004), p.3737.

【研究報告】

実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段高圧タービン動翼 付け根部の単純時効に伴うミクロ組織変化

*三浦 信祐（防衛大），山本 詩歩（東北大・院）

Microstructure change in the Root Part of a First Stage High Pressure Turbine Blade of a Single Crystal Ni-based Superalloy after service with Simple Aging

*Nobuhiro MIURA(NDA) and Shiho YAMAMOTO(Tohoku Univ.)

ABSTRACT

To estimate the temperature and the stress distribution, and the stress directions in service, the microstructure change of a nickel-based superalloy serviced in the root part of a 1st high pressure turbine (HPT) blade of a jet engine with simple aging was investigated. After serviced blade, most of the γ' precipitates remained cuboidal in shape at the pressure and suction side. After simple aging, the rafted γ/γ' structures appeared at the vicinity of coating surface of suction side. The other portions, most of the γ' precipitates contact with each other for three direction of {100}. Consequently, very complicated stress is load on the blade surface at the root part in service.

Key words: 1st High pressure turbine blade, Rafted γ/γ' structure, Single crystal Ni-based Superalloy,

1. はじめに

これまで著者らは，ジェットエンジンの第一段高圧タービン動翼にて実機使用した単結晶 Ni 基超合金について，金属組織学的に実機稼働環境の推定を試みてきた。すなわち，単結晶 Ni 基超合金が高温下で引張クリープ変形を受けた際，ラフト構造を形成し，これは温度，応力とその方向，時間によりその時期および形態が変化する^{1),2)}とした知見を活用し，実機使用材の組織観察結果と比較検討を実施している³⁾⁻⁶⁾。その結果，動翼表面近傍では多くの部位で動翼表面と平行な板状ラフト構造の形成が認められたことから，動翼表面の大部分での主応力は熱応力であり，その方向は動翼表面に対し垂直であることを示唆した。一方で，動翼の表面近傍から冷却孔方向への母材内部においても部位により γ' (Ni₃Al)相の形態が著しく異なり，さらにはラフト構造の形成方向にも差異が生じ，組織学的観点から複雑な応力状態であることが明らかとなっている。

しかし，背側の母材内部では γ' 相は大半が初期組織と同様の立方体状であり， γ' 相の形状のみに基づいた応力分布の推定は困難であった。そこで，前報において，実機使用した動翼について，先端部，各部位のコーティング層と母材との界面から冷却孔方向へ，(001)および(100)両面の詳細な組織観察を行うとともに，1273K の単純時効を施し，時効に伴う γ' 相の形態変化を観察し，各部の温度，応力分布および応力方向の推定を試みた。その結果，単純時効に伴い部位によって組織形態変化は大きく異な

り，同一断面においても負荷される応力の大きさとその方向および温度分布は大きく異なることを報告した。その上で，動翼の応力環境の推定には実機使用材の組織観察に加え，単純時効後の組織形態の知見を加えることで，ミクロ組織形態に基づく動翼の稼働中の温度および応力分布の定性的な推定が可能であることを示した⁶⁾。

ところで，動翼の実機稼働中において，先端部では非常に高い温度条件下となるため，回転による応力は低い環境であるのに対し，付け根部では回転による応力が最も負荷されることから，温度は極力低くなるよう設計されている。今後，ジェットエンジンの高効率化のためには更なる高温化が図られることが予想されることから，動翼付け根部においても温度環境がより厳しくなることが予想される。新たな動翼の設計には，現状の実機材の稼働環境把握が重要であり，金属組織学的知見に基づく温度，応力分布の推定が貢献できる可能性は高い。

そこで本研究では，実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段タービン動翼について，稼働中高応力条件となる動翼付け根部，各部位のコーティング層と母材との界面から冷却孔方向へ，(001)および(100)両面の詳細な組織観察を行うとともに，1273K の単純時効を施し，時効に伴う γ' 相の形態変化を観察し，各部の温度，応力分布および応力方向の推定を試みる。

2. 供試材および実験方法

供試材は長手方向を[001]とした単結晶 Ni 基超合金の

ジェットエンジン第一段高圧タービン動翼，数千時間実機使用材である。供試材は動翼長手方向と垂直方向にあたる二次方位の[100]について，X線ラウエ背面反射法を用いて決定し，リーディングエッジとトレーリングエッジの先端を結ぶ直線に対し，先端部から見て[100]が23°反時計方向に回転しているものを使用した。動翼の寸法は，全長約78mm，最大幅44mmである。動翼表面には遮熱コーティングが施してある。組織観察用試料は動翼エアfoil部先端より約44mmの部位について，動翼長手方向と垂直な(001)を放電加工機により切り出した。その後リーディングエッジから約7mm間隔で(100)と平行に切り出した。組織観察は，各部位の腹および背側のコーティング層と母相との界面から冷却孔に向かってそれぞれほぼ5分割した位置の(001)および(100)について，電解放出型走査電子顕微鏡 (FE-SEM) を用いて行った。その後，各試験片に1273K， 2.52×10^6 s 単純時効を施し，同一部位についてSEM観察を実施した。

3. 実験結果および考察

3.1 付け根部腹側のマイクロ組織

動翼付け根部腹側のリーディングエッジからトレーリングエッジの各部位について，組織観察を実施した。

Fig.1 に動翼付け根部腹側リーディングエッジのSEM組織を示す。写真正面が(001)，その右手側が(100)，写真下辺がコーティング層側としている。コーティング層近傍の(100)では， γ 相が数個程度[001]へ連結している。しかし，(001)では大半が立方体状を示している(Fig.1-(a)および(b))。これまでの知見より，コーティング層近傍には動翼長手方向からの短軸圧縮応力⁷⁾あるいは2方向からの引張応力⁸⁾が負荷されていたと推論される。コーティング層から0.4mm部より内部冷却孔近傍までの各部位ではいずれの面においても γ 相が立方体状を保持し，規則的に配列した初期組織とほぼ同様の組織となっている(Fig.1-(b)~(e))。したがって，大半の部位では γ 相の形態が変化するほどの高温には曝されていないと推論される。

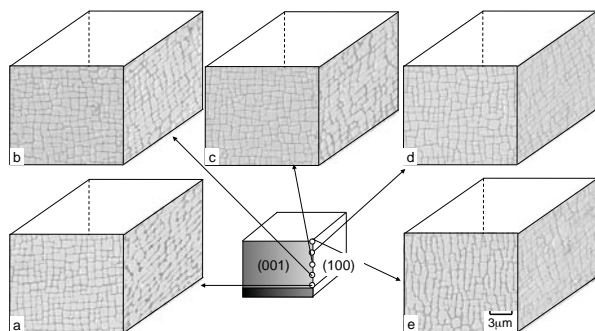


Fig.1 腹側リーディングエッジの(a)コーティング層近傍，(b)コーティング層より0.4mm，(c)0.8mm，(d)1.2mmおよび(e)冷却孔近傍におけるSEM組織

次にトレーリングエッジ部のSEM組織をFig.2に示す。

コーティング層近傍では(001)で γ 相が[100]へ連結し，(100)で立方体状を保っていた(Fig.2-(a))。これはリーディ

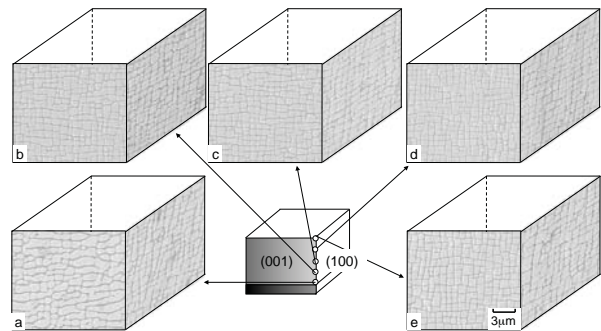


Fig.2 腹側トレーリングエッジの(a)コーティング層近傍，(b)コーティング層より0.3mm，(c)0.5mm，(d)0.8mmおよび(e)冷却孔近傍におけるSEM組織

ングエッジと同様な応力が負荷されているものの，その方向が異なることが予想される。一方で他の部位での γ 相が整然と配列した立方体状を保持している(Fig.2-(b)-(e))。リーディングエッジからトレーリングエッジの間の部位においても大半が初期組織と同様であった。これらの結果より，コーティング層近傍を除いて全ての部位で温度が低い環境下であったと言える。

3.2 付け根部背側のマイクロ組織

続いて，動翼付け根部背側のリーディングエッジからトレーリングエッジの各部位について，SEM観察を実施した。

Fig.3 にリーディングエッジのSEM組織を示す。写真正面が(001)，その右手側が(100)，写真上辺がコーティング層側とした。いずれの部位においても γ 相が立方体状を保っている。

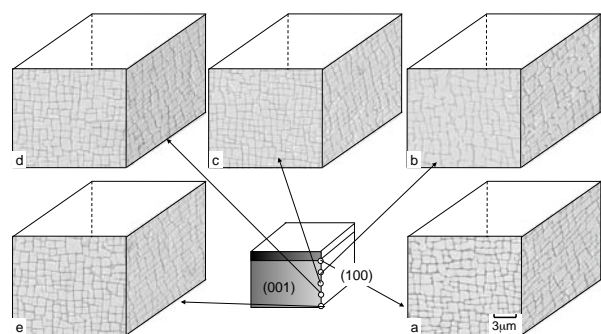


Fig.3 背側リーディングエッジの(a)コーティング層近傍，(b)コーティング層より0.4mm，(c)0.8mm，(d)1.2mmおよび(e)冷却孔近傍におけるSEM組織

Fig.4 にトレーリングエッジのSEM組織を示す。リーディングエッジと同様， γ 相の形状に変化は認められない。リーディングエッジからトレーリングエッジまでの間の部位においても全て γ 相は立方体状であった。したがって，背側では温度環境は γ 相の形態変化を及ぼさない900°C以下であったと推察される。

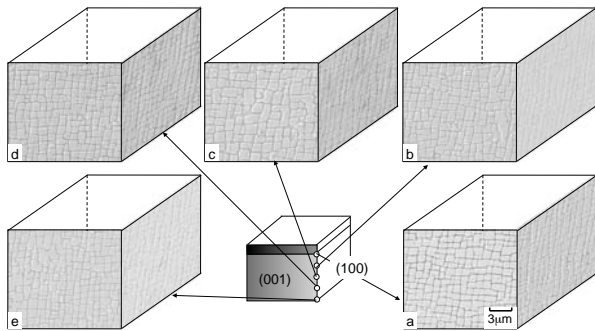


Fig.4 背側トレーリングエッジの(a)コーティング層近傍, (b) コーティング層より 0.5mm, (c)0.9mm, (d)1.4mm および(e)冷却孔近傍における SEM 組織

3.2 2.52×10⁶s 単純時効後の付け根部腹側の各部位におけるマイクロ組織

前節までに、腹側および背側の大半の部位で、 γ' 相の形状は立方体状を保っており、初期組織と大きな差異が生じていなかった。これは γ' 相の形態変化が生じない温度域で使用されていることが明白であるものの、応力推定は困難である。そこで本節では、前報⁶⁾と同様、稼働中の動翼に負荷される応力およびその方向を推定するため、各試料に 1273K, 2.52×10⁶s 単純時効を施し、単純時効前とほぼ同一部位について、(001)および(100)を観察し、 γ' 相の形態について調べる。

3.2.1 単純時効後の付け根部腹側における γ' 相の形態

動翼付け根部 2.52×10⁶s 単純時効材の腹側、実機使用後と同一部位における SEM 観察を行った。

Fig.5 に腹側リーディングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の SEM 組織を示す。コーティング層近傍では γ' 相が(100)で[001]へ連結し、完成度の低いラフト構造を形成している。一方、(001)では γ' 相は[100]および[010]へ連結しているもの、(100)の様なラフト構造を形成していない(Fig.5-(a))。コーティング層近傍から 0.4, 0.8 および 1.2mm の部位では(001)および(100)ともに、初期組織に単純時効を施した際に形成される粗大な γ' 相が認められる。冷却孔内部では他の部位とは異なり、(100)では γ' 相が凝集し、粗大化しており、 γ 母相も大幅に拡大している(Fig.5-(b)~(d))。(001)では球状の γ' 相や曲率を帯びた粗大な塊状を呈している(Fig.5-(e))。

腹側トレーリングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の SEM 組織を Fig.6 に示す。コーティング層近傍からコーティング層より 0.8mm の部位では両面ともに γ' 相が<100>へ連結している(Fig.6-(a)~(d))。冷却孔内部では(100)で γ' 相の凝集粗大化が進んでいる。(001)では立方体状 γ' 相が大きくなった形状を示している(Fig.6-(e))。しかし、いずれの部位においても応力負荷されていた場合に形成されるラフト構造は認められない。

したがって、腹側ではリーディングエッジのコーティ

ング層近傍のみ応力が高いものの、他の部位では応力は低く、回転による動翼への負荷が小さいことが明らかとなった。

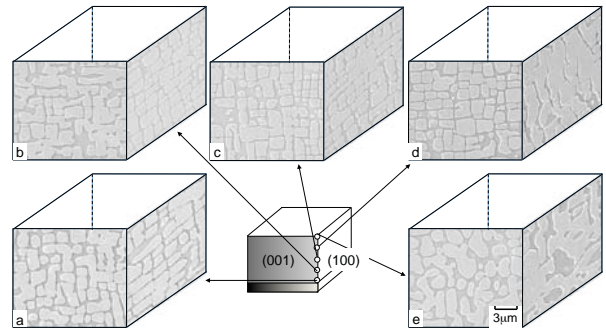


Fig.5 腹側リーディングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の(a)コーティング層近傍, (b) コーティング層より 0.4mm, (c)0.8mm, (d)1.2mm および(e)冷却孔近傍の SEM 組織

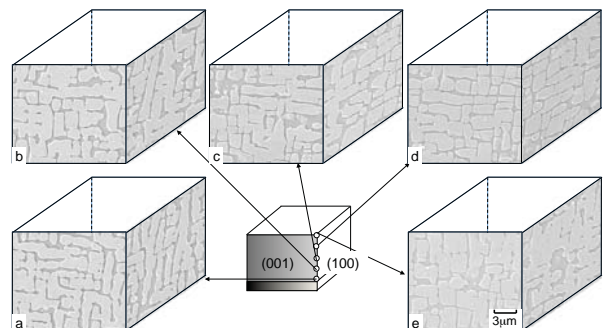


Fig.6 腹側トレーリングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の(a)コーティング層近傍, (b) コーティング層より 0.3mm, (c)0.5mm, (d)0.8mm および(e)冷却孔近傍の SEM 組織

3.2.2 単純時効後の付け根部背側における γ' 相の形態

次に、背側に注目する。Fig.7 に背側リーディングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の SEM 組織を示す。

コーティング層近傍では(001)において γ' 相は[010]へ連結し、ラフト構造を呈している。しかし、その連結度は低い。一方(100)においても[010]へ γ' 相が連結しており、両面からの形状より、 γ' 相は棒状となっていると推測される(Fig.7-(a))。コーティング層から 0.4mm の部位では γ' 相が(001)で[100]へ(100)で[001]へ連結した板状ラフト構造が形成している(Fig.8-(b))。コーティング層から 0.8 および 1.2mm 部では両面ともにコーティング層界面とほぼ平行方向に γ' 相が数個程度連結している(Fig.7-(c), (d))。内部冷却孔では立方体状の γ' 相が粗大化し丸みを帯びた形状をしている(Fig.7-(e))。

Fig.8 に背側トレーリングエッジ 2.52×10⁶s 単純時効材の SEM 組織を示す。全ての部位で γ' 相は立方体状が失われ、粗大化している。コーティング層近傍では γ , γ' 相ともに最も粗大化が著しい(Fig.8-(a))。また、コーティング層から 1.4mm 部において(001)で[010]への連結が認められ、ラフト化が進展している(Fig.8-(d))。このように、背側では実機使用状態では組織形態変化がほとんど生じ

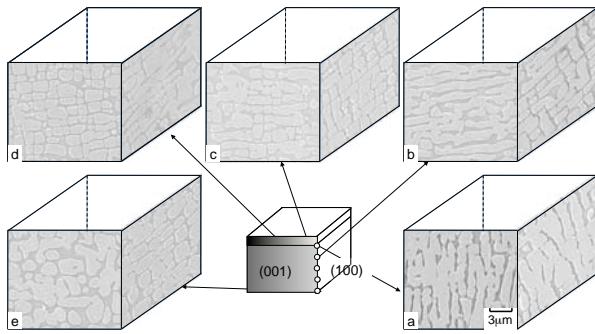


Fig.7 背側リーディングエッジ 2.52×10^6 s単結晶材の(a)コーティング層近傍, (b)コーティング層より0.4mm, (c)0.8mm, (d)1.2mm および(e)冷却孔近傍のSEM組織

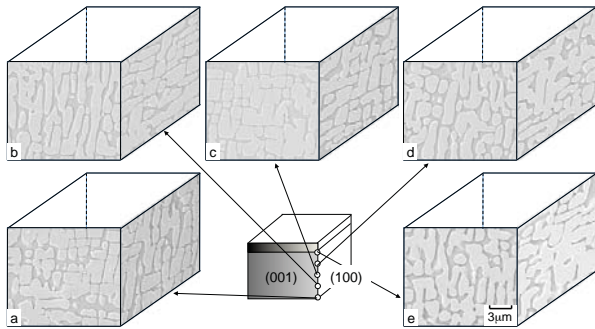


Fig.8 背側トレーリングエッジ 2.52×10^6 s単結晶材の(a)コーティング層近傍, (b)コーティング層より0.5mm, (c)0.9mm, (d)1.4mm および(e)冷却孔近傍のSEM組織

ておらず応力環境の推定が困難であったのに対し、定性的な応力推定が可能な程、組織形態変化が生じていることが明らかである。すなわち、リーディングエッジではコーティング層近傍では表面近傍からの短軸の圧縮応力あるいは2軸からの引張応力が、また内部では動翼表面に対し垂直方向の短軸引張および、あるいは多軸の圧縮応力が負荷されたと推論される。一方、トレーリングエッジ側では多くの部位において、複雑な多軸の引張、圧縮応力が働いていたものと推論される。

以上の結果より、実機使用した動翼に単純時効を施すことで、付け根部における γ' 相の形態に基づく温度、応力分布およびその方向が定性的に推測可能であることが明らかとなった。

4. 結論

本研究では、ジェットエンジンにて実機使用した単結晶Ni基超合金の第一段高圧タービン動翼付け根部について、詳細な組織観察を行った後に、単純時効を施し、時効時間の増加に伴うマイクロ組織変化を観察し、時効に伴う前後の γ' 相の形状に基づく温度、応力分布の推定を試みた結果、以下の結論を得た。

1) 実機使用材では腹および背側ともに γ' 相の大半が立方体状を保持している。

2) 単純時効材腹側ではリーディングエッジにおいて、ラフト構造を形成したコーティング層近傍のみ応力が高いものの、他の部位では粗大化した γ' 相を示したことから、応力は低く、回転による動翼への負荷が小さいと考えられる。

3) 単純時効材背側ではリーディングエッジでは、コーティング層近傍において表面近傍からの短軸の圧縮応力あるいは2軸からの引張応力が、また内部では動翼表面に対し垂直方向の短軸引張および、あるいは多軸の圧縮応力が負荷されたと推論される。一方、トレーリングエッジ側では多くの部位において、複雑な多軸の引張、圧縮応力が働いていたものと推論される。

4) 以上の結果より、動翼の実機使用材で応力環境が判定不可能な部位に単純時効が有効であることが明らかとなった。

参考文献

- 1) T. M. Pollock and A. S. Argon : Acta Metall. Mater., Vol.40, (1992), pp.1-30.
- 2) N. Miura, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of 9th Int'l Conf. on Creep and Fracture Eng. Mat. and Structures 2001, (2001), pp.437-445.
- 3) N. Miura, N. Harada, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of the 8th Int. Conf. on Mater. for Adv. Power Eng., 2002, (2002), pp.235-254.
- 4) 三浦信祐, 山本詩歩, 近藤義宏 : 第40回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2012), p.329.
- 5) 三浦信祐, 山本詩歩, 近藤義宏 : 第41回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2013), p.369.
- 6) 三浦信祐, 山本詩歩, 近藤義宏 : 第42回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2014), p.125.
- 7) 中田紘司, 釘宮教彰, 林義明, 三浦信祐, 近藤義宏, CAMP-ISIJ, 22(2009), p.1339.
- 8) 森本真造, 伊藤立馬, 村田純教, 三浦信祐, 近藤義宏, 塚田祐貴, 小山敏幸, 学術振興会耐熱金属材料第123委員会研究報告, 25(2014), p.245.

謝辞

本研究はJSPS 科研費 24760589の助成を受けたものです。

ガスタービン高温構造体冷却孔周りの微小クリープき裂の特異的初期成長挙動

*目時 彩加, Subramanian Rajivgandhi, 岡崎 正和 (長岡技術科学大学)

Early Growth Behavior of Crack Originated from Cooling Holes during Creep Loadings.

Ayaka METOKI, Subramanian Rajivgandhi, Masakazu OKAZAKI

(NAGAOKA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY)

ABSTRACT

It is important to get basic understandings on early stage crack propagation behavior around cooling holes machined in high temperature hot section components in advanced gas turbine system. For the purpose a new testing system has been developed in this work so that mechanical loading can be applied to Ni-based superalloy hollow specimen with a cooling hole under a simulated combustion gas environment where there was a significant temperature gradient. By means of the test system the behavior of crack propagation under a thermally gradient creep (TGC) condition was studied, in comparison with that under a isothermal creep (ITC), based on non-linear fracture mechanics approach. Through the work special attentions were paid to understand on: (i) microstructural aspect on small creep crack propagation behavior emanating from cooling hole, (ii) difference between small and macroscopic long creep cracks, (iii) role(s) of local thermal stress resulting from thermal gradient and that (those) of the stress concentration and relaxation with creep around the cooling holes.

Key words: *Creep crack, Cooling holes, Ni-base superalloy, Thermal stress, Temperature gradient, Creep J-integral, Small scale creep, Large scale creep, Stress concentration and relaxation*

1. 緒言

一般に発電用プラントにおいては、熱機関の稼働温度を上昇させることにより高効率化が達成できるが、その一方で、強度を担う材料の強度は高温になるほど低下するため、二つの要素は競合関係になる。この工業的課題に対応するため主要高温部材に種々の冷却構造をもたせ、これら競合要素を両立させてきた構造部材・要素が多々ある。ガスタービンにおける冷却翼の採用はそのよい例であろう。近年におけるこれら構造要素の三次元的形状の複雑化と多機能化を鑑みると、複雑形状による応力集中効果と冷却構造に伴う部材内温度勾配に起因した熱応力とが重畳して、単純な条件下の破損からは予測し難い材料強度的特性や破損が生じることも予測されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。これまでも、冷却構造を対象とした研究は多くなされてきたが、一定温度の下での材料の高温強度特性に注目した研究がほとんどで、冷却部位周辺の局所的な破損挙動に焦点を当て、それを実験的に再現し、かつ、材料強度的特性を定量的に検討した例はごく限られている。⁽³⁾⁻⁽⁴⁾

本研究では、冷却構造をモデル化した形状の試験片を用い、試験片内に温度勾配をもたせたうえで、稼働時の遠心力負荷を重畳させることができる試験システムを試作した。この試験システムを用いて、Ni基超合金製冷却

孔模擬試験片に対してクリープ実験を実施し、冷却孔周辺のクリープ破損挙動を力学的観点から考察することを目指した。その際、特に、(i) 冷却穴周りから発生する微小なき裂(長さサブミリメートルオーダー)の挙動には、従来から実験室レベルで評価されてきた巨視き裂(長さセンチメートルオーダー)に対する取扱いと類似の手法が適用可能か、(ii) 微小なき裂の挙動には材料の組織単位がどのような影響を及ぼしているのか、(iii) (i),(ii)に対して、冷却穴周りに存在する温度勾配はどのような影響を及ぼしているのか、また、それをどのように扱えば良いのかに特に焦点を当てた。

2. 温度勾配下試験システムの概要

2.1 供試材と試験片

本研究に供した材料は、溶体化処理の後、時効処理を与えた IN738 多結晶超合金である。その化学成分と微細組織を Table 1 および Fig. 1 に示す。鑄造素材であることを反影して、マクロ組織的にはデンドライト組織を有し、その2次デンドライトアーム間隔は約 50-100 μm 程度である(Fig.1(a))。また、結晶粒径は、大きいものでは数 mm、小さいものでは 0.5mm とばらつきは大きい、平均結晶粒径としては約 1.3mm である。なお、この合金の強度を担う γ' の大きさは約 0.8 μm で、体積率は約 45%で

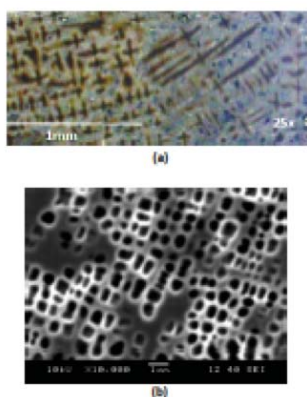


Fig. 1 Microstructure of material tested.

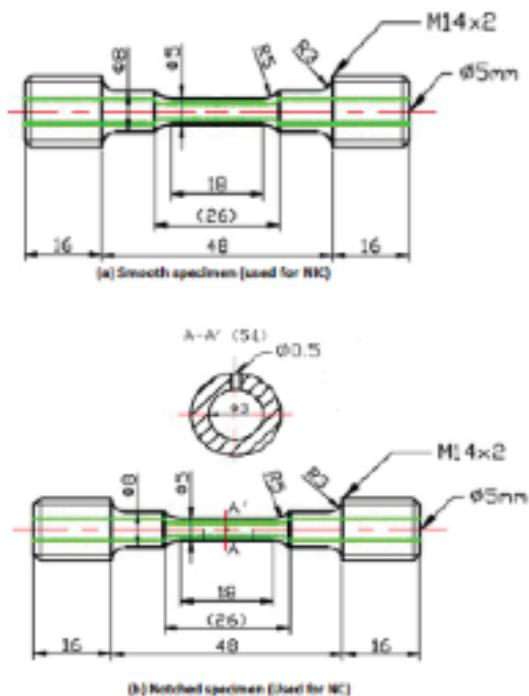


Fig. 2 Geometry of specimen used (Dimensions are in mm)

ある(Fig.1(b)).

この合金から Fig.2 に示す中空円筒状のクリープ試験片を機械加工した(Fig.2 (a)). 以後この試験片を平滑試験片と呼ぶ。ガスタービン翼に加工される冷却孔を模擬し、Fig.2 (a))の評点部中央に直径 0.5mmの貫通孔を機械加工した切欠試験片も準備した(Fig.2 (b)).

2.2 燃焼環境試験システム

本研究では、ガス燃焼場で試験片の厚さ方向に温度勾配を持たせた上で、静的あるいは動的な力学的な負荷を与えることができる独自開発装置を用いた。この装置は、都市ガスを燃料とするかん型燃焼器、燃焼ガスを利用するためのテストセクション配管系および、電気油圧サーボ式疲労試験機とを組み合わせたものである(Fig.3

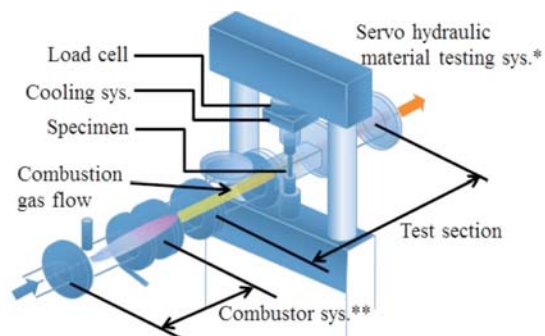


Fig. 3 Schematic view of thermally graded creep (TGC) test apparatus developed and the experimental setup.

燃焼器は試験部入口温度600~1500°Cの燃焼ガスを安定的に供給可能で、燃焼ガス温度を制御対象としたプログラム運転機能も備えている。テストセクション配管は独自に設計を行い、高温燃焼ガス中に試験片を直接吹き付けながら力学的負荷試験を行える構造になっている。疲労試験機は容量1tonの電気油圧サーボ式である。そして、燃焼ガス雰囲気と力学的負荷を目的に応じて制御することにより、様々な実機使用環境を模擬した試験が可能となる。なお、図(a)平滑試験片を供試体とした場合には、燃焼ガスの上流側と下流側で約100°Cの温度勾配を試験片中に持たせることができる。なお、システムを用いて、中空試験片の内面に冷却空気を流せば、試験片半径方向にも温度勾配を持たせることができるが、本実験ではそれを行っていない。

Table 2 Summary of test conditions

Type of test	Specimen used	Test Temperature Controlled (°C)	Location of artificial notch against gas flow	Applied external stress (MPa)
Isothermal creep (IC) test	Smooth and Notched	875 (controlled)	-	220, 200
Thermally graded creep (TGC) test	Smooth and Notched	850 (measured)	Downstream*	220, 200
		875 (controlled)	Sidestream**	220, 200
		905 (measured)	Upstream*	220, 200

* Lower temperature side

** Middle temperature side

*** Higher temperature side

2.3 試験条件

本研究では、2.2節の試験機による温度勾配下クリープ (Thermally graded creep; TGC)試験と、通常のクリープ試験機を用いた一定温度クリープ試験 (Isothermal creep creep; ITC)試験を行った。TGC試験の際、燃焼ガス流の流れ場に対するFig.2 (b) の冷却孔の位置を変数として複数の条件下のクリープ試験を行った(Table 2)。表中、upstreamとは試験片切欠きをガス流上流に、"side"とはガス流側面に、"downstream"とはガス流下流に配置した上で、クリープ負荷を与えている。なお、試験片表面温度は上流側で905°C、側面側で875°C、下流側で850°Cとは875°C (一定)で行った。

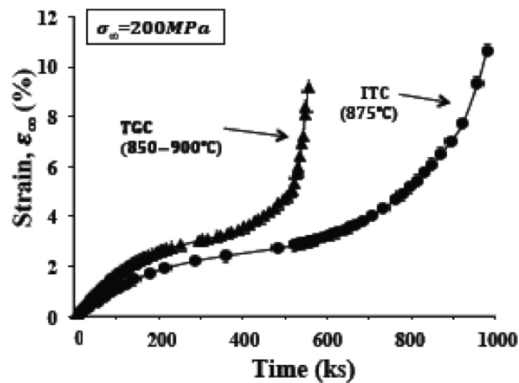


Fig. 4 Comparison of creep deformation curves between thermally graded creep (TGC) and isothermal creep (ITC) tests.

クリープき裂伝ば試験は、試験片Fig.2(b)を用いて冷却孔周辺から発生する微小き裂の伝ば挙動に注目する試験と、切欠きのない平滑試験片で自然発生型で発生・伝ばする微小き裂の挙動に注目する試験の2種類行った。注目したき裂の長さはいずれの試験でも、数十 μm からサブミリメートルの長さで一結晶粒以下の寸法のものである。き裂伝ば速度は、定期的に試験を中断し、その都度試験片の表面をレプリカに転写しながらき裂長さを測定しながら評価した。その際、特に、(i) 冷却穴周りから発生する微小なき裂（長さサブミリメートルオーダー）の挙動は、従来から実験室レベルで評価されてきた巨視き裂（長さセンチメートルオーダー）の挙動と同じなのか、(ii) 微小き裂の挙動には材料の組織単位がどのような影響を及ぼしているのか、(iii) (i),(ii)に対して、冷却穴周りに存在する温度勾配はどのような影響を及ぼしているのか、

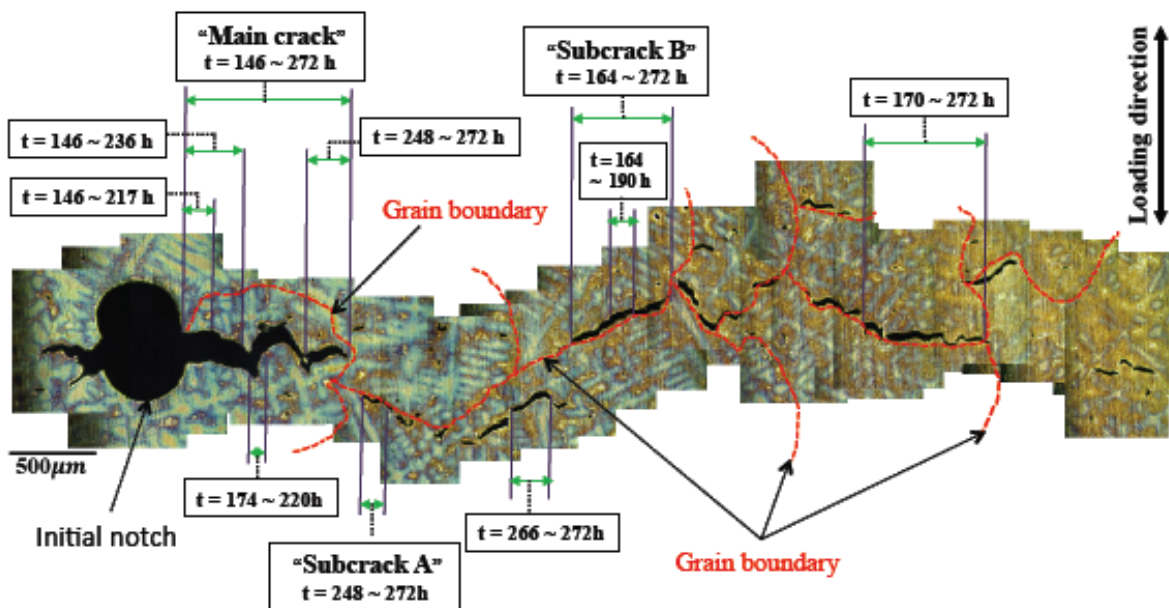


Fig. 5 Small creep crack propagation behavior emanating from an artificial notch, which is significantly affected by microstructure ($\sigma=200$ MPa, ITC test at 875°C).

また、それをどのように扱えば良いのかに特に焦点を当てた。

3. 実験結果

3.1 ITC試験中の微小き裂と巨視き裂の伝ば

代表として、負荷応力を200 MPaとしたときのITCテスト中のクリープ変形曲線をFig.4 に示す。クリープひずみは、試験片評点部に押当てた間隔約5mmの差動トランス方式の伸び系により計測した。これより、本供試材は、第1期（遷移）、第2期（定常）、第3期クリープからなる典型的なクリープ変形挙動を示すことがわかる。ここで計測されたクリープ速度をもとに、また、別の温度条件で得られたクリープ試験結果も含めて、定常クリープのひずみ速度をべき乗則により近似し、次の構成式を得た。

$$\dot{\epsilon}_{c,st} = B \sigma_{\infty}^n \quad n=4.5 \quad (1)$$

ここでBは試験温度に依存する材料定数である。

Fig.5 は、円孔から発生進展した微小き裂の成長の様子を、き裂先端位置の時間変化、および、その周囲の状況の変遷とともに模式的に示したものである。ここから理解される挙動については後述する。

一方、従来の多くの研究から、物理的に長い（通常はミリメートルからセンチメートルオーダー）巨視クリープき裂のき裂進展速度 da/dt はクリープJ積分と呼ばれる非線形破壊力学パラメータ $J_{c,st}$ により良好に表示できることが明らかになっている。⁽⁵⁾この知見を受け、ITC試験の下で円孔から発生する微小き裂(図中ではNotch crackと表記)の進展速度については、式(2)により評価した $J_{c,st}$ により関連づけた。⁽⁵⁾

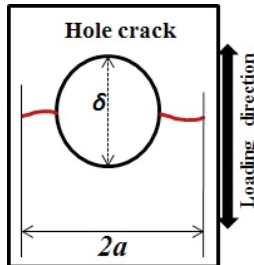


Fig.6 Crack opening displacement

$$J_{c,st} = \left(\frac{1 - \frac{1}{n}}{1 + \frac{1}{n}} \right) \dot{\delta} \sigma_{net} \quad (2)$$

n : 式(1)中のクリープ指数
 r_i, r_o : 円筒試験片の内外半径
 a : き裂半長.

ここで, σ_{net} は

$$\sigma_{net} = \left[\frac{\sigma_{\infty}}{1 - \frac{2a}{r_i + r_o}} \right] \quad (3)$$

により定義される正味断面公称応力である。また、 $(d\delta/dt)$ はき裂開口変位速度であり、本研究ではこれを円孔上下の負荷軸方向の変位 δ の実測結果から評価した(Fig.6)。一方、人工的初期切欠きからではない自然発生のき裂(NIC)に対しては、Shih- Hutchinsonの簡便式から $J_{c,st}$ を評価した。⁽¹⁰⁾

$$J_{c,st} = F^2 f(n) \dot{\epsilon}_{\infty} a \sigma_{\infty} \quad (4)$$

$$\left\{ F = \left(\frac{1.12}{\pi} \times 2 \right) \right\}$$

$$f(n) = \left[3.85 \left(\frac{1-n}{\sqrt{n}} \right) \right] + \pi n$$

得られたき裂進展速度 da/dt と $J_{c,st}$ の関係をFig.7に示す。なお、同中の斜線バンドは、同種のNi基の超合金に対して他の研究者によって得られている巨視き裂の進展曲線を表している。Fig.5に示した模擬図と比較しながらFig.7の挙動を分析すると、微小き裂の進展に関して大別して次の5つの特徴が指摘できよう。

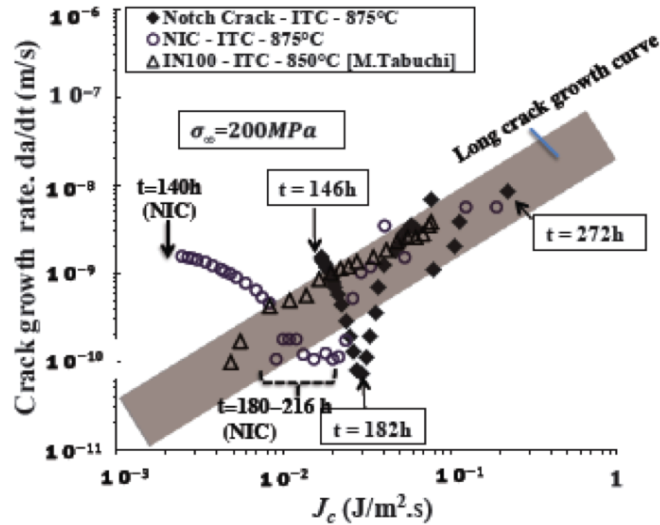


Fig. 7 Small creep crack propagation behavior emanating from an artificial notch correlated with creep J-integral, $J_{c,st}$ ($\sigma_{\infty}=200$ MPa, ITC test at 875°C).

第1の特徴は、本研究における微小き裂は時々刻々成長する一方で、き裂先端では多くの微小き裂が発生し(同図中に示したSubcrack A, Bなどの発生状況に注目願いたい)、主き裂はそれらと相互作用(合体)しながら成長することである(Fig.5)。ここで、微小き裂の多くは、デンドライト境界を核として発生している。

第2の特徴は、通常、巨視き裂の成長速度は $J_{c,st}$ と正の相関を示しながら成長する、換言すれば、き裂長さの増加とともにき裂進展速度は増加するが、^{(3)・(6)}円孔からの初期成長の挙動はこれとは逆で、むしろ、成長とともに減少する挙動を示す点である(例えば、 \blacklozenge の時間 $t=146-182$ hrの挙動に注目)。この減少挙動は時間に対して極めて急激で、時間に対して約-4~-6乗程度の依存性を示す。ただし、減少はあるところで止まり、極小値を示す(例えば、 \blacklozenge の時間 $t=182$ hr付近)。

第3の特徴として、第2の特徴に係る極小値を示すときのき裂進展速度は、巨視き裂の成長曲線よりも低い値を示す。ただし、この極小値期間は、主き裂先端が隣接結晶粒境界に近づいて行く時期ともほぼ対応する(Fig.5模擬図とFig.7との比較)。この期間はincubation期間とも言え、多くのsubcrackの発生時期とも一致する(\blacklozenge で示すNCの $t=182$ h付近参照)。同様の挙動がNCのみならずNICにおいても見られる(Fig.7で示すNICの $t=186-216$ hr参照)。

第4の特徴は、NICのき裂進展は、き裂が十分短いときには、巨視き裂よりも有意に高い進展速度を示す(速く伝ばする)(NICの $t=145$ h付近の挙動を参照。このときのき裂の長さは $100\mu\text{m}$ 以下)である。

第5の特徴として、特徴第1から4の示す種々の複雑な挙動を示しながらも、き裂が十分長くなれば(本研究では約1ミリメートル程度)、微小き裂のき裂速度は巨視き裂の進展曲線にほぼ収束していくことである。

冷却孔近傍からのき裂初期成長を扱うには、以上の第1から第5の特徴の背景を解明することが鍵となると

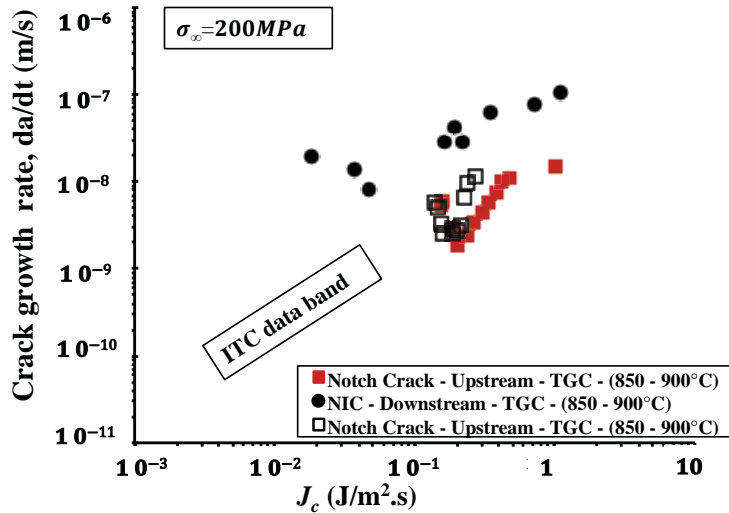


Fig. 8 Small creep crack propagation rates in TGC test correlated with creep J-integral, $J_{c,st}$ ($\sigma=200$ MPa).

考えられるため、これについては次章で再度考察することにする。

3.2 TGC 下と ITC 下のクリープき裂の進展

Fig.4はTGC下とITC下のクリープ変形挙動を比較したものである。これより、同一の応力の下では、TGC下の方がクリープ変形速度が高い。同様な結果が以前の著者らの研究でも実験的に確かめられており、^{(2),(3)}これについての力学的背景は後述する。

TGC下の微小き裂の進展速度をITC下のそれと比較してFig.8に示す。図中の斜線はITC下での巨視き裂のクリープき裂の進展曲線を示している。これより、まず、人工的切欠きのない自然発生型の微小き裂(NIC)は、特にそれが温度の低い下流側から発生した場合には、同一の J_c に対して極めて高いき裂進展速度を示すことがわかる。これは、高温部位の方が危険とする直感とは完全に反する。この挙動には、前報でも示したように^{(2),(3)}温度勾配下において発生する付加的な熱応力(負荷軸方向の変形が拘束されている場合には、低温 downstream側では引張の、高温側 upstream側では圧縮の熱応力が働く)が発生しており、それがクリープ変形とき裂進展挙動に寄与しているものと考えられる。

一方、Fig.8において、初期切欠きから発生する微小き裂(NC)の挙動に注目すると、上流側と下流側で大きな相違はなく、いずれも巨視き裂の進展曲線とは大きく逸脱するものではなかった。ただし、この挙動については、本実験条件が、巨視き裂の進展曲線と微小き裂の間に相違がなくなる程度に J_c のレベルが高くなる条件となっていたためとも考えられ(Fig.6によれば、 $J_c > 5 \times 10^{-1} J/m^2s$ 以上では、挙式列と微小き裂の差はなくなる)、これについては別の負荷レベルで確認する必要がある。

一方、Fig.8において、TGC下においても、き裂発生初期には、ITC下と類似の挙動が見られることも注目に値する。すなわち、 J_c の増加とともにき裂進展速度が減少する挙動はTGC下とITC下で共通して見られる。

4. 考察

前章で示したように、冷却模擬孔から発生する微小き裂の初期成長は、ある観点においては巨視き裂と類似の、別の観点からは全く異なる挙動を示した。特に3.1節で示した特徴2から4は、巨視き裂の知見の適用は危険側の予測を与えるという意味において、それらの挙動を解明しておく必要がある。

き裂進展速度を相関づけたFig.6, 8の非線形破壊力学的パラメータはEq.(2)をもとに評価された値である。ここでは、き裂周りの応力ひずみ場が基本的にはEq.(1)の構成式により記述されることを前提、換言すれば、き裂先端を含めた広範囲な領域でクリープ変形が支配的となっている条件を前提としている(大規模クリープ(Large Scale Creep:LSC)条件とも呼ばれる。Fig.9(b))。これに対して本研究で扱っているき裂の初期段階では、クリープ変形領域はき裂先端に限られ、そこからは離れた領域では弾性変形が支配的で、き裂先端のクリープ域は弾性域で囲まれ、かつ、拘束された状態であると考えられる(小規模クリープ(Small Scale Creep:SSC)条件とも呼ばれる。Fig.9(a))。^{(5),(6)}

通常、き裂が進展するにつれてSSC条件からLSC条件に遷移していく過程では、SSC下のクリープJ積分(J_c)は、Eq.(2)で評価される定常値 $J_{c,st}$ では無く、弾性応力場のき裂先端の応力場の強さを表す応力拡大係数 K と、時間 t の影響を受けた遷移J積分値 $J_{c,tr}$ によって与えられる(Fig.9(c))。^{(5),(6)}

$$J_{c,tr} = \frac{K^2}{[E(1+n)(t+t_{pl.})]} \quad (\text{when } (t+t_{pl.}) \leq t_{tr}) \quad (5)$$

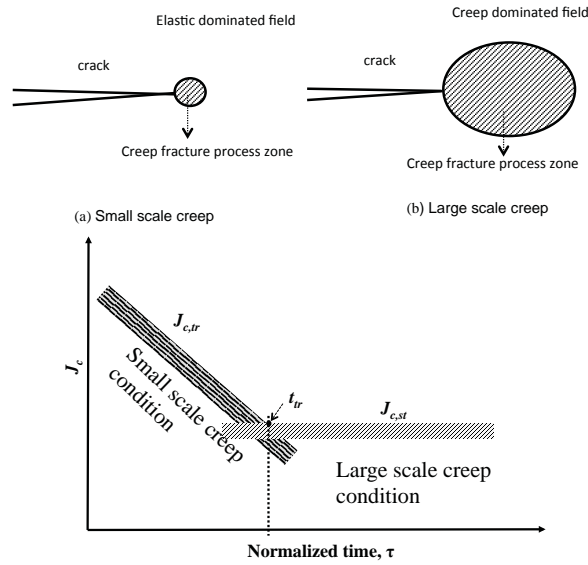


Fig. 10 Change of creep J-integral with transition from small scale to large scale creep .

$$K = K_{\sigma} F \sigma_{\infty} \sqrt{\pi a}, \quad t_{pl} = \frac{A}{B(1+n)}$$

$$\varepsilon_{pl} = A \sigma_{\infty}^m \quad (6)$$

ここで A と m は材料の塑性変形に対する構成式中の定数である。また、 K_{σ} は、本研究のように応力集中源から発生する場合のき裂に対する応力集中係数である。⁽⁸⁾ 注目すべき点は、 $J_{c,st}$ は時間 t に逆比例して減少することに加え、時間とともに減少する(緩和する)因子 K_{σ} も含むことである。通常、SCC から LSC に移行する時間の目安は、クリープ J 積分の定常値 $J_{c,st}$ を用いて

$$t_{tr} = \frac{K^2}{[E(1+n)J_{c,tr}^2]} \quad (7)$$

により見積もられ、^{(5),(6)} 一方、 $K\sigma=1$ になる(応力集中の影響がなくなる)時間は、無次元化時間 τ が

$$\tau=1 \quad \text{with} \quad \tau = BE\sigma_{\infty}^{-1}t \quad (8)$$

となる時間から見積もられる。⁽⁷⁾ これらによる見積りによれば、式(6)と(7)の遷移に要する時間は、き裂発生から約 10~100 hr と見積もられ、実測挙動と桁的に一致した(ただし、応力レベルとき裂長さに依存)。

以上の非線形破壊力学的パラメータの時間的変化特性は、3.1 節で示した第 1 から第 3 の特徴と定性的に完全に一致する。すなわち、冷却孔からの特異的な初期クリープ成長挙動には、SCC から LSC 条件に移行する際の力学量の時間変化が本質的役割を果たして言えよう。その一方で、3.1 節で示し第 2 と 3 の特徴で見られた極めて大きな時間的な減少依存性(すなわち、Fig. 6 中で時間 $t=146-182$ hr 期間中の減少挙動は時間に対して約 4~6 乗程度の大きな依存性)は、以上の連続体力学的な特徴のみでは定量的に説明できない。これには、特徴 1 と特徴 4 に見られた材料学的な因子、すなわち、結晶方位境

界におけるき裂の進展の阻止効果と微小き裂の発生による応力緩和効果が寄与しているように思われ、詳細な検討を進めている。

5. 結言

本研究では、試験片内に温度勾配をもたせうえて、同時に稼働時の遠心力負荷を重畳させることができる試験システムを試作した。この試験システムを用いて、Ni 基超合金製冷却孔模擬試験片に対してクリープ実験を実施し、冷却孔周辺の破損挙動を力学的観点から調査した。それにより、模擬冷却孔から発生する微小き裂の初期成長過程においては、従来の実験室レベルで評価されてきた巨視き裂の挙動とは大きく異なる挙動を示しながら成長すること、それには、小規模クリープ条件から大規模クリープ条件に移行する際の際の非線形破壊力学量の変化特性と、材料微細構造的因子が深く関与していることを示した。また、温度勾配を有する場合のクリープき裂進展速度は、それが無いときに比べて、有意な加速現象を示すことも実験的に示した。

謝辞

本研究の遂行にあたり、科学研究補助金(基盤(A) No. 25249003)の援助を受けた。記して謝意を表す。

参考文献

- 1) B.B. Seth, B. B., Superalloys- Superalloys 2000 (2000), pp.3-15.
- 2) M.Okazaki, Yamagishi S., Superalloys 2012 (2012), pp.445-454.
- 3) M.Okazaki, M. Sekihara, Materials at High Temperatures, 31, 379-389 (2014).
- 4) 山岸郷志, 岡崎正和, 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 813 (2014).
- 5) 大路清嗣, 小倉敬二, 久保司郎, 材料, 29,465-471(1980)
- 6) H. Riedel, J.R.Rice, ASTM STP 700, 112-130(1980)
- 7) 平修二, 大谷隆一, 材料の高温強度論, 4 章(1979).オーム社
- 8) P.Lucas Mater. Sci. Engg, 34, 61-66, (1978)
- 9) S. Kubo and K. Ohji, Proc. Int. Conf. Creep 417-423(1986)Tokyo.
- 10) C.F.Shi and J.W.Hutchinson, Trans. ASME, 98, 289-295(1978).

Alloy 718 合金の金属組織と機械的特性に及ぼす 溶体化処理条件の影響

*青木 宙也，上野 友典，大野 丈博（日立金属）

Effects of solution heat treatment conditions on metallographic structures and mechanical properties of Alloy 718

*Chuya AOKI, Tomonori UENO and Takehiro OHNO(Hitachi Metals)

ABSTRACT

The effects of cooling rates from a solution heat treatment on the microstructures and the mechanical properties of Alloy 718 were investigated. In this study, hot-worked materials were solution heat treated at 982 °C for 1 hour, followed by controlled cooling to 600 °C with the cooling rates between 1 and 199 °C/min, and double aging. The grain size ranged between 13 to 16 μm, and remained virtually constant regardless of the cooling rates from the solution heat treatment. δ phase-area ratio increased significantly at cooling rates of 5 °C/min or less. As the cooling rate from solution heat treatment decreased, 0.2 % proof stress at 649 °C tensile test was reduced. Creep resistance at 621 °C under 724 MPa peaked at the cooling rate of about 50 °C/min.

Key words: Solution heat treatment, Cooling rate, Microstructure, Mechanical properties

1. 緒言

718 合金は、現在でも主に発電用ガスタービンや航空機エンジンの用途として多く使用されている鍛造用超耐熱合金である。高い高温強度は、時効処理で γ'' (Ni_3Nb) と γ' ($\text{Ni}_3\text{Al,Ti}$) を析出させることで得られるが、耐力や疲労、クリープ等の用途に応じた強度特性を発揮するためには、熱間加工によって結晶粒サイズを制御することが重要である。特に、高い耐力や疲労強度を得るには微細な結晶粒組織が要求される。熱間加工の工程で δ 相 (Ni_3Nb) のピンニング効果により微細な再結晶組織をつくり込み、その後の溶体化処理も δ 相の析出温度域で行うことで微細結晶粒を維持する。

更に、実際の製造では、溶体化処理後の冷却も強度特性を左右する重要な工程である。溶体化処理後の冷却速度が遅い場合、冷却中に δ 相が析出し、その後の時効処理で γ'' の析出量が減少する。あるいは冷却中に γ'' 、 γ' が析出し過時効になることで強度が低下する。材料の肉厚が厚い場合、材料の表層部と中心部で強度特性が異なる。一方、製品の断面形状が複雑である場合、冷却速度が速いほど材料内部の残留応力の分布が大きくなることが報告されている¹⁾。機械加工時に材料の変形を抑制するためには、溶体化処理後の冷却速度は遅い方が好ましいが、強度低下を招く。溶体化処理後の冷

却速度に対して強度の変化を把握することは、製造上重要な要素である。したがって、本研究では、金属組織や機械的特性に及ぼす溶体化処理後の冷却速度の影響を調査することが目的である。

2. 実験方法

本研究では、熱間鍛造後、リング圧延を実施したリング材を素材とした。Table 1 に主要化学成分を示す。リング材の円周方向から 14mm ϕ \times 150mmL を採取した後、982°C \times 1h の溶体化処理を施した。測温用のダミーサンプルとして、14mm ϕ \times 150mmL の L 方向に沿って 4mm ϕ \times 75mmL の穴あけ加工を施し、熱電対を挿し込んで溶体化処理中および溶体化処理後の冷却中の材料温度を測定した。本研究では、溶体化処理後の冷却開始から 600°C に達するまでの時間から冷却速度を算出し、1, 5.4, 14, 51, 117, 127, 199°C/min の 7 水準を準備した。溶体化処理後、718°C \times 8h \rightarrow (55°C/h で 621°C まで炉冷) \rightarrow 621°C \times 8h 空冷の時効処理を施した。

金属組織の特性として、結晶粒径、 δ 相の面積率の評価、および γ'' と γ' の組織観察を実施した。溶体化処理まま材の試料について、観察面を電解研磨で調整した後、EBSD 測定により結晶方位差 15° 以上を結晶粒界として平均の結晶粒径を算出した。溶体化処理後、時効処理を施した試料については、

観察面を鏡面に仕上げた後、反射電子像を撮影し、画像解析により δ 相の面積率を算出した。また、試料の厚さが 0.1mm 以下になるまで研磨した後、ツイングジェット法にて薄膜を作製し、FE-TEM で γ'' と γ' の組織観察を実施した。

機械的特性として、室温硬さ、試験温度 649°C の引張試験、試験条件 621°C、試験応力 724MPa のクリープ試験を実施した。室温硬さは、溶体化処理まま材および溶体化処理後の時効処理材について、ロックウェル C 硬さを測定した。溶体化処理後の時効処理材については、試験温度 649°C の引張試験と試験温度 621°C、試験応力 724MPa のクリープ試験に供し、それぞれ 0.2%耐力と 0.2%クリープ到達時間を測定した。

Table 1 Typical chemical composition of Alloy718

mass%				
C	Ni	Cr	Mo	Co
0.022	54.07	18.09	2.97	0.27
Al	Ti	Nb	Fe	B
0.52	0.99	5.4	Bal.	0.004

3. 実験結果

3.1 金属組織に及ぼす溶体化処理後の冷却速度の影響

Fig.1 に溶体化処理後の冷却速度に対する溶体化処理まま材の結晶粒径を示す。各冷却速度での平均結晶粒径は概ね 13~16 μm であることがわかる。結晶粒径は溶体化処理後の冷却速度に関係なく概ね同程度である。

Fig.2 に溶体化処理後の冷却速度に対する、時効処理材の δ 相の面積率を示す。溶体化処理後の冷却速度が遅くなるにつれて δ 相の面積率は増加傾向にある。少なくとも 5°C/min 以下の冷却速度で、 δ 相の面積率は顕著に増加していることがわかる。

Fig.3(a)(b)に溶体化処理後、それぞれ 1°C/min, 199°C/min で冷却し、次いで時効処理材した TEM 暗視野像を示す。Fig.3(a)は γ' と γ'' -x variant, Fig.3(b)は γ' と γ'' -y variant である。 γ'' は自身の a 軸方向に伸びた楕円形状で、その方向は γ の a 軸方向と概ね一致する。 γ' は球状に近い形状である。Fig.3(a)(b)から、溶体化処理後の冷却速度に対して、 γ'' と γ' の形態に変化はないが、それらのサイズについては冷却速度 1°C/min で大きく成長していることがわかる。

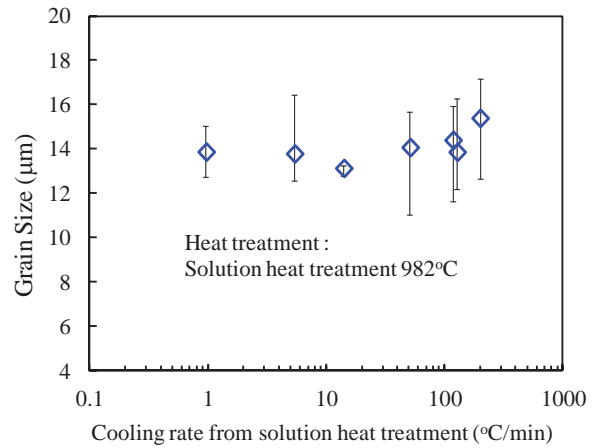


Fig.1 Grain size as a function of cooling rates from solution heat treatment

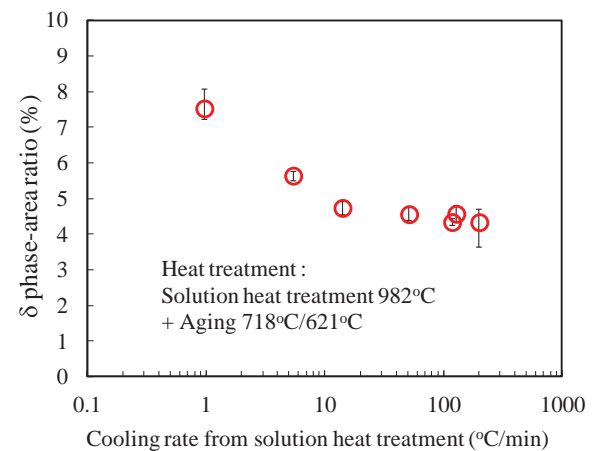


Fig.2 δ phase-area ratio as a function of cooling rates from solution heat treatment

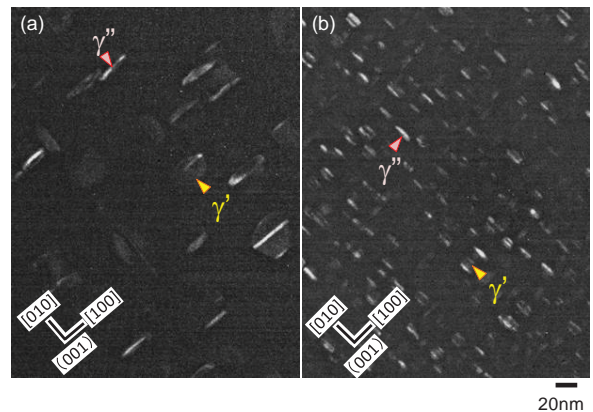


Fig.3 TEM dark field images of γ'' and γ' aging treated after solution heat treatment

Cooling rate from solution heat treatment :
(a) 1°C/min, (b) 199°C/min

3.2 機械的特性に及ぼす溶体化処理後の冷却速度の影響

Fig.4 に溶体化処理後の冷却速度に対する、溶体

化処理まま材および時効処理材の室温硬さを示す。溶体化処理まま材の硬さは、冷却速度が少なくとも $50^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以下で上昇する傾向にあり、溶体化処理後の冷却中に強化相が析出していることを示唆している。一方、時効処理材は、溶体化処理後の冷却速度が遅くなるにつれて硬さは低下する。

Fig.5 に試験温度 649°C での引張試験における 0.2% 耐力を示す。溶体化処理後の冷却速度に対する、時効処理材の 0.2% 耐力である。 0.2% 耐力は溶体化処理後の冷却速度が小さくなるにつれて低下し、冷却速度 $1^{\circ}\text{C}/\text{min}$ では低下の程度が著しい。

Fig.6 に試験温度 621°C 、試験応力 724MPa でのクリープ試験結果を示す。溶体化処理後の冷却速度に対する、時効処理材の 0.2% クリープ到達時間である。 0.2% クリープの到達時間は、溶体化処理後の冷却速度が約 $50^{\circ}\text{C}/\text{min}$ で最も長い傾向である。また、 0.2% クリープ到達時間は、少なくとも冷却速度 $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以下で顕著に低下している。

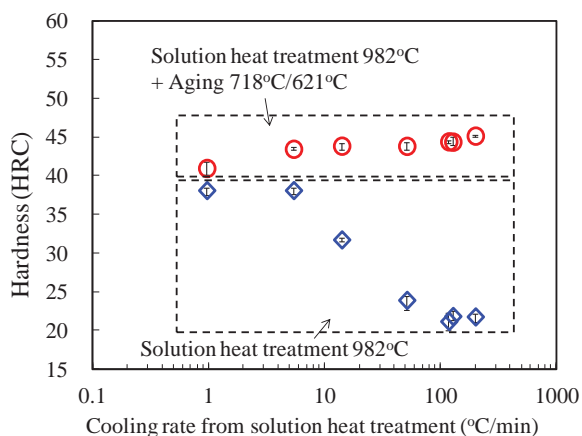


Fig.4 Hardness at room temperature as a function of cooling rates from solution heat treatment

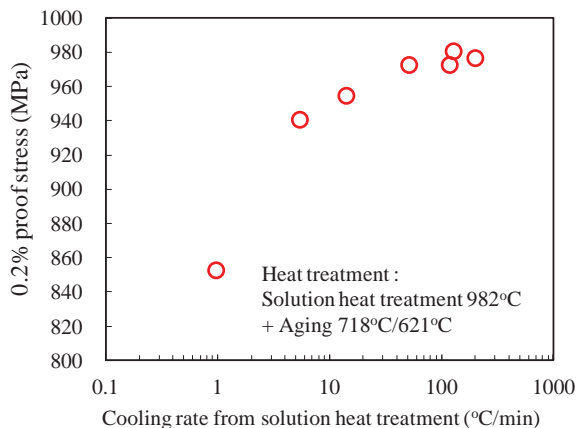


Fig.5 0.2% proof stress at 649°C as a function of cooling rates from solution heat treatment

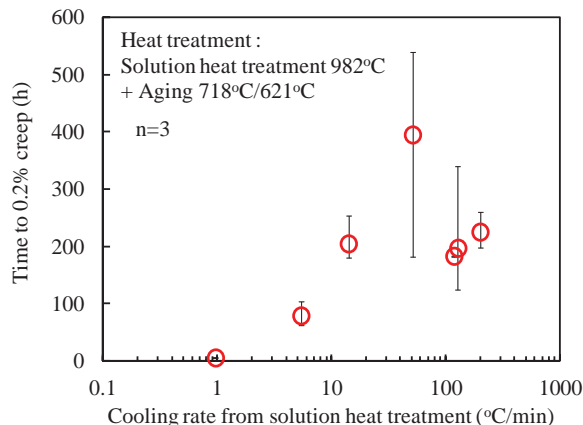


Fig.6 0.2% creep time at 621°C , 724MPa as a function of cooling rates from solution heat treatment

4. 718 合金の CCT 図

Fig.7 に材料物性計算ソフトウェア J MatPro* で計算した 718 合金の CCT 図である。 982°C から冷却速度 $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$ で冷却すると、約 900°C で δ 相が析出し始めることが予想される。これは、溶体化処理後の冷却速度が $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以下で、 δ 相の面積率が大きく増加する Fig.2 の実験結果と概ね一致している。また、Fig.2 の冷却速度 $50^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 以下で溶体化処理まま材の硬さが上昇する実験結果は、Fig.7 の CCT 図からも γ'' および γ' が溶体化処理後の冷却中に析出しているためと予想される。

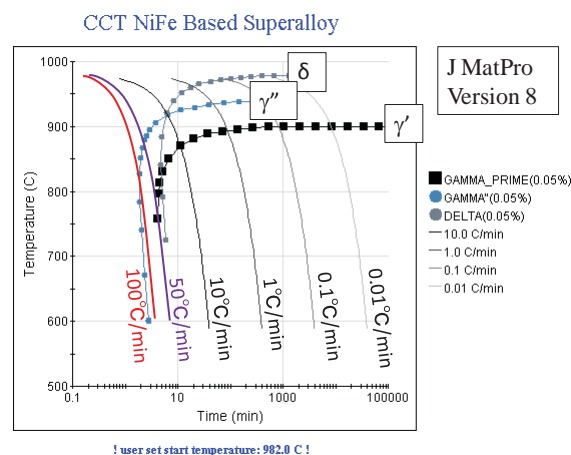


Fig.7 CCT diagram of Alloy 718 calculated by J MatPro

参考文献

- 1) 服部博, 竹川光弘: 熱処理 44 巻 4 号, pp. 209-215.

* 「J MatPro」は英国 Sent Software 社の登録商標です

超高温用酸化物系 CMC の開発

*鉄井 利光、原田 広史（物材機構）、長谷川 良雄（アート科学）

Development of oxide system CMC for ultra-high temperatures

*Toshimitsu TETSUI, Hiroshi HARADA (NIMS) and Yoshio HASEGAWA (Art Kagaku)

ABSTRACT

In For the application to the highest temperature part of uncooled gas turbine, a basic study for the development of new oxide system CMC (Ceramic Matrix Composite) was carried out. As a result, the processing technology of continuous zirconia fiber with high strength at ultra-high temperature was developed, and BaZrO₃ of a suitable matrix material to this fiber was selected. In addition, a small sample of new CMC was manufactured by using these.

Key words: CMC, Zirconia fiber, Ultra-high temperatures, Sol-gel, Compression strength.

1. はじめに

将来の大型ガスタービンでは効率の大幅向上のため無冷却化される可能性がある。その場合、超高温となる部位が生じ、金属材料の適用は困難となり、セラミック基複合材料 (CMC) の適用が必要である。CMC では SiC 繊維と SiC マトリックスから構成される SiC/SiC 複合材料の開発が先行しており、既に実用化されている。しかしながら、同材料は超高温の耐酸化性に限界があり、目的とする超高温部での使用は困難である。そこで本研究では、すでに酸化しておりこれ以上酸化が進行することがない、即ち本質的に耐酸化性が優れた酸化物系材料を対象とし、新 CMC 開発のための基礎検討を実施した。

CMC では繊維織物を作製する必要があることから、短繊維やバルクファイバー（綿状繊維）ではなく連続繊維が必要である。酸化物系連続繊維としてはアルミナ-シリカ系繊維が一般的であり、その中で最も耐熱性の高い繊維としてアルミナ 99% 以上の連続繊維（3M 社製の商品名 NEXTEL610）がすでに市販されている。しかしながら、アルミナでは超高温強度が不十分と予想されるため、本研究ではより高温強度の優れた材質を選定し、この材質にて連続繊維の製造技術を開発することとした。課題は超高温の強度とともに、繊維織物が製造できる程度のハンドリング性を有することである。

次にマトリックスに必要な課題は、繊維と遜色ない程度の超高温強度を有すること、超高温におい

て繊維と融合しない（繊維を溶け込ませない）ことである。また、既存設備の焼成で十分緻密化できる程度の焼結性も必要である。

本研究では、まず繊維材質の選定を行った。次に、その材質での連続繊維の基本的な製造技術を開発した。さらに、その開発繊維を融合させず、超高温強度を有するマトリックス材質を選定するとともに、開発繊維/マトリックスを複合化した新酸化物系 CMC を試作した。

2. 繊維材質の選定

各種酸化物の超高温の耐酸化性ならびに強度を評価することで繊維材質を選定した。図 1 に各種酸化物ならびに既存 CMC である SiC/SiC 複合材料の超高温の大気酸化試験結果を示す。各種酸化物は $\phi 5 \times 5\text{mm}$ の円柱試験片を、SiC/SiC は $3 \times 20 \times 0.5\text{mm}$ の板状試験片を用いた。1750°C \times 24h の酸化試験の結果、各種酸化物は外観変化、ならびに重量変化はほとんどなく、いずれも超高温の耐酸化性が優れていることが分かる。一方、既存 SiC/SiC は消失しており、超高温での耐酸化性が不十分なことが確認できた。

図 2 に $\phi 5 \times 5\text{mm}$ の円柱試験片を用いて測定した各種酸化物の 1500~1800°C の圧縮強度を示す。連続繊維が市販されているアルミナは 1700°C まではある程度の強度を有しているが、1800°C では急落している。また、YAG は 1800°C では全く強度がない。ハフニア系材料の強度も低く、1800°C において最も高強度なのはジルコニア系材料である。

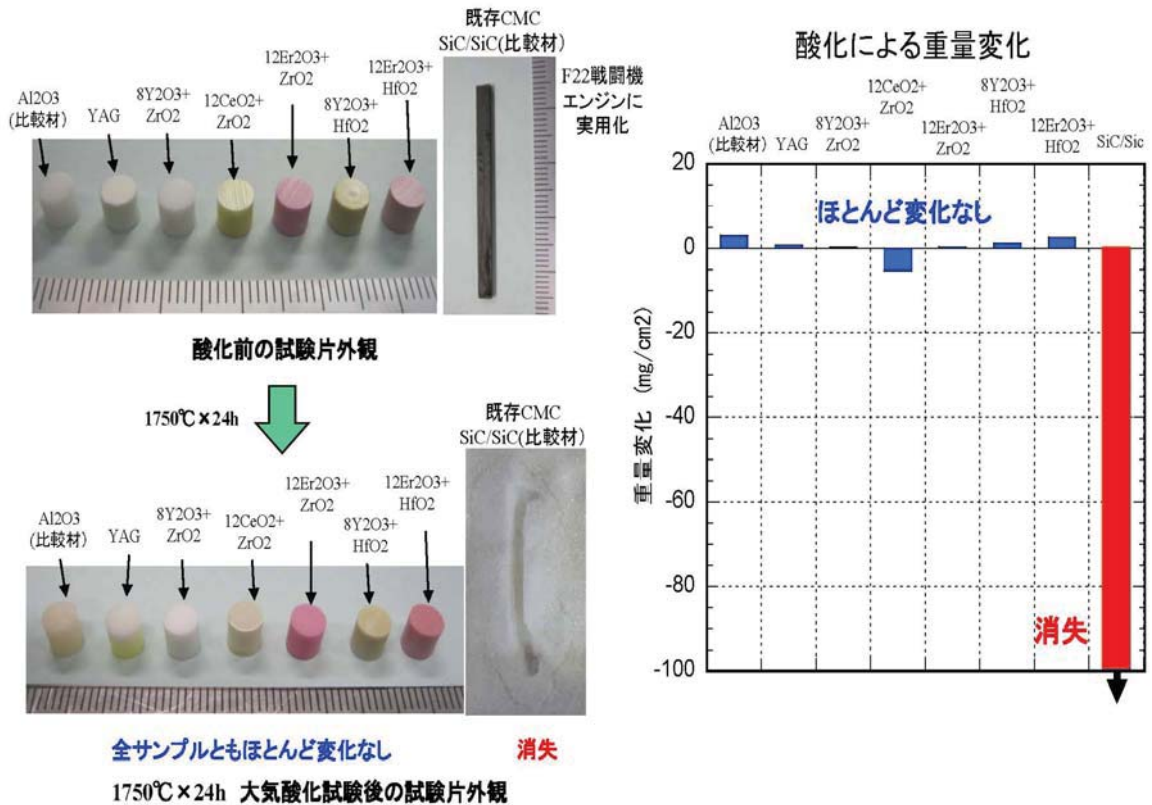


図1 各種酸化物ならびに既存 CMC の超高温酸化試験結果

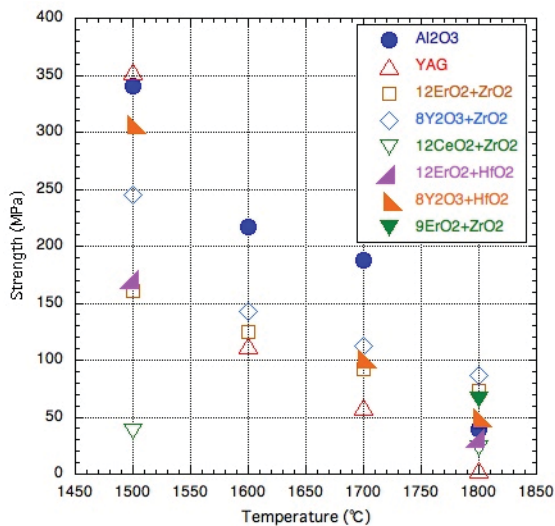


図2 各種酸化物の 1500~1800°C の圧縮強度

以上の評価に基づき、本研究では、超高温の耐酸化性に優れ、また強度が最も高かったジルコニア系材料を対象として、連続繊維の基本的な製造技術を開発することとした。

3. ジルコニア系連続繊維の製造技術の開発

ジルコニア系繊維の製造方法としては無機塩法²⁾、ならびに無機高分子前駆体法³⁾が知られている。前者はジルコニウム塩の水溶液に水溶性有機高分子を加えて粘稠液とし、ノズルより吹き出して紡糸した生繊維を焼成する方法などであり、後者はジルコニウムアルコキシドを原料としたゾルゲル法などである。このように、ジルコニア系繊維の製造は従来より多く試みられているが、現状市販されているのは短繊維、バルクファイバーのみであり、連続繊維は市販されていない。その理由として、従来のジルコニア系連続繊維は非常に脆くハンドリング性が劣悪であったと推察される

そこで本研究では、CMC で必要となる維織物が製造できる程度のハンドリング性を有するジルコニア系連続繊維の基本的な製造技術を開発することを目的に開発を実施した。

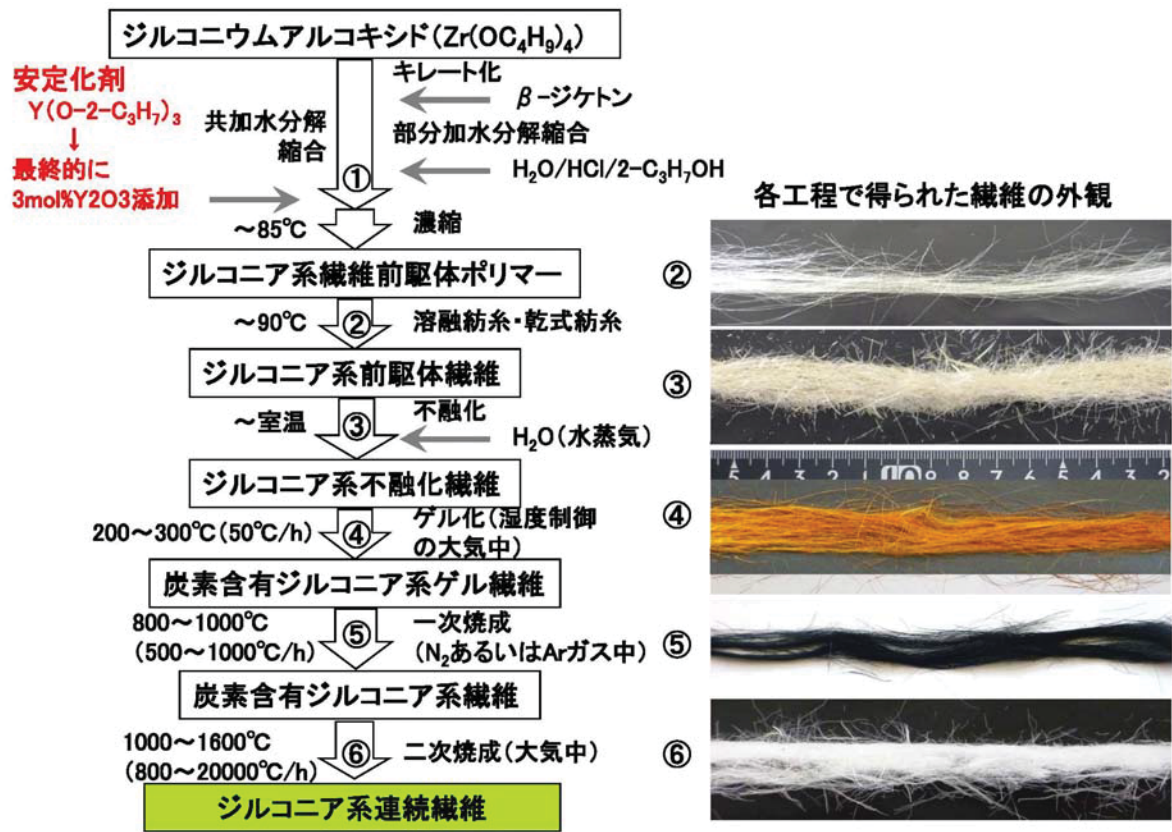


図3 開発したジルコニア系連続繊維の製造プロセス

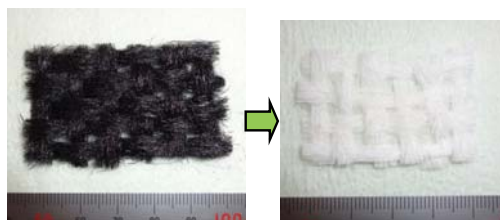


図4 開発ジルコニア系連続繊維での試作織物

本研究で主に検討した手法は無機高分子前駆体法であり、最終的に図3に示したプロセスを開発した。原料としてジルコニウムアルコキシドならびに 3mol%のイットリウムアルコキシドを用いた。後者は最終的に部分安定化ジルコニアを形成するためであり、添加量は紡糸性等の観点から適正値を選定した。プロセス手順は以下の通りである

まずアルコキシドの部分加水分解縮合を行ない、繊維径が数十～十数 μm の前駆体繊維が高速で連続紡糸できるよう無機高分子前駆体の粘度等を調整する。連続紡糸した繊維を回転ドラムに巻き取ることで連続繊維束を作製する。この連続繊維束を水蒸気雰囲気中で不融化した後、酸化性雰囲気中で低

温焼成することで炭素を含有するゲル繊維束に変換する。その後、非酸化性雰囲気中にて 1000°C以下で一次焼成して炭素を含有するジルコニア系繊維束に変換する。この状態の繊維はハンドリング性が良好なため、繊維編み上げが可能である。その後、最終的に超高速昇温して 1500°C程度で二次焼成することで炭素を除去し、結晶化を促進させる。

図4に開発したジルコニア系連続繊維での織物試作結果を示す。ハンドリング性が良好な一次焼成後の炭素含有繊維の状態での繊維織物を試作し、これを二次焼成することで、最終的に結晶化したジルコニア系繊維織物を試作することができた。

4. マトリックス材質の選定ならびに新 CMC 試作

開発したジルコニア系連続繊維と複合化するマトリックスに要求される特性は、ジルコニア系材料と遜色無い程度の超高温強度を有すること、超高温においてジルコニア系連続繊維を溶け込ませないこと、既存設備の焼成で十分緻密化できる程度の焼結性を有することなどである。各種酸化物においてアルミナ等は先に述べたように高温強度が不十分であり、またジルコニア系材料は繊維と同材質なので繊維を容易に融合すると予想された。

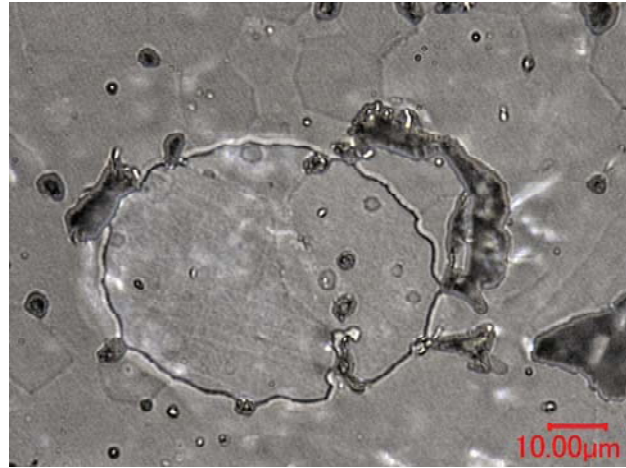


図5 試作した新 CMC の外観と断面組織

そこで本研究では上記必要性に対応するため、超高温強度が期待できるペロプスカイト構造の BaZrO₃ を対象として適用可能性を評価した。なお、この材料はこれまで電子、電気材料、超伝導関連材料等として使用されており、構造材料としての使用例はほとんどなかった。

φ5×5mm の円柱試験片を用いた 1800℃ の圧縮試験の結果、BaZrO₃ の圧縮強度は 143MPa であり、図 1 に示したジルコニア系材料よりもさらに高強度なことが確認できた。そこで、このマトリックスと開発したジルコニア系連続繊維を複合化して CMC を試作した。繊維添加量は 10wt% であり、焼成条件は 1800℃×7h である。

図 5 に試作した新 CMC の外観と断面組織を示す。外観に割れ等は認められない。断面組織において、繊維とマトリックスの界面は明確であり、超高温においても両者の融合は生じていないことが確認できる。ただし、両者の界面は強固に固着していることより、このままでは CMC で必要となる繊維引き抜き等は発現しないと想定される。そこで、今後繊維表面のコーティング等が必要であると考えられる。

5. まとめ

無冷却の大型ガスタービンを選定した場合、その最高温部位には超高温の耐環境性に優れた新 CMC

が必要である。そこで本研究では、本質的に耐酸化性が良好な酸化物系材料に着目し、新 CMC 開発のための基礎検討を実施した。その結果、以下の結果を得た。

- ・繊維材質としては超高温の強度、耐酸化に優れたジルコニア系材料が有望である。
- ・無機高分子前駆体法に基づくジルコニア系連続繊維の基本的な製造技術を開発し、編み上げ可能な程度のハンドリング性を有するジルコニア系連続繊維を得た。
- ・超高温強度が高いマトリックス材料として BaZrO₃ を選定し、開発ジルコニア系連続繊維と複合化して CMC 試験片を試作した。繊維とマトリックスの融合は無かったが、界面が強固に固着していることから、今後、繊維表面のコーティング等が必要と考えられる。

参考文献

- 1) GE Reports, <http://gereports.jp/post/94704456459/leap> (2015/7/3 アクセス)
- 2) 特公昭 55-36726 号公報
- 3) 特公昭 49-134928 号公報

謝辞

本研究は NEDO 「省エネルギー革新技術開発事業／挑戦研究／超高温無冷却ガスタービン実現のための超耐熱材料開発」(契約管理番号：11503323-0) にて実施しました。

高効率ガスタービン用先進遮熱コーティングの開発状況

*工藤大祐，鳥越泰治，岡嶋芳史，岡田郁生，妻鹿雅彦（三菱重工業(株)）
正田淳一郎，塚越敬三（三菱日立パワーシステムズ(株)）

Development of Advanced Thermal Barrier Coating for High Efficiency Gas Turbine

*Daisuke KUDO ， Taiji TORIGOE, Yoshifumi OKAJIMA, Ikuo OKADA ， Masahiko MEGA (MHI)
Junichiro MASADA, Keizo TSUKAGOSHI (MHPS)

ABSTRACT

Turbine inlet temperature has been increasing for the demand of higher thermal efficiency of combined cycle gas turbines. Currently, MHI has been actively participated in the Japanese national project which targets 62% combined cycle thermal efficiency through the development of 1,700 °C class gas turbine. Parts of the component technologies developed in the national project are applicable to 1,600 °C class gas turbine. In particular, thermal barrier coatings (TBCs) are one of the most essential technologies to achieve the target. So, development of the advanced TBC materials with high durability and reliability is now ongoing. In this paper, the TBC development situation and verification utilizing the MHI's actual power plant are discussed.

Key words: Thermal Barrier Coating , Thermal conductivity, Durability

1. はじめに

エネルギー資源の約 8 割を海外に依存している我が国は，世界的なエネルギー需給動向により，社会・経済が大きな影響を受ける。近年，世界のエネルギー需要量は増加しており，特に中国等アジア地域でのエネルギー需要量が著しく増加している。現在，我が国の電源構成の約 8 割は火力発電所が占めており，その発電効率は既に世界最高レベルに達しているが，エネルギーセキュリティの確保及び地球環境問題双方への対応から更なる発電効率向上への取組が求められている。我が国の天然ガス火力発電については，三菱重工業(株)にて，1980 年代初頭から大容量・高効率ガスタービンの開発が行われており，2004 年度からは国家プロジェクト「1700°C級ガスタービン要素技術開発」が開始されている。本国家プロジェクトでは，1700°C級ガスタービンの実現に不可欠な各種要素技術の開発が進められている¹⁾²⁾ (図 1)。遮熱コーティング (TBC: Thermal Barrier Coating)は，冷却翼のメタル温度低減に有効 (図 2) な手段として開発してきた。1700°C級ガスタービンでは，TBC の使用環境は従来より厳しくなることから，高い信頼性を有する TBC 材料，並びに製造技術の開発を進めている。本論文では TBC の開発状況，並び

に開発した先進 TBC の実証試験設備での検証状況について報告するものである。

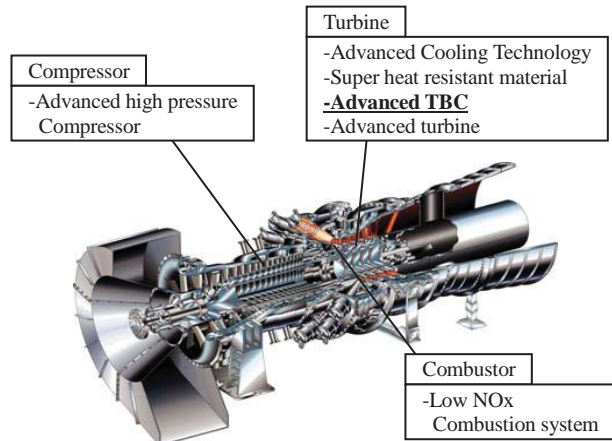


図 1 1700°C級ガスタービンの要素技術開発

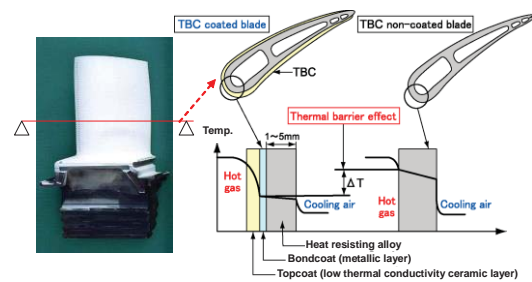


図 2 TBC の遮熱効果

2. 材料開発

2.1 トップコート材料の開発³⁾

1700℃級ガスタービンの TBC トップコートの表面温度は従来に比べて、高温化することが想定されている。そこで、高温結晶安定性が高く低熱伝導性を有するセラミックストップコート材料の開発を実施した。本プロジェクトでは量子論に基づく非経験的（第一原理的）計算による材料設計手法を用いて候補材料の抽出を実施した。すなわち、遮熱性能向上に必要となる低熱伝導性及び耐熱合金との線膨張係数のミスマッチに起因する熱応力低減のための線膨張係数も指標に、融点 2000℃以上の酸化物系材料を対象に候補材料の抽出を行った。抽出された有望材料に関して、焼結体での熱伝導率、線膨張係数、ヤング率、高温結晶安定性などの測定を行った後、TBC 皮膜での評価を実施してその適用性を評価した。

(1)材料計算手法

図 3 に材料計算の流れを示すとおり、非経験的な第一原理バンド計算を、高融点で低熱伝導かつ線膨張係数が大きいセラミックスのスクリーニングに適用した。なお、三菱重工業株式会社では 10 万件の化合物データベースから候補材料を自動抽出するシステムを構築し利用している。

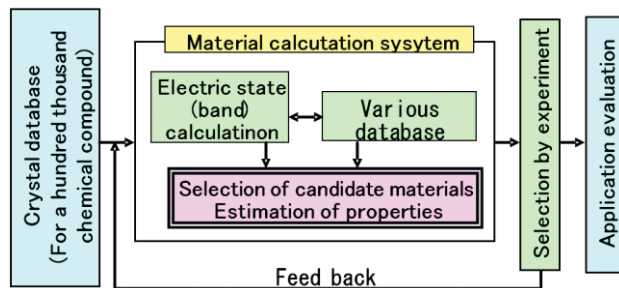


図 3 セラミックス材料計算手法

(2)焼結体による物性値測定

材料計算により抽出したセラミック材料の焼結体を試作し熱伝導率の測定に供した。その結果、予測通り、現用 YSZ に比べて各温度条件において低熱伝導率であることを確認した（図 4）。また、線膨張係数、ヤング率についてもデータを取得し、基本特性として確認している。

(3)TBC 成膜基本条件の開発と TBC としての評価

材料計算及び焼結体評価で抽出された候補材料は、スプレードライ法により溶射用粉末に造粒した後、溶射成膜技術の開発に供した。評価試験片として、基材に Ni 基耐熱合金 IN738LC を用い、ボンドコートは低圧プラズマ溶射（LPPS）法で $\text{CoNiCrAlY}\{\text{Co-32Ni-21Cr-8Al-0.5Y(mass\%)}\}$ を

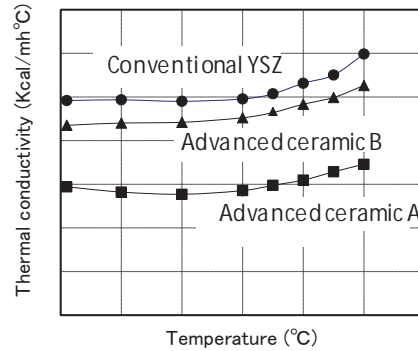


図 4 熱伝導率測定結果（焼結体）

100 μm 成膜した。これに、各種の成膜条件で大気圧プラズマ溶射（APS）法にてトップコートを 500 μm 成膜し、最後に拡散熱処理を与え、具体的な特性評価を実施した。図 5 に試験片へのトップコート溶射成膜状況を示した。

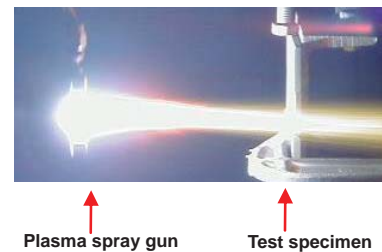
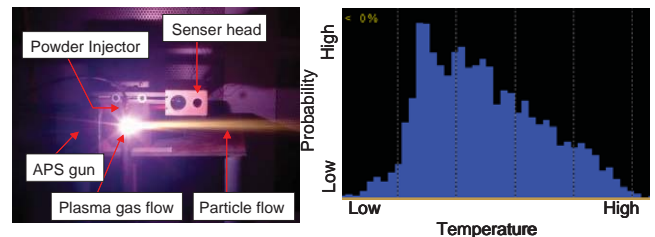


図 5 試作セラミックス粉末の溶射成膜状況

溶射成膜条件は、飛行溶射粒子の温度、速度分布等の情報と、成膜後のマイクロ組織や皮膜特性との対応を取得し、適正化を行った（図 6）。

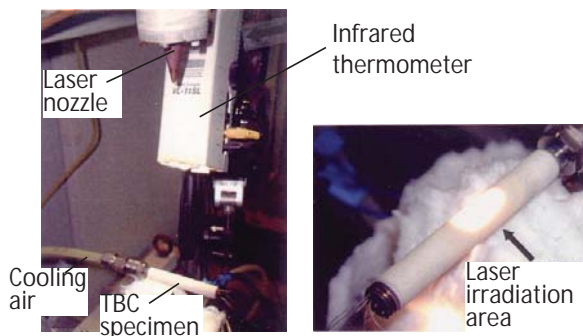
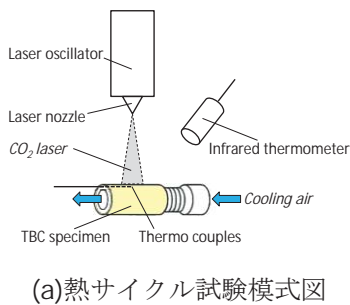


(a)計測システム (b)温度分布例

図 6 飛行中の溶射粒子の状態計測

TBC として重要な特性として熱伝導率以外に熱サイクル耐久性が挙げられるが、これについては、図 7 に示す CO_2 レーザを加熱源に用いた熱サイクル試験装置により評価した。即ち、試験片の表面（TBC の施工面）からレーザを照射し、裏面（非施工面）は冷却空気を導入することにより、板厚方向に温度勾配を付与した状態で、熱サイクル試験を実施し評価した。熱サイクル試験は TBC 表面の最高加熱温度が 1400℃、界面の最高温度が 900℃の条件で行った。本プロジェクトでは、成膜

パラメータの検討を行い、良好な遮熱性と、高い熱サイクル耐久性を両立する成膜基本条件を抽出した。図 8 に抽出成膜条件による候補セラミックスを用いた TBC の 1000°Cでの熱伝導率測定結果を示すが、通常 YSZ に比べて熱伝導率が低いことがわかる。また、図 9 に熱サイクル耐久性試験結果を示す。候補セラミックスを用いた TBC の熱サイクル耐久性は、YSZ と同等以上であることを確認し、特にセラミックス B を用いた TBC は熱サイクル耐久性に優れることを確認した。



(b)熱サイクル試験状況

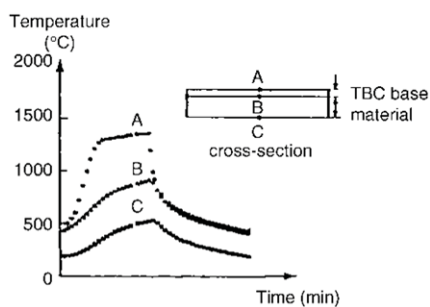


図 7 CO₂ レーザを用いた熱サイクル試験装置

また、開発した TBC の高温結晶安定性の評価を行った。通常の YSZ トップコート及び開発トップコートを 1200、1300 及び 1400°C の各温度で 1,000h の加熱を行い、結晶構造の変化、すなわち、初期の準安定正方晶 (t相 : tetragonal prime

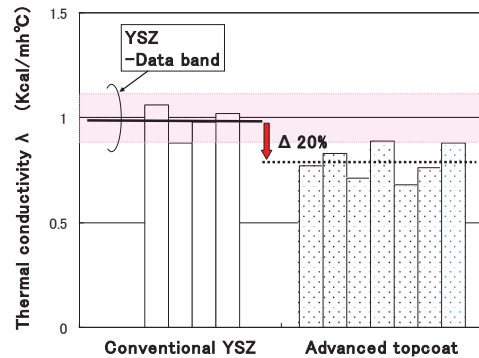


図 8 先進 TBC の熱伝導率測定結果

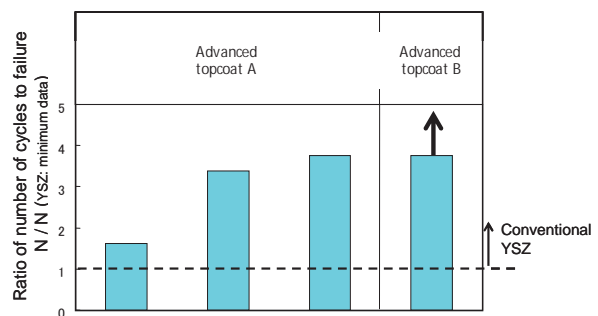


図 9 先進 TBC の熱サイクル試験結果

phase) が高温で徐々に分解し生成してくる有害な単斜晶(m相:monoclinic phase)の量を X線回折法及び下記式により評価した。開発したトップコートはいずれも YSZ に比べて結晶構造変化は少なく、高温安定性に優れることを確認した (図 10)。

$$\begin{aligned} \text{monoclinic ratio} &= \text{destabilization ratio} \\ &= 100 \times m(\bar{1}11) / \{m(\bar{1}11) + t(111)\} \\ & \quad (m: \text{monoclinic phase}, t: \text{tetragonal phase}) \end{aligned}$$

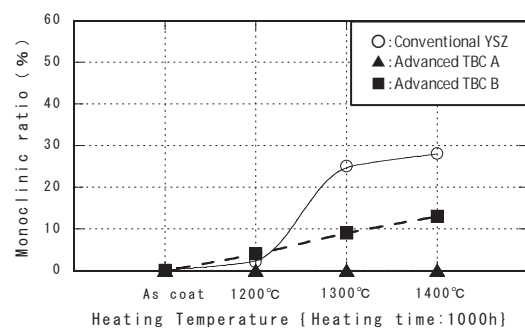


図 10 TBC の高温加熱に伴う結晶変化 (1,000h 加熱材)

(4)高温エロージョン試験⁶⁾

TBC トップコート評価として、熱サイクル試験や高温結晶安定性に加え、高温下でのエロージョン特性も重要である。そこで、実機環境下を再現したエロージョン試験装置を組み立て、試験片の

エロージョン試験を実施した。図 11 に高温エロージョン試験装置概略を示す。TBC 表面温度はサーモビューア，エロダント速度は PIV (Particle Image Velocimetry) にて計測し，実機相当であることを確認した。図 12 に試験前・後の試験片外観を示す。エロダント投射部にエロージョンが認められた。

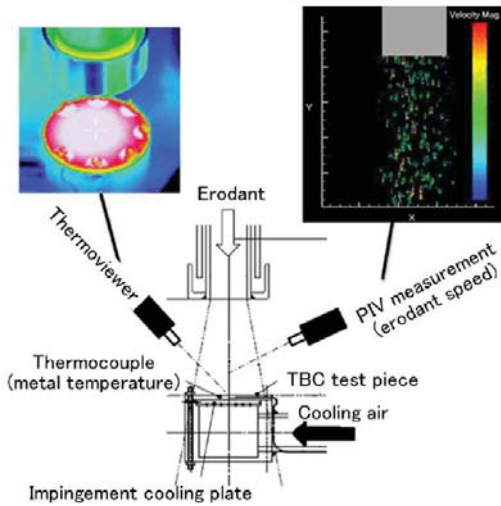
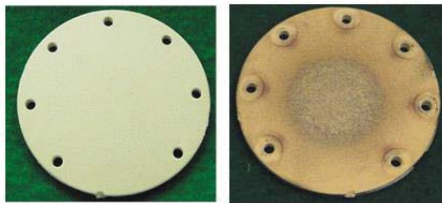


図 11 高温エロージョン試験装置



(a)試験前 (b)試験後

図 12 エロージョン試験後外観

2.2 ボンドコート材料の開発³⁾

1700℃級ガスタービンのボンドコートの温度は、トップコート同様、従来に比べて高温化することが想定される。TBC の剥離原因の一つとしてボンドコートの酸化による熱成長酸化物 (TGO : Thermally Grown Oxide) の形成が挙げられる。すなわち、1700℃級ガスタービンのボンドコートには従来以上に高い耐酸化性が要求される。それに加え産業用ガスタービンのボンドコートには施工性や運転中の割れ防止の観点から高い延性も要求される。そこで、既存材にはない高耐酸化、高延性ボンドコート材料を開発するため、耐熱合金の材料設計に用いている統計的合金設計手法を改良・適用した。

(1)材料計算法

高耐酸化、高延性ボンドコート材料を開発するため、通常、耐熱合金の材料設計に用いている統

計的合金設計手法を適用した。ただし、耐酸化性や延性 (硬さ) に関するデータベースが充分ではなかったため、あらかじめアークメルト法による合金溶製を行うと共にこれを用いた短時間酸化試験を実施して回帰式を充実させ、合金設計プログラムに反映した。計算機上で目標とする酸化特性、延性 (硬さ) を満足した組成については、状態図計算を行い有害相の生成が無いことを確認の上、ガスアトマイズ法により溶射粉末を製作した。

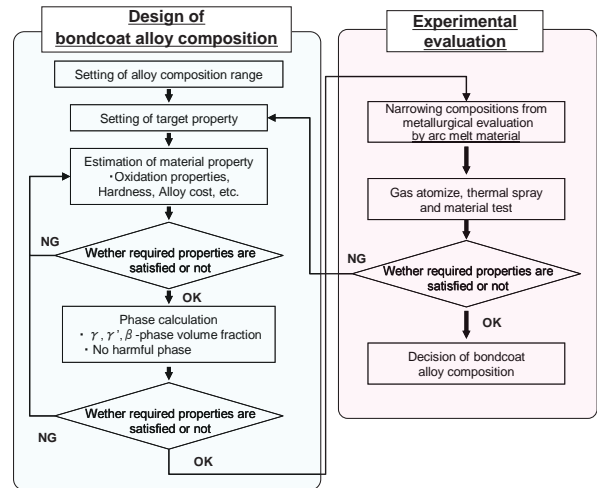


図 13 ボンドコート材料の合金設計

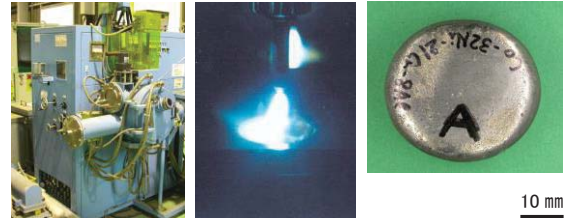
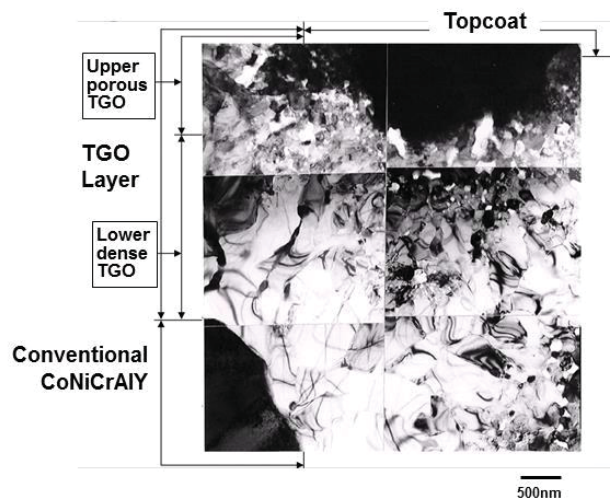


図 14 アークメルトによる合金溶製

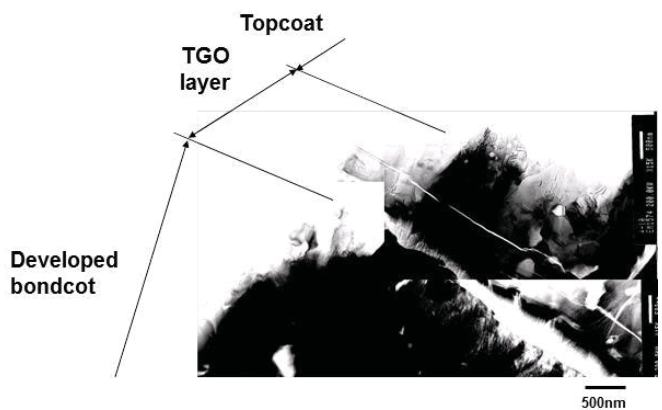
(2)成膜基本条件の開発と耐酸化性の評価

合金設計及びアークメルト材での評価の結果、良好な耐酸化性と延性 (硬さ) を有するボンドコート材料候補材を抽出した後、ガスアトマイズ法により溶射粉末を製作した。その後、緻密なボンドコート皮膜を得るため、成膜条件の検討を実施した。図 15 に開発ボンドコート及び通常の CoNiCrAlY ボンドコートのマイクロ組織を示す。開発ボンドコートは通常の CoNiCrAlY と同様に緻密であることがわかる。また、硬さも通常の CoNiCrAlY が 400HV0.1 程度に対して、開発ボンドコートは 390HV0.1 程度とほぼ同等であり、延性も CoNiCrAlY と同等と考えられた。開発ボンドコートの酸化試験は 800~1000℃での温度範囲で実施した。図 16 に 900℃×1,000h の大気炉加熱後試験片の光学顕微鏡観察結果を示した。通常の

CoNiCrAlY ではボンドコートが白色化し、 β 相 (Co-Al 金属間化合物) が消失していたが、開発ボンドコートでは β 相の残存が認められる。図 17 に $1,000^{\circ}\text{C} \times 1,000\text{h}$ の大気炉加熱後試験片の界面近傍における TEM 観察結果を示した。通常 CoNiCrAlY は TGO が 2 層構造であり、上層がポーラス、下層が緻密な組織形態であった。一方で、開発ボンドコートでは TGO は緻密であり、通常の CoNiCrAlY よりも薄いことが分かる。図 18 に $8,000\text{h}$ 加熱した TBC の TGO 生成状況を示した。試験条件は、CoNiCrAlY が 900°C 、開発ボンドコートの試験温度は 950°C と 50°C 高いが、TGO の厚さは、同等以下であり、開発ボンドコートは通常の CoNiCrAlY に比べておよそ 50°C 以上耐酸化性が改善されていることが分かる。図 19 に 900°C 及び 950°C での高温酸化試験結果を示す。いずれの温度でも、開発ボンドコート材は CoNiCrAlY よりも TGO が薄いことが確認された。



(a) Conventional CoNiCrAlY



(b) Developed bondcoat

図 17 開発した高耐酸化ボンドコート材の TEM 観察結果 ($1,000^{\circ}\text{C} \times 1,000\text{h}$)

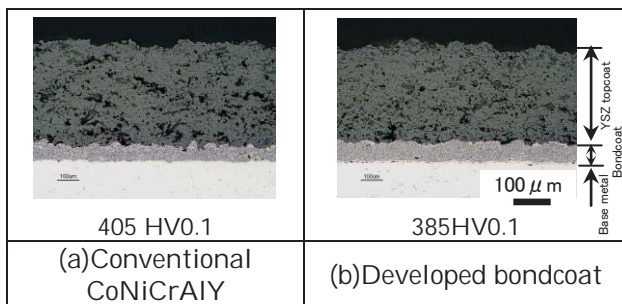


図 15 開発した高耐酸化ボンドコートを用いた TBC のマイクロ組織

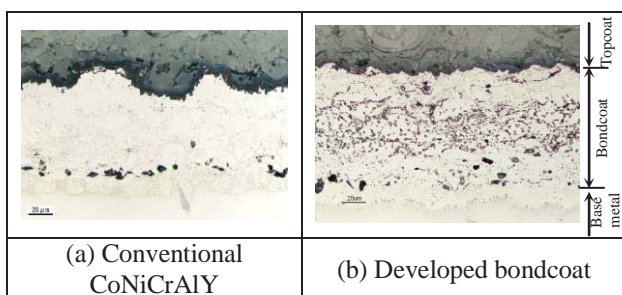


図 16 開発した高耐酸化ボンドコート材の高温長時間酸化試験結果 ($900^{\circ}\text{C} \times 1,000\text{h}$)

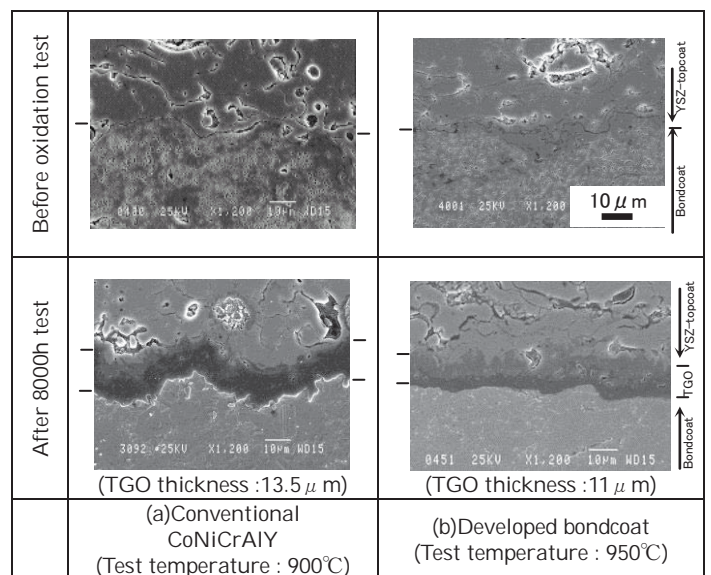
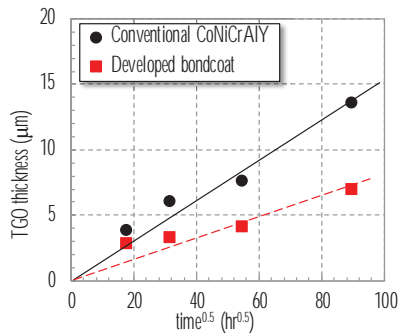
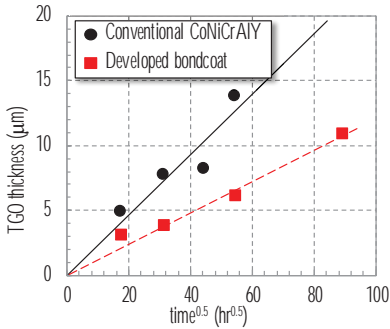


図 18 開発した高耐酸化ボンドコート材の高温長時間酸化試験結果 ($8,000\text{h}$ 加熱材)



(a) 900°C長時間加熱



(b) 950°C長時間加熱

図 19 開発した高耐酸化ボンドコート材の TGO 厚さ

3. 先進 TBC の実機検証

開発した先進 TBC は、三菱日立パワーシステムズ(株)高砂工場内に設置されている実証発電設備 (T 地点: 図 20) を利用し、1600°C級 M501J 形ガスタービンに2011年からレインボー試験に供し、長期健全性評価を開始した。10,000 時間を超える長期運転後、各部の健全性を確認すべく 2014 年 10 月に大規模な検査が行われた⁵⁾。図 21 及び図 22 に示すように実機運転環境でも先進 TBC は良好な遮熱性と信頼性を有することを確認した⁴⁾。



図 20 実証発電設備 (T 地点)⁵⁾

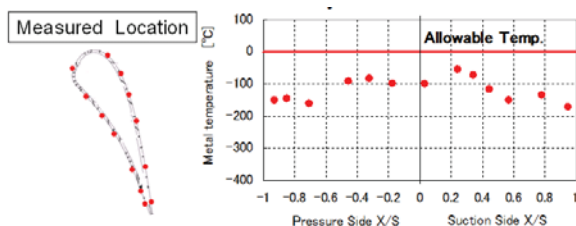


図 21 第 1 段静翼におけるメタル温度計測結果⁴⁾



図 22 T 地点 M501J 形点検結果⁶⁾ (2013 年 3 月)

4. まとめ

1700°C級ガスタービン向け TBC として、先進トップコート材料及び高耐酸化・高延性ボンドコート材料を開発した。加えて、実機環境を再現できる高温エロージョン装置を開発した。これら技術は、1600°C級 M501J 形ガスタービンに適用され、10,000 時間を超える長期信頼性を確認した。今後、さらに材料・製造技術の改良開発を進めると共に材質経年変化特性の把握を行い、1700°C級ガスタービンの実現を目指していく。

謝辞

本研究開発は経済産業省資源エネルギー庁の補助事業の一環として実施しており、発電ガスタービンの技術レベル向上に大きな貢献が期待される。経済産業省及び関係各位に深く謝意を表します。

参考文献

- 1) K.Tsukagoshi, et.al, "Development of 1700degC Class Gas Turbine Technology", Mitsubishi Technical Review, Vol.44, No.1(2007)
- 2) E.Ito, et.al, "Development of Key Technologies for the Next Generation Gas Turbine", ASME Turbo EXPO (2007),GT2007-28211
- 3) T.Torigoe, et.al, "Development of Advanced Thermal Barrier Coating for the Next Generation Gas Turbine", Proceedings of the International Gas Turbine Congress (2011), IGTC11-180
- 4) Y.Okajima, T.Torigoe, et.al, "Development of the advanced TBC for High Efficiency Gas Turbine", Proceeding of Advanced High-Temperature Material Technology for Sustainable and Reliable Power Engineering(2015), 123HiMAT-2015
- 5) S.Hada, K.Tanaka, et.al, "High-efficiency Gas Turbine Development applying 1600°C class "J" Technology", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 52, No. 2, pp.2-9 (2015)
- 6) E.Ito, K.Tsukagoshi, et.al, "Key Technologies for Ultra-High Temperature Gas Turbines", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 52, No. 2, pp.15-22(2015)

EQ コーティングを用いた先進単結晶超合金のための 遮熱コーティングシステム開発

*川岸京子，松本一秀，原田広史（国立研究開発法人 物質・材料研究機構）

Development of Thermal Barrier Coating System Using EQ Coating for Advanced Single Crystal Superalloys

*Kyoko Kawagishi, Kazuhide Matsumoto and Hiroshi Harada (NIMS)

ABSTRACT

EQ coating is a coating system using an equilibrium phase with the substrate as a bond coat. It minimize the interdiffusion between the substrate and bond coat, and keep the high temperature strength of the substrate by suppressing the formation of SRZ. In this study, the EQ coating is applied to the 4th generation superalloy TMS-138A and 6th generation superalloy TMS-238, and its durability was evaluated. Ceramic top coat materials suitable for the EQ coating system was investigated.

Key words: Ni base single crystal superalloy, Oxidation resistant coating, Thermal barrier coating, Equilibrium phase

1. 緒言

高温環境にさらされる高圧タービン部材では、遮熱コーティングによる金属部材の保護が必須である。遮熱コーティングは熱伝導率の低いセラミックストップコートと、金属基材の酸化を防ぐ耐酸化ボンドコートの2層から成る。しかし高温で長時間の使用により、従来のコーティングでは基材との拡散による基材の組織・特性劣化が大きな問題になってくる。一般に従来の耐酸化コーティングは保護性酸化膜を生成する Al を多く含むため、相互拡散によりコーティングから基材へ Al が拡散し、また基材からコーティングへ合金元素が拡散して、超合金基材の γ/γ' 整合組織が変化し、あるいは Secondary Reaction Zone, SRZ¹⁾ と呼ばれる第3相の析出が起こり、強度の低下が予測されるためである。物質・材料研究機構ではこの基材の強度の低下を防ぐために 熱力学平衡コーティング (EQ コーティング)²⁾ を開発した。Fig. 1 に示すように、合金中の平衡析出相であり耐酸化性の期待できる γ' 相の組成を解析し、その組成をコーティ

ング材として利用するものである。本研究では、第4世代 Ni 基単結晶超合金 TMS-138A^{3,4)} 及び第6世代 Ni 基単結晶超合金 TMS-238⁵⁾ を基材として用い、これに適した EQ コーティング組成を開発するとともに、高温における耐久性を検証する。また、セラミックストップコートとの適合性についても検討する。

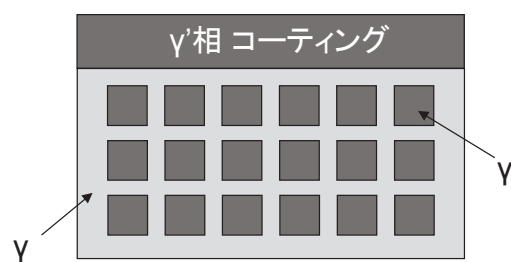


Fig. 1 EQ coating system

2. 実験方法

合金設計プログラム⁶⁾により、TMS-238 の平衡相 γ 及び γ' の組成を決定した。本研究では遮熱コ

Table 1 Nominal compositions of TMS-238 and its EQ coating candidates. (wt%, Ni bal.)

	Co	Cr	Mo	W	Al	Ta	Hf	Re	Ru
TMS-238	6.5	4.6	1.1	4.0	5.9	7.6	0.1	6.4	5.0
TMS-238 γ	7.4	6.2	1.5	4.3	4.7	5.4	0.06	8.8	5.6
TMS-238 γ'	5.1	2.2	0.5	3.5	7.7	11.0	0.2	2.3	4.1
TMS-238 γ' -Re	5.1	2.2	0.5	3.5	7.7	11.0	0.2	-	4.1
TMS-238 γ' -Re,Ru	5.1	2.2	0.5	3.5	7.7	11.0	0.2	-	-

ーティングを用いない無冷却超高温ガスタービンでの使用を想定して、使用温度として 1250°Cを用いた。Table 1 にコーティング組成の候補を示す。Al濃度が高く耐酸化コーティングに適していると考えられる γ' 相の組成と、高価であるため実用コーティングに適さない Re 及び Ru を γ' 相より除いた組成もコーティング候補材とし、一方向凝固炉により単結晶鑄造した。作製した合金は通常の熱処理条件により溶体化、および時効処理を行った。

各合金を直径 9mm×厚さ 5mm に切断し、表面を #600 研磨紙で研磨して、酸化試験用の試料を作製した。試料の形状を測定後、エタノールを用いて超音波洗浄し、試験に供した。繰り返し酸化試験にはシリコニット発熱体による大気雰囲気電気炉を用いた。炉床は自動制御で上昇、下降し、磁製るつぼに入れた試料が炉内で 1h、炉外で 1h 保持できるように設定した。炉内は 1250°Cに保たれており、均熱部から下降した試料は 100°C以下まで冷却された後次の加熱サイクルに移行する。各試料の単位表面積当りの重量変化を 100 サイクルまで測定した。

作製した候補材と TMS-238 単結晶合金で拡散対を作製し、1250°Cにおいて拡散実験を行った。拡散対は、直径 9mm×厚さ 5mm に切断した試料の端面を鏡面研磨し、基材とコーティング候補材を密着させて固定し、真空炉中において 1250°Cで 1h 保持して作製した。作製した拡散対を大気中、1250°Cで 100h 熱処理し、断面の濃度分布を EPMA により測定した。

さらに、溶射によるコーティングを施工するた

めに、減圧プラズマ溶射 (Low Pressure Plasma Spray, LPPS) 用粉末を作製した。コーティングの組成には、耐酸化性に優れ且つ高価な元素を使用しない、TMS-238 γ' から Re と Ru を除いたものを採用し、さらに Y を 0.3wt% 添加して、-38/+15 μ m の粉末粒径に分粒した。作製した粉末の濃度の誤差は小さく、また不純物濃度も十分低く抑えることができた。基材には、1250°C無冷却タービン用のタービン翼材料として TMS-238 に酸化物粒子分散強化した ODS 超合金を用いた。直径 10mm×長さ 70mm の丸棒の側面をサンドブラスト処理し、コーティングの厚さが約 150 μ m となるように LPPS 施工した。その後試験片を 10mm 長さに切断し、1250°Cの大気炉中で 1000h まで加熱した。コーティング/基材界面の観察とコーティング厚さの測定を行った。

次に、冷却高圧タービン翼としての実用化に必須である遮熱コーティングとの適合性と、最適なセラミックストップコート材を検討するため、LPPS による EQ コーティング層の上に各種セラミックコーティングを EB-PVD に用いて施工した。基材には第 4 世代 Ni 基超合金 TMS-138A を用いた。Table2 に基材とこれに対する EQ コーティング組成を示す。トップコート材として 8wt% イットリア安定化ジルコニア (Yttria Stabilized Zirconia, YSZ) 及び、熱伝導率を低減するために 8YSZ に 1-2wt% Yb、3wt% Er、0.5wt% Gd、0.1wt% Pr を添加したものをを用いた。作製した遮熱コーティングシステムの皮膜剥離寿命を、大気中において 1 サイクル当り 1135°Cの保持時間 60 分、降温時

Table 2 Nominal compositions of TMS-138A and EQ coating. (wt%, Ni bal.)

	Co	Cr	Mo	W	Al	Ta	Hf	Re	Ru	Y
TMS-138A	5.8	3.2	2.8	5.6	5.7	5.6	0.1	5.8	3.6	-
EQ coating for 138A	6.2	4.0	1.0	4.5	8.1	9.9	0.4	-	-	0.1

間 60 分の均一加熱冷却の温度履歴で行った。剥離寿命は TBC 表面が 50%以上剥離するまでのサイクル数とした。

3. 結果及び考察

Table 1 に示すコーティング候補材の、1250°Cにおける 100 サイクルまでの単位表面積当りの重量変化を Fig. 2 に示す。繰り返し酸化試験の結果、TMS-238 の γ' 単相合金、 γ' より Re を除いたもの、Re と Ru を除いたもの剥離による重量減少が少なく、耐酸化性が良好であることがわかった。

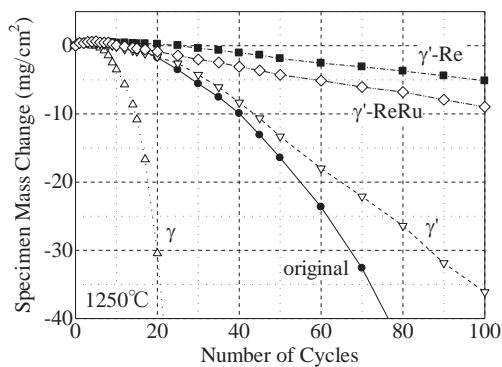


Fig. 2 Oxidation resistance of TMS-238 and its derivatives at 1250°C/1h cycles.

Fig. 3 に、大気中、1250°C で 100h 熱処理した TMS-238/TMS-238 γ' -Re 拡散対の界面付近の断面図と EPMA による濃度変化分析結果を示す。Al の界面における濃度変化は当初組成の 5.7%であり、拡散対試験においては界面での相互拡散を抑制することができたことを確認した。

LPPS 施工 ODS 超合金の、as coat、50h、200h、1000h 後のコーティング断面の SEM 観察結果を Fig. 4 に示す。as coat の段階で緻密、均質な成膜に成功しており、コーティングの剥離は起こらず、1000h の酸化においてもコーティング層は密着していた。表面の酸化によるコーティング層の厚さ

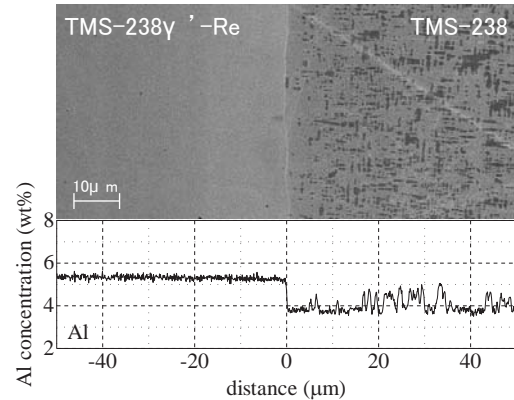


Fig. 3 Cross section of TMS-238/TMS-238 γ' -Rediffusion couple after 100h diffusion at 1250°C.

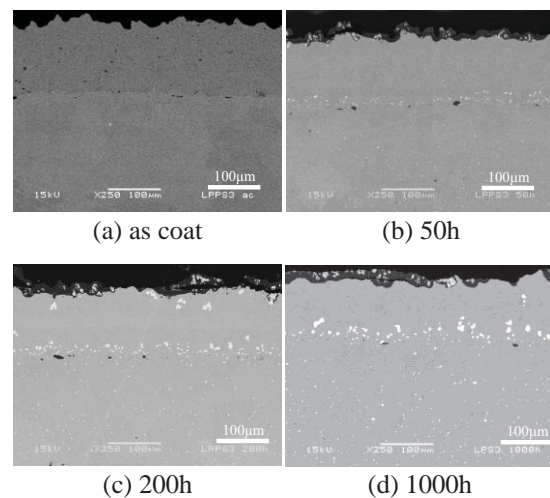


Fig. 4 Cross sections of LPPS coated EQ coatings of TMS-238 ODS alloy heat treated at 1250°C.

の変化を Fig. 5 に示す。表面の酸化消耗量は、当初コーティング層厚さの約 12%であり、本コーティングは 1250°C の熱サイクル環境下においても有効に機能することが確認された。

Fig. 6 に、各種セラミックスを用いた EQ コーティングシステムの皮膜剥離寿命を示す。1135°C 熱サイクル試験において、8wt% YSZ/EQ coating/TMS-

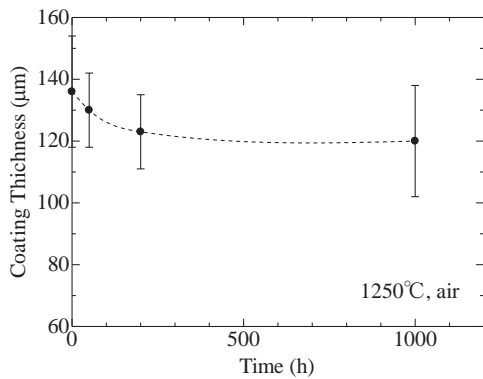


Fig. 5 Thickness change of EQ coating during 1250°C exposure for 1000h.

138Aの構成で剥離寿命が最も長く、779サイクルを示した。これは従来のボンドコートによるTBCシステムと比べて十分な寿命であり、EQコーティングを用いたTBCシステムが実用材料として優秀な性能を持つことを確認した。より熱伝導度の低いと予測されるYb、Er、Gd、Pr添加YSZでは、剥離寿命が低下する傾向にあるが、部材の要求性能によっては選択が可能であるといえる。今後、これらの希土類添加YSZの剥離メカニズムを解明し、剥離寿命の改善の目指す必要がある。

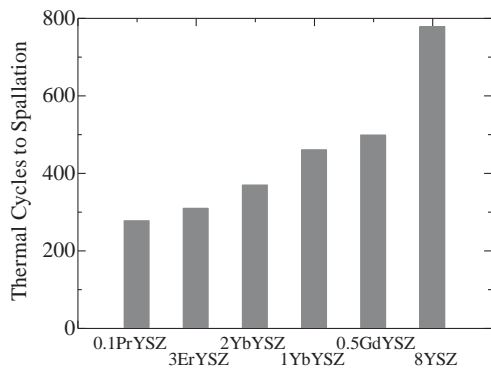


Fig. 6 TBC life of various ceramics/EQ coating/TMS-138A at 1135°C.

4. 結言

第6世代Ni基超合金TMS-238にEQコーティングを施し、1250°Cにおける耐久性を検討した。その結果、界面での相互拡散は抑制され、コーテ

ィング膜厚も維持されたことが確認された。また第4世代Ni基超合金TMS-138AにEQコーティング/セラミックストップコートの遮熱コーティングシステムを適用した結果、EQコーティングの汎用のトップコート材との適合性は十分であり、また新規低熱伝導度トップコートへの適用も可能であることがわかった。TMS-238とそのEQコーティングについても、遮熱コーティングシステムに使用することは可能であり、この場合も優れたTBC寿命を持つことが予測される。

謝辞

EPMA分析に関して、物質・材料研究機構横川忠晴氏にご協力いただきました。

本研究の一部は、NEDO省エネルギー革新技術開発事業「超高温無冷却ガスタービン実現のための超耐熱材料開発」にて行いました。

参考文献

- 1) W. S. Walston, J. C. Schaeffer and W. H. Murphy: A new type of microstructural instability in superalloys – SRZ, *Superalloys 1996*, (TMS, 1996) pp.9-18.
- 2) A. Sato, H. Harada and K. Kawagishi: Development of a new bond coat “EQ coating” system, *Metall. Mater. Trans. A*, Vol. 37A, No. 3 (2006) pp. 789-791.
- 3) TMS-138/TMS-138A, NIMS forth generation single crystal superalloys, NIMS brochure (2007).
- 4) A.C. Yeh, A. Sato, T. Kobayashi and H. Harada: On the Creep and Phase Stability of Advanced Ni-base Single Crystal Superalloys, *Materials Science and Engineering A*, Vol. 490 (2008) pp. 445-451.
- 5) K. Kawagishi, A.C. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi and H. Harada: Development of an Oxidation-Resistant High-Strength Sixth-Generation Single-Crystal Superalloy TMS-238, *Superalloys 2012*, (TMS, 2012), pp. 189-195.
- 6) H. Harada, K. Ohno, T. Yamagata, T. Yokokawa and M. Yamazaki: Phase Calculation and Its Use in Alloy Design Program for Nickel-Base Superalloys, *Superalloys 1988*, (TMS, 1988), pp. 733-742.

タービン翼内部の複雑冷却流路内における熱伝達率計測及び流れ場に関する研究

船崎 健一（岩手大工），*寺部 世界（岩手大院），饒 雅英，堀内 豪（川崎重工）

Studies on Heat Transfer Coefficient and Flow Field through a Complex Cooling Channel for Turbine Blade

Ken-ichi FUNAZAKI,*Sekai TERABE(Iwate Univ.), Masahide KAZARI, Takeshi HORIUCHI(KHI)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical analyses on the heat transfer and the flow field in a realistic serpentine internal cooling channel of a turbine blade. This study aims at obtaining design guidance of the internal cooling channel through the investigation of local heat transfer distributions and the flow field in the realistic model. A transient method using Thermochromic Liquid Crystal is employed to measure the surface heat transfer distribution inside the channel. Furthermore, oil flow visualization is employed to clarify the flow field on the test wall. Numerical analysis using ANSYS CFX is also carried out to enhance the knowledge of the flow field. The experiment and the numerical analyses reveal several important aero-thermal characteristics, such as the appearance of the highest heat transfer coefficient on the bend exits and the lowest in the latter half of the second passage.

Key words: Internal cooling channel, Serpentine channel, Heat transfer, flow field

1. はじめに

ガスタービンの高性能，高効率化を目的としてタービン入り口温度は高温化している．この高温化に伴い，タービン翼は強い熱負荷に曝されることになり，クリープ等による翼寿命の減少や翼破損の危険性が高まっている．そのため，タービン翼保護のため数々の冷却手法が考案されてきている．

本研究では，内部冷却，特にタービン翼内部に設けられたサーペンタイン流路内に冷却空気を流すことで翼内部から冷却する手法を調査する．冷却流路には，熱伝達を促進するための乱流促進体（リブ等）が備えられる．この流路内の流れは二次流れや剥離など非常に複雑であり，これらは熱伝達分布にも強く影響を及ぼす．タービン翼に冷却ムラが生じると熱応力により翼破損の危険性が高まってしまうため，タービン翼の冷却には優れた冷却効率とともに均一な温度分布実現をする冷却が必要となる．

内部冷却流路内の熱伝達特性の解明のため，これまでに非常に多くの研究が行なわれてきており，リブ付き矩形流路を用いた調査⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾などがあげられる．多くの研究は流路形状を単純化した矩形流路での研究が主となっており，実際のタービン翼内部冷却流路形状での研究例は多くはない．

そこで本研究では，実機のサーペンタイン流路形状を模した供試体において，過渡応答法を用いた局所熱伝達率計測，静圧計測及び油膜法を用いた流れ場の可視化を行った．また，数値解析を用いて流路内の流れ場に関する情報を補い，加えて，熱伝達率等の実験結果との比較を行なうことで予測精度の検証を行なった．

今回の研究目標は，複雑に断面形状が変化する流路における局所熱伝達率，流れ場の調査を通して内部冷却流路の設計指針となる知見を得ることである．

2. 実験

2.1 実験装置

実験装置の概観図を図 1 に，供試体周りの様子を図 2 に示す．送風機下流に層流流量計と主流空気加熱用ヒーターが設置され，ヒーター下流直後にはステップ状の温度変化を生み出すための三方バルブが接続してある．三方バルブの一方に供試体が設置され，他方には抵抗調整バルブを接続している．供試体前方にはデジタルビデオカメラ（SONY 製）を設置し，液晶の発色を動画撮影している．実験時は二基のハロゲンランプによって供試体を照らしているが，反射光がカメラに入らないよう十分に配慮し，照度計を用いて照明光の

当てムラが出ないように調整している。また、供試体周りを暗幕で覆うことで、実験室環境の反射を防ぎ、ハロゲンランプ以外の光が供試体に当たらないよう配慮している。

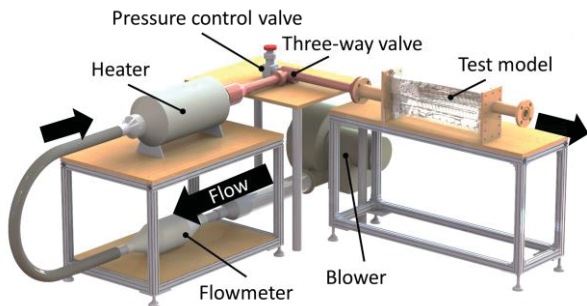


Fig. 1 Experimental facility

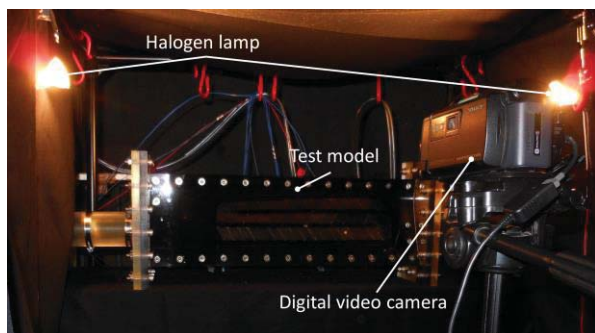


Fig. 2 Experimental facility
(Circumference of test model)

2.2 供試体

図 3 に実験に使用したアクリル製サーペンタイン流路供試体を示す。供試体は 3 つの流路で構成され、流路断面形状は A-A, B-B, C-C に示すように流路位置によって異なる。また流路壁面には主流に対して 60° の角度を有するリブ (乱流促進体) が計測面及びその対向面に取り付けられている。リブのピッチ高さ比 (P/e) は約 9 程度となっている。ここで、 P はリブピッチ、 e はリブ高さである。流路には図中に示す位置 (T_1-T_7, P_1-P_7) の計測面の対向面に熱電対挿入孔及び圧力孔が設置されている。熱電対挿入孔には、熱電対の先端が流路中心になるように熱電対を挿入している。また、計測面には呈色域が 10°C の感温液晶 (日本カプセルプロダクツ製) をスプレーガンで塗布し、その上から黒色塗料を塗布している。感温液晶は 2 つの温度域 ($30-40^\circ\text{C}$, $22-32^\circ\text{C}$) を用意し、リブにより区切られた壁面を図 4 のように定めた時、流路前半 (壁面 1-24) と後半 (壁面 25-44) で塗り分けた。これは実験時、流路入り口から出口まで主流温度の低下が避けられないため、一つの温度域の液晶では良好な液晶呈色を得られないためである。

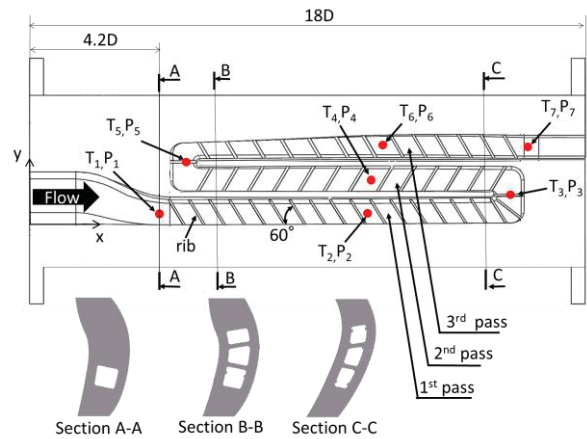


Fig. 3 Test model

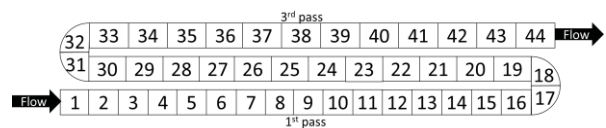


Fig. 4 Wall section number

3. 実験手法

3.1 熱伝達率計測

本研究では、感温液晶を用いた過渡応答法⁽⁴⁾により熱伝達率を計測した。この手法の特色は、感温液晶が塗布可能で液晶発色の様子が観測可能であれば比較的容易に熱伝達率の推定が可能であるということである。

今回の実験では、加熱した主流空気を空気圧アクチュエーターの操作により三方バルブを瞬間的に切り替えることで、供試体側に流入させ、ステップ状の温度上昇を与えた。先に述べたように、供試体内の主流温度は、供試体の吸熱作用により流れ方向に変化するため、取得した温度データを隣あった熱電対間で線形補間することで各位置における主流温度を算出している。なお今回の熱伝達率算出には 1st pass, 2nd pass, 3rd pass の三区間に分けて後処理を行っており、また処理の関係上、熱電対 T_1, T_3, T_5, T_7 の温度データを使用している。供試体壁面温度は、液晶の呈色の様子をデジタルビデオカメラで撮影し色の情報 (色相) を取得し、後述する較正試験により色相と温度の関係式を求めて算出している。

実験は、図 3 の断面 A-A における流路の水力直径 $D (=33.4[\text{mm}])$ を代表長さとしたレイノルズ数 $Re_D (=22,000)$ に設定して実施した。また、実験により取得される熱伝達率 h はヌセルト数に変換後式(1)で表される Dittus-Boelter の式を用いてヌセルト数比として評価した。ここで Pr はプラントル数である。

$$Nu_0 = 0.023 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (1)$$

3.2 感温液晶校正試験

感温液晶の製造元から公表されている呈色温度域や温度に対する呈色傾向は、液晶塗膜厚や照明等の条件により変化する。よって使用状況における温度と Hue の関係を明らかにする必要がある。本研究では感温液晶からの色情報と温度の関連付けを、撮影によって得られる RGB の色情報を Hue 値に変換して行なっている⁽⁶⁾。校正に用いた装置を図 5 に示す。校正装置では、ペルチェ素子上の銅板に、黒色塗料及び感温液晶を塗布し、アクリルを液晶塗布面に接するように設置し、ねじによって上記三つを圧着している。銅板には熱電対挿入用の穴があけてあり、熱電対を挿入し銅板内の温度を計測した。液晶塗布面と銅板は圧着されているため、銅板の温度計測値を液晶塗布面の温度とした。このとき銅板表面と内部の温度がほぼ一致することを確認している。ペルチェ素子には温度コントローラーが接続されており、液晶の呈色域で一定間隔に温度を変化させる。その時の液晶の呈色を撮影すると同時に熱電対による温度計測をすることで、熱電対取り付け位置における感温液晶の Hue 値と温度の関係式を得た。なお校正試験時は、装置が異なるだけで、計測機器や配置は熱伝達率計測時と出来る限り一致するように配慮している。

図 6 に校正試験で得られた温度-Hue 値の相関を示す。曲線は S 字を描くため 1 本の曲線で近似することは難しい。そのため、本研究では 3 本の多項式近似を組み合わせることで校正曲線を作成している。

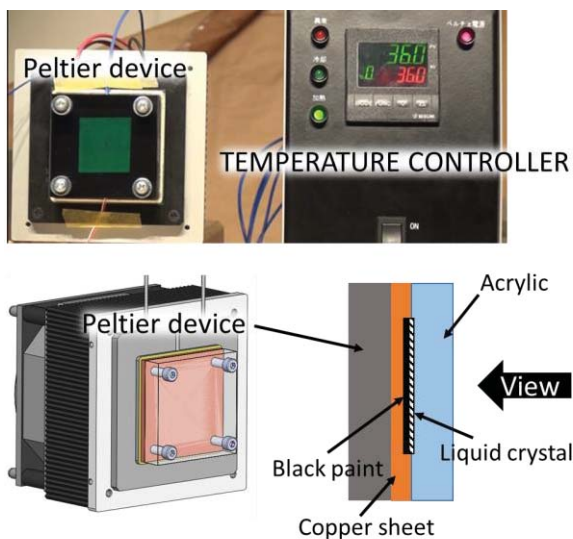
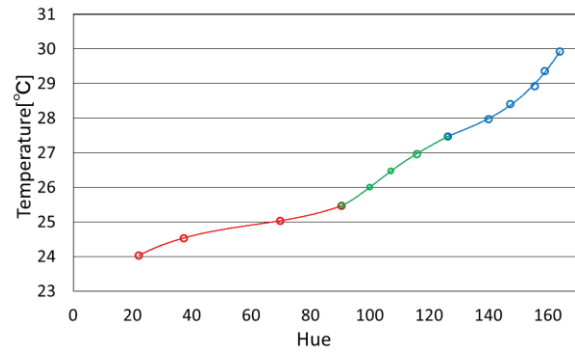
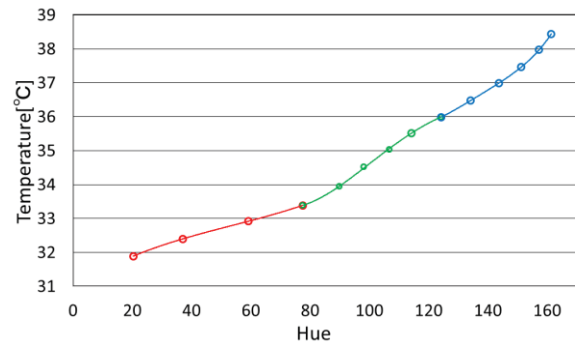


Fig. 5 Calibration device



(a) 22-32°C



(b) 30-40°C

Fig. 6 Calibration curve: (a) 22-32°C, (b) 30-40°C

3.3 圧力損失計測

ガスタービン翼冷却において、伝熱性能だけでなく圧力損失の把握は重要なものとなる。本研究では図 3 に示した圧力孔位置において静圧計測を行い、式(2)で示される圧力損失係数として評価した。

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P}{1/2 \rho U_m^2} \quad (2)$$

ここで ΔP は隣り合う静圧孔の圧力差、 ρ は密度、 U_m は隣り合う静圧孔位置における各流路断面流速を平均して算出した。

今回は流路形状が流れ方向に変化するため、隣り合う圧力孔ごとに損失を算出し評価した。実験条件、使用機器は伝熱実験と同様である。

3.4 油膜法

流路内壁の流れを可視化し、壁面の流れが熱伝達分布へ与える影響を調査するため、油膜法を用いた可視化を行なった。実験は空気圧アクチュエーターの操作により供試体内部に主流を流入し、約 15 分間、動画撮影した。油膜の組成を表 1 に示す。油膜は文献⁽⁶⁾を参考に選定した。また、実験条件、使用機器は主流温度以外、伝熱実験と同様である。

Table. 1 Oil film composition

	成分	混合比(体積比)
油分	流動パラフィン	1
顔料	酸化亜鉛	1
分散剤	オレイン酸	1

4. 数値解析

4.1 解析手法

実験結果との比較及び流路内流れ場の知見を得るために数値解析を実施した。図 7 に計算領域を示す。実験装置を再現するため、供試体入口と出口配管部も計算領域に含めた。計算モデル寸法は実験で使用した供試体と同じである。図 8 に壁面とリブ周りの計算格子を示す。計算格子は ANSYS ICEM CFD を用いて非構造格子で作成した。壁面にはプリズム格子を設置しており、プリズム層厚さは約 $0.067D$ で、伝熱実験における計測面の壁面第一層計算格子は $y^+ < 1$ を満たしている。数値解析には、汎用コード ANSYS CFX Ver.14 を用いた。解析条件を表 2 に示す。境界条件は実験時の条件を反映した。解析結果から熱伝達率は式(3)により算出した。ここで $\dot{q}(x,y)$ は局所熱流速、 $T_w(x,y)$ は壁面温度、 $T_g(x,y)$ は線形補間した主流温度である。補間した主流温度は実験を模擬するため、実験時の熱電対挿入位置 (T_1 - T_7) において、主流に垂直な矩形断面を流路中心で定め、その断面における平均温度を算出する。その算出温度を取得温度とし、実験と同様に隣あったデータで線形補間することで、流路内各位置における主流温度を定めた。

$$h(x, y) = \frac{\dot{q}(x, y)}{T_w(x, y) - T_g(x, y)} \quad (3)$$

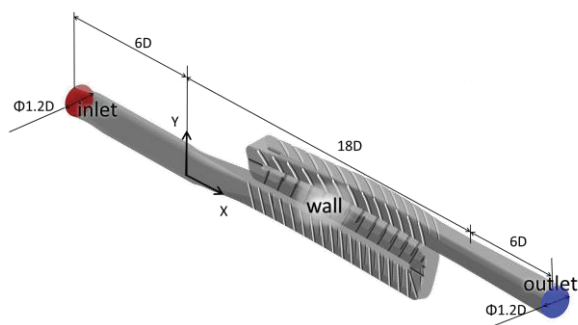


Fig. 7 Computational domain

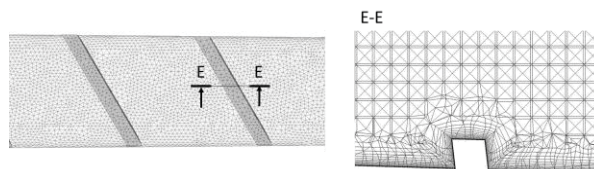


Fig. 8 computational grid

Table. 2 Computational conditions

grid number	9,300,000
inlet boundary condition	mass flow, temperature
outlet boundary condition	static pressure=0[Pa]
wall boundary condition	non-slip, isothermal
turbulent model	Shear Stress Transport

5. 結果と考察

5.1 熱伝達率計測

図 9 に実験により取得したヌセルト数比分布を示す。リブ部分に関しては良好な呈色分布が得られていないため評価から除外している。

1st pass, 2nd pass, 3rd pass 全体の分布傾向としては、各壁面においてヌセルト数比のピークがリブに若干の角度を有しながら、沿うように広がっていることがわかる。これは過去に数多く行なわれてきたリブ付き流路の知見とほぼ一致する。

続いて各流路内における、特徴的な点を上げると、一つ目の曲がり部である壁面 17, 18 において、外壁側と仕切り壁側でヌセルト数比のピークが見られるが、特に仕切り壁側でのヌセルト数比のピークが大きい。これは壁面 17 直前のリブを超えた流れ、壁面上の流れと曲がり部に斜めに設置されたリブにより仕切り壁側に向けられる流れが複雑に干渉した結果によるものだと考えられる。内壁側へ向かう流れ場に関しては後述する油膜法により確認した。また壁面 18 の外壁側に見られるヌセルト数比のピークは外壁に沿った流れがリブを超えて再付着したことによるものと考えられる。一方、二つ目の曲がり部である壁面 31, 32 においては、外壁側でのヌセルト数比の上昇が見られるが、仕切り壁側ではヌセルト数比の上昇は見られない。

曲がり部の流れ場は非常に複雑であることから今後さらなる検証が必要である。

壁面 19 においては、ヌセルト数比のピークが他の壁面に比べて、流路中心側で見られる。これは曲がり部で仕切り壁側に向けられた流れがそのまま 2nd pass へ流入するためだと考えられる。2nd pass 後半では、ヌセルト数比の上昇が見られない領域が増加しており、流路底面付近での流れの剥離が顕著に生じていると考えられる。2nd pass は流路形

状が台形型に変化しているため、鋭角なコーナー部と鈍角なコーナー部における流れの挙動の違いや、上流側からの渦などが複雑に組み合わさった結果と考えられるが、今回の調査では解明できていないため今後の課題となる。

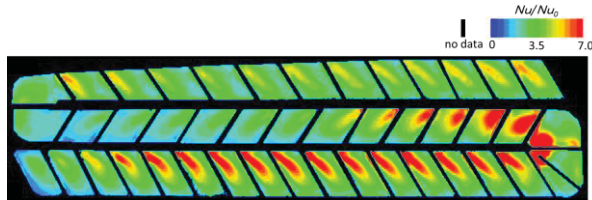


Fig. 9 Nusselt number ratio distributions (EXP)

図 10 には、数値解析により得られたヌセルト数比分布を示す。各壁面内のヌセルト数比の分布傾向には実験との違いが見られるが、流路全体で見た際の分布傾向はおおよそ捕らえられていると考えられる。このヌセルト数比分布の違いを後述する油膜法結果と数値解析結果の限界流線との比較で考察する。

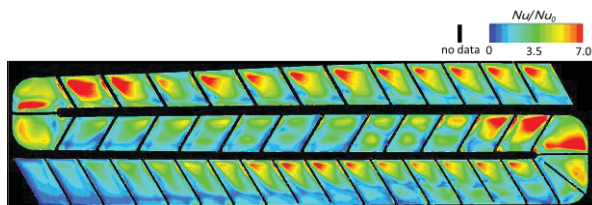


Fig. 10 Nusselt number ratio distributions (CFD)

図 11 では、各壁面で面平均したヌセルト数比を各セクション毎に実験と数値解析とを比較した。

2nd pass 入り口の壁面 19 において、流路全体の中で最も高いヌセルト数比を示すことがわかる。一方、2nd pass 後半の壁面 30 においては壁面 19 の 1/2 程度まで減少しており、最も低いヌセルト数比を示した。また、曲がり部直後で高いヌセルト数比を示すことがわかる。

実験と数値解析結果の比較から 1st pass 全体を通して数値解析結果のヌセルト数比が小さく算出されていることがわかる。これはリブ直下流から流路底面にかけてヌセルト数比の上昇が見られていないため、流れの剥離領域が大きいためだと考えられる。これは、後述する油膜法と数値解析の限界流線との比較で検証する。

今回調査では上に述べた結果が得られたが、計測面の対向面では壁面面積の違い等により異なる結果が得られると考えられるため、現在対向面の実験の準備を行なっている。

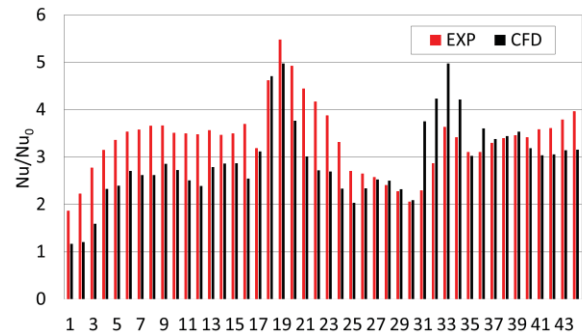


Fig. 11 Area averaged nusselt number ratio

5.2 圧力損失

図 12 に各圧力孔間における圧力損失係数を示す。曲がり部での圧力損失が特に大きいことがわかる。結果からリブの数が多くなる曲がり部の方が流れの乱れが強くなるため、圧力損失が大きくなったと考えられる。しかしながら、各圧力孔間の流路面積が異なることや、平均流速の定義方法など検討の余地が残っており、解釈には注意が必要である。

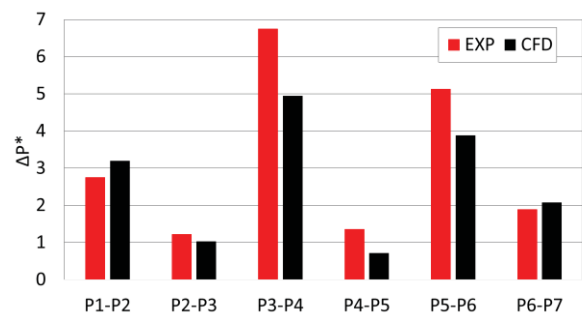


Fig. 12 Non-dimensional pressure coefficient

5.3 油膜法

図 13 に主流を供試体に流入後およそ 15 分後の油膜法結果を示す。壁面近傍の流れ場を可視化することで、壁面近傍の流れ場のヌセルト数比への影響を調査した。

図 13 の(a), (c), (e)を見ると、リブ直下流でリブに沿うようにして剥離線が確認できる。リブを超えた流れが壁面に再付着後、再循環領域を生じていると考えられる。流路断面が矩形である(a), (e)とは異なり、台形である(c)では剥離線が流路底面付近まで延びておらず、またリブと剥離線の間で渦が生じている様子が確認できる。また壁面への付着領域が(a), (e)では大きく(c)では小さくなっており、壁面間で大きく異なっている。

(b), (d)ともに曲がり部外壁近傍で壁面に付着した流れが、仕切り壁の方向に流れる様子が確認できる。(b)を見ると流れは壁面に付着したまま、曲がり部に斜めに設置されたリブに沿うようにして仕切り壁側へ流れる様子が確認される。一方、(d)

を見ると、壁面 31 のリブ直下流で大きく流れが剥離しているのが確認できる。結果としてその領域でヌセルト数比の上昇が見られなくなったと考えられる。

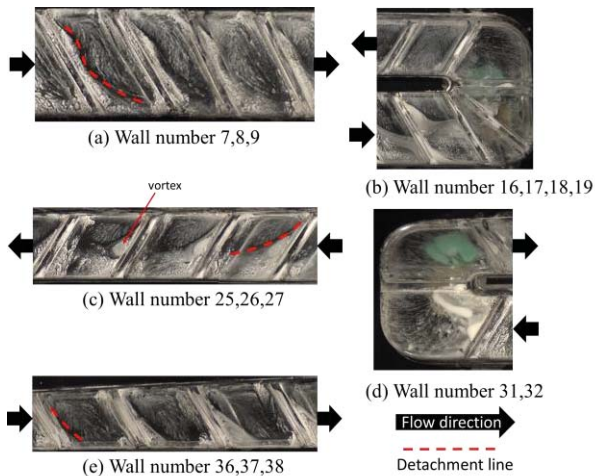


Fig. 13 Pattern of oil film

図 14 には数値解析により得られた限界流線を示す。油膜法結果と数値解析による限界流線の比較を行なうことで、数値解析がどの程度流れ場を再現できているのか検証した。

(a), (e)に関して、剥離線の位置はおおむね一致しているが、(a)は実験に比べ剥離線の終点が流路底面から離れた位置に移動している。この流れ場の違いがヌセルト数比分布に影響していると考えられる。(c)では、油膜法結果と異なる挙動が示されており、再現性は低い。結果としてヌセルト数比分布に差異が生じたと考えられる。

(b)は曲がり部外壁に衝突後の流れの挙動は捉えられているが、仕切り壁付近での流れが異なっているため、ヌセルト数比分布が大きく異なると考えられる。(d)では流れの付着、剥離の様子が油膜法結果と良く一致している。

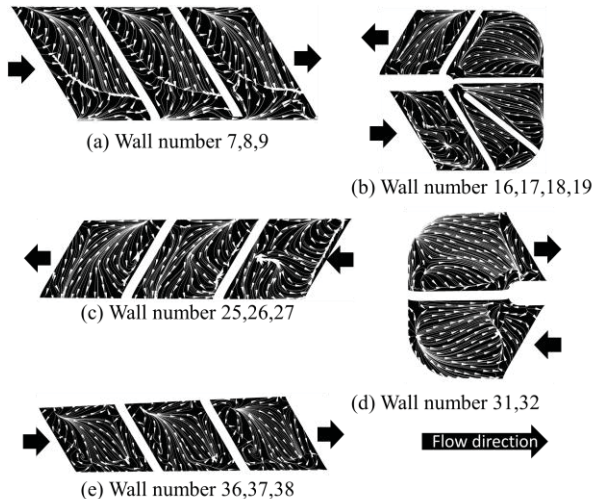


Fig. 14 Surface streamlines

6. 結言

本研究では実機形状におけるタービン翼内部の複雑冷却流路における熱伝達率の取得及び流れ場の把握を目的として、実験及び数値計算を行なった。

以下に、本研究により得られた知見を示す。

- ・ 曲がり部直後の壁面においてヌセルト数比の上昇が確認された。
- ・ 2nd pass 後半部ではヌセルト数比が他の流路に比べて低下する。
- ・ 曲がり部に斜めに設置されたリブにより、曲がり部での流れは大きく変化する。
- ・ 数値解析ではおおむね傾向を再現しているが、局所的な流れ場や、ヌセルト数比分布の予測精度は高くない。

参考文献

- 1) J. C. HAN. and J. S. PARK, INT. J. Heat Mass Transfer, Vol.31, No.1, pp.183-195, (1988)
- 2) Hagari, T., et al., "EXPERIMENTAL STUDY ON LOCAL HEAT TRANSFER IN A ROTATING, TWO-PASS COOLING CHANNEL WITH DENSE ARRAY OF TURBULENCE PROMOTERS WITH NAPHTHALENE SUBLIMATION METHOD", ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25369, (2014)
- 3) Waseem, S., et al., 2013, "Validation and Analysis of Numerical Results for a Two-Pass Trapezoidal Channel With Different Cooling Configurations of Trailing Edge", ASME J. Turbomach., Vol.135, 0110276-6
- 4) 千田, 船崎, 飴, タービン翼内部冷却流路内における熱伝達率に関する研究 (実験および CFD), 第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会 (松本) 講演論文集, 2011, pp.131-136
- 5) 船崎ほか, 感温液晶による冷却翼内部流路熱伝達分布の計測法に関する研究, 日本ガスタービン学会誌, Vol.26, No.101, 1998, pp.76-81
- 6) 流れの可視化学会, 「新版流れの可視化ハンドブック」, 朝倉書店, 1986, pp92-112

【研究報告】

実機相当環境下における静翼シュラウド熱伝達率に関する計測結果と解析結果の比較検討

*牧ヶ野 大志，水上 聡（三菱重工業），長谷 貴昭（三菱重工航空エンジン）
山口 佳昭，伊藤 栄作（三菱重工業）

Comparison of Measurement and CFD Analysis of Heat Transfer at the 1st Vane Endwall under Actual Engine Like Conditions

* Hiroshi MAKIGANO, Satoshi MIZUKAMI (MHI), Takaaki HASE (MHIAEL)
Yoshiaki YAMAGUCHI and Eisaku ITO (MHI)

ABSTRACT

The heat transfer coefficient is necessary for the heat load prediction of the cooled turbine and, in a cooling design, is an important item. In design process, heat transfer coefficient was mainly predicted by using empirical equation or test results. At vane endwall, it is very difficult to predict heat transfer coefficient by influence of 3-dimensional flow (i.e. horseshoe vortex, secondary flow effect and, so on.)^{[1][2]}. Therefore, measurement results are generally used for the prediction of heat transfer coefficient at vane endwall. In this paper, heat transfer coefficient at 1st vane endwall is measured by electric mesh heater and Infra-Red(IR)-camera^[3] under actual gas turbine like conditions in order to verification of the high resolution CFD analysis (RANS, $y^+_{min} \cong 1.0$). This paper shows that the prediction of heat transfer coefficient by using RANS corresponds to experiment except horseshoe vortex region under actual engine like conditions.

Key words: Heat Transfer, Gas Turbine, Transient Technique, Endwall

1. はじめに

ガスタービンの高効率化に向けて、冷却空気流量の削減が求められている。冷却空気流量の削減には、熱負荷に応じて最適な冷却構造の適用が有効であり、熱伝達率の詳細かつ高精度な予測が欠かせない。実機設計プロセスでの熱伝達率予測には、主に経験式または試験結果が用いられている。一方で、タービン翼シュラウド周りでは、馬蹄渦や二次流れによる3次元的な複雑な流れ場(図 1^[4])を形成している。このため経験式による熱伝達率予測は困難であり、主として試験結果が用いられてきた。

タービン翼シュラウドの熱伝達率計測の例として、Han らは^[5]ナフタレン昇華法を用いて熱伝達率を計測し、乱流強度と熱伝達率との関係を調べている。低乱流強度条件では馬蹄渦により熱伝達率のピークがみられるが、実機に近い高乱流強度

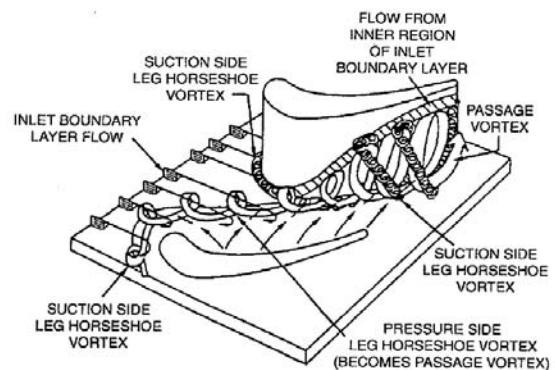


図 1 タービン翼シュラウド周りの流れ場^[4]

条件では馬蹄渦による熱伝達率のピークがみられないことを指摘している。

熱伝達率の測定には、金属薄膜ヒータと熱電対を用いた定常法が一般的に用いられてきた。しかし、この手法は熱電対による点計測であるため、詳細分布を計測できない課題がある。近年、この

課題を解決するため、様々な計測手法が考案されてきた。例えば、感温液晶^[6]や、感温塗料(TSP Temperature Sensitive Paint)^[7]、メッシュヒータと IR カメラを用いた非定常法^{[8]-[13]}による熱伝達率計測が挙げられる。著者らは、これまでにメッシュヒータと IR カメラを用いた非定常法熱伝達率計測を実機相当条件で実用化し、タービン翼翼面の熱伝達率を計測^[13]している。

一方で近年では、コンピュータの著しい発展により、CFD 解析が熱伝達率の予測に利用されている。CFD では、試験実施できない実機条件の再現や流れ場と温度場の取得が同時に可能である。このため CFD 解析は、熱伝達率予測における物理的現象を理解するために必要な技術となっている。しかし、シール空気流れやフィルム冷却流を伴う複雑な流れ場での解析では、計測結果と合わないことも多い。タービン翼シュラウド面の解析例として、Hee-Koo Moon らは^[2]、RANS (2-方程式モデル、 $y^+_{min} \approx 5$) を用いて、熱伝達率を予測しており、 $y^+_{min} \approx 5$ の空間解像度では、正確な予測は困難であると指摘している。正確な熱伝達率予測には、高空間解像度での RANS ($y^+_{min} < 1.0$) や LES が考えられるが、計算負荷が高い点が課題である。

また実機相当環境での解析と計測結果を比較検証した研究は少ない。熱伝達率予測の高精度化のために、実機相当環境での CFD 解析と試験結果の比較検証が求められる。

そこで本研究では、実機相当環境におけるタービン翼シュラウド面での高空間解像度 RANS ($y^+_{min} \approx 1.0$) 解析と、メッシュヒータと IR カメラを用いた非定常法による熱伝達率計測を実施し、比較検証を行った。

2. 伝熱試験装置および試験条件

図 2 に試験装置を、図 3 に一段静翼シュラウド面伝熱試験装置の概略図を示す。本装置は、作動流体を上流の空気源により駆動し、ガスタービン実機燃焼器を模擬した流路を通じて、テストセクションに供給する。供試体はガスタービン実機と同形状、同寸法とし、燃焼器からの旋回流に伴い発生する高い乱流強度条件で試験を実施した。燃焼器尾筒と一段静翼間のクリアランスは実機相当とし、燃焼器と一段静翼間のキャビティによる流れ場も再現した。燃焼器尾筒ダクト上流にメッシュヒータを 6 層設置し、主流空気をステップ的に加熱した。

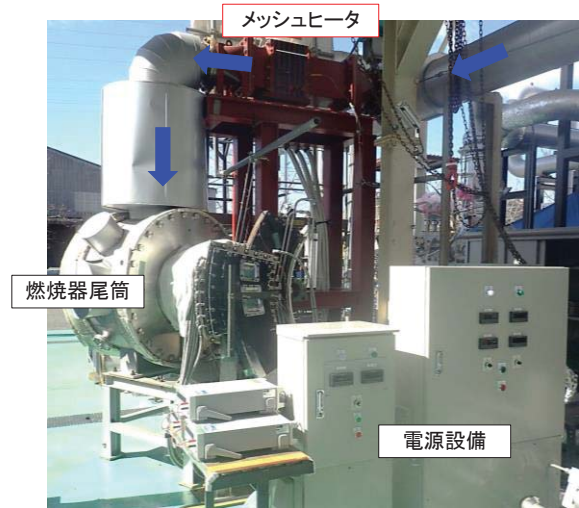


図 2 試験装置

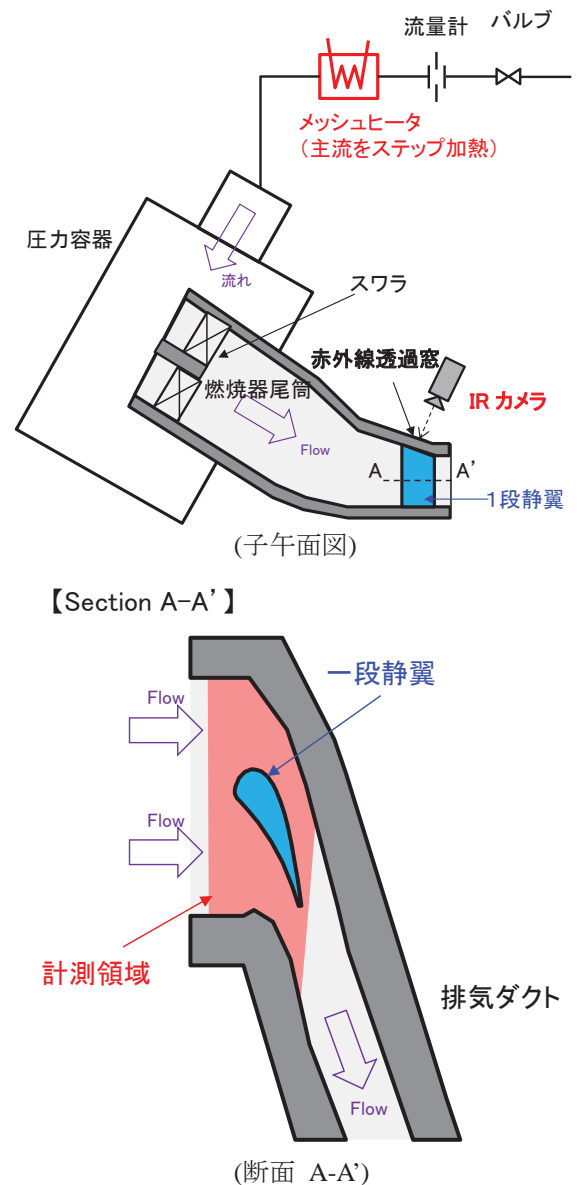


図 3 一段静翼シュラウド伝熱試験装置概略図

図3に主流空気の加熱に用いたメッシュヒータを示す。メッシュヒータは金属メッシュ、絶縁材、電極から構成されている。金属メッシュ部に主流空気を流し、金属メッシュにステップ的に電圧を印加することで主流空気を均一かつステップ的に加熱する。

図4にメッシュヒータによる主流空気温度上昇の履歴を示す。本試験の試験精度に対し十分な主流空気温度上昇を得ており、空間温度のバラつきは、熱電対による温度トラバースにより、主流加熱量 ΔT_g 約 10°C の時に 0.2°C 以内であることを確認^[13]している。またメッシュヒータは50回以上使用しても加熱の再現性に問題ないことを確認している。

表1に試験条件および解析条件を示す。実機ガスタービン環境をできる限り再現するため、レイノルズ数を実機条件と同じオーダーとし、マッハ数を実機条件と同一とした。

3. 非定常法による熱伝達率計測手法

熱伝達率は式(1)で表される。

$$h = \frac{q}{T_{ad} - T_w} \dots \dots \dots (1)$$

ここで h : 熱伝達率 [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]、 q : 壁面熱流束 [W/m^2]、 T : 温度 [K]、添え字 ad : 断熱壁、 w : 壁面を表す。

熱伝達率一定下で主流温度がステップ的に変化した場合、半無限固体壁を仮定した一次元熱伝導の解析解から主流温度と壁面温度の関係は式(2)で表される。^[14]

$$\frac{T_w - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 at}{\lambda_w^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{at}}{\lambda_w}\right) \dots \dots \dots (2)$$

ここで a : 壁面材料温度伝導率 [m^2/s]、 λ_w : 壁面材料熱伝導率 [$\text{W}/(\text{mK})$]、 t : 時間 [s]、添え字 g : 主流空気温度、 i : 初期条件を表す。

主流空気温度変化が時間遅れを有する場合、Duhamelの定理^[14]により、主流空気温度上昇を N 分割したステップ状微小温度上昇の重ね合わせで近似できる。この場合、壁面温度の変化量は式(3)で表すことができる。^[15]

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^N F(t - t_j)(T_{g,j} - T_{g,j-1}) \dots \dots \dots (3)$$

ここで、

$$F(t - t_j) = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 a(t - t_j)}{\lambda_w^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a(t - t_j)}}{\lambda_w}\right) \dots \dots (4)$$

($j=0,1,2,\dots,N$)

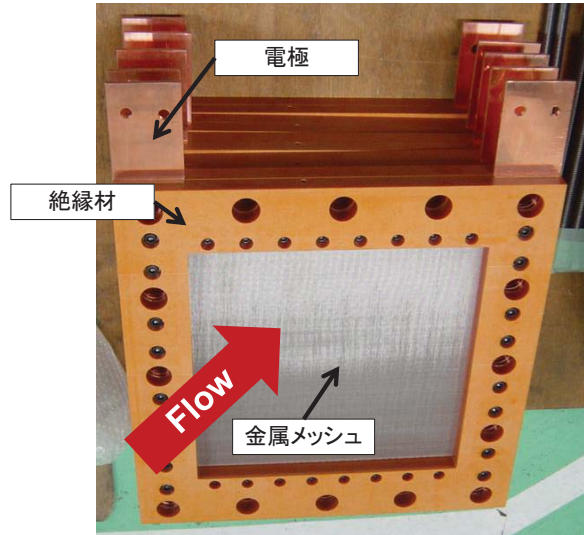


図3 メッシュヒータ

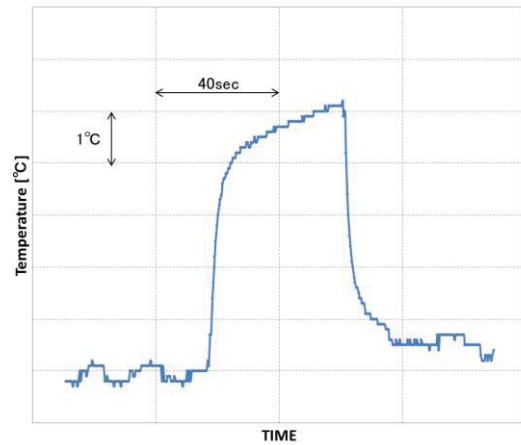


図4 主流空気温度上昇の時間履歴例

表1 試験条件および解析条件

	Real GT	Test Condition	CFD Condition
Reynolds number $Re[-]$	100%		$\approx 40\%$
Peak Mach number $M[-]$			≈ 0.8
Scale $[-]$			100%

本試験では、主流空気温度を供試体上流に設置した熱電対により計測し、シュラウド壁面温度を赤外線透過窓(CaF_2)を通じて、IRカメラにより計測した。これら温度計測結果を用いて式(2)、(3)から収束計算により熱伝達率を算出した。

正確な熱伝達率計測のために、ステップ加熱前後の壁面温度差を十分かつ高精度に得る必要がある。このため、壁面材料には低熱伝導率材料を使用し、黒体塗料を塗布している。

また壁面近傍での流線分布の取得のため、金属酸化粒子を用いたオイルフロー試験を実施した。

4. CFD 解析条件

CFD 解析条件を表 2 に示す。RANS モデルを用い、最小空間解像度を $y^+_{\min} \approx 1.0$ とした。入口境界条件は、試験装置での全圧、全温度の計測結果を用いた。壁面境界条件は、等温壁とした。燃焼器尾筒と一段静翼のキャビティによる流れ場も再現している。

5. 試験結果と CFD 結果比較

図 5 に CFD 解析での一段静翼シュラウド周りの壁面近傍の流れ線分布および熱伝達率分布を示す。特徴的な分布として、翼前縁において燃焼器尾筒と一段静翼間のキャビティから吹出す流れ場により、熱伝達率が低い領域が生じている。また翼腹側では馬蹄渦により、熱伝達率が上昇している。

図 6、図 7 に、翼前縁のキャビティ流れおよび馬蹄渦領域の試験と CFD 結果の比較を示す。流れ場について着目すると、オイルフロー試験結果においてもキャビティからの吹出し流と馬蹄渦による特徴的な分布が確認でき、高解像度 RANS 解析での流れ場の予測は試験とよく一致している。

次に熱伝達率の分布に着目すると、キャビティの吹出流領域 (図 6) では、CFD 解析および試験結果ともに熱伝達率が低く、高解像度 RANS 解析においても、十分に熱伝達率を予測できている。

しかし翼腹側の馬蹄渦領域 (図 7) での試験結果は、CFD 解析結果と異なり、馬蹄渦による熱伝達率の上昇は見られず、Han ら^[6]の高乱流強度での計測結果と同様にほぼ均一な熱伝達率分布となった。RANS では一般的によどみ点や、流れの剥離、再付着点を伴う流れ場で乱流エネルギーが過大評価される問題(stagnation anomaly)により、熱伝達率が過大評価される^[16]ことが知られている。この乱流エネルギーの過大評価により、本解析においても馬蹄渦領域で熱伝達率を過大評価したものと考えられる。

以上の結果から、高空間解像度 RANS 解析では、流れ場の予測はよく一致する。一方で、熱伝達率予測は二次流れの影響の少ない翼前縁のキャビティからの吹出部では一致するが、馬蹄渦領域で過大評価する。RANS 解析による高乱流強度場での熱伝達率予測には限界があるものと考えられる。

表 2 CFD 解析条件

Item	Contents	
CFD method	RANS	
Dimensionless wall distance y^+_{\min}	~1.0	
Inlet condition	Total Pressure	2D Traversed Experimental Result
	Total Temperature	
	Swirl Angle	
	Pitch Angle	
Wall Boundary, Condition	Wall Temperature	Iso-thermal

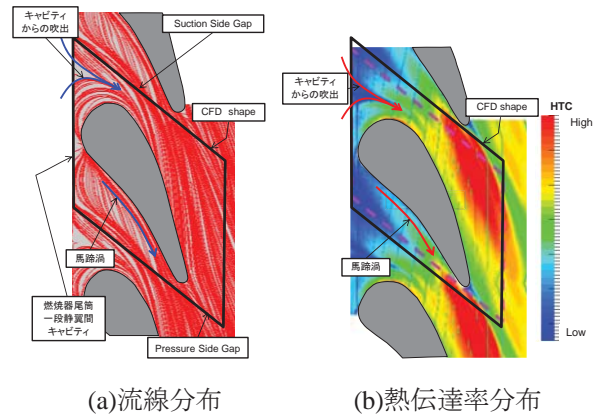


図 5 CFD 解析結果

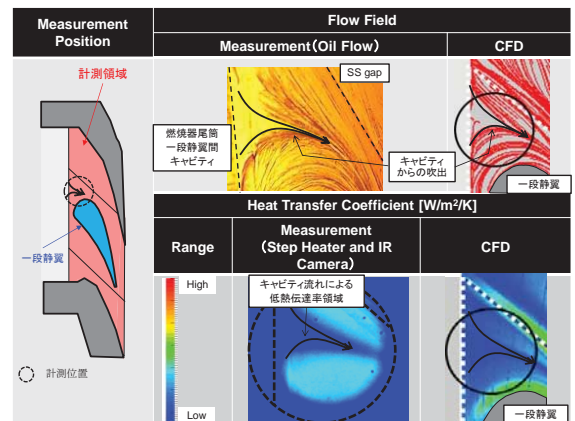


図 6 翼前縁 キャビティ吹出位置での試験および CFD 結果比較

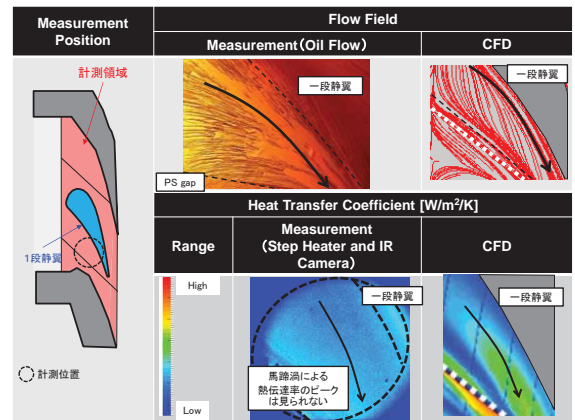


図 7 翼腹側 馬蹄渦領域での計測および CFD 結果比較

6. 結言

本研究では、実機相当環境におけるタービン翼シュラウド面での高解像度 RANS ($y^+_{\min} \approx 1.0$)解析検証のため、メッシュヒータと IR カメラを用いた非定常法による熱伝達率計測を実施し、以下の知見を得た。

- 1) 高解像度 RANS 解析による流れ場の予測はオイルフロー試験とよく一致した。
- 2) 高解像度 RANS 解析での熱伝達率予測は、非定常法による熱伝達率計測結果と比べ、二次流れの影響が小さい領域では比較的一致するが、馬蹄渦領域では過大評価する。

謝辞

本研究の一部は、経済産業省による「エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）」の補助により行われたものである。この場をお借りして、深く感謝申し上げます。

参考文献

- [1] Lynch, S. P. and Thole, K. A., et al, 2013, "ENDWALL HEAT TRANSFER FOR A TURBINE BLADE WITH AN UP-STREAM CAVITY AND RIM SEAL LEAKAGE", ASME Paper, GT2013-94942.
- [2] Hee-Koo Moon, 2011, "3D RANS Prediction of Gas-Side Heat Transfer Coefficients on Turbine Blade and Endwall", ASME Paper, GT2011-46723.
- [3] Mizukami, S., Hase, T., Ito, E., 2014, "Practical Use of the Heat Transfer Coefficient Measurement Technique Using a Heater Mesh and the IR-Camera", ACGT2014-098.
- [4] Sharma, O.P. and Butler, T.L., 1987, "Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades", Trans ASME Journal of Turbomachinery, 109, 229-236.
- [5] Jenkins, S. C., Shevchuk, I. V., Wolfersdorf, J., and Weigand, B., 2007, "Transient Thermal Field Measurements in a High Aspect Ratio Channel Related to Transient Thermochromic Liquid Crystal Experiments", ASME Paper, GT2007-27812.
- [6] Han, S., and Goldstein, R. J., 2005, "Influence of Blade Leading Edge Geometry on Turbine Endwall Heat (Mass) Transfer", ASME Paper, GT2005-68590.
- [7] Russin, R. A., Alfred, D., and Wright, L. M., 2009, "Measurement of Detailed Heat Transfer Coefficient and Film Cooling Effectiveness Distributions Using PSP and TSP", ASME Paper, GT2009-59975.
- [8] Oldfield, M. L. G., 2008, "Impulse response Processing of Transient Heat Transfer Gauge Signals", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.130, 021023.
- [9] O'Dowd, D., Zhang, Q., Ligrani, P., He, L., and Freidrichs, S., 2009, "Comparison of Heat Transfer Measurement Techniques on a Transonic Turbine Blade Tip", ASME Paper, GT2009-59376.
- [10] Rutledge, J. L., and McCall, J. F., 2013, "An Inverse Heat Transfer Approach to Mitigating Sources of Experimental Error in Transient Heat Transfer Experiments", ASME Paper, GT2013-94583.
- [11] Murata, A., Nishida, S., Saito, H., Iwamoto, K., Okita, Y., Nakamata, C., 2011, "Heat Transfer Enhancement Due to Combination of Dimples, Protrusions, and Ribs in Narrow Internal Passage of Gas Turbine Blade", ASME Paper, GT2011-45356.
- [12] Elnady, T., Hassan O., Hassan, I., Kadem, L., and Lucas, T., 2011, "Experimental Investigation of Louver Cooling Scheme on Gas Turbine Vane Suction Side", ASME Paper, GT2011-45585.
- [13] 長谷貴昭, 水上聡, 伊藤栄作, 2014, 主流加熱ヒータ及び IR カメラを用いた熱伝達率計測手法の高精度化検討, 第 42 回日本ガスタービン学会定期講演会 (熊本) 講演論文集, A-12
- [14] Carslan, H. S., and Jaeger, J. C., 1956, Conduction of Heat in Solids, 2nd ed., Oxford, pp.29-33 and pp.70-73.
- [15] Metzger, D. E., and Larson, D. E., 1986, "Use of Melting Point Surface Coatings for Local Convection Heat Transfer Measurements in Rectangular Channel Flows With 90-deg Turns", Trans. ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 48-54.
- [16] 船崎健一, 2004, ガスタービンの冷却問題における CFD 解析, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.4, pp.270-277.

多段軸流圧縮機のチップクリアランス効果の数値・実験調査

*関 亮介，高 学林，トーマス ウォーカー，奥菌 昌光，三戸 良介，伊藤 栄作
(三菱重工業)

Numerical and Experimental Investigation on the Effect of Tip Clearance of a Multi-Stage Axial Compressor

*Ryosuke SEKI, Xuelin Gao, Thomas Walker, Masamitsu Okuzono, Ryosuke Mito, Eisaku ITO
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 2-1-1, Shinhama, Arai-Cho, Takasago City, Hyogo

ABSTRACT

This paper focuses on an investigation to better understand the tip leakage vortex's effect on the performance of a 4stage compressor rig for land-based gas turbine compressors which have a high Reynolds number and tip clearances that increase through the machine. The investigation method is based on experiments and 3D-CFD (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) of a test rig of the compressor. At first, a comparison is done with test data to verificate the accuracy of the RANS simulation for the overall performance and span-wise distribution. Then results for 3 different tip clearances are compared. This showed a non-linear drop in efficiency for increasing tip clearance. When the clearance is increased, the flow in the rotor tip region reverses. This is the reason for the large drop in efficiency. The reversed flow pushes the leakage vortex in the circumferential direction closer to the pressure side of the neighbouring blade. For the stator, the flow rate decreases in the tip region due to the low momentum flow associated with the increase in tip clearance. Because of that effect, the inlet flow angle for the stator increases causing positive incidence. For this reason, the stator also operates under worse conditions.

Key words: Gas Turbine, Axial Compressor, Multi Stage, Tip Clearance

1. はじめに

次世代ガスタービン用圧縮機では、圧力比上昇による高効率化のため負荷上昇を検討している。この際、負荷の上昇に伴い、動翼の圧力損失の一因であるクリアランス損失が増加する。動翼チップクリアランスによる損失はターボ機械における損失の中でも一番重要なもののうちのひとつである。¹⁾ チップリークの効果や流れ構造が軸流圧縮機の特性に与える影響については、数多くの数値的・実験的研究がおこなわれてきた。²⁻⁷⁾ しかしながら、ターボ機械設計者にとって、チップクリアランスが増加した場合におけるロス増加メカニズムの把握、及び、対抗案となる設計コンセプトの構築には未だ困難な点が多い。

2. 実施内容

チップクリアランスが狭い場合と広い場合におけるロス発生メカニズムの把握と定量的評価を行うため、数値解析および実験を行った。試験には、亜音速 4 段圧縮機リグ試験装置を使用し、動翼チップクリアランスを 3 種類変更した条件で調査し

た。1 段動翼でチップクリアランスは 0.4mm, 1.0mm, 1.7mm の 3 種類であり、2-4 段に対しては翼高さに対するクリアランスの比を同じ値に設定した。CFD 解析は RANS で行い、乱流モデルには Spalrt-Allmaras (SA)⁸⁾ モデルを改良したモデル (SA_rev) を使用し、リグ試験結果と比較することでその精度検証を行った。標準の SA モデルでは、試験結果よりも効率の落ち込みが大きく、チップリークの効果を実験結果より過大評価し、クリアランスが広い場合では、定格圧力比点までの収束解を得ることができなかった。一方で、標準の SA モデルに修正を加えることで、全体性能とスパン方向の予測精度に改善が見られ、試験結果と一致するようになった。また、修正 SA モデルの解析結果と詳細な計測結果により、チップクリアランスが拡大した時の流れ場を明らかにした。

2.1 亜音速 4 段圧縮機リグ試験

異なるチップクリアランスでの空力性能及び流れ場を評価するために、モデルリグ圧縮機を使用し、調査を行った。(Fig1) 入口流れ角を調整する

ために IGV (Inlet Guide Vane) を設置した。

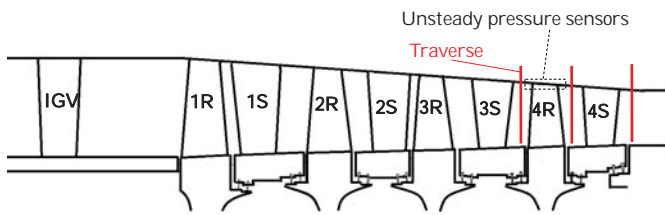


Fig.1 Subsonic 4-stage axial compressor rig
(R: Rotor, S: Stator)

供試圧縮機の仕様を表 1 に示す。動翼列のチップマッハ数は 0.85 で入口のハブチップ比は 0.76 であり、1 軸ガスタービンの代表的な段を模擬している。実機ガスタービンでの修正回転数に合わせるため、定格回転数は 8648rpm に設定した。なお、運転時のチップクリアランスはケーシングにタッチセンサーを設置することで監視した。

Table.1 Specifications of the subsonic 4-stage compressor rig

Stage	IGV + 4stages
Rated Rotating Speed (rpm)	8648
Inlet Pressure (kPa)	About 100
Rated Total Pressure Ratio (-)	2.44
Rated Mass Flow (kg/s)	23.2

全体性能は IGV~4 段目静翼後の範囲で計測した。圧縮機入口・出口に全圧・全温プローブを設置し、4 段動翼前後と 4 段静翼後ろでは 5 孔ピトー管を用いて周方向、スパン方向にトラバース計測を行い、全圧や流れ角などの詳細なスパン方向分布を計測した。翼高さ方向には 2%~98% の範囲で 19 点計測を行った。供試圧縮機とトラバース装置の外観を Fig2 に示す。動翼チップにおけるクリアランスフローの可視化のため、非定常圧力センサーを 4 段動翼ケーシングに埋め込んだ計測も行った。

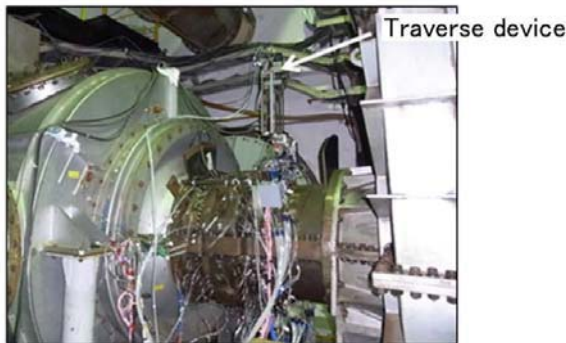


Fig.2 Traverse device of the 4-stage axial compressor rig

2.2 数値解析手法

①解析モデル

Fig3 に示すように IGV の上流からシュラウドキャビティ (ハブ側のシュラウドキャビティは各静翼の入口、出口に接続されている) を含む 4 段静翼下流まで解析領域とした。解析を安定化するために 4 段静翼下流のダクトを延長し、出口ダクトを設け、出口面積を絞った。運転状態でのクリアランスの変化分も考慮し、ケーシングと動翼チップとの間の動翼チップクリアランスとシュラウドキャビティ内部に位置するラビリンスシールを正確に模擬し、計算を実施した。

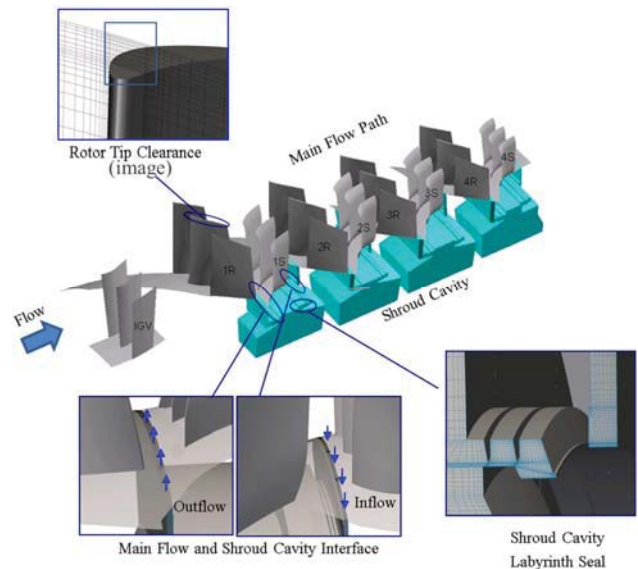


Fig.3 Calculation model of the 4-stage subsonic compressor rig (R: Rotor, S: Stator)

メッシュ形状は H タイプのメッシュを使用し、各翼列各ピッチを 1 ブロックとした。軸方向の各翼列間には、ミキシングプレーンを設置し、周方向は周期境界条件を設定した。各ブロックは約 100 万点のメッシュ点数である。(軸方向: 120 点, 半径方向: 約 77 点 (チップクリアランスのサイズに合わせて変更), ピッチ方向: 動翼は 73 点, 静翼は 49 点)

②境界条件

入口境界: ISO 全圧, 全温条件 (全圧: 101325[Pa], 全温: 288.15[K])

出口境界: 出口背圧一定

圧縮機特性線を得るため出口背圧を振った計算を実施した。

③支配方程式

3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を GPU

(Graphics Processing Unit : 画像処理演算装置)を用いた並列計算で解いた⁹⁾。支配方程式は質量保存則、運動量保存則、エネルギー保存則であり、二次精度中心差分による有限体積法で解いた。

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V U dV = - \iint_A C \cdot n dA + \iint_A D \cdot n dA + \iiint_V S dV \quad (1)$$

U は保存変数で、 C は対流流束、 D は拡散流束、 S はソース項、 n は検査面積 dA に垂直方向の単位ベクトルである。

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho U_x \\ \rho U_y \\ \rho U_z \\ \rho E \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho U_x U + p e_x \\ \rho U_y U + p e_y \\ \rho U_z U + p e_z \\ \rho H U \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau e_x \\ \tau e_y \\ \tau e_z \\ -q + U \cdot \tau \end{bmatrix}, S = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{p + \rho U^2}{\sigma} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

渦粘性モデルには1方程式モデルである SA モデルを導入した。

$$\frac{\partial \hat{\nu}}{\partial t} + u_j \frac{\partial \hat{\nu}}{\partial x_j} = c_{k1} S \hat{\nu} + \frac{1}{\sigma} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\nu + \hat{\nu}) \frac{\partial \hat{\nu}}{\partial x_j} \right) + c_{k2} \frac{\partial \hat{\nu}}{\partial x_i} \frac{\partial \hat{\nu}}{\partial x_i} \right] - c_{w1} f_w \left(\frac{\hat{\nu}}{d} \right)^2 \quad (3)$$

レイノルズ応力はひずみテンソルに比例すると仮定。(ブジネスク近似)

$$\tau_{ij} = 2\mu_i \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \nabla \cdot U \delta_{ij} \right) \quad (4)$$

標準の SA モデルでは計算の収束性が悪く、収束解を得ない場合があったため、本研究では、インハウスコードのソルバーに対して、SA モデルの修正を行った。また、壁面近くには壁関数を使用した。

3. 結果

まず、数値計算の精度を確認するために、全体性能とスパン方向分布について試験結果と CFD の比較をおこなった。一番クリアランスが広いケース以外は、標準の SA モデルと修正 SA モデルで特性線に良好な一致が見られたため、割愛する。

○全体性能

IGV から4段静翼下流までの断熱効率のマップを Fig4 に示す。標準の SA モデルでは、圧力比上昇に伴い、効率が早めに落ちており、定格圧力比点 ($\pi=2.44$) まで収束解が得られていない。一方で修正 SA モデルはチップ漏れ渦と剥離の過剰な乱流粘性を抑制し、定格圧力比まで試験結果と良好な一致が見られる。

Fig5 は、一番狭いチップクリアランス (0.4mm) のピーク効率からの各ケースのピーク効率の変化を示す。効率変化は修正 SA モデルで精度良く予測されており、クリアランス拡大に伴い、線形的ではなく、非線形的に効率が変わることが明らかとな

った。この理由を調査するために、詳細なフローパターンの比較を行い、分析した。

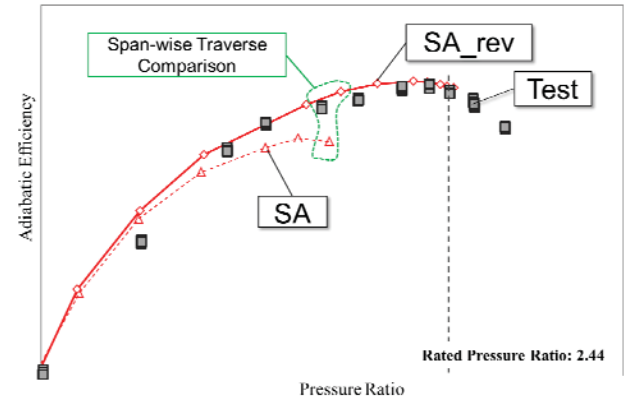


Fig.4 Total performance of 1.7mm clearance in 1st rotor, comparison between measurement and CFD

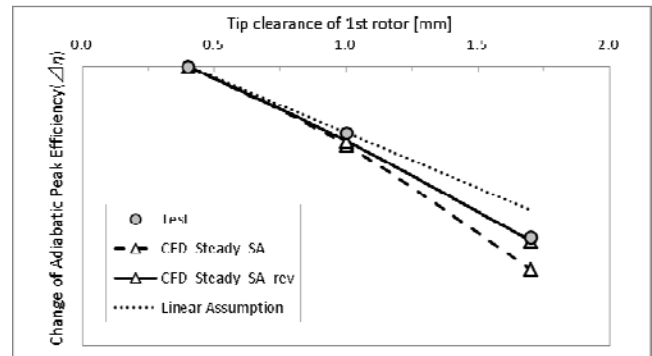
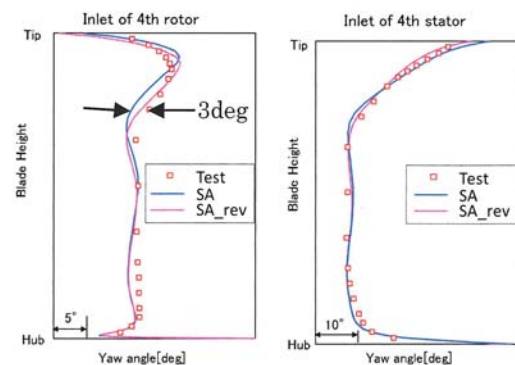


Fig.5 Efficiency change at the peak efficiency point for different tip clearance, comparison between test data and CFD

○スパン方向分布

スパン方向分布の比較についてはクリアランスが一番大きいケースについて Fig.4 の丸の点で比較した。(1.7mm) Fig.6 に4段動翼入口と4段静翼入口における流れ角の比較を示す。



(a) inlet of 4th rotor (b) inlet of 4th stator
Fig.6 Inlet yaw angle of 4th rotor&stator

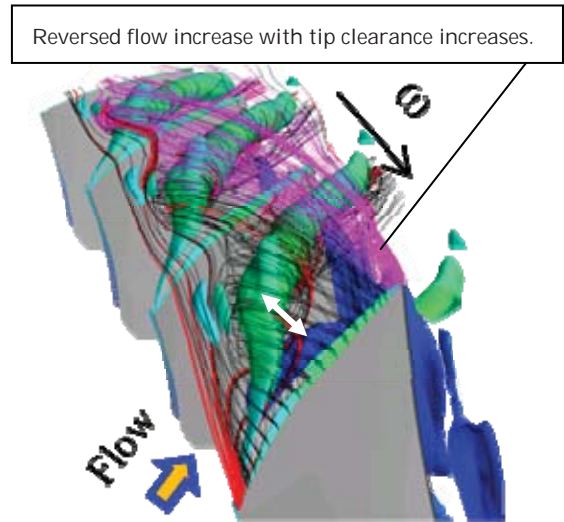
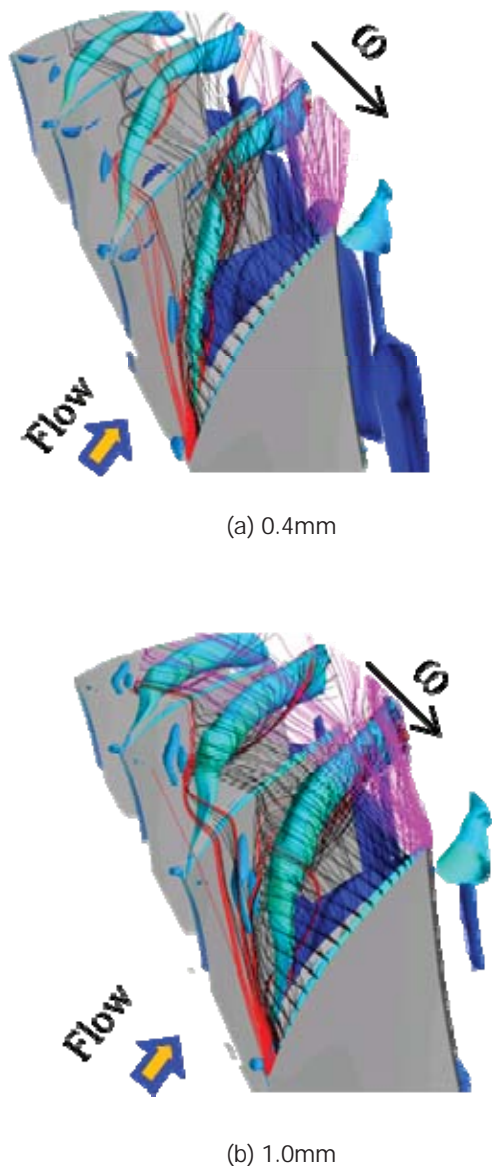
標準の SA モデルでは4段動翼入口にてチップ部の流れ角が 3° 異なる。一方で、SA_rev モデルは良好な一致を示している。同様な変化が4段静翼入

口においても確認された。SA_rev モデルではフローパターンが精度良く予測されていると考えられる。

4. 動翼におけるクリアランスフローの影響

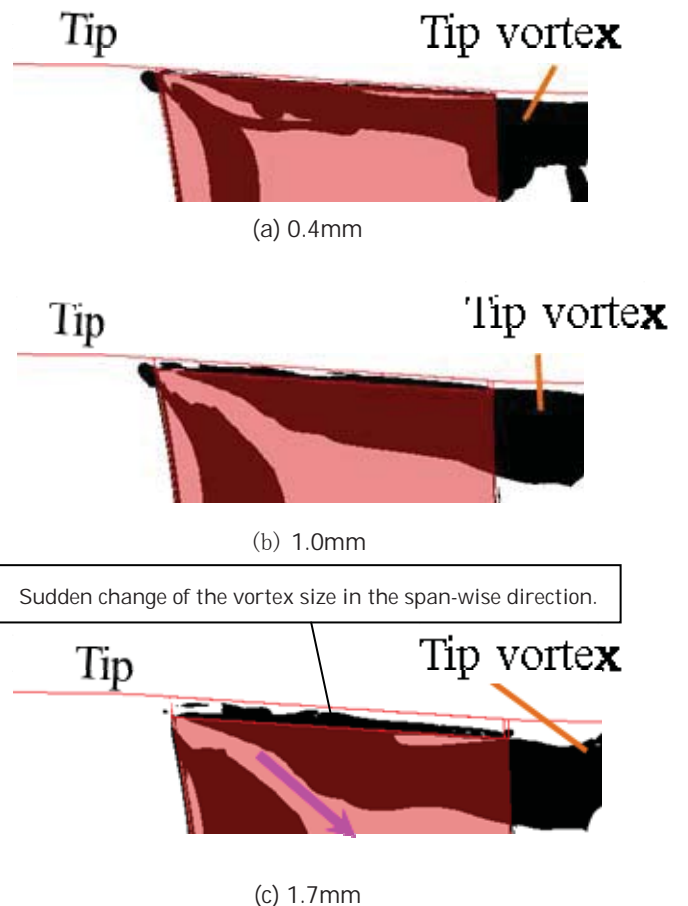
チップクリアランスフローの可視化のため、Q 値¹⁰⁾の等値面で渦構造を抽出し、エントロピーで色づけを行った。流線のシードは翼のクリアランス部に配置した。

Fig. 7 に同一圧力比条件における異なるクリアランス幅での 4 段動翼のチップ漏れ渦構造を示す。流線はシードの場所により異なる色で色付けされており、動翼前縁近く、動翼ミッドコード付近、動翼後縁近くから分けている。



(c) 1.7mm

Fig.7 Flow pattern in the tip region of 4th rotor, stream-line and iso-surface of Q-factor at the rated pressure ratio (2.44)



(c) 1.7mm

Fig.8 Projection of vortex and blade near tip on the meridional surface at the rated pressure ratio (2.44)

チップクリアランスの増加に伴い、チップ領域における流れが逆流する。この逆流は、渦を周方向に曲げるようにチップ漏れ渦を押し出す役割を持つ。この周方向に押し出す効果は、隣接翼の圧力面に渦が干渉し、損失増加のリスクをもたらす。

Fig. 8 に子午面に投影したチップ漏れ渦構造を示す。周方向における渦のサイズだけでなく、Fig8-(c)に示すように、スパン方向における渦のサイズも急変していることがわかる。チップクリアランスが(a)から (c)へ広がるにつれて、チップ漏れ渦が急激に変化し、主流の流れを半径方向に阻害していることが確認された。Fig9 に4段動翼チップに設置した非定常圧力センサーで計測した静圧コンターを示す。チップクリアランスの拡大に伴い、チップ漏れ渦の方向が周方向に向くことが計測においても確認された。

動翼チップ漏れ渦は、クリアランスの前半部で発達し、以下の(1)と(2)の特徴を持って動翼流路の中を移流していくことが明らかになった。
 (1)周方向で隣接翼の圧力面の近くを通る。
 (2)流れ方向に渦が拡大し、スパン方向の主流が阻害される。

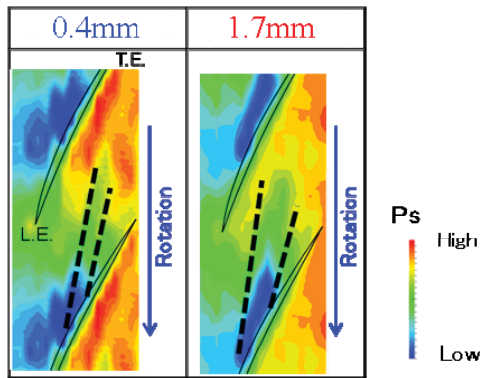


Fig.9 Static pressure at tip region of 4th rotor(experiment)

5. 静翼におけるクリアランスフローの影響

動翼チップクリアランスフローが静翼に与える影響をみるために、4段静翼前で5孔ピトー管によるトラバース計測を行った結果を Fig10 に示す。チップクリアランスが大きい場合、4段静翼前のチップ側で絶対全圧が低下し(つまり、チップにおいて流量が低下)、その領域が拡大していることが確認された。

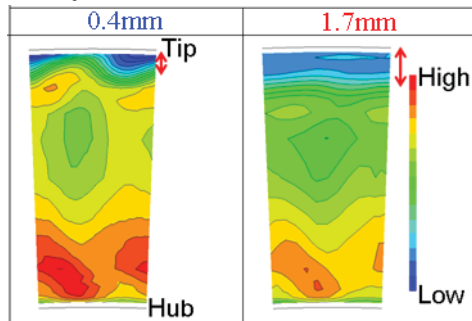


Fig.10 Total pressure contour at upstream of 4th stator(experiment)

この時の静翼流入角のスパン方向分布の計測結果を Fig11 に示す。クリアランスの拡大により、静

翼への流入角が最大 12deg 変化していることが確認された。チップクリアランス幅は 1.7mm にも関わらず、静翼への流入角がスパン方向で 60% H_t まで大きく影響していることがわかる。

また、Fig12 に静翼出口における全圧コンター図を示す。クリアランス幅の拡大に伴い、チップ側での静翼ウェイクが拡大していることが確認された。これらは Fig13 に示す速度三角形で説明される。動翼チップクリアランスフローによるブロッキングのため、静翼入口の流量が低下し、静翼に対してポジティブインシデンスとなり、静翼出口でのウェイクが拡大したものと考えられる。

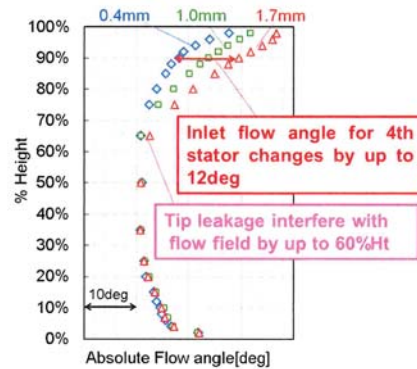


Fig.11 Span distribution of inlet flow angle for 4th stator(experiment)

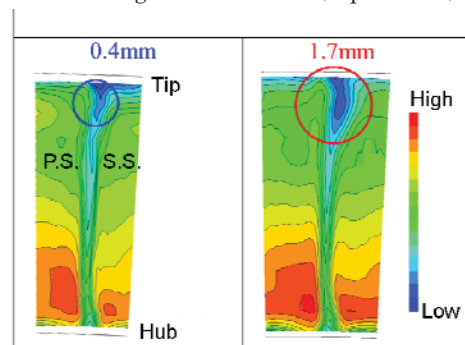


Fig.12 Total pressure contour at downstream of 4th stator(experiment)

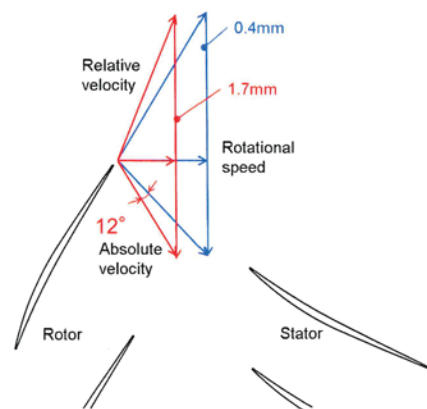


Fig.13 Velocity triangle with tip clearance increases

5. 結論

- ・亜音速4段圧縮機リグ試験装置の試験結果と比較することで、RANS (SAモデルの改良) によるCFD結果の妥当性を検証できた。
- ・計測した断熱効率はチップクリアランス幅の増加に伴い、線形よりも大きく低下する。この急減の一要因としてチップ領域での逆流が示唆された。逆流はチップ漏れ渦を周方向に押しやり、チップ漏れ渦を隣接翼の圧力面に干渉させる効果がある。
- ・動翼チップ漏れ渦の影響により、静翼入口チップ側流量が低下し、静翼に対してチップ側でポジティブインシデンスとなり、静翼でのウェイクが大きくなる。

6. 謝辞

本研究は経済産業省が推進する国家プロジェクト「高効率ガスタービン技術実証事業」の一環で行われたものであり、関係各位に深く謝意を表します。

参考文献

- 1) Denton, J. D. "Loss Mechanisms in Turbomachinery", ASME J. Turbomachinery, 115, (1993) pp 621-656
- 2) N. A. Cumpsty, "Compressor Aerodynamics" (1989) pp. 343- 346.
- 3) J. A. Storer and N. A. Cumpsty. "Tip Leakage Flow in Axial Compressors", ASME 90-GT-127
- 4) S. Sakulkaew. "Compressor Efficiency Variation with Rotor Tip Gap from Vanishing to Large Clearance", ASME GT2012-68367
- 5) Zhenzhen Duan. "Numerical Investigation of the Behavior of Tip Leakage Flow in a Low-Speed Axial Compressor Rotor at Near-Stall Condition", ASME GT2012-69635
- 6) Zhibo Zhang. "Characteristics of the Tip Leakage Vortex in a Low-Speed Axial Compressor with Different Rotor Tip Gaps", ASME GT2012-69148
- 7) Chenkai Zhang. "Numerical Study on the Tip Leakage Flow Structure of an Axial Flow Compressor Rotor", ASME GT2014-27291
- 8) Spalart, P. R., and Allmaras, S. R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows". *Recherche Aerospatiale(1)* (1992) pp. 5- 21.
- 9) Tobias Brandvik and Graham Pullan, "An Accelerated 3D Navier-Stokes Solver for Flows in Turbomachines", ASME paper, GT2009-60052
- 10) Jeong, J. and Hussain, F., "On the Identification of a Vortex", *J. of Fluid Mech.*, vol.285, (1995) pp. 69-94.
- 11) Ryosuke Mito, Daisuke Morita. "Numerical Study on the Effect of a Forward Sweep Rotor on the Stall Point for a Sub-sonic Multi-Stage Axial Compressor", ACGT2014-120
- 12) 三戸良介, 高学林, ウォーカートーマス, 坂元康朗, 濱名寛幸. "発電用ガスタービン圧縮機の高性能化・信頼性向上を支える流動解析技術", 三菱重工技

報 Vol. 52 No. 1 (2015) pp.1~7

- 13) 伊藤栄作, "ガスタービンの主要コンポーネントや吸排気のCFDと最適化", 日本ガスタービン学会誌 Vol. 40 No. 6 (2012)

翼端間隙を広範に変化させた際の遷音速圧縮機流れの数値解析

*佐久間 康典, 渡辺 紀徳, 姫野 武洋 (東大)

Numerical Analysis of Transonic Compressor with Various Tip Clearance Gap

*Yasunori SAKUMA, Toshinori WATANABE and Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Numerical analysis has been conducted for transonic compressor NASA Rotor 37 with various tip clearance gap. Overall performance, basic flow characteristics, and near casing phenomena has been carefully observed. According to the result, it has been shown that not only very large clearance gap but also very small clearance gap could deteriorate the stall margin of NASA Rotor 37 in spite of its benefit in improving tip leakage loss. This is basically due to the difference in the mechanism of which the Rotor 37 is lead to numerical instability when the clearance gap is varied.

Key words: Compressor, Tip Clearance, Stall Inception, Numerical Analysis

1. 緒言

ジェットエンジンの高性能化及び環境適合性の向上において、圧縮機の性能向上は、極めて重要な技術項目である。しかしながら圧縮機の性能向上は多くの場合翼の不安定流動のリスク上昇とのトレードオフの関係にあり、翼形状の更なる空力的最適化を試みるうえで、圧縮機の不安定性に関連する現象の理解をより深める必要がある。

圧縮機は回転する動翼と静止する静翼によって構成され、従って翼端にシュラウドを設けるなどの一部の構想を除けば、動翼端とケーシング壁面との間には有限の高さの隙間が生じる。圧縮機設計においては、翼端正負圧面の圧力差によってこの翼端隙間内を駆動される翼端漏れ流れが性能へもたらす悪影響に対処することが求められてきた。翼端漏れ流れは圧縮機内部で生じる損失の大きい割合を占めることが以前より指摘され、特に翼端の失速が動翼全体としての不安定流動の発生のきっかけとなるような、いわゆる **tip critical** な圧縮機においては失速の初生とも深く関連することが指摘されている。

翼端漏れ流れの挙動を支配する大きな要素の一つは翼端隙間の大きさである。翼端隙間は製作時の工作精度のばらつきによるミスチューニングを始めとして、作動時の回転数や温度状況、ケーシング壁面との接触による摩擦や異物吸込みなど、様々な要因によって設計時に想定された値と異なったものになる。よりロバストな設計を実現するため、多くの研究者によって翼端隙間の大きさが性能と流れ場に与える影響の調査が進められてきた。本研究では、遷音速圧縮機に対してより網羅的に調査を行うことを目的として数値流体解析によりパラメトリッ

クスタディを実施した。本報ではこれまでに得られた結果について報告する。

2. 数値解析手法

2.1 翼列モデル

解析対象として、1970年代後半に NASA Lewis Research Center にて設計された遷音速軸流圧縮機動翼列 NASA Rotor 37 を採用した。Rotor 37 は詳細な設計及び実験データが公開されていることから、遷音速圧縮機内部流の解析対象として広く採用されている¹⁾。Rotor 37 の主要な設計諸元を表 1 に示す。

本解析では翼端隙間の大きさが遷音速圧縮機の性能と流れ場に及ぼす影響を明らかとするため、翼端隙間の大きさを広範に変化させた 8 通りの解析を実施した。それぞれの条件における翼端隙間の大きさを表 2 に示す。それぞれの解析では、設定した翼端隙間に応じてその都度作成した計算格子を使用した。ここで、試験時条件 (baseline, 100CL) よりも小さい翼端隙間については翼端をそのまま延長した形状を想定し、試験時条件よりも大きい翼端隙間については翼端を切り詰めた形状を想定した。

2.2 数値解析手法

有限体積法に基づき空間離散化した 3 次元圧縮性 RANS 方程式を支配方程式とし、定常解析を実施した。時間進行は LU-SGS スキームを用いた Euler 陰解法によって行い、非粘性流束と粘性流束はそれぞれ 3 次 MUSCL 補間 SHUS スキームと中心差分により評価した。乱流モデルには $k-\omega$ 二方程式モデルを用いた。

Table 1 Design specification of NASA Rotor 37

Number of rotor blades	36
Blade tip radius [mm]	252
Tip clearance gap [mm]	0.356
Rotation speed [rpm]	17,188
Relative Mach number at tip	1.48
Total pressure ratio	2.106

Table 2 Tip clearance h at each case

	h [mm]	h / h_{base}	h / H_{LE} [%]	h / c_{tip} [%]
025CL	0.089	0.25	0.158	0.120
050CL	0.178	0.50	0.317	0.240
075CL	0.267	0.75	0.475	0.361
100CL	0.356	1.00	0.633	0.481
150CL	0.534	1.50	0.950	0.721
200CL	0.712	2.00	1.266	0.961
250CL	0.890	2.50	1.583	1.202
300CL	1.068	3.00	1.900	1.442

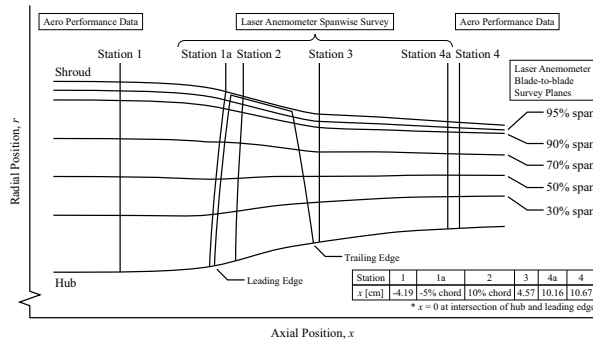


Fig.1 Side view of NASA Rotor 37 test section and the location of experimental measurement

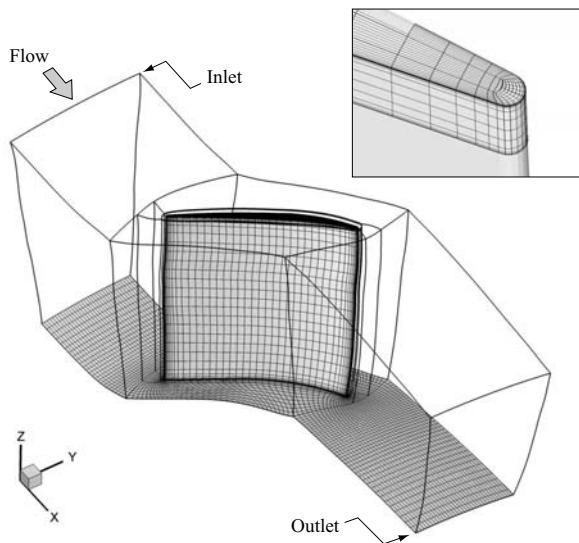


Fig.2 Overview of the computational grid (every two lines)

2.3 解析条件

NASA Lewis Research Centerにおいて Rotor 37 の試験が実施された際のテストセクションの子午断面内における動翼と流路の形状および各種計測が可能な断面の位置を図 1 に示す。解析における入口境界と出口境界は、試験でプローブを用いたスパン方向計測が実施された station 1 と station 4 にそれぞれ設定した。解析は Rotor 37 の設計点回転数で作動する条件を対象とし、流入境界には全温全圧と流入角を固定しリーマン不変量を外挿した特性境界条件を、出口境界には流れの単純半径平衡を仮定した圧力固定境界条件をそれぞれ課した。流入境界の全圧は、本来であれば station 1 の位置で計測された全圧分布を外挿して与えるが、本計算においては手違いにより一様な全圧分布 ($P_t = 101325$ [Pa]) を与えている。このため翼列入口境界層厚みが実機においては 10% 流路高さとなされるのに対し、本計算では 1% 流路高さ程度となった。従って表 2 より、025CL ~ 150CL までの翼端間隙の条件では翼端が境界層内部に存在するのに対し、200CL ~ 300CL では境界層の外側に存在する。

出口境界の設定圧力は翼列がチョークする条件から少しずつ上昇させ、その都度収束解が得られるまで計算を進めることで特性曲線を得た。失速点近傍では背圧上昇の刻み幅は基準大気圧の 0.02% で統一し、収束解が得られた最後の作動点を失速点として定義した。

2.5 計算格子

流れ場の周期性を仮定して翼列 1 流路分を計算領域とした。計算格子の概観を図 2 に示す。翼周りには O 型格子を配置し、その前後と両脇に H 型格子を組み合わせて配置した。翼端間隙には OH 型格子を埋め込み、翼端の形状に適合させた。固体壁面上の最小格子幅は、 $y^+ \leq 1$ の条件を満足し境界層が解像できるよう 5.0×10^{-6} [mm] に設定し、格子数は流れ方向 192、翼回り 208、スパン方向 96 の計 1,592,320 である。以上の格子の生成には回転機械専用マルチブロック構造格子自動生成ソフトウェア NUMECA AutoGrid5™ を使用した。

3. 数値解析結果

3.1 性能特性の変化

前述の通り、実験における壁面境界層厚みを本解析では再現できていないため、実験結果との比較検証を行うことはできない。しかし同一の数値計算手法と同程度の密度の計算格子を用いて行った過去の解析結果から、本手法により得られる遷音速圧縮機翼列内の流れ場は実験結果を概ね再現することを確認している⁴⁾。

各条件における流量特性曲線の解析結果を図 3 に示す。各図の横軸は Rotor 37 の設計流量により無次元した相対修正流量を示す。図から翼端間隙の拡大に伴い翼端漏れ流れが増大する結果、有効流路面積及びチョーク流量

が減少することが確認できる。また、全圧比や断熱効率などの圧縮機性能も翼端間隙の拡大に伴い全体的に損なわれる。特に 100CL 条件よりも翼端間隙を広げた際に性能の劣化が顕著であり、300CL 条件における全圧比は 100CL 条件に比べて 7%以上悪化する。翼端部を切り詰めることによる翼高さの変化は、300CL 条件で 1.3%程度であるため、全圧比の悪化は上昇に寄与する翼面積が減少したことによる影響よりもむしろ翼端漏れ流れが増大したことによる有効流路面積の減少が主な要因であると推測される。一方で、100CL 条件よりも翼端間隙を狭めた際の性能向上の度合いは小さく、高負荷作動点ではほとんど性能に変化が見られない。

続いて、式 1 により定義される失速マージン SM を各翼端間隙条件について図 4 に比較する。

$$SM = 1 - \left(\frac{PR_{design} \cdot \dot{m}_{stall}}{PR_{stall} \cdot \dot{m}_{design}} \right) \quad (1)$$

ここで式中 PR と \dot{m} は全圧比と流量、添え字の $stall$ と $design$ はそれぞれ各条件における失速点と Rotor 37 の設計点を表す。図より、元々の Rotor 37 における設計点を基準として評価した場合、失速マージンは 075CL 及び 100CL 条件において最大となり、それ以外の条件においては悪化することが分かる。100CL よりも小さい翼端間隙における失速マージン悪化の要因は失速点流量の増大が大部分を占める。これに対して 100CL よりも大きい翼端間隙における失速マージンの悪化は、失速点における全圧比の低下と流量の増大の両方が要因となっている。翼端間隙を小さくするほど作動性能と安定性が向上するわけではないという今回の結果は解析が数値的な不安定に陥る要因が、翼端間隙が小さい条件と大きい条件とで異なることが要因であると考えられる。詳細は後述する。

3.2 翼面上の流れの様子

図 3 で示す最高効率点 (PE) と失速点 (NS) における動翼負圧面上における限界流線を 5 つの翼端間隙条件についてそれぞれ図 5, 6 に示す。軸方向壁面せん断応力のコンターにより簡易的に剥離領域を示す。PE 点においてはいずれの翼端間隙条件においても翼負圧面上の流れは大きな違いを示さない。翼の 50%コード長付近に入射した衝撃波と翼面境界層との干渉によって境界層剥離が生じており、特にミッドスパン付近においてはこれが翼後縁剥離と一体化し翼の半コード長にわたる剥離領域を形成する。翼端付近に着目すると、翼端間隙が拡大するに伴い翼端前縁付近 (図中 A) で流入してきた主流を半径方向内側に向かって押しやるような翼端漏れ渦及び流れの作用が強まる。

図 6 の失速点においては、翼端間隙の違いによって翼面上の流れに明確な挙動の違いが生じる。100CL 条件では、背圧の上昇に伴って上流へと前進した衝撃波によ

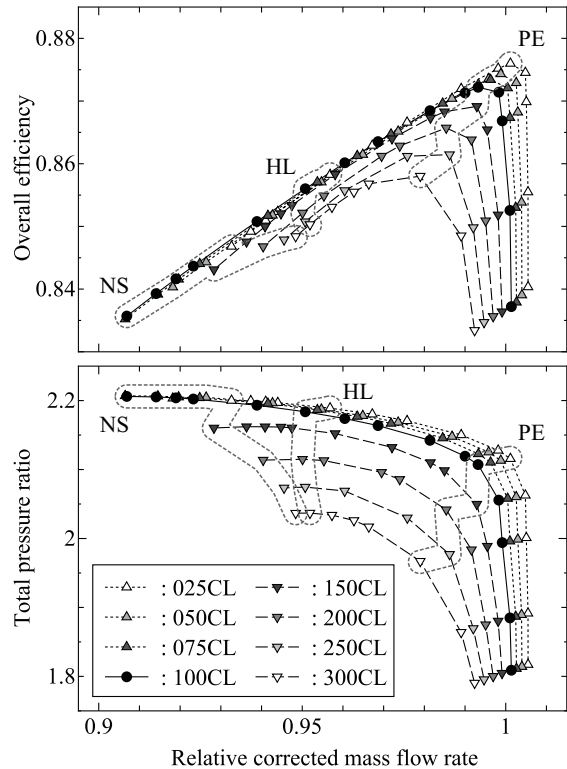


Fig.3 Comparison of characteristics plot among each condition with different tip clearance gap

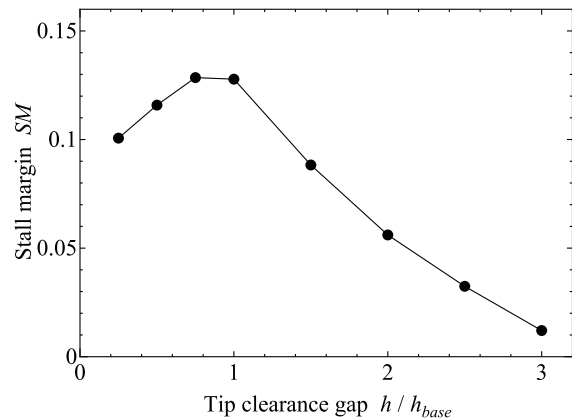


Fig.4 Comparison of stall margin among each condition with different tip clearance gap

て翼面上の境界層に引き起こされる剥離は、ミッドスパン高さにおいても翼後縁剥離と一体化することはなく、完全に分離している。100CL よりも小さい翼端間隙の条件も同様の傾向を示すが、これに加えて翼端ミッドコードから後縁にかけて広い領域 (図中 B) に新たな剥離領域を生じる。これは翼面上で生じた剥離流れが遠心力の作用により半径方向外側に輸送され、翼端付近に集積する結果コーナー剥離様の流れが形成されるためであると解釈できる。100CL よりも小さい翼端間隙では、この集積した低エネルギー流体を翼端漏れ流れによって吹き飛ばすことができない。100CL よりも大きい翼端間隙では十分な量の翼端漏れ流れの働きによって流れの集積が阻害

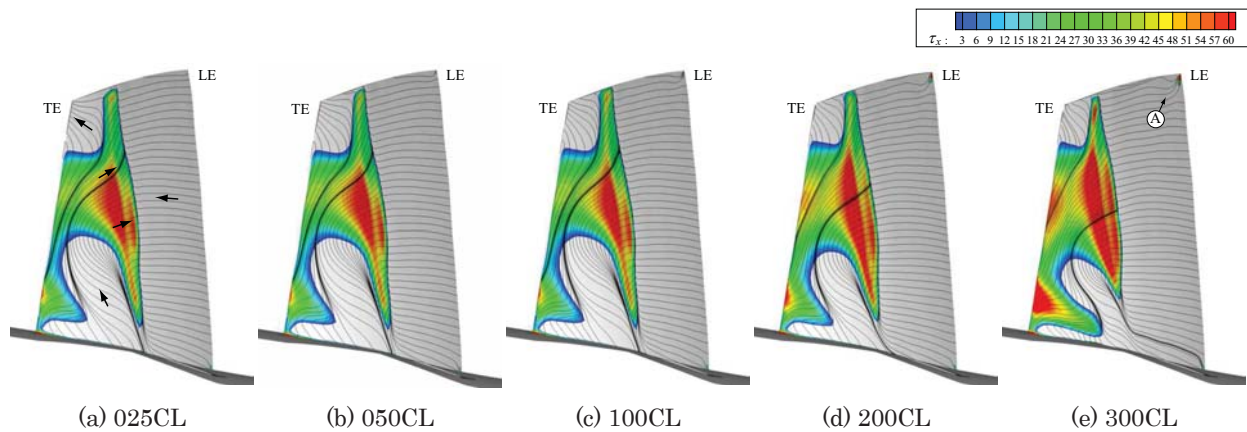


Fig.5 Comparison of limiting streamlines and wall shear stress on blade suction surface (PE)

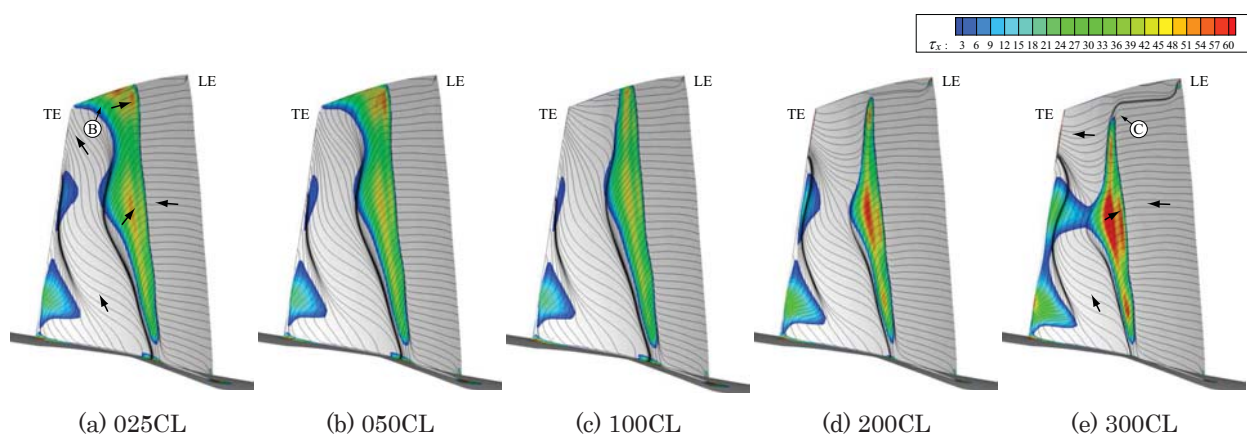


Fig.6 Comparison of limiting streamlines and wall shear stress on blade suction surface (NS)

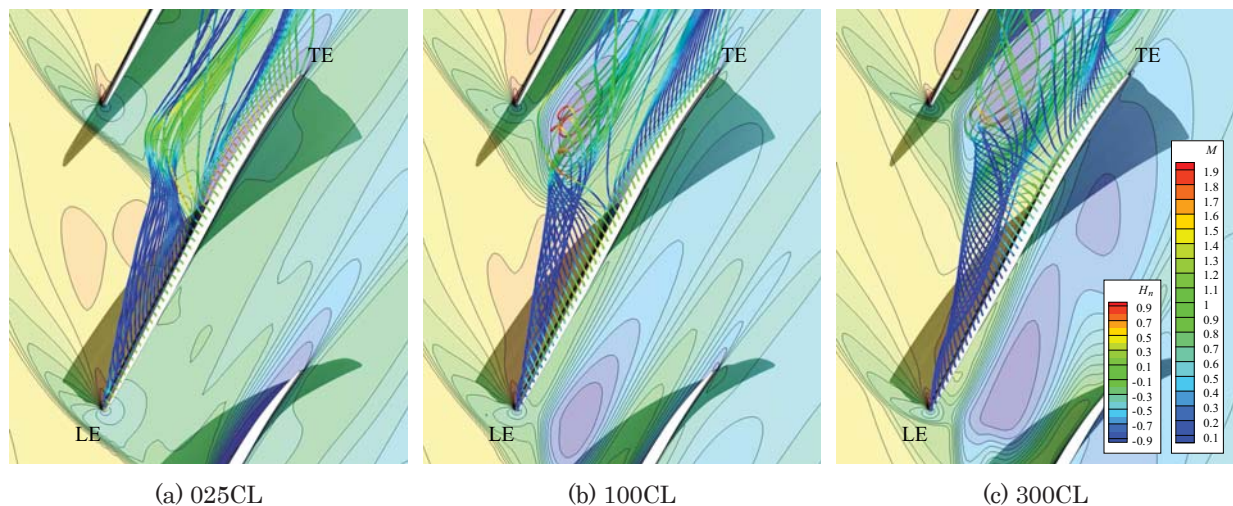


Fig.7 Streamlines of tip leakage flow and relative Mach number distribution at 96% passage height

され、翼面上における剥離領域の縮小をもたらす（図中C）。その代わりに、100CL 条件などに比べて低い背圧条件で失速に陥るために、図 6(e)のミッドスパン高さにおいては衝撃波境界層干渉による剥離と後縁剥離とが一体化しているなど、低負荷作動条件における流れの特徴が見受けられる。

3.3 失速点における流れとブロックageの様子

失速点における翼端漏れ流れの様子について述べる。025CL, 100CL, 300CL の 3 条件について、翼端漏れ流れ流線と 96%流路高さ断面における相対マッハ数分布を図 7 に示す。流線はいずれも翼端間隙の 50%高さ位置に発生点を配置し、無次元ヘリシティにより色付けを

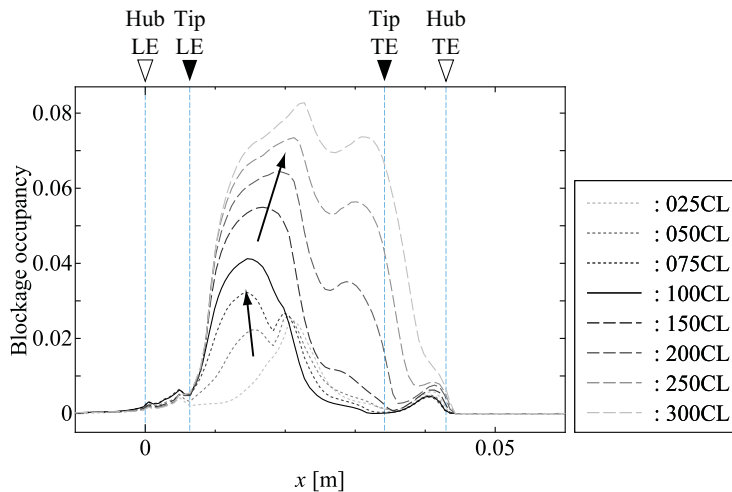


Fig.8 Comparison of blockage occupancy among 8 different tip clearance gap (NS)

した。翼端間隙の変化により翼端流れの挙動は大きく変化する。025CL 条件において形成される翼端流れ渦の半径方向の厚みは極めて薄い。衝撃波を通過した際には、衝撃波とケーシング壁面境界層との干渉により生じた剥離領域と合わさり低速領域を形成するものの、後述する他の条件のように翼端流れ渦の渦崩壊が生じるようなことはない。前述したような翼面上の境界層剥離と、この剥離流れと翼端流れとが一体化したコーナー剥離様の低速領域が 025CL における主要なブロッケージ源である。100CL 条件においては、翼端流れを構成する翼端流れの流量が単純に増大することによって太い翼端流れ渦が形成され、これが衝撃波と干渉した直下流に非常に広い範囲にわたって低速の領域が生じる。この低速領域は図の同一流路高さ断面上だけでなく、半径方向にも広がりをも有し、流入してくる主流に対して強いブロッケージとして作用する。300CL 条件においては、この低速領域は更に広く分布するようになり、ここに至って翼間のケーシング壁面ではほぼ全域にわたって流れが逆流している状況となる。

失速点における流路内のブロッケージ領域の占有率をそれぞれの翼端間隙条件についてプロットしたものを図 8 に示す。本研究におけるブロッケージ領域は、翼端流れや大規模な剥離など主流の流れを積極的に阻害する現象を抽出することに主眼を置き、圧縮機回転軸に垂直な任意の断面について、その断面を通過する流量に寄与しない領域であるとして定義した⁴⁾。図 8 のブロッケージ領域の占有率は軸に垂直な断面内でブロッケージ領域が流路面積に占める割合として算出した。025CL 条件では翼端流れに起因するブロッケージはほぼ無視でき、ミッドコード付近のブロッケージが顕著である。これは前述した翼面上の剥離領域と対応する。025CL よりも翼端間隙が大きい条件においては、図中矢印で示した

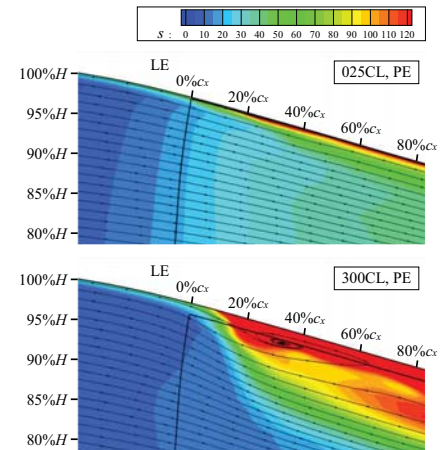


Fig.9 Meridional mass averaged entropy distribution and stream lines

箇所では翼端流れに起因するブロッケージが卓越する。特に 300CL 条件において、ブロッケージの占有率は流路面積の 8%にも達し、翼列への主流の流入状況に強い影響をもたらす。025CL と 300CL の翼端前縁付近における流れを周方向に流量平均した子午断面流れ分布を図 9 に示す。コンターは比エントロピーを表す。パッセージ形状に沿って流れる 025CL 条件に対して、300CL 条件では 15%流路高さにも及ぶ高損失領域に流れが阻害されることで主流の向きが半径方向内側に曲げられていることが確認できる。

以上で述べてきたように、翼端間隙の拡大は流入してくる上流の流れへ大きな影響を及ぼす。大きい翼端間隙の条件において、失速点よりも高い負荷の作動点では、翼端流れが上流へと遡上する過程で数値的な不安定に陥った。一方、小さい翼端間隙の条件ではコーナー剥離様の低速領域が衝撃波を上流へと押し上げ、最終的に数値失速へと陥っていた。今回 075CL 及び 100CL の失速マージンが最も優れていたのは、失速に陥る形態がどちらかに極端に偏ることがなく、結果的により高い負荷に偶々耐えられたためであると推測される。

3.4 翼端流れの様子

作動点 PE の翼端における圧力係数分布を図 10 に、翼端間隙を通過する翼端流れの流量分布を図 11 にそれぞれ示す。図 10 より、翼端間隙が縮小するのに伴って明らかに翼端負荷が増大する。これに対して、翼端流れの流量は、流路中の衝撃波の位置などによってミッドコードよりも下流の位置で多少の差異はあるものの 100CL ~ 300CL では大きくは変わらず、それよりも小さい翼端間隙では急速に流量が減少する。図 11 は単位面積あたりの流量を示しており、従って翼端流れの流量の絶対量で評価した場合、翼端間隙を一定の値よりも縮小できた場合、単純な翼端間隙の違い以上に大きい恩恵

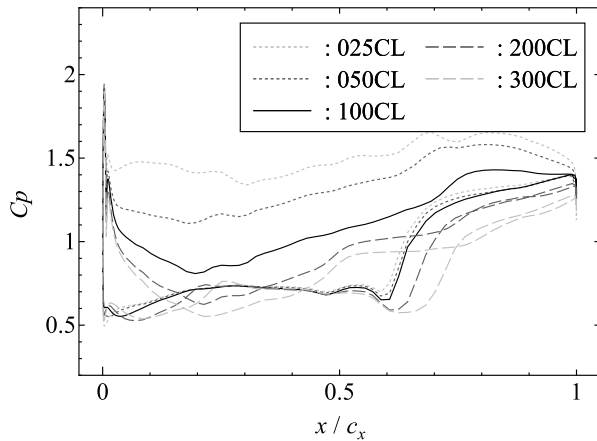


Fig.10 Comparison of pressure coefficient distribution at the blade tip (PE)

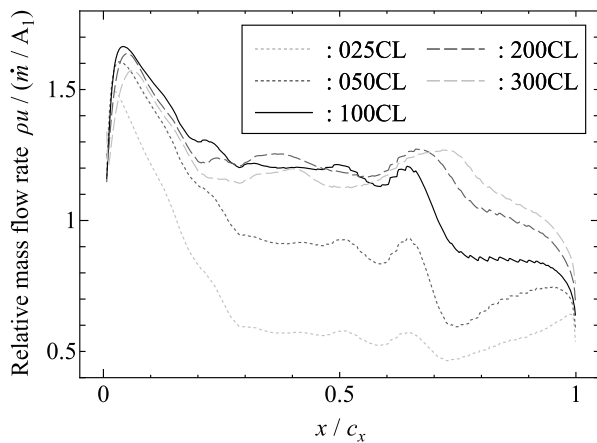


Fig.11 Comparison of mass flow rate per unit area inside the tip clearance gap (PE)

が翼端漏れ流れの抑制に対して得られる可能性がある。これは翼端間隙内部の単位面積あたりの流量を描いた図12より、以下のように解釈できる。流路中の流れが翼端における正負圧面圧力差によって翼端間隙の内部へと駆動される際、vena contracta 効果により翼端間隙の投影面積よりも実際は小さい領域を流れは通過する。この時流れに寄与しない領域の広さは今回解析を行った範囲では翼端間隙の高さに対してそれほど大きくは変化しないため、実際の翼端間隙の投影面積に対する比率は翼端間隙が小さいほど大きくなる。

圧縮機性能として考えた場合、翼端間隙を小さくすることは効率の改善には寄与しても、失速マージンという観点からは必ずしも好ましい結果を得られないことを図3, 4により示した。翼端漏れ流れ・渦のブロックageが起点となって不安定に陥る形態と、翼端後縁付近のコーナー剥離様の流れが起点となって不安定に陥る形態がどのような条件において切り替わるのか、流入流れの壁面境界層厚さの違いによる感度など、さらなる分析が必要である。

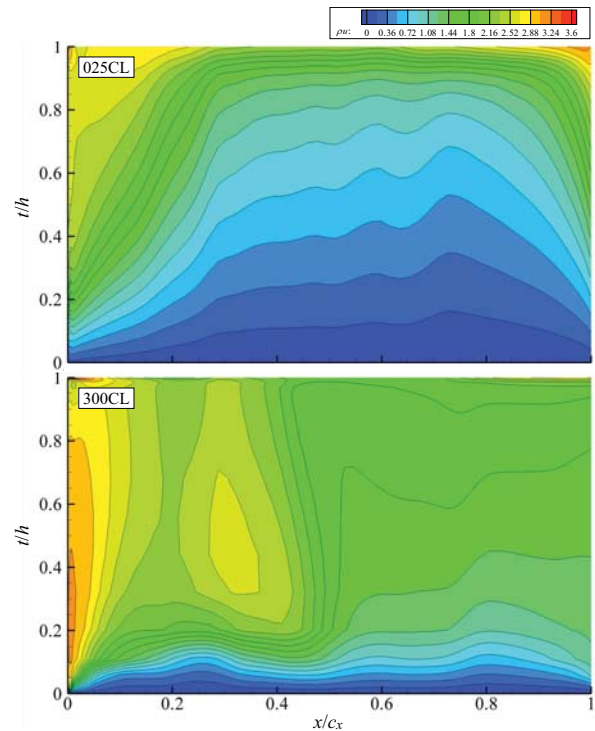


Fig.12 Distribution of mass flow rate per unit area inside tip clearance gap (PE)

4. 結論

遷音速圧縮機 NASA Rotor 37 を対象として翼端間隙を広範に変化させたパラメトリックを数値解析的手法により実施し、以下の結論を得た。

- (1) Rotor 37 の翼端間隙を設計値よりも大幅に小さい値から大幅に大きい値まで変化させたところ、どちらの場合にも失速マージンの悪化が見られた。
- (2) 翼端間隙が大きい条件では翼端漏れ流れを、翼端間隙が小さい条件では翼端後縁付近のコーナーストール様の流れを、それぞれ起点として数値的な不安定に陥る。

参考文献

- (1) Dunham, J.: CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD-AR-355(1998), pp.1-84.
- (2) Hoeger, M., Fritsch, G., Bauer, D.: Numerical Simulation of the Shock-tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage, ASME J. Turbomachinery, Vol.121 (1999), pp.456-468.
- (3) Yamada K., Funazaki, K., Furukawa, M.: The Behavior of Tip Clearance Flow at Near-stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor, ASME TurboExpo2007, GT2007-27725.
- (4) Sakuma, Y., Watanabe T., Himeno, T., Kato, D., Murooka, T., Shuto, Y.: Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor With a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth on Flow Instability, J. Turbomachinery, Vol.136 (2013), 031017.

大規模 DES による多段軸流圧縮機旋回失速初生現象の数値解析

* 山田 和豊（九大），田村 優樹（九大院），古川 雅人（九大）
松岡 右典（川崎重工），中山 健太郎（川崎重工）

Numerical Investigation of Rotating Stall Inception Phenomena in a Multi-Stage Axial Flow Compressor Using Large-Scale DES

*Kazutoyo YAMADA(Kyushu Univ.), Yuki TAMURA(Kyushu Univ.)
Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.)
Akinori MATSUOKA(KHI) and Kentaro NAKAYAMA(KHI)

ABSTRACT

Large-scale detached eddy simulations (DES) have been conducted on the K computer, in order to elucidate the flow mechanism of the rotating stall inception in a multi-stage axial compressor for an actual gas turbine. In the present study, the front half stages of the 14-stage axial compressor used for a 30MW class industrial gas turbine were analyzed by taking advantage of data mining techniques, with which vortex structures were identified by the critical point theory and limiting streamlines were visualized by the line integral convolution (LIC) method. This paper describes unsteady flow phenomena in the compressor at stall inception, which were seen on the hub side not the tip side.

Key words: Axial compressor, Rotating stall, Unsteady flow, Computational Fluid Dynamics, K computer

1. はじめに

多段軸流圧縮機は産業用および航空機用ガスタービンの主要構成要素の一つであり，ガスタービンの熱効率の向上を目指して軸流圧縮機の高圧力比が進んできた．このような高圧力化に伴って，圧縮機翼列の空力負荷が高くなる結果，非設計作動条件において圧縮機翼列の失速が発生しやすくなる．一方，旋回失速が発生する作動条件を予測することは多段軸流圧縮機的设计上極めて重要であるが，その初生はいまだ予測が困難な現象であり，失速が発生する段を特定することも難しい．

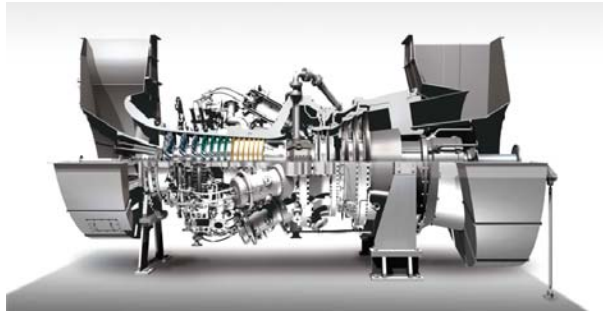
旋回失速の初生メカニズムに関する研究は，これまでに数多く行われてきている．しかし，その多くは低速の試験圧縮機で実験が行われており，高速圧縮機での研究は少ない．また，実機で用いられるような多段圧縮機について旋回失速現象を調べた研究もない．著者らも軸流圧縮機の旋回失速初生現象を大規模な数値解析および実験により調べてきたが¹⁾⁻³⁾，計算資源の関係から単段に対する解析にとどまっ

ているのが現状である．旋回失速初生現象は明らかにされつつあるが，前述のような低速圧縮機で得られた知見が高速多段軸流圧縮機で発生する旋回失速現象に当てはまるかは不明である．

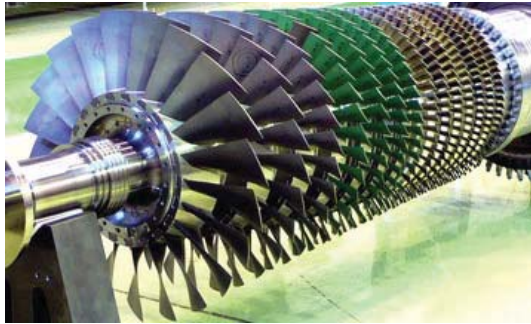
本研究では，産業用ガスタービンの実機に用いられている 14 段軸流圧縮機を対象として，スーパーコンピュータ「京」を用いて大規模 DES (Detached Eddy Simulation) 解析を実施することにより，多段軸流圧縮機における旋回失速初生現象を解明することを目的としている．本報では，圧縮機前半 7 段の解析により得られた旋回失速初生現象について述べる．

2. 解析対象

本研究では，産業用の 30MW 級高効率ガスタービン用に開発された多段軸流圧縮機⁴⁾を解析の対象とした．図 1 に当該ガスタービンの外観と圧縮機ロータを示す．当該ガスタービンの開発においては，圧縮機の要素試験として，スケール圧縮機によるリグ試験が実施されている．本研究では，試験結果との



(a) Overview



(b) Compressor rotor

Fig. 1 30MW class gas turbine

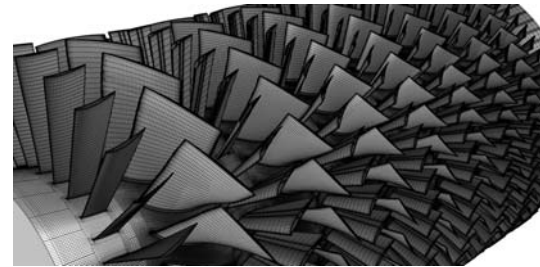
比較のために、実際にはこの要素試験用リグ圧縮機を対象として解析を行った。供試圧縮機は段数が14段で構成され、高いサイクル効率を実現するために、圧力比は当該クラスのカスタービンとしては最も高いレベルの約24となっている。

リグ試験では、全体性能だけでなく内部流れを把握するための計測が実施されている。運転中の段間マッチングを把握するために、主要なステーションにおいて、静翼に取り付けられた前縁センサによって全圧・全温が計測され、またすべての翼列出入口ステーションで壁面静圧が計測されている。また、サージおよび旋回失速を監視するために、初段入口出口、6段および14段動翼の位置にKuliteセンサが設置され、圧力変動も計測されている。なお、後述のように、各ステーションのケーシング壁面静圧計測からは5段あるいは6段が最も旋回失速の発生が疑われる。本研究では、この実験結果を踏まえて圧縮機の前7段までを解析した。

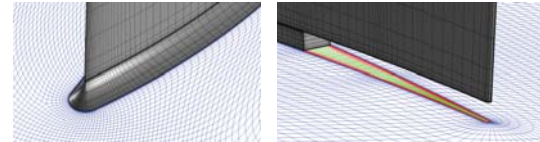
3. 解析手法

3.1. 数値解法

本研究では、 $k-\omega$ 乱流モデル⁵⁾ベースのDES⁶⁾を実施した。非定常三次元圧縮性Navier-Stokes方程式を支配方程式とし、セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した。非粘性流束の評価には、SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)⁷⁾を用い、三次精度のMUSCL法を組み合わせることで空間解



(a) Overview (every three lines)



(b) Closeup view of fillet and partial clearance

Fig. 2 Computational grid

像度を高めた。粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に求められた。時間方向は Euler 陰解法により離散化し、時間積分には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法を用いた。各時間ステップにおいてニュートン反復 (5 回) を実施し、時間精度を最大二次精度としている。初段動翼の先端半径および圧縮機入口での音速に基づく無次元時間刻み幅を 0.000521 に設定した。これは動翼一回転当たり 10,000 ステップに相当する。

3.2. 計算格子および境界条件

計算格子は、AutoGrid5 ver.9.10 (Numeca 社) を用いて、クリアランス部を含め全て構造格子で作成した。解析領域は、圧縮機前方7段 (入口案内羽根から7段静翼まで) の翼列全周とした。図2に使用した計算格子を示す。同図に示すとおり、本研究では、ハブにおける翼列間のキャビティは考慮していないが、静翼部の部分クリアランスおよび動翼根元部のフィレットは忠実にモデル化している。計算格子は各翼列あたり約1.2~1.4億の計算セル (各翼間あたり約300~600万セル程度) を設けた。計算セル総数は約20億である。また、壁面上の最小格子幅は、 $y^+ < 1$ を満足するように十分小さく設定した。

入口境界条件として、全圧、全温および流れ角 (予旋回無し) を固定して与え、出口境界条件には静圧を指定した。壁面ではケーシングを除いてすべて断熱滑りなし条件とし、ケーシング壁面については外部への放熱を考慮して等温条件を課した。

4. 結果および考察

4.1. 性能特性

図3は実験により得られた各静翼列における壁面静圧上昇特性を示している。差分 Δ は直前の作動点との差を表し、縦軸には壁面静圧上昇の差分が圧縮機全体での全圧比の差分で無次元化されて示されて

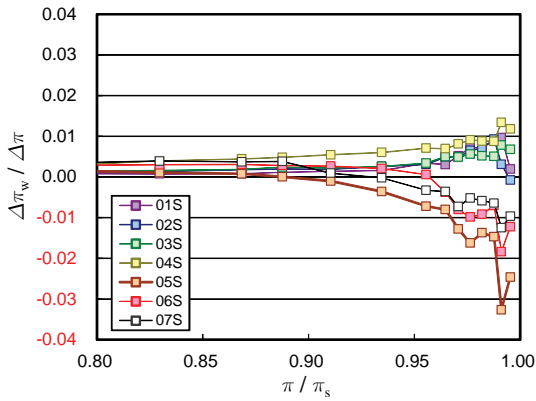


Fig. 3 Pressure rise characteristic for stators

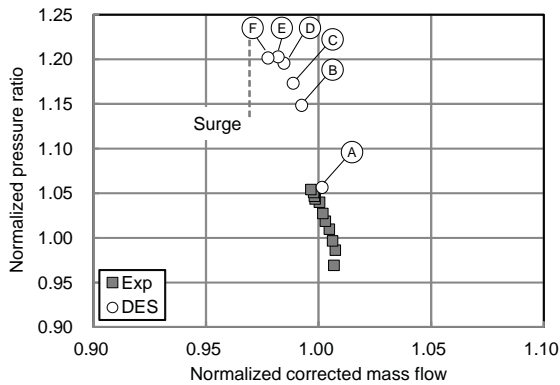


Fig. 4 Performance characteristics (gray dashed lines: surge limit for full 14-stage compressor)

いる。横軸には、サージ点での値で無次元化された全圧比がとられている。同図をみると、5段目以降の静翼列で壁面静圧上昇がサージ点に近付くにつれ低下しており、その低下は5段静翼において最も大きく次いで6段静翼で大きい。したがって、失速の開始は5段静翼あるいは6段静翼であることが推察される。以上の結果を基に、圧縮機前方7段のDES解析が実施された。

図4に圧縮機前方7段に対する性能特性を示す。実験の圧力比は、静翼に取り付けられた前縁センサの計測結果から求められた。同図において、圧力比および流量はそれぞれ設計値で無次元化されている。また、灰色の破線で予測される圧縮機のサージ限界が示されている。計算は、出口静圧を徐々に増加させて、設計点近傍(作動点A)から失速点(作動点F)まで6流量点で実施された。

4.2. 設計点近傍の流れ場

図5は作動点Aにおける各段の壁面静圧比を示している。静圧比は設計値で無次元化されている。実験結果と比較すると、計算の圧力比は前方段でわずかに高い。しかし、その差異は数ポイント以内であり、DES結果は実験結果と非常によく一致している。

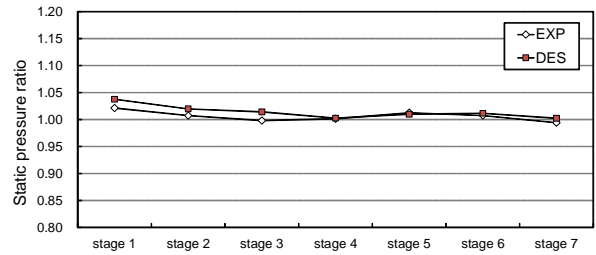


Fig. 5 Stage pressure ratio (Point A)

設計との比較をすると、計算の圧力比は前方段および5・6段で高く、この傾向も実験結果と一致しておりよく再現されている。5段および6段で設計より圧力比が高いというこの傾向もまた、失速がこれらの段で発生する傾向にあることを示唆している。

図6は、作動点Aにおける子午面上の周方向平均エントロピー関数分布を示している。同図には、子午面流線が黒線で示されている。同図の流れ場は瞬時流れ場を全周にわたって周方向に平均化することによって得られた。前方段では、動翼内での強い流れの発生および衝撃波とそれとの干渉によって、ケーシング側に高エントロピーがみられる。特に、2段動翼の先端でエントロピーが高くなっている。後段側をみると、5段静翼のハブ側でエントロピーが生成されている。これは、後述するように、ハブコーナー剥離の発生に起因している。このように失速前からすでに5段静翼のハブ側は流動状態が悪く、同図に示されるように5段以降の段もこの影響を受けている。このことから5段あるいは6段から失速が開始することが示唆される。

図7は、作動点Aにおける5段静翼と6段静翼の流れ場を比較している。同図に示される流れ場は、各流路の瞬時流れ場を全流路についてアンサンプル平均して得られた流れ場である。同図には、渦コアに加え、ハブ面および翼負圧面上の限界流線が示されている⁸⁾。上述のとおり、5段静翼にはハブコーナー剥離が生じているのがわかる。これにはクリアランスの大きさが関係している。同図下には、それぞれの静翼の部分クリアランスが青色で示されている。部分クリアランスは実際の大きさを表現するようにモデル化されている。同図に示されるとおり、5段静翼の部分クリアランスは6段静翼に比べてコード方向に小さい。このことから、5段静翼では流れが弱く、二次流れが発達しやすいことがわかる。この結果、5段静翼でコーナー剥離が発生している。5段静翼ハブコーナー剥離によって生じた低エネルギー流体は下流に移流し後段に流入する。その結果、図6に示したように、後段ではハブ側の流れはこの影

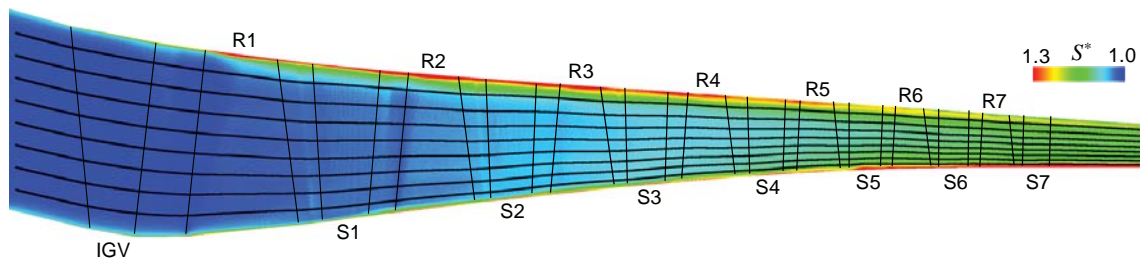


Fig. 6 Pitchwise-averaged entropy distribution on meridional plane (Point A)

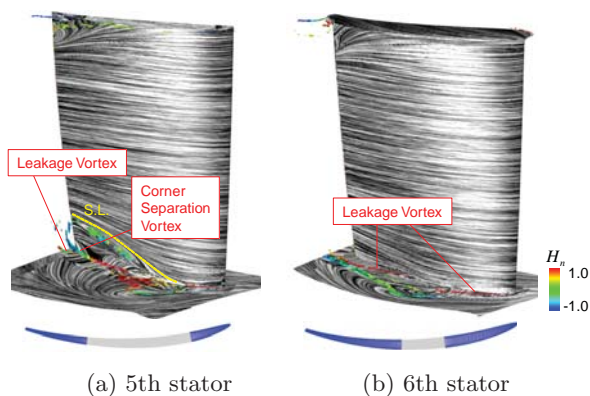


Fig. 7 Ensemble-averaged flow fields of 5th and 6th stators (Point A)

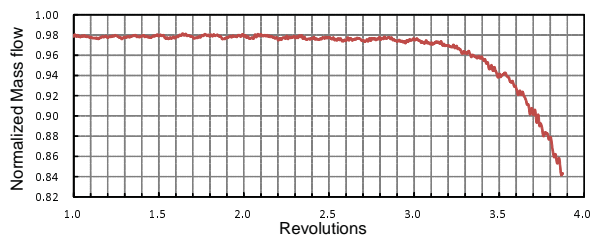


Fig. 8 Time history of mass flow (Point F)

響を受けている．同図のアンサンブル平均流れでははっきりと確認できないが，5段以降の後段もまたハブ側で剥離の危険性がある．

4.3. 失速初生の流れ場

次に，失速初生の非定常流動現象について述べる．図8は作動点Fでの質量流量の時間履歴を示している．横軸は動翼の回転周期で無次元化されて表されている．作動点Fでの計算は，作動点Eでの計算解を初期流れ場とし，背圧をわずかに上昇させて実施された．作動点Eでの計算解から開始し，作動点Fまでに15回転以上が経過している．同図をみると，時刻 $t=2.0$ を過ぎると質量流量は徐々に減少しはじめ，時刻 $t=2.8$ を過ぎると急激に減少する．このことから，失速に関連した非定常流動現象が時刻 $t=2.0$ あたりで発生し，それが時刻 $t=2.8$ あたりまでに旋回失速へと発達していると推察される．質量流量は失速セルの発達とともに減少したと考えられる．

図9に，失速後の時刻 $t=3.2$ における5段および

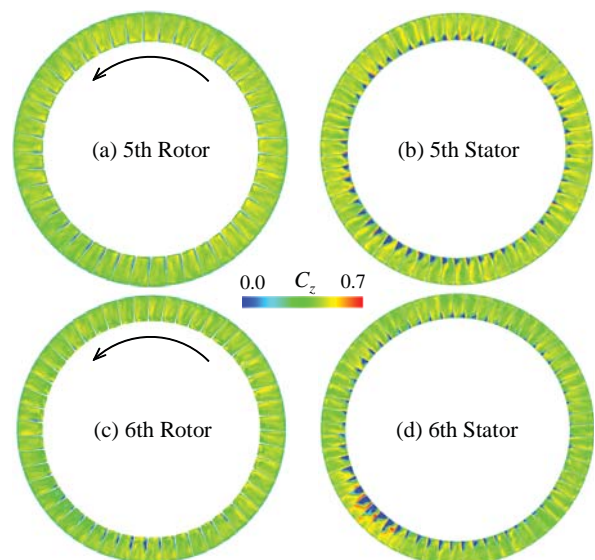


Fig. 9 Comparison of axial velocity distribution on rotor/stator exit planes at $t=3.2$ (Point F)

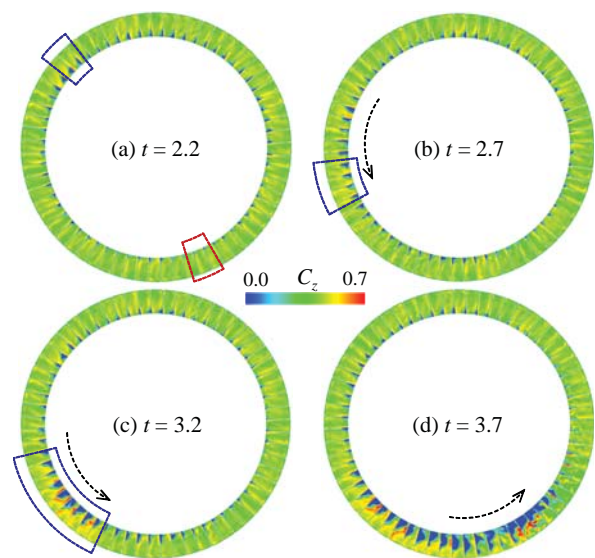


Fig. 10 Time variation of axial velocity distribution on 6th stator exit plane (Point F)

6段出口の軸速度分布を示す．5段静翼では，上述のとおりハブコーナー剥離が発生しているため，全流路においてそれに伴う逆流がハブ側にみられる．一方，5段および6段動翼には，そのようなハブ側の

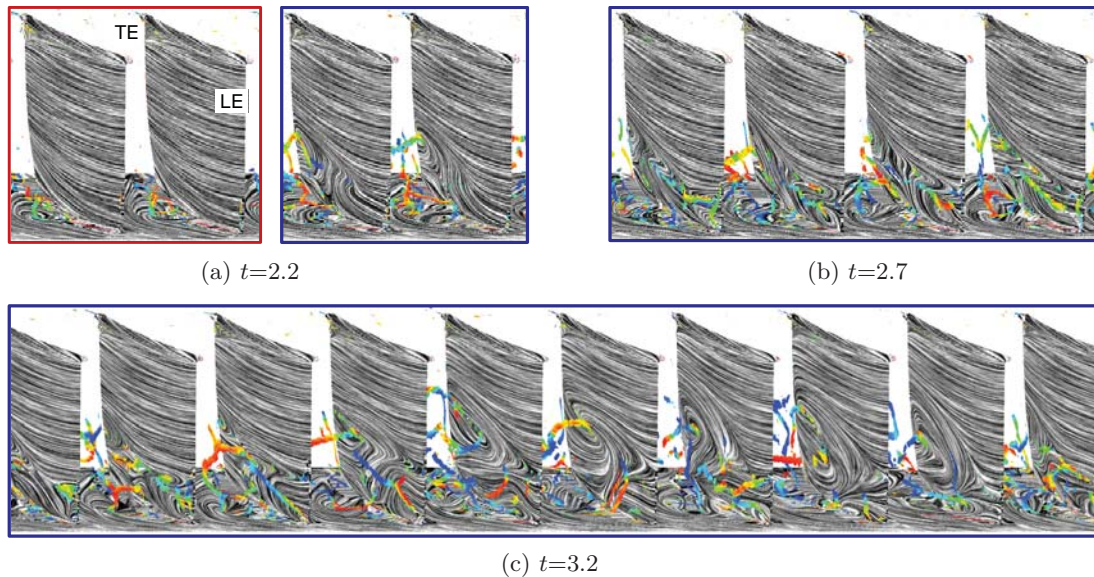


Fig. 11 Development of rotating stall inception vortex (Point F); the internal flow fields in the regions surrounded by a dashed border in Figure 10 are presented by the limiting streamlines and vortex cores

逆流はほとんどみられない。6 段静翼の一部の流路では、5 段静翼より大きな逆流が発生しているのがわかる。これが旋回失速に伴って発生した逆流であり、失速領域に対応する。このように、本供試圧縮機では旋回失速は 6 段静翼から発生する。

6 段静翼における失速の発生と発達について説明する。図 10 は 6 段静翼出口の瞬時の軸速度分布を示している。質量流量が徐々に減少を開始する時刻 $t=2.2$ では、小さな低速度域が全流路のハブ側にみられるが、その大きさはすでに流路によって異なる。青色の破線で囲んだ流路では、低速度領域が反対側の赤色の破線で囲んだ流路のそれに比べて大きい。質量流量が急低下する直前の時刻 $t=2.7$ では、比較的大きな低速度域が発達しながら動翼の回転方向に移動している。同図 (c) に示されるように、0.5 回転の間に低速度領域は急速に発達し、大きな低速度域をもつ流路がグループ化して、低速度域の強弱が明確になっている。時刻 $t=3.7$ では、低速度域はケーシング付近にまで拡大している。以上のように、失速セルである低速度域が発達しながら動翼の回転方向に伝播しているのがわかる。

図 11 は、6 段静翼で発生する旋回失速初生に関して、その失速セル内の流れ構造を示している。同図には、失速セルの存在する流路について、渦流れ構造と負圧面上限界流線が示されている。同図に示した領域は、図 10 の青の破線で囲んだ領域に対応する。時刻 $t=2.2$ において、大規模な渦構造がハブと負圧面の角部付近にみられる。また、限界流線には、ハブ側の後縁付近に渦状点が現れている。このように、

この時刻では一部の流路でハブコーナー剥離が発生している。時刻 $t=2.7$ では、ハブコーナー剥離は前縁まで拡大し、前縁剥離を引き起こしている。前縁剥離が発生すると、それは隣接翼に新たな前縁剥離を引き起こしながら急速に旋回失速セルへと成長する。したがって、質量流量は失速セルの成長とともに急激に減少する。同図 (c) は、時刻 $t=3.2$ における失速セル内の流れ構造を示している。失速セル内の各流路において、竜巻状の剥離渦が翼負圧面上の渦状点から生成されている。失速セルはこれらの竜巻状剥離渦によって構成されていることがわかる。失速セルは、周方向だけでなくスパン方向にも拡大している。最終的には、失速セルの大きなブロック効果によって上流および下流の翼列においても旋回失速が引き起こされ、一つの大きな失速セルが圧縮機全体を拡大しながら旋回する（図省略）。

本計算から、多段軸流圧縮機では、スパイク失速における翼端での前縁剥離ではなく、ハブ側でのコーナー剥離に起因して失速が発生し得ることが明らかにされ、ハブ側で生じる旋回失速の形態が示された。このことは、失速検知としてケーシング壁面上で翼端側の流れだけを監視することの危険性を示唆している。

5. 結 言

本研究では、多段軸流圧縮機における旋回失速初生現象を解明することを目的として、産業用ガスタービンに用いられる実機の軸流圧縮機を対象に、スーパーコンピュータ「京」を用いて大規模 DES 解析を

実施した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 本多段圧縮機では、部分クリアランスが小さい5段静翼において、設計点近傍からすでにハブコーナー剥離が確認される。これはその下流翼列のハブ側の流れに影響し、失速点においてハブコーナー剥離を誘起する。
- (2) 6段静翼のハブコーナー剥離は成長し、やがてハブ側で前縁剥離を引き起こす。ハブ側の前縁剥離は隣接翼に前縁剥離を引き起こしながら旋回失速へと成長する。最終的に、旋回失速はそのブロック効果によって上流および下流の翼列にまで拡大する。
- (3) 多段軸流圧縮機では、スパイク失速における翼端での前縁剥離ではなく、ハブ側でのコーナー剥離に起因して失速が発生し得る。

参考文献

- 1) Yamada, K., Kikuta, H., Iwakiri, K., Furukawa, M., and Gunjishima, S.: An Explanation for Flow Features of Spike-Type Stall Inception in an Axial Compressor Rotor, ASME J. Turbomech., Vol. 135, No. 2 (2013), 021023(11).
- 2) 山田和豊, 喜久田啓明, 古川雅人, 郡司嶋智, 原靖典: 軸流圧縮機動翼列における旋回失速初生プロセスに及ぼす翼端すき間流れの影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 79, No. 801 (2013), pp. 900-916.
- 3) Yamada, K., Kikuta, H., Furukawa, M., Gunjishima, S. and Hara, Y.: Effects of Tip Clearance on the Stall Inception Process in an Axial Compressor Rotor, ASME Turbo Expo 2013, GT2013- 95479 (2013).
- 4) Ikeguchi, T., Matsuoka, A., Sakai, Y., Sakano, Y. and Yoshiura, K.: Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68524 (2012).
- 5) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.
- 6) Strelets, M.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, No.2001-0879 (2001).
- 7) Shima, E., Jounouchi, T.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes, the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34 (1997), pp.7-12.
- 8) 古川雅人: ターボ機械における流動現象の知的可視化, 可視化情報学会誌, 第23巻, 第91号 (2003), 206-213.

遠心圧縮機内部に発生する旋回失速と非定常渦の構造

*池津 聡太，黒田 未来，藤澤 信道，太田 有（早大）

The Structure of Rotating Stall and Unsteady Vortices in a Centrifugal Compressor

*Sota IKEZU, Miku KURODA, Nobumichi FUJISAWA and Yutaka OHTA (Waseda Univ.)

ABSTRACT

The characteristics of diffuser rotating stall and the evolution of a vortex generated on the diffuser leading-edge (i.e., leading-edge vortex (LEV)) in a centrifugal compressor were investigated by experiments and numerical analyses. The experiment results showed that both impeller and diffuser rotating stalls occurred at 55Hz and 25Hz during off-design flow operation. Both stall cells existed only on the shroud side of the flow passages, which is very close to the source location of the LEV. The results of partial annulus analysis showed that the LEV develops with decreasing velocity in the diffuser passage and forms a huge flow blockage within the diffuser passage at off-design points. Additionally, the series of expanded LEVs in the several diffuser passages blocked the main flow and was the cause of the diffuser stall cell in the full annulus analysis. Furthermore, the propagation of the developed LEV was a factor of the rotating structure of the diffuser stall cell.

Key words: Centrifugal Compressor, Vaned Diffuser, Leading-edge Vortex, Diffuser Stall, CFD, DES

1. はじめに

遠心圧縮機は高効率化の観点から羽根付ディフューザが多く採用される傾向にある。羽根付ディフューザを採用すると高い圧力上昇が得られる反面，右上がり不安定領域が拡大し，部分流量運転時にサージや旋回失速などの不安定現象が生じる。羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機に生じる不安定現象については多くの研究成果が報告されているが，羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機を対象に，詳細な内部流れ場を基に，不安定現象の解明を指向した研究報告は少ないのが現状である。

本研究では羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機に生じる不安定現象に着目し，圧縮機性能の改善を指向したディフューザ案内羽根の設計指針を得ることを目的としている。従来の研究より，ディフューザ案内羽根の前縁負圧面シュラウド側に特徴的な渦(前縁渦)の発生を確認しており，この前縁渦が流量低下と共に拡大し，圧縮機性能に影響を及ぼすことを指摘している¹⁾³⁾。

関連する研究報告として，Pullan ら⁴⁾は軸流圧縮機において，Spike 型の失速初生が翼端漏れ渦ではなく，動翼負圧面シュラウド側に発生する前縁剥離渦に起因することを示している。さらに，

Everitt ら⁵⁾は遠心圧縮機を対象に，ディフューザ案内羽根前縁部シュラウド側で放出される剥離渦とセミペーンレス部の逆流の影響により，失速初生が誘起され，案内羽根前縁部の非定常渦構造が遠心圧縮機のディフューザ失速初生に支配的な役割を果たすことを指摘している。しかし，前縁渦の詳細な発生機構や非定常挙動，およびディフューザ旋回失速との関連については未だに不明な点が多く残されている。

本報では，部分流量運転時に発生する旋回失速の調査のために，熱線流速計を用いた羽根車吐出流の計測を行った。また，前縁渦の構造とディフューザ失速との関連を調査するために，多色油膜法を用いたディフューザ翼間の可視化および圧縮機羽根車・ディフューザ全翼間を対象とした非定常数値解析を行った。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

供試遠心圧縮機は船用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である。Fig.1 および Table 1 に供試遠心圧縮機の外観および仕様を示す。供試圧縮機の設定回転数は 22000min^{-1} であるが，本研究では衝撃波や強い二次流れの影響を除外し，

Table 1 Dimensions of Tested Compressor.

Tested Centrifugal Compressor		
Rotational Speed	N	6000 min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64 kg/s
Pressure Ratio	P_5/P_0	1.1
Impeller		
Number of Blades (Main + Splitter)	Z	14 (7+7)
Inlet Diameter	D_1	248 mm
Outlet Diameter	D_2	328 mm
Exit Blade Width	B_2	26.14 mm
Diffuser		
Blade Shape		Wedge
Number of Vanes	V	15
Leading-edge Diameter	D_3	360 mm
Trailing-edge Diameter	D_4	559 mm
Diffuser Width	B_4	26.14 mm

前縁渦の挙動のみに焦点を当てるために 6000min^{-1} に設定して実験を行った。

供試羽根車はインデューサを有する長羽根 7 枚, 短羽根 7 枚から構成される開放型羽根車である。供試ディフューザは羽根なしディフューザ(VL)と 15 枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザの 2 種類を採用した。それぞれのディフューザ通路幅を $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ に設定した。ディフューザ案内羽根にはくさび形案内羽根(ODV)を採用した。

2.2 実験方法

圧縮機出口静圧は、圧縮機出口直後に設置した差圧発信器により計測し、流量は吐出管出口に設置したオリフィス流量計を用いて計測した。また、案内羽根翼間流れは多色油膜法により可視化した。

圧縮機内部に発生する非定常現象を調査するために、羽根車吐出流の流速測定を行った。Fig.1 に熱線流速計の設置位置を示す。熱線流速計を用いた流速測定では、羽根車-ディフューザ間($D = 339 \text{ mm}$)において、ハブ側からシュラウド側まで 5% 刻みでトラバース計測を実施した。

3. 数値解析法

3.1 解析スキーム

前縁渦の生成メカニズムおよび非定常挙動を解明するために数値解析を実施した。支配方程式は連続の式、3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー保存式および理想気体の状態方程式であり、有限体積法により離散化した。対流項には MUSCL(Monotone Upstream-centered Scheme for Conservative Laws)法により高次精度化した FDS(Flux Difference Splitting)を用い、粘性項はガウスの定理に基づく 2 次精度中心差分で評価した。また、時間積分には MFGS(Matrix Free Gauss

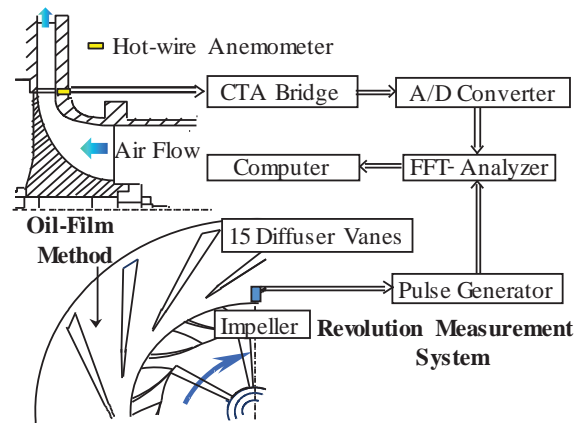


Fig. 1 Experimental Apparatus and Measuring System.

Seidel) 陰解法を採用した。乱流モデルには LES/RANS ハイブリッドモデルである Detached Eddy Simulation を採用した。本研究では、Strelets らが提案した SST $k-\omega$ 乱流モデルに基づく DES を使用した。この DES では、局所的な乱流のスケールに応じて RANS/LES 領域を自動的に切替えることが可能である。相対系(非慣性系)には慣性力として遠心力およびコリオリ力を考慮した。

3.2 解析格子

解析格子の概略図を Fig.2 に示す。計算領域は、相対系として羽根車領域、羽根車チップクリアランス領域、絶対系としてディフューザ領域を対象とした。

本数値解析では、短羽根を間に 1 翼含む羽根車 1 長翼間と案内羽根 3 翼間を計算領域とする部分流路解析、および圧縮機全周を計算対象とする全周解析の二種類を行った。ただし、対象とした遠心圧縮機は羽根車翼枚数および案内羽根翼枚数が互いに素(それぞれ、14 枚、15 枚)であるため、部分流路解析では案内羽根翼枚数を 21 枚として解析格子を調整した。総格子点数は部分流路解析では約

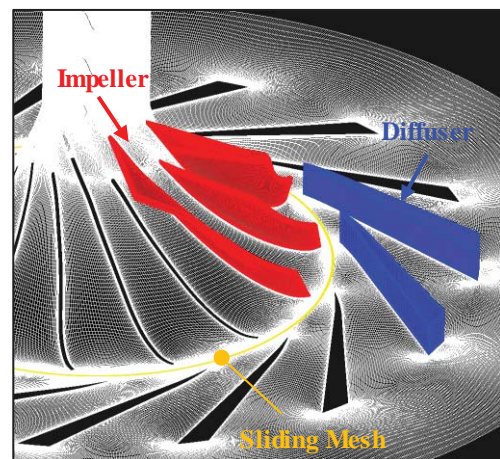


Fig. 2 Overview of Computational Domain.

870 万点, 全周解析では約 5,100 万点である.

3.3 境界条件

入口境界には等エントロピ流れを仮定し, 全温および全圧を一定とした. また, 一次元無反射条件を適用した. さらに出口境界には, 絞り抵抗モデルを導入して出口境界の圧力と出口境界を通過する流速に関連性を与えた. また, 羽根車領域とディフューザ領域の接合面はスライディング補間により保存量の補間を行った. 部分流路解析における周方向境界には周期境界を適用した.

4. 結果および考察

4.1 供試遠心圧縮機の特長

実験および数値計算から得られた圧縮機性能を Fig.3 に示す. $\phi = 0.24$ は $N = 6000\text{min}^{-1}$ 運転時における供試圧縮機の最高効率点であり, $\phi = 0.18$ はくさび形案内羽根を有する羽根付ディフューザを採用した際に吐出静圧勾配が負に転じる点である.

Fig.3 より, くさび形案内羽根(ODV)をディフューザに設置すると羽根なしディフューザ(VL)設置時に比べ高い圧力上昇が得られることが分かる. しかし, VL 設置時に比べ, 右上がり不安定領域が拡大する. 計算結果より, 設計点では実験結果と全周解析および部分流路解析がともに定量的に一致していることが分かる. また部分流量運転時である $\phi = 0.14$ では, 全周解析の結果は部分流路解析の結果と比べて定量的に実験結果に近づいている.

次に, $\phi = 0.24$, $\phi = 0.14$ におけるくさび形案内羽根を設置した際のディフューザシュラウド壁面, 案内羽根負圧面の多色油膜法結果および数値解析結果より得られた限界流線を Fig.4 に示す. 左図が多色油膜法, 右図が限界流線である.

Fig.4 上図より, 実験結果および解析結果ともにシュラウド壁面近傍において案内羽根前縁から羽

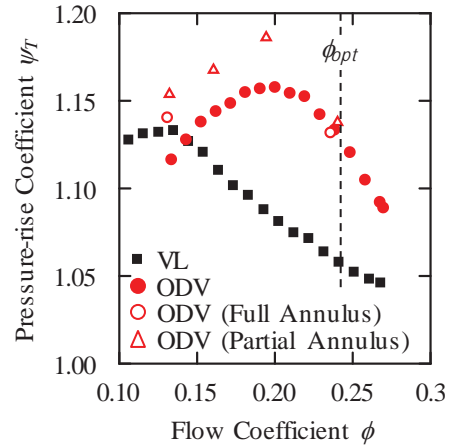


Fig. 3 Compressor Performance.

根車出口へと向かう逆流領域が存在し, $\phi = 0.14$ ではその領域が拡大している. また Fig.4 の下図より, 案内羽根前縁近傍のシュラウド側に渦が形成されている軌跡が確認できる. この渦が本研究で着目するディフューザ前縁渦(LEV)であり, 流量低下と共に大きく成長することが分かる. 部分流量運転時である $\phi = 0.14$ では, 前縁渦は通路幅 B_4 の約 80% まで成長している. この渦の成長がシュラウド側近傍の逆流領域の拡大に寄与していると考えられる. また, 限界流線の可視化結果は実験結果と定性的な一致を示し, 数値解析においても前縁渦を正確に捉えている.

著者らは既に, 部分流路運転時である $\phi = 0.14$ では, 羽根車失速に起因する 55Hz の変動とディフューザ失速に起因する 25Hz の変動が生じることを報告している⁷⁾. そこで, スパン方向の失速セルの規模を調査するために, 熱線流速計を用いた羽根車吐出流の計測を行った. Fig.5 に, スパン方向 5% 刻みに非定常計測を行った後に, 周波数解析を施した流速変動の結果を示す. 横軸は周波数, 縦軸はシュラウド壁面からのスパン方向距離を示して

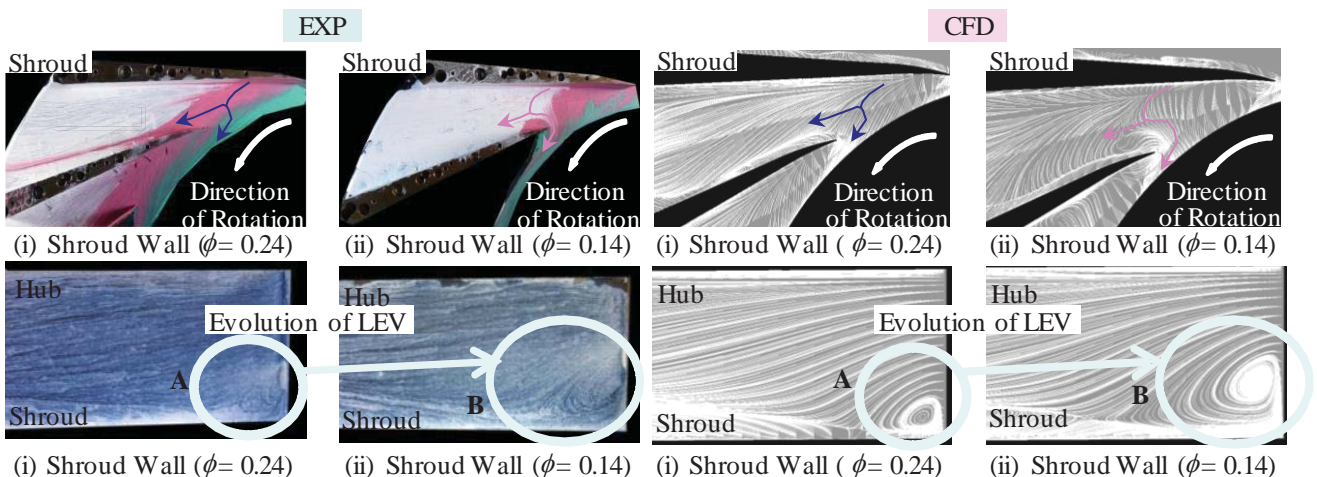


Fig. 4 Visualization of Diffuser Passage Flow and Leading-edge Vortex (LEV) (ODV, $\phi = 0.24$ and 0.14).

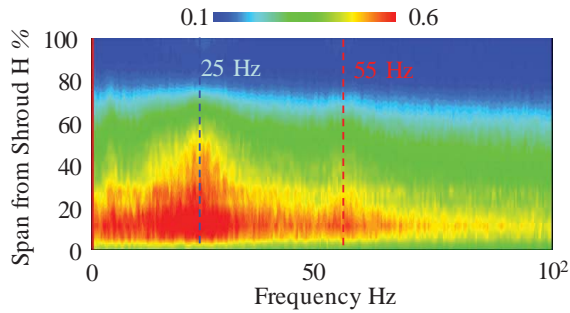


Fig. 5 Distribution of Velocity Fluctuation in Spanwise Direction (ODV, $\phi = 0.14$).

おり、流速変動の大きさは各スパン方向における周方向流速の平均値で無次元化されている。

Fig.5 より、羽根車・ディフューザ失速とともにシュラウド側に強い規模で偏在していることが分かる。さらに、ディフューザ失速の規模は羽根車失速の規模よりも大きい。前縁渦の発生場所はシュラウド側であることから、前縁渦の非定常挙動がディフューザ失速発生要因の一つであることが考えられる。

4.2 ディフューザ前縁渦の非定常挙動

Fig.6 は前縁渦を速度勾配の第二不変量の等値面より可視化を行った結果と、案内羽根負圧面前縁近傍の限界流線を示している。また、渦構造は無次元ヘリシティで色付けしている。Fig.6(a)に $\phi = 0.24$, Fig.6(b)に $\phi = 0.14$ の解析結果を示す。Fig.7 は Fig.6 中の左右案内羽根流路間(LP および RP)のスロート部を通過する瞬時流量から算出した半径方向速度を羽根車周速で無次元化した結果であり、赤線は左側流路(LP)、青線は右側流路(RP)にそれぞれ対応している。横軸は基準時刻 $t = 0$ として1翼

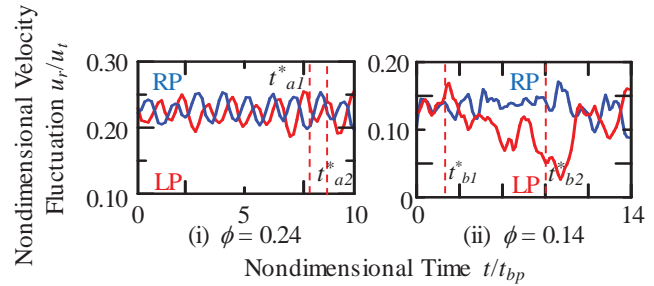


Fig. 7 Fluctuation of Diffuser Inlet Velocity (ODV: Partial Annulus).

通過時間で無次元化した時刻、縦軸は羽根車出口周速で無次元化した速度変動とした。また、Fig.6 の無次元時刻(t^*_{a1} , t^*_{a2} , t^*_{b1} , t^*_{b2})は Fig.7 に示す時刻と対応している。

Fig.6(a)に示す前縁渦は案内羽根前縁の負圧面シュラウド側から発生しており、限界流線の形状は Fig.4 の左図に示した油膜法の結果と定性的に良く一致している。無次元時刻 $t^* = t^*_{a1}$ にて、案内羽根 A から発生した前縁渦は、シュラウド側で発生する漏れ渦の影響で羽根車流路へ伸びている。その後、前縁渦は羽根車吐出流に流され、隣接翼の前縁へと移動する。最終的に $t^* = t^*_{a2}$ では、前縁渦は隣接翼の前縁に付着する。この結果より、設計運転時においても前縁渦の挙動は羽根車およびディフューザ流路シュラウド側の流れに影響を与えていることが分かる。しかし、前縁渦の規模に大きな変化は認められずに安定しており、Fig.7 より $\phi = 0.24$ の速度変動は左右翼間でよい一致を示している。そのため、ディフューザ内部流れ場は安定していると考えられる。

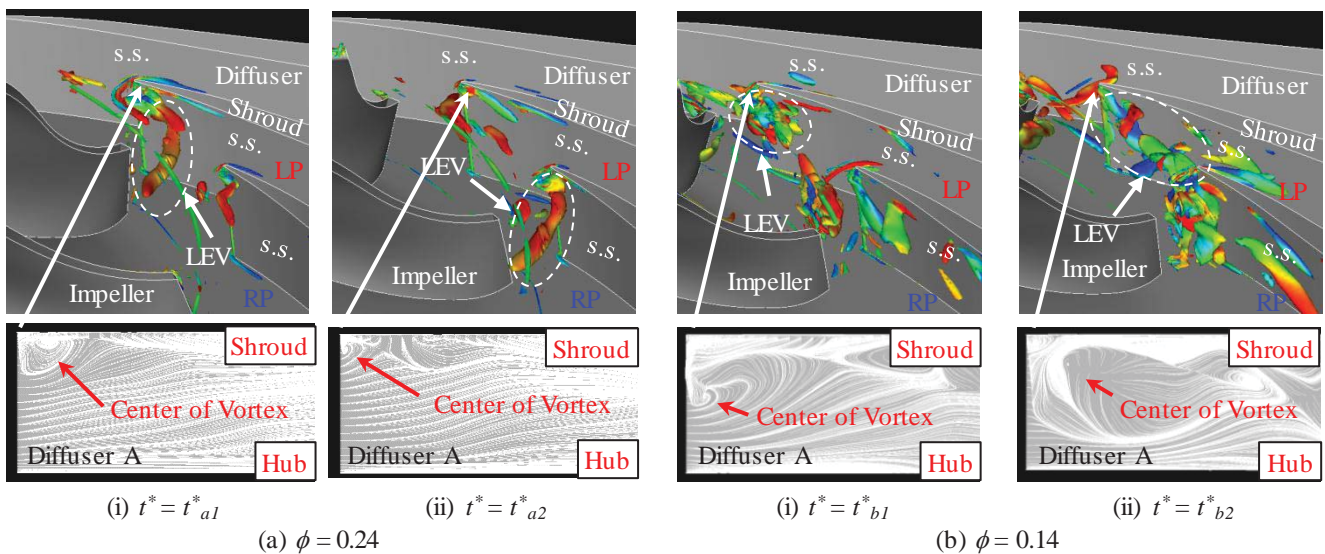


Fig. 6 Unsteady Behavior of Leading-edge Vortex (ODV: Partial Annulus).

一方、 $\phi = 0.14$ では、Fig.7 から明らかなように、左右翼間の速度変動は大きく異なっている。特に LP 側は RP 側に比べ、低エネルギー流体が集積された低流速域となり、局所的なディフューザ失速に陥っていると考えられる。Fig.6(b)の前縁渦の可視化結果から、 $t^* = t_{bl}^*$ に LP 側で発生した前縁渦は、 $t^* = t_{b2}^*$ において $\phi = 0.24$ に比べて大きく成長し、ほぼハブ側まで拡大する。このことから、前縁渦が大きく成長し、案内羽根入口の全スパンにわたってブロックageを形成することが、ディフューザ失速の要因であると考えられる。

以上の部分流路解析結果を受けて、以下では全周解析の結果を報告し、前縁渦の非定常挙動とディフューザ失速との関係を考察する。

4.3 ディフューザ失速と前縁渦の関係

部分流量運転時である $\phi = 0.14$ における各ディフ

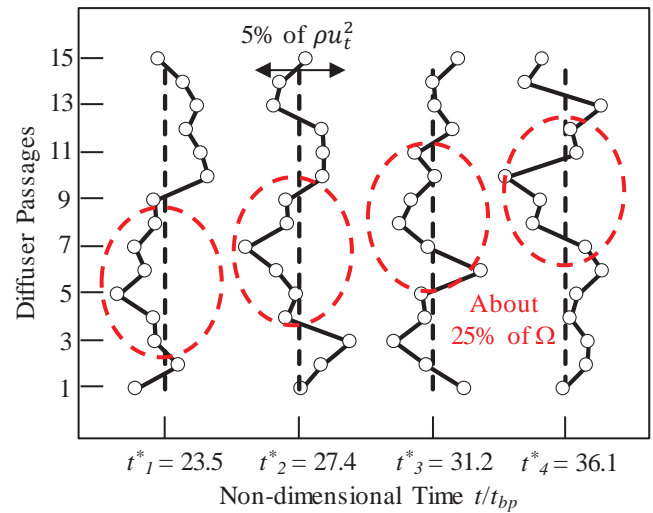


Fig. 8 Fluctuation of Diffuser Inlet Static Pressure (ODV: Full Annulus, $\phi = 0.14$).

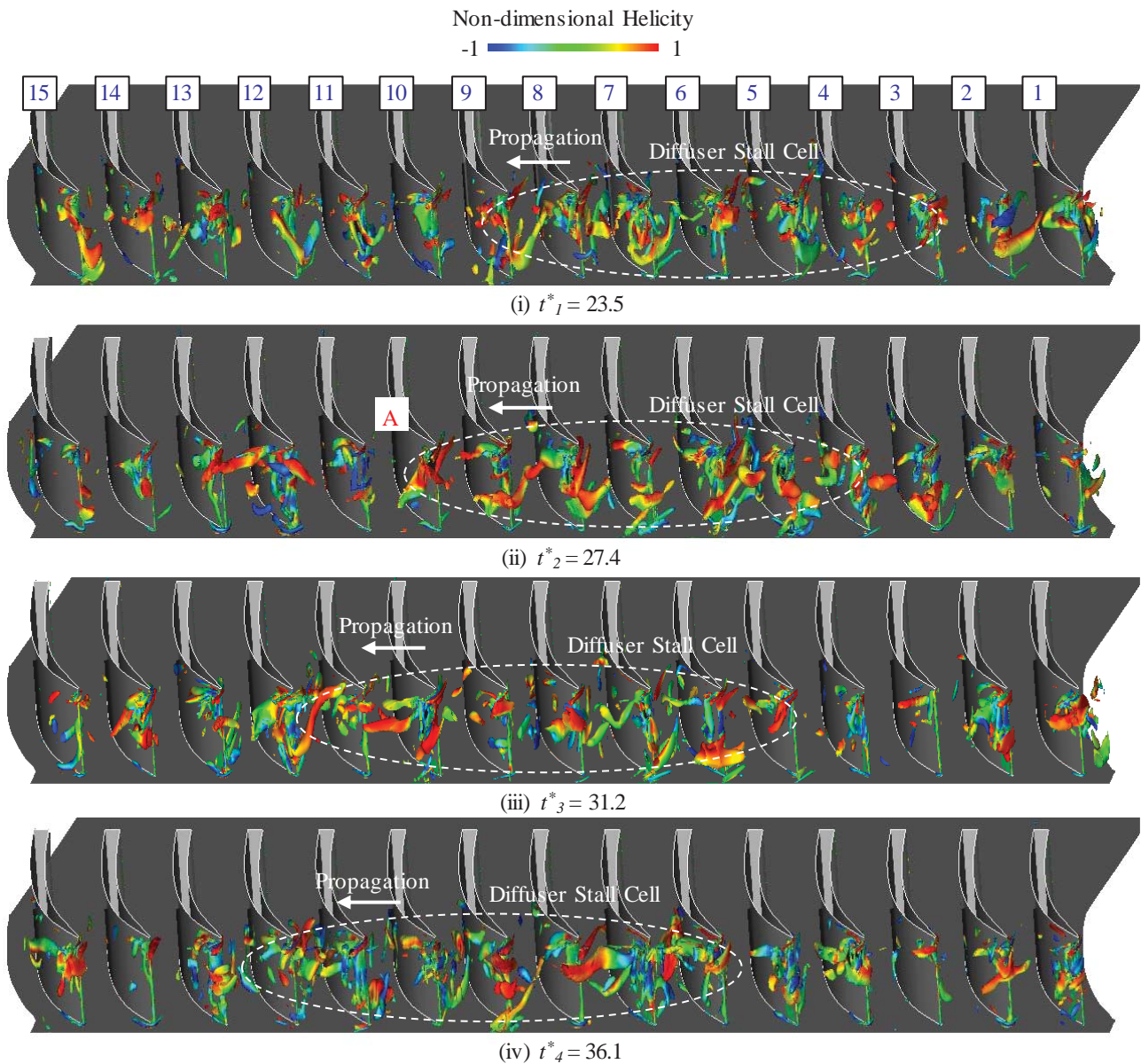


Fig. 9 Unsteady Behavior of Diffuser Stall (ODV : Full Annulus, $\phi = 0.14$).

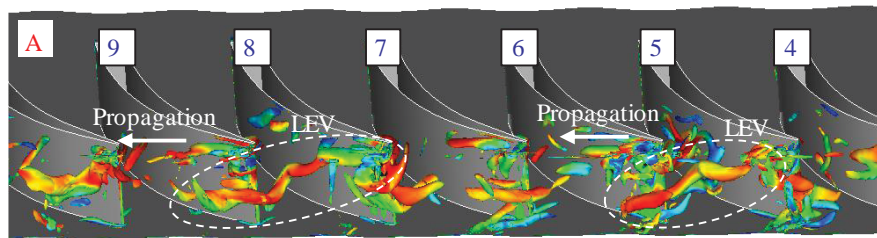


Fig. 10 Detailed Structure of Diffuser Stall Cell.

ユーザ流路入口の静圧変動を Fig.8 に示す. 横軸は 1 翼通過時間で無次元化した時刻, 縦軸は各ディフューザ流路を示している. また, プロットは各無次元時刻のディフューザ流路入口における平均圧力からの変動である.

Fig.8 より, 赤い破線で示す低圧力領域が多翼間にわたり, 時間経過と共に羽根車回転方向に伝播している様子が確認できる. その伝播速度は羽根車回転速度(100Hz)の約 25%であり, 実験より得られたディフューザ失速の回転速度と一致しているため, 低圧力領域はディフューザ失速に起因していると考えられる. そこで, 低圧力領域に対応する案内羽根前縁近傍の渦構造の可視化を行うことで, 前縁渦とディフューザ失速の関係を調査した.

Fig.9 に案内羽根前縁近傍における渦構造の可視化結果を示す. 可視化方法は Fig.6 に示した部分流路解析時と同様であり, 無次元時刻(t_1^* ~ t_4^*)と各ディフューザ流路は Fig.8 と対応している.

Fig.9(i)より, 白い破線で示す領域において複数の渦が案内羽根前縁近傍で多翼間にわたり存在し, その領域は Fig.8 の赤い破線で示した領域と一致していることから, 静圧の低下は案内羽根前縁近傍における渦によるものであると考えられる. また, Fig.9(i) ~ (iv)より, 多翼間にわたり存在する渦が時間経過に伴い羽根車回転方向に旋回している. このことから, ディフューザ失速セルは多翼間にわたる複数の渦によって形成されていると考えられる. さらに, ディフューザ失速セルの渦構造を詳細に調査するために無次元時刻 $t_2^* = 27.4$ における渦構造の拡大図(A 部)を Fig.10 に示す.

Fig.10 の白い破線で示す領域に着目すると, 複数翼間において全スパンにわたり前縁渦が成長し, 隣接翼の前縁に移流していることが分かる. このことから, ディフューザ失速セルは複数翼間にわたり前縁渦が成長することで, 主流が阻害されることで形成され, 隣接翼へ移動することで旋回すると思われる.

5. 結論

遠心圧縮機内部に発生する旋回失速と非定常渦の構造を調査するために, 実験および数値解析を

行った. 得られた結果を以下にまとめる.

- (1) 供試圧縮機では, 部分流量運転時に羽根車およびディフューザに旋回失速が同時発生し, その周波数は各々 55, 25Hz である. 2 つの旋回失速はシュラウド側に偏在し, ディフューザ失速の規模は羽根車失速の規模よりも大きい.
- (2) ディフューザ前縁渦(LEV)は案内羽根前縁近傍の負圧面シュラウド側に存在し, 流量低下と共に大きく成長する. 前縁渦の成長に伴い局所的な低流速域が発生することから, 前縁渦が案内羽根入口の全スパンにわたりブロックを形成することが局所的なディフューザ失速の一因であると考えられる.
- (3) 案内羽根前縁近傍の複数翼間において全スパンにわたり成長したディフューザ前縁渦は, 時間経過と共に隣接翼の前縁へと移動する. これがディフューザ失速セルの形成・旋回要因であると考えられる.

参考文献

- 1) Ohta, Y. et al.: Unsteady Behavior and Control of Diffuser Leading-edge Vortex in a Centrifugal Compressor, ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22394.
- 2) Morita, Y. et al.: Effects of Diffuser Vane Geometries on Compressor Performance and Noise Characteristics in a Centrifugal Compressor, ASME FEDSM 2013, FEDSM2013-16145.
- 3) Fujisawa, N. et al.: Unsteady Behavior of Leading Edge Vortex and Diffuser Stall Inception in a Centrifugal Compressor with Vnaed Diffuser, ASME FEDSM 2014, FEDSM2014-21242.
- 4) Pullan, G. et al.: Origins and Structure of Spike-Type Rotating Stall, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.137(2015), 051007.
- 5) Everitt, J. et al.: An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), 011025.
- 6) Strelets, M., et al.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, 2001-0879.
- 7) 藤澤信道, 原昇太郎, 太田有, 後藤尚志: 羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機に発生する失速と前縁渦の関係, 第 42 回日本ガスタービン学会定期講演会論文集, (2014), pp.155-160.

感圧塗料による並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測

*東 俊彦（東大院），渡辺 紀徳，姫野 武洋，井上 智博，鶴沢 聖治（東京大学），
高橋 康雄，柴田 貴範，武田 洋樹（三菱日立パワーシステムズ株式会社）

Unsteady Pressure Measurement of Oscillating Cascade with Pressure-Sensitive Paint

*Toshihiko AZUMA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO, Chihiro INOUE,
Seiji UZAWA(Univ. of Tokyo), Yasuo TAKAHASHI, Takanori SHIBATA
and Hiroki TAKEDA (Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd.)

ABSTRACT

The present paper describes the application of pressure-sensitive paint (PSP) for measuring unsteady surface pressure on oscillating blades. A subsonic linear cascade was used where one of the blades was oscillated in a bending mode over the incidence range from 0 to 10 degrees including separated flow condition. Unsteady pressure distribution on the oscillating blade and two stationary neighboring blades were measured with PSP. In order to validate the measurement reliability, PSP results were compared with those obtained by conventional methods using pressure transducers and strain gauges. From the comparisons, PSP measurement was revealed to have a potential to measure unsteady surface pressure distribution for flutter analysis.

Key words: Pressure-Sensitive Paint, Cascade Flutter, Unsteady Aerodynamics, Aeroelasticity

1. 緒言

ジェットエンジンやガスタービンの更なる高効率化を達成するため，近年の圧縮機開発では段の高負荷化や翼の薄肉化が進んでいる。そのような条件下では，自励振動現象である翼列フラッターをはじめ，振動を伴う不安定現象が発生する危険性が増大するため，発生機構の解明や対策が従来よりも強く求められる状況にある。

翼列が高負荷時に失速状態と関連して発生する失速フラッターは，流れの剥離が支配的な要因である。数値解析技術の発達により，翼列フラッターのような空力弾性問題も数値解析により多く研究されているが，依然として失速域における翼列の振動解析ではモデル化などの課題が多い¹⁾。このため振動翼列実験を通じて現象を把握することは極めて重要であり，また実験結果は数値解析の検証データとしても大きな意義を持つ。

振動翼列実験は流れの剥離を伴う場合を含め，古くから様々な条件下で行われてきた^{2,3)}。しかし従来の実験では翼面上圧力を圧力センサにより計測しているため，計測点における離散的な圧力しか得られておらず，衝撃波や剥離泡の詳細な挙動を実験的にとらえるには限界がある。

そこで新たな圧力計測手法として注目されているのが感圧塗料 (Pressure-Sensitive Paint) による圧力計測である。感圧塗料は周囲圧力に応じて発光強度が変化する特

性があるため，CCD カメラ等で発光強度を画像計測することで圧力分布を取得できる。従来手法よりも遥かに高い分解能で翼面上圧力分布を取得でき，また計測が困難であった翼後縁などの薄肉部でも計測が可能である。感圧塗料計測は超音速流れ場に適用した例⁴⁾や遠心圧縮機の翼面上圧力を計測した例⁵⁾などがある。また著者らはねじり振動する翼列翼の圧力計測を行い，有用な圧力分布を得る可能性を示した⁶⁾。

本研究では感圧塗料を並進振動翼列の翼面上圧力分布計測に適用し，取得した圧力分布から流れ場及び計測の信頼性に関する知見を得るために風洞実験を行った。計測の信頼性は感圧塗料計測結果を圧力トランスデューサーやひずみゲージを用いた計測結果と比較することで評価した。

2. 実験設備

本研究は Fig.1 に示すブローダウン式の二次元直線翼列風洞を用いて行った。テストセクション前方で側壁及び下壁から真空ポンプを用いて抽気することで境界層の影響を低減している。テストセクション側壁面の片側は窓ガラスになっており，試験翼列を観察することができる。もう一方には翼列を支持する回転円盤が取り付けられている。円盤の角度を調整することで翼列への流入インシデンスを変化させる。

本研究で用いた試験翼列を Fig.2 に示す。翼列は圧縮機後段を模擬した7枚の翼で構成されており、中央翼を0番翼として、向かって下流にある翼を+1 から+3 番翼、上流にある翼を-1 から-3 番翼と番号付けした。これらのうち0番翼のみを強制的に並進加振させ、一翼振動法により翼列の非定常空力特性を取得する。流入マッハ数は0.5とし、インシデンスと加振周波数を変化させて振動翼列実験を行った。

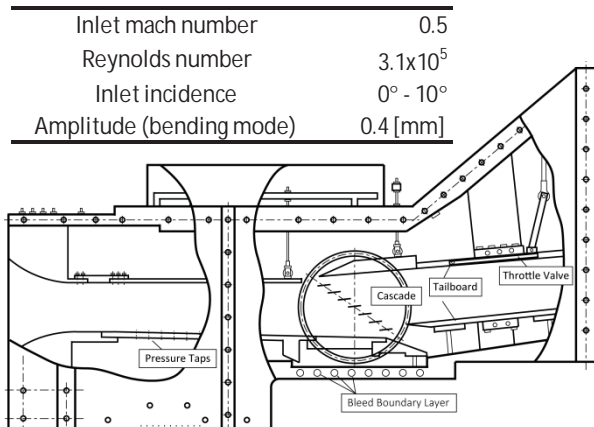


Fig.1 Schematic of wind tunnel

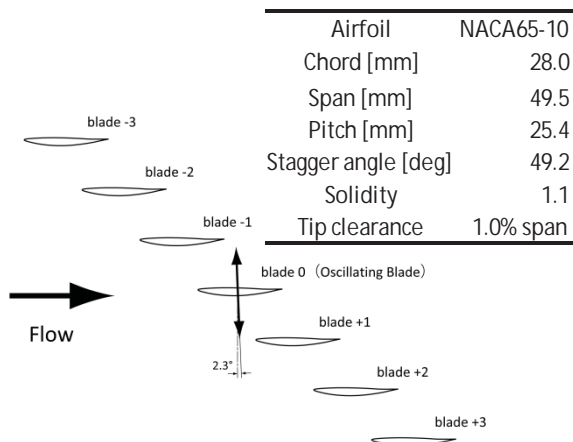


Fig.2 Test cascade

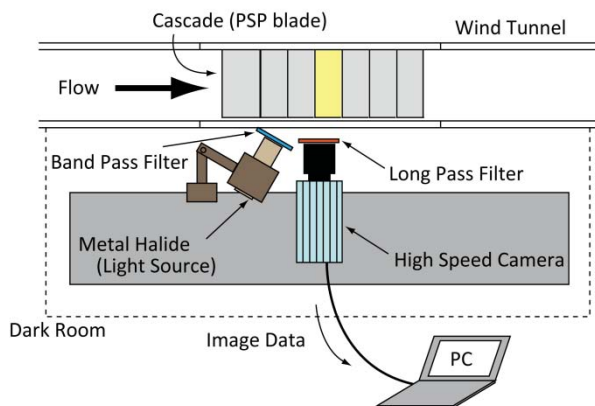


Fig.3 Schematic of PSP measurement

3. 計測手法

3.1 感圧塗料計測概要

感圧塗料は発光色素の発光特性が酸素分子による消光作用により変化することを利用した計測法である。発光色素は特定の波長の光を受けると励起され、それが元の基底状態に戻る際に発光する。その際、周囲の酸素分子と反応すると発光を伴わず基底状態に戻る（消光作用）。よって発光色素の発光強度は周囲の酸素分子の数に応じて変化する特性があり、圧力が高いところでは消光作用が促進され、結果として発光強度は小さくなる⁷⁾。この発光強度を計測することで翼面上の圧力分布を求めることができる。

感圧塗料の問題点は計測精度と時間応答性である。感圧塗料の誤差要因の一つとして温度依存性があげられるが、本研究の系では温度分布は大きく無く、その計測結果への影響は小さいことが確認されている。時間応答性については陽極酸化アルミニウムをバインダとして使用した感圧塗料(Anodized Aluminum PSP, AA-PSP)を用いているため、数十 μ s オーダーの時間応答性をもち⁸⁾、本研究における加振周波数の最大値100Hzに対しては十分である。

発光色素には $[\text{Ru}(\text{dpp})_3]^{2+}$ を用いた。この色素は励起波長(460nm前後)と発光波長(615nm前後)が十分離れており、酸素との反応性に優れる特徴がある。陽極酸化処理を施すことで翼表面に陽極酸化被膜を形成し、それを発光色素を溶かしたジクロロメタンに浸漬することで発光色素が翼表面に保持され、感圧塗料塗布翼(PSP翼)が作成される。

Fig.3に感圧塗料計測のシステム図を示す。励起光源にはメタルハライド光源(Sumita Optical Glass, Inc., LS-M210)を使用した。励起波長周辺の光のみを翼に照射するため、光源の前にはバンドパスフィルタ(朝日分光, 透過波長: $460\text{nm} \pm 50\text{nm}$)を設置した。また発光画像の撮影には高速度カメラ(Photron, FASTCAM-APXRS)を使用した。感圧塗料は励起波長よりも発光波長のほうが長いので、カメラ前に短波長カットフィルタ(朝日分光, 透過波長: 550nm)を設置し、感圧塗料の発光のみを撮影した。周囲を暗幕で覆うことで計測以外の光は排除した。計測は発光強度、被写界深度といったバランスを考慮し、1000fps、シャッター速度 $1/\text{frame}$ [s]、絞り値2.8で行い、通風時、無風時それぞれ1秒間の計測を行う。実験では0番翼を加振させない状態での定常圧力分布計測と、0番翼を並進加振させた非定常圧力分布計測の2通りを行った。

3.2 画像処理手順

撮影した画像から圧力分布を算出するまでの処理手順を Fig.4 に示す。感圧塗料計測で圧力分布を求めるには、翼面上各点での発光強度比を使用するため、通風時と無

風時の画像が必要である。しかし通風時は空気力により翼がわずかに変形してしまうため、撮影画像をそのまま除算すると翼位置が一致せず、正しい圧力分布を算出できない。そのため、座標変換の一種であるアフィン変換を使用して、翼を同じ100x200 pixelの長方形に変換する。その後空間ノイズ低減のために自身及び周囲の点で重み付きの空間フィルタをかけ、各ピクセルで除算を行って発光強度比を算出する。感圧塗料の発光強度比と圧力には(1)式(Stern-Volmer 関係式)の関係がある。

$$\frac{P}{P_{ref}} = C_0 + C_1 \frac{I_{ref}}{I} \quad (1)$$

P , I はそれぞれ圧力と発光強度、添字 ref は無風時を表す。較正係数 C_0 , C_1 は *in-situ method* を用いて算出する。この方法では計測翼に静圧孔を設け、その静圧孔で計測した圧力と静圧孔位置の発光強度比が(1)式の関係を満たすよう較正係数を求める。本研究では PSP 翼に静圧孔を設けることが困難であったため、静圧孔圧力計測と PSP 計測は別々に行っている。得られた較正係数と(1)式を用いて、翼面上各点の発光強度比を圧力に変換し、翼面上圧力分布が得られる。

4. 実験結果及び考察

4.1 定常圧力分布計測

0 番翼を加振させない定常圧力分布計測では、1 秒間 1000 枚の画像を通風時、無風時それぞれ平均化することでノイズ低減を図った。平均化した画像を用いて、Fig.4 の手順にそって圧力分布を算出した。

Fig.5 はミッドスパン位置における感圧塗料計測結果と静圧孔圧力計測結果の比較である。両結果はよく一致しており、感圧塗料計測でコード方向の圧力分布を正しく計測できていることがわかる。本研究では *in-situ method* を用いた発光強度-圧力較正を行っているため、この結果は *in-situ method* によるフィッティング誤差が小さいことを表している。

Fig.6 は感圧塗料計測から得た翼面上定常圧力分布である。コンターの左側が前縁、下側は翼根である。翼面上の圧力分布を算出することができ、インシデンス 8° の背側では前縁からコード方向に沿って圧力回復していく様子が得られている。また等圧線の密な圧力勾配の大きい領域が、インシデンス 0° 背側の 90% コード位置や、インシデンス 8° の前縁部で確認できた。これらの高い圧力勾配領域では、わずかな流れ場の変化であっても比較的大きな圧力変動を引き起こす原因となりうる。

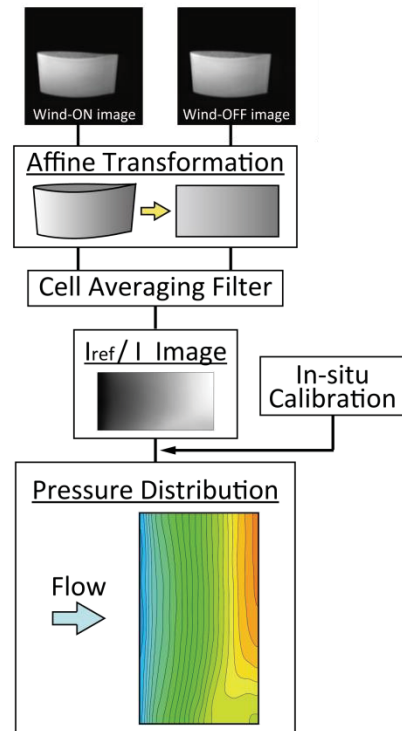
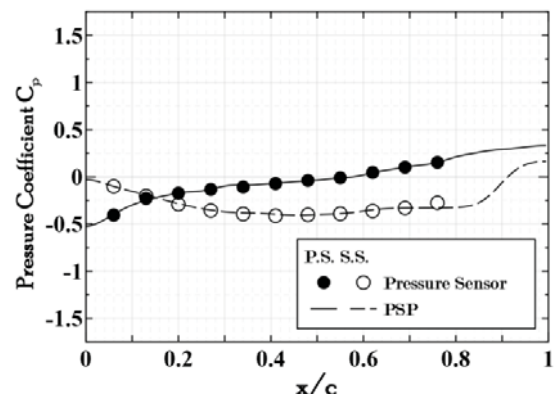
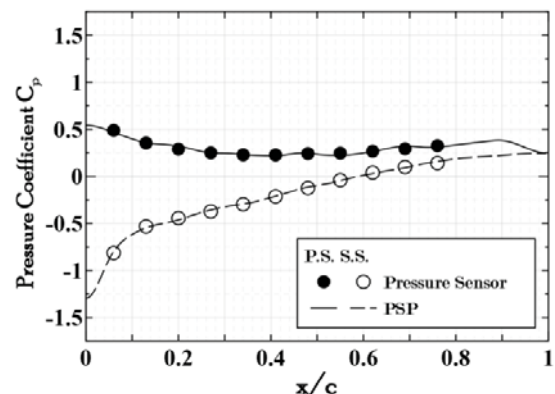


Fig.4 Data processing for PSP measurement



(a) $i = 0$



(b) $i = 8$

Fig.5 C_p distribution at midspan

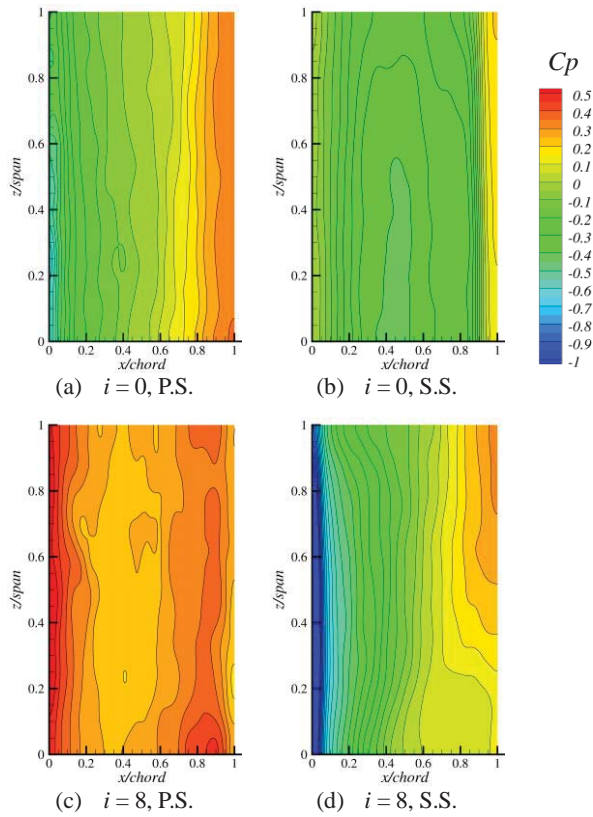


Fig.6 C_p distribution measured by PSP

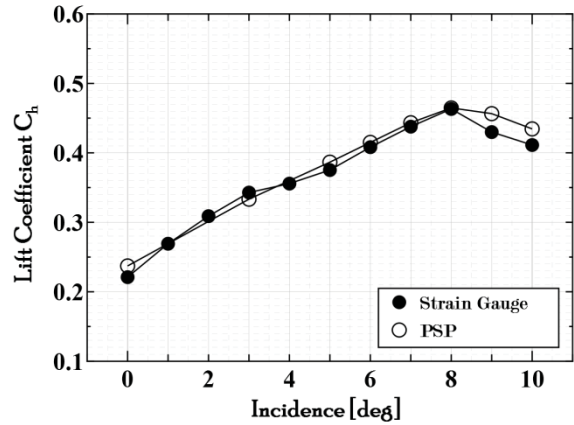


Fig.8 Aerodynamic force measured by PSP and strain gauge

Fig.7 にオイルフローによる翼面上流れ場の可視化結果を示す。図の左側が前縁、下側は翼根である。翼面上に停滞したオイル溜まりが流れの剥離領域を表しており、その再付着線を図に点線で示した。インシデンス 0° の腹側を除いて流れの剥離が見られる。Fig.7 (d) に示すようにインシデンス 8° の背側翼根部ではコーナー剥離が大きく成長している様子がわかる。ここで感圧塗料計測結果の Fig.6 (d) を見てみると、インシデンス 8° の背側ではオイルフロー結果からコーナー剥離が確認できた領域で圧力が一定となっており、他の結果と比べてスパン方向圧力分布の一様性が乱されている。

感圧塗料計測で得た圧力分布を翼面上で積分すれば、翼に作用する空気力を算出できる。Fig.8 にひずみゲージで計測した空気力と感圧塗料計測から算出した空気力の比較を示す。両者の結果はよく一致しており、インシデンスの増加に伴って空気力が増加していく様子、及びインシデンス 8° で空気力が最大になり、その後減少に転じる様子が精度よく捉えられている。インシデンス 10° では完全に失速状態に陥っていると思われる。この結果から、定常流れ場において感圧塗料は十分な計測精度を持ち、翼面上圧力分布を計測するのに有効な手段であると結論づけられる。

4.2 非定常圧力分布計測

0 番翼を並進加振させ、0 番翼と、隣接する ± 1 番翼の非定常圧力分布を感圧塗料により計測した。ここでは 60Hz で加振した際の結果について示す。このときの半翼弦長基準の無次元振動数 k は 0.0315 である。

非定常計測では加振変位の位相が 0° のとき、高速度カメラに撮影開始トリガを入力し、そこから 1 秒間の撮影を行った。通風時、無風時ともに上記の手法で撮影することで、各位相の画像が通風時、無風時のそれぞれで取得できる。同位相の画像を一組とし、Fig.4 の手順に沿って画像処理を行うことにより、翼面上圧力分布の 1 秒間の履歴を求めた。この圧力履歴に加振周波数でフーリエ変換を施すことにより、加振周波数成分の変動を求め

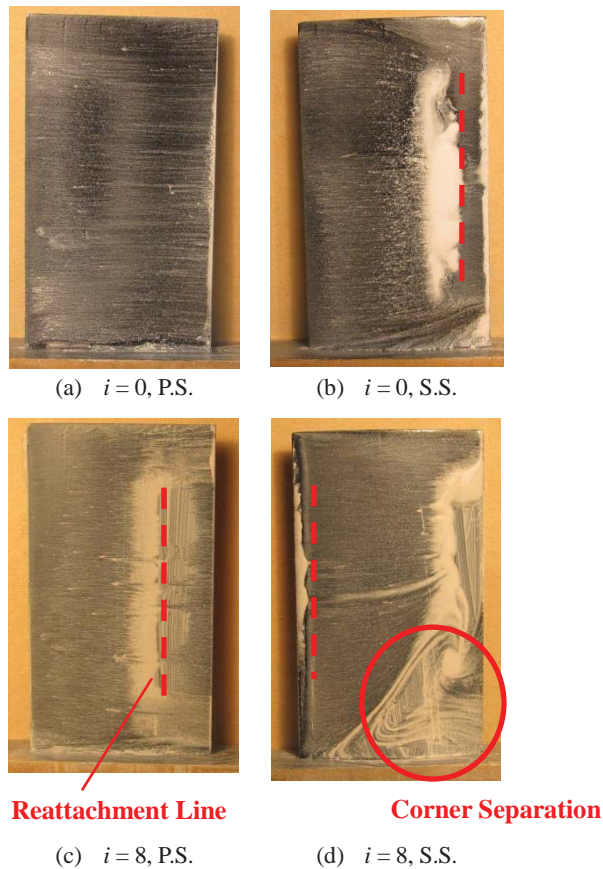


Fig.7 The results of oil flow visualization

た。非定常圧力は(2)式のように実部(Re)と虚部(Im)で表示する。

$$C_p(t) = \{C_p(Re) + i C_p(Im)\}e^{i\omega t} \quad (2)$$

Fig.9 に変動がはっきりと表れた+1 番翼腹側の計測結果を示す。実部、虚部ともに変動が表れており、いずれのインシデンスにおいても前縁部に大きな変動が表れている。前縁部は圧力勾配が大きい領域であるため、加振の影響を受けてわずかに流れ場が変化しただけでも、大きな圧力変動として現れてしまう。よってこの領域の圧力変動はその影響であると考えられる。またインシデンスが大きいほど圧力変動領域は広がっているようである。インシデンス 0° では 60%コード位置でも変動が確認できるが、詳細についてはまだ明らかになっていない。

Fig.10は感圧塗料と Kulite 圧力センサにより計測した、ミッドスパンにおける非定常圧力分布の比較である。変動がよりはっきり現れた実部について示す。感圧塗料計測結果は概ね Kulite 圧力センサと一致しており、翼面上非定常圧力分布を捉えられていると思われる。

計測した翼面上圧力分布を積分して得られた空気力の時間履歴にフーリエ変換を施すと、非定常空気力の加振周波数成分を求めることができる。ひずみゲージで計測した非定常空気力と比較したものを Fig.11 に示す。非定常空気力は振幅および加振翼変位との位相差で表している。実線がひずみゲージ、破線が感圧塗料による計測結果を表している。両者の結果は加振翼前後に位置する±1 番翼においては-1 番翼の位相を除いて概ね一致した結果となった。-1 番翼は加振翼の上流側に位置するため、誘起される非定常空気力は小さい。このため計測された位相の結果はばらつきが大きい。翼列の非定常空気特性を捉えるにあたってはほとんど影響を持たないことが従来の研究により知られている。以上から非加振翼の±1 番翼については感圧塗料を用いて非定常空気力が有効に計測できていると考えられる。一方、加振翼である 0 番翼については両者の結果は一致せず、感圧塗料計測の精度にまだ課題があると思われる。加振翼は計測対象が運動しているため、非加振翼と比べて計測は難しく誤差要因が多い。また並進加振によって誘起される圧力変動は渡辺ら⁶⁾が行ったねじり加振に比べると 1/10 程度とかなり小さく、信号が誤差に埋もれてしまった可能性が考えられる。

加振翼での感圧塗料計測の困難な要因として、計測対象が動いていることがあげられる。本研究では撮影画像から翼部分を取り出しアフィン変換を施している。各時刻でこの処理にずれが生じると厳密に翼面上の同じ点でフーリエ解析ができないため、誤差になりうると考えられる。また加振により画像内の翼位置にずれが生じることも誤差要因のひとつである。加振による画像内の翼位

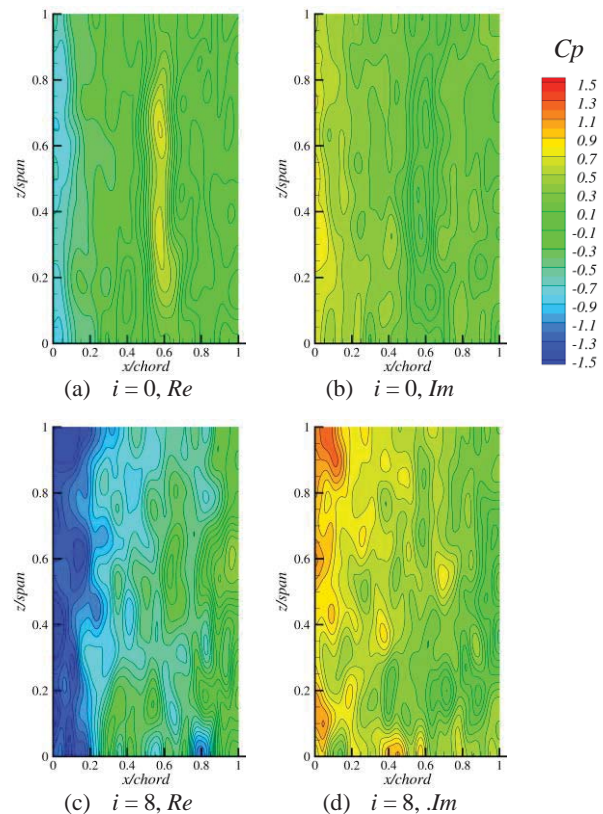


Fig.9 Unsteady C_p distribution measured by PSP (blade +1, P.S., $k = 0.0315$)

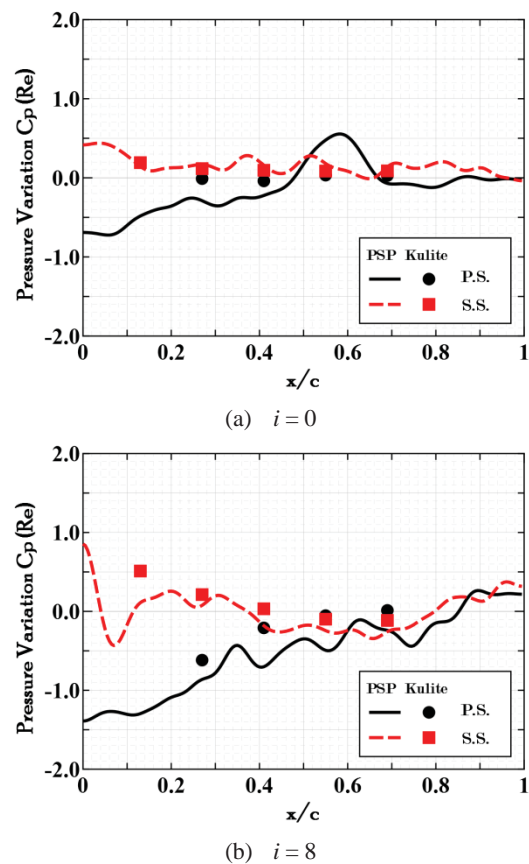
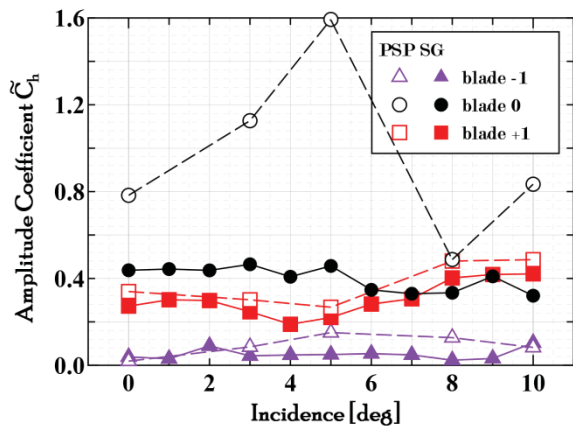
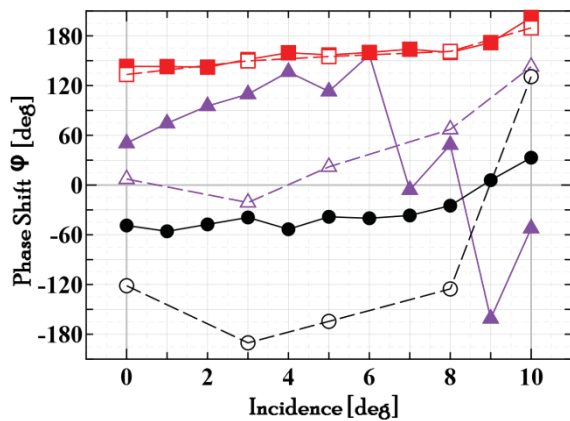


Fig.10 $C_p(Re)$ distribution at midspan (blade +1, $k = 0.0315$)



(a) Amplitude coefficient



(b) Phase shift

Fig.11 Unsteady aerodynamic force measured by PSP and strain gauge ($k = 0.0315$)

置のぶれを抑えるにはより速いシャッター速度が必要であるが、露光時間が短くなってしまうため十分な発光強度が得られない。そのため強い励起光源があれば計測精度を改善できる可能性がある。

以上より、画像処理精度の向上や強い励起光源の使用により、加振翼での計測精度も向上する可能性があると考えられる。

5. 結論

本研究では、感圧塗料計測から得られた圧力分布から流れ場の考察を行い、また圧力トランスデューサーやひずみゲージ計測との比較を通して感圧塗料の計測信頼性を評価した。結論は以下のようにまとめられる。

- (1) 感圧塗料により翼面上の定常圧力分布を精度よく計測できた。翼列実験で詳細な翼面定常圧力分布を取得するのに感圧塗料計測は有効な手段であると言える。
- (2) 振動翼により周囲の非振動翼に誘起される非定常圧力分布は、感圧塗料により十分な精度で計測できることが分かった。しかし加振翼自身に生じる非定

常圧力の計測精度には課題がある。今後、画像処理精度の向上や強い励起光源の使用により、計測精度が向上する可能性がある。

- (3) 翼面上の非定常圧力分布計測を通して、翼面上で大きな圧力変動が生じる領域を確認できた。境界層の剥離はそのような圧力変動に支配的な影響を与えていると思われるが、詳細な流れ場は今後の実験で明らかにしていく計画である。

6. 謝辞

本研究には経済産業省資源エネルギー庁からエネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝する。

参考文献

- 1) 渡辺紀徳：翼列フラッター・空力弾性問題に関する研究の動向，日本ガスタービン学会誌，Vol.39, No.2 (2011)，pp.75-83.
- 2) Buffum, D.H., Capece, V.R., King, A.J. and EL-Aini, Y.M. : Oscillating Cascade Aerodynamics at Large Mean Incidence, NASA Technical Memorandum 107247, (1996).
- 3) Vogt, D.M. and Fransson, T.H. : EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF MODE SHAPE SENSITIVITY OF AN OSCILLATING LPT CASCADE AT DESIGN AND OFF-DESIGN CONDITIONS, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-91196.
- 4) Nakakita, K. and Asai, K. : Pressure-Sensitive Paint Application to a Wing-Body Model in a Hypersonic Shock Tunnel, AIAA paper 2002-2911, (2002).
- 5) Gregory, J.W. : POROUS PRESSURE-SENSITIVE PAINT FOR MEASUREMENT OF UNSTEADY PRESSURES IN TURBOMACHINERY, AIAA paper 2004-0294, (2004).
- 6) 渡辺浩史, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 鷗沢聖治, 井上智博, 高橋康雄, 武田洋樹：感圧塗料を用いたねじり振動翼列に生じる非定常空気力の計測，第41回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，(2013)，pp.177-182.
- 7) Liu, T. and Sullivan, J.P. : Pressure and Temperature Sensitive Paint, Springer, (2005).
- 8) Sakaue, H. and Sullivan, J. P. : Fast Response Time Characteristics of Anodized Aluminum Pressure Sensitive Paint, AIAA paper 2000-0506, (2000).

気流中に放出する水膜流の流動と分裂形態の関係

*松崎 悠（東北大院），中野 晋，竹田 陽一（東北大）

Relationships between flow and breakup patterns of water film splashed into air flow

*Yu MATSUZAKI, Susumu NAKANO, Youichi TAKEDA(Tohoku Univ.),

ABSTRACT

In low pressure stages of steam turbines, steam flow gets wet and generates fine droplets by nonequilibrium condensation. These droplets are attached on stationary blades and form a water film. The water film breaks up at the edge of the blade and generates coarse droplets which cause erosion on rotational blades. This research is a fundamental study to find the mechanism of coarse droplets generation from the water film under an air flow. In our previous experiment, it was cleared that the breakup patterns of the water film are classified based on Mach number and Relative Weber number. Wave patterns of the water film are also affected by Mach number of the air flow due to the Rayleigh-Taylor instability. This paper shows relationships between breakup patterns and wave patterns of the water film from photographs taken by a high-speed camera.

Key words: Water film, Droplet, Low pressure turbine, Steam turbine High-speed camera

1. はじめに

蒸気タービンの高出力・高効率化のためには長翼化が有効である。排出蒸気の運動エネルギーを低減でき、また供給蒸気量の増加によりタービン車室数の低減が可能になる等の利点がある。一方蒸気タービンの低圧段においては蒸気が湿り領域に入るため、非平衡凝縮により蒸気流中に微細水滴が生じる。この水滴は静翼上に付着して水膜を形成する。この水膜流は静翼後縁から飛散し、翼下流域で粗大水滴を発生する。この粗大水滴径は非平衡凝縮によって発生した水滴径よりも大きく、飛散速度は蒸気流に比べて著しく低速になるため、下流の動翼周速とほぼ等しい相対速度で衝突し、結果として効率低下や動翼表面のエロージョンの原因となる¹⁾。これら問題の解決には水膜が分裂し粗大水滴が発生するメカニズムの解明が必要である。筆者らはその基礎試験として、平行気流中に設置された平板上に生成した水膜が分裂飛散する様子を高速度カメラで撮影し、水膜の分裂はいくつかの特徴的な形態に分類できること、それらの分裂形態がマッハ数及び相対ウェーバ数を指標とするマップ上に分類できることを明らかにした²⁾。

水膜分裂形態と同様に、平板上の水膜流の流動形態も気流の影響を受ける。気流速度が高速になるに従い Rayleigh-Taylor 不安定性による波動が表れるようになる。本研究では、平板上の水膜流の流動状態を観測し、水膜流の流動状態の変化が水膜分裂形態に及ぼす影響を明らかにすることを目的とする。

2. 記号の説明

C_f : 摩擦係数 [-]

g : 重力加速度 [m/s²]
 L : 水膜幅 [m]
 M : マッハ数 [-]
 Q : 流量 [m³/s]
 s : スリット幅 [mm]
 t : 時間 [s]または[ms]
 U_0 : 流路高さ方向中央の空気流速 [m/s]
 u : 流速 [m/s]
 We_{cr} : 臨界ウェーバ数 [-]
 We_{rel} : 相対ウェーバ数 [-]
 y : テストセクション流路高さ方向座標 [m]
 y_h : テストセクション流路高さ [m]
 Δy : 水膜厚さ [m]
 z : テストセクション流路スパン方向座標 [m]
 Z_h : テストセクション流路幅 [m]
 μ : 粘性係数 [Pa · s]
 ρ : 密度 [kg/m³]
 σ : 表面張力 [N/m]
 添え字
 a : 空気
 w : 水

3. 実験装置と実験方法

3.1 対象とする流れ場

対象とする流れ場は、実機低圧蒸気タービンの下流段の条件であり、圧力 20kPa 程度の湿り蒸気流である。実験は、気流条件と水膜条件の設定の容易さから、空気流と水の供給によって実施するが、実験条件が実機と同等となるよう、無次元パラメータとしてレイノルズ数と、水滴の臨界ウェーバ数が同等になるようにした。レイノルズ数に関しては、翼のコード長を代表長さにとると、実

機では約 $10^5 \sim 10^6$ の範囲にあるため、実験装置では、水膜の平板上の流動長さを代表長さにとったレイノルズ数が 10^5 の後半域まで到達できる必要がある。また、Moore³⁾らが提唱する蒸気タービン低圧段での液滴の臨界ウェーバ数 20 を実現するためには気流速度 115 m/s が必要になる。以上のレイノルズ数と臨界ウェーバ数を考慮して、気流速度は 130 m/s まで供給できるようにした。

3.2 実験装置

水膜分離実験に用いた実験装置の概略を図 1⁴⁾に示す。

3.2.1 給気系

本実験では常温常圧の空気流を用いて気流下の水膜流動状態を観察する。本装置の給気系は、テストセクションに空気を送風するブロワ(日立ボルトテックスブロワ VB-080-E2)、ブロワからの空気を一部大気排出してテストセクションへの空気流量を調節するバイパス流路、その空気流量を調整するための流量調整バルブ、テストセクションへの空気流量を計測する流量計(東京計装ミニサーマルフローメータ TF-2251N-351-4F80)、助走ダクト、テストセクション、及び水と空気を分離する排気室で構成されている。助走ダクト上流までは、圧力損失を低減するため直径 80mm の配管を用いた。

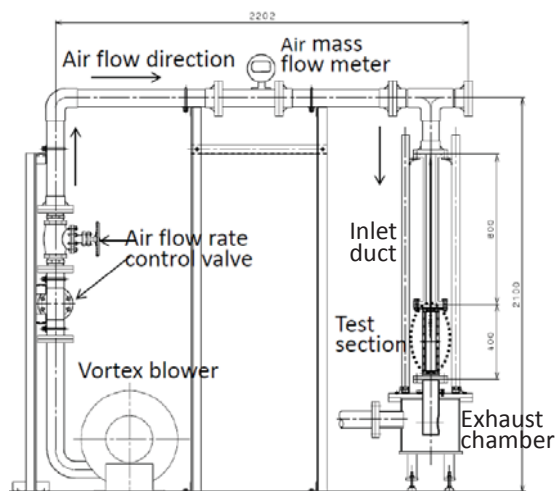


Fig.1 Experimental apparatus

3.2.2 給水系

本装置の供給水は水道水を用いている。供給水は流量監視用コリオリ型微小流量計(オパール CoriMate II CR003)を経由し、中央分離内部を通して中央分離壁片面に施された給水スリットから流出する。

3.2.3 助走ダクト及びテストセクション

助走ダクトとテストセクションは空気流量計下流に設けた T 字管から鉛直方向に設置されている。助走ダクトとテストセクション部のカット図を図 2 に示す。助走ダクトからテストセクションにかけて、流路は厚さ 10 mm の中央分離壁によって 2 分割されている。テストセクションでの流速分布の推定を容易にするため、テストセクションで流路断面全域が発達した乱流境界層になるよう、助走ダクトは流路断面(20×20 mm)高さの 40 倍の距離を

有する。図 2 に示すようにテストセクション部は軸方向に 400 mm の長さを有し、助走ダクトとはフランジで結合される。フランジ接合面から 200 mm の長さで中央分離壁が設置され、中央分離壁によって分割された流路を流れてきた空気は中央分離壁の端部で合流する。水はフランジ接合面から鉛直方向 100 mm の位置にスリットを設け、ここから中央分離壁面の片側に供給される。図 2 に示すようにスリットは流路幅方向の中心部に位置し、流路幅方向長さ 10 mm を有する。供給水は、空気の流れ方向に沿い、重力加速度方向に流れる。なお、中央分離壁の端部の断面はくさび形状とし、その傾きは Hammit⁵⁾らの実験に用いられた分離板と同等のくさび角 9.00°とし、端部の厚みは実機蒸気タービン翼後縁厚みと同等の 0.3 mm とした。

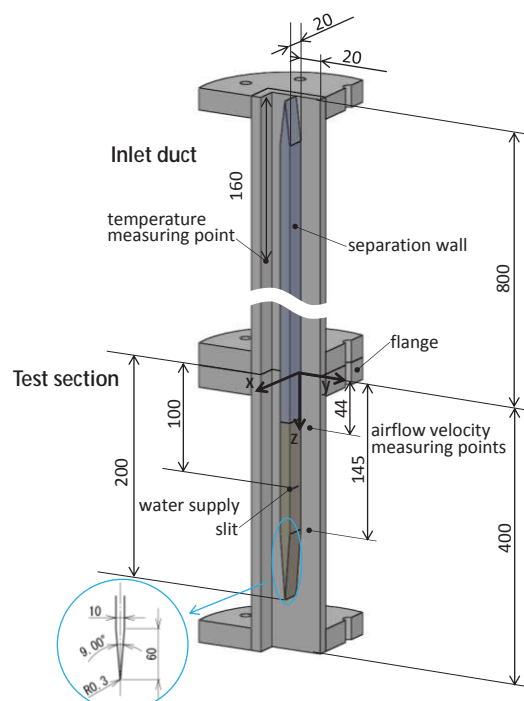


Fig.2 Cut model of inlet duct and test section (unit: mm)

3.3 試験方法

3.3.1 高速度カメラによる水膜流動状態の観察

水膜流動の撮影には高速度カメラ(Photron FASTCAM-SA/MC2.1)を用いた。撮影位置は図 3 に示す通り、給水スリットから下流方向 15~40 mm の範囲を撮影した。今回の実験では、後述するレーザ変位計による水膜厚さの計測を試みるため、水膜観測位置は、中央分離壁の表面がテストセクション上壁面に平行となる厚さ 10 mm の部位とした。撮影方向は中央分離壁面正面(XZ 面)を撮影面とした。照明はカメラと同方向から照射するフロントライト方式を用い、壁面及び水膜からの反射光を撮影した。カメラの撮影速度は 5000 fps、シャッター速度は 1/50000 秒とした。撮影面は約 23×23 mm の範囲であり、撮影ピクセル数は 1024×1024 であるため、空間分解能は 1 ピクセルあたり約 22 μm である。

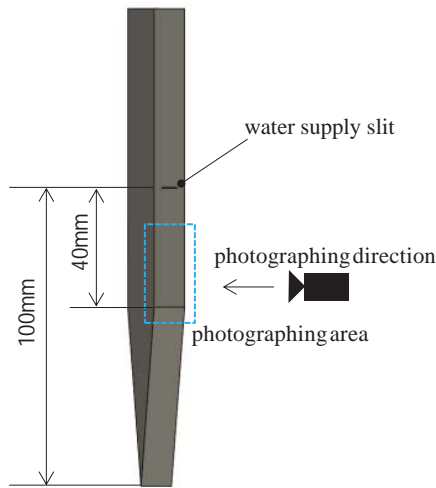


Fig.3 Photographing area

3.3.2 レーザ変位計による水膜上波動の計測

高速度カメラによる撮影では得られない水膜の厚さ方向(Y方向)の変位の計測のため、レーザ変位計(KEYENCE LK-G35)の適用を試みた。図4にレーザ変位計の概略を示す。投光レンズを通して照射されたレーザ光は測定対象物表面で拡散反射する。その反射光の一部は集光レンズを通して受光素子上にスポットを結ぶ。対象物の移動に伴いスポットも移動するため、その位置を検出することにより変位量を計測するものである。透明体を計測する場合、透明体の2つの界面までの距離をそれぞれ計測することで、その厚さを計測している。

本実験では、厚さ方向の分解能を0.1 μm、サンプリング間隔を50 μ秒として計測した。

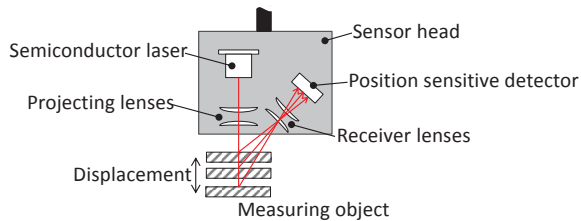


Fig.4 Schematic of a laser displacement sensor

3.4 実験条件

実験条件は先行研究において水膜分裂形態の撮影を行った条件に則し、給水スリット幅、給水流量、空気流量を表1の通り変化させた。ここで、給水スリット幅と給水流量の組合せは、2者の比が一定となるような3パターンを採用した。これは、スリットから流出する水膜の初期流速を統一するためである。

Table 1 Experimental conditions

width of water supply slit		0.1 [mm]	0.2 [mm]	0.4 [mm]
water flow rate		0.29 [$\times 10^3$ m ³ /s]	0.58 [$\times 10^3$ m ³ /s]	1.17 [$\times 10^3$ m ³ /s]
Air flow rate (Airflow velocity)	16.7~33.3 [$\times 10^3$ m ³ /s] (27.2~49.9 [m/s])	every 2.8 [$\times 10^3$ m ³ /s] 7cases		
	33.3~55.6 [$\times 10^3$ m ³ /s] (54.4~81.6 [m/s])	every 5.6 [$\times 10^3$ m ³ /s] 4cases		
	55.6~77.8 [$\times 10^3$ m ³ /s] (90.7~127 [m/s])	every 11.1 [$\times 10^3$ m ³ /s] 2cases		

4. 水膜の分裂形態マップ

4.1 相対ウェーバ数

本研究及び先行研究においては、式(1)によって定義される相対ウェーバ数を水膜流分類の指標としている。これは水膜分裂に影響を及ぼす水膜のパラメータである水膜流量、水膜流速、及び水膜厚さを、それぞれ単独に変化させることができないためである。

$$We_{rel} = \frac{\Delta y \rho_a (u_a - u_w)^2}{2\sigma} \quad (1)$$

この相対ウェーバ数の算出において、空気の密度 ρ_a 及び水の表面張力 σ は、物性値表より算出した。先行研究では、水膜厚さ Δy と水膜流速 u_w は簡易的な計算による推定を行った。壁面を落下する水膜の運動は、水膜の平均流速を u_w として、水膜の微小体積に作用する力の釣り合いから以下の式(2)で表される。

$$\frac{du_w}{dt} = g + \frac{\mu_a}{\rho_w \Delta y} \frac{du_a}{dy} - \frac{1}{2} C_f \frac{u_w^2}{\Delta y} \quad (2)$$

$$\Delta y = \frac{Q_w}{u_w L} \quad (3)$$

ここで、式(2)の摩擦係数 C_f は、水膜の流れた距離を代表長さとするレイノルズ数が 5×10^5 未満では平板上層流境界層に対するブラジウスの厳密解⁶⁾を用い、 5×10^5 以上では乱流境界層の摩擦係数⁶⁾を用いた。水膜流量、水膜流速、水膜厚さ、及び水膜幅の関係式(3)から、水膜幅の計測値を用いれば水膜厚さを推定できる。

4.2 分裂形態マップ

先行研究において算出したマッハ数、相対ウェーバ数と、観察された水膜分裂形態の関係をまとめた水膜分裂形態マップを図5に示す。

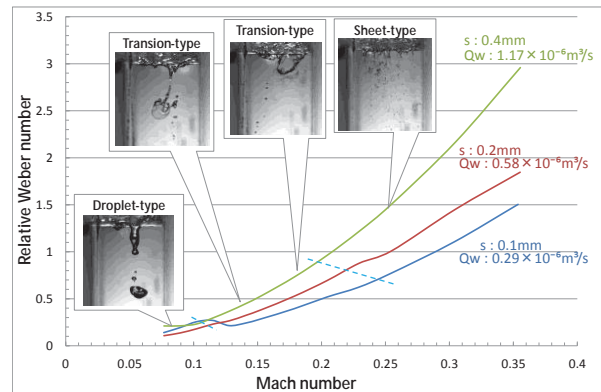


Fig.5 Breakup pattern map of water film

マッハ数の小さい領域においては単独水滴が周期的に滴下する滴状分裂のみが観察される。マッハ数の上昇に伴い、水膜が紐状に引き伸ばされてちぎれる紐状分裂、紐状の先端から水膜が瞬間的に広がる投げ網状分裂といった遷移的な分裂が表れる。さらにマッハ数が増加すると、水膜がその膜形状を保ったまま空中に引きずり出されてから分裂する膜状分裂が表れる。マッハ数の上昇に伴い、滴状分裂のみが観察される領域、複数種類の分裂形態が観察される遷移的な領域、膜状分裂のみの領域へと遷移する。また、マッハ数が同一で

あっても、水膜の相対ウェーバ数が上昇すると、分裂形態が次の状態に遷移することが明らかになっている。

5. 実験結果

5.1 水膜流動状態の撮影結果

以下に、給水スリット幅 0.4 mm、給水流量 $1.17 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の撮影結果を示す。

5.1.1 主流空気流速 27.2 m/s

図 6 に撮影結果を示す。また図 7 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。図 6 以降の各写真では、同一の波頭または水塊を矢印で示してある。図 6 の写真では Rayleigh-Taylor 不安定性により生じた波頭が明瞭に確認できる。この条件において、波は幅方向に単一で、ほぼ一定の間隔で生じており、個々の波頭の位相速度もほぼ等しい。中央分離壁端から流路空間に垂下した水柱の水塊への分裂は、平板上を流れる水波の波頭の到達によってもたらされるじょう乱によって引き起こされると考えられるが、その分裂の周期は水波の 1 周期よりも長く、数個の水波の到達後に分裂が発生する。この分裂の周期は水波の周期の他に、中央分離壁端での保水量も関係するため、端部厚みも影響すると思われる。

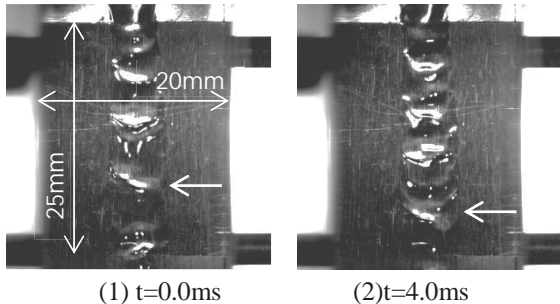


Fig.6 Photographs of wave flow conditions ($U_0=27.2 \text{ m/s}$)

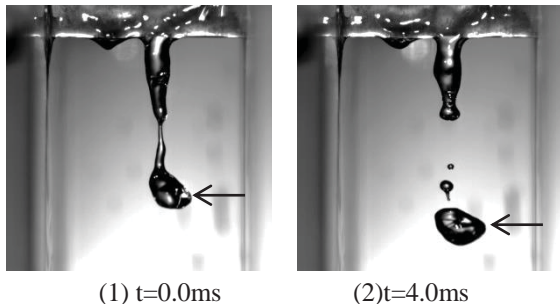


Fig.7 Photographs of water film breakup ($U_0=27.2 \text{ m/s}$)

5.1.2 主流空気流速 31.7 m/s

図 8 に撮影結果を示す。また図 9 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。主流空気流速 27.2 m/s の場合と比較し、波頭の位相速度が上昇している他、個々の波の間隔が一定しなくなっていることが分かる。波形に不均一性が表れるとともに、水膜の分裂形態も滴状から紐状分裂、そしてさらに複雑な投げ網状分裂が表れてくる。

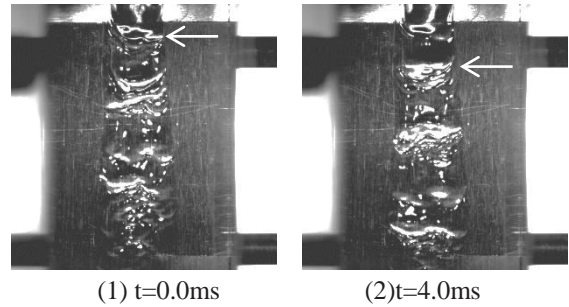


Fig.8 Photographs of wave flow conditions ($U_0=31.7 \text{ m/s}$)

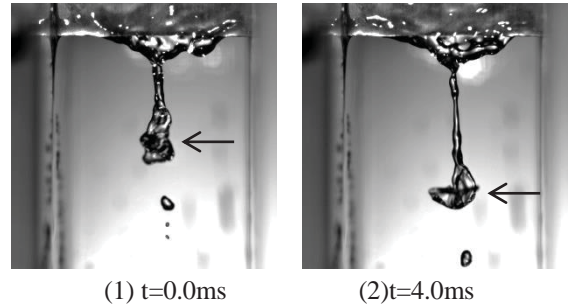


Fig.9 Photographs of water film breakup ($U_0=31.7 \text{ m/s}$)

5.1.3 主流空気流速 40.8 m/s

図 10 に撮影結果を示す。また図 11 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。

個々の波頭の幅方向の状態に着目すると、これより低速の領域で見られた水膜幅いっぱい広がる大きな波のみならず、図中に丸で示すような比較的小さな波が見られるようになり、幅方向に単一の波の形成が崩れてくる。さらに、大きな波頭の中にさらに細かい乱れが見られるようになる。また図 11 に示す通り、水膜の分裂形態は、水膜の先端に枝分かれが表れ始め、紐状または投げ網状の分裂が複数の枝から生じるようになる。

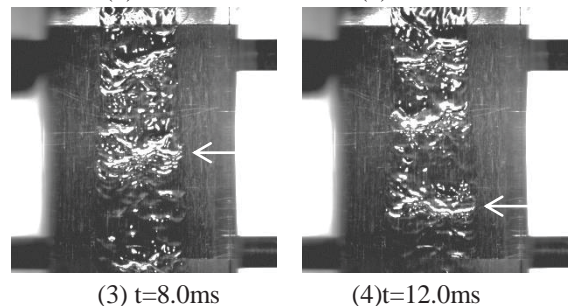
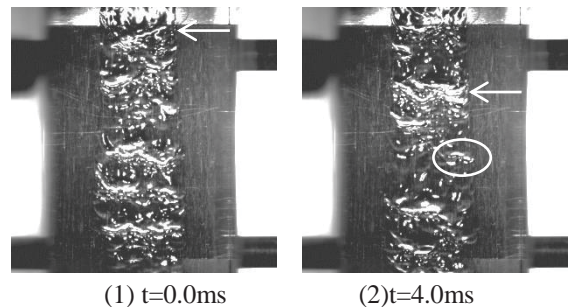


Fig.10 Photographs of wave flow conditions ($U_0=40.8 \text{ m/s}$)

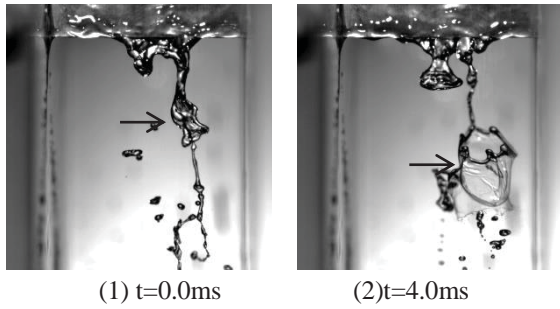


Fig.11 Photographs of water film breakup
($U_0=40.8$ m/s)

5.1.4 主流空気流速 63.5 m/s

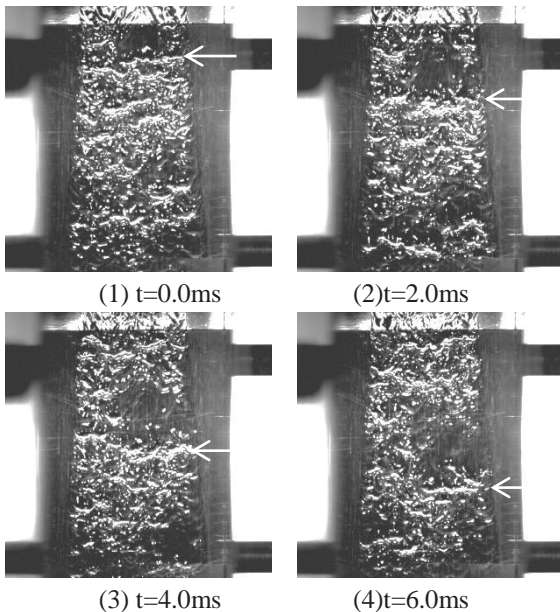


Fig.12 Photographs of wave flow conditions
($U_0=63.5$ m/s)

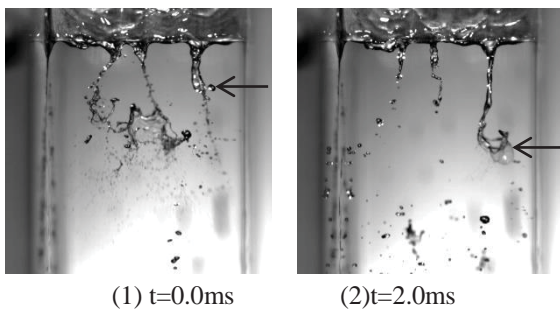


Fig.13 Photographs of water film breakup
($U_0=63.5$ m/s)

図 12 に撮影結果を示す。また図 13 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。波頭の位相速度がさらに速くなるため、図 12 以降は写真の時間間隔を 2 ms 毎としてある。

空気流速が中間程度のこの領域においては、低速域で見られる等間隔の大きな波頭が少なくなり、水膜幅方向に広がるうろこ状の細かい波頭が目立つようになる。他方、大きな波の後方には細かい乱れがない部分が見られ、局所的に水膜が薄くなり波頭の立たない領域が確認できる。また図 13 から、水膜先端の分枝がさらに顕著になっているこ

とが分かる。この領域においても、水膜の分裂の周期は、うろこ状の波頭の周期と比較して長い。

5.1.5 主流空気流速 81.6 m/s

図 14 に撮影結果を示す。また図 15 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。波頭の位相速度がさらに速くなるため、図 14 以降は写真の時間間隔を 1 ms 毎としてある。

水膜上の波頭はうろこ状のものが主となり、低速領域で見られた大きな波頭はほとんど確認できなくなる。また図 15 に示す通り水膜先端の分枝はさらに増加する。この領域においても水膜の分裂の周期は、うろこ状の波頭の周期と比較して長い。

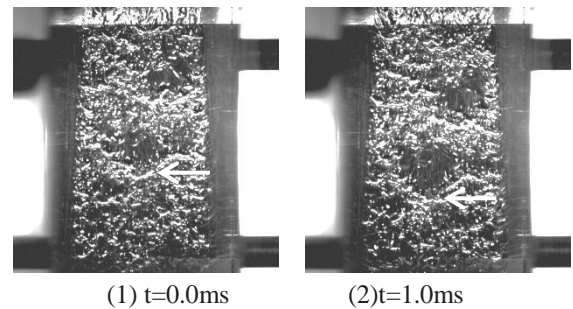


Fig.14 Photographs of wave flow conditions
($U_0=81.6$ m/s)

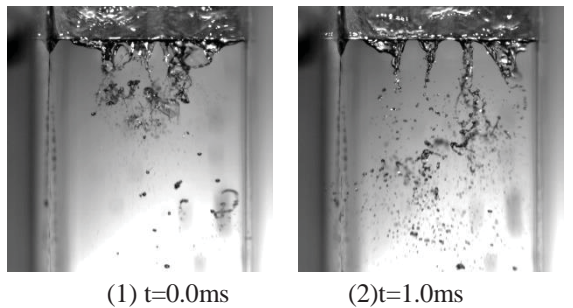


Fig.15 Photographs of water film breakup
($U_0=81.6$ m/s)

5.1.6 主流空気流速 127 m/s

図 16 に撮影結果を示す。また図 17 に同一条件下の中央分離壁下端における水膜の分裂形態を示す。水膜上の波頭はうろこ状のもののみとなり、個々の波頭の移動を画像から追跡することは困難となる。図 17 に示す通り水膜先端の分枝もさらに細分化し、個々の枝も短くなる。水膜幅方向のうろこ状水波の増加と、水膜先端の分枝の細分化には相関が見られる。

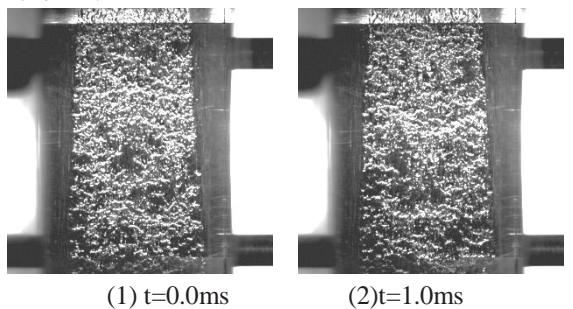
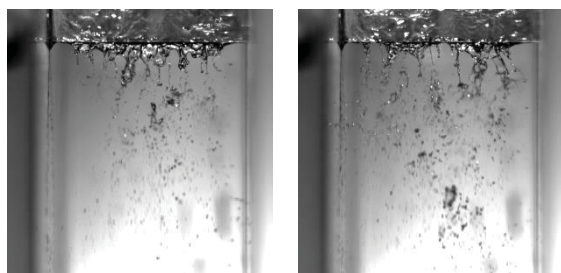


Fig.16 Photographs of wave flow conditions
($U_0=127$ m/s)



(1) t=0.0ms (2) t=1.0ms
Fig.17 Photographs of water film breakup
($U_0=127$ m/s)

5.2 レーザ変位計による計測結果

図18に給水スリット幅0.4 mm, 給水流量 1.17×10^{-6} m³/s におけるレーザ変位系の計測結果を示す. 空気流速の上昇に伴い水膜厚さが薄くなるとともに, その変位すなわち波頭の振幅も小さくなること分かる.

高速度カメラによる撮影結果から, 空気流速が低速の領域においては比較的周期の長い波のみが観察され, 流速の上昇に伴い周期の短いうろこ状の波頭が表れることが観察されている. レーザ変位計による計測結果においても, 低速領域において観察される周期の長いうねりが高速領域になるにつれ表れなくなっており, 高速度カメラの撮影結果とよく一致している. 水膜厚さの定量値については現在検討中であるが, 水膜流動の定性的な特徴に関しては計測が可能であることが確かめられた.

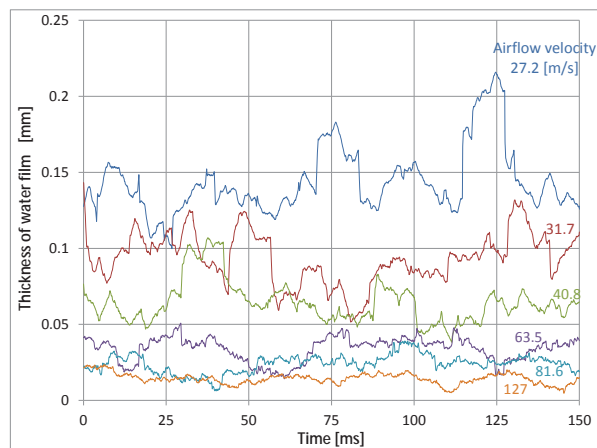


Fig.18 Thickness of water films measured by laser displacement sensor

6. 結論

本研究では平行気流中に設置された平板上に形成する水膜の流動状態と, その水膜の平板端部における分裂飛散を高速度カメラにより撮影・比較した. また, カメラの映像からは把握できない水膜厚さ方向の変動を, レーザ変位計を用いて計測した. これらの実験から, 以下の知見が得られた.

(1) 空気流速の低速領域では, 水膜上の波は水膜幅方向に単一で流れ方向にほぼ一定間隔の周期のも

ののみが観察されるが, 流速の上昇に伴い, 水膜幅方向の均一性は崩れ, うろこ状の波形へと変化していく.

(2) 中央分離壁端での水膜分裂のタイミングは平板上を流れる水波の波頭の到達によってもたらされるじょう乱によって引き起こされるが, その分裂周期は水波の1周期よりも長い.

(3) 空気流速が高速の領域では, うろこ状水波の増加と水膜先端の分枝の細分化に相関がみられる.

(4) レーザ変位計による計測結果によると, 空気流速が上昇するにつれ, 周期の長いうねりが表れなくなる一方, 短周期の微小な波が顕著に表れている. これは高速度カメラによる撮影結果と一致しており, 水膜流動の定性的な傾向の計測に関しては, レーザ変位計が適用できると考えられる.

参考文献

- McCloskey, T.H., Dooley, R.B., and McNaughton, W.P., Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice, EPRI, 1999
- 松崎悠, 竹田陽一, 中野晋, 鳥山温美, 佐藤公仁弘, 気流中に放出する水膜の分裂形態に関する研究, 日本ガスタービン学会定期公演会講演論文集, (2014).
- Moore, M.J., and Sieverding, C.H., Two-phase steam flow in turbines and separators, Hemisphere Pub. Corp., (1976).
- 鳥山温美, 竹田陽一, 中野晋, 佐藤公仁弘, 高速気流中でエッジから飛散する水膜挙動に関する研究, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, (2013).
- Hammit, F. G., Kreczkowski, S., and Krzyzanowski, J., Liquid film and droplet stability consideration as applied to wet steam flow, Forschung. Ing.-Wes, 47 (1981).
- Schlichting, H., Boundary-layer theory, McGraw-hill Book Company, 1979.

マイクロガスタービンに噴射された水滴の 蒸発挙動に及ぼす粒径の影響

*半田 開千（金沢工大），土屋 利明（金沢工大）

The effect of droplet diameter on the evaporation behavior of water droplets in micro gas turbine

*Kaichi HANDA(Kanazawa Institute of Technology), Tosiaki TSUCHIYA(Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

It is well known that the wet compression technique is effective to improve the performance of gas turbines. A thorough understanding of the droplet behavior within compressor is important to achieve full potentials of the wet compression. A model has been developed to investigate the evaporation of a water droplet. Then the model has been separated to two steps. The 1st step is the heat transfer calculation between a water droplet and surrounding air flow and the 2nd step is the calculation for the latent heat of evaporation. The temperature of a water droplet has been calculated by treating the droplet as a lumped thermal mass with one representative temperature uniformly distributed in the droplet.

Key words: Micro gas turbine, Compressor, Evaporation of water droplet, Velocity triangle

1. 緒言

ガスタービンに水噴射をすると吸気温度の低下や物性値の変化等により出力が増加することが知られている⁽¹⁾。圧縮機入口部で蒸発しきれない量の水噴射を行う場合、噴射された水滴は圧縮機へ流入し、空気から熱が伝わり水滴の温度が上昇していく。それと同時に水滴は水蒸気に変化して、圧縮機で蒸発して気化熱により、空気温度が低下し圧縮機仕事が減少する。圧縮機仕事が減少することによりガスタービンの出力は増加する。筆者等は、小型ターボジェット J850 エンジンを用いて圧縮機の数値解析を求め、求めた速度と蒸発・沸騰の理論式を元に水滴の大きさを変えて、一様流中において水滴がどのように蒸発していくかを報告した⁽²⁾⁽³⁾。

本稿では、Capstone C30 マイクロガスタービンの圧縮機を対象として、マイクロガスタービンに噴射された水滴の圧縮機内での蒸発挙動に及ぼす粒径の影響の理論計算を実施した結果を報告する。

2. 水滴の蒸発

2.1 水滴の蒸発モデル

圧縮機に噴射された水滴は、圧縮機の羽根を通過していく。そのとき、空気の方が水滴よりも温度が高いため、空気から水滴に熱が伝わっていく。それにより水滴の温度が上昇していき、水滴の周

りに飽和水蒸気が薄い膜を張る。このとき、水滴近傍の飽和水蒸気は周辺の空気中の水蒸気とのモル濃度差、あるいは質量濃度差つまり密度差で周辺空気中へ拡散していくと考える。その時のモデルを図 1 に示す。

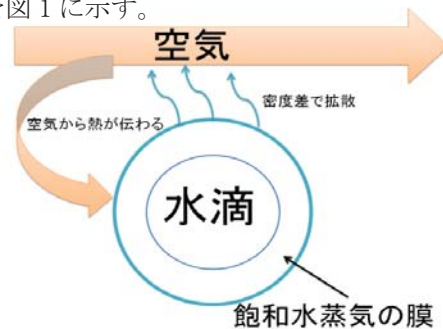


図 1 噴射された水滴の蒸発モデル

2.2 水滴の蒸発式

圧縮機に噴霧された水滴の温度変化と蒸発潜熱のエネルギーを熱伝達の式と関係づけて式(1)に示す⁽⁴⁾。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg} \quad (1)$$

ここで、水滴温度： T_d ，空気温度： T_a ，水滴質量： m_d ，水滴の比熱： C_d ，水滴直径： d ，熱伝達係数： h ，時間： t ，蒸発潜熱： h_{fg} である。

液滴蒸発を考慮した流れ解析は、圧縮機内の気流中における液滴の挙動と蒸発を考慮した式(1)を CFD 解析を行う方法が報告されている⁽⁴⁾。気流に関

する支配方程式と液滴に関する支配方程式を双方向に連成し、Euler 的な気流の支配方程式中に Lagrange の方程式を利用して液滴の挙動を組み込んで、CFD を用いた数値解を求めるもので、汎用熱流体解析ソフト(例えば、ANSYS-FLUENT)をソルバーとして利用可能である。水粒子 1 滴の蒸発は、式(1)の液滴蒸発の熱バランス式を用いて解き、連続相と連成させることにより数値解が得られる。本稿では水滴の温度変化と蒸発潜熱のエネルギーを分けて考え、先に水滴の温度変化を解きその後で蒸発潜熱の解を足し合わせることにする。この様にすることにより、水滴温度を厳密解として求めることが可能である。よって式(1)は以下のようになる。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) \quad (2)$$

これを積分して整理すると

$$\frac{T_a - T_d}{T_a - T_{do}} = \exp\left(-\frac{\pi d^2 h}{m_d C_d} t\right) \quad (3)$$

ここで、噴霧時水滴温度: T_{do} である。式(3)を水滴温度: T_d について解くと、

$$T_d = T_a - (T_a - T_{do}) \exp\left(-\frac{\pi d^2 h}{m_d C_d} t\right) \quad (4)$$

この水滴温度を元に水滴の蒸発時間を求める。またこのときの時間 t は、圧縮機での水滴の滞留時間のことである。水滴の圧縮機インペラー内での滞留時間 t は

$$t = \frac{L}{V} \quad (5)$$

ここで、インペラー流路の平均長さ: L 、主流速度: V である。

単位時間、単位表面積当たりの水滴の蒸発量(質量拡散速度)は、水滴の周りの飽和水蒸気と空気中の水蒸気の密度差より次式により求められる。

$$\begin{aligned} \omega &= h_D (\rho_d - \rho_v) = h_D \left(\frac{P_d}{R_v T_d} - \frac{P_v}{R_v T_a} \right) \\ &= \frac{h_D}{R_v} \left(\frac{P_d}{T_d} - \frac{P_v}{T_a} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、質量拡散速度: ω [$\frac{\text{kg}}{\text{s}\cdot\text{m}^2}$]、物質拡散率: h_D [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]、飽和水蒸気の密度: ρ_d 、空気中の水蒸気の密度: ρ_v 、飽和水蒸気圧: P_d 、空気中の水蒸気分圧: P_v 、蒸気的气体数: R_v 、水滴温度: T_d 、空気温度: T_a である。このとき、物質拡散率 h_D をシャーウッド数 Sh で表すと、

$$h_D = Sh \frac{D_a}{d} \quad (7)$$

ここで、物質拡散率: h_D [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]、シャーウッド数: Sh 、

質量拡散係数: D_a [$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$]、水滴直径: d である。またシャーウッド数 Sh は、

$$Sh = 2.0 + 0.6 Re_d^{0.5} S_C^{0.33} \quad (8)$$

ここで、水滴のレイノルズ数: Re_d 、シュミット数: S_C である。水滴のレイノルズ数 Re とシュミット数 S_C は、

$$Re_d = \frac{\rho_a V_s d}{\mu_a} \quad (9)$$

$$S_C = \frac{\mu_a}{\rho_a D_a} \quad (10)$$

ここで、空気密度: ρ_a 、スリップ速度: V_s 、水滴直径: d 、空気の粘性: μ_a 、質量拡散係数: D_a である。スリップ速度は、相対速度の 10%⁽⁶⁾ とする。また質量拡散係数と空気の粘性の式を (11) と (12) に示す。

$$D_a = 2.26 \times 10^{-5} \left(\frac{101.325 \times 10^3}{P_a} \right) \left(\frac{T_a}{273.15} \right) \quad (11)$$

$$\mu_a = (0.004823 T_a + 0.3976) \times 10^{-5} \quad (12)$$

式(7)を式(6)に代入すると質量拡散速度は、

$$\omega = \frac{D_a}{R_v d} (2.0 + Re_e^{0.5} S_C^{0.33}) \left(\frac{P_d}{T_d} - \frac{P_v}{T_a} \right) \quad (13)$$

水滴 1 粒あたりの蒸発量は、

$$\Delta m_d = \omega \times \pi d^2 \times t \quad (14)$$

ここで、水滴 1 粒あたりの蒸発量: Δm_d 、質量拡散速度: ω 、水滴の表面積: πd^2 、水滴の滞留時間: t である。

式(14)に 1 秒当たりの水滴の個数をかけると

$$\Delta m_{dN} = \Delta m_d \times N \times t \quad (15)$$

ここで、水滴 1 粒あたりの蒸発量: Δm_d 、1 秒当たりの水滴の個数: N 、水滴の滞留時間: t である。

1 秒当たりの水滴の個数 N は、水の噴射量に依存する。

$$\beta = \frac{m_w}{m_a} \quad (16)$$

ここで、水噴射率: β 、水質量流量: m_w 、空気質量流量: m_a である。このとき、水質量流量 m_w は、

$$m_w = m_d \times N \quad (17)$$

ここで、水滴 1 個当たりの質量: m_d 、1 秒当たりの水滴の個数: N である。

よって 1 秒当たりの水滴の個数 N は、式(14)より

$$N = \frac{m_w}{m_d} \quad (18)$$

また式(14)を用いて水滴が蒸発した後の質量を求めることができる。水滴 1 個当たりの質量 m_d は、

$$m_d = \frac{1}{6} \pi \rho_a d^3 \quad (19)$$

水滴が蒸発した後の質量を m_{d1} とすると

$$m_{d1} = m_d - \Delta m_d \quad (20)$$

蒸発後の水滴直径 d_1 は次式より求めることができる。

$$d_1 = \left(\frac{6m_{d1}}{\pi\rho_d}\right)^{1/3} \quad (21)$$

2.3 気化熱による空気温度の低下

気化熱による空気温度降下 ΔT_a は、水滴温度の上昇を考慮して次式のエネルギーバランスより求められる。

$$(C_d \times \Delta T_d \times m_d \times N \times t) + (h_{fg} \times \Delta m_d \times N \times t) = m_a \times C_{pa} \times \Delta T_a \times t$$

よって次式が得られる。

$$\Delta T_a = \frac{(C_d \times \Delta T_d \times m_d \times N \times t) + (h_{fg} \times \Delta m_d \times N \times t)}{m_a \times C_{pa} \times t} \quad (22)$$

ここで、水滴の比熱： C_d 、水滴の温度上昇： ΔT_d 、水滴質量： m_d 、1秒当たりの水滴の個数： N 、水滴の滞留時間： t 、蒸発潜熱： h_{fg} 、水滴1粒あたりの蒸発量： Δm_d 、空気質量流量： m_a 、空気の定圧比熱： C_{pa} である。

3. マイクロガスタービン

3.1 マイクロガスタービンの諸言

式(5)で示した水滴の圧縮機インペラー内での滞留時間を求めるために、速度三角形を作成し、相対速度を求め滞留時間を計算する方法を用いた。そこで今回はCapstone C30 マイクロガスタービンの圧縮機をモデルにして速度三角形を作成した。

C30 マイクロガスタービンは、最大出力 30[kW]、最大回転数 96,000rpm、発電機、1段遠心圧縮機、燃焼器、1段ラジアルタービン、再生器で構成されている。図2にC30 マイクロガスタービンの構成図を示し、表1にC30 マイクロガスタービンの圧縮機インペラーの仕様を示す。

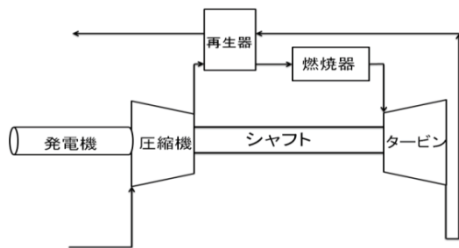


図2 マイクロガスタービンの構成図

表1 C30 圧縮機インペラーの仕様

入口ハブ径	15[mm]
入口半径	29[mm]
入口平均径	22[mm]
入口羽根幅	14[mm]
出口半径	47[mm]
出口羽根幅	7[mm]
出口羽根角度	40[deg]

3.2 マイクロガスタービンの圧縮機

今回は最大回転数 96,000rpm 時で考えることとした。C30 マイクロガスタービンの回転数を 96,000rpm にした時の性能特性を表2に示す。なお、表2の結果は試験結果に基づくものである。

表2 圧縮機の性能特性

回転数	96,000[rpm]
圧縮機入口圧力	99.260[kPa]
圧縮機出口圧力	316.66[kPa]
圧縮機入口温度	28.3[°C]
圧縮機出口温度	173.22[°C]

3.3 圧縮機の世界速度三角形

速度三角形は、遠心式圧縮機の場合、羽根車入口と出口における絶対速度 V 、相対速度 W 、周速度 U 、子午面速度 V_m で表した三角形である。この三角形から気体は羽根車により角運動量の変化よりトルクを与えられ、インペラー部で絶対速度が加速され、相対速度が減速されることにより静圧と動圧が上昇する。またインペラーの後方に設置されたディフューザーでは、絶対速度が減速されることにより動圧が静圧に変換され圧力が増加する。本稿では、インペラー内部での水滴の蒸発挙動に着目して検討を行うものとする。

またインペラー入口部と出口部の周速度 U と絶対速度の周方向成分 V_u をかけたものが、入口から出口にかけてどのくらい増加したかでエネルギーがどう伝わるかが分かる。今回作成した速度三角形は、予旋回なしでC30 マイクロガスタービンの回転数 96,000rpm 時で圧力比 3.2 になるよう作成した。入口の世界速度三角形は以下のように導いた。

$$V_1 = V_{m1} = \frac{\dot{Q}_1}{A_1} = \frac{0.269}{1.81 \times 10^{-3}} = 148.62 \left[\frac{m}{s}\right] \quad (23)$$

$$U_1 = r_m \omega = 22.0 \times 2\pi \times \frac{96,000}{60} = 221.17 \left[\frac{m}{s}\right] \quad (24)$$

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + V_{m1}^2} = \sqrt{221.17^2 + 148.62^2} = 266.47 \left[\frac{m}{s}\right] \quad (25)$$

次に実験結果に基づき求めた、すべり係数： $k = 0.20$ を考慮した出口の世界速度三角形を以下のように導いた。

$$\dot{V}_{u2} = V_{u2} - kU_2 = 406.28 - 0.20 \times 472.50 = 308.47 \left[\frac{m}{s}\right] \quad (26)$$

$$\dot{V}_2 = \sqrt{\dot{V}_{u2}^2 + \dot{V}_{m2}^2} = \sqrt{308.47^2 + 55.56^2} = 313.44 \left[\frac{m}{s}\right] \quad (27)$$

$$U_2 - \dot{V}_{u2} = 472.50 - 308.47 = 164.03 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_2 &= \sqrt{\dot{V}_{m2}^2 + (U_2 - \dot{V}_{u2})^2} = \sqrt{55.56^2 + 164.03^2} \\ &= 173.18 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (29) \end{aligned}$$

ここですべり係数を考慮した速度三角形は、出口の絶対速度： \dot{V}_2 、出口の絶対速度の周方向成分： \dot{V}_{u2} 、出口の子午面速度： \dot{V}_{m2} 、出口の周速度： U_2 、出口の相対速度： \dot{W}_2 である。計算した速度三角形を図3に示す。

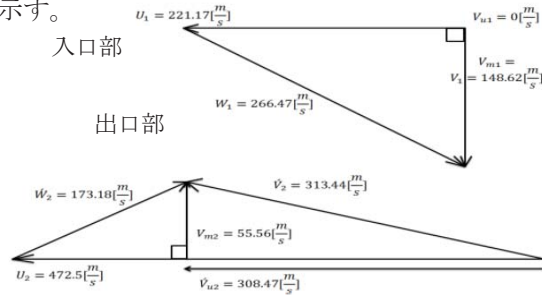


図3 速度三角形

3.4 圧縮機内での温度と圧力と相対速度の変化

圧縮機内では温度と圧力は上昇し、相対速度は減少していく。インペラーの入口から出口までの流路の長さの平均値は、0.04658m である。噴射された水滴のインペラー内での平均滞留時間は、概ね 5×10^{-4} [s] 程度である。これを 10 等分して圧縮機での水滴温度や蒸発量等を考察するものとする。インペラーを流れる温度と圧力は入口から出口へ向けて比例して上昇して、相対速度は比例して減少すると仮定する。この様子を図4に示す。

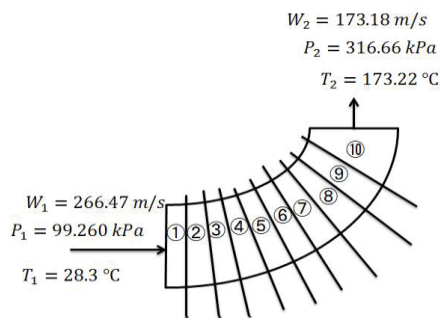


図4 圧縮機内での温度と圧力と相対速度の変化

4. 水噴射された水滴の圧縮機インペラー内での挙動

4.1 計算条件

- ① 圧縮機に導入された水滴は、分裂や結合することなく圧縮機を通過していき、羽根にも付着しないと仮定する。
- ② 圧縮機に導入された水滴の個数は変化しない。
- ③ 圧縮機の各段の温度、圧力、相対速度は、流路長さに比例して上昇・減少していく。
- ④ 水滴直径の初期値は、10, 15, 20, 30, 40 μ m の 5

ケースを考える。また主流と水滴の速度差(スリップ速度)を主流の 10%⁽³⁾ とする。

- ⑤ 水の噴射量は定格点における空気質量流量に対して 2, 4, 6, 8, 10% 噴射するものとする。

- ⑥ 入口の相対湿度は 0% とする。

以上の仮定で理論計算を行った。そして以下に水滴直径、水滴温度、水滴の飽和蒸気圧、水滴の蒸発量、水蒸気分圧、空気中の飽和蒸気圧、圧縮機インペラー内の空気温度低下、相対湿度の変化を示す。

4.2 圧縮機インペラー内での水滴直径変化

噴射率 6% 時の初期水滴直径 10 μ m の圧縮機インペラー内での変化を図5に示す。図5より噴射率 6% で水滴直径 10 μ m を噴射すると、わずかながら水滴直径が小さくなっていることが分かる。圧縮機の領域を進むごとに空気温度と圧力が上昇し、水滴が蒸発するので、それに伴い水滴直径も小さくなっている。

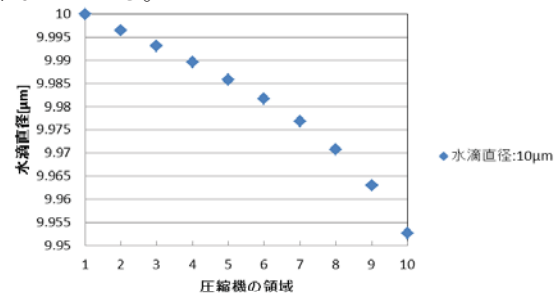


図5 水滴直径の変化(噴射率 6%)

4.3 圧縮機インペラー内での水滴温度変化

圧縮機インペラー内での水滴温度変化を図6に示す。このとき、噴射時の水滴温度は 10°C である。図6より噴射率 6% 時の水滴温度は、圧縮機の領域を進むごとに上昇していることが分かる。特に水滴直径 10 μ m では、約 35°C まで水滴温度が上昇する。しかし、40 μ m では水滴温度はほとんど上昇しないことが分かる。

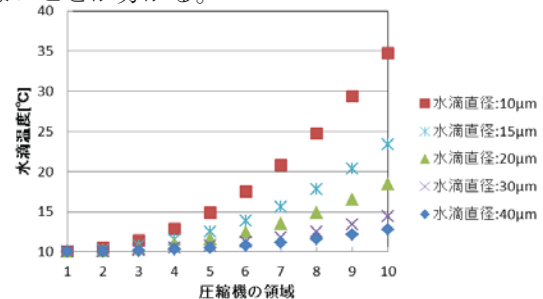


図6 水滴温度変化(噴射率 6%)

4.4 圧縮機インペラー内での水滴の飽和蒸気圧変化

圧縮機インペラー内での水滴の飽和蒸気圧の変化を図7に示す。図7より噴射率 6% 時の水滴の飽

和蒸気圧は、圧縮機の領域を進むごとに上昇し、水滴直径 $10\mu\text{m}$ では、約 8kPa まで上昇する。しかし、水滴直径 $40\mu\text{m}$ では水滴飽和蒸気圧はほとんど上昇しないことが分かる。

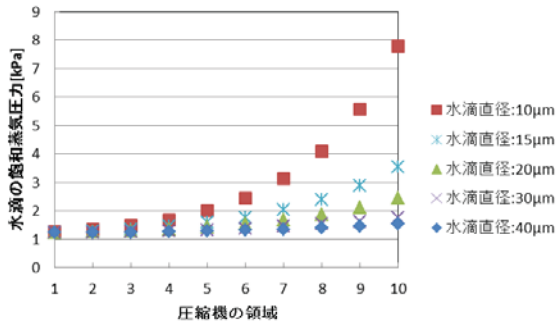


図7 水滴の飽和蒸気圧変化(噴射率 6%)

4.5 圧縮機インペラー内での水滴蒸発量の変化

噴射率 6%時の水滴蒸発量の変化を図 8 に示す。図 8 より噴射率 6%時の水滴蒸発量は、圧縮機の領域を進むごとに増加していることが分かる。水滴直径 $10\mu\text{m}$ では蒸発量の増加が認められるが、水滴直径 $40\mu\text{m}$ では、ほとんど蒸発しないことが分かる。

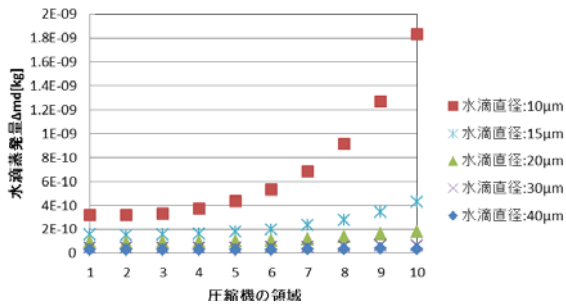


図8 水滴蒸発量変化(噴射率 6%)

4.6 圧縮機インペラー内での空気中の水蒸気分圧変化

噴射率 6%時の圧縮機インペラー内での空気中の水蒸気分圧変化を図 9 に示す。図 9 より空気中の水蒸気分圧は、水滴直径 $10\mu\text{m}$ では約 350Pa まで増加している。しかし、水滴直径 $40\mu\text{m}$ ではほとんど増加しないことが分かる。

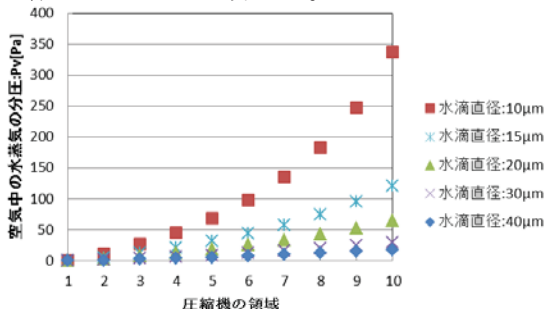


図9 空気中の水蒸気分圧変化(噴射率 6%)

4.7 圧縮機インペラー内での空気中の飽和蒸気圧の変化

噴射率 6%時の空気中の飽和蒸気圧の変化を図 10 に示す。図 10 より噴射率 6%時の空気中の飽和蒸気圧は、圧縮機の領域を進むごとに増加し、水滴直径 $40\mu\text{m}$ では約 600kPa まで増加し、水滴直径 $10\mu\text{m}$ では約 500kPa まで増加していることが分かる。

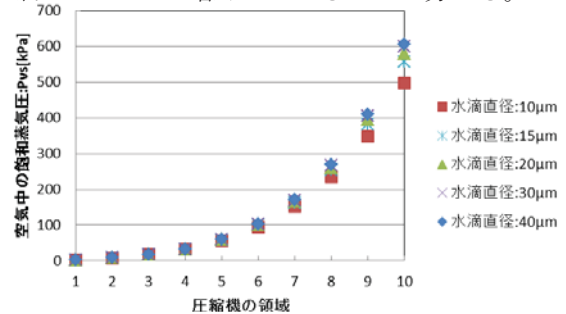


図10 空気中の飽和蒸気圧変化(噴射率 6%)

4.8 圧縮機インペラー内の空気温度低下の変化

噴射率 6%時の圧縮機インペラー内の空気温度低下(噴射率 0%時との温度差)の変化を図 11 に示す。噴射率が圧縮機吐出空気温度低下に及ぼす影響を図 12 に示す。図 11 より圧縮機インペラー内の空気温度低下は、圧縮機の領域を進むごとに増加していることが分かる。圧縮機のインペラー出口部では、水滴直径 $10\mu\text{m}$ の場合約 8°C 空気温度が低下する。しかし、水滴直径 $40\mu\text{m}$ では空気温度は、約 1°C しか低下しないことが分かる。

図 12 より圧縮機吐出空気温度低下は、噴射率に大きく依存していることが分かる。噴射率 10%で噴射すると、空気温度が 8°C 強低下するが、噴射率 4%以下では 1°C 程度しか空気温度は低下しない。また粒径は、小さい粒径の方が大きい粒径よりも効果が大きいことが分かる。

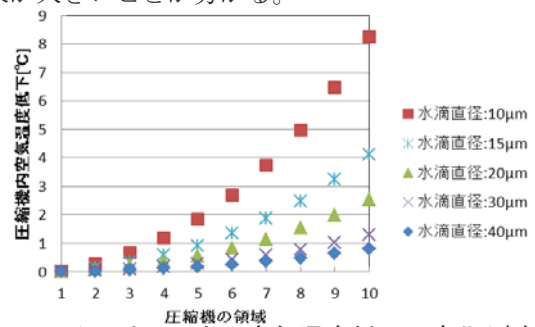


図11 インペラー内の空気温度低下の変化(噴射率 6%)

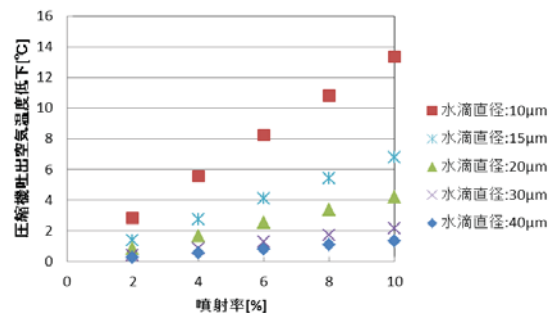


図12 噴射率の圧縮機吐出空気温度低下への影響

4.9 圧縮機インペラー内での相対湿度変化

噴射率 6%時の相対湿度変化を図 13 に示す。図 13 より噴射率 6%時の相対湿度は、水滴直径 $10\mu\text{m}$ が最も高く粒径が増すにしたがい、低下する傾向にあることが分かる。また相対湿度は、ある領域でピーク値を示し、そこから減少していく傾向を示している。これは、圧縮機インペラー内の空気温度上昇により、空気中の飽和蒸気圧が上昇することによるものである。

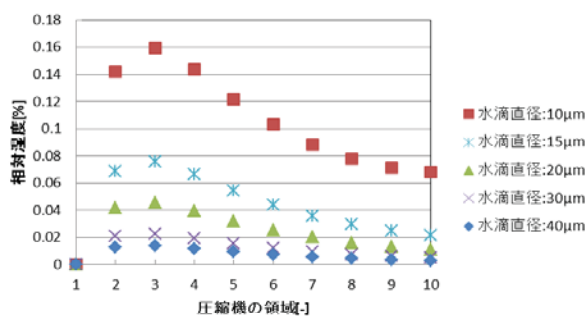


図 13 相対湿度変化(噴射率 6%)

5. 考察

本稿では Capstone C30 マイクロガスタービンをモデルに定格負荷運転 (96,000rpm) 時に水噴射をした場合、圧縮機インペラー内の水滴の粒径がどのような挙動を示すかについて検討を行った。

図 5 より Capstone C30 マイクロガスタービンに水滴直径を $10\mu\text{m}$ 以上で噴射すると、圧縮機インペラー内では蒸発しきれないことが分かる。

ガスタービンの出力は、圧縮仕事が低下することにより増加する。圧縮機吐出空気の温度が低下することで、圧縮仕事は低下する。図 11 より水滴直径が $10\mu\text{m}$ で噴射すると圧縮機吐出空気温度が、約 8°C 低下する。しかし、 $40\mu\text{m}$ の水滴直径では、圧縮機吐出空気温度は約 1°C しか低下しない。このことから、水滴の粒径が小さいほど水滴が蒸発するので、その気化熱により空気温度が低下することが分かる。よって水噴射するときには、水滴の粒径が小さいほど空気温度を下げるのに効果があることが分かる。

圧縮機吐出空気の温度が低下するのは、水滴が蒸発してその気化熱により空気温度が下がることによる。図 8 より水滴直径が $10\mu\text{m}$ で噴射すると、蒸発量が最も多いことが分かる。しかし、水滴直径 $40\mu\text{m}$ では、ほとんど水滴が蒸発しない。水滴直径が大きくなると、図 6 と図 7 より熱が伝わりにくくなり、その結果水滴温度や水滴飽和圧力も上昇しなくなり、水滴の蒸発量も少なくなる。

また水滴の蒸発量が少なくなり、空気温度も低下しなくなるので、図 10 より空気中の飽和蒸気圧も粒径が大きいとほとんど変化しないことが分か

る。

図 11 と図 12 より水の噴射率を大きくしていくと、水の量が増加するのでその分空気の温度も低下していくことが分かる。

相対湿度は、空気中の飽和蒸気圧と水蒸気分圧の比である。図 13 より相対湿度は、ある領域でピーク値を示し、そこから減少していく。これは空気中の飽和蒸気圧の変化量が、水蒸気分圧の変化量よりも大きいためと考えられる。

6. 結言

本稿では、Capstone C30 マイクロガスタービンの定格運転時に、水噴射を実施した場合の水滴の蒸発挙動を解析し、以下の知見を得た。

水滴直径が $10\mu\text{m}$ 以上で水噴射すると、圧縮機インペラー内で全て蒸発させることはできない。

噴射率 6%の場合、水滴直径が $10\mu\text{m}$ で水噴射すると、約 8°C 圧縮機インペラーの吐出空気温度が低下する。

噴射率 6%の場合、水滴直径が $40\mu\text{m}$ で水噴射すると、圧縮機インペラー吐出空気温度はほとんど低下しない。

噴射率 0~10%の検討結果では、水噴射をするときには、噴射率が大きい方が圧縮機吐出空気を低下させる効果大きい。ただし、燃焼安定性やエロージョン特性による限界値が存在することに留意する必要がある。今後は、水噴射時の相対湿度の初期値による影響の検討及び実機での水噴射試験による解析値の検証等を行う予定である。

参考文献

- (1) 山下誠二,他,水噴霧吸気冷却ガスタービンの特性評価日本機械学会第 10 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集,2005
- (2) 半田開千,他,一様流中の蒸発時間と沸騰時間の違い,日本機械学会熱工学コンファレンス 2014 講演論文集,2014
- (3) 半田開千,他,水噴霧によるガスタービン性能への影響,日本機械学会北信越支部第 52 期総会・講演会講演論文集,2015
- (4) 川村康太,他,吸気噴霧冷却を適用したガスタービン圧縮機の液滴蒸発流れ解析,日本ガスタービン学会誌,Vol.41,No.2,2013.3
- (5) Jobaidur R Khan and Ting Wang,Overspray Fog Cooling in Compressor using Stage Stacking Scheme with Non Equilibrium Heat Transfer Model for Droplet Evaporation, Proceeding of GT2009 ASME Turbo Expo 2009,June 8-12 2009

ブレード翼を含むミスチューン系ブリスクの応答解析

*服部 博明，下原 直人，柳谷 信孝（株式会社 IHI）

Vibration Analysis of the Mistuned BLISK with Blended Blades

*Hiroaki HATTORI(IHI), Naoto SHIMOHARA(IHI) and Nobutaka YANAGITANI(IHI)

ABSTRACT

The blade integrated disk (BLISK) technology applied in compressors has been established as a light weight solution for the aero engine in the last years. However, another concern that arises in from the structural dynamics is large frequency mistuning which can be caused by blending repair. Since the separation of blades and disks does not exist, damaged (operational wear, foreign object damage) blade cannot be replaced to new one and must be repaired by some procedure (typically by blending). In such cases the natural frequency of the blended blade may be significantly different from the 'newly manufactured' blade. Considering that situation, the effect of blade large frequency mistuning on the forced response of compressor BLISK is studied by means of numerical investigations applying discrete mechanical low degree of freedom models. Besides the mistuning resulting from manufacturing also blending repair induced large mistuning is considered.

Key words: Blade, Vibration, Compressor, BLISK, Mistuning

1. 背景

近年の航空エンジンのトレンドとして高圧圧縮機への翼ディスク一体構造（ブリスク）の採用がある。ブリスク化には，一体化による部品点数減少，コストと組立性向上，ダブテールスロット排除によるディスク強度余裕向上と高周速化の実現，それによる性能向上，薄肉軽量化など多くのメリットがあるため，近年の航空エンジンの多くにブリスク構造の圧縮機が採用されている¹⁾。

一方，翼・ディスク結合部の排除は，従来その部分が担ってきた（摩擦）減衰の消失による翼振動応答量の上昇やフラッターに対するマージン減少など翼振動健全性に関するリスク増加につながる。

さらに，翼取外しが困難であることが翼個々の特性ばらつき（Mistune）を考慮した振動評価を行う際にデメリットとなる。

振動応答やフラッター安定性予測の際は，全翼の諸特性（形状，寸法，材料特性，固有振動数）を同一（Tune）として構造や流れの周期対称性を利用して進められることが多いが，実際にはこれらの特性は設計値を中心に製造工差の範囲でばらついている（Mistune）。ばらつきの程度は設計値ノミナル値のたかだか数%であるが，このわずかなばらつきが振動モードの周期対称性を崩すことで振動エネルギーが局在化（Localization）し，その結果，一部の翼に Tune 応答の数割から数倍の過大応

答を生じさせることが知られている。従来の翼・ディスク構造を対象としてそのメカニズム解明や過大振動を抑制するばらつき配置の研究などが多くなされているが²⁾，翼取外しができないブリスク構造についてはブリスク状態からばらつき配置を逆同定する手法などの研究が特に必要となる^{3),4)}。

これら製造ばらつき加えて，運用開始後に異物損傷（Foreign Object Damage: FOD）などにより幾何形状変化やノッチ，クラックなどが生じた翼に対してブリスク構造では従来構造のように翼交換で対応できないため，翼よりも広い範囲を許容してブレード補修（Aggressive Blend）で対応することも予想される。この場合には製造ばらつきの範囲を大きく超えた特性を持つ特異な翼（Rogue blade）が組込まれることになる。

Mistune 研究の初期から”Rogue blade”の名称は例えば Afolabi 等⁵⁾により用いられているが，検討している分布は Random Mistuning であり，その分布を大きく外れる翼が組込まれることは想定されていなかった。本来意味の Rogue blade を対象とした研究としては Lim, S.ら⁶⁾・Bhartiya ら⁷⁾があるが，これらは ROM の手法の優劣を論じたもので，両者（Random と Random + Rogue Blade）の違いについては議論されていない。そこで，本論文ではこのようなミスチューン系（製造ばらつき＋ブレード翼）の振動応答挙動について，Blend 許

容量の設定やその妥当性確認試験の際に重要な以下のような点に注目して簡易モデルを用いた周波数応答解析による検討を行った。

- (1).Blend 翼の果たす役割
- (2).Blend 量と振動応答との関係
- (3).最大応答量を与える配置 (Random+ Blend)

2. 方法

2.1 検討対象

32 枚の翼を有する航空エンジン圧縮機ブリスクを対象として、Model1(1 次曲げモード) とインレットディストーションを想定した回転 3 次励振との共振時における応答ばらつきを評価した。単位セクタの FEM モデルと拘束条件を図 1 a, 翼部の振動モードを図 1b に示す。

また、このモードの製作時の固有値ばらつきの基準状態を実翼の固有値計測を参考にして 0.5% (ノミナル値に対する標準偏差) に設定し、ブレンド補修によってこのモードに最小+1%から最大+10%の固有振動数変化(同じくノミナル値に対して)が生じると想定した。減衰比は振動実測を参考に 0.005 に設定している。

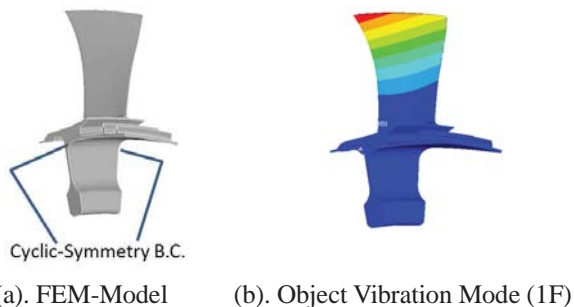


Fig.1 FEM-Model and Object Vibration Mode

2.2 解析モデル

検討には多数のばらつきの組合せについての応答計算が必要となる。これら全てを FEM モデルで実施することは現実的ではないので、何らかの計算自由度縮小モデルを用いる必要がある。ミッシュューン応答解析で用いる自由度縮小モデルとしては、最も基本的な集中質量モデル(Lumped Mass Model)や Feiner らが提案した FMM(Fundamental Mistune Model) などがある。

FMM は、入力情報として必要なものは Tune 系の固有値情報のみであるため、構造パラメータ合せ込みの必要がないという利点があるため、近年モンテカルロシミュレーションの際の簡易手法として多方面で用いられている。一方、簡易化にあたって (1)節直径に伴う固有値変化は小さい、(2).各翼の翼固有値ばらつきは小さい、などの仮定を

設けているため、適用範囲にはそれに伴う限界がある。

今回の検討では、製造工差に伴う Random Mistune ではこの仮定の範囲内と考えられるが、ブレンド翼の組込みを想定した場合には、上述の範囲を超える懸念があるため、今回の検討では図 2 に示すような集中質量モデルを使用して、Tune 系における固有値と節直径の関係が FEM 解析結果と極力一致するように各パラメータを設定した。図 3 に FEM と LMM の Tune 系の節直径(Nodal Diameters, 以降 ND)と固有振動数の関係を示す。

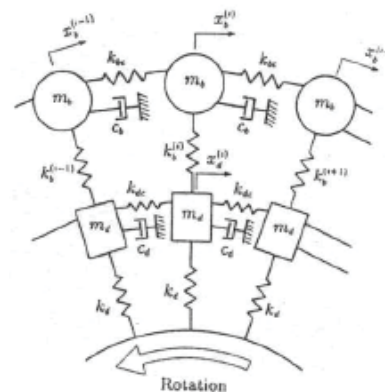


Fig.2 Lumped Mass Model

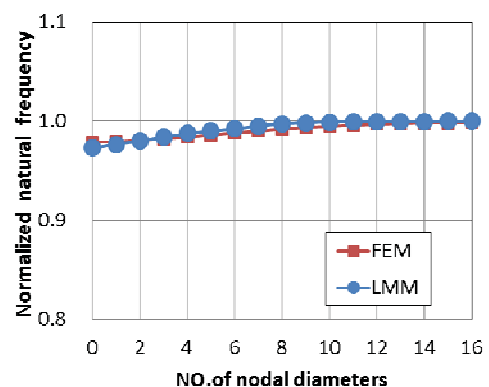


Fig.3 Natural frequency vs. ND

2.3 検討手順

回転 3 次励振に対する周波数応答解析(Frequency Response Analysis, 以降 FRA)を以下の各条件について行い、得られた応答ばらつき挙動を比較評価した。

- (1). Tune+Mistune 翼 1 枚&2 枚 Mistune : Tune 系ブリスクに Mistune 翼を 1 枚もしくは 2 枚組込んで、翼単独の変化による周辺翼の応答量変化の基本特性を把握する。
- (2). Random Mistune : 製作時の Mode1 の固有値ばらつき分布 (ノミナル値に対する標準偏差 0.5% の正規分布) を有するブリスク 1000 セットについて

2.2 で述べた簡易モデルを用いた M.C.シミュレーションを行い、製造状態の応答ばらつき挙動を把握する。さらに比較用として、ばらつき幅のみを変化させた場合についても同様のシミュレーションを行なった。

(3). 0.5% Random Mistune +Blend 翼 1&2 枚健全翼 Mistune : ブレンド加工を想定して、(2)のミスチューンアセンブリ 1000 セットに製造ばらつきを大きく超える固有値ばらつき(+5%および-5%)を有する翼が 1 枚ないし 2 枚混在する場合の検討を行なった。ブレンド翼の位置は 1 枚の場合は Blade8,2 枚の場合は Blade8,9 の位置に固定とした。

固有値ばらつきは各翼の質量 (図 1 の mb) にその 2 乗に相当する変化を与えることで行った。また、上記すべての検討における周波数、応答振幅は事前に行った Tune 系応答計算で得られたピーク周波数、および応答量により正規化している。

3. 結果と考察

3.1 Tune+Mistune 翼 1 枚&2 枚

各翼の最大応答振幅の分布を図 4 に示す。図 4 において縦実線は +Mistune を与えた翼、縦破線は -Mistune を与えた翼の位置を示している。本結果から、①固有値変化を与えた位置の回転方向前方の翼に大振幅が発生する。②固有値の高い翼自身の振幅は低減する場合が多い。③複数枚の組合せは単独翼の変化より大きな振幅増幅効果を与える。④固有値の変化がある値以上に達すると振幅増幅効果は一定値に漸近する(図 5)。など過去種々の研究者によって得られている知見と大略一致する傾向が認められた。

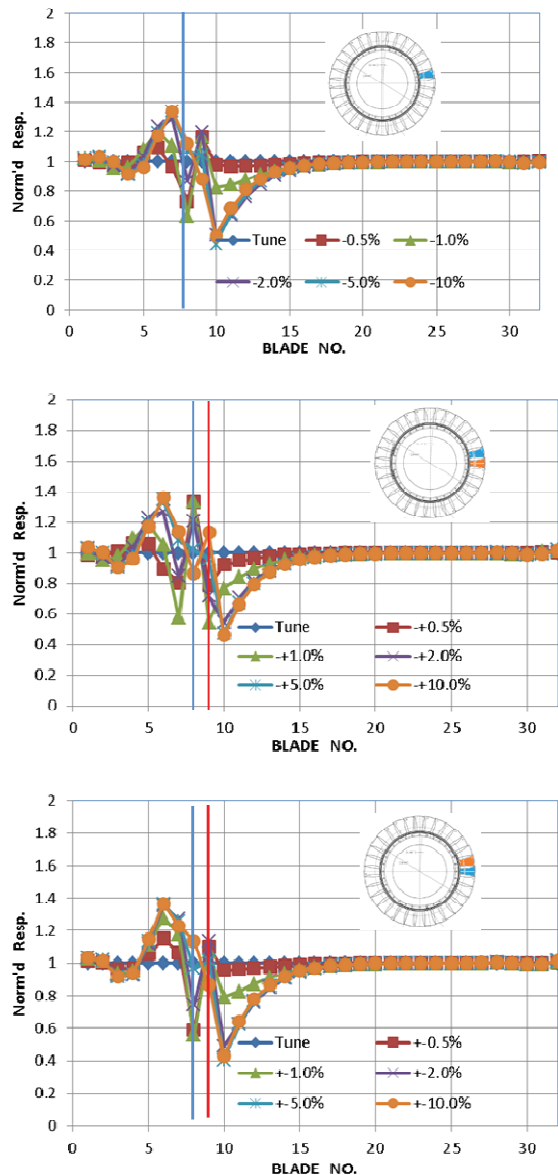


Fig.4 Tune + 1or2 Blades Mistune FRA result

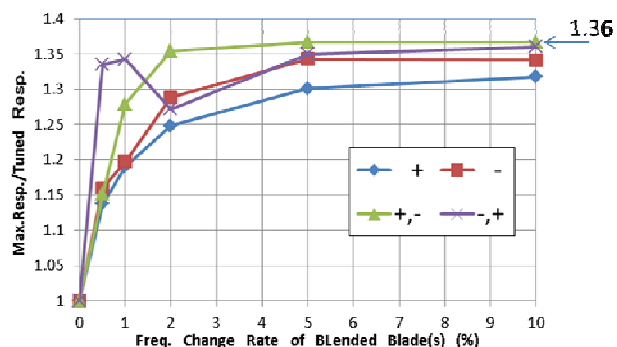
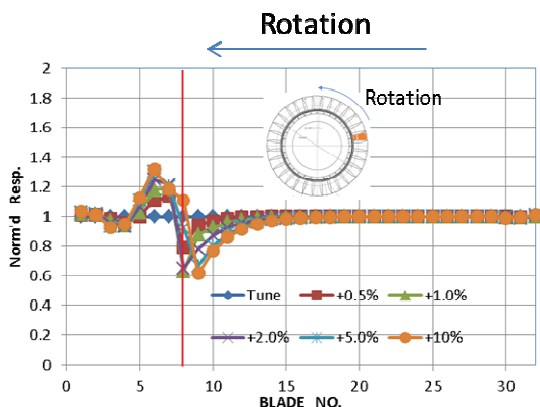


Fig.5 Trend of Norm'd Max..response vs. Δf (Tune + 1or2 Blades Mistune)

3.2 Random Mistune

Tune+Mistune 翼 1,2 枚の検討で認められた傾向と比較するため、1000 ケースの結果を最大応

答翼とその隣接翼に注目して整理した。まず、各ケースの固有値”最大”翼, 固有値”最小”翼, 隣接翼間固有値”差が最大”の位置を基準にして最大応答発生翼がどのような相対位置にあるかを整理した。それぞれの最大応答翼の出現度数をそれぞれで基準とした翼からの相対位置で整理した結果を図6に示す。この結果から、最大応答は回転方向前方への固有値低下幅が最大となる位置の前方で発生することが圧倒的に多いことが確認できる。

次に、最大応答翼とその後置翼の固有値について整理した結果を図7, 図8に示す。この結果から、最大応答は平均より固有値が低い翼で発生するケースが多く、その後置翼は平均より固有値が高い翼であるケースが多いことがわかる。

さらに、最大応答翼を基準とした隣接翼間の固有値差に注目して整理した結果を図9に示す。

この結果から、“全ての場合において”最大応答は回転方向前方へ固有値が低下する位置の前方で発生することが確認できる。これらの傾向はさきほどの Mistune 翼1, 2枚のみでの検討で認められた傾向と大略一致していることがわかる。

最後に、固有値ばらつきの分布を正規分布のまま、ばらつき幅のみを変化させて、同様の解析(1000セットについての周波数応答解析)を実施して Mag. Factor の変化を把握した(図10)。この結果から、現状の製造工差を基準としてばらつきが増加すると応答ばらつきも増加するが、その上限は固有値ばらつきの標準偏差1%付近にあり、ばらつきの最大値は約1.6であることがわかる。

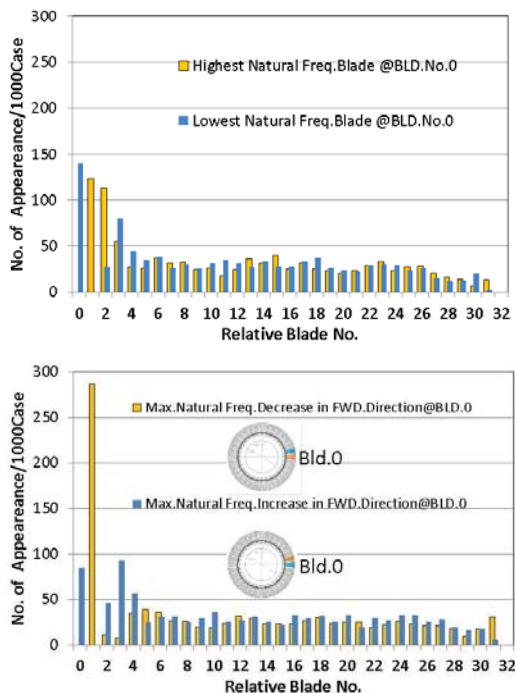


Fig.6 Relative location of max. responder blade

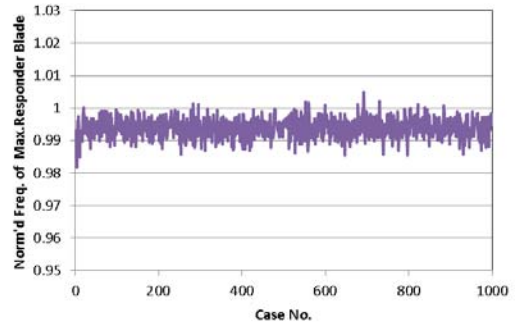


Fig.7. Trend of max.responder blade's Natural Freq.

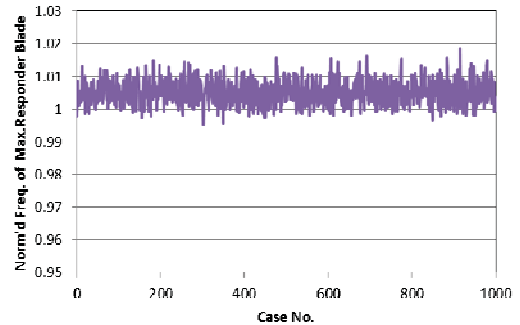


Fig.8. Trend of BWD.Blade's Natural Freq.

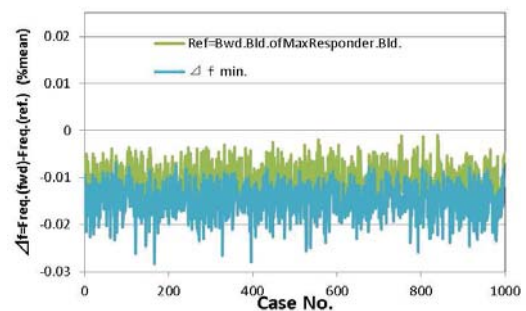
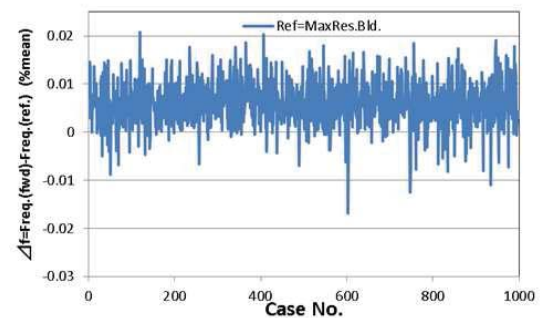
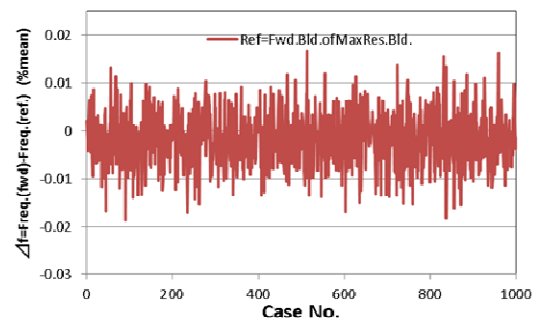


Fig.9 Trend of ΔNatural Freq.

3.3 0.5% Random Mistune + Blend 翼 1&2 枚

1000 ケースの応答最大値 1.68(Mag.Factor@0.5% Random +1&2 枚翼)であり、(Mag.Factor@0.5% Random Mistune) の 1.57 に比較して大きい、図 10 に示した Random ミスチューンの最大値とほぼ同等の値であった。

代表として 1000 ケース中の最大応答を示した翼配列パターンを抽出し、固有値配置と各翼の最大応答ばらつきとの関係を比較した結果を図 12 に示す。

次に前項と同様に最大応答発生翼の位置を整理した結果を +5% (@BLD.8) , -5%(@BLD.8) , +5%(@BLD.8&9) , -5%(@BLD.8&9) の 4 例各 1000 ケースについて図 13 に示す。

この結果から、①固有値変化を与えた位置の回転方向前方の翼に大振幅が発生する。②固有値が平均より高い翼の応答は低下し、その近傍前方の、平均より固有値の低い翼に大振幅が発生する傾向がある。③翼に与える固有値変化幅と振幅増加率 (Mag.Factor) には大きな相関が無い。変化翼は最大応答発生位置の決定のみに影響する。などの傾向が確認できる。

4. 結論

ミスチューン系 (製造ばらつき+ブレンド翼) の振動応答挙動について、簡易モデルを用いた周波数応答解析による検討を行い、ブレンド許容量の設定やその妥当性確認試験の参考となる以下のような知見を得た。

- (1).ブレンド翼の果たす役割は、最大応答量の若干の増加と最大応答発生翼の決定である。
- (2).ブレンド量と振動応答ばらつきとの関係：ブレンド翼の存在によって最大応答量は若干増加するが正規分布の場合の上限値を超えることはなかった。このことから、ブレンド翼による応答ばらつきへの影響は、固有値ばらつきの現状からの増加と実質同義と考えられる。
- (3).最大応答量を与える配置：平均より固有値の大きく高い翼の回転方向前方に平均より”大幅に”低い翼を配置することにより、その翼に固有値が平均より顕著に低い翼に大振幅が発生しやすい。

上記のうち、(1),(2)はブレンド許容量の設定、(3)はその妥当性確認試験に反映できる知見と考える。

また応答レベル抑制の観点からは(3)の配置を最悪でも避けるべきと考えれば、応答レベル抑制のために好ましい配置は、固有値の顕著に高い翼の前方に顕著に低い翼が無い配置、最善は固有値の顕著に低い翼は、固有値の大きく高い翼の後方に

配置し、固有値の高い翼の後方には順次固有値の高い順に配置するという既知の知見⁸⁾に一致する結果が導出できる。

5. 今後の課題

本検討ではディスクによる構造連成のみを考慮した検討を行ったが、Beirrow らは、さらに空力連成も考慮したモデルを用いてブリスクへのひずみゲージ(SG)貼付による影響を検討している^{9),10)}。

製造ばらつきを超える固有値変化という意味では SG 貼付もブレンドの効果と同様であり、今後はこれらも考慮したモデルを用いて同様の検討を行いたい。また今回は特定励振次数、特定モードのみについての検討であったが他の励振次数、モードについても同様の検討を行いたい。

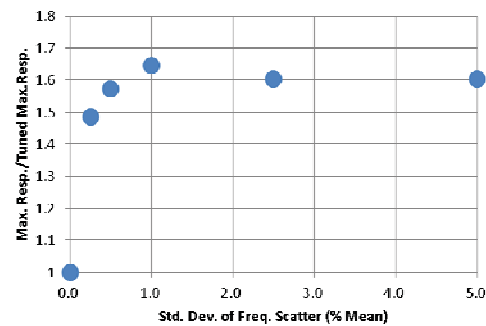


Fig.10 Mag. Factor vs. Freq. scatter

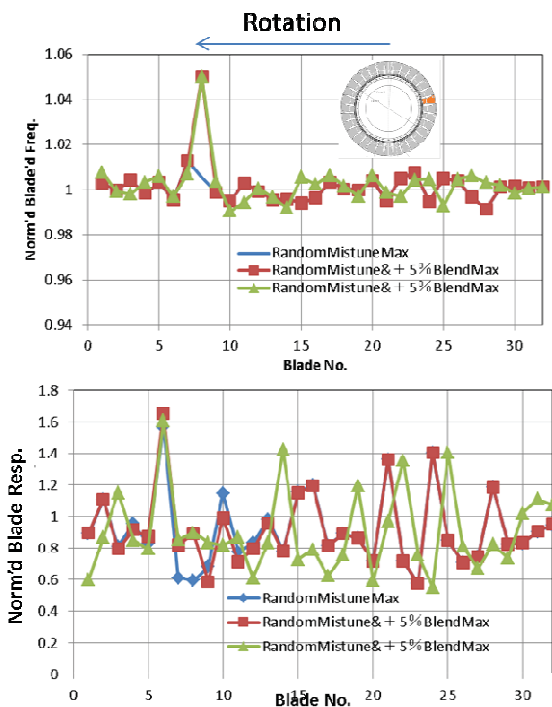


Fig.11 Random + 1 Blade Mistune

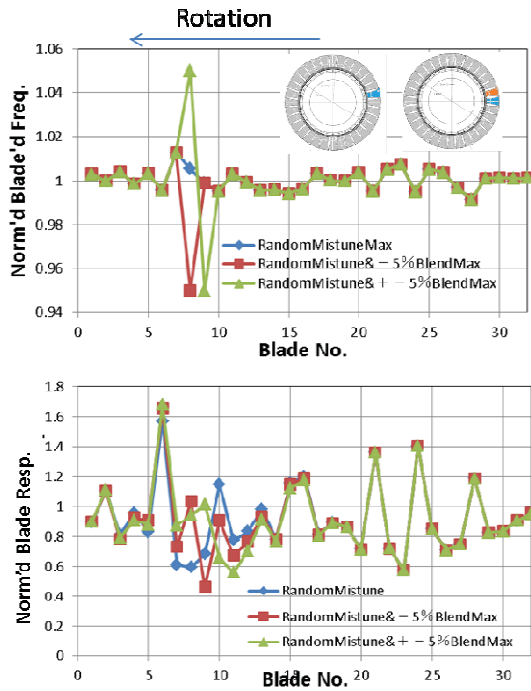


Fig.12 Random+2 Blades Mistune

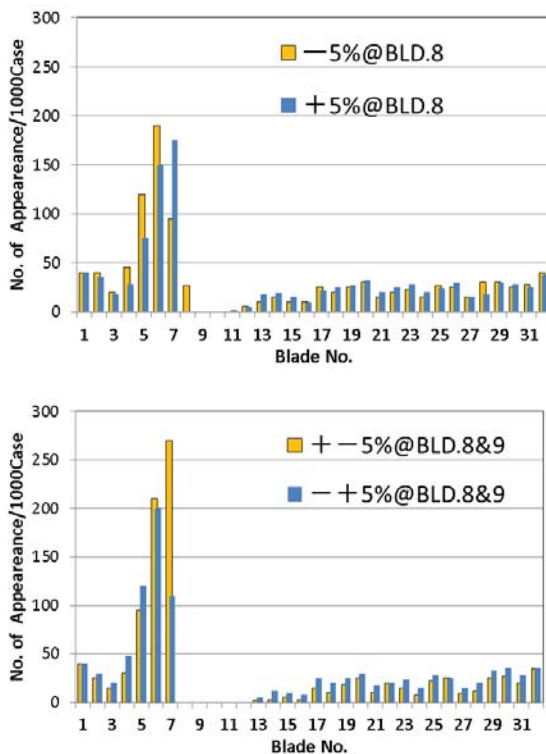


Fig.13 Relative location of maximum responder blade

参考文献

- 1).加藤大, パロギョーム, 杉原晶雄, 青塚瑞徳: 高性能圧縮機の研究開発, IHI技報, Vol. 53, No. 4 (2013) pp. 55-62.
- 2).Castanier, M.; Pierre, C.: Modeling and Analysis of Mistuned Bladed Disk Vibration: Status and Emerging Directions”, Journal of Prop. And

- Power, Vol.22, No.2, March-April 2006, pp384-396.
- 3).Feiner, D. M., and Griffin, J. H., “Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model-Part 1:Theory, Proc.of ASME Turbo Expo 2003,GT2003-38952, (2003), pp.1-10.
 - 4).Hattori, H.: Study on Mistuning Identification of Vehicle Turbocharger Turbine BLISK Hiroaki, Proc.of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-27217
 - 5).Afolabi, D., A NOTE ON THE ROGUE FAILURE OF TURBINE BLADES, Journal of Sound and Vibration (1988) 122(3), 535-545
 - 6).Lim, S., Castanier, M.P. and Pierre, C. : Vibration Modeling of Bladed Disks Subject to Geometric Mistuning and Design Changes, J. of Gas turbine and Power, Proc.45th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Conference, 19 - 22 April 2004, AIAA 2004-1686
 - 7).Bhartiya, Y., Sinha, A. : Reduced Order Modeling of a Bladed Rotor with Geometric Mistuning: Alternative Bases and Extremely Large Mistuning, International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, December 2013, Vol. 5, No.1
 - 8).タービン動翼の配列方法, 特開平10-47007.
 - 9).Beirow, B.: Kühhorn, A.: Nipkau, J.: ON THE INFLUENCE OF STRAIN GAUGE INSTRUMENTATION ON BLADE VIBRATIONS OF INTEGRAL BLISK COMPRESSOR ROTORS APPLYING A DISCRETE MODEL, Proc.of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59207
 - 10).Beirow, B.: Kühhorn, A.: Schrape, S.: A DISCRETE MODEL TO CONSIDER THE INFLUENCE OF THE AIR FLOW ON BLADE VIBRATIONS OF AN INTERGRAL BLISK COMPRESSOR ROTOR, Proc.of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50613

遷音速ファンの部分回転数時に 失速点近傍で生じるフラッターの FSI 解析

立石 敦（東大院），*渡辺 紀徳，姫野 武洋（東大），青塚 瑞穂，室岡 武（IHI）

FSI Analysis of Transonic Fan Flutter on Part-speed, Near-stall Operating Conditions

Atsushi TATEISHI (School of Engineering, The Univ. of Tokyo),
*Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO (The Univ. of Tokyo),
Mizuho AOTSUKA and Takeshi MUROOKA (IHI)

ABSTRACT

This paper presents the application of the flutter analysis framework using fluid-structure interaction simulation (FSI) and system identification to the prediction of stall flutter in a transonic fan which was experienced during a rig test. Flutter analyses were conducted over a wide range of part-speed operating points. The flutter boundary obtained by FSI simulations fairly agreed in a qualitative sense on several high rotational speed lines. However, the simulations could not reproduce flutter boundary for the cases with low rotational speeds. Detailed observation of the flowfield and local aerodynamic work revealed that the flutter boundary on the low speed lines was determined by the existence of detached shock near the leading edge which contributed to strong excitation force. From these analyses, it was concluded that the mismatch in the flutter boundary was attributable to the difference in the computed flow field around the leading edge with the experimental one.

Key words: Fan, Aeroelasticity, Stall flutter, Fluid-Structure Interaction, Transonic flow

1. はじめに

航空用エンジンファン動翼の軽量化は、燃料費削減のための高バイパス比化や、大きな遠心力を支持するディスクの構造成立性に関わる極めて重要な技術項目である。翼を軽量化すると、空力弾性的な自励振動である翼列フラッターが生じやすくなることから、設計時には十分な剛性を確保することなど、慎重かつ詳細な検討が求められる。翼列フラッターには様々な種類があり、流れの様相や発生原因によって古典的フラッター、チョークフラッター、超音速非失速フラッター、亜音速・遷音速失速フラッターなどに分類されている¹⁾。

最近のファン翼列では特にサージ線近傍で生じる亜音速・遷音速失速フラッターが重要な問題となっている。このタイプの発生領域はサージ線近傍から作動線に向かって鋭く食い込むという特徴があることから、作動線からのマージンの予測手法や回避のための設計指針の確立が求められ続けている。しかし、これまで失速フラッターの発生を予測することは困難であった。1970年代にF100 エンジンファンの失速フラッターに関する検討を行った Jeffers らは、当時失速点付近の剥離を含む流れ場に使用できる流体力モデルが存在せず、予測が困難なこ

とを指摘している²⁾。

近年のフラッター解析における流体力モデルの多くは数値流体力学 (CFD) に基づいている。これまで時間領域、周波数領域、流体構造連成といった様々な解法が提案され、フラッターの解析に供されてきた。その中で、筆者らは異なる振動モード間の干渉や気流による振動数変化といった空力・構造間の相互作用効果を詳細に模擬するため、流体構造連成解析とシステム同定手法を統合した振動解析手法を提案し、種々の翼列モデルで検証や試行を重ねてきた^{3,4)}。

本研究では、これまでの研究で構築したフラッター解析手法を用いて、リグ試験で経験された失速点付近で生じるフラッターの再現を試みた。得られたフラッター境界および流れ場の評価を通じて、フラッター発生状況の特徴とそこから導かれた予測精度向上の指針を述べる。

2. 翼列フラッターの解析手法

2.1 振動系の記述と空力弾性モードの同定

本研究のフラッター解析手法は、システム同定に基き、翼の振動方程式中の自励空気を翼振動の時間履歴を用いて直接モデル化し、流体と構造が連成した状態にお

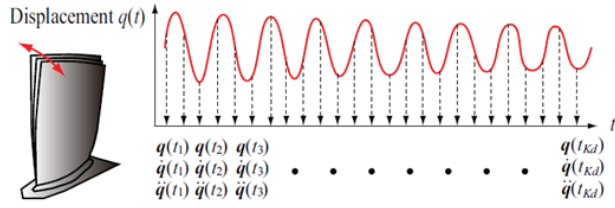


Fig. 1 Sampling of blade vibration from time history by FSI

る振動モードである「空力弾性モード」を求める。得られる翼振動のパラメタは、空力弾性モードの振動数、減衰率、モード形状である。本手法は以下の2つの手続きからなる。

(1) 流体構造連成解析を実行すると、計算で取り込んだ全ての翼（翼枚数 N_b ）の全ての構造振動モード（モード数 N_f ）に対して、Fig. 1 に示すように翼振動の変位 q 、速度 \dot{q} 、加速度 \ddot{q} の時間履歴が求まる。そのため、十分な数のサンプル数 K_d 個の瞬時値を用いれば、翼列全体の運動方程式

$$\begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \vdots \\ \ddot{q}_{N_b} \end{bmatrix} + \text{diag}(\Lambda) \begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_{N_b} \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_{N_b} \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_{N_b} \end{bmatrix} \quad (1)$$

における未知項である自励空気力係数行列を連成解析結果に基づき同定できる。Eq. (1) で、 q_i は各翼の構造振動モード変位ベクトル、 Λ は構造振動モード剛性行列で対角行列である。また、 A, B は翼の運動に対し線形に表現した自励空気力の係数行列で非対称密行列であり、最小二乗法によって同定される。

(2) 自励空気力行列 A, B を用い、 λ を固有値、 ψ を固有ベクトルとして、運動方程式の固有値問題が

$$\lambda \begin{bmatrix} \psi \\ \lambda \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} O & I \\ -\text{diag}(\Lambda) + A & B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi \\ \lambda \psi \end{bmatrix} \quad (2)$$

と書ける。固有値問題 Eq. (2) を解き、空気力と翼振動が連成した振動モードを求める。すると、翼列全体の振動方程式に対する固有値分布と振動モード形状が総自由度の数 ($N_b N_f$) だけ得られる。固有値は振動に関する時間の情報を含んでおり、実部、虚部はそれぞれ空力弾性モードの減衰率 μ_{AE} 、振動数 f_{AE} と以下のように対応する。

$$\mu_{AE} = -\text{Re}(\lambda), \quad 2\pi f_{AE} = |\text{Im}(\lambda)| \quad (3)$$

また、モード形状からは翼列周方向のモード形状である翼間位相差や、どの構造振動モードが支配的な空力弾性モードかといった情報が得られる。

同定誤差は、翼振動のシグナルと同定結果間に生じる残差に基づき、各固有値の誤差を統計的に求め評価した。自励空気力行列の同定過程、および同定誤差の評価法については文献^{3,4)}を参照されたい。

2.2 フラッター境界の決定方式

前項の手法を用いて様々な作動点で求められた空力弾性モードに基づいて、ファン特性マップ上におけるフラッター発生点（以下、フラッター境界）が求められる。

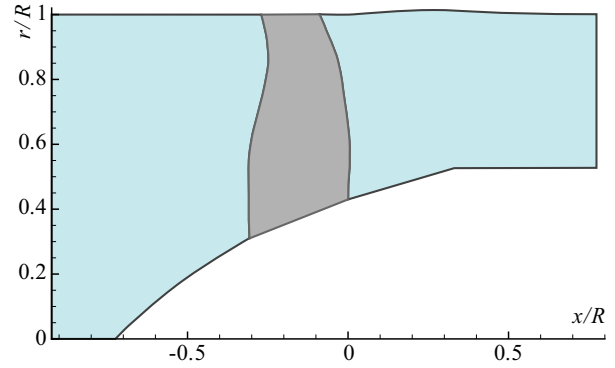


Fig. 3 Meridional view of the CEFS1 fan

Table 1 Specifications of CEFS1 fan

Number of blades	18
Aspect ratio	1.6
Relative Mach number at tip	1.4
Blade material	Ti-6Al-4V
Range of flutter region and structural modeshape	80%N, 82.5%N (1F mode)

ある2つの作動点 A, B の間で、それぞれの点におけるモード減衰率の最小値が $(\mu_{AE})_A > 0$ （正減衰: 安定）、 $(\mu_{AE})_B < 0$ （負減衰: 不安定）であったとする。このとき、最低の減衰率が0となる空力弾性モードが存在する作動点は A 点, B 点の間にあると考えられる。したがって、フラッター境界上の作動点における圧力比 π_F 、流量 m_F を A 点, B 点における減衰率に基いた内挿係数 s を用い、流量 m_A, m_B 、圧力比 π_A, π_B から

$$s = (\mu_{AE})_A / [(\mu_{AE})_A - (\mu_{AE})_B] \quad (4)$$

$$\pi_F = (1-s)\pi_A + s\pi_B \quad (5)$$

$$m_F = (1-s)m_A + sm_B \quad (6)$$

と、線形補間して求める。本研究ではこうしてフラッター境界作動点 (m_F, π_F) を算出している。

3. 解析対象と数値解析手法

3.1 CEFS1 ファン

本報における解析対象は IHI 社において高効率・高比流量を実現すべく研究開発された CEFS1 ファン⁵⁾である。子午断面流路を Fig. 3 に、仕様を Table 1 に示す。ファンは18枚の翼をもち、64チタンのブリスクで作成されている。また、CEFS1 はリグ試験において設計回転数比80%N, 82.5%N (N は回転数を表す) の失速側作動点で、動翼一次たわみモードのフラッターが発生した。

3.2 翼構造のモデル化と構造解析

フラッター解析に用いる翼形状および構造振動モードを非線形有限要素解析により求めた。なお、ディスクは十分剛であるため、翼根の全自由度を固定し翼部のみの計算を実施した。Fig. 4 に得られたキャンベル線図と低次5モードのモード形状を示す。フラッター解析の対象とする回転数域は70%Nから85%Nの範囲で、特性マ

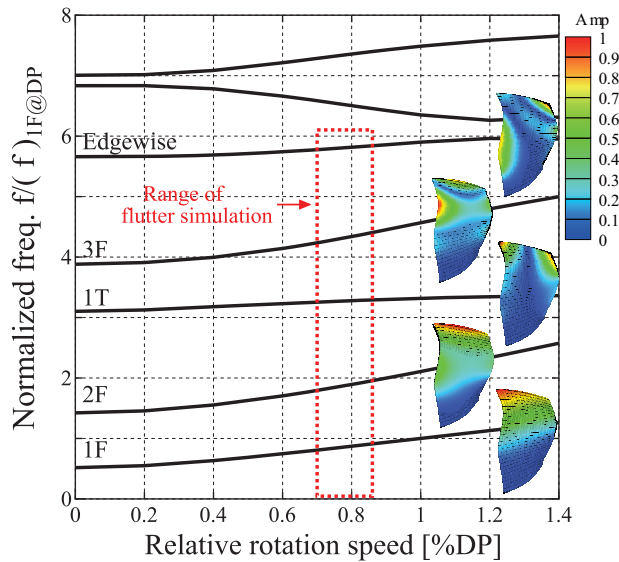


Fig. 4 Campbell diagram of CEFS1 and the range of flutter simulation

トップ上の高流量側からサージ線間の範囲を網羅的に2.5%N刻みで行う。フラッター解析には図に示した低次5モードを取り込む。なお、解析対象範囲ではモードの縮退は見られず、翼のモード形状に大きな変化はない。

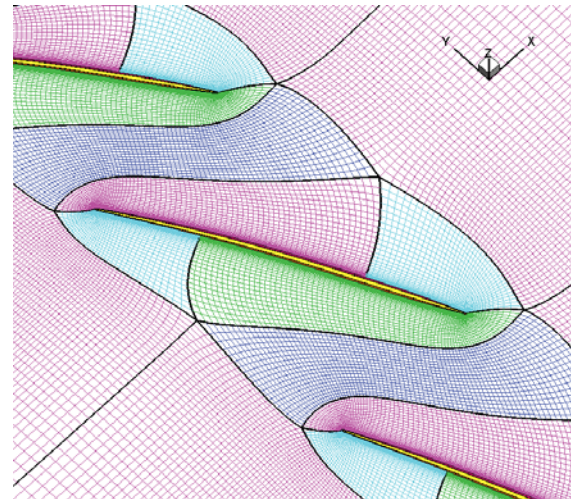
3.3 流体構造連成解析

全ての解析は自作の流体構造連成解析コードにより行われた。本コードは、マルチブロック有限体積法による圧縮性流体解析と、翼の微小振動の運動方程式を組み合わせたものである。流体の解法は翼振動を模擬するため Arbitrary Lagrangian- Eulerian 型の支配方程式を使用し、有限体積的な移動格子法を導入した。非粘性流束と粘性流束はそれぞれ SHUS と二次精度中心差分により評価した。乱流モデルには、一方程式型の Spalart-Allmaras モデル⁶⁾を基本に、 f_2 項を0とし全域乱流として用いた。時間進行法として、定常流れ解析では Euler 陰解法による局所時間刻み法を、翼振動解析では陰的な二次精度三点後退差分法を3回の内部反復と組み合わせて用いた。陰解法は圧力、速度、温度の基本変数に対して構築し、Red-Black Gauss-Seidel 法により線形反復の圧力残差が初期の1/10になるまで反復した。

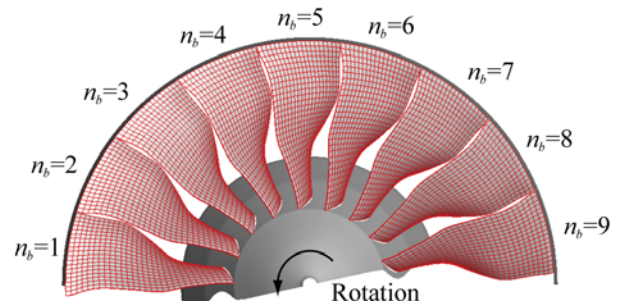
翼振動の解析は各構造振動モードの運動方程式を解き変位を重ねあわせるモード合成法を用いた。計算された FEM モデル上の変位は移動最小二乗法によって流体格子表面にマッピングされる。一方 FEM モデル節点上の空気力は、仮想仕事原理に基づき、仕事保存型のマッピング手法で算出した。

3.4 解析格子と境界条件

本解析の範囲は回転数に15%Nの幅があることから、80%Nの翼形状で格子を作成し、有限要素法による格子モーフィングを用いて、回転数別にそこでの翼形状を反映した格子を生成して使用した。Fig. 5 (a) に用いた格子



(a) Passage view (CFD)



(b) Half-annulus domain for the flutter analysis (FEM)

Fig. 5 CFD grid and FEM model

を示す。格子点数は翼弦、ピッチ、半径方向にそれぞれ120, 108, 120セルを配置し、1流路当たりおよそ230万点である。翼端間隙内は23セルで模擬されている。

定常流れ解析においては、単流路のみを解析領域にとった。また翼振動解析では、Fig. 5 (b) に示すようにファン半周を取り込んだ。このとき、偶数の節直径($ND = 0, \pm 2, \pm 4, \pm 6, \pm 8$)が空力弾性モードに現れる。

境界条件として、ファン入口では軸方向流入とし全温・全圧を固定した。出口では単純半径平衡より静圧分布を求めた。固体壁面上では断熱・粘着条件を与えた。また、翼振動解析の際は、入口・出口に Giles の準一次元無反射境界条件⁷⁾を用いた。

4. フラッター解析結果

4.1 各回転数における定常流れ解析結果

フラッター解析に用いる定常流れ場を得るため、単流路の定常流れ解析を行った。Fig. 6 に得られたファン特性マップのリグ試験結果との比較を示す。解析ではどの回転数でも高流量側で圧力比が大きめに算出されたが、回転数変化・流量変化に対する感度が適切に捉えられており、定性的には妥当な結果が得られたと判断した。フラッター解析は太線丸で示した22点に対して行い、これらの点はFig. 6中に示すように、各回転数で高流量側から低流量側に向かってA', A, B, Cと呼ぶことにする。

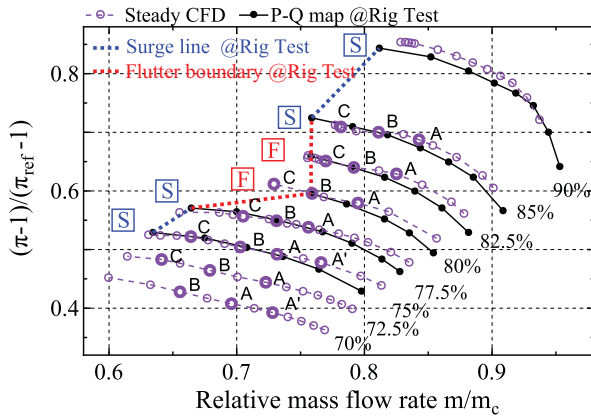


Fig. 6 Characteristic map of CEFS1 fan

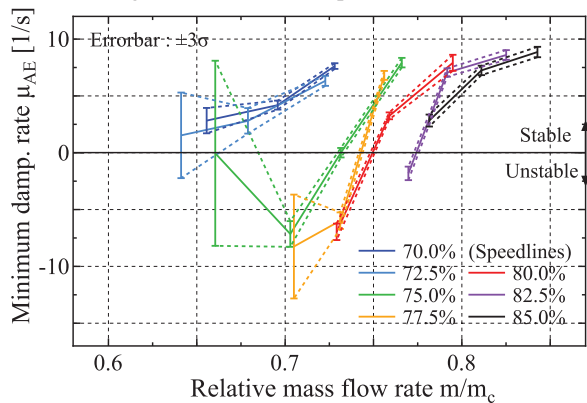


Fig. 7 Relationships of mass flow rate and minimum aeroelastic damping rate on each speed line

4.2 各回転数における空力減衰とフラッター境界

フラッター解析結果の空力弾性モードから最小減衰率を抽出し、各回転数についてファン流量を横軸に、減衰率を縦軸にプロットし Fig. 7 に示す。減衰率が正の点では翼振動は安定であり、いっぽう減衰率が負の点では不安定な空力弾性モードが存在し、フラッターが発生する。誤差棒は統計的な同定誤差解析より得られた減衰率推定値の99%信頼区間で、同定された減衰率の不確かさを示す。誤差は特に77.5%N以下の低流量側で大きい。これは非定常解析において翼の自由振動と相関の小さい巡回失速に似た流れの非定常性が生じたためである。しかし、フラッター境界の零減衰点は誤差棒の小さい領域に位置しているため、精度よく求まっているといえる。

連成解析では75%Nから82.5%Nに零減衰点や負減衰点となる作動点が存在し、フラッターが生じている。これらの回転数では、零減衰付近で流量を絞った際に減衰率が急激に落ち込んでいる。しかし、72.5%N以下ではフラッターは生じず、流量を絞った際も減衰率の低下は緩和される傾向にあり、75%N以上で見られる急激な変化は見られない。このように、特定の回転数域における低流量側作動点での減衰率の急激な落ち込みが本対象におけるフラッター境界近傍の変化の特徴であるといえる。

フラッター境界の作動点を求め、マップ上に図示しリグ試験結果と比較したものを Fig. 8 に示す。リグ試験結

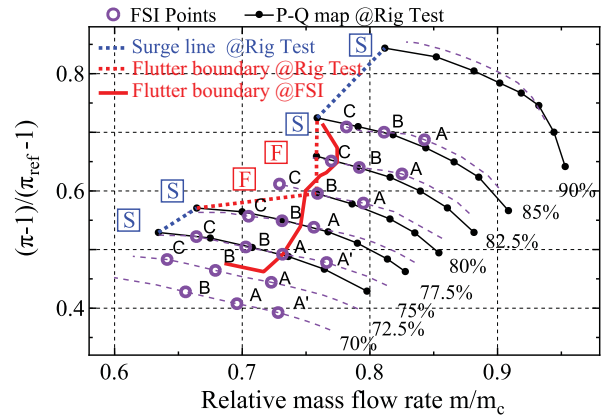


Fig. 8 Characteristic map of CEFS1 and obtained flutter boundary by rig testing and FSI simulations

果で生じた80%N, 82.5%Nのフラッター境界は連成解析でも定性的に再現されている。なお、青塚らによる非連成の解析結果⁸⁾でも同様の結果が得られていることから、この対象では連成解析を用いても得られるフラッター境界は大きく変化しないと考えられる。しかし、試験ではフラッターが起こらないはずの低回転数側の75%Nから77.5%Nでもフラッターが生じ、数値解析結果は部分的に試験結果から逸脱する結果となった。この不一致の原因を探るために、フラッター境界前後の流れ場および不安定に寄与している流れ構造を観察する。

5. フラッター境界近傍の流れ場

フラッターが起こる流れ場と起こらない流れ場の間にどのような共通点・相違点が見られるかを定常流れ解析の結果に基き議論する。Fig. 9 に、代表的な回転数として、試験でも解析でもフラッターの発生しない72.5%N（作動点A, B）と、フラッターが発生した80%N（作動点B, C）におけるフラッター境界付近の翼負圧面上限界流線と85%翼高さ位置の相対マッハ数場を可視化して示す。翼面上の影付き部は軸方向の逆流域を示している。

まず、これら4つの作動点で共通する流れ現象を列挙すると、①: 翼根からMidspanにかけて生じる前縁剥離、②: ①の前縁剥離により生じた逆流域・低運動量流体に生じる半径方向二次流れ、③: Midspanから翼端にかけて存在する前縁付近の離脱衝撃波、④: ②の低速領域と③の離脱衝撃波との干渉、とまとめられる。

しかし、①から④の挙動は回転数によって異なっている。フラッターが生じない72.5%Nでは、Fig. 9 (a) と Fig. 9 (b) の変化に見られるように、作動点AからBの変化で全縁剥離が90%翼高さほどまでせり上がり、A点で前縁付近に位置していた離脱衝撃波は消失する。

一方、フラッターが生じる80%Nでは、作動点BからCの変化で衝撃波の前進が見られ、低スパン位置から壁面付近を移流してきた低運動量流体との干渉により衝撃波下流に大きな剥離領域が生じているものの、依然とし

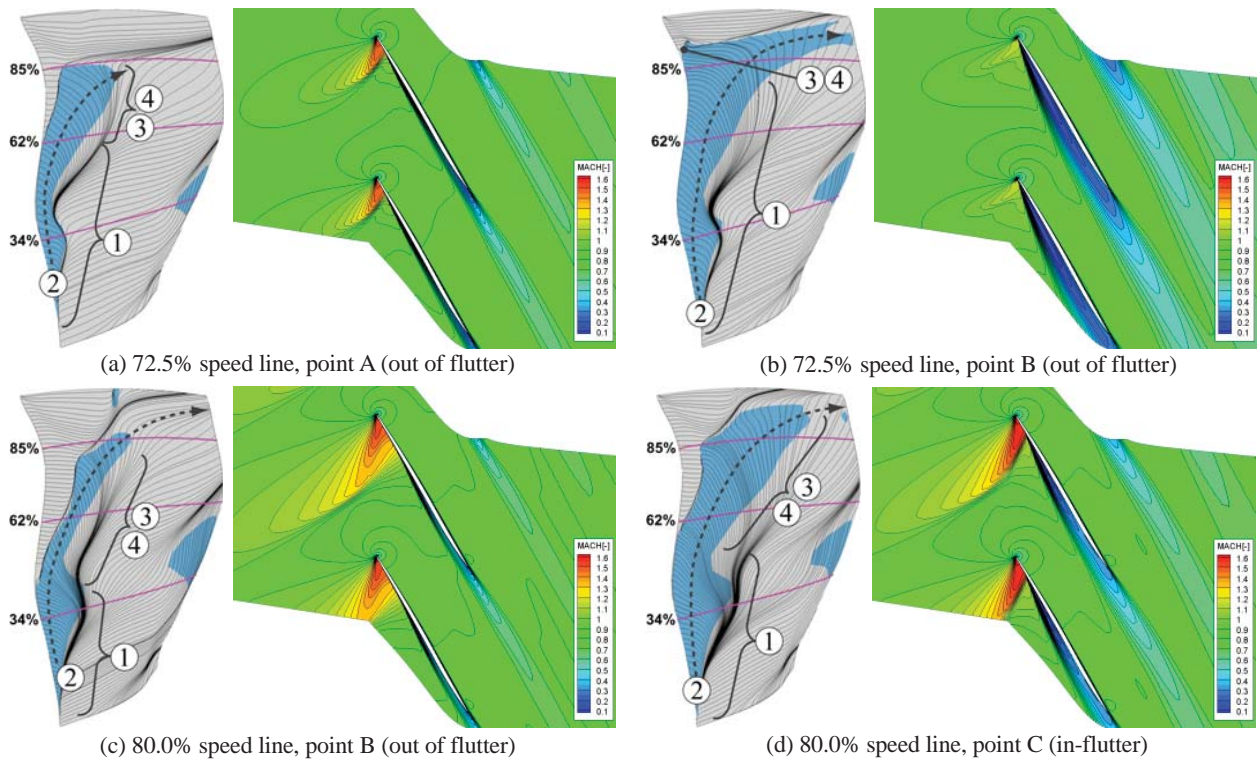


Fig. 9 Limiting streamline on the suction surface and relative Mach number field on the 85% span height. Shaded area shows axially-reversed area on the blade surface.

て前縁付近に位置している。また、衝撃波は②の二次流れとの干渉により足元が上流に押し出されている。

以上のように、フラッター境界付近の流れ場は、回転数変化に敏感な遷音速流れ場において、異なる翼高さ位置における流れ現象が壁面付近で相互干渉することで衝撃波位置やその足元の剥離部の大きさが決まっていることが推察される。

6. 翼に作用する励振力と関連する流動現象

衝撃波のフラッターに対する役割を理解するために、連成解析の結果から空力弾性モードに対応する変動圧力 \tilde{p} を再構築し、Eq. (7)のように翼振動1周期の平均から翼面上の局所的な空力仕事分布 LW を求めた。なお、空力仕事が正の部分は励振力、負の部分は減衰力としての自励空気の作用を意味する。

$$LW = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} [-\tilde{p}n \cdot v] dt \quad (7)$$

Fig. 10に各回転数におけるフラッター境界前後での負圧面上の空力仕事分布を示す。負圧面上の離脱衝撃波足元はどの回転数でも強い励振力として作用している。また、前縁剥離部分は直接的には励振力に寄与していない。

フラッターが生じない72.5%Nでは作動点AからBの間における衝撃波の消失と同時に励振力も消失している。一方で、数値解析でフラッターが生じた75%Nから82.5%Nまでは、流量を絞っても衝撃波が翼面上に位置し励振力も失われていない。よって、低回転数側のフラッター境界を決定づける流動現象は、「離脱衝撃波が前

縁剥離に切り替わり消失する」ことだといえる。

離脱衝撃波の状態と空力仕事変化をより明瞭に対応づけるために、Fig. 11に負圧面・正圧面それぞれの空力仕事積分値を流量と共に示す。正圧面ではどの回転数でも流量に対し空力仕事が増加する。一方負圧面で空力仕事が流量に対し減少している部分は、衝撃波の入射域が小さくなることに対応している。また、回転数を増加させると負圧面の曲線が不安定側にシフトしているのは、衝撃波の強さが増し励振力の寄与が大きくなったためだと考えられる。

以上より、試験と解析の間のフラッター境界の差異は、翼高さ方向に前縁剥離と離脱衝撃波が切り替わる前縁付近の流れ場、特に励振力として作用する衝撃波足元に関し、実際の流れ場との差異に由来するものと推察される。そもそも大規模な前縁剥離や足元の大剥離を伴う離脱衝撃波は、間欠的な渦放出や衝撃波振動が見られる非定常な流れ場であると考えられるため、RANSの結果がどの程度実現象と対応しているのかには議論の余地がある。前縁剥離や衝撃波の非定常性を含め、流れ場を特徴付ける①～④の流体现象を本質的に理解し、実際に生じている流れの状態に近づける工夫をすることで、フラッター解析の精度向上が期待できる。

7. 結論

流体構造連成解析とモード同定法を組み合わせたフラッター解析手法によって、遷音速ファンのリグ試験において部分回転数失速点近傍で経験されたフラッターの

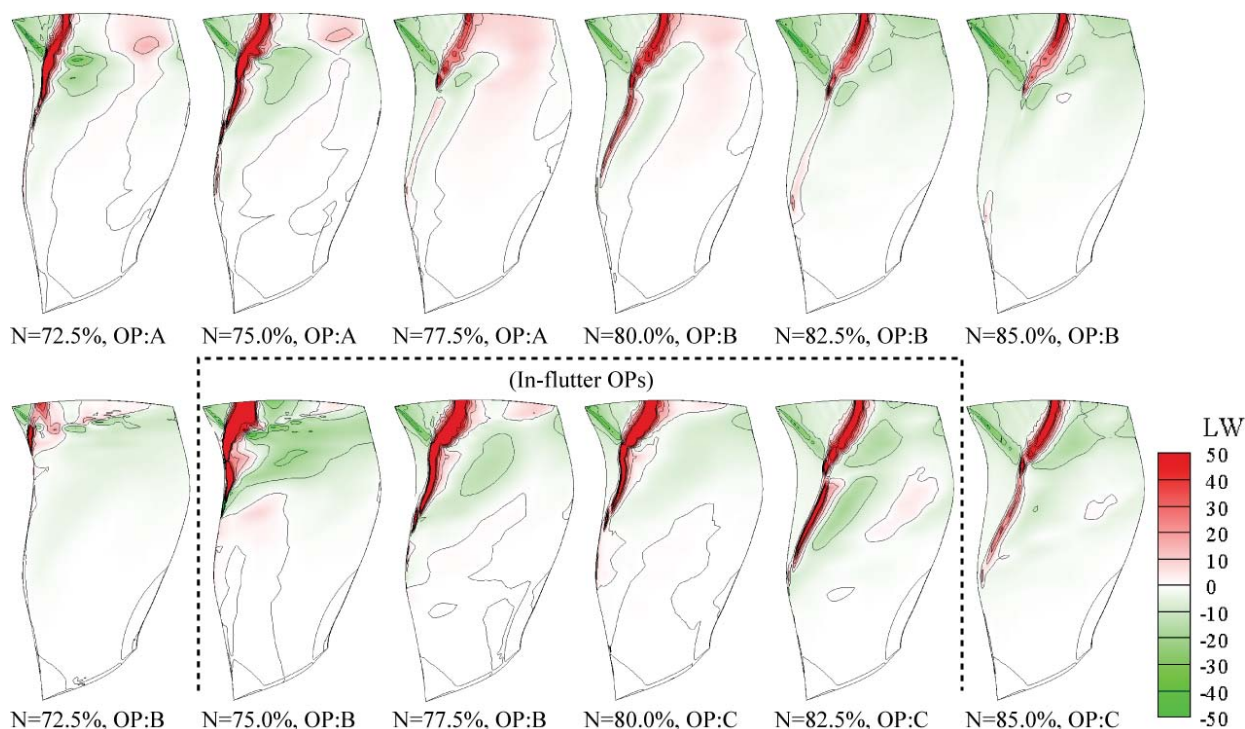


Fig. 10 Comparison of local aerodynamic work distribution on the suction side of the blade across the flutter boundary

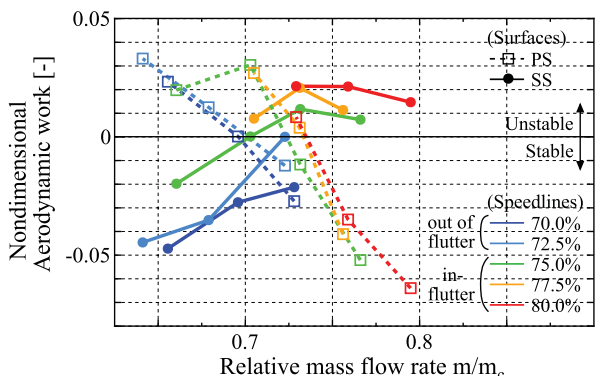


Fig. 11 Summation of aerodynamic work on the suction and pressure sides

発生領域の再現を試みた。解析結果のフラッター境界は部分的に試験結果を再現したが、低回転数側で試験結果との差異が生じた。流れ場と翼面上空力仕事を詳細に観察した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) フラッター境界近傍では、前縁剥離、剥離による低速流の二次流れ、前縁付近の離脱衝撃波が干渉しあう複雑な流れ場が見られる。フラッターが生じない回転数では低流量側作動点で離脱衝撃波が消失するが、フラッターが生じる回転数では衝撃波足元が翼面上にある。

(2) 翼負圧面の前縁付近に位置する離脱衝撃波の足元は励振力への寄与が大きいことから、回転数を下げた際、低流量側の作動点において離脱衝撃波が前縁剥離に切り替わり消失するタイミングが、低回転数側のフラッター境界を決定づけている。

謝辞

本研究はJSPS 科研費 14J10312の助成を受けた。また、

IHIはCEFS1の開発に際し、経済産業省の航空機・宇宙産業イノベーションプログラム基本計画による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構からの助成を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Platzer, M. F. and Carta, F. O. E. "AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines Volume 1: Unsteady Turbomachinery Aerodynamics", AGARDograph No. 298, Vol. 1, 1988
- 2) Jeffers, J. D. and Meece, C. E. "F100 Fan Stall Flutter Problem Review and Solution", Journal of Aircraft Vol. 12, No. 4, pp.350-357, 1975
- 3) 立石, 渡辺, 姫野, 井上, "流体-構造連成法による多自由度翼列フラッターの数値解析", 第40回日本ガスタービン学会定期講演会論文集 B-3, 2012
- 4) 立石, 渡辺, 姫野, 井上, "流体構造連成解析による遷音速ファン翼列のフラッター解析", 第42回日本ガスタービン学会定期講演会論文集 A-16, 2014
- 5) Murooka, T., Goto, S., Mizuta, I., and Kodama, H. "New Concept Design and Development of an Advanced Transonic Fan Rotor", IGTC2007 Tokyo, TS-053, 2007
- 6) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", Recherche Aerospaciale, No. 1, pp. 5-21, 1994
- 7) Giles, M. B. "Nonreflecting Boundary Conditions for Euler Equation Calculations", AIAA Journal Vol. 28, No. 12, 1990
- 8) Aotsuka, M. and Murooka, T. "Numerical Analysis of Fan Transonic Stall Flutter", ASME Paper GT2014-26703, 2014

圧縮機静翼の性能に及ぼす上流動翼のウエークの影響

パロ ギョーム，加藤 大（株式会社 I H I），要田 航，太田 有（早稲田大学）

The Effect of the Wake of an Upstream Rotor on the Performance of a Stator in an Axial Flow Compressor

Guillaume Pallot, Dai Kato (IHI Corporation), Wataru Kanameda, Yutaka Ohta (Waseda University)

ABSTRACT

The flow field of a low speed single-stage compressor comprising a rotor and a downstream stator is computed using an unsteady simulation. The simulation is validated by comparing numerical results with measurement data obtained at both rotor and stator exit. The time averaged results of the simulation show good agreement with the steady state data obtained by pneumatic measurements. The simulation is thus considered as a reliable tool for further investigation of the flow. The study focuses on the unsteady pressure loss generated in the stator passage.

Key words: Axial Flow Compressor, Unsteady Simulation, Wake, Total Pressure Loss

1. はじめに

1980 年代以降の多段軸流圧縮機の空力設計では，定常解析をベースとした手法を用いている．経験式や自社のデータベースを用い，性能に及ぼす非定常現象の影響を簡易的に評価し，定常解析結果を補正することが一般的な設計手法である．しかし，今後ジェットエンジンの更なる性能向上を達成するためには，各エンジン・コンポーネントで生じる非定常現象の理解を深めると共に，性能に及ぼす非定常現象の影響をより高精度に予測し設計に反映することが必要となる．非定常数値解析はその有効な手段の一つである．

本研究では，低速単段圧縮機リグの実験データを用い，非定常解析の検証を行った．解析と計測データとの整合性を確認した後，静翼の性能に及ぼす上流動翼のウエークの影響を調査した．

2. CFD の検証

実験装置

Fig. 1 に早稲田大学の単段圧縮機の断面図を示す．また Table 1 に圧縮機の代表的な仕様を示す．流量は動翼の上流側にある 3 連のピトー管で計測しており，（同図よりも下流の）排気ダクトに設置された流量調整弁にて調整する．

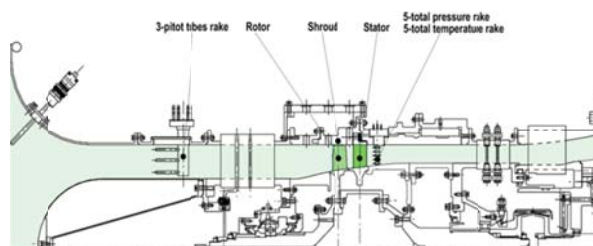


Fig. 1 Low speed compressor test facility of Waseda University

動翼出口における流速と圧力は，半径方向トラバース装置に取り付けた 3 孔 yawmeter で計測した．静翼出口の流速と圧力は，半径方向と周方向トラバース装置に取り付けた 3 孔 yawmeter で計測した．計測位置を Fig. 2 に示す．

Table 1 Compressor specifications

	Rotor	Stator
Rotation speed rpm	5000	-
Blade/Vane count	33	48
Solidity	1.47	1.09
Tip radius m	0.180	0.180
Aspect Ratio	1.00	1.69
inlet Mach number @mid span	0.27 (relative)	0.17
Reynolds number	280,000	97,000

計測は圧縮機的设计点, $\phi = 0.45$ で行った。は無次元流量で, 式 1 で定義される。計測中の修正回転数の変化は 1 rpm 以下で, 修正流量の変化は 0.1% 以下である。

$$\phi = \frac{V_x}{U_{tip}} \quad (1)$$

V_x : 動翼入口での軸方向速度

U_{tip} : 動翼のチップ周速

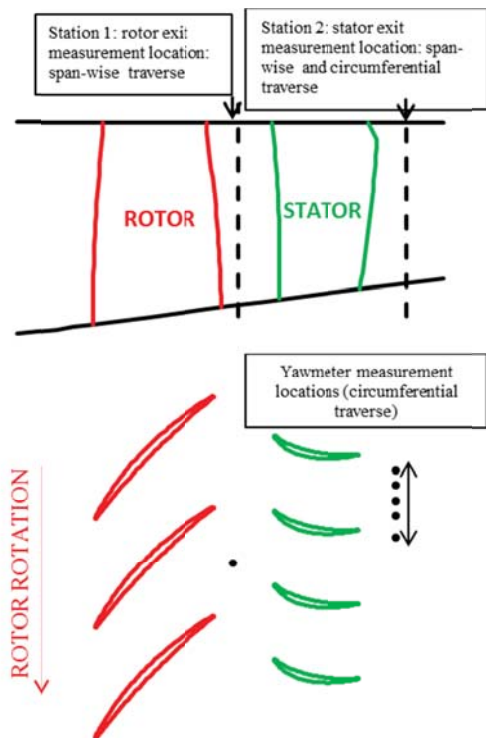


Fig. 2 Measurement locations

CFD 解析

JAXA が開発した三次元圧縮性流体解析コードである UPACS¹⁾²⁾ に JAXA と IHI の共同研究で多段解析用に改修を加えたバージョンを用い,

圧縮機の非定常段解析を行った。UPACS は Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS) 方程式を解く。本解析に使用した乱流モデルは Spalart-Allmaras³⁾ 1 方程式モデルである。動翼と静翼の計算領域の円周幅を同じにするため, 動翼の枚数を 33 枚から 32 枚まで減らした。ソリディティを維持するため, コード長を 3% 延長させた。静翼の枚数は変わっていない。Fig. 3 に示す計算領域の円周幅は 15 deg である。翼面近傍の格子の直交性を保つため, 翼周りに法線方向 17 点の O 型格子を用いる (Fig. 3 の赤い領域)。主流部は H 型格子である (Fig. 3 の灰色領域)。全円周幅での H 型格子点数を Table 2 に示す。解析では動翼のチップクリアランスを考慮している。チップクリアランス格子は流れ方向 92 点, 周方向 40 点, 半径方向 20 点である。時間刻みは 1 回転あたり 14400 ステップであり, 計算が収束してから 14400 ステップのデータを蓄積し, 時間平均を算出した。

Table 2 number of mesh points

	Axial	Radial	Tangential
Rotor	200	113	258
Stator	220	113	291

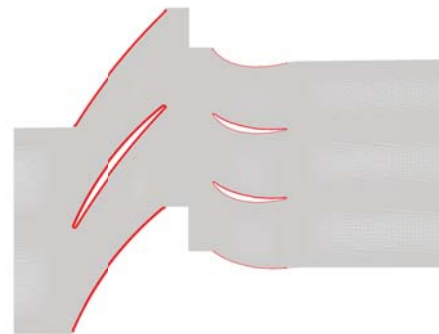


Fig. 3 Calculation domains

実験と解析との比較

動翼出口 (Station 1) での全圧, 軸方向速度, 絶対流れ角の半径方向分布をそれぞれ Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6 に示す。全圧および軸方向速度は, 式 2 および式 3 を用いてそれぞれ無次元化した。

$$Pt^* = \frac{Pt_1 - Pt_0}{\rho_0 U_{tip}^2} \quad (2)$$

$$V_x^* = \frac{V_x}{U_{tip}} \quad (3)$$

- Pt^* : 無次元全圧
- Pt_1 : Station 1 での全圧
- Pt_0 : 動翼入口での全圧
- ρ_0 : 空気密度
- V_x^* : 無次元軸方向速度
- V_x : 有次元軸方向速度
- U_{tip} : 動翼チップ周速

赤い線は非定常解析の時間平均，黒い点は yawmeter 計測結果を表す．軸方向速度分布を見ると，ハブ側では解析と計測結果が異なっている．解析では動翼の二次流れが過大評価されることにより，ハブ側の軸方向速度が実験と比べて低くなっていると考えられる．Fig. 7 に静翼の流出角を示す．解析による静翼の偏差角が全スパンに渡って 0.5 deg 程度過小評価されているが，半径方向分布は計測結果とよく一致している．これらの相違点はあつたものの，非定常解析結果は試験結果を概ね模擬できており妥当であると考えられる．

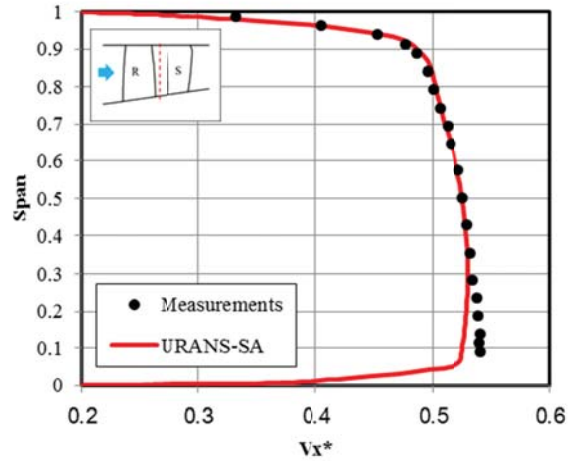


Fig. 5 Axial velocity distribution at Station 1

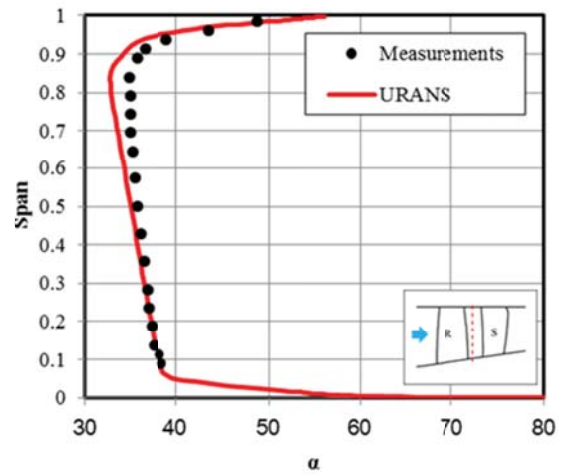


Fig. 6 Flow angle distribution at Station 1

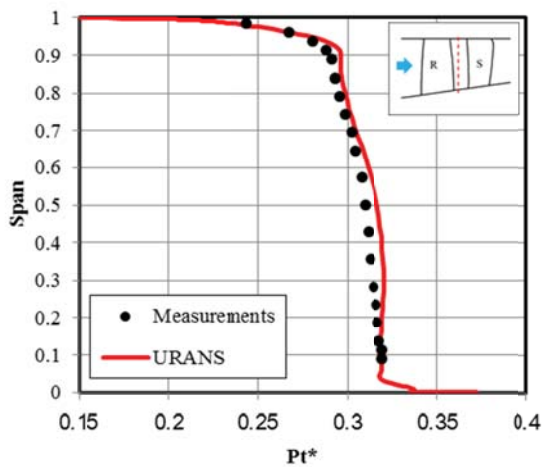


Fig. 4 Total pressure distribution at Station 1 (rotor exit)

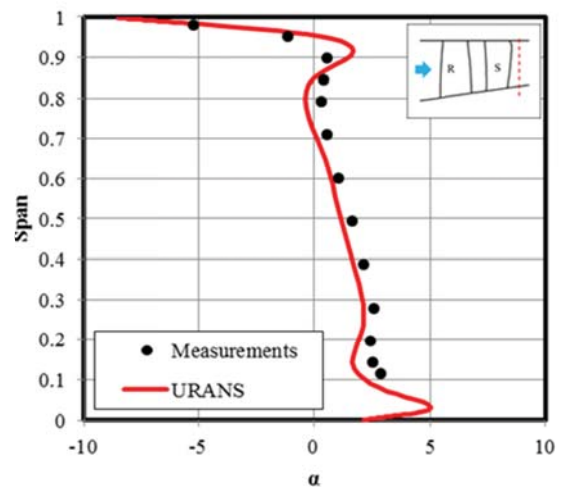


Fig. 7 Flow angle distribution at Station 2 (stator exit)

3 静翼の性能に及ぼす上流動翼のウエークの影響

定常計測結果から非定常流れに関する情報を得ることは難しいが、静翼出口の周方向トラバース計測データから静翼出口主流部で発生する圧力損失(ロス)の情報が得られる。以下で説明するように、このロスは上流動翼のウエークによるものである。Fig. 8 に静翼出口 (Station 2) ミッドスパンでのロス係数 (式 4) の周方向分布を示す。

$$\omega = \frac{Pt_1 - Pt}{Pt_1 - Ps_1} \quad (4)$$

Pt_1 と Ps_1 は動翼出口 (Station 1) のミッドスパンでの全圧と静圧、 Pt は静翼出口 (Station 2) のミッドスパンでの全圧を表す。実験 (黒い点) の場合には、 Pt_1 、 Ps_1 と Pt は yawmeter 計測から得られたものである。非定常解析 (URANS, 赤線) では、時間平均流れ場から Pt_1 、 Ps_1 と Pt を得ている。Mixing Plane を用いた定常解析 (RANS) によるロスと同じ Fig. 8 に示す (青色)。RANS の場合には、上流動翼のウエークが静翼間を通過しないため、主流部ではロスが発生しない (このプロットではウエークを含む動翼流れを Mixing Plane で Mix-out させた際のロス分は上乘せしていない)。実験においても、URANS においても静翼の正圧面側 (pressure side) の主流部のロスが負圧面側 (suction side) よりも高くなっている。また、RANS によるロスの周方向分布を見ると静翼ウエークと主流部の境目 (stator wake edge) が明確に見えているが、URANS の場合にはその境目が見難くなっており、静翼ウエークの幅が広がっている。

Fig. 9 に示すように、動翼ウエークの中の絶対流れは、主流部よりも小さい軸方向速度成分と大きい周方向速度成分を持つ。ウエークが静翼の前縁に近付くと静翼の入射角が高くなる。その変化量は最大で 12 deg である。入射角が高くなることで、負圧面の境界層が厚くなって、負圧面側の口

スが高くなると考えられるが、試験においても、解析においても逆傾向が現れる。

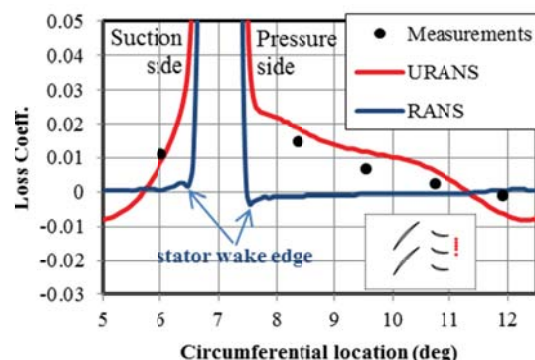


Fig. 8 Circumferential loss distribution at mid-span of Station 2 (stator exit)

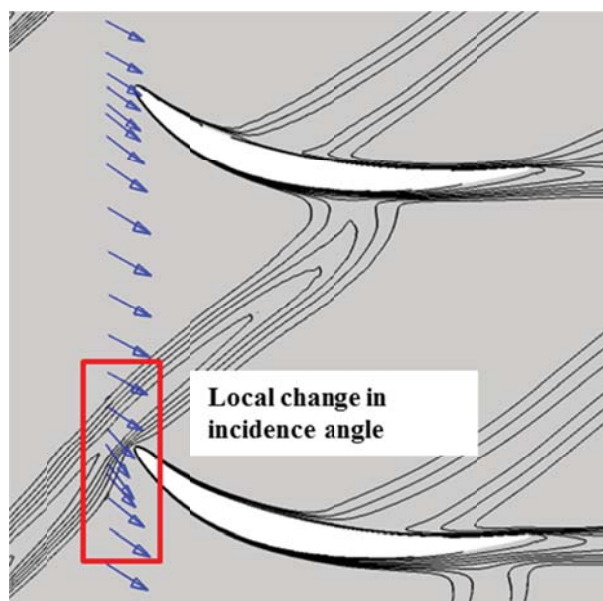


Fig. 9 Velocity vector near stator leading edge

Fig. 10 に URANS の時間平均流れによる Entropy と RANS による Entropy との差を示す。静翼の負圧面側では、前縁から後縁まで、URANS による Entropy の方が RANS よりも低い領域が見られる。一方、正圧面側では、URANS による Entropy が高い領域が見られる。その現象を説明するため、URANS の瞬時場における速度ベクトルから時間平均流れにおける速度ベクトルを差し

引き、ミッドスパンにおける速度の非定常成分（disturbance velocity⁴⁾）を求めた。その結果を Fig. 11 に示す。動翼ウエークの中の非定常流れが静翼の負圧面から正圧面に向かっていている。これにより、負圧面付近の低エネルギー流体が吸い込まれ、正圧面まで運ばれる(wake suction effect⁴⁾)。従って、動翼ウエークが静翼の前縁付近を通過した際の入射角増加に伴う境界層の発達を抑えられ、かつ低エネルギー流体が静翼の正圧面側に溜まり、正圧面付近の Entropy (ロス) が高くなる。

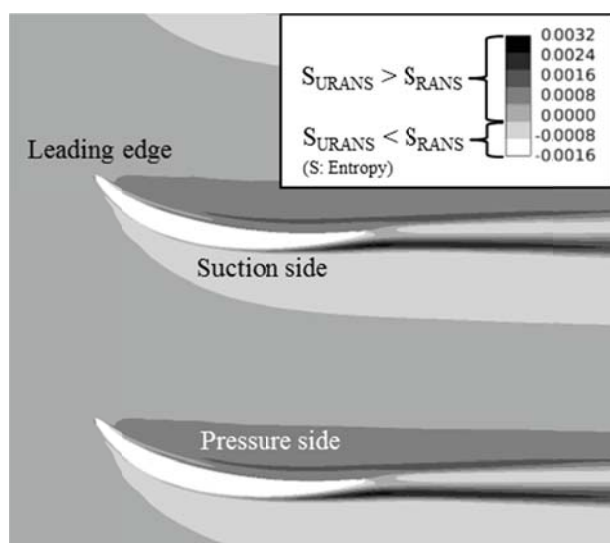


Fig. 10 Entropy difference between URANS and RANS

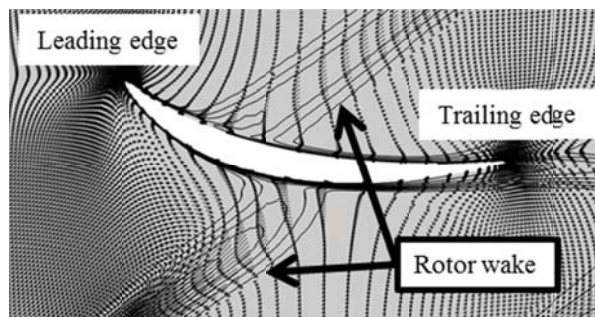


Fig. 11 Disturbance velocity vectors at mid-span of stator

Fig. 10 を見ると、静翼後縁付近には URANS による負圧面側の Entropy が RANS よりも高い領域

がある。URANS では、静翼の負圧面の境界層が動翼ウエークに吸い込まれる一方で、Fig. 12 に示すように後縁付近の剥離が RANS よりも上流で発生する。両解析による静翼の入射角の違いは 0.05 度以下であるため、負圧面における剥離位置の違いは動翼ウエークの影響によって生じていると考えられる。URANS による負圧面の剥離が RANS より上流で発生し、Fig. 8 に示す URANS による静翼ウエークの幅が RANS よりも広くなる。

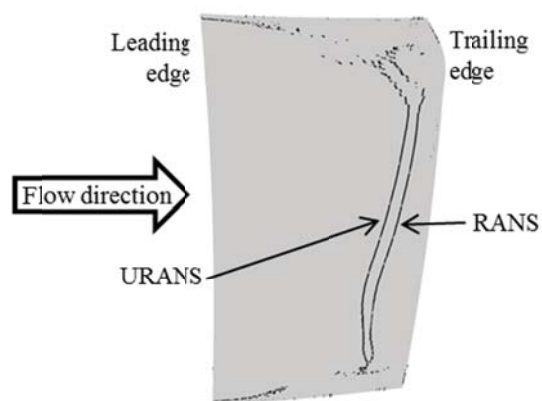


Fig. 12 Separation line on stator suction surface

Fig. 13 に RANS 及び URANS による静翼のロス係数の半径方向分布を示す(Station 1 から Station 2 までに発生する全圧損失を表す)。前述したように、RANS の場合には Mixing Plane を使うことで、静翼形状によるロスのみが現れる。RANS と URANS とのロスの違いは上流動翼のウエークの影響によるものである。本圧縮機の場合には Station 1 (動翼出口) から Station 2 (静翼出口) までに発生するロスの 27% は動翼ウエークによるものである。その中に、動翼ウエークによる静翼の負圧面境界層の吸い込み及び後縁剥離の位置変化の影響が含まれる。また、本論文で取り込んでいない動翼ウエークの粘性減衰による影響も含まれている。

なお RANS ではウエークを含む動翼流れを Mixing Plane で Mix-out させて圧縮機のロスにカ

ウトしており，その大きさと今回の非定常解析による静翼通過時の非定常ロスの大さとの比較は別途議論が必要である。

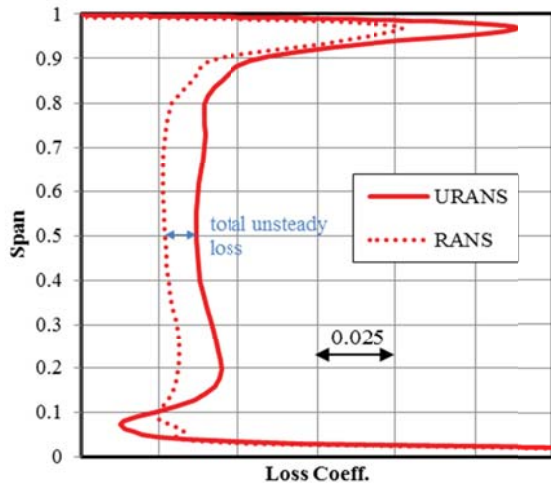


Fig. 13 Stator total pressure loss coefficient (from Station 1 to Station 2)

4. まとめ

単段圧縮機の計測データを用い，非定常解析の検証を行った．非定常解析の妥当性を確認した後，静翼の性能に及ぼす上流動翼ウエークの影響を調査した．

静翼間の流れに及ぼす上流動翼ウエークの影響を以下の3点でまとめた。

動翼ウエークが静翼の前縁に近付くと静翼の入射角が高くなる．

動翼ウエークが静翼の負圧面付近の低エネルギー流体を吸い込むことにより，による負圧面の境界層厚さの増加が抑えられる．また，吸い込まれた低エネルギー流体が静翼の正圧面側に溜まる．これに従い，静翼出口における全圧損失の周方向分布が正圧面側で高くなり，負圧面側で低くなる．

静翼負圧面の後縁側で生じる剥離の位置が上流側に移動し，静翼ウエーク自体の運動量厚さが増加して，全圧損失が生じる．なお 剥離位置の移動するメカニズムについ

ては今後も分析が必要である。

動翼ウエークが静翼間を通過するときに，動翼ウエーク自体の粘性減衰による全圧損失も発生する．その全圧損失と，及びによる全圧損失の割合を定量的に評価することが本研究の次の段階である．また，Wake suction effectの強さは動翼ウエークの速度欠損に依存すると考えられる．圧縮機の失速点近傍では，動翼ウエークの欠損が大きくなり，静翼の性能に及ぼす動翼ウエークの影響は強くなることが予想される．その影響を予測することも今後の課題である．

謝辞

本研究で用いた UPACS のバージョンの使用を許可いただいた独立行政法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 航空本部推進システム研究グループに感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 山本一臣，他，“CFD 共通基盤プログラム UPACS の開発”，第 14 回数値流体力学シンポジウム講演論文集，2000
- 2) 山本一臣，他，“CFD 共通基盤プログラム UPACS の現状と今後の課題”，第 15 回数値流体力学シンポジウム講演論文集，2001
- 3) Spalart P.R., Allmaras S.R., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows” AIAA-92-0439
- 4) F. Montomoli et Al. “Unsteady effects in cantilevered axial compressors: a multistage simulation” ISABE-2009-1104

周方向に不均一な流れの蒸気タービン静動翼列非定常流体解析

*田沼 唯士（帝京大），秋山 久実（オフィスケイ）

A numerical study of unsteady flows through steam turbine stator and rotor blades in circumferentially non-uniform flow conditions

*Tadashi Tanuma (Teikyo University), Kumi Akiyama (Office Kei)

ABSTRACT

This report presents the first part of our research project to investigate the aerodynamic effect of circumferentially non-uniform flow conditions on steam turbine efficiency. A numerical study result of unsteady flows through typical steam turbine stator and rotor blades with circumferentially non-uniform inlet flow yaw angle distribution is presented.

Key words: Steam turbines, CFD, unsteady flow, non-uniform flow

1. はじめに

蒸気タービンの設計において、一般的には静翼入口部では周方向に全圧、全温、流れの角度が一定、動翼出口部では周方向に静圧が一定として解析を行って、翼形状などの通路部設計の最適化を行っている。同様に周方向に変化の少ない条件でモデル試験を実施して、設計した通路部の性能評価と解析結果の検証を行い、翼形状や翼枚数などの最適設計を進めてきた。しかしながら、実機においてはタービン入口部及び出口部で、圧力や流れ方向が周方向に均一ではなく、この影響で、タービン段落においても周方向に流れは均一ではないことが知られている。更に、火力及び原子力発電用大型蒸気タービンでは一般的な再生サイクルにおいては段落間に抽気用の吸い込み機構が設けられるが、抽気蒸気を再熱器に送り込むための抽気管とケーシング下半で取り合うため、周方向に均一に吸い込まれる保証はない。逆に抽気を行わないコンバインドサイクル用の蒸気タービンでは、ガスタービン排気の熱で蒸気を発生させる排熱回収ボイラーの中圧ドラム、低圧ドラムからの蒸気を途中段落から流入させる設計を採用する場合があり、流量の周方向不均一が生じる可能性がある。更に、最近の風力や太陽光等の時間変動を伴う再生可能エネルギーによる発電電力量の世界的な増加により、系統電力量の調整のために蒸気タービンを用いる大型発電所の頻繁な部分負荷運転が必要となりつつあり、4つのバルブで四分割された初段静翼（ノズル）への蒸気流量を調整するノズル

ガバニング方式のタービンの部分負荷性能の評価⁽¹⁾や低負荷で運転する場合の低圧最終段長翼の振動応力の評価の精度向上が要請されている。

著者の一人を含む複数の研究グループにおいて、タービン段落単独では評価できない、上流や下流の隣接段落や流入部及び流出部（排気部）との干渉効果を含むタービンの性能評価のための解析と実験による研究が進められてきた。

周方向分布の効果は含まないが、隣接段落との干渉効果や回転部と静止部間の漏洩流れの影響を含めて翼の3次元最適設計を行うシステムの開発⁽²⁾、実機計測値を用いた排気ディフューザーの性能予測法の開発⁽³⁾、下方排気室の出口静圧の周方向分布とタービン出口全圧の周方向分布の両方を考慮した排気ディフューザーの性能予測法の開発⁽⁴⁾⁽⁵⁾、排気ディフューザーの入口静圧の周方向不均一が最終段動翼性能に与える影響の解析⁽⁶⁾⁽⁷⁾、更に非定常流体解析で求められた動翼表面の流体力を境界条件として、動翼の構造解析を行い動翼の振動応力を求める、流体構造連成解析⁽⁸⁾⁽⁹⁾等の研究が進められてきた。前述した4つのバルブに対応して入口部分が周方向に4分割された初段静動翼列の性能評価に非定常流体解析を適用して分割壁形状の最適設計⁽¹⁰⁾の研究、更に、前述した排熱回収ボイラーからの送込蒸気の周方向不均一流れの影響を含む解析と蒸気挿入部分の形状の最適設計システムの開発⁽¹¹⁾なども行われた。一方、関連するテーマの既存研究例は、ノズルガバニング初段静動翼列の研究に関しては複数の実験的研究や解析的研究

たとえば(12)があるが、それ以外の部位の周方向不均一のタービン性能等への影響に関する、設計法の参考になる文献は多くない。

前述したこれまでの研究の成果をまとめて、周方向不均一流れがタービン性能に及ぼす影響を総合的に理解して、設計に用いることができる流体力学モデルを構築する研究の第1報として、本報では、流入境界条件が周方向に不均一な蒸気タービン段落の静動翼列非定常流体解析に関して報告する。

2. 解析法と解析条件

本研究の流体解析には複数の解析コードを使用しているが、本報の解析には流体解析パッケージソフトウェア FINE™/Turbo v9.1-2 を使用した。火力発電用蒸気タービンの低圧最終段及び上流2段落以外の乾き蒸気で作動する一般段落を対象とすることとし、理想気体の状態方程式を用いた。

解析対象として、高圧下流段落、中圧段落、低圧上流段落で一般的に用いられるタービン段落を代表する仮想タービン段落を設定した。主要な仕様を Table 1 に示した。

Table 1 Main specification of the turbine stage

	stator	rotor
Spacing	48	62
Aspect ratio	1.8	1.9

Table 2 Boundary conditions

sections	Boundary condition
Stator inlet	Total pressure Total temperature Inlet flow angle is sin curve distribution as 0 degree at top, 45 degree at horizontal position and 0 degree at bottom.
Stator/rotor interface	Slip interface
Rotor outlet	Static pressure at PCD with radial equilibrant condition
Half ring end	Periodic boundary condition

解析の境界条件を Table 2 に示す。下方から蒸気が流入する中圧タービン初段や上方から蒸気が流入する低圧タービン初段においては、静翼に流入する蒸気の約半分が水平部を通過して流入口の反

対側に回り込む必要があり、周方向速度成分が水平近くで大きくなる。この現象をモデル化して静翼入口の流入角度が周方向に変化する流入境界条件を設定した。流入部分の予備的な解析から、中圧初段や低圧初段の流れは上下は非対称だが左右は概ね対称となるため、今回の解析は半周(180°)部分の解析とした。

静翼と動翼の翼表面とハブ側(内周側)とケーシング側(外周側)表面の流体解析格子形状を Fig.1 に、半周分の格子形状の部分拡大図を Fig.2 に示す。解析格子は構造格子であり、解析時間を短縮するために必要最小限の格子密度としたが、静翼領域格子数 1453 万メッシュ、動翼領域格子数 2316 万メッシュ、全領域(半周)では 3769 万メッシュとなった。解析対象のタービン段落の外観を Fig.3 に示す。内部が見えるようにケーシング側の壁面は作図していない。

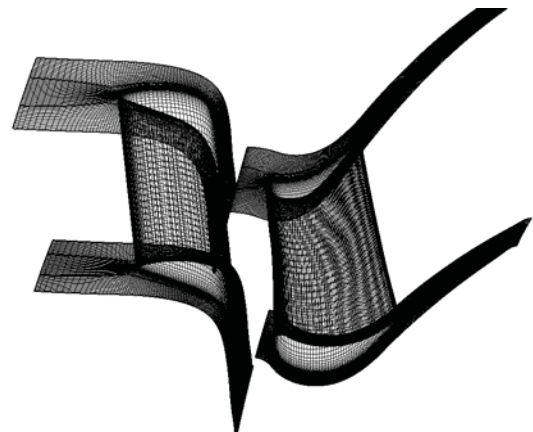


Fig.1 CFD mesh on stator and rotor blades and hub and casing surfaces

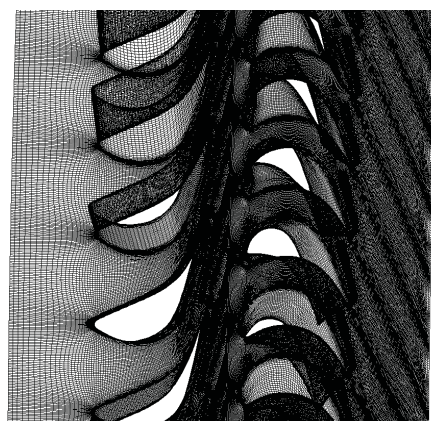


Fig.2 CFD mesh for the half ring unsteady calculations (close up)

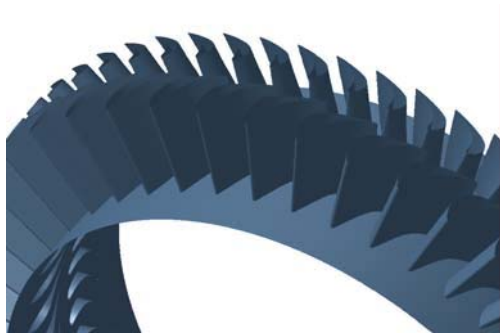


Fig.3 CFD domain of the turbine stage

3. 解析結果

解析結果を Fig.4 から Fig.9 に示す。Fig.4 と Fig.5 は比較用に流入境界が周方向に均一な条件で実施した定常解析の結果で、静翼流入角度は軸流方向、動翼流入方向は最適角度に近く、ほぼ良好な相対マッハ数分布、エントロピー生成分布（流体損失発生部を示す）となっている。 Fig.6 から Fig.9 は半周（静翼 24 枚、動翼 31 枚）領域での非定常解析の結果を示す。

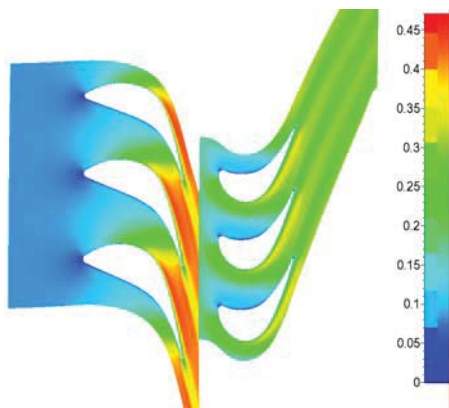


Fig.4 Steady calculation result: relative Mach number at mid-span

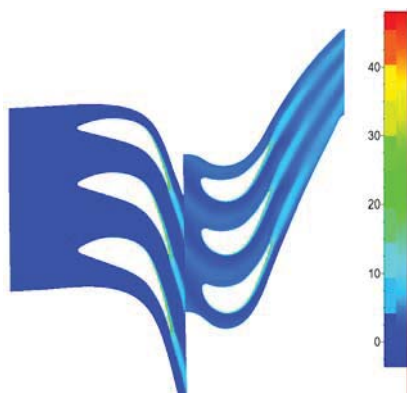


Fig.5 Steady calculation result: entropy generation (J/(kg K)) at mid-span

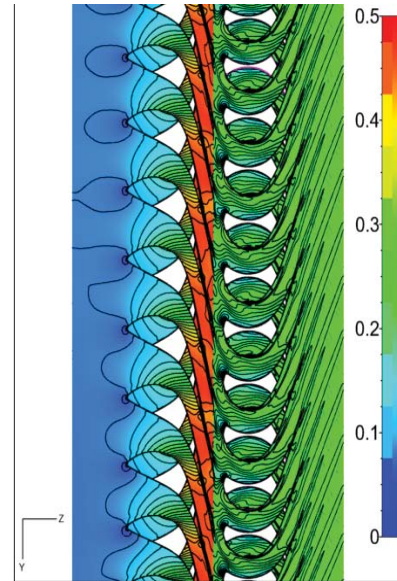


Fig.6 Unsteady calculation result: relative Mach number contours at 10% height

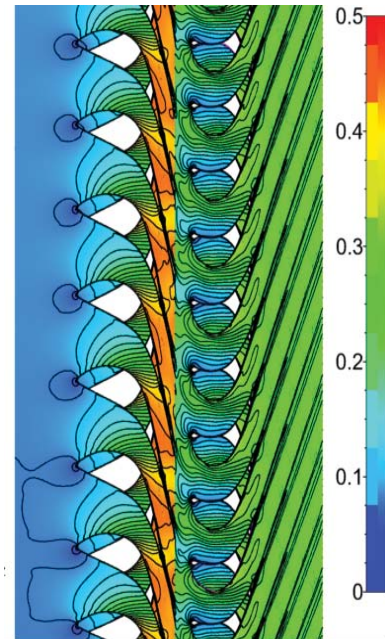


Fig.7 Unsteady calculation result: relative Mach number contours at 50% height

静動翼列間にはスリップ境界を設定して、静翼の後流による擾乱と静翼上流の境界条件の周方向変動の両方が考慮できる解析を行っており、動翼領域に静翼側の擾乱の影響が及んでいることが分かる。ただし、これらの擾乱は Fig.9 の圧力分布の時間変動に示されているように、動翼の回転トルク、ひいてはタービン性能に有意な影響を及ぼすほど大きくないことが分かる。

4. 結論

今回設定した流入角度の周方向変化 45° の条件

は静翼の流体性能に及ぼす影響は設計上有意と考えられるが、動翼の流体性能に及ぼす影響は小さいことが分かった。流入部分のコンパクト設計の可能性を示す結果であるが、可能であれば全周解析も実施して設計に適用できる損失モデルとして活用したい。

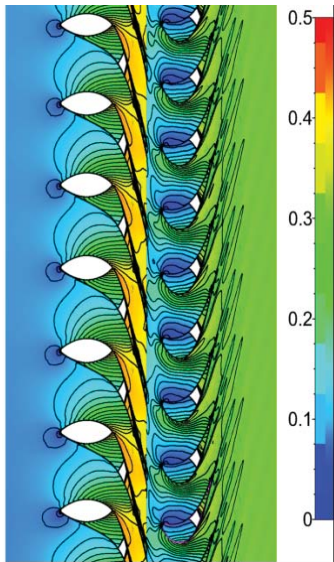


Fig.8 Unsteady calculation result: relative Mach number contours at 90% height

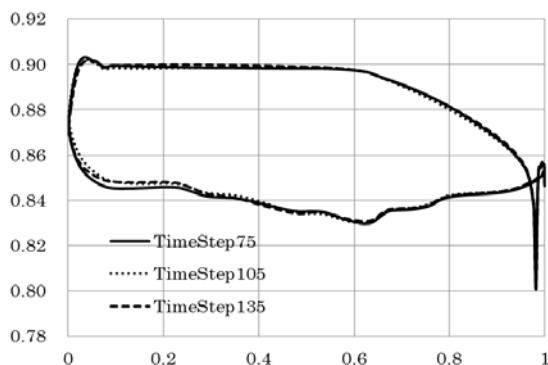


Fig.9 Static pressure distributions on the 50% height rotor blade surface at different time

謝辞

本研究で行った解析の一部は、国立研究開発法人海洋研究開発機構地球情報基盤センターの大規模共有メモリーシステムを使用して実施しました。ご協力頂いた地球情報基盤センターの皆様へ感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 田沼 唯士: 発電システムにおける環境調和・省エネルギー技術と技術及びコストの課題, 帝京大学環境エネルギーシンポジウム 2014 「世界のエネルギー情勢と課題: 再生可能エネルギーの進展 既存発電システム」 (2014)
- 2) Xin Yuan, Qian Pu, Xiaofeng Zhu, Zhirong Lin, Yoshiki Niizeki, Naoki Shibukawa and Tadashi Tanuma: Fluid Dynamic Efficiency Optimization of Steam Turbine Stages Considering Leakage Influences and Inter-stage Reciprocal Interferences, International Journal of Gas

Turbine, Propulsion and Power Systems, February 2012, Volume 4, Number 1.

- 3) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H. and Takada, S., 2011, "Numerical Investigation of Exhaust Diffuser Performances in Low Pressure Turbine Casings", Proc. ASME Turbo Expo., Paper GT2011-45677.
- 4) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N. and Saeki, H., 2012, "Numerical Investigation of Three-Dimensional Wet Steam Flows in an Exhaust Diffuser with Non-Uniform Inlet Flows from the Turbine Stages in a Steam Turbine", Proc. ASME Turbo Expo., Paper GT2012-69496.
- 5) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N. and Saeki, H., 2013, "Aerodynamic Interaction Effects from Upstream and Downstream on The Down-Flow Type Exhaust Diffuser Performance in a Low Pressure Steam Turbine", Proc. ASME Turbo Expo, Paper GT2013-95901.
- 6) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., 2014, "Numerical Investigation of Steam Turbine Exhaust Diffuser Flows and Their Three Dimensional Interaction Effects on Last Stage Efficiencies," Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26665
- 7) Tanuma, T., Okuda, H., Hashimoto, G., Yamamoto, S., Shibukawa, Okuno, K., Saeki, H., Tsukuda, T., 2015, "Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades," Proc. of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43848
- 8) Gaku Hashimoto, Hiroshi Okuda, Tadashi Tanuma, Yoshinari Fukui, Kenichi Okuno, Tomohiko Tsukuda and Naoki Shibukawa: Large-Scale One-Way FSI Analysis for High-Performance Blade Design, JSME Computational Mechanics Division Conference, (2014) paper No.7.
- 9) 川崎栄, 田沼 唯士, 奥田洋司, 橋本学: 流体構造大規模連成解析を用いた高性能タービン翼及び排気室設計法の開発, 地球シミュレータ産業利用シンポジウム, 独立行政法人海洋研究開発機構 (2014)
- 10) Yasuhiro Sasao, Kazuhiro Monma, Tadashi Tanuma and Satoru Yamamoto: Numerical Prediction of Unsteady Flows through Whole Nozzle-Rotor Cascade Channels with Partial Admission, International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 2, No. 3, July-Sep. (2009).
- 11) Favaretto, F., Funazaki, K. Tanuma, T.: The Development of a Genetic Algorithm Code for Secondary Flow Injection Optimization in Axial Turbines, Proceedings of the International Gas Turbine Congress, (2003), TS-036.
- 12) H. Kim, H. Lee, D. Kim, S. T. Bose AND D. A. Philips: Prediction of unsteady loading on a steam turbine blade, Center for Turbulence Research Proceedings of the Summer Program 2014

Non-Linear Harmonic 法によるファン騒音の数値解析

*賀澤 順一 (JAXA), 堀口 泰生 (ASIRI), 石井 達也 (JAXA), 楠田 真也 (IHI)

Numerical analyses on fan tone noise by Non-Linear Harmonic method

*Junichi KAZAWA(JAXA), Yasuo HORIGUCHI(ASIRI), Tatsuya ISHII(JAXA)
and Shinya KUSUDA(IHI)

ABSTRACT

Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS) is useful for high accurate prediction of rotor-stator interaction noise in fan stage. URANS requires many grids to resolve acoustic waves and this situation increase calculation cost. In this paper, Non Linear Harmonic method (NLH) is incorporated into UPACS, which is CFD program developed by JAXA, to reduce calculation cost. Three test cases are conducted in this paper. Firstly, we investigate sufficient number of frequency components to resolve rotor wakes in the rotor-stator connection region with double circular arc cascades. Next, results of NLH calculation are compared with those of URANS calculation and experimental results. Finally, acoustic fields around fan stage in jet engine are simulated by NLH. From the results, it was confirmed that our NLH program can simulate rotor-stator interaction noise in fan stage.

Key words: Computational Fluid Dynamics, Fan, Rotor-Stator interaction, noise

1. 諸言

近年，技術の進歩により航空機騒音は以前と比べて低下してきているが，空港周辺騒音に対する規制は厳しくなる傾向にあり，航空機の更なる低騒音化は重要な課題となっている。航空機騒音は大別して機体騒音とエンジン騒音の二つに分けられる。エンジン騒音にはファン騒音，ジェット騒音，燃焼器騒音，タービン騒音などがあるが，これらのうち，ファン騒音とジェット騒音が支配的となっている。JAXA では「航空環境技術の研究開発プログラム」内の「グリーンエンジン技術の研究開発」において，エンジン低騒音化技術の研究開発を行っている。この研究開発では，ジェット騒音の低減とともにファン騒音低減についても研究が行われている。この一環として，ファン動静翼列干渉騒音低減について，数値解析による低減方法の検討が実施されている。

ファン騒音は発生原因に応じてバズソー騒音，動静翼列干渉騒音，広帯域騒音の3種に分けられる。これらのうち，ファン動翼後流と静翼とが干渉して発生する動静翼列干渉騒音は動翼通過周波数（Blade Passing Frequency : BPF）に大きなピークを持つトーンノイズであり，着陸時に問題となる。JAXA ではこれまでに動静翼列干渉騒音に関して非定常レイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式（URANS）による数値解析を行い，試験との比較を通じて予測精度を確認してきた⁽¹⁾⁽²⁾。数値解析の予測精度は数 dB 以内であり，十分なものと

言えるが，音波を捉えるために通常の空力性能のための計算よりも格子密度をかなり大きくしなければならず，1 翼列あたりの格子点数が膨大となる。更に，動翼と静翼の枚数比に応じて動翼側と静翼側とでピッチが一致するように計算領域を設定する必要がある。枚数比によってはファン半周あるいは全周分を計算領域としなければならない場合もある。これらの理由により格子点数が膨大となるため，格子生成やデータの保持，解析結果の後処理が非常に煩雑となる。ファン騒音低減法について数値解析を用いて検討する場合，格子生成やデータ処理，計算時間はできるだけ短い方がパラメトリックスタディをしやすく，これまでの URANS による数値解析では難しいと考えられる。そこで，本研究では，Non-Linear Harmonic (NLH) 法⁽³⁾⁽⁴⁾と位相差境界条件を組み合わせることによって，動翼・静翼それぞれ1ピッチの計算格子で動静翼列干渉騒音の解析を可能とすることを目的に，JAXA で開発している UPACS-turbo のフレームワークを活用し，解くべき方程式を NLH 法に基づいた定式化に変更したプログラム UPACS-FD-turbo を開発した。NLH は解を時間平均成分と調和的な時間変動成分に分解して，時間平均成分の非線形定常方程式と周波数領域における時間変動成分の線形定常方程式を連立させて解く手法である。周波数領域で計算を行うため，定常解析のように収束すればよく，従来の非定常解析のようにサブイタレーションを必要としない点も利点である。

本論文では、UPACS-FD-turbo を用いて、まず二重円弧翼列での試計算を実施した。考慮すべき周波数成分を変えた計算を実施し、どの程度の周波数を考慮すれば動翼後流を鮮明に捉えられるかについて検討した。二重円弧翼列での検討結果を踏まえ、実機形状でのファンリグ試験翼型を用い、試験結果および URANS での計算結果との比較から、NLH 法によるファン動静翼列干渉騒音予測精度について確認を行った。最後に、「グリーンエンジン技術の研究開発」において実証エンジンとして用いている DGEN380 エンジンのファン動静翼列について動静翼列干渉騒音を NLH 法で予測した。これらの結果から、NLH 法は各周波数成分について解かなければならないために、考慮すべき周波数成分が増えると計算負荷が高くなるが、各翼列 1 ピッチ分の格子のみで計算可能であり、時間発展についてサブイタレーションを必要としない等の利点があり、従来の非定常解析よりもパラメトリックスタディに向いているということが分かった。また、ファンリグ試験結果との比較から、URANS と同等の予測精度であることも確認できた。

2. 数値解析手法

2.1 計算手法

本研究では He と Nin⁽⁴⁾によって提唱された NLH ではなく Giles⁽³⁾に沿った定式化を採用する。角速度 Ω で回転する座標系で表示した有限体積法の Navier-Stokes に対して、Giles の定式化に沿って保存量 Q と Flux を時間平均値 \bar{Q} と時間変動成分の振幅 \bar{Q}_m に分解して整理すると、時間変動成分については通常の線形化とほぼ同じ形の線形方程式が得られる。時間平均値の定常 RANS には通常の式に対流項と粘性項に由来する以下のような Flux が加わる。

$$\mathbf{F}_{convQST} \cdot \mathbf{n} = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{\rho} \bar{u}' u_n' + p_{QST} n_x \\ \bar{\rho} \bar{v}' u_n' + p_{QST} n_y \\ \bar{\rho} \bar{w}' u_n' + p_{QST} n_z \\ \gamma \bar{\rho} \bar{E}' u_n' - (\gamma - 1) \bar{\rho} \hat{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{u}' u_n' + \hat{u}_n p_{QST} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\mathbf{F}_{visQST} \cdot \mathbf{n} = -\frac{1}{Re} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}' \cdot \hat{\mathbf{u}} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Giles との違いは、陰解法のために対流項は hat のついた形式的な速度 $\bar{\rho} \hat{\mathbf{u}} = \bar{\rho} \mathbf{u} + O(\epsilon^4)$ などを導入し粘性項での時間平均値 $\hat{\mathbf{u}}$ と併用している点、また時間変動についても hat を用いた $\bar{\rho} \mathbf{u}' = (\rho \mathbf{u})' - \rho' \hat{\mathbf{u}} + O(\epsilon^3)$ という定義を採用している点である。

ここではそれらの定常方程式系について式(1), (2)の QST 項をソース項として扱い、 \bar{Q} と指定した数の振幅 \bar{Q}_m

を同時に擬似時間発展させることで解いた。粘度は文献^{(4),(5)}同様に時間平均値で評価した。

動座標系と静止系の \bar{Q} および Q'_m の接続は回転によるドップラー効果を考慮して接続し、Flux は空間 2 次精度リミタと Roe スキームを、(擬似)時間積分は Men'shov Nakamura らの陰解法⁽⁶⁾を用いた。

3. 二重円弧翼列による試計算

3.1 解析対象

NLH 法を用いて動静翼列流れが妥当に模擬できているのかを二重円弧翼列(DCA)を用いて確認した。対象翼列は動翼、静翼ともに二重円弧翼とした。解析対象翼および計算格子を図 1 に示す。計算格子は翼周りを O 型、それ以外を H 型とし、半径方向の格子点数は 5 点とした。ハブおよびチップ壁はすべり壁とし、動翼壁面と静翼壁面はすべりなし境界とした。動翼 36 枚、静翼 90 枚とし、従来の非定常解析の場合には動翼 2 ピッチ分と静翼 5 ピッチ分の計算格子を必要とするが、NLH 法では図 1 に示す通り、動翼 1 ピッチ、静翼 1 ピッチで非定常解析が可能である。

3.2 周波数成分の検討

NLH 法は周波数成分ごとに計算を行うが、すべての周波数成分を計算すれば、微小振幅の場合、従来の非線形解法による解の適切な近似になる。しかしすべての周波数成分を計算することは計算負荷の問題から現実的ではない。本研究では、動翼側では動翼から見た静翼通過周波数、静翼側では静翼から見た動翼通過周波数のみを解くことにした。これらを合わせて翼通過周波数 (Airfoil Passing Frequency: APF) と呼ぶことにする。動静翼列流れにおける非定常変動としてはこれらの周波数成分のみが存在すると考えられるため、動静翼列干渉騒音の予測精度に影響はないと考えられる。

図 2 に 4APF, 8APF, 16APF, 32APF までの周波数成分を考慮して計算した結果を示す。合わせて従来の非定常計算結果も載せた。これを見ると、8APF まで考慮した結果において、動静翼接続部での後流の解像度が若干不連続になるが、16APF まで考慮すればほぼ従来の非

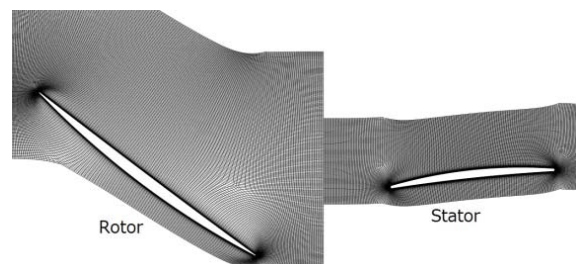


Fig.1 Computational Grids of DCA

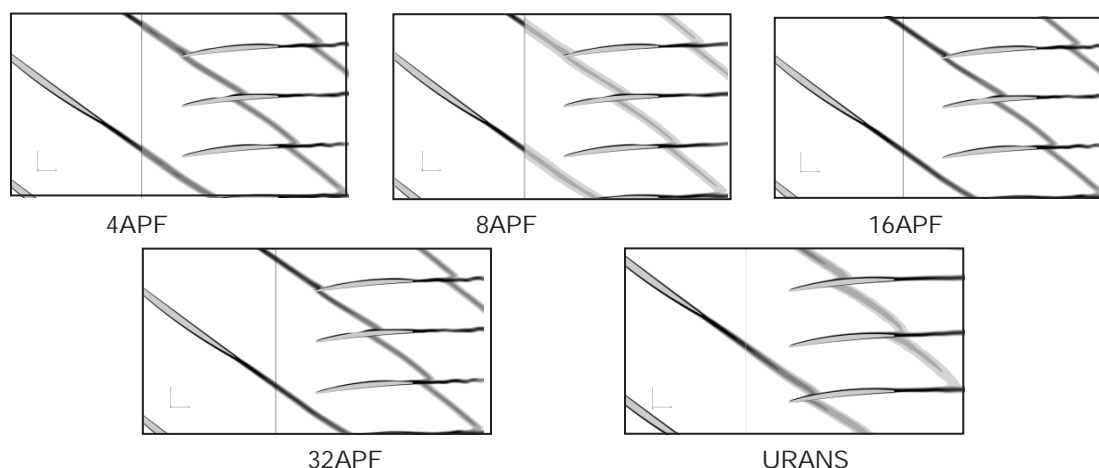


Fig.2 Entropy Contours around Rotor-Stator connection region (DCA)

定常計算結果と同様になることがわかる。4APF まで考慮した場合には動静翼接続面を通過する後流を鮮明には捉えられておらず、8APF でも若干不連続となっている。これらの結果から、少なくとも 8APF 以上は考慮する必要があると考えられる。また、図 2 を見ると、動翼後流と静翼が干渉している箇所や動翼後流と静翼後流の干渉において、NLH と URANS とで様子が異なる。これは、現時点では NLH で粘度を定常成分のみで評価しているために生じていると考えられる。

4. ESPR ファンリグ試験結果との比較

NLH の予測精度を確認するために、ESPR プロジェクトの実験で用いられたファンを採用した。このファンは動翼 18 枚、静翼 45 枚からなっている。計算格子を図 3 に示す。計算格子は著者らが従来の非定常解析を用いて計算した際に⁽¹⁾に動翼 2 枚、静翼 5 枚の 1/9 セクターで計算したものから動翼、静翼ともに 1 ピッチ分の格子を抜き出して使用した。ハブおよびケーシング壁はすべり境界とし、動翼、静翼はすべりなし境界とした。また、翼端間隙はなしとした。

図 4 に NLH を用いて周波数成分として 8APF まで考

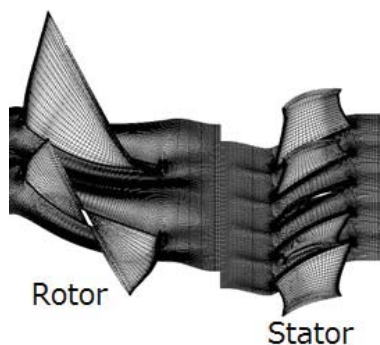


Fig.3 Computational Grids of ESPR Fan

慮した場合と 16APF まで考慮した場合の動静翼列接続部付近でのエントロピー分布を示す。比較のために従来の非定常解析による結果を載せた。これを見ると、8APF、16APF のいずれも従来の非定常解析結果と比べると、ほぼ同等の結果が得られている。得られた結果を処理して、圧力変動の動翼通過周波数 (BPF) およびその高調波成分ごとの分布を求め、これらの周波数成分に対して Tylor と Sofrin[®]の理論に基づいた二重円筒ダクトにおける音響モード分解を行った。音響モード分解では、まず時間方向 FFT によって BPF およびその高調波成分を算出する。NLH では得られる解がすでに周波数成分になっているため、FFT は必要ない。音場の様子をもっと詳細に見るために、得られた時間方向周波数成分ごとに周方向に次式で求まる周方向モード m に分解する。

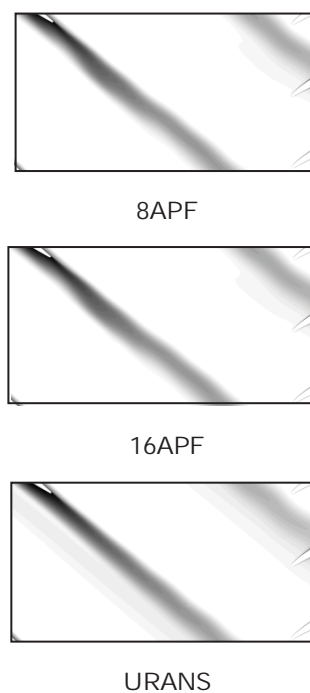


Fig.4 Entropy Contours around Rotor-Stator connection region (Mid Span)

$$m = hB - kV \quad (3)$$

ただし、 B は動翼枚数、 V は静翼枚数、 h はBPFの次数、 k は任意の整数である。周方向モード分解は周方向にFFTを施し、周方向モード成分を算出して行う。 m の絶対値は周方向に存在する波の数を意味しており、 m の符号はその波の回転方向を示している。本報告では、波が動翼と同じ方向に回転していれば正、逆に回転していれば負とする。こうして得られた周方向モードの各成分に対して、ベッセル関数を用いて半径方向モード μ を算出する。 μ は半径方向の節の数を意味している。音響モード分解についての詳細は文献(9)を参照されたい。このようにしてBPFおよびその高調波成分を周方向と半径方向モードに分解することによって音場の詳細がわかり、低騒音化のための検討が可能となる。図5に静翼周りでの2BPF, $m=-9$ の周方向モード分布を、図6に $m=-9$ での半径方向モード分布を示す。比較としてURANSによる結果も載せた。周方向モードおよび半径方向モードについて、NLHの結果とURANSの結果がほぼ同様となることが確認できた。

図7に静翼近傍のケーシング壁における1BPFから4BPFまでの音圧レベル(SPL)を示す。合わせてURANS

および試験の結果も載せた。NLHによる解析はURANSと比べると各BPFでのSPLを高めて予測している。これは先に述べたように、NLHでは動翼後流と静翼の干渉や静翼後流と音波の干渉を過大評価しているためであると考えられる。また8APFまで考慮した場合と16APFまで考慮した場合とでSPLにはほぼ差がないことから、8成分まで考慮すれば良さそうである。以上から、課題は残るものの、NLHによるファン騒音予測精度はURANSとほぼ同等であることを確認できた。

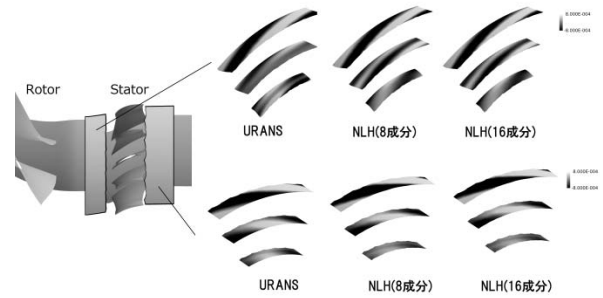


Fig.5 Circumferential Mode Distribution (2BPF, $m=-9$)

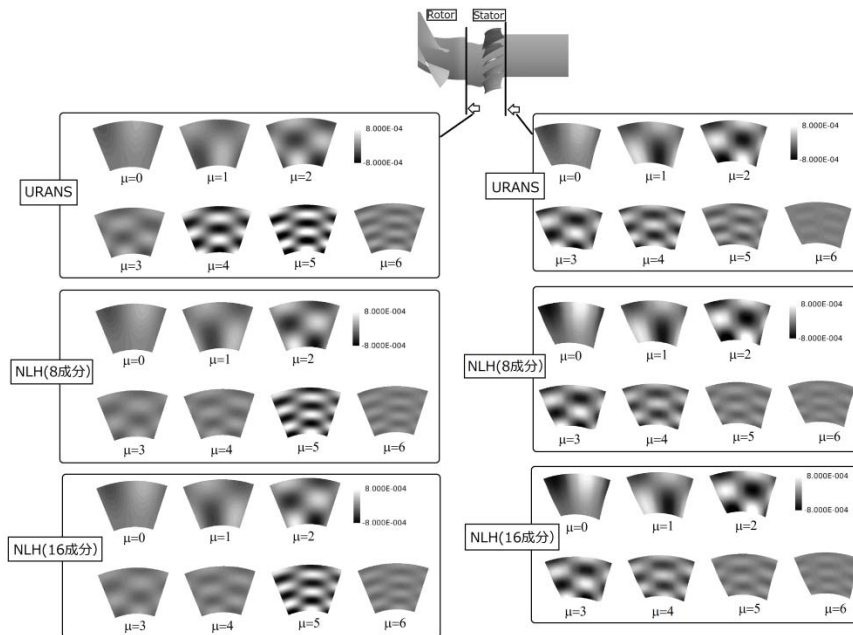


Fig.6 Radial Mode Distribution (2BPF, $m=-9$)

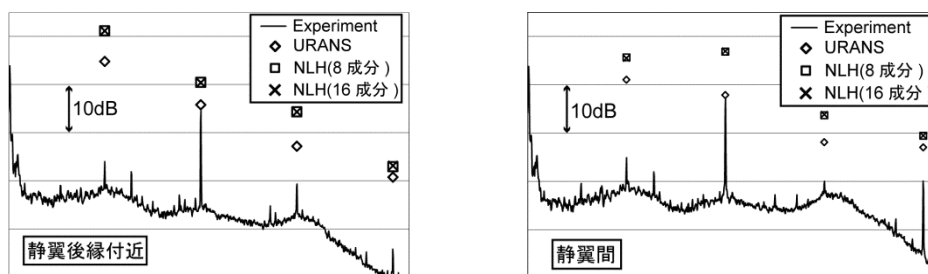


Fig.7 Sound Pressure Level in downstream region of stator vanes

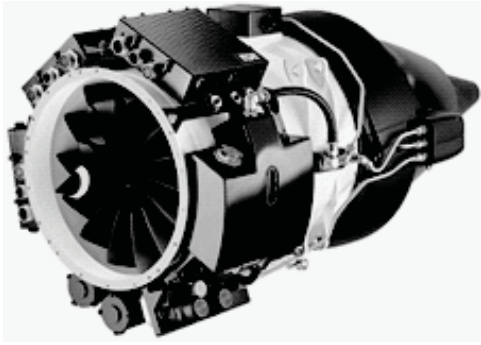


Fig.8 DGEN380 Engine
(Price Induction 社 HP⁽⁹⁾より抜粋)

5. 実エンジン内ファン動静翼列における計算

今後ファン騒音の低減方法を検討するために、実機エンジンにおいて NLH 法による音場の解析が可能かを確認した。対象とするファンはグリーンエンジン技術研究で実証エンジンとして使用されている Price Induction 社製 DGEN380 エンジン (図 8) である。計算条件は着陸時とし、実機では静翼下流にスプリッタおよびストラットが存在するが、計算負荷の都合上省略した。動翼枚数は 14 枚、静翼枚数は 40 枚である。計算格子を図 9 に示す。

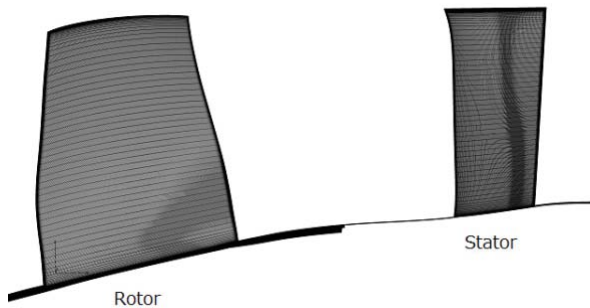


Fig.9 Computational Grids around rotor blades and stator vanes

図 10 に設計上の着陸条件での性能曲線を示す。設計よりも圧力比が 1.5%程度高くなっていることがわかる。この理由としては、下流にあるべきスプリッタとストラットを省略していることが考えられる。図 11 に NLH 法による解析結果のうち、動静翼列周りの流れ場を示す。動翼後流が静翼と干渉している様子がわかる。図 12 に例として静翼周りでの 3BPF 成分の分布を示す。結果を見ると、静翼後流と音波の干渉が見られるが、動静翼列干渉で発生したと思われる音波は捉えられている。図中の線は音波を示しており、全周で考えた場合に、実線の波は周方向に 2、点線の波は周方向に 42 だけ存在していることがわかる。DGE380 の動翼および静翼枚数と BPF 次数 3 を式(3)に代入し、 $k=1$ とすると $m=+2$ 、 $k=0$ とすると $m=+42$ となることから、3BPF で想定される周方向モードが生じていると言える。これは他の BPF 成分およびその高調波についても同様であり、DGEN380 の音場は妥当に得られていると考えられる。図 12 に示した結果に対して音響モード分解を行い、周方向モードおよび半径方向モードに分解した結果のうち、静翼周りでの 3BPF、 $m=+2$ の結果を図 13 と図 14 に示す。それぞれのモードが波面としてとらえられている。以上から、NLH 法によって DGEN380 における動静翼列干渉騒音を予測できることが確認できた。

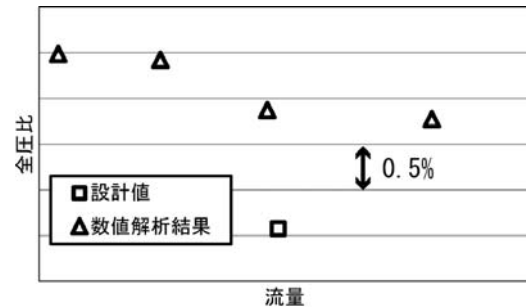


Fig.10 Fan stage Performance Map

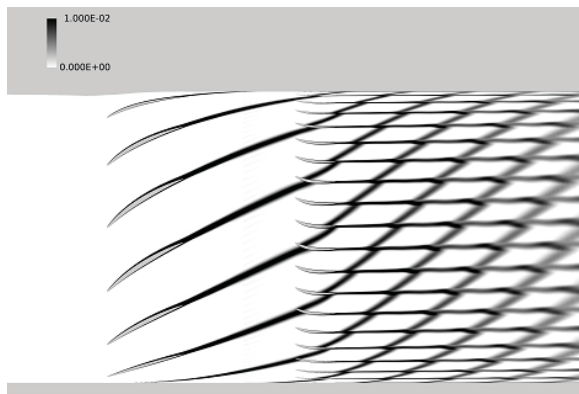


Fig.11 Entropy Contours (Mid Span)

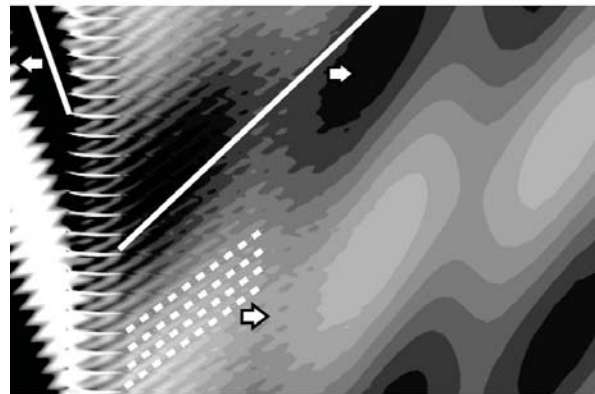


Fig.12 pressure fluctuation contours in downstream of stator vanes (3BPF)

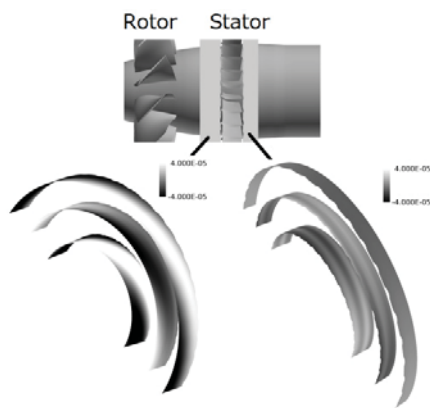


Fig.13 Circumferential Mode Distribution around stator vanes (3BPF, m=+2)

6. まとめ

NLH 法を用いてファン動静翼列干渉騒音を予測するために、UPACS-turbo のフレームワークを利用して NLH 法に基づいた解析法を組み込み、UPACS-FD-turbo を開発した。二重円弧翼列を解析対象として、URANS による解析との比較を行い、NLH 法によってファン動静翼列非定常流れ場が妥当に解析できることを確認した。また、NLH 法において考慮すべき周波数成分を変えた計算を行い、翼通過周波数の 8 倍以上の周波数成分を考慮すれば、URANS とほぼ同等の結果が得られることを確認した。ESPR ファンを解析対象とした解析では、試験結果および URANS による解析結果と比較を行い、ファン動静翼列干渉騒音の予測精度は URANS とほぼ同程度であることが確認できた。最後に実機ファンへの適用として DGEN380 エンジン内ファン動静翼列干渉騒音を NLH 法によって解析し、音場が妥当に得られていることを確認した。また、上述の計算において、後流と音波とが干渉し、URANS では見られない変動が生じている点が課題となることが分かった。これについては、粘度についても NLH 法に基づいた定式化を行い、プログラムを改良することで解決できると考えられる。今後、実験結果との比較などを通じて NLH 法によるファン動静翼列干渉騒音の予測精度を高め、ファン騒音低減方法について検討していく予定である。

謝辞

Price Induction 社には DGEN380 のデータをご提供いただいた。また、DGEN380 のデータを使用するにあたり、JAXA 航空技術部門推進技術研究ユニットの長井健一郎氏にご尽力いただいた。関係各位の協力と援助に感謝いたします。

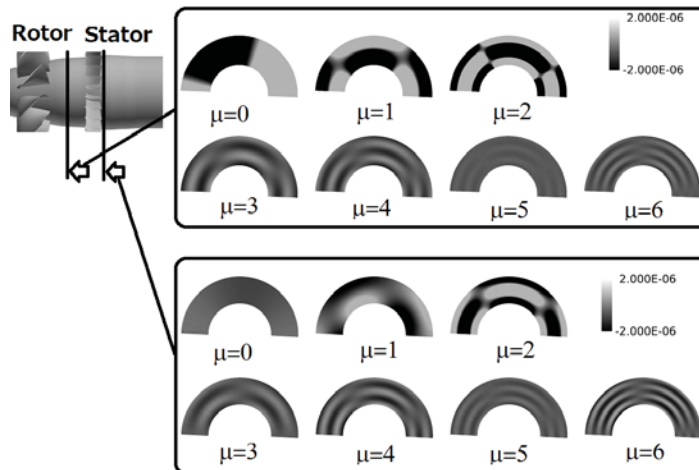


Fig.14 Radial Mode Distribution around stator vanes (3BPF, m=+2)

参考文献

- 1) 賀澤順一, 堀口泰生, 才木一寿, 山本一臣, 野崎理, 土屋直木, 大石勉: 動静翼列干渉によって生じるファントーンノイズの数値解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.744(2008), pp.1707-1716
- 2) 賀澤順一, 堀口泰生, 今村太郎, 才木一寿, 山本一臣, 野崎理, 土屋直木, 大石勉: URANS/LEE によるファントーンノイズのダクト内伝播に関する数値解析, 第 36 回日本ガスタービン学会定期講演会 (2008) pp. 100-105.
- 3) M.Giles, "An Approach for Multi-Stage Calculations Incorporating Unsteadiness", ASME paper 92-GT-282, 1992
- 4) L.He and W.Ning, "Efficient Approach for Analysis of Unsteady Viscous Flows in Turbomachines", AIAA Journal Vol.36, No.11 1998
- 5) S Vilmin, E.Lorrain, Ch.Hirsch and M.Swoboda, "Unsteady Flow Modeling across the Rotor/Stator Interface using the Nonlinear Harmonic Method", ASME paper GT2006-90210, 2006
- 6) I.S.Men'shov and Y.Nakamura Implementation of the LU-SGS Method for an arbitrary Finite Volume Discretization Proc.9th Conference on CFD Tokyo, pp123-124, 1995
- 7) Nakamura, Y., "Japanese Activities on Engine Noise Technology - Focusing on SST and Small Subsonic Aircraft -," AIAA/AAAF Aircraft Noise and Emissions Reduction Symposium, 2005, Monterey, California, USA, <http://www.aiaa.org/events/aners/Presentations/>
- 8) Tyler, J. M., Sofrin, T.G., "Axial Flow Compressor Noise Studies," SAE Transactions, Vol.70, pp.209-332, 1962
- 9) <http://www.price-induction.com/tag/dgen-380-en/>

後縁の薄い翼，翼列のポテンシャル解法

筒井康賢（高知工科大），波多野楓華（高知工科大院），野崎理（高知工科大）

Calculation Method for Thin Tail Airfoils and Cascades

*Yasukata Tsutsui (KUT), Fuka Hatano (Graduate School of KUT), and Osamu Nozaki (KUT)

ABSTRACT

If the boundary element method using simple vortex or source distributions is applied to the flow around an airfoil or a cascade with a cusped trailing edge or very thin tail, accurate results are not available. For this problem, reconsidering the characteristics of the potential flow that the flow within an airfoil is stationary, we propose a new calculation method adopting the non-flow conditions in a part of the boundary conditions. Results using this method show extremely good agreement with exact analytical solutions for airfoils and cascades.

Key words: Airfoil, Cascade, Cusped trailing edge, Potential Flow, Boundary Element Method, Boundary Condition

1. はじめに

渦分布やわき出し分布を用いた特異点解法を翼や翼列のまわりの流れに対して適用する場合，後縁の角度がない cusp 状の翼や，後縁が有限の角度を持っていても薄翼の場合には速度分布が精度良く求まらないという欠点を持っている．これは，翼の上面と下面が近いことから，離散化した場合に行列要素の値が翼上面と下面で符号は反転するが絶対値はほぼ等しく，精度良く求めようと翼面の分割数を増やせば増やすほど解くべきマトリクスが特異になっていくためである．それを解決するために積分方程式の形状関数を複雑にするなど様々な対策がなされているが，本報告では，ポテンシャル流の特性をもう一度考え直して，翼の内部で流れが静止していることを境界条件の一部に組み込む極めて簡便な解法について報告する．

2. 特異点解法による離散化

特異点解法には，渦分布，わき出し分布など使ったものがあるが，渦分布は境界層内にできる渦

度成分を翼面上に圧縮して表したものと考えると翼面に渦分布を置く解法は実際の流れとの関係を把握しやすいと考えられる．

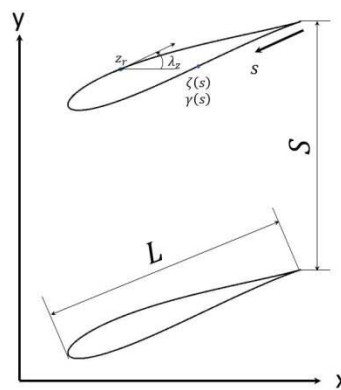


Fig.1 Coordinates for airfoils

図 1 のような流れを，渦分布を用いた特異点解法で解く場合には，翼面を貫通する流れがないという境界条件は，単独翼の場合には，

$$\oint \gamma(s) \left\langle -\text{Im} \left\{ e^{i\lambda z} \frac{d}{dz} \left[\frac{i}{2\pi} \log(z - \zeta) \right] \right\} \right\rangle ds + W_{\infty n} = 0 \quad (1)$$

で表され，これを積分方程式として未知なる $\gamma(s)$ を求めることになる．ここに $\gamma(s)$ は，後縁から s

の位置 $\zeta(s)$ に置かれた渦分布の強さであり、 z は翼面上の任意の位置、 λ_z はそこでの翼面の傾き、 $W_{\infty n}$ はその点での一様流の翼面の外向き法線方向成分であり、 Im は複素数の虚部を表す記号である。

翼列の場合も同様に、

$$\oint \gamma(s) \left\langle -Im \left\{ e^{i\lambda_z} \frac{d}{dz} \left[\frac{i}{2\pi} \log \left(\sin \frac{i\pi(z-\zeta)}{s} \right) \right] \right\} \right\rangle ds + W_{\infty n} = 0 \quad (2)$$

と表される。この場合の \sin の分母にある大文字の S は翼列のピッチで、 $W_{\infty n}$ はベクトル平均速度の翼面の外向き法線ベクトルである。図 1 に示された L は翼弦長を表している。

翼列に対する式(2)は、ベクトル平均速度が陽に与えられないことから、多少の工夫を要するが、これら式(1)、(2)の積分方程式を数値的に解く場合、例えば、図 2 のように翼面を分割することが考えられ、その翼面のエレメントを直線とし、図 3 のように、 $\gamma(s)$ の分布も直線状の分布とすると、三角形形状の渦分布の集まりと表され、その m 番目の三角形形状渦分布が、 r 番目のエレメントの中央の点 Z_m に誘導する垂直速度成分を $K_{r,m}$ とすると、式(1)、(2)は、式(3)のように簡単に離散化できて、最終的には、

$$[K_{r,m}]\{\gamma_m\} + \{W_{\infty n}\} = 0 \quad (3)$$

という代数方程式に帰着できる。

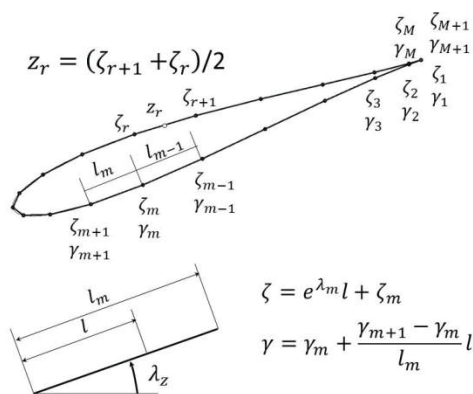


Fig.2 Elements of airfoil surface

なお、翼列については式(3)の積分が簡単ではないので、中央の翼の渦分布のみ直線上に変化し、他の翼の渦分布はステップ状に変化するとして積

分している。

ここで $K_{r,m}$ は、 $M^*(M+1)$ のマトリクスであり、 γ_m は $M+1$ の要素を持ったベクトルであるので、

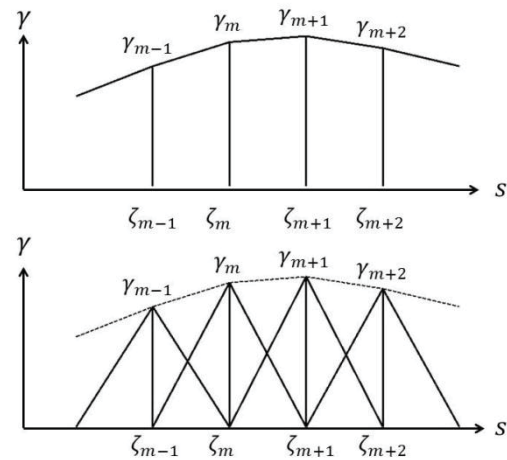


Fig.3 Triangles of vortex distribution

このままでは、式(2)は解くことができないが、後縁での Kutta の条件を用いると、

$$\gamma_1 + \gamma_{M+1} = 0 \quad (4)$$

となるので、今、

$$\left. \begin{aligned} K'_{r,1} &= K_{r,1} - K_{r,M+1} \\ K'_{r,m} &= K_{r,m} \quad (m \neq 1 \text{ or } m \neq M+1) \end{aligned} \right\} (5)$$

と表すと、式(2)は、

$$[K'_{r,m}]\{\gamma_m\} + \{W_{\infty n}\} = 0 \quad (6)$$

と表され、 K' は正方行列となり、 γ について解くことができる。

3. 後縁部の厚みが薄い場合の問題と対策

Joukowski 翼のような、後縁が cusp になって角度がない翼や、たとえ、有限の角度があっても後縁部の厚みが小さい薄翼では、解の精度を上げようとエレメントの分割数を増やしていくと、先の $K'_{r,1} = K_{r,1} - K_{r,M+1}$ の各要素はどんどん 0 に近づき、さらに薄翼では、後縁だけでなく、後縁に近い翼の上下に位置する点に対する行列要素の値が互いに符号は逆であるが絶対値は同じ値に近づき、マトリクスが特異になってしまい、結局は後縁部の γ の値が、精度良く求まらなくなる。この問題については Morino⁽¹⁾らによって最初に指摘されたと

言われており、Carabineanu⁽²⁾や Grecu⁽³⁾などは、形状関数の次数や境界を表現する関数の次数を高めるなどの解法の改良を行っている。

ここで、ポテンシャル流の特性をもう一度考え直すと、翼が回転運動をしていない場合には、たとえ並進運動をしていても翼が閉じていれば、翼内部には渦を置かず、翼面のみに渦分布を置く解法では、翼に相対的な流れは翼内部で静止している。これを式(1)と同様に表すと、翼面内部の点zの任意の λ_z 方向に対して、

$$\oint \gamma(s) \langle \text{Re} \left\{ e^{i\lambda_z \frac{d}{dz}} \left[\frac{i}{2\pi} \log(z - \zeta) \right] \right\} \rangle ds + W_{\infty \lambda_z} = 0 \quad (7)$$

が成り立つ。ここに Re は複素数の実数部を表す記号である。

このことから、例えば、図4のように後縁近くの下側では垂直成分=0を境界条件に取り、上側で垂直成分=0という境界条件をとる代わりに、翼内部の点で、例えば、翼の中心線に添う速度成分=0を境界条件にとれば、解くべき行列式のマトリクスが特異になるという上述の問題は一挙に解消される。

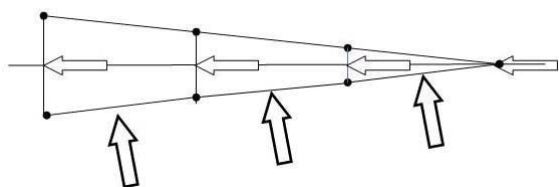


Fig.4 Boundary conditions for normal components and tangential components

ここでは、翼が回転しない非回転流れを対象としているが、「翼内部の中心線に添う速度成分=0とする」境界条件は、翼が回転していて翼内部の流れが静止していない場合にも少なくとも近似的に適用できると考えている。

4. 具体的な計算例

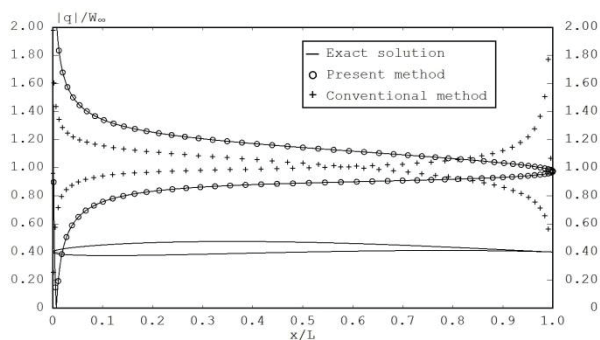
(1) 単独翼

単独翼については、厳密解が存在し、良く知られるように後縁が cusp になる Joukowski 翼や後縁の有限の角度がある Karmann-Trefftz 翼があるので、

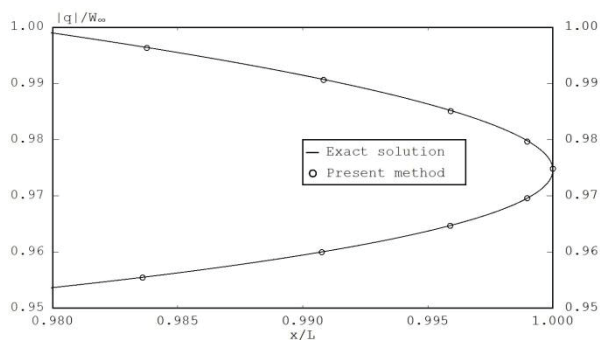
それらについて、本報告の解法による計算結果と厳密解とを比較する。

(a) Joukowski 翼

図 5-1 は、単位円に対して写像する円の中心からのずれを $\Delta x = -0.02$, $\Delta y = 0.02$ にとった薄翼の Joukowski 翼（最大厚み約 2.6%）に対して、迎角 5° の場合の速度分布（絶対値）の計算結果を前方の一樣流で無次元化した $|q|/W_\infty$ を示している。図 5-1 (a)で見られるように○印で表した本解法の計算結果は実線で表した厳密解と極めて良く一致している。なお、+印は、全ての境界条件を翼面垂直成分のみにとった従来の解法による計算結果であり、翼全体にわたって厳密解から大きく離れている。従来法では、後縁が cusp 状で薄翼の場合には、計算結果が破綻する典型的な例である。計算点は写像する円の角度を 100 等分割して求めている。また、図の下部には翼形状も示している。



(a) Overall distribution



(b) Distribution very near T.E.

Fig. 5-1 Velocity distribution of a thin Joukowski airfoil

図 5-1 (b)は、同一条件の後縁ごく近くでの速度分布を示している。後縁では速度勾配が無限大になり、線形近似で表現することは難しい状況である

が、本解法の計算結果は極めて良く一致している。なお、+印の計算結果は、厳密解とは大きく異なり、図の範囲には現れていない。

図 5-2 は $\Delta x=0.1$, $\Delta y=0.01$ ととった厚翼の Joukowski (最大厚み約 22%) に対する計算結果である。この場合も本解法の結果は厳密解と極めて良く一致している。

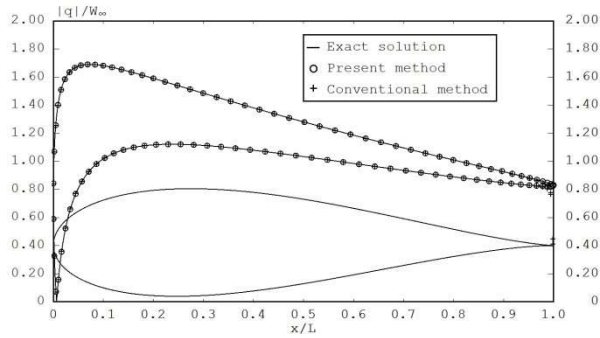


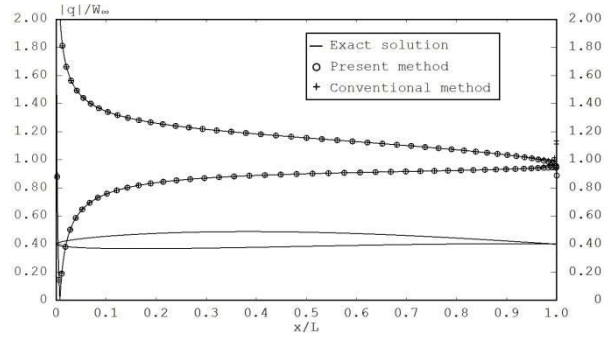
Fig. 5-3 Velocity distribution of a thick Joukowski airfoil

(b) Karmann-Trefftz 翼

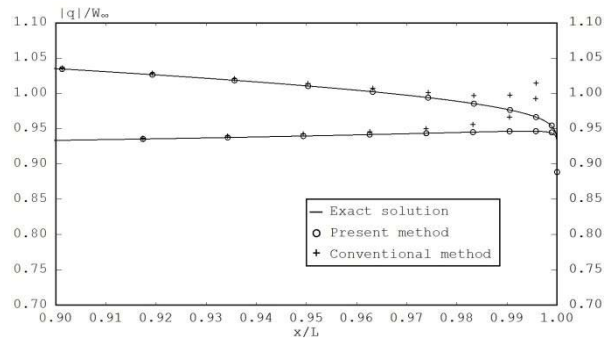
図 6 は、後縁の角度が 2° 、最大厚み約 3.3% の薄翼の Karmann-Trefftz 翼に対する迎角 5° の場合の速度分布を示し、図 6 (a) は、前縁から後縁までの上下面の速度分布を示している。本解法の計算結果は厳密解ときわめて良く一致している。この場合、+印の計算結果は、後縁部を除いて、厳密解に近い値を示している。これも後縁部の厚みが少し変わることによって計算結果が大きく変わるという従来法の典型例でもある。

図 6 (b) は、後縁部 $x/L=0.9-1.0$ での速度分布を表している。Karmann-Trefftz 翼は、後縁が有限の角度を持っているので後縁の速度は 0 になり、後縁のごく近くで速度分布は急激に 0 に近づいている。それを詳細に確認するために分割数を 1000 に増大して計算した $x/L=0.996-1.0$ の速度分布を図 6 (c) に示している。本解法の計算結果は、後縁での速度が 0 にはなっていないものの、急激に 0 に近づく後縁最端部まで厳密解と良く一致している。また、+印の従来法の計算結果は、100 分割した図 6 (b) では後縁部の値が、0 には近づかず逆に大きな値になっているのに対して、1000 分割した図 6 (c) では 0 に近づいている。このように従来法で

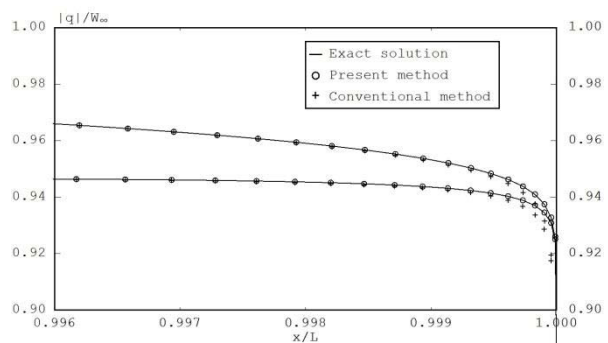
は、分割数により計算結果が大きく異なる。これに対して、本解法では、分割数を大きくすれば、計算結果はより厳密解に近づくだけで、ばらつくことはない。



(a) Overall distribution



(b) Distribution near T.E. (100 elements)



(c) Distribution very near T.E. (1000 elements)

Fig. 6 Velocity distribution of a thin Karmann-Trefftz airfoil

(2) 翼列

翼列に対しては、単独翼のように簡単には厳密解が得られない。Hall 等⁽⁴⁾は、厳密解と近似解を比較しているが、そこでは、数回の等角写像によって厳密解を得ており、その厳密解を今回の比較対象とするのは容易ではない。一方、Selig⁽⁵⁾は、わき出しと集中渦の近くに置かれた ζ 面上の円

柱を Joukowsky 変換に近い関数で z' 面に写像し、さらに、

$$\text{Exp}\left\{\left(\frac{2\pi}{l}\right)z\right\} = z' = \zeta + c_0 + \frac{c_1}{\zeta} + \frac{c_2}{\zeta^2} + \dots \quad (8)$$

を用いて z 面に翼列を写像する方法を示している。この方法では、簡単には一般的な翼列形状を得ることはできないが、手っ取り早く翼列の厳密解が得られる。ここでは、 $c_1=1$ 、 $c_2=0$ と置いて、Joukowsky 変換そのものにし、 c_0 は、 z' 面のわき出しと集中渦の位置を z' 面の原点に移動するために用いている。図 7-1 には、写像した ζ 面の円、写像された z' 面の翼型、さらに z 面に写像された翼列を同一面に示している。

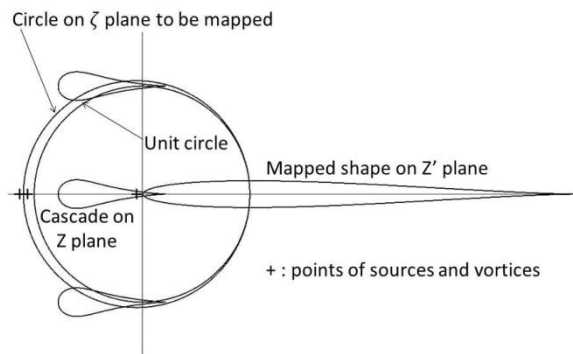


Fig.7-1 Transformation from a circle to an airfoil and to a cascade

図 7-2 は、計算したスタッタ角=0、節弦比 $S/L=1$ の翼列形状を示し、図 7-3 には流入角 5° の場合について翼面を 100 分割し、速度分布（絶対値）を翼列無限前方の速度 W_∞ で無次元化した $|q|/W_\infty$ を示している。実線で示した厳密解と○印で示した本解法の計算結果はきわめて良く一致している。

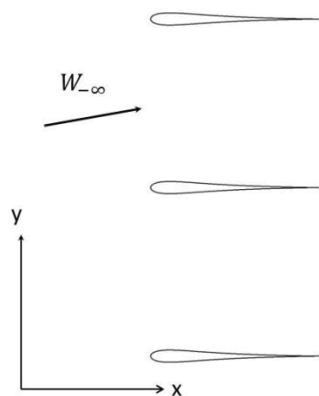


Fig. 7-2 A cascade conformal mapped

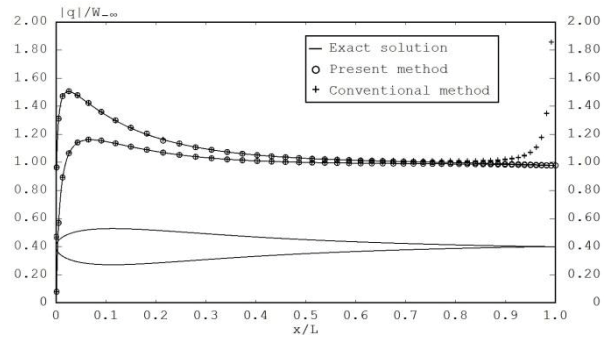


Fig. 7-3 Velocity distribution of the conformal mapped cascade

厳密解との比較はできないが、図 8.1 に示す食い違いのある一般的な形状の翼列についても計算した。図 5.1 と同じ Joukowsky 翼型をスタッタ角 45° 、節弦比 $S/L=1$ に配置して、流入角を 50° の場合の速度分布の計算結果を図 8.2 に示している。cusp 状の後縁部も滑らかな流れになっている。

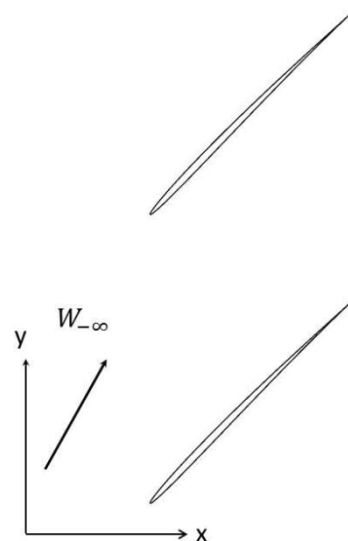


Fig. 8.1 A cascade of Joukowsky airfoils

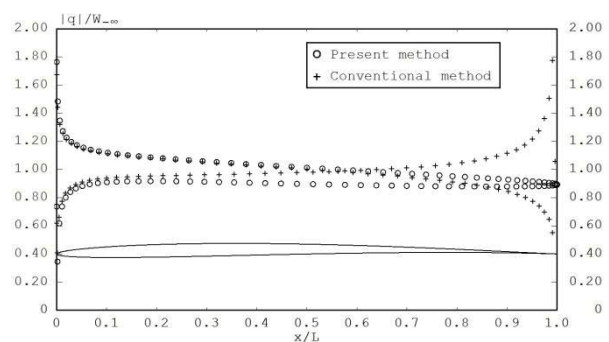


Fig. 8-2 Velocity distribution of a cascade of thin Joukowsky airfoils

5. おわりに

ここでは、後縁が cusp 状の翼や翼厚が薄い場合にも適用できるように境界条件の一部に内部の流れが静止しているという条件を採用した翼・翼列まわりの流れの解法を提案し、単独翼と翼列の数列についてそれぞれ計算し、厳密解と極めてよく一致すること示した。

ポテンシャル流計算である本解法は、CFD の時代には、時代遅れと感じるところもあるが、CFD 計算のための mesh 作成などに力を発揮する可能性も大きい。また、教育現場での経験からも翼まわりの流れを学生たちに理解させるためには有効に使えると考えられる。

参考文献

- (1) L.Morino and Kuo C.C, “Subsonic Potential Aerodynamics for Complex Configuration : General Theory”, AIAA Journal Vol.12, No.2, 1974, pp. 191-197
- (2) Carabineau, “A boundary element approach to the 2D potential flow problem around airfoils with cusped trailing edge”, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 129 (1996) 213-219
- (3) L.Grecu, “An improved numerical solution of the singular boundary integral equation of the compressible fluid flow around obstacles using modified shape functions”, Boundary Value Problems, a Springer Open Journal (2015)
- (4) W.S.Hall and B.Thwaites, “On the Calculation of Cascade Flows”, ARC CP-806, 1965
- (5) M.Selig, “Multipoint Inverse Design of an Infinite Cascade of Airfoils”, AIAA Journal Vol.32, No.4, 1994, pp. 774-78

3 枚翼ジャイロミル型風車の回転時の性能に関する実験的研究

平野 孝典, 川端 康介 (拓大), 平本 政明 (元東大), 藤本一郎 (拓大)

Experimental Study on Rotating Performance of Tree-Blade Gyro-mill Type Wind Turbines

*Takanori HIRANO, Yasusuke KAWABATA (Takushoku Univ.), Masaaki HIRAMOTO (former lecturer of Tokyo Univ.) and Ichiro FUJIMOTO (Takushoku Univ.)

ABSTRACT

So far, we made some experimental and numerical studies on the starting performance improvement of four-blade gyro-mill type wind turbines. Three-blade gyro-mill type wind turbines were also investigated on the starting characteristics by the vortex method. Those analyses suggested that it is very useful to do a pitch control of setting angle for each blade to improve the starting performance. In this paper, we reported some results obtained by the experimental study.

Key words: Gyro-mill type Wind Turbine, Rotating Performance, Experimental study

1. はじめに

発電に用いられるエネルギーとして、石炭や石油などの化石燃料の使用は地球温暖化などの環境問題の一因となっており、環境にやさしい再生可能エネルギーの利用が世界中で増えている⁽¹⁾。その中で風力エネルギーを利用する風力発電は世界中で発電量の割合が高くなっており、洋上発電や風車の大型化などが進められている。風力発電の殆どは水平軸型風車を使用されているが、地域分散型発電や自家用発電装置としての小型風力発電用風車として、垂直軸型風車の使用が考えられる。本研究では低出力ではあるが、効率がよく、風向に左右されないという特徴を持ったジャイロミル型風車に着目する。

これまでに、垂直軸揚力型のジャイロミル型風車について、単独翼の静的空力特性を基にし、切り欠き翼の効果⁽²⁾や、翼の取付角と風車回転時の空気力との関係⁽³⁾を調べるために実験⁽⁴⁾及び渦法による数値解析を行い、翼の取付角が風車の回転時の性能に大きな影響を及ぼすこと⁽⁵⁾、翼のピッチコントロールにより起動性能が大きく向上することを報告している⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

本報では、3枚翼ジャイロミル型風車の性能向上を目的とした風洞実験を行った結果について報告する。

2. 実験装置及び実験方法

ここでは実験装置と実験方法について記す。

2.1 低速風洞および測定ユニット

図1に低速風洞外観を示す。測定部開放・密閉併用型の回流式風洞であるが、今回は測定部開放型で実験を行った。風洞測定部は2次元性を確保するため、高さ200mmおよび幅1600mmの矩形断面とした。図2に風洞測定部に設置された装置の全体図を示す。図3は風車翼1枚にかかる空気力を測定するための測定ユニットを示す。1枚の翼の下に45mm×30mmの矩形部を有する支持部を取り付け、歪ゲージを貼り付けて回転方向の力を測定する構造とした。供試翼には実機でも使用されているNACA2415型翼を使用した。歪ゲージの出力はテレメータで送受信してコンピュータに取り込んだ。

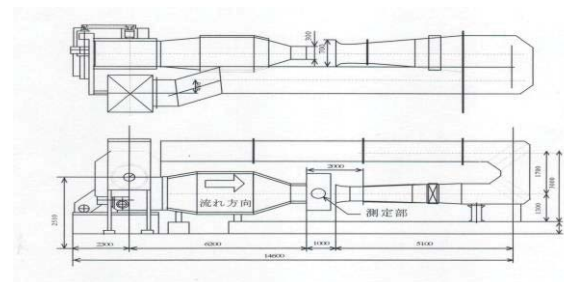


図1 低速風洞外観

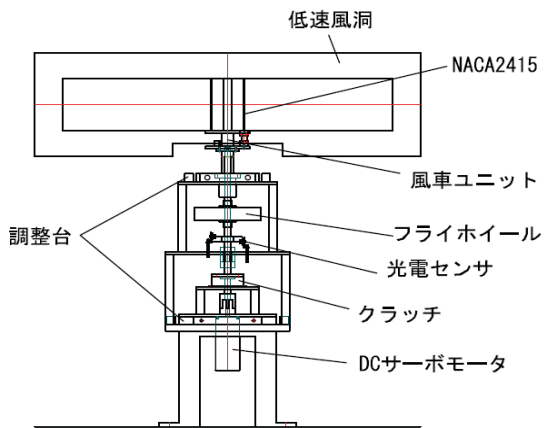


図2 装置全体図

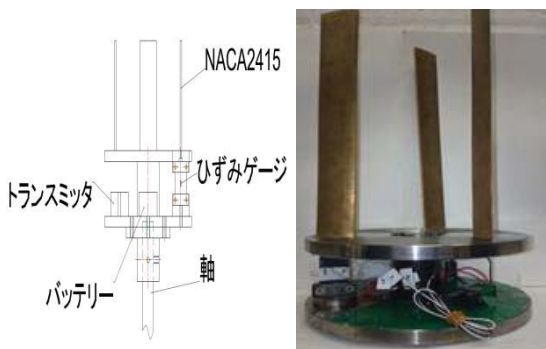


図3 測定ユニット

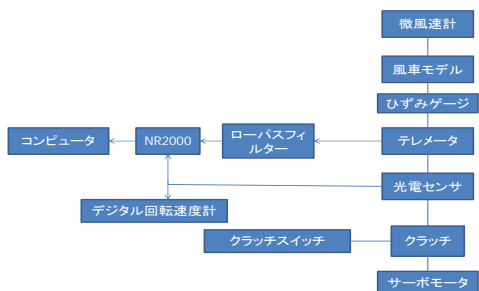


図4 計測システム

2.2 実験方法

実験は、静止実験と回転実験を行った。静止実験では風車翼の方位角を 30° ごとに設定し空気力を測定した。回転実験では図2に示すDCサーボモータで風車を一定

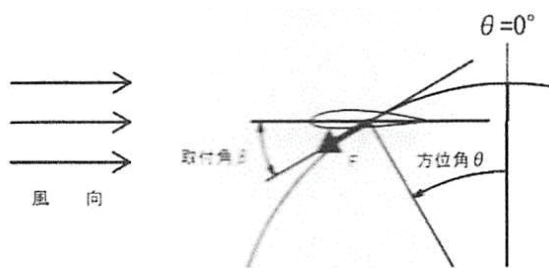


図5 記号の定義

表1 実験条件

取付角 β	$10^\circ, 0^\circ, -10^\circ, -30^\circ, -60^\circ$
方位角 θ	$0^\circ \sim 360^\circ$ (30° 毎)
周速比 λ	0.01, 0.02, 0.04, 0.07, 0.1

回転数で回転させ、光電センサによるパルスを外部トリガとして用い、1回転当り36個のデータを5回転分計測して信号強化した。図4に計測システムを示す。

2.3 実験条件

図5に記号の定義を、また表1に実験条件を示す。翼の取付角 β は風車回転面の接線方向と翼弦のなす角を、方位角 θ は図に示す基準位置を $\theta=0^\circ$ として、左回りを正とする回転角を表す。また、周速比 λ は風車の回転速度と主流速の比を表している。本実験では主流速は 5m/s とした。

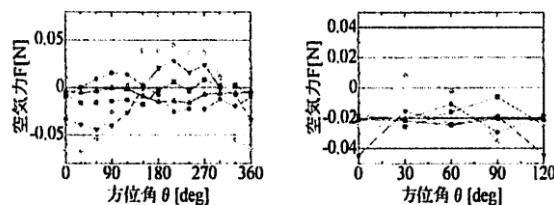
3. 実験結果及び考察

表1の実験条件で行った静止実験及び回転実験で得られた結果について示す。

3.1 静止実験結果

翼取付角 β をパラメータとして、測定翼1枚の空気力(回転力)及び3枚翼としての空気力(回転力)を図6に示す。正の値は回転方向を、負の値は反回転方向の力を示す。方位角 θ における3枚翼の空気力は、方位角 θ における1枚翼の空気力と、 $\theta+120^\circ$ と $\theta+240^\circ$ の空気力の合計として求めた。

● $\beta=10^\circ$ ● $\beta=0^\circ$ ● $\beta=-10^\circ$ ● $\beta=-30^\circ$ ● $\beta=-60^\circ$



(a) 1枚翼

(b) 3枚翼

図6 静止時の空気力

1枚翼では取付角 $\beta = -60^\circ$ 、方位角 $\theta = 210^\circ$ の時、3枚翼では取付角が -60° 、方位角 $\theta = 30^\circ, 150^\circ, 270^\circ$ の時に空気力が最大となる結果が得られた。つまり、静止時には取付角を -60° 付近に設定することが起動性能を高めることができることが確認できた。これは以前に行った4枚翼風車の場合と同様の結果である。

3.2 回転実験結果

風車が回転を開始した後の比較的低い回転数域である、周速比 $\lambda = 0.01 \sim 0.1$ の範囲における実験結果について述べる。

3.2.1 1枚翼の空気力 図7に翼1枚にかかる空気力の方位角 θ に対する変化を示す。取付角 β の違いにより方位角 θ に対する空気力の変化には大きな差異が見られる。また周速比が増加すると、特に $\beta = -60^\circ$ の場合、最低値には差異は殆ど見られないが、最大値が増加する傾向が見られる。取付角 $\beta = 10^\circ, 0^\circ$ 及び -10° の場合、方位角 $\theta = 60^\circ \sim 120^\circ$ の範囲で正の空気力（回転力）が作用する。また、取付角 $\beta = -30^\circ$ と $\beta = -60^\circ$ の場合、方位角 $\theta = 160^\circ \sim 300^\circ$ の範囲で正の回転力が得られている。

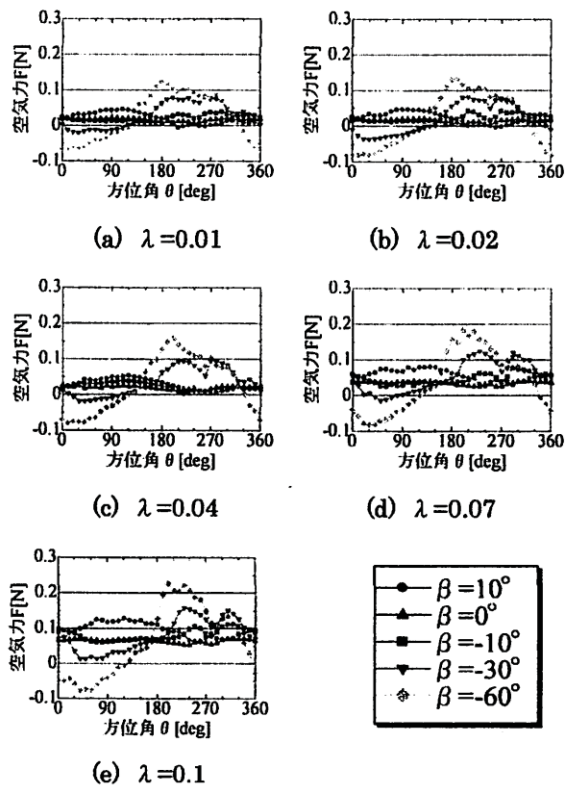


図7 1枚の翼に作用する回転時の空気力

3.2.2 3枚翼の空気力 3枚翼の空気力は3.1の静止時と同様、1枚翼の空気力を合成して求めた。図8に3枚翼の方位角 θ に対する空気力変化を、翼取付角 β をパラメータとして示す。

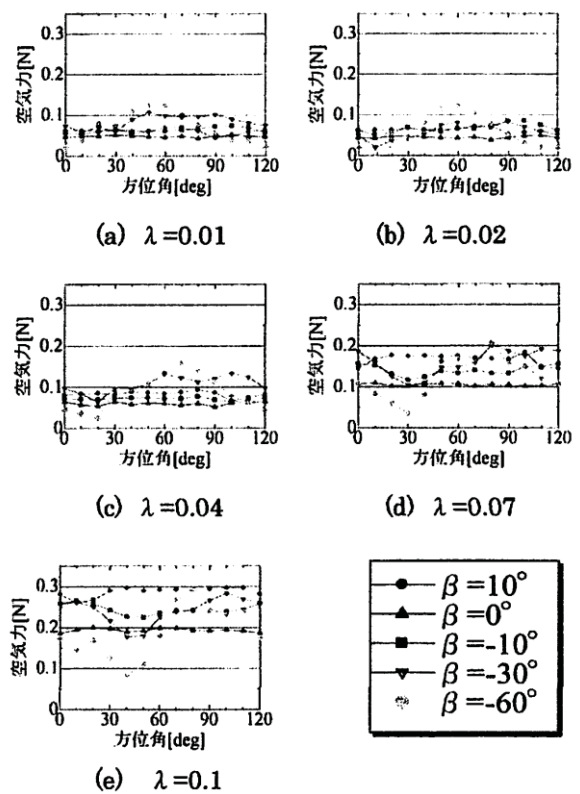


図8 3枚の翼に作用する回転時の空気力

図8を見ると、全ての周速比 λ において、取付角 β によらず空気力（回転力）は正となっている。また、周速比が増加すると、全体的に空気力も増加する傾向を示している。取付角 $\beta = -60^\circ$ では、周速比 λ が非常に小さい時（ $\lambda = 0.02$ 以下）には空気力は大きいですが、周速比が増加するほど他の取付角より空気力は低下する。以上のことから、静止時は取付角 $\beta = -60^\circ$ で起動させ、回転開始後は $\beta = 10^\circ$ 付近に設定すると回転性能が向上すると言える。このことは4枚翼風車の結果と同様であり、翼枚数の違いに関わらず、起動時と回転時に翼取付角を調整するピッチコントロールが回転性能向上に有効であることを示している。

5. 結論

—様流中に置かれた3枚翼ジャイロミル型風車の翼1枚に作用する空気力を、翼取付角と周速比をパラメータとして測定した。静止時に作用する空気力（回転力）は方位角によって回転し易さが変わるが、取付角を -60° に設定すると良い。回転時に作用する空気力は、周速比が大きいほど増加する。回転開始直後に相当する低い周速比では、取付角が -60° の場合が空気力は最大となるが、周速比がそれ以上大きくなると逆に回転性能が落ちるため、取付角を 10° 付近に設定すると良い。つまり、3枚翼ジャイロミル型風車においても、4枚翼風車と同様に、静止時は取付角 $\theta = -60^\circ$ で起動し、起動

後に周速比が増加すると取付角を 10° に設定するピッチコントロールが有効である。

参考文献

- (1) (財)日本エネルギー経済研究所、アジア/世界エネルギーアウトック 2007、第 399 回定例研究報告会 (2007)
- (2) 江口正一、石井進、平本政明、野口常夫、平野孝典、田中英穂、藤本一郎、風車用切欠き翼の空力特性に関する研究、ガスタービン学会第 33 回定期講演会講演論文集 (2005)、pp. 107-111
- (3) 井上亮二、藤本一郎、平野孝典、平本政明、石井進、垂直軸型風車の空力特性に関する研究 (周速の影響)、第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2008)、pp. 79-83
- (4) Khairil Akmal bin Nan、平野孝典、藤本一郎、平本政明、Reinhard Niehuis、ジャイロミル型風車の非定常空力特性に関する実験的研究、第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2011)、pp. 181-185
- (5) 平野孝典、石井進、平本政明、田中英穂、藤本一郎、渦法による風車翼周りの流れの数値シミュレーション、ガスタービン学会第 34 回定期講演会講演論文集 (2006)、pp. 85-89
- (6) 本郷悠、平野孝典、藤本一郎、ジャイロミル型風車のピッチコントロールによる起動性能向上に関する研究、第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 (釧路) 講演論文集 (2012)、pp. 135-139
- (7) Mohamad Akbar bin Razuki、平野孝典、藤本一郎、渦法を用いた 3 枚翼ジャイロミル型風車の起動性能解析、第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会 (釧路) 講演論文集 (2013)、pp. 193-197

PIV による小型遠心圧縮機の内部流れの研究

*桐明 拓郎，田中 隆太，大内田 聡、山方 章弘（IHI）

Internal Flow Measurement of Small Centrifugal Compressor by PIV

*Takuro KIRIAKI, Ryuta TANAKA, Satoshi OHUCHIDA, Akihiro YAMAGATA (IHI)

ABSTRACT

Compressor of turbocharger for vehicle must be operated in a wide operating range, especially improvement of efficiency and expansion of stable operating range at low flow rate and low pressure ratio are important. In this report, internal flow of the compressor at low flow rate and low pressure ratio was measured by Oil Flow Visualization and PIV (Particle Imaging Velocimetry). Measurement object is two compressors having different surge characteristics, the diffuser which is considered to cause of the surge was a visible region. The results of investigation of flow phenomenon are reported.

Key words: Compressor, Oil Flow Visualization, PIV, Surge,

1. 諸言

近年，自動車の CO₂ 排出量規制に伴い，欧州を中心にディーゼル，ガソリンエンジン共にダウンサイジングによる低燃費化が進んでおり，小排気量化に伴う出力の低下を改善する手段として，過給機の需要が増加している⁽¹⁾。通常，車両用過給機では，搭載性の観点から単段の小型遠心圧縮機が適用されているが，乗用車エンジンの低速から高速までの広い運転域で作動する必要があり，特に走行頻度の高いエンジン低回転数域，すなわち圧縮機の小流量かつ低圧力比域での効率改善と安定作動域の拡大が重要となっている。圧縮機の空力設計をする際には，CFD (Computational Fluid Dynamics) により内部流れの状態を予測し形状を決めるが，サージングのような不安定な現象を予測するのは未だ困難である。そこで本研究では，油膜法およびPIV (Particle Imaging Velocimetry) を用いて圧縮機の内部流れの状態を計測し，サージ近傍での流れの現象を調査したので結果を報告する。

2. 計測

2.1 計測対象

本研究で対象とした車両過給機用小型遠心圧縮機のインペラ外観図を Fig.1 に，その主要形状を Table1 示す。インペラ外径は 51mm でインペラ下流の静止流路はベーンレスディフューザとスクロールである。本研究ではサージ近傍の流れ場をより詳細に把握するため，特性の異なる 2 種類の圧縮機を用いた。Fig. 2 に各圧縮機の流量-圧力比カーブの計測結果を示す。

縮機を用いた。Fig. 2 に各圧縮機の流量-圧力比カーブの計測結果を示す。



Fig.1 Impellers

Table 1 Main Dimension

形状	Comp. A	Comp. B
インペラ翼枚数	6+6	6+6
インペラ外径 [mm]	51	51
ディフューザ幅 [mm]	3.9	2.6

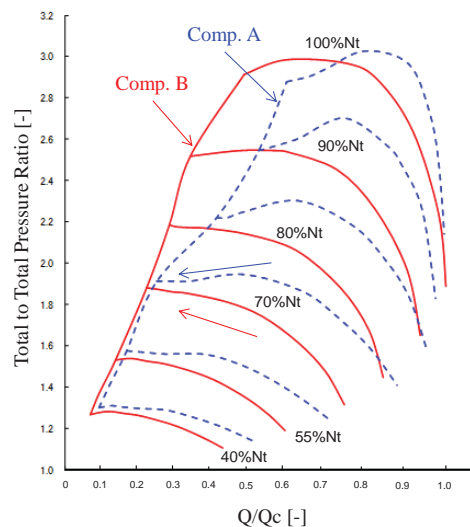


Fig.2 Performance Test Results

Fig.2 より Comp. A は各回転数のある流量以下になると圧力比が下がる左下がりの傾向であるのに対して、Comp. B は流量が小さくとも圧力は上昇し続ける左上がりの傾向を示しており、定性的に Comp. B の方が小流量側で流れが安定であることがわかる。Fig.3 に過去に著者らが実施した Comp. A および Comp. B を使用した静止流路部の静圧計測結果を示す⁽²⁾。Fig.3 は縦軸にインペラ入口、インペラ出口、ディフューザ出口、圧縮機出口の静圧をそれぞれ入口全圧で除した値、横軸に計測点流量をそれぞれの圧縮機のチョーク流量で除した値 (Q/Q_c) をプロットした図である。この結果より、圧力比が低下し始める箇所はどちらの圧縮機ともにディフューザ出口部であることから、ディフューザ部がサージ発生の主要因であると推測し、本研究ではディフューザ部に着目して流れ場の計測を実施した。

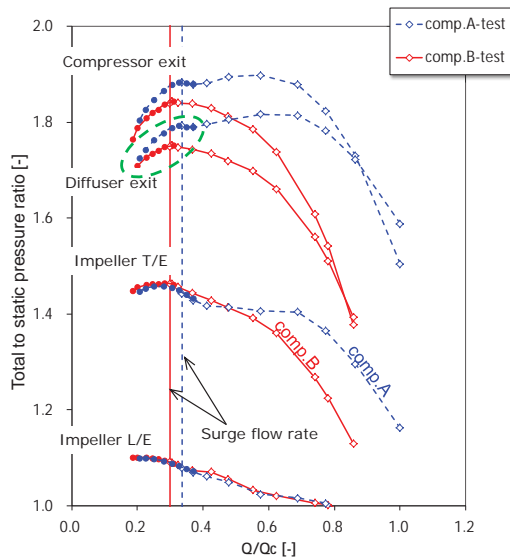


Fig.3 Static Pressure Measurement Results of Respective Flow Path

2.2 計測装置

ディフューザ部のハブ側・シュラウド側における壁面の流れ場を計測するため油膜法試験を行った。試験供試体を Fig.4 に示す。油膜法の試料は、油、酸化チタンおよびオレイン酸を混合したものをを用いた。混合比は、油 2 : 酸化チタン 1 : オレイン酸 微量をベースとし、計測点によって適宜調整を加えた。試料が白色のため、可視化面であるディフューザのハブ面およびシュラウド面は黒く塗装した。

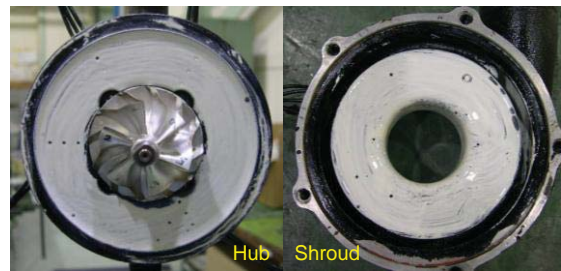


Fig.4 Measured Compressor of Oil Flow Visualization

ディフューザ内部流れの把握を目的として PIV 試験を行った。試験装置全体図を Fig.5 に示す。また、試験に用いた供試体概要を Fig.6 に示す。本研究ではディフューザ部の流れを可視化するため、アクリル製のレーザー導入窓および観測窓を設置し、トレーサ導入のために圧縮機吸い込みは大気解放とした。また、羽根無しディフューザの内部流れは、下流に位置するスクロールの流れ場から強い影響を受けるため、計測には実機スクロールの装着が不可欠である。そのため実機の構造上、計測窓はスクロールに干渉しない舌部下流の一部とした。可視化領域はインペラ半径 R_2 に対し $1.29 < R/R_2 < 1.57$, 周方向 40° とした。撮影用のデジタルカメラとレーザーヘッドは、一定の位置関係を維持したまま同時に移動できるようにトラバーサに設置し、トレーサはラスキンノズルにより霧状にした DEHS (Di-ethylhexyl sebacate) を使用し、大気解放された吸い込み部より導入した。

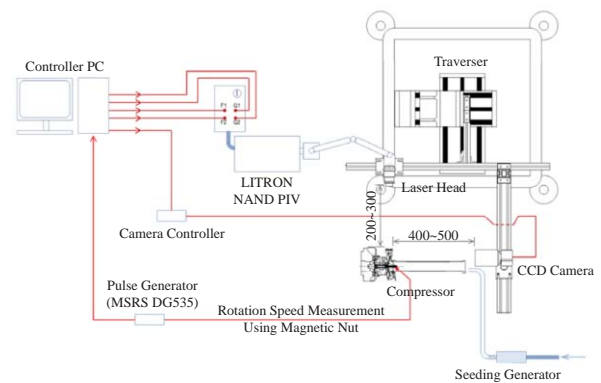


Fig.5 Overview of PIV Test Equipment

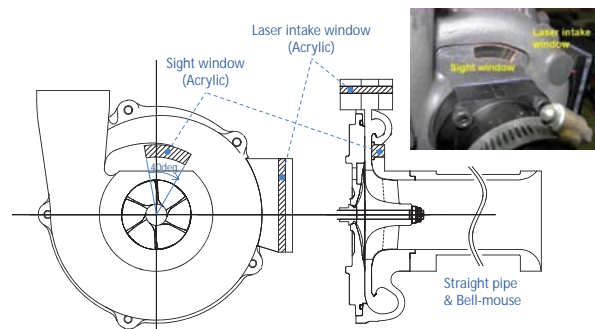


Fig.6 Measurement Compressor of PIV

2.3 計測条件

Table 2 に油膜試験および PIV 計測の条件を示す。試験回転数は油膜試験，PIV 計測ともに 130000rpm とし，圧縮機のチョーク流量を Q_c とし，油膜法試験は Comp. A が $Q/Q_c=0.36$ ，Comp. B が $Q/Q_c=0.31$ ，PIV 計測が Comp. A，B ともに $Q/Q_c=0.37$ のサージ側作動点にて実施した。PIV 計測はディフューザ高さのスパン方向に 12.5%，25%，50%，75%，87.5% の 5 断面で実施した。

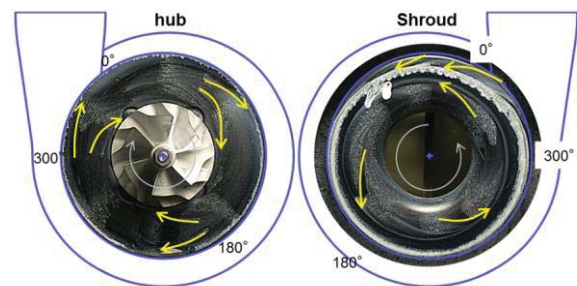
Table 2 Measurement Conditions

	Comp. A	Comp. B
試験回転数 [rpm]	130000	130000
油膜法計測点 Q/Q_c	0.36	0.31
PIV 計測点 Q/Q_c	0.37	0.37
撮影枚数	400	400

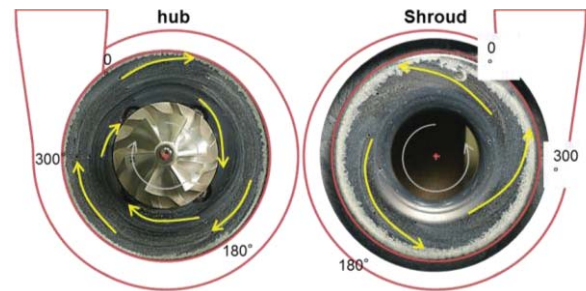
3. 試験結果および考察

3.1 油膜試験結果

Fig.7 にサージ直前の作動点 (Comp. A : $Q/Q_c=0.36$ ，Comp. B : $Q/Q_c=0.31$) における油膜試験の結果を示す。Fig.7(a)より Comp. A についてディフューザハブ側のインペラ出口からディフューザ中間にかけて逆流が生じており，ディフューザ中間以降は流れが再付着し，スクロールに向かって順流となっている。また，ディフューザシュラウド側は流線が不鮮明で判別がつけ難い領域が多いため，定常的な剥離ではなく旋回失速のような剥離域の変動が起こっていると推測される。Fig.7(b)より Comp. B についてもディフューザハブ側のインペラ出口近傍で逆流している領域が確認できる。一方でディフューザシュラウド側では Comp. A のような流線の乱れは確認されず，スクロールに向かって順流となっている様子が確認できた。これらの結果から，サージ特性の異なる Comp. A，Comp. B の圧縮機において，ディフューザ部，特にシュラウド側で流れ場に明確な違いが確認でき，サージ特性に優れる Comp. B に対して Comp. A のディフューザ内部流れが不安定であることがわかった。



(a) Comp. A ($Q/Q_c=0.36$)



(b) Comp. B ($Q/Q_c=0.31$)

Fig.7 Results of Oil Flow Visualization

3.2 PIV 試験結果

詳細にディフューザ内部流れを把握するため，PIV 計測を実施した。Fig.8 にサージ直前の作動点 ($Q/Q_c=0.37$) での PIV 計測結果を示す。図中上部がディフューザシュラウド側，下部がディフューザハブ側の計測結果であり，コンタは絶対流速 $|\mathbf{V}|$ を示している。この結果から，Comp. A はディフューザハブ側から 50%スパンにかけて流速が速く，75%スパンからシュラウド側にかけて流速が低い領域となっていることがわかる。また 75%スパンよりシュラウド側ではディフューザ出口側に流速が特に遅い領域(図中赤丸部)を確認できる。シュラウド側の剥離が疑われるが，低速の流れを捉えられていることから，定常的な剥離ではなく油膜試験で予測したシュラウド側の剥離域の変動が計測結果に影響していると考えられる。一方，Comp. B はディフューザハブ側の流速が低い傾向があるが，Comp. A よりもスパン方向に変化が小さい流れになっていることがわかる。定量的に評価するため，インペラ出口半径を R_2 として $R/R_2=1.35, 1.42, 1.49$ の位置における平均絶対流速 $|\mathbf{V}|$ の導出し，半径方向速度 V_m ，周方向速度 V_r へ分解，流れ角を求めた。半径方向速度 V_m および周方向速度 V_r はそれぞれ各半径位置 R/R_2 での最大値 V_{m_max} および V_{r_max} で無次元化した。Fig.9，Fig.10 にスパン位置での半径方向および周方向無次元速度を示す。

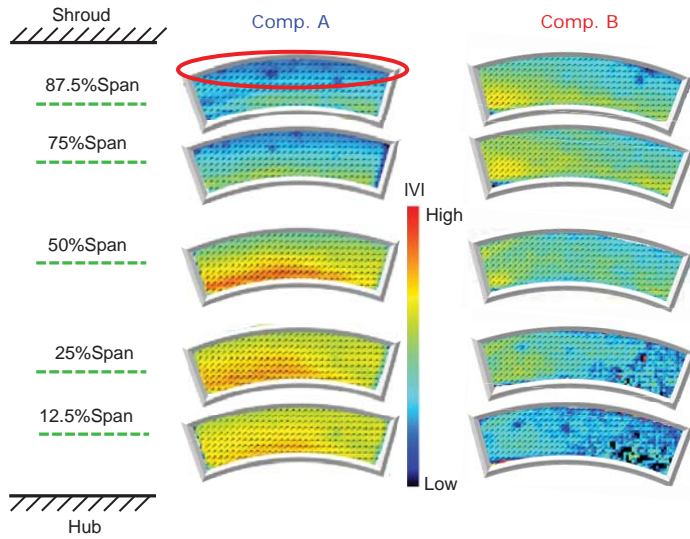


Fig.8 Results of PIV Measurement

これらの結果より Comp. A はスパン方向の速度の偏りが Comp. B よりも大きく、ディフューザハブ側に寄った流れとなっていることがわかる。特に半径方向速度には偏りが大きく、ディフューザシュラウド側の半径方向速度はディフューザハブ側の 30~50%となっている。また、Comp. B はディフューザ出口に近づくにつれスパン方向の速度分布が一樣になるよう速度が変化しているのに対し、Comp. A はディフューザシュラウド側が減速、ディフューザハブ側は加速するという、より流れの偏りが強くなる傾向があることがわかった。Fig.11 に半径方向速度および周方向速度より算出した流れ角のスパン位置分布を示す。Fig.11 より、Comp. A のディフューザシュラウド側でディフューザ出口に近づくほど流れ角が大きくなっているのは先にも述べたように剥離域の変動が計測結果に影響しているためと考えられる。これらの結果より、サージ特性の異なる 2 種の圧縮機の内部の流れ場を PIV 試験により捉えることができ、Comp. B のサージ特性が Comp. A よりも優れるのはディフューザ部の流れがより安定しているためと推察される。

4. 結言

サージ特性の異なる 2 種類の車両過給機用の小型遠心圧縮機について、サージ発生の要因はディフューザ部と推測し、ディフューザ部の流れ場を油膜法および PIV 計測によって計測した。得られた知見を以下に示す。

- 油膜試験および PIV 計測から、Comp. B の方が Comp. A よりもディフューザハブ側からシュラウド側までの流れが一樣であることがわかった。

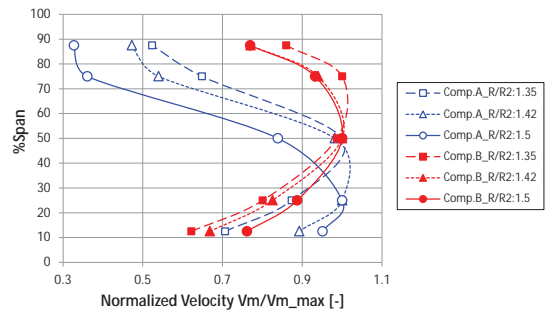


Fig.9 Distribution of Spanwise Radial Velocity

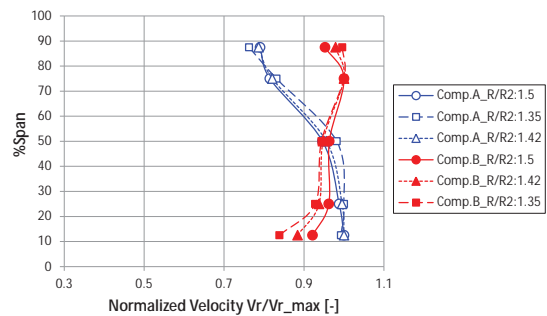


Fig.10 Distribution of Spanwise Circumferential Velocity

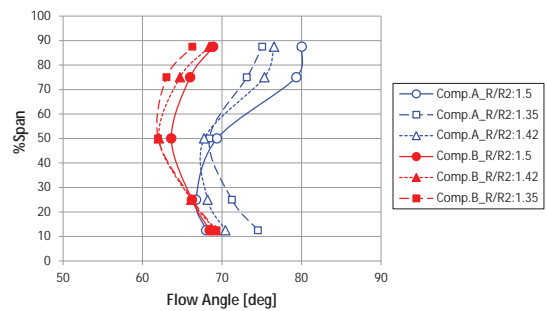


Fig.11 Distribution of Spanwise Flow Angle

- PIV 計測から、Comp. A はディフューザ出口に向かって流速および流れ角のスパン方向の変化が大きくなることがわかった。
- Comp. B が Comp. A よりもサージ特性にすぐれるのはディフューザ部の流れがより安定しているためと推察される。

参考文献

- 森田功, 2012, “可変ノズル翼型改良による過給機用ラジアルタービン性能向上の研究”, ターボ機械協会
- 田中隆太, 2012, “遠心圧縮機のサージング近傍における性能特性に関する研究”, ターボ機械協会第 67 回総会講演会, pp.169-174

高負荷遠心圧縮機のインペラ出口における流れ場の調査

*佐藤 渉 (IHI), Soumya Dutta (IHI), 船崎 健一 (岩手大), 角舘 薫哉 (岩手大)

INVESTIGATION OF IMPELLER EXIT FLOW FIELD
IN A HIGHLY LOADED CENTRIFUGAL COMPRESSOR* Wataru Sato(IHI), Soumya Dutta(IHI),
Kenichi Funazaki(Iwate University) and Yukiya Kakudate(Iwate University)

ABSTRACT

Recently, the demand of highly loaded centrifugal compressors is increasing due to environmental and economic reasons. In a compressor aerodynamic design including the matching of an impeller and a diffuser, it is very important to predict the impeller flow field precisely. However it becomes difficult to predict a compressor performance with enough accuracy because a large flow separation and a strong clearance leakage flow occur due to its high loading. Therefore, in order to validate the prediction accuracy of CFD to the highly loaded compressor, flow measurements at the impeller exit were conducted by using 3 holes yaw meter and hot wire anemometry. From the comparison between CFD and measurements, difference in turbulence intensity and flow angles could be observed. These results imply that the reason behind this difference could be because CFD underestimates the free stream turbulence and mixing effects between free stream and clearance flow.

Key words: Centrifugal Compressor, CFD, Measurement, Flow Field

1. はじめに

環境性能，経済性に対する要求の高まりを受け，産業用圧縮機には高効率化と小型化を両立する高負荷な遠心圧縮機の開発が求められている。遠心圧縮機の空力設計ではインペラ（回転部）とディフューザ（静止部）の流れをマッチさせることが重要な課題の一つであり，そのためにはインペラ出口流れを高精度に予測することが求められる。しかし，高負荷な遠心圧縮機では二次流れ，剥離，クリアランス漏れ流れなどの影響によりインペラ内の流れが強く乱れるため，高精度な予測が難しくなる傾向にある。

従来から，インペラ出口流れの乱れに着目した研究は広く行われている^[1-4]。Pinarbasi らは熱線流速計による非定常計測により乱流運動エネルギーを算出し，インペラで生じたウェークがミックスアウトしていく過程を評価した^[4]。一方，近年では CFD が遠心圧縮機の空力設計に不可欠なツールとなったが，CFD の精度は圧縮機の仕様，形状に依存するため，開発の過程で得られるさまざまな実験データを使い，CFD の検証が継続的に行われている^[5-7]。

本研究では，高負荷な遠心圧縮機インペラを対象とした CFD の精度を検証するため，3 孔ヨーメー

タと熱線流速計によりインペラ出口の流れ場を計測し，CFD との比較を行ったので，その結果について報告する。

2. 実験方法

本研究では IHI の試験設備を用いて実験を行った。Table 1 に供試圧縮機の主要仕様、Fig.1 に供試圧縮機の断面図を示す。ディフューザには羽根なしディフューザを採用した。ディフューザ出口にはスロットリングを適用しこの位置でチョーク状態とすることで，スクロールで生じる非軸対称の圧力分布が上流要素（インペラ、ディフューザ）の流れに与える影響を抑制する。

インペラ下流の $1.1D_2$ (D_2 はインペラ外径) の位置（以下，トラバース外径位置）で 3 孔ヨーメータと熱線流速計によるトラバース計測を行った。熱線流速計は X 型プローブを採用し，2 方向の流速を同時計測した。熱線流速計の計測時にはギャップセンサーにより羽根の通過時刻も同時に計測し，これをトリガーとすることで流速計測結果をインペラに同期させて統計処理を行った。熱線流速計により計測される乱流強度 Tu は以下のように定義する。

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{1}{2}(u'^2 + v'^2)}}{\bar{U}} \cdot 100 \quad (1)$$

ここで u' , v' は速度変動の RMS 値, \bar{U} は時間平均速度の断面平均値である。

周速マッハ数 ($Mu_2=U_2/a_{01}$, U_2 : インペラ周速 m/s, a_{01} : 入口よどみ状態音速 m/s) は、ヨーメータ計測では 0.67, 1.18 とし、熱線計測では高速条件での計測が困難なため 0.67, 0.88 とした。流量係数 ($\phi=Q/(D_2^2 \cdot U_2)$, Q : 体積流量 m^3/s , D_2 : インペラ外径 m) が 0.048 付近 (設計点付近) でチョーク状態となるよう、スロットルリングによる絞りを調整した。

Table 1 供試圧縮機主要仕様

項目	単位	仕様
羽根枚数	枚	8/8 長羽根/短羽根
インペラ外径	mm	250
ディフューザ幅	mm	10.65

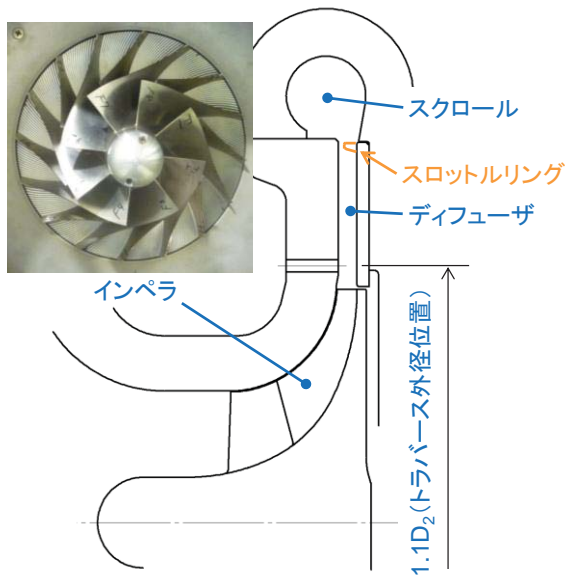


Fig.1 供試圧縮機断面図

3. 解析方法

CFD は岩手大学にて行った。Fig.2 に CFD 解析モデルを示す。軸対称を仮定しインペラ 1 ピッチ分を解析対象とした。CFD ソルバーは ANSYS CFX を使い、乱流モデルには SST モデルを適用して、定常解析 (RANS) を行った。格子点数は約 400 万点である。

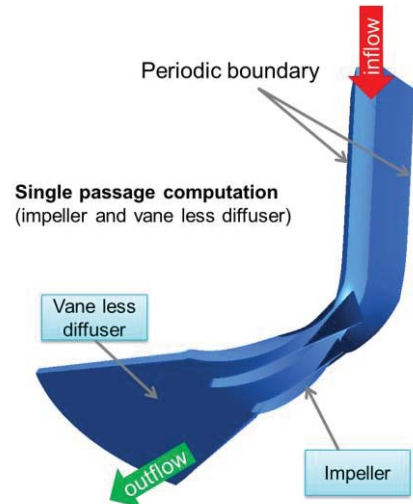


Fig.2 CFD 解析モデル

4. 結果と考察

4.1 スロットルリングの効果

Fig.3 に, $Mu_2=0.67$, トラバース外径位置のシュラウド側壁面 3 箇所において計測した周方向静圧分布を示す。スロットルリングを適用することで非軸対称の圧力分布が抑えられていることがわかる。

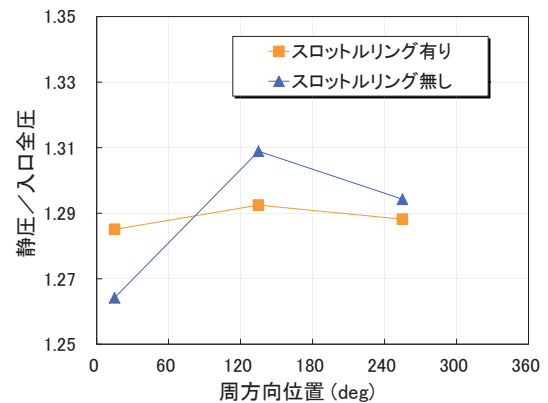


Fig.3 トラバース外径位置の周方向静圧分布

4.2 実験と CFD の比較

Fig.4 に, $Mu_2=0.67$, トラバース外径位置における流れ角と全圧の分布を示す。実験は 3 孔ヨーメータによるトラバース計測の結果である。流れ角は半径方向から計測した値であり, 90 度以上の領域は逆流域に相当する。CFD は全スパン領域で流れ角を過大評価しており, 全圧についてもわずかに過大評価している。

Fig.5 に, $Mu_2=1.18$, トラバース外径位置における流れ角と全圧の分布を示す。CFD はシュラウド側の流れ角を過大評価している一方, シュラウド

側の全圧を過小評価している。CFD ではシュラウド側で逆流が発生しており、逆流に伴い全圧損失を過大評価していると推察される。ハブからミッドスパンの領域では、流れ角と全圧を過大評価している。

Fig.6 に、トラバース外径位置における断面平均値で無次元化した相対速度の分布を示す。実験は熱線流速計によるトラバース計測の結果をアンサンブル平均して算出している。熱線計測結果を見ると、 $Mu_2=0.67$ ではシュラウド側でクリアランス漏れ流れによる速度欠損領域が生じており、 $Mu_2=0.88$ になると速度欠損領域が主流部に拡散していく。CFD 結果を見ると、熱線計測結果と同様、 $Mu_2=0.67$ ではシュラウド側でクリアランス漏れ流れによる速度欠損領域が生じている。しかし、 $Mu_2=0.88$ では熱線計測結果と異なり、速度欠損はシュラウド側に分布したまま強まっている。この現象 (Mu_2 が大きくなるほど、シュラウド側の速度欠損が強くなる) は、前述の $Mu_2=1.18$ におけるシュラウド側の全圧損失過大評価の要因になっていると推定される。

Fig.7 に、トラバース外径位置における乱流強度の分布を示す。実験は熱線流速計によるトラバース計測の結果を使い、式(1)により算出している。 $Mu_2=0.67$ の時、実験と CFD の両者においてシュラウド側でクリアランス漏れ流れによる強い乱れが生じている。 $Mu_2=0.88$ の時、実験では強い乱れの領域が主流に広がっているのに対し、CFD ではシュラウド側に分布したままである。CFD は主流部の乱れを過小評価することにより、速度欠損域と乱れの大きい領域が主流部に拡散していく現象を捉えられていない可能性がある。

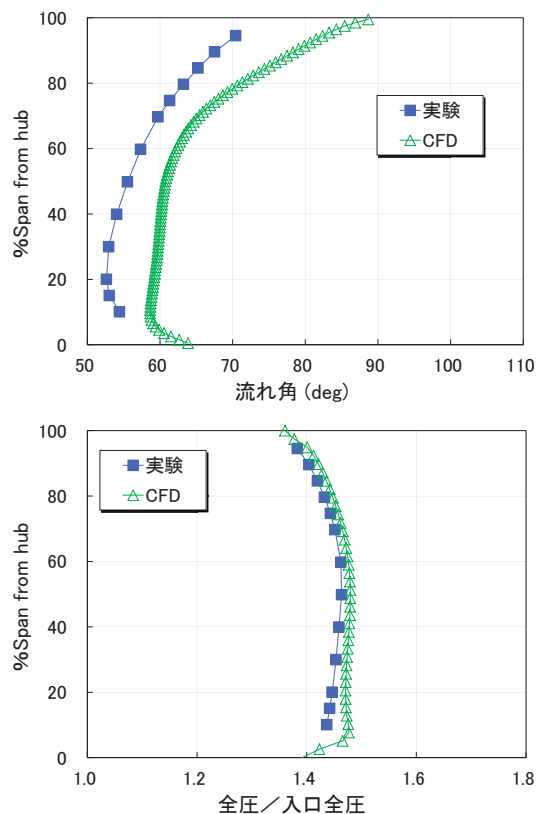


Fig.4 トラバース外径位置における流れ角・全圧分布 ($Mu_2=0.67$)

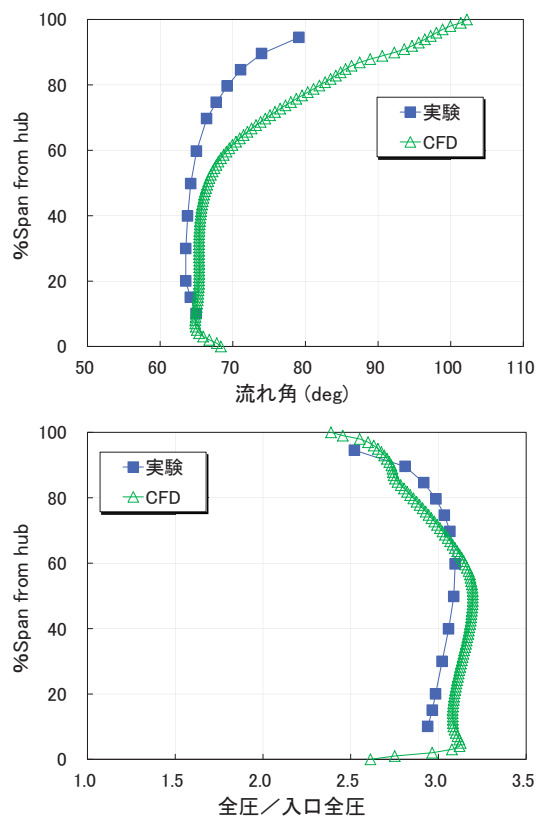


Fig.5 トラバース外径位置における流れ角・全圧分布 ($Mu_2=1.18$)

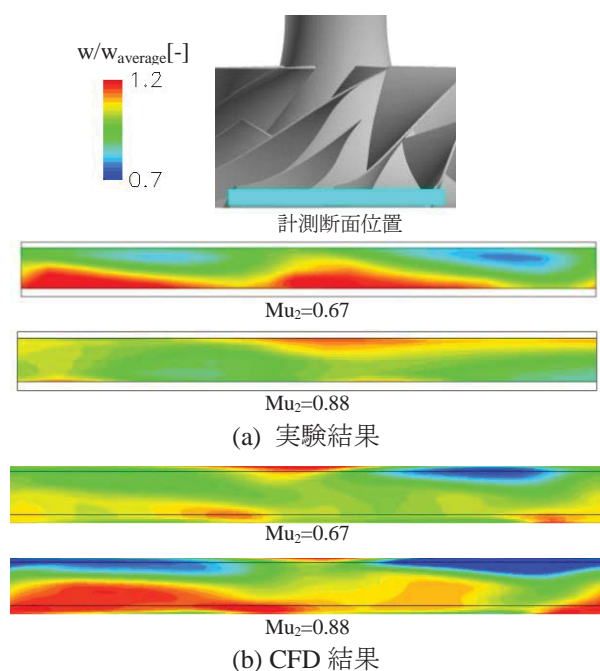


Fig.6 トラバース外径位置における相対速度

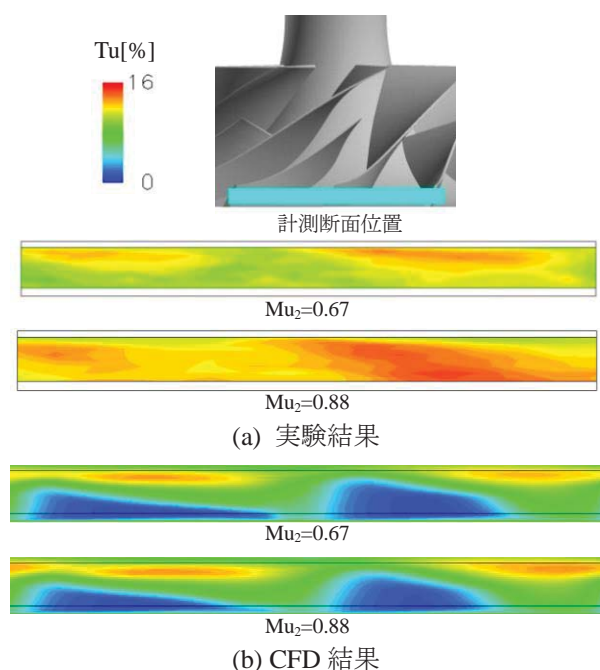


Fig.7 トラバース外径位置における乱流強度

5. まとめ

高負荷圧縮機のインペラ出口流れ場について調査した実験結果と CFD (RANS) 結果を比較し、以下の知見を得た。

(1) 低周速では、CFD は全スパン域において流れ角、全圧を過大評価する。

(2) 高周速では、CFD はシュラウド側で速度欠損、逆流の影響を過大評価する。

(3) CFD は主流部の乱流強度を過小評価することで、速度欠損域と乱れの大きい領域が主流部に拡散していく現象を捉えられていない可能性がある。

参考文献

- 1) D. Eckardt : Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.97(1975) pp. 337-346
- 2) Y. Senoo, M. Ishida : Behavior of Severely Asymmetric Flow in a Vaneless Diffuser, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.97(1975) pp.375-387
- 3) M. Inoue, N. A. Cumpsty : Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106(1984) pp. 455-467
- 4) A. Pinarbasi, M. W. Johnson : Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116, No.3(1994) pp.453-461
- 5) 川久保知己：遠心型・斜流型ターボ機械の CFD, ターボ機械, 第 32 巻, 第 5 号, (2004) pp.48-57
- 6) 玉木秀明,海野大,川久保知己,沼倉龍介,山方章弘：過給機や圧縮機の性能を支える CFD, IHI 技報, 第 49 巻, 第 2 号 (2009) pp.108-117
- 7) 玉木秀明：入口絞りを伴わない羽根なしディフューザをもつ遠心圧縮機内部流れの数値解析, IHI 技報, 第 54 巻, 第 2 号 (2014) pp.51-60

【研究報告】

C-1

バーチャルジェットエンジンを用いた運航条件による可変要素の最適化

*大湾 朝日（東京農工大），福山 佳孝（宇宙航空研究開発機構），秋山 直輝（東京農工大）

Study on Optimization of Variable Cycle in Flight Condition by the Virtual Jet Engine

*Asahi OWAN(TUAT), Yoshitaka FUKUYAMA(JAXA) and Naoki AKIYAMA(TUAT)

ABSTRACT

In these days, because global warming is serious, we must reduce discharge of the greenhouse gas. Consequently, the demand to develop to aero-engines of low impacts on environment increases. For example, variable cycle engine (VCE) which has some variable mechanisms such as variable area nozzle or variable stator vanes is studied. It is necessary to predict surging for using VCE more efficient. So, objects of this study determine a limit of operating considering surge and optimize operating condition about variable mechanisms in the VCE. And analyzing engines behavior in surging condition is also purpose of the study. In this study, the Virtual Jet Engine (VJE) which is computer code for designing jet engines and calculating their performance is used. This report gives a result of calculation about compressor characteristic map. The compressor characteristic map is described by assuming some parameters and it is related surging deeply.

Key words: Aero-Engine, Virtual Jet Engine, Surge, Off-design Performance

1. はじめに

近年、地球温暖化に代表される環境問題への関心が高まり、CO₂などの温室効果ガスの排出削減が求められている。航空機についても、国際民間航空機関（ICAO）の総会において、環境保護への取り組みとして、2020年までに航空機排出ガスの削減策を導入することで合意された。その一方で、日本航空開発協会はジェット旅客機の需要について、2033年までに旅客輸送量は2.6倍になり、運航機材も1.9倍に増加するという予測を出している。したがって、環境負荷の小さい民間航空機用エンジンの開発は極めて重要な問題である。

現在開発が行われている環境負荷の小さい次世代型の民間航空機用エンジンのひとつとして、バリエーションエンジン（Variable Cycle Engine）¹⁾が提案されている。VCEはターボファンエンジンに可変要素を設け、飛行状態に応じて性能を変化させることができるようにしたエンジンのことである。このVCEについて、航空用エンジンの簡易設計と性能評価をコンピュータ上で行うことができるバーチャルジェットエンジン（Virtual Jet Engine）を用いて航空機の運航を想

定した部分負荷の計算を行う。本研究では特に圧縮機の作動限界に着目し、サージマージンを考慮した部分負荷計算を行い、運航条件による最適化を行う。本報ではこれらの部分不可計算を行うために、圧縮機的设计計算を行い、圧縮機特性曲線を得て、VJEを用いたエンジンの設計計算を行った結果を報告する。

Table 1 Definition of symbols

\dot{m}	流量	[kg/s]	P	圧力	[Pa]
M	マッハ数	[-]	T	温度	[K]
N	回転数	[rpm]	cp	定圧比熱	[J/kg/K]
STG	段数	[-]	κ	比熱比	[-]
ϵ	収束誤差	[-]	η_{pc}	ポリトロピック効率	[-]
α	絶対角度	[deg]	η_a	断熱効率	[-]
β	相対角度	[deg]	ψ	圧力係数	[-]
r_m	平均半径	[m]	ϕ	流量係数	[-]
r_t	チップ径	[m]	θ	温度修正係数	[-]
V	絶対速度	[m/s]	δ	圧力修正係数	[-]
W	相対速度	[m/s]		添字	
Pr	圧力比	[-]		1:動翼入口 2:動翼出口/静翼入口 3:静翼出口	

2. パーチャルジェットエンジン

VJE は航空用エンジンと産業用ガスタービンについて、エンジンの簡易設計と運航を模擬した性能計算を簡便に行うことができるツールである。ターボファンエンジンの場合、圧縮機やタービンなどのエンジンを構成するモジュールごとにその特性を定義し、それらを結合することでエンジン全体の特性を表現する。設計計算においては、エンジンに流入する空気や燃料の流量、大きさなどを決定し、実機のデータから推定したエンジンのパラメータを利用して、各部での燃焼ガスの状態や流量などの情報を得る。性能計算においては、先の設計計算で得られたエンジンについて、異なる条件で作動させた場合のエンジン内部状態を決定することにより、フライト時の性能変化を再現することが可能である。さらに、VJE と連動する機体設計プログラムを用いることで、任意のフライト条件における機体重量を考慮した運航計算を行うことも可能である。

3. バリアブルサイクルエンジン

VCE は元来、軍用機や超音速旅客機のエンジンとして開発されたエンジンである。代表的なものとしては、ノズルに可変機構を有したものがあり、一時的な推力増加やアフターバーナを使用する場合にノズル面積を変化させて運用する。他にもダクトバーナと可変静翼を用いてバイパス比や流入空気量などを制御する方式なども検討されてきたが、ここでは可変ノズルを有する VCE について考える。これを一般的な旅客機に用いる場合は、飛行高度や飛行速度などによって変化するエンジン入口条件に応じてバイパス比を変化させ、燃料消費率の向上や騒音の低減を狙って運用される。

4. 圧縮機的设计

4.1 ステージスタック法

本研究では圧縮機の運転限界を考慮した解析を行うため、圧縮機性能曲線を得る必要がある。そのために、ここでは圧縮機的设计を議論する。今回は、一般的に航空用エンジンに用いられる多段軸流圧縮機について考え、段ごとの特性を得られることからステージスタック法²⁾を採用した。

ステージスタック法は圧縮機の動翼列と静翼列の一組からなる単段の軸流圧縮機を必要段数だけ積み重ねて多段軸流圧縮機を表現する。各段の特性は、入口から速度三角形を順に計算していき、空気の状態量を決めていく。最後に段の出口状態量を次の段の入口の状態量とし、必要段数分だけ

繰り返し計算を行う。計算を次の図 1 に示す。

具体的に今回の計算では、設計点における流量、回転数、翼の平均径、チップ径および入口空気状態量と翼形状を入力し、動翼および静翼の出口流れ角を与えることによって、各段の負荷を決める。

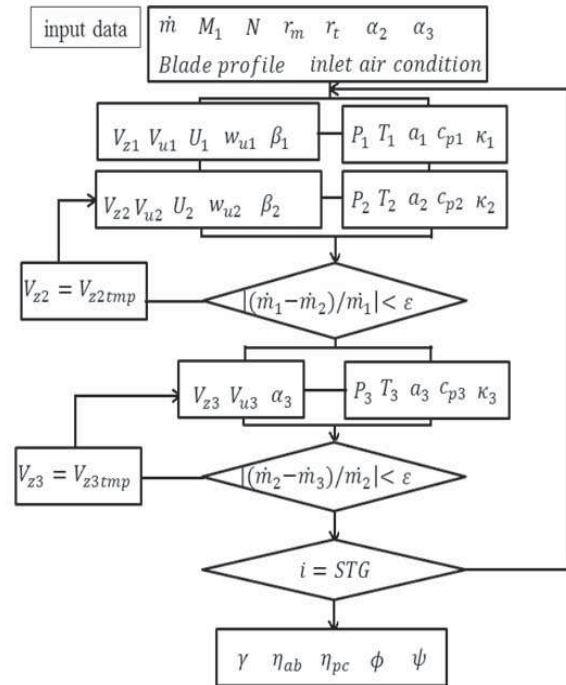


Fig.1 Flow chart of compressor design

4.2 圧力損失

今回の設計では圧力損失は翼列の形状によるプロファイル損失と流入マッハ数によるショック損失を考慮して計算を行った。

プロファイル損失は翼列に対する流れの入射角に対する翼の抗力係数の実験結果を入力し算出している。今回の設計計算では実験データが豊富である NACA65 系の翼を想定したデータを用いて損失を計算した。ショック損失についてはマッハ数の関数として導入した。次の図 2 に動翼静翼におけるマッハ数ごとの損失係数の例を示す。

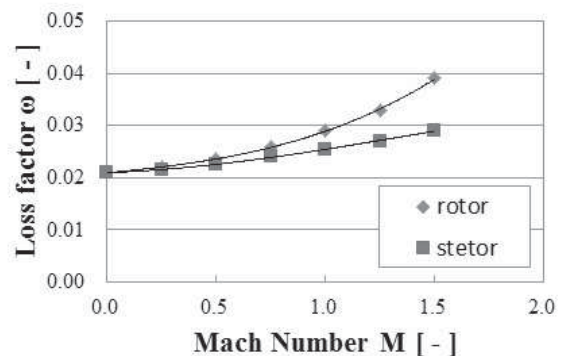


Fig.2 Loss factor

4.3 サージ点予測

圧縮機の特性曲線を得るために、設計点において先の計算をしたのち、回転数は設計点のまま、流量を少しずつ変更してサージ点に達するまで図 1 に示した計算をしながら、この時のサージ点は Koch のパラメータ³⁾を用いて予測する。Koch のパラメータは翼間の流れをディフューザの流れと関連付けて流れの剥離を予測したパラメータで、翼弦と最小翼列出口幅の比であらわされる。今回の計算で用いた、高速域における静圧上昇と Koch のパラメータの関係を次の図 3 に引用する。

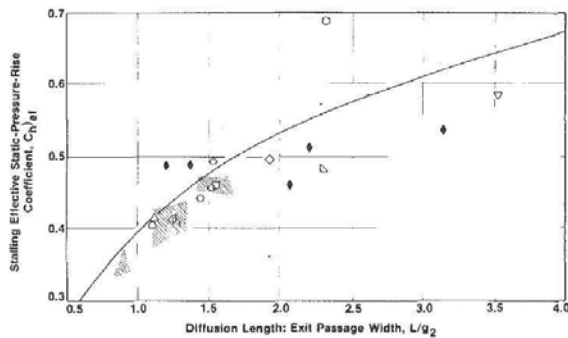


Fig.3 Correlation of stalling effective static-pressure-rise coefficients for high-speed stages³⁾

また、設計回転数以外のサージ点は平均流量係数法⁴⁾により定める。平均流量係数法は設計回転数のサージ点における全段の平均流量係数を算出しておき、設計点回転数以外の時は、任意の段の流量係数が先に計算した平均流量係数の値に達したときにサージしたものとみなす方法である。

5. 設計計算結果

前章で述べた計算方法に従い、8 段の多段軸流圧縮機を設計した。設計条件は次の表 2 に示す。

Table 2 Design condition of axial flow compressor

段数	[-]	8
設計流量	[kg/s]	19.9
設計圧力比	[-]	7.60
入口温度	[K]	288.15
入口圧力	[Pa]	101325

これらの値は J85-GE-13 に採用されている軸流圧縮機を想定して Calogeras ら⁶⁾による報告により決めたものである。この設計条件のもとで、計算をした結果と Calogeras らによる実験結果をプロットしたものが次の図 4 である。図 4 は横軸に修正流量、縦軸に圧力比をとったもので、回転数ごとにプロットしたものである。

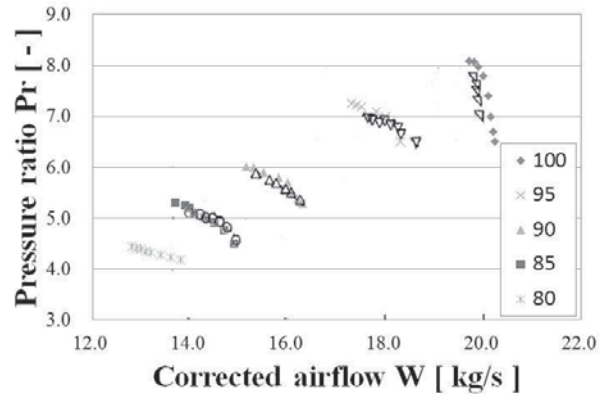


Fig 4 Compressor map

図 4 を見ると、実験結果よりも設計計算のほうがサージ点までに余裕があるような結果となっている。実験結果と設計計算の結果が最も大きなところで流量が 5%程度の差異が生じている。これは、設計計算において翼列の圧力損失を単純化していること、翼形状に違いがあること、実験を実際にサージが生じるまでは行っていない可能性が考えられる。しかし、この設計プログラムの目的は VJE へ組み込み、エンジンの最適な運用条件とサージマージンを考慮することにあるので、計算されたサージ点からマージンを取る場合に 5%程度の差異があることを考慮してマージンを取ることで適切な結果が得られると考えている。

6. 今後の予定

本報告で述べた圧縮機の詳細設計計算プログラムと VJE を用いて VCE の設計計算を行う。VCE の設計に関しては北川ら⁶⁾の報告を参考に妥当性を検証する。また、可変ノズル面積機構を有する VCE について、サージマージンを考慮した運航条件に対する運用条件を検討する。

参考文献

- 1) 玉木, 遠藤, バリアブル・サイクル・エンジン, 日本航空宇宙学会誌 (1989), p209-216
- 2) R, J, Steinke, A Computer Code for Predicting Multistage Axial-Flow Compressor Performance by a Meanline Stage-Stacking Method, NASA Technical Paper (1982)
- 3) C. C. Koch Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages, Eng. Power vol. 103 pp645-656
- 4) 山口信行, 軸流圧縮機の失速・サージ概論, ターボ機械 vol. 32 (2004), p188-123
- 5) Calogeras, James E., NASA TM X-1842, (1969)
- 6) 北川和也他, 第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会論文集, (2014), p235-240

構成要素のマッチングによるガスタービンの非設計点性能の予測法に関する研究

—再生サイクルガスタービン発電システムへの適用—

*加藤 彬，土屋 利明（金沢工業大学）

A study on the prediction method of off - design point performance of gas turbines by the component matching

—Application to the recuperative cycle gas turbine power generation system—

*Akira KATO and Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

This study is dealing with a research on the prediction of off - design point performance of gas turbines by the component matching. In the previous studies, the prediction procedures have been proposed for simple cycle gas turbines, including both single-shaft and free turbine systems. In the present study, an additional component (recuperator) has been added in addition to the gas turbine component such as compressor, combustor and turbine to apply the method to the recuperative cycles. Performance evaluation tests have been conducted for the capstone C30 micro gas turbine system in which the recuperative cycle has been adopted.

The prediction method has been verified by comparing the predicted performance with the measured one.

Key words: Micro gas turbine, Off-design performance, Matching, Recuperative cycle

1. 諸言

ガスタービンの性能計算には、定格出力時を対象とする設計点における性能計算と、それ以外の部分負荷時を対象とする非設計点性能計算が存在する。設計点の性能計算は、選定されたタービン入口温度、圧縮機断熱効率、タービン断熱効率を基に、出力や熱効率などの与えられた要求性能を最大限に満たす圧力比を決定することで得られる性能である。一方の非設計点性能計算は、ガスタービンが設計条件以外の条件で運転される場合を対象にガスタービンの構成要素間でのマッチングをとることにより決定される性能である。

ガスタービンの構成要素としては、圧縮機、燃焼器、タービンの3つに加え、再生サイクルの場合は再生器が挙げられる。その中でも圧縮機とタービンには性能特性図が存在する。部分負荷時におけるガスタービンの運転は、構成要素間のマッチングがとれ、それぞれの性能特性図上に作動点が決定される場合に可能となる。

この非設計点での性能予測手法については、これまでも圧縮機性能特性線図及びタービン性能特性線図の予測モデルの手法や、クライテリアについて述べられてきた¹⁾背景がある。

本研究では、構成要素間のマッチングによって、再生サイクル方式を採用したガスタービンの非設

計点性能予測法及び、実機より得られた運転データによる妥当性の検証について報告する。各要素間のマッチング要件、すなわち、回転数、流量、仕事のマッチングに加え、実機(30kW マイクロガスタービン)の運転制御データに基づき、各要素間のマッチングを行い、そのすべてを満たす作動点を決定した。

単純サイクルおよび、単純サイクルにパワータービンを搭載した二軸式サイクルを対象とした、構成要素のマッチングによる非設計点性能の予測法に関しては、前報²⁾で既に報告している。本報ではこれらを基に再生器を付加し、再生サイクル化を行った。

2. マッチング理論

マッチングの対象となる基本的な一軸式サイクルと二軸式サイクルの構成を Fig.1 に示す。

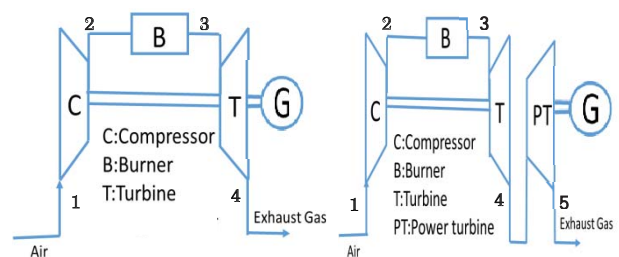


Fig.1 Gas turbine system components

圧縮機,燃焼器,タービン,再生器の構成をガスジェネレータと定義すると,一軸式サイクルの非設計点性能の予測は次の3つのステップを通して行うことができる。まず,(i)各構成要素の性能特性線図を用意し,(ii)部分負荷時それぞれについてガスジェネレータのマッチングを行う。これによって得られた結果から(iii)非設計点性能を予測した内容が出力される。これが二軸式サイクルになると,一軸式サイクルと同様の流れでガスジェネレータのマッチング結果が得られた後に,更にガスジェネレータとパワータービンの間でマッチングを行い,作動点が決まる。これらの流れを Fig.2 に示す。

2.1 圧縮機性能特性線図とタービン性能特性線図の取り扱い

圧縮機性能特性線図は,横軸に修正空気流量 $m_a\sqrt{\theta}/\delta$,縦軸に圧力比 p_{02}/p_{01} ,圧縮機断熱効率 η_c を各修正回転数 $N/\sqrt{\theta}$ に応じた曲線で表したものである。圧縮機の性能によって固有な値をとり,設計点以外での性能を論じる上で重要となる。⁴⁾

圧縮機性能特性線図の作成にあたっては修正空気流量に応じた圧力比を4点指定すると,最小二乗法によって各修正回転数での性能が得られるようになっている。

タービン性能特性線図は横軸にタービン側の圧力比 p_{03}/p_{04} ,縦軸にタービンの流量パラメータ

$m_g\sqrt{T_{03}}/p_{03}$ およびタービン断熱効率 η_t を各修正回転数 $N/\sqrt{T_{03}}$ に応じて表したものである。ガスジェネレータタービンも二軸式サイクルにおけるパワータービンも特性線図は同様である。

タービン性能特性線図は,設計点の流量パラメータと圧力比を設定し,(1)式のスドラの楕円則から1本の曲線として表現した。 ϕ は設計点でのタービン性能を基準とした補正係数である。また,ガスジェネレータタービン断熱効率とパワータービン断熱効率は,計算時間短縮の為双方ともに回転数に依らず一定として扱うものとしたが,回転数の依存性を考慮することも可能である。

$$\frac{m_g\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \phi \sqrt{1 - \frac{1}{r_t^2}} \quad (1)$$

ここで, m_g : 燃焼ガス質量流量, T_{03} : ガスジェネレータタービン入口全温, p_{03} : ガスジェネレータタービン入口全圧, ϕ : 補正係数, $r_t = p_{03}/p_{04}$: ガスジェネレータタービン圧力比

2.2 再生サイクルへの適用

本研究で取り扱う一軸再生サイクルと二軸再生サイクルの構成を Fig.3 に示す。

本研究は,先行研究²³⁾における非設計点性能予測プログラムを再生サイクルに適用するものである。基本的な性能予測プログラムのアルゴリズムは据え置き,部分負荷を含む各条件時のサイクル性能

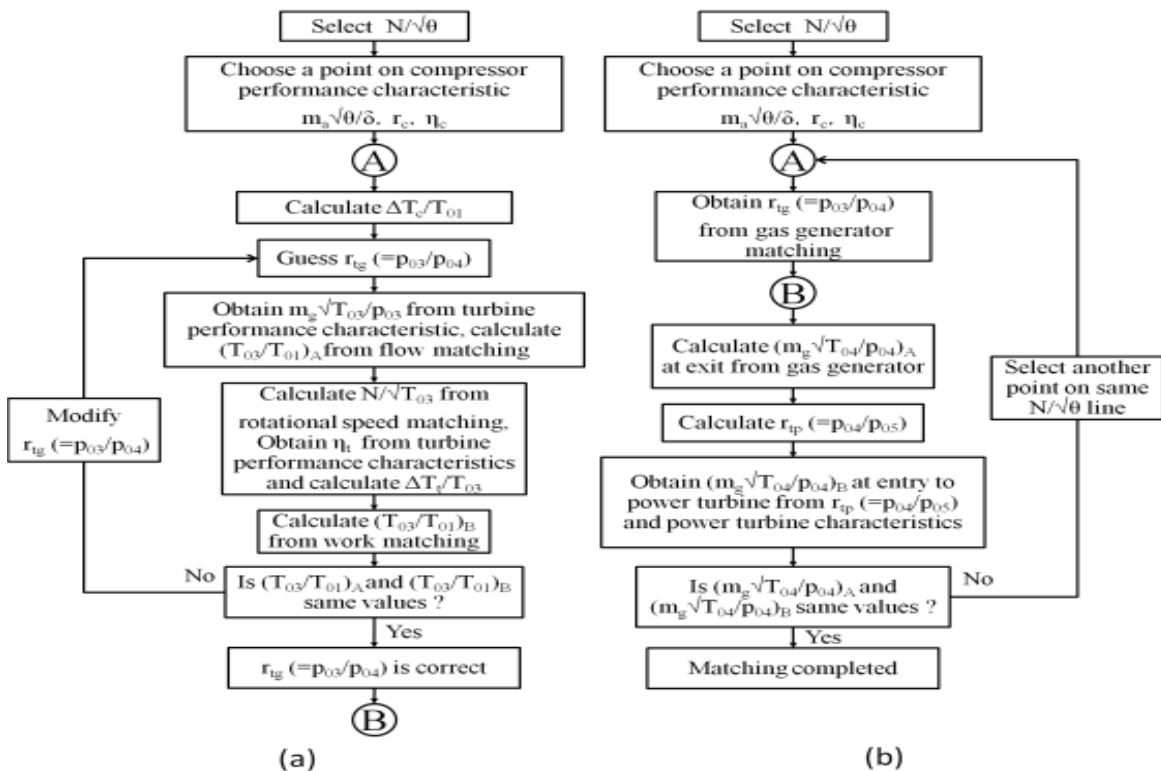


Fig.2 Prediction procedures for the off-design performance of two-shaft cycle gas turbine

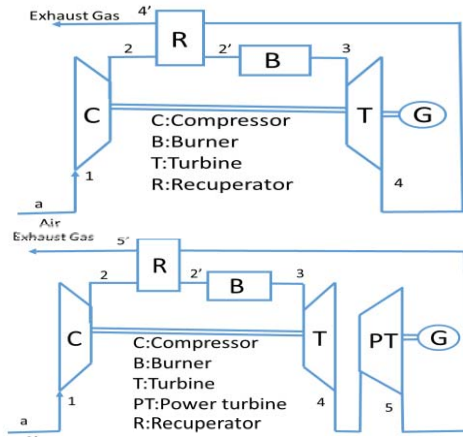


Fig.3 Recuperator gas turbine systems

計算について、再生器を盛り込んだ。再生器が追加されることで再生器低温側出口温度（燃焼器入口温度） T_{02}' 、および再生器を通過する作動流体の全圧損失を考慮する必要がある。

再生器低温側出口温度 T_{02}' は一軸式サイクルの場合は(2)式、二軸式サイクルの場合は(3)式により定義される。

$$T_{02}' = \eta_R(T_{04} - T_{02}) + T_{02} \quad (2)$$

$$T_{02}' = \eta_R(T_{05} - T_{02}) + T_{02} \quad (3)$$

ここで、 η_R ：再生器温度効率、 T_{02} ：圧縮機出口全温、 T_{04} ：ガスジェネレータタービン出口全温、 T_{05} ：パワータービン出口全温

また、再生器の熱交換により、燃焼器への入熱量は(4)式のように扱うことができる。

$$q = C_{pg}T_{03} - C_{pa}T_{02}' \quad (4)$$

ここで、 C_{pg} ：燃焼ガス定圧比熱、 C_{pa} ：空気定圧比熱、 T_{03} ：ガスジェネレータタービン入口全温

二軸式サイクルの場合、ガスジェネレータマッチングにおいて、再生器高温側入口の全温 T_{05} はパワータービンでの熱落差に依存する。パワータービンでの熱落差は(5)式より得られる。

$$\Delta T_{pt} = \eta_{pt} \times \left\{ 1 - \left(\frac{1}{r_{pt}} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right\} \times T_{04} \quad (5)$$

ここで、 $\Delta T_{pt} = T_{04} - T_{05}$ ：パワータービン熱落差、 η_{pt} ：パワータービン断熱効率、 $r_{pt} = p_{03}/p_{04}$ ：パワータービン圧力比、 κ_g ：燃焼ガス比熱比、 T_{04} ：ガスジ

ェネレータタービン出口全温

今回はパワータービン断熱効率を圧力比に依らず一定として扱っているため、 η_{pt} は一定となる。また、パワータービンの仕様があらかじめ決まっていれば、パワータービン圧力比は(6)式に示すようにガスジェネレータマッチングの段階で算出が可能である。

$$r_{pt} = \frac{\left(\frac{p_{03}}{r_{gt}} \right)}{p_a \times (1 + \varepsilon_{rh} + \varepsilon_{out})} \quad (6)$$

ここで、 p_a ：吸気圧力、 p_{03} ：ガスジェネレータタービン入口全圧、 $r_{gt} = p_{02}/p_{01}$ ：ガスジェネレータ圧力比、 ε_{rh} ：再生器高温側全圧損失率、 ε_{out} ：排気全圧損失率

再生器を導入することによって、排熱を用いて燃焼器入口空気温度を昇温することができ、燃料投入量が減少し、熱効率の改善を見込むことができる。しかしながら、再生器を導入することによって全圧損失による負荷が発生し、出力が減少してしまう。再生器を導入することが作動線に与える影響を評価することが必要となる。本稿の4章では、再生サイクル化に伴う性能変化、作動線への影響を本報で提案する手法により理論計算し、評価する。

次章において一軸式再生サイクルガスタービンへの適用例を示し、非設計点性能予測ツールに関する妥当性を評価する。

3. 一軸式再生サイクルガスタービンへの応用例

3.1 モデルとする再生サイクルガスタービンエンジンシステム

米国 Capstone 社が開発した C30 マイクロガスタービン（定格出力 30kW）をモデルとし、実際の適用例として紹介する。

このガスタービンは一般的な産業用ガスタービ

Table1 Gas turbine system component

Rated output	kW	28
Rated rotational speed	rpm	96000
Max thermal efficiency	%	26
Exhaust gas temperature	°C	275

Table.2 Test results for C30 performance test

Date	2015/7/10										
Demand power output	kW	30	27	24	21	18	15	12	9	6	3
	%	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
Power output	kW	21.2	20.9	20.6	20.5	18.0	14.8	11.8	8.6	5.5	2.4
Rotational speed	rpm	96012	96031	96021	96008	91815	86130	79957	73113	64648	56616
Fuel flow rate	ml/min	173.10	176.03	173.90	173.73	152.13	129.77	108.00	87.77	68.07	50.53
Ambient pressure	kPa	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1	102.1
Compressor inlet temperature	°C	32.53	32.53	34.2	34.9	35.67	35	34.9	35.77	36.23	36.73
Compressor inlet pressure	kPa	101.9	101.9	101.9	101.9	101.9	101.9	102.0	102.0	102.0	102.1
Compressor outlet temperature	°C	207.43	208.73	209.57	210.2	197.93	182.1	165.1	148.533	131.5	115.97
Compressor outlet pressure	MPa	0.21433	0.214	0.213	0.213	0.191	0.1633	0.136	0.1077	0.0793	0.0577
Turbine outlet temperature	°C	592.8	593.5	593.3	593.5	592.7	593.0	603.1	615.6	632.3	648.4
Recuperator outlet temperature	°C	284.8	286.0	286.6	287.1	278.4	267.2	254.1	240.6	226.1	213.8

ンのような減速機を搭載しておらず、デジタルパワーコントローラ（DPC）において発電した電力をインバータ変換している。そのため、出力電力の周波数が回転数に依存しない方式になっているのが大きな特徴である。よって、運転条件に応じて回転数を自由に変動させることができる。

ここで実機の主要基本スペックと運転試験データを Table1, Table2 にそれぞれ示す。

運転試験の実施が夏場に入るところであった為、基準大気条件で修正すると部分負荷時のデータになっている。本来得られる定格性能が発揮できていないが、本研究においては実測データとして使用することとした。

Fig.4 から定格出力近傍では、回転数一定であるが、出力が 20kW より低くなるに従って回転数が減少していることがわかる。部分負荷時は回転数を低下させることによって吸込空気流量を減らして出力を抑えていることがわかる。また、Fig.5 に示すようにタービン出口温度は出力 15kW までは 593℃ 付近で一定で、それより低出力時には 650℃ まで徐々に上昇するような制御をしていることがわかる。本来、一軸式サイクルの場合、マッチングの対象は圧縮機とタービンの間で回転数、流量、仕事になり、等タービン入口温度線（等 TIT 線）及び無負荷線を描くことができ、運転が可能な条件を把握することが可能である。C30 は出力 15kW まではガバ

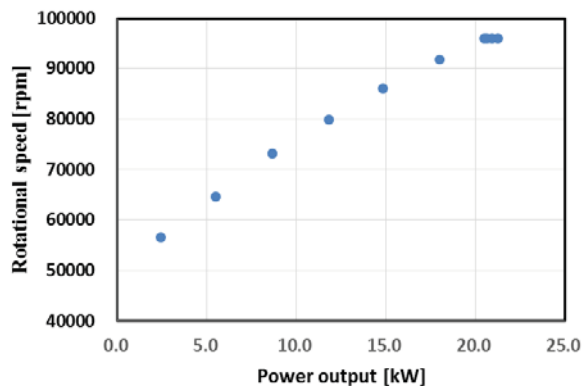


Fig.4 Power output vs Rotational speed

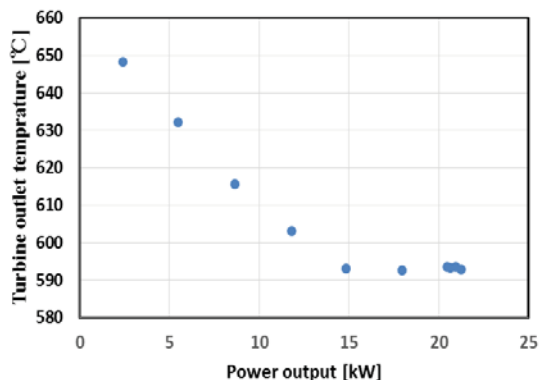


Fig.5 Power output vs Turbine outlet temperature

ナがタービン出口温度を一定となるように制御していることに着目し、作動線を検討する。

3.2 設計点性能解析

非設計点性能を予測するためには、基準点性能を設けておく必要がある。あらかじめサイクル性能計算を実施し、基準点性能を決め、Table2 に示した実測データを参考として、設計点性能を決定した。Table3 にその結果を示す。

Table3 Design point performance of C30

Pressure ratio	r_c	3.2
Turbine pressure ratio	r_t	2.94
Turbine inlet temperature	T_{03} [°C]	814
Turbine outlet temperature	T_{04} [°C]	598
Compressor adiabatic efficiency	η_c	0.775
Turbine adiabatic efficiency	η_t	0.85
Requperator heat exchanging efficiency	η_R	0.9
Mechanical efficiency	η_m	0.98
Combustion efficiency	η_b	0.99
Corrected air mass flow rate	$m_a \sqrt{\theta}/\delta$ [kg/s]	0.27
Inlet pressure loss	ϵ_i	0.002
Combustor pressure loss	ϵ_b	0.03
Requperator pressure loss (low temp.)	ϵ_{rl}	0.025
Requperator pressure loss (high temp.)	ϵ_{rh}	0.035

3.3 性能特性線図の作成

3.3.1 圧縮機性能特性線図

相似則に基づき、性能試験で得られた部分負荷状態のデータも合わせて圧縮機特性線図を予測した。

C30 の圧縮機性能特性線図を Fig.6 に示す。

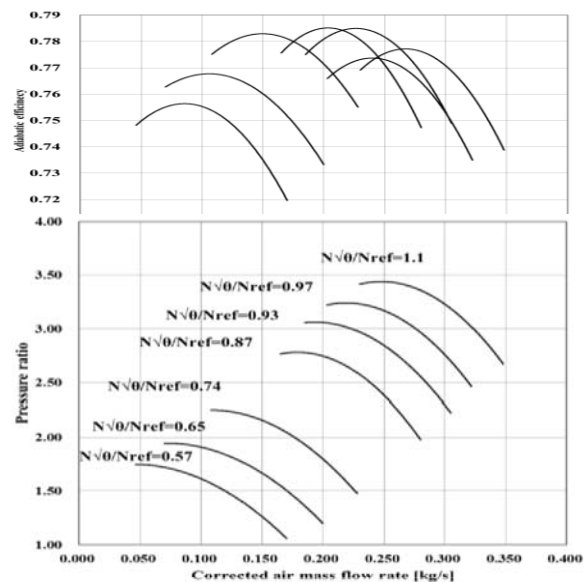


Fig.6 Compressor performance map (prediction)

3.3.2 タービン性能特性線図

タービン特性線図は Table3 に示した条件で行ったサイクル性能計算結果からストドラのど円則を用いて作成した。タービン性能特性線図を Fig.7 に示す。

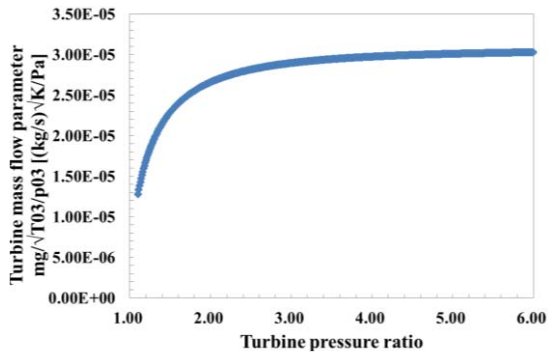


Fig.7 Turbine performance characteristics

3.3.3 非設計点性能予測

圧縮機とタービンの性能特性が定まったところでガスジェネレータマッチングを行った。ガスジェネレータマッチングについては先行研究²⁾³⁾の手法を採用した。

マッチングを行い、等 TIT 線を圧縮機性能特性線図上に描いたものを Fig.8 に示す。

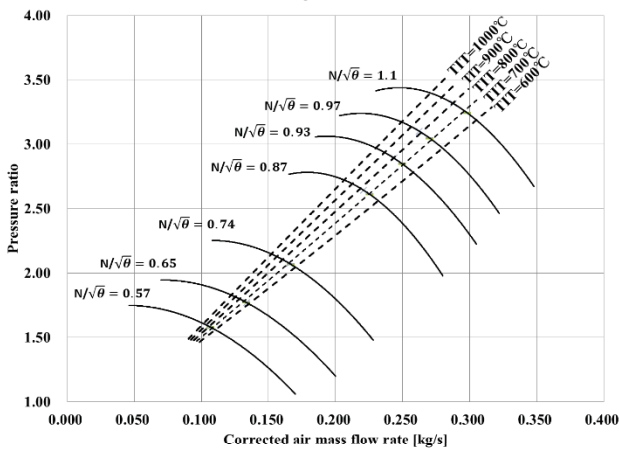


Fig.8 Constant TIT line on compressor performance map of C30

3.3.4 作動線の検討および妥当性の検証

一軸式サイクルはマッチングの対象が圧縮機とタービンのみである。このため、ガスジェネレータ以外にマッチングが必要となる二軸式のように作

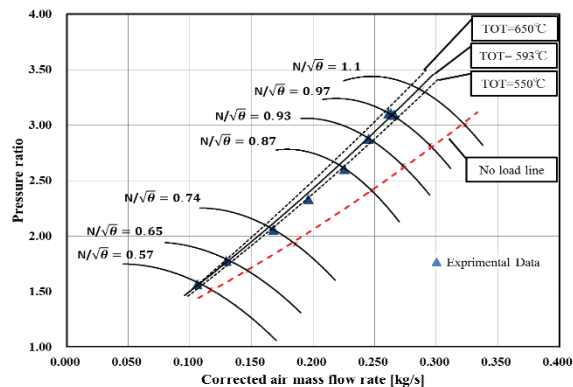


Fig.9 Operating line on compressor performance map of C30

動線が 1 本に確定することはなく、出力の要求値により燃料噴射量を変えて TIT をシフトさせることで複数の作動点をとることができる。

ところで C30 は Table2 及び Fig.7 からわかるように、出力が 15~30kW の範囲ではタービン出口温度(TOT)が 593℃ほぼ一定となるように制御され運転されている。この点をマッチング理論に反映することで、作動線を限定することが可能となる。

以上のことから、TOT が一定となるように作動線が移動した場合を検討した。実測値と合わせて結果を Fig.9 に示す。

本研究における性能予測値と、実験から得られたデータを基に算出した値が概ね一致していることが Fig.11 からわかる。したがって、本研究における非設計点の予測手法は妥当であると考えられる。

4. 2 軸式再生サイクルへの適用例

筆者らは先行研究²⁾³⁾においては、小型ターボジェットエンジン SophiaJ850 を軸出力でエネルギーを取り出す発電システムとして再設計し、非設計点性能を予測し、作動線を確定させた。本研究では更にその発電システムを再生サイクル化した場合の非設計点性能の予測を行い、二軸式再生サイクルへの適用例として紹介する。システムの構成は Fig.3 の下図に示す内容と同様である。

4.1 Sophia J850 ジェットエンジン

サイクル性能計算によって算出した設計点性能は Table.4 に示す内容になっている。

Table4 Design point performance

Pressure ratio	r_c	2.8
Compressor adiabatic efficiency	η_c	0.64
Gas generator turbine adiabatic efficiency	η_t	0.72
Power turbine adiabatic efficiency	η_{pt}	0.9
Power turbine pressure ratio	r_{pt}	1.35
Gas generator turbine inlet temperature	T_{03} [°C]	932
Fuel - air ratio	f	0.023
Air mass flow rate	$m_a \sqrt{\theta}/\delta$ [kg/s]	0.16
Power output	W [kW]	12.45
Thermal efficiency	η_{th}	0.08

4.2 再生器の性能条件

再生器を導入するにあたり、要素の性能条件を次のように設定した。この性能条件は、部分負荷時も性能は変化しないと仮定した。

再生器温度効率 $\eta_R=0.90$, 再生器低温側全圧損失

率 $\epsilon_{rl}=0.02$,再生器高温側全圧損失率 $\epsilon_{rh}=0.03$

4.3 先行研究との結果の比較

Fig.10 に示す内容は,先行研究²⁾において得られた単純サイクルでの作動線と,先行研究²⁾での2軸式サイクルの条件に再生器を導入してマッチングを行って得られた作動線(Recuperative cycle (1))の結果を比較したものである。

再生器を導入したことに伴い,作動線が全体的にサージ側へシフトしていることがわかる.これは再生器の熱交換部分において圧力損失が増加するこ

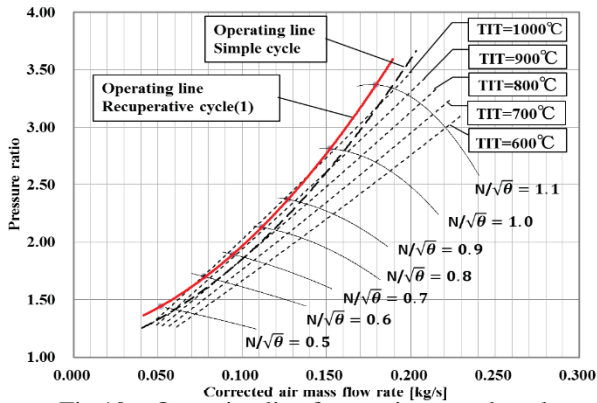


Fig.10 Operating line for previous result and

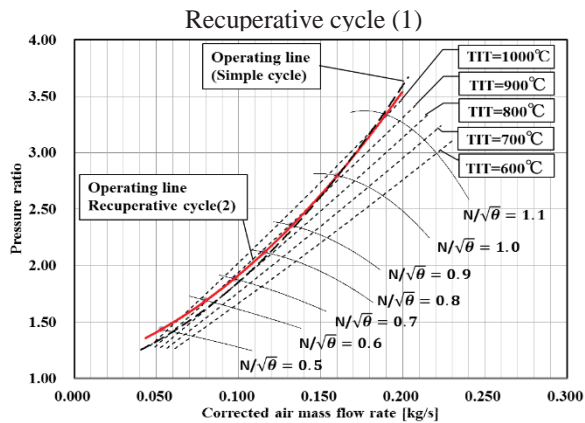


Fig.11 Operating line for previous result and

Recuperative cycle (2)

Table 5 Off design performance for each setting

	$N/\sqrt{\theta}$ [%]	110	100	80	60
Simple cycle	$m_a \sqrt{\theta} / \delta$ [kg/s]	0.1883	0.1604	0.1191	0.0838
	r_c	3.34	2.80	2.11	1.68
	f	0.0252	0.0230	0.0208	0.0224
	TIT [°C]	1036	932	817	851
	r_{pt}	1.49	1.35	1.19	1.11
	W [kW]	20.54	12.45	5.09	2.18
	η_{th}	0.103	0.080	0.049	0.028
Recuperative cycle (1)	$m_a \sqrt{\theta} / \delta$ [kg/s]	0.1793	0.1521	0.1117	0.0775
	r_c	3.37	2.81	2.13	1.70
	f	0.0136	0.0100	0.0085	0.0084
	TIT [°C]	1140	1042	933	999
	r_{pt}	1.46	1.32	1.18	1.09
	W [kW]	19.99	12.03	4.88	2.07
	η_{th}	0.197	0.163	0.111	0.071
Recuperative cycle (2)	$m_a \sqrt{\theta} / \delta$ [kg/s]	0.1897	0.1601	0.1160	0.0796
	r_c	3.34	2.80	2.12	1.69
	f	0.0121	0.0092	0.0080	0.0080
	TIT [°C]	1009	930	861	947
	r_{pt}	1.38	1.27	1.15	1.08
	W [kW]	16.49	9.93	4.02	1.71
	η_{th}	0.173	0.142	0.095	0.060

とでガスジェネレータタービン入口圧力が減少,一方でパワータービン出口圧力が上昇するため,マッチング時のパワータービンの圧力比が理論上低下する為である.パワータービンの仕様を変更しない場合,定格回転時のマッチングポイントにおけるガスジェネレータタービン入口温度が再生器導入前の932°Cから1042°Cと高温化し,無冷却のタービンを使用している小型ガスタービンには過酷な運用になることが見込まれる。

そこで,パワータービンの性能特性を修正し,再生器導入前のガスジェネレータタービン入口温度が930°C付近となるようにパワータービンの流量パラメータ $m_g \sqrt{T_{04}/P_{04}}$ の設定を $3.8813E-05$ [kg · $\sqrt{K/Pa}$] から, $4.2953E-05$ [kg · $\sqrt{K/Pa}$] へ修正した.この計算結果を Recuperative cycle (2)として先行研究²⁾の結果と比較したものを Fig.11 に示す.設計点修正回転数 ($N/\sqrt{\theta} = 1.0$)における作動点は重なるが,部分負荷時には圧損の影響によってサージ方向へ作動線がシフトすることがわかる.最後に各設定での非設計点性能をまとめたものを Table5 に示す。

5. 結言

本研究では,先行研究において提案した構成要素のマッチング理論に基づいた非設計点性能の予測手法を再生サイクルに対応させた。

一軸式については C30 の運転実測データと比較して手法の有効性について検証した.また本手法を二軸式再生サイクルへ適用し,再生器を導入することによって作動点がどのように変化するかを確認した。

参考文献

- 1) Andrea LAZZARETTO, Andrea TOFFOLO : Analytical and Neural Network models for Gas Turbine Design and Off - Design Simulation, the ECOS'01 Conference, (2001).
- 2) 藤木恭介, 土屋 利明: 構成要素のマッチングによるガスタービンの非設計点性能の予測法に関する研究-小型ターボジェットエンジンを用いた発電システムへの適用-, 第 42 回ガスタービン学会定期講演会講演論文集, pp. 219-224, (2014).
- 3) 藤木恭介, 土屋利明: 構成要素のマッチングによるガスタービンの非設計点性能予測法に関する研究-推進ノズル出口形状変化による小型ターボジェットエンジン性能への影響-, 日本機械学会 [No. 147-1] 北陸信越支部第 51 期総会・講演会 講演論文集, (2014).
- 4) Saravanamutto H.I.H, Cohen H, Rogers G.F.C, Staraznicky PV : Gas Turbine Theory Sixth Edition, Person Prentice Hall, pp453-477 (2008).

マイクロジェットエンジンの測定と熱力学的解析

*田中 俊祐（新潟大学院），松平 雄策（新潟大学），松原 幸治
岩田 拓也（産業技術総合研究所），小式澤 広之（YSEC），阿部 和幸

Measurement and Thermodynamic Analysis of Micro Jet Engine

*Shunsuke TANAKA (Niigata Univ.), Yusaku MATSUDAIRA (Niigata Univ.) and Koji MATSUBARA
Kakuya IWATA (AIST), Hiroyuki KOSHIKIZAWA (YSEC) and Kazuyuki ABE

ABSTRACT

There are increasing numbers of the automated mechanical and unmanned systems in industry. This trends are occurring also in the aerospace engineering. Unmanned Aerial Vehicle (UAV) systems are emerging as new technology and are expected to be used for civilian use. NIIGATA SKY PROJECT (NSP) has developed the micro jet engine for the industrial UAV systems. The project is participated by Niigata regional companies, AIST and Niigata University. This paper describes the measurement and thermodynamic analysis of micro jet engines, NSP3 and NSP4. The paper summarizes the experimental data of the thrust, fuel consumption, pressure ratio and O₂ concentration, and the thermodynamic diagram.

Key words: Micro Gas Turbine, Turbo Jet Engine, Aero Engine, Thermodynamics Dissection

1. はじめに

無人航空機 UAV (Unmanned Aerial Vehicle) の産業利用に向けたガイドラインの検討が進んでおり、環境調査、災害時の救助支援、次世代輸送への UAV の利用が期待されている。しかしながら、推力 100kgf 以下の小型航空原動機としては従来型のレシプロエンジンが主流であり、このクラスのガスタービンエンジンは商用化されていない。このため、新潟地域では、2011 年より、地域の金属加工技術を応用して高性能な小型ジェットエンジンの開発に取り組んできた (NIIGATA SKY PROJECT)。特に最近では、チタンアルミニウム合金切削加工技術と、それを応用した高性能マイクロジェットエンジンの開発に取り組んでいる^(1,2)。

本報では、NIIGATA SKY PROJECT におけるエンジン開発の経緯と、現在の NSP6 の基礎となった NSP3 (2011 年度) と NSP4 (2013 年度) の測定結果および熱力学解析の結果を報告する。

2. NSP エンジン開発経緯

今回の論文で取り上げる NSP3 と NSP4 は、2011 年度からの NIIGATA SKY PROJCTE によって開発された。当初の参加団体は、YSEC、小林製作所、佐渡精密、JCM (以上新潟企業)、産業総合技術研究

所および新潟大学であり、その後、JCM に替わって新潟県工業技術総合研究所が加わり、現在まで開発が継続している。当初は、マグネシウム合金とインコネル 625 の切削加工技術の開発、推力 10kgf ジェットエンジンの試作と試験を主な検討内容としていたが (NSP3)、エンジンの高出力化 (NSP4) やチタンアルミニウム合金の利用 (NSP6) について検討を進めてきた。このプロジェクトによるエンジンと同クラスのエンジンとしては、オランダ AMT Netherland 社および米国 Jet Cat 社が製作している。これらのエンジンは模型用であるが、本プロジェクトでは難削材の高度加工技術の開発と、それを利用したエンジンの高性能化によって実用化を目指している。

これまで開発したエンジンは、2011 年度東京国際宇宙産業展 (東京ビッグサイト, 10.26~10.28) や 2013 年度新潟大学オープンキャンパス (新潟大学五十嵐キャンパス, 8.8~8.9) などに出展した。これらのイベントでは、NSP3 号エンジンにマグネシウム合金製サイレンサーを取り付けることにより、その静音性能をアピールした。

3. 実験手法

本研究では、2011 年に開発した NSP3 号機と 2013

年に開発したNSP4号機の測定結果を報告する. Fig. 1はNSP4号機の測定時の写真であり, Fig. 2はその断面図である. 以下, 各要素における位置番号として, 1:ディフューザ入口, 2:コンプレッサー入口, 3:コンプレッサー出口, 4:タービン入口, 5:タービン出口, 6:ノズル出口とする. NSPエンジンは, 遠心コンプレッサー, アンニュラ型燃焼器および軸流タービンを一体型のシュラウドが覆う構造である. 表1には, NSP4とNSP3の仕様をまとめた. NSP4はNSP3の約1.2倍の大きさであり, 推進力の増大を狙ったものである. NSP4号機の主要な部品をFig. 3に示す. コンプレッサーはアルミニウム合金製, タービン, 燃焼筒はインコネル製, ノズル(外殻)はステンレス鋼製である.

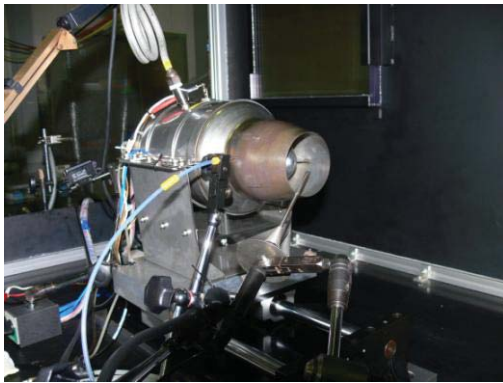


Fig. 1 Photograph of NSP4 jet engine.

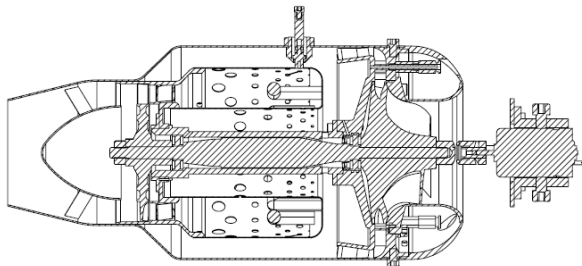


Fig. 2 Cross section of NSP4 jet engine.

Table 1 Specification of the NSP engine

	NSP3	NSP4
Weight	2900 g	4500 g
Diameter	131 mm	158 mm
Length	281 mm	337 mm
Component	遠心コンプレッサ (翼枚数: 14) アンニュラ型燃焼器 軸流タービン (翼枚数: 29) ジェットノズル	
Max thrust	17.7 kgf	21.8 kgf
Max rotation	100,000 rpm	80,000 rpm
Main fuel	混合燃料(灯油, タービンオイル)	
Ignition fuel	プロパンガス	



Fig. 3 Components of the NSP engine

Fig. 3に実験装置の構成を示す. エンジン本体はリニアガイド上のプレートに取り付け, ロードセルによって推力 F を測定する. 燃料消費量 m_f はコリオリ式流量計を用いて測定する. 内部圧力 P_3 は燃焼器側面壁の穴に圧力センサを取り付けて測定する. 排気ガス温度 T_6 はノズルで K 型熱電対を用いて測定する. 排気ガス酸素濃度 ϕ はノズル出口において酸素濃度計を用いて測定する. 回転数 N を約 10,000rpm ずつ変化させながら, これらの項目を測定した.

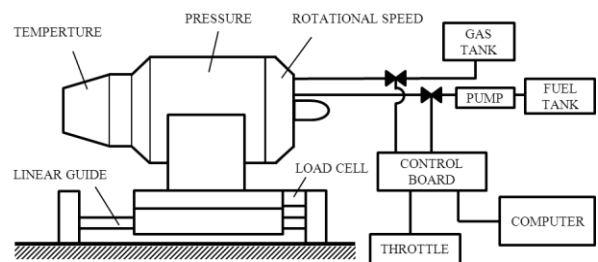
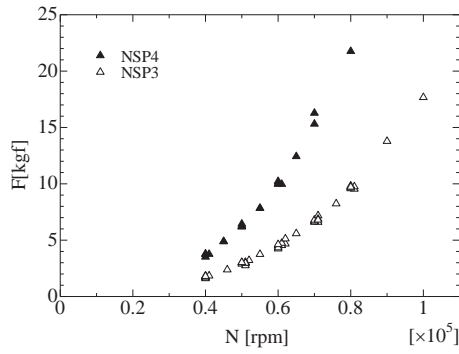


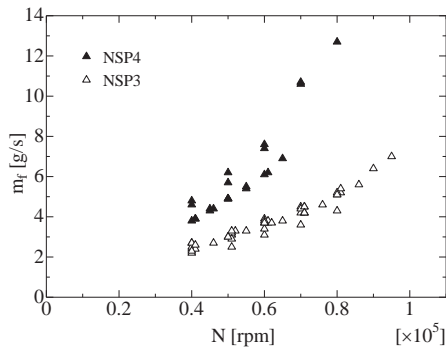
Fig. 4 Sketch of the setup for the NSP engine

4. 実験結果

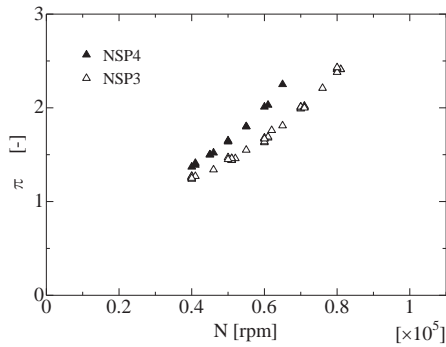
推力, 燃料消費量, 排ガス中の酸素濃度および圧力比と回転数との関係を Fig.5 に示す. 推力と燃料消費量については回転数の上昇とともに変化が大きくなり, 指数関数的に増加することがわかる. 圧力比はほぼ線形的に増加している. 排ガス中の酸素濃度は約 17% でほぼ一定である.



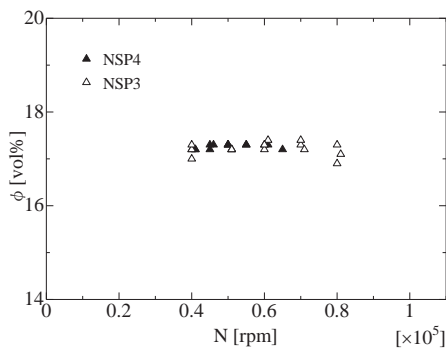
(a) Thrust



(b) Fuel consumption



(c) Pressure ratio



(d) Oxygen concentration in exhaust gas

Fig. 5 Measured data

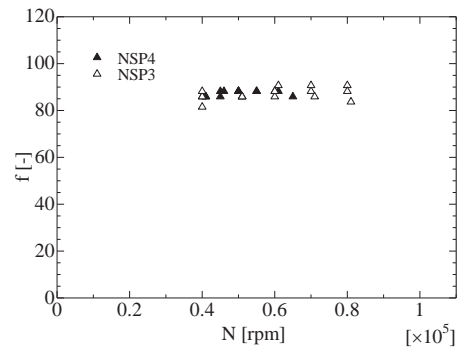


Fig. 6 Air-fuel ratio

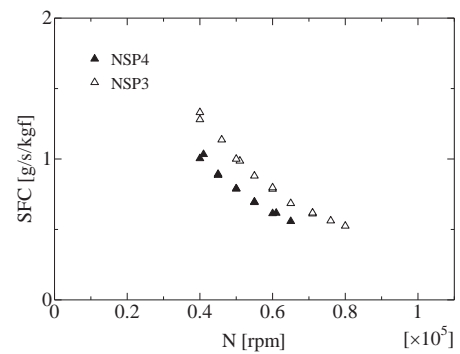


Fig. 7 Specific fuel consumption

排ガス中の酸素濃度から求めた空気燃料比を Fig. 6 に示した. 同図より, 空燃比はほぼ 85 で一定である. 実験値から燃料消費率 SFC を求めた結果を Fig. 7 に示した. 燃焼消費率は回転数が上がると低下しており, 回転数が高いほうが効率的に推力を発生していることがわかる.

5. 熱力学的解析

実験によって得られた燃料消費量, 圧力比, 排気ガス酸素濃度の測定値を用いて熱力学解析⁽³⁻⁵⁾を行う. ただし, Table 2 に示すようにディフューザー断熱効率 η_i , コンプレッサ断熱効率 η_c , タービン断熱効率 η_t , ノズル効率 η_n , 燃焼効率 η_b , 機械効率 η_m を仮定する. また燃料の低位発熱量 LHV , 大気温度 T_0 , 大気圧力 P_0 として Table 2 に記載した値を用いる.

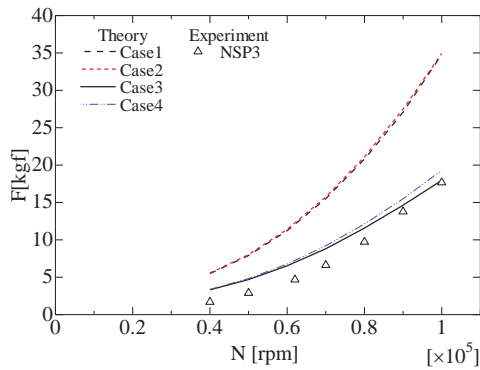
空燃比が大きいことから, 熱力学解析において燃料の質量を考慮せず, 作動流量 m は近似的に空気流量 m_a と等しいとした. 比熱の温度依存を考慮しない場合は比熱一定として計算し, 比熱の温度依存を考慮する場合は温度域における平均の値を用いることで, 起こりうる誤差を最小化する.

Table 2 Calculation condition

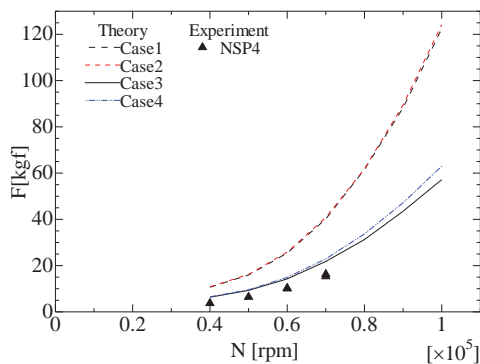
	Case1	Case2	Case3	Case4
比熱温度依存性	考慮	無視	考慮	無視
η_i	100 [%]		80 [%]	
η_c	100 [%]		80 [%]	
η_t	100 [%]		80 [%]	
η_n	100 [%]		80 [%]	
η_b	100 [%]		90 [%]	
η_m	100 [%]		90 [%]	
LHV	42,900 [kJ/kg]			
R	287 [J/kg/K]			
T_0	285.15 [K]			
P_0	101,000 [Pa]			

6. 解析結果

Fig. 8 に推力の理論計算と測定値の比較を示す。このグラフから各断熱効率，燃焼効率，機械効率を考慮した理論計算と測定値が近い値を示すことがわかる。その中でもさらに比熱の温度依存性について考慮した結果は回転数が上がるにつれてさらに測定値に近い値を示している。



(a) NSP3 Thrust



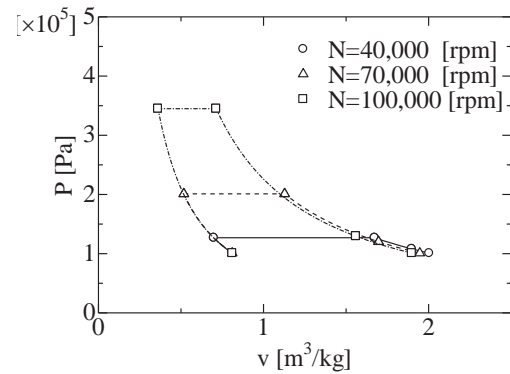
(b) NSP4 Thrust

Fig. 8 NSP engine thrust

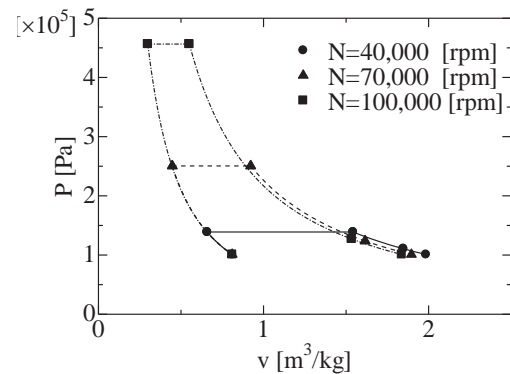
これらの結果より，装置内で起こりうる不可逆損失の存在を示し，また各断熱効率が 80%程度，燃焼効率・機械効率が 90%程度であることを示すことができた。また，不可逆損失の影響でエンジンから生み出される推力が理想的な場合より小さくなることが示された。そして，比熱の温度依存性を考慮し，解析を行ったほうがより正確な解析が可能となることが示された。

Fig. 9 に回転数が 40,000rpm，70,000rpm，100,000rpm で得られた各部の温度とエントロピの関係を示した $T-s$ 線図を示す。ここでいう各部とは 3.実験手法に示した位置番号を指す。また，代表して 100,000rpm の位置番号を示している。

Fig.10 には各部の圧力と比体積の関係を示した $P-v$ 線図を示す。 $T-s$ 線図から圧縮および膨張過程におけるエントロピ s の増加が確認できる。また $P-v$ 線図から比体積 v の変化量が確認できる。

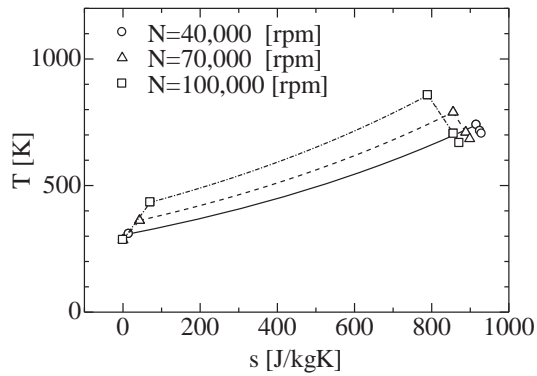


(a) NSP3

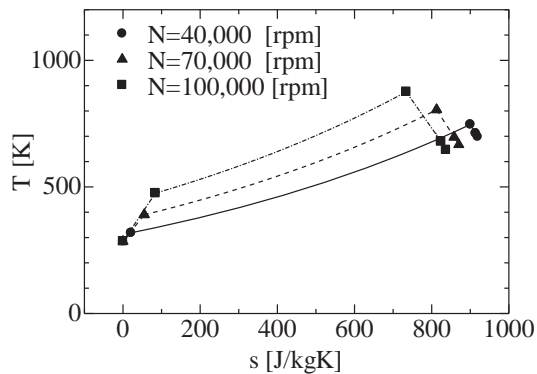


(b) NSP4

Fig. 9 P-v Diagram



(a) NSP3



(b) NSP4

Fig.10 T-s Diagram

サイクルの熱効率 η_{th} は与えられた熱エネルギーのうち、エンジン自身が発生した力学的エネルギー W の割合として求められる。

$$W = 0.5m(V_6^2 - V_1^2) \quad (1)$$

$$\eta_{th} = W / m_f LHV \quad (2)$$

上式を解くことで、NSP4のCase3の解析より回転数が100,000rpmでの熱効率は7.43%になることが予測できる。

7. まとめ

NIIGATA SKY PROJECTによるNSPエンジンの開発経緯と、NSP3とNSP4の測定結果および解析結果を示した。今回のプロジェクトでは、エンジン部品の約90%を新潟地域で製造して、エンジンを製作することに成功した。今後はこの成果を踏まえて実用的なエンジンの開発を進める予定である。

8. 謝辞

本研究プロジェクトに御協力頂いた全ての方々に感謝の意を表します。小林製作所・小林直樹社長様からは多大な御支援を頂いたことに感謝致し

ます。

参考文献

- 1) 大森圭悟, 佐藤元, 松原幸治, 櫻井篤, 松平雄策, 小式澤広之, 阿部和幸: 小型ジェットエンジンの性能測定と熱力学解析, 日本機械学会北信越支部, 講演論文集(2013)
- 2) 佐藤元, 本間武志, 松原幸治, 川崎一正, 松平雄策, 岩田拓也, 小式澤広之, 阿部和幸: 小型ターボジェットエンジンの性能測定と熱力学的解析, 日本機械学会北信越支部, 講演論文集(2014)
- 3) 谷田好通・長島利夫, ガスタービンエンジン, 第7冊, p272, 裳華房(2008)
- 4) HIH Saravanamuttoo, GFC Rogers, H Cohen, PV Straznicky 著, 藤原仁志 訳: ガスタービンの基礎と応用, (2012)
- 5) 柏原康成, 大学におけるミニターボジェットエンジンを用いたガスタービン教育, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.6(2000), pp.22-27

固体酸化物形燃料電池（SOFC）研究の最新動向

*吉田 英生（京都大学），岩井 裕（京都大学）

Current Studies on Solid Oxide Fuel Cells

*Hideo YOSHIDA (Kyoto University), and Hiroshi IWAI (Kyoto University)

ABSTRACT

Solid oxide fuel cells, SOFCs, are considered as one of the promising options which give high performance power generation combined with gas turbine systems. In this paper the basic structure and operating mechanism of SOFCs are described, and also the current studies conducted in the authors' group are shown as well as the systematic research projects planned by NEDO and JST.

Key words: Solid Oxide Fuel Cell, Microstructure, FIB-SEM, Stack, Simulation???

1. はじめに

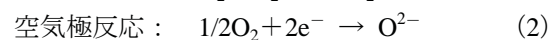
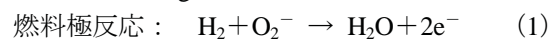
固体酸化物形燃料電池（Solid Oxide Fuel Cell: SOFC）は、燃料電池の中で最も作動温度が高いためガスタービンと組み合わせた高効率ハイブリッド発電システムとしても高いポテンシャルを有している。本稿では、SOFCの基礎について説明するとともに、筆者らの研究室の最近の研究を中心に、現在進行中のプロジェクト研究の動向などについても紹介する。

2. 固体酸化物形燃料電池の基礎

2.1 構造と原理

SOFCの最小単位であるセルの基本構造をFig.1に示す。セルの骨格にあたる固体の電解質は、酸素イオンのみを通過させ、その両側にアノードとカソードの反応の場を形成するイオン伝導体である。この電解質には一般にイットリア安定化ジルコニア（Yttria-Stabilized Zirconia: YSZ）が用いられ、750℃（厚さ20mm程度の場合、厚くなると900～1000℃）以上でSOFCとして実用的な酸素イオン伝導性を有する。これに対し、600℃程度の中低温で作動する電解質としては、ガドリニウム添加セリア（Gadolinium-Doped Ceria: GDC）、サマリウム添加セリア（Samarium-Doped Ceria: SDC）、ランタンガレート系の酸化物LaGaO₃などもある。一方、電解質の両面に接する燃料極（アノード）と空気極（カソード）は、後述の微小粒子（1μmオーダー）を電解質とともに焼結成形した多孔質体となっている。

燃料極側には水素¹、酸素極側には酸素を供給することにより、Fig.1のような閉回路を構成すれば、



により、電流が流れる。

燃料極と空気極の詳細をそれぞれFig.2とFig.3に示す。燃料極はイオン伝導体であるYSZと電子伝導体で高い水素酸化活性を示すNiの粒子で構成され、YSZ相とNi相と気相の3相が接するいわゆる3相界面（Triple-Phase Boundary: TPB—厳密には面でなく線と表現すべきことに注意）で電気化学反応が生じる。ただし、この3相界面から

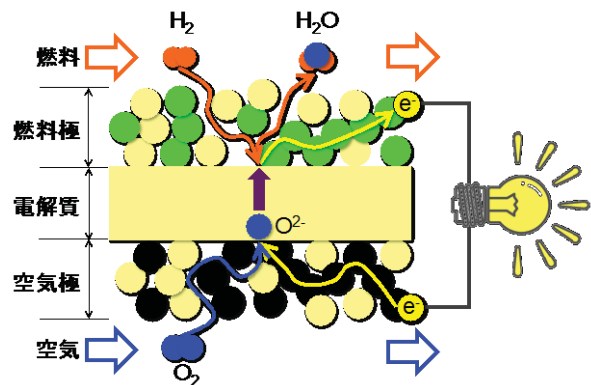


Fig.1 Basic Structure and Electrochemical Reaction in Solid Oxide Fuel Cell.

¹ 純水素に限らず水素を含む燃料でも可。（2，3参照）

Table 1 Material Used in Air Electrode.

通称	成分	特徴
LSM	(La, Sr) MnO ₃	ほぼ電子伝導体
LSCF	(La, Sr) (Co, Fe) O ₃	電子と酸素イオンの混合伝導体。 中低温領域で高い電極活性

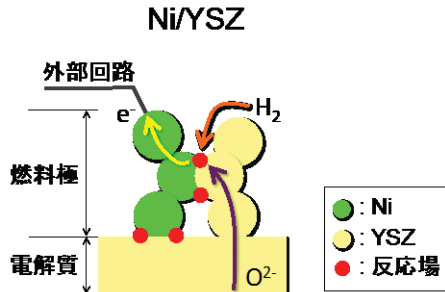


Fig.2 Triple-Phase Boundaries in Fuel Electrode.

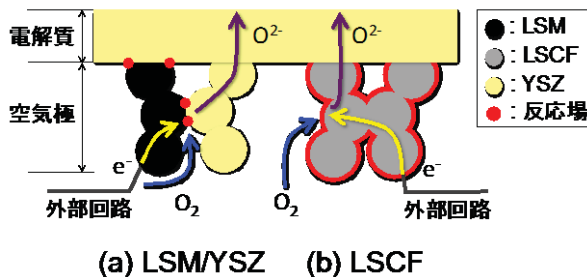


Fig.3 Triple/Double-Phase Boundaries in Air Electrode.

- ・ YSZ粒子群は電解質にまで伝導経路が続くこと、
 - ・ Ni粒子群は集電体にまで伝導経路が続くこと、
 - ・ 気相は電極表面までガス拡散経路が続くこと、
- がセルとして機能するための必須条件である。

これに対し、空気極の構成材料はTable 1に示すように2種に大別される。LSMの場合はイオン伝導性が極めて低いので、YSZ相とLSM相と気相の3相界面での反応が主であり、3相界面を増やすために燃料極と同様にYSZとの混合物として使用されることも多い。一方、LSCFのようにイオン伝導性もある場合には、LSCF相と気相の2相界面 (Double-Phase Boundary: DPB) も反応サイトとして寄与し、空気極全体が反応場となりうるため、中低温条件でも比較的良好な反応が生じる。

なお、基礎実験に用いられる電極表面直径1cm程度の小型セル (いわゆるボタンセル²) では、比較的分厚い電解質 (100μmオーダー) の上に燃料極あ

² ほとんどの基礎研究は、ボタンセルの両側 (単独電極を対照とする場合は片側) から作動流体を垂直に衝突させる系で行われている。これはセルに平行に流動する実際の系とは異なるが、電極表面でのガス組成を一定かつ一様に保つことを目的としている。

るいは空気極を焼結接合させた電解質支持型構造となる。電解質は先に「セルの骨格」とは表現したものの酸素イオンの透過抵抗が小さいことが肝要であるので、電解質自体はできるだけ薄くし (10μmオーダー)、相対的に厚い燃料極 (100μmオーダー) でセル強度をもたせる燃料極支持構造が現在では主流になっている。さらに、材料コストの低減のため中低温作動では金属支持構造も検討されている。この場合、100μmオーダーの多孔体金属板に、10μmオーダーの燃料極、電解質、空気極の層が形成されたものが多い。

2.2 スタック化とインターコネクタ

大気圧下では一つのセルで得られる起電力 (electromotive force) は1V程度なので通常は所望の出力電圧が得られるように複数のセルを直列 (および並列) につないで使用する。このようなセルの集合体をスタックと呼ぶ。SOFCの場合は電解質が固体であるため形状自由度が大きく、平板型、円筒型、さらに平板形状ながら縦縞あるいは横縞など種々のものが提案されている。セル間を接続する部分をインターコネクタと呼び、燃料室と空気室を仕切る隔壁としての役目もあるので、高い電子伝導性に加え、高温での酸化性/還元性雰囲気での耐久性が要求される。従来から主に、LaCrO₃系酸化物やSrTiO₃系酸化物が使用されてきたが、作動温度の低温化に伴い、合金材料でコスト低減をはかる可能性も開けている。

2.3 燃料多様性と改質

作動温度が100℃程度と低いPEFCとは異なり、SOFCは高温作動であるため、白金のような高価な触媒が不要である。そのため、PEFCでは白金保護の理由から絶対避けるべき一酸化炭素さえも燃料として利用できるという燃料多様性はSOFCの大きな長所である。

さらに、SOFCは高温で作動するだけでなくセル内での不可避的な熱発生があるので、吸熱反応である炭化水素の改質反応 (500℃以上) と組み合わせることで、コンパクトで高効率に水素製造を行って燃料極に供給することが可能である。この改質には、Fig.4に示すように、SOFC本体との接続・配置関係により外部と内部、後者にはさらに間接と直接がある。直接内部改質は燃料極中に含まれるNiを触媒として改質反応を行い、まさに発電オンサイトで水素を製造するものであり、構造的にも簡単という長所があるが、同時に大きな吸熱反応に伴う局所的な温度低下・不均一といった問題もある。

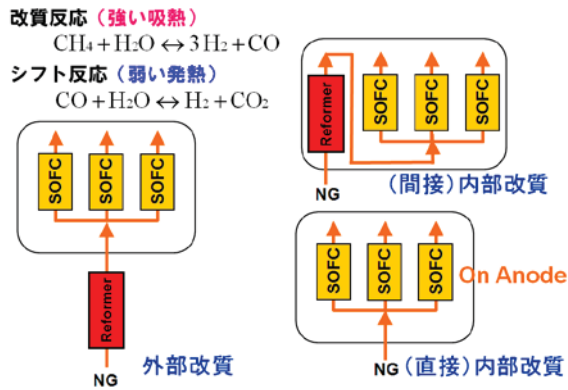


Fig.4 Variations in Fuel Reforming.

2.4 各種の過電圧と発電特性

電池の起電力は両電極へ供給されるガス種、組成および温度に応じて熱力学的に決まる。電池外部へ取り出す電流がゼロの場合の端子電圧を開回路電圧 (open circuit voltage, OCV) と呼ぶ。電解質自体の電子伝導などによる電池内部での電流漏れがなければ、OCVは起電力と一致する。電池外部への電流の増加とともに端子電圧は低下する。その要因のひとつは内部オーム抵抗による損失であり、抵抗過電圧と呼ばれ、ジュール熱に相当する発熱を生じる。さらに電極反応に際し反応物質の活性化に必要なエネルギーが発熱を伴って消費され、この損失分の電圧低下を活性化過電圧と呼ぶ。また、起電力計算に使う主流ガス濃度と、電極内の反応サイトでの反応気体濃度との間には、ガス拡散抵抗による起因する差が生じ、これに相当する電圧低下を濃度過電圧と呼ぶ。

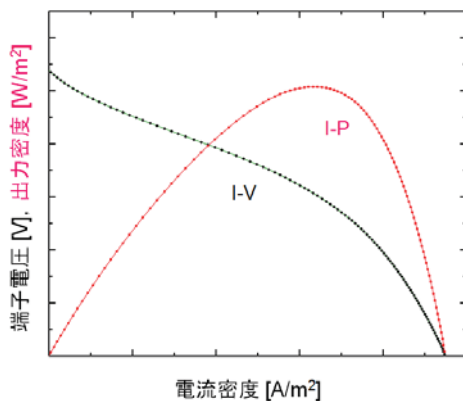


Fig.5 I-V Characteristics.

3. 著者らによる研究

著者らの研究室では、CREST「超小型ガスタービン・高度分散エネルギーシステム」(代表者: 鈴木健二郎, 1999~2004) 以来、SOFCに重点をおいた研究を行ってきた。それらは、スケールの面か

ら、以下の3つに大別できる。

3.1 ミクロスケール (電極・セル: 10 μm オーダー)

本研究に着手したのは、時間的にはいちばん遅く、2008年に京都大学に収束イオンビーム・走査電子顕微鏡 (Focused Ion Beam - Scanning Electron Microscope: FIB-SEM) が導入されてからである。Fig.6に示すように、イオンビームによって電極中に観察断面を作製する作業と、それを電子顕微鏡によって観察する作業を、数十ナノメートル間隔で繰り返すことで、数百枚の連続する2次元画像を得ることができる。それらを画像処理技術により3次元的に再構築することで、従来の観察手法では得られなかった構造情報を定量的に得ることができるようになった。例えば、空隙率、各相内を輸送される気体・電子・イオンなど経路や有効な三相界面の分布 (長さ) の情報を得ることができるので、電極性能を電極微構造の観点から説明できるようになり、微構造を適切にデザインすることで電極性能を向上しようという試みが活発になった。

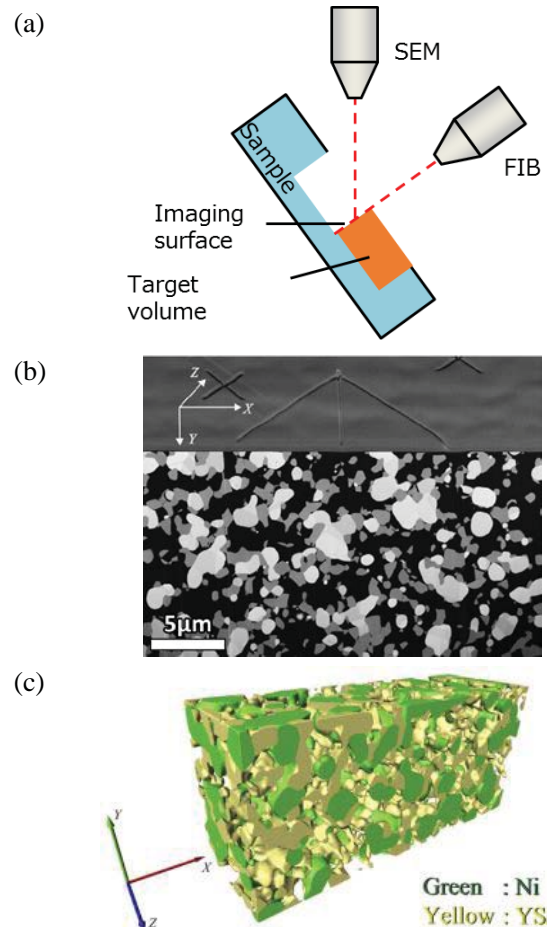


Fig.6 Reconstruction of 3D Structure of Porous Electrode by FIB-SEM. (a) Schematic View of the FIB-SEM Imaging. (b) Cross-sectional Image of a Ni-YSZ Anode. (c) Reconstructed Microstructure.

さらに、得られた3次元の微構造情報をもとに、電極の発電特性を定量的に予測するための数値モデルを構築することも行われている。

まず、電子・イオンの保存式は、それぞれの電気化学ポテンシャル $\tilde{\mu}_{e^-}$ 、 $\tilde{\mu}_{O^{2-}}$ を用いて以下のように表せる。

$$\nabla \cdot \left(\frac{\sigma_{e^-}}{F} \nabla \tilde{\mu}_{e^-} \right) = -i_{ct} \quad (3)$$

$$\nabla \cdot \left(\frac{\sigma_{O^{2-}}}{2F} \nabla \tilde{\mu}_{O^{2-}} \right) = i_{ct} \quad (4)$$

i_{ct} は電気化学反応 (charge-transfer reaction) に伴う電荷移動量である。 σ_{e^-} 、 $\sigma_{O^{2-}}$ は電子・イオンの伝導率である³。燃料極中のニッケルは純粋な電子伝導体と考え、通常そのイオン伝導率を無視する。ガス種 i の拡散はガスのモル流束 N_i と電気化学反応に起因する生成項 s_i により以下のように与えられる。

$$\nabla \cdot N_i = s_i \quad (5)$$

モル流束の決定には次の Dusty Gas モデルが採用されることが多い。

$$\frac{N_i}{D_{i,K}} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \frac{X_j N_i - X_i N_j}{D_{ij}} = -\frac{P_i}{RT} \nabla X_i - \frac{X_i}{RT} \left(1 + \frac{K P_i}{\mu D_{i,K}} \right) \nabla P_i \quad (6)$$

これらの三つの保存式を電気化学反応に関する実験式で coupling する。

3.2 メソスケール (セル : 100 μ m オーダー)

メソスケールの定義は研究者によって異なるが、著者らは 100 μ m オーダーとしている。このスケールではまだ十分な展開はできていないが、セル内部、すなわち電解質と電極の比較的大きな界面形状の制御により、電気化学反応抵抗の減少・最適化に挑戦した Fig.7 のような研究が挙げられる。

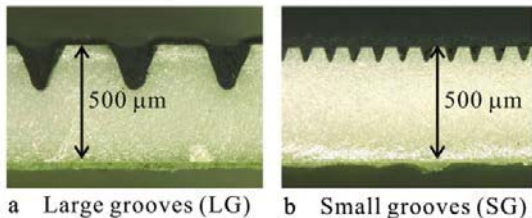


Fig.7 Mesoscale Control of Cathode-Electrolyte Interface.

³ 使用する材料および使用条件によっては、電解質のイオン伝導度と電子伝導度は、温度のみならず酸素ポテンシャルへの依存性も無視できない。

3.3 マクロスケール (スタック : mm~cm オーダー)

もともと熱流体現象に軸足をおく当研究室としては、過去からの研究蓄積が活かせる対象であり、熱流体の基礎方程式に電気化学の方程式を追加することで、SOFC内の輸送・反応現象をシミュレーションすることが中心課題となっている。また、ポーランドのAGH大学 (Univ. of Sci. and Tech., Krakow) との国際共同研究で、出力100Wの商用機を用いた発電実験も並行して行っている。

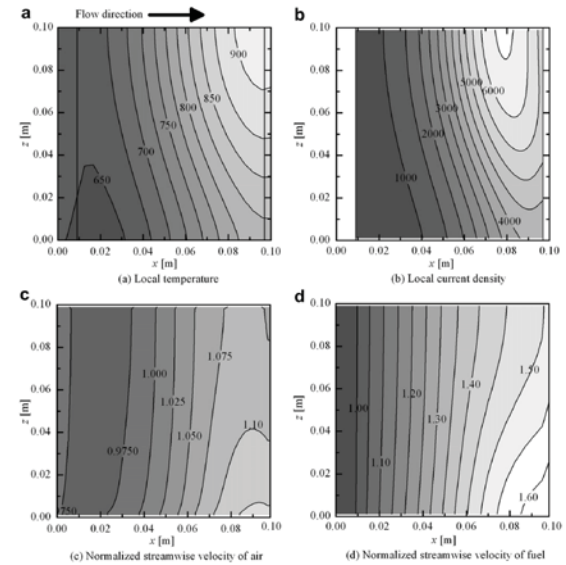


Fig.8 Thermofluid and Electrochemical Fields in SOFC with Direct Internal Reforming. (Effects of Heat Loss from a Side Wall, $z = 0$.)

3.4 システム性能解析

時系列的には、まず着手した研究がシステム性能解析であった。Fig.9はSOFCとマイクロガスタービンのハイブリッドシステムにさらに吸収冷凍機を加えたもので、システムを最適化する操作条件などを検討した例である。

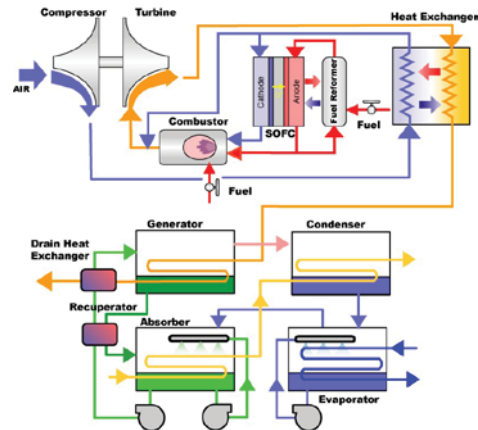


Fig.9 Performance Analysis consisting of SOFC, Micro Gas Turbine and Absorption Refrigerator.

4. 大型プロジェクト研究

4.1 NEDO

横川晴美PL（東京大学）のもとで耐久性迅速評価方法に関する基礎研究が進行中である。詳細は (http://www.nedo.go.jp/activities/ZZJP_100060.html) にゆずるが、そのベースには以下のような電極固有の設計思想あるいは技術課題がある。

燃料極 (Ni-YSZの場合)

- NiとYSZは熱膨張率が大きく異なる。混合多孔質にすることで燃料極と電解質の膨張係数を近づけ、割れやはく離を防いでいる。
- 高温に長時間さらされることでNiの凝集が進み粒子が粗大化する恐れがある。三相界面の減少や、電子伝導パスが切れることにつながる。
- 条件によっては、燃料流中の水蒸気や、電解質側から供給される酸素イオンによってNiが酸化する場合がある。Niが酸化・還元を繰り返す（膨張・収縮を繰り返す）と、微構造の破壊につながる。
- 燃料極作製でNi-YSZ焼結させるとき、微量のNiがYSZ内に固溶する。このようなYSZが高温で還元環境にさらされると、立方晶から正方晶への相変態が生じ、イオン伝導率が低下する。

空気極

- 材料を構成する元素が高温環境下で電解質中に拡散し（逆もあり）、材料組成が変化する。場合によっては電解質との界面付近にストロンチウムジルコネートなどの反応物を生成する。
- 反応を防ぐ目的で中間層（バリア層）としてGDCを挟んだりする。

不純物が電極に及ぼす影響

S（燃料に含有）、Cr（金属インターコネクタやステンレス配管に由来）、Si（ガラス系シール材に由来）、さらに不純物ではないが炭化水素燃料を使っている場合は炭素析出により電極が被毒し、性能が低下する恐れがある。

4.2 JST

戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）の村木茂PD（東京ガス）のもとで、「エネルギーキャリア」に関する研究が進行中である (<http://www.jst.go.jp/sip/k04.html>)。内容は以下の10テーマからなる：①水素・アンモニアの製造基盤技術、②アンモニア利用基盤技術、③太陽熱を利用した水素製造に関する基幹部材開発、④分散型エネルギー利用のための合成システム開発、⑤アンモニア発電、⑥有機ハイドライドの製造・利用基盤技術、⑦プロセス基盤技術、⑧脱水素システムの開発および実用化（水素ステーション）、⑨液

化水素用ローディングシステム開発とルール整備、⑩水素燃焼技術開発、⑪エネルギーキャリアの安全性評価研究

これは、今から20年以上前の1993～2002に展開されたWE-NET（World Energy Network：水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術研究開発 <https://www.ena.or.jp/WE-NET/>）の媒体を置き換えたようなものともいえよう。その意味でWE-NETのコンセプトは先見性があったともいえるが、逆に表現するなら、WE-NETや本プロジェクトの構図がいつ実現するのか、あるいは本当に実現するのかという不安も否定できない。

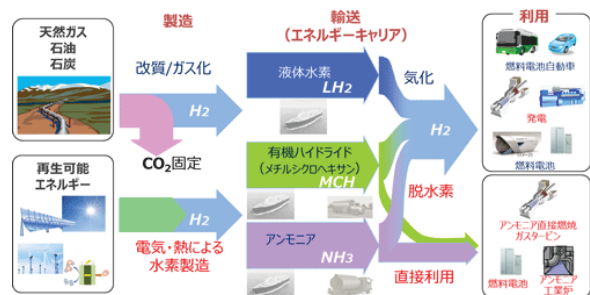


Fig.10 SIP Energy Carrier.

CO₂ フリー水素バリューチェーンの構築：水素は、化石燃料からCO₂を固定化する際に取り出す、もしくは、再生可能エネルギーを転換して得る。その後、液体水素、有機ハイドライド、アンモニアの3つのキャリアで輸送し、利用に結びつける。

(http://scienceportal.jst.go.jp/columns/opinion/20150522_02.html)

5. むすび

SOFCの基礎的事項を概説するとともに、最近の研究動向をまとめてみた。SOFCに関する国際会議としては、奇数年に米国The Electrochemical Society, ECS (<http://www.electrochem.org/ecs/index.htm>) や日本のSOFC研究会主導で、偶数年にヨーロッパ European Fuel Cell Forum (<http://www.efcf.com/>) 主導で開催され、研究の進展とバリエーションの拡大が著しい。本会会員各位におかれても、これらの動向に注目いただければ幸いである。

参考文献

- 1) 岩井裕, 吉田英生：固体酸化物形燃料電池 (SOFC) が拓くこれからの高性能発電, 日本機械学会誌, Vol. 111, No.1079 (2008) pp.829-8.
- 2) 個々の研究については、著者らの研究室のウェブサイト (<http://te.kuaero.kyoto-u.ac.jp/>) にキーワード別に発表論文が整理してあるのでご参照願う。

次世代ガスタービンコンバインドサイクル発電設備の開発

*羽田 哲，高田 和正，巽 直也，由里 雅則，片岡 正人（三菱日立パワーシステムズ）
阿部 雅宏，西村 由明，山崎 裕之，多田 和幸，藤田 智治（東北電力）

Development of Next Generation Gas Turbine Combined Cycle System

*Satoshi HADA, Kazumasa TAKATA, Naoya TATSUMI, Masanori YURI, Masahito KATAOKA (MHPS)
Masahiro ABE, Yoshiaki NISHIMURA, Hiroyuki YAMAZAKI, Kazuyuki TADA, Tomoharu FUJITA (Tohoku-EPCO)

ABSTRACT

Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd (MHPS) has developed the M501J gas turbine capable of achieving the world's first turbine inlet temperature of 1,600°C and accumulated operational record of J-engine gas turbine combined cycle (GTCC) system in global market. For further improvement of GTCC thermal efficiency, Tohoku Electric Power Company, Inc. (Tohoku-EPCO) and MHPS have invented forced air cooling system as brand-new combustor cooling system for next generation GTCC system. More recently, the forced air cooling system verification test has been completed successfully using the demonstration equipment located within MHPS Takasago Works (T-point).

Key words: Gas turbine, Combined cycle, Forced air cooling system, Combustor

1. はじめに

GTCC の高効率化にはガスタービンの高温化が重要な役割を果たしており，三菱日立パワーシステムズ(株)(MHPS)は，1980 年代に 1150°C 級大容量ガスタービン M701D 形を開発後，タービン入口温度 1350°C の M501F 形，蒸気冷却式燃焼器を採用したタービン入口温度 1500°C の M501G 形を開発し (Fig.1)，高いプラント熱効率と信頼性及び低公害性を実証してきた。その後 2004 年からは国家プロジェクト“1700°C 級超高温ガスタービン要素技術開発”に参画して高温・高効率化に必要な最新技術の開発に取り組み，その開発成果を活用して，世界初のタービン入口温度 1600°C の高効率機 M501J 形を開発した。これまでに M501J 形 GTCC の運転実績を着実に積み重ねてきている。

この J 形 GT は燃焼器の冷却に蒸気冷却方式を採用しているが，高いタービン入口温度を維持したまま空冷化できれば，GTCC の更なる高効率化と運用性改善が期待できる。そのため，MHPS は東北電力(株)との共同研究にて，高温ガスタービンの空冷化を実現する次世代 GTCC の開発に取り組んでおり，その中核技術である強制空冷システムを考案した。今般，MHPS 高砂工場内のガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備にて

システム全体の検証試験を完了したので，その概要を紹介する。

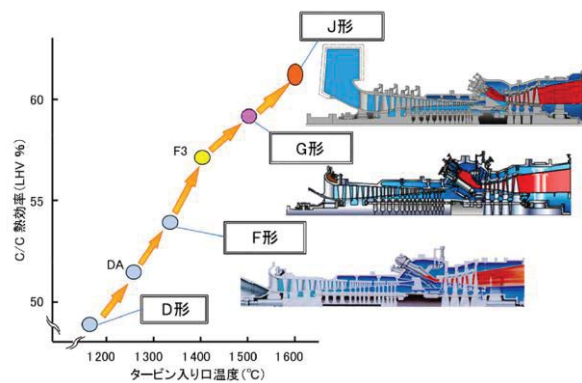


Fig.1 Developmental Trend of Large Gas Turbine Models

2. M501J 形ガスタービンの開発と運転実績

M501J 形は，豊富な運転実績のあるタービン入口温度 1400°C 級 F 形，1500°C 級 G 形・H 形で実証済みの要素技術を集大成し，国家プロジェクトで開発された 1700°C 級の最先端の技術開発の成果を適用することにより，タービン入口温度 1600°C が達成可能となった。タービン入口温度の上昇及び最新の要素技術の採用により，GTCC 発電端熱効率は従来機と比べて大きく上昇した。また，CO2 排

出量は、従来型石炭焼き火力発電所を天然ガス焼き J 形コンバインドサイクル発電所に置き換えた場合、約 6 割の削減が可能となる。Fig.2 に M501J 形の技術的特徴について示す。

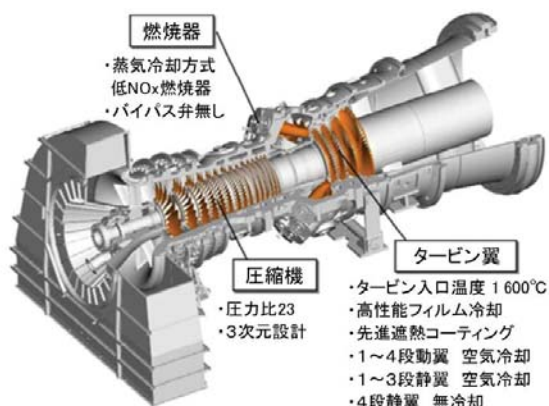


Fig.2 Characteristic of M501J Type GT

M501J 形の開発は、基本設計の段階でガスタービン各要素の検証試験を実施し、その結果を詳細設計に反映、最終的に実証発電設備にてガスタービン全体の実機検証実施というステップを踏んできた。Fig.3 に MHPS 高砂工場内のガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備（通称 T 地点）の外観を示す。M501J 形初号機に対して、2300 点に及ぶ特殊計測を実施し、性能、機械特性、燃焼特性が目標値を満足することを実証した上で、商用機を製作している。これまでに、国内外合計 36 台を受注して順次出荷し、現在まで累計 14 万時間以上の運転時間、2,100 回以上の起動回数を達成した。

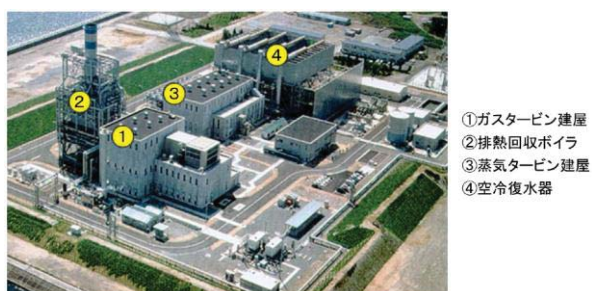


Fig.3 MHPS Takasago Works T-point Demonstration Combined Cycle Power Plant

3. 次世代 GTCC の開発

J 形 GT は燃焼器の冷却に蒸気冷却方式を採用しているが、高いタービン入口温度を維持したまま空冷化できれば、GTCC の更なる高効率化と運用性改善が期待できる。そのため、MHPS は東北電力(株)との共同研究にて、高温ガスタービンの空冷化を実現する次世代 GTCC の開発に取り組んできており、

その中核技術である強制空冷システムを考案した。この強制システムを採用すれば、タービン入口温度 1650℃級であっても空冷化を実現でき、複合発電効率 63%の達成が可能である。今般、T 地点にてシステム全体の実機検証試験を完了したので、その概要を紹介する。

3.1 強制空冷システム

Fig.4 に強制空冷システムの概略図を示す。このシステムは圧縮機出口（燃焼器車室）から抽気した空気を強制冷却空気冷却器にて冷却し、その後強制冷却空気圧縮機で昇圧して燃焼器の冷却に用いたのち車室に戻す冷却システムとしており、以下の特徴を持つ。

- (1) 強制冷却空気冷却器の廃熱をボトムサイクルに回収することにより効率のよいシステムとすることが可能
 - (2) 燃焼器冷却構造を最適化することで蒸気冷却と同等以上の冷却性能にすることが可能
 - (3) 蒸気冷却に比べ起動時間の短縮が可能
- 強制空冷システムを採用した次世代 GTCC の効率向上には、少ない冷却空気量で効率的に冷却可能な燃焼器を開発し、強制冷却空気冷却器廃熱及び強制冷却空気圧縮機動力を低減することが重要である。

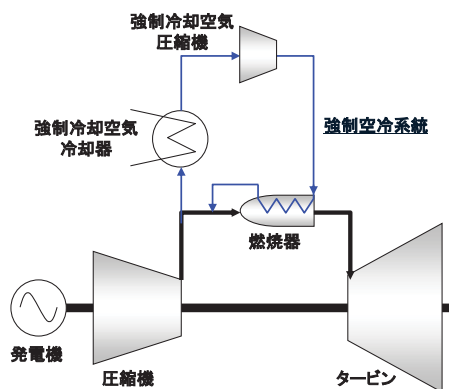


Fig.4 Forced Air Cooling System

3.2 強制空冷燃焼器

Fig.5 に燃焼筒の冷却構造の概略を示す。冷却構造は、J 形が採用している蒸気冷却同様に対流伝熱を利用した MT-FIN 構造を採用した。燃焼器の上流側は、燃焼器室内の空気により冷却する構造とし、下流側は、強制冷却空気圧縮機を介する強制冷却空気による冷却とした。強制冷却空気による冷却範囲は下流側のみに限定することにより、強制冷却空気圧縮機を経由する冷却空気量の最小化を図った。また、下流側の冷却方向は、熱負荷の高い燃焼筒出口から供給することで出口部での冷

却能力を確保しつつ、効率よく冷却する設計とした。上流側は、音響ライナを設置し燃焼振動の抑制を図っているが、MT-FIN を通じて燃焼筒を対流冷却した空気を音響ライナ孔からパージする設計とした。この強制空冷燃焼器は、後述する強制空冷システム全体の検証に先立ち、高圧燃焼試験設備にて冷却性能及び燃焼性に問題ないことを確認している。

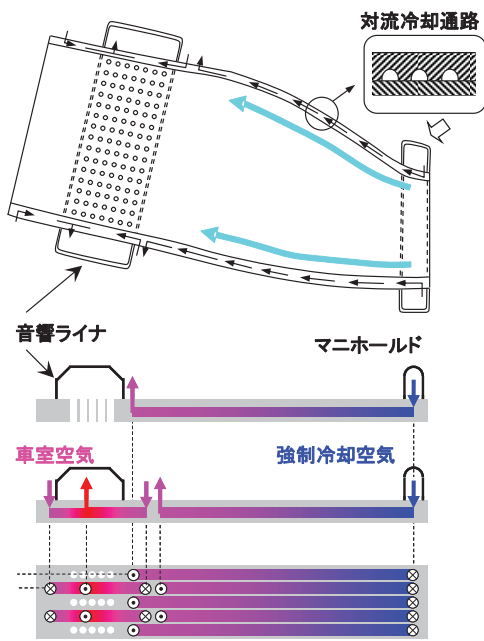


Fig.5 Combustion Liner of Forced Air Cooled Combustor

3.3 強制空冷システム実機検証

Fig.6, 7 に T 地点における強制空冷システム検証設備全景及び系統概略を示す。強制空冷システムでは強制冷却空気冷却器の廃熱をボトムリングサイクルにて回収するが、T 地点検証では既存のボトムリングシステムを流用するため、強制冷却空気冷却器としてラジエータ式の冷却器を追加した。

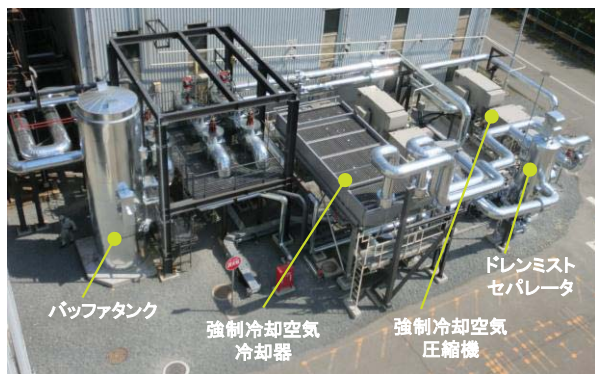


Fig.6 Appearance of Forced Air Cooling System Verification Test Facility

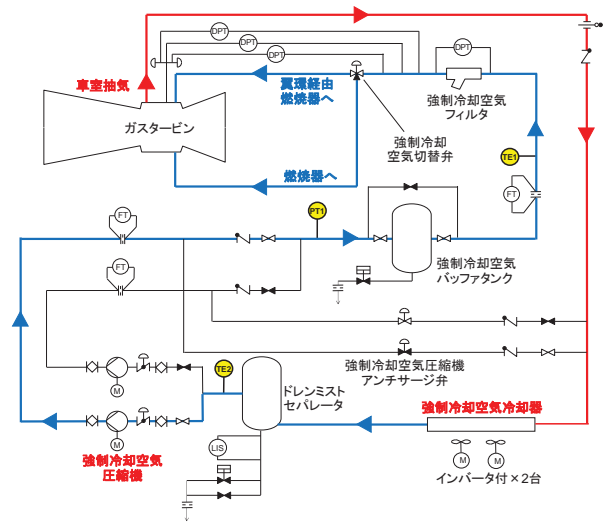


Fig.7 Schematic Diagram of Forced Air Cooling System Verification Test Facility

この検証設備にて、強制空冷システムの運用性、すなわち起動停止、負荷変化、負荷遮断、トリップといった過渡的な変化に対する追従性を検証し、すべて問題ないことを確認した。Fig.8 に一例としてガスタービントリップ試験時の強制冷却空気圧縮機運転点挙動を示す。ガスタービン 100% 負荷からのトリップにおいて、強制冷却空気圧縮機がサージに入ることなく、安全に停止できることを確認した。

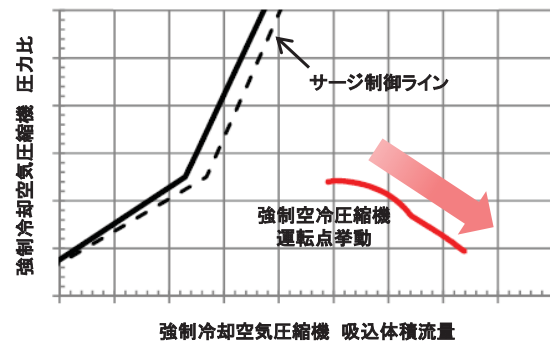


Fig.8 Trend of Forced Cooling Air Compressor Operating Point after GT Trip

また、強制空冷燃焼器のメタル温度を計測し、実機における冷却性能確認試験を実施した。Fig.9 に冷却空気量変化時の燃焼器メタル温度挙動を示す。冷却空気量の低下に伴いメタル温度は上昇するが、当初計画の冷却空気量を下回っても、許容値より十分低く、冷却性能に問題ないことを確認した。また、上述の各種過渡変化試験においても同様に問題ないことを確認した。その他、燃焼振動特性、排ガスエミッションも特に問題なく、安定運用可能であることを確認した。

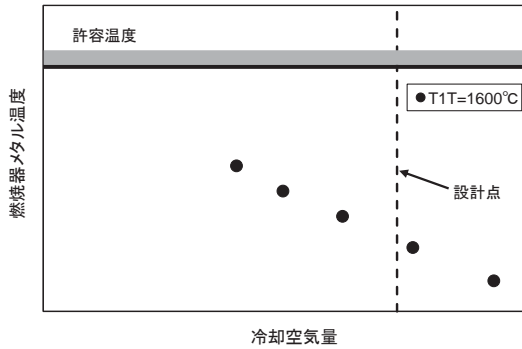


Fig.9 Combustion Liner Metal Temperature

この強制空冷システムでは、燃焼器への冷却空気導入システムが直接供給（翼環バイパス）とタービンクリアランス低減のためタービン翼環を通気した後供給する（翼環冷却）2系統あり、負荷運転中でも切換弁（三方弁）にて切り替え可能である。Fig.10に負荷運転時の三方弁切り替えによるクリアランス挙動を示す。本システムにより負荷運転時のクリアランスコントロールが可能となることから、急激な負荷変化時のクリアランス減少にも対応可能であり、従来以上の運用性向上が期待できる。

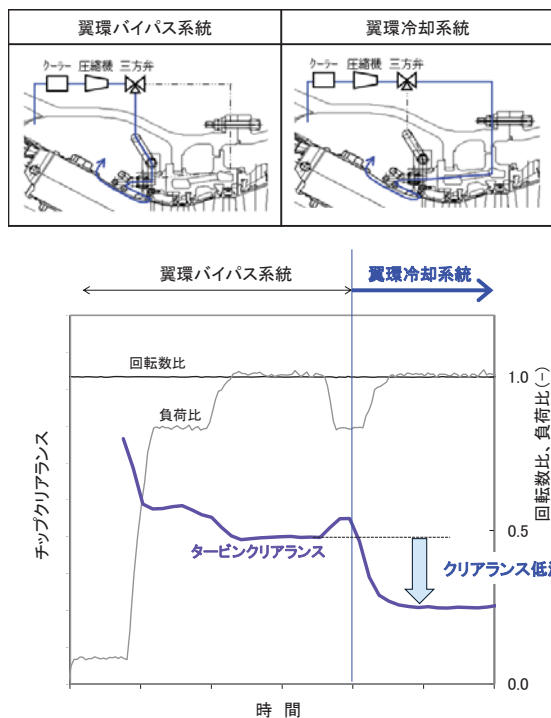


Fig.10 Turbine Tip Clearance Trend by Three-way Valve Switching

3.4 次世代 GTCC の開発

上記の通り、強制空冷システムは運用に問題ないことが実機検証により確認できた。今後は、この強制空冷システムを中核とした 1650°C 級次世代

GTCC の開発を進め、更なる省エネルギー・低公害化の社会的ニーズに応じていく所存である。なお、新たに開発する GTCC の実証試験運転を行うには、ガスタービン本体だけでなく、既存の発電機、主変圧器、HRSG などの主要機器も次世代機の仕様に合うよう更新する必要があるため、既設の実証設備を廃止し、新たな実証設備として更新する予定である。Fig.11 に新実証設備の完成予想図を示す。現在、2020 年の実証開始を目標に開発を進めており、これまでの G 形、J 形同様、新たな実証設備にて着実に検証を行っていく予定である。



Fig.11 Rendering of Next Generation GTCC Verification Test Facility

4. まとめ

GTCC の高効率化にはガスタービンの高温化が重要な役割を果たしており、MHPS はこれまで着実に高温化技術を積み上げてきた。2004 年から参画した国家プロジェクト“1700°C 級超高温ガスタービン要素技術開発”の開発成果を活用して、世界初のタービン入口温度 1600°C の高効率機 M501J 形を開発、その運転実績を着実に積み重ねてきている。GTCC の更なる高効率化と運用性改善のため、東北電力(株)と MHPS は共同研究にて、高温ガスタービンの空冷化を実現する強制空冷システムを考案した。この強制空冷システムの実機検証を MHPS 高砂工場内の実機検証設備にて実施し、運用に問題ないことを確認できたので、今後はこの強制空冷システムを中核とした 1650°C 級次世代 GTCC の開発を進め、2020 年の実証開始を目指していく。

参考文献

- 1) 羽田哲, 高田和正, 岩崎好史, 由里雅則, 正田淳一郎: 発電用高効率ガスタービンとその運転実績, 三菱重工技報 Vol. 52 No. 2 (2015)
- 2) 山崎裕之, 高田和正: 次世代ガスタービンコンパインドサイクル発電設備開発への取組み, 平成 24 年度火力原子力発電大会論文集, pp.124-130.

航空機電動化に伴う動力抽出量増大のエンジン性能への影響

*岡本竜馬(東京大学大学院), 渡辺紀徳, 岡井敬一, 姫野武洋(東京大学)

Effect of Increased Power Off-take Due to Electrification of Aero Engines

*Ryoma OKAMOTO (School of Engineering, The University of Tokyo),
Toshinori WATANABE, Keiichi OKAI and Takehiro HIMENO (The Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Toward significant reduction of emissions, new aircraft/engine systems using electricity are proposed, such as More Electric Engine or Turbo-electric Propulsion. Since these electric propulsions give us additional control variables of the aero engines, the present study carried out design and off-design analyses of the gas turbine with a large amount of off-take power. The results revealed that the power off-take from LP-shaft is acceptable because of the small thrust specific consumption and the increase in surge margin. The design analysis also showed that the penalty of SFC was mainly determined by the amount of the power off-take, and that it was traded off against specific thrust.

Key words: : Aero Engine, More Electric Engine, Energy Management, Turbo-electric Hybrid Propulsion

1. はじめに

近年、環境適応性の向上を目指して、新しい推進システムが提案されている。航空機における従来の油圧・空気圧・電気の三つのパワーソースから効率化や高機能化に優れた電気への集約が検討されており More Electric Aircraft (MEA), More Electric Engine(MEE)と呼ばれ実証試験や実機への導入が行われている。また、このような電動化の更なる発展として、推力アシスト、ピークオフといったエネルギー・パワーマネジメントの導入、そして航空機のハイブリッド化や分散型電動ファン推進等の超高バイパス比化等の技術も検討されている。^{1),2)}

しかしながら、電動化システムの導入により、従来に比べエンジンの運用の自由度が増し、今までの高度や機体操作に伴うスロットリングだけでなく、フライト中にエンジンに対する動力抽出・投入の切り替え等の複雑な運用がなされることが予想される。

これらの電動化を検討するに当たり、まずはエンジンからの動力抽出が必須の要素となる。電動化を視野に入れた、エンジンからの動力抽出に着目した研究は盛んに行われている。一例としては Scholz ら³⁾により部分負荷性能に、また、Giannakakis ら⁴⁾により設計点性能に、動力抽出が与える影響の調査が行われている。近年ではパラレルハイブリッドによる燃料消費量への影響を Perullo ら⁵⁾が検討し、電動モータによるアシストはエンジン設計変数の最適値に影響を与えないとの結論を得たが、低圧軸の投入のみの検討であり、設計変数を最適化した値ではないため、その結論には未だ疑問が残る。

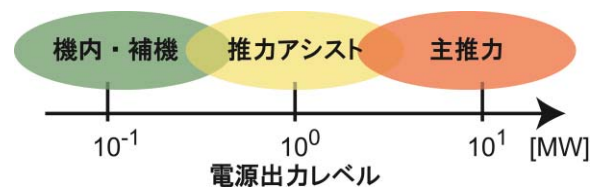


Fig.1 Electric-powered technologies and power level

本研究では電動化を取り入れた将来エンジンの設計において、従来形式からの変更点として、

- (1) 電動化に伴う動力抽出量の増大
- (2) ハイブリッド化による軸への動力投入

の2点に着目し、これらがエンジン性能に及ぼす影響を、部分負荷性能を含めたサイクル解析を行い評価した。1 [MW] クラスまでの動力抽出を考慮し、抽出軸による変化についても検討を加えた。

2. 研究手法

2.1 研究対象

対象エンジンとして、V2527-A5 を選定した。このエンジンについては検証用のデータがある程度入手可能である。エンジン諸元を Table 1 に示す。

2.2 エンジンサイクル部分負荷性能解析手法

本研究では、姫野ら⁶⁾によって開発された二軸ターボファンエンジン用部分負荷性能計算ツールを用いて解析を行った。このツールでは、エンジン諸元及び要素効率等のパラメータを与え、設計点性能を解析する。設計点での解析結果と圧縮機の作動マップを用い、また低圧タ

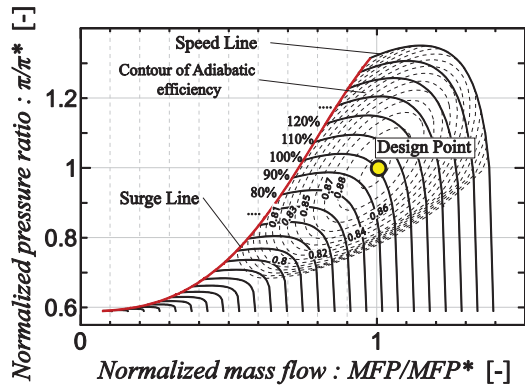


Fig.2 Schematic of approximate compressor map

Table 1 Specification of the V2500

	V2527-A5	入力値
離陸推力[kN]	117.7	117.7
巡航推力[kN]	21.5	21.492
全体圧力比	27.7	27.7
ファン圧力比	1.7	1.7
バイパス比	4.75	4.75
タービン入口温度	—	1500
		出力値
TSFC(離陸時)[kg/h/kgf]	0.38	0.354
TSFC(巡航時)[kg/h/kgf]	0.597	0.603
直径[mm]	1600	1744
質量流量[kg/s]	384	340.003

ービンではチョーク条件を仮定し、更に飛行高度、飛行マッハ数、低圧軸回転数を与えることで、推力、SFC等の部分負荷性能が得られる。圧縮機の作動マップについては、超楕円関数を用いた数理モデルで「近似マップ」を作成した。近似マップの例を Fig. 2 に示す。また、要求推力を満たす回転数を求めるよう二分法探索を組み込んだ。

2.2 動力抽出及び投入の評価方法

解析では Fig. 3 のように二軸ターボファンエンジンの高圧・低圧軸それぞれに対し、モータ・ジェネレータが取り付けられた系を想定した。このモータ・ジェネレータを介して動力抽出・投入が行われる。動力抽出の影響を評価するため、軸仕事の釣合式に修正を加えた。高圧軸を例にとると、もともとは(1)式のようにタービンと圧縮機の仕事が釣り合うが、ここでは(2)式のように抽出投入動力の項を付加した。

$$L_{HPC} = L_{HPT} \quad (1)$$

$$L_{HPC} + L_{EM} = L_{HPT} \quad (2)$$

ここで L_{HPC} : 高圧圧縮機仕事, L_{HPT} : 高圧タービン仕事, L_{EM} : 軸抽出・投入動力, である。これらの項の追加は結果的に軸の機械効率を変化させていることに相当する。この変更を基本として、抽出動力の与え方を解析に合わ

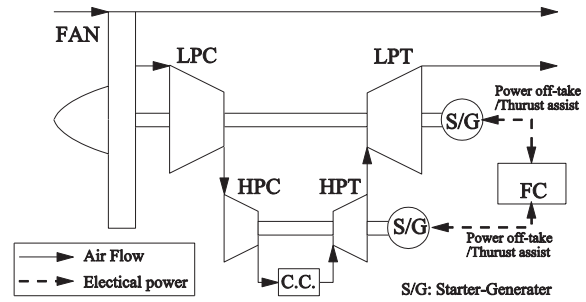


Fig.3 Schematic of turbo-electric propulsion system

せて変えることで、動力抽出や推力アシストの効果を模擬した。

3. 結果及び考察

3.1 動力抽出・投入に対する部分負荷解析

大きな動力抽出・投入を行うことで、既存のエンジンに対しどのような影響があるのか検討を実施した。この検討でのパラメータは、高圧・低圧どちらの軸から抽出するか、およびその抽出量である。抽出量は機内での消費電力(0.1[MW]オーダー)～推力アシスト時電力(1.0[MW]オーダー)程度を想定して与えた。また、同一のエンジンに対する動力抽出を模擬するため、下記のような手順で解析を実施した。

- ① 設計点性能の算出(地上静止, 無負荷状態)
- ② 要求動力抽出・投入量かつ要求推力を満たす地上静止時の部分負荷解析
- ③ 要求動力抽出・投入量かつ要求推力を満たす巡航時の部分負荷解析

Fig.4 に設計点状態からの SFC 悪化割合のグラフを示す。SFC 悪化量は(3)式に表されるように、抽出・投入量が 0[kW]の無負荷状態時の SFC からの相対的な悪化量として定義した。ここで添字の 0[kW]は動力抽出量が 0[kW]の場合のものであることを示す。

$$SFC \text{ penalty} = (SFC - SFC_{0[kW]}) / SFC_{0[kW]} \quad (3)$$

横軸には抽出動力をとってあり、黒が低圧軸抽出、灰が高圧軸抽出を示し、実線と点線が離陸時と巡航時にそれぞれ対応する。Fig.4 を見ると、低圧高圧軸どちらの場合についても抽出動力が増大するに連れて SFC 悪化量は増加する。巡航状態では低圧軸から抽出する場合のほうが増加しにくいことがわかる。巡航ではグラフの勾配が大きいが、これは巡航時では離陸時に比べどちらの場合でも同じ量の動力が抽出されているため相対的に大きな動力の抽出を受けるためである。

また、算出された結果より Shaft power factor k_p ³⁾を算出したグラフを Fig.5 に示す。文献 3)に従い、 k_p は下記の

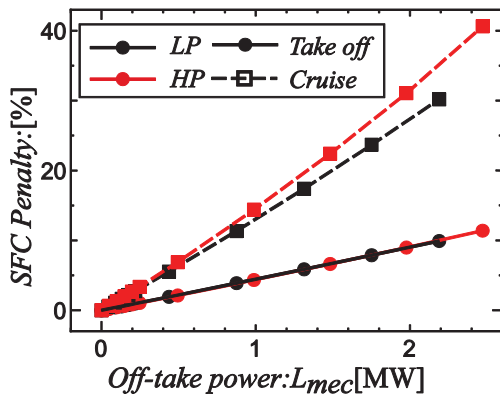


Fig.4 SFC penalty due to power offtake

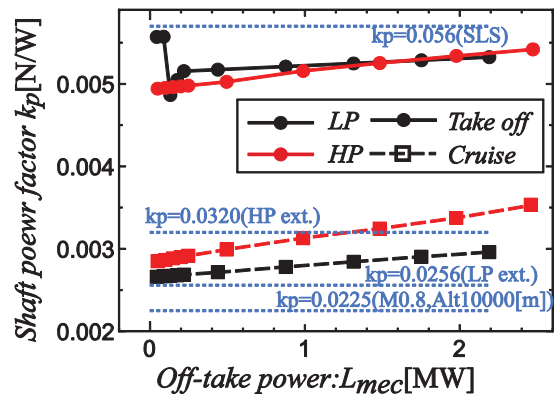


Fig.5 Comparison of k_p with preceding studies

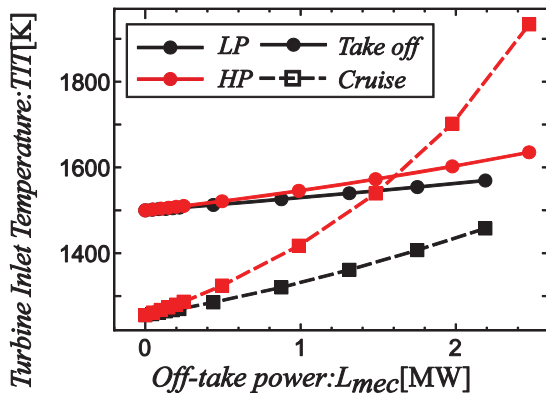


Fig.6 Variation of TIT due to power offtake

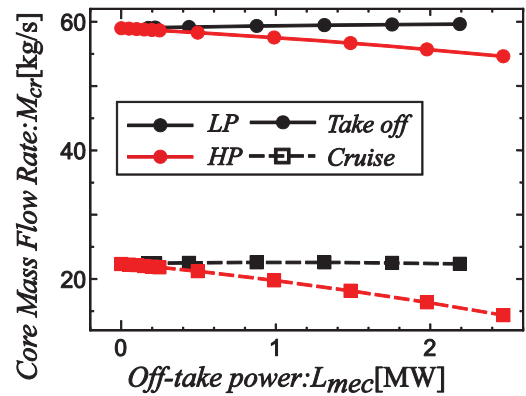


Fig.7 Variation of core flow rate due to power offtake

式(4)で表され、SFCの悪化量と推力、軸抽出力から定義される。

$$k_p = (\Delta SFC / SFC) / (P / T) = \Delta \dot{m}_f / (P \cdot SFC) \quad (4)$$

ここで、SFC: 燃料消費率[kg/kgf/hr], P: 軸抽出力[W], T: 推力[N], m_f : 燃料流量[kg/s]であり、記号 Δ は抽出なしの場合からの変化量である。点線は文献3)に示された結果である。どの曲線も右上がりとなっているものの平均値は概ね文献値の範囲から大きくはずれるものではないことがわかる。文献3)の値でも高圧軸抽出が低圧軸抽出よりも大きくなるのが現れており、本研究での結果と傾向や値も類似している。以上から本研究で利用した解析プログラムを用いることで、少なくともオーダーや定性的な傾向は再現できると判断した。

以下では、より詳細にエンジン作動状態を検討する。

Fig.6にTITのグラフを示す。各線はFig.4と同様の意味を示す。TITも抽出量の増加とともに上昇しており、離陸時では設計点よりもタービン仕事が増大するため、そもそも設計点における値よりも大きい値を取る。巡航時においても高圧軸より抽出した場合には5%以上抽出すると設計点時のTITを超えてしまうことがわかる。10%抽出時には700[K]以上増加しており、1.5倍程度まで増加する結果となっている。

次に圧縮機の作動線変化について検討する。部分負荷時の圧縮機マップ上での作動線の変化をFig.8,9に示す。実線は回転数一定の特性曲線を10%間隔で示しており、

設計点の状態では正規化してある。細点線は、断熱効率の等高線を0.01おきにしたものである。丸および四角点は必要推力を満たす作動点であり、離陸時の作動線を丸で、巡航時のものを四角で示した。Fig.8より低圧軸で抽出した場合には、抽出動力の増大とともにLPCでは作動線が高流量低圧側に移動していく。HPCでは同一作動線上で、回転数が増加していく事がわかる。一方、高圧軸で抽出した場合にはLPCでは作動線が低流量高圧側に移動していく様子が見られる。このとき修正回転数については大きくは変化していない。HPCでは流量の大きな低下が見られ、圧力比も減少する。そのため作動線がサージラインに近づきつつ、さらに回転数も減少していく事がわかる。

Fig.9に現れる、高圧軸抽出において低負荷側へと変化するこれらの傾向は、SFCの増加から予想されるTIT上昇すなわちタービン仕事の増加と対応しないように思われる。そのため、タービン仕事に関わる量として、コア流量について調べた。これらのグラフをFig.7に示す。ここから、低圧軸抽出時ではほぼ変化しないものの、高圧軸抽出時には大きなコア流量の低下が生じていることがわかる。そのため、コア流量の低下によりTITが上昇しても十分な仕事の増加が起きず、作動が低負荷側に移動したと考えられる。コア流量の低下の要因は、高圧圧縮機の回転数低下により、コア側の流量が絞られ、ファン通

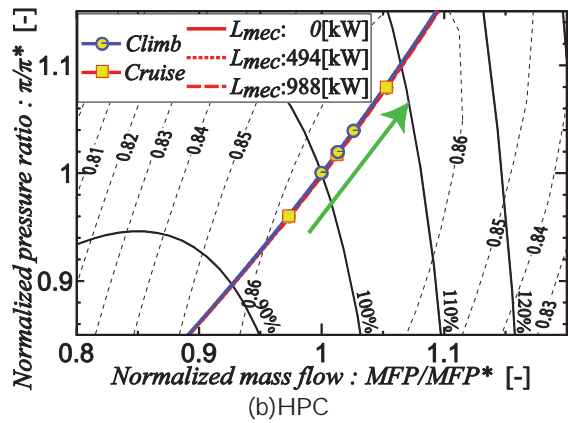
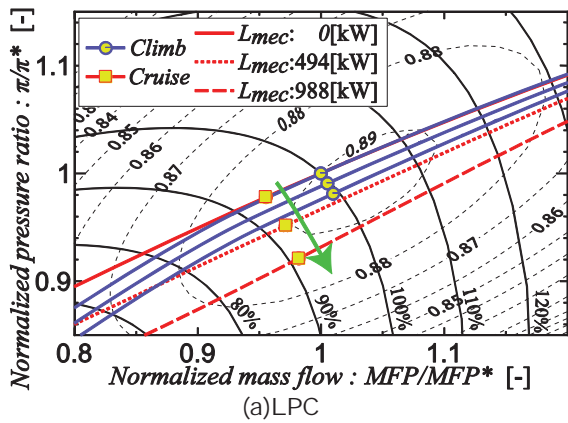


Fig.8 Operating line with offtake from LP spool

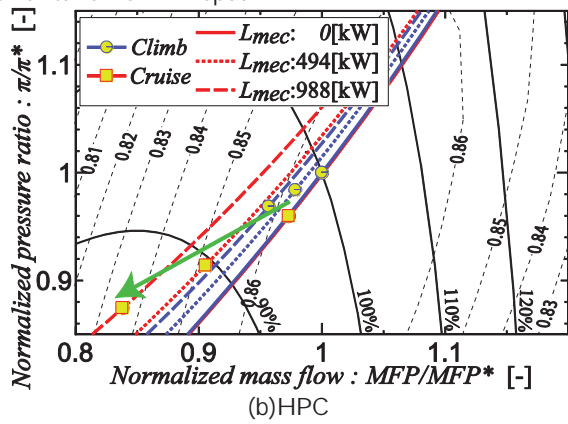
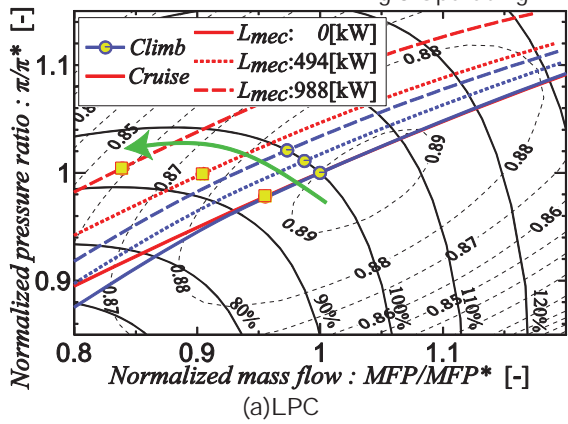


Fig.9 Operating line with offtake from HP spool

過後の空気がバイパスダクト側に流れたことにあると思われる。

以上から低圧軸抽出時には、推力不足を補うために高圧圧縮機が高回転になり、低圧圧縮機での圧力比が緩和され、サージマージンの増加につながったと考えられる。一方、高圧軸抽出時には高圧軸回転数が減少しコア流量が低下することにより、圧縮機の低効率側へと作動点が変わり、サージマージンの減少と大きな SFC 増大が生じたと考えられる。

次に単独の軸からの抽出だけでなく両軸から分配して抽出を行った場合について示す。SFC の悪化量のグラフを Fig.10 に、低圧圧縮機の作動線の変化を Fig.11 に示す。Fig.10 において横軸は高圧軸の動力分担割合を示している。SFC 悪化量の変化は基本的には動力抽出量で定まり、軸間での動力抽出量を分配した時の影響は小さいことがわかる。一方、Fig.11 では、流量、圧力比の変化は高圧軸抽出割合が増大するに連れて、高圧・低流量側にシフトし、作動線に関しては概ねそれぞれ単独で抽出した場合の中間的な挙動になることがわかる。そのため、作動線が高効率領域を通過するため、両軸で同程度の抽出を行うと SFC の悪化量が抑制できることがわかる。しかしながら、その改善の幅は狭いため、SFC 改善を狙うよりも両軸で同程度抽出することで作動状態の改善されるメリットが大きいと考えられる。

次に推力アシストをした場合の SFC 改善率について調査した。2[MW]の動力を補助として与えた時の SFC 改善量のグラフを Fig.12 に、低圧圧縮機の作動線の変化を Fig.13 に示す。改善量は最大で 25%程度であり、分配比が 50%程度の時に最大となり、特に巡航時の影響が大きいことがわかる。一方、Fig.13 では、流量、圧力比の変化は高圧軸での抽出割合が増大するに連れて、低圧・高流量側にシフトし、先ほどとは逆の挙動となることがわかる。SFC 改善量に着目すると、両軸で同程度補助の動力を与える場合が最大となるが、これはどちらかの軸単独で投入する場合には設計点からのズレが大きくなり圧縮機の要素効率が低下するためだと考えられる。巡航時においては、この作動状態の改善の効果も大きく、3%程度高圧軸単独で与える場合よりも改善する。

以上から基本的には両軸のマッチングがずれることが大きな SFC の低下やサージマージン減少の原因であることがわかる。そのため、両軸同時に動力抽出や投入を行うことで、作動線の移動を小さくすることで、より SFC を改善することができるといえる。

以上のように動力抽出のエンジン性能に対する影響は顕著であり、特に 1[MW]クラスの動力抽出・投入を行う場合には、エンジン設計の時点で、動力抽出・投入について検討し、どの程度の動力を与えるのか定めておく必要があると考えられる。

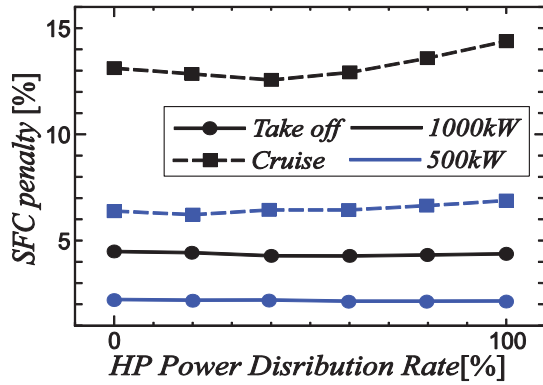


Fig.10 SFC penalty due to the power distribution

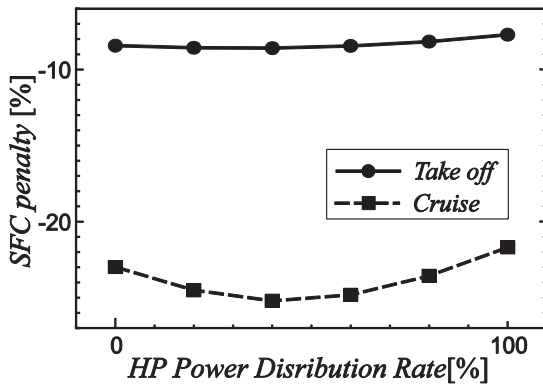


Fig.12 SFC penalty due to the power assist

3.2 動力抽出によるエンジン設計への影響

前項より、推力アシストやピークオフ等の導入を想定した場合、抽出動力レベルの増大に伴い、高い性能を維持するためには、設計段階において抽出動力を考慮に入れる必要があることが示された。本項では、将来的な性能を想定したエンジン設計を実施し、特に動力抽出量による変化を調査した。

エンジンから動力抽出・投入を行った場合の性能を評価するために、下記のような手順で解析を実施した。

- ① 要求動力抽出・投入量かつ要求推力を満たす設計点性能解析(地上静止)
- ② 要求動力抽出・投入量かつ要求推力を満たす巡航時の部分負荷解析

設計点は地上静止状態とし、TIT は 2100[K]で固定した。OPR, BPR をそれぞれ 30~60, 13~18 までの間で変化させて与えた。これらの値は NASA による検討⁷⁾で用いられた hFan エンジン を参考 に 定めた。この時、FPR に関しては SFC を最小化するように値を探索して与えている。要求推力は、離陸時巡航時ともに hFan と同一の離陸時 83.6[kN], 巡航時 14.0[kN] とした。また、動力抽出に関するパラメータとしては抽出量を与え、抽出軸は低圧軸に固定した。この時抽出・投入量は 100, 500, 1000[kW] の 3 つについて検討した。

動力抽出と他の設計パラメータの影響について整理するため、動力抽出量のみ異なる点について比較し、0[kW]

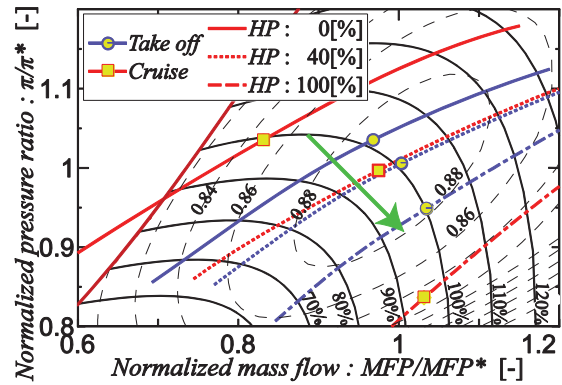


Fig.11 LPC Operating line with the power distribution(1000 kW)

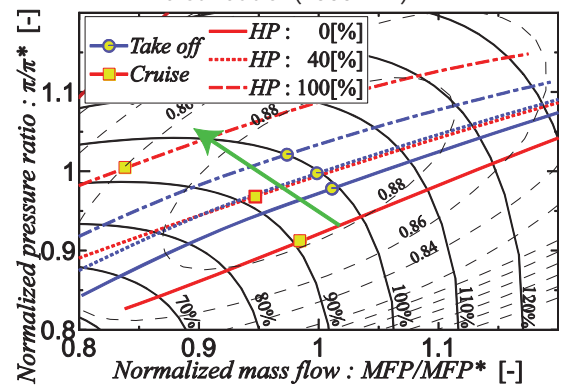
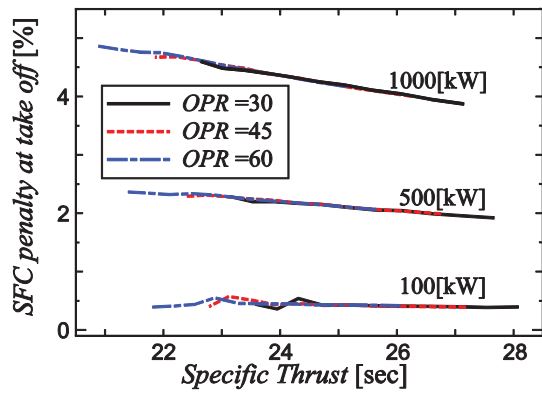


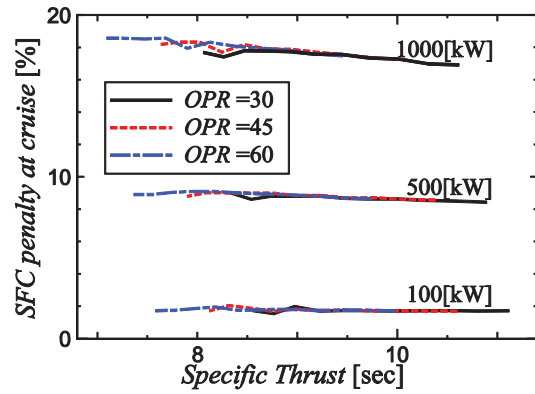
Fig.13 LPC Operating line with the power assist

抽出時の SFC を基準とし、(3)式で SFC 変化量を算出し比推力で整理した。Fig.14,15 にそのグラフを示す。Fig.14 は SFC 変化量をいくつかの OPR についてプロットしているが、基本的に OPR に依存せず一つの曲線に乗ることがわかる。また、低比推力であるほど動力抽出の影響が大きく、動力抽出量の増加に伴って曲線の勾配が大きくなる。離陸時では最大 5%悪化するのに対し、巡航時では 18%ほど悪化し、より強い影響を受けることがわかった。Fig.15 に示した推力アシストについても基本的に Fig.14 の上下を逆にしたような傾向を示すものの、巡航時抽出量の大きな範囲では、比推力が減少しても、SFC 変化量がほぼ変化しない傾向が観察される。これは比推力が小さいほど、巡航時の SFC 悪化が大きく、推力アシストによる改善と相殺するためだと考えられる。

以上から、動力抽出量でおおよそ SFC 悪化量を見積もることができ、BPR, OPR の影響は小さいことがわかる。また、SFC 変化量は比推力とトレードオフ関係にあり OPR についての依存性はほぼないことが明らかになった。しかしながら、これらの結果は、電動モータによる動力の抽出・投入のみを考慮した結果となっており、将来的に高バイパスターボファンに置いて必要となるであろう可変ノズル等の可変機構による制御、SFC 向上等の影響は検討していない。そのため、今後はこれらの可変要素の影響も考慮する必要がある。

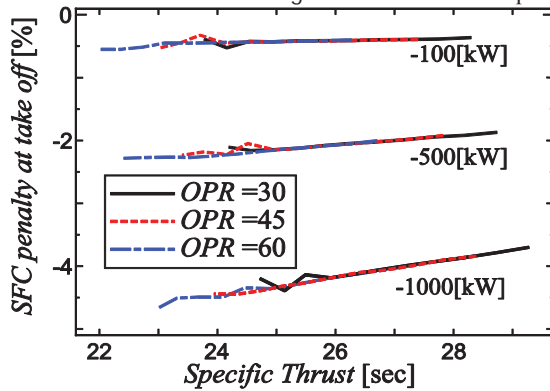


(a) Take off (Design point)

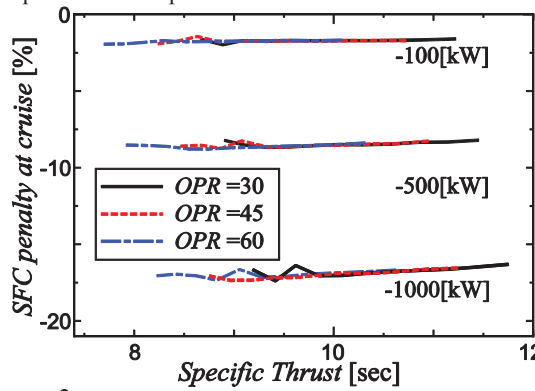


(b) Cruise (Off design point)

Fig.14 Variation of shaft-power offtake penalties with specific thrust



(a) Take off (Design point)



(b) Cruise (Off design point)

Fig.15 Variation of shaft-power assist benefit with specific thrust

4. 結論

本研究では、電動化に伴う従来のエンジンからの変更点として、動力抽出量の増大およびハイブリッド化による動力投入の二点について着目し、以下の結論を得た。

1. 本研究で用いた手法により、設計点、部分負荷点におけるエンジン性能の定性的な変化の傾向を捉えることができる。
2. 同一エンジンに対する動力抽出を行う場合、低圧軸抽出が、SFC 変化の感度も小さく、低圧軸からの動力抽出を行うことでサージマージンが低圧圧縮機で増加することがわかった。
3. 抽出動力量を分担して与えることで、SFC 悪化量がわずかに改善し、作動線の移動を抑制することが可能であることがわかった。
4. 動力抽出・投入を前提とした設計を実施する場合、SFC 変化量はほぼ投入動力量に依存し、比推力とのトレードオフ関係にあり OPR についての依存性はほぼないことがわかった。

謝辞

本研究は、将来航空推進システム技術創成社会連携講座の活動の一環として実施された。研究を進めるにあたっては、株式会社 IHI の方々のご指導・ご助言を頂いた。ここに深く感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 森岡 典子, 竹内 道也, 大依 仁: 航空機・エンジン電動化システムの現状と動向, IHI 技報 no.53(4), pp.38-44, 2013.
- 2) 岡井 敬一, 渡辺 紀徳: 航空エンジン電動化に向けた現状と展望(<特集(2)>第 41 回定期講演会(那覇)報告), 日本ガスタービン学会誌, 2014-01-20, vol. 42(1), pp.24-29.
- 3) Scholz, D., Seresinhe, R., Staack, I., Lawson, C.: Fuel Consumption Due to Shaft Power Off-takes from The Engine, 4th International Workshop on Aircraft System Technologies, 23-24 April 2013, Hamburg, Germany, pp. 169-179.
- 4) Giannakakis, P., Laskaridis, P., Pilidis, P.: Effects of Off-takes for Aircraft Secondary-Power Systems on Jet Engine Efficiency, J. of Propulsion and Power, Vol.27, No.5(2011), pp. 1024-1031.
- 5) Perullo, C. A., Mavris, D. N.: Assessment of Vehicle Performance Using Integrated NPSS Hybrid Electric Propulsion Models, 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, 28-30 July 2014, Cleveland, Ohio, U.S., AIAA 2014-3489.
- 6) 姫野 武洋, 渡辺 安, 牧野 好和, 村上 哲, 堀之内 茂: エンジン部分負荷性能推算に基づく超音速航空機の成立性検討, JSASS, 2014, 第 52 回飛行機シンポジウム講演論文集, JSASS-2014-5201.
- 7) Bradley, M. K., and Drone, C. K.: Subsonic Ultra-green Aircraft Research Phase I Final Report, NASA CR-2011-216847, 2011.

高バイパス比ターボファンのサイクル特性に関する一考察

*根本 勇

One of consideration on cycle property of high-bypass ratio turbofan

Isamu Nemoto

ABSTRACT

Turbofan cycle was examined for the purpose of achieving fuel cost reduction and CO₂ reduction by taking advantage of simple structure of conventional turbofan. According to outside design point performance calculation, When slightly reducing fan rotation speed during cruise with high bypass ratio, specific fuel consumption rapidly increases. Focusing on this point, simple resolution to change energy distribution on high pressure system and low pressure system was sought. As a result, it was found that compressor rotation speed can be increased without increasing fan rotation speed when narrowing axis direction angle of existing variable inlet guide vane. As with most BPR modulating concepts for the two spool turbofan, the necessary cycle effect is to overspeed the HP spool (thereby increasing the core massflow when desired) without adversely influencing the LP spool operation. It was therefore revealed that by using VIGV variable cycle can be achieved and SFC during cruise can be reduced without installing new variable structure.

Key word: Ultra-High Bypass Engine, Conventional Turbofan, Variable Cycle Engine, Variable Inlet Guide Vane, FPROPT.

1. はじめに

一層の低燃費化、低 CO₂化を求められる次期航空エンジンとして超高バイパスエンジンが期待されている。超高バイパス比ターボファンには、コンベンショナルターボファン、ギアードターボファン、オープンロータの三型式がある。参考文献 1) から引用して図 1 に亜音速ファンエンジンの低燃費化に寄与するバイパス比増大の傾向を示す。図からコンベンショナルターボファンは他の二型式よりバイパス比 (BPR : bypass ratio) が低く燃費が劣る。しかしその機構は最もシンプルである。型式証明を取得する上で機構がシンプルであることは有利である。また近い将来、航空機需要の急拡大が期待されるアジアで市場を獲得するには、シンプルであることは必要不可欠である。

そこで本研究では、コンベンショナルターボファンの低燃費化を目標として、高圧系、低圧系、及びコア排気へのエネルギー配分の最適化をテーマにターボファン・サイクルを検討した。その検討結果から、巡航時にファン回転数が下がると燃料消費率 (SFC : Specific Fuel Consumption) が急激に上昇する点に注目し、その解決策として新たに可変機構を設けない(シンプルさを損なわない) 可変サイクルエンジンの可能性を探った。

但し、この研究には前提条件がある。ファンと低圧タービン (LPT : Low Pressure Turbine) が直結して

いるコンベンショナルターボファンはファン周速が高く、ファンチップ側は衝撃波を伴う流れとなって全圧損失が生じる。また高い翼端周速度によりファンディスクに掛かる大きな遠心応力が問題である。これらの対策はファン空力設計技術、ファンブレード軽量化技術等の弛み無い進歩により解決されるものとして、ここでは考察の対象外とする。

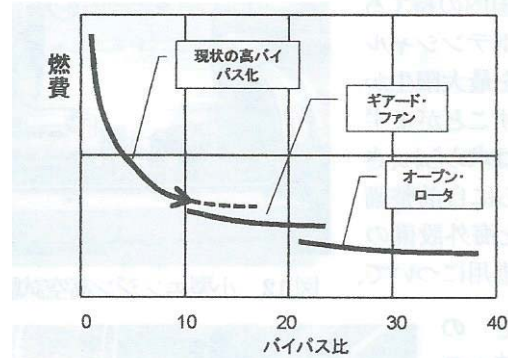


Fig.1 超高バイパス比化と低燃費化¹⁾

2. BPR と FPR と V_{jb}/V_{jc} の関係 (設計点計算)

2.1 FPROPT について

ターボファンエンジンの最適条件(FPROPT)は式 (1) で表されることが知られている²⁾。

$$v_{jb} / v_{jc} = \eta_F \eta_T \dots \dots (1)$$

ファンノズルから噴出する空気速度 v_{jb} とコアのジェットノズルから噴出するガス速度 v_{jc} の比がファン断熱効率 η_F とタービンの断熱効率 η_T の積に等しいとき FPR_{OPT} が得られるとする式 (1) の導出は参考文献 (2) に詳しい。

v_{jc} と v_{jb} の差を縮め、最適条件を示す式 (1) に近づける方法は、ファン前面面積を広げてエンジン全流量を増すか、ファン圧力比 (FPR : Fan Pressure Ratio) を高めて単位面積当たりの吸込み空気流量を増すかの二通りがある。

第一の方法であるバイパス比の増加は、低压タービン動力を増すことであり v_{jc} が減少する。バイパス比を大きくしてゆくと推力は増加し燃費が減少する。

第二の方法は、ファン前面面積の増大を抑えて、ファン回転数を上げ、ファン圧力比を高める方法である。ファン圧力比を高くすると v_{jb} が上昇、 v_{jc} が低下する。この方法の特徴は、比推力が高くなるのでエンジンを小型化できることであり、シンプルで軽量となる。

2.2 SLS 条件における BPR と FPR の関係

前節で述べた二つの方法について海面上静止状態 (Sea Level Static) でサイクル計算を行い、比較検討した。図 2 に参考文献 (3) から BPR と FPR の関係を示す。縦軸に SFC、横軸に BPR、パラメータを FPR とした図 2 は、前節第一の方法を表すものである。

図から FPR に応じて燃費が最小になる BPR が存在し、BPR を高めると最適な (=SFC 最小の) FPR が低下することが分かる。

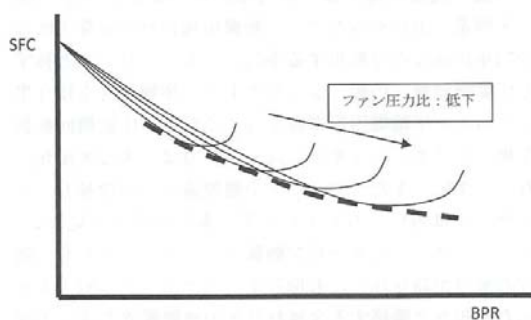


Fig.2 SFC に与える BPR の影響³⁾

次に前節第二の方法を調べるために SLS における BPR と FPR の関係を設計点性能計算により求めた。

SLS の計算では、コア流量 : 1 kg/s 、全圧力比 (OPR : Overall Pressure Ratio) : 40、タービン入口温度 (TIT : Turbine Inlet Temperature) : 1773 K 、これらを一定としブースト段なしで FPR : $1.1 \sim 1.8$ 、BPR : $8 \sim 16$ と振って設計点性能計算を行った。図 3 に SLS 条件での SFC、図 4 にその推力 (F_n) を示す。縦軸は SFC と推力とし、FPR と BPR を入れ替えて横軸に FPR、パラメータを BPR と

した図 3、4 は前節第二の方法を表す図である。

この図はパラメータ BPR に沿って FPR を増すと最適値が存在することを示しており、同一 BPR では、FPR の値が高いところに FPR_{OPT} があることが分かる。

つまり図 2 の方法では、FPR に応じて燃費が最小になる BPR が存在する。これに対し図 3、4 の方法では、BPR に応じて燃費が最小になる FPR が存在することになる。

以上図 2 ~ 4 から BPR を高めると最適 FPR は低下し BPR を低めると最適 FPR は上昇することが分かる。

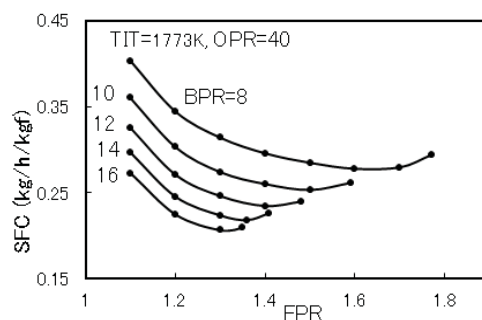


Fig. 3 SLSでのSFC

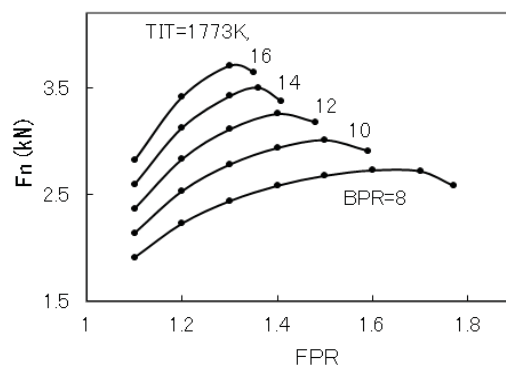


Fig. 4 SLSでの推力

2.3 Cruise におけるラム抗力の影響

次に亜音速巡航における BPR と FPR の関係を調べる。計算を始めるに当たって、先ず飛行マッハ数を仮定しなければならない。エンジン流量はインテーク前面面積と飛行マッハ数に依存する。一方、ファンが吸い込む空気流量は回転数に比例する。従ってファン回転数を減速するギアードターボファンは、ファン単位面積当たりの吸込み流量の制約から低いマッハ数に、ファンを減速しないコンベンショナルターボファンは高い飛行マッハ数に適していることになる。

ここでは、飛行条件を高度 10 km 、飛行マッハ数 $M_0=0.85$ と高く設定する。またコア流量 : 1 kg/s 、TIT : 1723 K 、OPR : 40 とし、FPR および BPR の振りは SLS 計算と同じとした。高亜音速巡航における設計点性能計算の結果を図 5、図 6 に示す。

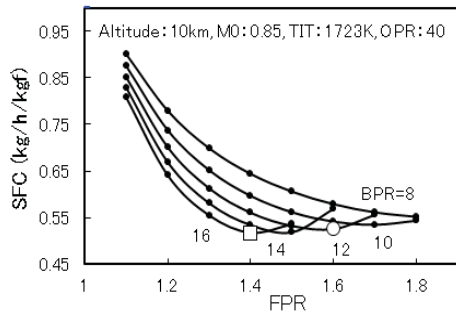


Fig. 5 飛行マッハ数M0=0.85でのSFC

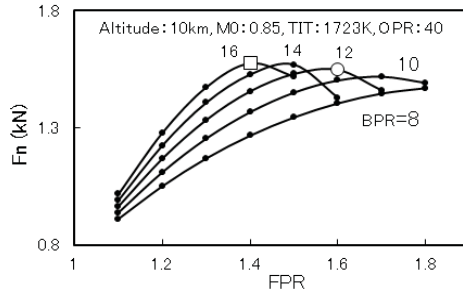


Fig. 6 飛行マッハ数M0=0.85での正味推力

SLS (図3及び図4)と高亜音速(図5及び図6)でのサイクルを見比べると、高亜音速ではSLSに比べBPR:8の曲線とBPR:16のそれとの間隔が非常に狭くなっている。その結果、図中四角形で示したBPR:16、FPR:1.4の作動点と、白丸で示したBPR:12、FPR:1.6の作動点ではSFC及び推力の値に、ほとんど差がなくなっている。その理由はBPRが大きいとラム効力が大きくなるからである。

以上から高亜音速巡航を設計点とした場合は、BPR=16の最適値とBPR=12の最適値にほとんど差がないことが分かった。

3. 低圧圧縮機を付加したエンジン型式

次に、計算に一般性をもたせるため低圧圧縮機(LPC: Low Pressure Compress)を付加した場合の計算を行った。

3.1 LPC付きターボファンのSLSでの設計点計算

参考文献4)にP&W社製PW8000のエンジン仕様が記載されている。これによると圧力比は、低圧系圧力比:3.33(FPRは不明)、高圧系圧力比:12、OPR:40、高圧タービン(HPT: High Pressure Turbine)は1段の高負荷タービンでBPR:11となっている(BPR:12としている文献が多い)。

本計算では直上のギアードターボファンの仕様に準じることとしコア流量:1kg/s、TIT:1773Kとして、FPRを1.1~1.6、BPRを9~12と振って計算した。LPR(Low Pressure Ratio)は3.33/FPRである。計算結果を図7、8に示す。

LPCなしの図3、4ではOPR一定のため、FPRの

変化がそのまま高圧系圧力比(HPR: High Pressure Ratio)に反映されるが、LPC付きの図7、8では、FPRを増すとLPCの圧力比が減少し、HPRは一定に保たれる。そのため図3、4より曲線BPRの傾斜の変化が少ない。

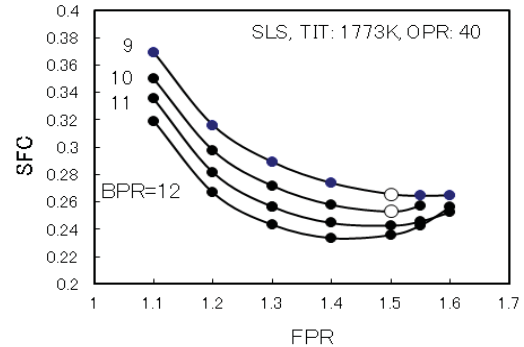


Fig.7 SLSでのLPC付きTFのSFC

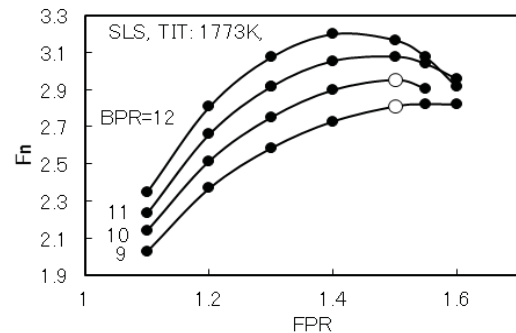


Fig.8 SLSでのLPC付きTFの推力

3.2 設計点外性能計算 (Cruise)

前節のSLSにおける計算例からBPR:10、FPR:1.5を選び、それを設計点とし、その幾何形状固定で、飛行高度10km、飛行マッハ数0.85の巡航性能を設計点外性能計算により求めた。また比較検討のため(BPR)des=9、(FPR)des=1.5の巡航性能も計算した。計算結果を図10~14に示す。図9は、(BPR)des=10のファンマップである。

(BPR)des=10、(FPR)des=1.5のケースでは、図9に示す如く、作動点FPR=1.5 ($N_f/\sqrt{\theta_i}/(N_f/\sqrt{\theta_i})_{des} = 1.05$)と、FPR=1.48 ($N_f/\sqrt{\theta_i}/(N_f/\sqrt{\theta_i})_{des} = 1.018$)の2点で設計点外の計算をした。

(BPR)des=9は、FPR=1.5、1.48、1.45の3点で計算した。

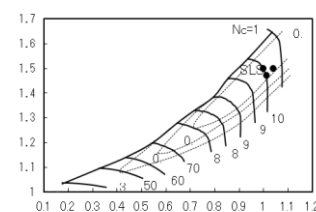


Fig. 9 Fan Map (BPR)des=10

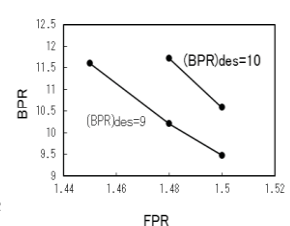


Fig. 10 BPRの変化

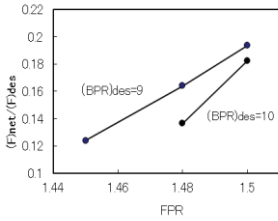


Fig.11 推力の変化

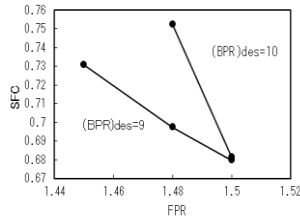


Fig.12 SFC の変化

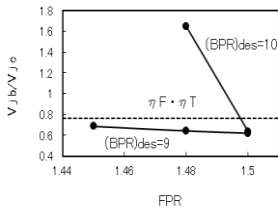


Fig.13 Vjb/Vjc の変化

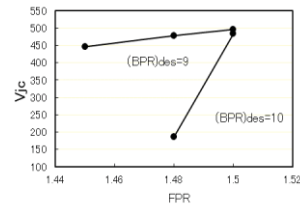


Fig.14 Vjc の変化

上空では飛行によるラム圧力回復だけファンノズルでの膨張比が上昇し、バイパス空気流量が増加する。ファン回転数を下げたときの BPR の変化を図 10 に示す。(BPR)des=10 の計算点が 2 点しかないのは、作動点 FPR=1.45 では LPT 出口圧力が大気圧を下回ってしまうからである。

図 11, 12 からファン回転数を下げると (FPR を下げると)、推力が減少し SFC が上昇する。設計点 (SLS) での BPR が大きいと SFC の上昇が著しいことが (BPR)des=10、(FPR)des=1.48 の作動点から分かる。

その理由を図 13、14 に示す。図 13 の横軸に平行な点線は $V_{jb}/V_{jc} = \eta_F \cdot \eta_T = 0.85 \times 0.9$ の値を示す。設計点で BPR の設定が大きいと、図 13 に示す如く上空で V_{jb}/V_{jc} が非常に大きくなる。それは高压系へのエネルギー配分が少なくなり、図 14 に示す如く V_{jc} が大きく減少するからである。コアジェット速度 V_{jc} の減少は推力を著しく低下させる。

4. 可変サイクル

前章の計算結果から注目すべきは、上空でファンの回転数を下げると SFC が著しく上昇する点である。

参考文献 2) からターボファンのエンジン全体性能の一例を図 15 に示す。

高い飛行マッハ数で、ファン回転数を下げると推力が低下、SFC が急激に上昇することが図から分かる。SFC を表す曲線の、この極端な傾斜を抑える方法は、コアのジェット速度を増せばよいと推察される。

4.1 HPC 回転数の上昇

高压系への仕事の配分を高めコア流量を増すには、ファン回転数の上昇を抑えて HPC 回転数を上昇させなければならない。つまり可変サイクルとなる。しか

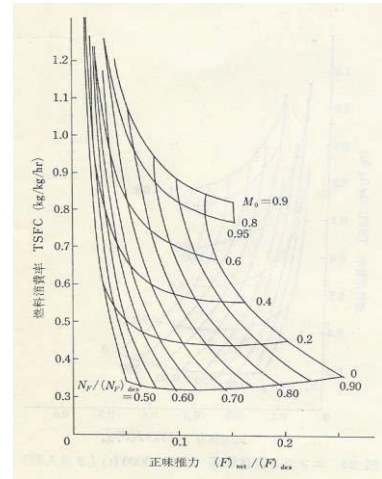


Fig.15 エンジン全体性能 (高度 35000ft) 4)

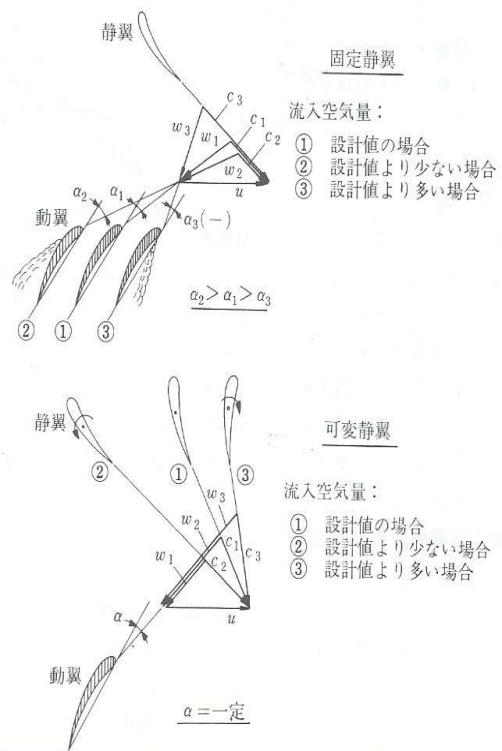


Fig.16 流入空気量の変化と動翼への流入角の関係 5)

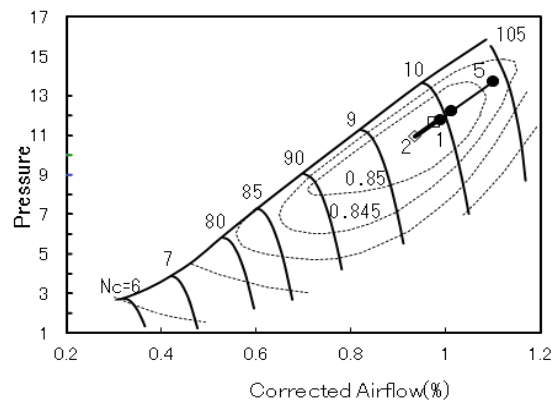


Fig.17 HPC Operation Map

し構造が複雑になりシンプルさを失うことは避けたい。

そのためここでは新たに可変機構を付加することなく、既設の圧縮機入口案内翼 (IGV : inlet guide vanes) を含む上流側の複数の可変静翼を利用する。

これらの可変静翼は通常 HPC 低回転時に静翼の軸方向角度を大きくすることで、動翼に相対的な流速を減少させ、空気流の角度を翼列の向きに合わせて翼の失速を防ぐために用いられるが、ここでは逆に HPC 回転数を高めたとき、静翼の軸方向角度を小さくすることで HPC の流量を増し、ファン回転数一定で HPC 修正流量を増すために用いる。参考文献 5) から引用して、流入空気量の変化と動翼への流入角の関係を図 16 に示す。図から可変静翼の軸方向角度を狭めると HPC 流入空気が増すことが分かる。

TIT を高め IGV の軸方向角度を狭めたときの HPC の作動を図 17 に示す。図において作動点 1、2 の変化は IGV 固定。2、5 は IGV を変化させ HPC 回転数を上げたときの作動点の移動を示す。

4.2 Vjc の増加による SFC の改善

図 18 ~ 23 において 1 は BPR=10.575、FPR=1.5、HPR=11.64 の作動点。2 は BPR=11.71、FPR=1.48、HPR=10.94 の作動点である。太線は IGV 固定で作動点 1 から 2 にファン回転数を下げた状態を示す。図 18 に示すように TIT を下げ、ファン回転数を 1 から 2 に落として FPR を 1.5 から 1.48 に下げると、図 19、20 に示すように HPR が降下し、BPR が 1 から 2 へ上昇するので Vjc は減少し、図 21 に示すように Vjb/Vjc が急上昇する。従って推力が減少 (図 22)。SFC が上昇する (図 23)。

次に Vjb/Vjc を最適値に近付けるため、可変案内翼の軸方向角度を狭めながら図 18 ~ 21 に実細線で示すように作動点 2 から 5 へと TIT を高めると、HPR は上昇、BPR は降下、よって Vjc が上昇 Vjb/Vjc は低下する。Vjb/Vjc が最適値に近付くと図 22 から推力が回復し、図 23 から SFC が改善される。

IGV を変化させた場合と固定の場合の SFC の違いを図 24 に示す。また IGV 作動による推力の変化を図 11 にプロットして図 25 に、SFC の変化を図 12 にプロットしたものを図 26 に示す。図 24、25、26 は可変サイクルエンジンの効果を如実に表している。

5. まとめ

コンベンショナルターボファンのシンプルな機構を生かし、尚且つ低燃費化を図ることを目的に、その手段として可変サイクルを用いることを検討した。検討結果は以下のようにまとめられる。

1) BPR が大きいと、上空でファン回転数を下げたと

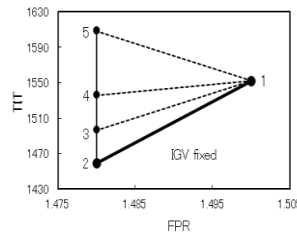


Fig.18 TIT の変化

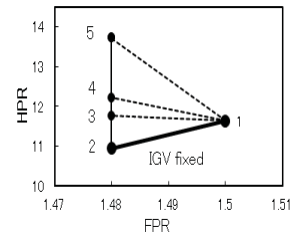


Fig.19 HPR の変化

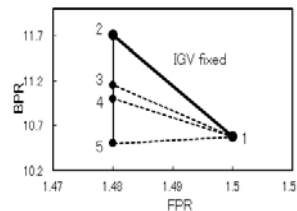


Fig.20 BPR の変化

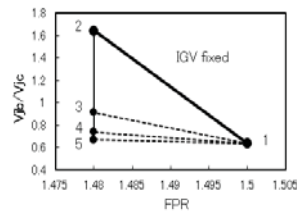


Fig.21 Vjb/Vjc の変化

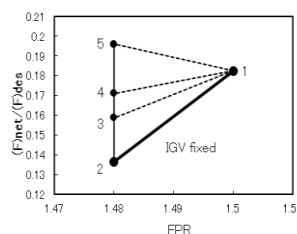


Fig.22 推力の変化

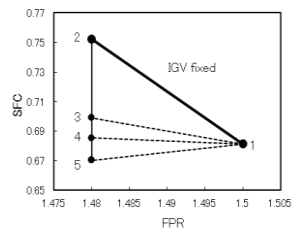


Fig.23 SFC の変化

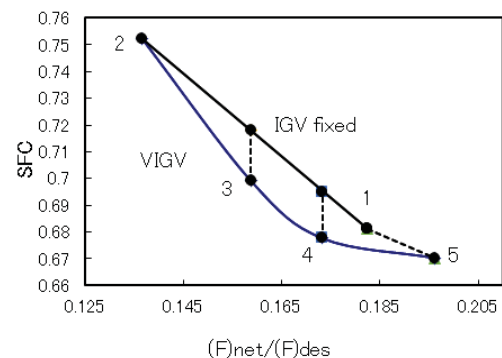


Fig.24 SFC と推力の関係

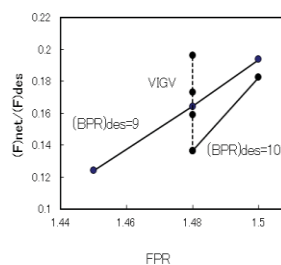


Fig.25 推力の上昇

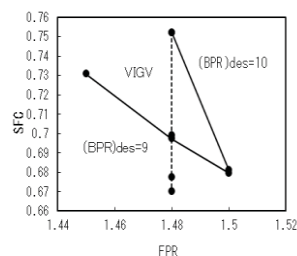


Fig.26 SFC の降下

き、SFC が急上昇する点に注目した。

- 1) その理由は、コアの排気エネルギーの低下によるものである。
- 2) コアのジェット速度を高めるには、可変サイクル

でなければならないが、シンプルさを損なう。

- 3) 既設の VIGV の軸方向角度を狭めると、ファン回転数を上げずに HPC 回転数を上げられることが分かった。
- 4) 従って新たに可変機構を付加しなくても可変サイクルエンジンを実現できる。

亜音速エンジンの VCE 化がなされないのは、機構が複雑になり、重量、コスト、信頼性に問題が生じる可能性と VCE 化による燃費低減の利点とのバランスによるものと考えられる。VCE 化に対するこのような見方がある。

本可変サイクルエンジンは、新たな可変機構を必要としないので、上記の障壁を乗り越えるものであると云えよう。

参考文献

- 1) 坂田公夫、林 茂、柳 良二：JAXA 航空ビジョンとエンジンの研究動向、第 36 回ガスタービン定期講演会（日立）講演論文集（2008）pp6
- 2) 森田光男、関根静雄：多軸ターボファンエンジンの設計点外性能、航空宇宙技術研究所報告 347 号
- 3) 吉中 司：航空エンジン 40 年の進展と将来：技術と設計の歴史と展望、日本ガスタービン学会誌、Vol.41, No.1(2013) pp.21
- 4) 遠藤征紀：航空用ガスタービンの信頼性向上と開発動向、日本ガスタービン学会誌、Vol.26, No.101 (1998) PP.7
- 5) 松岡増二：新航空工学講座 8) ジェット・エンジン（構造編）、公益社団法人日本航空技術協会
- 6) Variable Cycle Engine Developments at General Electric-1955-1995

トランスピレーション冷却を有する 直線タービン静翼列内の流れの数値解析 —二次流れが冷却効率に及ぼす影響—

* 榊 達郎（法大院），辻田 星歩（法大）

Numerical Analysis of Flow in Linear Turbine Stator Cascade with Transpiration Cooling

—Influence of Secondary Flow on Cooling Efficiency—

*Tatsuro SAKAKI and Hoshio TSUJITA(HOSEI Univ.)

ABSTRACT

In order to further improve an efficiency of gas turbine, it is required to develop a cooling technique which reduces the mass flow rate of the cooling air as well as increases the turbine cooling efficiency. Theoretically most effective air cooling method is a transpiration cooling, which is expected to achieve the high cooling efficiency with reduced mass flow rate of the cooling air. In the present study, the flows in the linear turbine stator cascade with the transpiration cooling, which is made by the porous material, were analyzed numerically to investigate the influences of secondary flow affected by the inlet wall boundary layer thickness on the cooling efficiency. The computed results clarified that the spanwise flows on the blade surface near the endwall, which constituted the horseshoe vortex or the passage vortex, influenced the increase of the cooling efficiency on the blade surface near the endwall by the migration of the cooling air from the blade surface toward the endwall.

Key words: Transpiration cooling, Porous material, Linear turbine stator cascade, Secondary flow

1. 緒論

ガスタービンの比出力および熱効率は、タービン入口温度の上昇により向上するため、その達成にはタービン段を構成する高温部材の耐熱性や冷却技術の向上が不可欠である。高温の燃焼ガスに曝されるタービン翼の表面を冷却する方法で最も一般的なのは空気冷却法である。しかしながら、その冷却空気は圧縮機出口から供給されるため、燃焼器通過流量が減少し、さらに翼表面から流出した冷却空気は主流ガスの温度の低下と共に、主流との混合損失を誘起する。したがって、ガスタービンの効率向上にはタービン翼の冷却空気流量を低減し得る冷却技術の開発が強く望まれる。この観点から現在、理論的に最も有効な方法はトランスピレーション冷却と考えられている。この方法ではタービン翼は多孔質材で形成され、冷却空気がその空孔部から浸み出し翼表面を高温ガスから断熱する。さらに多孔質材内においても冷却空気が通過する伝熱面積が大きくなることから、熱伝達量が増加する。しかしながら、多孔質材の強度上の問題や燃焼ガスに含まれる粉塵による空孔

閉鎖などの可能性もあり実用化には至っていない。

本研究では、トランスピレーション冷却技術の開発を目的に、汎用 CFD コードを用いて、多孔質材で形成された直線タービン静翼列内の流れに対して、主流入口境界層厚さをパラメータとして数値解析を行うことにより、翼列内で形成される二次流れが冷却効率へ与える影響について調査した。

2. 供試翼形状

解析対象となるタービン静翼の形状¹⁾と計算格子を図 1 に示す。翼列の仕様としては、軸方向翼弦長 C_{ax} は 81.5mm, ピッチ S は 76.77mm, スパン方向長さ H は 100.5mm である。ここで、図中の Z/C_{ax} は翼前縁を 0.0, 翼後縁を 1.0 とする軸方向無次元距離, Y/H は Hub 壁面を 0.0, Midspan(以下 MS) を 0.5 としたスパン方向無次元距離, LE, TE, PS, SS はそれぞれ翼前縁, 後縁, 圧力面, 負圧面を表している。タービン静翼は図 1 に示すように、翼表面側(Porous Material 1:PM1)と翼内側(PM2)の 2 種類の多孔質材から形成されており、翼の内部から冷却空気が流出する構造になっている。

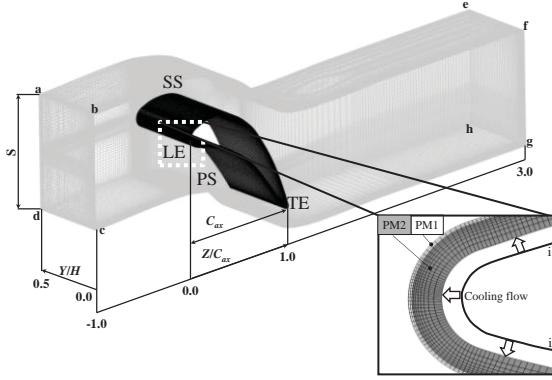


Fig.1 Model configuration and computational grid

Table 1 Boundary conditions

Boundary condition	Location in Fig.1
Cooling flow inlet	i
Cyclic	a-e-f-b,d-h-g-c
Main flow inlet	a-b-c-d
Outlet	e-f-g-h
Symmetry	a-d-h-e
Wall	b-f-g-c

PM1 および PM2 の厚さはそれぞれ 0.25mm と 2.15mm に設定した. 解析領域全体のセル数は約 120 万セルであり, PM1 と PM2 内部の冷却空気の流れ方向のセル数はそれぞれ 2 セルと 8 セルである.

3. 数値解析法

3.1 多孔質材料内を除く流れ場の基礎方程式

本研究では汎用 CFD コード STAR-CD Ver.4.18 を用いて, 定常圧縮性流れと仮定して計算を行った. Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程式とエネルギー方程式を支配方程式として解いた. 全体の計算アルゴリズムには SIMPLE 法を, 乱流モデルには高レイノルズ数型の標準 $k-\epsilon$ モデルを, 対流項の評価には二次精度の風上差分法を用いた.

3.2 多孔質材料内の流れ場の基礎方程式

本研究では多孔質材料は等方性であることを仮定した. このとき, 多孔質材料を通過する流れの巨視的な支配方程式の一般形は Darcy の法則より次式によって表される.

$$-Ku_i = \partial P_s / \partial \xi_i \quad (1)$$

ここで, K は多孔質材料内での流体の透過性を表す係数, P_s は静圧, u_i は座標軸 ξ_i 方向の表面速度である. 透過係数 K は次式で示すように Ergun 方程式²⁾により評価した.

$$K = \alpha |u_i| + \beta \quad (2)$$

$$\alpha = 1.75\rho(1-\epsilon)/\epsilon^3 D \quad \beta = 150\mu(1-\epsilon)^2/\epsilon^3 D^2 \quad (3)$$

ここで, ϵ は多孔質材の空隙率, D は多孔質材を構成する粒子の直径, ρ は密度, μ は粘性係数である.

本研究では透過係数 K を構成する係数 α と β は定数と仮定して計算を行った. このとき, ρ は冷却空気の入口境界での値を用い, μ は冷却空気の入口境界での全温から Sutherland の式を用いて算出した.

3.3 多孔質材料内での有効熱伝導率

多孔質材料内での有効熱伝導率 k_{eff} は次式により算出した³⁾.

$$k_{eff} = -2k_0 + \frac{1}{\frac{\epsilon}{2k_0 + k_f} + \frac{1-\epsilon}{2k_0 + k_s}} \quad (4)$$

ここで, k_f および k_s はそれぞれ流体層および固体層の熱伝導率, k_0 は仮想熱伝導率である. 式(4)において, k_{eff} は k_0 が k_f に等しい場合は最小値 $k_{eff-min}$ を, k_s に等しい場合は最大値 $k_{eff-max}$ をとる. 実際の熱伝導率は $k_{eff-min}$ と $k_{eff-max}$ の間に存在すると予想され, 本研究では k_{eff} の値に $k_{eff-min}$ と $k_{eff-max}$ の算術平均を仮定した. 有効熱伝導率の見積もりの際に, PM1 と PM2 はそれぞれ PVD 処理されたもの [$k_s = k_{pvd} = 1.35 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$] と Ni 基耐熱合金 [$k_s = k_{cmx-4} = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$] を仮定した. 作動流体の空気の熱伝導率は $k_f = 0.02637 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ である.

3.4 境界条件

各種境界条件とその設定位置を図 1 および表 1 に示す. 本研究では直線翼列の MS に対する流れの対称性を考慮して境界面 a-d-h-e で対称境界条件を課すことで, 解析領域を Endwall(以下 EW)から MS までとし, 壁面境界条件に壁法則を適応した. すべての計算において主流に対する入口境界条件として, 全温 T_m と全圧 P_m をそれぞれ 1566K, 2.0MPa として与え, 流速は $C_m = 79.4 \text{ m/s}$ とした. 冷却空気の入口境界には全温 T_c を 723K として与え, 次式により定義される主流ガスとの流量の割合を表す冷却空気噴出し流量比 M を 0.015 に固定した.

$$M = \rho_c C_c / \rho_m C_m \quad (5)$$

ここで, ρ_c と ρ_m はそれぞれ冷却空気と主流ガスの密度, C_c は冷却空気の入口境界での流速である. また, 出口境界条件に自由流出境界を適応した.

3.5 解析パラメータ

翼列内で形成される馬蹄形渦(以下 HV)や流路渦(以下 PV)などの二次流れは, 入口境界層厚さに影響を受ける. そこで本研究では二次流れが冷却効率へ与える影響を調べるために, 主流入口境界位置 Z_{in}/C_{ax} を -1.0, -5.0, -10.0 の 3 種類に設定して解析を行った. 各 Z_{in}/C_{ax} に対する $Z/C_{ax} = -0.2$ での入口境界層の排除厚さ δ^*/H は順に 0.00745, 0.0215, 0.0373 である. また, 冷却効率に強く影響を与え

Table 2 Properties of PM1

ε_1	$D_{p1}(\text{mm})$	$\alpha(\text{kg/m}^4)$	$\beta(\text{kg/m}^3 \cdot \text{s})$	$k_{eff}(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$
0.10	0.05	3.058×10^8	1.666×10^9	0.817
0.12		1.730×10^8	9.217×10^8	0.770
0.14		1.065×10^8	5.544×10^8	0.730
0.16		6.968×10^7	3.543×10^8	0.693
0.18		4.777×10^7	2.371×10^8	0.661
0.20		3.398×10^7	1.645×10^8	0.631

Table 3 Properties of PM2

ε_2	$D_{p2}(\text{mm})$	$\alpha(\text{kg/m}^4)$	$\beta(\text{kg/m}^3 \cdot \text{s})$	$k_{eff}(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$
0.50	0.50	1.356×10^5	4.113×10^4	6.062

る空隙率の設定に際しては、 $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ に対して表 2 に示すように PM1 の空隙率 ε_1 を平均粒子径 D_{p1} 固定のもとに変化させた予備解析を行った。PM2 の空隙率 ε_2 と平均粒子径 D_{p2} については表 3 に示す値に固定した。得られた冷却効率に対する ε_1 の特性をもとに、本解析で設定する空隙率 ε_1 を選定した。

4. 計算結果及び考察

冷却空気の浸み出しやすさの指標として、翼面静圧差係数 C_{psd} を次式により定義した。

$$C_{psd}=(P_{sc}-P_{ss})/P_{tm} \quad (6)$$

ここで、 P_{sc} は冷却空気圧、 P_{ss} は翼面静圧である。冷却効率 η_{p1} は次式により定義した。

$$\eta_{p1}=(T_{tm}-T_{sp1})/(T_{tm}-T_{tc}) \quad (7)$$

ここで、 T_{sp1} は PM1 の翼表面上の温度である。また、冷却空気流量の低減効果の指標として η_{p1} が最も低下する翼前縁 MS における値を $\eta_{p1-\min}$ 、PM2 の入口における P_{sc} の算術平均値を P_{sc-ave} と定義し、それらを結果の評価に用いた。

4.1 冷却効率に基づく空隙率の設定

$Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ に設定し、表 2 に示す ε_1 をパラメータとして解析を行った結果から得られた翼面静圧差係数 C_{psd} の流路方向分布を図 2 に、最小冷却効率 $\eta_{p1-\min}$ と平均冷却空気圧 P_{sc-ave} の関係を図 3 に示す。

$\varepsilon_1=0.10 \sim 0.14$ において C_{psd} は圧力面と負圧面で共に正の領域に存在し、冷却空気が PM1 表面から均一に浸み出していることを示している(図 2)。一方、 $\varepsilon_1=0.16 \sim 0.20$ においては翼前縁および圧力面の広範囲において C_{psd} は負の領域に存在しており、この状態では高温の主流ガスが翼内部に流入する。よどみ点が存在する翼前縁に着目すると、 $\eta_{p1-\min}$ は $\varepsilon_1=0.10 \sim 0.14$ において高い値を示している(図

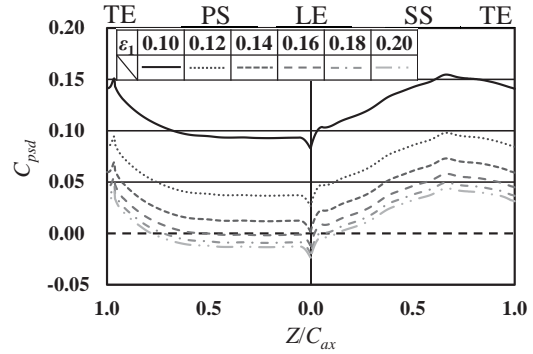


Fig.2 Distribution of static pressure difference coefficient near MS

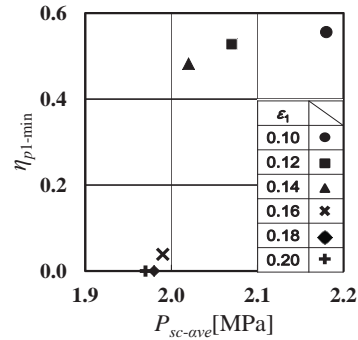


Fig.3 Relationship between $\eta_{p1-\min}$ and P_{sc-ave}

3)。したがって、 P_{sc-ave} を 2.0MPa より高い値に保つことにより、翼前縁においても高い $\eta_{p1-\min}$ が得られることが分かる。この 2.0MPa は本計算の設定入口全圧 P_{tm} に相当する値であることから、 P_{sc-ave} を P_{tm} より高い値に保てるように、 ε_1 の値を設定することが重要であることが分かる。以上の結果から、高い冷却効率を示す $\varepsilon_1=0.10$ と高い冷却効率を維持できる ε_1 の最大値として定義される臨界空隙率 $\varepsilon_1=0.14$ に対して、二次流れの冷却効率への影響について調査した。

4.2 二次流れが冷却効率に及ぼす影響

本節では翼前縁において高い冷却効率を示す $\varepsilon_1=0.10$ に対して $Z_{in}/C_{ax}=-1.0, -5.0, -10.0$ に設定して、二次流れが冷却効率に及ぼす影響について調査した結果を示す。 $Z_{in}/C_{ax}=-5.0$ の結果は定量的にも $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 の中間の傾向を示したため、 $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 の結果について示す。

図 4 と 5 に $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ における翼面静圧差係数 C_{psd} と冷却効率 η_{p1} の流路方向分布をそれぞれ示す。図 6 に $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 における翼前縁の EW 近傍の速度ベクトルと温度分布を重ねた図を示す。図 7 と 8 に $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 における流路方向に垂直な断面内の二次流れベクトルと温度分布を $Y/H=0.0$ から 0.2 の範囲でそれぞれ示す。図 9 に $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 における翼前縁の EW 近傍に開放点を置いた HV の流線を示す。図 10 と 11 に

$Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 における C_{psd} の流路方向分布と、 η_{pl} の流路方向分布をそれぞれ示す. 図 12 には翼面における限界流線を, 図 13 には EW 上の限界流線を $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ および -10.0 に対して示す.

$Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ において, C_{psd} 分布にはスパン方向の変化はみられない(図 4). しかしながら, η_{pl} 分布についてはスパン方向への変化が表れ, MS 側 ($Y/H=0.50$)よりも EW 側($Y/H=0.00$)で高くなっている(図 5). また, 翼前縁において翼前縁と EW との角部に低温領域が形成されている(図 6(a)). 高温の主流ガスは翼前縁への衝突により EW 上で HV を形成するが, その過程においては HV を構成する翼面上の EW へ向かう流れが翼表面から浸み出した低温の冷却空気を, 翼面に沿って EW 側へ移送する. したがって, この HV による冷却空気の EW 側への移送が, 翼面と EW との角部に低温領域を形成したと考えられる. 圧力面上の EW 付近では, 翼間圧力勾配に伴う PV を構成する横断流が弱いいため圧力面側の HV が翼前縁から後縁に至るまで存在している(図 7). さらに流路後半部では PV を構成する EW に向かう二次流れが加わる. したがって, 圧力面上 EW 付近には翼面から浸み出す低温の冷却空気を EW へ移送する二次流れが常に存在するため, EW との角部の低温領域が後縁に向

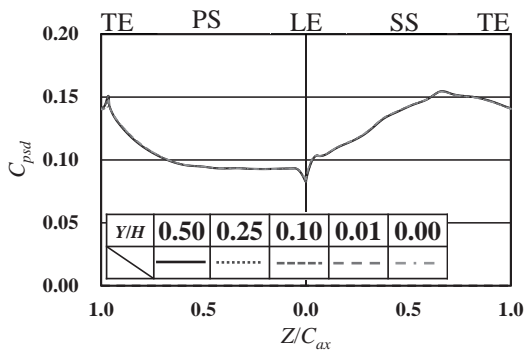


Fig.4 Distribution of static pressure difference coefficient ($Z_{in}/C_{ax}=-1.0$)

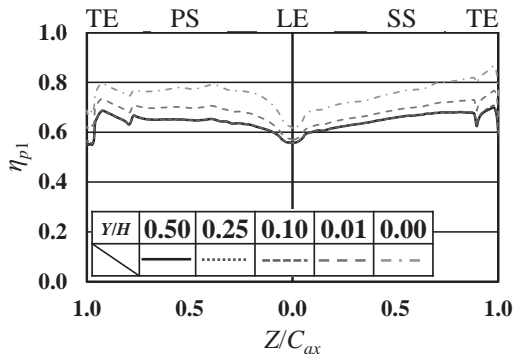


Fig.5 Distribution of cooling efficiency ($Z_{in}/C_{ax}=-1.0$)

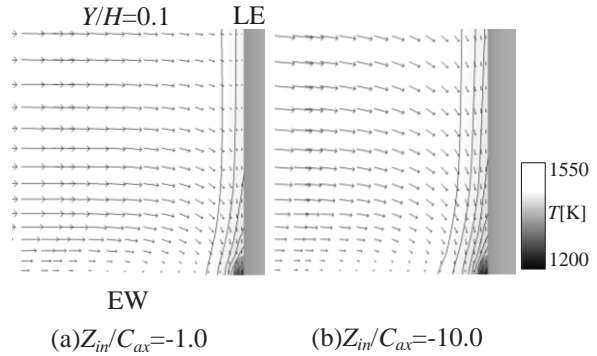


Fig.6 Distribution of velocity vectors and temperature near LE

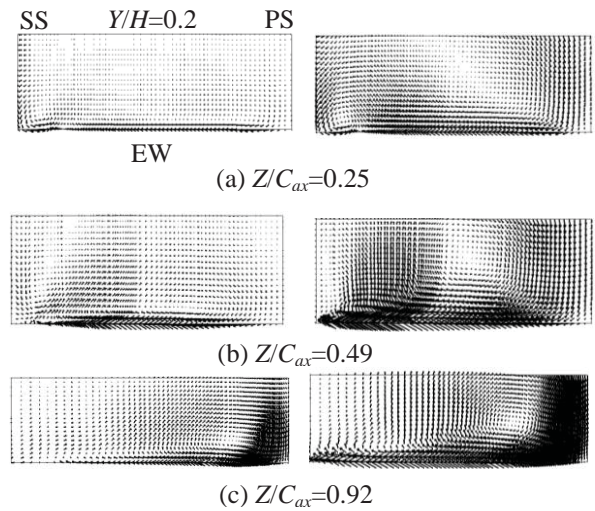


Fig.7 Distribution of secondary flow velocity vectors on cross section

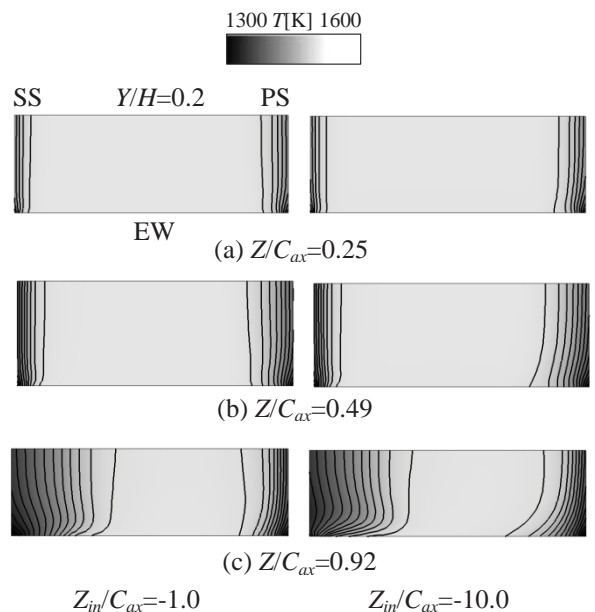
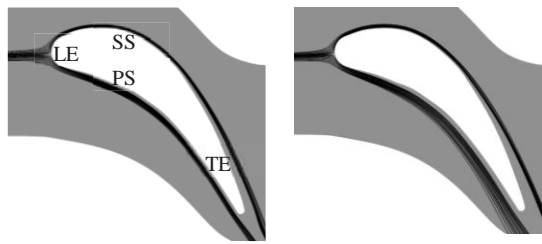


Fig.8 Distribution of temperature on cross section



(a) $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ (b) $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$
Fig.9 Stream line near EW

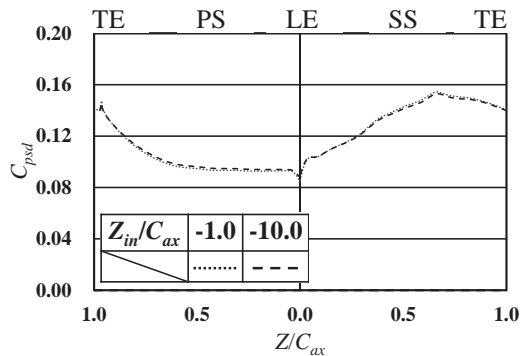


Fig.10 Distribution of static pressure difference coefficient near EW

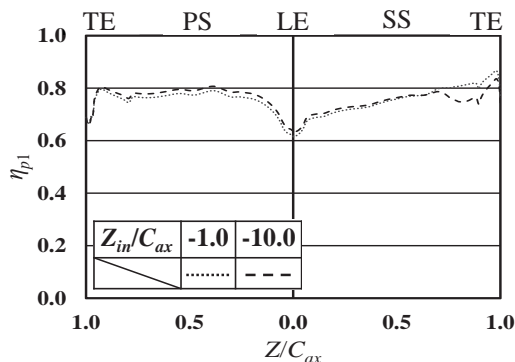


Fig.11 Distribution of cooling efficiency near EW

かって拡大し(図 7,8), その結果圧力面側の全域で MS より EW 側で η_{p1} が高くなったものと考えられる(図 5). 一方, 負圧面上の EW 付近では, 負圧面側の HV が翼前縁から流路中央部に至るまでは存在しているが, 流路後半部では僅かに翼面から離脱している(図 7,9(a)). その離脱は圧力面側より高い C_{psd} によって引き起こされる冷却空気の強い浸み出しによるものと考えられる. したがって負圧面側においては, 流路前半部での HV による翼面から浸み出す低温の冷却空気の EW への移送と, 比較的強い冷却空気の浸み出しが EW 付近の低温領域を拡大させ, MS より EW 側で η_{p1} を上昇させたものと考えられる(図 5).

つぎに, HV や PV の増強が冷却効率に与える影響を調べるために, $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$ の結果を $Z_{in}/C_{ax}=-$

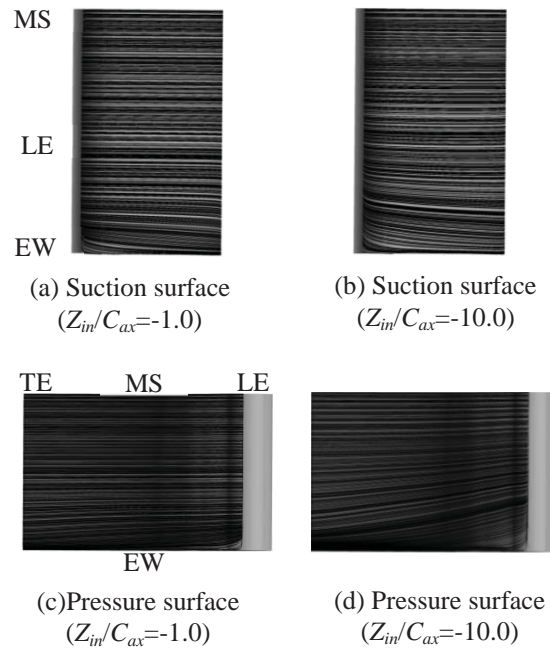
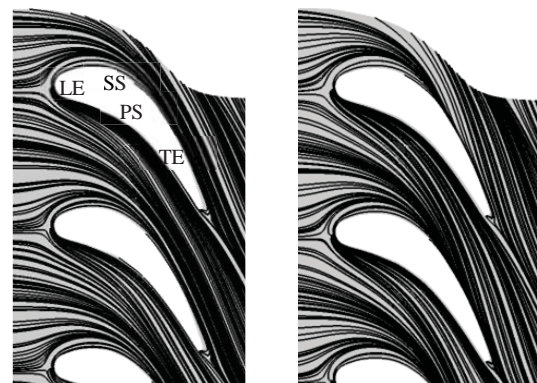


Fig.12 Limited stream line on blade surface



(a) $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ (b) $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$

Fig.13 Limited stream line on EW

-1.0 と比較して考察する. $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と同様 $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$ においても, MS 側と比べて EW 側で η_{p1} が高くなる傾向を示した. しかしながら, EW 付近に着目して両結果を比較すると, C_{psd} の分布については Z_{in}/C_{ax} の違いによる差はほとんど見られないが(図 10), η_{p1} については, $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$ の方が圧力面側ではほぼ全域で僅かに高くなり, 一方, 負圧面側では流路前半部では高くなっているが後縁に近づくにつれて明らかに低下している(図 11). 主流の翼列入口での境界層厚さを増加させると, HV および PV が共に増強する(図 7). それに伴い圧力面側では EW へ向かう二次流れが翼前縁から後縁に至るまで強くなり(図 12), 翼面から浸み出す冷却空気の EW への移送量も増加する. その結果 EW との角部の低温領域が拡大し(図 6),

圧力面全域で η_{p1} が上昇したと考えられる(図 11). 一方、負圧面側においても、流路前半部では圧力面側と同様に HV の増強に伴い η_{p1} が上昇したと考えられる。しかし後半部では EW 上の横断流の増強に伴い PV も増強するため、その横断流が EW 上の高温の主流境界層流体を負圧面側に移送させ、EW との角部に存在する流体の温度を上昇させることにより η_{p1} を低下させたと考えられる(図 7,13).

4.3 臨界空隙率における二次流れの影響

安定的に高い冷却効率を有する $\varepsilon_1=0.10$ において確認された、二次流れによる冷却効率への影響に関して、冷却空気圧の低い臨界空隙率 $\varepsilon_1=0.14$ に対しても同様な傾向を示すかを調査するために、 $\varepsilon_1=0.10$ と 0.14 における結果を $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 に対して比較・検討した。

図 14 に $\varepsilon_1=0.14$ の場合の MS と EW での冷却効率 η_{p1} の流路方向分布を示す。 η_{p1} の分布について $\varepsilon_1=0.10$ と比べると、内部冷却空気圧が低下するため、翼面から浸み出す冷却空気が減少し、全体的に冷却効率が低下することが確認できる(図 3,14). $\varepsilon_1=0.14$ において MS と EW 間で比べると、 $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 に対して EW の η_{p1} の方が高くなっている(図 14). また、 $\varepsilon_1=0.14$ において $Z_{in}/C_{ax}=-1.0$ と -10.0 間で比較すると、 $Z_{in}/C_{ax}=-10.0$ の η_{p1} の方が圧力面側ではほぼ全域で僅かに高くなり、一方、負圧面側では流路前半部では高いが後縁に近づくにつれて低下している。これらの現象は先に示した $\varepsilon_1=0.10$ と同様な傾向を示している。したがって、臨界空隙率以上の空隙率に対しては、二次流れが冷却効率に及ぼす影響は空隙率に依存しないと考えられる。

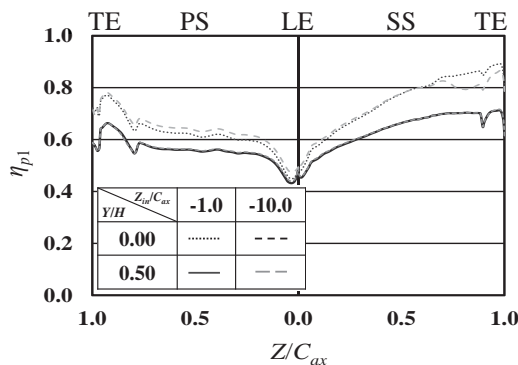


Fig.14 Distribution of cooling efficiency ($\varepsilon_1=0.14$)

5. 結論

本研究より以下の結論を得た。

- (1) 圧力面上の Endwall 付近では、馬蹄形渦と流路渦を構成する Endwall へ向かう二次流れが翼面上に浸み出した冷却空気を Endwall との角部に移送することにより、冷却効率が向上する。
- (2) 負圧面上の Endwall 付近では、流路前半部での馬蹄形渦を構成する Endwall 側に向かう二次流れが冷却空気を Endwall との角部へ移送し、後半部では冷却空気が比較的強く翼面から浸み出すことにより冷却効率が向上する。
- (3) 馬蹄形渦の増強は、翼面上を Endwall 側に向かう二次流れの増強を伴うため、翼面から浸み出す冷却空気の Endwall への移送量を増加させることにより、Endwall 付近の冷却効率を向上させる。
- (4) 流路渦の増強は、圧力面上では Endwall 側に向かう二次流れの増強を伴うため、翼面から浸み出す冷却空気の Endwall への移送量を増加させることにより、Endwall 付近の冷却効率を向上させる。
- (5) 流路渦の増強は、Endwall 上での横断流の増強を伴うため、その横断流が Endwall 上の高温の主流境界層を負圧面側に移送させることにより、負圧面 Endwall 付近の冷却効率を低下させる。
- (6) 臨界空隙率以上の空隙率に対しては、二次流れが冷却効率に及ぼす影響は空隙率に依存しない。

参考文献

- 1) A., Yamamoto: Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two types of Straight turbine Cascades Part 1-A Stator Case, Journal of Turbomachinery, ASME, Vol.109 (1987) pp.186-193
- 2) S., Ergun: Fluid Flow through Packed Columns, Chemical Engineering Progress, Vol.48 No.2 (1952), pp.89-94
- 3) G., Dagan: Flow and Transport in Porous Formations, Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH (1989)

弱旋回燃焼器における燃焼振動の音響モード解析

*山本 姫子 (早大院), 金井 洸太 (早大院), 立花 繁 (JAXA), 佐藤 哲也 (早稲田大)

Acoustic Mode Analysis of Combustion Instabilities In a Low-Swirl Combustor

*Himeko YAMAMOTO(Graduated school of Waseda Univ.), Kota KANAI(Graduated school of Waseda Univ.)
Shigeru TACHIBANA(JAXA) and Tetsuya SATO(Waseda Univ.)

ABSTRACT

In this study, a linear 1-dimensional acoustic analysis and a series of experimental measurements were performed to elucidate the acoustic mode characteristics of a low-swirl combustor under self-excited combustion instabilities. The experiment was conducted over a wide range of operating conditions of inlet velocities and equivalence ratios. Optical measurements such as the OH* chemiluminescence imaging and particle image velocimetry (PIV) were performed with the multi points measurement of dynamic pressure. A simple heat-release fluctuation model ($n-\tau$ model) was introduced in the acoustic analysis with a time delay and interaction index estimated from the experimental data. The dominant mode frequency and mode shape from the analysis showed good agreements with those of the experimental data.

Key words: Combustion instability, Low-swirl, premixed flame

1. はじめに

ガスタービンやジェットエンジンによる環境負荷を低減させるため、低 NOx 燃焼器の開発が行われている。NOx 排出量は燃焼温度に依存しており、燃焼温度が高いほど燃焼反応時に生成される NOx が多くなる。排出量を削減するためには、燃焼温度を低く抑えることが出来る希薄予混合燃焼が有効である。しかし希薄予混合燃焼器では、燃焼振動が発生しやすくなるという問題がある¹⁾。燃焼振動による大きな圧力変動はエンジン部品の損傷や騒音の増加に繋がることから、燃焼器開発においてそのメカニズムの解明や抑制が重要な課題となっている。

本研究では、弱旋回バーナーを組み込んだ希薄予混合モデル燃焼器を用いて燃焼振動実験を実施した。弱旋回バーナーは、米国 Berkeley 研究所のグループによって乱流燃焼の基礎研究用に開発されたバーナーである²⁾。低エミッション性に優れるため、様々な燃料に対応したガスタービン燃焼器への応用研究が進められている³⁾。この燃焼器による燃焼振動及び火炎の非定常挙動をテーマとした研究は、比較的近年始められた⁵⁾⁻⁹⁾。このうち自励燃焼振動の研究例としては、Therkelsen et al.⁷⁾、Tachibana et al.^{8,9)}がある。Therkelsen et al.⁷⁾は、メタン及びメタン-水素混合ガスを燃料とした均一予混合燃焼器において発生した自励燃焼振動下の非定常火炎挙動を報告している。メタン火炎においては、燃焼器入口角部から放出された剥離渦がせん断層に沿って移流し、火炎後端の壁面衝突位置に存在する定在的な渦に合流を繰り返す様子を示した。

本研究は、燃焼振動条件における燃焼振動の音響モード形状やその発生条件の予測を目的とする。発熱変動の遅れ時間モデル ($n-\tau$ モデル) を組み込んだ準一次元線形音響解析¹¹⁾を弱旋回燃焼器に適用することで、系の固有周波数、増幅率、音響モード形状を求めた。増幅率の正負は振動の増幅・

減衰に対応するため、振動発生条件を考える上で重要な指標となる。

文献⁷⁾では、本研究とは異なる寸法の弱旋回燃焼器について、線形音響解析を適用し、燃焼振動特性報告している。 $n-\tau$ モデルを用い算出したモード形状や増幅率の遅れ時間依存性が求められ実験で観察されたモードが軸方向の基本波 (1L) モードであると言及されている。但し、計測点が3点のみに限られ、実験値との比較として、より多くの計測点との比較が必要と考えられる。また、本研究で用いる装置とは上流側の音響境界条件が異なるため、励起されるモードも異なることが予想される。本研究の燃焼実験では、ノズル断面空気流と当量比の条件を、従来研究と比較して広い範囲で変化させ、流入条件の違いによる安定性の違いを調べた。その上で、最も強い振動が励起された条件について、音響解析結果を詳細に考察する。実験における圧力変動の計測点数は9点とした。また、音響解析に用いるパラメータを現実に即したものとするため、遅れ時間や発熱変換係数を光学計測データから見積もる。最も卓越した不安定モードの特性を求めるとに加えて、複数の固有モードの遅れ時間特性の比較も行う。

2. 実験及び計測装置

2.1 実験装置

実験に用いた弱旋回燃焼器は、Tachibana et al.^{8,9)}と同一のものである。装置の概要を Fig.1 に示す。燃焼器に組み込まれた弱旋回バーナーは、Petersson et al.¹⁰⁾と同じ設計である。燃焼室の上流側は直径 50 mm の円管ノズルとなっており、燃焼室入り口から 68 mm 上流側にスワラの下流端が位置している。スワラは 8 枚の軸流ベーンで構成され、下流端で 37 度の傾斜角をもっている。PIV 計測によって求められたスワール数は約 0.55 である¹⁰⁾。スワラの中心部

は、従来型の軸流スワローにみられるようなブラフボディではなく、多孔板(直径 38 mm の円板に直径 3 mm の孔が 37 個)が取り付けられており、この領域には軸方向流れがある。燃料のメタンガスは、スタティックミキサーの上流側で噴射され、空気と十分に混合された状態で燃焼器に流入する。

2.2 計測装置

燃焼室フェイスプレート面上の圧力変動と火炎全体からの OH* 自発光強度変動の時系列データ計測を行った。計測装置を Table.1(番号 1-5) に示す。圧力センサーは受圧面がフェイスプレートと同一平面上にくるように設置した。イメージインテンシファイアと高速度カメラによる火炎自発光画像計測時には、後に圧力変動を参照信号とした位相固定平均処理を行うために、圧力変動と計測開始外部トリガを同時計測した。イメージインテンシファイアのゲート幅は 40 ns とする。サンプリング周波数は 102.4 kHz、信号記録時間は 0.8 秒間である。高速度カメラの視野は 162 mm 四方、解像度は 0.32 mm/px とする。PIV 計測の構成としては、Table.1(番号 6-10) のとおりである。計測視野は 140.6 mm 四方、解像度は 0.069 mm/px である。LaVision 社の DaVis ソフトによるマルチパス相互相関の演算処理によって速度場の計算を行った。

また、Figure.2 および Table.2 に LSI 燃焼器における圧力センサー取り付け位置を示す。圧力センサーには Kulite WCT-312-5SG を用いた。圧力計はフラッシュマウントされており、PT1-3 は燃焼時に高温となるため水冷により冷却した。ガラスダクト内部の LSI パーナー天板上面に設置した圧力センサーのデータは、DC アンプ(ユニパルス製、AM32AZ) を介して信号収録装置(TEAC 製、GX-1) により記録した。測定は各条件で圧力変動を 5 秒間記録した。測定した圧力波形に対してパワースペクトル密度(PSD) を求め、その周波数スペクトルから振動の強さを表すピーク値とピーク周波数を求めた。

2.3 レイリーインデックスマップの作成

式(1)に系のバランス式を示す。式(1)において、 E は音響エネルギー密度、 S は生成項、 D は散逸項、 F は音響エネ

ルギー流束を示す。ここで、 c は音速、 $\bar{\rho}$ は密度の平均値、 γ は比熱比を表す。式(1)から、生成項が、系のダンピングに相当する項 D よりも大きい場合に、音響エネルギーが増幅することがわかる。生成項は駆動要因とも呼ばれ、式(2)の形をしている。式(2)において、 T は振動の周期を示す。式(2)に対し、式(3)の局所レイリーインデックス $R(x, y)$ は、式(2)における生成項の発熱率変動を自発光変動 I'_{OH^*} で近似したものであり、駆動要因として働く領域を局所的に特定する。式(3)における p'_{BPF} は、燃焼室に位置する圧力センサーの測定値にバンドパスフィルタ処理および位相固定平均処理を施した値を示す。局所レイリーインデックスが正を示す領域で必ず燃焼振動が発生するとは言えないが、少なくともそれが振動発生に必要な条件となる。以上のことから、実験結果から得られる、火炎断面における自発光変動値 I'_{OH^*} とバンドパスフィルタ処理・位相固定平均処理後の圧力変動値 p'_{BPF} を用いて局所レイリーインデックスを計算することにより、燃焼振動を駆動する領域を特定するマップ(レイリーインデックスマップ)を作成することができる。

$$\frac{dE}{dt} = S - (D + \nabla \cdot F) \quad (1)$$

$$S = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho} c^2} p' \cdot \dot{q}' dt \quad (2)$$

$$R(x, y) = \frac{1}{T} \int_0^T p'_{BPF}(t) \cdot I'_{OH^*, Abel}(x, y) dt \quad (3)$$

3. 線形準一次元音響解析

発熱変動の遅れ時間モデル($n-\tau$ モデル)の理論(例えば¹¹⁾)を元に、Fig.3のように軸方向に連結した複数の管により系のモデル化を行った。各管におけるパラメータ(長さ、断面積、平均温度、平均圧力、モル質量、比熱比など)、モデルの始端・末端の境界条件、発熱変動に関するパラメータ(遅れ時間 τ 、発熱変換係数 n)を与えることで、系における振動の周波数 f_r Hz と増幅率 f_i を算出する。周波数 f_r から系の音響モード形状や速度変動を求めた。増幅率 f_i は

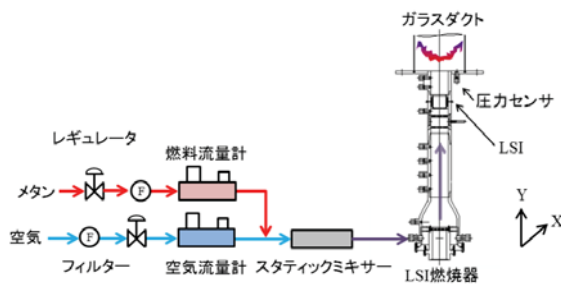


Fig.1 実験装置概要

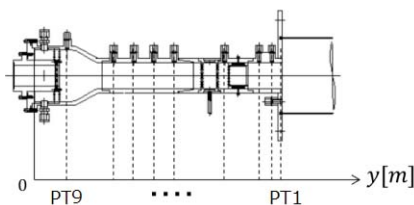


Fig.2 圧力センサー取り付け位置

Table 1 計測機器

番号	機器名	機種名
1	圧力センサー	Kulite WCT-312-5SG
2	高速度カメラ	Photron FASTCAM-APX 512 x 512px
3	イメージインテンシファイア	Lambert HiCATT 25D
4	レンズ	Sodern Cerco2178 F/2.8 100 mm
5	光学バンドパスフィルタ	Semrock FF01-320/40
6	ダブルパルス Nd:YAG レーザー	New Wave Gemini PIV
7	CCD カメラ	LaVision, Imager Pro X4M 2048 x 2048px
8	レンズ	Nikon AF MICRONIKKOR 105 mm 1:2.8D
9	光学 BPF	CVI Laser Optics F03-532.0-4-2.00
10	トレーサー粒子	中心粒径 4 μ m の SiO ₂ 粒子

Table 2 圧力センサー取り付け位置

Number	PT1	PT2	PT3	PT4	PT5	PT6
y[m]	0.4910	0.4705	0.4455	0.3770	0.2770	0.2370
Number	PT7	PT8	PT9			
y[m]	0.1975	0.1575	0.065			

その正負がそれぞれ燃焼振動の増幅・減衰に対応するため、振動の発生条件を予測する上で重要な値となる。

以下に、モデルの作成を行う際に用いた各式を示す。まず、燃焼振動の発生時における圧力 p や速度 u 、密度 ρ の瞬時値を平均成分と変動成分の和で表わし、質量・運動量・エネルギー保存式から式 (4) の波動方程式を得る。圧力の変動分 p' を入射波と反射波という二つの移送波の重ね合わせとし、 A^+ を入射波の圧力振幅、 A^- を反射波の圧力振幅とする。Fig.3 のような解析モデルの j 番目の管について圧力変動・速度変動を記述すると、式 (5)、(6) となる。ただし、 ω は固有振動数、 k_j は波数とする。

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial y^2} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} \quad (4)$$

$$p'_j(y, t) = A_j^+ e^{ik_j(y-y_j)-i\omega t} + A_j^- e^{-ik_j(y-y_j)-i\omega t} \quad (5)$$

$$u'_j(y, t) = \frac{1}{\rho c} (A_j^+ e^{ik_j(y-y_j)-i\omega t} - A_j^- e^{-ik_j(y-y_j)-i\omega t}) \quad (6)$$

また、入射波と反射波の圧力変動成分の比を反射係数 R と定義し、式 (5) に始端の条件 ($y = 0$)、末端の条件 ($y = J$) をそれぞれ代入すると、式 (7) となる。ここで、 j 番目と $j+1$ 番目の管の境界において圧力が等しいこと、体積流量の保存を境界条件として式 (8)、(9) に示す。

$$\frac{A_1^+}{A_1^-} = R_1, \quad \frac{A_J^+}{A_J^-} e^{2ik_J L_J} = R_J \quad (7)$$

$$p'(y_{j+1}^-) = p'(y_{j+1}^+) \quad (8)$$

$$S_{j+1} u'_j(y_{j+1}^+) - S_j u'_j(y_{j+1}^-) = \frac{\gamma-1}{\rho_j c_j^2} \dot{q}' \quad (9)$$

式 (5)、(6)、(8)、(9) を用い、式 (10)、(11)、(12)、(13) の形に整理を行う。ここで、 H を発熱変動振幅と定義し、発熱変動を $\dot{q}' = H e^{-i\omega t}$ と表わす。

$$\begin{pmatrix} A_{j+1}^+ \\ A_{j+1}^- \end{pmatrix} = B_j \begin{pmatrix} A_j^+ \\ A_j^- \end{pmatrix} + O_j \quad (10)$$

$$B_j = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} e^{ik_j L_j} (1 + C_j) & e^{-ik_j L_j} (1 - C_j) \\ e^{ik_j L_j} (1 - C_j) & e^{-ik_j L_j} (1 + C_j) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$C_j = \frac{\rho_{j+1} c_{j+1} S_j}{\rho_j c_j S_{j+1}} \quad (12)$$

$$O_j = \frac{1}{2} \frac{\rho_{j+1} c_{j+1}}{S_{j+1}} \begin{pmatrix} \frac{\gamma-1}{\rho_j c_j^2} H \\ -\frac{\gamma-1}{\rho_j c_j^2} H \end{pmatrix} \quad (13)$$

ここで、速度変動の発生から遅れ時間 τ ms 後に、発熱変動係数 n に比例した大きさの発熱変動 \dot{q}' が引き起こされると仮定し、式 (14) と定義する。発熱変動も速度・密度・圧力変動に合わせて振動していると考えると、式 (6)、(14) から式 (15) となる。式 (15) を式 (13) に適用すると、火災によるソース項 O_j は式 (16) となる。式 (10)、(11)、(12)、(16) を

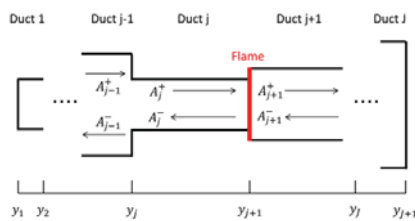


Fig.3 線形準一次元音響解析モデル

満たすような固有振動数 $\omega = f_r + if_i$ を算出する。

$$\begin{aligned} \frac{\gamma_j - 1}{\rho_j c_j^2} \dot{q}' &= S_j n u'_j(t - \tau) \\ &= S_j n u'_j e^{i\omega \tau} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\frac{\gamma_j - 1}{\rho_j c_j^2} H = \frac{n}{\rho_j c_j^2} S_j e^{i\omega \tau} (A_j^+ e^{ik_j L_j} - A_j^- e^{-ik_j L_j}) \quad (15)$$

$$O_j = \frac{1}{2} C_j n e^{i\omega \tau} (A_j^+ e^{ik_j L_j} - A_j^- e^{-ik_j L_j}) \quad (16)$$

4. 解析対象条件および発熱変動パラメータの算出

4.1 解析対象とする実験条件

Fig.4 に、PT1 ($y = 0.491$ m) の圧力変動の実験結果を示す。各条件において最も大きい振動ピークを大きいシンボル、二番目に大きい振動ピークを小さいシンボルで表している。空気流速が大きくなるほど低当量比側に振動のピークが移る傾向が見られた。空気流速 $v = 10.0$ m/s では $\phi = 0.73$ 、 $v = 12.5$ m/s では $\phi = 0.71$ の条件において、振動振幅が最大となっている。Fig.5 に、PT1 のピーク周波数の実験結果を示す。Fig.5 から、空気流量および当量比の増加に伴いピーク周波数が増加する傾向が見られる。

流速一定 ($v = 12.5$ m/s) の場合において、準一次元モデルと PIV の結果から見積もったパラメータを用い音響モード形状を算出し、実験結果と比較を行う。 $v = 12.5$ m/s の条件では、当量比 $\phi = 0.60 - 0.85$ で常に 300-400 Hz 付近に圧力変動のピークが見られ、当量比 $\phi = 0.71$ で圧力変動は最大の値 (330 Hz, 3.2 kPa) となった。

4.2 LSI 燃焼器の準一次元モデル化

準一次元モデルを Fig.6、各セクションの寸法およびガス温度などのパラメータを Table.3 に示す。火災温度、モル質量、比熱比は、化学平衡計算プログラム (NASA-CEA) を用いて算出した。また、モデルの始端・末端の境界条件から

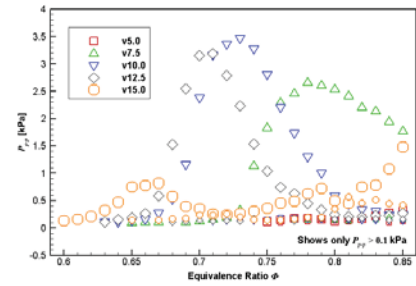


Fig.4 PT1 の圧力振動スペクトルピーク値 ($y=0.491$ m)

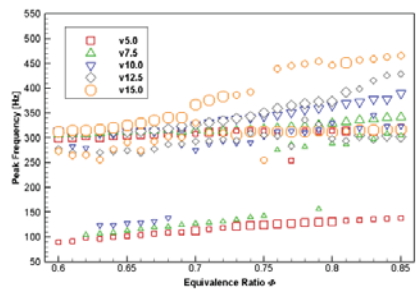


Fig.5 PT1 のピーク周波数 ($y=0.491$ m)

決める反射係数については、入口 ($y = 0 \text{ m}$) を $R_1 = 1$ (閉端)、燃焼室出口 ($y = 0.991 \text{ m}$) を $R_4 = 1$ (開端、大気圧条件) とする。解析に必要な各パラメータの値を Table.4 に示す。発熱変動に関するパラメータ (n, τ) 算出方法の詳細については次節に述べる。

4.3 発熱変動モデルの算出

4.3.1 火炎距離

Fig.7 は実験結果から得た PT1 の圧力変動 ($y = 0.491 \text{ m}$) と自発光計測結果から作成したレイリーインデックスマップである。Fig.7 において、ノズル出口を始端とする鉛直方向の軸を $\tilde{y} = y - 491 \text{ mm}$ と定義している。Fig.7 中に示したように、壁面近傍の強発光領域における発光強度重心位置とノズル出口角部までの直線距離を火炎離脱距離 \bar{L}_f と定義した。強発光領域の特定は、自発光強度の平均分布に閾値を与えることで行った。強度最大値の 0.05 倍から 0.5 倍まで、10 通りの閾値で L_f の計算を行いその平均値 \bar{L}_f を求め、解析に用いるパラメータとした。 $v = 12.5 \text{ m/s}$ のとき、 $L_f = 0.094 \text{ m}$ となる。実際の燃焼室内では発熱変動の伝わり方は、三次元全方向の動きを含む渦の移流が関わってくることに對し、準一次元モデルでは発熱変動が軸方向に一次的に伝わるものと仮定を行っている。本研究では準一次元モデルにおける火炎距離 d を $d = \bar{L}_f = 0.094 \text{ m}$ のように \bar{L}_f で近似する。

4.3.2 発熱変換係数

自発光撮影結果を用い、発熱変換係数 n を算出した。まず、実際に解析で用いる準一次元モデルの火炎の影響が存在

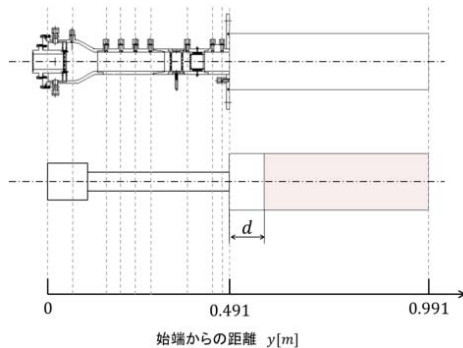


Fig.6 LSI 燃焼器の準一次元モデル

Table 3 LSI 燃焼器の準一次元モデルのパラメータ ($\phi = 0.71$)

上流からの番号	平均温度 T[K]	平均圧力 P[Pa]	モル質量 M[g/mol]	比熱比 γ	管の長さ L[m]	管の断面積 S[m ²]
1(未燃)	300	101300	27.95	1.39	0.107	0.007854
2(未燃)	300	101300	27.95	1.39	0.384	0.001963
3(未燃)	300	101300	27.95	1.39	d	0.016286
4(既燃)	1855	101300	28.06	1.25	0.50-d	0.016286

Table 4 LSI 燃焼器の準一次元モデルのパラメータ ($v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.71$)

入口反射係数	出口反射係数	火炎位置 d[m]	発熱変換係数 n	遅れ時間 τ [ms]
1	-1	0.094	1.6	7.7

する部位 (管番号: 3, 4) について、速度変動と発熱変動の関係を変換した式 (14) を変形し、式 (17) とする。ここで、 u は速度変動の二乗平均平方根 (RMS) 振幅とする。式 (17) における各成分を実験結果から算出し、発熱変換係数 n を見積もる。まず、単位時間あたりの体積流量 G は、ノズル断面積とノズル断面空気流速 v の積で近似した (式 (18))。単位時間あたりの発熱率の平均値は、単位時間あたりの燃料質量流量 \dot{m} と低位発熱量 H_f から算出した (式 (19))。単位時間あたりの発熱変動の変動成分と平均成分の比を、実験における自発光計測結果から見積もると、式 (20) となる。また、体積流量の RMS 振幅値と平均値の比を、PIV 計測結果から見積もると、式 (21) となる。実験結果から算出した式 (18) - (21) を式 (17) に用い、発熱変換係数 n を算出すると (22) となる。

$$\frac{\gamma_3 - 1}{\rho_3 c_3^2} \frac{\dot{q}' \bar{q}}{G} = \frac{S_3 n u_{3,RMS}}{G} \quad (17)$$

$$G = S_3 \times v = 2.04 \times 10^{-1} \text{ m}^3/\text{s} \quad (18)$$

$$\bar{q} = \dot{m}_f H_f = 4.58 \times 10^5 \text{ J/s} \quad (19)$$

$$\frac{\dot{q}'}{\bar{q}} = \frac{I'_{OH^*}}{I_{OH^*}} = 6.02 \times 10^{-2} \quad (20)$$

$$\frac{S_3 u'_{3,RMS}}{G} \cong 0.20 \quad (21)$$

$$n = \frac{\gamma_3 - 1}{\rho_3 c_3^2} \times \frac{1}{G} \times \bar{q} \times \frac{\dot{q}'}{\bar{q}} \times \frac{G}{S_3 u'_{3,RMS}} \cong 1.6 \quad (22)$$

4.3.3 遅れ時間

圧力変動計測、PIV 計測結果および OH* 自発光計測から、遅れ時間 τ を算出した。PIV 計測から得た圧力変動、速度変動、発熱変動の位相差を Fig.8 に示す。速度変動の計算には $\tilde{y} = 10 - 12 \text{ mm}$, x 座標 $\pm 10 \text{ mm}$ の範囲の y 方向流速の位相固定平均の結果を用いた。Fig.8 から、速度変動と圧力変動の位相差を読み取り、331 Hz に対する時間差を算出すると、1.7 ms となる。また、ノズル角部から燃焼室の最も外側の強発光部まで渦が移流する時間を遅れ時間 τ と定義する。Fig.7 において白色の部位が圧力変動と発熱変動の相関の強い領域といえるが、4.3.1 項で述べた重心位置を含む外側の強発光領域に対し、内側にも強発光領域 ($x = 25 \sim 40 \text{ mm}$, $y = 30 \sim 60 \text{ mm}$) が存在することがわかる。Fig.7 から、外側の強発光領域はノズル角部から移流する渦の二度目の強発光領域であると考えられる。そこで式 (23) のように遅れ時

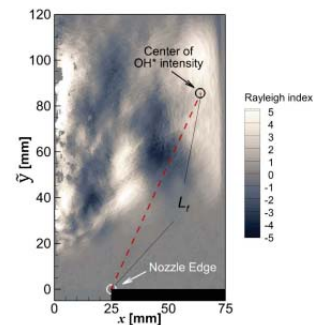


Fig.7 レイリーインデックスマップ¹²⁾

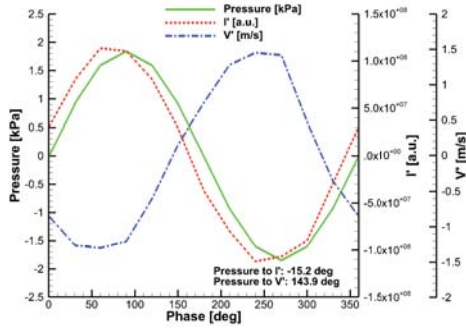


Fig.8 圧力変動・速度変動・発熱変動の位相関係 (331 Hz)¹²⁾

間を定める.

$$\tau = 1.7 + 3.0 \times 2 \approx 7.7 \text{ ms} \quad (23)$$

5. 解析結果の考察

$v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.71$ の条件における解析結果と実験結果の比較を行う. 燃焼室圧力変動の周波数スペクトルを Fig.9 に示す. 解析対象とする実験条件において 330 Hz 付近に強い圧力ピーク値が見られることがわかる. 解析結果の音響モードの固有周波数, 振動の増幅率を Table.5 に示す.

5.1 モードの安定性

Table.5 より, mode1・4・5 において増幅率が正となり, 燃焼振動の駆動が予測されている. また, 遅れ時間 τ と周波数 f_r から作成した安定性マップを Fig.10 に示す. Fig.10 から, 遅れ時間の増加に伴い各周波数モードの安定性が変化する様子がわかる. 今回は解析モデルにおいて遅れ時間 $\tau = 7.7 \text{ ms}$ に着目している. Fig.10 や実験から得た圧力変動スペクトルの結果から, mode1 の周波数領域を $110 < f_r < 120$, mode4 の周波数領域を $300 < f_r < 450$, mode5 の周波数領域を $450 < f_r < 520$ とそれぞれ定義し, Table.5 で不安定条件を示していた三つの音響モードの安定性について考察を行う. 一方, Fig.11 には各音響モードに対する増幅率の遅

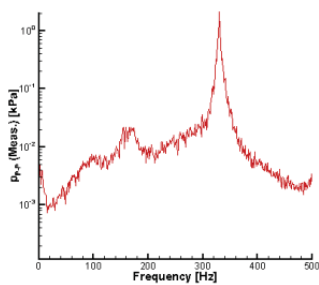


Fig.9 圧力変動の周波数スペクトル ($y = 0.491 \text{ m}$, $v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.71$)

Table 5 固有周波数と増幅率

mode	固有周波数 [Hz]	増幅率	安定性
1	114	1.64	不安定
2	159	-48.4	安定
3	266	-20.7	安定
4	370	22.0	不安定
5	457	12.4	不安定

れ時間依存特性を示した. Fig.11 から, mode1 では増幅率が ± 5 の比較的小さな値の範囲で正負に振動している. また, mode5 の増幅率については, 10 以上の値を示す点もあるものの大多数が 0 付近の小さな値を示していることがわかる. これに対して, mode4 の増幅率はその大多数が正の値を持ち, かつ, 他のモードよりも大きな値を示すことがわかった. 一方, 後述のモード形状比較から実験の 330Hz のモードが mode4 に対応するとわかっている. 330Hz モードのピーク値は他の周波数域のピーク値に比べ 100 倍以上の値を示している (Fig.9). このように音響解析予測と実験結果とが一致した傾向を示すことは, 本研究の音響解析手法の妥当性を示唆するものである.

5.2 モード形状

mode4 における圧力変動の振幅値と位相を実験から得た PT1 の圧力変動と比較した結果を Fig.12 に示す. 音響モード形状については, 実験から得た圧力振幅値と解析値との差の二乗が最も小さくなるように解析値の振幅を決めた. 位相

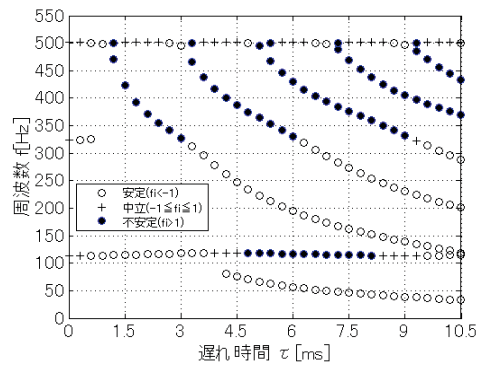
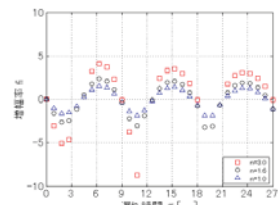
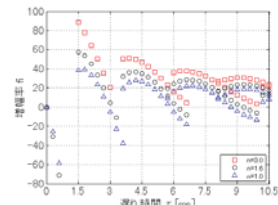


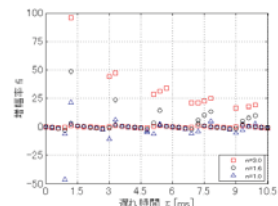
Fig.10 安定性マップ ($v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.71$)



(a)mode1



(b)mode4



(c)mode5

Fig.11 増幅率の遅れ時間依存性

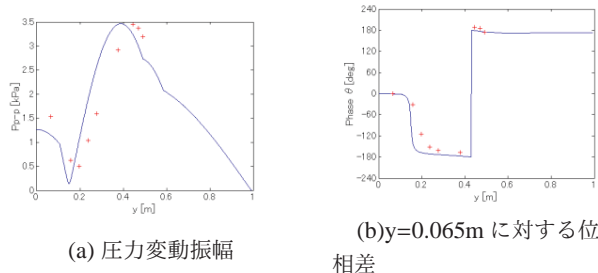


Fig.12 mode4(実験値: 330 Hz, 解析値: 370 Hz)

については、圧力変動値 p'_{BPF} がピークとなる位相を圧力センサーごとに算出し、解析結果との比較を行った。この際、 $y = 0.065 \text{ m}$ における位相を 0 deg と定め、各圧力センサーの位相差を算出した。実験値と解析値は全体的に良い一致を示していることがわかる。解析結果の振幅分布が若干上流側にシフトしているように見える。これは、シンプル化したモデルと実際の燃焼装置構造（面積変化や整流板、スワラの存在等）との違いに起因するものと考えられ、具体的な原因を特定することが今後の課題の一つとなる。

6. 結論

ガスタービンモデル燃焼器で発生する燃焼振動を対象に線形音響解析を適用し、音響モード形状やモードごとの安定／不安定判別を考察した。以下に主な結論をまとめる。

- 空気流速 $v = 12.5 \text{ m/s}$ の条件の燃焼実験において最も強い振動が観測された当量比 $\phi = 0.71$ 条件の解析から、三つの音響モード（114 Hz (mode1), 370 Hz (mode4), 457 Hz (mode5)) が不安定と判別された。
- mode1 の増幅率は ± 5 の比較的小さな値の範囲で正負に振動した。mode5 の増幅率は 10 以上の値を示す点もあるものの大多数が 0 付近の小さな値を示した。一方 mode4 の増幅率はその大多数が正の値を持ち、かつ、他のモードよりも大きな値を示した。実験結果の 330 Hz モードピーク値は他の周波数域のピーク値に比べ 100 倍以上の値を示した。
- 解析で求めた mode4 のモード形状は、プレナム入口を閉端、燃焼室出口を開放端とする 2 次のモード (3/4 モード) であり、振動振幅のモード形状や位相差が全体的に実験値とよく合致した。これらのことから実験で発生した 330 Hz 付近の振動モードが音響解析の mode4 に対応することを明らかにした。
- 以上のように音響解析結果と実験結果とが一致した傾向を示したことから、本研究の音響解析手法の妥当性が示された。

参考文献

- 1) Lieuwen, T. and Yang, V., "Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines : Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling," AIAA, Reston, VA (2005).
- 2) Chan, C.K., Lau, K.S., Chin, W.K. and Cheng, R.K., "Freely propagating open premixed turbulent flames stabilized by swirl," Proc. Combust. Inst., 24(1) (1992), pp. 511-518.

- 3) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Nazeer, W.A., and Smith, K.O., "Laboratory studies of the low swirl characteristics of low-swirl injectors for application to fuel-flexible turbines," J. Eng. Gas Turbines Power, 130(2) (2008), pp.21501-21511.
- 4) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Strakey, P. and Sidwell, T., "Laboratory investigations of low-swirl injectors with H2 and CH4 at gas turbine conditions," Proc. Combust. Inst., 32 (2009), pp.3001-3009.
- 5) Tachibana, S., Yamashita, J., Zimmer, L., Suzuki, K. and Hayashi, A.K., "Dynamic behavior of a freely propagating turbulent premixed flame under global stretch-rate oscillations," Proc. Combust. Inst., 32(2) (2009), pp.1795-1802.
- 6) Kang, D.M., Culick, F.E.C. and Ratner, A., "Combustion dynamics of a low-swirl combustor," Combust. Flame, 151(3) (2007), pp.412-425.
- 7) Therkelsen, P. L., Portillo, J. E., Littlejohn, D., Martin, S. M., and Cheng, R. K., "Self-induced unstable behaviors of CH4 and H2/CH4 flames in a model combustor with a low-swirl injector," Combustion and Flame 160(2) (2013), pp. 307-321.
- 8) Tachibana, S., Fukumoto, A., Kanai, K., Yoshida, S., Suzuki, K., Sato, T. and Gotoda, H., "Characteristics of dynamic pressure data and flame structures in an unstable lean premixed combustor with mixture inhomogeneity," n31 workshop, Munich, Germany, 2013.
- 9) Tachibana, S., Kanai, K., Yoshida, S., Suzuki, K. and Sato, T., "Combined effect of spatial and temporal variations of equivalence ratio on combustion instability in a low-swirl combustor," Proc. Combust. Inst. 35(2015), pp.3299-3308.
- 10) Petersson, P., Olofsson, J., Brackman, C., Seyfreid, H., Zetterberg, J., Richer, M., Alden, M., Linne, M.A., Cheng, R.K., Nauert, A., Geyer, D. and Dreizler, A., "Simultaneous PIV/OH-PLIF, Rayleigh thermometry/OH-PLIF and stereo PIV measurements in a low-swirl flame," Appl. Opt. 46 (19) (2007), pp. 3928-3936.
- 11) Poinot and Veynante, Institut de Mecanique Fluides de Toulouse, Ecole Centrale Paris, "Theoretical and Numerical Combustion third Edition 2012," p391-455, 2012
- 12) 金井洸太, 早稲田大学大学院機械科学専攻修士論文, 2013年3月

Building-Cube 法による吸音ライナの流体解析 —共鳴器におけるグレージング流れの基礎解析—

*長崎貴信，佐々木大輔，藤秀実（金沢工大），長井健一郎，石井達哉（JAXA）

CFD Analysis of Acoustic Liners using Building-Cube Method —Fundamental Study of Grazing Flows on a Slit Resonator—

*Takanobu NAGASAKI, Daisuke SASAKI, Hidemi TOH (Kanazawa Institute of Technology)
and Kenichiro NAGAI, Tatsuya ISHII (JAXA)

ABSTRACT

Acoustic liners are commonly used to damp engine noise in turbofan engines. CFD/CAA hybrid analysis is one of the methods to evaluate the absorption effect of an acoustic liner. In this study, fundamental CFD study of grazing flows on a resonator is conducted by using block-structured Cartesian-mesh CFD solver, because Cartesian-mesh is capable to compute complicated geometries such as the liner. Block-structured Cartesian-mesh solver, Building-Cube Method (BCM), is applied to the flows on a resonator and the results are compared with other CFD to investigate the reliability of the solver. The influence of boundary conditions of inflow and walls near the resonator is also investigated through the present study.

Key words: CFD, Acoustic Liner, Grazing Flow, Resonator, Cartesian mesh

1. 緒言

航空機の需要は今日まで堅調に増加してきたが、今後 20 年間に於いても更なる需要の伸びが予測されている¹⁾。近年の環境意識の高まりもあり、今後開発される機体は、更なる低燃費化，低騒音化の実現が不可欠である。航空機から出る騒音には機体騒音とエンジン騒音が含まれ，これらの騒音値は International Civil Aviation Organization (ICAO)の騒音規制²⁾ や空港独自の規制を満たす必要がある。エンジン騒音に関しては，近年高バイパス比化の影響により，ファンから発生する騒音の割合が増加しているため，ファン騒音を低減する吸音効果の高い吸音ライナが必要とされている。吸音ライナは材質がアルミ合金製のハニカム構造(多孔表面版+ハニカム+背面版)のものが多いが，材質を樹脂に変更することで一体構造で軽量の吸音ライナを作成する試みもある^{3,4)}。

吸音効果の高い吸音ライナの設計を行うためには，ファン騒音に対する吸音効果の推算が必要となる。飛行中のファン騒音の伝播を解析するためには，空力音響シミュレーションが有効である。現在の計算機環境においては流体音の直接計算は難しいため，音源となる流れ場と発生する音の伝播を分離して計算する分離解法が一般に用いられている⁵⁾。実際のジェットエンジンでは，ヘルム

ホルツ型吸音ライナがファンダクトに多数取り付けられた構造になっており，現在主流の非構造格子法を利用して格子生成は容易ではない。直交格子法は，複雑形状に対し容易に格子生成可能であり，また高次精度化しやすいため，吸音ライナの解析に有効であると考えられる。その一方，形状再現性や計算規模の増大等の欠点を克服する必要がある。

本研究では吸音ライナの空力音響解析に向けた基礎解析としてグレージング流下における一自由度のセル構造（セル+孔空き表面版）について直交格子法に基づく空力解析手法である Building-Cube 法 (BCM)^{6,7,8)} を用いて数値流体解析を行い，他者の計算結果⁹⁾との比較を行う。また，境界層内速度分布の有無の影響及び孔近傍の壁面の境界条件の影響について調査する。

2. 計算手法

2.1 Building-Cube 法

本研究では，中橋らにより提案された BCM⁶⁾ を用いて共鳴器近傍におけるグレージング流れの解析を行う。BCM では，Fig.1 に示すように計算領域を Cube と呼ばれる立方体領域に分割し，各 Cube 内に同数の等間隔直交格子 Cell を配置する。流体計算の際には，Cube 毎に解析を行い，隣接す

る Cube 同士で情報交換を行う。物体近傍等の領域には小さい Cube を配置し、物体遠方では大きい Cube を配置することで、必要な領域にのみ密な格子を分布させることが可能で、また、Cube のサイズによらず同数の等間隔直交格子が配置されていることから、Cube 単位で並列化を行うことで並列化効率を高めることが可能である。

今回のグレージング流れは低速であるため、3次元非圧縮性流体解析ソルバーの BCM⁷⁾ を使用して非定常解析を行う。本ソルバーは Fractional Step 法を用いて段階化した後、コロケート格子においてそれぞれの項を有限差分法により近似している。対流項には 3 次精度風上差分法、拡散項に 2 階微分の 2 次精度中心差分法、時間積分法には 2 次精度 Adams-Bashforth 法を適用している。なお、各 Cube は 2 セル分のオーバーラップ領域を有しており、そのオーバーラップ領域を利用して隣接 Cube との情報交換を行う。

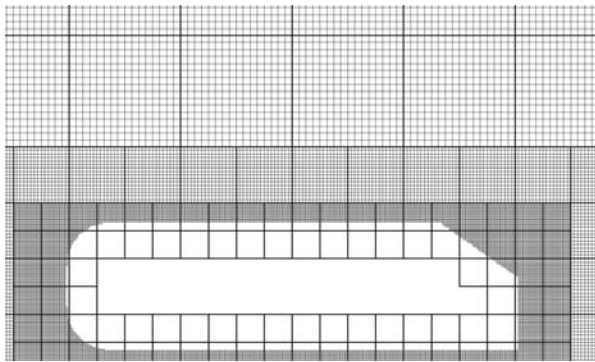
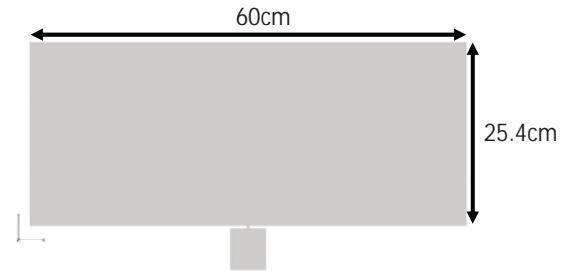


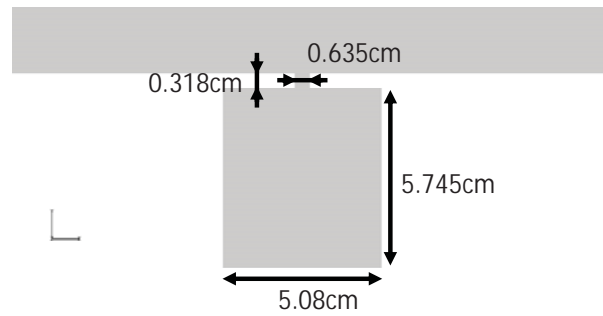
Fig.1 BCM Computational Mesh Arrangement
(Bold Line: Cube, Thin Line: Cell)

2.2 計算対象

計算対象は、Tam らが行った数値解析において用いた一自由度のセル構造⁹⁾とし、Fig.2 に示すようにグレージング流れ部、孔空き表面板、セル（共鳴器）から成り立っている。Tam らの解析は純粋な 2 次元解析であったが、本研究においては奥行きを持たせて 3 次元解析を行う。そのため、実際の解析領域は Fig.3 で表される領域となる。なお、奥行き方向には周期境界条件を課すことで 2 次元性を確保している。



(a) Entire Computational Domain



(b) Resonator Region

Fig.2 Computational Domain and Size (cm)

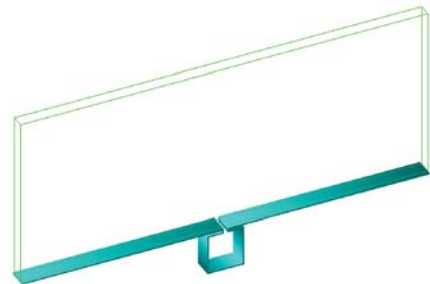


Fig.3 3D Computational Domain

2.3 境界条件

本解析では、Fig.4 に示すように流入面（左）よりグレージング流れが流入し、流出面（右）より流れが流出する。Tam らの数値解析結果と比較を行うため、同様の境界条件を設定して解析を行う。流入面においては、30m/s のグレージング流れが流入することに加えて、境界層内速度分布として層流境界層の速度分布であるブラジウス解を与える。今回、境界層厚さを 0.635 cm とし、その領域内にブラジウス解を有する流入条件を課して解析を行う。また、開口部近傍（Fig.4 斜線部）にのみ粘性壁条件を課し、それ以外の上面・下面・セル内壁面は非粘性壁条件とする。本研究では、流入条件（境界層内速度分布の有無）及び壁面境界条件（滑りなし）の影響を調査するため、Table 1 に示す 4 通りの解析を行った。なお、Tam らの境界条件が case1 である。

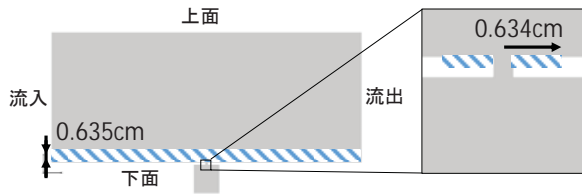


Fig.4 Computational Boundaries and Boundary Conditions (Opening Zone at Enlarged View)

Table 1 Boundary Conditions

境界条件	case 1	case 2	case 3	case 4
流入	ブラジウス解		一様流	
流出	対流境界			
上面	非粘性			
下面 (開口部周囲)	粘性	非粘性	粘性	非粘性
下面 (その他)	非粘性			

2.4 計算格子

解析に使用した計算格子における Cube 配置を Fig.5 に示す. 今回の解析においては, Cube サイズは 2 種類であり, 下面及びセル内においては小さい Cube を用い, その他の領域では大きい Cube が使用されている. なお, 各 Cube において 16^3 Cell が等間隔に配置されている. ここで, 最小格子幅は 0.058594 であり, 格子数は約 600 万である. 格子の情報は Table 2 に示す.

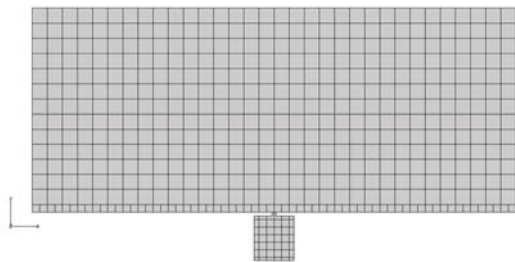


Fig.5 Cube Arrangement in Entire Computational Domain

Table2 Computational Mesh Information

全 Cell 数	6,602,752
Cube 数	1,612
Cube 内 Cell 数	16^3
最小格子幅 [cm]	0.058594

3. 計算結果

3.1 他者との解析結果の比較 (case1)

最初に, Tam らの解析結果と比較を行うため, case1 の解析結果について記載する. 解析領域全体の流れ場として, 非定常解析結果の時間平均における流線を Fig.6 に示す. セル近傍において流れが流入し, 頸部及びセル内に循環流が生じていることが分かる. Fig.7 には, 循環領域近傍における流線の拡大図を示し, 循環流の回転方向が分かるように流れの向きを矢印で示す. 図より分かるように, 流入した流れが頸部で循環し, それがセル内の循環流を駆動していることが確認できる. Tam らの結果とセル内の流線を比較した結果を Fig.8 に示す. 流線の様相等は, Tam らの結果と同様であることが確認できるが, 本解析においてはセル上面付近の循環流が確認できない. これは, セル内への流入量が不足している可能性がある. その原因としては, 格子解像度の不足, 3次元解析の影響, また直交格子における形状表現の問題が考えられる.

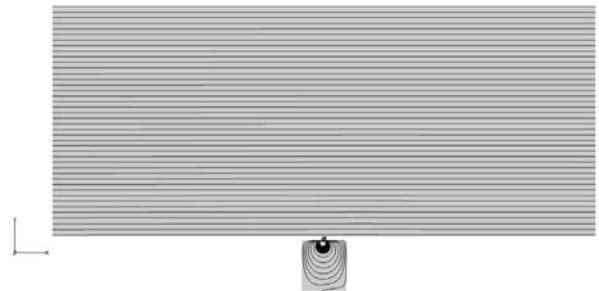


Fig.6 Streamlines at Entire Computational Domain

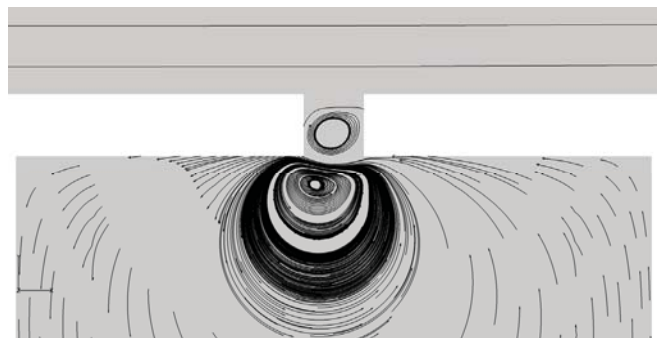


Fig.7 Streamlines with Circulating Direction at Resonator

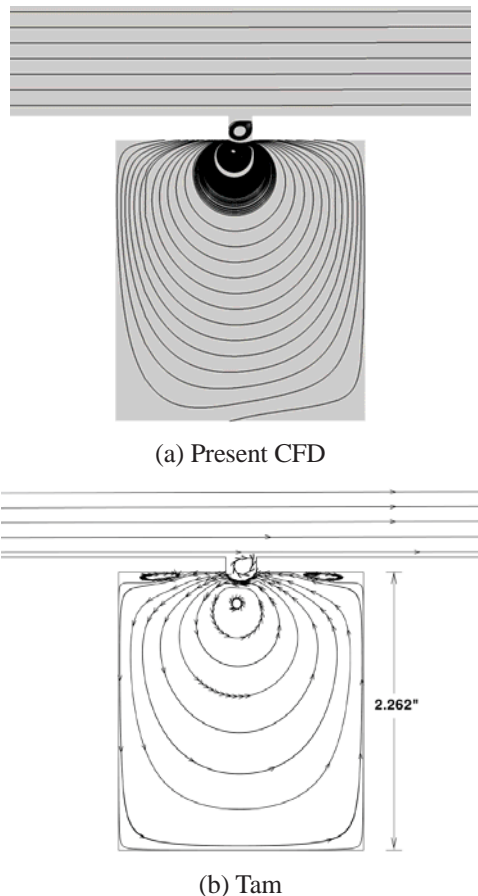


Fig.8 Comparison of Streamlines at Resonator

3.2 境界条件の影響

case1 では、流入条件として境界層内の速度分布としてブラジウス解分布を与えて解析を行った。比較のために、境界層内の速度分布を設定せず、一様流として解析を行った case3 の結果を Fig.9 に示す。ブラジウス解分布を与えた流線と比較をすると、セル内にはほぼ同様の渦構造ができていたため、流入条件の影響はあまり無いことが確認できる。ただし、更に細かい格子解像度での解析を行うなど、追加検証が必要である。

また、case2 及び case4 においては開口部周囲の壁面を非粘性にしてその影響を調査したが、セル内に同様の流線が形成され、セル内への流入量の変化が確認できなかった。

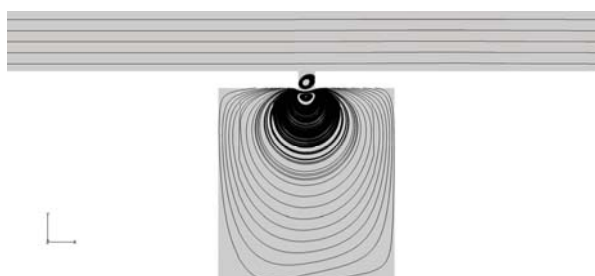


Fig.9 Streamlines of case3 (Uniform Inflow)

4. 結言

本研究では吸音ライナの空力音響解析に向けた基礎解析としてグレージング流下における一自由度のセル構造について、直交格子を用いた BCM により流体解析を行った。Tam らとの計算結果と比較する事で、流線等は同様の傾向を示せた。ただし、共鳴管内（セル内）の上端部において循環流が見られないなど、セル内への流入量の減少が示唆される結果となった。その原因として、格子密度の粗さ、3次元解析による影響、また直交格子で厳密に同スケールの形状を再現できていないことが考えられるため、今後調べる必要がある。また、流入及び壁面における境界条件を変更して流体解析を行い、セル内に流入する流れの変化について調べたが、大きな差異は確認できなかった。今後、境界層近傍の格子を細分化する等して、更なる解析と検証を行うことで、より複雑なセル構造を持つ吸音ライナの流体解析、さらには分離解法に基づく空力音響解析が可能となる。

参考文献

- 1) 日本航空機開発協会: 民間航空機に関する市場予測 2015-2034, <http://www.jadc.or.jp> (2015).
- 2) ICAO: ICAO 2013 Environmental Report, <http://cfapp.icao.int/Environmental-Report-2013/> (2013).
- 3) 西澤敏雄, 石井達哉, 田口秀之: 民間航空機国産化研究開発プログラム(3)~エンジン環境適合性向上技術について~, 第 52 回飛行機シンポジウム CD-ROM 講演論文集 (2014).
- 4) 栗原啓, 天野高志, 藤秀実, 佐々木大輔, 石井達哉, 長井健一郎, 大石勉: 吸音パネル形状のジェットエンジンファン騒音の吸音性能に与える効果, 日本機械学会 2015 年度年次大会 (2015) 発表予定.
- 5) Fukushima, Y., Sasaki, D., Nakahashi, K.: Cartesian Mesh Linearized Euler Equations Solver for Aeroacoustic Problems around Full Aircraft, International Journal of Aerospace Engineering, Vol. 2015, Article ID 706915 (2015).
- 6) Nakahashi, K., Kim, L. S.: Building-Cube Method for Large-Scale, High Resolution Flow Computations, AIAA Paper, 2004-0423 (2004).
- 7) 坂井玲太郎, 大林茂, 松尾裕一, 中橋和博: Building-Cube Method を用いた実用的な大規模乱流解析手法の構築, 第 45 回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム 2013 (2013).
- 8) Sasaki, D., Nakahashi, K.: Rapid Large-Scale Cartesian Meshing for Aerodynamic Computations, 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences (ICAS2014), St. Petersburg (2014).
- 9) Tam, C. K. W., Ju, H.: Numerical Simulation of a Slit Resonator in a Grazing Flow, AIAA Paper 2006-0799 (2006).

プラズマアクチュエータ多電極化による気流剥離制御性能の向上

*菅原 正隆, 松野 隆 (鳥取大学), 浅海 典男, 松野 伸介, 山口 方士 (IHI)

Multi-Electrode Plasma Actuator to Improve Performance of Flow Separation Control

*Masataka SUGAHARA, Takashi MATSUNO (Tottori Univ.),
Norio ASAUMI, Shinsuke MATSUNO, Masahito YAMAGUCHI (IHI)

ABSTRACT

The flow control performance of trielectrode (TED) plasma actuators was analyzed in wind-tunnel experiments. The thrust generated from the TED actuator and the corresponding induced jet varied depending on the DC voltage applied. It has been found the thrust from the Single Dielectric Barrier Discharge (SDBD) actuator is remarkably improved for a same AC voltage by adding a high DC voltage.

In low speed wind-tunnel tests, the TED actuator outperformed the classic SDBD actuator regarding separation control on the NACA0012 airfoil at Reynolds number at 6.0×10^5 the plasma actuator was mounted on the leading edge of the airfoil. The experimental results show that the TED plasma actuator has an advantage in the flow control performance compared to the SDBD plasma actuator. In particular, the TED actuator delayed flow separation to a higher angle of attack compared to the SDBD actuator

Key words: Multi-Electrode Plasma Actuator, Flow Separation Control

1. はじめに

近年，大気圧中での放電プラズマを利用した流体制御装置が注目されている^{1)~4)}。なかでも，研究の主流となっているのは単誘電体バリア放電 (SDBD) を用いた SDBD プラズマアクチュエータである。SDBD プラズマアクチュエータは，図 1(a) に概略を示すように，2 枚の電極とその間に挟まれた誘電体から構成される。電極間に高周波・高圧の交流電圧を印加することで SDBD が生じ，上側の露出電極と誘電体に挟まれた部分の気体がイオン化され，このイオンの移動により誘起噴流が生じる。

プラズマアクチュエータによる誘起噴流は，剥離等がともなう幅広い流体問題の制御に適しており，多くの研究がその有効性を実証している。比較的難しいと考えられていた高速流の制御についても，近年 Kelley らはマッハ数 0.4 の主流流れ中でプラズマアクチュエータの剥離抑制性能を実証している⁵⁾ など，利用可能な流体問題の範囲は広がりつつある。

一方で，大スケール流や，あるいはガスタービン内部のような高速流の流体制御を行うには，現在利用されている SDBD プラズマアクチュエータの噴流は弱く，流体制御に利用できる体積力が十分ではない。この課題を解決する手法として，三電極 (Trielectrode: TED) 構成の TED プラズマアクチュエータが提案されている^{6,7)}。TED プラズマアクチュエータは図 1(b), (c) のような構成となっており，SDBD プラズマアクチュエータの既存の露出電極

と対向する位置に第三電極が付加されている (本稿では区別のため既存の露出電極を AC 電極，第三電極を DC 電極と呼ぶ)。プラズマアクチュエータ駆動時には，AC 電極に交流電圧を印加すると同時に，DC 電極に高圧直流電圧を印加する。このとき，電極に負の高圧直流電圧を印加すると，露出電極間を覆うスライディング放電 (SD) が生じる。

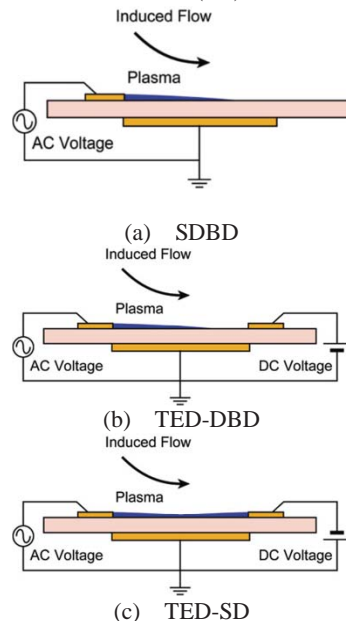


Fig. 1 Schematic configurations of SDBD and Trielectrode plasma actuators.

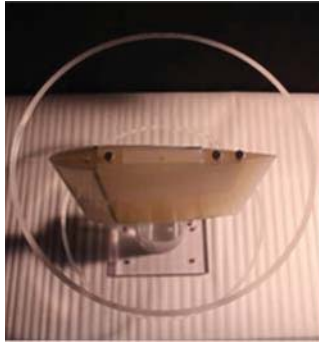


Fig. 2 Photograph of the NACA0012 airfoil model.

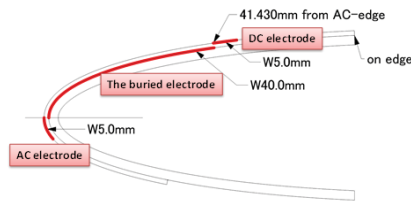
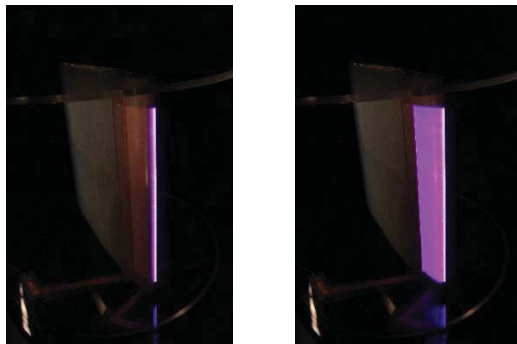


Fig. 3 Schematic of the plasma actuator located on airfoil leading edge of the airfoil.



(a) SDBD actuator (b) TED-SD actuator
Fig. 4 Photographs of the plasma actuators in operation on the airfoil model.

我々の過去の研究により、TED プラズマアクチュエータの SDBD プラズマアクチュエータに対する性能の優位性が明らかにされている。条件によっては、DC 電極に高電圧 (>20kV) を印加することにより、同条件の SDBD プラズマアクチュエータに比べ 8 倍以上の高い流体への体積力を発生可能である。また、体積力生成のエネルギー効率は SDBD プラズマアクチュエータに対して 6 倍程度と高い⁷⁾。また、TED プラズマアクチュエータは駆動条件により壁面より推力方向の噴流を生成できるため、周囲気体に対する制御効果も高いと考えられる。このような特性から、翼列における剥離抑制等、ガスタービンエンジン内部の流体問題の制御に対して、TED プラズマアクチュエータは高い有効性を持つことが期待されている。

しかしながら、剥離制御に TED プラズマアクチュエータを利用した場合の有効性や、TED プラズマ

Table 1 Specification of the TED plasma actuator.

Dielectric material	PTFE
AC frequency: f_{ac} [kHz]	13
AC voltage: V_{ac} [kV _{pp}]	15.6
DC voltage: V_{dc} [kV]	-20~21
Electrode material	Copper
Dielectric layer thickness [mm]	1.08
Buried electrode width [mm]	40
Exposed electrode width [mm]	5
Overlap of electrodes [mm]	0
Discharge length [mm]	255

アクチュエータの生成する上向き噴流の効果については調査解析が行われていない。

本研究ではこれらを明らかにするため、まず単一の翼型模型への TED プラズマアクチュエータの適用と風洞による流体制御性能調査試験を行った。本稿では低速風洞において TED プラズマアクチュエータを NACA0012 翼型模型前縁に設置し駆動した際の剥離抑制性能について、主に PIV 計測の結果より解析した結果について示す。

2. 実験方法

2.1 翼模型およびプラズマアクチュエータ

本研究ではプラズマアクチュエータによる剥離抑制試験の対象として、NACA0012 翼型を持つ二次元翼模型を選択した。使用した模型を図 2 に示す。翼模型は翼弦長 300mm、翼幅 300mm のエポキシ樹脂製で、プラズマアクチュエータを設置する前縁部は取り外し可能となっている、翼端には直径 400mm の透明な翼端板が設置され、流れの二次元性を確保している。

プラズマアクチュエータは翼模型前縁部に図 3 に示される配置で設置した。先行研究より、SDBD プラズマアクチュエータを用いる場合には、前縁直上に露出電極端を設置すると高い剥離抑制効果得られると報告されているため⁸⁾、本研究ではこれを参考に設置位置を決定した。

プラズマアクチュエータの駆動は外部に設置した駆動電源装置によって行った。SDBD のための交流電圧は、ファンクションジェネレータの原波形を高出力アンプ・高電圧トランスを介して生成した。DC 電極への電圧は高電圧直流電源から電極に直接印加した。

プラズマアクチュエータの諸元、および駆動条件は表 1 にまとめられている。本稿では、DC 電極に印加する電圧に注目するため、他の駆動変数は全て表に示す値に固定し試験を行った。図 4 には、翼模型前縁に設置された SDBD および TED プラズマアクチュエータの駆動時のプラズマ生成の様子を示す。

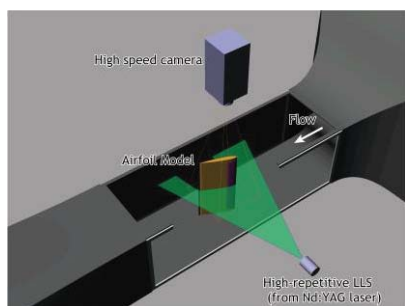


Fig. 5 Schematic configuration of the PIV system.

2.2 プラズマアクチュエータ誘起体積力計測

本研究では、TED プラズマアクチュエータの流体制御力が最大となる駆動条件を探索するために、誘起噴流の推力を計測した。推力測定は精密分析天秤と梘子を用い、噴流の反力を計測することにより実施した。TED プラズマアクチュエータの誘起噴流は駆動条件により方向が変わるため、水平および垂直方向の噴流を計測できる二つの梘子を用いた。

2.3 低速風洞における翼模型流れの PIV 計測

流れの剥離抑制試験は低速風洞において時系列 PIV 計測を行うことにより実施した。風洞試験には鳥取大学流体工学研究室の吸込型低速風洞を使用した。計測部は 600mm 角の固定壁からなり、一様流流速は 0~30m/s 間の任意の速度に設定可能である。絞り比は 7 で、乱れ強さは流速 10~30m/s 全域で 0.7% 以下である。

次に本研究で使用した時系列 PIV 計測システムについて概要を示す。計測系は図 5 に示されるようにレーザシート及び高速度カメラから構成され、これらは PC により制御された。レーザシート生成には高繰り返し Nd:YAG レーザ (LEE-LASER LDP-100 MQG) を用い、流れに流入させたトレーサの散乱光は高速度カメラ (Photron FASTCAM SA-X2) により撮影した。得られたトレーサ画像は PIV システムソフトウェア (西華デジタルイメージ Koncerto II) により収録・解析された。計測領域は模型後流部を中心に 400mm × 400mm の範囲に設定した。本試験では 1 秒あたり 2000 組の画像ペアを 0.1 秒間取得し、得られた瞬時および時間平均速度場から、流れの剥離迎角の同定を行った。

なお、一様流流速は 30m/s (レイノルズ数 6.0×10^5) に固定し、迎角を 0~34deg の間で変更し実施した。

3. 実験結果および考察

3.1 誘起体積力計測結果

まず、TED プラズマアクチュエータにおいてスライディング放電が発生し強い噴流が生成される駆動条件するために実施した推力特性試験の結果に

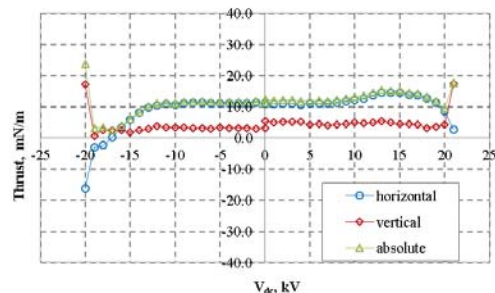


Fig. 6 Thrust characteristics of the TED plasma actuator ($V_{ac} = 15.6\text{kVpp}$, $f_{ac} = 13\text{kHz}$) Thrust characteristics of the TED plasma actuator ($V_{ac} = 15.6\text{kVpp}$, $f_{ac} = 13\text{kHz}$)

ついて示す。図 6 のグラフは、表 1 に示した駆動条件での TED プラズマアクチュエータの推力の DC 電圧依存性を示している。グラフ中の DC 電圧 $V_{dc} = 0$ が SDBD プラズマアクチュエータの推力を示している ($T_{SDBD} = 10.84\text{mN/m}$)。ここで、DC 電圧を印加した場合、低電圧領域では ($|V_{dc}| < 10\text{kV}$)、推力は SDBD プラズマアクチュエータの示す値より徐々に増加する。

高電圧領域では DC 電圧の極性により特性が異なる。正の DC 電圧を印加した場合には、 $V_{dc} = 20\text{kV}$ を超えると垂直方向の推力成分が急激に増加する。推力の最大値は $V_{dc} = 21\text{kV}$ において 17.54mN/m であった。負の DC 電圧を印加した場合は、 $V_{dc} = -13\text{kV}$ を越えるとスライディング放電が発生すると同時に、噴流方向の急激な偏向が生じた。これは過去の試験結果とも一致する特性である^[3]。結果、負電圧印加条件では最大推力は 23.70mN/m ($V_{dc} = -20\text{kV}$) であった。

これらの結果より、風洞試験では TED プラズマアクチュエータの推力最大条件である $V_{dc} = -20\text{kV}$ ($V_{ac} = 15.6\text{kVpp}$) を駆動条件として選択した。

3.2 翼模型流れの PIV 計測結果

次に、TED プラズマアクチュエータを 2 次元翼模型模型に適用した際の剥離抑制性能調査として実施した PIV 計測結果について示す。

最初に示すのは、参照条件となるプラズマアクチュエータ非駆動時の剥離特性である。図 7 には翼模型の迎角を 0~20deg まで種々変更した場合の平均速度分布が示されている。なお、翼模型下面はレーザ照射時に影となるためデータが欠損している。また、画像周辺部に残る線は画像への翼端板の影響であり、流れ場の変化では無いことに注意する。翼上面における流れの剥離に注目すると、迎角 10deg 以下では後縁に至るまで流れの剥離は見られないが、迎角 16deg (図 7(d) 参照) では後縁で境界層厚さが増大しており、ここから迎角が 1 度増加し、17deg に達すると流れは前縁から剥離を生じる (図 7(e))。ま

た、これより高い迎角では常に流れは前縁から剥離する。なお、図に示した流れ場は平均流速場であり、瞬時流れからは、剥離剪断層内に大規模な渦構造が存在することが確認されている。

次に、プラズマアクチュエータ駆動時に意図した噴流が生成されていることを確認するため、静止流中において、翼模型上に設置したプラズマアクチュエータの噴流の速度場を計測した結果を示す。図 8 はそれぞれ、SDBD プラズマアクチュエータと TED プラズマアクチュエータ ($V_{dc} = -20kV$) の生成する噴流の速度時間平均場を示している。SDBD プラズマアクチュエータは翼前縁から後縁方向に、一様流と同方向の流れを生成している。これに対し、TED プラズマアクチュエータは意図したとおり、翼前縁より翼面に垂直やや上流向きに噴流を生成している。放電状況を同時に確認した結果、本条件において、体積力計測試験時と同条件での駆動が行われていることが確認できた。

次に示すのが、流速 30m/s で実施した SDBD および TED プラズマアクチュエータ駆動による剥離制御を行った際の PIV 計測結果である。図 9 に示すのは SDBD プラズマアクチュエータ駆動時の翼面上平均速度分布である。図には迎角 22, 22.5 および 23 deg の結果を示してある。全条件でプラズマアクチュエータは定常的に駆動している。これらの図から、迎角 22deg までは顕著な剥離抑制効果が得られていることが確認できる (図 9(a) 参照)。この条件でも後縁では局所的な流れの剥離が存在していることが確認できる。迎角をわずかに増し、22.5deg に設定すると (図 9(b)), 流れは前縁より大きく剥離した。剪断層の傾きは同条件のプラズマアクチュエータ非駆動時に比べやや小さいが、本迎角では既にプラズマアクチュエータの剥離制御効果はほぼ無くなっている。

図 10 に示すのは、対応する迎角における TED プラズマアクチュエータ定常駆動時の平均速度分布である。試験条件は、DC 電圧の印加を除き全て図 9 の場合と同一である。TED プラズマアクチュエータ駆動時には、迎角 22.5deg までは顕著な剥離抑制が実現できていることが図よりわかる。しかし迎角 23deg では制御効果はほぼ失われている。

これらの結果より、TED プラズマアクチュエータは二次元翼の剥離流れを制御し、付着流を生成するのに有効な流体制御力を持っていることが確認できた。また、SDBD プラズマアクチュエータに対して優位な流体制御効果を持つことも実証することができた。

一方で、本試験の実験条件においては、TED プラズマアクチュエータの剥離制御効果は SDBD プラズマアクチュエータと比較して限定的な向上を得

るにとどまった。生成する体積力は大きいものの、その効果を有効に生かすためには、流体場への適切な作用手法と、設置・駆動条件の選定が必須であると考えられる。

4. まとめ

本研究では低速風洞において三電極 (TED) プラズマアクチュエータを NACA0012 翼型模型前縁に設置し駆動した際の剥離抑制性能について、主に PIV 計測の結果より解析した。

まず、推力特性試験を実施した結果、TED プラズマアクチュエータは SDBD プラズマアクチュエータに対して 2 倍以上の体積力を持つ噴流を生成できることが分かった。また静止流中の PIV 計測結果より、このとき TED プラズマアクチュエータは壁面に垂直の噴流を生成することが確認できた。

TED プラズマアクチュエータを 2 次元翼型模型に適用した際の剥離抑制性能調査の結果、プラズマアクチュエータ非駆動時には迎角 17deg で生じていた翼の前縁剥離が、SDBD プラズマアクチュエータ駆動時には 22deg まで付着流れを保持できることを確認した。また同条件において、TED プラズマアクチュエータは迎角 1deg 未満ではあるが SDBD プラズマアクチュエータより高い迎角まで付着流を保持することができた。

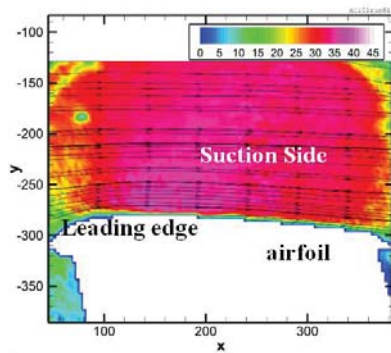
今後、流体場への適切な作用手法の解析と、設置・駆動条件の選定により、TED プラズマアクチュエータの大きい生成体積力をガスタービンエンジン内流れ等の高速流において有効に利用することが可能であると考えている。

参考文献

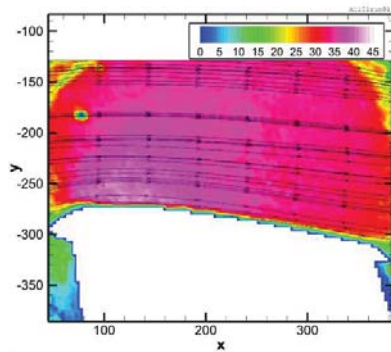
- 1) Corke, T. C., Post, M. L., and Orlov, D. M., 2007, "SDBD Plasma Enhanced Aerodynamics: Concepts, Optimization and Applications," *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 43, No. 7-8, pp. 193-217.
- 2) Font, G. I., and Morgan, W. L., 2007, "Recent Progress in Dielectric Barrier Discharges for Aerodynamic Flow Control," *Contributions to Plasma Physics*, Vol. 47, No. 1-2, pp. 103-110.
- 3) Matsuno, T., Maeda, K., Yamada, G., Kawazoe, H. and Kanazaki, M. 2013, "Improvement of Flow Control Performance of Plasma Actuator Using Wind-Tunnel Test Based Efficient Global Optimization," *AIAA paper*, AIAA2013-2512.
- 4) Forte, M., Jolibois, J., Pons, J., Moreau, E., Touchard, G., and Cazalens, M., 2007, "Optimization of a Dielectric Barrier Discharge Actuator by Stationary and NonStationary Measure-

ents of the Induced Flow Velocity: Application to airflow control,” *Exp. Fluids*, Vol. 43, pp.917-928

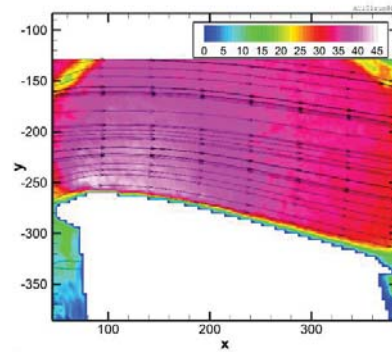
- 5) Kelley, C. L., Bowles, P. O., Cooney, J., He, C., Corke, T. C., Osborne, B. A., Silkey, J. S., and Zehnle, J., 2014, “Leading-Edge Separation Control Using Alternating-Current and Nanosecond-Pulse Plasma Actuators,” *AIAA Journal*, Vol. 52, No. 9, pp.1871-1884
- 6) Sosa, R., Arnaud E., Memin E., and Artana G., 2009, “Study of the Flow Induced by a Sliding Discharge,” *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation*, Vol. 16, No. 2, pp.305-311
- 7) Matsuno, T., Fujita, N., Yamada, G., and Kawazoe, H., Matsuno, S., Asaumi, N., Kouwa, J., 2014, “Vectord Jet Control by Tri-electrode Plasma actuator for Turbomachinery”, *Asian Joint Conference on Propulsion and Power, AJCPP20* 14-155
- 8) Akansu, Y. E., Karakaya, F., and Sanlisoy, A., 2013, “Active Control of Flow around NACA 0015 Airfoil by Using DBD PlasmaActuator,” *EPJ Web of Conference* 45, 01008 (2013)



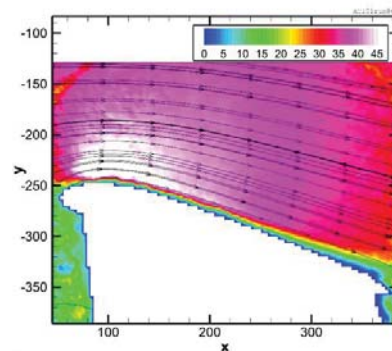
(a) AOA = 0 degrees



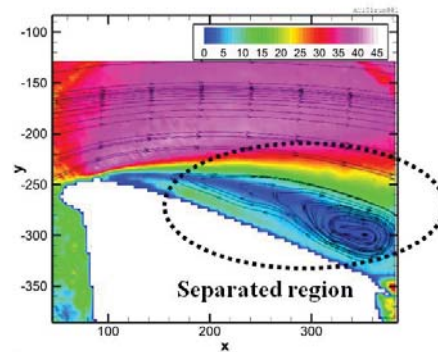
(b) AOA = 5 degrees



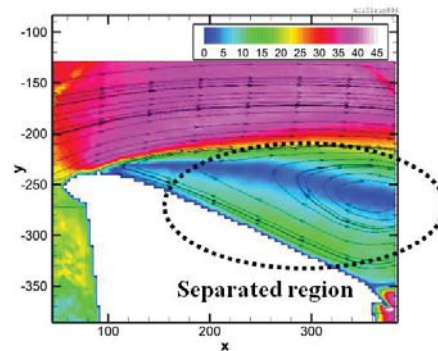
(c) AOA = 10 degrees



(d) AOA = 16 degrees



(e) AOA = 17 degrees



(f) AOA = 20 degrees

Fig. 7 Mean velocity fields without plasma actuator in 30 m/s flow.

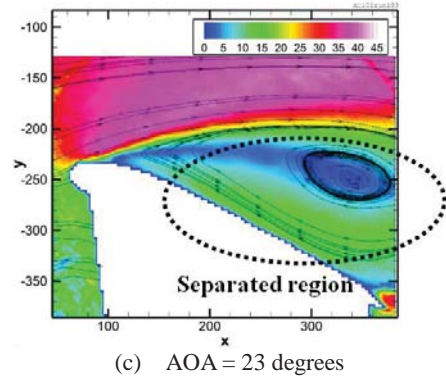
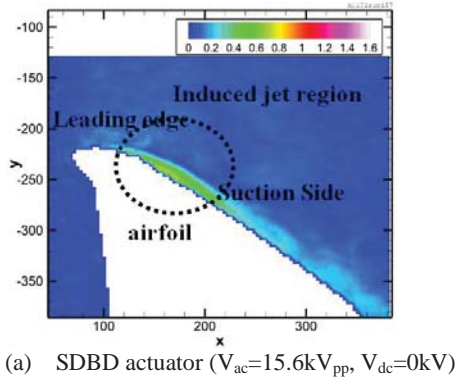


Fig. 9 Mean velocity fields with the SDBD actuator in 30 m/s flow.

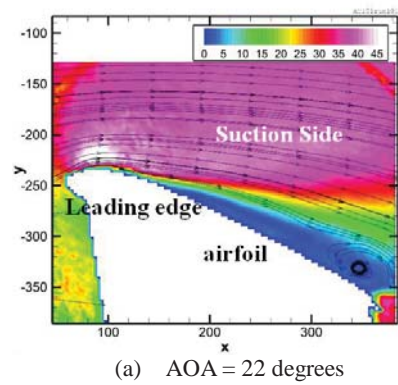
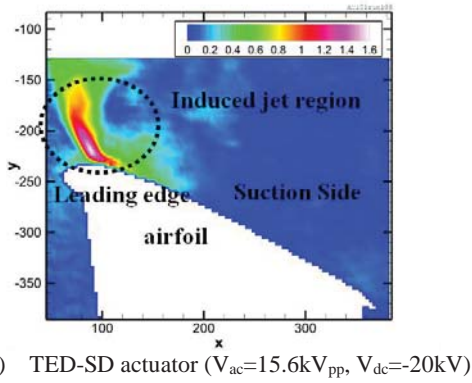


Fig. 8 Mean velocity fields with plasma actuator on the quiescent air.

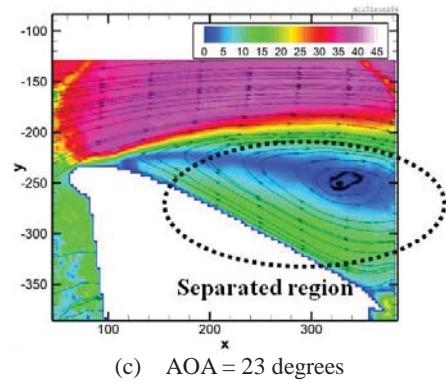
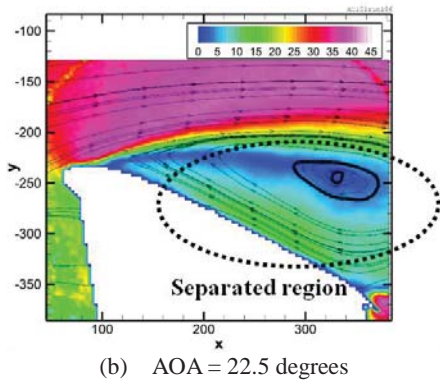
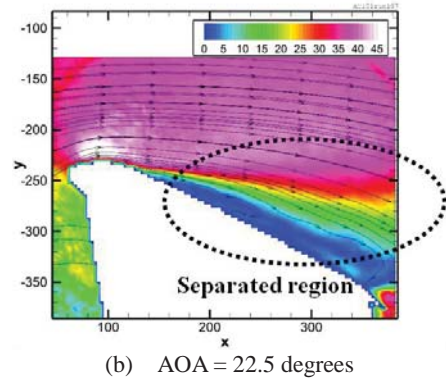
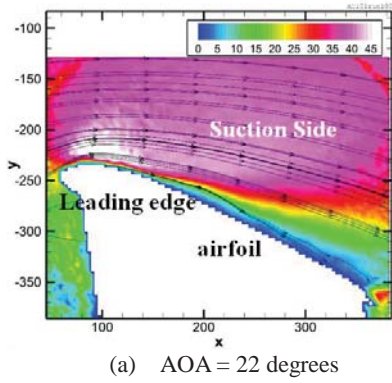


Fig. 10 Mean velocity fields with the TED-SD actuator in 30 m/s flow.

超音速膨張流における境界層の再層流化

*真田 浩希（東大院），寺本 進，岡本 光司（東大）

Boundary Layer Relaminarization in Supersonic Expansion Flow

*Hiroki SANADA(Univ. of Tokyo),
Susumu TERAMOTO and Koji OKAMOTO(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

In this research, it is interested in relaminarization which effects turbine efficiency of low pressure turbine with lower Reynolds number and higher load of blades. Therefore, supersonic expansion relaminarization is analyzed RANS and LES at $M_0 = 3$, $Re = 5000$ for relaminarization mechanism and simulating method. In LES results, it is shown that turbulence is generated in upper stream of expansion corner by rescaling method. On the other hand, it is shown that turbulence disappears in downer stream of expansion corner and velocity fluctuations decrease. So future topics of discussion is grid resolution downer stream of expansion in order to determine either numerical or physical relaminarization.

Key words: Supersonic, Relaminarization, Expansion corner, Computational Fluid Dynamics, LPT

1. はじめに

近年，ジェットエンジンの低圧タービンでは，軽量化を目的とした翼の高負荷化が進んでいる。また，航空機の高高度における巡航やエンジンの小型化は，タービン翼列内での低レイノルズ数化に繋がる。このような翼の高負荷化および低レイノルズ数の条件下のタービン翼負圧面上では，流れが低レイノルズ数で強い加速を受けるため，再層流化現象が起こりやすい。再層流化が起こった場合，境界層は，層流境界層となり，剥離を生じやすくなり，剥離泡が再付着しない場合，タービン性能は，著しく低下してしまう。そのため，今日，低圧タービン負圧面上に発生する層流剥離泡に関する実験的・数値的な研究が行われている[1]-[5]。また，堤ら[6]によって，行われた遷音速ロケットフェアリング周りの衝撃波境界層干渉の IDDES 解析でも，膨張に伴う再層流化が流れ場に大きな影響を及ぼすことが指摘されており，このように，LPT タービンのみならず，広く航空宇宙工学において，再層流化は重要な現象である。Narasimha[7]

は $M = 3$ 以下の超音速膨張角における再層流化に関するいくつかの研究をまとめ，再層流化が起こる基準について示した。そして， $\Delta P/\tau_0 \geq 70$ の場合に再層流化が起こると結論付けた (ΔP : 膨張角前後の主流の静圧の変化量， τ_0 : 膨張角上流の壁面剪断応力)。Nguyen[8]は先ほどの基準を満たし，再層流化が起こっているとされている Dussauge[9] ($\Delta P/\tau_0 = 90$) と Smith[10] ($\Delta P/\tau_0 = 115$) によって行われた 2 つの研究について RANS 解析を比較している。そして，再層流化とその後の再遷移では，乱流モデルごとの結果が異なり，実験との一致が得られないことが指摘されている。そこで，本研究では，境界層が強い加速を受けて再層流化する最も基礎的な流れとして expansion corner を通過する超音速乱流境界層の RANS および LES 解析を行う。

2. 数値解析手法

2. 1 解析対象

解析対象は、Dussauge の実験によって用いられた $\eta = 12\text{deg}$ の凸角を持つ平板とする。実験形状と座標系を Fig.1 に示す。流入マッハ数 $M_0 = 1.76$ 、99%境界層厚さ $\delta_0 = 10 [\text{mm}]$ 、また、流入する境界層の運動量厚さを基準としたレイノルズ数は、 $Re_\theta = 5000$ である。

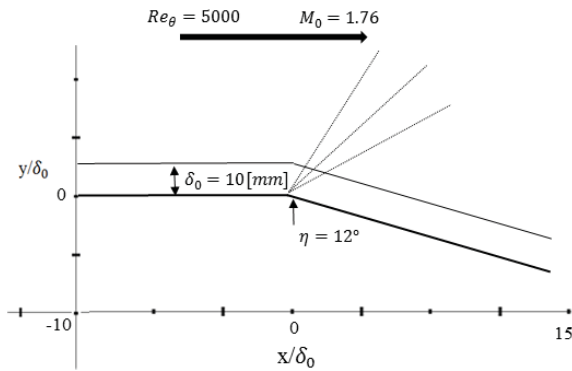


Fig. 1 Sketch of the supersonic flow.

Table.1 Specification of experiment

Inlet Mach No.	M_0	1.76
Reynolds No.	Re_θ	5000
Expansion deg	η	12 [deg]
Boundary Layer	δ_0	10 [mm]
Skin friction coefficient	C_f	0.00225

2. 2 数値解析手法

RANS 解析ではファールブル平均 3 次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を支配方程式とし、定常解析を行った。対流項は、3 次精度 MUSCL を用いた SHUS スキームで評価し、時間積分は、ADI-SGS, Euler 陰解法によって行った。また乱流モデルは Spalart-Allmaras(SA モデル)を用いた。LES 解析では、空間差分は、6 次精度 Compact スキームを用い、空間フィルタは、6 次精度陰的 3 重対角フィルタを用いた。またフィルタ係数は 0.48 とした。時間積分は、ADI-SGS スキームを用いた 3 点後退差分であり、内部反復は 3 回である。また空間フィルタによる散逸を考慮し、陽的な SGS モデルを用いない Implicit LES を用いた。計算には東京大学のスーパーコンピュータ Fx10 を使用し、1node(16 コア)を使った。並列計算は、自

動並列および OpenMP で行った。最大 CFL は約 3 として、時間刻みは $dt = 1.0^{-5}$ である。

2. 3 計算格子

格子配置を Fig.2 に示す。計算領域は、流れ方向を $x/\delta_0 = 25$ (expansion corner 前: 10, 後: 15), 壁面垂直方向を $y/\delta_0 = 50$, スパン方向を $z/\delta_0 = 1$ とした。壁面垂直方向を大きめにとったのは、衝撃波・膨張波の反射を防ぐためである。また格子点数は、LES 解析では、流れ方向は格子幅 $\Delta x^+ = 50$ として 800 点、壁面垂直方向は $Y^+ \leq 1$ を満たすように第一格子点を配置、stretch 比は 1.01 として、150 点、スパン方向は格子幅 $\Delta z^+ = 20$ として、100 点の計 1200 万点からなる。また RANS 解析のスパン方向は、5 点の計 240 万点からなる。

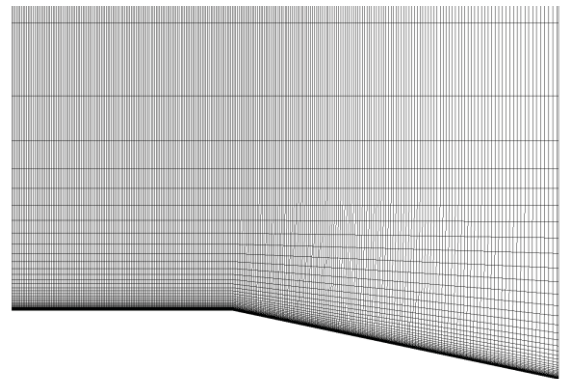


Fig. 2 Numerical grid.

2. 4 境界条件

RANS 解析では、境界条件として、流入境界における圧力、密度、速度を速度条件として与え、スパン方向は周期境界、壁面垂直方向上面には滑り壁条件、下面には断熱粘着壁条件を与えた。また、LES 解析では、境界条件として Fig.3 に示すようにリスケーリング法によって、目的の乱流境界層を手に入れた。リスケーリング法では、 $x/\delta_0 = -7$ における毎ステップの速度変動を流入境界に与えることで、人工的に乱流擾乱を生成している。

3. 結果および考察

約 4Flow Through Time に渡って流れ場を発達させた後、 $\delta_0/U_0 = 5$ の間、統計量をサンプリングした。

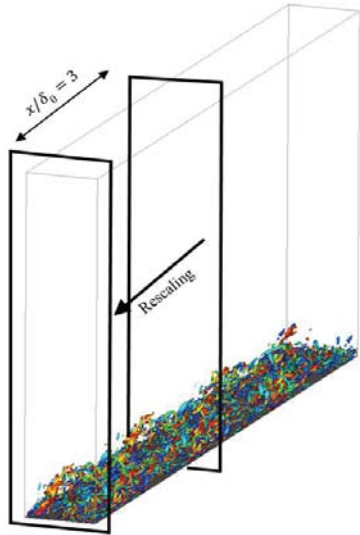


Fig.3 Rescaling method.

3.1 流れ場の可視化

流れが expansion corner を通過する際の再層流化を確認するため、ある時刻における瞬時値計算結果の渦構造の可視化を行う。Fig.4 は、LES における速度テンソル第二不変量 (Q 値) を x 方向の渦度で色付けしたものである。また、 Q 値は、次のように定義される。

$$Q = W_{ij}W_{ij} - S_{ij}S_{ij}$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right]$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right]$$

W_{ij} , S_{ij} は、それぞれ、渦度テンソル、ひずみ速度テンソルである。

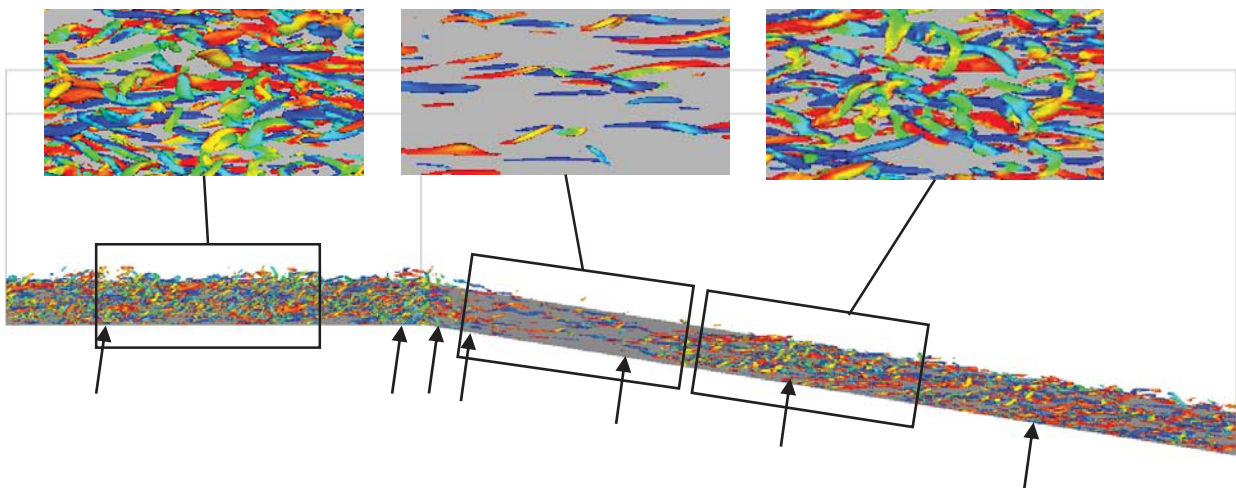


Fig.4 Supersonic flow field around expansion corner. Arrows for $x/\delta_0 = -7, 3, -0.5, 0.1, 0.6, 3.2, 7.0$ and 9.8 .

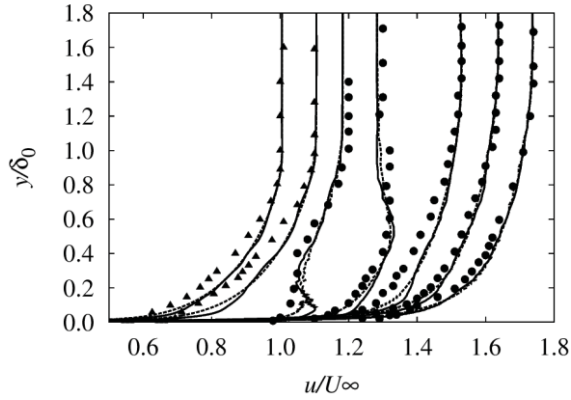
Q 値の正の等値面は、流体粒子の回転運動の大きさが、伸縮運動に比べて、卓越することを意味するため、渦構造の可視化に用いられる。

流れ場の可視化から、次のことが確認できる。

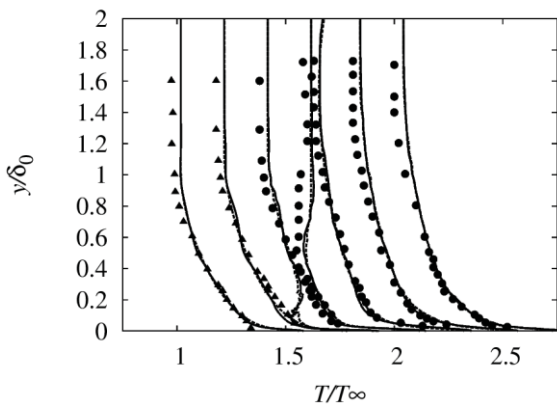
1. expansion corner 上流では、渦構造が確認される。これは、リスケーリング法による乱流擾乱の生成が正しく行われていることを示す。
2. expansion corner 通過時に、再層流化が起こり、渦構造が消滅する。その後、 $x/\delta_0 = -3.2$ あたりから、ヘアピン状の渦と共に、再び渦構造が生成されている。

3.2 実験との比較

RANS 解析および LES 解析によって得られた結果を実験値と比較する。Fig.5(a)に速度プロファイルを示す。グラフから RANS, LES 共に境界層外部では、実験値とよく一致していることがわかる。一方で、expansion corner 通過時の $x/\delta_0 = 0.1$ では、実験値と比較して、壁面付近で、速度が大きくなっている。これは、急激な圧力勾配によって、流れが加速するため、壁面付近の境界層の吸い込みが起こるからである。この現象は、その後の $x/\delta_0 = 0.6$ まで確認できる。そして、それより下流では、境界層外部も加速を受けて、実験値のように速度が大きくなる。Fig.5(b)に温度プロファイルを示す。速度プロファイル同様に、角部近傍を除いて、実験値とよく一致していることがわかる。



(a) Velocity profile. Velocity increment 0.1 is added for clarity.



(b) Velocity increment 0.1 and is added for clarity.

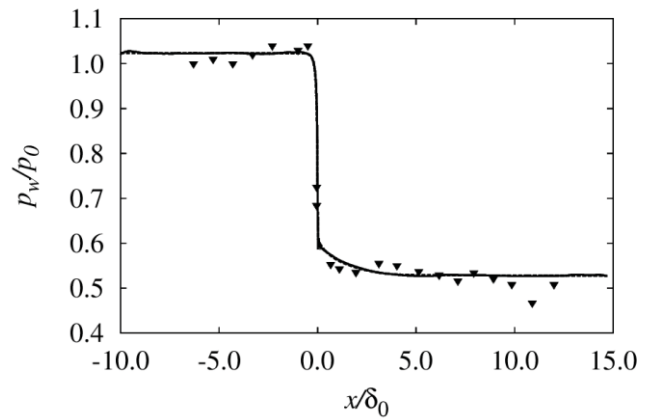
Fig.5 Velocity and temperature profiles for $x/\delta_0 = -7.3, -0.5, 0.1, 0.6, 3.2, 7.0$ and 9.8 . Open and closed symbols denote experimental data for $x < 0$ and $x > 0$ respectively. Solid lines are LES results and dashed lines are RANS results.

次に、Fig.6(a)に圧力分布を示す。expansion corner 通過時の膨張によって、流れの圧力が急激に下がっており、RANS, LES 共に実験値とよく一致していることがわかる。また実験値では、ばらつきが見られるが、これは、実験時に弱い衝撃波が形成されているためであると考えられる。解析では、圧力下降時に、 $x/\delta_0 = 0 \sim 5$ まで、緩やかに下降している。これは、境界層の影響によって、expansion corner の凸角が滑らかになるためである。Fig.6(b)に摩擦係数プロファイルを示す。なお、解析の壁面摩擦係数は、次のように定義される。

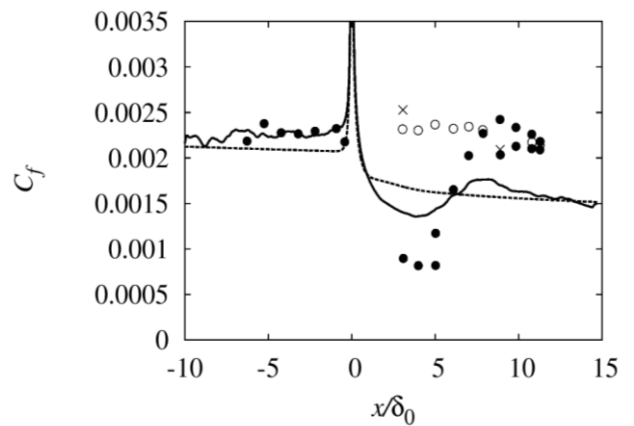
$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho_0 U_0^2}$$

RANS, LES 解析共に expansion corner 上流では、実験と比較的一致している。このことから、壁面

摩擦係数からもリスケーリング法が正しく機能していることが考えられる。一方で、expansion corner 下流では、実験値と大きく異なっている。これは実験では、壁面摩擦係数を対数則などから間接的に求めていることもあり、実際にどのような物理現象が起こっているか、壁面摩擦係数からは、評価できない。また解析では、実験と異なり、expansion corner 通過時にスパイクが確認される。 C_f の分母は、一定であるため、expansion corner 通過時に壁面せん断応力が急激に増加することを意味する。



(a) Wall pressure



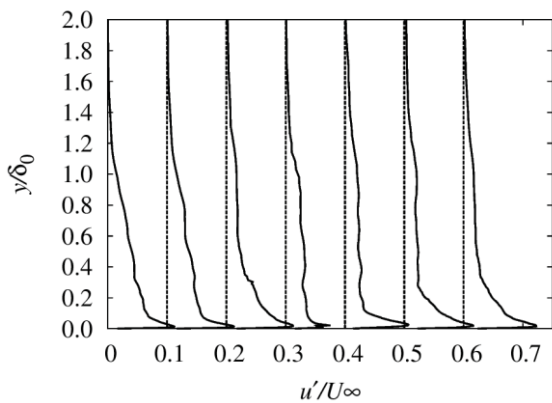
(b) Skin friction coefficient. Open, cross and closed symbols denote experimental data from formula, momentum balance and slope of the logarithmic profiles respectively

Fig.6 Wall pressure and skin friction coefficient. Solid lines are LES results and dashed lines are RANS results.

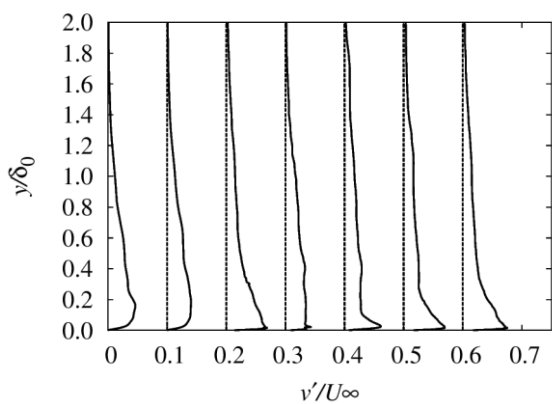
3. 3 再層流化および再遷移

Fig.7(a)-(c)に各速度成分の乱流強度を示す. 各成分で, expansion corner 上流の乱流強度が確認できる. このことからリスケーリング法により, 乱流擾乱が生成されていることが分かる. その後はいずれの成分でも, $x/\delta_0 = 0.1$ の壁面近傍で乱流強度が増加している. これは, expansion corner 通過時の速度ベクトルの変化に伴うものであると考えられる. そして, $x/\delta_0 = 0.6$ の壁面近傍で乱流強度が最も減少し, 下流に進むにしたがって乱流強度は増加している. これは, 上述の渦構造の増減と一致している.

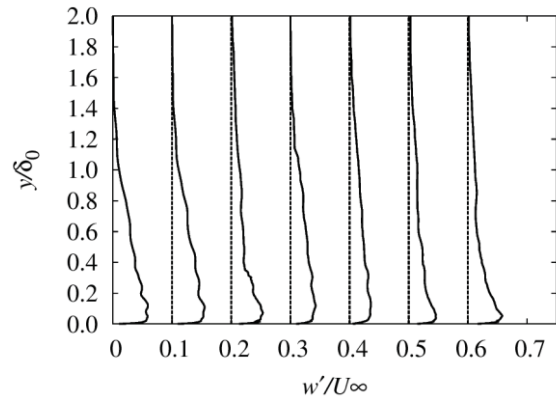
Fig.8 に $u'v'$ 成分のレイノルズ応力を示す. レイノルズ応力も乱流強度同様に, $x/\delta_0 = 0.1$ で一度増加し, その後, $x/\delta_0 = 0.6$ の壁面近傍で最小になった後, 徐々に増加していく.



(a) u' .



(b) v' .



(c) w' .

Fig. 7 LES turbulent intensity for $x/\delta_0 = -7.3, -0.5, 0.1, 0.6, 3.2, 7.0$ and 9.8 .

Fig.9 に壁座標および摩擦速度で無次元化した速度分布を示す. 本研究の対数則では, 圧縮性の影響を考慮して, Van Driest 変換を用いている. Van Driest 変換は次のように定義される.

$$u_{vd} = \int_0^{u^+} \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right)^{1/2} du^+$$

また, 次のように定義される理論値と比較する.

$$y^+ = 2.5 \log(u^+) + 5.5$$

いずれの解析でも, $x/\delta_0 = 0.1$ では, 対数則と一致していない. これは, expansion corner 通過直後であるため, 対数則を定義できないからである. その後の $x/\delta_0 = 0.6, x/\delta_0 = 3.2$ では, u^+ が理論値より大きくなっている. これは再層流化の影響により, 粘性低層の領域が大きくなるためである. それより下流では, 再遷移に伴って粘性低層の領域が小さくなり, 理論値と一致している.

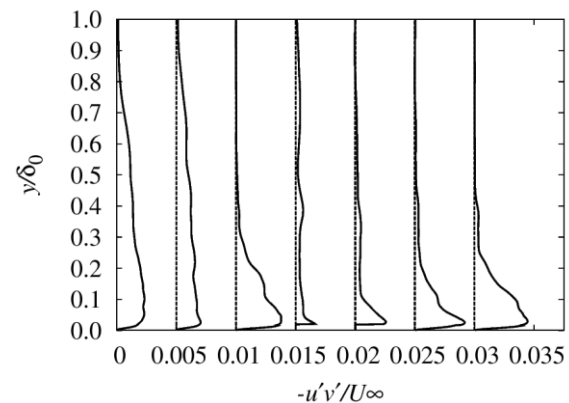


Fig.8 Reynolds shear stress, $-u'v'$ for $x/\delta_0 = -7.3, -0.5, 0.1, 0.6, 3.2, 7.0$ and 9.8 . $-u'v'$ increment 0.005 is added for clarity.

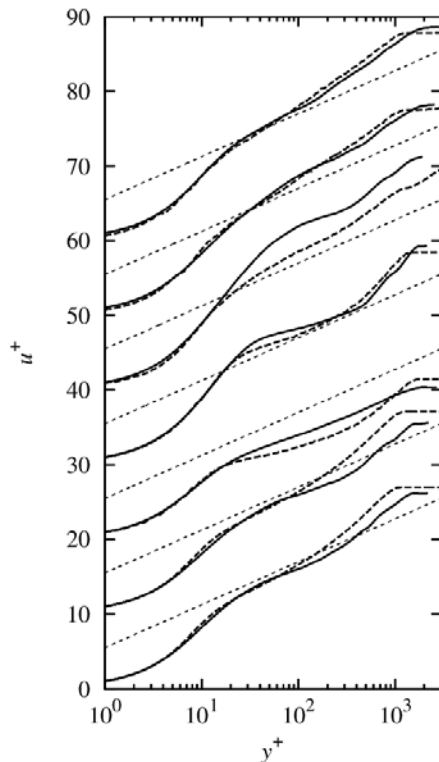


Fig.9 LES velocity profiles plotted in wall coordinates for $x/\delta_0 = -7, 3, -0.5, 0.1, 0.6, 3.2, 7.0$ and 9.8 . u^+ increment 10 added for clarity.

4. まとめ

本研究では、超音速膨張流における再層流化現象について、RANS 解析および LES 解析を行った。その結果、以下の結論が得られた。

1. expansion corner を通過時に、それまで発達していた乱流が層流に戻る再層流化現象が起きていることが確認された。
2. C_f のグラフから、LES 解析では、実験や RANS 解析と比較して、過度に再層流化していること、再遷移までの区間が大きいことが確認された。
3. 今後は、これらを踏まえて、スパン方向の計算領域、時間平均のステップ数の検討と共に、expansion corner 下流の格子解像度の影響を重点的に調査する必要があることが考えられる。

参考文献

- 1) Mayle, R. E. (1991). The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines. *Journal of Turbomachinery*, 113(4), 509.

- 2) Tucker, P. G. (2011). Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 2—LES and hybrids. *Progress in Aerospace Sciences*, 47(7), 546–569.
- 3) Jagannathan, S., Schwänen, M., & Duggleby, A. (2012). Low Pressure Turbine Relaminarization Bubble Characterization using Massively-Parallel Large Eddy Simulations. *Journal of Fluids Engineering*, 134(2), 021102.
- 4) Michelassi, V., Wissink, J. G., Frohlich, J., & Rodi, W. (2003). Large-Eddy Simulation of Flow Around Low-Pressure. *AIAA Journal*, 41(11).
- 5) Wu, X., & Durbin, P. (2001). Evidence of longitudinal vortices evolved from distorted wakes in a turbine passage. *Journal of Fluid Mechanics*, 446, 199–228.
- 6) 堤誠司, 高木亮治, 高間良樹, 今川健太郎, 中北和之, 加藤裕之, (2014). ロケットフェアリング遷音速流れにおける LES/RANS ハイブリッド法の評価, 第28回数値流体力学シンポジウム, F03-2.
- 7) Narasimha, R. and Sreenivasan, K. (1979). Relaminarization in Fluid Flows, *Advances in Applied Mechanics*, Vol. 19, pp. 221-309.
- 8) Tue T.Q. Nguye., Marek Behr., and Birgit U. Reinartz. (2009). Numerical Investigation of Compressible Turbulent Boundary Layer Over Expansion Corner, *AIAA 7371*
- 9) Dussauge, J. P. and Gaviglio, J. (1987). The Rapid Expansion of a Supersonic Turbulent Flow: Role of Bulk Dilatation, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 174., pp. 81–112.
- 10) Smith, D. R. and Smits, A. J. (1991). The Rapid Expansion of a Turbulent Boundary Layer in a Supersonic Flow, *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, Vol. 2, pp. 319–328.

直交流中に流入する対向噴流における噴流干渉部分の流れ場の検討

*長尾 隆央 (IHI), 林 光一 (青学大)

Analysis of opposite impinging jets interaction in crossflow

*Takahisa NAGAO(IHI) and A.Koichi HAYASHI(Aoyama Gakuin Univ.)

ABSTRACT

In order to evaluate a mixing of fuel with dilution air in jet engine, unsteady turbulent flow analysis is performed in a simplified combustor. The flow channel consists of the opposed jets and cross-flow, which are normal to each other. A mixing behavior are studied using parameters, spacing of jet holes (S), height of duct (H), jet diameter (D) and momentum flux ratio of jet and crossflow (J). In previous study, the result is found that mixing performance is concerned with the parameter $C=S/H*\sqrt{J}$. And, the previous results suggested that the mixing performance is sensitive by the positional relation with a potential core and collision plane of two jets. In this study held a discussion about the flow behavior of opposing jets interaction area.

Key words: Jet engine, Combustor, Opposed jets, mixing, LES

1. はじめに

ガスタービンエンジン燃焼器において，出口温度分布に高温のホットスポットが存在するならば，タービンの寿命に大きな影響を与えることが懸念されるため，出口温度分布は十分に一樣であることが望ましい。

図 1 に RQL (Rich-burn Quick-quench Lean-burn) 燃焼器⁽¹⁾の断面図の概略図を示す。実際の形状は，この断面をガスタービン軸で回転させた環状の形状となっている。過濃燃焼領域では，ノズルから噴射された燃料がスワール保炎器で空気と混合して燃焼する。その直後，希釈空気が流入してこの過濃燃焼領域での生成物と急速に混合し，残りの燃料を燃焼させる。RQL 燃焼器の温度分布は，希釈空気によって調整されるため，その流動を把握しておくことは重要である。

希釈空気による流れは，主流に直交に流入する対向噴流としてモデル化され，古くから検討されている。Holdemann と Walker⁽²⁾⁽³⁾は，図 2 のような矩形流路に直交に噴出する対向噴流と非対向噴流について研究を行い，孔形状，孔径 D ，孔間隔 S ，高さ H ，噴流と主流の運動量流束比(momentum flux ratio) J を変えた場合の混合状態をまとめている。運動量流束比 J は次の式で表される。

$$J = \frac{\rho_j u_j^2}{\rho_m u_m^2} \quad (1)$$

ここで ρ :密度， u :流速，添字 j :噴流，添字 m :主流

また，Holdeman⁽⁴⁾は実験により，直交流中の噴流混合

は以下のパラメータ C で整理できることを見出した。

$$C = \frac{S}{H} \sqrt{J} \quad (2)$$

ここで S :噴流間隔， H :流路高さ。

C は，噴流 1 つあたりの流路の扁平度 (S/H) と，主流に対する噴流運動量流速比 J に比例する。よって， C は噴流の流路高さに対する貫通度に比例する量であると考えられる。Liscinsky ら⁽⁵⁾は，対向噴流の場合は $C=2.5$ が出口分布を最も均一化できる値としているが，一方， J が大きいほど混合が良いとも報告⁽⁶⁾しており，設計指標として十分確立したものは，未だ公知とされていない。

我々の研究では，噴流間隔 S と流路高さ H をパラメータとして変化させた解析を行い，混合メカニズムと混合性能に与える影響を明らかにするための検討を進めている。以前の研究⁽⁷⁾において，時間平均した流れ場により流路出口の濃度分布を求めることで混合性能を評価し，噴流間隔 S ，流路高さ H とパラメータ C が全体的な混合性能へ与える影響について報告した。 $H/D \leq 5$ では混合性能が C に比例して良くなる傾向を見せるが， $H/D > 7.5$ では， C が大きくなると混合性能が悪化する傾向となった。流れ場の観察により，ポテンシャルコアが衝突部分に到達するかどうかによって結果が変化することが推測された。また，同じ混合性能でも，流れ場が異なる可能性が示唆された。そこで，本発表では，同一の C を持つ流れ場を比較することで，ポテンシャルコアが衝突部位

に与える影響の考察と、同じ混合性能を持つ流れ場を比較した場合の流れ場の違いを考察することを目的とする。

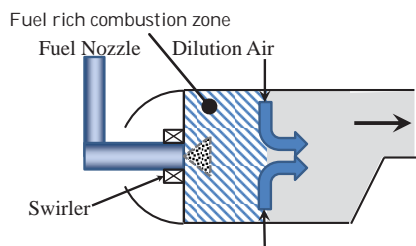


Fig.1 Schematics of RQL gas turbine combustor

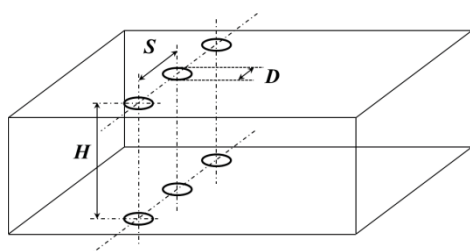


Fig.2 Explanation of geometric parameters S, H, D

2. 対称形状・解析モデル

流路構成としては、先行研究⁽⁷⁾と同じように、矩形流路に直交する対向噴流を有する流れを採用した。噴流口はZ方向（奥行き方向）の中間に位置している。図3に対象とする形状を示す。 D は噴流孔径、 S は噴流孔間隔、 H は流路高さ、 V_j は噴流流速、 V_m は主流流速、 X_j は主流入口と噴流孔の距離である。X,Y,Z 軸の原点位置は上下噴流流入口中心線上の中間点である。図上でSは流路幅として表示されているが、手前側と奥側の境界に周期境界を設定しているため、噴流孔間隔もSとなる。

流路の左端から主流が流入する。右端は大気開放である。噴流は厚みを持ったオリフィスを通して生成される。オリフィスの厚さは $0.5D$ であり、図5のように、オリフィス上流に $9.5D \times 5D \times 5D$ (X×Y×Z 方向) の立方体形状の導入部がある。オリフィス部の平均流速が V_j となるように入口流速を設定した。オリフィス部のレイノルズ数は約 2.0×10^4 である。流入流速は、オリフィス上流と主流の両方も一様とした。

今回は C が同一の条件の下で、 S/D , H/D , J を変化した解析結果を検討した。設定条件の一覧を表1に示す。

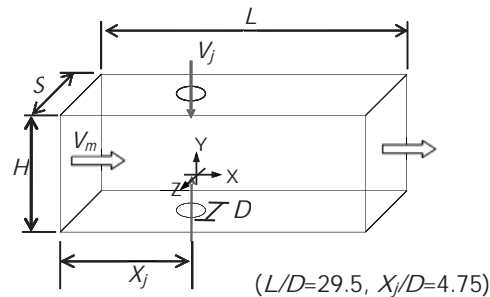


Fig.3 Outline of flow passage configuration

Table 1 Conditions of calculated cases

S/D	H/D	Name	J
5.0	10.0	S5-H10	36
2.5	5.0	S2.5-H5	36
3.75	5.0	S3.75-H5	16

3. 数値解析手法

数値解析には OpenFOAM 2.1.0 の reactingFoam を使用した。OpenFOAM は広く利用されており、例えば、密度の異なるガスの乱流混合を検証した研究⁽⁸⁾や、超音速主流中に流入する直交噴流の燃焼解析⁽⁹⁾等の研究に使われており、実験と定量的に一致したと報告されている。本コードにより噴流混合を計算することは妥当と考える。

表2に計算モデルを示す。気体の物性は主流と噴流で同一とするが、混合を評価するため独立した化学種として扱う。支配方程式には非圧縮性 Navier-Stokes 方程式を用い、乱流の扱いについては Large Eddy Simulation モデルを採用した。図4に解析格子例を示すが、最小格子幅は 0.2mm 、流路内の平均格子幅は 2mm である。格子密度を一定としたため、格子点数は計算領域の体積に比例して約 $250 \sim 500$ 万点となった。

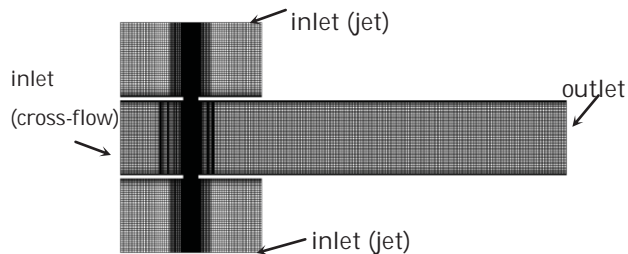


Fig.4 Numerical mesh model (cross section at center of jet)

Table 2 Numerical methods and mesh conditions

CFD code	OpenFOAM 2.1.0 reactingFOAM
Equation	Incompressible Navier-Stokes
Turbulent	Smagorinsky model (LES)
Wall	Spalding law
Cell	Unstructured, Hexahedron
Discretization	Blended 2nd order central with 1st order upwind (9 : 1)
Parallelization	Region splitting, 100 CPUs
Min., Ave Δx	0.2mm, 2mm

4. 結果と考察

混合度合を評価するに当たり、Vranos ら⁽¹⁰⁾は空間的な未混合度である Unmixedness(U_s)という量を定義した。 U_s は以下の式で表される。

$$U_s = \frac{C_{rms}}{C_{avg}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{C}_i - C_{avg})^2}}{w_m / (w_j + w_m)} \quad (3)$$

C_{rms} は評価部位濃度 RMS, C_{avg} は完全混合時濃度, \bar{C}_i は局所時間平均濃度, w_m は主流流量, w_j は噴流流量である。ここで, C_i は, ガス種として主流と噴流を定義した時の主流の体積分率を表す。 U_s が減少するほど, 断面内の濃度分布が均一となり, 完全に均一になれば0となる。

混合は滞留時間に応じて進行する。そのため, 平均流速が異なる条件間で比較を行う場合は, 同じ位置ではなく, 同じ滞留時間となる断面で比較することが重要となる。滞留時間 T_r は次のようになる。

$$T_r = \frac{X}{(Q/A)} \quad (4)$$

ここで, X は主流方向位置, $Q=Q_m+Q_j$, Q_m は主流体積流量, Q_j は噴流体積流量, A は流路断面積である。

図5に, パラメータ C が3の場合の未混合度の評価を示す。昨年度の発表でも示したが, 3つの条件では U_s は比較的近い値に収束するが, H/D が大きい条件では U_s が大きい傾向にある。前回報告では, ポテンシャルコアが衝突部分まで維持されていることが混合に影響している可能性に言及した。

ここで, 図6に, $C=3$ の条件から2ケース抜粋し, ある特徴的な2時刻の噴流等値面を示した。我々の以前の研究⁽¹¹⁾において, $S/D=5, H/D=5$ の条件の下で J を変えて解析を行い, 流れ場の変化を観察を行った結果を図7に示す。これと比較すると, 今回の流れ場は $J=9-16$ の場合に近い流れ場となることが示され, 噴流が互いに干渉して偏向させられ, 分散している様子が見られる。ここで

注目すべきは, $H/D=10$ の条件(図6(b))では偏向後の噴流が, 衝突部分から遠くまでは到達していない点である。これは H/D が大きいことで, ポテンシャルコアが衝突部分まで維持されないことで, 衝突部分の流速が落ちたために偏向噴流の到達距離が落ちたと考えられ, これによって噴流の分散が弱くなり, 未混合度が高くなったと考えられる。

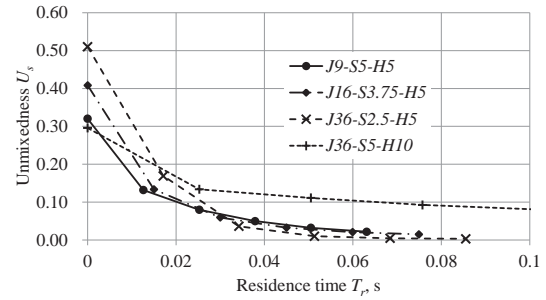
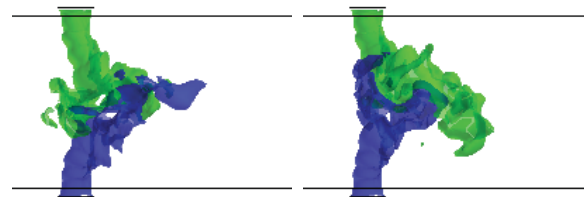
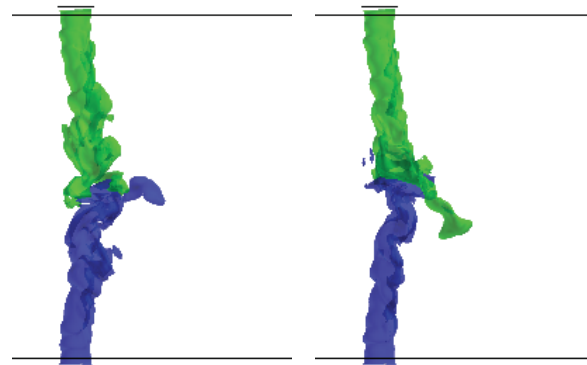


Fig. 5 Unmixedness distribution at $C=3.0$



(a) J36-S2.5-H5



(b) J36-S5-H10

Fig.6 Iso-surface for a jet mass fraction of 0.4 at two specific times

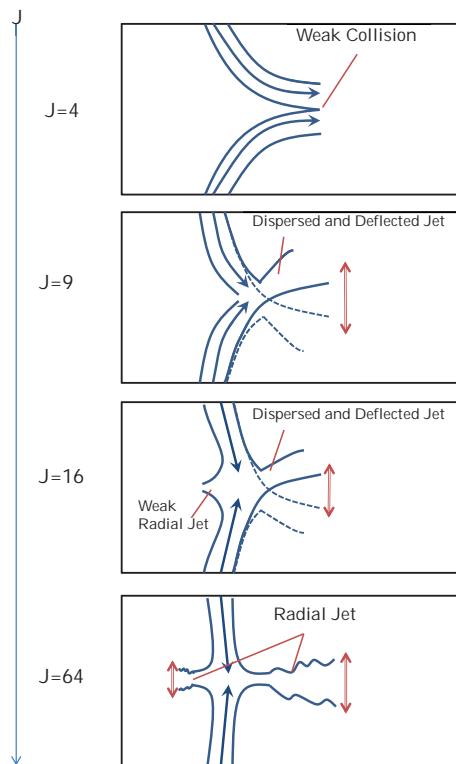


Fig.7 Mixing mechanisms of jets in crossflow($S/D=5, H/D=5$)⁽¹¹⁾

5. 結論

主流と、それに直角に流れる上下2つの噴流で、 C が同一の条件下で孔間隔 S 、流路高さ H を変化させた解析を行うことで、混合挙動の検討を行った。その結果、以下の結果が得られた。

- $C=3$ の条件では、混合場の流れ場は同じような挙動を示す (図 6,7)。
- H/D が大きくなると、変更された噴流が、衝突部分から遠くまで分散することがないため、未混合度が高くなると考えられる。

今後、ほかの条件についても非定常挙動の考察を進めたい。

参考文献

- (1) Lefebvre, A. H. and Ballal, D.R., “Gas Turbine Combustion”, Third Edition (2010), CRC Press
- (2) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., “Mixing of Multiple Dilution Jets with a Hot Primary Airstream for Gas Turbine Combustors”, AIAA Paper 73-1249 (1973).
- (3) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L.,

“Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow”, AIAA Journal, Vol. 15, No. 2 (1977), pp.243-9.

- (4) Holeman, J. D., “Mixing of Multiple Jets With a Confined Subsonic Crossflow”, NASA Technical Memorandum 104412, AIAA-91-2458 (1991)
- (5) Liscinsky, D. S., True, B., Holdeman, J. D., “Experimental Investigation of Crossflow Jet Mixing in a Rectangular Duct”, NASA Technical Memorandum 106152, AIAA-93-2037 (1993)
- (6) Liscinsky, D. S., True, B., Holdeman, J. D., “Experimental Study of Cross-Stream Mixing in a Rectangular Duct”, NASA Technical Memorandum 105694, AIAA-92-3090 (1992)
- (7) 長尾 隆央, 松野 伸介, 林 光一, “対向衝突噴流による混合における流路形状の影響”, 第 42 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2014)
- (8) Mack, A., Spruijt, M.P.N., “Validation of OpenFoam for heavy gas dispersion applications”, Journal of Hazardous Materials, Vol. 262(2013), pp.504-516
- (9) Shekarian, A. A., Tabejamaat, S., Shoraka, Y., “Effects of incident shock wave on mixing and flame holding of hydrogen in supersonic air flow”, International journal of Hydrogen Energy, Vol 39(2014), pp.10284-10292
- (10) Vranos, A., Liscinsky, D.S., True, B., and Holdeman, J.D., “Experimental study of cross-stream mixing in a cylindrical duct,” NASA Technical Memorandum 105180, AIAA-91-2459, 1991.
- (11) Nagao, T., Matsuno, S., Hayashi, A.K, “Effect of Cross-flow Momentum on Opposing Jet Mixing”, International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, Vol.6, Num.3(2014), pp.1-8

リング型プラズマアクチュエータを用いたタービン翼列の漏れ流れ制御における翼先端形状の影響

*松沼 孝幸，瀬川 武彦（産総研）

Effects of Blade Tip Shapes on Turbine Tip Clearance Flow Control Using Ring-type Plasma Actuators

*Takayuki MATSUNUMA, Takehiko SEGAWA (AIST)

ABSTRACT

Innovative “ring-type” dielectric barrier discharge (DBD) plasma actuators have been developed to facilitate active control of the tip leakage flow of a turbine rotor. For the fundamental experiments using flat plates with 1 mm tip clearance, particle image velocimetry (PIV) was used to obtain velocity distributions near the plate tip region. In this study, effects of tip shapes of the flat plate were examined using four plates with flat and flat edges (FF), flat and round edges (FR), round and flat edges (RF), round and round edges (RR). The forcibly-induced tip leakage flow was decreased by means of the plasma actuator flow control at constant input peak-to-peak voltage, 12.8 kV, and various frequencies from 10 kHz to 16 kHz. The most effective tip shapes were the FF-type under the frequency of 14 kHz, and the RR-type for the higher frequency of 16 kHz.

Key words: Plasma actuator, DBD, Active flow control, Turbine, Tip clearance, Tip leakage flow, Tip shape

1. はじめに

誘電体バリア放電（DBD）プラズマアクチュエータは、絶縁体を挟んだ電極間に高周波の高電圧を加えることにより局所的にプラズマを発生させ、表面に沿った流れを誘起することができる。機械的な可動部を持たず、構造が簡単かつ小型軽量であるため、次世代の能動制御デバイスとして有望視され、近年盛んに研究されている¹⁾⁻³⁾。

一方、圧縮機やタービンは、ガスタービンの主要な構成要素として、航空推進用ジェットエンジンや発電用ガスタービンに全世界で広範に利用されているため、わずかな性能向上でも高い省エネルギー効果が期待できる。特に、タービン翼列の翼先端から発生する漏れ流れ（チップクリアランス流れ）は、空力性能を低下させる大きな原因の1つであるため、これまでの多くの研究が行われており⁴⁾⁻⁶⁾、タービン翼列の漏れ流れを抑えるためにプラズマアクチュエータを用いる研究も行われている⁷⁾。圧縮機翼列でも、サージマージン改善や剥離抑制にプラズマアクチュエータを適用する研究が報告されている^{8),9)}。

産総研では、新開発の「リング型プラズマアクチュエータ」（図 1）を用いて、タービン動翼の漏

れ流れを抑制する実験を行っている^{10),11)}。今回は、平板を用いた基礎実験において、漏れ流れの抑制効果に平板先端形状が与える影響を調べた。

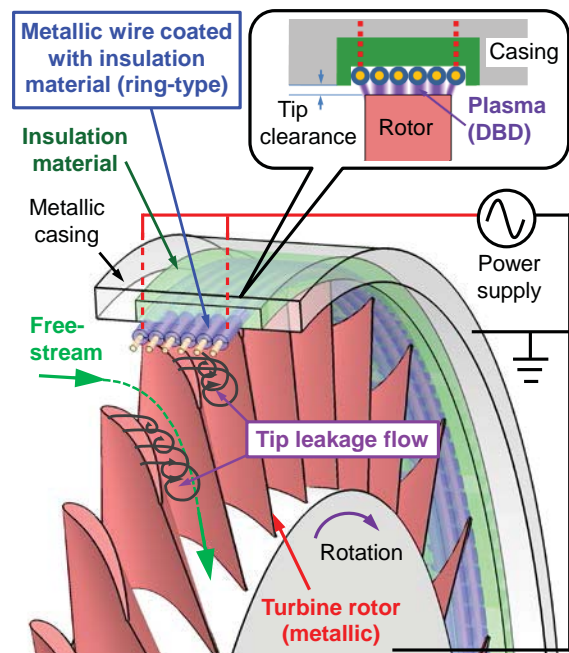


Fig. 1 Ring-type plasma actuator

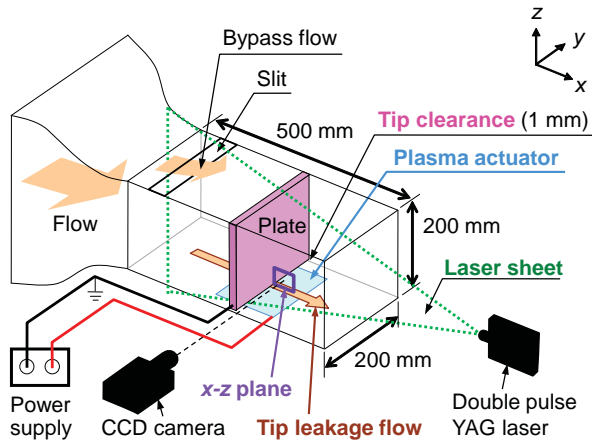


Fig. 2 Measurement system for flat plate with tip clearance

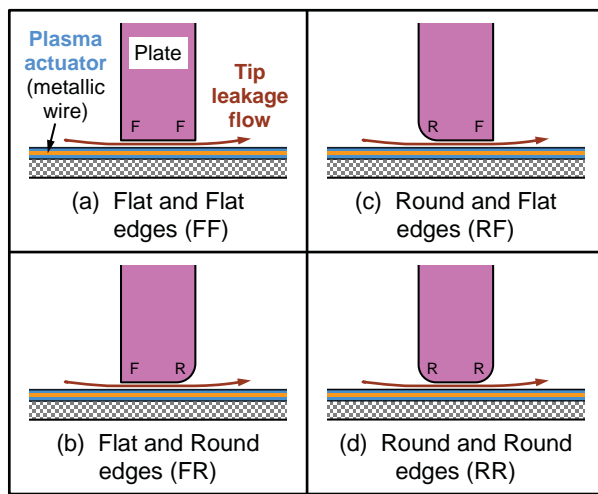


Fig. 3 Tip edge shapes of flat plates

2. リング型プラズマアクチュエータ

図 1 に、リング型プラズマアクチュエータの構造を示す。このアクチュエータは、タービン動翼のケーシング（チップ側壁面）内にリング状に設置されるもので、絶縁材料に絶縁被覆ワイヤを埋め込んだ内部構造になっている。タービン動翼・軸・ケーシングなどの風洞全体は金属製であり、全体をグランド電極として接地する。絶縁被覆ワイヤに高周波・高電圧を加えることによって、絶縁被覆ワイヤとタービン動翼先端の間にプラズマが発生し、漏れ流れを抑制することができる。

3. 実験方法

図 2 に、平板を用いた基礎実験の概要を示す。吹き出し式小型風洞に接続されたアクリル製の測定部（流路の幅 200 mm × 高さ 200 mm × 長さ 500 mm）の中央にアルミ平板を設置し、下側に 1 mm の隙間を空けて、チップクリアランスを通る漏れ流れを再現する。流路面積が少なすぎて風洞の流

れが不安定になることを防止するため、平板上流の上側にスリットを設けて流れをバイパスさせる。送風機の回転数を 900 rpm に設定し、チップクリアランスを通過する流速 10 m/s 程度の漏れ流れを作り出す。なお、前報までは平板の上側にあったチップクリアランスを、今回からは下側に移動し、隙間を微調整できる構造に改良している。通常のチップクリアランス流れとは、先端と壁面の上下関係が逆になっていることに注意を要する。

下側の壁面には、外径 1.3mm の絶縁被覆ワイヤを流れ方向に 100 本ほど埋め込んだプラズマアクチュエータ（設置面積 140mm × 140mm）を設置する。高電圧高周波パルス電源（PSI 製、PG-1040F）を用い、アクチュエータと平板先端の間にプラズマを生成する。前報と同様、印加する peak-to-peak 電圧を本電源の最大値である $V_{pp} = 12.8$ kV に固定し、周波数を $f = 10$ kHz ~ 16 kHz の範囲で変化することで、投入電力を増加させる。

平板先端付近の x - z 平面の速度場を、粒子画像流速測定法（PIV）により計測する。PIV 計測は、風洞上流から注入したオイルミストを、測定部下流に設置したダブルパルス YAG レーザー（Litron Lasers 製、NANO S 30-15 PIV, 15 mJ/pulse）により可視化し、測定部上部に設置したクロスコリレーションカメラ（TSI 製、PIV CAM 13-8）により撮影する。瞬時速度分布を 200 回測定して、平均値を算出する。

図 3 に、今回の実験で用いた平板の先端形状 4 種類を示す。平板の厚みはいずれも 10 mm で、隙間は 1 mm である。図 3(a)は、平らな先端形状（FF 形）で、これまでの実験で使用してきた基本形である。図 3(b)は、入口側が平面、出口側が曲面（FR 形）、図 3(c)は、入口側が曲面、出口側が平面（RF 形）、図 3(d)は、両方を曲面（RR 形）にしたものである（全ての曲面は、 $R = 2.5$ mm で製作）。これまでの実験から、平面端（F）の角には電界が集中して強いプラズマが発生することが分かっている。曲面端（R）には、丸みのために電界の集中が緩和されて弱いプラズマができると考えられる。

4. 実験結果と考察

4.1 漏れ流れ制御における先端形状の影響

4.1.1 漏れ流れへの先端形状の影響

まず、先端形状自体が漏れ流れに及ぼす影響を明らかにする。図 4 に、制御がない状態における各先端形状での絶対速度分布を示す。チップクリアランス出口から $x = 15$ mm 付近までの範囲では、速度勾配が大きい剪断流れのため PIV 測定の信頼

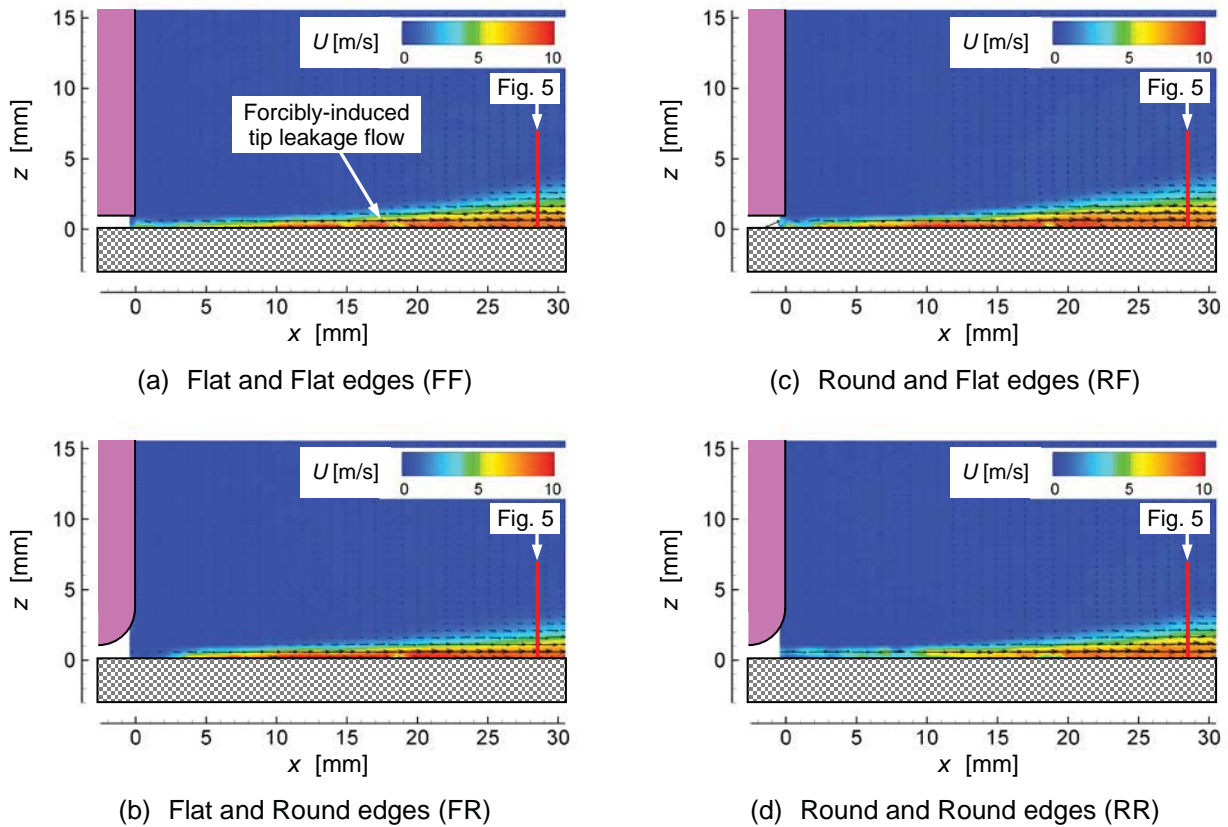


Fig. 4 Time-averaged velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various plate edge shapes (baseline, no control)

性が低い。 $x = 20$ mm より下流では、どの先端形状でも、流速 10 m/s 程度の漏れ流れが徐々に広がっていく様子が観察される。

先端形状の違いによる変化を定量的に観察するため、図 4 のチップクリアランス出口から 28.6 mm 下流 (図 4 の赤線) における絶対速度の垂直方向 (z 軸方向) 分布を図 5 に示す。FF 形と RR 形の速度分布はほぼ同じである (最大流速 8.3 m/s)。FR 形の漏れ流れは、他の分布よりも、下側壁面近くの流速は高い (最大流速 8.9 m/s) が、垂直方向位置 $z = 0.6 \sim 4$ mm での流速は低く、上側への広がりが少ない。RF 形の漏れ流れは、他よりも $z = 1.5 \sim 4.5$ mm での流速が高く、上側への広がりが大きい。流量 (速度を垂直方向に積分) は、FF 形と RR 形を基準とすると、FR 形が 7% 少なく、RF 形が 8% 多くなっている。先端形状の違いが漏れ流れに及ぼす影響は全体的に少なく、特に上流側と下流側が同形の FF 形と RR 形では、ほぼ同じ漏れ流れを得られている。

4.1.2 入力周波数 14 kHz での漏れ流れ制御

図 6 に、入力周波数 14 kHz でプラズマアクチュエータによる漏れ流れ制御を行った場合の各先端形状での絶対速度分布を示す。前報の FF 形での実

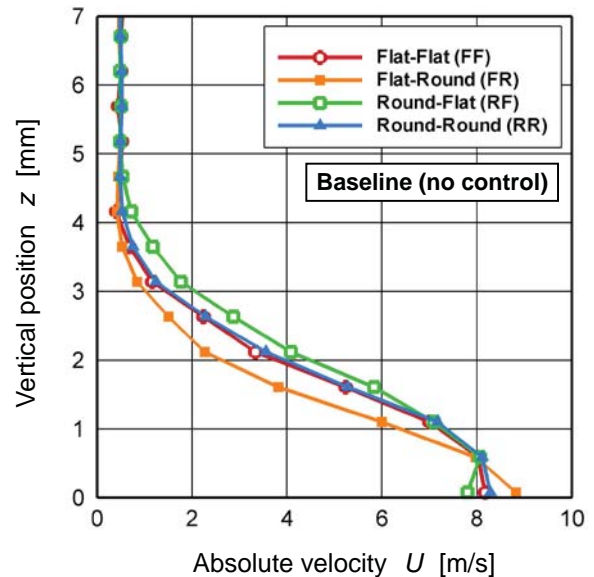


Fig. 5 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at $x = 28.6$ mm (baseline, no control)

験では、この周波数で最も高い制御効果が得られている。図 6(a)の FF 形で漏れ流れの低減が顕著である。次に効果があるのは、図 6(d)の RR 形であり、図 6(b)の FR 形と図 6(c)の RF 形では効果が少ない。

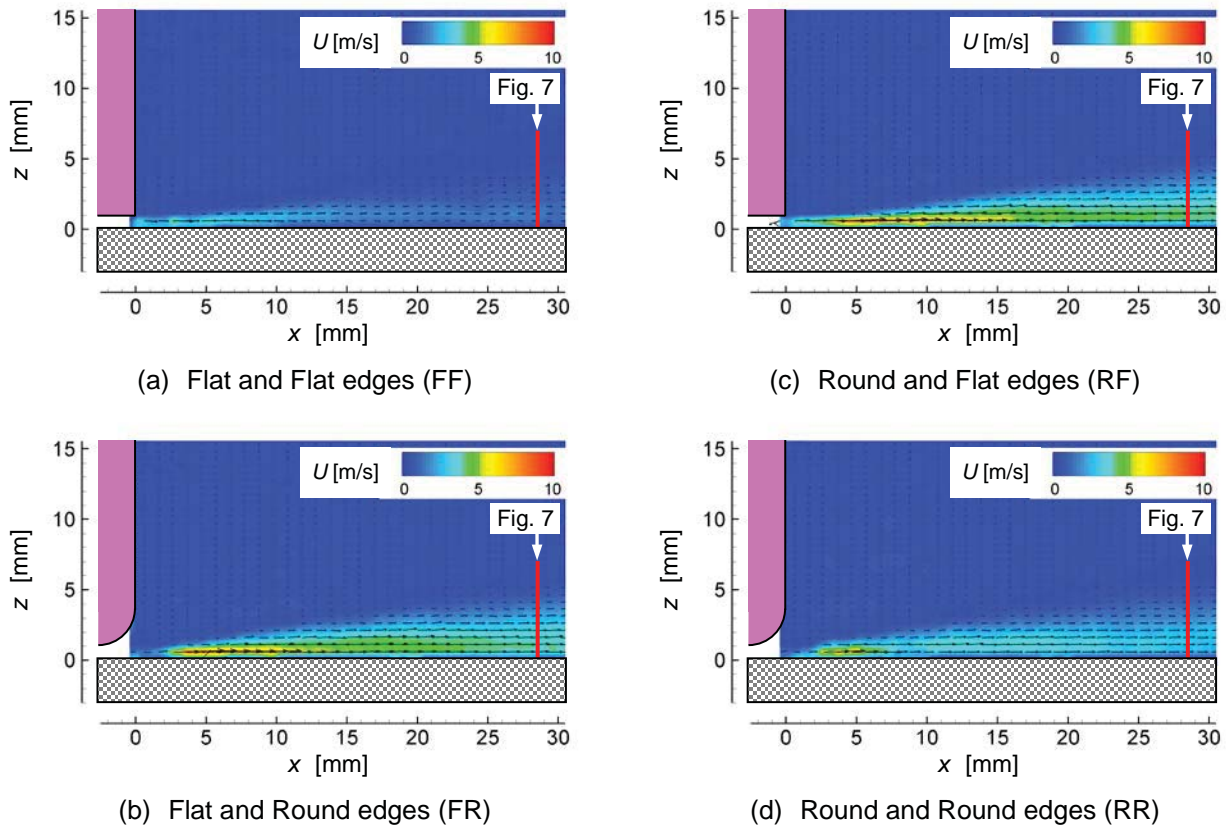


Fig. 6 Time-averaged velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various plate edge shapes ($V_{p-p} = 12.8$ kV, $f = 14$ kHz)

図7に、図6の赤線 ($x = 28.6$ mm) での絶対速度分布を示す。図中の黒線は、FF形で制御なし場合の速度分布である。FF形での制御では、最大流速を8.3 m/s から1.4 m/s まで抑制できている(83%の減少)。RR形では最大流速が66%減少するが、FR形とRF形では50%程度の減少になる。この結果から、FF形やRR形のように上流側と下流側の先端形状を同形にしたほうが、FR形やRF形のように異形な場合よりも効果が高いことが分かる。また、RR形のように丸い形状よりも、FF形のように角のある形状のほうが高い効果を得られる。

4.1.3 入力周波数 16 kHz での漏れ流れ制御

図8に、プラズマアクチュエータへの入力周波数を16 kHzまで上昇させた場合の各先端形状での絶対速度分布を示す。この周波数では、使用した電源の出力が限界に近い条件になっている。図8(d)のRR形で顕著な制御効果が得られ、漏れ流れをほぼ完全に止めることに成功している。一方、図8(a)のFF形では、14 kHzの時よりも制御効果が減っている。また、図8(b)のFR形と図8(c)のRF形でも、14 kHzの時よりも制御効果がわずかに減っている。

図9に、図8の赤線での絶対速度分布を示す。RR形での制御では、最大流速を0.4 m/sまで抑制

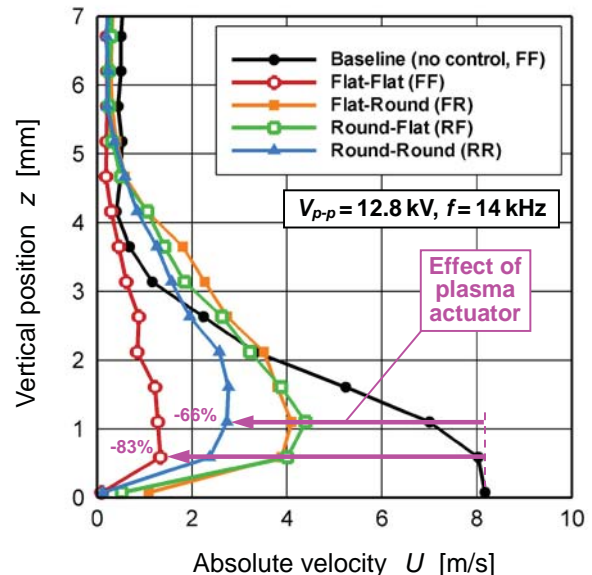


Fig. 7 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at $x = 28.6$ mm ($V_{p-p} = 12.8$ kV, $f = 14$ kHz)

できている(95%減少)。FF形では最大流速が3.2 m/s(62%減少)となり、14 kHzでの83%減少と比べて、制御効果が減っている。FR形とRF形では47%程度の減少で、14 kHzの時よりも数%効果が

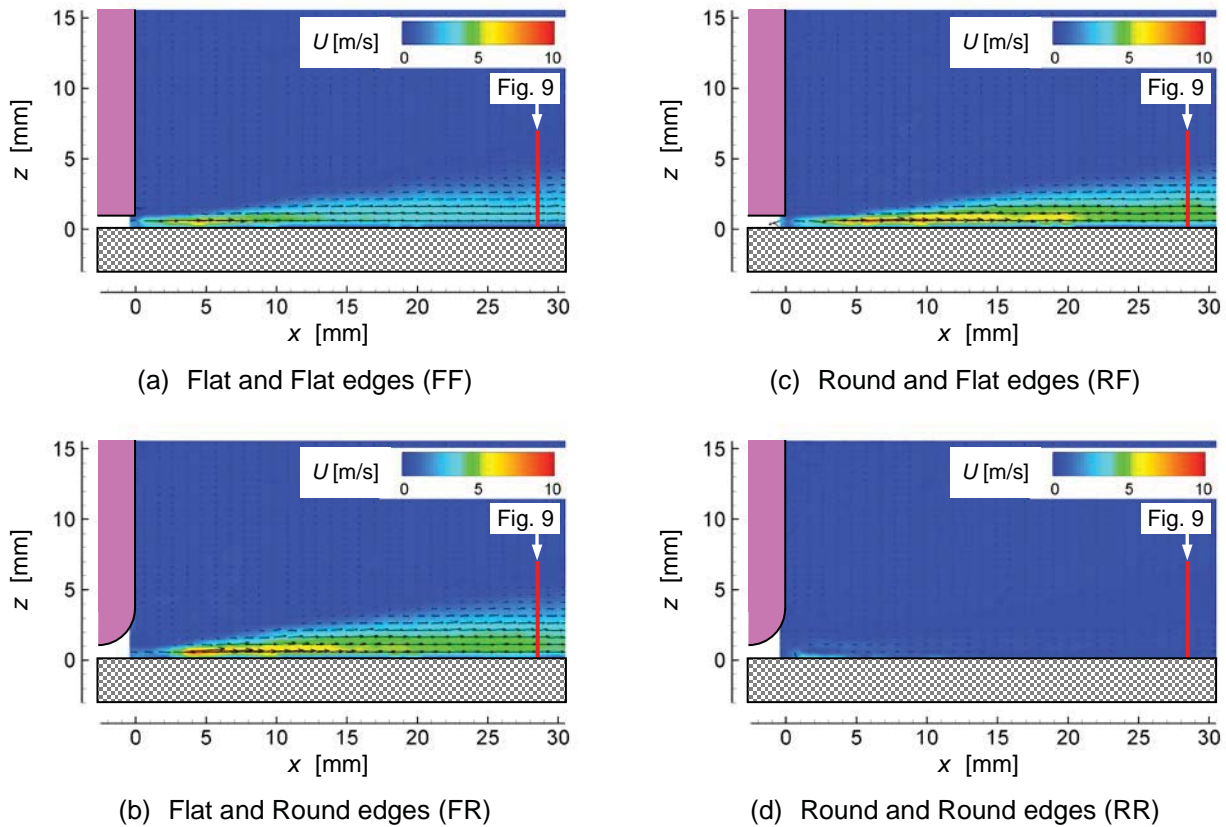


Fig. 8 Time-averaged velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various plate edge shapes ($V_{p-p} = 12.8$ kV, $f = 16$ kHz)

減る。これらの現象の原因を次節で考察する。

4.2 漏れ流れの流量低減

図 10 に、 $x = 28.6$ mm での流れ方向速度成分を積分して算出した漏れ流れの流量をまとめる。図中の太い破線は、基準となる FF 形で制御なしの場合の流量である。入力周波 10 kHz では、FF 形では流量が約 20% 減少するが、他では制御効果が見られない。14 kHz までは、どの形状でも周波数の増加とともに流量が減少する。FF 形が最も効果が高く、14 kHz では流量が 80% 減少する。その他は、RR 形では 54% 減少、FR 形と RF 形では 35% の減少である。周波数が 15 kHz に増えると、流量が増加し、プラズマアクチュエータが漏れ流れを減少させる効果が弱くなる。さらに周波数が高い 16 kHz での流量は、FF 形では少し増加、FR 形と RF 形では横ばいなのに対し、RR 形では大幅に減少し(流量 96% 減少)、漏れ流れをほぼ完全に抑えている。

FR 形と RF 形は、どの周波数でも漏れ流れ低減効果が低めである。この理由は、入口側と出口側の端面の形が違う場合に、角のある端面 (F 側) にプラズマが集中して出ることが考えられる。

14 kHz を超えると漏れ流れ低減効果が弱まる理

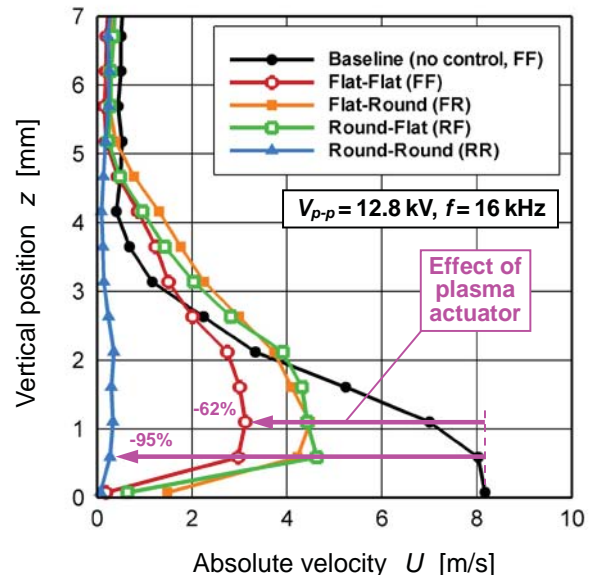


Fig. 9 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at $x = 28.6$ mm ($V_{p-p} = 12.8$ kV, $f = 16$ kHz)

由として、放電モードの変化が考えられる。一般的なシート型プラズマアクチュエータの数値解析で、電圧一定で周波数を増加させると、電圧勾配が 300 kV/ms を超える付近で、正電圧時のプラズマ

がコロナ放電からストリーマ放電に遷移し、誘起される流体力が一時的に減少することが報告されている¹³⁾。本研究での電圧 $V_{p-p} = 12.8$ kV, 周波数 $f = 14$ kHz での電圧勾配を推算すると約 350 kV/ms となり、前述の文献に近い値なので、放電現象の変化による流れ低減効果の減少と考えられる。

16 kHz の高周波数で、FF 形よりも RR 形のほうが高い効果が得られた理由としては、放電モードがストリーマ放電に変わった場合に、角のある形状よりも丸い形状のほうが安定した強い放電を得られることが考えられる。

5. まとめ

リング型プラズマアクチュエータでの先端形状の影響を調べるため、4 種類の先端形状を持つ平板を用いて流れ（チップクリアランス流れ）を抑制する実験を行った。平板先端の隙間（1 mm）を通る流れの流速は、約 10 m/s に設定した。プラズマアクチュエータの印加電圧 V_{p-p} を 12.8 kV に固定し、周波数 f を 10 kHz から 16 kHz まで変化させた。PIV 計測による速度分布から、印加周波数の違いによって、プラズマアクチュエータの漏れ流れ抑制効果がどのように変化するかを明らかにした。

- (1) 制御なしの場合、本実験の先端形状では、形の違いが漏れ流れに及ぼす影響は少ない。
- (2) 漏れ流れの入口側と出口側の端面は、同じ形状のほうが漏れ流れ抑制効果が高い。
- (3) 両端に角がある FF 形は、周波数が 14 kHz よりも低い場合には、最も漏れ流れ抑制効果が高い（14 kHz で漏れ流れが 80% 減少）。
- (4) 両端が丸い RR 形は、周波数が 16 kHz になると効果が高くなり、漏れ流れをほぼ完全に抑制できる（16 kHz で漏れ流れが 96% 減少）。

謝辞

本研究は、JSPS 科研費（基盤研究(B), 26289040）の助成により行われた。

参考文献

- 1) Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 42 (2010), pp. 505-529.
- 2) Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P., "Boundary Layer Flow Control with A One Atmosphere Uniform Glow Discharge," AIAA Paper, No. 98-0328 (1998).
- 3) 深瀬康二, 山田俊輔, 石川仁, "プラズマアクチュエータの基礎と研究動向", *ながれ*, Vol. 29, No. 4 (2010), pp. 243-250.
- 4) Morphis, G., Bindon, J. P., "The Performance of a Low Speed One and Half Stage Axial Turbine with Varying

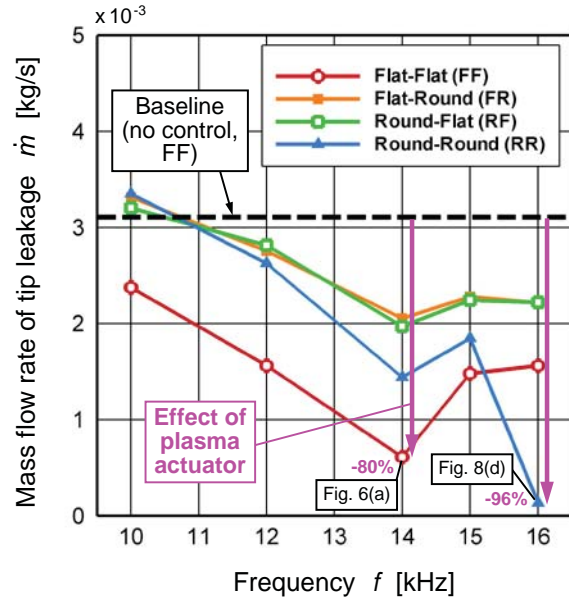


Fig. 10 Mass flow rates of tip leakage at various edge shapes of flat plate at $x = 28.6$ mm

- Rotor Tip Clearance and Tip Gap Geometry," ASME Paper, No. 94-GT-481 (1994).
- 5) Sjolander, S. A., "Overview of Tip-Clearance Effects in Axial Turbines," von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1997-01, *Secondary and Tip-Clearance Flows in Axial Turbines* (1997), pp. 1-29.
 - 6) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 128, No. 1 (2006), pp. 166-177.
 - 7) Van Ness II, D. K., Corke, T. C., Morris, S. C., "Tip Clearance Flow Visualization of a Turbine Blade Cascade with Active and Passive Flow Control," ASME Paper, No. GT2008-50703 (2008).
 - 8) De Giorgi, M. G., Pescini, E., Marra, F., Ficarella, A., "Experimental and Numerical Analysis of a Micro Plasma Actuator for Active Flow Control in Turbomachinery," ASME Paper, No. GT2014-25337 (2014).
 - 9) Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflug, M., Puterbaugh, S. L., Wadia, A. R., "Experimental Investigation of Tip Clearance Flow in a Transonic Compressor with and without Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-25294 (2014).
 - 10) Matsunuma, T., Segawa, T., "Active Tip Clearance Control for an Axial-flow Turbine Rotor Using Ring-Type Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-26390 (2014).
 - 11) 松沼孝幸, 瀬川武彦, "リング型プラズマアクチュエータによるタービン翼列の漏れ流れ制御に向けた平板基礎実験", 第 42 回日本ガスタービン学会定期講演会 (熊本) 講演論文集, (2014), pp. 75-79.
 - 12) Kriegerseis, J., Möllera, B., Grundmannb, S., Tropea, C., "Capacitance and Power Consumption Quantification of Dielectric Barrier Discharge (DBD) Plasma Actuators," *Journal of Electrostatics*, Vol. 69, No. 4 (2011), pp. 302-312.
 - 13) Nishida, H., Nonomura, T., Abe, T., "Characterization of Electrohydrodynamic Force on Dielectric-Barrier-Discharge Plasma Actuator Using Fluid Simulation," *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 6, No. 11 (2012), pp. 254-258.

圧縮機翼列における液滴衝撃エロージョンの数値解析

*鈴木 正也（JAXA），山本 誠（東理大）

Numerical Analysis of Liquid Droplet Impingement Erosion on Compressor Cascade

*Masaya SUZUKI (JAXA) and Makoto YAMAMOTO (Tokyo Univ. of Science)

ABSTRACT

Blade erosion and pipe wall thinning are one of the most serious problems in power plant operation. The analysis of wall damage is a critical issue for the safety and to increase the operation rate of power plants. One of the main causes of wall damage of power generation facilities is the liquid droplet impingement (LDI) erosion. In this study, we have developed a numerical procedure to predict the LDI erosion damage and performance deterioration. In the present study, the simulation of LDI erosion is carried out for a compressor cascade using the newly developed solver.

Key words: Compressor, Erosion, Gas-Liquid Two-Phase Flow, Computational Fluid Dynamics

1. 諸言

エロージョンとは、流体の繰り返し衝突により材料表面が機械的に損傷を受ける現象であり、流体機械の致命的な損傷理由の一つである。一般的に、エロージョンを引き起こす作用流体は混相流であり、液滴衝撃（LDI: liquid droplet impingement）エロージョンとは気流中の液滴によるエロージョンである。LDI エロージョンは、蒸気系配管の曲り部やオリフィス後流¹⁾、蒸気タービンの低圧タービン翼²⁾、吸気加湿冷却方式のガスタービン圧縮機初段³⁾などで発生することから、メンテナンス上の問題として挙げられる。エロージョンにより損傷を受ける機械では、損傷の程度が致命的になる前に、損傷部品の交換や修理をする必要があり、エロージョンの抑制や効率的なメンテナンスのため、エロージョン予測法の確立が求められている。

著者らは複雑形状に対応可能な LDI エロージョンの詳細解析手法の開発を目的として、これまでに開発してきたエロージョン予測コードの壁面損傷モデルとして LDI エロージョンモデルを組み込み、ウォータージェットと NACA65-1010 翼について二次元計算を行った⁴⁾。

本研究では、既報⁴⁾の解析手法を用いて、吸気加湿冷却方式のガスタービン圧縮機初段動翼の LDI エロージョンを想定した解析を行い、LDI エロージョンに伴う翼の損傷形状とそれに伴う性能低下について調査する。

2. 数値解析手法

空気中に占める液滴の濃度が低いこと、壁面損傷の時間スケールが流れ場の自己調節の時間スケールに比べて十分大きいことを仮定すれば、気液二相流を one-way、気液二相流と壁面形状の変化を弱連成により取り扱うことができる。これにより LDI エロージョン現象の予測は、気相の流れ場、液相の粒子軌道、壁面損傷の計算の三つのステップを繰り返すことにより行われる。気相と液相はオイラー・ラグランジュ・カップリングにより計算される。詳細は既報⁴⁾を参照されたい。

3. 圧縮機翼列の LDI エロージョン計算

3.1 計算条件

解析は NASA Rotor 37 を対象として行った。ローター回転数を設計回転数 17,188 rpm、流量を最高効率点（質量流量 20.8 kg/s）とした条件に対して砂の投入を行う。流入する液滴直径は 100 μm で、直径分布を持たないものとした。

3.2 計算結果

図1に 50% スパンと 95% スパンのマッハ数分布を示す。50% スパンでは前縁に形成される弓形衝撃波と下流に形成される翼間衝撃波の二つに分かれたラムダ型の衝撃波が観察される。95% スパンでは、これらの衝撃波と翼端漏れ渦の干渉が生じており、波面がゆがんでいることが確認できる。これらの傾向は、Suder⁵⁾の実験においても観察されており、本計算と実験結果との定性的な一致が得られた。

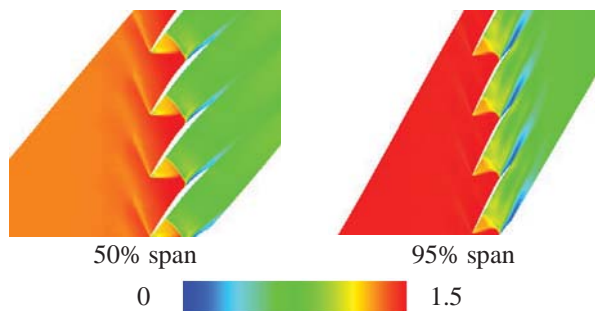


Fig. 1 Mach number contour at 50% and 95% span

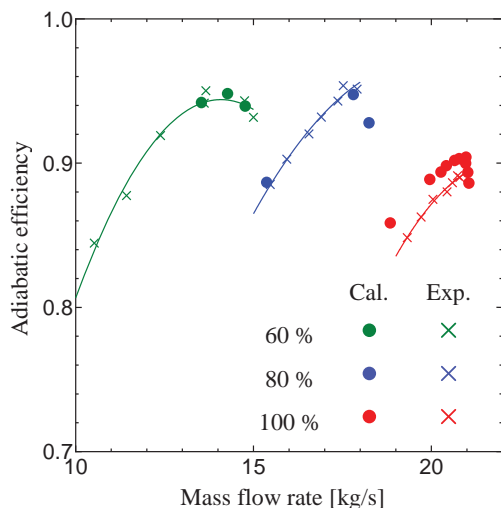


Fig. 2 Comparisons of adiabatic efficiency between experimental and numerical results

断熱効率についての実験と数値計算の比較を図2に示す。横軸は質量流量、縦軸は断熱効率を示している。シミュレーション結果は設計回転数において断熱効率を若干過剰予測しているものの、実験データとよく一致している。

流路内の液滴分布を図3に示す。流入した液滴は直線的に翼面に向かっており、前縁から正圧面にかけての領域で衝突が生じていることが確認できる。一方、負圧面側についてはほとんど衝突は起きていない。図4は前縁付近の粒子速度を示している。ここでは二種類のエロージョンモデルを用いて計算を行っており、図4 (a)は壁材料の弾性変形を無視した場合、図4 (b)は弾性変形を考慮した場合である。材料の損傷に寄与しなかった粒子のエネルギーは跳ね返り速度として反映されている。図4 (a)では翼表面に液膜が形成され、図4 (b)では跳ね返った粒子は翼表面から離脱している。実機ではこの中間の状態にあると推測されることから、モデルの妥当性について継続的に検証を行う必要があるものと考えられる。

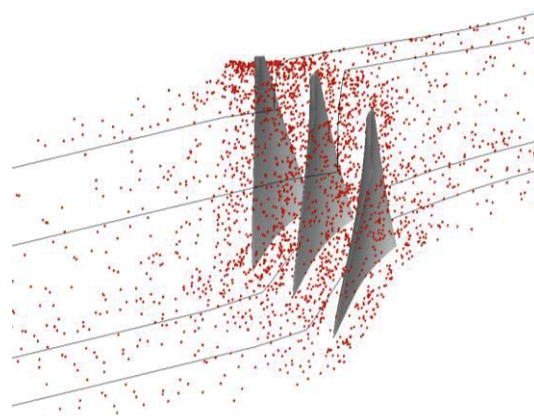


Fig. 3 Droplet Distribution

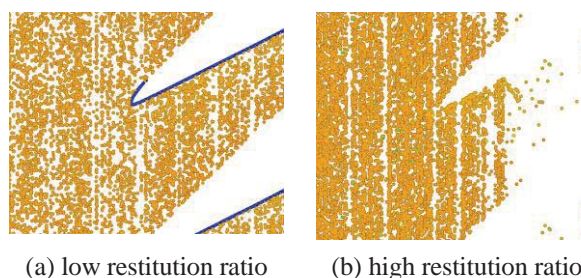


Fig. 4 Droplet speed around leading edge

4. 結 言

本研究では、複雑形状に対応可能な LDI エロージョンの詳細解析手法の開発を目的として、吸気加湿冷却方式のガスタービン圧縮機初段動翼の LDI エロージョンを想定した解析を行った。

謝 辞

本研究は科研費 24760142 の助成を受けて行われた。ここに記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 稲田文夫：軽水炉冷却材流れが構造に及ぼす影響に関する研究動向，ながれ，Vol. 27, No. 6 (2008) pp. 445-452.
- 2) 野田寿男，山田義和，銭谷哲，佐々木公良：蒸気タービンの長期連続運転のための最新技術，三菱重工技報，Vol. 41, No. 3 (2004) pp. 162-165.
- 3) 内田竜朗，大友文雄，福武英紀，伊東正雄，鹿目浩正，奥野研一：吸気冷却ガスタービン入口案内羽根後縁から噴霧する水滴の挙動と圧縮機動翼の浸食評価，日本ガスタービン学会誌，Vol. 42, No. 3 (2014) pp. 214-219.
- 4) 鈴木正也，山本誠：液滴衝撃エロージョンの数値シミュレーション，第42回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，A-20 (2014) pp. 105-109.
- 5) Suder, K. L.: Experimental investigation of the flow field in a transonic, axial flow compressor with respect to the development of blockage and loss, NASA-TM-107310 (1996) pp. 1-247.

圧縮機へ流入する液滴挙動の CFD による解析

*小泉 眞，宇多村 元昭（東工大），都築宣嘉（エネ総研），
柴田貴範，明連千尋（MHPS）

CFD Analysis of Water Droplet Behavior in Compressor

*Makoto Koizumi, Motoaki Utamura(Tokyo Tech), Nobuyoshi Tsuzuki (IAE),
Takanori Shibata and Chihiro Myoren (MHPS)

ABSTRACT

Two dimensional numerical simulation on water droplet behavior in axial flow compressor is conducted in which break-up and coalescence of droplets are considered. Then the profile of erosion depth along blade surface is predicted based on a newly developed algorithm to accommodate multi-dispersed droplet size. The algorithm is verified by Ito's empirical correlation. The above method is applied to the first stage of compressor of gas turbine with inlet fogging system, the following results are obtained. (1) Large droplets are likely to break up into small ones around the leading edge of the rotor blades depending on their rotating speed. (2) Erosion depth predicted with break-up model is smaller than the one without break-up model.

Key words: Compressor, Inlet Fogging, Erosion, Water droplet, Gas turbine, CFD

1. 緒言

ガスタービンの吸気噴霧冷却システムは常温の微細な水滴群を吸気に噴霧し、液滴の蒸発に伴う気化熱で吸気を冷却することにより、高温時のガスタービンの出力低下を回復するものである。この時、様々な理由により吸気ダクト内で蒸発しきれなかった液滴群は、吸気に同伴して圧縮機に流入する。また圧縮機マニホールドに流入した液滴の一部はストラットや Inlet Guide Vane（以下 IGV と略称）などに付着し液膜流を形成したのち、液膜の分裂により後縁から大口径の二次液滴を生成する。このような一次、二次液滴群の一部は動翼に衝突し部材のエロージョンを誘起する可能性がある。この課題はフィールドデータや基礎実験の知見がそれなりに蓄積されているが、体系的に整理されていない。本研究では、これまでに提案されている実験式を新たなアルゴリズムとして市販の CFD コード（FLUENT）に組み込み、上記一次及び二次液滴によるエロージョン予測を試みた。従来のシミュレーション¹⁾では投入液滴の直径は一種類で飛行中も変わらない単分散液滴として扱ってきたが、本研究では液滴径の分布を考慮する多分散液滴として計算できるようにした。

2. エロージョン評価の方法

2. 1 エロージョン評価式の適用範囲

微粒子による固体壁のエロージョンについては色々な衝突粒子と衝突面との組み合わせで実験が実施され様々な経験式が提案されている。水滴と翼材とを組み合わせた実験も幾つか行なわれている。伊藤らは液滴径が $200\mu\text{m}$ 近傍の大きな液滴を用いて実験し、潜伏期間を考慮した実験式を提案している²⁾。また、坪内らは $30\mu\text{m}$ と比較的小さな液滴径を用いた実験結果を発表している³⁾。いずれの実験も噴霧ノズルから射出された粒径分布のある水滴を供試体面に垂直に衝突させ、代表粒径 D_{32} を用いて実験データを整理している。ガスタービン吸気噴霧冷却では微粒化された液滴を用いており、投入直後の一次液滴の直径は $20\mu\text{m}$ 前後であると考えられる。一方、一次液滴が飛行中に個体壁に付着して形成される液膜の分裂で生じる二次液滴は $100\mu\text{m}$ のオーダーと考えられる⁴⁾。伊藤らの提案したエロージョン深さ実験式の適用範囲にある。そこで、伊藤の提案した実験式の一次液滴への適用性を確認するため坪内らの実験との比較を行った。なお、本研究では、エロージョン深さが衝突液滴数に比例する安定期のエロージョンを評価の対象とする。

伊藤の式の安定期を示す部分は次のように示される。

$$E_{st} = a + bt \quad (1)$$

$$a = 0.541 \cdot V^{1.41} D^{1.42} H^{-1.09} \quad (2)$$

$$b = \text{const} \cdot V^{g_1(D,H)} D^{2.75} H^{9.77} N \quad (3)$$

$$g_1(D, H) = 19.5 + 0.386 \log_{10} D - 4.64 \log_{10} H \quad (4)$$

ここで、経過時間 t (hr)、エロージョン深さ E_{st} (mm)、衝突速度 V (m/s) (固体壁への垂直衝突が含まれている)、液滴径 D (mm)、ビッカース硬度 H (-)、単位時間単位面積当たりの液滴衝突数密度 N (1/(hr · mm²))とした。上記単位系では定数は次の通り。

$$\text{const} = 3.57 \times 10^{-53} \quad (5)$$

図1は伊藤、坪内の実験と式(1)~(5)による計算との比較を示す。実験値は供試体の材料が 12Cr stainless steel の場合で、実験パラメータが $H=235 \sim 520$ 、 $V=400 \sim 629$ m/s、 $D=32 \sim 269 \mu\text{m}$ の範囲のデータを示す。両者の一致は良好である。

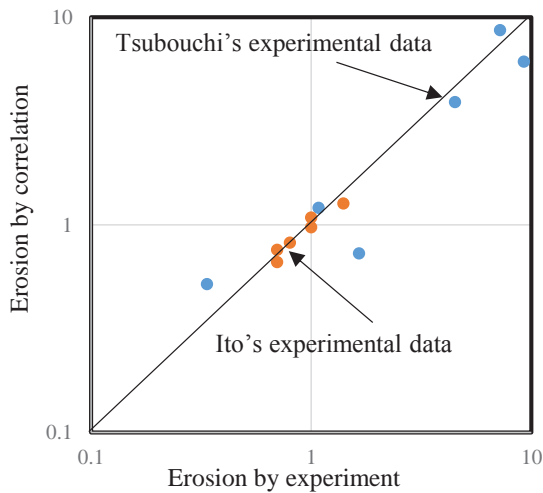


Fig.1 Erosion by Tsubouchi's and Ito's experiment compared with empirical correlation (unit: mm)

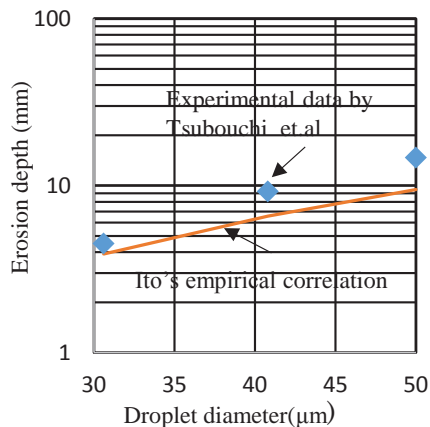


Fig.2 Dependency of erosion depth on droplet diameter

図2は坪内の実験でのエロージョン深さの液滴径依存性を、図3は衝突速度依存性を示す。式(1)は実験の傾向を良く再現している。以上より伊藤の式は液滴径が $30 \mu\text{m} < D < 260 \mu\text{m}$ で適用可能であり、一次液滴と二次液滴によるエロージョン評価に使えると判断した。

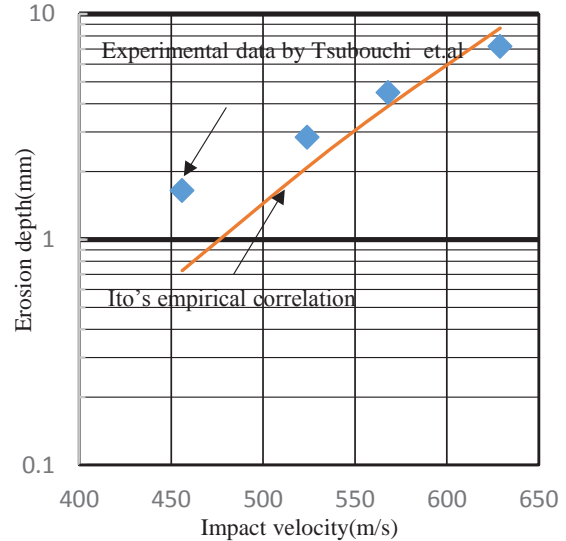


Fig.3 Dependency of erosion depth on impact velocity

2.2 パーセル近似アルゴリズム

翼に衝突する個々の液滴は液滴サイズ、衝突速度、衝突角度が異なる。これを考慮してエロージョン深さを評価する新アルゴリズムを開発し市販の流体解析コード FLUENT に組み込んだ。

FLUENT では、計算量を節約するためにパーセル近似を用いている。すなわち粒径の異なる液滴をいくつかのグループに分けて飛行中の液滴直径変化や軌跡を追跡する。ここでは次のようにパーセル単位で伊藤の式を計算する。以下、これをパーセル近似アルゴリズムと称する。

(I) 翼面上の計算要素に衝突するパーセルの総数を L としパーセルに付番する。パーセル番号 l の液滴直径、速度を用いて式(2)式(3)により a_l 及び b_l の値を求める。

(II) 衝突速度 V には衝突面での法線成分を用いる⁵⁾。

(III) エロージョン深さを評価するためには、各パーセルの係数 a_l 及び b_l を用いて全体の係数 a 及び b を評価する必要があるが、 b には単位時間、単位面積当たりの衝突数が含まれている。パーセル毎の衝突数の和は衝突箇所の液滴衝突数になるので、 b はパーセル毎の b_l の和とする。即ち、下式となる。

$$b = \frac{\tau}{t} \sum_l b_l \quad (6)$$

t は運転時間、 t は CFD でのサンプリング時間である。これに対し、 a には衝突数は含まれていない。そこで、ここではパーセル毎に含まれる粒子数を重みとした平均値とする。

$$a = \frac{\sum_l a_l \cdot N_l}{\sum_l N_l} \quad (7)$$

3. CFD による解析結果

3. 1 翼周りの気流

図 4 に解析体系を示す。対象は軸流圧縮機の IGV を含む 1 段目の Tip 位置における二次元翼列断面である。領域の左端から液滴を同伴する飽和湿り空気が流入するとした。入口流速は約 143m/s、ローター回転数 6140rpm、入口液滴径 $18 \mu\text{m}$ 、噴霧量は空気の質量流量に対し 0.63% とした。液滴の分裂・合体事象を模擬するため、非定常計算を実施した。時間ステップは境界面でのセルの移動が 1 時間ステップ内で収まるように指定した。本計算では 40 ステップで動翼が 1 ピッチ分移動する。

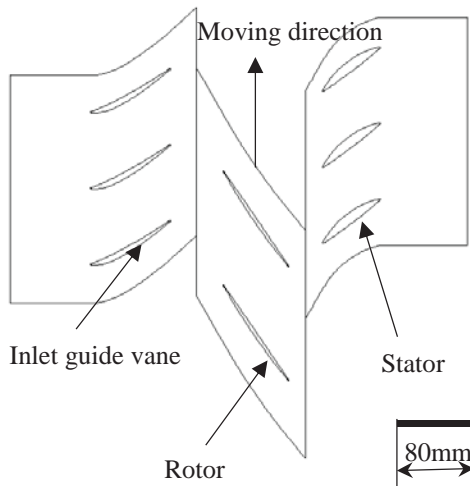


Fig.4 Computational domain

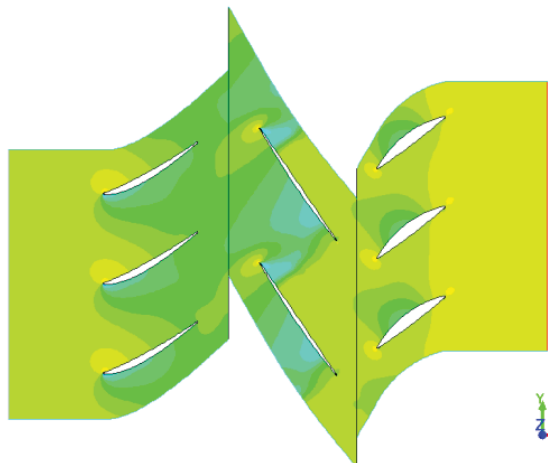


Fig.5 Static pressure distribution (relative value)

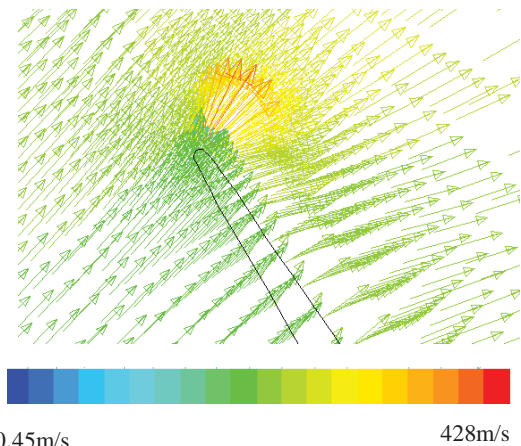


Fig.6 Velocity distribution around leading edge of rotor

エロージョンを評価するため、次のような方法を取った。①入口で投入した液滴が 1 段目を通して、十分定常状態に達したと見なせるように予め約 5000 ステップ計算する。②その後、各翼表面でのエロージョンに関する条件を初期化し、式 (6)、(7) に従ってエロージョンを計算する。

図 5 は大気圧を基準としたときの静圧分布である。図に示すように翼間で圧力が低下し、翼前縁で圧力が高まる様子が示されており、妥当な計算がなされていると判断した。図 6 にこのときの動翼前縁付近での速度分布を示す。図に示すように前縁部では急激な速度変化が起こっている。

3. 2 液滴挙動

3. 2. 1 液滴分裂と速度

液滴と周囲の気流との速度差が大きいと液滴の自励振動により液滴が分裂することが知られている。FLUENT には次の液滴分裂モデルとして TAB モデルが組み込まれている。詳細は文献⁶⁾に譲るとして、TAB モデルから液滴の安定性を計算すると、液滴が分裂する次式のウェーバー数を得る。

$$We_c = 1 / \left(1 + \exp\left(-\frac{\pi}{\omega t_d}\right) \right) \quad (8)$$

ここで、

$$We = \frac{\rho_g u^2 D}{\sigma} \quad : \text{ウェーバー数、}$$

$$We_c = \frac{C_F}{2C_k C_b} We, \quad \omega^2 = C_k \frac{8\sigma}{\rho_l D^3} - \frac{1}{t_d^2}$$

$$\frac{1}{t_d} = \frac{2C_d v_l}{D^2}, \quad C_b = 0.5, C_k = 8, C_d = 5, C_F = \frac{1}{3}$$

D は液滴直径、 ρ_l は液滴密度、 v_l は動粘性係数、 σ は液滴の表面張力である。上式に 20°C における水の密度 (998.2kg/m^3)、動粘性係数 ($1.004 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)、

表面張力($74 \times 10^{-3} \text{N/m}$)を代入すると、 $We_c=0.527$ となり、ウェーバー数に書き直すと $We=12.6$ を得る。即ちウェーバー数が 12.6 を超えるものは最初の不安定波で分裂する。

図 7 は液滴が分裂する気液速度差と粒径との関係を示す。粒径が $18 \mu\text{m}$ の場合気流との速度差が $>210 \text{m/s}$ 以上で分裂する。なお、合体事象の生起確率は無視できるほど小さいことがわかった。

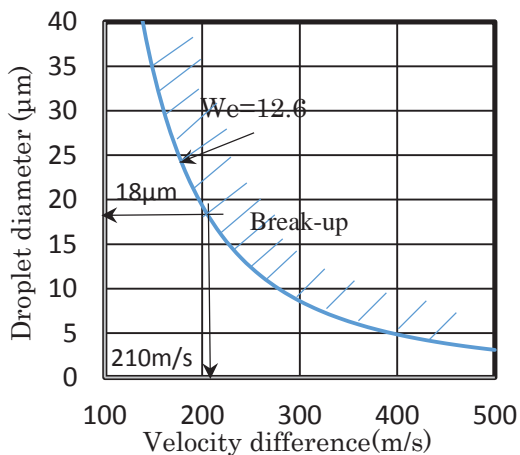


Fig.7 Break-up area of droplet

3. 2. 2 一次液滴の挙動

ノズル噴霧を模擬するため、圧縮機入口に液滴を投入した。このときのザウタ平均粒径 D_{32} は文献値⁷⁾を参考に $18 \mu\text{m}$ と仮定した。また、多分散の場合はロジックラムラー分布を仮定した。

図 8 は投入液滴が多分散で分裂合体ありの場合におけるほぼ定常時の液滴サイズの空間分布を表したものである。図に示す様に IGV の周りは液滴径の分布は一様であるが、動翼の近辺では液滴径が $5 \mu\text{m}$ 以下の小さい液滴が集まっている。これは、図 5 で示した翼前縁での急激な速度変化のため、液滴と気流流速との差が大きくなり、動翼前縁部では大きな液滴は不安定となり式 (8) に従って分裂するためである。分裂した小粒径の液滴は動翼に沿って流下し、動翼後縁から動翼を離れる。そのため、小粒径の液滴は動翼通過後、動翼の間隔に相当する間隔で集団となっている様子が伺える。

3. 2. 3 二次液滴の挙動

IGV に付着した液滴は、IGV の後縁から二次液滴として放出されると考えられている。内田ら⁴⁾は IGV を模擬した実験を行い、後縁から IGV コード長の $0.2 \sim 0.4$ 倍離れたところで、放出液滴径は最大 $300 \mu\text{m}$ で D_{32} は $100 \mu\text{m}$ 程度と報告している。ここでは、上記値を考慮して次のように計算条件を決めた。IGV での液滴の通過率を計算したところ約 30% が IGV でトラップされる。この値は文献

値⁷⁾と良く一致しているので IGV 後縁からの液滴投入量は噴霧液滴量の 30% とした。また、放出流速は、IGV 後縁近傍の流速を参考に 120m/s とした。

図 9 は多分散の場合の二次液滴径の空間分布を示す。一次液滴の場合と同様に動翼前縁で分裂を起こすが、小径化粒子の移動方向は一次液滴の場合と異なり IGV からほぼ直線的である。

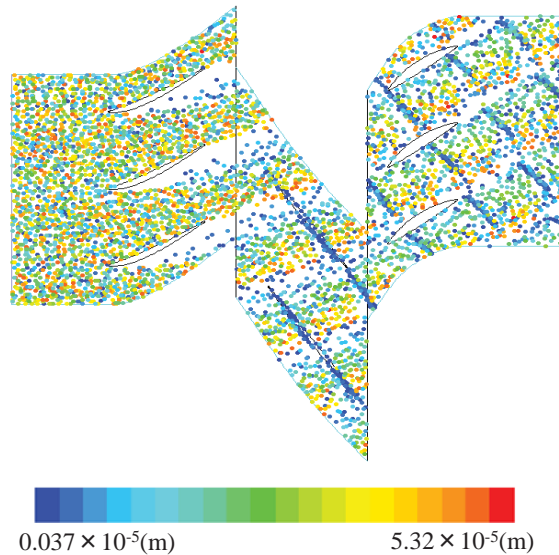


Fig.8 Distribution of droplet diameter in space

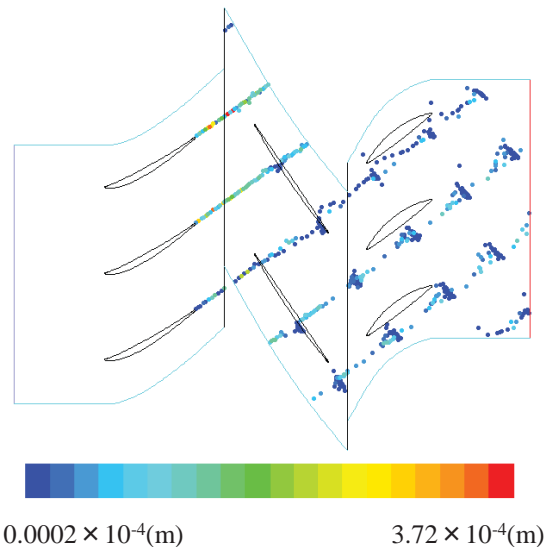


Fig.9 Distribution of droplet diameter in space in the case of secondary droplet

3. 3 エロージョン

3. 3. 1 エロージョン評価アルゴリズムの検証

図 10 は 2000 時間の連続運転後の動翼表面に沿ったエロージョン深さの分布を (1) 単分散 (2) 蒸発無し (3) 分裂・合体無しの条件で計算した結果を示す。横軸は翼長で規格化してある。図では 2 枚の動翼の圧力面側とサクシオン面側を同時に示してある。(黒及び緑は圧力面、赤及び青はサクシオン面側である。) 以降に述べるエロージョン

深さは本ケースの最大エロージョン深さで規格化した。最大エロージョンは動翼前縁に生じている。表 1 は、この数値解と、FLUENT で求めた N, V_n を用いて伊藤の経験式 (1) から直接求めた値とを比較した結果を示す。一次液滴、二次液滴の両ケースについて両者はよく一致している。このことから、(1) 衝突速度の法線方向成分をもちいる手法と (2) パーセル単位のエロージョンを加算して計算する手法の妥当性が証明された。

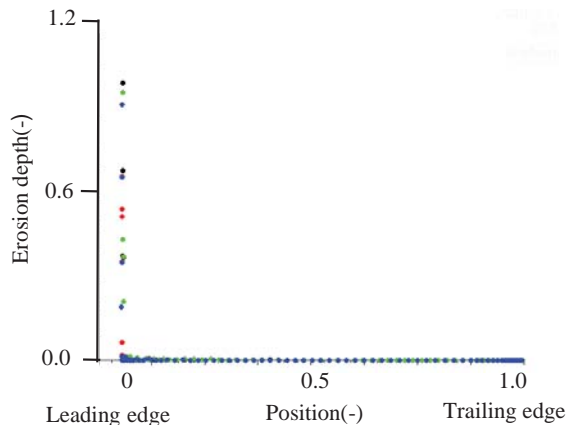


Fig.10 Erosion along the rotor surface in the case of inert, without break-up and monodispersity by droplets

Table 1 Verification of parcel approximation algorithm

Operation condition	Unit	Primary droplets	Secondary droplets
Diameter D	μm	18	100
Number ratio of impact droplets N	$1/\text{m}^2/\text{s}$	$1.73\text{E}+12$	$9.25\text{E}+10$
Velocity V_n	m/s	320	330
Vickers hardness H	—	350	350
Operation time	hr	2000	2000
Ito's correlation(1)~(5)	(-)	1.02	6.96
Solution of FLUENT (6),(7)	(-)	1.00	6.69

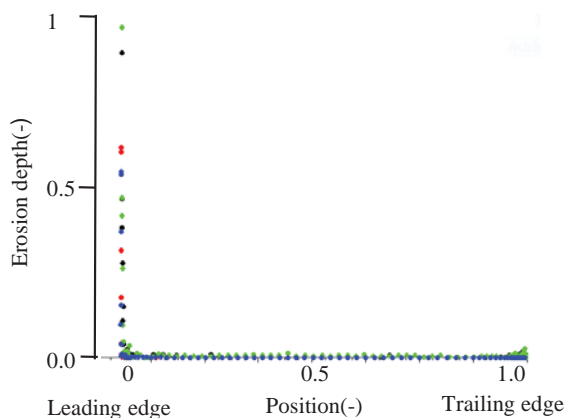


Fig.11 Erosion along the rotor surface in the case of inert, without break-up and polydispersity

図 11 は多分散の場合の蒸発無し、分裂・合体無しの場合のエロージョン深さの計算結果である。最大値は相対値で 0.96 であり D32 を用いた単分散

の結果 1.0 と良く一致する。この事実から、今回開発したパーセル近似アルゴリズムを多分散系のエロージョン評価に適用できることが明らかになった。厳密に言えば、衝突粒子の液滴径分布の D32 が投入噴霧の D32 と等しい場合の適用性を証明したことになるが、以降の議論では、飛行中に蒸発や分裂を経験して衝突時の液滴径分布の D32 が投入時と異なる場合にもこのアルゴリズムを拡張して適用した。

3. 3. 2 液滴の蒸発と分裂の影響

以下に示す 3 種の液滴状態を組み合わせる計算した。すなわち (1) 投入液滴径が単分散または多分散、(2) 蒸発の有無、(3) 分裂合体の有無である。

図 12 は多分散の場合の蒸発あり、分裂・合体ありの場合である。図に示す様にこの場合、最大エロージョン深さは 0.07 となり、分裂を考慮するとかなり小さくなる。これは、動翼前縁で大きな液滴は分裂し小さい液滴が衝突するためと考える。エロージョンの式を見るとエロージョンに大きく寄与するファクターは衝突速度と液滴径である。動翼の速度が大きいと液滴との相対速度が大きくなりエロージョンが加速する一方で、液滴は不安定となり分裂しやすくなる。分裂で多数の小径液滴が生成するがエロージョンへの寄与は小さい。このため、既出の図 7 に示した限界流速を越えた領域ではエロージョンが抑制される。

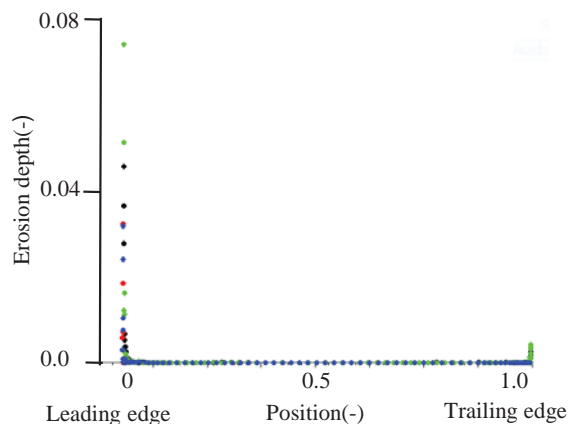


Fig.12 Erosion along the rotor surface considering with evaporation, break-up and polydispersity

表 2 は 8 通りの液滴の条件を組み合わせた場合のエロージョン深さを示す。分裂が無い場合、蒸発無しでの多分散と単分散の結果はほぼ一致するが、蒸発があれば分散性に依存して複雑な振る舞いが見られる。分裂ありのエロージョン深さは分裂無しの場合の 0.1~0.2 倍に減少する。このように、分裂事象はエロージョンを大幅に抑制することが推定される。

Table 2 Summary of erosion depth by primary droplet (unit: relative)

		Monodispersity	Polydispersity
Without break-up	Inert	1.00	0.96
	Evaporation	1.08	0.62
Break-up	Inert	0.10	0.08
	Evaporation	0.20	0.07

3. 3. 3 二次液滴によるエロージョン

図 13 は単分散で分裂・合体無し、蒸発無しの場合の動翼エロージョン計算結果である。最大エロージョンは一次液滴の場合の 6.7 倍となっている。これは、衝突液滴が約 $100\ \mu\text{m}$ と大きいためである。

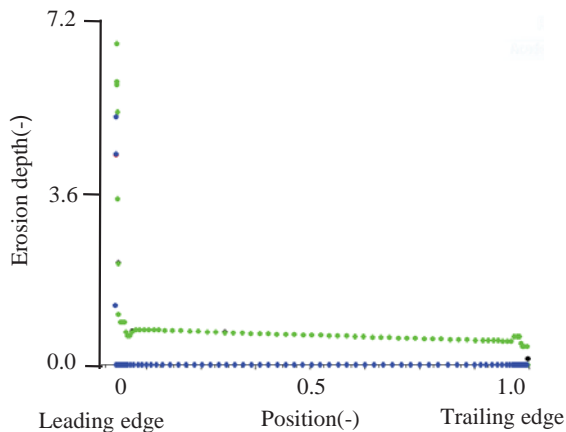


Fig.13 Erosion along the rotor surface in the case of inert, without break-up and monodispersity by droplets

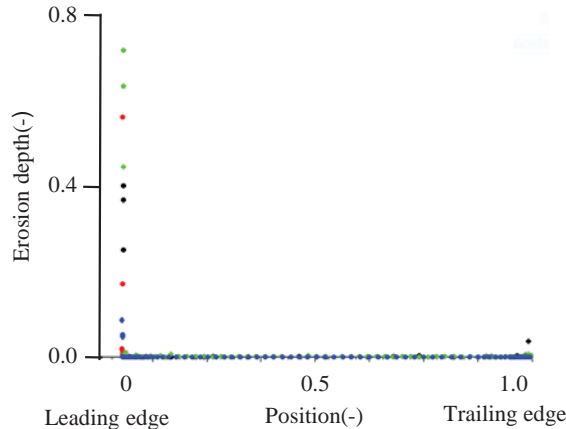


Fig.14 Erosion along the rotor surface considering with evaporation, break-up and polydispersity by droplets

図 14 は多分散で且つ蒸発あり、分裂・合体ありを考慮した場合の動翼のエロージョン深さである。最大エロージョンは 0.71 と分裂・合体無しの場合の 1/10 となっている。このように、飛行中の液滴分裂がエロージョンに及ぼす影響は極めて大きいと予想されるので、その発生条件に関する基礎的知識の集積が今後の課題である。

4. 結論

吸気噴霧冷却システムを用いたガスタービンに

おける液滴衝突によるエロージョンを予測するため、飛行中に蒸発や分裂で径が変化する液滴の衝突によるエロージョンを計算できるアルゴリズムを開発し、軸流圧縮機の第一段動翼のエロージョン解析に適用した。その結果下記のことが分かった。

(1) エロージョン評価において D32 を代表径とする単分散液滴群での近似評価手法は、蒸発や分裂がない場合には有効であるが、飛行中の蒸発や分裂を無視できない場合には適用できず、多分散液滴群の扱いが必要である。

(2) 動翼の回転速度が十分に大きいと動翼前縁部付近での速度の急激な変化により、大きな液滴は分裂し衝突前に小径化する。その結果エロージョンは大幅に抑制される。

(3) 液滴の蒸発の有無がエロージョンに及ぼす影響は小さい。

液滴分裂の発生条件に関する基礎的知識の集積が今後の課題である。

謝辞

本研究は、経済産業省資源エネルギー庁からエネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けた研究成果の一部である。支援に対し深く感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 鈴木正也、山本誠 液滴衝撃エロージョンの数値シミュレーション 第42回日本ガスタービン学会定期公演会 講演論文集 pp 106-109 (2014)
- 2) 伊藤洋茂、岡部永年 金属材料の液滴エロージョン評価 日本機械学会論文集(A編)59巻 567号(1993)
- 3) K. Tsubouchi, N. Yasugahira et.al, An Evaluation of Water Droplet Erosion for Advanced Large Steam Turbine, PWR-Vol. 10, Advanced in Steam Turbine Technology for Power Generation, ASME, Book No. G00518 (1990)
- 4) 内田竜郎、大友文雄、他 吸気冷却ガスタービン入口案内羽根後縁から噴霧する水滴の挙動と圧縮機動翼の浸食評価 日本ガスタービン学会誌 Vol.42 No.3 (2015)
- 5) 服部修次、角一将也 液滴衝撃エロージョンに及ぼす突角度の影響 日本機械学会論文集(A編)78巻 791号 (2012)
- 6) P. J. O'Rourke, A. Amsden, The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Drop Breakup, SAE paper, No.872089, (1987)
- 7) C. Myoren, Y. Takahashi et.al, Evaluation of Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition, Proceeding of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013, June 3-7, (2013)

ガスタービン高温部品の損傷評価

吉岡洋明（愛媛大）

Damage and Degradation Assessment Technologies for Heavy-Duty Gas Turbine Hot-Gas-Path Components

*Yomei Yoshioka (Ehime Univ.)

ABSTRACT

Maintenance cost reduction with reliability through evaluating the actual condition of the components, assessing the life and then regenerating is one of the most important concerns to a gas turbine user. Typical component damages and material degradation experienced in 1300°C-class gas turbine are briefly explained here with the assessment technologies, such as material degradation and component damage assessment technologies.

Key words: Life assessment, Degradation, Damage, Microstructure,

1. はじめに

近年、コンバインドサイクル発電用ガスタービンは、高温・高効率・大容量化が図られた結果、タービン入口温度は 1600°C 級、熱効率、出力も 60% と 300MW を超えるまでに至っている。

しかし、この高温・大容量化がガスタービン高温部品の材料劣化・損傷に与える影響は非常に大きく、運転の初期から比較的大きな損傷が認められることから、点検毎に補修・再生を繰返し実施し、管理寿命まで用いる方法が執られてきたり。

このため、点検・補修・再生の諸技術に加えて、部品交換の時期を診断する技術が非常に重要となる。これまでは先行機群の運転実績に基づく管理と基準の見直しが行われてきたが、より合理的な診断手法に基づく製品毎、あるいは部品毎の個別管理が求められるようになってきている。

ここでは、ガスタービンの損傷事例を概説すると共に、このような損傷事例を基に開発された実践的な評価手法として、材料劣化評価技術と部品損傷評価技術について概説する。

2. ガスタービンの損傷形態

図 1 に、GE 製 FA.01/03 型ガスタービン高温部品の主な損傷例をその主要部の材料組織の変化と共に示す。寿命を支配する損傷は大きく材料劣化を伴うクリープ変形とその結果生じるき裂、あるいは摩耗や酸化といった運転時間依存性のものと、起動停止により生じる熱疲労で生じる表面き裂の初生・進展による起動回数依存性のもの、およびそれらの重量によるものに大きく分類できる。

ガスタービンの高温化と共に、これらの部材の

材料劣化・損傷はより顕著なものになってきているが、冷却の強化あるいは遮熱コーティングの採用等、諸高温化技術の進歩と共に、これらの損傷は局所で顕著に生じる傾向も認められている。

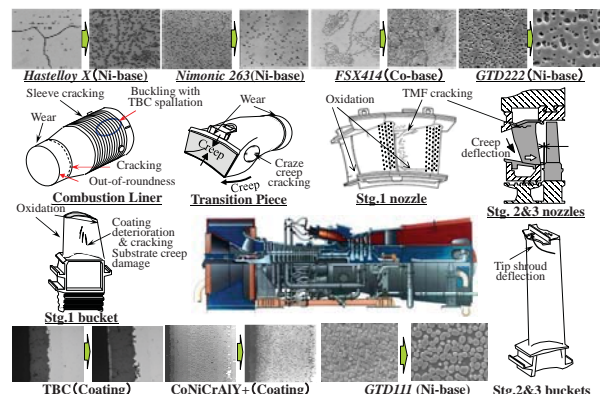


Fig.1 Typical surface damages and microstructure degradations of heavy-duty gas turbine hot-gas-path components.

3. 材料劣化・損傷評価技術

ガスタービンの保守管理は、設計段階で策定した解析ベースの寿命評価に基づく管理基準に対して、運転形態、使用燃料、部材等により分類したグループの先行機の点検情報を基に見直しを掛ける方法がとられてきた。

ここでは、この状態評価をより合理的に評価する手法として、組織を定量的に評価し、その変化量から部材の履歴温度の平均値を求める手法および組織から機械的性質及びクリープ寿命を求める評価手法を述べると共に、材料劣化でなく熱疲労

き裂に代表される表面損傷が部品寿命を支配するタービン静翼に代表される部品に有効な部品損傷評価手法について以下に述べる²⁾。

図2に1100°C級ガスタービン動翼に用いられている代表的なNi基合金IN738LCの主強化相 γ' の平均粒径の熱時効試験における変化の時間依存性と温度依存性を、推定精度検証結果と共に示す^{3),4)}。非常に良い相関性が実運用時間範囲で認められており、この成長則を温度と時間で数式化することにより、運転時間と組織変化量からその運転期間の平均メタル温度を部位毎に求めることが可能であると言える。動翼に代表される高温部品の場合、複雑な高温ガスの流れ場で用いられ、酸化等による熱伝達率の経年変化も考慮する必要があることから、これらを加味した評価のできる本手法を用いた解析温度の補正は非常に有効といえる。

図3は、 γ' 相と強度の相関を見たもので、強度およびクリープ寿命が、転位論を用い理論的に評価が可能であることを示している^{2),5),6)}。

図4に1100°C級ガスタービン初段静翼の表面き裂の解析事例を、その評価システムと共に示す。

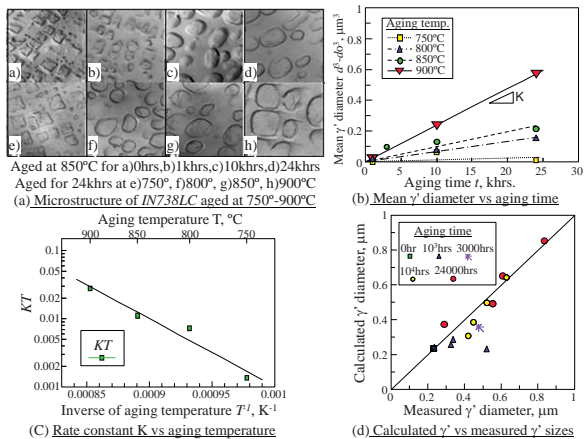


Fig.2 Change of mean γ' diameter with aging up to 24,000 hours at 750-900°C in IN738LC.

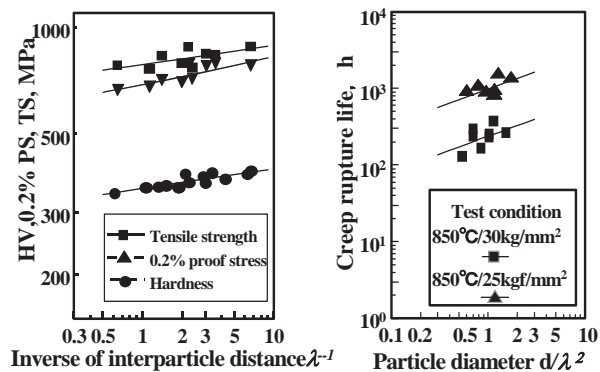


Fig.3 Relationship between the function of interparticle distance and size of γ' precipitates on the hardness, yield stress, and tensile strengths of IN738LC.

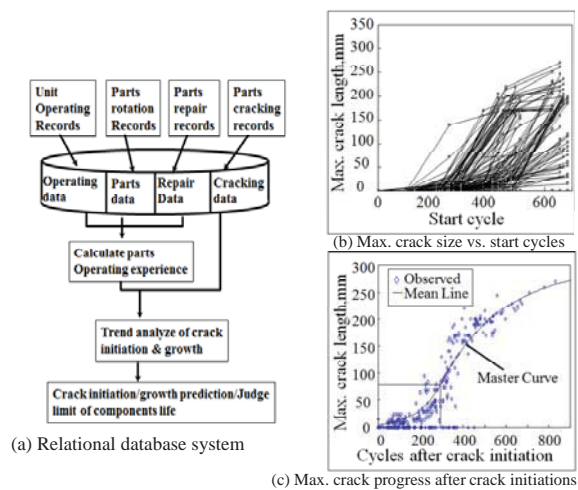


Fig.4 Statistical analysis method for the component damage assessment by using relational database system and the results.

点検毎に収集したき裂データは、部品、部位、運転・補修履歴と共にデータベース化することにより、損傷の進展予測が可能であり、例えば、図4(c)のようなマスターカーブを作成することにより次回の点検時の状態を予測し、保守管理に反映させることが可能となる。

4. まとめ

ガスタービン高温部品の材料劣化及び部品損傷を事例紹介すると共に、その評価法についても概説した。今後、ガスタービンの高温化と共に局所領域の現象が部品全体の寿命に及ぼす影響は益々大きくなると考えられることから、これらの技術の開発が、その非破壊検査技術の開発も含め重要になるものと考えられる。

参考文献

- 1) D.Balevic, et al.: Heavy-Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations, GER-3620L (2009), pp.1-53.
- 2) Y.Yoshioka, et al.: Life Assessment Technique for Gas-Turbine Hot-Section Components, Materials for Advanced Power Engineering 1998 Part III (1998), pp.1411-1420.
- 3) C.Wagner: Theorie der Alterung von Niederschlagen durch Umlosen (Ostwald Ripening)", Zeitschrift Fuer Elektrochemie, 65 (1961), pp.581-591.
- 4) 吉岡洋明, 他: 組織変化に基づくガスタービン動翼の運転温度推定法の検討, 材料, vol. 45, No. 6 (1996), pp. 699-704.
- 5) E.Orowan: discussion in "Symposium on internal stresses", Institute of Metals, (1947), p.451.
- 6) G.S.Ansell: Creep of a Dispersion-Hardened Aluminum Alloy, Trans. Metall, AIME (1959), pp.215-83.

ガスタービン高温部品長寿命化技術開発

*西田 秀高 (中国電力株式会社エネギア総合研究所)

Development of Long-Life Extension Technology for Gas Turbine Hot Parts

*Hidetaka NISHIDA, Chugoku Electric Power Co., Inc.
Kagamiyama, Higashihiroshima 739-0046, Japan

For life cycle of high-temperature parts of gas turbine, there are problems with shortage of service life, including Crack, Creep and abrasion damage. Therefore Gas turbine parts needs many maintenance cost under severe environments they are used.

We developed life assessment method of turbine nozzle using crack growth evolution and crack mechanism, assess life of transition piece using long time creep test under low pressure and temperature. And abrasive resistance technique using triple coating layer on transition piece
So, we can cost down maintenance one for gas turbine hot parts.

Key Words: gas turbine, life cycle, maintenance cost, hot parts, turbine nozzle, transition piece, abrasive resistance, triple coating layer

1. 緒言

ガスタービンの高温部品は最大 1,000Map 程度の熱応力や 300°C 程度の高温ガスが流れる非常に苛酷な環境におかれている。そのため寿命が短く頻繁な点検や補修が行われて発電コストを押し上げている。その中で、静止部品である静翼、燃焼器尾筒⁽¹⁾ (トランジションピース; Fig. 1) について長寿命化を図る研究をしたので紹介する。

2. 開発概要

2.1 燃焼器本体の長寿命化

トランジションピースの取替周期延長に寄与するデータを取得するため、材質のニッケル基超耐熱合金について各種劣化調査を行っており、研究成果のうち高温長時間使用によるクリープ強度低下、金属組織劣化について調査した。

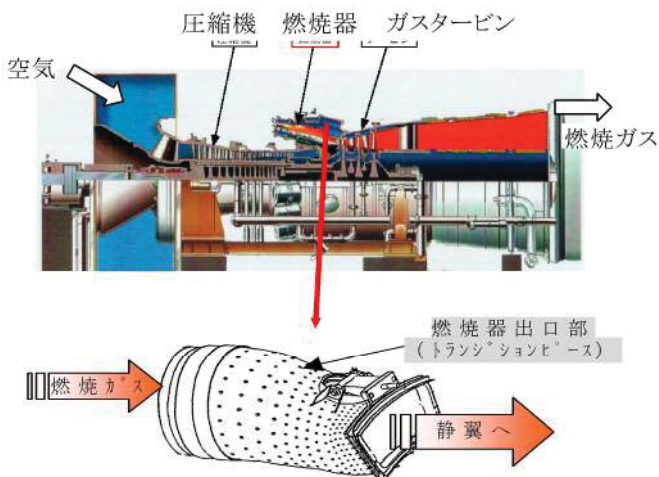


Fig.1 Transition Piece of Gas Turbine

2.1.1 試験対象、試験材

(試験対象)

トランジションピース

(試験材)

- ① 廃却材：実機で約 26,000 時間使用
(側面溶接部付近にクラックあり)
- ② 新材：実機新品と同条件で製作
材質：ニッケル基超耐熱合金
- ※ ニッケル基超耐熱合金：現在、最も高温強度に優れる耐熱合金。 γ' (ガンマプライム) 相, するニッケル, アルミニウム, チタンからなる金属間化合物を微細に析出させて高温強度を向上
- ※ 2.1.2 クリープ強度
 - ① 廃却材, ② 新材のクリープ強度を把握するためクリープ破断試験を行った。試験は時間を短縮して行うため、実機温度(メーカー推定値)より高温の加速条件下で、試験片に実機レベルの引張応力を付加して保持し、破断時間の測定を行った。
 - ① 廃却材のクリープ余寿命は、試験温度が実機温度(メーカー推定値)に近づくほど② 新材のクリープ余寿命より長くなる傾向を示し、① 廃却材の実機温度(メーカー推定値)におけるクリープ余寿命を求めると約 50,000 時間と推定された。(Fig.2)

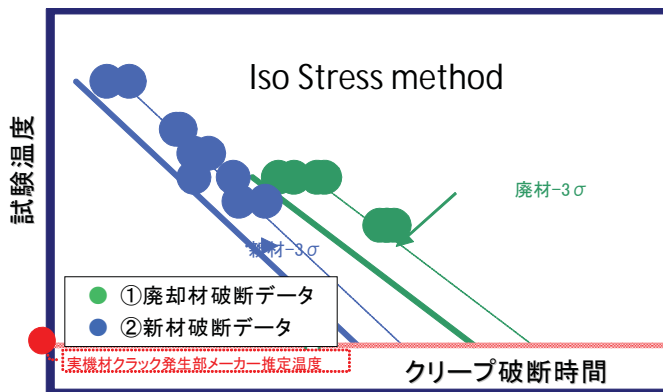


Fig.2 Result of Creep test

※ -3σ : データのばらつきを考慮し、統計的にクリープ破断時間の最短値を近似したライン

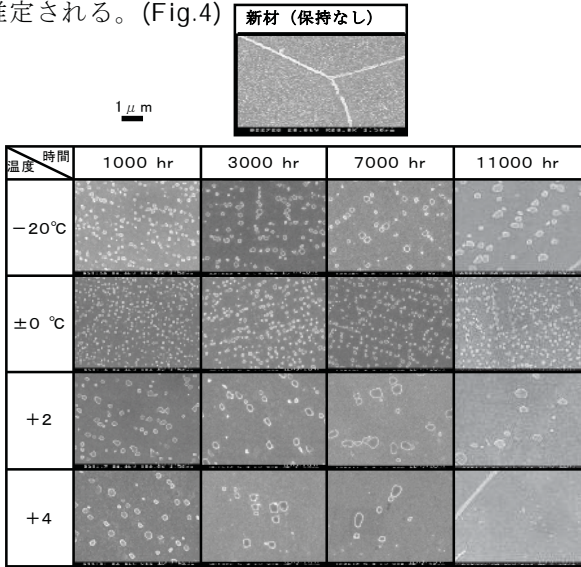
2.1.3 組織劣化

②新材を 11,000 時間まで高温保持し、 γ' 相について粒子形態変化(粒径、粒子間距離)の観察を行った。その結果、保持温度が高いほど γ' 相の粗大化、消失が早く生じる傾向にあることが確認された。(ただし、実機温度(メーカー推定値) $\pm 0^\circ\text{C}$ のみ組織変化が少なく特異な挙動を示した) (Fig.3)

時間と温度に対する γ' 相粒子形態変化の関係について、下記の組織パラメータを使って整理した。

$$\text{(Fig.4)} \quad (\text{組織パラメータ}) = \frac{\text{粒子間距離の2乗}}{\text{平均粒径}}$$

組織パラメータの変化傾向より、クリープ強度に寄与する γ' 相は実機温度(メーカー推定値) $+20^\circ\text{C}$ 以下であれば 10,000 時間程度の長時間にわたって残存すると推定される。(Fig.4)



(温度は、実機温度(メーカー推定値)との比較値)

Fig.3 Micro structure of new material

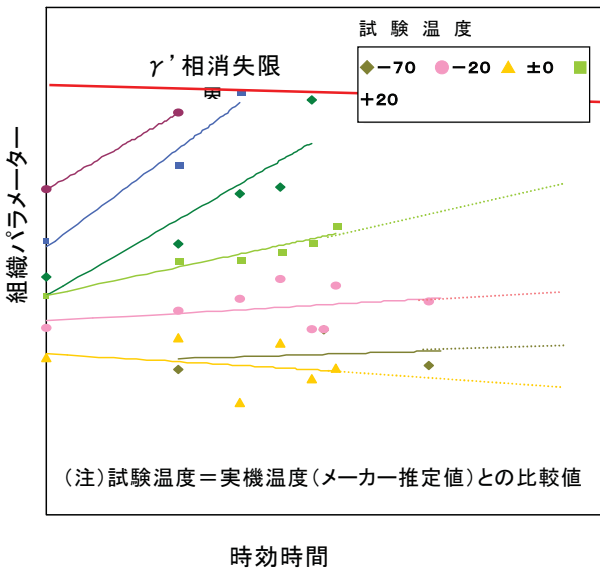


Fig.4 Relation between temperature·time and γ' parameter

時間、温度に対する γ' 相粒径、組織パラメータとの関係から、②廃却材各部の実機での使用温度を推定したところ、概ね実機温度(メーカー推定値) -20°C 以下であると推定された。また、マウント部額縁側(C

部)では粒界炭化物の粗大化、 γ' 相の消失が顕著であり金属組織の劣化が進行していることがわかった。(Fig.5)



Fig.5 Position of MicroStructure Observation

2.2 き裂成長解析に基づくガスタービン静翼の余寿命評価による長寿命化

ガスタービン初段静翼など、高温部品では、起動停止などの負荷変動に伴い繰返し熱応力が発生し、部材に熱疲労き裂が発生する事例が各種報告されている。そのため、このような部材に対する余寿命評価では、き裂の成長評価が重要となる。静翼に限らずガスタービン高温部品の余寿命評価法として、統計的手法や損傷成長シミュレーションによる手法が提案されているが⁽²⁾、実機の損傷データを用いて余寿命評価法の検討を行なった例は未だ少ない。

2.2.1 試験方法

静翼材であるCo基超合金のき裂進展特性を把握するため、クリープ疲労条件下におけるき裂進展試験を行なった。試験片形状をFig.6に示す。試験片は標点間平行部の板幅8mm、厚さ3mmの平板試験片で、深さが0.2mm、先端の曲率半径が約0.2mmの切欠きを平行部中央の両側に設けた。試験片平行部は、試験前に1000番のエメリー紙で研磨した。試験温度は900°Cとし、大気中でひずみ制御によりクリープ疲労試験を行なった。また実機運転中、材料は高温に長時間曝されるため、時効が生じき裂伝ば挙動に影響することが考えられる。そこで試験温度と同じ900°Cで5,000時間の時効処理を行なった試験片についても、き裂進展試験を行なった。さらに12,600時間使用された実機使用静翼のアウトウォールの翼後縁部付近からも試験片を採取し、同様の試験を行なった。

試験装置には、荷重容量49kNの電気モータ式疲労試験機を用いた。変位の検出には、セラミックス棒と板ばねを組み合わせた、この原理で作動する伸び計を用いた。標点間距離は16mmである。試験片の加熱には最大出力2kWの電気炉を用いた。温度の計測・制御は熱電対により行ない、標点部の温度が設定温

度の±3℃以内となるようにした。

実機静翼においては定常運転中に構造的な拘束による圧縮熱ひずみが発生し、それが保持された状態にある。

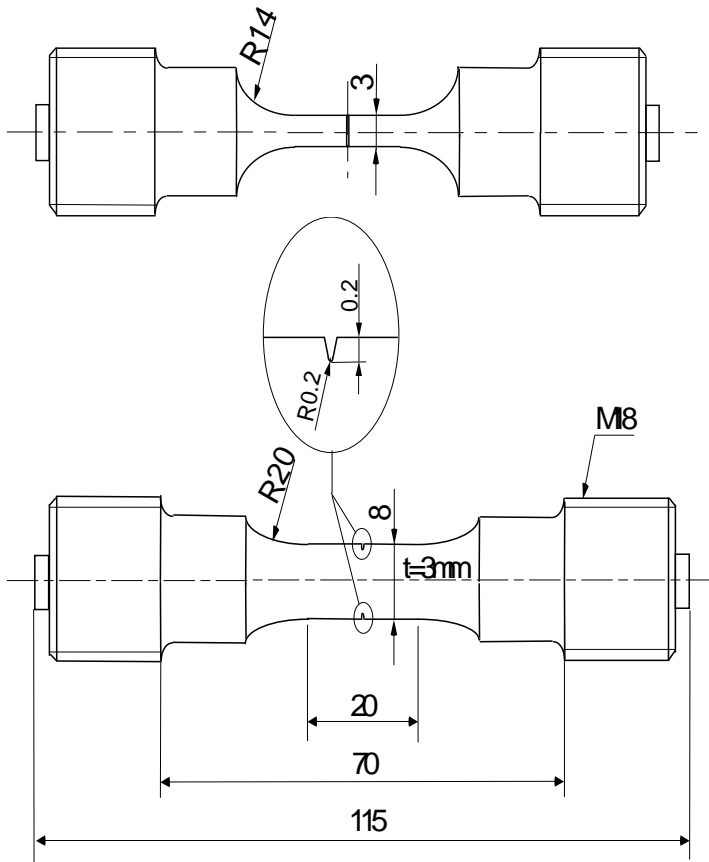


Fig. 6 Shape and dimensions of specimens

圧縮最大ひずみでの保持を伴う圧縮片振りのひずみ波形を用いた。ひずみ範囲は0.5%、ひずみ速度は0.05%/secとした。また保持時間は0～60分の間で変化させた。実機使用翼から採取した試験片については、2分保持試験のみを行なった。き裂の進展長さは、適宜試験を中断しレプリカ法により測定した。

2.2.2 き裂進展試験結果

非時効材および時効材のき裂進展挙動を示す⁽³⁾。一般に圧縮応力場でのクリープは、き裂進展に影響しないとして無視されることが多い。しかし、今回の試験結果によると、時効材および非時効材とも、圧縮ひずみ保持によるき裂進展の加速が観察される。時効材と非時効材のき裂進展速度の差は小さく、ひずみ保持の効果は60分保持の場合を除いてあまり見られない。したがって、き裂進展特性に対する時効の効果は小さいことが分かる。図7に、保持なし試験により得られたき裂進展速度と、繰返しJ積分範囲 ΔJ_f の関係を示す。 ΔJ_f の計算式としては、微小き裂に対し提案されている次式⁽⁴⁾を用いた。

$$\Delta J_f = \Delta J_e + \Delta J_p = 2\pi Y^2 \left[\frac{\Delta\sigma\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{f(1/n')\Delta\sigma\Delta\varepsilon_p}{2\pi} \right] a$$

(1)

ここで、Yはき裂の形状係数であり、無限板中の縁き裂の値である $Y=1.12$ とした。 $\Delta\sigma$ 、 $\Delta\varepsilon_e$ 、 $\Delta\varepsilon_p$ はそれぞれ応力範囲、弾性ひずみ範囲、塑性ひずみ範囲である。またaはき裂長さである。関数 $f(1/n')$ は次式で表される。

$$f(1/n') = 3.85 \sqrt{\frac{1}{n'}} (1 - n') + \pi n' \quad \text{----- (2)}$$

n' は繰返し硬化指数である。またき裂進展速度は5点の増分多項式法により求めた。

図中の実線は非時効材のデータを最適近似したものであり、次式で表される。

$$da/dN = C \times (\Delta J_f)^{1.88} \quad \dots \quad (3)$$

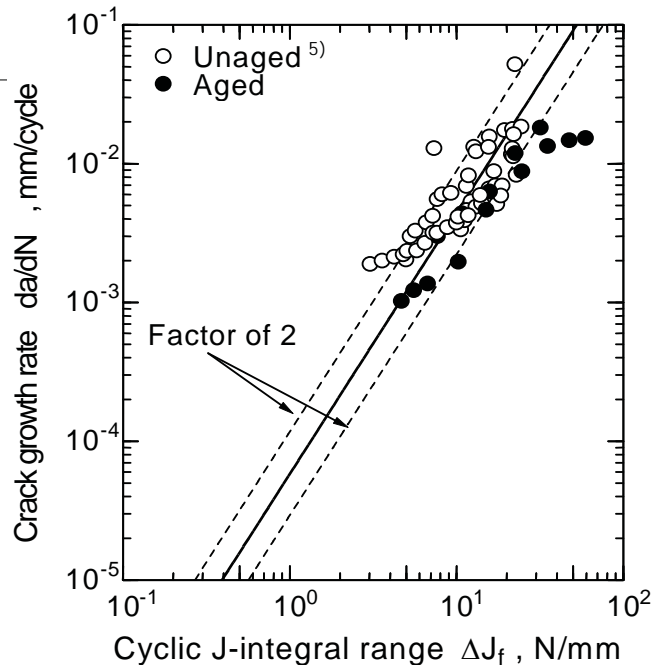


Fig. 7 Relation between crack growth rate and cyclic J-integral range

時効により静翼材の破壊靱性値やスモールパンチ試験の破断延性が低下するが、図7に示すように、時効はき裂進展特性にほとんど影響しないといえる。圧縮ひずみ保持の効果については、ガスタービン翼材の圧縮ひずみ保持波形による試験がすでに行なわれており、そのときのき裂長さで無次元化したき裂進展速度が負荷周波数(1サイクルに要した時間の逆数)の $-1/4$ 乗に比例することが報告されている⁽⁵⁾。Fig. 8に、圧縮ひずみ保持を伴うき裂進展速度と負荷周波数の関係を示す。時効材および実機使用材についても、負荷周波数が小さくなるにつれて無次元化き裂進展速度が増加する傾向が見られる。このき裂進展速度の加速は、主にき裂先端にお

ける酸化の効果であると考えられる⁽⁵⁾。静翼に発生する熱疲労き裂についても、き裂面は実機使用条件下で酸化するため、圧縮ひずみ保持によるき裂進展速度の加速を考慮して、実機静翼のき裂進展評価を行なう必要がある。

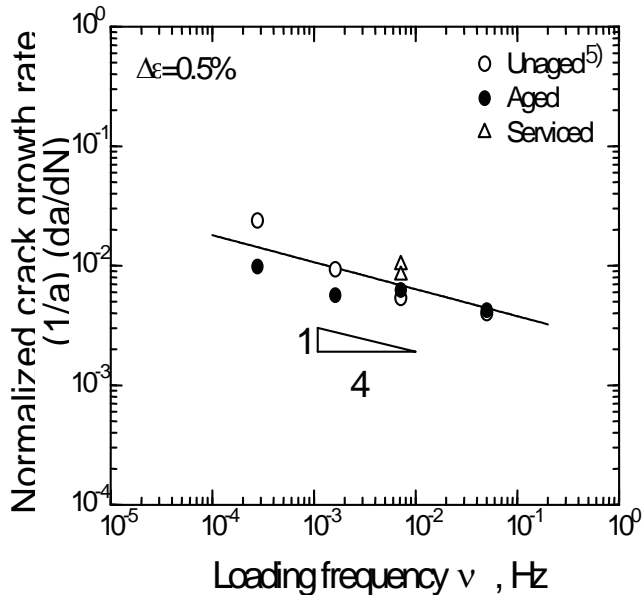


Fig. 8 Relationship between loading frequency and normalized crack growth rate

2.2.3 初段静翼の熱応力解析

初段静翼に作用する熱応力を推定するため、初段静翼の3次元モデルを用いた有限要素解析を行なった。前章において、実機のケーシング側エンドウォールの翼間および翼後縁部に、主な最大き裂が発生することを報告した。したがって、これらが高応力発生部位あるいは高温に曝されている部位と考えられる。熱応力解析を行なう際には、実測されたき裂分布と応力分布が対応するよう、熱伝達係数(熱的境界条件)を決めた。この条件で起動停止に伴う温度変動を考慮した熱応力解析を行ない、作用応力を推定した。起動して温度が上昇するとともに翼後縁部の応力は圧縮となるが、途中無負荷状態で一時熱応力が下がり、定常運転状態で再び上昇する。停止時は、途中無負荷状態後消火時にも応力が変動するが、やがて起動時の応力にもどる。以上の静翼熱応力解析で得られた応力を以降のき裂進展解析に用いた。

2.2.4 初段静翼のき裂進展解析

静翼に発生するき裂は、起動・停止に伴う上記熱応力の繰返しによる熱疲労き裂である。この熱応力は部材の熱膨張と構造的な拘束に起因するが、静翼は内部冷却構造をとっているため、部材内に温度勾配が生じる。そのため熱応力も勾配を持ち、高温ガスに曝される外表面側で高応力となる。したがって、き裂の進展量は表面方向に比べ、深さ方向に

は小さくなる。ところで、もしき裂が板厚方向に貫通すると、その部分を通して冷却空気の漏洩が生じ、効率が低下すると考えられる。すなわち、静翼の余寿命評価には、き裂の深さ方向への進展評価が重要になる。そこで初段静翼について、部材深さ方向のき裂進展解析⁽³⁾に基づく、余寿命評価法を検討した。

深さ方向のき裂進展解析を行なうため、板厚方向の応力分布は、急冷却時または急加熱時の熱応力分布を示したBiotの論文⁽⁶⁾を参照し、(4)式を仮定した。

$$\sigma = \sigma_0 \cdot [(1-x/t)^2 + \eta] / (1+n) \quad (4)$$

ここで σ_0 は板表面に発生する最大応力で、FEMから求まる。 n は部材形状による定数であり、静翼翼部を平板と仮定すると $-1/3$ となる。 x は外表面からの深さ、 t は板厚、 η はポアソン比である。この応力場で外表面からき裂が進展する場合の応力拡大係数 K を次式で表されるBuchaletとBamfordの式⁽⁷⁾から求めた。

$$K = \sigma_0 \sqrt{\pi a} \left[A_0 F_0 + 0.637 A_1 F_1 \frac{a}{t} + 0.5 A_2 F_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 \right]$$

(5)

ここで、 a は深さ方向のき裂長さ、 A_0 、 A_1 、 A_2 は(4)式を展開したときの $(x/t)^m$ ($m=0, 1, 2$)の項の係数、 F_0 、 F_1 、 F_2 は形状係数であり、本論文では平板の片側き裂を想定し、いずれも1.12とした。また、J積分範囲 ΔJ と ΔK の間に次式を仮定し、(5)式を用いて ΔJ を求めた。

$$\Delta J = (\Delta K)^2 / E \quad \dots (6)$$

ここで E はヤング率で、静翼材の引張試験より求めた130GPaとした。上式で得られる値は弾性J積分であるが、一般に熱応力に対しては弾性J積分を用いても精度のよい評価が可能である⁽⁸⁾。また、 t はある代表部板厚 t_0 をとり、一定値とした。このようにして求めた板厚内の σ_0 で規準化した ΔJ 値のき裂進展にともなう変化をFig.9に示す。き裂が比較的浅い範囲では ΔJ 値はき裂の成長に伴って増加するが、板厚の約1/3で最大値となる。表面に比べて内部の応力は低いので、板厚方向へのき裂の進展に伴い ΔJ 値は減少する。上記のJ積分範囲は、圧縮ひずみの保持がない条件に対するものであり、実際にはこれに加えひずみ保持によるき裂進展速度の増加を考慮する必要がある。ひずみ保持の効果としては、き裂先端での酸化の影響が大きいので、酸化によるき裂進展量を全き裂進展量から分離して評価することが必要である。しかし実機条件下での酸化による進展量の評価は困難である。そこで簡易的にFig.8に示す関係を用いて、保持によるき裂進展速度の加速を推定する。すなわち、実機における負荷周波数は起動停止1回当たりの運転時間の逆数になる。運転時間を t_h (hours)とすると、

それに対する負荷周波数は $1/3600t_h$ (Hz)となる。(3)式は負荷周波数が0.05Hzの試験で求めたものであり、き裂進展速度の加速係数として β を定義すると(7)式となる。

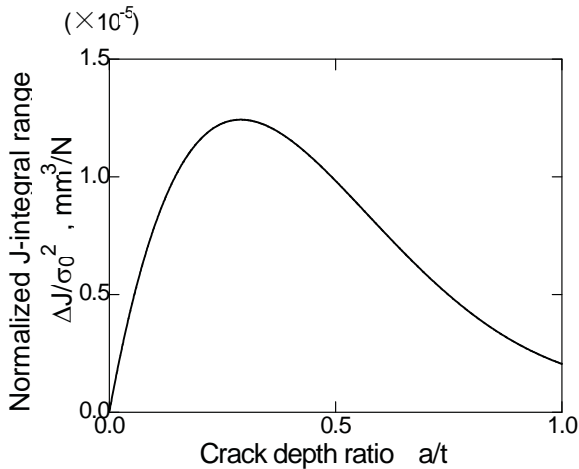


Fig. 9 J-integral distribution in the nozzle thickness

$$\beta = \{0.05 / (1/3600t_h)\}^{1/4} = (180t_h)^{1/4} \quad (7)$$

この係数 β を(3)式に乗じた(8)式によりき裂進展速度を推定し、き裂進展解析を行なった。

$$da/dN = \beta \times c \times 10^{-5} (\Delta J_f)^{1.88} \quad (8)$$

以上の式により、前章のDSSモードで運用された初段静翼を対象に、き裂進展解析を行なった。得られたき裂進展曲線をFig. 10に示す。なお、図の横軸は、き裂進展解析により、き裂が貫通すると予想された寿命(N_0)で基準化してある。また、初期き裂寸法は、静翼材(Co超合金)デンドライト組織の平均直径である約 $50\mu m$ とした。図中の実線が解析により得られたき裂進展曲線で、破線は解析結果に対するFactor of 1.5 (1.5倍および1.5分の1)の範囲を示している。また、図中のプロットは対象とした初段静翼において、各定期検査時に観察された各静翼セグメントの最大き裂の平均値であり、誤差棒は実機データのばらつき 1σ (σ :標準偏差)の範囲を示している。なお、上記のき裂進展解析では、き裂の深さ方向への進展を評価しているので、実機で観察された表面き裂長さを深さ方向長さに変換する必要があるが、これには、静翼を破壊調査して得られたき裂のアスペクト比と板厚比の関係⁽³⁾を用いた。Fig. 10より、 1σ の区間はほぼFactor of 1.5のばらつき範囲内に含まれることが分かる。以上のように、ガスタービン静翼に発生するき裂の進展を破壊力学に基づいた手法で評価できることが分かった。

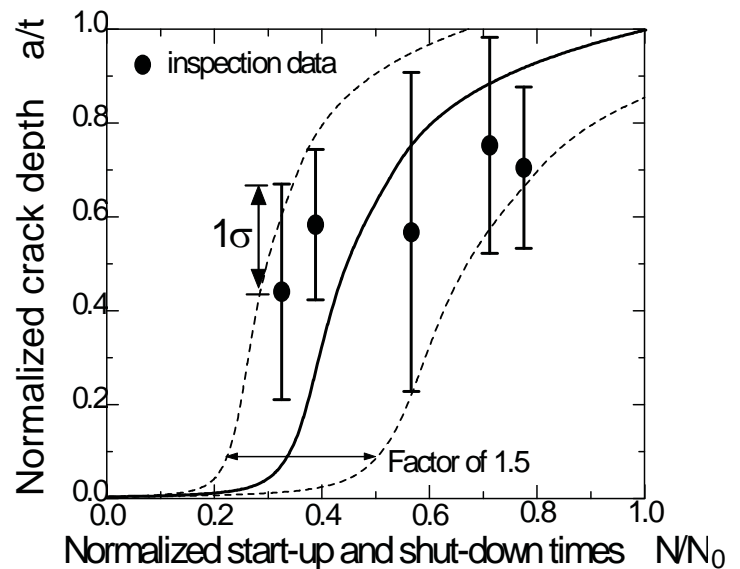


Fig. 10 Comparison of predicted crack growth behavior with inspection data for the nozzle operated under DDS mode

2.2.5 限界き裂長さ評価

静翼の余寿命評価にあたっては、き裂進展評価と同様に、限界き裂長さの評価も重要となる。限界き裂長さの評価については、スモールパンチ(SP)試験に基づいた材質劣化評価が有効であると考えられる。限界き裂長さは、起動停止サイクル中の最高応力時のJ積分値 J_{max} が破壊靱性値 J_{IC} に達したときのき裂長さで表される。板厚方向にき裂が進展したときの J_{max} の変化をFig. 12に破線で示す(Fig. 9参照)。ここで J_{max} は静翼の熱応力解析で得られた最高応力に対応するJ積分値とした。J積分値は熱応力分布の影響により、板厚 t の約 $1/3$ 以降は減少する。前章で述べたように、SP試験による破壊ひずみと J_{IC} 値の間に良好な関係があるから、破壊靱性値は、実機切出し材のSP試験から得られた破壊ひずみの下限値を用いて求めた。なお、 J_{IC} の低下の割合は運用モードにより変化する。そこでWSSとDSSモードに対して、上記き裂進展解析より、運転時間に対するき裂進展挙動を予測し、この間に経過したと同一の運転時間における J_{IC} 値とき裂深さの関係を求めたものがFig. 12の実線であり、図中●印のプロットは、切出し材と同じ12,600時間運転後の J_{IC} 値およびき裂深さである。WSSモードの方が同じ起動停止回数に対する運転時間が長くなるため、同じ深さまでき裂が進展したときの J_{IC} 値の低下量はDSSモードよりも大きくなる。この図の予測によると、 J_{max} が J_{IC} を超えることはほぼないので、不安定き裂伝ばは起こらないことになる。実機使用条件下では熱疲労だけでなく、緊急停止や外部からの物体の衝突による損傷(FOD; Foreign Object Damage)などによる過大な負荷も考慮し、限界き裂長さの評価を行なう必要があるが、上

記のように、限界き裂長さをスモールパンチ法に基づいて評価することにより、運用の信頼性向上や適切な検査、取替スケジュールの策定が可能になると考える。

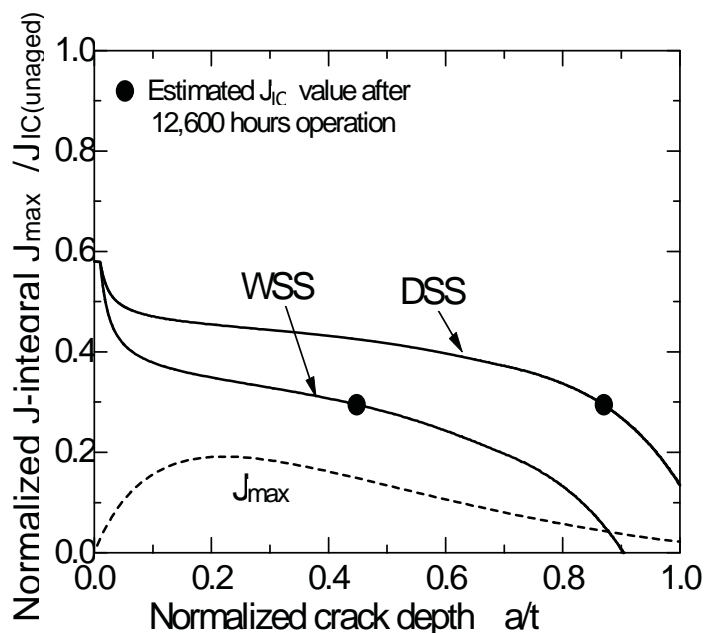


Fig.11 An illustration of the critical crack length evaluation for the nozzle

3. 結 言

2.6万時間使用した燃焼器尾筒のクリープ試験と組織パラメータを用いてクリープ寿命と実機温度を推定した結果、およそ5万時間の余寿命と、実機温度は、メーカ推定値より20℃低いことが解った。

初段静翼の熱疲労き裂進展解析に基づく余寿命評価法については、以下のことが明らかになった。

- (1) 圧縮ひずみ保持は熱疲労き裂進展を加速させ、き裂進展速度は周波数の $-1/4$ 乗に比例して増加する。
- (2) 時効材の熱疲労き裂進展速度は非時効材のそれと同程度であり、き裂進展特性に対する時効の影響は無視できる。
- (3) 定常運転中の圧縮ひずみ保持によるき裂成長の加速を考慮し、破壊力学に基づいて初段静翼のき裂進展解析を行なった結果、実機き裂長さデータの標準偏差の範囲とき裂進展解析予測曲線がFactor of 1.5の範囲で一致した。
- (4) 実機における各セグメントごとのき裂進展のばらつきを考慮したき裂成長予測線図を作成した。これによりFactor of 1.5内で、き裂成長長さの予測が可能となり、評価の簡易化および高精度化を図ることができた。

4. 参考文献

- (1) 松村栄郎, エネルギー総研レビュー (2006)16-17
- (2) 藤山一成, 村上格, 吉岡洋明, 岡部永年, 日本ガスタービン学会誌, 22-85(1994), 76-82.
- (3) N. Isobe, S. Sakurai, and M. Kunihiro, IGTC 95(1995), III-1.
- (4) Dowling, N.E., ASTM STP, 637 (1977), 97-112.
- (5) 磯部展宏, 桜井茂雄, 日本材料学会, 第35回高温強度シンポジウム前刷集(1997), 124-128.
- (6) Biot, M.A., J. Aeronaut. Sci., 24(1957), 857-868.
- (7) Buchalet, C.B. and Bamford, W.H., ASTM STP, 590 (1976), 385-402.
- (8) Toshio Sakon, Masaharu Fujihara and Tetuo Sada, ASTM STP, 1186(1993), 239.

TBC の非破壊検査技術の開発

*福地 哲生，尾関 高行，岡田 満利，藤井 智晴（電力中央研究所）

Development of nondestructive inspection technique of TBC

*Tetsuo FUKUCHI, Takayuki OZEKI, Mitsutoshi OKADA and Tomoharu FUJII
 (Central Research Institute of Electric Power Industry)

ABSTRACT

Thermal barrier coating (TBC) is applied to high temperature components such as gas turbine blades and combustors. Various kinds of damage and deterioration of TBC occur upon operational use, such as topcoat thinning, topcoat delamination, and formation of a thermally oxide (TGO) layer at the topcoat-bondcoat interface. These can be evaluated using different nondestructive inspection techniques, such as terahertz waves for topcoat thickness measurement, active thermography for delamination detection, and photoluminescence for TGO layer detection. An inspection flow of TBC incorporating these techniques is proposed.

Key words: Thermal barrier coating, Nondestructive testing, Terahertz waves, Active thermography, Photoluminescence

1. はじめに

燃焼器やガスタービン翼などの高温部品には、セラミックス製のトップコートと合金製のボンドコートから成る遮熱コーティング (TBC) が施工されている。経年使用による TBC の主たる損傷劣化として、トップコートの減肉 (膜厚減少) とトップコートのはく離が挙げられる。減肉は熱抵抗の低下による基材表面温度の上昇，はく離はトップコート脱離による熱抵抗の喪失を引き起こす。

従来，TBC 施工部品は一定の供用時間後に補修がなされ，TBC は除去された後再施工される。しかしながら，供用後にその健全性が評価できれば補修をせずに再供用が可能となり，補修コストの低減が期待できる。TBC の健全性評価には減肉やはく離の非破壊検査技術が不可欠である。

2. TBC の非破壊検査法の概要

2.1 減肉検査

トップコート膜厚測定法として，これまでにテラヘルツ波の有用性を示してきた¹⁾。本手法では，周波数約 0.1~1.0THz の電磁波 (テラヘルツ波) パルスを TBC へ垂直照射し，反射波を測定する。測定された反射波形はトップコート表面からの反射波 S，トップコートとボンドコートの界面からの反射波 R1，およびトップコート内を複数回往復する多重反射波 R2, R3, ... を含む。これを Fig.1 に模式的に示す。

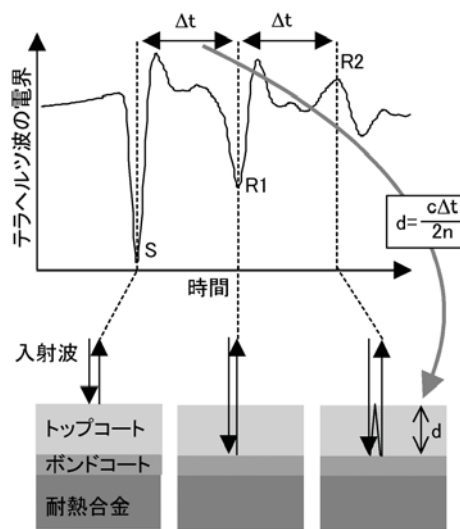


Fig. 1. Schematic diagram of topcoat thickness measurement using terahertz waves

S と R の到達時間差 Δt はテラヘルツ波がトップコートを 1 往復するのに要する時間に対応するため，トップコート膜厚を d ，屈折率を n (トップコート中の伝搬速度は c/n ， c は光速) とすると，距離 = 時間 × 速度の関係から式(1)が成り立つ。

$$d = \frac{c\Delta t}{2n} \dots\dots\dots (1)$$

屈折率 n はトップコート材料の透過測定で求めることができるが，S, R1, R2 の周波数解析を行う

ことで反射測定でも求めることができる²⁾。

本測定法を TBC 施工動翼に適用した。測定部位を Fig. 2 に、測定結果を Table 1 に示す。テラヘルツ波を用いたトップコート膜厚測定結果は切断後の断面の顕微鏡観察結果と概ね 10 μm 以内で一致し、その妥当性が確認された³⁾。

Table 1. Measurement result of topcoat thickness by terahertz wave and microscopic observation of the cross section

測定部位	テラヘルツ波測定結果[μm]	顕微鏡観察結果[μm]	相対誤差
a	177 \pm 4	173 \pm 13	2.3%
b	204 \pm 5	195 \pm 60	4.6%
c	266 \pm 6	260 \pm 10	2.3%
d	254 \pm 6	243 \pm 10	4.5%
e	200 \pm 5	189 \pm 11	5.8%

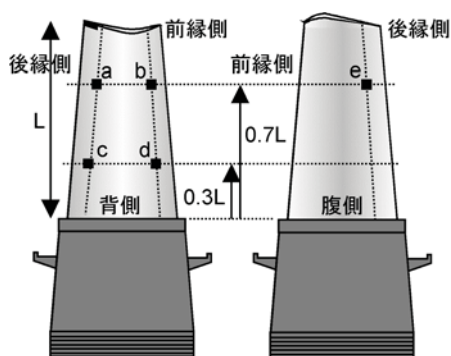


Fig. 2. Topcoat thickness measurement positions

以上の結果から、テラヘルツ波を用いてトップコート膜厚を約 10 μm の精度で測定できることを示した。よって、本手法を用いてトップコートの減肉検査を行うことが可能である。

2.2 はく離検査

トップコートはく離検査にはレーザー加熱を用いたアクティブ・サーモグラフィ法の有用性を示してきた⁴⁾。レーザー加熱は従来のランプ加熱よりも熱流束が大きいので、はく離部と健全部でより大きい温度差が得られ、はく離検出感度が高い。本手法では加熱用レーザーを TBC 表面に照射しながら走査し、トップコート表面温度分布をサーモグラフィで測定する。レーザーがはく離部に照射された場合、健全部に比べてトップコートから基材方向に熱が伝わりにくいため、表面温度が高くなる。また、レーザー照射終了後のはく離部は健全部に比べて冷えにくいため、レーザー走査時において「残熱像」として残る。この概念図を Fig. 3 に示す。

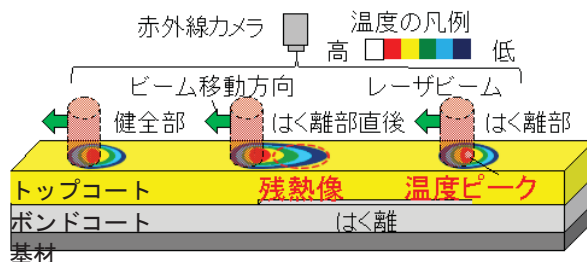


Fig. 3. Schematic diagram of topcoat delamination detection using active thermography with laser heating

本手法を用いて、模擬はく離を導入した TBC 試験体を対象とした実験を行った。試験体は直径 25mm で、厚さ 3mm の基板の上に厚さ 150 μm のボンドコート、厚さ 400 μm のトップコートが施工されており、中心部に横幅 2.2mm、最大間隙 95 μm の模擬はく離がある。加熱レーザーの移動速度を 5mm/s として試験体直径に沿って走査した際の温度分布画像を Fig. 4 に示す。画像はそれぞれはく離部(a)通過前、(b)直上、(c)通過直後、(d)通過後の表面温度分布である。(a)と(d)ははく離のない健全部に対応する。(b)でははく離部のトップコート表面温度が 15 $^{\circ}\text{C}$ 程度高くなっており、(c)では残熱像(白破線)が現れている⁴⁾。

温度ピークのみで評価した場合、表面の汚れなどによって見かけ上、温度が高くなり、誤検出する可能性があるが、残熱像も併用することにより誤検出の少ないはく離検出が可能となる。

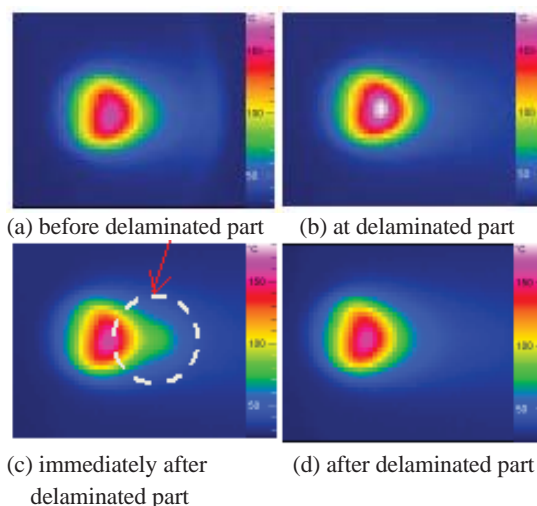


Fig. 4. Detection result of artificial topcoat delamination using active thermography with laser heating

2.3 界面酸化層検出

トップコートはく離箇所はトップコートとボンドコートの界面に形成される界面酸化層(ボンドコートを構成する金属元素が熱酸化した酸化金属

の層)を伴うことが多いため、これを簡易検出できればトップコートはく離の可能性の高い箇所を抽出でき、はく離検査の効率化が期待できる。

一般的に用いられるボンドコート材料はNiCrAlY, CoCrAlY, NiCoCrAlYである。Alは酸化傾向が強いことから、界面酸化層はAl₂O₃を多く含み、CrはこれにCr³⁺として混在する。Al₂O₃中のCr³⁺は青色光又は緑色光を吸収し、赤色光(R₁:波長694nm, R₂:波長693nm)を発する性質を有する。よって、TBCに青色光又は緑色光を照射した際の赤色の発光強度を測定することにより界面酸化層を検出できる。本手法は光ルミネッセンス法と称される。

従来、光ルミネッセンス測定には大型・大出力のレーザが用いられていたため、その適用は実験室環境に限られていたが、小型レーザを用いても測定が可能であることを明らかにし、現場適用が可能な可搬型装置の構築の見通しを得た⁵⁾。この結果に基づき、小型連続発振レーザ(波長532nm, 最大出力200mW)と小型分光器を用いた可搬型の界面酸化層検出装置を試作した⁶⁾。本装置の構成をFig.5(a)に、本体内部と外観の写真をFig.5(b), (c)に示す。本装置は小型プローブで受送光を行うため、任意形状の表面の検査が可能である。

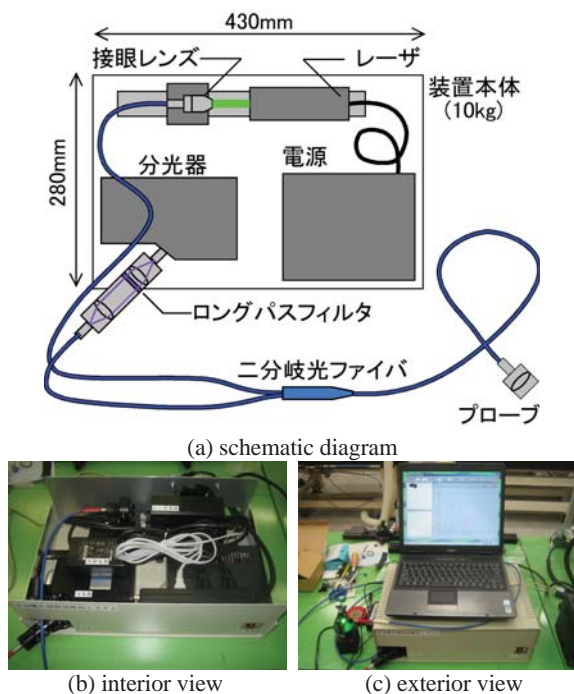


Fig. 5. Configuration of TGO detection device

本装置を用いてTBC試験体の測定実験を行った。測定結果をFig.6に示す。図中bは非加熱(溶射のままの状態)、cとdは空气中で1000°Cで加熱、eとfは空气中で1100°Cで加熱した試験体の測定結

果であり、それぞれ3回の測定結果を重ね描きした。加熱した試験体からはCr³⁺の発光が確認され、加熱時間・温度とともに増加する傾向が見られた。一方、非加熱の試験体から発光は観察されなかった。図中aは試験体なしの場合の測定結果で、ノイズは無視できる程度であることが分かる。

本装置はトップコート剥離の可能性が高い箇所を簡易検出するのに有効であると考えられる。

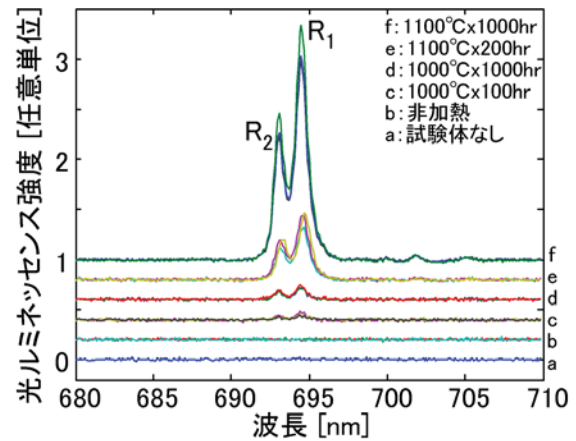


Fig. 6. Photoluminescence measurement result of TBC specimens heated in air and unheated specimen

3. 検査フロー

以上の非破壊検査法を取り入れたTBCの検査フローの一例をFig.7に示す⁷⁾。

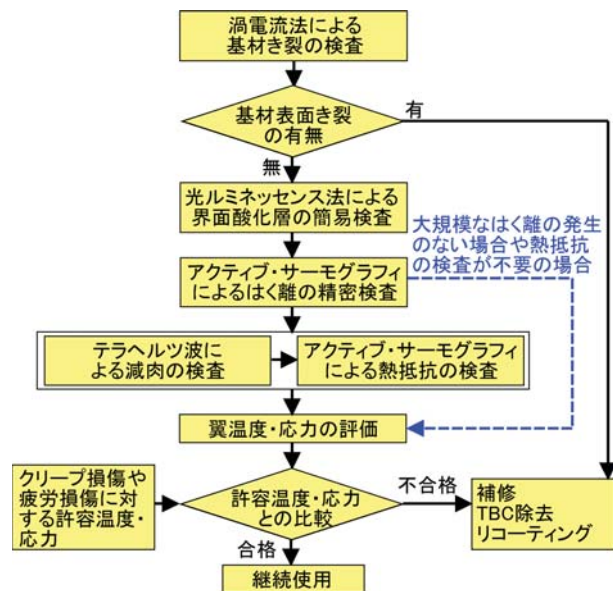


Fig. 7 Proposed inspection flow of TBC

ここでは、まず渦電流法などによって基材のき裂の有無を検査し、き裂がない場合は光ルミネッセンス法を用いた簡易検査とアクティブ・サーモグラフィを用いた精密検査でトップコートはく離

を検出する。さらに、減肉検査が必要な場合はテラヘルツ波を用いた膜厚測定、熱抵抗検査が必要な場合はこの膜厚測定値に基づく検査を行う（大規模なはく離の発生がない場合、このステップは省略しても良いと考えられる）[F1]。以上の検査結果から基材の温度上昇と応力を評価し、許容される温度と応力との比較から補修の要否を判断する。また、メーカー推奨基準を用いる場合は、許容温度・応力の代わりに、補修基準との比較を行う。

この検査フローで合格した部品は継続使用が可能であると考えられるため、補修（TBCのリコーティング）周期の延長が図れる。即ち、一定の供用時間に基づき補修周期を設定する TBM（Time Based Maintenance）から、健全性評価に基づき補修周期を決定する CBM（Condition Based Maintenance）への移行が期待できる。

4. まとめ

TBC の非破壊検査技術として、(1)テラヘルツ波を用いたトップコート膜厚測定、(2)アクティブ・サーモグラフィを用いたトップコートはく離検査、(3)光ルミネッセンス法を用いた界面酸化層検出について概説し、これらを活用した TBC の検査フローを提案した。

今後、非破壊検査技術の活用によって合理的な補修（リコーティング）周期の確立が期待される。

謝 辞

テラヘルツ波を用いたトップコート膜厚測定に関する研究は独立行政法人情報通信研究機構との共同研究で行いました。ご支援・ご協力頂いた情報通信研究機構の福永香氏、水野麻弥氏、および電力中央研究所の布施則一氏に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 福地哲生，他：「テラヘルツ波を用いたガスタービン用遮熱コーティングのトップコート膜厚測定技術の開発」，電力中央研究所報告 H08 (2015)
- 2) 福地哲生，他：電気学会論文誌 A, Vol. 132, No. 9, pp. 702-708 (2012)
- 3) 福地哲生，他：電気学会論文誌 A, Vol. 133, No. 7, pp. 395-401 (2013)
- 4) 藤井智晴，他：「ガスタービン用遮熱コーティングを対象としたはく離の非破壊検出手法の開発」，電力中央研究所報告 M12002 (2013)
- 5) 福地哲生，他：「光ルミネッセンス法によるガスタービン用遮熱コーティングの界面酸化層の可搬型検出技術の開発」，電力中央研究所報告 H12011 (2013)
- 6) 福地哲生，他：「光ルミネッセンス法によるガスタービン用遮熱コーティングの界面酸化層の可搬型検出

- システムの開発」，電力中央研究所報告 H14006 (2015)
- 7) 藤井智晴，他：「ガスタービン動翼のコーティングを対象とした非破壊検査手法の開発」，電力中央研究所報告 M14006 (2015)

火力発電所の運転データからの異常予兆発見研究について —水力発電所における異常予兆発見のアナロジーとして—

*小野田 崇（電力中央研究所）

Trouble Condition Sign Discovery for Thermal Electric Power Plants —Analogy of Trouble Condition Sign for Hydroelectric Power Plants—

*Takashi Onoda (CRIEPI)

ABSTRACT

Electric power companies collect different sensor data and weather information to maintain the safety of hydroelectric power plants while the plants are running. We have to find trouble condition sign from the collected sensor data and weather information. In this paper, we describe a trouble condition sign discovery method, which consists of two detection stages. In the first stage, we can discover trouble condition signs, which are different from usual condition data. And in the second stage, we can monitor aging degradation. Our proposed method is based on a one class support vector machine and a normal support vector machine. And the proposed method can be adopted to find trouble condition sign of thermal electric power plants.

Key words: Outlier Detection, SVM, hydroelectric power plant, thermal electric power plant

1. はじめに

近年、電力会社では機器の効率的な保守および保守費用の削減を目指して、従来のメーカーに推奨された保証期間前に機器を修理交換するという時間計画保全から、機器をその劣化状態等によって修理交換するという状態監視保全への移行を模索し始めている^{1)~3)}。

状態監視保全を実践するためには、機器の正常状態のデータ、異常状態のデータ、および正常状態から異常状態へ移行途中のデータなどの収集が重要となる。状態監視の精度向上により、保守費用を削減するためには、どれだけ保守管理に利用できるデータを収集できるかが鍵となってくる。しかし、発電プラントの運転データについては、正常状態のデータ数が多いものの、異常状態および正常状態から異常状態へ移行過程のデータの蓄積は殆んどなく、また、異常状態に関するデータの測定は容易ではない。

設備保守管理の中でも、特に、発電プラントの運転情報からの異常予兆の発見に必要なデータは、極めて稀な確率でしか発生しないことから、実際の運転中に収集することは難しく、また、実験による異常状態の生成も困難である。そのため、現状の設備で異常状態のデータが蓄積できるまで、膨大な正常運転状態のデータのみに基づいて設備異常の予兆を検知できる方法が必要となる。

以下、2章で水力発電所データ用に開発した発電プラント異常予兆発見方法について紹介し、3章で実際の水力発電所運転データに開発した方法を適用した結果について報告する。4章では、開発した異常予兆発見方法の火力発電所運転データへの適用可能性、および、火力発電所運転データからの異常予兆発見研究の今後について検討する。

2. 異常予兆発見方法

開発した発電プラントの異常予兆発見方法は主に、「例外状態データ抽出機能」と「異常予兆候補データ発生追跡機能」の二つの機能と、発見された例外状態データの中から現場技術員が発電所にとって異常予兆の候補となるデータを選定するフェーズで構成される。

一般に、発電プラントにおいて異常事象はほとんど起こらない。そのため、異常事象の予兆を表す事象もほとんど起こらないということになる。そこで、異常事象が減多に起こらない発電プラントにおける異常予兆を次のように考えることとした。

異常予兆⇔異常予兆候補データが増加傾向

上記の考えによる異常予兆を発見するには、以下の二つを実現しなければならない。

- (1) 異常事象を含まない正常状態データからの異常予兆候補データの選定
- (2) 新たに収集される運転データ中での異常予

兆候補データの類似データの発生数の把握

上記(1)を実現するためには、大量にある正常状態データ中から存在確率が低く、発電プラントの異常予兆を表すようなデータを抽出する外れ値検出アルゴリズムが必要となる。また、上記(2)を実現するには、(1)が実現された後に得られる異常予兆候補データと通常状態データ（正常状態データから異常予兆候補データを除いたデータ）とを精度高く分類できるアルゴリズムが必要となる。つまり、異常事象を含まない正常状態データ 1 年分から異常予兆候補データを選定し、翌年以降の運転データに異常予兆候補データに類似したデータがどれくらい現れるかによって、発電プラントの異常予兆を把握するものである。我々は(1)を 1-Class SVM^(4),5)によって、(2)を SVM^(5),6)によって実現した。

3. 水力発電所への適用例

本章では、九州電力(株) 宮崎電力所で収集された 2006, 2007 年度のある水力発電所の運転データに、提案した異常予兆発見方法を適用した結果について述べる。

2006 年 4 月 1 日から 2008 年 1 月 31 日まで収集された発電所の運転データは、発電所に設置されているセンサにより、測定間隔 5 秒で測定された値がオンラインで九州電力宮崎電力所に送られ、収集されたデータである。発電所の一つの運転データは、44 個のセンサの値で構成されている。

発電所の 2006 年 4 月 1 日から 2007 年 3 月 31 日までの並列時運転データから抽出した異常予兆候補データと、並列時運転データ全体からその異常予兆候補データを除いた通常状態データとを識別する関数を SVM によって生成した。2007 年 4 月 1 日から 2008 年 1 月 31 日までの並列時運転データをこの識別関数に適用し、そのデータ中の異常予兆候補データ類似データの発生率を計算した。並列時運転データにおける各月の異常予兆候補データ類似データの発生数、発生率ならびに 2006 年 4 月 1 日から 2007 年 3 月 31 日における例外状態データ抽出率を Table 1 に示す。

発電所の 2006 年度のデータに対する例外状態データ抽出率と異常予兆候補データ類似データ発生率の平均値を比較すると、Table 1 より、例外状態データ抽出率より異常予兆候補データ類似データ発生率の方が大きいことがわかる。さらに、Table 1 から、7 月に異常予兆候補データ類似データの発生率が非常に高いことがわかる。この 2007 年度 7 月の運転データを詳細に分析した結果、異常予兆候補データに類似するデータの発生が 7 月 15 日に集中していることが確認できた。このときの異常予兆候補データに類似するデータは、温度に関するセ

ンサ値が高く、振動に関するセンサ値も大きいデータであった。7 月 15 日の水車振動(垂直) の時間変化をグラフにすると Fig. 2 のようになる。Fig. 2 の 10 時から 11 時くらいまでの水車振動 (垂直) が大きい箇所約 190 点が異常予兆候補データ類似データと判断されていた。通常の起動時から並列時へ移行する際の水車振動 (垂直) の様子を Fig. 3 に示す。Fig. 2 と Fig 3 を比較すると、7 月 15 日の水車振動 (垂直) は明らかに通常状態とは異なっている。この結果は、開発方法により通常状態からは外れた異常予兆の候補の一つを見つけることができることを示している。

Table 1 異常予兆候補データ生成率と抽出率

月	4 月	5 月	6 月	7 月
生成率	0.0012	0.0000	0.0018	<u>0.1168</u>
抽出率	0.0088	0.0000	0.0000	0.0011
月	8 月	9 月	10 月	11 月
生成率	0.0030	0.0000	0.0015	0.0000
抽出率	0.0006	0.0006	0.0000	0.0000
月	12 月	1 月		
生成率	0.0000	0.0000		
抽出率	0.0000	0.0000		

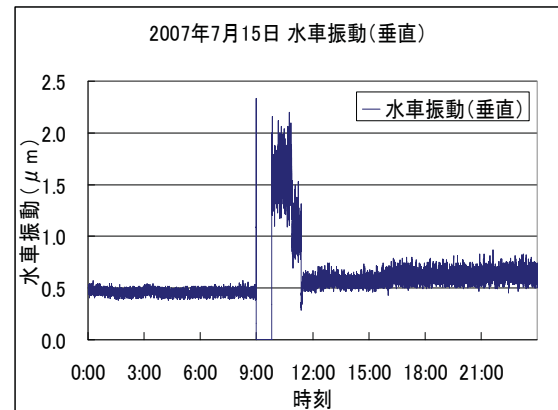


Fig.1 7 月 15 日の水車振動の時系列

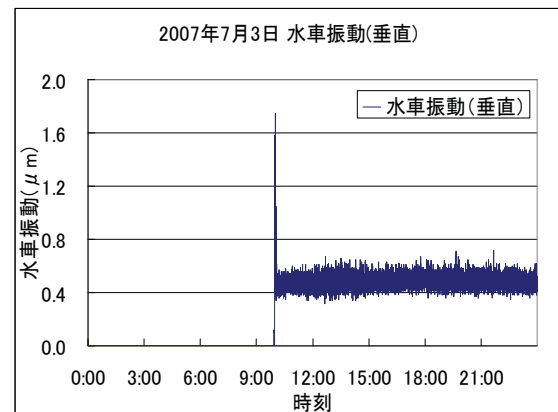


Fig.1 7 月 3 日の水車振動の時系列

4. 火力発電所運転データからの異常予兆発見について

本章では、水力発電所に開発した異常予兆発見方法の火力発電所運転データへの適用可能性、および、火力発電所運転データからの異常予兆発見研究の今後について述べる。

2, 3章で紹介した水力発電所の異常予兆発見方法は、以下の仮定が成り立つことを前提としている。

異常予兆⇔異常予兆候補データが増加傾向

これは、水力発電所において異常事象はほとんど起こらず、異常事象の予兆を表す事象もほとんど起こらないため、起こったことの無い異常予兆を、今までとは異なるデータが増加してきたら異常予兆と考えるということを表している。実際には、この仮定の「**異常予兆候補データが増加傾向**」には、水力発電所では10数年間に一回のオーバーホールの頻度であり、発電所の状態が10数年間変わらないことを仮定している。

一方、火力発電所は通常、1年または2年に一回の頻度でオーバーホールが実施される。そのため、発電所の状態が少なくとも2年に1回は変わってしまう。これは、一年分のデータから異常予兆候補となるデータを選択できても、翌年以降にこの異常予兆候補データと同じ値をとるデータが異常予兆候補データとなるとは限らないことを意味する。つまり、簡単にはここで紹介した方法は使えないということである。

しかし、ここで開発した方法が全く使えないというわけではない。水力発電所の異常予兆を発見するために、まず一年分のデータが必要な理由は、水温等が軸受振動に影響するため、四季の温度差によって、異常と判断することがないようにするためであった。これは10数年間に1回のオーバーホールを行うという水力発電所の特性を考慮しての選択である。火力発電所において、ここで紹介した方法を利用するには、異常予兆発見における外気温等の影響を抑えるために、外気温等に依存しない計測データのみを利用するか、あるいは、外気温等に依存する計測データを、外気温等との相対的な値とするという方法がある。このような計測データを対象とすることで、1ヶ月ほどのデータの傾向から、残り11ヶ月のデータ中から異常予兆の発見が可能となる。

原子力発電所がベース電源として稼働していない現在、火力発電所は従来になく過酷な状況での運転を行っている。このような状況下で蓄積される各種計測データである運転データも従来になく

パターンでの運転データになっているに違いなく、なかなか過去の経験が活かしにくい状況にある。しかし、現在は非常に詳細な運転データを短い間隔で計測・収集することが可能となっており、今後は、この大量の運転データに基づく、火力発電所の特性を考慮した異常予兆の発見を可能とする方法の研究開発が重要となってくるであろう。

火力発電所は大きく汽力発電とコンバインドに分けられる。さらに、汽力発電がその燃料の違いにより、重油、LNG、石炭火力に分けられ、コンバインドはコンバインド、ACC、MACC、MACC IIに分けられる。各火力発電で運転中に特に注視すべき箇所が異なると考えられるため、注視すべき箇所を特定し、その箇所での異常予兆の発見が可能な方法の開発が重要である。例えば、石炭火力発電所においては、従来になく運転を行っているために脱硫装置の目詰まりによって、出力低下が余儀なくされるなど、各火力発電で安定した運転を継続するための注視箇所を特定することが重要である。

5. まとめ

本稿では、我々が開発した水力発電所の異常予兆発見方法を紹介するとともに、その火力発電所への適用について議論した。また、火力発電所運転データからの異常予兆発見研究の今後について検討した。

参考文献

- 1) M. Yamana, H. Murata, T. Onoda, T. Oohashi & S. Kato: Comparison of pattern classification methods in system for crossarm reuse judgement on the basis of rust images, Proceedings of Artificial Intelligence and Applications 2005, pp. 439(444 (2005)
- 2) Jardine AKS: Repairable system reliability: Recent developments in CBM optimization, 19th International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM), Luleå, Sweden (June 13-15, 2006)
- 3) Tsang AHC, Yeung W K, Jardine AKS & Leung P K, Data management for CBM optimization, Journal of Quality in Maintenance Engineering, 12, pp.37-51 (2006)
- 4) D.M.J. Tax, A. Ypma, & R.P.W. Duin: Support vector data description applied to machine vibration analysis, Proceedings of 5th Annual Conference of the Advanced School for Computing and Imaging, pp. 398-405 (June 15-17, 1999)
- 5) 小野田崇:「サポートベクターマシン」, オーム社 (2007)
- 6) V.N. Vapnik, Statistical Learning Theory, Wiley, New York (1998)

発電用大型ガスタービンの異常診断 —遠隔監視システムを活用したオンライン診断—

*三上 尚高 (MHPS)

Gas Turbine Condition Diagnostic Technique —Online diagnosis utilizing the remote monitoring system—

*Naotaka MIKAMI(MHPS)

ABSTRACT

Gas turbine combined cycle power plant requires high reliability in order to stably supply power. To meet the demand, MHPS has provided remote monitoring service to support customers' plant operation on 24-hour basis. Unplanned outage caused by trouble has a significant impact on power plant owners and therefore it is important to find early sign of trouble and solve the trouble before it will become serious. Our Remote Monitoring Center has developed diagnostic system applying advanced pattern recognition technique called "Mahalanobis-Taguchi method" and it makes us possible to online diagnose gas turbine condition and prevent major trouble.

Key words: Gas Turbine, Diagnosis, Remote Monitoring System, Mahalanobis-Taguchi Method

1. はじめに

ガスタービンコンバインドサイクル発電の要となる大型ガスタービンは、高効率化に伴い高温化、大型化が進む一方で、安定運用への要求も高いため、過酷な運転条件下で長期間使用される部品の適切なメンテナンスやきめ細かな運転管理が不可欠であり、日常点検、定期点検を適切に行い、故障の発生を未然に防止（予防保全）することが重要である。そのような観点から、当社では国内外に納入した設備の運転状況を 24 時間体制でモニターし、お客様の安定運転をサポートする遠隔監視サービスにも力を入れている。

2. 遠隔監視サービス

1990 年代より、発電用大型ガスタービンのメンテナンス形態として長期保守契約（LTSA）が採用され始め、現在では海外案件を中心に一般的になっている。LTSA は、長期にわたり高温部品や消耗品などの供給、補修や技術者の派遣などを行うもので、遠隔監視サービスもそのオプションメニューの一つとして導入が進んできた。当社では、1999 年にまず日本国内に高砂遠隔監視センターを設立、その 2 年後、2001 年には米国フロリダ州にオーランド遠隔監視センターを設立し、2015 年 7 月現在、監視エリアは世界中に広がり、両センター合わせて 116 台の大型ガスタービンを監視している。

遠隔監視センターでは、専門スタッフが 24 時間体制（3 交替）で運転状況をモニターし、トラブル発生時には、関連部門とも連携して迅速な原因究

明や復旧支援を行っている。遠隔監視システムの導入によって、従来お客様からの情報に頼るしかなかったトラブルの情報を遠隔監視センターでは発生直後に把握でき、トラブル発生時のデータに加え過去のデータも即座に収集、分析可能となったため、トラブルの解決に要する時間は飛躍的に短縮された。

3. モニタリング技術の高度化

発電用大型ガスタービンを監視する上での大きな特徴は、その監視点数の多さとトラブル発生時のインパクトの大きさである。そのため、設備がトラブルで停止するようなことのないように、多岐にわたる監視パラメータからトラブルの予兆を早期発見し、“次回定期点検まで継続運転可能”、“直近の停止機会に処置が必要”、あるいは“直ちに停止して処置が必要”などといった判断や処置を適切に実施し、予防保全することが重要である。しかしながら、ガスタービンの運転監視において、従来の監視手法（しきい値監視）は各種運転パラメータが管理値以内で運転されているかどうかというものであり、トラブルの予兆となる変化を捕まえるのは難しかった。典型的な異常発生トレンドを Fig.1 に示す。管理値を超えればアラームが発生し異常検知できるが、その時点で既に機器の損傷が進んでいるケースも少なくない。一方で、遠隔監視システムの導入によりトラブル事例の解析が進むと、多くのトラブルにおいてアラーム発生前に“小さな兆候”が現れていたことがわかった。

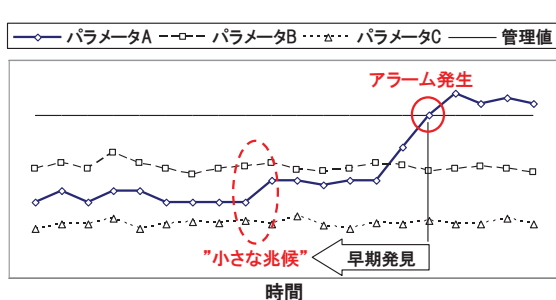


Fig.1 典型的な異常発生トレンド

つまり、その“小さな兆候”を早期発見できればトラブルを未然に防止、あるいは損傷を最小限に抑えることができる。とは言え、ガスタービンの監視パラメータは主要なものだけでも 100 項目以上あり、大気条件や運転条件など様々な要因により変化するため、通常のトレンド監視においてそれらを検知、判断することは困難であるが、近年 IT の進化とともに複雑なデータ解析も容易になり、モニタリング技術の高度化によって、従来難しかった“小さな兆候”の早期検知が可能になった。

4. MT 法を用いた異常診断システム

高砂遠隔監視センターでは異常診断のアルゴリズムとして、パターン認識の手法の一つであり多変量データを単一の指標で評価できるマハラノビス・タグチ法 (MT 法) を採用している。MT 法では、多変量データをもとに正常なパターンを単位空間と定義し、評価対象となるデータ群が単位空間からどれくらい離れているかをマハラノビス距離 (MD) という単一の指標として求め、MD が小さければ正常、大きければ異常と判定できる。また、MD に対する各パラメータの影響の大きさ (寄与度) は SN 比として求められ、SN 比の大きいパラメータが異常の原因と推定できる。つまり、ガスタービンの監視に MT 法を適用することで、従来のパターン監視 (Fig.2) のように多岐にわたるパラメータ各々の相関を確認する必要はなく、MD というたった一つの指標でガスタービンの運転状態を総合的に評価でき、異常と判定されれば SN 比で原因の特定も可能である。(Fig.3)

高砂遠隔監視センターでは、MT 法を用いた異常診断システムを開発・導入し、ガスタービンの主要パラメータ約 150 項目を自動診断している。世界中の発電所から送られてくるリアルタイムデータから MD と SN 比を 5 分周期で計算させ、任意のしきい値を超えればアラームを発信させるシステムであり、本システムの導入によって異常の早期発見と監視の効率化に大きな成果が出ている。

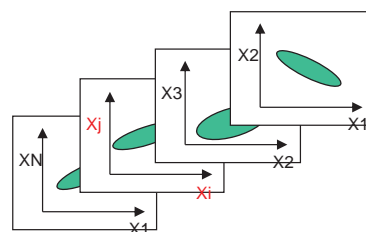


Fig.2 従来のパターン監視

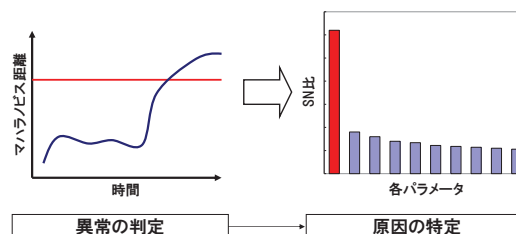
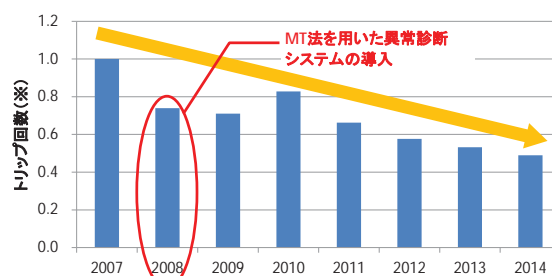


Fig.3 MT 法による異常診断の概念図



※2007年のガスタービン1台当たりのトリップ回数を1とした場合のトリップ回数

Fig.4 ガスタービン起因のトリップ回数

本システムの導入による効果はガスタービンのトリップ回数にも表れている。Fig.4 は、高砂遠隔監視センターで監視しているガスタービン 1 台当たりのトリップ回数を示したものである。本システムを導入した 2008 年以降、ガスタービン起因のトリップ回数は減少し、2007 年を 1 とした場合、2014 年には 0.49 まで低減している。

5. おわりに

発電設備の安定運用には、多岐にわたる監視パラメータから異常の兆候を早期発見し、予防保全を実施することが重要である。IT の進化とともに複雑なデータ解析も容易になり、異常診断技術の導入が進む一方で、最終的には“知見の蓄積・活用”や“人間の判断”が依然として重要であることは言うまでもなく、その観点からもガスタービンメーカーによる遠隔監視の役割は重要であり、今後も電力安定供給へ貢献していく所存である。

参考文献

- 1) 三上尚高: 発電用大型ガスタービン向け遠隔監視システム, ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 2 (2014) pp. 76-81.

再生可能エネルギー大量導入時代の 系統安定化対応先進ガスタービン発電設備の研究開発 —NEDO プロジェクト実施状況と今後の計画—

*渡辺 紀徳（東京大学）

R&D Project of Advanced Gas Turbine for Stable Electricity Grid in Renewable Energy Era

—Current Situation and Future Plan of NEDO Project—

*Toshinori WATANABE (The University of Tokyo)

ABSTRACT

The project proposal made by GTSJ R&D team has been adopted as a project of New Technology Leading Program managed by NEDO. The project focuses on the advanced technology of gas turbines in the future electricity grid which includes various kinds of renewable energy systems. The key technology would be rapidly responding gas turbines with highly efficient part-load performance. The R&D team is composed of industries, research institutes and universities, and is currently executing the feasibility study under close collaboration among GTSJ members.

Key words: Gas Turbine, R&D, Renewable Energy, Industry-University Cooperation

1. はじめに

昨年度の第 42 回定期講演会で行われた企画セッション「負荷変動対応型先進的ガスタービン技術」において、当学会の産官学連携委員会、ガスタービンを考える会、および調査研究委員会が継続的に検討を続けてきた共同プロジェクトの内容と、調査研究委員会でまとめたプロジェクト提案を紹介したり。当時はプロジェクト案を NEDO の「エネルギー・環境新技術先導プログラム」に応募したところであったが、その後数ヶ月の選考審査を経て、本年 2 月 27 日付けで標題のプロジェクトとして採択された。プロジェクトは 2016 年 2 月末までの短期調査研究で、開発に必要な基礎的技術検討を行いつつ、その後の国家プロジェクトの実施案をまとめることがミッションとなっている。今回の企画セッションではプロジェクトの実施内容、体制および各機関における活動状況を報告するとともに、今後提案する国家プロジェクトの方向性について討論を行う。

2. プロジェクトの概要

この調査研究プロジェクトは、再生可能エネルギーの大量導入時に必須の系統安定化手法の中核として、先進ガスタービン発電設備の利用を想定し、

将来のガスタービン発電設備の負荷変動追従性を高めるために必要となる基盤技術や解決すべき課題について先導的な研究を行い、開発課題を明確化することを目的としている。従来の長時間定格運転を前提として最高熱効率を目指すガスタービン発電技術を基盤としつつ、始動性や負荷追従性を飛躍的に向上させ、過渡応答性に優れ、繰り返し負荷に耐える高効率ガスタービン発電設備の実現に向けた開発課題の明確化を行う計画である。

このような設備の実現のために喫緊の技術課題として以下の項目を抽出し、調査検討を行う計画である。

- A. 急速負荷変動のガスタービンプラントへの影響検討・評価
- B. 負荷変動を吸収するもしくは負荷変動に対するマージンを拡大する技術
- C. 負荷変動に急速に追従する技術、急速起動を可能にする技術
- D. 負荷変動を予測して発電量を変化させる技術
- E. 過渡応答・繰り返し負荷による材料劣化への対応技術

実施体制を図 1 に示す。2 つの研究所と 5 つのメーカーが並行して NEDO の委託機関となり、電力中央研究所が取り纏めを行う。そのほか再委託機

関として4大学と1研究所が参画する体制をとる。調査研究項目と担当機関の概要は以下の通りである。

- (1)急速負荷変動のガスタービンプラントへの影響評価：電中研
- (2)負荷変動を吸収する発電システムの検討：産総研
- (3)燃焼シミュレーション手法の高度化：電中研，東大，京大
- (4)非定常流れ及び構造過渡応答シミュレーション高度化：三菱重工，東大
- (5)発電量制御できるガスタービンの効率維持：MHPS
- (6)航空転用ガスタービンを用いた系統安定化制御技術：IHI
- (7)需給予測に基づく発電量制御技術：川崎重工
- (8)高負荷変動に対する材料・コーティングの特性評価・設計技術：東芝，物材研，首都大，長岡技科大

このプログラムでは、NEDO の委員会として研究開発推進委員会を設置することが求められているため、当学会の調査研究委員会委員をコア・メンバーとし、ユーザー委員を加えた委員会を新たに組織した。委員長には本学会元会長の伊嘉章氏（三菱重工）に就任いただいている。ユーザー委員としてこれまでのところ電事連，東京電力，東北電力，酒田共同火力，中部電力から参加いただいております。他の電力各社とも相談中である。

3. 活動の状況と今後の展開

NEDO のプログラムは平成 26 年度のスタートであったが、契約日が年度末となったため、実質的な各機関の活動は今年度の 4 月から開始された。4 月に第 1 回研究開発推進委員会を開催し、委員会メンバーのほか、経産省研究開発課と NEDO の担当者も交え、プロジェクトの進め方や今後の方向性などについて幅広く議論を行った。その後、各機関での活動を 7 月の調査研究委員会に持ち寄って確認を行い、8 月末に再度調査研究委員会で現状をまとめた後、9 月をはじめに第 2 回研究開発推進委員会を実施したところである。各機関の実施状況はセッション内で報告される。

今後、2 月末までに調査研究の内容をまとめる必要があるが、同時に次の大型国家プロジェクトを立案し、将来のエネルギー技術にどのように発展させていくか、シナリオを提示することが求められている。そのためには再生可能エネルギーの導入を前提とした電力網について、サイズや負荷変動規模、それに合わせたガスタービンのサイズや特性などに関し、ユーザーの視点を含めた広範な

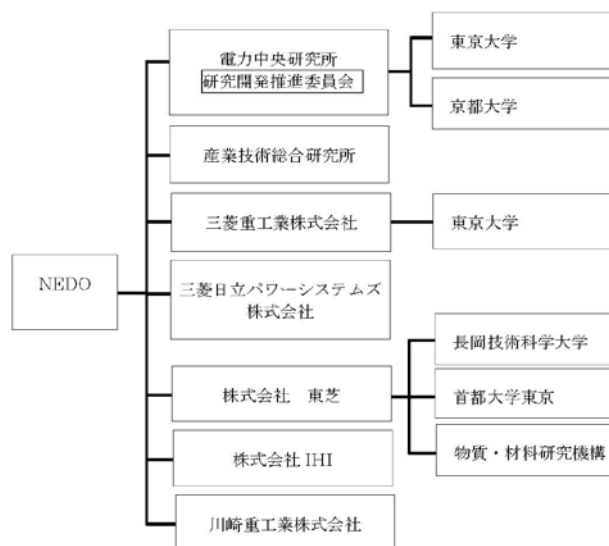


図1 プロジェクト実施体制

検討が必要となる。

一方、経産省からは今回のプロジェクトに関連して、将来のエネルギー供給技術に寄与する画期的な技術のシーズといったものの提案が求められており、これに対しても調査検討が必要な状況である。

調査研究委員会では今年度末にも何らかの形で会合を開催し、プロジェクトの成果報告を実施する計画である。

4. おわりに

本調査研究プロジェクトは、ガスタービンに関連する大手メーカー、研究所、大学が参集して立ち上げたものであり、このような体制は 1978 年に立ち上げられたムーンライト・プロジェクト以来のことである。経済産業省も注目しており、日本ガスタービン学会が産官学の共同活動の場として機能していることを喜ばしく思う。検討課題は多岐にわたり、今後も困難が予想されるが、会員各位のご協力をいただきながら、更なるプロジェクト策定及び研究開発を鋭意推進して行く所存である。将来のプロジェクトは大型になるので、多くの方々に参加していただく必要がある。ご協力を心よりお願いする次第である。

参考文献

- 1) 中沢治久ほか、「第 42 回定期講演会(熊本)特集 パネルディスカッション報告」日本ガスタービン学会誌, Vol.43, No.1 (2015), pp.41-63.