A-1

DBD プラズマアクチュエータによる直線タービン翼列の 漏れ流れ抑制における入力電圧の影響

Effects of Input Voltage on Tip Leakage Flow Reduction of a Linear Turbine Cascade by DBD Plasma Actuators

*松沼 孝幸^{*1} 瀬 MATSUNUMA Takayuki SEGA

瀬川 武彦^{*1} SEGAWA Takehiko

ABSTRACT

Dielectric barrier discharge (DBD) plasma actuators made of silicone printed-circuit board were used for the active control of the tip leakage flow of a linear turbine cascade. Sinusoidal voltage excitation with amplitude varying from 4 kV to 6.5 kV (peak-to-peak voltage: 8 kV_{p-p} to 13 kV_{p-p}) and fixed frequency of 10 kHz was applied to the plasma actuators. The two-dimensional velocity field in the blade passage was estimated by particle image velocimetry (PIV) under the very low Reynolds number conditions of Re = 7.1×10^3 and 2.8×10^4 . The tip leakage flow was reduced by the flow control using plasma actuators.

キーワード:空気力学,タービン,チップクリアランス,漏れ流れ,プラズマアクチュエータ,能動制御 **Key Words**: Aerodynamics, Turbine, Tip Clearance, Leakage Flow, Plasma Actuator, Active Control

1. はじめに

誘電体バリア放電 (DBD) プラズマアクチュエータは, 絶縁体を挟んだ電極間に高周波の高電圧を加えることに よって局所的にプラズマを発生させ,表面に沿った流れ を誘起できる。機械的な可動部を持たず,構造が簡単で 小型軽量であるため,次世代の流体能動制御デバイスと して有望視され,近年盛んに研究されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

また, 圧縮機やタービンは, ガスタービンの主要な構 成要素として, 航空推進用ジェットエンジンや発電用ガ スタービンに全世界で広範に利用されているため, わず かな性能向上でも高い省エネルギー効果が期待できる。 特に, タービン翼列の翼先端から発生する漏れ流れ(チ ップクリアランス流れ)は, 空力性能を低下させる大き な原因の1つであるため, これまでに多くの研究があり ⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾, タービン翼列の漏れ流れを抑えるためにプラズマ アクチュエータを用いる研究も行われている⁽⁷⁾。 圧縮機 翼列でも, サージマージン改善や剥離抑制にプラズマア クチュエータを適用する研究が報告されている^{(8).(9)}。

産総研では、「リング型プラズマアクチュエータ」(特許第6352482号)を用いて、タービン動翼の漏れ流れを抑制する実験を行っている^{(10)、(11)}。今回は、直線タービン翼列を使って、漏れ流れ抑制効果に対するプラズマア

 *1 国立研究開発法人 産業技術総合研究所 〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1 E-mail: t-matsunuma@aist.go.jp

クチュエータの入力電圧の影響を調べた。

2. 実験方法

図1に,直線タービン翼列の測定部を示す。吹き出し 式小型風洞に接続されたアクリル製の測定部に,5 枚の 直線タービン翼列(アルミ合金製,翼弦長 48.8 mm,翼 高さ75 mm)を設置し,翼上端に0.9 mmのチップクリ アランスを設け,翼先端からの漏れ流れを再現する。

上側の壁面には、シリコンボード製プラズマアクチュ エータを設置する。高電圧高周波パルス電源(松定製, HAPS-10B40)を用い、アクチュエータと翼先端の間に



Figure 1 Test section of linear turbine cascade



Figure 2 Linear turbine cascade

Number of blades, N	5
Chord length, C (mm)	48.8
Axial chord length, Cax (mm)	27.6
Blade height, H (mm)	75
Blade pitch, S (mm)	42.1
Inlet flow angle, α_1 (deg)	-16.2
Exit flow angle, α_2 (deg)	66.9
Turning angle, $\alpha_2 - \alpha_1$ (deg)	50.7
Stagger angle, ξ (deg)	55.9
Tip clearance, <i>k</i> (mm)	0.9

Table 1 Specifications of linear turbine cascade

プラズマを生成する。周波数をf = 10 kHz に固定し、印 加する peak-to-peak 電圧を $V_{p\cdot p} = 8$ kV から 12 kV(一度だ け 13 kV)の範囲で変化させることで、投入電力を増加 させる。

直線タービン翼列の流路中央平面(図中の緑色の枠)の速度場を、粒子画像流速測定法(PIV)により計測する。PIV 計測は、風洞上流から注入したオイルミストを、 測定部下流に設置したダブルパルス YAG レーザー

(Litron Lasers 製, NANO S 30-15 PIV, 15 mJ/pulse) により 可視化し, 測定部上部に設置したクロスコリレーション カメラ (TSI 製, PIV CAM 13-8) により撮影する。瞬時 速度分布を 300 回測定して, 平均値を算出する。

図2に,直線タービン翼列を上から見た図を示す。表1 に直線タービン翼列の仕様を示す。翼形状は,これまで の研究に使ってきた環状タービン動翼(¹²⁾の翼先端形状 を用いている。

図3に、プラズマアクチュエータの断面を示す。アク リル製の上側壁面に、シリコンシートを用いて、プラズ マアクチュエータの電極をエッチングしたシリコンボー ドを貼り付けている。それぞれの厚さは、シリコンシー トが0.6 mm、被覆電極が0.018 mm、シリコンボードが



Figure 3 Cross section of plasma actuator



Figure 4 Plasma actuator with comb-shaped electrodes

0.44 mm である。

図4に、くし形電極を持つプラズマアクチュエータの 写真を示す。シリコンボードの大きさは284 mm × 60 mm であり、電極の幅は0.3 mm、電極の間隔は1 mm で ある。プリント基板(PCB)プロセスによって、両面銅 張積層板の両面位置合わせエッチングを行って、電極形 状を形成した。

3. 実験結果と考察

3.1 **翼列出口主流速度** 2.2 m/s(レイノルズ数 Re=7.1 ×10³)での実験

図5に、速度分布を示す。図5(a)の制御なしの場合に は、チップ側には漏れ流れと流路渦による低速領域、ハ ブ側には流路渦による低速領域が発生している。図 5(b) の入力電圧 12 kV では、チップ側の低速領域が減少し、 ハブ側の低速領域と同じ程度の大きさになっている。こ のことは、チップ側で、漏れ流れが減少し、流路渦の影 響のみが残っていることを示している。図 5(a)と図 5(b) の間の入力電圧 8 kV-12 kV の範囲では,前報(11)に報告 したように、入力電圧の増加にともなって、徐々に漏れ 流れの現象が見られた。使用した電源では、12 kV がほ ぼ限界になっていて,これ以上の電圧では実験途中で電 源が落ちてしまうのだが、1 度だけ 13 kV での実験に成 功したので,図5(c)に入力電圧13 kV での速度分布を示 す。電圧が 13 kV に上がった効果は大きく、チップ側の 低速領域が12kVの時よりもかなり少なくなっている。 このことは、プラズマアクチュエータの駆動が、チップ 側で漏れ流れを減少させるのみでなく、チップ側流路渦



Figure 5 Time-averaged velocity distributions at mid-passage of linear turbine cascade $(Re = 7.1 \times 10^3, U_{out} = 2.2 \text{ m/s})$



Figure 6 Time-averaged velocity distributions at mid-passage of linear turbine cascade $(Re = 7.1 \times 10^3, U_{out} = 2.2 \text{ m/s})$

も減少させていることを示している。なお,ハブ側の低 速領域は,どの図でもほぼ同じ分布形状を示しており, プラズマアクチュエータを駆動させても,ハブ側の流れ には影響が及んでいない。

図6に乱れ度分布を示す。この分布図には、流線も載 せてある。図6(a)の制御なしの場合には、チップ側では 漏れ流れと流路渦による下向きの流れが生じていて、こ の部分の下流で乱れ度が高くなっている。ハブ側では流 路渦による上に向かう流れが生じていて、この部分で乱 れ度が高くなっており、図5(a)の低速領域と一致してい る。図6(b)の入力電圧12 kVでは、チップ側の流線が上 向きに変わり、乱れ度が高い領域も小さくなり、かつ上 流側に移動している。図6(c)の入力電圧13 kVでは、こ の傾向がさらに強くなり、乱れ度が高い領域が急激に小 さくなっている。 より定量的に観察するために,図7に,図5のx=40.1 mmの位置での速度分布を示す。ハブ側には,流路渦による低速領域がある。ハブ側の速度分布は,プラズマアクチュエータを駆動してもほとんど変化しない。チップ側では,制御なしの場合には,最小速度0.1で,漏れ流れと流路渦の影響によって,大きな速度欠損がある。プラズマアクチュエータの制御によって,入力電圧を増加させていくと,徐々に速度欠損が少なくなる。最小速度は,入力電圧12 kVの場合に0.4,入力電圧13 kVの場合に0.75と,大きく改善されている。

図8に、図7のチップ側とハブ側の速度欠損領域から 求めた排除厚さを示す。排除厚さは、翼弦長で無次元化 してある。ハブ側の排除厚さは、約0.1 でほとんど変わ らない。チップ側の排除厚さは、制御なしの場合に0.18 であるが、入力電圧を増やしていくほど減少して、12 kV



Figure 7 Absolute velocity distributions at $x = 40.1 \text{ mm} (\text{Re} = 7.1 \times 10^3, U_{out} = 2.2 \text{ m/s})$

の場合にほぼハブ側と同じ0.1となる。13 kV の場合には さらに 0.05 近くまで小さくなり,制御なしと比べると 70%の減少となっている。

3.2 翼列出口主流速度 8.8 m/s(レイノルズ数 Re=2.8 ×10⁴) での実験

前報⁽¹¹⁾で,翼列出口主流速度 4.4 m/s での実験を行っ た。本報では、さらに翼列出口主流速度を 8.8 m/s に増や して実験を行った。プラズマアクチュエータの入力電圧 は、8 kV から 12 kV の範囲で変化させた。13 kV での実 験は成功しなかった。

図9に速度分布を示す。図10(a)の制御なしの場合では, 図5(a)と比べて、チップ側・ハブ側ともに速度の低い部 分が少なくなっている。この理由としては、主流速度が 増えて、レイノルズ数が大きくなったために、境界層な どの粘性の影響が少なくなり、発生する渦が弱くなった ことが考えられる。図9(b)と(c)のように、プラズマアク チュエータの入力電圧を9kVと10kVにしても、余り制 御効果は見られない。図9(d)のように入力電圧を11kV にした場合、チップ側の低速領域が少し減っている。図 9(e)のように入力電圧を12kVに増やすと、チップ側の 低速領域がさらに小さくなっている。

図 10 に乱れ度分布を示す。ハブ側の流路渦による乱れ 度の高い領域は、図 6 と比較して、最大で 12%ほどにま で減っている。チップ側の乱れ度の高い領域は、最大で 20%ほどで変わらないが、位置が上流側に移動している。 図 10(b)と(c)のように、入力電圧を 9 kV と 10 kV にして も、変化は見られない。図 10(d)と(e)のように、11 kV と 12 kV に増やすと、チップ側の乱れ度が高い領域が小さ くなっている。



Figure 8 Displacement thickness at x = 40.1 mm (Re = 7.1 × 10³, $U_{out} = 2.2$ m/s)

図 11 に、図 10 の x = 40.1 mm の位置での速度分布を 示す。ハブ側の流路渦による低速領域は、図 7 と比較し て、かなり速度が増えており、最小速度が 0.25 (図 8) から 0.8 へと大きくなっている。チップ側の漏れ流れと 流路渦による低速領域も、図 7 より小さくなっている。 プラズマアクチュエータの制御によって、入力電圧が増 加するほど、チップ側の低速領域が改善している。

図12に、図11のチップ側とハブ側の速度欠損領域から求めた排除厚さを示す。ハブ側の排除厚さは、約0.03でほとんど変わらず、図8の約0.1と比べると70%ほど少ない。チップ側の排除厚さは、制御なしの場合に0.08で、図8の0.18より56%少ない。制御なしの場合に0.08で、図8の0.18より56%少ない。制御なしの場合に排除厚さが少なくなっている理由は、前述のとおり、主流速度が増えて、レイノルズ数が大きくなり、流れの粘性の影響が小さくなったためである。チップ側の排除厚さは、入力電圧を増やして11kV以上になると減少して、12kVの場合に0.06まで小さくなり、制御なしと比べると27%の減少となっている。図8の主流速度が2.2m/sの場合に比べて、漏れ流れの抑制効果が少ない。主流速度が増えるほど、漏れ流れの流速が増えて運動エネルギーが増えるため、漏れ流れを抑制するためには、入力電圧を上げて投入電力を増やす必要がある。

4. まとめ

DBD プラズマアクチュエータが漏れ流れ(チップクリ アランス流れ)を抑制する効果を調べるために,直線タ ービン翼列を用いた実験を行った。PIV 計測による速度 分布から,入力電圧の違いによって,プラズマアクチュ エータの漏れ流れ抑制効果がどのように変化するかを明 らかにした。



Figure 9 Time-averaged velocity distributions at mid-passage of linear turbine cascade $(\text{Re}=2.8 \times 10^4, U_{out}=8.8 \text{ m/s})$



Figure 10 Turbulence intensity distributions at mid-passage of linear turbine cascade $(\text{Re} = 2.8 \times 10^4, U_{out} = 8.8 \text{ m/s})$



Figure 11 Absolute velocity distributions at $x = 40.1 \text{ mm} (\text{Re} = 2.8 \times 10^4, U_{out} = 8.8 \text{ m/s})$

- (1) ハブ側に流路渦による低速領域,チップ側に漏れ流れと流路渦による低速領域が観察される。ハブ側に比べて、チップ側の低速領域のほうが大きい。
- (2) プラズマアクチュエータを駆動すると、漏れ流れを 抑制する効果によって、チップ側の低速領域が減少 した。
- (3) 主流速度が 2.2 m/s の場合、プラズマアクチュエー タへの入力電圧を 12 kV まで上げた時に、ハブ側と チップ側がほぼ対称になった。さらに、入力電圧を 13 kV まで上げると、チップ側の低速領域がさらに 小さくなった。このことは、プラズマアクチュエー タの駆動によって、漏れ流れだけでなく、流路渦も 弱めることができることを示している。
- (4) 主流速度が 8.8 m/s の場合にも、プラズマアクチュ エータによって漏れ流れを抑制できる。しかし、主 流速度が 2.2 m/s の場合に比べて、抑制効果が少な かった。主流速度が増えるほど、漏れ流れを抑制す るために、入力電圧を上げて投入電力を増やす必要 がある。

謝 辞

本研究は, JSPS 科研費(基盤研究(B), 26289040)の助 成により行われた。

参考文献

- Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 42 (2010), pp. 505-529.
- (2) Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P., "Boundary Layer Flow Control with A One Atmosphere Uniform Glow Discharge," AIAA Paper, No. 98-0328 (1998).



Figure 12 Displacement thickness at x = 40.1 mm (Re = 2.8×10^4 , $U_{out} = 8.8$ m/s)

- (3) 深潟康二,山田俊輔,石川仁,"プラズマアクチュエータの 基礎と研究動向",ながれ, Vol. 29, No. 4 (2010), pp. 243-250.
- (4) Morphis, G., Bindon, J. P., "The Performance of a Low Speed One and Half Stage Axial Turbine with Varying Rotor Tip Clearance and Tip Gap Geometry," ASME Paper, No. 94-GT-481 (1994).
- (5) Sjolander, S. A., "Overview of Tip-Clearance Effects in Axial Turbines," von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1997-01, Secondary and Tip-Clearance Flows in Axial Turbines (1997), pp. 1-29.
- (6) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, No. 1 (2006), pp. 166-177.
- (7) Van Ness II, D. K., Corke, T. C., Morris, S. C., "Tip Clearance Flow Visualization of a Turbine Blade Cascade with Active and Passive Flow Control," ASME Paper, No. GT2008-50703 (2008).
- (8) De Giorgi, M. G. Pescini, E., Marra, F., Ficarella, A., "Experimental and Numerical Analysis of a Micro Plasma Actuator for Active Flow Control in Turbomachinery," ASME Paper, No. GT2014-25337 (2014).
- (9) Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflug, M., Puterbaugh, S. L., Wadia, A. R., "Experimental Investigation of Tip Clearence Flow in a Transonic Compressor with and without Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-25294 (2014).
- (10) Matsunuma, T., Segawa, T., "Active Tip Clearance Control for an Axial-flow Turbine Rotor Using Ring-Type Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-26390 (2014).
- (11) Matsunuma, T., Segawa, T., Tip Leakage Flow Reduction of a Linear Turbine Cascade Using String-Type DBD Plasma Actuators, ASME Paper, GT2018-76680 (2018).
- (12) Matsunuma, T., "Unsteady Flow Field of an Axial-Flow Turbine Rotor at a Low Reynolds Number," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 129, No. 2 (2007), pp.360-371.



プラズマアクチュエータによる圧縮機可変静翼クリアランス部漏れ 流れの制御に関する基礎的検討

A Basic Study of Controlling Leakage Flow of Variable Stator Vanes in a Compressor Using a Plasma Actuator

*保坂 春樹^{*1} 大塩 哲哉^{*1} 淺海 典男^{*2} 佐藤 大祐^{*1} HOSAKA Haruki OSHIO Tetsuya ASAUMI Norio SATO Daisuke

ABSTRACT

This paper proposes the use of plasma actuation to control leakage flow of Variable Stator Vane (VSV) and then expand operating range of compressor downstream of VSV. In this concept, such leakage flow is controlled using a Plasma Actuator (P/A) placed on the clearance region between VSV and casing. We conducted a basic test to demonstrate this concept. In this test, three vanes were placed in the wind tunnel and P/A was placed on the wall in the clearance region. We investigated the effect of P/A on axial velocity component and flow angle downstream of the vanes. Velocity distributions were measured by Particle Imaging Velocimetry (PIV) and flow angle distributions were calculated from PIV results. As a result, axial velocity was increased and flow angle was decreased in leakage vortex region by plasma actuation. CFD result shows qualitatively good agreement with experimental result.

キーワード: プラズマアクチュエータ, 圧縮機, 可変静翼, 流体制御, 翼列試験, 漏れ流れ **Key Words**: Plasma Actuator, Compressor, Variable Stator Vane, Flow Control, Cascade Test, Leakage Flow

1. 緒言

誘電体バリア放電(Single Dielectric Barrier Discharge, SDBD)プラズマアクチュエータ(Plasma Actuator, P/A)は 誘電体を挟んで設置された2枚の電極に高電圧を印加し て放電を生じさせ,流れを誘起する装置である(図1)。プ ラズマアクチュエータは機械的な駆動部を持たない簡易 な構造かつ小型軽量で,電気的に制御するため非定常な 駆動が可能という特徴がある。

航空エンジンや発電用ガスタービンの圧縮機で生じる 動翼の翼先端からの漏れ流れや、可変静翼(Variable Stator Vane, VSV)と通路部の隙間からの漏れ流れによる損失は 圧縮機の効率や作動範囲を低下させる要因となっている。 近年、プラズマアクチュエータの推力向上に伴い、動翼 の翼先端の漏れ流れをプラズマアクチュエータにより抑 制する研究が複数行われている。例えば、Saddoughi ら は遷音速単段圧縮機リグ試験においてストールマージン を最大で4pts.改善した^[1]。Ashrafi らは低速圧縮機リグに おいて試験と CFD の両方でそのストール抑制効果を確 認した^[2]。松沼らは低速タービンリグにおいてリング型 プラズマアクチュエータにより漏れ流れに起因する乱れ

*2 株式会社 I H I 技術開発本部 〒235-8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1番地 度の低減を確認した[3]。

一方で、VSV クリアランス部の漏れ流れをプラズマア クチュエータで制御する研究はほとんどなされていない。 そこで本研究では、VSV クリアランス漏れ流れをプラズ マアクチュエータで制御し、下流動翼の作動範囲を拡大 するコンセプトを考案した。さらにそのコンセプトを基 礎的な試験および CFD によりその効果を確認した。





2. 制御対象, コンセプト

多段圧縮機では始動時等の低回転時は一般的に前段側 からストールが発生する。必要作動範囲を確保するため, 多段圧縮機の前段側の静翼は可変構造となっており,低 回転で動翼に最適なインシデンスで流れが流入する構造 になっている。一方で VSV と空気通路面には隙間があり, そこからの漏れ流れにより下流動翼のインシデンスが増

^{*1} 株式会社 I H I 航空・宇宙・防衛事業領域 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229 E-mail: <u>haruki_hosaka@ihi.co.jp</u>

大する。プラズマアクチュエータを VSV と空気通路面の 隙間部に設置し、軸方向速度を誘起すれば、下流動翼の 壁面近傍のインシデンスが改善することが期待される。 さらに軸方向速度増加により静翼で流れがより曲がるよ うになるため静翼における静圧回復の改善も期待できる。 これにより拡大した作動範囲分、低回転で VSV を開いた 状態で圧縮機を作動させることができ、低回転での効率 向上や流量増加が期待される。また、動翼はチップ側を 基点にストールが発生することが多いため、本研究では プラズマアクチュエータはチップ側の壁面のみに設置す ることとした。上述したコンセプトを図示した子午面図 を図2に、本コンセプトにおけるプラズマアクチュエー タの効果を速度三角形で示した図を図3に示す。本研究 では、このコンセプトのうち、VSV 漏れ流れの制御に着 目した基礎的な試験を実施した。



Fig.2 Meridional view of the concept of plasma flow actuation for control of leakage flow of VSV clearance.



Fig.3 Concept of plasma flow actuation for control of leakage flow of VSV clearance.

3. 試験装置設計

3.1 翼設計

本研究では,航空エンジン用軸流多段圧縮機の可変静 翼を対象に,VSV 漏れ流れに対してプラズマアクチュエ ータで軸方向速度を誘起し,かつスワールを減少させる ことが可能かを基礎的な翼列試験で確認した。試験は低 速の風洞で実施したため,Wislerの手法^[4]に基づき実機 と空力的に相似な翼を低速風洞向けに設計し,供試した。 供試した翼はスパン方向に翼型やスタッキング量が変化 しない2次元翼であり,漏れ流れが生じるエンドウォー ル付近の翼負荷が実機と同等になるように翼型を調整し た。その他空力的に相似になるよう実機と合わせたパラ メータは,Reynolds数,Solidity,Diffusion Factorである。 設計結果を表1に示す。

Table.1 Design parameters of the low speed cascade.

	実機	低速翼列
Reynolds 数	4.1×10^{5}	4.1×10^{5}
Solidity	1.46	1.46
Diffusion Factor	0.43	0.43

3.2. 供試体設計

試験は IHI 保有の風洞で実施した。風洞装置の概要を 図 4 に示す。風洞装置は 2 台のブロワ(武藤電機, GLL-2050(41))を Y 字型ダクトで連結した。気流は Y 字 型ダクトで合流した後トレーサを注入され,4 枚の金網 からなる整流装置を通過し,テストセクション(100mm× 100mm)に導かれる。テストセクション入口の流速は最大 で 90m/s であり,テストセクションの下流は大気解放と した。

テストセクションが高さ 100mm であることから翼高 さは 100mm とした。翼枚数は通路幅 100mm に収まる最 大枚数である 3 枚とし、中央に設置した翼の流れを観察 することとした。VSV クリアランスは実機のクリアラン ス/翼高さを維持するよう設定した。さらに側壁で流れの 剥離が生じて翼の作動に影響を及ぼすことがないよう、 側壁は翼を模擬した形状とした。テストセクションの概 略図を図5に,製作したテストセクションを図6に示す。



Fig.4 Schematic Diagram of the wind tunnel.



Fig.5 Schematic Diagram of the test section.



Low-speed model of VSV

Fig.6 Photograph of the test section

3.3 プラズマアクチュエータ

プラズマアクチュエータは VSV クリアランス部の通路面側に設置した。露出電極の前縁がほぼクリアランス 前縁位置に来るような設置位置とした。設置位置は後述 する CFD により選定した。プラズマアクチュエータの誘 電体には 300mm×150mm,厚さ 5mm のセラミックを用 いた。また,高電圧交流電源(玉置電子工業)により本 体内部で生成した高電圧の準正弦波を印加した。

3.4 プラズマアクチュエータの貼付位置

プラズマアクチュエータの設置位置は、事前に試験装置を対象とした CFD による検討を実施した。本検討は ANSYS Fluent ver.15.0 に UDF(User-Define Function)を使 用してプラズマアクチュエータにより生じる体積カモデ ルを実装して CFD 解析を行った^[5]。主流流速は 45m/s, プラズマアクチュエータ推力は 78.2mN/m とした。解析 は周期境界条件を用いて実施した。

本検討では図7に示すとおり、プラズマアクチュエー タの電極前縁が VSV クリアランス部の前縁に位置する ケース、VSV クリアランス部の中間に位置するケース、 および電極後縁がクリアランス部の後縁位置に来るよう にした計3ケースのCFD解析を実施した。これらの結果 をプラズマアクチュエータ無し条件のCFD解析結果と 比較して最も軸方向速度や流れ角変化が大きくなる設置 位置を調査した。評価は翼 T/E から 33.5%コード下流位 置(実機の下流動翼相当位置)における軸方向速度および 流れ角を比較することで実施した。

CFD 解析で得られた壁面近傍の軸方向流速と流れ角 を周方向流量平均した半径方向分布を図8および図9に 示す。いずれのケースもプラズマアクチュエータ無し条 件に比べて96%spanよりチップ側で軸方向速度増加と流 れ角減少効果が意図通り得られている。これらのうち casel は流れ角がピークになる位置である漏れ渦の中心 における効果が最大で,かつ他のケースよりも広範囲で 効果が得られている。これは漏れ渦の発生初期段階に運 動量を付加するとプラズマアクチュエータによる効果が 最大になることを示している。この結果を踏まえ、本研 究では casel で試験を実施した。さらに, casel について 評価面におけるマッハ数分布をプラズマアクチュエータ 無しの解析結果と比較したものを図10に示す。図より, プラズマアクチュエータを作動させると漏れ渦の中心で マッハ数が増加しており、漏れ渦の領域でプラズマアク チュエータによる効果が得られていることがわかる。



Fig.7 Positions of electrodes.



Fig.8 Spanwise distributions of axial velocity near the endwall.



Fig.9 Spanwise distributions of flow angle near the endwall.



Fig.10 Mach number distributions at 33.5% chord downstream of the vane.

4. 試験方法および試験条件

本研究では,実機の VSV を模擬した翼が3枚設置され たテストセクションを風洞に設置し,クリアランス部に 設置したプラズマアクチュエータによる軸方向速度およ び流れ角の変化を確認した。

流速の計測は PIV(Particle Imaging Velocimetry)計測に より行った。本研究では、ダブルパルス Nd:YAG レーザ (LEE LASER, LDP-100MQG)と高速度カメラ(PHOTRON, FASTCAM SA5)で構成される PIV システムを用いて計測 を実施した。トレーサには DOS(セバシン酸ジオクチル) を用いた。今回は、200 ペアの画像を取得し時間平均し た流速を用いて評価を行った。計測は高さ一定断面(壁面 から 5%span)で 2 次元 PIV 計測を,翼T/E から 33.5%コ ード下流位置でステレオ PIV 計測をそれぞれ実施した。 流れ角は、等 x 断面のステレオ PIV 計測結果から計算し た。試験装置全体写真を図 11 に、PIV 計測位置を図 12 に示す。

テストセクション入口流速は 60m/s とし、プラズマア クチュエータは Oshio^[5]らの CFD 結果から水平方向推力 が 50~60mN/m と推定される条件である、印加電圧 35kVpp, 15kHz で駆動させた。



Fig.11 Experimental setup.





5. 試験結果

試験中にプラズマアクチュエータを作動させた状態の 写真を図13に示す。異常放電や翼部への放電が無く,プ ラズマアクチュエータが健全に作動することを確認した。



Fig.13 Photograph of the plasma actuator in operation on the wall of the test section.

2次元 PIV 計測で得られた流速分布を図 14 に示す。図 よりクリアランス部からの漏れ流れの様相を PIV 計測で 捉えられていることが確認できた。また,プラズマアク チュエータを駆動させると中央翼の漏れ流れ領域で流速 が青から緑に若干増加していることも確認できた。

ステレオ PIV 計測で得られた流速分布を図 15 に,流 速から計算した流れ角分布を図 16 に示す。流速は入口の 主流流速で無次元化している。図 15 より,本供試体は図 10 の周期境界条件の CFD 解析結果に似た流れ場になっ ており,漏れ渦も同様に発生している。また、周期性も 概ね確保されていることが確認できる。両図より,プラ ズマアクチュエータを駆動させると漏れ渦の中心領域で 流速が水色から緑に若干増加し,流れ角は黄色から緑に わずかながら減少していることがわかる。なお,漏れ渦 の大きさに明確な違いは見られない。

次に漏れ渦の中心位置における流速と流れ角の変化を より定量的に確認するため、漏れ渦の中心があるスパン である 97.5%span における軸方向速度と流れ角の周方向 分布を作成した。軸方向速度の周方向分布を図 17 に、流 れ角の周方向分布を図 18 に示す。また、3.4 項で示した Oshio ら^[5]による CFD 解析結果も図中に示す。流れ角は 翼のメタル角からの変化量で示した。図より、軸方向速 度、流れ角いずれも漏れ渦の領域でのみプラズマアクチ ュエータの効果が得られていることが確認できる。漏れ 渦の中心付近で軸方向流速は約 33%増加、流れ角は約 4.2deg.減少している。また、CFD においても、流れ角の ピーク位相が試験とややずれるものの、漏れ渦の領域で のみプラズマアクチュエータの効果が得られることが確 認できた。



Fig.14 Velocity fields with and without plasma actuator at 95% span.



Fig.15 Velocity distribution at 33.5% chord downstream of the



the vane.



Fig.17 Pitchwise distribution of axial velocity at 97.5% span,33.5% chord downstream of the vane. (Velocity is normalized by free stream velocity.)



Fig.18 Pitchwise distribution of flow angle at 97.5% span, 33.5% chord downstream of the vane.

6. 考察

5項より,本研究では VSV クリアランスから生じる漏 れ渦の領域内で局所的にプラズマアクチュエータの効果 が得られた。主流部で効果が得られなかったのは,主流 部は流速が速いためプラズマアクチュエータにより推力 が生じる領域を短い時間で通過することで,プラズマア クチュエータにより流体に対し十分な運動量を与えられ ていないことが原因と考えられる。下流動翼作動範囲改 善には,主流部も含めた軸方向流速増加を実現する必要 がある。ゆえに本研究で考案したコンセプト実現のため には,プラズマアクチュエータの更なる推力向上がなさ れるか,より有効な貼付位置を検討する必要がある。

CFD 解析では漏れ渦の中心付近でのみプラズマアク チュエータの効果が得られるという試験と同様の結果が 得られた。プラズマアクチュエータによる流体制御のメ カニズムとして,運動量の追加(定常現象)と主流から境 界層への流れの引き込み(非定常現象)の大きく 2 つがあ ると報告されている^[6]。このうちの前者の直接的な運動 量付加のみをモデル化した CFD 解析でも, VSV クリア ランスから生じる漏れ流れに対するプラズマアクチュエ ータによる誘起流の影響を定性的に予測可能であること が確認された。

7. 結論

本研究では、軸流多段圧縮機における VSV クリアラン ス部からの漏れ流れをプラズマアクチュエータにより制 御し、下流動翼のインシデンスを改善し作動範囲を拡大 するコンセプトを考案した。本コンセプトではプラズマ アクチュエータを VSV と通路面の隙間の通路面側に設 置し、壁面近傍の流れに軸方向速度を誘起して下流動翼 のインシデンスを改善する。さらに、本コンセプトの成 立性を確認するため、VSV 漏れ流れをプラズマアクチュ エータで制御する基礎的な試験を実施し、PIV によりそ の効果を確認した。以下に結論を示す。

- 実機の VSV と空力的に相似な翼型を設計し、VSV 漏れ流れに対するプラズマアクチュエータの流体 制御効果を確認する基礎的な試験を実施した。
- 試験の結果,漏れ渦の中心領域近傍のみプラズマア クチュエータによる軸方向速度増加と流れ角減少 の効果が得られた。主流部はプラズマアクチュエー タによる変化が見られなかった。
- CFD 解析においてもプラズマアクチュエータの効果は漏れ渦の中心領域近傍でのみ確認された。CFD で VSV クリアランス漏れ流れに対するプラズマア クチュエータの流体制御効果を定性的に予測可能 であることが確認された。

参考文献

- (1) S. Saddoughi, G. Bennett, M. Boespflug, S. L. Puterbaugh, and A. R. Wadia, "EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TIP CLEARANCE FLOW IN A TRANSONIC COMPRESSOR WITH AND WITHOUT PLASMA ACTUATORS", Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25294.
- (2) Farzad Ashrafi, Mathias Michaud, and Huu Duc Vo, "DELAY OF ROTATING STALL IN COMPRESSORS USING PLASMA ACTUATORS", Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-42559.
- (3) 松沼孝幸,瀬川武彦,"リング型プラズマアクチュエータを 用いた環状タービン翼列チップクリアランス流れの能動制 御",日本ガスタービン学会誌,Vol.44,No.3,2016.5., pp.174-181
- (4) D. C. Wisler, "Loss Reduction in Axial-Flow Compressors Through Low-Speed Model Testing", ASME 84-GT-184.
- (5) Tetsuya Oshio, Yoshiki Yoshioka, Haruki Hosaka and Norio Asaumi, "A Numerical Validation on Cascade Flow Plasma Actuator at Endwall", Proceedings of the Asian Congress on Gas Turbines 2018, ACGT2018-TS05.
- (6) Taku Nonomura, Hikaru Aono, Makoto Sato, Aiko Yakeno, Koichi Okada, Yoshiaki Abe and Kozo Fujii, "Control Mechanism of Plasma Actuator for Separated Flow around NACA0015 at Reynolds Number 63,000 -Separation Bubble Related Mechanisms-", 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition(2013), AIAA 2013-0853.

遷音速ファンにおける層流効果の実証試験

Experimental Study of Laminar Flow Effect in Transonic Fan

 *林 亮輔^{*1}
 田中 望^{*1}
 榎 友謹^{*1}
 室岡 武^{*1}
 加藤 大^{*1}

 HAYASHI Ryosuke TANAKA Nozomi ENOKI Tomonori MUROOKA Takeshi KATO Dai
 正木 大作^{*2}
 賀澤 順一^{*2}
 榎本 俊治^{*2}
 西澤 敏雄^{*2}

 MASAKI Daisaku
 KAZAWA Junichi ENOMOTO Shunji
 NISHIZAWA Toshio

ABSTRACT

The phenomenon of turbulent transition is very complicated, because it is caused by various factors including the pressure gradient, the velocity gradient, the wall curvature and so on. Then, many researchers have studied the turbulent transition on the plate in subsonic flow for a long time. However, in transonic and supersonic flow where the jet engine fan operates, the mechanism of the turbulent transition has not been completely clarified. In a previous study, we studied the effect of leading edge configuration on the turbulent transition phenomenon by a transonic wind tunnel test. The results of previous study show that the ellipse leading edge is superior to the arc leading edge in the maintenance of laminar flow. In this study, we designed the high pressure bypass ratio fan whose leading edge configuration is ellipse in order to confirm the laminar flow area at the rotational test rig. Finally, we confirm the laminar flow area of the fan and clarify the good effect of the laminar flow on a fan rotor performance.

キーワード:高バイパス比ファン,乱流遷移,回転試験 **Key Words:** High Bypass Ratio Fan, Turbulent Transition, Rotational Rig Test

1. 緒言

航空エンジンの燃費改善のため、ファン・圧縮機は高 効率化が求められており、aFJR プロジェクト⁽¹⁾ではエン ジンの軽量化とともにファン・圧縮機の空力性能向上を 技術課題として挙げている。高バイパス比ファンにおけ る損失の主な要因は、衝撃波による損失、翼端漏れ流れ による損失,翼面摩擦による損失、二次流れによる損失 である。これらの中でも翼面摩擦による損失は、損失全 体の半分以上を占めるため(図1参照)、本研究では翼面 摩擦による損失の改善について記述する。

翼面境界層による翼面摩擦損失については、亜音速の 翼列試験による詳細な研究がなされている。例えば、前 縁の翼面粗さが翼面境界層遷移および翼面境界層による 圧力損失に与える影響⁽²⁾や前縁形状が翼面境界層遷移に 与える影響⁽³⁾等がなされている。一方で航空エンジンの ファンは、一般的に翼弦長が長く、レイノルズ数が高い ため、翼面上で層流境界層が想定されていなかったこと、 また相対流入マッハ数が1を超える超音速であり、翼列

 *1 株式会社 IHI 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229 E-mail: ryousuke_hayashi@ihi.co.jp
 *2 国立研究開発法人 宇宙航空開発機構 試験等による詳細計測が難しいこともあり,翼面境界層 に関する研究はほとんどなされていない。

先行研究では、高バイパス比エンジンファンにおける チップ側の断面を模擬した二次元翼を用いて、翼前縁形 状および流入マッハ数、流入角が乱流遷移に及ぼす影響 を遷音速風洞試験により調査した⁽⁴⁾。このとき、翼面の 熱伝達率や衝撃波の位置と乱流遷移の関係を詳細に計測 し、翼前縁形状が楕円であれば、流入マッハ数が超音速 でも翼面に層流領域を有することが示されている。

本研究では、先行研究から発展した回転体の試験を行 う。まず、先行研究の知見を取り入れた翼前縁形状が楕 円であるファンを設計する。試験では、層流効果による ファン単翼の効率向上を実証することを目的とする。具



Fig. 1 Loss of High Pressure Bypass Ratio Fan

^{〒182-8522} 東京都調布市深大寺東町7-44-1

体的には,ファン前縁付近に乱流促進体を施工する前後 の効率差を計測し,その効率差を層流効果とする。

試験結果より,高バイパス比エンジンファンの翼面は 層流領域を有すること,層流効果によりファン単翼の効 率が向上することが確認された。

2. 空力設計

2.1 空力設計仕様

図 2 に本研究で設計した供試体の子午面図を示す。本 供試体は、高バイパス比ファンのバイパス部のみを模擬 しており、20 枚のファンと 48 枚の FEGV (Fan Exit Guide Vane) から構成される。実際の供試体の写真を図 3 に示 す。

先行研究⁽⁴⁾において,高バイパス比エンジンファンの 90%スパン位置における翼型を抽出した二次元翼を設計 し, 翼前縁形状 (円弧 / 楕円), 流入マッハ数 (0.8~1.1), 流入角 (0~2 deg.) の設計パラメータが翼面の乱流遷移 位置に及ぼす影響を試験により調査した。超音速流入で ある場合,図4の翼面マッハ数分布に示すように翼前縁 付近において、翼前縁が円弧の翼は流入角が増加したと きにマッハ数の急加減速 (スパイク)が生じ、乱流遷移 が発生し易い。一方、翼前縁形状が楕円である翼は流入 角が増加してもスパイクが生じ難いため、翼面の境界層 が層流のまま維持され易いことが示されている。このよ うな知見から、本研究で設計したファンの前縁形状には 楕円形状を採用した。先行研究の静止状態の風洞試験で は,前縁形状が楕円である場合は,流入マッハ数が超音 速であっても層流領域が確認されている。本事象が回転 試験の場合にも同じか実証することが本研究の目的ので ある。

2.2 空力設計手法

設計 CFD には UPACS を用いた。流れ場は、三次元圧 縮性乱流場を仮定し、支配方程式は、質量・運動量・エ ネルギーの各保存式から成る。乱流モデルには Spalart-Allmaras モデル⁽⁵⁾を用いる。なお、本研究はファ ン翼面の層流領域の有無を実証することが目的であるた め、作動線付近については、Menter ら⁽⁶⁾による γ -Re₀遷移 モデルを用いた解析も実施する。遷移モデル解析には、 ANSYS Fluent (Version 18.0)を用いた。



Fig. 2 Meridional View of Test Rig

2.3 空力設計結果

図5に本研究で設計したファンの空力性能を示す。図 中の 2 本の Opline (作動線) は,想定する地上作動線 (SLS) と高空作動線 (ALT) を表しており, 流量および圧 力比は,各々の目標値により無次元化されている。また, 本解析は Spalart-Allmaras モデルを用いているため, 乱流 場を仮定している。そのため、図5(b)の断熱効率には、 層流効果として 0.2 pts を加えた値を示されている。図 5 より、本研究で設計したファンは設計 CFD において、 作動線流量と効率の目標値 (Target) を達成しているこ とがわかる。遷移モデル解析結果より得られた乱流間欠 度γのコンターを図 6 に示す。図中の青い領域 (y=0) が 層流,赤い領域 (γ=1) が乱流を表す。従って,CFD 結果 からは本研究で設計したファンが翼面に層流領域を有す ることが確認された。背側においてはハブ側からチップ 側にかけて層流領域が広がっており,腹側では0~30%ス パン付近において層流領域が広い。このような層流領域 の有無、また、その効果を試験で確認する。



Fig. 3 Fan of Test Rig



Fig. 4 Effect of Leading Edge Configuration on Surface Mach Number⁽⁴⁾

3. 試験

3.1 試験設備および計測装置

試験は、JAXA 調布航空宇宙センターの 2.2 MW 系回 転要素試験設備にて行った (図 7 参照)。本試験は乱流遷 移の研究であり、供試体入口の乱れ度が重要である。高 空条件における乱れ度は、1%以下であることが参考文献





Fig. 6 Intermittency Contour

(7) により報告されている。本設備では、供試体の上流 のプレナムと絞り機構により、乱れ度が 0.5%となるよう に設計しているため、乱れ度ついては高空条件を模擬で きている。詳細については参考文献(8)を参照されたい。

続いて、ファンの性能評価に必要である流量, 圧力, 温度などの計測位置について述べる。流量計測について は、出口配管に設置したオリフィス流量計を用いる。フ ァン入口においては、全圧を貯気室内の全圧計およびフ ァン入口の境界層、全温を貯気室内の測温抵抗体により 求める。また、ファン出口においては、圧力・温度とも に FEGV 前縁に設置した全圧・全温計により計測した値



Fig. 7 2.2 MW Test Facility at JAXA AP3



を採用する。

3.2 試験結果

図8にリグ試験で取得したファンの空力性能を示す。 回転数比は空力設計点を100.0%として,低い側から 90.9%,100.0%,108.5%である。また,図8中の流量と 圧力比は,図5と同様に目標値により無次元化されてい る。本試験では,いずれの回転数条件でもサージまでは 流量を絞っていない。90.9%回転ではフラッタが発生し た流量まで,100.0,108.5%回転ではピーク効率付近まで のデータを取得した。図8より,本研究で設計したファ ンが設計点の流量目標を達成したことがわかる。

4. 層流効果

4.1 層流効果の確認手法

本節では,試験で取得した層流効果について考察する。 試験中は図9に示すような厚さが十分に薄い乱流促進体 (テープのり)の施工により,翼面に層流領域を有する場 合と完全に乱流となる場合を区別した。施工箇所は,翼 の正圧面・負圧面の双方における前縁から5%コード位 置であり,全20枚の翼に施工した。

図 10 に先行研究の遷音速風洞を用いた二次元翼試験 において行った本乱流促進体の効果を赤外線カメラによ って計測した結果を示す⁽⁴⁾。図 10 では、乱流促進体を施 工した箇所 (図中左上) において、コンターの色が濃い、 つまり、熱伝達率が高いために翼面温度が高く、乱流で ある。一方、乱流促進体が施工されていない箇所では、 コンターの色が明るく (熱伝達率が低くいために翼面温 度が低い)、層流であることがわかる。従って、本乱流促 進体により乱流遷移が生じることが確認できる。

また、本乱流促進体の施工により翼面にステップがで きるため、圧損が生じることが懸念される。この圧損が +分に小さく,層流 / 乱流の性能差の計測においては無 視できる程度ということも確認している。

以上より,本乱流促進体の施工の有無により,ファン 単翼の断熱効率に差が確認されれば,本研究で設計した ファンは層流領域を有し,層流効果により効率が向上し たと考えられる。

4.2 **層流効果の考察**

図 11 は,設計点近傍の層流効果による断熱効率の差で ある。CFD については,Laminar が γ -Reo遷移モデル解析, Turbulent が SST (Shear Stress Transport) モデル⁽⁹⁾解析の 結果である。図 11 から,CFD では遷移モデルの有無, 試験では乱流促進体の有無により,CFD と試験ともに効 率差があることがわかる。すなわち,本研究で設計した



Fig. 9 Turbulent Device



Fig. 10 Effect of Turbulent Device in Previous Study⁽⁴⁾

ファンは層流領域を有すること,層流効果により断熱効 率が上昇することが実証された。また,試験と CFD の層 流効果による効率差がおおよそ一致している。

さらに層流効果による断熱効率の上昇を考察するため, 図 12 に CFD より得られた断熱効率のスパン方向分布を 示す。図中の赤線は SST 乱流モデル,青線はγ-Re₀遷移モ デルの結果である。70~90%スパン付近において層流効 果が大きい。当該スパンは,図6に示したチップ側の層 流領域が広がるスパンと一致し,断熱効率の差は層流効 果によるものと考えられる。また,チップ側はマッハ数 が高いため,その効果も大きいと言える。

最後に、さらなる効率向上のために層流領域を拡大す ることについて触れる。各スパン段面における相対マッ ハ数コンターを図 13 に示す。図 13 より、チップ側 (75~100%スパン位置)では、強いショックが発生してい る。図6に示した乱流遷移位置とショックの位置が定性 的に一致するため、チップ側は強いショックにより乱流 遷移が発生したと言える。一方、ミッドスパンではショ ックが比較的弱い。翼面マッハ数分布と乱流間欠度γのコ ード方向分布を図 14 に示す。図 14 より、40~60%スパ ン位置では、20%コード位置付近の減速と乱流間欠度γ の上昇位置が一致していることがわかる。つまり、ミッ







Fig. 12 Spanwise Distribution of Adiabatic Efficiency





ドスパンの乱流遷移の要因は,チップ側のような強いショックではなく,上流の減速である。このような減速は,





翼のキャンバー調整などにより抑制することが可能であ る。以上から、本設計で設計したファンのミッドスパン では、減速の度合や位置を調整することにより、層流領 域が拡大される可能性が期待できるため、今後の課題と したい。

5. 結論

本研究では,前縁形状が楕円である高バイパス比ファ ンを設計し,空カリグ試験を行った。本研究により得ら れた知見を以下に示す。

- 乱流促進体の施工の有無により、回転試験においてファン単翼の断熱効率が向上することを確認した。
- ファン端翼の効率差から, 翼前縁形状を楕円とし たファンは翼面に層流領域を有すると考えられ る。

今後の課題として, さらに効率が上昇したファンを設 計するために, ミッドスパンにおけるキャンバーの調整 により翼面の減速の度合や位置を調整し, 層流領域を拡 大させたい。

参考文献

- 西澤 敏雄: JAXA における低燃費エンジン技術の研究開発,日本ガスタービン学会誌, vol. 43, No. 3 (2015), pp. 173-178
- (2) Robert et al. : The Influence of Technical Surface Roughness on the Flow Around a Highly Loaded Compressor Cascade, Proceedings of ASME IGTI (1999), GT-336
- (3) Martin N. Goodhand and Robert J. Miller : THE IMPACT OF REAL GEOMETRIES ON THREE-DIMENSIONAL SEPARATIONS IN COMPRESSORS, ASME TE (2010), GT2010-2246
- (4) 林ら:遷音速風洞を用いた航空エンジンファンの乱流遷
 移に関する研究,第45回 日本ガスタービン学会定期講演
 会 講演論文集 (2017)
- (5) Spalart P. R. and Allmaras S. R. : A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, AIAA-92-0439 (1992)
- (6) Menter et al. : A Correlation-Based Transition Model Using Local Variables Part I - Model Formulation, Proceedings of ASME TE (2004), pp. 57 – 67
- (7) Dale E. Van Zante et al. : Testing and Performance Verification of A High Bypass Ratio Turbofan Rotor in An Internal Flow Component Test Facility, Proceedings of ASME TE (2007), GT2007-27246
- (8) 正木ら:遷音速ファンの開発と検証,第 53 回 原動機・
 宇宙推進講演会 (2013)
- (9) Menter F. R. :Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal (1994), Vol. 32, No. 8, pp. 57 - 67

aFJR 軽量吸音ライナの開発

Development of Lightweight and Sound-Absorbing Liner for aFJR Project

*坂本 まい^{*1} 大石 勉^{*1} 北條 正弘^{*2} 石井 達哉^{*2} 西澤 敏雄^{*2} SAKAMOTO Mai OISHI Tsutomu HOJO Masahiro ISHII Tatsuya NISHIZAWA Toshio

ABSTRACT

The sound-absorbing liner is a honeycomb-structured panel, placed inside the jet engine cover to reduce fan noise. Generally, a liner made of aluminum honeycomb is used. However, its weight increases due to the expansion of the fan case diameter when the engine bypass ratio increases. Therefore, we developed a sound-absorbing liner made from lightweight material for the Advanced Fan Jet Research (aFJR) project. We were successful in reducing its weight by changing the material to resin. In addition, we demonstrated that an all-resin liner has better sound-absorbing performance than an all-aluminum liner using the scaled-down fan model acoustic test.

キーワード:ジェットエンジン,吸音ライナ,樹脂,ファン騒音,音響試験 **Key Words**: Jet engine, Sound-absorbing liner, Resin, Fan noise, Acoustic test

1. 緒言

近年,原油価格の上昇や地球温暖化等の背景から民間 航空機用エンジンに対する低燃費化の要求が厳しくなっ ており,高バイパス比化が更に進むと考えられている。 そのため,今後の高バイパス比化を見越した燃費低減の 要素技術の向上が重要視されている。JAXA における高 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⁽¹⁾では,国内産業の更なる国 際競争力強化に貢献するため,燃費低減を実現するファ ンの軽量化・効率向上及び低圧タービンの軽量化を技術 目標に研究開発が行なわれた。一つ目がファンの軽量化 (0.9%)を達成する差別化技術の開発・実証,二つ目が ファン空力効率の向上(1pt.)を達成する差別化技術の 開発・実証,三つ目が低圧タービンの軽量化(9.1%)を 達成する差別化技術の開発・実証である。これら三つの 目標の合計で燃費低減 1%を実現する。

著者らは一つ目の目標のファンの軽量化の中で,軽量 吸音ライナの技術開発を行なった。吸音ライナとは,ヘ ルムホルツ共鳴効果を利用したハニカムサンドイッチ構 造の吸音構造部品で,ファン騒音の低減に重要な役割を 果たしている。一般的にアルミハニカム製のものが使用 されているが,先述の高バイパス比化に伴うファンケー ス径拡大により重量増加が懸念される。そこで本研究は,

*1 株式会社IHI 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

*2 宇宙航空研究開発機構(JAXA) 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1 吸音ライナを新しい材料で製作し,大口径のファンに適 した軽量化を実現することを目的とした。

材料に樹脂を適用した総樹脂製の吸音ライナをシート 成形により製作し,大幅な軽量化を実現した。その有効 性の確認のため,サブスケールモデルによるファンリグ 音響試験を実施し,開発した樹脂製ライナが従来のアル ミ製ライナと同等以上の吸音性能を有することを実証し た。

2. 樹脂製ライナの開発

2.1 軽量化

航空エンジンに装着されている吸音ライナにはアルミ ハニカム製のものが一般的に使用されている。高バイパ ス比化によりファン径が拡大すると、ファンケースへの 吸音ライナの貼付け面積が増え重量が増加してしまう。 そこで軽量吸音ライナを製作するため、材料に樹脂を採 用した。樹脂製ライナの概観を図1に示す。フルスケー ルの供試体を製作し重量評価を行なった。嵩比重で比較 対象となる従来のアルミ製ライナに対して、樹脂製ライ ナの場合は40%以上の重量削減(寸法が同じ場合)が実 現可能であることが実証された。

また従来のアルミ製吸音ライナの場合は図 2 のよう に表面板とコア部のハニカムが別部品で、接着剤により 接合させて組み合わせた構造となっている。表面板に孔 加工を施した後に表面板とハニカムを接着剤で接合する ため、コア高さや開孔率の精度管理が難しかった。一方、 本研究で開発した樹脂製吸音ライナは一体成形を実現し たため、軽量化に加えてこれらの課題もクリアした。



図 1 樹脂製ライナ (フルスケールパネル)



図 2 ライナ構造イメージ図

2.2 基本強度特性

想定される実機の使用環境に基づいて各試験を実施し 評価を行なった。圧縮試験や衝撃試験を行ない、非構造 部品として運用時及び修理時に必要とされる強度を有す ることを確認した。耐候性加速試験において屋外曝露1 年相当の紫外線を照射した結果、劣化は孔側の表層部の みであり, 強度を低下させるほどの樹脂分子量の低下は 見られなかった。吸水試験において飽和状態相当の時間 吸水させた結果,吸水により高分子鎖間の非共有結合が 切断されハニカム部の一時的な強度低下は生じたが,材 料の劣化は見られなかった。温度サイクル試験において 吸水試験後に実機使用温度相当で冷却常温サイクル試験 を行なった結果、乾燥される過程で非共有結合により構 造がゆっくりと再構築され圧縮強度が増加した。加振試 験において実機振動相当の加振力を与えた結果、圧縮強 度への影響は見られなかった。また耐エロージョンに関 してサンドエロージョン試験を行なった結果、表面板の 損傷は極めて小さくアルミ表面板よりも良好であった。

以上より,いずれも有害と判断されるレベルの圧縮強 度の低下や損傷は見られず問題ないことが確認された。

2.3 音響特性

フルスケール供試体の吸音特性を確認するためフロー ダクト音響試験を実施した。試験イメージを図3に示す。 着陸時のエンジン入口ダクト内流速を想定し,主流マッ ハ数0.3 までの流れ(グレージングフロー)を模擬した 矩形ダクト通路内にライナを設置し,ライナ部分での吸 音率を計測した。流れと逆方向に伝播させ,孔あき表面 板からライナに入射する音圧レベルは130dBである。

試験結果を図4に示す。横軸はfが計測結果の周波数, foがヘルムホルツ共鳴周波数を表している。樹脂製ライ ナは低周波数域の吸音優位性を保ちつつ,ピーク吸音率 目標 0.95 以上を達成し,アルミ製ライナと同等の吸音性 能であることが確認できた。





図 4 フローダクト音響試験結果

3. ファンリグ音響試験

3.1 試験目標

本研究で開発した樹脂製ライナについて、従来のアル ミ製ライナと同等の吸音性能を有することを示すことを 目標として、IHI 瑞穂工場の無響室にてファンリグ音響 試験を実施した。

3.2 供試体音響設計

本設計では,試験目標に掲げる「同等の吸音性能」を 「±0.5dBの測定誤差を踏まえ,樹脂製ライナがアルミ 製ライナに対して,同じ吸音ピーク周波数において同等 の吸音効果があること」と定義して行なった。

試験は IHI 既存のファンリグ(100%回転数 25000rpm) を使用した。動翼 20 枚,静翼 30 枚を組み合わせた供試 体である。本設計では 1BPF を対象とし、4kHz を吸音す べき周波数の設計条件とした。設計する際に必要な吸音 ライナの形状パラメータは、コア高さ(ハニカム高さ)h, 表面板厚さt,表面板孔径d,開孔率 ϕ (表面板全面積に 対する開孔面積の割合)の4 つがある(図 5 参照)。成 形を考慮してハニカム高さ,表面板厚さ及び孔径の3つ は固定し,開孔率のみを調整した。なお孔の配置は六角 形配置を適用することにした。六角形配置の場合,隣接 する孔同士のピッチをpとすると,開孔率 ϕ と孔径dは 次式で関係付けられる。

$$\varphi = \frac{\pi d^2}{2\sqrt{3}n^2} \tag{1}$$

試験の吸音ピーク周波数が設計対象周波数となるよう な開孔率の選定を行なった。与えられた吸音ライナ形状 (コア高さ,表面板厚さ,孔径)において,ターゲット とする周波数前後で最大吸音量を示す開孔率は7%であ ることが予測計算で確認されたため,開孔率を7%にす ることを決定した。また感度を評価するため複数の開孔 率を設定することにし,開孔率8.5%と10%も採用した。

よって、本リグ試験で使用する吸音ライナ供試体は、 樹脂製ライナ及びアルミ製ライナについてそれぞれ3種 類の開孔率で製作した。吸音ライナの製品仕様を表1に 示す。参考として、表面に流れがない状態での理論共鳴 周波数fo(次式で計算)も載せている。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\varphi}{h(t+0.785d) + \varphi h^2/3}}$$
(2)

製作した樹脂製吸音ライナ供試体の例を図 6に示す。

種類		設計開孔率φ	理論共鳴周波数f ₀
		7%	4753 Hz
樹脂製ライナ形態	В	8.5%	5215 Hz
		10%	5633 Hz
	A	7%	4753 Hz
アルミ製ライナ形態	形態 B	8.5%	5215 Hz
		10%	5633 Hz

表 1 吸音ライナの仕様



図 5 設計パラメータ模式図



図 6 樹脂製ライナ供試体

3.3 試験方法

ベースとなる吸音ライナ無しの騒音形態が1つ,樹脂 製ライナ(ナイロン製ライナ形態)が3つ,比較対象と するアルミ製ライナ形態が3つの合計7形態の供試体に より試験を実施した。試験形態一覧を表2に示す。

騒音形態の試験(吸音ライナ無し)では、フロントダ クトおよびフロントケーシングは、異音発生源となり得 る計測レーク等の計測孔のないものを使用した。吸音ラ イナ形態の試験では、騒音形態からフロントダクトのみ を交換し(吸音ライナはフロントダクト内面に接着して いる)、フロントケーシングは騒音形態と同じものを使用 した。各試験形態のダクト内の様子を図7に示す。なお 入口からの乱れによる騒音増加の影響を避けるため図 8(a)のように ICD (Inflow Control Device)を装着して試 験を行なった。

騒音計測ソフトは, Brüel&Kjær 社の PULSE システム を使用した。騒音計測におけるマイクロフォンはマイク スタンドに固定し,ファンリグ高さ 3m 位置においてフ ァン中心から 6m 離れた 0°から 90°まで 5°間隔の計 19点で計測した(図 8(b)参照)。

表 2 試験形態一覧

ライナ	形態名	設計開孔率φ	ライナ構造	
無し	騒音形態			
	樹脂製	7%	一体成形ハニカム	
	ライナ形態	8.5%		
有り		10%		
11 >	アルミ製	7%		
	ライナ形態	8.5%	アルミハニカム	
		10%		



(a) 騒音形態





(b) 樹脂製ライナ形態(c) アルミ製ライナ形態図 7 各試験形態のダクト内の様子





(b) マイクロフォン位置図 8 ファンリグ音響試験

3.4 試験条件

本試験では100%回転数 25000rpmのファンリグにおい て,運転条件はファン回転数 50%,55%,60%,65%を 対象とした。設計周波数 4kHz に対し 20kHz 域までカバ ーする騒音計測とした。各回転数において 2 分静定後に 計測を実施しデータ取得を行なった。

4. 試験結果

4.1 評価方法

吸音量の算出は,騒音形態から吸音ライナ形態を引いた値とする。また本評価では,音響パワーレベル PWL を用いて整理する。図 8 に示すような 19 ヶ所のマイク ロフォンによる SPL 計測値から,マイク距離と配置角度 から求めた代表面積を用いて PWL を算出した。

4.2 各形態の吸音特性

50%, 55%, 60%, 65%修正回転数での樹脂製ライナと アルミ製ライナの吸音量分布 (1/3 オクターブバンドス ペクトル差分 Δ PWL で表示)を図 9 に示す。また吸音 ピーク周波数に関して表 3 に, 吸音ピーク周波数での吸 音量 (最大吸音量 Δ PWL) に関して表 4 にまとめた。

試験結果より,吸音ピーク周波数は樹脂製ライナでは 回転数によらず 4kHz に位置しているのに対し,アルミ 製ライナでは回転数が上昇するに従い 4kHz から 6.3kHz へと変化する傾向が得られた。また最大吸音量は樹脂製 ライナがアルミ製ライナを大きく上回っていることがわ かる。ここで両ライナの設計周波数 4kHz における吸音 量に関して表 5 にまとめた。これを開孔率別で比較した ものを図 10 に示す。これらの結果より,樹脂製ライナ がアルミ製ライナに対して、いずれの開孔率及びいずれ の回転数においても吸音性能が良くなるという傾向が得 られた。両ライナが同等の吸音性能になると想定して設 計したが、結果的に 0.5dB 以上の有意差をもって樹脂製 ライナの方が吸音面で優れていることがわかった。ここ で、両ライナの吸音性能は設計見込み相当の効果が得ら れていることは確認している。

アルミ製ライナより樹脂製ライナの吸音性能が優れた 要因として、使用した樹脂固有の表面板の層形状の効果 が最も可能性が高いと考えられる。樹脂製ライナは2枚 のシートの組み合わせにより表面板を形成しており、突 き合わせ面に空間がある。その構成により、孔部で生成 されるエントロピーが増大し、予想以上の吸音性能が発 揮されたと考えられる。そこで孔部形状を模擬した計算 格子で文献(2)の手法を用いて共鳴周波数域での吸音率 の評価を行った。図 11に示すように、(a)と比べて(b)で は樹脂製ライナの当該部分の効果によりエントロピー生 成が大きくなっていることが確認できた。これが吸音率 の増加に繋がっていると考えられる。

表 3 吸音ピーク 1/3 オクターブバンド中心周波数

		回転数			
種类	種類		55%N*	60%N*	65%N*
樹脂製	φ7%	4kHz	4kHz	4kHz	4kHz
ライナ φ8.5%		4kHz	4kHz	4kHz	4kHz
	φ10%	4kHz	4kHz	4kHz	4kHz
アルミ製	φ7%	4kHz	5kHz	6.3kHz	5kHz
ライナ	φ8.5%	4kHz	5kHz	6.3kHz	6.3kHz
	φ10%	4kHz	6.3kHz	6.3kHz	6.3kHz

表 4 最大吸音量

		回転数			
種類		50%N*	55%N*	60%N*	65%N*
樹脂製	φ7%	17.03 dB	8.98 dB	9.49 dB	10.85 dB
ライナ φ8.5%		17.05 dB	6.85 dB	8.15 dB	9.60 dB
	φ10%	18.30 dB	6.51 dB	8.12 dB	9.05 dB
アルミ製	φ7%	9.39 dB	8.12 dB	7.09 dB	7.19 dB
ライナ	φ8.5%	6.71 dB	8.70 dB	6.76 dB	6.44 dB
	φ10%	2.96 dB	4.61 dB	5.07 dB	4.10 dB

表 5 設計周波数 4kHz の吸音量

		回転数				
	種類		50%N*	55%N*	60%N*	65%N*
樹脂	製	φ7%	17.03 dB	8.98 dB	9.49 dB	10.85 dB
ライ	ライナ φ8.5%		17.05 dB	6.85 dB	8.15 dB	9.60 dB
		φ10%	18.30 dB	6.51 dB	8.12 dB	9.05 dB
アル	ミ製	φ7%	9.39 dB	6.27 dB	5.06 dB	5.54 dB
ライ	ライナ	φ8.5%	6.71 dB	5.69 dB	4.49 dB	4.62 dB
		φ10%	2.96 dB	2.27 dB	2.47 dB	2.89 dB







(a) 設計形状(b) 模擬形状図 11 共鳴周波数でのエントロピー生成

5. 結論

本研究は,航空エンジンの吸音ライナに関して,大口 径のファンに適した軽量化を実現することを目的として 吸音ライナの技術開発を行なった。本研究により得られ た知見を以下に示す。

- ✓ 材料に樹脂を適用し、基本強度特性を有する一体成 形での樹脂製吸音ライナの製作に成功した。
- ✓ 本研究で開発した樹脂製ライナの適用により、従来のアルミ製ライナに対して40%以上の重量削減(寸法が同じ場合)が可能であることが実証された。
- ✓ サブスケールモデルによるファンリグ音響試験に より、ファン修正回転数 50%、55%、60%、65%の 全ての条件で、樹脂製ライナが従来のアルミ製ライ ナより吸音面で優れていることが示された。

謝辞

本研究は宇宙航空研究開発機構(JAXA)の「高効率 軽量ファン・タービン技術実証(aFJR)プロジェクト」 に関する共同研究の中で実施されたものである。また吸 音性能が優れた要因を分析するため CFD 解析を行なっ てくださった JAXA 榎本俊治様に感謝の意を表します。

樹脂製吸音ライナの成形ならびに製作支援をしてくだ さった岐阜プラスチック工業株式会社 柴垣晋吾様に感 謝の意を表します。

参考文献

- 西澤敏雄,「高効率軽量ファン・タービン技術実証(aFJR プロジェクト)の実施結果に関する説明会」,2018年(資 料掲載日:2018年5月28日), http://fanfun.jaxa.jp/jaxatv/files/20180528_aFJR.pdf
- (2) 榎本俊治,石井達哉,神田拓磨,赤見坂祐輔,稲垣諒,佐々 木大輔,藤秀実,「垂直入射管試験における吸音ライナ性 能の数値解析」,第49回流体力学講演会/第35回航空宇 宙数値シミュレーション技術シンポジウム(2017), JSASS-2017-2027-F/A

パイプディフューザつき遠心圧縮機の一次元性能解析手法

A One-Dimensional Performance Analysis Method for Centrifugal Compressor Stages with Pipe Diffusers

*北村 英二郎^{*1} 小穴 峰保^{*1} 玉田 俊一郎^{*1} 旦 誠之^{*1} 長野 啓明^{*1} KITAMURA Eijiro OANA Mineyasu TAMADA Shunichiro TAN Takayuki NAGANO Hiroaki

ABSTRACT

The one dimensional performance analysis along a mean streamline is a useful method for an initial design stage for compressors. In this paper, a one dimensional performance analysis method for centrifugal compressors with pipe diffusers is presented. Single zone model for impeller and statistical model were built up based on single stage high pressure centrifugal compressor. Calculation results for performance of low pressure compressor with high Hub/Tip ratio impeller by the model was compared with experimental results. Diffuser stall mass flow rate was underestimated against the measured results. Correction method for diffuser stall prediction was proposed.

キーワード: 遠心圧縮機、パイプディフューザ、一次元性能予測 **Key Words**: Centrifugal Compressor, Pipe Diffuser, One-Dimensional Analysis

1. はじめに

遠心圧縮機の開発にあたり、設計の初期段階で性能お よび作動レンジを精度よく予測し、より性能の高い基本 寸法や運転状態を探索することは極めて重要である。設 計初期段階では主要寸法を決めるために計算時間が短い 一次元性能予測手法が広く使われており、これまで多く の研究がなされている⁽¹⁻⁶⁾。しかしパイプディフューザつ き遠心圧縮機の一次元的な性能予測については、Kenny ら⁽⁶⁾の統計的モデルに関する報告のみであり、彼らは単 段高圧力比型の圧縮機に対してのみ対象としている。

そこで本研究は、パイプディフューザつき遠心圧縮機 に対して、より大きく形状、仕様を変えた場合でも精度 よく性能と作動レンジの予測が可能な一次元手法の構築 を行った。まずインペラ、ディフューザともに遷音速イ ンペラを有する単段高圧力比型の遠心圧縮機に対する実 験を元に一次元モデルを作成した。同じモデルで高 Hub/Tip 比インペラを有する遠心圧縮機の性能および作 動レンジを予測した結果、性能は精度よく予測できるが 失速流量を過小に評価した。原因を考察し、ディフュー ザ失速判定基準について改良を行った結果、失速に関す る予測精度が改善されたので報告する。

記号

A: 流路断面積

b: 翼高さ

*1 株式会社 本田技術研究所 〒351-0193 埼玉県和光市中央1-4-1

BL: ブロッケージ a: 音速 C:絶対流速 Cp: ディフューザ圧力回復係数 d_h: 水力直径 G:修正流量 i_stall: 失速流量におけるディフューザインシデンス L: キャンバ長さ Lz: インペラ入口からインペラ出口 50% span 位置までの 回転軸方向長さ p: 圧力 q: 動圧 (= p_t-p) r: インペラを Meridional 方向に投影した際の流路中心線 の曲率半径 M: マッハ数 W: 相対流速 T: 温度 U: 回転速さ Z: 翼枚数 α: 流れ角度 δ₂: 境界層運動量厚さ γ:比熱比 添え字 1: インペラ入口 2: インペラ出口、ディフューザ入り口 28: ディフューザ出口 c: choke is: 等エントロピ

LV: Long Vane p: peak rel: 相対系 SV: Short Vane t: 淀み状態 th: スロート

2. 実験データの取得

2.1 遠心圧縮機諸元

一次元モデルの作成および妥当性の検証を目的として、 仕様が大きく異なる2種類の遠心圧縮機について空力性 能の計測を行った。Table1に諸元を示す。それぞれの圧 縮機は負荷係数は互いに等しいが、Hub比や圧力比が大 きく異なる。圧縮機Aは単段高圧力比型の遠心圧縮機 である。一方で圧縮機Bは圧力比の低い、高Hub/Tip 比インペラを有した圧縮機である。圧縮機Bではインペ ラは翼枚数の異なる2種類を試験した。なお本研究では 基本寸法は同じだが、詳細形状の異なる複数のインペ ラ、ディフューザを使った試験を行った。

2.2 Rig 試験装置および試験方法

本研究で使用した Rig は大気吸い込み型であり、最大 出力 700kW の直流モータによって供試インペラを駆動 すると、流量計測用のベルマウスを通って雰囲気空気 が吸い込まれてくる。インペラで圧縮された空気は、 ディフューザで減速した後、コレクタおよび配管を通 って大気中に排出される。またインペラシュラウドに 作動レンジ改善のためのブリードポートが設けられて おり、吸い込まれた空気の一部はブリードポートから 流量計と排気装置を通って排気される。

Fig.1に圧縮機Bに対する供試体周辺の概要図を示す。 インペラ上流には予旋回を与えるための入口案内翼を 挿入されている。案内翼による圧力損失係数および流 出角度は、性能計測を行う前に3孔ピトー管を挿入し 詳細に計測した。性能試験では入口案内翼上流で全圧、 全温を計測し、事前に得た入口案内翼での圧力損失係 数を使ってインペラ入口状態を求めた。段性能はコレ クタ内で静圧および全温を計測し求めた。

段性能からインペラとディフューザの性能内訳を求 めるため、インペラ出口のシュラウド壁面に壁圧孔を 設け、静圧を計測した。インペラ出口のブロッケージ (BL₂)を与え、流量保存式より半径方向流速成分を求め、 オイラーの式より周方向流速をそれぞれ求めた。これ らからインペラ全圧を求め、インペラとディフューザ の性能内訳を求めた。なお BL₂ は CFD 解析で求めた値 を、修正流量、回転数の関数に整理し使用した。

3. CFD 手法

段性能からインペラとディフューザそれぞれの性能内 訳を見積もる際に、BL₂を与える必要がある。本研究で はブリードポートつきのインペラ単体をモデル化した定 Table 1 Specifications of tested Compressors.

	Comp. A	Comp. B
Number of impeller blades (Long/Short)	32 (16/16)	30 (15/15) or 34(17/17)
Hub/Tip Ratio	0.26	0.47
Design inlet tip reletive Mach number	1.21	0.83
Design rotational Mach number $(U_2/a_{1t}) \label{eq:U2}$	1.61	1.23
Work coefficient ($\Delta h/U_2^2$)	0.8	0.8
Impeller inlet flow angle	0 (deg)	15 (deg)
Number of pipe diffusers	22	24
Design Stage Pressure Ratio (total to static)	6.2	3.2
Specific speed (Ns=NQ $_t^{0.5}/(\Delta h_t)^{0.75}$)	0.63	0.53



Fig. 1 Sketch of Rig for Compressor B.

常 CFD を使って BL_2 を求めた。CFD ソルバーには Numeca 社製 FineTurbo⁽⁷⁾を使った。乱流モデルには安 定性、計算速度、精度などを考慮し、低レイノルズ数 型の改良 Spalart-Allmaras モデル⁽⁸⁾を使用した。入口境 界には試験で計測した全圧、全温、流れ角度分布を与 えた。出口境界は静圧もしくは流量を指定した。メッ シュは構造格子で作成し、総メッシュ数は 470 万点、 内インペラ部は 380 万点、また壁面近傍の最小格子幅 は 2 μ m とした

4. 一次元性能解析手法

本節では圧縮機Aを中心とした単段高圧力比型の遠心 圧縮機の試験結果を元に作成したモデルについて概要を 述べる。このモデルが形状の異なる遠心圧縮機に使える かどうかを検証するために次節において、圧縮機Bの実 験結果と解析結果の比較を行う。

4.1 インペラ

遠心圧縮機の一次元予測手法は Single Zone モデル^(1.2)、 Two Zone モデル⁽³⁾、統計的モデル^(4.6)の 3 種類に大別され る⁽⁵⁾。本研究ではインペラについては Single Zone モデル の一種で広く使われている Aungier⁽¹⁾の手法に一部修正 を加えたものを基本とした上で、インペラ内部の損失に ついては三階ら⁽²⁾の手法を参考にして修正したものを使 ってモデルを作成した。

Aungier⁽¹⁾によれば、インペラ相対系の全エンタルピと 全圧は以下に示す式(1)、(2)からそれぞれ求められる。な おインデューサでの損失やインシデンスを求める場合以 外、入口状態は 50%Span 位置の値で代表した。

$$h_{t,2,rel} = h_{t,2,rel,is} = h_{t1} - U_1 C_{u1} + U_2^2 / 2$$
⁽¹⁾

$$p_{t,2,rel} = p_{t,2,rel,is} - f_c (p_{t,1,rel} - p_1) \sum_j \omega_j$$
(2)

ここで損失係数は入口相対動圧を使って定義されてお り、インペラ圧力比の違いによる損失の差を補正する必 要がある。補正係数として式(3)で定義するf_cを使った。

$$f_c = p_{t,2,rel} / p_{t,1,rel} \tag{3}$$

損失係数の詳細は次節で行うが、ここで式(1)、(2)から インペラ出口での相対系の状態を求めた後、絶対系での 状態量を求めるにあたっては、インペラ出口での滑り係 数とブロッケージが必要となる。

滑り係数の予測には Qui ら⁽⁹⁾のモデルを使用した。 また *BL*₂ は以下に示す式(4)より求めた。

$$BL_2 = BL_{2, passage} + BL_{2, wake} \tag{4}$$

BL_{2,passage} はシュラウドおよびハブ壁面上のブロッケー ジであり、Aungier⁽¹⁾のモデルを修正して以下の式で求め た。

$$BL_{2,passage} = 0.15\omega_{SF} \frac{q_1}{q_2} \sqrt{\frac{d_h}{b_2}} \left(\frac{W_1}{W_2}\right)^4 + 1.5 \left(0.3 + \frac{b_2^2}{L_{LV}^2}\right) \frac{\rho_2 b_2}{\rho_1 L_{LV}} + k$$
(5)

ここで k は翼端すき間に対する影響を示す項で、本研究 では以下のようにした。

if
$$\delta_{CL,2}/b_2 \ge 0.035$$
, $k = 1.5(\delta_{CL,2}/b_2 - 0.035)$
if $\delta_{CL,2}/b_2 < 0.035$, $k = 0$

また(4)式において BL_{2,wake} はインペラ翼の後流による ブロッケージであり後端での端面の面積と等しいと仮定 し見積もった。

4.1.1 損失モデル

インペラの全圧損失の発生個所は、上流からインデュ ーサ、パッセージ、出口断面の3つに分けられる。本節 では上流から順に各発生個所での損失について説明する。 まずインデューサにおける全圧損失として、衝撃波損失、 チョーク損失、インシデンス損失の3種類を考慮した。

衝撃波損失は M_{rel,1,t}の関数として垂直衝撃波の関係式 から求めた相対全圧損失を、Hub 側では衝撃波が発生し ないことを考慮し、2/3 倍して見積もった。

チョーク付近では、スロート下流で超音速に加速した 流れによって非常に強い衝撃波が発生するため、別途損 失を考慮する必要がある。式(6)は Augier⁽¹⁾のチョーク損 失モデルである。

$$\omega_{choke,Aungier} = 0.5(0.05X + X^7) \tag{6}$$

本研究では*X*をより直接的にインデューサチョークと 関連付けるように、スロートマッハ数を変数として以下 の式(7)のようにした。

$$X = 0.65 - 1.8(M_{rel,th} - 1)^2$$
⁽⁷⁾

インシデンス損失(ω_{in})の見積もりには Augier⁽¹⁾の損失 モデルを使用した。

また本研究ではいずれもインデューサでブリードを行ったが、ブリードを行うとシュラウド付近の低運動量流 れを吸い出すため、インペラ効率は改善する⁽¹⁰⁾。この改 善効果について Bleed 流量を変えて CFD 解析を行い、以 下のように整理した。

$$\omega_{Bleed} = -0.009 \cdot \left[\left(G_{Bleed} / G_1 \right) \times 100 \right]^{0.693} \tag{8}$$

次にパッセージ内の損失として、摩擦損失、および漏 れ流れ損失の3種類の損失を考慮した。このうち漏れ流 れ損失はAungier⁽¹⁾のモデルを使用した。

摩擦損失は三階ら⁽²⁾と同様にインペラを曲がり流路と 考え、式(9)より⁽¹¹⁾求めた。

$$\omega_{SF} = 4C_f \left(\overline{W}/W_1^2\right) \cdot \left(L_{LV}/d_h\right) \cdot \left[1 + 0.075 \,\mathrm{Re}^{0.25} \left(d_h/2r_{eff}\right)^{0.5}\right]$$
(9)

$$\simeq \simeq \sqrt[6]{1/\sqrt{4C_f}} = 2.0 \log(\text{Re} \cdot 4C_f) - 0.8 \text{ s} \quad \overline{W}^2 = (W_1^2 + W_2^2)/2 \text{ s}$$

$$\operatorname{Re} = \frac{\overline{W}d_{h}}{(\nu_{1} + \nu_{2})/2} \cdot d_{h} = \left(d_{h,1}\frac{Z_{LV}}{Z_{LV} + Z_{SV}(L_{LV}/L_{SV})} + d_{h,2}\right) / 2$$

ただし流れは翼間内を通るため、曲がり流路の曲率半 径は三階らの定義に比べて緩やかになると考え、式(10) のようにキャンバ長さを使って補正した。

$$\dot{r}_{eff} = r \cdot \left(L_{FB} / Lz \right) \tag{10}$$

減速損失はインペラ相対系で流れが減速することによ って境界層が厚くなることによって生じる損失である。 三階ら⁽²⁾は乱流境界層の運動量積分式について、壁面摩 擦項を省略して解くことにより減速による全圧損失につ いて式(11)を導いた。

$$\Delta p_{t,dfu} = \frac{2\delta_{2,W\,\max}}{s} \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}}\right)^{2+H_f} \frac{\rho_{W\,\min}W_{\min}^2}{2}$$
(11)

式(11)を使うに当たって、形状を考慮しつつ別途翼列 実験結果等を参考に W_{max} を求める必要がある。本研究 では式(12)を参考にしつつ、より簡便な式(12)によって減 速による全圧損失係数を求めた。

$$\omega_{dfu} = 0.05 (W_2 / W_1)^2 \tag{12}$$

最後にインペラ出口断面での損失については、混合損 失および急拡大損失の2種類を考慮し、いずれも Aungier⁽¹⁾のモデルを使って見積もった。

4.1.2 インデューサのチョークおよび失速の判定

インペラの作動レンジを見積もるために、チョークお よび失速の判定を行う必要がある。まずインデューサの チョーク流量は式(13)によって求めた。

$$G_{choke} = \left(1 - BL_{th,dif}\right) \cdot A_{th,dif} \cdot \rho_2 \cdot a_2 \cdot \left[2/(\gamma + 1)\right]^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$
(13)

ここでスロートのブロッケージは、圧縮機 A だけでな くいくつかインデューサ形状の異なる複数のインペラに ついて回転数、入口流れ角を変えて行ったインペラ単体 の CFD 結果を入口相対マッハ数の関数として整理して 作った経験式より求めた。

次に失速については、本研究ではインデューサでの失速 を考慮した。失速時のインデューサ入口インシデンスに ついて、入口相対マッハ数の関数として整理した経験式 を作成し、失速判定に使用した。

4.2 パイプディフューザ

本研究では Casey⁽⁴⁾らが遠心圧縮機の段性能予測手法 として提案した方法を参考に実験結果の整理を行い、 Cp₂₈に関する統計的モデルを作成した。

まず式(14),(15)は正規化した Cp₂₈特性曲線の形状を示 す関数であり、2 次元直交座標系で楕円形状を表す方程 式から出発している⁽⁴⁾。

$$G < G_{p}, \ \frac{Cp_{28}}{Cp_{28,p}} = \left[1 - \left(1 - \frac{G/G_{c}}{G_{p}/G_{c}}\right)^{D}\right]^{1/D}$$
(14)

$$G > G_{p}, \frac{Cp_{28}}{Cp_{28,p}} = (1 - E) + E \left[1 - \left(\frac{G/G_{c} - G_{p}/G_{c}}{1 - G_{p}/G_{c}} \right)^{H} \right]^{\frac{1}{H}}$$
(15)

式(14),(15)において D,E,H および G_p/G_c を与える必要 がある。まず G_p/G_c は式(16)で求める。

$$\frac{G_p}{G_c} = \left(1 - P\right) \left(\frac{G_p}{G_c}\right)_{LO} + P \left(\frac{G_p}{G_c}\right)_{HI},$$

$$P = \frac{1}{(1 + e^{-t})}, \quad t = (M_2 - B)(AM + C)$$
(16)

ここでA、B、C、 $(G_p/G_c)_{LO}$ 、および $(G_p/G_c)_{HI}$ は定数 であり実験結果を使って求める。Fig.4に圧縮機 Aの 複数の試験結果について、M₂に対して G_p/G_c を整理し た結果を示す。いずれの仕様における試験結果も M₂ に対し同じ傾向を示している。式(16)の定数を調整し たものを、Fig.4にあわせて示す。定数を調整した式 (16)は試験結果とよく一致している。

D, E, H については式(16)と同様に、P を媒介変数と するマッハ数の関数とした。例えば D は式(17)で定義 した。

$$D = (1 - P)D_{IO} + PD_{HI}$$
(17)

ここで、 D_{LO} 、 D_{HI} は定数である。E、H についても 式(17)と同じ形式で与え、それぞれ E_{LO} 、 E_{HI} 、 G_{LO} 、 G_{HI} を決める必要がある。これらの定数については、 正規化された Cp_{28} 特性曲線について式(14)および(15)



Fig. 4 Ratio of corrected mass flow rate.



Fig. 5 Diffuser throat blockage at the verge of diffuser choke.

による計算結果と試験結果とを比較し、互いの差が最 小となるように決めた。

さらに式(14), (15)から Cp₂₈特性曲線を求めるには、 インペラ出口の条件に対して、G_cおよび Cp_{28,p}をそれ ぞれ求める必要がある。まず G_cは式(18)で与えた。

$$G_{c,dif} = (1 - BL_{th,dif}) A_{th} \rho_2 a_2 (2/(\gamma - 1))^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$
(18)

ここで、BL_{th}については Fig.5 に示すように、試験 結果からディフューザ入口のインシデンスおよび 入口マッハ数に対する 2 次の近似関数を作成し見積 もった。近似関数の誤差は±0.01 以下である。

次に Cp_{28,p}であるが入口のマッハ数およびインシデ ンスだけではなく、形状も含めた関数として整理した

$$Cp_{28,p} = f(M_{2,i_{dif}}, diffuser_shape)$$
(19)

また、ディフューザの失速点を求める必要がある。本 研究では、試験で得られたディフューザ負圧面側の失速 点でのインシデンス(i_stall)を M₂の関数として整理し、 失速判定に用いた。

5. 結果と考察

前節で示した一次元手法は圧縮機Aを元に作成したものである。Fig.6に圧縮機Aについて一次元解析結果と 実験結果を比較したものを示す。解析結果と実験結果は よく一致している。失速線もよく一致しており、圧縮機 Aに近い形状の圧縮機であれば、十分な精度で性能予測



Fig. 6 Comparison of analytical and measured performance



Fig.7 Comparison of analytical and measured performance for Compressor B (imp-1, dif-1).

ができる。

次に、新規に形状や仕様が異なる圧縮機を開発する場合における一次元解析手法の有効性を検証するために、 形状が異なる圧縮機Bについて解析結果と試験結果とを 比較しFig.7に示した。失速点流量以外はFig.6と同程 度の差で解析予測値は試験結果と一致している。従って、 形状が異なる圧縮機でも失速判定以外は前節で示した手 法を使って、性能予測できる。

一方で失速流量の予測に課題が見つかったため考察を 行った。まず Fig.7 において 80%回転以上で失速流量の 差が特に大きい。設計回転数前後はディフューザで失速 が生じていることから、解析と実験結果との差は解析で のディフューザの失速判定に原因がある。

失速判定に圧縮機 A の i_stall を元に作った経験式を使っていることから圧縮機 B の試験結果から求めた i_stall を、圧縮機 A の i_stall と比較した。Fig. 8 に比較結果を示す。図から明らかなように圧縮機 B は圧縮機 A に比べて i_stall が小さい。さらに圧縮機 B では同じディフューザでもインペラによって i_stall が異なっている。

圧縮機 B においてはインペラの違いによっても i_stall に差が生じたことから、圧縮機 A, B 間の差の原因も同様 にインペラにあると考え、インペラ出口流れ場を調べた。



Fig. 8 Comparison of measured diffuser stall incidence between Compressor A and Compressor B.



Fig. 9 Comparison of impeller exit plane flow fields, (A) Comp. A, imp-1, (B) Comp. B, imp-1.

Fig.9に圧縮機 A, B それぞれのインペラ出口面における 相対マッハ数分布を比較したものを示す。

シュラウド付近において圧縮機Bの方がAに比べて低 マッハ数の領域が広い。Fujisawaら⁽¹²⁾によれば、ベーン ディフューザの失速とインペラ出口での翼端隙間の漏れ 流れが密接に関係している。そこで圧縮機Bが圧縮機A に比べてi_stallが小さかったのは、シュラウド付近の低 運動量流れが占める割合が圧縮機Bの方が大きかったこ とが影響しているためだと考えた。

本研究の実験において求めた i_stall は、翼の後流や低 運動量部の影響については処理の際に BL₂ を与えること で排除効果のみ考慮しているため、質量平均値に近く、 流れ角度について、質量流束の小さい後流や低運動量部 分の値をほぼ無視している。低運動量領域の影響を i_stall に反映するため、軸流圧縮機に対する Pallot ら⁽¹³⁾ の考察を参考に、質量流束に関係なく平均化を行った面 積平均値となるように i_stall を補正した。補正にはイン ペラ単体の CFD を使って、実験での各失速点と同じ流量 における、インペラ出口流れ角度の面積平均値と質量平 均値の差($\Delta \alpha_2$)をそれぞれ求め使用した。

補正した結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10 において、各点

は概ね同一の直線上に分布していることから補正方法は 妥当である。

以上の結果を元に一次元解析手法の修正を試みた。ま ずインペラ単体 CFD によって、実験時のディフューザ失 速点流量付近の BL₂と $\Delta \alpha_2$ をそれぞれ求め、Fig. 11 の ように整理した。一次元解析において BL₂ は式(4)で見積 もり、Fig. 11 に示した相関式を使って $\Delta \alpha_2$ を求めた。

ディフューザの失速判定を修正した一次元解析手法で 圧縮機 Bに対して解析を再度行い、計測値と比較した結 果を Fig. 12 に示す。失速判定を補正した結果、失速線に ついて解析結果と計測値はよく一致している。

6. まとめ

本研究ではパイプディフューザつき遠心圧縮機の非設 計点を含む空力性能および、作動レンジを予測できる一 次元性能予測手法の構築を行った。

まず本研究ではインペラについて Single Zone モデル を、ディフューザについては統計的モデルを使って、そ れぞれモデル化を行った結果、形状が異なる圧縮機の性 能を非設計点含めて精度よく予測できることを示した。

一方でディフューザ失速については、インペラの形状 が変わった場合、インペラ出口の低運動量領域の影響を 受けることが分かった。そこで本研究ではインペラ出口 流出角度に対して、質量平均値と面積平均値の差を使っ た補正を加えれば、インペラ出口の流れ場の影響を除去 できることを示した。

参考文献

- Aungier, R. H., Centrifugal Compressors A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, ASME Press, New York, USA (2000)..
- (2) 三階春夫,西田秀夫,遠心圧縮機の性能予測(第1報,予 測例と計算例),日本機械学会誌 B編,49巻441号(1983), pp.1000-1009.
- (3) Japikse, D., Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Vermont, USA (1996).
- (4) Casey, M. V., Robinson, C. J., A Method to Estimate the Performance of a Centrifugal Compressor Stage, J. of Turbomachinery, Vol. 135, No. 2, (2013).
- (5) Harley, P., Spence, S., Filsinger, D., Dietrich, M., Early, J., An Evaluation of 1D Design Methods for The Off-Design Performance Prediction of Automotive Turbocharger Compressors, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69743 (2012).
- (6) Kenny, D. P., A Novel Correlation of Centrifugal Compressor Performance for Off-Design Prediction, Proceedings of AIAA/SAE/ASME 15th Joint Propulsion Conference, 79-1159 (1979).
- (7) Fine $Turbo^{TM}$ User Manual.
- (8) Shur, M. L., Strelets, M. K., Travin, A. K., and Spalart, P. R., Turbulence Modeling in Rotating and Curved Channels: Assessing the Spalart-Shur Correction, AIAA J., Vol. 38, No. 5, 2000, pp.784-792.
- (9) Qui, X., Mallikarachchi, C., Anderson, M., A New Slip Factor



Fig. 10 Variation of corrected diffuser stall incidence.



Fig. 12 Comparison of corrected analytical results with measured performances for Compressor B (imp-1, dif-1).

for Axial and Radial Impellers, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT 2007-27064 (2007).

- (10) Oana, M., Kawamoto, O., Ohtani, H., Yamamoto, Y., Approach to High-Performance Transonic Compressor Design, J. Propulsion and Power, Vol. 20, No. 4, pp.164-170, (2002).
- Schlichting, H, Boundary Layer Theory, p627, McGraw-Hill, (1979).
- (12) Fujisawa, N., Ikezu, S. and Ohta, Y., Structure of Diffuser Stall and Unsteady Vortices in A Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016, GT 2016-56154 (2016).
- (13) Pallot, G., Kato, D., Kanameda, W., Ohta, Y., Effect of Incoming Wakes on The Stator Performance in A Single Stage Low Speed Axial Flow Compressor Operating at Design and Near Stall Conditions, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016, GT 2016-57981 (2016).

A-6

タービン翼用自己治癒セラミックスの開発

Development of Self-Healing Ceramics for Turbine Blade Applications

*長田 俊郎*1 三留 正則*2 原 徹*1 阿部 太一*1 中尾 航*3 大村 孝仁*1 OSADA Toshio MITOME Masanori HARA Toru ABE Taich NAKAO Wataru OHMURA Takahito

ABSTRACT

Self-crack-healing by oxidation of SiC is an attractive function of high-temperature ceramics matrix composites for a turbine blade applications with stringent safety requirement. Here, we show a novel design approach for self-crack healing ceramics with 3D networks of healing activator, by clarifying a self-healing mechanism of Al₂O₃/SiC composites. The self-healing mechanism similar to bone healing – inflammation stage (oxidation), repair stage (crack filling by melts), and remodeling stage (recrystallization) -was found out in structural materials. Further, we demonstrated that addition of small amount of healing activator, MnO localized on fracture path, selected by thermodynamic calculation drastically accelerates repair and remodeling rate, enabling ceramics to fully heal cracks in as little as 1 minute at 1000°C. Finally, we discuss healing activator suitable for self-crack-healing in operating temperature of high- or low pressure turbine blades in an aircraft engine.

キーワード:自己治癒,耐熱セラミックス,タービン,航空機エンジン、効率、 **Key Words:** Self-healing, High-temperature ceramics, turbine, Jet engine, Efficiency

1. 緒言

酸化誘起型自己治癒機能は、高温・大気中での使用が 期待される耐熱セラミックスの脆さの克服に極めて有効 である^{(1)~(5)}。なぜなら、母材に(例えばアルミナ Al₂O₃) 予め分散した非酸化物(例えば炭化ケイ素 SiC)が、き 裂発生を引き金にして、大気中で高温酸化を開始し、生 成した酸化物がき裂を充填・接合し、劣化した強度を完 全に回復することが可能だからである。これら自己治癒 機能を適切に設計出来れば、比強度と高度な信頼性が要 求される航空機エンジンタービン用部材へ、セラミック スの適用がより一層加速化するだろう。

著者らの試算では、タービン静動翼の全段セラミック ス化が達成できれば、航空機エンジンの軽量化と無冷却 化等の効果により、航空機の燃費が最大で15%の改善可 能である。しかしながら、現在提案されている自己治癒 セラミックスである Al₂O₃/30vol%SiC 複合材においては 1000℃という温度においてはき裂完治まで1000 時間も かかるという問題を抱えていた^{(1), (3)}。これでは 1000℃ 付近で稼働する低圧タービン翼としては適切な治癒機能 を有しているとは言えない。

- *1 (国研)物質・材料研究機構、構造材料研究拠点 〒305-0047 茨城県つくば市千現1-2-1 E-mail: OSADA.Toshio@nims.go.jp
- *2 (国研)物質・材料研究機構、国際ナノアーキテクトニクス研究拠点
- 〒305-0044 茨城県つくば市並木1-1 *3 横浜国立大学
- 〒240-8501 神奈川県保土ヶ谷区横浜市常盤台79-6

本研究では、自己治癒機能の設計指針の構築のため、 未解明部分の多かった自己治癒機構の解明に着手した。 更に、得られた知見に基づき、治癒活性相 3D ネットワ ークという新規概念を用いた自己治癒機能の設計指針を 提案した⁽¹⁾。

2. 実験方法

2.1 材料 供試材は Al₂O₃/30vol%SiC 複合材に、治癒活 性相である MnO または MgO を 0.2~1.0 vol%添加した複 合材である。それぞれの粉末はボールミルで湿式混合後、 ホットプレス法により焼結した。焼結体から JIS 規格に 準拠した 3×4×22 mm の試験片を作製し、試験片中央 部にビッカース硬度計を用い、表面長さ約 110 mm の半 楕円予き裂を導入した。予き裂材は 600~1300℃、1 分 ~1000 時間、大気中でき裂治癒処理を施した。き裂治癒 材はスパン長さ 16 mm の三点曲げ法により強度を測定 し、き裂治癒による強度回復挙動を評価した。

2.2 マルチスケール構造解析 酸化物によるき裂充填挙 動、酸化物の結晶構造、および治癒活性相の構造は、直 交型集束イオンビームを搭載した走査型電子顕微鏡 (FIB-SEM) (の、透過型電子顕微鏡(TEM)(の、および EDSを二台搭載した走査型透過電子顕微鏡(STEM-EBSD) により分析した。

3. 解析方法

3.1 治癒活性相の選定 治癒活性相 (M_xO_y) は市販の熱 力学平衡計算ソフト FactSage7.0 を活用し、酸化物の共



Fig.1 Structure of crack gap in Al₂O₃/SiC composite healed at 1200°C for 50 h: (a) FIB-SEM image, (b) TEM image of crack gap filled by oxide, (c) details of area c in b, (d) details of area d in b. Fast Fourier transform patterns indicating (e) cristobalite, (f) mullite, and (g) alumina at site marked e, f, and g, respectively in (c) and (d).



Fig.2 Self-healing mechanism through inflammation, repair and remodeling stages.

晶点 T_{e} およびガラス転位温度 T_{g} を指標として選定した。 ガラス転位温度 T_{g} は直接予測することは出来ないが、経 験的に知られている粘度が \Box =10^{11.3} Pa·s⁽⁸⁾となる温度を T_{g} として採用した。

3.2 エンジンのガス温度推定 無冷却エンジンの高圧~低 圧タービン部の静動翼各段における使用環境(温度・酸 素分圧)を推定した。モデルエンジンには2段の高圧タ ービン5段の低圧タービンを持つCF6を採用した。圧縮 空気と燃料(JET-A1,C12H23)の混合ガス燃焼後の温度・ 圧力・ガス組成の変化はNASA-CAE プログラムのを用い 推定した。空燃比は、温度が1500℃となるように設定し た。最終的に、静動翼各段の温度・圧力は断熱膨張およ び淀みを考慮し推定した。

4. 実験結果および考察

4.1 自己治癒機構の解明 Fig.1aに1200℃-50h熱処理を 施したAl₂O₃/30vol%SiC 複合材の治癒部の FIB-SEM 像を 示す。生成酸化物により、き裂面間の空隙体積は十分充 填されていた。また、SiC から生成した酸化物はAl₂O₃ 母相まで移動していること、および表面酸化物が水滴状 であることから、生成酸化物は粘度が非常に低いことが 明らかとなった。更に、治癒部の TEM 像(Fig.1a-g) が 示すように、酸化物の主成分はクリストバライト(SiO2) であった。更に少量のムライト(3 Al₂O₃·2 SiO₂)が確認 できた。純 SiO2の融点は 1700℃であるとともに、強ガ ラスと知られる結晶化しにくい物質である。これら観察 結果は、治癒反応が、これまで考えられてきたように SiC 酸化のみという考え方と矛盾している。これら矛盾は Fig.2 に示したように、Al₂O₃の働きに注目すると理解で きる。き裂が入ると、外部から侵入してきた酸素と SiC が反応して酸化物(SiO2)が生成される(炎症期)。その 後、Al₂O₃が生成した SiO₂と反応し、Al₂O₃-SiO₂の過冷却 融体であるアルミノシリケート(粘度の低いガラス相) を一時的に生成してき裂を充填する(修復期)。さらに、 過冷却融体が結晶化し、機械的に強固なクリストバライ トとムライトの結晶相を生成する(改変期)。以上の様に、 構造解析の結果、自己治癒セラミックスにも、骨の治癒 の素過程である炎症・修復・改変期に類似した素過程が 存在することが明らかとなった。

4.2 治癒活性相の選定と配置前節で示した自己治癒の 素過程から、Al₂O₃と同じ役割を担い、修復・改変期



Fig.3 Selection of healing activator: (a) Relationship betweem glass transition temperature and eutectic point, and (b) STEM/EBS image of 3D Network structure of healing activator (MnO).



Fig. 4 Accelerating healing rate and strength recovery rate by MnO-doping to Al_2O_3/SiC composite.

の反応速度を格段に高度化する「治癒活性相: M_xO_y 」という新たな物質の探索を実施した(Fig.3a)。ここで、酸化物はSiO₂-Al₂O₃- M_xO_y とし、ガラス転位温度 T_g および共晶点 T_e を選定の指標とした。 $T_g < T < T_e$ となる温度領域は酸化物が過冷却融体を一時的に生成しその後結晶化する領域であり、自己治癒が有効な温度域に対応する。図中に示すように、MnO、Fe₂O₃、およびNiO添加材は $T_g=1/2T_e$ に分類され、自己治癒が有効な温度域が広い、優れた治癒活性相候補であることが明らかとなった。本研究では、1000℃付近で使用される高温部材を想定して、酸化マンガン(MnO)が極めて有効であることを計算により見いだした。

一方、MnOの配置に関しては、可能な限り微量の添加 で、き裂がどこに入ったとしても、修復・改変反応に寄 与するように配置する必要がある。ここでは緻密骨にお ける骨細胞とそのネットワーク構造をヒントとしながら、 添加場所を、主なき裂進展経路である、Al₂O₃の粒界や Al₂O₃/SiC界面に添加場所を限定・局在化させることで 対応した(Fig.3b)。状態図計算より得られた最適な温度 で焼結し、最終的にFig.3b中示したような、治癒活性相 の3次元ネットワーク構造を有する新たな自己治癒セラ ミックスの作製に成功した。

4.3 き裂治癒による強度回復 Fig.4b に治癒活性相の 3D ネットワーク構造を有する Al₂O₃/30 vol.% SiC /0.2 vol.% MnO 複合材のき裂治癒挙動を示す。MnO 添加量が 微量であっても、従来比6千倍にあたる、10 分で微細



Fig. 5 Simulated performance of developed self-healing ceramics in turbine blade. Minimum time for full strength recovery of conventional $Al_2O_3/30vol.\%SiC$ composites were also shown in figure.

なき裂を完治し、強度が完全に回復することを実証した。 同時に、添加量を極微量に抑えることで、従来材の強度 や破壊靱性値等の性能を犠牲にすることなく、治癒速度 のみを向上することが可能となった。

4.4 タービン翼稼働環境を想定した最適組成 材料設計指針の構築によって、部材の使用温度に対応した適切な治癒活性相の選定が可能となる。Fig.5 に MnO および MgOを 0.2~1.0 vol%添加した複合材の最短き裂完治時間と治癒温度の関係を示す。また、無冷却エンジンで想定できるタービン各段のガス温度も合わせて示した。図中に示すように、仮に巡航中に発生したき裂を1時間以内で完治することを目標とすると、MnO-1.0 vol%添加材、MnO-0.2 vol%添加材、および MgO-0.2~0.5 vol%添加材、は、それぞれ低圧タービン部における第3段静翼、第2段動翼、および第1段静翼の使用温度において有効な自己治癒機能を発揮すると推定可能である。

5. 結言

自己治癒機構に基づき、修復・改変期を高度化する治癒 活性相 3D ネットワークを活用した新たな自己治癒セラ ミックスの設計指針を提案した。バーチャルジェットエ ンジン等と併用することにより、シームレスな材料・部 材設計が可能となるだろう。

謝辞 本研究は、横浜国立大学の鴨田紀一氏、玉川雄貴 氏に多大なる協力を頂戴した。また、日本学術振興会若 手研究費(B)、科学技術振興機構 JST-ALCA、および文部 科学省ナノテクノロジープラットの支援を頂いた。

参考文献

- Osada, T., Kamoda, K., Mitome, M., Hara, T., Abe, T., Tamagawa, Y., Nakao, W. & Ohmura, T., Sci. Rep. 7, (2017) 17853-1.
- (2) Nakao, W., and Osada, T., FC Reports, 32, 3, 97-101 (2014).
- (3) Chu, M. C., Sato, S., Kobayashi, Y. & Ando, K. Damage healing and strengthening behavior in intelligent mullite/SiC ceramics, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 18, 1019–1029 (1995)
- (4) Osada T., Nakao W., Takahashi, K. & Ando, K. Self-crack-healing behavior in ceramic matrix composites, *Advances in Ceramic Matrix Composites*, 410–441 (2014).
- (5) Osada T., Nakao W., Takahashi, K. & Ando, K. Kinetics of self-crack-healing of alumina/Silicon carbide composite including oxygen partial pressure effect, *J. Am. Cer. Soc.*, 92, 864-869 (2009).
- (6) Hara, T. *et al* Application of orthogonally arranged FIB-SEM for precise microstructure analysis of materials. *J. Alloy. Compd.* 577, S717–S721 (2013).
- (7) Mitome, M. Ultrathin specimen preparation by a low energy Ar ion milling method, *J. Electron Microsc.* 62, 321–326 (2013).
- (8) Shelby, J. E., Introduction to glass and technology (The royal

Society of Chemistry, UK, 2005)

(9) NASA-Chemical Equilibrium with Application, National Aeronautics and Space Administration.

A-7

超耐環境性高強度酸化物系セラミック基複合材料の開発

Development of ultra-environment resistant high strength oxide-based ceramic matrix composite material

*鉄井 利光^{*1} 原田 広史^{*1} TETSUI Toshimitsu HARADA Hiroshi

ABSTRACT

In order to improve the service temperature of the ceramic-based composite material, it is promising to apply an oxide-based material whose environmental resistance is essentially excellent. In this study, we developed a ceramic matrix composite material composed of BaZrO3 matrix with high temperature strength as an oxide-based material and ZrO2 fiber. It was confirmed that the environment resistance of the prototype material was markedly superior to that of SiC and showed a behavior like CMC behavior such as a certain plastic deformation behavior at room temperature and possible cutting work.

キーワード: CMC、BaZrO3、ジルコニア繊維、超高温、耐酸化性 **Key Words:** CMC, BaZrO3, Zirconia fiber, Ultra high temperature, Oxidation resistance

1. はじめに

金属材料の使用が困難な高温部位用の耐熱材料として SiC 繊維/SiCマトリックスの CMC (セラミック基複合材 料)が注目を集めている⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながらこの材料は、 高温強度は良好であるものの、耐環境性に限界がある(酸 化する)ため、最高使用温度は1400℃程度にとどまって いる。また、酸化物系材料をコーティングすることで耐 環境性を向上させた SiC/SiC の CMC がジェットエンジン に実用化されているが、剥離などの問題が生じているこ とが報告されている⁽³⁾。従って、ガスタービンの超高温 部位などへのセラミック基複合材料の適用を想定すると、 特に耐環境性の観点からセラミック基複合材料そのもの の耐熱性向上が望まれている。

超高温域における耐環境性を確保するためには、本質 的に耐環境性が良好な酸化物系材料の適用を考慮する必 要がある。しかしながらアルミナなどの従来の酸化物系 CMC は SiC/SiC に較べると高温強度や耐熱衝撃性が大幅 に低いため⁽⁴⁾、これまで超高温部位への使用は検討され ていなかった。

この状況を鑑み、著者らはセラミック基複合材料の耐 用温度の向上を目的として、各種探索研究を行った。そ の結果、従来の酸化物系材料より大幅に高温強度が高く、

*1 国立研究開発法人 物質・材料研究機構 〒305-0047 つくば市千現1丁目2-1 E-mail: TETSUI.Toshimitsu@nims.go.jp マトリックスに適した新酸化物材料を見出すとともに、 そのマトリックス材料に適合するセラミック繊維を選定 した⁽⁵⁾。さらに、繊維にコーティングを施した後にマト リックスと繊維を複合化し、適正条件で焼成することで、 全く新規な酸化物系セラミック基複合材料を生み出すこ とができた⁽⁶⁾。本講演では、この新酸化物系セラミック 基複合材料について、その製造方法や試作材の特性評価 結果を述べる。

2. マトリックス材ならびに繊維材の選定経緯

マトリックス材として使用するのはペロブスカイト構造の BaZrO3 である。本材料はこれまで電子、電気材料、 超伝導関連材料等として使用されており、構造材料としての使用例はほとんどなかった。図1に直径 5mm、高さ5mmの円柱試験片を用いた各種酸化物系材料の1800℃の圧縮強度を示す。BaZrO3の圧縮強度は143MPaであり、他の酸化物より著しく高強度なことよりマトリックス材として用いるのに有望である。

次に繊維材に関し、マトリックス材とした BaZrO3 の 焼成温度は1800℃程度と非常に高温であるため、前提と してその温度においても BaZrO3 に融合しない必要があ る。また、高温強度が高いことが望ましいことは言うま でも無い。以上の観点から各種検討を実施した結果、イ ットリア安定化ジルコニアの高温強度が比較的高く、 1800℃においても BaZrO3 と融合しないことが分かった (⁵⁾。このイットリア安定化ジルコニアの連続繊維は市販 されていないため、著者らはこの連続繊維の基本的な製 造技術を新たに開発した⁽⁷⁾。しかしながら、現状基礎的 な段階であり、各種部材の試作に必要な程度の量の繊維 を製造できるまでは到っていない。そこで、当面の対策 として市販の短繊維を用いることとした。



図1 BaZr03の超高温圧縮強度の他の酸化物との比較

3. 新酸化物系セラミック基複合材料の製造方法

マトリックス用原料として用いたのは、ニッキ株式会 社製の BaZr03(製品名 ZB-94JM)であり、繊維用原料と したのは Zircar Zirconia Inc 製のイットリア安定化ジ ルコニア短繊維(製品名 ZYBF-1)である。この繊維用原料 に液相含浸法によりコーティング処理を施し繊維材とし た。繊維材とマトリックス材を重量比 20:80 で混合し、 有機系バインダーを適量添加した上で、混合、造粒した。

この造粒粉を金型を用いて縦横100mm厚さ15mmの平板 に一軸成形した後、CIPによって増し締めした。CIP成形 後の寸法は縦横94.5mm厚さ14.6mmである。焼成温度は 1800℃であり、焼成後の寸法は縦横77.7mm厚さ11.6mm である。図2に焼成後の新酸化物系セラミック基複合材 料の外観を、図3に断面ミクロ組織を示す。密度は 5.54g/cm3である。



図2 新酸化物系セラミック基複合材料平板の外観



 $80 \,\mu$ m

図3 新酸化物系セラミック基複合材料のミクロ組織

4. 新酸化物系セラミック基複合材料の特性評価

試作した新酸化物系セラミック基複合材料平板の特性 評価試験として、まず CMC 現状材の構成材料である SiC と比較しての耐環境性試験を実施した。試験条件は大気 中における 1700℃での 6 時間保持であり、外観変化の観 察ならびに重量変化の測定を実施した。図4に試験前後 の試験片の外観状況を示す。SiC の酸化は著しく原形を とどめていないが、開発材に変化は全くない。また、重 量変化も0 である。つまり、新酸化物系セラミック基複 合材料の耐環境性は CMC 現状材より著しく優れることが 確認できる。

次に、新酸化物系セラミック基複合材料平板より直径 8mm、高さ8mmの円柱試験片を加工し、室温、ならびに 1200℃で圧縮試験を実施した。図5に圧縮試験の応力ひ ずみ曲線を示す。両温度においてある程度の塑性変形的 な挙動を示すことが分かる。つまり、モノリシックなセ ラミックスとは異なるCMC的な挙動を開発材は有するこ とが確認できる。最大応力は室温で651MPa、1200℃で 524MPaであり、一定の強度を有していることから、少な くとも、負荷応力が小さい静止部品などには有望と考え られる。

実際の部品を精度良く加工するためには素材には一定 の加工性が求められることから、新酸化物系セラミック 基複合材料の加工性を評価した。図6にこの目的で試作 した開発材のクリープ試験片の外観写真を示す。ネジ山 に欠けなどはなく、またすべての部位でチッピングなど は生じていないことから、開発材は一定の切削加工性を 有していることが確認できる。

最後に、実際の部材の製造可能性を検証するため、模擬的なシュラウドセグメントの製造を試みた。成形、焼成条件は先に示した平板試験片と同じである。図7に新酸化物系セラミック基複合材料で試作した模擬シュラウドセグメントの外観を示す。健全な部材が製造出来ていること確認できる。


図4 SiCと開発材の耐環境性の比較



図5 開発材の圧縮試験時の応力ひずみ曲線



図6 開発材のクリープ試験片



図7 開発材で試作した模擬シュラウドセグメント

5. まとめ

セラミック基複合材料の耐用温度の向上を目的として、 BaZrO3をマトリックス材とし、コーティングしたイット リア安定化ジルコニア短繊維を繊維材とする新酸化物系 セラミック基複合材料を開発した。試作材の耐環境性は 現状CMCの構成材であるSiCを著しく陵駕するとともに、 室温でCMC的な塑性変形挙動を示すことを確認した。ま た、加工が可能であり模擬的な部品が製造できることを 確認した。

参考文献

- 中村武志、岡尚志、今成邦之、篠原健一、石崎雅人、航空 機エンジン用 CMC タービン部品の開発、IHI 技報、Vol.53, No.4(2013), pp34-37.
- (2) 中村武志、村田裕茂、田中康智、布部剛、CMC ノズルの 開発、IHI 技報、Vol.48, No.3(2008-9), pp170-175.
- (3) Flight Global NEWS, <u>https://www.flightglobal.com</u> /news/articles/cfm-reviews-fleet-after-finding-leap-la-durability -i-442669/ (2018/8/21 アクセス).
- (4) 3M[™] ネクステル[™] セラミックファイバー,スリーエム ジャパン株式会社 化学製品事業部 (2017)
- (5) 鉄井利光、原田広史、長谷川良雄、超高温用酸化物系 CMC の開発、第43回日本ガスタービン学会定期講演会(米子) 講演論文集(2015),pp75-78.
- (6) 特許 6327512 号、ジルコニア連続繊維と酸化物系セラミックスからなる複合材料とその製造方法、国立研究開発法人物質・材料研究機構
- (7) 特許 6238286 号、ジルコニア連続繊維とその製造方法,国立 研究開発法人物質・材料研究機構

謝 辞

本研究の一部はNED0「エネルギー・環境新技術先導プ ログラム/機動性に優れる広負荷帯高効率GTの開発」 (2017)にて実施しました。 【技術紹介】

A-8

1500 トン鍛造シミュレータによる鍛造プロセス開発

Development of Forging Process Using the 1500 ton Forging Simulator

*黒田 秀治*1 本橋 功会*1 御手洗 容子*1 KURODA Shuji MOTOHASHI Norie MITARAI Yoko

ABSTRACT

The 1500 ton Forging Simulator, which was designed to investigate of a forging process under SIP (Strategic Innovation Promotion Program), was installed in 2015. This apparatus enables us to precisely control the forging process parameters, such as stroke/strain rate, stress, forging temperature, heating, and cooling rate. Data obtained using this 1500 ton forging simulator are vital to analyze the effects of forging parameters on the microstructure and the mechanical properties of forged products. In this paper, specifications of the 1500 ton forging simulator are described, and some examples of isothermal forging of titanium alloys and nickel-base superalloys, which are materials for the aircraft jet-engine parts, are introduced.

キーワード: 鍛造シミュレータ, 恒温鍛造, 鍛造プロセス, 耐熱材料, ジェットエンジン **Key Words:** Forging Simulator, Isothermal Forging, Forging Process, Heat-resistant Alloy, Jet Engine

1. はじめに

高い品質と精度が求められる航空機エンジンの部材に は、高強度合金や超耐熱合金の鍛造品が多く使われてい る。航空機の低燃費化や環境負荷低減の要求に伴い、こ れらの鍛造部材にも「一体大型鍛造化による部品強度向 上」「効率的なニアネット成形加工性」が求められている。 国際競争の中で優位に立つには材料開発から実用化まで の時間短縮は必須であり,成形技術や組織および力学特 性の予測技術の確立が必要となる。すなわち、温度やひ ずみを精緻にコントロールした大型鍛造品の成形技術, 要求品質を満たす内部組織や力学特性を高精度に予測す るシミュレーション技術、そして両者をつなげた鍛造プ ロセス設計技術が重要となる。そこで 2015 年 12 月末, 新鍛造プロセス開発に必要不可欠な信頼性の高い塑性加 エデータ・特性データを取得するため大型の精密鍛造シ ミュレータが物質・材料研究機構に設置された。本設備 は最大加圧力 1500 トンの油圧プレス機を主とすること から1500トン鍛造シミュレータと呼ばれる。1500トン 鍛造シミュレータは、

塑性加工や組織・特性予測のシミ ュレーションを高精度化するための強力なツールであり, 新たな鍛造プロセスの技術開発を大きく後押しするもの である。本稿では、1500トン鍛造シミュレータの装置仕 様ならびに航空機材料として使われている Ti 合金や Ni 基超合金を対象とした鍛造実験の事例を紹介する。

2.1500 トン鍛造シミュレータ仕様 2.1 装置概要

1500トン鍛造シミュレータの外観を Fig.1 に示す。中 心に位置するのが 1500 トン油圧プレスである。プレス機 を囲むように、素材加熱炉、予熱・徐冷炉、衝風・ミス ト冷却装置、水冷装置を配置しており、プレスには金型 加熱炉を付設している。各装置間は連動しており、マニ ピュレータによって素材の自動搬送が行われる。1500ト ン鍛造シミュレータは、素材の加熱から鍛造、冷却まで の一連の鍛造プロセスをプログラム制御する装置である。



Fig. 1 1500 ton Forging Simulator

1500トン鍛造シミュレータの主仕様を Table 1 に示す。 最大加圧力 1500 トンの油圧プレスの加圧機構は、ストロ ーク速度に加えひずみ速度での制御が可能であり、それ ぞれ 0.01~300mm/s、0.001~9.99/s の広範囲かつ加圧下 においても任意の範囲で可変である。加圧中の平衡度制

^{*1 (}国)物質・材料研究機構 (NIMS) 〒305-0047 茨城県つくば市千現1-2-1 E-mail: KURODA.Syuji@nims.go.jp

御(≦±0.2mm/m),荷重制限や加圧保持などの機能も有 している。本プレス機は,最高 1100℃まで金型を加熱す る金型加熱炉を備えており,素材は素材加熱炉からマニ ピュレータによって金型内へ自動搬送され,金型へセッ ト後も金型とともに均熱化される。素材加熱炉から金型, 鍛造まで一定のサイクルタイムで行うことで鍛造試験の 再現性を高めている。1500 トン鍛造シミュレータは,精 緻なひずみ速度制御が可能なプレス機と高精度な温度制 御が可能な付帯装置によって,ひずみ速度依存性および 温度依存性が大きい難鍛造材料の恒温鍛造を想定条件で 行うことができる(Fig.2)。鍛造後の冷却方式は,空冷, 水冷,ミスト冷却,衝風冷却,炉冷と様々な方法が可能 であり,幅広い冷却速度で様々な鍛造材の特性を制御す ることができる。

Table 1	Specification	of the 1500) ton Forging	Simulator
---------	---------------	-------------	---------------	-----------

Press Capacity	1500 ton	
Press Control	Stroke rate	0.01~300mm/s
	Strain rate	0.001~9.99 /s
Billet	Diameter	\sim 200mm
	Height	\sim 300mm
	Weight	\sim 25kg
Billet Furnace	\sim 1200°C	
Die Temperature	\sim 1100°C	
Cooling	Air Water Mis	t Air Blast and Furnace Cooling



Fig. 2 Initial billet (left) and final pancake (right) in isothermal forging

2.2 素材と金型の温度制御および鍛造中の測温

1500 トン鍛造シミュレータは素材と金型の中心部を それぞれ目標温度の±5℃以内に制御した精密な恒温鍛 造が可能である。これは、素材加熱炉から金型内へ搬送 する間の素材の温度変化を熱電対で連続測定し、金型加 熱炉のヒーター出力値を設定することで実現される。こ の出力設定による金型温度制御技術とマニピュレータに よる自動搬送が鍛造温度を制御している。温度感受性が 高い Ti 合金は素材内部の温度ムラの影響が大きく均一 な変形が困難であるが、本金型加熱炉で最適な出力値を 設定することにより、素材高さ 200~300mm であっても 上下の温度ムラを抑え上下・左右対称の変形を加えるこ とができる。さらに、1500トン鍛造シミュレータでは鍛 造中の素材温度の測定を行うことも可能である。熱電対 による内部測温に加え,熱画像装置(サーモグラフィ型 放射温度計)での表面温度の測定により高精度な鍛造温 度データを得ることができる。Fig.3 に航空機用 Ti 合金 Ti-17 における 800℃恒温鍛造中の素材温度の温度分布・

変化を示す。本データにおいて熱電対の挿入位置は素材 の中心である。この結果から鍛造中に温度が上がる「加 工発熱」現象を確認することができる。鍛造中の温度変 化は形状に加え本合金特有の組織形成に大きな影響を及 ぼすため、実測の温度データは鍛造条件と成形および組 織との相関性を解析する上で有用である。



Fig. 3 Temperature variations in isothermal forging

2.3 1500 トン級鍛造の有用性

実験室で主に使われる鍛造シミュレータは数 10 トン 級であり,一方,航空機エンジンに使われる大型鍛造材 を製造する国内最大のプレス機は5万トンである。1500 トンはこれまで大学などで使われてきた鍛造シミュレー タと製造現場で使われる実鍛造機をつなぐ中間のサイズ といえる。すなわち、学術的に蓄積された塑性加工の原 理や基礎物性データと, 製造現場で培われた高い鍛造技 術をスケール則的に比較でき、新部材の実用化への時間 短縮に向けた技術開発に適切なサイズである。1500トン 鍛造シミュレータで鍛造可能な素材サイズは直径 200mm, 高さ 300mm までとなっており, これまで鍛造 プロセスの研究に多く使われてきた数 10 トン級の鍛造 シミュレータで得られる試料サイズの数10mmと比較し て段違いに大きい。 Fig.4 に示すように、同一の鍛造材 から組織観察と力学特性を評価する試験片を取得できる。 同じ組織を有する鍛造材の力学特性を評価することが可 能となり(1), 鍛造材の組織・特性予測シミュレーション の高精度化につながる。また、1500トン鍛造シミュレー タでの鍛造は、そのサイズと精密な制御が可能なことか ら数千~数万トンクラスの実鍛造を模擬することができ, その模擬鍛造で得られる様々な塑性加工データは, 塑性 加工シミュレーションの高精度化に活かされる。



Fig. 4 Locations of macro-slice, microstructure examination, and tensile specimens

3.1500 トン鍛造シミュレータによる鍛造試験の事例3.1 高精度なひずみ速度制御試験

Ni 基超合金 Alloy718 の恒温鍛造中のストローク変位 と荷重の変化を Fig.5 に示す。鍛造素材は直径 90mm,高 さ 160mm であり、素材と金型の温度ともに 900℃,ひず み速度 0.1/s 一定の条件において圧縮率 75%まで単軸圧 縮試験を行った。グラフ中の破線はプログラム設定によ る計算値,実線が実際のストローク変位を示す。このよ うに加圧中においても設定値に対してほぼ外れることな く,高精度なひずみ速度制御鍛造を実現している。



Fig. 5 Stroke displacement and load in strain rate control forging

3.2 Ti 合金の大型リング圧縮試験

Ti 合金 Ti-17 の摩擦係数同定のために大型のリング圧 縮試験⁽²⁾を行った。鍛造前のリング材の寸法は外径 222mm,内径 111mm,高さ74mmであり,リング材加熱 温度930℃,金型温度600℃の条件において圧下率と潤滑 条件を変えた熱間鍛造を行った。温度,加圧条件に加え, 金型の表面粗さも一定となるよう試験ごとに金型清浄を 実施している。Fig.6 左が圧縮試験後の鍛造材の写真であ る。上段が潤滑剤なし,下段が潤滑剤あり,左から順に 圧下率30%,40%,50%となっている。鍛造材は高精度 三次元座標測定機(接触・非接触)を用いて形状測定を 実施した(Fig.6 右)。



Fig. 6 Ring compression test for investigating friction in hot forging

3.3 Ni 基耐熱合金の恒温型鍛造

高強度 Ni 基ディスク材 TMW 合金⁽³⁾の型鍛造を実施した。これは MH プロセス⁽⁴⁾を施した TMW 合金の最適な 鍛造プロセス開発のための模擬鍛造となる。鍛造素材は 直径 115mm, 高さ 80mm であり,素材と金型の温度とも に 950℃, ひずみ速度 0.01/s の条件において圧縮率 47.5% および 73.1%まで恒温鍛造を行った。Fig.7 の左は鍛造後 (圧縮率 47.5%)の外観写真、右は鍛造中の温度変化を 熱画像装置によって金型加熱炉側面の石英ガラス越しに 測定した結果である。



Fig. 7 Isothermal forging of TMW alloy

4. まとめ

温度とひずみ速度を精緻に制御できる 1500 トン鍛造 シミュレータは、塑性加工シミュレーション、組織・特 性予測シミュレーションを高精度化するための材料デー タベース構築の基盤となる信頼性の高いデータを提供し、 材料開発から実用化までの時間を短縮する新鍛造プロセ スの開発に貢献する。

本装置および本技術は SIP(戦略的イノベーション創 造プログラム)革新的構造材料「革新的鍛造プロセス技 術開発に向けたプロセス制御とデータベースの構築」(管 理法人:JST)により実施された。

- 御手洗容子,黒田秀治,本橋功会,松本洋明,宮本吾郎, 吉田佳典,逸見義男,Ti17 鍛造材の鍛造温度による組織変 化と引張特性,日本金属学会(2017)第161回講演大会,J24.
- (2) 佃誠,高田与男,尾崎幸一,リング圧縮試験での摩擦せん 断係数に及ぼす試験条件の影響,軽金属学会誌,Vol. 29, No. 9 (1979), 397.
- (3) 超耐熱材料研究の最前線, NIMS NOW, Vol. 9, No. 8 (2009), pp. 2-9.
- (4) 太田敦夫, 今野晋也, 高強度 Ni 基鍛造合金の革新的技術, 日本機械学会誌, Vol. 119, No. 1171 (2016), 317.

【研究報告】



ジェットエンジン用 Ti 合金鍛造材の組織形成と引張特性

Microstructure evolution and tensile properties of forged Ti alloys for jet engine application

*御手洗 容子*1 黒田 秀治*1 本橋 功会*1 松本洋明*2 吉田佳典*3

Yamabe-Mitarai Yoko, Kuroda Syuji, Motohashi Norie, Matsumoto Hiroaki, Yoshida Yoshinori

宮本吾郎*4 逸見義男*5

Miyamoto Goro, Yoshio Itsumi

ABSTRACT

Microstructure evolution depending on forging and heat treatment conditions was investigated for near β Ti17 alloy using 1500t forging press. Forging temperature and solution treatment temperature were changed to observe microstructure change. Plate-like primary α phase precipitated during cooling after forging. A following solution treatment reset microstructure and formed microstructure with nearly equilibrium volume fraction of primary α phase. Solution treatment temperature determined the volume fraction of primary α phase and secondary α phase precipitated the following aging process. Tensile properties were also investigated at room temperature, 450, and 600°C for the obtained microstructure after different solution treatment. Tensile strength depended on volume fraction of primary and secondary α phase at room temperature. However, microstructure dependence on strength becomes weak at high temperature. Elongation seems to have weak relationship with shape of grain boundary α phase.

キーワード: Ti17, ジェットエンジン, 鍛造, α 相, β 相, 引張特性 Key Words: Ti17, Jet Engine, Forging, α phase, β phase, Tensile properties

1. 緒 言

Ti 合金はジェットエンジンのファンや圧縮機のディス ク、ブレードなどに使われており、エンジン全体では重 量の 20~30%に適用されている。Ti 合金の中でもエンジ ンに使用されているのは、高強度・高靭性である $\alpha(hcp)+\beta(bcc)型合金、高温強度・耐クリープ性に優れる$ near α 合金(β 量を 10%以下に抑えた合金)である。どちら

*1	物資・材料研究機構
	〒305-0047 茨城県つくば市千現1-2-1
	E-mail: mitarai.yoko@nims.go.jp
	Kuroda.syuji@nims.go.jp
	Motohashi.norie@nims.go.jp

*2 香川大学 〒761-0396 香川県高松市林町2217-20 E-mail: matsu_h@eng.kagawa-u.ac.jp

- *3 岐阜大学 〒501-1193 岐阜県岐阜市柳戸1-1 E-mail: yyoshida@gifu-u.ac.jp
- *4 東北大学 〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-02 E-mail: miyamoto@imr.tohoku.ac.jp
- *5 神戸製鋼所 〒676-8670 兵庫県高砂市荒井町新浜2-3-1 E-mail: itsumi.yoshio@kobelco.com

の合金も、 β 域、あるいは $\alpha+\beta$ 域で鍛造後、 β 域で熱処 理をし、冷却すると冷却中に板状の α 相が生成すること により板状の α と β が積層する針状組織を形成する。一 方、 $\alpha+\beta$ 域で熱処理を施すと、等軸 α が生成し、残りの β 相から冷却中に α が生成し、 $\alpha+\beta$ 層状組織となる Bimodal 組織が形成する。このように熱処理温度によって 組織が大きく変化する。針状組織は旧 β 結晶粒が大きい ことから、クリープ特性に優れ、一方、Bi-modal 組織は 疲労特性に優れていることが知られている。

ジェットエンジンのディスクやブレードは鍛造で製造 され、製造品の形状に近い形状になるように型鍛造が行 われる。型鍛造では、部材内のひずみ分布や加工発熱や 冷却速度の影響による温度分布により組織形成に違いが 生じ、その結果、部材内の力学特性がばらつくことがあ る。力学特性のばらつきは、製品の安全性に関わるため、 製造品の組織制御は重要な課題である。

本研究では、比較的大きな素材が鍛造可能であり、同 一鍛造材から力学特性評価試験片と組織観察用試料を採 取できる 1500 トン鍛造シミュレータッを用いて、α+β 合 金である Ti17 (Ti-5Al-2Sn-2Zr-4Cr-4Mo, wt%)に対する鍛 造条件(鍛造温度)と熱処理条件(溶体化処理温度)が 組織形成と力学特性に及ぼす影響について調べた。

2. 実験方法

ビレットから切り出した Ti17 合金 (φ134x192 mm) を、 1500 トン鍛造シミュレータ[∞]を用いて下記の条件で鍛造 した。

- ・鍛造温度:700,750,800,850°C (α+β 域)
- ・ひずみ速度 0.033/s
- · 鍛造量:75%
- · 冷却速度:空冷

75% 鍛造した鍛造材のサイズはおよそ φ268x 48 mm であった。得られた鍛造材を大気中で 750, 800, 850°Cで4時 間熱処理後水冷し、さらに 620°C8 時間時効処理を施し 空冷した。熱処理材の D/4(D は直径)の位置から φ6x25mm の引張試験片と組織観察用試料を切り出した。引張試験 は ASTM E8/E8M-13 の規格に従って、室温、450, 600°C で行った。SEM による組織観察とX線回折により、α相 の体積率、旧 β 粒径など組織因子を明らかにした。

3. 結 果および考 察

Fig. 1 に 700, 750, 800, 850°Cで鍛造後、800°Cで溶体化 処理後 620°C時効処理を施した組織を示す。鍛造温度が 異なっても、溶体化処理により β 粒内に板状の一次 (Primary) α 相が生成し、その後の時効処理により、板状 α 相の間に二次(Secondary) α 相が生成する組織が形成さ れた。鍛造温度による大きな違いは粒界に析出する α 相 の形状であり、鍛造温度が 700, 750°Cと低い時は、数 μ m の粒状の α 相が生成し。鍛造温度が 800, 850°Cと高い時 は、粒界を覆うようなフィルム状の α 相が生成した。こ れらの粒界 α 相は鍛造中に核生成し、溶体化処理中に成 長した。生成する全 α 相の体積率はほぼ同じであり、一 次き α 相の板幅、長さともほぼ同じものが生成した。



Fig. 1 Microstructure of Ti17 solution treated at 800 $^{\circ}$ C for 4 hours following by air cooling and aged at 620 $^{\circ}$ C for 8 hours following by water quenching after forged at (a) 700, (b) 750, (c) 800, and (d) 850 $^{\circ}$ C.

Fig. 2 に、800°Cで鍛造後、750, 800, 850°Cで溶体化処理 後の組織を示す。溶体化温度が低いほど一次α相の生成 量が増えた。一次α相の体積率は、溶体化温度750, 800, 850°Cに対し、それぞれ、51, 29, 13%であった。



Fig. 2 Microstructure of Ti17 solution treated at (a) 750, (b) 800, (c) 850 °C for 4 hours following by air cooling after forged at 800 °C.

Fig.3に、800°Cで鍛造後、異なる温度で溶体化処理した 試料の溶体化処理のみと溶体化処理および時効処理を施 した場合における室温における引張強度(TS)と 0.2%耐 力(FS)を示す。溶体化処理のみを施した場合、一次α相 の体積率が多いほど強度が上昇し、Ti合金の強度はα相 による析出強化により決まることが明らかとなった。そ の後の時効処理により、微細な二次α相が生成すること によりさらに強化される。二次α相の析出量は、時効処 理温度で生成する平衡α相の量と溶体化処理温度で生成 した一次α相の量の差分生成するため、溶体化処理温度 が高い 850°Cで、より多くの二次α相が生成する。その ため、時効処理による強化は溶体化処理温度が高い試料 の方が大きくなる。



Fig. 3 Tensile strength (TS) and 0.2% flow stress (FS) of solution treated samples and solution treated and aged samples at room temperature vs volume fraction of primary α .

4. まとめ

ジェットエンジンに使われる Ti17 合金について、鍛造条 件を変化させた時の組織変化とそれに対する引張特性に ついて明らかにした。溶体化処理温度は一次 α 相の生成 量を大きく変化させ、二次 α 相は時効温度における平衡 量と一次 α 相量の差分生成した。室温の強度は、一次 α 量と二次 α 量で決まることが明らかとなった。

参考文献

(1) 黒田秀治、本橋功会、御手洗容子、1500トン鍛造シミュレータによる鍛造プロセス開発、第46回日本ガスタービン学会定期講演、A8

謝 辞

本研究は、SIP 革新的構造材料「大型精密鍛造シミュレータを 用いた革新的新鍛造プロセス開発と材料・プロセス DB 構築」 により行われた。 【研究報告】

A-10

高強度 Ni 基合金 USC800 のガスタービン部品への適用検討

A Study on Application of High Strength Ni-based Superalloy USC800 for Gas Turbine Components

今野 晋也*1	佐藤 順*1	*江口 滋信*1
IMANO Shinya	SATO Jun	EGUCHI Shigenobu

ABSTRACT

Recently, the operation temperature of the gas turbine is increased with a view to enhancing the thermal efficiency. Furthermore, aiming to suppress NOx emission, it is necessary to decrease cooling inlet air and increase combustion air. Consequently, the metal temperature of the combustor will increase, therefore the development of high temperature materials which are applicable to combustor is required. In this study, we establish a manufacturing process of high strength rolled sheet alloy which has good low cycle fatigue (LCF) properties and higher creep strength and evaluate the applicability to the actual equipment.

キーワード: ガスタービン, 燃焼器, Ni 基合金, 圧延, 溶接 **Key Words:** Gas Turbine, Combustor, Ni-based Superalloy, Rolling, Welding

1. 諸言

近年ガスタービンでは、熱効率向上を目的として燃焼 温度の高温化が図られている。また、燃焼に伴い排出さ れる NOx 低減の為、冷却空気量を減少させて、燃焼用の 空気量を増大させる必要がある、燃焼温度の高温化と冷 却空気量の減少に伴い、燃焼器材料のメタル温度は上昇 するため、燃焼器用部材に適用可能な耐用温度の高い材 料の開発が望まれている。また、燃焼器内筒および尾筒 は、起動停止の繰り返しと運転中の燃焼振動による疲労 破損が生じやすく、交換・補修サイクルが短いことが問 題視されている。疲労強度に優れる材料が適用できれば、 燃焼器部品の長寿命化により、プラント維持費用の大幅 な低減が見込める。

三菱日立パワーシステムズでは、高効率火力発電プラ ントの構成部品用材料として、高温強度と大型鋼塊製造 性を両立する耐用温度 800°C級 Ni 基合金(USC800)の開発 を進めており、これまでに、大径管およびボイラチュー ブ模擬部材の製造に成功している⁽¹⁾。USC800 は、析出強 化型合金であり、強化相である γ '相の固溶温度は鍛造部 材として広く用いられる Alloy263 と同等でありながら、 700-800°Cにおける γ '相析出量が 2 倍以上大きいことが 特徴である⁽²⁾。また、試作鍛造材の疲労特性評価におい て、本合金が、現行のガスタービン燃焼器部材と比較し て3倍程度高い疲労寿命を示すことを確認している。圧 延板においても試作鍛造材と同等の材料強度を実現し、 USC800を燃焼器部材に適用できれば、前述の課題を克 服することが期待できる。

本論では、USC800 の燃焼器部材への適用検討を目的 とし、圧延板材の開発、共材溶接性の評価、実機部品の 加工性検証に関して報告する。

2. USC800 圧延板材の開発

2.1 熱間圧延条件の検討

USC800 合金について熱間圧延条件を検討するため、 小型圧延機にて熱間圧延試験を実施した。素材となる鋼 塊は真空誘導溶解と真空アーク再溶解によるダブルメル トプロセスで製造した鋼塊をプレス鍛造することで 150 ×450×800mm の圧延素材とした。板厚 150mm から 33.5mm 迄は 3Hi 熱間圧延機を用いて熱間圧延した。圧 延板の一部(33.5×150×400mm、重量約 17kg)を圧延試験 用素材とし、小型圧延機で厚さ4.5mm まで熱間圧延した。 熱処理は、圧延加熱温度・最終熱処理温度を表1に示す 組み合わせで実施した。板厚 12mm までを粗圧延、12mm 以下を仕上げ圧延とした。図1に圧延板の外観を示す。 すべての圧延条件で、圧延中に割れ等は発生せず板厚 4.5mm まで圧延できた。

^{*1} 三菱日立パワーシステムズ株式会社 〒317-8585 茨城県日立市幸町3-1-1 E-mail: shigenobu_eguchi@mhps.com

-				
Test piece	Rough rolling	Finish rolling	Solution treatment	
No.	temperature, °C	temperature, °C	temperature, °C	
1		1150	1130	
2	1190	1150	1120	
3	1160	1120	1120	1130
4		1120	1120	
5		1150	1130	
6	1150	1150	1120	
7	1150	1120	1130	
8		1120	1120	

Table 1 Rolling Conditions



Fig.1 USC800 rolled plates

2.2 圧延板の破壊調査

圧延板の一部を切断して特性評価試験を行った。圧延 板は、USC800の標準熱処理条件である三段階の時効熱 処理を行った後、試験片加工を行い、ミクロ組織観察、 高温低サイクル疲労試験およびクリープラプチャー試験 に供した。

表2に今回試作した4.5mm 圧延板の溶体化処理後の結 晶粒度と硬さを示す。いずれの圧延条件においても、 Hv200 以下であり、燃焼器部品への加工性は良好とみら れる。図2は各段階における熱処理温度と平均結晶粒度 および粗大結晶(ALA)粒度の関係を示す。仕上げ圧延温 度、溶体化熱処理温度ともに1120℃とすることで、平研 結晶粒度 G.S.#6以上まで組織を微細化できることが分か った(試番 No.4 および No.8)。なお、今回検討した温度 範囲では、粗圧延温度には、最終熱処理後の組織との相 関は見られなかった。試番 No.4 および No.8 においても、 局所的に大きな(平均粒度番号-3 を上回る大きさ)粒

(As-Large-As grains)の存在が確認されたが、ALA 粒径は GS.#2 程度まで細粒化できた。

Table 2 Grain	size	and Vi	ckers	hardness
---------------	------	--------	-------	----------

Test piece No.	Average grain size ASTM No.	ALA grain size ASTM No.	Vickers hardness, Hv
No.1	3.8	0.0	165
No.2	3.2	-0.5	165
No.3	2.5	-0.5	162
No.4	6.1	2.0	183
No.5	2.0	-1.0	158
No.6	2.5	0.0	161
No.7	3.2	-1.0	156
No 8	63	2.0	185





また、試番 No.4 および No.8 では、板表面付近 500 µ m 程度の粒径が大きくなっていた(図 3)。それぞれ、溶体化 熱処理前の状態においても、表面付近の粒径が同程度で あることから、溶体化処理に伴う粒成長ではなく、再結 晶が進行しなかったものと考えられる。これは、板表面 では圧延時に温度低下により、変形抵抗が大きくなり、 十分な歪みが入らなかったためであると考えられる。



Fig.3 Microstructure of the test piece No.4 and 8

2.3 圧延板の機械特性

USC800 圧延板の LCF 特性を図4 に示す。図4 には比較として Alloy263 の LCF 特性も併せて示す。全歪み範囲 0.6%において、USC800 圧延板の疲労寿命は、Alloy263 の 3 倍以上となり、USC800 試作鍛造材と同等の疲労寿命となった。



Fig.4 Low cycle fatigue test result of USC800 rolled plate

高温クリープ特性を図5に示す。試験温度800℃、応 力294MPa および333MPa では、試作鍛造材と比べ短時 間で破断する結果となった。これは、結晶粒が試作鍛造 材にくらべて微細であることが要因と考えられる。 USC800 圧延板の800℃における10⁵h 破断応力は80Mpa 程度となった。



Fig.5 Larson-Miller Parameter (LMP) stress curves for USC800 rolled plate

3. USC800 圧延板の共材溶接性評価

3.1 圧延板の溶接性評価

USC800 圧延板の溶接性の確認の為、4.5mm 圧延板どうしを突合せ TIG 溶接した。溶接金属として φ1×1000mm の USC800 溶接棒を作製し用いた。

図 6 は溶接後の継手の外観および溶接後の溶接金属部 断面の光学顕微鏡による観察結果を示す。溶接金属部に は割れおよび欠陥は観測されなかった。溶接まま、溶体 化処理後および時効熱処理後の板断面の EBSD(Electron Back Scatter Diffraction Patterns)分析により得られた GROD(Grain Reference Orientation Distribution)マップを図 7 に示す。GROD マップは、1 つの結晶粒内のある基準 方位からの方位差を表し、図中の色調変化が大きいほど 歪みが大きいことを示している。溶接まま、溶体化処理 後、時効熱処理後ともに溶接金属部には、歪みが集中し ていることが観測された。また、溶接金属部は母材と比 べて結晶粒径が粗大な凝固組織となっていた。



(a)Appearance and sampling positions of USC800 welded joint



(b)Cross section of USC800 welded joint Fig.6 Appearance and cross section of the USC800 welded joint



(c) after aging treated

Fig7. GROD-maps of the cross section of USC800 welded joint

3.2 溶接継ぎ手の破壊調査

溶接した圧延板の一部を切断して特性評価試験を行った。USC800の標準熱処理である三段階の時効熱処理を 行った後、試験片加工を行い、引張試験および高温低サ イクル疲労試験を実施した。溶接継手の引張強度および 0.2%耐力は表3のとおり母材と同等であった。引張試験 片の破断後の外観を図8に示す。試験片はいずれも並行 部中央付近の溶接金属部で破断した。

Table 3 Tensile test result

	Test temperature, °C	Proof stress, MPa	Tensile strength, MPa	Elongation, %	Reduction of Area, %
USC800	22	752	1118	16.7	27.1
Welded Joint	800	547	711	19.7	28.7
USC800	22	710	1027	14.7	14.9
Base metal	800	521	707	25.3	35.6



Fig.8 Ruptured tensile test pieces

低サイクル疲労試験片の破断後の外観を図9に示す。 引張試験と同様、試験片は、いずれも溶接金属部で破断 した。低サイクル疲労試験の結果を図10に示す。図10 には、比較として Alloy263 圧延板、Alloy263 溶接継手、 USC800 試作鍛造材および USC800 圧延板の LCF 特性を 併せて示す。全歪み範囲 0.6%において、USC800 溶接継 手の疲労寿命は USC800 圧延板(母材)の1/2~1/3 程度 となり、Alloy263 圧延板の 1.5 倍、Alloy263 溶接継手の 3 倍の疲労寿命を実現した。



Fig.9 Ruptured low cycle fatigue test pieces





溶接継手の疲労寿命が母材と比べ 1/2~1/3 程度となっ たのは、溶接部の組織が結晶粒径の粗大な凝固組織とな ったこと、および溶接部に歪みが集中していることが要 因であると考えられる。

USC800 溶接継手の低サイクル疲労寿命は Alloy263 母 材および溶接継手と比較して優位であり、ガスタービン 燃焼器の溶接構造品への適用に際しても問題とならない ことが確認された。今後、溶接後の熱処理条件を検討し、 溶接金属部の歪みを解消することが出来れば、更なる高 強度化が期待される。

4. USC800 圧延板の実機部品加工性の検証

4.5mm 圧延板を冷間圧延により板厚 1.15~2.3mm まで 圧延し、燃焼器部品の試作を行った。USC800 冷間圧延 板は、従来の製造ラインで、曲げ加工および YAG レー ザによる溶接が可能なことが確認できた。試作した燃焼 器部品の外観を図 11 に示す。



Fig.11 Gas turbine combustor parts made of USC800

5. 結論

本研究では、耐熱性と高温低サイクル疲労強度に優れ る高強度Ni基合金USC800の熱間圧延板の圧延プロセス を検討し、熱間圧延板の溶接性および溶接性の評価と冷 間厚圧延板の実機部品加工性検証を行い、次の結果を得 た。

(1)熱間圧延において、板厚 12mm 以下の仕上げ圧延温 度、圧延後の溶体化熱処理温度を 1120℃とすることで、 結晶粒度番号6の均質な組織となることが確認された。 圧延中に端割れなど軽微な割れの発生もなく、良好な圧 延性が確認された。

(2)USC800 試作圧延板の低サイクル疲労寿命は、 Alloy263 圧延板の3倍程度となり、試作鍛造材と同等で あった。

(3)USC800 試作圧延板のクリープ破断寿命は、試作鍛造材の7割程度となった。10⁵hクリープ破断強度が80MPaとなる温度は800℃となり、Alloy263圧延板に比べ、+50℃の優位性を示した。

(4)USC800 熱間圧延板どうしを突合せ、共材 TIG 溶接 を実施した。溶接金属部に割れや欠陥は観察されず、良 好な溶接性が確認された。

(5)溶接継手の引張強度は 22℃で 1118MPa,800℃で 711MPa となり、母材強度と同等であった。

(6)溶接継手の LCF 寿命は、母材の 1/2~1/3 程度となったが、Alloy263 圧延板および溶接継手強度を上回った。

(7)板厚 1.15~2.3mm の冷間圧延板を用いて、ガスター ビン燃焼器部品を試作した。曲げ加工、レーザ溶接とも に Alloy263 と同一の工程で、部品加工が可能であること が実証された。

以上より、USC800 は、試作鍛造材と同等の LCF 強度 を有する圧延材が製造可能かつ、従来の製造ラインで、 曲げ加工および TIG 溶接、YAG レーザ溶接が適用できる ことを確認し、ガスタービン燃焼器部品に適用できる見 通しを得た。

- (1) 今野晋也, 佐藤順, 鴨志田宏紀, 芝山隆史, 太田敦夫, 火 カプラントの効率向上に寄与する高強度鍛造 Ni 基合金の 合金設計及び革新的製造技術, 三菱重工技法, Vo.52, No.2 (2015), pp.30-35.
- (2) Jun Sato, Hironori Kamoshida, Shinya imano, Alloy Design of Ni-Base Superalloys Aiming for Over 750°C Class A-USC Steam Power Plant, Advances in Materials Technology for Fossil Power plants proceedings from the Sixth International Conference, (2011), pp.386-392.

【研究報告】

A-11

発電用ガスタービン部品の拡散ろう付け補修材の組織安定性評価

Evaluation of Microstructural Stability on Diffusion-Brazing Material for Land-based Gas Turbine Component

*齊藤 大蔵^{*1} 坂本 昭博^{*1} 北山 和弘^{*2} SAITO Daizo SAKAMOTO Akihiro KITAYAMA Kazuhiro

ABSTRACT

Crack and metal-loss are observed in serviced hot-gas-path components such as nozzle, bucket, combustion liner and transition piece for land-based gas turbine. Toshiba developed diffusion-brazing technology that can suppress transformation during repairing of stage 1 nozzle and transition piece. We evaluated the degradation of base material, but the degradation behavior of repaired material after long-term service is not clarified. Microstructural stability was evaluated using for degraded diffusion-brazing materials after long-term aging. Diffusion-brazing materials show superior microstructural stability until 24,000 hours at 700°C and until 12,000 hours at 800°C.

キーワード:発電用,ガスタービン,拡散ろう付け,補修技術,金属組織,寿命評価 Key Words: Land-based, Gas Turbine, Diffusion-Brazing, Repair Technology, Microstructure, Life Assessment

1. はじめに

ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバイ ンドサイクル発電システムは CO₂排出量の削減、エネル ギー資源を高効率に利用できるため火力発電の中でも電 力供給の中核となっている。本システムの主機であるガ スタービンは高温の燃焼ガスを作動流体としており、燃 焼器や動静翼などの高温部品は高い熱応力や遠心力が生 じる等、過酷な環境にさらされるため運転時間の経過に 伴い劣化や損傷が進行する⁽¹⁾。

これらの高温部品は高価であるため、定期的に新品と 交換する前に補修を繰り返しながら運用されている。第 1 段静翼の運転による損傷は主としてき裂であり、補修 時の変形を抑制できる拡散ろう付け補修技術を適用して いる⁽²⁾⁽³⁾。また、ガスタービン入口温度が 1300℃クラス 以上のトランジションピースでも微細なき裂が広範囲に 生じているため拡散ろう付け補修の適用を進めている⁽⁴⁾。

高温部品においては補修後、次の定検までの3~4年の 長期間使用される。各部品に用いられているNi基やCo 基超合金の材料劣化の現象解明や機械的特性との相関は 長時間の人工劣化材を用いたこれまでの研究にて解明さ れている⁽⁵⁾。しかし、補修材の長時間にわたる材料劣化 挙動に関する評価は少ない。

ここでは拡散ろう付け補修材に対して最大24,000時間 まで人工劣化させた材料を用いて、組織の長時間安定性 を評価した結果を述べる。

2. 実験方法

2.1 供試材

実験に用いた補修材は、ろう材の粉末と合金粉末で構成される。合金粉末の化学成分を表1に示す。また、ろう材はNi-15Cr-3.25B系の市販の粉末である。

				111455 70
Cr	Со	Мо	Nb	Ta
17.5	12.7	9.0	0.27	0.1
Al	Ti	С	В	Ni
1.25	0.87	0.06	0.007	Bal.

Table 1 Chemical Composition of Alloy Powder

2.2 試験方法

補修材の組織安定性を評価するため、ろう材粉末と合 金粉末の混合粉末をアルミナのるつぼに入れ、1150℃で 拡散処理を行った。冷却後の素材形状は約70×70×7~ 8mm であり、図1に示す10×15×2mmの試験片を素材か ら採取した。この試験片を大気炉にて700℃および800℃ の温度で各々の人工劣化を行った。加熱時間は3,000 時 間、12,000 時間および24,000 時間である。

 ^{*1} 東芝エネルギーシステムズ株式会社 〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4 E-mail: daizo.saito@toshiba.co.jp E-mail: akihiro.sakamoto@toshiba.co.jp

^{*2} 東芝エネルギーシステムズ株式会社 〒212-8585 川崎市幸区堀川町72-34 E-mail: kazuhiro.kitayama@toshiba.co.jp

人工劣化後、試験片の断面を鏡面研磨してビッカース 硬さ計を用いて硬さ計測を行った。なお、計測荷重は 1kg である。また、走査型電子顕微鏡を用いて断面の組織観 察を行った。



Fig. 1 Drawing of Diffusion-Brazing Material and Test Specimen

3. 実験結果

3.1 硬さ計測

人工劣化前後の補修材のビッカース硬さ計測結果を図 2 に示す。700℃での人工劣化材における硬さは加熱時間 が長くなるに従い緩やかに低下した。800℃での人工劣化 材の硬さの変化も 12,000 時間まで緩やかであったが、 24,000 時間の加熱時効材においては平均で HV223 まで 低下した。



Fig. 2 Vickers Hardness of Diffusion-Brazing Material after Aging Treatment

3.2 組織観察

人工劣化前後の補修材の組織写真を図3および図4に 示す。人工劣化前の組織は灰色のマトリックスに弱い白 色と強い白色のコントラストの相が認められる。弱い白 色の相はNi-Cr系の硼化物、強い白色の相はMo-Cr系の 硼化物である。このような組織形態が人工劣化により変 化する程度を評価したが、700℃で最大24,000時間まで 加熱しても顕著な変化は認められなかった。一方、800℃ においても12,000時間の加熱時効までは顕著な変化は 認められなかったが、24,000時間の人工劣化材ではNi-Cr 系の硼化物の減少が認められた。800℃においてNi-Cr 系の硼化物の構成元素が長時間の加熱および表面からの 酸化の影響により拡散が進行したものと考えられる。こ のような組織の変化は硬さと良い相関を示していた。



Fig. 3 Microstructures of Diffusion-Brazing Material after Aging Treatment at 700°C for (a) 0h, (b) 3,000h, (c)12,000h, (d) 24,000h



Fig. 4 Microstructures of Diffusion-Brazing Material after Aging Treatment at 800°C for (a) 3,000h, (b)12,000h, (c) 24,000h

4. まとめ

拡散ろう付け補修材を 24,000 時間まで人工劣化を施し、 硬さおよび組織観察によりその変化を評価した。700℃に おいて 24,000 時間まで、800℃では 12,000 時間まで優れ た組織安定性が確認できた。今後はより高温での変化も 評価していく。

本論文に掲載の商品の名称は、それぞれ各社が商標とし て使用している場合があります。

参考文献

 (1) 澤徹,酒井義明: ガスタービンの保守技術, ガスタービン学 会誌, Vol.40, No.4 (2012) pp.141-146.

(2) 株式会社東芝ホームページ電力・社会システム技術開発センター < http://www.toshiba.co.jp/pic/tech_thermal/index_j.htm>
 (参照日 2018 年 9 月 7 日)

(3) D. Saito, Y. Yoshioka, K. Kitayama, Y. Sakai, Application of Diffusion-Brazing Repair Technology for Land-base Gas Turbine Nozzles, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2011,

Osaka, Japan, 2011-11, IGTC2011-74

(4) D. Saito, K. Kitayama, N. Okamura, K. Yoshida, Development and Application of Repair Technology for Land-base Gas Turbine Transition Pieces, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015, Tokyo, Japan, 2015-11, pp.1035-1038.

(5) 齊藤大蔵,北山和弘,酒井義明,発電用ガスタービン高温部 品の寿命診断技術と材料劣化挙動,日本学術振興会 耐熱金属 材料第 123 委員会研究報告, Vol.58, No.2, (2017). 【技術紹介】

将来航空推進システム技術創成社会連携講座における非定常空力解 析技術について

Development of Unsteady Aerodynamic Analysis Technology in Advanced Aeropropulsion Laboratory

*青塚 瑞穂^{*1} AOTSUKA Mizuho

A-12

ABSTRACT

IHI is cooperate with the university of Tokyo in the advanced aeroplopulsion laboratory, which project is intended to create an advanced and fundamental technology and to foster human resources for developing a safe, highly environmental compatible and innovative aeropropulsion system.

キーワード: 航空推進システム,環境適合性 Key Words: aeropropulsion system, Environmental compatibility

1. はじめに

株式会社 IHI は 2012 年(平成 24 年)から,東京大学工 学系研究科に設置された社会連携講座「将来航空推進シ ステム技術創成講座」⁽¹⁾に参加し,将来の航空推進に向 けた技術開発や人材育成に取り組んでいる。

2. 連携講座内容

2.1 講座の体制と実施状況

本講座は、将来の航空輸送が広く社会に受け入れられ、 持続的に発展するために不可欠な、安全で高度な環境適 合性を有する革新的な航空推進システムの実現を目指し た先端・基盤技術の創成ならびに人材の育成を目的とし て、研究と教育に取り組む。3 つの分野の研究課題に取 り組んでおり、1番目は、環境適合技術、2番目はエネル ギーマネジメント、3番目はものづくり技術である。

それぞれの研究テーマについて,各研究リーダを中心 として,研究会を定期的に開催している。本研究会は, クローズドな会であり,本講座の関係者だけで研究の進 捗について議論がなされている。研究会の場においては, 東京大学の協力教員と弊社担当スタッフだけでなく,若 手スタッフも参加することにより,技術的な教育の側面 も併せ持つ会になっている。

また,研究の成果を発信するとともに将来の航空推進 技術分野を支える裾野の拡大と学生も含めた技術交流を 進めるために,年に1回オープンワークショップを開催 している。

2.2 研究成果の紹介

本節では、1 番目の環境適合技術における研究成果に ついて紹介する。

ガスタービン・ジェットエンジンについては、環境負荷を低くするために、更なる CO₂排出の低減や騒音の抑制が求められている。エンジンの高効率化を達成するためには、損失の少ない翼型の開発等が求められるが、それと同時にフラッタ等の振動問題の発生が無い、健全性の確保も同時に課題となってくる。空力と構造の連成問題であるフラッタの解析には、高度な解析技術が必要となってくる。

そこで、本講座においてフラッタ解析技術の高度化に 取り組んでいる。弊社リグ試験において得られたフラッ タバウンダリに対して、東大において開発された空力ー 構造連成(FSI)コードを用いた解析を実施した⁽²⁾。

図1に示したファン特性曲線図上において,ファン部 分回転(80~82.5%回転)でリグ試験においては,フラッタ が観察された。CFD 解析の結果では,82.5%回転からフ ラッタが発生するという結果になり,試験で見られたよ りも低い75%回転までフラッタ領域が存在するという結 果になった。80~82.5%回転でのフラッタ発生境界は試 験と良く一致したが,それよりも低い回転数では,試験 との一致が悪いという結果になった。

様々な要因について調査が進められているが、その一 つとして、遷音速域での失速点近傍の流れ場が物理的に 正しく捉えられていないという可能性が考えられる。そ こで、LESによる翼列流れの圧縮性乱流解析により、詳 細な流れ場の検討に取り組んでいる⁽¹⁾。

^{*1} 株式会社 IHI 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229 E-mail: mizuho_aotsuka@ihi.co.jp

3. まとめ

東京大学将来航空推進システム技術創成社会連携講座 における,IHIの活動を紹介した。

FSIやLES等の企業の研究の枠の中では,難易度が高 く実施が困難な技術を,企業で問題となっているテーマ に取り組み,重要な知見が得られている。

また,研究活動だけでなく教育やオープンワークショ ップ等の情報発信活動を行うことで,将来の航空分野に 携わる人の教育と裾野を広げることに貢献している。



Fig.1 ファン特性曲線⁽²⁾



Fig. 2 LES による翼列流れの圧縮性乱流解析⁽¹⁾

- 将来航空推進システム技術創成講座ホームページ, http://www.aeroeng-lab.t.u-tokyo.ac.jp/
- (2) 立石,渡辺,姫野,青塚,室岡," 遷音速ファンの部分回 転数時に失速点近傍で生じるフラッターの FSI 解析",日 本ガスタービン学会誌 Vol. 44, No. 4,pp.292-301, Jul. 2016

A-13

軸流圧縮機の大規模流れ解析と設計利用

Large-Scale Numerical Simulation of Flow Field in an Axial Compressor and its Application to Design

*松岡 右典^{*1} MATSUOKA Akinori

1. はじめに

高性能で信頼性の高いガスタービンを設計する上で, 今では数値シミュレーションが必要不可欠な存在となっ ている。計算機の高速化と数値解析技術の発展によって, より複雑で実際的なガスタービン内部の流動現象が現実 的な時間で解析できるようになってきた。CFD 黎明期の 単純化された翼間流れ解析が設計現場で実用されるよう になって久しいが,昨今では,複雑な部品形状を忠実に モデル化したり,要素間の干渉に着目した非定常流解析 など,より複雑で高度な解析へと応用範囲が広がりつつ ある。このようにシミュレーション技術が高度化する中 で,ガスタービン開発においても解析の果たす役割が拡 大している。本稿では,ガスタービンの軸流圧縮機開発 における大規模非定常流解析の解析事例を紹介し,最新 の解析技術の設計利用の方向性についても述べる。

2. 軸流圧縮機の大規模解析

2.1 多段軸流圧縮機の旋回失速初生現象の流れ解析

産業ガスタービンに用いられる圧縮機では、サイクル 効率の向上のため高圧力比化が進んでいる。このような 高圧力比に伴って翼列の空力負荷が高くなり失速が発生 しやすくなるため、サージや旋回失速などの失速限界付 近における空力特性を正確に予測することが、重要な課 題となっている。しかしながら、従来から設計現場で広 く用いられている RANS 定常流解析では、失速等の剥離 を伴う非定常性の強い流動現象を精度よく捉えることは 困難であった。そこで、このような課題に対して、スー パーコンピュータ「京」を利用し、ガスタービン実機に 用いられる多段軸流圧縮機を対象として、大規模 DES (Detached Eddy Simulation) 解析を実施することにより、 旋回失速初生現象の解明を試みた⁽¹⁾。

解析対象は, 産業用の 30MW 級ガスタービン用に開発 された 14 段軸流圧縮機⁽²⁾である。全 14 段のうち, 設計 回転数の失速限界付近の作動条件で旋回失速の発生が疑 われた前方 7 段を計算対象とし, *k-*の乱流モデルベース の DES 解析を実施した。図1 に解析に用いた計算格子を 示す。前方7段の総翼間数は601に及び,各翼列あたり 約1.2~1.4億の計算セル(各翼間あたり約300~600万セ ル)を設け,全体のセル総数は約20億である。

解析の結果,本圧縮機の場合,失速限界付近の作動条件において6段静翼を起点として旋回失速が発生することが分かった。図2は,失速初生における6段静翼出口の軸流速度分布の時間履歴を示す。静翼ハブ側コーナー剥離を起点として,低速度域が動翼回転方向に旋回を伴いつつ急速に発達し,大規模な失速セルへと成長して前後の段に波及し,最終的には圧縮機全体へと失速領域が短時間で拡大していく様子が捉えられた。このように,DESによる全周非定常解析によって,失速限界付近の不安定流動現象を精度よく予測できる可能性が示された。



Fig. 1 Computational grid of 7.5-stage axial compressor



Fig. 2 Time variation of axial velocity distribution on 6th stator exit plane

^{*1} 川崎重工業(株)航空宇宙システムカンパニー 〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

2.2 遷音速圧縮機の静翼剥離流れ解析

次に示す解析対象は,遷音速軸流2段圧縮機である。 本圧縮機は高速かつ高負荷を特徴とし,特に初段動翼の 相対流入速度はスパンのほぼ全域で超音速となっている。 このような超音速領域と亜音速領域が混在する流れ場で は,翼間に強い衝撃波が形成されるだけでなく,衝撃波 と翼端漏れ渦および翼面境界層との干渉による剥離を伴 う複雑な流れ場を形成する。さらに,動静翼間では後流 干渉やポテンシャル干渉といった非定常干渉を伴うため, これらの効果を精度よく解析するには,圧縮機全段全周 を対象とした非定常乱流場を取扱う必要がある。

そこで、高負荷遷音速圧縮機内部の複雑な流動現象を 解明し、各流動現象における損失発生の過程を把握する ことを目的として、遷音速2段軸流圧縮機の翼列全周を 対象とした DES による非定常解析を行った⁽³⁾。なお計算 には、スーパーコンピュータ「京」を利用している。

図3に解析に使用した計算格子を示す。計算セル数は, 各翼列で1億前後(各翼間あたり約340万~520万セル) を設け, 圧縮機全体の総セル数は約4.5億である。

本検討では、*k-*の乱流モデルベースの DES 計算を実施 した。解析結果の一例として、初段静翼負圧面における 流れ場を図4に示す。図4(a)に示す時間平均流れ場では、 負圧面ハブ側において大規模なハブ・コーナー剥離が生 じている。また、翼端の部分クリアランスから生じる漏 れ渦が確認できる。一方、図4(b)に示す瞬時の流れ場で は、複数のハブ・コーナー剥離渦が形成されており、時 間的に大きく変動している。それらの剥離渦が互いに干 渉することで複雑な流れ場を形成していることがわかる。 また、翼面上には、2段静翼から入射した衝撃波によっ て生じた剥離が確認できる。

このように, DES 解析によって遷音速翼列内部に生じ る複雑な流動現象の理解を進めるとともに,解析結果か らエントロピー生成率を算出することで,翼間における 損失生成過程の詳細な分析を行った。

3. 大規模流れ解析の設計利用

前項の解析事例で示されたとおり,軸流多段圧縮機の 大規模 DES 解析によって,従来の RANS 解析レベルで は困難であった圧縮機内部の複雑な非定常流動現象や損 失発生メカニズムの理解が進んできた。このような現象 把握が進み問題点が明確になれば,さらなる性能改良を 進めるための指針となると期待される。

一方で、数億〜数+億セル数の計算格子を用いる大規 模解析は、「京」クラスの計算資源を用いて漸く実行でき るのが現状であり、実際の設計工程で利用することは難 しい。製品開発では、数多くの設計候補、条件に対して 解析評価を繰返す必要があり、短時間で実行できるスピ ードが求められる。したがって、当面の設計利用を進め るためには、計算機のハード、ソフト両面からの高速化 を図るとともに、解析対象に応じた適切なモデル化を行



Fig. 3 Computational grid of 2-stage axial compressor



Fig. 4 Vortex cores and limiting streamlines in 1st stator

う必要があると考えられる。また,解析の信頼性を高め るために,試験データとの検証を行いながら解析事例を 積み上げ,利用上のノウハウを蓄積する必要もある。

4. おわりに

ガスタービンの軸流多段圧縮機開発における大規模非 定常流解析の解析事例を紹介するとともに,最新の解析 技術の設計利用の方向性について述べた。

- (1) 山田和豊,田村優樹,古川雅人,松岡右典,中山健太郎:大 規模 DES による多段軸流圧縮機旋回失速初生現象の数値 解析,第43回日本ガスタービン学会定期講演会(米子)講 演論文集,(2015)
- (2) Ikeguchi, T., Matsuoka, A., Sakai, Y., Sakano, Y. and Yoshiura, K.: Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68524 (2012)
- (3) 齋藤誠志朗,山田和豊,古川雅人,松岡右典,丹羽直之: 遷 音速多段軸流圧縮機の静翼列流れに及ぼす動翼列の三次元 効果に関する全周 DES 解析,第45回日本ガスタービン学 会定期講演会(松山)講演論文集,(2017)

【技術紹介】

A-14

ガスタービン燃焼器開発における CFD の適用

Application of CFD Analysis for the development of Gas turbine Combustor

*斉藤 圭司郎^{*1} SAITOH Keijiro

1. はじめに

近年,地球環境負荷低減の観点から,天然ガス焚きガ スタービンコンバインドサイクル(GTCC)のさらなる 高効率化が求められており,当社では1600℃級のガスタ ービンを開発している⁽¹⁾。本論文ではガスタービン燃焼 器の高温化に対する技術課題に対し、CFD 解析を燃焼器 開発に活用事例を紹介する。

2. ガスタービン燃焼器の開発課題

Fig.1 に当社ガスタービンの構造を示す。ガスタービン の高効率化のためには、タービン入口温度を上昇させる 必要があるが、NOx は燃焼ガスの温度に対して指数関数 で増大する。そこで、ガスタービン燃焼器では、空気と 燃料を均一に混合することで燃焼温度を低減させている (希薄予混合燃焼)。一方で希薄予混合燃焼では火炎が安 定しにくく、燃焼振動が発生しやすいという欠点がある。 また同時に、燃焼温度を上昇させると燃焼速度が増大し フラッシュバック(逆火)のリスクが増大する。



Fig. 1 Gas turbine combustor

*1 三菱重工業(株)

〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1 E-mail: keijiro_saitoh@mhi.co.jp NOx の発生箇所を特定したり, 燃焼振動, フラッシュ バックを評価するためには, 燃焼器内部の流れ場, 火炎 構造またそれらの動的挙動を理解する必要がある。しか しながら, ガスタービン燃焼器内の流れ場や火炎の構造 は複雑な3次元構造を持つため, 正確にその状況を把握 することは難しい。また, 更なる高温化の要求の中, 低 NOx, 安定燃焼を実現するためには, 燃焼試験だけでな く, CFD を有効活用した設計手法の採用が必要である。

3. 火炎位置の評価事例

CFD を利用していくためには、その検証が重要である。 Fig.2 に大気圧燃焼試験の火炎可視化計測結果(OH-PLIF) と LES 燃焼解析結果の比較を示す。実験では、大気圧条 件下で実際のガスタービン燃焼器を用いて行い、水酸基

(OH) 平面レーザー誘起蛍光(OH-PLIF) 法による燃焼 器内部の発熱率分布を取得した。このように評価した火 炎位置や発熱率分布は、下記の観点で設計に活用してい る。また火炎位置の計測結果を用いて,解析精度の向上 にも活用している⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

(1)NOx の低減

NOx は火炎温度に対して極めて強い依存性がある。また滞留時間にも依存して生成することが知られている。 NOx 低減のためには局所的な高温領域を回避するか、もしくは滞留時間を低減する必要があり、それらを実現するために火炎位置の特定が必要である。

(2)フラッシュバックの防止

燃焼器では、燃料と空気を効率良く混合するためにス ワラによる旋回を与えている。このとき、スワールに伴 う渦と火炎の相互作用により、流れ方向とは逆向きの速 度を誘発しフラッシュバックが発生する。フラッシュバ ックを防止するために火炎位置と周囲の流れ場の正確な 評価が必要である。

(3)燃焼振動

燃焼振動は,発熱率変動と圧力変動の相互作用により、 自励的に圧力変動が増幅する現象である。発熱率変動と 圧力変動の振動の位相差が燃焼振動発生有無に重要な指 標であるが,火炎位置がそのタイミングに大きな影響を 及ぼす。その解析事例、検証事例を事項に記す。



Fig. 2 Heat release of measured result(OH-PLIF) and simulation result(LES)

4. 燃焼振動の解析事例

燃焼振動は燃焼,流体,音響が連成する複雑な事象で あるが,近年,CFD 解析によりこれらの全ての事象を同 時に解くことにより燃焼振動を直接評価できるようにな ってきている⁽⁵⁾。Fig.3 は大気圧燃焼試験における燃焼振 動発生時の燃焼器内の圧力変動スペクトルを示したもの であり、圧縮性非定常 RANS 解析を実施している。この 例では,発生する周波数が計測と解析で概ね一致してい ることが分かる。解析により発振する周波数の予測を行 うことができれば、燃焼器開発段階で音響デバイスによ る対策などを講じることができる。



Fig. 3 Pressure spectrum of GT combustor

一方、この CFD 解析は、燃焼振動発生のメカニズム解明 のためにも活用している。Fig.4 に燃焼振動の安定性評 価指標である Rayleigh Index マップを示す。計測では OH-PLIF と圧力変動の同時計測により評価を行っている。 ここで得られる安定・不安定領域のマップは、どの箇所を 変更すれば安定燃焼が得られるかの指針を示している。 燃焼不安定を発生させる位置を特定し、不安定箇所を発 生させないような燃焼器の改良につなげている。



Fig. 4 Rayleigh Index of measured result(OH-PLIF) and simulation result(U-RANS)

5. まとめ

本発表では、ガスタービン燃焼器の高温化に伴って発 生する技術課題に対し、CFD 解析の活用事例を紹介した。 特に NOx,フラッシュバック、燃焼振動はガスタービン 燃焼器の大きな技術課題であり、これらの解決には今や CFD は欠かせないツールとなっている。

近年は、計算機能力の向上と可視化計測結果による予 測精度検証により、燃焼振動のより複雑な連成振動現象 についても、CFDで直接的に予測できつつある。

- (1) 伊藤栄作,塚越敬三,正田淳一郎,石坂浩一,斉藤圭司郎, 鳥越泰治,超高温ガスタービンの要素技術の開発,三菱重 工技報 Vol.52 No.2 (2015)
- (2) 瀧口智志,斉藤圭司郎,田中優佑,中尾光宏,木村勇一朗, 齋藤敏彦,1700℃級燃焼器の開発~高温ガスタービンの燃 焼技術~,日本燃焼学会誌第57巻179号(2015)pp.36-43.
- (3) Fukuba,S, Kimura,Y, Tanaka,Y, Isono,M, Takiguchi,S, Saitoh,T, Saitoh,K, Experimental and Numerical Investigation of DLN Combustor for a Heavy-Duty Gas Turbine, GPPS forum(2017).
- (4) 水上聡,磯野充典,永井尚教,斉藤圭司郎,高効率ガスタ ービン実現に向けた燃焼・伝熱分野における解析・計測技 術,三菱重工技報 Vol.52 No.4 (2015)
- (5) 磯野充典,木村勇一朗,齋藤敏彦,光学計測および CFD に よるガスタービン燃焼器の火炎伝達関数評価,第53回燃焼 シンポジウム (2015)

【研究報告】

高負荷軸流圧縮機の段解析手法の評価

Evaluation of CFD methods for highly-loaded axial compressor stage

*立石	敦*1		渡辺	紀	l徳*1	姫野	武	洋*1
TATEISHI	Atsushi	WATA	ANABE	Tos	hinori	Himeno	Ta	kehiro
	谷ī	直樹 ^{*2}	青	塜	瑞穂*2	加雨	溙	大*2
	TANI N	Naoki	AOTSU	KA	Mizuho	KA	ГО	Dai

ABSTRACT

A detailed evaluation of blade row coupling methods in CFD was conducted toward improvement of performance prediction accuracy in highly loaded axial flow compressor stage. The analysis targets were two similar transonic compressor stages with different design pressure ratio. Several mixing plane methods were evaluated by referencing unsteady rotor stator interaction simulation. The results showed that the difference in predicted performance becomes significant for highly loaded stage, and steady simulations using two-dimensional non-reflective boundary condition showed comparable performance with unsteady simulations. An additional study was conducted for deeply understanding the effect of rotor-stator interaction to stage performance by changing gap between blade rows. As the gap became small the rotor loading was gradually increased, which was caused by periodic removal of trailing edge blockage by potential field of passing stator. This change in rotor performance by rotor stator interaction was not properly reproduced by steady flow simulations using mixing plane. **+**-**7**-**F**:

Key Words: Multistage Compressor, Stage Characteristics, CFD, Mixing Plane, Rotor Stator Interaction, Wake

1. はじめに

航空用エンジンに採用される軸流圧縮機では、バイパ ス比や熱効率向上のために、圧力比は年々上昇している。 圧力比を大きくするには段数を増やせばよいが、軸長や 部品点数が増大する⁽¹⁾。したがって、翼列を高負荷化し、 段あたりの圧力比を高めることが、小型・軽量で低コス トのエンジンの実現のために今後いっそう求められる。

近年の圧縮機の空力設計は数値流体力学(CFD)に依 るところが大きい。多段圧縮機の空力設計では、子午面 内流れ解析で求められたフローパターンを満足するよう に、各翼列の翼型が検討される^(2,3)。この検討は単一の翼 列から全段形態といった様々な規模にわたり、各翼列の 性能や段間のマッチングが評価される。そのため、各設 計段階のそれぞれで高い予測精度が要求される。

ターボ機械の動静翼を通過する流れは本質的に非定常 であり,既存の CFD 解析手法は非定常解析,定常解析に 分類できる。非定常解析は動静翼列の相対運動により 時々刻々変化する流れを考慮するもので,一般に計算コ ストが大きい。一方定常解析では翼相対系での流れ場を 定常であると仮定し,ミキシングプレーンにより翼列間

*2 株式会社 I H I 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229 を接続して単一の翼列のみを解く。定常解析では翼列を またぐ後流の移流や周方向の流れの不均一性が失われる が,非定常解析に比べてはるかに計算コストが小さいた め、現在でも設計においてさかんに用いられている。

しかし,多段圧縮機の CFD において,どのような場合 に定常解析で差し支えないのかの判断や,様々に提案さ れている翼列間の接続手法^(46 など)の選択の指針は明らか でない。そのため,多段圧縮機における動静翼干渉現象 の詳細な理解と,解析結果の相互比較に基づく適切な手 法の選択が,解析精度の向上に必要不可欠である。

そこで本研究では、高負荷な多段軸流圧縮機の段解析 手法を CFD 手法と流れ現象の両側面から評価する。ま ず、負荷の異なる二種類の単段圧縮機について定常・非 定常解析の結果を比較し、高負荷な機種への定常解析適 用時の注意点と、解析誤差が大きくなる場合の原因を指 摘する。その後、高負荷な機種で動静翼間隔を変化させ るスタディを行い、動静翼干渉による段性能変化の主要 なメカニズムと、定常解析の適用可能範囲を議論する。

2. 解析対象

 単段遷音速軸流圧縮機 NASA Stage 35, Stage 37 本研究では, 翼形状が文献⁽⁷⁾で公開されている単段遷 音速圧縮機 NASA Stage 35 と Stage 37 を用いる。Fig. 1 に,子午面内流路形状と積重軸上方から見た動静翼の形

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



Fig. 1. Meridional view and three blade sections (tip, midspan, and hub) of NASA Stage 35 and 37

Table. 1. Design spec	ifications of N	NASA Stage 35	and 37
-----------------------	-----------------	---------------	--------

	Stage 35	Stage 37
Pressure ratio	1.82	2.05
Adiabatic Efficiency	0.865	0.877
Corrected mass flow rate	20.188 [kg/s]	
Shaft speed	17188 [rpm]	
Number of blades	36:46 (original)	
(rotor:stator)	36:45 (pre	sent study)

状を,また Table 1 に諸元をそれぞれ示す。設計点流量, 回転数,翼枚数,アスペクト比は二機種間でほぼ等しい。 しかし Stage 37 のほうが Stage 35 より設計圧力比が高く, 後縁の反りが大きい、高負荷な動翼になっている(8)。

文献(7)で公開されている翼型は製造時のもののため, Maraging200鋼(ヤング率180GPa, ポアソン比0.3, 密度 8.0×10³ kg/m³)を仮定し,設計回転数での翼形状を構造 解析で求めて使用する。また,計算コストを削減するた め静翼を1枚減らした系を取扱い、非定常解析は1/9セ クタ(動翼4枚,静翼5枚)で実施する。翼端間隙はRotor 37 に対する Suder の計測(9)を参考に、動翼で 0.325mm と し、静翼では考慮しない。

2.2. 諸量の評価

Fig.1 内には Stn1~Stn3 と示された仮想的計測ライン が示されており, 全圧, 全温度, その他諸量の周方向・ 半径方向分布を評価する。Stn1 は動翼上流, Stn2 は動翼 後縁から 1mm 軸方向に下流, Stn3 は静翼下流である。 また,解析領域入口で実流量を評価する。全圧力比π,全 温度比τ,修正流量Q,断熱効率η を次のように算出する。 なお, 添字は各ステーション番号を, 上付きバーは周方 向・半径方向に質量流量平均された値を表し、基準状態 は $T_{\rm ref} = 288.15$ K, $P_{\rm ref} = 101325$ Pa にとった。

$$Q = \frac{\dot{m}_{\rm in} \sqrt{\overline{T_{\rm 1}}/T_{\rm ref}}}{\overline{P_{\rm 1}}/P_{\rm ref}} , \qquad \eta = \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau - 1}$$
(1)

$$\pi = \overline{P_{t\,\rm stn}}/\overline{P_{t1}} \quad , \qquad \tau = \overline{T_{t\,\rm stn}}/\overline{T_{t1}} \tag{2}$$



Fig. 2. CFD mesh (Stage 37, every 2 lines)

なお非定常解析結果を用いる際は、まず翼相対系で保 存量 (質量,運動量,全エネルギー)の時間平均を求め, ここから他の量(流速,温度,圧力)を算出している。 また, 翼負荷の分布は圧力係数 C_p で評価する。ここで, Pref, Ptrel は各翼高さ位置に対する翼列上流の基準圧力 で、それぞれ静圧と、相対淀み点圧である。

$$C_p = \frac{P - P_{\text{ref}}}{P_{t \text{ rel}} - P_{\text{ref}}}$$
(3)

3. 数值解析手法

解析には東京大学で開発された圧縮性流体解析コード PT3D を用いる。様々な解析セットアップが可能だが、本 研究では一般的な RANS 解析手法を採用する。基礎方程 式は翼相対系で記述された圧縮性 RANS 方程式であり, これを有限体積法で離散化する。非粘性項は minmod リ ミタを併用した三次精度の MUSCL 補間と AUSM 型の SHUS スキーム⁽¹⁰⁾を用いる。粘性項は二次精度中心差分 で有限体積的に評価する。乱流モデルとして, Spalart-Allmaras モデル(11)に旋回が強い部分の生成項を抑制する よう修正を加えた SA-R モデル(12)を用いる。時間進行は Newton 法による陰解法で行い, エントロピ変数で定式化 された Gauss-Seidel 法⁽¹³⁾を線形反復に用いる。

3.1. 格子

Fig. 2 に解析格子の概観を Stage 37 について示す。こ の格子は NUMECA 社の Autogrid5[™] を用いて壁面隣接 セルの壁面距離が 1.0 µm となるように生成され、動翼 128 万点,静翼 101 万点からなる。このとき,前縁半径 部以外の領域で y+<2 となることを確認している。動静 翼列の接続位置は動翼と静翼のちょうど中間の位置であ る。なお, Stage 35 についても同様の格子を用いる。

3.2. 定常段解析手法とミキシングプレーン

定常解析ではミキシングプレーンを用いるが、定式化 には様々なものがある。本研究では、理論的概念が明快 な Saxer と Giles の手法^(5,14)を選択し実装した。この手法 では,各翼高さ位置で質量,運動量,エネルギーの流束 がバランスするように、周方向平均値を逐次修正する。 今回の解析では流入境界と流出境界における流量の差は およそ0.005%であり、保存性は十分であった。

さらに、基本変数(密度、圧力、流速)の局所的な分 布と周方向平均値との差(以降、偏差成分)について無



Fig. 3. Total pressure rise characteristic of Stage 35 and 37 at design speed

Table 2. Rotor total	pressure ratio	at design	massflow
	(a) Stage 35		

)
)

反射境界条件が適用される。Giles⁽¹⁴⁾は定常流れ解析に用いる無反射境界条件として、一次元、二次元の Euler 方 程式の固有値解析に基づくものを提案した。以降、これらを用いた定常解析を 1D NRBC, 2D NRBC と呼ぶ。

1D NRBC は特性変数を算出する際,境界垂直方向の速 度成分と圧力の連成しか考慮しないが,2D NRBC では周 方向速度も考慮するため、ミキシングプレーン上でより 自然な速度・圧力分布が実現される。

3.3. 非定常段解析

非定常段解析では、時間二次精度の三点後退差分に基 づく陰解法を用いて時間進行し、動静翼間の物理量をス ライディングメッシュでやりとりする。時間刻みは動翼 一周あたり 4500Step とし、解析領域全体の連続式残差が 初期反復時の 10⁻²になるまで内部反復(約8回)を行う。 以降、非定常段解析のことを URANS と呼ぶ。



Fig. 4. Axial distribution of total pressure (Q = 20.54kg/s)



Fig. 5. Radial distributions of total pressure ratio and adiabatic efficiency on station 2 (Stage 37, Q = 20.54kg/s)

4. 段解析手法の評価と翼負荷への影響

4.1. 段特性,動翼列特性と無反射境界条件の影響

Stage 35, Stage 37 両方に対して 1D NRBC, 2D NRBC, URANS を実施し,時間平均流れ場より段特性を算出し た。Fig. 3 に設計回転数における段圧力比と動翼圧力比 を,NASA の実験値と比較して示す。Stage 35 でチョー ク流量が少し多めに出ているが,どちらの圧縮機とも, URANS の結果は実験結果の傾向がよく捉えられており 妥当であると考えられる。

低負荷な Stage 35, 高負荷な Stage 37 ともに, 1D NRBC では全圧上昇が URANS に比べて明らかに大きく, 動翼 でより顕著である。Table 2 に, 設計点流量における動翼 の全圧比を, URANS を基準としてまとめる。どちらの機 種も 2D NRBC が URANS により近いが, 負荷の高い Stage 37 のほうが Stage 35 に比べ解析手法間の差が大きく, 1D NRBC の結果では動翼での全圧比が URANS に比べ 3.4%も大きい(全圧上昇にして約 6.4%に相当)。

4.2. 軸方向・半径方向の諸量の分布

解析手法による違いは圧縮機内のどこで生じたのだろうか。設計点よりやや高流量側の,Q = 20.54kg/s を対象とし、修正流量を揃えて諸量の分布を比較する。

Fig. 4 に,原点を動翼前縁とした圧縮機軸方向の流路 断面平均全圧分布を示す。まず URANS を見ると,動翼 前縁から 0.02m 下流までは Stage35 も Stage37 も全圧上 昇の様子は同様だが,Stage37 の全圧は動翼後縁側 (0.02~0.04m)で Stage35 より高くなっている。



(Stage 37, Q = 20.54kg/s)



(Stage 37, Q = 20.54kg/s)

動翼後縁付近の拡大図より, 1D NRBC は後縁側で全圧 上昇を URANS より大きく算出していることがわかる。 一方 2D NRBC は Stage35 で URANS とほぼ一致し, また Stage37 でも 1D NRBC よりはるかに URANS に近いこと から, 翼列間の取扱いとして望ましいといえる。

一方,動翼より下流の全圧損失には,定常・非定常の 手法の間に顕著な違いはないように見える。したがって 特性曲線に現れた同一流量での全圧の差は,Wake が静 翼内で非定常に通過することで静翼の損失が変化したこ とよりは,主として翼列間の取扱いで動翼の全圧上昇が 変化したことが原因であるといえる。

続いて、半径方向の位置による手法間の全圧上昇の違いを調べるために、Fig. 5 に Stage37 動翼後方における 半径方向の全圧と断熱効率の分布を示す。解析手法によ る違いは全翼高さ位置にわたり均一に生じていることか ら、どの翼高さ位置でも同様の理由により翼列間の取扱 いに起因して生じていると考えられる。

4.3. 1D NRBC が動翼で全圧上昇を過大評価した原因

ミキシングプレーンと動翼全圧上昇の関係をさらに調べるため, Fig.7 に翼弦方向の Cp 分布を示す。なお,ここでは代表として Stage37 の翼高さ中央位置で議論する。



正圧面,負圧面ともに前縁より 50%翼弦長まではどの 手法も同様の翼負荷分布となっているが,1DNRBCでは 50%位置から後縁にかけて正圧面側で URANS に比べて 高圧となり,翼負荷が増大している。Fig.5より断熱効率 はどの手法でもあまり変わらないため,この翼負荷増大 が全圧上昇の過大評価に直結しているといえる。

Fig. 8 に,翼列間の接合部における静圧分布を3つの 手法で比較して示す。2D NRBC と URANS は動翼下流, 静翼上流ともにほぼ同様のコンターとなっており,これ らの解析結果の差が小さかったことが改めて理解できる。

しかし, 1D NRBC では動翼後流がミキシングプレーン に入射する位置で非物理的な低圧・高圧のペアの圧力分 布が生じ,高圧領域が動翼正圧面側に到達している。ま た,今回はあまり着目しなかったが,静翼負圧面前縁で も他の手法より強く衝撃波が生じており,下流の翼列へ の流入条件も歪められてしまっている。

ここで、本章で得られた知見を以下にまとめる。 1. 高負荷な圧縮機段の定常解析において不適切な翼列 間接続手法を用いると、非物理的な圧力分布が生じ、動 翼負荷や全圧上昇が異常に変化してしまう。

2. この不具合は、2D NRBCの使用によりミキシングプレーン上の物理量分布を自然なものに近づけることで、ある程度解消できる。



(a) Axial gap $G/G_0 = 0.5$ (b) Axial gap $G/G_0 = 4.0$ Fig. 10. Rotor wake interacting with stator leading edge. Entropy contours are shown.

5. 動静翼干渉による動翼列性能の変化

さて、ここまでの定常解析手法の評価では、2D NRBC が URANS に近い結果を返すことが確認できた。しかし Fig. 3 や Fig. 4 で URANS と 2D NRBC の差に着目する と、両者がほとんど一致している Stage35 とは異なり、 Stage 37 では両者に僅かながら差が生じている。

そこで、次のスタディとして、高負荷な設計の Stage 37 で動静翼間隔を変化させ、動静翼間干渉の強度を変えた 際に観察される圧縮機特性の変化に着目し、高負荷圧縮 機において翼列間干渉と非定常流れがどう性能に寄与す るのか、定常解析でも捉えられる変化なのかを議論する。

元の動静翼間隔を G_0 とし、動静翼間隔Gを、 $G/G_0 = 0.5, 1.0, 2.0, 4.0$ と 4 パターンに変化させ、URANS によって圧縮機特性を取得した。

5.1. 動静翼列間隔が性能に与える影響

前章と同様に、動翼負荷の変化に着目して結果をまと める。Fig.9に、動静翼間隔を $0.5G_0$ から $4.0G_0$ まで変化さ せた際の動翼の全圧上昇特性と、動翼後方の全圧・断熱 効率分布を示す。静翼を動翼から遠ざけると一定の値に 近づき、逆に $1.0G_0$, $0.5G_0$ と近づけるにつれ同一流量で の全圧が上昇している。半径方向の全圧分布からは、翼 高さ位置により変化の感度は異なるが、20%翼高さ位置 や翼端側では $1.0G_0$ でも全圧上昇が大きくなっている。

ー方断熱効率は、どの動静翼間隔でもほぼ同一の分布 であることから、非粘性的なメカニズムで動翼の仕事が 増大し、全圧上昇につながったのだと予想できる。

5.2. 動静翼列干渉による動翼負荷の変化機構

Fig. 10 に, 18%翼高さ位置の動静翼干渉の様子を, $G/G_0 = 0.5, 4.0$ の場合について示す。動翼後流の変形を 明瞭に示すために, エントロピ分布を可視化している。

動静翼間隔が近い $G/G_0 = 4.0$ の場合には動静翼干渉 は穏やかであり,動翼後流は十分発達して静翼に到達し, 静翼流路通過中も直線的な形を維持している。一方で, $G/G_0 = 0.5$ の場合には後流の挙動は動静翼間隔が広い



distributions of axial velocity and relative exit flow angle (18% span height, Stage 37, Q = 20.54kg/s)

場合とは明らかに異なっており,静翼流路中で大きく S 字型に変形している。この理由として,拡散途上の未発 達な後流に存在する幅の広い低運動量領域は,静翼前縁 のつくる静圧場によって加減速されやすく,従って流出 方向が変化しやすいのだということが考えられる。

動静翼干渉の強さにより動翼後流がどう変化するかを 時間平均流れ場の観点から確認する。Fig. 11 に, 18%翼 高さ,後縁より 1mm 下流において,動翼相対流速絶対値 と相対流出角の周方向分布が動静翼間隔でどう変化する かを示す。後流の速度欠損は,動静翼間隔を縮めるほど に主に負圧面側で細くなっている。さらに,動静翼間隔 が小さいほど速度欠損領域以外のほとんどの領域で流出 角が小さくなっている。この流出角の変化の傾向は,動 翼の仕事が大きくなることに対応する。

以上のことより,動翼後流が静翼の影響を強く受ける 場合の現象を模式的にまとめて描いたイメージを Fig. 12 に示す。後縁付近の低速流体は静翼の負圧面側の静圧場 をうけて非定常に下流に排出されるので,後縁付近での



Fig. 12.Wake behavior interacting with pressure field around the stator leading edge



Fig. 13. Effect of axial spacing on rotor performance evaluated by steady and unsteady analyses (Stage 37, Q = 20.54kg/s)

集積が解消され、後流は細くなる。もちろん正圧面側の 高圧領域は後流を上流側に戻すように作用するが、静翼 は負圧面側が動翼側を向いているため、低圧領域の影響 をより強く受ける。以上が動翼で後流が細くなり、相対 流出角が小さくなった理由だと考えられる。

5.3. 定常解析は動静翼列間隔の感度を再現するか?

非定常な動静翼干渉過程により後流の状態が決まり, 翼負荷に影響するため,定常解析では正しい動静翼間隔 の感度が捉えられないと容易に予想できる。Fig. 13 に, Stage37,流量 20.54kg/s の条件における動翼の全圧比と 断熱効率を,動静翼間隔に対してまとめる。

2D NRBC では URANS と感度が逆になっており, 正し く捉えられていない。いっぽう 1D NRBC は URANS と 変化の方向は同じだが,全圧比が非常に大きい。これは 非定常な動静翼干渉の影響ではなく,ミキシングプレー ンという人為的な境界条件の導入により動翼で負荷が増 加しているためである。予想通り,非定常のメカニズム による性能変化は定常解析では再現されなかった。

6. 結論

高負荷な圧縮機の動静翼干渉現象と定常・非定常段解 析手法について,複数の圧縮機,動静翼間接続手法,動 静翼間隔を変えた包括的な調査を実施した。得られた知 見は以下である。 (1) 高負荷な圧縮機段の定常解析において不適切な翼列間接続手法を用いると,翼列間接続面上に非物理的な圧力分布が生じ,翼面上圧力分布に影響を与える。その結果,動翼負荷や全圧上昇が異常に上昇してしまう。この不具合は、2D NRBCの使用によりある程度解消できる。
(2) 動静翼間隔を狭くすると動翼後流の軌跡は静翼の静圧場の影響を強く受けるようになる。このとき、後縁の低速部分が静翼通過により非定常に排出されることで後流が細く、流出角が小さくなり、動翼の負荷が上昇する。
(3) 定常解析では、動静翼間隔の変化に対する段特性の変化を正しく再現することはできない。それは段特性が動静翼干渉で生じる非定常な効果で変化するためである。

- Kato, D., Guillaume, P., Sugihara, A., and Aotsuka, M., "Research and Development of a High Performance Axial Compressor", IHI Engineering Review, Vol. 17, No. 1 (2014), pp. 49-56.
- (2) Holloway, P. R., Knight, G. L., Koch, C. C, and Shaffer, S. J., "Energy Efficient Engine High Pressure Compressor Detail Design Report", NASA CR-165558, 1982
- (3) Denton, J. D., "Multall—An Open Source, Computational Fluid Dynamics Based, Turbomachinery Design System", J. Turbomach 139 (12), (2017), 121001.
- (4) Denton, J. D., "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow through Multistage Turbomachines", J. Turbomach 114(1), (1992), pp. 18-26.
- (5) Saxer, P., "A numerical analysis of 3-D inviscid stator rotor interactions using non-reflecting boundary conditions", MIT PhD Thesis, (1992).
- (6) Chima, R. V., "Calculation of multistage turbomachinery using steady characteristic boundary conditions", AIAA Paper 98-0968 (1998), pp. 1-14.
- (7) Reid, L. and Moore, R. D., "Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor", NASA TP 1337, (1978).
- (8) Chima, R. V., "SWIFT Code Assessment for Two Similar Transonic Compressors", AIAA Paper 2009-1058, (2009).
- (9) Suder, K. L., "Experimental Investigation of the Flow Field in a Transonic, Axial Flow Compressor With Respect to the Development of Blockage and Loss", NASA TM 107310, (1996)
- (10)Shima, E., "Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes-", NAL-SP30, (1996), pp 41-46.
- (11)Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", Recherche Aerospatiale 1,1994, pp 5-21
- (12) Dacles-Mariani, J., Zilliac, G. G., Chow, J. S., and Bradshaw, P., "Numerical/Experimental Study of a Wingtip Vortex in the Near Field" AIAA Journal, Vol. 33, No. 9 (1995), pp. 1561-1568.
- (13)嶋英志,"圧縮性 CFD による低マッハ数流れ計算のための 新しい陰的時間積分法",第 25 回数値流体力学シンポジウム 講演論文集, C02-4, (2009)
- (14)Giles, M. B., "Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations", AIAA Journal, Vol. 28, No. 12 (1990), pp. 2050-2058.

【研究報告】

A-18

多段ハーモニックバランス法における 上下流翼列の周波数の影響について

Evaluation of adjacent blade row frequency effect on blade excitation force with multi-row harmonic balance method

*谷 直樹^{*1} 青塚 瑞穂^{*1} TANI Naoki AOTSUKA Mizuho

ABSTRACT

A harmonic balance (HB) method is efficient CFD method for turbomachinery simulation due to its periodicity. In order to handle multi row cascade, different frequencies of adjacent blade row must be considered. Several methods have been proposed, in the present study, "Harmonic Sets" method was applied to handle multiple frequencies since the method can easily separate the influence of each frequency. The method was applied to transonic compressor cascade and influence of upstream and downstream BPF frequencies were evaluated for blade excitation force. Influence of downstream blade is limited in the present test cascade, and downstream effect is little but not negligible for the blade excitation force evaluation.

キーワード:強制振動、CFD、ハーモニックバランス法 Key Words: Forced Response, CFD and Harmonic-Balance Method

1. はじめに

近年のターボ機械では高性能化の要求が厳しいが、同 程度に開発期間短縮が強く求められている。特に近年の ガスタービン開発においては CFD が多用されており、高 精度化への要求とともに、その解析期間短縮に関する要 求も非常に高くなっている。特に動静翼干渉による振 動・加振の問題、あるいは騒音予測に関しては非定常 CFD が必須であったため解析期間が長く、必要十分な精 度を維持しつつ解析時間を短縮する技術の構築が必要不 可欠となっている。

ターボ機械の内部流れは翼列通過周波数を主たる周波 数とする周期的な現象であり、この点に着目して、短時 間で解析可能な HB 法が Hall et al.⁽¹⁾によって開発され、 近年では適用が徐々に広まりつつある。これは図1に示 すように複数の定常解析結果をFFTの元データとして用 いることで周期的な事象を表す手法であり、時間進行計 算が不要であることから短期間で解析できる利点がある。 定常解析結果の1セットの数をモード数と呼び、多いほ ど良い精度が得られるが、当然ながら解析負荷が増え、 収束まで長い時間が必要となる。もう一つの特徴として、 翼枚数が翼列ごとに異なる場合でも、翼枚数調整をする

 *1 株式会社IHI 〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229 E-mail: naoki_tani@ihi.co.jp ことなく多段解析が可能であり、解析負荷低減にも効果 があることから、多段解析手法の研究がさかんに実施さ れている。Sicot et al.⁽²⁾は、時間間隔を最適値に取ること で不等間隔のフーリエ変換を安定に解析する Almost Periodic Fourier Transform(APFT)法を開発し、限られたモ ード数でも複数の周波数を適切に捉えられる点を示した Frey et al.⁽³⁾は複数のハーモニックバランスの解を重ね合 わせることで複数の周波数を解析する Harmonic Set 法を 提案している。この手法であれば、単一周波数の HB 法 と同様の解析方法で実施可能であり、その重ね合わせを 考慮するだけでよいことから安定性は高い。

本報告では、多段 HB 法に Harmonic Set 法を用い、上 流翼列と下流翼列の通過周波数の影響を、URANS 解析 の結果と比較することで評価を行った。上流と下流翼列 の解析モード数を変更し、翼振動応答解析を行う際のそ れぞれの影響を比較した。



Fig.1 Concept of HB method

2. HB 法および多段化手法

2.1 HB法

既に図1で示したとおり、HB 法ではフーリエ変換を 用いて周期的な事象を表すための手法である。一般的な Navier Stokes 方程式が式1のように表されるとする。

$$\frac{d}{dt}(V\mathbf{W}) + \mathbf{R}(\mathbf{W}) = \mathbf{0}$$
(1)

ここで V はセル体積、W は保存量、R(W)は対流項と粘 性項、生成項をまとめたものである。ここで周期的な変 動を考慮して各時刻 t に関してフーリエ変換をかけると 式2のようになる。

$$\sum_{k=-N}^{N} \left(i\omega_{k} V \hat{\mathbf{W}}_{k} + \hat{\mathbf{R}}_{k} \right) \mathbf{e} \times \mathbf{p} \omega_{k}(t) = \mathbf{0}$$
(2)

 $\hat{\mathbf{W}}_{k}$ および $\hat{\mathbf{R}}_{k}$ はそれぞれ \mathbf{R},\mathbf{W} のフーリエ変換の係数

であり、N はモード数を表し、無限大とすると厳密解と なる。i は虚数単位である。また、k の値は Time Level と呼ばれ、総 Time Level 数は 2N+1 となる。 ω_k は各モー ドの振動数である。この式は全てのk について恒等的に 成立する必要があるため、下記の式を導出することが出 来る。

$$\mathbf{A}^{-1} \cdot \left(i \,\omega_k V \hat{\mathbf{W}}_k + \hat{\mathbf{R}}_k \right) = \mathbf{0} \tag{3}$$

ただし

$$\mathbf{A}^{-1} = \begin{vmatrix} \exp(i\omega_{-N}t_{-N}) & \Lambda & \exp(i\omega_{N}t_{-N}) \\ \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} \\ \exp(i\omega_{-N}t_{N}) & \Lambda & \exp(i\omega_{N}t_{N}) \end{vmatrix}$$
(4)

これを更に逆フーリエ変換をかけることで下記式を導出 することが出来る。

$$\mathbf{R}(\mathbf{W}_k) + V\mathbf{D}_t\mathbf{W}_k = \mathbf{0}$$
⁽⁵⁾

ここでDt はHBソース項に相当し、下記となる。

$$\mathbf{D}_{t} = i\mathbf{A}^{-1}diag(-\omega_{k})\mathbf{A}$$
(6)

式5は収束した定常 Navier Stokes 方程式に HB 法に伴う 生成項である式6を加えたものとなる。式5を直接 SIMPLE 法で解析することも理論上可能であるが、Hall, et al.⁽¹⁾によって数式的に不安定である点が示されており、 一般的に式7のように擬似時間発展的に解かれる。

$$\frac{d\mathbf{W}_{k}}{d\tau} + \mathbf{R}(\mathbf{W}_{k}) + V\mathbf{D}_{t}\mathbf{W}_{k} = \mathbf{0}$$
⁽⁷⁾

d τ は擬似時間刻みである。ソース項の行列 Dt は解析初 期に求めておけば良く、負荷の高い逆行列演算は1度で 済む。また、Local Time Stepping や Multi Grid 法などの定 常解析の収束加速法も適用可能であり、一般的な時間発 展解法より数倍の速さで結果を得ることが出来る利点が ある。

2.2 多段化手法

フラッタや単純な動静翼解析であれば ω_k は翼振動 周波数や翼列通過周波数の単純な高調波を取ればよく、 t_k に関しても1周期の時刻を等配分する値を取ればよい。 しかし、多段計算のような場合は上流・下流の通過翼列 周波数の2つの周波数が存在する。ここでは、複数周波 数を考慮するために Frey et al.⁽³⁾による Harmonic Set 法を 用いた。本手法は、フーリエ変換は複数の周波数の積み 重ねである、と言う点を拡大解釈し、下記のように複数 の HB 法の解Qの和で表現する。

$$\boldsymbol{Q} = \boldsymbol{Q}_{av} + \widehat{\boldsymbol{Q}_{up}} + \widehat{\boldsymbol{Q}_{dn}} \tag{8}$$

ここで Qav は時間平均値、 $\widehat{Q_{up}}$ 、 $\widehat{Q_{up}}$ はそれぞれ上流、 下流の周波数に付いて HB 法で解いた変動成分である。 段間接続部に関しては上流、下流それぞれの周波数に対応した成分のみ受け渡す。詳しくは参考文献(3)を参照されたい。

本手法は単純であるが、そのために安定である。加え て、上流翼列通過周波数と下流側それぞれの解析モード 数を別々に変更させて評価できる点が特徴であり、それ ぞれの翼列の加振力の影響を簡単に評価できる点に特徴 がある。そこで、次章では上流、下流の翼列それぞれの 解析モード数を変えて加振力への影響評価を行う。

3. 解析対象と計算手法

今回の評価に使用した翼列は、文献(4)で報告されてい る 3.5 段段圧縮機の IGV から1段静翼までの 1.5 段のミ ッドスパン部分を抜き出した準2次元形状を対象とした。 1 流路分の計算格子を図2に示す。入口は全圧、全温を 固定し、出口は静圧固定で計算を行った。作動条件は文 献(4)での値にあわせてある。乱流モデルは SA モデルを 用いた。解析は UPACS⁽⁵⁾に HB 法のソースタームを入れ たものを用い、時間積分には MFGS を、空間精度は2次 精度 MUSCL 法を用いた。比較対象として、時間2次精 度の非定常解析も実施した。

翼振動の励振力に関しては, 1.5 段解析の中間翼である1 段動翼に着目して行った。



Fig.2 Computational grid

4. 解析対象と計算手法

4.1 全体分布比較

まず, 翼振動励振力の比較を行う前に、上流側 BPF 周 波数を3モード、下流側 BPF 周波数を2モード考慮した 結果に関して、代表的な Time Level での結果を示した。 図3にエントロピ分布、図4に圧力分布を示す。Time Level 1~3 は上流翼の周波数の変動を持ち、4、5 が下流 側の周波数を、Time Level 0 に関しては双方の周波数成 分を持つ設定としている。各翼列で解析時刻は異なって おり、段間部での分布は連続しない。Time Level 0,1 に関 しては 1R に IGV からの Wake が入射しているのが分か るが、Time Level 4 での段間部は、上流側 BPF 成分を受 け渡さないことから平均値の分布が与えられる。逆に下 流側成分は Time Level 0 と4のみ情報交換が為されるた め、Time Level 1 では平均値が与えられる形となってい る。このような結果をフーリエ変換して周波数成分を求 め、さらに式(8)にて足し合わせることで多段の HB 解を 求める。図4では 1R に衝撃波が発生していることが確 認できる。その影響で、IGV-1R間の段間部には非物理的 な圧力変動が発生してしまっており、HB 法の限界を示 している。



Fig.3 Entropy distribution at each time level



Fig.4 Pressure distribution at each time level

4.2 翼励振力とHB法モード数の関係

図5に全体のモード数は7に固定し、上流と下流のモ ード数割り振りを変えた際の、上流側 BPF の振幅と位相 を非定常解析結果と比較した図を示す。比較対象として は、別途実施した非定常解析結果を用いた。上流モード 数を増やしていくにつれ前縁側の一致が良くなるが、上 流モード数6以上では結果が変わらなくなる。同様に下 流側のモード数が多いほど後縁側の一致が良くなる。上 流側 BPF と下流側 BPF はそれぞれ異なる周波数である が、上流側の BPF で評価した励振力にも影響があること が分かる。本手法では、このように評価モード数を変え ることで、上流・下流の影響をそれぞれ分離して考える ことが出来る点が特徴であり、主要となる現象抽出が容 易となる利点がある。後縁側近傍の励振力分布を見ると、 下流モード数2以上であれば解析結果に有意差が無いこ とが分かる。このため、上流側 BPF 成分への下流側 BPF 成分の影響としては、下流側 2BPF 成分まで考えればよ いと評価できる。



Fig.5 Real and imaginary part of fractuation pressure of 1R HB-4-3 means 4 modes for upstream BPF and 3 modes for downstream BPF.

5. まとめ

本報告では多段 HB 法に Harmonic Set 法を用い、上流翼 列と下流翼列の通過周波数の影響を、URANS 解析の結 果と比較することで評価を行った。その結果をまとめる と次のようになる。

- 上流 BPF、下流 BPF のモード数を増やすことで、 前縁近傍、後縁近傍それぞれの変動圧力は非定常解 析結果に近くなる。
- 今回評価を行った超音速流入翼列では、上流の BPF モード数は 6 モード必要であったが、下流側 BPF は2モードの考慮でよい一致が得られる。

今回の評価対象は超音速流入翼列であり、段間部で非物 理的な振動が見られた。上流側 BPF モード数が比較的大 きな値が必要であったのはその影響も考えられることか ら、今後は亜音速流入翼列での評価も行う予定である。

6. 謝辞

本研究を行うにあたり、JAXAの賀澤様には UAPACS の 利用許諾、CFD 関連技術に関する議論等、非常に有益な 議論を頂いた。ここに感謝の意を表す。

- Hall, Kenneth C., Jeffrey P. Thomas, and William S. Clark. "Computation of unsteady nonlinear flows in cascades using a harmonic balance technique." AIAA journal 40.5 (2002): 879-886.
- (2) Sicot, Frédéric, Guillaume Dufour, and Nicolas Gourdain. "A time-domain harmonic balance method for rotor/stator interactions." Journal of Turbomachinery 134.1 (2012): 011001.
- (3) Frey, Christian, et al. "A harmonic balance technique for multistage turbomachinery applications." ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- (4) Tani, N., 2018, "Simple Non-Reflecting Mixing-Plane Method for Multi-Stage Turbomachinery CFD with Improved Conservation", Proceedings of AJCPP2018
- (5) Aotsuka, M., et al., 2008. "Numerical simulation of transonic fan flutter with 3D NS CFD code." ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers.

【研究報告】

A-19

後縁の薄い翼, 翼列のポテンシャル解法 第2報

Calculation Method for Thin Tail Airfoils and Cascades - 2nd Report -

筒井 康賢^{*1} TSUTSUI Yasukata

ABSTRACT

In this report we return to the origin and return to the boundary conditions where the vertical component becomes zero, first, calculation was done with a large number of elements, but sufficient results were not obtained even if the number was extremely increased. Next, by making a linear element to a polygonal line distribution and increasing the number of elements and the number of divisions in the element, we got a solution near to the analytical solution. We compared them with the previous report.

キーワード:翼,翼列,カスプ状後縁,ポテンシャル流,境界要素法,境界条件

Key Words: Airfoil, Cascade, Cusped trailing edge, Potential Flow, Boundary Element Method, Boundary Condition

1. はじめに

後縁の角度がないカスプ状の翼や翼列,また角度が あっても小さい翼や翼列では,翼面上に渦分布を置く 渦解法を用いると,後縁付近では正しい解が得られな い⁽¹⁾⁽²⁾.

前報⁽²⁾では,境界条件として後縁の一部に渦の内側 の翼面に沿った速度成分をゼロとし,その他では翼面 に垂直成分をゼロとする混合境界条件を採用するこ とで正しい解が得られることを示した.

今回は、もう一度原点に戻って垂直成分をゼロとす る境界条件に立ち返り、どうすれば解析解に近い解が 得られるか探求し、それらと前報の混合境界条件を取 る場合との違いについて論じる.

2. 特異点解法による離散化

特異点解法には,渦分布,わき出し分布など使った ものがあるが,渦分布は境界層内にできる渦度成分を 翼面上に圧縮して表したものと考えると翼面に渦分 布を置く解法は実際の流れとの関係を把握しやすい.

図1は, 翼列の場合の例を現しているが, このよう な流れを, 渦分布を用いた特異点解法で解く場合には, 翼面を貫通する流れがないという境界条件を取るの が一般的であり, 単独翼の場合, その境界条件は次の 式(1),



Fig.1 Coordinates for airfoils

$$\oint \gamma(\mathbf{s}) \left\langle -Im\left\{e^{i\lambda_z} \frac{d}{dz} \left[\frac{i}{2\pi} \log(z-\zeta)\right]\right\} \right\rangle ds + W_{\infty_n} = 0$$

(1)

で表され、問題は、これを積分方程式として未知なる $\gamma(s)$ を求めることになる.ここに $\gamma(s)$ は、後縁からsの位置 $\zeta(s)$ に置かれた渦分布の強さであり、z は翼面

上の任意の位置、 A2はそこでの翼面の傾き、 Woo_ はそ

の点での一様流の翼面の外向き法線方向成分であり, Im は複素数の虚部を表す記号である.

これら式(1)の積分方程式を数値的に解く場合,例えば,図2のように翼面を分割することが考えられ,その翼面のエレメントを直線とし,図3のように,γ(s)

^{*1} 高知工科大学 (名誉教授) 〒168-0082 東京都杉並区久我山1-2-34(自宅)

の分布も直線状の分布とすると、三角形状の渦分布の 集まりと表され、そのm番目の三角形状渦分布が、r 番目のエレメントの中央の点 Z_m に誘導する垂直速度 成分を K_{cm} とすると、式(1)は、式(2)のように簡単に 離散化できて、最終的には、

$[K_{r,m}]\{\gamma_m\} + \{W_{\infty_m}\} = 0 \tag{2}$

という代数方程式に帰着できる.



Fig.2 Elements of airfoil surface

ここで $K_{r,m}$ は、M*(M+1)のマトリクスであり、 γ_m は

M+1の要素を持ったベクトルであるので,



Fig.3 Triangles of vortex distribution

このままでは、式(2)は解くことができないが、後縁を 回り込む流れがないという Kutta の条件を用いると、

$$\gamma_1 + \gamma_{M+1} = 0 \qquad (3)$$

となるので, 今,

 $K'_{r,1} = K_{r,1} - K_{r,M+1}$ $K'_{r,m} = K_{r,m} \quad (m \neq 1 \text{ or } m \neq M+1)$ と表すと、式(2)は、

$[K'_{r,m}]\{\gamma_m\} + \{W_{\infty_n}\} = 0$ (5)

と表され, **K'**は正方行列となり, γについて解くこと ができる. 翼列についての説明は省略する.

3. 要素分割数の増大

前報では、一部に渦の内側、即ち境界層の内側でで は速度がゼロという条件を後縁付近でとる混合境界 条件を採用して、満足の出来る解を得たが、ここでは、 解析法の原点に返り、要素分割を極めて大きくしてみ た.計算の対象は翼厚みが約 10%の Joukovsky 翼で、 迎角は0である.



Fig.4 Calculated velocity distribution near trailing edge (calculated by VB.net)

図中の NN が要素分割数であり,52 分割から3200 分割までの計算結果を示している.分割数を増大する と等角写像法により解析解には近づくものの,特に後 縁では大きくずれている.

ここまでの計算は VB.net による倍精度計算である が,計算精度の問題があるかどうかを確認するために, フリーの gfortran の四倍精度を使って同じ計算を行っ た.



Fig.5 Calculated velocity distribution near trailing edge (calculated by quadra precision gfortran)

Fig.4 と Fig.5 を比較すると、その差はなく、この段 階では計算精度による桁落ちの問題はないと判断される.

ただ,四倍精度の計算は,計算コードの最適化がな されていないせいなのか,倍精度の計算と比較して 30倍ほどの計算時間を要するので極めて使いにくい.

4. 翼形状精度の向上

次に, 渦分布は, 図3と同じ直線形状のままにして, その間の翼形状を折れ線分布にして計算を行った.以下の計算は, VB.net による倍精度計算である.



Fig.6 Calculated velocity distribution near trailing edge Vortex:100 elements, airfoil profile 100*(1 to 1001)

図6は、渦分布を100分割、翼形状については一つの 要素内を図4、5と同じ分割なしから1001分割の折れ線分 布までにして計算した後縁近傍の速度分布である. 図中 のNNが要素分割数で、Ndivが要素内の折れ線分布の数 である.



Fig.7 Calculated velocity distribution near trailing edge Vortex:200 elements, airfoil profile 200*(1 to 1001)

図7は, 渦分布を200分割, 折れ線分布を図6と同じく 1001分割した計算結果である.図8以下は, 400分割, 800分割, 1600分割し, 要素内の形状は1001分割して計 算した結果である.



Fig.8 Calculated velocity distribution near trailing edge Vortex:400 elements, airfoil profile:400*(1 to 1001)



Fig.9 Calculated velocity distribution near trailing edge Vortex:800 elements, airfoil profile:800*(1 to 1001)



Fig.10 Calculated velocity distribution near trailing edge

Vortex:1600 elements, airfoil profile:1600*(1 to 1001) 次の図 11 は,図 10の計算結果の後縁により近い部 分を表示したものである.





図10,11に示したように要素分割数を増大し,要素内の折れ線分布の数を増大すると,解析解に近づく.

これらから判断すると, 垂直速度成分を境界条件とする 解法では, 後縁付近では, 式(3)でわかるように渦分布の 強さが等しく符号が変わることになり, 上下面形状の差に よる誘導速度が支配的であるので, 翼型形状の高い精度 が必要になる.

また,ここでは示さなかったが,gfortranの四倍精度の 計算をすると,分割数が大きくなるとわずかに差が生じて いる.

5. 複合境界条件

これまでの計算結果から, 翼面形状を精度良く表現す れば, 翼面垂直成分を0とする境界条件でも何とか, ポテ ンシャル解に近づくことがわかったが, 形状精度向上のた めに多大な計算時間を要する. これらに対して前報の混 合境界条件との比較を行う.



Fig. 12 Mixed boundary conditions

ここでの混合複合境界条件では、図12のように後縁部 の下部の一部の境界条件を渦分布の内側の翼面接線方 向速度成分を0にとる.

図13には、要素分割52、要素内折れ線分布数100、図 14には、要素分割100、要素内折れ線分布数100の場合 に、下部の境界条件を接線方向速度成分0とする点の数 NXを0から16まで変えて計算している.NX=0での境界条 件は垂直方向成分のみになる.



Fig.13 Calculated velocity distribution near trailing edge with mixed boundary conditions Vortex:52 elements, airfoil profile:52*(101)



Fig.14 Calculated velocity distribution near trailing edge with mixed boundary conditions Vortex:100 elements, airfoil profile:100*(101)

これらを見ると、混合境界条件を取った場合の方が、遥かに分割数が少なく解析解に近づくことが明らかである.

6. まとめ

カスプ状後縁を持った翼について,渦解法の原点に立 ち返って翼面の垂直速度成分を0とする境界条件を取る 場合には翼面形状を正確に表現するために,多数の分 割が必要なことを示し,前報に示した混合境界条件との 比較をして,混合境界条件の採用が遥かに有効であるこ とを示した.

- 例えば, .Morino L. and Kuo C.C, "Subsonic Potential Aerodynamics for Complex Configuration : General Theory", AIAA Journal Vol.12, No.2, 1974, pp. 191-197
- (2) 筒井康賢, 波多野楓華, 野崎理, 後縁の薄い翼, 翼列のポテンシャル解法, GTSJ定期講演会(米子)講演論文集, 2015.9

【研究報告】

A-20

吐出圧力変動を伴うターボチャージャ遠心圧縮機の非定常流動解析

Unsteady Flow Analysis of Centrifugal Compressor for Automotive Turbocharger under Pulsating Flow Conditions

*林良洋*1 富田勲* HAYASHI Yoshihiro TOMITA Isao R Martinez-Botas^{*2} ME Barrera-Medrano^{**} ME Barrera-Medrano

ABSTRACT

Centrifugal compressor for automotive turbocharger is operataed in pulsating flow condition caused by internal combustion engine. However the demand for enhancement of surging stability is severer, it is still unkown that how the internal flow field behaves under pulsating flow conditions especially near surging point. In this study, unsteady flow simulation with pressure pulsation was performed to reveal the flow phenomena in such conditions. By the simulation, it is found that pressure pulsation affects dominantly in impeller-tip flow-field and it causes full-annulus blade stall region throughout leading edge to diffuser inlet.

キーワード: ターボチャージャ, 遠心圧縮機, 脈動流れ, サージング Key Words: Turbocharger, Centrifugal compressor, Pulsating flow, Surging

1. 緒言

乗用車エンジンに使用される過給機は、車両の運転状 態に応じた幅広い作動点で使用されることから、小流量 側のサージングラインから大流量側のチョーキングに至 るまでの広い範囲での安定作動が要求される。近年の排 ガス規制強化にともなう過給ダウンサイジングエンジン の普及により、エンジン最大トルク点に相当するサージ 近傍での過給圧向上の要求が高まっており、遠心圧縮機 に対しては小流量側でのサージマージンのさらなる拡大 が課題となっている。これらの課題解決のためには、当 該作動条件における流動現象の把握が必要不可欠となる。

遠心圧縮機の小流量作動点における流れ挙動に関して は、従来より様々なアプローチがなされており、実験計 測・数値解析によりその流動構造が明らかになりつつあ る¹⁾²⁾が、とりわけ乗用車用過給機に関しては、圧縮機 出口下流にてエンジン吸排気に起因した周期的な圧力脈 動が生じることから、脈動を伴わない定常状態に対して 特異な流動構造を呈することが予想される。しかしなが ら、当該条件下のサージ近傍作動点の内部流れ場に対し て詳細な分析を実施した例は未だ少なく、十分な知見が 得られていないのが現状である。

本研究では、上記のような圧力脈動を伴う条件下におけ る遠心圧縮機の非定常流れ場を解明するため、圧縮機ス クロール出口に圧力脈動波形の実測データを付加した非 定常数値解析を実施し、脈動を伴わない定常流れに

*1	三菱重工 総合研究所
	〒851-0392 長崎市深堀5-717-1
*2	Imperial College London
	London, SW7 2AZ,UK

対する流動指標の変動幅を定量化することで、圧力脈動 の有無に起因したフローパターンの変化を明らかにする とともに、その非定常流れ挙動に関して分析を行った。

2. 解析対象

本研究で解析対象とする遠心圧縮機及びその形状諸元 を図1および表1に示す。本圧縮機はターボチャージャ に使用されるベーンレスタイプの遠心圧縮機であり、羽 根車はスプリッタを有する10+10枚翼のオープンインペ ラを採用している。ケーシング壁面はスムースウォール であり、再循環流路等の付加デバイスは設けていない。



Number of Blades	10+10 (Full Blade and Splitter)
Inlet Mach Number at Design Point	0.834

3. 試験計測

3.1. 試験装置構成

数値解析を実施するに先立って、本研究では圧縮機出 ロに圧力脈動を与えた性能計測を実施している³⁾。図 2 および表2に上記脈動試験装置の構成および試験条件を 示す。本試験装置は。圧縮機スクロール出口下流に回転 バルブを設けることで出口圧力に脈動を与えることが可 能であり、バルブの円盤直径および回転数を変更するこ とで圧力の振幅・周波数を任意の値に設定できる。

今回試験では一般的な乗用車用エンジンのトルク点に おける圧力(静圧)波形を模擬し、周波数 f=66.7Hzの正 弦波形の圧力脈動を与え、大流量側のチョーク近傍から サージングまでの同一回転数の性能特性を取得した。

なおこのとき、圧縮機出口下流の配管長および配管容 積は、エンジン実機レイアウトと相似となる値として設 定している。

3.2. 試験計測結果

試験計測結果から得られた圧力流量特性を図3に示す。 図3における点線は各流量点の圧力・流量のリサージュ 曲線であり、実線はそれらの時間平均値である。本研究 では、上記試験装置における非定常流動を分析するため、 図3の試験結果より得られた圧縮機出口圧力の変動波形 を境界条件として流動解析を実施した。



Fig. 2 Schematic View of Test Facility Table 2 Test Condition

Rotational Speed of Impeller	40000rpm
Frequency of Pulsation	66.7Hz





4. 数值解析手法

本研究で使用した数値解析モデルと解析条件を図4お よび表3に示す。解析コードにはANSYS-CFXを用い、 乱流モデルはSST-ko モデルを使用している。解析領域 は前節における試験装置を模擬し、インペラ入口配管上 流の開放領域に相当する半球状のドメインを設けるとと もに、出口境界は図2の回転バルブに相当する位置に設 定し、試験条件と同等の回転数で解析評価を実施した。 出口境界条件には上記回転数での計測結果より得られた 静圧変動を用い、図5に示すPulse1およびPulse2の2つ の変動波形にて計算を行った。解析格子はインペラ・デ ィフューザは構造格子、スクロールを含む上下流配管は 非構造格子にて作成し、格子セル数は全体で約1300万点 セルである(図6)。非定常解析における時間刻み幅はイ ンペラ1回転当たり75ステップとし、脈動周期4波形分 (インペラ40回転に相当)の時刻歴データを取得した。

Table 3 Simulation Condition

Flow Solver	ANSYS-CFX 14.5	
Governing Equation	3D-RANS	
Numerical Scheme	2nd-Order	
Turbulence Model	SST k-omega	
Inlet Boundary Condition	Total Pressure 1atm Total Temperature 293.15k	
Outlet Boundary Condition	Static Pressure (Ref. Fig.6)	
Time scale	40 µs / step (75 steps / rev)	



Fig. 4 Simulation Model


Fig. 5 Outlet Bondary Condition



(a) Impeller (5 million cells)





5. 数值解析結果

5.1 全体性能

図7に解析結果から得られた圧力流量特性および効率 特性を示す。黒実線が出口静圧を一定値に固定した定常 流動解析結果、赤点線が図5に指定した静圧波形を境界 条件とした非定常流動解析結果である。なおこのとき、 圧力比および流量に関しては図3と同様の無次元化を施 している。図7の圧力流量特性においては、定常条件に て解析結果と試験結果に良好な一致が見られ、解析によ って試験における内部流動が再現できていることが確認 される。一方で、解析結果から得られる効率特性におい ては、図7に青点線で示すサージ流量(実測値)の前後 で定常条件と脈動条件にて異なる傾向が示されており、 出口境界における圧力脈動の影響によって、内部流動に 変化が生じていることが示唆されている。

以降、試験計測におけるサージ点近傍に相当する流量 点の分析として、図7における定常解析結果P3および 非定常解析結果Pulse1の内部流れ場を比較することで脈 動の有無が流動に及ぼす影響を評価する。



5.2 各要素における流動指標の比較

圧力脈動が内部流動に及ぼす影響を確認するため、前 節の解析結果をもとに、インペラ・ディフューザ・スク ロール各要素の流動指標に関して整理し、脈動下におい て定常と異なるフローパターンを示す要素を分析した。 図8に非定常解析結果 Pulselおよび定常解析結果 P3か ら得られたインペラ前縁相対流入角 β、ディフューザ出 口絶対流出角α、およびスクロール圧損係数ζを示す。

ここで、流入角 $\beta[deg]$ および流出角 $\alpha[deg]$ は、円筒座 標系における絶対速度 Cr, Ct, Cz 及び回転系の周速 U を用 いて下式(1)(2)にて定義している。

$$\beta = \tan^{-1} \frac{C_t - U}{C_z} \dots (1) \quad , \quad \alpha = \tan^{-1} \frac{C_r}{C_t} \dots (2)$$

図 8(a)~(c)の相対流入角特性においては、90%スパン近 傍にて、定常結果に対し-10deg ~+10deg の範囲での流 入角変動が生じている。特に前縁に対する流入角が極大 となる T=0.021s, 0.054s では局所的に流れ角が急激に上 昇 (軸方向速度が急減)しており、圧力脈動によって前縁 翼端付近に翼失速に伴う逆流域が形成されていることが 確認できる。一方で、10%,50%スパンにおいては、90% スパンと同程度の変動が生じているが、翼失速の発生に は至っていない。また、図 8(d)~(f)のディフューザ出口流 出角においては、定常解析に対して全スパンで 20deg 程 度の振幅で変動が生じている。スクロール舌部の影響を 受ける 60~90deg において、90%スパン断面で局所的な 流れ角の減少が生じているものの、インペラ部のような 局所的な逆流は確認されず、ディフューザ失速には至っ ていない。同様に、図 8(g)のスクロール圧損係数 ζ に関 しても、ζ=0.2 程度の変動がみられるが、定常解析結果に 対して顕著な損失増大は確認されず、安定した作動状態 が維持されていると考えられる。





5.3 脈動条件下における非定常内部流動の分析

前節において、脈動条件下においてはインペラの翼端 部に顕著な流動変化が生じることが判明した。本節では、 脈動下におけるインペラ失速時のフローパターンに関し て分析を行った。図9に脈動下における代表的な作動点 (作動点 A~D と呼称)におけるインペラ内部 90%スパ ンの相対マッハ数およびエントロピの分布を示す。なお、 各作動点と脈動波形における時刻歴との対応関係は図 10に示すとおりである。図9において、インペラ入口体 積流量が最も大きい作動点Aでは、全周にわたって長翼 前縁での正負圧面間に速度差が生じており、前縁翼負荷 が保持されている様子が確認できる。しかしながら流量 が減少する作動点Bでは、スクロール舌部のポテンシャ ル干渉の影響を受け、舌部より下流側のピッチにおいて 長翼前縁が低速域に覆われ、失速状態に至っていること が確認できる。

(h) Circumferential Position

この失速領域は流量の減少とともにさらに発達し、最 小流量点である作動点 C においては、全周にわたって前 縁が低速域に覆われる全失速の流れ場が発現している。

一方で、全失速から流量が回復する作動点Dにおいて は、作動点Bと同様に大部分のピッチが失速から回復し ているものの、エントロピ分布に着目すると、ミッドコ ードより下流側の翼間部においては作動点Bに比して損 失レベルが増大する。脈動流れでは、インペラ内部の損 失分布に対して流量の増加・減少に伴うヒステリシス特 性が生じることは先行研究⁴⁾でも示されており、本供試 圧縮機においても同様の現象が生じていると考えられる。







Fig. 10 Flow Evaluation Point



Fig. 11 Circumferential Averaged Static Entropy



Fig. 12 Transient Behavior of Adversed Flow Near Shroud

ここで、作動点 A~D におけるインペラの失速領域の挙 動を可視化するため、周方向平均流れ場におけるエント ロピ分布及びシュラウド近傍98%スパンにおける逆流領 域の速度コンタ(入口音速で無次元化)を図 11 及び図 12 に示す。図 11 において、失速初生前の流れ場である 作動点 A では、長翼及び短翼前縁にそれぞれ独立した高 損失領域が存在しており、図 12 の逆流領域における長 翼・短翼それぞれの漏れ流れに対応する領域であること が確認できる。長翼が失速を開始する作動点 B では、翼 失速に伴って長翼翼端の高損失域が下流側に発達し、図 12の一部のピッチでは長翼の失速領域が短翼前縁に干 渉している様子が確認できる。この傾向は流量の減少と ともにより顕著になり、最小流量点である作動点 C では 長短翼の高損失領域が結合し、大部分のピッチで一体化 した再循環流れ領域を形成していることが確認される

(図 12 の赤点線部)。この領域はインペラの前縁から後 縁にわたって存在していることから、脈動に起因した失 速の影響は必ずしもインペラのみに限定的ではなく、下 流要素であるディフューザ入口の流れ場にも一定の影響 を及ぼしていると考えられる。

上記のように、この失速領域は下流方向への発達が顕 著であるが、その一方で他のスパンの流れ場に対しては 支配的な影響を持たない。図 13 に示す三次元渦構造⁵⁾ をみると、シュラウド側の翼端漏れ渦には顕著な変化が 生じている反面、50%スパンより翼根側の二次流れ渦及 び馬蹄形渦などの渦構造に関しては作動点によらずほぼ 同様のパターンが維持されており、当該領域における速 度コンターの変化も小さいことから、圧力脈動が翼根側 の流動に及ぼす影響は微小であるといえる。



(d) Point D – Mean Flow RateFig. 13 Axial Velocity and Vortex Structure

6. 結言

本研究では、圧力脈動を伴う条件下における遠心圧縮 機の非定常流れ場を分析するため、圧縮機出口に圧力脈 動波形の実測データを付加した非定常数値解析を実施し、 定常流れに対する変化を明らかにした。以下に得られた 知見を示す。

1) 圧力脈動の付加による影響はインペラで支配的で あり、サージ近傍におけるインペラ前縁翼端の相対流れ 角βは定常流れに対して 20deg (-10~10deg)の変動が生 じ、翼失速に伴う逆流域が形成される。一方で、ディフ ューザ及びスクロールでは、ディフューザ流出角αにて 20deg、スクロール圧損係数ζにて 0.2 の変動が生じてい るが、脈動の有無によらず安定した作動状態が維持され ている。

2) インペラ内部の流動に着目すると、流量が極小と なる作動点において、全周にわたって速度差が消失する 全失速の流れ場が発現する。この失速領域はインペラの 前縁から後縁の全域にわたって存在し、下流要素である ディフューザ入口のフローパターンにも影響が波及する。 一方で、スパン方向のフローパターンの変化は翼端部で 限定的であり、50%スパンより翼根側においては作動点 によらず定性的な変化は生じない。

参考文献

- Eckardt,D "Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller",ASME Journal of Fluids Engineering,Vol 98,pp.390-402
- (2) Ibaraki,S.,et al.: Design and Off-Design Flow Field of Transonic Centrifugal Compressor Impeller",ASME GT2009-27791
- (3) ME Barrera-Medrano and R Martinez-Botas,"On the effect of engine pulsation on the performance of a centrifugal compressor", Institution of Mechanical Engineers Turbocharging Conference, London, 2018
- (4) M Shu and M yang,"Unstaedy Responces of The Impeller of a Centrifugal Compressor Exposed to Pulsating Backpressure" ASME, GT2018-76851
- (5) Sawada, K., A convenient visualization method foridentifying vortex centers, Trans. Japan Soc. for Aero.Space Sci., Vol.38 (1995), 102.

【研究報告】

A-21

蒸気タービン最終段翼の低負荷流れにおける渦構造

Vortex structures in steam turbine last stage blade flows at low road operations

*田沼 唯士*1 秋山 久実*1 渋川 直紀*2 奥野 研一*2 佃 知彦*2 TANUMA Tadashi AKIYAMA Kumi SHIBUKAWA Naoki OKUNO Kenichi TSUKUDA Tomohiko

ABSTRACT

This presentation will report a part of our current study focusing flow visualization of full arc CFD results regarding unsteady aerodynamic analysis of very low load last stage blades in a large scale steam turbine for power generation plants. Measured static pressure circumferential distribution data in a mode steam turbine were used as the last stage exit boundary condition for the current full arc CFD analysis, while the inlet total pressure boundary conditions were set up as circumferentially equal steady distributions since the measured inlet data showed that the inlet pressures were almost circumferentially uniform.

キーワード: 蒸気タービン, 最終段, 翼列, 低負荷, 非定常流れ Key Words: Steam turbines, last stages, blades, low road operations, unsteady flows

1. はじめに

蒸気タービンを原動機とする発電システムは、再生可 能エネルギー利用を含む全世界の総発電量の大半を担っ ている(1)(2)。一方で最近の再生可能エネルギーによる発 電量増加に伴い、電力系統の安定確保のために発電用大 型蒸気タービンの運用の柔軟性が求められている。特に 低負荷での安定した運転が要請されているが、低負荷状 態では最終段動翼の振動応力が増加する傾向があること が知られている(3)。この現象の解明は最終段動翼の設計 にとって重要であり、特に従来より翼長が長く、出口環 状面積が大きい長翼を開発する際には十分な検証が必要 になる。従って、従来から多くの研究が行われており、 低負荷で動翼の振動が増加する現象の解明が進展してい る(4)-(8)。一方、実際の設計に適用するためには、実際の 運用で用いられるタービン段落モデルによる実験結果と 非定常流体解析の結果を比較して、現象解明に重要な非 定常流れのメカニズムを十分検討する必要がある。そこ で著者らはモデル蒸気タービン試験装置で得られた計測 結果と部分的な段落非定常解析及び全周非定常解析の結 果を比較する研究を進めている(9)-(13)。

本報では動翼の流体励振力が増大するメカニズムの解 明のために実施した非定常全周流れ解析の結果から、低 負荷運転で発生する非定常3次元渦構造について、流れ の可視化と動翼表面静圧の時間変動の分析などによって 検討したので報告する。

2. 解析結果の流れの可視化

2.1 解析方法と条件

最終段全周領域(全静翼、全動翼を含む領域)での非 定常流れ解析を実施した。最終段動翼出口の周方向静圧 分布にモデル蒸気タービンにおける計測値を使用して、 動翼の振動の主要な原因となる低周波流体励振力を計算 できる最終段全周非定常解析法を用いて、翼長 1m 超級 の最終段静動翼列流れの解析を行った。解析には NUMECA 社の "Fine /Turbo"を用いた。

蒸気タービン最終段付近の蒸気状態は設計負荷条件で は流路平均で 5%から 10%前後の湿り蒸気流れとなる⁽¹⁾ が、本報で対象としている極低負荷状態では、蒸気弁に よる絞りと下流からの逆流と動翼の回転によって外周方 向に押し流される半径方向の高速流れによる大きな流体 力学的な損失の発生によって生じるエントロピーの増加 により、乾き蒸気に近い状態になるので、湿り蒸気の効 果を考慮しない解析を行った。

先行して実施されたモデル蒸気タービンを用いた最終 段動翼の振動応力計測⁽⁴⁾で振動応力が増加する条件(排 気軸流速度 25~30m/s)での解析を実施した。

最終段静翼と動翼の全ての翼を含む全周の解析領域に おいて解析格子を作成した。全格子数は約2億点となっ た。静翼下流と動翼上流の接合面はスライディング格子 として、解析ステップ毎に動翼側格子が回転方向に移動 して行く方法で、静動翼列干渉効果を計算できる方法を 採用した。

^{*1} 帝京大学 戦略的イノベーション研究センター 〒173-8605 東京都板橋区加賀2-11-1 E-mail: t-tanuma@med.teikyo-u.ac.jp

^{*2} 株式会社東芝 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2-4

前述したモデル蒸気タービンで計測された静翼入口全 圧を入口境界条件とした。動翼出口の周方向に概ね 60° 間隔で 6 か所の内壁及び外壁面に設けた静圧孔で計測し た静圧分布を中間領域に内挿して作成した出口環状面の 静圧分布を解析の出口境界条件とした。次の節から非定 常解析結果を説明する。

2.2 Mach 数・圧力分布

Fig.1 に絶対 Mach 数(静止系で定義した Mach 数)の 瞬間分布を示す。斜め下流側から見た分布図で、環状流 路の中央部に Mach 数を可視化するためのリング状の面 を表示している。極低負荷条件で体積流量が少ないので 出口 Mach 数は出口中央部で 0.3 前後になっている。動 翼出口外周付近に Mach 数が 1.0 を超える領域があるが、 外周付近は圧縮機動翼に近い流れ場になっているため、 蒸気をかき回す ventilation 流れ状態になり、動翼先端の 回転速度に近い流れが生じていることを示している。



Fig. 1 Instantaneous absolute Mach number distribution



Fig. 2 Instantaneous static pressure contours and streamlines

Fig.2に子午面における瞬間静圧分布と流線を示す。3 次元非定常解析結果の瞬間3次元分布を周方向全周に平 均化して表示している。動翼出口の内壁側に出口境界か ら逆流流れが流入して最終段動翼後縁付近で上昇流れと なり、更に下流方向に向きを変えて時計方向に大きな剥 離逆流領域が形成されている。静翼上流側からの流入流 線はほぼ均一に流れているが、動翼領域で遠心力の影響 で外周方向に急に向きを変えて、動翼出口では外周壁付 近に偏った流れとなっている。動翼入口の 90%高さより 外周側には半時計方向に回る局所的な渦が形成されてい る。

Fig. 2 では最大静圧を赤、最小静圧を青として静圧相 対値で色付けした静圧分布を示している。外周壁付近の 動翼前後の静圧分布に注目すると、動翼下流が上流より 静圧が高い、逆転した静圧分布になっている。これによ り流れ場が不安定になっていることが推定される。動翼 の根元から中央にかけて、静圧が低下しているのは、動 翼近くの流体が動翼と一緒に回転することで遠心力効果 で外周への移動速度が高速になっていることによる。



Fig. 3 Instantaneous static pressure contours on blades and end-walls

Fig.3 に斜め上流から見た瞬間静圧分布を示す。最大静 圧を赤、最小静圧を青として相対値で色付けした静圧分 布を示している。外周壁及び内周壁と静翼面上の静圧分 布を見ることができる。静翼と動翼の間の外周壁の静圧 分布を見ると、周方向に静圧の高い赤色の部分が周期的 に分布している。この位置は Fig.2 の半時計周りの渦領 域に対応しており、toroidal 状の渦リングが形成されてい ることが分かる。

2.3 瞬間流線の可視化

Fig. 4 は非定常解析結果の相対速度(静翼領域は静止 系、動翼領域は動翼に固定した座標から見た速度)を用 いて可視化した瞬間流線群を示している。静翼上流から の流線は前述した通り、比較的整って流れているが、静 翼出口の外周壁近くに toroidal 状の渦が周方向に連続し て発生している様子が分かる。



Fig. 4 Relative velocity stream lines near outer end-wall between stationary and rotating blades of a last stage



Fig. 5 Relative velocity stream lines near outer end-wall around rotating blades

Fig. 5 は同様の流線の動翼周りのクローズアップ図で ある。動翼腹側の剥離領域の大きさが周期的に変化する ことで、周方向に強さが周期的に変化する toroidal 状の 渦が形成されていることが分かる。

3. 動翼表面静圧の時間変動

これまでの図は非定常現象の瞬間空間分布を説明して いた。動翼に作用する流体力の時間変動を調べるために、 任意に選んだ2本の隣接する動翼の97.5%高さ位置の表 面静圧の時間変化を Fig. 6 に示す。No.1 blade は No.2 bladeの回転方向側(背側方向)に位置している。横軸は 無次元化した時間、縦軸は概ね最大静圧となる動翼表面 の背側前縁部の静圧を静翼入口全圧で無次元化して示し ている。この結果から、動翼の静圧は、ある程度規則的 に周期変動しており、この変動は回転方向と反対側の隣 接翼に伝搬していることを示している。



Fig. 6 Static pressure time fluctuations at rotating blade leading edges

4. まとめ

蒸気タービン最終段の静翼上流と動翼出口の静翼分布 にモデル蒸気タービン計測値を用いて実施した最終段静 動翼列全周非定常解析の結果を流れの可視化等によって 詳細に調べた。

従来から報告されている、静翼と動翼間の外周近くに 発生した toroidal 状の渦リングを明確に捕えることがで き、渦の強さの変化が動翼腹側の剥離領域の変動に対応 していることが解析により示された。

動翼外周近くの静圧分布は規則的に時間変動しており、 モデルタービンで計測された振動応力の増大の一つの原 因になっている可能性がある。またこの静圧変動は隣接 翼に回転と反対方向に伝播していることが分かった。

本論文に掲載の商品の名称は、それぞれ各社が商標として使用している場合があります。

本論文で報告した研究の一部は国立研究開発法人海洋 研究開発機構地球情報基盤センターの地球シミュレータ を含むスーパーコンピュータを用いて実施されました。

参考文献

- ターボ機械協会編,蒸気タービン 新改訂版,日本工業出版,(2013),pp66.
- (2) T. Tanuma, Chapter 1: Introduction to steam turbines for power plants, Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants, Elsevier, pp.3-9, (2016)
- (3) 田沼唯士, 蒸気タービン設計における非定常・非軸対称流 れ, ターボ機械, Vol. 46, No. 7 (2018), pp. 32-40.
- (4) Shibukawa, N., Tejima, T., Iwasaki, Y., Murakami, I and Saito, I, 2011, "A Correlation between Vibration Stresses and Flow Features of Steam Turbine Long Blades in Low Load Conditions," Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46368 (2011).
- (5) Zhou, B., Mujezinovic, A., Coleman, A., Ning, W. and Ansari,

A., 2011, "Forced response prediction for steam turbine last stage blade subject to low engine order excitation", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46856 (2011).

- (6) Zhang, L. Y., He, L. and Stuer, H., "3-D Time Domain Unsteady Computation of Rotating Instability in Steam Turbine Last Stage", Proc. ASME Turbo Expo., Paper GT2012-69045 (2012).
- (7) Megerle, B., Rice, T. S., McBean, I. and Ott, P., "Numerical and Experimental Investigation of the Aerodynamic Excitation of a Model Low-pressure Steam Turbine Stage Operating under Low Volume Flow", Proc. ASME Turbo Expo., Paper GT2012-68384 (2012).
- (8) Megerle, B., Rice, T. S., McBean, I. and Ott, P., "Unsteady Aerodynamics of Low-pressure Steam Turbines Operating under Low Volume Flow", Proc. ASME Turbo Expo., Paper GT2013-95409 (2013).
- (9) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., "Numerical Investigation of Steam Turbine Exhaust Diffuser Flows and Their Three Dimensional Interaction Effects on Last Stage Efficiencies," Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26665 (2014)
- (10) Tanuma, T., Okuda, H., Hashimoto, G., Yamamoto, S., Sasao, Y., Yamamoto, S., Shibukawa, N., Okuno, K., Saeki, H., and Tsukuda, T., "Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades," Proceedings of Asme Turbo Expo 2015, GT2015-43848 (2015)
- (11)田沼唯士,奥田洋司,橋本学,秋山久実,タービン動翼流体構造連成解析におけるデータ結合法の検討,第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集,A-2,(2016) pp. 7-9.
- (12)田沼唯士,奥田洋司,橋本学,渋川直紀,奥野研一,佃知 彦,秋山久実,発電用大型蒸気タービン最終段落の極低負 荷解析,第45回 日本ガスタービン学会定期講演会講演 論文集,A-5,(2017) pp. 1-3.
- (13) Tanuma, T., Ogawa, M., Okuda, H., Hashimoto, G., Shibukawa, N., Okuno, K. and Tsukuda, T., "Unsteady flow effects on steam turbine last stage blades at very low load operating condition," Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-76498 (2018)

【研究報告】

遠心圧縮機の翼振動に関する研究 一静翼配置変更による応答低減一

Study on Blade Vibration of Centrifugal Compressor - Reduction of Vibratory Stress by Asymmetric Vaned Diffuser -

*下原 直人^{*1} 見上 千尋^{*1} 服部 博明^{*1} SHIMOHRA Naoto MIKAMI Chiro HATTORII Hiroaki

ABSTRACT

The decrease of vibratory stress levels is critical to avoid high-cycle fatigue failures. Therefore, in this study, the effect to reduce the vibratory stress of centrifugal compressor by asymmetrical vaned diffuser was evaluated experimentally and analytically. At first, the reduction effect of resonant stress was evaluated by experimental studies using strain gage measurement. Then, a simple prediction method to reduce factor of vibratory stress based on Fourier series expansion was proposed and validated by comparison between the predicted and measurement results. Finally, the vibratory stress levels with asymmetrical vaned diffuser were predicted by combining this method with a Forced Response Analysis of symmetric vaned diffuser. It was found that the differences between prediction and measurement results are about 20-25%, which is considered to be acceptable for using in the process of compressor design.

キーワード:遠心圧縮機,翼振動,応答制御

Key Words: Centrifugal compressor, Blade vibration, Resonant stress, Asymmetric vane

1. はじめに

ターボ機械製品における翼振動問題は、航空エンジン やガスタービンなどの大型機種から産業用圧縮機や車両 用/舶用過給機などの小型機種まで,現在も多数報告され ており,ターボ機械全般の共通課題の一つである。特に, 共振現象などに起因する翼(羽根)の損傷トラブルは、タ ーボ機械全体に大きなダメージを与える恐れがあるため, 共振回避技術や翼振動応答低減技術については, 世界中 の研究機関や企業で多くの研究が従来行われている。近 年の研究では、軸流翼やベーンを対象に、翼内部に微小 構造物(質量マス)を挿入し、固有振動数の変更による共 振回避やダンピング効果向上による共振時の応答を抑制 するユニークな試みが報告されている(1)が、一定の翼厚 を要するなどの制限がある。また、高圧軸流タービンで は、1 次捩りモードを対象に、励振源となる静翼配置を 不等間隔とする(以降,不等ピッチ化)ことで,共振点の 増加を代償とする代わりに、特定励振次数の応答を約46 ~75%程度低減できることが報告されているほか⁽²⁾, 軸流 圧縮機では、不等ピッチ化した静翼の励振力を静翼枚数 が異なる2種類の等ピッチ静翼の CFD 解析結果から再現

*1 株式会社IHI 〒235-0023 横浜市磯子区新中原町1番地 E-mail: naoto_shimohara@ihi.co.jp し、それらをインプットにした周波数応答解析(以降, FRA)から振動応答を予測する手法が提案されている。併 せて、実験的評価も行われており、不等ピッチ化による 応答低減量が約 30~40%あると結論づけられている⁽³⁾。

一方,遠心圧縮機では,静翼の不等ピッチ化に関する 特許や適用事例は多数見られるが,振動応答の低減効果 に関する研究報告は少ない。

そこで、本研究では、遠心圧縮機を対象として、静翼 の不等ピッチ化による応答低減効果を簡易的に予測する 方法の提案と応答低減効果の実験的検証を行った。さら に、上記の簡易予測方法を圧縮機設計プロセスへ適用す ることを想定して、1 種類の等ピッチ静翼のFRA と組み 合わせて、不等ピッチ静翼適用時の振動応力を予測し、 実測値との比較することでその妥当性を検証した。本論 文では、一連の検証結果について報告する。

2. 評価対象

本研究の評価対象として,320~750kWディーゼルエン ジンに搭載される過給機の遠心圧縮機を選定した。マル チスプリッタータイプの圧縮機(Fig.1)は、長羽根,中羽 根,短羽根のそれぞれ6枚ずつ(6+6+6)から構成され, 圧縮機の下流側には、15枚のベーンドディフューザ(以 降,VD)が取り付けられている。Modal 解析結果をベース に作成したキャンベル線図をFig.2に示す。 圧縮機は、マルチスプリッタータイプであるため、VD ベーン枚数相当の次数ライン(15Excitation Order。以降, 基本次数,あるいは、15E0)上で高次の振動モードとの共 振点を多く持つが、過去に社内で実施した翼振動計測試 験では、特に高次モード(Mode13,14)の明瞭な振動応答 を確認している。Fig.3 に当該モードの変位コンター図 を示す。なお、15E0上の応答は、次数と圧縮機ピッチ数 の関係から、3 節直径(以降,ND)に相当する翼間位相と なる(以降,振動モードについては、節直径とモード番号 を組み合わせて、例えば、Mode3-13、3-14 と呼称する)。



Fig.1 Centrifugal Compressor



Fig.2 Campbell Diagram(Modal 解析)



Mode3-13

Mode3-14

Fig.3 Vibration mode counter(displacement)

VD 不等ピッチ化による振動応答低減量を評価するため,等ピッチ VD(以降, SYM)と,ベーン1周分をゾーニ ングし,領域ごとにベーン間隔のみを変更した不等ピッ チ VD の 2 種類を製作した(Fig. 4)。これらの VD は, ベー ン間隔を 2 種類有する 2 分割 VD(以降, ASYM1), 3 種類有 する 3 分割 VD(以降, ASYM2)であり, その間隔は, それ ぞれ 25.71 / 22.5deg(ベーン枚数:7+8), 20 / 24 / 30deg(ベーン枚数:6+5+4)である。ベーン間隔以外の VD 諸元は変更していないため, 領域ごとにスロートが異な るが, VD 全体のスロート面積は SYM と同一である。





Fig.4 Asymmetric Vaned Diffuser

2.1 簡易振動応答低減量予測

不等ピッチ VD 適用に伴う振動応答の低減量を簡易的 に見積もるため、以下に示す3つの手順による簡易予測 を試みた。

- ①分割した領域ごとに、ベーン間隔に相当する次数成分の正弦波(振幅一定)を作成する。
- ②それらを繋ぎ合わせ、圧縮機の羽根が VD を一周分する 間に受ける励振力の波とする。次数が異なる正弦波の 接続部は、各波の位相を調整、スムージング化するこ とで不連続の影響を抑制する。
- ③次に、それらの波をフーリエ級数展開し、基本次数の フーリエ係数を比較することで、励振力の低減量を評 価する。

ここでは、励振力の低減量=振動応答の低減量として 取り扱い、不等ピッチ化による励振力の翼面分布や減衰 に関する変化の影響は小さいと仮定する。Fig.5 に ASYM1, ASYM2 に関する振動応答低減量予測結果を示す。 縦軸は、フーリエ係数を等ピッチ(SYM)の基本次数成分の 値で無次元化した値、横軸は評価次数成分(EO)である。 予測の結果、基本次数の応答は、SYM に対して、ASYM1 が約 37%低減、ASYM2 で約 67%低減する一方、共振次数範 囲は、15±1E0(14~16E0)、15±2E0(13~17E0)まで増加す るという結果を得た。これらは、静翼の不等ピッチ化に よるメリット,デメリット(応答低減効果と共振次数範囲 増加)と一致しており^{(2),(3)},定性的な傾向を捉えている と判断できる。



Fig.5 簡易振動応答低減量予測

2.2 応答量予測

実際の圧縮機設計プロセスでは、応答低減量だけでな く、共振時の振動応力を見積もる必要がある。そこで、 2.1で述べた簡易予測方法と等ピッチ VD 形態の FRA を組 み合わせて、不等ピッチ VD 適用時の振動応力を予測し、 実測値と比較することでその妥当性を検討した。

励振力算出のための非定常 CFD 解析には、計算効率に 優れ、計算時間が比較的短い、Numeca 社製 FineTurbo Ver. 11.2(Non Linear Harmonic 法)を用い、乱流モデル には、Spalart-Allmaras を使用した。高調波成分は、翼 通過周波数(BPF)の3倍まで考慮している。Fig.6に CFD 解析に使用する計算格子を示す。解析モデルは、圧縮機 および VD 部の1ピッチ分を構造格子でモデル化し、格子 点数はそれぞれ 350万点、100万点である。Viscos-grid である y+は、翼面で概ね3程度、最大5より小さくな るよう調整した。境界条件として、実測した作動点の状 態量(回転数、全圧、静圧、全温、流れ角)を与え、これ らは振動サーベイ試験で評価振動モードの共振発生時に 計測した値を参考に決定している。励振力は, CFD 解析 から算出した圧縮機の羽根表面部(圧縮機のハブ面,ディ スク背面を除く)の基本次数静圧変動成分を抽出して使 用した。Fig.7に励振力(振幅)をマッピングした後のFE モデルの一例を示す。VDに起因する励振力は, 圧縮機出 ロと VD ベーン入口付近の圧力場に強く影響を受けるた め,基本的に羽根後縁部の励振力が高くなるが, 図では, 羽根付け根部と短羽根シュラウド側ミッドコード付近の 励振力が高くなっていることがわかる。

FEM 解析は, ANSYS 社製 Ansys Mechanical Ver.17.2 を用いた。解析モデルは、内製の格子生成プログラムで 作成し、構造格子、ヘキサおよびプリズムメッシュを使 用した。減衰比は、過去に社内で実施した翼振動計測試 験で実測した応答曲線から算出して使用した $(1.5 \sim 2.0 \times 10^{-4})$ 。



Fig.7 FE モデル(振幅)

3. 振動サーベイ試験

Fig.8 に振動サーベイ試験時の圧縮機作動点(P-Q 特性)を示す。縦軸は圧力比(P),横軸は流量(Q),N/N_{ref}は 最高回転数時の周速で無次元化した周速値である。試験 は、チョーク~サージ付近の3つの作動ラインで行い、 図中のプロットは、Sweep 運転停止時に計測した作動点 を示す。各 VD 形態の振動サーベイ試験では、作動点違い による励振力の変化の影響を抑えるため、可能な限り同 一の作動点を通るように調整しながら計測を行った。

振動計測は, Telemetry System による歪ゲージ計測 (Strain Gage, 以降, SG)のほか, FRA 予測結果と比較す る際の代表値を得るため,非接触翼振動計測(以降, NSMS) 計測を同時に実施した。

歪ゲージは,圧縮機運用範囲において基本次数で共振 が想定される振動モードの応答が感度良く計測できる位 置を選択し,長・中・短羽根それぞれに2枚ずつ計6枚 貼付した。羽根部の振動応答特性(周波数や振動歪み)へ の計装による影響を最小限にするため,羽根1枚あたり, 貼付する歪ゲージは1枚とした。

NSMS 計測は、回転体を囲むケーシングに複数のセンサ ー(光学式、渦電流式、静電容量式など)を取り付け、翼 振動に伴うセンサー翼通過時間の偏差から共振時の共振 周波数や振動振幅などを検出するものであり、全翼の振 動応答特性(周波数や振動変位)を計測できるメリットを 有する。本試験では、計測対象モードで振動変位が最大 となる長・中・短羽根の前縁部先端を軸方向計測位置と して設定し、光学式センサーを周上7本配置した。また、 NSMS 計測で得た振動変位は、Modal 解析から算出した変 位-応力換算係数を用いて、振動応力へ換算している⁽⁴⁾。

振動サーベイ試験は、圧縮機の共振回転数域を一定の 加速・減速率(SweepRate)でSweepUp/Downを繰り返しな がら行った。SweepRateは、約50~100rpm/secに設定し、 これはISO7626で規定されるQ値と共振周波数から算出 する振動試験時の掃引率よりも十分に小さい値で計測を 実施している。



Q298 [m3/min] Fig.8 振動サーベイ試験時の作動点

4. 結果

不等ピッチ化による圧縮機の流体性能への影響を確認 するため、振動サーベイ試験前に SYM, ASYM1 形態の空力 性能試験を実施した結果を Fig.9 に示す。縦軸は圧力比 および効率、横軸は流量である。

両者の比較から,圧力比の変化は0.1以下であり,流 量については,サージライン上で±1.5%程度の変化する 作動点があったものの,それ以外は,±0.5%程度の変化 に留まることがわかった。また,空力効率についても, サージ点で+0.4pts,-0.2pts程度の微小な変化はあった が,その他の作動点においては,効率の変化がほとんど 認められなかった。2分割タイプ VD (ASYM1)であれば,空 力性能への影響も小さく,空力性能を維持した状態で振 動応答の低減が図れることを確認した。



次に, SYM, ASYM1, ASYM2 形態で SG 計測により得た代 表キャンベル線図(短羽根,サージ付近)を Fig. 10 に示す。 縦軸は周波数, 横軸は N/N_{ref} である。バブル円のサイズ は, 歪ゲージ貼付方向成分の振動応力の大きさを示す。

SYM のキャンベル線図から共振による振動応答を示す バブル円の集中が,基本次数である 15E0 上に複数あるこ とを確認した。特に, N/N_{ref}=0.79~0.86 間で2つの明 瞭な振動応答が確認でき、これらは前述した Mode3-13, Mode3-14の応答である。SYM と ASYM1, ASYM2 の結果を比 較すると, Mode13, 14の振動応答が, ASYM1 では 14~16E0 上で, ASYM2 では 13~16E0 上で幅広く確認でき, 不等ピ ッチ化に伴う共振次数域の拡大が認められる。これらの 傾向は, 前述した簡易予測(ASYM1 では 14~16E0, ASYM2 では13~17E0まで共振次数域が拡大する)とほぼ一致し ており、共振次数域拡大に対する本予測手法の妥当性を 実験的に確認できた。ASYM2の計測結果で17E0上に明確 な振動応答が見られなかったが、これは、Mode13、14の 固有振動数と17E0 ラインが, 圧力比が低い低周速側で一 致するため, 圧縮機出口と VD ベーン入口付近で強い圧力 場が形成されず, 励振力が弱いために明瞭な振動応答が 発生しなかったと推察する。





4.1 応答低減量

最も高い振動応力を示す振動モードと不等ピッチ VD の振動応答低減効果を確認するため、Fig. 10 で示す明瞭 な応答を各振動モードの最大振動応力へ換算し、比較し た結果を Fig. 11, 12 に示す。縦軸は SYM 形態で計測した 3-14 (15) の最大振動応力で無次元化した振動応力値(σ / σ_{ref})を、横軸は節直径およびモード番号(括弧内の数字 は励振次数)を示す。なお、図中の振動応力値は、振動モ ードごとにゲージ感度が良い羽根の SG 計測値(サージ付 近)を用いて算出している。

基本次数 15E0 で応答する Mode3-13~Mode3-18 の振動 応力,ほぼすべてにおいて振動応力の大小関係が SYM> ASYM1 > ASYM2 の順になることが明らかとなった。 Mode3-17 は,振動応力値が小さいため,大小傾向が他の モードと異なるが,ASYM2 では明瞭に振動応力が低減し ており,基本次数に対する応答低減効果が,ほぼ全モー ドで認められた。SYM に対する振動応答低減率は,ASYM1 で,約 22~35%,ASYM2 で約 70~87%であり,振動モード 間でばらつきがある。予測した応答低減率(約 37%と約 67%)と比較すると,2~15%,3~20%程度の差異が生じる。 この原因は,2.1 で述べたように,励振力の翼面分布や 減衰の影響を考慮していないためと考えるが,簡易予測 手法としては十分な精度にあると判断できる。また,最 も高い振動応力を示す振動モードは Mode3-14 であり,共 振次数域拡大により Mode1-15 や Mode2-14 など新たな振 動応答が出現するが,それらの振動応力は Mode3-14 より は低い。不等ピッチ化によって基本次数以外の振動応答 が新たなリスクにならないことを確認した(Fig. 12)。 ND-Mode number



Fig.12 基本次数以外の振動応力比較

4.2 応答量

Mode3-13, Mode3-14 を評価対象に, SYM 形態の FRA と 応答低減量予測を組み合わせて ASYM1 適用時の振動応力 を予測,実測値と比較して振動応力を概略的に予測でき るかどうかを評価した。評価作動点には, CFD 解析の収 束性を考慮し,ピーク効率付近を選んだ。縦軸は,各モ ードの最大振動応力を Mode3-14 の実測値で無次元化し た値を,横軸は,節直径およびモード番号である。Tune 系モデルを用いた予測値に対して,実測結果は Mistune による応答バラつきを含む。Mistune による応答バラつ きと Tune 系の振動応答の関係は,多くの研究者らにより 議論されている⁽⁵⁾が,社内の評価実績も踏まえて,NSMS で計測した各翼の最大振動応力の RMS (Root mean square)を Tune 相当の代表値として予測値と比較した。 Fig. 13は, SYM形態のFRAと実測値の比較結果を示す。 Mode3-13, Mode3-14の各振動モードに対する予測と実測 間の差異は,それぞれ約3.8%,16%程度であり,予測値が 実測値よりも小さい傾向を示すが,両者がほぼ同等値で あることを確認した。



Fig. 13のFRA 予測結果に 2.1 で述べた不等ピッチ化に よる応答低減効果を考慮した振動応力と実測値を比較し た結果を Fig. 14 に示す。予測した応答低減量を加味した 場合, 予測と実測間の差異は Mode3-13 で約 25%, Mode3-14 で約 20%となった。Fig. 13 で示した結果に対して、わず かに差異が増大したが、約 20~25%の差異をもつことを 前提に、FRA 解析と応答低減量簡易予測を用いて不等ピ ッチ VD 適用時の振動応力を予測できることを確認した。



差異が増大した要因については、FRA 時の減衰比や励 振力マッピング領域の影響などが考えられる。例えば、 FRA 解析時の減衰比は、不等ピッチ化による減衰比の変 化を考慮していないが、ASYM1 形態の実測で得た SG 応答 曲線から Mode3-13, 14 の減衰比を算出して FRA 時のもの と比較すると、それぞれ 1.06 倍、0.82 倍となる。これ らを線形変化として FRA 結果へ乗算して修正し、振動応 カの予測と実測の差異を評価すると、 Mode3-13 は約 -38%とさらに乖離、Mode3-14 は約 1%とほぼ一致する結 果となる。Mode3-13 については、ディスク部と連成した 振動モード(Fig. 3)に対して、励振力を羽根部のみマッピ ングしており、これが小さい振動応力を予測するうえで、 実測との乖離を増大させる原因となっていると推察する が、これらの検証については今後の課題としたい。

4. まとめ

遠心圧縮機を対象として,静翼の不等ピッチ化による 応答低減効果を簡易的に予測する方法の提案と応答低減 効果の検証,さらに,本簡易予測方法の圧縮機設計プロ セスへの適用に関する検討を行った。

検証試験にあたり,等ピッチ VD のほか, VD のベーン 間隔を領域的に分けた不等ピッチ VD を 2 種類(2 分割お よび 3 分割タイプ)製作し, SG と NSMS 計測の同時計測に より基本次数の振動応答低減量を実験的に確認した。ま た,予測した応答低減量と比較することで,簡易予測方 法の妥当性を評価した。その結果,両者の差異が 2~20% 程度になることが明らかとなり,簡易的な応答低減量予 測方法として十分な精度にあることを確認した。

さらに, 圧縮機設計プロセスで不等ピッチ VD 適用時の 振動応力を見積もることを想定して, 等ピッチ VD の FRA と応答低減量予測を組み合わせた振動応力予測を行い, 実測値と比較した結果, 20~25%の差異があることが明ら かとなった。一定の差異はあるものの, 運用範囲中に共 振リスクを評価するべき振動モードが多い遠心圧縮機に おいては, 簡易的に不等ピッチ VD 適用時の振動応力を見 積もる方法として有効であることを確認した。さらなる 予測精度向上のためには, FRA の解析精度向上が必要で あり, 励振力マッピング領域や減衰比の影響について継 続して調査していく必要がある。これらについては, 励 振力算出時の CFD 解析モデルの影響調査を含めて, 今後 の課題としたい。

参考文献

- Andreas, H., Ulrich, Impulse Mistuning of Blades and Vanes, Proceedings of ASME Turbo EXPO 2016, GT2016-56433
- (2) Kaneko, Y., Mori, K., Okui, H., Reduction of Vibratory Stress of Compressor Blade by Use of Asymmetric Vane Spacing, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo,TS-010
- (3) J., P., Clark, A., S., Aggarwala, Using CFD to Reduce Resonant Stresses on a Single-Stage, Highe-Pressure Turbine Blade, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT2002-30320
- (4) 下原直人,村江祥太,服部博明:遠心圧縮機の翼振動に関する研究-ミスチューン応答特性の実験的評価-,日本ガスタービン学会誌, Vol.42 No.4 2014.7.
- (5) David, H., Dietmar, F., Investigations on Maximum Amplitude Amplification Factor of Real Mistuned Bladed Structures, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012, GT2012-68084

【研究報告】

A-23

シュラウド翼の共振応答と安定性の変動解析 ーシュラウドコンタクト状態の変動の影響---

Analysis of Variation of Resonant Response and Stability of Shrouded Blade - Effect of Variation of Shroud Contact Condition -

*金子 康智^{*1} 森 一石^{*2} 古川 達也^{*3} KANEKO Yasutomo MORI Kazushi FURUKAWA Tatsuya

ABSTRACT

The shrouded blade used in gas turbine and steam turbine is designed so that the shroud surface gets contact with the adjacent shroud surface uniformly. The contact condition of the shroud, however, may change remarkably blade by blade, because of manufacturing tolerance, blade deformation in operation, wear of the shroud, and so on. In this study, first, the nonlinear frequency response of the shrouded bladed is carried out, and the linear equivalent spring-mass model is assembled based on the results of the analysis. Second, the frequency response analysis and the stability analysis of the mistuned bladed disk are carried out by use of the equivalent spring-mass model. From these results, the effect of the variation of the contact condition of the shroud on the forced and self-excited vibration is clarified.

キーワード: ガスタービン, 蒸気タービン, シュラウド翼, 強制振動, 自励振動, ミスチューニング **Key Words:** Gas Turbine, Steam Turbine, Shrouded Blade, Forced Vibration, Self-excited Vibration, Mistuning

1. はじめに

近年,蒸気タービンやガスタービンでは,翼の信頼性 を向上させるために各種ダンパ構造を採用し,構造減衰 を積極的に付与する努力が払われている.特に,蒸気タ ービンやガスタービンの長翼には,遠心力による翼のね じり戻り変形を利用して隣接するシュラウドをコンタク トさせ,コンタクト面の摩擦を利用して摩擦減衰を付与 するシュラウド翼構造が広く使用されている⁽¹⁾⁽²⁾.シュ ラウド翼は,定格回転中にコンタクト面全体が均一に接 触するように設計されるが,現実には,製作公差,組立 て誤差,遠心力による変形などが原因で,コンタクト面 が片当たりする翼が発生すると考えられる.従って,シ ュラウド翼で構成される翼・ディスク系の共振応答や安 定性は,個々の翼の特性やコンタクト条件が異なるミス チューン系として解析する必要がある.

本論文では、シュラウド翼のコンタクト面の接触状態 の変動が、共振応答や安定性に及ぼす影響を調査する. シュラウド翼のミスチューニング解析では、コンタクト 面の摩擦を考慮した非線形ミスチューン系を直接解析し

 *1 龍谷大学 〒520-2194 大津市瀬田大江町横谷1-5 E-mail: y_kaneko@rins.ryukoku.ac.jp
 *2 三菱重工業(株)

- 〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1 *3 三菱日立パワーシステムズ(株)
- 〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

ている例もあるが⁽³⁾,全周の翼枚数が多く,多数のミス チューン系を解析して統計処理する場合には,逆に見通 しが悪いと思われる.このためここでは,チューン系の 非線形周波数応答解析結果を元に,線形のミスチューン 系(等価ばね・質量モデル)を作成して解析する.具体 的には,シュラウドが完全に接触している場合や片当た りをしている場合の固有振動数や減衰を非線形周波数応 答解析⁽⁴⁾から求める.つぎに,有限要素法の解析結果や 非線形周波数応答解析結果から得られた情報を元にシュ ラウド翼構造の等価ばね・質量モデルを作成し,モンテ カルロ法を利用してシュラウドコンタクト面の接触状態 のばらつきが共振応答や安定性に及ぼす影響を調査する.

2. 解析方法

2.1 シュラウドコンタクト状態の変動による共振応答の変動

図1に示すシュラウド翼構造(翼枚数N)の翼・ディ スク系を、図2の低次元モデル(等価ばね・質量モデル) でモデル化する.ここで, m₁, k₁, c₁ は翼の等価質量, 等価剛性,等価減衰であり, m₂, k₃はディスクの等価質 量,等価剛性である.また, k₂, c₂ はシュラウドの周方 向の連成の強さを表す剛性とコンタクト部の摩擦減衰を 表す減衰である.k₄, c₄はディスクの周方向の連成の強 さを表す剛性とディスクの減衰である.

翼・ディスク系が静止側に固定した偏流によるハーモ

ニック加振力や翼列干渉力を受けるとき,図2の低次元 モデルの運動方程式は、式(1)で表すことができる.

$$\begin{split} & [M_i]\{\dot{x}_i\} + [C_i]\{\dot{x}_i\} + [C_{i+1}]\{\dot{x}_{i+1}\} + [C_{i-1}]\{\dot{x}_{i-1}\} + \\ & [K_i]\{x_i\} + [K_{i+1}]\{x_{i+1}\} + [K_{i-1}]\{x_{i-1}\} = \{f_i\} \\ & (i=1,\cdots,N) \end{split}$$

$$= = \stackrel{\sim}{\leftarrow} \begin{bmatrix} M_i^i & 0\\ 0 & M_2^i \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} K_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1^i + k_2^{i-1} + k_2^i & -k_1^i\\ -k_1^i & k_1^i + k_3 + 2k_4 \end{bmatrix}, \\ \begin{bmatrix} K_{i-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_2^{i-1} & 0\\ 0 & -k_4 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} K_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_2^i & 0\\ 0 & -k_4 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} C_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1^i + c_2^{i-1} + c_2^i & 0\\ 0 & 2c_4 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} C_{i-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_2^{i-1} & 0\\ 0 & -c_4 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} C_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_2^i & 0\\ 0 & -c_4 \end{bmatrix}, \\ \begin{bmatrix} X_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1^i & x_2^i \end{bmatrix}^T, \quad \{f_i\} = \begin{cases} f_e \sin(\omega t - \phi^i) \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$
 (2)

式(2)において f_e は翼に作用する加振力の振幅, ω は 加振力の角振動数, φⁱ は加振力の位相角であり,式(3) で表すことができる.

$$\omega = H\Omega, \quad \phi_i = \alpha_H (i-1), \quad \alpha_H = \frac{2\pi H}{N}$$
 (3)

0

(2)

ここで、 Ω はロータの回転周波数、Hは加振力のハーモ ニック数である.式(1)の解を式(4)のように仮定し て式(1)に代入すると、全系(翼・ディスク系全体)に 対する運動方程式を式(5)のように求めることができる.

$$\begin{cases} x_1^i \\ x_2^i \end{cases} = \begin{cases} B_1^i \\ B_2^i \end{cases} \sin \omega t + \begin{cases} D_1^i \\ D_2^i \end{cases} \cos \omega t, \quad (i=1,\cdots,N)$$
(4)

$$\begin{bmatrix} A_T \end{bmatrix} \{ X_T \} = \{ F_T \}$$
⁽⁵⁾

$$\mathbb{C} \subset \mathbb{C}, \{X_T\} = \{X_1 \ X_2 \ \dots \ X_N\}^T, \quad \{X_i\} = \{B_1^i \ D_1^i \ B_2^i \ D_2^i\}^T \{F_T\} = \{F_1 \ F_2 \ \dots \ F_N\}^T, \quad \{F_i\} = \{f_e \cos \phi^i \ -f_e \sin \phi^i \ 0 \ 0\}$$
(6)

である. また[A_T]は 4N×4N の行列であり, 各要素は図 2 に示すモーダルパラメータ(m1やk1など)と加振力の振 動数ωから計算することができる.

個々の翼の特性が異なるミスチューン系の応答解析を 行う場合には、ランダムに作成した個々のミスチューン 系について式(5)を直接解析して周波数応答を求め、こ れを統計処理する.具体的には、以下の手順でミスチュ ーン系の応答特性を求める.

(1) FEM 計算値や実験値から得られる情報を元に,着 目するモードの固有振動数や減衰の大きさが実際の翼・ ディスク系と等しくなるようにチューン系のパラメータ $(m_1, m_2, k_1, k_2 など)$ を決める.

(2)シュラウドのコンタクト状態が変動する場合の解析 では、シュラウドの等価剛性と等価減衰(k2 c2)の分布 が正規分布に従うと仮定し、個々のシュラウドの等価剛 性と減衰をランダムに抽出しミスチューン系を作成する.

(3) 式(5) から各ハーモニック加振力に対する周波数 応答を求める.

(4) (2) と(3)の計算を多数回(ここでは1000回)繰 り返して得られた結果を統計処理し、ミスチューン系に 発生する振幅の最大値やばらつき(標準偏差)を求める (モンテカルロ法).

なお,本研究ではミスチューン系の応答を,チューン 系の共振振幅で正規化して,応答の増大効果を議論して いる.チューン系は周期対称構造であり、周期対称法を 適用するとチューン系の周波数応答は、1 セグメントの 自由度に縮小して解析することができる.



Fig. 1 Analysis model of shrouded blades



Fig. 2 Equivalent spring-mass model of shrouded blades

2.2 シュラウドコンタクト状態の変動による安定性の 変動

図2の等価ばね・質量モデルに非定常流体力が作用す るときの自由振動の運動方程式は、式(7)で表わすこと ができる.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} + \{F^m\} = 0$$
(7)

ここで, [*M*], [*K*], [*C*], {*x*}は翼・ディスク系全体(図 2) の質量行列, 剛性行列, 減衰行列, 変位ベクトルであり, 式(2)から求めることができる. {*F^m*}は翼に作用する 非定常力(翼の振動によってフィードバックされる流体 力)であり, 翼が {*x*} = { \hat{x} } $e^{j\omega t}$ のように振動数 ω で定 常振動をしていると仮定すると,非定常力は式(8)で表 わすことができる.

$$\{F^m\} = \{\hat{F}\}e^{j\omega t}, \ \{\hat{F}\} = [E][A^m][E]^{-1}\{\hat{x}\} = [\hat{K}]\{\hat{x}\}$$
(8)

[E] は物理座標で表わした変位とトラベリングウェーブ モードで表わした変位の座標変換行列であり、行列[E]の $k \in I$ 列の要素 E_{kl} は、式(9)で表わすことができる.

$$E_{kl} = exp\left(j\frac{2\pi kl}{N}\right) \tag{9}$$

[A^m]は影響係数 a_nを対角要素にする流体力行列であり, 式(10)のように表すことができる.

$$[A^m] = \begin{bmatrix} a_0 & 0 & \cdots & 0\\ 0 & a_1 & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & \ddots & 0\\ 0 & 0 & \cdots & a_{N-1} \end{bmatrix}$$
(10)

式 (10) の影響係数 a_n は一般には複素数であり, n 節直 径の振動モードに対する付加剛性や付加減衰に相当して おり,市版の CFD コードなどを利用して求めることがで きる. つぎに,非定常力による複素剛性行列 $[\hat{K}]$ を, MLS 法⁽⁵⁾を利用して空力剛性 $[K_{aero}]$ と空力減衰 $[C_{aero}]$ に分離すると,一般粘性減衰系の自由振動の運動 方程式が式 (11) のように得られる.

$$[M]{\dot{x}} + ([C] + [C_{aero}]){\dot{x}} + ([K] + [K_{aero}]){\hat{x}} = 0 \quad (11)$$

式(11)の複素固有値解析から得られる固有値をλと すると、λの実部が翼・ディスク系のトータルの減衰比 (構造減衰と空力減衰の和)に対応しており、これが負 の場合は翼・ディスク系は不安定になる.個々の翼のシ ュラウドのコンタクト条件が異なる場合の安定性解析を 行う場合は、周波数応答解析の場合と同様にシュラウド の等価剛性と等価減衰(k2, c2)をランダムに変動させて ミスチューン系を作成し、個々のミスチューン系に対し て式(11)を解析して安定性(減衰比)を評価する.

3. 解析結果

3.1 コンタクト状態の変動が共振応答に及ぼす影響

図2の等価ばね・質量モデルを使用して、2章で説明 した方法に従ってミスチューン系の周波数応答解析を行 った.解析に使用したチューン系のパラメータの値は、 シュラウド全面がコンタクトすると仮定して有限要素法 で計算した振動特性(図3)と等価ばね・質量モデルの 振動特性が、着目する節直径モード近傍でほぼ等価にな るように決めている.また,翼の減衰 c1の値は,摩擦減 衰がないとき(c2=0)の翼・ディスク系(チューン系) の共振応答の対数減衰率が 0.01 になるように,シュラウ ドの等価減衰 c2の値は,翼の減衰と摩擦減衰のトータル の減衰が対数減衰率で 0.03 になるように決めている.な お、シュラウドのコンタクト条件が変動するときのシュ ラウドの等価剛性と減衰(k2,c2)の現実的な変動の大き さを把握するため,全翼のシュラウドのコンタクト条件 が同時に変動したときの振動特性(固有振動数,減衰) の変化を,非線形有限要素解析から求めた.これらの解 析結果から、シュラウドの等価減衰(c2)の変動係数は 等価剛性(k2)の変動係数の 5~10 倍になると仮定して ミスチューン系の解析を行っている.



Fig. 3 Natural frequency of bladed disk calculated by FEM

図4は、加振力のハーモニック数 H=8 に対して、ミス チューン系の周波数応答解析をした結果を示しており、 シュラウドの等価剛性の変動係数を 0.06、等価減衰の変 動係数を 0.6 と仮定している.チューン系のシュラウド の等価剛性と等価減衰は、シュラウドが完全にコンタク トしている条件と対応するように決めており、シュラウ ドが片当たりをするとこれらの値は低下する.これを模 擬するため、正規分布からシュラウドの等価剛性や等価 減衰をランダムに抽出してミスチューン系を作成する際 は、抽出した値が平均値よりも大きい場合は棄却するよ うにしている.

図 4(a)はミスチューン系の周波数応答解析結果であり, 全周 72 枚の翼の応答を重ね書きしている.図 4(a)中の共 振回避周波数は,発生振幅の大きさがチューン系の共振 振の 1/√2 以上になる周波数範囲を示しており,ミスチ ューン効果(振幅が大きくなる周波数範囲が増大する効 果)を表す指標として導入している.図 4(b)には各翼に 発生する最大振幅を示しており,これらの図の縦軸はチ ューン系の共振振幅で正規化している.これから分かる ように,シュラウドの接触状態が変動すると,個々の翼 の応答が変化し,図 4(a)の例では最大振幅はチューン系 の約 1.8 倍に増加している.また,図 4(b)に示すように, 各翼の最大振幅は全周で 16 個の波(波数が加振ハーモニ ック数の2倍)を形成して変動している. 翼単体の固有 振動数が変動するミスチューン系ではチューン系の応答 よりも小さくなる翼も多数現れるが,シュラウドのコン タクト条件が変動する場合はシュラウドの等価剛性も等 価減衰もチューン系よりも小さくなるため,全ての翼の 応答がチューン系よりも大きくなっている.





Fig. 4 Frequency response of a mistuned bladed disk

図 5(a)は、加振力のハーモニック数 H=8、シュラウド の等価剛性の変動係数 0.06、等価減衰の変動係数 0.6 の 条件で 1000 ケースのミスチューン系を作成して周波数 応答解析を行い、各翼に発生する最大振幅のヒストグラ ムを求めた結果である.また、図 5(b)は、1000 ケースの ミスチューン系の共振回避周波数範囲を重ね書きしてい る.図 5(a)から分かるように、シュラウドの等価剛性や 等価減衰が変動すると、発生振幅の平均値はチューン系 の共振振幅よりも増大し、平均値に対してほぼ対称に分 布する.一方、図 5(b)に示すように、シュラウドの等価 剛性や等価減衰が変動しても極端に共振周波数が高くな る翼や低くなる翼は発生していない.

図 6(a)は,加振力のハーモニック数 H=8 に対してミス チューン系の解析を行い,シュラウドの等価剛性,等価 減衰の変動係数に対する発生最大振幅,振幅の平均値, 振幅の変動係数を求めた結果であり,図 6(b)はシュラウ ドの等価剛性,等価減衰の変動係数と共振回避周波数の 関係を示している.



Fig. 5 Max. resonant amplitude and resonant frequency range



Fig. 6 Maximum amplitude and resonant frequency range

これらの結果から分かるように、シュラウドの等価剛 性や等価減衰の変動係数が大きくなると、発生振幅の平 均値や発生最大振幅は単調に増加し、等価剛性の変動係 数が 10% (等価減衰の変動係数は 100%) 程度まで大き くなると、発生最大振幅はチューン系の 2.5 倍まで増加 している.一方、シュラウドの等価剛性や等価減衰の変 動係数が大きくなると、共振回避周波数の上限値はほと んど変化しないが下限値が低下するため、共振回避周波 数の幅は単調に増加している.

2.2 コンタクト状態の変動が安定性に及ぼす影響

図7に翼・ディスク系の安定性解析に使用した非定常 力を示す⁽⁰⁾.図7(a)は非定常力の実部(振動変位に比 例する非定常力),図7(b)は非定常力の虚部(振動速 度に比例する非定常力)を示しており,これらの図の横 軸は振動モードの節直径数であり,縦軸はモーダル剛性 で無次元化している.図7(b)に示すように,一部のモ ードの空力減衰は負であり,構造減衰がなければ減衰比 が最小のモードでフラッタ(自励振動)が発生する.



(b) Unsteady aerodynamic force (Imaginary part)Fig. 7 Unsteady aerodynamic force on bladed disk

図7の非定常力から空力剛性 [K_{aero}] と空力減衰 [C_{aero}] を求め,式(15)の固有値方程式を解いてチュー ン系1次モード族の安定性を評価した結果を図8に示す. 図8の横軸は翼・ディスク系の固有振動数(固有値の虚 部),縦軸は減衰比(固有値の実部)を示している.図8 に示すように,構造減衰(図2のc1やc2)を考慮すると 全ての振動モードの安定性は改善されるが,幾つかのモ ードは依然としてトータルの減衰比がわずかに負であり, 不安定である.



Fig. 8 Stability map of tuned bladed disk

図9と図10は、個々の翼のシュラウドのコンタクト条件を変動させてミスチューン系を作成し安定性を解析した結果を示している.図9の解析ではシュラウドのコンタクト剛性の変動係数 σ_{k2} を0.2、図10の解析では0.4と仮定しており、シュラウドのコンタクト減衰の変動係数 σ_{c2} は σ_{k2} の5倍にしている.これらの解析結果から分かるように、シュラウドのコンタクト条件が変動すると、 k_2 や c_2 の低下の影響よりも翼毎の変動の影響(ミスチューン効果)の方が大きくトータルの減衰比は改善される.





Fig. 10 Stability map of mistuned bladed disk (σ_{k2} =0.4, σ_{c2} =2.0)

すなわち,図8と図9の比較から分かるように、シュ ラウドのコンタクト条件(k2,c2)が変動すると、変動 係数が小さい場合には振動数が高い高次の節直径モード に対して、その影響が現れる.シュラウドのコンタクト 条件の変動係数が大きくなると、図10に示すように全て の節直径モードに対してその影響が現れるようになり、 減衰の最大値と最小値の差が小さくなり、結果的に全て のモードの減衰は正になり安定化される.

図11と図12は、モンテカルロ法(解析回数10000回) を利用して、シュラウドのコンタクト条件が変動すると きの翼・ディスク系の減衰比(最小減衰比)のヒストグ ラムを求めた結果を示している.図11の解析ではシュラ ウドのコンタクト剛性の変動係数 *σ*₆₂を 0.2、図12の解 析では 0.4 と仮定しており、シュラウドのコンタクト減 衰の変動係数 *σ*₆₂は *σ*₆₂の5倍にしている.これらの解析 結果からも分かるように、シュラウドのコンタクト条件 が変動すると、*k*₂や *c*₂の低下の影響よりも翼毎の変動の 影響(ミスチューン効果)の方が大きく、コンタクト条 件の変動が大きいほどトータルの減衰比は安定側(正減 衰側)にシフトしている.

図13は、シュラウドのコンタクト条件(k₂, c₂)の変 動をパラメータにして、モンテカルロ法により翼・ディ スク系の安定性解析を行い、最小の減衰比について確率 分布を求めた結果を示している.図13の解析においても、 シュラウドのコンタクト減衰の変動係数 σ_{c2}は σ_{k2}の5倍 にしている.図13から分かるように、シュラウドのコン タクト条件の変動が小さい場合にはほとんどの翼・ディ スク系は不安定であるが、シュラウドのコンタクト条件 の変動が大きくなると、翼・ディスク系の安定性は改善 され、σ_{k2}が0.4 まで大きくなるとほとんどの翼・ディス ク系は安定になっている.



 $(\sigma_{k2}=0.2, \sigma_{c2}=1.0)$



Fig. 12 Histogram of minimum damping ratio



Fig. 13 Probability of damping ratio of mistuned bladed disk

4. 結 論

本研究では、シュラウドの接触状態の変動が共振応答 や安定性に及ぼす影響を調査した.その結果、以下の結 論が得られた.

(1)シュラウドの等価剛性や等価減衰の変動係数が大き くなると,共振振幅の平均値や最大値は単調に増加する. 共振回避周波数の上限値はほとんど変化しないが下限値 が低下するため,共振回避周波数の範囲も増加する.

(2) シュラウドのコンタクト条件が変動すると,自励振動(フラッタ)に対しては k2や c2の低下の影響よりも翼毎の変動の影響(ミスチューン効果)の方が大きく,安定性は改善される.

参考文献

- Yang, B. D. and Menq, C. H., Proceeding of ASME Turbo Expo 1996, 96-GT-472 (1996), pp.1-7.
- (2) Kaneko, Y. and Ohyama, H., J. of System Design and Dynamics, Vol. 2, No.1 (2007), pp.311-322.
- (3) Petrov, E. P. and Ewins, D. J., Trans. of ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 127 (2005), pp.128-136.
- (4) 金子康智・他, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 570 (1993), pp. 399-405.
- (5) M. A. Mayorca, et al., J., Trans. of ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 135 (2013), 011032-1~11.
- (6) R. Corral, et al., Proceeding of ASME Turbo Expo 2007, GT-3007-27090 (2007), pp.1-9.

【技術紹介】

A-24

HF120 エンジン開発におけるバードストライクの解析事例

Overview of Bird Strike Analysis for Development of HF120 Turbofan Engine

*成田 祐*1	旦 誠之 ^{*1}	田中 貴文*1
NARITA Yu	TAN Takayuki	TANAKA Takafumi

ABSTRACT

Tip of fan blade is the most critical location for blade deformation by bird strike which can lead to engine thrust decrease especially on a small-sized turbofan engine like HF120. It is effective for fan blade design to evaluate the blade deformation by analysis (computer simulation) prior to certification test. Honda has developed the bird strike analysis based on the test result of the prior engine, in which hydrodynamic behavior of bird and transient elastic-plastic deformation of fan blade were reflected as key factors to simulate bird strike event. The analysis was applied to the blade design with resistance to bird strike at blade tip in the development of HF120. The background, methodology, and validation of the bird strike analysis are overviewed in this paper.

キーワード:バードストライク、ジェットエンジン、ファンチップ、変形、解析 **Key Words:** Bird Strike, Jet Engine, Fan Tip, Deformation, Analysis

1. はじめに

1.1 HF120 ターボファンエンジンの紹介

HF120 は、GE と Honda が共同で開発した小型高性能 のターボファンエンジンである。2013 年 12 月に FAA

(Federal Aviation Administration:米国連邦航空局)の型 式認定を取得後上市し、ホンダジェットに搭載されてい る。

1.2 バードストライクと FAA の認定要件

航空機用エンジンは、離着陸時に鳥を吸い込むことが ある (バードストライク)。このような時でもエンジンが 機体の運用に問題なきことを示すため、FAA のエンジン 認定要件の中に、バードストライクについての用件があ る。HF120 のサイズでは、離陸時における最も厳しい条 件で、ミディアムサイズの鳥として1ポンド1羽をエン ジンに吸い込ませても、定常的な推力低下が25%以内で あることを実証することが求められている。エンジンの 失火やサージによる推力低下の可能性のあるコア側だけ でなく、ファンブレードにとって最も変形が厳しくなる チップ側でのバードストライクに対しても、この要件を 満たす必要がある。HF120 のように、中大型エンジンに 比べ相対的にファンブレードの板厚が薄い小型エンジン は、チップ側でのバードストライク (Fig.2) に対し、十

*1 (㈱本田技術研究所 航空機エンジンR&Dセンター 〒351-0193 埼玉県和光市中央1-4-1 E-mail: yuu_narita@n.n.rd.honda.co.jp takayuki_tan@n.n.rd.honda.co.jp takafumi_tanaka@n.n.rd.honda.co.jp 分な強度を持たせた設計が難しい。

1.3 バードストライク解析の有効性

費用や工数、開発期間の観点から、ブレードの耐バー ドストライク性能の検証試験回数は制限される。ブレー ドの初期設計段階において、耐バードストライク性能の 評価を行い、要件適合性のあるブレードを設計すること は、エンジン開発を効率的に行うにあたり有効である。 Honda ではバードストライク解析を独自に構築しており、 GE と共に HF120 の認定取得に役立てた。本稿ではその 解析の概要を、解析の土台となる現象理解と解析手法の 構築、試験結果との比較、解析結果の考察の順で紹介す る。







Fig.2 ブレードと鳥のサイズの比較

2. バードストライク現象の分析

バードストライクは、ブレード1枚あたり0.3 ミリ秒 に満たない短時間での、生物と金属との高速衝突である。 この短時間に生じている事象を把握し、解析で模擬すべ き現象を明確化するために、過去に研究用エンジンのフ ァンを用いて実施されたバードストライク試験での、高 速度カメラの映像を利用し分析した。その特徴を以下に 示す。

2.1 流体的な鳥の挙動

ファンのチップ側に鳥が衝突する時の様子を、高速度 カメラでの映像の模式図を使って表したものが、Fig.3 である。鳥の打ち込み速度(離陸時の機体速度)に対し て、ファンのチップ周速のほうが数倍速いため、飛んで くる鳥を翼列が高速でスライスしながら切り飛ばしてい く。ブレードの前縁が鳥をスライスする方向は、前縁の 入口メタル角の方向に対して傾いている。このため、鳥 はブレードのサクション面ではなく、プレッシャー面に 衝突する。スライスされた質量は、ブレード上で平らに 広がりつつ、後縁に移動して飛散する。この挙動は流体 的である。





ブレードから見た鳥の速度と運動量に注目して、衝突 前後の様子を図示したものが Fig.4 である。ブレードに 入射する鳥の運動量のうち、ブレード面に垂直な成分が 衝突によりゼロになる。この運動量変化をもたらせた荷 重の反作用が、ブレードに衝撃力となって加わる。衝撃 カの方向は、鳥の衝突する箇所のプレッシャー面に垂直 な方向(エンジン斜め前方)である。

このような流体的な鳥の挙動が、解析では模擬される 必要がある。



Fig.4 衝突前後での鳥の挙動(単純化)

2.2 ブレードの弾塑性変形

鳥がブレードに衝突しスライスされている時、ブレー ドが過渡的に弾塑性変形する様子が見られる(Fig. 3)。 ブレードは、エンジン前方へめくれるように変形する。 この変形により、ブレード面に対する鳥の相対速度の入 射角が増大し、同じ質量から受ける荷重が増す。前述の 試験では、この段階でブレードに塑性変形が生じている。 この過渡の弾塑性変形と最終的な塑性変形の様子を模擬 できるブレードのモデル化が必要である。

3. パードストライク解析の構築

試験で把握したバードストライクの特徴を模擬するため、以下のように解析モデルを構築する。解析モデルの 一例をFig.5に示す。ソルバーには、非線形動解析に適 したLS-DYNAを用いる。

3.1 鳥のモデル化

流体的な鳥の挙動を模擬するため、SPH(粒子法)で鳥 をモデル化し、流体の物性を与える。このモデル化によ り、試験で見られた流体的な鳥の挙動と、視覚的に近い 挙動が再現できる。

3.2 ブレードのモデル化

ブレードは、弾塑性の物性を与えたソリッド要素でモ デル化する。塑性変形が生じた場合の変形部位を正しく 模擬するため、ブレードのチップ側や前縁など、空力的 に板厚が薄くなっている箇所は詳細にメッシングする。



Fig.5 バードストライク解析の一例

4. バードストライクの試験

試験と解析との比較の前に、HF120 用のバードストラ イク試験を実施した打ち込み試験設備について、概略を 説明する。

4.1 打ち込み試験設備

弊社航空機エンジンR&Dセンターの打ち込み試験設 備をFig.6に示す。この設備では、実鳥または実鳥を模 擬したゼラチンを、決められた速度で、決められた衝突 半径に、適切な姿勢で打ち込むことができる。チャンバ 一内に設置したファン (Fig.7) は、試験の条件に合わせ た回転数で回転させることができる。チャンバー内には 複数の高速度カメラを設置し、入射速度、鳥の姿勢、打 ち込み位置の検証や、衝突時の現象把握に用いる。

4.2 耐バードストライク性能の検証試験

この設備において、HF120 用の試作段階でのファンに 対する検証試験を行った。ファンのチップ側へのバード ストライクによるブレードの変形量を調べることが主な 目的である。実際のバードストライクと同じ条件での試 験となるように、ファンを離陸回転数で回転させ、実鳥 を打ち込んだ。



Fig.6 打ち込み試験設備



Fig.7 チャンバー内のファン

5. 解析結果の検証と考察

この検証試験の結果を用いた、バードストライク解析 の妥当性検証の一例を示す。

5.1 解析結果の検証

試験と同じ条件で実行した解析結果(鳥衝突後のファ ンブレードの塑性歪みの分布)をFig.8に示す。また、 この解析結果を前縁チップの塑性変形量で整理し、試験 結果と比較したものをFig.9に示す。横軸は、鳥の頭と 衝突したブレードを#1としたときの全ブレード番号で ある。縦軸は、鳥打ち込み後のブレードの塑性変形量(前 縁チップ側)を示す。個々のブレードの変形量が全て試 験に合うわけではないが、翼列全体として見たときの変 形の傾向は、ほぼ捉えられている。



Fig. 8 鳥衝突後の相当塑性歪み分布







5.2 解析結果の考察

ファンブレードが鳥をスライスしているときの解析の

挙動を Fig. 10 に示す。バードストライクの特徴である、 流体的な鳥の挙動と、ブレードの過渡的な弾塑性変形が、 解析でも模擬されている。

試験結果のファンの変形で特徴的なのは、質量のある 鳥の胴体をスライスしているブレードの中に、変形して いないものが混ざっていることである(Fig.9の#9ブレ ード)。解析でも同じ変形が模擬できる(Fig.8とFig.9 の#8 ブレード)。これは、鳥をスライスするとき、ブレ ードが過渡的にエンジン前方へ弾塑性変形し、後続のブ レードに飛び込むべき鳥の質量の一部まで切り取ってし まうことが原因である。衝突質量の減少で、衝撃力によ る変形が弾性域内となるとき、後続のブレードは変形し ない(Fig.10の#7と#8ブレードの関係を参照)。高速度 カメラでは把握が難しいこのような現象も、実現象を模 擬できるよう構築した解析結果から理解できることがあ る。

飛び地のようなこの変形パターンは、変形量から推力 低下を解析的に見積もる際に影響する。



Fig. 10 解析でのバードストライクの様子

5. エンジン開発への適用

HF120 の開発では、このようなバードストライク解析 を用いてファンブレードの設計を行い、認定取得に役立 てた。

6. まとめ

・実鳥を用いて行われた過去の試験の結果を用いて、バ ードストライクでの実現象の特徴を把握した。

その現象を模擬できるよう、バードストライクの解析
 を構築した。

・HF120 用のファンに対する、チップ側へのバードスト ライク検証試験の結果を用い、解析の妥当性を確認した。 ・HF120 の開発では、このようなバードストライク解析 を用いてファンブレードの設計評価を行い、認定取得に 役立てた。

参考文献

(1) 池田純一、田中貴文、佐野竜史、HF120 ターボファンエン ジンの構造設計と検証、Honda R&D Technical Review Vol.26 No.2, p27-29

【研究報告】



メンブランパッチ法によるガスタービン油の管理に関する研究

Study on Management of Gas Turbine oil by Membrane Patch Colorimetry

*伊藤 岳史^{*1} 宮島 誠^{*1} ITO Takashi MIYAJIMA Makoto

ABSTRACT

The role of gas turbine oil is lubrication and cooling of turbine bearing. As the efficiency of electric power generation rises, heat load to gas turbine oil is getting severe gradually. Therefore, the need for long-life gas turbine oil which can be used in severe circumstances is increasing. In order to manage long-life gas turbine oil, appropriate management practice is requested. In this report, coverage of MPC(Membrane Patch Colorimetry) which is one of the simple management technique was investigated.

キーワード: タービン油, RPVOT, スラッジ, MPC, メンブランパッチ **Key Words**: Turbine Oil, RPVOT, Sludge, MPC, Membrane Patch Colorimetry

1. はじめに

産業発電用ガスタービンは発電効率の追求を背景に, ガスタービン入口燃焼ガス温度は上昇の一途をたどって おり⁽¹⁾,タービン軸受の潤滑および冷却などを担うガス タービン油への負荷も年々厳しくなってきている。した がって,このような過酷な環境でも使用可能かつ,従来 同等以上の寿命を有する長寿命タービン油が登場してき ている⁽²⁾⁽³⁾。

長寿命ガスタービン油は耐酸化特性に優れており、長 期間の使用が可能であるが、適切な管理の下で使用する ことが重要である。具体的には,残存酸化寿命を示す RPVOT(Rotating Pressure Vessel Oxidation Test)や,酸化生 成物量を滴定によって求める酸価、油中析出物あるいは 系外からの塵埃物を測定するきょう雑物量などがタービ ン油の管理項目として挙げられる。一方で、近年注目さ れている管理手法として, MPC(Membrane Patch Colorimetry)がある。これはより簡便な評価手法として位 置づけられており、油をろ過して得られるフィルタの色 相を評価するものである。本手法には ASTM 規格⁽⁴⁾に規 定されている方法に加え、近年提案された CPA(Colorimetric Patch Analyzer)⁽⁵⁾⁽⁶⁾などがあり、タービ ンをはじめとする各種機器のプロアクティブ保全におけ る効果的なアプローチとして注目を集めている。本報告 においては, 各 MPC 値の相互相関や, タービン油の酸 化程度とこれら MPC 値との関係などを検討した。

2. 実験

2.1 タービン油

粘度グレードが VG32 の市販蒸気タービン油およびガ スタービン油を用いた。これらは酸化防止剤系が使い分 けられており,一般的に蒸気タービン油にはフェノール 系酸化防止剤,ガスタービン油にはアミン系酸化防止剤 が適用されている。アミン系酸化防止剤はフェノール系 よりも相対的に着色しやすいと言われており,この点が フィルタの色相に影響を与えるか否かという観点で検討 した。

酸化油は机上酸化油と実機酸化油を用いた。机上酸化 油は,120℃で酸素吹込みを行う Dry-TOST(ASTM D7873) を採用し,強制加速酸化させて調製した。実機酸化油は, 国内の発電所(産業用あるいは自家用の蒸気およびガス タービン,コンバイドサイクル)でのタービン油タンクか ら採取したものを用いた。

2.2 MPC(ASTM 法)

ASTM D7843 に準拠して実施した。具体的には,酸化 油 50mL を同量の石油エーテルと混合し,混合液をメン ブランフィルタ(47mm ϕ ,細孔 0.45 μ m)でろ過した。得 られたフィルタを乾燥させた後,フィルタ表面の反射光 色相を比色分光光度計を用いて測定した。結果は,ブラ ンクフィルタに対する色差を CIE LAB スケールによっ て求め,得られた Δ E を MPC 値として表した。

2.3 MPC(CPA法)

文献⁽⁵⁾⁽⁶⁾に従い,酸化油 100mL をメンブランフィルタ (47mmφ,細孔 0.8μm)でろ過し,得られたフィルタを乾 燥後,フィルタ表面の反射光色相および,裏面からの透 過光色相を CPA を用いて測定した。結果は,反射光,透 過光それぞれについてブランクフィルタに対する色差を

^{*1} JXTGエネルギー株式会社 〒231-0815 横浜市中区千鳥町8番地 E-mail: ito.takashi.223@jxtg.com

RGB 法によって数値化し,式(1)によって得られる∠E^{0.5} を MPC 値として表した。

 $\angle E^{0.5} = [\{(255-R)^2 + (255-G)^2 + (255-B)^2\}^{0.5}]^{0.5}$ (1)

2.4 きょう雑物量

JIS B9931 に準拠して実施した。具体的には、酸化油 100mL をメンブランフィルタ(47mm ø, 細孔 0.8 µ m)で ろ過し、得られたフィルタを乾燥後、重量を測定し、初 期フィルタからの増量分として測定した。

2.5 RPV0T

JIS K2514-3 に準拠して実施した。試験の概要を Fig. 1 に示す。油を銅触媒および水とともに試験容器に取り, 全体を圧力計を備えたボンベに入れる。ここに、初期圧 力が 620kPa となるよう酸素を導入し、150℃の恒温槽で 毎分100回転となるようにセットする。試験開始初期は 加温されるため、内圧は上昇するが、一定の値に落ち着 き、そのまま推移する。試験が進行するにつれ、酸化が 進み、ある時点で急激な酸素の消費、すなわち圧力低下 が観測される。最高圧から175kPa低下した時点を試験の 終了時とみなし、ここまでの時間を RPVOT 値とした。



Fig. 1 RPVOT 試験概要

3. 結果と考察

3.1 MPC 結果の相関

まず今回の検討で測定した三つの MPC 値それぞれの 相関を確認した。ASTM 法と CPA 法(反射光)はともに反 射光を測定しており、メンブランパッチの作成手順が異 なることに加え,色情報を数値化する際の概念が異なる。 二つの CPA 法は反射光が主にフィルタ表面を測定して いるのに対して,透過光はフィルタ表面に加え,フィル タ内部の様子も測定結果に影響を及ぼす。これら基本原 理の差異が、タービン油のタイプや酸化条件が異なった 場合にどのような関係となるのか確認するものである。 机上酸化油について Fig. 2 および 3 に、実機酸化油につ いて Fig. 4 および 5 に示す。全体として、各 MPC 値の間 に一定の相関関係は認められたものの、特に Fig. 5 にお いては、ガスタービン油の CPA 法(透過光)が高めとなる 傾向が見られた。これは、徐々に酸化が進行する実機に おいて、生成したアミン系酸化防止剤劣化前駆体がフィ ルタ内部に捕捉され、その色情報が反射光には反映され ず、透過光のみに反映されたためと考えられる。



10

MPC(CPA法(反射光))

10

MPC(CPA法(反射光))

Fig.4 実機酸化油の CPA 法(反射光)と ASTM 法の相関

-08

 \Diamond \sim

 $R^2 = 0.04$

 \cap

Fig. 3 机上酸化油の CPA 法(反射光)と CPA 法(透過光)の

相関

15

 \bigcirc

 $R^2 = 0.88$

R² = 0.48

◇蒸気タービン油

○ガスタービン油

Ð

20

15

20

20

5

0 0

35

30

25

20

15

10

5

0

25

光 20

15

10

5

0

喣

MPC(CPA法(

0

MPC(ASTM法)

◆蒸気タービン油

○ガスタービン油

R² = 0.98

5



3.2 MPC 結果ときょう雑物量の相関

きょう雑物量は油中に存在する不溶物の重量を直接的 に測定する試験値である。一方で、MPC はその色相を数 値化したものであるので、これらの相関を確認すること は、油中不溶物の量と質を調べることにほかならず、非 常に興味深い。一般にガスタービン油に採用されている アミン系酸化防止剤は、フェノール系酸化防止剤に比べ て、変質後の油溶性が劣る傾向にあり、フィルタ捕捉物 の挙動が異なる可能性がある。蒸気タービン油とガスタ ービン油に分けて、きょう雑物量と各 MPC 値の相関を Fig. 6 および7 に示す。

蒸気タービン油ではきょう雑物量と MPC 値には弱い 正の相関が認められた($\mathbf{R}^2 = 0.72 \sim 0.76$)。ただし、三つの MPC 値いずれもブレの幅に対して傾きが緩やかであり、 鋭敏な指標とまでは言えなかった。一方、ガスタービン 油では明確な相関関係は認められなかった($\mathbf{R}^2 = 0.05 \sim$ 0.35)。両油ともに今回の検討に用いたきょう雑物量の絶 対値が低かったため、狭い領域にフォーカスした可能性 があり、きょう雑物量が中高度域での確認が必要である。





Fig. 6 蒸気タービン油のきょう雑物量と MPC の相関

Fig. 7 ガスタービン油のきょう雑物量と MPC の相関

3.3 MPC 結果と RPVOT の相関

RPVOT はタービン油の酸化進行に対して非常に敏感 な指標であり、電力会社をはじめ多くのタービンユーザ ーにおいてタービン油管理の基本項目となっている。フ ェノール系酸化防止剤に比べてアミン系酸化防止剤は酸 化防止効果が格段に優れているため、アミン系を採用し ているガスタービン油は、数千分単位の RPVOT 値を示 す。したがって蒸気タービン油とガスタービン油とでは RPVOT の水準が全く異なる。蒸気タービン油とガスタ ービン油に分けて、RPVOT と各 MPC 値の相関を Fig. 8 および9に示す。

蒸気タービン油については, ASTM 法および CPA 法(反 射光)はばらつきが大きく, RPVOT との明確な相関関係 は得られなかった。一方, CPA 法(透過光)は比較的リニ アに近い負の相関関係が得られた。

ガスタービン油については、それぞれに RPVOT との 相関が認められた。ASTM 法は RPVOT が 1000 分を下回 るあたりから大きく上昇しており、酸化後期に鋭敏に変 化を示す指標と言える。一方、CPA 法(透過光)は酸化中 期では変動幅が小さいものの、値のばらつきそのものは 少なく、また、酸化初期(Fig. 9 では RPVOT が 2000 分以 上の領域)において値が大きく変化する様子が認められ た。以上の様に、各 MPC によって酸化進行に対する挙 動に特徴があることが示された。





Fig.9 ガスタービン油の RPVOT と MPC の相関

Fig. 8 蒸気タービン油の RPVOT と MPC の相関

4. まとめ

近年注目を集めている MPC について手法による違い や,従来評価法との相関を検討した。その結果,各方法 それぞれ酸化の初期や後期での特徴に違いが見られた。 特に CPA 法による透過光は,反射光とは原理が異なるた め,より抜けのない管理が期待される。従来からの管理 手法とこれら MPC による管理手法が適切に活用される ことで,ガスタービンをはじめとする各種機器の保全が 適切に実施されることを願っている。

参考文献

- 小笠原潤一, "供給力低下で日本の電力需給逼迫-東日本 大震災後に懸念拡大-", エネルギーレビュー, Vol. 34, No. 8 (2014), pp. 38-41.
- (2) 伊藤岳史, "タービン油の技術動向", 日本ガスタービン学 会誌, Vol. 43, No. 4 (2015), pp. 42-47.
- (3) 伊藤岳史,第45回日本ガスタービン学会定期講演会(松山)講演論文集,"長寿命ガスタービン油の開発",(2017), pp. 115-117.
- (4) ASTM D7843-16 Standard Test Method for Measurement of Lubricant Generated Insoluble Color Bodies in In-Service Turbine Oils using Membrane Patch Colorimetry.
- (5) 今智彦,本田知己ら,"タービン用無添加鉱油の酸化過程 とメンブランパッチの色との関係",トライボロジスト, Vol61, No.10(2016), pp. 709-715.
- (6) 今智彦,本田知己, "溶剤,油温,静置時間がメンブラン パッチの色へ与える影響",日本機械学会 2016 年度年次大 会講演論文集, [No.16-1].

【研究報告】

B-1

ダブルスワールバーナによる高温高圧場におけるケロシン系燃料の 燃焼挙動に関する研究

Study on Combustion Behavior of Kerosene type fuel in High-temperature and High-pressure environment by double-swirl burner

*石川 裕睦^{*1} Patrick Salman^{*1} 安藤詩音^{*1} 中谷辰爾^{*1} 津江光洋^{*1} 藤原仁志^{*2} ISHIKAWA Hiromu ANDO Shion NAKAYA Shinji TSUE Mitsuhiro FUJIWARA Hitoshi

ABSTRACT

In this study, we conducted combustion experiments in high-temperature and high-pressure environment using double-swirl burner to investigate the spray combustion behavior under the closer condition to actual case. Combustion pressure and CH* chemiluminescence were measured during the experiment and analysis (POD: Proper Orthogonal Decomposition and ICA: Independent Component Analysis) which can separate the important structures of combustion with swirl flow was conducted to the taken images. As a result, some modes which present PVC (Processing Vortex Core) were extracted and they were related to pressure fluctuation. From the CFD analysis of swirling flow field, a rotating structure was found and had the same oscillating frequency as combustion pressure.

キーワード: 燃焼器,スワールバーナ,POD, ICA **Key Words:** Combustor, Swirl Burner, POD, ICA

1. はじめに

近年、航空エンジンや産業用ガスタービンに対する環 境適合性への要求が非常に高くなっている.特に NOx な どの汚染排気物質に関しての規制は年々強化されている. 航空エンジンの燃焼器における低 NOx 燃焼方式として は、これまで RQL⁽¹⁾ (Rich-burn Quick-quench Lean-burn) が用いられてきたが,近年ではより低 NOx 化を目指して LPP⁽¹⁾ (Lean Pre-mixed Pre-vaporized) の研究が盛んに行 われている.しかし、LPPには燃焼振動などの燃焼不安 定性の問題があり(2),希薄燃焼を行うメインバーナの他 に, 拡散火炎を用いたパイロットバーナを備えた2段燃 焼方式(3)(4)(5)が提案されており、実用化も進みつつある (6). そのため, 希薄予混合燃焼のメインバーナ, 拡散火炎 のパイロットバーナの双方について、燃焼特性の解明や 現象の把握が、重要であると考えられる.しかし、これ らが火炎の安定化に用いる旋回流動場は3次元的な渦構 造を含む複雑な流れ場であるとともに、そこでの噴霧燃 焼は、微粒化、乱流、拡散、混合などの過程を伴う非常 に複雑な現象である. そのため, 旋回流動場における噴 霧燃焼に関する基本的な知見とともに、複雑な現象から 重要な要素を抽出するための解析手法の開発が必要だと

〒113-8656 文京区本郷7-3-1
E-mail: <u>hiromu@g.ecc.u-tokyo.ac.jp</u>
宇宙航空研究開発機構
〒182-8522 調布市深大寺東町7丁目44-1

古古上兴

考えられる.

本研究グループではこの旋回流動場での火炎の挙動に ついて調査するため、2 段燃焼のパイロットバーナや従 来の RQL を想定したダブルスワールバーナを作成し、 燃焼実験を行なってきた.またハイスピードカメラ撮影 で得られる画像データから火炎の重要な構造を分離する ための手法として POD (Proper Orthogonal Decomposition: 固有値直交分解) のや ICA (Independent Component Analysis:独立成分分析)のによるモード解析を行ってい る.大気圧下での燃焼実験において、ハイスピードカメ ラで撮影した噴霧火炎の CH*自発光画像データのモー ド解析によって、いくつかの重要な火炎の構造を分離し、 同時に燃焼効率との関連も示唆された⁽⁸⁾.

しかし、本研究グループのこれまでの燃焼実験はすべ て常温常圧下で行われており、実際のエンジンの作動条 件とは異なっている.そこで本研究では、東京大学柏キ ャンパスの高エンタルピー風洞を用いて、より実機条件 に近い高温高圧下での Jet-A1 燃料の燃焼実験を行った. その際、火炎挙動をハイスピードカメラを用いて撮影し、 モード解析を行った.またモード解析で得られた結果を さらに考察するために、流れ場の3次元計算を行い、旋 回流動場の構造や挙動を調査した.



Fig. 1 Double-Swirl Burner 2. 実験装置および解析手法 2.1 ダブルスワールバーナ

本研究で用いたダブルスワールバーナを Fig.1 に示す. 本バーナは Parker-Hannifin⁽⁹⁾によって提案されており,シ ンプルな形状をしている.燃料はスリットから円筒膜状 に噴射され,その内外を旋回方向の異なる旋回流によっ て生じる剪断力によって微粒化する.旋回流の強さはス ワラー数 *S* という無次元数で定義され,スワラーの幾何 形状より式(1)で与えられる⁽¹⁰⁾.

$$S = \frac{G_{\varphi}}{G'_{x}R} = \frac{2}{3} \left[\frac{1 \cdot \left(\frac{R_{h}}{R}\right)^{3}}{1 \cdot \left(\frac{R_{h}}{R}\right)^{2}} \right] \tan \alpha$$
(1)

ここで G_{φ} , G'_{x} は角運動量, 軸推力であり, これらはスワラ ー羽のチップ径とハブ径R, R_{h} , そして羽角度aにより表さ れる. 今回用いた $a = 45^{\circ}$ のアウタスワラーのスワラー数は 0.86 であり強い旋回場 (S > 0.8) とされる⁽¹¹⁾.

2.2 実験装置および計測手法

実験は、東京大学柏キャンパスにある極超音速高エン タルピー風洞にて行った.本風洞は、貯気槽にためた高 圧空気をペブル式加熱器に通し、高温高圧の空気流を得 る吹き出し型風洞である.

ダブルスワールバーナを用いた高温高圧下での燃焼実 験を行うため、Fig.2に示すような燃焼器を作成した.流 路断面は直径 100 mm の円であり、内圧を保つために出 口を絞りチョークさせている.また燃焼器には石英ガラ スの可視化窓があり、燃料噴射面から 77 mm 後流までの 領域を観測できる.点火には水素-空気予混合火炎トーチ を用いており、着火後にトーチを停止した.スワラーの 上流下流にそれぞれ圧力センサ(KYOWA:PHL-A-2MP) を取り付けており、上流圧 Pin および燃焼圧 Pcを計測し た.計測データの収録にはデータロガー(KEYENCE:NR-600)を用い、サンプリングレートは 10kHz とした.



Fig. 2 Experimental setup

燃料の Jet-A1 は燃料タンクを窒素で加圧し、メータリン グバルブを用いて流量を調整したのち、コリオリ流量計 (KEYENCE, FD-SS02A)によって流量を計測した.空 気流量については、ノズルのチョーク流量を元に推定を 行なった.流入空気の圧力・温度および燃料流量より NASA-CEA⁽¹³⁾による平衡計算でノズルでの流量を求め、 これが仮定した空気流量と一致するまで繰り返し計算を 行なった.

燃焼時の火炎の挙動を調査するために, ハイスピード カメラ (Vision Research: Miro LC 310)を用いた光学計 測を行なった.撮影速度は 1000 fps とし,レンズには NIKON 製単焦点レンズ(焦点距離 85mm, F=2)を用いた. ハイスピードカメラには干渉フィルタ(中心波長 430 nm, 半値幅 15 nm)が取り付けられており, CH*の化学発光 を撮影した.

2.3 モード解析手法

火炎の特徴的な構造を抽出するために, POD 法および ICA 法を撮影した火炎の CH*発光の画像に対して適用した.

POD 法は大規模データから低次元成分を抽出する際 に有用な手法である. POD 法を適用することで,連続画 像のような時系列データは複数のモードの足し合わせで 表現される. それぞれのモードの固有値は,元データに 対する寄与度を表し,固有値の大きいモードのみを用い てデータを再構築することで,次元を削減し,より少な いデータでもとデータの特徴を記述することができる. 本研究では,ICA 法の前処理として,POD 法を用い,次 元削減を行なった.

ICA 法は観測された信号から源信号を推測するブライ ンド信号源分離の手法である. POD 法はデータがガウス 分布に従うが仮定されているが,実際のデータは非ガウ ス分布に従うことが多い. ICA 法はそのようなデータか らより独立なモードを分離する手法である. ネゲントロ ピーという情報理論のパラメータを用い,各モードの非 ガウス性を最大化するようにモードを最適化する. 分離 するモードの数は任意であるが,ここでは4つとし,そ れに合わせて前処理として POD 法による次元削減を行 なった.

3. 結果および考察

3.1 実験条件および圧力変動

本実験で用いた条件を Table 1 に示す.スワラー前後 の圧力計測結果より、このダブルスワールバーナの圧力 損失は約 6.1%である.燃焼圧は実験中常に振動しており、 その振幅は最大で 0.0156 MPa で、平均燃焼圧の約 4.3% ほどである.この振動の周波数特性を調べるために、圧 力変動について周波数解析を行った.パワースペクトル 密度 (PSD: Power Spectral Density)を Fig. 3 に示す.



upstream pressure.

風洞から伝播する圧力変動の有無を確認するために、 同時に上流圧の PSD もプロットしたが、目立ったピーク は確認できなかった. 燃焼圧の PSD のピークには Fig. 3 にあるもの以外に、1163 Hz のピークも確認できた. NASA-CEA を用いて燃焼器内の音速を算出し、燃料噴射 面とノズルを固定端としての気柱振動の周波数を求める と、1039 Hz と近い値を示すことから、気柱振動の周波 数だと推測される.

3.2 火炎の光学計測結果

ハイスピードカメラによって撮影された CH*化学発 光画像の時間平均画像を Fig. 4 に示す.比較のため,先 行研究の常温常圧下での燃焼実験⁽¹⁴⁾において得られた, CH*化学発光画像の時間平均画像も合わせて示す.

比較対象とした常温常圧下での燃焼実験では,空気流 量は20g/sであるが,ガスタービンの設計で用いられる 修正流量を高温高圧下での実験条件から計算すると19.3 g/sとなり,流体力学的には相似に近い条件だと考えられ る.撮影条件が異なるため,輝度の絶対量の比較はでき ないため,火炎の位置や形状などの相対的な比較のみを 行う.

いずれの画像も、中心軸上のスワラー出口からある程 度の距離を置いた位置で発光強度が最大となっており、

一般的な旋回流動場での火炎と同様に,強い旋回流によって生じた再循環領域によって火炎が維持されていると 考えられる.ただ,この二つの画像を比較すると,高温 高圧条件下の方がより,スワラー出口に近い位置で発光 が強いことが分かる.CH*化学発光は熱発生率の指標で あるため,高温高圧条件の方がより上流側で発熱してい ると言える.これは,噴霧の蒸発速度と燃焼の化学反応 速度の違いによるものだと考えられる.噴霧液滴の蒸発 速度は雰囲気温度が高いほど速くなり,高温下において



(a)High temperature and pressure (b)Ambient temperature and pressure

Fig. 4 Time-averaged CH* chemiluminescence intensity.

(a) T_{in} =715 K, P_c=0.462 MPa, ϕ =0.59, (b) T_{in} =298K,

$P_c=0.101$ MPa, $\phi=0.71^{(8)}$

は雰囲気圧力が高いほど蒸発速度は速くなる⁽¹⁵⁾.また, 化学反応速度は一般に高温なほど高い.そのため,高温 高圧条件下では,燃料噴霧が噴射されてから蒸発し着火 するまでの特性時間が短く,熱発生の位置がより上流に 移動したと考えられる.常温常圧下での実験条件では, 当量比がわずかに異なっているものの,先行研究⁽⁸⁾で当 量比による火炎位置の違いはわずかであり,ここでも当 量比の影響は少ないと考えられる.

3.3 モード解析の結果

撮影した CH*化学発光画像 2000 枚を対象に, POD 法 と ICA 法によるモード解析を行った.得られた4つのモ ードを Fig. 5 に示す.また,それぞれのモードの時間変 動の PSD を Fig.6 に示す.

Mode A, Mode D に関しては、モードの形状やその変動 の様子から、軸方向の火炎のばたつきが表れていると思 われる. Fig. 3 の圧力変動のピークのうち低周波なもの (15 Hz, 45 Hz)、と近い振動周波数が Mode A, Mode D の 時間変動の PSD において確認できることから、これら軸 方向の火炎のばたつきによる可能性がある.

Mode B, Mode C に関しては、左右交互に振動するモードであることから、旋回流に起因するものだと考えられる. 先行研究^{(8),(14)}においても同様のモードが得られており、周波数の検証から、旋回流に特有な渦構造の歳差運動(PVC: Processing Vortex Core)によるものだと考えられた. 先行研究と同様に⁽¹²⁾、渦の剛体回転を仮定してPVCの周波数を概算すると、120.7 Hz となった. Mode B, Mode C の PSD において、近い周波数のピークが確認できることから、本実験においても PVC に起因する火炎挙動が存在すると考えられる.また、Fig. 3 においても、近い周波数ピーク(147 Hz)が存在することから、PVCによる振動が圧力変動に表れていると見られる.またこの周波数は Fig. 3 において最も主要なピークであることから、本実験における火炎挙動において、PVC が主要な要因となっていると考えられる.

先行研究の、常温常圧下での燃焼実験においては、PVC によるモードの他に、気柱振動によるモードが確認され た.しかし、本実験では高温空気を用いているため、音 速が速く、気柱振動の周波数は先に議論したように1kHz 以上の高周波となり、本実験でのハイスピードカメラの 撮影速度では確認できなかった、気柱振動と燃焼の相互 作用は、燃焼安定性に大きな影響を与えることが知られ ているため、さらなる燃焼安定性の議論には、より高速 での撮影が必要である.



Fig. 5 Four major ICA modes













(d) Mode D

Fig. 6 Power spectral density of time variations of modes. (a)Mode A, (b) Mode B, (c) Mode C, (d) Mode D

3.4 旋回流動場の数値解析

これまでの考察で,再循環領域や PVC といった,旋回 流動場特有の流れ場の構造が,火炎挙動に影響を及ぼし ていることが示唆された.そこで,本実験において利用 したダブルスワールバーナによって生み出される旋回流 動場の構造を詳細に調べるために,流れ場の3次元解析 を行った.

数値解析は、当研究室の保有する3次元圧縮性流体解 析コードを用いて行った.コードで実装されている計算 スキーム等をTable2に示す.また用いた計算格子をFig. 7に示す.計算領域は基本的に実験に用いたダブルスワ ールバーナの形状に基づいているが、対称性の都合から、 アウタースワラーの枚数を7枚から8枚に増やしている 他、流路中の小さな固定部材などは無視している.壁面 は全て断熱滑りなし条件とし、流出条件には無反射境界 条件を適用した.時間刻みは 6.3×10⁸秒である.計算に 用いた流入空気の条件をは、Table1の実験条件に準拠し ている.

Convection term	AUSM+-up
Viscous term	2 nd order central difference
Turbulence model	LES : Mixed Model ⁽¹⁶⁾
Time integration	2 nd order Runge-Kutta
Grid	Multi-block structure grid
	2,263,248 Points

Table 2 Numerical scheme



Fig. 7 (a)Overview of numerical grid. (b)Cut view of computational domain.



Fig. 8 On center plane. (a)Pressure (b)Tangential velocity (c)Axial velocity

Fig.8に中心断面における, 圧力, 周方向流速, 軸方向 流速, の分布図を示す. 周方向流速分布より, スワラー によって強い旋回流が生じていることが分かる. 圧力分 布より, スワラー出口付近で低圧の領域が生じており, 軸方向流速分布より, その付近で逆流する領域があり再 循環領域が存在していることがわ分かる. ここで確認で きる再循環領域の位置は, Fig.4 の CH*発光の平均画像で 発光強度が最大となる位置とおおよそ一致しており, 実 験に用いたダブルスワールバーナにおいても, 保炎に関 して再循環領域が重要な役割を果たしていると思われる.



Fig. 9 Velocity amplitude profile on horizontal plane.

先行研究^{(8),(14)}や本実験で存在が示唆された,渦構造の 歳差運動が,数値計算結果からも確認できた.Figure9に スワラー出口から 10 mm 下流の流れ方向に垂直な断面 における流速の大きさの分布を示す.この流速分布が形 を保ったまま時間とともに,アウタースワラーの回転方 向に回転しているのが確認された.その周期から周波数 を計算すると158.7 Hz となり,圧力センサやモード解析 で得られた振動周波数と近い値をとっている.先行研究 や3.3節で概算した PVC の周波数は,いずれも圧力デー タやモード解析から得られた周波数よりも低い値であっ た.これは, PVC 周波数を概算する際,旋回流を燃焼器 内径いっぱいの剛体回転と仮定していたためだと考えら れる.流速分布から分かるように,実際の旋回流は中心 付近に限定されていたため,概算値よりも高い周波数で 歳差運動をしていると考えられる

4. まとめ

ダブルスワールバーナを用いた高温高圧条件下におけ る燃焼実験を行い,火炎のCH*化学発光画像をハイスピ ードカメラで撮影した.さらに,得られた連続画像に対 して POD 法, ICA 法によるモード解析を行い主要な火 炎構造の分離を試みた.また,その結果に対してさらな る考察を与えるため,流れ場の3次元計算を行い,旋回 流動場の構造や挙動を調査した.その結果,以下の知見 が得られた.

- CH*化学発光の時間平均画像を高温高圧条件と常 温常圧条件について比較した結果,高温高圧条件に 方が火炎がスワラー出口の近くに位置し,噴霧の蒸 発速度や反応速度の違いに起因すると考えられる.
- CH*化学発光のモード解析の結果,先行研究と同様に,渦構造の歳差運動 PVC に起因するモードが得られた.その時間変動の周波数ピークは,燃焼圧振動周波数と一致することから,本実験での火炎挙動は PVC によるものが支配的だと考えられる.
- 旋回流動場の3次元計算結果から,渦構造の歳差運 動が確認でき,圧力センサやモード解析で得られた 周波数とおおむね一致した.

5. 謝辞

本実験を行うにあたり,風洞設備の操作や実験の遂行 にあたって,内海正文氏と奥抜竹雄氏(東京大学大学院 航空宇宙工学専攻技術専門員)の協力をいただいた.実 験装置の作成にあたっては,杉田洋一氏(東京大学大学 院マテリアル工学専攻技術専門員)の協力をいただいた. また,本研究は JSPS 科研費 JP16H04586 の助成を受けた ものです.

参考文献

 Y. Huang and V. Yang, "Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 35, no. 4. Pergamon, pp. 293–364, 01-Aug-2009.

- (2) J. B. Sewell and A. S. Peter, "Monitoring Combustion Instabilities: Calpine's Experience," in Combustion Instabilities In Gas Turbine Engines, Reston ,VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006, pp. 163–175.
- (3) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Yoshida, S., 2011, "Combustion Characteristics of Fuel Staged Combustor for Aeroengines at LTO Cycle Conditions," Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, Canada, June 6–10, ASME Paper No. GT2011-46133.
- (4) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Matsuura, K., Iino, J., and Yoshida, S., 2009, "Research and Development of Staging Fuel Nozzle for Aeroengine," Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, Orlando, FL, June 8–12, ASME Paper No. GT2009-59852.
- (5) Greul, U., Spliethoff, H., Magel, H.-C., Schnell, U., Rudiger, H., Hein, K. R. G., Li, C.-Z. and Nelson, P. F., Impact of temperature and fuel-nitrogen content on fuel-staged combustion with coal pyrolysis gas, in Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, 1996, pp.2231–2239.
- (6) M. Foust, D. Thomsen, R. Stickles, C. Cooper, W. Dodds, "Development of the GE Aviation Low Emissions TAPS Combustor for Next Generation Aircraft Engines", AIAA-2012-0936, Nashville, USA (2012)
- (7) Ying, H. and Vigor, Y., Progress in Energy Combustion Science:35, 293-364, 2009.
- (8) Hyvärinen, A., Karhunen, J. and Oja, E., Independent Component Analysis, 2004
- (9) 飯田裕明,石川裕睦,安藤詩音,中谷辰爾,津江光洋,藤 原仁志,"大気圧下での旋回流 動場における Jet-A1/バイオ 燃料噴霧燃焼挙動のモード解析",第55回燃焼シンポジウ ム,2017.
- (10) Harold, C., Simmons er al, United States Patent, 3980233, 1976
- Beér, J. M. and Chigier, N. A., Combustion aerodynamics: 112, 1972.
- (12) A. K. Gupta, D. G. Lilley, N. Syred, "Swirl flows", Kent, England, Abacus Press, 1984.
- (13) Gordon, S. and MacBride, B., Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications I. Analysis, NASA RP-1311, 1994.
- (14) 飯田裕明, 修士論文
- (15) 林茂, "高温・高圧の静止および流動雰囲気中での燃料液滴 の蒸発", NAL TR-538, 1978.
- (16) Bensow, R., and Fureby, C., 2007, "On the Justification and Extension of Mixed Models in LES," J. Turbulence, 8(54).

【研究報告】

多孔質体を用いた灯油燃料超小型燃焼器の 燃焼特性及び予熱と着火方法の検討

Preheating and Ignition Method and Combustion Characteristics of Kerosene-fueled Micro Combustor using Porous Media

*高山 尚之^{*1} 大和田 悠介^{*1} 櫻井 毅司^{*2} TAKAYAMA Naoyuki OWADA Yusuke SAKURAI Takashi

B-2

ABSTRACT

An annular-type kerosene-fueled micro combustor has been developed for a several hundred W-class micro gas turbine. A porous media was used to vaporize the fuel and to actualize the premixed combustion. Currently we are conducting research toward practical use. Preheating time of porous media and ignition method are the subjects for practical use. In this study, we evaluated burning methods to reduce preheating time and developed ignition method. It was possible to shorten the preheating time by decreasing the heat capacity of the combustor and controlling the burning condition. Also, the ignition method using a ceramic heater was developed.

キーワード: 超小型燃焼器,灯油燃料,多孔質体,予熱時間,着火,セラミックヒーター **Key Words**: Micro Combustor, Kerosene Fuel, Porous Media, Preheating Time, Ignition, Ceramic Heater

1. はじめに

近年,様々な電子機器の小型化や自立型ロボットの開 発に伴い,小型,軽量,高出力,長時間稼働といった要求 を満たす電源が求められてきている^(1,2).その中で高エネ ルギー密度と高出力密度の両立を達成できる電源として 注目されているのが内燃機関である.筆者らはその中で も小型化に有利なガスタービンを選択し,研究を進める こととした.

現在,研究を進めている超小型ガスタービンでは燃料 に貯蔵性や安定性に優れ,インフラの整備も整っている 灯油を使用している.しかし,超小型ガスタービンに適 した灯油の燃焼方法は確立されていない.通常,液体燃 料を用いる場合は燃料を微粒化し,比表面積を増大させ ることにより空気との接触面積の増大と混合の促進を図 る.燃料の微粒化には圧力噴霧や気流微粒化等の方法を 用いるが,超小型ガスタービンの場合は燃焼室が狭い為, 液滴が十分に蒸発せずに壁面に付着してしまう恐れがあ る.気流微粒化方式を採用した天谷らの研究では、燃料 の一部が壁面に付着したことが報告されている⁽³⁾.そこ で,筆者らは微粒化による燃料の気化蒸発方式ではなく,

*1 首都大学東京大学院 〒191-0065 日野市旭が丘 6-6 *2 首都大学東京

〒191-0065 日野市旭が丘 6-6

多孔質体を用いた気化蒸発方式を提案している.

本研究で想定している多孔質体を使用した予蒸発過程 の模式図を Fig. 1 に示す. 多孔質体に燃料を浸透させ, 火炎からの熱を受けた多孔質体内部で蒸発後、燃焼室内 に供給している. これまでの研究で円筒型の多孔質体を 用いた燃料の気化,及び予混合燃焼に成功している.ま た、燃料の混合促進等を目的として設置している絞り板 に関して、絞り比 0.8 の絞り板を用いた場合に燃焼効率 99.5%, NOx 濃度 20 ppm 以下の安定した燃焼を確認した (4). 一方で問題点として多孔質体の予熱に長時間を要し ているという点、多孔質体が予熱されていないガスター ビン始動時にはスパークプラグのみで灯油を着火できな いという点が上げられる.本燃焼器では、予蒸発の都合 上、燃焼開始前に多孔質体を灯油の沸点である 170 ℃ま で予熱する必要がある.しかし,現在はこの予熱に12分 強かかっており,実用を考えた際にこの予熱時間が問題 となる可能性がある.また、多孔質体が十分に温まるま で、灯油は液体のまま燃焼室に供給されることになるた め、燃焼開始時にスパークによる着火を行うことができ ない、そこで、本研究では従来の試験燃焼器(4)(以降、旧 燃焼器と呼ぶ)に改良を加え、予熱時間の短縮を目的とし た予熱方法の検討及び、スパークプラグに代わる点火装 置の検討を行った.



2. 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

本研究で想定している超小型ガスタービンの仕様は, 出力 500 W,空気流量 12 g/s, 圧力比 3,全体当量比 0.32, 燃焼負荷率 400 MW/(MPa・m³)である.燃焼器は,燃焼室 直径 54.5 mm のアニュラー型燃焼器である.燃焼室内に 旋回流を形成するために,3 mm×5 mm の矩形状の空気 孔 4 箇所から燃焼室接線方向に流入させる.灯油燃料は 燃料インジェクタを通り多孔質体に浸透させる.また, 多孔質体にも標準状態で 10 L/min の空気を供給し,多孔 質体内部で燃料と混合させる.本燃焼器では絞り板につ いて次の式で与えられる値を絞り比として用いている.

(絞り比) =
$$1 - \frac{(絞り部断面積)}{(絞り板上流部断面積)}$$
 (2.1)

本研究ではこれまで最も安定した火炎が形成されてい る絞り比 0.8 の絞り板を用いた.本研究で製作した改良 型試験燃焼器(以降,新燃焼器と呼ぶ)の概略図を Fig. 2.1 に示す.予熱に長時間要している原因の一つとして,燃 焼器全体の熱容量が大きいことが考えられた.そこで, 燃焼器本体へ伝わる熱を減少させる為に,壁面を薄くし, 従来の試験燃焼器と比較し体積を 40 %減らした.一方 で,これまで通りの燃焼を維持する為に内部形状や燃焼 室体積は従来の試験燃焼器と同様になっている.また, ノズルは排ガスの採集を行うときのみ設置している.

本研究ではスパークプラグに代わる点火装置としてセ ラミックヒーターを採用した. ヒーターの材質は Si₃N₄, 消費電力は 32~45 W, 最高温度は 1200 ℃である. Fig. 2.1 の様に燃焼器底面に設置し,発熱部を燃焼室内に突出さ せている.

2.2 実験方法

2.2.1 燃焼特性の把握

新燃焼器において従来どおりの燃焼を行う事ができる か確認するために火炎安定限界の把握と排ガス特性の調 査を行った.安定限界の測定は空気流量を一定とし,高 当量比側で着火した後,燃料を徐々に絞っていき,火炎 の変化や吹き消え時の燃料流量を記録した.排ガスはノ ズル出口の中心に設置した内径 1 mm のステンレスプロ ーブで採集し,各測定器へ流した.本研究では NOx,未 燃炭化水素(THC), CO, CO₂, O₂ の濃度を測定した.ま た,実験は多孔質体を灯油の沸点である 170 ℃まで加熱 してから行った.

2.2.2 多孔質体予熱時間の測定

常温の状態から水素パイロット火炎を用いて予熱を開始し、多孔質体の温度が40℃に達した時点で灯油の供給を開始する。着火後は着火した火炎のみで予熱を続け、 多孔質体の温度が170℃に達するまでの時間を計測した。

Fig. 2.2 に本燃焼器で観測されている火炎の写真を示す. これまでの研究では予熱の際に絞り板の下流側で燃焼す る絞り部下流火炎を用いていたが、本研究ではより多孔 質体の近傍に火炎を形成し,直接多孔質体を加熱するた めに予混合室内で燃焼する絞り部上流火炎を用いた予熱 時間の測定を行った.測定条件はそれぞれの火炎を安定 して形成することができる当量比と空気流量に設定した. 下流火炎の場合は当量比 0.8,空気流量 40 L/min,上流火 炎の場合は当量比 1.0, 空気流量 35 L/min とした. また, 予熱時の燃焼の様子から、絞り板上流部に火炎が維持さ れていないことが原因となり,予熱時間に影響を与えて いることが考えられた.そこで、燃焼中に空気と灯油の 流量を操作し燃焼状態をコントロールすることができる かどうか実験を行った. 燃焼中の当量比を 1.0 付近で維 持した状態で空気流量を 45~35 L/min の範囲で減少させ, 燃焼状態の変化を観察した.


2.2.3 セラミックヒーターを用いた着火試験

セラミックヒーターによる着火試験を行った.実験条件を Table 2.1 に示す.実験は所定の流量の空気を流し, セラミックヒーターの電源を入れ,ヒーターの温度が十分に上昇したところで灯油を供給する.その後燃焼器内 で着火するかどうかを確認した.また,着火後は多孔質 体の温度が 55 ℃に達した時点でヒーターを OFF にし, 火炎を維持できるかどうか確認した.

実験番号	灯油流量	旋回空気流量	当量比
	[mL/min]	[L/min]	[-]
#1	2.1	20	0.7
#2	2.8	30	0.7
#3	3.5	40	0.7
#4	2.5	30	0.6
#5	2.5	40	0.5

Table 2.1 実験条件

※多孔質体にも10 L/minの空気を供給している

3. 実験結果及び考察

3.1 燃焼特性の把握

Fig. 3.1 に火炎安定限界の測定結果を示す.図の横軸は 旋回空気流速,縦軸は当量比となっている.旋回空気流 速は,空気流量を予混合室の断面積(17.25 mm×19 mm)で 割ることで算出している.図より,流速の遅い領域では 可燃下限界当量比以下でも燃焼している.これは流速が 遅い領域では燃料と空気の混合が不十分であり局所的に 高当量比の部分ができているためだと考えられ,混合が 不十分であるため,不安定領域も大きくなっていると考 えられる.また,流速が速くなると,旋回や絞り板下流 の再循環領域が強化され,燃料と空気の混合が促進され る為,不安定領域が小さくなると考えられる.

Fig. 3.2 に CO 濃度,燃焼効率,NOx 濃度の値を示す. 燃焼効率は各排ガス成分の測定結果から以下の式(3.1)を 用いて算出した.また,NOx 濃度は以下の式(3.2)を用い て残存酸素濃度 16%に換算している.

$$\eta_{b}[\%] = \left\{ 1 - \left(\frac{m_{f} + m_{a}}{m_{f}}\right) \times \left(\frac{X_{CO}\Delta H_{CO}M_{CO} + X_{THC}\Delta H_{THC}M_{THC}}{\Delta H_{f}M_{b}}\right) \right\} \times 100$$

$$m_{i}: 質量流量 \quad \Delta H_{i}: 発熱量 \quad M_{i}: 分子量$$

$$X_{i}: 燃焼ガス中のモル分率$$
(3.1)

$$(NOx)_{16} = (NOx)_x \times \frac{21 - 16}{21 - x}$$
 (3.2)

(NOx)_x:残存酸素濃度 x %時の NOx 濃度 (NOx)₁₆:残存酸素濃度 16 %時の NOx 濃度

CO濃度は空気流速に比例して増加する傾向を, NOx 濃度と燃焼効率は空気流速に比例してわずかに減少する傾

向を示した. CO 濃度の増加は空気流速が速くなったこと により燃焼器内での滞在時間が短くなり、反応が不十分 なまま燃焼器外へ出てしまっていることが考えられる. 同様の理由により NOx 濃度は減少傾向を示したと考え られる.

また,これらの安定限界,排ガス特性の傾向は旧試験 燃焼器と一致しており,新燃焼器でも従来の燃焼状態を 維持できていると言える.



3.2 多孔質体予熱時間の測定

Fig. 3.3 に予熱時間の測定結果を示す. 2.1 節及び Fig. 2.1 で示したように,多孔質体の温度は熱電対を壁面から 直接差し込むことで測定し,燃焼器本体の温度は多孔質 体の設置されている部分の内壁から 1 mm 程度のところ で測定している. Fig. 3.3(b)と(c)を比較すると,新燃焼器 は旧燃焼器に比べて予熱時間が 70 s 程短くなっている. 新燃焼器では壁面を薄くし,燃焼器本体の体積を減らし ているため燃焼器全体の温度が上がりやすくなっている. そのため,多孔質体の予熱時間も短くなったと考えられ る. また,下流火炎(a)と上流火炎(b)で予熱を行った場合 を比較すると,上流火炎を用いた場合の方が 180 s 程短く なった. これは当初の予想通り多孔質体近傍に火炎を形 成したことで,直接多孔質体を加熱することができるよ うになったためと考えられる.

Fig. 3.4 に Fig. 3.3(c)の測定時の着火から 125 ℃までと 125 ℃以上のときの火炎の様子を示す. 着火から 125 ℃ までは Fig. 3.4(a)のように中心軸周りで燃焼する輝炎の 領域が広範囲に見られた. これは低温状態において空気 と燃料の混合が不十分であるためだと考えられる. Fig. 3.3 (c)を見ると、125 ℃以下の時の温度上昇の速度が少し 遅くなっていることがわかる. 一方で 125 ℃以上では Fig. 3.4(b)ような予混合室内で燃焼する青炎が観測された. Fig. 3.3 (c)を見ると、125 ℃以上のときは 125 ℃以下と比 較して,温度上昇の速度が速くなっている.よって低温 状態での燃焼状態を改善することで、さらに予熱時間を 短くすることができると考えられる。そこで、予熱中の 火炎の様子を見ながら Table 3.1 のように空気流量,灯油 流量を操作した. 測定結果を Fig. 3.5 に示す. また, 燃焼 中の火炎の様子を Fig. 3.6 に示す. 当量比を1付近で固定 し、空気流量を大きくした場合、Fig. 3.6 のように多孔質 体の温度が125 ℃以下でも青炎を形成することができた. これは空気流量を増加させたことで空気と燃料の混合が 促進されたためと考えられる.また,絞り板下流の再循 環領域が強化され、火炎が絞り板の近くに形成されるよ うになった. その結果として Fig. 3.5 のように低温状態で も温度上昇の傾きを大きくすることができ、予熱時間を 50 s 短縮することができたと考えられる.

3.3 セラミックヒーターを用いた着火試験

セラミックヒーターを用いた着火試験の結果をFig. 3.7 に示す. 横軸に旋回空気流量,縦軸に灯油の体積流量を 示している. #1~#4 の条件では着火に成功し, ヒーターを OFF にした後も燃焼が継続した. #5 では一度着火したが, ヒーターを OFF にした後,消炎した. 着火試験の結果及 び目視による観察から,少量の灯油がヒーター部分に流 れ込むことで灯油を発火させることが可能であることが わかった. 着火から火炎が安定するまでの流れは下記の 通りであった.

- (1) ヒーター近傍に着火する.
- (2) 燃焼器の底に溜まった灯油が温められ、火炎が燃焼室 全体に燃え広がり、拡散燃焼が起こる.
- (3) 多孔質体の温度が上がり、灯油が多孔質体内部で気化 するようになると予混合火炎へ遷移する.

#5 の実験では旋回空気流量が多く,セラミックヒーター の部分でできた火炎が旋回空気によって大きく流されて いる様子が見られた.このため底に溜まった灯油にうま く熱が伝わらず火炎が維持できなかったと考えられる. また,ヒーターにより気化させる事ができる灯油はあま り多くない為,灯油量を増やした#3 では燃焼器の底に溜 まる灯油の量が多くなっている様子が見られた.よって 着火時の最適な灯油流量は 2.0~2.5 mL/min 程度であると 考えられる.







(a) 125 ℃以下
 (b) 125 ℃以上
 Fig. 3.4 Fig. 3.3(c)における予熱中の火炎の様子

Table 3.1 燃焼条件の操作 旋回空気 多孔質体温度 灯油流量 当量比 流量 流速 [°C] [mL/min] [-] [L/min] [m/s]~ 100 3.7 1.0 5.5 45 100 ~ 130 4.5 40 3.3 0.9 130~ 4.5 35 2.9 1.0 ※多孔質体にも10 L/minの空気を供給している







多孔質体温度 100~125 ℃の時

Fig. 3.6 燃焼条件を操作した場合の火炎の様子



4. 結論

- 燃焼器の熱容量や多孔質体への伝熱を改善した新 燃焼器では改善前の燃焼器と比較し、燃焼特性は変 わらないことを確認した.また、予熱時間は最大で 70sほど短縮できた.
- 予熱時の火炎形成位置は絞り部下流よりも多孔質 体により近い予混合室のほうが予熱時間の短縮に 有利である.
- 予熱時の火炎形成位置に加え、当量比や空気流量を 適切に調節することでさらに予熱時間を短縮でき る可能性を見出した。
- セラミックヒーターを用いて着火が行えることを 確認した.着火時に必要な灯油流量は 2.0~2.5 mL/min,旋回空気流量は 30 L/min 以下であり,定常 燃焼時よりも少ない燃料と空気流量で着火が可能 である.

参考文献

- (1) 磯村浩介: パワーMEMSの現状,ターボ機械,第 32 巻(第 2 号) (2004) pp.65-72
- (2) 田中秀治: MEMS 技術に基づくガスタービン発電機,表面技術, Vol.55(No.3) (2004) pp.172-175
- (3) 天谷賢児, 深井雅宏, 黒木唯文, 村山元英:超小型ガスタービン用燃焼器の基本特性, 日本機械学会論文集(B 編)Vol.777, NO.76 (2011)pp.911-915
- (4) 大和田悠介,原田亮,櫻井毅司:多孔質体を用いた灯油燃料 超小型燃焼器の排ガス特性,第44回日本ガスタービン学会 定期講演会(酒田)公演論文集 (2016) pp.235-240

【研究報告】

B-3

超小型ガスタービンのためのアニュラ型燃焼器の研究

Studies on Annular Combustor for Ultra-Micro Gas Turbine

*八幡 和典*1	前田 義貴*1	飯吉 徹 ^{*1}	仲又 良介*1
YAHATA Kazunori	MAEDA Yoshiki	IIYOSHI Toru	NAKAMATA Ryosuke
松平 雄策*2	松原 幸治*2	小式澤 広之*3	阿部 和幸*3
MATSUDAIRA Yusaku	MATSUBARA Koji	KOSHIKIZAWA Hiroyuki	ABE Kazuyuki

ABSTRACT

Recently unmanned aerial vehicles such as multi-copters are rapidly developing, and they are used for aerial photography and transportation of supplies. Lithium ion batteries are widely used as power sources for multi-copiers. However, lithium ion batteries are heavy as a power source for multi-copters, and it takes time to charge. Therefore, we are working on the research and development of a micro gas turbine engine that can be used as a power source for unmanned aerial vehicles. In this paper, we report the results of numerical analysis of annular combustor for ultra-micro gas turbine and the occurrence condition of heterogeneous combustion in it.

キーワード:超小型ガスタービン、アニュラ型燃焼器、数値解析、蒸発管、不均一燃焼 Key Words: Ultra-Micro Gas Turbine, Annular Combustor, Numerical Analysis, Fuel Evaporation Tube, Heterogeneous Combustion

1. 緒言

近年,マルチコプター(ドローン)を始めとする無人 航空機が急速に発達し、空撮や物資の輸送等の分野で利 用が拡大している。マルチコプターの電源としては、リ チウムイオンバッテリーが広く用いられている。しかし ながら, リチウムイオンバッテリーは航空機用の電源と しては重く、充電に時間がかかるため、重量物の輸送や 長時間飛行が困難である。そこで著者らは、無人航空機 の電源として利用可能な 30[kW]以下の超小型ガスター ビンエンジンの研究開発に取り組んでいる。本稿では、 超小型ガスタービン用アニュラ型燃焼器における不均一 燃焼について数値解析の結果より論じる。

2. 計算手法

2.1 基礎方程式と計算モデル

本研究では、流入空気と液体燃料の噴霧燃焼の解析を 行った。噴霧燃焼解析にあたって、基本ソフトウェアと して ANSYS Fluent ver.18.2 を使用した。本研究では、化 学種輸送方程式の代わりに混合分率の輸送方程式を解い て、混合分率とエンタルピーおよび化学種質量分率など

のマッピングを行った。基礎方程式として、エネルギー 式,連続の式,ナビエストークス式,混合分率の輸送方 程式を用いた。乱流モデルは, Realizable k-ε モデルを用 いた。このモデルは、標準型 k- ε モデルの派生形であり、 乱流粘性係数を代数式で表現し, ε の輸送方程式が渦度 変動の二乗平均に対する輸送方程式から導かれているこ とで、より高精度な解が得られる。

化学反応の計算では,化学反応速度無限大を仮定し, 化学種混合分率の変動成分が平均量に及ぼす影響を確率 密度関数 (PDF) 法で評価した。燃料の噴霧については, 不連続相の考え方を用い、流体(空気)を連続相として オイラー的に解き,液滴(燃料)を不連続相として飛跡 を追跡することで解析している。液滴の分裂は TAB モデ ルを使用することによって考慮した。

2.2 解析モデルと格子

今回の解析対象は超小型ガスタービン用アニュラ型燃 焼器の噴霧燃焼の定常解析である。このアニュラ型燃焼 器は、全部で6本の蒸発管を備えている。解析モデルは 1/1 フルモデルであり、その断面を Fig.1 に示す。流入空 気及び燃焼流の流れは、Fig. 2 に示す通りである。図の 左側より空気が流入し,蒸発管と燃焼板の穴をそれぞれ 通り空気と燃料が燃焼室内に流入する。それらが燃焼室 内で混合し、燃焼して右側へ排出される。

新潟大学大学院 自然科学研究科 *1 〒950-2181 新潟市西区五十嵐2の町8050

新潟大学工学部 *2 T 950-2181 新潟市西区五十嵐2の町8050

YSEC株式会社 *3 〒953-0054 新潟市西蒲区漆山字四十歩割8460



Fig. 1 Cross-Section of Combustor Model



Fig. 2 Air and Fuel Stream

蒸発管内部における燃料噴射位置をFig.3に示す。Fig.3 に示すように蒸発管左端より 10[mm]の点から一直線に 燃料が噴射される。



Fig. 3 Close-Up of Fuel Evaporation Tube $(\Rightarrow$: Fuel Flow, \bigcirc : Nozzle Exit)

ただし,解析に不要な突起,固定具に関しては除外した。蒸発管に燃料を供給,燃料の予熱を行う「燃料配管」 や,ケロシンスタート用の「グロープラグ」,タービンや 圧縮機の軸受に潤滑用のオイルを供給する「オイル配管」 がそれらに該当し,除外した。除外した際にできる穴は 埋めてあるものとした。

Fig. 4 に燃焼器全体の格子を示す。格子形状はすべて 6 面体であり、全体の解析格子数は約 2379 万である。Fig. 4 については、解の安定性を狙って、吸気側及び排気側にある程度の長さを取り、それらを含めて解析対象としている。後述の「3. 解析結果と考察」では、これらの延長分を除いて表記した。



Fig. 4 Computational Grid

2.3 解析条件

本研究では重力や空燃比が燃焼に及ぼす影響を検討す るために解析を3ケース行った。Case1からCase3の解 析条件をTable1に示す。重力の有無,空気流量及び空燃 比以外の条件はすべてのケースで共通である。

Table 1	Analysis	Condition
---------	----------	-----------

	Case 1	Case 2	Case 3
Gravity	Disable	Enable	Enable
Air Flow Rate	02.2	02.2	196
[g/s]	93.2	93.2	180
Fuel Flow Rate	2.22	2.22	2.22
[g/s]	2.55	2.55	2.55
Air-Fuel Ratio	40	40	80
Air	220	220	220
Temperature[K]	520	520	520
Fuel	320	320	320
Temperature[K]	520	520	320
Outlet	0	0	0
Pressure[kPa(G)]	0	0	0
Injection Particle	0.8	0.8	0.8
Diameter[mm]	0.8	0.8	0.8
Injection	0.07	0.07	0.07
Velocity[m/s]	0.97	0.97	0.97
Air Initial	500	500	500
Temperature[K]	500	500	500

使用燃料は灯油であり,化学式を C₁₂H₂₃ で近似した。 燃料はガスタービン内部で予熱されていることからその 温度を 320[K] (47 [℃])とした。空気の初期温度はガス タービンの着火時の温度を想定し,500[K] (227[℃])と した。燃料流量は,本学で行っているアニュラ型燃焼器 の燃焼実験の条件に基づいて設定した。壁面は,ライナ と蒸発管にインコネル 625 の物性を与えて伝熱を考慮し, その他の壁面は断熱壁とした。インコネル 625 の物性値 を Table 2 に示す。スカラー量と混合分率の関係は予めマ ップを作っておき,計算時にそれを参照して使用する。 Fig. 5 には,平均温度と混合分率の関係を示す。

Table 2 Physical Property

	Inconel 625
Density[kg/m3]	8440
Specific Heat[kJ/kg • K]	0.41
Thermal Conductivity[W/m · K]	9.8



Fig. 5 Mean Temperature against Mean Mixture Fraction

3. 解析結果と考察

本章では、燃焼流に平行な断面と垂直な断面を用いて 結果を表示する。Fig. 6(A)に面(a)から面(i)の位置を示す。 面(a)は上下の蒸発管の根元部を通る断面,面(b)は上部の 蒸発管を通る断面,面(c)は左下部の蒸発管を通る断面で ある。面(d)から面(i)は燃焼流に垂直な断面であり、上流 側から面(d),(e),・・・(i)のように並んでいる。Fig. 6(B), (C)及び(D)は、(A)に関連して、それぞれの断面の位置を かりやすくするために、断面図を用いて図示したもので ある。

(d), (e)...(i)



Fig. 6 Cross-Sections for Visualization

3.1 温度分布

Fig. 7 に重力を考慮しなかった Case 1 の温度分布を示 す。空燃比は 40 である。面(c)は面(b)との比較のために, 面(b)と蒸発管の向きを揃えて表示している。また,面(d) から面(i)は全て燃焼器の下流側から見た図である。面(b) と面(c)共に蒸発管の最初の角部以降と蒸発管の周辺で 温度が高くなっており,燃焼器の出口にかけて温度が低 くなっている。これは,蒸発管の内部で燃焼が開始し, 蒸発管から燃焼器へ火炎が拡散していることを表してお り,ガスタービン燃焼器の保炎に効果的である。また, 面(f)において,全ての蒸発管の内部が 1500[K]以上の高 温になっていることから,全ての蒸発管が正常に機能し ていることが伺える。面(d)から面(i)のそれぞれの断面に おいて,燃焼器内部がほぼ均一な温度になっていること から,燃焼器内部で均一に燃焼していると考えられる。

Fig. 8 に重力を考慮した Case 2 の温度分布を示す。空 燃比は 40 である。断面の表示方法は Case 1 と同様であ る。面(b)においては Case 1 と同様に、蒸発管の最初の角 部以降と蒸発管の周辺で温度が高くなっている。しかし ながら,面(c)では蒸発管の内部が約 300[K]と温度が低く なっており、蒸発管の内部では燃焼していないと考えら れる。それにより、面(c)の蒸発管の周辺の温度も低くな っている。また、面(f)を見ると、図の右下の蒸発管、即 ち面(c)で示した蒸発管のみ内部の温度が低くなってお り、その他の蒸発管の内部の温度は高くなっている。つ まり、6 本の蒸発管の内、面(c)で示した蒸発管のみが機 能していないと考えられる。面(d)から面(i)にかけても、 燃焼器の右下部の温度が低くなっていることがわかる。

Fig. 9 に重力を考慮した Case 3 の温度分布を示す。空 燃比は 80 である。断面の表示方法は Case 1 及び Case 2 と同様である。Case 3 は Case 1 と同様に,面(b)と面(c) 共 に蒸発管の最初の角部以降と蒸発管の周辺で温度が高く なっている。また,面(f)においても,全ての蒸発管の内 部が高温になっていることから,全ての蒸発管が正常に 機能していると考えられる。面(d)から面(i)についても, それぞれの断面において燃焼器内部がほぼ均一な温度に なっていることから,燃焼器内部で均一に燃焼している と考えられる。なお,面(d),面(e)を Case 1 及び Case 2 と比較すると, Case 3 の方が温度が高くなっている。こ れより, Case 3 は Case 1 及び Case 2 より燃焼状態が良好 であると考えられる。

これらの結果より、蒸発管式アニュラ型燃焼器におけ る不均一燃焼の発生条件には、重力と空燃比が影響して いると考えられる。重力によって空気の流れや燃料の液 滴が偏り、さらに空燃比が低い条件では部分的に空気が 不足することによって、蒸発管の性能に差が生じ、一部 の蒸発管が機能しなくなると考えられる。





3.2 理論火炎温度との比較

最高温度と燃焼器出口温度(以下,出口温度)を Table 3 及び Table 4 のようにまとめ,理論火炎温度と比較した。 理論値の計算は参考文献⁽¹⁾に従い,最高温度は理論混合 比の場合,出口温度は空燃比 40 と 80 それぞれの場合で 算出した。数値解析によって得られた出口温度は,燃焼 器出口断面での平均温度として算出している。

Table 3 Comparison of Simulated Temperatures with

Theory (A/F=40)				
Case 1 Case 2 Theory				
Maximum[K]	2481.4	2392.6	2484.5	
Exit[K]	921.0	829.5	1258.5	

 Table 4
 Comparison of Simulated Temperatures with

 Theorem (A/E=80)

Theory (A/T-60)			
Case 3 Theory			
Maximum[K]	2528.3	2484.5	
Exit[K]	796.1	844.6	

Table 3 より,空燃比 40 の場合の最高温度は理論値と の差が数%であるが,出口温度は理論値との差が大きく なっている。これより, Case 1 と Case 2 はいずれも不完 全燃焼している可能性が考えられる。また, Case 2 は蒸 発管が1つ機能していないため,出口温度が Case 1 より も低くなっている。Table 4 より,空燃比 80 の場合は最 高温度,出口温度共に理論値との差が数%であり,燃焼 状態は良好であると考えられる。

4. まとめ

本研究では,超小型ガスタービン用アニュラ型燃焼器 における不均一燃焼の発生条件について検討するために 数値解析を行った。蒸発管式アニュラ型燃焼器では,特 定の条件下において蒸発管の性能に差が生じ,燃焼が不 均一になるが,これには重力と空燃比が影響を及ぼして いると考えられる。燃焼状態に影響を及ぼす要素は他に も考えられるため,今後更なる検討が必要である。

5. 謝辞

本稿の作成にあたり、ご指導とご高配を賜りました本 学松原幸治教授,松平雄策技術官に心から感謝致します。 また、YSEC株式会社・小式澤広之様を始め関係者の方々 より多大なる御支援を頂きました。この場を借りて感謝 の意を表します。

参考文献

- (1) 日本機械学会, JSME テキストシリーズ 熱力学, 丸善出版, 第12刷 (2014), pp.124-127.
- (2) 八幡和典,松原幸治,松平雄策,小式澤広之,阿部和幸, マイクロガスタービン用アニュラ型燃焼器の可視化と数 値解析,第45回日本ガスタービン学会定期講演会講演論 文集(2017), B-4, pp.135-140.

【研究報告】

B-4

液体燃料直接噴射デュアルスワールバーナの NOx 排出特性に 及ぼす流路形状と空気配分比の影響

*岩倉 正尚*1	岩崎 智行 ^{*1}	黒崎 孝介 ^{*2}	林 茂*2
IWAKURA Masanao	IWASAKI Tomoyuki	KUROSAKI Kosuke	HAYASHI Shigeru

Effects of Air-Flow Channel Geometries and Air Split Ratio on NOx Emissions Characteristics of a Liquid Fueled Lean-Direct Injection Burner with Dual Swirlers

ABSTRACT

A dual swirl lean direct injection burner consisting of a pressure swirl atomizer, a converging splitter nozzle, a converging outer shroud, and inner and outer swirlers is being developed for a low NOx emissions regenerative gas turbine. Liquid fuel was atomized only into the air flow from the inner swirler. NOx emissions of this burner are at the same level as lean premixed-prevaporized approach despite non-staging. Effects of air flow channel geometries and split ratios on NOx emissions characteristics were investigated to further reduce NOx emissions.

キーワード:希薄直接噴射方式,デュアルスワールパーナ,液体燃料,低 N0x 排出

Key words: Lean Direct Injection(LDI), Dual swirl burner, Liquid fuel, Low-NOx emissions

1. はじめに

近年、地球環境汚染が問題視されており、ガスタービ ン用燃焼器にも今まで以上に低 NOx 排出が求められる。 液体燃料を用いたガスタービン燃焼器では、希薄予混合 予蒸発方式(LPP)や希薄予混合方式(LP)が均質な混合気 による均一な燃焼が可能であり、低 NOx 排出を実現する 上では理想的であるといえる。希薄予混合方式(LP)の大 型高圧力比ガスタービンはすでに実用化されている。し かし、希薄予混合予蒸発方式や希薄予混合方式は、ステ ージングが不可欠であり、小型のガスタービンへの適用 は難しい。

大出らは、同軸に内外2つのスワーラと、そのそれぞ れのスワーラを通った空気をバーナ出口部まで分けるた めの先細スプリッタ、先細アウターシュラウドで構成さ れ、燃料を内側の旋回気流にのみ圧力スワールアトマイ ザで噴射されるバーナを用いて、ステージングを行わな い希薄直接噴射方式(LDI)でも、予混合予蒸発方式(LPP) や希薄予混合方式(LP)と同程度の低 NOx 化が可能である ことを示した。¹⁾ただし、この場合の希薄直接噴射方式

*1 法政大学大学院 〒184-0002 小金井市梶野町3-7-2 *2 法政大学

〒184-0002 小金井市梶野町3-7-2

とは、燃焼器の上流に意図した予混合部および予蒸発部 を設けないものを指す。このデュアルスワールバーナは、 バーナ出口から離れたところに浮き上がり火炎を形成し、 入口空気温度の上昇に伴い断熱火炎温度も上昇している にも関わらず、ある入口空気温度までは NOx 排出量が減 少するという排出特性を示す。これは、火炎が浮上るこ とによりバーナ出口から火炎形成位置の間で燃料噴霧の 蒸発および混合が促進されることで、高い入口空気温度 でも NOx 排出量を抑えられるためである。

非ステージングかつ比較的簡単な構造で、高い入口空 気温度でもNOxの発生を抑えることのできるこのバーナ は、再生サイクルを組む小型のガスタービンへの適用が 考えられる。小型ガスタービンの用途としては、地域分 散型発電や EV 車用のレンジエクステンダなどがあげら れ、今後の需要の増加が期待できる。これらの用途では、 ガスタービンは定格で運転され続けることが多く、それ 以外の条件での運転は始動時などの極一時的なものに限 られる。そのため定格条件で最も NOx 排出量が少なくな るようなバーナが望ましい。この方式のバーナのさらな る低 NOx 化と、運転条件と NOx 排出量の最適化の手法を 調査するため、空気流路形状と空気配分比が NOx 排出量 と火炎形状に及ぼす影響を、大気圧化において入口空気 温度を変えて調べたので、報告する。

2. バーナ

大出らが用いたバーナの構成を Fig.1 の左に示す。以 後、区別のために原型となるバーナを Type-A(1:2)と呼 称する。この方式のバーナは同軸の内外2つのスワーラ (羽根角は内:40度、外:45度)を持ち、それぞれのスワ ーラを通った空気はスプリッタと呼ばれる部品によりバ ーナ出口まで分けられており、燃料は内側の旋回気流に のみ圧力スワールアトマイザによって噴射される。アウ ターシュラウドおよびスプリッタは先細形状となってお り、バーナ出口断面では各スワーラの有効開口面積の半 分程度である。そのため、内外それぞれのスワーラ出口 におけるスワール数は0.702と0.853であるが、バーナ 出口ではその半分の値となり、非常に弱い旋回となる。 この旋回を弱めることが、バーナ出口から離れた位置に 浮上り火炎を形成することで、火炎形成位置までの空間 での混合を促進し、低 NOx 排出となっていると考えられ ている。これまで用いられていた原型のバーナは、スプ リッタ先端が中心軸に対して平行で、空気の配分比は 1:2 である。この原型バーナから更に NOx を減らすため

噴射される燃料の一部は、スプリッタ内壁に衝突して 液膜となり、内側と外側の旋回気流によってスプリッタ 先端で再度微粒化される。一般的な NOx 排出量を低減さ せる方法として、燃料噴霧の粒径を小さくし、局所的な 高温部の発生を抑制するものがある。そこで、スプリッ タに衝突した噴霧の微粒化に着目した。二流体アトマイ ザの微粒化性能を調査した福添らの結果より、燃料を液 膜化した後、旋回空気のせん断により微粒化する方式で は、フィルマおよびアウターシュラウドの先端が、燃焼 器中心軸に平行なものよりも、中心軸に向かい曲がって いるもののほうが、微粒化性能が良いことが示されてい る。²⁾そこで、スプリッタおよびアウターシュラウド先 端が燃焼器中心軸に対してある角度で曲がっているもの を Type-C バーナとして製作した。

に以下のことに着目し、改良を加えたバーナを製作した。

本バーナの最小断面積部であるバーナ出口における内 側の円形流路と外側の環状流路の面積比は、原型のバー ナでは1:2となっている。そのため、内側流路にのみ燃 料が噴かれる本バーナでは、全体当量比0.5のとき、ス プリッタ内側の当量比はその3倍の1.5と過濃になる。 そこで、スプリッタ内側と外側の空気配分比を原型の 1:2 から 1:1 にし、スプリッタ内側でより多くの空気を 燃料と混合させることで、原型のものよりも局所的な高 当量比での燃焼を抑制し、NOx 排出量を削減できるので はないかと考えた。この空気配分比は、スプリッタ出口 部の直径 dを原型の14mmから17mmに拡大することで1:2 から1:1に変更した。

新たに製作した3個のバーナに対して排気分析と火炎 撮影を行い、原型のバーナと比較することで、スプリッ

タ先端形状と空気配分比がこの方式のバーナの NOx 排出 量に及ぼす影響を調査した。

大出らの報告で使用されたものと共通の本実験で使用 した圧力スワールアトマイザの流量特性および微粒化性 能をFig.2に示す。このアトマイザの渦室の上流には液 体に旋回を与えるためのインサートと呼ばれる部品が取 り付けられており、そのインサート先端には中心軸に向 かって3本の溝が切られている。その溝を通り旋回を付 与された燃料は渦室に流入し、アトマイザ先端の円形オ リフィス(直径 0.34mm)から噴射され、円錐状の液膜を形 成する。燃料の旋回方向は上流から見て時計回りで、空 気の旋回方向と同方向である。粒径計測には、 LDSA-SPR1500A (Microtrac Inc.)を用い、鉛直下向きに 噴射された噴霧に対して燃料噴射孔から30mm下方の位 置に照射レーザービームが水平に入射するようにして測 定を行った。





Figure 2. Atomization and flow characteristics of pressure swirl atomizer used.

3. 実験装置及び方法

実験では、燃料に灯油を使用し、大気圧下で行った。 圧損を3%に固定し、空気を電気ヒータで453Kから753K まで100K刻みに、その後はこの条件での最高温度793K に設定した。燃焼器ライナは、排気分析には長さ200mm のステンレス製の円筒(内径81.6mm)を、火炎撮影には同 一長さの石英ガラス製の円筒(内径89mm)を使用した。

排気分析には、HORIBA PG-340 を使用し、CO、CO₂、NOx、 O₂ 濃度を測定した。ガスのサンプリングには、各腕に 0.7mm のガス採取孔 8 個を持つ、十字形の集合ガスサン プリングプローブを使用し、これをライナ出口面に設置 して測定を行った。プローブ内部での化学反応を凍結さ せるため、プローブは水冷されている。

火炎撮影は石英ガラス製ライナのカメラと反対側に黒色に 塗装した鉄板を背景として設置し、Nikon D5300 を用いて、 ライナの軸に垂直な方向から撮影を行った。なお、室内の照 明はすべて消灯している。

バーナ出口から浮上り火炎までの間に存在する未蒸発の 噴霧を観察するため、緑色(波長 532nm)のレーザーシートを 燃焼器中心軸を通るように上方から照射し、ハイスピードカメ ラ(Photron FASTCAM Mini AX100 type 540K-C-32GB)を用 いて噴霧の Mie 散乱と火炎を同時に撮影した。同条件でバ ンドパスフィルタ(波長 532nm)をレンズの前に取り付け、噴霧 の Mie 散乱のみの撮影も行った。

4. 結果

圧損3%、全体当量比0.5において、入口空気温度がバー ナ Type-A(1:2)、Type-C(1:2)、Type-A(1:1)、Type-C(1:1)の 排出特性に及ぼす影響を Fig.3 に示す。当量比を固定し、 入口空気温度を上げているため、断熱火炎温度は Fig.3 上 横軸の通りに上昇していることに注意が必要である。



Figure 3. Effects of inlet air temperature on NOx emissions and combustion efficiency for different types of burners.

4.1 空気流路形状の影響

バーナ Type-A(1:2)は入口空気温度の上昇に伴い、NOx 排出量が減少し、600K 付近で極小値をとった後、増加する という傾向が確認されていた。Fig.3 より、バーナ Type-C(1:2)も同様の傾向を示し、NOx排出量は常に同じ空 気温度の場合のバーナ Type-A(1:2)に比べて少ないことが 示された。

Fig.4 に当量比 0.5、圧損 3%におけるバーナ Type-A(1:2) と Type-C(1:2)の 453K から 753K まで 100K 刻みにカメラ (Nikon D5300)を用いて撮影した火炎写真を、Fig.5 に同一 の燃焼条件で、石英ガラス製ライナの中心軸に上方から緑 色レーザーシート(波長 532nm)を照射し、ハイスピードカメラ を用いて噴霧の Mie 散乱と火炎写真を同時に撮影したもの、そこにバンドパスフィルタ(波長 532nm)を噛ませ、噴霧の Mie 散乱のみを撮影したものを示す。撮影条件は Nikon D5300 を用いたものではシャッタースピード 1/60s、絞り値 5.6、ISO 感度 800、ハイスピードカメラを使用した Mie 散乱の撮影はシ ャッタースピード 1/1000s、Mie 散乱と火炎の同時撮影は 1/1000s である。

Fig.4 より、流路の形状によらず、入口空気温度の上昇に 伴い全体的に火炎の輝度が低くなる。特に753Kでは、火炎 上流部に形成される円錐台状の火炎の輝度が低くなり、円 錐台状火炎の末端付近に球状の火炎が形成されている。こ れは、燃料噴霧と空気の混合が、空気温度の上昇による蒸 発の促進によって、改善されるためであると考えられる。同じ 入口空気温度では、Type-C(1:2)は Type-A(1:2)よりも常に 火炎の輝度は低い、これは NOx 排出量が常にバーナ Type-C(1:2)の方が少ない理由であると考えられる。このバ ーナの特徴である火炎の浮き上がりについて、その距離は 入口空気温度や流路形状によらずほぼ一定であった。

Fig.5 のバンドパスフィルタ有の噴霧の Mie 散乱光より、 Type-C(1:2)の噴霧は Type-A(1:2)と比較し、バーナ出口か ら噴霧が見えなくなるまでの距離が短いことがわかる。このこ とから、スプリッタシュラウドおよびアウターシュラウドの先端 を燃焼器中心軸に対して角度を持つ形状にしたことが、スプ リッタに衝突した液滴の再微粒化性能を向上さたと推測でき る。入口空気温度の上昇によっても、噴霧の散乱光の輝度 は低くなり、目視できる距離も短くなっていくが、このことは蒸 発が促進されるためであると考えられる。バントパスフィルタ 無の写真からは、噴霧と火炎の位置関係を読み取ることが できる。バーナ出口から浮き上がる円錐台状の火炎は、噴 霧の広がっていく領域とその延長線上に形成されており、未 蒸発の噴霧が火炎内部にも存在していることが確認できる。



Figure 4. Direct photos of flames showing effects of air flow path on flame structure at different inlet air temperatures.



(a)Without band-pass filter



(b)With band-pass filter

Figure 5. Photos of Mie scattered light of spray.



Figure 6. Direct photos of flames showing effects of air split ratio on flame structure at different inlet air temperature

4.2 空気配分比の影響

Fig.3 より、空気配分比は NOx 排出特性に著しい影響を 及ぼすことが分かる。空気配分比が1:1のバーナは、NOx排 出量が極小値となる入口空気温度がより高温側に移ってお り、極小値をとる750K付近までは、配分比が1:2のバーナに 比べ、格段に NOx 排出量が多い。しかし、750Kを超える空 気温度では、配分比 1:1 のバーナの方が低 NOx 排出とな る。

Fig.6 に当量比 0.5、圧損 3%におけるバーナ Type-A(1:1) と Type-C(1:1)の 453K から 753K まで 100K 刻みにカメラを 用いて撮影した火炎写真を示す。この結果より、空気配分比 1:1 のバーナは 553K 以下の空気温度の場合に、円錐台状 の青い火炎の周りに赤色の火炎の存在が確認できる。この ことから、低い入口空気温度の場時には、内側流路と外側 流路の空気配分比を 1:2 にし、全体当量比が 0.5 の時にス プリッタ内側の当量比が1.5と過濃であることが、輝度の高い 円錐台状火炎とその周囲の拡散火炎の発生を抑制でき、 NOx 排出量を削減できると考えられる。空気配分比が1:1の バーナの空気温度653K以上では、1:2のものよりも明確に、 バーナ出口から 20 数 mm 浮上ったところに形成される円錐 台状の火炎と、その少し下流に形成される球状の火炎が分 離している。温度が上がるにつれ、球状火炎が大きくなり、 円錐台状火炎の軸方向長さが短くなっている。高い入口空 気温度においてこのような火炎の分離が起こることが、空気 配分比 1:1 のバーナの NOx 排出量が 750K を超えたところ で空気配分比 1:2 のバーナよりも少なくなる原因であると考 えられる。



Figure 7. Relationship between NOx emissions and adiabatic flame temperature at inlet air temperatures of 753K and 793K.

Burner type ϕ	0.4	0.45	0.5
Type-A(1:2)	N/A	N/A	
Туре-А (1:1)	*3	12	
Туре-С (1:2)	Blow off		
Туре-С (1:1)	*	1 I	*

Figure 8. Direct photos of flames showing effects of equivalence ratio on flame structure at an inlet air temperature of 753K.

4.3 当量比の影響

これまでに示した NOx 排出量のグラフのデータは、全体 当量比を 0.5 に固定したものであったが、Fig.7 に圧損 3%、 入口空気温度が 753K および 793K の場合に当量比を 0.5 から0.4まで変化させたときの各バーナのNOx排出量と断熱 火炎温度の関係を示す。断熱火炎温度は、入口空気温度、 燃料温度、排ガスのデータから算出された当量比を基に、

NASAの Chemical Equilibrium for Applications(CEA)⁴⁾を用 いて算出している。Fig.8 に全バーナについて、圧損 3%、入 口空気温度 753K で当量比を 0.5、0.45、0.4 と下げていった 場合の火炎写真を示す。

Fig.7 より、空気配分比が 1:1 のバーナは、入口空気温度 753Kから 793K間での NOx 排出量の変化が微小であり、特 にType-C(1:1)に関しては NOx 排出量が断熱火炎温度のみ によって変化している。このことから、753K以上の入口空気 温度では、バーナ Type-C(1:1)が最も低 NOx 排出のポテン シャルがあると考えられる。

Fig.8 より、当量比を下げることですべてのバーナで火炎の輝度が低くなり、空気配分比 1:1 のバーナでは、より明確に火炎の分離が確認できるようになる。高い入口空気温度では円錐台状火炎の輝度が他に比べ極端に低くいバーナ Type-C(1:2)では、当量比0.4では吹き消えてしまうことから、 円錐台状の火炎が保炎において重要な役割を担っていると 推測できる。

5. 結論

大気圧で入口空気温度 453K から 793K において、燃焼 器出口での排ガス分析、火炎写真および噴霧の Mie 散乱光 の撮影を、スプリッタ先端形状や内側および外側旋回気流 の空気配分比の異なるバーナに対して行った。結論は以下 のとおりである。

- スプリッタ先端部において、内壁面が中心軸に向かっ て角度をもって絞られる形状(Type-C)は、スプリッタに 衝突した噴霧の微粒化性能が良くなり、スプリッタ出口 部が中心軸に平行な形状(Type-A)に比べ NOx 排出 量が低くなった。
- 2) 内側および外側旋回気流の空気配分比は、NOx 排出 量と火炎形状に極めて大きな影響を与える。低い入口 空気温度では、スプリッタ内側の当量比を過濃にして おくことで、輝炎の発生と火炎輝度の高い燃焼を抑制 できる。高い入口空気温度では、空気配分比を変更し スプリッタ内側の当量比を下げることで、極めて低い NOx 排出量を達成した。
- 3) スプリッタ内側への空気を増やすように空気配分比を 変更しても、入口空気温度の上昇に伴い断熱火炎温 度は上昇しているにもかかわらず、NOx 排出量がある 温度までは減少していく傾向が確認できたが、NOx 排 出量が極小値をとる入口空気温度がより高温側に移っ

た。このことから、空気配分比を変えることで任意の入口空気温度でNOx 排出量が最も低くなるようなバーナの開発が期待できる。

4) 本実験で最も高い入口空気温度の約 800K における NOx 排出量は、スプリッタ先端部において、内壁面が 中心軸に向かって角度をもって絞られる形状かつ空気 配分比が 1:1 のバーナ(Type-C(1:1))で、断熱火炎温 度 1850K 以下で EINOx0.5g/kg-fuel 以下の超低 NOx 排出を達成した。

6. **今後の展望**

今後は再生サイクル小型ガスタービンの定格運転条件を 想定した燃焼器入口空気圧力まで昇圧し、排気分析および 火炎撮影を行うことで、浮上り火炎を形成することによって低 NOx 排出を達成する本デュアルスワールバーナの実機搭載 に向けた課題の解決や、浮上り火炎形状に及ぼす燃焼圧 力の影響等の調査を行っている。

参考文献

(1) 大出駿作,高岡麻衣,岩倉正尚,春日俊相,林茂,低NOxガスタービン燃焼器用液体燃料直接噴射方式バーナの排気特性,第57回航空原動機・宇宙推進講演会 講演論文集,JSASS-2017-0092,2017

(2) 福添勇人,林茂,環状液膜二流体微粒化ノズルの微粒化性能に 及ぼす液膜形成器の先端形状と旋回気流方向の組み合わせの影 響5,第24回微粒化シンポジウム講演論文集,pp.24-27,201

(3) S. Gordon and B.J McBride, Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications I. Analysis, NASA RP-1311, 1994.

【研究報告】

B-5

燃料噴霧ジェットの交差衝突による淀み点保炎を1段目に用いた 希薄・希薄2段燃焼における NOx 排出特性

NOx emission characteristics in Lean-Lean Two-stage combustion using cross-impinging air-sheathed spray jets in stagnation-point reverse flow

*酒井恒太^{*1} 中島優^{*2} 伊藤慎吾^{*2} 横山貴一^{*2} 林茂^{*2} SAKAI Kouta NAKAJIMA Yu ITO Shingo YOKOYAMA Kiiti HAYASHI Shigeru

ABSTRACT

In the present study, a cross-impinging stagnation point stabilized combustor, a pair of air-sheathed spray jets being cross-impinged at an angle of 60-degrees and the combined jets establishing a reverse flow field at combustor dome, was developed. In this paper, by injecting spray jets another pair of injectors facing each other into flow of primary combustion gas, NOx emissions hardly increased in the range where it increases in single combustion, achieved low NOx emissions and completed combustion over a wide range of operation. In addition, the influence of the first-stage inlet air temperature and injector distributions on the NOx emissions and combustion efficiency was investigated.

キーワード:希薄-希薄2段燃焼,交差衝突逆流噴流保炎,対向衝突燃焼

Key Words: Low NOx emissions, Lean-Lean two-stage combustion, Stagnation-point reverse flow, Cross-impinging jets of sprays

1. はじめに

希薄予混合燃焼はガスタービン燃焼器から発生する NOx を抑制するための有効な手段である.しかし,低 NOx 排出と完全燃焼は本質的にトレードオフの関係に あり,火炎安定性の確保できる希薄予混合燃焼による作 動範囲やNOx の低減レベルは相当制約されている.

この問題の解決手段として、1 段目燃焼領域からの高 温既燃ガス中に燃料と空気の混合気を再度噴射する軸方 向ステージングがある.この方法では、2 段目に投入す る混合気が通常では反応しないような超希薄な当量比に おいても燃焼反応が進む.

1 段目を希薄燃焼させ発生した高温既燃ガスに,再度 希薄な混合気を吹き込む燃焼方法を林ら¹⁾²⁾や足立³⁾らが 研究を行っており,足立らは2段目としてメタンもしく はバイオマス燃料と空気の予混合気を対向で噴射し,林 らは灯油の希薄予混合気を燃焼させており,両研究とも, 広い当量比範囲において低 NOx と完全燃焼を実現して いる.また,林らの燃焼試験中には振動燃焼も確認でき なかったことから,希薄燃焼の新たな方法として2段燃 焼が有効であることが分かり,今後も研究が進んでいく

*1 法政大学大学院 〒184-0002 東京都小金井市梶野町3-7-2 *2 法政大学 と考えられる.

最近では希薄予混合燃焼を適用した天然ガス燃焼のガ スタービンや航空エンジン用のステージング燃焼器にお いて,第三の燃料インジェクターから既燃ガス中に補助 的に燃料を噴射することで,NOx と CO 排出の間にある トレードオフ関係を緩和することができる.また,振動 燃焼を回避することもできるため,希薄燃焼による作動 範囲を更に拡大する試みが行われている.特に天然ガス 燃焼の大型発電用ガスタービンでは,トランジションダ クト壁面の開口から空気とともに燃料を噴射する方式が 実用化されている.⁴.

さらに NOx 排出量を低減するためには,1段目をより 希薄な状態で作動させる必要がある.その解決方法の1 つとして淀み点逆流保炎があり,Zinnら⁵⁰や齋藤らが研 究を行っていた.これは,燃焼器ドーム壁に向けて混合 気を噴射することによりドーム部から逆流してきた高温 既燃ガスにより保炎を行うというものである.この保炎 方式はスワーラや多孔板によるものと比べ構造がシンプ ルであり,希薄域における保炎性の向上を実現できる. その中でも齋藤らは LL2 燃焼器における1段目に,淀み 点逆流保炎を用いた燃焼を研究した⁶⁰.この保炎方式の 有用性が確かめられたため,我々はその知見を活かすこ とで,より実用的な燃焼器の研究を行った⁷⁰.齋藤らの 燃焼器では混合気インジェクターが燃焼器中心軸上に配 置されていたが,我々は燃焼器ライナー側壁部に2本の

^{〒184-0002} 東京都小金井市梶野町3-7-2

インジェクターを設置し、そこから燃焼器ドーム壁部に 向けて混合気を噴射する交差衝突噴流保炎燃焼器で実験 を行った.その中で、この燃焼方式でも希薄域での保炎 性を確保しつつ低 NOx 排出を実現でき、さらに2本のイ ンジェクターの燃料配分を偏らせることによって、より 希薄な条件での保炎が可能であることを確認し、その有 効性を示した.

本報告では、1段目に交差衝突噴流保炎燃焼を使用し、 そこから発生した高温既燃ガスに2段目燃焼として再度 希薄混合気を噴射する、希薄・希薄2段燃焼器を使い実 験を行った.1段目燃焼領域において入口空気の予熱や インジェクター先端部の形状による影響、その既燃ガス 中に2段目として混合気を対向衝突させる希薄・希薄2 段燃焼器による火炎形状と排気性能の結果を示す.

2. 燃焼器

2.1 2段燃焼器(標準)

標準型2段燃焼器の概略をFig.1 に示す.2段燃焼器 は1段目燃焼領域の下流部に2段目燃焼領域があり、そ の後方にステンレス管が設置されており、燃焼器は全て 円管形状である.1段目に2本、2段目に2本のインジェ クターがそれぞれ設置されている.

2 段燃焼器は1 段目インジェクターから噴射された混 合気(以後,便宜上インジェクターから噴射される燃料噴 霧,燃料蒸気,空気からなる系を混合気と呼ぶ)噴流が交 差角 60°で衝突・合体・燃焼しながら燃焼器ドーム壁部 へ向かい,その後逆流する.その際,発生した高温既燃 ガスによって保炎が行われる.ドーム部は底面と側壁を 石英ガラス管かステンレス管に変更が可能であり,火炎 画像撮影とハイスピード動画撮影時には石英ガラス管を, ガス分析時にはステンレス管を使用している.石英ガラ ス管とステンレス管の内径は,それぞれ80mmと81mm, 長さは 40mm と 120mm である.

1 段目燃焼領域で発生した高温既燃ガスに 2 段目燃焼 領域で再度混合気が対向衝突するように噴射される.2 段目燃焼領域では、1 段目燃焼領域とは異なり保炎のた めの仕組みがない.2 段目混合気は1段目から発生した 高温既燃ガスによって点火される.

燃焼器最下流部には燃焼領域延長のために内径 81mm, 長さ 110mm のステンレス管を取り付けている.



Fig.1 Schematic drawing of the combustor.

2.2 インジェクター

インジェクターの先端部の概略図を Fig.2 に示す. 燃 焼器に設置されているインジェクターはすべて同じ形状 をしている. インジェクターは内径 17.5mm の円筒の中 心軸上に環状液膜2流体微粒化ノズルが設置されており, その外周とインジェクター管内壁とで形成される環状流 路を非旋回の空気が噴出する、環状空気を非旋回とした 理由は、インジェクター単体での保炎を目的としておら ず、噴出した混合気の直進性を高めることによって燃焼 器中心軸上での衝突を促すためである.環状液膜2流体 微粒化ノズルにはセンターボディにヘリカルな羽根が切 られたインナースワーラとフィルマ-外周にヘリカルな 羽根が切られたアウタースワーラ(ともに旋回角 45°,同 方向旋回)によって構成されており、インナースワーラの 羽根には燃料噴射孔が開いている。インナースワーラを 通った燃料は内側旋回気流によってフィルマ―に液膜状 に引き伸ばされ、インナーアウター両方の旋回気流によ って微粒化される.2流体微粒化ノズルを使用した理由 は、霧化空気流量を変化させることで粒径を広い範囲で 変化させることができるからである.

環状空気流量 $m_j = 10 g/s$ において霧化空気流量を $m_a = 0.8, 1.0, 1.2, 3.0 g/s$ と変化させ、レーザーシート光照明に よる噴霧の Mie 散乱画像撮影と霧化用空気流量に対する SMD 計測を行った. Mie 散乱画像撮影の際の燃料流量 m_t は 0.4g/s で行っている. それらの結果を、そ れぞれ Fig.3 と Fig.4 に示す. なお、Mie 散乱画像撮影時 の m_j, m_a, m_f の関係を当量比で表すと、上記の霧化空気流 量に対して、それぞれ 0.544 から 0.452 に変化している. 累積粒径分布における 10%粒径は 50%粒径の約 0.3 倍、 90%粒径は 10%粒径の約 2 倍であった. なお、霧化空気 流量 $m_a = 3.0 g/s$ の時に SMD のデータポイントが表示 されていないのは、この霧化空気流量においては噴霧の 舞い上がりが著しいために粒径計測が行えなかったため である.



Fig.2 Schematic drawing of the injector.



Fig.3 Spray photographs showing effects of atomizing air flow rate, m_a , for annular jet air flow rate, $m_j = 10$ g/s and fuel flow rate, $m_f = 0.4$ g/s



Fig.4 Atomization characteristics of the pre-filming type twin-fluid atomizer.

2.3 2段燃烧器(別形状)

Fig.5 に別形状の2段燃焼器図を示す. Fig.1 の燃焼器 はインジェクター間距離 Z_iが 180mm であり, こちらの 形状では Z_iが 60mm である.

インジェクター間距離による形状の違いを説明する. インジェクター間距離が 150mm の場合は,外径 140mm の円管を 150°切断し,残りに左右対称になるように対向 でインジェクターを高さ 50mm の位置に溶接した.ガス 分析の際は内径 81mm のステンレス管を,写真撮影の際 は内径 80mm の石英ガラス管を使用した.ステンレス管, 石英ガラス管共に長さは 100mm で中央に対向で 22mm の穴が 2 つ空いている.インジェクター先端部は中心軸 から 95mm の距離まで伸びており,ガス分析時は内径 81mm のステンレス管外径に沿うように丸められたステ ンレス板にガイド円管が溶接された装置を,写真撮影時 は厚さ 0.5mm のステンレス板を丸めスポット溶接した 円筒を用いることで側壁孔まで混合気を誘導している.

インジェクター間距離が 60mm の場合は,内径 81mm のステンレス管に内径 17.5mm のステンレス管が対向で 衝突するように高さ 30mm の位置に溶接されている.





3. 実験

3.1 実験方法

大気圧下で,灯油(Kerosene)を燃料として以下の実験を 行った.なお、すべての実験で環状空気流量は1本当た り10 g/s である.入口空気温度を変化させる試験では、 環状空気温度のみを変化させており、霧化用空気温度は 297K で固定している.

実験I:1段燃焼

インジェクター先端形状について, Fig.6 に示す.入 口空気温度 T, 霧化用空気流量 mai, 当量比 φi とインジ ェクター形状を変化させて交差衝突燃焼を行い,火炎の 直接画像撮影と Mie 散乱光のハイスピード撮影, 排気分



Fig.5 Schematic drawing of the injector tip.

析を行った.入口空気温度を変化させる実験では、標準 のインジェクターを使い実験し、インジェクター先端形 状による変化を調べる実験のノズル位置は、燃焼器側壁 面にノズル先端部を合わせた場合(-18mm)とインジェク ター先端部を加工しなかった際のノズル位置で行ったも の(0 mm)の2種類を行った.

実験Ⅱ:2段燃焼

2 段燃焼器を使い、1 段目燃焼領域の霧化用空気流量 maiを1.2 g/s 設定当量比 φ1を0.6 に固定し、2 段目燃焼 領域の霧化用空気流量 ma2と当量比 φ2を変化させて火炎 の直接画像撮影と排気分析を行った. インジェクター先 端形状は、標準の物を使っている.

3.2 計測装置

ガス分析の試料は実験 I では燃焼器出口から 100 mm の位置で,実験 II では対向衝突燃焼器のインジェクター 位置から 150mm の位置でサンプリングを行っている. 使用したガスサンプリングプローブは,実験 I では十字 形プローブを,実験 II では米字形プローブを使っており, 十字形プローブはそれぞれの腕に直径 0.7 mm のガス採 取孔が 8 個ずつ,米字形プローブは直径 0.7 mm の穴が 7 個ずつ設けている.プローブ内での化学反応を凍結させ るためにガス導管は水冷されている.ガス分析には HORIBA PG-340 を使用し, CO, CO₂, NO_X, および O₂ 濃 度を測定した.

撮影写真は、2本のインジェクターで形成された面を 垂直な方向(X-Z面)とドーム壁部から(X-Y面)から撮影 しており、カメラは Nikon D5200 とD5300を使用した. 撮影は部屋の照明を落とした状態で行っており、撮影条 件はシャッタースピード 1/60、絞り値 5.6, ISO 感度 500 である. ハイスピードカメラ(Photron FASTCAM Mini AX100 type 540K-C-32G, シャッタースピードは 1/10000) による Mie 散乱光撮影はインジェクター出口を可視化す るため、Z軸に対して 60 度傾けた向き(60deg 面)から撮 影 を 行 っ た . レー ザー シート (KANOMAX MSDL532-16010131, 波長 532nm)は燃焼器ドーム壁部か ら石英ガラスを通して X-Z 面に入射している. Mie 散乱 光のみを撮影するためにハイスピードカメラのレンズ前 方に光学フィルター(CVI Laser Optics F03-532.0-4-2.00) を設置し撮影を行った.

4. 実験結果および考察

4.1 実験 I:1 段燃焼

4.1.1 入口空気温度変化実験

設定当量比 φ₁ = 0.5 の時の霧化用空気流量 m_{a1} = 0.8, 3.0 g/s における火炎写真及びハイスピード動画の一コ マ切抜きを Fig.6 に示す.

Mie 散乱光画像を確認すると mal = 0.8 g/s ではインジ ェクター先端から狭い噴射角で粒径の小さい液滴が燃焼 器ドーム方向に飛び、その周りをより広い噴霧角で粒径 の大きい液滴が飛び出している. この比較的粒径の大き い液滴は混合気が交差衝突した後も直進性を失わず、ラ イナー側壁に向かって飛んでいく. そのため, 入口空気 温度 T が 293 K の場合には燃焼器管側壁に局所当量比の 高いオレンジ色の火炎を形成しており、噴流衝突後の火 炎形状も Z 軸方向の他に X 軸方向にも伸びている.入口 空気温度 T が上昇するにつれて、粒径の小さい液滴、 大きい液滴共に減少していくため、側壁から発生する火 炎は減少し、Z軸方向に伸びている.広い噴射角の粒径 の大きな液滴は外側を流れる環状空気を貫通し、比較的 混合・蒸発の進んでいない状態で高温既燃ガスと接触す るため,インジェクター先端付近での火炎の輝度が高く, NOx 発生の原因になっていると考えられる.

 $m_a = 3.0 \text{ g/s}$ では, 0.8 g/s に比べ狭い噴射角で粒径の小 さい液滴が混合気衝突部付近にまで伸びている.小さい 液滴は,混合気が交差衝突後に気体の流れに乗るため Z 軸方向へと広がりを見せる.広い噴射角の大きな液滴が ほとんど存在せず,環状空気によって広がりが押さえつ けられるため,交差衝突し燃焼器ドーム壁部に向かう間 に徐々に蒸発・混合・燃焼するため,比較的輝度の低く Z 軸方向に長い火炎を形成するため,NOx 生成が抑えら れていると考えられる.入口空気温度を上昇させると, 液滴がノズル先端を出てすぐに蒸発が進むため,Mie 散 乱光長さが減少している.それに伴い火炎写真ではイン ジェクター近くでの火炎輝度が上昇している.

断熱火炎温度に対する NOx 排出と燃焼効率のグラフ を Fig.7 に示す. 横軸の断熱火炎温度は NASA-CEA プロ グラムを使用して平衡計算を行うことで求めた⁸⁾.

ドーム部長さ Z₄に着目すると, Z₄ = 40 mm の方が 120 mm に比べ, NOx が多く排出されている.これは霧化用 空気流量,入口空気温度に関わらずこの傾向を示してお り,燃焼器ドーム壁部までの距離が短いために,交差衝 突した後での混合を行う領域が少なく,120mm に比べて 局所当量比が高い状態で燃焼をしているためと考えられ

る.



Fig.6 Photographs of flames showing effects of atomizing air flow rate, m_a , on flame structure for annular jet air flow rate, $m_j = 10$ g/s, inlet combustion air temperature T = 293, 423, 573 K, equivalence ratio, $\varphi = 0.5$





入口空気温度 T に着目すると,基本的には入口空気温度 を上昇させていくにつれて NOx 排出量は減少していく. これは,入口空気温度上昇に伴いインジェクター先端付 近から燃料液滴の蒸発が行われることにより,空気との 混合が促進され,局所当量比が下がることによって NOx 排出量が減少したと考えられる.入口空気温度上昇によ る NOx 排出量の低下は,霧化用空気流量を増やしていく につれて緩やかになっていく.特にドーム部長さ $Z_d =$ 120mm,霧化用空気流量 $m_a = 3.0 \text{ g/s}$ では,入口空気温度 の違いによる NOx 排出量の差はほとんど見られない.こ れは,霧化用空気流量が多く,燃料液滴の粒径が十分に 小さい場合には,燃料液滴は環状空気の外側に飛び出さ ず,抑え込まれたまま交差衝突し,十分に空気と混合さ れながら燃焼していくため,入口空気温度の上昇による 蒸発による混合促進の恩恵が小さいためと考えられる.

4.1.2 インジェクター形状変化実験

設定当量比 $\varphi_1 = 0.6$ の時の霧化用空気流量 $m_{a1} = 0.8$, 1.2, 3.0 g/s ,ドーム部長さ $Z_d = 40, 120$ mm における火炎 写真を Fig.8 に示す.

0mm, -18mm 共に入口空気温度 *T* = 297K の条件に比べて、オレンジ色の火炎が多く発生している. これはインジェクター先端部がライナー側壁に沿って削られている、環状空気が噴出する際に一様に交差衝突部方向に進まず、一部が燃焼器中心軸方向に向かい、その気流に一部の液滴が巻き込まれ高温既燃ガスに入り込み混合が進まないまま燃焼が行われたり、燃焼器側壁面に衝突するためと考えられる.

0mm と-18mm を比べると,-18mm の方が火炎の輝度 が低い.インジェクター出口付近を比べると,-18mm で はノズル先端から噴射されている液滴が確認でき,火炎 がリフトオフしているが,0mm ではノズル先端から火炎 が始まっている.このため、ノズル先端から混合が促進 されることなく火炎が形成されているために、火炎の輝 度が高い.これは、環状空気出口部よりノズルが燃焼器 内に入っているため、環状空気が加熱、減速、拡散した 状況に液滴が噴霧されており、より早く火炎が形成され、 輝度が高くなっていると考えられる.

断熱火炎温度に対する NOx 排出と燃焼効率のグラフ を Fig.9 に示す.

-18mm のグラフに着目すると,霧化用空気流量 m_{al} = 0.8 g/s のとき,燃焼効率が低下しているが,断熱火炎温度が低い状態でも保炎が行われている.これは,インジェクター出口付近から燃焼器中心軸方向に進んでいく空気の流れに一部の液滴が入り込み,その液滴が急激に蒸発することによって局所当量比の高い火炎を形成し, 保炎を行っていると考えられる.入口空気温度 T = 297Kと比較すると,全条件で NOx 排出量は低い結果を示し

ている.これは、燃焼器管内に入り込んだインジェクタ



Fig8. Photographs of flames showing effects of atomizing air flow rate, m_a , on flame structure for annular jet air flow rate, $m_i = 10$ g/s, equivalence ratio, $\phi = 0.6$

先端部が再循環領域を作りつつ高温空気に曝され赤熱しており、そこから混合気に熱が与えられ、混合の進んでいない状態での燃焼を促進していたと考えられる.

0mm は、入口空気温度 T = 293 K や-18mm と比較する と NOx が多く排出されている. これは、前述した火炎形 状からもわかるように、環状空気による高温既燃ガスと の接触の遅延が行われにくくなっているためと考えられ る. また、環状空気は燃料ノズルから噴霧された液滴を 外側に広がらないように抑え込む作用もあるため、0mm では他の実験に比べ、より液滴が外側に広がることによ って着火が早まり NOx が排出されやすくなったと考え られる.

4.2 実験Ⅱ:2段燃焼

インジェクター間距離 Z_i = 180mm の2段燃焼器を用い, 1 段目設定当量比 φ₁ = 0.6, 1 段目霧化用空気流量 m_{a1} = 1.2g/s, 2 段目霧化用空気流量 m_{a2} = 0.8, 1.2, 3.0 g/s におけ る火炎写真を Fig.10 に示す.

ma2 が少なく 2 段目当量比 φ2 が高い条件では, 混合気 衝突後の燃焼器側壁面からオレンジ色の火炎が発生して いる.これは, ノズルから噴霧された比較的粒径の大き な液滴が, 反対側の燃焼器側壁面に到達することで発生 していると考えられる. これらの火炎は、 φ_2 が下がる、 もしくは m_{a2} が増加することにより、比較的大きな液滴 が減少することによって見られなくなる. m_{a2} が 3.0 g/s



Fig.9 NOx emissions and combustion efficiency vs. theoretical gas temperature, T_b , for different atomizing air flow rate, m_a , nozzle position, and Dome part length, Z_d

の火炎を見ると、混合気衝突部分の燃焼器上流側にも火 炎が確認できる. ma2 が多い場合には、非常に小さな液 滴が生成されるため、混合気衝突時に一部の環状空気が 燃焼器上流部に逆流する際、小さい燃料液滴、もしくは 蒸発の完了した燃料蒸気が誘引されることによって、火 炎が形成されていると考えられる. ma2 が増えると火炎 の輝度値が下がる. これは微粒化性能の向上により、空 気との混合が促進されることによって非常に希薄な混合 気が輝度の低い火炎を生成しているためだと考えられる.

2 段燃焼器の断熱火炎温度に対する NOx 排出と燃焼効 率のグラフを Fig.11 に示す.

両条件共に2段目から燃料を噴霧し始めると,NOxと 燃焼効率が減少し,燃料を増やすにつれてそれぞれ増加 していく.φ2を増加させ,全体の断熱火炎温度が上昇さ せていくと、1 段目のみで燃焼を行った場合に比べて NOx の増加量が小さく、1 段目と2 段目が同じ当量比に なっても全体 NOx 排出量は1 段目のみで運転した場合よ りも



Fig.10 Photographs of 2nd stage flames showing effects of atomizing air flow rate, m_{a2} , and 2nd stage equivalence ratio, φ_2 , on flame structure for annular jet air flow rate, $m_{j1} = m_{j2} = 10$ g/s, 1st stage atomizing air flow rate, $m_{a1} = 1.2$ g/s, and 1st stage equivalence ratio, $\varphi = 0.6$



Fig.11 NOx emissions and combustion efficiency vs. theoretical gas temperature, T_b , for different 2nd atomizing air flow rate, m_{a2} , and distance between injectors, Z_i

低く抑えることができている. この結果により,液体燃料を直接燃焼器内に再度噴射するような多段燃焼が NOx低減の方法として有効であることが確認できた.燃焼効率の落ち込みはインジェクター間距離が近い 60mm のほうが小さくなる. これは1段目で発生した OH 等の ラジカル濃度が高い高温既燃ガスが2段目に供給される ことで反応が促進されるためと考えられる. m_{a2} が高い 条件ではインジェクター間距離 60mm のほうが,NOxの 落ち込みも大きくなっている. 2段目火炎写真 Fig.10 を 確認すると, $m_{a2} = 3.0g/s$ の場合には対向衝突部の1段目 燃焼領域方向に火炎が見える. $Z_i = 60mm$ の場合にも同 様の現象が発生していると考えると,2 段目液滴の一部 が1段目燃焼領域に入り込むことによって NOx が低減し ていると考えられる.

今回の条件では φ2 が低い場合には燃焼効率の落ち込 みが大きかったが、これは入口空気温度が常温である 297K であり、2 段目が噴射された際に燃焼器内部の温度 が大きく低下し、反応が鈍るためである。入口空気を予 熱することにより、この問題は改善されると考えられ、1 段燃焼の燃焼器を2 段燃焼することによって使用可能な 当量比範囲は大きく増加させることができる.

5. 結論

希薄-希薄2段燃焼器の1段目におけるインジェクター 先端形状とノズル位置の関係,入口空気温度による影響 と、2段目として混合気を対向衝突させた場合のNOxと 燃焼効率の関係を調査した.

1)交差衝突逆流燃焼で発生させた高温既燃ガス中に, 混合気を対向衝突させるように再度噴霧する液体燃料希 薄-希薄2段燃焼では,1段燃焼では実現できない広い当 量比範囲において,低NOx排出を実現した.2段目当量 比が低い際には燃焼効率が低下するが,断熱火炎温度が 1700Kを超えると完全燃焼しつつ,低NOx排出を実現で きた.また,2段目混合気噴射位置は,1段目に近い場所 に配置するほうが,より低NOx排出と完全燃焼に近づく.

2)1 段目において,入口空気温度が高いと NOx 排出量 が削減される.この効果は液滴粒径が大きいほど顕著に 表れる.

3)燃焼器内部にインジェクター先端部が飛び出していると,混合気が先端部による再循環領域や赤熱部からの 温度移動のために,より早い段階で点火されることで局 所当量比が高くなり,NOx が多く排出される.

参考文献

- (1) S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, "Extending low-NOx 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, 30:29.3-2911.
- (2) Sadamasa Adachi, Atushi Iwamoto, Shigeru Hayashi, Hideshi Yamada, Shigehiko Kaneko, "Emissions in combustion of lean methane-air and biomass-air mixtures supported by primary hot burned gas in a multi-stage gas turbine combustor.", Proceeding of the Combustion Institute, 31:3131-3138
- (3) H. Fujisawa, 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
- (4) C. E. Romoser, J. Harper, M. B. Wilson, D. W. Simons, J. V. Citeno and M. Lal, E-Class Late Fuel Staging Technology Delivers Flexibility Leap, GT2016-57964 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.
- (5) M.K.BOBBA, P.Gopalakrishnan, J.M.Seitzman, B.T.Zinn, 2006, "Characteristics of Combustion Processes in a Stagnation Point Reverse Flow Combstor", GT2006-91217, Proceedungs of GT2006 ASME Turbo Expo 2006:Power for Land, Barcelona, Spain.
- (6) 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.
- (7) 酒井恒太,中島優,伊藤慎吾,横山貴一,林茂,2017,液体燃料希薄多段燃焼器の一段目に用いる交差噴流衝突逆流保炎燃焼の排出特性,第45回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集,pp.127-133
- (8) S. Gordon and B.J McBride, Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications I. Analysis, NASA RP-1311, 1994.

【研究報告】

B-6

航空機エンジン用予混合2段燃焼器の マルチセクタ試験による性能評価

Evaluation of lean axially staged combustor for aero engines by multi-sector tests

*吉田 征二^{*1} 山本 武^{*1} 下平 一雄^{*1} YOSHIDA Seiji YAMAMOTO Takeshi SHIMODAIRA Kazuo

ABSTRACT

A multi-sector combustor for Green engine program which has been conducted in JAXA from 2013 was tested. The combustor is a lean axially staged combustor which has lean staged fuel nozzles (LSF) and additional premixed fuel nozzles (ECF: Emission Control Fuel nozzle). The test was conducted under sea level static condition of the target engine with a rated output of 89kN and an overall pressure ratio of 35. The test results show that the combustor enables a reduction of 85% in LTO NOx emissions relative to the ICAO CAEP/6 standard and CO, HC and smoke also satisfy the CAEP/6 standard.

キーワード: グリーンエンジン, ジェットエンジン, 予混合 2 段燃焼器, 窒素酸化物 Key Words: Green Engine, Jet Engine, Lean axially staged combustor, NOx

1. はじめに

飛行場周辺の環境を守るために,国際民間航空機関 ICAO (International Civil Aviation Organization)の航空環境 保全会議 CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection) によって,航空機のジェットエンジンから排 出される窒素酸化物(NOx),炭化水素(HC),一酸化炭素 (CO),スモークの排出基準が定められている。近年は燃 料消費量の削減のために,ジェットエンジンの高圧力比 化が進んでおり,これが NOx の排出量を増加させる傾向 にある。また,今後も航空輸送量が増加することが予想 されていることから,NOx 排出量を低減する技術が必要 である。

NOx の排出基準は,数年毎に強化されており,これに 対応するための NOx 低減技術が必要である。Fig.1 に推 力 20,000 ポンド,全体圧力比 35 の亜音速機用ターボフ ァンエンジンの NOx 排出基準を,2008 年 1 月から適用 されている CAEP/6 の基準値を 100%とした相対値で示 す。また,図中には ICAO Aircraft Engine Emissions Databank⁽¹⁾として公開されている実機エンジンの計測デ ータをプロットした。実機エンジンの NOx の排出量は 年々低下する傾向にあり,予混合燃焼を採用した GEnx や LEAP,また GTF を採用した PW1000G が際立って低 い値になっている。

JAXA では, 2003 年度から 2012 年度まで「クリーン エンジン技術の研究開発」(クリーンエンジン)を実施し, 推力 9,000 ポンド,全体圧力比 26 のターボファンエンジ ンを目標エンジンとして想定して技術開発を行った。そ の中で CAEP/4 NOx 基準の 80%減を目標として低 NOx 燃焼技術の研究開発を行い⁽²⁾,マルチセクタ燃焼器で CAEP/4 の 82.2%減を実証した⁽³⁾。2013 年度からは「グリ ーンエンジン技術の研究開発」(グリーンエンジン)に移 行し,推力 20,000 ポンド,バイパス比 13,全体圧力比 35 の目標エンジンを想定し,2017 年度まで技術開発を行 ってきた。この中で,CAEP/6 NOx 基準の 75%減を目標 として低 NOx 技術の研究開発を行った。

これまでに、クリーンエンジンで開発した予混合2段 燃焼器のシングルセクタ試験において、グリーンエンジ ンの離着陸サイクル (LTO サイクル) での排出物 (NOx.,



Fig. 1 ICAO NOx Emission Standards and target of Green engine

^{*1} 国立研究開発法人宇宙航空研究機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1

HC, CO, スモーク)濃度を計測し,これらの排出量が ICAO 基準値と比較して大幅に低く,NOx はグリーンエ ンジンの目標値を満足していることを確認した⁽⁴⁾。次に, LTO サイクルには含まれていない中間負荷条件での,ス モーク排出量の低減と燃焼効率の向上のために,燃焼器 ライナの形状を改良した⁽⁶⁾。この改良型の燃焼器ライナ では,燃焼器ヘッドと燃焼器側壁の角部に生じる再循環 領域に火炎が入るのを防ぎ振動燃焼を抑えるために,燃 焼器ヘッドを円錐形状にして角部の再循環領域を排除し た。更に,シングルセクタ試験により,燃焼器ヘッドの 円錐部分の開き角が,スモーク濃度や中間負荷での燃焼 効率に影響を与えることを示した⁽⁶⁾。また,燃焼器ヘッ ド部の円錐部分の開き角を 60 度としたときに,LTO サ イクルでの NOx 排出量が CAEP/6 基準値の 16.8% である ことを示した。

今回は、シングルセクタ試験で最も排出物特性の良か った遮熱板の円錐部の開き角を60度とした予混合2段燃 焼器のマルチセクタ試験を行い、燃焼器出口の温度分布 計測、燃焼器出口でサンプリングした燃焼排ガスのガス 分析とスモークの計測を行ったので、その結果を報告す る。

2. 目標エンジンの燃焼器試験条件

燃焼試験は地上静止(SLS)状態に相当する条件で行った。Fig.2 に、グリーンエンジンの目標エンジンの SLS 状態の燃焼器入口圧力 P3 と燃焼器入口温度 T3,全体空 燃比(A/F)の関係を示す。最大推力条件(MTO)での、P3 は 3,528kPa,T3 は 837K,AFR は 43 である。図中の T3 のプ ロットの横に付した値は、各条件での推力の MTO に対 する割合を示している。高負荷の条件では、試験設備の 能力の制限により圧力を下げて、50%~60%MTO では 1,800kPa,70%~100%MTO では 1,900kPa で試験を行っ た。空気流量は、P3 と燃焼器出口圧力 P4 の圧力損失率 (P3-P4)/P3 が実圧条件と同じになるように合わせた。

3. 予混合2段燃焼器

Fig.3はグリーンエンジンで開発している予混合2段燃 焼器の代表断面図である。外周側の燃焼器ライナの内面 の半径は 275.75mm,内周側の燃焼器ライナの内面の半 径は 155.75mm であり、燃焼室の高さは 120mm である。 燃焼器は 2 種類の燃料ノズル、希薄予混合燃料ノズル (Lean staged fuel nozzle, LSF)とエミッション制御ノズル (Emission control fuel nozzle, ECF)を持つ。本研究では, LSF と ECF を 3 組持ち,燃焼器ライナの周方向の角度が 90 度のマルチセクタ燃焼器の試験を行った。燃料は灯油 を用いた。

Fig.4 は LSF の断面図である。LSF は Pilot 燃料ミキサ を中心にその周りに Main 燃料ミキサを配置している。 Pilot ミキサは液膜式気流微粒化噴射弁を採用し, Main ミキサを通った空気による消炎を軽減するため, 窪みに Pilot 火炎を形成する。Pilot ミキサのフレア部に設けた後 方ステップに形成される渦は燃料噴霧がフレア部に付着 するのを防止する。Main ミキサには、安定燃焼のための 十分な旋回を維持したまま、燃料微粒化と空気との混合 を促進する強い乱れを作るため⁽⁷⁾,中央のスワーラのみ が逆の旋回角を持つ3重のスワーラを使用しており、2 重のせん断層が形成される。燃料は半径方向内側の壁に



Fig. 2 Test condition of Green engine combustor



Fig. 3 Cross Section of Green engine Combustor



Fig. 4 Cross Section of LSF

設けられた燃料噴射孔から内側スワーラと2番目のスワ ーラの間に設けられた液膜形成体に噴射され,そこで周 方向に広がった後,液膜形成体下流端でせん断流中に放 出される。Main ミキサのスワーラの旋回方向は内側と外 側が下流から見て時計回りで,中央のスワーラが下流か ら見て反時計回りである。

Fig.5 は ECF の断面図である。ECF は出口下流に再循 環領域が形成されないように小旋回角度の半径流スワー ラを組み合わせ、Pilot 再循環領域下流に予混合気を導入 する。燃料は中心軸上のセンターボディに設けられた燃 料噴射孔から二つのスワーラ流路の間に設けられた液膜 形成体に噴射される。

Fig.6 に燃料スケジュールの概略図を示す。低負荷 (7%MTO から 40%MTO)では Pilot ミキサのみに燃料を 供給する。中間負荷 (50%MTO と 60%MTO) では Pilot ミキサと ECF から燃料を噴射することによりスモーク 濃度を低減する。70%MTO から 85%MTO では Pilot ミキ サと Main ミキサから燃料を噴射する。85%MTO を超え る推力では Pilot ミキサ, Main ミキサ, ECF のすべてに 燃料を供給し, NOx の発生を抑制する。

4. 計測装置

試験は JAXA の高温高圧燃焼試験設備⁽⁸⁾で行った。燃 焼器出口で棒状の水冷式ガスサンプルプローブ(吸引孔 は半径方向に等間隔5点)により排ガスを抽出し,ガス 分析装置(堀場製作所 MEXA-ONE)により,CO,CO₂, HC,NOx,NO,O₂の濃度を計測した。ガス分析結果か ら,以下の式により燃焼効率C.E.,NOx 排出指数 EINOx, 空燃比 A/F を計算した。

$$C. E. = 1 - \frac{H_{fuel} M_{HC} [HC] + H_{C0} M_{C0} [CO]}{H_{fuel} M_{HC} ([HC] + [CO] + [CO_2])}$$

$$EINOx = \left(\frac{[NO_x]}{[CO_2] + [CO] + [HC]}\right) \left(\frac{10^3 M_{NO_2}}{M_C + (n/m)M_H}\right)$$

$$A/F = (2([O_2] + [CO_2] + [NO_2]) + [CO] = [NO] + [H_2O]) (-M_2 / 2R_2)$$

$$\left(\frac{2([0_2] + [C0_2] + [N0_x]) + [C0] - [N0] + [H_20]}{[C0_2] + [C0] + [HC]}\right) \left(\frac{M_{air}/2R}{M_C + (n/m)M_H}\right)$$

ここで,

$$[H_2 0] = \alpha / (1 + \alpha) , \quad \alpha = \frac{1}{2} (n/m) ([C0_2]_{dry} + [C0]_{dry})$$

化学種名を[]で囲んだものは各化学種の体積分率を示す。 なお計測に用いたガス分析装置では、HC 以外の成分は サンプルガス中の水分(水蒸気)を除去した後に濃度を 計測する。添え字 dry を付したものは、水蒸気を除去し た後のサンプルガスに対する体積分率(計測値)を表し、 添え字 dry を付していないものは、[H₂O]を用いて水蒸気 を含んだサンプルガスに対する体積分率に換算した値で ある。*H_{fuel}* は燃料の低位発熱量(= 42.76 MJ/kg), *H_{co}* it CO の発熱量(=10.10 MJ/kg), Mは分子量である。また,サン プリングしたガスのスモーク濃度をマイクロスートセン サー(AVL MSS 483, MSS)により計測した。MSS の計測 値と ICAO 規定に準拠して開発した排煙濃度計⁽⁹⁾の計測 値 (スモークナンバ, SN)を事前の試験で比較し,MSS の計測値を SN に換算する実験式を得た。この実験式を 用いて換算した SN を以下の試験結果では示す。サンプ ルプローブはトラバース装置に取り付けられており,燃 焼器出口を周方向に移動させることができる。今回の試 験では 2.5°間隔で計測を行った。同じトラバース装置の ガスサンプルプローブから 10°離れた位置に,B 熱電対 が半径方向に5 個取り付けられており,燃焼器出口の温 度分布が計測できる。

5. 燃焼試験結果

5.1 各燃料ステージングでの出口温度とガス分析結果 Fig.7 から 10 に各燃料ステージングでの出口温度分布, 出口温度の半径方向の 5 カ所の計測値の平均値, C.E., EINOx, A/F と MSS の計測結果から計算した SN の分布 を示す。これらの図は,下流側から見た状態を示してい る。Fig.7 は低負荷で Pilot ミキサにのみ燃料を供給して いる 30% MTO 条件, Fig.8 は中間負荷で Pilot ミキサと ECF に燃料を供給している 60% MTO 条件, Fig.9 は比較 的高負荷で Pilot ミキサと Main ミキサに燃料を供給して いる 85% MTO 条件, Fig.10 は最大負荷で Pilot ミキサ,



Fig. 5 Cross Section of ECF



Fig. 6 Fuel scheduling

ECF, Main ミキサのすべてに燃料を供給している 100%MTO条件である。

30%MTO Fig.7 の燃焼器出口温度分布から,各燃料 ノズルの下流に島状に温度の高い領域があることが分か る。半径方向の温度分布は,どの位置(角度)でも,内 側壁面付近および外側壁面付近の温度が低く,中央付近 の温度が高くなっている。出口温度の周方向の分布と,



Fig. 7 Distributions of C.E., A/F, EINOx, Gas Temperature and SN in Combustor Exit Plane Under 30% MTO Condition



Fig. 8 Distributions of C.E., A/F, EINOx, Gas Temperature and SN in Combustor Exit Plane Under 60% MTO Condition

A/F を比較すると、A/F が低いところで温度が高くなる ように増減している。また、C.E.も A/F の増減に合わせ て A/F が低いところで C.E.が高くなるように若干増減し、 燃焼器全体では左側がやや高く、右側がやや低くなって いる。EINOx は出口温度が高い位置で高くなり、出口温 度が低い位置で低くなるという傾向が見られるが、 17.5°~22.5°では逆に、温度が高くなると EINOx が増加し



Fig. 9 Distributions of C.E., A/F, EINOx, Gas Temperature and SN in Combustor Exit Plane Under 85% MTO Condition



Fig. 10 Distributions of C.E., A/F, EINOx, Gas Temperature and SN in Combustor Exit Plane Under 100% MTO Condition

ている。また、左の燃料ノズルの下流の方が右側と比べ て A/F が小さく、出口温度も高いが、EINOx は左右で大 きな差がなく、むしろ左側の方がやや小さい。Pilot バー ナの燃焼は拡散燃焼的であることまたバーナローカル当 量比が 1 を超える過濃条件であることから、温度分布や 燃料分布と NOx の分布は完全には対応しないと考えら れる。SN は A/F が小さい左側で高くなっている。

60%MTO Fig.8 の出口温度分布を見ると、30%MTO で見られたような島状の温度の高い領域は不明瞭になっており、周方向の温度分布を見ても、燃料ミキサの下流で温度が高くなるという傾向は見られない。ただし、燃焼器の左側の出口温度が高いという点は 30%MTO と同様である。30%MTO の場合と同様に、出口温度が高い位置は、A/Fが低く、C.E.が高いという傾向がある。EINOx の分布は A/F や出口温度の分布とは異なっており、燃料ノズルの下流付近で高くなっている SN はどの周方向位置でもほぼ 0 か計測限界以下であった。

85%MTO Fig.9 の出口温度分布から,燃料ノズルの 下流位置に島状の温度の高い領域があることが分かる。 ただし,30%MTO の場合とは逆に右側の燃料ノズルの下 流の方の温度が高い。出口温度,A/F,C.E.の分布はほぼ 対応しており,出口温度が高い位置で,A/Fが低く,C.E. が高くなっている。NOx の分布はほぼ一様だが,比較的 温度の低い燃焼器の左側でわずかに高くなる。SN はど の周方向位置でもほぼ0か計測限界以下であった。

100%MTO Fig.10 の出口温度分布から,燃料ノズル の下流位置に島状の温度の高い領域があることが分かる。 他の試験条件と比較すると,燃焼器の左右での温度の差 は小さい。A/F の左右の差も他の条件よりも比較的小さ くなっている。30%MTO および 60%MTO の測定結果で は,パイロット燃料と ECF 燃料は燃焼器の左側に偏り, 85%MTO の測定結果では,メイン燃料は燃焼器の右側に 偏っているので,これらの重ね合わせで,この試験条件 では他の試験条件よりも左右の差が小さくなっていると 考えられる。出口温度,A/F,C.E.の分布はほぼ対応して おり,出口温度が高い位置で,A/F が低く,C.E.が高く なっている。EINOx は全体的に低い値であり,ほぼ一様 に分布している。SN はどの周方向位置でもほぼ 0 か計 測限界以下であった。

図を示していないが、30%MTO 条件と同様に Pilot 燃料のみを噴射している 7%MTO と 40%MTO の排出物濃度や出口温度は、絶対値は異なっているが分布の傾向は 30%MTO 条件とほぼ同じである。同様に、 Pilot50%+ECF50%とした 50%MTO と 60%MTO, Pilot+Main とした 70%MTO, 78%MTO, 85%MTO の排出 物濃度等の分布の傾向もそれぞれほぼ同じであった。

5.2 SLS 条件の各推力での排出特性

試験を行ったマルチセクタ燃焼器の右及び左の燃料/ ズルからの混合気の流れは燃焼器の側壁の影響を受けて いると考えられるので、中央の燃料/ズルの下流 (-15°~15°)の計測値だけを用いて, C.E., EINOx, SN の平均値を計算した。各推力条件での結果を Fig.11~Fig.13に示す。図中には中実のプロットでマルチ セクタ試験の結果を示し、白抜きのプロットでシングル セクタ試験の結果⁶⁶を比較のために示している。

Fig.11 に C.E.を示す。全体的な傾向として, エンジン の負荷条件が高くなるにつれて T₃が上昇し, 燃焼器 全体 A/F が低下するので, C.E.は高くなるが, 50%MTO および 70%MTO で燃焼効率が低下する。これは, Pilot のみから Pilot+ECF, Pilot+ECF から Pilot+Main へと 燃料供給モードが切り替わるポイントの直後で, それぞ



Fig. 11 Combustion Efficiency under SLS Condition



Fig. 12 NOx Emission under SLS Condition



Fig. 13 Smoke Number under SLS Condition

れの燃料供給モードの中で ECF あるいは Main のバーナ ローカル空燃比が大きくなるためである。シングルセク タ試験の結果と比較すると、7%MTO と 70%MTO で比較 的大きな差があるが、他の試験条件ではほぼ一致してい る。マルチセクタ試験とシングルセクタ試験で結果に違 いが生じる原因は、燃料ミキサから燃焼器内に流入した 旋回流と壁面との干渉や、旋回流同士の干渉により、燃 焼器内の流れ場や燃焼状態に違いが生じることや、ガス サンプルの位置の違いが考えられる。

Fig.12 に NOx 排出量を示す。Fig.6 の燃料スケジュー ルと比較すると、Pilot 燃料流量が増加すると NOx 排出 量が増加する傾向があり、NOx が主として Pilot バーナ で生成されていると考えられる。この傾向はシングルセ クタ試験の結果と同じだが、絶対値はマルチセクタ試験 の結果の方が小さい。

Fig.13 に SN を示す。30%MTO と 40%MTO において 大きな SN が計測されたが,その他の試験条件では SN はきわめて低い値であった。これもまた,シングルセク タ燃焼器の結果と同様の傾向である。30%MTO と 40%MTO での SN はマルチセクタ試験のほうが大きく, 特に 40%MTO ではシングルセクタ試験の 2 倍以上の値 になっている。

5.3 ICAO 基準値との比較

Table 1にLTO サイクルでの排出量をCAEP/6 基準値に 対する割合で示す。いずれの排出物も,CAEP/6 基準値 を満たしている。NOx は基準値に対して 85.0%減であり, グリーンエンジンの目標値も満たしている。

6. まとめ

グリーンエンジンで開発を行った予混合2段燃焼器の マルチセクタ試験を行い,SLS条件での 7%MTO~100%MTOに相当する推力条件で,燃焼器出口 温度分布の計測および燃焼器出口で採取した燃焼排ガス のガス分析およびスモークの計測を行い,以下の結果を 得た。

- ・LSF 下流に島状の燃焼器出口温度の高い領域があり, 周方向および半径方向に温度分布がある。
- ・ガス分析結果から求めた A/F も周方向に分布があり, A/F が低い位置と燃焼器出口温度が高い位置は対応し ている。
- ・燃焼効率の分布も A/F の分布に対応しており, A/F が 低く燃焼器出口温度が高い位置は C.E.も高い。

Table 1 Total Emissions of the Lean Axially Staged Combustor in Green Engine LTO Cycle Relative to CAEP/6 Standards (unit:%)

NOx	нс	СО	SN
15.0	1.7	11.3	8.1

- ・EINOx の周方向分布は, Pilot ミキサにのみ燃料を供給 している 30% MTO 条件では,燃焼器出口温度の周方 向分布にほぼ対応しており,燃焼器出口温度の高い位 置で EINOx も高くなる。しかし, ECF や Main ミキサ にも燃料を供給している他の条件では,EINOx の分布 と A/F や燃焼器出口温度の分布との相関は明確ではな い。
- ・中央の燃料ミキサの下流でのガス分析結果と過去に行ったシングルセクタ燃焼試験でのガス分析結果を比較すると、絶対値が異なっている推力条件もあるが、各推力条件での相対的な傾向は一致している。
- ・LTO サイクルでの排出量はすべての項目で CAEP/6 の 基準値よりも低く, EINOx は基準値よりも 85%低い。

参考文献

- European Aviation Safety Agency, 2017, "ICAO Aircraft Engine Emissions Databank (version 23c)", https://www.easa.europa.eu/document-library/icao-aircraft-engin e-emissions-databank
- (2) Yamamoto, T. et al.: Emission Reduction of Fuel-Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 135 / 031502. (2013)
- (3) Yamamoto, T. et al.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95496 (2013)
- (4) 山本武ら:高圧力比化が予混合2段燃焼器の燃焼性能に及 ぼす影響,第42回ガスタービン定期講演会講演論文集A-7 (2014)
- (5) 山本武ら:航空機エンジン用希薄予混合燃焼器の性能に及 ぼすライナ形状の影響,第43回ガスタービン定期講演会講 演論文集 A-5 (2015)
- (6) 吉田征二ら:希薄予混合燃焼器の燃焼特性に与える円錐形 遮熱板の広がり角の影響,第45回ガスタービン定期講演会 講演論文集 B-5 (2017)
- (7) Yamamoto, T. et al.: Research and Development of Staging Fuel Nozzle for Aeroengine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59852 (2009).
- (8) 下平一雄ら:高温高圧燃焼試験設備の拡充整備,宇宙航空 研究開発機構研究開発資料 JAXA-RM-05-007 (2006)
- (9) 山田秀志ら: 航空エンジン用排煙濃度測定装置の開発,第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 B-24 (2008)

【研究報告】

B-7

航空用同軸型希薄ステージバーナのパイロットカップ内 火炎可視化実験におけるガラス表面付着すす除去用 レーザワイプクリーニングの適用

Application of laser-wipe cleaning for removal of soot deposition on glass surface to visualization of flame inside the pilot cup of a coaxially-staged aero-engine fuel injector

*松浦 一哲^{*1} 上坂 峻也^{*2} 篠原 竜汰^{*2} 加藤 昂大^{*1} 山本 武^{*1} MATSUURA Kazuaki UESAKA Syunya SHINOHARA Ryuta KATO Kodai YAMAMOTO Takeshi

ABSTRACT

A coaxially-staged aero-engine fuel injector with optical access through its contoured quartz-made inner- and outershrouds was developed by our research team and has been successfully applied to its optical investigation, in particular of its pilot flame surrounded by its pilot cup. However, with sooty flames it suffers a glass-surface fouling problem due to soot deposition. To enable visualization, a laser-wipe cleaning optics was developed, with which the soot on the glass-surface was removed by the laser irradiation, over a wide area owing to its "wipe-cleaning" feature achieved by the steering mirror on a rotational traverse. The energy density of the cleaning laser was 1mJ/mm². The dynamic structure of the pilot flame under a combustion oscillation condition with a modest soot deposition rate was successfully captured, which provides phase-delay relationships among pressure, fuel concentration and heat release, not only in the main combustion chamber but also inside the injector.

キーワード: ジェットエンジン, 燃焼器, 可視化バーナ/インジェクタ, 光学計測, レーザクリーニング **Key Words:** Jet Engine, Combustor, Optical Burner/Injector, Optical Diagnostics, Laser Cleaning

1. 緒言

希薄燃焼方式は航空エンジンにおいても NOx 排出を 大幅に削減する技術として有望であるが、実機への適用 においては、NOx 排出低減とともに低負荷での未燃分削 減・安定燃焼と両立させるため、通常ステージ燃焼方式 が採用される。その中でも、低負荷性能確保のためのパ イロットノズルを内側、高負荷で特に排出が多くなる NOx を低減させるためのメインノズルを外側に配置す る同軸型のステージ燃焼方式は広く研究されている(例 えば文献[1])。筆者らも同方式のステージバーナの研究 開発を進めており(例えば文献[2])、これと同時に実機 条件での光学計測を実施し、燃料/空気の混合状態や反 応領域の特定により現象把握・設計改良に活用している。 本方式のステージバーナの場合、メインノズル内部では 燃料と空気の混合がなされ、またパイロット火炎の上流

 *1 宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-33-1 E-mail: matsuura.kazuaki@jaxa.jp
 *2 法政大学

〒184-8584 東京都小金井市梶野町3-7-2

部はパイロットカップ内に存在する等,主燃焼室に至る 前のバーナ内部において,下流の燃焼状態やエミッショ ン特性を決定する重要な現象が起こっている。このため, 筆者らは実バーナ形状の透明石英ガラス製可視化インジ ェクタをメイン部・パイロット部の順に段階的に開発し, 通常の研究で実施される主燃焼室のみの光学計測からは 得られない有用な知見を得てきた⁽³⁻⁶⁾。一方,試験条件に よっては透明パイロットカップ部へのすすの付着により 可視化が困難となる状況が生じた。本研究の可視化イン ジェクタのみならず,通常の可視化燃焼器における主燃 焼室の壁面ガラスについても,すすの付着は噴霧燃焼光 学計測における共通の課題である。

すすの付着速度(この言葉は本稿においては「付着な しの状態から内部現象が可視化できなくなるレベルまで すすが付着する」までの時間の逆数を「定性的」に表現 する目的で用いる)が遅い場合には,付着の影響が深刻 になるまでにデータを取得し,その後燃料を絞り希薄条 件にて付着すすの消費が付着速度を上回る状態を保つこ とでこれを除去する操作を繰り返し行って,計測を実施 することも可能であるが,計測に必要な時間に対して付 着速度が速い場合にはこの方法は適用できない。 付着すすを除去しながら計測を進める方法として、レ ーザを照射して昇華等のメカニズムにより除去する「レ ーザクリーニング」と呼ばれる手法を採用して可視化計 測を実施した例が見られる^(7,8)。レーザクリーニングの特 性については文献[7-12]等で調査され、特にレーザ着火 デバイス研究の中で出射窓のセルフクリーニング効果の 観点から研究がなされている。しかし、既往研究で調査 された条件の範囲では、付着すすを完全に除去し完全な 透過状態を保つには概ね 10mJ/mm²程度以上のエネルギ ー密度が必要とされ⁽⁷⁻¹⁰⁾、この制限から規定される照射 レーザの断面サイズ(通常は数 mm から高々十数 mm) により視野が限定されてしまう。このため、可視化計測 への応用例も拡がっているとはいえない。

そこで本研究では、精細な定量性よりも視野制限の緩 和による噴霧火炎の全体構造の把握を優先し、エネルギ 一密度を犠牲にする代わりにレーザビームプロファイル を楕円形上に拡大整形し、回転トラバース機構を有する ミラーを介して、レーザ照射位置を断面プロファイルの 短径方向に掃引することで、謂わば自動車のワイパーの ような形ですすを広範囲にわたり除去する「レーザワイ プクリーニング」システムを構築した。さらに、最初の 試みとして,筆者らの先の研究にて,すすの付着速度と しては比較的緩やかではあるが、すす付着によりパイロ ットカップ内の可視化が困難で燃焼振動現象解析上問題 となった試験条件(5)を対象として、本システムを適用し た。その結果,パイロットカップ内の可視化と現象把握 が可能となった。本稿では、同システムの構成と、その 結果可視化可能となった燃焼振動下のパイロット噴霧火 炎の位相固定平均解析結果について報告する。

2. 実験装置

2.1 ステージバーナ

本研究で用いたステージバーナの基本構成を図1に示 す。バーナ諸元については文献[2]を参照されたい。図1 に示される,通常の燃焼試験において用いる金属バーナ に対して,本研究で用いた可視化バーナにおいては一部 構造の簡素化を施しているが,これについては後述する。 また,パイロットノズル部については,図1の上段図に 示されるベースモデルではなく,燃料噴出部周辺の設計 が異なるU8モデル⁽⁵⁾について試験を行った。U8におい ては,燃料はパイロットノズルの内側空気流路に8本の 旋回溝を通して噴射されるため,燃料と気流の干渉が噴 射弁リップ部(Atomizer lip)よりも上流から開始される。 燃料旋回溝から噴出した燃料の主たる部分が,パイロッ ト内側空気流路壁の周に沿って旋回しながら液膜を形成 し、リップ部に達した後,外側空気と干渉することを意 図した設計となっている。

2.2 光学燃焼器・ケーシング・可視化パーナ

試験装置計測部の概要を図2に示す。図2-aは本試験 に使用した光学燃焼器,図2-bはこれを試験装置のケー シングに搭載した状態の図である。これらの構成は筆者 らの先の研究と同一であり,詳細は文献[5]を参照された い。図には本稿で使用する座標系をあわせて示してあり, ステージバーナの出口中心を原点,水平方向を *x*,鉛直 方向を *y*,流れ方向を *z* としている。試験は JAXA 高温 高圧燃焼試験設備中圧系⁽¹³⁾にて実施した。

可視化バーナのパイロットカップ内部は、石英ガラス 製のアウタシュラウド及びインナシュラウドを通して可 視化することができる。ここで「パイロットカップ」は、 主としてバックステップ(または噴射弁リップ)より下 流のインナシュラウドを指すものとし、その内側領域に パイロット火炎の基部が形成される。パイロットカップ 内の可視化のため、本可視化バーナにおいてはバーナリ ップへの冷却空気流路とメインの燃料噴射部を省いて構 造を簡素化した(図1と図2-aの拡大図④を比較参照)。 これらの点を除き、本可視化バーナは実形状曲面を忠実 に模擬している。設計段階で想定した観測範囲はz=-20.8 ~-6.5 mmであったが、実際は光屈折の影響によりパイロ ット噴射弁リップ付近(z~22.8 mm)まで観測可能であ った。なお、遮熱板の構造上z=-6.5~1.5 mmの範囲は可 視化できない領域となっている。



Fig. 1 Schematic drawings of coaxially-staged burner (Note the figure is for metal version with burner lip cooling).



(a) Optical combustor with optical burner.



(b) Combustor installed in test rig.

Fig. 2 Schematic drawings of experimental setup.

2.3 可視化計測用光学系

図3に可視化計測に使用した光学系の概略図を示す。 光学系の基本構成は文献[5]と同様であるが、以下に示す 通り使用したレーザ及び撮影用カメラが異なる。

本研究で使用した可視化手法は,

①OH ラジカル自発光(以下 OH*,反応領域) ②燃料 LIF(以下 K-LIF,液相・気相の燃料存在領域) ③噴霧 Mie 散乱(液相燃料存在領域)

④OH-LIF(反応領域及び既燃ガス領域)

であるが、本稿では①、②の結果のみ報告する。上記の 括弧内は(定性的・または準定量的な意味で)各手法に より可視化したい対象を示している。②~④はレーザシ ート断面上の情報、①については光路積算情報を取得し ていることに留意されたい。このため OH*については、 添字 LoS(Line-of-Sight)を付して表記する(OH*LoS)。 送光系のレーザ光源には色素レーザ(Sirah, Cobra-Stretch, 色素: Rhodamine 6G, 第二高調波, 波長 283nm)を用い, そのポンピング光源として Nd:YAG レ ーザ(Spectra-Physics, Quanta-Ray LAB-170, 第二高調 波, 波長 532nm)を使用した。発振周波数は10 Hz, 色 素レーザ出力は約 30mJ である。レーザ光はシリンドリ カルレンズ(f=-50, 700mm)によりシート状(測定部シ ート厚;約0.6mm)に整形した後測定部に導入した。

撮影光学系はバンドパスフィルタ,UV レンズ(Sodern, Cerco2178, f=100mm, F/2.8)を装着した Intensified CMOS カメラ(Andor, iStar sCMOS, 16bit)を用いた。使用フ ィルタの詳細は文献[5]の通りである。文献[4]で用いた二 撮影系対向配置による異手法同時計測は、すす除去用レ ーザの直接光の撮影系への入射を防ぐため行っていない。

本光学系においては、レーザシート及び受光系はトラ バース装置による x 方向への移動が可能であり、断面ト ラバース計測により時間平均の3次元情報を取得するこ とが可能である。ただし、以下本稿においては、燃焼器 の中心断面(x=0)における結果に限定して議論する。



Fig.3 Optical setup for visualization.

2.4 レーザワイプクリーニング用光学系

図4にレーザワイプクリーニング(Laser-Wipe Cleaning, 以下 LWC と略す) に用いる光学系の概略図を示す。光 学系は Nd: YAG レーザ (Quantel Brilliant EaZy 第二高調波 532nm,以下「クリーニングレーザ」と呼ぶ), ミラー M₁~M₄, 及びシリンドリカルレンズ CL₁(f=-50mm)及び CL₂(f=300mm)からなる。回転トラバース機構を備えた M₄により上下方向のレーザ掃引を実現する。インナシュ ラウドに到達した時点でのクリーニングレーザの断面形 状は長楕円であり,長径(z方向)22mm,短径(y方向) 4.5mm である。この長径は可視化インジェクタの観測可 能範囲 z =-22.8 ~ -6.5 mm に対して余裕を持たせて設定し た。長径については $CL_1 \ge CL_2$ の距離 L_a の変更により調 整可能である。M₄直後のレーザエネルギーは 70mJ であ り、これが以降減衰なくクリーニングに使用されたとし た場合のエネルギー密度は 1mJ/mm²となる。これは文献 [7,8]等と比較すると 1/10 程度の値である。

LWCの動作の模式図を図5に示す。図中のyL0は金属,



ガラス問わず全ての壁面を無視し光屈折の影響もないと 仮定した場合の LWC 用レーザ光軸と中心断面 x=0 との 交点の y 座標であり、 θ_L は同仮定における同光軸とイン ナシュラウド内壁の代表的な半径 r₀=13.5mm (z=-13mm での半径に相当)をもつ円筒(中心はz軸)の交点の θ 座標(定義は図4参照)である。曲面形状のインナシュラ ウド内壁への LWC 用レーザの投影面の動きは容易に表 現できないため、以下では簡易的に $y_{I0} \ge \theta_I$ の時間変化 によりこれを説明する。時刻を t とするとき, dy_{L0}/dt で 見積もられる掃引速度は 6.2mm/s となり,発振周波数 10Hz におけるパルス間の移動量は 0.62mm である。すな わち, 概ねレーザ断面短径 4.5mm の 14%に相当するピッ チで移動しながらクリーニングを行っていることになる。 掃引幅は yL0=-22~27mm の範囲であり、実際にクリーニ ングされる範囲は θ_L =102.5~280.2deg である。上記掃引 幅は必要範囲(概ね yL0=-15~15mm)と比べて大きめと なっているが、これは先述の断面トラバース計測を行う 際に、ミラーM₃, M₄が x 方向トラバース装置上に設置さ れていることによりクリーニングされる位置がトラバー ス位置によりずれるため、その分を考慮して余裕を持た せていることによる。掃引幅の上限と下限の点において は 2.3 秒程度の静止時間があるが、これは今回用いた回 転トラバース装置制御系の問題で生じるものであり、今 後のシステム改善により短縮可能である。一往復の掃引 にかかる時間は21秒であり,すすの付着速度がこの時間 スケールに対して遅いことが可視化できる条件となる。

撮影の際は最初に2往復の掃引を実施した後に, 掃引 を継続しながらデータ取得を行った。回転トラバースは 非同期であるので,毎回の往復掃引時に個々のパルスに よりクリーニングされる位置は同一ではない。他のLWC 用レーザ,色素レーザ,撮影系は同期して動作する。各 画像がそれぞれのLWCのレーザパルスに対して750µs 遅れたタイミングで撮影されるようにIntensified CMOS カメラの露光,同カメラのインテンシファイアの高電圧 ゲート,及び色素レーザ発振の各タイミングを調整した。

なお,以上で述べた LWC 機構は,受光系の視野確保 を目的としている。2.3 節の②~④の可視化手法につい ては,レーザシートが入射する上部のクリーニングも必 要となるが,これはレーザシート自体のセルフクリーニ ング効果⁽¹⁰⁾により実現される。測定部中心におけるレー ザシート高さ 130mm と厚み 0.6mm から算出したエネル ギー密度は 0.4mJ/mm²である。シート厚みは目視計測の ため、上記数値は目安である。



Fig.5 Time sequence of laser-wipe cleaning.

3. 試験条件

試験条件を表 1 に示す。文献[5]中の試験条件 Case-B と同一であり,詳細は同文献を参照されたい。LWC の適 用有無のみが異なる。気流条件(圧力,温度,燃焼器圧 力損失)については,中・小型航空機用エンジンのアイ ドル条件⁽²⁾をもとに,温度に変更を加えた条件である。 表中のパイロット局所空燃比 *AFR*^p は,事前に測定した 燃焼器とパイロットノズルの有効開口面積比を考慮して 算出した。燃料は灯油を使用した。

Table 1 Test cond	ition.	
Pilot model	U8	
Inlet pressure, kPa	487	
Inlet temperature, K	545	
Combustor pressure loss*	4 %	
Airflow rate in total, g/s	259	
Pilot fuel flow rate, g/s	1.58	
Combustor air-to-fuel ratio, AFR	164	
Pilot air-to-fuel ratio, AFR _p	23.8	

*Percent of inlet pressure

4. 結果及び考察

はじめに、「クリーニングなし」、「クリーニング部位を インナシュラウドの上下方向中心付近に固定して3秒ク リーニングを実施した直後」、及び「掃引2往復のLWC を実施した直後」の直接撮影像を図6に示す。クリーニ ング部位はすすが除去され内部の可視化が可能である。



No cleaning



With laser cleaning





With laser-wipe cleaning

With laser-wipe cleaning (Shorter exposure, Magnified)

Fig.6 Direct photographs showing effects of laser cleaning on visibility of pilot flame.

一方, LWC の結果において, クリーニングされた部分に 一部縦筋状の未除去部(図中A,B)が見られる。Aにつ いてはレーザのビーム強度分布に起因するものと考えら れる。先行文献(7-10)において本研究の10倍近いエネルギ 一密度が推奨されている理由は、ビーム強度の弱い部分 についても十分なエネルギー密度を保ち、未除去部を完 全になくすことを意図していることによる。文献[9]に示 される写真からは、3mJ/mm²以下の場合に、未除去部が 存在しているものの、部分的にレーザクリーニングの効 果は確認できる。今回の LWC の設定の場合,パルス間 の移動量は断面短径の14%であり、各パルスのクリーニ ング領域がオーバラップしながらクリーニングされる。 このため、同じ位置であっても複数回の照射によって 様々なエネルギー密度の部分によりクリーニングされる ことになる。よって、すすの付着速度が十分遅い場合に は、高いエネルギー密度の照射を受けたタイミングでク リーニングされた効果が長く持続することにより、先行 文献よりも同じ平均エネルギー密度に対してクリーニン グ効果が高くなる。また先述の回転トラバースとレーザ 照射が非同期である効果も相まって、クリーニング効果 は特に上下方向に一様化されやすくなる。B については, Aよりも太めの未除去部が見られる。これは θ_L の下限付 近(写真では上側限界付近)ではクリーニングレーザと インナシュラウド内壁のなす角が小さく(壁に対して薄 い角度で当たる),有効エネルギー密度が小さくなること が一因として挙げられる。なお、クリーニングレーザの

エネルギー密度を 0.7mJ/mm²程度以下とした場合には, 未除去部が多く, クリーニング効果は不十分であった。

図7に、OH*及び燃料 LIF の時間平均輝度値画像を示 す。左が LWC なし、右が LWC ありである。輝度レベル の表示範囲を z=0 を境に変更していることに注意された い。なお、本図以降の結果は、全て可視化バーナの曲面 形状に応じた光屈折補正処理⁽¹⁴⁾を施している。光屈折の 影響により、噴射弁リップ部周辺においては 3.5mm を超 える歪が生じるため⁽⁵⁾、本処置は不可欠である。

LWC なしではパイロットカップ内の OH*は全く見え ず,燃料 LIF でも根元部しか可視化できないが, LWC あ りではこれらが可視化可能となっている。ただし,すす による信号減衰の輝度値への影響がないことを保証する ものではなく, *in-situ* での正確な減衰率検定ができてい ない現時点で,パイロットカップ内の輝度値と主燃焼室 の輝度値の絶対レベルを平等に扱うことはできない。一 方, LWC の図では,パイロットカップ下流部に円弧上の

(図中A),パイロットカップ中心付近に縦方向の(図中 B)黒い筋が見られる。これらはクリーニングレーザの 照射位置により光屈折の状態(曲面ガラスのレンズ効果 によってエネルギー密度が場所により異なる)やインナ シュラウド壁面とレーザ光軸のなす角が異なることに起 因すると考えられる。加えて、レーザシートを用いた計 測の場合は、計測用レーザのセルフクリーニング効果も 重要である。例えば、Bの位置に入射する光はインナ



Fig.7 Spatial distribution of time-averaged intensity of line-of-sight OH chemiluminescence and cross-sectional kerosene-LIF on x=0 plane.

シュラウドが凹レンズとして振る舞う位置を通過して入 射するため、入射側、受光側双方のレーザエネルギー密 度低下による未除去すす増加により信号レベルが低下す ると考えられる。

図8に、OH*画像中の下記に示す3領域の輝度積算値 を求め、これを時系列で表示したものを示す。プロット された各点の間隔は取得周期100ms(10Hz相当)である。 t_a は画像取得開始からの時間である。図8-bは画像取得 開始から約6秒後に初期位置 y_{L0} =-22mmより往復掃引 を開始してLWCを行った場合の図である。クリーニン グレーザが上下方向中心付近にくる t_a =10s付近において、 それまで極端に低かったR-Cの輝度積算値の急激な増加 が見られ、この前及び後に初期掃引方向(下から上)を 反映して、それぞれR-A、R-Bの輝度積算値が急に増加す る。 t_a =50sまでに概ね2往復掃引されるが、それまでに







(b) LWC started 6 seconds after start of image aquision.



(c) LWC started 21 seconds before start of image aquision.

Fig.8 Effects of laser-wipe cleaning on time-dependent behavior of sum of OH* intensity in specified regions.

は輝度積算値は定常的なばらつきの範囲内で安定する。 図 8-c は図 5 の通常手順(2 往復掃引後撮影開始)の場 合を示しており,初期より概ね輝度積算値は安定してい るが, R-C の図では t_a=70s 程度までは往復周期の半分に あたる約 10.5s 間隔でやや高い値を示す点があり,計測 開始後もわずかながら部分的に追加クリーニングによる 信号強度改善効果があることがわかる。それ以降はこの 傾向は見られないため,撮影前 LWC 掃引回数をさらに 増やすと,データがさらに安定する可能性がある。

図 9 に典型的な燃焼室変動圧力波形(200~2500Hzの バンドパスフィルタ処理後),及びその周波数スペクトル を示す⁽⁵⁾。燃焼振動の主周波数は 390Hz(±8%)である。



Fig.9 Examples of pressure oscillation signal and its frequency spectrum.

図 10 に位相固定平均処理を施した OH*及び燃料 LIF の輝度値分布を示す。ここで燃焼室変動圧力は正弦波 $p'=sin(\varphi)$ で近似しているため、 $\varphi=90$, 270deg の時に燃焼 室圧力はそれぞれ極大及び極小になる。また、各位相に おける位相固定平均画像の各 z 位置において z-0.5~ z+0.5 の範囲の OH*及び燃料 LIF の輝度を積算した値を $I(z, \varphi)$ とし、 $I(z, \varphi)$ の φ に関する平均を $I_0(z)$ とするとき、平均 からの差分 $\Delta I = I(z, \varphi) - I_0(z)$ 及び規格化した積算輝度 $I_n = I(z, \varphi) / I_0(z)$ を図 11 に示す。本図は二周期分を図示 してある (例えば φ = -30deg と 330deg は同データ)。各 値の位相に対する極大極小部近傍に+,- を表示した。

図 10 より、パイロットカップ内の OH*発光領域は、 q=150deg 付近でバックステップ部に入り込む様子が見 られる (図中 A)。また, *q*=330deg 付近で, *z*=-14mm 周 辺に反応が局所的に抑制されている領域が存在する結果, パイロットカップ内の発光領域が上流部と下流部に見か け上「分離」している(図中B)。このような分離構造は 類似形状のパイロット噴射弁に対しすす付着が問題とな らない試験条件(入口圧力 700kPa,入口温度 760K,安 定燃焼条件)で実施した先行研究⁽⁵⁾においても確認され た。この現象は、蒸発潜熱による温度低下と急速な蒸発 による局所的過濃領域の出現が原因と考えられ、燃料が 相対的に濃い条件で起こる。本研究では燃焼振動に起因 して空燃比変動が生じるため、設定 AFR_p 自体は大きく ても,燃料が濃くなる位相が存在する。すなわち,パイ ロット噴射弁リップに現れた高燃料濃度塊が,該当領域 まで移流してきた位相において、上記の分離構造が顕著 になる。

燃料 LIF の画像においても

#=330deg 付近で該当

領域の濃度が概ね極大を示すことが確認できる (図中 C)。 図 11 の I_n を見ると,該当する z=-14mm 付近では $\varphi=330$ deg にほど近い $\varphi=345$ deg にて燃料 LIF が極大,OH* が極小となっている。 I_n の図に示される太点線は燃料 LIF の極大値領域をつないだもので,高燃料濃度塊の移流を 示すものであり,OH*の図にも比較の便宜のため記入し てある。これにより、高燃料濃度塊が噴射弁リップを離れるのはφ=330deg付近であることがわかる。高燃料濃度 塊は、パイロットカップ内では反応を主に抑制するが(過 濃側の性質)、主燃焼室に入ったバーナリップ付近では濃 度も下がり、メイン空気の一部も導入されて、逆に発熱 を促進する (φ=30degの図中 D、希薄側の性質)、謂わば



Fig.10 Spatial distribution of phase-averaged intensity of line-of-sight OH chemiluminescence and cross-sectional kerosene-LIF on x=0 plane.



Fig11 Phase-dependent variation of sum of OH* and K-LIF intensity on *z*=const. cross sections: Deviations from average and normalized values.
相反する効果を示す。ただし、規格化されていない OH* に関するΔIの図を見ると、主燃焼室内 z=0~20mmの発熱 変動がパイロット内部と比べて(未除去すすによる若干 の減衰効果を考慮してもなお)格段に大きく、しかもΔI >0の領域が 0~180°度の範囲にあり、Rayleighの条件(圧 力と発熱の位相整合)を満たしていることから、燃料濃 度変動に起因するバーナリップ部の発熱変動が本条件に おける燃焼振動を駆動する主要因子と考えられる。

5. 結言

筆者らが先に開発した2重の実形状透明ガラス流路を 備える航空用同軸型希薄ステージバーナの可視化モデル を用いたパイロットカップ内火炎可視化実験において, ガラス面に付着するすすにより内部可視化が困難になる 問題を解決するため,レーザを掃引照射しながら付着す すを除去するレーザワイプクリーニング光学系を構築し, 同実験に適用した。その結果,すす付着速度が比較的緩 やかな場合には,クリーニングなしの場合にパイロット カップ内部が全く可視化できない試験条件においても, 本手法により可視化可能となることが確認できた。

本研究では、可視化される現象の信号強度絶対値の定 量性よりも火炎の全体的構造を捉えることを優先すべく、 できるだけ広い視野を確保するため、掃引方向に垂直な 方向の照射レーザ断面長径を 22mm に拡大(短径は 4.5mm),エネルギー密度を1mJ/mm²とした。このため、 すす除去に必要な典型的値として他文献⁽⁷⁻¹⁰⁾に見られる 10mJ/mm²と比較して小さくなっているが、このレベルで のエネルギー密度でも、上記の目的の観点からは十分な 効果があることがわかった。一方、0.7mJ/mm²以下では 未除去部が多く、クリーニング効果は不十分であった。

本研究で対象とした燃焼振動条件における位相固定平 均計測の結果からは、主燃焼室現象に加え、パイロット カップ内の OH*発光領域が特定の位相において分離す る様子、バックステップ部に OH*発光領域が出入りする 様子等の火炎のダイナミクス、及びこれらと圧力変動、燃 料濃度変動の位相関係を新たに捉えることができた。こ れは本手法の適用に帰するところが大きい。

今後はレーザエネルギー密度,照射周波数,掃引速度 等の中から性能改善効果の高い因子を見極め,すす付着 速度のより速い条件においても適用可能範囲を拡げるべ く本システムの改良を実施する予定である。

謝辞

飯山特殊硝子(株)の田辺徹氏には可視化インジェク タの製作について,京都大学の林潤准教授にはすすに対 するレーザの作用について,参考になるご意見ご助言を 賜った。宇宙航空研究開発機構の下平一雄氏には設備の 運転・技術的助言,法政大学の林茂教授,岩崎智行氏に はそれぞれ本稿の先行研究における結果検討,データ整 理補助にご協力いただいた。ここに記して謝意を表す。

- Mongia, H.C., TAPS A 4th Generation Propulsion Combustor Technology for Low Emissions, AIAA/ICAS International Air and Space Symposium and Exposition, The Next 100 Years, AIAA 2003-2657 (2003).
- (2) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Yoshida, S., Kurosawa, Y., Emission reduction of fuel-staged aircraft engine combustor using an additional premixed fuel nozzle, J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 135, No. 3, (2013), pp. 031502-031509.
- (3) Matsuura, K., Ohori. S., Yoshiura, Y., Kurosawa, Y., Yamada, H., Shimodaira, K., Hayashi, S., An attempt to visualize spray inside the premixing duct of a coaxial-staging lean burner at simulated full power conditions of modern/future high pressure ratio aero engines, Poster presentation, 12th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, ICLASS-2012 (2012).
- (4) Matsuura, K., Eguchi, T., Oide, S., Yamada, H., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Hayashi, S., Simultaneous Kerosene/OH LIF Visualization inside the Pre-mixing Duct and Combustion Chamber of a Lean Staged Aero-engine Combustor under Combustion Oscillations at Elevated Pressure and Temperature, AIAA 2015-4085 (2015).
- (5) Matsuura, K., Uesaka, S., Iwasaki, T., Kurosawa, Y., Yamada, H., Yamamoto, T., Hayashi, S., Visualization of pilot flame of an optically-accessible coaxially-staged aero-engine lean-burn fuel injector, Proc. 28th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, ILASS-Europe 2017, http://dx.doi.org/ 10.4995/ILASS2017.2017.4752 (2017).
- (6) 上坂峻也,江口貴広,松浦一哲,山本武,林茂,航空用希 薄ステージバーナの燃料分布及び排出ガス特性に及ぼすメ インノズル旋回翼と燃料噴射孔の周方向位置関係の影響, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 46, No. 2 (2018), pp. 153-161.
- (7) 鷲見成彬,久保周之,小酒英範,過渡運転時におけるディ ーゼルエンジン燃焼室内すす生成・酸化過程の可視化,第 20回内燃機関シンポジウム講演論文集,(2009), pp. 247-252.
- (8) 小酒英範, 鷲見成彬, 過渡運転におけるディーゼルエンジン燃焼室内火炎温度の画像計測, 電気学会論文誌 E, Vol. 131, No. 8 (2011), pp. 272-278.
- (9) Ranner, H., Tewari, P. K., Kofler, H., Lackner, M., Wintner, E., Agarwal, A. K., Laser cleaning of optical windows in internal combustion engines, Optical Engineering, Vol. 46, No. 10 (2007), 104301.
- (10) Dearden, G, Shenton, T., Laser ignited engines: progress, challenges and prospects, Optical Express, Vol. 21, No. S6 (2013), pp. A1113-A1125.
- (11) Griffiths, J., Lawrence, J., Laser cleaning of the output window in a laser ignition system for gas turbines, Proc. 31st International Congress on Applications of Lasers and Electro-Optics, ICALEO 2012, (2012), Paper #M803.
- (12) Okada, K., Ito, Y., Kim, W., Johzaki, T., Namba, S., Endo, T., Experiments on laser cleaning of sooted optical windows, 6th Laser Ignition Conference, LIC2018, (2018), Paper LIC1-3.
- (13) 下平一雄,山田秀志,牧野敦,山本武,林茂,高温高圧燃 焼試験設備の拡充整備, JAXA-RM-05-007.
- (14) 上坂峻也,大出駿作,江口貴広,松浦一哲,林茂,航空エ ンジン用希薄ステージングバーナの予混合管内可視化計測 における光屈折補正,第25回微粒化シンポジウム講演論文 集,(2016),58-61.

メタン/水素/空気予混合気の乱流燃焼速度の予測

Prediction of Turbulent Burning Velocity of CH₄/H₂/Air Premixed Gas

*武藤 昌也*1 長井 大顕*2 黒瀬 良一*2 赤松史光*3 井上慶*4 宮本健司*5 MUTO Masaya NAGAI Hiroaki KUROSE Ryoichi AKAMATSU Fumiteru INOUE Kei MIYAMOTO Kenji

ABSTRACT

Turbulent burning velocity, s_T , of hydrogen/methane/air mixture is numerically investigated by large-eddy simulation with flamelet generated manifold method of turbulent jet flow. Volume ratio of the hydrogen/methane in the mixture is varied from 0 to 0.6 for the ambient pressure range of 0.1 to 0.9 MPa. Equivalence ratio of the mixture is fixed to be unity. The results show that the ratio of s_T to laminar burning velocity s_L , s_T/s_L , increases as the volume content of hydrogen in the mixture or the ambient pressure increases. This is considered to be due to the facts that s_L decreases with increasing the ambient pressure, and the flame thickness decreases with increasing the ambient pressure and the volume content of hydrogen in the mixture.

キーワード:予混合火炎,乱流燃焼速度, ラージ・エディ・シミュレーション, FGM 法 **Key Words**: Premixed gas flame, Turbulent flame speed, Large-eddy simulation, Flamelet Generated Manifold method

1. 緒言

天然ガスは、2011年に発生した東日本大震災を原因と する福島第一原発の事故以降,発電用ガスタービン等で 需要が増大し、現在、発電電力量構成比の約4割を占め るようになっている(1). そのため、地球の温暖化問題に 関連して, 天然ガスの燃焼において発生する二酸化炭素 排出量の更なる抑制が求められている.近年,その解決 策の一つとして,水素を天然ガスに混合して燃やす燃焼 方式が注目されている.水素は、石油、石炭、および天 然ガスといった化石燃料やバイオマスから得られる可燃 性ガスの改質, 製鉄所や化学工場からの副生成物, さら には自然エネルギーを用いた水の電気分解など、様々な 製造法により得られるため(2),近年,その利用が積極的 に推し進められている(3). 天然ガス成分の約9割はメタ ンであるが(4)、これまでの研究により、水素をメタンに 混合することで, 燃焼速度の上昇, 可燃当量比の拡大, および希薄燃焼における火炎の安定性向上が図られるこ とが報告されている(5-7). しかしながら, それらの研究の 多くは低圧力条件(常圧^(8,9))か,低水素混合率条件(体

*1	名城大学
	〒468-8502 名古屋市天白区塩釜口1-501
	E-mail: mutom@meijo-u.ac.jp
*2	京都大学
	〒615-8540 京都市西京区京都大学桂
*3	大阪大学
	〒565-0871 吹田市山田丘2-1-1
*4	三菱重工業株式会社
	〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1
*5	三菱日立パワーシステムズ株式会社
	〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

積混合分率<20%^(6,10,11))に限られており、広範な圧力お よび水素混合率の条件下におけるメタン/水素/空気予混 合気の乱流燃焼特性は未だ明らかにされていない.その 理由としては、高圧条件に適用可能な実験設備の製造コ ストが大きいことや、水素混合率の増加に伴う燃焼速度 の上昇によりフラッシュバックの危険性が高まるため、 実験による検討が容易ではないことが挙げられる⁽¹²⁻¹⁴⁾.

そこで本研究では、乱流バーナ下流に形成されるメタン/水素/空気予混合気の乱流予混合燃焼場を対象にLarge Eddy Simulation (LES) を適用することにより、乱流燃焼 速度に及ぼす水素混合率と雰囲気圧力の影響を明らかに することを目的とする.

2. 数值計算手法

2.1 支配方程式

本研究における支配方程式は,以下に示す質量,運動 量,エンタルピ,混合分率,および反応進行変数の保存 式である⁽¹⁵⁻¹⁷⁾.

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{\rho} \widetilde{\boldsymbol{u}}) = 0, \tag{1}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{\rho} + \nabla \bar{\sigma} + \nabla \cdot \tau, \qquad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{h}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\bar{\rho}\tilde{h}\tilde{\boldsymbol{u}} \right) = \nabla \cdot \left(\bar{\rho}\tilde{D}_{h}\nabla \tilde{h} \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{q}_{h}, \tag{3}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Z}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\bar{\rho} \tilde{Z} \tilde{\boldsymbol{u}} \right) = \nabla \cdot \left(\bar{\rho} \tilde{D}_Z \nabla \tilde{Z} \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{q}_Z, \tag{4}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{c}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\bar{\rho}\tilde{C}\tilde{\boldsymbol{u}} \right) = \nabla \cdot \left(\bar{\rho}\tilde{D}_{C}\nabla\tilde{C} \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{q}_{C} + \tilde{\omega}_{C}.$$
(5)

ここで、 ρ は密度、uは速度ベクトル、pは圧力、hはエン タルピ,Zは混合分率,Cは反応進行変数 (progress variable), $\dot{\omega}_{c}$ はCの生成項である. なお,本計算ではC = $Y_{CO} + Y_{CO_2} + Y_{H_2O}$ と定義する.ここで、 Y_k は化学種kの質 量分率である. σは応力テンソル, τは応力テンソルの SGS 成分である. D_h , D_Z , および D_C はそれぞれエンタル ピ,混合分率,および反応進行変数の拡散係数であり, Lewis 数 (= α/D) を 1 と 仮定 して $\lambda/\rho c_p$ で 与える. ここ で,αは熱拡散率,λは熱伝導率,cpは定圧比熱である. q_h , q_Z , および q_C はそれぞれエンタルピ, 混合分率, お よび反応進行変数の SGS 成分である. - はフィルタ操作 を施した LES 用のグリッドスケール内における物理量 の平均値を、[~]は Favre 平均を意味する. SGS 項は Dynamic Smagorinsky model^(18,19)により計算する. なお, 本 LES において、 $\dot{\omega}_{c}$ 、および温度Tを求める際に必要な Y_kは、次節に示す燃焼モデルにより求める.

2.2 燃焼モデル

本研究では、燃焼モデルとして、多化学種の多段反応 を比較的低い計算負荷で考慮することが可能な Flamelet 法^(20,21)の一種である、Flamelet Generated Manifold (FGM) 法⁽²²⁾を用いる.FGM 法では、火炎片中の物理量がZおよ びCにより表すことができるという関係から、物理量を 予めZ - C空間にまとめた FGM ライブラリを作成し、Z およびCを参照パラメータとして化学種kの質量分率 Y_k および ω_c を抽出する.FGM ライブラリは、以下に示す一 次元断熱予混合火炎方程式から、様々な当量比下で得ら れた火炎データをZ - C空間に変換することで作成する.

$$\frac{\partial \rho s_{\rm L}}{\partial x} = 0,\tag{6}$$

$$\frac{\partial \rho s_{\rm L} Y_i}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{L e_i c_p} \frac{\partial Y_i}{\partial x} \right) = \dot{\omega}_C,\tag{7}$$

$$\frac{\partial \rho s_{\rm L}h}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{c_p} \sum_{i=1}^{N_s} \left(\frac{1}{Le_i} - 1 \right) h_i \frac{\partial Y_i}{\partial x} \right). \tag{8}$$

ここで, LeはLewis数, N_s は化学種数である.本一次元断 熱予混合火炎方程式の計算には, FlameMaster⁽²³⁾を用いる. また,化学反応メカニズムとして,GRI-Mech $3.0^{(24)}$ を用 いる.

2.3 解析対象および計算手法

本研究では、大阪大学燃焼工学研究室が所有する実験 室規模の予混合噴流バーナを解析対象とする.バーナの 概略および解析領域を図1に示す.以下ではバーナ出口 における一次管の中心を原点とし、噴流の主流方向をz, 半径方向をrとする.バーナ中心の直径 20mm の一次管 よりメタン/水素/空気予混合気を導入する.一次管の周 囲には一次管と軸を同じくする内径 22mm,外径 24mm のパイロット流路があり、パイロット流路からは予混合 火炎の助燃を目的とした水素/空気予混合気を量論比で 流入させる.また、バーナ出口から 40mm 上流には、乱 流格子を設置する.表1に、本研究で実施する計算条件 を示す. x_{CH4}, x_{H2}はそれぞれ燃料中のメタンおよび水



Fig. 1 Schematic diagrams of computational domain (right upper), burner nozzle (left), and perforated plate (right bottom).

Table 1: Calculation conditions.

Cases	p [MPa]	<i>x</i> _{CH4} [-]	<i>x</i> _{H2} [-]	Inlet flow rate [m ³ /s]
1	0.1	1	0	1.843×10 ⁻³
2	0.1	0.8	0.2	2.764×10-3
3	0.1	0.6	0.4	3.686×10-3
4	0.1	0.4	0.6	3.686×10-3
5	0.3	1	0	1.843×10 ⁻³
6	0.3	0.8	0.2	1.843×10 ⁻³
7	0.3	0.6	0.4	2.396×10-3
8	0.3	0.4	0.6	3.686×10-3
9	0.5	1	0	1.843×10 ⁻³
10	0.5	0.8	0	1.843×10 ⁻³
11	0.5	0.6	0.4	2.396×10-3
12	0.5	0.4	0.6	3.686×10-3
13	0.7	1	0	1.843×10 ⁻³
14	0.7	0.8	0.2	1.843×10 ⁻³
15	0.7	0.6	0.4	2.396×10-3
16	0.7	0.4	0.6	3.686×10 ⁻³
17	0.9	1	0	1.843×10 ⁻³
18	0.9	0.8	0.2	1.843×10 ⁻³
19	0.9	0.6	0.4	2.396×10-3

素の体積混合分率である. *p*, *x*_{CH4}, および*x*_{H2}を変化さ せた計 19 ケースの計算を実施する.

本 LES の時間進行アルゴリズムには有限体積法に基 づく SMAC 法を用いる.また,時間積分法には Euler 陰 解法を用いる.対流項の空間離散化法として,運動量輸 送方程式には二次精度中心差分法,エンタルピ,および スカラの各輸送方程式には二次精度風上差分法を用いる.

本計算には、非構造格子有限体積法コード FrontFlow/red (extended by CRIEPI, Kyoto Univ. and NuFD)⁽¹⁵⁻¹⁷⁾を用い、計 算にかかる CPU 時間は、京都大学のスーパーコンピュー タシステム CRAYXC40 を用いて 1 ケースあたり約 1 万 時間(火炎の発達に 5,000 ステップ、時間平均値の取得 に 5,000 ステップの計 10,000 ステップ, 340 コアの並列 計算でかかった実時間は約 30 時間)であった.

3. 結果および考察

3.11次元計算による層流燃焼速度s_Lの評価

図 2 に、雰囲気圧力p = 0.1MPaにおいて、水素の混合 率 x_{H_2} および当量比 ϕ を変化させたメタン/水素/空気の各 予混合気の層流燃焼速度 s_L を示す.図には、Hu *et al.*⁽²⁵⁾に よる実験値も併せて示す.図より、 x_{H_2} の増加に伴い、 s_L は増大し、その極大値を取る ϕ が高当量比側に移動する ことがわかる.また、計算値は、実験値と良く一致する ことも確認できる.図 3(a)、(b)に、 $\phi = 1.0$ において x_{H_2} およびpを変化させたメタン/水素/空気の各予混合気の s_L および火炎厚み δ_l を示す.図より、 s_L はpの増加に伴い 減少することがわかる.また、 δ_l は x_{H_2} およびpの増加に 伴い単調に減少することがわかる.

3.2 LES による乱流燃焼速度 s_Tの評価

初めに、対象とする流動場の妥当性の検証を行う.図 4 に、ケース5の流量条件下の非燃焼計算で得られた主 流方向平均流速wおよび主流方向流速の変動の RMS 値 w_{RMS} の半径方向分布を実験値と比較して示す⁽²⁶⁾.図より、 wおよび w_{RMS} の計算値はいずれの主流方向位置におい ても実験値と良く一致しており、本 LES は実験の流動場 を精度良く再現できていると言える.図5に、実験にお いて火炎の OH の分布を撮影した画像⁽²⁶⁾および LES か ら得られた OH の質量分率の等値面を可視化したものを 示す.図より、実験において OH が空間的に変動する様 子が、本 LES においても良く捉えられていることがわか る.

次に図 6(a)に、乱流燃焼速度 s_T の算出方法の概略を示 す. s_T の測定は、主流方向平均流速wおよび反応面の角 度 θ_T から、以下の計算式を用いて求める.

$$s_T = \overline{w} \sin \frac{\theta_T}{2} \tag{9}$$

ただし,反応面として,既往研究⁽²⁷⁾と同様にOHの平均分 布を用い,図 6(b)に示すように,反応面の上流側から*θ_T* を取得する.既往研究⁽²⁸⁾から,メタン/空気予混合気の乱 流燃焼に関して,

$$s_{\rm T}/s_{\rm L} \sim \left\{ \left(\frac{p}{p_0}\right) \left(\frac{w_{\rm RMS}}{s_{\rm L}}\right) \right\}^n$$
 (10)

の関係が成り立つことが報告されている.そこで,図7 に、ケース1,5,9,13,17の $s_T/s_L \varepsilon$ 、(p/p_0)(w_{RMS}/s_L)に対 してプロットしたものを、Shy *et al*.⁽²⁹⁾および Abdel-Gayed *et al*.⁽³⁰⁾による実験値と併せて示す.図より、計算値と実 験値が良く合うことが分かる、このことから、本 LES は、 メタン/空気予混合気の燃焼場を精度良く再現できてい ると言える.

3.3 水素混合率および雰囲気圧力が乱流燃焼速度 s_Tに 及ぼす影響

図 3.10 に、全ケースの $s_T/s_L \varepsilon$ 、 $(p/p_0)(w_{RMS}/s_L)$ に対してプロットしたものを示す。図より、 x_{H_2} およびpの増



Fig. 2 Predicted laminar burning velocity, s_L , versus equivalence ratio, ϕ , for various CH₄/H₂/air mixtures, together with experimental data⁽²⁵⁾ (*p*=0.1MPa).



Fig. 3 Predicted (a)laminar burning velocity, s_L , and (b)flame thickness, δ_l , versus ambient pressure, p, for various CH₄/H₂/air mixtures at ϕ =1.0.

加に伴い, s_{T}/s_{L} が単調に増大することがわかる.これは, δ_{l} が $x_{H_{2}}$ およびpの増加に伴い減少する挙動を示すことに 起因する(前述の図 3.3 参照).すなわち, δ_{l} が薄い場合, その反応帯は乱流の影響を受けやすく,凹凸すなわち表 面積が増加するため,その結果として s_{T}/s_{L} が増大するた



Fig. 4 Comparisons of radial distributions of time-averaged streamwise velocity, w, and RMS of streamwise velocity, w_{RMS} , at two streamwise locations between predicted values (LES) and experimental data⁽²⁶⁾ (cold flow).



Fig. 5 Comparison between PLIF OH image⁽²⁶⁾ and predicted iso-surface of OH mass fraction (at 0.001) ($x_{H2}=0$, $\phi=1.0$, p=0.3MPa).



Fig. 6 (a)Method for estimating turbulent burning velocity, $s_{\rm T}$ and (b)predicted time-averaged OH distribution and $\theta_{\rm T}$ ($x_{\rm H2}$ =0, ϕ =1.0, p=0.3MPa).



Fig. 7 Comparison of s_T/s_L between predicted values (LES) and experimental data^(29,30) (x_{H2} =0, ϕ =1.0).



Fig. 8 Predicted s_T/s_L versus $(p/p_0)(w_{RMS}/s_L)$ for verious CH₄/H₂/air mixtures at ϕ =1.0.



Fig. 9 Values *a* and *n* in equation (11) versus x_{H2} (ϕ =1.0).

め,その結果として s_{T}/s_{L} が増大すると考えられる⁽³¹⁾.また,既往研究⁽²⁸⁾と同様に, s_{T}/s_{L} を,

$$\frac{s_{\rm T}}{s_{\rm L}} = a \left\{ \left(\frac{p}{p_0}\right) \left(\frac{w_{\rm RMS}}{s_{\rm L}}\right) \right\}^n \tag{11}$$

によってモデル化すると,図 9(a)および(b)に示すように, 二つのパラメータ*a*および*n*は, $a = 2.2738x_{H_2} + 5.7049$, $n = 0.1323x_{H_2} + 0.3287$ で近似できることがわかる.

4. 結言

本研究では、乱流バーナ下流に形成されるメタン/水素 /空気予混合気の乱流燃焼場に対して LES を適用するこ とにより、乱流燃焼速度に及ぼす水素混合率(体積混合 分率 0~60%)と雰囲気圧力(0.1~0.9MPa)の影響を調べ た(当量比 1.0).得られた主な知見は以下の通りである.

- (1) 層流燃焼速度に対する乱流燃焼速度の比s_T/s_Lの値は、燃焼モデルとして FGM 法を用いた LES により 良好に予測可能である.
- (2) *s*_T/*s*_Lの値は,水素混合率および雰囲気圧力の増加に 伴い増大する.これは,*s*_Lが雰囲気圧力の増加に伴 い減少すること,および火炎暑みが雰囲気圧力と水

素混合率の増加に伴い減少することに起因する.

(3) s_T/s_L の値は,

$$\frac{s_{\rm T}}{s_{\rm L}} = a \left\{ \left(\frac{p}{p_0}\right) \left(\frac{w_{\rm RMS}}{s_{\rm L}}\right) \right\}^n$$

 $a = 2.2738x_{H_2} + 5.7049, n = 0.1323x_{H_2} + 0.3287$ によって近似可能である.

謝辞

本研究成果は、(独)新エネルギー・産業技術総合開発 機構(NEDO)の支援を受けて得られたものである.

- (1) 電気事業のデータベース(INFOBASE2016),電力事業連合 会, 2016.
- (2) 平成 25 年度第8回総合資源エネルギー調査会基本政策分 科会資料,経済産業省資源エネルギー庁,2013.
- (3) 水素社会構築技術開発事業基本計画.国立研究開発法人新 エネルギー・産業技 術総合開発機構,2016.
- (4) 国際石油開発帝石株式会社ホームページより, 2017. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- (5) V. Di. Sarli and A. Di. Benedetto. Laminar burning velocity of hydrogen-methane/air premixed flames. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 5, pp. 637-646, 2007.
- (6) F. Halter, C. Chauveau, and I. Gökalp. Characterization of the effects of hydrogen addition in premixed methane/air flames. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 13, pp. 2585-2592, 2007.
- (7) E. R. Hawkes and J. H. Chen. Direct numerical simulation of hydrogen-enriched lean premixed methane-air flames. Combustion and Flame, Vol. 138, No. 3, pp. 242-258, 2004.
- (8) H. Kido, M. Nakahara, J. Hashimoto, and D. Barat. Turbulent burning velocities of two-component fuel mixtures of methane, propane and hydrogen. JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, Vol. 45, No. 2, pp. 355-362, 2002.
- (9) S. P. R. Muppala, M. Nakahara, N. K. Aluri, H. Kido, J. X. Wen, and M. V. Papalexandris. Experimental and analytical investigation of the turbulent burning velocity of two-component fuel mixtures of hydrogen, methane and propane. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 34, No. 22, pp. 9258-9265, 2009.
- (10) F. Dinkelacker, B. Manickam, and S. P. R. Muppala. Modelling and simulation of lean premixed turbulent methane/hydrogen/air flames with an effective lewis number approach. Combustion and Flame, Vol. 158, No. 9, pp. 1742-1749, 2011.
- (11) F. Cammarota, A. Di. Benedetto, V. Di.Sarli, E. Salzano, and G. Russo. Combined effects of initial pressure and turbulence on explosions of hydrogen-enriched methane/air mixtures. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol. 22, No. 5, pp. 607-613, 2009.
- (12) C. Mayer, J. Sangl, T. Sattelmayer, T. Lachaux, and S. Bernero. Study on the operational window of a swirl stabilized syngas burner under atmospheric and high pressure conditions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 134, No. 3, p. 031506, 2012.
- (13) N. Peters. Turbulent combustion. Cambridge university press,

2000.

- (14) T. Kitano, T. Tsuji, R. Kurose, and S. Komori. Effect of pressure oscillations on flashback characteristics in a turbulent channel flow. Energy and Fuels, Vol. 29, No. 10, pp. 6815-6822, 2015.
- (15) H. Moriai, R. Kurose, H. Watanabe, Y. Yano, F. Akamatsu, and S. Komori. Large-eddy simulation of turbulent spray combustion in a subscale aircraft jet engine combustor-predictions of no and soot concentrations. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 135, No. 9, p. 091503, 2013.
- (16) S. Tachibana, K. Saito, T. Yamamoto, M. Makida, T. Kitano, and R. Kurose. Experimental and numerical investigation of thermoacoustic instability in a liquid-fuel aero-engine combustor at elevated pressure: Validity of large-eddy simulation of spray combustion. Combustion and Flame, Vol. 162, No. 6, pp. 2621-2637, 2015.
- (17) M. Muto, H. Watanabe, R. Kurose, S. Komori, S. Balusamy, S. Hochgreb. Large-eddy simulation of pulverized coal jet flame effect of oxygen concentration on NOx generation-. Fuel, Vol.142, pp.152-163, 2015.
- (18) M. Germano, U. Piomelli, P. Moin, and W. H. Cabot. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, Vol. 3, No. 7, pp. 1760-1765, 1991.
- (19) D. K. Lilly. A proposed modification of the germano subgridscale closure method. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, Vol. 4, No. 3, pp. 633-635, 1992.
- (20) Y. Hu, R. Kurose, Partially premixed flamelet in LES of acetone spray flames, Proceedings of The Combustion Institute, in press.
- (21) Y. Hu, R. Kurose, Nonpremixed and premixed flamelets LES of partially premixed spray flames using a two-phase transport equation of progress variable, Combustion and Flame, Vol. 188, pp. 227-242, 2018.
- (22) J. A. van Oijen and L. P. H. De Goey. Modelling of premixed laminar flames using flamelet-generated manifolds. Combustion Science and Technology, Vol. 161, No. 1, pp. 113-137, 2000.
- (23) H. Pitsch. Flamemaster v3.1: A c++ computer program for 0d combustion and 1d laminar flame calculations, 1998.
- (24) P. S. Gregory, M. G. David, F. Michael, W. M. Nigel, E. Boris, G. Mikhail, B. C. Thomas, K. H. Ronald, S. Soonho, W. C. Gardiner Jr., V. L. Vitali, and Q. Zhiwei. GRI-Mech3.0. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- (25) E. Hu, Z. Huang, J. He, C. Jin, and J. Zheng. Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane{hydrogen{air flames. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 34, No. 11, pp. 4876-4888, 2009.
- (26) I. Morimoto and H. Akamatsu. Private communication, 2016.
- (27) M. Zhang, J.Wang, Y. Xie, W. Jin, Z.Wei, Z. Huang, and H. Kobayashi. Flame front structure and burning velocity of turbulent premixed ch 4/h 2/air flames. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 38, No. 26, pp. 11421-11428, 2013.
- (28) H. Kobayashi, K. Seyama, H. Hagiwara, and Y. Ogami. Burning velocity correlation of methane/air turbulent premixed flames at high pressure and high temperature. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 30, No. 1, pp. 827-834, 2005.
- (29) S. S. Shy, W. J. Lin, and J. C. Wei. An experimental correlation of turbulent burning velocities for premixed turbulent methaneair combustion. In Proceedings of the Royal Society of London A, Vol. 456, pp. 1997{2019. The Royal Society, 2000.
- (30) R. G. Abdel-Gayed, K. J. Al-Khishali, and D. Bradley. Turbulent

burning velocities and flame straining in explosions. In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, Vol. 391, pp. 393-414. The Royal Society, 1984.

(31) 水谷幸夫. 燃焼工学(第3版). 森北出版, 2002.

B-9

アンモニア燃焼ガスタービンにおける低 NOx Rich-lean 燃焼器の 研究開発

R&D of Low NOx Rich-Lean Combustor for a Gas Turbine Firing Ammonia

*壹岐 典彦*1	倉田 修*1	井上 貴博*1	松沼 孝幸*1
IKI Norihiko	KURATA Osamu	INOUE Takahiro	MATSUNUMA Takayuki
辻村 拓*2	古谷 博秀*2	河野 雅人	*3 新井 啓介*3
TSUJIMURA Taku	FURUTANI Hiro	hide KAWANO Mas	ato ARAI Keisuke
Ekenechukwu Chijiok	te Okafor ^{*4}	早川 晃弘*4	小林 秀昭*4
Ekenechukwu Chijioke Okafor		HAYAKAWA Akihiro	KOBAYASHI Hideaki

ABSTRACT

For the practical application of a gas turbine power generation firing ammonia, it is necessary to downsize NOx removal unit by reduction of NOx emission. Therefore, development of a low NOx combustor is tried by remodeling the design of the combustor aiming for the rich lean combustion method. To reduce the air inflow into the primary combustion zone the holes on the side wall of the combustor liner is sealed except the cooling air. By reducing air inflow from the swirler, NO emission can be reduced. Inflow of cooling air into the primary combustion zone affects NO emission. NO is reduced to less than half with the cooling air. When cooling air is limited, NO emission can be reduced to 1/4 or less.

キーワード: ガスタービン,アンモニア燃焼,窒素酸化物,エネルギーキャリア,低 NOx 燃焼 Key Words: Gas Turbine, Ammonia Combustion, NOx, Energy Carrier, Low NOx Combustion

1. はじめに

アンモニアは化学工業における基本的な化学物質であ り、大量に流通しているが、しばらくの間燃料として認 識されていなかった。再生可能エネルギーの大量導入に 備えて水素社会に関心が高まる中、水素キャリアとして のアンモニアが注目され、燃料として使用することに関 心が向けられるようになってきている。

アンモニアは、液化ガスとして LPG と同様の取り扱い 可能であるが、発熱量が低く、蒸発潜熱が大きい。アン モニアは着火・保炎が難しい燃料であるが、CO2 フリー で煤も発生しない。また、毒物及び劇物取締法で規定さ れる有害物質である。

水素キャリアとしての特長は、化学工業の原料として 大量に貯蔵・輸送しており、大量貯蔵・大量輸送技術が 確立していること、水素キャリアとして利用するには、 水素からのアンモニア製造技術、アンモニア利用技術の

*1	(国研)産業技術総合研究所
	〒305-8564 つくば市並木1-2-1
*2	(国研)産業技術総合研究所

- 〒963-0298 郡山市待池台2-2-9 *3 (株)トヨタエナジーソリューションズ 〒471-8573 豊田市元町1番地
- *4 東北大学流体科学研究所 〒980-8577 仙台市青葉区片平2-1-1

開発を進めればよいことが特長になる。さらにアンモニ アの利用法としては、他の水素キャリアと同様に転換し て水素として利用する他に、カーボンフリーの燃料とし て直接利用できる特長がある。内閣府戦略的イノベーシ ョン創造プログラム(SIP)のエネルギーキャリアの課題 では,アンモニア直接燃焼に取り組んでいる。その中で, 産総研は発電プラントの可能性を示すためアンモニア直 接燃焼ガスタービンの実証試験を東北大学と行ってきた。 灯油-アンモニア混焼、メタン-アンモニア混焼、アン モニア専焼での発電に成功し,排出 NOx も環境基準をク リアできることを示してきた^{(1)~(4)}。ただし,脱硝装置を 用いない場合には、16%O2換算で1100ppmを超える NOx 排出となるため、脱硝装置の大型化は避けがたい。そこ で実用化のためには、低 NOx 燃焼器の開発が重要と考え られたため、燃焼器テストリグの整備を進め、産総研、 東北大学、トヨタエネジーソリューションズは低 NOx 燃焼器の開発に着手した。本稿では、まずこれまでのガ スタービン試験結果を簡単にまとめ、適用を図ったリッ チ・リーン燃焼方式の結果を報告する。

2. ガスタービンのアンモニア燃焼試験結果

アンモニア燃焼ガスタービンは、トヨタタービンアン

ドシステム(現トヨタエネジーソリューションズ)製の 50kWマイクロガスタービン(Table 1参照)を改造した もので,灯油燃料のシステムにガス燃料噴射弁を追加し て,バイフューエルで使用できる。

改造したガスタービンは灯油で起動した後,徐々にガ ス燃料に切り替え,メタン-アンモニアを自由な比率で 供給できるが,安定な燃焼状態となる範囲などにより, 運転範囲が限定される。アンモニア専焼の場合は図1に 示すように,発電出力が低い場合に未燃アンモニアが多 く発生してしまう。一方,発電出力が高い場合にはター ビン出口温度が高くなり,再生熱交換器の保全のために 制約がある。さらに回転数が高い場合は,発電機,イン バータなど電気関連で制約を受けやすい。

メタン-アンモニア混焼の場合,アンモニア専焼に比 べて,未燃アンモニアが発生しにくく,運転範囲を拡げ る効果があるが,NO 排出量はアンモニア割合に対して 山なりのピークを持っており,アンモニア専焼よりも NO 排出が多い条件がある。ピーク近辺ではアンモニア の割ワイを変えても NO の排出はあまり変化しない。一 方,NO2はほぼ一定で有り,N2Oはアンモニアの割合が 高いところで急速に増大し,さらにアンモニアの割合が 高いところで急速に増大し,さらにアンモニア専焼に近 づくと未燃娃もニアが発生する。ただし,発電量を上げ ていくと,N2O も未燃アンモニアも発生しにくくなる。 NOx のうち NO が 9割以上を占めており,NO により NOx の傾向を判断できる。

Table 1	ベースと	した	ガスター	ビン	ンの仕様(1)
---------	------	----	------	----	---------

製造メーカー	トヨタタービンアンドシステム
モデル名	TCP50RA
サイクル方式	再生サイクル
軸数	1 軸
圧縮機	遠心圧縮1段
タービン	ラジアルタービン1段
定格回転数	80,000rpm
定格出力	50kW
燃料	灯油
燃焼器	単缶, 拡散燃焼方式

3. 試験装置

燃焼器テストリグは⁽⁴⁾,ガスタービンと同じ再生熱交 換器を組み込んでおり、マイクロガスタービンと同様の 条件で燃焼試験が行えるようになっている。タービンで はなく、オリフィスにより燃焼器出口圧を高めているた め、燃焼ガス流量により圧力が変化する。本報では空気 流量はガスタービン 75,000rpm 相当の 1256Nm3/h 一定で 行った。アンモニアの最大流量が 1000NL/min であり、 メタンとの混焼も行うため、燃料の供給量を低位発熱量 LHV で評価して比較した。燃焼ガスの分析は FTIR(A&D BOB-2000FT)を用いたが、酸素濃度の計測は、NDIR

(Dr. Foedisch Umweltmesstechnik AG 製, MCA10) 付属の
 O2 濃度計(ジルコニア式, 0~25%, 検出器温度 700℃,

195℃加熱導管使用)を用いた。



Fig. 1 Operation Range of Micro Gas Turbine Firing Ammonia⁽²⁾



4. リッチ・リーン燃焼

アンモニア燃料がややリッチな条件では NOx 排出量 を低く抑えながら、未燃アンモニアも発生しないことが 確認されており、その後未燃物として残った水素を燃焼 させることで、Fig.3(a)のように全体として NOx 発生を 抑えられる可能性がある。本アンモニア燃焼ガスタービ ンの燃焼器に適用する場合,(b)のように燃焼器出口近く の希釈孔から供給される空気を2次燃焼空気とすること で,既燃ガスの再循環流による保炎は維持しつつ,一次 燃焼領域と二次燃焼領域を分けることができ、体積の大 きな一次燃焼領域でアンモニアを十分に分解できる可能 性が高まる。しかし、燃焼器ライナーには空冷や燃焼改 善のために様々な空気孔があり、それらが一次燃焼領域 の当量比を最適に保つ上で問題となる。そこで(c)の改造 を試みた。一次燃焼領域に入る空気流量を減らすため, ①ライナー側面の燃焼空気孔を塞ぐ, ②スワラーの流路 面積を減らす, ③二次燃焼用空気孔を追加し, 面積を増 やす、④一次燃焼領域の燃焼器ライナーの内側にスリー ブを入れて冷却用空気が一次燃焼領域に流入しにくくす

る、これらの対策を試した。対策①を行っただけでは一 が、果を確認できなかったため、対策①は全ての改造で 行った上で、②~④の効果を調べた。また、一次燃焼領 域に入る燃焼用空気流量が減ると、再循環流が弱まるこ とが想定されるため、アンモニアガスの噴射方向を外向 きに変更した。NOx の低減効果について、約9割を占め る NO を用いて評価した。





(b) Rich-Lean combustion for a Gas Turbine Combustor

Injection direction



(b) remodeling points Fig. 3 Rich-lean combustor

スワラーの流路面積を1/2にした場合の結果をFig.4に 示す。テストリグのアンモニア供給量を超えるため、メ タンーアンモニア混焼となるため、ばらつきがある。 40kW以上の発電に当たる発熱量230kW以上に燃料流量 を増やしていくと、元の燃焼器(Step 0 とする)に対し て、半分以下になる領域が見られる。一次燃焼領域に供 給される空気対して、燃料流量が増えての当量比がリッ チ・リーン燃焼に適切な範囲になることで NO の排出量 が低下していくが、燃料流量が多すぎると、一次燃焼領 域から未燃アンモニアが二次燃焼領域に到達し,NO 排 出量が再び増加していくものと解釈できる。



Fig. 4 Effect of Sealed Holes and Area of Swirler







Fig. 6 Effect of Sleeve

一方,スワラーの流路面積を減少する代わりに二次燃 焼用空気孔の面積を増やした場合の結果を Fig.5 に示す。 スワラー流路面積を増やした場合と同様に NO が低下す る領域が見られる。二次燃焼用空気孔の面積を増やして いくと, NO が低下する発熱量の範囲が低い方にシフト する。NO の最低値は 400ppm 程度である。

スリーブを挿入した場合を Fig.6 に示す。NO の最低値 が 300ppm 以下になり,元の 1/4 以下となった。このこ とから,冷却用空気の混入が NO 低下に障害となってい る可能性が高い。また,スリーブは高温のため,短時間 で破損した。一次燃焼領域の冷却が実用化に向けての課 題である。これらの変更点を反映して設計した燃焼器を マイクロガスタービンに搭載して発電試験を行った結果, NO 排出濃度を約 1/5 の 222ppm (16%O2 換算) となり, NOx 排出濃度を低く抑えられることが確認できた⁽⁵⁾。

5. まとめ

アンモニア直接燃焼ガスタービン用にリッチ・リーン 燃焼方式を用いた低 NOx 燃焼器の開発に取り組んだ。そ の結果以下のことがわかった。

- (1) 燃焼器ライナー側面からの一次燃焼領域への空気流入を冷却用空気に限定した上で、スワラーからの空気の流入量を調整することにより、NOの低減効果が見られる。
- (2) 冷却用空気の一次燃焼領域への流入は NO 低減効果 の大きさに影響を与える。
- (3) 冷却用空気が一次燃焼領域に流入したままの状態で NOが半分以下,冷却用空気の流入を制限すると1/4 以下に低減できる。

謝辞

本研究(の一部)は、内閣府総合科学技術・イノベー ション会議の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP)「エネルギーキャリア」(管理法人:JST)によっ て実施されました。試験の実施にあたり、岡田孝氏、井 村公二氏、小宮孝司氏、片岡照貴氏はじめ多くの方々の 協力を得ました。ここに記して謝意を表します。

- (1) 壹岐典彦,倉田修,松沼孝幸,井上貴博,辻村拓,古谷博 秀,小林秀昭,早川晃弘,第44回日本ガスタービン学会 定期講演会(酒田)講演論文集,(2018), pp. 259-264.
- O. Kurata, N. Iki, T. Matsunuma, T. Inoue, T. Tsujimura, H. Furutani, H. Kobayashi, A. Hayakawa, Proc. Combust. Inst., 36 (2017), pp. 3351–3359.
- (3) N. Iki, O. Kurata, T. Matsunuma, T. Inoue, T. Tsujimura, H. Furutani, H. Kobayashi, A. Hayakawa, ASME Paper, GT-2018-75993 (2018), pp. 1–9.
- (4) 倉田修, 壹岐典彦, 井上貴博, 松沼孝幸, 辻村拓, 古谷博 秀, 小林秀昭, 早川晃弘, 第 45 回日本ガスタービン学会 定期講演会(松山)講演論文集, (2018), pp. 147-152.
- (5) O. Kurata, N. Iki, T. Inoue, T. Matsunuma, T. Tsujimura, H. Furutani, M. Kawano, K. Arai, E. C. Okafor, A. Hayakawa, H. Kobayashi, Proc. ACGT 2018 Morioka, ACGT 2018-TS81 (2018), pp. 1–5.

サイクル計算による アンモニア天然ガス混焼ガスタービンの性能予測

Performance Prediction by Cycle simulation for Gas Turbine Co-firing Ammonia and Natural gas

*伊藤 慎太朗*1 内田 正宏*1 大西 正悟*1 ITO Shintaro UCHIDA Masahiro ONISHI Shogo

藤森 俊郎^{*2} FUJIMORI Toshiro 小林 秀昭*3 KOBAYASHI Hideaki

B-10

ABSTRACT

Performances of NH_3 / natural gas co-fired gas turbine have been studied by simplified cycle simulations. Simulation results show that total fuel mass flow rate and generator-end efficiency of gas turbine increase with increasing NH₃ mixing ratio. It is also found that these effects are weakened with increasing NO conversion ratio. The results are compared with experimental results of engine tests, showing qualitatively same trends. Furthermore, results of the engine tests show that NO conversion ratio decreases with increasing NH₃ mixing ratio. Therefore, NO conversion ratio has a strong influence on the engine performance for low NH₃ mixing ratio.

キーワード:ガスタービン、アンモニア、天然ガス、サイクルシミュレーション、効率 Key Words: Gas Turbine, Ammonia, Natural gas, Cycle simulation, Efficiency

1. はじめに

発電用ガスタービンから排出される二酸化炭素削減の ため,アンモニアの燃料としての利用が注目されている. 一方で,アンモニアは燃焼速度がメタンの約 1/5 であり ⁽¹⁾,低位発熱量が 18.6MJ/kg とメタンの約半分であり, 断熱火炎温度は200℃~400℃低い.また,分子中に窒素 原子を持つため, Fuel-NOx を生成する一方で, NOx の還 元作用も有するなど、複雑な反応メカニズムを有してい る⁽²⁾⁽³⁾.以上のような特徴から、アンモニアに適した燃 焼技術の開発が盛んに行われている(4)(5).

本研究は、天然ガス焚きガスタービンの燃料として部 分的にアンモニアを利用することを目的としている.こ れまでに、ガスタービンで一般的に用いられるスワール バーナにおけるアンモニアの燃焼特性把握,低 NOx 燃焼 技術について研究開発を行ってきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾.一方で、ア ンモニアを燃料として用いることによるエンジン自体の 性能変化については知見が不足している. そこで, サイ

(株) IHI 技術開発本部 *1

*2 (株) IHI 産業システム・汎用機械事業領域 事業開発部 横浜市磯子区新中原町1番地 $\mp 235-8501$

クルシミュレーションにより,アンモニアをガスタービ ン燃料として使用した場合の性能変化を評価した.サイ クルシミュレーションモデルについては、エンジンによ る実証試験の結果と比較することにより検証を行った.

2. サイクル計算および試験方法

2.1 サイクル計算モデル

サイクルシミュレーションには, 商用のプロセスシミ ュレータである Aspen HYSYS v9 を用いた. 図1に構築 したガスタービンのサイクル計算モデルを示す.本モデ ルは, 発電出力 2MW のシンプルサイクルガスタービン とし、廃熱回収ボイラや脱硝装置は設けていない. エン ジン本体は、圧縮機、燃焼器、タービンの3要素から構 成される簡易モデルとした. モデル簡略化のため, 圧縮 空気の抽気、シャフト・タービンの冷却、各部での圧力 損失については考慮していない. 圧縮機およびタービン の断熱効率は、条件によらず一定とした. 燃焼器には、 ガス状態のメタンおよびアンモニアを供給し、燃料の総 投入熱量に対するアンモニアの投入熱量の比をアンモニ ア混焼率とし以下のように定義した.

NH_3 mixing ratio =

NH₃heat input $100 \times \frac{1}{NH_3heat input + CH_4heat input}$ (1)

^{₹235-8501} 横浜市磯子区新中原町1番地

東北大学 流体科学研究所 *3 〒980-8577 仙台市青葉区片平2-1-1



燃焼器におけるメタンおよびアンモニアの反応として, 以下に示す3つの総括反応を考慮した.

 $\begin{array}{ll} CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 803 kJ/mol & (R1) \\ NH_3 + 0.75O_2 \rightarrow 0.5N_2 + 1.5H_2O + 318 kJ/mol & (R2) \end{array}$

NH₃ + 1.250₂ → N0 + 1.5H₂0 + 226kJ/mol (R3) 反応式(R1), (R2)はメタン, アンモニアの完全燃焼反 応であり,反応式(R3)はアンモニアからの NO 生成反応 である.表1に反応式(R1)~(R3)の反応率を示す.メタ ンは全量が完全燃焼するとした.アンモニアは一部が NO に変換されるとし,反応式(R3)の反応率を NO 転換率 C_{NO} と定義した.

Table 1 Reaction rate of Methane and Ammonia

	CH_4	NH ₃
Reaction rate of R1 [%]	100	0
Reaction rate of R2 [%]	0	100 - C _{NO}
Reaction rate of R3 [%]	0	C_{NO}
SUM	100	100

発電出力,発電端効率は以下のように定義した.なお, 発電機効率は0.95 で一定とした.

Generator output =

 $0.95 \times (Turbine \ output - Compressor \ energy)$ (2) Generator- end efficiency =

 $100 \times \frac{Generator \ output}{NH_3 heat \ input + CH_4 heat \ input}$ (3)

計算条件を表2に示す.NO転換率,アンモニア混焼 率をパラメタとし,発電出力2MWにおけるエンジン性 能にこれらパラメタが与える影響を調査した.

Table 2	Calculation	condition
---------	-------------	-----------

Air flow rate [kg/s]	9.5
Total fuel flow rate [kg/s]	Calculated
NH3 mixing ratio [%]	0~100
Turbine inlet temperature [$^{\circ}$ C]	Calculated
Turbine outlet temperature [$^{\circ}$ C]	Calculated
NO conversion ratio [%]	0, 5, 10

2.2 エンジン試験方法

発電実証試験には図2に示す IHI 製の2MW 級ガスタ ービンである IM270⁽¹⁰⁾を使用した.エンジンは、タービ ンの排熱回収を行わないシンプルサイクル形態とした、 燃焼器を除き、ガスタービン本体の構成部品は量産形態 から変更していない.燃焼器はアンモニア混焼用に開発 したものを使用した.燃料には、都市ガス13A⁽¹¹⁾とアン モニアを用いた.都市ガスは、ガスコンプレッサで昇圧 して供給した.アンモニアは図3に示す供給装置におい て、液状態で加圧、その後に温水気化器で気化してガス タービンに供給した.



Fig. 2 IM270 gas turbine



Fig. 3 NH3 supply unit

3. サイクル計算およびエンジン試験結果

3.1 サイクル計算結果

図4にNO転換率が0%の場合の、アンモニア混焼率とメ タン、アンモニアの質量流量、燃料の総投入熱量、の関 係を示す.アンモニア混焼率が増加するのに伴い、メタ ン流量は低下する.メタンの減少量に対しアンモニアの 増加量のほうが大きく、メタン・アンモニアの総質量流 量は、アンモニア混焼率に対し単調増加する.一方、燃 料の総投入発熱量は、アンモニア混焼率増加とともに単 調に減少する.このような変化が現れるのは、アンモニ



Fig. 4 Effect of NH₃ mixing ratio on mass flow rate of fuel and total fuel heat input (C_{NO} =0%)



Fig. 5 Effect of NH₃ mixing ratio on generator-end efficiency and CO₂ concentration at turbine outlet (C_{NO} =0%)

アの低位発熱量(LHV)がメタンの約37%と非常に低い ことが原因だと考えられる.アンモニアを供給すると総 燃料流量が増加し、タービンを通過する全ガス流量も増 加する.このためタービンの仕事量が増加することにな り、結果として投入する燃料の熱量が少ない状態でバラ ンスする.この変化は燃料供給動力の一部がタービンで 回収されることを示しており、アンモニアのようなLHV が小さい燃料で影響が顕著になると考えられる.

図5に、アンモニア混焼率と発電端効率およびタービン出口におけるCO2濃度の関係を示す.アンモニア混焼率に対し発電端効率は単調に増加することがわかる.これは、前述の燃料の総投入熱量が低下する効果によるものである.一方、CO2濃度は、アンモニア混焼率に対し単調に減少し、アンモニア混焼によるCO2削減効果を示している.

アンモニアから NO が生成された場合の影響について 検討するため、NO 転換率が 5,10%の場合について計算 した.図 6,7に、*C_{NO}*=5,10%の場合における、アンモニ ア混焼率と燃料の総質量流量の変化および発電端効率の 変化を示す.ここで、燃料の総質量流量および発電端効 率の変化は、*C_{NO}*=0%の場合の値を引いた差分で示した. アンモニア混焼率が増加するほど燃料の総質量流量は増 加し、NO 転換率が高いほど燃料の総質量流量は増加す る傾向にあることがわかる.これは、式(R2)、(R3)より、



Fig. 6 Effects of NH₃ mixing ratio and NO conversion ratio on difference of total fuel mass flow rate



Fig. 7 Effects of NH3 mixing ratio and NO concentration on difference of generator-end efficiency

アンモニアから NO が生成される場合,最終生成物であ る N₂を生成する場合に比べ,発熱量が低下するためであ り,システムのバランスを維持するためにより多くの燃 料が必要となる.発電端効率については,アンモニア混 焼率が高く,NO 転換率が高いほど低下する傾向にある. この結果は,アンモニア混焼により天然ガス専焼時より も発電端効率が低下する可能性を示しており,低 NOx 燃焼技術が重要となることを示している.

3.2 エンジン試験結果

エンジン試験では、都市ガス専焼で 2MW 発電状態に 到達後、アンモニア投入量を増加させ、アンモニア混焼 率 20%までの性能計測を行った.図8に、アンモニア混 焼率と発電出力および燃料の総質量流量の関係を示す. 図4との比較から、アンモニア混焼率が増加すると燃料 の総質量流量が増加する傾向が一致していることが確認 できる.

図9に、エンジンにおけるアンモニア混焼率とNO転 換率および発電端効率の関係を示す.試験ではNO転換 率はアンモニア混焼率に対し一定ではなく、混焼率増加 により低下し2%に漸近していく変化を示している.発 電端効率は、アンモニア混焼率5%で極小となり、その 後アンモニア混焼率増加に伴い増加する.これらの傾向 とサイクル計算結果の比較から、アンモニア混焼率が5% では、NO転換率が高く、NO生成の影響が大きい.一方 で、アンモニア混焼率5%以上では、NO転換率が低いた め、燃料流量増加に伴う発電端効率増加の影響が大きい と考えられる.

以上のように, エンジン試験結果は, 定性的には NO 転換率を考慮したサイクル計算結果と一致している. ア ンモニア混焼による NO 生成および燃料流量増加の効果 は, エンジン性能に大きく影響するため, エンジン性能 の正確な予測には, これらを考慮する必要があることが 示された. さらに, 大量の NOx 生成は, 脱硝装置の大型 化, 脱硝用還元剤の流量増加等の設備および運用コスト の増大にもつながるため, 低 NOx 燃焼技術の開発が非常 に重要である.

4. まとめ

NO 転換率を考慮したアンモニア・天然ガス混焼ガス タービンのサイクルシミュレーションおよびエンジンを 用いた発電実証試験を行い以下の知見を得た.

- (1) アンモニアの LHV はメタンに比べ低いため、アン モニア混焼率が増加すると、燃料の総質量流量は増 加するが、総投入熱量は低下し、発電端効率が増加 する。
- (2) NO 転換率が高いほど,燃料の総質量流量は増加し, 発電端効率は低下する.
- (3) 実機エンジン試験では、アンモニア混焼率が増加す ると NO 転換率が低下する.このためアンモニア混 焼率が低い条件で NO 生成の影響が顕著である.



Fig. 8 Effect of NH3 mixing ratio on generator output and total fuel mass flow rate in engine test



Fig. 9 Effect of NH3 mixing ratio on NO conversion ratio and generator-end efficiency in engine test

(4) サイクル計算結果とエンジン試験結果は定性的に一致しており、NO 転換率を考慮したサイクル計算は アンモニア・天然ガス混焼ガスタービンの性能予測 に有効である.

謝辞

本研究は、内閣府総合科学技術・イノベーション会議 の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) 「エネル ギーキャリア」(管理法人:JST) によって実施されまし た.

- Hayakawa A., Goto T., Mimoto R., Arakawa Y., Kudo T., Kobayashi H., Laminar Burning Velocity and Markstein Length of Ammonia/Air Premixed Flames at Various Pressures., Fuel, 159 (2015), pp. 98-106.
- (2) Hayakawa A., Goto T., Mimoto R., Kudo T., Kobayashi H., NO formation/reduction mechanisms of ammonia/air premixed flames at various equivalence ratios and pressures, Mechanical Engineering Journal, Vol. 2 Issue 1(2015), pp.14-00402.
- (3) M. Tayyeb Javed, Naseem Irfan, B.M. Gibbs, Control of combustion-generated nitorogen oxides by selective non-catalytic reduction, J. of Environmental Management, No. 83 (2007), pp.251-289.
- (4) Iki, N., Kurata, O., Matsunuma, T., Inoue, T., Suzuki, M., Tsujimura, T. and Furutani, H., Micro Gas Turbine Firing

Kerosene and Ammonia, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43689 (2015).

- (5) Kurata, O., Iki, N., Matsunuma, T., Inoue. T., Tsujimura, T., Furutani, H., Kobayashi, H., Hayakawa, A., Performances and emission characteristics of NH₃-air and NH₃-CH₄-air combustion gas-turbine power generations, Proceedings of the Combustion Institute, vol. 36 (2017), pp.3351-3359.
- (6) 伊藤 慎太朗, 加藤 壮一郎, 斎藤 司, 藤森 俊郎, 小林 秀昭, スワールバーナにおけるアンモニア・都市 ガス混焼の基礎特性, 第53回燃焼シンポジウム前刷集, A323(2015)
- (7) 伊藤 慎太朗, 加藤 壮一郎, 斎藤 司, 藤森 俊郎, 小林 秀昭, アンモニア・天然ガス混焼ガスタービン燃焼器技術の開発, 第 54 回燃焼シンポジウム前刷集, A332(2016)
- (8) 内田 正宏, 伊藤 慎太朗, 加藤 壮一郎, 斎藤 司, 藤森 俊郎, 詳細反応機構を使用したアンモニア/メタン混焼挙動の Large-Eddy-Simulation, 第 54 回燃焼シンポジウム前刷集, C333(2016)
- (9) 大西 正悟, 伊藤 慎太朗, 内田 正宏, 斎藤 司, 藤森 俊郎, アンモニア・天然ガス混焼 ガスタービン燃焼器技術の開発 第二報 低 NOx 燃焼方法の実験的検討-,第 55 回燃焼シ ンポジウム前刷集, D232(2017).
- (10) 株式会社 IHI IM270 シリーズ
 < http://www.ihi.co.jp/powersystems/lineup/IM270/i/ im270.pdf>
 (参照日 2018 年 8 月 13 日)
- (11) 東京瓦斯 都市ガスの種類・熱量・圧力・成分http://home.tokyo-gas.co.jp/gas/userguide/shurui.html

B-12

3 ton 溶解にて CaO 脱硫した Ni 基単結晶超合金 TMS-1700 のクリープおよび酸化特性

Creep and Oxidation Properties of Ni-base Single Crystal Superalloy, TMS-1700, Cast from Ingot Melted in Industrial Scale of 3 Tons and CaO-desulfurized

*横川忠晴*1	原田広史*1	川岸京子*1
YOKOKAWA Tadaharu	HARADA Hiroshi	KAWAGISHI Kyoko
大沢真人*1	高田裕治*1	湯山道也*1
OSAWA Makoto	TAKATA Yuji	YUYAMA Michinari
小林敏治*1	杉山拓弥 ^{*2}	鈴木進補*2
KOBAYASHI Toshiharu	SUGIYAMA Takuya	SUZUKI Shinsuke

ABSTRACT

We have successfully demonstrated our direct and complete recycling method with using scrapped superalloy turbine blades up to 20 kg class ingot melting. In this study, in order to confirm the applicability of our recycling method to industrial scale ingot making, 3 tons of Ni-base superalloy, TMS-1700, was melted and desulfurized by the addition of CaO granules. By using the single crystal bars cast from the recycled ingot, the creep tests under 800 °C-1100 °C /137 MPa-735 MPa, and the cyclic oxidation test were carried out. It became clear that the creep strength are equivalent and the oxidation resistance is better than those of the original genuine material. The results successfully demonstrated that our recycling method can be scaled up into practical use.

キーワード: Ni 基単結晶合金、リサイクル、商用規模、クリープ、耐酸化性 **Key Words:** Ni-base Single crystal superalloys, Recycle, Industrial scale, Creep, Oxidation resistance

1. はじめに

Ni 基単結晶超合金は、クリープ強度、耐蝕性、耐酸化 性に優れ、ジェットエンジンの高圧タービン翼材料とし て使用されている。さらに近年では発電用ガスタービン でも採用されるに至っている。しかし、最近の第4世代 以後の高性能単結晶超合金は W、Ta、Re、Ru など比較 的高価な元素をより多く含むため、材料コストが上昇傾 向にあり、使用範囲は限定的である。著者らは第4~6 世代高性能 Ni 基単結晶超合金^{1~3)}の実用化促進を目指し、 JST/ALCA (先端的低炭素化技術開発: Advanced Low Carbon Technology Research and Development Program)「超 合金タービン翼の直接完全リサイクル法の開発 (JPMJAL1302)」⁴⁾プロジェクトを行っている。本プロ ジェクトでは使用済みタービン翼を直接再溶解する新し いリサイクル手法により、実質材料コストを4分の1に 低減しつつ、希少元素の安定供給を同時に実現する技術 の確立を目指している。現在、Ni 基超合金製の廃棄ター ビン翼を用いて、20 kg インゴットレベルまでのリサイ クル実験に成功している。今回は、本技術の大規模イン ゴット作製への適用可能性を検証することを目的とした。

2. 実験

2-1. 溶解、脱硫、インゴット作製

本研究を行うにあたって、TMS-1700 (MGA1700)合金⁵⁾ (以後、TMS-1700) を原材料溶解し、廃棄材を模擬する ため意図的に S を添加したのち、脱硫実験を行うことと した。Table 1 に TMS-1700 の公称組成(wt.%)を示す。以 後、組成は wt.% (S のみ ppm)で表記する。

まず、最大溶解量 6 ton の低周波誘導炉を用い、MgO る つぼにより 3 ton の TMS-1700 を溶湯温度 1500 ℃で溶解 した。炉前分析によって溶湯が公称組成に到達したこと を確認したのち、廃棄材を模擬するため、S 濃度が 25 ppm 程度になるよう意図的に FeS を添加した。ついで、脱硫 を行うため、顆粒状 CaO を 15 kg 添加した。脱硫反応を 促進するため、溶湯温度を CaO 添加直後に 1600 ℃まで 昇温した。その後、脱硫の進捗状況を把握するため炉前

^{*1} 物質·材料研究機構

^{〒305-0047} つくば市千現1-2-1

^{*2} 早稲田大学 理工学術院 基幹理工学研究科 機械科学専攻 〒169-8555 新宿区大久保3-4-1

Table 1. Nominal composition of TMS-1700. Chemical compositions of molten material and cast ingot are also shown (wt.% except S).

	Co	Cr	Мо	W	Al	Та	Hf	Si	S (ppm)
Nominal	0	9.00	0.60	7.60	5.40	10.00	0.10	0.04	-
11h after S addition	0	8.98	0.59	7.58	5.30	10.18	0.07	0.04	23
(2)1h after CaO addition	0	8.40	0.60	7.69	5.21	10.33	0.09	0.04	2
3Cast ingot	0	9.17	0.60	7.52	5.41	9.93	0.08	0.0.4	2

分析を適宜、実施した。Fig. 1 に溶解、脱硫およびイン ゴット鋳造までの合金中のS濃度変化を示す。図中の〇 プロットは、炉前分析を実行した時点を示す。S 濃度は CaO 投入後、30 min. で 23 ppm から 3 ppm 程度まで減少 し、60 min. 以後は、2 ppm に下げ止まった。CaO による 脱硫反応過程⁶ではAl₂O₃が生成され溶湯中のAl濃度が 低下するなど、成分変動が生じるため、出湯までに溶湯 の成分調整が必要になる。また、溶湯の成分調整にあた って TMS-1700 の公称組成に近づけることおよび、物材 機構開発の合金設計プログラム ⁷⁾を用いたクリープ強度 予測により、合金組成のクリープ強度への影響が最小限 になる様、留意した。溶湯の成分調整後、インゴット鋳 型に分鋳し、複数のインゴットを作製した。Table 1 下段 に各過程における合金組成を併記した。なお、大型溶解、 CaO 脱硫過程において溶湯表面のドロス(ノロ)目視量 は、CaO 添加前で 5%程度、出湯直前で 10%程度であり、 通常の溶解プロセスと大差なかった。また、炉内やイン ゴット鋳造時のタンディッシュ(出湯通路)には CaOの 残留は確認されなかった。



Fig. 1 Sulfur content in CaO desulfurization process.

2-2. 作製インゴットの評価

大型溶解、CaO 脱硫によって作製されたインゴットを 評価するため、純正インゴットおよび本研究で得られた インゴットを用いて単結晶丸棒を鋳造し、クリープ強度 と耐酸化性を比較検討した。以後、純正インゴットを用 いたものを TMS-1700 純正材、本研究で得られたインゴ



Fig. 2 Creep curves of the genuine and CaO desulfurized TMS-1700 at 1100 $^{\circ}$ C/137 MPa.



Fig. 3 Oxidation resistances of the genuine and CaO desulfurized TMS-1700. Oxidation resistances of 20 ppm S doped TMS-1700 and commercial alloy, CMSX-4 are also plotted.

ットによるものを CaO 脱硫材と呼称する。また、高サイクル疲労試験により、CaO 由来の介在物がインゴット中に存在するか否かを調べた^{8,9)}。

クリープ強度については、JIS Z-2271 規格のクリープ



Fig. 4 Cycles to failure of the genuine and CaO desulfurized TMS-1700. Cycles to failure of commercial alloy, CMSX-4 are plotted as a reference^{12,13).}

試験片を用いて 800 ℃/735 MPa、900 ℃/392 MPa、 1000 ℃/245 MPa、1100 ℃/137 MPa の温度、応力条件で の試験を行った。Fig. 2 に 1100 ℃/137 MPa でのクリープ 曲線を示す。TMS-1700 純正材のクリープ破断寿命 190 h に対し、CaO 脱硫材はそれぞれ、160 h、220 h となり、 ばらつきはあるものの CaO 脱硫材は純正材と同等また はそれ以上のクリープ破断強度を示した。また、800 ℃ ~1000 ℃においてもクリープ強度は TMS-1700 純正材 と同等であった。

耐酸化性については、 直径 9 mm、厚さ 5 mm の試験 片を作製し、1100 ℃/1 h 繰返し酸化試験によって評価し た。Fig. 3 に繰返し酸化試験における質量増減を示す。 参考として、市販合金 CMSX-4、TMS-1700 に S を 20 ppm 添加した合金¹⁰⁾の試験結果も併記した。TMS-1700 純正 材は、CMSX-4 同等以上に優れた耐酸化性を有するが、 CaO 脱硫材は TMS-1700 純正材以上の耐酸化性を示すこ とが分かった。これに関連し、池田らは基材と表面酸化 物の界面への S の偏析による酸化物の剥離を報告¹¹⁾して いる。CaO 脱硫の場合、Ca 原子が合金中にごく微量に存 在して S を捕捉し、酸化物の剥離を抑制するメカニズム などが考えられるが、今後の研究課題としたい。

高サイクル疲労試験は、クリープ試験と同様に単結晶 丸棒から ASTM-E466-15 規格の疲労試験片を作製し、試 料温度 1000 ℃、最大応力 600 MPa、R=0、周波数 60 Hz の条件にて行った。Fig.4 に TMS-1700 純正材 2 試料、CaO 脱硫材 6 試料の高サイクル疲労試験結果を示す。なお、 参考として市販合金 CMSX-4 の値^{12,13)}も示す。破断サイ クル数は、TMS-1700 純正材と CaO 脱硫材ともに同程度 であった。また、すべての破断試験片の SEM 観察結果 から、破壊起点は microporosity と同定でき、介在物は確 認できなかった。

3. 結論

商用の低周波誘導炉を用いて、S を 23 ppm 添加した TMS-1700 の 3 ton 溶解、CaO 脱硫およびインゴット鋳造 を行った。得られたインゴットから作製した単結晶丸棒 を用いて、クリープ強度、耐酸化性および高サイクル疲 労強度を調べることにより、直接完全リサイクル技術の 大規模インゴット作製への適用可能性を調べた。その結 果、以下のことが明らかとなった。

- 大型溶解中の溶湯に顆粒状 CaO を添加することに より、溶湯中のS濃度が1h経過後に23ppmから2 ppm程度まで低減し、十分、脱硫できた。
- 得られたインゴットから作製した単結晶鋳造材の クリープ試験を行った結果、800 ℃~1100 ℃/137 MPa~735 MPa の範囲で TMS-1700 純正材と同等の 破断寿命を示した。
- 1100 ℃/1h 繰返し酸化試験から、TMS-1700 純正 材は CMSX-4 同等以上に優れた耐酸化性をもち、 さらに CaO 脱硫材は TMS-1700 純正材より優れた 耐酸化性を示すことが分かった。
- 得られたインゴットから作製した単結晶鋳造材の 高サイクル疲労試験により、TMS-1700純正材と CaO 脱硫材の破断サイクル数は同程度であること が分かった。また、破壊起点は microporosity であり、 介在物は確認できなかった。

以上、直接完全リサイクル技術の大規模インゴット作 製への適用は十分、可能であることが示唆された。

謝辞

本研究はJST ALCA「超合金タービン翼の直接完全リ サイクル法の開発(JPMJAL1302)」プロジェクトの一環 として行われました。記して謝意を表します。また、商 用炉溶解において、株式会社 IHIマスターメタルの山根 功士朗博士(現株式会社 IHI)はじめ、関係各位には多 大なるご協力を頂き深謝いたします。NIMSの川田哲博 士,伊藤真二博士,石戸谷章博士,岩撫暁生博士には化 学分析を担当していただきました。深謝いたします。

- Koizumi, Y., Kobayashi, T., Yokokawa, T., Zhang, J., Osawa, M., Harada, H., Aoki, Y., and Arai, M.: Development of next-generation Ni-base single crystal superalloys, Superalloys 2004, (2004), pp. 35–43.
- Sato, A., Harada, H., Yeh, A.-C., Kawagishi, K., Kobayashi, T., Koizumi, Y., Yokokawa, T., and Zhang, J. X.: A 5th generation SC superalloy with balanced high temperature properties and processability, Superalloys 2008, (2008), pp. 131–138.
- Kawagishi, K., Yeh, A.-C, Yokokawa, T., Kobayashi, T., Koizumi, Y., and Harada, H.: Development of an Oxidation-resistant High-Strength Sixth-Generation

Single-Crystal Superalloy TMS-238, Superalloys 2012, (2012), pp. 9–13.

- 科学技術振興機構 先端的低炭素化技術開発 (Advanced Low Carbon Technology Research and Development Program、ALCA)「超合金タービン翼の 直接完全リサイクル法の開発(JPMJAL1302)」
- 5) Kawagishi, K., Yokokawa, T., Kobayashi, T., Koizumi, Y., Sakamoto, M., Yuyama, M., Harada, H., Okada, I., Tanaike, M. and Oguma, H.: Development of Low and Zero-Rhenium High-performance Ni-base Single Crystal Superalloys for Jet Engine and Power Generation Applications, Superalloys2016 (2016), pp115-122.
- 6) Utada, S., Joh, Y., Osawa, M., Yokokawa, T., Kobayashi, T., Kawagishi, K., Suzuki, S., and Harada, H.: Direct Recycle of Used Single Crystal Superalloy Turbine Blades, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo, (2015), pp. 1039–1043.
- Harada, H., Ohno, K., Yamagata, T., Yokokawa, T., and Yamazaki, M.: Phase Calculation and its Use in Alloy Design Program for Nickel-Base Superalloys, Superalloys 1988, (1988), pp. 733–742.
- Lamm, M., Singer, R. F.: The Effect of Casting Conditions on the High-Cycle Fatigue Properties of the Single-Crystal Nickel-Base Superalloy PWA1483, Met. Mat. Trans. A, (2007), pp. 1177-1183
- Chan, K. S.: Roles of microstructure in fatigue crack initiation, Int. Journal of Fatigue 32 (2010), pp.1428-1447.
- 10) Joh, Y., Utada, S., Osawa, M., Kobayashi, T., Yokokawa, T., Kawagishi, K., Suzuki, S., and Harada, H.: Effect of Sulfur on Creep Strength of Ni-Base Single-Crystal Superalloy, TMS-1700, Materials Transactions, Vol. 57, No. 8 (2016), pp. 1305–1308.
- Ikeda, Y., Nii, K., Yoshhara, K.:High Temperature Oxidation and Surface Segregation of Sulfur, Proc. JIMIS (1983) pp.207-214.
- 武藤慎治,荒井幹也,村上晃一,"Ni 基単結晶合金 の高温疲労特性と破面形態",第 27 回疲労シンポ ジウム講演論文集, Vol. 27 (2004), pp. 185-188.
- 13) Furuya, Y., Kobayashi, K., Hayakawa, M., Sakamoto, M., Koizumi, Y. and Hadada, H.: High-temperature ultrasonic fatigue testing of single-crystal superalloys, Materials Letters Vol.69 (2012), pp.1-3.

B-13

Ni 基単結晶超合金 CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N 及び TMS-238 のクリープ強度と耐環境特性

Creep and Environmental Properties of Ni-base

Single Crystal Superalloys,

CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10 N and TMS-238

*小泉 裕*1	横川忠晴*1	杉山拓弥*2	湯山道也*1	原田広史*1
KOIZUMI Yutaka	YOKOKAWA Tadaharu	SUGIYAMA Takuya	YUYAMA Michinari	HARADA Hiroshi
川岸京子*1	高田裕治*1	小林敏治*1	坂本正雄*1	鈴木進補*2
KAWAGISHI Kyoko	TAKATA Yuji KOB.	AYASHI Toshiharu	SAKAMOTO Masao	SUZUKI Shinsuke

ABSTRACT

Creep and environmental properties of a 6th generation single crystal superalloy (SC) TMS-238 were compared with those of commercially available SC superalloys CMSX-4, CMSX-4 plus and CMSX-10N. It has become clear that TMS-238 has higher creep strength than the commercial alloys, especially under higher temperature and lower stress (1100°C-137MPa) and at lower temperature and higher stress (800°C-735MPa) conditions. It has also become clear that TMS-238 has hot corrosion and oxidation resistance comparable or better than those of the commercial alloys. From these data, it was concluded that TMS-238 has excellent overall high temperature properties suitable for advanced turbine blade and vane materials.

キーワード: クリープ, 硫化腐食, 耐酸化性, TMS-238, CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N **Key Words:** Creep, Hot corrosion, Oxidation resistance, TMS-238, CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N

1. はじめに

ガスタービン機関の効率を向上させる目的でタービン 入口ガス温度の高温化がなされている⁽¹⁾。これに伴い、 従来硫化腐食があまり問題にならなかった部位も温度上 昇とともに次第に硫化腐食温度域(700℃~900℃付近) に入りつつあることから、著者らは前回の講演でNi基単 結晶超合金の第1世代から第6世代までの代表的な10 数種類について700℃および900℃の硫化腐食挙動につ いて調べ、報告した⁽²⁾。

本研究では高圧タービン翼の設計において重要視され るクリープ強度と耐環境性の硫化腐食及び高温酸化につ いて市販のNi基単結晶超合金CMSX-4⁽³⁾, CMSX-4 plus⁽⁴⁾,

*1	物質・材料研	开究機構	
	〒305-0047	つくば市千現	1-2-1
*2	早稲田大学	理工学術院	基幹理工研究科
	機械科学専	攵	
	〒169-8555	新宿区大久保	3-4-1

CMSX-10N⁽⁵⁾ 及び NIMS 開発の TMS-238⁽⁶⁾ の4 種類の合金 について評価したので報告する。

2. 実験方法

2.1 供試材及び試料作製

本研究に用いた供試材 CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N 及び TMS-238 の組成を Table 1 に示す。これら Ni 基単 結晶超合金のクリープ強度と耐環境性を客観的に比較す ることができるよう単結晶鋳造装置、単結晶鋳造鋳型、

Table 1 供試材組成

Alloy	Gen.	Compositions (wt%, Ni;bal.)										
		Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Nb	Ta	Hf	Re	Ru
CMSX-4	2 nd	9.6	6.4	0.6	6.4	5.6	1.0	-	6.5	0.1	3.0	-
CMSX-4 plus	3rd	10.0	3.5	0.6	6.0	5.7	0.85	-	8.0	0.1	4.8	-
CMSX-10N	3rd	3.0	2.0	0.4	5.0	5.7	0.2	0.1	8.0	0.03	6.0	~
TMS-238	6 th	6.5	4.6	1.1	4.0	5.9	-	-	7.6	0.1	6.4	5.0

熱処理装置、試験片加工、クリープ試験機、るつぼ試験 装置及び繰り返し酸化試験装置についてはできるかぎり 同一のものを用いた。単結晶作製は一方向凝固炉を用い て直径約10mm 長さ約130mmの単結晶を鋳造した。固溶化 熱処理と時効熱処理を施した後、各種試験片を作製した。

2.2 クリープ試験と耐環境性評価方法

クリープ試験片は平行部直径 4mm、同長さ 20mm、ねじ 部を含む全長 60mm のクリープ試験片を切削及び研削加 工により作製した。なお、試験片には引張り軸の方位が (001) 方向から 10°以内のもののみを使用した。

試験は 800℃-735MPa, 900℃-392MPa, 1000℃-245MPa 及び 1100℃-137MPa の 4 条件で実施した。なお、クリー プ破断後の組織観察は試験片つば近傍の平行部の<001> 方向縦断面を観察した。

耐環境特性は硫化腐食試験と繰り返し酸化試験を実施 した。硫化腐食試験と繰り返し酸化試験に用いた試験片 形状は同形状で、高さ5mm、直径9mmで表面をエメリ ー紙にて600番まで研磨して用いた。硫化腐食試験は通 常最もよく用いられる75%Na₂SO₄+25%NaClの混合塩を用 いた。この組成の混合塩12gを容量15mlのアルミナ磁製 るつぼ中で溶融させ試験片を全浸漬させて、るつぼ試験 を実施した。試験温度と試験時間は700℃-50h(タイプ II:低温側高温腐食)および900℃-20h(タイプI:高 温側高温腐食)の2条件で実施し、耐硫化腐食性を評価 した。

繰り返し酸化試験は、CMSX-4、CMSX-4 plus, TMS-238 の3試料について1100℃で1時間加熱保持後、1時間の 室温冷却を1サイクルとした100サイクルの繰り返し酸 化試験を実施し耐酸化性を評価した。

3. 実験結果と考察

3.1 クリープ試験結果

高温低応力の 1100℃-137MPa でのクリープひずみ-時間曲線を Fig.1 に示す。TMS-238 は約 1400 h の破断寿 命でもっとも長寿命で、しかも定常クリープ域が非常に 長いのが特徴である。そのため 1%変形量に達するまで の時間は 1292 h とクリープ強度が優れていた。これに対 し CMSX-4, CMSX-4 plus 及び CMSX-10N のいずれも破断寿 命は 300 h に達しておらず、かつ定常クリープ域が短い ことが明らかとなった。

低温高応力の 800℃-735MPa でのクリープひずみー時 間曲線を Fig. 2 に示す。TMS-238 はここでも約 1300 h の 破断寿命で、1100℃-137MPa のクリープ試験の結果と同 様、定常クリープ域が非常に長く、1%変形量に達するま での時間は 763 h であった。CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N のいずれも破断寿命は 500 h に達しておらず、 クリープ初期変形が大きい。Ni 基単結晶超合金で大きい 一次クリープ伸びを示すのは 800℃-735MPa のような比 較的低温・高応力で起こる傾向がある⁽⁷⁾。

ガスタービンを設計する際に指針とする 1%クリープ



Fig.1 1100℃-137MPaでのクリープひずみ—時間曲線



Fig.2 800℃-735MPa でのクリープひずみ-時間曲線



Fig.3 1%クリープ到達時間で整理した Larson-Miller 線図

到達時間で整理したラーソンミラーカーブを Fig.3 に示 す。TMS-238 は高温低応力と低温高応力の条件で CMSX-4, CMSX-4 plus 及び CMSX-10N に比ベクリープ強度が大幅に 優れていることが明らかとなった。 Fig. 4 に 1100℃-137MPa のクリープ破断後試験片の断面 SEM 写真を示す。写真上下方向がクリープ試験の引張軸である。いずれの合金も引張り応力に対して垂直に γ '相が粗大化するラフト化が進んでおり、CMSX-4, CMSX-4 plus および CMSX-10N に僅かに TCP 相が観察された。これら TCP 相の詳細組成は不明であるが、佐藤⁽⁸⁾らの結果と同様に Re 元素を含む合金特有の Re を主成分としたものであると推察する。



Fig.4 1100-137MPa クリープ破断後 SEM 観察組織

3.2 耐環境性評価結果

Fig.5 に低温側 (タイプ II) 700℃, 50 h の硫化腐食 試験後試料を示す。700℃では試験片形状に大きな変化は 見られなかった。試料表面の腐食度合いを目視で10 段 に区別した結果を Fig.6 に示す。Cr 量が少ない CMSX-10N は試料表面の約 60%において表面が腐食していたが TMS-238, CMSX-4 及び CMSX-4 plus は約 10% であり耐硫化 腐食性の良いことが明らかとなった。

Alloy	#1	#2
CMSX-4	3	
CMSX-4 plus		
CMSX-10N	0	9
TMS-238		

Fig.5 低温側(タイプⅡ)硫化腐食試験後の外観



Fig.6 低温側 (タイプⅡ) 硫化腐食試験後の表面腐食 部分割合

Alloy	#1	#2
CMSX-4		
CMSX-4 plus	C	
CMSX-10N		
TMS-238	9	

Fig.7 高温側(タイプ I)硫化腐食試験後の外観

Fig. 7 に高温側 (タイプ I) 900℃, 20 h の硫化腐食試 験後試料を示す。CMSX-10N は試験前の形状が分からない くらい腐食が激しく進んでいた。CMSX-4 plus について も腐食により生成したスケールが全体的に膨れ上がって おり、著しく腐食されている様子が観察された。これに 対し、TMS-238 及び CMSX-4 は、ほぼ健全であった。Fig. 8 に 900℃, 20 h の硫化腐食試験終了後にスケールをワイ ヤブラシで丁寧に落として重量減(%)を測定し、これ を表面からの金属の消耗量に換算して試験結果とした。 CMSX-10N <CMSX-4 plus < TMS-238 < CMSX-4 の順に後者 ほど優れる傾向にあった。

1100℃における繰り返し酸化試験の結果をFig.9に示 す。100 サイクルまでの質量変化に差はあるがごくわず かであり、耐酸化特性に大きな違いはないが100 サイク ル時点でTMS-238 は単調増加であり、CMSX-4 plus 及び CMSX-4 は表面酸化層の剥離による質量減少傾向がみら

れる。

以上の結果より、TMS-238 はクリープ強度のみならず 耐高温腐食性、耐酸化性にも優れていた。



Fig.8 高温側(タイプ I)硫化腐食試験後の重量減
 (%)を測定して、これを表面からの試料の消耗量
 (Metal loss, mm)として縦軸(対数目盛)に示した



Fig.9 1100℃-1h 加熱保持後、1h の室温冷却を1 サ イクルとした 100 サイクルの繰り返し酸化試験結果

4. 結言

Ni 基単結晶超合金 CMSX-4, CMSX-4 plus, CMSX-10N 及 び NIMS 開発の TMS-238 についてクリープ強度と硫化腐 食及び高温酸化などの耐環境性について調べ、以下のこ とが明らかとなった。

 (1)TMS-238 は高温低応力と低温高応力の条件で CMSX-4, CMSX-4 plus 及び CMSX-10N に比ベクリープ強度が大幅に 優れていた。

(2) 低温側(タイプⅡ)の耐硫化腐食性は
 CMSX-10N, (CMSX-4, CMSX-4 plus, TMS-238)の順に後者ほど優れる傾向にあった。

(3) 高温側(タイプ I)の耐硫化腐食性は CMSX-10N,
 CMSX-4 plus, TMS-238, CMSX-4の順に後者ほど優れる傾向にあった。

(4) 1100℃、100 サイクルまでの耐酸化特性は CMSX-4,
 CMSX-4 plus, TMS-238 の順に後者ほど優れる傾向にあった。

これらの結果より、第6世代単結晶超合金 TMS-238 は クリープ強度のみならず耐高温腐食性、耐酸化性にも優 れ、次世代航空エンジンタービン翼材等への適用が期待 される。

謝辞

本研究を行うにあたり、NIMSの大澤真人博士には貴重 なご助言をいただきました。心より感謝の意を表す。

- 原田広史,横川忠晴,川岸京子,小林敏治,小泉裕,坂本正雄,湯山道也:日本ガスタービン学会誌 Vol.43 No.5 (2015.9)43.
- (2) 小泉 裕,原田広史,小林敏治,横川忠晴,大澤真人,坂本 正雄,湯山道也,川岸京子:第45回日本ガスタービン学会定 期講演会講演論文集 (2017) C-2.
- (3) K. Harris, L. Erickson, W. D. Brentnall, J. M. Aurrecoechea and K. G. Kubarych : Superalloys 1992, Ed. by S. D. Antolovich et al., (1992) 297.
- (4) Jacqueline B. Wahl and Ken Harris: Superalloys 2016, Ed. by Mark Hardy et al., (2016), pp.25-33.
- (5) S. Tin, L. Zhang, R.A. Hobbs, A.-C. Yeh, C.M.F. Rae and B. Broomfield : Superalloys 2008, Ed. by Roger C. Reed et al (2008) 81.
- (6) K. Kawagishi, A-C. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi and H. Harada : Superalloys 2012, Ed. By E. S. Huron et al., (2012) 189.
- (7) C. M. F. Rae, N. Matan and R. C. Reed: Mater. Sci. Eng. A300 (2001) 125-134.
- (8) A.Sato, T. Murakumo, Y. Koizumi, T. Kobayashi, T. Yokokawa, H. Harada and H. Imai: J. Japan Inst. Metals 69 (2005) 253-256.

B-14

Ni-Co 基超耐熱合金の高温引張および クリープ特性における B および Zr の影響

The Effects of B and Zr on High-temperature Tensile and Creep Properties

*小林信一*1 伊達正芳*1 上野友典*1 大野丈博*1 川岸京子*2 KOBAYASHI Shinichi DATE Masayoshi UENO Tomonori OHNO Takehiro KAWAGISHI Kyoko

ABSTRACT

The effects of boron and zirconium on tensile and creep properties in Ni-Co base superalloy (TMW*-4M3) were investigated. Tensile tests at 650°C and creep tests at 725°C/630MPa of TMW-4M3 containing various boron and zirconium concentrations were performed. The results showed that boron was found to be a more influential element compared to zirconium in TMW-4M3. Increasing boron content was able to improve tensile strength, ductility, creep resistance, and creep rupture ductility effectively. On the other hand, zirconium did not act as grain boundary strengthening element because zirconium additions reduced creep rupture ductility although tensile strength and creep resistance increased. (*TMW is a trademark of National Institute for Materials Science registered in Japan.)

キーワード: タービンディスク, Ni-Co 基, 引張, クリープ, ボロン, ジルコニウム **Key Words:** Turbine disk, Ni-Co base, Tensile, Creep, boron, zirconium

1. はじめに

航空機ジェットエンジンや発電用ガスタービンの高効 率化のためには、使用される部材の耐用温度を高めるこ とが有効である.このため、タービン動静翼用 Ni 基超 耐熱合金のみならず, それを支えるタービンディスクに おいても耐用温度の向上が望まれている. タービンディ スク合金の製造方法としては、大きく溶解鍛造 (C&W) 材と粉末冶金(P/M)材の2つに分けられる.このうちP/M 材は、C&W 材よりも高温特性に優れた材料が得られる という特長があるが、品質管理が難しく製造コストが高 いという問題がある 1-2). そこで、物質・材料研究機構(以 下, NIMS)では C&W プロセスにて製造可能な高強度デ ィスク用鍛造合金として TMW*合金を開発した(*TMW は NIMS の商標登録)¹⁻⁴⁾. この TMW 合金は Ni 基超耐熱 合金と Co 基合金を融合させた Ni-Co 基超耐熱合金であ り、同じく C&W の高強度鍛造合金として知られる Alloy720Li よりも耐用温度が高いことが示されている. そして、TMW 合金の中で現在最も優れた高温強度を示 している TMW-4M3 においては、P/M 材に匹敵するクリ ープ強度を有する⁵⁾. このようなTMW 合金は、これまで に C&W プロセスによって ton 級インゴットからの実規 模ディスクが製造された実績を有しており、 今後の実用

*1 日立金属株式会社 冶金研究所 〒692-0011 島根県安来市安来町2107-2

*2 国立研究開発法人 物質・材料研究機構 〒305-0047 茨城県つくば市千現1-2-1 化が期待される ^{1-2,6,7)}. そして, TMW-4M3 ディスクは微量添加元素である B もしくは Zr の添加量を増加させる と, クリープ特性が更に向上することが示唆されている ⁷⁾. ただし, この報告 ⁷⁾で高いクリープ特性が得られた TMW-4M3 ディスクは, B 量と Zr 量が共に高くまた y⁻¹相 強化元素である Ti の量も異なっているため, クリープ特 性へ及ぼす B と Zr のそれぞれの効果が不明瞭である.ま た, B や Zr は Ni 基超耐熱合金における粒界強化元素とし てよく知られており, 古くから多くの実用合金に添加さ れている元素であるが, その粒界強化機構については未 だ不明な点を残している^{8,9)}. 以上より,本研究では Ni-Co 基超耐熱合金 TMW-4M3 の 650℃高温引張特性と 725℃クリープ特性に及ぼす B および Zr の影響を調査し, B と Zr が与える強度および延性への影響と粒界強化元素 としての作用について議論する.

2. 実験方法

2.1 素材作製

実験方法について以下に述べる. Ni-Co 基超耐熱合金 TMW-4M3のBおよびZrの添加量を変動させた素材を得 るため、まず小型の真空誘導炉を用いて約Ф80mmの小 型インゴットを作製した. TMW-4M3の狙い化学組成は、 Bal.Ni-25Co-13.5Cr-2.8Mo-1.2W-2.3Al-6.2Ti-0.015C (wt%) とし、B 量を 0.008wt%、0.015wt%、0.030wt%、Zr 量を 0.015wt%、0.030wt%、0.050wt%と変動させた.また比較 用として、B および Zr を標準的な量とした Alloy720Li (B:0.015%、Zr0.030%)も用意した.続いて得られた各イ ンゴットに対して均質化処理を施した後、旋削加工を施 して Φ 65mm×130mmLの押出用素材とした.そしてこ れらの素材を管封止し、素材加熱温度1100℃にて熱間押 出加工を施した.この加熱温度1100℃はTMW-4M3およ びAlloy720Liにおけるγ'相の固溶温度未満(γ' Sub-solvus)の温度域である.そして、得られた押出素材 より Φ 14mm×60-70mmLの熱処理用素材を切り出した. これらの熱処理用素材について、溶体化処理となる 1135℃/4hの熱処理と、時効処理となる650℃/24hおよび 760℃/16hの熱処理を施した.この溶体化温度は、 TMW-4M3において最適な室温硬さが得られるとするγ' Sub-solvus 溶体化温度であり¹⁰、時効条件はAlloy720Li の標準的な条件である.冷却方法はすべて放冷とし、各 素材の冷却速度が同一となるよう配慮した.

2.2 金属組織観察

時効処理まで施した各素材を用いてミクロ組織観察を 実施した.各素材は全て鏡面研磨を施した後に,Kalling 液による腐食を行い,光学顕微鏡による写真撮影と ASTM GS No.の測定を実施した.

2.3 機械試験

時効処理まで施した各素材を用いて,引張試験とクリ ープ試験を実施した.引張試験は,規格 ASTM E21 を準 拠し,試験温度 650°Cにて高温引張試験を実施した. 用 いた引張試験片は, Φ 4mm×16mmGL の平滑試験片であ る.引張試験速度については,0.2%耐力値の取得までを 0.5%/min とし,その後に伸び計を取り外して破断まで を 5%/min とした.そして,引張破断済み試験片に関し ては SEM による破面観察を行った.クリープ試験規格 ASTM E139 を準拠し,試験条件 725°C /630MPa にてクリープ試験を実施した. 用いた試験片は, Φ 4mm×16mmGL のツバ付き試験片である.

3. 実験結果および考察

3.1 化学成分

得られた各インゴットの化学成分の分析結果は Table 1 の通りである. 各インゴットの化学成分は, ほぼ狙い 通りとなっていることを確認した.

3.2 金属組織観察

金属組織観察により得られた熱処理後の各素材は, TMW-4M3 および Alloy720Li のいずれも γ 相と1次 γ' 相で構成された多結晶組織であり,1次 γ' 相によって結 晶粒界がピン止めされた微細粒な再結晶粒組織であるこ とを確認した.代表としてTMW-4M3 (B: 0.015%, Zr: 0.030%)の組織写真を Fig.1 に示す.各素材の結晶粒径は, TMW-4M3 ではいずれも結晶粒度 No.10.5~11.0 程度と同 等であり,B および Zr 量の影響は認められなかった. Alloy720Li の結晶粒径は,結晶粒度 No.10 程度であった.

Table 1	Chemical	composition of	f
---------	----------	----------------	---

TMW-4M3 and Alloy720Li (w						(wt%)	
Alloy	Target	C	Ni	Cr	Co	Mo	W
	B:0.030%, Zr0.050%	0.017	Bal.	13.45	24.7	2.82	1.20
	B:0.015% Zr0.050%	0.015	Bal.	13.44	24.8	2.77	1.17
TMW	B:0.030% Zr0.030%	0.016	Bal.	13.41	24.7	2.85	1.19
-4M3	B:0.015% Zr0.030%	0.015	Bal.	13.45	24.8	2.81	1.18
	B:0.008% Zr0.030%	0.015	Bal.	13.47	24.8	2.79	1.16
	B:0.015% Zr0.015%	0.017	Bal.	13.49	24.4	2.85	1.19
Alloy 720Li	B:0.015% Zr0.030%	0.016	Bal.	15.94	15.0	2.97	1.21

Alloy	Target	Al	Ti	В	Zr
	B:0.030% Zr0.050%	2.35	6.17	0.029	0.047
	B:0.015% Zr0.050%	2.32	6.06	0.014	0.047
TMW	B:0.030% Zr0.030%	2.32	6.20	0.030	0.029
-4M3	B:0.015% Zr0.030%	2.37	6.18	0.015	0.029
	B:0.008% Zr0.030%	2.36	6.12	0.008	0.028
	B:0.015% Zr0.015%	2.35	6.17	0.017	0.017
Alloy 720Li	B:0.015% Zr0.030%	2.54	4.94	0.014	0.030



Fig.1 Typical microstructure of TMW-4M3 (B: 0.015%, Zr: 0.030%) after heat-treatment

3.3 650℃引張特性

まず 650℃の引張挙動における B の影響を確認するため, TMW-4M3 (B 量: 0.008-0.030%, Zr0.03%)と Alloy720Li 引張挙動を Fig. 2(a)(b)に示す. Fig.2(a)が耐力取得までの Stress-Strain カーブであり, Fig.2(b)が破断までの Stress-Stroke カーブである. Fig.2(a)より, B 量を変化させ た TMW-4M3 はいずれも Alloy720Li より耐力が高いこと が確認された.そして, TMW-4M3 の内 B 量が 0.008%と 低いものはやや耐力が高く, B 量 0.015%と 0.030%のもの は同程度の耐力であった.しかし B 量の違いによる引張 変形抵抗に大きな差は無く, B の依存性は小さいと言え た.これに対して, Fig.2(b)では B 量違いによる引張カー ブの違いが明瞭であった.すなわち, B 量の増加によっ て明らかに延性が向上しており, また加工硬化率は変わ らないが,早期破断が生じず加工硬化が継続するので引 張強さも向上することが分かった.次に Zr の影響につい ては, Zr 量を高めると耐力と延性に対する影響は見らな いが,引張強さが向上することが分かった. B および Zr 量と 0.2%耐力,引張強さ,破断伸びとの関係について, Fig.3(a)(b)に示す.上記で述べた通り, B および Zr が 0.2% 耐力に与える影響は少ないが, B が延性に与える影響は



Fig.2 Tensile behavior of TMW-4M3 (B:0.008-0.030%, Zr:0.030%) and Alloy720Li at 650°C (a)stress-strain, (b)stress-stroke

顕著でB量が増えると破断伸びが明確に向上していることが分かった.一方,Zr量が増加しても破断伸びは向上しなかった.そして引張強さについては,BとZr量のい

ずれが増加しても向上し、Zr量が増加してもB量が与え る引張強さへの影響は変わらないことがわかった. 引張 試験後に観察された試験片の破断起点については, Alloy720Li および B と Zr を変動させた TMW-4M3 の全 ての素材において、Fig.4に代表されるような表面から生 じた粒界破壊であることが分かった.従って、B 量を増 すほど加工硬化が継続して引張強さや破断伸びが向上し たのは、B が粒界強化元素として作用し粒界強度を高め た結果、粒界を経路とするクラックの発生もしくは進展 を抑制したためと考えられる.一方の Zr については,破 断伸びに影響を与えていないことから, 粒界強化元素と しての作用は認められなかった. 従って, Zr が粒界強化 元素として作用していないとすれば、引張強さは上がる ことから固溶強化元素として作用している可能性が挙げ られる. すなわち, Zr はベースとなる Ni や Co に対して 原子半径が大きいので、粒界ではなくγもしくは(およ び) γ 1 相に分配すると固溶強化として作用すると考え られる.これを明確にするには、別途、金属組織中での Zrの位置を特定する必要がある.



Fig.3 Tensile properties of TMW-4M3 and Alloy720Li at 650°C



Fig.4 Fracture surface of TMW-4M3 (B: 0.015%, Zr: 0.030%)

3.4 725℃/630MPa クリープ特性

試験温度 725℃, 試験応力 630MPa における各素材の クリープカーブを以下の Fig.5(a)(b)に示す. Fig.5(a)がク リープ破断に至るまでの全体的なクリープカーブであり, Fig.5(b)が(a)のクリープ初期段階について拡大表示した ものである.そして,これらのクリープカーブより得ら れた 0.2%クリープ歪み到達時間とクリープ破断寿命時 間,破断後に測定したクリープ破断伸びを整理した図を Fig.6(a)-(c)に示す.



Fig.5 Creep curves of TMW-4M3 and Alloy720Li at 725°C /630MPa, (a)full curves, (b)until 0.4% creep strain

まず Alloy720Li と同じ B および Zr 量となる TMW-4M3 (B:0.015%, Zr:0.030%)のクリープ特性を比較すると、 Fig.5(a)(b)および Fig.6(a)(b)より TMW-4M3 の方が遥か にクリープ変形抵抗が高く、且つ Fig.6(c)よりクリープ 破断伸びについても Alloy720Li と同等以上であること が確認できた. これにより, TMW-4M3 は 725℃クリー プ特性の強度面と延性面の両方において, Alloy720Liを 上回ることを確認した. そして TMW-4M3 の B 量や Zr 量を変動させると、クリープ変形挙動は変化したが、 この内、クリープ特性への影響が顕著であるのは B で あることがわかった.まず Fig.5(b)より B はクリープ変 形の初期段階からクリープ変形抵抗を高めており, Fig.6(b)よりB量の増加が0.2%クリープ歪み到達時間を 明確に向上させることが分かった.この理由は、B がク リープ変形中の粒界すべりを抑制したためと考えられ る. すなわち, 対象の素材が結晶粒度 No.10 以上の微細 粒であることとB量を上げても0.2%耐力や加工硬化率 は向上しないことから,クリープ変形中には粒界すべり が生じておりこれを B が抑制したものと考えられる.そ して, Alloy720Li と TMW-4M3 の低 B 材(B: 0.008%)を比 較すると、この低 B 材の方が Alloy720Li よりも 0.2% 耐 力や引張強さは高いにも関わらず, クリープ変形抵抗 は Alloy720Li と近いものとなっていることから、クリ ープ変形中で粒界すべりが占める割合は大きいことが 想定される. クリープ変形における破断段階において も B は特性向上に効果的で, Fig.5(a)および Fig.6(a)(c)よ り,B量の増加はクリープ破断寿命時間やクリープ破断 伸びも顕著に向上させることが分かった.従って、ク リープ破断寿命時間とクリープ破断伸びが同時に向上 していることから, 650℃の引張と同様, Bによる粒界ク ラックの発生もしくは進展の抑制効果が示唆される.

一方 Zr については, Fig.5(a)および Fig.6(a)より同 B 量 で見ると Zr 量が高いほどクリープ破断寿命時間が僅か に向上するが Fig.6(c)よりクリープ破断伸びは低下した. そして, Fig.5(b)および Fig.6(b)から,高 Zr 材(0.050%)と すると中 Zr 材(0.030%)より 0.2%クリープ歪みの段階か らのクリープ変形抵抗を向上させているものの,低 Zr 材(0.015%)としても明確なクリープ変形抵抗の低下は 生じなかった.従って, Zr が粒界すべりを抑制している とは考えられず,また Zr はクリープ破断伸びが低下し ていることから, Zr の粒界強化元素として作用してい るとは考えられない.Zr は引張特性と同じく固溶強化 元素として作用している可能性が挙げられる.

以上よりクリープ特性においては,BおよびZrは共に クリープ変形抵抗を向上させるが、クリープ破断伸び も向上させるのはBであり,Bが粒界強化元素として作 用することが示唆された.ただし、詳細なメカニズム の調査は今後の課題である.





3.5 高温引張・クリープ特性に対する B と Zr の影響

以上より、TMW-4M3 の 650℃引張特性および 725℃ /630MPa クリープ特性に対する微量元素の影響は、B と Zr のいずれにおいても確認され, 且つ B の方が Zr より も影響が大きいことが分かった.得られた結果の内,引 張強さとクリープ破断寿命時間について Fig.7 に整理す る. これにより TMW-4M3 は Alloy720Li に対して優れた 引張強さとクリープ破断寿命時間を有しているが, B 量 を高めることで引張強さとクリープ破断寿命が共に向上 し、Zr 量を高めることで引張強さが向上することが示さ れた. なお, TMW-4M3 の B 量を基準となる 0.015% から 0.030%とすると、ラーソンミラーパラメータ(C=20)によ る耐用温度(630MPa下の1,000時間破断)としては、+8℃ である. 加えて, TMW-4M3 の高 B 化は, 725℃/630MPa 条 件下よりも更に粒界すべりによるクリープ変形が活発と なる高温・低応力下の条件においても,高い効果が期待 できる.



Fig.7 Relationship between tensile strength and creep rupture life of TMW-4M3 (B: 0.008-0.030%, Zr: 0.015-0.050%) and Alloy720Li

4. まとめ

本研究では、Ni-Co 基超耐熱合金 TMW-4M3 における高 温特性の向上を狙いとして、650℃高温引張特性および 725℃/630MPa クリープ特性に及ぼす B および Zr の影響 を調査した.得られた結論を以下にまとめる.

- 熱処理後の TMW-4M3 の結晶粒度は全て GS # 10.5-11.0 程度であり、ほぼ同等であった. Alloy720Li は GS#10 程度であった.
- TMW-4M3 の B 量を増すと, 650℃引張特性における
 0.2%耐力は向上しないが, 引張試験中で生じる加工 硬化が継続し, 引張強さと破断伸びが明確に向上した. Zr 量を増すと 0.2%耐力と破断伸びは向上しない が, 引張強さが向上した.
- 3) 650℃引張試験後の破壊形態は、全て試験片表面から 生じた粒界破壊であった。
- 4) TMW-4M3のB量を増すと、725℃/630MPaクリープ特性は全般的に向上し、0.2%Creep歪み到達時間とクリープ破断寿命時間、クリープ破断伸びが明確に向上した.一方Zr量を増すと、クリープ変形抵抗は増す傾向にあるが、クリープ破断伸びは低下した.
- 5)上記 2)-4)より, TMW-4M3 の粒界強化元素として作用 するのは B であり, B 量の増加により高温引張および クリープ特性における強度と延性が向上することが分 かった.

5. 謝辞

本研究は、国立研究開発法人物質・材料研究機構と日 立金属株式会社の間で設立された「NIMS-日立金属次世 代材料開発センター」における研究活動の一環として行 われたものである.本論文の執筆にあたっては、NIMSの 長田俊郎博士、小野嘉則博士、井誠一郎博士、横川忠晴 博士、原田広史博士に多くのご助言を頂いた.この場を 借りて感謝の意を申し上げる.

- (1) 藤岡順三,谷月峰,崔傳勇,横川忠晴,小林敏治,原田広史, 福田正,三橋章,日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No.2, (2012), pp.107-112.
- (2) 横川忠晴,谷月峰,崔傳勇,小泉裕,藤岡順三,原田広史, 福田正,三橋章,日本金属学会誌,第74巻,第3号,(2010), pp.221-225
- (3) Y. Gu, C. Cui, H. Harada, T. Fukuda, D. Ping, A. Mitsuhashi, K. Kato, T. Kobayashi, and J. Fujioka, Superalloys 2008, (TMS, 2008), pp.53-61
- (4) Y. Gu, Z. Zhong, Y. Yuan, T. Osada, C. Cui, T. Yokokawa, and H. Harada, Superalloys 2012, (TMS, 2012), pp.903-910
- (5) J. Fujioka, Y. Gu, T. Osada, C. Cui, T. Yokokawa, T. Kobayashi, H. Harada, T. Fukuda, A. Mitsuhashi, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo, (2015), pp.333-338
- (6) NEDO: 高圧タービンディスク製造技術開発に関する先導 調査報告書, 平成 18 年 9 月
- (7) S. Kobayashi, T. Ueno, T. Ohno, H. Harada, Superalloys2016, (TMS, 2016), pp.849-857
- (8) C.T. SIMS, N. S. STOLOFF, W. C. HAGEL, SUPERALLOYS II, Wiley, p120-121
- (9) P. Kontis, H.A. Mohd Yusof, S. Pedrazzini, M. Danaie, K.L. Moore, P.A.J. Bagot, M.P. Moody, C.R.M. Grovenor, R.C. Reed, Acta Materialia, 103, (2016), 688-699
- (10) T. Osada , Y. Gu, N. Nagashima, Y. Yuan, T. Yokokawa, H. Harada, Acta Materialia, 61, (2013), 1820-1829

B-15

選択的レーザー溶融法を用いて造形した Ni 基超合金 Inconel718 の 後熱処理がクリープ特性に及ぼす影響

Effect of Post Heat Treatment on the Creep Properties of Ni Based Superalloy Inconel 718 Built up by Selective Laser Melting

*長張 俊希*1	郭妍伶*1	筧 幸次*1
NAGAHARI Toshiki	Yen-Ling Kuo	KAKEHI Koji

ABSTRACT

Selective Laser Melting (SLM) process was used to fabricate an Inconel 718 alloys. The aim of this study is to investigate the effect of post-process on the microstructure and creep property of Inconel 718 alloy built up by SLM process. Post-processes involve several solution treatment and aging (STA) and hot isostatic pressing (HIP) . The STA-1180 specimen showed better creep properties than those of STA specimens because of solution of δ phase and grain growth. As a result, the HIP + direct aging specimen was most effective method to improve the creep property at 650 °C. The creep rupture life of the HIP + direct aging condition approached 800 h since the HIP process brought about reducing pores and forming serrated grain boundary.

キーワード: 選択的レーザー溶融法,インコネル 718,後熱処理,熱間等方圧加圧法, **Key Words:** Selective Laser Melting, Inconel 718, post-process, hot isostatic pressing

1. 緒言

SLM 材は鋳鍛造材の標準熱処理条件を施してもクリ ープ特性が低下する¹⁾. そこで,後処理を施して,特性 改善を試みた. 様々な熱処理および HIP 処理を後処理と して施すことで微視組織やクリープ特性にどのような影 響が及ぶのか調査した.

2. 実験方法

19.6Cr- 5.05Nb- 2.85Mo- 1.10Ti- 0.46Al- 0.04C- 0.019O-52.59Ni- Fe bal. (mass%) を化学組成とする Inconel 718 粉末を EOS 社製の EOSINT M280 を用いて選択的レー ザー溶融(SLM)法により 45 mm の立方体形状に造形し た. これを厚さ 3.1 mm にスライスし放電加工機を用い て平行部寸法が 2.8×3.0×19.6 mm となるように強 度試験片を製作した. その後のそれぞれの試験片 に後処理を施した. Table.1 はそれぞれの熱処理条 件をまとめたものである. ただし, AC は空冷, FC は炉冷を示している. 表の通り, 溶体化処理お よび時効処理を施したものを STA(Solution Treatment Aging)材と称し, 熱間等方圧加圧法を施 したものを As-HIPed 材, その後時効処理を施した ものを HIP+DA(Direct Aging)材とする. これらの

 *1 首都大学東京 〒192-0397 八王子市南大沢1-1 E-mail: nagahari-toshiki@ed.tmu.ac.jp 試験片を 650℃/550MPa の負荷条件でクリープ試 験を行った.また,走査型電子顕微鏡(SEM)によ る組織観察および電子後方散乱回折法(EBSD)を 用いて微視組織の解析を行った.

また,熱処理時の溶体化温度については有害相 であるδ相のソルバス温度等を基準に設定した. すなわち,δ相のサブソルバス(980℃),ソルバス (1045℃),スーパーソルバス(1065℃)を設定し,そ れより更に高い1120℃,1180℃も溶体化温度とし て設定した.1180℃はHIP処理時の温度と等しい ものである.

Table.1 Post-Process Condition						
Variant	Solution	Aging treatment				
v al lant	treatment	Aging treatment				
STA-980	980/1h/AC					
STA-1045	1045°C/1h/AC	720°C				
STA-1065	1065°C/1h/AC	/20 C				
STA-1120	1120°C/1h/AC	/811/FC+020 C				
STA-1180	1180°C/1h/AC	/1011/AC				
STA-1180/4h	1180°C/4h/FC					
Variant	HIP Process	Post Treatment				
	1180°C	NT/A				
As-HIPed	/175MPa/4h	IN/A				
	1180°C	720°C/8h/FC				
пir+DA	/175MPa/4h	+620°C/10h/AC				

3. 実験結果

3.1 微視組織

3.1.1 STA 材の微視組織

Fig.1 に STA 材の SEM 像を示す. 980℃溶体化処理で は針状の δ 相が至る所に見られる(Fig.1(a)). 一方で 1065℃溶体化処理では δ 相はほとんど見られない (Fig.1(b)). これは溶体化温度が δ 相のスーパーソルバス に等しいため、ほとんどの δ 相が固溶したためであると 考えられる. また、1180℃まで溶体化温度が高くなると 粒界に沿って炭化物が析出することがわかる(Fig.1(c)).





Fig.1 SEM images of (a)STA-980 , (b)STA-1065 and (c)STA-1180 specimens

Fig.2 に STA 材の IPF マップを示す.980℃,1065℃の 溶体化では結晶組織は積層材特有の柱状粒になっている (Fig.2(a),(b)).その一方で1180℃では,柱状粒は見られ ず粗大な粒を含む混粒組織となっていた(Fig.2(c)).積層 材はその造形過程で生じる激しい急熱急冷により残留応 力が生じて高密度転位を有する.そのため溶体化温度を 上げることで転移を駆動力として再結晶が生じることで 新しい結晶粒が生成され,その後粒成長が生じて粗大粒 になったと考えられる.







Fig.2 IPF maps of (a)STA-980 , (b)STA-1065 and (c)STA-1180 specimens

3.1.2 HIP 材の微視組織

Fig.3 に HIP 材の SEM 像, Fig.4 に HIP 材の IPF マップ を示す.ただし,(a)は HIP 処理と同じ温度,時間で溶体 化処理を行った STA 材である. Fig.3 より STA 材では炭 化物が粒界に沿って析出している一方で HIP 材では均一 に析出していることがわかる.両者とも δ 相や Laves 相 は観察されなかった.また, Fig.4 から両者とも混粒組織 を形成していることがわかるが STA 材と比べ HIP 材では 粒界がジグザグ化することが明らかになった.



Fig.3 SEM images of (a)STA-1180/4h,(b)as-HIPed specimens



Fig.4 IPF maps of (a)STA-1180/4h , (b)as-HIPed specimens

3.2 クリープ試験

δ相や Lavves 相といった脆化相はき裂の開始点になり うる相であり、デンドライト界面に析出するとクリープ 強度が低下するとされている ^D. そのため溶体化温度を 上げてこれらを固溶させることでクリープ強度が向上す ると考えられる.

Fig.5 に STA 材のクリープ試験結果を示す. これより, 溶体化温度が上がるにつれてクリープ寿命が向上する傾向にあるが, STA-1120 材では延性,寿命共に極小となっていることがわかる. その一方で STA-1180 材では延性, 寿命ともに大幅に向上していることがわかる. 溶体化温度が 980℃~1065℃までは溶体化温度を上げるにつれて る相や Laves 相が固溶して量が減っていくために寿命が向上したと考えられる. STA-1120 材では再結晶が起こり 微細粒を含む混粒組織となり粒界すべりの影響を大きく 受けるが, STA-1180 材では再結晶後,十分に粒成長した ことで粒界すべりの影響が小さいために,このような結 果になったと考えられる.



Fig.5 Creep life and elongation of STA specimens at 650 $^\circ C/550$ MPa

Fig.6 に HIP 処理を施した材料およびそれと同じ温度, 時間で溶体化処理を施した STA 材のクリープ試験結果 を示す.これより, HIP 処理を施すことでクリープ寿命 が向上し, HIP+DA 材が最も良いクリープ特性を持つこ とが分かる.これは HIP 処理によって微小空孔を埋める ことができ,また粒界がジグザグ化することでクリープ 試験中に空孔が形成し,それらが合体することを妨げる ことができるため高温寿命が向上したと考えられる.



Fig.6 Creep life and elongation of HIPed specimens at $650^{\circ}C/550$ MPa

4. 結言

- 溶体化温度を上げることで有害相であるδ相固溶させることができ、δ相のスーパーソルバスである1065℃で溶体化することでクリープ特性の改善が見られた.
- 溶体化温度を1180℃で行うことでSLM材の高密度転位を駆動力として再結晶および粒成長が生じクリープ特性が改善された.
- 3. HIP 処理を施すことで粒界がジグザグ化し, HIP+DA 材では最も良いクリープ特性が得られた.

参考文献

 Y.L.Kuo, S. Horikawa, K.Kakehi, Scripta Mterialia, Vol.129. pp. 74-78, 2017

B-16

SLM 法と HIP 法により作製した Ni 基超合金 CM247LC の組織と機械的特性

Microstructure and mechanical properties of CM247LC Manufactured by Selective Laser Melting and Hot Isostatic Pressing

*平井 篤志*1	郭 妍伶*1	筧 幸次 ^{*2}
HIRAI Atsushi	KUO Yen Ling	KAKEHI Koji

ABSTRACT

The aim of this study was to gain a deep understanding of the microstructure-mechanical relationship between solid-state sintering and the full-melting process. The CM247LC superalloy was fabricated by hot isostatic pressing (HIP) and selective laser melting (SLM). The mechanical properties of specimens that underwent SLM were comparable to those of conventional cast specimens at room temperature. However, a drop was observed in the ductility of SLM material at 750 °C. The solidification cracks along grain boundary and dendrite structure were found to affect the SLM materials' ductility. The element zirconium was confirmed as a possible reason for the occurrence of solidification cracks.

キーワード: ガスタービン, Ni 基超合金, 積層造形, 選択的レーザー溶融法, 凝固割れ Key Words: Gas Turbine, Ni-based superalloy, Additive Manufacturing, Selective Laser Melting, Solidification Cracks

1. はじめに

タービンブレードのような複雑形状・中空形状の部品 の製作や、一体造形による加工工程の簡易化、多品種・ 少量生産が可能という特徴を持ち,切削加工、塑性加工 等に次ぐ第3の加工法として期待されている.しかし, 積層造形により製造された金属部品材は従来材と異なる 微視組織を有することが知られており、積層造形により 製造された金属部材中で積層方向に伸びる柱状粒の形成 が観察されている¹⁾. 選択的レーザー溶融(SLM)法は 積層造形の一種であり、レーザーを金属粉末が敷き詰め られたパウダーベッド上に走査することで金属を高温焼 結させる方法である. CM247LC は第一世代 Ni 基超合金 と同等のクリープ特性ならびに耐食性を持つよう設計さ れた,γ'体積率の高い低炭素一方向凝固材料である.同 合金は組成中のN, O, S, Pが少ないため、HAZ割れが起 こりにくい. 一方, 同世代の一方向凝固材用の Ni 基超合 金においては鋳造材の最終凝固過程において,液相部が 起点となり、き裂が生成することが問題になっている^{2),} 3). 本研究では, 積層造形材特有の組織が, 微視組織と

*1 首都大学東京大学院

〒192-0397 八王子市南大沢1-1 *2 首都大学東京

〒192-0397 八王子市南大沢1-1 E-mail: kkakehi@tmu.ac.jp 走査条件,き裂生成,および引張特性に及ぼす影響について調べた.

2. 実験方法

本研究では、供試材として積層造形(粉末床溶融結合) と HIP 焼結材を用いた. SLM では、レーザー走査方向を 一層毎に 67°回転させて 45mm 角の CM247LC 合金ブロ ックを作製した. Ar 中で、1260 °C/150MPa/2h の HIP 処理にて 45mm 角ブロック HIP 焼結材を作製した. SLM 積層造形および HIP 焼結に用いた合金粉末の組成を Table 1 に示す.た、比較材として鋳造材を用いた. 観察 試料および強度試験片はブロックを 3.1mm 厚さにスラ イスして板材から. 積層方向に対して負荷方向が平行な 引張試験片を切り出した.造形後、熱処理を施さないも のを as-built 材, as-HIP 材とした.熱処理を施さない試 料に対してそれぞれ OM, SEM, TEM 観察と EBSD, EDS 分析を行った.室温と 750℃で引張試験を行った.

Table 1. Chemical Composition of CM247LC powder used for SLM and HIP processes (mass %)

С	Cr	Со	W	Мо	Ta
0.07	8.1	9.2	9.5	0.5	3.2
Al	Ti	Hf	В	Zr	Ni
5.6	0.7	1.4	0.015	0.015	Bal.

3. 実験結果

3.1 組織観察

SLM 材において, Fig. 1(a)より,積層縦断面で溶融池 境界(Molten Pool Boundary; MPB)とき裂が観察された. また,き裂の内部にデンドライト組織が観察された(Fig. 1(b)). EBSD による IPF マップ(Fig. 1(c))から,積層 方向に平行な柱状粒と,結晶方位差が大きく異なる結晶 粒の間に直線状および鋸歯状のき裂が生じていることが 分かった.柱状粒はデンドライト組織を有していた.ま た,柱状粒のうち,同一粒内で方位の勾配が存在した. Fig. 1(d)では,き裂の周囲において KAM 値が高くなって いた.一部の柱状粒と粗大な粒において,KAM 値が高 くなっていた.一方,Fig. 1(e)より,積層方向に対し垂直 な面では,方位が著しく異なる粗大な粒と微細な粒が観 察された.微細な粒は走査方向と同方向に観察されたこ とから,レーザーのオーバーラップによって生成したと 考えられる

き裂とその周囲に実施した EDS 分析結果を Fig. 2 に 示す. き裂の表面から Zirconium(Zr)が濃化していること が観察された. デンドライト組織の界面では低融点元素 偏析や化合物の析出が生じるため,組織の結合力が低下 する⁴⁾. Fig.3⁵⁾に示すように,Ni-Z 状態図は共晶系であ り,CM247LC の SLM 材では Zr が凝固過程中の液相に 最後まで残り,凝固過程の最終段階時に Zr が残存し, デンドライト間領域に沿ってき裂が生じたと考えられる.





Fig. 1 (a) Optical micrographs, (b) SEM micrographs, (c) EBSD IPF maps of as-built samples(vertical planes) and (d) Kernal Average Misorientation map, and (e) EBSD IPF maps of as-built (horizontal planes) and (f) KAM map.

Fig.4 に as-built 材の TEM 組織を示す. 転位が微細な析 出物にトラップされ,転位が絡みついている様子が観察 された.この析出物を ESD で分析した結果(Table 2), C が同定され,炭化物であると考えられるが,合金の C 量 が低いことから(Table 1),更なる検討を行う必要がある. Fig.5 に as-HIP 材と as-cast 材の組織を示す. Cast 材では, 1 mm を超える粗大粒が観察された.









Fig.4 TEM micrograph of the as-built specimen

Table 2 Chemical composition of the precipitate (mol%)								l%)		
	Cr	Co	Ti	Al	Mo	Hf	Та	W	С	Ni
	3.4	3.0	1.35	1.33	0.75	1.8	2.5	2.3	59.9	23.6



Fig. 5 IPF maps

3.2 引張特性

室温と 750℃における応力ひずみ曲線を Fig. 6, 引張特 性を比較した図を Fig.7 に示す. 室温においては(Fig.6(a)), HIP 材が SLM および Cast 材に比べて顕著な延性を示し た. これは HIP 材の等軸微細粒組織(Fig5(a)) に起因す ると考えられる. 750℃では (Fig6(b)), as-built 材は, 凝 固割れき裂のため, ほとんど延性を示さなかった. HIP 材と cast 材は,結晶粒形が大きく異なるにもかかわらず, 同等の延性を示した. HIP 材は,等軸微細粒を有するこ とから, cast 材に比して,高延性,高強度になると考え られるが,同等の延性になったことから, PPB により延 性が低下した可能性^のがあり, PPB の影響を検討する必 要がある.









Fig. 6 Stress-strain curves at (a) room temperature and (b) 750°C.



Fig. 7. Comparison of tensile properties between room temperature and 750 $^{\circ}$ C.
4. 結言

1. SLM 法により造形された CM247LC では,積層方向 に柱状粒と粒内に微細炭化物が観察された.

2. CM247LC 合金は方位差の大きな粒界に沿ってき裂が 観察され,さらに、き裂に沿って Zr 偏析が観察されたこ とから、凝固割れであると考えられる.

3. CM247LC の HIP 材は, 750℃で PPB により延性が低下した可能性がある.

謝 辞

本研究は JST-ALCA(16K06799)の一環として行ったものである.

参考文献

- 1) F. Liu, X. Lin, G. Yang, M. Song, J. Chen, W. Huang, Optics & Laser Technology , 43(2011), pp.208-213.
- 2) L.N. Carter, C. Martin, P.J. Whithers, M.M .Attallah, Jounal of Alloys and Compounds, 615 (2014), pp.338-347
- 3) S. Catchpole-Smith, N. Aboulkhair, L. Parry, C. Tuck, I.A. Ashcroft, A. Clare, Additive Manufacturing, 15(2017), pp. pp.113-122
- 4) M. Cloots, P.J. Uggowitzer, K. Wegener, Materials and Design, 89 (2016), pp. 770-784.
- 5) 金属データブック, 金属学会編, 1993, p.578.
- 6) Y.L. Kuo, K. Kakehi, Metals, 7(2017), 367.

B-17

SLM 法におけるプロセスパラメータが Ni 基超合金 IN718 の欠陥 および機械的特性に及ぼす影響

The effect of process parameters in the SLM method on defects and mechanical properties of Ni-based superalloy IN 718

*近藤研志^{*1}, 筧幸次^{*1}, An-Chou Yeh ^{*2} Kondo Kenji KAKEHI Koji

ABSTRACT

In this study, the three parameters of laser output power(P), scanning speed (v), scanning interval(h) were changed to investigate the relationship between the defects in the model and the energy density, which is one index of the process parameters. After that, parameters that can be molded with a size enough to produce test specimens were selected, the laser output and the scanning speed were fixed, the scanning pitch was changed to three kinds, and the block modeling was performed again. Thereafter, the block was sliced into a plate material having a thickness of 3.1 mm, and a sample for cross section observation by OM and a tensile test piece were cut out using a wire electric discharge machine. After that, a high temperature tensile test was conducted at 650°C., and the fracture surface observation was carried out by SEM. And their high temperature tensile properties were also investigated. It was found that energy density affects not only porosity density but also tensile properties.

キーワード: ガスタービン,積層造形,選択的レーザー溶融法,プロセスパラメータ,欠陥 **Key Words:** Gas Turbine, Additive Manufacturing, Selective Laser Melting, Process Parameter, defect

1. 緒言

Inconel718(以下 IN718)は高温強度と耐蝕性を兼ね備 えた析出硬化型 Ni 合金で、700℃までのクリープ強度に 優れ、低サイクル疲労に対して高い強度をもち、溶接性 はNi合金の中でも良好で,航空宇宙分野や発電分野にお ける高温部品の回転部,軸やディスク,タービンブレー ドに多く用いられている.金属粉末を薄く敷き、レーザ ー熱源を用いて焼結させる3次元積層造形法は選択的レ ーザー溶融法 (Selective Laser Melting 以下 SLM) と称さ れる. SLM 造形は CAD データから複雑形状な部品を除 去加工することなく直接造形することができるため工数 削減や歩留まりの向上が期待される. この技術はレーザ ーの出力や走査速度など様々なパラメータの組み合わせ によって制御されており、プロセスパラメータを決定す ることは造形物の密度や粗さなどの造形品質に影響する ため重要である.本研究ではレーザー出力(P),走査速度 (v), ハッチ間隔(h)の3つのパラメータを変更し, プロセ スパラメータのひとつの指標であるエネルギー密度と造 形物中の欠陥との関係を調べた.また,ハッチ間隔を変 更した試験片を作製し,それらの高温引張試験を行った.

 *1 首都大学東京 〒192-0397 東京都八王子市南大沢1-1
 *2 National Tsing Hua University

No. 101, Section 2, Kuang-Fu Road

2. 実験方法

エネルギー密度と造形物中の欠陥の関係を観察するため、ガスアトマイズ法で作製された山陽特殊鋼製 IN718 粉末を SLM 造形装置 ITRI JM 100 G3 を用いて焼結し観 察試料を造形した. レーザー出力(180, 200, 220,240 W) 4 種類,走査速度(800, 1000, 1200 mm/s) 3 種類,ハッチ 間隔(70, 100,120 μm) 3 種類のそれぞれの組み合わせであ る計 36 種、サイズが 10×10×2 mm ブロック造形を行っ た.走査方法はすべて zig-zag パターンで層ごとに走査を 90° ずらして走査した.



Fig.1 造形試料概観

その後,光学顕微鏡による造形物中の欠陥の様子を観察 した.その結果から,試験片が作製できるほどのサイズ で造形が可能なパラメータを選択し,レーザー出力 240 W,走査速度 800 mm/s で固定し,走査ピッチを 70,100, 120 µm の3 種類に変更してサイズが 25×40×10 mm の ブロック造形を行った.その後,ワイヤ放電加工機を用 いてブロックを厚さ 3.1 mm の板材にスライスし,断面 観察用の試料と平行部寸法が 2.8×3.0×19.6 mm の引張試 験片を切り出した.断面観察用の試料は光学顕微鏡を用 いて空孔の分布と形状を観察した.高温引張試験を 650 ℃で行い,試験後に走査型電子顕微鏡による破面観 察を行った.

3. 実験結果

3.1 造形試料の欠陥

出力,走査速度,ハッチ間隔を変更して造形を行った. パラメータの一つの指標として,エネルギー密度(E)がある.エネルギー密度は式(1)に示される

$$E = \frac{P}{vht} \tag{1}$$

P: 出力 (W), v: 走査速度 (mm/s)h: ハッチ間隔(mm), t:積層厚(mm)

積層厚さは 50 µm に統一した. エネルギー密度と OM 観 察による造形物中の欠陥率の関係を Fig. 1 にしめす. 図 中には各プロセスパラメータで造形された代表的な試料 断面を示した.



Fig.2 エネルギー密度と試料内の欠陥率の関係

エネルギー密度 40 J/cm³ 未満では欠陥率が高い造形物 が得られた.これらの欠陥は不定形な形状をしていた. エネルギー密度が不足したことによる欠陥であると考え られる.一方エネルギー密度が 90 J/mm³以上の領域でも 欠陥率は高くなった.これは粉末床に与えるエネルギー が大きすぎることによるヒュームの発生,溶融池を形成 する際の対流によるキーホール穴の形成が原因であると 考えられる.エネルギーが高すぎることによって造形物 の表面が粗くなるという現象もみられた.SLM 造形後の 表面が粗くなりすぎると,積層プロセスにおける粉末床 の作製の際に装置を傷つけてしまう恐れがあるため 10×10×2 mm ブロック以上の大きな造形を行うことが出 来なかった.

3.2 ハッチ間隔の変更した試料作製と断面観察

試料のハッチ間隔を 70, 100, 120 μm に変化させた試 料の造形の組織を示す. Fig. 4 に示すように h=70 μmでは 側面に欠陥を含んだ凹凸が生じていることがわかる. い ずれのブロックにも小さく円形の欠陥が多くみられた.



(a)*h*=70 μm
 (b)*h*=100 μm
 (c)*h*=120 μm
 Fig. 4 ハッチ間隔が異なる試料の垂直面組織

Figs. 5.6 はリン酸と蒸留水による電解エッチングによって得られた像であり,垂直面および水平面の様子を示している.垂直面では各レーザー走査によって形成される溶融池境界 (molten pool boundaries; MPBs) が形成されていた.水平面でも,垂直面と同様にレーザー走査痕が観察でき,各層約 90°レーザー走査方向が変化していることが確認できる.レーザー走査方向が変化していることが確認できる.レーザー走査でも入熱深さが均一でないことから,同一のレーザー走査でも入熱深さが均一でないことが確認された.円形欠陥は走査痕に関係なく位置しており,いずれの造形物にも同程度観察されたのに対して,不規則形状の欠陥は大小問わず MPBs に沿って存在していた.



(a)h=70 μm
 (b)h=100 μm
 (c)h=120μm
 Fig. 5 エッチング処理した垂直面組織

h=70 μmの試料では MPBs がオーバーラップしている 部分が観察できる.その一方で走査間隔が 100 μm 以上 の条件では溶融池がほとんど重なっていない.またいず れの欠陥も水平面に関しては走査痕をまたいで存在して いるものがほとんどであり, MPBs との位置関係は特に 観察されなかった.ま垂直面での観察では欠陥がいくつ か観察できたが水平面では欠陥はあまり見られなかった. 水平面上で欠陥があまりみられないのは,欠陥が水平面 に対して平行に配置しているためと考えられる.



(a)*h*=70µm
 (b)*h*=100µm
 (c)*h*=120µm
 Fig.6 エッチングした水平断面組織

Fig.7 に h=120 µm の試料の IPF マップを示す. 結晶粒 はランダムに配向している. また結晶粒が溶融池に似た 形状で存在していることから,レーザー走査による溶融, 凝固のプロセスに沿って結晶粒が生成していくと考えら れる. また,欠陥の付近では粒が微細化していることが 観察された.造形において予備加熱などは行わなかった. レーザー照射による熱伝導で造形ステージの温度は 60 ~80 ℃程度だった.予備加熱やレーザー走査によって温 度勾配や凝固速度を制御することで欠陥を減らしていく ことが今後の課題となる.



Fig.7 *h*=120 µm の垂直断面 IPF マップ

3.3 高温引張試験

それぞれのハッチ間隔で造形した試料の 650 ℃における 引張強度特性を Fig. 8 に示す.間隔を増加させていくに したがって引張強度が増加し,延性は減少した.エネル ギー密度は式(1)より h =70, 100, 120 µm に対して E=86, 60, 50 J/mm³となった.以上のことからエネルギー密度は 欠陥形成 (Fig.2) だけでなく,強度特性にも影響するこ とが明らかになった. SEM による引張試験後の破面を Fig. 9 に示す.いずれの破面も,延性破面であり, h=100, 120 µm の破面では未溶融粉末が確認された.これらの大 きさはガスアトマイズよる粉末作製の際に衛星粒子と呼 ばれる主粉末に付着したより小さな粒子の大きさと一致 した.したがって造形品質に衛星粒子の存在が影響した と考えられる. h=70 µm の破面表面には未溶融粉末の存 在は確認できなかったが,側面部の凹凸を形成している 円形の欠陥内部には未溶融粉末の存在が確認された.エ ネルギー密度が高いと粉末床にエネルギーを多く与える ため,溶融した金属が未焼結の粉末を巻き込み孔が形成 されるためであると考えられる.







Fig. 10 未溶融粉末の拡大像

4. 結言

1. 高密度化の最適なエネルギー密度が存在する.

2. 不規則形状の欠陥はエネルギー密度不足による溶け込 み不足が原因で生じ,円形欠陥は粉末内部の気孔の残存, 粉末に付着した水分の造形中の蒸発,エネルギー密度過 多によるヒュームの発生,対流によるキーホール穴の形 成が原因で生じると考えられる.

3. ハッチ間隔を 70 µm から 120 µm に増加させるにし たがって引張強度は増加し,延性は減少した.エネルギー 密度は,造形材の密度だけでなく,強度特性にも影響す る.

参考文献

- M.n Xia, D. Gu, H. Chen, Q. Shi, International Journal of Machine Tools & Manufacture,109 (2016), pp147-156
- (2) Y-L Kuo, S. Horikawa, K. Kakehi, Scripta Materialia,129 (2017), pp74-78

B-18

Ni 基一方向凝固超合金のクリープ寿命に及ぼす硫黄の影響と CaO るつぼ溶解による回復効果

Influence of Sulfur Addition on Creep Rupture Life of Ni-base Directionally Solidified Superalloy and Its Recovery by CaO Crucible Melting

*佐々木英里*1	川岸京子*2	横川忠晴 ^{*2}	高田裕治*2
SASAKI Eri	KAWAGISHI Kyoko	YOKOKAWA Tadaharu	TAKATA Yuji
小林敏治*2	湯山道也*2	鈴木進補*1	原田広史*2
KOBAYASHI Toshiharu	YUYAMA Michinari	SUZUKI Shinsuke	HARADA Hiroshi

ABSTRACT

To investigate the influence of sulfur on creep rupture life of a Ni-base directionally solidified superalloy and its recovery by CaO crucible melting, creep tests were carried out under 900 $^{\circ}$ C/392 MPa with several stress directions against solidified direction. A Ni-base directionally solidified superalloy, TMD-1700, and 20 ppm sulfur-added alloy were used in this study. These alloys were melted in an Al₂O₃ crucible and cast in plate shape. As a result, creep rupture lives of the sulfur-added alloy are less than those of the original alloy in all stress directions. It is also clarified that melting sulfur-added alloy in a CaO crucible is very effective for desulfurization and for recovering creep rupture life to the almost same level as the original alloy.

キーワード: Ni 基一方向凝固超合金, クリープ寿命, 硫黄, CaO るつぼ溶解, 脱硫 Key Words: Ni-base directionally solidified superalloy, Creep rupture life, Sulfur, CaO Crucible melting, Desulfurization

1. はじめに

我々は、タービン翼用 Ni 基超合金の性能を維持しつつ、 材料コストを低減することを目的として、Ni 基単結晶超 合金の直接完全リサイクル技術の開発⁽¹⁻²⁾を行っている. 本研究では、より多く使われている Ni 基一方向凝固超合 金についても同技術の適用可能性を調べることとした. Ni 基一方向凝固超合金には結晶粒界があるため、異方性 を考慮する必要があり、複数の応力方向での機械的特性 と組織観察を行うこととした.

2. 実験方法

2.1 一方向凝固試料作製

Table 1 に示す公称組成(wt.%)の Ni 基一方向凝固超合 金 TMD-1700 を供試材として用い,以下の3条件で溶解 を行った.

- S 無添加-Al₂O₃るつぼ溶解材: TMD-1700 を Al₂O₃る つぼにて溶解.
- S 添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材: 硫黄を 20 ppm 添加し, Al₂O₃ るつぼにて溶解.

 *1 早稲田大学 理工学術院 基幹理工学研究科 機械科学専攻 〒169-8555 新宿区大久保3-4-1
 *2 物質・材料研究機構

〒305-0047 つくば市千現1-2-1

 ③ S 添加-CaO るつぼ溶解材: 硫黄を 20 ppm 添加し, CaO るつぼにて溶解.

溶解後, Fig.1(a)に示すような板状に一方向凝固鋳造し, 1280 °C/10 h(溶体化)→1100 °C/4 h+870 °C/20 h(時効)の熱 処理を行った.以後,熱処理まで行った試料を熱処理材 と呼称する.熱処理材を用いて,クリープ試験片の作製, 燃焼・赤外線吸収法を用いた硫黄含有量の分析,走査型 電子顕微鏡(Scanning Electron Microscopy: SEM)観察・電 子線マイクロアナライザ(Electron Probe Micro Analyzer: EPMA)分析を行った.

2.2 クリープ試験

Fig.1(a)に示す板状熱処理材を用いて, Fig.1(b)の切り出 し方向にてJIS-Z2271クリープ試験片を作製した.以後, 切り出し方向は θ で表す. 作製した試験片を用いて, 900 ℃/392 MPa でクリープ試験を行った. 試験後, 破断 した試験片の SEM 観察を行った.

Table 1	Nominal	composition	of TMD-	-1700	(wt.%)
					· · · · · · / · /

Cr	Мо	W	Al	Ta	Hf
9.0	0.6	7.6	5.4	10.0	0.1
Si	С	В	Zr	Ni	
0.04	0.08	0.015	0.03	bal.	







Fig.2 Results of creep test at 900 °C/392 MPa (Cutting direction $\theta=0^{\circ}$)

3. 結果

各試料の硫黄含有量は S 無添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材で 2.0 ppm, S 添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材で 13.5 ppm, S 添加 -CaO るつぼ溶解材で 4.2 ppm であった. この結果より, CaO るつぼ溶解を行うことにより脱硫ができたことを確 認した.

 $\theta=0^{\circ}$ のクリープ試験の結果を Fig.2 に示す. なお, いず れの切り出し方向 θ においても, S 添加-Al₂O₃ るつぼ溶 解材のクリープ寿命は S 無添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材に比 べて低下し, S 添加-CaO るつぼ溶解材のクリープ寿命は 回復した.また,切り出し方向 θ が大きくなるほど,硫 黄添加による寿命低下の割合が大きくなっていた.

4. 考察

クリープ破断後の試験片の SEM 観察を行った結果, 切り出し方向 θ が同じであれば, 硫黄含有量による破断 メカニズムの差異はなかった.

一方,熱処理材について SEM 観察を行ったところ, 析出物が結晶粒内・結晶粒界にそれぞれ見られた. EPMA 分析の結果,析出物はほぼ炭化物であることがわかった. さらに,硫黄の存在位置を特定するために,結晶粒界・ 析出物・結晶粒内でそれぞれ EPMA 分析を行った. その 結果,炭化物近傍や結晶粒界に硫黄が濃化していること がわかった.硫黄添加により,炭化物やその近傍の結晶 粒界・結晶粒内の脆化や結晶粒界の密着性低下が起こる (3-4)ことが報告されており,このメカニズムが作用したも のと考えられる. また,硫黄により耐酸化性が低下する⁽³⁾ことが報告さ れているため,酸化の影響を考慮する必要がある.しか しながら,本研究においては,特に切り出し方向θが45° や90°においてはクリープ寿命が短いため,酸化による 有効断面積の減少は少なく,その影響は少ないと考えら れる.

ここで、CaO るつぼ溶解を行うことにより、硫黄含有量は S 無添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材と同様まで低下したことから、S 添加-Al₂O₃ るつぼ溶解材で起こった粒界脆化などが解消され、析出物の組成はほぼ同様となったことにより、どの切り出し方向 θ においてもS 添加-CaO るつぼ溶解材のクリープ寿命は回復したと考えられる.

5. 結論

Ni 基一方向凝固超合金のクリープ寿命に及ぼす硫黄 の影響および CaO るつぼ溶解による回復効果を調べた. その結果,以下の2つの知見を得た.

- (1) S添加-Al₂O₃るつぼ溶解材のクリープ寿命は、いず れの方向においてもS無添加-Al₂O₃るつぼ溶解材に 比べて低下した.また、切り出し方向θが大きくな るほど、硫黄添加により寿命が低下する割合が大き くなった.
- (2) S 添加-CaO るつぼ溶解材のクリープ寿命は、いず れの方向においてもS添加-Al₂O₃るつぼ溶解材に比 べて回復傾向を示した.特に、θ=45°においては、S 無添加-Al₂O₃るつぼ溶解材と同等まで回復した.

以上の結果より, Ni 基一方向凝固超合金においても直接 完全リサイクル技術が適用可能であることがわかった.

謝 辞

本研究はJST ALCA「超合金タービン翼の直接完全リ サイクル法の開発(JPMJAL1302)」プロジェクトの一環と して行われました.記して謝意を表します.

参考文献

- S. Utada, Y. Joh, M. Osawa, T. Yokokawa, T. Kobayashi, K. Kawagishi, S. Suzuki, and H. Harada: High Temperature Properties of a Single Crystal Superalloy PWA1484 Directly Recycled after Turbine Blade Use, Superalloys 2016, (2016), pp. 591-599.
- (2) 宇多田悟志,原田広史,川岸京子,鈴木進補:タービン翼用 超合金の進化とリサイクル技術の開発,日本ガスタービン 学会誌,vol.45, No.6, (2017), pp. 445-451.
- (3) J. X. Dong, R. G. Thompson, and X. S. Xie: Mult-Component Intergranular and Interfacial Segregation in Alloy 718 with Correlations to Stress Rupture Behavior, Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives, (1997), pp. 553-566.
- (4) J.E. Doherty, A.F. Giamei and B.H. Kear: The importance of grain boundary morphology and cohesion on intergranular strength, Canadian Metallurgical Quarterly, vol. 13, (1974), pp. 229-236.
- (5) 佐々木英里, 宇多田悟志, 齊藤拓馬, 川岸京子, 横川忠晴, 大澤真人, 小林敏治, 鈴木進補, 原田広史: 硫黄添加した Ni 基一方向凝固超合金の CaO るつぼ溶解による耐酸化性 の回復, 日本金属学会 2017 年春期講演大会概要集, (2017), 65.

B-19

遠心圧縮機低流量域での ディフューザ旋回失速の挙動と内部流動調査

The Behavior of Diffuser Rotating Stall and Investigation of Internal Flow in a Centrifugal Compressor at Low Mass Flow Rate

*渡邉 紗貴*1	乾 哲也*1	藤澤 信道*2	太田 有*2
WATANABE Saki	INUI Tetsuya	FUJISAWA Nobumichi	OHTA Yutaka

ABSTRACT

The development of a diffuser rotating stall in a centrifugal compressor with a vaned diffuser was investigated through experimental and numerical analyses. Through numerical analysis, with the development of the diffuser stall, a strong adverse pressure gradient was generated by expanding the blockage to the hub side. Then, a tornado-type vortex and a separation vortex were generated at the diffuser leading edge, it was causing a great decrease in the hub side mass flow rate. For validating the results of the numerical analysis, the magnitude of pressure fluctuations on the casing wall along the impeller and diffuser passages was measured. From this results, a large pressure fluctuation occurred due to the blockage generated at the diffuser throat area. Then, the main flow collides with the expanded stall cell, and the static pressure at the diffuser inlet rise. Finally, the stall expanded to the entire compressor around the diffuser throat area.

キーワード:遠心圧縮機,羽根付ディフューザ,旋回失速,CFD, DES Key Words: Centrifugal Compressor, Vaned Diffuser, Rotating Stall, CFD, DES

1. はじめに

遠心圧縮機は高効率化および省エネルギ化を目的とし, 羽根付ディフューザの採用が進められている.しかし,羽 根付ディフューザを採用することで高い圧力上昇が得ら れる一方,部分流量運転時においてサージや旋回失速など の非定常現象が発生するために,羽根なしディフューザ採 用時に比べ安定作動範囲が縮小するといった問題が生じ る.そのため,圧縮機性能を維持しつつ,安定作動範囲を 拡大させるには,圧縮機内部に発生する非定常現象の発生 メカニズムを調査することが必要不可欠となっている.

近年遠心圧縮機内部に発生する非定常現象の研究報告 は数多くなされており、その中でも旋回失速に関する報告 が大部分を占める. Fringe ら⁽¹⁾ は、実験結果より、部分流 量運転時において、羽根車流路とディフューザ流路におい てそれぞれ失速セルが共存して旋回していることを示し ている. また Tomita ら⁽²⁾ は、動翼において発生する失速 セルは、動翼負圧面に発生する竜巻型の渦によって構成さ れていることを数値解析によって明らかにしている. また、 Fujisawa ら⁽³⁾は、ディフューザ流路入口ベーンレス部において旋回するディフューザ失速セルが、段全体に影響を及ぼす段失速へと拡大することを実験・解析より明らかにしている.しかし、さらなる流量低下に伴う旋回失速拡大時の内部流動の変化については、未だ不明な点が多いのが現状である.

そこで本研究では、羽根付ディフューザを有する遠心圧 縮機の流量低下に伴うディフューザ失速の挙動と内部流 動について、実験および数値解析により調査を行った.圧 縮機内部流れ場およびディフューザ失速の成長過程につ いて調査するため、壁面静圧と流速の同時計測を実施した. 圧力測定は、高感度圧力センサを用いて羽根車入口からデ ィフューザ出口まで子午面方向に 5 点計測点を設置して 行い、熱線流速プローブを用いて圧縮機出口において非定 常流量計測を行った.また、渦型室を含む圧縮機全周を対 象とした内部流れ場の非定常 DES 解析を行い、ディフュ ーザ失速の拡大が内部流れ場に与える変化を可視化した.

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

供試遠心圧縮機は舶用ディーゼルエンジンに用いられ る過給機用遠心圧縮機である. Table 1 および Fig.1, Fig.2

 ^{*1} 早稲田大学,基幹理工学部 〒169-8555 新宿区大久保3-4-1 E-mail: saki-watanabe@toki.waseda.jp

^{*2} 正員, 早稲田大学, 基幹理工学部 〒169-8555 新宿区大久保3-4-1 E-mail: yutaka@waseda.jp

Table 1 Dimensions of Tested Compress	sor
---------------------------------------	-----

Tested Centrifugal Compressor				
Rotational Speed	Ν	6000	min ⁻¹	
Mass Flow Rate	G	1.64	kg/s	
Pressure Ratio	P_{5}/P_{0}	1.1	-	
	Impeller			
Number of Blades	Ζ	14		
(Main + Splitter)		(7+7	')	
Inlet Diameter	D_{I}	248	mm	
Outlet Diameter	D_2	328	mm	
Exit Blade Width	B_2	26.14	mm	
	Diffuser			
Blade Shape		Wedge		
Number of Vanes	V	15		
Leading-edge Diameter	D_3	360	mm	
Trailing-edge Diameter	D_4	559	mm	
Diffuser Width	B_4	26.14	mm	

に供試遠心圧縮機の仕様および主な測定系を示す. 圧縮機の回転数は 6000[min⁻¹]に設定して実験および数値解析を行った.

供試羽根車はインデューサを有する長羽根7枚,短羽根7枚,短羽根7枚から構成される開放型羽根車である.ディフューザには15枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザを採用した.ディフューザ通路幅は*B*₄=26.14[mm]に設定し,ディフューザ案内羽根にはくさび形案内羽根を採用した.

2.2 実験方法

圧縮機出口静圧は,圧縮機出口直後に設置した差圧発信 器により計測した.流量は吐出管出口に設置したバタフラ イ弁によって制御し,オリフィス流量計の差圧から算出し た.

圧縮機内部に発生する非定常現象を調査するために, 圧力と流速の非定常計測を行った. 圧力は高感度圧力セン サ(Kulite XCQ-062)によって羽根車入口(I.I.),羽根車流路 間(I.M.),案内羽根入口部(D.I.),ディフューザ流路スロー ト部(D.M.)および案内羽根出口部(D.E.)において計測を行い、さらに薄型圧力センサ(Kulite LQ-062)を用いてディフ ューザ流路間(D.M.1-D.M.5)のハブ側およびシュラウド側 において計測した.また、流速はスプリット型熱線流速プ ローブ(DANTEC 55R57)によって案内羽根入口(D.I.)、圧縮 機出口部(C.E.)において計測した.

また, Fig.2 に示すようにディフューザ流路に番号を付けた. 舌部直前にあたる流路をディフューザ流路1とし,時計回りに番号を増やしている.

3. 数值解析法

圧縮機内部に発生するディフューザ失速の非定常挙動 を調査するために数値解析を実施した.支配方程式は連続 の式,3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式,エネルギ方程式 および理想気体の状態方程式であり,有限体積法により離 散化した.対流項には MUSCL(Monotone Upstream-centered Scheme for Conservation Laws)法により高次精度化した FDS (Flux Difference Splitting)を用い,粘性項はガウスの 定理に基づく2次精度中心差分で評価した.また,時間積



Fig. 1 Velocity Measuring Position at Compressor Exit.



Fig. 2 Configuration of Compressor Geometry and Measuring System.



分には MFGS(Matrix Free Gauss Seidel)陰解法を採用した. 乱流モデルには LES/RANS ハイブリッドモデルである Detached Eddy Simulation を採用した.本研究では, Strelets ら⁽⁴⁾が提案した SST $k-\omega$ 乱流モデルに基づく DES を採用 しており,局所的な乱流の渦スケールに応じて RANS/LES 領域を自動的に切り替えることが可能である.相対系には 慣性力として遠心力およびコリオリ力を考慮した.

計算領域は,渦型室を含めた供試遠心圧縮機全体であり, 総格子点数は約8000万点である.解析格子の詳細や境界 条件は以前の報告⁽³⁾を参照されたい.

4. 結果および考察

4.1 供試遠心圧縮機の特性

実験および数値解析から得られた圧縮機性能を Fig.3 に 示す. φ= 0.24 は N = 6000[min-1]運転時における供試圧縮 機の最高効率点であり、 *ϕ*=0.14 はディフューザ失速が発 生する失速点である.失速点では、羽根車流路およびディ フューザ流路において,それぞれ羽根車失速セルとディフ ューザ失速セルが共存してシュラウド側で旋回している ことが確認されている.また、これらの失速の旋回速度は、 それぞれ羽根車回転速度の55,25%であることより55[Hz], 25[Hz]の周波数を持つ. 更なる低流量域である Ø = 0.10 に おいては失速形態が変化し、22[Hz]の周波数を持つ段失速 が流路全スパンにおいて認められている. さらに, 段失速 はディフューザ失速と比較して、失速セルの拡大と変動レ ベルの増加が確認(3)されている.本研究では、ディフュー ザ失速セルが段全体へと成長する過程を解明するため,段 失速が発生する Ø=0.10 における流れ場を調査した. Fig.3 より,数値解析結果は実験結果と比べて設計点から失速点 より低流量側まで定量的に一致している.

4.2 ディフューザ失速の挙動変化

ディフューザ失速の挙動について調査するため,ディフ ューザ流路間におけるシュラウド壁面静圧の非定常計測 を行った結果を Fig.4 に示す.バタフライ弁を急激に閉め ることによって流量係数をØ= 0.14からØ= 0.10まで減少 させて計測を行った. Fig.4(i)は圧縮機出口部において計測 した流量変動を示しており,ディフューザ流路間 D.I.b, D.M.2,および D.E.の3点で計測したシュラウド壁面静圧 の非定常計測結果に100[Hz]以下の low-pass filter を施した ものを Fig.4(ii)に示す. Fig.4 より時間経過とともに圧力変 動が大きくなりディフューザ失速が拡大していることが わかる.ディフューザ失速の拡大過程において,特に案内 羽根入口(D.I.b)の静圧が上昇する現象がみられる.ここか らは,変動が大きくなる前の状態を Condition (a),案内羽 根入口における静圧が上昇した状態を Condition (b),強い 変動を持つ失速状態を Condition (c)とする.

Fujisawa ら⁽³⁾ より, Condition (a)では, 案内羽根入口部 および羽根車入口部においてディフューザ失速と羽根車 失速がそれぞれ旋回しており, ディフューザ失速および逆 流域が案内羽根入口部シュラウド側にて確認されている. よって, Condition (a)におけるディフューザ失速の挙動は $\phi = 0.14$ における挙動と類似していると考えられる. 一方, Condition (c)では段全体において強い変動をもつ段失速が 全スパンにわたって確認されている. また, Condition (b) は, ディフューザ失速が案内羽根入口部において逆流域と ともにシュラウド側からハブ側へと移動し, 羽根車流路間 でも確認されることから, Condition (a)から Condition (c) へと至る過渡的な状態であると考えられる. そこで, Condition (b)における流れ場の調査を詳細に行った.

4.3 ディフューザ失速の初生と成長過程

Fig.4 において確認された Condition (b)での静圧上昇に ついて詳細に調査するため、ディフューザ流路のハブ側、 シュラウド側にて測定した静圧上昇値の分布を Fig.5 に示 す. 縦軸は Condition (b)と Condition (a)におけるそれぞれ



Fig. 4 Pressure Fluctuation Traces (100Hz Low-pass Filter) with Decrement of Flow Rate.

の圧力平均値の差分値を,横軸は羽根車中心から測定点ま での距離を羽根車出口半径で無次元化した値を示してい る. Fig.5 より,ハブ側に着目すると,案内羽根入口部か らスロート部にかけて静圧上昇幅がシュラウド側に比べ て顕著に増大していることが確認できる.

そこで, ディフューザ流路スロート部においてシュラウ ド側・ハブ側壁面静圧の同時計測を行った結果を Fig.6 に 示す.この測定は、バタフライ弁を急激に閉めることによ り Ø= 0.14 から Ø= 0.10 まで流量を低下させながら行って いる. Fig.6(i)は、 圧縮機出口において測定した非定常流量 波形を, Fig.6(ii)はディフューザ流路スロート部のハブ側 およびシュラウド側壁面静圧の非定常計測結果に 30[Hz] 以下の low-pass filter を施したものを示す. また, (ii)の時 間波形から算出した RMS 値と平均圧力値との差分値を Fig.6(iii)に、圧力変動の RMS 値の時間変化を算出した結 果を Fig.6(iv)に示す. これらの値の算出には以下の式を用 いた. toは基準時間であり, to/trev=9.76 で定義する.

$$P_{dif}(t) = \left| \frac{1}{2t_0} \int_{t-t_0}^{t+t_0} P dt - \bar{P} \right|$$
(1)
$$RMS(t) = \sqrt{\frac{\int_{t-t_0}^{t+t_0} (P - \bar{P})^2 dt}{2t_0}}$$
(2)

 $2t_0$

Fig.6 より, Condition (b)に着目すると, 圧力差分値および RMS 値ともにシュラウド側よりもハブ側で大きくなって いることがわかる.以上の結果より、ディフューザ流路ス ロート部において失速がハブ側に遷移することで, 主流が ハブ側で生成されたブロッケージに衝突し、スロート部前 方においてハブ側壁面静圧が上昇していると考えられる.

さらに、 φ=0.10 における内部流れ場のより詳細な調査 を非定常数値解析により行った. 羽根車流路入口, ディフ



Fig. 5 Pressure Rise Rate Between Condition (a) and Condition (b) along Meridional Direction in Diffuser Passage.



Fig. 6 Pressure Fluctuation Traces (30Hz Low-pass Filter), Pressure Rise Value, and RMS of Pressure Fluctuation with Decrement of Flow Rate.

ューザベーンレス部における周方向流速分布の時間変化 を Fig.7 に示す.縦軸は Fig.2 に示す角度であり,横軸は 羽根車1回転に要する時間で無次元化した無次元時刻で ある. ここでは、流量の低下している領域を明確にするた めそれぞれの時刻での流量の平均値に対する比を示して いる.

Fig.7 より, 羽根車入口, ディフューザベーンレス部と もに流量の低下している領域が存在し,羽根車回転方向に 旋回していることがわかる. Fig.7(ii)に示すように, 無次 元時間 t*= 0.0 - 1.0 において流量の低下する領域が羽根車 回転速度の約25%で旋回していることが確認された.した がって,この時点で段失速は発生せず,数値解析によりデ ィフューザ失速のみが旋回する Condition (a)の流れ場が再 現されていると考えられる.次に,無次元時間 t*=1.0-2.5 においてディフューザ失速が羽根車回転速度の約 40%ま で加速した. さらに, 無次元時間 t*= 2.5 - 5.0 においては 低流量域が羽根車回転速度の約22%で旋回しており,これ は Condition (c)の段失速の変動にあたる.

この変化の詳細について調査するため、ディフューザ流 路 No.10 のスロート部をスパン方向に三等分したときに それぞれの領域を通過する流量の時間波形を Fig.8 に示す. ハブ側の流量が低下し、流れ場が Condition (b)に変化して





いる領域を赤く色付けしている. Fig.8 より, ハブ側の質 量流量は基本的にはシュラウド側より大きいが, 無次元時 間 $t^*=2.5-5.0$ で著しく減少した. Fig.7 においてディフュ ーザ失速がこの時間範囲内で発達すること, さらに実験結 果より Condition (b)においてハブ側半径方向流速の低下が 確認されている. したがって, 無次元時間 $t^*=1.0-2.5$ に おいては実験と同様に解析においても Condition (b)への内 部流動の変化が捉えられたと考えられる.

さらに、Condition (b)におけるハブ壁面近傍の流れ場の より詳細な調査を非定常数値解析により行った. ディフュ ーザ流路 No.10 におけるハブ壁面静圧の分布を Fig.9 に示 す. ハブ側の流量が減少し始める前の無次元時間 t*=1.13 では、ディフューザ流路子午面方向に沿って静圧が徐々に 上昇している. ディフューザ失速の発達に伴い、ディフュ ーザ流路スロート部ハブ壁面における静圧は上昇し, 無次 元時間 *t**=1.51 において強い逆圧力勾配が発生する. これ は, Condition (b)においてディフューザ失速セルがディフ ューザ流路スロート部にてスパン方向に発達し, 逆圧力勾 配を誘発したと考えられる.

また,ディフューザ流路 No.9 および No.10 内の瞬間的 な渦構造を Fig.10 に示す. 渦構造は Q 値によって可視化 し,無次元へリシティによって色付けしている. 無次元時



Fig. 9 Static Pressure Distribution on the Hub Surface. Nondimensional Helicity







Fig. 10 Separation Vortex at Leading Edge and Throat Blockage Near the Hub Surface.



Fig. 11 Pressure Fluctuation Traces (100Hz Low-pass Filter) and RMS of Pressure Fluctuation with Decrement of Flow Rate.

間 t^{*}= 1.39 において,ディフューザ流路 No.9 のハブ側に 縦渦が発生し,流路スロート部ハブ側にブロッケージが形 成されている.このブロッケージにより,シュラウド側だ けでなくハブ側でも流入角が増大し,隣接する案内羽根前 縁の負圧面ハブ側付近に竜巻型渦が発生する.さらに発生 した竜巻型渦がディフューザ流路 No.10 へと拡大し,スロ ート部におけるブロッケージを形成する.このスロート部 におけるブロッケージがハブ壁面付近で強い逆流を引き 起こし, Fig.10 に示すようにハブ側に剥離渦が発生する. したがって, Condition (b)でのディフューザ流路スロート 部におけるディフューザ失速のスパン方向への発達が,デ ィフューザ失速セルの成長の初生であると考えられる.

数値解析によって得られた結果を検証するため、圧縮機 子午面方向に沿ったシュラウド壁面静圧の同時計測を行 った結果を Fig.11 に示す.ディフューザ失速の発達過程に ついて調査するため、バタフライ弁を急激に閉めることに よって Ø = 0.14 から Ø = 0.10 へと流量を低下させて計測し た. Fig.11(i)は圧縮機出口部において計測した非定常流量 波形を示しており、圧縮機子午面方向に沿った I.I., I.M., D.I.b, D.M.2, および D.E.の 5 点で計測したシュラウド壁 面静圧の非定常計測結果に 100[Hz]以下の low-pass filter を 施したものを Fig.11(ii)に示す.また、(ii)の圧力変動の RMS 値の時間変化を算出した結果を Fig.11(iii)に示す. RMS 値 に着目すると, ディフューザ失速が発達する前は全ての計 測点で小さい値を取るが, 流量が減少するにつれて D.I.b および D.M.2 において急激に増加し, Condition (c)に移行 すると他の計測点においても RMS 値は増加した. したが って, まず案内羽根スロート部において発生するブロッケ ージによって大きな圧力変動が発生し, 主流が拡大した失 速セルに衝突することで案内羽根入口部での静圧が上昇, その後案内羽根スロート部を中心に, 圧縮機全体へと失速 が拡大していくと考えられる.

5. 結論

遠心圧縮機部分流量運転時に発生するディフューザ失 速の流量低下に伴う拡大過程を調査するために実験およ び数値解析を行った.得られた結果を以下にまとめる.

- (1) 失速点である Ø=0.14 において、羽根車失速とディフ ューザ失速がそれぞれ羽根車入口部およびディフュ ーザ入口部において共存して旋回する. さらに Ø= 0.10 ではディフューザ失速が拡大し羽根車入口まで 影響を及ぼすため、羽根車入口とディフューザ入口 で流量の低下する領域が同じ周期で旋回する.
- (2) ディフューザ失速が拡大時にシュラウド側からハブ 側へと移行するとともに、案内羽根入口でハブ側の 半径方向流速がシュラウド側の半径方向流速を下回 る現象が数値解析および実験において確認された.
- (3) ディフューザ失速の成長に伴い,ブロッケージがハ ブ側まで拡大することで強い逆圧力勾配が生じる. これによりディフューザ案内羽根前縁部において竜 巻型の渦と剥離渦が発生し,ハブ側流量の大幅な低 下を引き起こす.
- (4) 圧縮機子午面方向に沿ったシュラウド壁面静圧の非 定常同時計測により、段失速に起因する大きな変動 は、ディフューザ案内羽根スロート部において発生 し、その後圧縮機全体に圧力変動が伝播し、拡大し ていくことで発生する非定常現象である.

参 考 文 献

- Fringe, P. et al., Distinction Between Different Type of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor with Vaneless Diffuser, Trans. ASME, Vol.106(1984), 468-474.
- (2) Tomita, I. et al., The Effect of Tip Leakage Vortex for Operating Range Enhancement of Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), 051020.
- (3) Fujisawa, N. et al., Evolution Process of Diffuser Stall in a Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018, GT2018-75462 (2018)
- (4) Strelets, M., et al., Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, 2001-0879.

B-20

境界層吸い込み(BLI)を模擬した入口全圧ディストーションが ファンの空力性能に与える影響

Effect of inlet total pressure distortion simulating Boundary Layer Ingestion on aerodynamic performance of JAXA Small Fan for NE2013

	*大串 尚太郎	*1 三谷 佳宏*1	佐藤 哲也*1
	OGUSHI Shotaro	MITANI Yoshihiro	SATO Tetsuya
岡井 敬一*2	賀澤 順一*2	正木 大作*2	原田 正志 ^{*2}
OKAI Keiichi	KAZAWA Junichi	MASAKI Daisaku	HARADA Masashi

ABSTRACT

Boundary Layer Ingestion (BLI) is one of the most useful techniques for reducing fuel consumption of jet engines. On the other hand, the inlet total pressure distortion caused by BLI is harmful to the engine. The purpose of this paper is to explain the effect of inlet total pressure distortion on aerodynamic performance. A total pressure distribution simulating BLI was created using the speed distribution in front of the BLI propeller of NASA's Starc-ABL aircraft, and a CFD analysis was conducted. As a result, the fan adiabatic efficiency drops by 1.37% compared with the podded configuration. One reason for this reduction in the fan adiabatic efficiency is considered to be the total pressure loss caused by the increase of boundary layer thickness which is developed around the suction surface of the blade.

キーワード:境界層吸い込み (BLI), 全圧ディストーション, 半径方向ディストーション, 断熱効率, 迎角 **Key Words**: Boundary Layer Ingestion, Inlet Distortion, Radial Distortion, Adiabatic Efficiency, Incidence Angle

1. はじめに

境界層吸い込み(Boundary Layer Ingestion; BLI)は機体 表面に発生する境界層をエンジンに吸い込ませ,機体周 りの流れを改善することによって,機体の抗力減少とそ れに伴う燃費改善が期待されている技術である。一方で 問題点として,エンジンは従来ダイバーター等を用いて 除去してきた境界層を吸い込むことにより,エンジン上 流に全圧ディストーションが発生する。これによりエン ジン効率の低下が予想されている。従って BLI によって 得られる燃費の向上分は,最終的に機体の抗力低下のメ リットからエンジンの性能低下のデメリットを差し引い たものとなる。

このような BLI の効果については Drela^[1]の Power Balance によって説明されている。

 $P_{S} + P_{V} + P_{K} = W\dot{h} + \dot{E}_{a} + \dot{E}_{v} + \dot{E}_{p} + \dot{E}_{w} + \phi$ (1) 式(1)は航空機を取り囲むように検査体積を取った時の エネルギー保存式である。ここで

- *1 早稲田大学 〒169-8555 新宿区大久保3-4-1 E-mail: shotaro322015642@asagi.waseda.jp
 *2 宇宙航空研究開発機構
- 〒182-8522 調布市深大寺東町7-44-1 E-mail: okai.keiichi@jaxa.jp

- Ps: シャフトの生み出すエネルギー
- Pv: 発生する圧力仕事
- P_K: 流入する運動エネルギー
- É_a: 運動エネルギーの主流方向成分の流出量
- E_v: 運動エネルギーの渦成分の流出量
- *É*_p: 流出する圧力仕事
- Ép: 衝撃波により流出する仕事
- φ: 粘性散逸により失われるエネルギー

Wh: 航空機のポテンシャルエネルギー変化 左辺は全体として検査体積に供給される力学的エネルギ ーを示している。ケーシングを持つ多くのエンジンの場 合,エンジンを検査体積の外とすることで,エンジンの



Fig. 1 Comparison of dissipation in isolated and wakeingesting propulsors for 2-D airfoil.^[1]



BLI模擬による入口全圧分布

仕事は流入する運動エネルギーと捉えられ、P_Kに分類さ れる。対して右辺は力学的エネルギー消費,流出を表す。 検査体積内の力学的エネルギーは、粘性散逸により次第 に失われるため、検査体積を十分に広く取ることによっ て,流出する力学的エネルギーĖはφに変化する。式(1) により,右辺のエネルギー消費,流出の原因を考慮する ことによって、供給されるエネルギー、すなわちエンジ ンが生み出す必要のあるエネルギーを見積もることが出 来る。図1は2次元翼に対して従来通り機体と離しエン ジンを配置した場合と、BLI 式に配置した場合のエネル ギー消費を比較したものである。尚、検査体積を十分広 くとっているため,図中で翼後縁より生じる後流による エネルギー $\vec{E}_{a_{TF}}$ は ϕ_{wake} に変換されている。またケーシ ングを持つ推進装置を仮定しているため、左辺はP_Kのみ となる。図1左に示されているように、機体と離してエ ンジンを配置した場合のエネルギー消費は、翼面上境界 層の摩擦抵抗による $\phi_{surface}$ と、境界層によって生じた 後流に起因する ϕ_{wake} の和となる。一方, 図1の右の BLI 式配置では境界層を吸い込み、理想的に後流を加速する ことにより $\dot{E}_{a\pi F}$ を除去し、 ϕ_{wake} 分の消費を抑えること が出来る。このように二次元翼の場合, BLI によって後 流によるエネルギー散逸分だけ、エンジンが生み出す必 要のあるエネルギーPKを減らす効果が期待される。

一方,前述の通り,BLIによってファン上流には常に 全圧ディストーションを伴う流れが存在することとなり, ファン効率の低下に繋がる。

$$P_{\rm K} = \eta_f \eta_m P_E \tag{2}$$

式(2) は P_K とモーターに入力するエネルギー P_E の関係で ある。 η_f はファン効率、 η_m はモーター効率をそれぞれ示 す。BLI によって P_K の減少が期待できる一方、ディスト ーションによるファン効率の低下によって、最終的に入 力するエネルギーは増加し、メリットの低下に繋がる。 従って全圧ディストーションに対応したファン設計を行 うことが求められている。

著者らは、強い全圧ディストーションを受ける BLI 時 も高い効率を有するファンの設計指針を得ることを目標 とし、研究活動を行っている。本稿では、一様流で設計

Table 1 ファンの諸元

項目	値
空気流量	1.25 kg/sec
ファン径	120 mm
設計点回転数	30000 rpm
翼枚数 (ローター)	12 枚
翼枚数 (ステーター)	20 枚
ファン圧力比	1.14
軸出力	12 kW

されたファンが全圧ディストーションのある流れを吸い 込んだ際の影響について CFD 解析を行った結果を示す。 解析対象は JAXA で設計された直径 12 cm のファンとし た。また NASA により提案されている Starc-ABL⁽³⁾に搭 載予定のダクテッドファン上流の流れを模擬した条件で 計算を行い、その影響に関して考察を行った。解析プロ グラムは JAXA で開発された UPACS を用いた。

2. 計算方法

2.1 計算格子

解析対象は JAXA 設計の直径 12 cm,設計点での流量 1.25 kg/s, 圧力比 1.14 のファン動翼とした。ファンの諸 元を表 1 に示す。また今回模擬した BLI による入口全圧 分布は半径方向のみに対して変化するため、1 ピッチ分 の格子を作成し,周期境界条件を適用して計算を行った。 計算に使用したファンの形状を図 2 に示す。

2.2 模擬対象

今回の計算では、BLIによりファン入口に全圧ディス トーションが発生することに着目し、ファン入口の全圧 分布を入口境界条件として与えることで模擬を行った。 模擬対象としたのは NASA によって提案されている Starc-ABL^[3]と呼ばれるコンセプト機体の BLI 式ダクテ ッドファン上流である。図3に Starc-ABL のイメージ図 を示す。対象のダクテッドファンは、この機体の後方に 搭載されており、胴体上面の境界層を吸い込む。このた めハブ側に低い速度領域を持つ。図4は Gray^[3]による CFD 解析の結果より得られた速度分布である。本解析で は、UPACS が入口全圧分布を設定する必要がある仕様で あるため、図4の速度分布を全圧分布に変換することで



Fig. 3 Starc-ABL^[3]



用いた。式(3)は変換に利用した式である。尚, 主流部分 の全圧は国際標準大気の海抜 0m における圧力 101325 Paになるよう、各条件において静圧を決定している。

$$P_t = P_s \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
(3)

図2に実際に入力した全圧分布を示す。

2.3 計算条件

1.145

3パターンの入口全圧条件を設定し、計算を行った。 表2に条件一覧とその名称を示す。前述の式(3)を用いて 計算を行うためにはエンジンに流入する主流の入口マッ ハ数を指定する必要がある。今回はこのファンを用いた 先行研究[4]の実験時の入口マッハ数を参考に、マッハ数 0.25 および 0.30 を用いて BLI を模擬した全圧分布形状 を作成した。(それぞれ BLI1, BLI2 とした。)また比較 対象として、全圧分布を与えず 101325 Pa で一定とした 入口一様流条件(CLEAN)に対しても計算を行った。

回転数はファンの設計点回転数である 30000 rpm とし た。またその他 UPACS での計算に用いたスキームを表3 に示す。

Table 2 計算条件一覧

条件名称	入口平均全	入口マッハ数
	圧 [kPa]	[-]
CLEAN	101.3	
BLI1	100.5	0.25
BLI2	100.2	0.30

Table 3 計算スキーム

項目	内容
ソルバー	UPACS
支配方程式	Raynolds-Averaged
	Navier Stokes (RANS)
時間積分法	1st-oder Euler implicit
対流項	2nd-oder Upwind
	van Albada's limiter function
乱流モデル	Spalart-Allmaras

3. 計算結果

3.1 特性曲線

計算によって得られたファン動翼の特性曲線を図5,6 に示す。図 5,6 中の黒で強調されたプロットは背圧が 9.77×10⁴ Pa となる点で、この時一様流条件(CLEAN)は 設計点となる。本章ではこの背圧一定の点での計算結果 を用いて各条件の比較を行った。PQ マップより背圧 9.77×10⁴ Pa において一様流(CLEAN)に対する圧力比 の低下分はそれぞれ BLI1 が5.65×10⁻⁴, BLI2 が 6.76×10^{-4} であり、大きな低下は見られなかった。一方、 断熱効率はBLI1が0.825%, BLI2が1.37%の低下となり、 効率の低下が顕著に見られた。この効率の低下の要因の 1つは BLI によって入口平均全圧が低下し、設計点から ずれたことが考えられる。加えて,最高効率点を比較し ても, BLI による効率の低下が確認され, ディストーシ ョンも効率の低下の要因であることが示唆されている。









Fig.7 設計断面の名称と位置

3.2 速度三角形

計算した3条件に対して設計断面での速度三角形を調べた。設計断面の位置と名称,形状を図7に,また速度 三角形を調べた結果より得られた迎角(incidence angle) と偏差角(deviation angle)を図8,9にそれぞれ示す。な お,各断面での速度の値の算出においては軸方向位置と 半径方向位置を定め,その位置で得られた速度の周方向 分布を平均化した値を用いている。 迎角に関しては, BLI1, BLI2 では CLEAN に対してハ ブ側で大きなずれが確認され,最大 10.14 度であった。 これは流入速度がハブ側で小さく設定されていることに よる。また,ミッドスパンからチップにかけては一様流 と BLI では軸流速度に大きな変化は見られず,結果的に 迎角はいずれのケースでも+2 度程度のずれに収まった。 一方,偏差角に関しては,チップを除いて,±2 度のず れに収まった。

3.3 限界流線

図 10 は翼負圧面上に限界流線を示したものである。 CLEAN と BLI2 のいずれの条件においても,一度前縁で 剥離した後,負圧面上で再付着をしているが,この位置 が BLI によって後方に移動していることが分かった。こ の傾向は BLI 模擬によって全圧が低く設定されているハ ブ側に顕著にみることが出来る。また再付着後の流れに 着目すると,いずれの場合でも遠心力の影響でチップ側 へ向かう半径方向の流れが確認されるが,BLI の場合は, その半径方向速度が大きくなることが確認された。

3.4 境界層内部の吹き上げ

前節の限界流線の分布より,BLIによって動翼負圧 面上での速度分布に影響を及ぼすことが分かった。本節 では図7において赤い円で示された位置での,翼列間半 径方向速度分布を図11に示す。







Fig. 12 ハブ側における相対マッハ数分布

いずれの点でも、負圧面境界層内部における半径方向速 度はBLIにより増加し、吹き上げる流れが強く発生して いることが確認された。

3.5 相対マッハ数, 比エントロピー分布

ハブとチップにおける相対マッハ数および比エントロ ピー分布を詳細に見た結果を示す。

図 12, 13 はハブ側(設計断面 9)における相対マッハ 数,および比エントロピーのコンターである。前縁の負 圧面に着目すると,BLIにより境界層が厚く発生してい ることがわかる。これは速度三角形より確認された大き な迎角が原因であると考えられる。

図 14, 15 はチップ側(設計断面 2) における相対マッ ハ数,および比エントロピーのコンターである。ハブ側 と同様に前縁の負圧面をみると,この時点では境界層厚 さに関して大きな違いは見られない。対して,後縁付近 では, BLI2 は下流に向かい境界層厚さが増加しているこ とが分かる。

以上のことから, BLI によってはじめ迎角の違いから ハブ側に厚い境界層が生じると同時に境界層内部での半 径方向速度が増加する。そして動翼を通過する中でその 影響はチップ側に広がり,最終的に動翼負圧面全域にお いて境界層厚さを増加させると考えられる。またこの境



Fig. 13 ハブ側における比エントロピー分布

界層厚さの増加が後流の増加につながり,動翼での全圧 損失を増加させる。この結果,特性曲線における断熱効 率の低下を引き起こしている可能性がある。さらに境界 層の発生は,有効流路の減少を意味しており,流量の低 下に繋がることを示唆している。



Fig. 14 チップ側における相対マッハ数分布



Fig. 15 チップ側における比エントロピー分布

4. まとめ

BLI によって生じる半径方向の全圧ディストーション がファン動翼に与える影響に関して調べるため、JAXA で開発された UPACS を用いて CFD 解析を行い,一様流 流入条件(CLEAN)との比較を行った。BLIの模擬は NASA が構想中の Starc-ABL に搭載されているダクテッ ドファン上流の速度分布を全圧分布に変換することで行 った。この解析により以下の点が明らかになった。

(1) 得られた特性曲線より背圧9.77×10⁴ Pa となる時の CLEAN と BLI2 の結果を比較したところ,圧力比に大き な影響は見られなかった。一方,断熱効率は 1.37%低下 した。原因として入口平均全圧が減少したことで作動点 が流量の減少する方向に移動したこと,およびディスト ーションにより境界層厚さが増加し,損失が増加したこ とが考えられる。

(2) 各設計断面での速度三角形より, BLI 条件では, 軸流 速度の低下しているハブ側における迎角が 10.14 度とな り, 設計との大きなずれを示した。対して偏差角は, チ ップ付近をのぞいて, ±2 度程度に収まった。

(3) 動翼負圧面での限界流線を比較した結果, BLI によっ て境界層の再付着点が後方にずれ,付着後,流線が大き くチップ側に伸びて行くことが分かった。これにより, BLI によって境界層内部の半径方向速度が増加している ことが示唆され,図11より確認された。

(4) ハブ, チップ断面における相対マッハ数分布, および エントロピー分布の比較も行った。その結果, BLI によ りハブ側では, 前縁に厚い境界層が存在することを確認 した。これはハブ側における大きな迎角が原因であると 考えられる。一方, チップ側では後縁付近から境界層の 増加が顕著に表れており, はじめはハブ側で発生した境 界層が, 噴き上げによりチップ側にも広がることを示唆 している。

(5) 結果的に BLI は動翼負圧面全域に発生する境界層厚 さを増加させ,全圧損失の低下を招き,断熱効率の低下, および境界層による有効流路の減少によって流量の低下 に繋がると考えられる。

本研究より, BLI 式エンジンに搭載するファンは、ディ

ストーションによる速度分布を考慮し,迎角のずれを減 少させるように設計することで,効率の改善が期待でき ることが分かった。今後は速度分布を考慮したファンを 設計し,実際に効率の改善が期待できるかに関して研究 する予定である。

参考文献

 Drela, M., Power Balance in Aerodynamic Flows, AIAA Journal, Vol 47, NO. 7 (2009), pp. 1761-1771.

(2) Uranga, A., Drela, M., Greitzer, E., Titchener, N., Lieu, M., Siu, N., Huang, A., Preliminary Experimental Assessment of the Boundary Layer Ingestion Benefit for the D8 Aircraft, 52nd Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2014-0906 (2014).

(3) Gray, J., Approach to Modeling Boundary Layer Ingestion using a Fully Coupled Propulsion-RANS Model,58th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA 2017-1753 (2017).

(4) 古田洋一郎,中西勇作,三谷佳宏,佐藤哲也,岡井敬一,田 頭剛,高將治,國安清治,高空条件下におけるインレットディ ストーションがターボファンエンジンに及ぼす影響,第57回 航空原動機・宇宙推進講演会講演論文集,1C12 (JSASS-2017-0047) (2017).

(5) Saravanamutto, H.I.H., Rogers G.F.C., Cohen, H., Straznicky, P.V., 藤原仁志訳,ガスタービン基礎と応用一発電用からジェットエ ンジンまで,(2017), pp. 234-331,東海大学出版部.

B-21

子午面流動解析に基づく逆解法を用いた 遷音速遠心圧縮機羽根車の二次流れ抑制

Suppression of Secondary Flows in Centrifugal Compressor Impeller using Inverse Method based on Meridional Viscous Flow Analysis

*伊藤 流石^{*1} 岡田 伸^{*1} 川上 祐輝^{*1} 古川 雅人^{*2} 山田 和豊^{*3} ITO Sasuga OKADA Shin KAWAKAMI Yuki FURUKAWA Masato YAMADA Kazutoyo

ABSTRACT

This paper presents a blade design concept for centrifugal compressor impellers using an inverse method based on the meridional viscous flow analysis. The blade loading distributions were redesigned to curve the bound-vortex lines to generate the induced flow in the opposite direction to the secondary flow. The effectiveness of the design concept was evaluated by three-dimensional Reynolds Averaged Navier-Stokes simulations. The performance improvement was observed in the redesigned impeller compared with the conventional design impeller.

キーワード: 逆解法,空力設計,遠心圧縮機,二次流れ,翼負荷分布 Key Words: Inverse Method, Aerodynamic Design, Centrifugal Compressor, Secondary Flow, Blade Loading Distribution

1. 緒言

遠心圧縮機は小型で高出力が得られる特徴を持つこと から,その用途は小型ガスタービンやターボチャージャ, 冷凍機やプロセス用圧縮機と多岐にわたる. 遷音速遠心 圧縮機の内部流れ場は衝撃波や二次流れを伴う極めて複 雑な流動様相を呈する.特に,圧力比が高く,オープン 形羽根車を有する遠心圧縮機の場合、羽根車内では翼面 に沿って翼先端側に向かう二次流れ、端面に沿って翼負 圧面側に向かう二次流れ、および翼先端すき間からの漏 れ流れなどの三次元効果が発生し、それらが干渉する結 果,低エネルギー流体が羽根車の翼先端側の翼負圧面寄 りに集積する傾向が認められる.このような二次流れに 伴う低エネルギー流体の集積は遠心圧縮機の性能低下を まねくことから、設計者の経験に基づく羽根形状の調整 あるいは CFD 計算と最適化アルゴリズムを組み合わせ た羽根形状の最適化を行うことにより、低エネルギー流 体の集積を抑制することが行われている.しかしながら, CFD 計算に基づく羽根形状の最適化においても順問題 解析の繰返しとしての取扱いに過ぎず、遠心圧縮機羽根 車内の二次流れを抑制する方法は未だに確立されていな い.

*1	九州大学大学	学院
	〒819-0395	福岡県福岡市西区元岡744番地
	E-mail: itou@	haira.mech.kyushu-u.ac.jp
*2	九州大学	
	〒819-0395	福岡県福岡市西区元岡744番地
*3	岩手大学	

〒020-8550 岩手県盛岡市上田3丁目18番地8

本稿では以上の背景から、遠心圧縮機羽根車の内部流 れ場における二次流れの抑制を目的として、軸対称の RANS 方程式を解く子午面粘性流動解析に基づく逆解法 を用いて、遷音速遠心圧縮機のスプリッタ付きオープン 形羽根車に対し二次流れ抑制コンセプトを導入した空力 設計を適用した.さらに、既存の遠心圧縮機羽根車と二 次流れ抑制コンセプトにより設計した羽根車に対し1ピ ッチ三次元定常 RANS 解析を実施し、空力性能および二 次流れ抑制コンセプトの効果を確認した.

2. 空力設計手法

2.1 子午面粘性流動解析

子午面粘性流動解析は対象とするターボ機械の代表断 面(子午面)を軸対称 RANS 方程式に基づいて解く解析 手法の1つである.本解析手法は本稿の空力設計手法に おいて,逆解法を用いた羽根車の空力設計を行う際に羽 根車周りの速度分布を求めるために用いられる.逆解法 を用いた空力設計手法として,Zangenehら¹⁾の提唱した 三次元ポテンシャル流れ解析に基づく方法があるが,子 午面粘性流動解析では粘性効果を導入しながらも子午面 上の軸対象問題を解く手法であるため,三次元の粘性解 析と比べて計算時間および計算負荷が少ないとともに, Zangeneh らの手法と比較して粘性効果を考慮した設計 が可能であるという特徴を持つ.

本解析手法では、軸対称の仮定の下で、羽根作用を考 慮するために、非粘性の翼力モデルを定式化し導入した ². 翼力の周方向成分 *Fb*0は、非粘性の周方向運動量方程 式を翼間の1ピッチにわたって平均化するとともに、そ



Fig.1 Illustration of design concept

の平均化から得られる翼両面の圧力差 *dp* に基づいて体 積力を定義することにより,以下のように求まる.

$$F_{b\theta} = \rho \frac{c_m}{r} \frac{\partial r c_\theta}{\partial m} \tag{1}$$

ここで、 ρ は流体の密度、 c_m および c_{θ} はそれぞれ絶対速 度の子午面方向および周方向成分、rおよびmはそれぞ れ半径方向および子午面流線に沿った距離である.本翼 カモデルは非粘性流れを仮定して、粘性力が翼力に及ぼ す効果を無視することから、翼力は翼キャンバー面に垂 直に作用するとモデル化する.このとき、翼力の軸方向 成分 F_{bc} および半径方向成分 F_{br} は、周方向成分 $F_{b\theta}$ を用 いて次式で与えられる.

$$F_{bz} = \frac{n_{bz}}{n_{b\theta}} F_{b\theta}, \qquad F_{br} = \frac{n_{br}}{n_{b\theta}} F_{b\theta}$$
(2)

上式において, *nbz*, *nbr*および *nb0*はそれぞれ翼キャンバ 一面の単位法線ベクトルの軸方向,半径方向および周方 向成分である.

2.2 二次元逆解法

本設計手法では,子午面粘性流動解析の結果に基づい て二次元逆解法により翼キャンバー面を生成し,設計さ れた翼キャンバー面の情報をもとに再度子午面粘性流動 解析を実施するという過程を繰り返すことで子午面流れ 場および翼形状を一意的に決定する.二次元逆解法によ る翼設計では,子午面流線から得られる回転流面上に沿 って,設計条件として与えられた翼負荷分布式(3)および 式(4)に基づいて絶対流れの周方向成分を算出し,子午面 速度成分および周方向速度成分から求められる相対流れ 流線に沿うようにキャンバー線を規定する.

$$c_{\theta} = \frac{r_{\rm l}}{r} c_{\theta \rm l} + \frac{N \Delta p_{\rm max}}{2\pi r} \int_{m\rm l}^{m} \frac{F(m)}{K_{\rm b}\rho c_{\rm m}} dm \qquad (3)$$

$$\Delta p = \Delta p_{\max} F(m) \tag{4}$$

ここで F(m)は正規化されたコード方向翼負荷分布, Nは 翼枚数, K_bは翼厚みに起因するブロッケージ係数, 添え 字1は翼前縁部を示す.相対流れ角βは速度分布から式 (5)により算出され,規定された各スパン位置における翼 素をスパン方向にスタッキングすることで三次元のキャ ンバー面を求める.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{c_{\theta} - r\omega}{c_m} \right) \tag{5}$$

3. 二次流れ抑制コンセプト

図1に本研究で適用した二次流れ抑制コンセプトの概 略を示す.緒言で述べたとおり,遠心圧縮機羽根車にお ける低エネルギー流体の集積を支配する二次流れは、図 1(c)中の緑色の矢印で示すように、翼面上においてハブ 側から翼先端に向かう二次流れ、および端面(シュラウ ド面)に沿って翼負圧面に向かう二次流れである.過去 の研究において山田ら3は、軸流タービンのハブ端面に 発生する二次流れに着目し、設計パラメータとして与え る翼負荷分布を調整することによって、翼の束縛渦の流 れ方向成分を発生させ、その束縛渦成分の誘起速度が二 次流れと逆向きになることで二次流れを抑制した. これ と同様に、本研究における二次流れ抑制コンセプトでは、 遠心圧縮機羽根車のインデューサ部における翼負荷分布 を翼先端側で後方負荷形となるように調整することによ り、図1(b)に赤色で示すように、翼端側で束縛渦を曲げ る. その束縛渦の流れ方向成分による誘起速度が,図1(c) 中の赤色の矢印で示すように、翼負圧面側で翼根元に向 かい、シュラウド面に沿って翼圧力面に向かう結果、低 エネルギー流体の集積を支配する二次流れを抑制するこ とができる.

4. 数值解析手法

本研究では、空力設計手法において子午面粘性流動解 析、二次流れ抑制効果の評価のために三次元定常 RANS 解析を実施した.両解析では RANS 方程式を解き,乱流 モデルとして *k-w*2 方程式モデルを用いた.

数値解析手法として,有限体積手法を用いた緩和型陰 的高解像度風上スキームを適用した⁴⁾.本スキームでは, 非粘性・粘性流束および体積力の全てを時間方向に陰的 に離散化し,空間的には六面体の計算セルを用いた Cell-Centered 法による有限体積法に基づいて離散化した. 人工粘性を小さく抑え,かつ安定に計算するために,非 粘性流束は Roe の近似リーマン解法を用いた MUSCL 形 の高次精度 TVD スキームにより評価した.粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価した.

本研究では、子午面粘性流動解析と三次元定常 RANS



解析の両解析における計算領域を羽根車上流からディフ ューザ出口までとした.子午面粘性流動解析に用いた計 算格子の格子数は約1.6万点,三次元定常 RANS 解析に 用いた計算格子の格子数は約780万点で,いずれも計算 格子の壁面に対する最小格子幅は y⁺<1 を満足するよう 十分小さい値をとっている.

5. 結果および考察

5.1 設計個体

図2に既存の遠心圧縮機羽根車(以下, original)と設計個体(以下, design1)の子午面粘性流動解析の結果から抽出した,各スパン高さにおけるコード方向翼負荷分

1.0

1.0

0.20



布を示す. 各翼負荷分布の大きさ, コード長はそれぞれ 入口密度および入口音速, 翼コード長で無次元化されて いる.

第3章で示した二次流れ抑制コンセプトを適用した design1 のインデューサ部(前縁から 20%コード長) に おける翼負荷分布は original と大きく異なる. original の 場合,5%コード長で各スパンにおける翼負荷がピーク位 置を迎え、20%コード長にかけて徐々に翼負荷が小さく なる. design1 では前述の通り、ハブ側から翼端にかけて 徐々に翼負荷のピーク位置を後縁側に移動させ、渦糸を 翼端付近でコード方向に沿うように設計した.また, original のフルブレードの 20% コード長から 40% コード 長では 90%スパン高さを除く各スパン位置における翼 負荷の低下が見られ、特に70%スパン高では一部領域で 負圧を示している. そこで 20%コード長から翼後縁にか けては翼負荷がすべて正の値になるように設計し、後縁 にかけて徐々に翼負荷が増大するように設計した. スプ リッタブレードは各スパンにおいて後縁における翼負荷 を original と同様になるように設定し、前縁から後縁に かけて単調増加的に翼負荷を増加させるように設計した.

5.2 三次元定常 RANS 解析

表1に original と design1の三次元定常 RANS 解析の結 果から算出した空力性能を示す. 各値は original の値で 無次元化してある.表1に示すように, design1の全圧比 および羽根車出口での断熱効率が上昇している.本研究 では,遠心圧縮機の子午面形状は original と design1で共 通のためディフューザ単体の断熱効率は変わらない結果, ディフューザ出口で羽根車単体の断熱効率の上昇量分だ け断熱効率が上昇した.

図3に羽根車周りの渦構造と軸方向および半径方向横 断面におけるエントロピー分布を示す. 渦コアはクリテ ィカル理論⁵づいて抽出し, 無次元ヘリシティ Hn で色付 けしてある.

$$H_n = \vec{\xi} \cdot \vec{w} / \left| \vec{\xi} \right| \cdot \left| \vec{w} \right| \tag{6}$$

ここで、 ぐ は絶対渦度ベクトル、w は相対速度ベクトル を表す.この無次元ヘリシティで色付けすることにより、 渦の回転方向および巻きの強さを判別することができる.

図 3(a)より, original の内部流れ場ではフルブレードの 前縁付近において前縁剥離渦が確認される.また,フル ブレード負圧面のミッドコード付近では二次流れ渦が翼 後縁にかけて広く分布している.二次流れ渦の無次元へ リシティに着目すると,二次流れ渦の上流側では赤色を 示したのちに青色へと変化し再度赤色に変化していくこ とから,渦の回転方向が反転し,渦崩壊が発生している ことがわかる.二次流れ渦が通過する横断面のエントロ ピー分布を見ると,渦が定在している場所を中心として エントロピーの上昇が確認される.さらに,後縁にかけ てのエントロピー分布から,二次流れ渦を起因としたエ ントロピーの上昇が後流にまで影響を及ぼしていること が分かる.スプリッタブレード負圧面側の流れ場では,



Table.1Aerodynamic performance (three-dimensional RANS simulation)

Fig.3 Vortex structures around impeller and entropy distributions





フルブレード負圧面側に定在する二次流れ渦と同程度の コード長に翼端漏れ渦の渦崩壊が確認される. 翼端漏れ 渦が通過する横断面のエントロピー分布を見ると, 翼端 漏れ渦を中心にエントロピーの上昇が確認され,後縁に かけてのエントロピー分布に影響を及ぼしている.

図 3(b)の design1 の内部流れ場では、上述の original の 内部流れ場で確認される二次流れ渦が確認されない.ま た、スプリッタブレードの翼端漏れ渦の渦崩壊が見られ ない. original と同じ位置の軸方向および半径方向に対す る横断面におけるエントロピー分布を見ると、original で確認された二次流れ渦や翼端漏れ渦周りのエントロピ ーの上昇が design1 の流れ場では見られない.後縁にか けてのエントロピー分布を見ると、フルブレード負圧面 側では二次流れ渦の消失に伴い、エントロピーの上昇が 抑制されている.一方で、スプリッタブレード負圧面側 では、特にスプリッタブレードのミッドコード付近まで のエントロピーの上昇が抑制されている.

図 4 に original と design1 のフルブレード正圧面, 負圧 面上の限界流線およびエントロピー分布を示す.本研究 では,前述の通りフルブレードインデューサ部の負圧面 側で発生する二次流れの抑制を目的とした設計を行った. 図4に示すように、フルブレード負圧面側ではインデュ ーサ部の下流で original の限界流線が半径方向に延びて いるのに対し, design1 の限界流線は original に対し軸方 向に延びている.負圧面上のエントロピー分布を見ると, design1 の二次流れが抑制されている領域でのエントロ ピーの上昇が original に対し抑制されていることが確認 できる.一方で、二次流れ抑制コンセプトではフルブレ ードインデューサ部正圧面側で束縛渦の回転方向から, 二次流れを助長する向きに誘起速度が発生する.図4に 示す正圧面の限界流線に着目すると、インデューサ部下 流でdesign1の限界流線はoriginal に対し半径方向に延び ており、二次流れが助長されていることが分かる、特に、

インデューサ部直下ではエントロピーの上昇が見られる ことから下流での低エネルギー流体の蓄積が助長され, 図3に示すようにスプリッタブレード負圧面側の羽根車 出口ではフルブレード負圧面側の羽根車出口に比べてエ ントロピーの上昇が抑制されなかった可能性がある.

上述の結果から,二次流れ抑制コンセプトを導入した 空力設計の結果は三次元定常 RANS 解析の結果に反映さ れていることが確認でき,フルブレード負圧面側での二 次流れが抑制され,ディフューザ出口における全圧比お よび断熱効率は上昇した.

6. 結言

本研究では遠心圧縮機羽根車の内部流れ場における二 次流れの抑制を目的として,遷音速遠心圧縮機のスプリ ッタ付きオープン形羽根車に対し,子午面粘性流動解析 に基づく逆解法を用いて二次流れ抑制コンセプトを導入 した空力設計を適用した.子午面粘性流動解析の結果か ら算出した翼負荷分布では,インデューサ部での翼負荷 のピーク位置が翼端にかけて後縁側に移動し,二次流れ 抑制コンセプトの設計が反映された.

original と design1 に対し1 ピッチ三次元定常 RANS 解 析を実施した結果, design1 のディフューザ出口における 全圧比および断熱効率は original に対し上昇した. 三次 元定常 RANS 解析の結果から渦コアおよび軸方向,半径 方向横断面上のエントロピー分布を確認すると, original のフルブレード負圧面側では二次流れ渦が渦崩壊を起こ し,二次流れ渦が通過する横断面上でエントロピーの上 昇が確認された. design1 の流れ場では, original で確認 された二次流れ渦がなく,エントロピーの上昇が抑制さ れた.フルブレード負圧面上の限界流線およびエントロ ピー分布に着目すると, original では二次流れ渦が定在す る領域で二次流れが半径方向に延び,エントロピーの上 昇が確認された. design1 ではインデューサ部下流の限界 流線が original に対し軸方向に延びており, エントロピ ーの上昇が抑制された.

上記の結果から、二次流れ抑制コンセプトを導入した 空力設計の結果は三次元定常 RANS 解析の結果に反映さ れており、遠心圧縮機の内部流れ場における二次流れを 抑制した.

参考文献

- Zangeneh, M., 1991, "A Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades," Int. J. Numerical Methods in Fluids. Vol. 13, pp. 599-624.
- (2) Tabata, S., Hiratani, F. and Furukawa, M., 2007, "Axisymmetric Viscous Flow Modeling for Meridional Flow Calculation in Aerodynamic Design of Half-Ducted Blade Rows", Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol. 67, No. 4, pp.199-208.
- (3) Yamada, K., Furukawa, M., Shibata, T., Nakakido, S., Oka, N, 2014, "Suppression of Secondary Flows in an Axial Flow Turbine Rotor with a Novel Design Concept," ASME Paper, GT2014-25630.
- (4) Yamada, K., Furukawa, M., Fukushima, H., Ibaraki, S., Tomita, I., 2012, "The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Flow Fields and Aerodynamic Characteristics of Transonic Centrifugal Compressor Impellers," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 021023-021023-11.
- (5) Sawada, K., 1995, "A Visualization Method for Identifying Vortex Centers," Trans. Japan Soc. of Aero Space Sci., Vol.38, No.120, pp.102-116.

B-22

Modelica を用いたガスタービンおよびコンバインドサイクル 発電プラントの動的シミュレーション

Dynamic Simulation of the Gas Turbine and Combined Cycle Plant by Modelica

*西田怜	美 ^{*1}	高	鋭*1
NISHIDA Sa	tomi	GAC) Rui

ABSTRACT

Recently, a system simulation by Modelica language is widely used for physical system modeling and simulation especially in the automotive and aerospace industries. As the same time, a flexibility of a gas turbine combined cycle (GTCC) becomes increasingly important because a cooperation with a large renewable energy is necessary. Conventionally, static-simulation-based design is applied for GTCC. We conduct a dynamic simulation of GTCC with Modelica language in order to capture the effect of the load variation by which increased design precision. In this report, Modelica commercial libraries are used for modeling of the gas turbine and the steam cycle. Especially in the model in with rapid load changing is studied to illustrate the proposed method.

キーワード: ガスタービン, コンバインドサイクル, 動的シミュレーション, Modelica **Key Words:** Gas Turbine, Combined Cycle, Dynamic Simulation, Modelica

1. 緒言

近年,モデリング言語である Modelica を用いたモデル ベース開発が欧州を中心に盛んに行われており,自動 車・航空業界に広く浸透している。

また,再生可能エネルギーとの協調運転の需要の高ま りなどから,ガスタービン複合サイクルの柔軟性を増す ための研究も多く行われている。従来は静的シミュレー ションベースの設計が主に行われているが,運転条件の 変動が激しい場合に,より無駄のない設計を行うために 動的シミュレーションの必要性が増している。

Modelica 言語でガスタービン複合サイクル発電プラン トのモデリングおよびシミュレーションを行う試みは既 に行われているが、ガスタービン部分について圧縮性を 考慮しない簡易的な計算を行っていたり⁽¹⁾、また内製モ デルを用いていたりと⁽²⁾、汎用性のある方法での詳細シ ミュレーションはあまり行われていない。

本報においては、ガスタービン・蒸気タービンサイク ルに商用のライブラリを行い、ガスタービン複合サイク ルの詳細モデル作成および動的シミュレーションを行っ た結果を報告する。

 *1 モデロン株式会社 〒106-0032 港区六本木1-10-3-201 (スウェーデン 大使館ビル内)
 E-mail: satomi.nishida@modelon.com

2. モデリング

2.1 ガスタービン

ガスタービンのモデルには、Modelon 社で開発されて いる Jet Propulsion Library⁽³⁾(以下 JPL)を使用した。JPL では、内部流体を圧縮性流体として取り扱って計算を行 う。ガスタービンを図1に示すように、高圧/低圧のコン プレッサー・タービンとパワータービンで構成した。パ ワータービンは高・低圧タービンから切り離し、発電機 (60Hz)と接続した。高/低圧のコンプレッサー・タービ ンについては JPL に含まれている航空用ジェットエンジ ン JT9D(Pratt & Whitney 社製)の要素を使用し、パワー タービンはノズルと等価になるような空力特性の性能マ ップを作成した。



Fig. 1 Gas Turbine Model

2.2 蒸気サイクル

蒸気サイクルのモデル (図 2) には、同じく Modelon 社で開発している Thermal Power Library (以下 TPL)を 使用した。高圧側が 4.4MPa,低圧側が 0.4MPa の 2 圧式 とした。低圧・高圧の HRSG はそれぞれ節炭器,蒸発器, 過熱器を備えており、蒸発器ドラムの圧力が一定となる よう制御を行った。排熱回収ボイラ等の各要素のサイズ はガスタービンの排気と整合するように設定した。蒸気 タービンについては、Stodola の式を用いて出力を求める モデルを使用し、低圧・高圧タービンをタンデムに接続 した。



Fig. 2 Steam Cycle Model

3. シミュレーション結果および考察

ガスタービンの出力が 50MW で定常になっている状況から,100秒から400秒の間に負荷が20MW まで低下した場合を仮定したシミュレーションを実行した。

ガスタービン側の運転状態(図 3(a))を見ると,排気 ガス流量(右軸)は負荷減少に伴い単調に減少するが, 排気ガス温度(左軸)は一度下降した後に上昇し,再度 下降する現象がとらえられている。また,ガスタービン の状態は負荷変化が終了するとすぐに静定している。

蒸気サイクル側については、蒸気タービンの発電機出 カと高圧・低圧の蒸気流量は、上下しながら GT 負荷静 定後しばらくしてから静定している(図 3(b))。また、図 3 (c) に HRSG 蒸発器の高圧・低圧ドラムに流入する節 炭器出口の給水温度と、ドラムにおける飽和温度を示す。 高圧側の給水温度は、高負荷時には飽和温度との差が訳 15℃だが、GT 負荷の減少に伴い温度差が大きくなって いる。GT 負荷が静定した後に給水温度が上昇して飽和 温度に近づき、800秒付近で約2℃と最も小さい温度差に なった後に再度下降して温度差5℃程度で静定している。 このことから、高圧側の蒸発器の伝熱面積が今回のモデ ルよりも大きいと、負荷変動時に節炭器内での給水の蒸 発が発生する恐れが考えられる。一方、低圧側について は飽和温度と給水の温度差は、全てのシミュレーション 時間を通して15~20℃となり、大きな変化は見られない。

また,実際の GTCC プラントではガスタービンと蒸気 タービンサイクルとの電力の合計値が制御対象となる。 その場合には GT の負荷静定には時間を要するため,今 回のシミュレーション結果よりもさらに変動が大きくな ることが予想される。 このように、急激な負荷変動が生じる場合には運転状 態の過渡変化が大きくなるため、従来の定常状態におけ る解析を用いた設計では設計のマージンを大きくとる必 要が生じる。よって、動的シミュレーションによる解析 は、より無駄の少ない設計を行うために有用であると考 えられる。



(a) Exhaust gas flow rate and temperature of gas turbine.



(b) Power output of generator for ST and steam flow rate.



Fig. 3 Simulation Results.

4. 結言

商用のライブラリコンポーネントを用い,ガスタービ ンコンバインドサイクルのモデリングとシミュレーショ ンを実施した。ガスタービンの急激な負荷変動に対し, ガスタービン側,蒸気タービンサイクル側の動的な影響 を計算することができた。短時間で大きな負荷変動が生 じる場合には運転状態の過渡変化が大きくなり,動的シ ミュレーションを用いることで,より効率的な設計が行 えると考えられる。

今回の計算においては, 簡略化された制御ロジックを 用いた。しかし, 実際の GTCC では非常に複雑な制御が 適用されている。今後, メカニカル要素に加えて制御面 も詳細化し, 実際のプラントをより正確に表現できるよ うにしていく必要がある。

参考文献

- Casella, F., Pretolani, F., Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: A Simulation Study with Modelica, Proc. 2006 Modelica Conf. (2006), pp. 7043-7046.
- (2) 高橋徹,中本政志,渡邉泰,火力発電システム動特性解析ツ ールの構築,(2016),電力中央研究所報告.
- (3) Sielemann, M., Pitchaikani, A., Selvan, N., Sammak, M., The Jet Propulsion Library: Modeling and simulation of aircraft engines, Proc. 12th International Modelica Conf. (2017), pp. 909-920.

B-23

戦闘機用エンジン要素(コアエンジン)の性能確認試験

Performance verification test of core engine for future fighter

*坂本 数貴*1	高村 倫太郎*1	及部 朋紀*1	高原 雄児*1
SAKAMOTO Kazuki	TAKAMURA Rintaro	OYOBE Tomonori	TAKAHARA Yuji

ABSTRACT

Acquisition, Technology and Logistics Agency (ATLA) manufactured the core engine of the prototype engine for future fighter and conducted performance verification test in 2017. This core engine is an operable engine composed of a compressor, a combustor and a high pressure turbine. In the test, data on light off characteristics, maximum rotor speed, combustor outlet temperature and so on were acquired in the altitude test facility at Chitose test center. Maximum combustor outlet temperature of the core engine reached 1800°C, which is the highest level in the world.

キーワード:ジェットエンジン, コアエンジン, エンジン高空性能試験装置, 燃焼器出口温度, 将来戦闘機 Key Words: Jet Engine, Core Engine, Altitude Test Facility, Combustor Outlet Temperature, Future Fighter

1. はじめに

将来の戦闘機に高高度/高速戦闘能力を付与するには, 機体の抵抗低減のみならず,大推力化とスリム化を両立 させた戦闘機用エンジンの搭載が不可欠である.防衛省 が平成22年に発表した「将来の戦闘機に関する研究開発 ビジョン」⁽¹⁾では,将来戦闘機に搭載する次世代のエン ジンとして備えるべき技術コンセプトとして,ハイパワ ー・スリムエンジンを挙げており,防衛装備庁では現在, この実現に向けた各要素技術及びシステム化技術の研究 を実施している.

その一環として, 平成 22~27 年度に「次世代エンジン 主要構成要素の研究」⁽²⁾を実施した. 続いて, 平成 25~ 29 年度に実施した「戦闘機用エンジン要素に関する研 究」では,「次世代エンジン主要構成要素の研究」の成果 を反映したコアエンジンを試作し,性能確認試験を実施 した.

本講演では、平成 30 年 3 月に完了したコアエンジンの 性能確認試験について、その結果を報告する.

2. 将来戦闘機用エンジンの研究の概要

防衛装備庁が実施している将来戦闘機用エンジンの研 究では,推力15トン以上のハイパワー・スリムエンジン の実現を研究目標としている.研究の流れとして,まず 始めに「次世代エンジン主要構成要素の研究」でエンジ ンの高圧系構成要素の研究を行い,続く「戦闘機用エン ジン要素に関する研究」で高圧系要素をまとめたコアエ ンジン並びに低圧系要素であるファン及び低圧タービン の研究を実施した.そして最後に「戦闘機用エンジンシ ステムに関する研究」でこれらの要素研究の成果のシス テムインテグレーションを行い,戦闘機用エンジンのプ ロトタイプエンジン XF9-1 を試作した.将来戦闘機用エ ンジンの研究の流れを図1に示す.



Fig. 1 Outline of research on XF9 engine for future fighter

2.1 次世代エンジン主要構成要素の研究

「次世代エンジン主要構成要素の研究」では、エンジ ンの高圧系要素である圧縮機の軽量化と燃焼器出口温度 の高温化,それに伴う高圧タービンの耐熱性向上を目的 として各要素の試作及び性能確認試験を実施した.防衛 省技術研究本部(現:防衛装備庁)において以前に試作 した推力5トンのアフターバーナ付低バイパス比ターボ ファンエンジン XF5⁽³⁾の成果に基づき、各要素について XF5からの性能向上を試みた.圧縮機は、動翼全段をブ レードとディスクを一体構造とするブリスク化するとと もに、軸長を短縮することで軽量化した.燃焼器は新た な燃焼方式である広角スワーラ燃焼方式を用いた.この 燃焼方式は、広角スワーラによる急旋回流れで燃料と空

 ^{*1} 防衛装備庁 航空装備研究所 〒190-8533 東京都立川市栄町1-2-10
 E-mail: sakamoto.kazuki.xa@cs.atla.mod.go.jp

気を急速に混合させることで均一な出口温度分布を形成 することが可能である.これと二重壁複合冷却構造によ り高温化に対する効果的な冷却を図り,燃焼器出口温度 1800℃でのライナ金属温度が許容温度範囲内となること を確認した.高圧タービンは翼材料に第5世代Ni基単結 晶超合金,タービンディスク材料にNi-Co基超合金⁽⁴⁾, タービンシュラウドにセラミックス基複合材をそれぞれ 適用し,軽量化及び耐熱性向上を図った.加えて高性能 フィルム冷却,メッシュ冷却,インピンジメント冷却等 の冷却構造及び熱遮蔽コーティングにより 1800℃級の 耐熱性が得られることを確認した.これらの成果から, 将来戦闘機用エンジンの高圧系に適用可能な要素技術が 得られたことを確認した.

2.2 戦闘機用エンジン要素に関する研究

「戦闘機用エンジン要素に関する研究」では、エンジ ンの低圧系要素であるファンの入口単位面積あたり流量 の増加及び圧力比増加、並びに低圧タービンの圧力比増 加を目的として、それぞれの試作及び性能確認試験を実 施した.また、燃焼器出口温度を高温化した高圧系の技 術を確立することを目的として、「次世代エンジン主要構 成要素の研究」の成果を反映したコアエンジンを試作し、 平成29年度に性能確認試験を実施した.全要素をまとめ たエンジン全体の試作より先に、高圧系要素をまとめた コアエンジンでの試験を行う意図は、高圧系の詳細な性 能を把握することによって、将来戦闘機用エンジンの研 究における技術的リスクの低減を図るためである.

これを踏まえて、コアエンジンの性能確認試験は、コ アエンジンの燃焼器出口最大温度 1800℃での作動健全 性を確認することを主な目標とする. 加えて、最大機械 回転数までコアエンジンが安定的に作動できることを確 認する. その達成により、将来戦闘機用エンジンに適用 可能なコアエンジンの技術を確立する.

3. 供試体及び試験装置

3.1 コアエンジン

本試験の供試体であるコアエンジンは、エンジンのコ ア部となる圧縮機、燃焼器及び高圧タービンで構成され る運転可能なエンジンである.図2にコアエンジンの構 成を示す.

コアエンジンの圧縮機,燃焼器及び高圧タービンは「次 世代エンジン主要構成要素の研究」で確立した技術を用 いており,その成果をもとに設計されている.圧縮機は 軸流式の6段(可変静翼2段)で構成されており,3段 静翼出口に中間段抽気ポート,最終段静翼入口に最終段 抽出ポートが設けられている.燃焼器は直流アニュラ型 で,27本の燃料噴射弁と2本のイグニッション・プラグ を備える.高圧タービンは軸流1段で構成される.

電子制御部は ECU (Electronic Control Unit) 及び主燃 料制御部 (MMU: Main Management Unit) に搭載される MEC (MMU Electronic Control) から構成される. これら により,各センサからの入力信号をもとに,主燃料制御機能,可変静翼制御機能,冗長系管理機能,外部通信機能,整備支援機能等の制御機能を実現する.本コアエンジンの制御システムの特長として,一部の制御機能をMEC に分散させた制御分散型補機システムであることが挙げられる.制御分散型補機システムには,センサやアクチュエータに電子制御部を搭載して制御機能を複数に分散させることで,故障個所の特定及び分離を容易にする利点がある.

スタータ・ジェネレータは、大幅な増大が予想される 将来戦闘機の電力需要を満たすため新たに開発した装置 である.スタータ・ジェネレータはアクセサリー・ギア ボックス (AGB: Accessory Gear Box)を介してエンジン に接続されており、エンジン始動時にエンジンにトルク を与えるスタータとエンジン動力により発電を行うジェ ネレータの両機能をモード切替えにより使い分ける.ス タータとジェネレータは従来別個の装置であったが、一 つの装置とすることでシステム全体として軽量化を図る ことが可能となる.さらに、ジェネレータ・モードでは、 従来の航空機用発電機と比較して大電力の発電が可能で ある.



Fig. 2 Structure of core engine

3.2 エンジン高空性能試験装置

本試験では,防衛装備庁千歳試験場のエンジン高空性 能試験装置(ATF: Altitude Test Facility)⁽⁵⁾を用いてコア エンジンの運転を実施した.図3に千歳試験場 ATF の概 略,図4にコアエンジンのATF テストセル装置への搭載 状況及び ATF による飛行状態模擬の概念図をそれぞれ 示す. ATF は航空機の飛行状態におけるエンジン性能を 取得するため高空環境を模擬する専用の試験装置であり, エンジンの飛行状態(高度,速度)に応じてエンジン入 ロにおける空気の圧力,温度を設定することが可能であ る.ATFの構成としては、中圧空気源装置で大気から取 り込んだ空気を圧縮して給気装置に送り、給気装置で温 度を調節し、テストセル装置に設置した供試体のエンジ ンに送り込む.供試体からの排気は排気冷却装置で冷却 及び洗浄され, 排気装置によって大気圧まで昇圧させて 外部に排出される. 千歳試験場の ATF は国内最大規模の ものであり、防衛省で試作した XF5、XF7⁽⁶⁾等のエンジ

ンの試験を行った実績がある.

コアエンジンの性能を評価するには、コアエンジンを コア部とするフルエンジンの内部でコアエンジンが作動 している状態を模擬する必要がある. コアエンジン入口 はフルエンジンにおけるファン出口であるため、コアエ ンジンに流入させる空気は、ファンによる圧縮を模擬し たものでなければならない. そのため、本試験では ATF によって圧力、流量及び温度を調節し、ファン出口の空 気を再現している.



Fig. 3 Structure of ATF at Chitose test center



Fig. 4 Conceptual diagram of high altitude atmosphere made by ATF

4. 試験内容及び結果

4.1 着火特性確認

エンジンの高空作動領域での着火特性を把握するため, 始動燃料スケジュールを調整し,スタータ始動及びウイ ンドミル始動時の着火特性データを取得する.スタータ 始動は,スタータ・ジェネレータのスタータ・モードに より,エンジンに始動トルクを与えて着火可能な領域ま でエンジン回転数を上げる方法である.ウインドミル始 動は,エンジンに流入する空気の圧力によってエンジン を回転させ,着火に必要な回転数を確保する方法である. 図5に示すエンベロープ内のデータ取得点においてコア エンジンの着火を確認した.



Fig. 5 Light off points

4.2 要素性能確認

圧縮機及び高圧タービンの高圧系要素としての性能を 把握するため,要素性能データを取得し,それぞれの作 動点を確認する.試験結果から,圧縮機及び高圧タービ ンが設計のとおりの性能を有することを確認する.図 6 (a)に圧縮機,(b)に高圧タービンについて,試験結果から 得られた作動点を示す.これにより,圧縮機及び高圧タ ービンについて,設計のとおりの性能が得られたことを 確認した.また,断熱効率について設計目標及び XF5 と の比較を図7に示す.図7に示すとおり,設計点におい て圧縮機及び高圧タービンの断熱効率がそれぞれ設計目 標を満たすことを確認した.また,断熱効率を XF5 と比 較すると圧縮機では 2.9 ポイント、高圧タービンでは 2.8 ポイント向上していることを確認した.



Fig. 6 Component data (1/2)



Corrected speed

(b) High pressure turbine

Fig. 6 Component data (2/2)



Fig. 7 Comparison of adiabatic efficiency

4.3 最大機械回転数確認

コアエンジンを最大機械回転数まで作動させ,構造健 全性を確認する.目標の最大機械回転数は,設計時に設 定した構造健全性評価用過渡機械回転数とし,試験では 最大機械回転数に到達後すぐにパワーレバー角度を下げ て回転数を落とした.図8に機械回転数及びパワーレバ ー角度の時系列データを示す.これにより,最大機械回 転数までの到達を確認した.また,最大機械回転数まで パワーレバー角度の調整により機械回転数が安定に制御 されることを確認した.さらに,運転後のデータ解析に より,最大機械回転数までの回転数領域に,エンジンの 作動に影響を与える共振点がないことを確認した.



Fig. 8 Time history of mechanical rotor speed

4.4 燃焼器出口最大温度確認

コアエンジンの燃焼器出口温度約 1800℃において,コ アエンジンが健全に作動することを確認する.試験にお いて,燃焼器出口温度の計測値が 1800℃を超えるよう, 圧縮機最終段からの抽気量及びパワーレバー角度を調整 した.試験の結果,図9 に示すとおり燃焼器出口温度 1800℃以上を達成した.また,試験後にエンジンの構造 健全性が保たれていることをエンジン点検により確認し た.さらに,その前後の運転における同一条件での定常 作動のデータを比較することにより,エンジンの性能に 変化が見られないことを確認した.



Fig. 9 Time history of combustor outlet temperature

4.5 その他の試験

4.1~4.4 で述べた以外にも,始動時のスタータトルク に関するデータを取得するスタータ特性確認,エンジン に流入する空気の圧力による回転の特性を把握するウイ ンドミル特性確認,抽気ポートからの抽気及びスター タ・ジェネレータのジェネレータ・モードでの発電によ る電力の抽出を確認する抽気・抽出力確認,エンジンか らの抽気及び排気の成分分析を行う抽気・排ガス分析等 の試験を実施し、各種のデータを取得した.

また,これらの試験項目に係る内容以外に,試験にお ける運転等を通して,特段の障害は発生せず,電子制御 部の各種制御機能が実現されていることを確認した.

5. おわりに

本研究において,推力15トン以上のハイパワー・スリ ムエンジンの高圧系要素となるコアエンジンについて, 目標性能である燃焼器出口最大温度1800℃における作 動を確認した.また,最大機械回転数での作動を確認し, コアエンジンで取得可能な詳細データを取得した.これ により,将来戦闘機用エンジンに適用可能なコアエンジ ンの技術を確立した.

本研究に続いて、平成27年度から実施している「戦闘 機用エンジンシステムに関する研究」では、本研究のコ アエンジンに加えて、ファン及び低圧タービン、制御・ 補機系統、排気ノズル、アフターバーナその他の構成要 素のシステムインテグレーションを行い、プロトタイプ エンジン XF9-1を製造し、現在、性能確認試験を実施し ている.

ー連の研究から,将来戦闘機に搭載可能なハイパワ ー・スリムエンジンを開発する技術が確立できる見通し である.

参考文献

- (1)防衛省ホームページ、"将来戦闘機に関する研究開発ビジョン", http://www.mod.go.jp/j/press/news/2010/08/25a.html (参照 2018-7-31)
- (2) 佐久間俊一, "防衛装備庁における次世代エンジン研究に ついて," ガスタービンセミナー第 45 回資料集, 2017, 1
- (3) 檀原伸補, "飛行実証用アフターバーナ付ターボファンエンジン (XF5)の概要,"ガスタービンセミナー第 36 回資料 集, 2008, 1
- (4) Y. F. Gu, C. Cui1, H. Harada, T. Fukuda, D. Ping, A. Mitsuhashi, K. Kato, T. Kobayashi and J. Fujioka, "Development of Ni-Co Base Alloys for High-Temperature Disk Applications", Superalloys 2008, (TMS, 2008), 53-61.
- (5) 赤城正弘, "エンジン高空性能試験装置の概要,"日本高空宇宙学会誌,第54巻,第629号,2006.6
- (6) 秋津満, "高バイパス比ターボファンエンジンについて,"
 日本ガスタービン学会誌, Vol. 40, No.3, 2012.5

B-24

航空機運航燃料消費量へのエンジン性能と重量の影響評価 ーエンジン回転数による推力制御の場合—

Evaluation of Aero-Engine Efficiency and Weight Variation Influence on the Flight Mission Fuel Burn. - In the Case of Thrust Control by Engine Rotational Speed -

*福山 佳孝^{*1} 山根 敬^{*1} 西澤 敏雄^{*1} FUKUYAMA Yoshitaka YAMANE Takashi NISHIZAWA Toshio

ABSTRACT

A mission fuel burn (MFB) evaluation system (VJE-AFD: Virtual Jet Engine-Aircraft and Flight Designer) has developed that considers the influence of all the elements of aircraft system weight, aircraft operation (mission), aero-engine module efficiency and weight. Flight MFB evaluation results are presented for Airbus A320 and A320-neo as the reference aircraft and engine combination. To effectively plan the engine technology research in the future, this system will give an information to evaluate output, outcome and, benefit and profit of end user by the introduction of new technology.

キーワード: 航空エンジン,システム解析,運航設計,運航燃料消費量,性能,重量 Key Words: Aero-Engine, System Simulation, Flight Mission Design, Flight Mission Fuel Burn, Efficiency, Weight

1. はじめに

航空エンジンなどの技術開発は燃料消費量削減を対象 とすることが多いが、計画段階で新技術の実用化がどの 様な効果を持つのかを知ることが大切である。ここで言 う燃料消費量とは運航に伴う航空機システムの燃料(エ ネルギ)消費量(MFB: Mission Fuel Burn)であり、従来 は、Raymer の教科書⁽¹⁾に書かれており表1に示すような 簡易形式で見積もられることが多かったと思われる。

燃料消費量は運航をセグメントに分割して推定される。 セグメント分割は例えば,テイクオフ (Warmup and takeoff),上昇 (Climb),巡航 (Cruise),着陸 (Landing) 等であり,地上移動 (Taxi),旋回 (Roiter),アプローチ (Approach)を加えることもある。

表 1 に示すセグメントに対応する重量比(Weight Fraction)はセグメントの最初と最後の航空機システム重量の比(重量減少=燃料消費)を示し、巡航を除いては過去の統計や実績値が使用される。巡航燃料消費量は良く知られた Brequet のレンジ式に基づき計算され、ここにはエンジン燃料消費率(Specific Fuel Consumption)が考慮される。

*1 (国研) 宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1 エンジンモジュール性能向上や重量低減技術研究が多 面的に進められているが、個別技術の実用化インパクト を MFB で評価した効果は 1.0%以下であることも多い。 そのため、MFB 評価は少なくとも 0.1%程度の精度また は求解安定性を必要とすると考えられる。しかし、前記 した Raymer の方法では、評価対象の汎用性や精度に問 題がある。そのため、MFB を評価する工学的ツール、い わゆる、航空機・航空エンジン統合エネルギ消費評価シ ステムが必要と考えており、図1に示すような一つの形 態を提案する。VJE (Virtual Jet Engine)部は以前から運 用してきたエンジン解析システムであるが、今回、aFJR プロジェクトで航空機簡易設計・運航設計システムであ る AFD (Aircraft and Flight Design)部を開発し、VJE と 統合して MFB の評価検討を開始した。

前報⁽²⁾では,離陸・上昇時のエンジン制御を AFD で直 接使用できる修正推力基準としたが,本報では実機に合 わせて回転数制御とした。以下,A320 と A320neo を参 照機体システムとしてエンジンモジュール性能,エンジ ン重量などの MFB への影響を評価した結果を報告する。

Tab	le	l His	storic	N	lission	S	Segment	W	/eig	ht	F	ract	i01	n
-----	----	-------	--------	---	---------	---	---------	---	------	----	---	------	-----	---

Mission Segment	Weight Fraction
Warmup and takeoff	0.970
Climb	0.985
Cruise	exp(-R*C/V/(L/D))
Landing	0.995

NOMENC	LATURE	
ALT	m	Altitude
BPR	-	Bypass ratio
С	kg/s/N	Specific fuel consumption (SFC)
CD	-	Drag coefficient
CL	-	Lift coefficient
D	Ν	Drag
DST	m	Distance
g	m/s^2	Gravity constant
G	kg/s	Mass flow rate
KCAS	Kt	Calibrated Air Speed
L	Ν	Lift
М	-	Mach number
Ν	rpm	Engine spool rotation velocity
OPR	-	Overall Pressure Ratio
R	m	Range
S	m ²	Surface area
t	sec	Time
Т	Ν	Thrust
V	m/s	Velocity
W	kg	Weight
<greek syn<="" td=""><td>mbols></td><td></td></greek>	mbols>	
α	degree	Wing attack angle
θ	degree	Aircraft pitch angle
γ	degree	Flight-path angle
ρ	kg/m ³	Density
<subscript< td=""><td>s></td><td></td></subscript<>	s>	
0	Base value	
1	Low pressu	are spool
2	High press	ure spool
c	Wing camb	ber
f	Fuel	
flap	Flap effect	
h	Horizontal	component
oe	Operating	empty
ramp	Ramp (Star	rt of mission)
v	Vertical co	mponent
W	Wing	
<superscri< td=""><td>pts></td><td></td></superscri<>	pts>	
*	Data from	the start of takeoff to the top of descent

2. VJE-AFD システム

図1に VJE-AFD システムの全体像,データや情報の 流れを示す。VJEはMicrosoft Excel™から起動する Fortran プログラムで, AFD の計算は Excel の VBA と表計算で 実行される。

2.1 航空機と航空エンジン設計

航空機及び航空エンジンの仕様や数値データは以下の 公開文献から収集し使用した。FAA Type Certificate Data Sheet⁽³⁾, EASA Type Certificate Data Sheet⁽⁴⁾, Jane's All the World Aircraft⁽⁵⁾, Jane's Aero-Engines⁽⁶⁾, ICAO emission databank⁽⁷⁾ および noise database⁽⁸⁾.

2.2 航空機重量および航空機空力計算

航空機空虚重量は上記した航空機関連データを使用し, Raymer の教科書⁽¹⁾に記載されている設計初期段階の重 量推定方法に基づき計算した。航空機の空力性能パラメ ータであり運航計算に必要な CL, CD なども Raymer の 教科書⁽¹⁾に基づき計算した。

2.3 運航設計計算

(a) 運航設計

ここで言う運航設計とは,垂直面内の運航経路(高度 と速度)を設定し,その経路を実現するための運航制御 (機体動翼およびエンジン推力制御)を計画することで ある。つまり,非常に簡易的ではあれ,航空機システム の自動運行制御を Excel 内に構築する必要があった。現 在の AFD は垂直面内の運航だけを対象としており,旋 回などは考慮していない。

(b) 運航制御

図1に示すように運航制御モジュールは現在の運航状 態と計画された運航経路に基づき次の時間ステップの制 御項目に対して制御コマンドを出力する機能を持つ。現



Fig.1 Overview of the VJE-AFD System with the Input / Output Relationship.

在計算に使用している制御項目は,地上ブレーキ,ギア ポジション,フラップ角度,エアブレーキ,エンジンス ロットリング(軸回転数,修正推力,リバース)および 航空機のピッチ角(エレベータ制御は省略)である。

航空機制御情報は入手困難であったため、旅客機操縦 マニュアル⁽⁹⁾を参考にプログラムした。

(c) 機体運航経路計算

計算の初期条件として,機体システム初期重量(ramp weight: Wramp),気圧高度,速度,機体ピッチ角,エンジ ン推力(または軸回転数)を与える。さらに,運航経路 全体に渡り,エンジンの燃料消費率を適当に設定する。 通常,初期条件は離陸滑走直前の地上静止状態であろう。

航空機の現在の運航状態において、大気条件(圧力, 温度,密度,粘性係数),動圧,経路角,主翼迎え角,機 体の空力係数,機体に作用する力(揚力,抗力,重力, 推力)が計算できる。これら力のバランスから次の計算 時間ステップに向かった航空機の速度変化,燃料消費に よる航空機重量変化を一次精度陽解法により計算する。 計算方法の概要を以下に示す。図2,3に機体のカバラン スと角度定義を示す。

$q = 0.5 \times \rho \times V^2$	(1)
$\gamma = \operatorname{atan}(V_h/V_v)$	(2)
$\alpha = \theta - \gamma + \alpha_c$	(3)
$L = CL \times q \times S_w$	(4)
$D = CD \times q \times S_w$	(5)
$F_h = T \times cos(\theta) - D \times cos(\gamma) - L \times sin(\gamma)$	
$= W \times dV_h/dt$	(6)
$F_{v} = T \times sin(\theta) - D \times sin(\gamma) + L \times cos(\gamma) - W$	$\times g$
$= W \times dV_{v}/dt$	(7)
$dW/dt = W_f$	(8)



Fig.2 Forces Acting on the Aircraft.



Fig.3 Aircraft Angle Definition.

(d) タクシー, トラップとリザーブ燃料

今回の計算では、タクシー(暖気も含む)は26分間の 地上アイドル運転を仮定、トラップとリザーブ燃料は Raymer の教科書⁽¹⁾に基づき運航全体の消費燃料の6%と した。リザーブ燃料はダイバートを考慮した FAA 規程に 基づく計算も可能だが今回は採用していない。 (c)運航計画とセグメント分割

運航計画とセグメント分割に関しては前報⁽²⁾に詳細を 記した。本報では論文末尾の付表1にセグメント定義を 示す。後述する運航設計の項も参照していただきたい。

2.4 エンジンシミュレーション

(a) VJE

VJE は JAXA で開発し, プロジェクト目標立案や成果 評価および連携大学院の教育ツールとして使用してきた プログラムである^{(10)~(14)}。MFB 計算の初期的な適用例は 津郷ら⁽¹⁴⁾に一部を報告済である。 (b) エンジンモデル

AFD に基づく運航 MFB 計算ではかなり細かい時間分 割が必要である(付表 1)。本計算ツールの効果を検討す る現段階では VJE の計算時間を短縮する必要が有り,二 次空気系を含む熱力学的計算,ターボ機械性能(ポリト ロープ効率)と仕事係数を一定とするエンジンモデルを 使用し,さらに計算点を間引き実施した。図2にモデル の構成概要を示す。図には記載しないが,モジュールを 結合する通路部の全圧損失なども考慮している。

本報では, A320 に使用されている CFM56-5A, A320neo に使用されている PW1100G と LEAP1A のモデルを使用 して MFB 計算を実行した。表 2 に仕様設定に使用した ICAO-edb と TCDS に記載された値を示す。



Fig.4 Separated Exhaust Turbo-Fan Engine Model

Table.2 Engine	Specification ((ICAO-edb and TCDS)	
		()	

Specification	Unit	CFM56	PW1130G	LEAP
_		-5A3		-1A26
BPR	-	5.9	11.7	11.1
OPR	-	27.9	35.5	33.4
T (Rated)	kN	117.9	134.0	120.6
C (SFC)	mg/N/s	9.59	6.79	7.09
Fan Diameter	m	1.735	2.057	1.981
	(in)	(68.3)	(81)	(78)
N1 max	RPM	5,100	10,047	3,894
(Nfan max)			(3,281)	
N2 max	RPM	15,183	22,300	19,391

[NOTE] ICAO emission databank data is taken under no bleed and no power off-take conditions, N's are from TCDS.

(c) 運航設計計算へのフィードバック

AFD で設定あるいは想定した運航条件(高度,速度, エンジン回転数または必要推力)に基づき VJE で部分負 荷計算を実行する。計算結果として得られる推力,燃料 消費率を AFD にフィードバックし運航設計と燃料消費 量を収束させる。離陸と上昇ではエンジン回転数設定, 巡航は飛行速度を維持する推力に調整,下降から着陸ま では最少推力をフライトアイドルとし,必要に応じて推 力とエアブレーキを調整する計算を実施した。

3. 新技術導入インパクト計算

VJE-AFD システムにより新技術導入による運航時の 燃料消費量(MFB)変化を評価が可能となる。

軽量化技術を導入すれば、加速・上昇が速くなり巡航 推力も低減できる。新型機に適用すれば、機体構造や脚 の軽量化にもつながり、さらなる MFB 低減効果を持つ。 エンジン燃費向上技術を導入すれば、離陸時の搭載重量 が低減できるため、さらに MFB が低減する。VJE-AFD では数回の繰り返し計算を実施し収束解を得る必要が有 り、Raymer の方法に比較すれば多くの計算時間を必要と するが、機体システムの運航中のエネルギ利用量変化な どを考慮した MFB 評価が可能な点が重要と考える。

3.1 航空機空虛重量計算

空虚重量の計算結果を以下に示す。A320neoはA320に ウィングレットを装着した空力性能の機体を想定し, LEAP1A は重量が不明のため PW1100G と同一重量と仮 定した。表 3,4 に示すようにカタログ値をほぼ再現した が、グループ重量に関しては検証していない。

Table.4 Operating Empty Weight Comparison.						
Woe: kg(lbm)	A320/CFM56	A320neo/PW1100				
TCDS & wikipedia	42,592 (93,900)	44,316 (97,700)				
Present calculation	42,036 (92,674)	43,673 (96,283)				
Present/Catalogue	98.7 %	97.9 %				

		1 U		
Group	A320/	CFM56	A320nec	/PW1100
	Weight	Fraction	Weight	Fraction
	(kg)	(%)	(kg)	(%)
Structural	22,821	54.3	23,157	53.0
Propulsion	5,077	12.1	6,229	14.3
Equipment	5,587	13.3	5,587	12.8
Misc Empty	4,730	11.3	4,730	10.8
Allowance	3,822	9.1	3,970	9.1
Total	42,036	100.0	43,673	100.0
Engine(Drv)	4.572	10.9	5,715	13.1

3.2 運航設計

AFD で必要なのは推力であるため,前報⁽²⁾では離陸と 上昇セグメントを修正推力設定で計算した。本報では, 離陸と上昇セグメントは低圧軸回転数指定で計算した。 設定回転数は機体・エンジンの組合せごとに 3300nmile ミッションで離陸距離と上昇速度がそれぞれ 5000ft(ロ ーテーションまで)と 1600 ft/min 程度となる値をパー セント単位で選択した。運行制御則は全て同一である。 本報では,全ての巡航条件を高度 35,000ft,マッハ数 0.78 とし,飛行距離 926,2778,6112 km (500,1500,3300 nmile)の3ケースを計算した。

図5に運航設計結果の一例を示す。図は高度(ALT) と校正対気速度(KCAS)の変化を示す。



Fig.5 Example of Flight Design (500 nmile)

3.3 MFB 計算結果の評価

前報⁽²⁾の結果を再掲するが,図6と表5に本報で使用 した CFM56モデルと実機の燃料流量と MFB(エンジン 1 台)を比較して示す。非常にシンプルなモデルを使用 した計算だが,燃料消費量に影響が強い上昇および巡航 セグメントの燃料流量は5%以内の誤差で得られた。フ ライト全体を時間積分した MFB も1.5%以下の精度で予 測されており,本計算方法でも十分に新技術導入インパ クトの指標である MFB を検討することが可能と考えて いる。



Fig.6 Comparison of Fuel Flow Rate between Calculation and Flight Record for Five Flights.

Table.5 Comparison of MFB	(One Engine) between
Coloulation and Elight Da	and for Eiro Elighta

Calculation and Flight Record for Five Flights.							
MFB	Unit	FLT01	FLT02	FLT03	FLT04	FLT05	
Flight	kg	2049	2188	2357	3097	2774	
VJE	kg	2019	2199	2351	3113	2788	
Ratio	-	0.985	1.005	0.997	1.006	1.005	

3.4 AFD による MFB 計算結果

MFB(機体システム評価のためエンジン 2 台)は運航全 体の燃料消費量として定義すべきだが、本報のシステム では、アプローチ-着陸のセグメントでは飛行制御(高度・ 速度制御)のためにエアブレーキとエンジン推力増減が 発生し、計算毎に燃料流量変動が生じる。よって、本報 では離陸滑走開始から下降開始点までの燃料消費量を
MFB*とし、この量で各種技術インパクトを評価した。 (a) 新技術の評価基準点と運航距離の影響

評価基準条件はエンジンからの抽気・抽出力がない運 航条件の MFB*とした。図7と表6に飛行距離に対する MFB*変化を示し、図8にはセグメント毎の燃料消費量 を比較する。

本報の計算範囲では、A320neo システムは A320 に比 較して 12~13%程度の MFB*低減が実現できる結果が得 られた。図 8 以降の図中の CC は A320/CFM56, NP と NL はそれぞれ A320neo/PW1100 と A320neo/LEAP1A の組合 せを示し、[.]以下の数字はマイル表記の飛行距離を示す。



Fig.7 Estimated Influence of Flight Length on MFB*.

Table.6 MFB* Calculation Results and Comparison with A320/CFM56 System.

Flight	A320	A320neo	A320neo
Length	CFM56	PW1100	LEAP1A
Nmile	kg (-)	kg (-)	kg (-)
500	5,485	4,762	4,854
	(1.0)	(0.868)	(0.885)
1,500	15,629	13,599	13,861
	(1.0)	(0.870)	(0.887)
3,300	34,769	30,133	30,581
	(1.0)	(0.867)	(0.880)



Fig.8 Calculated Segment FB comparison for A320 and A320neo Systems.

離陸 (Takeoff),着陸 (Landing) セグメントの燃料消費量の割合は短距離便においても非常に少ない事が分かる。また,飛行距離 500nmile で上昇 (Climb) と巡航 (Cruise) セグメントの燃料消費量がほぼ等しく,500nmile 以上の

飛行距離では巡航燃料消費量が MFB を支配することが 分かる。上昇運行制御が異なるため,前報⁽²⁾と若干結果 が異なっている。

実運航では、エンジンからの抽気・抽出力の影響を考 慮すべきだが、著者らは実運航の数値データを保有して いないため今回の計算では考慮していないが、少なくと も FAA 規程の換気量⁽¹⁵⁾は抽気する必要があり、油圧機 器や空調の電気化が進めば抽出力の影響も大きくなる。 (b) エンジン軽量化技術(重量低減)の効果

エンジン重量低減は機体のランプ重量低減をもたらし, MFB*低減につながる。図9に一台当たり500lbm(227 kg)の重量低減を考慮した結果を示す。エンジン重量 500lbm低減でMFB*が0.3%程度低減できることが分かった。また,図中,[RD]と記載したものは航空機の設計 グロス重量をエンジン重量低減分低下して機体構造重量 変化を考慮した場合であり,MFB*はさらに0.1%弱低下 すると推定された。



Fig.9 Estimated Influence of Engine Weight Reduction.

(c) エンジンモジュール性能向上の効果

エンジンモジュールの空力性能向上は SFC 低減に直 結する。本報では,既存エンジンモデルの部分負荷計算 で性能変化を考慮する方法でその影響を検討し,エンジ ンの再設計は実施していない。

図 10 はファン (FAN) と高圧圧縮機 (HPC) のポリト ロープ効率を1 ポイント向上 (例えば 90%から 91%に) した場合の MFB*変化を検討した結果を示す。いずれの 性能向上も 0.7~0.8%程度の MFB*低減につながるとの 予測結果である。



Fig.10 Estimated Influence of Engine Module Aerodynamic Efficiency Improvement.

4. おわりに

運航燃料消費量(MFB)評価システム(VJE-AFD)を aFJR プロジェクトで開発した。本システムにより航空機 システム重量,エンジン性能パラメータおよび運航など のMFBへの影響評価が可能となった。

航空エンジンの性能向上技術研究などの計画段階で, その技術を導入した場合の燃費低減効果やエンドユーザ ーの利益などを評価検討する情報を得ることが必要であ る。前報⁽²⁾および本報では,A320 および A320neo を参照 機体として MFB 評価を試みた結果を示した。エンジン 重量変化に関しては,500lbm/エンジンの微少変化の MFB への影響 0.3~0.4%を,エンジンモジュール性能に 関しては,ファンと高圧圧縮機空力性能1ポイント変化 の影響 0.7~0.8%の結果を得ることができた。

これらから、本システムが技術研究の計画段階での効 果評価に適用可能と考えられるが、MFB が小さい短距離 便では相対的に精度が低下することは避けられないとも 考えられる。しかし、将来のエンジンを搭載する形式の 電気化航空機システムなど、装備品重量の影響も含めた 運航エネルギ使用量検討などにも適用可能と考えている。

現時点では,航空機の運航制御方法などに関して十分 な情報が得られていない部分もあり,実機運用調査など が必要である。

参考文献

- Raymer, D. P., "Aircraft Design: A Conceptual Approach," Fifth Edition, AIAA Education Series, AIAA (2012)
- (2) Fukuyama, Y. and Yamane, T., Proceedings of Asian Congress of

Gasturbines 2018(ACGT2018), TS-54, Morioka, Japan (2018)

- (3) FAA-TCDS (Federal Aviation Administration), http://rgl.faa.gov/Regulatory_and_Guidance_Library/rgMake-Model.nsf/Frameset?OpenPage, (Accessed 2018/6/10)
- (4) EASA-TCDS (European Aviation Safety Agency) https://www.easa.europa.eu/document-library/type-certificates, (Accessed 2018/6/10)
- (5) Jane's All the World Aircraft, 2011-2012, HIS, jawa.janes.com
- (6) Jane's Aero-Engines, 2014-2015, HIS
- (7) ICAO-edb (Aircraft Engine Emissions Databank), https://www.easa.europa.eu/easa-andyou/environment/icaoaircraft-engine-emissions-databank, (Accessed 2018/6/10)
- (8) ICAO-ndb (NoisedB database), http://noisedb.stac.aviationcivile.gouv.fr/, (Accessed 2018/6/10)
- (9) 旅客機操縦マニュアル BOEING737-500 型, イカロス出版 (1998)
- (10) Akiyama, N. and Fukuyama, Y., International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo (IGTC2015), WeAMG.3, Tokyo, Japan (2015)
- (11) Akiyama, N., Tokuoka, T. and Fukuyama, Y., Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power (AJCPP2014), AJCPP2014-053, Jeju Island, Korea (2014)
- (12) Owan, A., Akiyama, N., Fukuyama, Y. and Yamane, T., Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power (AJCPP2016), AJCPP2014-158, Kagawa, Japan (2015)
- (13) 津郷光明,秋山直輝,福山佳孝,第42回日本ガスタービン学会定期講演会(熊本)講演論文集,B-13 (2014)
- (14) 田中一平,山根敬,福山佳孝,第44回日本ガスタービン学会定期講演会(酒田)講演論文集,B-1 (2016)
- (15) AC 25-20, "Pressurization, ventilation and oxygen systems assessment for subsonic flight including high altitude operation," Advisory Circular 25-20, DOT, FAA (1996)

Segment	Explanation	Thrust Setting	Flight Control	Mission	1	km (nmile)		
			~~~~		926 (500)	2,778 (1,500)	6,112 (3,300)	
				FD Node number	FD Time	e interval (sec) mission,	) for each	VJE calculation points
Taxi	Start, warmup and ground roll	Ground idle	Speed less than 20 knots (static)	1	2,100	2,100	2,100	1
Takeoff	Start of takeoff procedure	Takeoff rating	Rotation control: Ground brake, pitch angle, flap angle, landing gear	40 80 10	0.5 0.25 0.5	0.5 0.25 0.5	0.5 0.25 0.5	131
Climb	Until cruise altitude	Climb rating	Limitation: CAS 250 knot under 10kft	1200	~1.1	~1.2	~1.3	121
Cruise	Level flight	Cruise rating	Constant altitude and speed	2400	$\sim \! 0.8$	~4.1	~10.0	241
Descent and Approach	Until final approach altitude	Flight idle	Descent control: Path angle and speed Thrust(throttling), pitch angle, flap angle, air-brake and gear	940	1.25	1.25	1.25	95
Landing	Approx. 3,000 ft to ground speed of 20 knots	Flight idle	Speed, glide slope: Thrust (throttling, engine reverse), air-brake and ground brake	840	0.5	0.5	0.5	421
$T \neq 1$		1	1	5 5 1 1				1 0 1 0

Additional Table.1 Flight segment definition, control and FD/VJE calculation point numbers.

[NOTE] Idle thrust rating of the engines is set at 0.7% of corrected thrust level based on 120.1 kN (27,000 lbf) at sea-level-static condition for all the cases. Cruise thrust rating is calculated for two segments to keep prescribed cruise altitude and speed for each case.

B-25

## **超高バイパス比ダクテッド・ターボファンのサイクル特性** -- No2 高低圧両圧縮機間の可変静翼に関する考察 --

Cycle characteristics of Ultra-High Bypass ratio ducted Turbofan — No2 Discussion on Variable Stator between High Pressure Compressor and Low Pressure Compressor —

* 根本 勇

Isamu Nemoto

## ABSTRACT

This study is about a variable cycle engine installed with the variable stator between the low pressure compressor and high pressure compressor with a variable core nozzle for the Ultra-High Bypath ratio Turbo fan. The purpose of the study report No2 is to examine whether any defect occurs between LPC and HPC while engine runs.

According to the off-design performance calculation, it was found that VS operation to control LPC corrected flow and LPC's low pressure ratio and VS operation to maintain adequate the incidence angle of HPC blade were the same. Therefore, this variable cycle engine can avoid LPC surging at low speed, and can improve specific fuel consumption at cruising without reducing HPC efficiency.

**キーワード**: 超高バイパス比、可変サイクル、サージング、可変静翼、HPC 動翼、迎え角、可変コアノズル **Key Words**: ultra-high bypass ratio, variable cycle, surging, variable stator, HPC blade, incidence angle, variable core nozzle

## 1. はじめに

昨年度の第45回日本ガスタービン学会定期講演会において 「超高バイパス比ダクテッド・ターボファンのサイクル特性」 と題して研究発表を行った。その内容は超高バイパス比(UHB: Ultra-High Bypass ratio)ダクテッド・ターボファンのコアノ ズルを可変機構にし、低圧圧縮機(LPC: Low Pressure Compressor)と高圧圧縮機(HPC: High Pressure Compressor) の間に可変静翼(VS: variable stator)を設けた可変サイクル エンジン(Variable Cycle Engine)に関する研究である。2つ の可変機構を組み合わせたこのエンジンは地上環境における低 回転では LPC のサージングを回避し、巡航時にはバイパス比 (BPR: Bypass ratio)を高めて燃料消費率(SFC: Specific Fuel

(Drk: Bypass ratio) を高め (然料消貨率 (Src: Specific Fuel Consumption) を改善することが出来る。

発表後の討論で専門家の先生方に二つのご助言を頂いた。昨 年はLPC、HPC間のVSを圧縮機の可変入口案内翼(VIGV)と位置 付けていた。ご助言の第一は、VIGVの翼角度によるHPC効率の 変化は、サイクルに与える影響が大きいので検討を深めるよう に。第二のご助言は、巡航時のサイクル計算を飛行マッハ数一 定で行い性能を議論しているが、飛行速度の変化による巡航性 能への影響を検討すべきである。このような主旨のご指摘であ った。

本年は上記のご指摘に従い、本可変サイクル成立の妥当性を 調べた結果を報告する。

研究報告 No2 は、第一にご指摘頂いた VIGV に関する研究報告 である。LPC 入口と VIGV 出口の状態量の変化を計算し、ファン、 LPC、HPC の流量と圧力比の変化を考察した。結果としてこの VIGVはLPCに対しては出口側絞り弁、HPCに対しては入口案内 翼と考えるべきで、LPC・HPC間のVSと位置づけ直した。その 上でガスタービンの常識に則って、LPCに対する作用とHPCに 対する作用が一致することを確かめた。

研究報告 No3 は、第二のご指摘の点、飛行速度の変化がどの ように巡航性能に影響するかについて、ファンの入口条件を変 えて設計点外性能計算を行った結果を報告する。計算方法は参 考文献1)による。

### 2. 超高バイパス比ターボファンのサイクル計算

本年の研究発表に先立って、昨年の講演内容を極簡単に説明する。

## 2.1 固定サイクルのサイクル計算例

先ずダクト付き UBB 固定サイクルエンジンのサイクル計算例 を図1~4に示す。図1及び図2はファン、図3は LPC、図4 はHPC の作動マップである。これらのマップは参考文献1)に 記載されているものを参考に本計算に合わせて作り変えたもの である。従って実在の機械によるものではない。

この計算では巡航定格のバイパス比(BPR: Bypass ratio)を 12、設計点(海面上静止状態: SLS)及び弾陸時の BPR は計算を 容易にするため11 とした。

図1において設計点 (S) はファン圧力比 (FPR : Fan Pressure Ratio) :1.3、修正流量比 ( $(ma \sqrt{\theta_1/\delta_1}) / (ma \sqrt{\theta_1/\delta_1})$  des)) : 1 である。

設計点 (S) におけるエンジン仕様の設定は、TIT:1773K、高 圧圧縮機圧力比 (HPR:High Pressure Ratio):12、低圧圧縮機

圧力比 (LPR: Low Pressure Ratio): 2.22、FPR は上述のよう に1.3である。巡航定格点 (C) はFPR: 1.3、修正流量比: 1.09。 離陸定格点 (T) はFPR: 1.3、修正流量比; 0.945である。巡航 時の高度は10km、飛行マッハ数は0.8 とした。



ダクト付き UBB 固定サイクルエンジンは、ファンノズル面積 が大きくファンが吸い込む空気流量の大部分がバイパスダクト 側に流れるためコア流量が非常に少なくなる。よって地上環境 における低回転では、図3に示す如く LPC 流量が減少し作動線 がサージラインに接近するので、サージ対策が不可欠になる。

サージを避けるために LPC の作動線を移動する方法は二つある。抽気とコアノズルの可変化である²⁾。

PW1100G-JM はファンと低圧タービン(LPT: Low Pressure Turbine)を減速歯車を介して結ぶUHB ギアードターボファンで ある。PW1100G-JMの概念図を図5に示す。PW1100G-JM はサージ 対策として LPC 出口全周にわたり開口する抽気口を備えている。 また LPC 入口に VIGV を設けている³⁾。

一方、本研究では抽気に替えてコアノズルを可変機構 (VCN: Variable Core Nozzle) とし、LPC と HPC の間に VS を設ける。

本エンジンの概念図を図6に示す。図示する如く図5と図6 のエンジンの可変部位は両者とも二つである。





Fig. 6 超高バイパス比可変サイクルエンジンの概念

可変サイクルの実現には、現用のPW1100G-JMより機構を複雑 にしないことが肝要と考える。

## 2.2 地上環境、低回転での本サイクルの作動

本可変サイクルエンジンの地上環境におけるファン、LPC、HPC の運転線を図7~図9に示す。図6に示す本可変サイクルエン ジンは、低回転時にタービン入口温度(TIT: turbine inlet temperature)を下げ VCN を絞ってファン回転数N1を下げたと き、VSを開くと図8に示すように LPC 作動線をサージラインか ら引き離し LPC サージを回避することができる。



## 2.3 巡航時の本サイクルの作動

本可変サイクル UHB ターボファンの巡航時におけるファン、 LPC、HPC の運転線を図11~図13に示す。巡航時において図 6のエンジンの T4(TIT)を下げ地上環境・低回転とは逆に VCN を開き、VSを絞ると、ファンは図11、LPC は図12、HPC は 図13に示すように作動を制御することができるので、ファン 圧力比(FPR:Fan Pressure Ratio)一定で LPC 流量(コア流量) を減らすことが出来る。VCNを開くとコアエンジンの排気エネ ルギーの LPT とコアノズルへの配分が変わり、コアノズル膨張 比の比率が減ってLPT 膨張比の比率が増す。そのためT4を下げたにも拘わらず図11に示すようにファンの圧力比FPR は一定に保たれ回転数N1の減少は極僅かとなる。LPC は図12に示すように低圧圧縮機圧力比(LPR:Low Pressure Ratio)一定で修正流量が減少する。LPC 流量の減少量とファン流量の減少量は等しい。

この作動でT4は固定サイクルより下げるので、HPCの作動点 は図13に示すように固定サイクルより降下する。尚、図9及 び図13の固定サイクルのHPC作動線は、可変サイクルとの違 いを分かり易くするため、僅かにチョーク側に移動してある。

このように可変機構を操作することにより N1 の低下を抑え、 N2 を下げて BPR を高めることができるので、本サイクルは図 1 4に示すようにファン直径を増さずに BPR を高め SFC を低減す ることができる。図8は高度10km一定、飛行マッハ数 Mo= 0.8一定の計算例である。



## 3. 第一の課題(LPC • HPC 間 VS の作動解析)

研究報告 No2 では、図8、図12に示すLPCの作動を分析し 本サイクルの妥当性を論証する。そのためVS入口と出口の状態 量の変化を詳しく調査する。

ダクト付き超高バイパス比可変サイクルエンジンの構想を得 て以来、長い間ずっとVSを圧縮機の可変入口案内翼と考えてき た。そのためLPC出口側絞り弁としての役割を説明できず、LPC における状態量の変化を体積流量と静圧の変化として曖昧な解 釈をしてきた。昨年の講演会後の討論で専門家のご助言を得て、 もう一度ガスタービンの常識に立ち返り考え直した。その結果、 LPCとHPCの間に設けた可変静翼VSとしてその作用を見つめ直 し、本サイクルではVSのLPC対応とHPC対応が一致することを 確かめた。

サイクルをいじると最終的には必ずと言ってよい程、圧縮機 に問題が起こると言われている。 報告 No2 の目的は、VS の作用が LPC と HPC それぞれの要求を 同時に満たすことが出来るか、HPC の効率を損なうことはない かを調査・検討する事である。

## 3.1 地上環境・低回転における計算方法の工夫 (LPC 下流の絞り弁としての VS)

可変コアノズル VCN の開閉により、2軸フリータービンの膨 張比配分の縛りが解かれた時、LPC と HPC の間をどのように VS が繋ぐのか、この問題を先ずサージ対策の作動から分析する。

昨年までLPCの作動に対する解釈が曖昧であったのは計算方法の組立が不十分であったことに起因する。VSのLPC下流の絞り弁としての働きを明確にするための計算方法を説明する。

低回転時に T4 を下げ VCN を絞ると、図 9 から HPC 回転数 N2 の低下を固定サイクルより抑え、ファン回転数 N1 を下げること が出来る。また図 8 から LPC 作動線をサージラインから引き離 すには、LPC 圧力比 LPR を下げるか、または LPC 流量を増す必 要があることが分かる。

ファンと LPC の回転数バランスは同軸の条件より式(1)で 与えられる。

$$\frac{N_L}{\sqrt{\theta_{22}}} = \frac{N_F}{\sqrt{\theta_1}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{22}}} \qquad \cdots \cdots (1)$$

ここで添字 F はファン、L は LPC、22 はファン出口の位置番号 である.

しかしこの条件に合わせ式(1)を用いて計算プログラムを 組立てようとすると、繰り返し計算ループが増え計算不能に陥 る。そこで素人の拙い手法ではあるが、先ずLPCの回転数を考 えないことにして、固定サイクルと可変サイクルのファン及び LPCの流量は変わらず、LPRを下げるという方法を取る。このよ うにして LPC 作動線を仮定した後で、LPC 回転数について考慮 するという手順を踏む。

地上環境における低回転でのファン、LPC、HPC の修正流量比 (設計点との修正流量比)とLPR を固定サイクルと比較して表 1-1~表1-4に示す。

Table 1-1 ファン修正流量比

FPR	固定サイクル	可変サイクル
1.28	0.9136	0.9136
1.26	0.8814	0.8814
1.24	0.8478	0.8478
1.22	0.8126	0.8126

Table 1-2 LPC 修正流量比

FPR	固定サイクル	可変サイクル
1.28	0.8941	0.8941
1.26	0.8526	0.8526
1.24	0.8095	0.8095
1.22	0.7646	0.7646

FPR	固定サイクル	可変サイクル			
1.28	2. 1858	2. 1858			
1.26	2. 1517	2.10			
1.24	2. 1175	2.02			
1.22	2,0834	1,9286			

Table 1—3 LPR (LPC 圧力比)

Table 1-4 HPC 修正流量比

FPR	固定サイクル	可変サイクル
1.28	0.9058	0.9058
1.26	0.8752	0.8932
1. 24	0.8422	0.8761
1.22	0.8063	0.8602

表1-1は低回転でファン修正流量が減っていくとき、固定 サイクルと可変サイクルの流量が変わらず等しいとしたもので ある。表1-2はLPC修正流量で、これも固定サイクルと可変 サイクルの流量は等しいとしたものである。

ここで表1-3に示すように回転数が下がるにつれ、可変サ イクルのLPR が固定サイクルより下がるとしてLPC サージ回避 の作動線を仮定する。このようにすると表1-4と図9から、 可変サイクルではLPR の低下により HPC の修正流量が固定サイ クルより増すことが分かる。



図15に示すようにLPCの流量は固定サイクルと可変サイ クルで同様に変化するものとし、LPR を下げて低回転における LPC の運転線を仮定する。この方法は図15から明らかなよう に LPC 作動線を低圧力比側に延ばすための工夫である。しかし これでは回転数も大きく下がり、式(1)は成り立たずファン とLPCの機械回転数rpmが同一ではなくなってしまう。そこ で計算方法を変える。

図16に示すように、確定した可変サイクルの作動線上に固 定サイクルの作動点と回転数が等しい点を選び、計算すること によって固定サイクルより流量が増し圧力比 (LPR) が減少する 計算が可能になる。即ちLPC 出口絞りに相当する VS を開くこと により LPC 作動線がチョーク側に移動することを計算で確かめ ることが出来る。図16から得られる同じ特性曲線上の固定サ イクル及び可変サイクルの修正流量比と圧力比 FPR を比較して 表2-1~2-2に示す。

Table 2-1 LPC 修正流量比(再計算)

FPR	固定サイクル	可変サイクル			
1.28	0. 8941	0.8941			
1.26	0.8526	0.8713			
1.24	0.8095	0.8526			
1.22	0. 7646	0.8303			
1.205	0.73	0.8095			
Tabl	Table 2-2 LPR (LPC 圧力比——再計算)				

Table	2 - 2	LPR	(LPC 圧力比-	-再計算
-------	-------	-----	-----------	------

FPR	固定サイクル	可変サイクル
1. 28	2. 1858	2. 1858
1.26	2. 1517	2. 1386
1. 24	2. 1175	2.1
1. 22	2.0834	0. 2. 052
1.205	2.0558	2. 02

## 3.2 HPC 入口案内翼としての VS

本サイクルにおける LPC・HPC 間の VS の作用は、従来の圧縮 機可変入口案内翼 VIGV とは異なる。

従来の(固定サイクルの) VIGV の利点は、低回転時に VIGV の角度を大きくすることで、失速が起こる流量が低回転側にず れ、サージマージンを増やせることである。従って LPC のサー ジングを回避するためにはLPC入口にVS(VIGV)を設けねばな らない。

これに対し、本サイクルの VS は LPC の後流に位置する絞りで あり、低回転時にVSの角度を狭め、スロート面積を広げて、図 8に示したようにLPC 流量を増してサージングを回避する。

本サイクルは地上環境・低回転でT4が固定サイクルより高く (図10)、また VCN を絞ると LPT 膨張比が減少し HPT 膨張比が 増すので、HPC回転数N2が固定サイクルより高くなる(図9)。 高い回転数による HPC 流入空気の増加に応じて、スロート面積 を広げて動翼に対する迎え角を適正に保つのが本サイクルの LPC・HPC 間 VS の HPC に対する対応である。

地上環境・低回転で LPC 作動線をサージラインから引き離す ため、如何程コアノズル VCN を絞るのか、また LPC・HPC 間 VS を開くのかを表3に示す。但し、VSの変化はスロート面積比に

## 替えて、図16で計算し直した LPC 出口修正流量比である。

Table 3	3	LPC 出口修正流量比とコアノズル面積比
---------	---	----------------------

LPR	VS 出口修正流量比	コアノズル面積比
2.186	1.	1
2.1	1.02	0.96
2.02	1.04	0.914
1.929	1.067	0.85

(地上環境低回転:サージング対策)

## 3.3 巡航時における流量の変化

この節では、図14に示す巡航時のSFC低減における可変部 位の作動を説明する。巡航時にT4を下げVCNを開いてVSを絞 ると、ファンは図11、LPCは図12、HPCは図13に示すよう に運転線を制御することができる。そのためN1の低下を抑え、 N2を下げてBPRを高めることができる。この時のVSの作用を 確認するため、ファン、LPC、HPCの修正流量比の変化を固定サ イクルと比較して表4-1~表4-3に示す。表において Fn(%)は推力比(離陸定格との百分率)である。

Table 4-1 ファン修正流量比

Fn (%)	流量(固定)	流量(可変)	Fn (%)
20.284	1.0908	1.0908	20.284
18.604	1.0737	1.0868	18.736
16.944	1.0566	1.0836	17.69
15.301	1.0395	1.078	15.37
13.671	1.0223		

Table 4-2 LPC 修正流量比

Fn (%)	流量(固定)	流量(可変)	Fn (%)
20.284	1.0166	1.0166	20.284
18.604	0.9789	0.9682	18.736
16.944	0.9404	0.9292	17.545
15. 301	0.9008	0.8628	15.37
13.671	0.86		

Table 4-3 HPC 修正流量比

Fn (%)	流量(固定)	流量(可変)	Fn (%)
20.284	1.018	1.018	20.284
18.604	0.993	0.9696	18.736
16.944	0.9666	0.9305	17.545
15.301	0.9384	0.864	15.37
13.671	0.9081		

表4-1~表4-3から、巡航時に T4 を下げ VCN を広げ VS を絞ると、可変サイクルのファン修正流量は固定サイクルより 大きく、LPC 及び HPC の修正流量は固定サイクルより小さくな っている。つまり流量は VS より上流側で変化している。

## 3.4 巡航時のVSの作用

表4-1~表4-3を裏付けるために、表5-1に巡航時に おけるHPT、表5-2にLPTの仕事の変化を示す。

Table 5-1 Cpt(T4-T5)							
Fn (%)	固定(kJ)	可変(kJ)	Fn (%)				
20.284	457.827	457.827	20.284				
18.604	444.864	441. 387	18.736				
16.944	431. 427	427.740	17.545				
15.301	417. 387	403.678	15. 37				
15.671	402.612						

Table 5-2 C p t (T 5-T 6)

Fn (%)	固定(kJ)	可変(kJ)	Fn (%)
20.284	381.889	381.889	20.284
18.604	371.638	396.084	18.736
16.944	360.811	408.601	17.545
15.301	349.390	432. 474	15.37
15.671	337. 336		

高空全力より T4 を下げて巡航に入ったとき VCN を開くと、コ アノズルと LPT の膨張比の配分が変わり、コアノズルの膨張比 一定で LPT 膨張比が増す(図17,18参照)。

コアノズル膨張比が一定なのは VCN を広げてもノズルはチョー クしているからである。表5-1から可変サイクルの HPT の膨 張仕事は固定サイクルより減り、表5-2から LPT 膨張仕事は 固定サイクルより大きくなる。従って T4 が降下しても図11に 示すように FPR は一定に維持される。よって図120 LPR も一 定になる。このときファン回転数 N1 の僅かな低下によりファン 質量流量も僅かに減少する。FPR 一定に維持されればファンノ ズル面積固定からバイパス流量は一定となるから、LPC 流量は ファンで減少しただけの質量流量が減少する。よって可変サイ クルの LPC 及び HPC の修正流量は図12、図13に示すように 大きく減少し BPR が増す。

ここで VS の作用に注目する。巡航時における VS の作用は、 LPC 下流の絞り弁である VS を閉じて LPC 作動線を低流量側に移 動し、LPC 流量を減少させる (図12、表4-2)。T4 の低下に より HPC も回転数 N2 が落ちる (図13)。HPC 流量の減少につ れ (表4-3)、VS スロート面積を狭めるので、動翼に対する 迎え角を適正に保てる。

Table 6 VS 修正流量比とコアノズル面積比

		-	
Fn (%)	SFC	VS 流量比	VCN 面積比
20. 284	0.5787	1	1
18.736	0.561	0.952	1. 120
17.545	0.549	0.914	1.246
15.37	0.540	0.849	1.561

(定高度・定速度巡航方式)



巡航時に VS を絞ったとき LPR を 2.22 に維持するため、如何 程 VS を絞り VCN を広げるのか、推力比、SFC の関係と合わせて 表6に示す。VCN は面積比、VS はスロート面積に替えて LPC 出 口修正流量である。また VCN 面積比を1から1.246に広げ たときの HPT、LPT、コアノズルの膨張比の関係を図17、18 に示す。

## 4. まとめ

コアノズルを可変機構とし、LPC・HPC 間に VS を設けた本可 変サイクル UHB ダクテッド・ターボファンは、T4 と VCN により ファン回転数 N1 と HPC 回転数 N2 の関係を制御し、VS により LPC 流量(コア流量)を制御する。その効果を次のように纏めるこ とが出来る。

- 1) 地上環境・低回転では LPC 作動線をチョーク側に移動して LPC サージを回避することが出来る。
- 2) 巡航時には、LPR を維持し LPC 流量を減じて、BPR を高め SFC を低減出来る。

3) 上記 1) の作動では N2 の低下を抑え N1 を下げることが出来る。 2) の作動では N1 の低下を抑え N2 を下げることが出来る。よっ てLPC 流量を制御する操作と HPC 動翼の迎え角を適正に保つ操 作を同一の動きで同時に行うことが出来る。

## 参考文献

- (1)森田光男、関根静雄:多軸ターボファンエンジンの設計点外性能、航空宇宙技術研究所報告347号
- 2)藤原仁志訳:ガスタービンの基礎と応用、東海大学出版会 P-594~595
- 3) 佐藤篤、今村満勇、藤村哲司: PW1100G-JM エンジン開発、IHI 技報 Vol. 53No. 4 (2013)

## 【研究報告】

## B-26

# 超高バイパス比ダクテッド・ターボファンのサイクル特性 -- No3 巡航方式及び離陸定格温度に関する考察 ---

Cycle characteristics of Ultra-High Bypass ratio ducted Turbofan —No3 Discussion on the Cruising Method and Turbine inlet temperature at Take-off—

> * 根本 勇 Isamu Nemoto

## ABSTRACT

Study report No3 examines the influence of variation of flight speed over cruising performance of this engine. As a result of comparison and review of the regular cycle and this variable cycle by calculating the cycles of constant speed cruise and long range cruise as cruising methods of different flight speeds, fuel cost and time cost of this variable cycle were both low in either method of the regular cycle, which was found to reduce the total cost.

Additionally, this variable cycle can obtain the required take-off thrust by lowering the turbine inlet temperature, which may possibly extend the engine life and reduce the life cycle cost.

キーワード: 超高バイパス比、定速巡航方式、長距離巡航方式、航続率、タイムコスト、ライフサイクルコスト、 Key Words: Ultra-High Bypass ratio, constant Speed Cruise, Long Range Cruise, Specific Range, Time Cost, Life Cycle Cost.

## 1. はじめに

ダクト付き超高バイパス比 (UHB: Ultra-High Bypass Ratio) ターボファンのコアノズルを可変機構にし、圧縮機 (HPC: High Pressure Compressor)入口に可変入口案内翼 (VIGV: variable inlet guide vane)を設けた可変サイクルエンジンに関し、昨 年発表後の討論で専門家の先生方に二つのご助言を頂いた。

その第一の点は、VIGV の翼角度による流れの変化が性能に与 える影響について検討すべきであるとのご指摘であった。この VIGV は低圧圧縮機(LPC: Low Pressure Compressor)と HPCの 間に設けた可変静翼(VS: Variable stator)と呼称を変え、そ の作用についての分析結果は、報告 No2 で詳細に述べた。

報告 No3 では、第二のご指摘の点、飛行速度の変化がどのように巡航性能に影響するかについて、設計点外性能計算¹⁾を行った研究結果を報告する。

飛行速度の異なる巡航方式として、定速巡航方式(高速巡航 方式)と長距離巡航方式のサイクル計算を行い、比較検討した 結果、本可変サイクルによる定高度・定速度巡航方式は、固定 サイクルの何れの方式より燃料消費率及びタイムコストが共に 低く、トータルコストを節減出来ることが分かった。

またこのサイクル検討から、本サイクルは固定サイクルより 低いタービン入口温度(TIT: turbine inlet temperature)で 同等の推力を得られることが分かったので、離陸定格温度を抑 えて所要の離陸推力を得られるか、ライフサイクル・コスト低 減の可能性を探る計算を行った。

## 2. 第二の課題(本報の研究課題)

可変サイクルUHB ダクテッド・ターボファンの概念図を図1

に示す。巡航時において図1のエンジンの T4 (TIT) を下げ、 可変コアノズル (VCN: Variable Core Nozzle) を開き、VS を 絞ると、ファンは図2、LPCは図3、HPCは図4に示すように作 動を制御することができるので、ファン圧力比(FPR:Fan Pressure Ratio) 一定でLPC 流量(コア流量)を減らすことが 出来る。VCN を開くとコアエンジンの排気エネルギーの低圧タ ービン(LPT: Low Pressure Turbine)とコアノズルへの配分が 変わり、コアノズル膨張比の比率が減って LPT 膨張比の比率が 増す。そのためT4を下げたにも拘わらず図2に示すようにファ ンの圧力比 FPR は保たれ、回転数 N1 の減少は極僅かとなる。LPC はファンと同軸の条件から低圧圧縮機圧力比(LPR:Low Pressure Ratio) も一定となる。FPR が一定に維持されればフ ァンノズル面積固定からバイパス流量は一定となり LPC 流量は ファンで減少しただけの質量流量が減少する。よって LPC は図 3に示すように圧力比一定で修正流量が大きく減少する。この 作動でT4は固定サイクルより下げるので、HPCの作動点は図4 に示すように固定サイクルより降下する。

LPR一定でLPC 修正流量を減少させるには、LPC 出口面積、す なわち VS スロート部断面積を狭める。また VS を絞ることによ って小流量の HPC の動翼に対する迎え角を適正に保つことが出 来る。尚、図4の固定サイクルの HPC 作動線は、可変サイクル との違いを分かり易くするため、僅かにチョーク側に移動して ある。

このように可変機構を操作することにより N1 の低下を抑え、 N2 を下げて BPR を高めることができるので、本サイクルは図5 に示すようにファン直径を増さずに BPR を高め SFC を低減する ことができる。図5 は高度10 km一定、飛行マッハ数 M0=0.

## 8一定の計算例である。

昨年の講演会でご指摘を受けたのは、飛行速度を変えると図 5のような大きな効果を得られないのではないかという点であ った。この研究報告では飛行高度、飛行マッハ数を変えて計算 を行い比較検討した。



Fig.1 超高バイパス比VCEの概念図



## 3. 問題点の分析

### 3.1 巡航方式に基づく計算例

ご指摘を受けた問題点を検討するために、巡航方式による性 能の違いを調べた。巡航方式は、航続率(飛行距離/燃料消費 量)を重視するか、区間の時間短縮を重視するかなど5種類の 方法があるが、飛行時間の短縮を目的とする定速度巡航方式 (Constant Speed Cruise)と、燃料消費の節減を目的とする長 距離巡航方式 (Long Range Cruise)の2種が実用的とされてい る。そこでこの2種類の方式について計算し、比較検討した。 計算結果を図6に示す。

図6に示した各運転線を「航空実用辞典²⁾」を参考に、上から 順に説明する。

実線黒丸印:固定サイクルの定高度・定速度巡航方式

燃料を消費するに従って機体重量は軽くなっていくが、その 点は考慮せず一定速度で飛行する場合。



Fig. 6 巡航方式による性能の違い

点線三角印;固定サイクルの定速巡航方式(CSC) 飛行機は燃料を消費するにしたがって機体重量が軽くなって いき揚力が大きくなるので、機体が上昇する。すると大気密 度が薄くなるため推力が減少して、推力と抗力が釣り合う。 よってラムドラッグの低下により SFC が改善される。但し、 この方式の計算では機体重量の変化を取り込んだのではな く、高度を高めて計算を行った。

点線白丸印;固定サイクルの長距離巡航方式(LRC)

この方式は機体重量の軽減に伴い飛行マッハ数を落とす方式 で、単位燃料当たりの飛行距離が最大になるよう重量の変化 にしたがって速度を変える方式である。この方式は巡航率が よく燃料消費が少なくて済むため、図6に示すようにSFCの 低下が大きい。しかし速度が小さいため飛行時間が長くなる。 尚、このLRCの計算は、ファン動翼入口での流入マッハ数の 選定によって値が変わるので、図6はあくまで一計算例に過 ぎない。

実線黒丸印;可変サイクルの定高度・定速度巡航方式

可変サイクルのこの方式は、固定サイクルの何れの方式より SFC が低く、飛行時間も短いので最も燃料消費量が少ない。

点線四角印;可変サイクルの長距離巡航方式 (LRC)

一番下の四角印は可変サイクルのLRCで、燃料消費に伴う機体重量の減少にしたがって速度を下げる長距離巡航方式である。UHB 可変サイクルの場合LPCサージの問題からBPRを直上の定高度・低速度巡航方式よりさほど高めることが出来ないのでSFCはほとんど改善されない。その上飛行速度は遅くなるので、UHB 可変サイクルのLPC は意味がない。

## **3.2 トータルコスト**

巡航方式は航続率を重視するか、区間の時間短縮を重視する かであるが、飛行機を運行するには燃料費 (Fuel Cost) 以外に、 整備費、着陸料、人件費、機材費、保険費などの時間的な費用 (Time Cost) がある³⁾。

トータルコスト=燃料費+タイムコスト

図6の各巡航方式を、単位距離当たりのコストで決まるトー タルコストで比較すると表1になる。

		燃料費	タイムコスト
	定高度・定速度	×	0
固定	CSC	$\bigtriangleup$	0
	LRC	0	×
VCE	定高度・定速度	0	0
VCE	LRC	0	×

Table 1 トータルコストの比較

図6において固定サイクルの三つの巡航方式の内、長距離巡 航方式 (LRC) は燃料費が小さくなるが、飛行速度は遅く所要時 間は長いためタイムコストが大きくなる。固定サイクルの定高 度・定速度巡航(実線黒丸) は所要時間は短縮されるが燃料消 費は大きくなる。

それに対し本可変サイクルの定高度・定速度巡航方式は SFC が極めて低く、減速しないため飛行時間も短縮されるので、ト ータルコストが最も低くなる。よって図6に示す巡航方式をト ータルコストで比較すると、上の表になり、定性的には本可変 サイクル(定高度・定速度巡航方式)のトータルコストが最小 になる。

本学会のガスタービンを考える会では、航空エンジンの技術 ロードマップを策定され、その中で「環境適合化への道」を土 台とする技術方向として「低燃費化・低CO2化への道」と「高 速化への道」を挙げておられる⁴⁾。低燃費化・低CO2化は亜 音速機の道、高速化は超音速機の道と解釈されるが、本サイク ルは、亜音速飛行においてこの二つの方向を両立させており、 考える会が志向されている技術方向に合致するものであること を図6と表1は示している。近未来の商用機エンジンの方向は 環境適合化と高速化の両立であると考える。

## 4. 他方式の可変サイクルエンジン

可変サイクルエンジンは、どの位置に可変部位を置くかによって作用が異なり、多くの機構が考案されている。ここではその代表的なものとして、低圧タービン可変静翼(LPT-VG:Low Pressure Turbine-Variable Geometry)と可変ファンノズルについて、UHB ターボファンへの適性を比較検討してみる。

## 4.1 LPT-VG

LPT-VG は低圧系と高圧系の仕事の配分を変えるために使用 される。LPT-VG を絞ると高圧タービン(HPT:High Pressure Turbine)とLPTの膨張比のうち、LPT にかかる比率が増加し、 HPT への比率が低下する。LPT-VG を航空用エンジンに採用した 例としては、我が国の超音速輸送機 HYPR の離陸からマッハ3ま でで作動するターボエンジン部がある。このエンジンでは、高 速飛行時に高圧系の仕事を増やすためLPT-VGを開いてHPC流量 を増し BPR を下げ、離陸時には LPT-VG を絞って BPR を高めてい る。しかし超音速機と UHB 亜音速機では使用目的が異なる。UHB 亜音速機では、地上環境における低回転で LPT-VG を開けば、コ ア流量が増し LPC サージングを防ぐことが出来る。

一方、高空環境でLPT-VGを絞るとBPRを高めることが出来る。 この作動は部分負荷でサイクルのマッチング温度と圧力比が低 下するのを防ぐ方法であり、T4を上昇させる。本サイクルはT4 を高めず、LPT で排気となるエネルギーをより多く回収する。 この点がサイクルとして大きな差異である。

## 4.2 可変ファンノズル

可変ファンノズルの問題点は、バイパス流量を制御するので あって、N1 と N2 の関係を制御するのではない点である。つま り本エンジンが LPT とコアノズルの膨張比の配分を変え、 LPT-VG が高低両圧タービンの仕事の配分を変えることによっ て、2軸フリータービンの流量特性を変えることが出来るのに 対し、可変ファンノズルは2軸フリータービンの拘束から逃れ ることが出来ない。その上UHB 亜音速ターボファンはファンノ ズル面積が非常に大きく、HPT 入口面積が小さい。従ってサイ クルのマッチングが極めて難しい。

巡航時にファンノズル面積を変えた計算を行った。ファンノ ズル面積を広げるとLPT 膨張比が大きくなり過ぎ、ファンノズ ル面積を狭めるとHPT 膨張比が大きくなり過ぎてしまう。少な くとも筆者の計算ではコアノズル面積A7を設計点のA7と一致 させることができず、計算を閉じることが出来なかった。

以上から、可変ファンノズルはコアの流量を制御する可変機 構と組み合わせて用いなければならないと考えられる。但し MTU が研究しているという記事もあり、筆者の計算に齟齬があ るのかもしれない。

## 5. 離陸定格温度とエンジン寿命

## (ライフサイクル・コストの節減)

本可変サイクルをより深く掘り下げるために、図5に戻りサ イクル特性を再度考察する。

高空全力より推力を下げて巡航に入ったとき、固定サイクル ではT4を下げると2軸フリータービンの特性からHPTに対する LPT の仕事の比率が著しく減少し、N1 が低下する。一方、本可 変サイクルはT4を下げたとき VCN を開き VS を絞る。VCN を開 くとコアノズル膨張比が減少し、LPT 膨張比は維持される。よ って LPT の仕事を減少させずに、T4 の低下により HPT の仕事を 減らすことが出来る。つまり N1 をほぼ一定に維持したまま N2 を下げることが出来る。従って本可変サイクルは図7に示す如 く、同じ推力で固定サイクルより BPR が高くなる。また図8に 示す如く同じ推力では固定サイクルより T4 が低くなる。



この本可変サイクルの特性を離陸時に活かすことを考える。 ターボファンの歴史は、高バイパス比化のため一貫して高温・ 高圧力比化を追求する道であった。しかしここではこの技術方 向とは異なる道を探る。

離陸定格で T4 を下げる試みを説明する前に次のことを説明 しなければならない。報告 No.2 における固定サイクルの計算例 で述べたが、設計点(S)のT4は1773Kに設定し、離陸(T) もT4を同値としたが、コアノズル面積A7を巡航時のそれに合 致させるために、離陸定格の計算を修正した結果、T4は176 2.9Kとなった。

では可変サイクルにより、離陸定格で推力を維持したままサ イクル最高温度T4を下げる方法を説明する。

- 先ずVCN、VSとも面積一定のまま、離陸定格のT4を17 62.9Kから1819Kに高め、図9に示すようにファンの作動点を(1)のFPR:1.3から(2)の1.32 に、図10に示すようにLPCの作動点を(1)のLPR:2. 22から(2)の2.25に高める。
- 次にFPR を維持したまま T4 を下げるため、VCN を開いて コアノズルの膨張比を下げLPT 膨張比の比率を高める。点 (2)からFPR 一定でT4 を下げると作動点はFPR、LPR と も点(3)に移動する。ファン空気の減少量とLPCの減少 量は等しいからLPCの流量は小さくなる。流量変化に応じ て VS を絞り HPC 動翼に対する迎え角を整える。このよう に可変機構の作動により、N1 を上昇させて N2 を下げるこ とが出来る。
- 3)上述の(1)→(2)→(3)の作動点の移動は、思考実験であって現実の動きではない。実際の離陸時の作動線はサージ回避の低速時の作動線と作動点(3)を結ぶ太線である。

(1) → (2) → (3) 各点のT4、BPR、推力比、SFC を表
 2に示す。



Table	2	離陸定格温度	T4	の低減
-------	---	--------	----	-----

	T4	BPR	推力比	SFC
(1)	1762.9	11.13	1	0.264
(2)	1819	10.86	1.072	0.271
(3)	1723.64	12	0.996	0.246

表2から作動点(1)と(3)の推力比はほぼ同じであるが、 T4の温度差は39.26度である。

図11に固定サイクルと可変サイクルを比較して、エンジン 膨張側のT - s線図を示す。可変サイクルはLPT膨張比P5/P6 が大きく、コアノズルからの噴流ガス速度が減少し、BPRが高 まる。よって本可変サイクルはT4が低下しても、即ち燃料流量 が減少しても推力を維持できる。



Fig.11 コア流れ膨張側のT-S線図

参考文献5)によれば、「今、翼が1600Kの流れの中で、 850Kの冷却空気により1250Kに保たれているとすれば、 局所温度の15Kの違いが、(1250Kレベルでは)タービン 寿命の2倍の変化という結果をもたらす。」と記されている。

この文献に従えば、離陸定格の推力を得るのにサイクル最高 温度を39.26度下げることが出来るという計算結果から、 本可変サイクルはエンジンのライフサイクル・コストを大幅に 低減できることが分かる。エンジン寿命の延伸は、ユーザーの オファーを促す可能性が高い。

最後に推力を維持して T4 を下げるこの作用を他の方式の可 変サイクルで実現出来るかを考える。可変ファンノズルは巡航 で検討した結果(4章2節)と同様、ファンノズル面積を広げ た計算から得られるコアノズル面積と設計点でのそれとを一致 させることが出来ず、計算を閉じることができなかった。

LPT-VG は部分負荷においてマッチング温度を下げずに運転 するための可変機構であり、マッチング温度 T4 の低下による熱 効率の低下を防ぐことを目的としている。従って LPT-VG を絞 ると T4 が高いところでマッチングするので推力を維持して T4 を降下させることは出来ない。

## 6. まとめ

ダクト付き超高バイパス比ターボファンのコアノズルを可変 コアノズル VCN とし、LPC・HPC 間に可変静翼 VS を設け、高低 両圧タービンへの仕事の配分を変えて、LPC の圧力比 LPR と流 量を制御することを特徴とする可変サイクルエンジンを対象に、 第一に巡航性能を計算し固定サイクルのいくつかの巡航方式と 比較検討した。第二に離陸定格推力を保ったまま TIT を下げる サイクルについてその可能性を検討した。これまで得られた知 見は以下のようにまとめられる。

(1) 固定サイクルの定高度・定速度巡航方式、定速度巡航方式、 長距離巡航方式それぞれの性能を計算し、本可変サイクル の定高度・定速度巡航方式の計算結果と比較検討した結果、 本可変サイクルは固定サイクルの何れの方式より燃料費 とタイムコストが低く、トータルコストを低減できること が分かった。 (2) 離陸時に VCN を開き、VS を絞ると BPR が増すため TIT を下 げても推力を維持できるので、本可変サイクルはタービン 寿命を延伸しライフサイクル・コストを節減できる可能性 が高い。

## 謝辞

No2、No3の研究報告は、昨年の日本ガスタービン学 会定期講演会の討論でご助言頂いたことを基に、ダクト 付き超高バイパス比可変サイクルエンジンを分析考察し たものである。

門外漢の浅学なアマチュアの仕事であるにも拘わらず、 進むべき道をお示し下さった専門家の先生方のご厚情と ご指導に対し心より感謝申し上げます。

## 参考文献

- 森田光男、関根静雄:多軸ターボファンエンジンの設計点外性能、 航空宇宙技術研究所報告 347 号
- 2) www.jal.com/ja/jiten/ 航空実用事典
- 3) 中村寛治:ジェット・エンジン (運用編)、日本航空技術協会 P-130
- (1) 渡辺紀徳:パネルセッション「航空エンジン技術開発プロジェクトの展望」、日本ガスタービン学会誌、Vol. 46 No. 1, Jan. 2018 P-40
- 5) J. L. ケルブロック著/梶昭次郎訳:ジェットエンジン概論、東京大
   学出版会、P-317

## 【研究報告】

## C-1

## フィルム冷却の高効率化に関する V字流れ制御デバイス形状の最適化

## Optimization of V-shaped flow control device For improvement of film cooling performance.

*齋藤 涼^{*1} 船﨑 健一^{*1} 河村 朋広^{*1} 森﨑 哲郎^{*2} SAITO Suzuna FUNAZAKI Ken-ichi KAWAMURA Tomohiro MORISAKI Tetsuro

## ABSTRACT

This paper describes a new V-shaped flow control device to improve film cooling performance of gas turbine cooling holes. This is invented with the aim of reducing the aerodynamic loss and the thermal load of devices, which are regarded as points for improvement of the double flow control devices (DFCD) invented by some of the authors. This device is a V-shaped protrusion that is created by merging a pair of protrusions with the shape of hemi-spheroid. In addition, this is attached to the turbine blade surface just upstream of each of cooling holes. The purpose of this study is to optimize V shaped device, by use of CFD and Taguchi Methods so as maximize its film effectiveness.

**キーワード**: ガスタービン,フィルム冷却,流れ制御,効率,タグチメソッド,CFD **Key Words**: Gas Turbine, Film Cooling, Flow Control, Efficiency, Taguchi-Method, CFD

## 1. 研究背景

近年,ガスタービンの更なる高効率化が求められてお り,高効率化を達成するための手段の一つとして,ター ビン入口温度(TIT)の上昇が挙げられる。しかし,TITの 上昇は同時に燃焼器直下流に位置する高圧タービン部の 熱負荷を増大させるため,タービン翼には少量の冷却空 気で効果的な冷却を実現する技術が求められる。中でも 高温の主流ガスに対して優れた遮熱効果を持つフィルム 冷却技術についてはフィルム冷却効率の向上が強く求め られている。

フィルム冷却については様々な研究がなされている。 Haven⁽¹⁾らはフィルム冷却が主流と干渉する際に発生さ せる Counter Rotating Vortex Pair(CRVP)と呼ばれる渦構造 が冷却空気の巻き上がりを誘起し、壁面への冷却空気付 着性を著しく低下させることを示した。したがって、 CRVP を抑制することが重要であり、そこで Funazaki^{(2),(3)} らは三次元形状の流れ制御デバイスである Double Flow Control Devices(DFCD)を冷却孔上流に設置することでフ ィルム冷却性能が向上することを確認した。DFCD は岩 手大学にて特許取得している(登録番号:6134193)。し かし DFCD には、二つのデバイス間で生成する縦渦によ る空力損失の増大や、デバイス自体への熱負荷が大きい

*1 岩手大学大学院 〒020-8551 盛岡市上田4-3-5 ことを改善が望ましい。

そこで本研究では DFCD を V 字形状にした新規デバ イスを提案する。これはデバイス間隔を狭めることで縦 渦の生成間隔も狭くなり,冷却空気と干渉しやすくなる。 したがって,小さな縦渦でも CRVP の抑制効果があると 考えられ,さらに渦規模の縮小により空力損失の低減が 期待できる。また,DFCD より冷却孔と設置位置が近い ためデバイス壁面を冷却され,デバイス自体の熱負荷削 減も期待できる。

本研究は、V字デバイスがフィルム冷却効率に対する 有効性を調査した。最適化評価指標に面平均フィルム冷 却効率を選定し、数値解析による調査からV字デバイス の最適形状の導出及び最適形状の性能評価を実施した。

### 2. 最適化手法

### 2.1 概要

本研究では最適化手法にタグチメソッドを用いた。本 手法は解析対象への環境変動に対してロバストな設計を 実現するなどの特徴がある。さらに、少ないサンプルデ ータから最適形状を導出できるなどの利点が挙げられる。 本最適化では,最適化指標に冷却孔下流領域の面平均フ ィルム冷却効率を選定した。面平均フィルム冷却効率値 を最大化する望大特性としてV字デバイスの最適形状導 出を行なった。

^{*2} 三菱日立パワーシステムズ株式会社

## 2.2 タグチメソッド

## (1) 最適化形状導出の流れ

本手法は、いくつかの規則に沿って設計を進める。以 下に最適化形状導出の流れ①~⑦を示す。

- ① V字デバイスの制御因子・誤差因子の選定
- ② 各因子の水準値選定
- ③ 適用する直交座標の決定
- ④ 決定した水準値の直交表への割り付け
- ⑤ ④で作成されたV字デバイス形状を用いた最適形 状導出用サンプルデータの取得
- ⑥ サンプルデータを用いた SN 比算出及び最適化形 状の決定
- ⑦ 導出された最適形状の性能評価

## (2) 制御因子及び誤差因子

V 字デバイス形状の外観,および最適化に用いた制御 因子 A~G を Fig. 1 に示す。制御因子 A~G において, A:Fillet は V 字デバイスのフィレット半径, B:Angle は V 字デバイスの開き角度, C:Distance は V 字デバイス と冷却孔, D:Height は V 字デバイスの高さ, E:Length2 は V 字デバイス中心より下流側長さ, F:Width1 は V 字 デバイスの幅 (内側), G:Width2 は V 字デバイスの幅

(外側) である。V字デバイス中心より上流側長さの Length1 は V字形状を保つため 1.0dとした。なお,基 準寸法 dは冷却孔直径である。制御因子の水準値につい ては、予備調査をもとに Table 1 の通り選定した。また、 本最適化の直交表は L18 直交表を採用した。全 18 種類 のV字デバイス形状を用いてサンプルデータの取得を行 なった。Table 2 に使用した L18 直交表を示す。また、 Fig. 2 に全 18 種類の V字デバイス形状を示す。

また, 誤差因子には主流流入角  $\epsilon$  (=0, 5, 10 deg.)を選 定した。選定理由は, DFCD に関する研究⁽⁴⁾にて, 流入 角の変化はデバイスが形成する渦構造に変化を与え, 結 果的にフィルム冷却効率に大きく影響することが明らか になっているためである。



Fig.1 Control factor

	Table I Control factor s
--	--------------------------

	Factor	Level1	Level2	Level3
Α	Fillet	0.05d	0.1d	
В	Angle	25deg	30deg	35deg
C	Distance	1.2d	1.5d	1.8d
D	Height	0.3d	0.4d	0.5d
E	Length2	1.0d	1.5d	2.0d
F	Width1	0.15d	0.2d	0.25d
G	Width2	0.25d	0.3d	0.35d

Table 2 L18 orthogonal table

	A Fillet	B Angle	C Distance	D Height	E Length2	F Width1	G Width2
Case1	1	1	1	1	1	1	1
Case2	1	1	2	2	2	2	2
Case3	1	1	3	3	3	3	3
Case4	1	2	1	1	2	2	3
Case5	1	2	2	2	3	3	1
Case6	1	2	3	3	1	1	2
Case7	1	3	1	2	1	3	2
Case8	1	3	2	3	2	1	3
Case9	1	3	3	1	3	2	1
Case10	2	1	1	3	3	2	2
Case11	2	1	2	1	1	3	3
Case12	2	1	3	2	2	1	1
Case13	2	2	1	2	3	1	3
Case14	2	2	2	3	1	2	1
Case15	2	2	3	1	2	3	2
Case16	2	3	1	3	2	3	1
Case17	2	3	2	1	3	1	2
Case18	2	3	3	2	1	2	3



Fig.2 18 cases of V-shaped device

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

### (3) 評価指標

最適化形状導出のためには、SN 比と呼ばれるシグナ ル:Sとノイズ:Nの比を算出することが必要になる。SN 比算出には式(1)を使用した。本研究において、S は最適 化評価指標であり、N は誤差因子の主流流入角である。 Y はある領域のフィルム冷却効率を平均した面平均フィ ルム冷却効率である。式(2)にフィルム冷却効率の定義式 を示す。平均化した領域は Fig. 3 に示す通り、 $0 \le x/d \le$ 35、 $-3 \le z/d \le 3$ の範囲とした。また添え字 i は条件名 (Case1~Case18)、n は誤差要因数であり、本研究では n=3 である。

式(1)を使用した。高い SN 比の値を選定することで誤 差因子に対しロバストな性能及び面平均フィルム冷却効 率が最大となる V 字デバイスの最適形状を探索した。
(1)





## 3. 数值解析

#### 3.1 解析ソルバー

解析ソルバーには,汎用流体解析ソフト ANSYS® CFX® ver16.0 を使用した。また,全条件の支配方程は RANS,乱流モデルはSSTモデルを使用し解析を行った。 RANS 解析及びSSTモデルの選定理由は,過去に行った DFCD 最適化の研究⁽⁵⁾において最適化形状の予測の傾向 が実験結果と一致したことに基づいている。

## 3.2 解析ドメイン・計算格子

#### (1) 解析ドメイン

Fig. 4 に使用した解析ドメインを示す。原点は冷却孔 後縁にとり,主流流れ方向に x 軸,高さ方向に y 軸,ス パン方向に z 軸を取っている。計算領域は x 方向の冷却 孔下流に 36d, z 方向に 1 ピッチ分の 6d とした。ここで 冷却孔直径 d は 10mm である。冷却孔形状は Round hole, 冷却孔傾斜角 a=30deg.である。また,流入角条件の変化 (5,10deg.) は,冷却孔と V 字デバイスの設置位置をスパ ン方向に角度を設けて,二次空気吹き出しの方向を傾け ることで再現している。



#### (2) 格子依存性調查

本研究の解析を行う前に格子点数によって計算結果に 差が出ないか確認するため格子依存性の調査を行った。 格子生成ソフトには ANSYS® ICEM CFDTM ver16.0⁽を使 用し,非構造格子で生成した。非構造格子を使用した理 由としては,デバイス周りの格子作成が容易であること が挙げられる。調査した格子サイズは Table 3 に示す。ま た,Fig.6 に全条件の格子を示す。主流部ダクトにおいて,  $0 \leq y/d \leq 2.5$ ,  $2.5 \leq y/d \leq 3.5$ ,  $3.5 \leq y/d \leq 7.5$  の範囲でサイ ズを変更した。また,壁面近傍にはプリズムメッシュを 適用し,最小格子幅: 0.0045,拡大率: 1.2 として生成層 数を変更した。

本調査では、フィルム冷却効率及び x 方向渦度,速度 プロファイル、全圧損失などで評価した。今回はフィル ム冷却効率分布と面平均フィルム冷却効率,x 方向渦度 分布 (x/d=10)の結果を Fig.7 に記載する。

まず,計算時間において Case 2 は格子サイズが他より 小さいため 62 時間かかった。最適化では条件数が多い ことから Case 2 は時間コストが大きい。次にフィルム冷 却効率分布において, Case 3 は他の3条件に比べ,格子 が粗いため壁面近傍の効率分布を捉えられていない。他 4 条件は類似している。また,面平均フィルム冷却効率 において Case 3 は他4条件より著しく大きい値となっ た。Case 2 は僅かに小さい値を示した。Case 1, Case 4, Case 5 は同様な値を示し,x方向渦度分布ではコア部に 僅かな差があるが,同様の結果になった。したがって Case 1, Case 4, Case 5 の内,計算時間コストの小さい Case1を採用した。

Table 3 Size of computational grid

	$0 \leq y/d \leq 2.5$	$2.5 \leq y/d \leq 3.5$	$3.5 \leq y/d \leq 7.5$	プリズム 高さ	冷却孔下流 壁面
Casel	0.1d	0.3d	0.5d	0.1d	0.1d
Case2	0.05d	0.3d	0.5d	0.1d	0.1d
Case3	0.2d	0.3d	0.5d	0.1d	0.1d
Case4	0.1d	0.3d	0.5d	0.1d	0.05d
Case5	0.1d	0.3d	0.5d	0.2d	0.1d

Table 4 Time of analysis

Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
17h	62h	9h	47h	18h



Fig.6 Unstructured surface grids



(a) Contour of film cooling effectiveness





(c) Contour of vorticity (x/d = 10)Fig.7 Result of analisys

## (3) 計算格子

本最適化で使用した全 54 条件(形状数 18×誤差因子数 3)の計算格子の主流部ダクトの格子サイズは格子依存性 調査を行って以下の通りに決定した。格子依存性調査に ついては次項で述べている。Scale factor:1, Max element が  $0 \le y/d \le 2.5$  の範囲で 1,  $2.5 \le y/d \le 3.5$  の範囲で 3,  $3.5 \le y/d \le 7.5$  の範囲で 5 とした。また, 壁面近傍にはプリ ズムメッシュを適用し,最小格子幅:0.0045,拡大率:1.2, 生成層数:21 (プリズム幅:0.1*d*) とした。

冷却孔の格子サイズは Scale factor: 1, Max element: 0.5 とし、二次空気部ダクトの格子サイズは- $3.0 \leq y/d \leq -3.2$ の範囲で1,- $3.2 \leq y/d \leq -13d$ の範囲で3とした。また、 壁面近傍にはプリズムメッシュを適用しており、最小格 子幅:0.0045, 拡大率: 1.2, 生成層数: 21と主流部ダク トと同様である。



Fig.5 Computational grid

本最適化の格子は全 54 条件において同じ方法で計算 格子を作成しており,計算格子の総格子要素数は約 2,500 万セルである。Fig. 5 に全体と V 字デバイスの格子を示 す。

## 3.3 解析条件

本研究で適用した解析条件を Table 5 に示す。

代表長さを冷却孔直径 d とした。レイノルズ数 Re は 6,000 とした。式(3)で定義される吹き出し比 BR は 1.0, 式(4)で定義される主流と二次空気の密度比 DR は 1.53 と した。主流乱れ Tu は 1%とし,また,主流入口部には数 値解析により得た速度プロファイルを与え,実験と同様 の境界層厚さを再現した。境界層厚さは入口流入位置で 0.24d である。

解析ドメイン主流側上面部には対称境界条件,主流側 下面部には断熱壁条件,主流側側面部には周期境界条件 を適用した。解析ドメイン二次空気側上面部には断熱壁 条件,二次空気側側面部には周期境界条件または断熱壁 条件を適用した。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \tag{3}$$
$$DR = \rho_2 / \rho_\infty \tag{4}$$

Reynolds number	Re=6,000	
Blowing ratio	BR=1.0	
Density ratio	DR=1.53	
Mainstream inlet	Velocity profile [m/s] 298.15 [K]	
Secondary flow inlet	0.00871515 [kg/s] 194.85 [K]	
Mainstream outlet	Static pressure 0 [PaG]	

## Table 5 Calculation conditions

## 4. 結果と考察

## 4.1 要素効果図 (SN 比)

調査した全54条件から算出した要因効果図をFig.8に 示す。この目的は、探索範囲の中からフィルム冷却効率 及びロバスト性に大きく影響する制御因子を発見するこ とである。

要因効果図から、制御因子 C:Distance, D:Height, E:Length2 は他の制御因子より SN 比に対する影響が高 いことが分かる。したがって、この3 因子がロバスト性 の向上に大きく寄与していることがわかる。

タグチメソッドの望大特性は、制御因子において最も SN 比が高い水準値を選択することで最適形状を導出す ることができる。

よって, 最適化形状 (Fig. 9) として, A1-B3-C1-D3-E3-F3-G2(V-Optimal)を選択した。A:Fillet が 0.05*d*, B:Angle が 35deg, C:Distance が 1.2*d*, D:Height が 0.5*d*, E:Length2 が 2.0*d*, F:Width1 が 0.25*d*, G:Width2 が 0.3*d* の形状である。





Fig. 9 V-Optimal

## 4.2 最適形状の性能調査

V-Optimal の性能調査のため, Case 1 と Case 13 を比較 対象として選定した。まず Case 1 は, 54 条件のうちの多 くの結果が誤差因子である流入角が拡大するとフィルム 冷却効率が低下するという傾向を示したため,代表例と して選定した。また, Case 13 は誤差因子に対してフィル ム冷却効率が変化しない結果を示したため選定した。

フィルム冷却効率分布を Fig. 10 に示す。フィルム冷却 効率分布において, Case 1 は流入角が拡大すると共に付 着性が低下しているのに対して, V-Optimal は流入角が拡 大しても付着性が高く, フィルム冷却効率が高い。Case13 と比較すると流入角 0deg では Case 13 の付着性が高い が, 流入角 5deg, 10deg では V-Optimal の付着性が高い。

面平均フィルム冷却効率の結果を Fig. 11 に示す。面平 均フィルム冷却効率では流入角 0 deg.のとき Case 1 が最 も面平均高いが,流入角 5 deg., 10 deg.のときでは V-Optimal が最も面平均が高い。また, Case 13 と比較する と, V-Optimal は流入角 0 deg のとき 11%低く, 5 deg のと き 11%, 10 deg のとき 8%程度高い面平均結果となった。

Case 1, Case 13, V-Optimal の形状の大きな違いは Angle, Height, Length2 が挙げられる。それぞれの特徴として, Angle は拡大するほど縦渦が中心から離れて生成される。 Height は高いほど縦渦が大きくなり CRVP を抑制する。 Length2 は長さで縦渦の生成位置が変わる。

Fig. 12 に x/d = 10 の渦度分布を示す。Case 1 は Angle と Length2 より流入角 0 deg.のとき CRVP をよく抑制で きる位置に縦渦が生成された。しかし、流入角が大きく なるほど、生成位置が悪いことや小さい形状のため縦渦 が上手く生成できなく、フィルム冷却効率が低い結果と なったと考える。次に Case 13 について考える。流入角 に対してロバストであるが、これは Angle, Height, Length2 より縦渦の大きさや生成位置のバランスが良く、 流入角が大きくなっても CRVP を抑制したと考える。V-Optimal は Angle と Length2 が大きく下流域に進むほど 縦渦が外側へ離れていくため、流入角 0 deg.のとき冷却 孔直下はフィルム冷却効率が高く、下流域は低い。しか し、流入角が大きくなると冷却孔直下から下流域まで平 均的に z 方向へ分布が拡大している。これは流入角により縦渦の位置が CRVP に近づいたためだと考える。





Fig. 11 Area average of film cooling effectiveness



## 5. 結言

本研究では最適化手法のタグチメソッドを用い,新規 デバイスのV字形状デバイスの最適形状導出を行い,以 下の知見を得た。

- (1) 要因効果図より,制御因子 C: Distance, D: Height, E: Length2 が主流流入角変化に対するロバスト性に 大きく寄与している。
- (2) 導出した最適形状は Angle と Length2 の効果により 主流流入角が大きくなっても縦渦が CRVP を抑制す るため、高いフィルム冷却効率を維持することがで きる。

なお、V 字デバイスはフィルム冷却効率に対して有効 であることが分かったため、今後は空力損失とデバイス 自体への熱負荷を考慮した形状最適化を行う予定である。

## 参考文献

- B. A. Haven, D. K. Yamagata, M. kurosaka, S. Yamawaki, and T. Maya, 1997, "Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness", ASME IGTI Turbo EXPO, No.97-GT-45.
- (2) Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Hirokazu Kawabata, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part1-Investigations on Capability of A Base-Type Device", proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2014-25751.
- (3) 佐々木宏和,船崎健一,瀧澤隼人,田川久人,中野晋,2016," 流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却の高効率化 に関する研究 -PSP&PIV 計測による密度比影響調査-",第 44回日本ガスタービン学会定期講演会, P.1-2.
- (4) 川端浩和,船﨑健一,2014,"高圧タービン翼フィルム冷却 の熱流体特性及び流れ制御技術に関する研究",岩手大学 博士学位論文,P.321-360.
- (5) 川端浩和,船崎健一,中田諒大,田川久人,堀内康広,2014," タグチメソッドを用いたフィルム冷却用流れ制御デバイ ス最適化手法に関する研究",日本ガスタービン学会誌 2014.9, P.449.

## 【研究報告】

# C-2

## カットセルと解適合格子を用いたフィルム冷却解析

## Simulations of Film Cooling with Cut Cell and Adaptive Mesh Refinement

*青木 一義^{*1} 小林 一英^{*1} 高瀬 秀樹^{*1} 石川 正俊^{*1} AOKI Kazuvoshi KOBAYASHI Kazuhide TAKASE Hideki ISHIKAWA Masatoshi

## ABSTRACT

Film cooling is cooling technic for gas turbine blade and vane. To improve film cooling capacity, design optimizations are conducted with simulations. Because design optimization needs large number of simulation case, reduction of computational cost and maintain high accuracy are required of CFD codes. Thus, simulations are conducted with two fundamental geometries to estimate film cooling capacity. CONVERGE with cut cell and adaptive mesh refinement (AMR) is used for the simulations. Cut cell has high flexibility for geometry change, and AMR is effective method to reduce computational cost. And results from the simulations are compared to test data. Cooling efficiency distributions on flat plate surface from the simulations show same tendency as the test data. And, heat flux distributions on turbine vane surface are in good agreement with the test data.

**キーワード**:フィルム冷却,CFD,カットセル,解適合格子 Key Words: Film cooling, CFD, Cut cell, Adaptive mesh refinement

## 1. はじめに

ガスタービンを採用した発電プラントの熱効率向上の ため、タービン入口温度向上に関する開発が継続的に行 われている^(1,2)。このタービン入口温度向上のためには、 高温に曝されるタービン翼の健全性の確保が必要となる ⁽³⁾ことから、タービン翼から冷却空気を噴出させて翼面 を冷却させるフィルム冷却が重要な技術となり、その性 能を数値解析で予測する⁽⁴⁾ことが求められている。さら に最近では最適化手法を活用して多数の解析を行って冷 却空気の噴出孔の配置や形状の検討⁽⁵⁾も行われており、 解析精度を維持しながら計算負荷を低減することが求め られている。

そこで、本報告ではフィルム冷却解析を念頭においた 2 種類の対象に、形状変更時の適応性に優れたカットセルと計算負荷の低減に有効な解適合格子を使用する熱流 体解析プログラム CONVERGE を用いて解析を行い、既 存の試験データと比較した。

## 2. 計算方法

CONVERGE は 3 次元熱流体解析プログラムで,カットセル直交格子系の自動メッシュ生成機能に加えて,解

*1 株式会社 IDAJ 〒220-8137 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 E-mail: aoki.kazuyoshi@idaj.co.jp 適合格子による時間的,空間的メッシュの最適配置,乱 流モデル(RANS/LES),噴霧モデル,固体流体熱連成機 能,VOFモデル,および燃焼モデルなど,複雑な物理現 象を模擬する多くの物理モデルを搭載しており,ガソリ ンエンジン,ディーゼルエンジンなどの内燃機関を対象 とした解析に広く用いられている⁽⁶⁾。

保存式の離散化は有限体積法(FVM: Finite Volume Method)を用いており,格子系はRhie-Chowスキーム⁽⁷⁾によるコロケーション格子系を採用している。圧力と速度の連成解法はPISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)アルゴリズム⁽⁸⁾を用いた。時間刻みは対流,粘性,およびマッハ数のCFL(Courant-Friedrichs-Lewy)制限に対して可変とし,時間精度と解析時間を常に適切にバランスするよう配慮した。

計算は分散メモリ型並列処理による複数計算コアを用 いた並列計算とし,各計算コアの負荷は動的負荷バラン ス機能により負荷分散環境を実現した。

## 3. フィルム冷却効率評価解析

#### 3.1 解析概要

フィルム冷却の効果を示す指標として以下の式で表さ れるフィルム冷却効率 η がある。

$$\eta = \frac{T_r - T_w}{T_r - T_c}$$

ここで、Tr は回復温度、Tc は冷却空気温度、Tw は平板の表面温度である。Fig.1に示すプレナムから内径 d=5mmの管を介して主流流路に冷却空気を供給する体系におい

て冷却効率を評価した試験^(9,10)と同じ条件で解析を行った。

対称性を考慮して冷却孔の中心断面に対称境界を設置 し、中心断面から Fig.1 の奥行き方向に 7.5mm の位置ま でを解析領域とし、冷却孔端部から流れ方向に 30d 相当 150mm の位置に流出境界を設定した。



(b) Front View Fig. 1 Geometry of Cooling Efficiency Simulations

## 3.2 解析メッシュ

CONVERGE では、タイムステップごとに最も大きな セルサイズをベースとして直交格子を生成し、その直交 格子の中の壁面近傍のセルを壁面形状に応じてカットし てカットセルを生成することで、壁面近傍のカットセル とそれ以外の内部のヘキサセルからなる計算格子を生成 する。さらに、解析期間中に計算負荷を抑制しつつ、計 算精度を高めるために、局所メッシュ細分割と解適合格 子(AMR: Adaptive Mesh Refinement)を適用した。

本解析では最大のセルサイズであるベースメッシュサ イズを 2mm とし,局所メッシュ細分割で壁面近傍に 0.25mm,冷却孔出口近傍の領域に 1mm のサイズのセル を配置した。また解適合格子で,流速および温度の勾配 が大きい箇所に 0.125mm のセルを配置した。流動が定常 状態に到達した際のメッシュイメージを Fig.2 に示す。 セル数は AMR によってタイムステップごとに変動する が,BR が 0.5 のケースは約 53 万,BR が 1.0 のケースは 約 72 万で概ね一定だった。



Fig.2 Calculation Mesh of Cooling Efficiency Simulations

## 3.3 解析条件

本解析では CONVERGE 2.4.14 を用い, 0.02 秒間の非定 常解析を行い,解析領域内の流動場および温度場が定常 状態に到達したと判断できる 0.02 秒の時点のデータを 結果処理に用いた。空間離散化スキームは MUSCL を用い, 時間離散化は完全陰解法を用いた。

主流の流入境界は、全ての条件で 60m/s の流速一定条件とし、温度は 450K とした。本解析では解析条件として 主流と冷却空気の質量流束の比である吹出比 BR が 0.5, 1.0 の 2 条件を設定した。この吹出比 BR を 0.5 と 1.0 に するため、プレナムに設けた冷却空気の流入境界に質量 流量一定条件を定め、その質量流量を調整した。また、 本解析では全ケースにおいて冷却空気の温度を調整する ことで主流と冷却空気の密度比である DR を 1.8 とした。 主流と冷却空気の条件を Table1 と Table2 にそれぞれ示 す。固体壁面は断熱境界とした。

圧縮性は Redlich-Kwong の状態方程式を用いて実在気体として考慮し、乱流モデルとしては v2-f モデルを用い、 v2-f の詳細設定パラメータについてはディフォルト値を用いた。

 Table 1 Main Flow Conditions of Cooling Efficiency

 Simulations

	Inlet velocity [m/s]	Inlet temperature [K]	Outlet static pressure [Pa]
Target BR:0.5	60	450	4.0405
Target BR:1.0	00	450	$1.0 \times 10^{\circ}$

Table 2 Cooling Air Conditions of Cooling Efficiency Simulations

	BR [-]	DR [-]	Mass flow rate [kg/s]	Inlet temperature [K]
Target BR:0.5	0.524	1.80	$1.819 \times 10^{-4}$	250
Target BR:1.0	1.01	1.79	$4.038 \times 10^{-4}$	250

## 3.4 解析結果

本解析から得られた BR が 0.5 と BR が 1.0 のケースの 冷却孔中心断面の対象境界面と評価対象平板上の温度分 布を Fig.3 と Fig.4 に示す。冷却空気の流量が多い BR が 1.0 のケースでは,主流に噴出した冷却空気が評価対 象平板から BR が 0.5 のケースと比べてより離れた位置ま で広がって流れている様子がわかる。また,BR が 0.5 の ケースと BR が 1.0 のケースの評価平板上の温度データか ら幅方向に平均化した温度を用いて算出した  $\eta$  a と,冷 却面中心を通る線上の局所の温度を用いて算出した  $\eta$  c の流れ方向の分布を Fig.5 から Fig.8 に試験結果と比較 してそれぞれ示す。BR が 1.0 のケースの x/d が 15 以上 の領域での  $\eta$  c については試験結果との差が大きいが, その他の解析結果については,試験結果の傾向を定量的 に再現できているものと考えられる。



(b)Top View of Flat Plate Fig.3 Temperature Distribution of Target BR: 0.5



Fig.4 Temperature Distribution of Target BR: 1.0



Fig.5 Averaged Cooling Efficiency Distribution of Target BR: 0.5



Fig.6 Local Cooling Efficiency Distribution on Center Line of Target BR: 0.5



Fig.7 Averaged Cooling Efficiency Distribution of Target BR: 1.0



Fig.8 Local Cooling Efficiency Distribution on Center Line of Target BR: 1.0

## 4. 熱伝達評価解析

#### 4.1 解析概要

タービン材料温度を評価する上で必要となる翼表面で の熱伝達を評価した試験^(11,12)と同じ体系と条件にて解 析を行った。本解析の解析体系をFig.9に示す。翼形状 はフィルム冷却タービン静翼LS94である。解析領域は1 枚の翼周囲に、ピッチ方向に1ピッチ分の57.5mm、スパ ン方向に4.5mm,翼の前縁端と後縁端からそれぞれ100mm 離れた位置に主流の流入境界と流出境界を設定した。ま た、プレナムのスパン方向端部に冷却空気の流入境界と 流出境界を設定した。



Fig.9 Geometry of Heat Transfer Simulations

### 4.2 解析メッシュ

本解析でも 3.フィルム冷却効率評価解析と同様に壁 面近傍のカットセルとそれ以外の内部のヘキサセルから なる計算格子を使用し,局所メッシュ細分割と解適合格 子を適用した。

本解析ではベースメッシュサイズを 2mm とし,局所メ ッシュ細分割により翼面近傍を 0.125mm,冷却空気を供 給する管内面近傍を 0.25mm に設定し,流速および温度の 勾配が大きい箇所に 0.125mm のセルを配置した。流動が 定常状態に達した際の翼周りのメッシュのイメージを Fig.10 に示す。定常状態に達した際のセル数は約 36 万 であった。



Fig.10 Calculation Mesh of Heat Transfer Simulation

#### 4.3 解析条件

CONVERGE 2.4.14 を用い,0.01 秒間の非定常解析を行い,解析領域内の流動場および温度場が概ね定常状態に 到達したと判断できる0.009秒から0.01秒までの瞬時デ ータを時間平均したデータから結果を評価した。空間離 散化スキームは MUSCL を用い,時間離散化は完全陰解法 を用いた。

主流,冷却空気ともに流入境界は全圧一定境界で,流 出境界は静圧一定境界とした。主流の流入境界の全圧と 全温,流出境界の静圧,冷却空気の流入境界の全温およ び翼面温度は試験条件に基づいた値に設定し,吹出比 BR を 0, 0.3, 0.9 にするため,冷却空気の流入境界の全圧 を調整した。これらの条件の一覧を Table3 および Table4 に示す。

圧縮性は状態方程式を用いて理想気体として考慮し, 乱流モデルとしてはζ-fモデルを用いた。また,壁面の 熱伝達モデルとしては GruMo-UniMORE モデルを用いた。

Table 3 Conditions of Heat Transfer Simulations (1/2)

Casa	Mach	Main flow inflow	Main flow inflow	Main flow outflow
M-	number	total pressure	totaltemperature	static pressure
INO	[-]	[Pa]	[K]	[Pa]
1	0.900	170100	411.6	100500
2	0.904	171700	417.3	101100
3	0.897	170600	410.2	101200

Table 4 Conditions of Heat Transfer Simulations (2/2)

Case No	BR [-]	Cooling air temperature [K]	Blade surface temperature [K]
1	0	-	296.1
2	0.252	293.15	298.8
3	0.921	293.15	298.9

## 4.4 解析結果

BR=0 の冷却空気流量 0 での翼面のマッハ数分布を Fig.11 に試験結果と比較して示す。試験結果から得られ た翼面のマッハ数分布を定量的に再現できていることが わかる。

Fig. 12 に翼面上の幅方向に平均した熱流束の分布を 試験結果と比較して示す。冷却孔よりも上流側である s/Cが0.3以下の試験で層流状態が維持された領域につ いては解析結果と試験結果の差が大きく,乱流への遷移 を解析では正しく予測できていないが,冷却孔よりも下 流側のs/Cが0.3以上の領域については,BRの影響を含 めて試験結果の傾向を良好に再現している。



Fig.11 Mach Number Distribution on Vane Surface



Fig.12 Heat Flux Distribution on Vane surface

## 5. まとめ

フィルム冷却解析を念頭においた2種類の対象にカットセルと解適合格子を使用する熱流体解析プログラム CONVERGEを用いた解析を実施し、既存の試験結果と比較 することで、以下の結果を得た。

フィルム冷却効率評価解析において, BR が 1.0 の条件 の x/dが 15以上の領域での冷却孔中心断面の局所の冷却 効率 η c については試験結果との差が大きいが,その他 の解析結果については,試験結果の傾向を定量的に再現 できた。 解析から得られたフィルム冷却タービン静翼 LS94 の 翼面のマッハ数分布が試験結果と定量的に一致した。

熱伝達評価解析において,冷却孔よりも上流側である s/Cが0.3以下の領域については解析結果と試験結果の 熱流束の差が大きいが,冷却孔よりも下流側のs/Cが0.3 以上の領域については,BRの影響を含めて試験結果の傾 向を良好に再現できた。

## 参考文献

- 坂田公夫,高効率ガスタービンプロジェクトと航技研にお ける研究開発,ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 6 (2016), pp. 459-463.
- (2) 福江一郎, 産業界から見たムーンライト計画の歴史的意義 と反省, ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 6 (2016), pp. 464-470.
- (3) 田沼唯士,新関良樹, WE-NET ガスタービン研究開発と高 温・高性能ガスタービンに向けた成果の展開,ガスタービ ン学会誌, Vol. 44, No. 6 (2016), pp. 484-491.
- (4) 高橋俊彦,酒井英司,フィルム冷却タービン翼の熱伝達評価における壁面温度条件の影響,第45回日本ガスタービン学会定期講演会(松山)講演論文集,C-20 (2017), pp.299-304.
- (5) 河村朋広,船崎健一,瀧澤隼人,田川久人,森崎哲郎,流 れ制御デバイスを用いたフィルム冷却の高効率化に関する 研究,第45回日本ガスタービン学会定期講演会(松山)講演 論文集,C-23 (2017), pp.317-323.
- (6) P. K. Senecal, E. Pomraning, J. W. Anders, M. R. Weber, C. R. Gehrke, C. J. Polonowski and C. J. Mueller, Predictions of Transient Flame Lift-Off Length With Comparison to Single-Cylinder Optical Engine Experiments, ICEF2013-19129 (2013)
- (7) Rhie, C.M. and Chow, W.L., Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, AIAA J., 21 (1983) pp.1525-1532
- (8) Issa, R.I., Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting, Journal of Computational Physics, Volume 62 (1986).
- (9) Baldauf, S., Scheurlen, M., Schultz, A., and Wittig, S., Correlation of Film Cooling Effectiveness from Thermographic Measurements at Engine Like Conditions, ASME Paper GT-2002-30180 (2002).
- (10) Baldauf, S., Schulz, A., and Wittig, S., High-resolution Measurements of Local Effectiveness from Discrete Hole Film Cooling, Journal of Turbomachinery, v 123, n 4,(2001), p 758-765.
- (11) T.Arts, M. Lambert de Rouroit and A. W. Rutherford, aero-thermal Investigation of a Highly Loaded Transonic Linear Turbine Guide Vane Cascade, Technical Note 174, von Karman Institute for Fluid Dynamics (1990).
- (12) T. Arts, Numerical Methods for Flow Calculation in Turbomachines, Test case No.2: highly loaded transonic and fil cooled linear turbine guide vane cascade LS94, VKI Lecture Series, 1994-6(1994).

## 【研究報告】

## C-3

## タービン冷却翼チップ部のフィルム冷却効率に関する研究

## A Study about Film Cooling Effectiveness on Tip Region of Turbine Cooling Blade

*伊藤 竜太^{*1} 飯田 耕一郎^{*1} 山口 佳昭^{*1} 牧ヶ野 大志^{*1} ITO Ryuta IIDA Koichiro YAMAGUCHI Yoshiaki MAKIGANO Hiroshi 坂元 康朗^{*1} 石坂 浩一^{*1} 羽田 哲^{*2} 桑原 正光^{*2} SAKAMOTO Yasuro ISHIZAKA Koichi HADA Satoshi KUWABARA Masamitsu

## ABSTRACT

The tip region of turbine rotating blade is cooled by a large amount of cooling air, and film cooling is frequently used to cool that region where the heat load is excessive high. Therefore, it is important for further improvement of gas turbine performance to reduce the cooling air flow rate by enhancing the film cooling effectiveness.

In this paper, a new geometry concept for the tip region of turbine front stage blades is created to enhance the film cooling performance. The flow field of the new concept is investigated and the film cooling effectiveness is predicted from CFD. Finally, the component test is conducted to validate the effect of the new geometry concept.

**キーワード**: ガスタービン,タービン冷却翼,チップ,フィルム冷却効率,数値流体解析,感圧塗料 Key Words: Gas Turbine, Turbine Cooling Blade, Tip, Film Cooling Effectiveness, CFD, PSP

## 1. はじめに

当社では、更なる高温化による熱サイクル効率向上を 可能とする、1700℃級ガスタービンへの適用を目指した 要素技術開発を進めている。更なる高温化により、ター ビン部の熱負荷が従来条件に比べて増加するが、この高 熱負荷条件でタービンの冷却空気量を低減することが、 サイクル効率を向上するために重要である。特にタービ ン前方段冷却翼のチップ端部は、熱負荷が非常に高く、 その伝熱面積の割に多くの冷却空気を使用しており、更 なるガスタービンの性能向上のためには当該部の冷却効 率向上が必要である。

本報では,産業用ガスタービンのタービン前方段動翼 のチップ端部を対象に,高いフィルム冷却効果が得られ る冷却形状について検討した結果について述べる。要素 解析からフィルム冷却性能が良好な冷却形状を抽出し, 要素試験によりそのフィルム冷却効果を検証した。

# 2. 高冷却効率を実現する冷却形状の検討 2.1 検討対象とその特徴

タービン前方段動翼の冷却構造を Fig. 1 に示す。ター ビン前方段動翼はチップシュラウドの無いフリースタン

*1	三菱重工業権	朱式会社
	〒676-8686	兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1
*2	三菱日立パリ	フーシステムズ株式会社

〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1

ディング翼であり、そのチップ端面は、動翼と静止部品 の間を漏れ流れる高温・高速のチップ漏れ流れに曝され るため、非常に熱負荷が大きい部位である。そのため、 当該部には内部冷却による対流冷却構造等が採用されて いるが、特に熱負荷が高いタービン翼の場合にはフィル ム冷却構造が併用されることが多く、実際にチップ端部 を対象としたフィルム冷却に関する研究は盛んに行われ ている⁽¹⁾⁽²⁾。



Fig. 1 Cooling Structure of Turbine Cooling Blade

タービン動翼チップ端部を冷却するフィルム冷却空気 は、翼底から内部冷却通路を通ってチップ部に供給され るが、その過程において、回転しているタービン動翼か ら仕事をされ、圧力が上昇する(ポンピング)。この圧力 上昇効果により、チップ端部に到達したフィルム冷却空 気圧力はフィルム冷却として適正な圧力レベルより高く なる(吹き出し比が過剰に大きくなる)傾向があるため, フィルム冷却空気は勢いよく高温ガス側に吹き出される。 これにより,フィルム冷却空気が高温ガスを貫通し,チ ップ表面がフィルム冷却空気に覆われなくなるため,当 該部のフィルム冷却効率は一般に低くなることが知られ ている⁽¹⁾⁽³⁾。

また, チップ端部の冷却孔は, フィルム冷却効果を期 待して設けられる場合, その腹側近傍に配置されること が多い。チップ端面は翼のプロファイル面に比べて表面 積が小さいため, チップ端面に配置されるフィルム冷却 孔はそのすぐ下流の冷却効率が重要となる(Fig.2参照)。 そのため, フィルム冷却孔から十分離れた下流の冷却性 能は重要でなく, フィルム冷却孔周り及びそのすぐ下流 のフィルム冷却効率が高いフィルム冷却形状が求められ る。



Fig. 2 Film Cooling Area of Profile and Tip Surface

さらに、実機ガスタービンでは、運転条件や製造・組 立公差により、フィルム冷却の吹き出し比やチップクリ アランスは計画値から変動する可能性がある。したがっ て、実機に適用することを想定した場合、考案するフィ ルム冷却孔は、高いフィルム冷却効率を有することはも ちろんのこと、上述したタービン動翼チップ端部の特徴 に適合し、かつ、吹き出し比やチップクリアランス変化 に対してロバストであることが求められる。

なお、実機ガスタービンで採用されるタービン動翼は チップシニングがあるものが多く、そのようなタービン 動翼では、フィルム冷却効率を含む冷却性能はチップシ ニングの影響を受けるが、本報では、チップ端部のフィ ルム効率特性確認の基礎研究として、チップシニングが ない形状を対象とした。したがって、チップシニングが あるタービン冷却翼に対するフィルム冷却効率について 議論する場合には、本報で述べる研究内容に加えて、別 途更なる検討を実施する必要がある。

## 2.2 高性能チップフィルム冷却のコンセプト

前節で述べたチップ端部におけるフィルム冷却の特徴

を踏まえて、高性能冷却形状のコンセプトを考案した。 Fig.3にその冷却構造を示す。

まず、チップ端部のフィルム冷却空気圧力は高くなる 傾向があることから、フィルム冷却孔形状をシェイプト 化することとした。一般に、フィルム冷却孔形状をシェ イプト化すると、冷却孔出口のフィルム冷却空気流速が 低下し、吹き出し比を低減させる効果があることが知ら れている⁽⁴⁾。そのため、チップ端部に設けるフィルム冷 却孔形状をシェイプト化することで、吹き出し比を適正 なレベルまで小さくするようにした。また、チップ端部 の冷却空気量削減を目論む場合、チップ冷却孔数は少な くなるため、フィルム冷却孔形状のシェイプト化は、冷 却空気を幅広く拡散させる効果も狙っている。なお、今 回は冷却孔ピッチPを冷却孔径Dの8倍程度まで広くし た。



Fig. 3 Concept of High Performance Film Cooling

次に,チップ端部のフィルム冷却は吹き出し比が大き くなる傾向があることに加えて,フィルム冷却孔のすぐ

下流のフィルム冷却効率を高くする必要があることから, フィルム冷却孔出口をチップ端部上に設け、高温のチッ プ漏れ流れに対向するように冷却空気を逆噴射させるこ とで、高温ガスに貫通する前にフィルム冷却空気を拡散 させるようにした。従来、フィルム冷却孔は主流に沿う 方向に設けるのが通例であったが,近年,主流に対向す るようなフィルム冷却孔(=逆噴射フィルム)を設ける ことで、特に吹き出し比が大きい場合に、フィルム冷却 孔のすぐ下流におけるフィルム冷却効率が改善するとい う報告例がある(5)~(8)。これらの報告例では、逆噴射フィ ルムを翼面に設けることを想定しているものが多く,当 該フィルムのデメリットとして, プロファイル部の空力 損失増加が挙げられているが、チップ端部に逆噴射フィ ルムを設ける場合は、チップ漏れ流れが低減され、空力 的にもむしろ良い方向に働くため、逆噴射フィルムは空 力、冷却の両面からチップ端部に適合したフィルム冷却 構造であると考えられる。なお、今回の試験では冷却孔 角度は45°とした。

## 3. CFD 解析概要

Fig. 4 にタービン冷却翼の解析モデルを示す。今回の CFD 解析では、主流、及び内部冷却構造の流れ場を解析 対象としており、その解析格子総数は約 2600 万である。 解析形状・条件は、4 章で示す要素試験形状・条件に合 わせた。ソルバーは CFX17.0 を用いており、RANS によ る解析を行った。なお、乱流モデルは SST k-ωモデルを 使用した。



Fig. 4 CFD Model of Component Test for Tip Cooling

## 4. 要素試験概要

2 章で述べた冷却形状を適用したタービン冷却翼の冷 却性能を評価するために, Fig. 5 に示す低速直線翼列風 洞を用いてフィルム冷却効率検証試験を実施した。チッ プ形状をモデル化した2次元翼を風洞内に5翼並べて4 流路を形成し,その中央にフィルム冷却孔をあけたフィ ルム冷却効率計測翼を配置した。また,その両隣にはフ ィルム冷却の吹き出し比を算出するために,静圧孔をあ けた圧力計測翼を配置した。



Fig. 5 Low Speed Linear Wind Tunnel and Test Blades

冷却空気によるチップ端面のフィルム冷却効率は感圧 塗料(PSP)を用いた方法で計測した。要素試験におい てフィルム冷却効率を計測する最も一般的な方法は,断 熱壁温度による計測であるが、この計測方法は、理想的 な断熱壁を実現するのは困難であり、フィルム冷却孔付 近の温度勾配の急な箇所では計測誤差を伴う。そこで, 理想的な断熱壁に相当する扱いができる手法として、熱 伝達と物質伝達の間にアナロジー(Fig. 6 参照)が成立 することを利用する方法がある。この方法は、フィルム 冷却空気の中にトレーサガスを混入させ、フィルム冷却 孔下流におけるチップ端面上のトレーサ濃度分布を計測 して、フィルム冷却効率を求める。今回の計測は、その 目的上,フィルム冷却孔近傍及びその下流のフィルム冷 却効率分布を詳細に取得する必要があるため、熱伝達と 物質伝達のアナロジーを利用する手法の中でも、フィル ム冷却効率分布を面状で計測可能な PSP を用いた表面酸

素濃度計測手法⁽⁹⁾を用いた。本試験ではフィルム冷却空気のトレーサガスとして炭酸ガス(CO2)を用いており、フィルム冷却空気吹き出し後の酸素濃度  $C_x$ を PSP の発光強度を計測することにより、フィルム冷却効率 $\eta_f$ を求めた。

$$\eta_{f} = \frac{C_{g} - C_{x}}{C_{g} - C_{o}}$$

ここで、 $C_g$ : 主流酸素濃度 (=21%)、 $C_x$ : 壁面酸素濃度、  $C_o$ : 吹き出し点酸素濃度 (=0%) である。



Fig. 6 Analogy between Heat Transfer and Mass Transfer

Fig. 7 に感圧塗料計測機材を用いた低速直線翼列風洞 でのフィルム冷却効率分布計測準備状況の写真を示す。 風洞内に設置された樹脂製の供試翼の前に,発光計測用 の CCD カメラ (Andor 社製 Zyla モノクロ 4MPixel)及 び PSP の励起光源 (朝日分光社製 LAX-C100) が設置さ れている。また,フィルム冷却効率計測翼には PSP (ISSI 社製 UF405-200 FIB) が塗布されている。励起光源より, 波長 400nm の励起光を発光させて供試体に照射し,バン ドパスフィルター付き CCD カメラにより,それらから の波長 650nm の燐光のみを撮影する。



Fig. 7 Film Effectiveness Measurement by PSP

本試験ではフィルム冷却孔から炭酸ガス(CO2)を吹き出し、その下流のフィルム冷却空気が主流に拡散する 状況を壁面の酸素濃度を計測することでフィルム冷却効 率を求めた。壁面の酸素濃度が PSP の発光強度に影響を 与える性質を利用してフィルム冷却効率を次の手順で定 量的に求めた。

予め既知酸素濃度と感圧塗料発光強度比の関係(較正 カーブ)を実際の計測環境で求めておき,照明なし・流 れなし状態での輝度計測( $I_{blk}$ の計測),主流・フィルム 冷却空気とも空気の場合の輝度計測( $I_{air}$ の計測),フィ ルム冷却空気を試験条件に設定して CO2 を吹き出した 時の輝度計測( $I_{mix}$ の計測)を実施し,発光強度比: $I_{ref}$ / $I_{mix}$ =( $I_{air}$ - $I_{blk}$ )/( $I_{mix}$ - $I_{blk}$ )を算出した。それを 予め求めておいた較正カーブを用いて酸素濃度分布を計 算し,フィルム冷却効率分布を求めた。

Table 1 に試験条件を示す。本試験では、主流のレイノ ルズ数を約 10,000 に設定し、静止場において、フィルム 冷却孔からの吹き出し比(CO2の流量)とチップクリア ランスに対するフィルム冷却効率の感度を計測した。な お、実機運転条件ではレイノルズ数が高く、特に今回着 目しているタービン冷却翼の後半部は背腹差圧による流 れが支配的であるため、回転の影響は限定的で、静止翼 列試験でも、実機運転条件のフィルム冷却状況は十分に 模擬できる。

主流レイノルズ数	10,000程度
回転数	0 rpm(静止)
密度比	1.6
吹き出し比	基準、基準×1.6、基準×2.0
チップクリアランス	小、中、大

## 5. 結果

Fig.8に,2章で示した高性能チップ冷却形状について, CFD 解析及び要素試験で得られたチップ端部のフィル ム冷却効率分布を示す。また, Fig.9には CFD 解析によ る高性能チップ冷却形状のフィルム冷却空気の流動状況 を示す。一般に、通常のチップ冷却形状ではフィルム冷 却空気が高温ガスに貫通してほとんどフィルム冷却効果 が得られていないが、高性能チップ冷却形状では、吹き 出し比が大きい場合においても、フィルム冷却空気が高 温ガスに貫通することなくチップ端面に沿って広がり, 高いフィルム冷却効率が得られることを確認した。この 傾向は CFD 解析でも要素試験でも確認されるが、CFD 解析結果は、要素試験結果に比べると、フィルム冷却効 率の高低の分布がはっきりと分かれており、要素試験ほ どフィルム冷却効率分布が一様となっていない。これは, 今回の CFD 解析では RANS を用いているため、フィル ム冷却空気の拡散が過小に計算されているためであると 考えられる。



Fig. 8 Film Effectiveness on Tip surface by CFD and PSP



Fig. 10 に、吹き出し比に対する高性能チップ冷却形状 の平均フィルム冷却効率を示す。通常のチップ冷却形状 では吹き出し比が大きくなると、フィルム冷却空気が主 流に貫通しフィルム冷却効率が低下するが、高性能チッ プ冷却形状では吹き出し比が大きくなっても、フィルム 冷却効率はほとんど低下せず、維持される。



Fig. 10 Film Effectiveness Change for Blowing Ratio

Fig. 11 に、チップクリアランスに対する高性能チップ 冷却形状の平均フィルム冷却効率を示す。高性能チップ 冷却形状の平均フィルム冷却効率は、チップクリアラン スが変化してもほとんど変化しないことを検証した。実 機ガスタービンでは、運転条件や製造・組立公差等によ りチップクリアランスがばらつく可能性があるが、高性 能チップ冷却形状は、チップクリアランスに対してロバ ストであり、安定して高いフィルム冷却性能を達成でき ることを確認した。



Fig. 11 Film Effectiveness Change for Tip Clearance

## 6. 結論

本報では、ガスタービンのサイクル効率向上のために、 冷却空気量削減による性能向上ポテンシャルのあるター ビン前方段動翼のチップ端部を対象に、高いフィルム冷 却効果が得られる冷却形状について検討し、要素解析・ 要素試験を実施した。

タービン動翼チップ端部を冷却するフィルム冷却空気 は、その供給過程における内部冷却通路内でのポンピン グ効果により吹き出し比が大きいため、冷却空気が高温 ガスに貫通してフィルム冷却効率が低い。このため、フ ィルム形状をシェイプト化し、かつ、逆噴射させること で、高温ガスへの貫通を抑制し、フィルム冷却孔すぐ下 流に位置するチップ端部のフィルム冷却効率を向上させ る形状を考案した。

CFD 解析結果より,当該形状を適用したタービン動翼 は,吹き出し比が大きい場合においても,フィルム冷却 空気が高温ガスに貫通することなくチップ端面に沿って 広がり,高いフィルム冷却効率が得られることを確認し た。

さらに、当該形状のフィルム冷却効率分布を、PSP を 用いた要素試験にて計測した結果、CFD 解析と同様にチ ップ端部において高いフィルム冷却効率分布が得られる ことを検証した。また、高性能チップ冷却形状は、吹き 出し比が大きい条件においてもフィルム冷却効率が維持 され、かつ、チップクリアランスに対してロバストであ るため、安定して高いフィルム冷却性能を達成できると 考えられる。

本検討において,チップ端部の冷却性能向上を目的と した高フィルム冷却形状を考案した。なお,チップシニ ングがあるタービン動翼では,フィルム冷却効率を含む 冷却性能がチップシニングの影響を受けるため,そのよ うなタービン冷却翼に本コンセプトを適用していくため には,別途更なる詳細検討を実施する必要がある。

## 7. 謝辞

本研究は,経済産業省の補助事業として 2004 年度から 2015 年度まで実施し,2016 年度からは NED0 の事業とし て継続して実施されている「高効率ガスタービン技術実 証事業」の一環で行われたものであり,関係各位に深く 感謝の意を表します。

## 参考文献

- Y. W. Kim, J. P. Downs, F. O. Soechting, W. A. Messeh, G. D. Steuber, S. Tanrikut, A Summary of the Cooled Turbine Blade Tip Heat Transfer and Film Effectiveness Investigations Performed by Dr. D. E. Metzger, Journal of Turbomachinery, Vol. 117 (1995), pp. 1-11.
- (2) K. Lu, M. T. Schobeiri, J. C. Han, Numerical Simulation of Film Cooling on Rotating Blade Tips within a High-Pressure Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-94806 (2013).
- (3) A. K. Sinha, D. G. Bogard, M. E. Crawford, Film-Cooling

Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (1991), pp. 442-436.

- (4) M. Gritsch, A. Schulz, S. Wittig, Adiabatic Wall Effectiveness Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits, Journal of Turbomachinery, Vol. 120 (1998), pp. 549-556.
- (5) A. F. Chen, S. J. Li, J. C. Han, Film Cooling with Forward and Backward Injection for Cylindrical and Fan-Shaped Holes Using PSP Measurement Technique, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26232 (2014).
- (6) K. Singh, B. Premachandran, M. R. Ravi, Experimental and Numerical Studies on Film Cooling with Reverse/Backward Coolant Injection, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 111 (2017), pp. 390-408.
- (7) B. Shi, X. Li, J. Ren, H. Jiang, Heat Transfer Coefficients of Forward and Backward Cylindrical Hole Film Cooling Using Transient IR Technique, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, GT2017-64275 (2017).
- (8) R. Prenter, M. A. Hossain, L. Agricola, A. Ameri, J. P. Bons, Experimental Characterization of Reverse-Oriented Film Cooling, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, GT2017-64731 (2017).
- (9) L. Zhang, M. Baltz, R. Pudupatty, M. Fox, Turbine Nozzle Film Cooling Study Using the Pressure Sensitive Paint (PSP) Technique, ASME, 99-GT-196 (1999).

【研究報告】



## フィルム冷却流れの PIV による可視化

## Visualization of Film Cooling Flow with Particle Image Velocimetry

*淺海 典男*1	出田 武臣*1	田中 雄飛*1	松野 伸介*1	久保 世志*1
ASAUMI Norio	IDETA Takeomi	TANAKA Yuhi	MATSUNO Shinsuke	KUBO Seiji

## ABSTRACT

Film cooling which injects cooling air from hole in the blade is the technical method to protect blades in gas turbine. The flow fields which hot mainstream flow interfere with cooling air near film cooling cylinder exit.

In this paper, the flow field was visualized by Stereo Particle Imaging Velocimetry (SPIV) for 20 times enlarge model of cooling holes in normal temperature and pressure. Beforehand, measurement accuracy test of PIV is performed in uniform flow. In addition, it was considered about characteristics of the flow field with numerical simulation.

キーワード:流れの可視化,風洞,フィルム冷却, PIV, CFD Key Words: Flow Visualization, Wind Tunnel, Film Flow, Particle Image Velocimetry, Computational Fluid Dynamics

## 1. はじめに

ガスタービンの熱効率向上のために、タービン入口の 高温化が年々進んでいる。翼などを高温から保護する技 術の1つとして、冷却孔から比較的低温の空気を吹き出 し壁面上に境界層を形成するフィルム冷却がある。しか し、冷却用の空気はガスタービン内部の空気を一部抽出 して利用するため、冷却空気の多用はガスタービンの性 能低下につながる。そこで、少ない冷却空気で効率的に 冷却するために、冷却孔の配置⁽¹⁾や孔形状^{(2),(3)}を工夫す る研究が実施されているが、冷却孔の周囲を詳細に可視 化した事例は少ない。複雑化する冷却孔周りの流れ場を 可視化できれば非常に有益と考える。ただし、高速・高 温・高圧の流れの中で、直径1mm以下の冷却孔周囲の 流れを可視化することは容易では無いため、今回スケー ルアップ(大きく)した模型を低速の気流中に配置し実 験を行った。

本研究では、スケールアップした冷却孔のモデルを常 温・常圧下の低速風洞へ配置し、風洞主流と冷却孔から 噴出する 2 流空気が干渉するフィルム流れの場を PIV

(Particle Image Velocimetry)を用いて流速の計測・可視 化を実施した(図1に冷却孔の模型のイメージを示す)。

*1 株式会社IHI 〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1-1 豊洲IHIビル E-mail: norio_asaumi@ihi.co.jp また,事前に PIV の計測精度の検証を行った内容も合わ せて報告する。さらに,CFD (Computational Fluid Dynamics)を用いて対象とした流れ場の特徴について考 察を行った。



Fig. 1 Model of cooling holes

## 2. 実験装置

## 2.1 実験模型

冷却孔の配置が異なる2タイプの模型を用いた。図1(a) の丸孔では直径(d) 15 mm,傾斜角度35 degの冷却孔 が5つある模型を用いた。これは、ガスタービン翼の冷 却孔を約20倍に拡大した値である。図1(b)の対向型は大 小の2つの孔で1ピッチとし、3ピッチ分の冷却孔のあ る模型を用いた^{(4),(5)}。対向型の冷却孔配置は、効率良く 表面を冷却するための工夫である。なお、今回は主流と 2次空気の両方に常温・常圧の空気を用いた実験である ことを補足する。以後、代表長さとして冷却孔直径の15 mmを用いた。

## 2.2 風洞および計測装置

実験には単回路回流型の風洞を用いた。風洞の計測部 は幅5m,高さ1.8m,長さ30mである。風洞内の気流 の乱れ度は0.5%以下である。今回,常温・常圧下にて 主流速度は約6m/sの一様流を用いて実験を行った。

図2のように、風洞内に冷却孔等を備えた実験装置を 配置した。図3に実験装置の概要を示す。幅80d,長さ 230dのテーブル型の装置の中央部に冷却孔の模型(パネ ル)を設置する仕様である。2次空気はマスフローコン トローラーを用いて、模型の冷却孔の出口面積に合わせ て流量を調整した。

今回の実験条件は、レイノルズ数が 6,250、ブロー比 が 1.0 とした。なお、レイノルズ数は主流流速と、丸孔 の冷却孔の直径を用いて算出した。ブロー比は風洞主流 と冷却孔出口での 2 次空気の流速の比で定義した。



Fig.2 photograph of Test Model



Fig.3 Schematic Illustration of Test Model

## 2.3 可視化器材 (PIV)

本研究では、ダブルパルスの Nd:YAG レーザー(LEE LASER, LDP-100MQG) と 2 台の高速度カメラ (PHOTRON, FASTCAM SA5)で構成されている西華デ ジタルイメージの時系列 Stereo PIV (SPIV) システムを 用いて計測を実施した。また、制御用のソフトウェアと して Koncerto II を利用した。トレーサーには DOS (セバ シン酸ジオクチル)を用いた。今回、400 ペアの画像を 取得し時間平均した流れ場(流速)の結果を評価した。

## 3. 数値シミュレーション

## 3.1 計算方法および計算モデル

ANSYS Fluent 15.0 を用いて数値流体解析 (CFD) を実施した。図4に解析モデルと境界条件を示す。解析セル

数は約650万, 乱流モデルにはSSTを用いて定常解析を 実施した。境界条件として主流入口に流速固定条件 (velocity inlet), 2次空気側の入口には流量固定条件 (mass flow inlet), 出口には圧力境界条件(pressure outlet) を用いた。流路は壁面とし, 滑りなし, 断熱条件とした。 また, 解析対象は1ピッチのみとし周期境界(periodic) を適用した。



Fig.4 CFD Setup Summary

## 3.2 シミュレーションによる流れ場の把握

実験対象となる流れ場の特徴を CFD の結果より抜粋 して以下に示す。図5に冷却孔周りの流線と主流速度に て無次元化した流速コンターを示す。図 5(a)に示すよう に、大小2つの冷却孔より噴出した2次空気は壁面に付 着しつつ主流によって流され、下流に向かうほど2次空 気間の距離(L)が広がっている。また、Zone A(実線 で囲った領域)はそれぞれの孔から出た2次空気が強く 干渉する領域である。Zone B(点線で囲った領域)は2 次空気が薄く(少なく)主流が流れ込こもうとする領域 である (図 5(b))。図 5(c)より, それぞれの冷却孔内の流 れは,前縁側(上流側の縁)では相対的に速い流れであ ることがわかった。それぞれの冷却孔より出た速い流れ (渦)が Zone B の方向へ回転することで、渦同士の干渉 が発生している(図 5(d))。また、この干渉により2次空 気のリフトオフ(壁面より主流側への離脱)を抑制する 効果を得ることができていると考える(4),(5)。



(a) Cooling Air (View 1)



## 4. 実験に関する事前検討

## 4.1 PIV の計測精度検証

風洞の主流に対して,超音波流速計(Ultrasonic Velocity Meter, UVM), Laser Doppler Velocimetry (LDV), SPIV, 3 つの機器による計測結果の差を比較した。なお,この 風洞は校正済みの UVM にて流速を規定している。LDV は PIV の可視化範を網羅するようにトラバースし計 15 点の流速を計測した。また,LDV は約 120 秒間の時間平 均の流速を用いた。LDV と PIV では計測に適切なトレー サー粒子の濃度が異なるため,別々のタイミングにて計 測を実施した。超音波流速計の計測結果は 6.25 m/s であった。図 6 に SPIV で計測を行った時間平均の速度ベクトルを示す。これらの図には 9 点分(9 カ所)の流速を抽出し数値を加筆した。表 1 に UVM, LDV, SPIV(面外速度計測)で計測した平均流速と超音波流速計の計測値に対する相対誤差をまとめた。この表より計測方法により結果に差があり, SPIV(面外速度計測)は超音波流速計に対する差が約 6.6%と大きい。

一般的に SPIV の面外速度の計測精度が悪くなる傾向 があることが知られている(の。次に、電動シリンダーに 固定したトレーサー入りアクリル容器(0.1×0.1×0.1 m³) を 0.1m/s で移動させ流速計測を行い, SPIV の精度 検証を実施した。SPIV の面外速度と面内速度の2タイプ の計測を行い結果の比較をした。図7に SPIV で計測を 行った面内速度計測と面外速度計測の瞬時の速度ベクト ルを示す。これらの図には9点分(9カ所)の流速を抽 出し数値を加筆した。なお、速度ベクトルの低速(ほぼ 0.0m/s) 部分はアクリル箱の角の陰になっておりカメラ トレーサーの撮影ができなかった部分と、アクリル容器 の外を処理したために算出された誤ベクトルである。さ たに、表2に SPIV の面内と面外速度計測での9点の平 均(瞬時値の)流速の電動シリンダーの移動速度(0.1m/s) に対する相対誤差を示す。この結果より、面内速度の計 測誤差1.0%に比べ,面外速度計測は-4.0%の誤差があり, 計測精度が悪いことを確認した。



Fig.6 Measured Velocity of SPIV

Table 1 Comparison of Four Measurement Equipment

	UVM	LDV	SPIV
Velocity	6.25 m/s	6.45 m/s	6.66 m/s
Relative error	-	3.20%	6.60%



Fig.6 PIV Setting (Out-of-plane)



(b) Out-of-plane Fig.7 Validation of PIV Measurement Table 2 Error of Measurement SPIV Method

	In-plane	Out-of-plane
Velocity	0.101 m/s	0.096 m/s
Relative error	1.0%	-4.0%

## 4.2 風洞の気流状態の把握

図8に,主流のみの条件(2次空気の供給無し)にて, 冷却孔周囲を無指向性の熱線風速をトラバースさせ計測 した流速分布の結果を示す。図8(a), (b)は,それぞれ流 れ方向(x方向), 直角なy方向の流速結果である。両方 向ともに平坦な流速の流速分布となっており, 好ましい 流れとなっていることがわかった

図9に、熱線流速計およびSPIVで計測した模型表面 の境界層の流速を示す。参考として速度の1/7乗則のプ ロファイルを示してある。



Fig.9 Velocity Distribution (z-direction)

## 4.3 2次空気の状態把握

主流無しの条件にて、基本形となる丸孔での2次空気の計測を実施した。図10に、(5つある)中央の冷却孔に対して、熱線風速計を模型表面の高さ(z=0d)の位置に固定し、近傍をトラバースし計測した流速を示す。図10(a)より、冷却孔の前縁側(上流側)の方が後縁側に比べわずかに流速が速くなっていることがわかった⁽⁷⁾。図10(b)より、冷却孔の中央に対して左右は対称的な流速分布となっていることがわかった。さらに、図11に、5つ

の冷却孔に対して,冷却孔の中心位置での計測結果を示 す。この図より全ての冷却孔での流速は同程度とわかっ た。よって,それぞれの冷却孔に対する流量の分配は均 等であると考えた。



Latera direction (y/d) [-] Fig.11 Velocity Distribution (y-direction)

## 5. 実験結果と考察

図 12 に、SPIV を用いて計測した各断面(x/d=0,3,5,7, 10,20) での時間平均処理をした流速ベクトルと無次元 化した渦度コンターを示す。流れ方向の軸周りの渦度を 主流速度と代表長さ(冷却孔直径)を用いて無次元化し た。これら図より、冷却孔より噴出した流れ(渦)が壁 面に付着したまま下流に向かうことがわかった。図(b) ~(e)より、それぞれの冷却孔より噴出した渦の間隔(L) が下流に向かって広がっていることもわかった。これら は CFD の流れ場と同じ特徴である。よって、実験にて CFD と同様の流れの特徴を再現し、定性的に一致した流

れ場を得ることができた









(c) x/d = 5






(e) x/d = 10



(f) x/d = 20Fig. 12 Results of SPIV Measurement (Vortex Counter and Velocity Vector)

## 6. まとめ

本研究では、スケールアップした冷却孔のモデルを常 温・常圧下の低速風洞へ配置し、風洞主流と冷却孔から 噴出する 2 流空気が干渉するフィルム流れの場を SPIV にて流速の計測・可視化を実施した。以下に結果の概要 を示す。

・CFD にて流れ場を予測すると、冷却孔より噴出した 2 次空気は壁面に付着しつつ主流によって流され、下流に向かうほど 2 次空気間の距離が広がる特徴がある。

・事前に、一様流を対象に、SPIVの面外速度の計測誤差
 を検証し約 6.6% とわかった。

・実験にて CFD が予測した流れの特徴を再現でき,定性的に一致した流れ場を得ることができた。

# 参考文献

- Choi, D., Lee, K., and kim, K., Analysis and Optimization of Double-Jet Film-Cooling Holes, Journal of Thermophysics and Heat transfer, Vol.27, No.2, April-June (2013).
- (2) Lee, Ki., and kim, K., Performance Evaluation of a Novel Film-cooling Hole, Journal of ASME Heat Transfer, Vol.134 (2012)
- (3) Heidmann, D., J., A Numerical Study of Anti-vortex Film Cooling Designs at High Blowing Ratio, NASA/TM-2008-215209 (2008).
- (4) 菊池 史哉, 船崎 健一,田代 一誠,出田 武臣,田中 雄 飛,翼列試験装置を用いたガスタービン翼フィルム冷却に おける冷却孔複合角に関する研究,第 45 回日本ガスター ビン学会定期講演会(松山)(2017).
- (5) Funazaki, K., Kikuchi, F., Tashiro, I., Ideta, T., Tanaka, Y., Studies on Cooling Performance of Round Cooling Holes with Various Configurations on a High-Pressure Turbine Vane, ASME turbo Expo, (2018), GT2018-75439.
- (6) 可視化情報学会, PIV ハンドブック, 森北出版, (2005), pp. 165-211.
- (7) 淺海 典男,出田 武臣,久保 世志,正村 晋,松野 伸介, インデックスマッチング法を用いた冷却孔内部の可視化, 第41回日本ガスタービン学会定期講演会(那覇)(2013).



# SST 乱流モデルのベイジアンモデル較正に基づく フィルム冷却効率予測

# Prediction of Film-Cooling Effectiveness based on Bayesian Model Calibration of SST Turbulence Model

* 三坂 孝志^{*1} 淺海 典男^{*2} 出田 武臣^{*2} 大林 茂^{*3} MISAKA Takashi ASAUMI Norio IDETA Takeomi OBAYASHI Shigeru

#### ABSTRACT

Film-cooling effectiveness of a slanted round hole in a jet-in-crossflow configuration was predicted by Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) simulation with turbulence model parameters optimized based on measurement data. A computationally efficient approximate model of the flow field based on a surrogate model or a reduced-order model was employed to estimate the posterior density distribution of the RANS model parameters using the Markov-chain Monte Carlo method, which forms a probabilistic parameter estimation framework based on measurement data. In this paper, the estimation capability of the framework was examined by a twin experiment, which is a numerical experiment using a known set of model parameters and the resulting flow field. The influence of flow conditions such as density and blow ratios was then investigated to understand the effectiveness of estimated parameters in different flow conditions.

**キーワード**: ガスタービン,フィルム冷却,SST 乱流モデル,ベイズパラメータ推定 Key Words: Gas Turbine, Film Cooling, SST Turbulence Model, Bayesian Parameter Estimation

### 1. はじめに

ガスタービンエンジンの熱効率向上や CO₂ 削減を実現 するためにはタービン入口温度の上昇が必要であり,よ り高温に耐えうる材料の開発に加えてタービン翼の冷却 が重要となる。フィルム冷却は最も効果的なタービン翼 冷却技術の一つであり,フィルム冷却流れの熱・流体数 値解析によるフィルム冷却効率の予測は,冷却孔形状や その配列を設計するための重要な技術である。

フィルム冷却効率の予測精度は、一様流中に吹き出す 冷却流とその壁面との干渉の解析精度に依存する。この ような流れ場のレイノルズ平均ナビエ・ストークス (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) 方程式に基づ

く数値流体解析は、一般に用いられる二方程式の RANS 乱流モデルでは難しいことが知られている⁽¹⁾。フィルム 冷却流れはラージェディシミュレーション (Large Eddy Simulation, LES) などの非定常解析によって精度良く予測 できることが確認されているものの、このような高コス トな非定常解析により冷却孔形状や冷却流条件の最適化 を行うことが依然として難しいことから、フィルム冷却

- *1 産業技術総合研究所 製造技術研究部門 〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1 E-mail: takashi.misaka@aist.go.jp
- *2 株式会社IHI 〒235-8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1 *3 東北大学 流体科学研究所
  - 〒980-8577 宮城県仙台市青葉区片平2-1-1

流れの RANS 解析精度の向上が必要である。

近年, RANS 乱流モデルのモデル式およびパラメータ の不確定性に対応するため,計測データや DNS, LES 結 果をベイズ的手法により取り込み,特定の流れ場におい て予測精度を向上させるデータ駆動型の RANS 乱流モデ リング手法が提案されている^{(2),(3)}。著者らは,近似モデル により効率的に SST *k-o*乱流モデルによるフィルム冷却 流れの予測精度を向上させる方法を研究してきた⁽⁴⁾.こ れまでに特定の形状・流れ条件における予測精度向上は 確かめられたものの,その妥当性を評価するためには数 値実験によるパラメータ推定手法自体の検証や,特定の 条件において推定されたパラメータが,異なる条件の流 れ場においてどの程度有効かを検討する必要がある。

そこで本研究では、基準となる数値解析結果を擬似的 な計測値として扱う数値実験(双子実験)により、計測誤 差や数値解析コードの影響を除いたパラメータ推定手法 の検証を行う。このような双子実験では計測手法の善し 悪しがパラメータ推定精度に影響することが確認できる。 また、本研究は特定の流れ条件における予測精度向上を 目指すものであるが、そのパラメータの有効範囲を把握 することは実用上重要であるため、密度比およびブロー 比を変化させた解析において、計測値に基づき推定され たパラメータによる冷却効率の予測精度を調査する。

# 2. 手法

#### 2.1 ベイジアンモデル較正の流れ

パラメータ推定の流れを図1に示す。まず,修正する パラメータの選定と上下限値の設定を行う。モデルパラ メータに制約が存在する場合にはそれに基づき決定する。 平板境界層などの特定の流れ場に対して,乱流モデルの 輸送方程式から決まるパラメータ値は理論的なパラメー タ値の目安となるが,対象とする流れ場が基礎的流れ場 から大きく異なる場合には大胆な変更を許すというアプ ローチも可能である。本研究では実験計画法としてラテ ン超方格法⁽⁶⁾を用い,設定した上下限値の範囲内に効率 的にパラメータを生成する。

次に各パラメータに対して数値解析を行い,得られた 流れ場から近似モデルを構築する。近似モデルを通して マルコフ連鎖モンテカルロ (Markov-Chain Monte Carlo, MCMC) 法によるパラメータ推定を行うことで,尤度評 価に係る計算コストの増加を抑制する。本研究では近似 モデル作成に関してKriging応答曲面法⁽⁵⁾および固有直交 分解(Proper Orthogonal Decomposition, POD)に基づくPOD 次元縮約モデルの二通りのアプローチを用いている。近 似モデルの精度は,利用したサンプルの善し悪しに依存 するため,本研究では必要に応じて尤度に基づくリサン プリングを行う。

モデルパラメータの推定は、近似モデルを用いること により、MCMC法のように高コストな手法を適用するこ とが可能になり、多峰性を有するモデルパラメータの事 後分布を求めることができる。最終的に、最尤推定値

(Maximum A Posteriori解, MAP解)を用いて再度数値解 析を行い,実験結果やオリジナルパラメータ値による解 析結果と比較する。



Fig. 1 A flow chart of the data-driven probabilistic parameter estimation procedure

#### 2.2 流体計算手法

流体解析には ANSYS 社の流体解析ソルバーFluent を 3 次元・単精度で利用した。Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE) アルゴリズムによる圧縮流体 の定常解析を行った。ナビエ・ストークス方程式の運動 量方程式,エネルギー式および乱流モデル方程式にはセ ルベース最小二乗法による勾配を使った3 次精度 MUSCL,密度には2次精度風上差分,圧力には2次精度 のスキームを利用している。時間積分は2次精度の陰解 法である。乱流モデルにはSST k-o乱流モデルを利用した。 計算格子点数は約650万点である。主流部の流入境界条 件は流速20 [m/s],温度298 [K],流出部は圧力出口境界 条件とした。冷却流は温度188 [K](密度比1.6),質量流 量2.98×10-3 [kg/s]の境界条件(運動量比1.0)を与えた。 主流部のスパン方向には周期境界条件を適用している。 冷却効果を示す指標として本論文では式(1)で定義される 冷却効率 η を用いる。

$$\eta = \frac{T_{main} - T_{wall}}{T_{main} - T_{jet}},\tag{1}$$

ここで*T_{main}*, *T_{jet}およびT_{wall}はそれぞれ主流温度*, 冷却流 温度および冷却された壁面の温度である。

#### 3. 結果

#### 3.1 双子実験によるモデル較正の精度検証

近似モデルの予測精度を把握するために, β,および 1/σω2の2 パラメータに限定して推定を行う。ここでは Kriging 応答曲面法を利用した。上述のように双子実験で は数値実験結果を参照ケース(擬似的な計測結果)とし て用いることで、パラメータ推定手法自体の検証を行う ことができる。図 2(a)に初期サンプルから構築した近似 モデルを用いて評価した対数尤度の分布を示す。水平軸 がβ2および1/σω2に対応する。この近似モデル上で MCMC 法により推定したパラメータは表1に示すように、 β2および1/σω2に関してそれぞれ 58 および 39%程度の推 定誤差が生じている。これは近似モデルの精度が不足し ていると考えられるため、初期サンプルに対して尤度に 応じたリサンプリングを行い、再度近似モデルを生成し た結果が図 2(b)である。図 2(b)では尤度の高い領域がよ り際立っており、パラメータの推定誤差は表1に示すよ うに6~8%に減少している。



Fig. 2 Log-likelihood for the estimation of  $\beta_2$  and  $1/\sigma_{\omega 2}$ , (a) before resampling, (b) after resampling based on the likelihood

Table 1 Estimated SST model parameters in a twin experiment

	Tena	Estimated before	Estimated after	
	True	resampling	resampling	
$\beta_2$	0.3246	0.1373	0.2987	
$1/\sigma_{\omega 2}$	0.4996	0.6928	0.5292	



Fig. 3 Film-cooling effectiveness approximated at x/D = 2.5 for the estimation of  $\beta_2$  and  $1/\sigma_{\omega 2}$ , (a) before resampling, (b) after resampling



Fig. 4 Probability density distributions of  $\beta_2$  and  $1/\sigma_{\omega 2}$ estimated using the response surface with resampling, where vertical lines show true parameter values

本研究では計測点における冷却効率を計測値として用いており、この冷却効率に対して近似モデルを生成している。冷却孔下流xD=2.5の位置におけるリサンプリング前後の冷却効率の近似モデルを図3に示す。リサンプリングにより冷却効率の分布が大きく変化していることが確認できる。図4にリサンプリング後の応答曲面でパラメータの事後分布を推定した結果を示す.横軸は $\beta_2$ および $1/\sigma_{\omega 2}$ のパラメータ値である。自由度の高いMCMC法を用いた推定により、複雑な事後分布を推定することができていることが確認できる。

SST k-の乱流モデルには複数のモデルパラメータが含 まれているが、表2に示す9つのパラメータに対して上記 と同様の推定を行った結果を示す。ここでは計測値の量 (冷却効率の計測点数) は変化していないため、一般に

は推定パラメータ数が増えることで問題が難しくなるが、 上記2パラメータの場合と比較しても遜色ない推定精度 が得られている。

Table 2 Estimated SST model parameters in twin experiment

	True	Estimated	Error [%]
$\beta_1$	0.1338	0.1348	0.77

$\beta_2$	0.3246	0.3413	5.15
$1/\sigma_{\omega 1}$	1.8174	1.8290	0.64
$1/\sigma_{\omega 2}$	0.4996	0.5145	2.98
$1/\sigma_{k1}$	4.0755	4.2569	4.55
$1/\sigma_{k2}$	4.0292	3.8596	-4.21
<i>a</i> ₁	0.7790	0.8350	4.50
$\beta^*$	0.2802	0.2619	-6.54
<i>Pr</i> _t	1.1203	1.1882	6.06

# 3.2 実験値に基づく較正と流れ条件の影響

冷却効率の実計測値(密度比 1.6, ブロー比 1.0)に基 づいて前節と同様に 9 つのパラメータを推定し,そのパ ラメータを用いて得られた中心軸上およびスパン平均し た冷却効率を図 5 に示す。図 5 にはパラメータ推定に用 いた計測値^{(の)(8)}およびオリジナルパラメータ値による解 析結果も示している。中心軸上の冷却効率は比較的計測 値に近づいているが,スパン平均した冷却効率は計測値 から離れていることがわかる。これは推定されたパラメ ータによる解析においても冷却流の広がりを十分再現で きていないのが原因である。予測精度の更なる改善には レイノルズ応力の非等方成分のモデリングやレイノルズ 応力モデルの利用が必要であると考えられる。



Fig. 5 Film-cooling effectiveness predicted using the model parameters based on measurement data, (a) centerline, (b) span-average

このように特定の流れ条件(密度比1.6,ブロー比1.0) において推定されたパラメータが、異なる条件において フィルム冷却効率の予測精度を向上させるかどうかを検 討する。ここでは,密度比1.2, 1.6, 2.0, ブロー比0.5, 1.0 の組み合わせから6ケースの検討を行った。図6に各ケー スにおいて,中心軸上の冷却効率を評価した結果を示す。 黒点は対応する実験結果である(6-(8)。図中の実線で示す ケースが密度比1.6, ブロー比1.0で推定したパラメータセ ットによる予測結果である。図6(b), (d)および(f)からわか るように、ブロー比が同じならば異なる密度比において も比較的良好な予測が可能であることがわかる。一方で, 図6(a), (c)および(e)に示すようにブロー比が異なる流れ 場においては予測精度が悪い。ブロー比0.5においては(ブ ロー比1.0の場合と異なり)冷却流が壁面近傍に付着して おり、このような流れ場の構造の違いによるものである と考えられる。図6の破線はブロー比0.5の流れ場において 予測精度の高かったパラメータセットによる結果である。 この場合も密度比の影響は小さかった。この結果から, フィルム冷却流れにおいては、ブロー比の変化によって 冷却流の挙動が大きく変化する場合には、その流れ場に 対応したパラメータの推定が必要であると考えられる。

図7にSST *k-o*乱流モデルのオリジナルパラメータ値, 今回の推定で設定した上下限値, ブロー比0.5および1.0に 適したパラメータセットの比較を示す。これよりオリジ ナルパラメータ値の数倍大きな値となるパラメータも存 在することが確かめられる。





Fig. 6 The influence of density and blow ratios on the prediction of the film-cooling effectiveness along a centerline



Fig. 7 Parameter sets optimized for blow ratios of 0.5 and 1.0 along with the original parameter and the minimum and maximum values

# 5. まとめ

本研究では、RANS 解析によるフィルム冷却効率の予 測精度向上を実現するために、SST k-の乱流モデルパラメ ータの実験値に基づく推定手法の検討を行った。

基準となる数値解析結果を擬似的な計測値として扱う 数値実験(双子実験)により,計測誤差や数値解析手法の 影響を除いたパラメータ推定手法の検証を行い,尤度に 基づくリサンプリングにより近似モデルの精度を向上さ せることで、数%程度の誤差でパラメータを推定できる ことを確認した。また、特定の流れ条件において推定し たパラメータの有効範囲を冷却流の密度比およびブロー 比を変化させて検討したところ、密度比の変化に対して は予測可能であるものの、ブロー比の違い(BR=0.5 また は1.0)によって冷却効率の予測精度を向上させるパラメ ータセットが異なることが確かめられた。

# 参考文献

- Harrison, K. L. and Bogard, D. G., "Comparison of RANS Turbulence Models for Prediction of Film Cooling Performance," Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51423 (2008).
- (2) Ray, J., Lefantzi, S., Arunajatesan, S. and Dechant, L., "Bayesian Parameter Estimation of a k-€ Model for Accurate Jet-in-Crossflow Simulations," AIAA Journal, Vol. 54, No. 8 (2016), pp. 2432-2448.
- (3) Ling, J. and Templeton, J., "Evaluation of Machine Learning Algorithms for Prediction of Regions of High Reynolds Averaged

Navier Stokes Uncertainty," Physics of Fluids, Vol. 27 (2015), pp. 085103-1-22.

- (4) 三坂孝志, 淺海典男, 出田武臣, 大林茂, フィルム冷却効率 予測のための計測データ駆動型乱流モデリング, 第45回日 本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, pp. 291-297, 2017年10月17-18日, 松山,
- (5) Forrester, A., Sobester, A. and Keane, A., Engineering Design via Surrogate Modelling: A Practical Guide, (2008), Wiley.
- (6) Pietrzyk, J. R., Bogard, D. G. and Crawford, M. E., "Effects of Density Ratio on the Hydrodynamics of Film Cooling," Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 112 (1990), pp. 437-443.
- (7) Kohli, A. and Bogard, D. G., "Adiabatic Film Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injection," Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 119 (1997), pp. 352-358.
- (8) Sinha, A. K., Bogard, D. G. and Crawford, M. E., Film Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (1991), pp. 442-449.

# **C-**6

# 非軸対称 Endwall によるタービン翼列内の二次流れの低減 -平面 Endwall 静圧分布に基づく凹凸分布の適用-

Reduction of Secondary Flow in Turbine Cascade by Non-Axisymmetric Endwall Contouring -Application of Concave and Convex Distributions Based on Static Pressure Distribution on Planar Endwall-

*板東 翼*1	任 憲鵬*2	辻田 星歩 ^{*3}
BANDO Tsubasa	Xianpeng REN	TSUJITA Hoshio

### ABSTRACT

In a turbine cascade, the secondary flow related to the passage vortex is a major factor in aerodynamic losses generation, and consequently deteriorates the efficiency of gas turbine. The secondary flow loss due to the passage vortex can be reduced by locally decreasing the pitchwise pressure gradient near the endwall. In this study, the non-axisymmetric endwall was designed by the control function based on the static pressure distribution on the plane endwall. The effectiveness of the present endwall was assessed by examining the measured results, which were obtained by using a 5-hole pitot tube and the endwall static pressure taps. It was revealed that the present non-axisymmetric endwall had ability to reduce the pitch-wise pressure gradient and the cross-flow near the endwall.

**キーワード**: 軸流タービン, 直線翼列, 非軸対称エンドウォール, 二次流れ **Key Words**: Axial Turbine, Linear Cascade, Non-Axisymmetric Endwall, Secondary Flow

### 1. 緒論

軸流タービンの翼列内では、空気力学的損失生成の主要 因となる流路渦や馬蹄形渦などの二次流れが発生する.し たがって、タービンの空力性能の向上を図るには、それら の二次流れを低減させる必要がある.特に損失生成に大き な影響を与える流路渦は、翼間圧力勾配と Endwall 上の境 界層流に作用する流路の曲率に起因する遠心力との不均 衡によって生じる.その低減方法の一つとして、タービン 翼付根側(Hub 側)の Endwall 上に三次元的な凹凸形状の曲 面を施すことにより、Endwall 付近の翼間圧力勾配を局所 的に制御する非軸対称 Endwall[1-4]がある.この方法では Endwall 面上の圧力面側に凸形状、負圧面側に凹形状を施 すことにより、特に流路渦の発生原因となる Endwall 付近 の翼間圧力勾配を低減できる.しかしながら、この非軸対 称 Endwall の形状は、凹凸を施す位置や範囲およびその高 さと曲率などの多くの幾何学的パラメータによって規定 される.したがって,流路渦低減に最も効果的で最適な Endwall 形状を究明するには,これらの幾何学的パラメー タが Endwall 上の圧力分布や二次流れに与える影響を明ら かにする必要がある.

本研究では、平面 Endwall 壁面静圧分布に基づいて、非 軸対称 Endwall 形状を設計するためのコントロール関数を 提案した.また、それを用いて設計された非軸対称 Endwall を適用した直線タービン翼列に対して、Endwall 上の静圧 分布の測定、5 孔ピトー管による翼間流路内部の流動測定 および油膜法による固体壁面上のせん断流の可視化実験 を行うことにより、その適用による効果を検証し、更なる 形状最適化のための知見を収集した.

### 2. 実験装置

本研究で使用した実験装置の全体図を Fig.1 に示す.また,測定セクションの概略図を Fig.2 に示す.その入口側 と出口側には翼列への入射角と翼列下流の流出角を設定 するための案内板が設置されている.測定セクション上部 には天井走行型トラバース装置が設置されている.このト ラバース装置により5 孔ピトー管を移動させる.

^{*1} 法政大学大学院 〒185-8584 小金井市梶野町3-7-2

^{*2} 株式会社IHI

^{〒135-8710} 江東区豊洲3-3-1 豊洲IHIビル *3 法政大学

# 3. 翼および Endwall 形状

# 3.1 供試翼

本研究で用いた供試翼形状をFig.3に、その仕様をTable1 に示す. 同翼はスパン方向に同一形状の二次元翼である.

# 3.2 非軸対称 Endwall

本研究で使用した Type 1 ~ Type 3 の 3 種類の Endwall の 壁面起伏を示す等値線図を Fig.4 に示す. Type1 は基準と なる平面 Endwall である. Type2 は Type1 の壁面静圧分布 に基づいて,高圧領域に凸形状,低圧領域に凹形状を施し た非軸対称 Endwall である. 凸形状最高点は翼圧力面上の  $Z/C_{ax}=0.36$  に,凹形状最低点は翼負圧面上の  $Z/C_{ax}=0.81$  に 位置している.ここで, $Z/C_{ax}$ は翼前縁を 0.0,翼後縁を 1.0 とした軸方向無次元距離である.なお凹凸の起伏の最大値 と最小値は Type1 の Endwall を基準面として,翼高さ H の ±5%に相当する±4.35 mm とした.また Type 3 は Type2 の凹凸の起伏の最大値と最小値を±4%に設定したもので ある.

### 4. 実験方法

### 4.1 実験条件

本研究においては入口流速 35 m/s を流入角 43.6° 方向 に設定して実験を行った.また,翼列下流における流速と 翼弦長に基づくレイノルズ数は 1.41×10⁵ である.

# 4.2 5 孔ピトー管による翼列内部流れの測定

内部流動の測定は、トラバース装置に固定し5孔ピトー 管を、測定断面内で自動トラバースさせることにより行っ た.凹凸形状近傍については形状が複雑なため手動トラバ ースにより行った.

測定断面は Fig.5 および Table 2 に示す P1 から P7 の合計 7 断面である. 各断面における測定点数は, 平面 Endwall と非軸対称 Endwall の平坦な部分ではスパン方向に 57 点とし, 凹凸形状のある位置ではその形状に合わせて点数を 増減させた. ピッチ方向については, 翼間内のピッチ方向 流路幅に合わせて測定点数を設定し, 翼列下流では翼列 1 ピッチ分に対して 25 点とした. 各測定点間距離は 1.5 mm である. ただし凹凸付近のスパン方向については 1.0 mm とした.

## 4.3 Endwall 面静圧の測定

Endwall 面静圧の測定は,静圧孔に接続された圧力セン サにより測定した.

静圧孔の配列は Fig.6 および Table3 に示す L1 から L7 の 合計 7 列で,各静圧孔のピッチ方向の間隔はピッチ方向無



Fig.1 Experimental apparatus



Fig.2 Test section

Table 1 Specification of test cascade

test cascade				
翼弦長C[mm]	44.3			
軸弦長 $C_{ax}$ [mm]	42.3			
翼高さH[mm]	87			
アスペクト比H/C	1.96			
翼枚数N	6			
翼ピッチS[mm]	36.85			
入口翼角度 $\alpha_1$ [deg.]	49.8			
出口翼角度 $\alpha_2$ [deg.]	63.5			
流入角[deg.]	43.6			





Fig.4 Contour of endwalls

Table 2 Locations of measured planes and number of measured points

断面位置 (Z/C _{ax} )	測定点数 $(N_x \times N_y)$
0.0	684(12×57)
0.2	741(13×57)
0.4	684(12×57)
0.6	684(12×57)
0.8	684(12×57)
1.0	1083(19×57)
1.1	1425(25×57)
	断面位置 (Z/C _{ax} ) 0.0 0.2 0.4 0.6 0.8 1.0 1.1



Fig.5 Distribution of measured planes

Table 3 Locations and number of static pressure taps on endwall

列	列の位置(Z/C _{ax} )	静圧孔の数
L1	-0.205	19
L2	0.015	13
L3	0.235	11
L4	0.445	10
L5	0.675	10
L6	0.895	12
L7	1.115	23



Fig.6 Distribution of static pressure taps on endwall

### 次元距離 X/S=0.065 とした.

#### 4.4 Hub 側 Endwall 上の流跡線の可視化

Endwall 壁面上のせん断流の状態を調べるために,油膜 法による可視化実験を行った.油膜を Hub 側 Endwall 上に 均一に塗布した後,送風機を 30 分間運転し,形成された 油膜のパターンをデジタルカメラにより記録した.油膜の 成分は流動パラフィン,二酸化チタン,オレイン酸であり, それらの質量混合比は1:1:1である.

# 5. 実験結果および考察

### 5.1 解析パラメータ

本研究で提案した非軸対称 Endwall の効果を調べるため に用いたパラメータの定義を以下に示す.

静圧係数:

$$Cps = P_s / (0.5 \times \rho \times Vm_{out}^2)$$
(1)

ここで、*P*sは各静圧孔で測定した静圧、ρは空気の密度、 Vmoutは翼列出口断面平均流速である.

全圧損失係数:

$$Cpt = (P_{tin} - P_t) / (0.5 \times \rho \times Vm_{out}^2)$$
(2)

ここで、 $P_{tin}$ は測定セクション入口における全圧、 $P_t$ は測定全圧である.

二次流れ運動エネルギー係数 *Csk=*(*Vsi*/*Vmout*)² (3)

#### ここで、Vsiは二次流れ速度ベクトルの成分である.

#### 5.2 Endwall 面静圧の測定結果

Fig.7 に各 Type の Endwall 面上の静圧係数 *Cps* 分布を示 す.また,Fig.8 には Endwall 面上の静圧差係数  $\triangle Cps$  分布 を示す.ここで、 $\triangle Cps$  は各非軸対称 Endwall 面における 静圧係数 *Cps* 分布から平面 Endwall(Type 1)の分布を同位置 間で差し引いた値として定義される.したがって、正の $\triangle$ *Cps* は平面 Endwall より圧力が上昇し、負の  $\triangle Cps$  は低下 していることを示している.なお、これらの図において PS は翼圧力面、SS は翼負圧面を示している.また図中の L1 から L7 は各静圧測定孔の軸方向位置を示している.Fig.9 に L4、L5 における Endwall 面上の静圧係数 *Cps* のピッチ 方向分布を示す.なお、横軸の X/SL は各軸方向位置におけ る負圧面を原点とするピッチ方向無次元距離で、0.0 が翼 負圧面、1.0 が翼圧力面の位置を示している.

Type1 では高圧領域が圧力面の翼転向部より僅かに上流 の Z/Cax=0.36 付近に,低圧領域が負圧面側の翼転向部の下 流の Z/Cax=0.81 付近に分布している(Fig.7(a)). Type2,3 を Type1 と比較すると,Type2,3の方が圧力面側の転向部付 近においては圧力が減少し,負圧面の転向部の下流側付近 では圧力が増加しており(Fig.7,8),特にL5においてはピ ッチ方向の圧力勾配が低減している(Fig.9(b)).この圧力の 増減は,流体が凹凸曲面に沿って流れることにより,曲率 半径方向の遠心力が作用し,それに釣り合う負の圧力勾配



Fig.9 Pitchwise distribution of Cps on endwalls

が曲率中心方向に生じることにより, 圧力が凸曲面で低下, 凹曲面で上昇したためと考えられる. さらに, Type2 と Type3 間で比較すると, Type2 のピッチ方向圧力勾配の方 が負圧面付近で低減している(Fig.8, 9(b)). これは凹凸の起 伏が大きいType2の方が,曲率が大きいためと考えられる. また, 負圧面側の方が Type 間の変化が大きいことから, 負圧面側の凹曲面の適用がピッチ方向圧力勾配の低減に 対してより有効であることが分かる.

# 5.3 油膜法による流れの可視化結果

Fig.10 に Type 1, Type 2 および Type 3 の Hub 側 Endwall 面上の油膜法による流れの可視化結果を示す.

翼間内の上流側では, Type1 において負圧面へ偏向する 流れの流跡線が確認できるが(Fig.10(a)), Type 2 ではその 偏向が Type1 より僅かに強くなっている(Fig.10(b)). これ は Type 2 の L4 の負圧面転向部付近の圧力が Type 1 より低 下することにより(Fig.8(a), 9(a)), その低圧領域へ向かい流 れの偏向がより強くなったと考えられる.また, Type 3 に ついても,同様の傾向が確認できる(Fig.10(c)).この負圧面 転向部付近の低圧領域の発生は,凹曲面領域の境界に沿っ て凸曲面が形成されるためと考えられる(Fig.4).

翼間内の下流側では Type1 に比べて Type2 と Type3 の方 が圧力面から負圧面へ向かう流れの偏向が低減している ことが分かる.これは,前述の翼間内下流側で見られた翼 間圧力勾配の低減効果に起因するものと考えられる.

## 5.4 5 孔ピトー管による翼列内部流れの測定結果

翼間中央付近の断面 P4(Z/Car=0.6)における,全圧損失係 数 Cpt に二次流れ速度ベクトルを重ねた図,および二次流 れ運動エネルギー係数 Csk 分布を Fig.11 と 12 にそれぞれ 示す. 翼後縁の P6(Z/Car=1.0)と翼列下流の P7(Z/Car=1.1)に おける同様の図を Fig.13~16 にそれぞれ示す. なお,各図 の(a)が Type 1, (b)が Type2, (c)が Type3 の結果である.こ れらの図は全て翼列下流側から観測した翼間流路断面の 様子である.また,各図の縦軸 Y/H は翼高さ H で無次元化 した Hub で 0.0, Tip で 1.0 となるスパン方向無次元距離で ある.断面 P4, P6 および P7 における各 Type の全圧損失 係数 Cpt と二次流れ運動エネルギー係数 Csk のピッチ方向 質量平均値 Cpt,p, Csk,p のスパン方向分布をそれぞれ Fig.17 と Fig.18 に示す.また,Fig.19 には断面 P6 と P7 に おける全圧損失係数 Cpt の Hub から Midspan までの断面 質量平均値 Cpt,m を示す.

 翼間内の中央付近の断面 P4 において, Hub 側 Endwall 近 傍に境界層による高損失領域が分布しているが, Type2 と
 Type3 では Type1 に比べてその高損失領域が僅かに縮小し ている(Fig.11, 17(a)). また, Type2 の縮小割合の方が Type
 3 と比べて大きい. この縮小した原因としては, 前述の翼 間圧力勾配の低減によって流路渦を構成する Endwall 上の 横断流を弱めたためだと考えられる. このことは, Type2 と 3 の Hub 壁面近傍の二次流れ運動エネルギーCsk が
 Type1 と比べると小さくなっていることからも分かる (Fig.12, 18(a)).



(a) Type 1



(b) Type 2 (c) Type 3 Fig.10 Oil flow visualization on endwalls



翼後縁断面 P6 および翼列下流断面 P7 においては, Hub 壁面近傍の高損失領域が Type1 に比べて Type2 では減少し ているが、Type3 では僅かに増加する傾向を示している (Fig.13, 15, 17). 二次流れ運動エネルギーCsk についても 同様な傾向が見られる(Fig.14, 16, 18). この傾向は Hub 側 Endwall から Midspan までを対象とした全圧損失係数の断 面質量平均値 Cpt,m において定量的に表れており(Fig.19), 断面 P6 と P7 の双方で Type 2 の値が最も小さく, Type3 の 値が最も大きくなっている. 凹凸形状の曲面を有する非軸 対称 Endwall は翼間圧力勾配を低減させることにより、流 路渦を構成する翼間内の横断流を弱め, その結果二次流れ 損失を低減させるが、同時に Endwall 面の表面積を増加さ せることにより,壁面摩擦損失を増加させると考えられる. したがって、Type2 では横断流低減による二次損失低減効 果が,壁面摩擦損失増大効果を上回ったが, Type3 では前 者が後者を上回るには至らなかったと考えられる.しかし ながら、この原因を解明するには、凹凸の起伏の最大値と 最小値をパラメータとした更なる調査が必要であると考 える.

以上の結果から本研究で提案した 2 種類の非軸対称 Endwall においては Type 2 が二次流れ損失低減と共に総損 失低減に有効であることが分かった.

## 6. 結論

本研究により以下の結論を得た.

- (1) 本研究で提案した平面 Endwall 壁面静圧分布に基づく 形状コントロール関数で設計した非軸対称 Endwall は 翼間内の二次流れ損失低減に有効である.
- (2) 本研究で設計した非軸対称 Endwall は, 翼間内におい て圧力勾配を低減させることにより流路渦を構成す る横断流を弱め, その結果二次流れ損失を低減させる.
- (3) 本研究で設計した非軸対称 Endwall は, 翼間圧力勾配 を低減させると同時に, Endwall 表面積の増加により 壁面摩擦損失を増加させるため,前者が上回るように 凹凸曲面の起伏の強さを調整する必要がある.

#### 参考文献

- Hartland, J, C, Gregory-Smith, D, G, and Rose, M, G (1998), Nonaxisymmetric Endwall Profiling in a Turbine Rotor Blade, ASME, 98-GT-525.
- 2) Li, G, J, Ma, X, Y, and Li, J, (2005), Non-axisymmetric Turbine Endwall Profiling and Numerical Investigation of Its Effect on the Turbine Cascade Loss, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 710049.

- Poehler, T, Niewoehner, J, Jeschke, P, and Guendogdu, J, (2014), Investigation of Non-axisymmetric Endwall Contouring and 3D airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine, ASME, GT2014-56784.
- Sendden, G, Dunn, D, Ingram, G, and Gregory-Smith, D, (2010), The performance of a generic non-axisymmetric endwall in a single stage rotating turbine at on and off-design conditions, ASME, GT2010-22006.
- Yamamoto, A, (1986), Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascade, ASME, 86-GT-185.







Secondary flow velocity vector (P7)



Fig.18 Pitchwise mass-averaged Csk



Fig.19 Sectional mass-averaged Cpt



# 環状翼列実験と数値解析を用いたエンドウォールにおける フィルム冷却に関する研究

# A Study of Film Cooling Performance on Endwall with Annular Cascade Experiment and Numerical Analysis

*橋本 光一郎^{*1} 船﨑 健一^{*2} 森﨑 哲郎^{*3} HASHIMOTO Kouichirou FUNAZAKI Ken-ichi MORISAKI Tetsuro

#### ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical studies of film cooling effectiveness for the first-stage vane of a gas turbine. In the experimental study, we apply  $N_2$  as the cooling air and measure film cooling effectiveness using PSP technique. Cooling air is ejected through a slit located upstream of the leading edge and two rows of shaped holes located upstream of the slot. RANS simulation using Shear Stress Transport turbulence model is carried out to understand flow field.

The result show that the cooling air from the slit cooled only a limited region. However, efficient cooling was achieved when the two rows of shaped holes located upstream of the slot were combined.

**キーワード**:エンドウォール,フィルム冷却,感圧塗料 Key Words: Endwall, Film Cooling, PSP

#### 1. 緒言

近年,火力発電設備であるガスタービンに対して環境 適合性,燃費低減などの要求が高まっている。前述の問 題を解決する手法の1つにガスタービン高効率化が挙げ られるが,これはサイクル最高温度であるタービン入口 温度(以下,TIT)を上昇させることで達成される。TIT は 年々上昇の一途を辿り,現在稼動している製品は約 1600℃にも達しているが,同時にタービンコンポーネン トの熱負荷が増加しクリープ等による翼寿命の減少,高 温酸化による翼損傷などが懸念されている。このことか ら燃焼器直下流に位置する高圧タービン部ではTIT上昇 に見合う冷却効率の高い冷却翼開発が求められている。

本研究では、熱負荷の大きい高圧タービン第一段静翼 のエンドウォール(以下,EW)部におけるフィルム冷却に 着目して研究を行った。フィルム冷却は、冷却対象面に 多数の孔を設け、この孔を通して冷却空気を噴き出し、 対象面と主流ガスの間に冷却空気膜を形成し保護する冷 却技術である。また、EW の冷却では燃焼器尾筒と第一 段静翼間の隙間からのリーク空気を利用した冷却効率の 向上が期待されている⁽¹⁾。しかしながら EW 上では馬蹄 形渦など二次流れの影響を強く受ける非常に複雑な流れ

*1	岩手大学大学	学院
	〒020-8551	岩手県盛岡市上田4-3-5
	111 - 1 32	

- *2 岩手大学 〒020-8551 岩手県盛岡市上田4-3-5
- *3 三菱日立パワーシステムズ株式会社 〒317-8585 茨城県日立市幸町3-1-1

場となっており、フィルム冷却が容易ではない⁽²⁾。その ため EW の冷却問題はモデル試験や平板試験による物理 現象把握だけでなく、実際の流れ場に近い状態での性能 試験でも検証する必要がある。

岩手大では、産業用ガスタービン第一段静翼を模擬し た大型環状翼列を使用し、複数の冷却機構が EW 上のフ ィルム冷却性能に与える影響を調査している。本研究で は燃焼器尾筒と EW 間の隙間から漏れ出すリーク空気、 および EW 上流の燃焼器尾筒に設けられた冷却孔からの 冷却空気を調査対象とし、それらによるフィルム効率の 特徴について PSP 手法を用いた実験及び CFD による数 値解析により明らかにした結果を報告する。

#### 2. 実験装置及び供試体

Fig. 1 に本研究で使用する実験装置の概略図を示す。 主流空気は風洞上流の片吸い込み式ブロワから供給し, 風洞内で縮流された後,案内流路を通りテストセクショ ンに流入する。主流流速は翼列上流に設けたピトー管で 取得している。二次空気を供給するための配管設備は燃 焼器尾筒冷却孔からの冷却空気と燃焼器尾筒-第一段静 翼間の隙間からのリーク空気の 2 系統分の配管-プレナ ムで構成される。二次空気として本研究で後述する PSP 計測のため窒素を使用しており,ボンベから供給された 圧縮窒素は各配管に設置された質量流量計で所定の流量 に調整後プレナムへと流入する。テストセクションは 6 枚の翼からなる環状翼列で高圧タービン第一段静翼を模 擬したものとなっており中央 2 翼 EW に感圧塗料(PSP) を塗装している。これを正面方向より, UVLED 光源で励 起し, バンドパスフィルタを取り付けた CCD カメラを 用いて撮影することでフィルム効率を算出するための画 像データを取得する。

Fig.2にはテストセクションの供試体位置関係を示す。

また Fig. 3 に示すようにリーク空気(以下,slit)を模擬す る為, EW 前縁の上流位置にスリットが設けている。ま た燃焼器尾筒冷却孔(以下,CH)を模擬する為, スリットの さらに上流位置に 1 列目冷却孔(SH1), 2 列目冷却孔 (SH2)を千鳥型に設けている。冷却孔には孔出口形状が拡 大している Shaped Hole を採用している。











Fig. 3 Hole geometry (SH1,SH2)

# 3. 実験手法

#### 3.1 PSP 計測

本研究では感圧塗料(PSP:Pressure Sensitive Paint)を用 いた計測を行った。Fig. 4 に PSP 手法の略図を示す。PSP はポルフィリン誘導体などの発光色素をセンサとした機 能性塗料であり,特定波長の光により励起され発光し, その発光強度は色素周辺の酸素濃度に応じて変化する性 質を持つ。PSP の発光 強度は酸素消光により,酸素濃 度が高いほど低下,反対に酸素が希薄な状況下では高く なり明るく光る。加えて酸素濃度は酸素分圧と比例関係 にあることから PSP 塗装面周辺の圧力低下によっても発 光強度が高くなる。

PSP によるフィルム冷却効率の測定はこの発光強度と 酸素濃度の関係を利用し、二次空気として N₂を用い、主 流空気との混合気体が PSP を塗装した供試体の壁面上に なす酸素分圧を測定することでフィルム冷却効率値分布 を取得する。これは熱伝達と物質伝達にアナロジーが成 立することに基づいており、同過程が成立する場合、式 (1)のようにフィルム冷却効率を酸素分圧の式で定義で きる。



Fig. 4 The Schematic view of PSP measurement

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{wall}}{T_{\infty} - T_2} = \frac{C_{\infty} - C_{wall}}{C_{\infty} - C_2} = \frac{(P_{O_2})_{air} - (P_{O_2})_{mix}}{(P_{O_2})_{air}} \quad (1)$$

 $\eta$ , *T*, *C*, *P*_{o2}はそれぞれフィルム冷却効率,温度,酸 素濃度,酸素分圧,添字 *air* は主流のみ通風時,*mix* は N₂ 吹き出しありの場合を表す。本研究においては酸素分圧 に加え,分子量比についても考慮した Charbonnier ら⁽³⁾が 提案した式(2)をフィルム冷却効率定義式として採用し ている。

$$\eta = 1 - \left[ 1 + MW \left( \frac{(P_{O_2})_{air} / (P_{O_2})_{ref}}{(P_{O_2})_{gas} / (P_{O_2})_{ref}} - 1 \right) \right]^{-1} (2)$$

MWは主流と二次空気の気体の分子量比,  $P_{o2}$ は酸素分 圧, 添字 ref は主流のみ通風した条件, air, gas は二次空 気として空気,別種ガスを使用した場合の条件であり 本研究では別種ガスとして  $N_2$ を使用している。

また PSP には感圧特性の他に温度依存性があるが、本

研究では風洞試験時に翼列下流側に設置した熱電対によ り供試体表面温度を計測し,同温度のもとで PSP の較正 試験を行っている。PSP の発光強度と圧力の間には式(3) に示す Stern-Volmer 式が成り立つため,真空チャンバー 内に取り付けた PSP 試験片周辺を真空ポンプにより減圧 し,同式を取得する較正試験を行うことによりフィルム 効率分布の取得が可能である。Fig. 5 に較正により得た Stern-Volmer 式,較正設備の略図を示す。

$$\frac{I_{ref} - I_{dark}}{I - I_{dark}} = A + B \frac{P}{P_{ref}} + C \left(\frac{P}{P_{ref}}\right)^2 \quad (3)$$

*I*, *P*は PSP 発光強度,対応する周辺圧力, *A*, *B*, *C*は 較正係数であり,較正試験により取得する。添字 ref は大 気圧状態, dark は暗電流画像を示す。

本研究で使用している PSP の組成についてであるが, 温度依存性が低いとされ,感圧塗料として常温で高い圧 力感度を持つ白金ポルフィリン(PtTFPP),バインダーと して酸素透過性に優れるとされる PtBS を採用しトルエ ンに溶解させ PSP を作成した。PSP を励起するための光 源として UVLED 光源(浜松ホトニクス LEDH60 ピーク 波長 400mm)を用いた。計測には冷却 CCD カメラ (BITLAN BU-51LN)を使用し, PSP の発光のみを捕らえ るためカメラ前面にロングパスフィルタ(朝日分光 LV0630 通過波長 630nm~)を取り付けている。計測はシ ャッタースピード 0.05s, 絞り値 f1.4 にて取得した 50 枚 の画像を平均化し定常計測を行った。



Fig. 5 Stern-volmer Plot and Calibration Apparatus

# 3.2 データ処理手法

前述した通り PSP によるフィルム冷却効率の測定は 発光強度と酸素濃度の関係を利用し、PSP を塗装した供 試体表面の発光強度の変化を撮影し、較正データと共に 撮影画像を Fig.6 に示す手順で画像処理することで行わ れる。Fig6 に示すように PSP 計測においてフィルム効 率分布を取得するためには、(1)主流のみ通風時の画像 *Iref*,(2)主流に加え二次空気として N₂を冷却機構よりパ ージした際の画像 *I*,(3)暗電流画像である Idark と3 種類 の画像が必要である。

画像処理については *I*, *I*_{ref}から *I*_{dark} を減算することで カメラのノイズを除外した後,両画像で割り算を行う。 この処理により PSP の塗りムラと照明の当てムラの影 響を低減させている。

#### 4. 数值解析手法

本研究では, EW フィルム冷却の特徴を明らかにする ため,実験では確認できない流れ場の解析による実験結 果の補完を目的として数値解析を行った。

#### 4.1 計算ドメイン

Fig. 7 に計算ドメインを示す。入口境界面を翼前縁から 2.0*Cax*上流位置,出口境界面を翼後縁から 4.0*Cax*下流位置に作成した。各冷却機構の位置は Fig. 2 に示すテストセクションと同位置である。格子作成は ANSYS® ISEM CFDTM Ver15.0 にて行った。Table.1 に作成した各計算格子の総格子要素数を示す。各計算格子は非構造格子を用いて作成しており,格子解像度向上のため壁面近傍にはプリズムメッシュを用いている。壁面の格子の第一層距離は y+<3 を満たすように決定した。

#### 4.2 解析ソルバー

本研究では、解析ソルバーとして汎用流体解析ソフト ANSYS® CFX®Ver15.0を用いた。また全条件 RANS による解析を実施し、乱流モデルには SST を用いた。



Fig. 6 Data Procession of Film cooling Investigation



Fig. 7 Computational Domain

計算ケース	2 次空気供給	総格子要素数
BASE	なし	3400 万セル
slit	尾筒-EW 間隙間	3500 万セル
СН	尾筒冷却孔	4400 万セル
slit+CH	尾筒-EW 間隙間	4600 万セル
	尾筒冷却孔	

Table 1 Total elements

#### 5. 実験結果と考察

#### 5.1 実験条件

本研究では、主流条件として式(4)で定義されるレイ ノルズ数を用いた。代表長さに軸コード長  $C_{ax}$ ,代表速度 に主流流速  $U_{\infty}$ ,動粘度 v を用いて算出されるレイノル ズ数 Re は約 125,000 である。主流(Air)と二次空気(N₂) の密度比 DR は(5)式によって定義され DR=1.03 であり、 分子量比は MW=1.0278となる。 $\rho$ は密度、添字∞は主流、 2 は二次空気を表す。試験対象は、冷却機構単体である slit と CH について調査した。二次空気の流量条件は(6) 式によって定義される主流と二次空気の質量流量 m の 比 MFRを用いて整理した。Table 2 には実験条件を示す。 データ処理範囲は翼前縁を原点とした 1 ピッチ間(Fig. 2 に示す斜線領域)の領域である.

$$Re = \frac{U_{\infty}C}{v} \quad (4) \qquad DR = \frac{\rho_2}{\rho_{\infty}} \quad (5)$$
$$MFR = \frac{m_2}{m_{\infty}} \times 100 \quad (6)$$

Table 2	Experimental	condition
---------	--------------	-----------

ケース	MFRs	MFR _{CH}	
slit	0.2, 0.4, 0.6, 1.3	0	
СН	0	0.3, 0.5, 0.7	
slit+CH	0.6	0.3, 0.5, 0.7	

# 5.2 結果と考察 (1)冷却機構単体:slit および CH

Fig. 8 に slit 条件におけるフィルム冷却効率分布を示 す。隙間からの二次空気により冷却される範囲は三角形 状であるが,これはタービン翼による静圧分布の影響を 受け二次空気がピッチ方向全域に流出しないこと,圧力 が高いよどみ点付近を避け圧力の低い背側に向けて流入 することが原因である。また *MFRs*の増加に伴い,隙間 からの二次空気の影響範囲がピッチ方向に広がっていく ことが確認できる。この理由として *MFRs*の上昇により 二次空気側のプレナム内圧力が EW 上の圧力より高くな ることが考えられる。実験では *MFRs*を 1.3%まで増加さ せたが,slit 条件すべてにおいて前縁領域および翼正圧面 領域には二次空気の影響範囲が及ばない結果となった。 Fig.9にはフィルム冷却効率分布をピッチ方向平均した グラフを示す。slit 下流で高いフィルム効率が確認できる が,前縁領域ではフィルム効率減少が著しい。これは slit から吹き出された二次空気が境界層剥離を促し, EW 上 に発生する渦構造に影響を与えたことでより多くの二次 空気が壁面から引き剥がされたためだと考えられる.こ の結果翼間領域では低いフィルム効率となる.

Fig. 10 に CH 条件におけるフィルム冷却効率分布を示 す。*MFRcH*の増加に伴い,前縁領域,翼正圧面領域で二 次空気の影響範囲拡大が確認できる。Fig. 12 にはフィル ム冷却効率分布をピッチ方向平均したグラフを示す。slit 条件でフィルム効率低下が確認された領域においても *MFRcH*の高い条件では slit 条件よりも高い効率値を示し ている。このことから slit 条件で二次空気の壁面付着を 妨げていた要因と考えられる EW 上の渦構造を, CH に より弱めることができる可能性が考えられる。そこで, CFD を用いて渦構造の可視化を行った。

Fig. 12 に slit 条件, Fig. 13 に CH 条件について CFD で 取得した EW 上の渦構造を Q 値=ヘリシティーの等値面 で示す。BASE 条件では, 翼前縁の全圧差によって EW に向かう流れが発生し, その流れが境界層剥離を引き起 こすことで生じる馬蹄形渦が確認できる。slit 条件では BASE 条件で確認された馬蹄形渦に加え, 主流と隙間か らの二次空気が干渉することで発生したと思われる渦が 馬蹄形渦に巻き込まれていく様子が確認できる。干渉に よる渦は MFR_sの増加に伴い, 隙間直下流領域のピッチ 方向全域にて確認でき二次空気の挙動と類似してため, 二次空気が境界層剥離を促し, 渦構造を強める可能性が あると考える。CH 条件では MFR_{cH}の増加に伴い, 渦構 造の規模が縮小していく様子が確認できる。この理由と して, 冷却孔からの二次空気噴出が EW 入口境界層に影 響を与え, 剥離が抑制されたことが考えられる。



Fig. 8 Film cooling effectiveness distributions for upstream slit



Fig. 9 Pitchwise-Averaged Film Effectiveness (slit)



Fig. 10 Film cooling effectiveness distributions for CH



Fig. 11 Pitchwise-Averaged Film Effectiveness (CH)



Fig. 12 Vortex core region (BASE, slit)



Fig. 13 Vortex core region (BASE, CH)

### (2) 冷却機構組み合わせ:slit+CH

Fig. 14 に slit 側 *MFRs*を 0.6%に固定し, CH 側 *MFR*_{CH} を 0.3%, 0.5%, 0.7% と変化させた 2 冷却機構組み合わせ 条件でのフィルム冷却効率分布を示す。二次空気の合計 値としては *MFR*=0.9%, 1.1%, 1.3%となっており, 比較 として Fig. 14 に再掲載した slit 単体 *MFRs*=1.3%と同等も しくはそれ以下の二次空気を, 2 系統に分割したものと なっている。

slit, CHより同時に二次空気を噴出させた場合, slit 単体では二次空気の影響が確認できない前縁領域,翼正圧面領域において, *MFR_{CH}*の増加に伴いフィルム効率の向上が確認できることから, slit の二次空気と CH の二次空気が混ざり,持続性が向上していることが考えられる。また Fig. 15 にフィルム冷却効率分布をピッチ方向平均したグラフを示す。Fig. 15 でも slit 単体条件ではフィルム冷却効率が低かった前縁領域及びに翼間領域において,*MFR_{CH}*の増加に伴いフィルム冷却効率の向上が確認できる。

Fig. 16 には slit+CH 条件と slit 条件について CFD で取 得した EW 上の渦構造を Q 値=ヘリシティーの等値面で 示す。*MFRcH*=0.3%の場合,渦構造は slit 条件と差異は見 られないが *MFRcH*=0.5%, 0.7%と増加させていくと渦構 造が弱まる傾向が確認された。この結果より CH 単体で 確認された境界層剥離の抑制効果を slit+CH 条件でも確 認することができた。

## 6. 結言

本研究では燃焼器尾筒と第一段静翼エンドウォール 間から漏れ出すリーク空気,燃焼器尾筒に設けられたシ ェイプトフィルム冷却孔,及びにそれらを組み合わせた 場合での,エンドウォールのフィルム冷却性能を調査し た.その結果,以下の知見を得た。

1)燃焼器尾筒-EW 間隙間からのリーク空気によるフィルム冷却効果は隙間直下流領域では広く確認できるが、前縁領域,翼正圧面領域までは及ばない。
 2)燃焼器尾筒に設けたフィルム冷却孔より二次空気を吹

き出させることで, EW 上に発生する渦構造を弱め前縁 領域, 翼正圧面領域のフィルム冷却効率を向上すること が可能である。

3) 燃焼器尾筒-EW 間隙間からのリーク空気のみで冷却 した場合よりも,同じ二次空気量をリーク空気と燃焼器 尾筒冷却孔から分けて吹き出したほうが,エンドウォー ルの広範囲で冷却性能が向上する。

# 参考文献

- 羽田 哲,ガスタービン翼エンドウォールの伝熱に関する 研究,平成 21 年度大阪大学博士論文 2010
- (2) H.J.Rehder, A.Dannhauer, Experimental Investigation of Turbine Leakage Flows on the Three-Dimensional Flow Field and Endwall Heat Transfer, Journal of Turbomach, Vol.129, 2007, pp608-618
- (3) Charbonnier, D. et al, 2009"Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of Film Cooled Turbine Platform"Proc. of ASME Turbo Expo



Fig. 14 Film cooling effectiveness distributions for slit+CH







Fig. 16 Vortex core region (slit, slit+CH)

# **C-**9

# 超高負荷タービン直線翼列内の損失低減に関する研究 -最適スキーラ深さと翼端間隙高さの関係-

# Investigation on Loss Reduction in Ultra-Highly Loaded Liner Turbine Cascade - Optimum Squealer Depth Depending on Tip Clearance Size -

*秋山 浩二*1	田澤	紘之 ^{*1}	脇田	悠介*2
AKIYAMA Koji	TAZAWA	Hiroyuki	WAKITA	Yusuke
	辻田	星步 ^{*3}	金子	雅直*4
	TSUJITA	Hoshio	KANEKO	Masanao

#### ABSTRACT

An increase of turbine blade loading by the increase of blade turning angle enables to reduce a gas turbine in size and weight. However, it also intensifies the secondary flows including the tip leakage flow. Therefore, it is necessary to apply the loss reduction techniques such as a squealer tip to turbine cascade. In this study, detailed internal flow measurements and the oil flow visualization were conducted for the ultra-highly loaded turbine cascade (UHLTC) with the turning angle of 160 degrees in order to investigate the dependency of the optimum squealer depth on the tip clearance size in the UHLTC. In the experiment, the squealer depth was varied for the provided tip clearance sizes of 1% and 2% of the channel height. The experimental results clarified that the optimum squealer depth depended on the tip clearance size because the clearance size and the squealer depth influenced the behavior of characteristic three vortices generated inside the squealer cavity.

**キーワード**: 超高負荷タービン翼列, 翼端スキーラ, スキーラ深さ, 翼端間隙 **Key Words**: Ultra-Highly Loaded Turbine Cascade, Squealer Tip, Squealer Depth, Tip Clearance

# 1. 緒論

ガスタービンの空気力学的性能向上を図る技術の一つ に、転向角の増加によるタービン翼の高負荷化がある. タービン翼の高負荷化により、従来型のものと比べて翼 単体から得られる負荷が増加するため、タービン翼枚数 および段数の削減を可能にする.その結果、ガスタービ ンの小型・軽量化やメンテナンスの簡素化といった多く の利点を生み出す.しかしながら、タービン翼の転向角 の増加による高負荷化は、翼間圧力勾配および翼面圧力 差の増加を伴うため、それらに起因する二次流れの増強 により損失生成が増加する.したがって、高い効率を維 持したままタービン翼の高負荷化を図るには、転向角の

*1 法政大学大学院

- 〒185-8584 小金井市梶尾町3-7-2
- *2 シチズン時計株式会社 〒188-8511 西東京市田無町6-1-12
- *3 法政大学
- *4 東京電機大学
  - 〒350-0394 比企郡鳩山町石坂

増加による二次流れの増強および損失増加を抑制する技術の適用が不可欠である.特に筆者らが調査している転向角 160°を有する超高負荷タービン翼列(UHLTC)においては,翼端漏れ流れが損失生成に及ぼす影響が非常に大きいため,高効率化を図るには同損失を低減する技術の適用が不可欠であると考えられる.

翼端漏れ損失を低減する技術の一つに翼端スキーラが ある.これは,翼端面に溝を掘ることにより翼面に沿っ た壁(リム)を設ける技術である.翼端スキーラの有効性は 実験的手法⁽¹⁾⁽²⁾によって検証が行われている.スキーラ形 状を規定する幾何学的パラメータには,リムの翼面から の幅や翼端面からの深さ,翼端間隙高さなどがあるが, スキーラによる損失低減効果を最大化するには,これら のパラメータが流路内の流動現象と損失生成に及ぼす影 響を解明する必要がある.

本研究では,超高負荷タービン直線翼列に対して翼端 スキーラを適用し,スキーラ深さと翼端漏れ損失の低減 効果の関係を5孔ピトー管による内部流動測定および油 膜法による固体壁面上のせん断流の可視化実験により調 査し、さらにその関係の翼端間隙高さへの依存性につい て明らかにした.

### 2. 供試翼形状および試験装置

本研究で用いた供試翼形状とスキーラ形状を図1と図 2に、それらの主な仕様を表1と表2にそれぞれ示す。 供試翼はスパン方向に翼形状が一様な二次元翼で、図中 のLEは翼前縁,TEは翼後縁,PSは圧力面,SSは負圧 面を示し、入口翼角度 α1 と出口翼角度 α2 は共に 80.0°で ある.図3に示す試験装置は吸込み型風洞であり,翼列 軸方向と入口案内板がなす角度 βi, 同様に出口案内板が なす角度 β₀は任意の角度に設定可能な構造となっている.

# 3. 実験方法

#### 3.1 実験条件

本研究では、入口案内板の角度 βi = 80.0°,入口流速を 35.0m/s に設定して実験を行った. 出口案内板の角度につ いては,超高負荷タービン直線翼列風洞を対象にした, 設計入射角における数値解析結果(3)から見積もられた自 然流出角 β_o = 83.5°に設定した.なお,翼弦長と翼列下流 における流速に基づくレイノルズ数は約 2.8×105 である.

表 2 に示すように、リム幅 W は翼面に沿って一様に 4.0mm とした. また, 流路高さ Ho に対する翼端間隙高さ δの割合の 100 分率で定義される TCL は 1%と 2%とし, それらの条件に対してスキーラ深さ Dを 0.0, 4.0 および 8.0mm に設定して実験を行った.

#### 3.25 孔ピトー管による内部流動測定

5 孔ピトー管を自動トラバース装置に装着して、翼列 内部の流動測定を行った.内部流動測定は図 3 に示す赤 色の翼の右側の翼間流路において、図4の青線で示す断 面1と断面2で行った.各断面の軸方向位置を表3に示 す. ここで, Z/Caxは LEを 0.0, TE を 1.0 とする軸方向無 次元距離である. また5孔ピトー管の検定範囲を超えた ピッチ角およびヨー角は、それぞれ5孔ピトー管の最大 または最小検定値として評価した.

#### 3.3 油膜法による可視化実験

油膜を図 3 に示す測定領域内の翼端面および Tip 側 Endwall(EW)に均一に塗布し、約 30 分間送風機を運転し た後、形成された流れのパターンをデジタルカメラで記 録した.また、よどみ領域に比較的大きな油溜まりが生 じたため、撮影は送風機を運転中に行った. さらにキャ ビティ内の複雑な流れの向きを確認するために、キャビ ティ底面と Tip 側 EW において油点法による可視化実験 も行った.油点を塗布した座標位置を図5に示す(図中の 赤点). 可視化に用いた油膜は、二酸化チタン、流動パラ フィン,オレイン酸を配合して生成した.薬品の配合比 は表4に示す通りである.



Table 1 Major specifications of cascade

	5 1			
Number of blades	Ν	[-]	8	
Chord length	С	[mm]	80.0	
Axial chord length	$C_{ax}$	[mm]	68.5	
Passage height	$H_0$	[mm]	100.0	
Blade height	Н	[mm]	99.0	98.0
Blade pitch	S	[mm]	114.28	
Inlet metal angle	$\alpha_1$	[deg.]	80.0	
Outlet metal angle	α2	[deg.]	80.0	

Table 2 Experimental conditions

Squealer width	W	[mm]	4.0			
Squealer depth	D	[mm]	0.0	4	.0	8.0
Tip clearance size	δ	[mm]	1.0			2.0



Measured plane	$Z/C_{ax}$
Plane1	0.70
Plane2	1.30
	Axial direction

Pitch direction

Fig. 5 Distribution of oil dots

Table 4 Compounding ratios of oil

Experiment	Titanium dioxide : Liquid paraffin : Oleic acid
Oil flow	1.0 : 1.2 : 1.0
Oil dot flow	1.0 : 2.0 : 1.0

#### 4. 実験結果および考察

#### 4.1 内部流動測定結果

図6と7に*TCL* = 1%と2%における断面1の二次流れ 速度ベクトルと全圧損失係数*C*_{pt}分布をそれぞれ示す. *C*_{pt}は次式により定義した.

$$C_{pt} = (P_a - P_t) / (0.5 \cdot \rho \cdot V_{m,2}^2)$$
(1)

ここで, *Pa*は大気圧(入口全圧), *Pt*は測定全圧, *Vm2*は翼 列下流断面 2 での断面質量平均流速である.図8には*TCL* = 1%と2%における断面1 での,全圧損失係数*Cpt*の断面 質量平均値として定義される総損失*Cpt*とスキーラ深さ との関係を示す.また,断面1に対する図6~図8と同 様の断面2に対する図を図9~図11に示す.

#### 4.1.1 翼間内の流れ場

翼間内の断面 1 での流れの挙動について考察する. TCL = 1%ではスキーラの無い D=0mm において,両 EW 付近 に対となる渦が確認できる(図 6(a)). これは翼間圧力勾配 により発生した流路渦(V_P)であり,同渦を中心に高損失 領域が分布している(図 6(a)). また Tip 側の V_Pの高損失 領域が Hub 側のものと比べて小さくなっていることも確 認できる.これは Tip 側では EW 上の境界層流体が PS 側 から翼端間隙内に流入することにより,V_Pの発達が抑制 されたためと考えられる.さらに,TCL = 2%では Tip 側 の V_Pに起因する高損失領域が TCL = 1%に比べてより縮 小している(図 6(a), 7(a)).これは,TCL の増加に伴い PS 側から翼端間隙内に流入する漏れ流れが増加し,V_Pの発 達がさらに抑制されたためと考えられる.

次に TCL=1%にスキーラを適用した場合について考察 する. D=4mm においては, Tip 側の V_Pが抑制される傾 向は D=0mm の場合と同様であるが,その程度は低下し, 損失が増加していることが分かる(図 6(a), (b)). この現象 はスキーラを設けることにより, PS 側から間隙内に流入 する漏れ流れが減少することで,間隙の存在による Tip 側 の V_Pの発達の抑制効果が低下したためと考えられる.ス キーラ深さを増加させた D=8mm においては, D=4mm と比べて Tip 側の損失がさらに増加し, さらに Hub 側の V_P による損失も増加していることが確認できる(図 6(b), (c)). これはスキーラ深さの増加により,間隙内へ流入す る漏れ流れの減少量が増加し, Tip 側の V_Pの発達の抑制 効果がさらに低下すると共に, 翼間流路内を流れる流量 が増加したことで, 圧力勾配が増強したためと考えられ る.

次に TCL = 2%にスキーラを適用した場合について考察 する. Tip 側および Hub 側の VPによる損失は, D = 0mm から D = 8mm への増加に伴い増加していることが確認で きるが(図 7), これは TCL = 1%と同様のメカニズムによ るものであると考えられる.また VPに起因する損失の増 加傾向は, TCL = 2%の方が顕著に表れている.



Fig. 6 Secondary flow velocity vector and total pressure loss distribution (TCL = 1%, Plane1)



Fig. 7 Secondary flow velocity vector and total pressure loss distribution (TCL = 2%, Plane1)



Fig. 8 Mass-averaged total pressure loss (Plane1)

以上の現象に伴い翼間内の断面 1 での総損失  $C_{ptt}$  は, 両 TCL において D = 8mm で最も高くなり,この傾向は TCL=2%の方が強くなっている(図 8).したがって,翼間 前半部まではスキーラの適用は,漏れ流れが PS 側から間 隙に流入することによる  $V_P$ の抑制効果が,漏れ流れの減 少により低減することで, $V_P$ に起因する損失をスキーラ 深さの増加と共に増強させる.またこの傾向は TCL の増 加と共に増加すると考えられる.

#### 4.1.2 翼列下流の流れ場

次に翼列下流の断面 2 での流れの挙動について考察する.二次流れ速度ベクトルから全ての実験条件において, Midspan(MS)付近に対をなす Vp と, Tip 側 EW 付近に翼 端間隙の SS 側から翼間に流出した漏れ流れが主流と干 渉して発生した漏れ渦( $V_L$ )の存在が確認できる(図 9, 10). これらの渦の発生領域に高損失領域が分布していること が確認できるが(図 9, 10)、 $V_L$ に起因する損失が $V_P$ と比 べて非常に高く、また広範囲に広がっている.したがっ て、超高負荷タービン翼列においては $V_L$ が損失生成に与 える影響が大きいことが分かる.

スキーラの無い D=0mm においては, TCL の増加に伴 い  $V_L$  が拡大し(図 9(a), 10(a)), 隣接翼の PS 側へ移動す ることが確認できる.これは,漏れ流れの増強により  $V_L$ が増強し,さらに Tip 側の流れがアンダーターン傾向を 示すためと考えられる.また,TCL=2%ではTCL=1%と 比べて Tip 側の  $V_P$  が弱くなっていることが分かる(図 9(a), 10(a)).これは先に述べたように翼間内において PS 側か ら間隙へ流入する漏れ流れの増強により  $V_P$  の発達が抑 制されることを裏付けている.

次に*TCL*=1%にスキーラを適用した場合について考察 する. D=4mmにおいては, Tip 側 EW 付近の V_Lに起因 する損失が D=0mmより低減している(図 9(a), (b)). した がって,スキーラを適用することにより漏れ流れと共に V_Lも弱くなることを示している.スキーラ深さを増加さ せた D=8mmにおいては,D=4mmと比べて MS 付近の 損失が増加していることが分かる(図 9(b), (c)). これは先 に述べたように,翼間内でスキーラの適用により漏れ流 れが減少することで Tip 側および Hub 側の V_Pが増強し, 翼列下流において MS 付近で対となる V_P同士が干渉する ことが原因である. Tip 側 EW 付近では,V_Lによる損失 はD=0mmと比べてD=4mmでは低減しているが,D= 8mmではD=4mmと比べて渦中心の損失が高くなって いることが確認できる(図 9(b), (c)). この現象については, 後ほど油膜および油点法の可視化結果を用いて考察する.

次に TCL = 2%にスキーラを適用した場合について考察 する. MS 付近の損失は D = 0mm から D = 8mm への増加 に伴い増加していることが確認できるが(図 10), これは TCL = 1%と同様に翼間内で V_Pが増強し, 翼列下流にお いて MS 付近で V_P 同士が干渉することが原因である. し かし Tip 側 EW 付近では, TCL = 1%とは異なり, V_Lに起 因する損失が D = 0mm から D = 8mm への増加に伴い低 減している.

以上の現象に伴い翼列下流の断面 2 での総損失  $C_{ptt}$ は, TCL = 1%では D = 4mm で最も低くなり, TCL = 2%では スキーラ深さの増加に伴い低下する傾向を示している (図 11). したがって,スキーラの適用は翼間後半部から 下流の流れ場において, $V_L$ とそれに起因する損失生成を 抑制するが,TCLによって最適なスキーラ深さが異なる と考えられる.

#### 4.2 油膜法および油点法による可視化結果

油膜法および油点法による可視化実験の結果から,5 孔 ピトー管では測定が困難なスキーラキャビティ内の流れ の挙動を解明することにより,スキーラの適用による損



Fig. 10 Secondary flow velocity vector and total pressure loss distribution (TCL = 2%, Plane2)



Fig. 11 Mass-averaged total pressure loss (Plane2)

失低減のメカニズムについて考察する.図 12 に *TCL*=1% と *TCL* = 2%の *D* = 0mm の場合の Tip 側 EW の可視化結 果を,図 13~図 20 に *TCL* = 1%と *TCL* = 2%の *D* = 4, 8mm の場合の Tip 側 EW と翼端面上(スキーラキャビテ ィ底面)での油膜法と油点法による可視化結果をそれぞ れ示す.各図中には翼の輪郭を赤線で示している.

スキーラの無い D=0mm において, TCL=1%では漏れ 流れは主に PS および SS 前半部から翼端間隙内へ流入し, SS 後半部から流出していることが分かる(図 12). 流出し た漏れ流れは主流との干渉により VLを形成し,そのはく 離線(図中の破線)が SS の  $Z/C_{ax} = 0.75$  付近を起点に下流 側へとのびている. TCL = 2%においても同様の流動現象 を確認できるが,はく離線は TCL = 1%と比べて SS から 離れており,これは間隙サイズの増加に伴い,漏れ流れ の流量と運動量が大きくなることに起因すると考えられ る.また,漏れ流れの間隙内での偏向が TCL = 2%の方が 小さいのも同様の原因と考えられる.

次にTCL=1%にスキーラを適用した場合について考察 する. D=4mm においても D=0mm の場合と同様に漏れ 流れは PS および SS 前半部から翼端間隙内へ流入し(図 13, 14), それぞれのリムに沿ってキャビティ底面上に逆 流のはく離線(図中の一点鎖線)が、また、その僅か下流の EW 上にも順流のはく離線(図中の二点鎖線)が確認でき ることから(図 13)、キャビティへ入る際に流路断面積の 拡大に伴う逆圧力勾配の影響を受けて、はく離渦 V1およ び V2を形成していると考えられる.これらのはく離渦の 発生が翼端間隙に流入する漏れ流れを減少させると考え られる. キャビティ内において V1 と V2 に囲まれた領域 はよどみ状態となり、その領域内に反時計回りの循環流 V3が発生している(図 13(b), 14(b)). V1とV2の形成状態 を比較すると、V1は PS に対してほぼ垂直に間隙へ流入 する漏れ流れにより形成されているため,回転軸方向速 度成分より旋回速度成分が支配的な旋回ピッチの短い渦 と考えられる.一方, V2は SS に対して接線方向から流 入する漏れ流れにより形成されているため、旋回速度成 分より回転軸方向速度成分が支配的となり、V1より旋回 ピッチの長い渦と考えられる. この軸方向速度成分の異 なる V1 と V2 に囲まれたよどみ領域内の流体は、軸方向 速度の速い V2 と干渉することにより反時計回りの循環 流 V3 を形成していると考えられる. V3 と同様な循環流 が EW 上においても存在することから(図 14(a)), V3 はキ ャビティ底面から EW に至る回転軸を持つ渦であると考 えられる.また,SS 後半部から流出する漏れ流れの領域 において、V3の下流側の領域の流跡線の状態が、他の領 域より僅かに油膜の白色が濃いことから(図 13(a)),この 渦は間隙内を通過する漏れ流れをブロックし、さらに SS 後半部において間隙内から流出する漏れ流れを巻き込み, そして吸収する機能を有していると考えられる.以上の 結果から、V1とV2の漏れ流れの翼端間隙への流入抑制



(a) TCL = 1% (b) TCL = 2%Fig. 12 Oil flow visualization on Tip side EW (D = 0mm)





(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 13 Oil flow visualization (D = 4mm, TCL = 1%)



Fig. 14 Oil dot flow visualization (D = 4mm, TCL = 1%)





(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 15 Oil flow visualization (D = 8mm, TCL = 1%)



(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 16 Oil dot flow visualization (D = 8mm, TCL = 1%)

効果と V₃の漏れ流れの翼端間隙からの流出抑制効果に より,漏れ流れが低減し,D = 4mmにおいて  $C_{ptt}$ が低下 したと考えられる(図 11). スキーラ深さを増加させた D= 8mmにおいては,D = 4mmと比べて EW およびキャビ ティ底面上の PS 側のはく離線が SS の翼転向部方向へ移 動していることから(図 15),スキーラ深さの増加は,V₁ の規模を拡大させることが分かる.V₃はV₁の規模の拡 大により縮小し,SS の翼転向部方向に移動することによ り漏れ流れが翼間に流出する SS 後半部から離れること が分かる(図 15(b)).その結果,V₁の拡大に伴う漏れ流れ の翼端間隙への流入抑制効果は増加するが,V₃による SS 後半部から流出する漏れ流れをブロックおよび吸収する 機能については低下し,その結果D = 4mmと比べて $C_{ptt}$ が増加したと考えられる(図 11).また,V_Lのはく離線と SSの距離が, D=0, 8, 4mmの順に小さくなることから も,漏れ流れの低減効果と損失低減効果の相関が確認で きる(図 12(a), 13(a), 15(a)).

次にTCL=2%にスキーラを適用した場合について考察 する. D = 4mm においては、TCL = 1%の場合と同様に V₁, V₂, V₃が確認できる(図 17, 18). しかしながら, V₂ は*TCL* = 1%と比べてより SS 後半部側へ向いていること が分かる(図 13(b), 17(b)). これは D=0mm の場合と同様 に, TCL=2%の間隙サイズの方が大きいために, 漏れ流 れの流量と運動量が大きくなることに起因すると考えら れる. また, V₁と V₂に囲まれる V₃は, V₂が SS 後半部 側へ向かうことにより TCL=1%と比べて縮小するが, SS 後半部へより近づいている(図 13(b), 17(b)). したがって, V3による間隙内を通過する漏れ流れをブロックする機能 はTCL=1%と比べて低下するが、吸収する機能は増加し ていると考えられ, TCL = 1%と同様に V1 と V2の漏れ流 れの翼端間隙への流入抑制効果と V3 の漏れ流れの翼端 間隙からの流出抑制効果により、D = 0mm と比べて  $C_{ptt}$ が低下したと考えられる(図 11). スキーラ深さを増加さ せた D=8mm においては, TCL=1%と同様にスキーラ深 さの増加に伴い V1の規模が拡大することにより V3 は縮





(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 17 Oil flow visualization (D = 4mm, TCL = 2%)





(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 18 Oil dot flow visualization (D = 4mm, TCL = 2%)



(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 19 Oil flow visualization (D = 8mm, TCL = 2%)



(a) Tip side EW (b) Blade tip surface Fig. 20 Oil dot flow visualization (D = 8mm, TCL = 2%)

小し、SS の翼転向部方向に移動するが、V2がSS 後半部 側へ向かうことによりSS 後半部に近い位置に存在して いる.その結果、V1の拡大に伴う漏れ流れの翼端間隙へ の流入抑制効果が増加し、V3による漏れ流れをブロック する機能は低下するが、吸収する機能は持続されるため、 TCL = 1%と異なりTCL = 2%の場合はD = 8mmにおいて も $C_{ptt}$ がD = 4mmよりも低下したと考えられる(図 11). また、VLのはく離線とSSの距離が、D = 0,4、8mmの 順に小さくなることからも、漏れ流れの低減効果と損失 低減効果の相関が確認できる(図 12(b)、17(a)、19(a)).

# 5. 結論

本研究により以下の結論を得た.

- スキーラの適用は、翼間前半部では間隙へ流入する 漏れ流れを低減させることにより流路渦とそれに起 因する損失を増加させる.この増加傾向はスキーラ 深さおよび間隙高さの増加と共に増強する.
- スキーラの適用は、翼間後半部から下流においては 漏れ渦を低減させることによりそれに起因する損失 生成を低減させる.この低減に最も効果的なスキー ラ深さは間隙高さに依存する.
- スキーラの適用は、キャビティ内で発生する圧力面 と負圧面前半部のリムに沿った二つのはく離渦によ る漏れ流れの間隙への流入抑制効果と、それらの渦 間のよどみ領域に生じる循環流による漏れ流れのブ ロック効果と吸収効果により、漏れ渦を弱めそれに 起因する損失を低減させる。
- 間隙高さとスキーラ深さは、キャビティ内の渦の規 模および存在位置に影響を与えるため、漏れ損失を 最も低減できる最適キャビティ深さは間隙高さに依 存する。

#### 参考文献

- (1) Sang Woo and Seon Ung Kim "Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: part 1-tip gap flow structure" Exp. Fluids, Vol.49, (2010), pp.1039-1051.
- (2) Sang Woo and Seon Ung Kim "Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: part 2-aerodynamic losses" Exp. Fluids ,Vol.49, (2010), pp.713-723.
- (3) 江藤,朝賀,辻田,水木,山本,超高負荷直線タービン翼 列試験風洞内の流れの数値解析,日本機械学会東北支部第 40 期総会・講演会講演論文集,No.051-1,(2005-3), pp.12-13.

# 低圧タービンにおける翼列フラッタの検知 一力学系理論の導入—

# Detection of cascade flutter in low pressure turbine - Dynamical systems theory -

*林 優人^{*1} 八條 貴誉^{*1} 後藤田 浩^{*2} 西澤 敏雄^{*3} 賀澤 順一^{*3} HAYASHI Yuto HACHIJO Takayoshi GOTODA Hiroshi NISHIZAWA Toshio KAZAWA Junichi

#### ABSTRACT

We have conducted an experimental study on the early detection of the cascade flutter in a low pressure turbine using dynamical systems theory. The recurrence plots, transfer entropy and convergent cross mapping can capture the significant transition to the cascade flutter in terms of the inlet air flow rate.

**キーワード**: ガスタービン, 低圧タービン, 翼列フラッタ, 力学系理論 **Key Words:** Gas Turbine, Low pressure turbine, Cascade flutter, Dynamical systems theory

## 1. 研究背景

近年、環境問題への関心が高まっており、航空産業で は、航空エンジンから排出される CO2の規制強化が進ん でいる(1). 航空機エンジンの燃費改善には、高バイパス 比と呼ばれるファンによって加速される空気と燃焼室を 通って排出される空気の比を増加させることが必要不可 欠である.しかし、バイパス比の増加に伴いファン径口 も増加するため、ファンブレードの重量が大幅に増加す る. また, ファン径の増加に伴いファンを駆動させるた めの低圧タービンブレードの重量も増加する. そのため 燃費改善には高バイパス比化,並びにファン及び低圧タ ービンの軽量化が重要である.しかし,軽量化に伴い翼 剛性が低下し、旋回失速やサージング、翼列フラッタな どの様々な非定常現象や空力弾性問題が発生する. 空力 弾性問題の中でも自励振動に分類される翼列フラッタは, 振動が急激に増大し、最終的には破断に至るためその回 避が必要不可欠である. そのためフラッタの検知技術は 航空機エンジンの安全面の観点から非常に重要である. 様々な研究機関がフラッタの研究を行っており、K. Isomura ら⁽²⁾は、遷音速ファンで発生する翼列フラッタの 流体力学的構造を CFD によって明らかにしている. 特に, 遷音速ファンでマッハ数1以上の高圧力比状態で現れる フラッタのメカニズムの一端を明らかにし、このフラッ

*1	東京理科大学大学院	
	〒125-8585 東京都葛飾区新宿6-3-1	
	4517638@ed.tus.ac.jp	
*2	東京理科大学	
	〒125-8585 東京都葛飾区新宿6-3-1	

*3 宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1 タは衝撃波の振動が原因であることを示している. 賀澤 ら^(3,4)は,流体解析と構造解析を組み合わせた流体・構造 連成数値解析法を導入し,翼列フラッタを能動的に制御 する手法を開発している.また,ピエゾ素子を用いて翼 列を振動させることにより,衝撃波の挙動を制御する手 法も開発している.さらに,ピエゾ素子を用いた翼の振 動によって,亜音速流れにおける翼振動振幅の発散を抑 制できることを報告している.M. Nowinski ら⁽⁵⁾は低圧タ ービンの翼列フラッタの発生メカニズムについて,翼の 安定性を評価する非定常圧力や減衰係数などの変化を調 べている.

力学系理論はランダムな振る舞いを有する不安定現象 から決定論的な特徴を抽出することが可能であり,近年, 応用数学分野でその数理解析法の体系化が著しく進んで いる. J. Venkatramani ら^(6,7)は、外部流中の単独翼で生じ るフラッタに力学系理論を適用している. 位相空間内の 軌道間距離の秩序・非秩序構造をリカレンスプロット法 により定量化することで、フラッタ発生の前兆を捉えて いる. また, フラッタが発生していないとき, 単独翼で 発生する不規則的な振動にマルチフラクタル性が存在し, フラッタが発生するにつれて、マルチフラクタル性が失 われていくことが明らかにされている. 萩野ら⁽⁸⁾は、タ ーボの遠心圧縮機において発生するサージを対象に、サ ージが発生する直前に生じる周期的な微小変動を位相空 間内の軌道の形状から判定している.上述の研究例のみ ならず、ガスタービンモデル燃焼器内の燃焼不安定にも 力学系理論が適用されており、その有用性が示されてい Z^(9,10)

航空エンジンの高バイパス比化による燃費向上が CO2

排出量の低減化に繋がるため、宇宙航空研究開発機構 (JAXA)では高効率軽量ファン・タービン技術実証プロジ ェクト(aFJR)において、環境適合性を向上させたファン および低圧タービンの開発研究が行われている. aFJR プ ロジェクトでは環境適合性を向上させる過程で、エンジ ンの信頼性及び安全性が損なわれないために、不安定作 動現象の研究が行われている.

本報では, JAXA が保有する高空性能試験設備で行わ れた,低圧タービン部のタービンフラッタリグ試験⁽¹⁾の 翼列のひずみ変動と翼列上流と下流の圧力変動に着目し, 力学系理論の視点からフラッタの事前検知を試みる.そ して,ターボ機械で生じる不安定作動現象に対する力学 系理論の有用性に検討を加える.

#### 2. 実験装置および供試験翼列

本研究では、JAXA 航空技術部門が保有する高空性能 試験設備を用いて、aFJR プロジェクトで開発された低圧 タービンブレードのフラッタリグ試験のデータに対して 解析を行う.図1に実験装置図を示す.常温空気はダク ト内部のみに流入させ、ベルマウスに供試体ダクトを直 接接続する.供試体ダクト内は、緊急放風ダクト、ベル マウス、供試体入口ダクト、供試翼列、供試体出口ダク ト、ストラックで構成されている.なお、供試翼列は IHI⁽¹²⁾によって設計されたものを使用する.フラッタが 発生する振動モードを1次のねじり振動とし、翼枚数を 80 枚, アスペクト比を 8.8 とする. また, 供試翼列は翼 列 4 枚で一つのセクターから構成されており, 合計 20 個のセクターによって構成されている.

供試体に流入する空気流量は,設計点流量に対する比率で表し,無次元空気流量 Q = 59.3 ~ 85.2 %まで変化させる.

本研究ではひずみゲージによって計測されたひずみ変 動と供試体の上流と下流に設置された圧力トランスデュ ーサによって計測された圧力変動を用いる.図2に各セ ンサの計測位置を示す.翼番号1から40の各翼にひずみ ゲージを設置し,チャンネルStc07,13はセンサ不良に より未計測とし,全38チャンネル計測する.翼列の上流 と下流に翼一枚ごとに定常圧力トランスデューサを設置 し,上流ではチャンネルPsut07,下流ではPsdt15はセン サ不良により未計測とし,全38チャンネル計測する.

図 3 にチャンネル Stc25 における計測されたひずみ変 動の周波数解析の結果を示す. Q = 81.5%から 2 次の固 有振動数でスペクトルが大きく成長し, Q = 85.2%で卓 越したピークが観察できる.図4にチャンネル Stc25~28 のひずみ変動の時間変化を示す. Q = 81.5%において, 翼間の位相差が一意に決定することができないが, Q = 85.2%で翼間位相差がおおよそ 70 deg に収束する. よっ て周波数解析の結果と翼間位相差の結果より本研究では Q = 85.2%でフラッタが発生したとする.





Fig. 4 Strain fluctuations as a function of time

# 3. 解析手法

# 3.1 リカレンスプロット

リカレンスプロットは、Eckmann ら⁽¹³⁾によって力学系 の回帰を可視化するために導入された手法である. リカ レンスプロットは、式(1)に示される位相空間内の位置ベ クトルを用いて式(2)で示される. 時間 *i* と*j* における系 の状態が互いに似ていれば  $R_{i,j} = 1$  となる. 一方, 互いの 状態が異なれば  $R_{i,j} = 0$  となる. ここで, *x* はひずみ変動, *N* は時系列のデータ点数, *D* は埋め込み次元, *c* は遅れ 時間,  $N_p = N$ -(*D*-1)*c* は, 位相空間内の位置ベクトルの数, *η* は, 距離の閾値,  $\Theta(\cdot)$ は, ヘビサイド関数である. なお,本研究では, *D* = 5, *c* は相互情報量が初めに極小 となる値, *η* は回帰点密度が1%となるように決定する.

$$\mathbf{X}_{D}(t_{i}) = \left( x(t_{i})_{t_{i}}, x(t_{i+\tau}), x(t_{i+2\tau}), \dots, x(t_{i+(D-1)\tau}) \right)$$
(1)

$$R_{i,j}(\mathbf{X}_D) = \Theta(\eta - \left\| \mathbf{X}_D(t_i) - \mathbf{X}_D(t_j) \right\|)$$
  

$$i, j = 1, 2, \cdots, N_{sp}$$
(2)

#### 3.2 リカレンス定量解析

リカレンス定量化解析⁽¹⁴⁾は, リカレンスプロット状の 局所構造を定量化する手法であり, いくつかの複雑性の 手法が提案されている.本研究では,決定論性を定量化 する Determinism (*DET*)を用いる. *DET*は,式(3)で定義 されるように,リカレンスプロット内の全ての回帰点に 対する斜め構造を構成する回帰点の比率を表す. *DET* が 増加するに伴い,ダイナミクスの決定論性も強くなる. なお, *P*(*1*)は長さ*1*のヒストグラム, *I*min = 2 とする.

$$DET = \frac{\sum_{l=l_{\min}}^{N} lP(l)}{\sum_{l=1}^{N} lP(l)}$$
(3)

## 3.3 Convergent Cross Mapping (CCM)

Convergent Cross Mapping (CCM)は G Sugihara ら⁽¹⁵⁾に よって提案され,時系列間の因果関係を推定する手法で ある.時系列 *x*(*t*_i)と *y*(*t*_i)が存在するとし,各時系列のア トラクターを *Mx*, *My* とする.時系列 *x* から *y* に対する 影響を推定する際, *Mx* 上の一点 *x*(*t*_i)に注目し, *x*(*t*_i)から *D*+1 点の最近傍点(*x*(*t*_i,1), *x*(*t*_i,2), ..., *x*(*t*_i,*D*+1))を探す.ここ で,*D* は埋め込み次元である.(*x*(*t*_i,1), *x*(*t*_i,2), ..., *x*(*t*_i,*D*+1)) の時刻に対応する *My* 上の点, (y(*t*_j,1), y(*t*_j,2), ..., y(*t*_j,D+1)) を探し,式(4)ベクトルの加重平均によって, y(*t*_j)を推定 する.

$$\dot{y}(t_{j}) = \sum_{l=1}^{D+1} w_{t_{j},l} y(t_{j,l})$$

$$w_{t_{j},l} = \frac{u_{t_{j},l}}{\sum_{k=1}^{D+1} u_{t_{j},k}}$$

$$u_{t_{j},l} = \exp\left\{\frac{d\left[x(t_{j}), x(t_{j,l})\right]}{d\left[x(t_{j}), x(t_{j,l})\right]}\right\}$$
(4)

ここで w は重みづけのパラメータであり, d[x(a), x(b)]は x(a)と x(b)のユークリッド距離を表す.

これらの動作をすべての時刻に行い,Mxから推定し x から推定し x から x か x から x から x か x か

#### 3.4 Transfer entropy

本研究では、情報理論の観点からシステム I からシス テム J への因果関係を定量的に評価する.i, j を I, J の ある状態, p(i)を I が状態 i である確率とすると、相互 の依存性を定量化した相互情報量は次式となる.

$$M_{IJ} = \sum p(i, j) \log \frac{p(i, j)}{p(i)p(j)}$$
(5)

相互情報量は *I*, *J* の交換の下において対称 (*M*₁*J* = *M*₃*I*) であることから、本研究では、情報量の輸送方向が考慮 されたTransfer entropy⁽¹⁶⁾を導入する.

Transfer entropyの算出では, k 階マルコフ過程を考える. k 階マルコフ過程とは, 式(6)で示されるように, 時刻n+1に状態 $i_{n+1}$ にある確率は $i_n$ , ...,  $i_{n-k+1}$ のみによって決定され,  $i_{n-k}$  には依らないという確率過程である.

$$p(i_{n+1}|i_n,\dots,i_{n-k+1}) = p(i_{n+1}|i_n,\dots,i_{n-k+1},i_{n-k})$$
(6)

ただし,下付きの文字は時刻を表す.以降では, *i*_n^(k) = (*i*_n, ..., *i*_n_{k+1})と表す.

式(6)を一般化させ,式(7)を導入する.

$$p(i_{n+1}|i_n^{(k)}) = p(i_{n+1}|i_n^{(k)}, j_n^{(l)})$$
(7)

式(7)は, *J*から *I* への影響が存在しないときに成立する. 不確かさをKullback-Leiber relative entropyを用いて定量 化したものが,式(8)で示されるTransfer entropyである.

$$TE_{J \to I} = \sum p(i_{n+1}, i_n^{(k)}, j_n^{(l)}) \log \frac{p(i_{n+1} | i_n^{(k)}, j_n^{(l)})}{p(i_{n+1} | i_n^{(k)})}$$
(8)

本研究ではk = l = 1とする.

#### 4. 結果および考察

図5に無次元空気流量Qを変化させたときのひずみ変 動の DET の変化を示す. ただし, 各センサの DET の値 をカラーバーで表示する. Q=59.3~66.7%のとき, 全チ ャンネルで DET が 0.2 以下となっており,各翼の振動の 乱雑さは高い. Q=74.1%のとき, チャンネル Stc16~28 で DET は約 0.5, Q = 81.5 %のとき, DET は約 0.6 まで増 加する.このことは翼振動の周期性が増していることを 示しており, DET はフラッタへの遷移を捉えているとい える.フラッタ発生流量である Q=85.2%のとき, Stc16 ~28 で DET は 0.8 以上となり, 翼振動の周期性が著しく 増加している.他方,Stc01~15,29~40では,Q=74.1 ~ 85.2 %のとき, DETは 0.5 以下の低く, フラッタが発 生していないことが示唆される.以上より, Stc16~28 の翼列でフラッタが発生し、他の翼ではフラッタは発生 していないといえる. ここで, Q = 85.2%でフラッタが 発生していないStc01~15とStc28~40をそれぞれ領域A とCとし、Q=85.2%でフラッタが発生している Stc16~ 28 を領域 B と定義する.

図 6 に Q に対するひずみ変動の CCM より算出される 相関係数 C を示す.ただし、C の値を翼と翼の間にプロ ットした白丸で示し、ハブ側からシュラウド側にプロッ トが打たれるにつれて、C の値が高くなる. $Q = 59.3 \sim$ 66.7%のとき、全チャンネルにおいて C は 0.4 以下とな り, 翼間の相関関係が低いことがわかる. *Q* = 74.1 %の とき, Stc15~40 で3点おきに *C* の値が低くなる. これ は異なるセクター同士の翼の相関関係を示しており, 異 なるセクター間では相関関係が低いことがわかる. この ことは, セクターごとのセクターモード差に起因してい る. *Q* = 81.5 %のとき, Stc21~28 で翼間の *C* が増加し, *Q* = 85.2 %のとき, Stc16~28 の領域 B で *C* がさらに増 加し, 領域 A と C では *C* は増加しない. フラッタが発 生している領域 B では翼間の相関関係が強く, フラッタ の発生していない領域 A と C では翼間の相関関係が弱い といえる. このことから, フラッタが発生した領域では, その領域内で翼同士が相互に依存していることが示唆さ れる.

図7にQに対するひずみ変動と圧力変動間の Transfer entropy TE を示す. (a)に流れ場上流から翼列(Psut→Stc) への TE を, (b)に翼列から流れ場下流(Stc→Psdt)への TE を示す. 圧力トランスデューサと設置位置が最も近いひ ずみゲージ間でTEを算出し,図5で指定した領域A,B, Cごとの平均値を示す.まず,流れ場上流から翼列(Psut →Stc)への TE に着目する. Q = 59.3 ~ 74.1 %のとき, 全 領域で TE に大きな変化は観察されない. しかし, Q =81.5%のとき,領域BでTEは増加し,Q=85.2%のとき, *TE* はさらに増加していることがわかる.  $Q = 81.5 \sim$ 85.2%のとき,領域AとCではTEに大きな変化は生じ ない. このことから、フラッタが発生している領域では 発生していない領域より、翼列が流れ場上流の影響を大 きく受けているといえる.次に,翼列から流れ場下流(Stc →Psdt)への TE に着目する. Q=59.3~66.7%のとき,全 領域で TE は増加しており、領域ごとの差はほとんどな いことがわかる. Q=71.4~81.5%のとき,領域ごとで有 意差はあるものの TE は増加している. Q = 85.2 %のとき, 領域 A と C では大きな変化は見られないが、領域 B で TE が大きく増加していることがわかる. このことから, フラッタが発生している領域ではフラッタが発生してい ない領域より、翼列が流れ場下流に対して大きな影響を 与えていることいえる.



Fig. 5 Variation in *DET* for different air dimensionless flow rates Q



Fig. 6 Variation in C for different air dimensionless flow rates Q



Fig. 7 Variation in TE for different air dimensionless flow rates Q

## 5. まとめ

タービン翼列のフラッタに対し力学系理論を導入した 結果,以下のことがわかった. チャンネル Stc16~28の 領域 B では無次元空気流量 Q=81.5%でフラッタの前兆 が発生し,Q=85.2%で発達したフラッタが形成される. リカレンスプロットの DET はフラッタの前兆を捉える ことが可能である.また,CCM は翼間でのフラッタの伝 播を捉えることが可能であり,Transfer entropy は流れ場 と供試翼列間の相関関係を明らかにすることが可能であ る.

# 参考文献

- (1) 山本武,航空機用ジェットエンジンの排気一国際排出基準 と燃焼器技術の動向,日本マリンエンジニアリング学会誌 47,(2012)
- (2) K. Isomura and M. B. Giles, Journal of Turbomachinery -Transactions of ASME 120, 500(1998).
- (3) 賀澤順一ら、日本ガスタービン学会誌 33, 73(2005).

- (4) 賀澤順一ら, 日本ガスタービン学会誌 33, 83(2005).
- (5) M. Nowinski and J. Panovsky, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power -Transaction of ASME 122, 82(2000).
- (6) J. Venkatramani et al., Journal of Fluids and Structures 61, 376(2016).
- J. Venkatramani et al., Journal of Sound and Vibration 386, 390(2017).
- (8) 萩野直人ら,日本ガスタービン学会誌 33,66(2005).
- (9) H. Gotoda et al., Chaos: An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science 21, 013124 (2011).
- (10) H. Kobayashi et al., Journal of Applied Physics 122, 224904(2017).
- (11) 賀澤ら, 日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 44, 11 (2016).
- (12) N. Tani et al., ASME Turbo Expo 2016, 57108 (2016).
- (13) J. P. Eckmann et al., Europhysics Letters 4, 973 (1987).
- (14) K. Iwayama et al., Scientific Reports 2, 423 (2012).
- (15) G. Sugihara, R. May et al., SCIENCE 338 (6106), 1227079 (2012).
- (16) T. Schreiber, Physical Review Letters 85, 461 (2000).

# C-11

# 同期理論を用いた低圧タービン部に生じる翼列フラッタの検知

# Detection of Cascade Flutter in a Low Pressure Turbine using Synchronization Theory

*八條 貴誉*1 林 優人*1 後藤田 浩*2 西澤 敏雄*3 賀澤 順一*3 HACHIJO Takayoshi HAYASHI Yuto GOTODA Hiroshi NISHIZAWA Toshio KAZAWA Junichi

### ABSTRACT

We attempt to detect the cascade flutter in low pressure turbine experiment from a viewpoint of synchronization theory and dynamical systems theory. The Kuramoto order parameter, which estimates the degree of phase synchronization in collective oscillators enables us to capture the precursor of cascade flutter. The determinism in the cross recurrence plots also can capture the precursor.

**キーワード**: ジェットエンジン,低圧タービン,翼列フラッタ,同期理論 **Key Words**: Jet Engine, Low pressure turbine, Cascade flutter, Synchronization

#### 1. 研究背景

フラッタとは、流れの振動と連成することにより,翼 が自励振動を起こす現象である.フラッタ発生時には流 体中で翼の振動が増幅または持続し、不安定性に由来す る別形態の振動が起こりうる⁽¹⁾. 翼列フラッタは、エン ジンの破損事故に繋がる危険な現象であるため,翼列フ ラッタの事前検知はジェットエンジンの安全性を確保す るために重要な研究である.これまで,翼列フラッタの 発生メカニズムに関する数値的、実験的研究が数多くな されている⁽²⁻⁵⁾.

近年,力学系理論に基づいた時系列解析が航空用エン ジンや発電用ガスタービンの燃焼不安定に対して有用で あることが明らかにされており^(6,7),航空機や遠心圧縮機 に生じる空力不安定に対しても力学系理論を適用した研 究も報告されている.J. Venkatramani et al.^(8,9)は単独翼で 発生するフラッタへの遷移過程において間欠性やマルチ フラクタル性が存在することを示し,発生時にはリミッ トサイクルが形成されることやマルチフラクタル性が消 失することを明らかにしている.S. Irani et al.⁽¹⁰⁾ は2 自 由度単独翼の非線形モデルにおけるフラッタの分岐構造 を調べ,空力不安定の非線形ダイナミクスを明らかにし ている.N. Hagino et al.⁽¹¹⁾ は遠心圧縮機で生じるサージ

*1 東京理科大学大学院 〒125-8585 東京都葛飾区新宿6-3-1 E-mail: 4518545@ed.tus.ac.jp

 *2 東京理科大学 〒125-8585 東京都葛飾区新宿6-3-1
 *3 国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構 航空技術部門

〒182-8522 調布市深大寺東町7-44-1

ングに対してアトラクタ形状から振動の周期性を検出し, 力学系理論がサージングの事前検知に適用できる可能性 を示している. C. Gu et al.⁽¹²⁾ は軸流圧縮機に生じるサー ジングやストールが発生した際に圧力変動のアトラクタ 形状が変化することを示し,相関積分から状態変化を捉 えることが可能であることを明らかにしている.しかし ながら,翼列フラッタにおいては力学系理論や同期理論 を用いた研究例は少ない.

そこで、本研究では宇宙航空研究開発機構が実施した タービンフラッタリグ試験のひずみデータを用いて、低 圧タービン部に生じる翼列フラッタの事前検知を同期理 論と力学系理論の視点から試みる.

#### 2. 実験設備および実験条件

本研究では、宇宙航空研究開発機構航空本部が保有す る高空性能試験設備⁽¹³⁾において、高効率軽量ファン・タ ービン技術実証プロジェクト(aFJR: advanced Fan Jet Research)で開発された低圧タービンブレードを用いて 賀澤らによって行われたタービンフラッタリグ試験のデ ータを用いる.大気温度を流入全温とする.高空性能試 験設備より流れる空気はダクト内部のみに流入させるた め、ベルマウスに供試体ダクトを直接接続する.供試体 ダクト内は緊急放風ダクト、ベルマウス、供試体入口ダ クト、供試翼列、供試体出口ダクト、ストラットの順で 接続されている.供試翼列は翼列フラッタが発生する振 動モードを1次のねじり振動(1Tモード)とし、翼枚数を 80枚とする.供試翼列に対するひずみゲージの取り付け 位置を図1に示す.ひずみゲージは各翼に1つ取り付け られている.

本研究では、供試体に流入する流量を固定した状態で

測定したひずみ変動と、流量を過渡的に増加させて測定 したひずみ変動の時間変化を解析の対象とする.ただし、 供試体に流入する流量は設計点流量に対する比率で表す 無次元空気流量 Q で示す.図2に代表的なひずみゲージ (Stc27)のひずみ変動における各無次元流量のパワースペ クトル密度を示す.供試翼列はフラッタ発生時に一次の ねじり振動が発生し、2 次の固有振動数にてピークが現 れるように設計されている.Q = 81.5%以降では、ある 周波数においてピークが現れる.また、図3 に Stc27 に おける翼間位相差を示す.Q = 85.2%以降で,翼間位相 差は収束し始める.従って、本研究で使用する供試翼で はQ = 85.2%以降でフラッタが発生していることがわか る.図4 に過渡的に流量を変化させたときの無次元空気 流量の時間変化を示す.



Fig.1 Measurement position



Fig.2 Power spectral density of strain fluctuations for different Q (Stc27)



Fig.3 Variation in inter blade phase angle as a function of Q(Stc27)



# 3. 解析手法

#### 3.1. 秩序変数

Y. Kuramoto^(14,15)は複数の振動子における同期現象を 数学的に記述した蔵本モデルを提案している. N 個の振 動子におけるそれぞれの位相をθ,それぞれの角周波数 をφ_iとするとき蔵本モデルは以下のように示される.

$$\dot{\theta}_{i} = \omega_{i} + \frac{\lambda}{N} \sum_{j=1}^{N} \sin\left(\theta_{j} - \theta_{i}\right)$$
(1)

ただし $\lambda$ は結合強度であり、ある振動子と他の振動子の 間にある相互作用の強さを表している.  $\theta > \theta$ のと き、sin( $\theta - \theta$ ) > 0 となるため、i 番目の振動子は加速し、j 番目の振動子に近づいていく. 一方、 $\theta > \theta$ のとき、sin( $\theta$ -  $\theta$ ) < 0 となるため、i 番目の振動子は減速してj 番目の 振動子に近づいていく.

また, Y. Kuramoto は同期の度合いを表す変数として, 式(2)で定義される秩序変数 *R* を提案している.

$$R = \frac{1}{N} \left| \sum_{j=1}^{N} \exp(i\theta_j) \right|$$
$$= \frac{1}{N} \left| \sum_{j=1}^{N} \cos \theta_j + i \sum_{j=1}^{N} \sin \theta_j \right|$$
$$= \frac{1}{N} \sqrt{\left( \sum_{j=1}^{N} \cos \theta_j \right)^2 + \left( \sum_{j=1}^{N} \sin \theta_j \right)^2}$$
(2)

図 5 で示されるように複素平面上にプロットされた 各振動子における位相を質点として考え,それら質点の 重心を求める.なお,Rは複素平面上の原点と重心の距 離を表している.各振動子の位相が近い値を示すとき, Rは1に近づく.他方,各振動子の位相が一定の位相差 を持っているとき,Rは0に近づく.

本研究では、4 つのひずみゲージによって得られたひ ずみ変動の瞬時位相をヒルベルト変換により算出し、秩 序変数を求める.また、 $r \in R$ における RMS 値として 示す.



Fig. 5 Schematic of phase states of oscillators  $\theta_i$  in complex plane

#### 3. 2. Cross Recurrence Plot

Cross recurrence plot(CRP)は Recurrence plot(RP)^(16, 17) を拡張して2つの時系列のダイナミクスの類似性を調べ る手法である⁽¹⁸⁾. N. Marwan et al. ^(19, 20)は地質や気候の変 動データに CRP を適用し,2つの動力学システムにおけ る非線形な関係性を抽出することができることを報告し ている. CRP は2つの異なる時系列を同一の状態空間上 に埋め込み,状態空間上での挙動の類似性を評価するこ とができる.2つの時系列を $\{x(t_i), i = 1,...,N_x\}$ ,  $\{y(t_i), i = 1,...,N_y\}$ をそれぞれ遅れ時間 $\tau$ のD 次元遅れ時間座標系  $X(t_i) = (x(t_i), x(t_i+\tau), ..., x(t_i + (D-1)\tau)), Y(t_i) = (y(t_i), y(t_i+\tau), ..., y(t_i + (D-1)\tau))$ に埋め込み,次式より CRP の隣接行列 CR を生成する.

$$CR_{i,j} = \Theta\left(\varepsilon - \left\|\mathbf{X}(t_i) - \mathbf{Y}(t_j)\right\|\right)$$

$$i, j = 1, \dots, N_p$$
(3)

ただし,  $N_p = N_x - (D-1)\tau$ ,  $\varepsilon \varepsilon \xi || \cdot || を / ルム, \Theta$ をヘビサイド関数とする.また,遅れ時間 $\tau$ には時系列 における相互情報量の最初の極小値を用い,2 つの時系 列の遅れ時間が互いに異なる場合は大きい方を用いる ⁽¹⁷⁾. **CR** は  $N_p \times N_p$  の行列で $\{x(t_i)\}$ が $\{y(t_j)\}$ の状態と類 似しているとき  $CR_{ij} = 1$  となり,類似していないとき,  $CR_{ij} = 0$ となる.このように,状態空間上のすべての位置 ベクトルに対して近傍点を算出し隣接行列を生成する. 隣接行列における長い斜線構造は2 つの時系列が類似し た状態を意味する.また,斜線構造がi = jの対角線とず れた場所に形成されるとき,2 つの時系列が位相差をも っていることを意味する.このときの対角線からの位相 差を r とする.CRP の定量評価は対角線を含む,対角線 に平行な斜線上において考えることができる.対角線よ り r ずれた斜線での決定論性 DET(r)は次式で表される.

$$DET(\tau') = \frac{\sum_{l=l_{\min}}^{N_{p}-\tau'} lp_{\tau'}(l)}{\sum_{l=1}^{N_{p}-\tau'} lp_{\tau'}(l)}$$
(4)

ただし, *lmin* を最小斜線長さ, *pr*(*l*)を斜線構造の長さが *l* のときのヒストグラムとする. *DET*(*r*) は類似した状態の持続時間を表している. なお,本研究では,従来の研究⁽¹⁷⁾と同様, CRP を適用する際に,二つの時系列の正規 化を行っている.

### 4. 結果および考察

#### 4.1. 秩序変数

図6に秩序変数のRMS値rの時間変化と代表的な時刻 におけるそれぞれのひずみ変動の位相角 $\theta$ ( $i = 1 \sim 4$ )を 示す. t = 10.0 s, 20.0 s ではそれぞれの位相角が近い値を とり, r は大きい. 翼列フラッタが発生する以前ではひ ずみ変動が複雑な変動を有するため,位相角にばらつき が生じ, r の変動幅が比較的大きくなっている. t = 28.6 s でrは急激に減少し, t = 30 s 付近からrはほぼ一定とな る. また, t = 30.0 s, 45.0 s では位相差が大きくなってい る. これは翼列フラッタが発生する際に翼間位相差が一 定となることを捉えており,秩序変数は翼列フラッタの 翼間位相差を早期に捉えることが可能である.



Fig.6 Time valuations of Kuramoto order parameter *r* and the phase angles  $\theta_i$  (a) t = 10.0 s (b) t = 20.0 s (c) t = 30.0 s (d) t = 45.0 s

#### 4. 2. Cross Recurrence Plot

図 7 にひずみゲージ Stc27 と Stc28 における流量毎の DET を示す.ただし, D=3,  $l_{min}=3$  とする. 横軸は CRP における位相のずれ rを角度に変換した値としている. また,固有振動数を1周期としたとき,r=0を基準と して正負に5周期分の位相差について DET を算出してい る. Q=66.7%, 74.1%では, DET は 0.2 付近にある. Q= 81.5%になると一定の位相差間隔で DET が大きくなっ ていることがわかる.これは,隣り合うセンサ間におけ るひずみ変動がある一定の位相差で回帰していることを 表している. 翼列でフラッタが発生する際には翼間の位 相差が一定になることが知られている⁽⁴⁾.  $Q=85.2\sim$ 92.6%でも同様の角度の位相差が現れ, DET はさらに大 きくなる.これらの結果から,流量毎に測定したひずみ 変動に CRP の DET を用いることで,翼間における位相 差と翼列フラッタの発達を捉えることができる.

図 8 にひずみゲージ Stc27 と Stc28 における過渡的に 流量を変化させたときのひずみ変動の時間変化と CRP における DET ピーク値の時間変化を示す.ただし,位相 差のずれr により DET に若干の変化が生じることを考 慮し,全周のうち最大の DET を用いている.流量を徐々 に増加させると、ある流量に達したときに翼列フラッタ が発生している. それぞれの RMS 値の時間変化より, ひずみ変動の振幅が増加する Q = 81%付近で $\mathcal{E}$ rmsも増加 していることがわかる. 一方, CRP の DET に着目する と、Q=80%付近から DET が徐々に増加し始め、 Ems が 増加するのと同時に非常に高い値で一定となる.2 つの ひずみ変動の時間変化を位相空間内に埋め込んだ CRP の DET を用いることで, 波形の類似度を観察することが 可能となる. そのため, RMS 値では捉えることが難しい 変化の検知が可能となり、翼列フラッタの前兆を捉える ことが可能である.

#### 4. まとめ

本研究では、低圧タービン部で生じる翼列フラッタを 対象に同期理論と力学系理論に基づいた解析手法を適用 し、翼列フラッタの事前検知を行った.秩序変数は複数 のセンサより得られるひずみ変動から位相差を定量評価 することが可能である.また、cross recurrence plotsの*DET* を用いることで位相空間内での2つのひずみ変動におけ る類似度を定量評価することが可能である.これら2つ の特性量は、翼間位相差を定量化することができ、翼列 フラッタの検知器として有用である.



Fig.7 Determinism *DET* in cross recurrence plots for different flow rates Q (a) Q = 66.7 % (b) Q = 74.1 % (c) Q = 81.5 % (d) Q = 85.2 % (e) Q = 88.9 % (f) Q = 92.6 %



Fig.8 Time valuations of  $\varepsilon$ ',  $\varepsilon$ 'rms, and *DET* for Stc27 and Stc28.

# 参考文献

- K. L. ケルブロック,ジェットエンジン概論,東京大学出版, 325 (1993).
- K. Isomura and M. B. Giles, Journal of Turbomachinery 120, 500 (1998).
- (3) K. C. Hall, R. E. Kielb, and J. P. Thomas, "Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines", Springer (2006).
- (4) 賀澤 順一,谷 直樹,青塚 瑞穂,日本ガスタービン学会定 期講演会講演論文集 44,11 (2016).
- (5) N. Tani, M. Aotsuka, and J. Kazawa, ASME Turbo Expo 2016, 57108 (2016).
- (6) H. Kobayashi, H. Gotoda, S. Tachibana, and S. Yoshida, Journal of Applied Physics 122, 224904 (2017).
- (7) S. Murayama, H. Kinugawa, I. T. Tokuda, and H. Gotoda, Physical Review E 97, 022223 (2018).
- (8) J. Venkatramani, V. Nair, R. I. Sujith, S. Gupta, and S. Sarkar, Journal of Fluids and Structures 61 (2016).
- (9) J. Venkatramani, V. Nair, R. I. Sujith, S. Gupta, and S. Sarkar, Journal of Sound and Vibration, 386 (2017).
- (10) S. Irani, S. Sazesh, and V. R. Molazadeh, Nonlinear Dynamics 84 (2016).
- (11) N. Hagino, K. Ueda, and Y. Kashiwabara, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, Ts-038 (2003).
- (12) C. Gu, K. Yamaguchi, T. Nagashima, and H. Higashimori, Journal of Fluids Engineering 129 (2006).
- (13) 宇宙航空研究開発機構 航空本部 高空性能試験設備, http://www.aero.jaxa.jp/facilities/aeroengine/facility02.html
- (14) Y. Kuramoto, "Chemical Oscillations, Waves, and Turbulence", Dover Publications, Inc. (2003).
- (15) F. A. Rodriguez, T. K. DM. Peron, P. Ji, and J. Kurths, Physics Reports 610 (2016).
- (16) J. P. Eckmann, S. O. Kamphorst, and D. Ruelle, Europhysics Letters 4 (1987).
- (17) N. Marwan, M. C. Romano, M. Thiel, and J. Kurths, Physics Report 438 (2007).
- (18) J. P. Zbilut, A. Giuliani, and C. L. Webber Jr., Physics Letters A 246 (1998).
- (19) N. Marwan and J. Kurths, Physics Letters A 302 (2002).
- (20) N. Marwan, M. Thiel, and N. R. Nowaczyk, Nonlinear Processes Geophysics 9 (2002).

# C-12

# パルスデトネーションによるガスタービンの自立運転に向けた検討

# Attempt for Self-Aspirated Operation of Gas Turbine by Pulse Detonation

*四方 茂人^{*1} 櫻井 毅司^{*2} YOMO Shigehito SAKURAI Takashi

### ABSTRACT

We have developed gas turbines with an output power of 1 kW as an electrical power source for small robots or as a jet engine for UAV. To improve the low thermal efficiency, detonation is applied to the combustor. In the combustion experiment, we attempted self-aspirated operation of gas turbine by pulse detonation. After separating operation for 5 seconds, the valve was switched and self-aspirated operation was tested. Although pressures, flow rate and compressor and turbine work were experimentally evaluated, it was unable to attain the self-aspirated operation.

**キーワード**:熱効率,パルスデトネーション,分離運転,自立運転,自立条件 **Key Words:** Thermal Efficiency, Pulse Detonation, Separating Operation, Self-Aspirated Operation, Self-Aspirated Condition

#### 1. 研究背景

デトネーションとは衝撃波と火炎が結合した燃焼現象 である.デトネーションは瞬時に高温高圧の燃焼ガスを 生成できるため、ロケットやガスタービンの燃焼器への 利用が期待されている.デトネーション燃焼器は定積燃 焼以上の圧力上昇を達成し、タービン入口圧力が高まる ので、熱効率の向上が期待される.

我々は、1kW 級マイクロガスタービンにデトネーショ ン燃焼器を利用することを計画した⁽¹⁾.本研究では、デ トネーション燃焼器を用いたマイクロガスタービンの自 立条件を評価するために、熱力学サイクル解析を行った. また、ガスタービンシステムを構築し、運転特性を調査 する実験を行った.

#### 2. 熱力学サイクル計算

Fig. 1 にパルスデトネーションによるガスタービンの 単純なモデルを示す. 熱力学サイクル解析は, Endo らが 提案した方法に基づいて行った⁽²⁾. 燃料は水素であり, 当量比は 1.0, 圧縮機断熱効率は 50 %である. 圧力比と タービン断熱効率をパラメータとして変化させた. 計算 条件を Table 1 に, 計算結果を Fig. 2 に示す. この計算条 件で自立運転を達成するためには, タービン断熱効率を 60%以上が必要である. 圧縮機及びタービンにおける仕 事は以下のように評価される.

 $w_{cyc} = \overline{h_1} - \overline{h_4} [kJ/kg]$ 

- *1 首都大学東京大学院 〒191-0065 日野市旭が丘6-6 *2 首都大学東京
  - 〒191-0065 日野市旭が丘6-6

$$\eta_{\rm th} = \frac{w_{cyc}}{\Phi_f q_{LHV}}$$

ここで、 $w_{cyc}$ は正味出力、 $\overline{h_1}$ は圧縮機入口での時間平均エンタルピ、 $\overline{h_4}$ はタービン出口での時間平均エンタルピ、 $\eta_{th}$ は熱効率、 $\boldsymbol{\Phi}_f$ は燃料質量分率、 $q_{LHV}$ は低位発熱量である.



Fig. 1 Simple Model Fig. 2 Pressure Ratio Dependence of Thermal Efficiency

Premixed Gas	H ₂ -Air	
Equivalence Ratio, $\varphi$ [-]	1.0	
Pressure Ratio, $r$ [-]	1.2~5.0	
Compressor Adiabatic	50	
Efficiency, $\eta_c$ [%]		
Turbine Adiabatic	50,60,70,85,100	
Efficiency, $\eta_t$ [%]		
Pressure, P ₁ [MPa]	0.1	
Temperature, T ₁ [K]	298.15	

#### 3. 実験装置及び方法

デトネーション燃焼器の詳細を Fig. 3 に示す. 燃焼器 は矩形燃焼室と2本のイニシエータからなる. イニシエ ータは, 燃焼室内部で火炎が衝突させることで, デトネ ーションへの遷移を促進することを目論み設置した. デ トネーションへの遷移の促進として, シェルキンスパイ ラル等の障害物を設置する方法があるが, これは既燃ガ スの排気を阻害し, 意図しない着火が起こる可能性があ るので使用していない. 燃焼器の側面は可視化のために 石英ガラスとなっており, 他は真鍮製である.

Fig. 4 にパルスデトネーション燃焼器と自動車用ター ボチャージャから構成される実験装置の概略図を示す. 実験では空気を定常的に燃焼器に供給し,水素を間欠的 に供給する.実験動作として,空気を最初の5秒間はボ ンベから燃焼器に供給することで運転を行い,その後に バルブを切替え,圧縮機からの空気で運転を行う.ボン べからの空気で運転を行う状態を分離運転,圧縮機から の空気で運転を行う状態を自立運転と呼ぶ.Fig. 5 にデ ータ測定点を示す.



Fig. 3 Pulse Detonation Combustor







Fig. 5 Measurement Positions of the Parameters at Each Component

#### 4. 実験結果及び検討

以下にガスタービンの自立条件を示す.

① 圧縮機出口が燃焼器入口の圧力比を上回る.

$$\frac{P_{2ex}}{P_a} \leq \frac{P_{2cp}}{P_a}$$

② 圧縮機流量が外部空気流量を上回る.

$$m_{2ex} \ge m_{2cp}$$

③ タービン出力が圧縮機所要動力を上回る.  $L_c \leq L_t$ 

なお, 圧縮機所要動力, タービン出力は以下の式で計算 した.

$$L_{c} = \dot{m}_{2ex} \frac{c_{p}}{\eta_{c}} \left\{ \left( \frac{P_{2}}{P_{a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} T_{a}$$
$$L_{t} = \dot{m}_{2cp} \frac{c_{p}}{\eta_{c}} \left( T_{2cp} - T_{a} \right) = \dot{m}_{2cp} \frac{c_{p}}{\eta_{c}} \left\{ \left( \frac{P_{2cp}}{P_{a}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} T_{a}$$

圧縮機断熱効率 $\eta_c=0.6$ ,定圧比熱 $c_p=1.006$  kJ/kg/K,比熱 比 $\kappa=1.4$ ,  $P_a \ge T_a$ はそれぞれ大気圧と室温とした. $P_{2ex}$ は 外部空気圧力, $P_{2ep}$ は圧縮機吐出圧力, $\dot{m}_{2ex}$ は外部空気流 量, $\dot{m}_{2ep}$ は圧縮機流量である.以上の3条件を全て満たす とガスタービンは自立可能である.

Fig. 6~9に#83-9における実験結果を示す. Table 2 は 実験結果の一覧である. Fig.6より, 外部空気供給圧力が 大きく変動していることがわかる. これは、 デトネーシ ョンによる大きな圧力上昇が、タービン方向だけではな く燃焼器上流方向へも伝播しているためである.また, Fig. 7 より, 0~5 s の間で外部空気流量は 1600 L/min 前 後で一定となり、分離運転中に狙った流量を安定して供 給できていることが分かる.また,圧縮機流量について は1~5sの間で1500 L/min 前後で一定となっているが, 自立運転への切替え後は低下している. Fig.8 より, 圧縮 機出口圧力は 0.5 s で 60 kPa,G 程度となり, その後は緩 やかに上昇しているが、自立運転への切替え後は低下し ている. Fig.9より,回転数は1~5sで170,000 rpm 程度 で安定しているが,流量,圧力と同様に自立運転への切 替え後は低下している.以上の結果から、タービン出力 が安定するまで燃焼開始から1秒間かかること、自立運 転への切替えを行うと圧縮機の性能が落ちていることが 分かる. Fig. 10 に自立運転切替前後のタービン入口圧力 を示す. 自立運転切替前のタービン入口圧力は周期的に
最大 1,100 kPa, G の圧力を得られており, 狙い通りの簡 潔燃焼であると考えられる.しかし, 切替後は最大 500 kPa, G となっており, 切替前のような燃焼は持続してい ない.

Fig. 11~13 にガスタービンの自立条件 3 つについて比較したグラフを示す. Fig. 11 より, 圧力に関して絶対圧力ベースで外部空気圧力に対して 86~90%程度の圧縮機吐出圧力となっていることが分かる. つまり,全ての結果で圧力に関する自立条件を満たしていない. Fig. 12より,流量に関して外部空気流量に対して 80~90%程度の圧縮機吐出圧力となっていることが分かる. 流量に関しても全ての結果で自立条件を満たしていない. Fig. 13より, 圧縮機所要動力に対して 60~73%程度のタービン出力となっていることが分かる. 出力に関しては圧力,流量のデータから求めたものなので当然であるが,全ての結果で自立条件を満たしていない. 自立条件を満たしていない. 自立条件を満たすためにはタービン出力を増やす必要がある. その方法として,サイクル速度 (1秒間での燃焼回数)を増やす方法が考えられる.

Fig. 14 に圧縮機の性能曲線を示す. Table 2 よりタービン出力と圧縮機所要動力の比が最も高かった#83-9 について議論する. 青い線が回転数一定の線である. #83-9 について、外部空気供給圧力比は 1.86 である. #83-9 の分離運転時の回転数のまま圧力比を高めようとすると、緑色の矢印に沿って移動することになる. しかし, これでは圧力比は 1.7 程度までしか上昇せず、外部空気の圧力比には到達しない. そのため、サージが発生し燃焼器への空気の供給が出来なくなり燃焼が継続しなかったと考えられる. これを防ぐには、サージマージンを大きくするために流量を増やすこと、回転数を増やすことで外部空気供給圧より高い圧力で空気を供給できるようにすることが必要である.

以上のことより,自立運転が達成されなかった原因は 自立条件を満たしていないこと,燃焼が持続しなかった 原因としては圧縮機のサージが原因であると考えられる.



NumberSpeedPressure RatioPressure RatioAir Flow RateAir Flow RateWorkOutputRatio[cps] $P_{2ex}/P_a[-]$ $P_{2ep}/P_a[-]$ $V_{2ex}[L/min]$ $V_{2cp}[L/min]$ Lc[kW]Lt[kW]Lt/Lc[-]#83-9401.861.661645.31486.53.052.230.731	: Work
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	tio
#83-9 40 1.86 1.66 1645.3 1486.5 3.05 2.23 0.731	.c[-]
	31
#84-6         40         1.84         1.59         1628.1         1415.8         2.97         1.91         0.644	44
#84-7         40         1.84         1.60         1630.7         1436.0         2.96         1.97         0.665	65
#85-4         40         1.44         1.28         995.4         874.4         1.07         0.640         0.599	99
#85-5         40         1.58         1.42         1322.5         1159.1         1.77         1.20         0.678	78
#85-7         40         1.75         1.52         1613.7         1319.1         2.68         1.60         0.595	95

Table 2 Experiment Result List



Fig. 10 Time Histories of Turbine Inlet Pressure



Fig. 11 Pressure Ratio in Each Experiment



Fig. 12 Air Flow Rate in Each Experiment





Fig. 14 Compressor Performance Curve⁽³⁾

### 5. 結論

燃焼実験において,自立運転への切替えを行い,自立 運転可能か検証したが,自立運転は達成されず,3 つの 自立条件を満たす実験結果も得られなかった.自立条件 を満たすにはタービン出力を増やす必要があり,サイク ル速度を増やすことが方法として挙げられる.自立運転 切替え後,切替前のような燃焼が持続しなかった.その 理由として,圧縮機がサージを起こし,燃焼器へ空気を 送れなくなったことが挙げられる.この対策として,サ ージマージンを大きくとること,回転数を高めることが 挙げられる.

# 参考文献

- H TAKAHASHI, Y HIRAI, T SAKURAI, "Fundamental Study of a Micro Gas Turbine with a Detonation Combustor," Proc. International Gas Turbine Congress 2015, MoAMA.2, 2015.
- (2) T ENDO, T YATSUFUSA, S TAKI, J KASAHARA, "Thermodynamic analysis of the performance of a pulse detonation turbine engine," Science and Technology of Energetic Materials, Vol.65, No.4, pp.103-110, 2004. (in Japanese)
- (3) 京谷他, 二輪車用ターボチャージャ:日本ガスタービン学 会誌, p.35(1987)を一部修正

# 【研究報告】

# C-13

# 翼型熱交換器で構築した軽量 ICR エンジン搭載機の フューエルバーンの評価

# Evaluation of fuel burn of lightweight ICR engine using airfoil heat exchangers

*二ノ宮 竜成*1	伊藤 優*1	長崎 孝夫*1
NINOMIYA Ryusei	ITO Yu	NAGASAKI Takao

# ABSTRACT

Along with accommodating the recent increase in demand for aircraft passengers and cargo, the reduction of aircraft  $CO_2$  emissions is an urgent task. It is expected that a reduction in fuel consumption of aircraft engines will greatly contribute to reducing  $CO_2$  emissions. In this study, we focus on a lightweight ICR system using airfoil heat exchangers designed by Ito et al. This ICR system was mounted on the "GEnx-1B64" base engine used in B787-8, based on the assumption that the total mass of the engine does not change. Three cases were investigated, namely the base engine, ICR engine, and the ICR engine taking into consideration the reduction in loaded fuel mass as a result of the ICR system. We evaluated the effectiveness of this ICR system by calculating the fuel burn of the entire aircraft for the flight path between Narita Airport and Chicago O'Hare Airport.

**キーワード**: ガスタービン, ジェットエンジン, サイクル計算, 翼型熱交換, フューエルバーン **Key Words:** Gas Turbine, Jet Engine, Cycle Calculation, Airfoil Heat Exchanger, fuel burn

-	
	- 프라 순공
	_

A	面積
Ср	等圧比熱
Comb	圧縮機
D	内径
f	燃料消費量
HPC	高圧圧縮機
HPT	高圧タービン
HTM	熱輸送媒体
h	熱伝達係数
IC	中間冷却熱交換器
ICR	中間冷却再生熱交換器
Lc	翼弦長
LPC	低圧圧縮機
LPT	低圧タービン
М	マッハ数

*1	東京工業大学	纟 工学院機械系
	〒226-8502	横浜市長津田町4259-G3-33

т	質量流量
Nu	ヌセルト数
OPR	全体圧力比
Pr	プラントル数
Q	熱流量
R	再生熱交換器
Re	レイノルズ数
SFC	1 エンジンの単位推力単位時間当たりの燃料
	消費量
Т	推力
TIT	タービン入口温度
$\Delta T_{lm}$	対数平均温度差
$\mathcal{E}_{MA}$	熱容量流量比
	(= 熱輸送媒体の熱容量流量/空気の熱容量流量)
Φ	入口での温度差と対数平均温度差の比
φ	温度効率
η	対向流熱交換器での統括熱伝達係数
ξ	迎角
Ψ	熱流量の修正因子

# 添字

air	空気
aircraft	機体全体
entire	一つの翼型熱交換器の全体
in	入口
out	出口
htm	HTM (熱輸送媒体)

## 2. はじめに

グローバル化により,2036年までに航空機の旅客及び 貨物の需要が、それぞれ2.4倍、2.2倍になると予測され ている⁽¹⁾。この増大していく航空機需要の背景の中、地 球温暖化対策として、航空機でもCO2排出量の増加が予 測されており、その削減が求められている。ICAO(国際 民間航空機関)は、2010年の第37回総会において、先進 国も途上国も含めた目標として、2020年以降CO2排出量 を増加させないことを掲げた。航空機におけるCO2排出 量削減には、機体及びエンジンの性能向上や軽量化によ る燃料消費量の削減が必要である。特に、エンジンの性 能向上は燃料消費量の削減に大きく寄与することが期待 されている。実際に、アメリカ、ヨーロッパでは、2000 年を基準とし、2025年までに50%のCO2排出量削減を 掲げており、その目標の内25%の削減にエンジン性能向 上が貢献することを求めている⁽²⁾。

航空エンジンにおける CO2 排出量の削減方法として, 自動車エンジンと同様に電動化が注目されている。しか し,航空エンジンはエンジン質量当たりの出力である出 力密度が大きいことが要求されるが,搭載するモータや 電池の性能が十分でなく,出力密度が小さいため,現状 としては実用化には至っていない。電動エンジンの実用 化は,100 席級のリージョナル旅客機用エンジンでは, 2030 年代であり,これより大型機用のエンジンにおいて は,更に時間を要すると予測されている⁽³⁾。

ゆえに、これから数十年においては、低燃費高効率な ガスタービンエンジンの開発により、燃料消費量の削減 が必要である。低燃費高効率ジェットエンジンとして、 中間冷却器・再生器付き(ICR)エンジンが注目されてい る^(4,5,6)。中間冷却器(IC)システムでは、圧縮過程のコア流 と、バイパス流で熱交換を行う。前段圧縮機で断熱圧縮 されたコア流を冷却し、密度を増加させ、体積流量を減 少させるため、後段圧縮機の仕事を低減させ、出力を増 加させる。そのため、同じ推力では、中間冷却器を搭載 していないエンジンに比べて搭載したエンジンは小型化、 軽量化できる。また、再生器(R)システムは、燃焼器入口 の空気流をコアエンジンからの高温排気ガスと熱交換さ せ、加熱することで燃料消費量を削減させる。

Wilfert ら⁽⁷⁾は, ICR エンジンの要素試験を行い,基準 エンジンと比較して単位推力・単位時間当たりの燃料消 費量(SFC)が 17%削減されることを報告した。しかし, Fig. 2 に示すような従来の ICR システムは新たに付加し た金属製の IC と R とそれらとガスタービン各部を接続 する空気用の大径の金属製配管による重量増加の問題が 解決できず,実用化には至らなかった。

この重量増加の問題を解決するために、伊藤ら^(8,9,10)は、 Fig. 3 に示すような既存部品を用いた軽量な ICR システ ムを提案した。この ICR システムは、Fig. 4 に示すよう に圧縮機固定静翼やガイドベーン等を伝熱面とする翼型 熱交換器を採用し、液体や超臨界流体の熱輸送媒体 (HTM)によって高温部から低温部の翼型熱交換器に熱を 輸送する。そのため、熱交換器導入に伴う重量増加の抑 制が期待されている。

本研究では、B-787-8 に搭載されている GEnx-1B64 を 基準エンジンとし, そこに翼型熱交換器を用いた軽量 ICR システムを搭載する。IC を搭載したエンジンは推力 が増大する為、同一推力のエンジンでは基準エンジンよ り小型化でき、その分、軽量となる。この重量が小さく なったマージンを用いて,軽量 ICR システムを導入し, ICR エンジンの総重量は基準エンジンと同一とする。こ の仮定に基づき,基準エンジンを搭載した B787-8 (Case1), ICR エンジンを搭載した B787-8 (Case2), ICR エンジンを 搭載した B787-8 において ICR システムにより削減され る燃料を考慮し、あらかじめ搭載する燃料を減少させた B787-8 (Case3)の3つの場合を想定した。そして、SwRL 社の NPSS (Numerical Propulsion System Simulation) を用 いて、サイクル計算を行った。この時、成田-シカゴ間の フライトパス(離陸-上昇-巡航-下降-着陸)を想定とし、推 力, エンジンサイズ, SFC を計算した。その SFC, 推力, フライトにかかる時間から、機体全体のフライト当たり の燃料消費量であるフューエルバーンを算出した。この フューエルバーンを比較することで、伊藤らの考案した ICR システムの燃料消費量低減の有効性を評価した。



Fig. 1 Aircraft market forecast



Fig. 2 Conventional ICR engine⁽⁴⁾



Fig. 3 New ICR system by using airfoil heat exchangers



Fig.4 Schematic of an airfoil heat exchanger system using a heat transport medium between a hot and cold sections

# 3. 翼型熱交換器を利用した ICR システムの熱性能評価

伊藤らは、実験的に翼型熱交換器の性能を評価した^(11,12)。本研究では、その結果である以下の関係を用いる。 翼型熱交換器の空気に接している面の熱伝達係数*h*_{air}は、 空気のヌセルト数*Nu*_{air}によって計算される。

$$h_{air} = N u_{air} \frac{k_{air}}{L_C} \tag{1}$$

$$Nu_{air} = 1.44 \times 10^{-1} Re_{air}^{0.67} \tag{2}$$

さらに,翼型熱交換器の冷媒に接触している面の熱伝 達係数*h_{htm}は*,HTMのヌセルト数によって計算される。

$$h_{htm} = N u_{htm} \frac{k_{htm}}{D_{htm}} \tag{3}$$

$$Nu_{htm} = 2.30 \times 10^{-2} Re_{htm}^{0.808} Pr_{htm}^{0.30}$$
(4)

翼型熱交換器の1枚の熱伝達量Qは、以下の式で評価 している。

$$Q = \Psi \eta A_{htm} \Delta T_{lm} \tag{5}$$

ここで,Ψはステンレス製の翼型熱交換器の修正因子で ある。

$$\Psi = \frac{0.1236\{0.02093|\xi| + 1\}}{\phi_{htm} - \exp\{-0.5 \times \min(1, \varepsilon_{MA})\}} + 1$$
(6)

 $\xi$ は、入口での空気の迎角である。温度効率 $\phi_{air}, \phi_{htm}$ と熱容量流量比 $\varepsilon_{MA}$ は、以下の式で書くことができる。

$$\phi_{air} = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{T_{air,in} - T_{htm,in}} \tag{7}$$

$$\phi_{htm} = \frac{T_{htm,out} - T_{htm,in}}{T_{air,in} - T_{htm,in}} \tag{8}$$

$$\varepsilon_{MA} = \frac{m_{htm} C_{P,htm}}{m_{air} C_{P,air}} \tag{9}$$

 $m_{air} \ge m_{htm}$ は、空気と HTM の翼型熱交換器 1 枚当たり の質量流量であり、 $C_{P,air} \ge C_{P,htm}$ は、空気と HTM の比 熱である。また、 $\eta$ は翼型熱交換器の熱抵抗を伴わない理 想的な対向流熱交換器のための総括熱伝達係数であり、 次式のように表される。

$$\eta = \frac{1}{\frac{1}{h_{htm}} + \frac{1}{h_{air}} \frac{A_{htm}}{A_{air}}}$$
(10)

 $A_{htm}$ と $A_{air}$ は、1 枚の翼型熱交換器の HTM と空気の接触 面積である。 $\Delta T_{lm}$ は対数平均温度差であり、次式で表す ことができる。

$$\Delta T_{lm} = \boldsymbol{\Phi} \big( T_{air,in} - T_{htm,in} \big) \tag{11}$$

**<b> <b> <b> <b> <b> <b>** 

$$\boldsymbol{\Phi} = 1 \qquad \text{for } \varepsilon_{MA} = 1$$
$$\boldsymbol{\Phi} = \frac{|\phi_{htm}| - |\phi_{air}|}{\ln\left[\frac{1 - |\phi_{air}|}{1 - |\phi_{htm}|}\right]} \qquad \text{for } \varepsilon_{MA} \neq 1 \quad (12)$$

実際の熱交換量は,各段でQ×(翼の枚数)によって推算した。更に,流路壁を伝熱面として考慮しその面積に 相当する翼の枚数を付加した。

## 4. サイクル計算

## 4.1 計算条件

本研究では、SwRL 社の提供する NPSS(Numerical Propalsion Simulation System)を用いて、Table 1 に示す Case1, Case2, Case3 において必要推力を満たすようにサイクル計算を行い、エンジンサイズ及び単位時間単位推力当たりの燃料消費量を計算した。

Casel は,基準エンジンである GEnx-1B64 を搭載した B787-8 とした。本エンジンの緒元を Table2 に示す。これ は, FAA の TYPE CERTIFICATE DATA SHEET, EASA の TYPE-CERTIFICATE DATA SHEET を元に作成した。

Case2 は翼型熱交換器を利用した ICR エンジンを搭載 した B787-8 である。この時,後述する重量推算の結果を 基に,基準エンジンと総重量が同じと仮定した。

Case3 は, Case2 と全く同一のエンジン、および、機体 であるが, ICR システムによる消費燃料の削減を考慮し, あらかじめ搭載する燃料を減少させた B787-8 である。

Table 1 calculation conditions

	Case1	Case2	Case3
Туре	Base ICR ICR		ICR
Mass of Bare Engine per engine [kg]	5,816	5,6	589
Total Mass Including ICR per engine [kg]	5,816		
Aircraft	B787-8		
Including loaded fuel [Mg]	219.54 23		218.79

Table 2 engine specifications

Fan diameter [m]	2.82
Length [m]	4.95
Dry Weight [kg]	5,816
configuration	1-stage fan, 4-stage LPC, 10-stage HPC, 2-stage HPT, 7-stage LPT

# 4.2 翼型熱交換器

翼型熱交換器を,中間冷却器として LPC4 段目と HPC 1 段目の間の部分, HPC 4 段目,6 段目の部分において, 再生器としてタービン出口部及び燃焼機入口部において, アクティブ制御できるように NPSS のユーザー定義関数 で構築した。この時,熱交換面積は流路壁も考慮し,冷 却側と加熱側の熱交換量Qが釣り合うように計算した。 また,本研究では,翼型熱交換器の HTM のエンジン内 の環境温度で液体である金属のガリスタンを用いた。こ のガリスタンの諸元を Table 3 に示す。

Table 3 Glistan specifications

Density [kg/m ³ ]	6,440
Viscosity [Pa·s]	$2.4 \times 10^{-3}$
Thermal conductivity [W/(m·K)]	16.5
Specific heat $[J/(kg \cdot K)]$	320
Liquid phase range at atmosphere pressure [K]	254 to 1573

# 4.3 フライトパス

本研究では,成田-シカゴ間の離陸,上昇,巡航,下降, 着陸のフライトパスを想定した。所要時間と機速,高度 の関係を,Flight Aware 社の提供する JAL7009 便及び7010 便のフライトデータを参考に推算したものを Fig.4 に示 す。また,本論分では,Table 4 に示すパラメータの元, 計 15 点で,サイクル計算を行った。ただし,この時 Cases 2,3 は,離陸時は IC のみを使用し,他の時は IC と R の両方を使用した。

Table 4 Design Parameters

$\square$	Altitude [m]	Time [s]	TIT Temp.[K]	Flight Mach number	Airflow rate [kg/s]
Taka off	0	0	1840	0	1088
таке-отт	0	50	1840	0.21	1160
	200	70	1780	0.30	634
Climah	900	90	1780	0.32	634
Climb	4700	159	1780	0.59	634
	8600	578	1780	0.84	634
	12192	1116	1780	0.85	317
Crusies	12192	15807	1780	0.85	317
Cruise	12192	30207	1780	0.85	317
	12192	40457	1780	0.85	317
	7800	42131	1780	0.70	Idle
Descent	3000	43471	1780	0.30	680
Descent	200	44004	1780	0.25	680
	0	44044	1780	0.21	680
Land on	0	44097	1780	0	680

# 4.4 必要推力の計算手法及び計算結果

飛行中の航空機には Fig. 5 に示す力を受けている。



Fig. 5 Forces exerted on an aircraft

この航空機の受ける力の関係から,静止時の必要推力 *T_{rea}(t)*は,以下の式で計算される。

$$T_{req}(t) = \frac{W_{aircraft,initial} - f_{aircraft}(t)}{L/D(t)} = \frac{W_{aircraft}(t)}{L/D(t)} (13)$$

このとき、 $W_{aircraft,inital}$  は燃料が充填された初期の 状態の機体全体の重量であり、 $f_{aircraft}(t)$ は航空機全体 (エンジン 2 基分を指す)での時刻 t までの積算燃料消費 量であり、 $L/_D$  は時刻 t での揚抗比である。また、  $W_{aircraft}(t)$  は、時刻 t での機体の重量である。

本論文では,式(13)の必要推力の計算法を,上昇,巡航, 及び,3000m 以下のフラップを下した下降時において, Table 5 に示す各フライトフェイズにおける揚抗比とと もに用いた。ただし,離陸時の必要推力は基準エンジン の最大推力である298kN とし,高空より3000m までの 下降はアイドリングと仮定した。Table 4 に示した 15 点 における必要推力及び機体重量*Waircraft*(*t*)を Fig. 6 に示 す。



Fig. 4 Relationship between time, altitude, and Mach number in the average flight path from Narita to Chicago



Fig. 6 Relationship between time, Aircraft mass, and thrust in the average flight path from Narita to Chicago



Fig. 7 Relationship between time, SFC, and fuel consumption in the average flight path from Narita to Chicago



Fig. 9 Temprature distribution in each case at cruise

Table 5 Lift drag ratio

Climb	10
Cruise	20
Descent at altitude of 3000m or less	5
Land on	5

### 4.5 サイクル計算結果

これまでに示した条件における SFC 及びエンジン1基 の単位時間当たりの燃料消費量 fuel consumption を Fig.7 に示す。また,離陸時及び巡航時の温度分布を Figs. 8,9 に示す。

ここで, Cases 1,2,3 それぞれにおける必要推力の計算 結果を Table 6 に SFC の計算結果の詳細を Table 7 に示 す。離陸時は推力が重要であるため IC のみ作動させた。 この時, Figs. 8,9 に示すように IC により約 13℃冷

Table 6 the result of Thrust of Case1,2 and 3

	Altitude	Thrust	Thrust	Thrust
	[m]	(Case1) [kN]	(Case2) [kN]	(Case3) [kN]
Taka off	0	298	298	298
таке оп	0	298	298	298
	200	107.39	107.38	107.02
Climb	900	107.33	107.33	106.96
Climb	4700	107.30	107.30	106.93
	8600	107.16	107.15	106.78
	12192	53.15	53.15	52.97
Cruise	12192	52.72	52.73	52.55
Cruise	12192	45.30	45.38	45.23
	12192	38.65	38.80	38.68
	7800	0	0	0
Descent	3000	137.49	138.24	137.81
Descent	200	134.96	135.69	135.27
	0	133.07	133.80	133.38
Land on	0	0	0	0

Table 7 the result of SFC of Case1, 2, and 3

	Altitude	SFC (Case1)	SFC(Case2)	SFC (Case3)
	[m]	[mg/Ns]	[mg/Ns]	[mg/Ns]
Taka off	0	10.89	10.89	10.89
Take off	0	14.26	14.58	14.58
	200	14.31	14.28	14.23
Climb	900	14.40	14.34	14.34
Climb	4700	17.42	17.44	17.25
	8600	21.46	21.13	21.06
	12192	19.46	19.28	19.26
Cruitan	12192	19.47	19.24	19.21
Cruise	12192	18.99	18.75	18.75
	12192	18.80	18.60	18.60
	7800	0	0	0
Descent	3000	14.08	14.06	14.04
Descent	200	13.49	13.43	13.43
	0	12.92	12.87	12.78
Land on	0	0	0	0

却された。一方, 巡航時は燃料消費量が重要であるため ICとRを両方作動させた。この時, ICにより約10℃冷 却され, Rにより約35℃加熱された。これらの結果, Table 7に示すように, 離陸時のSFCが平均して約2%増大し たが, 巡航時のSFCが Case 2で約1%程度, Case 3で 約1.3%程度減少した。このSFCの変化が航空機全体の 1フライト当たりの燃料消費量であるフューエルバーン の削減にどの程度影響を与えるか評価する為に, SFCと 推力の計算結果を元にフューエルバーンを計算した。そ の計算結果を Fig. 10に示す。Fig. 10にあるように, Case 2で737kgの削減, Case 3で1077kgの燃料消費量が削減 された。

今回想定している JAL7009 便及び 7010 便は,1日に1 往復運行している。Case3の航空機を現行機である Case 1 と置き換えると,航空機燃料であるケロシンの価格を 85円/kgとした場合,年間で計7千万円程度の燃料コス トが削減されると推算される。

# 4.6 重量推算

ここで, 翼型熱交換器を用いた軽量 ICR システムを搭 載することによって, どの程度(ICR システムの重量を含 まない)コアエンジンの重量が削減されるか推算する。サ イクル計算により ICR エンジンの各構成要素の空気流の 流路面積が計算される。この流路面積を基準エンジンの 流路面積と比較することによって, ICR エンジンの(ICR システムの重量を含まない)コアエンジンの重量推算を 試みた。ここで, 基準エンジンに用いた GEnx-1B64 は, Table 2 に示したように, ファン直径が 2.82 m, 長さが 4.95 m である。GEnx-1B64 の体積が 2.82² × 4.95に比例



Fig. 10 the result of fuel burn of Case1, 2, 3

するとし,更に,体積変化は各構成要素の流路面積の変 化に比例すると仮定した。

GEnx-1B64の体積及び重量と同時に開発されたサイズ 違いの兄弟のエンジンである GEnx-2B67 の体積及び重 量とを比較することによって,

すなわち,重量変化は体積変化の 0.39 乗であると仮定した。

本手法により, 翼型熱交換器を用いた軽量 ICR システ ムを搭載したエンジンの(ICR システムの重量を含まな い)コアエンジンの重量は, 基準エンジンと比較して 127 kg 程度軽くなることが推算された。翼型熱交換器を利用 した ICR システムの重量を 127 kg に抑えることは技術 的に可能なレベルと考えられる。

## 5 結論

ICR システムを航空エンジンに導入する場合,単位推 力単位時間当たりの燃料消費量 SFC ではなく, フライト 当たりの航空機全体の燃料消費量であるフューエルバー ンで評価する必要がある。NPSS を用いて、サイクル計算 を行い、成田空港-シカゴ・オヘア空港間の B787-8 のフ ライトパス(離陸,上昇,巡航,下降,着陸)における,フ ューエルバーンを,基準エンジンを搭載した B787-8 (Case 1), 基準エンジンと総重量が同じである ICR エン ジンを搭載した B787-8 (Case 2), Case 2 と全く同じ ICR エンジンを搭載した B787-8 だが, ICR システムにより削 減される燃料を考慮し、あらかじめ搭載する燃料を減少 させた B787-8 (Case 3)のそれぞれで計算した。その結果, 現行の Case 1 の機体を Case 2, Case 3 と置き換えると, それぞれ 737 kg , 1077 kg 程度フューエルバーンが削減 されることがわかった。本削減量は、想定している JAL7009 便と 7010 便において年間で計 7 千万程度の燃 料コストの削減に繋がると期待され、伊藤らの考案した 翼型熱交換器を利用した軽量 ICR システムの有効性を確

認した。

## 参考文献

- Japan Aircraft Development Corporation, JADC Worldwide Market Forcast 2017-2036, Tokyo Japan, 2017
- (2) Sieber, J., "European Technology Programs for Eco-Efficient Ducted Turbofans", 22nd ISABE Conference, Phoenix, AZ, USA, 2015, pp. 1-8, ISABE 2015-20029
- (3) Nomura, T., Takahashi, N., Hisa, S., Miyahara, A., and Takakura, M., "Fundamental Feasibility Study of Fuel Cell Aircraft" 47th Aircraft Symposiun, JSASS-2009-5043, pp235-240, 2009
- (4) Andrew, R., Vishal, S., Florian, J., Joshua, S., "Scale Effects on Conventional and Intercooled Turbofan Engine Performance", ISABE-2017-22659
- (5) Rolt, A.M. and Baker, N.J., Intercooled turbofan engine design and technology research in the EU Framework 6 NEW AC Programme, 18th International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2009, ISABE-2005-1156, 2005.
- (6) Lei, X., Konstantinos, K., Tomas, G., "Optimization Study of an Intercooled Recuperated Aero-Engine", JOURNAL OF PROPULSION AND POWER, Vol. 29, No.2, March-April 2013.
- (7) Wilfert, G., Kriegl, B., Wald, L., and Johanssen, O., "CLEAN Validation of a GTF High Speed Turbine and Integration of Heat Exchanger Technology in an Environmental Friendly Engine Concept," ISABE-2005-1156
- (8) Ito, Y., Nagasaki, T., "Suggestion of Intercooled and Recuperated Jet Engine Using Already Equipped Components as Heat Exchangers" AIAA-2011-6102
- (9) Ito, Y., Inokura, N. snd Nagasaki, T., Conjugate heat transfer in air-to-refrigerant airfoil heat exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, vol. 136, No. 081703 (2014), pp. 1-12.
- (10) Ito, Y., Inokura, N., Nagasaki, T., "Intercooled and Recuperated Jet Engine Using Airfoil Heat Exchangers", ISABE-2015-20100
- (11) Ito, Y., Goto, T., and Nagasaki, T., "Effect of Airflow on Heat Transfer of Air-to-Refrigerant Airfoil Heat Exchangers", AIAA-2015-1193
- (12) 中西仁,伊藤優,長崎孝夫,逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価,日本ガスタービン学会誌, Vol. 46, No.4, 2018.7

# 【研究報告】

# C-14

# サイクル解析に基づく電動化航空機エンジンの性能評価

# Feasibility Study on Electric Propulsion System Based on Engine-cycle Analysis

*岩崎 祐介*1	姫野 武洋*2	渡辺 紀徳 ^{*2}
IWASAKI Yusuke	HIMENO Takehiro	WATANABE Toshinori
	立石 敦 ^{*2}	佐久間 康典*2
	TATEISHI Atsushi	SAKUMA Yasunori

## ABSTRACT

Recently, electric propulsion systems have been recognized as an attractive alternative architecture for reducing the fuel consumption in commercial aero engines. They have a possibility to realize higher propulsion efficiency than conventional turbofan engines because they are well-suited to using multiple distributed fans for a high bypass ratio. This paper focuses on the turboelectric propulsion system. The engine and flight performances of both turbofan and TeDP systems were evaluated by combining engine cycle analysis and weight estimation models of an engine and an aircraft. First, the SFC and the specific thrust of the turbofan engine and TeDP are calculated. Then, the impacts of the power transmission efficiency and the electric component weight on the fuel consumption are discussed. Results show the TeDP systems consume more fuel than the turbofan engines with the current technology.

**キーワード**: サイクル解析, 電動化, ターボエレクトリック **Key Words:** Engine-Cycle Analysis, Electric Propulsion System, Turboelectric, TeDP system

# 1. はじめに

民間航空機において,経済的観点や環境適合性の観点 から,航空機の燃料消費量削減に向けた技術開発が行わ れてきた。その中で,モータやバッテリー等電装品の著 しい発展により,航空機エンジンの電動化が将来的な燃 料消費量削減の方法の一つとして注目を集めている。

電動化推進機構では、電動モータで駆動されるファン を用いて、推力の一部または全部を発生する。様々な推 進機構が考えられており、例えば NASA によって 6 種類 の推進機構が提案されている⁽¹⁾。電動化の利点は、バッ テリーを搭載した推進機構の場合、電力を用いることで 燃料の消費量を減らすことができる点と、分散ファンを 用いる推進機構の場合、多数の小型分散ファンによって 高バイパス比化を実現できる点である。

しかしながら、電動化推進機構には欠点も存在する。 一つは、モータやバッテリーなどの電装品の搭載に伴う 電動推進機構の重量が増加、および、必要推力の増加で ある。さらに、モータなどで動力変換をする際に損失が 生まれ、推進系の全体効率を下げ、燃料消費率(SFC)を悪 化させてしまうことも挙げられる。 このような議論において定性的な検討はされているも のの、ターボファンエンジンと電動化エンジンの性能を 定量的に比較検討した調査は少ないのが現状である。そ こで、本研究では、従来の推進機構と電動化推進機構に 対して同一のエンジン技術レベルを仮定した上でサイク ル解析を行い、両者の性能比較を行った.

現在の技術レベルでは、バッテリーのエネルギー密度 は燃料の 1/20 程度であるため、バッテリーを用いた推進 機構を民間航空機に搭載するのは現実的ではない。そこ で、Turboelectric Distributed Propulsion system (以降、TeDP) と呼ばれる、バッテリーを用いない推進機構を対象とし て解析を行った。

#### 2. エンジンの性能計算

#### 2.1 性能計算ツール

エンジンの設計において,タービン入口温度(TIT),全体 圧力比(OPR),バイパス比(BPR),ファン圧力比(FPR)が重 要なパラメータであるので,これらを設計変数とする。 航空機エンジンの燃費は巡航時の条件に大きく影響され る一方で,設計時には離陸時 TIT の制約が存在する。そ こで,二つの運転条件での性能計算が可能なツールを使 用した⁽²⁾。このツールでは,設計点性能を設計変数や要 素効率から計算する。その後,図1のような圧縮機マッ プの数理モデル⁽²⁾と低圧タービンのチョークの仮定の上

^{*1} 東京大学大学院 工学系研究科 修士課程2年 〒113-8656 文京区本郷 7-3-1

^{*2} 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



Fig. 1 Numerical Model of the Compressor Map⁽²⁾

で,空気流量・パワー・軸回転数の釣合条件を満たす作 動点を探索し,設計点外性能を求める。本解析では巡航 状態を設計点とし,離陸時の部分負荷計算を行った。

# 2.2 ベースラインエンジン

ターボファンエンジンと TeDP を比較する際,技術レ ベルや飛行ミッションを統一するために,ベースライン となるエンジンを設定することが望ましい。そこで,本 解析では V2500 エンジンをベースラインに設定した。 V2500 は IAE 社によって設計,製造されている 2 軸ター ボファンエンジンであり,エアバス A320 等に搭載され ている。このエンジンの性能を模擬するため,公開文献 に基づき,設計変数や要素効率をチューニングした。チ ューニングしたエンジンモデルで性能計算を行った結果 を表1に示す。V2500 モデルでは,離陸時の TIT が 1820 K なので,以降,離陸時 TIT は 1820 K 以下という制約を 用いる。解析では,設計変数のみを変化させている。

Table 1 Results of the V2500-Model Engine Performance

	Cruise (Design Point)	Take-off	Unit
Altitude	35000	0	ft
Ma	0.78	0	-
Ambient	ISA	ISA+15K	-
Thrust	21000	133000	N
SFC	0.622	0.379	kg/(kg $\cdot$ hr)
Air Flow	148	396	kg/s
BPR	4.7	4.4	-
TIT	1380	1820	к

### 3. ターボファンエンジンの設計最適化

はじめに,ターボファンエンジンの設計最適化を行う。 V2500 モデルエンジンと同等の技術レベルで性能を比較 するために,以降で行う性能計算では設計点での要素効 率と離陸時の TIT をベースラインエンジンと同じにした。 ただし,簡単のためにファンのポリトロープ効率は FPR, 冷却空気割合は TIT に依存せず一定としている。この仮 定の上で,ターボファンエンジンの設計最適化を行った。 以降で,離陸時と巡航時の値を区別するため,巡航時の 変数には"*"を添える。

## 3.1 SFC・比推力に関する最適化

エンジン性能の指標として、SFCと比推力が存在する。 SFCとは推力あたりの燃料流量を表し、値が小さいほど 燃費が良い。また、比推力とは、単位空気流量あたりの 推力を表し、値が大きいほどファンが小さいことを表す。 SFCが小さく、軽い推進系が望ましいことから、SFCは 小さく比推力は大きいエンジンが理想的である。そこで、 巡航時の設計変数を SFCと比推力に関して最適化する。

最適化手順について以下で説明する。初めに,TIT*と OPR*をある値に固定した状態で,BPR*とFPR*を変化さ せ,巡航時のSFC・比推力 ( $F_s$ *)を軸にとったグラフ上 にプロットした。ただし,離陸時のTITが1820Kを超 えるものは除き,離陸時のTITの条件を満たす設計変数 だけを残した。TIT*=1300K,OPR*=30の時に得られ た結果を図 2(a)に示す。TIT*とOPR*が固定されている 時の最適な設計変数を得るため,包絡線(A)を描いた。続 いて,TIT*を固定したまま,様々なOPR*に対して,包 絡線(A)を描いた。TIT*=1300Kの時の結果を図 2(b)に 示す。この図に対しても包絡線(B)を描き,TIT*が固定さ れている時の最適な設計変数を得た。最後に,TIT*の固 定を外し変化させると,図 2(c)のような結果が得られた。

図 2(c)から、V2500 モデルの巡航時 SFC・比推力は、 最適化した設計変数の SFC・比推力に近いことがわかる。 しかし、前述したように要素効率を一定と仮定している ことや、実際には TIT 以外に圧縮機出口温度などの制約 条件が存在するため、推定された V2500 モデルの設計変 数は解析で得られた最適な設計変数とは異なっていた。



(a) Optimization of FPR* and BPR*
 (b) Optimization of FPR*, BPR* and OPR*
 (c) Optimization of the Design Variables
 Fig. 2 Process of Optimizing the Design Variables for the SFC and the Specific Thrust at the Cruise Conditions

## 3.2 燃料消費量に関する最適化

巡航時の SFC と比推力に関して最適化を行ったが,エ ンジン仕様の決定に際しては,燃料消費量の最小化がひ とつの重要な評価関数である。そこで,実際の V2500 エ ンジンが搭載されている A320 をベースラインとして, エンジンを置き換えた時の燃料消費量を計算した。燃料 消費量に影響するパラメータは,主に飛行ミッション, 機体性能,エンジン性能,機体重量である⁽³⁾。

飛行ミッションは、A320の仕様を参照して決定した。 ミッションは離陸、上昇などのフェーズに分かれている が、それぞれのフェーズでの燃料消費量を求める必要が あるため、各フェーズ前後での機体全体の重量比を表す Mission Fuel Fraction (*M*_{ff})を用いた。この手法は、機体 の概念設計に用いられている手法である。巡航フェーズ の*M*_{ff}は、飛行距離 *Range* を一定としブレゲーの式(式 (1))を用いて計算した。その他のフェーズは巡航時の時 間より短く、*M*_{ff}はおおよそ一定であるので、表2の値に 設定した⁽⁴⁾。

$$Range = V \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{SFC} \cdot \ln\left(\frac{1}{M_{\rm ff,3}}\right) \tag{1}$$

機体性能は、揚抗比 LD と揚力係数  $C_L$  を一定とした。 このような仮定の下で離陸重量が変化した場合、必要な 揚力が変化するので、主翼の面積を変化させる必要があ る。そこで、胴体のサイズは変えず、離陸重量に応じて 主翼の大きさが変化するものと仮定した。この機体形状 の変化は機体の構造重量に影響を与える。

最後に、重量についての計算方法について述べる。ペイロード重量は A320 の Payload-Range 図を参考にして、 17.3 ton に統一した。また、エンジン重量の推算には、 要素ごとに重量を推算し合計するような方法を用いた⁽⁵⁾。 機体の構造重量については、文献(6)などでは変化がない ものとして扱っているが、本解析では機体の要素ごとに 重量推算を行うことで、主翼面積の変化に伴う構造重量 の変化も考慮した⁽⁷⁾。ただし、これらの重量推算式は、 V2500 を搭載した場合、表 3 の重量になるようにチュー ニングされている。

図3に、以上のような仮定や推算方法を用いた燃料消 費量の計算手順を示す。この反復計算により、機体全体 の重量と必要推力の比が機体性能の*L/D*と等しくなるよ うなエンジンサイズ・推力を計算することができ、燃料 消費量を計算することができる。

次に燃料消費量を最小とする設計変数の探索を行う。 TIT*, BPR*を固定した状態で, FPR*, OPR*を変化させ ることで離陸時の TIT の制約を満たし,かつ,燃料消費 量を最小化する設計変数を探索した。

結果を図4に示す。V2500の設計は燃料消費量の最小 値に近いことが分かる。燃料消費量の最小点でない理由 として,前節で挙げた要素効率一定の仮定を用いている

#### Table 2 Mission Fuel Consumption at each phase

Mis	sion Phase	$M_{{ m ff}.i}$
1	Take-off	0.995
2	Climb	0.980
3	Cruise	Breguet's range formula
4	Descent	0.99
5	Landing	0.99

#### Table 3 Weights of A320 powered by two V2500 engines

Take-off weight	Wto	78000 kg
Airframe weight	Waf	37980 kg
Engine weight	Weng	2360 kg
Fuel weight	Wfuel	18000 kg
Payload weight	Wpl	17300 kg







Fig.4 Fuel Consumption (Turbofan engine)

ことや他の制約条件を無視していることに加え,今回の 解析とは異なる航続距離を飛行した際の燃料消費量も考 えて設計されているためであるといえる。ただ,V2500 が最適設計に近いという結果が得られたことから,性能 計算ツールや評価方法はある程度妥当であると考えられ る。そこで,TeDP に関しても同様のツールや評価方法 を用いて,SFC・比推力に関する最適化と燃料消費量に 関する最適化を行う。

## 4. ターボエレクトリック

TeDP は、図 5 のように、バッテリーを用いない推進 機構である。電力はガスタービンエンジンに取り付けら れた発電機によって発電され、コンバータ・インバータ を介して電動モータに送電される。その後、電動モータ がファンを駆動する。よって、推力はガスタービンエン ジンとファンによって発生する。前述した通り、ターボ エレクトリックの特徴は、多数の小型分散ファンを用い ることで実質的に高バイパス比を実現できることである。 また、ファンとガスタービンが直結していないために、 飛行中にそれぞれの回転数を独立に変化させることで、 従来より効率のよい作動店での運転が可能である。以下 の節で、この特徴について説明し、その後、SFC・比推 力や燃料消費量に関して設計変数の最適化を行う。

## 4.1 ターボエレクトリックの運転自由度

TeDP の回転数を独立に変化させることができるとい う利点を把握するために、巡航時の設計変数を V2500 モ デルと同じにし、電装品での損失がないと仮定した TeDP の性能計算を行った。ただし、BPR はガスタービンエン ジンの流量に対する全電動ファンの流量の和の比とする。 それぞれの電動ファンの圧力比が異なるように決定する こともできるが、簡単のために全てのファンの圧力比・ 大きさは同じにした。また、電動ファンの回転数を別々 に決定することもできるが、同じファン圧力比の場合、 同じ回転数である方が推進効率は高いので、全てのファ ン回転数も同じにした。

TeDP の性能計算の結果を図6に示す。縦軸・横軸は, それぞれ,ファンの回転数・ガスタービンエンジンの低 圧軸回転数を表している。そのため,ファンとガスター ビンエンジンの回転数が等しい運転は,ターボファンエ ンジンの性能を表している。図6を見ると,ある要求さ れた推力に対して,TeDP には運転に自由度があり,SFC を最小とする運転状態やTITを最小にする運転状態など があることが分かる。このように,飛行状態によって運 転を変えるということにより,燃料消費量を減らすこと ができる。

## 4.2 SFC・比推力に関する最適化

次に、SFC・比推力に関して TeDP の設計変数最適化 を行った。TeDP の場合,モータや発電機などで損失が 生じるので,全電装品の効率を一括りにして送電効率と 呼ぶこととする。この効率は論文によって 80% - 97% と 様々であるが、本節では送電効率(η_{ele})を90% とした。

最適化を行った結果を図7に示す。図2(c)と図7を比 較すると,TeDP はターボファンよりもSFC・比推力が 悪いという結果になった。電動品での損失が大きいため に,全体効率が低下したためである。比推力はファンの 大きさを示すパラメータであるため,比推力が同じTeDP







Fig.7 Optimazation of the Design Variables (TeDP)



Fig.8 Impact of the Transmission Efficiency on the SFC and the Sepcific Thrust

とターボファンエンジンを比較すると、電装品を除いた TeDP の重量とターボファンエンジンの重量はおおよそ 同じになる。このことを踏まえると、TeDP はターボフ ァンエンジンに比べ電装品の分だけ重量が増えることか ら、同じ比推力ではSFC の面で TeDP の方が良くなけれ ば燃料消費量を減らすことができない。

#### 4.3 送電効率の影響

前節で,送電効率が 90% の場合に TeDP はターボフ アンに比べ SFC・比推力の面で悪化することが確認でき た。そこで,送電効率が SFC・比推力に与える影響を定 量的に評価するため, η_{ele} = 90%,95%,100% での最適 設計された SFC・比推力を計算した。

結果を図8に示す。図8の結果から、送電効率が99% 程度の場合、TeDP はターボファンを超える性能を出す ことができることがわかる。また、 $\eta_{ele} = 100\%$ の結果 からは、自由度の増加がSFC・比推力に与える効果が確 認できる。

## 4.4 TeDP の燃料消費量

TeDP の燃料消費量の計算をするにあたり,ターボフ アンエンジンと異なる部分は,エンジン重量の計算方法 と離陸時の運転状態である。

ガスタービンエンジンとファンの重量については,ター ボファンと同様に,推算式を用いて計算した。一方,電 装品に関しては、ミッション中の最大発電量を満たす容 量が必要なので、電装品重量は最大発電量に依存する。 離陸時に TeDP の発電量が最大となるため、これに現在 の技術でのモータ・発電機・送電網を合わせた重量出力 比 0.52 kg/kW を掛けることで,電装品重量を計算するこ とができる⁽⁵⁾。

離陸時の運転は離陸時のTITの制約を満たす運転をし なければならないので、制約を満たすことができない場 合、その設計変数を棄却した。また、燃料消費量の最小 化を考えると、本計算では離陸時のSFCは燃料消費量に 影響を与えず、電装品の重量の観点から離陸時の発電量 は少ない方が良い。よって、TITの制限を満たし、最も 発電量が小さい運転を離陸時の運転方法とした。



Fig.9 Fuel Consumption of the TeDP system with the Current Technology

これらを考慮して,3.2 節と同様に燃料消費量を計算 した。本節の計算では TeDP の送電効率を 90%とし,同 じ大きさの 3 つの分散ファンを想定した。TIT*は 1200 K から 1400 K まで 50 K 刻みで,BPR*は 2.0 から 12 まで 計算を行った。ただし,離陸時の TIT の条件を満たせな い場合は図から除いた。この時,OPR*,FPR*に関して は,FPR*が 1.1 以上という条件で,燃料消費量を最小化 するような値とした。

図9に現在の技術を想定した TeDP の燃料消費量を示 す。図9から、TIT*の温度が低く、低バイパス比の TeDP が燃料消費量を最小化するという結果となった。低バイ パス比となった理由は、電装品重量の増加というデメリ ットの方が高バイパス比化による SFC の改善よりも影 響が大きかったためである。この低バイパス比化に伴い、 離陸時のTITを満たすにTIT*を下げたという結果になっ た。また、図4と図9を比較すると、現状の技術を想定 した送電効率では燃料消費量が大幅に増えてしまうとい うことが分かる。4.3 で述べた通り、TeDP は SFC・比推 力で劣ることに加え、電装品によって重量が増加してお り、電動化のメリットが無いため、燃料消費量が増えて しまっている。

## 4.5 電装品の必要技術レベル

前述した通り,送電効率 90%の時 TeDP のメリットが 無いため,将来的な技術レベルとして送電効率が 99%ま で上がった場合を考える。また,電装品の重量が現在の 技術レベルの状態では,燃料消費量は下がらないと考え られるので,電装品の重量が現在の技術レベルの場合と 1/2,1/4 倍になった時の燃料消費量を前節と同様の方法 で計算した。結果を図 10 に示す。

図 9,10 の重量出力比 0.52 kg/kW の結果を比較すると, 送電効率が上がったことにより,SFC が改善し,燃料消 費量が下がったことが確認できる。ただし,電装品の重 量は同じであるため,燃料消費量の観点では,電装品の 重量が小さい低バイパス比の TeDP が良いという結果と なった。また,図 10 より,電装品の重量が軽くなること により,燃料消費量が減るとともに,最適な設計変数が



Fig.10 Fuel Consumption of the TeDP System ( $\eta_{ele}$ : 99%)

	Cruise (Design Point)	Take-off	Unit
Altitude	35000	0	ft
Ma	0.78	0	-
Ambient	ISA	ISA+15K	-
Thrust	23200	147000	N
SFC	0.581	0.311	kg∕(kg ∙ hr)
Air Flow	274	542	kg/s
BPR	9.75	7.49	-
TIT	1450	1820	к
Generator power	5100	14200	kW

Table 4Performance of the TeDP system

高バイパス比側に移動した。送電効率が 99%で,かつ, 電装品重量が現技術レベルの 1/4 程度になれば,ターボ ファンエンジンより優れた TeDP の設計が可能である。

図10上の丸印における TeDP の性能の詳細を表4に示 す.表4より,エンジン重量が大きくなった分,推力が 増加していることが分かる。また,発電量に注目すると, 離陸時の発電量は,巡航時の発電量の2.8 倍程度となっ ている。電装品の重量は、ミッション中で発電量が最大 となる離陸時の発電量によって決定されている。しかし, 巡航状態になると電装品を十分活用せず,無駄が生じて しまっている。

## 6. まとめ

本研究では、ターボファンエンジンと TeDP の燃料消

費量を,エンジンサイクルに基づいたエンジン性能とエ ンジン・機体の重量推算式を用いて計算した。SFCと比 推力の改善には送電効率の向上が必要であり,99%程度 である必要がある。また,TeDPの高バイパス比化のた め,電装品の軽量化は必須であることも分かった。

TeDP の発電量は、巡航時と離陸時で大きな差が生じ ており、巡航時に電装品の性能が十分活用されていない 状態となっていた。このような無駄を減らす推進機構と しては、TeDP のガスタービン部がターボファンになっ ている推進機構、Partial Turboelectric が考えられる。この 推進機構では、離陸時にターボファンが主に推進力を生 み出し、巡航時には電動ファンの回転数を上げて高バイ パス比化することができる。このような運転で、離陸時 と巡航時の発電量を同程度にでき、かつ、最大発電量を 下げることができると考えられる。

また、本研究では、BLI (Boundary Layer Ingestion)の 効果は含めていないため、BLI の効果を取り入れた場合、 電動化のメリットを受けやすくなり、燃料消費量の削減 効果が見込める。ただ、本検討では電装品で生じた損失 分の熱については取り扱っていない。実際に運用する場 合、電装品から生じた熱の管理方法が問題となる。熱交 換器を用いて放熱する場合、送電効率が 99%であっても 放熱量は大きいため、熱交換器の重量が燃料消費量に大 きな影響を与えてしまう。そのため、TeDP などの電動 化航空機エンジンを使用する場合には、電装品の更なる 技術革新が必要だと考えられる。

## 謝辞

東京大学と株式会社 IHI の社会連携講座にて、本研究 のご助言・ご支援いただいている株式会社 IHI や JAXA の関係者各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- National Academies of Sciences, Engineering, and Medicine, Commercial Aircraft Propulsion and Energy Systems Research: Reducing Global Carbon Emissions, Washington, DC: The National Academies Press. Doi:10.17226/23490 (2016)
- (2) 姫野武洋ら,エンジン部分負荷性能推算に基づく超音速航空機の成立性検討,第 52 回飛行機シンポジウム(2014), JSASS-2014-5201
- (3) 浅子知昭、山中彰平、小沢寛二、エンジン重量とTSFCのトレードオフファクタの推算と民間機用エンジンの概念設計、 第 52 回飛行機シンポジウム(2014), JSASS-2014-5165
- (4) 李家賢一,航空機設計法,コロナ社(2011),ISBN 978-4-339-04619-9, P69-80
- (5) Sagerser, D.A., Lieblein, S., Kerbs, R.P., Empirical expressions for estimation length and weight of axial-flow components of VTOL powerplants, NASA TM X-2406
- (6) Lukasik, B., Turboelectric Distributed Propulsion system as a future replacement for Turbofan engines, ASME GT2017-63834 (2017)
- (7) Raymer, D.P. Aircraft Design : A Conceptual Approach, AIAA Education Series, AIAA (2006)

# 【研究報告】

# C-15

# ターボチャージャの効率マップにおける補外域の予測精度の検証

# Verification of prediction accuracy of extrapolated region in turbocharger efficiency map

*高橋 優己^{*1} 窪山 達也^{*1} 森吉 泰生^{*1} 山田 敏生^{*1} TAKAHASHI Yuki KUBOYAMA Tatsuya MORIYOSI Yasuo YAMADA Toshio

# ABSTRACT

In cycle simulation of a supercharged engine for automobiles, improvement of the prediction system of the supercharger model is desired. In this study, we measured the cold map indicated by the isentropic efficiency of the turbine compressor and verified the prediction accuracy of the efficiency map extrapolation region in the cycle simulation by expanding the measurement range of the turbine map.

**キーワード**: ターボチャージャ,モデリング,効率マップ **Key Words:** turbocharger, modeling Efficiencymap

## 1. はじめに

自動車用内燃機関の高効率・低公害化を実現する技術 の一つとしてダウンサイジングが注目され、過給は内燃 機関の熱効率改善のためのキーテクノロジーとなってい る. エンジンとターボチャージャ(以下, T/C と呼称す る)のマッチングはエンジン開発プロセスにおける重要 課題であり、適合の際に利用されるエンジンサイクルシ ミュレーション用の高精度な T/C 性能予測モデルが求め られている.これを背景として,近年の自動車用 T/C に 関連する研究では、軸受けにおけるフリクションの計測 とモデリング(1)(2)や熱損失が T/C 性能に及ぼす影響の解 析と補正モデルの構築(3)-(5)といった損失の解析とモデル 化に関わる研究や、脈動流下における T/C 性能解析(のの) といった非定常性能予測に着目した研究などが進められ ている.また,脈動流下ではT/Cが定常流下での動作領 域を外れて動作することもあり,一般に定常流下で測定 される効率マップを補外した性能予測手法の開発も重要 である.本研究では、タービン・コンプレッサの等エン トロピー効率で示されるコールドマップの計測を行い、 タービンマップの計測範囲の拡大によって過給エンジン の1次元サイクルシミュレーションにおけるタービン の効率マップ補外域の予測精度を検証する.

## 2. 目的

著者らはこれまでの研究で、自動車用エンジンのサイ

*1 千葉大学 〒263-8522 千葉県千葉市稲毛区弥生町1-33 クルシミュレーションに適用する T/C 性能予測モデル の高精度化を目的とし、1 次元サイクルシミュレーショ ンコード (GT-SUITE)を用いた T/C の伝熱予測モデル およびフリクションモデルを構築するとともに、モデル の検証およびマップの計測を行うべく T/C 単体の性能 試験を行ってきた(8).しかし、強い排気脈動流下で動作 するタービン効率を予測する効率マップの補外精度につ いて十分な検証はなされていない.そこで、タービンの 効率マップに対する補外精度を検証するため、従来補外 予測してきた動作点における断熱効率を測定し、補外予 測結果と比較することで補外式の検証を試みる.本研究 の目的は、定常流下でのタービン断熱効率の計測領域を 拡大し、エンジンサイクルシミュレーションにおけるタ ービン効率マップの補外領域の予測精度を検証すること である.

## 3. 試験装置·条件

## 3.1 T/C 性能試験装置

図1にT/C 性能マップ取得のための試験装置の概要 を示す.一般的なマップ計測はコンプレッサ入口を大気 開放状態で行う.この場合、コンプレッサのサージとチ ョークによってタービン側の計測領域が制限される.本 研究では、コンプレッサ入口へ圧縮空気を供給すること で、タービンマップの計測範囲の拡大を試みた.すなわ ち、コンプレッサ入口圧力(密度)を高めることで、圧 力比を変化させることなくコンプレッサ仕事を増やすこ とが狙いである.コンプレッサへの流量の調整を Inflation Valve によって行い、同時に出口の Back Pressure Valve によって圧力比を調整することでコンプ レッサ仕事を制御している.

実験には市販の 1.6L ダウンサイジングガソリンエン ジン用のウェイストゲート式 T/C を用いた. スクリュー コンプレッサによって加圧された圧縮空気を燃焼器へ供 給し、都市ガス13Aとの混合気を燃焼させ、タービンへ 送る.この際,燃料ラインを閉じて燃焼をさせない場合 には、圧縮空気によるコールドテストが可能である. タ ービンへ流入させるガスの流量・圧力はそれぞれ最大 0.215kg/s, 400kPa(abs), 燃焼器の最大排気温度は 1000°C であり、ガソリンエンジン用の試験 T/C を最大回転数ま で十分に回せるだけの性能を有する.また,燃焼器出口 にはシリコンオイルを熱媒とする熱交換器を設置し、タ ービン入口の作動ガス温度を調整した. コンプレッサ出 口に設置したバタフライ弁によりコンプレッサ出口圧力 とタービン側の作動ガス流量を制御することで、任意の 回転数,圧力比でタービン・コンプレッサ性能マップを 計測することができる.

タービンおよびコンプレッサの入口・出口各部の温度・ 圧力は、JIS 規格に基づき、90°間隔の4方向から計測し 平均する.このほか、試験装置のレイアウトや直管部長 さ等もJIS 規格あるいは SAE 規格に基づいて設定した. T/C の回転数は、コンプレッサハウジングにギャップセ ンサを設置し、センサ上部を通過するコンプレッサ翼の 周波数を計測することで求めた.冷却水、潤滑油系統は それぞれ独立した温調が可能であり、室温~100°C 程度 の範囲で制御可能である.また熱電対を用いて T/C 壁面 の各部の温度を計測している.



Fig. 1 Schematic diagram of the T/C test stand

# 3.2 試験条件

表 1 に実験条件を示す.タービン回転数は 45000~ 93000回転,タービン入口のガス温度は 40~64℃の範囲 で変化させた.通常,回転数が高くなるほどタービンの 仕事量は増え,タービンの入口と出口の間で,より大き な温度落差が生じる.タービン入口ガス温度を常温に設 定し試験を行うと,出口ガス温度は常温以下まで低下し 高回転条件では氷点下まで低下し,タービン出口ではハ ウジングから作動ガスへの熱伝達が効率計測における誤 差要因となる.ハウジングからの伝熱を抑制し,断熱効 率の計測精度を高めるために,回転数ごとにタービン入 ロガス温度を変化させている.

Table 1 Sample of Table

Reduced Speed [RPM/√K]	Speed [RPM]	T turb_in_total [°C]
2550	45000	40
3050	54000	42
3710	67000	50
4390	80000	58
5060	93000	64

#### 4. 結果

# 4.1 タービンマップ計測

はじめにコンプレッサ入口を大気開放状態でタービン マップの計測をした(Standard Test と称す).図2にタ ービンの動作点を修正流量と圧力比についてまとめ,図 3には圧力比に対する効率を回転数毎に示す.

コンプレッサ出口の Back Pressure Valve を全開にし て、コンプレッサ流量を最大に設定した動作点が、回転 数一定のもとでコンプレッサが吸収し得る仕事の限界点 である.コンプレッサ吸収仕事の限界によって、回転数 毎のタービンマップの計測範囲が制限される.このため、 Standard Test では、高回転数条件においてタービン効率 のピーク点が取得できない.



Fig. 2 Turbine Reduced MFR



## 4.2 タービンマップの計測範囲拡大

次にタービンマップの計測領域を拡大することを試

みた(Extended Test と称す). タービンマップの計測は, コンプレッサで吸収し得る仕事によって制約されるため, コンプレッサの吸収仕事を増加させることによるタービンの高負荷側(高圧力比側)の計測することを狙った. 式1に示すのはコンプレッサ仕事の定義である.

$$W_{comp} = M_{comp} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$
(1)

式1 に基づき,コンプレッサ入口へ圧縮空気を送ること でコンプレッサに入る質量流量を増やした.

図4 に,計測例として回転数 80000 [RPM], 修正回転数 4390 [RPM/ $\sqrt{K}$ ],入口温度 58 [ $^{\circ}$ C]の条件におけるコン プレッサ仕事を示す. 〇で示されるプロットは Standard Test で計測したときの結果を示し,  $\Delta$ のプロットは Extended Test で計測したときのコンプレッサ仕事を示 す. Extended Test では, Standard Test で吸収し得る仕事 の範囲を超えたコンプレッサ仕事で作動できていること がわかる.



図 5 に、このときのコンプレッサ修正流量 – 圧力比の マップを表す. Extended Test による運転も Standard Test で運転したときの範囲内に収まっている. つまり、 Standard Test で制約の原因となっていたサージやチョー クを避けつつ、コンプレッサで吸収し得る仕事を増加さ せることができている.



以上の手法によって,計測範囲の拡大してタービン効率 を測定した.図6にタービンの修正流量-圧力比のマ ップを,図7に効率-圧力比のマップを示す.回転数一 定の下で計測し得るタービン圧力比の範囲が,Standard Test に対して Extended Test では,およそ2倍程度に拡 大できた.







Fig. 7 Turbine Efficiency Map

# 4.3 システムの熱伝達低減

T/C の伝熱は主に、ガスからハウジング、ハウジング から大気、タービンハウジングとベアリングケース、ベ アリングケースとコンプレッサハウジングの間で起こる. コールド試験では、計測条件や動作点によって温度分布 は様々であり、伝熱量を極力低減したコールドマップの 取得のための温度設定を設けた.

ここで、断熱状態で取得されるコールドマップの計測を 行うためのシステムの温度を以下のように定めた.

 $T_{turb_in_total} = T_{bearing_case}$  $T_{oil} = const , T_{coolant} \Rightarrow T_{bearing_case} Control$ ⁽²⁾

ベアリングケースの壁温は冷却水の温度でコントロール し、タービン入口ガス温度と一致させることで、タービ ン側とベアリングケースの間に起こる伝熱を抑える. また T/C に断熱材を巻きつけることで周囲への放熱を

### 低減している.

## 4.4 補外領域の予測精度検証

熱伝達を極力低減した温度設定,設備の下 Standard Test と Extended Test によって実測したタービン・コン プレッサ効率を用いて効率マップを求めた. 図 8 に Standard Test による実測値から作成したタービンの効率 マップ,図9 に Extended Test による実測値から作成し たタービンの効率マップを示す.カラーバーはタービン 効率を示しており,紺色で示した領域が10%,赤い領域 ほど効率が高く,最大値は75%としている.両者に大き な差異は無いが,低圧力比低流量の領域と,最大効率の 領域においてマップ特性の違いがみられた.



Fig. 8 Turbine Map (Standard Test)



Fig. 9 Turbine Map (Extended Test)

## 5. まとめ

- 本研究では、自動車用ターボチャージャにおけるタ ービン効率の補外手法を検討することを目的に、タ ービン効率の計測範囲拡大方法を構築した.コンプ レッサ入口圧力(密度)を高めることで、吸収仕事 を増加させ、タービンマップの高負荷側の計測範囲 拡大ができた.
- タービン効率の計測範囲は、低圧力比、低回転における効率、および最大効率付近の動作点における効

率に影響を及ぼす.

## 謝辞

本研究は,総合科学技術・イノベーション会議の SIP (戦略的イノベーション創造プログラム)「革新的燃焼技術」 (管理法人:JST) によって実施された.

# 参考文献

(1) Silvia Marelli, Simone Gandolfi, andMassimo
 Capobianco : Experimental and Numerical Analysis of
 Mechanical Friction Losses in Automotive Turbochargers,
 SAE Technical Paper,2016-01-1026 (2016).

(2) Dominik Luckmann, et al. : Advanced Measurement and Modelling Methods of Turbochargers, MTZ worldwide, June 2016, Volume77, Issue 6 (2016), pp. 80-87.

(3) Bjorn Hopke, et al. : Analysisof the Dynamic Behaviour of Turbocharged Gasoline Engines, MTZ worldwide, May 2015, Volume 76, Issue 5 (2015), pp. 38-45.

 (4) Silvia Marelli, et al. : Heat Transfer Effects on Performance Map of a Turbocharger Compressor for Automotive Application, SAE Technical Paper, 2015-01-1287 (2015).

(5) HabibAghaali and Hans-Erik Angstrom : Improving Turbocharged Engine Simulation by Including Heat Transfer in the Turbocharger, SAE Technical Paper, 2012-01-0703 (2012).

(6) Silvia Marelli, Massimo Capobianco, Giorgio Zamboni : Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for an automotive application, International Journal of Heat and Fluid Flow45 (2014) 158-165.

(7) Rainer Zimmermann, et al. : Investigation on Pulsating Turbine Flow Radial Turbines, 24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2015 (2015).

(8) 窪山 達也:ターボチャージャにおける伝熱と摩擦 損失の解析, JSAE 20175329 (2017)

# 【研究報告】

# C-16

# 小型ガスタービン試作機の改良 Improvement and Operation of Small Prototype Gas Turbine

*水野 佑樹*1	宮城 喜一*1	岩間 輝佳*2	野崎 理*2	筒井 康賢*2
MIZUNO Yuki	MIYAGI Kiichi	IWAMA Teruyoshi	NOZAKI Osamu	TSUTSUI Yasukata

# ABSTRACT

Operating tests have been conducted for a small prototype gas turbine engine consisting of a turbocharger and a combustor. In the previous research, though it operated with the assistance of air supplied by external compressors, it failed to operate when the air supply stopped. It was found that the temperature in the combustor was lower than that at the turbine exit, so that a new combustor liner was designed and manufactured. Presently operating tests have been conducted with the new combustor liner, but the engine failed in independent operation. Therefore combustion tests have been conducted for the new liner, and the measures for stable combustion have been investigated.

キーワード:ガスタービン,燃焼器,運転試験

Key Words: Gas Turbine, Combustor, Operation test

## 1. はじめに

ガスタービン,ジェットエンジンの環境対策の研究に 向けた基礎研究として,自動車用ターボチャージャーと 燃焼器からなる小型ガスタービン試作機の試験を行って いる。運転試験を行い,基礎データの取得を試みている が,現状ではエアーコンプレッサー等による吸気の補助 がなければ運転を継続できていない。

先行研究⁽¹⁾では,エアーコンプレッサーによる吸気の 補助を行いながら運転試験を行った結果,タービン出口 で最高温度になっており,燃料が燃焼器内で完全燃焼し ていないことが分かった。このことから燃焼器の改良が 必要であると判断し,新たなライナをコールドフロー解 析を用いて設計した。本報告では,小型ガスタービン試 作機の燃焼器ライナの製作およびその後の運転試験等に ついて報告する。

## 2. 小型ガスタービン試作機の概要

小型ガスタービン試作機を Fig.1 に示す。本試作機は, スズキ ワゴン R 用ターボチャージャーに燃焼器を取り 付けた装置である。圧縮機で圧縮された空気は燃焼器へ と導かれ,燃焼器で燃焼したガスがタービンへと流れる ことで,ガスタービンと同じ構成となる。また,燃料は LP ガスを使用する。Table 1 に小型ガスタービン試作機 の仕様を示す。



Fig. 1 Prototype gas turbine

Table 1 S	specification	of prototype	gas turbine
-----------	---------------	--------------	-------------

	Depth length [mm]	500
Drototyma Cas Tymbina	Width [mm]	405
Prototype Gas Turbine	Height [mm]	610
	Fuel	LPG
Contrifuent Commission	Number of Blades	8
CentritugarComplessor	Diameter [mm]	38
Dodiol Truchino	Number of Blades	9
Radial Turbine	Diameter [mm]	35

*1 高知工科大学大学院

^{〒782-8502} 高知県香美市土佐山田町宮ノロ185 *2 高知工科大学

^{〒782-8502} 高知県香美市土佐山田町宮ノ口185

## 3. 燃焼器ライナの製作

### 3.1 設計したライナ

コールドフロー解析を用いて設計したライナを Fig. 2 に示す。図の左側が上流である。改良後のライナには空 気孔とスワラー効果を狙った孔(スワラー孔と呼ぶ)を設 けている。空気孔は穴をあけるだけではなく,スリーブ を付けることで空気の流入を導くようにし,上下に設け ることで孔から流入してくる空気同士を交差させ,燃料 を一次燃焼領域に閉じ込める効果を狙っている。ライナ と外筒の位置関係は Fig. 3 のようになる.また,燃焼器 内の流れのイメージを Fig. 4 に示す。燃料ノズルから噴 射された燃料がスワラー孔を通過した空気と混ぜられ, 下流のスリーブから流入した空気によって燃料を閉じ込 める。

# 3.2 ライナの製作

製作したライナを Fig. 5 に示す。材料は、耐熱性、加 工性、コスト等を考慮しステンレスとした。また、燃料 ノズルの直径は 2mm とした。また、実験時は、ライナの 上流側のスワラー孔付近の温度を「燃焼器内上流温度」 (Fig.5 ①)、ライナ出口付近上部の温度を「燃焼器内下流 温度」(Fig.5 ②)として計測を行っている。

## 4. 新ライナを用いた運転試験

## 4.1 エンジン運転試験(実験 A)

製作したライナを小型ガスタービン試作機に組み込み 運転試験を行った。まずは着火後もエアーコンプレッサ ーを稼働させたまま実験を行った。運転試験の計測では、 大気温度,圧縮機出口温度,燃焼器内上流温度,燃焼器 内下流温度,タービン出口温度,圧縮機出口全圧・静圧, 回転数,燃料流量の計測を行った。各温度の計測には K 型熱電対を用いた。

Fig. 6 に実験時の燃料流量と温度の時間変化を示す。 燃焼流量が 0.00019~0.00025kg/s の間で着火させること ができた。燃焼器内下流温度は 900℃に達しているのに 対し,タービン出口温度は約 300℃であった.よって, タービン出口温度よりも燃焼器内下流温度の方が高く, 最高温度が逆転する問題は改善されていると考えられる。

## 4.2 自立運転の試み(実験 B)

次に自立運転のテストを行った。Fig. 7 に実験時の回 転数と温度の時間変化を示す。約 300sec で着火し,その 後 t=350s~450sにかけてエアーコンプレッサーの流量を 徐々に絞った。空気流量とともに回転数も減少していき, 4000rpm まで下がった直後に圧縮機・タービンが停止し, 自立運転はできなかった。しかし,4000rpm の時の燃焼 器内下流温度は約 800℃を記録していることから,燃焼 は続いていたと考えられる。停止後すぐに回転数が0か ら 14000rpm まで回復しているのは,冷却のためにエア ーコンプレッサーの流量を強制的に増やしたためである。

4.1 節および 4.2 節の実験後, 圧縮機出口静圧が正しく 計測できていないことが判明した。原因として, エアー コンプレッサーからの乱れた流れが圧縮機内に流入して いることが考えられたため、自作でハニカムを模した整 流板を製作し、圧縮機出口の圧力孔手前に取り付けたと ころ、静圧・全圧ともに安定した計測が行えるようにな った。



Fig. 2 Liner under improvement



Fig. 3 Position relation of liner and casing



Fig. 4 Air and fuel flow in the combustor



Fig. 5 Combustor liner



Fig. 6 Operation test (Exp. A)



Fig. 7 Autonomous operation test (Exp. B)

### 5. 燃焼器内の火炎観察

### 5.1 実験の概要

エンジン運転試験で,自立運転できなかった原因の一 つとして,燃焼器内での燃焼が断続的となっていたり, 部分的な燃焼となっていたりすることで,タービンが圧 縮機を回すだけの仕事を作り出せていない可能性がある と考え,燃焼器内部の火炎の観察を行った。

本実験では、燃焼器とタービンを接続する流路(Fig. 1①) を取り外し、燃焼器内を観察できるようにした。大まか な実験方法としては、①圧縮機入口へ強制的に空気を吹 き込む方法、②タービン入口へ空気を吹き込むことによ り、圧縮機が空気を吸い込む方法、の2つの方法で行っ た。また、空気の吹き込みにはブロワ(makita UB1103)を 用いた。このブロワは、0~0.082kg/s の範囲で吐出空気 流量を調整可能である。また、実験中はブロワの出力は 固定し, 燃焼器内上流温度, 燃焼器内下流温度, 燃焼器 出口温度, 圧縮機出口全圧, 圧縮機出口静圧, 燃料流量 を計測した。回転数は②の実験のみ計測した。各温度の 計測には K 型熱電対を用いた。着火後, 燃料流量を調整 し、0.1~0.9 程度の当量比の火炎を観察した。空気流量 は, 圧縮機出口全圧と静圧の値を用いて計算した。 空気 の密度 p=1.2 kg/m³とした。また, 燃焼器内圧力損失 λ[%] の計算には、式(1)により求めた。P2: 圧縮機出口全圧[Pa], P3:燃焼器出口全圧[Pa]である。

$$\lambda = \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \times 100$$
 (1)

# 5.2 圧縮機入口へ吹き込み (実験 C)

今後のエンジン運転試験では、ブロワを用いて始動時 の流入流量を増加させ、タービン仕事の増加を狙う方針 である。今回は、その始動時を想定し、ブロワを用いて 圧縮機入口に強制的に空気を吹き込み,燃焼試験を行った。実験中はブロワと圧縮機入口を密着させた。まずは, ブロワの出力を中程度に設定した。この実験時の着火前 の空気流量は0.018kg/s であった。この時φ=0.7 程度で 着火し,着火後すぐに火炎が消失した。ライナ内を観察 したところ,着火の瞬間のみライナの空気孔付近で火炎 が確認された。

火炎が消失した原因として、ライナ内の体積流量が多 く、燃料が下流に吹き飛ばされた可能性が考えられたた め、次はブロワの出力を小さくして実験を行った。この 時の実験条件として、着火前の空気流量と燃焼器内圧力 損失を Table 2 に示す。当量比と各温度の時間変化を Fig. 8 に、t=80s~147s までの燃焼器内の火炎の様子を Fig. 9, 燃焼器側面から見た外筒後方の火炎の様子を Fig. 10 に 示す。Fig. 9 において、画像中央上部のライナ出口付近に 設置されているものが燃焼器内下流温度を計測するため の熱電対、画像中央左部から見えているものは、燃焼器 出口温度を計測するためのシース型熱電対である。

t=80s(φ=0.6)あたりで着火し,当量比を徐々に上げて いった。t=100s(φ=0.9)に達した時,Fig.9(c)に示すよう に火炎がスワラー孔付近から上下4か所の空気孔付近へ 移った。その後,当量比を下げていくと,t=115s~135s(φ =0.8~0.7)にかけて上部の空気孔付近で断続的な燃焼が 発生した。Fig. 8 において燃焼器内下流温度がt=120s付 近で激しく上下しているのはこの断続的な燃焼が原因で あると考えられる。t=135s以降,下側の空気孔付近での 燃焼となり,おおよそt=160s(φ=0.5程度)の時消失した。 また,Fig.10で燃焼器出口の後方で火炎の色が青色から 赤色に変化している。これは,燃焼器出口に設置した熱 電対に燃焼中のガスがぶつかることで下流の当量比に影 響を及ぼしているためであると考えられる。また,Fig.9 の(b)と(d),Fig.10の(b)と(d)を比較すると,同じ当量比 でありながら火炎の様子が違うことが分かった。

Table 2Conditions for Exp. C

Air mass flow rate [kg/s]	0.013
Pressure loss in combustor [%]	0.36



Fig. 8 Combustion test (Exp. C)





(d) t=115s ( $\phi = 0.8$ ) (e) t=135s ( $\phi = 0.7$ ) (f) t=147s ( $\phi = 0.6$ ) Fig. 9 Flame viewed from combustor exit (Exp. C)



(c) t=100s (  $\phi = 0.9$ )



(e) t=135s (  $\phi = 0.7$ ) (f) t=147s (  $\phi = 0.6$ ) Fig. 10 Side view of flame (Exp. C)

# 5.3 タービン入口へ吹き込み(その1:実験D)

次に,実際の小型ガスタービン試作機の自立運転を想 定し, タービン入口へ空気を吹き込み, 燃焼試験を行っ た。この実験の時、ブロワの出力は最大とした。この時 の実験条件として、着火前の回転数、空気流量、燃焼器 内圧力損失を Table 3 に示す。まずは、着火後、当量比を 1.0 程度(t=220s)まで徐々に上げ、その後少しずつ当量比 を下げた。実験時の当量比と各温度の時間変化を Fig. 11, t=170s~300sの燃焼器内の火炎の様子を Fig. 12,燃焼器 側面から見た外筒後方の火炎の様子を Fig. 13 に示す。

t=170s( φ = 0.55) あたりで着火した。着火直後はスワラ ー孔付近で燃焼していたが、当量比を上げていき、t=180s (φ=0.8)の時, Fig. 12(c)に示すように火炎はスワラー孔 付近からライナ下流の上下4か所の空気孔付近へ移った。 その後、t=210s (φ=1.0)から当量比を徐々に下げていく と t=280s ( φ = 0.6)の時,下 2 か所の空気孔付近で燃焼し ていることが確認された。おおよそ t=270s 以降急激に燃 焼器内下流温度が減少している。これは、Fig. 12(h)に示 すように、下側の空気孔付近での燃焼となったことが原

因と考えられる。また、t=220s 付近で燃焼器下流温度の 計測ができていないのは、温度が K 型熱電対の測定上限 である 1350℃を上回ってしまったためであると考えら れる。最終的に、t=310s (φ=0.48 程度)で下側の空気孔 付近の火炎も完全に消失した。また, Fig. 13 より, (d), (e),(f)は燃焼器外筒後流に大きく赤い火炎が噴出してい ることから、燃焼器内で良好な燃焼ができていないと考 えられる。また,同じ $\phi = 0.7$ でありながら, Fig. 13(b)は スワラー孔付近で燃焼ができていると考えられるが, Fig. 13(g)は空気孔付近での燃焼となった。

Table 3 Conditions for Exp. D

Rotational speed [rpm]	17300
Air mass flow rate [kg/s]	0.0085
Pressure loss in combustor [%]	0.17



Fig. 11 Combustion test (Exp. D)



(a) t=170s (After ignition) (b) t=174s ( $\phi = 0.7$ ) (c) t=180s ( $\phi = 0.8$ )





(d) t=210s ( $\phi = 1.0$ ) (e) t=225s ( $\phi = 0.9$ )





(g) t=265s ( $\phi = 0.7$ ) (h) t=280s ( $\phi = 0.6$ ) (i) t=300s ( $\phi = 0.5$ ) Fig. 12 Flame viewed from combustor exit (Exp. D)



## 5.4 タービン入口への吹き込み(その2:実験E)

5.2 節と 5.3 節において, 火炎は着火後( φ = 0.55~0.6) から当量比を徐々に増やした時,おおよそ φ = 0.8~0.9 に達するまでは、ライナ内での保炎が確認されていた。 そのため,さらに当量比の低い時の火炎を観察するため, 着火後にφ=0.1~0.8 の範囲になるよう燃料流量を調整 し, 燃焼試験を行った。この実験時の条件として, 着火 前の回転数,空気流量,燃焼器内圧力損失を Table 4 に示 す。この実験時ではブロワの出力は最大とした。当量比 と温度の時間変化を Fig. 14, t=75s~180s の燃焼器内の火 炎の様子を Fig. 15, t=75s~115s の時の燃焼器側面から見 た外筒後方の火炎の様子を Fig. 16 に示す。

おおよそ t=50s (  $\phi$  = 0.7 程度)の時着火した。Fig. 14 よ り, t=75s~115s にかけて当量比を 0.8~0.5 程度まで下げ ていくと, 燃焼器内上流温度が上昇している。このこと から、当量比を下げていくにしたがって火炎が上流に移 動したと考えられる。さらに、Fig. 15 より、当量比が小 さくなると火炎も短くなり、スワラー孔付近で燃焼して いた。Fig. 16(d)からも分かるように、 φ=0.5 ではほとん ど燃焼器内に火炎が収まっており,燃焼器内で良好な燃 焼ができていると考えられる。また, Fig. 15 のライナ内 の火炎を見ると、全体的に下流から見て左側の方が火炎 が大きい。これは、燃焼器入口の形状や位置によって、

燃焼器内の当量比分布が不均一となっていることが原因 であると考えられる。

> Table 4 Conditions for Exp. E



Fig. 14 Combustion test (Exp. E)



(a) t=75s (  $\phi = 0.8$ )





(d) t=115s ( $\phi = 0.5$ ) (e) t=127s ( $\phi = 0.4$ ) (f) t=142s ( $\phi = 0.3$ )



(g) t=160s ( $\phi = 0.2$ ) (h) t=180s ( $\phi = 0.1$ )



(d) t=115s ( $\phi = 0.5$ ) (c) t=100s ( $\phi = 0.6$ ) Fig. 16 Side view of flame (Exp. E)

## 6. 考察・今後の展望

今回行った燃焼試験の結果, Fig.9, 10の(b)と(d), Fig. 12, 13の(b)と(g)のように,同じ当量比であっても燃焼の 仕方や外筒後流の火炎の様子が異なっていた現象が見ら れた。当量比を徐々に増やしていく場合の火炎では,燃 焼器内で燃焼できていると推測できるが,当量比を 1.0 または 0.9 程度から徐々に減らしていく場合の火炎では, 空気孔より下流での燃焼となっていると推測できる。こ のことから,燃焼火炎は当量比の変化の履歴に影響され る可能性が高い。

そして,実験 C~Eの実験条件を比べてみると,火炎 が燃焼器内に収まっていた実験 Eの燃焼器内圧力損失が 最も高くなっていることから,圧力損失が多少高い方が 安定した燃焼が行える可能性がある。現在使用している ライナの全開口面積の中で大きな割合を占めているのは 4 つのスリーブからなる空気孔である。このライナの設 計の際は,空気孔の径を10mmとしてコールドフロー解 析を行った。コールドフロー解析では,Fig.3に示したモ デルを用いて,燃料ノズルから噴射された燃料のライナ 内滞留時間に注目したが,燃料の滞留時間と燃焼器内圧 力損失の双方を考慮した解析が必要であると考えられる。

圧力損失と有効開口面積の関係は参考文献(2)に基づ くと次のように表される。

$$A = \frac{m_h}{P_2} \sqrt{\frac{RT}{2\frac{\lambda}{100}}}$$
(2)

ここで,A:有効開口面積[m²],m_h:孔を通る流量[kg/s], P₂:燃焼器入口全圧[Pa], T:燃焼器入口温度[K],λ:圧 力損失[%]である。

これにより,流量,圧力,温度を一定とした時,有効 開口面積が小さくなると圧力損失が大きくなる。空気孔 直径を小さくすることで有効開口面積が減り,圧力損失 が大きくなり,空気孔の流速の増加によるブロック効果 が期待できる。

今後は、コールドフロー解析により開口面積,孔の位 置,角度などを検討してライナの改良を行う予定である。

## 7. まとめ

- (1) 小型ガスタービン用燃焼器ライナを外注により製作した。
- (2) 製作したライナを小型ガスタービン試作機に取り付け、エアーコンプレッサーを用いた従来の方法で自立運転を試みたが成功しなかった。
- (3) 原因として,燃焼器内で不安定な燃焼となっている 可能性があるため,0.1~0.9 程度の当量比で燃焼器 内の火炎観察を行った。
- (4) 当量比が 0.8~0.9 程度になると燃焼器出口付近での 燃焼となり,燃焼器内で完全燃焼できない状態に陥 ることが分かった。
- (5) 当量比を徐々に増やしていく場合の火炎と、当量比 を 1.0 または 0.9 程度から徐々に減らしていく場合 の火炎では、全く異なった燃焼状態であることが分 かった。火炎は当量比の変化の履歴にも影響される 可能性が高い。
- (6) 実験 C・D と実験 E の条件を比べると,実験 E の方 が燃焼器内圧力損失が高い。このことから圧力損失 が多少高い方が安定した燃焼が行える可能性がある。
- (7) 今後は、空気孔の面積・燃焼器内圧力損失を適切に するためコールドフロー解析を用いてライナを再設 計するとともに、実験により確認する予定である。

### 謝辞

本研究を行うにあたり, JAXA 航空技術部門推進技術 研究ユニット牧田光正氏に貴重なご助言を頂戴した事に 心より感謝の意を表す。

## 参考文献

- (1) 宮城喜一,河端恭平,水野佑樹,野崎理,筒井康賢:小型 ガスタービン試験装置の試作について,第45回日本ガス タービン学会定期講演会 講演論文集(2017), pp. 171-176.
- (2) A. H., Lefebvre and D. R., Ballal, GAS TURBINE COMBUSTION, 3rd Edition, Taylor & Francis, Boca Raton, FL, 2010, pp. 120-122.

【研究報告】

# C-17

# **Polynomial Chaos** と co-Kriging 法を併用した平板フィルム冷却の 不確かさ評価

# Uncertainty Quantification of Flat Plate Film Cooling by Polynomial Chaos and co-Kriging

*酒井 英司^{*1} Meng Bai^{*2} Richard Ahlfeld^{*2} Kerry Klemmer^{*3} SAKAI Eiji Meng BAI Richard AHLFELD Kerry KLEMMER Francesco Montomoli^{*2} Francesco MONTOMOLI

# ABSTRACT

Uncertainty quantification analysis of film cooling effectiveness with a back facing step is performed by Sparse Approximation of Moment Based Arbitrary polynomial chaos (SAMBA) based on DES and RANS results. Co-Kriging method is used to combine simulations of different fidelities. The co-Kriging method successfully predicts the DES results from the RANS results, and statistics of the film cooling effectiveness obtained with mixed RANS/DES cases adequately matches with that obtained DES only simulations. This study shows the advantage of combining the SAMBA and co-Kriging methods to perform high order UQ analysis with less computational cost. Such approach is particularly useful in industrial applications where a limited number of high fidelity simulations is allowed.

**キーワード**:不確かさ評価,フィルム冷却,マルチフィデリティ CFD,バックステップ **Key Words:** Uncertainty Quantification, Film Cooling, Multi-Fidelity CFD, Back Facing Step

## 1. はじめに

タービン動静翼や燃焼器といったガスタービン高温部 品にはフィルム冷却が広く採用されている。ガスタービ ンの熱効率向上と部品の長寿命化のためには,高性能な フィルム冷却手法の開発が重要であり,フィルム冷却の 高性能化に関して,各種のシェイプト孔⁽¹⁾やトレンチ⁽²⁾, ダブルジェット⁽³⁾,流れ制御デバイス⁽⁴⁾等,様々な手法 が提案されている。フィルム冷却においては,製造誤差 や経年劣化による形状のばらつき⁽⁵⁾,冷却条件のばらつ きがその冷却特性に大きな影響を及ぼすと考えられるも のの,フィルム冷却の高性能化を企図した従来の研究に おいて,こうしたばらつきの影響はあまり議論されてこ なかった。

著者らは前報⁶において、バックステップを有する平 板上のフィルム冷却を対象に Detached Eddy Simulation

(DES) を行い, バックステップによるフィルム冷却効 率向上効果とそのメカニズムを明らかにするとともに, 不確かさ評価手法として Sparse Approximation of Moment-Based Arbitrary polynomial chaos (SAMBA 法)⁽⁷⁾ を適用して,ステップ高さや吹出し比のばらつきに起因 したフィルム冷却効率のばらつき(不確かさ)について 調べている。SAMBA 法では,Smolyak の手法⁽⁸⁾により, 通常の多項式カオス展開に比べて,不確かさ評価のため に必要な計算回数を低減できるものの,DES の場合,1 回の解析にも相当の時間を要し(RANS の数十倍~),不 確かさ評価に要求される計算コストが大きくなることが 問題となった。

そこで本研究では,計算コストの小さい低精度解析(例 えば RANS)と計算コストの大きい高精度解析(例えば DES)から入力と出力の関係を予測する co-Kriging 法⁽⁹⁾ を併用することで,不確かさ評価にかかる計算コストの 低減を図った。すなわち SAMBA 法において必要となる DES の一部を RANS に置き換えることで,不確かさ評価 に要求される計算コストを低減することを試みた。

## 2. 数値解析および不確かさ評価手法

## 2.1 解析対象および解析条件

図1に計算領域を示す。流路は主流流路とフィルム冷却孔,プレナムからなり,作動流体は空気を仮定した。 冷却孔の径は*d*=12.5mmで主流流路に対して35度で傾いている。フィルム冷却孔出口に曲線状のバックステップ

 ^{*1 (}一財) 電力中央研究所 エネルギー技術研究所 〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂2-6-1
 E-mail: e-sakai@criepi.denken.or.jp

^{*2} UQ Lab, Imperial College London

South Kensington Campus London SW7 2AZ, UK *3 Princeton University Princeton, New Jersey, US

を取り付け,ステップ高さ(H/d)および吹出し比 ( $BR=p_jU_j/(p_cU_c)$ )のばらつきがフィルム冷却効率 ( $\eta=(T_j-T_w)/(T_j-T_c)$ )に及ぼす影響について調べた。ここ でpは密度,Uは平均流速,Tは温度であり,添え字の c, j, w はそれぞれ主流,冷却流,壁面を表す。

格子点数は約 300 万セルであり,計算結果の格子依存 性を考慮して決定した⁽⁶⁾。格子は SnappyHexMesh を用い て作成し,壁面には境界層メッシュを生成している。主 流流路下壁面における y+は 2 以下であった。

主流入口に発達した乱流境界層の速度分布を与え,平 均流速を 20m/s とした。主流流路出口では圧力を固定し た。DES では主流入口に 0.2%の乱れ度を与えた。フィル ム冷却孔径を代表長さとした Re 数は 15,300 である。主 流温度は 298K,冷却流温度は 188K とした(密度比 DR=p/pc=1.6)。主流流路上壁面には断熱すべり条件,そ れ以外の壁面には断熱粘着条件を与えた。主流流路側面 には対象条件を与えた。



## 2.2 数值解析手法

解析には OpenFOAM ver. 4.0 を用いた。不確かさ評価 に co-Kriging 法を利用するため, RANS と DES の解析を 行った。乱流モデルには k-ω SST モデルを用いた。支配 方程式は圧縮性 Navier-Stokes 方程式,連続の式,エネル ギー式,理想気体の状態方程式とした。離散化手法とし て,RANS では対流項に 1 次風上差分,粘性項に 2 次中 心差分を用いた。DES では空間の離散化に 2 次中心差分 を用い,時間刻みは 5e-6s として (クーラン数が 0.5 以下 になるように設定), 2 次精度の後退差分で時間進行した。 なお,DES の計算には RANS の計算結果を初期値として 用い,計算開始から 14,000~26,000 ステップの間で時間 平均した。

検証計算として,バックステップを取り付けない場合 について DES を行い,中心線上およびスパン方向平均の フィルム冷却効率を Kohli ら⁽¹⁰⁾の実験結果と比較した⁽⁶⁾。 両者が妥当に一致したことから,計算格子および解析手 法は妥当なものと判断した。

### 2.3 不確かさ評価

図1に示すように, *H/d* については確率分布をベータ 分布で与え(平均µ=0.5), BR については確率分布を正規 分布(µ=1.0, 標準偏差σ=0.1)で与えた。

SAMBA 法では, レベルインデックス *l* により不確か さ評価の精度と計算回数を調節することができる。*l* が 大で不確かさ評価の精度は向上するものの, 必要となる 計算回数が増大する。不確かさを考慮するパラメータが 2 つのとき, *l*=1 では 5 回, *l*=2 では 14 回, *l*=3 では 30 回の計算が必要になる。

本研究ではレベル 2 (*l*=2)の不確かさ評価を行った。 図 2 に計算点を示す。レベル 2 の計算点はレベル 1 の計 算点を含んでおり, *H/d* あるいは BR が一定の領域が存 在する(図中の Case 1 と Case 2)。本研究ではレベル 1 の計算点については, DES の計算を行った(初期条件を 得るために RANS の計算も行っている)。レベル 2 の計 算点に関しては, 図 2 の破線の領域については RANS の 計算を行い,それ以外の計算点については DES の計算を 行った。破線の領域において co-Kriging 法により RANS の結果から DES の結果を予測することで, DES の計算 を省略し,不確かさ評価に要する計算コストを低減する ことを企図した。



Fig. 2 Collocation points for level 2 UQ analysis

## 3. 結果および考察

### 3.1 co-Kriging 法の検証

co-Kriging 法の検証として、 バックステップを取り付けない場合を対象に、BR=0.1~1.0の範囲でRANSとDESの解析を行い、RANSの結果からDESの結果を予測できるか調べた。図3に面平均のフィルム冷却効率 $\eta_{spa}$ とBRの関係を示す。 $\eta_{spa}$ は0.1 < x/d < 21の範囲で $\eta$ を平均して求めた。

図 3 中の実線は RANS の結果 10 点(BR=0.1~1.0) と DES の結果 3 点(BR=0.1, 0.5, 1.0)から co-Kriging 法に より η_{spa} と BR の関係を予測したもので, co-Kriging 法は DES の結果(黒丸)を良好に予測していることがわかる。

なお、図3において、RANSではDESに比ベη_{spa}を過 小に評価している。バックステップを取り付けない場合、 BR の増加にともない吹出された冷却流が壁面からリフ トオフするが、RANSでは特に壁面近傍においてスパン 方向の拡散が過小に見積もられており(図4)、冷却流が 壁面から少し離れているとき、フィルム冷却効率が過小 に評価されるものと考えられる。





## 3.2 SAMBA 法と co-Kriging 法を併用した不確かさ評価

図 2 の Case 1 の領域に co-Kriging 法を適用し、レベル 1 の計算点における DES の結果と、レベル 1 と 2 の計算 点における RANS の結果から、レベル 2 の DES の結果 を予測することを試みた。図 5 に $\eta_{spa}$ と BR の関係を示す。 図中の実線は RANS の結果 5 点と DES の結果 3 点から co-Kriging 法により予測した η_{spa}と BR の関係であり, co-Kriging 法は, DES の結果(黒丸)を良好に予測して いることがわかる。

なお,図5において,RANSはDESに比べてフィルム 冷却効率を過大に見積もっている。バックステップを取 り付けた場合,バックステップ後縁で流れが剥離するた め,孔から吹出された冷却流と主流が激しく混合する。 このとき冷却流は壁面に付着しているため(図6),主流 と冷却流の混合はフィルム冷却効率を低下させる。 RANSでは主流と冷却流の混合を過小に評価するため, DESに比べてフィルム冷却効率が過大に見積もられて いると考えられる。





(a) DES (b) RANS Fig. 6 Non-dimensional temperature at x/d=5(BR=0.5, H/d=0.5)

次に、図2の Case 2の領域に対して co-Kriging 法を適 用した(図7)。co-Kriging 法では、入力と出力の関係が 予測できるのと同時に、その関係の不確かさについても 評価することができる。図7には co-Kriging 法により予 測した $\eta_{spa}$  と *H*/*d* の関係とともに、co-Kriging による予測 結果の不確かさ(標準偏差 $\sigma$ )についても併せて示して おり、レベル2の計算点のうちで *H*/*d*=1.3 において、不 確かさが大きい(図8)。



(Case 2: BR=Const.)



Fig. 8 Uncertainty of  $\eta_{spa}$  predicted by co-Kriging method (Case 2: BR=Const.)



Fig. 9 Prediction of  $\eta_{spa}$  by co-Kriging method (Case 2': BR=Const.)

Table 1 Statistics of  $\eta_{spa}$  (*l*=2)

	DES	DES/RANS	RANS
	(SAMBA)	(SAMBA+ co-Kriging)	(SAMBA)
μ	0.296	0.305	0.522
σ	0.023	0.028	0.069
$\sigma/\mu$	0.075	0.093	0.131

そこで、この点については DES の計算結果を採用する こととし、残りの 2 点について co-Kriging 法を用いて $\eta_{spa}$ を予測することを試みた(Case 2')。図 9 に $\eta_{spa}$  と H/d の 関係を示す。図 7 に比べて co-Kriging 法による予測精度 は改善して、 RANS の結果から、レベル 2 の計算点にお ける DES の結果を予測することができた。

表1にSAMBA法, SAMBA法とco-Kriging法の併用 手法,それぞれによる不確かさ評価結果を示す。SAMBA 法では14点のDESの結果から,SAMBA法とco-Kriging 法の併用手法では14点のRANSと10点のDESの結果 から,H/dおよびBRがばらついたときの $\eta_{spa}$ の平均値 $\mu$ と標準偏差 $\sigma$ を求めている。表1には比較として,14点 のRANSの結果からSAMBA法により求めた $\eta_{spa}$ の $\mu$ と $\sigma$ も示した。

表1より,SAMBA 法と co-Kriging 法の併用手法によ り評価したフィルム冷却効率の統計量は,DES の結果の みを用いて評価した結果と,やや誤差があるものの,同 様であることがわかる(平均値で約3%,標準偏差で約 20%の誤差)。このことから,co-Kriging 法を SAMBA 法 と併用することで,不確かさ評価の精度を維持しつつも, 不確かさ評価に要求される計算コストを低減できること がわかった。通常,エンジニアリングの場において,高 精度な解析を数多く行うことは困難であり,低精度解析 と高精度解析を組み合わせた不確かさ評価のアプローチ は,有用であると考えられる。

## 4. まとめ

バックステップを有する平板上のフィルム冷却を対象 に、ステップ高さと吹出し比に起因したフィルム冷却効 率のばらつきを調べた。不確かさ評価手法として、 SAMBA 法と co-Kriging 法の併用手法を提案した。提案 手法では不確かさ評価精度を維持しながらも、不確かさ 評価に要求される計算コストを低減することができるこ とを示した。

# 参考文献

- Bunker, R.S., A review of shaped hole turbine film cooling technology, Int J Heat Transfer, Vol. 127, (2005), 441-453.
- (2) Lu, Y., Dhungel, A. Ekkad, S.V. and Bucker, R.S., Effect of Trench Width and Depth on Film Cooling From Cylindrical Holes Embedded in Trenches, J. Turbomach,

131, (2009), 011003.

- (3) Kusterer, K., Bohn, D., Sugimoto, T. and Tanaka, R., Double-Jet Ejection of Cooling Air for Improved Film Cooling, J. Turbomach, 129(4), (2007), 809-815.
- (4) Kawabata, H., Funazaki, K. and Suzuki, Y., Improvement of turbine vane film cooling performance by double flow control devices, ASME paper, GT2015-44026, (2015).
- (5) Bunker, R. S., The Effects of Manufacturing Tolerances on Gas Turbine Cooling, J. Turbomach, 131 (2009) 41018-1-41018-11.
- (6) Sakai, E., Bai, M., Ahlfeld, R. and Montomoli, F., Uncertainty Quantification Analysis of Back Facing Steps Film Cooling Configuration, ASME Turbo Expo (2018).
- (7) Richard, R., Belkouchi, B., and Montomoli, F., SAMBA: Sparse Approximation of Moment-Based Arbitrary Polynomial Chaos, J. Computational Physics, 320, (2016), 1-16.
- (8) Smolyak, S. A., Quadrature and Interpolation Formulas for Tensor Products of Certain Classes of Functions, Dokl. Akad. Nauk SSSR, 4, (1963), 240–243.
- (9) Klemmer, K, Kriging and co-Kriging with Adaptive Sampling for Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics, Master thesis, Imperial College London, (2015).
- (10) Kohli, A. and Bogard, D.G., Adiabatic Film Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling With Large Angle Injection, J Turbomach, 119-2, (1997), 352-358.

# 【研究報告】

# C-18

# デジタルモックアップによるガスタービン翼の温度解析モデル

# Computational Modeling to Evaluate Temperature Profiles of a Gas Turbine Blade with a Digital Mock-up

*高橋 俊彦*1 酒井 英司*1 藤井 智晴*1 TAKAHASHI Toshihiko SAKAI Eiji FUJII Tomoharu

## ABSTRACT

In order to evaluate temperature profiles of an actual TBC-coated and film-cooled blade in a gas turbine, computational model was integrated with a digital mock-up (DMU). A partial conjugate heat transfer (CHT) analysis, coupling heat conduction analysis of the blade structure with CFD of blade internal cooling, was applied to reduction of turnaround for assessment of the real blade relative to full CHT simulation. Thermal boundary conditions on the blade walls of the partial CHT analysis were evaluated by CFD of heat transfer around the blade. Computational results of the present model were in reasonable agreement with the full CHT simulation, but more accurate estimation of adiabatic wall temperature distribution close to film cooling holes remains to be an issue in the future. The present computational model was applied to evaluate the impact of TBC top-coat thickness on the temperature profiles of the blade.

**キーワード**: ガスタービン翼,解析モデル,温度分布,デジタルモックアップ,伝熱 **Key Words:** Gas turbine blade, Computational model, Temperature profile, Digital Mock-up, Heat transfer

### 1. はじめに

ガスタービン翼などの耐久性は、運転時の温度分布に 基づいて評価される。数値解析による温度分布の評価に は、この十数年間に、計算機性能の向上に伴い、翼まわ りおよび翼内部の冷却流路(流体領域)の熱伝達と翼構 造体(固体領域)の熱伝導を連成させる Conjugate Heat Transfer (Full-CHT)解析が進展してきた⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾。しかしな がら、Full-CHT 解析における数値計算の収斂には、多く の時間を要することに加えて、実機部品の評価には、複 雑な構造に対して様々な条件変化を考慮した、多くの計 算回数や、過渡状態の評価が要求されるため、長いター ンアラウンドが必要となる。そこで、依然として、熱伝 達率分布を境界条件として与える熱伝導解析も有用な手 段として位置づけられる^{(8),(9)}。

著者ら⁽¹⁰⁾は、フィルム冷却構造をもつ試験翼を対象に して、翼面温度を仮定した CFD 解析を行い、熱伝達率分 布および断熱壁面温度分布の推定方法を検討して、それ らに基づき推定される、熱流束分布の妥当性を評価した。

本報告では、さらに、実機ガスタービンで使用される 翼の温度分布を解析することを念頭に置いて、遮熱コー ティング(TBC)が施工されたフィルム冷却動翼のデジ

 *1 一般財団法人 電力中央研究所 〒238-0196 神奈川県横須賀市2-6-1 E-mail: tosihiko@criepi.denken.or.jp e-sakai@criepi.denken.or.jp t-fujii@criepi.denken.or.jp タルモックアップを用いた解析モデルを示す。本解析モデルでは、Full-CHT 解析に対するターンアラウンドの短縮のため、既報⁽¹⁰⁾と同様の熱伝達率分布の推定方法を用いる、部分的な CHT 解析から温度分布を評価する。

## 2. ガスタービン翼のデジタルモックアップ

図1に、解析対象としたガスタービン動翼のデジタル モックアップを示す。本デジタルモックアップは、動翼 の固体面を特徴線で分割した、複数のパラメトリック曲 面で模擬、構成したサーフェスモデルである。ここで、" 固体面"とは、本動翼が流体と接する境界面の全体である。 また以降では、"翼面"は、いわゆる翼形状を呈する領域 (以下 翼部と称する)の固体面を指す。すなわち、翼面 は、ハブ面およびハブ面からタービン軸側に位置する固 体面、および翼内部の冷却流路面を除く固体面である。

本動翼の弦長は,翼高さ中央付近でおよそ 0.1m 程度, 翼部の高さはおよそ 0.16m である。図 1 (a) に示す通り, 翼端面を除く翼面およびハブ面には, TBC が施工される (図 1 (a) に黄色で表示)。TBC は翼の代表寸法に対し て薄いため,デジタルモックアップでは, TBC の厚さを 形状として再現していない。また,図 1 (b) に示す通り, 本動翼の冷却は,翼内部のサーペンタイン流路#1~#7, 後縁部のピンフィン付き流路#8 による対流冷却,および フィルム冷却によりなされる。冷却空気は,クリスマス ツリー部の底面から流入して,翼内部冷却流路#1~#8 を 通過して,前縁部ならびに圧力面翼端付近のフィルム冷 却孔および後縁の孔から翼外に流出する。図1(b)のデ ジタルモックアップでは, 翼内部冷却流路を全て平滑な 面で構成したが, 流路#2~#7の壁面(図1(b)に赤色で 表示)には, 乱流促進体(以下 リブと称する)の設置を 想定する。リブ設置面や, 前述のTBC施工面は, 他の壁 面と異なる属性を与え,後述の解析モデルに継承する。

## 3. 温度解析モデル

2 章のデジタルモックアップを用いて,はじめに,翼 まわりの熱伝達を評価する CFD 解析を行う。この CFD 解析結果から推定される,翼面およびハブ面の境界条件 に基づいて翼構造体(固体領域)の熱伝導を解析して, 翼の温度分布を評価する。ただし,翼構造体の熱伝導解 析は,翼内部冷却流路(流体領域)の CFD 解析との CHT 解析を行う。以下では,前者を CFD 熱伝達解析,後者を Partial-CHT 解析と称する。

**Partial-CHT** 解析の, 翼面およびハブ面の境界条件には, 次式(1)の局所熱流束 *q*[W/m²]を与える。

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

ここで、h は局所熱伝達率 $[W/m^2K]$ ,  $T_{ad}$  は局所断熱壁面 温度 [K],  $T_w$  は翼面およびハブ面の局所壁面温度[K]であ る。局所熱伝達率hが,壁面温度 $T_w$ に対して直線的に変 化すると仮定すれば, Maffulli and He ^{(8).(9)}や既報告⁽¹⁰⁾と 同じく,熱伝達率は次式(2)で表すことができる。

$$h = h_0 + h_1 T_w \tag{2}$$

ここで, *h*₀ および *h*₁は定数である。局所熱流束 *q* は, 式(1)および式(2)から,壁面温度 *T*_wに関する次の 2 次式 (3)で表すことができる。

$$q = a_0 + a_1 T_w + a_2 T_w^2 \tag{3}$$

$$a_0 = -h_0 T_{ad} \tag{4}$$

$$a_1 = h_0 - h_1 T_{ad}$$
 (5)  
 $a_2 = h_1$  (6)

である。本報告では、式(2)~式(6)を局所熱流束の非線形 モデルと称する。

さらに式(2)において  $h_I=0$ , すなわち, 局所熱伝達率 h が壁面温度  $T_w$ に依存しないと仮定すると, 次式(7)を用いて, 局所熱伝達率 h を定数として求めることができる。

$$h = \Delta q / \Delta T_w \tag{7}$$

ここで、*Aq*は,壁面温度が*AT*wだけ変化したときの局所 熱流束*q*の変化である。本報告では、これを局所熱流束 の線形モデルと称する。

なお,熱伝達率hが与えられると,局所断熱壁面温度 T_{ad}は,式(1)を変形した次式(8)から求めることができる。

$$T_{ad} = T_w + q / h \tag{8}$$



Fig.1 DMU of the TBC coated and film-cooled blade

翼面およびハブ面に一様な温度を与えた CFD 熱伝達 解析の結果から局所熱伝達率 h および局所断熱壁面温度 Tadを推定して、線形モデル、あるいは非線形モデルに基 づいて局所熱流束*a*を評価してPartial-CHT解析に与える 本解析モデルの数値計算には、商用 CFD 解析コード **FLUENT** を用いて、CFD には、定常圧縮性流れに関する RANS 解析を, SIMPLE に基づく分離解法を用いて行う。 渦粘性の計算には k - ω SST モデル⁽¹¹⁾を,乱流熱流束の 計算には渦粘性に基づく代数(0 方程式)モデルを用いる。 なお、CFD の支配方程式は、動翼の回転数(3600RPM を 仮定)による回転座標系に基づく。本報告では、作動流 体を空気として、粘性係数にサザーランドの式を、熱伝 導率には温度に関する多項式をそれぞれ用いて、<br />
温度依 存性を考慮した。熱伝導解析では、CFD の支配方程式か ら, 速度や乱れ量を排したエネルギー保存式 (熱伝導方 程式)を解いた。翼の構造材料はNi基超合金を想定して 熱伝導率および比熱を、温度に関する多項式で与えた。

以下では, CFD 熱伝達解析および Partial-CHT 解析に ついてそれぞれ詳述する。

#### 3.1 CFD 熱伝達解析

図2に、CFD熱伝達解析に用いるメッシュを示す。動 翼列内に設置された状態を模擬して、隣接翼間を周期境 界とした翼まわり、および翼内部冷却流路を解析領域と した。2章の通り、本動翼に供給される冷却空気は、複 数の冷却流路を介して、翼面の多数の孔に分配、翼外に 流出するため、翼内部冷却流路も解析領域に含める。解 析メッシュには、6面体セル、4面体セルおよびプリズム セルを、翼内部冷却流路におよそ78万セル、翼まわりに はおよそ1277万セルを生成した。翼面およびハブ面の近 傍では6面体セルあるいはプリズムセルを積層状に生成 して、面上では y⁺~1 とした。 境界条件は、翼まわりおよび冷却流路の流入境界に全 温,流量,乱れ度および乱れの長さスケールを設定し, 流出境界では静圧を与えた。表1に、実機ガスタービン を想定した、翼まわり流れ、ならびに冷却空気の流入条 件を示す。全温については、プロファイルファクター5% として、翼高さ65%において温度が極大となる分布を、 翼高さ(タービン軸からの距離)に関する2次曲線で与 えた。乱れ度はいずれも5%,乱れの長さスケールは、 翼まわりについては翼ピッチのおよそ16%、冷却空気に ついては、流入口等価直径のおよそ7%を仮定した。

表2に,翼面およびハブ面に一様に仮定した温度を, 翼内部冷却流路面の温度条件とともに示す。線形モデル に対しては、1455K および1005Kの2条件について,非 線形モデルに対しては全3条件について解析して,局所 熱伝達率 h ならびに局所断熱壁面温度 Tad を求めた。翼 内部冷却流路面では断熱条件を基本として,4章で述べ る通り,一様に1200K とした場合も解析した。

### Table 1 Inflow conditions for CFD of heat transfer

	Mass flow rate	Total temp.
Blade inflow	374 kg/s	1561 K
Coolant	11 kg/s	660 K

### Table 2 Wall thermal conditions of CFD of heat transfer

Model of heat flux	Blade and hub walls	Internal walls
Linear	1005K, 1455K	Adiabatic
	100517 100017 145517	or
Non-linear	1005K, 1230K, 1455K	1200 K



図3に, 翼構造体の熱伝導解析のメッシュ(a) および 翼内部冷却流路の CFD 解析メッシュ(b) をそれぞれ示 す。図3(b)の CFD 解析メッシュは,図2に示した CFD 熱伝達解析における冷却流路の解析メッシュと同じであ る。セル形状も,CFD 熱伝達解析と同じく,6面体セル, 4面体セルおよびプリズムセルを用いた。図3(a)の熱 伝導解析メッシュには,およそ712万セルを用いた。

境界条件は, 翼面およびハブ面では, CFD 熱伝達解析 結果による線形モデルあるいは非線形モデルに基づき, 局所熱流束を与えた。これら壁面の TBC による遮熱効果 は, Caloni and Shahpar⁽¹²⁾ と同様に, TBC トップコート の熱抵抗(厚さ/熱伝導率)を壁面の各セルに与えて, 壁面に垂直方向1次元の熱伝導解析を,翼構造材の熱伝 導解析と連成して評価した。ボンドコートは,構造材と 同等の熱伝導率を仮定して陽にモデル化しない。表3に は,翼面およびハブ面に設定した TBC トップコートの厚 さおよび熱伝導率を示す。

### Table 3 Properties of TBC top-coat

Thickness	Thermal conductivity
0 μm 300 μm	0.8 W/mK
600 µm	

Table 4 Configuration of rib-turbulators on cooling passages

Angle	∼45deg.to flow direction
Height	1 mm
Dital	1 cm
Filch	3 mm only for path #7



Fig.2 Numerical mesh for CFD of heat transfer

Fig.3 Numerical mesh for partial CHT analysis

本報告の解析モデルでは、TBC トップコートの厚さを一様に 300 µm とする条件を基本として、0 µm および 600 µm とした条件でも解析した。後述の解析結果は、特 に断りの無い限り、300 µm 一様の場合を示す。

翼内部の冷却流路面を介した伝熱は、基本的に翼構造 体の熱伝導解析と冷却流路の CFD 解析の CHT 解析で評 価される。ただし、図 1 (b) に示したリブ設置面では、 既報⁽¹³⁾と同じく、粗さ関数を用いた伝熱相関式⁽¹⁴⁾を用い て、表4のリブ設置条件、流路形状、および流路内流れ のレイノルズ数、温度、密度に基づいて、熱伝達率を評 価して、熱流束を修正した。翼内部冷却流路の CFD 解析 には、表1の流入境界条件を与え、流出境界となる翼面 のフィルム冷却孔や後縁冷却孔の出口では、CFD 熱伝達 解析から推定された静圧分布を設定した。

なお,上記以外の,ハブ面よりもタービン軸側の固体 面では,伝熱量が相対的に小さいため,本報告では簡単 のため,断熱条件を与えた。

## 4. 解析結果

## 4.1 Full-CHT 解析との比較

3章の解析モデルを用いた解析結果を,Full-CHT 解析 の結果と比較する。Full-CHT 解析は,CFD 熱伝達解析の 計算領域と Partial-CHT 解析の計算領域を統合して,翼面 およびハブ面についても CHT の条件に基づく解析モデ ルを別途作成して行った。



Fig.4 Profiles of heat flux and cooling effectiveness - Span 50%

図4には, 翼高さ方向位置 50% (翼根元で0%, 翼端 で100%)における, 翼面の熱流束分布および冷却効率 ηの分布を, Full-CHT 解析結果とともに示す。冷却効率 ηは, 翼面(TBC 表面)とともに TBC と構造材の界面 (以下, 翼面メタル)についてそれぞれ示す。冷却効率 ηは, 次式(9)により解析結果の温度 T を用いて定義した。

$$\eta = (T_g - T) / (T_g - T_c)$$
(9)

ここで、 $T_g$  は翼まわり流入境界の平均温度[K], $T_c$  は翼 に流入する冷却空気温度[K]であり、それぞれ表1に示し た 1561K および 660K とした。なお、図4 横軸の LE お よび TE は、前縁および後縁をそれぞれ示し、s は翼面に 沿う前縁からの距離、S はその後縁まで距離である。

本解析モデルの解析結果は、線形モデルと非線形モデ ルの差異がほぼ無く、概ね Full-CHT 解析結果を再現した が、フィルム冷却孔の在る前縁部では、Full-CHT 解析に 比べて熱流束を低く、冷却効率を高く評価した。これは、 CFD 熱伝達解析の翼内部冷却流路面を断熱条件にした ために、Full-CHT 解析に比べ、フィルム冷却孔近くの断 熱壁面温度が低く見積もられたことに因る。

図5に,翼内部冷却流路面に一様な1200K を与えた場 合の CFD 熱伝達解析結果を,翼高さ方向位置 50%の断 熱フィルム冷却効率(式(9)により無次元化した断熱壁面 温度)分布,および熱伝達率分布についてそれぞれ示す。 翼内部冷却流路面の温度 1200K は,図4 に示した Partial-CHT 解析結果の翼面平均温度であり,翼内部冷却 流路面に一様に与え得る最も高い温度として用いた。同 図には,比較のために翼内部冷却流路面を断熱条件とし た場合の結果も合わせて示す。図5の断熱冷却効率分布 は,前縁部での両解析の差異を示しており,図4に示し た結果と定性的に符合する。



Fig.5 Profiles of heat transfer coefficient and adiabatic film cooling effectiveness by CFD - Span 50%



Fig.6 Profiles of cooling effectiveness on blade metal wall



一方で,図5の熱伝達率分布には,翼内部冷却流路に おける冷却空気の温度上昇の影響は小さい。今後,断熱 壁面温度分布の推定に,翼内部冷却流路での冷却空気温 度の上昇を考慮することが課題となる。

本報告の以降では、簡便に、図5に示した2つ条件に よる断熱壁面温度の算術平均を用いて、Partial-CHT 解析 を行った結果を示す。図6および図7には、熱流束分布 および翼面メタルの冷却効率分布を、翼高さ方向位置 20%、50%、80%についてそれぞれ示す。また、図8には、 翼面の温度分布(圧力面側から可視化)を示す。



Fig.7 Profiles of heat flux on blade wall

## 4.2 解析例 - TBC トップコート厚さの影響評価

TBC トップコートの厚さが翼温度分布に及ぼす影響 を評価するため,表3に示した3つのトップコート厚さ 0μm(TBC 施工なし),300μm,および600μmについて解 析した。翼面およびハブ面の熱流束の推定には線形モデ ルを用いた。TBCトップコート厚さ600μmについては, 翼内部冷却流路#2~#7のリブを省き,その冷却促進効果 を無くした場合も解析した。図9に,解析結果の翼高さ 方向位置50%における翼面(TBC 表面)および翼面メタ ルの熱流束分布および冷却効率ηの分布を示す。

TBC がない場合に比べて,厚さ 300 µm の TBC トップ コートを施工した場合の解析結果は,翼面メタル温度が 平均でおよそ 110K 低下,翼面熱流束は平均でおよそ 7 割程度に低下することを示している。TBC トップコート 厚さを 600 µm として 2 倍にすると,翼面メタルの平均 温度は,さらに,およそ 60K 低下,翼面熱流束は平均で, TBC がない場合のおよそ半分程度に低下し,TBC 表面の 平均温度はおよそ 40K 上昇した。TBC トップコート厚さ を一様に増やした本解析では,翼面メタルの温度分布は, 概ね相似形状を保つ一方で,熱流束の分布は,翼弦中央 付近や前縁部で大きく低下して,平坦な分布に変化する。

さらに、TBC トップコート厚さが 600 µm の場合に、 翼内部冷却流路のリブを省いた解析を行った結果、翼面 メタルの平均温度は、TBC トップコート厚さが 300 µm の場合と同レベル(およそ 10K 低下)となったが、熱流 束分布は、内部冷却性能が低下したことにより、リブが 設置されている場合よりもさらに低下した。


Fig.9 Impact of TBC top-coat thickness on profiles of temperature and heat flux - Span 50%

TBC 表面では、リブが設置されている場合に比べて平均 温度が、およそ 20K 弱上昇したが、いずれの温度、およ び熱流束ともに、さらに分布は平坦になった。

#### 5. まとめ

実機ガスタービン翼の温度分布を評価することを念頭 に置いて、フィルム冷却される TBC 施工動翼のデジタル モックアップを用いた解析モデルを示した。数値計算の 収斂までに長い計算時間を要する Full-CHT 解析に対し て、多くの計算条件の評価を行う際のターンアラウンド を短縮するために、翼まわりの熱伝達を推定する CFD 解 析と翼温度分布を評価する Partial-CHT 解析を、それぞれ に行う解析モデルを構築した。本解析モデルによる温度 分布の解析結果は、Full-CHT 解析結果と概ね一致したが、 フィルム冷却孔近くでは僅かに相違がみられた。さらに 精度を向上するには、翼内部冷却流路における冷却空気 の温度上昇を正確に考慮した、断熱壁面温度分布の評価 が課題となる。

さらに、本解析モデルを用いた評価事例として、TBC トップコート厚さの変化や、さらに翼内部冷却流路のリ ブ設置の有無に依る翼温度分布や熱流束分布を解析した 結果を示した。

#### 参 考 文 献

- Bohn, D., Becker, V., Kusterer, K., "3-D Conjugate Flow and Heat Transfer Calculations of a Film-cooled Turbine Guide Vane at Different Operation Conditions," ASME Paper 97-GT-23 (1997).
- (2) Takahashi, T., Watanabe, K., Takahashi, T., "Thermal Conjugate Analysis of a First Stage Blade in a Gas Turbine," ASME paper 2000-GT-0251 (2000).
- Heidmann, J.D., Kassab, A.J., Steinthorsson, E., 2003, "Conjugate Heat Transfer Effects on a Realistic Film-cooled Turbine Vane," ASME Paper GT2003-38553 (2003).
- (4) Yamane, T., Yoshida, T., Enomoto, S., Takaki, R., Yamamoto, K., 2004,"Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction with a New Method for Faster Calculation," ASME Paper GT2004-53680 (2004).
- (5) He, L., and Oldfield, M., "Unsteady Conjugate Heat Transfer Modeling," Trans. ASME J. Turbomachinery, Vol.133 No.3, 031022 (2011).
- (6) 堀内豪,谷口智紀,田中良造,笠正憲,餝雅英,"産業用ガ スタービン開発へのタービン冷却翼CHT解析の適用検 討,"第44回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文 集 B-5 (2016).
- (7) 岡田満利,高橋俊彦,山田進,藤井智晴,"ガスタービン燃焼器部品の温度分布推定手法,"第44回日本ガスタービン 学会定期講演会 講演論文集 B-13 (2016).
- (8) Maffulli, R., and He, Li., "Wall Temperature Effects on Heat Transfer Coefficient," ASME paper GT2013-94291 (2013).
- (9) Maffulli, R. and He, Li., "Dependence of External Heat Transfer Coefficient and Aerodynamics on Wall Temperature for 3-D Turbine Blade Passage," ASME paper GT2014-26763 (2014)
- (10) 高橋俊彦, 酒井英司,"フィルム冷却タービン翼の熱伝達評価における壁面温度条件の影響"第45回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 C-20 (2017).
- (11) Menter, F.R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol.32 No.8 (1994), pp.1598-1605.
- (12) Caloni, S. and Shahpar, S., "Multi-disciplinary Analyses for the Desgin of a High Pressure Turbine Blade Tip", ASME paper GT2016-57794(2016).
- (13) Takahashi, T., Watanabe, K., Sakai, T., "Conjugate Heat Transfer Analysis of a Rotor Blade with Rib-roughened Internal Cooling Passages" ASME paper GT2005-68227 (2005).
- (14) Han, J. C., Park, J. S. and Lei, C. K., "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters", ASME J. Eng. Gas Turbines and Power, Vol.107 (1985), pp.628-635.

## 【研究報告】

C-19

## 耐熱材料のエロージョン試験法に関する研究

### **Research on Erosion Testing Methods of Heat-Resistant Materials**

*鈴木 正也*1	山根	敬 ^{*1}
SUZUKI Masaya	YAMANE	Takashi

#### ABSTRACT

Sand erosion due to gas-solid two-phase flow at high temperature and high velocity is an important issue in the lifetime of turbine vanes and blades in jet engines. In order to understand particulate erosion phenomena, a test apparatus was developed and sand erosion tests were conducted. This paper presents the experimental procedure of sand erosion due to high-velocity and high-temperature gas-solid two-phase flow impinging on a flat plate. The particle velocity was measured by particle image velocimetry and specimens' surface temperatures were obtained using infrared thermal imaging. The eroded surface geometry was investigated using a laser profiler. The temperature and velocity of the gas flow were significantly influenced by the fuel flow rate and oxidant flow rate, respectively.

**キーワード**:ジェットエンジン,タービン,壊食,混相流,噴流,粒子画像流速測定法,赤外線熱画像計測 **Key Words**: Jet Engine, Turbine, Erosion, Multi-Phase Flow, Jet Flow, Particle Image Velocimetry, Thermography

#### 1. 緒言

航空用ガスタービンの運用環境によっては、環境中に 含まれる固体粒子(砂や火山灰など)を吸込む場合があ り、各エンジン要素で固体粒子衝突に起因するエロージ ョンや粒子付着が発生することがある。これらの現象は エンジンの性能や寿命を低下させ、時として事故に発展 する可能性もある。航空エンジンの耐空性に関わる基準 として、MIL-E-5007D や JSSG-2007A などに砂吸込み試 験が規定されており、このような厳しい環境下でも健全 にエンジンが動作することが必要である。日本は国土に 多数の火山があり、黄砂が頻繁に飛来する環境である。 また、日本だけでなくアジア地域全体としても固体粒子 吸込みが発生しやすい過酷な環境である。2010年に発生 したアイスランドの火山噴火では、航空機の運航に多大 な混乱が生じ、火山灰に対する航空輸送の安全性向上へ の関心が高まっている^{(1),(2)}。このような背景を受けて、

宇宙航空研究開発機構(JAXA)では気象影響防御技術 (WEATHER-Eye)と称した研究事業の枠組みの中でジ ェットエンジンの固体粒子吸込みに関する研究開発を行 っている⁽³⁾。

他方,ジェットエンジンの高効率化の観点から,更な るタービン入口温度の向上を実現するため,セラミック ス基複合材(CMC)がニッケル基超合金に代わる新たな タービン材料として期待されている。CMC は耐熱合金よ りも軽量かつ耐熱性が高いが,酸化やエロージョンに対 して脆弱である。そのため,耐環境コーティングは CMC の実用化に向けた重要技術と考えられるが,耐エロージ ョン性についてはこれまで十分な検討がされていない。 CMC や将来想定される新しい材料の適用にあたっては, エロージョンの評価技術やその対策技術の開発も必要で ある。

ジェットエンジンにおいて固体粒子吸込みが発生した 場合を想定すると、試験による再現が困難な要素はター ビンである。タービンで使用される耐熱材料は高温高速 の粒子衝突を受けるため、耐エロージョン性の評価には、 厳しい温度・速度の条件を再現できる試験装置が必要と なる。また、耐熱材料のエロージョン特性は衝突速度、 衝突角度、表面温度、固体粒子の材質、固体粒子の直径 などの様々な因子の影響を受けるため、これらの条件毎 にデータベース化することが望ましい。著者ら⁽⁴⁾は高温 高速条件で固体粒子暴露試験を可能とする試験設備を開 発し、衝突速度 800 m/s、表面温度 1000 °C の条件で平板 のエロージョン試験を実施できることを示した。しかし、 この装置では衝突速度と表面温度を独立に設定すること が容易ではなく、現状では試験条件の設定に多大な労力 を割く必要がある。

本研究では、耐熱材料のエロージョン試験から主要な パラメーターの影響を含めたデータベースを作成できる ようにすることを目指し、効率的にエロージョン試験を 実施するための試験方法について検討を行った。

 ^{*1} 宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 調布市深大寺東町7-44-1
 E-mail: suzuki.masaya@jaxa.jp



Fig. 1 High-Temperature and High-Velocity Erosion Apparatus

Table 1	Test Annaratus	Specifications
1 auto 1	I cot Apparatus	specifications

Burner	Fuel	Kerosene
	Pressure	Atmospheric pressure
	Temperature	700-2,000 °C
	Mass flow rate	0.08 kg/s
	Velocity	300-800 m/s
Cooling air for specimen	Pressure	3.0 MPa
	Temperature	Below 100 °C
	Mass flow rate	0.15 kg/s
Loading equipment	Maximum load	15 kN

#### 2. 試験設備

試験には JAXA の保有する高温度落差バーナー/材 料・コーティング試験装置⁽⁴⁾を使用する。本装置はター ビン材料の耐久性の評価を行うことができ,高温ガス流 暴露によるエンジンの運転・停止のサイクルに伴う低サ イクル疲労,固体粒子暴露によるエロージョン・デポジ ションの評価に使用できる。試験装置の外観を Fig. 1 に, 主な仕様を Table 1 に示す。

本装置では、燃料として灯油、酸化剤として圧縮空気 を用いた HVAF (High Velocity Air Fuel) 方式のバーナー により高温高速燃焼ガスを生成する。チャンバー内で燃 焼したガスは下流のスロートを通過してバレル内で加速 し、バレル出口で大気圧程度まで膨張することで高温か つ高速のガス流が得られる。現時点では口径の異なる2 種類のバレルを用意しており,出口口径がスロートと同 じバレル(以後,標準バレルと称する),標準バレルより も出口口径を拡大したバレル(以後,拡大バレルと称す る)を使い分けることで速度を調整できる。スロートで はチョークしない設計のため,標準バレルは高速用,拡 大バレルは低速用である。バーナーは三軸トラバース架 台に据え付けられており、運転中にバーナー位置を変え ることができる。サイクル試験時はバーナーの接近と退 避を繰り返し行うことにより, サイクルを模擬する。試 験体に衝突する流れの温度・速度および試験体の表面温 度は,バーナーと試験体の距離,バーナーに供給する燃 料流量と圧縮空気流量,使用するバレルの口径を変更す ることで調整できる。

また,粒子供給装置がバーナー燃焼室の下流に配置さ れた二箇所の粒子供給孔に接続されており,そこから固 体粒子を投入し,バレル内で加速させて試験体に衝突さ



Fig. 2 Specimen Holder for Flat Plate

せることができる。粒子供給装置は固体粒子を収めたタ ンクの底部に多数の孔を開けたディスクを備えており, タンクに供給する圧縮空気流量とディスクの回転数を調 整することにより,粒子の供給量を制御できる。粒子の 直径は事前に電動ふるいにより分級しておくことで調整 する。

試験体は丸棒と平板のいずれかを設置できる。丸棒の 場合は引張荷重をかけることができ、動翼の遠心力を模 擬することができる。さらに、丸棒を中空にした場合は、 冷却空気を供給することも可能であり、実機相当の温度 勾配を与えることもできる。平板の場合は回転ステージ により、任意の設置角度に設定できる(Fig. 2)。本試験 では、衝突角度の設定のため、平板の試験体を採用する。 平板試験体支持装置はベースプレートの四角形のくぼみ に耐熱性断熱材を充填し、試験体を正面から挟み込む構 造とすることで、試験体裏面側の断熱性を高めて試験体 の厚さ方向温度勾配が低減するよう配慮してある。

以上の方式により,大気圧下ながら温度・速度条件は 実機タービン並の環境を再現し,高温・高熱伝達率環境, 高温・高速の粒子衝突を材料に課すことができる。

#### 3. 試験手順および計測方法

#### 3.1 試験手順

本装置の基本的な運用手順は以下の通りである。

- (1) バーナーを着火させる
- (2) 燃焼状態が安定するまで待機する
- (3) バーナーを試験体に近づける
- (4) 試験体の表面温度が定常状態になるまで待機する
- (5) 固体粒子の供給を開始する
- (6) 所定の暴露時間に達したところでバーナーを試験 体から遠ざける
- (7) 固体粒子の供給を停止する
- (8) バーナーを消火させる

運転中の燃料流量,酸化剤流量,試験体表面温度,バ ーナーと試験体の距離についての時間履歴を Fig.3 に示 す。また,着火プロセス中の燃料流量と酸化剤流量の時 間履歴を Fig.4 に示す。灯油と空気では着火が困難なた め,始動時はプロパンと酸素により着火した後,徐々に 灯油と空気に切り替えを行っている。



Fig. 3 Time Histories of Fuel Flow Rate, Oxidant Flow Rate, Specimen Temperature, and Burner Position

この例ではおおよそ 470 秒後にバーナーを試験体に近づけ,1100 秒経過後に固体粒子の供給を開始した。固体 粒子衝突が始まると,わずかに試験体表面温度が変化し ている。図中の表面温度は放射温度計により計測したも のであり,おそらく粒子衝突により表面の放射率が変化 したことが原因と考えている。

2000 秒経過後にバーナーを試験体から遠ざけ,固体粒 子の衝突を遮断した。ここで,固体粒子の供給を停止す るのではなく,バーナーを遠ざけた理由は,粒子供給系 統のバルブを閉じてもパイプ内に残留した粒子が供給さ れてしまい,わずかに供給量が変化してしまうためであ る。暴露時間を長時間確保することでもこの影響を緩和 できるが,トラバース装置の移動速度が比較的速くでき ることからこの手順を採用している。

#### 3.2 計測方法

ガス流については, Fig. 5 のように圧力と温度の計測 用プローブをバーナー下流に設置し,ガス流中央の分布 をトラバース計測により取得する。図には全圧,全温の プローブのみを示しているが,同時に静圧と静温も計測 している。圧力計測プローブは先端を白金ロジウムで製 作している。全圧孔と静圧孔を1本のプローブに加工す ることが難しかったため,それぞれ別のプローブを製作 して使用した。温度については温接点をセラミックのカ バーで覆って流れを淀ませるようにした全温用(熱電



Fig. 4 Time Histories of Fuel Flow Rate and Oxidant Flow Rate During Ignition Process



Fig. 5 Pressure and Temperature Measurements of Gas Flow Using Probes

対: B タイプ)と温接点周りを可能な限り細くした静温 用(熱電対: R タイプ)を使用した。いずれも非接地型 の温接点とした。これらの計測は固体粒子を投入しない 状態で行うが,粒子濃度が十分低いため,大きな影響は ないものと考えられる。

粒子の速度分布は, PIV (Particle Image Velocimetry) により計測する。PIV 計測には西華デジタルイメージ社 製の二次元二成分 (2D2C) のシステムを用いた。このシ ステムは, CCD カメラ (PCO 社製 pco.1600, 解像度:1600 × 1200 pixel, サンプリングレート:30 fps, 最小ストラ ドリング時間:120 ns), ダブルパルス Nd:YAG レーザー

(Litron Lasers 社製 Nano S 50-20PIV,繰り返し周波数: 20 Hz,レーザー出力:50 mJ,波長:532 nm),タイミン グコントローラー (LabSmith 社製 LC880)により構成さ れている。粒子画像取得の妨げになる火炎の影響を防ぐ ため、カメラに干渉フィルターを取り付け、二倍波(532 nm)以外の波長をカットした。取得した画像の解析には 西華デジタルイメージ社製 Koncerto II を使用した。粒子 の温度そのものを計測することは容易ではないが、ガス 流に対する粒子の追従性が速度に対して1桁早いため、 ここではガス流温度と同じと仮定する。

試験体の表面温度は、熱電対(Rタイプ)を埋め込ん だダミー試験体を製作し、砂暴露試験を実施する前にあ らかじめ計測しておく。並行して赤外線による温度計測 も行う。赤外線計測については、点計測用の放射温度計 (単色式と二色式),面計測用の赤外線カメラ(FLIR 社 製 A8300sc)を使用した。赤外線カメラは火炎の影響を 除去するため、バンドパスフィルター(3.9 μm)を使用



Fig. 6 Temperature and Pressure Distributions of Gas Flow at Standard Barrel with Constant Fuel-Air Ratio

した。砂暴露試験時には赤外線計測のみを行うが,熱電 対と赤外線の計測結果からキャリブレーションを行うこ とで,オンサイトで表面温度を定量的に把握できる。

粒子暴露試験を行った後,装置から試験体を取り外し, レーザー変位計により表面形状の変化を調べる。点計測 用のレーザーヘッド(KEYENCE 社製 LK-H050)と電動 ステージ(KEYENCE 社製 KS-1100)を組み合わせるこ とで,試験体表面形状の三次元計測を行う。また,試験 前後の試験体の重量を計測し,エロージョンレート(単 位質量の粒子当たりの損傷質量)を算出する。重量の計 測には分析天秤(島津製作所製 ATX224)を用いる。

#### 3.3 試験条件の設定手順

試験設備の運用上,バーナーと試験体の距離,バーナ ーに供給する燃料流量と圧縮空気流量,使用するバレル の口径が入力条件として任意に設定できるが,実際には 衝突速度,表面温度を指定して試験を行うことが多い。 このため,事前に試験条件を決定する過程が必要になる。

本研究では、燃料流量と圧縮空気流量を何通りか変更



Fig. 7 Temperature and Pressure Distributions of Gas Flow at Expansion Barrel with Constant Fuel-Air Ratio

し,以下の手順を繰り返すことでエロージョン試験条件 を決定することにした。

- (1) ガス流の全温,全圧,静温,静圧の流れ方向分布を 計測する
- (2) 上記の計測結果からガス流の速度を計算する
- (3) PIV により粒子速度を計測する
- (4) バーナー位置毎に試験体表面温度を計測する その他の条件については、要求と設定可能なパラメー ターが一対一に対応しており、試験条件の調整に特段の 注意が必要ないため、ここでは省略する。

#### 4. 試験結果

ここでは,以前にエロージョン試験を行った衝突速度 800 m/s,衝突角度 90°,表面温度 1000 ℃ の条件⁽⁴⁾に対応 する条件設定プロセスを示す。

標準バレルと拡大バレルのそれぞれについて,空燃比 を一定に保ち,燃料流量と空気流量を変更した場合のガ ス流の全温,全圧,速度の分布を Fig. 6 および Fig. 7 に



Fig. 8 Temperature and Pressure Distributions of Gas Flow at Expansion Barrel with constant Air Flow Rate

示す。ここでは全温が 1200 °C~1500 °C 程度の範囲につ いて計測を行った。これは表面温度は全温より必ず低く なるため, 想定する表面温度よりも全温が高い範囲を計 測しておく必要があるためである。標準バレルは400 m/s ~800 m/s の範囲, 拡大バレルは 300 m/s~700 m/s の範囲 の速度が得られている。この結果から、以後は標準バレ ルを使用した。速度については想定試験条件と同等から やや遅い条件まで計測しておくとよい。基本的に空気流 量が大きく, 試験体との距離が近いほど, 全温・全圧は 高くなる傾向にある。しかし、標準バレルの空気流量24 g/sのケースは試験体との距離を近づけていくと、全温・ 全圧が単調に増加しない領域が表れる。また、拡大バレ ルの空気流量 30 g/s, 32 g/s, 34 g/s のケースでは, 試験体 との距離に対する全温・全圧の変化は他のケースと同様 であるが、空気流量の増加に伴って単調に値が推移しな い。これらの原因は今のところ不明であるが、当面はエ ロージョン試験ではこの範囲を避けることとする。

続いて、拡大バレルで空気流量を一定に保ち、燃料流



Fig. 9 Particle Velocity Distributions Obtained by PIV Measurements with No Specimen



Fig. 10 Burner Position and Surface Temperature Obtained by Thermocouple and Pyrometer

量を変化させた場合のガス流計測結果を Fig. 8 に示す。 この結果から、燃料流量を変更してもバーナー位置が同 じであれば全圧や速度は大きく変化しない。一方、燃料 流量の増加に伴い、全温は有意に増加していることが分 かる。結果は省略するが、標準バレルでも同様である。

Fig. 9に PIV 計測により取得したバーナー下流の粒子 速度分布を示す。この結果は最終的にエロージョン試験 に採用した燃料流量と空気流量の条件で得たものである。 視野の都合上,バレル出口から 5 mm 下流の 60 mm × 25 mm の領域,100 mm 下流の 40 mm × 55 mm の領域につ いて,それぞれ分割して計測を行った。取得した画像の 解像度は約 65 µm/pixel である。速度ベクトルの計算には 相互相関法を用い,インタロゲーション窓は 64 × 64 pixel で,50%オーバーラップさせた。粒子は下流に向かうに つれて加速しながら半径方向に拡散し,バレル出口から 100 mm の距離ではバレル出口口径のおおよそ 2 倍程度 の範囲に分布している。この条件では試験条件のターゲ ットとなる 800 m/s 程度の領域が広く分布している。

Fig. 10に同様の燃料流量と空気流量の条件における試



Fig. 11 Surface Temperature Distribution by IR Camera

験体表面温度とバーナー位置の関係を示す。粒子速度 800 m/s のバーナー位置でほぼ想定した表面温度 1000 ℃ が得られていることが分かる。また熱電対と放射温度計 の計測結果はほぼ一致している。Fig. 11 は赤外線熱画像 により得られた表面温度分布であり、こちらも中央の温 度はよく一致している。

以上の予備試験により得られた条件を用いてエロージョン試験を行った。レーザー変位計により得られた試験 後の試験体表面の形状を Fig. 12 に示す。試験体中央から 放射状に深い損傷痕が見られ、比較的均一に固体粒子衝 突が生じていることが分かる。

これらの手順を用いて各種パラメーターを調整した後, それぞれの条件でエロージョン試験を行うことで,エロ ージョンデータベースを得ることができる。

#### 5. 結言

耐熱材料のエロージョン試験を行うため, JAXA では 高温度落差バーナー/材料・コーティング試験装置の整 備を行ってきた。これまでにハードウェアの準備はおお よそ整っており、本研究では、エロージョン試験におい て重要となるパラメーターを調整し、試験を実施するた めの手順を検討した。

今後は平板で取得したエロージョン試験結果からモデ リングを行い、シミュレーションにより実機タービンの 形状でのエロージョンを予測することを考えている。既 に先行してタービン翼列のエロージョン解析⁽⁵⁾は実施し ているが、使用しているエロージョンモデルの妥当性に



Fig. 12 Erosion Depth Distribution

は疑問があり、本試験設備の試験データを用いて改良す る必要があると考えている。このため、モデリングに必 要となるデータベースの拡充を進める。また、数値解析 の検証用データ取得のため、平板の試験に加え、円柱や 翼型等の試験への展開を目指す。

#### 謝辞

本研究の一部は科学研究費補助金:若手研究 (A)16H06067の助成を受けて行われた。ここに記して謝 意を表する。

#### 参考文献

- Jiang, L. Y., Han, Y., Patnaik, P., Characteristics of Volcanic Ash in a Gas Turbine Combustor and Nozzle Guide Vanes, STO Meeting Proceedings, STO-MP-AVT-272-09 (2017).
- (2) Mechnich, P., Braue, W., Schulz, U., High-Temperature Corrosion of EB-PVD Yttria Partially Stabilized Zirconia Thermal Barrier Coatings with an Artificial Volcanic Ash Overlay, J. Am. Ceram. Soc., Vol. 94, No. 3 (2011), pp. 925-931.
- (3) 鈴木正也,賀澤順一,水野拓哉,耐特殊気象エンジン技術の研究開発状況,日本航空宇宙学会第49期年会講演会講演 集,JSASS-2018-1006 (2018).
- (4) Suzuki, M., Yamane, T., Development of High-Temperature High-Velocity Sand Erosion Apparatus, Proc. ASME Turbo Expo 2018, GT2018-75044 (2017).
- (5) Ueno, M., Mamori, H., Fukudome, K., Yamamoto, M., Suzuki, M., Sand Erosion Behavior of CMC and Ni-based Superalloy in Turbine Stator, Proc. ACGT 2018, ACGT 2018-TS33 (2018).

【研究報告】

-20

## ガスタービン TBC 施工動翼の劣化評価

### **Degradation Evaluation of TBC-deposited Blade of Gas Turbine**

*岡田 満利*1 俊彦*1 藤岡 照高*2 **智晴***1 英司*1 高橋 藤井 洒井 OKADA Mitsutoshi TAKAHASHI Toshihiko FUJIOKA Terutaka FUJII Tomoharu SAKAI Eiji 尾関 高行*1 渡辺 和徳*1 OZEKI Takayuki WATANABE Kazunori

#### ABSTRACT

Degradation of an in-service first-sage blade in F-class gas turbine is evaluated by means of numerical simulation and microstructural analysis. Conjugate heat transfer simulation is performed on the blade by combining the convection heat transfer around the blade and the heat conduction of the blade structure. The microstructure of thermal barrier coating (TBC) deposited on the blade is observed, and remarkable growth of thermally grown oxide (TGO) is not found. The temperature of the blade during service is estimated based on the microstructural change of TBC. Comparatively high temperature is estimated at the suction side near the leading edge in the middle of blade height by both of the numerical simulation and the microstructural change. Furthermore, creep simulation is carried out by means of finite element method by using the temperature distribution of the heat transfer simulation as the boundary condition. Only small creep strain is estimated even after a long-time operation.

**キーワード**: ガスタービン, 動翼, 遮熱コーティング, 連成伝熱解析, 劣化評価 **Key Words:** Gas Turbine, Blade, Thermal Barrier Coating, Conjugate Heat Transfer Simulation, Degradation Evaluation

#### 1. はじめに

ガスタービン動翼は、高温の燃焼ガス流に曝されると ともに、回転体部品であり、耐熱性の面から厳しい環境 におかれている。動翼の保守コスト削減および信頼性向 上のためには、合理的な判断基準に基づいた寿命評価法 の開発が重要である。

初段動翼の寿命評価法のため,これまで,コーティン グ組織変化に基づく温度推定手法⁽¹⁾,連成伝熱解析手法 (温度解析)⁽²⁾,さらに応力解析手法⁽³⁾などが開発され てきた。しかし,実機で使用された動翼を対象に,これ らの手法を適用して劣化評価を試みた例は多くはない。

そこで、本研究では、実機 1300°C 級ガスタービンで 使用された初段動翼を対象に、Fig. 1 に示した劣化評価 手法について報告する。すなわち、動翼の形状・構造に 基づいてモデルを作成し、それを用いた連成伝熱解析に より、動翼の温度分布を推定する。また、微視組織分析 においては、遮熱コーティング(TBC)の微視組織変化 を観察し、組織変化に基づいて、動翼の表面近傍の温度 を推定する。そして、得られた温度分布を境界条件とし

*1	一般財団法人 電力中央研究所
	〒240-0196 横須賀市長坂2-6-1
	E-mail: mitutosi@criepi.denken.or.jp
*2	東洋大学(元電力中央研究所)
	〒350-8585 川越市鯨井2100

て,有限要素法を用いて応力解析を行う。これらの結果 に基づいて,動翼を劣化評価する手法について述べる。



Fig. 1 Procedure for degradation evaluation of blade

#### 2. 連成伝熱解析による温度推定

#### 2.1 初段動翼の概要

対象となる動翼は、1300℃級ガスタービンで、約 46000h 使用され、起動回数は約400回経ている。本翼に は、TBCを一度はく離させ、再度施工するリコーティン グが行われており、リコーティング後の使用時間は約 12000h, 起動回数は約40回である。Fig.2は, 対象とな る動翼の外面形状のモデル図を示す。本翼には、膜冷却 孔が翼背側に1列,腹側に2列,前縁に3列,腹側のプ ラットホーム面,および翼先端に設けられている。その 他に, 翼後縁部にはスリット状の冷却空気出口があり, 翼プラットホームの背側側面他にも冷却孔(冷却空気の 出口)が設けられている。また、本翼の翼面には、TBC が施工されている。

Fig. 3 には、動翼の内部構造の形状モデルを示す。図 中の水色の矢印は、内部冷却空気の流れ方向を示す。冷 却流路は、翼高さ方向に折り返したサーペンタイン冷却 流路となっており, リターンフロー冷却が適用されてい る。また、流路には、冷却促進のためのリブが設置され ている。



Fig. 2 Model of a first-stage blade of F-class gas turbine



Fig. 3 Model of internal structure in the blade

#### 2.2 解析方法

本翼を対象に、熱流体解析コード FLUENT(Ver.12)を用 いた、翼まわり、ならびに膜冷却孔および内部冷却流路 内における3次元熱流体解析(CFD 解析)と, 翼構造材部 (TBC を含む)の3次元熱伝導解析の連成による伝熱解析 を行い,翼温度を推定した。TBC については,構造体の 寸法に対して薄いことから, 翼外面上の熱抵抗として, 翼外面に垂直方向の1次元解析により評価した。

翼まわりおよび冷却流路内の CFD 解析では, 定常圧縮 性流体に関する Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程式, 理想 気体の状態方程式を支配方程式として、乱流モデルには Spalart-Allmaras モデル⁽⁴⁾を用いた。数値解法は SIMPLE 法を用い,支配方程式の離散化手法として,対流項には 2次精度の風上差分を、他項には2次精度の中心差分を 適用した。



Fig. 4 Numerical mesh for conjugate heat transfer simulation

Fig. 4 には, Fig. 2 および Fig. 3 の形状モデルに基づい て生成した解析メッシュを示す。メッシュを生成した解 析領域は,初段動翼列内の翼1枚を対象として,翼まわ り、内部冷却流路内および膜冷却孔内の流体領域、およ び翼構造体の固体領域である。本解析メッシュは、立方 体セル,4 面体セルおよびプリズムセルからなり,流体 領域におよそ1622万セル(翼まわり領域におよそ1509万 セル,内部冷却流路内におよそ110万セル,膜冷却孔内 におよそ3万セル), 翼の構造体(固体)領域におよそ321 万セルを擁した。なお,翼外面近傍では,温度境界層を 捕らえるために,壁面から積層状の立方体セルを用いた。

#### 2.3 解析条件

解析境界条件は定格運転条件を想定して,Table1に示 すように設定した。翼まわり解析については、隣り合う 翼間を周期境界条件として,流入境界で流量および全温 を設定した。

冷却空気流量については、翼まわり圧縮機流入空気量 の3%を設定した。内部冷却流路における熱伝達に関し ては, 流路面の伝熱促進リブに対して解析メッシュを生 成せず, 平滑流路の状態で CFD 解析を行ったが, リブ付

き流路面の熱伝達に関する特性式(伝熱相関式)を用いて, リブによる伝熱促進効果をモデル化した。すなわち,解 析ソフトウェア FLUENT に対するユーザーサブルーチ ンにより,内部冷却流路内の CFD 解析から得られる流動 場の情報を用いて,伝熱相関式によりリブ設置面の熱伝 達を算出して,流路面での熱流束を評価した。

Table 1 Computational conditions			
General			
Rotating speed	: 3600 rpm		
Main flow inlet			
Flow rate	: 5.78kg/s		
Total temperature	: Average 1533K		
Cooling flow inlet			
Mass flow rate	: 0.191kg/s		
Total temperature	: 573K		
Thermal property of substrate			
Thermal conductivity	: Polynomial		
	approximated from		
	measured values		
Thermal property of TBC			
Thermal conductivity	: 0.6W/m·K		
Thickness	: 500µm		

#### 2.4 温度推定結果

Fig. 5 は,解析結果による翼高さ 20%,50%および 80% における基材表面温度分布を示す。図の横軸は,翼面上の位置を,前縁から翼表面に沿った距離 s を用いて示しており,同じ方法による前縁から後縁までの距離 S により,規格化した。

Fig. 6 は,解析結果による翼全面の基材表面温度分布 を示す。なお,図中における赤破線内は,解析のために 設定された領域であり,実際の翼には存在しない構造で ある。翼側面における基材の局所温度は,いずれの場所 でも800℃を大きく下回り,翼背側の翼高さおよそ55% 付近で,解析結果の最高温度が得られた。

#### 3. 動翼材料の微視組織分析

#### 3.1 微視組織分析

Fig. 7 は,本翼の翼高さ 50%前縁近傍における TBC 微 視組織の様相を示す。本動翼の TBC は,多孔質のトップ コートとボンドコート 2 層からなる構造である。電子プ ローブマイクロアナライザ(EPMA)を用いた半定量分 析により,トップコートの化学的組成は ZrO2-8wt%Y2O3 であり,ボンドコートは,CoNiCrAIY であることが明ら かになっている。Fig. 7 および EPMA 分析より,トップ コートは、多孔質のセラミックコーティングであり,ボ ンドコートは合金コーティングである。なお,本翼の基 材は,一方向凝固(DS)Ni 基超合金であることが,微 視組織観察と EPMA を用いた分析により明らかになっ ている。



Fig. 5 Result of temperature estimation(▲ indicates film cooling holes)



Fig. 6 Estimated temperature distribution by conjugate heat transfer simulation (Domain enclosed by red line indicates the structure only for simulation.)

TBC の微視組織を翼周上に沿って観察,分析した。す なわち,本翼の翼高さ 20%,50%,80%から厚さ約 10mm の試料を採取し,前縁から後縁までの背側および腹側の 翼周をそれぞれ 10 等分した部位を分析位置とした。分析 の結果,トップコート厚さは 400µm~600µm,ボンドコ ート厚さは,100µm~200µm に分布している。

Fig. 8 は、トップコート/ボンドコート界面近傍の微 視組織の様相を示す。ボンドコート外面には、界面酸化 物層(TGO)が約1µm形成している。トップコートは多 孔質であり、高温で酸素イオンの導体であることから、 雰囲気中の酸素がトップコートを通過し、ボンドコート 外面が酸化することから TGO が形成することが知られ ている⁽⁵⁾。TGO は,成長の初期には,主に Al-rich な酸化 物である。その下には白色の層状組織が数µm 認められ る。これは,TGO を形成するためボンドコート近傍から Al が外面方向へ拡散するために形成された組織であり, 外面 Al 低下層(ADL)と定義する⁽¹⁾。



Fig. 7 Morphology of microstructure of TBC





Fig. 9(a) および (b) は, それぞれ本翼の翼高さ 50%に おける外面 Al 低下層厚さおよび TGO 厚さの分布を示す。 外面 Al 低下層厚さの測定位置は,上述したトップコート 厚さと同様である。図より,最大の外面 Al 低下層厚さは, 約 6µm である。一方, TGO 厚さの測定部位は, 翼高さ 50%断面において,前縁から後縁までの背側および腹側 の翼周をそれぞれ 10 等分した点とした。図より, TGO 厚さは,最大約 1µm である。

Fig. 10 は、翼高さ 20%前縁で観察されたトップコート 中の縦き裂の様相を示す。厚さ約 600µm のトップコート 中を縦き裂は約 500µm 成長している。このような縦き裂 は、翼高さ 20%腹側でも観察された。この縦き裂は、起 動停止に伴う熱応力とともに、トップコートの焼結によ る影響によって発生、成長したと考えられる⁽⁶⁾。



Fig. 9 Distribution of TBC microstructure at the 50% of blade height (LE: Leading edge, TE: Trailing edge, PS: Pressure side, SS: Suction side)



Fig. 10 Vertical crack in topcoat (Leading edge at the 20% of blade height)

#### 3.2 微視組織変化を用いた温度推定

本翼について,材料組織変化を用いた温度推定を行った。外面 Al 低下層厚さを用いた温度推定は,以下の温度 推定式に基づいて行った⁽¹⁾。

$$T = \varphi_{Al}(l,t) = -\frac{152 \times 10^3}{R} \cdot \frac{1}{\ln \frac{l}{2.96 \times 10^6 t^{\frac{1}{2}}}}$$
(1)

ここで, T は温度(K), R はガス定数(8.31J/(mol·K)), l は外面 Al 低下層厚さを(µm), t は実運転時間(h)である。 Fig. 9(a)に示した外面 Al 低下層厚さと上述したリコーテ ィング後の実運転時間を式(1)に代入して各部位の温度 分布を推定した。また, 翼高さ 20%, 50%および 80%に ついては, 測定した外面 Al 低下層厚さに基づいて温度を 推定した。なお,外面 Al 低下層の成長が認められない 部位では,厚さが 1µm に対応する推定温度 660°C 未満と した。ただし,TGO 厚さを測定した翼高さ 50%につい ては,外面 Al 低下層の成長が認められない部位におい て,下記に示す TGO 厚さを用いた温度推定を行った。 これは,TGO 厚さはバラツキが大きく⁽¹⁾,推定誤差が 大きくなるためである。

**TGO** 厚さを用いた温度推定式は、当研究所試験データ⁽¹⁾を用いて導出した以下の式を用いた。

$$T = \varphi_{TGO}(\delta, t) = -\frac{96.2 \times 10^3}{R} \cdot \frac{1}{\ln \frac{\delta - 0.6}{2.62 \times 10^3 t^{\frac{1}{2}}}}$$
(2)

ここで, *δ*は TGO 厚さ(µm)である。なお,本式では, TBC 施工の際行われる熱処理によって形成する TGO 厚さを 0.6µm と設定している⁽⁷⁾。Fig. 9(b)に示した TGO 厚さと リコーティング後の実運転時間を式(2)に代入して, 翼高 さ 50%各部位の温度分布を推定した。TGO 厚さが 0.6µm 以下の部位では,厚さが 0.7µm に対応する推定温度 505℃ 未満とした。

Fig. 5 に、外面 Al 低下層厚さおよび TGO 厚さを用い た温度推定結果を、連成伝熱解析結果とともに示す。翼 高さ 50%で比較的温度が高く推定され、背側前縁寄りで 約 750°C と推定された。Fig. 5 において、伝熱解析によ る温度推定結果は、材料組織観察による推定結果に概ね 符合しており、翼高さ 50%においては、材料組織観察に より推定された高温部位と、解析結果により温度が極大 となる位置はほぼ一致している。

#### 4. 応力解析と劣化評価

#### 4.1 解析条件

応力解析は, MSC.Marc (ver. 2010) を用いて行った。 モデル化には 10 節点四面体 2 次完全積分要素を用い, 175575 節点, 104531 要素とした。解析の簡便化のため, 膜冷却孔や後縁のスリット状冷却空気出口は省略し, 固 体で埋め込んだ。一方, サーペンタイン冷却流路は, リ ブを除き再現している。

応力解析で仮定した弾性特性および熱的特性は,多結晶 Ni 基超合金に対する特性⁽³⁾であるが,遠心力による公称応力評価の観点では,これらの材料特性は影響しない。 密度は 8,320kg/m³とし,回転数は 3600 rpm とした。

また,機械的境界条件は,底面 z 方向(翼高さ方向) 全面拘束,底面前面 y 方向(ロータ軸方向)エッジ拘束, 底面の1点を全方向拘束とした。

翼の温度分布は,2章で実施した連成伝熱解析の結果 を,FEM モデルの節点上にマッピングした。

クリープ構式は,Norton 則に基づいて次式のように設 定した。本式は,別途行った本翼基材材料のクリープ試 験と低ひずみ速度引張試験のデータに基づき,構造中で 支配的な低応力側で安全側となるよう決定したものであ る。試験は,本翼と同形状の翼から採取した試験片を用 いて行い,試験片は,試験片の長手方向が結晶成長方向 である翼高さ方向と一致するように採取した。

$$\dot{\varepsilon}^c = A(T - T_o)^m \sigma^n \tag{3}$$

ここに, & はクリープひずみで無次元, t は時間(h), T は温度(K), oは応力(MPa)である。式(3)の定数は以下のように決定した。Aは1×10⁻⁷², To は 823.15, mは 20, n は 7.0 である。

本翼は、一方向凝固合金であるため、変形特性には異 方性があるが、本研究の解析では翼高さ方向の変形や、 翼高さ方向が支配的な一次応力によるクリープひずみの 蓄積を評価指標とすることから、異方性は想定せず、結 晶方向に採取した試験片に基づく前述の Norton 則と多 結晶材料である多結晶 Ni 基超合金の材料特性値を使用 する。このため、解析が簡便になるとともに、等方性を 前提としたミーゼス相当応力およびミーゼス相当非弾性 ひずみに基づく評価が直接使用できる。

解析ではまず回転を所定の回転数で与え、次のステッ プから,回転数を保持したままでクリープを生じさせた。 クリープは実機の使用時間に裕度を見込んで 10 万時間 解析した。

#### 4.2 解析結果と劣化評価

応力集中等,局所的にクリープひずみが部材に蓄積す ると微小き裂の発生をもたらす場合がある。このため, 高温原子力機器の設計規格(ASME Section III Subsection NH など)では、二次応力を含む局所的な応力集中部に 対し、時間消費則に基づく使用時間の分数和の制限を設 けている⁽⁸⁾。この他、英国の高温ガス炉等の設計および 余寿命評価手順書 R5 には、時間消費則ではなく延性消 耗則が記載されている⁽⁹⁾。ここでは、市販の汎用 FEM コ ードに実装されているポスト処理機能をそのまま使用で きる延性消耗則に基づく評価を行った。

延性消耗則では次式で寿命消費率 Dc を評価する。

$$D_c = \frac{\Delta \varepsilon^c}{\varepsilon_f} \tag{4}$$

ここにΔε は使用時間中に生じたミーゼス相当クリー プひずみであり、 φ はクリープ破断延性である。なお、 φは、翼材のクリープ試験データを参考に 0.1 とした。

なお,設計規格では,局所的なクリープ損傷評価にあ たっては,疲労との相互作用や熱応力等の二次応力を考 慮すべきとされている。しかし,本翼基材である Ni 基超 合金では,降伏点が高く,塑性がほとんど生じないため, 弾性クリープ状態で本翼が使用されるため,相互作用の 可能性が低いことが推定される。そこで,本解析では熱 応力を想定していない。すなわち,熱膨張係数をゼロと して,熱応力を発生しないようにした。

解析の結果得られた 10 万時間経過後のミーゼス相当 クリープひずみの分布を Fig. 11 に示す。この図のように ミーゼス相当クリープひずみは, 10 万時間であっても 10⁻⁷ 未満であり,延性消耗則に基づく寿命消費率はきわ めて小さい。



Fig. 11 Creep strain distribution by finite element analysis

#### 5. まとめ

実機1300°C級ガスタービンで使用された初段動翼に ついて,連成伝熱解析,微視組織分析,および応力解析 により,劣化評価を行った。本研究によって得られた主 な結果は,以下のとおりである。

- (1) 本動翼の形状モデルに基づいて解析メッシュを生成 し,翼まわり, 膜冷却孔および内部冷却流路内にお ける 3 次元熱流体解析(CFD 解析)と, 翼構造材部 (TBC を含む)の 3 次元熱伝導解析の連成による伝熱 解析を行い, 翼温度分布を推定した。
- (2) 分析したほとんどの部位における TBC のトップコ ート/ボンドコート界面における界面酸化物層 (TGO) 厚さおよび外面 Al 低下層厚さは、それぞ れ最大約 6µm および約 1µm であり、顕著な劣化は 認められなかった。また、TGO 厚さおよび外面 Al 低下層厚さを用いた動翼の温度分布推定を行った結

果,750℃ 未満であった。連成伝熱解析結果は、コ ーティング組織観察に基づく推定結果に概ね符合した。

(3) 連成伝熱解析結果に基づき、クリープ解析を実施した。その結果、背側前縁寄りで微小なクリープひずみが認められるが、延性消耗の観点から見た寿命の消費はわずかであると考えられた。

#### 謝辞

本研究における実機使用済動翼の分析および解析にあ たっては、中部電力株式会社電力技術研究所 伊藤明洋 博士に協力を得た。ここに記して謝意を表する。

#### 参考文献

- 岡田満利,久松暢,遮熱コーティングの組織変化を用いた 温度推定手法および Al 含有量予測手法,電力中央研究所 研究報告: Q05013 (2006).
- (2) Takahashi, T., Watanabe, K., and Takahashi, T., Thermal conjugate analysis of a first stage blade in a gas turbine, ASME paper 2000-GT-0251 (2000)
- (3) 酒井高行,屋口正次,緒方隆志,高橋俊彦,渡辺和徳,高橋 毅,3次元有限要素解析による1100℃級ガスタービン初段 動翼の損傷評価-運転条件の影響に関する検討-,電力中 央研究所報告:T01046 (2002).
- (4) Spalart, P.R. and Allmaras, S. R., A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, AIAA paper, 92-0439 (1992).
- (5) 伊藤義康, 遮熱コーティングの特性評価(2), 機械の研究,
   Vol. 47, No. 10 (1995) pp.1040-1048.
- (6) 岡田満利,久松暢,百合功,有川秀行,児島慶享,ガスタ ービン遮熱コーティングの耐熱サイクル特性評価手法の 開発-等温場熱サイクル試験と温度勾配下熱サイクル試 験における劣化損傷状態の相違-,電力中央研究所研究 報告 M10001 (2010).
- (7) 岡田満利,久松暢,藤岡照高,ガスタービン用コーティン グの組織変化を用いた温度推定手法の開発 -実機使用 翼を利用した温度推定式の導出-,電力中央研究所報告: Q08015 (2008)
- (8) 安藤良夫,岡林邦彦,第3章 新型炉の構造設計,原子カ プラントの構造設計,原子カ工学シリーズ3,東京大学出 版会 (1977) pp. 143-197.
- (9) British Energy, Assessment Procedure for the High Temperature Response of Structures, R5 Issue 3, Gloucester (2003).

【技術紹介】



## 高効率ガスタービン用遮熱コーティングの開発状況

## Development of Advanced Thermal Barrier Coating for High Efficiency Gas Turbine

*武野 和馬 ^{*1}	鳥越 泰治*1	岡嶋 芳史*1
TAKENO Kazuma	TORIGOE Taiji	OKAJIMA Yoshifumi

#### ABSTRACT

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

**キーワード**: 遮熱コーティング,熱サイクル試験,イメージ炉,エロージョン試験 Key Wrds: Thermal Barrier Coating, Thermal cycle test, Image furnace, Erosion test

#### 1. はじめに

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

*1 三菱重工業(株)
 〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1
 E-mail: kazuma_takeno@mhi.co.jp



図1 1700℃級ガスタービンの要素技術開発



図2 TBCの遮熱効果

#### 2. 先進 TBC の開発

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

#### (1) 材料計算手法

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



図3 セラミックス材料計算手法

### (2) 焼結体による物性値測定

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



図4 熱伝導率測定結果(焼結体)

#### (3) TBC 成膜基本条件の開発

材料計算及び焼結体評価で抽出された候補材料は,ス プレードライ法により溶射用粉末に造粒した後,溶射成 膜技術の開発に供した。評価試験片として,基材に Ni 基耐熱合金 IN738LC を用い,ボンドコートは低圧プラズ マ溶射(LPPS)法で CoNiCrAlY{Co-32Ni-21Cr-8Al-0.5Y(m ass%)}を 100μm 成膜した。これに,各種の成膜条件で大 気圧プラズマ溶射(APS)法にてトップコートを 500μm 成膜し,最後に拡散熱処理を与え,具体的な特性評価を 実施した。図5に試験片へのトップコート溶射成膜状況 を示した。



図5 試作セラミックス粉末の溶射成膜状況

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



(a)計測システム(b)温度分布例図6 飛行中の溶射粒子の状態計測

#### 3. 皮膜特性評価

#### (1) レーザ熱サイクル試験装置

TBC の重要な特性として熱サイクル耐久性が挙げら れるが、これについては、図7に示す CO₂レーザを加熱 源に用いた熱サイクル試験装置により評価した。すなわ ち,試験片の表面(TBCの施工面)からレーザを照射し, 裏面(非施工面)は冷却空気を導入することにより、板 厚方向に温度勾配を付与した状態で、熱サイクル試験を 実施した。本試験では、TBC 表面温度を放射温度計で、 界面温度を金属基材に埋め込んだ熱電対で計測している。 本プロジェクトでは、成膜パラメータの検討を行い、良 好な遮熱性と、高い熱サイクル耐久性を両立する成膜基 本条件を抽出した。図8に熱サイクル耐久性試験結果を 示す。候補セラミックスを用いた TBC の熱サイクル耐久 性は、YSZ と同等以上であることを確認し、特にセラミ ックス B を用いた TBC は熱サイクル耐久性に優れるこ とを確認した。









図7 CO2 レーザを用いた熱サイクル試験装置



#### (2)高精度熱サイクル試験装置(イメージ炉)

従来から耐久性評価のために実施してきたレーザ熱サ イクル試験は、局所加熱により皮膜中に高い温度勾配を TBC に付与することができる試験であるが、機械荷重は 重畳せず熱応力のみで剥離させており、実機環境とやや 異なる。そこで本プロジェクトでは、軸対象な温度分布 を付与しながら、機械荷重を重畳させることができ、実 機により近い環境を模擬できるイメージ炉熱サイクル試 験装置を開発した。図9にイメージ炉熱サイクル試験状 況を示す。これによって剥離強度評価の精度向上が期待 される。



図9 イメージ炉試験状況

#### (3) 高温エロージョン試験装置

TBC トップコートの信頼性評価として、熱サイクル耐 久性の評価に加え、高温下でのエロージョン耐性の評価 も重要である。そこで、実機環境下を再現したエロージ ョン試験装置を組み立て、試験片のエロージョン試験を 実施した。図 10 に高温エロージョン試験装置概略を示す。 TBC 表面温度はサーモビュア、エローダント速度は PIV (Particle Image Velocimetry) にて計測し、実機相当の温 度、粒子速度を実現できていることを確認した。試験前・ 後(図 11)の試験片重量及び表面形状変化を計測し評価を 行った。





(a)試験前(b)試験後図 11 エロージョン試験後外観

#### (4) 溶融塩暴露試験装置

近年,ガスタービンの高温化とともに燃料多様化も求 められており,従来と異なる燃料を用いることで, CMAS(Calcium-Magnesium Alumino-Silicates)⁽³⁾や溶融塩 ⁽⁴⁾といった成分が皮膜中に浸透し,TBC が剥離すること が知られている。そこで,本プロジェクトでは,実機環 境下を再現した溶融塩浸透試験装置(図 12)を開発した。 これによって溶融塩環境下でのTBC の耐久性評価が可 能となる。







図 12 溶融塩暴露試験装置

#### (5) 溶射時その場反り変形計測装置

溶射時その場反り変形計測装置(図13)を用いてTBCの 成膜性能を迅速に評価する技術を開発した⁽⁵⁾。本装置は, TBC 溶射時の試験片の反り変形及び基材温度をその場 計測することができる。得られた反り変形及び基材温度 から皮膜中の残留応力やヤング率を求めることができ, 皮膜異常を迅速に捉えることが可能である。



図13 溶射時の試験片反り変形計測例

#### 4. まとめ

1700℃級ガスタービン向け TBC として,先進トップコ ート材料を開発した。また,TBC の皮膜特性評価試験を 開発した。今後,さらに材料・製造技術の改良開発を進 めると共に材質経年変化特性の把握を行い,1700℃級ガ スタービンの実現を目指していく。

#### 謝辞

本研究開発は経済産業省資源エネルギー庁及び国立研 究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO) の補助事業の一環として実施しており,発電ガスタービ ンの技術レベル向上に大きな貢献が期待される。経済産 業省,NED0及び関係各位に深く謝意を表します。

#### 参考文献

- K.Tsukagoshi, et al."Development of 1700degC Class Gas T urbine Technology", Mitsubishi Technical Review, Vol.44, N o.1(2007)
- (2) E.Ito, et al.,"Development of Key Technologies for the Nex t Generation Gas Turbine", ASME Turbo EXPO (2007), G T2007-28211
- (3) L.E.Levi, et al.,"Environmental degradation of thermal barri er coatings by molten deposits", MRS BULLETIN, Vol.37 (2012), pp.932-941
- (4) J.Wells, et al.,"The Use of APS Thermal Barrier Coatings i n Corrosive Environments", Oxidation of Metals (2007), vol. 88, pp.97-108
- (5) J.Matejicek and S.Sampath, "In situ measurement of residua l stresses and elastic moduli in thermal sprayed coatings Pa rt 1:apparatus and analysis", Acta Materialia 51(2003), pp.8 63-872

## 【研究報告】

C-22

# 

## A numerical study of wetness effects on gas turbine compressor flow field - The investigation of moist-air flow through NASA rotor 37 -

*森口 昇太*1	宮澤 弘法*2	古澤 卓*3	山本 悟*4
MORIGUCHI Shota	HIRONORI Miyazawa	FURUSAWA Takashi	YAMAMOTO Satoru

#### ABSTRACT

In this study, we simulated moist-air flows through a 3-D transonic compressor rotor, NASA rotor 37, to investigate the themophysical effects of water droplets on 3-D compressor aerodynamics. A saturated moist air including water droplets was assumed at the inlet condition of the rotor. The evaporation of water droplets was captured after the shock wave, resulting in temperature decrease and density increase. Since density increases, the blade loading also is increased in the moist-air case. Even if the chocking mass-flow rate is almost identical for the dry-air case and the moist air case, the operating curve was shifted toward near choked state in the moist-air case. Then, unsteady flows were captured at the higher mass-flow rate in the moist-air case.

**キーワード**: ガスタービン,コンプレッサー,CFD,湿り空気 **Key Words**: Gas Turbine, Compressor, CFD, Moist-air flow

#### 1. 緒言

ガスタービン用圧縮機の作動流体が液滴(水滴)を伴う 湿り空気となることがしばしばある.例えば,圧縮機の 作動流体に液滴を噴霧し蒸発させることで,作動流体を 冷却するという技術が存在する⁽¹⁾⁽²⁾.また,航空機が雨や 霧の中を飛行する場合,ガスタービンエンジンには液滴 を伴う湿り空気が流入する.過去には,航空機の離陸時 にエンジン出力を増大させることを目的としてエンジン に液滴が噴霧された例がある.

圧縮機の作動流体が湿り空気となる場合,翼列では湿 りに付随して水蒸気の凝縮や液滴の蒸発,翼に対する液 滴の衝突や付着といった様々な現象を伴うが,特に凝縮 と蒸発に着目すると,その熱的な作用が圧縮機の流動に 影響を及ぼすことが知られている.例えば,White らは, 蒸発冷却により作動流体の比体積が変化することで,翼 への流入角が設計点から逸脱することを示した⁽³⁾.また,

*3 東北大学 〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01 E-mail:furusawa@caero.mech.tohoku.ac.jp

*4 東北大学

〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01 E-mail:yamamoto@caero.mech.tohoku.ac.jp ある特定の条件の下において液滴を噴霧することで,圧 縮機の翼列で生じる不安定流動を抑制できる可能性が示 唆されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾.しかしながら,湿り空気の凝縮および 蒸発と圧縮機翼列流動の関係について,未だよく知られ ていないことも数多くある.例えば,翼端漏れ渦は圧縮 機の安定性に大きな影響を及ぼす流動であるが,このよ うな渦の中心では圧力が低下するため凝縮が起こり易く なる⁽⁶⁾.また,遷音速圧縮機では衝撃波が形成されるが, 衝撃波における大きな温度上昇は急激な蒸発を引き起こ し得る.凝縮および蒸発に伴う潜熱の放出・吸収は衝撃 波に作用するが,圧縮機の翼列流動への影響は十分に明 らかにされていない.

我々の研究グループはこれまでに蒸気タービン内部の 三次元湿り蒸気流れが計算できる CFD コード「数値ター ビン」を開発した.本研究ではこのコードを圧縮機湿り 空気流動の解析に応用し,凝縮および蒸発と圧縮機流動 の関係を詳細に解明することを最終的な目標としている. 前回報告した第1報では遷音速軸流圧縮機 NASA rotor 37⁽⁷⁾を対象に乾燥空気条件で計算を実施し,数値タービ ンによる計算結果の妥当性を検証した.本論文では, NASA rotor 37 を対象に湿り空気条件で計算を実施した. 動翼に液滴を伴う飽和湿り空気が流入する条件を仮定し たとき,液滴の蒸発が翼列の流量-全圧比特性や翼面圧力 分布にどのような影響を及ぼすのかを明らかにした.

^{*1} 東北大院 〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01 E-mail:moriguchi@caero.mech.tohoku.ac.jp
*2 東北大院 〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01 E-mail:miyazawa@caero.mech.tohoku.ac.jp

おもな記号

- *c* :音速
- *C_p* :定圧比熱
- e :単位体積当たりの岐点内部エネルギー
- **n** :液滴の数密度
- *p* :静圧
- *q_i* :*i* 方向の熱流束
- r :液滴の平均半径
- *R* :気体定数
- S:粘性項,または生成項
- T :静温
- ジ :Spalart-Allmaras 変数
- w_i :物理速度の*i*方向成分
- W_i :反変速度の *i* 方向成分
- x_i :物理座標
- β :液相の質量分率
- γ :比熱比
- *Γ*_c:液相の質量生成率
- κ :熱拡散係数
- **κ**^T :渦熱拡散係数
- *ρ* :密度
- σ :拡散項
- τ_i :粘性応力テンソル成分
- Ω :回転角速度
- $\xi_i$  :計算座標
- 添え字
- a :乾燥空気
- *g* :気相
- l :液相(液滴)
- *m* :気液混合流体
- s :飽和状態
- v :水蒸気

#### 2. 数值解法

#### 2.1 基礎方程式

相変化を伴う圧縮性湿り空気流れの支配方程式は,気 液二相均質流を仮定した連続の式,運動方程式,エネル ギー保存式,乱流モデルの式に加え,水蒸気の質量およ び液相の質量保存式から成る.基礎方程式を三次元一般 曲線座標系で表記すると次式になる.

$$\frac{\partial \boldsymbol{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \boldsymbol{F}_i}{\partial \xi_i} = \boldsymbol{S} + \boldsymbol{H} \quad (i = 1, 2, 3) \quad . \tag{1}$$

$$\boldsymbol{Q} = J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho w_1 \\ \rho w_2 \\ \rho w_3 \\ e \\ \rho v \\ \rho \beta \\ \rho \hat{v} \end{bmatrix} \qquad \boldsymbol{F}_i = J \begin{bmatrix} \rho W_i \\ \rho w_1 W_i + \partial \xi_i / \partial x_1 p \\ \rho w_2 W_i + \partial \xi_i / \partial x_2 p \\ \rho w_3 W_i + \partial \xi_i / \partial x_3 p \\ (e+p) W_i \\ \rho v W_i \\ \rho \beta W_i \\ \rho \hat{v} W_i \end{bmatrix}$$

$$\begin{split} \boldsymbol{S} &= J \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial \xi_i} \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ \tau_{3j} \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{K} &= J \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} \\ \tau_{kj} \boldsymbol{w}_k + (\boldsymbol{\kappa} + \boldsymbol{\kappa}^t) \, \partial T / \partial x_j \\ \boldsymbol{\sigma}_{0} \\ \boldsymbol{\sigma}_{0j} \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{H} &= J \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} \\ \rho(\boldsymbol{\Omega}^2 x_2 + 2\boldsymbol{\Omega} \boldsymbol{w}_3) \\ \rho(\boldsymbol{\Omega}^2 x_3 - 2\boldsymbol{\Omega} \boldsymbol{w}_2) \\ \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{\Gamma}_c \\ \boldsymbol{-} \\ \boldsymbol{\Gamma}_c \\ \boldsymbol{S}_{0} \end{bmatrix} . \end{split}$$

ここで, *Q*, *F*, *S*, *H*はそれぞれ各方程式の未知変数項, 対流流東項,粘性項,生成項をベクトルにまとめたもの である.なお,生成項ベクトルの第3,4成分は*x*₁軸を回 転軸とする回転相対座標系においてコリオリカおよび遠 心力から生じる項である.全計算領域において水蒸気の 密度および液相の質量分率が0であれば,湿り空気流れ の支配方程式は乾燥空気流れの支配方程式に帰着する.

#### 2.2 状態方程式と音速

本論文では,湿り空気中の液相の質量分率が十分に小 さい(β < 0.1)と仮定し,石坂ら⁽⁸⁾が近似した次式の状態 方程式を用いる.

$$p = \rho RT(1 - \beta) = \frac{(1 - \beta)R}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \left( e - \frac{1}{2} \rho w_i w_i - \rho h_{0m} \right)$$
(2)

$$R = \left(\frac{\rho_a R_u}{\rho_g M_a} + \frac{\rho_v R_u}{\rho_g M_v}\right) \tag{3}$$

ここで、 $R_u$ 、 $M_a$ および $M_v$ は一般気体定数、空気の分子量、 水蒸気の分子量である.また、 $\rho_a$ 、 $\rho_v$ および $\rho_g$ は、乾燥 空気、蒸気および気相の密度であり、気液二相均質流の 密度 $\rho$ と次のような関係がある.

$$\rho_g = (1 - \beta)\rho \tag{4}$$

$$\rho_g = \rho_a + \rho_v \tag{5}$$

さらに、 $C_{pm}$ および $h_{0m}$ は液相と気相の定圧比熱および生成エンタルピーを質量分率で線形結合した値として定義される.

$$C_{pm} = \beta C_{pl} + (1 - \beta) C_{pg} \tag{6}$$

$$h_{0m} = \beta h_{0l} + (1 - \beta) h_{0g} \tag{7}$$

音速および比熱比は次式で定義される.

$$c^{2} = \frac{(1-\beta)R}{C_{pm} - (1-\beta)R} C_{pm}T$$

$$= \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1-\beta)R} \frac{p}{\rho}$$
(8)

$$\gamma_m = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \tag{9}$$

ここで、 $\rho_v \ge \beta$ が 0 であれば、熱物性値ならびに状態方 程式、音速の式は乾燥空気のものに帰着する.

#### 2.3 凝縮および蒸発のモデル

湿り空気中の液相は完全な球形をした液滴であるとし, また,液滴径に関して単一分散系を仮定した.この場合, 局所的に存在する全ての液滴は次式で表される平均半径 を持つ.

$r = \left(\frac{3\beta}{4\pi\rho_l n}\right)^{1/3}$	(10)
------------------------------------------------------	------

ここで, nは単位質量当たりの湿り空気中に存在する液 滴の数である.液滴が流体中に均一に分散していると仮 定し, nを定数とした.

凝縮による液相の生成には、蒸気中の水分子が集まり、 液滴の初生となる凝縮核が形成される場合と、塵や液滴 の表面に液相が生成する場合の二通りがある.凝縮核の 形成は強い非平衡状態の下で生じる.したがって、空間 中に塵や液滴が既に存在する場合、凝縮核は新たに生成 せず、凝縮は液滴の成長として進行する.一方で、蒸発 は、凝縮を液滴径が大きくなる正の成長とすれば、液滴 径の小さくなる負の成長となる.液滴の成長率には次式 で表される Schnerr と Dohrmann の式⁽⁹⁾を用いた.

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{c}{\rho_l} \cdot \frac{p_v - p_s}{\sqrt{2\pi RT}} \tag{11}$$

ここで、 $p_v$ 、 $p_s$ は場の蒸気圧、液滴表面近傍における飽 和蒸気圧である. $p_v > p_s$ の場合、液滴の成長率は正とな り凝縮による液滴の成長を表す.逆に、 $p_v < p_s$ の場合、 成長率は負となり蒸発を表している.また、cは凝縮係数 と呼ばれる定数で、本計算では1とした.液滴の平均半 径および成長率から液相の質量生成率が次式より求まる.

$$\Gamma_c = 4\pi r^2 \frac{\partial r}{\partial t} \rho_l \rho n \tag{12}$$

液相の質量生成率を式(1)の水蒸気および液相の質量保 存式の生成項として与える.

#### 2.4 計算スキーム

時間積分に LU-SGS 法⁽¹⁰⁾,空間差分には Roe の流束差 分離法⁽¹¹⁾および 3 次精度 MUSCL TVD スキーム⁽¹²⁾を用 いた.粘性項は 2 次精度中心差分を用いた.乱流モデル は Spalart-Allmaras モデル⁽¹³⁾である.

#### 3. 計算対象および計算条件

計算対象は遷音速軸流圧縮機 NASA rotor 37⁽⁷⁾である. NASA rotor 37 は動翼のみから成る単段の試験機である. 設計仕様を Table 1 に示す.また,Fig.1 に計算領域の概 略図を示す.動翼のハブ前縁を軸方向位置の原点とした とき,計算の入口境界を-0.0419[m],出口境界を 0.1067[m] に設定した.

Table 1 NASA rotor 37 の設計仕様

	-
翼枚数	36
チップクリアランス[mm]	0.356(0.45%スパン長)
回転数[rpm]	17188.7
チップ周速[m/s]	454
全圧比	2.106



Fig,1 計算領域の概略図

	全温	全圧	相対湿度	液滴質量
	[K]	[kPa]	[%]	分率[%]
CASE 1	288.15	101.33	0.0	0.0
CASE 2	288.15	101.33	100.0	0.5
CASE 3	288.15	101.33	100.0	1.0

Table 2 に計算条件を示す. CASE 1 は乾燥空気条件で あり, CASE 2 および CASE 3 は湿り空気条件である. CASE 2 では質量分率にして 0.5[%], CASE 3 では 1.0[%] の液滴が計算領域に流入することを想定した. なお,流 入する液滴の直径は 1[µm]とした.

#### 4. 計算結果

Fig.2 に流量-全圧比特性を示す. 流量-全圧比特性は入口の計算条件を Table 2 に示される値で固定し,出口の静圧を変化させることで描かれる. Fig.2 の各点は解が定常に収束した時点での値を示している. いずれの条件でも流量が減少するに伴って全圧比は上昇してゆくが,上昇率は湿り条件の方が乾燥条件よりも大きいことが示される. また, CASE 1 ではチョーク流量の約 93%まで定常解が得られるが, CASE 3 では定常解が得られるのはチョーク流量のおよそ 98%までとなっている. この結果より,湿りを伴う場合に圧縮機の安定作動範囲が狭まる可能性が示される.



Fig.2 流量-全圧比特性





Fig.3 CASE 3 における 50%スパン断面の分布 (a)相対マッハ数 (b)液滴質量分率

Fig.3 に CASE 3 における 50%スパン断面の相対マッハ 数分布および液滴質量分率の分布を示す.Fig.3(a)より, 衝撃波が流路を横切るように形成し,隣接する翼の負圧 面に接触していることがわかる.翼の負圧面では衝撃波 による急激な圧力上昇によって境界層が剥離し低マッハ 数領域が生じている.Fig.3(b)では,衝撃波の位置におい て液滴の質量分率が急激に低下し蒸発が起きていること が示される.翼列へ流入した液滴は衝撃波の位置から蒸 発し始め,動翼を抜け切るまでの間にほとんど完全に蒸 発している.また,負圧面上の剥離領域において液滴質 量分率の低下が示される.剥離領域では流れの減速や摩 擦により温度が上昇するが,これにより蒸発が引き起さ れたと考えられる.

Fig.4 に流路入口から出口にかけての液滴質量分率,静 温および密度の分布を示す.なお,それぞれの量は軸方 向に垂直な平面上で質量流量により重み付け平均されて いる. CASE 1, CASE 2 および CASE 3 を等流量条件で 比較した.動翼の前縁よりも上流である軸方向位置 0 以 下の領域では,液滴質量分率の分布が示すように蒸発が 起こらず潜熱の影響が無いため,静温,密度いずれも 3 つのケースでほとんど同じ分布を示している.一方,軸 方向位置 0 以上の領域では蒸発により液滴の質量分率が





減少し,潜熱の影響が温度および密度に表れている.ま ず,蒸発による吸熱の影響で,湿り条件の場合に乾燥条 件よりも低い静温が示される.液滴がほぼ完全に蒸発し た流路出口では,温度は CASE 2 で約 5[K], CASE 3 で約 10[K]程度 CASE 1 よりも低くなっている.そして密度は CASE 2 で約 8%, CASE 3 で約 14%程度 CASE 1 よりも 大きい値を示す.またこのとき,蒸発冷却により作動流 体の密度が増大することで翼負荷に影響が表れると考え られる.そこで,翼面の圧力分布を可視化した.Fig.5 に 示されるのは 50%スパンにおける翼面圧力分布である. CASE 1, CASE 2 および CASE 3 を等流量条件で比較し た.縦軸は反転されているため,上側が負圧面,下側が 正圧面の圧力分布を示す.負圧面の 50%コード位置では



Fig.5 50%スパン位置における翼面圧力分布

衝撃波による圧力上昇が確認できる.負圧面の衝撃波後 方および正圧面の全体で湿り条件の場合に乾燥条件より も高い圧力が示される.また,正圧面と負圧面の圧力差 について比較すると,乾燥条件よりも湿り条件の方が大 きい値を示す.したがって,湿り条件の場合、翼の負荷 が増大することがわかる.

#### 4. 結言

本論文では、圧縮機翼列に流入する液滴が翼列の作動 特性や翼面の圧力分布に及ぼす影響を明らかにすること を目的として,遷音速軸流圧縮機 NASA rotor 37 を対象 に湿りを考慮した流動解析を行った.動翼に流入した液 滴は流路に形成された衝撃波の位置から蒸発を始め、動 翼を通過する間にほぼ完全に蒸発した.また,負圧面上 の剥離領域では温度が上昇し蒸発が促進さることが明ら かとなった. 蒸発の影響は主に衝撃波の後方において確 認された. 蒸発による潜熱の吸熱により作動流体の温度 が低下し密度が上昇した.また、衝撃波の下流に位置す る翼面において、湿り条件の場合に乾燥条件よりも大き な圧力分布が示された. 正圧面と負圧面の圧力差に関し て比較すると、湿り条件の方が乾燥条件よりも大きな値 を示し, 翼負荷が増大することが示された. 蒸発の影響 は流量-全圧比特性にも表れた.チョーク流量は乾燥条件 と湿り条件でほとんど同じ値を示したが、流量が減少し た際に、湿り条件の方が乾燥条件よりも全圧比の上昇率 が大きくなった.また,湿り条件の場合,乾燥空気条件 よりも高い流量で流れが非定常になった.この結果より, 湿りが圧縮機の安定性に悪影響を及ぼす可能性が示され た.

#### 参考文献

- Jonsson, M., Yan, J., Humidified gas turbine -a review of proposed and implemented cycles, Energy, Vol. 30, No. 7 (2005), pp. 1013-1078.
- (2) Bhargava, R., Meher-Homji, C. B., Chaker, M. A., Peretto, A., Bianchi, M., Melino, F., and Ingistov, S., GAS Turbine Fogging Technology-A State-of-the-Art Review, Part II :Overspray-Analytical and Experimental Aspects, J of Gas Turbine and Power, Vol. 129, (2007), pp.454-460.

- (3) White, A. J., Meacock, A. J., An Evaluation of the Effects of Water Injection on Compressor Performance, J. of Gas Turbine and Power, Vol. 126, (2004), pp. 100-105.
- (4) Sun, L., Zheng, Q., and Li, Y., Understanding Effects of Wet Compression on Separated Flow Behavior in an Axial Compressor Stage Using CFD Analysis, J. of Turbomachinery, Vol. 133, No. 3 (2011), 031026.
- (5) Yang, H., Zheng, Q., Luo, M., Sun, L., and Bhargava, R., Wet Compression Performance of a Transonic Compressor Rotor at its Near Stall Point, J. of Marine Science and Application, Vol. 10, (2011), pp. 49-62.
- (6) Yamamoto, S., Onset of Condensation in Vortical flow over Sharp-Edged Delta wing, AIAA J., Vol. 41, No. 9 (2003), pp. 1832-1835.
- (7) Dunham, J., CFD Validation for Propulsion System Components, (1998), AGARD-AR-355.
- (8) 石坂浩一,井小萩利明,大宮司久明,"超音速湿り蒸気流の 高解像度差分解法,"日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, (1994), pp. 3887-3892.
- (9) Schnerr, G. H., Dohrmann, U., Transonic Flow Around Airfoils with Relaxation and Energy Supply by Homogeneous Condensation, AIAA J., Vol. 32, (1994), pp. 101-107.
- (10) Yoon, S., Jameson, A., Lower-upper Symmetric-Gauss Seidel Method for the Euler and Navier-Stokes Equations, AIAA J., Vol. 26, (1988), pp. 1025-1026.
- (11) Roe, P. L., Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes, J. of Computational Physics, Vol. 43, (1981), pp.357-372.
- (12) van Leer, B., Towards the ultimate conservative difference scheme, V. A second order sequel to Godonov's method, J. of Computational Physics, Vol. 32, (1979), pp. 101-136.
- (13) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, Recherche Aerospatiale, No. 1, (1994), pp. 5-21.

## 【研究報告】

# C-23

## 航空機における防氷ファン動翼に対する大気中水分含有量の影響

### Effect of Liquid Water Content on Anti-Icing Rotor Blade for Aircraft

*和田 拓也^{*1} 守 裕也^{*2} 福留 功二^{*2} 山本 誠^{*2} WADA Takuya MAMORI Hiroya FUKUDOME Koji YAMAMOTO Makoto 水野 拓哉^{*3} 賀澤 順一^{*3} 鈴木 正也^{*3} MIZUNO Takuya KAZAWA Junichi SUZUKI Masaya

#### ABSTRACT

Icing is a serious problem for aircraft because it reduces the aerodynamic performance and interferes with the accurate measurement of flight speed. Although the bleed air system and the electric-heater are known as anti-icing methods to the stationary components, these methods are not able to be adapted to the rotating components such as fan rotor blade. Therefore, we carried out the feasibility study on anti-icing concepts by blade sweep which can be adapted to the rotating components focusing on the influence of liquid water content (LWC) on this anti-icing method. The simulation was performed by Euler-Lagrange coupling. The Extended Messinger model was applied in the thermodynamics computation. The numerical results indicate that the area of temperature below freezing point becomes narrower by the anti-icing blade and this anti-icing method is effective for all range of LWC in this study.

**キーワード**:着氷, ジェットエンジン, ファン動翼, 防氷, 数値シミュレーション **Key Words:** Icing, Jet Engine, Fan Rotor Blade, Anti-Icing, Numerical Simulation

#### 1. 緒言

着氷現象とは、大気中の過冷却液滴もしくは氷粒子が 固体表面に衝突し,表面上に氷層を形成する現象である。 着氷現象は航空機や電線、風車、船舶など様々な箇所で 発生することが知られている。航空機において、着氷現 象は主に主翼やエンジン、計測器で発生することが知ら れ, 翼形状変化による空力性能低下や離脱した氷片の衝 突による機械的損傷,飛行速度や高度などの計測不良が 生じ、多くの事故が発生している。そのため、航空機の 耐着氷性能向上を目的とした様々な研究心が行われてい る。航空機における着氷現象の対策として、非回転部に 対する抽気(2)や電熱ヒーター(3)などの防氷装置が開発さ れているが、これらの装置を回転部に適用するのは困難 である。そのため、回転部に適用可能な防氷対策を開発 する必要がある。また,着氷現象は大気温度や大気中の 水分含有量 (Liquid Water Content, LWC), 液滴直径 (Median Volume Diameter, MVD)など、様々な因子に影響 を受けるため、防氷技術開発の際には種々の着氷気象条

*1 東京理科大学大学院

- 〒125-8585 葛飾区新宿6-3-1 *2 東京理科大学
- 〒125-8585 葛飾区新宿6-3-1
- *3 宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 調布市東町7-44-1 E-mail: suzuki.masaya@jaxa.jp

件による性能を評価することも重要である。

本研究で用いる防氷ファンは、aFJR プロジェクト⁽⁴⁾の 一環として宇宙航空研究開発機構 (JAXA)によって開発 されたジェットエンジンファンに対し,翼の三次元スタ ッキングによる受動的防氷コンセプト⁽⁵⁾⁽⁶⁾を適用したも のである。この防氷翼は,翼をスイープさせることによ り,ハブからミッドスパンを高負荷化し,ハブ付近の温 度を高温化させることで着氷量を減少させるよう設計さ れている。Matsuura ら⁽⁵⁾は,小型の亜音速ファンを対象 としてスイープの頂点を約45%スパン位置としたスイー プ翼を設計し,防氷効果を調査した。Wada ら⁽⁶⁾はより実 機に近い遷音速ファンを対象として防氷コンセプトを適 用するとともに,着氷が発生しやすいハブ付近の負荷を さらに高めるため,スイープの頂点をハブ側に近づけた 防氷ファンの実現性を評価した。しかしながら,この検 討は一定のLWC, MVDの条件のみで行われた。

一方, JAXA において UPACS⁽⁷⁾ (Unified Platform for Aerospace Computational Simulation) が航空宇宙用のCFD (Computational Fluid Dynamics) 共通基盤プログラムとし て開発されてきた。近年では複雑現象への対応の一環と して, UPACS に着氷コードが組み込まれ,着氷によるジ ェットエンジンファン動翼の空力性能への影響評価⁽⁸⁾に も用いられている。

本研究では、UPACS を用いてジェットエンジンファン



Fig. 1 Flowchart of Numerical Procedure

におけるオリジナル翼と防氷翼に対して着氷シミュレー ションを行い, LWC による防氷翼の防氷効果への影響を 調査した。

#### 2. 数值計算手法

Fig. 1 に数値計算手法のフローチャートを示す。数値 計算においては,着氷現象と翼周り流れ場変化の時間ス ケールの差が十分大きいため,弱連成計算を用いた。数 値計算の手順は以下の通りである。

- (1) 翼周りの流れ場計算を行い、定常解を得る。
- (2) 液滴軌道計算を行い, 翼表面上における液滴収集効 率を得る。
- (3) 熱力学計算により翼表面の氷層厚さを計算し,着氷 後の翼形状を得る。

#### 2.1 流れ場計算

流れは三次元圧縮性乱流場を仮定した。支配方程式は 連続の式,ナヴィエ・ストークス方程式,エネルギー方 程式とし,乱流モデルには Spalart-Allmaras 一方程式モデ ルを採用した。支配方程式はセル中心型有限体積法によ って離散化され,非粘性項には Roe の近似リーマン解法 による二次精度 MUSCL 法,粘性項には二次精度中心差 分法,時間進行には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel)法を 用いた一次精度オイラー陰解法が用いられた。

#### 2.2 液滴軌道計算

液滴軌道計算はラグランジュ的手法を用い, 翼表面に おける液滴収集効率を得る。液滴軌道に影響を及ぼす外 力として, 流体抗力・回転による慣性力を考慮した。液 滴は完全な球体とし, 液滴飛翔中の衝突・変形・合体・ 分裂は無視した。また, 液滴の粒子濃度が十分低いこと から, 流体-液滴間では One-way Coupling とした。上記の 仮定より, 液滴挙動に関する方程式は以下のように表さ れる。

$$m_p \frac{du_p}{dt} = F_D + F_{Ce} + F_{Co} \tag{1}$$



Fig. 2 Schematic Diagram of Mass and Energy Balance

ここで、 $m_p$ は液滴質量、 $u_p$ は液滴速度、tは時間、 $F_D$ は 流体抗力、 $F_{Ce}$ は遠心力、 $F_{Co}$ はコリオリカであり、 $F_D$ の抗力係数は Clift  $6^{(0)}$ のものを用いた。また、時間進行 には陽的オイラー法が用いられた。

#### 3 熱力学及び氷層厚さ計算

熱力学計算には、検査体積内の質量バランスとエネル ギバランスに基づいて構成された Extended Messinger モ デル⁽¹⁰⁾を用いた。本モデルの概略図を Fig. 2 に示す。本 モデルでは、雨氷・霧氷間遷移を正確に計算することが できる。Extended Messinger モデルは以下の式によって構 成されている。

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{k_i}{\rho_i C_i} \frac{\partial^2 T_i}{\partial h^2}$$
(2)

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k_w}{\rho_w C_w} \frac{\partial^2 T_w}{\partial h^2}$$
(3)

$$\rho_i \frac{\partial B_i}{\partial t} + \rho_w \frac{\partial B_w}{\partial t} = m_{im} + m_{in} - m_{es} \tag{4}$$

$$\rho_i L_w \frac{\partial B_i}{\partial t} = k_i \frac{\partial T_i}{\partial h} - k_w \frac{\partial T_w}{\partial h}$$
(5)

式(2)及び(3)は, 氷膜・水膜における熱伝達式であり, 式 (4)は質量保存式, 式(5)は水・氷間の相変化式である。ま た,上式において,  $\rho$ , *T*, *k*, *C*, *B*, *h*はそれぞれ密度, 温度, 熱伝導率,比熱, 層の厚さ,壁面垂直方向の座標 であり,添え字*i*, *w*は氷と水を意味している。さらに,  $m_{im}$ ,  $m_{in}$ ,  $m_{es}$ は衝突質量, ランバック質量, 蒸発・昇華 質量であり, *Lw*は凝縮による潜熱である。

#### 3. 計算対象及び条件

本研究の計算対象は、aFJR プロジェクト(4)の一環とし



Fig. 3 Overview of Fan Assembly: Left, Original; Right, Anti-Icing



Fig. 4 Overview of Blade: Left, Original; Right, Anti-Icing

Liquid Water Content [g/m ³ ]	0.7-1.5
Median Volume Diameter [µm]	20.0
Exposure Time [s]	0.2

て JAXA により開発されたジェットエンジンファンであ る。ファン形状の全体図及び翼形状を Fig. 3,4 に示す。 防氷翼は翼の一部をスイープさせることで防氷効果を付 加させている。計算格子を Fig. 5 に示す。ファンの周期 性を考慮し、動翼1 枚のみを対象とした。計算格子には マルチブロック法を採用し、ブロック数は両翼とも47, 総格子点数はオリジナル翼,防氷翼それぞれ約405 万点,約390 万点である。

計算条件を Table 1 に示す。壁面は断熱滑りなし条件とし、境界条件は周期境界条件とした。また、流入境界においては全圧及び全温を固定し、流出境界においては静 圧を固定とした。

#### 4. 計算結果

以下に示す結果では,温度は流入全温で無次元化され ており,氷層厚さ,衝突質量,着氷量はLWCが1.3の場 合における各値で無次元化されている。

正圧面における両翼の表面温度を Fig. 6 に示す。図中 の赤線及び黒線はそれぞれ 273.15K の等値線(すなわち 着氷限界),スパン方向の割合を表している。防氷翼の氷 点下面積は、オリジナル翼と比較して縮小していること が分かる。また、前縁部においては、オリジナル



Fig. 5 Computational Grid around Original Blade



Fig. 6 Static Temperature Distribution on Pressure Surface: Left, Original; Right, Anti-Icing

翼の着氷限界が30%スパンを超えているのに対し,防氷 翼では20%スパン以内に留まっている。さらに,チップ 付近において,衝撃波によって表面温度が不連続になる 領域が存在するが,チップ付近の表面温度は氷点以上で あるために着氷には影響を与えない。

次に, LWCが0.7 g/m³及び1.5 g/m³のケースについて, オリジナル翼の正圧面における氷層厚さをFig. 7 に示す。 着氷分布は LWC の値には依存しないことが分かる。こ れは, Fig. 6 に示すような氷点下の領域が LWC の値によ らず一定であるためである。一方, LWC が増加すると, ハブ付近後縁側により多くの着氷が生じる。さらに,拡 大図より, LWC が増加すると前縁部により多くの着氷が 生じることが分かる。これは,衝突質量の相違に起因す る。

続いて、LWC が 0.7 g/m³ 及び 1.5 g/m³ のケースについ て、オリジナル翼の正圧面における衝突質量を Fig. 8 に 示す。図中の赤線は 273.15K の等値線を表している。LWC が増加すると、ハブ付近後縁側における衝突質量が増加 することが分かる。そのため、LWC が増加すると、氷点 下領域におけるハブ付近後縁側での着氷量が増加する。

各 LWC におけるオリジナル翼と防氷翼の着氷量及び 着氷減少率を Fig. 9 に示す。着氷減少率は、オリジナル



Fig. 7 Thickness of Ice on Pressure Surface: Left, LWC of 0.7 g/m³; Right, LWC of 1.5 g/m³



Fig. 8 Mass of Impingement on Pressure Surface: Left, LWC of 0.7 g/m³; Right, LWC of 1.5 g/m³



by Anti-Icing Blade

翼の着氷量に対する,防氷翼による着氷減少量の割合と して定義した。防氷翼の着氷量は,オリジナル翼の着氷 量と比較して全て減少しており,LWCの値が増加するに つれて着氷量は増加していることが分かる。これは, LWCが増加するにつれて,氷点下領域における液滴衝突 質量が増加するためである。LWCが1.5 g/m³の場合にお ける着氷量は1.13であり,LWCが0.7 g/m³の場合におけ る着氷量0.55の104%であった。また,LWCが1.3 g/m³ において着氷減少率が最大になるが,全てのLWCの値 について着氷減少率は30%を超えている。したがって, 防氷翼による防氷効果は幅広いLWC に対して有効であ ることが分かった。

#### 5. 結言

本研究では、ファン動翼に対して着氷シミュレーショ ンを行い、LWC の変化に対する防氷翼の防氷効果を調査 した。得られた知見を以下に記す。

- 防氷翼は、オリジナル翼と比較して、ハブ側の氷点 下領域を縮小させ、全てのLWCの値に対して着氷量 を減少させた。
- LWC が増加すると、前縁及びハブ付近後縁側の着氷 量が増加した。
- 防氷翼は、LWC が 1.3 g/m³の場合に最も効果的であり、その場合の着氷減少率は 34.1%であった。

本研究では、着氷に影響を与える条件のうち、LWC をパ ラメータとして評価を行ったが、MVD や大気温度等の 重要な着氷条件については未検討のままである。したが って、今後はこれらのパラメータが防氷効果に及ぼす影 響についても検討を進める。

#### 参考文献

 Cao, Y., Tan, W., Wu, Z., Aircraft Icing: An Ongoing Threat to Aviation Safety, Aerospace Science and Technology, Vol. 75 (2018), pp. 353-385.

- (2) Zhang, F., Deng, W., Nan, H., Zhang, L., Huang, Z., Reliability Analysis of Bleed Air Anti-Icing System based on Subset Simulation Method, Applied Thermal Engineering, Vol. 115 (2016), pp. 17-21.
- (3) Lei, G, Dong, W., Zhu, J., Zheng, M., Numerical Investigation of the Electrothermal De-Icing Process of a Rotor Blade, SAE Technical Paper (2015), 2015-07-2102.
- (4) 西澤敏雄, JAXA における低燃費エンジン技術の研究開発, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 43, No. 3 (2015), pp. 173-178.
- (5) Matsuura, T., Suzuki, M., Yamamoto, M., Shishido, S., Murooka, T., Multi-Physics CFD Simulation of Icing Phenomena on Fan Rotor Blade, Proceedings of the 23rd International Symposium on Transport Phenomena, 279 (2012).
- (6) Wada, T., Mamori, H., Fukudome, K., Yamamoto, M., Mizuno, T., Kazawa, J., Suzuki, M., A Feasibility Study on Anti-Icing Method for Fan Rotor Blade using UPACS, Proceedings of Asian Congress on Gas Turbines 2018, ACGT2018-TS30 (2018).
- (7) 山本一臣,高木亮治,山根敬,榎本俊治,山崎裕之,牧田 光正,岩宮敏幸,CFD 共通基盤プログラム UPACS の開発, 第14 回数値流体力学シンポジウム,D02-1 (2000).
- (8) Yamamoto, M., Yamamoto, M., Kazawa, J., Numerical Simulation of Fan Rotor Performance Loss by Icing, Proceedings of Asian Congress on Gas Turbines 2014, ACGT2014-0036 (2014).
- (9) Clift, R., Grace, J. R., Weber, M. E., Bubbles, Drops and Particles, Academic Press, New York (1978), p.112.
- (10) Myers, T. G., Extension to the Messinger Model for Aircraft Icing, AIAA Journal, Vol. 39 (2011), pp. 211-218.

## 【研究報告】



# 遷音速多段軸流圧縮機における 流動損失の発生メカニズムとその定量評価

## Mechanism and Quantitative Evaluation of Flow Loss Generation in a Multi-Stage Transonic Axial Compressor

*齋藤 誠志朗*1	古川 雅人*1	山田 和豊*2	渡邉 啓介*1
SAITO Seishiro	FURUKAWA Masato	YAMADA Kazutoyo	WATANABE Keisuke
		松岡 右典*3	丹羽 直之*3
		MATSUOKA Akinori	NIWA Naoyuki

#### ABSTRACT

In this study, a multi-stage transonic axial compressor has been investigated using a large-scale detached eddy simulation (DES) with approximately 4.5 hundred million computational cells. The flow field was analyzed by data mining techniques including vortex identification based on the critical point theory and topological data analysis of the limiting streamline pattern visualized by the line integral convolution (LIC) method. The loss amounts generated by flow phenomena such as shock wave, leakage vortex and hub-corner separation were calculated from the entropy production rate. In the first rotor, flow loss is mainly caused by the blade boundary layer and wake, and their loss amount reaches about 80 percent of that in the first rotor. In the first stator, in addition to the boundary layer and wake, the hub-corner separation produces huge loss, which accounts for about 24 percent of the total loss amount in the first stator.

**キーワード**: ガスタービン, 軸流圧縮機, エントロピー生成率, 衝撃波, ハブ・コーナーはく離, 後流 **Key Words:** Gas Turbine, Axial compressor, Entropy production rate, Shock wave, Hub-corner separation, Wake

#### 1. 緒 言

多段軸流圧縮機は産業用および航空用ガスタービンに おける重要な構成要素の1つである.近年,ガスタービ ンの熱効率向上に向けて,軸流圧縮機の高圧力比化・高 効率化が進められてきた.そのため,先進的な高効率ガ スタービンの場合,多段軸流圧縮機の初段あたりでは動 翼先端の回転周速が超音速となり,圧縮機内部には亜音 速流れと超音速流れが混在した遷音速流れ場が形成され る.特に圧縮機動翼の翼端付近では,強い衝撃波が形成 されるため,その設計段階において,衝撃波の発生位置 だけでなく,衝撃波と翼端漏れ渦および翼面境界層との 干渉も正確に把握することが重要である.

そこで本研究では、2 段遷音速軸流圧縮機を対象として,圧縮機全周にわたる大規模 DES (Detached Eddy Simulation)解析⁽¹⁾を実施した.得られた結果に対して、知的可視化処理を施すことで,圧縮機内部における複雑流動現象を解明するとともに,エントロピー生成率を算出

*1	九州大学	
	〒819-0395	福岡市西区元岡744番地
*2	岩手大学	
	〒020-8551	岩手県盛岡市上田4丁目3-5
*3	川崎重工	
	〒673-8666	明石市川崎町1番1号

することで,損失生成箇所の特定および各流動現象による損失生成量の評価を行った.

#### 2. 解析对象·計算格子

解析対象は、2 段遷音速軸流圧縮機である. なお、初 段動翼および2段動翼ともに翼先端周速が超音速であり、 特に初段動翼については相対流入速度がほぼ全スパンで 超音速である. 翼枚数は動翼で20枚前後、静翼で30枚 前後であり、総翼間数は104である.供試圧縮機ではリ グ試験による性能試験が実施され、いくつかのステーシ ョンで内部流れ場も合わせて計測されている.

図1に,使用した計算格子を示す.なお,同図中に示 している圧縮機全体の格子線は3本おきに表示している. 計算格子は,AutoGrid5 ver9.10 (NUMECA 社)を使用し て,全て H-J-O 型を組み合わせた格子トポロジーによる マルチブロック構造格子で作成し,翼端クリアランス部 およびフィレット部を含めて忠実にモデル化を行ってい る.また,初段静翼は可変静翼であるため,図2に示す ように,ハブ側および翼端側に部分クリアランスを設け ている.部分クリアランスは上流側および下流側に分か れており,その間はクリアランスのない領域(以下,中 実部)となっている.1ピッチあたりの格子点数は,



Fig. 2 Shape of blade tip clearance in first stator

初段動翼において約 520 万点,2 段動翼で約 410 万点, 初段静翼および2 段静翼は約 340 万点であり,各翼列全 周の格子点数は1 億前後,総格子点数は約 4.5 億点であ る. なお,壁面上の最小格子幅はすべて y⁺<1 を満足する ように十分小さな値を設定した.

#### 3. 数值解析手法

#### 3.1 計算スキーム

本研究では、*k-ω* 乱流モデルベースの DES 計算を実施 した.非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を支配方 程式とし、セル中心型の有限体積法に基づいて離散化し た.非粘性流束の評価には、SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)⁽²⁾を用い、三次精度の MUSCL 法⁽³⁾を組 み合わせることで空間解像度を高めた.粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に求めた.時間方 向は Euler 陰解法により離散化し、時間積分には MFGS

 (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法⁽⁴⁾を用いた. 各時間ス テップにおいてニュートン反復(5回)を実施し,時間 精度を最大二次精度としている.

本研究で用いた DES は, 低レイノルズ数型の $k-\omega$  乱流 モデル⁽⁵⁾に基づいている. DES では,  $k-\omega$  乱流モデルで のkの輸送方程式における散逸項は次式のように修正さ れる.

$$D_{DES}^k = \rho k^{3/2} / l_{DES} \tag{1}$$

$$l_{DES} = \min(l_{k-\omega}, C_{DES}\Delta)$$
(2)



ここで, lは長さスケール,  $\Delta$ は局所格子幅, *C*_{DES}はモデ ル定数で,本研究では 1.60 とした.この DES の定式化 では, *k*- $\omega$  乱流モデルの長さスケールに相当する  $l_{k\omega}$ と格 子幅  $\Delta$  の大小関係によって, RANS 計算と LES 計算とが 切り替えられる.一般に,長さスケールの小さい壁面近 傍が RANS で計算されることになる.

#### 3.2 境界条件

入口境界条件として、全温および全圧を固定して与え ており、出口境界条件として、静圧を固定して与えてい る.また壁面境界条件は、ケーシング壁面を除いて、す べて断熱すべり無し条件とし、ケーシング壁面について は、外界への放熱を考慮するために等温壁条件とし、設 計時の温度分布を固定して与えている.

#### 4. 実験との比較

図3に、DES 解析および試作実験から得られた,設計 圧力比の作動点における圧縮機出口流れ場の比較を示す. 同図は、圧縮機出口における全圧および全温のスパン方 向分布を示しており、それぞれ設計値より無次元化され ている.図3から、DES 解析結果は、全圧および全温の いずれに関しても、試作実験結果とよく一致しているこ とが分かる.また、DES 解析における全温分布は、実験 解析結果に比べ、やや過小に見積もられているものの、 シュラウド側での全温の増加といった傾向については、 正確に再現されていることが確認できる.

#### 非定常流れ場

図4に、50%スパンおよび10%スパンにおける密度勾 配分布を示す.同図から、50%スパンでは、動翼列にお いて離脱衝撃波および流路衝撃波が発生していることが 分かる.2段動翼で発生した衝撃波が初段静翼に入射し ており、初段静翼の翼面で反射している.また、初段動 翼の後流が初段静翼の翼間に流入しており、2段動翼の 衝撃波と干渉している.また、10%スパンでは、初段静 翼負圧面側において、大規模なハブ・コーナーはく離が



(b) 10% span Fig. 4 Distribution of density gradient

発生していることが確認できる. このハブ・コーナーは く離領域内における密度勾配分布は翼間ごとに異なるた め,初段静翼におけるハブ・コーナーはく離の流れ構造 は、時間的に大きく変化していると考えられる. また, 10%スパンにおいても、2 段動翼で衝撃波が発生してお り,初段静翼に入射することで,ハブ・コーナーはく離 と干渉している.

#### 6. 初段動翼における流れ場

#### 6.1 渦構造·限界流線

図5に、初段動翼負圧面側における時間平均流れ場を 示す.なお、同図には無次元ヘリシティーで色づけした 渦コアおよびLIC法を用いて描画した限界流線を表示し ている.同図から、負圧面上の2箇所で、衝撃波に伴う 境界層はく離が発生していることが分かる.このうち、 上流側におけるはく離は、隣接翼の離脱衝撃波と翼面境 界層の干渉によるものであり、初段動翼のほぼ全スパン で発生しているものの、その下流側ではすぐに再付着し ている.一方、下流側のはく離は、初段動翼の翼間で発 生した流路衝撃波によるものであるが、この流路衝撃波 によるはく離の下流側では再付着が発生していない.そ のため、はく離の下流側では、ハブ面上の二次流れが翼 面を駆け上がることで、逆流が発生している.

#### 6.2 エントロピー生成率分布

本研究では,損失生成量の評価および損失生成箇所の 特定を行うためにエントロピー生成率の算出を行った.



Fig. 5 Vortex structures and limiting streamlines in first stator

本研究で実施した DES 解析におけるエントロピー生成 率 Spro は, 次式のように計算される.

$$S_{pro} = \frac{\Phi + \Phi'}{T_s} + \frac{Q_c + Q_c'}{T_s}$$
(3)  
$$\Phi = \mu_l \left\{ \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\}$$
(4)  
$$3 - \left( \left( \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 - \left( \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 - \left( \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right)$$
(4)

$$+\frac{3}{2}\mu_{l}\left\{\left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z}\right) + \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x}\right)\right\}$$

$$\Phi' = D_{PFS}^{k}$$
(5)

$$Q_c = \frac{k}{T_s} \left\{ \left( \frac{\partial T_s}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_s}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_s}{\partial z} \right)^2 \right\}$$
(6)

$$Q_c' = \frac{\mu_t P r_l}{\mu_l P r_t} Q_c \tag{7}$$

ここで, *Ts* は温度, *k* は熱伝導率, (*u*, *v*, *w*)は流速の各方 向成分を表している. また, *µ*, *µ*, は分子粘性係数および 渦粘性係数を表しており, *Pr*, *Pr*, は層流プラントル数お よび乱流プラントル数を表している.本研究では, DES 解析における瞬時の流れ場を対象に,エントロピー生成 率を算出した.

図6に10%スパンおよび95%スパンでの瞬時の流れ場 におけるエントロピー生成率分布を示す. 同図から, い ずれのスパン位置においても,境界層および後流におい て損失が発生していることが確認できる.また,95%ス パンでは,衝撃波および翼端漏れ渦によって損失が発生 しており,10%スパンでは,ハブ側に形成されたはく離 渦の影響で,負圧面側に非常に分厚い高損失領域が形成 されている.

#### 6.3 流動現象毎の損失生成量

本研究では,圧縮機内部の空間を後流や衝撃波といっ た流動現象に対応した領域に分割し,各領域内でエント ロピー生成率を積分することで,流動現象毎の損失生成 量を算出し,各翼列における損失生成への寄与度を評価 した.初段動翼における流れ場では,損失生成に大きく 影響すると考えられる,境界層,後流,衝撃波,ハブ側





のはく離渦および翼端漏れ渦について,損失生成量を算 出することで,初段動翼における損失生成の内訳を調査 した.各現象の領域分割には,渦度,無次元ヘリシティ ー,エントロピー,全圧および静圧を用いており,それ ぞれ閾値を設定し,それらの条件を満たす領域を抽出す ることで,各流動現象に対応する領域の分割を行った. なお,領域分割の際に,領域が重複するのを防ぐために 複数の領域の条件を満たす箇所については,境界層,衝 撃波,ハブ・コーナーはく離,漏れ渦,後流の順に優先 して割り当てた.また,後流および翼端漏れ渦等に関し ては,下流側翼列に流入することで,更なる損失の発生 が懸念されるものの,本研究では,下流側翼列の領域に おける損失生成は考慮せずに,数値解析における翼列間 の境界面を基準とした範囲内のみでの損失生成量の算出 を行っている.

図7に、初段動翼における領域を流動現象毎に切り分けた結果を示す.なお、同図(c)、(d)では、該当する領域を水色の2次元平面で示しており、無次元へリシティーで色づけした渦構造も併せて描画している.同図から、各流動現象について、適切に領域が切り分けられていることが確認できる.



図8に、初段動翼における損失内訳を示す、同図から、 初段動翼における主な損失生成要因は、翼面境界層およ び後流であり、これらを合わせると、初段動翼における 損失生成量の約80%を占めていることが分かる.一方、 衝撃波による損失生成は非常に小さく、初段動翼全体の わずか1%程度にとどまっている.

#### 7. 初段静翼における流れ場

#### 7.1 渦構造·限界流線

図9に、初段静翼負圧面側における流れ場を示す. なお、初段静翼では、第5章で述べたとおり、非定常性の強い流れ場が形成されるため、同図(a)、(b)には、DES 解析における時間平均流れ場と瞬時の流れ場をそれぞれ示している.

図 9(a)に示す時間平均流れ場では、初段静翼の負圧面 ハブ側において大規模なハブ・コーナーはく離が生じて おり、ハブ・コーナーはく離渦が中実部負圧面側のハブ 面上から巻き上がっている.このハブ・コーナーはく離 渦周りの無次元ヘリシティーの値は、ハブ面近傍では 0 であるものの、30%コードから 50%コード位置において



(a) Time averaged flow field
 (b) Instantaneous flow field
 Fig. 9 Vortex structures and limiting streamlines in first stator





1.0となり,さらに下流側の翼の後半部では-1.0へと変化 している.渦の巻き方向および主流の方向を考慮すると, この無次元ヘリシティーの変化は,渦の中心周りの流れ が逆流していることを意味しており,30%コードから 50%コード位置において,ハブ・コーナーはく離渦が渦 崩壊を起こしていることを示している.また,中実部の 上流および下流側には,前方および後方の部分クリアラ ンスに沿って漏れ渦が発生しており,翼面上には,ハブ・ コーナーはく離に伴う逆流領域と主流領域との境界に沿 って複数のはく離渦が形成されている.

図 9(b)中に示す瞬時の流れ場では,時間平均流れ場と 同様に,負圧面ハブ側においてハブ・コーナーはく離が 生じているものの,時間平均流れ場では1つであったハ ブ・コーナーはく離渦が,瞬時の流れ場では複数存在し ており,それらが互いに干渉している.また,翼面上に は,2 段動翼から入射した衝撃波の影響ではく離が発生 している.

#### 7.2 エントロピー生成率分布

図 10 に、初段静翼の瞬時の流れ場におけるエントロ ピー生成率分布を示す.同図から、境界層、後流に加え、 ハブ側では、ハブ・コーナーはく離、シュラウド側では 2 段動翼の衝撃波によって損失が発生していることが分 かる.また、2 段動翼の衝撃波が初段静翼の翼面で反射 することで発生した反射波においても損失が発生してい る.ハブ・コーナーはく離領域に着目すると、はく離領 域の内部における損失生成よりも、ハブ・コーナーはく 離に伴って主流に放出されるはく離せん断層において大 きな損失が発生している.

#### 7.3 流動現象毎の損失生成量

初段静翼では、境界層、漏れ渦および後流(初段動翼 の後流を含む)に加え、ハブ・コーナーはく離、シュラ ウド側のはく離および2段動翼の衝撃波について、損失 生成量の算出を行った.また、複数の領域の条件を満た す箇所については、境界層、漏れ渦、ハブ・コーナー



(c) Separation region and leakage vortex





Fig. 12 Breakdown of loss generation in first stator

はく離,シュラウド側のはく離,後流,衝撃波の順に優 先して割り当てた.

図11に,初段静翼における流動現象毎の領域分割結果 を示す.なお,同図(c)には,ハブ・コーナーはく離領域 を水色で,シュラウド側のはく離を黄色で示しており, 部分クリアランスからの漏れ渦に対応する領域を桃色で 示している.また,無次元ヘリシティーで色づけた渦構 造も併せて描画している.同図から,流動現象に応じて, 適切に領域が切り分けられていることが確認できる.

図 12 に、初段静翼における損失内訳を示す. 同図か ら、初段静翼では、主に翼面境界層、ハブ・コーナーは く離、後流によって損失が発生しており、これらの損失 生成量の合計は、初段静翼における損失生成量の約80% を占めている.また、初段動翼の場合と同様に、衝撃波 における損失生成は非常に小さく、初段静翼における損 失生成量の約1.5%程度である.また、初段静翼には、ハ ブ側とシュラウド側にそれぞれ2つずつ部分クリアラン スが設けられているため、計4つの漏れ渦が形成 されるが、漏れ渦による損失生成は非常に小さく、初段 静翼における損失生成量のわずか2%程度にとどまっている.

#### 8. 結 言

本研究では、2 段遷音速軸流圧縮機の全段および全周 を対象とした大規模 DES 解析を実施するとともに、エン トロピー生成率を算出することで、各翼列における損失 生成量の内訳について調査を行った.得られた知見は、 以下の通りである.

- (1) 初段動翼における主な損失生成要因は,翼面境界層, 後流および漏れ渦であり,なかでも翼面境界層によ る損失が大きい.一方,衝撃波による損失は非常に 小さく,初段動翼における損失生成量のわずか 1% 程度である.
- (2) 初段静翼における主な損失生成要因は,翼面境界層, ハブ・コーナーはく離および後流であり,これらの 合計は,初段静翼における損失生成量の約80%を占 める.ハブ・コーナーはく離における損失生成量は, 初段静翼全体の損失生成量の約24%を占めているも のの,ハブ・コーナーはく離領域の中央部における 損失生成は小さく,主にハブ・コーナーはく離によ って主流に放出されるはく離せん断層において損失 が発生する.

#### 参 考 文 献

- Strelets, M., Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, In Proceedings of 29th Fluid Dynamic Conference, AIAA PaperNo.2001-0879 (2001).
- (2) Shima, E., Jounouchi, T., Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes, The 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34 (1997), pp. 7-12.
- (3) Anderson, W. K., Thomas, J. L. and Van Leer, B., Comparison of finite volume flux vector splittings for the Euler equations, AIAA Journal, Vol.24, No.9 (1986), pp. 1453-1460.
- (4) 嶋英志,構造/非構造格子 CFD のための簡単な陰解法,第
   29回流体力学講演会論文集 (1997), pp. 325-328.
- (5) Wilcox, D.C., Simulation of transition with two-equation turbulence model, AIAA Journal, Vol.32, No.2 (1994), pp. 247-255.
- (6) 古川雅人、ターボ機械における流動現象の知的可視化、可 視化情報学会誌、Vol.23, No.91 (2003), pp. 206-213.

【研究報告】

# C-25

## 翼列 LES 解析に向けた高次精度ブロック境界条件の検証

## Verification of a High-Order Block Interface Condition for Cascade LES Calculation



#### ABSTRACT

For high-order LES calculation of a cascade using finite difference method, calculation domain should be divided for parallel computation because of high computational cost. In this case, for simple geometry, overlapping computational grid is used for maintain order of accuracy at calculation block interface. However, for complex geometry such as a gas turbine engine cascade, it is impossible to overlap computational grids at calculation block interface. To use point matching grid in high-order LES calculation without degrading of order of accuracy at calculation block interfaces, Generalized Characteristic Interface Condition (GCIC) is applied and verified.

**キーワード**: 数値計算,高精度スキーム,ブロック境界条件,LES **Key Words:** CFD, High-order Scheme, Block Interface Condition, Large Eddy Simulation

#### 1. はじめに

近年、計算機性能の向上により LES(Large Eddy Simulation)が複雑な乱流挙動を含む非定常流れ場に対し て適用され始めている。LES 解析はガスタービンエンジ ン内部の翼列に関する研究においても、すでに広い範囲 で使用されている⁽¹⁾。しかし、翼列の LES 解析を実用化 するためにはいくつかの課題が存在する。一つ目は計算 コストに関する問題である。この問題については計算機 性能の向上が期待される未来において解決できると思わ れる。二つ目は解析結果の一貫性に関する問題である。 LES 解析は格子や解析スキームによる影響を受けやすい ことが知られている。例えば、単独翼の LES 解析の場合、 格子の解像度(2,3)や解析スキームの空間精度(4,5)が解析結 果に影響する。また、2次元翼の計算の場合、スパン方 向長さ^(3,5)も解析結果に影響する。翼列の LES 解析にお いても上記の解析条件の影響が現れるため、これらの解 析条件が翼列解析の解析結果に及ぼす影響を明らかにす る必要がある。

LES 解析では高解像度の結果を低い計算コストで得る ために構造格子を用いた高次精度有限差分法が多く用い られている⁽⁶⁾。構造格子を用いた LES 解析を行う場合、

*1	東京大学大学	学院
	〒113-8656	東京都文京区本郷 7-3-1
	E-mail: ytrhe	e@thermo.t.u-tokyo.ac.jp
*2	東京大学	
	〒113-8656	東京都文京区本郷 7-3-1
*3	東京大学	
	〒277-8561	千葉県柏市柏の葉 5-1-5



Fig. 1 Schematic of Multi-Blocked Calculation Domain

計算の並列化が容易であることおよび格子生成の自由度 が高いことから Fig.1 に示すような計算領域を分割した マルチブロック格子が用いられる。マルチブロック格子 では分割された計算領域間にブロック境界が多数存在す る。これらのブロック境界では隣接した計算ブロックに おける流れ場の情報を境界条件として使用し、ブロック 境界間で常に情報の交換が行われる。ブロック境界にお ける情報の交換はブロック境界条件の設定により行われ るが、このときブロック境界条件による計算精度の低下 が問題となる。高次精度空間スキームを使用する場合、 ブロック境界における精度の低下はブロック境界から発 生する数値エラーの急増に繋がる(7)。また、解析の全体 精度が低精度に落ちてしまう問題⁽⁸⁾も報告されている。 実際、高次精度空間スキームと低精度ブロック境界条件 を用いて非定常流れに関する解析を行った場合、渦がブ ロック境界を通過する際に、渦が崩壊、散逸してしまい、 ブロック境 界の計算精度が数値解に与える影響が大き いことが示されている⁽⁹⁾。翼列格子の場合は格子形状が



Fig. 2 Example of Block Interface in Cascade Grid

複雑になるため、ブロック境界における精度低下の影響 がさらに大きくなる。例えば Fig.2 に示すような翼列格 子の場合、ブロック境界においてそれぞれの計算格子は 滑らかに繋がっていない。これは格子の特異性(Grid Singularity)と呼ばれ、数値的エラー発生の代表的な原因 である.このように翼列の LES 解析では、ブロック境界 条件は解析結果に大きな影響を与えるため、ブロック境 界条件が解析結果に与える影響の理解が重要となる。

高次精度空間スキームを使用する際にブロック境界に おいて高精度を保つための手法はすでに考案されている。 例えば、重合格子に高次精度内挿法を用いる高精度重合 格子法や⁽⁸⁾や Point-Matching Grid において適切な数学的 処理を加えることで境界面でも高精度スキーム使って Navier-Stokes 方程式を解く特性インタフェース条件 (Characteristic Interface Condition, CIC)⁽¹⁰⁾、CICの欠点を 補完した一般特性インタフェース条件 (Generalized Characteristic Interface Condition, GCIC)⁽¹¹⁾等が挙げられる。

本研究は、翼列において LES 解析を行う際に、解析条 件が解析結果に及ぼす影響について明らかにすることを 目的とする。そこで本稿では、解析条件の中でブロック 境界条件の影響を明らかにするために構築した一般特性 インタフェース条件の検証を行う。さらに、一般特性イ ンタフェース条件を LES 解析コードに実装し乱流流れ 場における LES 解析を行うことで、構築した LES 解析 コードの検証を行う。

#### 2. 数值計算手法

#### 2.1 数値計算手法の概要

本研究では、式(1)で示すような一般座標系に変換した3 次元圧縮性ナビエストークス方程式を用い、有限差分的 に離散化を行う。対流項と粘性項および格子メトリクス の空間差分には Kim らによる 6 次精度三重対角型 Compact スキームである Optimized Sixth Order Tri diagonal Compact Scheme^(12,13) (ただし、境界点 2 次精度、 次点 4 次精度)を用いる。このスキームは三重対角の Pade 形式を保ち、dissipation error と dispersion error を同時に 抑えつつ解像度を最適化したものである。時間積分には 3 段階 TVD Runge-Kutta スキームを用いる。さらに、数 値不安定の原因となる高周波成分の除去に 6 次精度 Pade-Type Compact Filter⁽¹⁴⁾を用い、Filter 係数は 0.49 とする。LES 解析には SGS モデルを使用せず low-pass filter を用いて小さいスケールのじょう乱をカットする Implicit Large Eddy Simulation(ILES)⁽¹⁵⁾方式を用いる。

### 2.2 一般特性インタフェース条件(GCIC)について

ー般特性インタフェース条件(GCIC)については参考文 献(11)に詳細が記述されている。ここではその概要を簡 単に説明する。



Fig. 3 Stencils for 1D Discretization at Boundaries

計算ブロックの境界における Compact 型有限差分スキ ームの離散化では Fig.3 に示すように内部の格子点の情 報を用いて評価する片側差分が用いられる。GCIC は境 界を共有するブロック間において、片側差分から計算さ れた両ブロックの情報を交換することで、境界点におい ても高次精度空間スキームによってナビエストークス方 程式を解くことができる手法である。

以下で説明する式展開により、ナビエストークス方程 式は5つの特性波に関する5つの1次元波動方程式に変 換される。この5つの波動方程式をFig.4に示すような ブロック境界において解くことを考える。



Fig. 4 Schematic of Characteristic Wave Propagation

ここで $\lambda$  はそれぞれの波の移流速度, Uは流速, Cは音 速である。Fig.4 に示すように、5つの波はそれぞれ移流 速度を持ち、境界を横切って進行する。波の1次元移流 方程式を数値的に解く場合、風上側の情報のみを用いる ことで安定な解を得ることができる。したがって Fig.4 に示すような5つの移流方程式の場合、左ブロックから 右ブロックへ移流する $\lambda_1 \sim \lambda_4$ の移流速度を持つ波につい ては左ブロックの情報のみを用いた片側差分から境界に おける数値流束を求めることができる。 $\lambda_5$ についても同 様に右ブロックの情報のみを用いた片側差分から境界に おける数値流束が計算される。このように5つの波動方 程式に関する5つの数値流束が求まり、これらを式変換 することでナビエストークス方程式に戻す。最後に時間 積分を行うことで、境界においてもナビエストークス方 程式を高次精度空間スキームによって解くことができる。 GCIC の式展開は以下のように行われる。一般座標系に おける3次元圧縮性ナビエストークス方程式は以下のよ うに書ける。

$$\frac{\partial \widehat{\mathbf{Q}}}{\partial t} + \frac{\partial \widehat{\mathbf{E}}}{\partial \xi} + \frac{\partial \widehat{\mathbf{F}}}{\partial \eta} + \frac{\partial \widehat{\mathbf{G}}}{\partial \zeta} = \widehat{\mathbf{S}}_{\mathbf{v}}$$
(1)

ここで、 $\hat{\mathbf{S}}_{\mathbf{v}}$ は粘性項を表し、保存変数と非粘性項流束は 次の通りである。

$$\begin{aligned} \widehat{\mathbf{Q}} &= \mathbf{Q}/J\\ \widehat{\mathbf{E}} &= \left(\xi_{x}\mathbf{E} + \xi_{y}\mathbf{F} + \xi_{z}\mathbf{G}\right)/J\\ \widehat{\mathbf{F}} &= \left(\eta_{x}\mathbf{E} + \eta_{y}\mathbf{F} + \eta_{z}\mathbf{G}\right)/J\\ \widehat{\mathbf{G}} &= \left(\zeta_{x}\mathbf{E} + \zeta_{y}\mathbf{F} + \zeta_{z}\mathbf{G}\right)/J \end{aligned} \tag{2}$$

Jはヤコビアン行列である。また、

$$\mathbf{Q} = [\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e]^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{V} = [\rho, u, v, w, e]^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{E} = [\rho u, \rho u^{2} + p, \rho v u, \rho w u, (e + p)u]^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{F} = [\rho v, \rho u v, \rho v^{2} + p, \rho w v, (e + p)v]^{\mathrm{T}}$$

$$\mathbf{G} = [\rho w, \rho u w, \rho v w, \rho w^{2} + p, (e + p)w]^{\mathrm{T}}$$
(3)

である。 $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$  は一般座標系の 3 方向を意味し、  $\xi_x, \eta_x, \zeta_x$ …などは格子メトリクスを意味する。次に保存変 数 Q, 原始変数 V, 特性変数 Wより次の2種類のヤコビ アン行列を定義する。

$$\mathbf{P} = \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{V}}, \quad \mathbf{S} = \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial \mathbf{W}} \tag{4}$$

ヤコビアン行列 P,S に関しては参考文献⁽¹¹⁾に記載されている。これらを使って式(1)は以下のように書ける。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \mathbf{PSL} + \mathbf{D} = 0 \tag{5}$$

但し、

$$\begin{split} \mathbf{L} &= \mathbf{J} \mathbf{S}^{-1} \mathbf{P}^{-1} \left\{ \frac{\partial \hat{\mathbf{E}}}{\partial \xi} - \left[ \mathbf{E} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_x}{J} \right) + \mathbf{F} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_y}{J} \right) + \mathbf{G} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_z}{J} \right) \right] \right\} \\ \mathbf{D} &= \mathbf{J} \left\{ \frac{\partial \hat{\mathbf{F}}}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{\mathbf{C}}}{\partial \xi} + \left[ \mathbf{E} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_x}{J} \right) + \mathbf{F} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_y}{J} \right) + \mathbf{G} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\xi_z}{J} \right) \right] - \hat{\mathbf{S}}_{\mathbf{v}} \right\} \end{split}$$
(6)

である。ここでは ξ方向のみについて議論している。ここで、式(5)にヤコビアン行列 P,Sの逆行列をかけることにより ξ方向(1 次元)に関する 5 つの特性変数 Wに関する 移流方程式が導かれる。

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \mathbf{L} (= \lambda \frac{\partial \mathbf{W}}{\partial \xi}) + \mathbf{S}^{-1} \mathbf{P}^{-1} \mathbf{D} = 0$$
(7)

但し、λは特性変数 Wの移流速度である。

#### 3. 解析結果

本研究では、GCIC を用いた LES 解析コードの翼列解 析への適用可能性について調べることを目的としており、 そのために以下の2種類の検証解析を行う。

一つ目は特異性を持つ計算格子における非粘性渦移流 解析である。LES 解析では大スケールの乱流渦を解像す るため、乱流渦がブロック境界を通過することになる。 また、翼列格子の場合、ブロック境界に格子の特異性が 現れる可能性が高い。従って、特異性を持つ格子のブロ ック境界において渦が問題なく移流するかについて検証 を行う。

2 つ目は円柱周りにおけるカルマン渦の LES 解析であ る。翼列の LES 解析では非定常現象が強く現れる。代表 的な非定常現象であるカルマン渦解析により、GCIC を 使用した LES 解析コードが非定常な流れ場を問題なく 解析できるか検証する。また、解析対象である円柱の格 子を、翼列格子に多く用いられる H-O-H 型格子で作成し、 翼列格子における GCIC の適用可能性についても調べる。

#### 3.1 非粘性渦の移流解析

解析格子および解析概要を Fig.5 に示す。解析領域は 4 つの計算ブロックに分割されており、その境界面に GCIC を適用する。各計算ブロックは81×81の格子点を 持ち、下流側の2つのブロックは傾斜を与えている。



Fig. 5 Calculation Domain and Grids

Fig.5 に示すような特異点を含むブロック境界面を通 過する非粘性渦を考える。この渦が境界面を問題なく移 流するか確認する。渦の移流解析の初期状態における圧 力と速度分布は式(8)のように表せる⁽¹⁶⁾。
$$p_{\infty} - p = \frac{\rho C^{2}}{2R^{2}} exp(-r^{2})$$

$$u_{\infty} - u = \frac{C(y - y_{c})}{R^{2}} exp\left(\frac{-r^{2}}{2}\right)$$

$$v_{\infty} - v = \frac{C(x - x_{c})}{R^{2}} exp\left(\frac{-r^{2}}{2}\right)$$

$$r^{2} = \frac{(x - x_{c})^{2} + (y - y_{c})^{2}}{R^{2}}$$
(8)

Rは圧力、u,vは渦内部の流速、Cは渦の強さ、Rは渦の 特性半径である。今回の解析で使われる渦のパラメータ は渦の特性半径渦R = 1.0,渦の強さ $C = 1/2\pi$ であり,

ー様流の流速u_∞, v_∞はそれぞれ 0.5 として指定している。 GCIC を用いた結果と比較を行うために境界点近傍の データを平均して境界条件として使った解析も同時に行 った。特異点付近における GCIC を使用した圧力分布の 結果を Fig.6(a)に、平均を使用した結果を Fig.6(b)に示す。 Fig.6 の内部の黒い線は格子の境界面を表している。



Fig. 6 Pressure Contours (a) : GCIC, (b) : Averaging

GCIC を使用した解析では渦が滑らかに通過するが、 平均を使った場合では渦が崩壊している。境界面付近に おける圧力の分布をプロットした図を Fig.7 に示す。



Fig. 7 Pressure Distributions around Singular Point

実線は渦の圧力の厳密解を表しており、○は GCIC を 用いた結果を、*は境界面で平均を行った解析の結果を示 している。GCIC を用いた場合は厳密解と一致しており、 移流項に関しては GCIC が上手く実装されていることを 確認した。

# 3.2 LES 解析への拡張:円柱周りの解析

GCIC の動作が確認されたため、続いて GCIC を LES コードに実装し、LES コードの検証解析を行う。解析対 象は円柱周りの流れであり、解析格子を Fig.8 に示す。



Fig. 8 Calculation Domain

本解析では GCIC の翼列解析に適用可能性を検証する ため、翼列格子の H-O-H 型格子形状を模し、円柱周りに は O 型格子を、その周りに H 型格子を使用している。 解 析空間は13個のブロックに分割されており、それぞれの 境界においては GCIC を適用している。各ブロックにお ける格子点数は約 31 万点(80×80×49)であり、総格子 点数は約400万点である。計算領域は円柱の直径Dから  $-12 \le x/D \le 36$ ,  $-12 \le y/D \le 12$ ,  $-\pi/2 \le z/D \le \pi/2$ であり、x,y,z はそれぞれ主流方向、ピッチ方向、スパ ン方向を意味する。なお、主流は Fig.8 の左から右に流 れる。流入マッハ数は0.3とし、Fig.8の左右境界にはそ れぞれ入口、出口境界条件を、上下境界およびスパン方 向境界は周期境界条件を用いている。計算時のクーラン 数は1以下に設定している。円柱の直径Dと入口流速か ら計算した Reynolds 数Repは 1500 である。この Reynolds 数では円柱の壁面近傍における流れは層流であり、円柱 により発生した剥離自由せん断層から乱流遷移すること が知られている(17)。解析結果の瞬時圧力コンター図を Fig.9 に、瞬時マッハ数のコンター図を Fig.10 に示す。



Fig. 9 Instantaneous Dimensionless Pressure Contours



Fig. 10 Instantaneous Mach Number Contours

Fig.9,10にはスパン方向の分布もそれぞれの図の下に示 している。GCIC を使用している境界面においてコンタ ーは滑らかに繋がっており、円柱周りから発生した剥離 (カルマン渦)から乱流遷移が起こり、3次元的な分布を示 している。

続いて円柱周りの渦構造を確認するため、瞬時における Q 値の Iso-Surface をマッハ数で色付けした(但し、 Q = 1.5)図を Fig.11 に示す。円柱の壁面近傍の流れは層 流となっており、円柱から発生した剥離領域から渦構造 が発生、3 次元的な渦構造を示している。



Fig. 11 Instantaneous Iso-Surface of Q-Criterion(Q = 1.5) with Mach Number

次に円柱の壁面における時間平均圧力分布から計算し た **Cp** 分布を同じ **Reynolds** 数の円柱において行われた Norberg による実験結果⁽¹⁷⁾と比較した結果を Fig.12 に示 す。**Cp** は以下の式から計算される。

$$Cp = \frac{\bar{p} - p_{\infty}}{\frac{1}{2}\rho_{\infty}u_{\infty}^2}$$
(9)

ここで、pは円柱壁面での平均圧力、 $p_{\infty}$ , $\rho_{\infty}$ , $u_{\infty}$ はそれぞ れ入口における静圧、密度、流速である。Fig.12 におけ る横軸の円柱の $\theta$ は円柱の上流側よどみ点を $0^{\circ}$ 、下流側 を 180°としている。縦軸は平均圧力から計算された Cp を表しており、+は GCIC を使用した LES 解析の結果、 〇は Norberg らによる実験結果である。GCIC を用いた LES 解析結果の Cp 分布は Norberg の実験結果と良好な 一致を示している。



Fig. 12 Time-Averaged Cp Distributions at Cylinder Wall

以上の結果から、今回構築した GCIC を用いた LES 解析 コードが H-O-H 型格子における乱流流れ場を含む LES 解析に使用可能であることが示された。

# 6. 結論

本研究ではSumiらにより開発されたGCICの検証を行った。その後、GCICを適用したマルチブロックにおけるLES解析コードの構築および検証を行った。非粘性渦移流解析により、GCICは特異性のある格子においても十分な精度の結果が得られることを確認した。GCICをLES解析コードに実装し、円柱周りのLES解析によりGCICを用いたLES解析コードの検証を行った。翼列格子で多く用いられているH-O-H型格子においてGCICを用いたLES解析コードが正常作動することを確認した。 今後は本研究で構築したLESコードを使用し、翼列のLES解析を進め、ブロック境界条件が翼列におけるLES解析結果に及ぼす影響を明らかにする予定である。

# 7. 謝辞

本研究は、JSPS 科研費 JP18H01621 の助成を受けたも のです。また、本研究では宇宙航空研究開発機構(JAXA) のスーパーコンピュータシステム JSS2 を利用して計算 を行いました。ここに謝意を示します。

# 参考文献

- N. Gourdain, F. Sicot, F. Duchaine, L. Gicquel, Large Eddy Simulation of Flows in Industrial Compressors : A Path from 2015 to 2035, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 372 (2015).
- (2) I. Mary, P. Sagaut, Large Eddy Simulation of Flow Around an Airfoil Near Stall, AIAA Journal, 40 (2002) pp.1139–1145.
- (3) W.A. McMullan, G.J. Page, Towards Large Eddy Simulation of Gas Turbine Compressors, Progress in Aerospace Sciences, 52 (2012) pp.30–47.
- (4) P. Fernandez, N.C. Nguyen, J. Peraire, The hybridized Discontinuous Galerkin method for Implicit Large-Eddy Simulation of transitional turbulent flows, Journal of

Computational Physics, 336 (2017) pp.308-329.

- (5) J.S. Park, F.D. Witherden, P.E. Vincent, High-Order Implicit Large-Eddy Simulations of Flow over a NACA0021 Aerofoil, AIAA Journal, 55 (2017) pp.2186–2197.
- (6) J.A. Ekaterinaris, High-Order Accurate, Low Numerical Diffusion Methods for Aerodynamics, Progress in Aerospace Sciences, 41 (2005) pp.192–300.
- (7) M. Yarrow, U.B. Mehta, Multiprocessing on Supercomputers for Computational Aerodynamics, International Journal of High Performance Computing Applications, 5 (1991) pp.47–73.
- (8) S. E. Sherer, J. N. Scott, Development and Validation of a High-Order Overset Grid Flow Solver, AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, 32nd (2002).
- (9) Y. Lee, J.D. Baeder, High-Order Overset Method for Blade Vortex Interaction, AIAA 40th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit Interaction, (2002).
- (10) J.W. Kim, D.J. Lee, Characteristic Interface Conditions for Multiblock High-Order Computation on Singular Structured Grid, AIAA Journal, 41 (2003) pp.2341–2348.
- (11) T. Sumi, T. Kurotaki, J. Hiyama, Generalized Characteristic Interface Conditions for High-Order Multi-Block Computation, International Journal of Computational Fluid Dynamics, 21 (2007) pp.335–350.
- (12) J.W. Kim, D.J. Lee, Optimized Compact Finite Difference Schemes with Maximum Resolution, AIAA Journal, 34 (1996) pp.887–893.
- (13) J.W. Kim, D.J. Lee, Implementation of boundary conditions for optimized high-order compact schemes, Journal of Computational Acoustics, 5 (1997) pp.177–191.
- (14) D. V Gaitonde, M.R. Visbal, Pade-Type Higher-Order Boundary Filters for the Navier-Stokes Equations, AIAA Journal, 38 (2000) pp.2103–2112.
- (15) M.R. Visbal, D.P. Rizzetta, Large-Eddy Simulation on Curvilinear Grids Using Compact Differencing and Filtering Schemes, Journal of Fluids Engineering, 124 (2002).
- (16) M.R. Visbal, D. V. Gaitonde, On the Use of Higher-Order Finite-Difference Schemes on Curvilinear and Deforming Meshes, Journal of Computational Physics, 181 (2002) pp.155– 185.
- (17) C. Norberg, An Experimental Investigation of the Flow Around a Circular Cylinder: Influence of Aspect Ratio, J. Fluid Mech., 258 (1994).

【先端技術フォーラム】

# 機動性に優れる広負荷帯高効率ガスタービン複合発電の 開発プロジェクト

*渡辺 和徳^{*1} WATANABE Kazunori

S-2

**キーワード**: ガスタービン, コンバインドサイクル, 再生可能エネルギー, 機動性能, 高効率 **Key Words:** Gas Turbine, Combined Cycle, Renewable Energy, Performance of Flexible Operation, High Efficiency

# 1. はじめに

2030年のエネルギーミックスや 2050年の CO2 排出量 大幅削減の実現に向けて、太陽光発電や風力発電などの 再生可能エネルギー電源(以下、再エネ電源)を最大限 導入することが、国の方針として示されている(1)。2018 年7月に閣議決定された第5次エネルギー基本計画にお いては、2030年の電源構成は堅持し、再エネ電源を主力 電源化するとされた。しかしながら、再エネ電源は出力 が天候に大きく影響を受けるなど基本的に不安定な電源 であり、電力系統を安定的に運用するためには、出力変 動対策が重要な課題となる。現状では、機動性の良い揚 水発電や火力発電が系統安定に対して重要な役割を果た しているが、再エネ電源の大量導入時に備えて、さらな る出力変動対策が必要である。今日、再エネ電源の出力 予測技術の向上や、蓄電池など電力貯蔵技術の開発など が進められているものの、前者においては予測精度の向 上、後者においてはコスト低減、電力の充放電損失改善、 大容量化など、解決すべき課題は多い。

電力系統においては、電力量のバランスだけでなく、 周波数や電圧等を安定化させる必要があり、それらの調 整には、火力発電のような大型の同期機は不可欠である。 火力電源の中でも LNG を燃料とするガスタービン複合 発電設備(以下、GTCC)は、高効率かつクリーンであ ることに加えて、機動性に優れる特長を持つ。技術開発 により、起動時間や出力変化速度などの機動力をさらに 向上させるとともに、幅広い負荷帯で高効率に運用可能 な高機動 GTCC を実現できれば、再エネ電源による急激 かつ大きな出力変動に対応する現実解として有望である。

上記背景を踏まえて、2010 年度より GTSJ に設けられ た産官学連携委員会の WG である「ガスタービンを考え る会」において、機動力を向上させた先進ガスタービン (以下、GT)開発のプロジェクト立ち上げに向けて、検 討が進められてきた。

# 2. これまでの経緯

# 2.1 開発目標の設定と技術課題の明確化

2014 年、(国研)新エネルギー・産業技術総合開発機 構(NEDO)はエネルギー・環境新技術先導プログラム (以下、エネ環)を公募し、考える会での検討内容を 7 機関で応募し採択された。そこでは、2030年に実現すべ き目標性能(Table 1)を取りまとめるとともに、技術開 発課題を整理した⁽²⁾。また、円滑に研究を推進するため、 GTSJに調査研究委員会を設け、全体進捗を管理すると ともに、開発プロジェクト立ち上げに向けた議論を継続 した。

Table 1 Development goals of the GTCC

	起動時間 (ホットスタート)	出力変化速度	1/2 負荷における 定格からの効率低下 (相対値)	最低出力
開発目標	10 分	20 %/分	-10 %	10%(一軸式)
(参考) 現状性能	60 分	5 %/分	-15 %	45% 程度

#### 2.2 導入効果の定量化

2016年度には、NEDO 調査研究「再生可能エネルギー 大量導入時の電力系統安定化における火力発電の役割と GT の負荷変動吸収能力の向上による CO₂ 削減効果に関 する調査研究」において、系統の安定性、CO₂ 排出量の 削減、コスト削減等の観点から、再エネ電源の負荷変動 対策において GT に求められる役割や性能を検討した。 そこでは、東北エリアと九州エリアを対象に、負荷変動 対応に資する GT の機動性能向上によって得られる CO₂ 排出量削減効果やコスト低減効果(Fig.1、Fig.2)、さら には再エネ出力の予測はずれ時に生じるインバランスの 低減効果などについて、電力需給シミュレーションによ り定量的に明らかにした⁽³⁾。

#### 2.3 GTの概念設計とプロジェクト化に向けた検討

2017 年度は、NEDO エネ環「機動性に優れる広負荷帯 高効率 GT の開発」において、高機動 GT の設計コンセ プトを明確にするとともに、鍵となる要素技術開発の一 部に着手し、要素開発を進める上での課題を明らかにし た⁽⁴⁾。また、本研究のミッションとして、将来の国家プ

 ^{*1} 一般財団法人電力中央研究所 〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂2-6-1 E-mail: kazunori@criepi.denken.or.jp



Fig. 1 Power generation ratio of various power supplies in Kyushu area



Fig. 2 Reduction of operational cost of thermal power plants and CO₂ emissions in Kyushu area

ロジェクトにつなげることが明示されていた。そのため、 研究と並行して必要計画の策定にも取り組んだ。その結 果、本技術の要素開発が NEDO の「次世代火力発電等技 術開発」基本計画に盛り込まれ、本格的な開発フェーズ につなげることができた。

### 2.4 要素技術開発フェーズの本格開始

2018年度より、「機動性に優れる広負荷帯高効率 GTCC の要素開発」が開始された。電中研と三菱重工が実施主 体となり、機動力向上(起動時間の短縮、出力変化速度 の向上、最低出力の引き下げ)と部分負荷時の効率低減 抑制のための要素技術開発を4年間で実施する計画であ る。併せて、その後継となる既設 GTCC 設備のレトロフ ィットによる実証研究の計画策定も進める。

# 3. 開発・普及に向けた課題

エネルギー基本計画の見直しに伴う再エネの主力電源 化の方向性に加え、原子力の再稼動が進まない現実に鑑 みれば、CO₂排出量削減のために再エネ導入拡大の加速 化も選択肢としてあり得る。その場合、長期的には化石 燃料による火力発電を少なくしていく方向に進むと予想 されるが、再エネバックアップとしてのコストや大型の 同期発電機による周波数安定など系統への効果等を考慮 すれば、当面は高機動 GTCC なしに電力の安定供給は維 持できないと考えられる。高機動 GTCC は、再エネ電源 と共存しながら、同一設備から大容量のベースロード電 源(kWh)、再エネのバックアップ電源(kW)、高機動な 調整力(ΔkW)のいずれの価値をも創出可能な電源設備 である。しかしながら、発電電力量(kWh)にしか料金 がつかない電力料金制度下では、Fig.1 に示したような GTCC による発電機会が減少する時代においては、高機 動 GTCC を活用しても発電事業として成立しない懸念が ある。すなわち、新技術の開発や導入に対する投資を回 収できる見込みが得られず、開発のインセンティブが働 かない状況である。本技術を開発・普及させていくため には、上述のいずれの価値も認められて料金収入が得ら れるような、発電事業者が事業を成立できる仕組みがで きることが不可欠となる。すなわち、適切な制度設計と なるよう、制度の策定を進めている関係者に本技術の重 要性を発信していくことが、技術開発と同様に重要な取 り組みとなる。

# 4. おわりに

本技術開発は、単なる火力機の新技術開発にとどまら ず、これによる再エネ導入拡大や電力系統安定など波及 効果は広範である。加えて、ユーザ不在とならないよう 電力会社を交えたニーズの議論や、導入・普及を図るため の制度面の整備の議論など、様々な異なる視点からの議 論も求められてきた。今般、これまでの努力が実を結び、 要素技術開発が本格的に開始されるに至った。再エネと 共存し、電力安定供給と CO₂排出量削減に貢献する火力 電源の実現に向けて、今後も本技術開発に鋭意取り組ん でいく所存である。

本研究成果は、NEDOからの委託事業の結果、得られ たものです。また、研究の立ち上げに向けて議論を重ね たガスタービンを考える会の関係諸氏、ならびに共同で 研究を推進した各機関の関係諸氏のご尽力に、厚く御礼 申し上げます。

# 参考文献

- (1) 「地球温暖化対策計画」別表 1-74、経済産業省、2016
- (2) 平成 26 年度-平成 27 年度成果報告書 エネルギー・環境 新技術先導プログラム「再生可能エネルギー大量導入時代 の系統安定化対応先進ガスタービン発電設備の研究開発」、 NEDO、2016
- (3) 平成 28 年度成果報告書 再生可能エネルギー大量導入時の電力系統安定化における火力発電の役割とガスタービンの負荷変動吸収能力の向上による CO₂削減効果に関する調査研究、NEDO、2017
- (4) 平成 29 年度成果報告書 エネルギー・環境新技術先導プロ グラム「機動性に優れる広負荷帯高効率 GT の開発」、NEDO、 2018

【先端技術フォーラム】

# JAXA の研究開発プロジェクト: 高効率軽量ファン・タービン技術実証(aFJR)

# JAXA's R&D Project: Advanced Fan Jet Research (aFJR) Project

*西澤 敏雄^{*1} NISHIZAWA Toshio

S-3

**キーワード**: ジェットエンジン, 複合材, 空力効率, ファン, 低圧タービン, プロジェクト **Key Words:** Jet Engine, Composite Materials, Aerodynamic Efficiency, Fan, Low Pressure Turbine, Project

# 1. はじめに

航空機についても CO2 排出基準の国際的取り決めが 進められ,航空エンジンの低燃費化はますます重要な課 題となっている。燃費を含む環境適合性能がエンジン開 発事業における国際競争力を左右する時代であり,産学 官それぞれの先進的な研究開発成果を実用化へ繋げる活 動がますます重要視されている。

JAXA 航空技術部門では、将来の超高バイパス比エン ジンの開発に向け、環境適合技術の競争力向上を目指し、 高効率軽量ファン・タービン技術実証(aFJR プロジェク ト)を平成 25 年度から 29 年度まで実施した⁽¹⁻²⁾。株式会 社 IHI、東京大学、筑波大学、金沢工業大学および東京 理科大学との共同研究体制により、我が国の航空エンジ ン産業を主に支えている低圧系要素(ファン及び低圧タ ービン)の空力効率向上と軽量化を実現する要素技術の 研究開発および実証を行ったものである。

## 2. 研究開発プロジェクトの概要

# 2.1 取り組み方針

JAXA 航空技術部門は従来より,環境,安全,新分野 創造という3つのプログラムを推進するとともに,これ らを支える基礎的・基盤的な航空宇宙技術の研究や基盤 設備の整備運用に取り組んでいる。特に環境技術および 安全技術については,戦略的・重点的な研究開発に取り 組むことが必要であり,これによって国際共同開発にお ける我が国のシェア拡大や主体的な参画を可能とし,航 空機産業の発展に貢献することを狙いとしている。

JAXA における戦略的・重点的な取り組みとして、ロ ケットや衛星のプロジェクトが数多く進められているが、 それらは主として打ち上げシステムの開発と初期運用ま でをスコープとするプロジェクトである。これに対して JAXA 航空技術部門で実施する研究開発プロジェクトは, 国際的な水準に照らして高い目標を達成可能な技術の研 究開発を進め,要素あるいはシステムに適用した実証を 行うものである。実用面の課題解決や航空機やエンジン の製品開発は,研究開発プロジェクトのスコープ外であ り,その点でロケットや衛星のプロジェクトとは異なる 性質のものである。

研究開発プロジェクトは開発技術の社会実装の担い手 をJAXAの外に求める必要があることから,これまで以 上に獲得した成果の社会的・経済的な効果を意識した出 口志向の取り組みであり,そのため国際共同開発への参 画を目指す国内企業等と目標を共有した連携体制を強化 することが非常に重要である。

# 2.2 実施目標と実施計画

aFJR プロジェクトでは,他の JAXA プロジェクトと同様,プロジェクトチーム内の PDCA サイクルの他,フェ ーズ毎に部門レベルの技術審査や機構レベルの経営審査 を行った。研究開発プロジェクトの成果はシステム(ハ ードウェア)ではなく技術であり,先ずそのような技術 の開発および実証の意義(要件,範囲)や達成目標を定 めるのが,ミッション定義審査(MDR)である。aFJR プロジェクトでは,以下の3項目を技術目標とした。 1)ファン空力効率向上 1pt.(JAXA クリーンエンジン比) 2)ファン軽量化 0.9%(現行機エンジン V2500 重量比) 3)低圧タービン軽量化 9.1%(同上)

研究開発プロジェクトの技術成果により実現するアウ トカム目標,例えば産業界への貢献内容など,を定める こともミッション定義審査の目的である。技術開発・実 証の具体的なアウトプット,詳細計画やリソース(資金, 体制等)等を定めるのが,研究開発要求審査と研究開発 定義審査(所謂 SRR/SDR に相当)であり,これ以降, プロジェクト移行審査を経て本格的なプロジェクト実行 フェーズとなる。

aFJR プロジェクトでは、過去の予備的な研究成果を基

^{*1} 国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1 E-mail: Nishizawa.toshio@jaxa.jp

に、ファン及び低圧タービンについて将来的に競争力を 強化しうる以下の技術を選定し、詳細計画を策定した。 1)高効率ファンブレード技術(層流ファン設計) 2)軽量ファンブレード技術(中空 CFRP 翼設計) 3)軽量メタルディスク技術(加工シミュレーションベース設計) 4)軽量吸音ライナ技術(樹脂製ハニカム構造設計) 5)軽量タービンブレード技術(CMC ブレード設計) それぞれについて予備的な検討結果を踏まえた技術確認 会(PDR 相当)を経た後、要素技術を搭載した最終実証 用の供試体設計製作および地上試験設備を用いた実証試 験(Fig.1)を実施した⁽³⁻¹¹⁾。供試体の設計完了時には設 計完了審査(CDR 相当),供試体の製作完了時、即ち実 証試験開始前には実証試験前レビューをそれぞれ行った。



Fig. 1 Demonstration Tests in the aFJR Project

#### 2.3 研究開発成果

aFJR プロジェクトは、前述の実証試験を全て完了し、 それぞれの実証目標を達成することができた⁽¹²⁾。aFJR プ ロジェクトのファンおよび低圧タービンの開発技術を将 来型の高バイパス比エンジンに適用した場合について、 燃料消費(Fuel Burn)の低減をJAXAの性能評価システ ム⁽¹³⁾で推算した結果、当初見込みを上回る燃焼消費性能 の改善が期待できることも明らかとなった。また、開発 した樹脂製吸音ライナが、軽量化の目標とともに騒音低 減およびコスト低減の目標を両立できることを、ファン リグ搭載試験の結果等により確認することができた。 aFJR プロジェクトの最終成果については、部門レベルお よび経営レベルでそれぞれ審査を実施し、確認している。

#### 3. 今後の予定

aFJR プロジェクトは,国際共同開発における分担範囲 を睨みつつ要素技術の開発と要素レベルの実証をスコー プとして実施してきた。一方,獲得技術の競争力を更に 強化するためには,エンジンシステムレベルで実証する ことが極めて重要であることから,JAXA では高バイパ ス比エンジンを用いたシステム実証を国内で自在に実現 するため,防衛装備庁より F7 エンジン(次期対潜哨戒 機 P1 搭載エンジン)の民間転用の認可をいただき,平 成 31 年度の導入に向け準備を進めている⁽¹⁴⁾。aFJR プロ ジェクトの成果の一部についても,F7 エンジンに搭載し たシステム実証を早期に実施すべく,新たな研究開発事 業に着手したところである。

## 4. おわりに

aFJR プロジェクトで開発した技術は,文部科学省が平 成26年度に公開した「戦略的次世代航空機研究開発ビジ ョン⁽¹⁵⁾」において,我が国が進めるべき優先技術として 識別されたものであり,本プロジェクトは同ビジョンを 着実に実現するための最初の一歩となったと考えている。

#### 謝辞

本稿に記載の成果は、株式会社 IHI,東京大学,筑波 大学大学院,金沢工業大学および東京理科大学との共同 研究によって得られたものです。共同研究機関の皆様な らびに JAXA の aFJR プロジェクトチーム員および関係各 位の多大なるご協力に深い感謝の意を表します。

# 参考文献

- 西澤敏雄, JAXA における低燃費エンジン技術の研究開発, 日本ガスタービン学会誌, vol.43, No.3 (2015).
- (2) 西澤敏雄,他, aFJR プロジェクトにおける数値シミュレーション,第 34 回航空宇宙数値シミュレーション技術シンポ ジウム論文集, JAXA-SP-16-007 (2016).
- (3) 賀澤順一,他,境界層遷移を伴うファン動翼空力性能予測 に関する研究,第 57 回航空原動機・宇宙推進講演会,2C13 (2017).
- (4) 竹田智,他,航空エンジン用軽量ファンブレードの変形・ 損傷挙動に関する構造解析,第57回航空原動機・宇宙推進 講演会,2C16 (2017).
- (5) 松田哲也,他、マルチスケール有限要素解析に基づく CFRP 積層板の DCB 試験シミュレーション、第 57 回航空原動機・ 宇宙推進講演会、2C14 (2017).
- (6) 横山卓矢, 衝撃負荷を受ける CFRP 積層板の動的シミュレーション, 第 57 回航空原動機・宇宙推進講演会, 2C15 (2017).
- (7) 津乗充良,他,Ti-6Al-4V 材のショットピーニングによる残 留応力解析,第57回航空原動機・宇宙推進講演会,2C17 (2017).
- (8) Iwafune, T., et.al., Numerical Flow Simulation of Multiple Resonators under 2D Grazing Flow, AJCPP2018-028 (2018).
- (9) 余田拓矢,他,CMC 衝撃破壊特性のモデル化,第 57 回航
   空原動機・宇宙推進講演会,2C18 (2017).
- (10) 賀澤順一,他,低圧タービン静翼列環状リグを用いた翼列 フラッタ試験,第57回航空原動機・宇宙推進講演会,2C12 (2017).
- (11) 北條正弘, 航空機エンジンにおける複合材適用技術動向, 第45回ガスタービンセミナー資料集 (2017).
- (12) JAXA, 高効率軽量ファン・タービン技術実証(aFJR) プロジェクト」の実施結果に関する説明会, http://fanfun.jaxa.jp/jaxatv/detail/11960.html (2018).
- (13) 福山佳孝,他,Flight Mission Fuel Burn Evaluation for Aero-engine Related Technology Variation, ACGT2018 (2018).
- (14) JAXA,防衛装備庁 F7-10 エンジンの導入について, http://www.aero.jaxa.jp/research/basic/propulsion/news161214.h tml (2016).
- (15) 文部科学省,戦略的次世代航空機研究開発ビジョン,平成 26年8月 (2014).