

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

大型・実機条件試験設備の重要性

Importance of Large Scale Test Facility Capable of Realistic-Condition Operation



渡辺 紀徳*¹

WATANABE Toshinori

日本にはガスタービン・ジェットエンジンの研究開発に資する大型の試験設備や、実機の環境が的確に模擬できる試験設備が伝統的に不足している。近年、徐々に改善されてきているものの、まだまだ大幅に足りない状況が現実であり、大きな問題である。ジェットエンジンでは実際の性能試験を外国の設備で実施せざるを得ない状況がFJRプロジェクトの昔から続いてきた。一方、発電用ガスタービンではメーカー各社が自前の試験設備を設置しており、例えば本特集でも紹介されている三菱日立パワーシステムズ社のT地点は世界的によく知られている。しかし、基盤的な要素技術試験や基礎的な工学実験を実際の環境で行える設備はほとんどないと言ってよく、欧米などに比較して研究開発の環境が劣悪と言わざるを得ない。

ターボ機械に関する基礎研究用の実験設備に関しては、アーヘン工科大学やダルムシュタット工科大学、シュツットガルト工科大学、ドイツ航空宇宙センター、およびチューリッヒのスイス連邦工科大学など、ドイツ語圏におけるレベルの高さが顕著であり、近年も益々発展している。その一部は本特集にも紹介されており、学ぶべきところが多い。

以前、あるメーカーの幹部の方（当学会の元理事）から課題をいただいた。日本の状況を熟知しておられるその方は、このままでは欧米に勝てない、そのうちアジア諸国にも先を越される、という危機感を強く表明された。そして、ガスタービン学会に集うメーカーから資金を集める、それを元にユーザー各社に協力をお願いする（東日本大震災より前の話）、こうして民間資金を結集して国に働きかけ、援助いただくことで100億円規模の資金を用意し、世界最高の性能を有する共同利用試験設備を作る、この計画に向けてどのような分野の設備が日本に最も有効かを検討し、基本案を練るように、という課題であった。そこで当学会の「ガスタービンを考える会」で議題にしたが、主旨は大いに賛同を呼び、我々も勇気を

持てたものの、話がやや唐突であったことや、その後震災に見舞われたことなどで、立ち消えの状態になっている。しかしこの課題は現在でも非常に重要であり、今後また実現可能な案を考えて行かなければならないと思う。

近年、政府機関から航空技術に関するいくつかのビジョンが出され、試験設備が重要との見解も示されている。例えば府省連携により2015年に開催された「基幹産業化に向けた航空ビジネス戦略に関する関係省庁会議」による航空産業ビジョンでは、研究開発のインフラ整備が掲げられ、エンジンについては防衛省が開発したF7エンジンの使用が具体的に言及された。実際この整備は進んでおり、2年後からF7転用技術実証エンジンが使用できる見通しである。また、当学会が計画した負荷変動対応ガスタービンのNEDOプロジェクトの相談で、経産省研究開発課から大型試験設備の必要性の問合せがあったこともあり、政府の認識は高いようである。

これらを踏まえ、例えばターボ機械の熱流体関連分野で、先に述べたような共同利用試験設備の設立・運営ができないものかと思う。設備を作るだけでは不十分で、しばらくすると維持費が続かなくなることもある。実効性の観点から、10年程度の研究開発プロジェクトを大型設備も組み込んで設定するのが妥当ではないか。プロジェクトの中で人材の育成も効果的に行えるであろう。

CFDなど各種の数値シミュレーション技術が進歩する中で、開発した数値解析手法の妥当性を検証する実験データの重要性が益々高まっている。最近は複合現象の実機環境における高度な解析技術が求められており、検証データにも高いレベルで信頼性のあるものが必須となっている。このような観点からも大型・実機条件試験設備の重要性が認識される。

言わでものことながら、高度な試験設備活用の基本は高度な計測技術とそれを駆使できる人材である。本特集で解説されているような計測技術およびセンサー技術の高度化、そして更なる発展が、ガスタービン技術開発およびその保守管理技術の今後の進展に資するところは極めて大きい。本特集で試験設備と計測技術の重要性が再確認され、これからの有用な試験設備の発展的な導入に向かう契機となれば幸いに思う。

原稿受付 2017年6月1日

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

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

タービン翼列（実験的アプローチの最前線）

State-of-the-Art Technologies for Testing Turbines



船崎 健一*1
FUNAZAKI Ken-ichi

キーワード：ガスタービン，タービン，翼列，回転試験機，計測手法

Key Words：Gas Turbine, Turbine, Cascade, Rotating Test Rig, Measurement Technique

1. はじめに

学会誌編集委員会から、最新の試験計測技術に関するお題として「タービン翼列」を頂戴した。どこまで最新情報をお伝えできるか少々心許ないが、ASME TURBO EXPOなどで公表になっている情報と当研究室での研究成果等を元に、現在国内外で空力・伝熱関連研究にどのような回転試験機、翼列試験装置と計測手法が用いられているかを俯瞰する。一部扱う内容が本特集での「空力計測」や「光学計測」と重複している可能性があることをご容赦願いたい。なお、学会が刊行している「ガスタービン工学」⁽¹⁾には、ガスタービンにおける空力計測法（翼列関係）の概要と温度、熱流束、熱伝達率、フィルム効率などの伝熱計測法が紹介されている。また、本解説記事でも登場するMHP、FRAP、PSPなどの最新計測法については筆者の解説記事⁽²⁾があるので、詳細はそれを参照願いたい。

Acronym

CFD	：計算流体力学 (Computational Fluid Dynamics)
FHP	：5孔プローブ (Five-Hole Probe)
FRAP	：高速応答空力プローブ (Fast Response Aerodynamic Probe)
HWP	：熱線プローブ (Hot-Wire Probe)
IR	：赤外線 (Infrared)
LDV	：レーザー流速計 (Laser-Doppler Velocimetry)
LPT	：低圧タービン (Low-Pressure Turbine)
MHP	：多孔式プローブ (Multi-Hole Probe)
PIV	：粒子画像流速計 (Particle Image Velocimetry)
PSP	：感圧塗料 (Pressure-Sensitive Paint)
RANS	：レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式 (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations)

原稿受付 2017年5月22日

*1 岩手大学理工学部
〒020-8551 盛岡市上田4-3-5
E-mail: funazaki@iwate-u.ac.jp

TSP : 感温塗料 (Temperature-Sensitive Paint)

UQ : 制御不能量 (Uncontrolled Quantity)

2. 軸流タービン関連研究の最新動向と計測技術

2.1 概要

in-houseコードや汎用流体解析ソフトに加え、OpenFOAMなどのオープンソースによる大規模非定常乱流解析が可能となり、実験では得ることが困難な空間解像度のデータベースが構築されつつある⁽²⁾⁽³⁾。ただし、大半のデータベースは比較的低レイノルズ数で2次元性が支配的な流れ場を対象としており、またターボ機械内で発生する広範囲な時間スケールには十分には対応できていない⁽⁴⁾。逆に言えば、今後のタービン関連の計測では、3次元性、非定常性、翼先端漏れ・パージ・冷却空気との干渉などを、時間・空間的に高い解像度と平均処理をするのに十分な広がりを持つ、高精度、高信頼性で捕捉することが求められていると言えるだろう。

2.2 研究動向

2.2.1 タービン空力関係

松沼氏⁽⁶⁾の分類によれば、2016年TURBO EXPOでは「翼先端漏れ流れ」「エンドウォール形状」「全圧損失」「キャビティ流れ」「低圧タービンの空力」「非定常流れ」「特定研究」「3次元設計」関連の研究が発表されている。基本的な設計ツール、翼形状生成ツールやRANS解析手法などがほぼ確立していることもあり、研究対象が翼部以外での流れ場の影響を考慮した複雑かつ複合的な現象や非定常現象の実験的・数値的解明と、それらから得られた知見の設計への落とし込みへシフトしている。使用される風洞等については、主として基礎研究用として、実機での圧力分布を模擬した平板翼試験風洞や二次元翼列試験風洞が用いられるが、環状セクターまたは全周翼列試験装置、さらには低速及び高速回転試験機など実機相当の流れ場を再現する計測装置の使用実績も増加傾向にある。計測手法も、従来型のMHP、HWPなどに加え、PIV、LDVに代表される光学計測の利用例も増えている。

2.2.2 タービン伝熱関係

武石氏⁽⁷⁾の分類によれば、2016年TURBO EXPOでは「一般伝熱」「フィルム冷却」「内部冷却」「冷却システムとシール関連」「燃焼器壁の冷却」に関する研究が発表されているが、フィルム冷却が最も多く、内部冷却に関するものがそれに続く。従って使用される風洞設備は、空力用風洞に二次空気供給系を追加したものが多く用いられる。伝熱に関する研究では温度計測が基本であるが、面計測可能なIR (Infrared) カメラの使用が多く、感温液晶による計測は減少傾向にある。また、PSP/TSPを利用した計測はフィルム冷却の研究に多く用いられている。ただし、いずれの方法でも計測面が「見える」ことが重要であり、かつ計測面の曲率や観測角 (Viewing angle) などについても十分な配慮が必要である⁽⁸⁾。校正試験の重要性は論を俟たないだろう。

3. 研究事例紹介

3.1 平板翼試験

平板翼試験は、シンプルな形状であり各種計測が容易である一方、圧力勾配を適切に与えることで翼面上の流れ場をある程度再現できることから、大学などで多用されている。図1にはBaderら⁽⁹⁾が境界層の再層流化に関する調査の際に使用した平板翼試験装置を示す。加速の強い場所での計測であることから、非侵襲計測法であるLDVが用いられている。

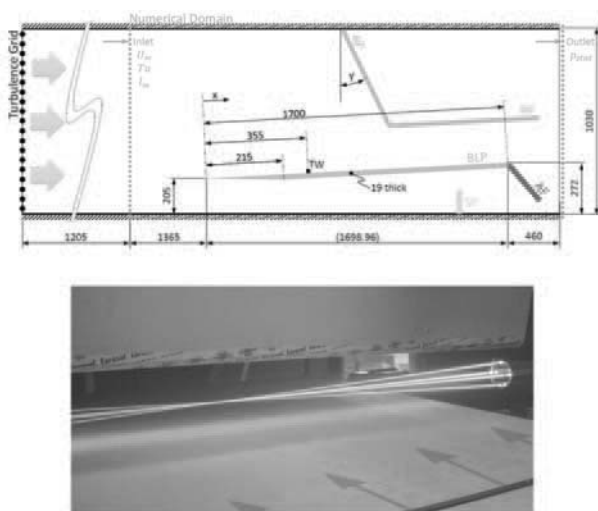


Fig. 1 Flat-plate test facility producing an accelerating flow (upper) and the flow measurement using LDV as nonintrusive sensor⁽⁹⁾

3.2 回転試験機

回転試験機 (rotating test rig) は実機相当の条件下における流れ場情報を得ることができる装置であり、企業、研究機関のみならず大学でも導入が進められており、タービンの更なる高効率化の実現には不可欠なものとなっている。回転試験機の流れ場は本来的に3次元非定常であり、かつ翼先端漏れ流れ、キャビティ流れやパー

ジ流れなどにより複雑化している。このような流れ場の基本的計測には5孔プローブ及び全温管など定常計測法が使用されるが、非定常現象の把握にはFRAPなどの非定常圧力センサー、多線型、傾斜型HWPが必要となり、それらの校正にかなりのknow-howが求められる。次に回転試験機を用いた興味深い研究を紹介する。

図2には、Dahlgvist, Fridh⁽¹⁰⁾が使用したKTH所有の回転試験機を示す。この試験機は主として蒸気タービン用で、最大3段までの高圧タービン全般の計測に適用可能である⁽¹¹⁾。彼らは低反動度の高圧タービン段におけるキャビティからのパージ空気量及び回転数 (作動点) が段の空力性能に与える影響について調査している。また、パージ空気量の増加によるtotal-to-total効率の低下を二つの予測法による結果と比較している (図3)。

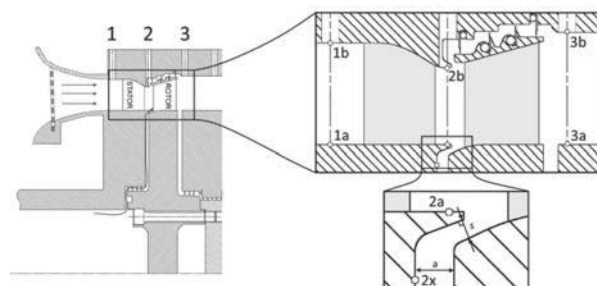


Fig. 2 Test facility for the investigation on the effects of purge-air flow rate and operating condition in KTH^(10,11)

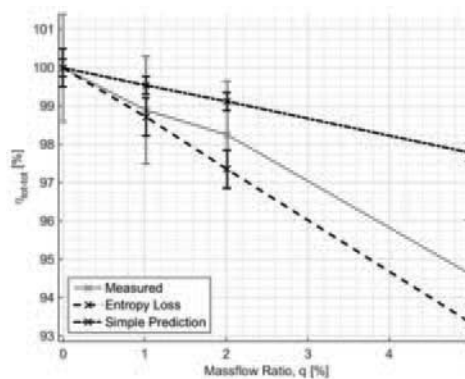


Fig. 3 Measured normalized efficiency compared to two predictions⁽¹⁰⁾

図4には、Graz大学所有の回転試験機を示す。この試験機では、高圧タービン、低圧タービン (counter-rotating) とその間の接続部であるTMTF (Turning Mid Turbine Frame) での空力特性を調査可能となっている。TMTF部で流路半径が拡大することから、通常の5孔プローブでは計測が困難になることから、図5にあるような先端部に適度な角度を有する全温計付きプローブも用いられている。Ghaffari, Willinger⁽¹³⁾は、この試験装置を用いて、低圧タービンチップシュラウド部に穴を設けることで漏れ流れ効果の抑制を試みた研究を展開している。

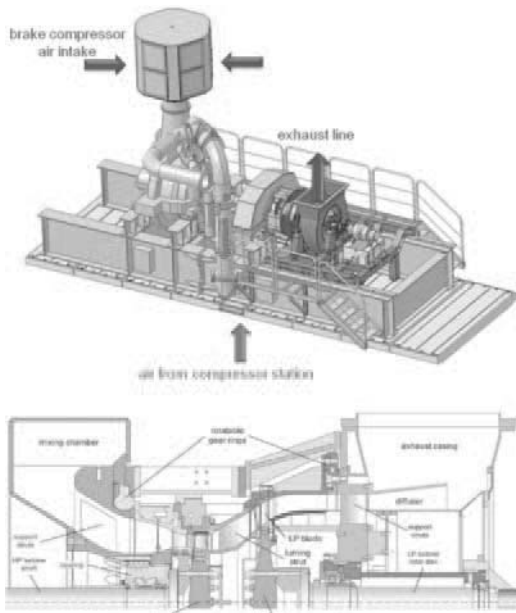


Fig. 4 Turbine test rig of Graz University¹²⁾

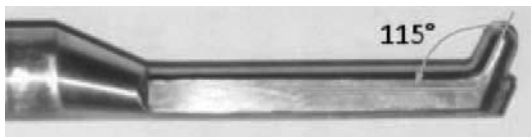


Fig. 5 Inclined 5-hole probe with total temperature sensor¹²⁾

Zimmermannら¹⁴⁾は、図6の回転試験機 (RWTH Aachen University所有) を用いて、非軸対称型のエンドウォールコンタリング (TEWC) の効果をより実際的な環境下で調査している。彼らの計測手法で注目すべき点としては、正確さ (accuracy) と再現性 (reproducibility) を高めるため、熱変形までも考慮に入れ非常に正確に半径方向へのプローブ移動を可能にする装置と専用のソフトウェアを開発している¹⁵⁾。更に、図7にあるように、3孔プローブと5孔プローブを別々に用いながら、半径方向56箇所、周方向7箇所 (Clocking Position : CP) で行うことで、系統的誤差を最小限に留めるための冗長的 (redundant) な計測を行っていることや、漏れ流れを極力減らした状態での計測を心がけている点などが特筆事項として挙げられる。Henkeら¹⁶⁾は、図8の回転試験機を用いて、2次元的な動静翼間非定常空力干渉効果 (動静翼間距離効果を含む) を2次元流れなどの3次元効果と分離した形での把握を試みている。

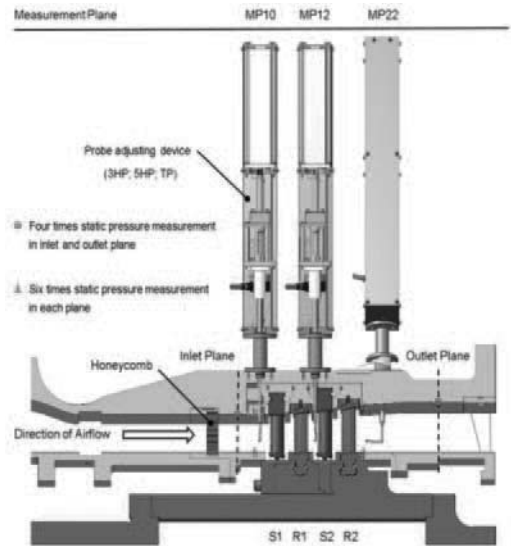


Fig. 6 Cross-section of the 2-stage axial turbine¹⁴⁾

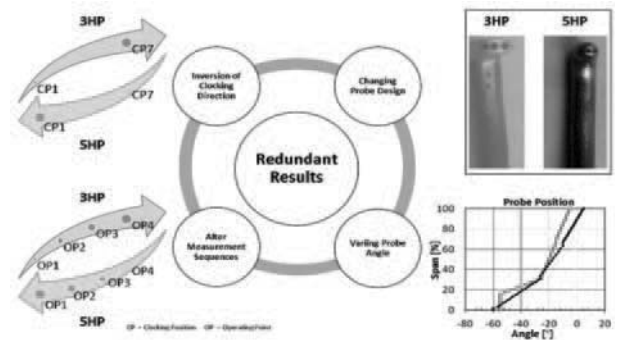


Fig. 7 Measures to prevent errors and to increase quality of the measurement¹⁴⁾

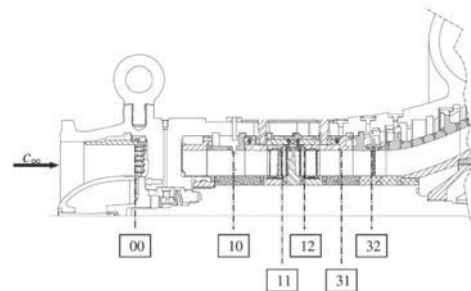


Fig. 8 Model air-turbine test facility (upper) and the sectional view of the flow path¹⁶⁾

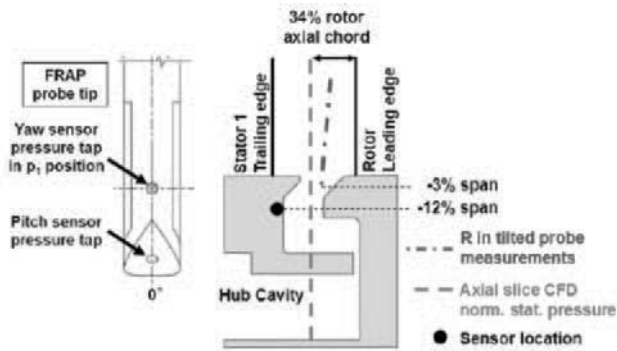


Fig. 9 FRAP probe (left) and measurement location (right) around the rim seal section¹⁷⁾

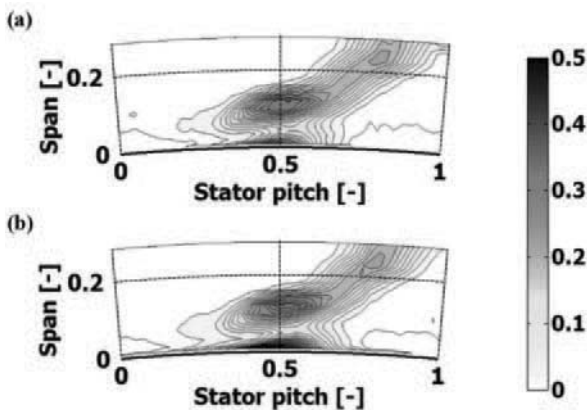


Fig. 10 Time-averaged total pressure loss contours for (a) IR=0.8% (b) IR=1.2%

Schadlerら¹⁷⁾は、図9のような単段タービン段でのリムシールからのパージ流れによる空力損失生成メカニズムの解明を、非定常プローブ (FRAP)¹⁸⁾を用いて試みている。詳細な計測の結果、ハブ側のキャビティ内での低周波数の変動モードが主流側へ侵入して非定常的な干渉現象が発生することで、図10に示されるようにハブ近傍での高損失領域発生に繋がると結論づけている。

3.3 回転試験機での更なる高精度化, 高再現性の試み

一般に回転試験機での性能試験では大量の作動流体 (空気) を必要とするため、外気を吸い込む構造が少なくない。この結果として、必然的に入口圧力、温度さらに湿度などの変動の影響を受ける。このような制御が困難な要因の変動UQの存在をどのように扱うかは大きな課題であった。この課題に、Evans, Longley¹⁹⁾はある意味正攻法的に取り組んでいる。彼らのアプローチを以下に簡単に紹介する。なお、湿度の影響は半完全気體的 (semi-perfect gas approach) に取り扱われている。

低速の試験タービンでの仕事係数 Ψ は、例えばバッキンガムの π 定理により以下のような式(1)で与えられる。

$$\Psi = func(\phi, Re, b, g, c) \quad (1)$$

ここで、 ϕ は流量係数、 Re はレイノルズ数、 b, g, c は無次元化されたUQである。図11には、 b を横軸に、仕事係数 Ψ を縦軸に表している (オリジナルを改編)。この図では設計条件での流量係数、レイノルズ数において、 b

が制御されていない状態で1セット6回の計測をA,B2種類のタービンに対して行っている。2種類のデータセットの単純な平均では $\Psi_A > \Psi_B$ となるが、それぞれのデータセットを**b**についてカーブフィット出来たとすると、 b_{datum} では $\Psi_A < \Psi_B$ となることもある。

Evans, LongleyはUQとして下記のものを取り上げ、

$$b = U / \sqrt{c_p T_{0,ref}}, g = c_b / R, c = clearance / span \quad (2)$$

それぞれが Ψ に与える影響をモデル式及び実験からのカーブフィットから推定し、それらを用いてdatumに対する Ψ ($\Psi_{accounted}$) を評価している。例えば、次式がモデル式として示されている。

$$T_{04} / T_{0,ref} = 1 - \Psi_{stag} b^2 \quad (3)$$

図12には、1日の中で繰り返し行われた試験での Ψ (unaccounted) と修正された Ψ (accounted) の比較を示す。この結果から、修正法の適用により外気の変動等によっても概ね妥当な仕事係数が得られると述べられている。

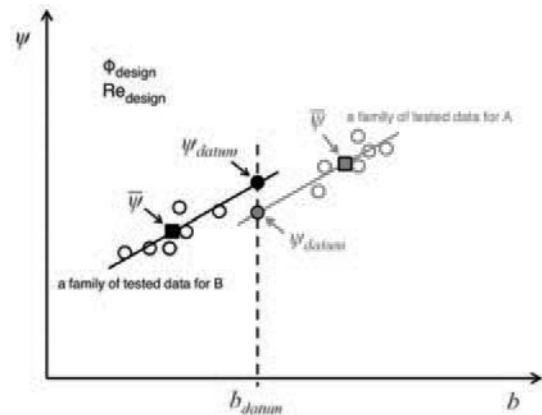


Fig. 11 Illustration of how an uncontrolled variation in the non-dimensional quantity¹⁹⁾ (modified for better understanding)

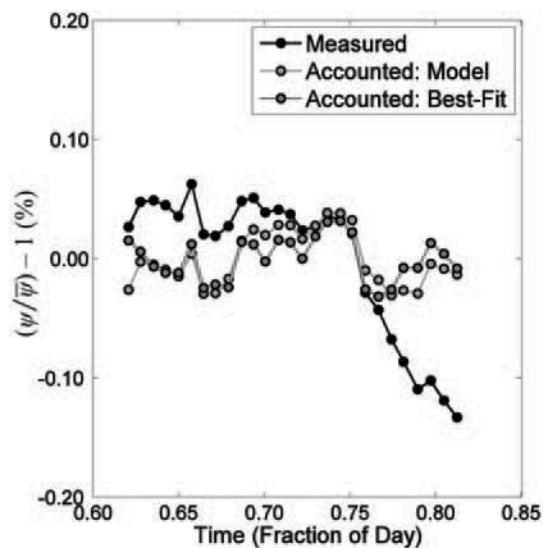
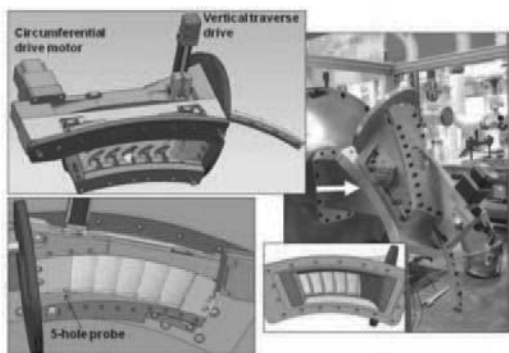


Fig. 12 Comparison of the measured unaccounted turbine work coefficient with the accounted values using the model and best-fit sensitivities¹⁹⁾

3.4 環状 (セクター) 翼列試験装置

回転試験機は実機に近い流れ場を再現できるが、翼形状などについて系統的に調査することはコスト面等で困難である。その代替として、環状セクター翼列試験装置が用いられることがある。

Fuら²⁰⁾は、図13のような環状セクター翼列試験装置を用いて、高エンドウォール角の静翼列の空力性能を、マッハ数及び入射角を変化させて調査している。



(a) Annular sector blade cascade experimenting [7]



(b) The straight pipe device

Fig. 13 Annular sector cascade²⁰⁾

3.5 実機効果を考慮した二次元翼列試験装置

回転試験機や環状翼列試験装置では、翼形状の効果を系統的に調査することは容易ではなく、High-fidelityなCFDが比較的手軽に行える現在においても引き続き二次元翼列試験装置による計測は重要である。特に、主流乱れ、Wake、表面粗さなどに起因する境界層遷移現象や翼後縁下流における混合過程の予測は、与えるべき境界条件そのものの不確かさもあり未だ困難な状況である。

Wakeを翼列試験で模擬する方法としてWake generatorが用いられる。図14には、Parraら²¹⁾の試験装置を示す。彼らは、高負荷低圧タービン翼の後縁近傍翼形状や翼後縁厚みが空力性能に与える影響を、主流乱れやWakeの効果を加味しながらHWP, LDVなどを利用して調査している。一般に、翼後縁厚みは小さい方が空力性能上好ましいと考えられているが²²⁾、それによる負圧面減速率の変化や節減比の変化などが負圧面境界層の成長などに関係することが示されており (図15, 16)、貴重な実験的知見を提供している。

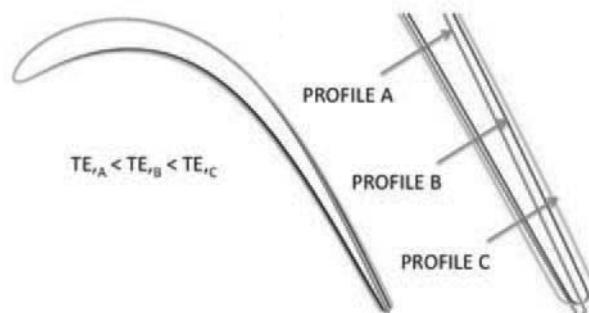
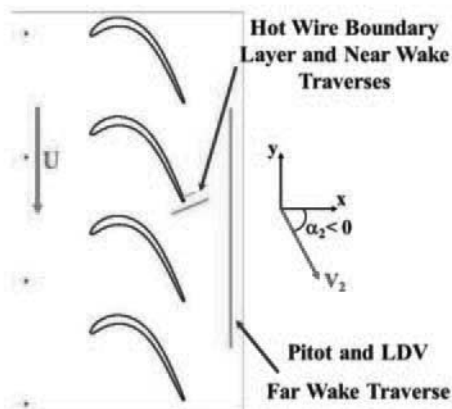


Fig. 14 Test apparatus for a linear cascade with a wake generator (upper) and tested airfoils with different the trailing edge thicknesses²¹⁾

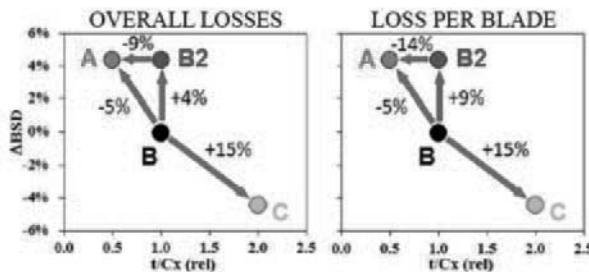


Fig. 15 Relation between pitch-chord ratio and back-surface diffusion²¹⁾

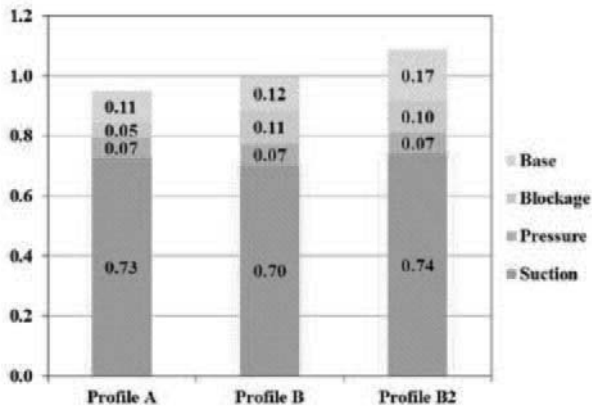


Fig. 16 Breakdowns of cascade losses for three types of airfoils²¹⁾

翼後縁部の調査は岩手大学においても行われている。図17には、回流式風洞を用いた高負荷LPT翼列試験装置を、図18にはBase領域を含む後縁部周辺の流れのPIV計測の一例を示す²²⁾。図18からは必ずしも鮮明ではないが、正圧面側には安定したせん断層と渦の巻き上がりが図18の元画像から確認できる一方、負圧面側では剥離泡とその崩壊に伴う大規模渦構造が出現し、結果として負圧面下流側からは明確な渦の巻き上がりが確認できないなど、Parraらの結論にも通ずる結果を得ている。

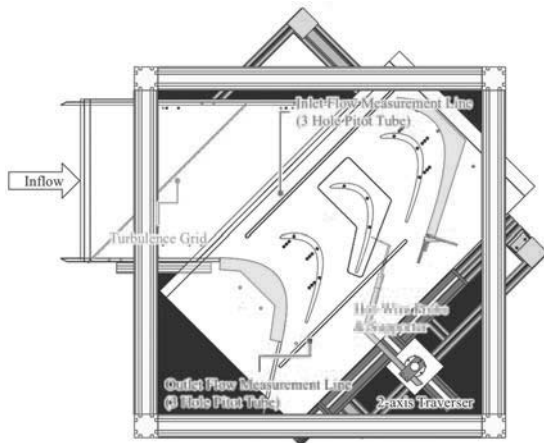


Fig. 17 Large-scale LPT cascade tested in Iwate University²³⁾

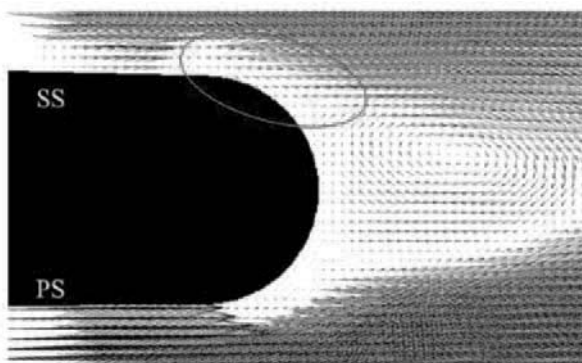


Fig. 18 Time-averaged velocity field around the trailing edge taken by use of PIV²³⁾

図19には、Shuangら²²⁾の二次元翼列装置を示す。この装置では乱流格子に加え、いわゆるspoked-wheel型のwake generatorが装着されており、それらを用いて翼負圧面での表面粗さを変化させた試験を実施している。超高負荷翼であるため、主流乱れや表面粗さは特に低レイノルズ数条件での翼列損失低下に寄与しており(図20)、またwake通過の影響も小さいことが報告されている。

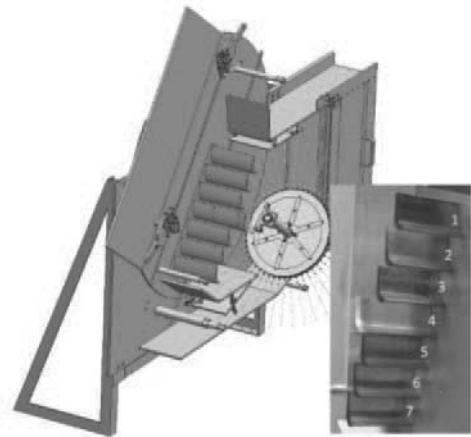


Table 2 Roughness detail

Roughness Type	Ra(μm)	Ra/C	Uncertainties	ab.
150#	20.91	2.49×10 ⁻⁴	6.5%	R1
220#	15.68	1.87×10 ⁻⁴	5%	R2
320#	8.82	1.05×10 ⁻⁴	1.5%	R3

Fig. 19 Linear LPT cascade consisting of surface-roughened airfoils with a wake generator and turbulence grid²⁴⁾

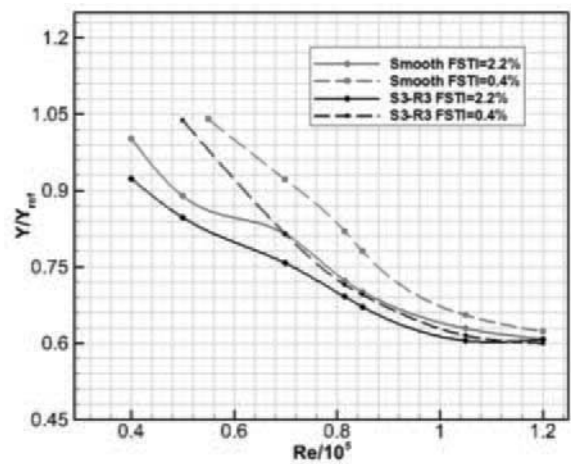


Fig. 20 Profile loss coefficients of smooth and roughened cascades under two FSTI conditions²⁴⁾

3.6 伝熱試験

図21にDarmstadt工科大学に設置されている大型の回転試験装置を示す²⁵⁾。文字通り大型でかつ燃焼器モデル、冷却翼及び冷却空気システムまでも備えた本格的な試験装置である。計測装置も充実しており、空力についてはFHP、3線式HWP及びPIVを用い、伝熱について

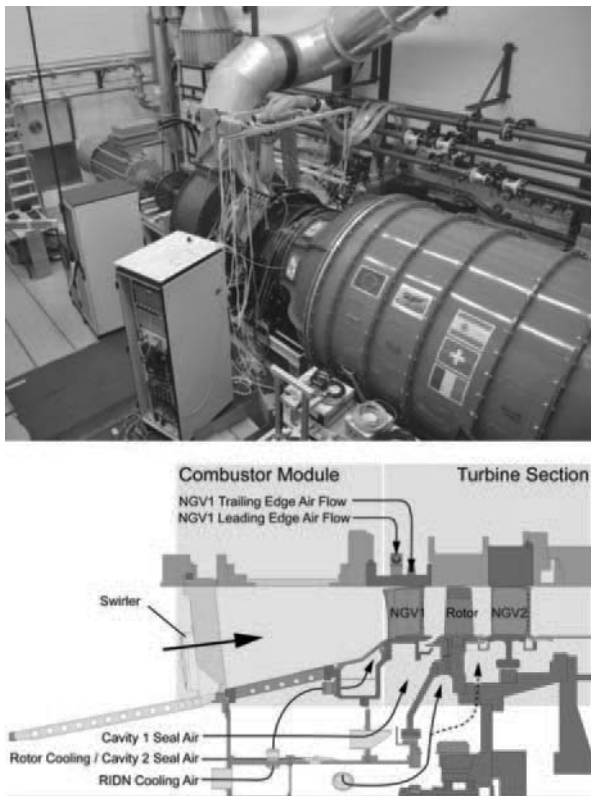


Fig. 21 Large scale turbine test rig in Technische Universität Darmstadt (upper) and its test section (lower)²³⁾

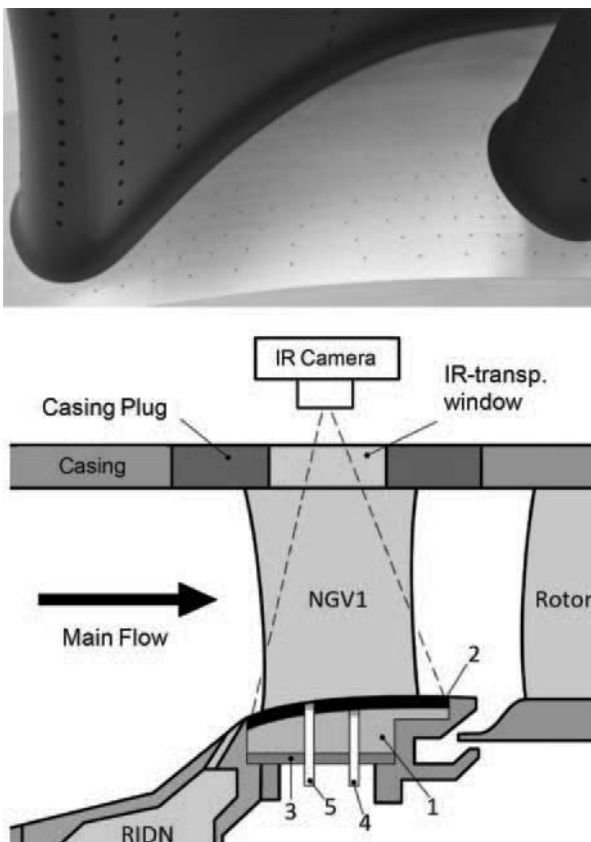


Fig. 22 Film cooling (upper) and heat transfer measurement setup (lower) for NGV1²³⁾

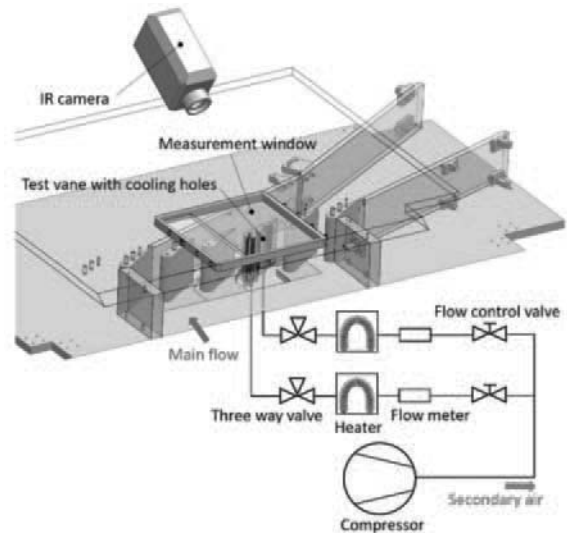


Fig. 23 Linear cascade for film cooling measurement using IR camera²⁴⁾

は、ガスサンプリング、IRカメラなどを採用している(図22)。

図23には、Kawabataら²⁴⁾が使用した翼面上フィルム効率分布計測用直線翼列試験装置の概観を示す。この試験では、翼面上にフィルム空気の制御デバイス(Double Flow-Control Devices)を装着した光造形製の冷却翼を対象に、IRカメラと赤外線透過樹脂を組み合わせて、デバイス有無の違いによるフィルム効率分布の違いを詳細に調査している。

4. おわりに

比較的最新の研究論文等を元に、タービン翼列関係の計測技術の最前線を紹介してきた。内容が編集委員会の意図と齟齬をきたしていないか、筆者の浅学と興味の対象の関係で重要な情報を見逃していないか、いささか不安は残るが、ある程度有益な記事をまとめることができたと考えている。

全体的な傾向としては、より実機に近い環境での計測が可能な大型かつ精巧な試験装置が欧米、中国など諸外国の大学、研究機関に導入され、従来の計測技術を磨きつつそれを複合的に駆使することで、CFDではまだ手の届かない、または将来的に比較対象となりうる流れ場の詳細計測が実施されている。大学での研究が全てではないが、我が国における研究の基盤を支えつつ有為の人材を育成し実践の場へ輩出することが期待されている日本の大学の役割は大きいはずである。自分の事として重く受け止めるとともに、学会を中心とした取り組みの重要性を重ねて訴えたい。

参考文献

- (1) ガスタービン工学, (2013), 日本ガスタービン学会.
- (2) 船崎健一, 軸流タービンにおける非定常空力特性及び伝熱特性の計測技術 (ターボ機械における内部流れの計測技術), 計測と技術, Vol. 52, No. 2 (2013), pp. 130-135.
- (3) Tucker, P.G., Unsteady Computational Fluid Dynamics in Aeronautics, Springer (2013), (2013), Springer.
- (4) 船崎健一, タービンのCFD (ガスタービン関係の数値シミュレーションの最前線), 日本ガスタービン学会誌, Vol. 43, No. 6 (2015), pp. 402-408.
- (5) 船崎健一, ベンチマークケースの整備 (ガスタービンに関連するCFD技術の最前線), Vol. 40, No. 6 (2012), pp. 293-303.
- (6) 松沼孝幸, 2016年ASME国際ガスタービン会議見聞録, 5.1軸流関係, 5.1.2タービン, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 5 (2016), pp. 422-423.
- (7) 武石賢一郎, 2016年ASME国際ガスタービン会議見聞録, 6. 伝熱関係, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 5 (2016), p. 425.
- (8) Astarita, T. and Carlomagno, G. M., Infrared Thermography for Thermo-Fluid-Dynamics, (2013), Springer.
- (9) Bader, P. et al., Flat-Plate Boundary Layers in Accelerated Flow, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56044 (2016).
- (10) Dahiqvist, J. and Fridh, J., Experimental Investigation of Turbine Stage Flow Field and Performance at Varying Cavity Purge Rates and Operating Speeds, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57735 (2016).
- (11) Fridh, J., Experimental Investigation of Performance, Flow Interactions and Rotor Forcing in Axial Partial Admission Turbines, Doctoral Thesis, KTH (2012).
- (12) Santner, C., Experimental Investigation of Turning Mid Turbine Frame Designs, Graz University of Technology, PhD thesis, (2008).
- (13) Ghaffari, P. and Willinger, R., On the Impact of Passive Tip-Injection on the Downstream Flow Field of a Shrouded LP-Turbine: CFD And Experimental Results, Pressure Axial Turbine at Low Reynolds Number, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56196 (2016).
- (14) Zimmermann, T., et al., Comparison of 2D and 3D Airfoils in Combination with Non Axisymmetric End Wall Contouring: Part 1 Experimental Investigations, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56494 (2016).
- (15) Zimmermann, T.W., et al., Influence of adjusting control accuracy on pressure probe measurements in turbo machines, 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Apr. 10-15, Honolulu, Hawaii, USA (2016).
- (16) Henke, M., et al., Experimental and Numerical Verification of the Core-Flow in a New Low-Pressure Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57101 (2016).
- (17) Schadler, R., et al., Modulation and Radial Migration of Turbine Hub Cavity Modes by the Rim Seal Purge Flow, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56661 (2016).
- (18) Limmat Scientific AGホームページ <<http://www.limmatscientific.ch/index.html>> (参照日: 2017年5月7日).
- (19) Evans, K.R. and Longley, J.P., Accounting for Uncontrolled Variation in Low-Speed Turbine Experiments, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56667 (2016).
- (20) Fu, W., et al., Experimental Investigation on the Annular Sector Cascade of a High Endwall-Angle Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57392 (2016).
- (21) Parra, J., et al., Trailing Edge Thickness Impact on the Profile Losses of Highly Loaded Low Pressure Turbines Blades, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57955 (2016).
- (22) Denton, J.D., Loss Mechanism in Turbomachines, Proceedings of ASME Turbo Expo 1993, 93-GT-435 (1993).
- (23) 佐藤克紀, 航空エンジン用低圧タービン翼後縁近傍の流れ場とベース圧に関する研究, 平成28年度岩手大学大学院修士論文(2017).
- (24) Shuang S. et al., The Effects of FSTI to the Combined Separation Control Strategy of Surface Roughness with Upstream Wakes, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-58163 (2016).
- (25) Krichbaum A. et al., A Large Scale Turbine Test Rig for the Investigation of High Pressure Turbine Aerodynamics and Heat Transfer with Variable Inflow Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43261 (2015).
- (26) Kawabata et al., Improvement of Turbine Vane Film Cooling Performance by Double Flow-Control Devices, ASME J. Turbomachinery, Vol. 138, Nov. 11105 (2016).

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

空力要素に関する実験例 - 空力弾性および空力音響 - Examples of Aerodynamic Measurement for Jet Engine Components - Aeroelasticity and Aeroacoustics -



渡辺 紀徳*¹
WATANABE Toshinori

キーワード：ジェットエンジン，ガスタービン，空力計測，空力弾性，空力音響

Key Words：Jet Engine, Gas Turbine, Aerodynamic Measurement, Aeroelasticity, Aeroacoustics

1. はじめに

ジェットエンジン・ガスタービンの空力技術の中で、非定常空力現象は開発の初期から非常に重要な技術課題を突き付け続けている。現在でも多くの未解決な課題が存在し、今後の技術の進展に向けて現象の解明、予測、および制御が強く求められているところである。典型的な現象にサージや旋回失速などの空力不安定、流体と構造が連成する翼列フラッターなどがあり、また、ジェットエンジンの騒音に代表される空力音響現象もある。

東京大学航空宇宙工学専攻のジェット推進研究室では、ジェットエンジン、ガスタービン、液体ロケットエンジンなどの流れと熱に関する基礎研究を中心テーマとし、各種風洞、軸流圧縮機、無響風洞、気液二相流実験装置などを用いた実験や、理論解析、数値解析を行い、流れ現象の詳細、不安定現象や流体関連振動の発生機構、熱流体現象とエンジン性能との関係などを解明する活動を行っている。空力要素に関する実験設備としては、遷音速直線振動翼列風洞、3.5段低速圧縮機、多目的低速風洞、および空力音響の実験に供する無響室（無響風洞）がある。ここでは当研究室がやや特徴を有すると思われる、直線振動翼列風洞と無響室を取り上げ、空力弾性学と空力音響学の分野における実験計測の例を紹介する。

2. 流体関連振動に関する実験

流体と構造の連成により発生する自励振動である翼列フラッターは圧縮機やタービンで発生する空力弾性学上の重要な不安定振動現象である。ジェットエンジン・ガスタービン開発の黎明期からその発生機構や発生限界の予測に関して様々な研究が行われ、現象の知見は大きく進歩してきたが、ターボ機械の高性能化とともに流れの複雑化や構造特性の変化が生じ、未解明の振動問題がま

た新たに生起するという状況が繰り返されている。

翼列フラッターの非定常空力特性を明らかにするために、まず必要なのは翼に作用する非定常空気力の計測である。一般的な計測法については以前紹介したので基礎事項はこれを参照いただき⁽¹⁾、ここでは実験装置の概要を述べた後、最近の計測手法を紹介する。

2.1 実験設備 -遷音速直線振動翼列風洞-

図1は遷音速直線振動翼列の概観である。容量30m³、圧力0.83MPaの貯気槽から気流を得るブローダウン式の風洞で、テストセクション上流の可変ノズルの形状を調節することにより翼列入口のマッハ数を変更することができる。圧縮機実験での最大マッハ数は1.6程度である。ノズルを直線形状にすれば亜音速流れの実験も可能である。テストセクション下流には板状の絞り弁が設けられ、背圧を設定できるようになっている。このような直線翼列風洞は基本的に二次元翼列を想定しているが、翼列方向の壁（本装置では上下壁）の存在と側壁境界層の発達の流れの翼列方向周期性と翼スパン方向の一様性を制約する。このため壁からの境界層吸込みが必要となり、本風洞も真空ポンプを用いた吸込みシステムを有している。翼列方向の流れの一様性・周期性を確保するため、翼列下流の上壁と下壁にはバイパス流路が設けられ、また、後流板を設置して適切な流出角を与える。実際に流れを設定するには、翼列の上流と下流で側壁面における翼列方向の圧力分布を計測し、これが一様となるような流路形状や吸込みの条件をその都度調整して行く。

2.2 非定常空気力の計測方法

図2は遷音速圧縮機翼列を模擬した流入マッハ数1.2の供試翼列を模式的に示している。7枚の二重円弧翼で構成されており、下面が負圧面で、入射角は0°である。翼には図に示すような番号付けを行い、中央翼を0番として下流にある翼を+1番から+3番、上流にある翼を-1番から-3番としている。中央0番翼を強制的に加振させ、いわゆる一翼振動法により翼列の非定常空気力を測定する⁽¹⁾。

原稿受付 2017年5月8日

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

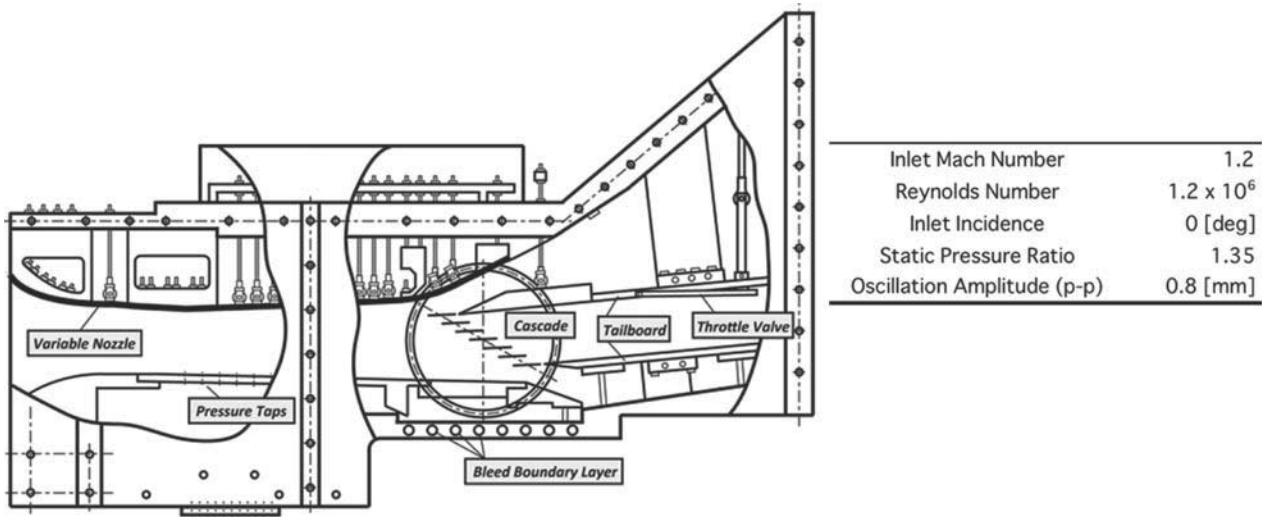


Fig. 1 Schematic overview and specifications of transonic linear cascade tunnel

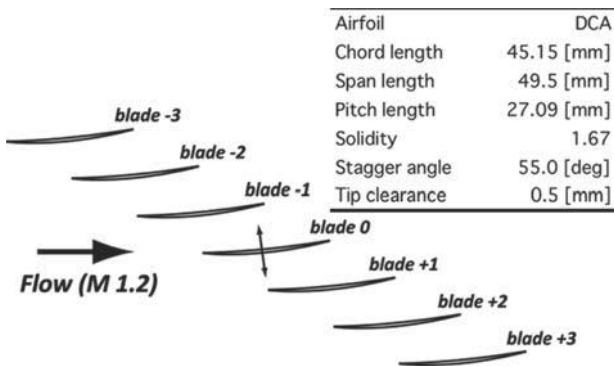


Fig. 2 Test cascade

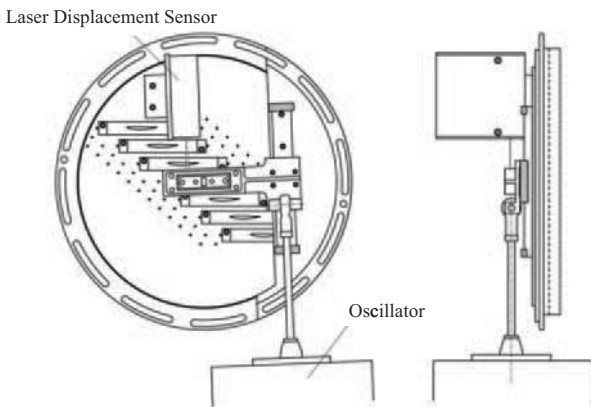


Fig. 3 Blade oscillation system

図3に中央翼の加振装置を示す。加振翼の支持部をリニアガイドに接続し、この支持部をコンロッドを介して電磁加振器で加振すると、リニアガイドに沿った正弦波振動を翼に与えることができる。現在のところ加振周波数は最大100Hz程度であり、加振器のパワーを大きくすれば200Hz程度までの加振が可能と思われるが、翼列フラッターに重要なパラメータである無次元振動数 k ($k=c\omega/2U$, c :コード長, ω :固有角振動数, U :代表流速)は現在の実験系では100Hzのとき 10^{-2} のオーダー

で、実機で問題となる無次元振動数より一桁低い。機械的な加振機構では最大周波数の限界はこの程度であり、今後は更に高周波で加振する手法の工夫が必要である。翼の振動変位はレーザー変位計で計測している。

翼に働く非定常空気を計測するには、翼支持部に貼付した歪ゲージにより翼全体にかかる力を計測する方法と、翼に設置した非定常圧力センサーにより圧力分布を測定し、これを翼面で積分することにより求める方法がある。歪ゲージによる計測は簡便で安価であり、翼全体に働く非定常空気を直接計測できるが、局所的な現象の把握が困難で、詳細な解析ができないことが大きな問題である。そこで翼面上の局所的な空気を詳しく把握してフラッター現象を解明するには、圧力分布を計測する方法が望ましい。しかしながら翼厚の薄い部分にセンサーを設置することが難しく、前縁と後縁の近傍の圧力が計測できないことや、多数のセンサーと信号系が必要で高価なことなどが問題である。翼面非定常圧力の計測には従来からKuliteセンサーがよく用いられているが高価であり、近年はピエゾ素子等で安価な圧力センサーも出回っている。今後の普及発展が期待される。

当翼列風洞では歪ゲージによる空気力計測を行ってきた。空気力は0番翼、および隣接する±1番翼の3枚で計測する。図4に示すように、翼根の支持部に歪ゲージ

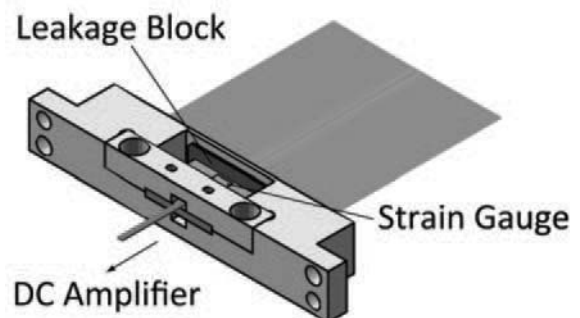


Fig. 4 Test blade equipped with strain gauge

を貼付け、挟み込み構造により翼をブロックに固定する。

2.3 感圧塗料による非定常圧力計測

振動翼列の翼表面における非定常圧力の詳細な計測は翼列フラッターの現象解明に非常に有用であるが、従来の手法では翼面全体にわたる圧力の計測は不可能である。そこで、近年超音速流れを含む様々な流れ場での計測に利用されている感圧塗料 (Pressure Sensitive Paint, PSP) を利用することが有望である^{(2),(3)}。PSPは、塗料中の発光色素の発光特性が、酸素分子による消光作用によって変化することを利用し、圧力を計測する。発光色素は特定の波長の光で励起され、基底状態に戻る際に発光するが、色素が周囲の酸素分子と反応すると発光せずに基底状態に戻る。このため発光強度は酸素分圧に応じて変化し、圧力が高いと消光作用が促進されるため、発光強度は小さくなる。翼面の局所圧力と酸素分圧は対応するので、発光強度をCCDカメラ等で画像計測することにより翼面上の圧力分布を求めることができる。PSPによる振動翼面の非定常圧力計測は、これまでほとんど行われていない。最近、EUのFUTUREプロジェクトの中でスウェーデン王立工科大学により試されているものの⁽⁴⁾、結果はまだ学会レベルでは報告されていない状況である。

現在では応答の速い塗料が開発されており、例えば陽極酸化アルミニウムをバインダとして使用したPSP (Anodized Aluminum PSP, AA-PSP) が高速応答PSPとして利用可能である^{(5),(6)}。このPSPは数十 μ sオーダーの時間応答性をもち、ここで考えている100Hz程度の振動周波数に対しては十分である。発光色素にはパンフェニルテニウム $[\text{Ru}(\text{dpp})_3]^{2+}$ [tris(4, 7-diphenyl-1, 10-phenanthroline) ruthenium(II) dichloride complex] を用いる。翼表面に陽極酸化処理を施して多孔性の被膜を形成し、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、PSP塗布翼が作成される。

当研究室では高速応答PSPを用い、振動翼表面の非定常圧力計測を試みている^{(7),(8)}。図5に計測システムを示す。メタルハライド光源を励起光に用い、バンドパスフィルターで励起周波数の成分を抽出する。発光画像は

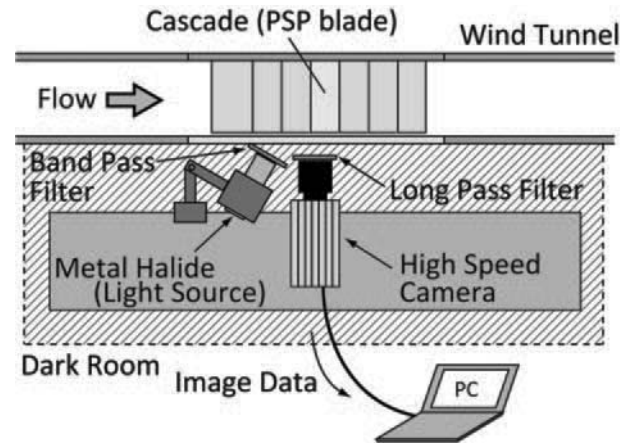


Fig. 5 PSP measurement system

高速度カメラで撮影し、レンズ前にハイパスフィルターを置いてPSPの発光のみを撮影した。通風時と無風時の画像を取得し、両者の輝度の比を用いて圧力を求める。撮影画像にアフィン変換を施し、翼を正確な 100×250 pixelの長方形に変換する。その後空間ノイズ低減のためある範囲の点で重みつき空間フィルターをかけ、各ピクセルで除算を行って発光強度比を算出する。PSPの発光強度比と圧力は次の Stern-Volmer 関係式で関係づけられる。

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

P , I はそれぞれ圧力と発光強度、添字 ref は無風時を表す。 C_0 , C_1 は較正係数で、計測翼面上の静圧孔で測っ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に求める。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する。

図6に0番翼を加振したときの0番翼負圧面と、+1番翼正圧面の非定常圧力分布の計測結果を示す。加振周波数は20Hzで、このときの無次元振動数 k は0.0078である。非定常圧力係数 C_p の実部 $\text{Re}(C_p)$ および虚部 $\text{Im}(C_p)$ の分布が示されている。実部は振動翼の変位に同期する成分、虚部は速度に同期する成分を表す。図から+1番翼には翼間衝撃波に起因する非定常圧力が顕著に見られることが分かる。また、0番翼の翼根部に見られ

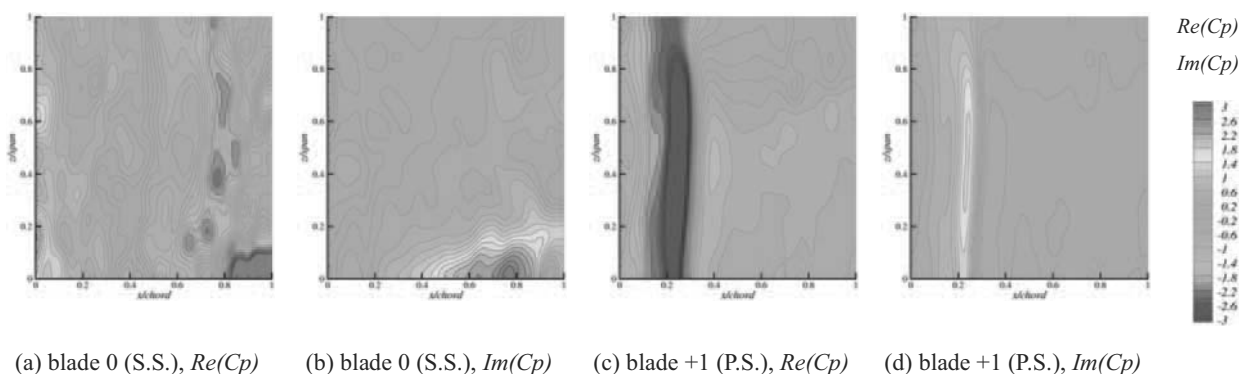


Fig. 6 Unsteady pressure distribution on blade measured with PSP

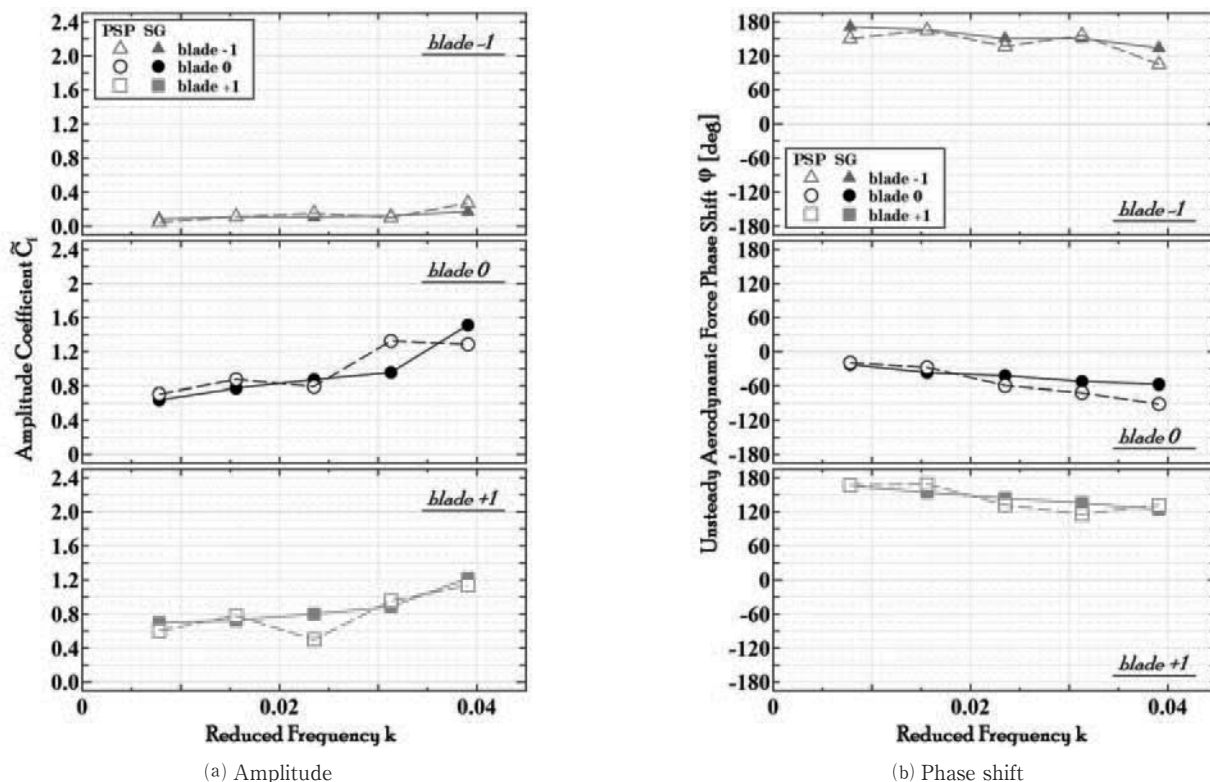


Fig. 7 Unsteady aerodynamic force measured by PSP and strain gauge

る変動圧力はコーナー剥離部分に対応すると思われる。このように翼面の非定常圧力分布が連続的に計測できるのがPSP計測の利点である。

翼面上の非定常圧力を積分すると翼に働く非定常空気力を求めることができる。図7は積分の結果をフーリエ解析し、非定常空気力の加振周波数成分を抽出した結果で、3枚の計測翼について、非定常空気力の振幅と位相を無次元振動数に対してプロットしている。PSPによる計測結果が破線で示されており、対応する歪ゲージによる計測結果が実線で示されている。両者の結果はよく一致しており、PSPが十分な精度で非定常空気力の計測に利用できることが分かる。

PSPの発光輝度は、圧力だけでなく温度によっても変化し、圧力計測にとっては誤差の要因となる。温度による感度はこれまでにほぼ明らかにされており、翼面の温度分布が計測できれば圧力値を補正することが可能である。このため、感温塗料 (Temperature Sensitive Paint, TSP) をPSPと同時に用いて圧力分布と温度分布を同時に計測し、圧力の計測精度を高める技術も開発されている⁽²⁾。

また、計測精度は塗料の厚さなどの性質によっても影響されると思われる。PSP計測を一般化するためには、これら精度に関する諸課題を更に検討する必要がある。

以上の結果から、高速応答PSPによる振動翼面上の非定常圧力計測の有効性が明らかになった。定量計測には今後解決すべき課題があるが、翼列フラッター発生機構の定性的な解明などには、翼面非定常圧力を詳細に把握

できる点が極めて有効な手段になると期待される。

3. 空力音響に関する実験

当研究室にはジェット騒音に関する実験を行う無響室 (無響風洞) が設置されている。近年はこれを用いて超音速ジェット騒音をマイクロジェット噴射により低減する実験を行って来た^{(9), (10)}。ここでは実験装置と計測例の概要を紹介する。

3.1 実験設備

図8は無響室の平面図である。無響室は図の左右方向 (流れ方向) に7 m, 上下方向に5 m, 高さ3.7mの部屋になっており、内壁にはグラスウールの吸音材が貼られている。室内に気流を導くので排気をしなければならず、図8の右側の壁は外気に解放されている。このため無響特性は若干損なわれる。図8には空気配管も示されている。振動翼列風洞と共通の空気源から0.83MPaの空気が導かれ、調圧弁で圧力が調整されて無響室内のジェットノズルから超音速ジェットとして噴出する。また、配管の途中からマイクロジェット用の空気が分流され、独立した調圧弁を介してノズルリップからマイクロジェットとして噴出させる構造となっている。

無響室内が理想的な自由音場であれば、音源からの音波が距離の2乗に逆比例して減衰する。無響室で自由音場が実現されるかを調べるため、ノズル出口付近に設置したスピーカーから特定の周波数音を発し、音圧の距離減衰を確かめた。スピーカーが点音源であると仮定し、気流の無い状態でマイクロホンにジェット軸上の

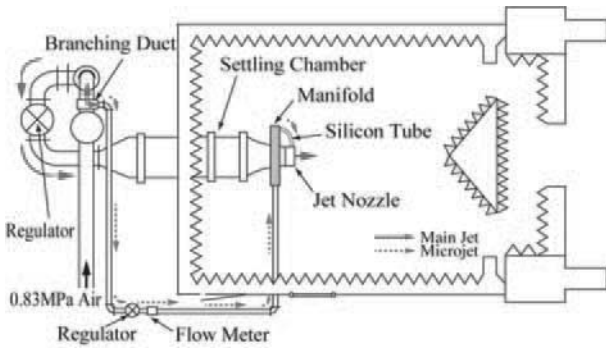


Fig. 8 Anechoic chamber for jet noise experiment

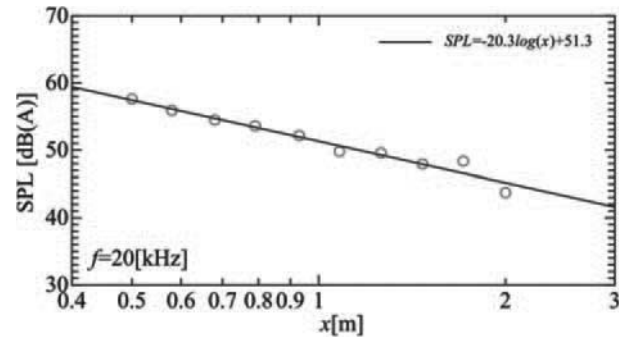


Fig. 9 SPL reduction in jet axis direction

スピーカーから離れて行く方向にトラバースして音圧を測定した。図9に例として周波数20kHzの音波の距離減衰を示す。縦軸は音圧レベル (Sound Pressure Level, SPL) のデシベル (dB) 値で、人間の聴覚を勘案したA特性フィルターをかけて算出した結果 (dB (A)) で示している。丸印が計測結果で、実線は最小二乗法による近似直線である。図の右上には近似直線の傾きと切片を示した。上記の逆2乗則に従って音圧が減衰するならば、横軸の距離の対数値に対し、SPLは傾き-20の直線となるはずであり、図9からこの傾きはほぼ満たされている。しかし高周波数域では傾きが理論値とは離れる傾向があり、これには無響特性の限界や、スピーカーの周波数特性の限界などの要因が考えられるため、慎重な取り扱いが必要となる。この実験では計測に用いる周波数を50kHz以下にとどめた。また、一般的に暗騒音レベルは計測データより10dB以上下回っている場合のみ補正が不要であるとされているが (例えばJIS Z8731)、本実験ではすべての計測条件で暗騒音レベルが30dB程度下回っており、無響室内の計測環境が十分な性能を持っていると確認された。

3.2 ジェット騒音の計測例

無響室内で超音速ジェット騒音のマイクロジェット噴射による低減の実験を行った。図10に供試ノズルを示す。矩形ラバールノズルで、幅72mm、スロート高さ6mm、出口高さ7.4mmとなっている。図(a)の斜線で示したノズル長辺側の出口リップ部は着脱可能であり、マイクロジェットの噴射角等の条件を変更できる。ここではノズル出口近傍の内壁面から垂直にマイクロジェットを噴射する場合を示している。図(d)に示すように、マイクロジェット噴射口は長辺側に上下22個ずつ配置されており、出口径は0.8mmである。実験では噴射口の数も変化させた。

図11に音響計測点を示す。ノズル出口を中心とした半径0.75mの球面上において、図中に示すように角度 θ と ϕ を定義し、 $\theta: 0 \sim 90\text{deg}$ 、 $\phi: 0 \sim 120\text{deg}$ の範囲で計測を行った。但しマイクロホンが主流の影響を受ける $\theta < 30\text{deg}$ かつ $\phi < 30\text{deg}$ の範囲では計測を行っていない。音圧計測にはBrüel&Kjær社製の自由音場型1/4インチ

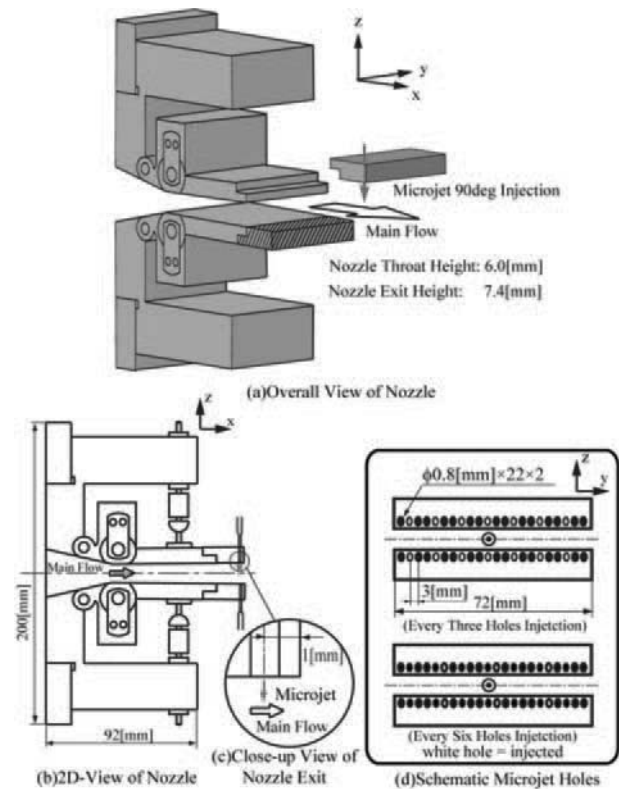


Fig. 10 Supersonic jet nozzle for microjet injection

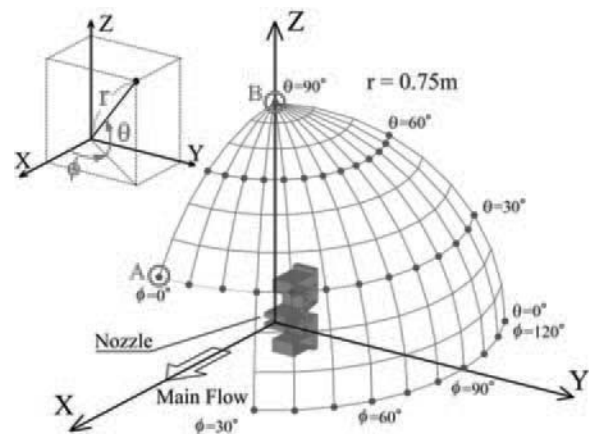


Fig. 11 Measurement positions of acoustic signal

マイクロホンType4939を用いた。

図12は計測結果の一例である。出口マッハ数1.47の不足膨張ジェットを対象とし、マイクロジェットを噴射しない場合と、2種類の条件で噴射した場合に、図11に示された計測点Aで計測した音のスペクトルが示されている。マイクロジェットは上下壁それぞれ22個の噴射口のうち、2つおきの孔から噴射した。マイクロジェットを噴射しない場合、4kHz付近を中心に衝撃波に起因すると思われる騒音が顕著に見られ、また8kHz付近にスクリーチ音と呼ばれる鋭いピークを持つ自励音が観測される。高周波数帯域に見られる複数の鋭いピークはスクリーチ音の高調波である。この主ジェットに対してマイクロジェットを噴射すると、図に示される通り大幅に音圧レベルが下がる。図にはマイクロジェットの設定圧 P_m が0.20MPaと0.51MPaの二つの場合の結果が示されており、マイクロジェットの主ジェットに対する流量比 ψ はそれぞれ0.24%および1.05%である。このようにわずかな流量のマイクロジェットでも超音速ジェット騒音を大きく低減できることが分かった。この実験設備では流れ場のシャドウグラフ法やシュリーレン法による可視化もできる。シャドウグラフ写真から、マイクロジェットにより衝撃波構造を伴う主ジェットの不安定な振動が大きく抑制される様子が観測され、これが衝撃波に関連するジェット騒音を低減させる要因であると推察された。

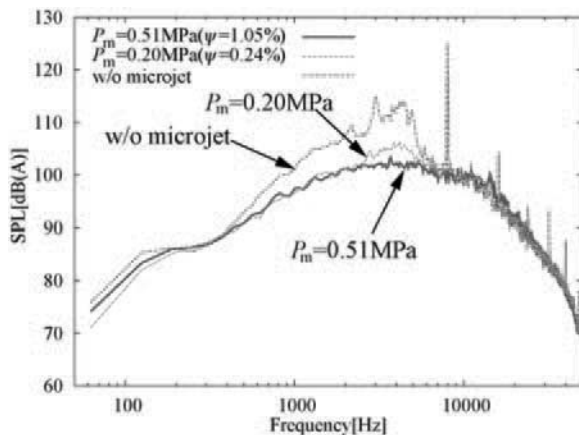


Fig. 12 Power spectra of jet noise
(Point A in Fig.11, every three holes injection)

4. おわりに

翼列フラッターの研究に関連した振動翼列の翼に働く非定常空気力の計測と、空力音響の研究に関連したジェット騒音の音響計測の例を紹介した。基礎的で詳細な計測により現象の本質を把握する実験は工学研究の基本であるが、一方で流れ場の物理量を精度よく求めて提示することで、流体数値解析や流体-構造連成数値解析の方法を検証する拠り所を与える意義も重要であり、今後も空間・時間分解能の高い三次元的な非定常計測法が益々必要となって行くものと思われる。

謝辞

ここで紹介した実験には株式会社IHIおよび三菱日立パワーシステムズ株式会社の援助を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- (1) 渡辺紀徳, 翼列フラッターに関する計測技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 33, No. 2 (2005), pp. 92-98.
- (2) Liu, T. and Sullivan, J.P., Pressure and Temperature Sensitive Paint, Springer, (2005).
- (3) 手塚宣和, 亀田正治, 浅井圭介, 天尾豊, 中北和之, 非定常計測のための吸着型感圧コーティング, 日本機械学会論文集 (B編), 68巻669号 (2002), pp. 1391-1399.
- (4) Fransson, T., Project Final Report FTR-5-93, Flutter-Free Turbomachinery Blades (FUTURE), <<http://www.transport-research.info/sites/default/files/project/documents/8541/final1-ftr-5-93.pdf>>, (2013) (参照日2017年4月30日).
- (5) 亀田正治, 田部井孝聡, 半谷智弘, 川上崇穂, 中北和之, 坂上博隆, 浅井圭介, 陽極酸化アルミニウム感圧コーティングによる非定常流中物体表面圧力場の画像計測, 日本機械学会論文集 (B編), 71巻710号 (2005), pp. 2486-2493.
- (6) Gregory, J. W., Sakaue, H., Liu T., Sullivan, J. P., Fast Pressure-Sensitive Paint for Flow and Acoustic Diagnostics, Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 46 (2014), pp. 303-330.
- (7) Azuma, T., Watanabe, T., Himeno, T., Uzawa, S., Inoue, C., Takahashi, Y., Shibata, T., Takeda, H., Unsteady Pressure Measurement on Oscillating Blade with Pressure-Sensitive Paint, Proc. IGTC 2015 Tokyo, Paper ThPME.3, (2015).
- (8) 東俊彦, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 井上智博, 鶴沢聖治, 感圧塗料による遷音速並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測, 第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2016), pp. 1-6.
- (9) 岡田隆一, 超音速矩形ジェットから生じる騒音のマイクロジェット噴射による低減, 東京大学学位論文, (2013).
- (10) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 大石勉, マイクロジェットが超音速ジェット騒音及び流れ場に及ぼす影響, 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. 71-76.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

Development of Flow Measuring Instrumentation for Turbo Machines - Design Aspects for the AM Based Manufacturing -



Herwart Hönen*¹

Key words : Pneumatic Probes, Development, Flow Measuring Technique, Manufacturing, Selective Laser Sintering

Symbols

α	yaw direction
γ	pitch direction
add	additional
AM	additive manufacturing
FEA	finite element analysis
Ma	Mach number
p	pressure at probe head
ref	reference
SLM	selective laser melting
SLS	selective laser sintering
t	total
0...4	number of pressure tap

1. Introduction

Measurements with probes or rakes in turbo machines always create the dilemma between the demand for highly accurate results and a non-avoidable disturbance of the flow field by the probes and rakes themselves. Blockage effects might influence the flow characteristic in the stages and interactions with airfoil leading and trailing edges can result in significant angle deviations. These issues will affect the accuracy and value of the measuring results.

Especially measurements in turbomachines with small flow passages and axial gaps between rotors and stators demand small probe sizes in order to minimize these effects. However, the potential for a reduction in size is quite limited because of the necessary channels to be implemented for the connection of the pressure taps and temperature measuring devices with the regarding scanners and transducers. With increasing number of measuring devices the demand for space for the transmission lines increases. In order to avoid long measuring times the channels should have a sufficient diameter so that the resistance inside remains low. All these issues result in a

minimum size of the probe heads and rake stems.

In addition the requirement of mechanical integrity of the probes and rakes can only be fulfilled by applying a suitable geometry to the stems.

Even though the application of modern milling processes and laser welding methods the probe sizes could be continuously be reduced during the recent years with conventional manufacturing techniques the potential for further size reduction is limited. Therefore the requirement of reducing the probe and rake sizes as well as the implementation of higher number of temperature and pressure measuring devices in the same probe size makes the development of new probe types and the application of advanced manufacturing methods necessary.

2. General Design Requirements

2.1 Probes

Figure 1 displays an example of a standard 5-hole probe with spherical head. This probe type is applied for many measuring tasks in turbomachines and wind tunnels. The numbering of the pressure taps and the main components are marked in the picture and will be used throughout the following text. The angular measuring range is about $\pm 25^\circ$ in yaw and pitch direction. The design has to consider the potential influence of the probe stem and the head support on the pressure reading of pressure tap #4. Therefore the length of the probe head (marked with l in fig. 1) is an important design parameter.

The geometry of the probe head has an important influence on the applicability and the measuring result. Especially measurements in 3D flow fields require a measuring characteristic with a wide angle range. For these tasks usually spherical or conical 5-hole probes or cylindrical 4-hole probes are applied. In many cases also wedge type 4-hole probes are suitable instruments.

Different influencing parameters like cone and wedge angles or arrangement of the pressure taps on the 5-hole probe head define the measuring behavior and sensitivity of the probe. For high subsonic or for supersonic Mach numbers conical or

原稿受付 2017年 4月30日

* 1 Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery
RWTH Aachen University
Templergraben 55, 52062 Aachen, Germany

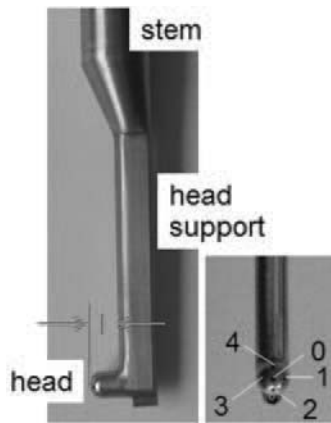


Fig. 1 L-shaped 5-hole probe with definitions of the components and the pressure taps

wedge type probes with low cone / wedge angles are the best choice.

Due to the high aerodynamic forces the dimensions of the probe head and the head support have to be chosen to withstand this stress. If the probes shall be applied between rotor and stator also the vibrational behavior becomes an issue. Especially the head support needs special attention. An FEA analysis of the whole probe gives an impression of the strength against failing due to the forces or vibrations. The design of the head support has always to consider upstream effects which may influence the measuring behavior of the upper pressure tap (#4 in fig. 1). This will distort the calibration maps so that in the worst case the operating range of the probe has to be reduced.

The design parameters for probes for subsonic velocities have a much greater variety and are often matter of design philosophy and manufacturing capabilities. The example of a spherical 5-hole probe shall shed some light on potential design features.

One major option is the arrangement of the pressure taps at the probe head. Two different strategies show that this design parameter has a big influence on the sizing of the probe head but also on the angle sensitivity (fig. 2). The layout with all pressure taps facing in direction of the head axis (right pictures in fig 2) allow for simple manufacturing methods. The simplest construction is a probe head consisting of five tubes soldered to each other. However, the angle sensitivity especially close to the 0° is quite limited. This probe type provides the advantage that it can easily be scaled down. By reducing the diameter of the pressure lines probe diameters of about 1 mm can be realized. As a disadvantage the measuring behavior with respect to the reaction time is very poor so that such a probe is only suitable for academic application where experimental time is not an issue.

Probes with pressure taps perpendicular to the sphere surface (left pictures in fig 2) demand a much higher manufacturing

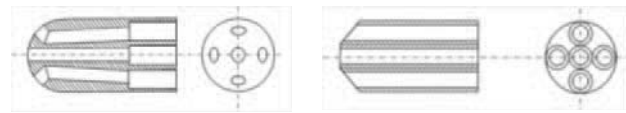


Fig.2 Construction types of 5-hole probe heads
(left: pressure taps perpendicular to surface, right: pressure taps facing in axis direction)

effort. In comparison to the arrangement describe above the angular resolution especially at low flow velocities is significantly better. A reduction in size is much more complicated and minimum possible diameters are much higher. The following discussion will only focus on this probe type.

Besides the blockage effect of the probe another issue opens the wish for a minimization of the probe size. In flow fields with high velocity and pressure gradients the distance between the pressure taps at the probe head has a big influence on the measuring accuracy. The measuring position of the probe is defined by the center hole. However the other different holes are located at different positions in the flow field and so are facing different pressure levels. If no correction will be performed the measuring results (flow vector) will contain a failure which increases with increasing steepness of the velocity gradient. This effect has been described in different publications (1, 2, 3). A reduction of the distance between the pressure taps can reduce this failure.

As described above the potential for a reduction of the head diameter for the probe type with the holes perpendicular to the sphere surface is limited which defines the smallest possible distance between the pressure taps. Therefore some parameter studies have been performed in order to check the possibility to shift the taps on the probe head closer together retaining the original size.

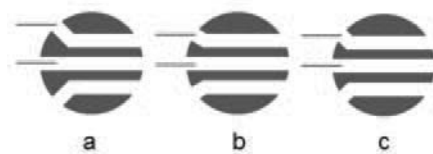


Fig. 3 Options for reducing the distance between the pressure taps (a: original arrangement; b: no 45° angle between center tap and outer taps; c: pressure taps not perpendicular to the sphere surface)

Figure 3 demonstrates the different options. Due to the curvature of the sphere this will end up with a lower angle of the taps (option b in fig. 3, perpendicular to the surface). The other possibility was to keep the 45° angle of the holes (option c in fig. 3, no longer perpendicular to the surface). Parameter studies with these geometries demonstrated that any of these modifications resulted in a reduced measuring sensitivity and accuracy and is not an option for a diameter reduction.

2.2 Rakes

Pressure and temperature rakes are a suitable option to resolve radial flow field distributions without the requirement of traversing the measuring heads into different positions. Most of the considerations which were discussed already for the probes also apply for rakes. Here however the issue of size becomes even more important. With increasing number of measuring heads on the rake the necessary space for the pressure lines inside the stem increases which will result in a bigger diameter.

Therefore it is always a balance between desired radial resolution and tolerable blockage when designing a probe rake. The simplest set-up is the installation of several total pressure or total temperature Kiel type measuring heads inline on the stem. The number and arrangement of the measuring heads is mainly limited by the minimum required distance to avoid measuring failures due to interactions and influences between each other. This type of measuring devices provides a usable angle range of up to $\pm 30^\circ$ or even higher, depending on the design and the arrangement.

Figure 4 gives an example of a typical total pressure / total temperature rake. Due to the elliptical shape of the stem the front area could be limited to 7 mm. If the flow angle along the passage height varies in a range more than the insensitivity range of the measuring heads it becomes necessary to change the design into a twisted shape so that the heads are aligned in the different flow directions.



Fig. 4 Total pressure / total temperature rake with Kiel type heads

If in addition to the total pressures and temperatures information about the flow angles shall be derived from the measurements the Kiel heads have to be replaced by multi-hole heads (3-hole or 5-hole). However such a design will increase the problem to integrate all the pressure tubes in the stem. That means that either the number of multi-hole heads per rake has to be limited or the diameter or width of the rake has to be increased significantly causing all blockage and interaction effects which were already discussed for the probes in the previous chapter.

An important challenge is the mounting of the multi-hole heads by soldering or welding. In any case the stem has to be massive enough to provide suitable possibilities for fixation.

When manufacturing a rake on a conventional way (milling, soldering etc.) the number of capillary tubes to be integrated

in the probe head and the probe stem becomes an issue. A usual manufacturing procedure is the milling of a slot into a massive stem which is covered afterwards by a sheet metal to provide the space for the mounting of the tubes. In order to provide enough strength of the remaining material to withstand the static and vibrational forces the stem has to be designed with a minimum width. The other possibility is using a bigger tube to implement the capillary tubes. The number of pressure lines and the necessary wall thickness defines the stem diameter.

Another problem is the distribution of the tubes inside a rake. The connection of the different measuring heads to the tubes requires additional space (i.e. for bending). This will end up with an additional increase of the stem diameter.

In order to obtain more flexibility for future probe and rake developments and designs new manufacturing methods have been investigated and implemented. Additive manufacturing techniques provide a lot of opportunities and flexibility so that the designer has got a lot more options and does almost have no restrictions because of manufacturing or assembly limitations.

Figure 5 demonstrates the advantages for the design process for a combined rake containing total temperature and total pressure heads as well as two 3-hole heads. The view of the total rake (left picture in fig. 5) shows the twisted arrangement of the measuring heads and the integration of the two 3-hole heads in the rake design. Even though 10 pressure and temperature channels with a diameter of 0.6 mm each are implemented in the stem the outer diameter could be limited to about 5 mm. The right picture in fig. 5 displays the inner structure (view from the bottom into the rake stem) and gives an impression how the channels are arranged. This example demonstrates imposingly the great opportunities opened by applying AM for the manufacturing of flow measuring probes and rakes.

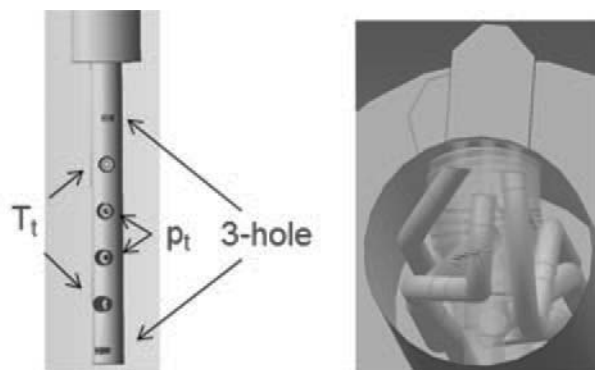


Fig. 5 Design of a combined rake for additive manufacturing (left: view of the rake, right: view of the inner structure)

3. Additive Manufacturing

The generation of parts by selective laser melting (SLM) or selective laser sintering (SLS) from a 3D CAD model allows the generation of all kind of geometries even hollow bodies. Detailed descriptions of these manufacturing techniques can be found in various publications (4, 5). Since it is possible to manufacture highly complex parts this method is perfectly suited for the generation of different types of probe heads and probe rakes. The inside pressure channels can directly be integrated without any restrictions with respect to directions and bends (fig. 6). On one side this opens opportunities for the development of highly sophisticated probes and rakes, on the other side it provides is a great potential for probe miniaturization.

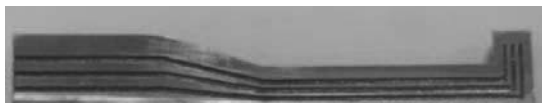


Fig. 6 Cut through a laser sintered probe head with integrated pressure channels

However, several problems have to be taken into account when selecting the appropriate method (SLS or SLM). It has to be considered that the manufacturing tolerances can be in the order of 0.2 mm. Also the straightness of the supporting stem might become an issue. A major issue to be considered is the surface roughness of the parts which is quite high. Since this would influence the flow conditions around the probe head a finishing at least of the surfaces around the measuring taps becomes necessary.

In the case of wedge type or conical probes this can easily be done by milling or turning because the “active” surfaces have boundaries so that the machining area is defined. In case of a spherical probe head it has to be questioned where the machining area ends without generating steps so that finishing becomes more complex.

Surface polishing or grinding could be an option. However, as mentioned above, geometry deviations and asymmetries have a significant impact on the measuring characteristic of the probe. In the polishing or grinding processes the removal of material is undefined and cannot be controlled. Therefore the improvement of the surface quality has to be based on a process with defined parameters.

In the case of a spherical probe head it was decided to machine the whole raw part on a milling machine. Thus it is possible to provide the demanded surface quality as well as the exact geometry as defined in the design process. In order to avoid damages of the integrated pressure channels the design has to take into account the abovementioned manufacturing tolerances.

Figure 7 demonstrates how the positioning of the pressure channels inside the probe head can affect the re-machining result. In the milling process the final head contour is manufactured from an oversized raw part. In case of deviations of the channel positions the remaining wall thickness becomes too small so that the milling tool will break the channel (b, bottom picture and c in fig. 7).

Another problem is the correct positioning of the part on the milling machine. Some reference surfaces have to be applied with sufficient accuracy so that the orientation of the probe head on the machine table can be measured and adjusted for the machining.

Laser sintered parts often might have a quite high porosity so that leakages between the pressure lines as well as from the channels through the surface to the outside can occur. By optimizing the manufacturing process this issue can be reduced significantly so that the remaining porosity does not have an impact on the tightness and the measuring behavior of the probe.

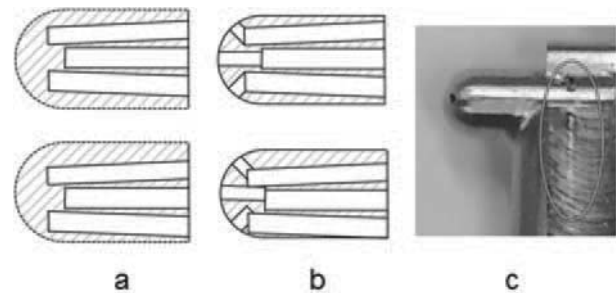


Fig. 7 Insufficient accuracy of the position of the pressure channels inside the probe head (a: raw part, b: re-machined part, c: damage of a pressure channel due to asymmetric position in the probe head)

Another option to avoid these leakages is a post treatment of the sintered parts. Several post processes which can solve this problem are known from the literature. The most common one is the hot isostatic pressing which increases the density of the material (6, 7). Another possibility is the infiltration of a sealing liquid to fill the spaces between the metal particles (8).

The biggest challenge when manufacturing probes or rakes with SLS and SLM is the small diameter of the pressure lines. Remaining powder which cannot be removed may block the tiny channels. In addition the high surface roughness (see above) can cause the sidewalls of the pressure channels growing together. In this case the remaining cross section becomes very small. This will affect the resistance inside the pressure lines which results in extremely long response times of the final probe. In the worst case the pressure lines will be even closed.

In order to produce probe heads of sufficient quality and accuracy the problems arising from the abovementioned

imperfectness of the raw parts had to be solved. Therefore detailed parameter studies have been performed which should shed some light on the influencing parameters and the options for improvements.

These investigations included the manufacturing process as well as the design process. Tests with various materials showed that these do not have a big impact on the accuracy of the parts. Nevertheless special attention has to be laid on the process parameters for the different materials because the surface roughness can vary significantly. This is not an issue for the outside surfaces because the probe heads have to be re-machined anyway (see above). However the inner surfaces of the pressure lines might become a problem (see the explanation above). The most important parameter for influencing the quality of the parts turned out to be the set-up of the manufacturing platform and the orientation of the parts on the platform. Based on these tests it was possible to optimize the manufacturing procedure so that reproducible results with respect to the minimum possible wall thickness and the minimum possible diameter of the pressure channels could be obtained. Finally it has to be mentioned that massive parts need other parameters than thin structures. The combination of massive and thin structures, typical for the raw probe heads, requires special treatment.

The above studies have been performed on different sintering machines. The results demonstrated not all machine types are suitable for the manufacturing of these extremely thin structures and channels which are necessary for the probes. The structure of the laser focal point has a significant influence on the manufacturing results.

On the design side first of all the set-up and quality of the CAD model is of significant relevance for the abovementioned blockage of the pressure channels. Steps due to abrupt diameter changes or sharp bends increase the risk of remaining metal powder in the pressure channels. Improper transition from the original CAD model can cause such issues as well. Therefore special attention has to be given to the transfer format (IGES, Step, STL etc.) and the correct conversion.

In the design process two models have to be generated, one for the manufacturing of SLS part, the other one containing the final shape for the re-machining. As already described above, the raw part has to be equipped with additional functional surfaces for the alignment on the machining table. Therefore the CAD model for the SLS part is not just an oversized copy of the final part but has to contain additional features.

A major issue is the definition of the material properties. Because of the manufacturing process the values derived from tables for casted metals are not applicable. The porosity

described above can have a significant impact on the material parameters like elasticity constant or ultimate load. Therefore it is necessary to perform tensile tests with samples which are manufactured with the same arrangement (company, machine, powder etc.) in order to be able to prove the stability of the SLS parts.

4. Examples for SLS Manufactured Probes

The conventional manufacturing process of probes is quite time consuming and imposes restrictions with respect to the maximum application temperature. Therefore it was decided to use the additive manufacturing even for the standard 5-hole probes with a head diameter of 2.8 mm.

Figure 8 shows an example how the raw part looks like in comparison to the final probe. As already described above the positioning accuracy of the probe head on the machine table is very important for the quality of the final result. The exactness of the sampling surfaces on the raw part is essential.

The special feature with this specific probe is the reduced diameter of the stem (from 7 mm to 6 mm). As already pointed out in chapter 2 the stem diameter defines the diameter of the penetration hole in the machine casing and by this also the length of the probe head (marked with l in fig. 1). In order to reduce the influence on the pressure reading of tap #4 the head support had to become smaller in comparison to a standard 5-hole probe. The possibility to integrate the pressure channels in the SLS process gave enough space for reducing the size of the head support.

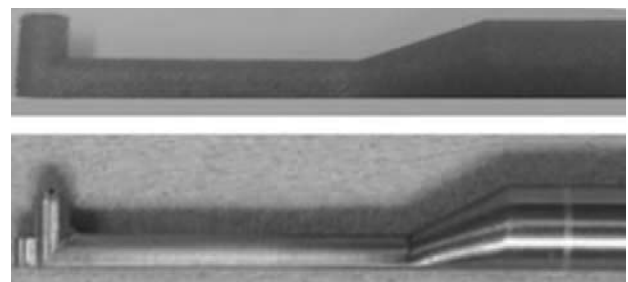


Fig. 8 5-hole probe based on SLS (top: raw part, bottom: finished probe)

In a next development step the head diameter should be reduced so that the blockage effects or interactions with airfoils (see chapter 2.1) can be reduced. For this purpose the original design was scaled down to 70% of its size (fig. 9).

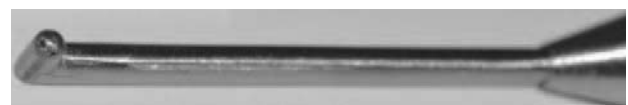


Fig. 9 Scaled 5-hole probe manufactured by SLS
(head diameter 2.1 mm)

Several problems occurred with this miniaturized probe so that another way for reducing the size had to be found. This experience showed that just a scaling of existing probe designs is an unrewarding approach. On one side the pressure channels inside the probe head were blocked because of improper design due to space restrictions. On the other side the asymmetric distribution of the pressure taps on the probe head resulted in an insufficient measuring characteristic. Finally the head support was bended due to the thin and hollow structure. The last two issues could be avoided by improving the design and manufacturing strategy (as already discussed in chapter 3). However no solution could be found for the blockage problem.

Therefore it was decided to choose another approach for the miniaturization of multi-hole probes. The development target was to provide a probe which has similar measuring characteristics and range like a standard 5-hole probe and in addition provides the same response time. The only possibility to fulfill these requirements was the reduction of the number of pressure taps at the probe head from five to three holes. Figure 10 shows the result of this development. The three holes are arranged on a tetrahedron shaped probe head with a diameter of 1.9 mm. A detailed description of the development process can be found in (9).

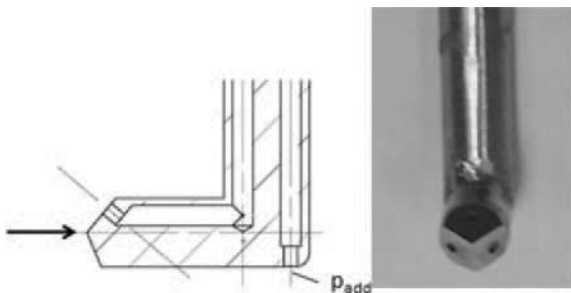


Fig. 10 Miniaturized 3.5-hole probe (head diameter 1.9 mm)

To guarantee the similitude of the calibration flow and the examined flow in the turbomachine, it is suitable to define dimensionless coefficients based on the pressure readings at the probe head. If the coefficients are equal in both flows, the data of the calibration can be used to approximate the flow values in the test rig. For the new tetrahedron three-hole probe new definitions of the coefficients k_α , k_γ and k_{Ma} had to be specified. For the five-hole probe the Mach coefficient k_{Ma} is calculated by relating a reference pressure to the pressure measured at the center hole. This pressure information is missing for the case of the three-hole probe.

Therefore the probe had to be equipped with an additional pressure tap at the bottom side of the probe head (see left picture in fig. 9). Because of the additional pressure tap and to indicate that this 3-hole probe has the same measuring

characteristic like a 5-hole probe this type is named 3.5-hole probe. The definition of the calibration coefficients, based on the pressure readings from the 3.5-hole probe are shown in the following.

$$k_\alpha = \frac{p_1 - p_3}{p_{ref}} \quad (1)$$

$$k_\gamma = \frac{\frac{p_1 + p_2}{2} - p_3}{p_{ref}} \quad (2)$$

$$k_{Ma} = \frac{p_{ref}}{p_{add}} \quad (3)$$

with

$$p_{ref} = \frac{p_1 + p_2 + p_3}{3} \quad (4)$$

This example again demonstrates the potential for miniaturization provided by SLS. The next step with this probe type is a further reduction of the head diameter down to 1.2 mm. This will be the smallest possible size maintaining the diameters of the inside pressure lines.

The measurement of total pressure and total temperature at the same location and with the same angle insensitivity in all directions is challenge. Various design option have been investigated and reported in the literature (10). When using two heads side by side the influences between the pressure and temperature measuring devices have to be considered in the layout of the probe or rake. When positioning the temperature and pressure measurement in one (oval) head the angular characteristic will become asymmetric with a reduced insensitivity range in pitch angle direction.

For the application in an industrial centrifugal compressor a probe type was required which to be mounted at several locations around the circumference at the discharge side without significant blockage of the flow. In order to be able to measure the total pressure and total temperature distribution the two measurements had to be positioned as close together as possible.

Therefore a double Kiel head probe was designed with both heads integrated in each other (fig. 11). The distance between the measuring devices is 1.6 mm and the width of the probe as well. Because of the manufacturing by SLS it was possible to reduce the size of the probe head significantly in comparison to conventional manufacturing by soldering two tube together.

The angular behavior for both measuring heads is similar. It could be proved that the two heads do not influence each other so that a symmetrical measuring characteristic in all directions could be obtained.

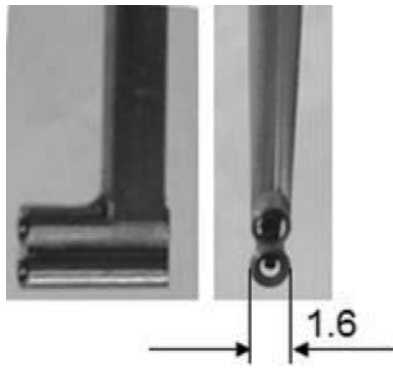


Fig. 11 Combined total pressure total temperature probe

5. Conclusion

Measurements in turbo machines always require an instrumentation which is adapted to the specific application. The main reasons for measuring failures are

- Blockage of the flow passage due to the size of the probes or rakes
- Interactions between probes and airfoils, especially when measuring in narrow axial gaps between rotor and stator
- Pressure differences across the probe head when measuring in flows with strong velocity gradients
- Side wall effects which influence the measuring behavior due to flow acceleration between probe and wall (nozzle effect)

Such problems have to be considered when planning a measurement. Choosing the adequate instrumentation should always be based on the application and the mounting situation. Flow structures and access possibilities in turbomachines are often very complex so that in most cases probes or rakes “out of the shelf” are not suitable. For optimum applicability and measuring accuracy it is necessary to find a tailor made solution for the specific measuring task.

Additive manufacturing has proven to be a perfect tool for widening the design options for probes and rakes. It provides the opportunity to manufacture even highly complex structures with integrated channels so that a further miniaturization of probes without changing the measuring behavior becomes possible. Thus, the issues due to insufficient probe size can be avoided. Furthermore this technique allows the manufacturing of probes and rakes for new applications (i.e. in small flow passages).

The advantages of this manufacturing method are:

- Standardization of the manufacturing process (reproducible geometry)
- Possibility to manufacture probes for high temperatures without changing the manufacturing process (only exchange of material)

- Opportunity for probe miniaturization

However a few disadvantages like the additional effort for designing the SLS and the final shape of the parts as well as a testing phase when new probe geometries shall be generated have to be taken into account.

6. References

- (1) Ravirai Jangir, Nekkanti Sitaram and C Gajanan, A Miniature Four-Hole Probe for Measurement of Three-Dimensional Flow with Large Gradients; *International Journal of Rotating Machinery* Vol. 2014, Article ID 297861.
- (2) H. Hoenen, R. Kunte, P. Waniczek and P. Jeschke, Measuring Failures and Correction Methods for Pneumatic Multi-Hole Probes; *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-68113 (2012).
- (3) Sitaram, N., Lakshminarayana, B and Ranvindranath, A., Conventional Probes for the Relative Flow Measurement in a Turbomachinery Rotor Passage *Transactions of the ASME*, vol. 103, (1981).
- (4) F. Abe, K. Osakada, M. Shiomi, K. Uematsu and M. Matsumoto, The Manufacturing of Hard Tools From Metallic Powders by Selective Laser Melting, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 111 (2001), pp. 210-213.
- (5) J-P. Kruth, P. Mercelis, J. Van Vaerenbergh, L. Froyen and M. Rombouts, Binding mechanisms in selective laser sintering and selective laser melting; *Rapid Prototyping Journal*, Vol. 11 Issue 1, pp. 26 - 36 (2005).
- (6) Lind, A., Collen, J., Englund, H., Hjorth, C.G. and Zick, D., Hipped PM structural parts for nuclear fusion developments. *Powder Metallurgy*, vol. 39, iss. 4, pp. 248 - 249(1996).
- (7) Robert, D., Developments in the Hipping of Castings, *Metal Asia*. vol. 12 (1998), pp 18 - 28.
- (8) J.G. Dueck, F. Niebling, T. Neeße and A. Otto, Infiltration as post-processing of laser sintered metal parts; *Powder Technology* 145(1), (2004), pp. 62-68.
- (9) Herwart Hönen, Development of a Miniaturized Pneumatic Multi-hole Probe for Turbomachinery Measurements; *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2015*, Tokyo, ISBN978-4-89111-008-6, pp. 1504 - 1511.
- (10) H.I.H. Saravanamuttoo (Editor), *Recommended Practices for Measurement of Gas Path Pressures and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components*; AGARD ADVISORY REPORT No.245, Nov. 1990.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

流れ場のフルボリューム可視化計測

Full-Volume Measurement of Flow Field Using Flow Visualization



西野 耕一*¹ 矢野 大志*¹
NISHINO Koichi YANO Taishi

キーワード：可視化，フルボリューム計測，流れ場，乱流，PIV

Key Words：Flow Visualization, Full-Volume Measurement, Flow Field, Turbulence, PIV

1. 緒言

流体機械に見られる流れは複数の乱流素過程が共存する複雑乱流であり，流れ場の特性を把握することが容易でないことが多い。そのため，流れ場のフルボリュームの特性を効率的に測定したいという長年の要求がある。著者らは，そのような計測技術としてPIV (Particle Image Velocimetry) の開発と実用化を進めており，これまでにステレオPIVと回転同期撮影の組合せ^{(1),(2)}，ステレオPIVと屈折率マッチング技術の組合せ^{(3),(4)}，PIVとトモグラフィー (tomography) の組合せ^{(5),(6)}，3次元PTV (Particle Tracking Velocimetry) を用いた宇宙実験⁷⁾などを報告してきた。

ポンプやガスタービンに代表される回転機械の場合，特定の可視化断面を回転翼と流れ場が時々刻々通過するため，ステレオPIVと回転同期撮影を利用した位相平均結果を3次元的に再構築することによって，平均速度分布や乱れ度分布といった統計的な流れ場の様子をフルボリュームで把握することが可能である。一方，渦度や速度勾配テンソルなどの速度勾配量に基づく流れ場の特性を把握するためには，流れ場全体を一挙にフルボリューム計測できるトモグラフィックPIV^{(8),(9)} (TomoPIV) が効果的である。著者らは，トモグラフィックとステレオPIVを組み合わせることによって，データ解析負荷を大幅に低減させたトモグラフィック・ステレオPIV (TSPIV) を提案している^{(5),(6)}。

本稿では，筆者らが調べてきた攪拌乱流 (作動流体は水) を対象として，ステレオPIVと回転同期撮影を利用したフルボリューム計測ならびにTomoPIVによるフルボリューム計測について紹介する。

2. PIVとフルボリューム計測

2.1 ステレオPIV

乱流中に微小トレーサ粒子を懸濁させ，適切な時間間隔 Δt でダブルパルス照明をシート光として供給して撮影すると，第1時刻と第2時刻の粒子画像が得られる。粒子像の画面上での移動距離 $\Delta \vec{x}$ を画像解析によって計測し，それを流れ場中の物理空間中での移動距離 $\Delta \vec{x}$ に変換する。粒子が乱流に十分に追従し，粒子速度が局所の流体速度に等しいとみなせる条件において，局所流体速度 $\Delta \vec{u}$ が $\Delta \vec{u} = \Delta \vec{x} / \Delta t$ で求められる。

トレーサ粒子として，気流であればオイルミスト (代表粒径 $1 \sim 5 \mu\text{m}$)，液流であればプラスチック樹脂粒子 (代表粒径数 $\mu\text{m} \sim$ 数十 μm) が用いられる。トレーサ粒子の流れ場への追従性はPIVの測定原理に係わる重要事項であり，ハンドブック等^{(10),(11)}にまとめられている。例えば，流線曲率に起因する遠心力がもたらすトレーサ粒子の半径方向速度は次式で与えられる⁽¹⁰⁾。

$$\frac{v_p}{u} = \frac{d^2}{18} \frac{1 - \rho_p / \rho_f}{v_f r} \frac{u}{r} \quad (1)$$

ここで， u は粒子の接線方向速度， d は粒径， ρ_p は粒子の密度， ρ_f は流体の密度， v_f は流体の動粘性係数である。表1に，気流と液流の代表的な条件における v_p/u を示す。気流で $v_p/u = -5.5 \times 10^{-3}$ ，液流で $v_p/u = -1.5 \times 10^{-5}$ であり，影響は小さいことが分かる。

式(1)の d^2 依存性が示す通り，追従性向上には粒径を小さくすることが効果的である。線香などの煙の粒径は0.3

Table 1 Radial velocity of tracer particle induced by the centrifugal force due to streamline curvature

Gaseous flows : $u = 100\text{m/s}$, $r = 50\text{mm}$, olive oil droplet ($d = 1\mu\text{m}$, $\rho_p = 900\text{kg/m}^3$), $\rho_f = 1.2\text{kg/m}^3$, $v_f = 1.5 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ → $v_p/u = -5.5 \times 10^{-3}$
Liquid flows : $u = 20\text{m/s}$, $r = 150\text{mm}$, $d = 10\mu\text{m}$, nylon 12 particle ($\rho_p = 1020\text{kg/m}^3$, $\rho_f = 1000\text{kg/m}^3$), $v_f = 1.0 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ → $v_p/u = -1.5 \times 10^{-5}$

原稿受付 2017年6月12日

*1 横浜国立大学大学院工学研究院
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail: nishino-koichi-fy@ynu.ac.jp

～0.5 μm であり追随性には有利であるが、良好な可視化のために強力なレーザーあるいは高感度なカメラが必要となる。

ステレオPIVは、シート光で照射された2次元断面内の速度3成分を計測する手法である。2台のCCDカメラを用いたステレオ撮影を基本とする。ステレオPIVでは、粒子像の画面座標 (X_p, Y_p) と、その粒子のシート光内の物理座標 (x_p, y_p, z_p) との関係を事前に校正する必要がある。両者は透視投影式で結ばれる（詳細は参考文献^[1]の第7章を参照されたい）。透視投影式に含まれるカメラパラメータを決定するため、基準点を配置したカメラ校正板を流れ場に挿入して撮影する。

2.2 トモグラフィックPIV

トモグラフィは、「断層」意味する古代ギリシャ語のtomosを語源とする撮影技術である。複数方向から撮影された透過画像から物体の内部構造を再構築することを特徴とする。断層撮影技術（computed tomography：CT）として医療分野を中心に広く使われている。この撮影原理を応用して、ボリューム照明されたトレーサ粒子を複数のカメラで多方向から撮影し、トレーサ粒子の空間輝度分布を再構築することに基づく手法がTomoPIVである。図1はTomoPIVにおける撮影状況の一例であり、4台のCCDカメラが攪拌槽内部を同

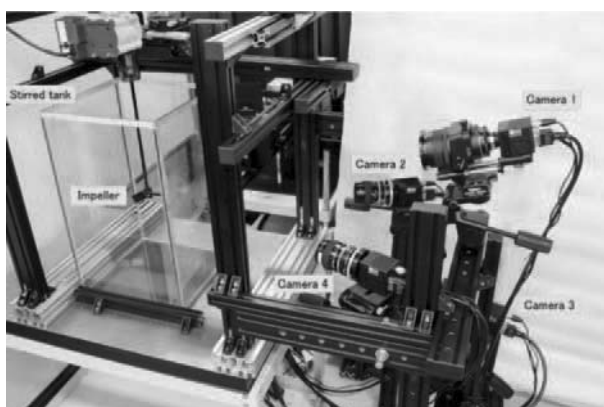


Fig. 1 Camera arrangement for tomographic-stereo PIV (TSPIV) measurement of a stirred tank

時撮影する配置を示している。

TomoPIVは、トレーサ粒子の空間輝度分布を再構築するためのトモグラフィック再構築と再構築結果からトレーサ粒子群の移動を求めるための相関解析とで構成され、空間内の速度3成分が得られることが特徴である。どちらの解析も3次元情報を取り扱うため、必要とする計算時間とメモリ容量が大きくなる。そのため、TomoPIVの開発初期（2006～2007年頃）には、1時刻の速度情報を得るために、トモグラフィック再構築に数時間、3次元相互相関に更に数時間を要していた^[2]。近年では、解析アルゴリズムの改良や並列処理の採用によって計算時間が短縮されている。

TomoPIVの特徴であるトモグラフィック再構築は、撮影された画像上の輝度情報を3次元ボクセル（voxel）空間に配分するものである。図2に、その原理を模式的に示す（カメラ2台を対する模式図）。粒子画像（図中の線分）から伸ばした視線が交差するボクセル（図中の格子）に輝度を配分し、視線が交差したボクセルに大きな重みを付けるアルゴリズムである。図3に示した通り、視線が多数存在する場合（＝粒子像が多数存在する場合）、無関係の視線が交差し、虚偽の粒子像であるghost particleが再構築される。これを抑えるためには、粒子像の数が過度にならぬよう、トレーサ粒子の注入数を最適化する必要がある。

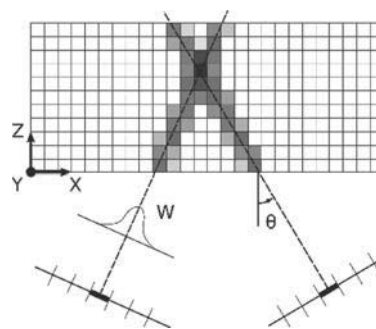


Fig. 2 Principle of tomographic reconstruction

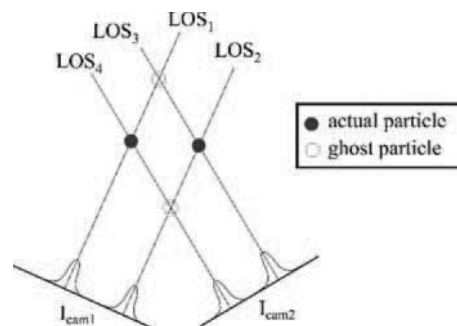


Fig. 3 Ghost particles in tomographic reconstruction

3. 攪拌乱流の計測

ここでは、流れ場のフルボリューム計測の例として、市販の攪拌翼であるHR100（佐竹機械化学工業）を用いた乱流計測^{[1],[6]}を紹介する。

3.1 ステレオPIVと回転同期による計測

攪拌翼の外観を図4に示す。翼外径90mm、軸穴径15mm、翼高さ20mmである。回転軸（直径8mm）にスペーサを介して取り付けられ、回転数は150rpmである。攪拌槽の概略を図5に示す。攪拌槽は透明アクリル製で、内径300mm、円筒部深さ400mm、球面状の槽底部と4枚のじゃま板（高さ30mm）を有する。円筒壁面での光の屈折の影響を抑えるため、攪拌槽全体が水を満たしたガラス製直方体容器に設置されている。水温は約17℃であり、翼先端速度と翼外径に基づくレイノルズ数は $Re=59,400$ である。トレーサ粒子は直径8～10 μm のナイロン12球形粒子（密度1,020 kg/m^3 ）である。

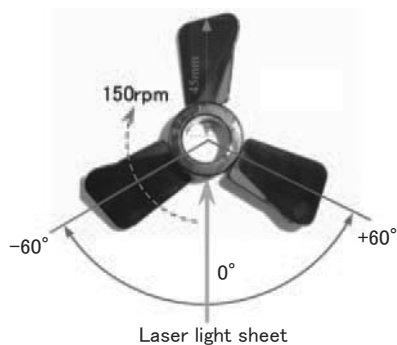


Fig. 4 Axial-type pitched three-blade impeller

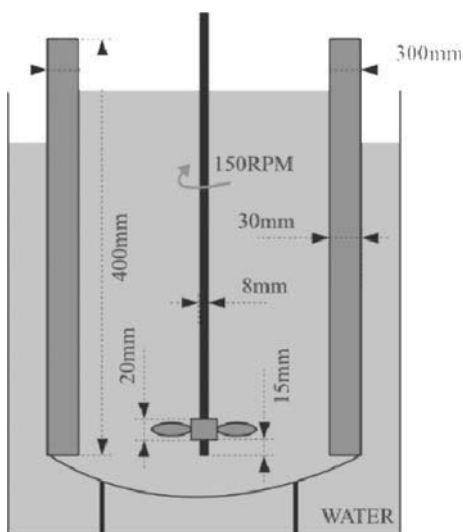


Fig. 5 Stirred tank equipped with the impeller

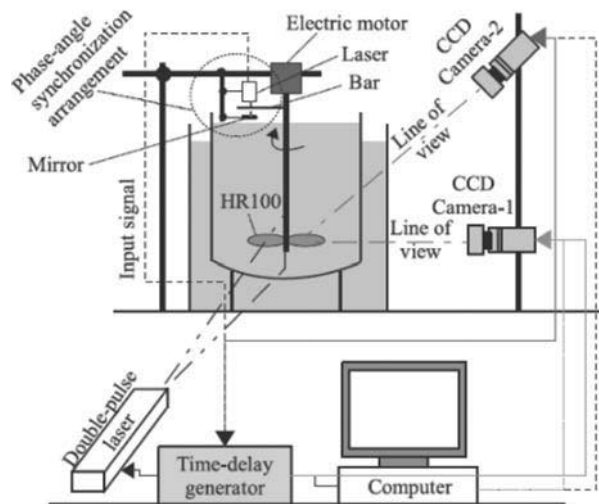


Fig. 6 Setup for stereoPIV measurement

全ての結果が良好に一致することを確認した。

図7に撮影断面角度-30度, 0度, +30度における平均速度ベクトルと乱流エネルギー (以下, TKE) の分布を示す (攪拌軸から伸びるグレーで示した領域は翼によって視野が遮られた領域であり, そこでは結果が得られていない)。翼に近い領域では, 流れは旋回しながら下降する。下降した流れは攪拌槽底部に達し, 側壁に向かって広がり, 側壁に沿って上昇する回帰流となる。TKEを見ると, 角度0度の断面では翼先端近くにTKEの高い円形の領域が存在し, その直下にもやや弱いTKEの局所ピークが見られる。図8に模式的に示したように, このようなTKEの局所ピークは, 翼先端で形成さ

図6に, ステレオPIV計測のセットアップを示す。2台のCCDカメラ (1600×1200画素) を攪拌槽正面 (カメラ1) と攪拌槽斜め上方 (カメラ2) に設置した。照明はNd:YAGダブルパルスレーザー (出力30mJ/pulse) で行い, 回転軸に平行なシート光 (厚さ約2mm) を発生させた。攪拌翼の回転で発生する旋回流れはシート光に直交する方向となる。回転同期撮影を行うため, レーザピックアップを攪拌モータの近くに設置した。150rpm = 2.5rpsなので, 毎秒2.5回の同期撮影となる。遅延時間を変えることによって攪拌翼の回転角度10度毎の撮影を行い, 翼間120度を12断面でカバーした。角度毎の位相平均 (平均速度分布および乱流統計量分布) を求め, それを再配置することによって, 翼間流れ場のフルボリューム特性を得た。図4には撮影断面の角度の定義を示してある。翼間の中央が回転角0度であり, -60度から+60度が測定範囲である。

各角度において1,400ペアの粒子画像を撮影した。同数の瞬時速度ベクトル分布をPIV解析で得たのち, 乱流統計量 (2次モーメントまで) を算出した。PIV解析における検査窓サイズは30×30画素で, 物理長では1.5mm×1.5mmである。ステレオPIVの計測結果の妥当性を確認するため, 標準PIV計測と拡大PIV計測を別途行い,

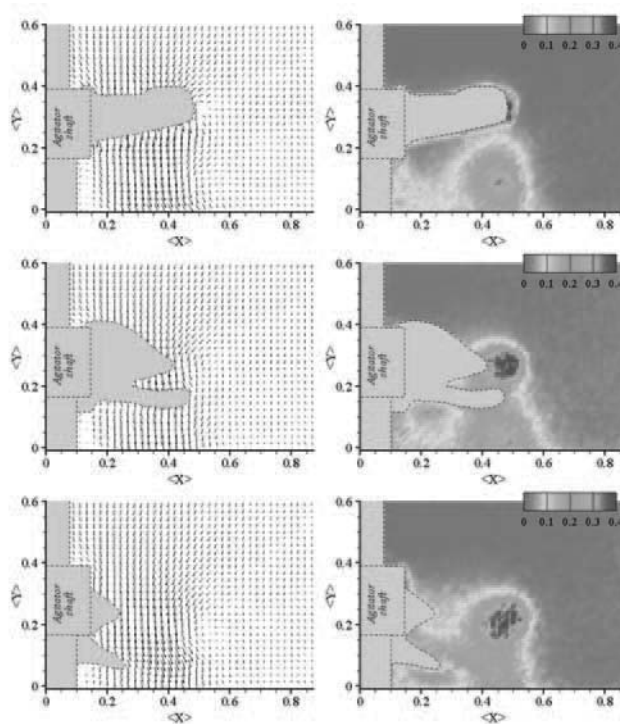


Fig. 7 Mean velocity vector maps and turbulent kinetic energy distributions at -30deg (upper), 0deg (middle) and +30deg (lower)

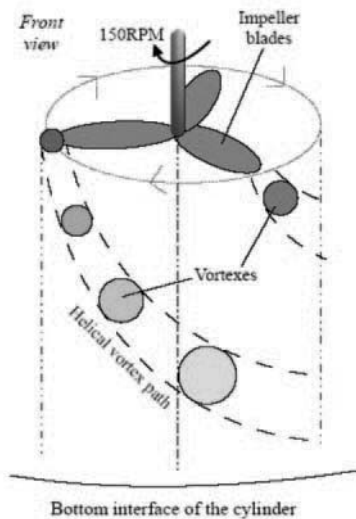


Fig. 8 Spiral structures associated with trailing vortices identified by the local peak of turbulent kinetic energy

れる翼端渦に伴って生じ、平均速度場（下降流＋旋回流）乗ってらせん構造を描くことが示されている（従って、攪拌槽内に3本存在する）。

このような回転同期撮影を利用したステレオPIV計測によって、平均速度3成分の分布と乱流統計量（2次モーメントまで）が測定され、乱流混合に重要な役割を果たすとされる翼端渦とTKEなどに関する情報が得られる。

3.2 トモグラフィックPIVによる全场計測

図9にTomoPIVシステムの構成を示す。4台のCCDカメラ（1600×1200画素）を攪拌槽の正面に「十字型」に設置した（図1参照）。30mJ/pulseのNd:YAGダブルパルスレーザーを照明源とし、直径2.5mmのレーザビームを厚さ7mmの平行ボリューム光へと拡大して、流れ場に照射した。攪拌翼は前述した通りであるが、円筒型の攪拌槽は使わず、直方体のガラス水槽を使用した。これは、円筒容器における像歪みの影響を避けるためである。

前述と同様の回転同期撮影を行った。但し、TomoPIVでは1回の撮影で厚さ7mmの体積の測定が行われるた

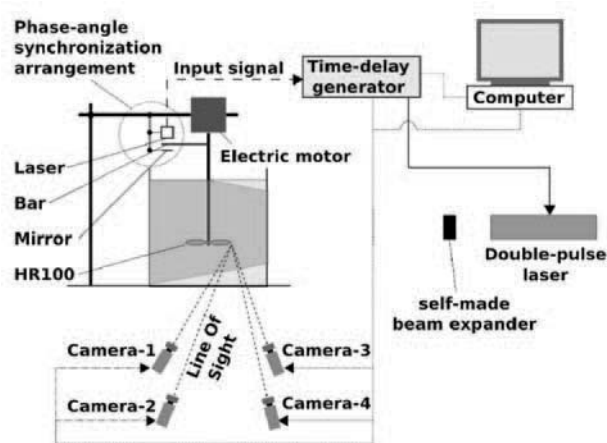


Fig. 9 Setup for tomographic-stereo PIV measurement

め、翼間120度を30度毎の4つの領域に分け、それぞれ9,000ペアの粒子画像を撮影した。得られた粒子画像の一例を図10に示す。このような粒子画像から、 $1600 \times 1200 \times 144$ voxelsの体積内の粒子輝度分布をMARTアルゴリズムを用いて再構築した。ここで、voxelは0.042mmを一辺とする立方体である。図10の白枠内の粒子画像を再構築した結果を図11に示す。再構築には精度の高いカメラ校正が必要となる。ここでは、4台のCCDカメラについてカメラ校正の残差を0.49pixel以下に抑えた。再構築は、GPUを用いた自作の並列解析コードを用いて行い、瞬時の粒子輝度分布の再構築に要する時間は約18分であった。

再構築された粒子輝度分布に対して三次元相互相関演算を実施し、速度3成分の3次元分布を得た。相互相関を計算する検査体積は $48 \times 48 \times 48$ voxelであり、約 $2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ の領域に対応する。得られた9,000の瞬時速度ベクトル分布から平均速度分布および乱流統計量を算出した。トモグラフィックPIVは膨大な解析時間を要することが欠点であったが、近年はその改善が進められており、著者らが提案しているTSPIVでは、例えば $1400 \times 1400 \times 200$ voxelについて、三次元再構築が11秒、速度計算が11秒、合計して22秒で解析可能であることが示されている⁽⁵⁾。

TomoPIVを用いた計測は、3次元空間内の格子点上

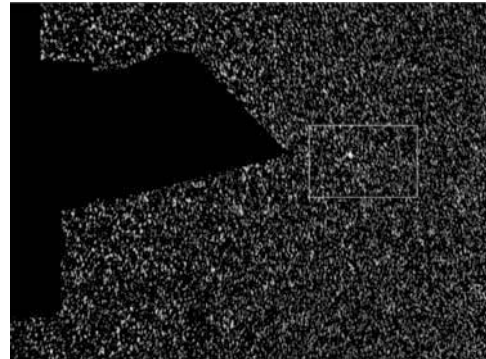


Fig. 10 Particle image obtained in TSPIV measurement

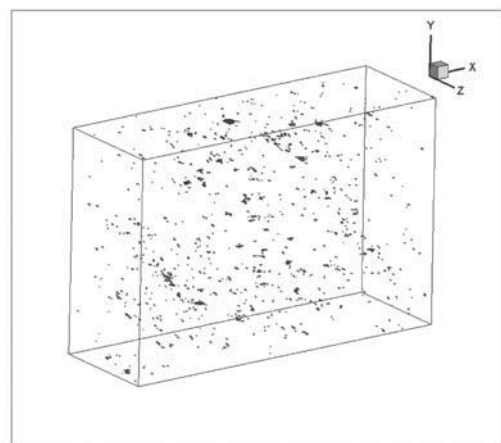


Fig. 11 Reconstructed particle distribution

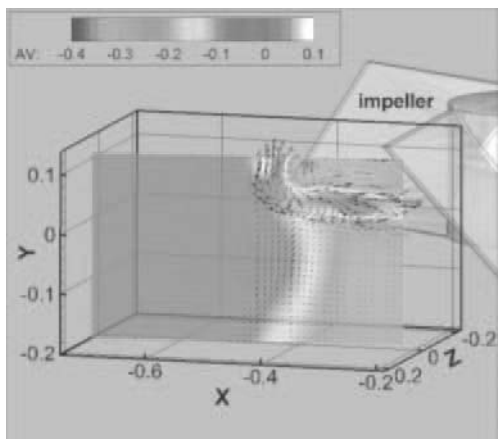


Fig. 12 Vorticity vector map and axial mean velocity contour at 40deg

での速度3成分が得られるため、空間勾配量の評価が容易である。そのことを利用すると、例えば渦度3成分の評価が可能となる。図12は、断面角度40度における渦度ベクトルを軸方向平均速度のカラーコンターの上に描いた結果である⁶⁾。翼下端付近の低速領域 (low velocity region) が翼中心に向かって細く伸び、その上側と下側には互いに逆向きの2本の渦管が存在することが分かる。この結果は、翼下端で生じたはく離渦とそれによる誘起渦の間に低速領域が存在しているものと解釈される。

3次元速度分布 (平均速度分布) から渦構造を客観的かつ妥当に抽出するため、Enhanced Swirling Strength Criterion (ESSC) を用いた解析を行った。この方法は、速度勾配テンソルの複素固有値から渦構造を定義するもので、乱流中における渦構造の検出に効果的であることが示されている¹³⁾。図14 (上) は、検出された渦構造を、その強度に応じて輝度付けした結果である。翼の背面には高い強度を有する渦構造1 (ESSCV1) と、翼の下端にはスケールの大きな渦構造2 (ESSCV2) が存在する。より詳細な解析によって、前者は翼上端 (= 前縁) のはく離で生じた渦シートが翼背面を移動しながら周方向に

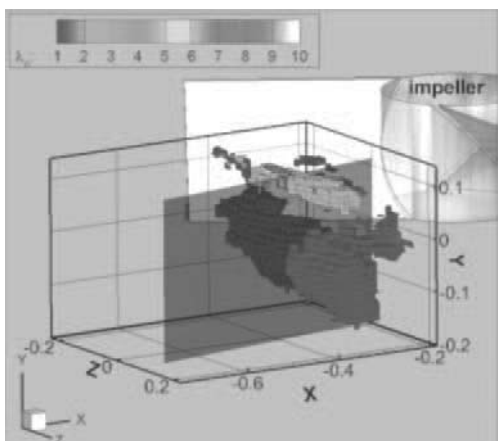


Fig. 13 Vortical structures detected by Enhanced Swirling Strength Criterion proposed by Chakraborty et al.¹³⁾

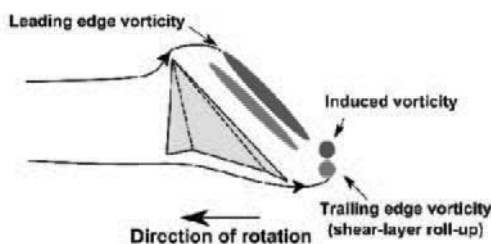
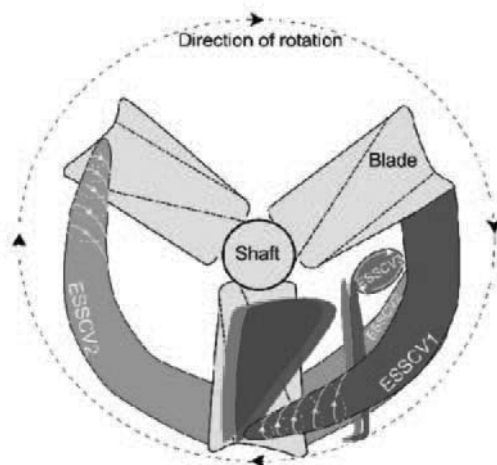


Fig. 14 3-D relationship between vortical structures and vorticities behind the impeller

転向したもので、翼端渦の起源と判断される。一方、後者は、先行する翼から生じた翼端渦が、着目している翼下端をかすめたものと判断される。そのような渦度構造と渦構造の関係を模式的に示したものが図14 (下) である。ESSCで検出された渦構造と、翼端で生じる渦度シートおよび渦管との空間的關係を示している。

4. まとめ

複雑乱流場の一つである攪拌乱流のフルボリューム計測として、翼回転に同期したステレオPIV計測と、4台のCCDカメラを用いるトモグラフィックPIV計測の事例を紹介した。前者は、シート光で照射された断面の速度3成分を計測するもので、撮影の遅延時間を変化させることによって、翼に対する撮影断面の相対的角度を変化させたフルボリューム計測を行った。一方、後者は、厚さ7mmのボリューム照明された3次元領域を計測するもので、速度3成分に加えて、速度勾配テンソルの全成分が計測できることから、渦度ベクトルや速度勾配テンソルに基づく渦構造の検出を行った。このようなトモグラフィックPIVは、高速度カメラと高繰り返しダブルパルスレーザを用いたダイナミックPIV装置と組み合わせることによって、3次元領域の速度3成分を高い時間分解能で計測することが可能となることが期待されている。

謝辞

本稿で紹介した攪拌乱流の測定結果の取得と整理は、Chandra SHEKHAR博士ならびに高橋壱尚氏によってなされたものであることを記し、両氏に謝意を表す。

参考文献

- (1) Shekhar, C., Nishino, K., Yamane, Y. and Huang, J., Stereo-PIV Measurement of Turbulence Characteristics in a Flow Mixer, *Journal of Visualization*, Vol. 15, No. 4 (2012), pp. 293-308.
- (2) 沢田龍作, 小池竜治, 西野耕一, モータリングエンジン筒内気流のサイクル間変動に関する研究, *自動車技術会論文集*, Vol. 47, No. 3 (2016), pp. 711-716.
- (3) Nishino, K. and Choi, J.W., Index-Matching Technique for Effective Liquid Flow Diagnostics for Internal Combustion Engine, SAE International, 2007-32-0092 (2007).
- (4) 西野耕一, 複雑乱流の全場計測 - 乱流モデル計測との比較に向けて -, 化学工学会編: 最近の化学工学57「粒子・流体解析, 数値シミュレーションの展望と実践事例」, 化学工業社 (2007), pp. 24-36.
- (5) Matsunaga, T. and Nishino, K., Proposal of Tomographic Stereo Particle Image Velocimetry, Proc. 16th Int. Symp. on Flow Visualization, Okinawa, Japan, June 24-28 (2014).
- (6) Takahashi, K., Shekhar, C., Matsunaga, T. and Nishino, K., Investigation of Rotation-Speed Dependence of Flow Properties by Tomographic PIV Measurement in a Stirred Mixer, Proc. 11th Int. Symp. on Particle Image Velocimetry (PIV15), Santa Barbara, California, USA, September 14-16 (2015).
- (7) Yano, T., Nishino, K., Kawamura, H., Ueno, I., Matsumoto, S., Ohnishi, M. and Sakurai, M., 3-D PTV Measurement of Marangoni Convection in Liquid Bridge in Space Experiment, *Experiments in Fluids*, Vol. 53, Issue 1 (2012), pp. 9-20.
- (8) Elsinga, G. E., Scarano, F., Wieneke, B. and van Oudheusden, B. W., Tomographic Particle Image Velocimetry, *Experiments in Fluids*, Vol. 41 (2006), pp. 933-947.
- (9) Scarano, F., Tomographic PIV: Principles and Practice, *Measurement Science and Technology*, Vol. 24 (2013), 012001 (p. 28).
- (10) 流れの可視化学会編, 新版流れの可視化ハンドブック, (1986), 朝倉書店.
- (11) 可視化情報学会編, PIVハンドブック, (2002), 森北出版.
- (12) Atkinson, C. and Soria, J., An Efficient Simultaneous Reconstruction Technique for Tomographic Particle Image Velocimetry, *Experiments in Fluids*, Vol. 47 (2009), pp. 553-568.
- (13) Chakraborty P., Balachandar S. and Adrian R. J., On the Relationships between Local Vortex Identification Schemes, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 535 (2005), pp. 189-214.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

Experimental Measurements of Turbomachinery Rotordynamics, Component Performance, and Dynamic Control at ROMAC – A Review

Brian Weaver^{*1}, Tomohiko Tsukuda^{*2}, Syed Ali Asad Rizvi^{*1},
Benstone Schwartz^{*1}, Bradley Nichols^{*1}, David Griffin^{*3},
Michael Branagan^{*1}, Roger Fittro^{*1}, Zongli Lin^{*1}, Houston Wood^{*1}

Key words : Rotordynamics, Fluid Film Bearings, Magnetic Bearings, Seals, Controls

1. Introduction

Rotordynamics play a critical role in the reliable operation of high-speed turbomachinery. Modern trends in the field of rotating machinery all point to the same common goal: users want to be able to do more with their machines. This results in a push for a wide range of design modifications and improvements including longer shafts to accommodate more fluid stages, higher rotating speeds, higher fluid pressures, and larger rotors for increased capacity. This evolution in machine design poses a number of challenges from a rotordynamics standpoint including more flexible rotors, larger bearing loads, and higher levels of destabilizing forces which can lead to the ultimate failure of the machine (1).

Understanding the rotordynamic performance of a machine is essential to its final design and smooth operation. Keeping overall vibration levels low and the stability of vibrational modes that can be excited high ensures a reliable design, however this performance is affected by nearly every major component in the machine. Impeller blades and fluid seals produce destabilizing cross-coupled stiffness forces which reduce the stability of the machine while fluid film bearings and magnetic bearings provide damping to the system and control the machine vibration, hence the ability to predict the performance of these components is also critical to ensuring a proper design. However, much uncertainty still exists in the accurate prediction of the forces generated by these components (2). Therefore, experimental test rigs used to validate theoretical and computational predictive models are extremely important to eliminating the remaining sources of uncertainty in this field as these limit how far boundaries can be pushed in new machine designs.

The Rotating Machinery and Controls Laboratory (ROMAC) is an industrial consortium at the University of Virginia with over 35 members from industry and academics who guide and support the research performed by faculty, research staff, students, and visiting scholars. As a laboratory with over 40 years of experience, ROMAC specializes in theoretical and experimental research in the areas of turbomachinery rotordynamics, structural dynamics, magnetic bearings, the application of automatic controls to the dynamics of rotating machinery, fluid film bearings, seals, internal incompressible flows, and the coupling of internal flows to machinery dynamics. The two primary results of this research are 1) software with embedded computational models of system-level and component-level performance, and 2) experimental results produced by test rigs that are used to validate these models, study various topics related to turbomachinery design and performance, and develop and validate various methods of dynamic control.

The following review provides an overview of the experimental test program at ROMAC. This includes a number of test rigs currently in use for studying rotordynamics, fluid film bearings, magnetic bearings, seals, and controls, as well as two test rigs in development for studying important cutting edge topics in fluid film bearing dynamic performance and damage. An overview of the design and capabilities of each test rig will be provided and related areas of theoretical and developmental research supported by the test rigs will also be discussed.

2. Operational Test Rigs

2.1 Stability Test Rig

The ROMAC stability test rig was originally designed to measure rotor stability of an industrial-like machine under various operating conditions. The test rig, as depicted in Figure 1, consists of a 1.55 m long flexible rotor with a 90 mm mid-span diameter and is capable of supercritical operation up to 12,000 rpm. Three mid-span disks with a 152 mm outer diameter provide lumped mass and inertia effects

原稿受付 2017年4月21日

- * 1 University of Virginia, 121 Engineer's Way, Charlottesville, VA USA 22904
- * 2 Toshiba Corporation, Visiting Scholar at ROMAC, University of Virginia, 2-4, Suehiro-cho, Tsurumi-ku, Yokohama 230-0045, JAPAN
- * 3 Pioneer Motor Bearing Company, 129 Battleground Road, King's Mountain, NC USA 28086

similar to those produced by the blades of a compressor or turbine stage. The test rig contains three magnetic actuators. Two of the actuators, labeled AMB 1 and AMB 2, are located between the supporting tilting-pad bearings and are used to impart either static or dynamic loads on the rotor. The third actuator, labeled Shaker, is used to perturb the shaft for system characteristic identification purposes. A 7.5 kW, three-phase induction motor drives the shaft and is controlled through a variable frequency drive (VFD).

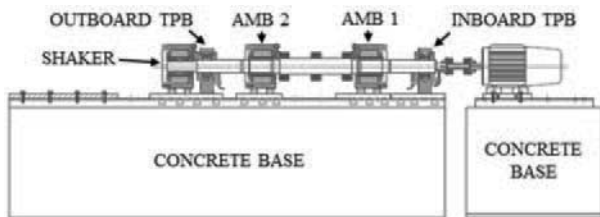


Fig. 1 Stability test rig layout (4)

The rotor is supported by two tilting-pad bearings, illustrated schematically in Figure 2, with an axial length of 52 mm, a nominal diameter of 70 mm, and a between-bearing span of 1.22 m. Each bearing consists of five pads positioned on ball-in-socket pivots within a vintage flooded, pressurized housing with oil inlet nozzles - the operating principles of which are described in detail by Nicholas (3). Two sets of pads with preloads 0.1 and 0.3 are available for the bearings and can be positioned either in a load-between-pad or load-on-pad configuration. Bearing pad Babbitt temperatures are measured using T-type thermocouples at various circumferential locations. Shaft vibrations near the bearings are measured in two orthogonal directions by Bently Nevada 7200 series proximity sensors mounted on the bearing housings.

The stability test rig was initially used to measure damped natural frequencies and damping ratios of the system as a function of applied, destabilizing cross-coupled forces. The main objectives of the study were to evaluate techniques for accurately measuring a rotor system's damped eigenvalues and to provide data for comparison with stability predictions from available analytical models. During these tests, the two mid-span actuators were used to provide varying levels of dynamic cross-coupled force. Steady-state bearing performance indicators such as pad temperatures and shaft centerline position were also measured. A time-domain, multiple output, backward autoregression technique was found to most accurately identify the modal parameters of interest. After comparison with analytical stability models, it was concluded that full bearing coefficients produce more accurate results than synchronously reduced coefficients in rotor systems supported by tilting-pad bearings. More details on the experimental methods and results of this study, as well

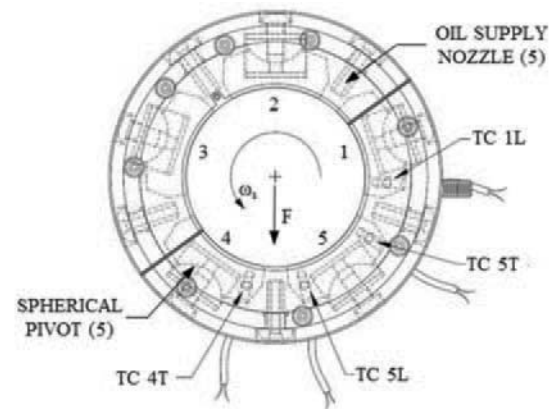


Fig. 2 Stability test rig test bearing

as the test rig, can be found in Cloud (4).

Subsequent studies performed on the stability test rig looked at the effects of reduced oil supply flow rate on both steady-state bearing performance and system stability. Damped natural frequencies and damping ratios were measured under various speed and bearing specific load conditions while systematically reducing the oil supply flow rate to the supporting bearings. During these tests, the Shaker was used to perform planar sine-sweep excitations of the rotor and a single-input, multiple-output (SIMO) frequency domain technique was used to identify the modal parameters. As in the previous study, steady-state bearing performance indicators were also measured. Experimental results were compared to analytical models containing starved flow bearing models. It was concluded that under the conditions tested, one or more of the bearing pads experienced starvation that was accurately captured by the starved bearing models. Results of these studies as they pertain to an observed, severe subsynchronous vibration peak, as shown by the waterfall plot in Figure 3, can be found in Nichols (5).

2.2 Flexible Rotor AMB Test Rig

With an ever increasing demand for higher operating speeds of rotating machinery under extreme operating conditions, active magnetic bearings (AMBs) have paved their way for advancing from laboratory research to a wide horizon of rotating machinery applications owing to their contactless operation and very low maintenance costs. Applications such as compressors, machine tool spindles, artificial heart pumps, and energy storage flywheels have successfully utilized AMBs to meet the challenges associated with conventional bearings. Their ability to actively exert forces on the rotor enables AMBs to directly control the rotordynamics and to counteract the destabilizing forces acting on the rotor. Aerodynamic cross-coupling forces are one of the most notable destabilizing forces in compressors, which arise near the locations of impellers and liquid or gas seals and are caused by the fluid-structure interaction occurring in

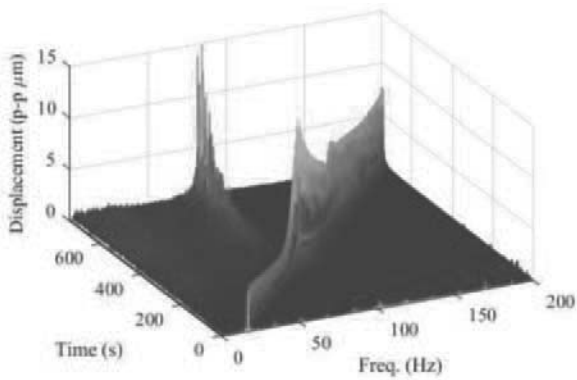


Fig. 3 Waterfall plot with subsynchronous vibration (5)

small rotor-stator clearances. Furthermore, typical industrial centrifugal compressors operate at speeds above their first bending mode, which entails to model the rotor as a flexible structure and makes the rotor AMB control design even more challenging. Additional complexity arises from the speed dependent gyroscopic phenomenon inherent in these applications, which contributes further to the uncertainties. To meet these challenges, a flexible rotor AMB test rig (Fig. 4) has been developed in ROMAC that emulates a small industrial centrifugal compressor in the presence of destabilizing forces and parametric uncertainties in order to design and test robust control schemes that improve the performance of AMB systems it emulates.

The ROMAC flexible rotor AMB test rig is an AMB supported system designed for a maximum operating speed of 15,000 rpm with a static load capacity of 2,900 N. It consists of a flexible rotor with a length of 1.23 m and a mass of 44.9 kg. The first bending mode of this rotor occurs at approximately 13,440 rpm (224 Hz), which lies within the operating range of this test rig. The rotor is levitated by two radial support AMBs located at the driven end and the non-driven end. Two exciter AMBs are placed at the mid-span and quarter-span locations and are used to excite the destabilizing aerodynamic cross-coupled forces typical of impellers and seals at these locations. Four laminated journals are mounted on the support and exciter AMBs. Two discs are also located on the rotor that impart gyroscopic characteristics to the rotor by mimicking the inertia of an impeller arrangement. Auxiliary bearings are mounted along with the support AMBs, which provide backup support to the rotor in case of failure of the support magnetic bearings. Four power amplifiers are installed, each for an AMB. The drive system consists of a 3.7 kW variable frequency drive capable of operating up to a maximum speed of 18,000 RPM. For control and instrumentation, the test rig is equipped with a high performance TI C6713B DSP capable of executing advanced control algorithms at rates up to 12 kHz. Eddy current sensors are mounted along each AMB to measure the rotor radial



Fig. 4 A photograph of the flexible rotor AMB test rig: (A) Flexible rotor, (B1 and B2) Gyroscopic discs, (C1) Radial support AMB at the non-driven end, (C2) Radial support AMB at the driven end, (D1) Exciter AMB at mid-span location, (D2) Exciter AMB at quarter-span location, (E) VFD motor drive, (F) Signal conditioning and amplifiers rack, and (G) DSP and Control PC

displacements. Sixteen channel 16-bit resolution ADCs and DACs are interfaced with the DSP for data acquisition from the sensors and for generating control signals for the AMBs.

The rotor is modeled by using the finite element modeling technique and model validation has been performed experimentally as shown in Figure 5. Modern control techniques such as μ -synthesis (6) and adaptive control (7) have been successfully implemented on this rig, which are able to meet the industry performance specifications. It has also been used to emulate the operation of an energy storage flywheel system (8). The flexible rotor AMB test rig serves as an excellent platform for more advance control research directed towards improving the performance of rotor AMB systems.

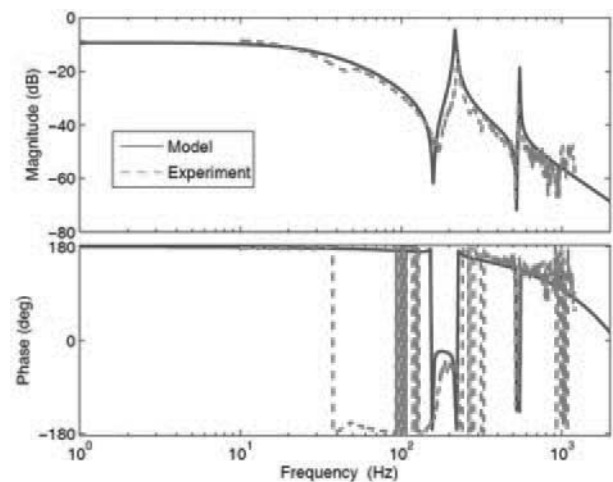


Fig. 5 Bode plot of one of the control DOFs of the flexible rotor AMB test rig: FEM model versus experimental data

2.3 Compressor Surge Control Test Rig

Compressor surge is an undesirable phenomenon inherent in centrifugal compressors which is caused by the flow instabilities occurring at low flow rates. This deleterious effect has the potential to destabilize the compression system and cause permanent damage to the system. Conventional methods, such as flow recycling, prevent this phenomenon from occurring by shifting the operating point of the compression system away from the surge region. These preventive methods, although effective, are not very efficient as they limit the operating range of the compressor. An interesting application of AMBs in compressors, besides controlling the rotordynamics, is to actively control the surge phenomenon. The idea behind AMB-based surge control is to use the thrust active magnetic bearing to control the flow instabilities by modulating the impeller tip clearance in the centrifugal compressor. This technique enables one to reliably and efficiently operate the compressor in a wider operating range as compared to existing surge control methods. In order to realize these ideas, an industrial size compressor surge control test rig has been developed in ROMAC with the support of ROMAC industrial partners.

The compressor surge control test rig is equipped with a single-stage, unshrouded centrifugal compressor rated at 55 kW power with a maximum operating speed of 23,000 rpm, designed for an inlet flowrate of 41,060 L/min and a pressure ratio of 1.7. The rotor of this system is designed as a rigid body with a length of 0.517 m and a mass of 27 kg. Two radial support AMBs, installed at the motor end and the compressor end, levitate the rotor. An essential part of this test rig is the thrust or axial AMB that serves as an actuator for controlling the impeller tip clearance. The resulting control system is a 5-DOF system with two control axes for each radial AMB and one control axis for the thrust AMB. Auxiliary AMBs are also installed to provide backup support in case of failure of these AMBs. The compressor is driven by a 125 kW induction motor drive with a rated maximum speed of 30,000 rpm. The instrumentation part of this test rig is comparable to that found in a typical industrial compressor setup with a variety of sensors that are installed to measure pressure, mass flow rate, and temperature of the gas flow throughout the compression system. Two pairs of differential variable reluctance displacement sensors are installed along each radial AMB to measure the radial displacement, while two Eddy current-type displacement sensors are mounted with the thrust AMB to measure the axial displacement. Ten power amplifiers are used that provide sufficient currents to drive the radial and thrust AMBs. A network of modular ducting system with inlet and exhaust piping is installed along with throttle valves to control the flow rate throughout the

compression system. The control algorithm is implemented on a real-time RT Linux based PC with an execution rate of 5 kHz. The real-time measurements of the rotor displacement and plenum pressure rise are acquired using an eight channel 16-bit ADC board installed in the control PC. A sixteen channel 12-bit DAC board is used to generate control signals for AMBs driven by the power amplifiers. An additional LabVIEW monitoring PC is installed that provides sensor measurements at different locations of the piping system.

The assembly of the test rig is shown in Figure 6. Finite element modeling techniques were employed to model the rotor and experimental validation was performed. An H-infinity control algorithm (9) has been successfully implemented on this test rig for the control of surge, and very good results have been obtained as shown in Figure 7. Upgrades to the control and data acquisition hardware of this test rig are currently being considered to investigate more advanced control techniques for improving the performance of AMB-based compressor systems.

2.4 Seal Test Rig

Understanding the performance of fluid seals in turbomachinery is critical to the design of these machines as seals are a significant source of destabilizing forces in the system. The seal test rig (Fig. 8) was designed to perform experimental measurements of annular fluid seal performance for a wide range of seal designs, fluid pressures, rotating speeds, and fluid environments including gases, liquids, and multi-phase mixtures. A ball bearing-supported rotor of 50.8 cm in length and 5.08 cm in diameter is driven by a 13.4 kW spindle motor with rotating speeds up to 15,000 rpm controlled by a variable frequency drive. Two annular seals of various design (ex. straight seals, hole pattern seals, labyrinth seals, etc.) are bolted axially onto a central housing which serves as the fluid inlet to the two seals. After the leaking fluid passes through the low-clearance seals it is then collected in large-clearance expansion chambers and routed through outlet tubing back to the fluid supply system, or out to the atmosphere in the case of gas seal experiments. Gas seal leakage rates are measured with an Omega Engineering mass flow meter. System power loss is measured with an Interface rotary torque transducer. Pressures and temperatures are measured at the seal inlets, outlets, and at multiple points across the seal faces using Omega Engineering PX309 pressure transducers and K-type thermocouples. Supply gas for gas seal experiments will be supplied from air dewars from Praxair with inlet pressures controlled by a McMaster-Carr high pressure regulator.

The single- and multi-phase fluid supply system from American Design & Manufacturing shown in Figure 9 will also be employed for liquid and multi-phase seal experiments.

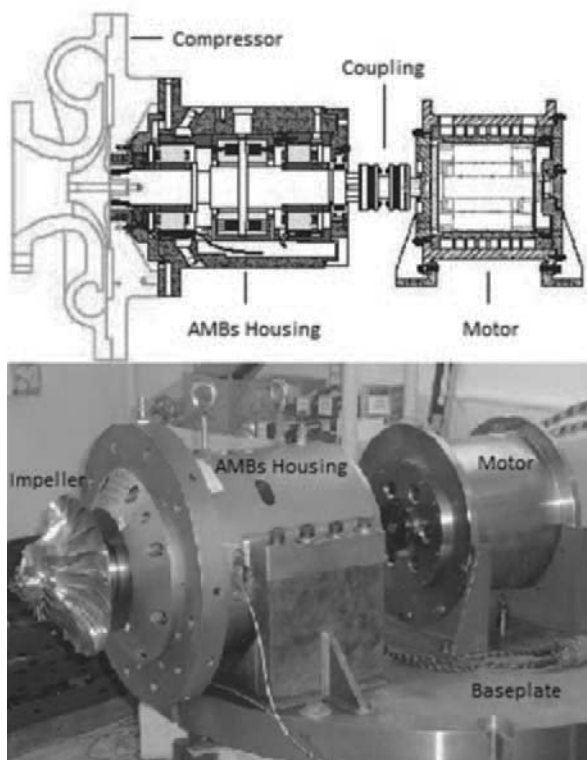


Fig. 6 Assembly of the compressor surge control test rig

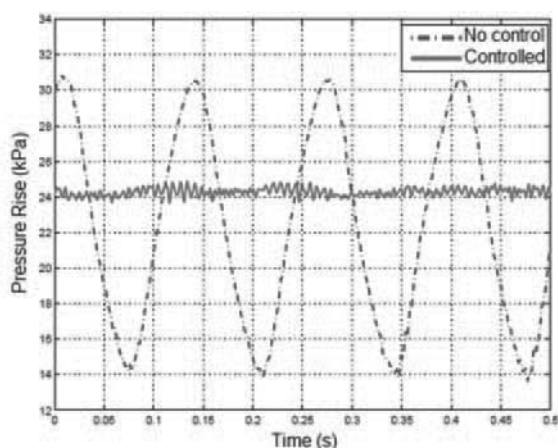


Fig. 7 Experimental data of plenum pressure rise under surge at 13,950 rpm with and without AMB surge control

This system consists of a two-stage gear pump design (Sauer aluminum gear pumps), allowing for both single and multi-phase lubricants to be delivered to the test section at pressures up to 10.3 MPa and flow rates of 7.6 L/min. The first stage pump flow and pressure are controlled by a variable frequency drive and an adjustable relief valve providing return flow to the lubricant reservoir. The reservoir holds 75.7 Liters of polyol ester lubricant with an initial viscosity of 53 mPa·s at 40°C. A separate gas phase is fed into the lubricant flow between the two gear pumps after passing through a pressure regulator and a mass flow controller (Brooks SLA Series). The second stage gear pump then provides pumping and mixing of the mixture as it is delivered to the test section.

Fluid system pressures and temperatures are measured along with total and seal leakage flow rates using PX309 pressure transducers (Omega Engineering), thermocouples (TTEC 8006 Series RTD), pressure and temperature gauges, and flow meters (Hedland H600 Series). Seal inlet pressures are controlled using a series of adjustable cartridge relief valves (Sun Hydraulics). These will allow for inlet pressures ranging from 0.3 MPa to the test section design pressure of 10.3 MPa. Circulating flow also passes through a 7,565 kcal brazed plate heat exchanger (ITT) for temperature control, a custom degasser for removing gases from the fluid following depressurization, and a 10 micron oil filter (Schroeder). All data acquisition and control of the test rig is performed with a National Instruments cDAQ system and a computer equipped with LabView.

This test rig serves as a unique tool for studying complex fluid environments such as gas-expanded lubricants (10) as well as a validation tool for ROMAC's extensive seal modeling capabilities including codes for labyrinth seals, straight seals, honeycomb seals, hole pattern seals, brush seals, and helical seals (11-16). Data from this test rig can also be used to validate more complex computational fluid dynamics models developed for studying various types of seals and unique seal modifications such as the inclusion of

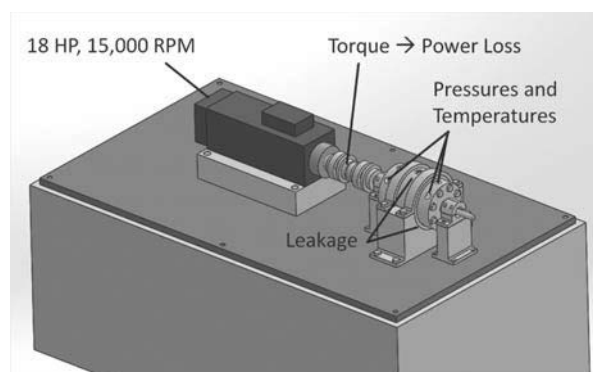


Fig. 8 Seal test rig layout and measurements



Fig. 9 Oil-gas mixture supply system for the seal test rig

swirl brakes (17-20). This validation provides confidence for industrial users of these models in performing their own research and development activities.

3. Test Rigs in Development

3.1 Advanced Fluid Film Bearing Test Rig

Fluid-film bearings such as tilting-pad journal bearings are utilized in increasingly demanding applications. Systems undergoing high-frequency excitation due to higher rotating speeds and increased loading rely on the dynamic properties of bearings to ensure stable rotordynamic operation. Recent analysis suggests that existing test rigs for fluid-film bearings can result in high uncertainties in estimated bearing dynamic properties due to measurement errors, especially at higher frequencies (>200 Hz) (21). The analysis indicates that typically accepted assumptions - such as a short, relatively large-diameter shaft being approximated as rigid - can further increase uncertainty. Uncertainty in estimated bearing dynamic properties from test rigs reduces the ability to predict the overall dynamic performance of high-speed rotor-bearing systems. This high level of uncertainty can in turn lead to overly conservative designs, systems that fail to meet their performance specifications, or in the worst case, system field issues and failures.

A next-generation fluid film bearing test rig is under development, the design of which is being driven by a comprehensive uncertainty analysis. This analysis aims to fully characterize the system's uncertainty in estimated fluid film bearing dynamic coefficients. The test rig design consists of a motor-driven rotor suspended on a set of radial active magnetic bearings (AMBs). At the center of the test section rotor, a fluid film test bearing (FFB) will be installed. The radial AMBs apply a static force representing the nominal load applied to the fluid film bearing. An additional pair of electromagnetic actuators apply a dynamic excitation at defined test frequencies. Capacitive displacement sensors will measure the relative displacement between the rotor and fluid film bearing housing.

Based on the detailed uncertainty analysis, the type of force measurement and associated errors in the measurement were determined to be a dominant source of uncertainty in bearing property estimation. Therefore, a novel active load cell force

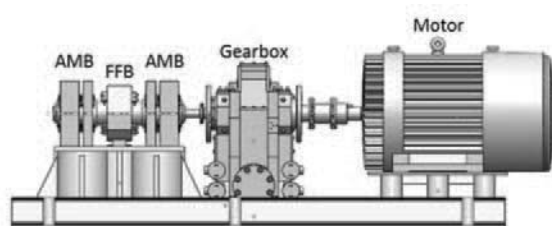


Fig. 10 Preliminary concept of the advanced fluid film bearing test rig.

measurement system has been conceived and is presently undergoing system development and validation. The resulting precision force measurements will be used in conjunction with the measurement of displacement to compute the dynamic coefficients of the test bearing. The final result is a test rig design that minimizes uncertainty over the frequency range of interest (up to 600 Hz). When fully completed, the test rig will be able to provide very accurate fluid film bearing dynamic coefficients; in addition, maximum estimated uncertainty levels will be defined over the full range of frequencies.

3.2 Bearing Surface Geometry Test Rig

In operation, fluid film bearings inevitably develop damage over time. Foreign particles in the oil supply can cause scratches in the surface of the bearing (22). Depending on the severity of the damage, the load capacity of the bearing can be significantly reduced. Theoretical approaches have estimated the effect of complete circumferential scratches on load capacity but there is little empirical data for validation (23-26). By developing a specialized test rig, the reduction in load capacity of a scratched journal bearing will be quantified by temperature, pressure, and film thickness measurements. A combination of artificial scratches of varying depth and width will be tested at various loads and speeds. The damaged and undamaged bearing temperatures, film pressures, and film thicknesses will be compared and a reduction in load capacity will be calculated based on an accepted criterion of bearing operation. The test section can also be modified to include the effects of hydrostatic lift pockets and other non-plain bore geometries. This data will provide end users and original equipment manufacturers with a better understanding of the load capacity of scratched/modified journal bearings and will be used by ROMAC to enhance the capabilities of existing bearing codes.

The test rig design (Figs. 11-12) consists of a 76.2mm diameter shaft located in a fluid film journal bearing ($L/D=0.5$ to $L/D=1$). The load is applied by means of a pneumatic cylinder and the shaft is driven by a 3.7 kW motor. The test rig is designed for unit loads up to 2.4 MPa and speeds up to

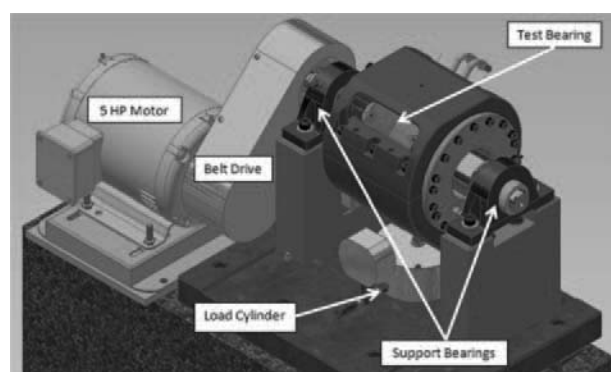


Fig. 11 Bearing damage test rig layout

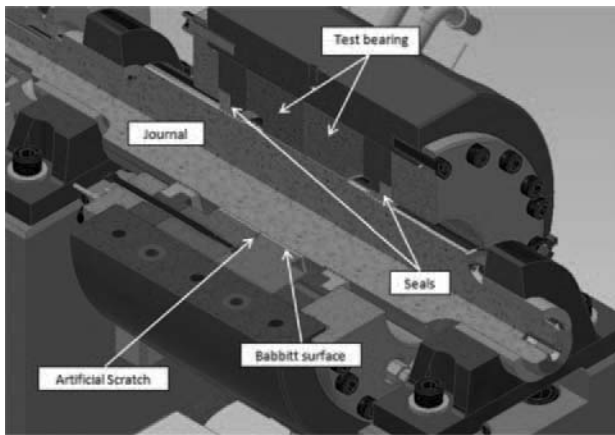


Fig. 12 Cross-section view of the test section

5,400 rpm.

This test rig will be of great use in validating an ongoing study into the influence of scratches and other surface irregularities on journal bearing performance. The main purpose of this study is to develop a thermoelasto-hydrodynamic (TEHD) model of the bearings which can properly capture the relative physics that occur in the vicinity of the surface irregularities. Obtaining experimental results will be vital for validating the resulting model.

4. Conclusions

Understanding system and component-level dynamics is critical to the design and reliable operation of turbomachinery. While a range of analysis tools are available for predicting these dynamics, significant uncertainties remain in both the accuracy of these tools as well as in the experimental techniques used to validate them. The ROMAC experimental test program reviewed in this paper provides the turbomachinery industry with unique capabilities that can be used to validate analysis tools accurately, study emerging topics in rotordynamics and component-level performance, and develop new methods of dynamic control. These capabilities keep ROMAC on the cutting edge of both theoretical and experimental turbomachinery research and development.

Note:

Product names mentioned herein may be trademarks of their respective companies.

5. Acknowledgement

This work is supported by the industry and academic members of the ROMAC industrial consortium.

6. References

- (1) Gunter, E. and Weaver, B., “Kaybob Revisited: What We Have Learned about Compressor Stability from Self-Excited Whirling,” *Advances in Acoustics and Vibration*, Vol. 2016 (2016), pp. 1-17.
- (2) Kocur, J., Nicholas, J. and Lee, C., “Surveying Tilting Pad Journal Bearing and Gas Labyrinth Seal Coefficients and their Effect on Rotor Stability,” *Proceedings of the Thirty Sixth Turbomachinery Symposium*, September (2007), College Station, Texas, USA, pp. 1-10.
- (3) Nicholas, J.C., “Tilting Pad Bearing Design,” *Proceedings of the Twenty-Third Turbomachinery Symposium* (1994), pp. 179-194.
- (4) Cloud, C.H., 2007. “Stability of Rotors Supported by Tilting-Pad Journal Bearings,” PhD Dissertation, University of Virginia (2007), pp. 1-235.
- (5) Nichols, B.R., Fittro, R.L. and Goynes, C.P., “Subsynchronous Vibration Patterns under Reduced Oil Supply Flow Rates,” *ASME Journal of Gas Turbines and Power* (2017), in press.
- (6) Mushi, S.E. and Lin, Z., “Design, Construction, and Modeling of a Flexible Rotor Active Magnetic Bearing Test Rig,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 17 (2012), No. 6, pp. 1170-1182.
- (7) Di, L. and Lin, Z., “Control of a Flexible Rotor Active Magnetic Bearing Test Rig: a Characteristic Model Based All-Coefficient Adaptive Control Approach,” *Control Theory and Technology*, Vol. 12 (2014), No. 1, pp. 1-12.
- (8) Lyu, X., Di, L., Yoon, S.Y., Lin, Z. and Hu, Y., “A Platform for Analysis and Control Design: Emulation of Energy Storage Flywheels on a Rotor-AMB Test Rig,” *Mechatronics*, Vol. 33 (2016), pp. 146-160.
- (9) Yoon, S.Y., Lin, Z. and Allaire, P.E., *Control of Surge in Centrifugal Compressors by Active Magnetic Bearings*. Springer Science & Business Media, (2012).
- (10) Weaver, B., “Gas-Expanded Lubricants for Increased Energy Efficiency and Control in Rotating Machinery”, PhD Dissertation, University of Virginia (2014), pp. 1-206.
- (11) Williams, B. and Flack, R., “The Calculation of Rotordynamic Coefficients for Labyrinth Seals,” MS Thesis, University of Virginia (1992), pp. 1-127.
- (12) Zhao, L. and Allaire, P., “Manual for Computer Program Seal3,” ROMAC Report No. 418, University of Virginia (1998), pp. 1-70.
- (13) Haj-Hariri, H., “User’s Manual for HCOMB,” ROMAC Report No. 425, University of Virginia (1998), pp. 1-30.
- (14) Migliorini, P., Untaroiu, A. and Witt, W., “Hybrid Analysis of Gas Annular Seals with Energy Equation,” *Journal of Tribology*, Vol. 136 (2014), pp. 031704-1-031704-9.
- (15) Gresham, T., Weaver, B. and Wood, H., “Characterization of Brush Seal Permeability,” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Paper No. GT2016-57910, June 13-17, (2016), Seoul, South Korea, pp. 1-9.
- (16) Watson, C., Untaroiu, A. and Wood, H., “Response Surface Mapping of Performance for Helical Groove Seals with

- Incompressible Flow,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Paper No. GT2016-57945, June 13-17, (2016), Seoul, South Korea, pp. 1-7.
- (17) Untaroiu, A., Liu, C. and Migliorini, P., “Hole-Pattern Seals Performance Evaluation Using Computational Fluid Dynamics and Design of Experiment Techniques,” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 136 (2014), pp. 102501-1-102501-7.
- (18) Morgan, N., Untaroiu, A. and Migliorini, P., “Design of Experiments to Investigate Geometric Effects on Fluid Leakage Rate in a Balance Drum Seal,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Paper No. GT2014-27021, June 16-20, (2014), Dusseldorf, Germany, pp. 1-7.
- (19) Watson, C., Paudel, W. and Wood, H., “Quantifying the Linearity of the Fluid Dynamics for Noncontacting Annular Seals,” Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Paper No. IMECE2016-66804, November 11-17, (2016), Phoenix, Arizona, USA, pp. 1-6.
- (20) Tsukuda, T., Hirano, T. and Watson, C., “A Numerical Investigation of the Effect of Inlet Preswirl Ratio on Rotordynamic Characteristics of Labyrinth Seal,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Paper No. GT2017-64745, June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA, (2017), pp. 1-12.
- (21) Schwartz, B., Fittro, R. and Knospe, C., “Understanding the Effect of Systematic Errors on the Accuracy of Experimental Measurements of Fluid-Film Bearing Dynamic Coefficients,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Paper No. GT2017-64665, June 26-30, Charlotte, North Carolina, USA, (2017), pp. 1-13.
- (22) Branagan, L., “Influence of Deep, Continuous Circumferential Scratches on Radial Fluid-Film Bearings,” Proceedings of 61st STLE Annual Meeting and Exhibition, Paper No. AM-06-04, May 7-11, (2006), Calgary, Canada.
- (22) Dobrica, M. B. and Fillon, M., “Influence of Scratches on the Performance of a Partial Journal Bearing,” Proceedings of the STLE/ASME 2008 International Joint Tribology Conference, American Society of Mechanical Engineers, (2008), pp. 359-361.
- (24) Dobrica, M. and Fillon, M., “Performance Degradation in Scratched Journal Bearings,” Tribology International, Vol. 51 (2012), pp. 1-10.
- (25) Hélène, M., Beaurain, J., Rand, X. and Fillon, M., “Impact of Scratches in Tilting Pad Journal Bearings - Influence of the Geometrical Characteristics of Scratches,” Proceedings of the 12th EDF/Pprime Workshop, September 17-18, (2013), France.
- (26) Giraudeau, C., Fillon, M., Helene, M., Beaurain, J. and Bouyer, J., “On the Influence of the Presence of Geometrical Discontinuities on Journal Bearing Performance under Thermohydrodynamic Regime,” Proceedings of the 14th EDF/Pprime Workshop, October 8-9, (2015), France.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

圧縮機開発試験

Compressor Development Test



中山 健太郎*¹ 酒井 祐輔*¹
NAKAYAMA Kentaro SAKAI Yusuke

キーワード：ガスタービン，圧縮機，リグ試験，計測

Key Words：Gas Turbine, Compressor, Rig Test, Measurement

1. はじめに

川崎重工業では、1972年の第一号機開発以来、種々の産業用ガスタービンエンジンの開発を続けている。その製品ラインナップは600kW～30,000kWに亘り、累計販売台数は10,000台を超える。高効率で負荷追従性が高いガスタービンエンジンには、高圧力比、高効率でかつ安定作動範囲が広く、起動特性の優れた圧縮機が不可欠である。そのような圧縮機の開発はリグ試験、エンジン試験による設計の検証、内部状態の理解を基に進められる。本稿では当社における圧縮機試験設備と試験における計測の実例について紹介する。

2. 圧縮機リグ試験

エンジンに組込まれた圧縮機の作動範囲は、燃焼器が供給する燃料量とタービンノズルの開口面積によって一部に限定されてしまう。このためエンジン試験において、その限定された作動範囲が圧縮機の持っている特性のうち高効率な領域にいるのか、またサージをはじめとする不安定領域に対してどの程度の裕度があるのかを確認することは容易ではない。圧縮機特性を把握し、エンジンにおける圧縮機の性能を評価するためには、圧縮機のみを取出したリグ試験によって様々な範囲を広く自由に作動させる必要がある。

またエンジン試験においては定格回転数、定格出力に達して初めて評価が可能となる試験項目が大部分を占めるが、回転数が上昇して無事に定格まで達するか否かは圧縮機特性に依るところが多い。このため、エンジン試験に先立ってリグ試験を実施し、必要により改良設計などの対策を事前に講じておくことが望ましい。また、同様にフロントローディングの観点から圧縮機特性のみならず、強度や負荷追従性など機械としての健全性も早期に確認しておく必要がある。

原稿受付 2017年5月12日

*1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター
〒673-8666 明石市川崎町1-1

近年ではCFDによる解析技術が進歩し、実際にリグ試験を行わなくとも性能をある程度予測することが可能となっている。しかしながらその精度は完全なものではないため、またその精度を向上させるため、リグ試験は依然として圧縮機性能の実証という重要な役割を担っている。

3. 圧縮機試験設備

当社が保有する圧縮機試験設備の概要を図1に示す。供試体は増速機を介して電動モータによって駆動される。吸気室から吸い込まれた空気は吸気ダクトを通して供試体に導かれた後、抽気ダクトまたは排気ダクトを通して排気塔より吐出される。試験中に必要な制御、計測などの操作は全て上階にある制御室から監視とともに行われる。以下にそれぞれの詳細について述べる。

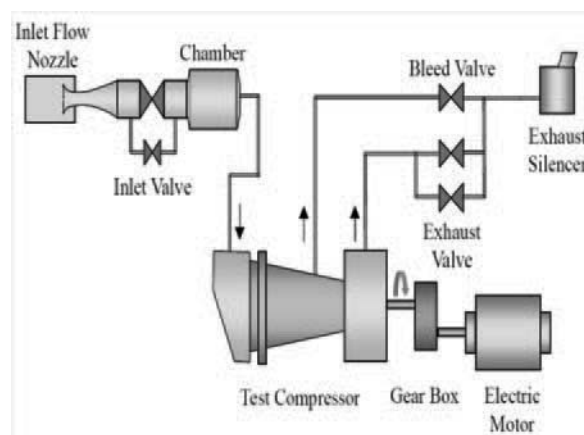


Fig. 1 The compressor test facility of KHI

3.1 電動モータと増速機

試験実施する供試体の仕様に応じて駆動力と回転数範囲が異なるため、適切な電動モータと増速機を選定する必要がある。当社で所有している電動モータと増速機の組合せにより試験が実施可能な駆動力と回転数範囲は図2に示すとおりとなる。

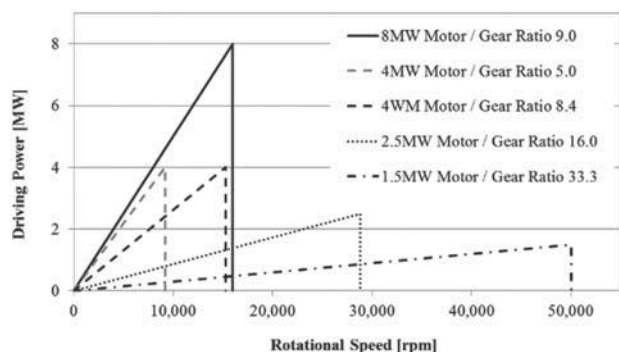


Fig. 2 Rotational speed and driving power of the test facility

3.2 吸気系統

吸気系統は吸気室、フローノズル、吸気減圧弁、チャンバにより構成される。吸気室において大気より吸込まれた空気はフローノズルで流量を計測され、チャンバにより流れの偏りを均質化される。また、吸気減圧弁を使用することにより航空用の試験で必要な高空条件を実現させたり、サージ試験時のサージハンマーの力を軽減させたりすることができる。

3.3 排気系統

排気系統は抽気ダクト、排気ダクト、排気塔により構成される。排出される空気の流量は各ダクトに備えられたバルブにより制御される。周辺地域への環境対策として設備の外へ漏れ出る低周波騒音を十分に低減させるため、排気塔は吸気室構造となっており、さらに内部にはブラストサブレッサ、サイレンサを備えている。供試体を通過した空気は全てこの排気塔より大気へ排出される。

3.4 制御室

制御室には運転状態を監視し、電動モータ、各種バルブ、潤滑油系統などを制御する監視制御盤とトランスデューサやアンプ、データロガーなどの各種計測機器、またそれぞれの計測機器から得られたデータを統合する計測システムが設置されている。

3.5 供試体

供試体は圧縮機と圧縮機ロータを支持する軸受、各種計測装置によって構成される。エンジンに組込まれた状態での性能を正確に取得するためには、エンジンと同じスケール、形状の供試体を用いて試験することが望ましいが、圧縮機を駆動するのに必要な力が設備能力を超える場合には、相似設計によってスケールダウンした供試体や、多段圧縮機の場合は一部の段のみを対象とした供試体が採用されることがある。

図3に示す供試体の例では産業用に設計した14段の圧縮機をスケールダウンし、加えて圧縮機後方にタービンによる動力回収機構を備えている。この動力回収機構により8MWの電動モータと併せて17MWの駆動力を供給することができる。また、起動特性や負荷追従性を確認するため、エンジンと同様の可変静翼機構や中間段抽気機構も備えている⁽¹⁾。

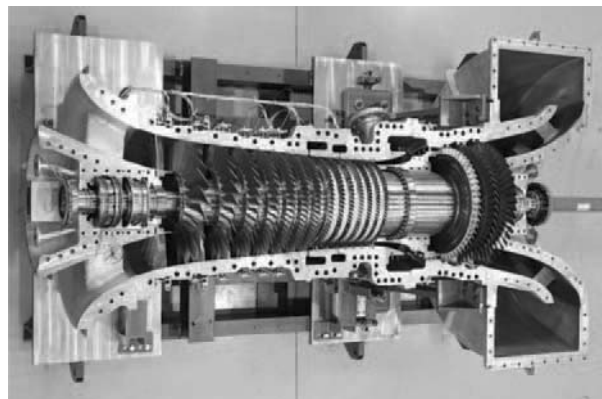


Fig. 3 The 14 stages rig compressor

設備の吸気ダクトに対して設置する供試体の向きを変えて、供試体が吸込む空気の向きを調整することが可能である。供試体の回転軸に対して横方向から空気を吸込むように設置すれば、産業用で採用される曲りダクトによるインレットディストーションを再現することができる。図4にそれぞれの向きにおける設置例を示す。主に前者は航空用の試験で、後者は産業用の試験で用いられる。

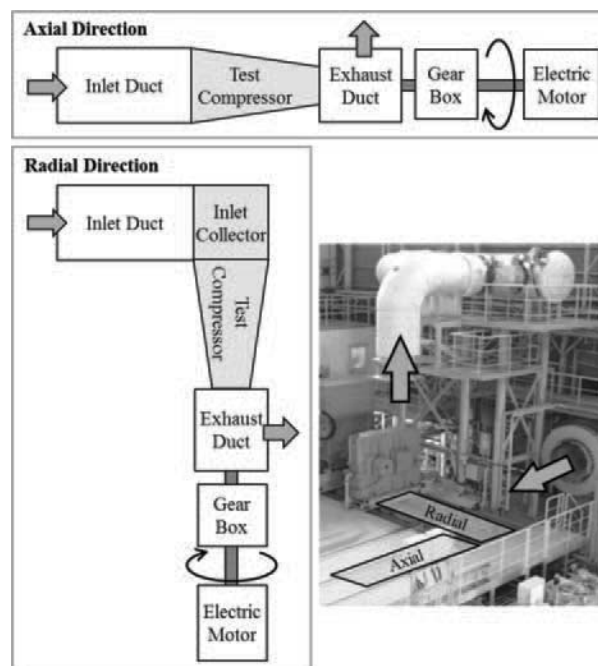


Fig. 4 Two types of inlet flow directions for test compressors

4. リグ試験における計測項目

圧縮機リグ試験で実施される代表的な計測項目を表1に示す。以下にそれぞれの詳細について述べる。

Table 1 Compressor test instrumentation

Rotational Speed	Wheel Speed Sensor
Mass Flow	Flow Nozzle, Pitot Tube
Static Pressure	Wall Tap
Total Pressure Total Temperature	Rake Probe, LE Probe
Dynamic Pressure	High Frequency Pressure Transducer
Tip Clearance	Capacitance Sensor, Optical Sensor
VSV Angle	Encoder
Blade Vibration	Strain Gauge, Capacitance Sensor, Optical Sensor
Casing Metal Temperature	Thermocouple

4.1 壁面静圧

多段圧縮機においては各翼列が設計通りに作動しているかを確認することが設計の成否を判断する上で重要な項目である。例えば各翼列の前後でケーシング壁面の静圧を計測すれば、比較的簡単な装置で、かつ主流に対してほとんど影響を与えることなく、各翼列での静圧上昇を得ることができる。図5に実際に計測した例を示す。14段軸流圧縮機において設計通りの静圧上昇が得られていることが確認できる。

また、設計点よりも低流量側のサージ近傍で各翼列の静圧上昇を監視することにより、どの翼列が失速の起点となっているかを把握することもできる⁽²⁾。

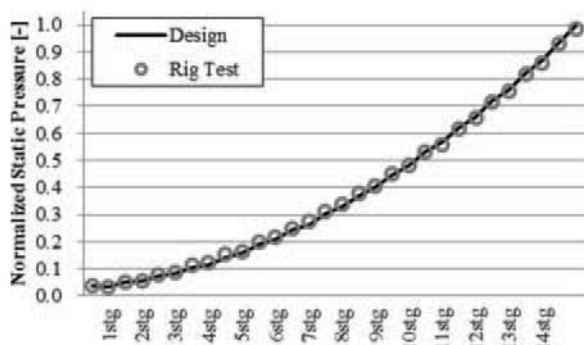


Fig. 5 Example of static pressure measurement

4.2 全圧と全温

圧力比や断熱効率など、圧縮機特性を評価するパラメータは対象領域の入口、出口の全圧、全温より算出される。全圧、全温を計測するためには、計測位置となるチューブや熱電対の先端部を淀み点としそれぞれ淀み点圧力、淀み点温度を計測する。圧縮機の作動状態により流れ角が変化しても精度良く淀み点状態を計測できるよう、計測にはキール型のプローブが用いられる。プローブは専用の支柱や、静翼の前縁部に取付けられ流路内部に固定される。前者はレイクプローブ、後者はLE

(Leading Edge) プローブと呼ばれる。

これらのプローブは基本的に流路を閉塞させてしまうため、特に翼高さが低い翼列や狭い流路では、大きな計測誤差を生まないようブロックをできるだけ小さくする配慮が必要である。図6に積層造形法 (Additive Manufacturing) により製作したレイクプローブ、LEプローブの例を示す。近年ではこのような製法を用いることにより、従来は流路面となるプローブ表面に這わせていた計測配線類をプローブ内部に設置し、主流への影響を最小限に抑えることが可能となった。



Fig. 6 Sensor probes made by additive manufacturing

図7にレイクプローブ、LEプローブを用いて全圧を計測した例を示す。設計目標と比較しており、両者が概ね一致している様子がわかる。

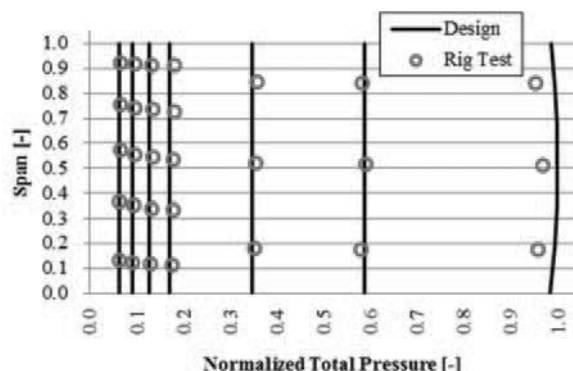


Fig. 7 Example of total pressure measurement

壁面近傍ではコーナー渦や翼端漏れ流れなどの2次流れの影響により、主流部分とは異なった複雑な流れ場となる。そのような流れ場の分布を詳細に計測する場合にはトラバース装置を用いてプローブを移動させながら計

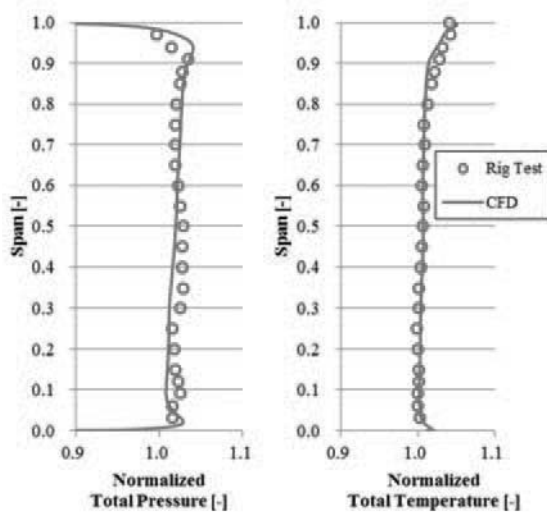


Fig. 8 Example of span distributions of total pressure and total temperature

測を行う。図8にトラバース装置とコブラ型のプローブを用いて動翼出口を計測した例を示す。壁面近傍の境界層の様子も詳細に捉えられている。

4.3 非定常圧力

旋回失速やサージなどの非定常流れは非定常圧力を計測して評価する。非定常圧力は高速応答の圧力トランスデューサをケーシングに取付け計測される。

図9は旋回失速の様子を捉えた例で、壁面の圧力変動とロータ回転パルスを同時に計測しキャンベル線図が描かれている。この例は、エンジン試験で計測された結果であり、エンジン停止の直後に再起動したHot Start条件での起動中でのみ見られた現象である。静止系から見てロータ回転数の約40%の速度で回転する失速セル（翼列のうち翼間が失速している領域）が発生しており、ロータ回転数の上昇とともに失速セルの数が3→2→1と変化し、失速セルの数が1個に変化した瞬間、失速セルの回転速度が約48%に遷移している様子がわかる。この様な状態（Locked Stall³⁾、またはAbrupt Stall⁴⁾と思われる失速領域が広範囲に亘る旋回失速の状態になると、それ以上ロータ回転数を上昇させることができなかった。この対策として起動中の抽気弁開度と可変静翼角度のスケジュールを見直した結果、失速は改善し、Hot Start条件でも問題ない起動特性を得ることができた。

図10にサージ試験時の圧力変動の様子を示す。見易さのため、動翼枚数の周波数（Blade Passing Frequency）を持った変動成分は除去して表示している。多段の軸流圧縮機のサージ、つまり入口から出口までの管路全体で発生する逆流と順流を繰り返す空気の脈動は、特定の翼列の失速、流れの剥離がきっかけで発生すると考えられる。圧縮機の作動点が持つサージ領域に対する裕度を十分大きくするためには、どの翼列で初めに失速が発生するのかを把握することが重要である。ある翼列で失速が発生すると、その瞬間、それより前方にある翼列では後

方が閉塞されるため圧力が上昇し、それより後方にある翼列では前方からの空気の供給が減少するため圧力は低下する⁵⁾。図10の例ではサージ発生の直後、初段と6段で圧力は上昇し、14段で圧力は低下している様子がわかる。またサージ発生の直前（ロータ8回転前）から、6段で失速の初生⁶⁾と思われる圧力変動が確認できる。

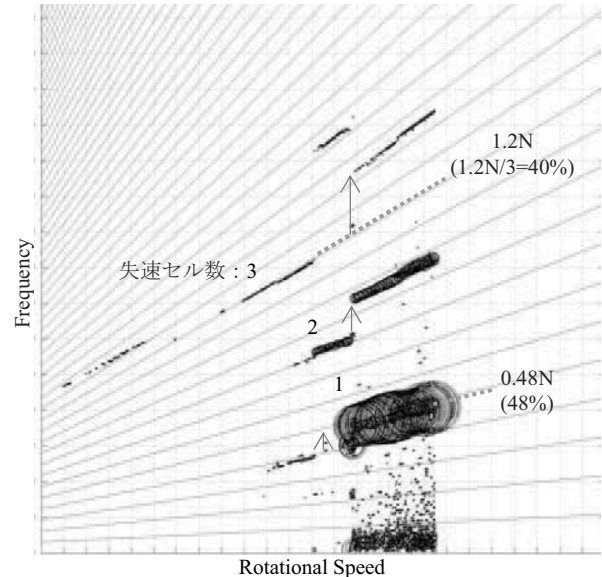


Fig. 9 Example of pressure fluctuations during rotating stall

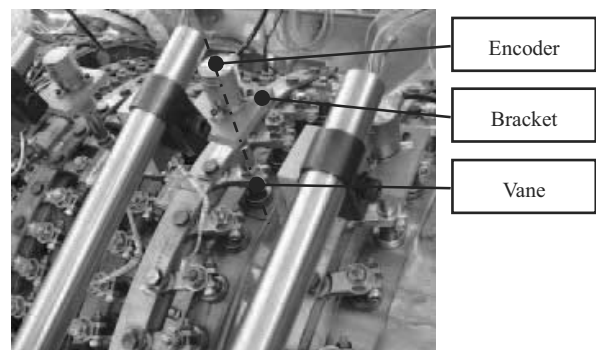


Fig. 10 Example of pressure oscillations when surge occur

4.4 可変静翼角度

低回転数域では後方段で流量が過大となってチョーク側の作動となり、その結果、逆に前方段では流量が過小となって失速側の作動となる（前節で紹介した旋回失速もこれに起因する）。この前方段と後方段のアンバラン

スを解消する手段のひとつとして可変静翼機構がある。低回転数域での段毎の作動点を事前に予測して可変静翼の取付角度を決めることは難しく、実際にはリグ試験によりアンバランス量を確認しながら調整される。さらに可変静翼の取付角度は、その可変という構造から制御が難しく、また同じ翼列内でも周方向位置によってばらつきが生じ易い。取付角度のばらつきは効率、サージマージンの低下をもたらす。これらの理由から試験中の可変静翼の角度を実際に精度よく計測し評価する必要がある。

図11に可変静翼角度の計測例を示す。ケーシングから突き出た可変静翼の回転軸先端とエンコーダの回転軸をカップリングで繋ぎ、基準角度からの差分を計測している。この例ではエンコーダを支えている取付板は腕の長さが調節可能で任意の周方向位置における角度を計測できるようにしている。

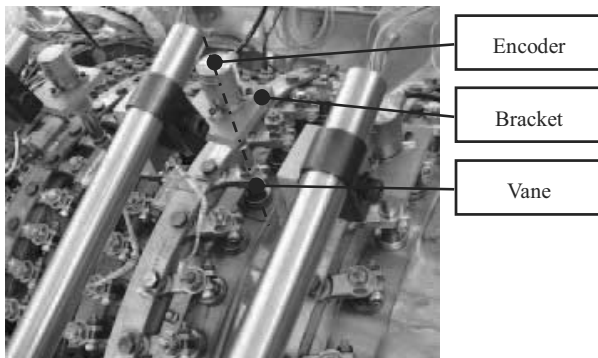


Fig. 11 VSV angle measurement system

4.5 チップクリアランス

チップクリアランスは圧縮機性能を左右する重要な要素のひとつである。性能の観点からは翼高さの1%程度まで小さくすることが望ましいが、どのような運用状態においても回転系と静止系が過度に接触することは防がなければならない。適度な隙間を設ける必要がある。動翼チップクリアランスはケーシングに取付けた静電容量型や光学式の非接触センサによって計測することができる。試験中に様々な運用状態で計測を行い、クリアランスの設定が適切であることを確認している。

4.6 翼振動

動翼の振動計測は翼に歪みゲージを施工し、スリップリングやテレメータ（図12）を介してその信号を静止系へ取出し計測する方法と、チップクリアランスと同様に静電容量型や光学式の非接触センサを用いて翼先端の振幅を計測する方法がある。前者は計測値の信頼性が高いという長所があるが、スリップリングやテレメータの都合で一度に計測できる箇所に限りがあ、機器の設置や歪みゲージの施工など大がかりな準備が必要であるという短所がある。一方、後者は同じ翼列の翼全数を一度に

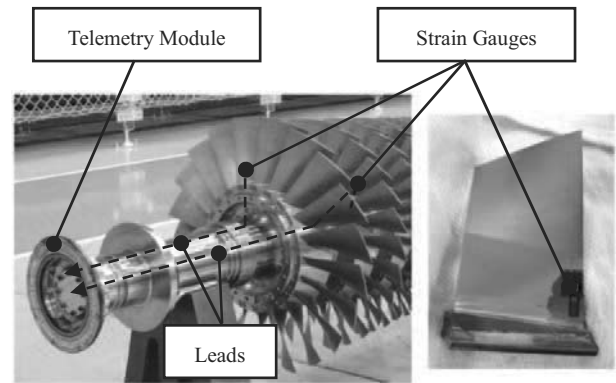


Fig. 12 Strain gauges and telemetry module

計測可能である。センサは静止系のケーシングに取付けるため準備が比較的簡単であるという長所があるが、計測値の信頼性が歪みゲージほど高くなく、特に翼先端が複雑に変形する高次モードは応力評価が難しいという課題がある。両者を使い分け、適切な計測、評価を実施することが重要である。

5. おわりに

当社における圧縮機開発の基盤となっている圧縮機リグ試験についてその試験設備と計測項目を、実例を交えて紹介した。今後も各種センサの小型化、高精度化や積層造型法など製造技術の進歩により、試験計測技術はさらに発展して行くことを確信する。これからもCFD解析技術と互いに補完し合い、さらに高性能な圧縮機の開発に邁進していく所存である。

参考文献

- (1) Ikeguchi, T., Matsuoka, A., Sakai, Y., Sakano, Y., Design and Development of a 14-stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68524 (2012).
- (2) Yamada, K., Furukawa, M., Tamura, Y., Saito, S., Matsuoka, A., Nakayama, K., Large-Scale Detached-Eddy Simulation Analysis of Stall Inception Process in a MultiStage Axial Flow Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 139 (2017).
- (3) Walsh, P. P., Fletcher, P., Gas Turbine Performance, Second Edition (2004), p.170, Blackwell Science Ltd.
- (4) Pampreen, R. C., Compressor Surge and Stall (1993), p. 2-4, Concepts ETI, Inc.
- (5) Camp, T. R., Day, I. J., A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120 (1998), pp. 393-401.
- (6) McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., Hynes, T. P., Stall Inception in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112 (1990), pp. 116-125.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

Test Facility for Research and Development of Hydrogen Capable Gas Turbine Combustion Technology

Daniel Kroniger, Jonas Stutenkemper, Manfred Wirsum*¹

Key words : Gas turbine, Combustor test rig, Hydrogen, Emissions, NOx reduction

1. Introduction

With the increasing share of volatile renewable energy, the need for flexible back up facilities become crucial for electrical grid stability. Stationary gas turbines have a potential providing this service due to their inherent capability of fast load gradients, wide part load characteristics and high power density. Facing the global challenges of a carbon free electricity production, hydrogen is a promising fuel for next generations of gas turbines since it can be produced by renewable energies, stored in large quantities and re-electrified on demand.

Burning hydrogen or hydrogen containing fuels in gas turbines will affect the thermodynamic process and component performance significantly. Dry Low NOx combustors (DLN) originally developed for natural gas are not directly applicable for hydrogen flames due to the higher reactivity of hydrogen. A higher stoichiometric flame temperature, a higher burning velocity and a shorter ignition delay time lead to higher risk of flashback and auto-ignition. Higher flame temperatures result in higher NOx generation. The strategy of NOx abatement affects the entire thermodynamic process of the engine. Present NOx reduction measures, as fuel dilution with nitrogen or steam and water injection have a significantly higher combustor outlet volume flow compared to dry fuel combustion. Those measures further require dedicated equipment to supply the diluent. For this reason, developments are aiming at dry hydrogen combustion with reduced flame temperature or with reduced flame size for NOx abatement. [1].

At the Institute of Power Plant Technology, Steam and Gas Turbines (IKDG) of RWTH Aachen University, high pressure combustion tests with gas turbine combustors are conducted. Main focus is on the evaluation of combustor performance and stability range, on part load performance and on emission performance, particularly including NOx emissions, see e.g. [2].

The organization of this article is as follows: Chapter 2 describes the current state of the high pressure combustor test rig in detail. Thereafter technical achievements regarding to pure hydrogen combustion developments are reviewed in Chapter 3. Exemplary test results of the test rig are given in Chapter 4, with focus on main factors which determine NOx emissions. Chapter 5 gives an outlook about future gas turbine development and respective test rig improvements envisaged.

2. Technology achievements

Hydrogen has a higher reactivity compared to natural gas, which limits the use of gas turbine combustors that were designed for natural gas. Combustors capable for H₂ admixtures have been developed by all heavy duty gas turbine manufacturers [3-7] for IGCC processes using syngas with hydrogen fractions up to 45 vol.%. Tab. 1 gives an overview of some gas turbines that are capable to burn hydrogen admixtures. Hereby, non-premixed flames represent the prevailing technology, where the NOx generation is suppressed by flame cooling (water and steam injection) and fuel dilution with nitrogen (reactivity reduction). Up to now, no commercial gas turbine with pure hydrogen fuelling is in operation.

Table 1 State of the art gas turbine technology for hydrogen

Name	Year	P [MW]	H ₂ [vol.%]	NOx reduction
GE Alstom [3]	2002	200	45	N ₂ dilution (55 vol. %)
GE [4]	2008	10-280	45	N ₂ and steam dilution
Siemens [5]	2006	10-250	41	Steam (22 vol.%) or N ₂ (30 vol.%) dilution
Ansaldo E. [6]	2007	170	45	Steam dilution (50 vol.%)
MHPS* [7]	2002	250	20	N ₂ dilution

*Mitsubishi Hitachi Power Systems

Worldwide research and development is being carried out by academia and gas turbine manufacturers, aiming at dry and undiluted hydrogen combustion. Some of the approaches are mentioned below and can be classified into premixed, lean direct injection, flame miniaturization, flameless oxidation,

原稿受付 2017年 5月23日

* 1 Institute of Power Plant Technology, Steam and Gas Turbine, RWTH Aachen University, Germany
Email: office@ikdg.rwth-aachen.de

catalytic and staged combustion.

Lean *premixed* combustion features reduced flame temperature and less hot spots in the reaction zone. This technology is state of the art for natural gas applications. GE developed a premixed multi tube mixer [8]. Their concept faces the high risk of flashback and auto-ignition by small-scale jet-in-crossflow mixing in multiple tubes. Another lean premixed combustor has been developed by Siemens [9] that verified stable combustion at hydrogen contents up to 70 vol.%. It is a modified fuel injection system based on an NG premixed burner design. Siemens also developed a triple fuel syngas burner capable for H₂ with premixed configuration [10]. Hereby, the generation of NO_x is suppressed by dilutions (H₂O and N₂). Flashback resistance has been demonstrated. A low swirl injector has been developed by Lawrence Berkley National Laboratory [11]. Here, the flame stabilization method for lean premixed combustion is low swirl annular flow centered on a non-swirled inner flow. This approach is capable for hydrogen contents of up to 90 vol.% H₂.

Lean direct injection aims to combine the low NO_x emissions of premixed flames by lean combustion and the stability and flashback resistance of non-premixed flames. A lean direct injection burner has been developed by a cooperation of NASA, Parker Hannifin, and NETL [12]. This burner is characterized by multiple injection points and quick jet-in-crossflow mixing inside air guiding tubes. This approach has similarity to the flame miniaturization because of multiple fuel injection. Here, however, no individual flames develop.

Flame miniaturization aims to reduce the residence time inside the hot flame region by decreasing the flame size and increasing the number of flames. The flames are typically diffusion type flames for stability reasons and flashback resistance. Kawasaki Heavy Industries is developing a micromix combustor [13], Mitsubishi Hitachi Power systems is developing a cluster burner [14] and Parker Hannifin and UCI are developing a combustor of micro-mixing cups [15].

The principle of *flames oxidation* lies in strong recirculation and dilution of reaction zone with flue gas to significantly reduce the reaction temperature and therefore no visual flame appears. Recently, the flameless oxidation approach that has originally been developed for industrial application is developed for gas turbine conditions [16, 17].

The advantage of *catalytic combustion* is the low reaction temperature and stable reaction and thereby significantly reducing the necessary amount of diluent compared to non-premixed approaches. Precision Combustion developed a rich catalytic hydrogen injector for low NO_x emissions in cooperation with Solar Turbines [18].

Staged combustion offers the combination of different flame

characters in order to achieve stability and emission targets. A rich/lean staged combustion approach is developed by FHNW with the Paul Scherrer Institute [19] featuring a rich first stage with laminar flow and thereafter a non-premixed flame lean burnout zone.

3. Test facility

The test rig at the Institute of Power Plant Technology, Steam and Gas Turbines (IKDG) is capable for testing of can-type combustors of medium sized industrial gas turbines. The subsystems of the rig are the air supply unit, the fuel supply unit, the water supply unit for combustor water injection and quench cooling, the combustion system, the exhaust gas analysis section and the exhaust gas path. Fig. 1 shows a simplified component and flow diagram of the test rig. In the following part of the article, details for each subsystem are given. Details about the test rig can also be also found in [20-22].

3.1 Air supply

The air supply unit, cf. Fig. 1 (1)-(8), provides pressurized air to the combustion system. The 6-stage radial compressor (2) is driven by an electric motor at constant rotational speed. It features intermediate cooling behind the first four stages. The compressor mass flow is controlled by variable inlet guide vanes (1) at the first three stages. The air mass flow rate to the combustion system can additionally be adjusted by venting part of the compressed air through a bypass valve (3) behind the compressor.

Control valve I (4), which is located between the compressor and the air heater, is used to adjust the air pressure to the combustor requirements. This is necessary because the air compressor must be operated between choke and surge and therefore the end pressure of the compressor may be significantly above the pressure requirement of the combustor.

The air is discharged after the 6th stage of the compressor with a temperature of around 200 °C. In order to reach typical combustor inlet temperatures, the air temperature is further increased in a 10 MW_{th} natural gas fired air preheater (5)-(7).

The combustor inlet air mass flow is measured via an orifice (8) in the hot section just before feeding the combustion system.

3.2 Fuel supply

The fuel supply unit, cf. Fig. 1 (9)-(14), provides hydrogen, natural gas or any mixture of both components to the combustion system and enables to control the fuel flow. The fuel mixing system has been designed for up to 12 MW_{th} fuel flow of each component. The maximum hydrogen flow rate is 4000 Nm³/h (360 kg/h) and the maximum natural gas volume flow rate is 1200 Nm³/h (970 kg/h).

Natural gas is stored in a 200 bar / 16 m³ storage tank (9)

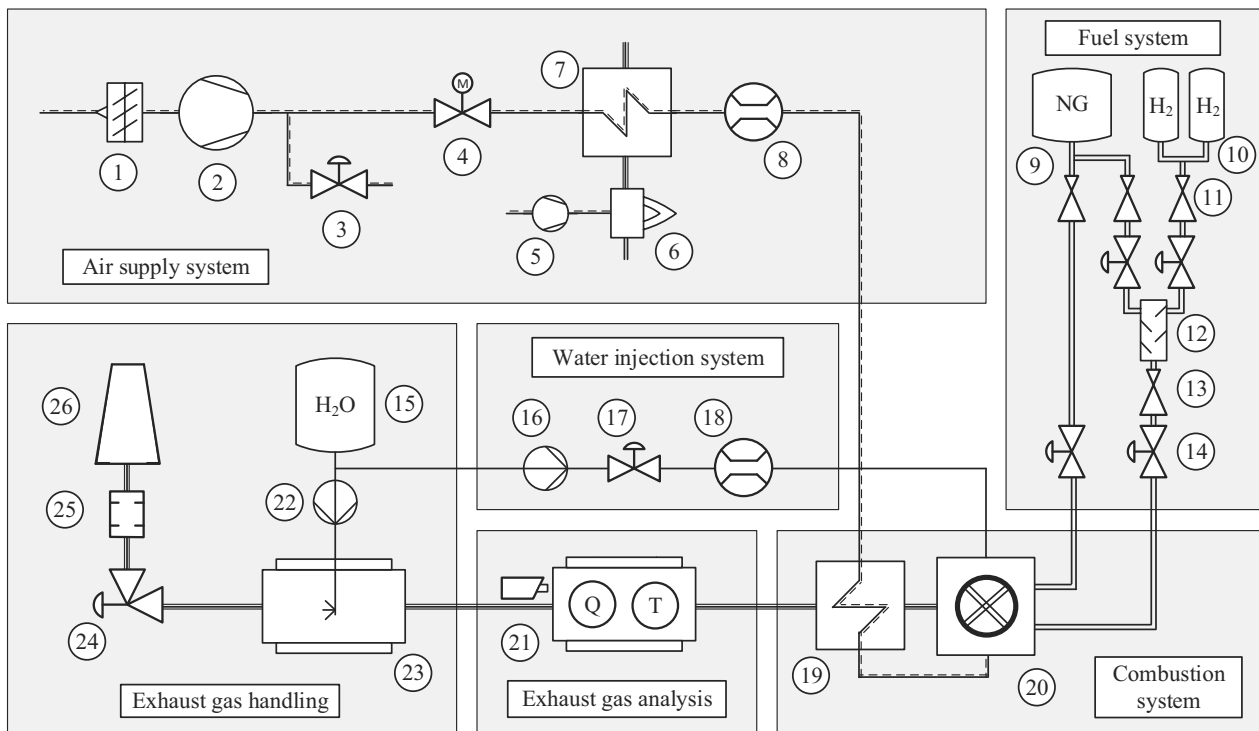


Fig. 1 Flow diagram of the test rig. (1) Inlet guide vanes, (2) Intercooled compressor (3) Compressor bypass valve, (4) Control valve I, (5) Blower, (6) Gas combustor, (7) Air preheater, (8) Measuring orifice, (9) Natural gas tanks, (10) Hydrogen trailers, (11) Pressure reduction valves, (12) Mixing system, (13) Mixture pressure reduction valve, (14) Fuel control valves, (15) Water tank, (16) Pump, (17) Water control valve, (18) Flow measurement, (19) Air plenum, (20) Test combustor, (21) Temperature sensor, Gas analyzer, Camera, (22) Pump, (23) Quench cooler, (24) Control valve II, (25) Silencer, (26) Stack.

and is taken from the local grid and compressed. Hydrogen is delivered by an external supplier. The docking station is capable to connect two hydrogen storage trailers (10). Pressure reduction valves (11) allow to adjust the natural gas injection pressure and the pressure of the hydrogen/natural gas mixture according to the requirement of the fuel control valves at the combustor unit.

The mixing system is capable of supplying fuel mixtures from 0 up to 100 vol.% H₂. The mixture is controlled by a cascaded volume flow measurement, each featuring a control valve. The accuracy of the fuel mixture composition is kept within a range of ± 0.5 vol.% H₂ for the entire mixing range. The system controls the mixing facility outlet pressure by a mixture pressure control valve (13).

The mixture pressure control valve (13) and the natural gas pressure control valve (11) deliver fuel pressures up to 50 bar and 40 bar, respectively. Fuel control valves (14) allow for the continuous adjustment of the fuel inlet mass flows. Four individual fuel lines for each path (natural gas and mixture) access up to four individually controllable injection positions of a combustor for each fuel type (natural gas or mixture) featuring mass flow measurement and control system.

3.3 Water injection system

The water supply system, cf. Fig. 1 (15)-(18), enables a water injection directly into the combustor, as flame cooling

measure for NO_x suppression. The system is capable to deliver a water mass flow of up to 1000 kg/h at a maximum pressure of 40 bar. The injected water is produced with the in-house water demineralizing plant and stored within a 100 m³ water tank (15). The water is pumped towards the combustor (16) while the water mass flow is adjusted by a water control valve (17) and measured with an impeller measuring device (18).

3.4 Combustion system

The combustion system, cf. Fig. 1 (19)-(20), consist of an air plenum and the test combustor itself. The air plenum (19) features three major functions. First, it decelerates the air to establish a uniform combustor inlet flow. Second, it is set up as heat exchanger featuring the cooling of an inner flame tube that separates the flows of the combustion air and the exhaust gas inside the air plenum. The inlet air enters the air plenum and thereby cools the flame tube inside the plenum. Third, it offers the connection to the test combustor (20). Due to the current air plenum design the test rig is capable for tests with can-type reverse air inlet flow combustors.

3.5 Measurement devices

The exhaust gas analysis duct, cf. Fig. 1 (21), is connected to the air plenum. The hot combustion air flows from the combustor through the inner flame tube of the exhaust gas analysis duct. The exhaust gas analysis duct is equipped with

measurement sensors, which provide information about the exhaust gas temperature and the exhaust gas composition and features an optical access to the combustor.

The exhaust gas temperature is measured by a water cooled probe made by Yamari Industries Ltd. It comprises five R-type thermocouples placed along the diameter of the exhaust duct. The temperature referred to as “combustor outlet temperature” within this paper is the arithmetic mean temperature of all five temperature measuring points of this probe. For the purpose of determination of the exhaust gas temperature at the temperature sensor, the influence of the heat exchanger (19) is considered by estimating the temperature differences based on heat transfer calculations. The accuracy of the hot gas temperature measurement is about ± 10 K. The temperature is not corrected for heat loss in the transition duct from the combustor to the probe since the resulting correction is very small (below 10 K).

For an analysis of the exhaust gas, a sample gas stream is extracted by a water cooled exhaust gas sampling probe. The exhaust gas sample is collected through five ports which are radially distributed along the flow stream. The gas sampling line is a heated flexible tube (kept at a temperature of about 200°C) to prevent condensation and loss of NO_2 by absorption in water. The composition of the dry exhaust gas is measured with the MEXA ONE gas analysis system manufactured by HORIBA. This system is capable to measure the concentration of CO , CO_2 , O_2 , Total Hydrocarbons (THC) and NO/NO_2 within the flue gas.

The flame inside the combustor can be observed and investigated by cameras through an optical access point downstream of the combustor.

3.6 Exhaust gas handling

A quench cooler (23), cf. Fig. 1, located downstream of the exhaust gas analysis duct is used to decrease the exhaust gas temperature to the permissible temperature of the control valve II (24) and the exhaust gas path. Demineralized water from the tank (15) is pumped (22) towards the quench cooler and injected into the hot flue stream via multiple nozzles.

The control valve II (24) is multi-stage steam valve which is located downstream of the quench cooler (23). Its function is to adjust the combustor pressure and to control this pressure level independent from the combustor mass flow rate.

The exhaust gas path ensures the controlled and safe discharge of the expanded flue gas into the atmosphere through the stack (26). A perforated cone silencer (25) is positioned inside the exhaust duct for acoustical damping in order to prevent noise emissions.

3.7 Control features

The air mass flow rate and pressure level is controlled by an interacting adjustment of the compressor inlet guide vane

control, control valve I (4) in the air main line and control valve II (24) in the exhaust tract. Although the compressor bypass valve (3) is primarily used for the compressor start, it can also be used as a control device for part load operation. The advantage in using a back-pressure control valve is the possibility to adjust the combustor pressure independent from the exhaust gas mass flow and exhaust gas temperature.

The air preheating set up offers a flexible combustor air inlet temperature, which is independent from the air pressure. This allows for simulating gas turbine compressors with varying polytropic efficiencies as well as gas turbine processes featuring intercooling or recuperation.

4. Influence of hydrogen in fuel on NO_x -emissions of a diffusion flame burner

This section presents test results of high pressure combustion tests results for $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ gas turbine combustor, by courtesy of Kawasaki Heavy Industries, Ltd. The underlying combustor is a can-type combustor with a non-premixed swirler-stabilized flame, see Fig. 2. The combustor consist of a pressure casing, a flame tube with liner and dilution holes, an air guiding plate and the air inlet swirler. The fuel nozzle has been designed for high hydrogen contents in the fuel gas. As mentioned earlier, a NO_x reduction measure is necessary to keep the emission below a certain limit. In this case, water injection is used for NO_x abatement. In the following, at first dry NO_x emissions experimental data are presented regarding to a variation of hydrogen content, air velocity and air inlet temperature. Thereafter, the effect of water injection is explained on basis of experimental data. In general, in the case of a parameter variation, all other inlet conditions are kept constant. The relevant combustion conditions, their parameter ranges and their reference conditions are given in Tab. 2.

The variation of *hydrogen fraction* is given in Fig. 3.

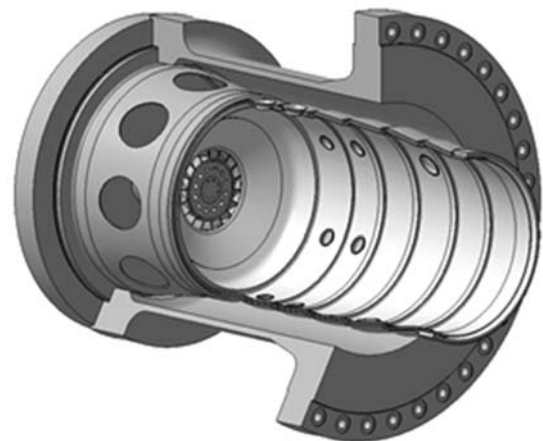


Fig. 2 Non-premixed test combustor by courtesy of Kawasaki Heavy Industries Ltd

Table 2 Investigated parameters, range and ref. conditions

	Name	Range	Ref.
p	Pressure	3 - 24 bar	16 bar
T	Combustor outlet temp.	900 - 1300 °C	1300 °C
x	Hydrogen fraction of fuel	0 - 100 vol.% H ₂	0 %
v	Relative air inlet velocity	0.6 - 1.2	1
T_{air}	Air inlet temperature	400 - 500 °C	500 °C
WFR	Water fuel ratio	0 - 4	0

In general, the higher the hydrogen fraction, the higher are the NO_x emissions. This is due to the increase of the stoichiometric flame temperature and thus promoting the generation of thermal NO_x according to the Zeldovich mechanism. Note that the variation of the *pressure* and the *combustor outlet temperature* are implicitly given in the diagrams of Fig. 3. The pressure influence on the NO_x emissions follows a root function and the combustor outlet temperature influence on NO_x emissions has an exponential characteristic.

The variation of the *air inlet velocity* can be regarded as a residence time variation. According to Lefebvre's approach [23], the NO_x emissions are depending on the mixing rate, the

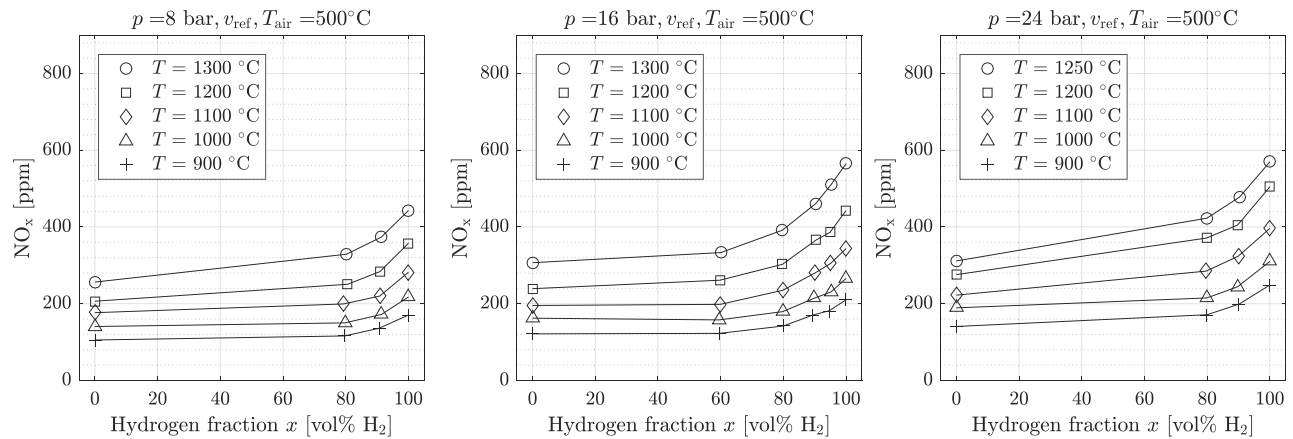
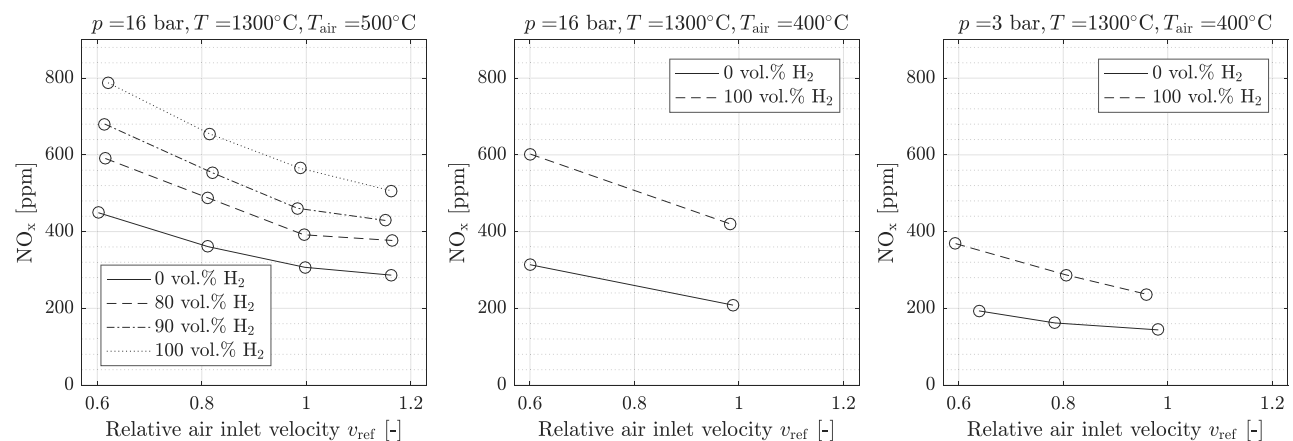
reaction rate and residence time. Thus, with increasing speed, the residence time within the hot flame temperature decreases and consecutively, the NO_x emissions decrease, see Fig. 4.

The variation of *air inlet temperature* is displayed in Fig. 5. The typical uncooled compressor outlet temperature is around 500 °C at a compressor outlet pressure of 24 bar. An air inlet temperature reduction leads to reduced NO_x emissions, because the stoichiometric air temperature decreases as well.

The NO_x emissions can significantly be reduced by *water injection*. Fig. 6 shows the characteristic of this NO_x reduction measure for multiple fuel compositions at different pressure levels, combustor outlet temperatures and air inlet temperatures. The each water injection curve is done at a constant combustor outlet temperature. Thus the fuel mass flow is increasing at increasing injection water mass flow. Since hydrogen has a higher specific lower heating value (LHV), the *WFR* is higher for high hydrogen fuels although the maximum injected water mass flow is similar for all curves.

5. Outlook

Upcoming gas turbines need to fulfill advanced requirements

Fig. 3 NO_x characteristic of Hydrogen content in the fuel for a set of combustor outlet temperaturesFig. 4 NO_x characteristic of relative air inlet velocity for a set of fuel compositions

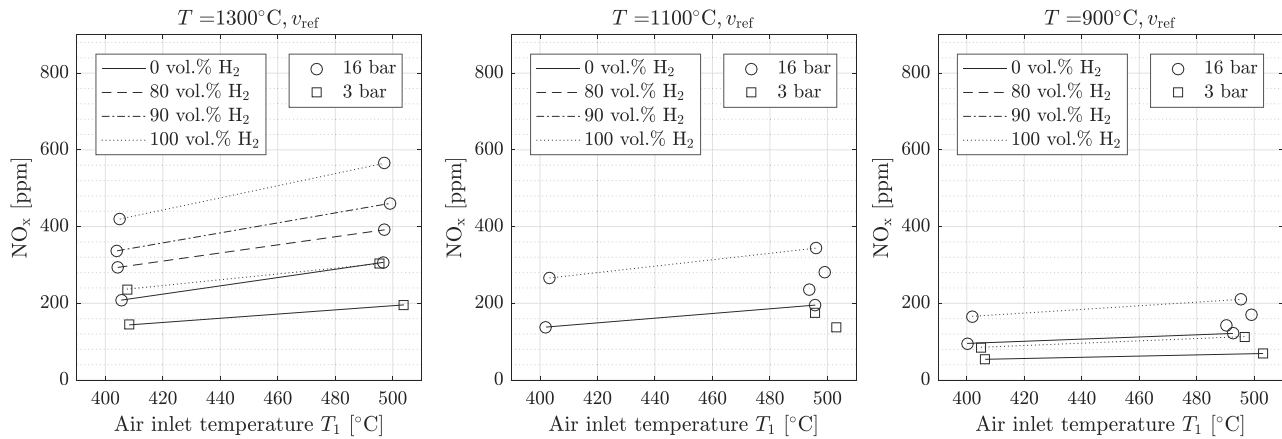


Fig. 5 NOx characteristic of air inlet temperature for a set of fuel compositions and pressures

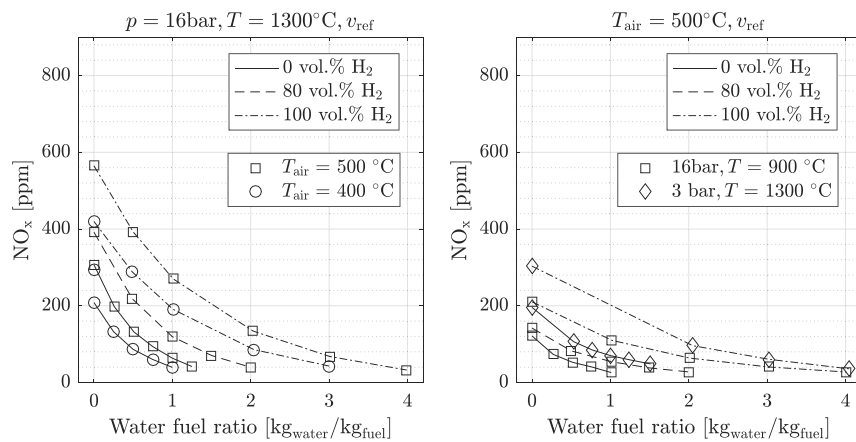


Fig. 6 NOx characteristic of water injection for a set of fuel compositions, air inlet temperatures, and pressures

to ensure stable power generation next to renewable sources. These topics focus on lower emissions, increasing the efficiency of power plants and of the gas turbine itself as well as higher flexibility to match the volatile power output of renewable power sources [24]. Especially flexible operation to maintain the grid stability requires higher load gradients in combination with quick start up and shut down procedures [25]. For an economical operation of a gas turbine facility, topics like reduction of maintenance efforts and higher lifespan are of importance. Relevant subjects concerning the combustor focus on an increased combustor outlet temperature and flexible fuel compatibility while retaining low NOx emissions. Higher fuel flexibility is required for enabling usage of power to gas storage strategies for integration of renewable energy sources [26].

To maintain a state of the art test rig for combustors, the test facility is an object of modifications, which are targeted on fitting future developments on gas turbines and combustors in particular. In the following, modifications of test rig, cf. Fig. 1 (19)-(24), and modifications of the supply infrastructure will be distinguished.

Modifications of the test rig aim to increase the operational

range with regard to the thermodynamic state of the exhaust gas. These are needed to further increase e.g. the combustor outlet temperature and the pressure. However, the maximum pressure level and air mass flow is also limited by the air compressor. As one part of the test rig, the design of the air plenum (19) in the present setup supports the use of reverse flow combustors. Nevertheless, a redesign of this section enable tests with unidirectional combustors. As the air plenum is so far the limiting component regarding to the pressure and air inlet temperature, a modification of this section may extend the operation range of the combustor inlet conditions. A redesign of the exhaust gas section (21) enables to increase the combustor outlet temperature for future requirements. Hence, a modification of both the air plenum and the analyzer section opens the possibility to design a transition duct that represents the real flow path between combustor and turbine including a cascade of first guide vanes for testing of cooling concepts and thermal coatings. This, however, would consequently reduce the variance of the test rig as turbine guide vanes are operated with choked flow.

Modifications of the supply infrastructure have the main goal to extend the versatility of tested applications with regard to

the fuel system and supply facilities for NO_x reduction. The fuel mixing system is currently capable of providing fuel mixtures of hydrogen and natural gas. An extension with further additives like N₂, CO, or CO₂ is within the design of the fuel system and can be added in a modular way. This enables investigations on combustor fueled with flexible syngas compositions and nitrogen dilution as NO_x reduction measure. Furthermore, the water demineralization plant can be extended by a steam generator for further NO_x reduction measure evaluation. With prospect of using liquid fuels to increase fuel flexibility, the fuel system can be extended by a fuel storage tank and suitable supply line including fuel pump and control valve.

Acknowledgements

The authors thank Kawasaki Heavy Industries Ltd. for providing the test combustor, offering the opportunity to emissions investigation and supporting research at the Institute of Power Plant Technology, Steam and Gas Turbines at RWTH Aachen University.

6. References

- [1] Gazzani, M.; Chiesa, P.; Martelli, E.; Sigali, Stefano; Brunetti, I. (2014): Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel: Premixed Versus Diffusive Flame Combustors. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136, 051504-1-051504-10.
- [2] https://global.kawasaki.com/en/corp/newsroom/news/detail/?f=20151221_2830 (Accessed: 2017.05.01)
- [3] Reiss, F.; Griffin, T.; Reyser, K. (2002) The ALSTOM GT13E2 medium BTU gas turbine, in ASME Turbo Expo 2002 GT2002-30108
- [4] Payrhuber, K.; Jones, R.M.; Scholz, M.H. (2008) Gas turbine flexibility with carbon constrained fuels, in ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50556
- [5] Gadde, S.; Wu, J.; Gulati, A.; McQuiggan, G.; Koestlin, B.; Prade, B. (2006) Syngas capable combustion systems development for advanced gas turbines, in ASME Turbo Expo 2006: GT2006-90970
- [6] Bonzani, F.; Gobbo, P. (2007) Operating experience of high flexibility syngas burner for IGCC power plant, in ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27114
- [7] Tajina, Masaki (2002): Development status of the EAGLE Gasification Pilot Plant. Gasification Technologies 2002. Electric Power Development Co., Ltd. San Francisco, California, USA.
- [8] York, W.D.; Ziminsky, W.S.; Yilmaz, E. (2013): Development and Testing of a Low NO_x Hydrogen Combustion System for Heavy-Duty Gas Turbines. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 135 (2), S. 22001.
- [9] Bradley, T.; Marra, J. (2012) Advanced hydrogen turbine development update, in ASME Turbo Expo 2012: Power for Land, Sea and Air, GT2012-68169, ASME Turbo Expo 2012.
- [10] Wu, J.; Brown, P.; Diakunchak, I.; Gulati, A.; Lenze, M.; Koestlin, B. (2007): Advanced Gas Turbine Combustion System Development for High Hydrogen Fuels, in ASME Turbo Expo 2007, GT2007-28337.
- [11] Therckelsen, P. L.; Littlejohn, D.; Cheng, R. K. 2012, Parametric Study of Low-Swirl Injector Geometry on Its Operability, in ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68436
- [12] Marek, C.; Smith, T.; Kundu, K. (2005): Low Emission Hydrogen Combustors for Gas Turbines Using Lean Direct Injection. In: 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Tucson, Arizona, AIAA-2005-3776.
- [13] Horikawa, A.; Okada, K.; Kazari, M.; Funke, H. H.W.; Keinz, J.; Kusterer, K.; Haj-Ayed, A. (2015) Application of Low NO_x Micro-Mix Hydrogen Combustion to Industrial Gas Turbine Combustor and Conceptual Design. In IGTC, Proceedings of International Gas Turbine Congress, Tokyo.
- [14] Asai, T.; Dodo, S.; Karishuku, M.; Yagi, N.; Akiyama, Y.; Hayashi, A. (2015): Performance of Multiple-Injection Dry Low-NO_x Combustors on Hydrogen-Rich Syngas Fuel in an IGCC Pilot Plant. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 137 (9), S. 91504.
- [15] Hollon, B.; Steinthorsson, E.; Mansour, A.; McDonnell, V.; Lee, H. (2011): Ultra-low emissions hydrogen/syngas combustion with a 1.3 MW injector using a micro-mixing lean-premix system. GT2011-45929, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011.
- [16] Lammel, O.; Schütz, H.; Schmitz, G.; Lücknerath, R.; Stöhr, M.; Noll, B.; Aigner, M.; Hase, M.; Krebs, W. (2010): FLOX[®] Combustion at High Power Density and High Flame Temperatures. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 132 (12), p. 121503.
- [17] Roediger, T.; Lammel, O.; Aigner, M.; Beck, C.; Krebs, W. (2013): Part-Load Operation of a Piloted FLOX[®] Combustion System. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 135 (3), S. 31503
- [18] Alavandi, S. K.; Etemad, S.; Baird, B. D. 2012, Low Single Digit NO_x Emissions Catalytic Combustor for Advanced Hydrogen Turbines for Clean Coal Power Systems, in ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68128
- [19] Bolanos, F.; Winkler, D.; Piringer, F.; Griffin, T.; Bombach, R.; Mantzaras, J. 2013, Study of a Rich/Lean Staged Combustion Concept for Hydrogen at Gas Turbine Relevant Conditions, in ASME Turbo Expo 2013, GT2013-94420
- [20] Kroniger, D., Vinnemeier, P., Rudolf, C., Wirsum, M., 2014, High pressure combustion test rig for 10 MW full scale gas turbine combustors, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26736
- [21] Kroniger D., Wirsum, M.; Horikawa, A.; Okada, K.; Kazari, M. (2015) Investigation of the pressure dependence of NO_x emissions of an industrial gas turbine combustor with high hydrogen content fuels, Proceeding of International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo, p. 122-130.
- [22] Kroniger, D.; Wirsum, M.; Horikawa, A.; Okada, K.; Kazari, M. (2016): NO_x Correlation for an Industrial 10 MW Non-Premixed Gas Turbine Combustor for High Hydrogen Fuels. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56189.

- [23] Lefebvre, A.H., 1995, The role of fuel preparation in Low Emission Combustion, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.177, p. 617-654.
- [24] Seydel, C.-G. (2012) *Gasturbinen der nächsten Generation*, German Aerospace Center, http://elib.dlr.de/78973/1/Gasturbinen_der_nächsten_Generation.pdf (Accessed: 2017.05.01) (in German)
- [25] Muntz, N.; Krol, T. (2015) The new Gas Turbine Portfolio to meet the market requirements for Distributed Generation. *PowerGen Europe*, 9-11 June 2015. <http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/energy-topics/publications/Technical%20Papers/Gas%20Turbines/New-gas-turbine-portfolio-for-distributed-generation.pdf> (Accessed: 2017.05.01)
- [26] Belderbos, A.; Delarue, E.; D'haeseleer, W. (2015): Possible role of Power-to-Gas in future energy systems. In *European Energy Market (EEM)*, 2015 12th International Conference on the (pp. 1-5). IEEE.

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

航空機用ガスタービンにおける空力計測技術

Aerodynamic Measurement Techniques for Aero Gas Turbine



山口 博史*¹
YAMAGUCHI Hirofumi

キーワード：ガスタービン，ジェットエンジン，計測技術，温度，圧力

Key Words：Gas Turbine, Jet Engine, Measurement, Temperature, Pressure

1. はじめに

近年，我々に身近な乗用車業界ではハイブリッドエンジン搭載車や電気自動車，燃料電池車など燃費向上と高機能を売りにした商品が多く市場に投入され，こうした次世代技術を活用した商品が珍しくない時代になっている。一方，航空機用ガスタービン（以降，航空エンジン）の世界も昨今の地球温暖化対策に対する世界の流れから燃費向上が，環境への配慮から低騒音化が求められている。この燃費，騒音への対策として航空エンジンファンの高バイパス比化が進んでおり⁽¹⁾，特にPW1100G-JMエンジン等に代表されるGeared Turbo Fanの登場により一気にバイパス比が高まった。

また，開発期間の短縮も製品の競争力を上げるため求められており，様々なアプローチでの開発期間の短縮が試行されている。

こうした世の中の変化にも関わらず，航空エンジンでの空力計測技術は長く開発に使われてきた歴史的背景と信頼性の高さから，数十年前から行われている熱電対による温度計測とチューブを這わせた圧力計測が未だに主流となっている。

本稿では最初に熱電対による温度計測に対する新たなアプローチとして，IHIで試作した細管型白金測温抵抗体の紹介をしたい。次に圧力チューブによる圧力計測に対する新たなアプローチの一環としてAdditive Manufacturingの航空エンジンにおける空力計測技術への適用を紹介したい。

2. 温度計測の精度向上

2.1 ガスタービン開発における温度計測

ガスタービンにおける温度計測には，光学的手法を用

いたもの⁽²⁾や，試験前に埋め込んだクリスタルの格子形状の変化により温度を測定するもの⁽³⁾など様々な先進的な計測手法が開発されてきている。しかし，流れの温度計測においては熱電対による温度計測が実績，信頼性，製造性，コストなどの理由から未だ主流となっている。

この熱電対を用いた温度計測は，航空エンジン向けファンの要素試験のような小さな温度上昇を測定する用途での精度は十分とはいえない。ファン要素試験での0.1Kの不確かさは，おおよそ0.2ポイントの断熱効率の不確かさに相当する。これは温度上昇が小さいため，0.1Kの不確かさが断熱効率に大きく影響してくるためである。

昨今の高バイパス比化されたファンでの試験となると，高バイパス比化に伴う低速化により，さらにファン入口と出口での温度上昇が小さくなるため，不確かさの影響が大きくなり，性能評価が難しくなってしまう。

ここで熱電対の計測精度だが，一般によくつかわれるK熱電対の許容差がJISのクラス1で $\pm 1.5K$ ，日本電気計器検定所（JEMIC）での比較校正を実施することで200℃付近では熱電対単体での不確かさを約0.5Kまで小さくすることが出来る⁽⁴⁾。

2.2 櫛形多点温度計測器（レイク）

ファン出口のような流速の速い流れの温度分布を熱電対で測定する場合，図1に示すような櫛形の計測器を用いる。

この櫛形多点温度計測器（以降レイク）の特徴は径方向の分布を計測するために複数の計測点を一つの計測器につけることと，「キールヘッド」と呼ばれる筒のような物を熱電対周りにつけたもの（図2）を用いていることにある。

この「キールヘッド」は，主に二つの目的で熱電対周りに取り付けられる。

一つは角度のある流れに対して流れを整え，広い角度特性が得られるようにすること。

もう一つはキールヘッド内の流れを十分に遅くするこ

原稿受付 2017年5月10日

*1 (株)IHI 航空・宇宙・防衛事業領域
技術開発センター 要素技術部 試験評価技術グループ
〒190-1297 西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229
E-mail: hirofumi_yamaguchi@ihi.co.jp



Fig. 1 Multi point temperature measurement probe (Rake)

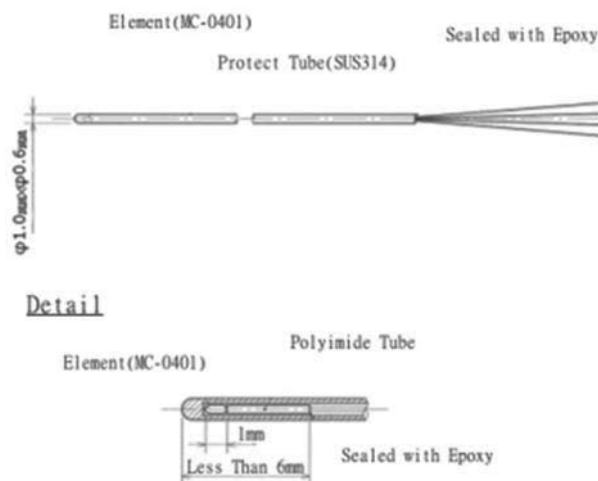


Fig. 3 4Wire thin sheath platinum resistance thermometer

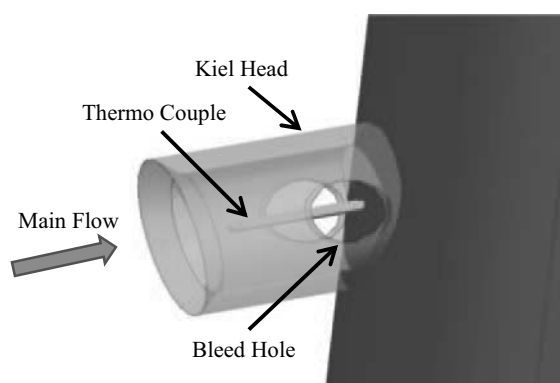


Fig. 2 Detail of kiel head

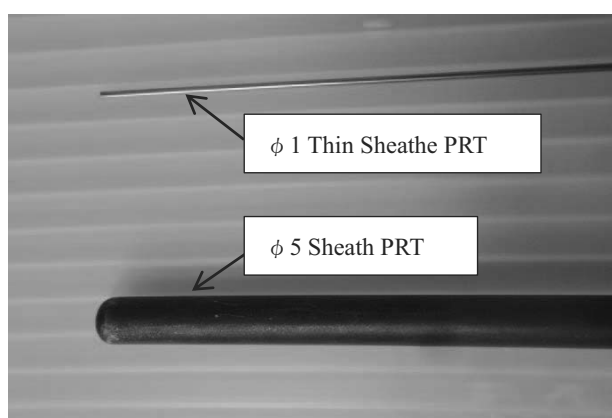


Fig. 4 Comparison of φ 1 PRT and φ 5 PRT

とでキールヘッド内の熱電対で計測している温度を全温に近づけることである。

2.3 細管型白金測温抵抗体の開発

不確かさという点から考えると白金測温抵抗体が最も不確かさの小さい温度センサの一つと言える。JISクラスAAの白金測温抵抗体は200℃環境下で0.44Kの不確かさである。さらにJEMICでの比較校正を実施することで250℃以下であれば測温抵抗体単体の不確かさを8mKまで小さくすることができる⁽⁴⁾。

これまでファン入口のように流速が遅く、一様な流れ場での計測には白金測温抵抗体を使用してきた。しかし、ファン出口のように流速が速く、温度分布のある流れの計測には径の太い白金測温抵抗体は使用できなかった。その主な理由は、径の大きな白金測温抵抗体に対してキールヘッドの寸法が大きくなり、必要な空間分解能を得ることが出来ないためである。

この問題に対し参考文献^{(5),(6)}では白金測温抵抗体を小型化することで、必要な分解能を得ようと試みている。しかし熱電対と同じようなサイズ、構造で使えるようなものとはなっていないようである。

そこで株式会社ネツシンにご協力頂き従来のシース熱電対と同様のサイズ、使用方法が可能な4線式の白金測温抵抗体を実現した。図3に内部構造、図4に従来の白

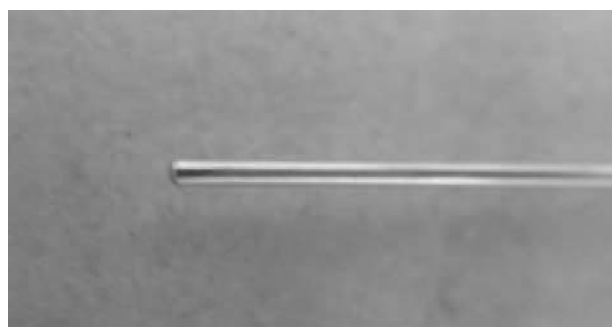


Fig. 5 Detail of φ 1 PRT

金測温抵抗体との比較、図5に先端の近接写真を示す。

この細管型白金測温抵抗体の特徴は先端に使用している素子の長さが1mmと小さくシース熱電対と同様に曲げて使うことができること、感温部が先端にあり、素子が小さく時定数も小さいこと、4線式で配線抵抗の影響を無視できることがあげられる。

これまで、ネツシンでφ 1mmシースの白金測温抵抗体自体は製作したことがあったらしいが、今回のように曲げられるもので、素子の位置をシース先端に持ってきたのは初めてということであった。

2.4 細管型白金測温抵抗体の特性把握

株式会社ネツシンの協力で製作することの出来たφ1mmシース細管型白金側温抵抗体の特性を確認するため、本白金測温抵抗体を組み込んだレイクを製作した(図6)。



Fig. 6 Temperature rake with φ1PRT

φ1mmシース細管型白金測温抵抗体とφ1mmシースK熱電対を同じ形状、寸法のキールヘッドに収め、同じ条件で弊社所有の校正風洞で空力校正を実施し、リカバリファクタの値を比較することでそれぞれの特性を比較した。ここでリカバリファクタRFの定義を式(1)に示す⁽⁷⁾。

$$RF = \frac{T_m - T_s}{T_t - T_s} \tag{1}$$

T_m : 計測温度

T_s : 静温

T_t : 全温

Table 1 Specification table of calibration wind tunnel

Type	Free Jet
Nozzle Diameter for Subsonic Flow	φ40mm or φ70mm
Mach Number	MAX 1.4
Traverse System	F-200iB (FANUC Corporation 6 Axis Robot)
Flow Capacity	0.65kg/sec or 2.0kg/sec

2.5 試験装置

ここで弊社所有の校正風洞について簡単に紹介したい。図7に系統図を、図8に計測部を、図9にF-200iBの写真を示す。

本校正風洞は流量の異なる二流類のプロアを選択可能で、計測器の大きさや流速に応じてノズルを交換しながら使用するようになっている。

また、流速の調整は可能な限りバイパス側のバルブを

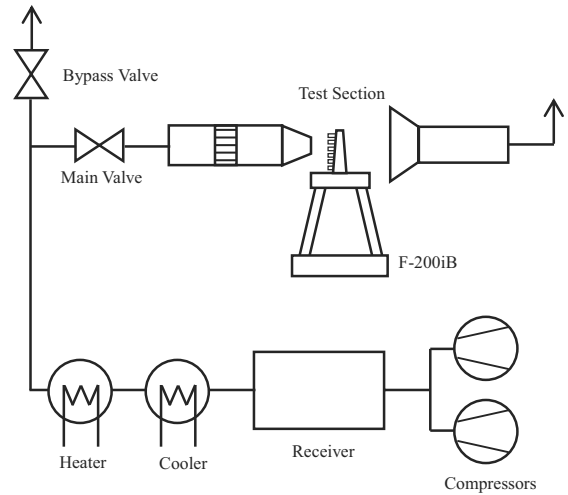


Fig. 7 Schematic diagram of calibration wind tunnel



Fig. 8 Test Section of calibration wind tunnel

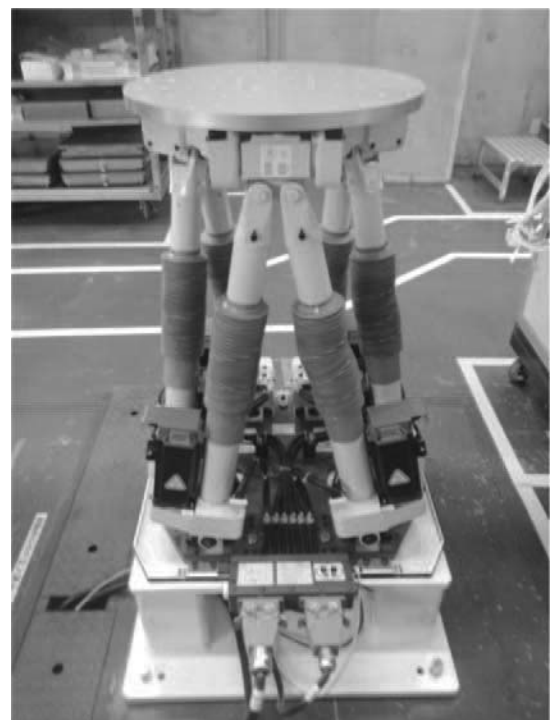


Fig. 9 F-200iB

調整することで行い、主流への乱れが極力発生しないようにしている。

図9に示すロボットは一般的な「アーム」を持ったロボットではなく、テーブルに6本の足がついたような形状をしており、それぞれが独立して動くことで6自由度で動くことが出来るものである。

本ロボットの最大の特徴は剛性の高さにある。アーム型のロボットの場合、大きな荷重がかかった時にどうしても撓みが生じ、目的の位置からずれてしまうことがある。特にM=1.0を超えるような流れの場合、大きな荷重がかかるため撓みが大きくなってしまう可能性がある。その点FANUC社のF-200iBはテーブルが最大離れた時に100kgの荷重がかかっても0.2mmしか変移しないため高マッハ数の流れにさらされても大きな位置のずれは発生しない(図10)。

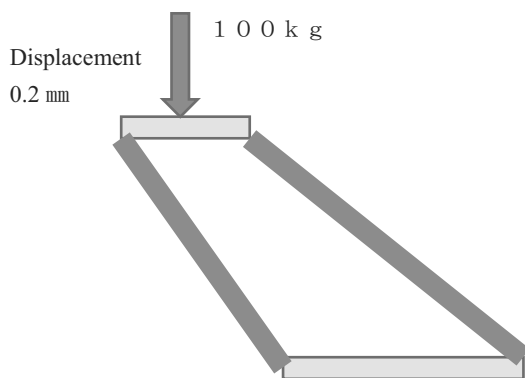


Fig. 10 Image of displacement of F-200iB

ちなみに通常のアーム型のロボットの場合数mmのオーダーで撓みが発生することもあるそうである。

また、動く速度もこれまでのターンテーブルと比べ大幅に早くなったため校正に要していた時間の大幅な削減が見込まれる。

さらにロボット導入の利点としてあげられるのが軸の問題である。これまでのターンテーブルではターンテーブルの中心に計測点がない場合、角度を振ればノズル中心から計測点が外れてしまっていた。しかし、ロボットの場合自由に軸を決めることが出来るため、好きな位置で角度を振ることが出来る。その結果設置の自由度が大幅に上がった。また、複数の計測器を同時に校正してもそれぞれの計測器中心で角度を振ることも容易になった。

2.6 試験結果と評価

3種類のマッハ数0.3, 0.5, 0.9で1mmシース細管型白金測温抵抗体及びK熱電対それぞれに、正面から風を当て、その時のリカバリファクタを比較した。その結果を図11に示す。

この結果から従来のK熱電対で製作した温度計測器とφ1mmシース細管型白金測温抵抗体で製作した温度計測器とではリカバリファクタの大きな差が無いことが分かった。

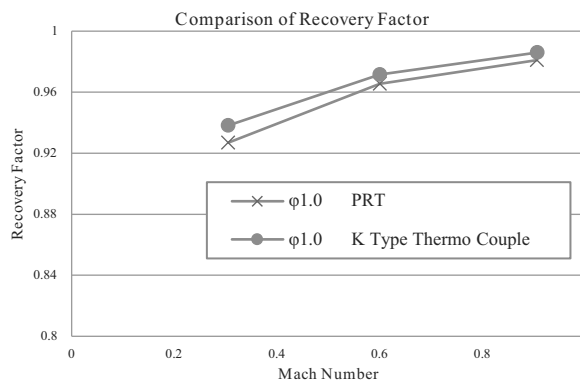


Fig. 11 Comparison of recovery factor

2.7 耐久性の評価

K熱電対と細管型白金測温抵抗体でリカバリファクタに大きな違いがないことは分かったが、要素試験等に計測器として適用するには振動等に対する耐久性を確認する必要がある。そのために6軸ロボットの自由度を活用し、キールヘッドでの気柱振動を起こす角度で本白金測温抵抗体に対しM=0.9の流れを1時間以上当て続けた。

その結果、1時間以上M=0.9の風に曝された本白金測温抵抗体のリカバリファクタには変化が見られず、抵抗値・絶縁抵抗値も変わらなかった。そのことから十分要素試験に耐え得る特性であることが確認できた。

3. AM技術の適用

3.1 ガスタービン業界への進出

最近流行のAdditive Manufacturing (以降AM)だが、航空エンジンへも適用されつつある。主に複雑な部品の製造に関して⁽⁸⁾だが、一部計測関係への適用例もある^{(9),(10)}。

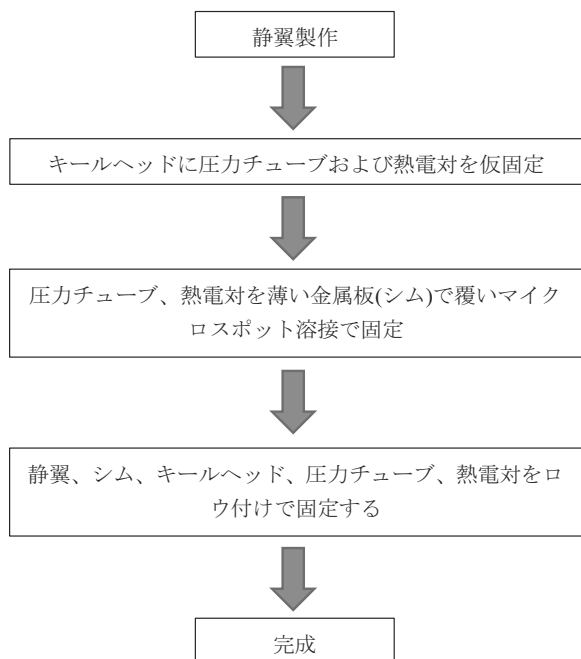
3.2 AMの利点

筆者はAMの最大の利点は製造期間の短さと内部構造を自由にデザインできることにありと考えている。通常のレイクを製作する場合、内部構造はそれほど複雑にする必要がなく、配線、配管を通せる形状にすればよい。ただし、計測器に対して寸法的な制限がある場合や、冷却構造を必要とする場合などはAMにて製作する利点もあると思われる。

レイクの他にガスタービンの計測で使用されるものに、静翼前縁に圧力チューブや熱電対を組み付けるLeading Edgeセンサ (Instrumented Vane) がある⁽¹¹⁾。このLeading Edgeセンサに対してAMを適用することでAMの利点を大いに活かすことができると筆者は考える。

通常のLeading Edgeセンサの製作には多大な時間と費用がかかる。このLeading Edgeセンサの製作工程を順を追って説明する。

これらの作業を実施するのに相当な時間と費用がかかることは容易に想像できる。さらに、翼が完成した後の追加工程となるため、エンジン開発期間を圧迫してしまう。また、時間や予算の問題だけではなく、静翼腹側に



配線を這わせるため計測点数によってはかなりの段差が翼面上に出来、圧損により空力性能に影響を与えてしまう可能性が高い。

この配線による段差を無くそうと思うと翼面を配線が埋まる程度掘り込む必要があり、更に時間と予算がかさんでしまう。

一方、AMでキールヘッド、圧力チューブまで含んだ静翼を製作してしまえば、翼を作ると同時に圧力計測の施工まで完了したものが出来上がる。また、翼の腹側にある配線による段差がなくなり圧損も最小限に抑えることが可能である。

3.3 AM Leading Edgeセンサの試作

このAMの利点を活かして試作したAM Leading Edgeセンサを図12に示す。また、図13に内部構造のわかる3Dモデルを示す。今回の試作では、翼面静圧分布計測用の圧力孔も加えている。

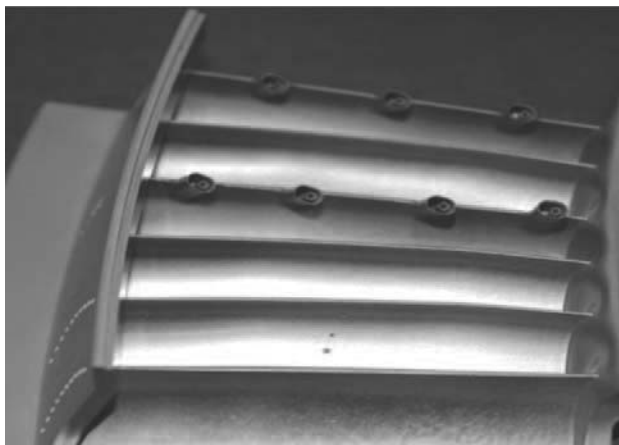


Fig. 12 Trail instrumented vane used additive manufacturing

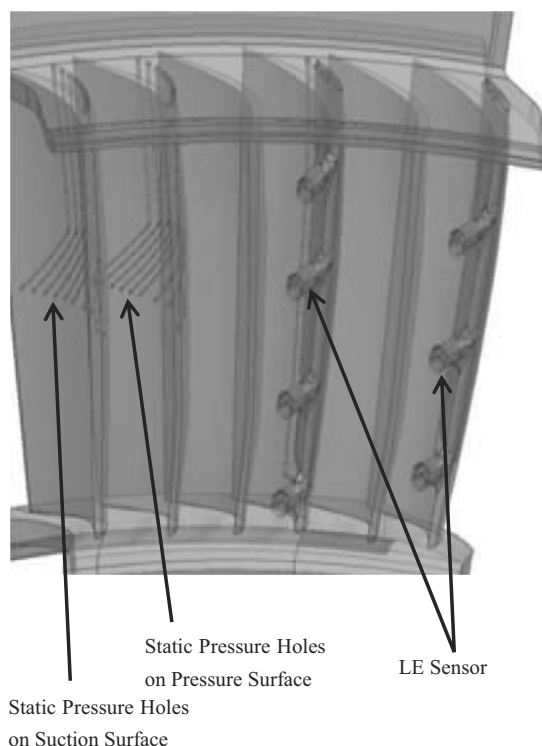


Fig. 13 AM vane 3D model

キールヘッド、キールヘッド内の圧力チューブまで一体で製作できていることが見て取れる。

また、内部まで問題なく製作出来ていたことがX線CTにより確認できている。

3.4 AMの課題

計測器を作るうえでAMの問題点として挙げられるものに表面仕上げがある。AMでは層状にボディを積み重ねていくため、表面に層状のざらつきが出来てしまう。触ることの出来る外部表面であれば仕上げは難しくないが、内部管路に関しては簡単に仕上げることが出来ない。圧力計測であればざらついた状態でも問題ないが、熱電対等を通す事を考えると、管路の仕上げを行わない限り複雑な管路への配線は難しいと考える。流体研磨のような方法で仕上げることが方法としては考えられるが、薄肉部の破れに気を付ける必要がある。

4. まとめ

従来の熱電対による計測に対して白金測温抵抗体を用いたレイクを試作した。形状や取りまわしに関してはこれまでのシース熱電対と変わらないφ1mmシース細管型白金測温抵抗体の製作が株式会社ネツシンの協力で可能になった。耐久確認試験の結果、M=0.9の流れに1時間ほど曝しても特性の変化がなく、要素試験環境での使用にも耐えられると予想される。これまで熱電対用であった設備や計測プログラムを測温抵抗体用にするなど手間はかかるが、不確かさを減らすには非常に効果的である。今後様々な要素試験で使用実績を積んでいきたい。

また、AMに関してガスタービンへの適用例を紹介し

た。まだまだ技術的に改善されるべき部分があるため、今後も動向を見守る必要がある。AMの最大の利点である内部構造の自由度を有効に使うにはLeading Edgeセンサのようなものか、冷却タイプの計測器のような内部構造の複雑なものに価値があると考える。今後内部管路の仕上げの問題が解決できれば一気に使用範囲が増えるだろう。

参考文献

- (1) JAXA 広報誌「JAXA航空マガジンFLIGHT PATH」
No.16/2017 SPRING
<http://www.aero.jaxa.jp/publication/magazine/pdf/fp_no16_high.pdf> (参照日 2017年5月23日)
- (2) Neil, Goldstein., Steven, Adler-Golden., Xuemin, Jin., Jamine, Lee., Steven, Richtsmeier. and Carlos, A. Arana., TEMPERATURE AND TEMPERATURE PROFILE MEASUREMENTS IN THE COMBUSTOR FLOWPATH USING STRUCTURED EMISSION THERMOGRAPHY, GT2003-38695 (2003)
- (3) Uniform Crystal Temperature Sensors
<<http://lgtechlink.com/>> (参照日 2017年5月23日)
- (4) JEMIC JCSS校正案内
<<http://www.jemic.go.jp/kousei/jcssninteihonsha.pdf>>
(参照日 2017年5月23日)
- (5) Clare, Bonham. and Steven, Thorpe., The design of gas-path stagnation temperature instrumentation for high probe recovery performance, 4th Joint EVI-GTI / PIWG International Gas Turbine Instrumentation Conference, 2012.
- (6) Mark, Erlund., Advances in Engine Cold End Temperature Measurements, 4th Joint EVI-GTI / PIWG International Gas Turbine Instrumentation Conference, 2012.
- (7) H.I.H. Saravanamuttoo., Recommended Practices for Measurement of Gas Path Pressure and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components, AGARD-AR-245
- (8) GE REPORT
An Epiphany Of Disruption: GE Additive Chief Explains How 3D Printing Will Upend Manufacturing
<<http://www.gereports.com/epiphany-disruption-ge-additive-chief-explains-3d-printing-will-upend-manufacturing/>> (参照日 2017年5月23日)
- (9) Donald, Godfrey., Additive Manufacturing (AM) and the Honeywell Global Initiative, ISABE 2015 -20193 (2015)
- (10) Felix, Kern1., Stefan, Bindl2., Martin, Strasser. and Reinhard, Niehui., Design of an Additive Manufactured Compressor Vane with Multi-Hole Pressure Probes for the Application in a Twin-Spool Turbofan Engine, AIAA 2016-4508 (2016)
- (11) Takuya, Ikeguchi., Akinori, Matsuoka., Yusuke, Sakai., Yoshinobu, Sakano. and Kenichiro, Yoshiura., Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, GT2012-68524 (2012)

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

低炭素社会に向けた火力発電プラント総合検証への取り組み

Approach to Total Verification of Thermal Power Plant for Low - Carbon Society



小野田 昭博*¹
ONODA Akihiro



川崎 榮*¹
KAWASAKI Sakae



斎藤 聡*¹
SAITO Satoshi



高橋 武雄*²
TAKAHASHI Takeo

キーワード：火力発電プラント，蒸気タービン，CCS，A-USC，検証設備，コンバインドサイクル，効率
Key Words：Thermal Power Plant, Steam Turbine, Carbon Dioxide Capture and Storage, Advanced-USC, Total Test Facility, Combined Cycle, Efficiency

1. 緒言

火力発電プラント，特に石炭火力では，1 MW時あたりの二酸化炭素排出量は1 トン近くになると試算されており，地球環境意識の高まりと共に高効率化の追求が求められている。このような背景のもと，火力発電プラントに適用される蒸気タービンの高効率化を進め，二酸化炭素の低減に努めている。更にサイクル的観点から主蒸気温度・圧力を上げた，次世代のA-USCプラントの開発も急務となっている。

また，更なる積極的な二酸化炭素削減施策として，火力発電プラントの排ガスから，二酸化炭素を分離回収し地中などに貯留するCCS (Carbon dioxide Capture and Storage) の開発も進行中である。

これまででは個々の試験設備を駆使して新技術を開発し，実機適用してきたが，製造，出荷，建設を経て試運転で真の性能が確認されるまで，数年を要していた。この検証サイクルを短くして技術開発を加速するために，総合検証設備の必要性が求められ，2008年に福岡県大牟田市の(株)シグマパワー有明・三川発電所に，実蒸気，実規模での総合検証を目的とする蒸気タービン実証試験設備を設置し，運用に入った。

また，二酸化炭素の分離回収に要するエネルギーを最小化するシステムを開発すべく，総合検証を目的としたCO₂分離回収パイロットプラントを，2009年に三川発電所に併設した。今回はこれらの総合検証設備と2015年から2016年に三川発電所のボイラを利用して実施したA-USC実証試験について紹介する。

2. 三川実証試験設備概要

三川実証試験設備の主な構成は蒸気タービン実証試験設備（第2号タービン）とCO₂分離回収パイロットプラント設備からなる。図1に蒸気タービン実証試験設備構成を示す⁽¹⁾。

蒸気タービン実証試験設備（第2号タービン）は既設の第1号タービン発電設備とボイラその他を共有する形で併設されている。また，高圧タービンと低圧タービンを各々独立軸として発電機を持つクロスコンパウンド形式を採用し，高圧タービン出口にIntermediate Valveを設けたことにより，高圧軸と低圧軸各々の運転条件設定の自由度を大きくすることができるとともに，各軸の性能評価精度を高めることが可能となった。

またA-USC実証試験は既設ボイラ過熱器を改造し温度を高めたシステムを追設した。(2016年撤去)

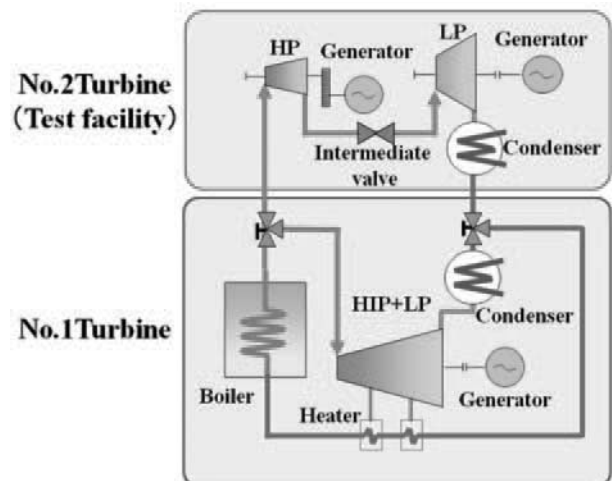


Fig. 1 Configuration of Steam Turbine Test Facility

原稿受付 2017年5月15日

* 1 (株)東芝 電力・社会システム技術開発センター
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町1-9

* 2 (株)東芝 エネルギーシステムソリューション社

3. 蒸気タービン実証試験設備概要

3.1 計測

高圧タービン、低圧部タービンは各々、独立した発電機にて出力を計測できるため個々の性能を精度良く計測することが可能である。また、温度圧力の計測点は高圧タービンで約160点、低圧タービンで450点にのぼり、蒸気温度、蒸気圧力などの状態量を広範囲に計測し、それぞれの流体特性を把握することができる。

特に低圧タービンにおいては、状態量の半径方向分布を把握するためにL-2～L-0に5孔プローブを配し、トラバース装置で通路部内を移動させ、半径方向/周方向分布を計測している。図2にトラバースプローブの配置例、並びにトラバース装置の装着状況を示す⁽¹⁾。

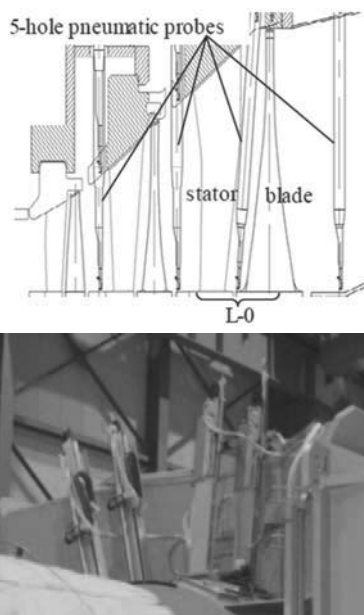


Fig. 2 Arrangement of 5 hole pneumatic probe

これら温度圧力計測以外に振動・歪等を、試験目的に応じ、計測している。

3.2 性能検証

図3に高圧タービンの性能を示す状態量としてのタービン出口温度を、計測値、全段一括の解析値、単段の解析値と比較して示す。縦軸に無次元化した温度、横軸にスパン方向位置を示す。全段一括解析の有効性及びその精度を確認した⁽¹⁾。

図4に最終段翼長35インチでの低圧タービンの性能試験結果を示す。縦軸に無次元タービン効率、横軸に無次元排気軸流速速度を示している。性能予測値 (Target) は流体解析とスケールモデル検証試験、要素試験より構築した性能予測法から求めた。検証結果 (Experiment) と比較して設計点近傍において (無次元排気軸流速速度 1.0) 十分な精度を有していることを確認した⁽¹⁾。

低圧タービンは湿り域での運転が特徴であり、湿り度

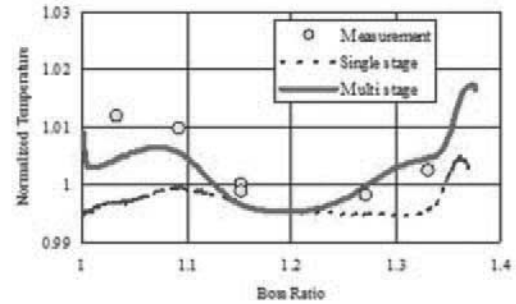


Fig. 3 Temperature Distribution of HP Turbine

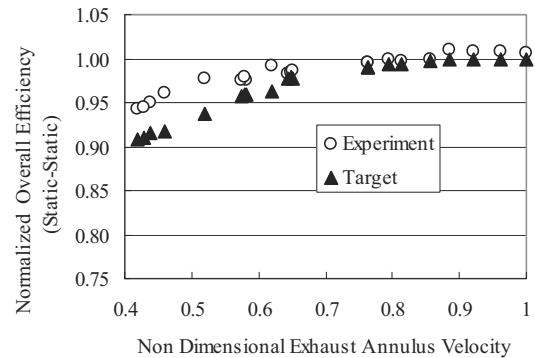


Fig. 4 Over-all LP Turbine Efficiency in Various Conditions

ている。湿り損失は通路部に発生する水滴径と翼の大きさにより変化するため、実機サイズによる湿り度を変化させた検証を行うことで性能予測精度が向上する。本検証設備では実機サイズによる試験が可能であり、より精度の高いプラント性能予測が可能となる。図5に湿り損失特性検証結果を示す。縦軸に低圧タービン効率、横軸に最終段出口湿り度を示す。湿り度が大きくなるにつれタービン性能が低下するだけでなく、無次元排気軸流速速度により湿り損失が変化することを確認した⁽²⁾。

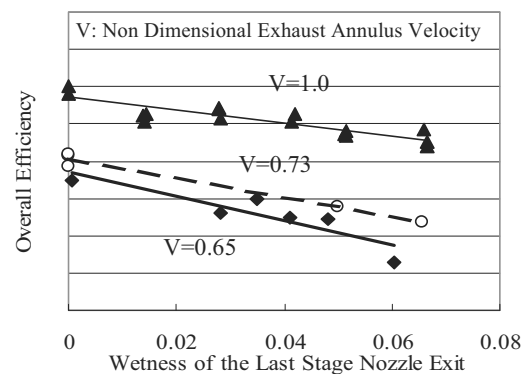


Fig. 5 Over-all LP Turbine Efficiency with Various Wetness

前述した湿り度変化に対する低圧タービン効率変化を、35インチと48インチの最終段翼長が異なる2種類の低圧タービンで計測し、湿り損失を比較した。その結果を図6に示す。最終段ノズル出口湿り度7%において48インチ低圧タービンは35インチ低圧タービンに比べ約1.7倍の湿り損失を確認できた⁽²⁾。周速が速いことによる制動

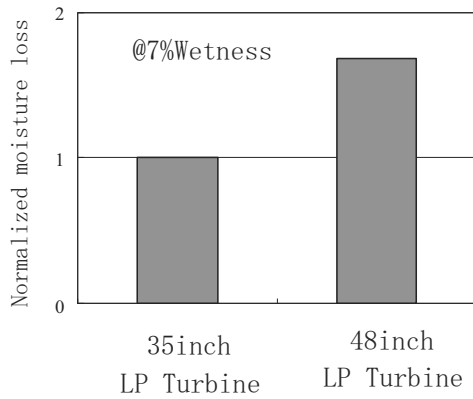


Fig. 6 Comparison of moisture loss between difference size of LP turbine

損失及びポンピングロスがその主因と考えられる。

本事例で紹介した高圧タービン、低圧タービンの総合検証結果は性能予測法に反映され、その予測精度向上に充分貢献すると考える。

3.3 信頼性試験

前項で性能検証についてその一部を紹介したが、新規性能向上技術の信頼性検証も重要な役割の一つである。検証例を以下に紹介する。

3.3.1 最終段翼信頼性検証

タービンの性能向上には最終段の長翼化がキーテクノロジーである。最終段の長翼化に伴いその振動応力が問題となり、その励振源の一つである流体変動力を把握した例を紹介する。

図7に計測点を示す。L-0ルートには歪ゲージを配し振動応力を計測した。流体変動力を捉えるためにL-0～L-2出口のHub部/Tip部の壁面に非定常圧力センサーを配している。

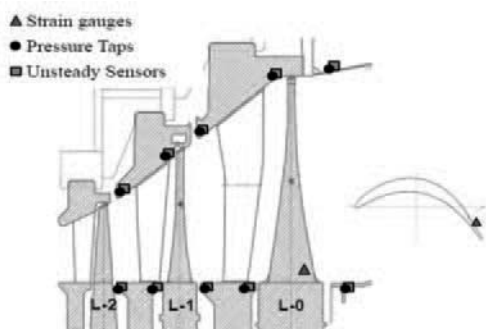


Fig. 7 Measuring Point around the Last Stage Bucket

図8に最終段ルート部振動応力計測結果を示す。縦軸に背圧、横軸に流量を取り、各計測条件での振動応力の大きさを円の大ききで示す。図中Bで示す範囲は流量一定で背圧を変化させた結果である。Case 1の応力を1としたときにCase 3では2.3倍の応力となった。図中Aで示す範囲は背圧一定で流量を変化させた結果である。同じくCase 1に対しCase 2の条件で急激に1.8倍となり

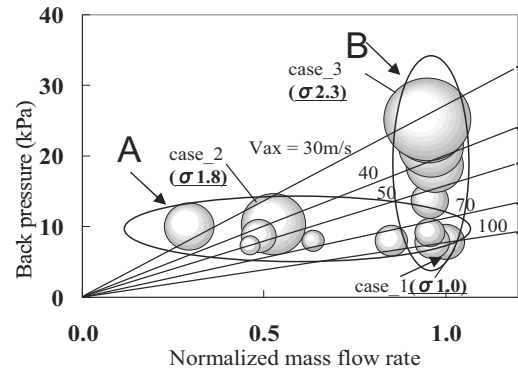


Fig. 8 Normalized amplitudes of measured vibration stress

その後、漸減していく傾向が分かる⁽³⁾。

一方、その時の最終段出口Tip壁面における流体変動圧力の計測値を図9に示す⁽³⁾。

このように最終段の振動応力と当該部位の流体変動圧力は明白な相関関係を示すことが分かり、励振メカニズムの解明の一助になると考える。

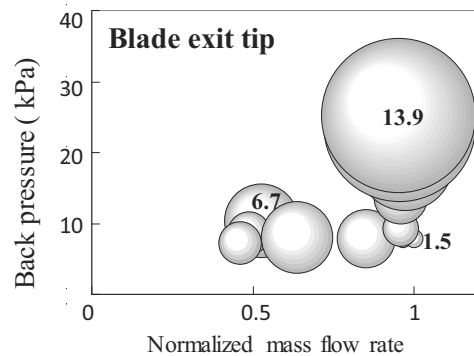


Fig. 9 Amplitude of pressure fluctuation at outer end wall of last stage blade

3.3.2 軸系の不安定振動現象

タービンの設計自由度向上のために、段落数を増やすことが要求されている。一方、ロータ全長が長くなるとスチームホワールという不安定振動現象の発生が知られており、この現象に対する閾値を要素試験で検証することは難しく、本試験設備で実際に現象を発生させることにより、その閾値を明確にした。

図10にスチームホワール現象が発生した時の振動波形を示す。横軸は時間、縦軸はタービンの定格出力に対する運転時の出力と振動値を示す。出力増加に従い、振動値が高くなり発散傾向にあることがわかる。同時に再現性も確認された⁽⁴⁾。

図11に最大振幅時の周波数分析結果を示す。不安定成分(固有値成分)が卓越しており、スチームホワール現象の特徴を表している⁽⁴⁾。

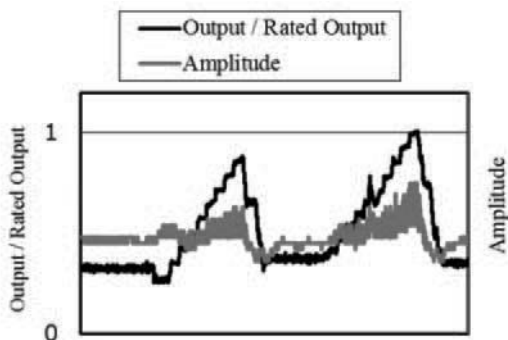


Fig. 10 Trend of vibration in steam whirl generating

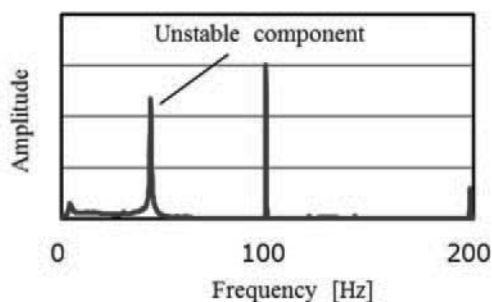


Fig. 11 Trend of vibration in steam whirl generating

4. A-USC

4.1 A-USCの開発概要

石炭火力発電プラントの飛躍的な効率向上にはタービン内部のエネルギー損失低減に加えて、蒸気条件の向上が不可欠である。先進超々臨界圧火力発電 (A-USC) では、蒸気温度を700℃以上に高温化し、送電端熱効率46%以上 (高位発熱量基準) を達成することで、CO₂ 排出量の大幅削減を目指している。700℃の高温蒸気条件では、従来の高クロム耐熱鋼に代わりニッケル基耐熱超合金の適用が必要となる。そのため、ニッケル基耐熱超合金の開発・評価を進め、2008年度からは経済産業省の開発プロジェクト (2016年度は新エネルギー・産業技術総合開発機構の助成事業) に参画し、開発を推進してきた。表1にA-USC開発ロードマップを示す。プロジェクトの前半5年間では主にニッケル基耐熱超合金の材料評価、製造技術開発等を行ない、後半の4年間では実機の使用環境を模擬したボイラ実缶試験 (Boiler Component Test) とタービン回転試験 (Turbine Rotor Test) を実施し、A-USC高温部品の健全性評価を行なった。

Table 1 Schedule of A-USC development in national project⁽⁵⁾

Items	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
System Design		System Design, Economics								
Boiler Technology	Material	High Temperature Steam Pipe & Tube								
		Long Term Test (> 30,000 hour)								
	Manufacturing	Welding, Pipe Bending etc								
Turbine Technology	Material	Rotor, Casing, Bolt etc								
		Long Term Test (> 30,000 hour)								
Valve Technology		Material Test, Trial Manufacturing								
Boiler Component Test Turbine rotor Test		Plan, Design			Manufacture			Test		

4.2 ボイラ実缶試験

ボイラ実缶試験では、三川発電所 (発電出力49MW) の既設石炭焚きボイラの内部に実缶試験用の過熱器を組み込み、既設主蒸気管から約5 ton/hの蒸気を実缶試験用過熱器に分歧し最大720℃の蒸気を発生させた。発生した700℃の蒸気は各種高温弁、大径管、タービンケーシング等を模擬した試験体を送り、高温部品・機器の健全性を評価した。

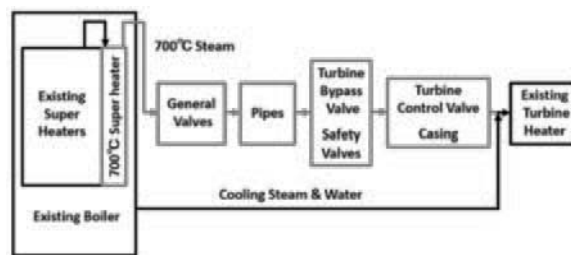


Fig. 12 Schematic flowchart of boiler component test facility⁽⁵⁾

図12にボイラ実缶試験の概略系統を示す。ボイラ過熱器 (700℃ Super heater) に適用する配管材料は耐熱性に加えて石炭燃焼ガスに対する耐腐食性評価が重要な検証項目の一つである。そのため実際に商用運転中の三川発電所の石炭焚きボイラを実缶試験に使用した。図13にボイラおよび実缶試験装置の外観を示す。700℃級過熱器以外の機器は、ボイラ横の架構を補強、拡張して設置した。

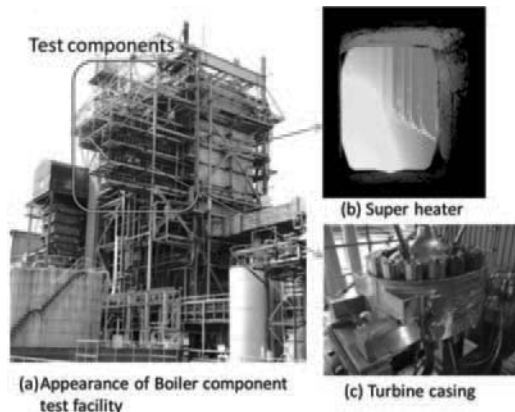


Fig. 13 Boiler and Boiler component test facility

実缶試験は2015年5月から2016年10月まで約13,000時間実施され予定通りに終了し、高温蒸気条件下での信頼性を確認した。試験装置は試験終了後に撤去し、各種試験体は分解検査等の評価試験を実施し、一部材料評価については継続中である。

5. CO₂分離回収パイロットプラント設備

5.1 設備概要

CCSは火力発電所等から大気へのCO₂排出抑制に大きく貢献すると期待され、当社でもその技術開発を推進するために、2009年9月にCO₂分離回収パイロットプラントを建設、運転開始し既に累積運転10,000時間を超えた。本設備は、排ガス中のCO₂をアミン水溶液に溶かし回収する、化学吸収法と呼ばれるシステムである。三川発電所から実排ガスの一部を供給し、当社開発の高性能吸収液・システムの性能検証やシステム特有の課題について評価を行っている。加えて顧客の排ガス性状に即した試験を行い、適切なプラント計画を顧客へ提案する目的でも活用される。表2に基本仕様並びに図14に設備系統概要を示す。

Table 2 Pilot Plant Specification

Source Gas	Flue Gas of Coal-Fired Boiler
Gas Flow Rate	2,100Nm ³ /h
CO ₂ Concentration	Approx. 12%
CO ₂ Capture Ratio	90%
Captured CO ₂	10t- CO ₂ /day
Impurities	SOx, NOx, Soot Dust

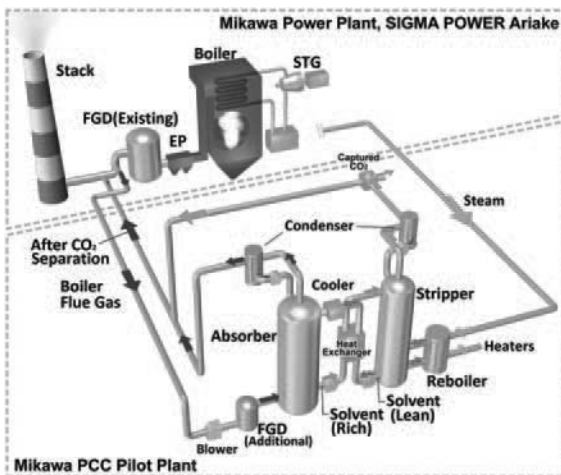


Fig. 14 Configuration of Post Combustion CO₂ Capture Pilot Plant

発電所既設の脱硫設備を経た排ガスは本設備に導かれ、更に追設の脱硫装置を経て、吸収塔下部に導入される。吸収塔内でアミン吸収液と対向流で接触し90%のCO₂が吸収分離され、再生塔にて加熱回収、再び煙道へ放出される構成となっている。なお、再生塔ではリボイラにて吸収液を約120℃まで加熱するが、この加熱源は三川発

電所の抽気蒸気である。リボイラ前後の蒸気の熱量差を計測することで、CO₂分離回収エネルギーを算出することができる。

5.2 新吸収液・システム開発

CCSの課題の一つがCO₂回収に消費されるエネルギーであり、送電端効率で15-20ポイント低下すると言われている。したがって、エネルギー消費の少ない吸収液・システムが求められている。図15は本設備で評価した当社吸収液の試験結果である。効率的な熱回収システムの導入と低化学反応熱のアミン化合物を選択することで、世界トップクラスの2.4GJ/t-CO₂を実証した⁽⁶⁾。

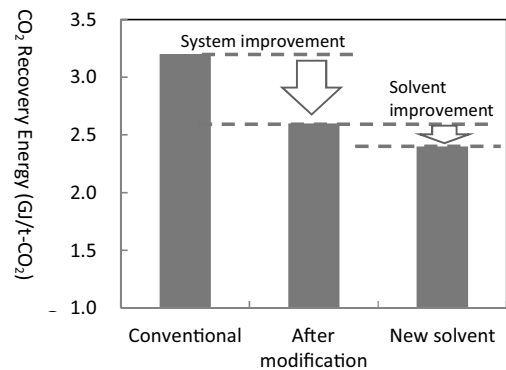


Fig. 15 Reduction of CO₂ recovery energy by system and solvent improvement

5.3 石炭火力以外の排ガス源への対応

本設備はCO₂濃度調整機能を有している。具体的には吸収塔出口の排ガスを吸収塔入口に循環し、吸収塔入口ガスCO₂濃度を下げる（希釈）ことができる。また、再生塔出口のCO₂を吸収塔入口に循環し、吸収塔入口ガスCO₂濃度を高めることができる。前者はガスコンバインド発電の排ガス（CO₂濃度：約4%）に対応し、後者は鉄鋼製造プロセスの排ガス（CO₂濃度：約30%）に対応可能である。図16はガス中のCO₂濃度を調整後に行った試験でのCO₂分離回収エネルギーの評価結果である。回収エネルギーはCO₂濃度が低いと増加し、逆にCO₂濃度が高いと減少することを示している。

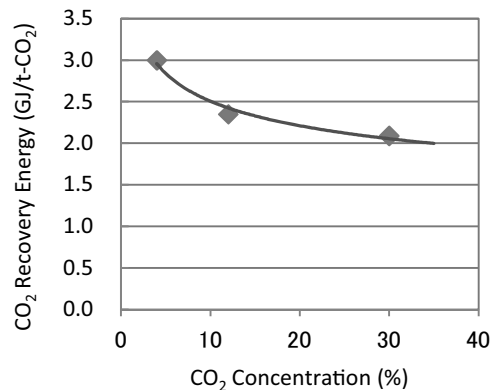


Fig. 16 CO₂ recovery energy versus CO₂ concentration in flue gas

上図は一例であるが、このように顧客の排ガス仕様に調整したデータを取得することでより正確なプラント設計が可能となる。試験結果を基に中国の首鋼製鉄所内の熱風炉と石灰炉それぞれの排ガスを対象にCO₂分離回収～圧縮、輸送までのFSを実施した⁽⁷⁾。また、中国の電力会社の華電半山発電所向けに、ガスコンバインドシステムへのCO₂分離回収設備敷設のFSも完了した⁽⁸⁾。

5.4 吸収塔からの微量アミン放散

CO₂分離回収エネルギー低減と並ぶ化学吸収法の課題がアミン成分の大气放散に関するものである。吸収液成分のアミンだけでなく、排出ガス中に含まれる酸素により長期運転中に酸化劣化したアミン分解物が、極微量であるが吸収塔から大气中に放出されることが指摘され環境負荷の問題として捉えられている。本設備においては微量アミンを正確に計測するシステムを備え、放散抑制するシステムを開発している。図17は本設備に設置した抑制システムの効果を示す。1ppm以下にまで抑制できることを確認した⁽⁹⁾。

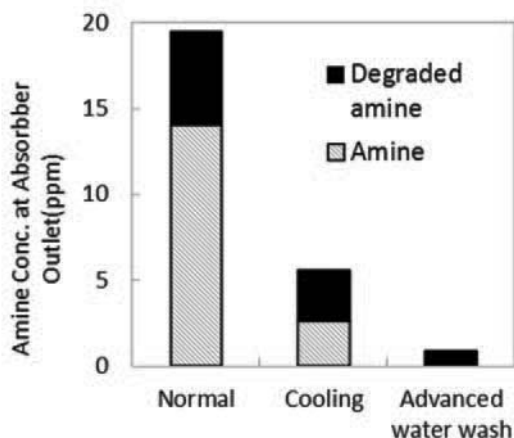


Fig. 17 Amine emission reduction with water wash system

アミン放散形態にはガス成分とミスト成分の影響がある。吸収液の化学構造との関係を明らかにし、更なる低減を目指している⁽¹⁰⁾。これらの知見をもとに、平成26年から開始の環境省の公募事業「環境配慮型CCS導入検討事業」⁽¹¹⁾において、パイロットプラントを使ったプラント試験評価に参画した。更に後継の5か年のプロジェクトでは、国内初となる数百t規模のCO₂分離回収設備が石炭火力発電所に敷設され、システム実証と環境影響評価がなされる予定である。

謝辞

A-USCの開発成果は経済産業省補助事業および国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の助成事業の結果得られたものです。

参考文献

- (1) Shibukawa, N., Kawasaki, S., Kawakami, H., Okuno, K., Niizeki, Y., Suzuki, T. and Sasaki, T., The Actual Size Steam Turbine Development Facility Mikawa Power Station unit-2, Proc. International Conference on power engineering .09, Vol. 3, pp. 1-6.
- (2) Tsukuda, T., Kawagishi, H., Shibukawa, N., Hashidate, T. and Goto, K., Influence of Wetness on Efficiency of The Full Scale Size Low Pressure Turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-70056 (2012).
- (3) Shibukawa, N., Iwasaki, Y. and Watanabe, M., Unsteady Flow Features and Vibration Stresses of An Actual Size Steam Turbine Last Stage in Various Low Load Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95219 (2013).
- (4) Mimura, Y., Hirano, T. and Ikeda, K., An Experimental Rotordynamic Stability of The Full Scale Size High Pressure Steam Turbines, Proceedings of The International Conference on Power Engineering-13 (ICOPE-13) Oct23-27, 2013.
- (5) M. Fukuda, T. Yoshida, A. Iseda, H. Semba, E. Saito, M. Kitamura, T. Dohi, H. Aoki, K. Muroki, H. Fukutomi, K. Sato, K. Takahashi, N. Saito, Y. Hirakawa, T. Nishii, T. Takahashi, T. Takano, Y. Matsubara and Y. Yagi, 700 °C A-USC Technology Development in Japan, EPRI 8th International Conference of Advances in materials Technology for Fossil Power Plants (2016).
- (6) Saito, S., Udatsu, M., Kitamura, H., Murai, S., Kato, Y., Maezawa Y. and Watando, H., Development and Evaluation of a New Amine Solvent at the Mikawa CO₂ Capture Pilot Plant, Energy Procedia, 51, (2014), pp. 176-183.
- (7) Global CCS Institute and Toshibba, Applying carbon capture and storage to a Chinese steel plant <<https://www.globalccsinstitute.com/publications/applying-carbon-capture-and-storage-chinese-steel-plant>> (accessed on 30 May, 2017).
- (8) Saito, S., Egami, N., Kiyokuni, T., Udatsu, M., Kitamura, H., Kato, Y., Muramatsu, T., Yuhui, S. and Luchang, S., Solvent Screening and Feasible Study of Retrofitting CO₂ Capture System for Natural Gas Combined Cycle Power Plant, Energy Procedia, 63, (2014), pp. 2394-2401.
- (9) Fujita, K., Muraoka, D., Ogawa, T., Kitamura, H., Suzuki, K. and Saito, S., Evaluation of amine emissions from the post-combustion CO₂ capture pilot plant, Energy Procedia, 37, (2013), pp. 727-734.
- (10) Fujita, K., Muraoka, D., Ogawa, T., Kitamura, H., Suzuki, K. and Saito, S., Experimental study of CO₂ impact on aerosol formation in postcombustion amine scrubbing process, Energy Procedia, 63, (2014), pp. 863-870
- (11) 環境省ホームページ 平成26年度環境配慮型CCS導入検討事業委託業務報告書 <http://www.env.go.jp/earth/ccs/h26_report.html> (参照日 2017年5月30日)。

特集：航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術

ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備

Gas Turbine Combined Cycle Power Plant Demonstration Facilities

山崎 哲也*1

YAMASAKI Tetsuya

キーワード：ガスタービン，ジェットエンジン，原動機，コンバインドサイクル，効率

Key Words：Gas Turbine, Jet Engine, Prime Mover, Combined Cycle, Efficiency

1. 緒言

三菱日立パワーシステムズ(株)高砂工場には、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）があり、1997年の運転開始以降今日まで20年間という長期間に渡り、ガスタービンの最新技術の検証と長期運転による実証を行ってきた。T地点が完成する前は、各要素試験などを経てガスタービンを開発後、実負荷吸収設備（水抵抗器）で実機検証を行っていた。発電した電気を捨てながらの試験であったため、コスト面などから検証試験の時間に制約があった。しかし、T地点が完成したことで、長期間に渡り実機での検証を実施することが可能となり、新技術開発の中で極めて有力な武器となった。また、高砂工場は、研究開発・設計・製造・実証を四位一体で同じ場所で実施できる世界で唯一のガスタービン工場となった。今回は、T地点と、T地点で行われている検証試験について紹介する。

2. T地点の歴史

2.1 T地点の建設とG形ガスタービンでの運用開始

まず、T地点の歴史について紹介したい。1980年代以降、ボイラと蒸気タービンを中核設備とするコンベンショナル発電プラントに比べ、高い熱効率、柔軟な負荷追従性、クリーンなLNG（液化天然ガス）を燃料としCO₂排出量が少ないなどの特徴があるガスタービン複合サイクル発電プラントを求める声が高まった。そこで、新規に開発したガスタービンの効率、性能、低NO_x化性能の検証と、長期運転信頼性の実証を行うことを目的とするガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備を、ガスタービンの基幹工場である高砂工場内に設置することとなり、1993年7月から環境アセスメントを実施し、1995年11月土木建設工事着手、1997年1月試運転開始、同年6月に実証開始した。尚、ガスタービンは燃焼器の冷却に世界で初めて蒸気を利用した1500℃級G形ガスタービンを採用し、2010年9月の運転終了までの総起動回数は2,301回、累計運転時間は39,253時間であった。

2.2 H形ガスタービンの検証

原稿受付 2017年4月11日

*1 三菱日立パワーシステムズ(株)

〒676-868 高砂市荒井町新浜2-1-1

ガスタービンの更なる効率向上を目的に、H形ガスタービンの1次試験を1999年2月から5月に、2次試験を2000年12月から2001年3月にかけて行った。H形ガスタービンは、圧力比25の高性能圧縮機と蒸気冷却式1段・2段タービン動静翼を採用したガスタービンで、試験は所定の成果を得て終了した。

2.3 デュアル焚き検証

T地点ではガスタービンの燃料として都市ガス（13A）を使用していたが、ガスと油（灯油や軽油）の両方で運転が可能なデュアル焚きガスタービンのニーズがあり、油焚きの検証試験を実施するために灯油焚きの設備を2000年から2001年にかけて設置し、試運転を実施した。尚、現在でも、灯油焚きの検証試験を実施することができる設備となっており、J形ガスタービン用デュアル焚き燃焼器の検証ニーズにより、灯油焚きを実施することがある。

2.4 J形ガスタービンへの換装

1997年から使用したG形ガスタービンは、2010年9月で役目を終え、その後現在も使用している1600℃級J形ガスタービンへ換装した。2011年2月から試運転を開始し、同年6月に試運転は完了した。2017年2月末時点で、J形ガスタービンの総起動回数は249回、累計運転時間は30,786時間となっている。

2.5 強制空冷システム検証

強制空冷システムは、燃焼器の冷却には空気を利用し、蒸気冷却システムと同レベルの効率を保ちながら、起動時間を短縮するなど高い運用性を実現することができる新しいシステムである。具体的には、ガスタービン圧縮機出口から抽気した空気を冷却器／強制冷却空気圧縮機にて冷却・昇圧し、燃焼器を冷却後、ガスタービン圧縮機出口へ戻す。そして、冷却器の排熱は排熱回収蒸気発生器で回収する効率的なシステムである（図1）。このシステムが期待通りの性能や運用性を備えているのかをT地点にて検証することになり、2015年4月から5月にかけて検証を行い、良好に試験を完了した。

G形ガスタービンに初めて採用され、J形ガスタービンにも採用されている蒸気冷却システムは、一般的に燃焼器の冷却には中圧蒸気を使用し、燃焼器で加熱された中圧蒸気は、再熱蒸気と合流後、中圧タービンにて出力

として回収することにより高効率を実現するシステムである（T地点は非再熱）（図2）。

3. T地点の設備概要

3.1 全体構成

ガスタービン複合サイクル発電は、ガスタービンからの高温排ガスを熱回収し、プラントの総合熱効率の向上を図ったもので、T地点も同様に、ガスタービン排ガスを排熱回収蒸気発生器に導き、熱回収によって蒸気を発生させ、その蒸気で蒸気タービンを駆動する排熱回収サイクルを採用している。

T地点では、都市ガスを燃料とするガスタービンで270MWを発電する。J形ガスタービンの出力は、ISO標準大気条件で330MWであるが、G形ガスタービン用に設計された電気設備の容量制限により、270MWとしている。高温排ガスは排熱回収蒸気発生器で熱回収を行い、発生する蒸気を蒸気タービンに導き119MWを発電し、総発電量は389MWである。蒸気タービンで仕事を終えた蒸気は空気冷却式復水器で水に戻され、ポンプにより再び排熱回収蒸気発生器に導かれる（図3）。

T地点用地は約6万平方メートルであり、主要な構造物は①本館 ②ガスタービン建屋 ③蒸気タービン建屋 ④排熱回収蒸気発生器 ⑤空冷復水器である（図4）。

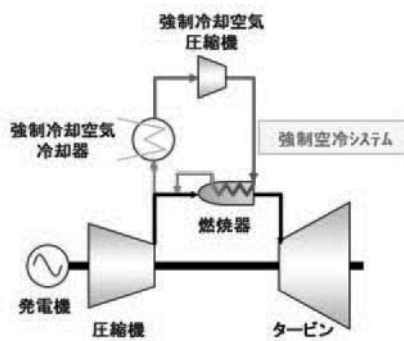


Fig. 1 Air cooled system

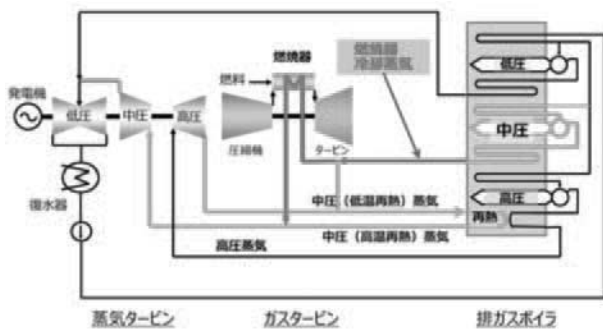


Fig. 2 Steam cooled system

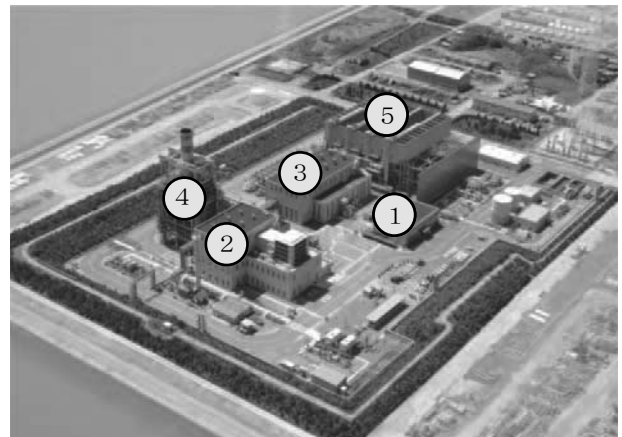


Fig. 4 Exterior view of T-point

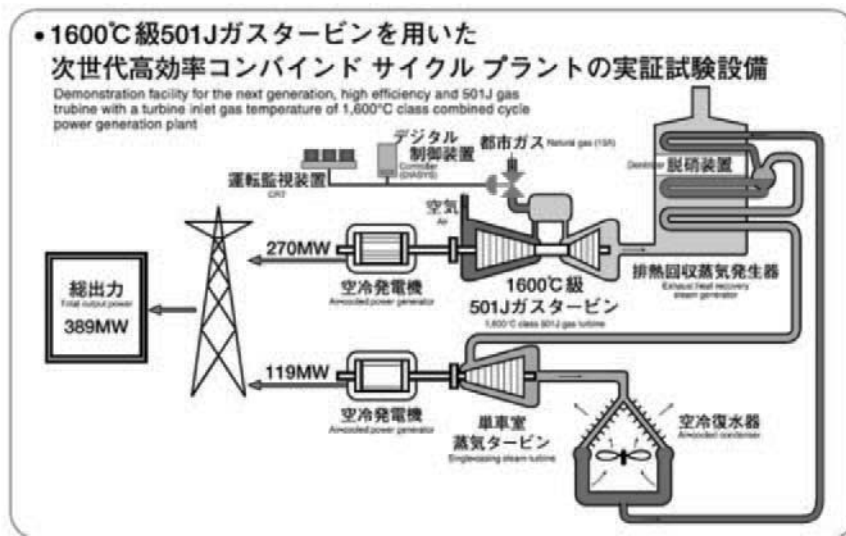


Fig. 3 Configuration of T-point

M501J形ガスタービン鳥瞰図

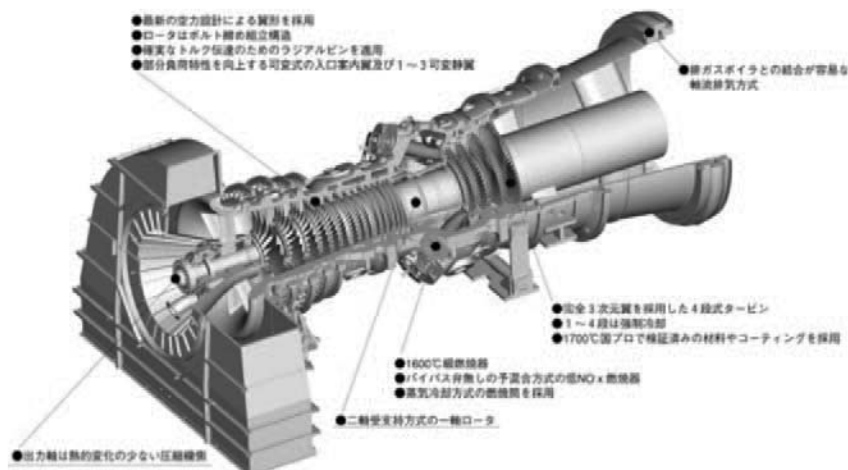


Fig. 5 J-Series gas turbine

3.2 ガスタービン

1500℃級のG形ガスタービンの運転検証を13年間実施した後に、2011年に新たに開発した1600℃級J形ガスタービンに換装した。J形ガスタービンでは、実績のあるG形ガスタービンに、国家プロジェクトとして実施した「1,700℃級ガスタービン技術開発」の成果である高温化要素技術を適用し、タービン入口温度1,600℃を実現している。燃焼器は、当初G形同様に蒸気冷却式を採用したが、2015年からは、ガスタービン複合サイクル発電プラントの更なる高効率化と高運用性を両立できる、強制空気冷却式を開発し、実機検証を完了した。強制空気冷却システムについては、2.5項に記載している（図5）。

3.3 蒸気タービン

コンパクトで高性能の単車室単流排気混圧復水形とし、中空溶接ロータの採用により暖気時間を短縮しプラントの起動時間の短縮が可能となった（図6）。

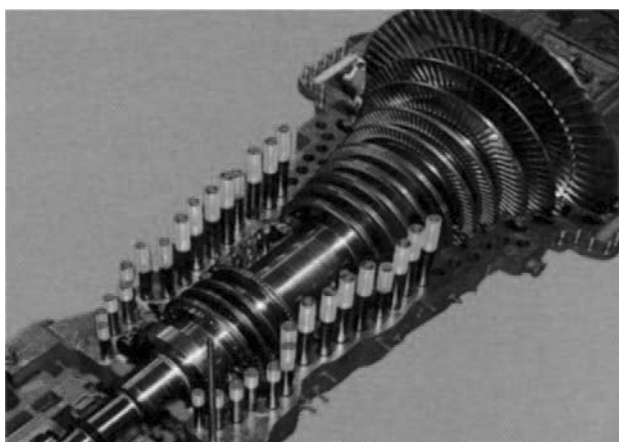


Fig. 6 Steam turbine

3.4 排熱回収蒸気発生器

ガスタービンの高温の排熱を利用した、ガス縦流れ自

然循環方式の三重圧（高圧/中圧/低圧）構造となっており、最大蒸発量は高圧347トン/h、中圧82トン/h、低圧10トン/hとなっている。尚、煙突最上部の高さは59mである（図7）。



Fig. 7 Heat recovery steam generator

3.5 復水器

日本国内の多くの火力発電所では、蒸気タービンから排出された蒸気は海水を用いた復水器で水に戻されるが、T地点では空気冷却する復水器（空冷復水器）を採用している。冷却に海水を使う場合、海に戻される海水は、その水温が取水温度より上昇しているため、「温排水」と呼ばれるが、空冷復水器はその温排水の問題が生じないという特徴がある。空冷復水器は冷却ファンを16台設置しており、駆動装置には高圧電動機を採用している。躯体寸法は、東西50m、南北50m、高さ30mとT地点で最大の構造物となっており、直径10mのFRP製の3次元翼を採用することにより低騒音型となっている。さらに、騒音の拡散を最小限にするため北側に防音壁を設置している（図8）。

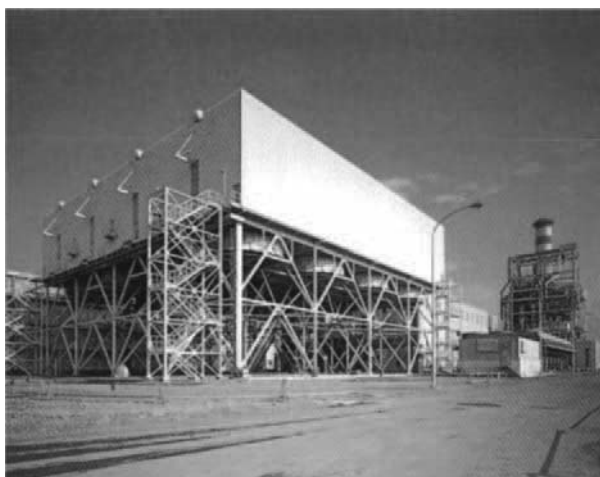


Fig. 8 Air cooled condenser

3.6 発電機

ガスタービン発電機は空冷式で、出力は286MVAと空冷発電機では我が国最大容量である。蒸気タービン発電機にも空冷式を採用しており、出力は139MVAである。ガスタービン発電機はサイリスタ起動方式を採用し、ガスタービン昇速時には、モーターとして2400rpmまで昇速をアシストする。ガスタービンは、2400rpm以降は発電機のアシストなしで定格速度まで昇速する（図9）。



Fig. 9 Generator for gas turbine

4. T地点での検証試験

4.1 検証試験の概要

新たに開発した部品の性能や信頼性を確認する実証試験時は、実際にガスタービンに各部品を組込んで実施するが、必要なデータを得るためには通常の運転で使用する監視項目だけでは不十分であり、検証用のセンサを多数取り付け、温度・圧力・振動などの信号をデータロガーやパソコンに取り込み解析している。試験の規模によるが、検証用の計測点数は、2300点を超えることもある。

T地点は、毎年3月～6月と10月～11月の合計6か月

間は、設備の点検と、開発を目的とする検証試験を実施することができるが、これ以外の6か月間は、電力需要に従って給電運用をしている。検証試験を実施できる期間が限られているため、それに合わせて検証したい部品や計測に必要な物・人等を準備しなければならない。関係者は綿密な計画と準備をする必要がある（図10）。長いものでは、数年かけて部品の開発と製作を行い、T地点のガスタービンに取り付けられる部品もある。また、T地点での検証は商品化に向けた最終確認の場でもあるので、失敗は許されない。当然T地点での検証に至るまでには、工場内にある要素試験装置等で性能の事前確認ができていない部品が殆どであるが、関係者にとっては、手塩に掛けて開発した部品の性能を実機で確認できる待ちに待った機会であるので、注目度は非常に高い。

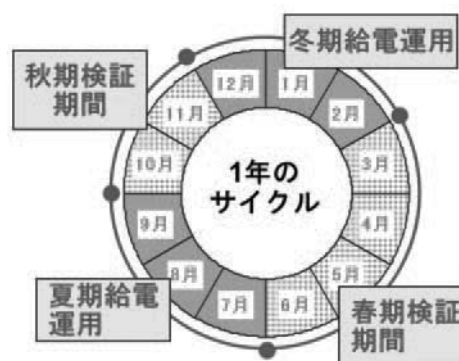


Fig. 10 Yearly operations of T-point

検証試験項目次第ではあるが、基本的には、ガスタービンを起動し、定格回転数に到達すれば並列させ、その後中間負荷と定格運転点で、確認したい運転状態に調整し、データを取得することが多い。ガスタービンの運転は、運転操作に慣れている運転員が実施するが、検証試験中は、開発担当者が確認したい運転状態を指示することとなるため、運転員だけの判断でガスタービンを運転することはあまりなく、開発担当者と運転員が綿密な調整をしながら検証試験を進めている。

ターニング状態から点火、昇速、無負荷運転、そして並列して発電しながら定格負荷までの全ての通常状態の確認に加え、負荷変化や負荷遮断なども含めた実機と同じ運転状態で検証ができるので、要素試験では発生しなかった新たな問題点がT地点の検証試験で確認される場合もある。このように、開発した部品の販売を開始する前段階で、改善して信頼性を高めることができるT地点での検証を非常に重要視しており、数多くの検証試験が毎回行われる。

4.2 特殊計測

検証される部品は事前に用意されているため、ガスタービン停止後、必要な部分の分解を行い、部品の取り付けを行う。温度・圧力等の計測が必要な場合は、常設計器とは別にセンサを取り付けるが、この常設以外のセ

ンサで計測することを“特殊計測”と呼んでいる。センサは部品に直接取り付け、車室やダクトを貫通させて取り出すことも多い(図11)。このため、センサ取り付け作業もガスタービン組立作業の一環として連携して行われる。通常の発電所等でガスタービンを組立てる場合に比べ、特殊計測用センサがあちらこちらに点在するT地点では、ガスタービン組立時にセンサや配線を痛めないように、また配線を車室やダクト等の貫通穴まで上手に這わせるために特別な配慮が必要であり、一般的なガスタービンを組立てる場合よりも慎重に作業を進める必要がある。車室やダクト等から取り出された信号は、直接または伝送器(図12)を経由して計測室(図13)に送られ、そこでデータロガーやパソコンに取り込まれる。



Fig. 11 Parts with sensors



Fig. 12 Transmitters

4.3 強制空冷システムの検証試験

検証試験がどのように行われるのか具体的に知ってもらうために、2014年9月から2015年5月にかけて実施した、強制空冷システム検証について紹介する。

強制空冷システム検証試験は、2015年4月であったが、現地工事は7か月前の2014年9月から開始した。1期工



Fig. 13 Measurement room

事を2014年9月から11月に実施し、2期工事を2015年2月から4月まで実施した。実施した工事は、ガスタービン燃焼器の交換工事と強制空冷システム設置工事の二つに大きく分けられる。ガスタービンの燃焼器交換工事は、T地点では何度も実施している作業であり、2期工事期間中に特に問題なく順調に完了した。一方、新たに設置することとなった強制空冷システムの設置工事は、基礎工事に始まり、強制冷却空気圧縮機・冷却器・付属配管等の機械工事、更に盤据付・ケーブル工事・計装工事等の電気計装工事など多岐にわたり工事量が多かったが、予定していた工期で無事工事を完了することができた(図14)。



Fig. 14 Exterior view of air cooling system

T地点は、実証設備でありながら発電事業を行っているため電気事業法が適用されるが、高温・高圧の容器や配管の溶接部については、その健全性が安全確保に不可欠なことから、溶接事業者検査が課されている。溶接作業は、一旦溶接を行ってしまうとその後の検査やチェックでは検証できない、いわゆる「特殊工程(溶接作業の施工前と施行中の検査を実施する必要がある)」と言われるものである。このため、溶接事業者検査においては、溶接作業の実施前に「あらかじめの検査」として「溶接

施工法」及び「溶接士の技能」に対する検査を行い、それらに対する確認を実施する。次に溶接作業実施前に溶接士の技能の有効期限について確認を行った後、7項目の検査工程（材料検査、開先検査、溶接作業検査、熱処理検査、非破壊検査、機械検査、耐圧検査）からなる「溶接施行した構造物に対する検査」を順次検査していく必要があり、この対応には相当な知識と経験を持った人材が必要である。T地点では、溶接事業者検査を実施できる体制を構築し、1997年の検証開始以降、数多くの溶接事業者検査を実施してきており、今回の工事でも、ボイラ・タービン主任技術者、検査責任者そして溶接事業者検査員からなる検査体制を整え、高砂工場の品質保証部門、製造部門等の協力を得ながら対応した。溶接事業者検査の他にも、高砂工場を管轄する兵庫県や高砂市、消防署等への届出などいわゆる官辺対応が必要になる工事も多く、これらにも対応できる組織・人材を抱えているのがT地点の特徴でもある。

工事完了後、2015年4月から5月にかけて検証試験を実施した。通常状態での確認はもちろん、設備の異常時を想定した確認を含め、実施した主要な試験は以下の通りである。

- 1) 通常状態の確認
 - (ア) 起動・停止特性確認試験
 - (イ) 負荷変化試験
- 2) 異常時を想定した確認
 - (ア) ランバック試験
 - (イ) 負荷遮断試験
 - (ウ) ガスタービントリップ試験
 - (エ) 強制冷却空気圧縮機トリップ試験

もちろん、これらの試験結果の評価は、常設計器と各部に取り付けられた“特殊計測用センサ”から得られるデータを収集・分析して、設計時に想定した管理値内にあるかどうかにより行われた。検証試験では、ほぼ期待していた通りの結果が得られ、またその後の各部品の点検でも問題は認められなかったため、2015年12月から長期実証を実施中で、現在も継続中である。このように、T地点を活用することで、開発した部品の性能と信頼性が問題ないことを、お客様に引き渡す前に実機で確認できる点が大きな特徴であり、多くの顧客から高い評価を得ている。

“2. T地点の歴史”でも紹介したが、T地点はこれまでガスタービンをG形からH形/J形に換装、デュアル焚き用の灯油の系統を追加、最近では強制空冷システムを追加 など大きな変更が何度か実施されてきた。このような場合、ガスタービンはもちろん、複合サイクル発電所故に排熱回収蒸気発生器や蒸気タービンなどのいわゆる“ボトムング”の状態も少なからず変わってしまう。そこで、新しい運転状態に合わせて各管理値を決め、制御方法の見直しが必要になるわけであるが、プラントエ

ンジニアの協力が必要であることは言うまでもない。このように、ガスタービンの検証試験では、ガスタービン開発者以外のプラントエンジニア等の支えがなければ進めることはできない。現地工事の溶接事業者検査では、高砂工場の品質保証部門や製造部門の協力が必要であったことは既に述べたが、要するに、T地点でのガスタービン検証試験は、ガスタービン開発部門以外の高砂工場内の多くの部門の協力と相互の綿密な連携がなければなしえないものであり、研究開発・設計・製造・実証が同じ地域にある高砂工場だからこそ実現できるとも言える。

5. 終わりに

強制空冷システムの検証試験を中心に紹介したが、T地点では、これ以外にも大小様々な開発部品の検証と長期運転による実証を行い、ガスタービン開発に貢献している。また、今回はガスタービンを中心に紹介したが、実のところ、蒸気タービンの検証試験も数多く実施している。これからもT地点は、より環境に優しい製品の開発のため一翼を担って行きたいと考えている。また、ガスタービンや蒸気タービン定期検査等の主機の保全と、発電所の運転に不可欠な純水装置、空冷復水器等の周辺設備の保全にも力を入れ、安価で安定した電気を届けたいと考えている（図15）（図16）。



Fig. 15 A periodic inspection of gas turbine

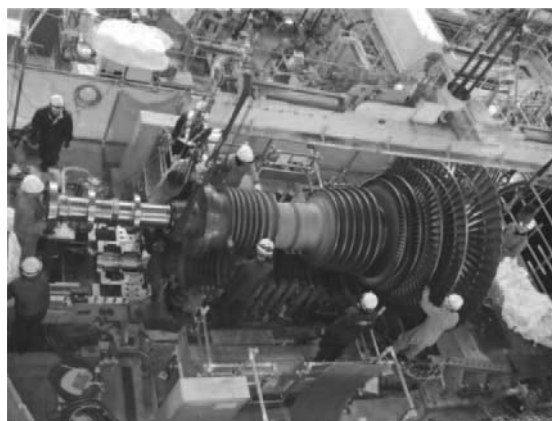


Fig. 16 A periodic inspection of steam turbine

超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 —第一報 騒音低減効果と流れ場の変化—

Suppression of Noise Generated from Supersonic Rectangular Jet with Microjet —Part1 Noise Reduction and Change in Flow Field—

岡田 隆一*¹
OKADA Ryuichi

渡辺 紀徳*²
WATANABE Toshinori

鵜沢 聖治*²
UZAWA Seiji

姫野 武洋*²
HIMENO Takehiro

井上 智博*²
INOUE Chihiro

大石 勉*³
OISHI Tsutomu

ABSTRACT

Jet noise reduction is required for the realization of environmentally-friendly and highly-efficient supersonic jet propulsion system. In the present study, experimental investigations are performed in order to clarify the effects of microjet injection on supersonic jet noise. The experiments are focused on supersonic jets with Mach number of 1.4, issued from a rectangular nozzle with high aspect ratio. Far field acoustic measurements are executed and the spectra and sound pressure data of jet noise are obtained. In the acoustic data, 13dB(A) reduction at the maximum is achieved with microjet of 1.5% mass flow ratio in the case of under-expanded main jet. When the microjet condition is proper, it is observed that the broadband noise and screech tone noise are greatly reduced.

キーワード：超音速ジェット騒音，矩形ノズル，能動制御，マイクロジェット噴射

Key Words：Supersonic Jet Noise, Rectangular Nozzle, Active Control, Microjet Injection

1. 緒言

環境適合型次世代超音速ジェット機の実現には、推進システムの高効率化と共にジェット騒音の大幅な低減が不可欠である。ジェットエンジンの排気ジェットが音速を超える場合には、乱流混合騒音に加えて広帯域衝撃波関連騒音やスクリーチ音が発生し、亜音速ジェット騒音に比べて騒音レベルが大幅に増大するため⁽¹⁾、次世代超音速機に対しては従来機に比べて大幅な騒音低減が要求される。ジェット騒音を低減する手段として、シェブロンノズルやタブノズルのようにノズル出口形状に工夫を加えることによって主ジェットと周囲大気の混合を促進し、騒音を低減させる受動デバイスが提案されている。しかし、騒音規制がない巡航時には推力損失の原因となるため、騒音と推力損失の低減を両立させる能動的制御手法の開発が求められている。能動制御の1つとして主ジェットに対して微量のジェットを吹き付け、音響場を

制御するマイクロジェット噴射⁽²⁾が提案されている。これまでに高亜音速ジェットを対象とした研究⁽³⁾が種々行われているのに対し、超音速ジェットに対するマイクロジェットの効果を調べた研究例（文献(4)(5)等）は少なく、詳細な音響場や流れ場の調査が不十分である。また、主ノズルを非円形ノズルとした場合のマイクロジェットの騒音低減効果は報告されていない。

そこで本研究ではマイクロジェットの最適な噴射方法の確立と騒音低減機構の解明を目標に、実験と流れ場の数値解析を実施した。主ノズルに高アスペクト比の矩形ノズルを用い、マイクロホンを用いた音響計測によって、マイクロジェットの有効性を検討した。更にマイクロジェットによる騒音低減機構を明らかにするために、流れ場の可視化実験や圧力計測、数値解析を実施した。

本報では、不足膨張ジェットから発生する騒音の低減効果に関して調査した結果を報告する。第二報では、主ジェットの膨張状態による騒音低減効果の違いや流れ場の違いをCFD解析の結果を交えて議論する。第三報では、騒音低減機構に対する考察や適切な噴射形態の提案を行う。

原稿受付 2016年8月12日

査読完了 2017年6月1日

* 1 東京大学大学院 現 (株)IHI
〒190-1297 西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229
E-mail: ryuuichi_okada@ihi.co.jp

* 2 東京大学

* 3 (株)IHI

2. 主な記号

- b : ノズル長辺長さ [mm]
- d : マイクロジェットのノズル出口径 [mm]
- h : ノズル出口高さ [mm]
- M : ノズル出口マッハ数 [-]
- $M_j (= \sqrt{2(NPR^{\gamma-1/\gamma} - 1)/(\gamma - 1)})$:
適正膨張マッハ数 [-]
- NPR : ノズル圧力比 (P/p_a) [-]
- OASPL: 全音圧レベル [dB]
- p_a : 大気圧 [Pa]
- p_e : ノズル出口静圧 [Pa]
- P : 主ジェット全圧 (整流筒での計測値) [Pa]
- P_m : マイクロジェット設定圧 [Pa]
- s : マイクロジェットの間隔 [mm]
- SPL: 音圧レベル [dB]
- ϕ : 原点から計測点までの方位角 [deg.]
- θ : 原点から計測点までの仰角 [deg.]
- Ψ : 主ジェット-マイクロジェット質量流量比 [%]

3. 実験装置および実験方法

実験は図1に示す無響室を用いて実施した。スクリーチ音の発生メカニズムについて実施された先行研究⁶⁾のノズルをベースにマイクロジェット噴射機構をノズル先端部に設けた。図2及び図3に示すように幅 (b) 72mm, スロート高さ (h_t) 6mm, 出口高さ (h) 7mmのアスペクト比10.3の矩形ノズルで, ノズル出口における設計点マッハ数は1.49である。高アスペクト比の矩形ノズルを使用することによりマイクロジェット非噴射時における現象が2次元的となり, 流れ場が可視化しやすくなる。また, 長辺側にのみマイクロジェットを配置することで, マイクロジェット噴射時の流れ場が3次元性を有しながらも周期的となり, 可視化時に衝撃波構造が分析しやすくなると考えられる。

マイクロジェット用に分岐した空気は, 調圧弁で調圧し, 流量計測を行った後, 主ノズル近くに設けたマニホールドに導いた。マニホールドにおいてマイクロジェットの本数分に分岐し, 内径1mmのシリコンチューブを用いて噴射口まで導いた。マニホールド出口にマイクロジェット本数分設置した手動弁により噴射レイアウトを変更することができる。

図3(b)に示すようにマイクロジェット噴射口は長辺側に上下22個ずつ設けた。マイクロジェットのノズルは先細ノズルで, 出口径 (d) は0.8mmである。

図2の斜線で示したノズル長辺側の出口リップ部にマイクロジェット噴射口を設けており, このパーツの交換により噴射角や噴射位置を変更できる (図3(a))。本研究ではマイクロジェットを主ジェットに対して60deg.の角度でせん断層に対して噴射するケース (Type 1 噴射) と90deg.の角度でノズル内の境界層に対して噴射するケース (Type 2 噴射) の騒音低減効果について調べ

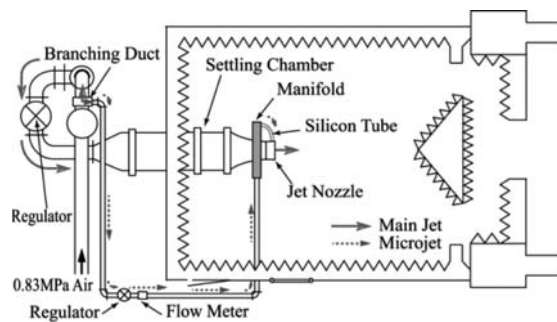


Fig. 1 Anechoic chamber

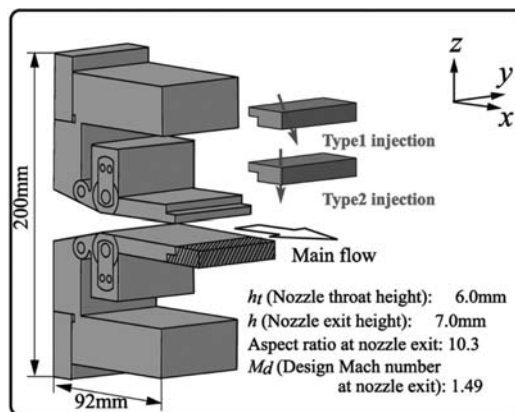
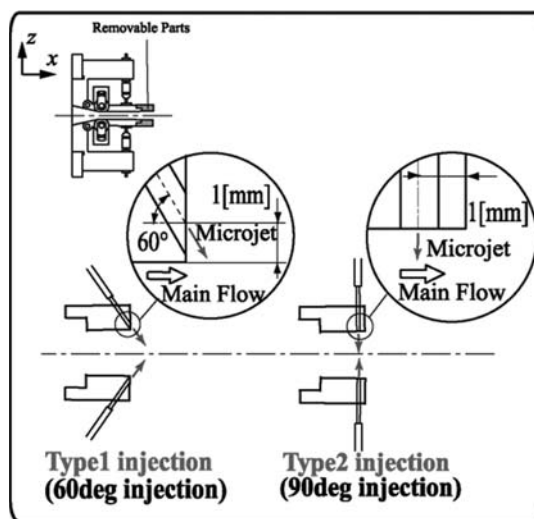
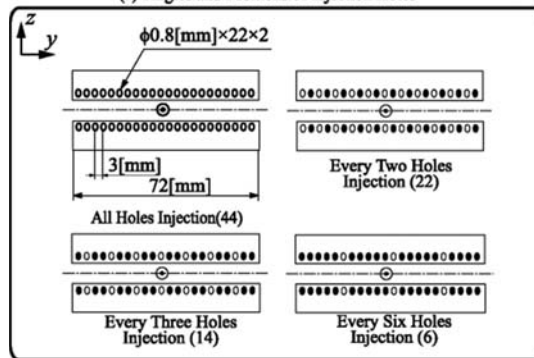


Fig. 2 Overall view of 2-D main nozzle with microjet injection holes



(a) Angles and Positions of Injection Holes



(b) Microjet Layouts

Fig. 3 Configuration of 2-D nozzle and microjet holes

た。Type 1は先行研究(4)を参考に設定した。Type 2はType 1より主ジェットに対して垂直な方向の運動量を増加させる目的で設定した。主ジェットに対して垂直に噴射する噴射方法は先行研究(5)でも実施されている。Type1噴射との比較が目的ならば、先行研究(5)で実施されているようにマイクロジェット噴射口を全てノズリップ外側の同じ位置に設けることが望ましいが、実機搭載時に配管がノズル外に設置されることはないと思われ、ノズル内の境界層に対して噴射する方法を検討することにした。

音圧計測にはBrüel&Kjær社の1/4インチ自由音場型マイクロホンType4939を使用した。データ集録と周波数解析には小野測器製Multi-Purpose FFT Analyzer CF-7200を用いた。スペクトルの最小周波数は62.5Hzである。最大周波数は無響室内の自由音場特性が確認されている50kHzとした。得られた音圧データは式(1)によって音圧レベル(以下、SPL)に変換した。

$$\text{SPL}_f = 10 \log_{10} \frac{\bar{p}_f^2}{p_{ref}^2} \quad (1)$$

ここで、 \bar{p}_f は周波数ごとの音圧値、 p_{ref} は基準音圧で $2.0 \times 10^{-5} \text{Pa}$ である。全音圧レベル(以下、OASPL)は式(2)のように計算した。

$$\text{OASPL} = 10 \log_{10} \frac{\sum_f \bar{p}_f^2}{p_{ref}^2} = 10 \log_{10} \sum_f 10^{\frac{\text{SPL}_f}{10}} \quad (2)$$

$$0 \text{Hz} \leq f \leq 50 \text{kHz}$$

人間の可聴域の上限は20kHzであるが、実験で使用したノズルと実機エンジンの排気ノズルにスケールの差があることを考慮し、式(2)中に示すように取得した全周波数における音圧値を全音圧レベル算出に使用した。

解析されたデータは実験室内での音圧感覚に近づけるためA特性フィルタを適用した。A特性フィルタは人間の聴覚に合わせ、低周波音と高周波音の音圧レベルの寄与を小さくする役割があり、騒音評価に広く用いられている。計測した0~50kHzの全データに対してA特性フィルタを適用した。本報ではA特性フィルタを適用したことを明示するため、SPLやOASPLの単位を[dB(A)]と表記する。取得した音圧データをフーリエ解析した後、実機スケールに変換することなくA特性フィルタを適用しているため、騒音低減量がそのまま実機スケールの騒音低減量とはならないことに注意が必要である。

実験ではマイクロジェット噴射による音響場の変化を把握するため、図4に示すノズル出口を中心とした半径0.75m(=105h)の球面上に計測点を設定して計測を行った。図中に示すような角度 θ 及び ϕ を設定し、 θ 、 ϕ の範囲はそれぞれ0~90deg、0~120degとした。但し、マイクロホンが主ジェットの影響を受ける $\theta < 30 \text{deg}$ かつ $\phi < 30 \text{deg}$ の範囲では計測を行っていない。 θ 方向には30degおきに、 ϕ 方向には10degおきに計測を行った。得られた音圧データの周波数解析を行い、マイクロジェット噴射によるスペクトルの変化を調べた。ノズ

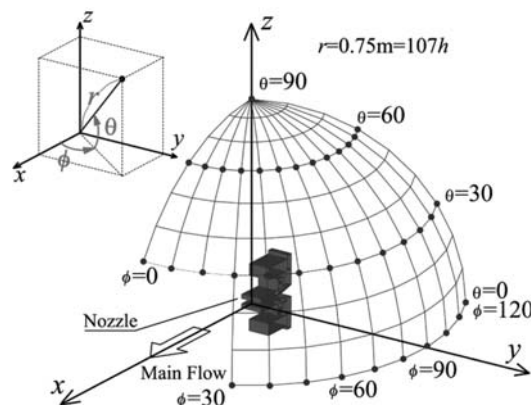


Fig. 4 Coordinate system and measurement points

Table 1 Experimental conditions

Main jet	Microjet			
	P_m/p_a	Layout (s/d) [Number of holes]	Ψ [%] (Type1)	Ψ [%] (Type2)
NPR=3.9 $M=1.39$ $M_j=1.53$ $Re=4.2 \times 10^5$	2.5	all holes (3.75) [44]	1.1	1.0
	3.0		1.4	1.4
	5.0		3.0	3.0
	2.5	every two holes (7.5) [22]	0.59	0.53
	3.0		0.78	0.75
	5.0		1.5	1.6
	2.5	every three holes (11.25) [14]	0.39	0.35
	3.0		0.51	0.49
	5.0		1.0	1.0
	2.5	every six holes (22.5) [6]	0.17	0.16
	3.0		0.23	0.22
	5.0		0.46	0.46

ル出口から-0.5h上流のノズル側壁面静圧とセトリングチャンバ全圧を計測し、主ジェット出口のマッハ数を算出した。

また、マイクロジェットによる騒音低減要因を明らかにするため、シュリーレン法による流れ場の可視化を行った。

4. 実験条件

実験では主ノズル圧力比(NPR)を変更することで主ジェットの状態を変化させた。本報で結果を示す主な実験条件を表1に示す。超音速ジェットでは、ジェットを仮想的に大気圧まで膨張させた時のマッハ数 M_j を用いて膨張状態を記述する機会が多い。NPR=3.9の主ジェットでは $M < M_j$ であるので不足膨張状態となる。

マイクロジェット設定圧(P_m)及び噴射口数の変更により、主ジェットとマイクロジェットの質量流量比(Ψ)を変化させた。マイクロジェットの噴射パターンは、図3(b)に示すように2つおきや5つおき噴射などのように間隔を変化させた。本報では、例えば主ジェットに対して60degの角度ですべての噴射口から噴射したケースを“Type 1-全噴射”と呼ぶ。

各噴射パターンでの主ジェットに対するマイクロジェットの質量流量比を表1に併せて示す。主ジェット流量はノズルスロート部の断面積と整流筒での計測全圧から等エントロピー過程を仮定して算出し、マイクロジェット流量には流量計での実測流量を用いた。

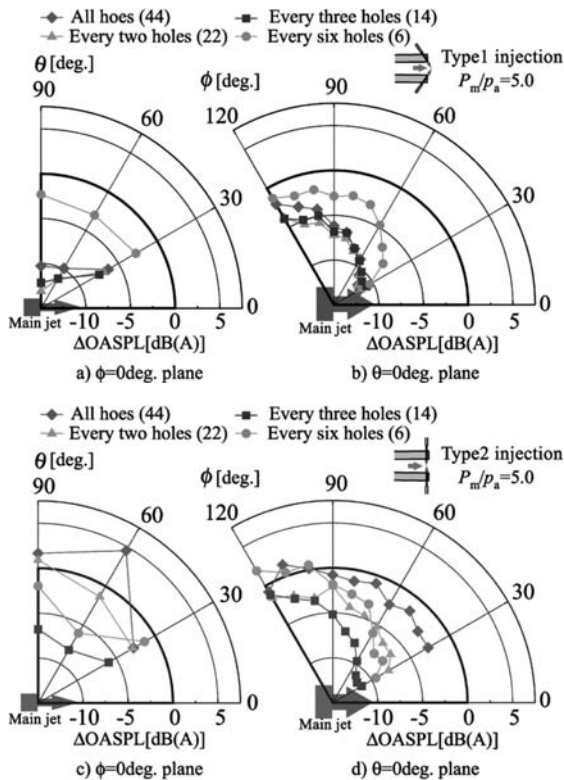


Fig. 5 Δ OASPL distribution
in the case of $NPR=3.9$

- a): Type1 injection, $\phi=0$ deg. plane, b): Type1 injection,
 $\theta=0$ deg. plane, c): Type2 injection, $\phi=0$ deg. plane,
d): Type2 injection, $\theta=0$ deg. plane

5. 結果および考察

5.1 音響場に対するマイクロジェットの効果

本節ではマイクロジェットによる騒音変化のうち計測位置による違いを説明する。Type 1 噴射時のOASPL値の変化を図5 a) およびb) に、Type 2 噴射時の変化を図5 c) およびd) に示す。図5の半径方向の軸は噴射前後のOASPL値の変化を示しており、式(3)で定義される。

$$\Delta \text{OASPL} = \text{OASPL} (\text{with microjet}) - \text{OASPL} (\text{w/o microjet}) \quad (3)$$

式(3)では負値が騒音低減を意味する。左右のグラフはそれぞれ、ノズル長辺側 ($\phi=0$ deg.面) と短辺側 ($\theta=0$ deg.面) における騒音変化量の違いを示している。ノズル長辺側の結果は、矩形ジェットの長辺側のせん断層から発生するジェット騒音への影響を、ノズル短辺側の結果は、矩形ジェットの短辺側のせん断層から発生するジェット騒音への影響を示している。マイクロジェットの設定圧は $P_m/p_a=5.0$ とした。

Type 1 噴射の場合に質量流量比1.5%で、最大約13dB (A) の騒音の低減量が得られている。Type 1 噴射の場合には1つおき或いは2つおき噴射の場合に長辺、短辺側共に概ね最も良い騒音低減性能を示している。 $\phi=0$ deg.面では主ジェット側方 ($\theta=90$ deg.) でより騒音が低減されているのに対し、 $\theta=0$ deg.面では主ジェット前方で騒音が低減している。

Type 2 噴射の場合には、図5 (d)のノズル短辺側の結果から、2つおき噴射の場合に質量流量比1.0%で10dB (A) 以上の騒音低減が得られていることがわかる。一方、Type 1 噴射時と比較して噴射口数による騒音低減量のばらつきが大きくなっている。なお、同一条件のOASPL値の計測ばらつきは ± 0.5 dBであり、 Δ OASPLの計測ばらつきは ± 1.0 dBである。特に全噴射や1つおき噴射時には主ジェット側方から後方において騒音低減効果が悪化し、騒音が逆に増大している様子も見られる。

ノズル長辺側では、Type 1 噴射の場合には側方 ($\theta=90$ deg.付近) の計測点で大きく騒音が低減したのに対し、Type 2 噴射の場合は前方の計測点よりも騒音低減量が小さく、傾向が異なっている。また、Type 2-全噴射の場合、長辺側の計測点では約5 dB (A) 騒音が増大する計測点もあり、他のケースと異なった現象が生じていることが考えられる。

5.2 マイクロジェットによるスペクトルの変化

図5では大きな指向性が見られるが、スペクトルの傾向としては、ジェット前方のスペクトルとジェット側方のスペクトルに大きく分けられる。そこで $NPR=3.9$ の主ジェットに対してマイクロジェットを噴射した場合の、長辺側の前方 ($\theta=30$ deg., $\phi=0$ deg.) 及び側方 ($\theta=90$ deg.) のスペクトルを図6及び図7にそれぞれ示す。図中ではType 1 噴射、Type 2 噴射及び非噴射時のスペクトルを比較している。可聴域の上限は20kHzであるが、20kHz ~ 50kHzの高周波数帯域は実機エンジンスケールに変換した場合に可聴域に入る可能性があるため、20kHz ~ 50kHzも示した。続報で詳しく述べるが、超音速ジェット騒音は、亜音速ジェットの構成要素である乱流混合騒音に加え、衝撃波とせん断層内の乱れの干渉によって発生する騒音と離散周波数音のスクリーチ音から構成される⁽¹⁾。黒点線で示した非噴射時のスペクトルにはスクリーチ音 (約8 kHz) とその倍調波、3-6kHz付近には衝撃波に関連すると思われる騒音成分が確認できる。乱流混合騒音はなだらかな山状のスペクトルを有しており、3-6kHzの帯域ではその傾向とは明らかに異なる。また、単一の周波数が支配的となるスクリーチ音とも異なるため、衝撃波に関連する、スクリーチ音とは異なる種類の騒音と考えられる。その他の帯域は乱流混合騒音が支配的であると思われる。

図6の主ジェット前方のスペクトルを見ると、マイクロジェットにより3kHzまでの低周波騒音が低減している。スクリーチ音に関しては、Type 1 噴射の場合には完全に消滅している。一方、Type 2 噴射では高周波側に帯域が変化しており、スクリーチ音の原因となるフィードバックループのループ長が縮小したものと推察され、衝撃波構造の変化を示唆する結果となっている。

図7に示す側方の計測点においては1kHzから10kHz程度の帯域で大幅に騒音が低減している。図6と同様にType 1 噴射の場合にはスクリーチ音が消滅している。

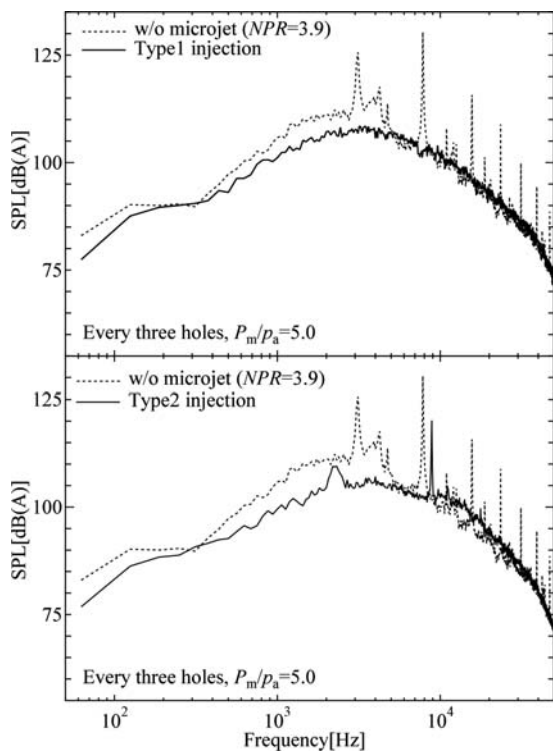


Fig. 6 Power spectra at $\theta=30\text{deg}$, $\phi=0\text{deg}$.
($NPR=3.9$, every three holes injection)

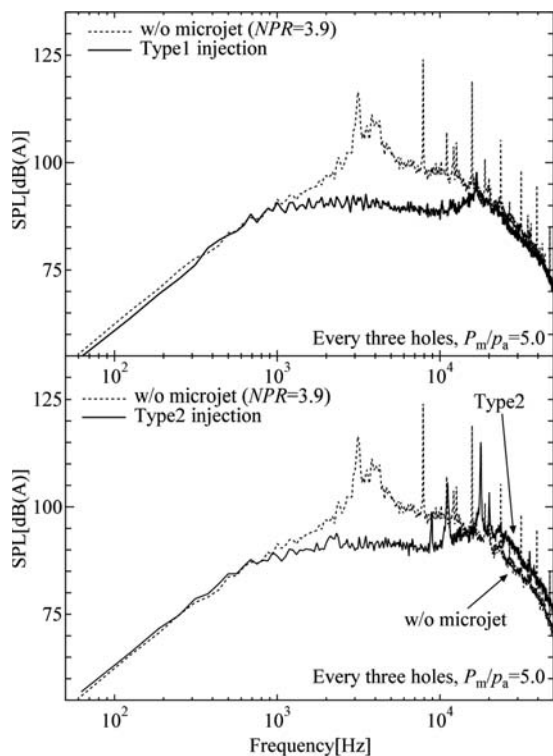


Fig. 7 Power spectra at $\theta=90\text{deg}$.
($NPR=3.9$, every three holes injection)

しかし、Type 2 噴射の場合に高周波数帯域で騒音が増大しており、図 5 a) 及び c) で Type 2 の場合に主ジェット側方の騒音低減量が Type 1 噴射に比べて小さくなるのは、高周波数騒音の増大が要因である。

図 8 にマイクロジェットの噴射口数を変化させた場合

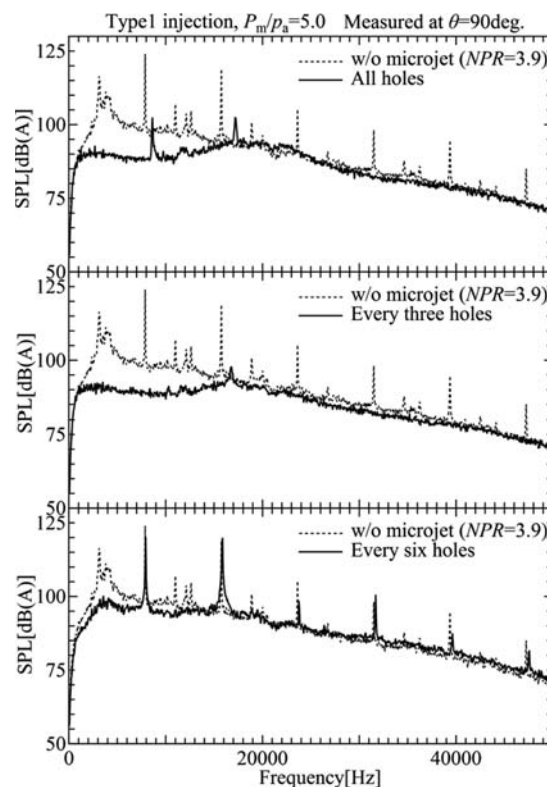


Fig. 8 Power spectra at $\theta=90\text{deg}$.
($NPR=3.9$, effect of number of microjet holes)

の主ジェット側方 ($\theta=90\text{deg}$) におけるスペクトルを示す。高周波数帯域における挙動を示すため、横軸は linear scale で示している。2 つおき噴射の場合には他の 2 ケースに比べて噴射口数が適切で広帯域騒音が大きく低減し、高周波数騒音も若干低減しているのに対し、全噴射時にはスクリーチ音が完全には抑制されておらず、20kHz 付近の高周波数騒音が増大している。また、5 つおき噴射時には広帯域騒音の低減量が少なくスクリーチ音もほとんど変化していない。図 8 の 2 つおき噴射のスペクトルには 17kHz 付近にスクリーチ音の倍調波と思われる騒音を確認できる。この結果から、計測点によっては完全にスクリーチ音が消滅しているものの、スクリーチ音の発生要因とされるジェットの振動はわずかに残っていることが示唆される。

5.3 マイクロジェットによる流れ場の変化

$NPR=3.9$ の主ジェットにおいて、マイクロジェット非噴射時の流れ場を図 9 に示す。また、マイクロジェットを噴射した場合の流れ場の変化を図 10 から図 14 に示す。図中下側の写真は、シュリーレン法による xz 面の可視化結果である。上側は xy 面のジェットの様子を示しているが、光学系装置の制約上から可視化範囲がノズル長辺長さの約半分に限定されている。流れ場に応じてマイクロジェットによる変化がわかりやすいように適宜シュリーレン法の設定を変更して実験を行った。図中には色の濃淡と密度勾配の関係を記載した。例えば、図 9 の xy 面において白色の部分は $\partial\rho/\partial y$ の値が小さく、黒色の部分は

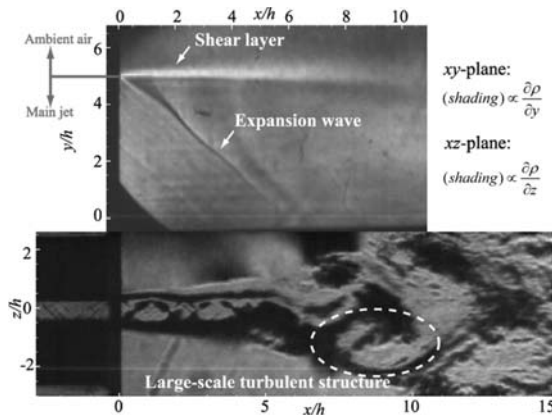


Fig. 9 Schlieren images
(w/o microjet, NPR=3.9)

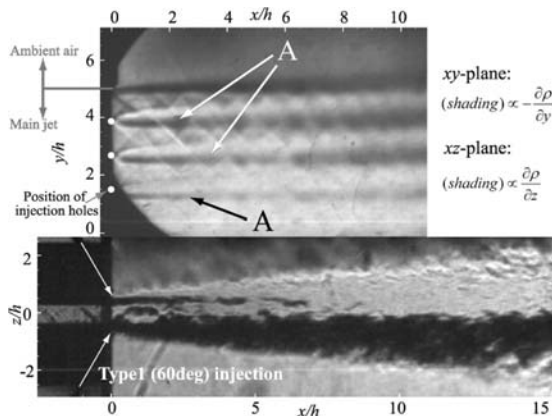


Fig. 10 Schlieren images
(Type1-every three holes injection, NPR=3.9)

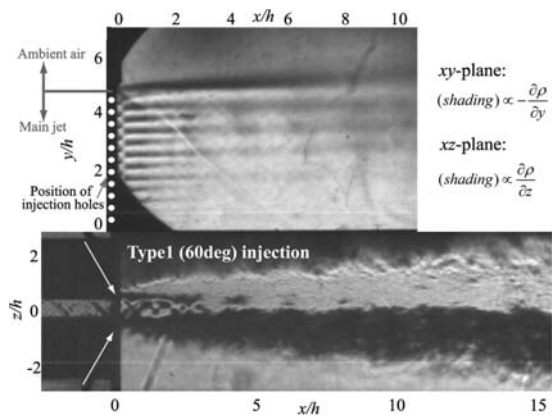


Fig. 11 Schlieren images
(Type1-all holes injection, NPR=3.9)

$\partial\rho/\partial y$ の値が大きい。撮影にはPhotron社のハイスピードカメラFASTCAM- APX RSを用いた。 xz 面の可視化時にはフレームレートを36000fps、シャッタースピードを1/153000secに設定して撮影した。一方 xy 面はジェットの大規模な振動などの目立った非定常性が確認されなかったため、2048枚の非定常撮影画像を平均した。

図9の xz 面では周期的なショックセル構造や点線で示した箇所等には大規模な乱れが発達する様子が見られ、ジェットが z 軸方向に上下に大きくフラッピング運動し

ている。振動の周波数はスクリーチ音の周波数と同じ約8kHzである。

図10はType 1-2つおき噴射の流れ場である。マイクロジェットを噴射することによって、フラッピング運動や大規模な乱れの成長が抑制されている。また、下側のせん断層に着目するとマイクロジェット噴射により、色の濃い部分が広がっており、混合層が厚くなっていることが示唆される。図8ではType 1-2つおき噴射時に広帯域騒音が低減しており、このようなせん断層の不安定と大規模乱れの発達を抑制する効果が広帯域騒音の低減に寄与しているものと思われる。スクリーチ音は音波とせん断層内の乱れの発生の間にフィードバック構造が形成されるために発生する⁽¹⁾。マイクロジェットはショック構造と乱れの両方に影響を与えることによってフィードバック構造を変化させ、図8のType 1-2つおき噴射のようにスクリーチ音を低減しているものと思われる。一方、ノズル長辺側には、図10に記号Aで示す領域に色の濃淡が見られる。マイクロジェットを噴射している噴射口の下流に相当し、マイクロジェットの影響を受けてせん断層の形状が変化していることが示唆される。

図11にType 1-全噴射時の流れ場を示す。 xz 面において、非噴射時のようなせん断層が大きく波打つ様子は見られないが、図10と比較するとせん断層の波打ちはより顕著であることから、Type 1-2つおき噴射ほどはジェットの振動を抑制できていないことがわかる。このことは図8でスクリーチ音が残留していることと対応している。

図12の5つおき噴射の場合には、せん断層内の乱れの発達は非噴射時と比較すると抑制されているもののジェットのフラッピング運動が抑制できていない。この結果は図8下図でスクリーチ音が非噴射時とほぼ変化しなかった結果と一致する。ノズル長辺側の画像では、噴射口の間隔が広い場合マイクロジェットの影響を受けない領域が大きい。マイクロジェットの間隔が広い場合には、マイクロジェット間の領域では、マイクロジェット非噴射時と同様のフラッピング運動が起こっている可能性がある。

図13にType 2-2つおき噴射の流れ場を示す。この場合にはマイクロジェット噴射口間に生じたショック構造を確認することができるため、Type 1噴射より流れ方向の圧力変化が大きいことが示唆される。また、ジェットの大規模なフラッピング運動は抑制されているものの、連続画像からジェットがスクリーチ音の周波数である約9kHzで振動している様子が見られた。ジェットの振動により図6や図7でスクリーチ音が完全には抑制できなかったものと推察される。

図14にType 2-全噴射の流れ場を示す。図5c)及びd)に示したようにこの噴射形態はマイクロジェット噴射によって局所的な騒音増大を招いたケースである。 xy 面の可視化から、マイクロジェットを密に噴射することに

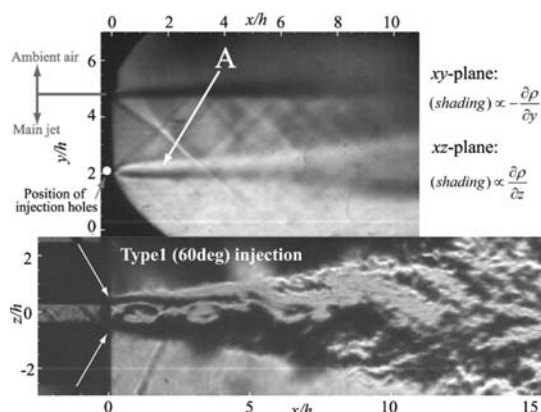


Fig. 12 Schlieren images
(Type1-every six holes injection, $NPR=3.9$)

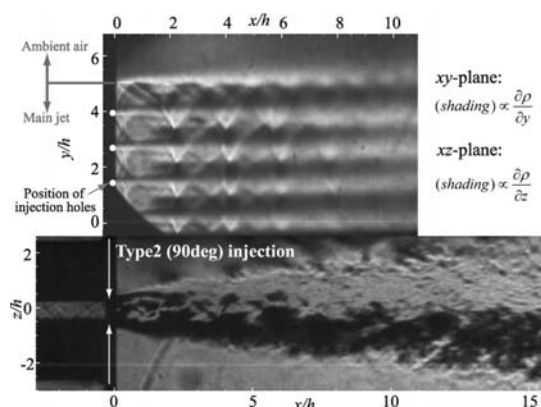


Fig. 13 Schlieren images
(Type2-every three holes injection, $NPR=3.9$)

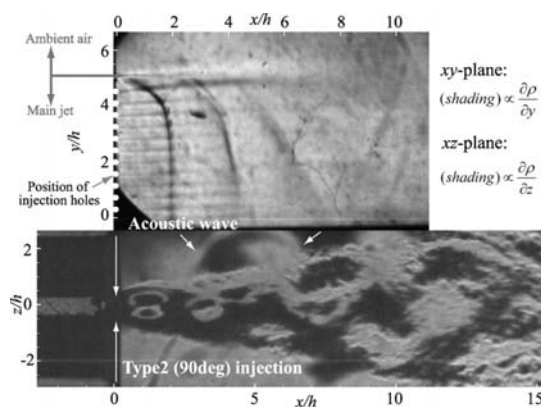


Fig. 14 Schlieren images
(Type2-all holes injection, $NPR=3.9$)

よって2次元的な流れ場になっていることがわかる。 xz 面の可視化結果からフラッピング運動が顕著になっている様子や、それに伴う強烈なスクリーチ音の音波(図中、白い矢印)まで観察することができる。スクリーチ音は主ジェット側方や後方で支配的な騒音となるため、図5c)及びd)の主ジェット側方から後方の計測点においてOASPL値が増大したものと考えられる。

このように不足膨張ジェットの場合にはジェットせん断層に対して噴射するType 1 噴射とノズル内で噴射するType 2 噴射で騒音と流れ場への影響が大きく異なる

ことがわかった。マイクロジェットの特性や騒音低減要因を理解するためには、主ジェットの条件による影響や流れ場の理解が重要である。次報では、主ジェット条件による違いと流れ場を詳細に調査した結果を報告する。

6. 結言

マッハ数約1.4の不足膨張矩形ジェットに対してマイクロジェットを噴射した場合に、マイクロジェットが音響場と流れ場に及ぼす影響について調査した。結果は以下にまとめられる。

- (1) マイクロジェット噴射によって低周波数の広帯域騒音やスクリーチ音などの離散周波数音が大きく低減した。不足膨張ジェットに対しては最大約13dB (A) の騒音低減量が得られ、この時の質量流量比は1.5%であった。
- (2) マイクロジェットの噴射口数が増えれば騒音低減量が大きい訳ではなく、適切な噴射口数が存在する。
- (3) マイクロジェットをノズル外に噴射するType 1 噴射とノズル内に噴射するType 2 噴射では、騒音低減効果・流れ場に違いが見られた。Type 1 噴射の場合にはジェットの振動が安定化し、スクリーチ音等の衝撃波に関連する騒音や乱流混合騒音が大きく低減したのに対して、Type 2 噴射では衝撃波構造が強化され、ジェットの振動を完全には抑制できない様子が見られた。高周波帯域の騒音増大によって、Type 2 噴射のOASPL値の低減量はType 1 噴射に比べて小さいことがわかった。

謝辞

本研究には科学研究費 基礎研究B (課題番号20360381) の援助を受けた。また、著者の一人は文部科学省GCOEプログラム「機械システム・イノベーション国際拠点」による補助を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- (1) Tam, C. K. W.: Supersonic Jet Noise, Annual Review of Fluid Mechanics, Vol.27 (1995), pp. 17-43.
- (2) Henderson, B.: Fifty Years of Fluidic Injection for Jet Noise Reduction, International Journal of Aeroacoustics, Vol. 9, No. 1-2 (2010), pp. 91-122.
- (3) Castelain, T., Sunyach, M., Juve, D. and Bera, J.: Effect of Microjets on a High-Subsonic Jet. Parametric Study of Far-Field Noise Reduction., AIAA Paper 2006-2705, (2006).
- (4) Krothapalli, A., Greska, B. and Arakeri, V.: High Speed Jet Noise Reduction Using Microjets, AIAA Paper 2002-2450, (2002).
- (5) Zaman, K., B., M., Q. and Podboy, G., G.: Effect of Microjet Injection on Supersonic Jet Noise", AIAA Paper 2010-4022, (2010).
- (6) Suda, H., Manning, T. A. and Kaji, S.: Transition of Oscillation Modes of Rectangular Supersonic Jet in Screech, AIAA Paper 1993-4323 (1993).

超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 —第二報 主ジェット条件の影響—

Suppression of Noise Generated from Supersonic Rectangular Jet with Microjet —Part 2 Influence of Main Jet Condition—

岡田 隆一*¹
OKADA Ryuichi

渡辺 紀徳*²
WATANABE Toshinori

鵜沢 聖治*²
UZAWA Seiji

姫野 武洋*²
HIMENO Takehiro

井上 智博*²
INOUE Chihiro

大石 勉*³
OISHI Tsutomu

ABSTRACT

Jet noise reduction is essential for next-generation environmentally-friendly supersonic transport. In the previous study, 13dB(A) reduction at the maximum is achieved with microjet of 1.5% mass flow ratio in the case of under-expanded jet. In the present study, experimental and numerical investigations are conducted to clarify the influence of main jet condition on noise reduction. The experiments varied several parameters including main nozzle pressure ratio, total pressure of microjet, number of microjets and microjet injection angle. To investigate the effect of microjets on the 3-dimensional flow field, steady RANS analysis of the flow field is performed under various conditions of the main jet and the microjets.

キーワード：超音速ジェット騒音，矩形ノズル，能動制御，マイクロジェット噴射

Key Words：Supersonic Jet Noise, Rectangular Nozzle, Active Control, Microjet Injection

1. 緒言

環境適合型次世代旅客機にはジェットエンジンの高速排気から発生するジェット騒音の低減が不可欠である。ジェット騒音の低減とエンジン全体性能を両立させるため、能動的に騒音を抑制できるデバイスが求められている。ジェット騒音の能動制御法の一つとして、空気等の流体を主ジェットに吹き付けるマイクロジェット噴射が有望視されている。従来機への搭載を目的として、高亜音速の主ジェットに対してマイクロジェットを噴射した場合の騒音低減効果については精力的に調査されてきた。超音速機のジェット騒音対策として、主ジェットを超音速流とした場合の調査例が近年徐々に増えてきているものの⁽¹⁾⁻⁽³⁾、超音速ジェット騒音が複数の騒音成分によって構成されるためにマイクロジェットによる騒音変化が複雑な挙動を示し⁽²⁾、マイクロジェットによる騒音低減要因は未だ明示されていない。また、ノズル出口形状を

非円形とした場合のマイクロジェットの効果に関する知見は得られていない。

そこで本研究ではマイクロジェットの最適な噴射方法の確立と騒音低減機構の解明を目標に、主ノズルに高アスペクト比の矩形ノズルを用いて、実験や流れ場の数値解析を実施した。

前報⁽⁴⁾では、不足膨張ジェットから発生する騒音の低減効果に関する調査結果を報告した。本報では、主ジェットの膨張状態による騒音低減効果や流れ場の違いをCFD解析の結果を交えて議論する。

2. 主な記号

b : ノズル長辺長さ	[mm]
h : ノズル出口高さ	[mm]
M : ノズル出口マッハ数	[-]
$M_j (= \sqrt{2(NPR^{\gamma-1/\gamma} - 1)/(\gamma - 1)})$:	
適正膨張マッハ数	[-]
NPR : ノズル圧力比 (P/p_a)	[-]
$OASPL$: 全音圧レベル	[dB]
p_a : 大気圧	[Pa]
p_c : ノズル出口静圧	[Pa]
P : 主ジェット全圧 (整流筒での計測値)	[Pa]

原稿受付 2016年 8月12日

査読完了 2017年 6月 1日

* 1 東京大学大学院 現 (株)IHI
〒190-1297 西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229
E-mail: ryuuichi_okada@ihi.co.jp

* 2 東京大学

* 3 (株)IHI

- P_m : マイクロジェット設定圧 [Pa]
- P_{m_meas} : マイクロジェット実測全圧 [Pa]
- SPL: 音圧レベル [dB]
- ϕ : 原点から計測点までの方位角 [deg.]
- θ : 原点から計測点までの仰角 [deg.]
- Ψ : 主ジェット-マイクロジェット
質量流量比 [%]

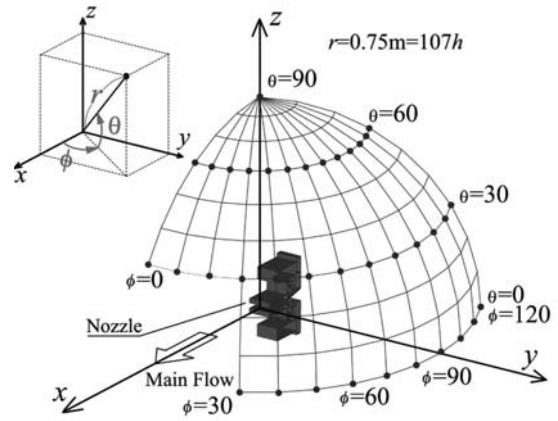


Fig. 2 Coordinate system and measurement points

3. 実験装置および実験方法

実験設備や音響計測、可視化手法に関しては前報⁽⁴⁾に詳しい。ジェットノズルは図1に示すように幅72mm、スロート高さ6mm、出口高さ7mmのアスペクト比約10の矩形ラバールノズルである。ジェットの状態を変更できるように可変ノズルとしたためノズル壁面は平面になっている。マイクロジェットのノズルは出口径0.8mmの先細ノズルで長辺側ノズルリップあるいは壁面に上下22個ずつ設けた。実験ではノズル圧力比 (NPR) を変化させて主ジェットの状態を変化させた。騒音の計測は図2に示す計測点で実施した。計測点は図中に示した角度 θ, ϕ を用いて表現される。

実験条件を表1に示す。NPR=2.7, 3.1, 3.9の主ジェットはそれぞれ過膨張状態, 適正膨張状態, 不足膨張状態に相当する。これら主ジェットの状態に関しては、音圧計測実験時にはノズル出口から3.5mm上流の側壁に設けた静圧孔での圧力値と大気圧値から判断した。

ノズルリップ部はマイクロジェットの噴射角度や噴射口の位置を変更できるよう着脱可能になっている。そのため主ノズルのDivergent部は85mmと長くなり、境界層が発達しやすい状態になっている。後述のRANS解析によるとノズル出口での運動量厚さはNPR=3.9のケースでノズル出口高さの6%程度である。前報⁽⁴⁾同様、ノ

Table 1 Experimental condition

Main jet	Microjet				
	P_m/p_a	P_{m_meas}/p_a	Layout (s/d) [Number of holes]	Ψ [%] (Type1)	Ψ [%] (Type2)
NPR=2.7 $M=1.37, M_j=1.28$ $Re=3.0 \times 10^5$ (Over-expanded)	2.5	1.4	every three holes (11.25) [14]	0.56	0.56
	3.0	1.6		0.73	0.77
	5.0	2.9		1.4	1.4
NPR=3.1 $M=1.38, M_j=1.38$ $Re=3.4 \times 10^5$ (Fully-expanded)	2.5	1.4	every three holes (11.25) [14]	0.48	0.48
	3.0	1.6		0.63	0.65
	5.0	2.9		1.2	1.3
NPR=3.9 $M=1.39, M_j=1.53$ $Re=4.2 \times 10^5$ (Under-expanded)	2.5	1.4	all holes (3.75) [44]	1.1	1.0
	3.0	1.6		1.4	1.4
	5.0	2.9		3.0	3.0
	2.5	1.4	every two holes (7.5) [22]	0.59	0.53
	3.0	1.6		0.78	0.75
	5.0	2.9		1.5	1.6
	2.5	1.4	every three holes (11.25) [14]	0.39	0.35
	3.0	1.6		0.51	0.49
	5.0	2.9		1.0	1.0
2.5	1.4	every six holes (22.5) [6]	0.17	0.16	
3.0	1.6		0.23	0.22	
5.0	2.9		0.46	0.46	

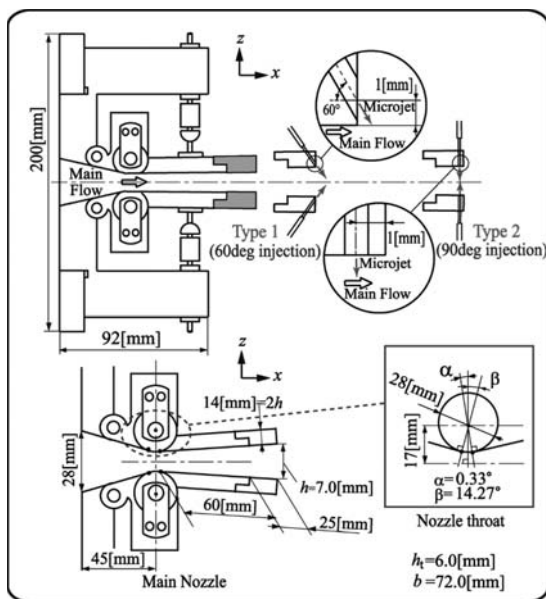


Fig. 1 Overall view of 2-D main nozzle with microjet injection holes

ズル外のせん断層に主ジェット軸に対して60deg.の角度で噴射するケース (Type 1 噴射) と、ノズル内の境界層に対して垂直に噴射するケース (Type 2 噴射) を対象とする。マイクロジェットの条件として、その他に噴射口数や噴射圧を変更することができる。マイクロジェットの設定圧 (P_m) は調圧弁での読み値であり、実際にはマイクロジェットのノズル出口に到達するまでに圧力損失が発生する。表1には全圧管を用いてマイクロノズル出口で計測した結果 (P_{m_meas}) を併記している。

図3に示すようにノズル内とノズル外の噴流部に静圧孔付き側壁の取り付けが可能で、壁面上ジェット中心軸 ($z=0$) における静圧が計測できるようになっている。得られたデータは主ジェットの状態把握や数値解析の検証用データとして利用した。

4. 数値解析手法

マイクロジェットによるせん断層やショック構造の変化に関する知見を得るため、流れ場の定常RANS解析を実施した。3次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を支配方程式とし、非粘性数値流束の評価には

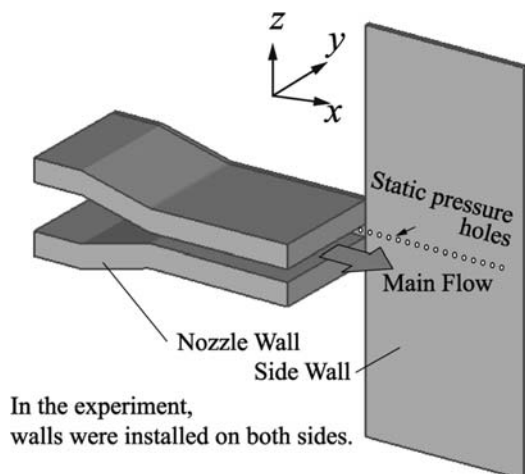


Fig. 3 Schematic of side wall for static pressure measurement

MUSCL法により高次精度化されたSHUS⁽⁵⁾を用いた。乱流モデルには $k-\omega$ モデルを用い、時間積分はLU-SGS法により行った。

図4に数値解析に用いた格子を示す。対称性を仮定して主ジェットは上半分のみを解析対象とした。また、マイクロジェット噴射口を1/2個含む領域を1セクタと定義し、噴射口数に応じてセクタ数を変更して解析を行った。例えば、2つおきの噴射口から噴射した場合には3セクタを用いた。この時の総格子点数は355万点である。

境界条件として、主ジェットには実験で測定したセトリングチャンバにおける値を流入条件として与えた。また、マイクロジェット全圧には P_{m_meas} を与えた。

図5に側壁を取り付けた状態でノズル内部及び噴流部の静圧を計測した結果を示す。合計15回計測した値から平均圧力値を算出し、エラーバーを付して示した。図中に線で示すデータは、側壁を模擬して数値解析を行った結果である。a)が過膨張($NPR=2.7$)の場合の分布、b)が不足膨張($NPR=3.9$)の場合である。マイクロジェットは非噴射とした。図5b)ノズル内部の圧力

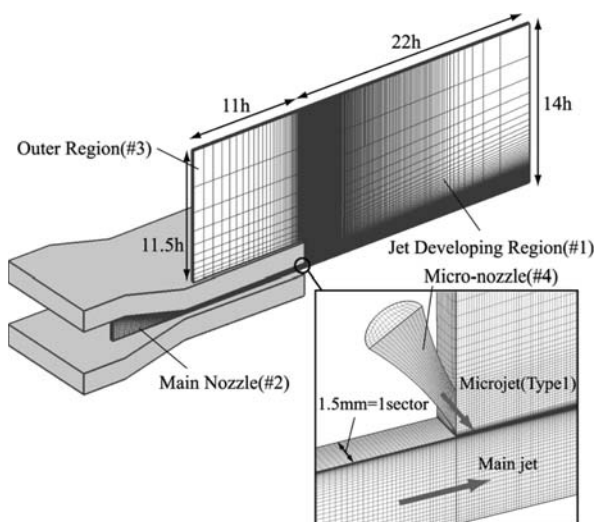


Fig. 4 Grid system for RANS analysis

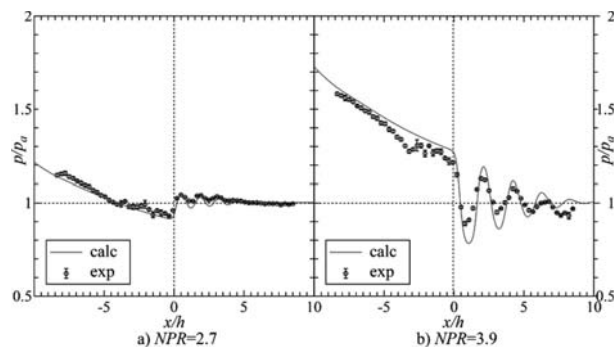


Fig. 5 Comparison of wall static pressure between experiment and CFD (Left: $NPR=2.7$, Right: $NPR=3.9$)

に注目すると、 $x/h=-5$ から -2.5 付近に圧力の低下と回復が見られ、単調に膨張していない様子がわかる。この原因として平面ノズルになっていることや、この付近がノズル本体とリップ部の境目に相当するため、微小な段差や隙間の影響を受けたことが推測される。しかし、過膨張の場合には、数値解析の結果が実験結果と総じて定量的に一致し、また不足膨張のケースでも圧力分布が第3シヨックセル付近($x/h=6$)まで定性的に一致しており、本数値解析結果が十分に流れ場の特性を模擬できていると判断した。

5. 結果および考察

5.1 過膨張及び適正膨張ジェットへのマイクロジェットの効果

図6に過膨張($NPR=2.7$)及び適正膨張($NPR=3.1$)の主ジェットにおける噴射角による騒音低減量の違いを示す。図6の半径方向の軸は噴射前後のOASPL値の変化を示しており、負値が騒音低減を意味する。図6a) c)及びb) d)はそれぞれノズル長辺側($\phi=0\text{deg.面}$)と短辺側($\theta=0\text{deg.面}$)における噴射角度による騒音変化量の違いを示している。マイクロジェットの設定圧は $P_m/p_a=5.0$ とした。不足膨張($NPR=3.9$)の場合には、Type 2 噴射よりType 1 噴射の方が騒音低減効果が大きかったのに対し⁽⁴⁾、過膨張及び適正膨張ではType 2 噴射のケースで騒音低減量が大きい。過膨張の場合にはジェット側方の計測点で最大11dB(A)の低減が達成されている。この時の質量流量比は1.4%である。また、Type 1 噴射とType 2 噴射の騒音変化の指向性は極めてよく似ている。

図6では大きな指向性が見られるが、スペクトルの傾向としては、ジェット前方のスペクトルとジェット側方のスペクトルに大きく分けられる。図7に過膨張状態の主ジェットに対してマイクロジェットを噴射した時の主ジェット前方スペクトルを示す。図中ではType 1 噴射、Type 2 噴射及び非噴射時のスペクトルを比較している。横軸は離散周波数音のスペクトルの裾野が見やすいようにlinear scaleで表示している。マイクロジェッ

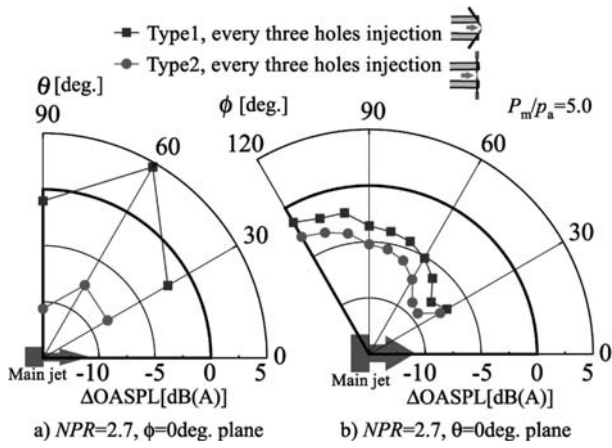


Fig. 6 Δ OASPL distribution in the cases of Type1 and Type2 injection
 a): minor axis plane, $NPR=2.7$, b) major axis plane, $NPR=2.7$, c) : minor axis plane, $NPR=3.1$, d) major axis plane, $NPR=3.1$.

トをType 2 で噴射した場合には、広帯域騒音が大幅に低減し、スクリーチ音が完全に消滅している。一方、Type 1 噴射の場合には広帯域騒音は大幅に低減するものの、15kHz付近にある程度バンド幅を持ったピーク音が発生している。この結果から、Type 1 噴射の場合には主ジェットの振動が抑制できていないことが予想される。図6で全方位的にType 1 噴射の低減量がType 2 噴射に比べて小さいのはこのピーク音による。図8に示す適正膨張の場合にも同様の傾向が見られる。

図9に適正膨張 ($NPR=3.1$) の主ジェットに対して2つおきの噴射口からマイクロジェットを噴射した場合のスペクトルを示す。図9は $\theta=0deg.$ 面でのスペクトルの変化を示しており、図6d) のType 2 噴射のプロットにおいて $\phi=60, 80, 100, 120deg.$ のデータに対応するスペクトルを示したものである。図中では噴射の有無による比較を行っているが、噴射圧を小さくした $P_m/p_a=2.5$ のケースも併せて示した。15kHz付近までの低周波数騒音の低減量は $P_m/p_a=2.5$ と $P_m/p_a=5.0$ で変わらず、高周波数騒音は、 $P_m/p_a=2.5$ のケースの方が音圧レベルが低くなっている。 $P_m/p_a=2.5$ から $P_m/p_a=5.0$ にマイクロジェット全圧を増やした効果が高周波数騒音の増大にし

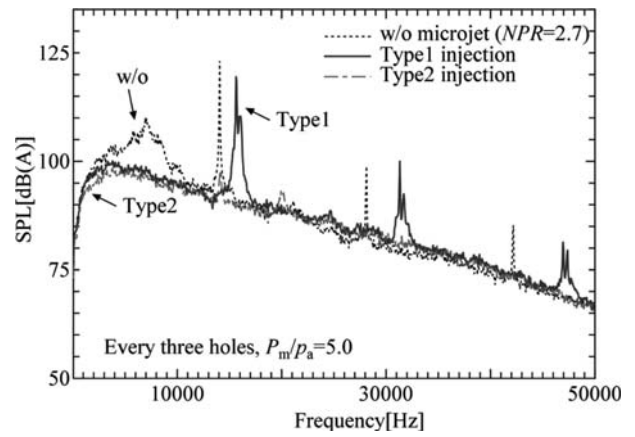


Fig. 7 Power spectra at $\theta=30deg.$, $\phi=0deg.$ ($NPR=2.7$, every three holes injection)

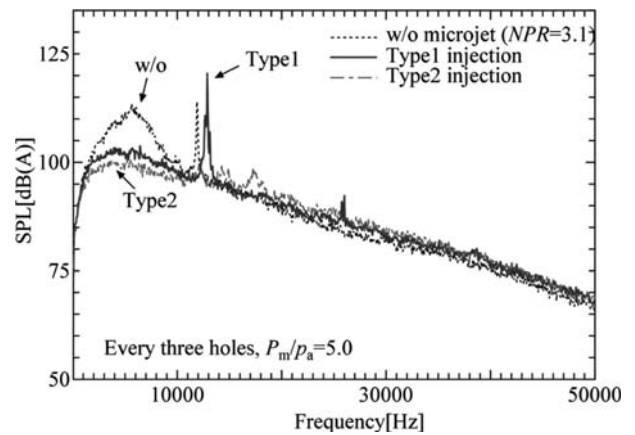


Fig. 8 Power spectra at $\theta=30deg.$, $\phi=0deg.$ ($NPR=3.1$, every three holes injection)

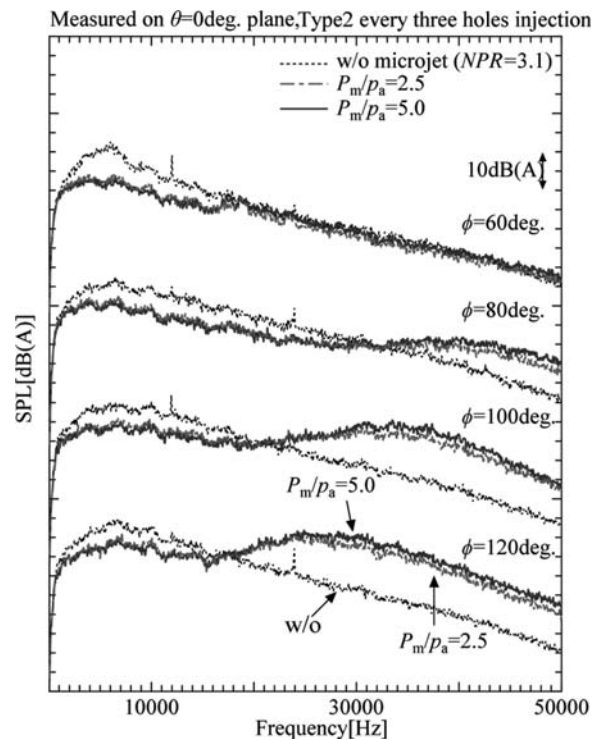


Fig. 9 Power spectra measured on $\theta=0deg.$ plane ($NPR=3.1$, Type2 every three holes injection)

か表れなかったと考えられる。5kHz付近にピークを持つ広帯域騒音の音圧を比較すると、騒音が大幅に低減していることがわかる。しかし、 $\phi=60\text{deg}$.の場合はマイクロジェットによる騒音増大はないものの、 $\phi=80\text{deg}$.は32kHz以降、 $\phi=100\text{deg}$.は21kHz以降、 $\phi=120\text{deg}$.は17kHz以降の周波数で騒音増大が顕著であり、主ジェット前方から側方にマイクロホンを移動させると音圧が大きいスペクトルの山状の部分の周波数が低周波側にシフトしていることがわかる。可聴域の20kHz以上の帯域でこのような騒音増大が見られるが、実機スケールに置き換えた際には20kHz以上の高周波数帯域も可聴域に入る可能性があり、無視できない。図10に主ジェットの条件を変更した場合の主ジェット後方のスペクトルを示す。高周波数帯域の騒音増大は適正膨張状態の $NPR=3.1$ で最も顕著である。なお、同様の傾向は、不足膨張の主ジェットに対してType 2で噴射した場合にも見られた。

図9の $P_m/p_a=5.0$ の場合と、主ジェットを噴射せずマイクロジェットのみを噴射した場合の音圧の周波数解析結果を図11に示す。計測点は $\phi=60\text{deg}$.及び 120deg .である。両計測点でスペクトルを比較すると、マイクロジェットのみでのスペクトルでは主ジェット前方側の $\phi=60\text{deg}$.で13kHz付近に音圧が高くなっている箇所が見られる。一方、主ジェットとマイクロジェットを同時に噴射した場合のスペクトルでは、 $\phi=120\text{deg}$.の計測点で高周波帯域の騒音増大が顕著である。この結果からマイクロジェット自体から発生する騒音が高周波数騒音の主たる原因ではないと考えられる。

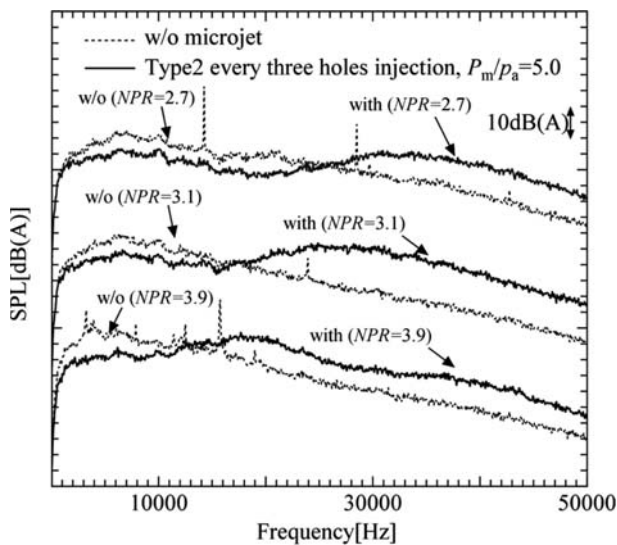


Fig. 10 Power spectra at $\theta=0\text{deg}$., $\phi=120\text{deg}$. (Type2 every three holes injection, $P_m/p_a=5.0$)

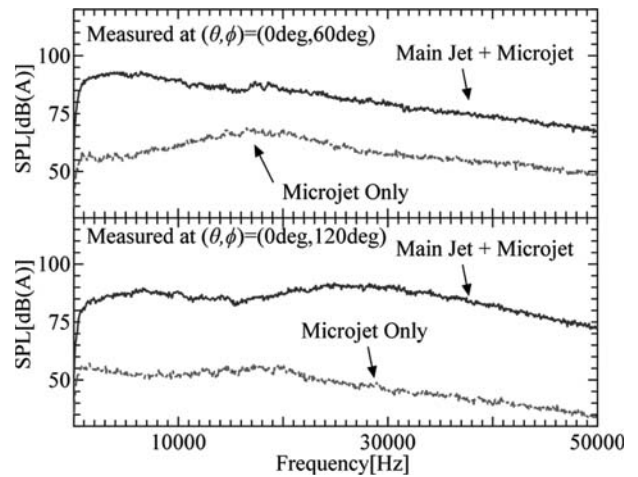


Fig. 11 Power spectra of the noise generated from microjet ($NPR=3.1$, Type2 every three holes injection)

5.2 過膨張ジェットの瞬時流れ場

適正膨張ジェットと過膨張ジェットにおいてスペクトル変化が類似していたため、ここでは過膨張 ($NPR=2.7$) の非常常流れ場を示す。図12に過膨張の主ジェットの瞬時シュリーレン画像を示す。マイクロジェット非噴射時に点線で囲った部分等に見られる大規模乱れはマイクロジェット噴射によって抑制されている。不足膨張 ($NPR=3.9$) の場合⁽⁴⁾と同様に、この効果によって広帯域騒音が低減されたものと思われる。Type 1 噴射時の連続画像を確認したところ、前報⁽⁴⁾の不足膨張ジェットの場合に比べると小規模であるが、ジェット全体がz軸方向に上下にフラッピング運動をしている様子が観察された。主ジェット中の代表点 (図12中A) における輝度値の時系列データを周波数解析した結果を図13に示す。15kHz付近で卓越した振動が見られ、この値は図7の離散周波数音の周波数と一致している。

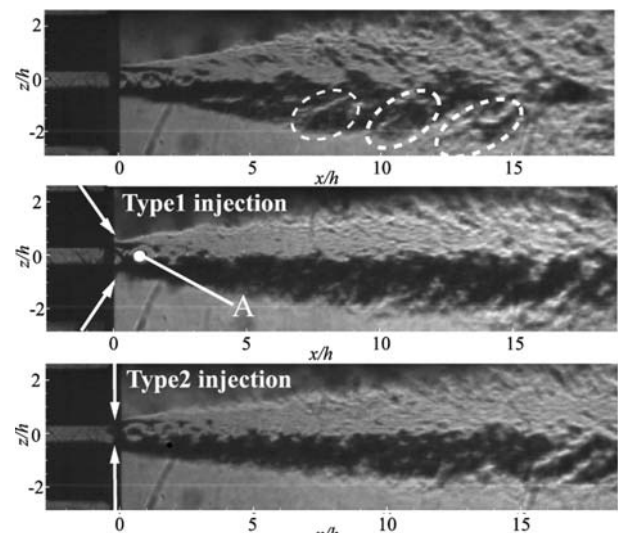


Fig. 12 Schlieren images ($NPR=2.7$) (upper: w/o, center: Type1-every three holes, lower: Type2-every three holes)

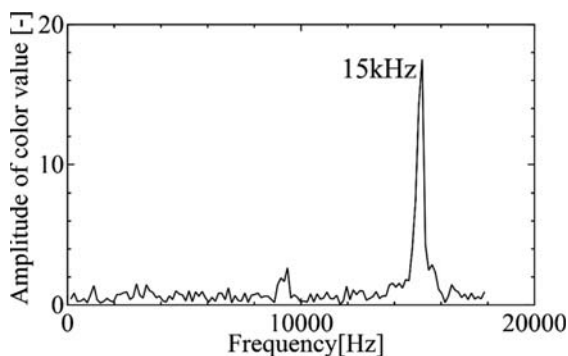


Fig. 13 Spectrum of color value
($NPR=2.7$, "A" in Fig.11)

5.3 マイクロジェットによるショック構造の変化

まず、マイクロジェット噴射形態による騒音変化が最も大きかった不足膨張ジェットの流れ場について、定常RANS解析の結果を使って考察する。図14は不足膨張 ($NPR=3.9$) のケースにおけるジェット軸上の圧力分布を示している。上から順に(a)Type 1-全噴射、(b) Type 1-2つおき噴射、(c)Type 1-5つおき噴射、(d)Type 2-全噴射、(e)Type 2-2つおき噴射である。図中“center”及び“between”はそれぞれマイクロジェット噴射口を含む断面、噴射口間の断面を表わす。“Averaged”はノズル長辺方向に平均化した分布を示す。縦軸は大気圧で無次元化している。(e)Type 2-2つおき噴射は、広帯域騒音を低減したものの、スクリーチ音を低減するには至らず、高周波数騒音を増大させたケースであるが⁴⁾、マイクロジェットをノズル内で噴射することによってノズル出口の圧力が上昇しノズル外でショックセルが強化されている。一方、高周波数騒音が増大しない(b)Type 1-2つおき噴射の場合にはショックセルが非噴射時に比べて弱まっている。(c)Type 1-5つおき噴射の場合にはショックセルが弱まるものの、噴射口数が少ないため長辺方向に平均化した分布では効果が小さくなる。一方、口数が多い場合に注目すると、(d)Type 2-全噴射の場合にはノズル内圧力が高まり、2次元的且つ強い不足膨張状態になっている。(a)Type 1-全噴射の場合は、図14(a)に示すようにマイクロジェット噴射口を含む断面と噴射口間の断面で圧力分布がほぼ一致しており、噴射口間隔が密であるため圧力場が2次元的になり、マイクロジェット非噴射時に比べてショックセルが強化されていることがわかる。両者は流れ場が2次元的である、ショック構造が強化されている、高周波数騒音が増大するという共通点を持つ。

主ジェット内の圧力変化の要因を考察するため式(1)により流れ方向の圧力勾配が大きい領域を抽出した。

$$dp = \nabla p \cdot \mathbf{u} / |\mathbf{u}| \quad (1)$$

結果を図15に示す。濃い灰色は dp が正の等値面で圧縮波を表し、薄い灰色は dp が負の等値面、すなわち膨張波を表す。図15の圧縮波及び膨張波の等値面上では、

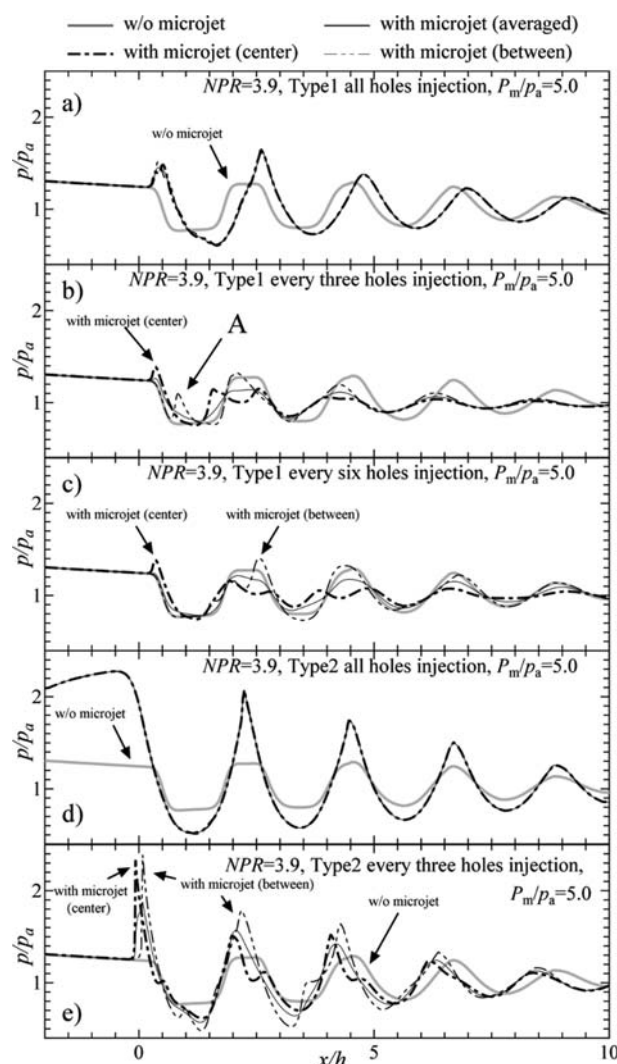


Fig. 14 Normalized static pressure distribution
on the jet axis in the case of $NPR=3.9$ (CFD)

$|dp|$ の値は同一の値となっている。衝撃波に関連する騒音を議論するためには衝撃波の安定性を議論する必要がある。以降で示す衝撃波構造に関する考察は、直接衝撃波に関連する騒音の大きさを議論するものではなく、ジェット内の衝撃波構造を明らかにするためのものである。Type 2 噴射の場合にはマイクロジェット噴射によってマイクロジェット噴射部の上流に強いバウショックが発生し、ノズル出口での静圧(図14(e))がマイクロジェット噴射時よりも大きくなり、下流のショックセル構造も強くなっている。一方、Type 1 噴射時にはマイクロジェットをノズル外のせん断層に対して噴射するため、マイクロジェットによる圧縮波の影響を受けるのはノズル出口から生じた膨張波によって圧力が低下する領域となる。図14(b)中に記号Aで示すようにマイクロジェット噴射による圧力上昇が噴射口間の分布では負圧領域で生じており、この効果によってショックセル構造が下流においても弱められていることがわかる。

図16に過膨張状態 ($NPR=2.7$) と適正膨張 ($NPR=3.1$) におけるジェット軸上の圧力分布を示す。マイクロ

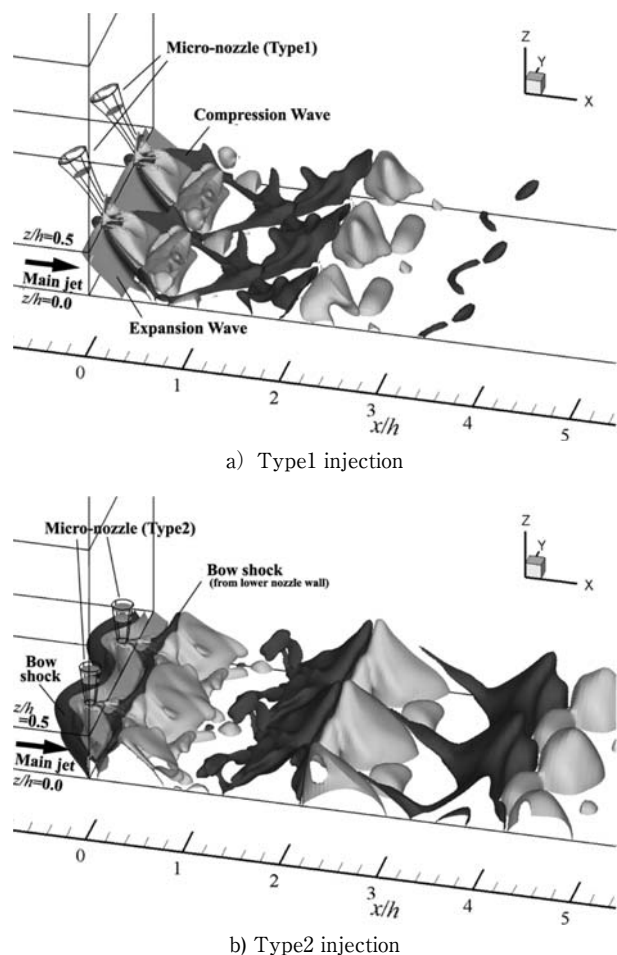


Fig. 15 Iso-surfaces of static pressure gradient defined as the eq.1 (NPR=3.9)

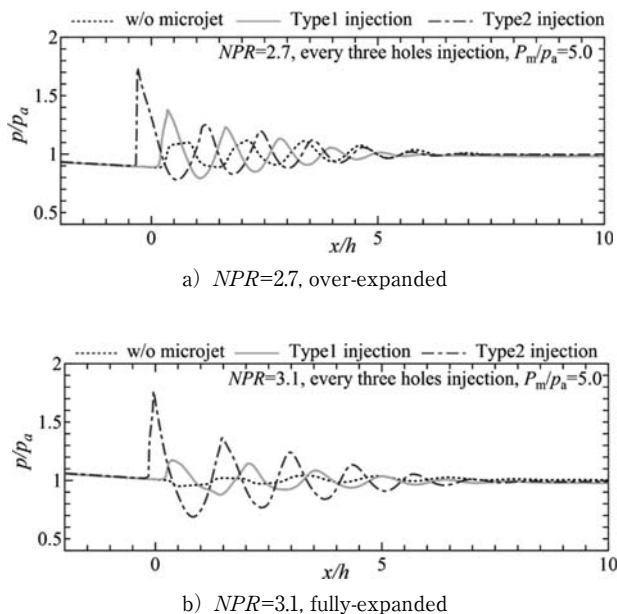


Fig. 16 Normalized static pressure distribution on the jet axis (CFD)

ジェット噴射時の分布はノズル長辺方向に平均している。過膨張ジェットのマイクロジェット非噴射時には、ノズル内部圧が大気圧よりも低くノズル出口に圧縮波が生じるため、Type 1 で噴射すると不足膨張時とは逆に衝撃波が強化される。そこで、ノズル内部で噴射する Type 2 を採用すれば、ノズル内部圧を大気圧付近まで回復させることができると考えられる。しかし、元々過膨張ジェットの場合には大気圧からの乖離度 $|p_c - p_a|$ が小さいため Type 2 で噴射量を大きくすると不足膨張状態のジェットになり、結局 Type 1 噴射と同等のショック強さになっている。Type 1 噴射と Type 2 噴射の違いは離散周波数音の有無 (図 7) であるが、その発生条件は不明である。

適正膨張ジェットの場合にはノズル出口付近で大気圧に近づくため、どちらの噴射方法を選択してもマイクロジェットを噴射すると必ず新たな衝撃波構造を生成してしまう。高周波数騒音の増大が適正膨張ジェットの場合に最も顕著であるが、これは元々高周波数帯域の音圧が小さいためであると考えられる。

前報の結果と併せて、音響場と流れ場の調査結果をまとめると表 2 のようになる。表中で○は、音響場の場合は騒音低減、流れ場の場合はフラッピング運動の抑制や衝撃波の弱体化を表わす。×は逆の効果を、-は効果が薄く判断が困難な場合を示す。表 2 からスクリーチ音とジェットのフラッピング運動に相関があることが読み取れる。また、高周波数騒音の増大と主ジェット内の衝撃波の強さには相関がある可能性がある。次報では低周波数騒音の低減要因及び衝撃波と高周波数騒音の関係について報告する。

6. 結言

マッハ数約1.4の矩形ジェットに対して膨張状態を変化させ、マイクロジェットが音響場と流れ場に及ぼす影響について調査した。結果は以下にまとめられる。

- (1) 過膨張ジェットや適正膨張ジェットの場合には、ノズル内の境界層に対してマイクロジェットを噴射した場合に、最大約11dB(A)の低減量が得られた。一方、ノズル外のせん断層にマイクロジェットを噴射すると離散周波数音が増大することがわかった。
- (2) 不足膨張ジェットの場合には、ノズル外のせん断層に噴射した場合に騒音低減効果が大きく、過膨張ジェットや適正膨張ジェットの場合には不足膨張ジェットとは逆の傾向になることがわかった。
- (3) 不足膨張ジェットに対してノズル外のせん断層にマイクロジェットを噴射すると、適切な噴射口数や間隔に設定すれば主ジェット内部の衝撃波を弱めることができる。一方、ノズル内で噴射した場合には衝撃波は強くなる。過膨張ジェットや適正膨張ジェットの場合には、ノズル出口圧と大気圧の差が小さいため、本研究で検討した噴射方法では必ず衝撃波が強化される。

Table 2 Summary of effect of microjet on acoustic field and flow field

Main Jet	Microjet		Acoustic Field			Flow Field	
			Low frequency	High frequency	Screech	Flapping	Shock cell
NPR=2.7 (Over-expanded)	Type1	every 3 holes	○	×	×	×	×
	Type2	every 3 holes	○	×	○	○	×
NPR=3.1 (Fully-expanded)	Type1	every 3 holes	○	×	×	×	×
	Type2	every 3 holes	○	×	○	○	×
NPR=3.9 (Under-expanded)	Type1	all holes	○	-	-	○	×
		every 3 holes	○	○	○	○	○
		every 6 holes	○	-	×	×	○
Type2	all holes	-	×	×	×	×	
	every 3 holes	○	×	○	○	×	

(4) 主ジェット条件の変更も含めたパラメトリックスタディの結果、スクリーチ音とジェットせん断層のフラッピング運動には相関が認められた。また、主ジェット内の衝撃波が強くなる流れ場では高周波数騒音が増大する傾向が確認された。

謝辞

本研究には科学研究費 基礎研究B (課題番号 20360381) の援助を受けた。また、著者の一人は文部科学省GCOEプログラム「機械システム・イノベーション国際拠点」による補助を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- (1) Greska, B. and Krothapalli, A.: The Effects of Microjet Injection on an F404 Jet Engine, AIAA Paper 2005-3047, (2005).
- (2) Zaman, K., B., M., Q.: Jet Noise Reduction by Microjets - A Parametric Study, AIAA paper 2009-3129, (2009).
- (3) Cuppoletti, D., R., T., Perrino, M. and Gutmark, E.: Fluid Injection Effects on Acoustics of a Supersonic Jet at Various Mach Numbers, AIAA Paper 2011-2900, (2011).
- (4) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 井上智博, 大石勉: 超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 ー第一報 騒音低減効果と流れ場の変化ー, 日本ガスタービン学会誌 掲載予定
- (5) 嶋英志, 城之内忠正: 設計における数値解析の活用について ー粒子的風上法とその検証, 航空宇宙技術研究所特別資料27号, 第12回航空機計算空気力学シンポジウム論文集, pp. 255-260 (1994).

超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 —第三報 騒音低減要因に関する考察—

Suppression of Noise Generated from Supersonic Rectangular Jet with Microjet —Part 3 Discussion on the Reason of Noise Reduction—

岡田 隆一*¹
OKADA Ryuichi

渡辺 紀徳*²
WATANABE Toshinori

鵜沢 聖治*²
UZAWA Seiji

姫野 武洋*²
HIMENO Takehiro

井上 智博*²
INOUE Chihiro

大石 勉*³
OISHI Tsutomu

ABSTRACT

Jet noise reduction is one of essential issues to realize environmentally-friendly and highly-efficient supersonic jet propulsion system. In the present study, experimental and numerical investigations were conducted in order to clarify the effect of microjet injection on supersonic jet noise. The experiments were focused on supersonic jet with Mach number of 1.4, generated from a rectangular nozzle with high aspect ratio. Far field acoustic measurements were conducted for the jet noise in the cases with and without microjet injection, and the noise reduction up to 13.0 dB(A) was obtained. Flow field visualization and CFD analysis were also performed to study the mechanism of noise reduction from aerodynamic point of view.

キーワード：超音速ジェット騒音，矩形ノズル，能動制御，マイクロジェット噴射

Key Words：Supersonic Jet Noise, Rectangular Nozzle, Active Control, Microjet Injection

1. 緒言

ジェット騒音を能動的に制御する方法の一つとして、空気等の流体を主ジェットに吹き付けるマイクロジェット噴射がある。本研究では、高アスペクト比の矩形ノズルを用いて、不足膨張ジェットの騒音低減性能と流れ場の変化⁽¹⁾や主ジェットの膨張状態による騒音低減効果の違いや流れ場の違い⁽²⁾について検討してきた。本報では過去になされた研究結果を踏まえて、超音速矩形ジェットの特性を明らかにすると共にマイクロジェットによる音響場の変化機構について考察する。更に前報等で得られた音響計測結果をまとめ、適切な噴射形態についてまとめる。

2. 主な記号

b : ノズル長辺長さ [mm]

BBSN: 広帯域衝撃波関連騒音

(Broad-Band Shock-associated Noise)

d : マイクロジェットのノズルの出口径 [mm]

h : ノズル出口高さ [mm]

M : ノズル出口マッハ数 [-]

M_j : 適正膨張マッハ数 [-]

NPR : ノズル圧力比 ($=P/p_a$) [-]

OASPL: 全音圧レベル [dB]

p_a : 大気圧 [Pa]

p_c : ノズル出口静圧 [Pa]

P : 主ジェット全圧 (整流筒での計測値) [Pa]

P_m : マイクロジェット設定圧 [Pa]

PWL: 音響パワーレベル [dB]

s : マイクロジェットの間隔 [mm]

SPL: 音圧レベル [dB]

u_j : 適正膨張ジェット軸方向流速 [m/s]

Ψ : 主ジェット-マイクロジェット質量流量比 [%]

3. 実験装置および実験方法

実験設備や音響計測、流れ場の可視化手法、数値解析手法に関しては既報⁽¹⁾⁻⁽²⁾に詳しい。主ジェットのノズルは図1に示すように幅72mm、スロート高さ6mm、出

原稿受付 2016年8月12日

査読完了 2017年6月1日

*1 東京大学大学院 現 (株)IHI
〒190-1297 西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229
E-mail: ryuuichi_okada@ihi.co.jp

*2 東京大学

*3 (株)IHI

口高さ7mmのアスペクト比約10の矩形ラバーノズルである。マイクロジェットのノズルは出口径0.8mmの先細ノズルで長辺側ノズルリップあるいは壁面に上下22個ずつ設けた。実験ではノズル圧力比 (NPR), マイクロジェット噴射角度 (Type 1 及び 2), 噴射口数, 噴射圧を変更することができる。実験条件は表1のようにまとめられる。

4. 超音速矩形ジェットから発生する騒音の特性

マイクロジェットによる騒音低減機構に関する考察に先立ち, 高アスペクト比の超音速矩形ジェットから発生する騒音の特性を整理する。

超音速ジェット騒音は亜音速ジェットの構成要素である乱流混合騒音に加え, 衝撃波とせん断層内の乱れの干渉によって発生する広帯域衝撃波関連騒音 (Broadband shock-associated noise, BBSN) と離散周波数音のスクリーチ音から構成される⁽³⁾。スクリーチ音は騒音の発生と擾乱の生成の間にフィードバックループが生じるために特定の周波数のみ卓越する現象でPowell⁽⁴⁾が周波数の予測式を提唱している。

$$f_{screach} = n \sqrt{\left(\frac{L}{u_c} + \frac{L}{c}\right)} \quad n=1,2,\dots \quad (1)$$

ここで, u_c , c , L はそれぞれ大規模乱れの移流速度, 周囲大気における音速, フィードバックループの片道距離である。Tam⁽⁵⁾は, L はショックセル1つ分の長さ L_s とし, 矩形ジェットの場合にも式(1)が適用できることを示した。

一方, BBSNの音圧が最大になる周波数の予測には以下の式⁽⁶⁾が用いられる。

$$f_{BBSN} = n \sqrt{\left(\frac{L_s}{u_c} - \frac{L_s \cos \theta}{c}\right)} \quad n=1,2,\dots \quad (2)$$

ここで, L_s はショックセル1つ分の長さである。 θ はジェット軸正の方向と計測点のなす角度を表す。

Pontonら⁽⁷⁾はノズルのアスペクト比も含めて条件を大きく変更し, 矩形ジェットによる音響場を計測した。図2はPontonらによって計測された超音速矩形ジェットから発生する騒音のスペクトルで, a) は低アスペクト比, b) は高アスペクト比のノズルを使用した場合のデータである。スペクトルには式(1)及び(2)で算出したスクリーチ音とBBSNの周波数 (共に $n=1$) を記載している。横軸はノズル出口高さを代表長さとしたストローハル数である。低アスペクト比の場合には, 主ジェット上方の計測点 ($\theta=90$ および 120 deg.) において, BBSNと思われるスペクトルの山が存在し, 予測周波数と良い一致が見られる。一方, 高アスペクト比の場合のスペクトルではスクリーチ音が支配的になり, スペクトル中に明確なBBSNの盛り上がった形状は確認できない。

図3に本実験における不足膨張ジェット ($NPR=3.9$) のスペクトルを示す。図中には各スペクトルのOASPL値を記載した。計測位置を表す θ の定義は図2と同様で

ある。ジェット前方 ($\theta=30$ deg.) で騒音が増大する傾向が観察されるものの, スクリーチ音を始めとする離散周波数音が全ての計測点で顕著に計測されており, スクリーチ音が支配的な音響場になっている。1点鎖線で示したスクリーチ音の予測周波数は, 計測された離散周波数音の周波数とほぼ一致したため, 8kHzや16kHz

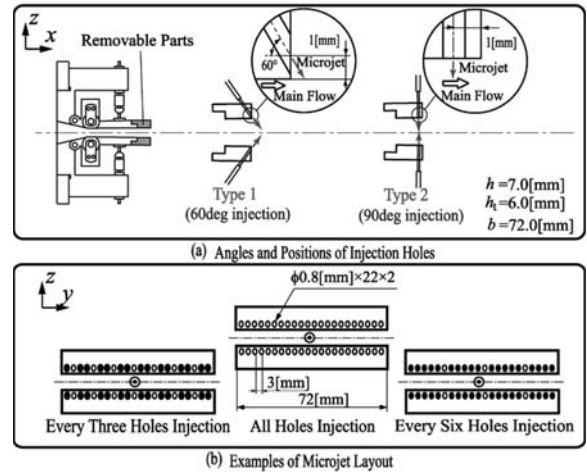
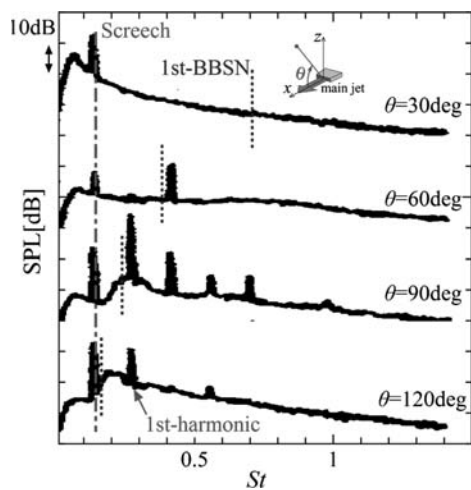


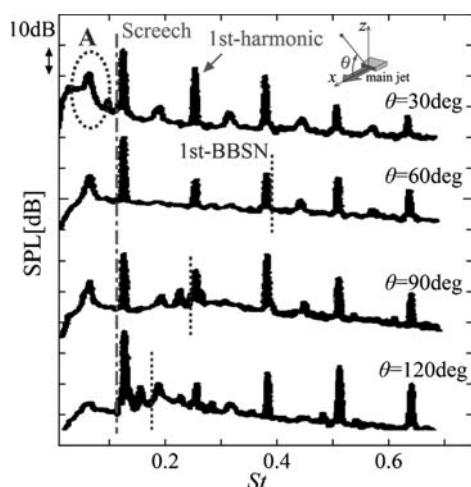
Fig. 1 2-D main nozzle with microjet injection holes

Table 1 Experimental condition

Main jet	Microjet			
	P_m/p_a	Layout (s/d) [Number of holes]	Ψ [%] (Type1)	
$NPR=2.7$ $M=1.37$ $M_j=1.28$	2.5	all holes	1.6	
	3.0	(3.75) [44]	2.1	
	5.0		4.2	
	2.5	every two holes (7.5) [22]	0.84	
	3.0		1.1	
	5.0		2.2	
$Re=3.0 \times 10^5$ (Over-expanded)	2.5	every three holes (11.25) [14]	0.56	
	3.0		0.73	
	5.0		1.4	
	2.5	every six holes (22.5) [6]	0.25	
	3.0		0.32	
	5.0		0.65	
$NPR=3.1$ $M=1.38$ $M_j=1.38$	2.5	all holes (3.75) [44]	1.4	
	3.0		1.8	
	5.0		3.7	
	2.5	every two holes (7.5) [22]	0.73	
	3.0		0.97	
	5.0		1.9	
	$Re=3.4 \times 10^5$ (Fully-expanded)	2.5	every three holes (11.25) [14]	0.48
		3.0		0.63
		5.0		1.2
2.5		every six holes (22.5) [6]	0.22	
3.0			0.28	
5.0			0.57	
$NPR=3.9$ $M=1.39$ $M_j=1.53$	2.5	all holes (3.75) [44]	1.1	
	3.0		1.4	
	5.0		3.0	
	2.5	every two holes (7.5) [22]	0.59	
	3.0		0.78	
	5.0		1.5	
	$Re=4.2 \times 10^5$ (Under-expanded)	2.5	every three holes (11.25) [14]	0.39
		3.0		0.51
		5.0		1.0
2.5		every six holes (22.5) [6]	0.17	
3.0			0.23	
5.0			0.46	



a) AR=3.7



b) AR=7.6

Fig. 2 Power spectra measured on the minor axis plane (Ponton et al.⁽⁷⁾, NPR=3.71)

等の離散周波数音はスクリーチ音とその倍調波であると考えられる。なお、せん断層の安定性解析結果⁽⁸⁾から $u_c=0.6u_j$ とした。

1kHzから3kHz付近の低周波数帯域のスペクトル形状に着目すると、図中Aに示すように主ジェット前方においてより盛り上がった形状になっており、騒音が主ジェット前方において顕著になる傾向は過去の研究⁽⁹⁾で得られた知見と一致している。低周波数の乱流混合騒音は、せん断層内を発達しながら移流していく大規模渦の運動により発生したと思われる。⁽⁹⁾

図3の3-4kHzの帯域には比較的鋭いピークが見られるが、計測点によってその帯域が移動しておらず、式(2)で示されるような、BBSNの特徴である指向性が確認できない。また式(1)と式(2)を比較するとBBSNの音圧が最大になる周波数はどの計測点においても常にスクリーチ周波数よりも高周波数側に存在するので、この比較的鋭いピークはBBSNとは違った性質を持つ騒音成分であると考えられる。この騒音成分に関しては、図2において記号Aで示した帯域にも同様に計測されているが、騒音

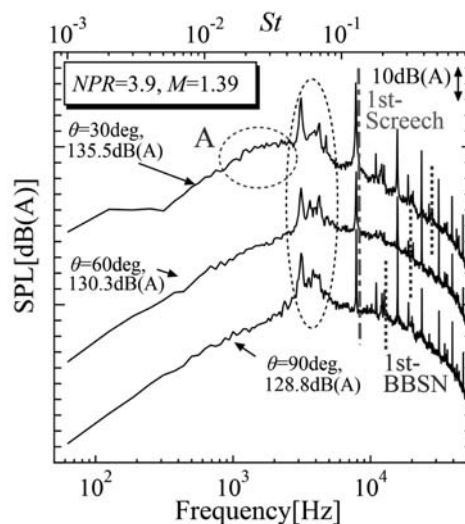


Fig. 3 Power spectra (w/o microjet, NPR=3.9)

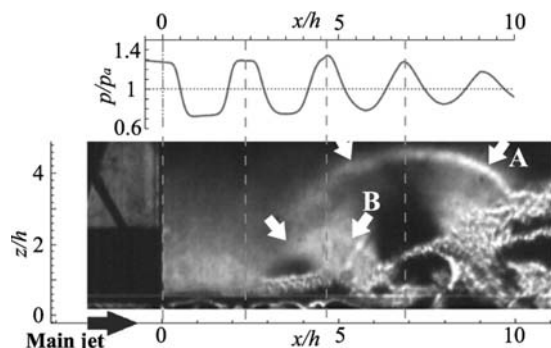


Fig. 4 Instantaneous Schlieren image of the upper shear layer (w/o microjet, NPR=3.9)

の発生要因に関する明確な知見はこれまでの研究で得られていない。

スクリーチ音より低周波数の帯域に計測された離散周波数音の発生要因を明らかにするため、せん断層付近を拡大して可視化した。図4は上部のせん断層に着目してノズル短辺側を撮影したシュリーレン画像でCFD解析によって得られた圧力分布を合わせて示している。図中には第3ショックセル、第2ショックセルから発生する音波の波面A及びBが可視化されている。

ジェットの振動周波数を調査するため、図4の画像中の輝度値の周波数解析を実施した。本研究では8bitモノクロビットマップ画像として瞬時画像を取得しており、画素ごとに輝度値の周波数解析を行い周波数ごとの振幅を分析した。図5に結果を示す。上図は約3.3kHzの振動の振幅コンター、下図は約8.0kHzの振動の振幅コンターを表している。図5の振幅コンターでは、白色の部分が周囲に比べて振幅が大きい位置である。図5に示した2つの周波数以外のデータも確認したところ、スクリーチ音の周波数である約8kHzの振動が支配的となっていることがわかった。また、約3.3kHzにおいても局所的に振動が大きい箇所 ($x/h=7$ 付近) が存在している。図4によるとこの位置は第3ショックセル終端付近に該当する。

スクリーチ音の周波数予測式(1)においてフィードバックループの片道距離 L に $7h$ を代入すると約3kHzとなり、図3においてスクリーチ音の次に音圧の高い周波数にはほぼ一致することがわかった。

$$f \sim 1 / \left(\frac{7h}{u_c} + \frac{7h}{c} \right) \tag{3}$$

また、図3の4.5kHz付近の離散周波数音に関してはノズル出口から第2ショックセル末端までの距離(4.6 h)をフィードバック長とすると対応することがわかった。

この騒音がスクリーチ音の1種であることを示すため、フィードバック構造の遮断を目的として、図6に示すよ

うな邪魔板(幅はノズル長辺長さ b 程度)を挿入する実験を実施した。邪魔板は下側のせん断層付近に設置して流れ方向に移動させ、上側のせん断層から発生する騒音を計測した。図7はスペクトル解析の結果である。音響計測では20kHzまでの分析とし10kHzまでを図中に示した。邪魔板を、図6に示すように第3ショックセルよりも上流側の位置に挿入した場合に、3.3kHzおよび4.5kHzのピークが消滅している。マイクロジェット非噴射時には主ジェットの上側と下側が一体となったフィードバックループを形成するために、片側の邪魔板によって騒音に変化したものと考えられる。一方スクリーチ音は周波数が若干変化するものの音圧は低下していない。

このような結果から、低周波数帯域の離散周波数音はショックセル複数分をフィードバック長とするスクリーチ音であると推測される。図4及び図5の結果から、基本周波数のスクリーチ音はショックセルごとに発生し、ショックセル3つ分の長さのフィードバック長を有する3.3kHz付近の離散周波数は第3ショックセル末端で発生するものと思われる。

5. 騒音変化の要因に関する考察

5.1 低周波数騒音の低減要因

低周波数の乱流混合騒音は、マイクロジェットが大規模渦構造の発生や成長を抑制することによって低減されたものと思われる。大規模渦構造はせん断層不安定によって成長するため、渦構造が大規模化する前に崩壊させることが不可欠である。図8から図10は不足膨張ジェット($NPR=3.9$)のケースにおける yz 面でのマッハ数コンターを示しており、上半分はマイクロジェット噴射時、下半分は非噴射時を示している。図9のType 1-2つおき噴射の場合には、マイクロジェット噴射口下流ではマイクロジェットが貫入し、噴射口間ではせん断層が盛り上がり、全体的にはせん断層が y 方向に波状に変形している様子が見られる。この3ケースの中ではType 1-2つおき噴射の場合に最も騒音が低減し

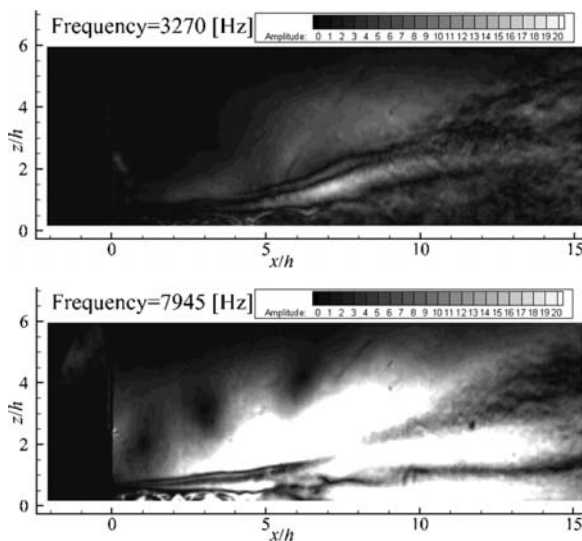


Fig. 5 Frequency analysis of Schlieren images (w/o microjet, $NPR=3.9$, amplitude)

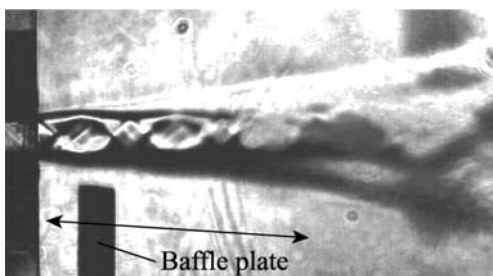


Fig. 6 Positions of baffle plate ($NPR=3.9$)

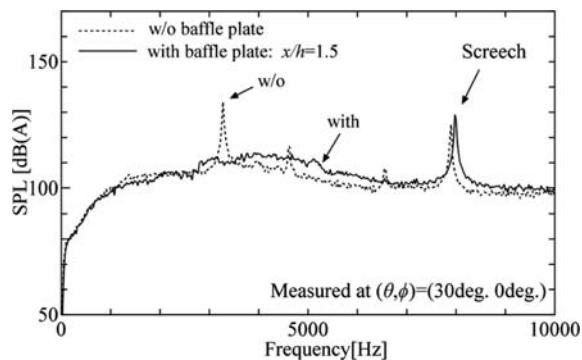


Fig. 7 Power spectra in the cases with and without baffle plate ($NPR=3.9$)

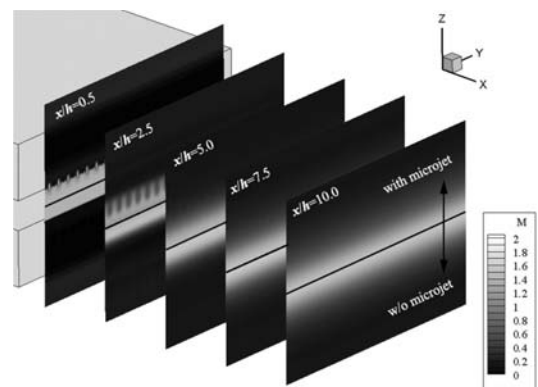


Fig. 8 Mach number contours on the planes perpendicular to the main jet axis (CFD)

Upper: Type1-all-hole injection
Lower: $NPR=3.9$, w/o microjet

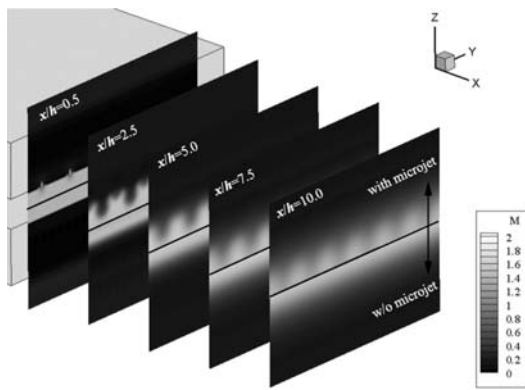


Fig. 9 Mach number contours on the planes perpendicular to the main jet axis (CFD)
 Upper: Type1-every-three-hole injection
 Lower: NPR=3.9, w/o microjet

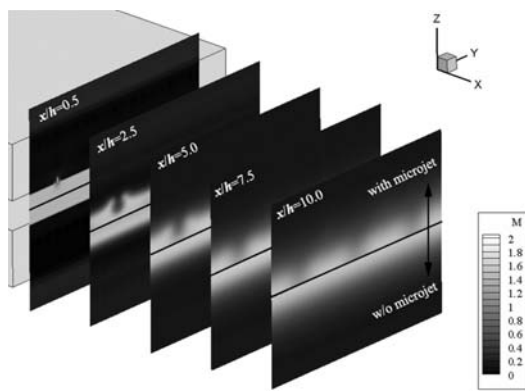


Fig. 10 Mach number contours on the planes perpendicular to the main jet axis (CFD)
 Upper: Type1-every-six-hole injection
 Lower: NPR=3.9, w/o microjet

た⁽¹⁾。全噴射時にはマイクロジェットの間隔が狭いため下流ではせん断層のy方向の大規模な変形が起こらず、2次元的な流れ場になっている。5つおき噴射の場合にはy方向の大規模な変形が起こるものの、噴射口数が少ないため下流でもマイクロジェットの影響を受けていない領域が存在している。このケースでは低周波数騒音の低減量がType 1-2つおき噴射よりも小さく、可視化結果からもフラッピング運動が残り、大規模渦構造が発達する様子が見られた⁽¹⁾。これらの結果から、低周波数の騒音を大きく低減させるには、渦構造が大規模化する前に崩壊させることが重要であると考えられる。

5.2 離散周波数音の低減要因

スクリーチ音などの離散周波数音は、衝撃波とせん断層内の乱れが干渉して発生した音波がノズル出口の乱れに圧力擾乱として作用するフィードバック構造が関係しており⁽⁹⁾⁻⁽⁵⁾、ノズル出口でマイクロジェットを噴射することでフィードバック構造が崩壊したものと思われる。不足膨張の主ジェットにおいて、Type 1-2つおき噴射の場合にスクリーチ音や低周波数の離散周波数が大きく低減した⁽¹⁾結果や離散周波数音の発生機構から、大規模

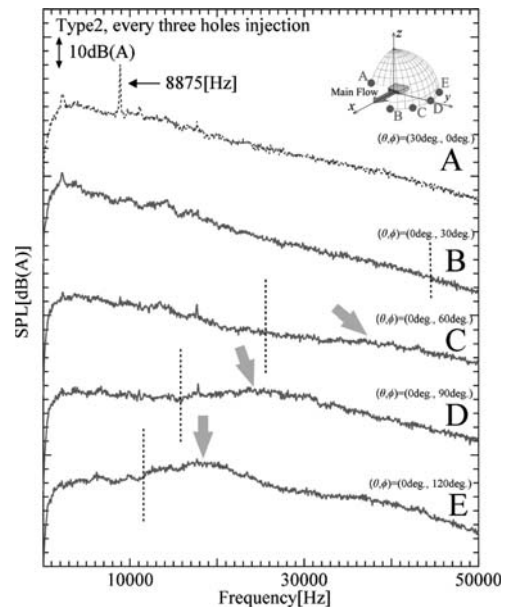


Fig. 11 Power spectra in the case of Type2 injection (NPR=3.9, $P_m/p_a=5.0$)

渦発生抑制あるいは衝撃波構造の弱体化が必要であると予想される。Type 2-全噴射時には流れ場が2次元的になり⁽¹⁾、離散周波数音の音圧レベルが増大した。マイクロジェットをノズル出口付近で噴射するだけでは不十分でマイクロジェットの間隔をあけることで2次元的な流れ場になることを防ぐ必要がある。

5.3 高周波数騒音の増加要因

不足膨張の主ジェット (NPR=3.9) に対して、マイクロジェットをType 2噴射とした場合のスペクトルを図11に示す。それぞれの計測点の位置は図中に示した。このケースではマイクロジェット噴射による高周波数騒音の増大が顕著であった⁽¹⁾。主ジェット前方方向 (BからEの方向) にマイクロホンを移動させると、計測点C, D及びEに確認できるスペクトルの山状の盛り上がり部が低周波側にシフトしている。前報⁽²⁾で示したマイクロジェット自体から発生するジェット騒音の計測結果からスペクトルの指向性が一致しないため、マイクロジェット自体から発生する騒音が主因ではない。また、マイクロジェットが大規模渦構造の発生を抑制する際に生じる微細な乱流渦による騒音の可能性はあるが、微細な乱流渦から発生する乱流混合騒音は指向性をほとんど持たないとされる⁽¹⁰⁾。以上のことから、図11の指向性をもとに判断すると、マイクロジェット噴射によって衝撃波構造が強化され、BBSN (式(2)) が発生したと考えられる。Type 2噴射の場合には長辺側の計測点 $(\theta, \phi) = (30\text{deg}, 0\text{deg})$ においてはスクリーチ音が残留している (図11 A)。この残留スクリーチ音の周波数と式(1)及び式(2)を用いてBBSNの周波数を逆算した結果を図11に点線で示す。なお、大規模乱れの移流速度 u_c は $0.6u_j$ ⁽⁸⁾ とした。スペクトルが盛り上がっている帯域 (例えば $\phi = 120\text{deg}$ のスペクトルでは14kHz付近) と予測周波数は

完全には一致していないが、スペクトルの盛り上がり為主ジェット側方向に移動するにつれ低周波数側にシフトする様子は定性的に捉えている。また、不足膨張ジェットに対してType 1 噴射した場合にはショックセル構造が弱まり高周波数騒音が上昇しなかった⁽²⁾。この試験結果は、マイクロジェット噴射によってショックセル構造が強化された場合にはBBSNにより高周波数騒音が発生する、という考察を裏付ける結果であると考えられる。

6. 適切な噴射方法

図12に不足膨張の主ジェット (NPR=3.9) におけるマイクロジェットの有無による音響パワーレベル (PWL) の変化を示す。本研究では原義的な音響パワーレベルではなく、噴射方法ごとの騒音低減性能を示す値として、計測結果から算出する形に定義を変えて評価に用いた。本研究における音響パワーレベルは次式で定義され、計測面から周囲大気に放出される音響エネルギーを表す。

$$PWL = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum \bar{p}_i^2 dS_i}{\rho c I_0} \right) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\sum p_0^2 dS_i 10^{(OASPL_i/10)}}{\rho c I_0} \right\} \quad (4)$$

ここで ρ , c は周囲大気の密度及び音速, I_0 は基準音響パワー ($10^{-12}W$), dS_i 及び \bar{p}_i は計測点 i が受け持つ計測面上の面積と音圧を表す。 \bar{p}_i は計測したOASPL値から算出した。図中横軸は質量流量比, 縦軸はマイクロジェット噴射前後でのPWLの差分を表し、負値が騒音低減を意味する。

不足膨張ジェットに対してType 1 噴射とした場合には流量比の増加とともに騒音低減量が増加している。高流量比側で流量比の割に騒音低減量が得られていないのは高周波数騒音の影響であると思われる⁽¹⁾。Type 2 噴射時には全噴射すると騒音が逆に増大している。Type 2-2つおき噴射など間隔をあけてマイクロジェットを噴射した場合にはType 1 噴射と同程度か、それ以

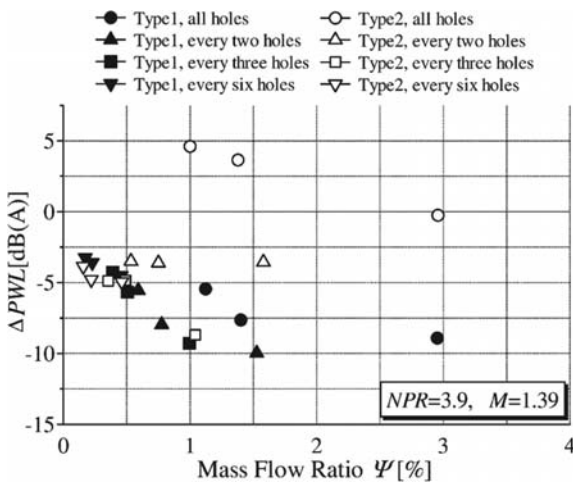


Fig. 12 Change of PWL (NPR=3.9)

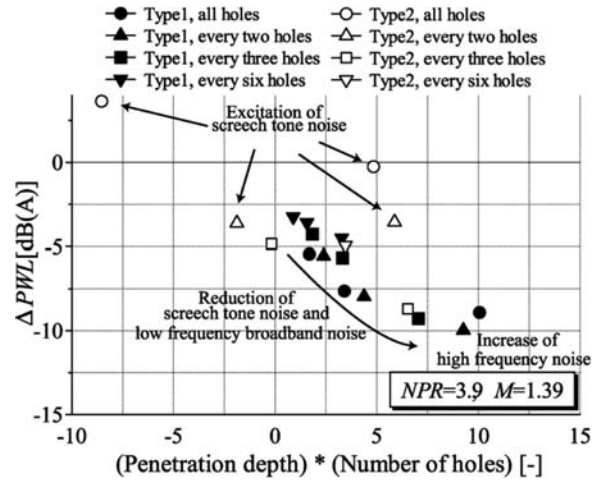


Fig. 13 Change in PWL (NPR=3.9) (Horizontal axis is penetration depth)

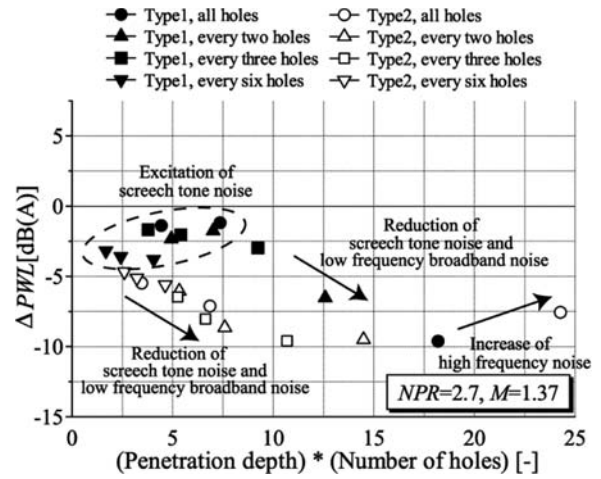


Fig. 14 Change in PWL (NPR=2.7)

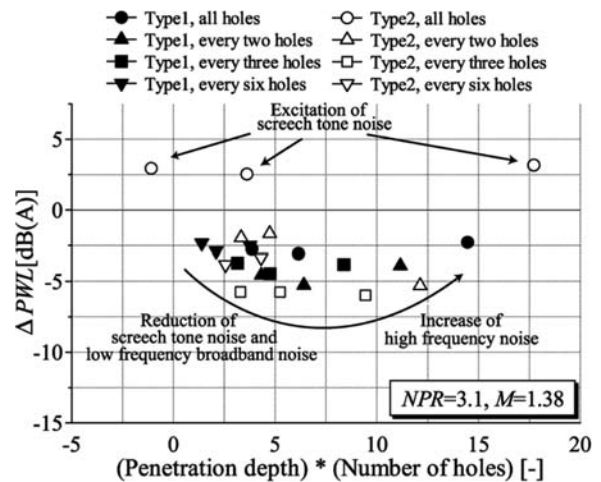


Fig. 15 Change in PWL (NPR=3.1)

上の騒音低減量が得られている。不足膨張の主ジェットに対しては最大で10dB(A)のPWL低減が達成されている。しかし、Type 1 全噴射時のように流量比で音響パワーレベルの低減量を整理できていない。

そこで、騒音低減に重要な役割を果たすせん断層の変形を表わす量として以下のようにマイクロジェットの貫通高さを定義する。

$$\text{Penetration depth} = \left(0.5h - \int_{x_0}^{8.5h} \frac{z(x)}{8.5h - x_0} dx \right) / 0.5h \quad (5)$$

ここで x_0 はマイクロジェットノズルの位置を表す。 $z(x)$ はCFD解析結果から得られたマイクロジェットの中心を通る流線の z 座標で、CFD解析の結果から数値的に積分して算出した。積分範囲は数値解析が有効な範囲すなわち壁面静圧データの取得範囲 ($x \leq 8.5h$)⁽²⁾とした。貫通高さは主ジェットとマイクロジェットの運動量流束比によって見積もることができるが、数値解析のデータを用いることでマイクロジェットによる主ジェット状態の変化を加味することができる。本研究ではマイクロジェットのの本数を変化させているため、この貫通高さにマイクロジェットのの本数を乗じた。図13に結果を示す。

図12ではType 1 全噴射時の傾向が流量の割に低減量が少ない傾向が見られたのに対し、貫通高さで示すと騒音低減量がある程度整理できていることがわかる。図14及び図15に過膨張ジェット ($NPR=2.7$) 及び適正膨張ジェット ($NPR=3.1$) の結果を示す。過膨張ジェットや適正膨張ジェットでもスクリーチ音を励起するパラメータ以外では概ね横軸とPWL変化量の間に関連を確認することができる。 $NPR=3.1$ の場合には主ジェット内部圧がマイクロジェットによって上昇しやすいため、高周波数騒音増大の影響が大きく、PWL低減量が悪化し始める貫通高さが $NPR=2.7$ や 3.9 に比べて小さくなっている。このように貫通高さと同様に噴射口数を用いると騒音低減量や現象をある程度整理することができ、噴射量が大きくなると高周波数騒音の影響で騒音低減量が頭打ちになることが明確になった。

$NPR=3.9$ のような不足膨張ジェットではノズル出口圧が大気圧よりも高いため、ノズル外のせん断層に対して噴射するようなType 1 噴射が噴射方法として望ましい。噴射口数及び噴射圧は主ジェット内部圧が上昇せず、せん断層の変形を誘起できるように設定することが求められる。本研究の検討結果では $s/d=8-11$ が適当である。過膨張ジェットでは、ノズル出口圧と大気圧の乖離度が大きい場合にはノズル内での噴射によって衝撃波構造の弱体化が期待できる。 $NPR=2.7$ のジェットのように乖離度が小さい場合には出来る限り内部圧の上昇を抑えることが重要になる。適正膨張に近い状態のジェットでは、マイクロジェットによって必ずジェット内部圧力が上昇し、高周波数騒音が増大する。マイクロジェットの設計には低周波数音抑制と高周波数音増大がトレードオフの関係になる。高周波数帯域の騒音は実スケールエンジンでは騒音規制対象帯域になることが予想されるため⁽⁸⁾、増大しないように最大限の配慮が求められる。

7. 結言

マッハ数約1.4の矩形ジェットに対してマイクロジェットが音響場と流れ場に及ぼす影響について調査し、騒音低減要因と適切な噴射形態について考察を行った。結果は以下にまとめられる。

- (1) 高アスペクト比の超音速矩形ジェットでは衝撃波関連騒音は顕著ではなく、スクリーチ音が支配的な音響場になる。スクリーチ音より低周波数の帯域にも離散周波数音が計測される。
- (2) 過去の実験データ等の見直しや邪魔板による音響フィードバックループの遮断実験から、スクリーチ音より低周波数の帯域に計測される離散周波数音は、ショックセル複数分の長さをフィードバックループ長とするスクリーチ音であることを見出した。
- (3) マイクロジェット噴射時に増大する高周波数帯域のスペクトルは、広帯域衝撃波関連騒音と同様の指向性を有し、マイクロジェットによって衝撃波が強くなる場合に顕著に見られることを示した。過去の研究で提唱されている周波数予測式を用いた検討で、マイクロジェット噴射によって増大する高周波数帯域の騒音は広帯域衝撃波関連騒音である可能性が高いことを示した。
- (4) 音響パワーレベルの低減量はマイクロジェットの主ジェットへの貫通高さで整理することができる。
- (5) 主ジェットの膨張状態ごとに適切な噴射方法に向けた指針を提示した。不足膨張ジェットに対してはノズル外のせん断層に、過膨張ジェットに対してはノズル内の境界層に噴射するのがよい。

謝辞

本研究には科学研究費 基礎研究B (課題番号20360381) の援助を受けた。また、著者の一人は文部科学省GCOEプログラム「機械システム・イノベーション国際拠点」による補助を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- (1) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 井上智博, 大石勉: 超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 一第一報 騒音低減効果と流れ場の変化一, 日本ガスタービン学会誌 掲載予定
- (2) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 井上智博, 大石勉: 超音速矩形ジェットから発生する騒音のマイクロジェットによる抑制 一第二報 主ジェット条件の影響一, 日本ガスタービン学会誌 掲載予定
- (3) Tam, C., K., W.: Supersonic Jet Noise, Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 27 (1995), pp. 17-43.
- (4) Powell, A.: On the Mechanism of Choked Jet Noise, Proceedings of the Physical Society of London, Vol.66 (B) (1953), pp. 1039-1056.
- (5) Tam, C., K., W.: The Shock-Cell Structures and Screech Tone Frequency of Rectangular and Non-

- Axisymmetric Supersonic Jets, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 121, No. 1 (1988), pp. 135-147.
- (6) Harper-Bourne, M. and Fisher, M. J.: The Noise from Shock Waves in Supersonic Jets, AGARD-CP-131, (1973).
- (7) Ponton, M., K., Manning, J., C. and Seiner, J., M.: Far-Field Acoustics of Supersonic Rectangular Nozzles with Various Throat Aspect Ratios, NASA Technical Memorandum 89002, (1986).
- (8) 岡田隆一: 超音速矩形ジェットから生じる騒音のマイクロジェット噴射による低減, 東京大学博士論文, (2013).
- (9) Tam, C., K., W., Viswanathan, K., Ahuja, K., K. and Panda, J.: The Sources of Jet Noise: Experimental Evidence, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 615 (2008), pp. 253-292.
- (10) Lighthill, M., J.: On sound generated Aerodynamically. 1. General Theory, *Proceedings of the Royal Society A*, Vol. 211, No. 1107 (1952), pp. 564-587.

噴流保炎一次燃焼による燃焼ガスを二次希薄予混合気の燃焼反応に利用した二段燃焼法による超低NO_x作動範囲拡大

Extending the operating range of ultra-low NO_x emissions by enhancing the reactions of the secondary lean mixtures injected into the reverse-jet stabilized primary stage combustion products

中須 崇文*¹
NAKASU Takafumi

齋藤 拓海*¹
SAITO Takumi

山田 秀志*²
YAMADA Hideshi

林 茂*³
HAYASHI Shigeru

ABSTRACT

The lean-lean two stage combustion, characterized by the enhancement of the reactions of ultra-lean to lean mixtures injected into the hot combustion products of the lean-burn primary stage, was investigated to show its potential in achieving low NO_x emissions while maintaining complete combustion over a wide range of power of gas turbines. For single-digit NO_x emissions, the stagnation reverse flow combustion was employed as a means of flame stabilization for the primary stage because of its robust flame holding capability at very lean conditions. Methane was used as fuel and emissions measurements and direct flame imaging were conducted at $T_i = 373$ and 573 K and at atmospheric pressure. NO_x emissions less than 5 ppm (15% O₂) were achieved for a primary equivalence ratio of 0.5 with combustion efficiency greater than 99.9% over a range of gas temperatures ranging from 1400 to 1900 K.

Key words : Lean-lean two stage combustion, Stagnation reverse flow combustion, Robust flame holding, Ultra-low NO_x emissions, Perfectly premixed methane-air mixtures

1. はじめに

ガスタービンの作動ガス温度は、タービンの耐熱性の制約により当量比1付近での火炎温度よりもかなり低く抑えられている。したがって、希薄予混合燃焼はガスタービンに本質的に適したNO_x排出削減のアプローチといえる。しかし、希薄予混合燃焼によるNO_x削減は燃焼温度の抑制に基づくものであるため、未燃焼成分の排出が増大しやすいという問題があり、それが妨げとなって希薄予混合燃焼の持つNO_x抑制能力を十分発揮できない、あるいはNO_x排出を維持できる出力範囲が狭いという問題がある。この問題は、希薄予混合燃焼を適用する場合の常套手段である、希薄予混合火炎のメイン燃焼領域に加えて始動時から燃料を供給する拡散火炎のパイロット燃焼領域を配設し、作動状態に合わせて両燃焼領域への燃料の配分を適切に制御する燃料ステージングにおいても当然、存在する。希薄予混合燃焼によ

てNO_x排出をどこまで減らせるか、どこまで作動範囲を拡大できるかは、希薄側可燃限界に近い予混合気をいかに完全燃焼させるかにかかっているといてもよい。

この課題に対して、林らは直列ステージングの2段階燃焼域において、1段階目の希薄燃焼域からの燃焼生成物中に希薄な予混合気を噴射し、その反応促進に燃焼生成物の熱とラジカルとを利用するlean-lean two-stage combustion (LL2)を提案し、気体燃料および液体燃料を用いた基礎研究⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾でその有効性を示しただけでなく、商用エンジンでの実証にも成功している⁽⁵⁾。この方式の特徴は、2段階目に噴射される混合気が単独では点火、あるいは保炎できないくらい希薄でも反応させることができる点で、結果的に広い作動範囲で超NO_x排出が達成されている。また、一般的な予混合希薄燃焼において問題となる振動燃焼を抑制することも示唆されている。

メタン焚き実エンジン搭載燃焼器⁽¹⁾では先端が閉じられ、側壁に複数の2次予混合気噴射孔が周方向および軸方向に開けられた多数のパイプを貫通させた円形多孔板を保炎器とする超短縮火炎バーナを用いた。多孔板保炎器上には多数の1次希薄予混合気の短小火炎が保持され、その直下流において燃焼生成物中に希薄な2次予混合気が噴射される。出力は基本的に、2次空気への燃料流量

原稿受付 2016年11月29日

査読完了 2017年6月1日

* 1 法政大学大学院

〒184-8584 小金井市梶野町3-7-2

* 2 宇宙航空研究開発機構

* 3 法政大学

の制御だけで増減できる。希薄予混合燃焼による局所的高温部の発生を抑制させることはもちろん、2次予混合気噴射による高温領域での滞留時間の短縮によるNO生成の抑制も狙っている。

一方、実エンジン搭載液体用燃焼器²⁾では、1次燃焼域においては、予混合管内に逆火が起きないように工夫された旋回空気流れ中に、管入口近傍で圧力スワールノズルを用いて灯油を噴霧し、形成された希薄予混合気の火炎が予混合管出口下流に保炎される。その燃焼ガス塊中に、2次燃焼域では独特な形状のインジェクターから燃料噴霧の予蒸発による希薄から超希薄な予混合気が噴射される。この燃焼器を搭載した出力300 kW級再生ガスタービンは、灯油燃焼において50%出力から定格までの作動範囲にわたり高い燃焼効率と10 ppm以下(15%O₂換算値)の超低NO_x排出を達成している⁵⁾。

これら一連の研究において、2段目の混合気の濃度がサーマルNO_xを生成するほどに高くなければ、その反応によるNO_x濃度の実質的な増加はないこと、条件によっては、むしろ減少することもあることが見出された。このことは、1段目をより希薄にしても高い燃焼効率を維持できさえすれば、さらなるNO_xの排出削減が実現できることを示唆している。

ガスタービン燃焼器において、燃焼領域の下流において追加で燃料、あるいは燃料と空気を噴射することで低NO_x作動範囲を拡大できることが実機で示されており、今後、この方式の普及が進むと考えられる。

これまでの保炎方式よりもより希薄な条件において、混合気の流速や燃料濃度の変動を受けても吹き飛びが起きにくいロバストな保炎手段として、混合気を燃焼室のドーム壁面に向けて噴射する噴流保炎に着目した。この方式では、噴流の外周と燃焼室壁との間の空間に形成される高温燃焼ガスの再循環領域が噴流の着火を担っており、多孔板による保炎はもちろん、旋回による保炎よりも格段に保炎性能に優れている。

噴流による保炎は、航空エンジンでは蒸発管型燃焼器に相当古くから利用されてきた。液体燃料は燃焼室内に突起した蒸発管の中で蒸発し、空気と混合してできた燃料大過剰な混合気がドーム壁に向けて噴射され、対向して流入する空気噴流と衝突して拡散火炎を形成する。

一方、オゾン層保全の観点から超低NO_x排出が要求される超音速機用エンジンの燃焼器においては、ジェット燃料の希薄予混合予蒸発燃焼の保炎手段として研究された⁶⁾。また、噴流保炎燃焼器の排出特性に関しジェット燃料蒸気をプロパンで模擬した基礎的な研究も行われた。一方、比較的最近、Zinnらは、Stagnation Point Reverse Flow Combustorと呼ぶ燃焼器の排出特性を報告している⁷⁾。これは、噴射ノズル先端からドーム壁面までの距離が300 mmもあり、天然ガス燃焼試験の結果として、非予混合噴射においてもNO_xレベルは予混合気噴射のレベルに近いことを示しており、液体燃料につ

いても実験を行っている。

しかし、上記のいずれの研究も基礎研究で、1段燃焼領域に噴流保炎方式を採用したLL2方式燃焼器の排出に関したものではない。

そのため我々はLL2燃焼器の1段目に適用することを目的として噴流保炎方式に関する研究を行った。その第一段階としてメタンを用いて予混合気と非予混合気について実験を行い、灯油について実験を行った。これらの試験結果において、保炎性能が良好なことから、超低NO_xのポテンシャルを確認している^{8),9)}。本論では、これらの試験結果をもとに設計した気体燃料用LL2方式2段燃焼器の大気圧下における排出性能について報告する。

2. 試験装置

燃焼器の概略図を図1に示す。燃焼筒は縦置きの内径80 mm、長さ300 mm、厚さ2 mmの石英管で形成され、燃焼室ドーム壁に相当する底面は厚さ50 mmのセラミックファイバー製円板で形成されている。ガス分析の際には、火炎および燃焼ガスからの放射による熱損失を抑制するため、燃焼筒を断熱材製円筒内に納めている。火炎撮影の際には、この円筒を取り外し、また、燃焼筒はより透明性の高い石英管(長さ250 mm)に取り換えた。

表1、表2はそれぞれ、1段目および2段目のインジェクターの要部寸法、噴射孔の径、個数および総開口面積を示す。両者の総開口面積は実質的に同じである。1段目インジェクターは、二重円管構造になっており、予混合気は二重円管を通り、先端部において外周壁に周方向等配で取り付けられた4本の逆L字管(内径10 mm、厚さ1 mm)の出口から底面に向けて噴射される。2段目インジェクターは、1段目インジェクターの内管内に同軸に配置された、先端が閉じた円筒で、その先端部の側壁には噴射孔が軸方向に10 mm間隔で4段、その各段に4個ずつ周方向等配で配置され、それらから2段目予混合気が半径外向きに噴射される。噴射孔の周方向位置は、底面側から数えて1段目と2段目、3段目と4段目が、それぞれ同一で、相互に45度ずれている。2段目のインジェクターの噴射孔の直径は上流ほど小さくなっている。これは2段目の予混合気をより多く、1段目の燃焼領域に供給させるねらいがある。

1段目と2段目のインジェクターの燃焼筒内への突出長さは、独立に変えられる。以後の説明において、燃焼室底面を基準とした1段目の噴射孔の端面の位置を Z_{in1} 、2段目の最も底面寄りの噴射孔の中心位置を Z_{in2} 、ガス採取位置を Z_p と表す。

先行研究¹⁰⁾において、2段目の予混合気噴射位置を1段目の予混合気噴射位置に近づけると燃焼効率が向上することが確認されている。この結果を設計に反映し、1段目のインジェクターの上端部に周方向4か所の切欠きを設け、そこに2段目の最も上流側の噴射孔が位置する

ようにした。その結果、それらの孔は軸方向で1段目の噴射孔に5 mmまで近づけられた。

燃料にはメタンを使用し、ヒーターで予熱した空気をスタティックミキサーで混合させ、均質な予混合気を形成し、1段目と2段目のインジェクターに供給した。1段目および2段目空気流量 (m_{a1} , m_{a2}) は、ともに5.4 g/sに固定した。

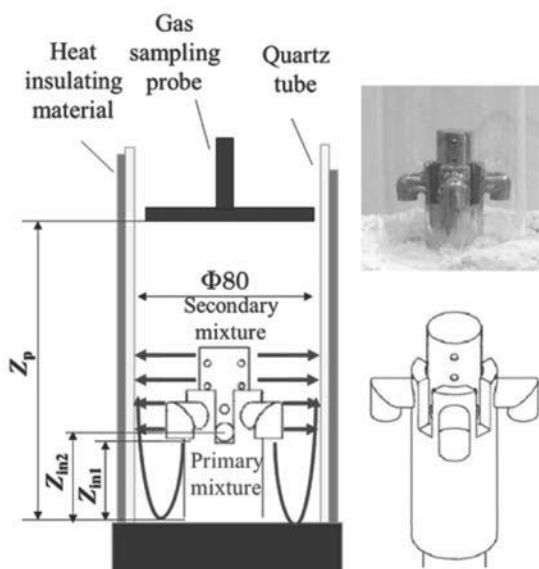


Fig. 1 Photographs and drawings of injectors used.

Table 1 Dimensions of primary injector.

Outer tube and wall thickness, mm	32 ID*1-1
Inner tube and wall thickness, mm	25 OD*2-1
Cross-sectional area of mixture passage, mm ²	313
Number and diameter, mm of holes	4 × φ 10
Total opening area of holes, mm ²	314

*1InnInner diameter, *2OutOuter diameterer

Table 2 Dimensions of secondary injector.

Inner diameter and wall thickness, mm	19.7-1
Cross-sectional area of mixture passage, mm ²	305
Number and diameter of holes*3, mm (From top to bottom rows)	4 × φ 3
	4 × φ 3
	4 × φ 4
Total opening area of holes, mm ²	4 × φ 8
	308

*310mm interval

3. 排ガス測定および火炎撮影

排ガス採取には直径0.7 mmの吸入孔がアーム部にそれぞれ8か所開けられている水冷式の十字プローブを用い、測定にはHORIBA製MEXA-9110Hを使用した。排ガス分析の際には、ガス分析計の表示の値が定常な状態を示すことを確認してからデータを取得している。排ガ

ス測定を予め定めた当量比で行うため、分析計の酸素濃度の表示を見ながら燃料流量を調節した。

火炎撮影にはCANON製EOS 50Dを使用し、輝度の比較ができるように、撮影条件はシャッタースピード1/6 s, 絞り値6.3, ISO感度2000とした。

4. 試験結果および考察

4.1 1段目および2段目予混合気噴射位置の影響

最初にNOx排出と燃焼効率に対する1段目と2段目予混合気噴射位置の影響について調査した。予混合気温度 T_1 は373 Kとし、この温度において余裕をもって1段目予混合気を完全燃焼できる条件にするため、1段目当量比 ϕ_1 は0.7とし、2段目当量比 ϕ_2 は0から0.7まで変化させた。

(1) 1段目予混合気噴射位置の影響

2段目予混合気噴射位置 Z_{in2} を55 mmに固定し、1段目噴射予混合気位置 Z_{in1} を10 mm, 30 mm, 50 mmと変化させ、火炎写真を図2に、ガス採取位置 Z_p が300 mmにおけるNOx排出と燃焼効率のグラフを図3に示す。1段目のインジェクターの位置が燃焼室の底部から離れるほど1段目燃焼領域の輝度が高くなっている。 $Z_{in1}=10$ mmにおける1段目の予混合気は、燃焼室底部に衝突し、燃焼室出口方向に戻っており、2段目の最も上流側の噴射孔付近にまで反応領域が伸びていることが示唆される。 $Z_{in1}=30$ mm, 50 mmにおいては1段目の噴射孔の下に再循環領域が形成された。

2段目に燃料を供給すると、 $\phi_2=0.1$ において燃焼効率は99%よりさらに低く落ち込む。燃焼効率の落ち込みは Z_{in1} が低いほうが小さくなっている。この条件における2段目の燃焼領域において写真では確認できないが肉眼で極めて弱い発光がとらえられている。 $\phi_2=0.3$ において青みがかかった反応領域が明確に見えるようになり、このときの燃焼効率は99.9%よりも高くなっていることが分かった。 ϕ_2 をさらに増加させると、さらに出口ガス温度が上昇し、 ϕ_2 が0.7における出口ガス温度は約1900 Kであった。燃焼効率が99.9%を達成できる最も低い出口ガス温度 T_b は Z_{in1} が10 mmのときに1420 K, 50 mmのとき1460 Kと推定される。

NOx濃度は Z_{in1} に大きく依存していることが確認された。 $Z_{in1}=10$ mmのNOx濃度は $Z_{in1}=50$ mmに比べて半分になっている。この傾向は、1段目でのNO生成機構における滞留時間の影響であることが推測される。1段目の予混合気噴射位置を低くすることによって、輝度が高い領域での滞留時間が短くなり、NOxの生成を抑制し、1段目で生成されたOH等のラジカルを多く含む燃焼ガスが2次領域に供給されることによって反応が促進された結果、燃焼効率の落ち込みを抑制できることが示唆される。

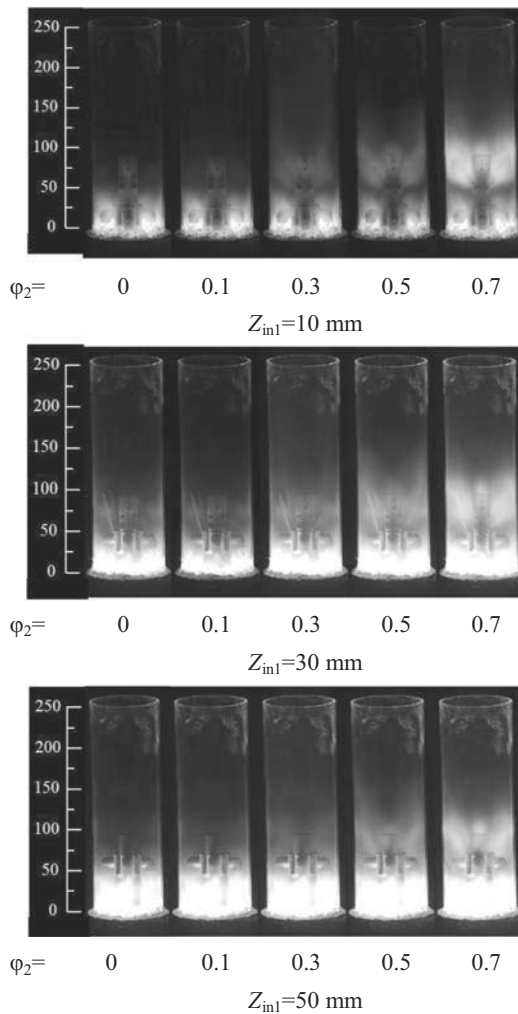


Fig. 2 Photographs of flames showing effects of primary mixture injection position, Z_{in1} , on flame structure for $Z_{in2}=55$ mm and $\phi_1 = 0.7$.

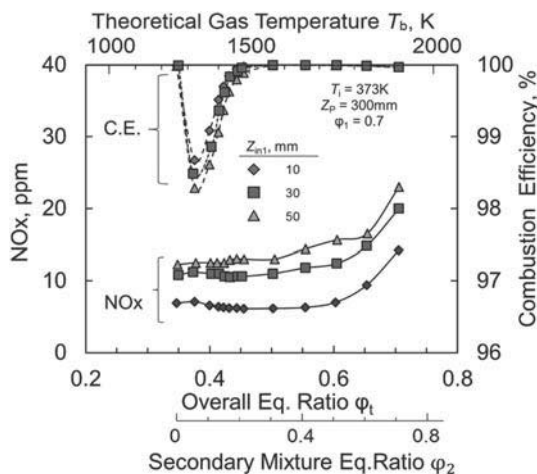


Fig. 3 NOx emissions and combustion efficiency vs. overall equivalence ratio, ϕ , for different primary mixture injection positions, Z_{in1} .

(2) 2 段目予混合気噴射位置の影響

1 段目予混合気噴射位置 Z_{in1} を 10 mm に固定し、2 段目予混合気噴射位置 Z_{in2} を 15 mm, 35 mm, 55 mm と変

化させた。前節に記したように $Z_{in1}=10$ mm にしたのは、 $Z_{in1}=30$ mm, 50 mm と比較して NOx 濃度が最も低く、燃焼効率の落ち込みが最も低かったからである。

火炎写真を図 4 に、 $Z_p=300$ mm において NOx 濃度と燃焼効率を表したグラフを図 5 (a) に示す。前節の図 3 に示すのと同じように、2 段目に燃料を供給すると、 $\phi_2=0.1$ において燃焼効率は 99% より低く落ち込む。燃焼効率の落ち込みは 2 段目予混合気噴射位置 Z_{in2} が低いほうが小さくなっている。このとき 2 段目の燃焼領域では、写真では確認できないが肉眼で極めて弱い発光がみとめられる。燃料をさらに増やした $\phi_2=0.3$ になると青みがかかった反応領域が明確になり、2 段目の燃焼領域に占める割合が大きくなる。それらは噴射孔の周方向位置に対応して石英管内壁に沿って筋状に伸びている。 ϕ_2 をさらに増加させると、反応領域が短くなり、より強く発光するようになる。

Z_{in2} を低い場合は Z_{in2} から Z_p までの距離が離れ、2 段目予混合気の滞留時間が長くなる。そこで、2 段目予混合気の滞留時間を合わせるために、ガス採取位置 Z_p から 2 段目予混合気噴射位置 Z_{in2} までの距離、すなわち Z_p-Z_{in2} を 245 mm にして実験を行った。この条件における NOx 濃度と燃焼効率のグラフを図 5 (b) に示す。2 段目予混合気の滞留時間を等しくした場合においても、 Z_{in2} が低いほうが燃焼効率の落ち込みは小さくなっていることがわかる。この場合においても 2 段目予混合気噴射位置によって燃焼効率の落ち込みに差があることから、1 段目で生成された OH 等のラジカル濃度がより高い燃焼ガスが 2 次領域に供給されることで反応が促進されることが示されている。

NOx 濃度は燃焼室出口において Z_{in2} に依存しないことが確認された。全体当量比 ϕ_t が 0.6 以下の範囲では 10 ppm 以下という超低 NOx 燃焼が達成された。2 段目の燃料を増加させると、NOx 濃度が 1 段燃焼時と比較すると $\phi_t < 0.6$ の範囲まで減少している。図 3 では NOx 濃度の縦軸のスケールが図 5 の 2 倍で目盛られているためにみえるが、同じスケールでプロットすると図 5 の結果は図 3 の結果とほぼ一致する。高温既燃ガス中に希薄な予混合気を噴射すると NOx が減少するという現象はこれまでの実験においてもみとめられている⁽¹⁾。このことから 2 段目に希薄な予混合気を供給すると 1 段目で生成された NOx の一部が 2 段目予混合気中の HC によってシアン等に還元⁽¹⁾される Reburning⁽²⁾と類似することが起きていることを示唆している。

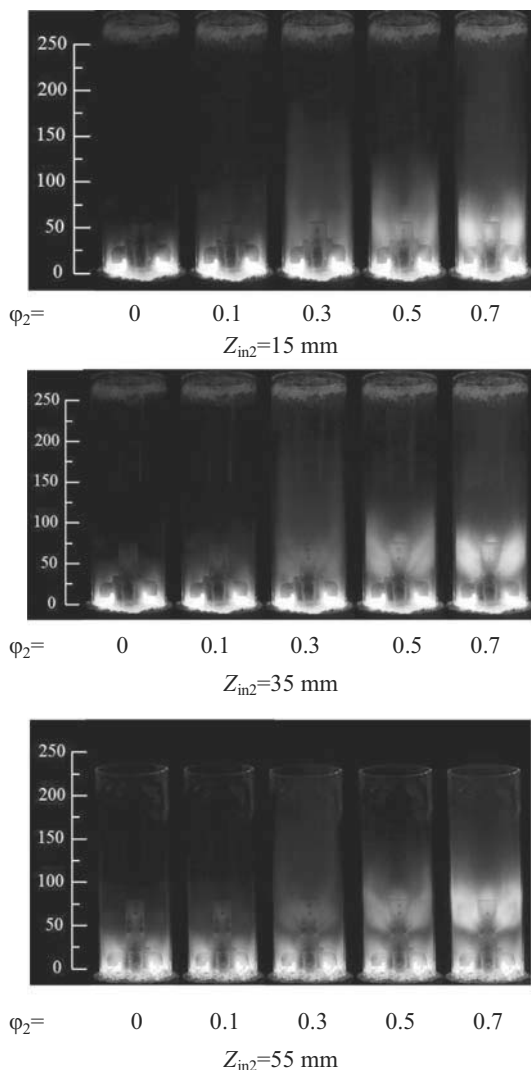


Fig. 4 Photographs of flames showing effects of secondary mixture injection position, Z_{in2} , on flame structure for $Z_{in1}=10$ mm and $\phi_1 = 0.7$.

4.2 予混合気温度および1段目当量比の影響

予混合気温度の影響を調べるために前節に記した $T_i=373$ Kでの実験に加え、 $T_i=573$ KにおいてNOxをさらに低減させるために1段目の当量比がより低い $\phi_1 = 0.5, 0.6$ で1段目の当量比の影響について調査した。なお、1段目予混合気噴射位置 Z_{in1} は10 mm、2段目予混合気噴射位置 Z_{in2} は15 mm、ガス採取位置 Z_p は300 mmとした。

2段目当量比 ϕ_2 を0から0.7と変化させたときの火炎写真を図6に、NOx濃度と燃焼効率を表したグラフを図7に、NOx濃度の15%O₂換算値を図8に示す。1段燃焼時 ($\phi_2 = 0$)には、 $\phi_1 = 0.5$ で青みを帯びた火炎が形成され、 $\phi_1=0.6$ に増加させると1段目燃焼領域の輝度が高くなる。2段目に燃料を供給すると、 $\phi_2=0.1$ においては、2段目の燃焼領域において、写真では確認できないが肉眼で極めて弱い発光がとらえられている。 $\phi_2 = 0.3$ では青みがかった反応領域が明確に見え、石英管内壁を沿うように細長い火炎が形成される。 $\phi_2=0.5$ 以上の範囲では、反応領域は2段目のインジェクター周辺

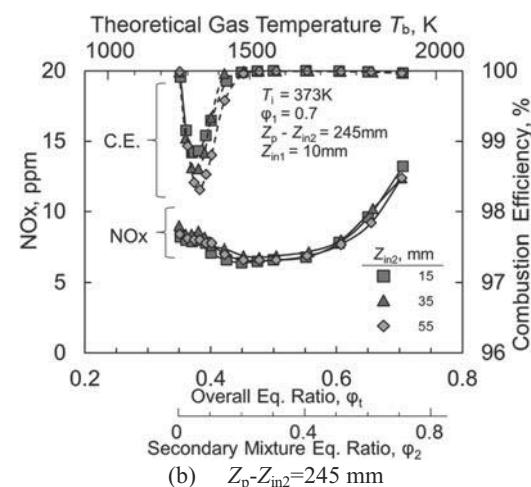
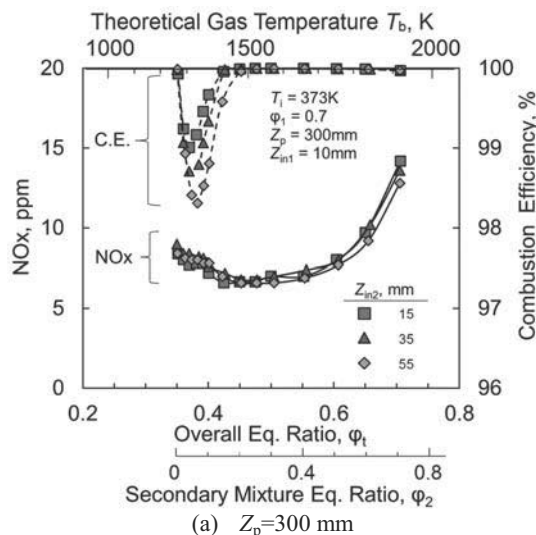


Fig. 5 NOx emissions and combustion efficiency vs. overall equivalence ratio, ϕ_1 , for different secondary mixture injection positions, Z_{in2} .

部まで短くなっている。同一条件での ϕ_2 を比較した場合、1段目の当量比 ϕ_1 が大きい方が2段目の反応領域が短くなることが分かる。

$\phi_1 = 0.6$ において、この試験における全ての範囲で、燃焼効率は99.9%以上であった。一方、 $\phi_1 = 0.5$ において2段目に空気のみが噴射される場合 ($\phi_2=0$)の燃焼効率は99.2%であるが、燃焼ガス温度が1400 K以上になると完全燃焼 (99.9%) が実現できる。

NOx濃度は1段目の当量比に大きく依存し、 $\phi_1 = 0.5$ においては、この試験の全ての範囲で5 ppm (15%O₂換算値)以下を達成し、 $\phi_1=0.6$ においては10 ppm前後となった。

この実験では、 ϕ_1 を固定して ϕ_2 を変化させているが、完全燃焼と超低NOx燃焼を両立できるように ϕ_1 と ϕ_2 の両方を変化させることで、より広い作動範囲でNOx濃度を5 ppm (15%O₂換算値)以下に抑制することが可能である。 $\phi_1=0.5$ においては、前節に記載した結果と比較してNOx濃度が低いことから、予混合気温度が高い

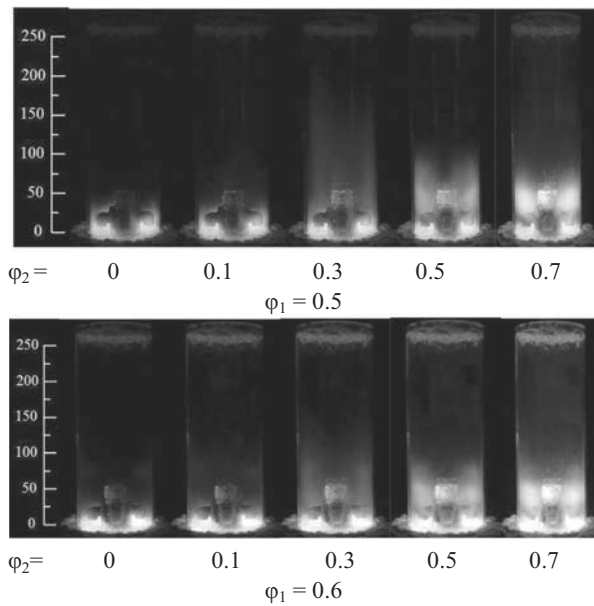


Fig. 6 Photographs of flames showing effects of primary and secondary mixtures equivalence ratios, ϕ_1 and ϕ_2 , on flame structure for $Z_{in1}=10$ mm and $Z_{in2}=15$ mm.

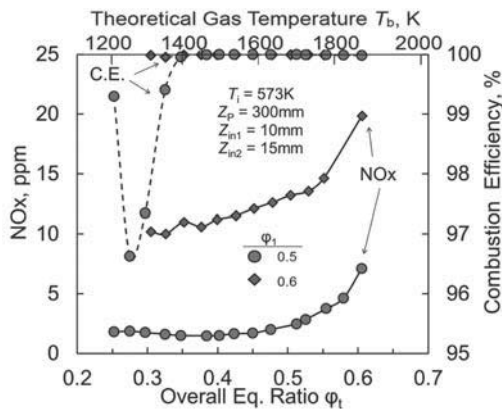


Fig. 7 NOx emissions and combustion efficiency vs. overall equivalence ratios, ϕ_o , for primary equivalence ratios, ϕ_1 , of 0.5 and 0.6.

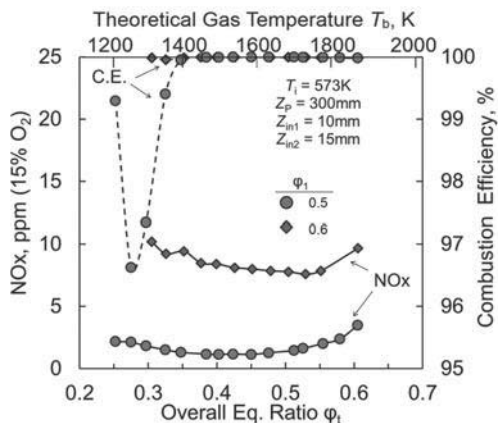


Fig. 8 NOx emissions corrected to 15% O₂ and combustion efficiency vs. overall equivalence ratios, ϕ_o , for primary equivalence ratios, ϕ_1 , of 0.5 and 0.6.

方が、1段目の当量比をより低くすることが可能となり、低NO_xにできるといえる。したがってこの燃焼方式は、空気入口温度が高い再生サイクルのガスタービンや高圧力比のガスタービンに向いているといえる。

4.3 反応の進捗とNO_xの生成

ガス採取位置を軸方向に変化させ、2段目予混合気の反応の進捗とそれに伴うNO_xの生成について調査した。また、参考までにNO_xの内訳、すなわちNOとNO₂の軸方向変化についても調べた。1段目および2段目予混合気噴射位置 Z_{in1} 、 Z_{in2} は、それぞれ10 mm、15 mmで、予混合気温度 T_i は573 K、1段目当量比 ϕ_1 は0.5および0.6とした。

(1)反応の進捗

$\phi_1=0.5$ においてCOおよびHCの濃度とガス採取位置に対する変化を表したグラフを図9(a)に示す。1段燃焼($\phi_2=0$)の場合、CO濃度の値は燃焼室出口までほとんど変化しない。これは空気噴射により燃焼ガス温度が低くなったことによって反応が凍結されたためと考えられる。 $\phi_2=0.1$ においては、CO濃度は増大して $Z_p=200$ mmで最大になり、その後減少しているのに対し、HC濃度は単調に減少している。これは、HCが分解しながらCOおよびCO₂が生成されていることが示唆され、HC→COとCO→CO₂との競合によって、それらの値が決まっているといえる。 ϕ_2 が0.2以上では、燃焼室出口に近づくほどCO、HCのいずれの濃度も単調に減少することが分かった。また、2段目の当量比が大きい場合、COおよびHCの濃度は1段燃焼($\phi_2=0$)よりも低くなっている。このことから、2段目の燃焼ガス温度が高い方が1段目からのCOの酸化反応がより促進されることが分かる。

$\phi_1=0.6$ においてCOおよびHCの濃度のガス採取位置に対する変化を表したグラフを図9(a)に示す。この場合、 $\phi_1=0.5$ の場合と比較して、COとHCの濃度の値が低くなっている。このことから、1段目の当量比 ϕ_1 が高い方が、2段目の混合気の反応がより速く進むことが示唆される。なお、1段目の燃焼ガス温度は $\phi_1=0.5$ で1200 K、 $\phi_1=0.6$ で1300 Kである。

(2)NO_xの生成

$\phi_1=0.5$ においてNOとNO₂濃度の軸方向変化を表したグラフを図10(a)に示す。出口におけるNO_xのほとんどはNO₂である。1段燃焼($\phi_2=0$)の場合、2段目でNOがごくわずかに生成される。1段目の燃焼ガス流中に希釈空気が噴射されることによって1段目で生成されたNOがNO₂に変換していることが示唆される。このことはSanoらによって明らかにされている¹³⁾。 $\phi_2=0.3$ の場合、NO_xのすべてがNO₂でその濃度は燃焼室出口に近づくほどわずかに減ることがわかる。

これは、2段目予混合気中のHCによりNO_xがシアン等に還元¹¹⁾されていることを示唆している。これは、燃焼ガス中にHCを噴射し、NO_xを削減するReburning¹²⁾によっておきている還元反応である。通常、Reburningを

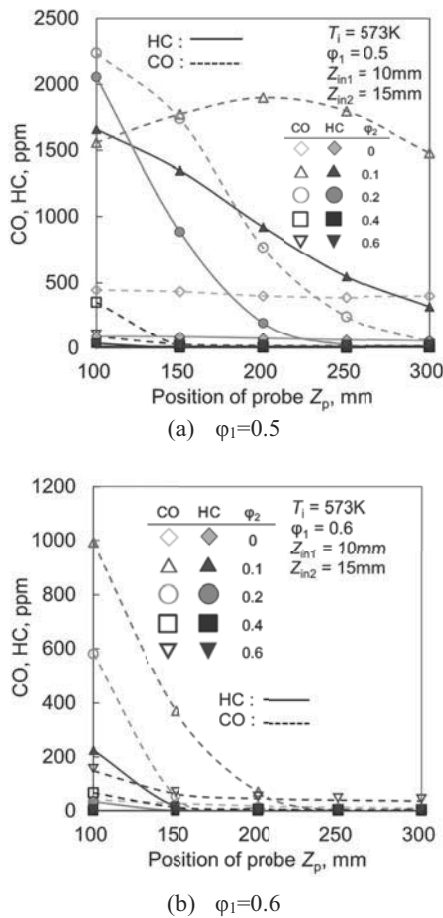


Fig. 9 CO and HC emissions along the combustor axis for secondary mixture of different primary equivalence ratios for ϕ_1 of 0.5 and 0.6.

利用するのは残存酸素濃度が非常に低い条件である。しかし、本実験での2段燃焼領域での酸素濃度は相当高いために、還元が起きにくい条件であるが、炭化水素濃度が極めて高いために還元反応が起きていると考えられる。

$\phi_1=0.6$ においてNOとNO₂濃度の軸方向変化を表したグラフを図10(b)に示す。 $\phi_1=0.6$ では $\phi_1=0.5$ の場合よりもNO濃度が高いが、これは、1段目の火炎温度が高くなったことによってThermal NOも生成されるようになったと考察される。 $\phi_2=0.3$ のとき、1段目で生成されたNOはNO₂に変換され、 $Z_p=100$ mmにおいては全てNO₂に変換される。これは、2段目の燃料のHCがNOからNO₂への変換に関係していることが示唆される。炭化水素によりNO-NO₂変換が起きることは、Horiらの実験によって明らかにされている⁽⁴⁾。燃焼室出口に近づくほどNOが増加していることから、1段目で変換により生成されたNO₂の一部がNOに戻ることが示唆される。2段目の燃料をさらに増加させた $\phi_2=0.6$ では、 $Z_p=100$ mmにおいてNO濃度が増加することが確認できるが、これもThermal NOによるものと考えられる。

4.4 実用化に向けた課題への対応

この研究では、LL2コンセプトの低NO_x排出 (<5 ppm以下) と高効率 (>99.9%) の両立に対する有効性をガス燃焼で検証することと、最良混合条件での排出レベルの確定を目的としていたので、SUS材の板金溶接によるインジェクターを用い、均質予混合気を外部から供給して実験を行った。実用化に際してのインジェクターの耐久性の課題は、耐熱金属の精密鋳造、あるいは最近実用になったAdding Manufacturing により製作することで解決できると考えられる。一方、混合気については、噴射孔の直上流で燃料を気流中に噴射して混合する方式

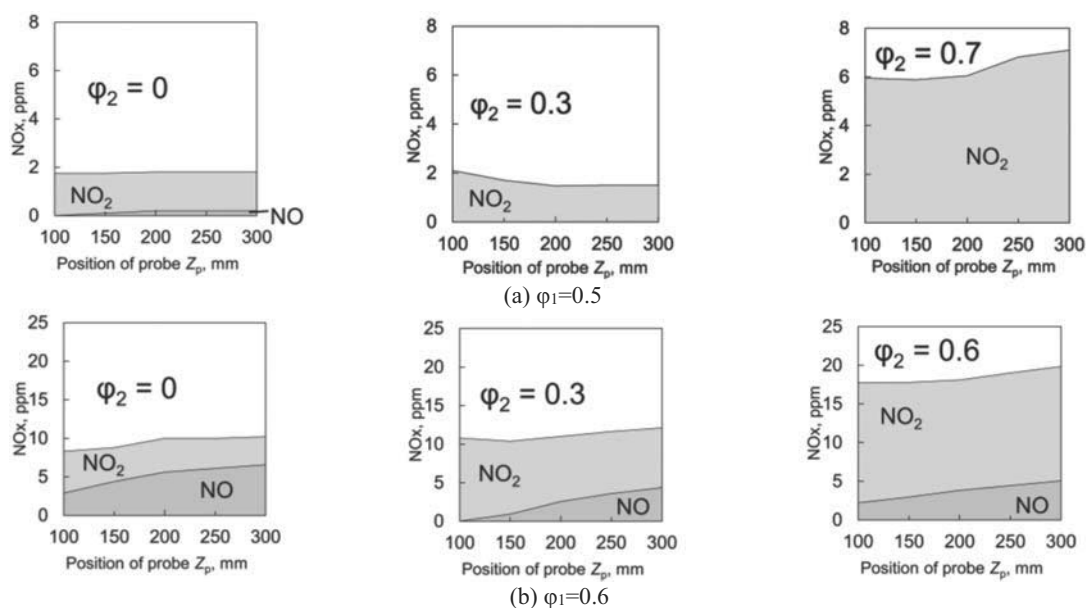


Fig. 10 Concentration of NO and NO₂ along the combustor axis for secondary mixture of different primary equivalence ratios for ϕ_1 of 0.5 and 0.6.

を採用することを検討している。その場合、局所的な燃料濃度の不均一さが残るのは避けられないが、実験結果が示すように、2段目におけるNO生成は、その当量比が0.6程度までは実質的にないことから、不均一さによるNO_xの増大はそう大きくないと考えられる。現在、実用に向けたインジェクター設計を行っている。

5. 結論

直列希薄-希薄ステージングの2段目燃焼域において、1段目の希薄燃焼域からの燃焼生成物中に希薄な予混合気を噴射し、その反応の促進に燃焼生成物の熱とラジカルとを利用するLL2燃焼器の排出特性について調査した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 1段目に噴流保炎方式を用いることでより希薄側での安定した保炎が可能となる。この方式により断熱火炎温度が1400 Kから1900 Kまでの広い作動範囲で完全燃焼 (99.9%以上) と 5 ppm (15%O₂換算値) 以下の超低NO_x排出を達成できる。
- (2) 1段目予混合気噴射位置をドーム壁面に近づけることでNO_xが抑制され、1段目で生成されたラジカル濃度が高い燃焼生成物中に2段目予混合気が噴射されることで反応が促進され、高い燃焼効率を達成できる。
- (3) 予混合気温度が高い場合には、1段目の当量比が低い場合においても燃焼器出口において高い燃焼効率を達成できる。そのため、1段目の当量比をより低くすることが可能となり、出口ガス温度が等しい場合においてもNO_xを低減できる。
- (4) 1段目予混合気が完全燃焼していない場合であっても、出口ガス温度が約1400 K以上になると完全燃焼を実現する。
- (5) 2段目予混合気中のHCによって1段目で生成されたNO_xの一部が還元される場合がある。
- (6) 1段目で生成されたNOのほとんどは2段目の燃料が噴射されるとすぐにNO₂に変換され、NO₂の一部はNOに戻る場合がある。

参考文献

- (1) S. Hayashi, and H. Yamada, 2000, "NO_x emissions in combustion of lean premixed mixtures injected into hot burned gas," *Proceedings of the Combustion Institute*, 28:2443-2449.
- (2) S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, "Extending low-NO_x operating range of a lean premixed-prevaporized gas turbine combustor by reaction of secondary mixtures injected into primary stage burned gas," *Proceeding of the Combustion Institute*, 30:2903-2911.
- (3) N. Aida, T. Nishijima, S. Hayashi, H. Yamada, and T. Kawakami, 2005, "Combustion of lean prevaporized fuel-air mixtures with hot burned gas for low NO_x emissions over an extended range of fuel-air ratios," *Proceedings of the Combustion Institute*, 30:2885-2892.
- (4) S. Adachi, A. Iwamoto, S. Hayashi, H. Yamada, and S. Kaneko, 2007, "Emissions in combustion of lean methane-air and biomass-air mixtures supported by primary hot burned gas in a multi-stage gas turbine combustor," *Proceedings of the Combustion Institute*, 31:3131-3138.
- (5) H. Fujiwara, M. Koyama, S. Hayashi, and H. Yamada, 2005, "Development of a liquid-fueled dry low emissions combustor for 300kW class recuperated cycle gas turbine engines," *GT2005-68645 Proceedings of GT2005 ASME Turbo Exposition, Nevada, USA*.
- (6) P. B. Robarts, J. R. Shekleton, D. J. White, and H. F. Butze, 1976, "Advanced low NO_x combustors for supersonic high-altitude aircraft gas turbines," *ASME paper NO. 76-GT-12*.
- (7) M. K. Bobba, P. Gopalakrishnan, J. M. Seitzman, B. T. Zinn, 2006, "Characteristics of Combustion Processes in a Stagnation Point Reverse Flow Combustor," *GT2006-91217, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Barcelona, Spain*.
- (8) 野崎浩太, 廣井巧, 中村聡志, 山田秀志, 林茂, 2014, 淀み点逆流燃焼における排気性能に及ぼす噴射形態の影響, 第42回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, pp. 249-25
- (9) T. Hiroi, T. Saitoh, T. Nakasu, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, "Effects of Atomization on Emissions in Reverse Flow Flame Stabilized Combustion," *Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2016, AJCPP2016-163: Takamatsu, Japan*.
- (10) T. Saitoh, T. Nakasu, T. Hiroi, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, "Emissions Characteristics of Combustion of lean secondary premixed gas jets injected into burned gas from primary stage by lean premixed combustion supported by Reverse jet flame holding," *GT2016-56826 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea*.
- (11) Miller, J. A, Klippenstein, J, and Glarborg, P, 2003, "A Kinetic Issue in Reburning: The Fate of HCNO," *Combustion and Flame* 135: 357-62.
- (12) Myerson, A. L., 1974, "The Reduction of Nitric Oxide in Simulated Combustion Effluents by Hydrocarbon-Oxygen Mixtures," *Proceedings of the Combustion Institute* 15:1085-92.
- (13) T. Sano, 1984, "NO₂ Formation in Mixing Region of Hot Burned Gas with Cool Air," *Combustion Science and Technology* 38: 129-44.
- (14) M. Hori, N. Matsunaga, Malte, P. C, and Marinov, N. M, 1992, "The Effect of Low-Concentration Fuels on the Conversion of Nitric Oxide to Nitrogen Dioxide," *Proceedings of the Combustion Institute* 24:909-16.



ジェットエンジンのコントロール雑感 Miscellaneous thoughts on Jet Engine Control



渡辺 康之*1
WATANABE Yasuyuki

会社では入社して20年間ほどジェットエンジンの制御を担当しました。エンジン・コントロールが油圧機械式から電子式に変化した時期でもあり、まさにその進化を体験することができました。

初期のエンジン・コントロールは簡単なスロットル弁でしたが、その後、操作性を改善するためにいろいろな機能が付加され、制御装置らしい姿に進化してきました。入社当時、エンジン・コントロールとしては油圧機械式が主流でした。このコントロールはカム、レバー、ベローズやフライウエイトなどの機械要素を使った一種の計算機で、エンジンの回転数、圧力、温度などを感知し、スロットルレバーの操作に応じて始動停止、加減速、可変静翼、エンジン出力などの制御を行います。この中でメモリーの役割を担うのが3Dカムであり、加速燃料などのスケジュールが2変数関数としてカム表面に刻まれています。入社した頃には数値制御のマシニングセンターが工場に入り始めていたので、設計計算から直接マシニングセンターの紙テープを出力する、今流に言うCAD/CAM連結を初めて適用することができました。それまでは数千点の座標を示す表を作成し、一点一点治具ボーラーで加工していたので、この手法により制御スケジュール変更のターンアラウンドタイムを大幅に改善することができました。

アナログ電子式コントロールも少しずつ使われるようになり、故障してもエンジンの信頼性に致命的な影響を及ぼさない副次的な制御機能から電子化が進められました。電気的な処理の方が簡便な排気ガス温度リミッターなどがその例と言えます。また、1976年に運用に入ったコンコルド用のOlympus593エンジンには当初、フルオーソリティ・アナログ電子式コントロールが使われていました。アフターバーナーと可変排気ノズル付エンジンであり、そのコントロールには複雑なエンジン制御機能と超音速インテークなど機体システムとの連繫機能が求められたため油圧機械式では対応が難しく、電子式コントロールが採用されたようです。このコントロールは信頼性と安全性を確保するためにスクリーニングされた特殊仕様の電子部品が使われ、2重系システム構成となりました。診断機能の付加や2重系構成により機能喪失のリスクは低減できたようですが、非常に複雑なシステムとなりシステムを構成する部品のどこかが故障する頻度が高くなるという問題を抱えていました。後にデジタル

電子式コントロールに置き換えられたことからアナログ電子式の限界だったようです。

今では当たり前になっているデジタル計算機の航空エンジンへの適用には慎重なステップが踏まれました。1980年代初頭のB767用エンジンに搭載されたスーパーバイザリ・デジタル・コントロールがその一つであり、デジタル計算機の機能をエンジン出力のトリムに制限することにより信頼性と高機能を両立することができました。このような中間的な形態での運用実績を積み上げ、デジタル技術の急速な進歩にも支えられて1980年代中頃に今では当たり前になっているフルオーソリティ・デジタル電子式コントロール (FADEC) の登場となりました。FADEC導入にあたっての最大の課題はハードとソフトの信頼性確保でした。ジェットエンジンではバーストのような致命的な破壊につながる故障の発生確率が $10^{-9}/\text{hr}$ 、飛行中エンジン停止率が $10^{-4}/\text{hr}$ などと細かく規定されています。信頼性検討の中で問題になったのがCPUの細部にわたる故障解析ができるかということでした。集積度が非常に高いCPUの故障解析を完璧に行うことは現実的ではなく、結局、CPUそのものを2重にして、計算結果をBit-by-bitに比較して故障の有無を診断する方法が採用されました。従って、コントロールシステムとしては2CPUx2重系のトータル4CPUのシステム構成とすることにより信頼性目標をクリアすることができました。ソフトについては当初、ハードの能力が小さかったため、機械語によりプログラムされていて見え難いという難点がありましたが、ハードの計算能力の急速な向上によりintegrityを保証するために必要なvisibilityに重点が置かれるようになりました。機能の高度化により制御プログラムは枝葉まで含めると膨大なものになっていて、そのintegrityの保証にはかなりの労力と費用を要します。今日でもエンジン型式承認の取得においてソフトの承認は非常にハードルが高い作業になっています。ソフトの形態管理も厳重に行われています。

我が国でも1976年に航技研にてFADEC開発プログラムが立ち上がり、その後、FJR710エンジンに搭載されてエンジン運転が実施されました。このFADECは東芝製プロセスコントロール計算機のCPUを使用した2重系システム構成でした。筆者もこのプログラムに参加し、エキサイティングな経験をすることができました。こうして開発が始まった我が国のFADEC技術が後に自らがエンジン開発のプロマネをしたXF5、F7エンジンのFADEC実現にも繋がったと思うと感慨深いものがあります。

原稿受付 2017年6月7日

*1 日本ガスタービン学会元会長、元榎IHI
〒181-0005 三鷹市中原1-4-18



学校で習わない英語 (12)

English Which Is Not Taught in School (12)

吉中 司*1
YOSHINAKA Tsukasa

—I—章

【英語】 : break the ice

【意味】 : 「堅苦しい雰囲気や和らげる」

【説明】 : この言葉、勿論「氷を砕く」という意味にも使われます。単語を見ると、寧ろそれが第一義と考えて良いでしょう。しかし、ここでお話ししたいのは、それを抽象的な意味合いに使った場合です。

もともとこの言葉、16世紀半ばには、「他の人達が付いてこれるように道を開く」という意味に使われていました。当時は、今日の砕氷船に当たるものは無く、表面の凍った河なり海を航海する船は、木造の船体を普通の船より頑丈にすることで、氷を砕いていました。一旦その船が氷を砕いてくれると、他の船もその後を追えますので、その比喩の形で、この熟語が生まれたのです。(参考資料12と13) 例えば、或る地域で、「立地条件が悪いはずだから」という理由で、或る産業が無かったところ、或る実業家Aが、敢えてこの産業を起こし、成功したとしましょう。それを見た他の人達が、それを追うように、同じ産業に入ってきた場合、“Mr. A broke the ice.”と言えたわけです。

それが時の流れにつれて意味が変わり、17世紀後半には、今日使われている意味合い、つまり、「(対人関係上) ぎこちない状況の時に、その雰囲気を和らげる」となりました(参考資料12)。例えば、顔見知りの無い人達が一堂に会して、或る事について話し合うとしましょう。何しろ出席者はお互いに知らないのですから、会議、それも特に会議の始まった時、の雰囲気は堅苦しいものです。ですから、熟練した司会者なり議長なりは、会議を始めるに際して、先ず堅苦しい雰囲気を和らげる努力をします。一例を挙げますと、「討論を始める前に、皆さん、先ず自己紹介をして下さい。そして、その後に、最近経験された微笑ましいお話を一つ、トータル二分以内でお願いします」です。

北米では、司会者なり議長なりが、会議を始めるに当たって、短いユーモラスな話とか、ジョークを話す場合が多いです。こういう場合、“The chairman broke the ice by telling a joke.”と言えます。

—J—章

【英語】 : The jury is (still) out

【意味】 : 「結論が出ていない」、「意見がまとまっていない」

【説明】 : 陪審員のいる裁判では、原告側と被告側の証

言が終わると、陪審員達が、全員同意の結論に達するまで、ホテルにカンヅメとなり、議論が続けられます。ですから、「陪審員が法廷にいない、または戻ってこない」という事は、結論に達していない事になります。

この意味合いが、比喩として裁判とは無関係な話題に使われるようになったのは、先ずアメリカで、1940年代でした(参考資料14)。例えば、或る会議が長時間続いた後、出席していた人達が疲れたように出てきたとしましょう。その一人をつかまえて、「どう、結論は出たかい」と聞いたところ、返って来た返事は「いや、結論には至っていないよ」でした。これを英語にすると、“No, the jury is still out.”で良いでしょう。

この言葉、今日、会話だけでなく、新聞記事や本にも書かれています。

—K—章

【英語】 : a kick in the pants

【意味】 : 「活を入れる」、「しつこい激励をする」

【説明】 : この言葉、参考資料7によりますと、二つの意味があり、その一つは「みじめな敗北」、「スリル」、「こっけい」、「面白い人」ですが、私はこの意味での使い方を聞いた事はありません。二つ目は「(励ましとなる) 批判、叱責または活を入れること」で、これはしばしば聞きます。参考資料4にも、口語として、この意味合いが見られます。

この言葉は、感じとしては「尻をける」です。しかし、その目的は決して相手をやっつけるのではなく、蹴ることによって、その人の意気を高めようとするものです。その意味からは、「愛のムチ」と同様です。

或る会社の重役で、若い人達にいつも叱咤激励する人がいるとしましょう。若い人達は、「いや、大変だよ。何しろ会うたびに活を入れられるんだから」と不満そうです。これを英語にすると、“We are having tough time, because he kicks us in the pants, whenever he sees us.”でしょう。

参考資料 (参考資料は本連載を通した番号で示しています)

4. “Oxford Dictionary of English Idioms, Third Edition” Edited by John Ayto, Oxford University Press, 2009.
7. クラウン英語イディオム辞典, 安藤貞雄(編), 三省堂, 2014.
12. www.phrases.org.uk/meanings/break-the-ice.html
13. <https://en.wikipedia.org/wiki/Icebreaker>
14. www.phrases.org.uk/meanings/jury-is-still-out.html

原稿受付 2017年3月20日

*1 独立コンサルタント

E-mail: tsuyoshi@videotron.ca

平成29年度 科学技術分野の文部科学大臣表彰 科学技術賞受賞について

日本ガスタービン学会が推薦した業績が下記のとおり受賞いたしました。この賞は、科学技術に関する研究開発、理解増進等において顕著な成果を取めた者を顕彰するものであり、科学技術に携わる者の意欲の向上を図り、我が国の科学技術の水準の向上に寄与することを目的として文部科学大臣が授賞しております。特に今回の賞は、我が国の社会経済、国民生活の発展向上等に寄与し、実際に利活用されている（今後利活用が期待されるものを含む）画期的な研究開発若しくは発明を行った者を対象としています。

記

- ・表彰内容： 科学技術賞（開発部門）
- ・業績名： 小型ビジネスジェット機用ターボファンエンジンの開発
- ・受賞者： ㈱本田技術研究所 航空機エンジンR&Dセンター
野田 悦生 氏， 杉谷 幸伸 氏， 川本 理 氏， 佐々木 亨 氏， 鹿野 文彦 氏



授賞式の模様



受賞者の方々

(※)日本ガスタービン学会では、本学会の学会賞（技術賞）を受賞した業績を、その関係者の承諾を得たうえで上記の賞に推薦しております。

学会誌11月号に受賞内容のご紹介を掲載する予定です。

以上

2017年度第1回ガスタービン市民フォーラム開催報告

福山 佳孝

FUKUYAMA Yoshitaka

2017年4月23日に国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構（JAXA）、調布航空宇宙センターで2017年度第1回「ガスタービン市民フォーラム」を開催しました（累計11回目です）。ガスタービン市民フォーラムは日本ガスタービン学会（GTSJ）の定期講演会関連イベントとして始まり、2015年以降は航空宇宙関連のイベント（2015/11：国際ガスタービン会議（IGTC2015）、2016/10：国際航空宇宙展（JA2016））でも開催してきました。

JAXA調布一般公開での「トークイベント」も一般公開でのGTSJ「市民フォーラム」開催も初めての試みでした。JAXA広報からは、従来から一般公開参加者の講演会開催への要望が多かったと聞きましたが、今回実現できたということです。

本「トークイベント」は(1) GTSJ主催：ガスタービン市民フォーラム「ジェットエンジンのお話」、(2) 航空おもしろ講座「揚力ってなんだろう」、(3) 理工系職員が語る仕事と生活「研究開発員の日常」の三本立て（エンジン、機体、女性参画が対象です）、それぞれ持ち時間30分、午前と午後二回開催しました。JAXA広報の要望から聴講対象者は中学生以上となり、高校生以上を想定する従来の市民フォーラムより易しい内容の「入門編」を牧田光正さん（JAXA）に講演していただきました。

当日の天候は晴れ、少し風が強かったですが、一般公開参加者は9,569人（JAXA広報発表）、トークイベントは会場制限から45人／1回と小規模でしたが2回とも満席（合計約90人）でした。ここで、参加者の学会アンケート集計結果をご紹介します。

・参加者構成：小中学生→13人，高校・高専生→7人，大学・大学院→7人，会社員等→51人，その他→11人（学生合計→27人）

・講義の長さ？：短い→12人，良い→67人，長い→0人

・次回も参加？：したい→76人，しない→2人（途中退席2人）

・何で知った？：JAXA（HP・ポスター等）→45人，GTSJ→1人，当日会場→16人，知人から→14人

・コメント：分かりやすかった・良かった=12人，難しかった=3人，会場と広報の問題=3人（会場が狭い，イベントの周知が必要等）

聴講者の半数以上は会社員等の成人が多かったのですが、学生も27人で保護者さんと一緒に参加されているよ

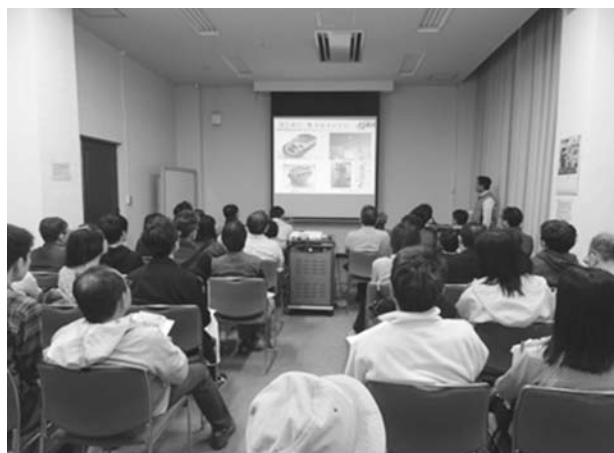
うでした。次回も参加？の回答は同一講義を二回聞く要望とは思えないので内容が良かったとの回答と判断しました。また、イベントを知人から知ったとの回答が多かったのが意外でした。

牧田さんの「お話」の内容は前に示したように「良かった」との回答が非常に多く、開催した意義は十分に高かったと思います。牧田さんの「お話」では手作りの模型（「推進力はこうしてだすんだよ」の説明用、姫野武洋さんも同様のものを自前で準備されていました）、エンジン内部構造の説明動画等が使われていたのも参加者の理解を助けたのだと思います。

JAXA広報は一般公開全体のアンケートを別にまとめており、参加者のコメントから、「トークイベント」は来年度も継続を前提に、会場選定検討（もっと広い会場）、調布センター（第一会場）に加えて飛行場分室（第二会場）での開催等を検討・調整したいとの意向でした。GTSJ委員会としても本イベントの継続を前提に検討したいと思います。また、今回のような「入門編」に使用する定型的な「講演資料の共有」やエンジン推力発生デモンストレーション用「模型の学会所有」など検討すべきことも多くありそうです。

最後に、今回、JAXA及びGTSJの新たな試みの実現に向け、種々の調整と整理券配布・参加者誘導など現場作業を担当していただき、問題なくイベントを管理してくださったJAXA調布広報の皆さんに深く感謝申し上げます。

（ガスタービン技術普及委員会 委員長）



講演の様子

2017年度第1回見学会報告

長野 啓明

NAGANO Hiroaki

2017年6月9日(金)、宮城県仙台市にある新仙台火力発電所および同県牡鹿郡女川町と石巻市にまたがる女川原子力発電所において、本会主催の見学会が開催された。参加者は定員一杯の40名であり、非常に好評な見学会であった。

午前には新仙台火力発電所において、東北電力株式会社(以下「東北電力」)新仙台火力発電所長の千葉秀樹氏、副所長の鈴木康史氏により、発電所の概要および稼働中のM701F5ガスタービンの技術概要をご説明いただいた後に、2班に分かれて、新仙台火力発電所が有する最新の高効率コンバインドサイクル発電設備の見学を行った。施設見学においては、新工法のJ.C.Method (Jack Climbing Method) の適用により、圧倒的に短期間での建設がなされたLNGタンクをはじめ、世界最高水準の熱効率を実現しているM701F5ガスタービンや排熱回収ボイラー等を見学することができた。特に、M701F5ガスタービンについては、見学時に60%超という世界最高水準の熱効率が実現されている様子を間近で見ることができた。また、災害への取り組みについてもご説明いただいた。機器や建物の耐震性向上だけでなく、津波・浸水対策もさらに強化され、防潮堤や約5mの盛土、重要機器の上層階への設置原則、据付面の3mかさ上げといった、災害に強くそして早期に復旧できる体制が整えられていた。さらに、地域社会との共生にも積極的に取り組まれており、地域小学生による盛土への植樹やLNGタンク底板に自身の夢を書き入れるイベント等を通して、地球環境や地域住民と共存共栄している様子を知ることができた。

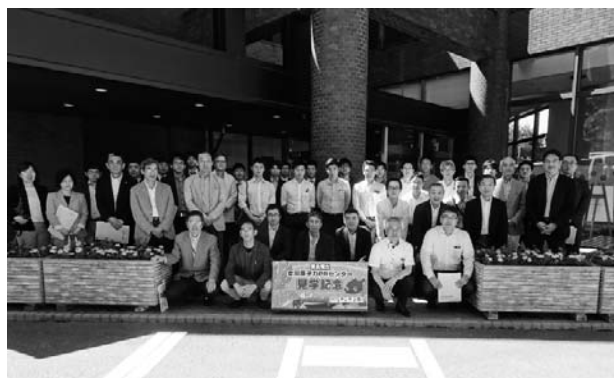
午後は女川原子力PRセンターに移動し、総務部長の富田吉史氏により発電所の概要を説明いただいた後、女川原子力発電所に移動して発電所施設の見学を行った。女川原子力発電所は、東日本大震災において非常に大きな地震、そして津波に襲われながら、安全に「停める、冷やす、閉じこめる」が実践された原子力発電所であるが、現在においても海拔29mの防潮堤の建設や、原子炉格納容器の過圧破損を防止するための原子炉格納容器圧力逃がし装置(フィルタベント系)、水素爆発による原

子炉建屋等の損傷を防ぐための静的水素再結合装置の設置そして2重3重の非常用電源および冷却機能の確保といった更なる安全性の向上に向けた取り組みがいくつも進められていた。また、世界最高水準の安全レベルを目指した取り組みは施設の運用面からも、うかがい知ることができた。入所前、見学会参加者は一人ずつ警備員から厳格な本人確認を受けた。また、女川PRセンターから女川原子力発電所への移動は、東北電力にご用意いただいたバスで行われたが、発電所正門において一般車両と同じ厳重な検査を受けていた。さらに、発電所入所後には、蒸気タービン設備および使用済燃料プールを見学するまでの間に、複数回のIDカードの提示と金属探知機を備えたゲートの通過を経なければならなかった。残念ながら、女川原子力発電所は稼働停止中であったが、原子力発電所の安全への取り組みについて、設備面、運用面の両面から非常に多くを知ることができた。

見学会全体を通して、東北電力における、安全・安心への不断の取り組みと地域住民との共存共栄、そして最新鋭のガスタービン技術を知ることができ、盛りだくさんの内容の見学会であった。

最後に、本見学会を実施するにあたり多大なご尽力・ご協力をいただいた東北電力の皆様、そしてご参加いただいた皆様に、心より御礼を申し上げます。

(集行事務委員会委員)



女川原子力PRセンター前での集合写真

2017年度第1回若手技術者交流会開催のお知らせ

個々の研究・技術レベルの向上と会員相互の情報交換の促進を図ることを目的とし、2017年度第1回若手技術者交流会を下記の通り開催いたします。今回は複合材料をテーマとしています。奮ってご参加ください。

1. 日時：2017年9月8日(金) 13:00～19:30 (予定)
 2. 場所：(株)IHI本社 (東京都江東区豊洲三丁目1-1)
 3. 内容
 - 講義：「先進複合材料の基礎的力学」 石川隆司氏 (名古屋大学)
 - ・FRPおよびCMCの基礎的な力学の解説
 - ・技術開発プロジェクトの中での教訓
 - 講演：「航空機エンジンにおけるFRPの開発と適用」 守屋勝義氏 (株)IHI
 - ※CMCの適用開発についても講演を検討中 (詳細については、HPでご確認ください)
 4. プログラム (予定) :
 - 13:00-13:50 参加者自己紹介
 - 14:00-16:45 講義・講演
 - 16:45-17:15 質疑応答およびディスカッション
 - 17:30-19:30 懇親会
 5. 参加費 (税込) : 社会人 会員 3,000円, 非会員 4,000円
学生 会員・非会員問わず 2,000円
 6. 懇親会費 (税込) : 3,000円
 7. 対象者 : 『若手技術者』としていますが、年齢制限は設けません。また、大学や研究機関等で研究に従事されている方もご参加いただけます。
 8. 参加申込方法 : 「若手技術者交流会参加申込み」と明記の上、下記の情報を学会事務局 (E-mail: gtsj-office@gtsj.org , FAX: 03-3365-0387) にお送りください。
 - ・お名前 (ふりがな)
 - ・ご所属
 - ・ご専門の技術分野
 - ・ご連絡先 (電話番号)
 - ・E-mail
 - ・会員種別 (会員の場合は、会員番号)
 - ・懇親会参加 : 参加する / 参加しない
- ◆ 申込締切 : 2017年8月22日(火)
- ◆ 定員 : 30名の予定。定員を超過した場合はお断りすることがございます。参加可否につきましては、8月28日(月)までに申込者全員にご連絡いたします。

第45回日本ガスタービン学会定期講演会(松山)・見学会のお知らせ

第45回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会を以下のように開催します。プログラム等の詳細は、決まり次第、学会ホームページに掲載いたします。また、9月号にも掲載予定です。

主催：公益社団法人 日本ガスタービン学会
協賛：協賛団体は、学会ホームページ (<http://www.gtsj.org/>) をご覧ください。

開催日：

- ・講演会 2017年10月18日(水), 19日(木)
- ・見学会 2017年10月20日(金)

開催場所：

- ・松山市総合コミュニティセンター
〒790-0012 愛媛県松山市湊町7丁目5
<http://www.cul-spo.or.jp/comcen/>
Tel: 089-921-8222

講演会：

- ・一般講演：空力，燃焼，システム，伝熱，材料，タービン等
- ・企画講演：航空エンジン技術開発プロジェクトの展望（予定）
- ・特別講演：四国八十八箇所霊場巡り 世界遺産への取り組み（予定）

参加登録費（税込）：

- ・会員・協賛団体会員 14,040円（ただし、学生は論文集ありで4,320円，論文集なしで1,080円）
- ・会員外 19,440円（ただし、学生は論文集ありで7,560円，論文集なしで4,320円）

宿泊：

会期中のご宿泊は、各自で手配ください。

懇親会：

- ・第1日目の講演会終了後、別会場にて懇親会を開催いたします。
懇親会参加費（税込）：4,320円（予定）

学生による優秀発表の表彰：

- ・学生による「研究報告」で、講演申込時にエントリーがあったものの中から、特に優秀な発表に対して表彰を行います。

見学会：

- ・日時：10月20日(金)
- ・見学先：三浦工業(株)等の見学を予定しています。
- ・定員：45名程度，先着順，講演会参加登録者に限ります。
- ・参加費：6,480円（予定）

参加申込方法：

- ・プログラム等の詳細が決まり次第、学会ホームページ (<http://www.gtsj.org/>) に掲載いたします。
ホームページから登録されるか、9月号掲載参加申込書に必要事項をご記入の上、学会事務局宛にお申込みください。
参加登録は、受付の混乱を避けるため、事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

関連情報：

- ・講演会の前日（10月17日(火)）にガスタービン市民フォーラム（会場：愛媛大学 南加記念ホール）を開催する予定です。
参加自由・無料です。こちらも併せてご予約ください。

2017年度日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切日：2017年10月31日(火)

日本ガスタービン学会では、下記の趣旨により2年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては、今年度も下記要領により学会賞の募集を行うこととなりましたので、お知らせ致します。

募集要領

1. 日本ガスタービン学会賞の趣旨

本会はガスタービンおよびエネルギー関連技術に関する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対して、それぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰を行う。

2. 対象となる業績

- (1)論文賞：日本ガスタービン学会誌および日本ガスタービン学会英文電子ジャーナルJGPP (International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems) に2013年11月以降2017年10月迄に公表された論文で、独創性があり工学および技術に寄与したものの。
- (2)技術賞：ガスタービンおよびエネルギー関連の技術で画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上等に寄与したものの。
- (3)奨励賞：日本ガスタービン学会誌および日本ガスタービン学会英文電子ジャーナルJGPP (International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems) に2013年11月以降2017年10月迄に公表された独創的な論文（本人が中心的役割を果たしたものの）。なお、萌芽的研究も対象とする。
奨励賞の候補者は、1982年4月2日以降生まれの個人とする。ただし、論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

3. 受賞件数

論文賞2件、技術賞2件、奨励賞2名程度とする。

4. 表彰の方法

審査の上、表彰状および賞牌を授与する。

5. 表彰の時期

表彰は、2018年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

6. 応募の方法

公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人より申請、奨励賞は推薦による。なお、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない。

7. 提出書類

推薦または申請には、本会の所定用紙に必要事項を記載して、1件につき正1通、副2通（コピーで可）の計3通を提出する。

・日本ガスタービン学会賞（論文・奨励）申請書・推薦書

・日本ガスタービン学会賞（技術）申請書・推薦書
所定用紙は本会ホームページ（<http://www.gtsj.org/>）からダウンロード可能。

8. 提出締切日

2017年10月31日(火)17時必着

9. 提出先

〒160-0023
東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
公益社団法人日本ガスタービン学会
表彰委員会 宛

○ 本会協賛行事 ○

主催学協会	会合名	共催/協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
日本機械学会	2017年度計算力学技術者(CAE技術者)資格認定事業(固体力学分野の有限要素法解析技術者・熱流体力学分野の解析技術者・振動分野の有限要素法解析技術者)	協賛	2017/9/9-10, 12/9	慶應義塾大学理工学部(矢上キャンパス)ほか	URL:https://www.jsme.or.jp/cee/cmninte.htm
可視化情報学会	可視化情報全国講演会(室蘭2017)	協賛	2017/11/3-4	室蘭工業大学	URL:http://www3.muroran-it.ac.jp/vsj2017/index.html
日本流体力学会	第31回数値流体力学シンポジウム	協賛	2017/12/12-14	京都工芸繊維大学松ヶ崎キャンパスセンターホール	URL:http://www.nagare.or.jp/cfd/cfd31/



▷ 入会者名簿 ◁

【正会員】

今野 千尋 (IHI)	西井 大亮 (IHI)	宍戸 昌子 (岩手大学大学院)
加藤 昂大 (宇宙航空研究開発機構)	三浦 壮晃 (エイエスアイ総研)	今川 真吾 (川崎重工業)
土屋 一三子 (川崎重工業)	丹羽 直之 (川崎重工業)	三木 俊明 (川重明石エンジニアリング)
常石 靖彦 (警視庁)	秋元 直行 (システック)	半田 開千 (太平電業)
新井 優太郎 (東京工科大学)	小野 辰陽 (東北電力)	上野 友典 (日立金属)
御手洗 容子 (物質・材料研究機構)	村上 秀之 (物質・材料研究機構)	小出 俊輔 (防衛装備庁)
橋口 勝一 (防衛装備庁)	家弓 昌也 (三菱重工業)	岡南 貴大 (三菱日立パワーシステムズ)

【学生会員】

Masoud Moshtaghi (茨城大学大学院)	小田 桐 輝 (岩手大学大学院)	安田 貴旭 (東京大学)
中野 匠 (東京大学大学院)	八條 貴誉 (東京理科大学)	篠原 竜汰 (法政大学)
東海枝 一樹 (法政大学)	岩崎 智行 (法政大学大学院)	

【賛助会員】

東京海上日動リスクコンサルティング(株)

次号予告 日本ガスタービン学会誌2017年9月号 (Vol.45 No.5)

特集 ジェットエンジン・ガスタービンを支える燃料

巻頭言 松崎 裕之 (東北発電工業)
 世界の燃料情勢 (仮題) 金子 祥三 (東京大学生産技術研究所)
 ジェット燃料の製造 (仮題) 渡邊 学 (JXTGエネルギー)
 LNGの調達 (仮題) 瀬川 慶一郎 (三菱商事)
 主な産地と今後の開発計画 尾上 幸児 (丸紅)
 LNG製造技術 (冷凍圧縮機駆動用ガスタービンの発達) 大森 英史 (日揮)
 LNGの輸送技術 早川 高弘 (商船三井)
 SPB®方式LNG輸送船 橘 洋一 (JMU)
 PCLNGタンク防液堤構築技術の動向 阿久津 富弘 (大林組)
 LNGタンク建設の土木技術 黒田 正信 (清水建設)
 LNG貯蔵技術 池上 純矢 (IHI)
 NG輸送技術 (仮題) 菅 剛志 (石油資源開発)

見聞記「2017年ASME国際ガスタービン会議」

執筆者・・・太田 有 (早稲田大学) / 浅子 知昭 (IHI) / 倉田 修 (産業技術総合研究所) / 壹岐 典彦 (産業技術総合研究所) / 室岡 武 (IHI) / 伊藤 栄作 (三菱重工) / 山田 和豊 (九州大学大学院) / 立石 敦 (東京大学大学院) / 大北 洋治 (IHI) / 穂山 恭大 (三菱日立パワーシステムズ) / 大依 仁 (IHI) / 浅賀 健太郎 (IHI) / 茂山 治久 (電力中央研究所) / 庄山 直芳 (パナソニック) / 佃 知彦 (東芝) / 石田 克彦 (川崎重工業)

資料 2016年ガスタービン及び過給機生産統計

※タイトル、執筆者は変更する可能性があります。

2017年度役員名簿

会長 船崎 健一 (岩手大)
副会長 油谷 好浩 (東芝)
法人管理担当執行理事 今成 邦之 (IHI), 太田 有 (早大) (兼務),
 渋川 直紀 (東芝), 福泉 靖史 (三菱重工), 渡辺 紀徳 (東大)
公益目的事業担当執行理事 太田 有 (早大), 谷村 聡 (MHPS),
 辻田 星歩 (法政大), 福山 佳孝 (JAXA), 松岡 右典 (川崎重
 工), 松沼 孝幸 (産総研), 山根 秀公 (防衛装備庁), 山本 悟
 (東北大), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺 紀徳 (東大) (兼務)
理事 川岸 京子 (物材研), 高橋 俊彦 (電中研), 田尻 敬次 (荏
 原エリオット), 萩川 宏樹 (JALエンジニアリング), 松崎 裕之
 (東北発電工業)
監事 田沼 唯士 (帝京大), 佃 嘉章 (三菱重工)

2017年度委員名簿 (順不同)

2017年6月20日現在

○は委員長

倫理規定委員会 ○福泉 靖史 (三菱重工), 今成 邦之 (IHI), 太
 田 有 (早大), 渋川 直紀 (東芝), 松沼 孝幸 (産総研)
自己点検委員会 ○福泉 靖史 (三菱重工), 今成 邦之 (IHI), 太
 田 有 (早大), 渋川 直紀 (東芝), 松沼 孝幸 (産総研)
運営委員会 ○今成 邦之 (IHI), 太田 有 (早大), 酒井 義明
 (東芝), 渋川 直紀 (東芝), 塚原 章友 (MHPS), 辻田 星歩
 (法政大), 福泉 靖史 (三菱重工), 松沼 孝幸 (産総研), 森岡
 典子 (IHI), 渡辺 紀徳 (東大)
企画委員会 ○太田 有 (早大), 今成 邦之 (IHI), 塚原 章友
 (MHPS), 辻田 星歩 (法政大), 福泉 靖史 (三菱重工), 松沼
 孝幸 (産総研), 安田 聡 (MHPS), 輪嶋 善彦 (本田), 渡辺
 紀徳 (東大)
国際委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 井上 智博 (東大), 太田 有
 (早大), 岡井 敬一 (JAXA), 小森 豊明 (三菱重工), 谷 直樹
 (IHI), 都留 智子 (川崎重工), 福田 雅文 (高効率発電システ
 ム研究所), 三好 市朗 (MHPS), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠
 (東京理科大)
学術講演会委員会 ○松沼 孝幸 (産総研), 阿部 一幾 (MHPS),
 小熊 英隆 (三菱重工), 尾関 高行 (電中研), 武田 淳一郎 (富
 士電機), 富永 純一 (東芝), 中山 健太郎 (川崎重工), 浜辺
 正昭 (IHI), 姫野 武洋 (東大), 平野 孝典 (拓殖大), 藤原
 仁志 (JAXA), 渡邊 裕章 (九大)
集行事委員会 ○輪嶋 善彦 (本田), 金澤 直毅 (川崎重工), 佐
 久間 康典 (東大), 澤 徹 (東芝), 泰中 一樹 (電中研), 谷
 村 聡 (MHPS), 手塚 津奈生 (IHI), 長野 啓明 (本田), 西江
 俊介 (三井造船), 西村 英彦 (MHPS), 萩川 宏樹 (JALエンジ
 ニアリング), 藤井 達 (日立), 山形 通史 (富士電機), 山田
 誠一 (防衛装備庁), 吉田 征二 (JAXA)
ガスタービン技術普及委員会 ○福山 佳孝 (JAXA), 石田 克彦
 (川崎重工), 岡田 満利 (電中研), 賀澤 順一 (JAXA), 齊藤

大蔵 (東芝), 中村 恵子 (IHI), 花井 直人 (JALエンジニアリ
 ング), 檜山 貴志 (三菱重工), 村田 章 (東京農工大), 山本
 誠 (東京理科大), 横山 喬 (MHPS), 渡辺 紀徳 (東大)
学会誌編集委員会 ○辻田 星歩 (法政大), 荒木 秀文 (MHPS),
 壹岐 典彦 (産総研), 石川 揚介 (東芝ジーイー・タービンサー
 ビス), 加藤 千幸 (東大), 金子 雅直 (東京電機大), 川岸
 京子 (物材研), 阪井 直人 (川崎重工), 佐藤 哲也 (早大), 渋
 川 直紀 (東芝), 杉本 富男 (三井造船), 高橋 俊彦 (電中研),
 田尻 敬次 (荏原エリオット), 多田 暁 (JALエンジニアリン
 グ), 寺澤 秀彰 (東京ガス), 寺本 進 (東大), 中野 賢治 (IHI),
 新関 良樹 (東芝), 野原 弘康 (ダイハツディーゼル), 原 浩
 之 (MHPS), 北條 正弘 (JAXA), 松崎 裕之 (東北発電工業),
 山下 一憲 (荏原製作所), 山根 喜三郎 (防衛装備庁), 吉田
 英生 (京大), 吉野 展永 (IHI)
論文委員会 ○山根 敬 (JAXA), 青塚 瑞穂 (IHI), 壹岐 典彦
 (産総研), 小田 剛生 (川崎重工), 柴田 貴範 (MHPS), 田頭
 剛 (JAXA), 寺本 進 (東大), 中谷 辰爾 (東大), 姫野 武洋
 (東大), 山本 悟 (東北大), 山本 武 (JAXA), 山本 誠 (東京
 理科大), 吉岡 洋明 (愛媛大)
ガスタービン統計作成委員会 ○松岡 右典 (川崎重工), 荒井
 慎吾 (ターボシステムズユニテッド), 恵比寿 幹 (三菱重工),
 澤 徹 (東芝), 原田 純 (川崎重工), 村上 麻里子 (川崎重工),
 山上 展由 (MHPS), 山上 舞 (IHI), 吉田 知彦 (MHPS),
 米田 幸人 (ヤンマー)
産官学連携委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 赤城 正弘 (防衛装備
 庁), 壹岐 典彦 (産総研), 岡崎 正和 (長岡技科大), 金津 和
 徳 (IHI), 岸部 忠晴 (MHPS), 幸田 栄一 (電中研), 佐々木
 隆 (東芝), 武 浩司 (川崎重工), 藤岡 順三 (物材研), 二村
 尚夫 (JAXA), 古川 雅人 (九大), 松崎 裕之 (東北発電工業),
 吉田 英生 (京大)
広報委員会 ○山根 秀公 (防衛装備庁), 壹岐 典彦 (産総研),
 酒井 義明 (東芝), 姫野 武洋 (東大), 村田 章 (東京農工大),
 山根 敬 (JAXA), 吉田 征二 (JAXA)
表彰委員会 ○油谷 好浩 (東芝), 太田 有 (早大), 辻田 星歩
 (法政大), 福泉 靖史 (三菱重工), 松沼 孝幸 (産総研), 山根
 敬 (JAXA)
将来ビジョン検討委員会 ○寺本 進 (東大), 小田 豊 (関西大),
 賀澤 順一 (JAXA), 柴田 貴範 (MHPS), 柴田 良輔 (本田),
 高橋 徹 (電中研), 仲俣 千由紀 (IHI), 姫野 武洋 (東大),
 森澤 優一 (東芝), 山崎 裕之 (東北電力)
女性参画推進委員会 ○仲俣 千由紀 (IHI), 猪亦 麻子 (東
 芝), 川岸 京子 (物材研), 都留 智子 (川崎重工), 森川 朋子
 (MHPS)
ACGT2018実行委員会 ○山根 敬 (JAXA), 仲俣千由紀 (IHI),
 葉狩 智子 (川崎重工), 松田 寿 (東芝), 三好 市朗 (MHPS)
IGTC2019準備委員会 ○西澤 敏雄 (JAXA), 太田 有 (早大),
 渋川 直紀 (東芝), 寺本 進 (東大), 仲俣 千由紀 (IHI), 安
 田 聡 (MHPS), 山根 敬 (JAXA)

日本ガスタービン学会 賛助会員のご紹介

本コーナーでは、賛助会員各社の紹介をいたします。ガスタービン・エネルギー関連企業間の連携や情報交換を促進する場としてもご活用いただけるものと考えております。今回は 50 団体からご寄稿いただきました。御礼を申し上げます。

三菱日立パワーシステムズ

三菱日立パワーシステムズ株式会社(MHPS)は2014年2月1日に三菱重工株式会社と株式会社日立製作所が両社の火力発電システム事業を統合し誕生した会社です。

「火力発電・環境技術で地球の未来を明るくする」という企業ビジョンのもと、これまで培った世界最高レベルの火力発電技術・環境技術力を基盤に、お客様と真摯に向き合い、安心して長くつきあえる製品とサービスを提供しています。また、MHPSが提供する革新的なデジタルソリューションである「MHPS-TOMONI」は、お客様の要望に合わせてプラントの運転・保守を最適化し、お客様の資産価値の向上に貢献します。詳細は以下当社ホームページをご覧ください。



〒220-8401 横浜市西区みなとみらい3-3-1
Tel : 045-200-6100 Fax : 045-200-7989
<http://www.mhps.com>

株式会社 IHI 資源・エネルギー・環境事業領域

弊社ではお客様の多様なニーズにカスタマイズ対応して、航空転用形ガスタービンを中核とした2MW～50MWの幅広いレンジでの発電設備の設計、据付、整備に至るライフサイクルビジネスをグローバルに展開しております。

導入後のメンテナンス体制も、365日24時間お客様の発電設備の運転状況監視や故障前に異常検知する予防保全サービスも提供しております。

緊急時には豊富な経験とノウハウを持った技術者が対策を検討の上、最寄の国内外整備拠点から緊急対応する体制を整えております。

取扱い業種：ガスタービン発電設備

〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 豊洲IHIビル
株式会社IHI 資源・エネルギー・環境事業領域
原動機プラントSBU 営業部

TEL : 03-6204-7723, FAX : 03-6204-8776
<http://www.ihico.jp/powersystems/>

株式会社 IHI 防衛システム事業部

弊社における航空機用ガスタービンエンジンとの関係は、旧海軍の試作機「橘花」搭載の日本初のターボジェットエンジン「ネ20」の製造に始まりです。以来、この国産開発エンジンを通して培った技術を生かし、戦後 自衛隊で運用される各種航空機用ガスタービンエンジンのライセンス国産製造、並びに国産開発に参画して来ました。

また、海上自衛隊艦艇に搭載される航空機転用型艦艇用ガスタービンのライセンス国産製造・開発を担当し、主機・発電機を提供しています。

民間エンジン事業においても、小型、中型から大型、超大型クラスまで、世界の民間航空機用エンジンの国際共同開発事業に主要なパートナーとして参画し、エンジンのモジュールや部品を開発、設計、製造しています。

さらに弊社では、各種エンジン部品の開発、設計、製造の他、航空機用エンジン・陸空ガスタービンエンジンの整備や部品修理も担当しており、国内外と官民に広く信頼していただける技術力と高い品質・信頼性で、お客様の運用支援に貢献しております。

取扱い業種：航空用エンジン、艦艇用ガスタービン 他
〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 豊洲IHIビル
株式会社IHI 航空・宇宙・防衛事業領域
防衛システム事業部 営業部 営業グループ

TEL : 03-6204-7663, FAX : 03-6204-8797
<http://www.ihico.jp/>

Kawasaki

川崎重工業株式会社

川崎重工の航空機用エンジン事業は、1942年にジェットエンジン(ネー0～4)の研究試作に取り組み始めたことが始まりです。今日では、防衛省向けのヘリコプター用エンジンを製造するとともに、大形旅客機用エンジンの国際共同開発・分担製造を行っています。また、航空機用エンジンで磨いた技術を発電機や機械の駆動源として活かそうと、1972年、自社技術で産業用ガスタービンの開発に着手し、「カワサキガスタービン」を完成しました。現在、150kW級の小形機から3万kW級の大形機までシリーズ化を図り、これを駆動源とした非常用発電設備、コージェネレーションシステムは国内外で高く評価されています。

〒105-8315 東京都港区海岸一丁目14番5号
TEL : 03-3435-2533 FAX : 03-3435-2592

MES

三井造船株式会社



三井造船では1950年からガスタービンの開発に着手し、1954年に1号機を納入。以後、お客様の様々なご要望に合わせガスタービンを提案し続けております。

SB シリーズ(自社開発ガスタービン):1MW～24MW、リファイナリからの副生ガス等にも対応可能
MSC シリーズ(米国ソーラー社ガスタービン):3～14MW級、シンプルコジェネ
MACS シリーズ(米国ソーラー社ガスタービン):7～18MW級、コンパウンドサイクル

〒104-8439 東京都中央区築地5丁目6番地4号
Tel: 03-3544-3951 Fax: 03-3544-3055
<http://www.mes.co.jp/>

TOSHIBA

Leading Innovation >>>

株式会社 東芝

拡大し続けるエネルギー需要にも応えたい。環境ニーズにも応えたい。東芝は確かな技術力でその両立を実現します。CO₂ 排出量を低減した高効率な火力や、風力・水力といった再生可能エネルギーなどの新たな発電技術を開発。

ベストミックスによる電力の安定供給に貢献します。

同時に、製造するすべての製品において環境性能 NO.1 を追求していきます。確実に成長を続けながら持続可能な社会を実現するために、東芝はエコリーディングカンパニーとして先進技術を生み出し続けます。

株式会社東芝 エネルギーシステムソリューション社
〒212-8585 神奈川県川崎市幸区堀川町 72-34
http://www3.toshiba.co.jp/power/index_j3.htm

株式会社 本田技術研究所 航空機エンジンR&Dセンター

http://www.honda.co.jp/RandD/wako_e/



GE Honda HF120 Engine

航空機エンジン R&D センターでは、世界 No.1 の航空機エンジンの創出を目指し、小型、軽量、高性能かつ環境性にも優れたガスタービンエンジンの開発を行っています。センター設立以来、GE 社と共同で開発を行ってきた HF120 エンジンは、2013 年 12 月に米国連邦航空局より型式認定を取得し、ノースカロライナ州の自社工場において量産エンジンの生産を開始しました。今後は、お客様からの確固たる信頼を得られる様、高品質なサービスを提供すると共に、エンジンの更なる競争力向上に向けた革新技術の研究も進めていきます。

株式会社 荏原エリオット

当社は、広く社会に貢献する荏原グループの一員として、PWC (Pratt and Whitney Canada) 社の航空転用型ガスタービン ST6 を搭載した、ガスタービンパッケージを提供しています。主力製品は、排水ポンプを駆動する出力約 220 ~ 950 kW の横型および立形ガスタービンパッケージで、集中豪雨や台風による洪水から社会や農地を守る重要な役割を果たしています。特に、立形ガスタービンは、小型軽量の航空転用型の特徴を生かして開発したパッケージで、省スペースな排水機場の建設を実現しています。



JICEF

日本内燃機関連合会

弊会は、1954年に創立以来我が国の燃焼機関工業即ち内燃機関工業の振興と技術の向上に寄与するため、次の3事業について活発な活動を続けております。即ち、CIMAC関係事業、標準化事業、及び技術普及・広報活動事業であります。

CIMAC (国際燃焼機関会議) に関しましては、日本の代表機関としての諸事業を行い、また、国際標準化機構 (ISO) の事業中、内燃機関に関する専門委員会 [ISO/TC70 (往復動内燃機関) 及び ISO/TC192 (ガスタービン)] に関し、日本工業標準調査会に協力すると共に、その他内燃機関に関連し当会で言う必要ありと認められる諸事業を行い、もって我が国内燃焼機関工業の振興に寄与することを目的としております。

〒105-0004 東京都港区新橋1-17-1 内田ビル7階
TEL: 03-6457-9789 FAX: 03-6457-9787
URL: <http://www.jicef.org>

IHI

株式会社IHI回転機械

弊社は、汎用コンプレッサー・船用過給機、デッキクレーン用油圧モーター・歯車装置の製造・販売、さらに汎用機械・大型回転機設備の設計・据付からメンテナンス (全国33事業所) までを行う、総合エンジニアリング企業です。1970年の発売以来7,000台以上を世に送り出しているターボコンプレッサーは、ジェットエンジンや車両用・船用過給機などで蓄積されたIHIの技術を結集し、環境にやさしいオイルフリー形式として、モーター出力75kW~1800kWまでの機種で多様なニーズにお応えしています。



135-0062 東京都江東区東雲一丁目7番12号
TEL 03-6703-0350 FAX 03-6703-0353
<http://www.ihico.jp/icm/>

ICC

株式会社IHIキャストिंगス
IHI Castings Co., Ltd.

IHI GROUP
Realize your dreams

IHIグループは160年以上にわたるものづくり技術に挑戦しています。当社は、1977年に石川島精密鑄造株式会社として設立し、航空機用ジェットエンジン、宇宙用機器、産業用ガスタービン、車両用および船舶用過給機、人工関節、一般産業用機器などに使用される耐熱合金精密鑄造素材を製造販売する会社です。

また、航空機用ジェットエンジンをはじめとする各分野での需要の拡大に対応すべく、能力増強を図っております。当社はこの技術分野における日本のトップメーカーとして、IHIグループと共同で成長してまいります。

本社：東京都昭島市拝島町3975-18
TEL：042-500-8352 FAX：042-500-8376
<https://www.ihico.jp/icc/>



株式会社IHI検査計測

IICは株式会社IHIから分離独立した会社です。発電プラント、機械、インフラなどの非破壊検査・計測業務を主として実施しています。ガスタービン関連では、ひずみ・振動計測、高温ひずみゲージの溶射、材料分析・試験・評価、化学分析・排ガス分析などのサービスを行っております。



〒236-0004 神奈川県横浜市金沢区福浦2-6-17
TEL：045-791-3518, FAX：045-791-3542
<http://www.iic-hq.co.jp>



株式会社IHIジェットサービス (IJS)

IJSは、IHIが製造した陸船用ガスタービン装置の保守・点検・整備をはじめ、航空・宇宙関連機器の設計・製造にかかわる支援業務、工場の営繕業務等を行っている会社です。また、これらの業務を通じて培った高い技術とノウハウを活かし、移動用電源車、航空機機体洗浄装置などの製造も行っています。今後とも、「たしかかな技術と心のこもったサービスで、お客様の喜びを創造し、豊かで幸せな社会の実現」に貢献できるように努めていきます。

〒196-8686 東京都昭島市拝島町3975番地18
TEL：042-500-8260 FAX：042-500-8343
<http://www.ihico.jp/ijs>

AIKOKU

ALPHA

アイコクアルファ株式会社 AP事業部

1975年に航空機機体部品加工用に同時5軸マシニングセンターを導入し、現在では115台の5軸を保有。ガスタービン・ターボ圧縮機・ターボチャージャーなどの削り出しインペラーを年間400万個と航空機5軸製品を製造しています。



<http://www.aikoku.co.jp/>



株式会社 IDAJ

〒220-8137 神奈川県横浜市西区みなとみらい2-2-1-1
横浜ランドマークタワー 37F
TEL: 045-683-1990 E-mail: info@idaj.co.jp
www.idaj.co.jp



弊社は熱流体解析、構造解析、最適化などを中心としたCAEソリューションを提供することによって、多くのお客様のものづくりをサポートしています。事業内容はCAEソフトウェアの販売・サポートだけでなく、解析手法の構築や精度検証などのエンジニアリング・コンサルティング、システム構築・開発の分野でお客様のCAE環境の整備、および技術構築をお手伝いして参りました。
ガスタービンの分野では、熱流体解析プログラムCONVERGE™による燃焼を含むガスタービン燃焼器の熱流れ解析技術をご提供します。CONVERGEは従来のCFDツールとは異なり、解析メッシュをソルバーが計算実行中に自動的に生成するため、解析メッシュを作成するエンジニアの工数が劇的に削減され、効率的にガスタービン内部の燃焼解析を実施することが出来ます。
また、素反応まで考慮した詳細化学反応計算、LES (Large Eddy Simulation) による詳細乱流現象の計算など高度な物理モデルを採用することにより、ガスタービン燃焼器のエミッション (Nox/Soot) 予測、効率予測、着火性予測、およびLBO (Lean Blow Off) 予測などをコンピュータ・シミュレーションによっておこなうことが可能です。



国立研究開発法人

宇宙航空研究開発機構 航空技術部門



JAXA 航空技術部門では環境、安全、新分野創造の3つの研究開発プログラムを推進するとともに基礎的・基盤的技術の研究に取り組んでいます。航空エンジン技術に関しては、市場における我が国の国際競争力強化に貢献するため、国内のエンジンメーカーの実績が豊富な「ファン」および「低圧タービン」について環境適合性を向上する技術を開発・実証する「高効率軽量ファン・タービン技術実証 (aFJR: Advanced Fan Jet Research)」プロジェクトと、更なる環境性能向上のために、これまで日本の担当実績が少ないコアエンジンの高性能化、エンジン騒音低減技術の開発・実証を目指す「グリーンエンジン技術」の研究開発を実施するとともに、燃焼技術、エンジンシステム最適化、脱化石燃料、微粒子吸い込みに対する安全性評価、代替燃料技術などの先端研究にも取り組んでいます。

<http://www.aero.jaxa.jp/>



ウッドワード・ジャパン株式会社

ウッドワード・ジャパン株式会社は、大型フレームガスタービン、航空機エンジン転用型から小型非常用、マイクロガスタービンまで、制御弁、制御装置、燃焼ノズル、アクチュエータ製品などの総合製造メーカーです。
ガスタービンに要求される、高い信頼性と運転継続性をサポートするため、航空機エンジン制御で培った技術と、産業用ガスタービン向けの永年の納入実績、グローバルなサービス体制の相乗効果を形にした製品をご提供してまいります。
〒261-7118 千葉県千葉市美浜区中瀬2-6-1 WBGマリブウエスト19F
TEL: 043-213-2609
<http://www.woodward.com/Application-IndustrialTurbine.aspx>



フレームタービン用
チョークフロー電動弁

NTN株式会社

世界をなめらかにする仕事。

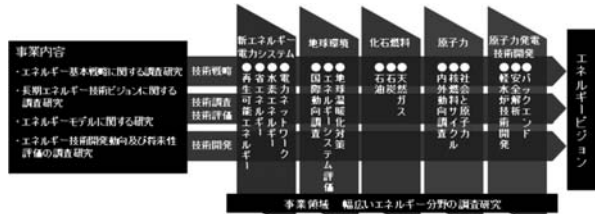


NTNはベアリングや等速ジョイントなどを製造する精密機器メーカーで、2018年に創業100周年を迎えます。
当社は、ガスタービン主軸に使用されるベアリングをグローバルに設計・製造・販売しています。特に航空機用ベアリングは、世界4大ジェットエンジンメーカーからサプライヤー認定を取得し、高い評価と信頼を得ています。また、当社は、三重県桑名市及びフランスアルゴネ市に航空宇宙用ベアリングの専用工場を有しており、徹底した品質管理のもと、長年にわたり信頼性の高い製品を数多く供給しています。

〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
TEL: 06-6443-5001
<http://www.ntn.co.jp/japan/>

LAE 一般財団法人 エネルギー総合工学研究所

わが国がエネルギーを将来に亘り安定的に確保していくためには、長期的かつグローバルな観点から、戦略的にエネルギー供給確保策を企画立案し、それを着実に実行していくことが必要です。
当研究所は、エネルギー技術を中心とする総合工学の立場から、その時々々の社会的要請に応じ幅広いエネルギー分野の調査研究を実施しています。



〒105-0003
東京都港区西新橋1-14-2 新橋SYビル
TEL: 03-3508-8891/FAX: 03-3501-1735
<https://www.lae.or.jp/>

〔エネルギー技術分野のオピニオンリーダーになり得る技術系職員を募集中。詳しくはHPを御覧下さい。〕



エバーロイスプレーノズル

Creating the future with a spray nozzle

エバーロイスは、スプレーノズルの設計、開発、製造販売をしている会社です。多くの標準ノズルをラインナップしている他、新たなスプレーノズルの試作から既存ノズルの性能改善まで対応しております。開発に不可欠なスプレーノズルの性能評価機器を保有しているため、様々な実験が可能です。
当社は、スプレーノズルの最適化による改善をソリューションとしています。

エバーロイス商事株式会社

〒553-0002 大阪市福島区鷺洲4丁目2-24
TEL: 06-6452-2272 FAX: 06-6452-2187
E-Mail: nozzle@everloy.co.jp
URL: <http://www.everloy-spray-nozzles.com>



大阪冶金工業株式会社

弊社は1941年創業の熱処理メーカーです。
75年以上培ってきた技術を基に、耐熱合金の真空熱処理、真空ろう付、表面改質熱処理に従事するとともに、MIM (金属粉末射出成形法) による複雑形状部品の製造をいち早く注目し、幅広い分野に精度の高い部品を提供しています。
時代ニーズを敏感にキャッチし、高い技術力と先端設備でお客様のご要望にお応えしています。



〒533-0005 大阪府大阪市東淀川区瑞光4丁目4番28号
TEL: 06-6328-1345 FAX: 06-6328-1380 E-mail: info@osakayakin.co.jp
URL: <http://www.osakayakin.co.jp/>

開発建材株式会社

弊社はガスタービンコンバインドサイクルに於ける吸気フィルター用のアルミ製「ウェザールーパー」「遮音防水ルーバー」の製作を行っております。有効開口率が50%ありながら、台風時を上回る降水量と強風を用いた性能試験でも防水効率は99.9%。通気性にも優れたコストパフォーマンスの高い製品です。
会社創立は1973年。自社にて製作、性能試験も実施しております。
取扱業種: アルミ防水ルーバー、遮音防水ルーバーの製造、販売、施工。
〒124-0006 東京都葛飾区堀切1-40-8
TEL: 03-3695-4821, FAX: 03-3693-0660
<http://www.kaihatsu-kenzai.co.jp>





金属技研株式会社

金属技研株式会社 (Metal Technology Co. Ltd., MTC) は1960年の創立以来60年に渡り、金属のエキスパートとして、航空宇宙やガスタービン関連分野を含むお客様に、金属にかかるソリューションを提供してきました。様々な業界の急速に変化するニーズに応えるため、HIP処理・熱処理・拡散接合・機械加工・ろう付け・溶接・積層造形など社内一貫生産による総合的な金属加工技術を展開するとともに、エンジニアリング事業も立ち上げ、更なる顧客ニーズへの対応が可能となっております。

また、2017年の秋には当社国内では8番目となる土岐工場の竣工を予定しております。中国・蘇州にある関連会社を含め、国内外のお客様に優れたサービスを提供できる体制を今後も強化してまいります。



〒164-8721 東京都中野区本町 1-32-2 ハーモニータワー 27 階
TEL: 03-5356-3050 E-mail: info@kinzoku.co.jp URL <http://www.kinzoku.co.jp>



100Aバルブボディ (Gr.91)
ニア・ネット・ツイエフエ

世界最大サイズを誇る
GiGa-HIP装置



酒田共同火力発電株式会社

弊社は、石炭（一部、木質バイオマス燃料使用）を使用した火力発電による電気の卸供給事業を行い、東北電力㈱に全量販売しています。発電出力は1・2号機合わせて70万kWで、山形県内の電力消費量の約50%に相当します。

弊社の使命である「電力の安定供給」と「適正かつ低廉な販売電力料金の達成」を目指し、また企業理念でもある「地域と共生するエネルギー企業」として地域社会との繋がりを密にし、地域貢献・環境保全に向けた諸活動を積極的に展開しています。

〒998-8622 山形県酒田市宮海字南浜1番19
TEL 0234-34-2321 (代表)
FAX 0234-33-1677



株式会社シーアールイー

弊社は、航空機・宇宙機器に関する設計開発に特化しており、国内の主要な航空宇宙プロジェクトのほぼ全てに関与しております。構造設計にはじまり、解析、電装設計、ソフト開発及び品質管理に至る設計開発に於ける幅広いサポートが可能です。

また、国際規格の認証を取得した組織によるバックアップ体制と共に各ユーザー様に合された当社オリジナルの教育システムを有しております。

〒460-0022 名古屋市中区金山 1丁目 2-2 クマダ第2ビル
TEL 052-323-7731 <http://www.cre-nagoya.com/>



航空機・宇宙機器 設計会社



Supporting the engineering in the world.



GE Power



GEパワーは、世界中のお客様が、信頼性に優れ、利用しやすく、そして持続可能な電力を供給できるよう、多岐にわたる発電機器やサービスをご提供しています。世界最高レベルの燃焼効率を誇るHAガスタービンを含む、世界中で発電容量1,600GWというガスタービンの設置実績を有しています。また、GEパワーは発電効率を向上し、オペレーションコストを低減させ、再生可能エネルギー源に対応するソフトウェアソリューションもご提供しています。

〒107-6112 東京都港区赤坂5-2-20 赤坂パークビル
TEL : 03-5544-3869 (新規案件) 03-3588-5217 (保守、改造等)
URL: <https://powergen.gepower.com/>



シーメンス株式会社

当社は、4MW～400MWの幅広いラインアップを有するガスタービンメーカーです。

ガスタービンに加えて、蒸気タービン、発電機、ガスエンジン、プラント制御装置、排熱回収ボイラーと言った火力発電におけるキーコンポーネントのOEMとして、世界中で培った豊富なEPCの実績、これまでの国内実績からの知見に基づき、大型事業用火力発電プラントから分散電源にいたるまで、お客様にベスト・ソリューションをご提案します。

シーメンス株式会社 パワー & ガス事業本部
〒141-8641 東京都品川区大崎 1-11-1 ゲートシティ大崎ウエストタワー
Mail : fossil-power-generation.jp@siemens.com
<http://www.siemens.com/entry/jp/ja>



常磐共同火力 株式会社



弊社は勿来発電所を持つ発電事業者であり、1955年、常磐炭鉱の低品位炭を活用するために創立されました。現在7～10号機、4ユニットで1,700MWの発電を行ない、東北電力㈱と東京電力エナジーパートナー㈱に販売しています。現在は主に海外炭を使用しており、既に使用炭種は100を超えました。このうち10号機(250MW)は、日本で最初のIGCC(石炭ガス化複合発電)商用設備であり、国内外から注目を集めています。隣接地では、540MWの大型IGCC設備の建設が開始され、弊社もこれに参画しています。

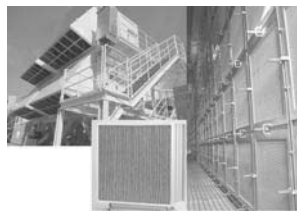
発電所：福島県いわき市佐糠町大島20
本 社：東京都千代田区神田須田町1-1
神田須田町スクウェアビル7F
ホームページ：<http://www.joban-power.co.jp/>



当社はフィルター・関連設備(フィルターハウス・サイレンサー・ダクト等)を取り扱う技術商社です。製造部門の子会社である日本エアフィルター株式会社と共に、GT 吸気フィルター業界の牽引役としてお客様のGT性能改善・安定稼働をサポートしております。何かお役に立てるような事がありましたら、お気軽にお問い合わせください。

進和テック株式会社
<http://www.shinwater.co.jp/>

東京都中野区本町1-32-2
Tel : 03-5352-7202
FAX : 03-5352-7212
info@shinwater.co.jp



株式会社ソフィアプレジジョン

株式会社ソフィアプレジジョンでは軸出力10kWクラスのマイクロガスタービン及び静止推力85Nのターボジェットエンジンを中心に教育用に開発、製造を行っております。これらは全てオイル循環式で高い信頼性を持ち多くの納入実績を有しております。また使用する燃料は専用液体燃料(JetA-1相当)以外にも13A,プロパンガス等の気体燃料にも対応しております。

本社 〒177-0051 東京都練馬区関町北3丁目3番33号
プロダクションセンター 〒321-3531 栃木県芳賀郡茂木町茂木 2346-1
URL <http://www.sophiajet.com>





An ABB and IHI joint venture

ターボシステムズ ユナイテッド株式会社 (TSU)

弊社はABBとIHIの合弁会社で陸・船用過給機の販売とメンテナンスを行っています。

ABBターボチャージングとIHIは2016年6月船用発電機関小型中速エンジン向けに特化したMXP形過給機をリリースしました。MXPは船用発電機関エンジンのオペレーションニーズを満たすようデザインされており、より少ない部品点数、よりシンプルなおペレーションが特徴です。コンディション・ベースでのメンテナンス (CBM) を可能とし、より低いオペレーションに貢献します。また、乗組員の方は航海中に、いつでもどこでも必要に応じて標準ツールを使用して単独でメンテナンスを行うことができ、柔軟な対応が可能です。



また、TSUでは安全運航をささえるアフターサービスとして純正パーツでオリジナルサービスを行っています。アプリケーションのエンジニアリングからオリジナルサービスまで、ライフサイクルケアをお客様をサポートします。

〒141-6022 東京都品川区大崎2-1-1 ThinkPark Tower 22F
代表TEL: 03-4523-6900 FAX: 03-4523-6990
Homepage: <http://www.turbo.co.jp/>

DAIHATSU

ダイハツディーゼル株式会社 DAIHATSU DIESEL MFG. CO., LTD.



当社は日本初の内燃機関メーカーとして大阪市北区において1907年に創立しました。主に船舶用ディーゼル機関、陸上用ディーゼル機関を製造販売しております。ガスタービンにつきましては、1976年より「純国産」として独自開発を進め、1981年に初号機を納入しました。国内陸上市場におきましては、官庁施設、下水道施設、データセンター等にて多数納入しております。お客様からは高品質・高性能の評価を得ており、信頼性抜群のガスタービンです。

〒531-0076 大阪市北区大淀中1丁目1番30号
環境エネルギー統括事業部
TEL: 06-6454-2390 FAX: 06-6454-2682
<http://www.dhtd.co.jp>



TOKYO GAS ENGINEERING SOLUTIONS

東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社

東京ガスエンジニアリングソリューションズは、エネルギーアドバンスと東京ガス・エンジニアリングが2015年4月に統合した会社です。LNGバリューチェーンにおけるエンジニアリングと、エネルギーサービスを展開、自らもユーザーとして培ったノウハウを活かしたエンジニアリングソリューションで社会に貢献いたします。

〒105-0022 東京都港区海岸1-2-3 汐留芝離宮ビルディング
Tel 03-6452-8400 / Fax 03-6452-8395
<http://www.tokyogas-es.co.jp>

東芝プラントシステム株式会社

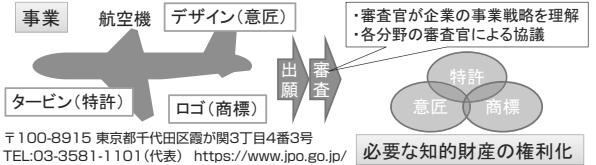
弊社は、1923年の創業以来、一貫して重機・重機械設備の建設に携わり、社会基盤を支える役割を担ってまいりました。現在では「総合エンジニアリング企業」としてIPP、PPSを含む産業用発電設備の分野においては、計画から建設までを一括で行うEPC案件の受注に注力しております。数多くの実績とこれまで培ってきた技術をベースにより、エンジニアリング・調達・現地施工において、お客様から信頼される高品質なプラントづくりを実践しています。

〒230-8691 神奈川県横浜市鶴見区鶴見中央4-36-5
(鶴見東芝ビル)
TEL: 045-500-7050 FAX: 045-500-7155
<http://www.toshiba-tpsc.co.jp/>



出願人の所在地近傍の
面接会場に
審査官が出張して面接

特許庁は、企業の事業戦略を支援していく審査サービスを提供しています。例えば、出願人が面接審査を希望する特許出願については、希望に応じ審査官の出張面接を行っています。また、事業で活用される知的財産の包括的な取得を支援するため、国内外の事業に結びつく複数の特許・意匠・商標を含む知的財産を、分野横断的に事業展開の時期に合わせて審査・権利化を行う事業戦略対応まとめ審査も行っています。



〒100-8915 東京都千代田区麹町3丁目4番3号
TEL: 03-3581-1101 (代表) <https://www.jpo.go.jp/>



富永物産株式会社



弊社が代理店を務める
EthosEnergy社はWoodGroup社とSIEMENSによる新ベンチャーです。両社で培われた高い技術は電力、ガス、石油等各産業で世界的に高い評価を得ています。タービン部品供給、修理、他各種サービスを担い、同時に蒸気タービン、発電機のスペシャリストとしてライフサイクルの15%向上を実現します。また弊社では吸気フィルター、制御装置、スターター、燃料制御弁等タービン関連機器の実績ある製品も広く取り扱っております。

〒103-0023 東京都中央区日本橋本町3-6-2 小津本館ビル
TEL: 03-3639-5315 FAX: 03-3639-5360
EthosEnergy <http://www.ethosenergygroup.com>
富永物産 <http://www.tomco.co.jp>

TOYOTA

トヨタ自動車株式会社

弊社のガスタービンの開発は1964年の自動車用ガスタービンに始まります。当時のガスタービンハイブリッドの考えはプリウスに伝承され、培われた技術はターボチャージャーや(株)トヨタタービンアンドシステムの製品に活かされております。現在は、将来の新しいモビリティへの応用などガスタービンの様々な可能性について研究開発を進めております。

今後もガスタービン学会・賛助会員様からのご助言を宜しくお願い申し上げます。

<http://www.toyota.co.jp/>

省エネ、CO₂削減、BCP対策を 強力にサポート

- ・ オールトヨタの技術力を結集したマイクロガスタービン
- ・ 高い総合効率により、施設の省エネルギー化、CO₂削減を実現
- ・ 災害時給電など、BCP対応に貢献

その他、プリウスのリユースバッテリーを活用した定置型蓄電システム、BEMS、ヒートポンプ空調機器などのエネルギーマネージメント商品の開発・普及に取り組み、皆様に喜ばれる企業を目指します。



株式会社トヨタタービンアンドシステム
TOYOTA TURBINE AND SYSTEMS INC.
本社 〒471-8573 愛知県豊田市元町1番地トヨタ自動車元町工場内
TEL: (0565) 24-6161 (代表) (0565) 24-6491 (営業部)
FAX: (0565) 24-6160
<http://www.toyota-turbine.co.jp>

株式会社 中北製作所

弊社は流体制御装置の総合メーカーとして、ガスタービンに使用される各種弁の製造を行っています。LNG などの低温ラインから高温高圧ラインにいたる幅広いプロセスでご使用頂ける製品ラインナップを備えています。弁の種類としては調節弁（空気 / 油圧 / サーボ / 電動操作式）・バタフライ弁・遮断弁・自力式調整弁・安全弁があり、弁メーカーとして高精度 Cv 実測装置をはじめ充実した検査設備を備え、各種の御要求にお応えし高品質な製品を供給しております。

取扱業種：各種弁および制御装置の製造（CE マーキング、ASME スタン

プ V,UV 対応可）
〒574-8691 大阪府大東市深野南町1-1
TEL:072-871-1341 FAX:072-874-7501
bus@nakakita-s.co.jp
<http://www.nakakita-s.co.jp/>

NIIGATA

新潟原動機株式会社

当社では出力200kW ~ 5,000kWクラスのガスタービン製造と、これらを利用した発電装置や駆動装置等の各種パッケージの提供を行っております。前身の新潟鐵工所が創業した1895年以来、日本初の船用ディーゼルを開発する等、日本の産業発展に寄与してきた当社は、ガスタービンの他にディーゼルエンジン、ガスエンジン、Zペラ、ディーゼルエンジン周辺機器等の製造・販売を行っており、製品は発電、船舶、鉄道等民生用に御利用戴いております。

〒101-0021東京都千代田区外神田2-14-5（新潟原動機ビル）
TEL：03-4366-1200、FAX：03-4366-1300
www.niigata-power.com



ClassNK

一般財団法人 日本海事協会

日本海事協会（ClassNK）は、海上における人命と財産の安全確保及び海洋環境の汚染防止を使命に活動する船級協会です。ClassNKは115年以上に渡って培った知見より、独自に制定された技術規則や国際条約に基づき、建造中と就航後の船舶がこれらの規則等に適合していることを証明する検査を実施しています。



〒102-8567 東京都千代田区紀尾井町4番7号
Tel: 03-5226-2047, Fax: 03-5226-2192
e-mail: eod@classnk.or.jp
URL: www.classnk.or.jp



Donaldson

日本ドナルドソン株式会社

ドナルドソンは世界中の様々な産業分野において、環境にやさしい高品質な製品をお届けしています。ガスタービン営業部は、30年を超える長きにわたり培ったガスタービン用のフィルターシステムとサイレンサーの製品設計開発及び生産の経験を持ち、世界に20以上の拠点を所有するガスタービン吸気フィルターのテクノロジーリーダーです。製品はフィルターシステムからアフターマーケットまで幅広く展開しています。

- ・ガスタービン吸気フィルターシステム
- ・ガスエンジン吸気フィルターシステム
- ・エアプロウ吸気フィルターシステム
- ・軸流圧縮機吸気フィルターシステム
- ・発電機換気フィルターシステム



〒190-0022 東京都立川市錦町1-8-7
Tel: 042-540-4113 Fax:042-540-4566
www.donaldson.co.jp



日本無機株式会社

当社は、エアフィルタ事業のリーディングカンパニーとして常に新しい価値を創造し続け、お客様の要求されるクリーン環境作りのお手伝いを続けています。

ガスタービンに用いられるエアフィルタは空気圧縮機の汚れを抑制し、発電効率の低下抑制に貢献しています。エアフィルタは高効率・長寿命が要求されており、弊社は多様なラインナップと豊富な経験に基づき、ご使用環境に最適なフィルタシステムをご提案します。

事業内容：エアフィルタ、クリーン機器、
ガラス繊維応用品（耐熱繊維、断熱・吸音材等）

〒110-0045 東京都台東区東上野 5-1-5 日新上野ビル
TEL:03-6860-7500, FAX:03-6860-7510
<http://www.nipponmuki.co.jp/>



一般財団法人日本航空機エンジン協会

当協会は、民間航空機用ジェットエンジンの開発を促進し、もって航空機工業の向上発展を図り、産業経済の健全な繁栄に寄与することを目的として、経済産業省の指導の下に（株）IHI、川崎重工業（株）、三菱重工業（株）の協力を得て1981年に設立されました。現在、日本が参加する民間航空機用エンジンの開発・量産に係る国際共同事業であって、国家プロジェクトとして位置付けられる事業を推進するための日本側の事業主体で、V2500エンジンやPW1100G-JM事業などを遂行しています。

PULSTEC

パルステック工業株式会社

<http://www.pulstec.co.jp/>



弊社は、「研究開発型モノづくり企業」であり、主力製品は「ポータブル型X線残留応力測定装置」「3Dスキャナ」「光ディスク評価装置」「ヘルスケア関連製品」などで、特に光学系の技術については各業界から高い評価を得ています。弊社が最も注力している「ポータブル型X線残留応力測定装置(μ-X360s)」は、世界最小・最軽量を実現し、操作も非常に簡単で、高精度、高速測定、低価格を実現した画期的な装置です。

各製品の詳細は、弊社ホームページをご覧ください。



B&B-AGEMA GmbH

B&B-AGEMA は、発電プラントのエンジンアリングとターボ機械の設計サービスを専門的に行う会社です。

1995年の設立以来、エネルギー変換機械とプラントの設計、解析計算、専門技術に関して革新的なサービスを提供しており、ガスタービン、蒸気タービン、圧縮機、ポンプ、エキパンダーなどについての技術サービスを行っています。特に、ガスタービン要素の先進的な設計や解析、ユーザのサポートに注力しており、世界中の顧客の皆様のご要望にお応えしています。

日本語窓口：EAO@bub-agema.de
URL <http://www.bub-agema.de/>



日立金属は、伝統を基盤に革新的な技術を生み出す「世界トップクラスの高機能材料会社」を目指し、過酷な環境で使用される航空機・エネルギー関連部材に対しても幅広いノウハウと最新の技術による溶解から鍛造、熱処理、機械加工等の一貫製造体制により、確かな品質製品を提供し、お客様の発電効率アップに貢献しています。

日立金属の材料技術と合わせ、2011年に設立した日本エアロフォージ社の世界最大級の500MN油圧型打鍛造プレスの導入、及び2014年には日立金属MMCスーパーアロイ社の株式取得をしました。これによりそれぞれの強みを活かしたシナジーを発揮しさらなる製品ラインの拡充、高い品質要求への対応を図っており、タービンブレードやタービンディスクを初めとして、ガスタービン全体のアプリケーションに深く携わっており、お客様の多種多様な材料ニーズにお応えしております。



〒108-8224 東京都港区港南一丁目2番70号(品川シーズテラス)
日立金属(株) 特殊鋼カンパニー 航空機・エネルギー統括部
TEL (03)6774-3920 FAX (03)6774-4353
<http://www.hitachi-metals.co.jp/yss/index.html>

弊社では、3～6MW クラスガスタービン発電設備の製造販売を行う他、100MW クラス発電所の建設保守運営事業も展開しております。茨城県では113.6MW、112.3MW ガスタービンコンバインドサイクルを自社運営し電力卸売事業を実施しております。毎日起動停止という厳しい条件にもかかわらず高い稼働率を誇っており、発電所建設から保守運営まで含めたノウハウを蓄積しております。今後発電事業をご検討されるお客様へのトータルソリューション提供を目的とし活動しております。

取扱業種：発電設備の製造販売、発電設備の保守運営事業、電力の卸売事業
〒140-0013 東京都品川区南大井6丁目26番3号

大森ベルポートD館15階

TEL:03-6404-0842、FAX:03-6404-0849

<http://www.hitachizosen.co.jp>

富士電機の火力事業は1959年に初号機を納入して以来、蒸気タービンと発電機を核とした火力発電プラントを基本計画から設計・製作・建設・試運転・アフターサービスまで一貫して提供しています。従来型の石炭火力からコンバインドサイクル、熱併給コージェネレーションなどのあらゆる種類の火力発電所に対し、お客様のニーズに合わせた設計と高効率・高信頼性をお約束します。また富士電機は地熱発電の分野で世界をリードしており、CO₂排出量削減などにより環境分野に大きく貢献しています。

住所：〒141-0032 東京都品川区大崎一丁目11番2号
ゲートシティ大崎イーストタワー
電話：03-5435-7111
HP：<http://www.fujielectric.co.jp/>

【スピンドル】

回転体の遠心応力の強度確認をする試験装置の販売、受託試験

最高回転数:260,000rpm 最大外径:φ4,000 最大搭載重量:4,000kg

過回転試験、破壊試験、加熱試験、ひずみ計測試験、エロージョン試験、サイクリック試験、etc...

お客様の実施したい回転試験の仕様に合わせて、装置・試験を検討致します。



【燃焼試験】

ジェットエンジンの燃焼技術をベースとした装置設計・製作、受託試験

高温・高圧 最高温度:1,700℃ 燃料:灯油、軽油、天然ガス等の

様々な燃料に対応 流速:300m/s

自動車用ターボチャージャー、排気系部品、

船用ディーゼルエンジン用ターボチャージャーの試験

お客様の御要求に合わせたカスタムメイドが可能です。



日本ガスタービン学会入会のご案内

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

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

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

学会の概要（2017年3月現在）

会員数：2,060名（正会員 1,995名、学生会員 65名） 賛助会員：110社
 会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300、学校 約100

会員のメリット

個人会員（正・学生会員）：

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

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

入会金と会費

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

※当該年度3月1日現在

後期・・・9月1日～翌2月末まで

入会方法

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

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。



公益社団法人

日本ガスタービン学会

Gas Turbine Society of Japan

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

電話番号：03-3365-0095

E-mail: gtsj-office@gtsj.org

編集 後記

梅雨入りしてしばらくは大陸の高気圧の影響が残って降雨があまりなく、空梅雨を予感させる毎日でしたが、7月に入って前線の活動が活発化してきました。不快指数が最高潮に達するこの季節、体調管理には気を付けたいところです。

昨年から初めて編集委員に加わらせていただき、まず感じたこととして、学会誌の少しずつの進化があります。コラムの追設、顔写真の掲載開始、英文キーワード、e-mailアドレスの記載など、目についた記事、論文をつまみ読みする一読者（すみません！）でいたときには気付きにくかった細かな点ひとつひとつについて、委員会で提起され、審議を経て改良が進められていることに感心しました。

アソシエイトエディタももちろん初めてで、特集立案から出張校正に至るまで、いつまでに何を決めるのか、どう作業するのか、をなかなか把握できず、抜けが多くてエプロさんにも担当委員の皆様にもご迷惑をかけました。振り返ると、依頼先選定にあたり、編集委員や理事の皆様からのご紹介もいただき、あまり苦勞なく乗り越えることができたのは大変助かりました。

今回特集とした試験検証技術は、あまり新鮮とは映らず、ガスタービン開発機や要素の最新研究を著した個々の論文、予稿集をその気になって精読すれば集められるとは思いましたが、個人的に記事群としてまとまった形が欲しかったので提案しました。最先端のトピックスを記事として提供いただくことで、本文のみならず、引用文献も含め、情報のすそ野を広げたいという意図もありました。

また、国内での研究母体の減少も危惧されるところで、内向きに収まってはいけな思考え、海外の代表的研究所にも執筆をお願いして3編を集めることができました。偶然Aachen工科大が重なりましたが、Additive Manufacturing製プロープと燃焼器リグ、という全く異

なる内容で、ROMACのロータダイナミクスも合わせて多様に集まったと思います。原稿依頼の英作文から恐る恐る始めましたが、執筆者の方々はいずれも協力的で、滞りなく進めることができました。いつか直接会ってお礼を述べたいと思います。

航空エンジンや発電プラント事業、開発を担う会員の皆様、それぞれの分野で競い合って進化を続けていただくことはもちろんですが、巻頭言にいただいた通り、ある場面では自慢の計測試験技術や設備を提供し合い、一致協力してシナジー効果で総合力を高める、といった考え方にも大いに期待したいと思います。

(渋川 直紀)

- 7月号アソシエイトエディター
渋川 直紀（東芝）
- 7月号担当委員
阪井 直人（川崎重工業）
原 浩之（三菱日立パワーシステムズ）
吉野 展永（IHI）

(表紙写真)

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。

詳細については、下記記事をご参照ください。

- ・「タービン翼列（実験的アプローチの最前線）」
..... (P.208 ~ 205)
- ・「Experimental Measurements of Turbomachinery Rotordynamics, Component Performance, and Dynamic Control at ROMAC - A Review」..... (P.235 ~ 242)
- ・「圧縮機開発試験」..... (P.243 ~ 247)
- ・「航空機用ガスタービンにおける空力計測技術」
..... (P.256 ~ 261)
- ・「ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備」
..... (P.268 ~ 273)

だより

♣事務局 ☒ ♣

いよいよ毎日暑くなってきました、いかがおすごでしょうか。

我が家の、頂きもので、もう20年選手にもなろうかという月下美人の鉢も大体七夕あたりをめどに花を咲かせることが多いのですが、昨年は枝の手入れをきつめにしてしまったせいか、お休みでした。今年は咲くかどうか、わくわくしながら楽しみにしています。

月下美人は、その名のとおおり、月の下、つまり夜に花を咲かせ、翌朝にはしぼんでしまう、一夜限り咲く大輪の花です。なかなか花芽をつけてくれないのですが、つぼみが膨らみ、いよいよ咲く段となると、独特の甘い匂いを周囲に撒き散らし始めます。英語では”Queen of the night”と呼ぶそうです。少しけだるそうに、クリーム色の花びらを一片ずつ開いていく様子は、まさに月明かりの下に咲くものうげな美人、女王様といった風情で

す。ふつう夜間に、しかも限られた時期にしか咲かないので、家で育てていない場合は目にする機会は少ないかもしれませんが、京都府立植物園では、昼夜逆転室という部屋を設けて、夜行性の植物である月下美人が咲くさまを昼間でも見るように整備しているようです。すごいですね。

この月下美人、ちょっと食べ物目線で調べてみると、開花した後の花を焼酎漬けにしたり、酔の物にして食べることも可能だそうです。中国では肉と一緒に炒めあわせたり、スープにすることもあるとか。確かに大ぶりの花ですから、咲いた後にそのまま捨ててしまうのももったいない？と考えるのも頷ける気はしますが、先人のとどまることを知らない旺盛な胃袋力、研究熱心さには脱帽です。

(田頭 味和)

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2017年2月8日改定

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

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

付記1 原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
 ニッセイエブプロ(株) 企画制作部
 学会誌担当：高橋 邦和
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 TEL：03-5733-5158
 FAX：03-5733-5164
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2015年3月10日制定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
 - 3) 原稿執筆要領に従って執筆された、モノクロの日本語原稿であること。
 - 4) 一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし、以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
 - 本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
 - 特許および実用新案の公報、科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
 - 他学協会の講演要旨前刷、社内報・技報、官公庁の紀要等の要旨または抄録
2. 原則として刷り上がり8ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
3. 著者がカラー1ページあたり50,000円を負担する場合には、カラー印刷とすることができる。
4. 投稿者は、原稿執筆要領に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを、所定の論文表紙および英文アブストラクトとともに学会誌編集事務局に提出する。
5. 投稿された論文は、論文査読に関する内規に従って査読を行い、論文委員会が掲載可否を決定する。
6. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
7. 本技術論文の著作権に関しては、学会誌編集および発行要領（抜粋）9.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.45 No.4 2017.7

発行日 2017年7月20日
 発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会
 編集者 辻田 星歩
 発行者 船崎 健一
 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
 第3工新ビル402
 Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
 郵便振替 00170-9-179578
 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
 (普) 1703707
 印刷所 ニッセイエブプロ(株)
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164

©2017, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ

本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は、一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては、その必要はございません（社外頒布目的の複写については、許諾が必要です）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会
 〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F
 FAX：03-3457-5619 E-mail：info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用、転載、翻訳等）に関しては、(社)学術著作権協会に委託致しておりません。直接、本学会へお問い合わせください。