【研究報告】

A-1

感圧塗料による遷音速並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測

東 俊彦 (東大院), *渡辺 紀徳, 姫野 武洋, 井上 智博, 鵜沢 聖治 (東京大学)

Unsteady Pressure Measurement of Transonic Oscillating Cascade with Pressure-Sensitive Paint

> Toshihiko AZUMA, *Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO, Chihiro INOUE, Seiji UZAWA(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

The present paper describes the application of pressure-sensitive paint (PSP) for measuring unsteady surface pressure on oscillating blades. A transonic linear cascade was used where one of the blades was oscillated in a bending mode. Unsteady pressure distribution on the oscillating blade and two stationary neighbors were measured with PSP. In order to validate the measurement reliability, PSP results were compared with those obtained by conventional methods of pressure transducers and strain gauges. From the results, PSP measurement was revealed to have a potential to measure unsteady surface pressure distribution for flutter analysis. **Key words**: Cascade Flutter, Unsteady Aerodynamics, Pressure-Sensitive Paint

1. 緒言

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

翼列フラッターの主要な要因として、衝撃波振動による圧力変動や、失速に伴う流れの剥離泡挙動があげられている。数値解析技術の発達からフラッター現象も CFD で解析されているが、モデル化手法などの課題は残されており¹¹、振動翼列実験によるフラッター解析は数値解 析の検証データとしての役割も担っている。

ファンや圧縮機前段では流れが衝撃波を伴う遷音速流 れになっており、フラッター安定性には衝撃波が大きく 影響することが明らかにされている。このため、衝撃波 振動を詳細に捉えて翼列安定性を評価することが重要で ある²⁰。

振動する翼面の非定常圧力の詳細計測には、圧力セン サによる計測では離散的な圧力しか計測できないため空 間分解能に限界がある。そこで感圧塗料(Pressure-Sensitive Paint)が有用と考えられる。感圧塗料は周囲圧力 に応じて発光強度が変化する特性があるため、CCDカメ ラ等で発光強度を画像計測することで圧力分布を取得で きる。従来手法よりも遥かに高い分解能で翼面上圧力分 布を取得でき、また計測が困難であった翼後縁などの薄 肉部でも計測が可能である。感圧塗料は様々な分野で利 用されており、超音速流れ場での適用例³⁾や遠心圧縮機 の翼面上圧力計測したもの⁴などがある。著者らは感圧 塗料を亜音速振動翼列に適用し,有用な圧力分布が得ら れることを示唆した⁵⁾。

本研究では高速応答型感圧塗料を遷音速並進振動翼列 に適用し,取得した圧力分布から衝撃波振動による圧力 変動の様子を確認し,また従来手法との比較から計測信 頼性を評価した。

2. 実験設備

実験には Fig.1 に示すブローダウン式の二次元直線翼 列風洞を用いた。テストセクション前方で側壁及び下壁 から真空ポンプを用いて抽気することで,壁境界層の影 響を低減している。テストセクション側壁面の片側は窓 ガラスになっており,供試翼列を観察することができる。

本研究で用いた試験翼列を Fig.2 に示す。翼列は圧縮 機チップ部を模擬した7枚の翼で構成されており,中央 翼を blade 0 として,向かって下流にある翼を blade +1 から blade +3,上流にある翼を blade -1 から blade -3 と番 号付けした。これらのうち blade 0 のみを強制的に並進加 振させ,一翼振動法により翼列の非定常空力特性を取得 する。流入マッハ数は 1.2,インシデンスは 0°,翼列前 後の静圧比を 1.35 とし,加振周波数を変化させて振動翼 列実験を行った。



3. 計測手法

3.1 感圧塗料による計測の概要

感圧塗料は発光色素の発光特性が酸素分子による消光 作用により変化することを利用した計測法である。発光 色素は特定の波長の光を受けると励起され,それが元の 基底状態に戻る際に発光する。その際,周囲の酸素分子 と反応すると発光を伴わず基底状態に戻る(消光作用)。 よって発光色素の発光強度は周囲の酸素分子の数に応じ て変化する特性があり,圧力が高いところでは消光作用 が促進され,結果として発光強度は小さくなる⁵⁾。この 発光強度を計測することで翼面上の圧力分布を求めるこ とができる。 非定常計測に感圧塗料を使用するには高い時間応答性 が必要である。そこで本研究では高速応答型で知られて いる陽極酸化アルミニウムをバインダとして使用した感 圧塗料(Anodized Aluminum PSP, AA-PSP)を使用した。こ の感圧塗料は数十µs オーダーの時間応答性をもち,本研 究における加振周波数の最大値 100Hz に対しては十分な 時間応答性を有している^{6,7,8}。

発光色素にはバソフェンルテニウム[Ru(dpp)₃]²⁺[tris (4, 7-diphenyl-1, 10-phenanthrolin) ruthenium(II) dichloride complex]を用いた。この色素は励起波長(460nm 前後) と発光波長(615nm 前後)が十分離れており,酸素との 反応性に優れる特徴がある。陽極酸化処理を施すことで 翼表面に陽極酸化被膜を形成し,それを発光色素を溶か したジクロロメタンに浸漬することで発光色素が翼表面 に保持され,感圧塗料塗布翼(PSP 翼)が作成される。

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

3.2 画像処理手順

撮影した画像から圧力分布を算出するまでの処理手順 をFig.4に示す。感圧塗料計測で圧力分布を求めるには, 通風時と無風時の画像を取得し,翼面上各点で両者の発 光強度比を求める。通風時は空気力により翼がわずかに 変形してしまうため,撮影画像をそのまま使用すると翼 位置が無風時と一致せず,正しい圧力分布を算出できな い。そのため,座標変換の一種であるアフィン変換を使 用して,翼を100x250 pixelの長方形に変換する。その後 空間ノイズ低減のために自身及び周囲の点で重みつきの 空間フィルタをかけ,各ピクセルで除算を行って発光強 度比を算出する。感圧塗料の発光強度比と圧力には(1) 式(Stern-Volmer 関係式)の関係がある。

$$\frac{P}{P_{ref}} = C_0 + C_1 \frac{I_{ref}}{I} \tag{1}$$

P, Iはそれぞれ圧力と発光強度,添字 ref は無風時を表

す。較正係数 C₀, C₁は in-situ method を用いて算出する。 この方法では計測翼に静圧孔を設け,その静圧孔で計測 した圧力と静圧孔位置の発光強度比が(1)式の関係を満 たすよう較正係数を求める。本研究では PSP 翼に静圧孔 を設けることが困難であったため,静圧孔圧力計測と PSP 計測は別々に行っている。得られた較正係数と(1)式 を用いて,翼面上各点の発光強度比を圧力に変換し,翼 面上圧力分布が得られる。

4. 実験結果及び考察

4.1 定常圧力分布計測

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

Fig.5 はシャドウグラフ法による可視化結果である。こ のとき翼は両持ち支持されており,翼端側に設置した翼 支持用梯子と中央の blade 0 は加振時の漏れ防止用鍔が つけられているため,その影が映り込んでいる。翼列の 前縁では斜め衝撃波が発生しており,また翼間衝撃波が 発生している流れ場となっていることが分かる。

Fig.6 はミッドスパンにおける感圧塗料計測と静圧孔 圧力計測の比較結果である。Fig.5 の可視化結果で見られ た翼間衝撃波と概ね同じ位置で翼面上圧力上昇が確認で きる。両者の結果は良く一致しているが,腹側では衝撃 波の足下付近でややずれが生じてしまう傾向にある。本 研究では *in-situ method* による発光強度比-圧力較正を行 っているため,両計測結果のずれが小さいことはそのフ ィッティングエラーが小さいことを意味しており,十分 な較正ができているものと考える。

Fig.7 は感圧塗料計測から得た翼面上定常圧力分布で ある。コンターの左側が前縁,下側が翼根を表している。 腹側の30%コード位置付近,背側の60%コード位置付近 の等圧線が密で圧力勾配が大きくなっており,翼間衝撃 波の入射位置と考えられる。また腹側はスパン方向に概 ね一様な圧力分布となっているが,背側翼根部ではやや 一様性が乱されている。これはFig.8 のオイルフローに よる可視化写真で見られるコーナー剥離の影響と考えら れる。Fig.8 で衝撃波後方にはオイル溜まりが形成されて おり,流れが大きく剥離していることが分かる。

感圧塗料計測結果で得た圧力分布を翼面上で積分すれ ば,翼に作用する空気力を算出できる。Fig.9 にひずみゲ ージで計測した空気力と感圧塗料計測から算出した空気 力の比較を示す。それぞれの翼に作用する空気力にばら つきはあるが,両者の結果は良く一致している。以上か ら定常流れ場において感圧塗料は十分な計測精度を有し, 遷音速流れ場の翼面上圧力分布を計測するのに有効な手 段であると結論づけられる。



Fig.4 Data processing in PSP measurement



Fig.5 Shadowgraph visualization at test section



Fig.6 Cp distribution at midspan





Fig.8 Result of oil flow visualization (blade 0, S.S.)



4.2 非定常圧力分布計測

blade 0 を並進加振させ, blade 0 と, 隣接する blade ±1 の非定常圧力分布を感圧塗料により計測した。ここでは 20Hz で加振した際の結果について示す。このときの半翼 弦長基準の無次元振動数 *k* は 0.0078 である。

非定常計測では加振変位の位相が 0°のとき,高速度 カメラに撮影開始トリガを入力し,そこから1秒間の撮 影を行った。通風時,無風時ともに上記の手法で撮影す ることで,各位相の画像が通風時,無風時のそれぞれで 取得できる。同位相の画像を一組とし,Fig.4の手順で画 像処理を行って,翼面上圧力分布の1秒間の履歴を求め た。この圧力履歴に加振周波数でフーリエ変換を施すこ とにより,加振周波数成分の変動を求めた。非定常圧力 は(2)式のように実部(Re)と虚部(Im)で表示する。このと き実部は変位同期成分,虚部は速度同期成分の圧力変動 を表す。

$$C_p(t) = \{C_p(Re) + i C_p(Im)\}e^{i\omega t}$$
(2)

Fig.10 に加振翼である blade 0 背側と,これに面した blade +1 腹側の計測結果を示す。大きな圧力変動が確認 できるのは2ヶ所である。1 つ目は衝撃波の入射位置付 近である。背側は60%コード位置付近,腹側は30%コー ド位置付近に翼間衝撃波が生じていることから,blade 0 の加振の影響を受けて衝撃波が振動し大きな圧力変動が 生じていると考えられる。また blade 0 背側と blade +1 腹側で圧力変動部の実部,虚部の符号が一致し,衝撃波 が同じ方向に変位していることをしめしており,流路を 挟んで面した翼面で整合性のある結果が得られている。

2つ目は blade 0 背側の 70%コードー付近翼根部である。 この領域は Fig.8 で示したコーナー剥離領域と一致して おり,剥離の非定常圧力への影響が認められる。虚部で 大きな圧力変動が生じていることから衝撃波による圧力 変動とは位相差をもつことが分かる。

非定常計測で撮影した1秒の画像から同位相の画像を 抜粋して位相平均処理を実施し,加振翼変位1周期分の 圧力分布履歴を算出した。その結果をFig.11に示す。図 の左側が前縁,下側が翼根である。位相が90°のとき blade 0 は blade +1 に最も近づき,位相が270°のとき blade 0 は blade +1 に最も近づく。衝撃波足下付近の圧力 に対応する等圧線を記入して衝撃波による圧力変動の様 子を可視化した。また図には等圧線の動きが分かるよう, 白の鎖線を補助的に書き足している。blade 0 (S.S.), blade +1 (P.S.)ともに位相0/360°のときに比べ,位相180°で は衝撃波は後退し,位相270°では前進していることが 分かる。すなわち加振翼により流路が狭まったときに衝 撃波は後退し,広がったときに前進することが感圧塗料 を用いて確認できた。

計測した圧力分布履歴を積分することにより,空気力 の時間履歴を算出することが出来る。それに対し加振周 波数でフーリエ解析を実施することで空気力変動の加振 周波数成分を抽出した。結果をひずみゲージ計測と比較 して Fig.12 に示す。非定常空気力は変動振幅と加振翼変 位との位相差で表しており,実線がひずみゲージ計測, 破線が感圧塗料計測の結果である。両者の結果は概ね同 じ傾向を示しており,特に固定翼である blade ±1 は良好 な一致を示し感圧塗料が十分な計測精度を持つことが分 かる。一方で加振翼である blade 0 は加振周波数が大きく なるにつれてひずみゲージ計測との差が大きくなる傾向 にあり,加振周波数が大きくなると加振翼計測が困難に なっていくことが示唆されている。



Fig.10 Unsteady Cp distribution measured by PSP



変動振幅に着目すると, blade 0, blade +1 は同程度の変 動を示しており,加振周波数の増加に伴い,変動も増加 傾向である。一方で blade -1 はいずれの加振周波数にお いても最小であり,加振周波数による変化も小さい。よ って加振翼による影響は加振翼自身とその下流側の翼に 比較的大きく伝わり,上流側はそれに比べるとかなり小 さいことが分かる。また加振周波数が大きいほど加振翼 自身と下流側には影響が大きく表れることが示されてい る。位相についてはいずれの翼も加振周波数の増加に伴 って遅れていく傾向にある。これは Fig.7, Fig.8 に示し たように衝撃波下流では大きな剥離が発生しており,こ の剥離泡が影響して高い加振周波数に衝撃波振動が遅れ, 圧力変動が加振翼変位に対して遅れて生じることが考え られる。blade 0 はほぼ同位相から, blade ±1 はほぼ逆位 相から遅れていく傾向がある。

加振周波数が高くなると,加振翼面の圧力計測は困難 さを増す。本研究ではいずれの加振周波数でも一定のシ ャッター速度で計測しているため,加振周波数が大きく なると撮影画像内の翼ぶれが大きくなり誤差の要因とな りうる。高加振周波数で瞬時画像を撮影するには高いシ ャッター速度が必要だが,露光時間は短くなるため,感 圧塗料の十分な発光強度を得るには強い励起光源が必要 である。しかし亜音速流れ場の計測例⁶⁾と比較すると計 測誤差は小さい。これは衝撃波の振動に起因する圧力変 動が亜音速流れにおける変動よりも振幅が大きくなった ためと思われる。このように,感圧塗料計測の適用範囲 を拡大するためには,塗料感度の更なる向上や照明方法 の改良などが有効と考えられる。



5. 結論

本研究では,遷音速流れ中で並進振動する翼列におい て,翼面非定常圧力を感圧塗料により計測することを試 み,静圧孔計測やひずみゲージ計測との比較を通して計

測精度を評価した。結論は以下のようにまとめられる。

- (1) 感圧塗料により翼面上の定常圧力分布を十分な精度で計測できた。遷音速翼列実験で詳細な翼面定常 圧力分布を取得するのに感圧塗料計測は有効な手段であると言える。
- (2) 振動翼列実験においては、加振翼振動により生じる 翼間衝撃波振動が翼面上圧力変動の主な要因であり、加振翼背側ではコーナー剥離も影響する。
- (3) 加振翼前後の流路で、流路が狭まると衝撃波が後退し、広がると前進するという衝撃波の挙動が明確に確認された。
- (4) 感圧塗料で計測した非定常空気力は、歪ゲージによる従来手法の計測結果と良好な一致を示し、振動翼列の非定常空力特性の把握に感圧塗料は有効な手段であることが示された。

6. 謝辞

本研究には三菱日立パワーシステムズ株式会社および 株式会社 IHI から援助を受けた。ここに記して深甚なる 謝意を表する。

参考文献

- 渡辺紀徳:翼列フラッター・空力弾性問題に関する研究の動向,日本ガスタービン学会誌, Vol.39, No.2 (2011), pp.75-83.
- 2) 例えば Aotsuka, M., Watanabe, T, Machida, Y. : Role of Shock and Boundary Layer Separation on Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Transonic Cascade, Proc. ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38425, (2003).
- Nakakita, K., Asai, K. : Pressure-Sensitive Paint Application to a Wing-Body Model in a Hypersonic Shock Tunnel, AIAA paper 2002-2911, (2002).
- Gregory, J.W. : Porous Pressure-Sensitive Paint for Measurement of Unsteady Pressures in Turbomachinery, AIAA paper 2004-0294, (2004).
- Azuma, T., Watanabe, T., Himeno, T., Uzawa, S., Inoue, C., Takahashi, Y., Shibata, T., Takeda, H., : Unsteady Pressure Measurement on Oscillating Blade with Pressure-Sensitive Paint, Proc. IGTC 2015 Tokyo, Paper ThPME.3, (2015).
- Liu, T. and Sullivan, J.P. : Pressure and Temperature Sensitive Paint, Springer, (2005).
- Sakaue, H., Sullivan, J. P. : Fast Response Time Characteristics of Anodized Aluminum Pressure Sensitive Paint, AIAA paper 2000-0506, (2000).
- 亀田正治,田部井孝聡,半谷智弘,川上崇穂,中北和 之,坂上博隆,浅井圭介:陽極酸化アルミニウム感圧 コーティングによる非定常流中物体表面圧力場の画像 計測,日本機械学会論文集(B編),71巻710号(2005), pp.2486-2493.

【研究報告】

A-2

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

*田沼唯士(帝京大学),奥田洋司,橋本学(東京大学),秋山久実(オフィスケイ)

A Data Connection Method for Fluid-Structure Interaction Analysis of Turbine Blades

*Tadashi TANUMA (Teikyo Univ.), Hiroshi OKUDA, Gaku HASHIMOTO (Tokyo Univ.) and Kumi AKIYAMA (Office Kei)

ABSTRACT

Aerodynamic optimum designs of stator blades are already introduced in many designs of actual operating commercial steam turbine units. However, aerodynamic optimum designs of rotating blades are still difficult due to high centrifugal force and vibration stress on rotating blades. This paper presents a data connection method for fluid-structure interaction analysis of turbine rotating blades to enhance FSI analysis for turbine designs. **Key words**: Steam turbines, Long blades, Fluid-Structure Interaction Analysis, unsteady analysis

1. はじめに

発電用大型蒸気タービン等のターボ機械翼の従 来の設計では、静翼、動翼ともに1ピッチ分の流 路の定常解析を行い、100%負荷時の定常状態の性 能の最適化設計を主に行っていた。近年では、蒸 気弁や配管の配置等による流入流れの周方向不均 一や、タービン排気が軸流方向に対して直角方向 に向きを変えるために生じる最終段下流の流れの 不均一に起因するタービン性能への影響評価と性 能向上対策等の目的で対象タービン段落の全周定 常解析が行われて、流入部や排気ディフューザ、 更にはタービン静翼の最適設計による性能向上に 成果を出している 1)。一方、タービン動翼において は、一般に通常部材に対して相対的に大きな遠心 応力が加わるため、流体力学的に最適な形状に設 計する上で構造設計の制約が大きい。従来の定常 解析を用いた方法では動翼の最適設計に限界があ るため、流体構造連成解析を用いた設計法の開発 を進めている 2)3)。本報では、連成解析の精度に影 響を及ぼす流体解析結果から構造解析の境界条件 を設定する部分のデータ結合法について報告する。

2. 蒸気タービン翼の流体構造連成解析

蒸気タービン動翼の流体構造連成法のフローチ ャートを Fig.1 に示す²⁾。流体解析(CFD)には衝撃 波が発生する湿り蒸気流れの高精度非定常3次元 解析が可能な数値タービン⁴⁾とターボ機械用パッ ケージソフト FINE[™]/Turbo (NUMECA 社)をそれぞ れの特徴に応じて併用している。構造解析(CSD: Computational Structural Dynamics)には FrontISTR⁵⁾ を用いて、構造静解析及び動解析、固有値解析を 行っている。FSI 解析用のパッケージはすでに複数 存在するが、流体解析から構造解析にデータの精 度を損なうことなく高速で受け渡すための専用の データ接合モジュールを本研究用に作成した。 Fig.1 に示した流体構造連成解析法は複数枚の静翼 と動翼で形成されるタービン段落の非定常解析に 適用して、設計負荷状態の静動翼列干渉による応 力及び加速度応答を解析できることを確認してい る²¹³⁾。



Fig.1 Flow chart of turbine blade FSI methodology

3. 流体解析と構造解析間のデータ接合

一般的に流体解析用の計算格子と構造解析用の 計算格子には、解析対象の翼形状がほぼ同一とい うこと以外に全く関連性がない。通常の動翼の設 計においては、必要十分な強度を保証した上で適 切なコストで製造するために過剰な強度を持たせ る材料選定や形状設計を行わない。従って長翼で は設計回転数において静止時に対して比較的大き な伸びとねじれの変形を生じる。この変形を考慮 した流体解析を行うために Fig.1 に示すように、構 造静解析で変形した形状を求めてから流体解析格 子を作成する。一方、構造解析用の計算格子は通 常は静止時の形状、すなわち翼の製作図から作成 する。更に運転状態を計算する非定常段落解析に おいては、流体解析格子は時間の経過に対応して 回転移動する。従って、タービン運転時の任意の 瞬間で、流体解析データを構造解析に渡すために は、流体解析格子を回転移動させて、静止時の変 形近くに近似的に合せる前処理を行った上で、流 体解析格子上のデータを構造解析格子点上に内挿 入する必要がある。

本研究で用いた内挿式を(1)、(2)式に、説明図を Fig.2 に示す。Pは応力ベクトル、Tは応力テンソ ル、nは表面幾何ベクトルを示す。タービン翼の 全周非定常3次元解析では、静動翼列合せて100 枚以上の3次元翼周りの流れが対象となり、解析 格子は最低でも1億点を超える。解析精度に影響 が大きい、翼の周辺、特に前後縁近くに格子を集 中させると中間領域は相対的に格子が粗くなる。 さらに前述した理由で翼形状が完全に一致しない 状態で内挿計算をする必要があるため、距離にけ の重みを付けたロバストな内挿法を採用した。



$$\boldsymbol{P}_{ni} = \boldsymbol{T}_{ik} \boldsymbol{n}_{k}, \quad \boldsymbol{T}_{ik} = -p \boldsymbol{\delta}_{ik} + \tau_{ik} \quad (1)$$
$$\boldsymbol{P}_{i} = \left(\sum_{1}^{4} \frac{1}{l_{n}}\right)^{-1} \frac{\boldsymbol{P}_{ni}}{l_{n}} \stackrel{\text{i:CSD grid number}}{\text{n:selected CFD grid}} \quad (2)$$

なお、この方法だけでは、格子が比較的粗く翼が 薄い場合に背側と腹側の両方の流体格子点から内 挿用のデータを参照するリスクがあり、構造解析 用の格子点がどちらの翼面に位置するかを事前に 判別する前処理を追加した。

4. 計算例

一般的な形状の3次元翼型を用いて、内壁と外 壁とのほぼ中央に位置する断面における内挿の計 算をモニタリングした結果をFig.3、4、5に示す。



Fig.3 CFD to FEA data transformation: Static Pressures using Simple Method



Fig.4 CFD to FEA data transformation: Static Pressures using Modified Method



Fig.5 CFD to FEA data transformation: Traction y using Modified Method

Fig.3は従来方法、Fig.4は前述した前処理を追 加した方法で内挿した結果を示す。図の縦軸は非 定常流体解析で求まった瞬間静圧(相対値)、横軸 はタービンの回転軸方向距離(相対値、左端が前 縁、右端が後縁)を示す。流体解析格子は内壁と 外壁近くの境界層の流れを精度良く解析するため に格子密度を高める必要があり、内壁と外壁から 離れた中央部分は相対的に半径方向の格子点間隔 が広くなる。この結果、Fig.3の例では背側後縁近 くで内挿の精度が落ちている。これに対して、改 良した Fig.4 の例では、流体格子が比較的粗い中 央付近の断面においても解析精度をほとんど落と すことなくデータの受け渡しができていることが 分かる。Fig.5は、構造解析の境界条件となる動翼 表面応力の3 成分の内で最も大きな回転接線方向 成分(y 方向成分)の改良方法での内挿結果を示す。 背側(下側)と腹側(上側)及び前後縁の細部に いたるまで、十分な精度でデータが受け渡される ことが分かる。

5. まとめ

蒸気タービン動翼の最適設計に必要な流体構造 連成解析において、解析精度に影響を及ぼす流体 解析結果から構造解析へのデータ受け渡し部分の 精度を検討して、必要な改良を行い、データの精 度を落とさないデータ結合法を採用したモジュー ルを作成した。 今回報告した方法は、タービン長翼の部分負荷 時の全周解析に適用している。

参考文献

- 田沼唯士、佐々木隆、新関良樹、CFDを活用した高 性能蒸気タービンの開発設計、東芝レビュー, 62, 9, pp. 22 - 29, 2007.
- Tanuma, T., Okuda, H., Hashimoto, G., Yamamoto, S., Shibukawa, Okuno, K., Saeki, H., Tsukuda, T., "Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades," Proc. of ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43848, 2015.
- Gaku Hashimoto, Hiroshi Okuda, Tadashi Tanuma, Yoshinari Fukui, Kenichi Okuno, Tomohiko Tsukuda and Naoki Shibukawa, 2014, Large-Scale One-Way FSI Analysis for High-Performance Blade Design, JSME Computational Mechanics Division Conference paper No.7, 2014.
- Yamamoto, S. and Daiguji H., "Higher-Order-Accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations", Computers and Fluids, 22-2/3, pp. 259-270, 1993.
- 5) 奥田洋司編著、有限要素法解析【II】 並列構造解析 ソフトウエア FrontSTR を使いこなす、培風館, 2008.

【研究報告】

A-3

LPT における翼列フラッタに関する研究

*賀澤 順一(宇宙航空研究開発機構),谷 直樹,青塚 瑞穂(株式会社 IHI)

A Study of Cascade Flutter in LPT

*Junichi KAZAWA(JAXA), Naoki TANI and Mizuho AOTSUKA(IHI)

ABSTRACT

Experiments of Low Pressure Turbine cascade flutter designed by IHI corporation were conducted in Altitude Test Facility in JAXA as part of aFJR project started up by JAXA. For experiments, two kinds of cascade were designed with use of numerical analyses. One is flutter free cascade and another is flutter inducing cascade. From the results of experiments, cascade flutter were observed in the case with flutter inducing cascade with first torsion mode and flutter free cascade did not cause cascade flutter. In this paper, experimental setup, cascade flutter prediction by CFD, and the results of experiments are explained in detail. **Key words**: Turbine, Cascade Flutter, CFD

Key worus. Turbine, Cascade Flutter, C

1. 緒言

翼列フラッタは流体と構造の連成によって発生 し、一度発生すると翼の破損に至る可能性のある 危険な現象である。このため、翼列設計時には作 動範囲内でフラッタが発生しないことを確認する 必要があり、高精度な翼列フラッタ予測技術はジ ェットエンジンやガスタービンの安全性の観点か ら非常に重要である。

JAXA では将来の超高バイパス比エンジンの環 境適合技術と我が国の国際競争力の向上を目指し, ファンおよび低圧タービンの空力効率向上と軽量 化の技術に関する研究開発として,高効率軽量フ ァン・タービン技術実証(aFJR プロジェクト)⁽¹⁾ を実施している。この中で,低圧タービンフラッ タに関する研究を行っている。研究の一環として JAXA 所有の高空試験設備(ATF)を使用したタ ービンフラッタリグ試験を実施する計画となって おり, aFJR プロジェクトにおける共同研究契約に 基づき,株式会社 IHI が供試体および供試翼列の 設計を行った。供試翼列はフラッタが起きやすい 翼と起きにくい翼の2種類で実施する計画で、Vogt ら⁽²⁾の tie-dye plot に基づいてフラッタの発生しや すさをコントロールした設計がなされた。 本論文では、ATF で行われたタービンフラッタ試 験について、試験の詳細と計測結果、および設計 時の CFD 予測結果について述べ、試験時に発生し たフラッタ現象についてについて報告する。

2. 試験設備

2.1 高空試験設備

空気源設備として, JAXA 調布航空宇宙センター の高空試験設備(ATF)⁽³⁾を使用した。設備概要を 図1に示す。上流側のヒーターによって流入全温 を上げることが可能であるが,本試験では空気加 熱器は使用せず,流入全温は大気温度とした。



Fig.1 Outline of Altitude Test Facility(ATF) in JAXA⁽³⁾



Fig.2 Outline of test rig



Fig.4 Physical Data Measurement Position

2.2 試験供試体

図 2 に試験供試体全体図を示す。設備側の空気 吹き出し口にベルマウスを接続し, ベルマウスに 供試体ダクトを直接接続している。このため空気 はダクト内にのみ流入することとなる。上流全圧 は大気圧となっており, 出口側は低圧試験室内に 解放されているため,低圧試験室を減圧して下流 側全圧を下げることによって吸い込み風洞の仕組 みで供試体ダクト内部に流れ場を作り出している。

図 3 に試験時の供試体設置状況を示す。設備側 吹き出し口から下流に向かって緊急放風ダクト, ベルマウス,供試体入口ダクト,供試翼列,供試 体出ロダクト、ストラットの順に接続されている。 緊急放風ダクトは、試験時にフラッタが発生した 場合,供試翼列の破損を防ぐために設けた。高速 度カメラや供試翼列に貼付けたひずみゲージ等の 信号から,フラッタが発生したことが確認でき, かつ翼破損に至る可能性が高い場合に緊急放風ス イッチを押すことで図中丸で囲んだバルブ(1か所 のみ示してあるが、周方向に4か所設置してある) が開いてダクト外へ空気を放出し、ダクト内へ流 入する流量を減らすことで供試翼列への流入速度 をさげ、フラッタ発生状態を回避することができ る。

緊急放風パルブ

設備側吹き出し口

緊急放風ダクト

図 4 に計測項目と計測位置を示す。計測データ はキーエンス社製データロガーNR600 を用いて PC に取り込んでいる。センサごとに NR600 用の 計測ユニットを使用しており, ひずみゲージデー タにはST04,非定常圧力計測にはHA08,熱電対 と壁面静圧データには HT08 を用いた。データ取 得時にはデータロガーにトリガ信号を入力し, す べてのユニットで同時に計測できるようになって いる。非定常圧力計測には Kulite 社製非定常圧力 センサを用い、共和電業社製のアンプで信号を増 幅させている。壁面静圧は静圧孔から取り出し, 圧力トランスデューサーで電気信号に変換してデ ータロガーへの入力としている。供試体入口ダク トと出口ダクトには2軸トラバーサを設置できる ようにし、5孔ピトー管にて流れ角、全圧を計測し た。5孔ピトー管はスパン方向の移動と流れ角方向 への移動の両方を行い, 左右の圧力値が一致した ところを流れ角とし, その流れ角での中心の圧力 値を全圧とした。また、出口ダクトにはアクリル 製の観測窓が設置してあり、高速度カメラで翼振 動をリアルタイムに監視できるようにした。

2.3 供試翼列

供試翼列は aFJR プロジェクトの共同研究契約 に基づいて株式会社 IHI にて設計された⁽⁴⁾。供試体 含め、詳細については文献(4)を参照されたい。設 備側不具合などで流量が過剰になった場合には翼 列部でチョークする前に供試体ダクト最下流部に あるストラット部にてチョークするように設計さ れている。以後,流量については設計点流量に対 する比率(設計点で100%)で表すこととする。

翼型はフラッタが起きやすいもの(翼列1)と起 きにくいもの(翼列2)の2種類を用意した。フラ ッタが発生する振動モードとして1次のねじり振 動(1Tモード)を想定しており、フラッタ発生点





Fig.9 Snapshot of Cascade 2

に関する設計は tie-dye plot を参考に, ねじり中心 軸の位置を変更することで行っている。それぞれ の翼型を図5に示す。翼枚数は80枚でアスペクト 比はミッドスパン翼弦長基準で8.8である。翼列1, 翼列2の構造解析結果を図6に示す。1Tモードで は翼列1ではねじり軸が後縁側にあるが,翼列2 では前縁側に寄っており,設計意図通りの振動モ ードとなっていることが確認できた。設計時の計 算結果として図7に翼列1,翼列2の定常計算結果 を,図8に翼にかかる非定常空力仕事を示す。翼 間位相差は背側進みを正としている。計算結果か ら,翼列1では翼間位相差・60°付近で非定常空力 仕事が負で絶対値が最大(負の減衰力が最大)と なるが,翼列2ではすべての翼間位相差で空力仕 事が正となっていることがわかる。

製作した供試翼列のうち翼列2を図9に示す。 供試翼列は翼支持部などでの摩擦減衰が生じない ように一体成型とした。また,製作された供試翼



Fig.10 Measurement Result of Blade Natural Frequency (Cascacde2, 1T Mode)







Fig.11 Static Pressure measured on Casing Wall (m=100%, Cascade2)

列の固有振動数を計測し,構造解析結果と比較した。計測結果のうち,翼列2の1Tモードのものを図10に示す。横軸は図4に示す翼番号で,縦軸は構造解析結果から得られた固有振動数に対する比である。固有振動数は構造解析結果と±3%の範囲で一致しているが,周方向に一様ではなく,いわゆるミスチューニングの状態となっていることがわかる。

3. 試験結果

3.1 流れ場計測結果

図 11 に供試翼列が翼列 2 で無次元流量 100%の ときの上流・下流での壁面静圧計測結果を示す。 圧力データについては、すべてにおいて CFD で設 定した入口全圧で割った無次元値として示してあ る。合わせて CFD にて得られた結果を載せた。試 験結果と比べて CFD の方が壁面静圧を高めに予測 していることがわかる。供試翼列が翼列2 で無次 元流量96.3%および100%の時の5孔ピトー管で計 測した全圧値を図 12 に、流れ角を図 13 に示す。 CFD 結果は流量 100%の時のものを載せた。全圧 計測結果を見ると、上流・下流ともに CFD よりも 試験結果の方が全圧が低いことが分かる。CFD で は試験よりも全圧を高めに設定した計算となって いたため,図11の壁面静圧も試験結果よりもCFD の方が高くなったと言える。無次元流量100%の時 に流入角が3°と旋回流れになっているが,無次元 流量 96.3%では最大でも-0.25°とほぼ軸流方向に 流れていることから,何らかの理由によって無次 元流量 100%での上流側計測値に不具合があった と予想される。下流側の全圧および流れ角分布を みると、無次元流量 96.3%と 100%で大きな差は見 られず、下流側については計測に問題がないと考 えられる。



Fig.12 Total Pressure Distribution in Span-wise direction (Cascade 2)



Flow Angel

Upstream of CascadeDownstream of CascadeFig.13Flow Angle Distribution in Span-wise direction (Cascade 2)



Fig.14 Mass Flow vs. Max Value of Blade Displacement



Blade No. 55



3.2 翼変位計測結果

試験にて得られた翼変位データについては,同

じ試験条件において 3 回計測を行っている。フラ ッタ発生判定として,振動振幅が急激に増大する, 3回の計測で翼間位相差がほぼ同一になる,の2点 とした。図14に翼列1と翼列2の翼変位計測結果 を示す。横軸は試験時流量で,縦軸は変位を表し ている。変位はすべての周波数の値のうち最大値 の周波数のものについて示してある。翼列2では 1Fモードで変位が最大であった。流量を増やして いくと徐々に振動振幅は増えていくが、振幅は小 さく、フラッタは発生していないと言える。高速 度カメラの動画からも目視できるような大きな振 動は発生していなかった。一方, 翼列1 では無次 元流量 67%から 70%にかけて翼振動振幅が急激に 増大していることが分かる。図15に代表的な翼(翼 番号 51 および 55)の翼間位相差と流量の関係を 示す。流量が増えるに従って3回の計測における 翼間位相差のばらつきは小さくなり、流量 70%で ほぼ一致する。このことから、無次元流量 67%か ら 70%の条件でフラッタが発生したと判断した。 翼間位相差は翼ごとに異なっており,この理由に ついては詳細な検討が必要である。この振動によ って翼が破損することはなく、振動振幅はほぼ一 定値となり、リミットサイクルに入った。図10に 示すように、供試翼列では固有振動数にばらつき があるため、比較的近い固有振動数を持つ部分(例 えば図 10 の翼番号 50 から 70 のあたり) では局所 的にフラッタが発生して変動圧力が翼列周方向に 伝わるが、固有振動数の異なる翼では、この伝播 してきた変動圧力と翼の固有振動数が同期しない ために、振動の発散が抑えられ、リミットサイク に入っていると考えられる。

4. まとめと今後の予定

JAXA 所有の高空試験設備を使用して,低圧タービ

ン静翼を模擬した供試体を製作し、フラッタが自 然に起こる状態を模擬する試験を行った。フラッ タが発生する振動モードとして 1 次のねじり振動 を対象とし、Vogt らの tie-dye map をもとにして ねじり中心軸の異なる 2 種類の翼を対象として翼 振動振幅等を計測し、フラッタが発生しやすい翼

(翼列1)ではフラッタ発生が確認でき,フラッタ が発生しにくい翼(翼列2)では可能な試験条件範 囲でフラッタ発生は認められなかった。翼列1に おいては無次元流量が67%を超えたあたりから翼 振動振幅が急激に増加したが,振動振幅は翼破壊 まで発散するということはなく,リミットサイク ルに入った。振動振幅が急速に増大した後にリミ ットサイクルに入る点については,ミスチューニ ングが関与していると考えられる。

今後は計測データの詳細な解析と流量をパラメー タとした CFD によるフラッタ解析を行い,試験と CFD におけるフラッタ発生条件の差について検討 していく。合わせて,流体・構造連成解析を行い, 供試翼列と同様のミスチューニングを模擬した計 算を行うことで試験結果を模擬できるのか確認す る予定である。

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
- Vogt, D. M. and Fransson, T. H., 2007. "Experimental investigation of mode shape sensitivity of an oscillating low-pressure turbine cascade at design and off-design conditions." Transactions of ASME Vol. 129, 530-542
- http://www.aero.jaxa.jp/facilities/aeroengine/facility02.ht ml
- Naoki Tani, Mizuho Aotsuka, Junichi Kazawa, "Evaluation of Torsion Axis Position on Turbine Blade Flutter by Direct Measurement Experiment: Rig Design and Numerical Simulation", GT2016-57108, ASME Turbo Expo 2016.

【研究報告】

A-4

遷音速ファンのフラッター境界予測における ミスチューニング効果の統計的感度解析

*立石 敦,渡辺 紀徳,姫野 武洋(東大),青塚 瑞穂,室岡 武(IHI)

Statistical Sensitivity Study of Mistuning Effect on Transonic Fan Flutter

*Atsushi TATEISHI, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO (The Univ. of Tokyo), Mizuho AOTSUKA and Takeshi MUROOKA (IHI)

ABSTRACT

This paper presents a detailed investigation of the effect of mistuning on transonic fan flutter, which is conducted as part of comprehensive efforts to find reasons for the mismatch in the flutter boundary in our past numerical prediction. The flutter boundary of a full-annulus fan assembly with different mistuning levels is statistically evaluated based on eigenvalue analysis and Monte-Carlo simulation. Nominal levels of mistuning due to manufacturing tolerance have little effect to the flutter boundary because the decline in aerodynamic damping is very steep. Therefore, the accuracy associated with the computational fluid dynamics is likely to have caused the mismatch in the flutter boundary. Detailed observations of modal properties show that the mode shape in flutter modes can be highly deviated from pure traveling wave mode, even if the level of mistuning is nominal. For largely mistuned cases, highly-localized, single-blade dominant modes appear due to the escape from aerodynamic coupling.

Key words: Fan, Aeroelasticity, Stall flutter, Mistuning, Monte-Carlo simulation

1. はじめに

航空用エンジンファン動翼に生じる失速フラッター は、空力的な不安定であるサージと並び、安定作動域を 制限する代表的な翼振動現象として知られている。特に 設計回転数以下の部分回転数時に生じるものは、発生領 域がサージ線から安定作動域に張り出すように存在し作 動線に接近しやすいため、設計時の予測手法や、発生を 抑制する指針を確立することが重要である¹⁻⁵。

これまで著者らは、流体構造連成解析に基づくフラッ ター解析手法を構築・検証し、遷音速ファンに生じるフ ラッター境界の予測を試みてきた ⁶⁷⁾。フラッターが生じ る回転数の範囲では、予測されたフラッター境界は試験 結果と定性的に一致したが、一方で本来フラッターが生 じないはずの低回転数側の作動点でも数値解析ではフラ ッターが生じた。この差の原因を明らかにし、精度のよ い予測指針を確立するためには、空力・構造双方の面か ら包括的な調査が必要である。

フラッター発生点への影響因子は空力的・構造的要因 双方が存在し、これまで報告されてきた実験的な観測や 数値解析による研究より、次のようにまとめられる。 (1)励振力に寄与する衝撃波のある不始動流れ場^{3-5,7-9} (2)翼列入口・出口ダクト内の音響的特性⁸⁻⁹⁾

- (3) 翼振動モード形状(並進・ねじり運動の割合) 9)
- (4) 翼構造の機械的特性のばらつき 10-13)

これらのうち,機械的特性のばらつきはミスチューニ ングと呼ばれ,主には製造時のばらつきに起因して生じ る。最小減衰率をとるフラッターモードに対しては,主 に減衰率を増し不安定性を抑制する効果があるが,その 程度はばらつきのパターンや強度に依存し,振動特性に 個体差が生じる。しかし,CFDを用いたほとんどのフラ ッター解析ではこの効果を含めないため,別途影響度の 評価が必要になる。

本研究では,前述したフラッター境界のミスマッチの 原因を検討する一環として,低回転数側でフラッターが 構造側の偶発的な要因で抑制されていた可能性を考察す るため,ミスチューニングがフラッター境界に及ぼす影 響を定量化し評価する。また,現実にみられるミスチュ ーン時の振動特性についても詳細に調査する。

2. 解析手法

2.1 解析対象と解析指針

本報における解析対象は IHI 社において高効率・高比 流量を実現すべく研究開発された CEFS1 ファン¹⁴⁾であ る。ファンの外観と動翼一次たわみ (1F) モードのモー



ド形状を Fig. 1 に, 仕様を Table 1 に示す。ファンは 18 枚の動翼をもち, 64 チタンのブリスクで作成されている。 CEFS1 はリグ試験において設計回転数比 80%N, 82.5%N (N は回転数を表す)の失速側作動点で 1F モードのフ ラッターが発生した。

Fig. 2 に,著者らの数値解析で予測されたフラッター 境界 ⁷⁾ と試験でのフラッター発生位置の比較をファン 特性マップ上で示す。フラッターの生じない低回転数側 (75%,77.5%回転数)でもサージ線よりかなり高流量側 にフラッター境界が算出された。本解析は一切の構造減 衰およびミスチューニングを含まずに行われたが,構造 減衰はブリスク構造のため小さく,影響を無視できる。 本研究では,実際の空力的な条件に即した感度解析によ り,ミスチューニングの影響を抽出することを目的とす る。解析範囲は,Fig.2 中 FSI Point と示された,フラッ ター境界を囲む広い作動範囲にわたる点である。

2.2 ミスチューニングを含む構造モデル

翼構造の振動パラメタは一般に減衰比のほかモード 質量,モード剛性,モード形状から成り,固有振動数は これらより算出できる。ミスチューニング効果の本質は ばらつきによる系の回転対称性の崩れであるため,本研 究では解析を単純化するために以下の仮定をする。 (1)各翼は空力的にのみ連成し,ディスクを介した翼間 の連成,翼振動モード間の空力的な連成は無視する。 (2)構造振動モード形状はチューン系のものに等しい。

(3) 自励空気力の影響係数もチューン系のものに等しい。 ディスクがある場合,構造の節直径モード同士の連成 が弱まるため,ミスチューニングへの感度が鈍化する¹⁵⁾。 本研究では仮定(1)によりミスチューニングの感度は最 大化される。解析上重要な点は,仮定(3)で空気力の項を



Fig. 2 Mismatch of flutter boundary on low shaft speeds in our past numerical prediction ⁷

凍結することである。これによりミスチューンパターン を変えても新たな流体解析の必要はなく、膨大なサンプ ル数を扱うモンテカルロ法と統計評価が可能になる¹⁶⁾。 以上の仮定に加え、現実の翼構造に内在する振動特性 の「ばらつき」を固有振動数、モード質量に導入する。 翼番号 j 番に対する、固有振動数とモード質量のチュー ン系からの相対的な変化をそれぞれ δ_j 、 $\delta_{M,j}$ とし、それ ぞれ標準偏差 ε , ε_M ,の正規分布に従う確率変数である とモデル化する。

2.3 翼振動の解析手法

以上の仮定のもと、1Fモードに対する自励空気力を含 んだ動翼列全体の運動方程式は次のように書ける。

$$\ddot{\boldsymbol{q}} + (\boldsymbol{\Lambda} + \boldsymbol{\Delta}\boldsymbol{\Lambda})\boldsymbol{q} = M^{-1}(\boldsymbol{A}\boldsymbol{q} + \boldsymbol{B}\dot{\boldsymbol{q}}) \tag{1}$$

$$\begin{split} \boldsymbol{q} &= [\boldsymbol{q}_1 \quad \cdots \quad \boldsymbol{q}_{N_b}]^T \ , \ \boldsymbol{\Lambda} &= \omega_0^2 \boldsymbol{I} \ , \\ \boldsymbol{\Delta} \boldsymbol{\Lambda} &= \omega_0^2 \begin{bmatrix} 2\delta_1 + \delta_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & 2\delta_{N_b} + \delta_{N_b}^2 \end{bmatrix} , \\ \boldsymbol{M} &= \begin{bmatrix} 1 + \delta_{M,1} & & \\ & \ddots & \\ & & 1 + \delta_{M,N_b} \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{A} &= \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & a_{N_b} \\ a_{N_b} & a_1 & \cdots & a_{N_b-1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_2 & \cdots & a_{N_b} & a_1 \end{bmatrix} \ , \ \boldsymbol{B} &= \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & \cdots & b_{N_b} \\ b_{N_b} & b_1 & \cdots & b_{N_b-1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_2 & \cdots & b_{N_b} & b_1 \end{bmatrix} \end{split}$$

ここで, Eq. (1) 左辺は構造振動の項,右辺括弧中は翼振 動で誘起される自励空気力項を表す。また $N_b = 18$ は 翼枚数, Λ, A, B はチューン系のモード剛性行列(角固 有振動数 ω_0),自励空気力係数行列の変位・速度比例成 分である。ミスチューニングの効果は,付加的な剛性行 列 $\Delta\Lambda$ と質量行列 M でまとめて表わされる。なお, ここには現れないが翼固有モード形状ベクトルはチュー ン系のモード質量が1となるよう規格化されている。

以上の各項を定めれば、ミスチューン系の自由振動に 対する安定性解析 (フラッター解析)が、 λ, ψ を固有値, 固有ベクトルとして複素固有値問題を解くことで行える。

$$\lambda \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi} \\ \lambda \boldsymbol{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} O & I \\ -\Lambda - \Delta \Lambda + M^{-1}A & M^{-1}B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi} \\ \lambda \boldsymbol{\psi} \end{bmatrix}$$
(2)

 λ の実部,虚部からは空力弾性モードの減衰率 μ_{AE} ,振動数 f_{AE} が Eq. (3)より,また、 ψ からはモード形状である、各翼の振幅比と位相差がそれぞれ求まる。

$$\mu_{\rm AE} = -{\rm Re}(\lambda)$$
 , $f_{\rm AE} = |{\rm Im}(\lambda)|/2\pi$, (3)

翼振動の安定性は減衰率の正負で判定され、 $\mu_{AE} > 0$ ならば翼振動は安定、一方 $\mu_{AE} < 0$ ならば不安定であり、その空力弾性モードでフラッターが発生する。

空力弾性系を振動モデルに縮約した係数行列につい て、A には各回転数の構造解析結果を、また、A,B に は各作動点で実施した流体構造連成解析による翼の自由 振動応答からシステム同定手法によって算出 ⁷ したも のをそれぞれ用いる。

2.4 モンテカルロ法と統計データ処理

ミスチューニングは現実の構造では様々なパターン で存在すると考えられる。そのため、モンテカルロ法 (MC) により多数の異なるミスチューンパターンについ て Eq. (2) に基づく安定性解析を実施し、その統計を取 ることでフラッター境界への影響を評価する。MC のサ ンプル数を $N_{\rm fan} = 10000$ とし、フラッターモードの減 衰率、振動数に対して統計量やヒストグラムを算出する。

ミスチューニングの減衰率に対する感度は, Eq. (4) の ように、それぞれのファンに対する 1F モード群の最小 減衰率の、全てのサンプルにわたる平均として定義され た、平均最小減衰率 $\overline{\mu_{\min}}$ によって評価する。

$$\overline{\mu_{\min}} = \frac{1}{N_{\text{fan}}} \sum_{i=1}^{N_{\text{fan}}} \min(\mu_{\text{AE},1}, \cdots, \mu_{\text{AE},N_b})_i$$
(4)

 $\overline{\mu_{\min}}$ は、あるミスチューン量の条件に対する振動安定 性を代表する値であると考えられる。そのためミスチュ - = ダ 条件における 平均的な フラッター境界を $<math>
 \overline{\mu_{\min}}
 = 0$ となる点と定め、ファン特性マップ上の圧力比 と流量を $\overline{\mu_{\min}}$ のゼロ点周囲の値から求める。

2.5 標準的なミスチューン量とテストケース

過去の研究例では固有振動数のみのばらつきを考慮 する "frequency mistuning" を扱うものが多く、ミスチュ ーニングに対する重要なパラメタであると考えられる。 しかしもう一つの係数である「モード質量」を扱うもの は少なく、その振動特性への定性的な影響や、減衰率へ の感度の大きさは定かではない。そのため本研究では、 ミスチューン量に対する安定性への感度を系統的に調査 するため、固有振動数、モード質量のばらつき量に対す る標準偏差をパラメタとする。

対象とするミスチューン量を設定するために,過去の 研究におけるファンに似た種々のリグに対する計測結果 を調査した。May¹⁷⁾, Beirow¹⁸⁾, Schnell¹⁹⁾ はそれぞれ遷

Table 2 Standard deviation of blade-alone frequency in past studies (1F mode)

| past studies (1F mode) | | | | | |
|--|-----------------------|---------|----------------------|-----------------|--|
| Author | | 1 | Model | STDEV [%] | |
| May 17) | | UF | IBR Fan | 0.47 (all) | |
| 1110 | .9 | 01 | ibit i un | 0.17 (clean) | |
| Beirow ¹⁸⁾ HP | | HPC bli | isk (1st stag | ge) 0.13 | |
| Schnell ¹⁹⁾ Cour | | Counter | r-rotating f | fan 0.25 | |
| Table 3 Test cases for frequency mistuning | | | | | |
| No. | No. STDEV[%] | | Assumed situation | | |
| 1 | $\varepsilon = 0.2\%$ | | Nominal level | | |
| $2 \qquad \varepsilon = 0.5\%$ | | 0.5% | Nominal level | | |
| 3 $\varepsilon = 1.0\%$ | | 1.0% | Large mistuning | | |
| 4 | $\varepsilon = 1.5\%$ | | Very large mistuning | | |
| Table 4 Test cases for mass mistuning | | | | | |
| No. | STD | EV[%] | Ass | sumed situation | |
| 1 | ε_M = | = 15% | N | Iominal level | |
| 2 | ε_M = | = 30% | La | arge deviation | |

音速ファン,航空用エンジン高圧圧縮機初段,二重反転 ファンのリグに対する計測を行っている。Table 2 に,最 近の三つの文献における 1F モードの固有振動数のばら つきの計測値を標準偏差で示す。May のモデルは 22 枚 中 5 枚がピエゾ素子製の加振装置を有し,それらを含め た場合,除いた場合でそれぞれ 0.47%, 0.17%であった。 他の二者でもおおよそ 0.2%程度であった。

一方,モード質量に関するばらつきの情報が公開され ているものは少ないが,これも May¹⁷⁾の計測によると 標準偏差で約17%であった。ばらつきのオーダーが固有 振動数と大きく異なっているのはおそらく計測手法に起 因するものであろう。一般にモード質量,モード剛性は 周波数応答関数のピーク近辺の値と減衰率から算出する ため,構造減衰の非常に小さいブリスクでは計測の不確 さが非常に大きくなると考えられる。また,翼固有振動 数とモード質量のばらつき同士の相関係数は

$$\operatorname{Cov}(\delta, \delta_M) / \sqrt{V(\delta)V(\delta_M)} = -0.25 \tag{5}$$

と小さいことがわかった。

以上の調査より、本研究では固有振動数、モード質量 のばらつきを独立な確率変数(つまり、共分散なし)と して扱っても差し支えないと判断し、遷音速ファンのよ うなリグで標準的であると考えられる値から非常に大き な値までを対象とした。Table 3、Table 4 に、本研究のテ ストケースを 1F モードの固有振動数、モード質量に対 する標準偏差としてそれぞれ示す。固有振動数に対して は $\varepsilon = 0.2, 0.5\%$ を標準的な値の範囲と考え、それから 離れた値である $\varepsilon = 1.0, 1.5\%$ を大きなミスチューン 量として設定する。モード質量については May の計測と 同レベルの $\varepsilon_M = 15\%$ 、その倍の $\varepsilon_M = 30\%$ を設定す る。なお、ここに示している値は正規乱数の標準偏差で あるので、この値のおよそ 3 倍近くのずれをもつ翼まで 生じうることに注意されたい。



Fig. 3 Effects of mass and frequency mistuning on the statistics of damping rate in the flutter mode (80%N, OP: C)



Fig. 4 Change in averaged minimum damping rate due to frequency mistuning on each rotational speed. The "F" and "S" show experimental stability limits due to surge and flutter, respectively.

3. 減衰率とフラッター境界への影響 3.1 確率密度分布と振動数,モード質量の影響

まず, 翼構造特性の確率的なばらつきを導入した場合 に, フラッターモードの減衰率がどのような確率分布を 示すかを評価し, 翼固有振動数およびモード質量それぞ れの影響について考察する。

Fig. 3 に、異なるモード質量、翼固有振動数のミスチ ューン量 ε_M 、 ε に対する 1F モード群最小減衰率の累積 確率分布と、平均値 μ_{min} のチューン系からの変化を、 80%回転数作動点 C について代表として示す。Fig. 3 (a) の累積確率分布において、どの ε_M に対しても ε が大 きくなると分布は全体的に右寄りにシフトしていること から、異なるファン間の個体差が大きくなるとともに、 系が全体的に安定化することがわかる。また、モード質 量の影響は主に振動数のばらつきが低い場合に限られて いる。このことは、Fig. 3 (b) に示す ε と μ_{min} の関係 からも確認できる。以上より、モード質量のばらつきが 大きい場合でもその影響は限定的であり、固有振動数の ばらつきでほぼ系の安定化挙動が把握できると考えて差



し支えないといえる。そのため、以降の議論では翼固有 振動数のばらつきのみを考慮し、モード質量は $\epsilon_M = 0$ とした結果を用いる。

3.2 作動点ごとの減衰率への影響

Fig. 4 に、各回転数におけるミスチューン量が平均最 小減衰率に及ぼす影響をファン流量に対して示す。なお、 ここでは $\varepsilon = 0.2\%$ のケースはほとんどチューン系と同



Fig. 6 Histogram of aeroelastic eigenvalues in the 1F mode family (80%N, OP: C)

じ値であったため除外している。まずチューン系のケー スでは、フラッターが生じない 72.5%回転数では失速側 でも減衰率は横ばいで翼振動は安定である。また、75.0% ~ 82.5%回転数では流量に対して急激に減衰率が低下す るようになり、その近辺で正減衰から負減衰に転じるこ とでフラッターが発生する。ミスチューン量を大きくし ていくと、どの回転数でも全体的に減衰率が大きくなっ ていく。しかし、標準的な量であると考えられる $\varepsilon =$ 0.5% とその倍の大きさである $\varepsilon = 1.0\%$ まではミスマ ッチが見られた 75%回転数で依然としてフラッターが生 じる結果となっている。これより、標準またはその倍程 度のミスチューン量による安定化効果は、本対象におけ るフラッター境界付近の急激な空力減衰低下を打ち消す ほどの効果はないといえる。

3.3 フラッター境界の変化

Fig. 5 に, Fig. 4 中の減衰率と流量の関係に基づき, それぞれのミスチューン量に対してフラッター境界の位 置を算出し,ファン特性マップ上に描いたものを示す。 ミスチューン量を増すと,高流量側から低流量側にむけ て,平均的なフラッター境界は移動していく。しかし, $\varepsilon = 1.0\%$ までは依然としてフラッター境界が高流量側 に位置している。ここで求めたフラッター境界は約 50% の確率でフラッターが起きる点であると考えて良い。

さらに、比較的ばらつきの大きい $\varepsilon = 1.0\%$ の場合に ついて、フラッター境界のミスマッチが見られた 75.0%、 77.5%回転数作動点 B における「フラッターが発生する 確率」(累積確率分布における $\mu_{\min} = 0$ 切片) は、それ ぞれ 0.925、0.862 であり、非常に高くなっていることが 確認できた。

以上のことより,「これまでチューン系で得られてき た自励空気力特性を用いて算出したフラッター境界に対 するミスチューニングの感度」は,ミスチューン量が標 準的であれば極めて限定的であると結論付けられる。し たがって、チューン系の解析でフラッター境界が 75.0%、 77.5%回転数でも検出された原因は、構造特性の不確か さに起因した偶発的なものではなく、自励空気力を算出 する際に用いた流体解析に起因したものである可能性が 高いと考えられる。

4. 固有値分布とモード形状の変化

ここまでは、減衰率やフラッターの発生に着目してミ スチューニングの影響を評価してきた。本章からは、ば らつきを含む場合における系の固有値構造や振動形態の 変化について着目し、現実に発生しうるフラッターの特 徴を、理想的な場合と対比して結果を分析する。ここで 得られる知見は、翼振動の計測に関わるとき、即ち実際 のリグ試験におけるフラッターの計測計画を立てる際や、 取得されたデータを評価する際に重要となる。なお、本 章では 80%回転数作動点 C を代表として取り上げる。

4.1 固有値分布の定性的な変化

Fig. 6 に、各ミスチューン量のケースについて、モン テカルロ法で用いた全サンプルに対する固有値分布を、 振動数と減衰率を用いた二次元ヒストグラムに可視化し て示す。なおチューン系の場合には、各固有値成分はた った一点のみで値を持ち、それらは翼枚数によって定ま る隣接翼間位相差一定のTraveling Wave Mode (TWM)の いずれかに対応する。

ミスチューン量が最も小さい $\varepsilon = 0.2\%$ の場合には, 各固有値成分はほとんど良好に分離しており,固有値分 布は限りなくチューン系に近いものとなっている。ここ からばらつきが大きくなっていくと,徐々に分布に定性 的な変化が現れてくる。 $\varepsilon = 0.5\%$ のケースでは,不安定 なモードが他のモードに先行して確率的に融合しはじめ ている。

さらにばらつきを $\varepsilon = 1.0, 1.5\%$ と大きくしていくと、 固有値分布が縦方向に全体的に縮小していくとともに、



-(Unstable aeroelastic modes)

(Single-blade dominant modes)

4 -0.3 -0.2 -0.1 0 0.1 0.2 0.3 0.4

Fig. 7 Examples of aeroelastic mode shapes in the 1F mode family with different mistuning levels (14 modes from the lowest damping, real part, only aeroelastic modes for $Im(\lambda) > 0$ are shown)

分布に定性的な変化が現れる。これらでは、元々不安定 であった固有値成分は完全に融合し、大きなスポット領 域を形成している。さらに、 $\mu_{AE} = 25$ [1/s] 付近にばら つきの小さい場合には存在しない新たな集合が形成され るようになる。この減衰率は、翼列中の1枚の翼が他の 翼と全く独立に振動する(例えば、Eq.(1) で q_1 以外を 0 とおく場合)の減衰率に相当するため、単一の翼の運 動が支配的なモード (Single-Blade Dominant Mode, SBDM) と呼ぶことにする。

4.2 特定の個体中のモード形状の俯瞰

このように空力弾性モード固有値分布に見られた定 性的変化が、どのようにモード形状と対応しているかを、 特定の個体に着目してモード形状を俯瞰する形で示す。 Fig. 7 は、チューン系と各ばらつきケースでのモード形 状を、減衰率の低い順に左から並べたものである。ここ では視認性の都合上、 $Im(\lambda) > 0$ であるもののうち、減 衰率の下位 14 個を、最大振幅の翼変位の実部が 1 となる ように示している。

左側に位置するのは不安定なモードであり,ばらつき を大きくするとその数は減少していく。また,チューン 系では節直径 2 であったフラッターモード形状が変化し, 振幅の高い領域に周方向の偏りが生じる。この傾向は他 のモード,例えば節直径 0 に近いモード形状にも共通し てみられる。さらに,固有値同士の確率的な融合が激し い $\varepsilon = 1.0, 1.5\%$ のケースでは,ほとんどのモードで周 方向に振幅の高い位置が偏在しており,ミスチューン系 に特徴的な "mode localization"¹²) が顕著にみられる。

 $\varepsilon = 1.5\%$ のケースでは、2つのSBDMが生じている。 これらのモードは mode localization のかなり終局的な場 合で、空気力による翼間の連成からほとんど外れた翼が 該当しているのだと考えられる。

4.3 標準的なばらつき量の場合のモード形状

以上のように全体のモード形状を俯瞰したので、個別



mode (80%N, OP: C, $\varepsilon = 0.5\%$), Solid bars: fan No. 57, thin lines: other 20 fans

の重要なモード形状をより詳細に見ていく。モード形状 を分析するうえで重要な視点は、そのモード形状がどれ だけチューン系の特性を引き継いでいるかであると考え られる。ミスチューン時のモード形状がどのような TWM から構成されるかは、各 TWM に対する変位ベク トル *s* と、TWM を縦に並べた複素モード形状行列 *W* を用い、以下の関係を用いて算出できる。ここで*H*は共 役転置行列を表す。

Fig.8に、 $\varepsilon = 0.5\%$ のフラッターモードについて各翼



のミスチューンパターン,隣接した2枚の翼から算出した局所的な翼間位相差 $\theta_{i+1} - \theta_i$,各翼の振幅 $|q_i|$,そして各TWMの振幅 $|s_i|$ を示す。議論は棒で示したデータについて行うが,他の20サンプルの結果も個体間のばらつき度合いを示すため示してある。

Fig. 8 では、局所的な翼間位相差は-10~80 [deg] の範 囲で大きくばらついてしまっており、標準的なミスチュ ーン量でも大きく影響を受けることがわかる。翼振幅に ついても同様に一定ではない。しかし、TWMの振幅 |s_i| を見ると翼間位相差 40 [deg] のものが支配的であり、こ れはチューン系でのフラッターモードに対応する。また、 変位を TWM に変換すると翼間位相差や振幅に見られて いたサンプル間のばらつきが減り、どの個体も翼間位相 差 40 または 60 [deg] が支配的であることがわかる。こ こからいえるのは、標準的なミスチューニング量であっ てもフラッターに支配的な TWM を正確に知るには全て の翼を計測に用いることが望ましいということである。

4.4 非常に大きなばらつきに対するモード形状

Fig. 9 に, $\varepsilon = 1.5\%$ のケースに対するフラッターモ ードを示す。この個体は Fig. 7 で示したものと同一であ る。翼振幅の分布を見ると翼 4~10 までの翼の振幅が大 きく,ほかは殆どモードに参加していない。ミスチュー ンパターンを見ると,翼 1~3, 10~11 の間で翼の振動数 が急激に変化している。この周方向の急激な振動数変化 が隣接翼間の空力的連成を弱めることで,翼 4~10 が部 分系のように振舞っているのではないかと考えられる。

このようにモード形状が部分的に非常に高い振幅を もつことは、全周の翼が均一に励振されるチューン系の フラッターとは全く様子が異なっている。いっぽう各 TWM の寄与を見ると 40 [deg] を中心に幅広い成分が関



Fig. 10 Typical aeroelastice modeshape of the single-blade dominant mode (80%N, OP: C, $\varepsilon = 1.5\%$), solid bars: fan No. 720, thin lines: other 20 fans

わっており、最も寄与の大きな TWM については $\varepsilon = 0.5\%$ のものに比べ個体差が大きくなっている。

最後に, チューン系では見られない SBDM のモード形 状を Fig. 10 に示す。このモードでは翼 11 の振幅が突出 して高く,他の翼はほとんどモードに参加していないこ とが改めて確認できる。他の個体に対しても振幅最大以 外の翼では振幅が小さくなるという,同様の傾向が見い だせる。このような場合には,ほとんど全ての TWM が 空力弾性モードの形成に寄与している。

5. 結論

遷音速失速フラッター解析における試験結果と解析 結果のミスマッチの原因を模索する取り組みの一環とし て、ミスチューニングがフラッター特性に与える影響を 統計的に定量化し、フラッター境界の変化と空力弾性モ ードの特徴について議論した。得られた知見を以下にま とめる。

(1) ミスチューニングによる振動特性の変化について, モード質量の感度は小さく,翼固有振動数のばらつきが 支配的な影響を及ぼす。

(2) 製造公差や計測器の取り付けで生じる程度のミスチ ューン量では、フラッター境界はほとんど変化せず、低 回転数側のミスマッチも依然として残っていた。そのた め、このミスマッチは現実の構造特性の不確かさに起因 した偶発的なものではなく、自励空気力を算出する際に 用いた流体解析に起因したものである可能性が高い。

(3) ミスチューン量を増加させた際の系の固有モード構造の変化として、まずフラッターモードを含む低減衰の モードの融合が生じたのち、他翼との空気力による連成が小さい、単翼の振動が支配的なモードが現れる。

(4) ミスチューン量が標準的な場合にもフラッターモー ド形状はチューン系のものとは大きく異なる。特に隣接 翼間の位相差は翼ごとに大きくばらついてしまうため、 精度の良い計測には全ての翼を観測することが望ましい。

謝辞

本研究はJSPS 科研費 14J10312 の助成を受けた。また, IHI は CEFS1 の開発に際し,経済産業省の航空機・宇宙 産業イノベーションプログラム基本計画による「環境適 応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として独立 行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構からの助 成を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- Platzer, M. F. and Carta, F. O. E., "AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines Volume 1: Unsteady Turbomachinery Aerodynamics", AGARDograph No. 298, Vol. 1, 1988
- Jeffers, J. D. and Meece, C. E., "F100 Fan Stall Flutter Problem Review and Solution", Journal of Aircraft Vol. 12, No. 4, pp.350-357, Apl. 1975
- Stargardter, H., "Subsonic/Transonic Stall Flutter Study Final Report", NASA-CR-165256, Pratt and Whitney Aircraft Group, Jun, 1979
- Isomura, K. and Giles, M. B., "A Numerical Study of Flutter in a Transonic Fan", Journal of Turbomachinery, No. 120 (3), pp.500-507, Jul. 1998
- Kontos, K., Weir, D., and Ross, D., "Quiet High Speed Fan II (QHSF II): Final Report". NASA CR-2012-217451, Aug. 2012
- 6) 立石,渡辺,姫野,"流体構造連成とシステム同定に よる複合モード翼列フラッター解析手法",日本ガ スタービン学会誌 Vol. 44, No. 4, pp.282-291, Jul. 2016
- 1) 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
- Vahdati, M., Smith, N. H. S., and Zhao, F., "Influence of Intake on Fan Blade Flutter", Journal of Turbomachinery, No. 137 (8), 081002, Aug. 2015
- Vahdati, M. and Cumpsty, N., "Aeroelastic Instability in Transonic Fans", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 138 (2), 022604, Sep. 2015
- 10) Pierre, C., and Murthy, D. V., "Aeroelastic Modal Characteristic of Mistuned Blade Assemblies: Mode Localization and Loss of Eigenstructure", AIAA Journal, Vol. 30, No. 10, pp. 2483-2496, Oct. 1992
- Srinivasan, A. V., "Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 119 (4), pp.742-775, Oct. 1997
- 12) Castanier, M. P. and Pierre, C., "Modeling and Analysis of Mistuned Bladed Disk Vibration: Status and Emerging Directions", Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, No. 2, pp. 384-396, Mar.-Apl. 2006
- 13) Salles, L. and Vahdati, M., "Comparison of Two Numerical Algorithms for Computing the Effects of Mistuning of Fan Flutter", ASME Paper GT2016-57324, 2016
- 14) Murooka, T., Goto, S., Mizuta, I., and Kodama, H. "New

Concept Design and Development of an Advanced Transonic Fan Rotor", IGTC2007 Tokyo, TS-053, 2007

- 15) Kielb, R. E., Feiner, D. M., Griffin, J. H., and Miyakozawa, T., "Flutter of Mistuned Bladed Disks and Blisks with Aerodynamic and FMM Structural Coupling", ASME Paper GT2004-54315, 2004
- 16) Kielb, R. E., Hall, K. C., Hong, E., and Pai, S. S., "Probabilistic Flutter Analysis of a Mistuned Bladed Disk", ASME Paper GT2006-90847, 2006
- 17) May, M., "Model Updating for the Aeroelastic ROM of a Modern Blisk", Proceedings of the 13th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, I13-S13-7, 2012
- 18) Beirow, B., Giersch, T., Kuhhorn, A., and Nipkau, J., "Forced Response Analysis of a Mistuned Compressor Blisk", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 136 (6), 062507, Jun. 2014
- 19) Schnell, R., Lengyel-Kampmann, T., and Nicke, E., "On the Impact of Geometric Variability on Fan Aerodynamic Performance, Unsteady Blade Row Interaction, and Its Mechanical Characteristics", Journal of Turbomachinery, Vol. 136 (9), 091005, Sep. 2014

【研究報告】

A-5

非定常計測による小型遠心圧縮機のサージ初生に関する研究

*桐明 拓郎, 栗田 史哉, 佐藤 渉、山方 章弘(IHI)

Study on the Surge Inception of Centrifugal Compressor by Unsteady Measurement *Takuro KIRIAKI, Fumiya KURITA, Wataru SATO, Akihiro YAMAGATA (IHI)

ABSTRACT

Compressor of turbocharger for vehicle must be operated in a wide operating range, especially improvement of efficiency and expansion of stable operating range at low flow rate and low pressure ratio are important. Therefore, it is very important challenge to predict and analyze the unstable phenomenon of surge inception. In this report, the flow phenomenon of surge inception was measured by unsteady pressure measurement. As the results, the flow phenomenon such as the rotation stalls can be captured at diffuser. The details of investigation are reported.

Key words: Compressor, Surge, Rotation Stall, Unsteady Measurement,

1. 諸言

近年,自動車の CO2 排出量規制に伴い,欧州を 中心にディーゼル, ガソリンエンジン共にダウン サイジングによる低燃費化が進んでおり、小排気 量化に伴う出力の低下を改善する手段として、過 給機の需要が増加している(1)。車両用過給機の遠心 圧縮機は、乗用車エンジンの低速から高速までの 広い運転域で作動する必要があり、特に走行頻度 の高いエンジン低回転数域での燃費やドライバビ リティ向上のために安定作動域の拡大が重要視さ れている。そのため、 圧縮機の安定作動域を決め るサージの発生を予測することは重要な課題であ る。しかしながら、サージは非定常かつ逆流を伴 う流動現象であり、その発生を予測することは未 だ困難である。そのためさまざまな文献でサージ 発生時の流動現象を捉える取り組みがなされてい る(2)(3)(4)。本研究ではサージ発生時の流動現象を非 定常計測により捉え,サージを予測するための検 証データを取得する。また、圧縮機出口の配管ボ リュームを小さくすることで強制的にサージ発生 を抑制し、圧力比の低下した不安定領域での一定 作動点における流動現象を計測することで、サー ジ発生に至る流れの非定常現象を理解する上で有 用なデータを取得することを目的とする。

2. 試験

2.1 計測条件

本研究では車両用の小型遠心圧縮機を計測対象

とした。供試圧縮機は全羽根 8 枚のオープン形イ ンペラとベーンレスディフューザ,スクロールか ら構成されている。供試圧縮機の主要寸法および 計測条件を Table.1 に示す。

| Table | 1 M | Iain | Dime | nsion | and | Test | Condition |
|-------|-----|------|------|-------|-----|------|-----------|
|-------|-----|------|------|-------|-----|------|-----------|

| インペラ翼枚数 | 8枚 |
|---------|-------|
| インペラ外径 | 44mm |
| ディフューザ | ベーンレス |
| 作動気体 | 常温空気 |

2.2 計測装置

計測装置全体図を Fig. 1 に示す。運転時は過給 機のタービン入口に高圧空気源から圧縮空気を導 入することで同軸上に配置された供試圧縮機を駆 動する。この圧縮空気の流量を調整することで, 任意の回転数での計測が可能である。一方で供試 圧縮機の流量は,圧縮機吐出側に設置された可変 バルブにより調整する。また,圧縮機吐出口と可 変流量バルブの間にはオリフィスプレートが設置 可能であり,孔径の小さいオリフィスプレートを 設置することで系全体を安定化させることで強サ ージの発生を強制的に遅らせることができる。

本研究では、サージ発生前後での非定常な流動 現象を捉えるため、供試圧縮機のインペラ入口、 ディフューザ出口、スクロール吐出口にそれぞれ1 箇所、ディフューザ入口に2箇所、高応答圧力セ ンサを設置した。ディフューザ入口の圧力センサ はインペラの回転方向に 30 度の位相違いで設置し, 判別のためにそれぞれ Dif_in①, Dif_in②とした。 それぞれの圧力センサの設置個所の概略図を Fig. 2 に示す。これら高応答圧力センサの計測デー タは,オシロスコープ(DL850E スコープレコーダ) に記録される。サンプリングレートは 100[kHz], 計測時間は 10[s]とした。



Fig. 1 Overview of Test Equipment



Fig. 2 Schematic of Compressor and Layout of high-response pressure probe

3. 結果および考察

3.1 全体性能

Fig. 3に供試圧縮機の全体性能計測結果を示す。 横軸は圧縮機流量を Nt_100%でのチョーク点の流 量で除した値であり,縦軸は圧力比である。ひし 形プロットは圧縮機吐出の絞りが無い計測結果で あり, 点線が強サージラインを示している。丸形 プロットは強サージラインよりも小流量側で計測 するために, 圧縮機吐出にオリフィスプレートを 設置し、系を安定化させた状態での計測結果であ る。これらの結果から、オリフィスプレート無し の計測結果は、強サージラインまで左上がりの特 性を持っており, 圧縮機として安定な状態である ことがわかる。一方でオリフィスプレートを設置 し、サージラインよりも小流量側で計測した結果 は、左下がりの傾向が表れており、圧縮機として 不安定な状態であることがわかる。これらの計測 点における高応答圧力センサの計測結果を分析し た結果を以降にまとめる。



Fig. 3 Performance Characteristic of Compressor

3.2 A 点と B 点の計測結果

Fig. 4 および Fig. 5 に Nt_70%における A 点 (Q/Qc=0.45)と B 点 (Q/Qc=0.3)のインペラ入口の 非定常圧力計測結果を示す。横軸は時間,縦軸は 静圧を示している。これらを比較すると, A 点で はインペラ入口に圧力変動は見られず流れが安定 しているのに対し, B 点では圧力が大きく変動し ていることがわかる。B 点での圧力変動について, その周波数をフーリエ変換により解析すると, 回 転数の 2 倍程の周波数を持っていることがわかっ た。



Fig. 4 Results of Unsteady Pressure Measurement at Impeller Inlet (Peak Point, Q/Qc=0.45)



Fig. 5 Results of Unsteady Pressure Measurement at Impeller Inlet (Pre-Surge, Q/Qc=0.3)

3.3 サージ発生時の非定常計測結果

Fig. 6にNt_70%でのサージ発生時の非定常圧力 計測の結果を示す。サージ発生直前の流量で静定 後,圧縮機吐出の流量調整バルブを絞ってサージ 発生の瞬間を計測しており,サージ発生の瞬間を 0.0s としている。サージ発生の 0.02s 前からディ フューザ入口で圧力変動の振幅が大きくなってい ることがわかる。また,サージ発生の 0.005s 前に はディフューザ入口で圧力の上昇も確認でき,デ ィフューザ入口での逆流の発生が推察される。こ れらの結果から,ディフューザ入口に焦点を当て て,試験結果の分析を実施した。

Fig. 7 にディフューザ入口2箇所のサージ発生 前後 (-0.08~0.01 [s])の非定常圧力計測結果を示 す。図より、サージ発生前の圧力変動が徐々に変 化している様子が確認でき, ディフューザ入口で の流動現象に変化が生じていることが推測された。 そこで、この結果を-0.07~-0.05 [s]、-0.05~-0.03 [s], -0.03~-0.01 [s]の3領域に分割して、それぞ れの領域での圧力変動の周波数を解析した。Fig. 8 に結果を示す。図中の ft は供試圧縮機の回転周波 数を示している。周波数解析の結果, -0.07~-0.05 [s]において 1.2×ft [Hz]の周波数を持つ圧力変動が 発生していることがわかった。また、さらにサー ジ発生時刻に近い領域では前述した周波数の圧力 変動に加え、0.58~0.63×ft[Hz]の周波数を持つ圧 力変動が発生していることがわかった。この結果 を用いて,-0.07~-0.05 [s]における圧力計測結果に 1.2×ft [Hz]の周波数でローパスフィルタをかけた 結果を Fig. 9 に, -0.03~-0.01 [s]における圧力計 測結果に回転数の 0.63×ft [Hz]の周波数でローパ スフィルタをかけた結果を Fig. 10 に示す。 図中の 黒線が Dif in①の計測結果, 薄色線が Dif in②の 計測結果である。Fig. 9 より 1.2×ft [Hz]の周波数 の圧力変動には30度の位相違いの点での計測結果 に時間差は見られず,周方向に位相差を持たない 流動現象であることがわかった。一方で Fig. 10 よ り、0.63×ft [Hz]の周波数の圧力変動は周方向に位 相差のある計測点で時間差が生じていることがわ かり、ディフューザ入口で旋回していることがわ かった。この旋回する圧力変動について、以下の 式を用いて周波数解析を行った。

| F = mf | (1) |
|-----------------------------|-----|
| $f = \theta_g / (2\pi\tau)$ | (2) |

F:クロススペクトル周波数, m:失速セル数, f:失速セル1個当たりの周波数, θg:計測点位相差, τ:信号の時間遅れ (1),(2)式を用いた結果,この圧力変動は以下の特性を持った旋回失速であると考える。

- ・旋回失速の位相差 : 92.4 [deg.]
- ・計測点位相差 : 30 [deg.]
- ・旋回失速の個数 : ≒3
- ・旋回失速の周波数比 : 21%
 (圧縮機の回転周波数に対する比)



Fig. 6 Results of Unsteady Pressure Measurement of Each Point (Surge, Q/Qc=0.19)



Fig. 7 Results of Unsteady Pressure Measurement of before the Surge Occurrence



Fig. 8 Frequency Analysis Results (i :-0.07~-0.05s, ii :-0.05~-0.03s, iii :-0.03~-0.01s)



Fig. 9 Results of Unsteady Pressure Measurement After the Low-pass Filter (-0.07~-0.05s)





3.4 不安定領域の計測結果

サージ発生直前での非定常圧力計測結果の分析 に続いて, 圧縮機吐出口下流にオリフィスプレー トを設置し, 系を安定化した状態でサージライン よりも小流量側の領域の流動現象を計測した。全 体性能の計測結果を Fig. 11 に示す。それぞれの計 測点のうち, Nt_70%および Nt_100%における圧 力比ピーク点 (a 点, d 点), 圧力比が微小に低下し た点(b 点, e 点), さらに圧力比が低下した点(c 点, f 点)について非定常圧力計測結果の分析を実施し た。

回転数 Nt_70%におけるディフューザ入口の非 定常圧力計測結果について周波数解析した結果を Fig. 12 に示す。図より, 強サージライン上の a 点 における計測結果からは特に目立った周波数の圧 力変動は確認できない。一方で、b 点では前項の -0.07~-0.05[s]の結果と同様に 1.2×ft [Hz]の周波 数を持った圧力変動が生じている。さらに小流量 側の c 点においては、前述の圧力変動に加え、0.58 ×ft [Hz]の周波数の圧力変動が生じていることを 確認し、前述した手法で分析すると旋回失速であ ることがわかった。これらの安定化した状態での 流量毎の結果は、3.3項に示したサージ発生直前の 流動現象の時間変化と酷似しており、サージ発生 の直前に圧縮機の作動点がごく短い時間で a 点, b 点, c 点を通過し, サージに至っていることを示し ていると考える。

Fig. 13 に b 点における各計測箇所の周波数解析 結果を示す。この結果から、1.2×ft [Hz]の周波数 の圧力変動はディフューザ入口のみで確認でき、 他の計測箇所では発生していないことがわかった。 よってその発生源はインペラ L/E からディフュー ザ入口間のいずれかであるが,詳細な発生源およ び発生メカニズムを得るためにはさらなる計測や 解析が必要である。



Fig. 11 Measurement Results with Orifice Plate









回転数 Nt 100%におけるディフューザ入口の非 定常圧力計測結果について周波数解析した結果を Fig. 14 に示す。この結果から、圧力比ピークの d 点において 0.55×ft [Hz]の周波数を持った圧力変 動が確認できる。圧力比が低下したさらに小流量 側の e 点や f 点では,同等の周波数を持った圧力変 動が確認された。これらは3.3項で実施した手法と 同様の分析の結果、旋回失速であると考えられる。 一方で、前述した低回転数での計測結果に表れた 圧力変動はいずれの計測点においても確認されな かった。この結果から,高回転数の領域では圧力 比ピーク点において旋回失速が発生しており、さ らに小流量側ではこの旋回失速の発達により急激 に圧力比が低下していると考えられる。Nt_70%と Nt 100%の流動現象が, 圧力比ピーク以下の流量 において異なることから,回転数もしくは圧力比 によってサージ発生のメカニズムが異なることが 考えられる。



Fig. 14 Frequency Analysis Results (Nt_100%)

4. 結言

車両過給機用小型遠心圧縮機を対象に,作動点 毎に各部の非定常圧力計測を実施した。得られた 知見を以下に示す。

- ・サージ発生の 0.02s 前にディフューザ入口で圧力 変動が発生し、0.005s 前には圧力上昇が捉えら れた。ディフューザ部で逆流が発生し、サージ に入るという過去の知見と一致する。
- ・サージ発生の直前で、ディフューザ入口にイン ペラ回転周波数の 21%の周波数を持つ旋回失速 が発生することがわかった。
- ・低回転数と高回転数での圧力比ピーク以下の流量において流動現象が異なることがわかり、回転数もしくは圧力比によってサージ発生のメカニズムが異なる可能性を示す結果を得た。
- ・系を安定させた状態での圧力比ピーク以下の流量における流動現象の変化は、サージ発生直前の流動現象の時間変化と酷似しており、サージ発生時に圧力比ピーク以下の流量へごく短い時間で圧縮機の作動点が移動していること示していると考えられる。

参考文献

- 1. 桐明拓郎, 2015, "PIV による小型遠心圧縮機の内部 流れの研究", 日本ガスタービン学会定期講演会
- 2. 古川雅人, 2015, "遷音速遠心圧縮機のサージ発生時 における非定常流動現象の計測", ターボ機械協会
- 3. Isao Tomita, 2011, Feature of Internal Flow Phenomena of Centrifugal Compressor for Turbocharger with Wide Operating Range, International Gas Turbine Congress
- 4. Xinqian Zheng, 2015, Phenomenon and Mechanism of Two-Regime-Surge in a Centrifugal Compressor, ASME Journal of Turbomachinery 2015

【研究報告】



翼端間隙と入口流れ条件が遷音速圧縮機に及ぼす影響

*佐久間 康典,渡辺 紀徳,姫野 武洋(東大)

Effect of Tip Clearance Gap and Wall Boundary Layer Thickness to Performance of Transonic Compressor

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

ABSTRACT

Numerical analysis has been conducted on transonic compressor NASA Rotor 37 with 9 different tip clearance gaps while varying the wall boundary layer thickness of the incoming flow. Overall performance, basic flow characteristics, and near casing phenomena has been carefully observed. According to the result, it has been shown that NASA Rotor 37 can be lead to numerical instability through two different mechanisms depending on the size of the tip clearance gap and the wall boundary layer thickness. Stall margin became the maximum with the tip clearance gap at which the stall mechanism switched from one to another. **Key words**: Compressor, Tip Clearance, Stall Inception, Numerical Analysis

1. 緒言

ガスタービンの高性能化及び環境適合性の向上におい て、圧縮機の性能向上は重要な技術項目である。しかし ながら圧縮機の性能向上は多くの場合翼の不安定流動の リスク上昇とのトレードオフの関係にあり、翼形状の更 なる空力的最適化を試みるうえで、圧縮機の不安定現象 に関する理解を深めることが不可欠である。

圧縮機は回転する動翼と静止する静翼によって構成さ れ、従って翼端にシュラウドを設けるなどの手法を除け ば、動翼端とケーシング壁面との間には有限の高さの隙 間が生じる。この翼端間隙内を駆動される翼端漏れ流れ は圧縮機内部で生じる損失の大きい割合を占めることが 以前より指摘され、特に翼端の失速が動翼全体としての 不安定流動の発生のきっかけとなるような、いわゆる tip critical な圧縮機においては失速の初生とも深く関連す ることが知られている。

翼端漏れ流れの挙動を支配する要素の一つに翼端間隙 の大きさがある。翼端間隙は製作時のミスチューニング を始めとして、ケーシング壁面との接触による摩耗や異 物吸込みなど、様々な要因によって設計時に想定されな かった大きさに変化し得る。また、近年は再生可能エネ ルギーによる発電量が全体に占める割合が増加しており、 時間帯や天候に従い大きく変動するその給電能力に追従 可能なベースライン電源として作動応答性に優れるガス タービンへの期待が高まっている。従来よりも短時間で の起動を行う際、圧縮機のケーシングや動翼はこれまで にない温度状況や昇速スケジュールを経験する可能性が ある。これもまた翼端間隙の変化をもたらし予期せぬ不 安定現象を引き起こす恐れがあり,現象に対する更なる 理解が求められる。

著者らは遷音速圧縮機を対象として広範に翼端間隙を 変化させた数値解析を実施し,流れ場と圧縮機性能にも たらす影響を調査してきた¹⁾。その結果,翼端間隙が大 きい条件では翼端漏れ渦が,翼端間隙が小さい条件では 翼端後縁付近のコーナー剥離が,それぞれ流れの不安定 を引き起こす可能性が示唆された。本研究では,圧縮機 に流れが流入する際ケーシングとハブ壁面で発達する境 界層の厚みをパラメータとして追加し,翼端間隙の影響 についてより網羅的な知見の獲得を目指した。本報では その調査結果を報告する。

2. 数值解析手法

2.1 翼列モデル

解析対象として, NASA Lewis Research Center にて 設計された遷音速軸流圧縮機動翼列 NASA Rotor 37²⁰ を採用した。Rotor 37 の主要な設計諸元を表1に示す。

本解析では翼端間隙と入口壁面境界層厚みが遷音速圧 縮機の性能と流れ場に及ぼす影響に着目する。そこで翼 端間隙については Rotor 37の試験時間隙 h_{base} を基準と して 0%から 300%の範囲で 9 通りに変化させた。それぞ れの条件における翼端間隙の大きさ h c,前縁における 流路高さ H_{LE} や翼端コード長 c_{tip} との対応とともに表 2 に示す。最も翼端間隙の大きい条件(300CL)における h/H_{LE} は 1.9%であり、これは実際の圧縮機における中段 付近での翼端間隙に相当する。

それぞれの解析では,設定した翼端間隙に応じてその 都度作成した計算格子を使用した。ここで,試験時条件 よりも小さい翼端間隙については翼端をそのまま延長し た形状を想定し,試験時条件よりも大きい翼端間隙につ いては翼端を切り詰めた形状を想定した。よって翼端間 隙の大きい条件では翼仕事面積が減少しており,300CL 条件における翼面積は000CL条件の約98.3%である。

2.2 数值解析手法

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

2.3 解析条件

NASA Lewis Research Center において Rotor 37 の 試験が実施された際のテストセクションの子午断面内に おける動翼と流路の形状を図1に示す。解析における入 口境界と出口境界は,試験でプローブを用いたスパン方 向計測が実施された station 1 と station 4 にそれぞれ設 定した。流入境界には全温・全圧と流入角を固定しリー マン不変量を外挿した特性境界条件を,出口境界には流 れの単純半径平衡を仮定した圧力固定境界条件をそれぞ れ課した。

入口全温はいずれの解析においても統一したスパン方 向に一様な値を設定した。解析は修正回転数を設計回転 数に揃えて行ったため,設定した実回転数は全解析を通 じて等しい。入口全圧については,図2に示すようなス パン方向の分布を付与することにより3通りの流入条件 で解析を実施した。1BL は実機試験において station 1 の位置で計測された全圧分布であり,2BL は境界層厚み が1BL の2倍となることを意図した分布である。一方, 0BL は station 1において壁面境界層が存在しない仮想 的な条件を想定した分布であり,このとき翼列入口にお ける壁面境界層厚みは約1%流路高さになる。従って 0BL 条件において,000CL ~ 150CL の条件では翼端が 境界層内部に存在するのに対して,200CL ~ 300CL で は翼端が境界層の外側に存在する。1BL と 2BL の解析 では全ての条件で翼端が境界層内部に存在する。

出口境界の設定圧力は翼列がチョークする条件から少 しずつ上昇させ、その都度収束解が得られるまで計算を 進めた。失速点近傍では背圧上昇の刻み幅は基準大気圧 の 0.02%で統一した。以降では収束解が得られた最後の 作動点を失速点と呼称する。

Table 1 Design specification of NASA Rotor 37

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

Table 2 Tip clearance h at each case

| | <i>h</i> [mm] | h / h _{base} | h/H_{LE} [%] | h/c_{tip} [%] |
|-------|---------------|-----------------------|----------------|-----------------|
| 000CL | 0.000 | 0.00 | 0.000 | 0.000 |
| 025CL | 0.089 | 0.25 | 0.158 | 0.120 |
| 050CL | 0.178 | 0.50 | 0.317 | 0.240 |
| 075CL | 0.267 | 0.75 | 0.475 | 0.361 |
| 100CL | 0.356 | 1.00 | 0.633 | 0.481 |
| 150CL | 0.534 | 1.50 | 0.950 | 0.721 |
| 200CL | 0.712 | 2.00 | 1.266 | 0.961 |
| 250CL | 0.890 | 2.50 | 1.583 | 1.202 |
| 300CL | 1.068 | 3.00 | 1.900 | 1.442 |



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



Fig.2 Span-wise distribution of total pressure applied as a boundary condition of domain inlet

2.5 計算格子

流れ場の周期性を仮定して翼列1流路分を計算領域と した。計算格子の概観を図3に示す。翼周りにはO型格 子を配置し,その前後と両脇にH型格子を組み合わせて 配置した。翼端間隙にはOH型格子を埋め込み,翼端の 形状に適合させた。固体壁面上の最小格子幅は、 $y^+ \leq 1$ の条件を満足し境界層が解像できるよう 5.0×10^6 [m]に 設定し、格子数は流れ方向 192、翼回り 208、スパン方 向 96 の計 1,592,320 である。以上の格子の生成には回 転機械専用マルチブロック構造格子自動生成ソフトウェ ア NUMECA AutoGrid5TMを使用した。

3. 数值解析結果

各条件における流量特性曲線の解析結果を図4に示す。 各図縦軸の全圧比πと断熱効率ηの計算は以下の式に従った。

$$\pi = \frac{\overline{P}_{t4}}{\overline{P}_{t1}}, \quad \eta = \frac{\left(\overline{P}_{t4}/\overline{P}_{t1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\overline{T}_{t4}/\overline{T}_{t1} - 1} \tag{1}$$

ここで \overline{P}_{l1} , $\overline{T}_{l1} \ge \overline{P}_{l4}$, \overline{T}_{l4} はそれぞれ計算領域の入口と 出口で流量平均した全圧と全温, y は比熱比である。各 図横軸の流量は修正流量 \dot{m}_{corr} を設計流量 \dot{m}_{design} で除し た相対修正流量である。修正流量の計算は以下の式に従った。

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} \frac{\sqrt{\overline{T_{t1}}/T_{ref}}}{\overline{P_{t1}}/P_{ref}}$$
(2)

ここで P_{ref} = 101,325 [Pa], T_{ref} = 288.15 [K]とした。なお異なる流入条件での解析を行うにあたり全圧に分布を与えたために,各条件で入口平均全圧 $\overline{P_{t1}}$ は異なる。それぞれの入口条件における $\overline{P_{t1}}$ を表3にまとめる。

図4より、いずれの流入条件においても翼端間隙の拡 大に伴い全圧比が全体的に低下する。0BL条件において、 300CL での失速点全圧比は 000CL におけるそれの 92.8%程度である。これは翼端を切り詰めたことによっ て昇圧に寄与する翼仕事面積が減少したことが一因と考 えられる。しかし前述のように 300CL における翼面積 は 000CL の 98.3%はあることから、流路内の流れに何 らかの変化が生じたことがより要因としてより支配的で あると考えられる。翼端間隙の拡大に伴う失速点全圧比 の低下は入口境界層が厚くなるほど顕著である。2BL条 件において、300CL での失速点全圧比は 000CL におけ るそれの 98.4%程度まで低下する。

圧縮機効率も、入口境界層が厚くなるほど、また翼端 間隙が大きくなるほど全体的に低下する。加えて、境界 層が厚くなるにつれて最高効率点が失速点寄りに移動す る。この傾向は翼端間隙が大きい条件でより顕著である。 このことは翼端間隙が大きく壁面の境界層も厚くなる多 段圧縮機の中段から後段においては、最高効率点付近で 各段のマッチングをとると失速マージンが十分に取れな くなる可能性があることを意味する。

続いて,式3により定義される失速マージン SM を各 条件で比較したものを図5に示す。



Fig.3 Overview of the computational grid (every two lines)

Table 3Comparison of mass averaged total pressure
at the inlet of numerical domain

| | | _ |
|-----|--|---|
| | Mass averaged total pressure $\overline{P}_{t1}/P_{ref}$ | |
| 0BL | 1.000 | |
| 1BL | 0.995 | |
| 2BL | 0.986 | |

$$SM = 1 - \left(\frac{\pi_{design}}{\pi_{stall}} \frac{\dot{m}_{corr_stall}}{\dot{m}_{corr_design}}\right)$$
(3)

ここで添え字の *stall と design* はそれぞれ各条件における 失速点と Rotor 37 の設計点を表す。

図より、元々の Rotor 37 における設計点を基準として 評価した場合、失速マージンが極大となるような翼端間 隙の最適値が全ての流入条件について存在することが分 かる。すなわち、いずれの流入条件においても翼端間隙 を小さくするほど作動性能と安定性が向上するわけでは ない。最適な翼端間隙は 0BL 条件では 075CL 付近、1BL と 2BL 条件では 025CL から 050CL にかけて存在し、 境界層が厚くなるのに伴い翼端間隙の最適値は小さくな る。図中の棒グラフに着目すれば、失速マージンが極大 となる翼端間隙よりも小さい翼端間隙の条件では失速点 流量の増加が失速マージン悪化の主要因であることが分 かる。一方、翼端間隙を大きくした際の失速マージン悪 化は主に失速点全圧比の低下による影響度が大きい。

失速マージンが極大値を持つのとは対照的に,最高効率はいずれの流入条件においても 000CL で必ず最大となり,翼端間隙の拡大に伴ってほぼ線形に低下する。

以前の報告において、失速マージンを極大とする翼端 間隙が存在するのはその前後で失速形態が変化するため であることを指摘した¹⁾。翼端間隙が小さい条件では翼



Fig.4 Comparison of compressor characteristics





端後縁部とケーシング壁面の間にコーナー剥離による低 速領域が形成され,これが数値的な流れの不安定を引き 起こす。大きい損失を生み出す翼端漏れ流れが減少する ため効率並びに失速点全圧比は高い値を維持するものの, 翼端間隙を縮小するにつれて低速領域がより早い段階で 発達するため失速点流量が増大する。一方,翼端間隙を 大きくすると翼端漏れ流れが増加し,翼端漏れ渦に起因 した失速形態へと変化する。ある程度翼端間隙が大きく なると翼端漏れ渦と衝撃波の干渉によって渦崩壊までも が引き起こされ,失速が早まる。壁面近傍のこれらの流 れは流路の有効仕事面積を大幅に損ない,かつ損失を生 むため失速点全圧比が急速に低下する。 今回の解析の失速点における 98%流路高さ断面にお ける相対マッハ数分布を図 6 に示す。図 6(a)の 0BL 条 件に着目すると,025CL では翼端漏れ流れと衝撃波の干 渉による低速領域は隣接翼から十分に離れており,かつ 広がりが小さい。一方でミッドコードから後縁にかけて 大きい剥離領域が確認できる。これは前述のコーナー剥 離に対応し,075CL まで広い範囲で存在する。100CL まで翼端間隙が大きくなると翼端漏れ渦に起因する低速 領域の影響度が大きくなり,剥離領域はほぼ消失する。

1BL と 2BL 条件においても、025CL までは翼端後縁 付近に低速領域が確認できるものの、050CL ではこれが 消失し、翼端漏れ渦の渦崩壊による広範な低速領域が隣



(c) 2BL Fig.6 Relative Mach number distribution at 98% passage height surface (stall point)

接翼前縁付近にまで接近するようになる。

以上から,0BL 条件では075CL から100CL の間で, 1BL 条件と2BL 条件では025CL から050CL の間の翼 端間隙で翼端付近の流れの様子が変化していることが明 らかである。図5に見られるような失速マージンの傾向 は、このような失速形態の変化が関係していると改めて 考えられる。

最後に 025CL, 100CL, 300CL の 3 通りの翼端間隙 について,失速マージンに対する境界層厚みの影響を図 7 に示す。図から,025CL ではいずれの入口条件におい ても失速マージンはさほど変化しないことが分かる。 025CL においては境界層厚みが増大しても後縁剥離の 大きさなどはそれほど変化しない(図 6)。このことは翼 面上の限界流線からも明らかである。025CL の各入口条 件における失速点での翼端近傍限界流線を図 8 に示す。 軸方向壁面せん断応力のコンターにより簡易的に剥離領 域を示す。025CLにおいて、入口境界層厚みは限界流線 の様子や剥離領域の大きさなどにそれほど顕著な影響を 及ぼさないことがこの図からも明らかである。

翼端後縁に剥離領域が形成されるか否かは, 翼端漏れ 流れによって低速領域を取り除けるかどうかに依ると考 えられる¹⁾。失速点における翼端漏れ流量を各条件につ いて図9に示す。翼端漏れ流量 \dot{m}_{rc} は, 翼端間隙内部に キャンバー線に沿った検査面を設定し,その面積 A_{rc} を 通過する流量として計算した。各条件について比較を行 うために漏れ流量は 100CL における翼端間隙面積 A_{rc_100CL} と圧縮機入口流量 \dot{m} により規格化した。図より, 翼端間隙の小さい条件では翼端漏れ流れの流量が大きく 減少することがわかる。これは狭い翼端間隙内で剥離が 生じるためである¹⁾。加えて,025CL 条件では壁面境界



Fig.7 Comparison of stall margin among representative tip clearance gaps



Fig.8 Limiting streamlines along the suction side of blade surface (025CL, stall point)



Fig.9 Tip leakage mass flow rate at stall point

層の厚みによらず翼端漏れ流量がほぼ一定となる。これ らの要因が、025CLにおいて入口条件に対する失速マー ジンの感度を下げていると考えられる。一方、100CLや 300CLでは入口境界層厚みが0BLから1BLに増えるの に伴って、順当に失速マージンが低下することが分かっ た。

4. 結論

遷音速圧縮機 NASA Rotor 37 を対象として翼端間隙 と入口流入条件を変化させたパラメトリックスタディを 数値解析的手法により実施した結果,以下のことが明ら かとなった。

- (1) Rotor 37 は翼端間隙が大きい条件では翼端漏れ流 れを, 翼端間隙が小さい条件では翼端後縁付近のコ ーナーストール様の流れを, それぞれ起点として数 値的な不安定に陥る。
- (2) 上記の失速形態が切り替わるような翼端間隙において失速マージンは極大値をとる。
- (3) 失速マージンを極大とする翼端間隙の最適値は壁 面境界層の厚みによって変化する。

謝辞

この成果は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技 術総合開発機構(NEDO)による「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」の委託業務の結果得られたものである。ここに記し て謝意を表する。

参考文献

- (1) 佐久間康典,渡辺紀徳,姫野武洋,"翼端間隙を広範に変 化させた際の遷音速圧縮機流れの数値解析",第43回日本 ガスタービン学会定期講演会講演論文集,2015,B·2.
- (2) Dunham, J.: CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD-AR-355(1998), pp.1-84.
- (3) Hoeger, M., Fritsch, G., Bauer, D.: Numerical Simulation of the Shock-tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage, ASME J. Turbomachinery, Vol.121 (1999), pp.456-468.
- (4) Yamada, K., Funazaki, K., Furukawa, M.: The Behavior of Tip Clearance Flow at Near-stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor, ASME TurboExpo2007, GT2007-27725.

【研究報告】

A-7

傾斜角度を持つスプリッタつきラジアルタービンの研究開発

*久野 直樹, 伊藤 直紀, 朴 辰洛(本田技術研究所)

Development of radial turbine with inclined inlet blade and splitter *Naoki KUNO, Naoki ITO and Shinrak PARK (Honda R&D)

ABSTRACT

This research and development of radial turbine of turbocharger for automobiles is intended to improve efficiency by reducing incidence at low speed by inclined blade (forward sweep), though radial blade is generally adopted in the conventional radial turbine impeller. Furthermore, by following centrifugal compressor, it aims to provide higher flow rate which does not increase moments of inertia through the use of splitter blade so that appropriate aerodynamic loading and blade solidity can be maintained. They were demonstrated by designing the components, manufacturing the parts and performing tests. In addition, the limits due to vibration, stress and manufacturing were set and satisfied in this reserch.

Key words: Turbocharger, Radial Turbine, Forward Sweep, Splitter, Nozzle

1. はじめに

近年,自動車用レシプロエンジンの燃費改善を目 的としてターボチャージャーが採用されることが ある。ターボチャージャーの採用によってターボ ラグが発生し,過渡応答性が低下する。ターボチ ャージャーのラジアルタービンでは,燃費改善に 影響が大きい低回転数領域で高膨張比側の高効率 化と,過渡応答性の向上を可能とする慣性モーメ ントの低減が課題となる。本研究は,これら2つ の課題を解決するラジアルタービンに関する研究 開発である。

従来のラジアルタービンのインペラは,構造強度 重視のために,ハブとシュラウドを結んだ線が軸 に対して垂直に配置されて入口翼角度が0度にな るラジアル翼が採用され,空力性能に大きな影響 を与えている。入口翼角度を0度に設定し,負荷 係数すなわちインペラ入口の周方向速度成分とイ ンペラ入口周速との比(Cul/Ul)を1としたときに, 一般的に周速とジェット速度との比(U/C)が0.7 付近で効率が最大¹¹になることが、理論式から導出 される。実際は最適インシデンスが存在するため, Cul/Ulが0.9付近で効率が最大²¹となる。低回転 数領域で高膨張比側の性能を改善するためには, Culを増加させる必要がある。しかしインペラの最 適インシデンスを考慮すると,ラジアル翼ではCul をさらに増加させることは困難である。

インペラの慣性モーメント低減は,性能の観点から言い換えると,同一慣性モーメントでの高流量

化である。産業用のラジアルタービンでは軸方向 出口速度と入口チップ周速との比である流量係数 が 0.25 から 0.35 が理想である ²ことが知られてい るが,ターボチャージャーのラジアルタービンは, 慣性モーメントの低減が重要なため,外径に対し 流量が大きく流量係数は 0.5 以上で使用されるこ とが多い。さらなる高流量化とするには,外径増 加以外の方法が望ましい。

本研究では、低回転数領域の高効率化のために、 インペラ入口翼角度を傾斜させてインシデンスを 改善した傾斜翼を採用した。さらに、同一慣性モ ーメントでの高流量化のために、スプリッタを採 用して出口スロート面積を拡大した。

なお,ガソリンエンジン用ターボチャージャー のラジアルタービンでは,スクロールのみが使用 されることがほとんどであるが,さらに高効率化 を目指すために産業用で実装されているノズルを 採用した。ディーゼルエンジンのように可変ノズ ルを採用すると,エンドウォール部でのクリアラ ンスによる効率低下が数ポイントと影響が大きい ので,クリアランスのない固定ノズルとした。

上記仕様のラジアルタービンを設計し,空力解 析および強度解析で成立性の確認を行い,試験で 実証した。

2. 技術的特徴

2.1 傾斜翼

従来のインペラは, 遠心応力を考慮したラジア

ル翼のため,入口翼角度が0度に設定されている。 また、インペラのインシデンスは、コリオリカの 影響により、-15度から-40度で最適になる。この 結果、CulをUlより小さく設定するために、負荷 係数0.9付近で効率が最大になると考えられる²⁰。



(a) Velocity triangle for radial blade





Fig.1 Comparison of velocity triangle between radial and inclined blade at inlet

Fig.1 (a)と(b)にそれぞれ,低回転数領域における ラジアル翼と傾斜翼との入口での速度三角形を示 す。ラジアル翼は,Fig.1(a)に示すように,最適イ ンシデンスを考慮して Cu1<U1 に設定している。傾 斜翼は,Fig.1(b)に示すように,入口翼角度は0度 より小さいため,最適インシデンスを考慮しても, Cu1>U1 つまり負荷係数 Cu1/U1 を1以上に設定で きる。U1 が同一の場合,傾斜翼はラジアル翼より も Cu1 を大きく設定でき,インペラ入口でより大 きな負荷を得て,インペラ出口は同じ負荷のまま でも,より高い膨張比が得られる。結果として, 低回転数領域で高膨張比側の高効率化が可能であ る。一方,傾斜翼はラジアル翼と比較して,遠心 応力が高くなる傾向があるため,リーン角度(軸 方向垂直線とハブとシュラウドラインを結んだ線 とのなす角度),翼角度分布と翼厚をそれぞれ調整 して,要求強度を満足することを 4.2 強度解析に て確認した。

2.2 スプリッタ

同一慣性モーメントでの高流量化のために,スロ ート面積を拡大できるスプリッタ付きインペラを 採用した。Fig.2 に示すように、メインブレード後 縁で形成されるスロートよりスプリッタ後縁を上 流側に配置すると、スロート面積を拡大すること ができる。このときインペラを適正な反動度にす るために、インペラのスロート面積を増やすだけ でなく、ノズルのスロート面積も適切な値に増や した。



Fig.2 Schematic splitter in the vicinity of trailing edge

従来のラジアルタービンでは、入口部シュラウ ド側の翼間距離を適切にするため、つまり入口部 を重視して節弦比を設定するため、出口部ハブ側 の翼間距離は狭くなる。遠心圧縮機のインペラで は、出口部の翼間距離を重視して節弦比を設定す ると入口部ハブ側の翼間距離が狭くなるので、ス プリッタを採用している。同様にラジアルタービ ンのインペラにおいてもスプリッタ採用により、 ハブ側の過大な節弦比を低減できる。しかしシュ ラウド側の節弦比が低減するため、半径の5 乗に 比例する(厚みも増加すると仮定)ディスクの慣 性モーメントを考慮し、半径変化の無い出口軸方 向にインペラを延長して、シュラウド側の適正な 節弦比を維持した。
3. ノズルとインペラの仕様

ノズルとインペラの仕様について、本研究
 (modified)と従来(conventional)との比較を Table 1 に
 示す。最小翼厚は、生産技術性つまり鋳造性も考慮し、0.3mm に設定した。

| | Modified | Conventional |
|-------------------------------------|----------|--------------|
| Average inlet diameter(mm) | 31 | 34 |
| Number of blade in impeller | 5 + 5 | 11 |
| Minimum thickness of blade (mm) | 0.3 | 0.3 |
| Maximum tip velocity (m/s) | 419 | 445 |
| Impeller inlet blade height (mm) | 4.73 | 4.73 |
| Number of blade in nozzle | 7 | 12 |
| Mass flow rate | Base+30% | Base |

Table 1 Comparison of turbine specification

ラジアル翼は常にリーン角が0度になり,翼形状の大きな制約となっているが,本研究では空力性能向上のために傾斜翼とし,インペラの入口翼角度を,ハブ側およびシュラウド側ともに20度に設定した。傾斜翼のリーン角度はFig.3に示すように10度以下で調整し,遠心応力を考慮した設計とした。横軸が無次元化した軸方向長さで,0がハブ側の前縁位置,100がハブ側の後縁位置である。

また,ハブ側の高応力を考慮して傾斜翼の翼厚 は,Fig.4 に示すように設定した。横軸が無次元化 した meridional 長さで,0 が前縁位置,100 が後縁 位置である。



Fig.3 Lean angle distribution



Fig.4 Thickness distribution

4. 解析

4.1 空力解析

空力評価には、商用 CFD ソルバーの FINE/Turbo を使用した。乱流モデルは Spalart-Allmaras を採用 し、ノズルとインペラとの定常段解析を実施した。 ノズルとインペラは各 1 翼間ずつで、ノズルとイ ンペラとの境界にミキシングプレーンを使用した。 メッシュ数は、ノズル 174 万メッシュ、インペラ 174 万メッシュである。チップクリアランスは 0.3mm で、半径方向に 17 メッシュを配置した。翼 面及び壁面の第 1 メッシュの間隔は Y+を 1 程度に した。Fig.5 にメッシュの外観図を示す。回転数は、 129k~258krpm の範囲を計算し、比較対象として、 従来のラジアルタービンを同条件にて評価した。



Fig.5 CFD mesh

Fig.6 に計算結果を示す。横軸を全圧比として、 縦軸は、上図に全圧比の断熱効率、下図に流量を 示す。出口条件によって、静圧は大きく変化する ので、全圧比で評価した。従来のラジアルタービ ンと比較すると、129k~206krpmの低中回転数領域 において、各回転数の最大効率が 1~2pts 改善し、 同一回転数の最大効率よりも高膨張比側では、改 善量がさらに大きくなった。また、スプリッタ採 用によって、従来と比較して本研究の流量は 30% 多くなった。



Fig.6 Comparison of CFD results

Fig.7 に 129krpm と 258krpm の U/C に対する効 率を示す。従来も本研究も同様に U/C が 0.7 付近で 効率が最大であり、反動度を同様としたことが理 由と考えられる。Fig.6 の高膨張比側は Fig.7 では U/C < 0.7 の領域であり、本研究は従来と比較して 効率低下が改善している。これは、傾斜翼採用に よってインシデンスが改善した効果と考えられる。



Fig.7 U/C vs. Efficiency of CFD results

4.2 強度解析

強度成立性に関して低サイクル疲労と高サイク ル疲労を評価した。強度解析に使用したインペラ の材料・条件をTable2に示す。最大チップ速度は、 過渡運転時に発生する可能性がある過回転マージ ンを考慮した。

| Table 2 | Specification | and | condition | of stress |
|---------|---------------|-----|-----------|-----------|
| | | | | |

| anarysis | |
|-----------------------------------|--------------|
| Maximum tip velocity (m/s) | 479 |
| Expansion ratio (Total to Static) | 3 |
| Turbine inlet temperature (K) | 1223.15 |
| Material | Inconel 713c |
| Density (kg/m ³) | 7913 |

4.2.1 低サイクル疲労評価

温度条件は,他のターボチャージャーの試験結果 で取得した各部の温度を用いて境界条件を作成し, 伝熱解析して決定した。Fig.8 に示す伝熱解析結果 と Table 2 の仕様,条件を使用して強度解析を実施 した。材料疲労試験データは,弊社データに文献 ^{4),5)}の高温疲労試験データを加えて作成した。強度 解析の結果を Fig.9 に示す。



Fig.8 Temperature mapping result based on heat transfer analysis



Fig.9 Normalized Mises Stress with temperature mapping

解析結果をもとに、材料温度が低くなるボア部に 最大応力を発生させるようにディスク形状を調整 した。また、空力性能に影響を与えない範囲で翼 厚み分布やフィレット半径の調整を行い、傾斜翼 によって増加する翼根元応力を低サイクル疲労の 要件以下とした。

4.2.2 高サイクル疲労評価

ノズル不採用でスクロール構造のみの場合,舌 部の影響で発生する回転次数成分の圧力変動の影 響のみを考慮すれば良い。しかし,本研究ではノ ズルを採用し,また自動車用インペラは産業用と は異なり作動レンジが広範囲であるため,ノズル 枚数の次数とインペラの一部の固有振動数との共 振点が作動レンジ内に生じる。Fig.10にキャンベル 線図を示す。



Fig.10 Campbell diagram of turbine impeller

設計初期段階でインペラの固有振動数,ハーモ ニクスの影響を評価し,翼厚み分布,動翼および 静翼の枚数を調整することで共振点を極力,作動 レンジ外にしたが,作動レンジ内で1st modeの固 有振動数がノズルの次数7Nと共振した。この共振 による問題がないことを確認するため,相似形状 のインペラを使用して共振耐久試験を実施した。 試験において,実機ターボチャージャーに設置し た軸振動センサの応答より共振周波数を確定し, その回転数において1×10⁷ cycles 以上の時間を保持 して,翼に損傷がないことを確認した。

5. 空力試験

5.1 試験設備

ターボチャージャーの性能評価専用設備を使用

してタービンマップを取得した。Fig.11 にその設備 概要を示す。ガス焚きの燃焼器または電気ヒータ ーで高圧・高温ガスを生成しタービンに導入した。 タービンと同様に圧縮機にも空気を導入し,圧縮 機性能とタービン性能を同時に取得した。



Fig.11 Schematic experimental apparatus

圧縮機側の入口温度,圧力は設備側で 100kPa, 25℃に調整した。タービン効率は、タービン仕事 量が圧縮機仕事量と等しいと仮定し、以下の点に 留意して試験を行い、効率を算出した。タービン 側に高温の燃焼ガスが流れるために、圧縮機出口 温度は、ハウジングを介してタービンの熱の影響 を受ける。性能取得において、熱の影響を極力少 なくするために、圧縮機出口温度と等しいタービ ン流入温度を設定し、タービンと圧縮機間での熱 の授受が少ない条件で試験を実施した。圧縮機仕 事が確定した後に、タービン入口温度及びタービ ン前後の圧力計測値から算出したタービン理想仕 事量と、圧縮機仕事量をもとにタービン効率を算 出した。

5.2 計測装置と計測位置

ターボチャージャーの性能評価専用設備の計測 システムによって、タービン性能取得に必要なす べての値を同時計測した。タービン流量は Fig.11 に示す燃料器上流の空気流量計とガス流量計の合 算値とした。タービン前後の温度は各々、周方向 に 120°間隔で3点均等に配置された K 熱電対の平 均値を用いて算出した。圧力に関しては、120°間隔 に配置された3点の静圧孔を連通させて1個の圧 カセンサを用いてタービン前後の静圧を計測した。 全圧への変換は,流量,静圧,温度から流速を求 め,動圧計算により算出した。回転数は圧縮機側 に設置したギャップセンサーからの信号をもとに 算出した。

5.3 結果

Fig.12 に試験結果を示す。従来のラジアルタービンは回転数 5 点における性能を、本研究のラジアルタービンは回転数9点における性能を取得した。 各々の回転数が異なる理由は、圧縮機性能取得や 軸のスラストバランスの調整を優先したためであ る。従来と比較して本研究では、低回転数領域の 高膨張比側となる膨張比 1.5~2.0 にて、効率が 2pts 程度改善した。また、流量の 30%増加を実証でき た。



Fig.12 Comparison of test results

Fig.6に示した CFD による空力解析結果と実機タ ーボチャージャーによる空力試験結果を比較する と,効率差が定量的に一致しており,本研究のタ ービンが狙い通りの設計になっている確証が得ら れた。

6. まとめ

自動車用ターボチャージャーのラジアルタービンの研究開発において, 傾斜翼採用による低回転数領域の効率改善およびスプリッタ採用による同 一慣性モーメントでの高流量化を試験実証した。 なお,本研究は振動・強度・生産技術性の要件を 満足している。

7. 謝辞

従来のタービンを提供していただいた関係者に 感謝したい。

参考文献

- Rodgers C., Geiser R.: Performance of a high efficiency radial/axial turbine, ASME J. of Turbomachinery, vol.109, issue 2, (1987)pp.151-154.
- Chen H., Baines N. C.: The aerodynamic loading of radial and mixed flow turbines, Int. J. of Mech. Sci., vol.36, issue 1, (1994) pp.63-79.
- Rohlik H. E.: Analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency, NASA TN D-4384, (1968)
- 4) Aerospace Structural Metals Handbook Vol.4 Code4119.
- Engineering Properties of Alloy 713C, International Nickel Company, Inc.

【技術紹介】

A-8

ガスタービン圧縮機 多段高速試験装置の開発

*上野 真次、三戸 良介、山下 知志 (三菱重工)

Multi-stage High-speed Test Rig for Gas turbine compressor

*Shinji Ueno, Ryosuke mito, Satoshi Yamashita (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.)

ABSTRACT

For development of the gas turbine, the test rig which scaled down 8stages of front was manufactured, and internal flow measurement was performed.

It is equipment which drives Power Recovery Turbine by discharged air of the rig compressor, and the examination with a compressor power of 9MW was attained with a 4MW electric motor.

Thereby, peripheral speed is united with the system and the examination which considered 8stages of multi-stage effects, and imitated the reliance system can be carried out.

Key words: Compressor, Multi-stage Power Recovery Turbine

1. はじめに

火力発電用のガスタービンは、全負荷における効率は言うまでも無く、自然エネルギー等による発 電の多様化が進む中、安定した電力を確保するために、部分負荷特性や起動性能等も重要となって きている。ガスタービン圧縮機においては、定格 圧力比における効率向上、作動範囲の拡大が求められている。

当社では、1700℃級ガスタービンの要素技術の 開発を、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 NEDO の事業として継続して実施している[4]。 CFD 等に おける流動解析の結果をもとに、新技術を開発し ており、その検証のため、8 段の段数を有する軸流 圧縮機試験設備を開発した。

2. 背景

タービン入口温度が 1700℃級になるに伴い、ガ スタービン圧縮機も高圧力比化が求められる。同 時に、圧縮機の効率を向上させ、高圧力比・高効 率の圧縮機を開発し、ガスタービンサイクルとし ての性能を向上させなければならない。

一方、ガスタービンによる火力発電の特性上、 部分負荷運転時の性能や起動特性も犠牲には出来 ないので、これらに配慮した設計が必要である[1]。

圧力比の上昇は、境界層の発達、二次流れ等の 増加が予想され、効率の低下や安定性の低下が懸 念される。境界層の発達や二次流れの増加を抑制 し、圧力比の増加と効率向上、安定作動範囲の拡 大、起動特性の改善を達成するため、圧縮機の新 技術の開発が必要である。CFD等のシミュレーシ ョン技術を用いることで、新技術の検討や最適化 を実施しているが、実機適用前には検証試験は必 須であり、より実機に近い条件でデータを取得す ることが好ましい[2][3]。これらを踏まえ、8段を有 する軸流圧縮機試験装置を開発した。

3. 試験設備仕様

3.1 試験装置体格および構成

ガスタービン用の多段軸流圧縮機の開発に於い て、境界層の発達、翼列干渉、クロッキングは重 要な検証項目である。しかしながら、試験装置の 多段化は大きな動力を必要とし、計測の難易度が 上がる。そのため、検証したい数段を抜出してモ デル化した装置で検証が行われる。その場合、中 後方段の検証では、多段による影響を考慮した試 験は実施できない。

本試験装置は、動力が不足することから実機相 当の大きさでの試験は出来ないので、スケールダ ウンしてモデル化することとした。入口マッハ数 を合わす為、回転速度は上げる。ただし、Re 数は 合わすことが出来ないので、スケールはなるべく 大きい方が良い。また、スケールダウンにより、 加工公差や組立公差も絶対値としては厳しくなる。 さらに計測プローブ等の影響も大きくなる。試験 結果の不確かさが増加することを避けるためにも、 極力大きいスケールとする必要がある。

当社で保有している駆動モータの出力は、4MW である。動力不足解消の手段として、試験圧縮機 で圧縮した空気で駆動する「動力回収タービン」 を製作した。このタービンでパワーをアシストす ることで、圧縮機駆動動力を 9MW まで上昇させ ることが可能となった。

試験設備の構成は、Fig.1 に示す通りである。圧 縮機と動力回収タービンは直結されており、増速 機を介してモーターで駆動される。圧縮機は大気 から空気を吸込み圧縮して動力回収タービンへと 送る。動力回収タービンで膨張した空気は、大気 へと放出される。



Fig.1 試験設備構成



Fig.2 試験装置

圧縮機の仕様は、Table1のとおり。

| Tab | le 1 | 1 (| Compressor | Test Rig | Specif | fications |
|-----|------|-----|------------|----------|--------|-----------|
|-----|------|-----|------------|----------|--------|-----------|

| Number of stages | IGV+8stage |
|------------------|--------------------------|
| Rotational speed | 14,400min ⁻¹ |
| Casing diameter | ϕ 610mm (1st Rotor) |
| Pressure ratio | 7.2 |
| Power input | 9.1kW |
| Reynolds number | 1.6×10^{6} |

3.2 試験設備制御

動力回収タービンの1段静翼は可変機構を有し ており、タービンの1段静翼のスロート面積を変 更することで圧縮機吐出圧を調整し、試験条件を 設定することが出来る。圧縮機吐出から排気へバ イパスする系統も設けており、この系統に設置し たバルブの操作により、さらに細かく圧縮機吐出 圧制御を行うことが出来る。 圧縮機の IGV と前方段静翼は可変静翼とし、各々 独立したアクチュエータで角度を変更する。 圧縮機のフローパス途中には抽気を有しており、

抽気流量の調整もバルブにて可能とした。

本試験装置を駆動している 4MW 電動機は、イン バータ制御により回転数が可変となっており、供 試圧縮機定格速度の約 10%から無段で変速するこ とが出来る。

これらのバルブ、可変静翼、及び回転数の制御に は、当社の実機プラントの制御に用いられる制御 装置を適用した。事前にプログラミングした運転 スケジュールで自動運転制御することで、様々な 試験条件の設定が容易となり、1700℃級ガス タービン圧縮機の運転を忠実に模擬した試験を実 施することが可能である。

特に回転変化に従い任意の静翼角度、バルブ開度 に設定することが出来る為、起動特性の検証を効 率的に行うことができる。



Fig.3 圧縮機断面図

3.3 インターロック機能

圧縮機の運用範囲を確認するためには、サージ ング発生圧力比付近での試験が必要となる。圧縮 機には非定常圧力変動によってサージング発生を 検知する「サージ検出器」を数点設けている。こ のサージ検出器の信号をトリガとして、圧縮機の 吐出側に設けた緊急用の急速放風弁を瞬時に自動 で開くことで、圧縮機をサージング状態から解放 する。これにより、圧縮機のサージング裕度検証 試験を、設備の損傷なく安全に実施することがで きる。

更に制御装置では、試験機の温度、圧力、軸振動 等の運転状態や、潤滑油の油圧、冷却空気、冷却 水、補機の運転状況を監視しており、試験設備に 異常が発生した場合はアラームを発し、制限値に 達した場合は自動的にトリップ停止する。これに より、試験の省力化を図っている。

4. 計測装置

4.1 定常計測

圧縮機の吸気流量計測は、ベルマウスにて計測 する。圧縮機入口状態としては、吸気室にて圧力 と温度を計測している。

圧縮機出口の状態は、8段静翼下流に全圧プローブ

および全温プローブを挿入して計測する。プロー ブは半径方向に複数の計測点を備えたレークであ る。これらのプローブは、Fig.4 に示すトラバース リングにセットされており、周方向のトラバース が可能となっており、上流静翼のウェークも計測 することが出来る。

また、トラバースリングに半径方向トラバース装置をマウントしており、任意の位置で3孔ピトー管計測が可能である。全圧プローブは半径方向に9 点の計測点を有しており、同時に複数の圧力デー タを得られるが、半径方向位置が動かせないため、 この3孔ピトー管を半径方向にトラバースするこ とで、より細やかなデータを取得した。

圧縮機軸方向の負荷バランスを確認するため、各 翼列の Tip 壁圧を計測した。また、各動翼前では Tip 壁面近傍の温度も計測している。



Fig.4 トラバースリング



Fig.5 全温プローブ(左)と半径方向トラバース装置(右)

4.2 非定常圧力計測

圧縮機各段の動翼前にいて Tip 壁に非定常圧力 センサを取付け、圧力変動を計測し、起動試験時 の旋回失速の発生状況や、サージング発生直前の 挙動のデータを取得した。

4.3 回転系計測

動翼および翼車の計測が実施できるように翼車 にはセンターボアを設けており、軸端部には、テ レメータが取り付けられる設計としている。これ により、動翼の振動応力計測や翼車の温度も計測 することができる。

5. 試験結果

8段圧縮機試験装置にて、起動昇速試験、圧縮機 性能計測とサージ試験を行った。

5.1 起動試験

起動試験では、実機の圧力比を再現する為、ター ビンの1段静翼の開度を圧縮機回転速度に合わせ て変化させることで作動状態を模擬した。また、 段間から抽気している空気流量比も、バルブにて 実機相当に合わせた。

動翼前のケーシング壁面に取付けた非定常圧力セ ンサーで、旋回失速の発生状況を確認した。旋回 失速発生中の圧力変動量は実機とほぼ同じであり、 旋回失速セル数も実機と同じであった。さらに旋 回失速が消滅するタイミングも実機と同等であり、 起動特性を模擬できていることが確認できた。



Fig.6 起動試験 動翼前圧力変動計測結果

5.2 定格速度性能計測

定格速度における性能計測は、試験日の気温により圧縮機入口定義断面における修正回転速度を合わせて実施した。

Fig.7には、IGVを開き、設計圧力比まで圧力上昇 した時の圧縮機マップを示す。Fig.8は、その時の 断熱効率を示す。8段での作動点および効率は、概 ね予想通りであり、良好な結果が得られた。



Fig.7 定格速度計測結果(作動点)



Fig.8 定格速度計測結果(断熱効率)

5.3 サージ特性計測

Fig.9は、低サイクル運転時の耐サージ特性を確認する為のサージ試験の結果である。圧縮機の回転を連続的に降下させ、サージ点を確認した。本サージ試験は、ガスタービンを低サイクル運転した時に通ると予想される圧力比にて試験を実施した。圧力比は、動力回収タービンの1段静翼開度を回転数の関数として指令を与えて調整した。計測の結果、非定常CFDにて予測したサージ点と概ね一致していた。サージ試験では、オーバーオールの特性の他に、各段における定常圧力、非定常圧力を連続的に取得している。流れ方向の圧力分布からサージ発生前の負荷バランスを確認し、非定常圧力計測結果からサージのトリガとなっている段の特定が出来た。



Fig.9 サージ試験計測結果

6. まとめ

8 段圧縮機が正常に運転出来、圧縮機の圧力コン トロールやサージ発生時の放風性能、各部の計測 が問題無い事を確認した。今後、新技術の検証試 験に用いる。

8 段圧縮機の検証データにより、CFD 解析コード の改良にフィードバックし、CFD予測精度の更 なる向上を図り、1700℃級圧縮機の開発に適 用する。

また、低サイクル運転特性試験や、起動昇速時 の最適化など実機運転では困難な試験を行い、過 渡的な特性の詳細計測を行う事で、信頼性向上技 術の開発を進める。

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 NEDO の事業として継続して実施している「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,関係各位に深く謝意を表します。

8. 参考文献

- [1] 正田淳一郎、"発電用ガスタービン技術の変 遷と将来展望"、日本機械学会誌 2016
 Vol.119 No.1173 p2-5
- [2] 大田英輔、濱名寛幸、三戸良介、"発電用ガ スタービン圧縮機の変遷と将来展望"、日本 機械学会誌 2016 Vol.119 No.1173 p6-9
- [3] 三戸良介他 "発電用ガスタービン圧縮機の高 性能化・信頼性向上を支える流動技術"、三菱 重工技報、2015 Vol52 No.1 p2-8
- [4] 伊藤栄作他 "超高温ガスタービンの要素技術の開発"、三菱重工技報、2015 Vol52 No.2 p15-22
- [5] Wiedermann A., Orth U., Frank D., Beukenberg M., "Computational and Experimental Analysis of an Industrial Gas Turbine Compressor", ASME, 2011, Vancouver, Canada, GT2011-46336.
- [6] Ikeguchi T., Matsuoka A., Sakai Y., Sakano Y., Yoshiura K, "Design and Development of a 14-Stage axial Compressor for Industrial Gas Turbine", ASME, 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012-68524.
- [7] Pullan G, Young A.M., Day I.J., Greitzer E.M., Spakovszky Z.S. "Origins and Structure of Spike-Type RotatingStall", ASME, 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012-68707.
- [8] Dodds J., Vahdati M., "Rotating Stall Observation in a High Speed Compressor Part1:Experimental Study", ASME, 2014, Düsseldorf, Germany, GT2014-25634
- [9] Anthony J., Gannon, Garth V. Hobson, William L. Davis., "Axial Transonic Rotor and Stage Behavior Near The Stability Limit.", ASME, 2010, Glasgow, UK., GT2010-23713
- [10] Weichert S., Day I., "Detailed Measurement of Spike Formation in an Axial Compressor", ASME, 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012-68627.

【研究報告】

A-10

温度ディストーションが斜流圧縮機性能に及ぼす 影響に関する数値解析

*大久保 翔平(早大院),門倉 永,佐藤 哲也(早大),田口 秀之(JAXA)

Numerical Simulation of the Effect of Temperature Distortion on Performance of a Mixed Flow Compressor

*Shohei OKUBO, Ei KADOKURA, Tetsuya SATO(Waseda Univ.) and Hideyuki TAGUCHI(JAXA)

ABSTRACT

A numerical simulation of the mixed flow compressor of the pre-cooled turbojet engine was conducted to investigate the effects of inlet temperature distortion. The pre-cooled turbojet engine has a pre-cooler in order to protect the compressor from high temperature inflow. Temperature distortion occurs at the inlet of the compressor by passing the pre-cooler and S-duct. The radially increasing temperature distortion is applied at the compressor inlet. Due to inlet temperature distortion, pressure ratio at rotor outlet decreased. This simulation does not consider inlet pressure distortion, therefore, density distribution appears at inlet of compressor. The density distribution derives from temperature distortion at compressor inlet leads to decrease of circumferential velocity at rotor outlet.

Key words: Compressor, Temperature Distortion, Numerical Simulation

1. はじめに

現在,宇宙航空研究開発機構(JAXA)ではマッハ 5クラスで飛行する極超音速機の実現に向け、小型 予冷ターボジェットエンジン(Sエンジン)の研究開 発が進められている. S エンジンでは、極超音速飛 行時の高温流入空気からの熱防護などの目的で, 予冷器が搭載されている.この予冷器における冷 却により、圧縮機入口部において温度ディストー ションが生じることが JAXA で行われた地上燃焼 試験の結果から確認されている[1]. 地上燃焼試験 の結果より得られた S ダクト出口部における温度 分布を Fig.1 に示す. なお, 白い部分は熱電対の不 良により計測できなかった点である.予冷器出口 における冷却の不均一さと、Sダクトを通過する際 の外部からの入熱などの影響により、半径方向・ 周方向の 2 パターンの温度分布が生じていること が確認できる. 温度ディストーションに関しては, ディストーションパターンの違いにより,失速点 の圧力比が変化することが Mehalic らの実験によ って示されている^[2]. Davis らの研究からも,温度 ディストーションは圧力比低下や作動範囲の減少 などを引き起こす原因であると考えられるため^[3]、 S エンジン用の圧縮機に対して温度ディストーシ ョンが及ぼす影響を調査する必要がある.



Fig.1 Temperature Distortion at S-Duct Outlet^[1]

2. 解析対象·計算手法

2.1 Sエンジン用斜流圧縮機

超音速エンジンの圧縮機では、飛行速度の上昇 にともない圧縮機入口温度が上昇するため、熱膨 張によるチップクリアランスの変化が問題となる。 また、極超音速飛行時の外部抵抗低減のため、前 方投影面積を抑える必要がある。これらの理由か ら、Sエンジンでは軸流と遠心の中間的な特性を持 つ斜流圧縮機を採用している。その概形をFig.2に、 諸元を Table 1 に示す.



Fig.2 S-Engine Compressor

Table 1Specifications of the Compressor

| Design rotational speed rpm | 80000 |
|-----------------------------|-------|
| Design mass flow kg/s | 1.0 |
| Design pressure ratio | 6 |
| Number of impeller | 9 |
| Number of splitter | 9 |

2.2 計算手法

本解析は RANS を支配方程式とした定常解析で ある.解析条件を Table 2 に示す.入口部の温度デ ィストーションは,地上燃焼試験の温度分布より 半径方向分布のみに着目し,Fig.3 に示すようにハ ブ側 200Kからケーシング側 230Kにかけて一次関 数的に上昇する全温度勾配を与えている.ディス トーションを与えた解析において,圧縮機入口部 で流量平均から算出した入口代表温度を用いるこ とにより,ディストーションの有無によらず修正 量が一致するような解析を行った.なお,本解析 は周方向に周期境界条件を用いた動翼 1 ピッチ分 (40[deg])の解析である.

| Table 2 | Analysis | Condition |
|---------|----------|-----------|
|---------|----------|-----------|

| Rotational speed rpm | 40000, 70000 |
|-----------------------|------------------|
| Numerical flux scheme | SLAU[4] |
| Time marching method | MFGS |
| Rotor-Stator boundary | Mixing Plane |
| Turbulence model | Spalart-Allmaras |



Fig.3 Inlet Temperature Distortion

3. 解析結果及び考察

3.1 温度ディストーションによる性能変化

温度ディストーションの有無による圧力比の比 較を Fig.4 から Fig.5 に示す. Fig.4 は機械回転数 50%の結果であり, Fig.5 は修正回転数 100%の場 合の結果である.



Fig.4 Characteristic Curve(N=50%)



Fig.5 Characteristic Curve(Nc=100%)

Fig.4 および Fig.5 の結果より,ディストーションを 与えた条件では,同修正流量における圧力比が機 械回転数 50%では約 1%,修正回転数 100%では約 3%低下することが確認された.なお,この圧力比 低下は動翼出口部において既に生じているもので あることから,温度ディストーションは主に動翼 部に影響を及ぼしていることがわかる. 3.2 動翼部における温度ディストーションの影響 温度ディストーションによる圧力比低下の要因 を,動翼部を中心に考察を行う.比較対象とする 計算点は,ディストーション有りと無しそれぞれ の条件で修正回転数100%における最も低流量側の 計算点とする.Fig.6 に動翼出口部各スパン位置に おける,圧力比分布を示す.ここで,縦軸はハブ を0,ケーシングを1とした位置を示している.Fig.6 より,温度ディストーションによる圧力比の低下 は,ほぼ全スパン位置において生じていることが 確認できる.



Fig.6 Total Pressure Ratio Distribution

ここで、全圧比と同様に各スパン位置における旋 回方向速度分布を Fig.7 に示す. 温度ディストーシ ョンを与えた流れにおいて、広範囲のスパン位置 で旋回方向速度の減少が確認できる. なお、動翼 入口部においては温度ディストーションによる大 きな変化は見られなかった. したがって、この旋 回方向速度の減少による角運動量変化の減少が、 温度ディストーションによる圧力比低下をもたら していると考えられる.



Fig.7 Circumferential Velocity Distribution

3.3 動翼内部流れの比較

より詳細な比較を行うため,温度ディストーションによる内部流れの変化に着目する.まず,Fig.7 に動翼子午面の密度分布を示す.本解析において 圧力ディストーションは考慮していないため, Fig.8 に示すように入口の温度勾配に応じて密度勾 配が生じる.この密度勾配により,ディストーションのある流れにおいて入口部において低スパン 側に流量が偏るような分布となる.このように, 低スパン側に流量が偏った結果,Fig.9 に示すよう にディストーション流れにおいてスプリッタ入口 付近から半径方向速度が増大していることが確認 できる.このような結果より,前節で示した旋回 方向速度の減少は,入口の温度ディストーション に由来する密度勾配が要因であり,圧力比低下を もたらしているものと考えられる.



Fig.8 Density Distribution on Meridional Plane



(b)Distortion

Fig.9 Radial Velocity Distribution on Meridional Plane

4. 結論

Sエンジン用斜流圧縮機入口部に,半径方向温 度ディストーションを与えた解析を一様流条件の 解析と比較することにより,以下の知見を得た.

- ・ 温度ディストーションの影響により,機械回転数 50%の作動点で約 1%,修正回転数 100%の 作動点で約 3%の圧力比低下が生じる
- 圧力比の低下は動翼出口における旋回方向速度の減少による角運動量変化の減少が要因である。
- ・ 圧縮機入口部における温度ディストーション 由来の密度分布が、半径方向速度増加や旋回方 向速度減少の要因であると考えられる。

参考文献

 丸山、田口、正木ら、"温度ディストーションが小型予冷ターボジェットエンジンの圧縮機に与える 影響の評価",平成21年度宇宙輸送シンポジウム, 2010.

- 2) Charles M.Mehalic, Roy A.Lotting, "STEADY-STATE INLET TEMPERATURE DISTORTION EFFECTS ON THE STALL LIMITS OF A J85-GE13 TURBOJET ENGINE", NASA TECHNICAL MEMORANDUM, 1974.
- 3) Milt W.Davis, Jr.,David S. Kidman, "PREDICTION AND ANALYSIS OF INLET PRESSURE AND TEMPERATURE DISTORTION ON ENGINE OPERABILITY FROM A RECENT T-38 FLIGHT TEST PROGRAM", ASME Turbo Expo 2010.
- Eiji Shima, Keiichi Kitamura, "On New Simple Low-Dissipation Scheme of AUSM-Family for All Speeds", AIAA 2009-136.

【研究報告】

A-11

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機に 発生するディフューザ失速の旋回構造

*池津 聡太,江間 大輝,藤澤 信道,太田 有(早大)

The Rotating Mechanism of Diffuser Stall in a Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser *Sota IKEZU, Daiki EMA, Nobumichi FUJISAWA and Yutaka OHTA(Waseda Univ.)

ABSTRACT

The rotating mechanism of diffuser rotating stall and the unsteady behavior of a vortex generated on the diffuser leading-edge (i.e., leading-edge vortex (LEV)) in a centrifugal compressor with vaned diffuser were investigated using experiments and numerical analyses. The experimental results showed that the diffuser stall cell was existed only on the shroud side of the flow passages, which is in close proximity to the source location of the LEV. The numerical results showed that the diffuser stall cell was caused by the systematic vortical structure which consisted of the tornado-type vortex, the LEV and the vortex in the throat area of diffuser passages. Especially, the new LEV and the throat vortex were generated by merging the tornado-type vortex and the LEV, and became the huge blockage within diffuser passages. Therefore, the evolution of the LEV and the propagation of systematic vortical structure were considered to be the rotating mechanism of the diffuser stall in the centrifugal compressor.

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

1. はじめに

遠心圧縮機は高効率化の観点から羽根付ディフ ューザが多く採用される傾向にある.羽根付ディ フューザを採用すると,高い圧力上昇が得られる 反面,性能曲線上の右上がり不安定領域が拡大し, 部分流量運転時にはサージや旋回失速などの不安 定現象が生じる.そこで,安定作動範囲の拡大の ためには,不安定現象の発生機構やその構造を把 握することが不可欠である.

ターボ機械に生じる不安定現象の研究報告の中 でも近年,旋回失速の発生構造に関する調査が多 くなされている. Pullan ら¹⁾は軸流圧縮機におい て,Spike型の失速初生が翼端漏れ渦ではなく,動 翼負圧面シュラウド側に発生する前縁渦に起因す ることを数値解析により示している. さらに, Everitt ら²⁾は遠心圧縮機を対象に,ディフューザ 領域単体の数値解析を行い,ディフューザ案内羽 根前縁部シュラウド側で放出される剥離渦とセミ ベーンレス部の逆流の影響により,失速初生が誘 起され,案内羽根前縁部の非定常渦構造が遠心圧 縮機のディフューザ失速初生に支配的な役割を果 たすことを指摘している. このように,翼前縁で の非定常渦と旋回失速との関連性が軸流・遠心機 問わず注目されている.著者ら³⁾は既に,羽根付 ディフューザを有する遠心圧縮機内部で発生する ディフューザ失速に着目し,案内羽根前縁の負圧 面シュラウド側で発生する非定常渦(前縁渦)の流 量低下の伴う,複数翼間にわたる拡大がディフュ ーザ翼間を失速させる要因であることを明らかに した.しかし,ディフューザ失速発生の要因とな るディフューザ前縁渦の非定常挙動,およびディ フューザ失速の旋回構造との関連については未だ 不明な点が多い.

そこで本研究では、羽根付ディフューザを有する 遠心圧縮機のディフューザ部に発生する非定常渦 とディフューザ失速の構造および旋回構造との関 係を解明するために、実験および数値解析による 調査を実施した.部分流量運転時に発生するディ フューザ失速を調査するために、ベーンレス部シ ュラウド壁面に高感度圧力センサを設置し、周方 向多点同時計測を行った.また、前縁渦とディフ ューザ失速の構造および非定常挙動を調査するた めに、多色油膜法を用いたディフューザ翼間の流 れの可視化および圧縮機全周を対象とした内部流 れ場の非定常 DES 解析を行った.

Table 1 Dimensions of Tested Compressor.

| Tested Centrifugal Compressor | | | | |
|---------------------------------------|---------------|-------|-------------------|--|
| Rotational Speed | Ν | 6000 | min ⁻¹ | |
| MassFlow Rate | G | 1.64 | kg/s | |
| PressureRatio | P_{5}/P_{0} | 1.1 | | |
| Impe | ller | | | |
| Number of Blades | Ζ | 14 | | |
| (Main + Splitter) | | (7+7) | | |
| Inlet Diameter | D_1 | 248 | mm | |
| Outlet Diameter | D_2 | 328 | mm | |
| Exit Blade Width B2 | | 26.14 | mm | |
| Diffuser | | | | |
| Blade Shape | | Wedg | ge | |
| 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 | |

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 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 6000min⁻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枚から構成される開放型羽根車である. ディフューザには羽根なしディフューザ(VL)と15 枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザの2種 類を採用した.それぞれのディフューザ通路幅は $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ に設定し,ディフューザ案内羽根に はくさび形案内羽根(ODV)を採用した.

2.2 実験方法

圧縮機出口静圧は, 圧縮機出口直後に設置した差 圧発信器により計測した。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.また, 案内羽根翼間 の流れ場は多色油膜法により可視化した.

圧縮機内部に発生する非定常現象を調査するために、案内羽根入口部周方向3点における非定常 圧力変動の同時計測を実施した.Fig.1に高感度圧 カセンサ(Kulite XCQ-062-25A)の設置位置を示す. 圧力センサは案内羽根入口部シュラウド壁面の周 方向に120deg ずつ離れた3箇所(D.I.1~D.I.3)に設 置して実験を行った.

3. 数值解析法

3.1 解析スキーム

前縁渦の生成メカニズムおよび圧縮機内部に発 生するディフューザ失速の非定常挙動を調査する



Fig. 1 Experimental Apparatus and Measuring System.

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-ω乱流モデルに基づく DES では、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(非慣性系) には慣性力として遠心力およびコリオリカを考慮



Fig. 2 Overview of Computational Domain



した.

3.2 解析格子

解析格子の概略図を Fig.2 に示す.計算領域は, 相対系で取り扱う羽根車領域,羽根車翼端隙間領 域,絶対系で取り扱うディフューザ領域を対象と した.

本数値解析では、圧縮機全体を解析領域とする 全周解析を行った.格子点数は翼端隙間を含む羽 根車領域は約 2620 万点、ディフューザ領域は約 2480万点であり、総格子点数は約5100万点である.

3.3 境界条件

境界条件として、入口境界には大気圧からの等エ ントロピおよび等エンタルピを仮定した.出口境 界には絞り抵抗モデルを導入し、出口境界の圧力 と出口境界を通る流速に関連性を与えた.さらに、 1次元無反射境界条件を適用した.また、羽根車領 域とディフューザ領域の接合面にはスライディン グメッシュを用いた1次元線形近似により各保存 量を補間した.周方向境界には周期境界を適用し、 壁面境界においては、流速に粘着条件を課し、密 度、圧力にはノイマン条件を課した.

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. Ø=0.24 は N = 6000min⁻¹運転時にお ける供試圧縮機の最高効率点であり、Ø=0.18 はく さび形案内羽根を有する羽根付ディフューザを採 用した際に吐出静圧勾配が負に転じる点である。 さらにØ=0.14 はディフューザ失速が発生する失速 点である. Fig.3 より、くさび形案内羽根(ODV)を ディフューザに設置すると羽根なしディフューザ (VL)設置時に比べ高い圧力上昇が得られることが 分かる.しかし、VL 設置時に比べ、右上がり不安



(i) Suction Surface ($\phi = 0.24$) (ii) Suction Surface ($\phi = 0.14$) Fig. 4 Visualization of Diffuser Passage Flow and

Leading-edge Vortex (LEV) (ODV, $\phi = 0.24$ and 0.14).

定領域が拡大する.数値解析結果は実験結果と比べて設計点から失速点まで概ね一致している.

次に、 ϕ = 0.24、0.14 におけるくさび形案内羽根 を設置した際のディフューザシュラウド壁面、案 内羽根負圧面の多色油膜法結果を Fig.4 に示す.

Fig.4 上図より、シュラウド壁面近傍において案 内羽根前縁から羽根車出口へと向かう逆流領域が 存在し、 $\phi=0.14$ でその領域が拡大している.また Fig.4 の下図より、案内羽根前縁近傍のシュラウド 側に渦が形成されている軌跡が確認できる.この 渦が本研究で着目するディフューザ前縁渦(LEV) であり、流量低下と共に大きく成長することが分 かる.部分流量運転時である $\phi=0.14$ では、前縁渦 は通路幅 B_4 の約 80%まで成長している.この渦の 成長がシュラウド側近傍の逆流領域の拡大に寄与 していると考えられる.



Fig. 5 Sketch of generation mechanism of the leading-edge vortex.

さらに,著者ら³は数値解析を用いて前縁渦の 発生構造を明らかにしている.Fig.5に前縁渦の発 生構造を模式図としてまとめる.まず,ディフュ ーザ流路シュラウド側の逆流によって案内羽根前 縁部において流入角が増大し,竜巻型の剥離渦が 発生する.また,羽根車負圧面で巻き上がった二 次流れが翼端漏れ流れと干渉することにより,羽 根車から翼端漏れ渦が発達し,ディフューザ流路 へと流される.さらに,案内羽根前縁へと近づい た羽根車からの翼端漏れ渦が竜巻型の剥離渦と干 渉することで,前縁渦はディフューザ流路で大き く拡大する.特に失速点では,この前縁渦の時間 的な拡大縮小運動がディフューザ部に発生する失 速現象の初生を支配する一要因であると考えられ る.

4.2 ディフューザ失速特性

部分流量運転時にディフューザ部において発生 する失速現象を実験的に調査した. Ø=0.14におけ る案内羽根入口部壁面静圧変動の周方向同時計測 結果を Fig.6 に示す. 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り,縦軸は D.I.1 を基準とした角度で,羽根車回転方向を正と している. 黒線は壁面圧力変動の生波形であり, 赤線は生波形に対し30Hz以下のlow-pass filterを施 した波形を示している.

Fig.6 より,各測定点において一定の周期を持つ 圧力変動が発生しており,案内羽根入口において 羽根車回転方向へとその変動が伝播していること が分かる.この案内羽根入口において伝播する圧 力変動の旋回速度は羽根車回転速度の 25%(25Hz) であり,ディフューザ内で発生する旋回失速に起 因することが分かっている⁵⁾.また案内羽根入口部 で測定した流速の非定常計測および羽根車外周周





方向 2 点の圧力変動の位相差の結果より,ディフ ューザ失速はシュラウド側で強い規模で存在して おり,セル数1で構成されることを確認している.

そこで、全周解析によりディフューザ内部の非 定常的な渦構造を可視化することで、前縁渦の非 定常挙動とディフューザ失速の旋回構造との関連 を調査した.

4.3 ディフューザ失速の旋回構造

従来の研究より,ディフューザ失速は案内羽根 前縁近傍の複数翼間において全スパンにわたり成 長した前縁渦が主流を阻害することで形成される ことを指摘している³⁾.また,複数の前縁渦によっ て構成されるディフューザ失速はベーンレス部に おいて,低圧領域を形成し,羽根車回転方向に旋 回する.

ディフューザ失速の非定常挙動を解明するため に、翼通過時間で無次元化した無次元時刻 t_a^* から t_c^* における案内羽根前縁部の渦構造を詳細に調査 した. Fig.7 に各無次元時刻における、渦構造およ び各案内羽根翼間(1-2, 2-3, 3-4 番翼間)のスロート 部の半径方向流速分布を示す. 各案内羽根翼間に おけるスロート部の半径方向流速分布は Fig.2 に示 す I の断面で平均し算出している. 無次元時刻 t_a^* から t_c^* に要する時間は、ディフューザ失速セルが 案内羽根約 1 翼分旋回するのに必要な時間と対応 している.

無次元時刻 $t_a^* = 0.0$ における Fig.7(i)の案内羽根 翼間の渦構造に着目すると,案内羽根1番および2 番の負圧面に竜巻型の剥離渦および前縁渦がそれ ぞれ発生していることが確認できる. さらに,案 内羽根2番の正圧面にはシュラウド側に渦が形成 されており,スロート部でブロッケージとなって いる.そのため,案内羽根1-2番翼間におけるスロ ート部の半径方向流速分布より,シュラウド側で 逆流領域が拡大していることが分かる.

次に、無次元時刻 $t_b^* = 2.1$ における Fig.7(ii)の案 内羽根前縁の渦構造に着目すると、案内羽根 1 番 および 2 番の負圧面に形成されていた竜巻型の剥 離渦と前縁渦からなる渦構造が、隣接翼である案 内羽根 2 番および 3 番の負圧面へと移流している ことが分かる.これは、無次元時刻 $t_a^* = 0.0$ におい て案内羽根 1-2 番翼間で発生していたスロート部 でのブロッケージによって、シュラウド側で逆流 が誘起され、案内羽根に対する流入角が増大する ことにより、案内羽根 2 番の前縁部で竜巻型の剥 離渦が発生したためである.また、新たに案内羽 根 3 番の前縁で生じた前縁渦は、無次元時刻 $t_a^* =$ 0.0 において案内羽根 2-3 番翼間で発生していた前





Fig. 7 Instantaneous vortical structure of diffuser stall and the radial velocity distribution in the throat area of each diffuser passage (ODV, $\phi = 0.14$).

縁渦が案内羽根 3 番の前縁における剥離渦と干渉 したことによる.案内羽根 1 番における前縁渦も 上記と同様の要因で発生する.さらに,案内羽根 2 番の正圧面で形成されていたスロート部のブロッ ケージは,隣接翼である案内羽根 3 番の正圧面へ と移流している.このため,案内羽根 2-3 番翼間に おけるスロート部の半径方向流速分布は,シュラ ウド側で逆流領域が拡大している。一方,案内羽 根 1-2 番翼間では,スロート部におけるブロッケー ジの消失により,スロート部シュラウド側での逆 流領域は縮小していることが分かる.

最後に、無次元時刻 t_c^* = 4.5 における Fig.7(iii)の 案内羽根翼間の渦構造では、先程と同様に、案内 羽根2番および3番の負圧面に形成されていた竜 巻型の剥離渦と前縁渦からなる渦構造が,隣接翼 である案内羽根3番および4番の負圧面へと移流 している.スロート部のブロッケージについても 同様に,案内羽根4番の正圧面で発生している. また,スロート部の半径方向流速分布より,案内 羽根1-2番翼間に加えて案内羽根3-4番翼間におい てもスロート部シュラウド側で逆流領域が拡大し ていることが分かる.この時間経過に伴う渦構造 の遷移がディフューザ失速セルの旋回構造である と考えられる.さらに,竜巻型の剥離渦,前縁渦 およびスロート部のブロッケージからなる規則的 な渦構造が新たに案内羽根1-3番翼間で形成され



Fig. 8 Sketch of generation mechanism of the diffuser stall cell.

ていることが分かる.

以上の結果から,ディフューザ失速セルの発生構 造の模式図を Fig.8 に示す.まず,1 翼毎に竜巻型 の剥離渦と前縁渦が案内羽根負圧面の前縁部に形 成される.また、前縁渦が形成されている案内羽 根の正圧面にて渦が生じ,この渦がスロート部で ブロッケージとなり,シュラウド側に逆流を誘起 する. さらに, 前縁渦が時間経過と共に隣接翼の 前縁へと移流し、隣接翼負圧面にて竜巻型の剥離 渦と干渉することで、新たに前縁渦を形成する. また,前縁渦が隣接翼の前縁に干渉することによ り,隣接翼の正圧面に渦が形成される.この正圧 面の渦がスロート部においてブロッケージとなる. このスロート部におけるブロッケージによって, シュラウド側に逆流が誘起され、案内羽根に対す る流入角が増大することにより、隣接翼の前縁部 で竜巻型の剥離渦が発生する.以上より,案内羽 根翼間で形成される竜巻型の剥離渦,前縁渦およ びスロート部における渦からなる渦構造が隣接翼 へと移流することにより, ディフューザ失速は旋 回すると考えられる.

5. 結論

遠心圧縮機内部に発生する非定常渦の挙動とデ ィフューザ失速セルの旋回構造の関係を調査する 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)ディフューザ前縁渦は案内羽根前縁部における竜巻型の剥離渦と羽根車からの翼端漏れ渦が干渉することで大きく拡大する.特に,失速点では,前縁渦の時間的な拡大縮小運動がディフューザ部に発生する失速現象の初生を支配する一要因となる.
- (2)供試圧縮機の部分流量運転時では、ベーンレ ス部において羽根車回転速度の 25%(25Hz)で

旋回するディフューザ失速が発生する.ディフューザ失速はシュラウド側に存在し,その セル数は1つで構成される.

(3) ディフューザ失速は案内羽根前縁近傍の複数 翼間において成長した前縁渦によって形成される.また,失速セル内部で発達した前縁渦は,隣接翼で竜巻型の剥離渦と干渉し,新たに隣接翼負圧面に前縁渦を形成する.一方, 隣接翼前縁に干渉した前縁渦は,正圧面側スロート部でブロッケージを形成し,逆流を発 生させ,案内羽根前縁で竜巻型の剥離渦を誘起する.以上がディフューザ失速の旋回構造である.

参考文献

- Pullan, G. et al.: Origins and Structure of Spike-Type Rotating Stall, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.137(2015), 051007.
- Everitt, J. et al.: An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), 011025.
- Fujisawa, N. et al.: Structure of Diffuser Stall and Unsteady Vortices in a Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56154 (2016).
- Strelets, M., et al.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, 2001-0879.
- 5) 藤澤信道,原昇太郎,太田有: 羽根付ディフューザ を有する遠心圧縮機に発生する失速と前縁渦の関係, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.829(2015).

【研究報告】

A-12

短翼を有する遷音速遠心圧縮機内の低流量作動点での 流れ場における翼端漏れ流れの挙動

*金子 雅直(法大院), 辻田 星歩(法大)

Behaviors of Tip Leakage Flows in Transonic Centrifugal Compressor with Splitter Blade at Low Flow Rate Condition *Masanao KANEKO(Hosei Univ.) and Hoshio TSUJITA(Hosei Univ.)

ABSTRACT

In this study, the individual influence of the tip leakage flows from the main and the splitter blades on the flow behavior and the loss generation in the transonic centrifugal compressor at low flow rate was investigated by performing the numerical analysis at four calculation conditions, which were prescribed by the presence or the absence of the tip clearances of the main and the splitter blades. The computed results including those for the design condition clarified that the tip leakage vortex from the leading edge of the main blade increased the incidence angle to the splitter blade, and consequently increased the loss. On the other hand, the presence of the tip clearance of the splitter blade decreased the loss by reducing the incidence angle to the splitter blade. The former influence was enhanced but the latter was reduced by the decrease of the flow rate.

Key words: Centrifugal compressor, Loss generation, Shock wave, Tip leakage flow, Transonic compressor

1. 緒論

遷音速遠心圧縮機は、ガスタービンや過給機の主要構 成要素として用いられ、それらのシステムの運転条件に 合わせて幅広い流量範囲で運転される.低流量側の作動 点では、入射角が高く、羽根車入口付近において翼が高 負荷状態となるため、設計点と比べて翼端漏れ流れが損 失生成に及ぼす影響が大きくなると考えられる.しかし ながら、一般的に主翼と短翼により構成される遷音速遠 心圧縮機羽根車を対象に、低流量作動点での主翼と短翼 の翼端間隙から生じる各々の漏れ流れが圧縮機内部の損 失生成機構に及ぼす影響を調査した例は少ない.

本研究では、短翼を有する遷音速遠心圧縮機の低流量 作動点における内部流れの挙動と損失生成機構における 翼端漏れ流れの影響を解明するために、主翼と短翼の各 翼端間隙の有無を条件とした数値解析を実施した.また、 それらの結果を比較検討することにより、特に主翼と短 翼の各々の翼端漏れ流れが圧縮機内部の損失生成機構に 及ぼす影響を詳細に調査した.

2. 供試圧縮機

供試圧縮機の主な仕様を表1に示す.供試圧縮機として,Krain らによって設計された羽無しディフューザを 有する高圧力比遠心圧縮機を用いた¹⁾.設計回転数は 50,000 rpm で,羽根車出口周速度に基づくマッハ数は約 1.7 である.また,設計圧力比と流量は,それぞれ 6.1 と 2.55 kg/s である.

本研究では、主翼と短翼の各々の翼端間隙が遷音速遠 心圧縮機内部の流れの挙動と損失生成機構に及ぼす影響 の詳細を解明するために、翼先端と Shroud 壁間の翼端間 隙の有無を条件(TC, TC-M, TC-S, NTC)として、解析 を実施した.実機に対応する TC では、主翼と短翼とも に翼端間隙を考慮し、その高さは主翼前縁から後縁へ向 かって 0.5 mm から 0.3 mm に変化している.一方, TC-M では主翼のみ、TC-S では短翼のみが翼端間隙を有し、他 方の翼は、翼をスパン方向に Shroud 壁まで延長すること で翼端間隙を無しに設定した.NTC では、同様の翼の延 長により主翼と短翼の翼端間隙を無しに設定した.

3. 数值解析法

本研究では,汎用 CFD コード STAR-CD Ver.4.18 を用 い,定常圧縮性流れを仮定して供試圧縮機内の流れを解 析した.全体の計算アルゴリズムには SIMPLE 法を用い,

| Table 1 Dimensions of test impeller | |
|--|-------|
| Inlet hub diameter of main blade $D_{1m,h}$ (mm) | 60 |
| Inlet tip diameter of main blade $D_{1m,t}$ (mm) | 156 |
| Outlet diameter D_2 (mm) | 224 |
| Number of blades Z_m/Z_s (Main/Splitter) | 13/13 |
| Inlet blade angle at main blade tip $\alpha_{1m,t}$ (deg.) | 63.5 |
| Outlet blade angle α_2 (deg.) | 38 |
| Outlet blade height h_2 (mm) | 10.2 |



Fig. 1 Computational grid

対流項は MARS(Monotone Advection and Reconstruction Scheme)により評価した. 乱流モデルには, 低レイノルズ 数型の Spalart-Allmaras モデルを用いた. 収束判定条件としては, 計算対象となる全ての物理量の残差が 1.0×10⁴ 以下になった場合とした.

全ての解析条件において,入口境界は羽根車入口から 上流に羽根車入口 Tip 径の 0.64 倍の位置に配置し、出口 境界はディフューザ出口に対応する半径比r/r₂=1.89の位 置に設定した.図1に本解析で用いた計算格子を示す. マルチブロック計算格子を1ピッチ分の翼間流路に対し て形成した.総格子点数は、全ての条件において約380 万点となっており,特に翼端間隙内の格子点数は,漏れ 流れの挙動を正確に捉えるためにピッチ方向とスパン方 向にそれぞれ 39 点と 37 点とした. y⁺については, 大部 分の固体壁面上で 1.0 以下となっている. 境界条件とし て入口境界には全圧と全温を、出口境界には静圧をそれ ぞれ一様に与えた.本研究では、TC において収束解が 得られた最少流量を基準流量とし、他の条件では流量が 基準流量となるように出口静圧の値を調節した. 固体壁 面上にはすべり無し条件を, ピッチ方向境界面には周期 境界条件を設定した. なお,全ての解析条件において回 転する羽根車に対する Shroud 壁の相対運動を考慮して おり,回転数は設計回転数の 50,000 rpm に固定した.

4. 結果および考察

図 2 に 80% span における翼間面内の相対マッハ数 M_r 分布と静圧係数 C_{ps} 分布を示す. 図中の白線は M_r =1.0 の 分布を示し, Δ は等値線の間隔である. C_{ps} は次式により 定義した.

$$C_{ps} = P_s \left/ 0.5 \rho_{\infty} U_2^2 \right. \tag{1}$$

図3には、主翼と短翼の各翼面上の静圧係数 C_{ps}分布に 限界流線を重ねた図を示す.図4には、主翼と短翼の翼 先端付近の、圧力面と負圧面の静圧係数 C_{ps}の差として 定義される翼負荷係数 (C_{ps}の流路方向分布を示す.図5 には、主翼先端におけるキャンバーラインに垂直な断面 内のエントロピー関数 S*分布が S*=1.3 以上の高損失領 域に対して示されている. S*は次式により定義した.

$$S^{*} = \left(T_{t}/T_{t1}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} / \left(P_{t}/P_{t1}\right)$$
(2)

また、同図には翼端間隙が存在する条件(TC, TC-M, TC-S)では、翼端間隙内の翼先端付近に解放点を持つ漏れ 流れの流線も示されており、主翼からのものが赤色、短 翼からのものが青色で示されている.図6には図5に示 す漏れ渦の流線を渦度*ω*で色付けして示す.また、同図 には翼先端付近における静圧係数*C*_{ps}の等値線を重ねて 示してある.図7には翼先端付近の翼間面内の相対マッ ハ数*M*_r分布と短翼前縁付近の静圧係数*C*_{ps}分布に流線を 重ねた図を示す.

4.1 TC の内部流れの挙動

基準条件である実機状態の TC の内部流れの挙動を, 設計点での結果²⁾とも比較しながら考察する.

図 2(a)と図 3(a)に示すように、設計点と同様に「主翼 負圧面上で流れが増速し, 強い逆圧力勾配を伴う衝撃波 (SW_{ml})」が形成され、翼面上の境界層流れが、その衝撃 波と干渉することではく離していることが分かる. 主翼 先端付近の負荷は、図 4(a)が示すように前述の負圧面上 の流れの増速に伴う静圧低下により、前縁付近で増加し ているが、SW_{m1}の形成に伴い X/X_{max} ≒0.1 付近から急激 に減少している.図 5(a)において「主翼前縁付近の高負 荷に誘起された翼端漏れ流れが、主流との干渉により漏 れ渦(Vtm-ssl)」を形成しているが、設計点より主翼への入 射角が増加するため, それに伴う負荷の増加により増強 している. 図 6(a)に示されるように SW_{m1}の下流で V_{t,m-ss1} の渦度ωが低下していることから、この渦は衝撃波と干 渉することで減衰していることが分かる. また図 7(a)よ り、この流動現象により Shroud 側では「SW_{m1}の下流に 低マッハ数領域(LMR1)」が形成されていることが確認で きるが,設計点に比べると V_{tm-ssl}が増強しているために 拡大している.

図 7(a)より, 短翼への入射角は翼先端付近で正となっ ているが,設計点に比べてより高いため前縁負圧面側で 流れがはく離していることが分かる.この正の入射角は, 短翼前縁付近の負荷を増加させ,その結果「短翼の前縁 付近の高負荷により生じた翼端漏れ流れが漏れ渦 ($V_{t,sssl}$)」を形成していることが図 4(b)と図 5(a)から分か る.また,設計点よりも短翼への入射角が増加している ため $V_{t,sssl}$ についても増強している.また,短翼前縁負 圧面上では流れが増速し,これに伴う静圧低下の影響は, 隣接する主翼の圧力面にまで及び,図 4(a)に示す衝撃波 下流 $X/X_{max} \Rightarrow 0.1$ 付近からの負荷の減少を助長しており, 同様の現象は設計点においても確認されている.

4.2 主翼入口付近の流動現象に及ぼす影響

羽根車入口から短翼前縁までの領域の流動現象に着目 して, TC と他の3条件の計算結果を比較し,考察する.

TCと同様に他の3条件においてもSW_{ml}が形成されて おり、それとの干渉により主翼負圧面上の境界層流れが はく離していることが図2と図3から分かる.図2と図 7に示すように「この現象に起因する衝撃波下流の低マ ッハ数領域(LMR2)」はTCと比較して、TC-Mでは80% span および翼先端付近において顕著な差が無い.一方、 TC-SとNTCにおいては80% spanでは差異が無いものの, 翼先端付近では拡大している.図3よりTCとTC-Mで は、SW_{ml}と境界層の干渉に起因するはく離線が主翼負 圧面上において翼先端まで形成されているが、TC-Sと NTCでは翼先端付近に渦状の限界流線が形成されてい ることからコーナーはく離の発生が確認できる.したが って、主翼の翼端間隙を考慮している2条件(TC,TC-M) において翼先端付近のLMR2が縮小した原因は、主翼の 翼端漏れ流れがSW_{ml}と境界層の干渉に起因するコーナ



Fig. 2 Relative Mach number M_r and static pressure coefficient C_{ps} distributions on blade-to-blade surface at 80% span





Fig. 5 Entropy function S^* distribution and behaviors of tip leakage flows

ーはく離の発生を抑制したためと考えられる.この現象 は、設計点に比べて主翼への入射角の増加に伴い主翼負 圧面上の流れの増速率が増加し、SW_{ml}が増強するため、 主翼の翼端漏れ流れがLMR2を縮小させる効果は、強ま ると考えられる.

4.3 短翼入口から下流の流動現象に及ぼす影響

短翼前縁から羽根車出口までの流動現象について比較 考察する.

先ず,短翼への入射角に着目すると,図7に示すよう に翼先端付近では,TCと比較すると他の条件でも正と なっているが,TC-MとNTCでは増加し,TC-Sでは減 少している.その結果,短翼前縁付近の負荷はTCに比 べてTC-MとNTCでは増加し,TC-Sでは減少している ことが図 4(b)から分かる. TC-M の入射角が TC より増加 した原因は,短翼の翼端間隙が存在する TC の方が,翼 負荷によりその間隙に吸い込まれる流れが生じることで 翼先端前縁付近の流量が増加しているためと考えられる. 一方, TC-S の入射角が TC に比べて減少したのは,短翼 前縁の上流の Shroud 側において,図7に示されているよ うに TC-S では LMR2 に起因するブロッケージが形成さ れているのに対して, TC では LMR2 に加えて V_{tm-ssl}に 起因するブロッケージが形成されており,翼先端前縁付 近の流量が TC-S に比べてより減少しているためと考え られる.また,NTC の入射角が TC に比べて増加した理 由は,NTC の短翼前縁上流の Shroud 側では LMR2 のみ に起因するブロッケージが形成されているのに対して,



Fig. 7 Relative Mach number M_r distribution on blade-to-blade surface near blade tip and streamline and static pressure coefficient C_{ps} distribution around leading edge of splitter blade

TC では前述のように LMR2 に加えて V_{tm-ss1} に起因する ブロッケージが形成されているが,翼負荷により短翼の 翼端間隙に吸い込まれる流れが生じることで,結果的に 翼先端前縁付近の流量が TC の方が増加しているためと 考えられる.以上の短翼の翼端間隙が同翼への入射角に 及ぼす影響は,設計点においても同様に確認されるが, V_{tm-ss1} のブロッケージ効果が短翼への入射角を増加させ る程度は, V_{tm-ss1} の増強により設計点に比べて増加して いる.また,短翼に対する正の入射角に起因した前縁は く離の規模は,TC に比べて入射角が増加している TC-M と NTC では拡大し,減少している TC-S では縮小してい ることが図 7 から分かる.

つぎに,短翼負圧面上の流れの挙動に着目すると,図 2 より TC で見られた流れの増速とそれに伴う静圧の低 下が他の条件でも観察される.しかしながら、その増速 率は TC-M の方が TC よりも増加している. これは, 図 7(a)と(b)から TC-M の方が短翼への入射角が増加してい るため,前縁負圧面における静圧低下が増強したこと, および図 5(a)と(b)に示すように TC で生じている V_{ts-ss1} のブロッケージが形成されないためと考えられる.一方, TC-Sでは短翼負圧面上の流れの増速率がTCに比べて低 減していることが図 2(a)と(c)から分かる.これは,図7(a) と(c)から分かるように TC に比べて TC-S の方が短翼へ の入射角が小さく、前縁負圧面側における静圧低下が低 減したためと考えられる. また NTC では TC に比べて, V_{ts-ss1}のブロッケージの形成がなく,さらに短翼への入 射角が増加し,前縁負圧面における静圧低下が増強して いるため, 短翼負圧面上の流れの増速率が増加し,「短翼 負圧面上で衝撃波(SW_{sl})」が形成されていることが図 2 と7の(a)と(d)から分かる.この衝撃波は負圧面上の境界 層と干渉し, Shroud 側においてコーナーはく離を生じさ せていることが図 3(d)より確認できる.以上の傾向は, 設計点でも確認されているが、設計点に比べて流量が低 いため、短翼負圧面上の流れの増速率は全ての条件で減少しており、NTCにおける SW_{s1}は弱まっている.

翼負荷と漏れ渦の形成に着目すると, 短翼先端前縁付 近の負荷は、TC に比べて短翼への入射角が増加してい る TC-M と NTC では増加し、減少している TC-S では低 下していることが図 4(b)と図7の対比から分かる.また 図 5(a)と(c)の比較から、V_{ts-ss1}が TC-S においても形成さ れているが、TC では V_{tm-ssl}のブロッケージ効果により 短翼先端前縁付近の負荷が大きいため、その短翼負圧面 からの離脱が増加しており、渦が増強していることが分 かる.この $V_{t,m-ss1}$ の増強は、設計点に比べると $V_{t,m-ss1}$ が 増強するため強まっている.図4(a)において,TCで見ら れた SWm1の形成に伴う主翼負圧面上の静圧上昇と隣接 する短翼の負圧面側における静圧低下の影響が主翼の負 荷を減少させる傾向を,他の条件でも確認することがで きる. この負荷が減少する傾向は, 主翼負圧面上の静圧 分布には顕著な差が無いことから, 短翼負圧面上の流れ の増速率が高いほど強くなることが図2と図4(a)より確 認できる. 短翼負圧面側の静圧低下が TC よりも増強し ている TC-M と NTC では主翼の負荷が負の値をとって おり,主翼の翼端間隙が考慮されている TC-M では,「こ の負の負荷により生じた間隙内を負圧面側から圧力面側 へ向かう漏れ流れが主流と干渉し漏れ渦(V_{t,m-ps1})」を形成 していることが図 5(b)から分かる.この負荷が減少する 傾向は設計点と比べると, 前述のように流量の低下に伴 い短翼負圧面上の流れの増速率が全ての条件で減少する ため低減し、その結果 TC-M における Vtm-psl も設計点に 比べて弱まっている.

4.4 損失生成に及ぼす影響

前述の流動現象が損失生成に及ぼす影響を考察する.

図5より全ての条件において、羽根車入口の主翼負圧 面側に高損失領域が分布していることが確認できる.こ の領域は、SW_{ml}の形成に伴うもので、翼先端側の領域 は図 2 と図 7 に示される LMR 2 に対応しており, TC と TC-M では SW_{m1} と境界層の干渉のみに, TC-S と NTC で はこの干渉に加えて Shroud 側におけるコーナーはく離 の形成に起因することが図 3 から分かる.図 5(a)と(b)か ら, TC と TC-M では羽根車入口 Shroud 側にも高損失領 域が形成されていることが確認でき,これは $V_{t,m-ss1}$ の形 成とその SW_{m1} との干渉に起因していることが図 5 と図 6 の(a)と(b)から分かる.この損失生成は設計点と比べる と,主翼への入射角の増加による $V_{t,m-ss1}$ の増強に伴い増 加している.

短翼負圧面と主翼圧力面に挟まれた流路では、全ての 条件において羽根車入口で形成された高損失流体の一部 が流入していることが図5より確認できる.また、短翼 の先端付近では正の入射角に起因した前縁はく離の発生 に伴う高損失領域が形成されており、入射角が高いほど はく離領域が拡大し,損失生成が増加していることが図 5 と図 7 から分かる. また, TC では V_{ts-ssl} に起因する損 失生成により高損失領域が拡大していることが図 5(a)か ら分かる. TC-M では, 図 5(b)に示されるように V_{tm-ps1} の形成に起因する損失生成により高損失領域が拡大して いる. TC-S では TC と同様に V_{ts-ss1}による高損失領域の 形成が図 5(c)より確認できるが, TC の方が V_{t.m-ss1}のブロ ッケージ効果により図 4(b)に示すように短翼先端前縁の 負荷が大きくなるため、V_{t,s-ss1} に起因する損失生成も増 加している.また、この損失生成を設計点と比べると、 前述のように V_{tm-ss1}の増強に伴う V_{ts-ss1}の増強により増 加している.NTCでは短翼負圧面 Shroud 側における SWs1 に起因するコーナーはく離が高損失領域を拡大している ことが図 3(d)と図 5(d)から分かる.

主翼負圧面と短翼圧力面に挟まれた流路では、図5より全ての条件において、主にSW_{ml}と境界層の干渉に起因する高損失流体の一部が流入することでShroud 側に高損失領域が分布していることが分かる.

以上のことから、低流量側の作動点では主翼の翼端前 縁での高負荷により誘起された翼端漏れ流れは、 V_{tm-ssl} の形成とその SW_{ml} との干渉により損失を生成する. さ らに V_{tm-ssl} の形成は短翼への入射角の増加により前縁は く離と $V_{t,s-ssl}$ を増強し、それらに起因する損失生成を増 加させる.また、これらの損失生成は、設計点に比べて 主翼への入射角の増加に伴う $V_{t,m-ssl}$ の増強により増加す る.一方、短翼の翼端間隙の存在は、設計点と同様に翼 負荷によりその間隙に吸い込まれる流れを生じさせ、翼 先端前縁付近の流量の増加により短翼への入射角を減少 させることで、特に $V_{t,m-ssl}$ のブロッケージ効果が強く、 前縁はく離が生じ易い低流量側の作動点では、それに起 因する損失生成を低減する.また、 $V_{t,s-ssl}$ は、そのブロ ッケージ効果により短翼負圧面上の流れの増速と静圧低 下を低減し、 SW_{sl} と $V_{t,m-ssl}$ の形成を抑制することで損失 生成を低減するが、その低減効果は流量の低下に伴い短 翼負圧面上の流れの増速率が減少するため、設計点に比 べて弱まると考えられる.

5.結論

低流量作動点での遷音速遠心圧縮機内部の流れを,主 翼と短翼の各翼端間隙の有無の組合せで規定される条件 下で数値解析を行い,それらの結果を設計点での結果も 含めて比較検討することにより得られた結論を以下に示 す.

主翼前縁での高負荷により誘起された漏れ流れは、主 流との干渉により漏れ渦を形成し、それは衝撃波との干 渉により減衰する.また、この漏れ渦はそのブロッケー ジ効果により Shroud 付近の流量を低下させることで, 短翼への入射角を増加させ,前縁はく離を増強する. さ らに、この短翼への入射角の増加は、短翼先端前縁付近 の負荷を増加させ、翼端漏れ渦を増強させる.以上の流 動現象を引き起こすことで主翼前縁からの翼端漏れ流れ は損失を増加させる.これらの損失生成は、主翼への入 射角の増加に伴う主翼先端前縁付近の負荷の増加による 主翼前縁から形成される翼端漏れ渦とそのブロッケージ 効果の増強により設計点に比べて増加する.一方,短翼 の翼端間隙の存在は、翼負荷によりその間隙に吸い込ま れる流れを生じさせ, 翼先端前縁付近における流量の増 加により入射角を減少させる. この現象は、特に主翼前 縁からの翼端漏れ渦のブロッケージ効果が強い低流量側 の作動点において、短翼先端での前縁はく離とそれに起 因する損失生成を低減する. さらに, 短翼前縁からの翼 端漏れ渦は、そのブロッケージ効果により短翼負圧面上 の流れの増速とそれに伴う静圧低下を低減することで、 衝撃波の形成を抑制するとともに、隣接する主翼の負荷 の低下を抑え、主翼端の負の負荷に起因する翼端漏れ渦 の形成を抑制することで損失生成を低減する. この損失 低減効果は、流量の低下に伴い短翼負圧面上の流れの増 速率が減少するため、設計点に比べると弱まる.

参 考 文 献

- Eisenlohr, G., Krain, H., Richter, FA., Valentin, T.: Investigations of the Flow Through a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, the Netherlands, GT-2002-30394 (2002).
- Kaneko, M., Tsujita, H.: Influences of Tip Leakage Flows on Flow Behavior in Transonic Centrifugal Compressor with Splitter Blade at Design Condition, IGTC 2015, Tokyo, Japan, 174 (2015).

【研究報告】

A-13

遷音速軸流圧縮機の静翼列における ハブ・コーナーはく離に及ぼす翼端隙間の影響

*齋藤 誠志朗(九大院),田村 優樹(九大院),古川 雅人(九大)山田 和豊(九大),松岡 右典(川崎重工),丹羽 直之(川崎重工)

Effects of Blade Tip Clearance on Hub-Corner Separation in a Stator Cascade of a Transonic Axial Compressor

* Seishiro SAITO (Kyushu Univ.), Yuki TAMURA (Kyushu Univ.), Masato FURUKAWA (Kyushu Univ.), Kazutoyo YAMADA (Kyushu Univ.), Akinori MATUOKA (KHI) and Naoyuki NIWA (KHI)

ABSTRACT

The paper presents the effects of blade tip clearance on hub-corner separation in a stator cascade of a multistage transonic axial compressor. In this study, the effects have been numerically investigated for three clearance cases: uniform clearance, partial clearance, and no clearance. The numerical analysis shows that the leakage vortex due to the stator blade tip clearance is the main cause for loss near the hub in the case of uniform clearance. In the case of no clearance, low-energy fluid of the secondary flow on the hub accumulates on the suction side of the blade, producing the separation vortex near the hub corner. In the partial clearance case, the separation vortex occurring near the filled clearance section and the leakage vortex from the rear tip clearance produce a huge loss, generating very complicated flow field.

Key words: Transonic Axial Compressor, RANS, Visual Data Mining, Blade Tip Clearance, Hub Corner Separation

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. このような 高性能化によって, 圧縮機翼列内の流れが亜音速 と超音速が混在する遷音速流れとなった結果、作 動範囲の縮小や流れ場の複雑化が深刻な問題とな っている. さらに, 作動範囲拡大を目的として, 可 変静翼システム(VSV)が普及したことも影響し,静 翼列における流れ場は、漏れ流れと二次流れが干 渉する,きわめて複雑なものとなった.さらに, Yamada らの研究(1)により、多段軸流圧縮機におい て,静翼列におけるハブ・コーナーはく離が起点と なって, 旋回失速が発生し得ることが指摘されて おり、それには、ハブ側のクリアランスの形状が大 きく影響していると考えられている. そのため, 静 翼列の流れ場の解明およびその流れ場に与えるク リアランスの影響を調べることは、圧縮機の高性 能化および作動範囲拡大に向けた空力設計におい て、重要な知見となる.しかしながら、過去の研究 では、ハブ・コーナーはく離の流れ形態に関する研 究⁽²⁾、翼端クリアランスの大きさがハブ・コーナー はく離に及ぼす影響を調べた研究⁽³⁾、ハブ・コーナ ーはく離に起因した失速限界に関する研究⁽⁴⁾など があるものの、翼端の部分クリアランスがハブ・コ ーナーはく離に及ぼす影響を調べた研究は見当た らない.

そこで本研究では、2 段遷音速軸流圧縮機を対象 として、静翼列のハブ側における翼端クリアラン スの有無およびその形状の異なる 3 つの場合につ いて、単流路 RANS 解析を実施した.得られたそ れぞれの結果に対して知的可視化処理⁽⁵⁾を施し、内 部流れ場を解明・比較することで、クリアランスが 静翼列のハブ・コーナーはく離に与える影響につ いて調べた.

2. 解析対象·計算格子

解析対象は,遷音速2段軸流圧縮機である.初段 動翼,2段動翼ともに翼先端相対流入速度が超音速





(b) Trailing edge side Fig. 1 Closeup view of partial clearance



Fig. 2 Shape of blade tip clearance

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. 計算格子は, AutoGrid5 ver9.10 (NUMECA 社)を使用して、クリアランス部を含 め全て 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ている.1ピ ッチあたりの格子点数は、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く設定 した.本解析では、静翼列ハブ側のクリアランスが ハブ・コーナーはく離に与える影響を調べるため に,初段静翼のハブ側において,コード方向に一様 なクリアランスを設けた場合、クリアランスを設



Fig. 3 Spanwise distributions of total pressure loss coefficient at 1st stator exit



Fig. 4 Spanwise distributions of axial velocity at 1st stator exit

けない場合および部分クリアランスを設けた場合 の3ケースについて解析を行った.図2に初段静 翼ハブ側のクリアランス形状を示す.一様クリア ランスでは、青色および黄色で示した全領域がク リアランスとなり、部分クリアランスでは、青色で 示した領域のみがクリアランスとなる.なお、一様 クリアランスと部分クリアランスにおいて、ハブ 側のクリアランスのスパン方向高さは同一である. また、初段静翼のケーシング側には、3ケースいず れの場合も、部分クリアランスが設けられている.

3. 数值計算手法

非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎 方程式として, *k-ω* 二方程式乱流モデル⁽⁶⁾を用いた 定常 RANS 解析を実施した.非粘性・粘性流束お よび体積力は時間方向にすべて陰的に離散化され, 空間上では六面体セルを用いた cell-centered 法によ る有限体積法に基づいて離散化した.非粘性流束 の評価には, SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)⁽⁷⁾を用い,三次精度の MUSCL 法を組み合 わせることで空間解像度を高め,粘性流束は Gauss



Fig. 5 Limiting streamlines on suction surface and vortex cores in the 1st stator (in uniform clearance case)

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) 陰解法を用いた.

入口境界条件は,全温全圧固定とし,出口境界条件は,静圧固定とした.また壁面境界条件は,すべて断熱すべり無し条件としている.

4. 全圧損失分布の比較

図3,4に初段静翼における全圧損失係数および 軸方向速度成分のスパン方向分布の比較を示す. なお,初段静翼における全圧損失係数は,次式で表 される.

$$\zeta_p = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t0} - p_{s0}} \tag{1}$$

ここで, *P*₁₁, *P*₁₂ はそれぞれ,初段静翼入口および 出口の各スパンにおける全圧を表し,*P*₁₀, *p*₅₀ は, 初段静翼入口の 50%スパン位置における全圧,静 圧を表している.また,軸方向速度成分は初段動翼 の先端周速で無次元化されている.さらに,両図中 の縦軸は,初段静翼のスパン高さで無次元化され たハブ面からの距離である.

図3から、30%~50%スパンにかけて全圧損失係 数の分布に大きな差は見られないが、ハブ面~30% スパンにおいて大きく分布が異なっていることが 分かる.一様クリアランスの場合は、ハブ~15%ス パンにかけて大きな損失が発生しており、損失の ピークはおよそ3%スパン位置である.しかしなが ら、図4によると、一様クリアランスでは損失が大 きい領域において軸方向速度も低下しており、高 損失領域を通過している流量は少ないと考えられ る.また、一様クリアランスでは、ハブ側での損失 は大きいものの、15%スパンより上部では一定値と なっていることから、損失発生領域のスパン方向 高さは、低く抑えられていることが確認できる.一



Fig. 6 Distribution of entropy function (in uniform clearance case)

方, クリアランス無しでは, 損失はハブ~5%スパ ンにかけて、ハブ面に沿うようにして発生してお り、ハブ面近傍で全圧損失係数は最大となってい る. 全圧損失係数は全体的に低く抑えられている が、軸方向速度は5%スパンで局所的に大きくなっ ていることから,損失領域を通過する流量は他と 比べて多いと考えられる. また, 10%スパン付近で 全圧損失が局所的に増加しており、10%~20%スパ ンにおいて一様クリアランスの場合の全圧損失係 数の値を超えている領域がある. 部分クリアラン スでは、ハブ~30%スパンにかけて、広い範囲にわ たって損失が発生しており,他の2ケースに比べ, 10%~30%スパンにかけて損失が大きくなってい る. また, 軸方向速度分布から, ハブ~30%スパン にかけて,広い範囲で流速が低下しており,クリア ランス無しの場合と同様に、5%スパン付近におい て局所的に流速が増加していることが分かる.

5. 初段静翼のハブ・コーナー部における流れ場



Fig. 7 Limiting streamlines on suction surface and vortex cores in the 1st stator (in no clearance case)

5.1 一様クリアランスの場合

図 5 に一様クリアランスの場合の初段静翼にお ける限界流線と渦コアを示す.なお,渦コアは特異 点理論に基づいて同定され,無次元へリシティー の分布で色付けを行っている⁽⁵⁾.無次元へリシティ ーは次式のように表される.

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{u}}{|\vec{\xi}| \cdot |\vec{u}|} \tag{2}$$

ここで、そは渦度ベクトル、 i は速度ベクトルを表 す.上式に示すとおり、無次元ヘリシティーは渦度 ベクトルと速度ベクトルの内積をとり、それに無 次元化を施したものであり、渦度ベクトルと速度 ベクトルのなす角の余弦値を表している.そのた め、無次元ヘリシティーの符号は、流れ方向に対す る渦の回転方向を示している.

図 5 から, 翼端漏れ渦が翼前縁付近から巻き始 めて翼後縁付近まで移流していることが確認でき る.また,漏れ渦の無次元ヘリシティーの値から, 30%コード付近において,逆流が発生しており,渦 崩壊が生じていることが分かる.ハブ面上の限界 流線から,漏れ流れが確認でき,漏れ流れと主流が 衝突することで生じたはく離線(図5中の破線)も 確認できる.翼面上の限界流線に関しては,翼前縁 側で漏れ渦の影響が見られるものの,強い二次流 れは見られない.また,後述する他の2ケースとは 異なり,翼面およびハブ面近傍において,逆流領域 の発生は確認できない.

図 6 に初段静翼ハブ側におけるエントロピー関数分布を示す. なお, エントロピー関数は次式で表される.

$$\Delta S = \left(\frac{T_t}{T_{t0}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} / \left(\frac{P_t}{P_{t0}}\right)$$
(3)

ここで, T_t, P_tは局所における全温, 全圧を表して





おり, *T_{t0}*, *P_{t0}*は,入口領域における全温,全圧を表している.なお,同図中には,図5と同様に渦コアも表示している.

図6から、30%コードから下流側に向けて、漏れ 渦を中心として損失が発生していることが分かる. 漏れ渦の周辺以外における大きな損失の発生は確 認できないため、一様クリアランスの場合におけ る損失の発生には、漏れ渦が支配的であると考え られる.また、図3において、全圧損失係数が最大 となるのは、ハブ面上ではなく3%スパンであった が、これは、翼面近傍の漏れ流れによって損失発生 領域が半径方向に持ち上げられているためである と考えられる. 10%~50%コードにおいて、漏れ渦 の崩壊発生に伴い、高損失領域が著しく拡大して いるが、50%コードから下流側においては、ほとん ど拡大していない. 高損失領域の分布に関して、後 述する部分クリアランスの場合と比較すると,一 様クリアランスの場合には、翼端からの漏れ流れ の効果が強い結果,高損失領域が半径方向よりも, 周方向に大きく拡大していることが分かる.



Fig. 9 Limiting streamlines on suction surface and vortex cores in the 1st stator (in partial clearance case)



Fig. 10 Limiting streamlines on suction surface of 1st stator (in partial clearance case)

5.2 クリアランス無しの場合

図7にクリアランス無しの場合の初段静翼にお ける限界流線と渦コアを示す.ハブ面上および翼 面上の限界流線から,ハブ面上の二次流れが翼面 上を駆け上がっていることが分かり,一部で逆流 も確認できる.20%コード周辺では,翼負圧面上に おいて,逆流した二次流れと主流方向の流れが衝 突しており,その際に生じたはく離線(図7中の破 線)も確認できる.また,翼負圧面上で主流方向の 流れと衝突し,押し戻された二次流れは,下流側の 翼面上を駆け上がる二次流れを巻き込みながら, 主流方向へ流れていることが確認できる.さらに, この翼負圧面上の逆流領域において,ハブ・コーナ ーはく離渦が明確に認められる.なお,はく離渦の 無次元へリシティーの値から,はく離渦周りの流 れは淀んでいると考えられる.

図8に、初段静翼ハブ側におけるエントロピー 関数分布を示す.同図から、10~30%コードにおいて、翼負圧面とハブ面のコーナーで、はく離渦に沿





って損失が生じていることが分かる.クリアランス無しでは、ハブ側にクリアランスが設けられていないため、漏れ流れが翼端の負圧面から噴出しない.そのため、ハブ面上の二次流れによって低エネルギー流体が負圧面ハブ側に集積していると考

えられる. 50%コードから下流側にかけて,ハブ面 近傍における損失が低下し,高損失領域の中心が, はく離渦の上方へ移動していることが分かる.こ れは,図3で確認された,10%~20%スパンにおけ る全圧損失係数の局所的な増加に対応している. 図7において,はく離渦が翼後縁側で同定できな いほど弱まっていること,さらにハブ面上の二次 流れの軸方向からの傾きが小さくなっていること から,翼の後半部では,二次流れは弱まっていると 考えられる.そのため,図8において,50%コード から下流側に向けてハブ面近傍での損失が減少し ていると考えられる.

5.3 部分クリアランスの場合

図 9 に部分クリアランスの場合の初段静翼にお ける限界流線と渦コアを示す. 同図から, ハブ面上 および翼面上にはく離渦が発生していることが確 認でき、前方および後方の部分クリアランスから 漏れ渦が発生していることが分かる.ハブ面上の 限界流線から、ハブ側クリアランスのない領域(以 下,中実部)の負圧面側において,前縁付近の主流 方向の流れおよび前方の部分クリアランスからの 漏れ流れが、翼間の翼圧力面から負圧面に向かう ハブ面上の二次流れと合流する結果、ハブ面上に 足を持つ竜巻状のはく離渦を形成していることが 分かる.このはく離渦の無次元ヘリシティーの値 から, ハブ面上のはく離渦内の流れは, 翼後縁側で 順流,その上流側の中実部負圧面側で逆流となっ ていることが確認できる.また,翼の後縁側では, 翼負圧面近傍に翼に沿ってはく離線がみられるが, これは、後方の部分クリアランスからの漏れ流れ がハブ面上のはく離渦および翼間の二次流れと干 渉した結果生じたものである.

図10は、翼面上の限界流線のみを示した図であ る. 同図から, 翼の前縁側では, 強い二次流れは確 認できないが、中実部から翼後縁側にかけて広い 範囲で逆流していることが分かる。後方の部分ク リアランスの前縁から下流に向かって、漏れ渦に 沿って付着線が見られる.この付着線の上部では, 広い範囲で逆流しており,逆流領域は中実部から 下流方向に向かってスパン方向に拡大している. また、上述の逆流領域内の流れと主流との境界に はく離線および渦状点が確認できる.図11に、初 段静翼ハブ側におけるエントロピー関数分布を示 す. 同図から, 部分クリアランスの場合, 他の2ケ ースに比べ,広い範囲で損失が発生していること が分かる.10%コードではハブ面近傍の微小な領域 に低エネルギー流体が存在していること、さらに 前方部分クリアランスからの漏れ渦によって損失 が発生していることが確認できる.30%コードにお ける分布から,上述したハブ面上のはく離渦の周 辺および翼根元の逆流領域において,大きな損失 が生じていることが分かる.30%コードは丁度クリ アランスがない位置(中実部)にあたる.そのため, 漏れ流れはなく,低エネルギー流体が負圧面ハブ 側に集積する傾向にある.しかし,クリアランス無 しの場合(図 8)と比較すると,部分クリアランス の場合では 30%コードにおける高損失領域が大幅 に拡大していることから,30%コード付近にみられ る損失の主な要因は上述したハブ面上のはく離で あるといえる.70%~90%コードでは,ハブ面上の はく離渦は同定できないほど弱まっており,損失 の中心は,後方部分クリアランスからの漏れ流れ へと移行している.

図 5 および図 9 を比較すると、一様クリアラン スの場合は、漏れ渦は翼面から離れた位置に存在 していたため、翼面と直接的に干渉していなかっ た.しかしながら、部分クリアランスの場合は、後 方部分クリアランスからの漏れ渦が翼面に近い位 置に存在するため、漏れ渦による流れが翼面に近い位 置に存在するため、漏れ渦による流れが翼面に近い 置に存在するため、ここで、半径外向きの流れが翼面付近に生じてい る.そのため、図 11 に示すように、50%コードか ら 90%コードにかけて、高損失領域が翼面上に沿 って、半径外向き方向に広がっていると考えられ る.

6. 結言

本研究では,遷音速多段軸流圧縮機を対象とし, 静翼列ハブ側のクリアランスの有無およびその形 状の異なる3つのケースについて,単流路のRANS 解析を実施するとともに,知的可視化を施して渦 流れ構造および限界流線を詳細に調べることで, ハブ側の翼端クリアランスが静翼列におけるハ ブ・コーナーはく離に与える影響を明らかにした. 得られた知見は以下の通りである.

(1) クリアランスを設けない場合, 翼端漏れ流れが発生しないことから,ハブ面近傍での損失は低くなるが,ハブ面上での翼圧力面から負圧面に向かう二次流れの効果が卓越する結果,ハブ面境界層に起因した低エネルギー流体がハブ・コーナー部に集積するとともに,その一部は翼負圧面に沿ってスパン上方に広がる.この負圧面上の低エネルギー流体が主流と干渉することで,はく離領域が形成される.このはく離領域には,明確なはく離渦が認められる.

- (2) 一様なクリアランスを設ける場合, 翼端の前縁から後縁まで漏れ流れが発生することから,ハブ面近傍で極めて大きな損失生成が起きるとともに,翼端漏れ渦が翼前縁近傍から巻き上がり,翼列出口に向かって成長する.翼端漏れ流れの効果により,ハブ面上の翼角圧面に向かう二次流れが抑制され,ハブ面上の低エネルギー流体は翼間ピッチ方向に広がり,ハブ・コーナー部へ集積することはない.その結果,ハブ・コーナーはく離は発生せず,翼端漏れ流れと翼負圧面に向かう二次流れとの境界ではく離が認められるのみである.
- (3) 部分クリアランスを設ける場合,他の場合と比較して極めて複雑な渦流れ構造およびはく離形態を呈する.クリアランスの無い中実部付近において,前方の部分クリアランスからの漏れ流れとハブ面上の翼負圧面に向かう二次流れとの干渉から,ハブ面に足を持つ竜巻状のはく離渦が発生する.その結果,クリアランスがあるにもかかわらず,低エネルギー流体がハブ・コーナー部へ集積することにより,翼負圧面上に新たなはく離が発生し,3つの場合の中で最も大規模なハブ・コーナーはく離領域が形成される.また,ハブ・コーナーはく離領域には,

後方の部分クリアランスからの漏れ渦が形成され,さらに複雑な流れ構造となる.この場合,ハブ近傍の損失ピーク値は上記(2)よりも低いが,ハブ面から30%スパン位置あたりまで高損失領域が広がる.

参考文献

- K. Yamada, et al., Large-scale DES Analysis of Stall Inception Process in a Multi-Stage Axial Flow Compressor, ASME PaperNo. GT2016-57104 (2016).
- (2) Gbadebo, S. A., Cumpsty N. A. and Hynes, T. P., Three-Dimensional Separations in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 127 (2005), pp. 331-339.
- (3) Gbadebo, S. A., Cumpsty N. A. and Hynes, T. P., Interaction of Tip Clearance Flow and Three-Dimensional Separations in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 129 (2007), pp. 679-685.
- (4) Lei, V. M., Spakovszky, Z. S., and Greitzer, E. M., A Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall, ASME Journal of Turbomachinery, 130, (2008), pp. 031006–10.
- (5) 古川雅人、ターボ機械における流動現象の知的可視
 化、可視化情報学会誌、第 23 誌、第 91 号 (2003)、 206-213.
- (6) Wilcox, D. C., Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol.32, No.2 (1994), pp.247-255.
- (7) Shima, E. and 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.

【研究報告】

A-14

リング型プラズマアクチュエータを用いた 遠心圧縮機における漏れ流れ抑制効果の検証

*大橋 俊之(東理大院),石川 仁(東理大),瀬川 武彦, 松沼 孝幸(産総研)

Verification of Control Effect of Tip Leakage Flow in Centrifugal Compressor by Ring-type Plasma Actuators

* Toshiyuki OHASHI, Hitoshi ISHIKAWA, Takehiko SEGAWA and Takayuki MATSUNUMA

ABSTRACT

Velocity and pressure distributions near the outlet in a centrifugal compressor system were measured by PIV and pressure scanner for evaluating control effects of the tip leakage flow by means of a ring-type plasma actuator. A copper wire coated with silicone was embedded in a casing surface facing tips of the impeller. Under a rotating speed of impeller $\omega = 1,500$ rpm, dielectric barrier discharge (DBD) plasma was formed in between their clearances (s = 1.2 mm) by applying the fixed peak-to-peak voltage $V_{p-p} = 11.7$ kV with frequencies $f_p = 5$, 10, 20, 30 and 40 kHz. In the case of $f_p = 5$ kHz, velocity in the outside of impeller hub increased in comparison with that without flow control, although it tends to decrease according to higher f_p . Static pressure near the hub side of diffuser was also enlarged further negative value for the particular case of $f_p = 5$ kHz.

Key words: Tip leakage flow, Centrifugal compressor, Ring-type plasma actuator, Active flow control, PIV

1. はじめに

遠心圧縮機内では,翼正圧面側から負圧面側の 圧力差によりインペラ先端とケーシングの隙間に 漏れ流れが発生し,圧力損失や流れの不安定現象 を発生させるため,漏れ流れ抑制に向け様々な研 究が行われている^{(1),(2)}。また,近年の遠心圧縮機小 型化に伴い,相対的に翼先端隙間が大きくなるた め,漏れ流れシール技術の重要性が増している。

一方,近年プラズマアクチュエータ (PA) を用 いた流体制御が注目されており(3),(4), 剥離制御や抗 力低減などの研究が行われている。PA を利用した 軸流タービンや軸流圧縮機の漏れ流れ抑制効果も 研究されているが(5),(6), これまで遠心圧縮機への適 用例はなかった。本研究グループでは、軸流圧縮 機や遠心圧縮機のケーシングに対しても装着可能 なリング型 PA の研究開発を行ってきた⁽⁷⁾。遠心圧 縮機に適用する場合のリング型 PA の模式図を図1 に示す。予め絶縁被覆された導電ワイヤをインペ ラと対向するケーシング側に埋め込み、インペラ 先端を接地電極、導電ワイヤを埋め込み電極とし て利用する。埋め込み電極に交流の高電圧を印加 すると、インペラ先端とケーシングの間にのみ誘 電体バリア放電(DBD)が発生する。本手法では インペラが接地されているため、実用化に向けた

安全性確保の観点からも有用である。先行研究で は、図2に示すように3次元プリンタで造形した 簡易的なケーシングと吐出口を有するシステムを 構築し、粒子画像流速測定法(PIV)を用いて吐出 口から大気中に噴出される流れの空間速度分布を 解析した結果、特定のPA稼働条件で速度分布が均 一化されることが確認された⁽⁸⁾。しかし、造形した ケーシングが3次元形状で流路が複雑であったた め、吐出される流れに影響を与えた可能性があっ た。

そこで、本研究ではディフューザ側の流路を平 行な2枚の板で挟まれただけの対称性の高い構造 を採用し、流路内の空間速度分布と静圧分布の計 測により漏れ流れ抑制効果を定量的に評価する。



Fig. 1 Schematic drawing of ring-type plasma actuator for centrifugal compressor



Fig. 2 Main result in the previous study⁽⁸⁾

| | Number of blade (<i>n</i>) | 12 blade |
|----------|------------------------------|----------|
| Impollor | Inlet diameter (d_1) | 42.4 mm |
| mpener | Outlet diameter (d_2) | 59 mm |
| | Outlet blade height (h_1) | 5.0 mm |
| | Suction diameter (D_1) | 44.4 mm |
| Casing | Diffuser height (h_2) | 5.2 mm |
| | Groove depth for PA | 1.5 mm |
| | Tip clearance (s) | 1.2 mm |
| PA | Wire outer diameter | 1.3 mm |
| | Thickness of insulator | 0.45 mm |

 Table. 1
 Specifications of experimental apparatus

2. 実験方法

図3に試験装置の概略図,使用するインペラ, ケーシング,および PA の諸元を表1に示す。遠心 圧縮機インペラとして、2.000 cc クラスの乗用車で 用いられているターボチャージャの部品(アルミ ニウム合金製,入口部の直径 d1=42.4 mm,出口部 の外径 d₂=59 mm)を用い、インペラを回転させる ためにカップリングを介して最高回転数が 7,760 rpm のブラシレス DC モータ (m-link 製, CPH50) と接続した。また、インペラ自体をリング型プラ ズマアクチュエータの露出電極として利用するた め,回転軸を接地した。アクリル系樹脂製のケー シングは,吸込み口径を D_l =44.4 mm,ディフュー ザ高さを h₂=5.2 mm として 3 次元プリンタで造形 した。インペラ先端とケーシングの隙間はc=1mm を基準とし、高さ調整用のシム板を用いて 0.1 mm ずつ最大2mmまで変化させることができる。また,





(b) Cross section



ケーシングには予め深さ 1.5 mm の溝構造が施され ており,外径 1.3 mm (絶縁被膜厚み:0.45 mm)の シリコーン被覆銅線がインペラと同軸に巻かれて いる。脱落防止とケーシング表面の段差を最小限 に留めるために,シリコーン被覆銅線は両面テー プとシリコーン系接着剤で固定した。シリコーン 被覆銅線の導体部はケーシング外部に設置した高 周波高電圧電源 (PSI 製, PG1040F)と接続され, 高電圧を印加することでインペラ先端面とケーシ ングの隙間にのみ,DBDを発生させた。また,大 気圧との差圧を測定するために,2枚の平行平板の 下面 (ディフューザハブ側) に静圧孔 (φ65 mm, φ95 mm, φ125 mm の位置にそれぞれ4ヶ所,合計 12 ヶ所)を設置し,圧力計 (Esterline 製, NetScanner 9116)を用いて圧力変動を最大 500 Hz で取得した。

PA の駆動には、peak-to-peak 電圧 (V_{p-p}) および 周波数 (f_p) を 4.0 $\leq V_{p-p} \leq$ 12.8 kV, 4.0 $\leq f_p \leq$ 40.0 kHz の範囲で出力できる高周波高電圧電を使用し、 V_{PP} は先行研究⁽⁸⁾で設定した最大印加電圧と同様に V_{PP} =11.7 kVとし、回転数は ω =1,500 rpm に固定した。 PAの静電容量やケーブル長などの電気回路に依存して変化する。本研究ではチップクリアランスをs=1.2 mm に設定した結果、図4に示すように f_P =5 kHz では疑似矩形波となり周波数が増加するにつれて正弦波に近い電圧波形に変化することが明らかになった。



Fig. 4 Voltage form variations

3. 結果及び考察

3.1 ディフューザ流路内空間速度分布の変化

PA 非稼働時と、印加電圧を $V_{p,p}$ = 11.7 kV 固定の もとで周波数を f_p = 5 kHz から 40 kHz に変化させ た条件におけるディフューザ側流路内空間速度分 布を PIV を用いて解析した。インペラ外径に一致 する r = 30 mm から 60 mm までに渡るディフュー ザ側流路(ディフューザ高さ、h = 5.2 mm)は、2 次元シート状のダブルパルス Nd:YAG レーザー

(Litron Lasers 製, NANO S 30-30 PIV, 30 mJ/pulse) によって可視化した(図3)。それぞれの PA 駆動条 件に対して Flame Straddle カメラにより 205 組 410 枚の可視化像を 3.75 Hz で取得し, **PIV** 解析で得 られた空間速度分布(205時刻)の時間平均値を算 出した結果を図5に示す。図5(a)の PA 非稼働時と 比較した場合,図 5(b)の $f_p = 5$ kHz で PA を稼働さ せた場合の方が高速の領域が拡大していることが 確認できるが、図5(c)から(f)と駆動周波数が増加す るとともに、高速領域が減少することがわかる。 制御効果を定量的に比較するため,図5の破線で 示した r = 33.9 mm における半径方向の流速成分 (u)の分布を図6に示す。周波数がfp=10,20,30, 40 kHz の場合, PA 非稼働時と比べて, チップ側で 流速が減少していることがわかる。特に減少量が 大きかったのは, $f_p = 40$ kHz の印加条件であり, 流 速が最大14.9%減少することが明らかになった。こ れは,インペラ先端とケーシングの隙間において プラズマが誘起されることにより、チップ付近で 空力性能を低下させるような流れや体積力などの 効果が発生した可能性がある。また周波数が大き いほど流速が減少する傾向がある。一方, f_{b} =5kHz の場合,チップ側の流速はほぼ減少せず,ハブ側

3.2 ディフューザ流路内静圧分布の変化

において流速が最大 5.1% 増加した。

PIV 計測と同時にディフューザ流路内の圧力分 布を測定した。サンプリング周波数は 500 Hz, 測 定時間は 90 s とし, $f_p = 0$ (PA 非稼働), 5, 10, 20, 30, 40 kHz と周波数を変化させた場合の時間平均値を 算出した結果を図 7 に示す。インペラ出口に近い ϕ 65 mm における静圧は周波数の変化に対する変 化が大きいが, ϕ 95 mm, ϕ 125 mm とディフューザ 下流に向けて,変化率は減少することがわかる。 これは, PA 駆動によりインペラ先端近傍の流れが 変化した場合, インペラのハブ近傍の流れ場では 制御効果が現れるが,遠方では流れがより均一に なるためであると推察される。また $f_p = 5$ kHz にお いて, ϕ 65 mm および ϕ 95mm の静圧孔で計測



Fig. 5 Time-averaged velocity distributions near the impeller exit for various f_p . Peak-to-peak voltage was fixed at $V_{p-p} = 11.7$ kV

した圧力平均値は, PA 非稼働時と比較してわずか ではあるがさらに負圧に変化していることがわか る。前節で報告したように,本条件では PA 非稼働 時と比較して流速が増加しており,静圧の低減に つながったと考えられる。

3.3 PA 消費電力の評価と制御効果の考察

本研究で用いたリング型プラズマアクチュエー タの消費電力(P)は、図 8(a)に示すように PA と 並列に電荷測定用のコンデンサ(静電容量: Cr=22 nF)を接続し,V-Q リサージュ法を用いて評価した。 CPAはリング型プラズマアクチュエータの静電容量 を示し、電極間に印加される電圧を VPA とする。シ



Fig. 6 Averaged u profiles at r = 33.9 mm



Fig. 7 Static pressure as a function of f_p

リコーン被覆銅線の導体部及びインペラ先端にチャージされる電荷(Q_{PA})と、電荷測定用コンデン サにチャージされる電荷は $Q_{PA} = Q_r$,即ち $C_{PA}V_{PA} = C_rV_r$ の関係が成立するため、 Q_{PA} は C_r に印加される 数ボルト程度の電圧計測より算出できる。また、 高電圧プローブを用いて V_{PA} を測定し、 V_{PA} と Q_{PA} をそれぞれ x 軸、 y 軸にプロットすることで描画さ れる図 8(a)に示すリサージュ図形で囲まれた面積 は、1 周期当たりの放電エネルギーを示しており、 この面積と周波数の積が PAの消費電力として評価 できる。

図9に, PIV および圧力測定と同時に取得した各 周波数と消費電力の関係を示す。消費電力はf_pの



Fig. 8 Evaluation of power consumption Power



Fig. 9 Power consumption as a function of f_p

増加に伴って増大するが、高周波側では増加率は 減少していることがわかる。また、図 4 で示した ように、本研究で用いた高周波高電圧電源は周波 数に応じて出力波形が変化するため、周波数と消 費電力の関係を単純に評価することは適切ではな い。しかし、定性的には周波数が低いほど PA の消 費電力が低減できることは明らかであり、図 9 か らも他の周波数と比較して $f_p = 5$ kHz の場合は $P \approx$ 10 W と際立って小さな値になっており、このよう な低消費電力のもとでも制御効果が現れることは 特筆すべきことである。

一方,本研究では回転数を*ω* = 1,500 rpm に固定 したが,実際のターボ機械ではインペラ先端が最 高で音速に近い速度で稼働されることがあるため, 今後は更なる高回転下において PA による漏れ流れ 抑制効果を検証する必要がある。インペラ先端の 高速化に伴って漏れ流れも変化し,より高電圧・ 高周波数で PAを駆動することも必要となる可能性 が高い。よって,今後は回転数(インペラ先端速 度)と PA による漏れ流れ抑制効果の関係について, peak-to-peak 電圧,周波数,クリアランスなどを変 化させて検証していく予定である。

4. 結言

遠心圧縮機インペラの回転数を ω = 1,500 rpm, peak-to-peak 電圧を $V_{p,p}$ = 11.7 kV に固定のもとで, リング型プラズマアクチュエータへの周波数を f_p = 5 kHz, 10 kHz, 20 kHz, 30 kHz, 40 kHz に変化 させ,インペラ出口近傍の速度および静圧分布を 計測することで漏れ流れの抑制効果を検証した。 本研究で得られた主な結果を,以下に示す。

- (1) 周波数が $f_p = 10, 20, 30, 40$ kHz の場合, PA 非 稼働時と比べて, チップ側で流速が減少した。 $f_p = 5$ kHz の場合, チップ側の流速はほぼ減少 せず, ハブ側において流速が最大 5.1%増加し た。
- (2) ϕ 65 mm および ϕ 95mm において計測した圧力 の平均値は f_p = 5 kHzにおいて静圧が低減した。
- (3) f_p = 5 kHz の場合は P≈ 10 W と低い値であり, 低消費電力でも漏れ流れを制御できる可能性 が示された。

謝 辞

本研究は、JSPS 科研費(基盤研究(B), 2689040) の助成により行われた。筆頭著者の大橋俊之は、 本助成制度の下で産総研リサーチアシスタント (RA)として従事した.
参考文献

- 山田和豊,喜久田啓明,古川雅人,郡司嶋智, 原靖典,"軸流圧縮機動翼列における旋回失速 初生プロセスに及ぼす翼端すき間流れの影 響,"日本機械学会論文集(B編),79巻801号, pp.900-916 (2013).
- (2) 茨城誠一, 冨田勲,恵比寿幹, 白石隆, "自動車 用過給機のワイドレンジ遠心圧縮機の開発,"
 三菱重工技報, Vol. 49, No. 1, pp. 69-74 (2012).
- (3) Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 42, pp. 505-529 (2010).
- (4) 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,"日本流体力学 会年会誌「ながれ」, Vol. 29, No. 4, pp. 243-250 (2010).
- (5) 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, GT2008-50703 (2008).
- (6) Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflug, M., Puterbaugh, S. L., and Wadia, A. R., "Experimental Investigation of Tip Clearance Flow in a Transonic Compressor with and without Plasma Actuators," ASME Paper, GT2014-25294 (2014).
- (7) Matsunuma, T., Segawa, T., "Active Control of Tip Leakage Flow for Low-Pressure Turbine by Ring-Type Plasma Actuators," AIAA Paper, 2013-2726 (2013).
- (8) 大橋俊之、石川仁、瀬川武彦、松沼孝幸、"リン グ型プラズマアクチュエータを用いた遠心圧 縮機における漏れ流れ能動制御、"日本機械学 会 2015 年次大会講演論文集, S0530402 (2015).

【研究報告】

A-16

防氷のために要求される熱量を推定する簡易モデルの実験的研究

*淺海 典男, 水野 昌幸, 冨岡 義弘, 鈴木 一裕 (株式会社 IHI) 日向寺 竜磨, 木村 茂雄 (神奈川工科大学)

Experimental Investigation of Method to Estimate Heat Requirement for Anti-Icing with a Simple Model

* Norio ASAUMI, Masayuki MIZUNO, Yoshihiro TOMIOKA, Kazuhiro SUZUKI(IHI Corporation), Tatsuma HYUGAJI, and Shigeo KIMURA(Kanagawa Institute of Technology)

ABSTRACT

A simple method to quickly estimate the approximate amount of heat necessary to keep objects of the jet engine from icing in cold environments is evaluated.

For icing prevention it is proposed to mount an electrically heated film on the leading edge of the airfoil surface. The effectiveness of this measure is evaluated for a NACA0013 profile tested in an icing wind tunnel. Supercooled water is sprayed into the upstream air stream to simulate the cold environment. Comparison of the experimental results with model calculations revealed that the simple model overestimates the required amount of heat by about 200%.

Key words: Supercooled Water Droplets, Anti-Icing, Heat Transfer Engineering, Airfoil

1. はじめに

航空機用のエンジンは、雲中や低温の霧中での飛行中 などの着氷環境における運用が想定されるため、エンジ ン入口部の有害な着氷を防ぐための防除氷装置が必要と なる¹⁾。防除氷装置には、高温空気を利用するもや電熱 ヒーター等を用いる方法などがあるが、いずれもエンジ ンの出力エネルギーの一部を利用することになるため、 省エネ化のためにも防除氷に必要な熱量を適切に把握す ることが必要となる。

着氷の伝熱現象を記述するモデルの一つとして Messinger モデル^{2,3)}が知られている。文献4)の研究事例 は、Messinger モデルを簡易化する上で参考になるが、 必要な熱量の算出過程の説明に不十分な部分が存在する。 また、風洞試験の結果等のデータを対象として検証した わけではないため、モデルの検証が十分とは言えない。 文献5,6)では防氷を対象とした Messinger モデルの予測 精度の検証を行っているが、十分なデータが示されてい るわけではない。

そのため、本研究では、翼の前縁部を模擬した模型を 対象に着氷風洞にて防氷試験を実施し、防氷に必要な熱 量のデータを取得した結果と簡易 Messinger モデルの結 果を比較し、モデルの予測精度を検証した。

2. 実験装置

2.1 着氷風洞

着氷および防氷/除氷の実験を実施する際には着氷風 洞を利用する。着氷風洞の,通常の風洞施設との大きな 差は,風洞内の温度を氷点下以下に保てる能力と,試験 が要求する量に制御して微小な水滴を発生する設備の能 力を持っていることである⁷⁰。

本研究では神奈川工科大学の着氷風洞(図 1)を利用した。この風洞は開放型であるため、風洞全体が氷点下(-30°まで)に環境温度を調整できるようになっている。測定部での水滴量(Liquid Water Content: LWC)の最大は $0.7g/m^3$,水滴径である過冷却水滴有効径 (Median Volume Diameter: MVD)は約 10~60 μ m である。テストセクションの断面は 100mm×300mm で、~95m/s まで流速を上げることができる。



Fig.1 Photograph of Icing Wind Tunnel at Kanagawa Institute of Technology

2.2 実験模型

本研究では,試験用の模型としてコード長が57.6mm, スパン方向の長さが90mmのNACA0013 翼型の前縁部分 模擬した形状を用いる(図 2)。この模型は,ABS 樹脂の外 面へ通電加熱用に厚さ 3µm の純チタンの薄い箔を翼の 流れ方向へ1周全体,スパン方向へ70mmの長さで貼り 付けている。このチタン箔へ直流電源(菊水電子工 業:PWR800L)を用いて通電を行い加熱した⁸⁾。今回,① 防氷のために十分な発熱密度を確保する,② 曲面(特に, 翼の前縁部)へ発熱面を取り付ける,③ 試験結果の評価 のために加熱面を等熱流束の条件にすることが必要であ り直熱通電加熱の方式を採用した。銅の電極を翼型の試 験模型のスパン方向の左右2カ所へ付けて試験を行った。 さらに,5m の AWG6 の電源ケーブル(UL1283-6-W-10) を用いて接続した。

試験模型の表面温度計測用の熱電対をチタン箔の下側 (模型内部方向)へ 0.5mm, スパン方向 45mm(模型中央) の位置に, 翼の流れ方向(x/c)へ 2.1%, 8.7%、26%, 44%, 61%と 78%の 6 カ所に設置した。さらに, ABS 樹脂の 内側(裏側)に1ヶ所(x/c=)2.1%の位置に取り付けた。なお, 熱電対は岡崎製作所のシース外形 0.5mm, 非接地形で T タイプのクラス 1 を使用した。IR カメラ(FLIR Systems 社: A655SC)を用いて模型表面(翼片面のほぼ全域)の温度 を計測できるように黒体テープをチタン箔の上に貼り試 験を実施した。黒体テープには OPTEX 社の HB-250(材 質:ガラスクロステフロンテープ, 厚み:0.13mm)を利用し た。



Fig.2 Schematic Configuration of Experimental Model

2.3 試験模型の発熱量推定

模型表面のチタン箔の発熱量を算出するために,オームの法則(R=V/Iの関係)を利用し事前に抵抗値を算出した。ここで,Vは電圧(V),Iは電流(A)とRは抵抗(Ω)である。電流を流し,マルチメータ(テスター)を用いて模型へ印加された電圧を計測した。電圧の計測点は,5カ 所(x/c = 0%,25%,50%,75%と100%)である。5カ所の計 測点の抵抗値は0.062~0.083Ωと多少のバラツキがある。 今回は,模型全体の総発熱量を焦点とするため,5点の抵 抗値の算術平均をとった値 0.075Ω を模型全体の抵抗値 として使用した。

図 3 へ模型ヒーターを加熱した際の表面の温度分布 (無風時,水滴無し)を示す。この図より,防氷で特に注 目する模型の前縁付近を含め比較的均一な温度となって おり,電気抵抗値の分布により表面温度分布への影響は 小さいと考えた。



Fig.3 IR Photograph of Temperature Distribution over Surface of Model

3. 防氷の熱量推定のための簡易モデル

本研究では、空間の検査体積に対してエネルギーのバ ランス方程式より防氷に必要と考える熱量を計算する⁹。 また、簡易計算ができるように以下のような仮定をおい た。① 定常現象とする、② 防氷対象物の表面温度は 1 点で代表する、③ 加熱面へ水滴が衝突する割合は試験時 の流量の内、テストセクションへの投影面積に比例する。 ④ 模型上の水の温度は壁面と同じとする。

参考文献 3,5-7,9-11)より防氷に必要な熱量は式(1)に示 す各項の総和として算出できると考えた(Appendix へ Q₁ ~Q₅の各算出方法を示す)。

防氷に必要な熱量= $Q_1+Q_2+Q_3-(Q_4+Q_5)$ (1) ここで、 $Q_1: \pi(過冷却 \pi) の加熱のため熱量(Sensible$ $Heating)、<math>Q_2:$ 対流熱伝達の放出熱量(Convection)、 $Q_3:$ 蒸発 熱量による放出熱量(Evaporation)、 $Q_4: \pi(過冷却 \pi)$ 滴の 衝突による入手熱量(Kinetic Heating)、と $Q_5:$ 空力加熱に よる入手熱量(Aerodynamic Heating)を示している。



Fig.4 Illustration of Energy Tranfer around Model

4.結果と考察 4.1 乾燥空気中での観察結果

模型の表面にタフト(絹糸)を貼り翼面の気流の挙動を 事前に観察した。今回のタフトの挙動の観察時は乾燥空 気(水滴なし), 翼面の加熱が無しの条件である。図5に主 流速度30m/s での模型表面の気流の様子を可視化した瞬 時の写真を示す。タフトは流れ方向へスムーズに傾いて おり翼面へは気流は付着していると考えられる。ただし, 模型の後縁付近ではタフトが流れとは異なる方向を向い ており,気流の剥離が発生していると予想する。また, 模型の側壁側でわずかにタフトに乱れがある。電極の影 響を受けて気流が多少中央側へ寄っているためと考えら れる。なお,防氷試験は過冷却水が衝突する翼(スパン方 向)中央付近の前縁の流れ場が大切となる。上述のタフト 挙動観察より,前縁から大半の翼面(0~約 90%C)は気流 が翼面に付着しスムーズに流れていることがわかった。



Fig.5 Visualization of Flow over Surface on Model

4.2 平板の熱伝達率との比較

防氷に必要な熱量は3章の簡易モデルの5つの項の内, $Q_1 \sim Q_3 \ge Q_5$ が大きいことが予想されている(特に, Q_2 が最も大きい可能性がある。後述の図13参照)。

文献 12)には,NACA63-421 翼を用いて計測した平均 熱伝達率と層流平板における平均熱伝達率の近似値が良 く一致することが示されている。模型の平均熱伝達率を (平板,円柱などの)基礎的な形状の実験式より推測でき ることは防氷の熱量の簡易な見積りには便利である。そ こで,今回の模型を対象に低温の乾燥空気下で熱伝達の 影響を事前に評価した。

今回は主流速度 30 と 60m/s の 2 条件で熱伝達率の計測 を実施した。以下の式を利用して熱伝達率を算出した。

 $h_i = q / (T_{surface} - T_{ambient})$ (1) ここで、 h_i は熱伝達率(W/m²k)、qは熱流束(W/m²)、 $T_{surface}$ は模型表面温度(°C)、 $T_{ambient}$ は気流の温度(°C)である。次 に、各熱電対位置での熱伝達率を図6に示す翼に沿う表 面の長さで重みづけして平均化した値(平均熱伝達率: h_{ave})を算出した。

 $h_{aver} = \Sigma(S_i \times h_i) / (\Sigma S_i)$ (2) ここで、 S_i は模型の表面の外周の長さ(m)である。さらに、 以下の式を利用して平均ヌッセルト数(Nu)を算出した。

$$Nu = h_i c/\lambda$$

(3)

ここで, cは模型のコード長(m), λは熱伝導率(W/mk)で ある。



Fig.6 Schematic Illustration of thermocouples location

図7にNu数を模型と層流及び乱流平板を比較した結果 を示す。この図より、模型のNu数は平板と良く一致し ていることがわかった。よって、平板試験の結果¹¹⁾でこ の模型の熱伝達率を代替できるとした。なお、横軸はレ イノルズ数(Re)であり、定義を以下に示す。

$$R_e = Vc/v \tag{4}$$

ここで, V は主流流速(m/s), c は模型のコード長(m), v は動粘性係数(m²/s)である。





4.3 感水紙による水衝突の把握

模型への水滴の衝突状況を把握する試験を実施した。 模型の前縁へ感水紙を装着して風洞計測部に設置した。 その後,スプレイヤーを 0.3 秒間作動させて水滴噴霧し 模型への水滴の補足を観察した結果を図8に示す。この 図では黄色の感水紙が水滴を捕獲して青色へ変化してい る。ほとんどの水滴は翼の前縁へ衝突することがわかっ た。また,翼の中央部分へ比較的集中している理由は, 4.1 章で述べたように電極部の影響を受け模型周辺の気 流が中央へ寄るためと考えた。



Fig.7 Photograph of Water Droplet (Capture)

4.4 接触角計測結果

素材の濡れ特性が,親水性か疎水性かどうかで模型上の水滴の挙動へ影響を与える可能性がある。表1へABS 樹脂,表2ヘチタン箔と水との静的接触角の計測を行った結果を示す。表1より,ABS樹脂の接触角の平均値は 78.6°であった。表2より,チタン箔の接触角の平均値は 89.6°であった。これらの結果より,ABS樹脂とチタン箔 はともに接触角が90°以下であり親水性とわかった。親 水性のため防氷試験では水滴が小さい時は模型表面に留 まり,水滴が合体し十分な大きさまで成長すると気流か ら受ける力によって下流側へ流される傾向となる¹³。

| ſ | | Measurement No. | | | | |
|---|-----------------------|-----------------|------|------|---------|-----------------------|
| | | 1 | 2 | 3 | Average | Standard Deviation |
| | Contact Angle(deg) | 77.5 | 80.2 | 78.0 | 78.6 | 1.4 |

Table 1 Contact Angle of ABS resin

Table 2 Contact Angle of Titan film

| | Measurement No. | | | | |
|-----------------------|-----------------|------|------|---------|--------------------|
| | 1 | 2 | 3 | Average | Standard Deviation |
| Contact Angle(deg) | 89.5 | 90.6 | 88.7 | 89.6 | 1.0 |

4.5 防氷のため必要な表面の温度

防氷試験時はチタン箔の後方側60%と黒体テープを取 り除いて試験を行った(図9)。これは、模型後縁側では放 熱量が小さいため、等熱流束条件下では後縁側を必要以 上に加熱しないようにした。

防氷試験では模型上の箔を十分に加熱後、約5分間の 過冷却水の噴霧を実施し、模型の加熱部の表面に着氷が 発生するかどうかで評価を行った。今回の試験では気温、 流速,LWCとMVDを変えた4つの環境条件に対して、模 型表面の温度を変化させる方法で実施した(試験条件を 表3に示す。この表には気温, 流速, LWC と MVD, 計測 された最低壁面温度,防氷の可否と防氷に用いた電力, モデルの予測値を値を示す)。図9に防氷と着氷のクライ テリアを示す。図10に着氷時の熱電対の代表的な温度履 歴を示す。着氷時は過冷却水滴の噴霧直後(数秒後)に翼 の前縁部に氷の付着が起こった。図11に最前縁部にある 熱電対より求めた壁面の最低温度と防氷/着氷の関係を マッピングした結果を示す。この図より,温度が2~5℃ 付近に防氷と着氷の閾値があることがわかった。なお、 この図は上述の表3より前縁側の最低壁面温度と防氷の 可否の欄を抜き出して作成した。文献 5)で、コード長が 約 1mの NACA0012 を対象に防氷試験を実施しており, 防氷時の前縁の壁面温度は約2~9℃であった。今回の試 験結果もほぼ同様の結果と考えている。

4.6 簡易 Messinger モデルとの比較

3章(および Appnedix)に示した簡易 Messinger モデルの 予測結果と試験結果を比較する。モデルの予測値は,表 3に示す試験条件(気温,流速,LWC)と前縁側の最低壁面 温度を用いて算出した。防氷ができた条件のみを検証対 象とし,気流の境界層が乱流を想定した結果である。

参考文献 5)では、乾燥空気では気流を層流として扱う が、水(水滴)で表面が濡れることで境界層が乱流へ遷移 することを示唆している。空気力学的に境界層が層流を 維持できる目安として、表面が滑らかと言える粗さ(k_{adm}) を Schlichtingの式¹⁴にて算出すると数 10μm となった。 この大きさは水滴の径とほぼ同じ程度の粗さであるため、 表面が水で濡れた状態では境界層は乱流に近いと考えた。

また、今回の防氷実験ではチタン箔は模型の前縁側(0 ~40%C)に貼り付けている。現状、代表点の値のみを用 いる方法を採用している。Q2の対流熱伝達による放熱の 予測時には模型全体(100%C)が加熱していると仮定して 熱量を算出し、この熱量に 0.4 倍した値を用いた。さら に、Q3 の蒸発の項でも同様に翼面全体(100%C)が加熱さ れているとして算出し、0.4 倍した値を使用した。

図 12 に防氷に必要な熱量のモデルの予測値と試験結 果を比較した結果を示す。この結果より、予測値は試験 結果の1.5~2.4 倍となり、簡易モデルの方が防氷に必要 な熱量を過大に予測することがわかった。

さらに、図 13 に(表 3 の)Test No.7~12 を対象に、モデ ルが予測した $Q_1 \sim Q_5$ の各項の割合を示す。この図より、 $Q_1(水の加熱のため熱量), Q_2(対流熱伝達の放出熱量),$ $Q_3(蒸発熱量による放出熱量), Q_5(空力加熱による入手熱$ $量)は <math>Q_4(水滴の衝突による入手熱量)に比べて値が大き$ くなることがわかった。

5. まとめ

本研究では、翼の前縁部の模型を対象に着氷風洞にて 試験を実施し防氷に必要な熱量のデータ取得した結果と 簡易 Messinger モデルの予測値を比較し、モデルの予測 精度を検証した。以下の結論を示す。

・防氷に必要な温度は約2~5℃に閾値があることがわかった。

・乱流想定での防氷に必要な熱量の予測値は試験結果の 1.5~2.4 倍となり、簡易モデルの方が防氷に必要な熱量 を過大に予測することがわかった。



Fig.9 Photograph of Criteria to Judge whether Clear or Iced



Fig.10 Temperature Time Histories



Fig.11 Relation between Temperature and Condition of Surface of Model

| Table 3 | Comparison | of Experiment | with | Calculation |
|---------|------------|---------------|------|-------------|
| | 1 | 1 | | |

| | Condition | | | | Experiment | | | Calculation |
|----------|---------------|-----------|---------|------------|--------------------|-------------------|----------|-------------|
| TEST NO. | Amb.Temp (°C) | WIND(m/s) | MVD(µm) | LWC(g/m^3) | Tc1 temp min(℃) | iced=0 clear=1 | Power(W) | Power(W) |
| 1 | -8 | 30 | 58 | 2.8 | 2.1 | 0 | 6 | |
| 2 | -8 | 30 | 58 | 2.8 | 5.4 | 1 | 9 | 17 |
| 3 | -8 | 30 | 58 | 2.8 | 5.7 | 1 | 9 | 18 |
| 4 | -8 | 30 | 58 | 2.8 | 8.5 | 1 | 11 | 22 |
| 5 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 1.3 | 0 | 5 | |
| 6 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 1.4 | 0 | 6 | |
| 7 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 2.2 | 1 | 7 | 12 |
| 8 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 2.7 | 1 | 8 | 13 |
| 9 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 4.5 | 1 | 10 | 17 |
| 10 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 5.6 | 1 | 12 | 20 |
| 11 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 9.4 | 1 | 16 | 29 |
| 12 | -8 | 60 | 18 | 0.6 | 11.1 | 1 | 23 | 33 |
| 13 | -20 | 30 | 27 | 0.9 | 2.1 | 0 | 10 | |
| 14 | -20 | 30 | 27 | 0.9 | 2.6 | 0 | 12 | |
| 15 | -20 | 30 | 27 | 0.9 | 6.6 | 1 | 14 | 25 |
| 16 | -20 | 30 | 27 | 0.9 | 8.6 | 1 | 16 | 28 |
| 17 | -20 | 60 | 18 | 0.7 | 2.7 | 0 | 15 | |
| 18 | -20 | 60 | 18 | 0.7 | 7.5 | 1 | 17 | 41 |
| 19 | -20 | 60 | 18 | 0.7 | 9.5 | 1 | 19 | 46 |



Fig.12 Comparison of Required Heat Quantity



参考文献

- ROLLS-ROYCE pic, the Jet engine (ザ・ジェット・エンジン), 日本航空技術協会 (2002) pp.147-150.
- Messinger, B. L.: Equilibrium Temperature of an Unheated Icing Surface as a Function of Air Speed, Journal of the Aeronautical Sciences - January, (1953).
- 3) 鈴木正也:ジェットエンジンにおける着氷現象の数値解 析, JSME TED Newsletter, No.78 (2016).
- Meier, O., Scholz, D.: A Handbook Method for the Estimation of Power Requirements for Electrical De-Icing systems, DLRK, (2010).
- Kamel, A. M., Charles, H., Dean, M. R., William, W. B.: Validation of NASA Thermal Ice Protection Computer Codes Part3: Validation of Antice, NASA/TM-2001-210907 AIAA-97-0051, (2001).
- Tribus, M., Young, G. B. W., Boelter, L. M. K.: Analysis of Heat Transfer Over a Small Cylinder in Icing Conditions on Mount Washington, Transactions of the ASME, Vol.70, (1948).
- 木村茂雄,坂部 敦彦,坂上博隆:着氷風洞試験の手法と 課題,第49回飛行機シンポジウム,(2011).
- や村元,赤外線サーモグラフィによる温度計測とその対 流熱伝達測定への応用,日本伝熱学会誌(伝熱), Vol. 54, No.228 (2015).
- Anderson, D. N.: Manual of Scaling Methods, NASA/CR-2004-212875, (2004).
- 10) Sherif, S. A., Pasumarthi, N., Bartlett, C. S.: A Semi-Empirical Model for Heat Transfer and Ice Accretion on Aircraft Wings in Supercooled Clouds, Cold Regions Science and Technology, Vol.26, (1997) pp.165-179.
- 日本機械学会:伝熱工学資料(改訂第4版), 丸善株式会社, (1986) pp.84-85.
- 12) Wang, X., Bibeau, E., Naterer, G F.: Experimental Correlation of Forced Convection Heat Transfer from a NACA airfoil,

Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 31, (2007) pp.1073-1082.

- 13) Hyugaji, T., Kimura, S., Endo, H., Hasegawa, M., Sakaue, H., Morita, K., Yamagishi, Y., Rehfeld, N., Berton, B., Diaz, F., Tanaka, T.: Runback Water Behavior on Hydro-phobic/philic Surfaces of Circular Cylinder Placed in Flow Field, SAE Technical Paper, (2015)
- 14) 山名正夫, 中口 博:飛行機設計論, 養賢堂, (1968) pp.132.

Appendix 簡易モデルの導出過程

3 章で示した Messinger モデルを簡略化した場合の防 氷に必要な熱量の算出方法を以下に示す。①~⑤の項で 構成されている。

水(過冷却水)の加熱のため熱量(Q₁)

以下の式 3), 5)を用いた。

 $Q_1 = c_{p,water} \times (T_{heat} - T_{amb}) \times (LWC \times W/\rho_{air})$ ×E_{heat-projection}

(A1)

ここで、c_{p,water} は水の比熱(J/kg-k) , T_{heat} は加熱面の温度 (k)である。Tambは空気の温度(k), LWCは液体含有量(g/m³), W は風洞の空気の質量流量(kg/s), ρ_{air} は空気の密度 (kg/m3), E_{heat-projection}は加熱面の風洞テストセクションへ の投影面積比(-)である。本来, E_{heat-projection} には水滴の衝 突率を表す値を用いるが,加熱面へ水滴が衝突する割合 は試験時の流量の内, テストセクションへの投影面積に 比例すると仮定した。

熱伝達の放出熱量(O₂)

以下の式 3), 5), 11)を用いた。

 $Q_2 = h_{air} \times (T_{heat} - T_{amb}) \times A_{heat-surface}$ (A2) ここで、hair は熱伝達率(W/m²k), Aheat-surface は加熱面の 表面積(m²)である。なお、今回の検討では熱伝達率は平 板の乱流境界層に対する平均ヌッセルト数(Nu)の式¹¹⁾を 用いて算出している。

Nu= $h_{air} L/\lambda \times 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ (A3) ここで, L は代表長さ(m), λ は熱伝導率(W/mk), Re は レイノルズ数(-), Pr はプラントル数(-)である。また、レ イノルズ数の算出する際には、翼のコード長を代表長さ とし、風洞の主流流速と空気の温度の密度を用いた。

 (\mathfrak{Z}) 蒸発熱量による放出熱量(Q3)

最大蒸発量(memax)の算出には以下の式¹⁰⁾を利用した。 参照文献 10)では英国式の単位を用いている点に注意す る。

$$m_{e,max} = H_v P_1 / R_a t_f [M_v / M_a \times {P_{v,w} / (P_1 - P_{v,w})}]$$

 $-(P_{v,\infty}/P_{\infty}) \times P_1/(P_1 - P_{v,w})\}]$

(A4)

ここで、H_vは物質伝達係数(ft/h)、P₁は境界層外縁での 圧力(psia), R_aは空気のガス定数(ft lbf lbm⁻¹°R⁻¹), t_fは膜 温度(°F), M_vは水の分子量(lb/lbmole), M_aは空気の分子 量(lb/lbmole), P_{vw} は水(膜)上の飽和蒸気圧(psia), P_{v∞}は 大気の飽和蒸気圧(psia), P_∞は大気の静圧(psia)である。式 (A4)の算出には以下の式を用いた。

 $P_{vw}=2117(672/T)^{5.19} \exp[-9.06(\lambda_e/T - 1.4525)]$ (A5) ここで, P_{vw}は壁面での飽和蒸気圧(lbf/ft²), T は温度(°R) である。λ_e(蒸発潜熱)(Btu/lbm)は以下の式を用いて算出し た。

(A6)

なお、過冷却液滴の温度が 0(℃)(293(°R))より低い場合と して以下の式を用いる。

 $P_{v,w}=2117 \exp[2.3 \{A_1+A_2/(T/1.8)+A_3((T/1.8)^2-A_7)/T/1.8)\}$

 $\times (10^{[A_{4}((T/1.8)2-A7)2]}-1) + A_{5}(10^{[A_{6}(374.11-(T/1.8))5/4]}))$ (A7) \sub \sub , A_1 =5.4266514, A_2 =-2005.1, A_3 =1.3869×10⁻⁴, $A_4=1.1965\times10^{-11}$, $A_5=-4.4\times10^{-3}$, $A_6=-5.7148\times10^{-3}$, A₇=2.937×10⁵ である。また,空気中の飽和蒸気圧(Pvair (lbf/ft²))は以下の式を用いて算出した⁵⁾。なお、相対湿度 は100%とした。

 $P_{vair} = 6.07810^{-(7.5 \times T/(T+237.5))}$ (A8)ここで, T は温度(℃)である。単位に注意すること。さ らに、式(A8)に代入する項の算出式を式(A9)~(11)に示す。

$$H_{v} = h_{air} / (\rho_{air} c_{p,air} L_{e}^{2/3})$$
$$= h_{air} / [\rho_{air} c_{p,air} (\alpha/D)^{(2/3)}]$$
(A9)

$$D=0.00215/p[T^{2.5}/(T+441)]$$
(A10)

 $c_{n air} = 0.2318 + 0.1040 \times 10^{-4} \times 0.7166 \times 10^{-8} T^2$ (A11)

ここで, H_v は物質伝達係数(ft/h), h_{air} は熱伝達率(Btu h⁻¹ft⁻²F⁻¹), ρ_{air} は空気の密度(lbm/ft³), c_{p,air} は空気の定圧比 熱(Btu lbm-1 °F⁻¹), Le はルイス数(-),α は温度伝導率(ft²/h), D は蒸気の空気中における拡散係数(ft²/h), p は圧力(psia), Tは温度(°R)である。参考文献10)では以下に示す蒸発関 数(n.: 実際に蒸発する水分量の割合を意味する)を用いて いるが、今回の試験では値が不明であるため防氷に必要 な熱量が最大になる n_=1 を仮定した。

$$n_e = m_e / m_{e,max}$$
(A12)

以上より,(最大)蒸発熱量は以下の式で算出できる。

水(過冷却水)滴の衝突による入手熱量(Q4) (4)以下の式 3), 5)を用いた。

 $Q_3 = \lambda_e m_e$

 $Q_4 = (LWC \times W/\rho_{air} \times A_{heat-projection}) \times 0.5 \times V_{air}$ (A14) ここで, V_{air} は気流の代表速度(m/s)である。

(5)空力加熱による入手熱量(Q5)

以下の式^{3), 5),10)}を用いて算出する。

$$Q_5 = r \times h_{air} \times V_{air}^2 \times 0.5 / C_{p,air}$$
(A15)

(A13)

ここで, r は境界層回復率であり以下の式^{2),19)}で算出し た。

$$r = 1 - (V_1^2 / V_\infty^2) \times (1 - P_r^n)$$
(A16)

ここで、V1は境界層外縁の流速(m/s)、V∞は主流の流速 (m/s)である。また, 文献 10)より n には乱流の場合の n=1/3 を用いた。今回、 V_1 の値が不明であるため、 $V_1=V_\infty$ とし て空力加熱から得られる熱量を最小にし、防氷に対して 要求される最大の熱量を算出するように仮定した。

【研究報告】

三電極プラズマアクチュエータによる

ガスタービン翼流体制御に向けた小型二次元翼試験

*松野 隆, 菅原 正隆, 橘 一輝 (鳥取大学), 淺海 典男, 松野 伸介, 山口 方士 (IHI)

Multi-Electrode Plasma Actuator for Flow Separation Control of Small-Scale Wing

*Takashi MATSUNO, Masataka SUGAHARA, Kazuki TACHIBANA (Tottori Univ.), Norio ASAUMI, Shinsuke MATSUNO, Masahito YAMAGUCHI(IHI)

ABSTRACT

The flow control performance of small-scale trielectrode (TED) plasma actuators was analyzed in wind-tunnel experiments. It has been found the thrust of the small TED plasma actuator can be remarkably improved by optimizing the length between the electrodes, dielectric layer thickness and the driving conditions. In low speed wind-tunnel tests, the TED actuator outperformed the classic SDBD actuator for sepatation control, even on a small scale NACA0015 airfoil at Reynolds number at 6.0×10^4 . In particular, the small-scale TED actuator could delay flow separation to a higher angle of attack compared to the SDBD actuator.

Key words: Multi-Electrode Plasma Actuator, Flow Separation Control

1. はじめに

近年大気圧中での放電を利用した流体制御デバ イス(プラズマアクチュエータ)が注目されてい る¹⁴⁾。これまで,剥離抑制等,流体制御が必要な 問題においては,主に物体表面にディンプル,ト リップワイヤなどの突起物を設置し,境界層を乱 し剥離を抑制する方法が取られてきた。しかし, これらの手法は構造が簡単であるという長所があ る反面,流れの制御が必要でない場合に性能を低 下させてしまうなどの問題がある。これらに代わ る新しい流体制御デバイスとして,研究が進めら れているのがプラズマアクチュエータである。プ ラズマアクチュエータは局所的なプラズマの発生 による噴流で流体を制御するため機械的な構造が なく非常に薄い。そのため流れの制御が必要でな いときに流体性能を低下させることがない⁵。

ガスタービンエンジン内部のような高速かつ空間的制約の大きな環境に対しては,現在一般的に用いられている SDBD プラズマアクチュエータは 生成される噴流が弱いため,流体制御性能が十分ではないことが多い。この問題を解決する方法と して、三電極(Trielectrode: TED) プラズマアクチ ュエータが提案されている。過去の研究により、 TED プラズマアクチュエータが誘起する噴流は SDBD プラズマアクチュエータに対して 10 倍あ るいはそれ以上の推力を持ち、消費電力効率も数 倍良いことが明らかになった⁵⁾。

本研究では、TED プラズマアクチュエータを用 い, 翼列における流れの剥離を制御することを念 頭に置き,小型二次元翼模型に TED プラズマアク チュエータを適用した際の剥離制御性能を調べる ことを目的とし実験を行った。まず,小型二次元 翼模型へ適用可能な小型 TED プラズマアクチュ エータを設計・製作し,その性能を調査した。次 に,開発した小型 TED プラズマアクチュエータを 小型二次元翼模型に設置し,風洞試験により剥離 制御性能を調べた。

2. 実験方法および実験条件

2.1 プラズマアクチュエータ素子

図1に性能評価に用いた小型TEDプラズマアク チュエータの構成概要と写真を示す。誘電体を電 極で挟んだ構成となっており,空気に露出する側 (露出電極)の電極は厚さ 0.0275mm の銅テープ によって形成されている。露出電極にはそれぞれ 交流・直流の高電圧が印加されるため,本稿では それぞれの電極を AC 電極・DC 電極と呼ぶ。電 極間には PTFE テープを重ねて誘電体層を形成し た(厚さ 0.54mm および 1.08mm)。

本研究では翼列へ適用可能な小型のプラズマア クチュエータの性能を調べるため,露出電極間距 離および誘電体厚さを変更した際の推力特性の変 化を計測した。本稿では代表的な特性として,露 出電極間距離によるプラズマアクチュエータ性能 の変化について述べる。また,誘電体厚さと印加 電圧についてもあわせて調査を行って決定した, 翼模型へ設置するプラズマアクチュエータの構成 についてもあわせて性能を示す。プラズマアクチ ュエータの諸元,および実験条件については表 1 にまとめた。



(b) photograph of the test element

Fig.1 Schematics of the trielectrode plasma actuator

| | Thrust test | Wind tunnel | |
|---------------------------------|----------------|-------------|--|
| | T III UST TEST | test | |
| Dielectric material | PTFE | | |
| AC frequency [kHz] | 16.0 | | |
| AC voltage [kVpp] | 6.0 ~ 15.6 | 6 | |
| DC voltage [kV] | $-30 \sim 30$ | -14, 18 | |
| Electrode material | Copper | | |
| Dielectric layer thickness [mm] | 0.54~2.0 | 0.54 | |
| Gap length [mm] | $10 \sim 40$ | 20 | |
| Exposed electrode width [mm] | 5 | | |
| Overlap of electrodes [mm] | 0 | | |
| Discharge length [mm] | 20 | 00 | |

 Table 1
 Configurations of the TED plasma actuator

2.2 駆動装置

TED プラズマアクチュエータの駆動装置概要 を図2に示す。駆動信号はファンクションジェネ レータ (Agilent 33220A) により生成された信号 を電力増幅器および変圧器により増幅・昇圧し, 交流高電圧を得た。また, DC 電極には高電圧直 流電源によって生成された正負の直流高電圧を直 接印加した。

2.3 推力測定装置

本研究では、プラズマアクチュエータの性能は 生成される噴流の強さと方向により評価した。噴 流の強さは、噴流の反作用としてプラズマアクチ ュエータ素子に加わる推力を直接計測し、これを 指標とした。図3に実験装置の概略を示す。推力 測定には分析天秤(島津製作所AUW320)を用い、 プラズマアクチュエータに加わる推力は梃子を介 して天秤に印加される。図に示すように支持棒を 2 種類用意し、二分力の推力を測定することで TED プラズマアクチュエータが生成する偏向噴 流の素子平行方向・垂直方向の力を両方計測した。 プラズマアクチュエータ駆動は 10 秒間連続で行 い、計測された推力の時間平均値を3回平均した 値を各条件での推力値とした。



Fig.2 Connection diagram of the power supply for TED plasma actuator



Fig.3 Schematics of thrust measurement system

2.4 風洞試験による剥離制御性能調査

TED プラズマアクチュエータの適用する模型 の小スケール化による流体制御効果の変化を調査 するため、小型の二次元翼模型に TED プラズマア クチュエータを設置し、低速風洞で試験を行った。 使用する TED プラズマアクチュエータは上記試 験で推力特性の優れていた構成を使用した。

図 4(a)および(b)に今回使用した二次元翼模型を 示す。翼模型はNACA0015 翼型で, 翼弦長 30mm, 翼幅 50mm である。材質はケミカルウッドである。 流れの二次元性を確保する為、直径 50mm の翼端 板を取り付けてある。

TED プラズマアクチュエータの設置位置およ び構成を図5に示す。本実験では前縁にAC 電極 を設置し,前述した素子性能評価の結果から 20mmの間隔をあけてDC電極を設置した。

風洞試験には鳥取大学流体工学研究室の吸込型 低速風洞を用いた。計測部は 600mm ×600mm, 流れ方向に 1800mm の固定壁となっている。

本研究では, 翼面流れ場を時系列 PIV 計測によ り解析した。PIV 計測システムの概要図を図 6 に 示す。DOS からなるトレーサ粒子に高繰り返し Nd:YAG レーザ (LEE LASER LDP-100MQG) によ って形成されるレーザシートを照射し, 粒子像を 高速度カメラ (フォトロン FASTCAM SA-X2) に より 1000 ペア/秒の速度で撮影した。計測領域は 模型を中心に 200mm 角の範囲に設定した。

本研究でのプラズマアクチュエータ駆動条件は, 素子性能評価試験の結果を元に設定した。一様流 流速は 30m/s, 迎角は 0~30deg まで変更し試験を 行った。翼弦長が小さいため,本試験における翼 弦長基準のレイノルズ数は 6.0x10⁴と小さい。

3. 実験結果および考察

3.1 小型 TED プラズマアクチュエータの性能解析 ・露出電極間距離変更による推力特性への影響

本節では,TED プラズマアクチュエータの露出 電極間距離を変更した際の,推力と印加直流電圧 の関係を調査した結果について示す。図7は横軸 が印加直流電圧,縦軸がプラズマアクチュエータ の誘電体素子に対して水平方向・垂直方向の推力 の二分力と,その二分力から求められる推力の絶 対値を示している。直流電圧は露出電極間に異常 放電が生じる寸前の電圧まで印加した。なおV_{dc}= 0kVではSDBD プラズマアクチュエータとほぼ同 一構成となるため,同条件の推力を SDBD プラズ マアクチュエータが発生推力として比較を行った。 露出電極間距離の条件は,(a)から順に(a)=40mm, (b)=20mm および(c)=10mm である。



Fig.4 Small-scale NACA0015 2D wing model



Fig.5 Arrangement of TED plasma actuator on the wing model



Fig.6 Serup of the time-resolved PIV measurement

図 7(a)の電極間距離 40mm における生成推力の 印加直流電圧 V_{dc} への依存性をみると、 V_{dc} が正 の場合、 V_{dc} が小さい場合は SDBD プラズマアク チュエータとほぼ変わらない推力を生成するが、 $V_{dc} = +10 \sim 15 \text{kV}$ で水平方向推力が増加する。そし て $V_{dc} = +15 \sim 23 \text{kV}$ ではこれが減少する一方で、 垂直方向(上向き)の推力成分が急増した。最大 電圧印加時 ($V_{dc} = 23.0 \text{kV}$) には推力の絶対値は 19.0mN/m となり、SDBD プラズマアクチュエータ の推力(5.0mN/m)の4倍近くとなった。特に、垂 直方向推力は、SDBD プラズマアクチュエータは ほぼ 0mN/m であるのに対し本条件では最大 18.0mN/m となり、上方へ強い噴流が形成されていることが分かる。

印加直流電圧が負の場合にも類似の推力特性を 示すが,垂直上向きの推力は正の場合に比べ大き くなるのに加え,負の水平方向推力が観察されて おり,噴流は SDBD プラズマアクチュエータと比 較して逆向きの斜め上方へ誘起されている。

次に,図 7(b) および (c) に示される露出電極 間距離がより短い素子の推力特性について述べる。 露出電極間距離が短い場合には電極間のアーク放 電発生電圧が上記の条件と比較して低くなるので, 他の条件・寸法が全く同一の場合,直流電圧印加 の効果は小さくなる。V_{dc} が正の場合には,V_{dc} の 増加に伴い水平方向の推力成分が微増するが,本 条件では電極間距離が10mm,20mm いずれの場合 にも垂直方向の推力増加は生じなかった。V_{dc} が 負の場合に関しては,電極間距離が短い場合にも V_{dc}の増加に伴い水平方向の推力が急減する現象 は生じた。図 7(b)に示される電極間距離が 20mm の場合には、40mm の場合と同様に、噴流の逆方 向への偏向と,垂直方向成分の生成が確認される が、図 7(c)の露出電極間距離が 10mm の場合には 推力減少は生じるが、印加直流電圧の上限に達す るため推力の偏向・増加は確認できなかった。

以上の結果より,露出電極が40mmの場合と比較すると,露出電極間距離が20および10mmの場合には,推力発生方向の偏向と大幅な増加を確認することはできなかった。

ただし、この特性はプラズマアクチュエータの 諸元や駆動条件に大きく依存するため、電極間距 離が小さい素子により大きな推力増加を得ること は可能である。

例えば、上記の結果より推力増加のためには印 加可能な最大 V_{dc} を上げることが有効と分かった ため、これを達成するためには、電極間距離を維 持する場合、印加交流電圧 V_{ac} を下げれば良い。 しかし、同構成の場合、 V_{ac} を下げると推力は低下 する。これを防ぐためには、誘電体厚さを薄くす る必要がある。

これら2条件の変更によって,SDBD で得られ る推力は小さくなるが,直流電圧印加による大き な推力増加と噴流の偏向を得ることができる。

・印加交流電圧の発生推力への影響

上記の考えに基づき,本研究では翼弦長 30mm クラスの翼に搭載可能で高い推力生成が可能な TEDPA 構成を決定するため,電極間距離 20mm 固 定で,誘電体厚さを 0.54~2.0mm の間で種々変更 した素子を製作し推力試験を実施した。その結果, 厚み 0.54mm の場合に高い性能を得られることが 分かった。以下にその特性を示す。

図8に示すのは印加交流電圧がSDBDプラズマ アクチュエータに対する発生推力の比が最も大き い条件である $V_{ac} = 6kV_{pp}$ の場合,および,比較対 象である $11kV_{pp}$ の場合それぞれの推力特性であ る。図8(a)より,印加交流電圧が $6kV_{pp}$ の場合に は $V_{dc}=0$ ではほとんど推力は生成されていないが, $V_{dc} = 15kV$ または-12kVを越えると大幅に推力が 増加し,図7(a)に示した電極間距離40mmの素子 を越える推力を生成できていることが分かる。一 方で図8(b)の $V_{ac} = 11kV_{pp}$ の条件では, V_{dc} に対す る推力の変化は同様に生じているが, $V_{dc} = 14kV$ および-12kVを越えると電極間で異常放電が生じ てしまうため, V_{dc} を上げることが出来ず,結果と して高い推力を得ることはできない。



Fig.7 Thrust of the trielectrode plasma actuator as a function of input DC voltage, at Vac =15.6kVpp



Fig.8 Thrust characteristics of the small-scale trielectrode plasma actuator for separation control

このように、本試験の結果によって、設置位置 の制約から小スケールのプラズマアクチュエータ を使用しなければならない場合であっても、偏向 噴流が発生可能な駆動条件および構成を探索する ことができれば、TED プラズマアクチュエータは 大幅な推力増加が期待できることを明らかにした。 3.2 小型 TED プラズマアクチュエータによる剥離 制御

次に,前節の推力測定試験により構成および駆動条件が決定された TED プラズマアクチュエー タを小型の2次元翼模型に設置し,剥離制御試験 を行った結果について示す。

・小型三電極プラズマアクチュエータの噴流

まず,翼面上に設置された TED プラズマアクチ ュエータの誘起噴流を静止流中において PIV 計測 し,誘起噴流の速度場を得た結果について述べる。 図 9(a)~(c) に示すのは, SDBD および TED プラズ マアクチュエータを設置した二次元翼中央断面に おける、誘起噴流速度分布の時間平均等値面であ る。TED プラズマアクチュエータに関しては、*V*_{dc} = 18 および-14kV の場合の結果を示している。な お、翼模型下面側はレーザ照射の影となっている ため値が欠損しているが、これは本試験の目的と する解析を妨げない。図 9 (a)に示されるとおり, SDBD プラズマアクチュエータは翼の前縁から後 縁方向に壁面に沿う流れを生成している。これに 対し, 図 9(b)に示される V_{dc} を 18kV 印加した条 件では、前縁と後縁の中間付近から、SDBD プラ ズマアクチュエータと逆方向の噴流がやや上方に 向けて生成されていることがわかる。このときの 噴流速度はSDBD プラズマアクチュエータに比べ 大幅に増加している。また, 図 9 (c)に示される V_{dc} を -14kV を印加した条件では,誘起噴流は翼前縁 より翼面に対して垂直上向きに噴流が生成してい る。また V_{dc}=18kV の場合ほどではないが、この ときも噴流速度の大幅な向上が確認された。図 8(a)に示された同構成のプラズマアクチュエータ の推力特性と比較してもどちらも妥当な結果とな っており, 噴流の偏向と推力・速度の増加が達成 できていることが確認された。

・小型三電極プラズマアクチュエータの剥離抑制 効果

次に, TED プラズマアクチュエータを用いた小 スケールの二次元翼剥離抑制試験の結果について 述べる。図 10 に示すのは,迎角 14 度および 16 度におけるプラズマアクチュエータ非駆動時およ び TED プラズマアクチュエータ駆動時の平均速 度場である。等値面は平均の速度絶対値を示して おり,翼背面の速度の小さい領域は剥離による再 循環領域を示している。図より,プラズマアクチ ュエータ駆動により翼前縁からの剥離流れは完全 に翼に付着させることが出来ること,特に壁面に 垂直方向の連続した噴流によっても効果的に剥離 抑制が可能であることが分かった。また(b)の迎角 が16度のケースから分かるように,剥離の遅延は スイッチ的に生じており,抑制可能迎角を越えた 場合にはプラズマアクチュエータを駆動した場合 も流れ場はほとんど変化しないことが分かった。

図11に、迎角を種々変更した場合のプラズマア クチュエータ非駆動時・駆動時それぞれの平均速 度場をマトリックスとして示す。枠が太線となっ ている要素が流れの剥離抑制が行われている条件 を示している。また、図12に駆動時・非駆動時の 剥離が観察される最小迎角をまとめて示した。こ れら両図より、 プラズマアクチュエータ非駆動時 に対し、SDBD および TED プラズマアクチュエー タどちらも,駆動によって高い迎角まで剥離が抑 制できることがわかる。剥離抑制効果は TED プラ ズマアクチュエータを Vdc が負の条件で駆動した 場合が最大となっている。本試験においては SDBD プラズマアクチュエータでは、13deg まで 剥離抑制可能であるのに対し, TED プラズマアク チュエータ駆動時は V_{dc} が負の条件では 15deg ま で剥離を抑制した。

噴流推力で比較すると、TED プラズマアクチュ エータの誘起噴流は V_{de} が正の場合が最も強いが、 図 9(b)からも分かるように、この場合、噴流は翼 中央付近より上方に誘起されている。これは AC 電極・DC 電極双方からの対向噴流が衝突し、上 方へ偏向するためである。噴流の発生位置は翼型 まわり流れの制御に大きな影響を与えることはよ く知られており、一般に前縁付近において一様流 方向または上方への噴流形成が剥離抑制に効果的 である。このため、本研究の条件においては、強 い誘起噴流が前縁近傍から生じている V_{de} が負の 条件が最も剥離抑制性能が高かったと考えられる。

本実験の結果から、小型翼の剥離制御にプラズ マアクチュエータを適用する際には、誘起噴流の 生成推力の最大化だけではなく、その形成位置を 最適とするような駆動条件および構成が必要であ ることが明らかとなった。

4. まとめ

TED プラズマアクチュエータを用い, 翼列まわ り流れの剥離を制御することを念頭に置き,小型 二次元翼模型に TED プラズマアクチュエータを 適用した際の剥離制御性能を実験により調査した。 その結果,以下の知見を得た。

- 三電極 (TED) プラズマアクチュエータの 電極間隔を近づけると印加可能な直流電 圧が低下するため,SDBD 方式に対する推 力向上効果が低下するが,小さい電極間隔 の素子においても,誘電体厚さと印加交流 電圧を適切に調整することによって,印加 可能な直流電圧の最大値を高く保つこと ができる。これによって,小型素子におい ても TED 方式による大幅な推力向上と噴 流の上向き偏向を達成することができる。
- 2. 小型の二次元翼模型においても TED プラ ズマアクチュエータは SDBD 方式に比べ て高い剥離の抑制効果を発揮できる。
- 小型翼の剥離制御にプラズマアクチュエ ータを適用する際には、誘起噴流の生成推 力の最大化だけではなく、その形成位置を 最適とするような駆動条件および構成が 必要である。

参考文献

- Corke, T. C., Post, M. L., and Orlov, D. M., 2007, "SDBD Plasma Enhanced Aerodynamics: Concepts, Optimization and Applications," Progress in Aerospace Sciences, Vol. 43, No. 7-8, pp. 193-217.
- Font, G. I., and Morgan, W. L., 2007, "Recent Progress in Dielectric Barrier Discharges for Aerodynamic Flow Control," Contributions to Plasma Physics, Vol. 47, No. 1-2, pp. 103-110.
- Matsuno, T., Maeda, K., Yamada, G., Kawazoe, H. and Kanazaki, M. 2013, "Improvement of Flow Control Performance of Plasma Actuator Using Wind-Tunnel Test Based Efficient Global Optimization," AIAA paper, AIAA2013-2512.
- Forte, M., Jolibois, J., Pons, J., Moreau, E., Touchard, G., and Cazalens, M., 2007, "Optimization of a Dielectric Barrier Discharge Actuator by Stationary and NonStationary Measurements of the Induced Flow Velocity: Application to airflow control," Exp. Fluids, Vol. 43, pp.917-928
- Matsuno, T., Fujita, N., Yamada, G., and Kawazoe, H., Matsuno, S., Asaumi, N., Kouwa, J.: Vectored Jet

Control by Trielectrode Plasma actuator for Turbomachinery, Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2014, No. 155 (2014).



(a) SDBD plasma actuator, $V_{dc} = 0$



(b) TED plasma actuator, $V_{dc} = 18$ kV











(b) AoA = 16deg

Fig.10 Time-averaged flow field around the wing model; (left) without plasma actuator (right) with the TED plasma actuator at $V_{dc} = -14$ kV



Fig.11 Comparison of time-averaged flow field with and without plasma actuators for various angles of attack



Fig.12 Comparison of the separation angle of attack for SDBD/TED plasma actuator

【技術紹介】

A-18

非平衡凝縮流れ解析に関する最近の研究動向

*山本悟, 古澤卓, 宮澤弘法 (東北大)

Current Research Status of Nonequilibrium Condensation Flow Analysis

*Satoru YAMAMOTO, Takashi FURUSAWA and Hironori MIYAZAWA (Tohoku Univ)

ABSTRACT

Currently wet-steam flows through multi-stage blade rows in steam turbines are being simulated by not only in-house codes but also commercial codes. Most of them employ a kind of condensation models based on the classical condensation theory. But the results at the workshop for simulating wet-steam flows through simple nozzles coordinated by Cambridge University group suggest that the current condensation models still have some errors even if a simple wet-steam flow such through a nozzle is simulated. Here, the results are briefly introduced with our current simulation results.

Key words: Wet-steam Flow, Nonequilibrium Condensation, Steam Turbine, Nozzle Flow

1. はじめに

湿り蒸気流れは、汎用 CFD ソフトでも数値計算がで きる段階にきており、ASME Turbo Expo などでも、世界 各国から蒸気タービンの多段翼列を通る湿り蒸気流れの 計算結果などが報告されている。著者らも、独自の in-house コード(数値タービン)を開発して、蒸気ター ビン低圧最終三段の静動翼列を通る湿り蒸気の非定常流 れを、翼枚数を考慮して数値計算することに成功してい る¹⁾。図1は、その計算により得られた90%スパンに おける液滴の質量分率(湿り度)分布で、初段動翼後方 から凝縮に伴う湿りが発生して、最終段静翼列後方まで ほぼ線形的に値が増加しているのに対し、最終段動翼列 を通過する際には、動翼列内の湿りの急激な増加に伴う 非定常性の強い湿り度分布になる計算結果が得られてい る。



Fig.1 Condensate mass fractions at 90% span

2. 湿り蒸気流れワークショップ

さて、このような湿り蒸気流れ解析の現状の中で、 Young を筆頭とする Cambridge University の研究グループ が、2015年にノズルを通る湿り蒸気流れのワークショッ プ (International Wet Steam Modeling Project) を主催した。 既発表の2種類のノズルと、Mistery Nozzle と名付けた新 たなノズルの3種類について、計算条件が提示され、ま た計算格子の数値データが提供された。ヨーロッパを中 心に、アジアからは中国と韓国、そして日本からは唯一、 我々東北大学が参加して、計13研究機関からの計算デ ータが比較されて、2016 年 9 月にプラハで開催された Wet Steam Conference で結果が公開された。詳細について はその Proceedings に掲載されている²⁾。その中で典型的 な比較例として、図2に示す Moses and Stein nozzle の CASE 257 を計算した結果を図3に引用する。ここで、 入口全圧、入口静圧は、それぞれ 67660Pa, 376.7K である。 図左側にはノズル中央部分の圧力分布、図右側には液滴 の平均半径が実験値と比較されている。使用された凝縮 モデルはほぼすべてのグループが古典凝縮論に基づく同 様のモデルであるにもかかわらず、値に結構なばらつき が見られる。たとえば、圧力分布における圧力の上昇部 分は、凝縮に伴う潜熱の放出に起因した圧力上昇である が、上昇量はほぼ同じとしても、その位置はばらついて いる。また、液滴の平均半径についても約3倍程度の違 いが見られる。興味深いのは、液滴平均径で値を過小評 価している一連のグループがあり、圧力分布においても、 圧力の上昇位置が実験値よりも前方になるという同様の 傾向があった。結果的にこれらのグループには、代表的 な汎用 CFD ソフトを利用しているグループが含まれて

いた。このような計算結果のばらつきは他の二種類の/ ズルについても、同様に見られることから、結果がばら つく原因を解明する必要があるということが、奇しくも 今回のワークショップで得られた最も主たる結論もしく は課題かもしれない。







Fig.3 Comparison of results for Moses and Stein nozzle CASE $257^{(2)}$.

3. 非平衡凝縮モデル

もともと同じ凝縮モデルであるにもかかわらず、結果 にばらつきがあるという点から、それぞれ異なる様々な 原因に起因している可能性が高いが、ここでは我々の計 算コードを基にして、それらの原因の一旦を探ることに する。





湿り蒸気を支配している非平衡凝縮では、図4に示す ように、湿り蒸気の温度と圧力が降下して、本来液滴に なる飽和蒸気圧曲線の値を超えてそれぞれがさらに低い 値、いわゆる過冷却な状態になり、その後急激に凝縮が 開始する。この温度と圧力の点を Wilson point と呼ぶが、 急激な凝縮に伴い、潜熱も急激に放出される。非平衡凝 縮は、無核状態から凝縮による液滴が形成され、均一核 生成(homogeneous nucleation)に支配されている。

液滴の核生成率はほぼすべてのグループが古典凝縮論 に基づく次式により計算される³⁾。

$$I = \frac{\alpha_c}{1+\theta} \sqrt{\frac{2\sigma}{\pi m^3}} \frac{\rho_v^2}{\rho_p} \exp\left(-\frac{\Delta G^*}{k_B T}\right) \qquad (1)$$

 α_c , θ , m, σ , ρ_v , ρ_p , k_B , Tは、それぞれ凝縮係

数 (Condensation coefficient)、Kantrowitz 補正項、液滴を 構成する分子1個の質量、液滴の表面張力、蒸気の密度、 凝縮液滴の密度、Boltzmann 定数、場の温度である。 中 でも、式(1)は蒸気が液滴に相変化するのに必要な自 由エネルギーの最大値 ΔG^* に最も支配されている。この 際の自由エネルギー ΔG は蒸気と液滴の持つ内部エネル ギー差と液滴の表面張力の和で、次式のように定義され る。

$$\Delta G = -\frac{4}{3}\pi r_p^3 \frac{k_B T}{v_{lm}} \ln S + 4\pi r_p^2 \sigma \qquad (2)$$

ただし、 r_p , v_{lm} , Sは、液滴の半径、液滴を構成する 分子1個の体積、過飽和度。式(2)を液滴半径の関数 として図示すれば、図5のようになる。式(2)は液滴 半径 r_p^* で最大値 ΔG^* を持つ。このときの r_p^* は臨界核半 径と呼ばれる。また、過飽和度Sが大きくなれば、 ΔG^* は小さくなり、飽和状態で ΔG^* は無限大になる。これは 無核状態からの凝縮が飽和状態では起こりえないこと、 過冷却度が高いほど凝縮が起こりやすいことを意味して いる。また、液滴半径が臨界核半径のとき、液滴は準安 定な状態にあり、それより大きくなると、液滴はますま す成長し、小さくなると蒸発しやすくなることを示して いる。古典凝縮論はまさにこの単純なメカニズムに基づ いている。 ΔG^* は最終的に次式のように導出される。

$$\Delta G^* = \frac{4}{3} \pi r_p^{*2} \sigma \tag{3}$$

式(3)より、 ΔG^* は r_n^* の関数であると同時に液滴の

表面張力 σ の関数であることがわかる。本ワークショッ プで我々のグループは、表面張力の補正係数 C_s をあらた に導入して、 $\sigma \in Cs\sigma$ に置き換えた。デフォルトは C_s = 1.0。



Fig.5 Free energy distributions obtained from Eq.(2)

液滴の成長は、液滴間の距離が十分離れている場合に は、Hertz-Knudsen 則に基づき計算されるが、湿り蒸気で はそれが必ずしも成り立たないことが知られており、液 滴の Knudsen 数を考慮した Gyarmathy が提案した次式が 一般的に用いられている⁴⁾。

$$\frac{d\bar{r}}{dt} = \frac{\lambda}{\rho_p h_{0m}} \left(1 - \frac{r_p^*}{r_p} \right) \left(T_s - T \right) \tag{4}$$

ただし、 h_{0m} , T_s は、それぞれ混合気体の生成エンタル

ピー、飽和蒸気温度。また、 λ は熱伝導率 κ の補正項に 当たるが、Young により提案された次の補正式が一般的 に用いられる⁵⁾。

$$\lambda = \frac{\kappa}{r_p \left[\frac{1}{1 + 2\beta_L K n} + 3.78(1 - \nu)\frac{K n}{Pr}\right]}$$
(5)

ただし、Kn, Pr は Knudsen 数、Prandtl 数。また、 β_L は Langmuir 常数で、ここでは 2 とする。 ν は次式で与えられる。

$$v = \frac{R_m T_s}{h_{0m}} \left[\alpha - 0.5 - \frac{2 - \alpha_c}{2\alpha_c} \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right) \frac{C_{pm} T_s}{h_{0m}} \right] \quad (6)$$

 R_m , C_{pm} , γ はそれぞれ、混合気体のガス定数、混合気体の定圧比熱、蒸気の比熱比。式(6)中の α は経験定数であり、デフォルトは 7.0 であるが、この値を変化されると成長率も変化することが報告されている。

4. 計算結果の考察

ワークショップで提示された、Moses and Stein Nozzle の CASE 257 と CASE 252 について、我々が開発した二 次元湿り蒸気流れの計算コードを用いて計算した結果を 次に示す。本計算コードに用いられている数値解法や凝 縮モデルは数値タービンに用いられているものと同じで ある。

まず、先にも紹介した CASE 257 について、計算によ り得られた Nozzle 中央部分の圧力、ならびに液滴半径と 実験結果との比較を図6、7に示す。凝縮モデルの経験 定数等はデフォルト状態での計算であるが、圧力と液滴 半径いずれにおいても、実験値と良く一致した結果が得 られた。



Fig.6 Pressure distributions along the center line (CASE 257).



Fig.7 Droplet radius distributions along the center line (CASE 257).

次に、CASE 252 の計算結果を示す。この条件におけ る入口全圧、入口全温は、40050Pa, 374.3K で、CASE 257 より低圧、低温の条件設定である。

図8、9にぞれぞれ計算により得られた Nozzle 中央部 分の圧力と液滴半径の実験結果との比較を示す。まず経 験定数等をデフォルトで計算した結果については、圧力 の上昇位置が実験値よりも後方となり、かつ液滴半径は 実験値より 20%程度過小評価された。一方、 $C_s = 0.95$, α = 9.0 に補正して計算した結果は、圧力については実 験値と完全に一致し、液滴半径についてはほぼ実験値と 同じ値を得ることができた。







center line (CASE 252).

結局、CASE 257 においては、実験値と非常に良い一致 が得られたのに対して、CASE 252 にはデフォルト設定 では、実験値を良く再現することができなかった結果か ら、現在広く採用されている式(2)ならびに式(4)に基づく 非平衡凝縮モデルには、いまだ改良の余地があることを 示唆している。

5. おわりに

古典凝縮論に基づく非平衡凝縮モデルは、その名前の 通り歴史があり、湿り蒸気や湿り空気さらにはエアロゾ ルやナノ粒子生成などを模擬する数理モデルとして広く 利用されているが、今回 Cambridge University が主催した ワークショップでは、奇しくもその計算結果に大きなば らつきがあることが明らかになった。特に、すでに広く 利用されている汎用 CFD ソフトに組み込まれている凝 縮モデルがまだまだ不完全であることが露呈してしまっ た。現在、各研究グループはそれぞれ独自の視点から、 モデルの改良を試みているが、たとえば今回示した CASE 257 の場合のように我々のグループは実験値と良 い一致を示しているのに対して、我々とほぼ同じ凝縮モ デルを用いているにもかかわらず、実験結果と良い一致 が得られていないグループが多くみられる。その原因に は、凝縮モデル以外の部分における Error も十分考えら れることから、凝縮モデルの改良も注意深く行う必要が あることが示唆される。たとえば、式(1)はそもそも、 理想気体と等温場を仮定して導出されており、高温・高 圧環境や、圧力・温度変化が大きな場における計算には 適さない点なども十分念頭に置いておく必要もある。

参考文献

- Miyake, S. et al., Unsteady Wet-steam Flows through Low Pressure Turbine Final Three Stages considering Blade Number, Proc. ASME Turbo Expo 2015, Montreal, GT2015-42366, (2015), 11 pages.
- Starzmann, J. et al. (including Yamamoto, S.), Results of the International Wet Steam Modelling Project, Proceeding of Wet Steam Conference, Prague, (2016-9), 25 pages.
- 3) Frenkel, J., Kinetic Theory of Liquids, (1955), Dover.
- Gyarmathy, G., Bases for a Theory for Steam Turbine, Bulletin, Institute for Thermal Turbomachines, Federal Technical University, Zurich, Switzerland, 6(1964).
- Young, J.B., The Spontaneous Condensation of Steam in Supersonic Nozzles, PhysicoChemical Hydrodynamics, 3-1 (1982), 57-82

【研究報告】

A-19

ファン下流のパイロンからのポテンシャル擾乱が ファン騒音に及ぼす影響

*楠田 真也(株式会社 IHI),山崎 伸彦(九州大学)

A Fan Noise due to Interaction with the Potential Disturbance of a Fan Downstream Pylon *Shinya KUSUDA(IHI) and Nobuhiko YAMASAKI(Kyushu Univ.)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the fan noise under the influence of circumferentially non-uniform steady pressure perturbations caused by the fan downstream pylon. The paper presents experimental and computational studies on the noise of fan stages with a downstream cylinder which simulates the presence of the engine pylon. As for the first part, model fan test results in an anechoic test facility for far-field noise and sound pressure in the duct ahead of fan blades are presented to demonstrate influences of the pressure perturbation. As for the second part, the pressure field ahead of blades obtained from three-dimensional unsteady CFD using UPACS is given for better understanding of phenomena affecting the fan noise.

Key words: Fan, Noise, Pylon, CFD, Experimental, Duct acoustic.

1. はじめに

航空エンジンにおいて,環境負荷軽減や運用コス ト低減のため燃費改善が求められ、さらなる高バ イパス化、すなわちファン径が増大すると予想さ れる。それに従いエンジン騒音全体に占めるファ ン騒音の寄与も大きくなると想定され、ファン騒 音低減は重要であり, 騒音発生メカニズムや予測 手法の開発が必要となっている。ファン騒音の音 源の1つとして、ファン下流のパイロンからのポ テンシャル擾乱(周方向静圧分布)が動翼と干渉 することによるポテンシャル干渉騒音があり,実 験や CFD などにより研究されている^{1),2),3),4)}。こ の騒音は、ポテンシャル擾乱の大きさに比例し発 生騒音も大きくなることが実験により得られてお り^{1),2)},特に高回転数域において,その影響が顕 著になっている。本論文ではこのようなファン動 翼のポテンシャル干渉騒音の実験および数値的ア プローチについて報告する。

2. 実験

2.1 ファン騒音実験設備および計測

図1のような IHI 無響風洞にて, ファン騒音を計 測する。遠方場の騒音計測はファンリグ高さ 3m 位 置において, 図2のように, ファン中心から 6m離 れた0°から90°まで5°間隔の19点で計測する。



Fig.1 Anechoic test facility



Fig. 2 Microphone array for far-field noise measurements.

ファンは図3のように動翼20枚,静翼45枚, およびパイロンを模擬した円柱1本から成る。円 柱はポテンシャル擾乱の大きさに応じて3種で実 験を行う。3種類の円柱は,Z120-Bをベースとし, X120-Bが太い円柱,Z140-BがZ120-Bよりも下流 側に位置したものである。

ファンダクト内の騒音計測は、図3に示すよう にファン動翼から 1.3D (D:ダクト直径)離れたフ ァン上流側の TIP 壁にて行う。円柱により発生す るポテンシャル擾乱は動翼下流および円柱上流の TIP 壁圧により計測を行う。なお、ファンの上流に は図 1 に示すように入口乱れによる付加騒音を避 けるためベルマウスおよび ICD (Inflow Control Devices) が装着されている。



Fig. 3 Model fan builds (20 rotor blades, 45 stator vanes and a cylinder).

2.2 計測結果

ファン騒音計測は、空力設計点の54%から90% 回転数で実施する。図4に円柱有無による 1BPF(Blade Passing Frequency)の騒音計測結果 を示す。横軸に回転数,縦軸に遠方場で計測した 音圧から音響パワーレベルに換算した結果を示す。 回転数が低い場合には、円柱の有無によるファ ン騒音の違いは見られないが,74%回転数(ファ ン入口 TIP 相対マッハ数が約1.0)においては,円 柱有無によりファン騒音の影響が約20dB 大きく なる事が分かる。さらに回転数が高くなると円柱 有無によるファン騒音の違いが見られなくなる。 これは,動翼のTIP マッハ数が超音速となる範囲 である。

図5には、動翼 TIP 下流位置でのポテンシャル 擾乱の回転数による変化と円柱の違いによる変化 を示す。これより、回転数に比例し流速も早くな ることからポテンシャル擾乱が大きくなっている 事が分かる。また、太い円柱 X120-B はポテンシャ ル擾乱が大きく、下流側の円柱 Z140-B はポテンシャ ャル擾乱が小さい事が分かり、円柱の大きさと動 翼からの距離に応じてポテンシャル擾乱も変化し ている事が分かる。このポテンシャル擾乱を動翼 が横切る事によりファン騒音が発生するため、同 じ回転数においても、ポテンシャル擾乱に応じて ファン騒音の大きさが変化していることが図4か らも分かる。

図 6 には、74%回転数でのファンダクト内の騒 音計測結果を示す。これより、ファンダクト内に おいても、遠方場での騒音と同様にポテンシャル 擾乱に応じて騒音が大きくなっている事が分かる。



Fig. 4 Comparison of sound power level at the fundamental BPF between the cases without a cylinder (SC100-B) and with a cylinder (-X120-B, -Z-120-B, Z-140-B).



Fig. 5 Normalized difference between maximum and minimum pressures $(p_{s_{max}} - p_{s_{min}})/p_0$ in circumferential distribution of the near rotor wall pressure of the models equipped with a cylinder.



Fig.6 In-duct sound pressure of the fundamental BPF at 74% fan rotational speed.

3. CFD

3.1 ファン部の CFD モデル

実験では 74%回転数において,円柱有無による ファン騒音の違いが顕著になっている。この原因 検討のため Z120-B の円柱形状を対象とし,図 7 のように動翼-静翼-円柱の全周をモデル化した三 次元非定常 CFD を実施する。CFD は宇宙研究開 発機構 (JAXA) が開発した三次元圧縮性流体解析 コードである UPACS に JAXA と IHI の共同研究 において多段解析用に改修を加えたバージョンを 用 い る 5,60,7。支 配 方 程 式 は Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes equation で あり,乱流モデルは Spalart-Allmaras の 1 方程式 モデル ®である。CFD モデルは TIP クリアランス もモデル化されており,格子点数は約 2 億点であ る。



Fig.7 3D CFD computational model for a rotor-stator-cylinder configuration.

3.2 計算結果 (ポテンシャル擾乱)

74%回転数での TIP 壁での周方向静圧分布につ いて,計測および CFD 結果を図 8 に示す。縦軸は 平均静圧 p_0 で無次元化した静圧,横軸は周方向の 角度であり、0°が円柱位置である。これより、円 柱位置で静圧が高い様子が分かり、円柱により発 生したポテンシャル擾乱(図 8(b))は、上流では 減衰していることが図 8(a)から分かる。これらの 図より、CFD および計測結果は一致し、CFD にお いて円柱によるポテンシャル擾乱を再現している ことが分かる。

3.3 計算結果(周方向静圧分布)

図 8(a)のようなポテンシャル擾乱をファン動翼 が横切る事によりファン騒音が発生する。図9に TIP 壁近傍の半径一定断面で展開した瞬時の静圧 分布コンタを円柱有無で示す。これより、円柱が ある場合はファン動翼上流側に静圧分布が見える が、円柱がない場合は分布が見られない。この様 子を詳しく見るため,図9の点線で示したノーズ コーン先端位置での周方向静圧分布を図10に示す。 これより、円柱無しの場合は変動が小さいが、円 柱有りの場合は静圧の周方向の変動が大きい。ま た,円柱有りの場合,周方向へ不規則な変動が見 られる。そのため、周方向成分をフーリエ変換し、 各周方向モード n に分離した結果を図 11 に示す。 横軸に流れ方向位置,縦軸には各周方向モードの TIP 壁での振幅を示す。図 10 に対応したノーズコ ーン先端位置での TIP 壁において、支配的なモー ドは, n=18, n=19, n=17 であり, これら複数のモ ードが含まれたものが図10の不規則な周方向静圧 分布となっている。また、図 11 からノーズコーン 先端位置より上流側において,周方向モードn=18, n=17は減衰せず伝播しているが, n=19は減衰し ている事が分かる。これは、ダクト音響モードの カットオンオフ条件により,周方向モードが大き

いほどカットオフとなるため, *n*=19 はカットオフ となっていると考えられる。

なお,図11の動翼下流で大きな振幅の*n*=1,*n*=2, *n*=3 は円柱によるポテンシャル擾乱であり,時間に よらず図 8(a)のように同じ周方向位置に振幅の最 大値がある。一方,*n*=17,*n*=18 は 1BPF の周波数 で回転し上流に伝播している。

3.4 ダクト内音響モード

円柱からのポテンシャル擾乱とファン動翼の干 渉により発生する周方向音響モード n は式(1)で表 される。ある時刻 t, 円筒座標系 (r, θ ,z) の2重円 環ダクト内音圧 p_{\pm} (-は上流, +は下流) は式(2) で表され, ダクト内の各音響モードのカットオン (伝播) /オフ (減衰) は式(3)により決まる。

74%回転数のファン動翼上流における周方向音響モードは,式(3)より n=18以下がカットオンとなり音波はダクト内を伝播する。これは図 11 の上流へ伝播しているモードと一致している。図 12 に, ノーズコーン先端より上流位置断面での静圧分布 コンタを示す。TIP 側に分布があり中心側は一様 であり,半径方向モード1は0次モードが支配的といえる。

$$n = \lambda N_p + \nu N_R \tag{1}$$

ここで、 N_P は円柱本数、 N_R は動翼枚数、 λ および vは整数であり、v=1が 1BPF を表している。

$$p_{\pm}(t,r,\theta,z) = \sum_{\nu=1}^{\infty} \exp(i\nu N_R \Omega t + in\theta)$$
$$\times \sum_{l=0}^{\infty} \exp\left\{i(\nu N_R \Omega) \frac{M_a^2}{1 - M_a^2} z \mp \Lambda_l^{(n)} z\right\}$$
(2)

$$\begin{bmatrix} i\sqrt{-B} & :B < 0 & :cut - on \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} 1 & \int (\mu^{(n)})^2 & (iM - O)^2 & M_a^2 \end{bmatrix}$$
(4)

$$B = \frac{1}{1 - M_a^2} \left\{ \left(k_l^{(n)} \right)^2 - \left(\nu N_R \Omega \right)^2 \frac{M_a}{1 - M_a^2} \right\} \quad (4)$$

ここで、 M_a は一様軸流マッハ数、 $R_l^{(n)}(r)$ は半径 方向モードlの固有関数、 $FP_{\pm}(n,l)$ はモード振幅、 $k_l^{(n)}$ はボス比によって決まる固有値、 Ω は軸流速度 Waで無次元化した動翼回転速度である。なお、ダ クト内音圧 p_{\pm} は、密度を ρ とすると ρWa^2 で無次元 化されている。

3.5 音響パワーレベル

図 11 よりダクト内を伝播する支配的なモードは n=18 および n=17 であり、これらモードの音響パ ワーレベルを算出し実験と比較する。ダクト内音 響パワーレベル EP_± (-は上流,+は下流) は式(5)
で表され,図 11の振幅が式(2)に対応するため,式
(2),式(5)から音響パワーレベルが算出できる。図
13 に算出した結果と実験結果を示す。これより,約 4dBの差で音響パワーが予測できているといえる。

$$EP_{\pm}(\nu) = \sum_{n} \sum_{l} E_{\pm}(n,l)$$
(5)

(6)

$$E_{\pm}(n,l) = \frac{\pi (1 - M_a^{2})(\nu N_R \Omega) |\Lambda_l^{(n)}|}{\left\{ (\nu N_R \Omega) / (1 - M_a^{2}) \mp |\Lambda_l^{(n)}| \right\}^2} |FP_{\pm}(n,l)|^2$$

ここで、ダクト半径を r_T とすると、 $EP_{\pm}(v)$ は ρWa^3 r_T^2 で無次元化されている。



(a) 0.1 axial tip chord distance downstream from rotor trailing edge,



(b) 0.7 axial tip chord distance downstream from stator trailing edge,

Fig. 8 Comparison of normalized static pressure perturbation between CFD and measurement around tip at two axial locations for with-cylinder build at 74% fan rotational speed.



(b) Without-cylinder build, Fig.9 Static pressure distribution with and without cylinder around tip wall at 74% fan rotational speed.



Fig.10 Circumferential static pressure distribution near the tip wall on the nose cone section at 74% fan rotational speed.



Fig.11 Static pressure amplitude of duct acoustic mode *n* on the tip wall at 74% fan rotational speed.



Fig.12 Static pressure distribution near fan upstream section ahead of nose cone at 74% fan rotational speed (Z-120-B).



Fig.13 Experimental and CFD results of sound power level for the fundamental BPF at 74% fan rotational speed.

4. 結論

パイロンを模擬した円柱からのポテンシャル擾 乱によりファン騒音が増加するメカニズムについ て CFD により検討した。その結果,円柱によるポ テンシャル擾乱により,円柱がない場合には発生 しない低次の周方向モード音波が発生し,ダクト 内を伝播することで騒音が大きくなる事が分かっ た。また、74%回転数では n=18 と n =17 の周方向 モードが支配的であり,CFD により発生する音響 パワーを予測した結果,実験との差は約 4dB であ り,ポテンシャル干渉騒音の現象として捉えられ ていることが分かった。

謝 辞:

本研究の一部(実験)は経済産業省の航空機・ 宇宙産業イノベーションプログラム・エネルギー イノベーションプログラムによる「環境適応型小 型航空機用エンジン研究開発」の一環として独立 行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構

(NEDO)からの助成を受けて実施したものである。 本研究で用いた UPACS のバージョンの使用許可 および技術支援をしてくださった独立行政法人宇 宙研究開発機構(JAXA)航空技術部門 aFJR プロジ ェクトチームおよび賀澤順一博士に感謝の意を表 します。

九州大学 難波昌伸名誉教授には研究に対する ご指導をいただき、ここに感謝の意を表します。

参考文献

- Kusuda, S., Kodama H., Oishi, T., and Namba, M., "Fan Tone Noise Due To Interaction of Rotor Blades with the Potential Disturbance of a Pylon," The 13th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, ISUAAAT13-12S-3, 2012.
- Kusuda, S., Kodama H., Oishi, T., and Namba, M., "Fan Noise Behavior under Influence of Downstream Potential Perturbation," International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE-2013-1317, 2013.
- Holewa, A., Guerin S., Weckmuller C., Enghardt L., "3-D Unsteady RANS Simulation of the Interaction between Fan Stage, Struts and Bifurcations," ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26847, 2014.
- Daroukh M., Moreau, S., Gourdain, N., Boussuge, J., Sensiau, C., "Influence of distortion on fan tonal noise," 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA Paper 2016-2818, 2016.
- Takaki, R., Yamamoto, K., Yamane, T., Enomoto, S. and Mukai, J., "The Development of the UPACS CFD Environment," High Performance Computing, Proc. of ISHPC 2003, Springer, pp. 307-319, 2003.
- Kazawa, J., Horiguchi, Y., Saiki, K., Yamamoto, K., Nozaki, O., and Oishi, T., "Numerical Study on Fan Noise Generated by Rotor-Stator Interaction," AIAA Paper 2007-3681, 2007.
- Yamagami, M., Kodama, H., Kato, D., Tsuchiya, N., Horiguchi, Y., and Kazawa, J., "Unsteady Flow Effects in a High-Speed Multistage Axial Compressor," ASME Turbo Expo 2014, GT2009-59583, 2009.
- Spalart P.R, Allmaras S.R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," AIAA-92-0439, 1992.

【研究報告】

B-1

高温タービン冷却空気流制御による航空エンジン高効率化の検討

*田中 一平 (東京農工大学),山根 敬,福山 佳孝 (宇宙航空研究開発機構)

Study on Efficiency of Aero-Engine by Control of Cooling Air Flow for High Temperature Turbine

*Ippei TANAKA (TUAT), Takashi YANAME and Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA)

ABSTRACT

The aircraft market around Asian-Pacific region is growing rapidly because of world market development and globalization. However, we must reduce discharge of greenhouse effect gas in order to avoid serious environmental problem including global warming and atmospheric pollution. Variable Cycle Engine (VCE) is proposed as a superior engine to environmental compatibility. By using the VCE, it is possible to perform optimum operation in response to the flight condition, since its performance is changed by the variable mechanism. In this study, performance of VCE is calculated by using Virtual Jet Engine (VJE). VJE is numerical calculation system for designing gas turbine engines and calculating their performance. We suggest the VCE which controls cooling air flow for high temperature turbine as variable element. Under the conditions of constant thrust, it was confirmed that overall efficiency is improved by reducing cooling flow for high temperature turbine.

Key words: Variable Cycle Engine, Virtual Jet Engine, Cooling Air Flow

1. はじめに

世界経済の発展やグローバル化に伴う旅客者数 の増加を背景に,アジア,太平洋地域を中心とし た旅客航空機の市場が年々拡大している.ジェッ ト旅客機の需要予測について,2033年までの旅客 輸送量は2.6倍,運航機数も1.9倍に増加するとさ れる¹⁾.対して,地球温暖化や大気汚染を始めとす る深刻な環境問題に直面している現代では,温室 効果ガスの排出量削減などの対策が急務とされて いる.航空機業界においては,2020年までに航空 機排出ガスの削減策を導入することが2013年の国 際民間航空機関(ICAO)の総会で合意され,実行計 画の策定が進められている.航空機用エンジンに 関しても高い環境適合性が求められており,環境 負荷が小さい次世代型エンジンとしてバリアブル サイクルエンジン(VCE)が提案されている.

VCE とは、可変機構を設け性能を変化させるこ とで、飛行状態に応じて最適な運用を行うことを 可能とするエンジンである.本研究ではバーチャ ルジェットエンジン(VJE)を用いた数値シミュレ ーションにより VCE について性能計算を行い、エ ンジン性能に対する可変機構の有用性を検証する. ただし実際のエンジンの運用では流量や回転数、 温度など各パラメータについて,強度や作動限界 などの物理的制約が生じるため,これを考慮した うえで最適な運用条件を決定する必要がある.本 研究では,高温タービン冷却用空気流を可変要素 とし,この制御によるエンジン全体性能に与える 影響について評価を行い,低環境負荷エンジンと しての有用性を検討する.

2. 研究概要

2.1 バーチャルジェットエンジン (VJE)

VJE は JAXA で開発中のガスタービンエンジン の簡易設計や運航を模擬した性能評価を行うこと ができる数値計算システムである²⁾. 圧縮機や燃焼 器,タービンなどのガスタービンエンジンを構成 する要素(モジュール)ごとの特性を定義し,それら を結合することでエンジン全体の特性を表現する. 設計計算については,エンジンへの空気流量や燃 料流量,各部スケール等を決定し,実機相当のエ ンジンのパラメータを用いることで,各要素での 燃焼ガスの状態や流量などの情報が得ることがで きる.また設計計算で得られたエンジン情報に関 して,設計点とは異なる任意の条件で作動させた 場合のエンジンの内部状態を指定し,フライト状 態におけるエンジン性能の変化を計算することで 性能評価を行うことができる.また VJE と連動し た機体設計プログラムを用いることによって,あ るフライト条件における運航計算を,機体の重量 を考慮した上で行うことができる.

2.2 バリアブルサイクルエンジン (VCE)

航空機用エンジンは運用条件により相反する性 質が要求される場合がある.特に超音速旅客機や 軍用機のエンジンにおいて、これを克服するため に生まれた概念が VCE である. VCE はノズル面積 や翼迎角などのエンジン各部の形状を可変とする ことによって、飛行高度や速度などの運用状態に 応じて一時的にバイパス比を変化させることがで きる.これらは燃料消費率(SFC)の向上や騒音の低 減を目的として採用される.しかし亜音速旅客機 用の高バイパス比エンジンとしては、可変機構の 採用による重量増加やシステムの複雑化などの問 題があり、VCE は未だ実用化されていない. 先行 研究において北川ら³⁾は,高バイパス比エンジンの ファンノズル面積を可変とした場合について VJE を用いた解析を行っており,ノズル面積を運用状 態により変化させることで SFC が改善し、フライ ト時の環境負荷を軽減させることができると示し ている.本研究では、高温タービン冷却空気流流 量を可変要素として制御する VCE について、VJE を用いた検証を行う.

2.3 高温タービン冷却流

ガスタービンエンジンの高効率化に伴いタービ ン入口温度(TIT)は上昇しており、タービン材料は 1500℃を超える高温にさらされる. この材料強度 を確保するため、燃焼前に抽気された空気を用い た高温タービンの冷却が行われている. 航空機用 ガスタービンエンジンの冷却には一般的に,高温 タービン表面の微細孔からの冷却空気の吹き出し による空気膜を用いたフィルム冷却や、タービン 内部流路での強制対流熱伝達による冷却が用いら れている.旅客航空機用の高バイパス比エンジン について、高圧タービン(HPT)の冷却空気の流量は コア部流入流量に対して一般的に 20%程度である. この冷却空気流は燃焼室を経由しないため、高圧 圧縮機通過後に燃焼室へ流入する空気と比較して 取り出せる仕事が小さい. さらに、本来これらの 高温タービン冷却流量は離陸時などの一時的な最 大出力条件について設計されているため、実際の フライト時において大半を占める巡航などの運用 条件では、必要以上の流量が冷却に用いられてお り、効率の低下を招いていると考えられる. した がって本研究では、この高温タービン冷却空気流

量を可変要素として扱い,運航状態に応じた冷却 流量の制御を行う.冷却流量の制御によりエンジ ン性能を適宜変化させることで,フライト時の燃 費向上を目標とする.

2.4 冷却流制御機構の例

冷却空気流量制御による VCE には,冷却流量制 御機構の実現が必要である.冷却流制御機構の一 っとして,渦増幅器 (Vortex Amplifier; VA)の提案が なされている⁴⁾.この機構は Rolls-Royce 社の Trent 1000 TEN エンジンにおいて,タービンクリアラン ス制御に利用が検討されている.図1に VA の概念 モデルを示す.VA は2 つの流入経路(Supply, Control)と1 つの排出経路(Outlet)から構成される. Supply流はチャンバーに対し放射方向から流入し, Control 流は円周方向から流入する.Control 流によ りチャンバー内には旋回流が生じる.Outlet 流は旋 回面垂直方向へ流出する.Supply, Control, Outlet の質量流量(それぞれ W_s, W_e, W_o)は保存される.

$$W_s + W_o = W_c \tag{1}$$

VA の特性として、W_cを増加させた場合、Supply 側に旋回流による逆圧力勾配が生じ、W_sが減少す る.W_oについてはW_sが支配的であるため、結果 として W_oを W_cによって調節することが可能であ る.W_cが最大となるときは、Supply 側からの流入 はなくなり、W_oが最小の値をとる(W_o=W_c \neq 0). また W_c=0 のとき、W_oが最大の値をとる(W_o=W_s). W_oの最大値と最小値の差は 10-20 倍程度である. このように可動部を持たず、Control 流量の調整の みで Outlet 流量を制御することが可能といわれて いる.

図1下部にBichara とOrnerの論文⁵⁾を基に,非 圧縮流れにおける定常状態の無次元化した W_oW_o の計算結果を示す. VAの特性は各部の形状パラメ ータによって決定するため,チャンバー外径 R_i と チャンバー内径 R_o の比を変化させた場合の特性曲 線の変化を一例として示す.

冷却空気流路内にこのデバイスを設けることで、 冷却流量の制御を行うことを考える.このデバイ スを用いる利点として、可動部を持たないため、 圧力変化に即座に応答できること、単純構造であ るため軽量かつロバスト性に優れることなどが挙 げられる.また特性曲線の性質より、Wc=0.0~0.3 の場合に冷却流量は一定、Wc=0.7~1.0の場合に冷 却流量が削減状態となるような ON-OFF での制御 が考えられる.このデバイスを用いて冷却空気流 量を 100-10%程度の範囲で制御できるようになる ものとして、VJE による検証を行った.



3. 冷却流量制御

3.1 F/A 比一定条件における冷却流量制御

亜音速旅客機用高バイパス比エンジン相当のパ ラメータを解析対象として用いた.解析条件は, 表1に示すように巡航条件とした.航空用ガスタ ービンエンジンは,一般的に燃空比(F/A比)を用い て推力の制御がなされる.高温タービン冷却空気 流量の変化によってエンジンの受ける影響を調べ るため,F/A比を一定とした条件において,巡航時 の冷却空気流量G_c[kg/s]を,設計点での冷却空気流 量G_{cd}[kg/s]に対して減少させた.設計点流量で基準 化した比冷却空気流量G_c/G_{cd}=1.0,0.5,0.3,0.1と 変化させた場合のエンジン推力F[N]の変化を,図2 のConstart F/A に示す.冷却空気流量の減少に伴い エンジン推力の増加がみられた.

Table.1 Analysis Condition

| Flight altitude [ft] | 35000 |
|-----------------------------|-------|
| Flight mach number [-] | 0.78 |
| Flight velocity [m/s] | 231.4 |
| Atmospheric pressure [kPa] | 23.8 |
| Atmospheric temperature [K] | 218.8 |



3.2 F/A比, 冷却流の制御による推力一定運用

図2より、F/A 比を一定とした状態で冷却流量を 減少させると、比冷却空気流量 $G_c/G_{cd}=0.1$ のとき、 推力が 26.3%増加することが分かる. これを踏ま え、推力が一定となるよう比冷却空気流量 G_c/G_{cd} の減少に併せて F/A 比を減少するよう調整を加え たものを Controlled F/A and G_c/G_{cd} として図2上に 示す. このように F/A 比と冷却流量を同時に変化 させ推力を一定に保った運用が可能である. あわ せて、冷却流量一定として F/A 比を減少させたも のを Constant G_c/G_{cd} に示す. それぞれの推進効率 η_p と熱効率 η_{th} 、及び全体効率 η_{oa} を図3に示す.



全体効率は推進効率と熱効率の積で表されるため、図3では右上方向ほど高い全体効率を示す. Controlled F/A and G_c/G_{cd} について、比冷却空気流量 $G_c/G_{cd}=0.1$ とすると推進効率は0.820から0.838へと0.018増加した. 全体効率は熱効率と推進効率の積で表され、 $G_c/G_{cd}=0.1$ の場合Constant F/A は0.359に対し、Controlled F/A and G_c/G_{cd} では0.363と、より高い効率が得られることが分かった.この場合のバイパス比 BPR、燃料消費率SFC、軸回転数比 N_2/N_1 の変化について図4、5、6で示す.









Fig.6 Effects on Spool Rotational Speed Ratio N₂/N₁

Controlled F/A and G_o/G_{cd}について、バイパス比の 大幅な増加および SFC の減少がみられた.このこ とから Controlled F/A and G_o/G_{cd}における推進効率 の増加はバイパス比が増加したことが要因である と考えられ、またコア流量の変動がバイパス比の 変化に影響したと考えられる.高圧圧縮機入口は チョーク状態で計算されているため修正流量、修 正回転数は一定、そのため高圧軸回転数 N₂が一定 となる.それに対して低圧タービンで回収する仕 事量が増加し、低圧軸回転数 N₁が増加、すなわち ファン部の回転数が増加したためにバイパス比が 増加したと考えられる.以上より、巡航時に冷却 流量と F/A 比を同時に制御し、一定推力となる運 用を行う事で、バイパス比を変化させ、より効率 の良い運用を行うことが可能である.

3.3 冷却流量とメタル温度

冷却流量の削減によってタービン材料温度は上 昇することが予想されるため、前述の巡航条件に おいて削減可能な冷却空気流量の推定を行った. 福山ら^のの方法を基に、冷却空気流量 $G_c[kg/s]$ と燃 焼器を通過した主流の空気流量 $G_g[kg/s]$, HPT 初段 静翼材料温度 $T_w[K]$, タービン入口温度 $T_g[K]$, 冷 却空気温度 $T_c[K]$ の関係を以下の関係式より推定し た. 冷却効率 $\eta[-]$, 燃焼器を通過した主流空気に対 する冷却空気の流量比 $\beta[-]$ の定義は以下.ただし定 数は試験値とのフィッティングより A=0.608, B=-0.427 とした.

$$\eta_{c} = (T_{g} - T_{w}) / (T_{g} - T_{c})$$
 (2)

$$\beta = G_c / G_g \tag{3}$$

$$η_c = A * (1.0 - exp(B * β))$$
 (4)

比冷却空気流量 G_c/G_{cd}=1.0, 0.5, 0.4, 0.3, 0.2, 0.1 と減少させ,推力一定となるように F/A 比を同 時に減少させた.冷却空気流量比 G_c/G_{cd} を変化さ せた場合の冷却効率 η。を図7に、タービン入口温 度 T_g及び材料温度 T_wの変化を図 8 に示す. 図 7 に 示すように,比冷却空気流量 G_c/G_{cd} が 0.3 を下回る と冷却効率が急激に低下、これに伴い材料温度が 著しく上昇する.また図8より,材料温度Twの最 小値は冷却流量が最大の点ではない. これは図 8 からも分かるように、冷却流量の減少に従い F/A 比が減少し、タービン入口温度 Tgが低下したこと が要因と考えられる.この結果から、材料温度を 上昇させない状態でも冷却流量を 30%程度まで削 減できると考えられる. またこの場合に 2.4 節の渦 増幅器を用いるとすれば、図1の特性曲線から Ri/Ro=10程度と想定できる.ただしこれは簡易的 な予測であり、冷却方法やブレード形状等の要因 によってこれらの値は変動する可能性があり,実 際的な強度評価にはより詳細な検証が必要である.



3.4 高圧圧縮機の作動安定性

冷却空気流量の削減により高圧圧縮機の作動条 件が変化するため、冷却空気流量を削減した場合 において圧縮機が安定的に作動することを検証す る必要がある.圧縮機への流入空気量が減少した 場合、圧縮機が正常に作動しないサージ現象が生 じる可能性が考えられる.サージ現象とは圧縮機 内の空気流が非定常な脈動を起こすことであり、 この現象により圧縮機が正常に作動しない場合、 燃焼ガスが圧縮機に逆流するなどの危険性が考え られる.そのため冷却空気流量を削減した場合の 圧縮機作動線の描画、及びサージマージンの予測 を行うことで、圧縮機の作動安定性を保った状態 で削減できる冷却空気流量の予測を行う.

比冷却空気流量 G_o/G_{cd}=1.0, 0.7, 0.5, 0.3, 0.1 と減少させた場合の, それぞれの圧縮機作動線を 図9に示す.特に Controlled F/A and G_o/G_{cd}につい て,冷却空気流量の減少に伴い修正流量が減少し, 作動線がサージ側へと推移してゆく傾向が顕著に 見られる.これは冷却空気量の削減に伴い高圧タ ービンへの流入空気量が減少し,高圧圧縮機への 流入空気量が減少していることが原因と考えられ る.ただしこの計算においては,実機における圧 縮機特性と異なり,速度係数に対する仕事係数は 一定のものとして計算されている.今後は実機の 圧縮機特性を導入することで,より正確な圧縮機 作動線を想定し,安定的に削減できる冷却空気流 量比を推定する必要がある.



Fig.9 Operating line

3. まとめ

高温タービン冷却空気流量の削減によるエンジン性能の変化を VJE によって検証した. F/A 比、冷却流ともに減じ,一定推力として運用した場合,推進効率及び全体効率の向上がみられた. このため冷却空気流の制御による可変バイパス比エンジンの有用性が認められた.メタル温度を上昇させない範囲での運用を考えると,比冷却空気流量G_c/G_{cd}=0.3 程度まで減少させることが可能であり,この場合,制御を行っていない場合に対して全体効率は 0.355 から 0.362 に向上した.

今後の課題としては,実機の圧縮機特性に即し た部分負荷特性を導入することで,より詳細な圧 縮機作動線の描画,及びサージマージンの評価, また冷却流制御を踏まえたフライト全体における 設計点の最適化などが挙げられる.

参考文献

- 日本航空開発協会,民間航空機に関する市場予測 2014-2033, p31-43, (2014)
- 2) 福山佳孝,松下政裕,横川忠晴,原田広史,バーチ ャルジェットエンジンの開発,第33回日本ガスター ビン学会定期公演会論文集,p131-136, (2005)
- 北川和也,秋山直樹,福山佳孝,可変面積ノズル付き高バイパス比ターボファンエンジンの性能評価, 第 41 回日本ガスタービン学会定期公演会論文集, p235-240, (2013)
- David May, John W. Chew, A Model for The Transient Behavior of Vortex Amplifiers, ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25092, (2014)
- R.T. Bichara, P.A. Orner, Analysis and Modeling of the Vortex Amplifier, ASME Journal of Basic Engineering, p755-763, (1969)
- 6) 福山佳孝,藤原仁志,中間冷却再生エジェクタ型乾 式ガスタービンシステムの性能評価,第41回日本ガ スタービン学会定期公演会論文集,p261-266,(2013)

【研究報告】

B-2

タービン翼内部の複雑冷却流路内における熱伝達率計測及び 流れ場に関する研究(流路入り口流入条件の影響)

船崎 健一(岩手大理工),*寺部 世界(岩手大院),餝 雅英,堀内 豪(川崎重工)

Studies on Heat Transfer Coefficient and Flow Field through a Complex Cooling Channel for Turbine Blade (Influence of the channel entrance inflow condition) Ken-ichi FUNAZAKI,*Sekai TERABE(Iwate Univ.), Masahide KAZARI, Takeshi HORIUCHI(KHI)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical analysis on the heat transfer and the flow field in a realistic serpentine internal cooling channel of turbine blade. This study aims at obtaining design guidance of the internal cooling channel through the investigation of heat transfer coefficient with the focus on the flow condition at the channel entrance. A transient method using Thermochromic Liquid Crystal is employed to measure the surface heat transfer distribution inside the channel. Numerical analysis using ANSYS CFX is also carried out to enhance the knowledge of the flow field.

Key words: Internal cooling channel, Serpentine channel, Heat transfer, Flow field, CFD

1. はじめに

ガスタービンの高出力化を目的としてタービン入り口 温度の高温化が進んでいる.しかしながら、タービン入 り口温度の高温化に伴い、タービン翼は強い熱負荷に曝 され、クリープ等による翼寿命の減少や翼破損の危険性 が高まることが懸念される. そのため, タービン翼保護 を目的とした効率的な冷却手法が研究されてきている. 本研究では、タービン翼内部に設けられたサーペンタイ ン流路内に冷却空気を流す内部冷却手法に関して調査す る. この冷却流路には一般的に熱伝達を促進するために 乱流促進体(リブ等)が備えられる.この乱流促進体に より誘発される二次流れや剥離により流路内の流れは非 常に複雑となり、これらは熱伝達分布にも強く影響を及 ぼす. このような流れ場がもたらす熱伝達分布によりタ ービン翼に冷却ムラが生じると熱応力により翼破損の危 険性が高まるため、タービン翼の冷却には優れた冷却効 率とともに均一な温度分布を実現する冷却が必要となる. 内部冷却流路内の熱伝達特性の解明のため、これまでに 数多くの研究が行なわれてきており,乱流促進体の取り 付け角度や形状を変化させた研究や折り返し部を複数有 するような曲がり流路を用いた研究が挙げられる(1)(2)(3). 多くの研究では供試部に流入する流れは整流された理想 的な流れで実施される.しかしながら、実際の内部冷却 流路に流入する流れは、必ずしも理想的な流れであると は限らず、流路に流入する流れの条件が流路内の熱伝達 特性に影響を与えることは十分に考えられる.数値解析 の入り口境界条件に速度分布を与えた研究(4)も実施され ているが、実験による研究例は多くはない. そこで本研

究では、実機形状を模したサーペンタイン流路供試体を 用いて、流路に流入する流れの違いが熱伝達特性に与え る影響を過渡応答法による非定常熱伝達率計測及び数値 解析により調査した.

2. 実験

2.1 実験装置

実験装置の概観図を図1に、供試体周りの様子を図2 に示す.送風機下流に層流流量計と主流空気加熱用ヒー ターが設置され、ヒーター下流直後にはステップ状の温 度変化を生み出すための三方バルブが接続してある.三 方バルブの一方に供試体が設置され、他方には抵抗調整 バルブを接続している.また、三方バルブと供試体をつ なぐフランジまでの配管内に、整流網と整流ハニカムを 設けている.

供試体前方にはデジタルビデオカメラ (SONY 製 HDR-PJ800)を設置し,液晶の発色を動画撮影してい る.実験時は液晶呈色の様子を明瞭に撮影するため,二 基のハロゲンランプによって供試体を照らしている.そ の際,照明の当てムラが生じないようにハロゲンランプ を覆うようにトレーシングペーパーを取り付けている. また,供試体周りを暗幕で覆うことで,実験室環境の反 射を防ぎ,ハロゲンランプ以外の光が供試体に当たらな いよう配慮している.



Fig. 1 Experimental set up



Fig.2 Test model

2.2 供試体

図3に実験で使用したアクリル製サーペンタイン流路 供試体を示す.供試体内部の冷却流路は実機翼内のもの に準じた形状である.本研究では正圧面(PS)側と負圧 面(SS)側にあたる流路内壁の熱伝達率計測のため,同 一の内部流路を有する二つの供試体を用いている.この 二つの供試体の違いは計測面の対向面に熱電対挿入孔及 び圧力孔が設置(図3:T1-T7,P1-P7)されている点のみ である.供試体は3つの流路で構成されており,流路断 面形状は流路位置によって異なる.また,流路壁面には 主流に対して 60°の角度を有するリブ(乱流促進体)が 正圧面側内壁と負圧面側内壁に設置されている.また, 計測面には呈色温度域が 2℃の感温液晶(日本カプセル プロダクツ製)をスプレーガンで塗布し,その上から黒 色塗料を塗布している.



Fig. 3 Flow channel inside the test model

3. 実験手法

3.1 熱伝達率計測

本研究では、感温液晶を用いた過渡応答法⁽⁵⁾により熱 伝達率を計測した.この手法の特色は、感温液晶が塗布 可能で液晶発色の様子が観測可能であれば比較的容易に 熱伝達率の推定が可能であるということである.

今回の実験では、加熱した主流空気を空気圧アクチュ エーターの操作により三方バルブを瞬間的に切り替える ことで供試体側に流入させ、流路表面にステップ状の温 度上昇を与えた.供試体内の主流温度は先述した熱電対 挿入孔から熱電対の先端が流路中心になるように熱電対 を挿入して取得した.主流温度は、供試体の吸熱作用に より流れ方向に変化するため、取得した温度データを隣 あった熱電対間で線形補間することで各位置における主 流温度を算出している.なお今回の熱伝達率算出には1st pass, 2nd pass, 3rd passの三区間に分けて後処理を行なって おり、また処理の関係上、熱電対 T1,T3,T5,T7 の温度デ ータを使用している.供試体壁面温度は、液晶の呈色の 様子をデジタルビデオカメラで撮影し色の情報(色相) を取得し、後述する較正試験により色相と温度の関係式 を求めて算出している.

供試体への流れの流入条件は、実験装置の構造上、三 方バルブで 90°の曲がりを有していることから、旋回成 分を持つような二次流れの発生が考えられる⁽⁰⁾. 設置さ れる整流ハニカムは旋回成分の抑制を目的としているが、 今回はこの整流ハニカムを取り外すことで流入条件を変 化させた.

実験は、図3の断面 A-A における流路の水力直径 D(=33.4[mm])を代表長さとしたレイノルズ数 Rep(=25,000)に設定して、正圧面側ハニカム有と無、負 圧面側ハニカム有と無の計4条件実施した.

3.2 感温液晶較正試験

感温液晶の製造元から公表されている呈色温度域や温 度に対する呈色傾向は、液晶塗膜厚や照明等の条件によ り変化する.よって使用状況における温度と色相(Hue) の関係を明らかにする必要がある.本研究では感温液晶 からの色情報と温度の関連付けを、撮影によって得られ る RGB の色情報を Hue 値に変換して行なっている⁽⁶⁾.較 正に用いた装置を図4に示す.較正装置では、ペルチェ 素子上の銅板に、黒色塗料及び感温液晶を塗布し、アク リルを液晶塗布面に接するように設置し、ねじによって 上記三つを圧着している.銅板には熱電対挿入用の穴が あけてあり、熱電対を挿入し銅板内の温度を計測した. 液晶塗布面と銅板は圧着されているため、銅板の温度計 測値を液晶塗布面の温度とした.このとき銅板表面と内 部の温度がほぼ一致することを確認している.ペルチェ 素子には温度コントローラーが接続されており、液晶の 呈色域で一定間隔に温度を変化させる.その時の液晶の 呈色を撮影すると同時に熱電対による温度計測をするこ とで、熱電対取り付け位置における感温液晶の Hue 値と 温度の関係式を得た.なお較正試験時は、装置が異なる だけで、計測機器や配置は熱伝達率計測時と出来る限り 一致するように配慮している.また、正圧面と負圧面の 計測時は照明配置が異なるため、計測面毎に較正試験を 実施している.

図5に較正試験で得られた温度-Hue 値の相関を示す. 較正試験は各照明条件で6度実施し、その平均値を用い て温度とHueの関係を得ている.また、曲線はS字を描 くため1本の曲線で近似することは難しい.そのため、 本研究では3本の多項式近似を組み合わせることで較正 曲線を作成している.



Copper sheet







Fig. 5 Calibration curve: (a) PS, (b) SS

3.3 不確かさ解析

過渡応答法による熱伝達率計測では熱伝達率が陽に与 えられないため、不確かさの評価には sabbas⁽⁷⁾らの手法 を用いた.不確かさ解析の結果、正圧面側ハニカム有と 無でそれぞれ最大 14%と 11%程度, 負圧面側ハニカム有 と無で最大 13%と 14%程度の不確かさが熱伝達率に含 まれることが分かった.

4. 数値解析

4.1 解析手法

実験結果との比較及び流路内流れ場の知見を得るため に数値解析を実施した.図6に計算領域を示す.実験装 置を再現するため,供試体入口と出口配管部も計算領域 に含めた.計算モデル寸法は実験で使用した供試体と同 じである.図7に壁面とリブ周りの計算格子を示す.計 算格子は ANSYS ICEM CFD を用いて非構造格子で作成 した. 壁面にはプリズム格子を設置しており、プリズム 層厚さは約0.067Dで、伝熱実験の計測面における壁面第 一層計算格子は v⁺<1 を満たしている.数値解析には,汎 用コード ANSYS CFX Ver.14 を用いた. 解析条件を表1 に示す. 境界条件は実験時の条件を反映した. 解析結果 から熱伝達率は式(1)により算出した. ここで q(x,y)は局 所熱流束, Tw(x,y)は壁面温度, Tg(x,y)は線形補間した主流 温度である.補間した主流温度は実験を模擬するため, 実験時の熱電対挿入位置(T1,T3,T5,T7)において, 主流に 垂直な 1mm 四方の矩形断面を流路中心で定め、その断 面における平均温度を算出する. その算出温度を取得温 度とし、実験と同様に隣あったデータで線形補間するこ とで、流路内各位置における主流温度を定めた.



Fig. 6 Computational domain



Fig. 7 Computational grid

Table. 1 Computational conditions

| Grid number | 13,000,000 | | |
|---------------------------|------------------------|--|--|
| Inlet boundary condition | Mass flow, temperature | | |
| Outlet boundary condition | Static pressure | | |
| Wall boundary condition | Non - slip, isothermal | | |
| Turbulence model | Shear Stress Transport | | |

$$h(x, y) = \frac{\dot{q}(x, y)}{T_{w}(x, y) - T_{g}(x, y)}$$
(1)

5. 結果と考察

5.1 熱伝達率計測

図 8-10 では正圧面側各流路中央部の熱伝達率を示す. シンボルが実験、実線が数値解析の結果である.なお、 リブ表面の熱伝達率は良好な液晶の呈色が得られていな いため評価から除外している.図8の正圧面1st pass では ハニカムの有無により,熱伝達率が大きく変化すること が確認でき、ハニカム無の熱伝達率が高く算出されてい る.特に流路前半部から流路間中央部(0-0.7)にかけて 熱伝達率の差が大きい.しかしながら,流路後半(0.7-1) では比較的熱伝達率の差が小さくなっている.これは、 流路内に設置されるリブにより誘起される二次流れが流 路後半に進むにつれ支配的になることで、流入条件の変 化の影響が小さくなるためであると考えられる. 流路内 流れ場に関しては後述する.また,数値解析の結果は比 較的ハニカム有の結果を再現しているものと考えられる が、曲がり部入り口付近での予測精度は低下している. 図9の正圧面 2nd pass ではハニカムの有無による熱伝達 率への影響が小さいことが確認できる.また、数値解析 の再現性は著しく低くなっている.実験では熱伝達率の ピークが流れ方向に減少していく様子がみられるが、数 値解析ではピークの変化は不規則である.図10の正圧面 3rd pass においても、ピーク値に変化が生じているものの、 全体の傾向としてハニカムの有無による影響は小さいと 考えられる.数値解析は熱伝達率の分布傾向はおおよそ 捉えていると考えられるが,曲がり部での再現性は低い.



Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient on PS extracted along the passage centerlines (1st pass)



Fig. 9 Comparison of heat transfer coefficient on PS extracted along the passage centerlines (2nd pass)



Fig. 10 Comparison of heat transfer coefficient on PS extracted along the passage centerlines (3rd pass)

図 11-13 に負圧面側各流路中央部の熱伝達率を示す. 図 11 から負圧面の 1st pass においてもハニカムの有無に より,熱伝達率が大きく変化することが確認できる.し かしながら,負圧面側では正圧面側と異なりハニカム無 の熱伝達率が低く算出されている.熱伝達率の推移の傾 向は正圧面と同様であり,流路後半(0.7-1)では,熱伝 達率の差が小さくなっている.数値解析結果はおおよそ の傾向は再現できていると考えられる.図 12 の負圧面 2nd pass においても,ハニカムの有無による熱伝達率への 影響が小さいことが確認できる.数値解析結果は正圧面 と異なり,実験結果が比較的再現できていると考えられ る.図 13 の負圧面 3rd pass でも,ハニカムの有無による 熱伝達率への影響と考えられるものは確認できず,熱伝 達率は同程度となる.数値解析は,正圧面と同じく熱伝 達率の分布傾向はおおよそ捉えられている.



Fig. 11 Comparison of heat transfer coefficient on SS extracted along the passage centerlines (1st pass)







Fig. 13 Comparison of heat transfer coefficient on SS extracted along the passage centerlines (3rd pass)

図14に実験で得られた正圧面側熱伝達分布,図15に 負圧面側熱伝達分布を示す.リブ上の熱伝達率分布は除 外している.また,熱伝達率分布のおおよその特徴はハ ニカムの有無によって大きくは変化しなかったため,ハ ニカム有の結果を示している.

流路全体で見た正圧面,負圧面の熱伝達率分布傾向は ほとんどの領域で一致している.一般的な角度付きリブ で見られるように,熱伝達率のピークがリブに若干の角 度有しながら,沿うように広がっている.正圧面と負圧 面で分布傾向が異なる領域は 2nd pass の曲がり部入り口 で見られる.正圧面ではリブ直下流において熱伝達率の 目立った上昇が見られないのに対し,負圧面においては 熱伝達率の上昇が見られる.



Fig. 14 Heat transfer coefficient distributions (PS_with_honeycomb)



Fig. 15 Heat transfer coefficient distributions (SS_with_honeycomb)

図 16 に数値解析で得られた正圧面側熱伝達分布,図 17 に負圧面側熱伝達分布を示す.

正圧面側 2nd pass を除いた流路全体の熱伝達分布の傾向はある程度実験結果を再現していると考えられる.実験結果で確認された 2nd pass の曲がり部入り口で見られる熱伝達率分布の違いが数値解析上でも再現されている.



Fig.16 Heat transfer coefficient distributions (PS_CFD)



Fig. 17 Heat transfer coefficient distributions (SS_CFD)

5.2 流路内流れ場

図 18, 図 19 に図 3 で示した供試体入り口に原点を定 めたときの,1st pass X/D=3 から X/D=13 付近にかけた Q 値の等値面を示す.等値面は無次元ヘリシティ Hn で着色 している.ここでは,各壁面近傍で発生している渦を見 やすくするため,一部省略して表示している.

図 18 を見ると, 負圧面側壁面近傍では YZ 断面を考え た時の流路コーナー部から渦(i),(ii)が生じており, 負圧面 側壁面中央付近から渦(iii)が生じている. 渦(iii)は渦(i)と ともにリブが設けられている流路内に進入し, 徐々に減 衰していく様子が見られる. 渦(ii)はリブで生じる二次流 れをよけるようにして流路内へ流入する様子が見られる. また, リブにより生じる二次流れによって, X が正の方 から見て時計周りに回転する渦が発達していく様子が確 認できる.

図 19 を見ると負圧面側壁面近傍で見られたような,縦 渦は見られない.また,Xが正の方からみて反時計周り に回転する渦の発達が負圧面に比べ小さい. 1st pass にお ける熱伝達率は比較的負圧面側の方が高い傾向が見られ ていた.これは流路内の渦の規模が大きく異なるため, 壁面と温度差の大きい流体を壁面側に輸送する能力に差 が生じたためであると考えられる.



Fig.18 Distribution and shape of vortex core (near SS)



Fig.19 Distribution and shape of vortex core (near PS)

今回の調査では、ハニカムの有無により流入条件を変 化させた.熱伝達率計測結果と数値解析の比較からハニ カム有の結果を数値解析はおおよそ再現していると考え られるが、この流れ場が実際にどのような挙動を示して いるのか実験により明らかにする必要がある.そのため、 現在流れ場の可視化、PIV 計測の準備を行なっている.

6. 結言

本研究では実機形状を模したサーペンタイン流路を用 いて流路に流入する流れの条件が,熱伝達特性に与える 影響の把握を目的として実験と数値解析を実施した. 以下に,本研究により得られた知見を示す.

・流路上流側の流れ場の条件は流路内の熱伝達特性に影響を及ぼすことが確認された.

・今回の調査で得られた熱伝達率から,流路上流側の流 れ場の影響は1st pass で特に顕著であり,以降の流路での 影響は小さい.

・数値解析は局所的に熱伝達分布の予測精度が著しく低下するため,評価に注意を要するが,流路全体で見れば, 正圧面側,負圧面側熱伝達分布の予測精度がある程度得られた.

参考文献

- 1) J. C. HAN. and J. S. PARK, INT. J. Heat Mass Transfer, Vol.31, No.1, pp. 183-195, (1988)
- 2) 千田, 船崎, 餝, タービン翼内部冷却流路内におけ る熱伝達率に関する研究(実験および CFD), 第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会(松本) 講演論 文集,2011,pp.131-13
- Christopher LeBlanc, Srinath V. Ekkad, Tony Lambert and Veera Rajendran "Detailed Heat Transfer Distributions in Engine Similar Cooling Channels for a Turbine Rotor Blade with Different Rib Orientations", ASME Turbo Expo GT2011–45254,(2011)
- Pearce, R., Ireland, P. T. Mc Gilvray, M., and Romero, E. "Computational Study of the effect of Inlet Velocity Profile and Rib Orientation on Heat Transfer in Rotating Ribbed Radial Turbine Cooling Passages", ASME Turbo Expo 2016,GT2016-57832,(2016)
- 81時ほか,感温液晶による冷却翼内部流路熱伝達分布の計測法に関する研究,日本ガスタービン学会誌, Vol.26, No.101, 1998, pp.76
- 6) 須藤, 高見, 矢野, 機論 58-548, B (1992), 1015
- Saabas et al., Application of the Transient Test Technique to Measure Local Heat Transfer Coefficients Associated with Augmented Airfoil Cooling Passages, ASME Paper 87-GT-212, 1987
B-3

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 —高密度比条件下における PSP 計測—

*佐々木宏和(岩手大院),船崎健一,瀧澤隼人(岩手大),田川久人,中野晋(MHPS)

Improvement of flat-plate film cooling performance by double flow control devices —PSP measurement under High Density Ratio— *Hirokazu Sasaki, Ken-ichi Funazaki, Hayato Takisawa (Iwate Univ.) Hisato Tagawa, Susumu Nakano (MHPS)

ABSTRACT

This paper describes several attempts to optimize double flow control devices (DFCD), which was invented by some of the authors for achieving better film cooling performance of gas turbine cooling holes. The device, which will be referred to as DFCD, is a pair of protrusions with the shape of hemi-spheroid attached to the turbine blade surface just upstream of each of cooling holes. It has been revealed in the previous studies that the optimized devices are able to improve film cooling effectiveness dramatically. However DFCD optimization has only been done under low density- ratio condition, therefore there is room for the improvement of device shape and configuration for the use at high density ratio conditions. In order to investigate the film effectiveness at a high density ratio, we use CFD-based Taguchi Methods to optimize DFCD shape prior to the experiment. In the experimental study, we apply CO_2 as the cooling air and measure film cooling effectiveness using PSP technique for DR=1.53.

Key words: Film Cooling, Flow Control, Taguchi-Method, PSP

1. 研究背景

ガスタービンには更なる熱効率の高効率化が求められ ている.高効率化を達成するために有効な手法の1つに タービン入口温度(TIT)の上昇が挙げられるが,これは同 時に燃焼器下流に位置する高圧タービン部の熱負荷増加 を招く.したがってタービン翼の冷却技術は系全体の高 効率化に対し必須となるが,中でも熱負荷の増大に対し て優れた遮熱効果を持つフィルム冷却技術の適用は不可 欠である.

フィルム冷却については、過去数十年に渡り様々な研 究がなされており CRVP と呼ばれる渦構造が冷却空気の 被冷却領域への付着性を著しく低下させることが知られ ている.本研究室ではこれに着目し、この CRVP と逆位 相の渦を発生させる流れ制御デバイス DFCD を開発した. DFCD は冷却孔上流に設置することで DFCD 起因の渦, DBV を発生させ、フィルム冷却効率を劇的に改善させる 受動型デバイスである.DFCD の性能評価はこれまで Kawabata ら¹⁾により行われてきたが、高密度比条件下 における実験は未実施であった.これは温度に依存した 計測手法では実施することが困難であったことに起因し、 ここに継続調査の余地がある.そこで本研究では同調査 を可能とすべく、PSP 計測の開発を行い、DFCD の性能 評価を行っている.今回は実験的調査に先立ち、まず CFD 結果にタグチメソッドを適用して高密度比条件下 での DFCD の形状最適化を実施し、その後 PSP 計測を駆使して導出した最適形状の性能の妥当性を評価している. 本紙面では CFD 調査および開発した PSP 計測による試験結果を示す.

2. 実験設備

2.1 実験装置

Fig.1 に実験装置の概要を示す.本実験には岩手大学の 所有する小型吸込式風洞を使用している. 主流は風洞下 流に位置する送風機により吸引される形で供給され、風 洞内で整流及び縮流された後,150mm×250mmのアクリ ル製のテストセクションへと流入する.二次空気として 本研究ではCO2を利用しており、CO2バッファータンク 内部の供給圧により供給されサーマルフローメーターを 通過した後、プレナムへと流入する. テストセクション 側面には ABS 樹脂製の平板供試体が取り付けられてお り,その表面には感圧塗料(PSP)を塗装してある.これを 正面方向より, UVLED 光源により励起し, バンドパスフ ィルタを取り付けた冷却 CCD カメラで撮影することで フィルム効率値を計測する. 計測時の様子を Fig.2 に示 す. PSP 計測は光量計測であるため、計測に不必要な迷 光等は極力除外すべく, テストセクション全体は黒色フ ィルムによって暗室化している.



Fig.1 Wind Tunnel for Film cooling Investigations



Fig.2 PSP Excitation View

2.2 供試体

Fig.3 に本研究で使用した供試体の概観図を示す.供試体は土台となる Base Block と冷却孔部分の Hole Block から構成されており, Hole Block には単純円筒型冷却孔 Round Hole(RH)を有した RH モデルを採用している.供試体の幾何形状を Fig.4 に示す.冷却孔直径は d=10mm, 冷却孔傾斜角は a=30deg.であり,冷却孔長さは L=6d,供試体の厚さは 3d である.冷却孔はスパン方向に 3 つ有し,ピッチは 6d である.これに DFCD を付加した場合のフィルム効率値の上昇効果をみるため,本冷却孔上流の所定位置には着脱可能な DFCD を設置し,DFCD 無し,DFCD 有りのそれぞれの条件で各フィルム効率値の計測を行っている.なお本実験で評価する DFCD には後に示すタグチメソッドによって形状最適化を行った DFCD を採用している.





Fig.4 Round Hole Geometry

2.3 Double Flow Control Devices

今回の調査では DFCD 形状・設置位置の最適化を実施 している. Fig.5 は DFCD 及び冷却孔周辺の Flow Model を示したものである. 冷却孔からは Counter rotating vortex pair (CRVP)と呼ばれる渦構造が主流と二次空気の干渉に よって生じるが,この CRVP は二次空気の lift-off を促進 してしまう. 一方, DFCD は CRVP とは逆回転の縦渦を その両端に生成する. この縦渦 Device Based Vortices (DBV)の生成によって吹き降ろしの効果を生み,二次 空気の壁面付着性を増加させることが DFCD 付加の狙い である. なお DBV の渦構造の規模は DFCD の形状,設 置位置に依存して変化する.本研究ではこれらのパラメ ータを変化させることにより最適形状算出に取り組んで



3. 実験手法

3.1 PSP 計測

Fig.6 に開発した PSP 計測手法の略図を示す. 感圧塗料(PSP: Pressure Sensitive Paint)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という性質を有す.

通常 PSP は酸素濃度が高いほど発光強度が低下し,そ の呈色は暗いものとなる.これは酸素消光と呼ばれる現 象であり,反対に酸素が希薄な状況下では発光強度が高 まり,明るく光る.加えて,酸素濃度は酸素分圧と比例 関係にあるため周辺の圧力低下に伴い画像が明るくなる. こうした PSP の性質は,フィルム冷却効率分布の計測 においても利用でき,フィルム冷却空気として CO₂を利 用し,主流との混合気体が供試体の壁面上になす酸素分 圧を PSP 計測により測定することでフィルム冷却効率値 分布の取得が可能となる. これは熱伝達と物質伝達にアナロジーが成立すること に基いており,同仮定が成り立つ場合,式(1)のようにフ ィルム冷却効率は酸素分圧の式で定義できる.



Fig.6 Schematic View of PSP measurement

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{wall}}{T_{\infty} - T_2} = \frac{C_{\infty} - C_{wall}}{C_{\infty} - C_2} = \frac{(P_{O_2})_{air} - (P_{O_2})_{mix}}{(P_{O_2})_{air}}$$
(1)

η, T, C, P₀₂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 CO₂ パージ時を表す.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²⁾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.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(1 + MW\left(\frac{P_{o_2;air} / P_{o_2;ref}}{P_{o_2;gas} / P_{o_2;ref}} - 1\right)\right)} \quad (2)$$

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条件である.本研 究においては別種ガスとして CO₂を使用しており,二次 空気に air を用いた場合の圧力変化は非常に小さく, 無 視できるものと仮定し($P_{o2;air}$)/($P_{o2;ref}$)=1 として計測を行 っている.

また, PSP には上述した感圧特性のほかに温度依存性 があり,これが PSP 計測における誤差要因となるが,本 研究では吸込式風洞を採用しているため,実験中の温度 変化は極めて小さくほぼ無視できる.なお風洞試験時の 供試体表面温度は表面に設置した熱電対により計測して おり,同温度のもとで PSP の較正を行っている.

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っておくことでフィルム効率分布の 算出が可能となる.

Fig.7 に較正により得た Stern-Volmer 式を示す.

$$\frac{I_{ref} - I_{dark}}{I - I_{dark}} = A + B \frac{p}{p_{ref}} + C \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^2$$
(3)

I, *P*は PSP の発光強度,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. 添字の ref は 大気圧の状態を, *dark* は暗電流画像をさす.

PSP の組成についてであるが、本研究では温度依存性が低く、感圧色素として常温で高い圧力感度を持つ白金

ポルフィリン(PtTFPP)を, バインダーとして酸素透過性 に優れる PtBS を採用し, これらをトルエンに溶解させ PSP を作成した.励起光源としては UVLED 光源(浜松ホ トニクス LEDH60 ピーク波長 400nm)を使用した.計測 には冷却 CCD カメラ(BITLAN BU-51LN)を使用しており, PSP の発光のみをとらえるためカメラ前面にはロングパ スフィルタ(朝日分光 LV0630 通過波長 630nm~)を 取り付けている.計測は画像の明るさと S/N 比等を考慮 し,シャッタースピード 0.05s, 絞り値 fl.4, にて取得し た 60 枚の画像を平均化し定常計測を行った.



3.2 データ処理手法

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、冷却 CCD カメラによって供試体 表面の PSP の発光強度の変化を撮影し、Fig.8 に示す手 順で画像処理を施すことで行われる.



Fig.8 Data Procession of Film cooling Investigation

また、PSP 計測によりフィルム効率分布を取得するに は3種類の画像が必要である。一つは主流のみ通風時の 画像 *I_{ref}*,二次空気として CO₂ も冷却孔からバージした 際の画像 *I*,暗電流画像である *I_{dark}の* 3 つである。

画像処理にあたっては I, Irefから Idark を減算し,カメ ラのノイズを除外した後,両者で割算を行う.これによ り PSP の塗りムラと照明の当てムラの影響を低減させる.

4. 最適化手法

4.1 概要

本研究では最適化手法にタグチメソッドを用いる.本 手法は解析対象への環境変動にロバストな設計を実現す るなどの特徴があり,特に画期的な点として環境条件を 表す因子を積極的に調査に組み入れ,この因子による変 動をデータ解析用の特性として評価する点が挙げられる.

本手法ではいくつかの規則にそって設計を進める.以 下に各ステップにおける内容を示す.

- DFCDの制御因子・誤差因子を選定する.
 誤差因子に選択によって予測される最適形状は 大きく異なる可能性があり,重要なパラメータで ある.
- (2) 各因子の水準を選定する.
 (ex. The height of DFCD =3mm, 4mm, 5mm)
 (2) 済田 ナス またまさ かゆえ
- (3) 適用する直交表を決める
- (4) 選択した直交表に(2)で決定した各因子の値を割 り当てる.これにより諸々の DFCD 形状が決まる.
- (5) (4)で作成した直交表に従い作成された DFCD 形 状全てについて CFD による計算を行う.
- (6) (5)で求めた CFD 結果から解析を行う.ここでは 各因子の影響度や最適値の選定を,算出した SN 比によって評価する.
- (7) CFD 結果から導出された最適形状の実験的調査 を実施し、その妥当性について最終的な評価を行う.

4.2 タグチメソッド

(1)制御因子

本調査に用いた冷却孔は Round hole であり,2.2 で述 べた供試体と同一の幾何形状を有する.DFCD の最適化 に用いた設計パラメータ A~Gを Table 1 に示す.加え て各制御因子の水準値は Table 2 に記載している.今回 は Kawabata ら¹⁾が採用した設計パラメータを参考とし て水準値を決定した.以上のパラメータの DFCD への 対応を示した概略図を Fig.9 に示す.

なお、今回の最適化に使用する直交表はL18 直交表 を採用している.従って今回の解析には18 個の DFCD 形状を作成し、調査を行っている.

Table 1 Control factors

| А | Half breadth of the direction of x-axis of DFCD (upstream region) |
|---|---|
| В | Half breadth of the direction of x-axis of DFCD (downstream region) |
| С | The height of DFCD |
| D | breadth of the direction of z -axis of DFCD |
| E | The angle of aperture of DFCD |
| F | Distance from the maximum height position of DFCD to other DFCD's top |
| G | Distance from the maximum height position of DFCD to a cooling hole center (O) |

Table 2 Control factor's level

| | Level 1 | Level 2 | Level 3 |
|---|---------|---------|---------|
| А | 0.35d | 0.75d | 1.0d |
| В | 0.35d | 0.75d | 1.0d |
| С | 0.15d | 0.3d | 0.5d |
| D | 0.4d | 0.5d | 0.6d |
| Е | 10° | 15° | 20° |
| F | 1.0d | 1.5d | 2.0d |
| G | 1.5d | 2.0d | |



(2) 誤差因子

誤差因子には主流流入角を選定した. 選定理由は流入 角の変化が DFCD の形成する渦構造に変化を与え,フ ィルム冷却効率を大きく変えることが予想されるためで ある. 今回はこの変化に対してロバストな性能を発揮す る DFCD 形状を探索する.

(3) ターゲット BR

実機においては *BR*=1.5~3.0 といった吹き出し比が採用されることが多いが、より少ない流量で冷却効率を上昇させることが DFCD 付加の狙いであるため、本研究では *BR*=1.0 で DFCD の形状最適化を実施している.

(4) S/N 比

本最適化の目的は冷却孔下流の面平均フィルム効率を 最大まで引き上げることである.したがって、今回のよ うな場合、望大特性問題として取り扱い、以下のような 式(4)を用いて SN 比を算出した.この場合、S:シグナ ルに当たるのがフィルム効率、N:ノイズが主流流入角 である.Yは0 $\leq x/d \leq 20$, -3.0 $\leq z/d \leq 3.0$ の領域における 面平均フィルム効率である.iは条件名(Case01~ Case18).nは誤差要因数であり、今回の場合はn=2 と している.また、Yについて、今回は w/o DFCD 条件を リファレンスとして式(5)を用いて正規化を実施した.

$$S/N_{i} = -10\log \frac{1}{n} \left(\frac{1}{Y_{i,\varepsilon=0 \text{ deg.}}^{2}} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=5 \text{ deg.}}^{2}} \right)$$
(4)
$$Y_{i,\varepsilon} = \frac{Y_{i,\varepsilon}}{Y_{w/oDFCD,\varepsilon}}$$
(5)

4.3 数值解析

(1) 解析ソルバー

解析ソルバーに関しては,汎用流体解析ソフト ANSYS CFX 14.0(ANSYS Inc.)を用いた.また,タグチ メソッドに使用する結果は全条件 RANS による解析を 実施し,乱流モデルには SST を用いた.

(2)計算ドメイン

Fig.10 に今回使用した計算ドメインを示す. 原点は冷却孔後縁にとり,計算領域はスパン方向に冷却孔1ピッチ分,冷却孔下流を21dとした.

格子作成は ANSYS ICEM CFD ver.15.0 にて行った. 格子は全て同じ方法で作成しており, DFCD 形状によっ て若干の差異はあるが,各計算格子の総格子要素数は約 1600 万セルである.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に壁面近傍にはプリ ズムメッシュを,壁面から 2d までの距離には Density 機能を用いている.



試験結果と考察

5.1 数值解析結果

今回の調査結果 36 条件(=形状数:18×誤差要因数:2)か ら導出した要因効果図を Fig.11 に示す.本解析の目的 は、フィルム効率に大きく影響する制御因子を発見する ことである.要因効果図からは、D、Fの SN 比に対す る影響が他の因子と比べると突出して高いことが分か る.望大特性問題におけるタグチメソッドでは、SN 比 が大きくなるよう水準値を選択することで最適化される ため、A3-B1-C2-D3-E3-F1-G1(Optimal)を最適形状とし て選択した.



Fig.11 Response graphs for major effect

5.2 フィルム冷却試験 実験条件

本研究では冷却孔直径 d を代表長さ, 主流流速を代表 速度とし Re=6000 で試験を実施した. 吹き出し比は式(6) で定義し, BR=0.5,1.0,1.5 の試験を実施している.

$$BR = \frac{\rho_2 U_2}{\rho_\infty U_\infty} \tag{6}$$

式(6)中の ρ , Uは密度および流速を, 添字の ∞ , 2は主流と二次空気を表す. 主流(Air)と二次空気(CO₂)の密度比は $DR(=\rho_2/\rho_{\infty})=1.53$,相当する分子量比は MW=1.519 であり,本紙面に記載する実験結果は上述した丸孔形状を有する供試体(RH)と,これに DFCD (Optimal)を付加した条件に対するものである.加えて,本研究で DFCD は BR=1.0において最適化されているが,低 BR条件,高 BR条件についての効果もみるため,吹き出し比は BR=0.5, 1.0, 1.5 のもとで試験を行っている.

なお,以下に示すスパン方向平均フィルム効率値,面 平均フィルム効率値のデータ処理範囲は冷却孔下流端を 原点とした-3.0≦z/d≦3.0, 0≦x/d≦20の領域としている.

5.3 フィルム冷却試験 実験結果

Fig.12 に BR=0.5 におけるフィルム効率分布を示す. RH 条件をみると密度比の増加により,二次空気に良好な壁面付着性が確認された.これは密度比増加に伴い,二次空気の運動量比が低下し,壁面法線方向を貫通するJet が抑制されたためであると考えられる.一方,同冷却孔にDFCDを付加した場合,スパン方向に二次空気が拡散し付着性が低下した.これは運動量比の低下により二次空気が形成する CRVP が弱まり,DFCD 起因の渦が支配的となり,主流が壁面へ衝突する Mix-out と呼ばれる現象が助長されてしまったためだと考えられる.

Fig.15 に示したスパン方向平均フィルム効率からは x/d=10 付近に至るまで, RH の効率値を下回っているこ とが分かる. 加えて, Fig.16 の面平均フィルム効率より, DFCD の付加により η は約 20%低下した.



Fig.12 Film Effectiveness Distributions at BR=0.5 [(1)Only Round Hole, (2)Round Hole + DFCD]

次に形状最適化を施した BR=1.0 についての結果を Fig.13 に示す. RHでは BR=0.5 に比べ,スパン方向に冷 却範囲の低下が見られるが,流れ方向の運動量の増加に より下流までフィルム効率の高い領域が伸びた.

これに DFCD を付加した場合は, DBV が CRVP を効 果的に抑制し, 冷却範囲拡大の効果が確認された. 加え てスパン方向平均フィルム効率も x/d=3.0 以降, RH を卓 越しており, 面平均フィルム効率値も約 1.2 倍に上昇す る効果が確認された.



さらに BR を増加させた BR=1.5 についての結果を

Fig.14 に示す. RH では BR の増加により, 主流に対す

る二次空気の運動量が増加することで二次空気の貫通力 が強まる上, CRVP が大規模化するため二次空気の壁面 付着性は著しく低下した.これに DFCD を設置すると 飛躍的にフィルム効率値は向上し x/d 全域で2倍以上の 値となっている.面平均フィルム効率値も約2.7倍とな っており,全 BR において最も DFCD が効果を発揮した 条件と言える.

また、本研究における PSP 計測の妥当性の評価とし て過去の文献値との比較も行った. RH について、 BR=1.0 のもとで Schmidt ら³⁾、Pedersen ら⁴⁾、Hui ら⁵⁾ のフィルム効率値計測結果をセンターライン上で比較し たものを Fig.17 に示す.本研究の計測結果は Pedersen らの結果と良好な一致を示しているが、他の実験値との 差も存在する.これは本研究で用いた供試体との傾斜角 の差異や試験時 Re 数の違いに起因すると考えられる が、計測精度によるところも無視できない.したがって 試験条件を完全に合わせた検証は今後の課題である.



Fig.14 Film Effectiveness Distributions at BR=1.5 [(1)Only Round Hole, (2)Round Hole + DFCD]







Fig.16 Area-averaged film effectiveness



Fig.17 Comparison of RH centerline-effectiveness to published data

6. 結言

本研究では PSP 計測の開発により高密度比条件下で, タグチメソッドにより形状最適化を実施した DFCD につ いて冷却性能の評価を行い,以下の知見を得た.

1)PSP 計測を風洞試験へ適用し、フィルム冷却試験においてその有用性を確認し計測技術実用化に成功した. 2)タグチメソッドにより最適化した DFCD 形状の付加は BR=1.0 のみならず、BR=1.5 においても効果的であり、面 平均フィルム効率値は約2.7倍となった.しかしながら、 BR=0.5 においては逆効果であった.

今後は他のDFCD形状に対するフィルム効率値の実験 的調査や PIV 試験による流れ場調査を行う予定である.

7. 参考文献

1) Hirokazu Kawabata, Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part II - Optimization of device shape and arrangement by experiment-And CFD-based Taguchi Method", ASME, GT2014-26070.

 Charbonnier, D. et al, 2009, "Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of Film Cooled Turbine Platform" Proc. of ASME Turbo Expo

 Schmidt, D. L., Sen, B., and Bogard, D. G., "Film Cooling With Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness," *Journal of Turbomachinery*, vol. 118, Oct. 1996, p. 807.

4) Pedersen, D., "Film cooling with large density differences between the mainstream and the secondary fluid measured by the heat-mass transfer analogy," *Journal of heat transfer*, 1977.

5) Wenwu Zhou., Blake Johnson., Hui Hu., 2015, "An Experimental Study of Compressibility Effect on the Film Cooling Effectiveness Using PSP and PIV Techniques" AIAA 53rd Aerospace Science Meeting

B-4

航空エンジン用低圧タービン翼のエンドウォール近傍の二次流れ 制御に関する研究—デバイスの効果—

*佐藤遼太(岩手大院),船﨑健一(岩手大),塩田瑛雪,村上大地(岩手大院),伊藤航大,小 椋陽史(岩手大),古川樹生(IHI)

> Endwall Secondary Flow Control in Low Pressure Turbine —Effect of Devices—

*Ryota SATO(Iwate Univ.), Kenichi FUNAZAKI(Iwate Univ.), Teruyuki SHIOTA, Daichi MURAKAMI, Hirohumi OGURA, Kodai ITO(Iwate Univ.), Juo HURUKAWA(IHI)

ABSTRACT

The purpose of this paper is to propose a new method of secondary flow control on end-wall region for Endwall loss reduction in Low Pressure Turbine. In this paper, the effect of dimple devices on endwall is investigated through combined experimental and CFD studies in a low speed linear cascade. Detailed comparisons are made on the cases with or without dimple devices on the End-wall. The results show that total pressure loss of near endwall regions can be reduced because the vorttices generated by the dimple devices suppress the advections of the cross-flow to the blade suction side, eventually reducing the magnitude of stream-wise vorticities of passage vortex and counter vortex.

Key words: Low Pressure Turbine, End-wall, Secondary Flow, Cross-flow, Vortex, Control

1. 緒言

近年,航空エンジンは低燃費かつ高環境適合性の要求 から,高バイパス比ターボファンエンジンが主流となっ ている.高バイパス比ターボファンエンジンはエンジン 前方のファンにより推進力の大半を発生させている.フ ァンは低圧タービンにより駆動されているため,低圧タ ービンの性能向上はエンジン全体の性能に大きく寄与す ることになる.

タービン段で発生する空力的な損失の中でもEndwallと呼ばれる翼の付け根を接続する部分(以下, EW) で発生する二次流れによる損失は損失全体の中で大きな 割合を占めていることが知られており,タービンの高性 能化には二次流れ損失の低減が必要不可欠となる.二次 流れ損失を低減する手法として,翼負荷分布の最適化や EW Contouringなどの様々な研究がなされている^[1].

二次流れ構造はEW近傍で複雑な渦構造を形成してお り、その中でも流路渦(Passage Vortex)と呼ばれる渦 が最も支配的であると過去の研究から明らかになってい る.また,翼間の圧力勾配により,翼間のEW境界層の 低運動量な流体が翼負圧面へ移流(クロスフロー)し, 二次流れと干渉し,損失の増大を招いている^{[2][3]}.

本研究では流路渦を代表とする EW 近傍の渦群とクロ スフローに着目し、その制御による二次流れ損失の低減 を狙っている.クロスフローの制御には"Dimple"と称 するディンプル形状のデバイスを用いている. EW 上に Dimple 設置し, その効果の検証を目的としている. Dimple を 1 つ適用した翼(EWD)^[4]と Dimple を 3 つ ピッチ方向に並べて適用した翼(EWD_Triple)と Dimple を適応していない翼(Base)において実験・数 値解析による流れ場の調査を実施した. EWD_Triple は, EWD を基に改良設計したものである. Dimple から発生 する縦渦の強さとピッチ方向の領域へクロスフローの抑 制効果を拡張させるため,深さを倍に,かつ, 3 つ並べ ることでより高い制御効果を狙っている.

主な記号

| x, y, z, s | Axial, Pitchwise, Spanwise, Streamwise | | |
|---------------|--|--|--|
| \mathbf{Pt} | Total Pressure [Pa] | | |
| V | Velocity [m/s] | | |
| ρ | Density [kg/m ³] | | |
| ν | Kinetic Viscosity $[m^2/s]$ | | |
| ω | Vorticity [1/s] | | |
| Re | Reynolds Number [-] | | |
| Tp Loss | Total Pressure Loss Coefficient [-] | | |
| Nond Vor | rticity Non dimensional streamwise | | |
| | vorticity [-] | | |
| In | Inlet Value (x/Cx=-0.3) | | |
| Out | Outlet Value (x/Cx=1.15) | | |
| | | | |

2. 実験及び数値解析手法

2.1 実験装置

本研究で用いた直線翼列試験装置の全体図を図1に示 す.作動流体は片吸い込み式のブロアから吸い込まれ, 風洞部を通過し,直線翼列試験装置へと流入する構造と なっている.翼列は計測翼1枚と非計測翼6枚から構成 されている.

図2には、翼形状とDimpleの配置を示す. 翼形状は航 空エンジン用低圧タービンに用いられる一般的な形状で あり、翼パラメータを表1にまとめている. Dimple は翼 間流路に配置しており、EWD は1つ、EWD_Triple では ピッチ方向に3つ配置かつ、Dimpleの深さを倍となって いる.表2,3にはそれぞれのDimpleのパラメータと詳細 な配置位置を示す. 今回は、Base と EWD のみ実験を実 施した.



Fig. 1 Experimental facility



EWD EWD_Triple Fig. 2 Airfoil profile and Dimple position

Table 1 Cascade information

| Chord : C [mm] | 114.0 | | |
|-----------------------|-------|--|--|
| Axial chord : Cx [mm] | 100.0 | | |
| Pitch [mm] | 89.0 | | |
| Span [mm] | 254.0 | | |
| Inlet Angle[deg.] | 44. | | |
| Outlet Angle[deg.] | 62.38 | | |
| Zweifel Factor[-] | 1.09 | | |

Table 2 EWD information

| Radius | R/pitch=0.11 |
|----------------------|----------------|
| Depth | D/Span=0.00315 |
| x Direction Position | x/Cx=0.32 |
| y Direction Position | y/t=0.56 |

Table 3 EWD_Triple information

| — • | | | |
|----------------------|----------------------|--|--|
| Radius | R/pitch=0.11 | | |
| Depth | D/Span=0.00630 | | |
| x Direction Position | x/Cx=0.32 | | |
| y Direction Position | y/t=0.39, 0.56, 0.73 | | |

2.2 実験手法

Aeroprobe 社製 5 孔プローブを用いた翼列出口面の圧 力計測を実施した. プローブのヘッド径は 3.0[mm],支 柱部はコブラ型の形状である. 事前に任意のヨー角,ピ ッチ角における圧力値を取得し,非平衡法にて校正を実 施している. 計測位置は翼前縁から x/Cx=1.15, ピッチ 方向には計測翼を挟んで y/Pitch=1.0,スパン方向には z/Span=0.0 (EW)から z/Span=0.5 (Midspan)までの 面をトラバース計測した. 壁面近傍では計測が制限され るため 5 孔プローブのセンター孔から EW の距離が 2.5[mm]の位置を EW への最接近点としている.

実験条件は翼のコード長及び Midspan における翼列 出口の1ピッチ分の平均流速により算出されるレイノル ズ数を用いる.本研究では, Re=100,000の条件で実験 を行なった.

$$Re = \frac{C\overline{V}_{out}}{v} \tag{1}$$

圧力計測の不確かさは最大で1.3[%] 程度である.

2.3 数理解析手法

数値解析は EWD の改良設計を施した EWD_Triple と Baseの2種類を実施した.計算格子の生成には,ANSYS 社の3次元格子生成用ソフト ICEM CFD を使用した. 総格子点数は約 1010 万点,非構造格子である. また境 界層の発生する翼面とエンドウォールには格子を密に配 置しており, y+≒1となっている. ソルバーには ANSYS 社の汎用流体解析用ソフト ANSYS CFX Ver.15.0 を用 いて、LES 解析を実施した.SGS モデルはダイナミック スマゴリンスキーモデルを用いた.時間刻みは最大クー ラン数が5程度になるよう設定している.なお、解析条 件は実験と同様に Re=100,000 としている. 図 3 には解 析領域及び境界条件を示す. Inlet には流速, Outlet に は大気開放静圧 0[Pa]の条件を与えている. 翼ピッチ方 向は計算負荷軽減のため周期境界としている. 翼のミッ ドスパンまでを解析領域としており、ミッドスパン面は シンメトリの条件となっている.本原稿のデータはすべ て時間平均の結果となっている.



Fig. 3 Computational domain and boundary conditions

3. 結果と考察

3.1 翼列性能

図 4 には, Re=100,000 における翼列出口面の全圧損 失係数 (Tp Loss) のコンターを示す.

$$Tp \ Loss = \frac{P_{t,in} - P_{t,out}(y,z)}{\frac{\rho \bar{V}_{out}^2}{2}}$$
(2)

実験はBaseとEWD,数値解析はBaseとEWD_Triple の結果となっている. Dimple の有無で損失にどのよう に影響するかを見ていく. 横軸はピッチ方向,縦軸はス パン方向の距離を表している. EW 付近 (z/Span=0.1) において流路渦を代表とする二次流れ渦による損失領域 が見られる. 実験結果同士の比較において, z/Span=0.1 地点において, EWD が Base に比べ損失が低減されてい る.

数値解析結果においても,損失コア部分でわずかでは あるが損失の低下と流れ方向渦度の低下(後述)がみら れており, EWD, EWD_Triple ともに Dimple の存在に よって二次流れ渦の規模が縮小され,損失低減が成され ていると推察される.

図 5 には、同地点の実験におけるコード長と翼列出 ロ1ピッチ分の平均流速で無次元化した流れ方向渦度の コンターと全圧損失のラインコンターを重ねた図を示す.



また,損失コアにおける流れ方向渦度の最大値と最小 値も同時に示している.損失領域における流路渦及び, 流路渦と隣接する逆回転のカウンター渦と呼ばれる渦に 起因する流れ方向の渦度が減少している.







CFD results Base vs EWD_Triple Fig. 4 Tp Loss contours at outlet plane



EXP results Base vs EWD Fig. 5 Tp Loss line contours and Nond vorticity at

outlet plane

3.2 損失低減メカニズム (CFD 結果より)

図6には翼間における流れ方向渦度を軸方向に連続して表示させている.また, x/Cx=1.15 地点には損失のラインコンターも示している.

両翼ともに、複雑に干渉し合う数種類の渦が EW 近傍 に見られる.下流に向かうにつれ翼面に巻き上がる正の 渦度の流路渦と、それと常に隣接して存在する負の渦度 のカウンター渦などである.そのほか負圧面側の馬蹄形 渦とみられる渦の存在も確認できる.これらの渦群は Wang, Olson, Goldstein, Eckert^[5]らがスモークワイヤ 一法で可視化したタービン翼間の渦の形態とそれぞれの 渦の位置関係がともに良好に類似しており、計算結果の 妥当性が高いといえる.

一方,両翼の違いは,EWD_Triple 翼では Dimple から縦渦が発生していることである.この縦渦の存在により,クロスフローが抑制されていると考えられる.また, 実験と同様に,x/Cx=1.15 地点における,流路渦及び, カウンター渦の流れ方向渦度の低下も見られた.

図7には翼間の流れ方向渦度と速度ベクトル,及び図の視点方向を示している.Baseにおいて,翼間のEW極近傍上では、クロスフローにより正の渦度がピッチ方向に広がっており、ベクトルも翼負圧面へと向いていることがわかる.一方、EWD_Tripleでは、Dimpleから発生した縦渦が確認できる.また、Baseと比べるとEWD_Tripleでは、Dimpleより発生した渦が翼負圧面へ移流するEW境界層をスパン高さ方向に巻き上げて移流を抑制していることがわかる.



Fig. 6 Nond vorticity near endwall



Fig. 7 Nond vorticity and vectors near endwall

図8には数値計算により得られた EW 境界層内のクロ スフローの流線及び x/Cx=1.15 における全圧損失のライ ンコンターを示しており、スパン高さ方向と下流視の二 通りを示している.

図9には、翼間 EW 上の静圧分布を示している.

図 8 より、クロスフローの動きが捉えられており、 Base では x/Cx=0.8 地点付近で翼負圧面に達し、以降、 流路渦やカウンター渦と干渉し、それらの流れ方向の渦 度を強める要因となっていると考えられる.一方、 EWD_Triple では、先に説明した Dimple からの縦渦の 影響でクロスフローの翼負圧面への移流が遅れているこ とがわかる.また、クロスフローが翼負圧面へ巻き上が り損失コアを通過することから、損失の1つ要因となっ ていることがわかるが、EWD_Triple では、巻き上がり が抑制されている.これは流路渦の弱化に繋がっている と考えられる.

図 9 の静圧分布から翼間のピッチ方向(y 方向)の圧 力勾配が Dimple の下流から,部分的に流れ方向の圧力 勾配へと変化していることがわかる.すなわち, Dimple からの縦渦がピッチ方向の圧力勾配を弱めている

また,実験においても EWD 翼において,効果は EWD_Triple ほどではないと考えられるが,同様の現象が 発生し,損失の減少をもたらしたと考えられる.





Fig. 8 Stream lines of the internal boundary layer on endwall



Fig. 9 Pressure distribution on endwall

4. 結言

本研究では, EW 上に単純円形の Dimple を設け,二 次流れに与える影響を調査した.実験と数値解析の面か ら Re=100,000 の条件で調査を実施し,以下の知見を得た.

実験結果から, EW 上に Dimple を設けることで,二 次流れ損失の低減と流れ方向の渦度の低下がみられた.

数値解析では、Dimple が EW 近傍の流れ場にもたら す効果を詳しく可視化し、Dimple から縦渦が発生し、そ の渦の効果で、EW 境界層内のクロスフローがスパン高 さ方向へと巻き上がることで、翼間のピッチ方向の圧力 勾配が流れ方向の圧力勾配へと変化した.その結果、ク ロスフローの負圧面への移流が抑制され、流路渦やカウ ンター渦の弱化を招き、損失の低減が成された.

参考文献

 Diego Torre, Raúl Vázquez, Elena de la Rosa Blanco, Howard P. Hodson, 2011, "A New Alternative for Reduction in Secondary Flows in Low Pressure Turbines" ASME Journal of Turbomachinery Vol. 133

 [2] Langston, L.S., 2001, "Secondary Flows in Axial Turbines –A Review," Annals New York Academy of Sciences, Vol. 934, *Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, pp. 11-26.

[3]C.H.Sieverding, 1985, "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages" ASME Journal of Turbomachinery. 107:248-257

[4]小杉岳彦, 岩手大学修士論文, 2014, "航空エンジン用低圧タ ービンの二次流れ制御に関する研究"

[5]Wang, H.P., Olson, S.J, Goldstein, R.J, Eckert, E.R.G, 1997,
"Flow visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades." ASME Journal of Turbomachinery. 119:1-8

B-5

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

*堀内 豪,谷口 智紀,田中 良造,笠 正憲,餝 雅英(川崎重工)

Application of CHT Analysis to Development of Cooled Turbine Blade for Industrial Gas Turbine

*Takeshi HORIUCHI, Tomoki TANIGUCHI, Ryozo TANAKA, Masanori RYU and Masahide KAZARI (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.)

ABSTRACT

Advanced cooled turbine blades which have high cooling effectiveness are essential as well as rise of turbine inlet temperature to improve thermal efficiency of industrial gas turbines. For this development, we need to understand metal temperature distribution on the cooled turbine blades in detail. For this purpose, applicability of CHT (Conjugate Heat Transfer) analysis to the cooled turbine blade has been investigated in terms of prediction of metal temperature by comparing with measurement results by pyrometer. This paper describes the details of CHT analysis method and calculation results with measurement temperature by pyrometer. **Key words**: Cooled turbine blades, Metal temperature, Prediction, Conjugate heat transfer, Pyrometer

1. はじめに

産業用ガスタービンの更なる高効率化・高性能化 を達成するためには、タービン入口温度の上昇が 一つのキーテクノロジーとなっているが、同温度 はタービン翼材料の耐酸化限界温度を遥かに超え る温度となっている。そのためタービン部には高 度な冷却技術が適用されているが、ガスタービン の更なる高効率化・高性能化に貢献するためには、 より少ない冷却空気量で効率的に冷却できる高性 能タービン冷却翼の開発が必要不可欠である。

高性能タービン冷却翼の開発では、翼面における メタル温度分布を3次元的に把握する必要がある ため、図1に示すような翼外部/翼内部流れと翼 固体部の熱伝導を連成できるCHT(<u>Conjugate Heat</u> <u>Transfer</u>:流体・熱伝導連成)解析をタービン冷却 翼に適用することを検討する。

CHT 解析に関する過去の研究として、Kusterer ら¹⁾は、複雑な内部冷却構造を有する実機タービ ン冷却翼に対して、CHT 解析(簡易モデル化を一 部含む)を行い、メタル温度に与える主流ガス流 入角の影響を調査した。また多くの研究者によっ て、単純対流冷却翼(MARK II, C3X)を対象に、 翼メタル温度に対する TBC の効果²⁾や乱流モデル の影響調査³⁾、冷却丸孔配置の最適化⁴⁾などの研 究が行われてきた。最近では、複雑な内部冷却構 造を有するタービン冷却翼(実機もしくはこれに 相当するリグ試験)に対して、実形状に沿った詳 細なモデル化による CHT 解析と実機計測温度との 比較を実施した研究⁵⁾⁶⁾⁷⁾が行われている。

高性能タービン冷却翼の開発には、複雑な内部冷 却構造を有するフィルム冷却翼に対して、実形状 に沿った詳細なモデル化による CHT 解析の実施が 必要であるが、実機における詳細計測温度と比較 したこのような研究例はほとんどない。そこで、 当社産業用ガスタービンのフィルム冷却翼に対し て、実用的な規模の CHT 解析を実施し、パイロメ ータによる計測温度との比較からその解析精度を 検証することで、実機開発への適用性を検討した。 今回はこの検討結果について報告する。



Fig.1 CHT analysis

2. 研究対象(L30A ガスタービン)

本研究では、図2に示す当社30MW 級ガスター ビン"L30A"のガス・ジェネレータ・タービン (GGT)1段動翼を研究対象とした。なお、以下に 本ガスタービンの特徴を簡単に述べる。

表1に主な性能緒元を示す。出力は30.1MW、熱 効率は40.1%で(いずれも発電機端)、この出力ク ラスでは世界最高効率を達成している。タービン 部はガス・ジェネレータ・タービンとパワー・タ ービン(PT)に分かれており、それぞれ2段、3 段で構成されている。GGTの1段動翼は3パスの 冷却構造を採用しており、冷却空気は前縁シャワ ーヘッド冷却孔、背側フィルム孔、腹側フィルム 孔、翼端冷却孔、後縁から排出される。PTは1~3 段のいずれも無冷却でチップシュラウド翼となっ ている。⁸⁾



Fig.2 L30A gas turbine

| Table 1 | Characteristic | feature | of L30A |
|---------|----------------|---------|---------|
|---------|----------------|---------|---------|

| 形式 | 単純開放2軸式 |
|------|---------|
| 定格出力 | 30.1MW |
| 熱効率 | 40.1% |
| 圧力比 | 24.9 |
| 排気温度 | 470°C |

ISO 条件;発電機端の値;都市ガス 13A

3. 研究手法

3.1 CHT 解析手法

CHT (Conjugate Heat Transfer) 解析は、流体領域 と固体領域の各計算手法及び連成方法によって、 大きく以下の2種類の計算手法に分類される。 ①CFDとFEMによるハイブリッド手法 ②各領域で同離散化/計算手法を用いる手法 ①は流体・固体領域に対してそれぞれ異なる離散 化/計算手法を使用するため、インターフェイス部 での接続に工夫が必要となる。一方、②は双方の 領域で同じ離散化/計算手法を使用するため、ダイ レクトな接続が可能であり、上記デメリットは存 在しない。

本研究では有限体積法による②の計算手法を採 用し、ソルバーとしては STAR-CCM+ Ver.10.04 (CD-adapco 社)を使用した。なお、図3には同計 算手法における CHT 解析の概念図⁹⁾を参考として 示す。



Fig.3 Conjugate approach

3.2 解析モデル・メッシュ

図4 に解析モデル及びメッシュを示す。解析モ デルは、翼部に対してはフィルム冷却孔やタービ ュレンス・プロモータなどの内部冷却構造を実形 状に沿って詳細にモデル化したが、プラットフォ ームより下の部分は省略した。また、周方向に対 しては1ピッチ分を解析領域とした。

上記の解析モデルに対して、STAR-CCM+のオー トメッシャーを用いることで、流体領域の壁面近 傍にはプリズムレイヤーメッシュを、その他の部 分にはポリヘドラルメッシュを生成した。メッシ ュ数は約 1330 万セル(流体領域:約 1100 万セル、 固体領域:約 230 万セル)で、流体領域における y^+ は局所的に流速が速い一部を除いて、概ね $y^+ < 3$ である。(平均値は $y^+ = 1$)



a) Overview



b) Mesh on blade surface Fig.4 Computational domain and mesh system

3.3 解析条件

主流の翼列入口・出口境界条件には、別途実施 した FINE/Turbo (NUMECA 社)によるタービン段 CFD 解析の結果を用いた。また今回の CHT 解析で は、主流側周方向に周期境界条件を適用すること で計算負荷の低減を図った。一方冷却空気の境界 条件には、実測の圧力から推定した流量と実測の 温度をそれぞれ与えた。

乱流モデルとしては、ターボ機械に関わる流 体・伝熱解析に対して、ロバスト性や比較的高い 予測精度を有し、実用的な計算時間を実現できる SST k-ωモデル⁵⁾を使用した。

3.4 実機温度計測

本研究では、実機における動翼表面の温度分布 を詳細に計測するため、翼面の広い範囲の温度を 計測することができるパイロメータを用いた。

パイロメータとは放射温度計の一種で、翼面からの放射光の強度を計測し、式(1)に示すプランクの式を用いて温度を求めるものである。

$$q(T,\lambda) = \frac{\varepsilon \cdot C_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1}$$
(1)

*C*₁, *C*₂ : 放射の第1定数、第2定数

q : 分光放射輝度

T : 物体の温度

- λ : 波長
- ε : 放射率

使用したパイロメータはイギリス Rotadata 社製で あり、主な仕様は表 2 に示す通りである。当社で は同社パイロメータを用いた放射率の影響調査¹⁰⁾ ¹¹⁾ や他計測法との比較⁸⁾ から、動翼表面温度を精 度良く計測できることを確認している。本パイロ メータに関する詳細は参考文献 8 を参照のこと。

 Table 2
 Major specifications of pyrometer system

| 測定範囲 | 600 – 1200°C |
|-----------|----------------|
| 精度 | ±0.5%RD |
| 焦点径 | 2mm(焦点距離 75mm) |
| ディテクタ | InGaAs |
| 波長 | 1.6µm |
| サンプリング周波数 | 1MHz |

4. 解析結果

4.1 計測結果との比較

図5にCHT解析における翼面メタル温度分布を、 図6にパイロメータ計測結果のメタル温度分布を それぞれ示す。これらより、CHT解析結果の方が 全体的に高い温度を示しているが、計測結果で確 認された特徴的な温度分布(領域A~F)が捉えら れており、定性的には計測結果と比較的良く一致 している。

上記領域では比較的高いメタル温度となっているが、実機計測によって全て許容温度以下であることを確認している。いくつかの特徴的な温度分布については、4.2において詳しく考察する。



Fig.5 Metal temperature distribution by CHT analysis



Fig.6 Metal temperature distribution by pyrometer

続いて、図7に示すHub、Mean、Tipの半径位置 における翼メタル温度について、CHT 解析と計測 の比較を図8~10にそれぞれ示す。これらの図で は縦軸に基準温度との温度差を示し、横軸には0 の位置を前縁(LE)とし、左側に正圧面(PS)に おける前縁からの無次元翼面距離を、右側に負圧 面(SS)における前縁からの無次元翼面距離をそ れぞれ示す。なお、SSにおいて計測結果が存在し ない部分は、死角のため計測できない領域である。

まず図8を見ると、Hubでは無次元翼面距離-0.8 ~-0.4, 0.1~0.2, 0.7~0.9 において、解析結果は定 量的にも計測結果と良く一致しているが、その他 の部位では一部を除いて 20~55℃過大評価してい る。次に図9を見ると、Mean ではLE付近と無次 元翼面距離 0.2 前後において、解析結果は定量的に 計測結果と良く一致しているが、その他の部位で は両者の間に差異が見られる。PS の大部分では、 解析結果が計測結果よりも 25~60℃過大評価して いるが、温度分布は概ね同様の傾向を示している。 一方 SS では、解析と計測の間に 30~60℃の差異が 見られる。最後に図 10 を見ると、Tip では LE から 無次元翼面距離 0.2 の範囲において、解析結果は定 量的に計測結果と良く一致しているが、その他の 部位では両者の間に差異が見られる。PS の大部分 では、解析結果が計測結果よりも 25~50℃過大評 価しているが、温度分布は概ね同様の傾向を示し ている。一方、SSでは両者の間に最大 55℃程度の 差異が確認できる。

内部流路にはタービュレンス・プロモータによ る剥離・再付着やピンフィン後方の渦構造など、 非常に複雑で非定常性の強い流れ場が存在するた め、これに起因する解析精度の低下が解析と計測 の間で 20~60℃の差異を生じた原因の一つと考え られる。また、メタル温度分布において解析結果 が極端に過小評価していた部分(点線丸)は、フ ィルム冷却孔近傍あるいはその下流領域に当たる。 この領域では主流へのフィルム空気の吹き出しに より、複数の渦構造が存在する非常に複雑な流れ 場になっていることが推測され、この現象に起因 する解析精度の低下が計測結果との差異に対する 原因の一つと考えられる。

一方パイロメータでは、焦点におけるスポット 径が2mmであり、この時得られる温度は同直径内 の平均的な値となる。そのため、パイロメータに よって計測される温度分布は、先の点線丸で囲む 領域も含めて、全体的に実際の分布よりもなまっ たものになると考えられる。この点も考慮すると、 CHT 解析は比較的良く翼面メタル温度分布を予測 できていると言える。



Fig.7 Definition of radius location for evaluation



Fig.8 Metal temperature distribution at Hub



Fig.9 Metal temperature distribution at Mean



Fig.10 Metal temperature distribution at Tip

4.2 メタル温度分布に対する考察

前節で CHT 解析によって比較的良く翼面メタル 温度分布を予測できていることが分かったため、 ある程度実現象を再現できていると考えられる。 そこで、本節では前節で確認された特徴的な温度 分布について、解析結果から考察を行う。今回は 領域 A・C・D・F に着目し、冷却構造の改良とい う観点でこれらの温度分布の原因を明らかにする。

図 11 には LE 付近のメタル温度分布と翼面熱伝 達率分布、内部流路における平均熱伝達率分布を それぞれ示す。まず翼面熱伝達率分布を見ると、 メタル温度が高い領域 A において、特に高い値は 確認できず、径方向に対して大きな差異は見られ ない。次に内部熱伝達率分布を見ると、Mean から Tip に向かって熱伝達率が徐々に低下しており、領 域 A に対応する部分では約 30%低い値となってい る。次に図 12 を見ると、翼列入口では主流ガス温 度に分布が確認できるが、LE フィルム冷却孔から の流線を見ると、径方向に対して流線上の温度(主 流と混合した温度) に大きな差異がないことから、 LE 付近の壁面近傍ガス温度には径方向に大きな差 異がないと考えられる。

以上より、領域 A における高いメタル温度は、 低い内部熱伝達率とこれに関わる内部流路での冷 却空気の挙動に起因していると考えられる。



Fig.11 Results of CHT analysis for leading edge



Fig.12 Radial temperature profile at main flow inlet and streamlines from LE-film cooling holes

図 13 に後縁カットバック部・ハブ付近の拡大図 を示す。これを見ると、カットバック内で冷却空 気がチップ側へ偏流し、フィレット高温部(領域 C) との間に主流ガスが流れ込むことで、当該領域の 流体温度が高温化していることが確認できる。こ の現象が領域 C における高いメタル温度の主な原 因と考えられる。また上記冷却空気の偏流は、内 部流路の形状に起因していると考えられる。



Fig.13 Close-up of trailing edge's cutback near hub

図 14 に PS・後縁側の CHT 解析結果を示す。な お内部平均熱伝達率の分布は、各後縁カットバッ ク上流の領域(以下、領域①~⑦)における平均 値の分布を示す。まず翼面熱伝達率分布を見ると、 メタル温度が高い領域 D において、特に高い値は 確認できず、径方向に対して大きな差異は見られ ない。次に内部熱伝達率分布を見ると、ハブから チップに向かって徐々に熱伝達率が低下し、領域 D に対応する領域③~⑦では、①と比較して熱伝達 率が約 30~50%低いことが分かった。またフィル ム冷却孔からの流線を見ると、領域③~⑤の上流 にある冷却孔からの流線の温度が高く、ほとんど フィルム冷却の効果がないことが確認できる。こ れらより領域 D における高いメタル温度は、低い 内部熱伝達率とこれに関わる内部流路での冷却空 気の挙動、且つ翼面におけるフィルム冷却性能に 起因していると考えられる。

最後に、領域⑦における内部熱伝達率は①と比較して約 50%低いため、これが領域 F における高いメタル温度の原因の一つと考えられる。



Fig.14 Results of CHT analysis for trailing edge side

5. 結言

本研究では、複雑な内部冷却構造を有する実機 フィルム冷却翼に対して、実用的な規模のCHT 解 析及びパイロメータ計測結果との比較を実施する ことで、実機開発へのタービン冷却翼CHT 解析の 適用性を検討した。 CHT 解析結果はパイロメータによる計測結果と 定性的に良く一致し、翼の部位によっては定量的 に予測精度が低いものの、一部では定量的にも良 く一致していた。この結果、タービン冷却翼 CHT 解析は翼面メタル温度の観点から実現象を比較的 良く再現でき、また実機計測では得られない熱伝 達率分布や流線などの情報も得られるため、実機 開発において有効な解析手段と言える。

参考文献

- K. Kusterer, et al, "CONJUGATE CALCULATIONS FOR A FILM-COOLED BLADE UNDER DIFFERENT OPERATING CONDITIONS", ASME Paper GT2004-53719
- 2) D. E. Bohn, C. Tümmers, "NUMERICAL 3-D CONJUGATE FLOW AND HEAT TRANSFER INVESTIGATION OF A TRANSONIC CONVECTION-COOLED THERMAL BARRIER COATED TURBINE GUIDE VANE WITH REDUCED COOLING FLUID MASS FLOW", ASME Paper GT2003-38431
- 3) J. Luo, E. H. Razinsky, "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS OF A COOLED TURBINE VANE USING THE V2F TURBULENCE MODEL", ASME Paper GT2006-91109
- 4) G. Nowak, W. Wróblewski, "APPLICATION OF CONJUGATE HEAT TRANSFER FOR COOLING OPTIMAIZATION OF A TURBINE AIRFOIL", ASME Paper GT2009-59818
- 5) Kuo-San. Ho, et al, "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR GAS TURBINE COOLED BLADE", ASME Paper GT2014-25952
- 6) K. Tsukamoto, et al, "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS IN AN ACTUAL GAS TURBINE ROTOR BLADE IN COMPARISON WITH PYROMETER DATA", ASME Paper GT2014-26962
- 7) Kuo-San. Ho, et al, "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR GAS TURBINE FILM-COOLED BLADE", ASME Paper GT2016-56688
- 8) T. Taniguchi, et al, "APPLICATION OF AN OPTICAL PYROMETER TO NEWLY DEVELOPED INDUSTRIAL GAS TURBINE", ASME Paper GT2012-68679
- 9) Bohn, D., Krüger, U., and Kusterer, K., 2001, "Conjugate Heat Transfer : An Advanced Computational Method for the Cooling Design of Modern Gas Turbine Blades and Vanes", Heat Transfer in Gas Turbines, eds. B. Sundén and M. Faghri, pp.58-108, WIT Press, Southampton, UK
- 10) T. Taniguchi, et al, "TEMPERATURE MEASUREMENT OF HIGH SPEED ROTATING TURBINE BLADES USING A PYROMETER", ASME Paper GT2006-90247
- 11) R. Tanaka, et al, "CONTINUING IMPROVEMENTS OF 20MW-CLASS GT KAWASAKI L20A", ASME Paper GT2006-90394

B-7

タービン翼の温度推定に関する代理モデルの導出

*酒井 英司 (電中研), 高橋 俊彦 (電中研)

A Surrogate Model for Turbine Blade Temperature Estimation

*Eiji SAKAI (CRIEPI) and Toshihiko TAKAHASHI (CRIEPI)

ABSTRACT

For the development of easy-to-use temperature estimation method for turbine blade, polynomial chaos expansion, which is a computationally efficient method for performing uncertainty analysis on large complicated models, is applied to 3-D turbine blade conjugate heat transfer simulations. Main flow temperature, main flow rate, cooling flow temperature and outlet pressure are selected as uncertain parameters. Surrogate models for blade temperature estimation are obtained from 15 sample simulation runs. The estimated temperature by the surrogate models correspond well with the conjugate heat transfer simulations, and the surrogate models are found to be useful for blade temperature estimation in response to a change of gas turbine operation conditions. **Key words**: Surrogate Model, Temperature Estimation, Turbine Blade, Polynomial Chaos Expansion

1. はじめに

再生可能エネルギーの大量導入時代において, ガスタービンの運用は多様化すると予想される。 ガスタービンの運用性向上,あるいは保守コスト 低減の観点からは,運転条件の変化がタービン翼 の寿命に及ぼす影響を把握することが重要であり, そのためには,運転中のタービン翼温度を迅速に 推定する必要がある。

タービン翼温度を解析的に推定する手法として は、流体構造連成伝熱解析が一般的に広く用いら れている。しかしながら、翼周りの熱流動や固体内 の熱伝導には数多くのパラメータが関与している ため、連成伝熱解析において、入力(境界条件)と 出力(翼温度)の関係を把握するのは困難である。 そのため、運転条件(連成伝熱解析の境界条件)が 変更される場合には、その都度、解析を行う必要が ある。

こうした背景の下,本研究では不確かさの定量 化手法の一つである多項式カオス展開^{1),2)} (PCE法) に着目した。すなわち, PCE 法において得られる代 理モデルを用いることで,運転条件が変化した際 の翼温度を迅速に推定できるのでは、と推察した。

1100℃級のガスタービン初段動翼の連成伝熱解 析を対象に PCE 法を適用し, 翼温度推定に関する 代理モデルを導出した。その上で連成伝熱解析の 結果と比較することで、代理モデルの翼温度予測 精度について検証した。

2. 解析手法

2.1 解析手法

連成伝熱解析には、市販コードの Fluent ver12 を 用いた。支配方程式は、3 次元圧縮性定常 NS 方程 式、エネルギー式、連続の式とした。乱流モデルに は SA モデルを用いた。支配方程式の解法には SIMPLE 法を用いた。



Fig.1 Turbine Blade and Computational Grid

2.2 解析対象および解析条件

解析対象の翼と計算格子を Fig.1 に示す。翼1ピッチ分を解析対象とした。同翼は内部に 12 孔のマルチホール冷却構造を有する。流体部分については六面体セル、構造部分については四面体セルを生成した。総セル数は約 230 万である(流体領域に 140 万セル,固体領域に 90 万セル)。翼面には境界層セルを生成し,翼表面第1セルにおいて y+<1 以下である。

変化する境界条件 X_i として,主流全温 T_g ,主流 流量 G_g ,冷却空気全温 T_c ,冷却空気流量 G_c ,主流 出口静圧 P_{out} を選定した。ただし,冷却空気流量 G_c は主流流量 G_g の 2.0%と固定した(独立なパラメー タは 4 つ)。各境界条件 X_i は正規分布に従うものと した。Table 1 に, X_i について,平均値 μ と標準偏差 σ を示す。 X_i は確率変数 ξ_i ($\xi \sim N(0,1)$)を用いて, $X_i = \mu + \sigma \xi_i$ と表すことができる。

その他,変化しない境界条件として,回転数を 3600rpm,主流入口の流入角を76°とした。主流乱 れ度は5%とした。

| Table 1 μ and σ | | | |
|----------------------------|---------------------------|--------|-------|
| i | X_i | μ | σ |
| 1 | $T_{\rm g}, { m K}$ | 1300 | 80 |
| 2 | <i>T</i> _c , K | 590 | 30 |
| 3 | $G_{\rm g},{\rm kg/s}$ | 2.8 | 0.3 |
| 4 | Pout, Pa | 621500 | 75660 |

| Run | <i>T</i> g, K | $T_{\rm c}, {\rm K}$ | $G_{\rm g},{\rm kg/s}$ | Pout, Pa |
|-------|---------------|----------------------|------------------------|----------|
| Run0 | 1300 | 590 | 2.80 | 621500 |
| Run1 | 1300 | 642 | 3.32 | 752500 |
| Run2 | 1300 | 538 | 2.28 | 490500 |
| Run3 | 1439 | 590 | 3.32 | 490500 |
| Run4 | 1439 | 642 | 2.28 | 621500 |
| Run5 | 1439 | 538 | 2.80 | 752500 |
| Run6 | 1161 | 590 | 2.28 | 752500 |
| Run7 | 1439 | 642 | 2.80 | 490500 |
| Run8 | 1161 | 538 | 3.32 | 621500 |
| Run9 | 1439 | 642 | 3.32 | 752500 |
| Run10 | 1161 | 538 | 2.28 | 490500 |
| Run11 | 1300 | 590 | 3.32 | 752500 |
| Run12 | 1439 | 642 | 2.80 | 621500 |
| Run13 | 1161 | 590 | 2.28 | 621500 |
| Run14 | 1300 | 538 | 2.80 | 490500 |

Table 2 Sample Points

Table 3 Stochastic Basis Functions, Ψ_i

| i | Order, p | Ψ_{i} |
|----|-------------|-----------------|
| 0 | <i>p</i> =0 | 1 |
| 1 | p=1 | ξ1 |
| 2 | | ξ2 |
| 3 | | ξ3 |
| 4 | | ξ4 |
| 5 | <i>p</i> =2 | $\xi_1^2 - 1$ |
| 6 | | ξ1ξ2 |
| 7 | | $\xi_2^2 - 1$ |
| 8 | | ξ2ξ3 |
| 9 | | $\xi_{3}^{2}-1$ |
| 10 | | ξ3ξ4 |
| 11 | | $\xi_4^2 - 1$ |
| 12 | | $\xi_1\xi_4$ |
| 13 | | ξ1ξ3 |
| 14 | | ξ2ξ4 |

3. 代理モデルの導出と精度検証

3.1 代理モデルの導出

PCE法では2次まで展開することとして, P-1=15 回の連成伝熱解析を行った。サンプル点を Table 2 に示す。得られたサンプル解 T(ξ)を用いて,式 (1)中の決定論的係数 f_i を求め,温度推定に関す る代理モデルを導出した。直交基底関数 Ψ_i には Table 3 に示すエルミート多項式を用いた。Table 2 のサンプル点は、3次のエルミート多項式の根(Ψ_i = ξ_i^3 -3 ξ_i =0)の中から選定した。

翼表面平均温度 T_{os},内部冷却流路表面平均温度 T_{is},基材の断面平均温度 T_{cs},翼高さ 50%における 翼表面温度 T_sの分布について,それぞれ決定論的 係数 f_iを求め,代理モデルを導出した。

$$T(\xi) = \sum_{i=0}^{P} f_i \Psi_i(\xi)$$
(1)

3.2 代理モデルの精度検証

代理モデルの導出に用いたサンプル点以外の条件(Table 4)で新たに連成伝熱解析を行い,代理モデルによる予測結果と比較することで,代理モデルの精度検証を行った。Run15~18は4次のエルミート多項式の根($\Psi_i = \xi_i^4 - 6\xi_i^2 + 3=0$)の中から選定し,Run19は定格条件,Run20は50%負荷条件,Run21は並列条件とした。

Fig. 2 に翼表面平均温度 *T*os と内部冷却流路表面 平均温度 *T*is について,代理モデルによる予測結果

と連成伝熱解析の結果を比較して示す。また, Fig. 3 と Fig.4 にそれぞれ基材断面平均温度 T_{cs} と翼高 さ 50%における翼表面温度 T_sの分布について、代 理モデルによる予測結果と連成伝熱解析の結果を 比較して示す。Fig.4 の横軸は翼面に沿った無次元 距離で,前縁が 0,後縁が 1 に相当する。PS が腹 側,SS が背側を表す。

| Run | $T_{\rm g}, {\rm K}$ | <i>T</i> _c , K | $G_{\rm g},{\rm kg/s}$ | Pout, Pa |
|-------|----------------------|---------------------------|------------------------|----------|
| Run15 | 1359 | 660 | 3.02 | 798100 |
| Run16 | 1487 | 612 | 3.50 | 677600 |
| Run17 | 1241 | 520 | 2.58 | 444900 |
| Run18 | 1113 | 568 | 2.10 | 565300 |
| Run19 | 1369 | 603 | 3.05 | 675400 |
| Run20 | 1275 | 578 | 2.6 | 561400 |
| Run21 | 929 | 525 | 2.2 | 379600 |

Table 4 Validation Points



Fig. 2 Comparison of T_{os} and T_{is}



Fig. 3 Comparison of T_{cs}



Fig.4 Comparison of T_s

Fig.2~4より, 導出した代理モデルは, 連成伝熱 解析の結果を, Run21 を除いて, 良好に予測してい ることがわかる。

Fig. 5 で, Run21 の条件を Table 1 で想定した各 境界条件の確率分布上にプロットすると, Run21の 条件は確率分布の端に位置している。そのため, Run21 では代理モデルの予測精度が低下したと考 えられる。Run21 の条件を含むように確率分布を 広く設定すれば, Run21 における代理モデルの予測 精度が改善されると予想される。



Fig. 5 Probability of Run21



Fig. 6 Sensitivity Analysis

4. 各境界条件の影響度評価

翼温度に対して特に大きな影響を及ぼすパラメ ータを特定するために、定格条件を基準として、各 境界条件(主流全温 T_g 、冷却空気全温 T_c 、主流流 量 G_g ,出口静圧 P_{out})が翼温度に及ぼす影響につい て調べた。Fig. 6 に影響度Sを示す。S は次式によ り定義した。Fig.6 中の T_{cs20} , T_{cs50} , T_{cs80} はそれぞれ、 翼高さ 20%, 50%, 80%における基材の断面平均温 度を示す。

$$S = \left| \frac{\partial T(\xi)}{\partial \xi} \right| \tag{2}$$

Fig.6 より,今回取り上げた境界条件の内, 主流 全温 T_gが,翼表面平均温度 T_{os}や基材断面平均温度 T_{cs}に対して,特に大きな影響を及ぼすことがわか る。内部冷却流路表面温度 T_{is}について見ると,翼 表面平均温度 T_{os}や基材断面平均温度 T_csに比べて, 主流全温 T_gの影響を受けにくく,冷却空気全温 T_c の影響を強く受けていることがわかるが,このこ とは直感的にも容易に理解できる。基材断面平均 温度 T_{cs}が冷却空気全温 T_cよりも主流全温 T_gに強 く影響を受けるのは,翼外面の表面積や熱伝達率 が,内部冷却流路面の表面積や熱伝達率よりも大 きいためと考えられる。

5. まとめ

1100℃級ガスタービンの初段動翼の連成伝熱解 析に PCE 法を適用し,翼温度に関する代理モデル を導出した。連成伝熱解析結果との比較から代理 モデルの温度予測精度を検証したところ,導出し た代理モデルは十分な予測精度を有することがわ かった。こうした代理モデルを用いることで運転 条件が変化した際の翼温度を迅速に推定すること が可能で,発電所においてガスタービンの運用パ ターンや保守計画を検討するのに役立つと考えられる。

参考文献

- Stefanou, G.: The Stochastic Finite Element Method: Past, Present and Future, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol.198, No.25 (2013) pp.1031-1051.
- Kato, H., Mashiko, H., Tokuyama, Y., Funazaki, K., and Takida, J. : Robust Aerodynamic Shape Optimization of Supersonic Turbine Using Non-Intrusive Polynomial Chaos Expansion, 9th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, (2011).

B-8

超臨界 CO₂タービン動翼内部冷却流路の可視化試験

*松田 寿,大友文雄,内田竜朗,富永純一,前田秀幸,関根 悟(東芝)

Flow visualization experiment of super critical CO₂ turbine blade cooling passage *Hisashi MATSUDA, Fumio OTOMO, Tatsuro UCHIDA, Junichi TOMINAGA, Hideyuki MAEDA and Satoru SEKINE (Toshiba Corp.)

ABSTRACT

Flow visualization experiments for super critical CO_2 turbine blade cooling passage were examined using a large scale cooling flow passage model. Complex configuration of the cooling passage was exactly modeled by combination of plexiglass pipes with stereo lithography molding. Flow visualization experiments clarified that there is no measure stagnated flow through the cooling flow passage. PIV measurements were also carried out and maximum velocity of each cooling passage was obtained accurately and balance of flow volume of each cooling passage was evaluated. The supercritical CO_2 turbine blade cooling passage designed was validated.

Key words: CO2 turbine, Cooling blade, Flow visualization, PIV

1. はじめに

パリ協定の採択を受け、地球温暖化対策(CO₂ 排出削減)の重要性が増している。再生可能エネ ルギーの大幅導入が課題となるが、風力発電や太 陽光発電は単機あたりの出力が小さい他、出力変 動が大きいなどの課題を抱えている。従って化石 燃料の消費を極力抑え CO₂発生量を削減するため 火力発電システムの更なる効率向上を重ね続ける 必要がある。燃焼によって発生する CO₂について は、これを分離回収する CCS(Carbon Capture and Storage)技術の性能向上も不可欠である。

こうした背景の中, 革新的な CO₂ 排出削減対策 技術として超臨界 CO₂ サイクル発電システムの開 発に取り組んでいる¹⁻⁴。このシステムは燃料を酸 素燃焼し,高温高圧の CO₂ でタービンを駆動する システムで,既存のガスタービンコンバインドサ イクル発電システムと同等の発電効率を有しつつ, CCS 無しに高純度の高圧 CO₂を回収できる特徴を 持つ。空気の代わりに酸素を用いるため,窒素酸 化物の生成もないクリーンな火力発電システムで ある。

燃料はメタン (CH₄)を主成分とする天然ガスの 他に、石炭ガス化ガスなどが適用できる。本サイ クルではタービン入口温度を 1,150℃, 圧力を 30MPa に設定している。この条件は従来のガスタ ービンコンバインドサイクル発電と同等程度の発 電効率と,技術的な成立性が期待できる条件とし て設定したものである。温度1,150℃は蒸気タービ ンの温度レベルを大きく上回るが,ガスタービン としては実績のある温度レベルであり,一方,圧 力 30MPa はガスタービンの圧力レベルを大きく上 回るが,蒸気タービンとしては実績のある圧力レ ベルである。

タービンからの排ガス(CO₂と水蒸気 H₂O)は熱交 換器を経て冷却され、水分が分離除去された後、 高圧ポンプで圧縮される。大部分の CO₂ は燃焼器 へ循環されるが、燃焼により発生した分の CO₂ (1/30 程度)は高圧かつ高純度状態でそのまま回 収可能である。この CO₂ はそのままパイプライン で輸送し地中等に貯留することも、EOR (Enhanced Oil Recovery)など老朽化した油田に注入して石油 増産用 CO₂ として利用することも可能である。 Fig.1 に超臨界 CO₂サイクル発電システムの系統図 を示す。

なお本サイクルは冷媒にCO₂を用いるが,物性値 の違いにより,冷却媒体の増加による効率低下が 既存コンバインドサイクルと比較して1.5~2.0倍 程度大きくなる¹⁾。従って,プラント効率向上のた めには,冷却CO₂の消費量削減が必須である。

第1段動翼は多孔式対流冷却方式をとっており, 冷却CO₂消費量を抑えるために,前縁側で3本(No.1 ~3流路)→中央部で3本(No.4~6流路)→後縁部で5 本(No.7~11流路)の流路で対流冷却する構造とし, 更に翼チップシュラウドを最終的に冷却して吹出 す構造となっている¹⁾。

本報では冷却設計の妥当性を評価するためCO₂ 動翼内部冷却流路を光造形モデルとアクリルパイ プで忠実に再現した拡大モデル(東京流研製)を用 い, PIV計測によって冷却管の流量配分を定量的に 評価したので報告する。



Fig.1 Schematic diagram of the CO2 turbine cycle system

2. 回転場の影響検討

CO₂タービン動翼に対する冷却特性を把握する には、回転場による遠心力の影響と、複雑流路の 流量(圧損)特性を把握する必要がある。

回転流量試験を実施できれば理想的だが,設備 上の制約および計測上の困難がつきまとう。この ためCFDによって回転場の影響を検討することと し,静止場における各種流量特性試験を検討して, 実機流量特性を考察することとした。

CO₂ 動翼タービン内部冷却部の配管路について ANSYS CFX v150 を用いた流体解析を実施した。 乱流モデルには SST モデルを用い,トータル 2000 万メッシュで最小格子サイズを y+=3 程度とした。 同じ計算格子を使用し,実機 CO₂ 条件で回転場と 静止場解析を実施,両結果を比較した。Fig.2 に解 析モデル概要を,Fig.3,4 に翼有効部(Fig.2 の赤枠 部分)内冷却流路における解析結果を示す。

Fig.3,4 は冷却流路内部の相対速度分布を等値面 表示させたものである。Fig.3 は回転場条件の結果, Fig.4 は静止場条件の結果である。

両者を比較することにより,回転場条件のほう がポンピング作用の影響を受け管路内速度は増大 することが分かった。ただし各流路間の流量のバ ラつき傾向は回転場・静止場ともほぼ同じである ことを確認できた。







Fig.3 Velocity map in the case of rotational flow field



static flow field

3. 水流可視化試験

3.1 可視化モデル装置

CFD 結果より冷却特性におよぼす回転場の影響 は大きくはなく,冷却設計上は静止場での検討が 安全側になることから,次に実機翼を用いた静止 場条件による冷却特性試験について検討した。

超臨界CO₂動翼の冷却構造は複数の細管を用い た対流冷却である。管内流の流れは管路径と管内 平均速度で定義される*Re*数によって支配される。 そこで実機CO₂条件での*Re*数を調べたところ,実機 翼では10の4乗から5乗オーダーであり,全て乱流 条件となっていることが確認された。 そこで実機同様の乱流条件を実現し、さらに管路内の流動パターンの把握までを考慮した拡大水流モデルによる可視化試験を企画した。供試流体に水を使うことで完全乱流状態での試験が可能となる。CO₂タービン動翼の冷却流路を精密に再現するためモデルは光造形とアクリルパイプを組み合わせることにより作成した。翼有効部の冷却流路

(Fig.2の赤丸部分)をPIV計測が可能なようにφ
 20mm~φ5mmの透明アクリルパイプで構成している。

本モデルを用いて、①流れの可視化試験による 流動パターンの把握と、②PIV 計測による流量配分 の定量的把握を実施した。Fig.5 に可視化モデル本 体を、Fig.6 に可視化試験のシステム構成図を示す。



Fig.5 Flow visualization model





3.2 可視化試験とPIV計測

まず気泡を用いた流れの可視化試験を実施した。 気泡はサージタンク内にφ1mmの孔を15個程度あ けたφ10mmのアルミチューブを挿入し、このアル ミチューブに工場空気を流すことで生成した。流 量を30Nl/minに固定し細管部分の*Re*数を8000 以上 として管内乱流条件を実現した上で、動翼冷却流 路内部の流動状況を可視観察した。この結果、流 路内部に目立った淀み流の発生が無いことを確認 している。

次に時系列PIV計測システムを用いて管内の流 速分布を測定した。使用した高速度カメラは Photron社製のFASTCAM SA-Zであり、レーザー シートの発生にはダブルパルスレーザ(Lee Laser 社製,波長532nm,最大出力100W)を、タイミング コントローラーにはLabsmith社製のLV880を用い た。PIVのデータ処理にはKoncerto II(西華デジ タルイメージ社製)を使用した。本試験では 1024×1024 pixelsの画像をサンプルレート1kHzで取 得し1000セットのデータを処理した。

測定時はレーザーシートを薄く絞り各細管の管 中心部にシートが当たるようにし、このシートと 直交に配置された高速度カメラから計測を行った (Fig.7)。



Fig.7 Configuration of PIV measurement system

トレーサーに当初は可視化試験同様に工場空気 を用いた気泡を用いたが、気泡径が大きすぎるた め光の散乱が強くPIV処理ができなかった。そこで 工場空気の抽出を止めてみたところ、非常に微小 な気泡が残留しており、良好なPIV計測が実施でき た。ある程度、気泡発生装置を駆動させることで タンク内に微小気泡を生成できるようであった。 この微小気泡は数日間残留する模様で、連続した PIV計測が可能であった。

残留気泡を用いてPIV計測した結果例をFig.8~ 11(a,b)に示す。Fig.8は翼有効部のNo.1流路(前縁側 冷却流路:内径φ20mm,流路入口より160mm位置) の測定結果,Fig.9はNo.4流路(翼中央部:内径φ 20mm, 流路入口より160mm位置)の測定結果,

Fig.10はNo.8流路(後縁部: 内径 φ 8mm, 流路入口よ り160mm位置)の測定結果, Fig.11はNo.11流路(最後 縁部: 内径 φ 5mm, 流路入口より150mm位置)の測 定結果である。Fig.aは瞬時ベクトル図であり黄色 線はFig.bの測定断面を示している。Fig.bはPIV画像 1000セットを平均処理して求めた測定断面におけ る平均速度分布である。なお管路中央部の最大速 度で正規化して示している。横軸は管中心からの 距離rをそれぞれの管直径Dで正規化した無次元半 径である。各図において赤点線は菱田ら(1974)⁵⁾の 管内乱流速度分布である。

今回の可視化試験に用いたアクリルパイプはパ イプ肉厚が3mm(No.11流路は2.5mm厚)であり, PIV計測ではアクリルパイプの壁内にも鏡像にな ったトレーサーが映り込みベクトルが検出されて しまったため,壁面近くの速度ベクトルは信用で きない。 ただし壁面近くを除き速度分布の全体的傾向に は両者に良い一致が見られた。Fig.10,11 は内径 ϕ 8mm, ϕ 5mm という細管であったが PIV 処理時に グリッドサイズを小さくする($32 \times 32 \rightarrow 16 \times 16$ に 変更)ことにより定量的にも良好な PIV 計測が行え たものと考える。

なおFig.9のNo.4流路においては強い旋回流が発 生しており、このため平均速度分布も歪んだ分布 となっている。

次にこうして得られた速度情報から各冷却管の 流量配分を考察した。

今回の PIV 計測は流量一定条件で得られたもの であり No.1~3 流路および No.4~6 流路については, いずれの配管も内径 φ 20mm であることから, PIV 計測で得られた最大速度に応じて各配管に流量配 分されたと考えることができる。また No.7~11 流 路に対しては,配管径は異なるものの各管路にお



いて管路長が管内径に比べて十分大きいため,完 全発達した乱流速度分布になっていると仮定する ことが可能である。そこで No.1~3 流路および No.4 ~6 流路については管中央の最大速度で, No.7~11 流路については 1/7 乗法則⁶で仮定した管内乱流速 度分布を積分した流量計算によって各管路の流量 配分を評価した。

参考に No.7~No.11 流路の管中央最大速度から 算出した流量を Table 1 に示す。5 本の冷却管のト ータル流量と設定流量の違いは 0.9%以下であり, PIV 計測で得られた管中心速度が定量的に妥当で あることが検証された。

Table 1Measured maximum velocity and integrated flowvolume by 1/7 order row for flow passages No7-No.11

| | No7 | No8 | No9 | No10 | No11 | Total(m3/s) |
|----------|---------|---------|---------|---------|-------|-------------|
| R(mm) | 10 | 8 | 8 | 8 | 5 | |
| n | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | |
| Umax(m/s | 2.05 | 2.94 | 2.59 | 2.38 | 2.47 | |
| Q(m3/s) | 0.00013 | 0.00012 | 0.00011 | 9.8E-05 | 4E-05 | |
| Total Q | 7.89 | 7.24 | 6.38 | 5.86 | 2.38 | 29.75 |

最後に PIV 計測から算出した各配管の流量比率 を実機 CO₂条件における静止場条件の解析結果と 合わせて Fig.12 に示す。各流路に対して CFD 結果 と良好な一致が得られていることが確認された。

なおNo.1~No.3 流路およびNo.4~No.6 流路に対 する両者の整合度合いに比べ,後縁部のNo.7~ No.11 流路に対する PIV 計測と CFD の整合度合い が低いことがわかった。こうした差異がどのよう な要因で発生しているのか,今後 CFD 条件の詳細 を検討することにより予測精度の改善を図ってい く予定である。



Fig.12 Comparison of normalized flow volume of each passage (CFD vs PIV)

4. まとめ

CO2動翼タービン内部冷却部の配管路について ANSYS CFX v150 を用いた流体解析を実施し,流 量バラつきの定性的傾向は回転場・静止場でほぼ 同じであること,流量は回転場のほうが大きく, 従って冷却設計検討の観点からは静止場試験は安 全側にあることを確認した。

そこで静止場条件の流量特性試験について検討 し、実機同様の管内乱流条件を実現することを目 的に拡大モデルによる水流可視化試験を行った。

可視化試験の結果,流路内部には目立った淀み 流の発生が無いことが確認された。

次に残留微小気泡をトレーサーとした PIV 計測 を実施し各冷却流路内流速を求めた。計測対象に は内径 φ 8mm, φ 5mm といった細管があったが, レーザーシートを各細管の中心断面に照射するこ と,ならびに PIV 処理時のグリッドサイズを小さ くすることで良好な PIV 計測を実施できた。

ここで求めた流量配分結果を基に CO₂タービン 動翼の冷却検討を実施した結果,規定値以下の温 度に収まることが確認され冷却設計の妥当性が検 証された。

参考文献

- 伊藤・佐藤・鶴田(2013), 第 41 回日本ガスタービン 学会定期講演会, 講演論文集, A-14
- 高橋(2014), 超臨界 CO2 サイクル発電システムの 開発, 平成 25 年度火力原子力発電大会論文集, pp.107-110.
- Y.Iwai, M.itoh, Y.Morisawa, S.Suzuki, D.Cusano and M.Harris (2015), Development approach to the combustor of gas turbine for oxyfuel, supercritical CO2 cycle, GT2015-43160
- Y.Nakamura, Y.Iwai1, M.Itoh, Y.Morisawa, T.Sasaki, D.Cusano, M. Harris and E. Petersen (2015), Development of Combustor for Supercritical CO2 Turbine, ICGT2015.
- 5) 菱田・長野・小林(1974),円管内境界層(第1報, 速度分布および壁面せん断応力分布),日本機械学会 論文集(第2部),42巻358号,PP.1794-1802.
- 6) 例えば、工学基礎 流体の力学(1979)、安藤常世著、 培風館.

B-10

高性能冷却構造によるガスタービン動翼の劣化低減効果

*伊藤 明洋,小林 大輔 (中部電力)

Effect of High-Efficiency Cooling Structure on the Degradation of Serviced Gas Turbine Blades

* Akihiro ITO and Daisuke KOBAYASHI (Chubu Electric Power Co., Inc.)

ABSTRACT

The effect of high-efficiency cooling structure on the degradation of serviced gas turbine blades was studied. A conventional and high-efficiency cooling structured (modified) gas turbine blades were inspected. No remarkable cracks, deformation, oxidation or corrosion were observed on the surface of the modified blade. To evaluate the degree of degradation of the conventional and modified blades during in-service, destructive inspections were conducted. By the cross-sectional analysis, the TBC/substrate interdiffusion zone and coarsening of γ' phases in the substrate were slight observed in the airfoil section of the modified blade. Creep rupture lives at high temperatures in the substrate of the modified blade were superior to the conventional ones. Then, the effect of high efficiency cooling structure on the degradation of the serviced blades were confirmed. **Key words**: High-Efficiency Cooling Structure, Degradation, Gas Turbine Blade, Thermal Barrier Coating

1. はじめに

対流冷却からフィルム冷却への冷却方式の変更, 耐酸化コーティング (MCrAlY) から遮熱コーティ ング (Thermal Barrier Coating: TBC) へのコー ティング材質の変更等を行った高性能冷却構造の 採用により,発電用ガスタービン (GT)動翼では 母材 (動翼材)の冷却強化が図られてきた。高性 能冷却構造を有する動翼の経年使用による劣化損 傷に関する報告は僅か^{1),2)}で,現状,実機動翼材に 対する高性能冷却構造の劣化低減効果は明確にさ れていない。

そこで,従来構造および高性能冷却構造を有する GT 動翼を対象に,経年使用後の材料特性の比較調 査により,動翼材の劣化低減効果を調査した。

2. 供試材および実験方法

2.1 供試材

供試材は、いずれも約 20,000h 実機で使用した 1,300℃級 GT 第 1 段動翼の従来構造翼(従来翼) および高性能冷却構造翼(改良翼)の各 1 点とし た。供試材に用いられている動翼材は、Table 1 に 示す一方向凝固 Ni 基合金で、従来翼は耐酸化コー ティング (CoNiCrAlY+Alpack)、改良翼は縦割れ TBC (トップコート 8YSZ / ボンドコート CoNiCrAlY) が翼有効部(翼部)等に施工されて いる。 供試材の外観を Fig.1 に示す。従来翼は,前縁部 および翼先端部等に酸化減肉が,翼部コーティン グ等にき裂が認められたが,改良翼ではこれらの 損傷は軽微であった。

Table 1 Chemical Composition of the Blade Material [mass%]

| Bal. 14.0 9.4 4.9 3.8 3.0 2.9 1.6 0. | Ni | Cr | Co | Ti | W | Al | Та | Mo | С |
|--------------------------------------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | Bal. | 14.0 | 9.4 | 4.9 | 3.8 | 3.0 | 2.9 | 1.6 | 0.1 |





(a) Conventional Blade (b) Modified Blade Fig.1 Appearance of the GT Blades, Tested

2.2 実験方法

各供試材の翼部から試験片を採取し、動翼材の 断面組織観察およびクリープ破断試験を実施した。 翼部を動翼材凝固方向と垂直(水平)方向に切 断・採取し,翼部 50%高さ位置の動翼材を断面組 織観察用試験片とした。各試験片の背側,腹側等 において,光学および走査型電子顕微鏡(SEM) による断面ミクロ組織観察を行った。

翼部 25%あるいは 50%高さ位置が試験片中央と なるように翼部を動翼材凝固(長手)方向に切断・ 採取した板状試験片(平行部 3.2mm^W×全長 40mm^L×厚さ 1.8~2.0mm^t)をクリープ破断試験 に用いた。試験は、単軸クリープ試験機(容量 30kN)により、JIS Z 2271 に準拠して大気中、電 気炉加熱、温度 950℃あるいは 980℃、応力 147MPa 条件で実施した。

3.実験結果および考察

3.1 断面組織観察

供試材背側におけるコーティング/動翼材界面 近傍の断面光学顕微鏡組織を Fig.2 に示す。従来翼 では界面拡散層および針状析出物が明瞭に観察さ れるのに対し,改良翼ではこれらは軽微であった。

供試材背側における肉厚中央部の断面SEM組織 を Fig.3 に示す。従来翼では粒径 1μm を超える球 状・粗大化した一次 γ'が粒内に観察されるのに対 し,改良翼では粒径 1μm 程度の矩形一次 γ'および 球状・微小な二次 γ'が粒内に観察された。

界面拡散層あるいは外面 Al 低下層の成長に基づ くメタル温度推定式^{3),4)}より,供試材背側のメタル 温度を推定した結果,従来翼は約 900℃,改良翼は 約 800℃で,温度低減効果は約 100℃と推定された。 **3.2** クリープ破断試験

供試材背側前縁部および腹側後縁部近傍におけ る動翼材のクリープ破断試験結果を Fig.4 および Fig.5 に示す。各供試材の結果はそれぞれの未使用 翼の結果との比で整理している。従来翼では、い ずれの部位でも未使用翼の 40%程度に寿命低下が 認められたが、改良翼では、経年使用による寿命 低下は認められなかった。破断伸びは、いずれの 供試材/部位でも未使用翼の 70%程度を示し、経 年使用による破断伸びの軽微な低下が認められた。

改良翼は従来翼よりもメタル温度は大幅に低い ことから,改良翼のクリープ破断寿命の低下は認 められなかったと考えられる。

4. まとめ

経年使用した GT 動翼を供試材とし,高性能冷却 構造の有無による動翼材の劣化低減効果を調査し た。その結果,高性能冷却構造によるメタル温度 低減および強度低下抑制効果が認められ,動翼材 に対する劣化低減効果が確認できた。

参考文献

1) 伊藤明洋:1,300℃級ガスタービン動翼の損傷予測技術,

中部電力技術開発ニュース, No.143 (2011) pp.15-16.

- 伊藤明洋:ガスタービン動翼に施工された縦割れ TBC の劣化損傷,日本材料学会第 65 期学術講演会論文集 (2016) pp.165-166.
- 3) 岡田満利, 久松暢:高速フレーム溶射によって施工された CoNiCrAlY コーティングの組織変化を用いた温度推定手法,電力中央研究所報告, Q06005 (2007).
- 4) 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,電力中央研究所報告,Q08015 (2008).



(a) Conventional Blade (b) Modified Blade Fig.2 Optical Micrographs in the Cross Section of the Interface



(a) Conventional Blade (b) Modified Blade Fig.3 SEM Micrographs in the Cross Section of the Substrate



Fig.4 Creep Rupture Life of the Substrate



Fig.5 Creep Rupture Elongation of the Substrate

B-11

サスペンションプラズマ溶射法による ジルコニアコーティングの成膜

*鈴木 雅人,ムハマド・シャヒン(産総研)

Fabrication of Zirconia Coatings by Means of Suspension Plasma Spray Process

*Masato SUZUKI and Mohammed Shahien(AIST)

ABSTRACT

Suspension plasma spray (SPS) technique becomes one of the most promising process to ensure high performance of the plasma-sprayed ceramic coatings in these several years. Yttria stabilized zirconia was prepared via SPS process by means of the twin cathode type plasma spray system, TC-8050. So-called axial feeding is available in this system, and the SPS coatings were successfully obtained. Microstructure could be widely changed by selecting spraying parameters, especially solid load of ceramics in suspension and spraying distance. Mechanism of the featured microstructure formation was explained with the control of the size of the flying melted ceramic particles.

Key words: Suspension Plasma Spray, YSZ, Axial Feeding, Microstructure Control, Particle Size

1. はじめに

溶射材料の微粉末と水やエタノールよる懸濁液 (サスペンション)やプリカーサー溶液をそのま ま溶射材料として供給し溶射製膜を行う「サスペ ンション・プリカーサー溶液溶射法(SPS/SPPS法)」 の研究がますます注目を集めている.この SPS/SPPS 法では液体状での材料供給によりコーテ ィングを形成するスプラットのサイズが小さく, これまでの溶射コーティングとは異なるユニーク な組織,特性を有するコーティングの形成が可能 なことがわかってきた.本稿では,主にサスペンシ ョンプラズマ溶射法 (SPS/SPPS 法)に関する研究 開発の動向および今後の展望について概説する.



Fig.1 Twin cathode type plasma spray gun, TC-8050.

2. 実験

2.1. プラズマ溶射装置

当チームに於ける SPS コーティングプロセスで は Fig.1 および Fig.2 に示した「ツインカソード型 プラズマ溶射ガン」(TC-8050, NTK セラテック製) というユニークな構造を有する装置を用いている. 通常のプラズマ溶射ガンは1組の電極(カソード) とノズル (アノード) で構成され,ノズル/電極間



Fig.2 Schematic images of the twin cathode type plasma spray system, and the conventional one.

に電気アークを飛ばすことによりプラズマを形成 しノズル出口から高温高速のジェットとして吹き 出す.対してツインカソード型ガンは3 つのプラ ズマトーチ(1つのメイントーチ(図中「Pトーチ」) および2つのサブトーチ(同「Nトーチ」))で構成 される.Nトーチは通常のプラズマガンと同様の構 告を有するが、Pトーチは逆極性(即ち電極がアノ ード,ノズルがカソード)となっている.各トーチ それぞれでノズルと電極の間に電圧をかけプラズ マジェットを発生させた後,Nトーチのカソードと P トーチのアノードを図のように連結した左右対 称な二つの回路に素早く切り替え、各トーチから 噴き出しているプラズマジェットそのものが電子 の移動パスとなりプラズマジェットが維持される. この時, 2 つの N トーチのプラズマジェットの先 端はPトーチ (メイン) からのプラズマジェットの 噴出方向に流れ独特な形状のプラズマジェットを 形成する.

このプラズマガンの特徴として, Table 1 に示し たように一般的なプラズマガン(ここではその一 例として F4(エリコンメテコ社製)を示した)に 比べて高電圧低電流で動作すること, プラズマ作 動ガスは Ar のみを用い H₂, N₂, He などの二次ガ スが不要であることなど多く挙げられるが, その 中で最も重要なポイントは P トーチのアノードに 中空電極を採用しておりプラズマジェット後方か

| | TC-8050 | F4 |
|-------------------|-----------------------|---------------------------|
| | P: Ar 40 L/min. | Ar: 40 L/min. |
| לקלק | N: 各Ar 4.0 L/min. | H ₂ : 8 L/min. |
| アトマイズガス キャリアガス | 8.0 L/min. | 3.0 L/min. |
| 投入電力 | 90A-160V×2 28.8 kW | 600A-70V 42.0kW |
| 材料供給量 | 35 mL/min. | ~50 g/min. |

Table1 Comparison of plasma spray parameters.



Fig.3 Schematic images of SPS spraying system in this study.

らの「アクシャルフィード(軸線供給)」による材 料供給が可能なことである.一般に市販されてい る溶射用セラミック粉末を用いた予備試験では溶 射効率 90%以上という結果も得られており,材料 溶融の観点からはアクシャルフィード方式の優位 性は明らかである.

実際に成膜実験を行う際に用いたシステムの概要を Fig.3 に示す.溶射ガンへのサスペンション材料供給は、市販の2重管ノズル(HM-6L,扶桑精機製)を用い Ar ガスによる微細化の後に供給している.2 重管ノズルの外管にはアトマイズ用 Ar ガスを流し、内管には Ar, エタノール、サスペンションを切替器により選択して供給した.各々の供給量は、Ar ガスの減圧器および流量計により制御されている.

2.2. 溶射成膜条件

溶射サンプル成膜におけるツインカソード型プ ラズマガンの運転パラメータは Table1 に示したも のを用いた.サスペンションは、ジルコニア粉末 (東ソー製 TZ-8YS) とエタノールを 5-15wt%YSZ となるように混合し、これに分散剤としてポリエ チレンイミンを極微量添加したものを 20 時間ボー ルミル混合することにより準備した.溶射距離(ト ーチを固定しているアルミ製ブロックの全面と溶 射基材との距離)は 10-40mm の範囲で設定した. 本研究では特にコーティングの微細組織制御のた めの主要パラメータとして溶射距離とサスペンシ ョン濃度に着目し、これらがコーティングの構造 に及ぼす影響について検討を行った.

3. 結果

得られた SPS コーティングは従来のプラズマ溶 射コーティングに比べても様々な組織を呈してお り、サスペンション濃度及び溶射距離により幅広 い組織制御が可能であることが明らかとなった. 着目したサスペンション濃度および溶射距離の影 響については、サスペンション濃度が高い/溶射 距離が短いと緻密、サスペンション濃度が低い/ 溶射距離が長いとポーラスなコーティングが得ら れる傾向が見られた. これらコーティングサンプ ルの組織写真の例として、ポーラスなもの((a)およ び(b)) と緻密なもの((c)および(d))の SEM 写真を Fig.4 に示す. 得られた SPS コーティングのうち, 最もポーラスなものは主に粒径 2µm 以下の球状粒 子で構成されており、開気孔率 23%を示した (Fig.4(a)および(b)). 通常のプラズマ溶射では開気 孔率は 5-15%程度であることからもこのコーティ ングが溶射コーティングとして非常にポーラスで



Fig.4 SEM images of the SPS coating samples.

あることがわかる.また緻密なものではスプラッ ト内のマイクロクラックはほとんど見られず,主 に径 5µm 程度の扁平粒子(スプラット)が堆積し てできていた.通常のプラズマ溶射ジルコニアで は凝固収縮時の応力によりスプラット内にクラッ クが形成されることが多く,この結果は SPS コー ティングの方がより緻密なコーティング形成が可 能なことを示している.

4. 考察

サスペンション濃度により様々な微細組織が得 られたことについて, 現時点では以下のように説 明できる.本研究における方法では、①サスペンシ ョンを霧化, ②霧状粒子をプラズマジェットに投 入,③各粒子からアルコールが蒸発,④セラミック 粉末が凝集, ⑤凝集したセラミックス粉が溶融, ⑥ 基材に衝突、⑦急冷凝固・堆積、という各過程を経 てコーティング形成に至る. ここで, プラズマジェ ットに供給されるサスペンションの霧状粒子に含 まれるセラミックス粉末の量は、サスペンション 濃度が高い場合の方が低い場合に比べて多くなる. するとその後④⑤の過程を経たセラミック液滴が 基材に衝突する際の液滴の寸法(重量)は、途中で 粒子同士の分裂・合体がないと仮定すればサスペ ンション濃度が高い方が大きいということになる. これらの溶融粒子が基材に衝突する駆動力となる プラズマジェットの高温高速のガス流は基材表面 近傍において急激に減速し基材表面に平行に外へ と流れの向きを変える.しかし飛行する液滴粒子 の重量が十分に大きい場合にはこの急激な減速に 対して慣性が勝り粒子自体はさほど減速せず基材 に衝突するため液滴は基材表面で扁平し急冷凝固 する. 一般的なプラズマ溶射(粒子径 20-70µm 程 度) および Fig.4(d)のような緻密な SPS コーティン グの場合がそれである.対して液滴粒子が小さい

場合にはこの急激な減速の影響を強く受けるため, 基材への衝突速度は小さくなりその結果 Fig.4(b)に 示したように球状のまま基材上で凝固してしまう. そのためにポーラスなコーティングが形成される. このように SPS では一般的なプラズマ溶射に比べ て堆積粒子が小さくなるため,これまで考慮され てこなかった基材近傍における空力の効果が大き く影響をおよぼすこととなったものと考えられる.

5. おわりに

以上のことから、SPS/SPPS プロセスはこれまで 用いられてきたプラズマ溶射プロセスに比べて幅 広い組織制御が可能であることがわかった.ただ し、堆積粒子が一桁ほど小さくなるために、これま では考慮されていなかった基材近傍でのガス流れ の詳細な検討、飛行粒子サイズの制御など SPS コ ーティングの微細組織制御、ひいては特性向上に 直接影響を及ぼす因子の解明はまだ不十分であり、 今後更に精力的な開発を進める必要がある.

B-12

実機ガスタービン動翼から採取した試験片を用いた クリープ寿命評価手法

*松井 陽平,岡田 満利,高橋 俊彦,藤岡 照高 (電中研)

A Method of Creep Lifetime Estimation of Superalloy Specimens Prepared from an In-Service Gas Turbine Blade *Yohei MATSUI, Mitsutoshi OKADA, Toshihiko TAKAHASHI and Terutaka FUJIOKA(CRIEPI)

ABSTRACT

Creep lifetime estimation of a gas turbine blade is conducted by the iso-stress method. Three types of specimens with different shapes and dimensions are prepared from an in-service blade, and creep tests are carried out using them at high temperatures. To estimate the creep lifetime of the blade, the reference temperature is calculated by heat transfer numerical analysis which combines convection heat transfer analysis around the blade with heat conduction analysis in blade structure. As a result, larger differences in creep lifetime among the three types of specimens are caused at higher test temperatures. On the basis of the result, the effects of specimen shape and test atmosphere on creep lifetime estimation are examined. And tests at lower temperatures with longer rupture life are desired to be performed to obtain life evaluation with smaller scatters. **Key words**: Iso-Stress Method, Creep, Gas Turbine, Superalloy, Size Effect

1. はじめに

LNG 焚きガスタービン複合発電は,負荷追従性・ 発電効率・環境適合性の面で優れた発電システム である¹⁾.高温の燃焼ガスに曝される動翼等の高温 部品は,他の火力発電機器に比べて過酷な環境に 曝されるため,基材である超合金の劣化状態を的 確に評価することが安定運用のために不可欠とな る.しかしガスタービン高温部品においては,標 準的な評価手法が確立されていないのが現状であ る.

本報告では,超合金の重要な損傷劣化メカニズ ムの1つであるクリープに着目し,火力発電用ボ イラ等のクリープ寿命評価に用いられている等応 力法²⁰のガスタービン動翼への適用を検討した.等 応力法は,実機で想定される応力で試験応力を一 定とし,(加速した)複数の温度条件でクリープ試 験を行い,得られた温度と破断時間の関係を実機 での使用温度に外挿してクリープ寿命を評価する 手法である³⁰.しかし,近年は燃焼ガスの高温化に 伴った冷却構造の高性能化により動翼の薄肉化が 進んでいるため,標準的な形状のクリープ試験片 の採取が困難になりつある.さらに,基材であ る超合金の結晶粒径は数 mm に及ぶ場合もあり, 試験片形状がクリープ破断時間に影響を与えるこ とが懸念される^{4) 5)}.

そこで、実機使用済の初段動翼シャンク部から 採取した、形状が異なる試験片を用いて、クリー プ試験を実施した.試験結果を基に、等応力法に よりクリープ破断寿命を評価し、試験片形状や試 験雰囲気がクリープ寿命評価結果に与える影響を 検討する.

2. 試験方法

2.1 試験応力・参照温度の検討

前述の通り,等応力法では,実機での使用温度 を参照温度とし,クリープ試験から得られた破断 時間を外挿してクリープ寿命を評価する.ここで 「実機で想定される応力」としては,ボイラ管の 場合は,内圧に対して平均径公式に基づく周方向 公称応力が用いられ,熱応力は考慮しないの.その 考えに基づけば,動翼の場合,「遠心力による翼高 さ方向応力の断面平均」とすればよいと考えられ る.そこで,図1に示す実機動翼をモデルとした 弾性応力解析を行った.その結果,熱応力を考慮 しない,遠心力のみによる翼根元付近の応力は 136MPaとなった.



Fig.1 The geometry of the blade

また、「実機での使用温度」とは、温度勾配を有 するボイラ管の場合、管厚中央温度が参照される. この考えを踏襲すると、ガスタービン動翼の場合 は、「断面平均温度」をとれば、意味として近いも のになる.そこで、実機動翼の断面平均温度を数 値解析により推定した.数値解析では、有限体積 法による熱流体解析プログラム FLUENT(Ver.12)

(http://www.ansys.com/ja-JP/Products/Fluids/A NSYS-Fluent)を用いて,翼周りおよび翼内部冷 却流路内における対流熱伝達と翼構造体における 熱伝導の連成伝熱解析を実施した.本解析結果に 基づいて,翼高さ方向に垂直な翼断面における平 均温度を算出し,その最高温度を参照温度とした. 図2は,連成伝熱解析で算出した定格運転時の翼 断面平均温度の翼高さ方向分布を示す.最高平均 温度は,翼高さ60%の位置における814℃と推定 された.そこで,等応力法によるクリープ寿命評 価に用いる参照温度を 814℃とした.

2.2 クリープ試験方法

試験片は、図 1 に示す実機動翼より採取した。 動翼の基材の組成を表 1 に示す.基材は,多結晶 Ni 基超合金 GTD-111 である.試験片の採取位置は, 実機使用時に発生した熱や応力の影響が小さいと 考えられるシャンク部とした.また,実機動翼か ら採取した試験片の形状を図 3 に示す.平行部断 面が直径 4mm の丸棒試験片(以下, φ4 試験片と 呼ぶ), 直径 2mm の丸棒試験片(以下,φ2 試験片 と呼ぶ),幅 2mm,厚さ 1mm の板状試験片(以下, 平板試験片と呼ぶ)の3 種類を作製した.

各試験片のクリープ試験条件を表 2 に示す. 試 験温度は、1 種類の試験片あたり、910℃、930℃、



Fig.2 The mean temperature in the cross-sectional surfaces of the blade



Fig.3 The shape and the size of the specimens (a) φ 4 specimen, (b) φ 2 specimen, (c)flat plate specimen

Table.1 Chemical composition of GTD-111⁷⁾

| 合金 | Ti | Cr | Мо | Со | Ni | Та | w | Al | С | В |
|---------|-----|------|-----|-----|------|-----|-----|-----|------|-------|
| GTD-111 | 4.9 | 14.0 | 1.5 | 9.5 | Bal. | 2.8 | 3.8 | 3.0 | 0.10 | 0.010 |

| 試験片 形状 | 試験 雰囲気 | 応力 [MPa] | 温度 [℃] | | |
|-----------|-----------|-------------|-------------|--|--|
| 110 100 | | | 990 | | |
| | | | 070 | | |
| | | | 970 | | |
| Φ4 | 大気中 | 137 | 950 | | |
| | | | 930 | | |
| | | | 910 | | |
| Φ2 | | | 990 | | |
| | Ar中 | 137 | 970 | | |
| | | | 950 | | |
| | | | | | |
| | | | 910 | | |
| 平板 | | | 990 | | |
| | | | 970 | | |
| | Ar中 | 137 950 | | | |
| | | | 930 | | |
| | | | 910 | | |

Table.2 The conditions of creep tests

950℃,970℃,990℃の5条件とした. 試験応力は, 弾性応力解析結果を参考に標準的とされる 137MPaで一定とした⁸⁾. また,試験雰囲気は, φ4 試験片では大気中, φ2, 平板試験片では Ar 中と した.

3. 試験結果と考察

3.1 翼断面平均温度の計算結果

試験温度 950℃でクリープ破断した φ 4, φ 2, 平板試験片のき裂の SEM 観察結果を図 4 に示す. いずれの試験片でも,き裂の進展方向には炭化物 が析出していることがわかる. 粒界近傍では炭化 物が優先的に析出することから⁹,図 4 のき裂は粒 界に沿って成長していると推察される. この結果 から,いずれの試験片においても粒界損傷が支配 的であり,クリープ破壊機構に大きな相違はない と考えられる. また,いずれの試験温度において も同一の傾向が確認された.

各試験片の各試験温度におけるクリープ試験結



Fig.4 The SEM images of the specimens after the creep tests(1223K × 137MPa) (a) φ 4 specimen, (b) φ 2 specimen,(c)flat plate specimen

果を図 5 に示す.前述の通り,いずれの形状の試 験片においても,粒界の損傷によって,破壊が進 行すると考えられることから,試験片サイズが小 さい平板試験片では,粒界の損傷が進むと,応力 を負担する未損傷の粒界の数が少ないため,破断 時間が短くなった¹⁰と考えられる.また,高温側 の試験で 4 試験片の破断時間が 4 2 試験片よりも 短くなった要因としては,酸化雰囲気がき裂の発 生に与える影響^{11,12}や各試験片中の結晶粒の分布 の相違の影響が考えられる.さらに,高温のクリ ープ試験では,形状の異なる試験片同士で破断時



Fig.5 The results of the creep tests

間に相違が見られるが、低温になるにつれて相違 が小さくなる傾向がある.低温側の試験では、試 験片形状や結晶粒の分布および試験雰囲気の影響 が小さくなる可能性が示唆される.

次に、図 5 の各試験片のクリープ試験結果を参照温度 814℃に外挿し、クリープ寿命を評価した. 本試験では、形状の異なる試験片同士で、クリー プ寿命の評価結果は、倍半分の範囲に収まってい る.すなわち、試験片形状や試験雰囲気が異なる と、評価結果はこの程度にばらつく事を留意すべ きであると考えられる.また、低温側では、試験 片形状や試験雰囲気による破断時間の相違が小さ く傾向があることから、できる限り低温側の試験 を行うことが望ましいと考えられる.

4. おわりに

本報告では、等応力法を用いた発電用ガスター ビン動翼のクリープ寿命評価手法について,試験 応力や温度の設定の考え方に留意しつつ説明した. 等応力法は実機よりも高温条件下でのクリープ試 験結果を基にクリープ寿命を評価するが,本報で は試験温度が高くなるほど,形状の異なる試験片 同士で破断時間の相違が大きくなる傾向が得られ た.試験片形状や試験雰囲気によって評価結果の バラツキに留意すべきであると考えられる.

参考文献

- 高橋毅:進化する火力発電—低炭素化・低コスト化 への挑戦—,日刊工業新聞社(2012) pp. 52-65
- 経済産業省:火力設備における電気事業法施行規則 第94条の2第2項第1号に規定する定期事業者検査 の時期変更承認に係る標準的な審査基準例及び申請 方法等について,20120919商局第66号,平成24年 9月19日(2012)
- 3) 社団法人 日本材料学会 高温強度部門委員会:高 温強度の基礎・考え方・応用,第2版(2010) pp.404-417
- 山本真人,緒方隆志,北村隆行:Ni基一方向凝固超 合金の高温疲労き裂伝ば駆動力に及ぼす結晶粒構成 の影響,材料, Vol. 55, No.3 (2006) pp. 264-270
- 5) 貞末照輝, 岡崎正和, 武藤睦治, 伊藤義康, 斉藤正 弘: MCrAlY コーティングを施した Ni 基超合金 IN738LC の高温疲労破壊特性, 材料, Vol.46, No.1 (1997) pp. 32-38
- R. Viswanathan:高温機器部品の損傷メカニズムと 寿命評価,日刊工業新聞社(1993) pp. 280-351
- 7) 吉成明:発電ガスタービン用高温材料の開発動向, 第 33 回 GTSJ ガスタービンセミナー資料集, No.1 (2005) pp. 1-10
- 8) 小泉裕,小林敏治,横川忠晴,大沢真人,原田広史, 日野武久,吉岡洋明:Ni基単結晶超合金 TMS-82+お よびそのγ-γ'tie-line 合金のクリープ強度,日本 金属学会誌,第67巻,第4号(2003) pp.205-208
- 9) 太田定雄:高温における金属材料の変形及び破壊に 及ぼす結晶粒界の影響,材料, Vol. 23, No. 246 (1974) pp. 174-181
- 10)日本材料学会高温強度部門委員会:微小サンプルク リープ試験法標準(2012)日本材料学会.
- 11) P. Shahinian, K. Sadananda : Creep and fatigue crack growth behavior of some cast nickel-base alloys, Materials Science and Engineering:A, Vol. 108 (1989) pp. 131-140
- 12) L. Z. He, Q. Zheng, X. F. Sun, H. R. Guan, Z. Q. Hu, A. K. Tieu, C. Lu, H. T. Zhu:Effect of carbides on the creep properties of a Ni-base superalloy M963, Materials Science and Engineering:A, Vol. 397 (2005) pp. 297-304

B-13

ガスタービン燃焼器部品の温度分布推定手法

*岡田 満利, 高橋 俊彦, 山田 進, 藤井 智晴 (電中研)

Temperature Estimation Method for a Gas Turbine Combustor Component

*Mitsutoshi OKADA, Toshihiko TAKAHASHI, Susumu YAMADA and Tomoharu FUJII (CRIEPI)

ABSTRACT

Temperature estimation methods for a gas turbine combustor component are developed in terms of microstructural changes and computational fluid dynamics (CFD) for life assessment. The growth of thermally grown oxide (TGO) in thermal barrier coating is observed, and the change in Vickers hardness is also grasped by carrying out high-temperature heating test using the specimens prepared from the in-service combustor. On the basis of them, temperature estimation equations are derived. The temperature estimation based on TGO thickness is suitable for higher-temperature region while the one based on the hardness is for lower-temperature. Conjugate heat transfer simulation, coupling heat conduction calculation in solid with CFD calculation of heat transfer in fluid, is also conducted to estimate the temperature distribution of the combustor component. The simulation result agrees well with the estimation using the TGO thickness and hardness.

Key words: Compressor, Combustor, Turbine, Control, Maintenance

1. はじめに

ガスタービン(GT)燃焼器部品は、燃焼ガス流 に曝されており、経年使用による損傷の発生、部材 の強度低下、遮熱コーティング(TBC)のはく離と いった劣化の発生が懸念される。燃焼器部品の保 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。燃焼器部品の寿命評価を行うための手段 の一つとして、応力解析があるが、その境界条件と して温度分布を把握することが必要である。しか し、部品の温度を実測することは困難であるため、 温度推定技術の確立が求められている。

動翼材料の組織変化を用いた温度推定手法については、基材微視組織であるγ相の粗大化¹⁾やコー ティングの組織変化に基づく手法²⁾が提案されている。また、燃焼器材料については、基材中の析出物³⁾や硬さ⁴⁾に着目した手法が提案されている。しかし、これらの手法の特性を比較し、実機での適用性についての検討はなされていない。また、コーティングや基材の微視組織変化を用いた温度推定のマスターカーブを得るには、実機を模擬した試験片(相当試験片)を用いて加熱試験を行い、微視組織変化を予め把握して温度推定式を導出する手法がこれまでに提案されている^{1,2)}。しかし、実機と相当試験片とでコーティングの材質や性状等が異 なる場合や相当試験片の作製が困難な場合には, 温度推定式を導出できない。

一方,数値流体解析(CFD 解析)を用いた GT 高 温部品の温度推定手法についての検討もなされて きた。なかでも,構造体の熱伝導解析と熱伝達の CFD 解析を連成させる数値解析(連成伝熱解析) は,工学的に有効な手段である。これまで,連成伝 熱解析は,タービンの冷却翼⁵やフィルム冷却構造 の性能評価⁶に対して多くの適用例がある。しかし, 燃焼器部品に対して,連成伝熱解析を適用した報 告例⁷は少ない。

本研究では、実機使用済燃焼器材料から採取した 試験片を用いて高温加熱試験を行い、基材の硬さ およびTBCの組織変化に基づく温度推定手法につ いて検討するともに、これらの特性を比較し、実機 への適用性について検討した。また、連成伝熱解析 による温度分布推定については、燃焼器部品の内 部構造および外面形状を把握し、解析的な温度分 布推定の適用可能性を検討した。さらに、材料組織 による推定結果と数値解析による結果を比較した。

2. 材料組織変化を用いた温度推定手法の検討 2.1 GT 燃焼器部品の概要

表1は、それぞれ温度推定の対象となる燃焼器部 品主要部の基材(Alloy A)および TBC の材質および
使用履歴を示し,図1は,燃焼器部品のモデル図を 示す。本燃焼器部品の中央付近には,燃焼領域の燃 空比を調整するため,空気バイパス弁を通じて,燃 焼用空気の一部を導入する開口部が設けられてい る。この開口部が設けられている面を上側と称し, その対面を下側と称することとする。また,本燃焼 器部品の壁面内部には冷却用配管が設置されてお り,排熱回収ボイラから抽気した水蒸気によって 冷却されている。

Table 1 Material and operation data of combustor component

| Substrate of main part (Alloy A) | Ni-22Cr-9Mo-8Co-3W-1Al- 0.07C (wt%) | | | | | | |
|---|---|--|--|--|--|--|--|
| Bondcoat | CoNiCrAlY | | | | | | |
| Topcoat | $8wt\% Y_2O_3$ - ZrO_2 | | | | | | |
| Operation data of combustor component | Operating hours: About 19,000h Number of startups : About 70 Recoating is not undergone. | | | | | | |

本研究では、主に表1に示すAlloyAを材料組織 変化に基づく温度推定部位とした。なお、本燃焼器 部品の上流側では、別の材料AlloyBが用いられて おり(図1中茶色部)、中央部では下流側ではもう 一つの別の材料AlloyCが用いられている(図1中 赤色部)。また、本燃焼器部品の内面には、上流側 の一部を除いて、TBCが施工されている(図中黄 色部)。

2.2 TBC 微視組織観察

温度推定のため,燃焼器部品の各部位から試験 片を切り出し,基材および TBC の微視組織を分析 する。図 1(b)に示すとおり,燃焼器部品の各部位か ら採取した。

図2は,電界放出形走査型電子顕微鏡(FE-SEM) によって得られたトップコート/ボンドコート界 面近傍の微視組織の様相を示す。図2(a)は,B部上 側,図2(b)は,A部下側(出口付近)の様相をそれ ぞれ示す。本燃焼器部品におけるトップコートと ボンドコートの厚さの平均値は,それぞれ560µm と90µmである。ボンドコートの微視組織は,図中 で黒色を呈する層と白色を呈する層からなる層状 組織を有している。本ボンドコートは,大気プラズ マ溶射(APS)によって施工されたと考えられ,施 工中に形成された酸化物あるいは空孔が黒色を呈 していると考えられる。



(a) Shape of combustor component



(b) Positions for temperature estimation (Upper: u, Side: s, Down: d)Fig. 1 Structure of combustor component

図 2(b)に示すように、A 部下側では、ボンドコー ト外面において界面酸化物層 (TGO) が成長してい る。また、ボンドコート外面の酸化層だけではなく、 内部の酸化層も成長している。これは、APS で施工 されたボンドコートには, 空孔が生じているため であると考えられる。電子プローブマイクロアナ ライザ(EPMA)による分析の結果,A部下側の最 外面 TGO の内面側では Al が豊富な酸化層が形成 されているが、外面側では、Co, Ni, Cr, Al の複 合酸化物が形成されていることが明らかになって いる。このような複合酸化物は,こぶ状酸化物と称 されている⁸⁾。なお、本研究では、ボンドコートの 最外面で成長している TGO を外面 TGO と定義す る。一方, B 部では, TGO や内部酸化物の成長は 顕著ではない。このことから,この部位の温度は比 較的低いことが推定される。

図3は、燃焼器部品における外面 TGO 厚さの分 布を示す。TGO 厚さは、SEM を用いて各部位のト

ップコート/ボンドコート界面近傍を 1000 倍で 3 視野撮影し,外面 TGO 厚さを各視野で 10 点ずつ, 合計 30 点測定した。そして,その平均値を外面 TGO 厚さと定義する。各外面 TGO 厚さは, TGO/ボンド コート界面に垂直方向に測定した。TGO は, 層状 に成長している部位を測定し, 局所的にこぶ状酸 化物が大きく成長している部位は除いた。図に示 すとおり,出口近傍の A 部では,外面 TGO 厚さは 比較的厚く,出口に近い方が厚くなる傾向がある。 一方, B 部より上流側では,厚さが 1µm 以下とな っている。



(b) A1-d (at the vicinity of outlet)

Fig. 2 Morphologies of interface between topcoat and bondcoat



Fig. 3 Distribution of Outer TGO thickness



Fig. 4 Relationship between outer TGO thickness and square root of test time

2.3 材料組織変化を用いた温度推定式の導出

2.3.1 高温加熱試験方法 図3に示すように、出口近傍を除くと外面TGO厚さは薄く、基材の温度が比較的低いと推定される。そこで、曲率が比較的小さく、加工しやすいB部から高温加熱試験のための試験片を採取した。試験片形状は、幅20mm×長さ10mm、厚さは、燃焼器部品の各部位の厚さとした。

試験に用いた装置は、横型管状電気炉(炉心管内 径φ60mm)である。試験雰囲気は大気とし、温度条 件は、873K、973K、1073K、1123K、1173K、1223K、 1273K である。

試験時間は、定格温度に保持した時間と定義し、 最長 9000h である。試験片は、所定の試験時間で取 り出し、試験片を切断・研磨し、微視組織分析を行 うとともに、ビッカース硬さ試験を行った。観察部 分は、試験片長さ方向の中央付近の断面である。

TGO 厚さは,前節と同様の方法で測定した。また,ビッカース硬さ試験は,ビッカース試験機を用いて行い,試験力 4.9N,保持時間 10 秒で行った。 各試験片の外表面から 500µm 内部の部位を,5 点 ずつ測定した。各測定点間の距離は,200µm である。

2.3.2 微視組織変化および硬さの変化 図4は, 高温加熱試験における外面TGO厚さの成長と試験 時間の平方根の関係を示す。外面TGO厚さの初期 値は,B部で分析した外面TGO厚さの最小値であ る0.3µmとした。試験温度1123K以下では,外面 TGOは,主にAlが豊富な酸化層であり,その外側 で複合酸化物が成長している。一方,試験温度 1273K では、内面側に Al が豊富な酸化層がわずか に存在するが、その上には複合酸化物が大きく成 長している。このような酸化物層になると外面 TGO 厚さの成長は、低温条件の成長とは異なると 考えられる。また、試験温度 873K および 973K で は、6000h までに有意な変化が観察されなかった。 したがって、図には、1073K から 1223K までのデ ータをプロットした。図より、TGO 厚さの変化 Ad_{TGO}は、上記のいずれの試験温度においても、試 験時間 t(h)の平方根に比例して増加している。

$$\Delta d_{TGO} = k_{TGO} t^{\frac{1}{2}} \tag{1}$$

ここで, *krco*は,外面 TGO 厚さ成長速度定数と 定義する。本式が,適用できるのは,外面 TGO に Al が豊富な層が生成している範囲であると考えら れる。図 2(b) から考えると,外面 TGO 厚さが 5µm 以上になると,複合酸化物が大きく成長し,本式は 適用できないと考えられる。また,低温側での適用 可能性を検討するためには,より長時間の試験が 必要である。

図5は、 k_{TGO} のアレニウスプロットを示す。図より、 k_{TGO} と温度には、以下のようなアレニウスの関係が成り立つと考えられる。

$$k_{TGO} = 1.89 \times 10^2 exp\left(-\frac{80.8 \times 10^3}{RT}\right)$$
 (2)

ここで, R は, ガス定数 (8.31J/(mol·K)), T は温 度 (K) である



Fig. 5 Arrhenius plot of growth rate constant of outer TGO thickness



Fig. 6 Relationship between Vickers hardness and test time



Fig. 7 Relationship between Vickers hardness and Larson-Miller parameter

図 6 は、ビッカース硬さ h(Hv)と試験時間 t の関係を示す。初期値は、燃焼器部品 B 部で測定された最小値 208Hv とした。873K と 973K では硬さが試験時間とともに増加するが、1073K 以上では顕著な変化は認められない。このような、加熱に伴う硬さの値の変化、析出物と母相との整合性の変化⁹に起因することと考えられる。Alloy A 中には、 $M_{23}C_6$ タイプの炭化物が存在することが明らかになっており⁷、これが硬さに影響すると考えられる。

図7は,ビッカース硬さ*h*とLMPの関係を示す。 ここで,本研究におけるLMP1は,以下のように定 義する。

$$l = T \times (20 + \log_{10} t) / 10^3 \tag{3}$$

図に示すように、LMP の増加に伴って、硬さの 値が増加し、*I=*22 付近でピークに達し、その後減少 して、変化が飽和する傾向となる。このような燃焼 器材料の硬さの変化は、他⁴⁾でも報告されている。 多項式を用いて、本材料の硬さ *h* と LMP *l* との関 係を表 2 のように近似的に表すことができる。

Table 2 Equations for the relationship between Vickers hardness and LMP

| <i>l</i> ≦23.6 | $h = -14.32l^2 + 624.5l - 6524$ |
|--------------------|------------------------------------|
| 23.6< <i>l</i> ≦26 | $h = -0.686l^3 + 56.47l^2 - 1547l$ |
| | + 14310 |
| 26< <i>l</i> | h = 204 |

2.3.3 温度推定式の導出前項での検討に基づき,温度推定式を導出する。

外面 TGO 厚さ変化*Ad_{TGO}* に基づいた温度推定式 は、式(1) および式(2) より以下のように求める ことができる。



基材のビッカース硬さによる温度推定について は、表2が複雑な多項式であり、温度推定式を導出 することは困難である。そこで、表2より、予め LMP に対応する硬さを求めておき、実機で測定し た硬さに対応するLMPより、式(3)を用いて温度を 推定することとする。

2.4 材料組織変化を用いた温度推定

図4および図6を考えると、比較的高温では、外面 TGO 厚さの変化が顕著であり、比較的低温では、 硬さの変化が顕著である。そこで、外面 TGO 厚さ が厚いA1 部のみを外面 TGO 厚さで推定し、それ 以外の部位を硬さで推定した結果を図8 に示す。 これを、材料組織変化に基づく本燃焼器部品の温 度推定結果とする。ただし、図4および図6に示す ように、外面 TGO 厚さや硬さには、データにバラ ツキがあり、これが温度推定式の係数や推定温度 の誤差に及ぼす影響については、今後検討すべき 課題である。

以上より,外面 TGO 厚さが厚い部位については, 外面 TGO 厚さにより温度を推定し,厚さの変化が 観察されない部位については,硬さにより推定す る手法が有効であること考えられる。



Fig. 8 Result of estimated temperature in the vicinity of internal wall



Fig. 9 Numerical mesh (Surface mesh)

3. 連成伝熱解析による温度推定手法の検討

3.1 解析メッシュ

図9に、図1に示した形状モデルに基づいて生成 した、燃焼器部品に対する解析メッシュ(表面メッ シュのみ、黒色:固体表面、赤色:流入境界面)を 示す。解析メッシュを生成した領域は、燃焼器部品 内側のガスパス領域(流体), Alloy A および Alloy B を基材とする構造領域(固体)、蒸気による内部 冷却流路内(流体)である。本解析メッシュには、 解析結果に及ぼす影響を考慮して、図1の形状モ デルにない、部品中央付近の開口部へのダクトの 追加や、簡略化を施した。

3.2 数值解析方法

数値解析には、本燃焼器部品内部ガスパスの主流、 蒸気による内部冷却流路内に対する対流伝熱およ びふく射伝熱に対する CFD 解析と、構造体(TBC を 含む)の熱伝導解析を連成させた伝熱解析手法を組 み立て、温度分布を推定した。TBC は、構造体の寸 法に対して薄いことから、壁面に垂直方向の熱抵 抗として、1次元解析により評価した。計算には熱流体解析コード FLUENT(Ver.12)を用いた。

CFD解析には、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 を支配方程式とした RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation)による数値解析を行った。 乱流モデルには1方程式の Spalart & Allmaras)モデ ル¹⁰⁾を用いて、乱流粘性を計算し、乱流熱流束の計 算には乱流プラントル数を一定(0.85)とした0方 程式モデルを使用した。CFD 解析における解法に は SIMPLE 法を用いた。ふく射伝熱解析には、ふく 射強度の輸送方程式を用いる Discrete Ordinate モ デル(DO モデル)¹¹⁾を用いた。

3.3 数值解析結果

図 10 には,解析結果による基材内面の温度分布 を示す。本燃焼器部品の温度は,その熱伝達特性に 応じて,下流に向かい上昇した。特に,外周に蒸気 を回収するための流路が設置された出口部では, 内壁面近傍の冷却流路内の蒸気温度が高くなるこ とから,高温となることが予測された。

図 8 に,材料組織変化を用いた温度推定結果と 数値解析による温度推定結果の比較を示す。本図 に示す数値解析結果は,図1に示した,材料組織の 観察位置に対応する,燃焼器部品内面の領域にお いて,解析結果の基材温度10点をサンプリングし て集合平均したものある。図8より,数値解析によ る温度推定結果は,材料組織変化を用いた推定結 果の傾向に符合することが確認された。

4. まとめ

本報告では、実機機使用済燃焼器部品の比較的 低温と考えられる部位から採取した試験片を用い て高温加熱試験を行い、微視組織の変化を把握し た。そして、基材超合金の硬さとTBCにおける外 面TGO厚さに基づく温度推定手法について検討し、 それらを組み合わせた温度推定手法を提案した。 また、燃焼器部品の形状計測によって得られたモ デルに基づいて、連成伝熱解析を行った。その結果、 材料組織変化に基づく温度推定と、数値解析によ る温度推定がよく符合した。

謝 辞

本研究における実機使用済燃焼器部品の分析お 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。



Fig.10 Local metal temperature on the inner wall

参考文献

- 吉岡洋明,岡部永年,齊藤大蔵,藤山一成,岡村隆 成:組織変化に基づくガスタービン動翼の運転温度 推定法の検討,材料, Vol. 45, No. 6 (1996) pp. 699-704.
- 岡田満利, 久松暢, 北村隆行: 遮熱コーティングの ボンドコート組織変化に着目した温度推定手法およ びアルミニウム含有量予測手法の検討, 材料, Vol. 56, No. 8 (2007) pp. 757-763.
- 守屋慶一,志水悦郎,山田政博,河合久孝: Co基合 金のメタル温度推定法の検討, CAMP-ISIJ, Vol. 9 (1996) pp. 1267.
- 4) 森田聡:ガスタービン高温部品の寿命評価技術、日本ガスタービン学会誌, Vol. 38, No. 2 (2010) pp.102-108.
- Heidmann, J.D., Kassab, A.J. and Steinthorsson, E.: Conjugate Heat Transfer Effects on a Reakistic Filmcooled Turbine Vane, ASME Paper GT2003-38553 (2003).
- Dhiman, S., and Yavuzkurt, S.: Film cooling calculations with an iterative conjugate heat transfer approach using empirical heat transfer coefficient corrections, ASME paper GT2010-22958 (2010).
- Okada, M., Takahashi, T., Yamada, S., Ozeki, T., Fujii, T.: Development of temperature estimation method for a gas turbine transition piece, ASME paper GT2016-56182 (2016).
- 8) 高橋智,吉葉正行,原田良夫:プラズマ溶射法による遮熱コーティングシステムのセラミックトップコート/金属ボンドコート界面のナノキャラクタリゼーション,日本金属学会誌, Vol. 68, No. 6 (2004) pp.372-380.
- 9) 須藤一,田村今男,西澤泰二:金属組織学(1972) 丸善出版.
- Spalart, P. R. and Allmaras, S. R.: A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, AIAA paper 92-0439, 1992.
- Modest, M. F.: Radiative Heat Transfer, McGraw-Hill, 1993.

【研究報告】

B-14

発電用ガスタービン動翼の耐摩耗補修技術

*齊藤 大蔵,北山 和弘,吉田 耕平((株)東芝)

Wear Resistance Repair Technology for Land-based Gas Turbine Bucket

*Daizo SAITO, Kazuhiro KITAYAMA, Kohei YOSHIDA (TOSHIBA)

ABSTRACT

Severe damage is often observed in serviced hot-gas-path components for land-based gas turbines. The damage to these components is repaired by using repair technology specific to each component. The repaired components are then reused, and the repair process is repeated. Eventually, the components reach their determinant life. In the case of stage 2 and stage 3 bucket, wear and high-temperature oxidation are observed. Wear portion of shroud are repaired using welding technology. In this study, As a result of having carried out examinations using coupon material, the wear resistance material was joined well by diffusion-brazing. The diffusion-brazing repair technology was developed for gas turbine bucket and is applicable to serviced bucket. **Key words**: Gas turbine, Bucket, Damage, Wear, Repair, Diffusion-braze

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は CO₂ 排出量の削減、エ ネルギ資源を高効率に利用できることから電力供 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 力や遠心力が作用する過酷な環境にさらされ、運 転時間の経過に伴い劣化や損傷が進行する¹⁾。

ところで、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 ら運用されているが、できる限り長時間使用して いくことがトータルなメンテナンスコストの削減 につながり、電力会社や IPP(Independent Power Producer)などの電力事業者のニーズとなってい る²。さらに 2016 年 4 月から開始した電力の全面 自由化により電力事業者はよりコスト削減が求め られている。

このようなことからガスタービンを高い信頼性 で運転し、経済性も両立するための技術が求めら れる。ここでは動翼を対象に実機で生じている摩 耗状況を示し、この損傷を補修するための技術開 発の一環としての基礎試験結果および実機翼を用 いた検証の結果について述べる。

2. 実機動翼の摩耗損傷

翼長が長くなる後段側の動翼では運転時に生じ る振動を抑制するため、翼の先端にシュラウドを 有している。このシュラウドでは互いの翼との接 触によりコンタクト面で酸化とともに摩耗が生じ ている。一例として、1300℃級ガスタービンの第 3 段動翼で生じた摩耗状況を図1に示す。動翼に使 用している材料は Ni 基超合金で、その上に高硬度 の耐摩耗材を溶接にて肉盛りしているが、長時間 の運転により摩耗が生じている。この摩耗量の増 大とともに翼の振動が大きくなるため、定期的に 補修を行っている。従来の補修では、摩耗した損 傷部に溶接にて耐摩耗材を肉盛り、成形している。



Fig.1 Photograph of wear portion of serviced bucket

3. 実験方法

3.1 供試材および試験方法

耐摩耗材の拡散ろう付け試験の基材に用いた材 料は Ni 基超合金の "GTD111³⁾" 材であり、表1に 化学成分を示す。図2に示すように70×25×7mm の板材の70×25mmの面を耐水研磨紙で研磨した。 また、耐摩耗材は表2に示す "Stellite694⁴⁾"の溶接 棒を用いた肉盛材から10×10×5mmのサイズに機 械加工した。この耐摩耗材を基材に拡散ろう付け するための補修材として、ろう材に Ni-15Cr-3.5B の粉末を、合金粉末として"GTD111"の粉末を混 合し、さらにバインダーと混ぜ合わせてペースト 状にした。次に基材の 70×25mm の面に補修材を 配置、その上に耐摩耗材を密着させた。その後、 真空中で 1121℃の拡散熱処理を行った。拡散熱処 理後、試験材を切断し、断面組織観察およびビッ カース硬さ計測を行った。硬さ計測の荷重は 1kg である。また、拡散熱処理後に843℃の時効処理も 行った材料についても同様の試験を行った。

Table 1 Chemical composition of "GTD111"

| | | | | | | | | | mass% |
|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|-------|
| Cr | Со | Mo | W | Та | Al | Ti | С | В | Ni |
| 14 | 9.5 | 1.5 | 3.8 | 2.8 | 3.0 | 4.9 | 0.1 | 0.01 | Bal. |

Table 2 Chemical composition of "Stellite694"

| | | | | | | mass% |
|----|----|----|----|---|----|-------|
| Cr | Ni | W | Fe | С | Si | Со |
| 28 | 5 | 19 | <3 | 1 | 1 | Bal. |



Fig.2 Size of test specimen for diffusion-braze test

4. 実験結果

拡散熱処理後の断面組織を図3に示す。基材と耐 摩耗材の間に空孔などは認められず、良好な接合 界面を示していた。耐摩耗材の組織は走査型電子 顕微鏡を用いて観察し、その写真も併せて示して いる。デンドライト組織を呈しており、デンドラ イト間にはWCやCrCなどの炭化物がネットワーク 状に認められた。拡散ろう付け後に時効処理を施 した試験片の組織も観察したが、時効処理を施し ても接合界面、耐摩耗材のWCやCrCの形態に有意 差は認められなかった。



Fig.3 Microstructures of test specimen after diffusion-brazing and aging

図 4 はこれらの材料の断面での硬さ計測結果を示 す。耐摩耗材の硬さは基材より高い値を示し、拡 散熱処理のままと時効処理した材料で有意差は認 められなかった。これは組織観察の結果でも硬さ に寄与している WC や CrC などの炭化物の形態や密 度に有意差がなかったためと考えられる。



Fig.4 Hardness of test specimen after diffusion-brazing and aging

5. 実機翼を用いた検証試験

耐摩耗材を実機翼に拡散ろう付けで接合する補 修を模擬した。ここで用いた耐摩耗材は精密鋳造 で作成し、コンタクト面の形状に合わせたクーポ ン材とした。表 3 に化学成分の分析結果を示す。 鋳造後、熱処理は行わず、鋳造ままの状態で試験 に供した。

Table 3 Chemical composition of coupon material

| | | | | | | mass 70 |
|------|------|------|------|-----|------|---------|
| Cr | Ni | W | Fe | С | Si | Со |
| 29.0 | 4.85 | 19.1 | 2.33 | 0.8 | 0.56 | Bal. |

クーポン材は動翼と接触する面を耐水研磨紙で研 磨し、検証用の実機翼は1300℃級ガスタービンで 使用された第3段動翼を用いた。コンタクト面に 耐摩耗材を拡散ろう付けにより接合するが、3.1項 の試験と同じ補修材を用いてクーポン材を密着さ せ、1121℃の拡散熱処理を行った。

図 5 に拡散ろう付け補修部の断面組織観察結果 を示す。接合部は密着力を低下させるような顕著 な欠陥は認められず、良好な接合状態を示してい た。接合部の断面にてビッカース硬さ計で計測し た値をクーポン材と基材の界面を 0mm にした距 離で整理し、その結果を図 6 に示す。耐摩耗材の 硬さは界面から端部まで従来の溶接材と同等であ った。溶接による肉盛りでは基材との希釈により 硬さにばらつきがあるが、拡散ろう付けによる耐 摩耗材ではこのばらつきが小さい。これは、拡散 ろう付けでは基材の希釈がほとんどないためと考 える。



Fig.5 Microstructure of repair portion after diffusion-brazing repair for serviced bucket



Fig.6 Hardness of repair portion after diffusion-brazing repair for serviced bucket

6. まとめ

耐摩耗材を拡散ろう付けにより接合した結果、基 材と良好な接合界面を呈していた。溶接により肉 盛りした耐摩耗材は硬さにばらつきがあるが、拡 散ろう付けした耐摩耗材は溶接により肉盛りした 材料に比較して希釈がほとんどないため、硬さの ばらつきは小さくなる。また、溶接肉盛りまたは 精密鋳造であらかじめ作成した耐摩耗クーポン材 も拡散ろう付けにより耐摩耗補修の有効性が検証 できた。

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。

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.
- 市川国弘,関原傑,今野晋也:日立のガスタービン予防保全技術,ガスタービン学会誌,Vol.40,No.4 (2012) pp.135-140.
- P. W. Schilke : Advanced Gas Turine Materials and Coatings, GER-3569G, pp.4.
- 4) Kennametal Inc. Hardfacing Alloys Brochure (2012).

【研究報告】

B-15

SUS316L ステンレス積層造形材の強度と組織

*秋野 一輝(首都大(院生)), 筧 幸次(首都大)

Strengths and Microstructure of SUS316L Fabricated by Selective Laser Melting

*Kazuki AKINO and Koji KAKEHI(TMU Univ.)

ABSTRACT

Recently, AM (Additive Manufacturing) process which can produce highly complex components is been gaining significant attention. Ti alloys, Ni alloys, and Co-Cr alloys are the subjects of recent work. Ni-based superalloys have phases such as γ' and γ'' phase, and Ti alloys and Co-Cr alloys are the multiphase alloys which have phase transformation, thus it is difficult to clarify the influential factors of AM process on strengths of these alloys. In this study, we used SUS316L stainless steel which is a single-phase solid-solution alloy and does not have precipitates, in order to clarify characteristic influential factors of AM compared with a conventional material. It was found that the coarse columnar grains grew up along the built direction and the columnar cell structure of dislocations which are induced during the AM process. AM specimens showed higher tensile and creep strengths compared with the conventional (hot working) material because of the high-density of dislocations.

Key words: additive manufacturing, austenite stainless steel, solid-solution alloy, built direction, molten pool boundary

1. 緒言

航空宇宙分野においては高価な金属材料が多量 に使用されるため、歩留まりの向上および構造部 材の軽量化が求められており、その点においてニ アネットシェイプで一体製造が可能であり、軽量 化のための設計の自由度に幅を持たせることが可 能な金属 3D プリンタを用いた積層造形が期待さ れている¹⁾. 現在までに Ti 合金, Ni 合金, および Co-Cr 合金に関する金属積層造形の研究が多くな されている. しかし, Ti 合金 ²⁾および Co-Cr 合金 3)は加熱・冷却に伴い相変態を有する合金で、Ni 合金^{4,5)}では母相たる y 相の他に, y'相, y"相, お よび δ 相などの析出物を含み, 合金の組織が複雑 であり, unexpected δ -Phase Formation ⁶等の積層造 形特有の析出が生じたりするため、積層造形材の 高強度および低延性のメカニズムを明確にするの が困難である.

そこで、本研究では凝固から室温まで変態点と 析出物を有しない SUS316L を供試材とした.そし て、積層造形材と従来材の塑性加工材との機械的 特性および微視組織の比較、ならびに積層方向依 存性(異方性)を調べることにより、金属積層造 形材がもつ独自の強化機構や微視組織の特徴を明 らかにすることを目的とした.

2. 供試材および実験方法

LPW テクノロジー社製の LPW316L 粉末(直径 10-45 μ m)を供試粉末とし, SLM 社製 金属 3D プ リンタ SLM280 (選択的レーザ溶融方式)を用い て Fig. 1 に示す一辺 50 mm の立方体である積層造 形 (AM: Additive Manufacturing) 材を造形した. 積層造形したブロックは,積層方向を法線とする 面に対して垂直な面を 3.1 mm 厚で切り出した後, 試験片切り出し方位による強度の異方性を確認す るため,積層方向と試験荷重方向が平行になるよ うに切り出したものを 0 °材,積層方向と試験荷重 方向が垂直になるように切り出したものを 90 °材 とした. Fig. 1 のように,積層方向を法線に持つ 面を Z 面 (Z plane),側面を X 面 (X plane),もう 一方の側面を Y 面 (Y plane) と定義する.

比較材として熱間加工により製造した塑性加工 (PF: Plastic Forming)材を試験に供した.比較材 として用いた塑性加工材は20mm丸棒であり,熱 間加工後,1080°Cにて溶体化処理(SHT: Solution Heat Treatment)後急冷し、ピーリング処理にて表 面黒皮を除去した.塑性加工材の強度試験片は丸 棒の長手方向を引張り方向として切り出した.組 織観察試料の観察面は丸棒の長手方向に垂直な断 面である.



Fig. 1 Cutting AM specimen for microstructural observation.

塑性加工材では SHT が施されているため, 積層 材においても積層まま (as-built) 材と SHT 材とを 用意し熱処理の比較および塑性加工材との比較を した. SHT は Ar 雰囲気中にて塑性加工材と同じ 溶体化温度の 1080 °C で 1 h 保持し,水冷した. 引張試験はひずみ速度 4.63×10^{-4} s⁻¹ で, 24 °C およ び 600 °C にて行った. クリープ試験は試験温度 600 °C,負荷応力 235 MPa および 260 MPa にて行 った.組織観察では,光学顕微鏡 (OM : Optical Microscope) によるマクロ組織観察,SEM/EBSD 法による IPF マップ (Inverse Pole Figure Map) 観 察および TEM による転位観察を行った.

3. 実験結果

積層造形されたブロック上面の組織写真を Fig. 2 に示す. Fig. 2 に示すように,小分割された領域 内では,レーザ走査痕から,走査方向は,鋭角を なして回転していることが分かる.



Fig. 2 Laser scanning trace on Z plane of as-built specimen.

積層材 X 面, 積層材 Y 面, 積層材 Z 面上の IPF マップを Fig. 3 に, 塑性加工材の IPF マップを Fig. 4 に示す.



Fig. 3 IPF maps of as-built specimen.



Fig. 4 IPF map of PF(SHT) specimen.

Fig. 3 に示すように,積層材 X 面では積層方向に 向かって長細い柱状粒と微細粒の混粒組織が観察 された.積層材 Y 面では,柱状粒と粗大粒の混粒 となっていた.積層材 Z 面では全体的に紙面左下 から右上への方向に沿って結晶粒が成長しており, レーザ走査痕と対応した結晶組織が観察された. 一方,比較材である塑性加工材では,Fig.4 に示 すように粒径がほぼ均一な等軸粒が観察された.

24 ℃ および 600 ℃ における応力—ひずみ線図 を Fig. 5 および Fig. 6 にそれぞれ示す.



積層材の強度と方位の影響については,24 ℃, 600 ℃ ともに,90 °積層材の方が0 °積層材よりも 引張強さが高かった.また,積層材と塑性加工材 との比較をすると,24 ℃ では90 °積層まま材の方 が塑性加工材よりも引張強さが高く,90 °積層材 を溶体化した場合,0.2 %耐力および引張強さが低 下し,引張強さは塑性加工材とほぼ等しくなった. また,600 °C における引張強さは,90 °積層材に ついては溶体化の有無に関係なく,塑性加工材の ものとほぼ同一であったが,0 °積層材では溶体化 後,引張強さが11 %低下した.延性に着目すると, 塑性加工材の方が0 °積層まま材に比べ,24 °C, 600 °C において2倍以上の伸びを示した.積層材 の方位の影響については,600 °C で試験した場合 では,溶体化した90 °積層材の延性が溶体化した 0 °積層材より低かったが (Fig.6(b)),その他の条 件では,溶体化の有無に関係なく,90 °積層材の 方が,引張強さが高いにもかかわらず,延性が高 かった.

試験温度 600 ℃ におけるクリープ曲線を Fig. 8 に示す. なお, 今回用いた比較材である塑性加工 材の 600 ℃ における 0.2 %耐力 165 MPa は積層ま ま材で用いたクリープ応力 235 MPa よりも低かっ たため, 塑性加工材のクリープ曲線は文献 ^つより 引用した.



(a) Comparison between AM and PF specimens.



(b) Influence of built direction on creep curves. Fig. 7 Creep curves of AM and PF specimens at 600 °C.

クリープ応力を 235 MPa とした場合では、0 °積層 まま材は、クリープひずみが極めて微少で破断せ ず 500 h で試験を中断した.一方、比較材⁷は 45.12 h において、ひずみ 50.62 %で破断した.応力を 260 MPa とした 0 °積層まま材は 610 h、ひずみ 12.39 %で破断した.90 °積層まま材は 692 h、ひず み 10.20 %で破断した.この二つを比較すると 90 ° 積層まま材の寿命が若干長くなった.

積層まま材,溶体化した積層材,および塑性加 工材の TEM 組織を Fig.8 に示す.



Fig. 8 TEM microstructures of (a) AM as-built, (b) AM(SHT), and (c) PF(SHT) specimens.

積層まま材では転位密度が高く,転位セル組織が 観察された(Fig. 8(a)).溶体化した積層材では, 転位セル組織が回復により消失していた(Fig. 8(b)).また,Fig. 8(c)に示す塑性加工材では,積 層まま材に比べて転位密度が低かった.

4. 考察

本研究で用いた SUS316L 積層材では,0°積層

材に比べ,90。積層材の延性が高くなった.この 理由について考察する. SUS316L ステンレス鋼で は、鋳造材において凝固時にミクロ偏析が生じデ ンドライト組織を形成する⁸⁾. しかし,積層造形 材では,鋳造に比べ冷却速度が10⁶⁻⁷K/s⁹と極めて 大きいこともあり, 鋳造合金のような明確なデン ドライト組織は観察されなかった. Nb, Mo 等の 合金元素を多く含む Ni 基超合金 IN718 では、冷 却速度が大きい積層造形においても凝固偏析によ りデンドライトが積層方向に平行に成長し、高温 においてデンドライト間領域に沿って破壊が生じ るため、90°積層材の高温引張延性、クリープ強 度とも低くなる10). それに対し、合金添加量の低 い 316L オーステナイト鋼積層材では、デンドラ イト間領域に沿った割れは発生しないことが, 90 。積層材の延性が低下しなかったことが一つの 要因である.

また, さらに Fig. 9 (電解エッチングをした積 層まま材 X 面) に示すように, 溶融凝固界面 (MPB: Molten Pool Boundary)¹¹⁾に沿った未溶融 の欠陥が観察された.



Fig. 9 OM image of defect due to lack of fusion on *X* plane of as-built specimen.

光学顕微鏡で観察した欠陥面密度は 1.19 /mm²で あった. MPB が細長く水平に配向していることか ら,積層方向に対して平行な欠陥よりも,垂直な 欠陥長さの方が長くなる.このため,0°積層材で は,欠陥に対して垂直方向に引張応力が作用し, 開口形き裂発生点となったことが強度および延性 低下の主たる要因であると考えられる.また, MPB の結合力がマトリックスに比べて弱いこと ¹¹⁾も要因として考えられる.しかし,600°Cで 試験した場合では,溶体化した 90°積層材の延 性が,溶体化した 0°積層材より若干低くなった が(Fig. 6(b)),これは,溶体化した 90°積層材で, 0.2 %耐力および引張り強さが高くなったことが 要因として考えられる.積層造形プロセスに起因 する欠陥が観察されたことから、プロセス条件の 改善とともに、MicroCT⁵⁾等の欠陥の大きさと分布 の検出技術の確立¹²⁾が必要とされる.

Fig. 8 に示すように. 積層まま材では転位セル 組織が観察されたが, 溶体化後, 回復によりセル 組織は消失していた.溶体化処理を施した塑性加 工材の転位密度は低かった(Fig. 8(c)). 90 °積層 まま材の 0.2 %耐力および引張強さが、従来塑性 加工材より高く,またクリープ強度においても0。 積層まま材が従来塑性加工材よりも高いのは (Fig. 7(a)),加熱冷却が繰り返される積層プロセス過程 で形成された高転位密度を持つ転位セル組織が要 因であると考えられる.また,溶体化処理により 積層材のセル組織が回復により消失し、転位密度 が低下したため、溶体化処理を施した 90 °積層材 では、塑性加工材と引張強さがほぼ等しくなった と考えられる. 溶体化した積層材では、初期転位 密度が低下したために 0.2 %耐力は積層まま材に 比べ低下したが,オーステナイトステンレス鋼は, ひずみ硬化が顕著であるため、24 °C で試験した 場合において,溶体化した0°積層材では延性が増 加した分,ひずみ硬化量が増加し,その結果,0° 積層まま材と溶体化した 0°積層材の引張り強さ が同等になったと考えられる. 溶体化後も, 積層 材では、欠陥が内在するため、いずれの条件でも 塑性加工材に比べて、延性が低いことが明らかに なった.

5. 結言

(i) 積層造形材の延性は,塑性加工材よりも低か った.これは未溶融の溶融凝固界面に沿った欠陥 に起因する.また,0°積層材の方が90°積層材よ りも強度および延性が低い要因は,この欠陥が積 層方向に対して,垂直方向に伸びているためであ る.

(ii) 積層まま材が塑性加工材よりも引張強度お よびクリープ強度が高いのは、高い転位密度を持 つ転位セル組織が要因である.

(iii) 90 °積層材を溶体化した場合, 塑性加工材と 比べ, 強度はほぼ同等になるが, 欠陥が内在する ため延性は劣る.

参考文献

- 1) K. Kakehi: Material Stage, Technical Information Institute. 15 (2015) 45-52.
- B. Vrancken, L. Thijs, J. Kruth and J. V. Humbeeck: Journal of Alloys and Compounds. 541 (2012) 177-185.
- S.H. Sun, Y. Koizumi, S. Kurosu, Y. P. Li, H. Matsumoto and A. Chiba: Acta Materialia. 64 (2014) 154-168.
- Y. Kuo and K. Kakehi: Proc. International Gas Turbine Congress 2015 (Gas Turbine Society of Japan), pp. 1031-1034.
- L. N. Carter, C. Martin, P. J. Withers and M. M. Attallah: Journal of Alloys and Compounds. 615 (2014) 338-347.
- Y. Idell, L. E. Levine, A. J. Allen, F. Zhang, C. E. Campbell, G. B. Olson, J. Gong, D. R. Snyder and H. Z. Deutchman: JOM. 68 (2016) 950-951
- K. Kakehi: Master Thesis of Nagoya University, (1985).
- M. Sugiyama, T. Umeda and J. Matsuyama: *Tetsu-to-hagan*é. 60 (1974) 1094-1112.
- Q. Jia and D. Gu: Optics & Laser Technology. 62 (2014) 161-171.
- 10) K. Kakehi: Mechanical Engineering, Nikkan Kogyo Shimbun. 64 (2016) 76-82.
- W. Shifeng, L. Shuai, W. Qingsong, C. Yan, Z. Sheng and S. Yusheng: J. Mat. Proc. Technol. 214 (2014) 2660-2667.
- M. Seifi, A. Salem, J. Beuth, O. Harrysson and J. J. Lewandowski: JOM. 68 (2016) 747-764.

【研究報告】

B-16

レーザービーム積層造形法により作製した IN718の組織と強度特性

*堀川 将大(首都大),郭 妍伶(首都大),筧 幸次(首都大)

Microstructure and mechanical properties of IN718 Built up by Selective Laser Melting

*Shota HORIKAWA(TMU), Y. KUO(TMU) and Koji KAKEHI(TMU)

ABSTRACT

Effects of build direction and heat treatment on tensile and creep properties of Ni-base superalloy fabricated by additive manufacturing(AM) were examined. Build-up materials showed isotropic tensile properties at a room temperature. Tensile strengths of STA specimens were higher than those of as-built materials both at the room temperature and 650°C. Furthermore, the tensile strengths of AM materials were higher than those of C&W materials both at the room temperature and 650°C because of high-density dislocations that were induced during the AM process. Creep rupture lives and ductilities of materials produced by AM were lower than those of conventional wrought material. Horizontal-direction specimens exhibited inferior creep life and poor ductility to vertical-direction specimens because of interdendritic δ -phase precipitates that were vertically arrayed to stress axis in the former specimen. Morphology and rows of interdendritic δ -phase precipitates with incoherent interfaces were found to affect creep life and ductility.

Key words: Additive Manufacturing, powder bed fusion, superalloy, Inconel718

1. 緒言

Ni 基超合金は高温での機械特性や耐食性が良く, 中でも Inconel 718(Special Metals の商標. 以後 IN 718 とする)は, 650 ℃ 以上の高温において良好な 機械的特性, 微視組織安定性, 溶接性から航空宇宙 材料として広範囲に用いられている. Platt&Whitney 社製 PW4000 エンジンで使用されて いる Ni 基超合金の実に 57%が IN 718 である⁽¹⁾. 航 空宇宙分野で幅広く用いられている IN 718 である が,難加工材であるにも関わらず,エンジンのディ スク材として用いる場合を代表するように, 鍛造 後に切削加工を行わなければならない.また,高価 な材料であるが、切削加工を行うことにより無駄 になる材料が多いため、歩留まりが問題となる.こ れらの問題を解決するための方法として合理的な 製造方法が求められてきた. そこで注目されてい るのが積層造形法である.設計自由度の高さ⁽²⁾から, 軽量化,最適設計による特性向上,リードタイム削 減などが期待されている.しかし,積層造形材は従 来材と異なる微視組織を有していることが報告さ れている(3). 本研究では、レーザービーム積層造形 によって作製した IN 718 に対して熱処理が組織及

び強度特性に与える影響,ならびにレーザービー ムの走査法の影響について報告する.

2. 実験方法

本研究では、EOS Nickel 718 合金粉末を用い、ア ルゴン雰囲気中で EOS M280 によって供試材を造 形した. 化学組成は Special Metals が製造している IN 718 とほぼ同等であり, 組成を Tabel 1 に示す. レーザーには Yb ファイバーレーザーを用い、高エ ネルギー密度で粉末を凝固・固化させて一辺 45 mm の立方体を造形した. レーザー走査の影響を調べ るため, 各層毎に 67 °回転させた 67/67 立方体と 90°回転させた 90/90 立方体を作製した. これらの 立方体を厚さ 3.1 mm にスライスし、その板から組 織観察試料・強度試験片を放電加工機で切り出し た.積層方向に対して平行に切り出した試料を0。 面/材,垂直に切り出した試料を90°面/材とする. 造形物から切り出した 2 方向の試験片をそのまま 試験に用いた試料を as-built 材, IN 718 の熱処理で 一般的に用いられている AMS-5662 規格に従って 熱処理を施した試料を標準熱処理(STA)材, AMS-5662 規格のうち、溶体化処理を行わず、切り出し

後そのまま時効処理を行った試料を直接時効(DA) 材とする.これらの試験片を用いて,OM,SEM, TEM を用いて組織観察を行った.加えて,強度特 性を調べるために,ひずみ速度 0.008/s で室温引張 試験,650 °C 引張試験を行い,550MPa,650 °C に てクリープ試験を行った.

Table 1 Chemical composition

| of EOS Nickel Alloy 718 ⁽⁴⁾ . (mass%) | | | | | | | | | | | |
|--|-------------|-------------|--------------|--------------|------|------|--|--|--|--|--|
| Ni | Cr | Nb | Mo | Ti | Al | Co | | | | | |
| 50.0 | 17.0 | 4.75 | 2.8 | 0.65 | 0.20 | ≤1.0 | | | | | |
| Cu | С | Si,Mn | P,S | В | Fe | | | | | | |
| ≤0.3 | ≤ 0.08 | \leq 0.35 | \leq 0.015 | ≤ 0.006 | bal | | | | | | |

3. 実験結果

3.1 組織観察

Fig.1に67/67 立方体と90/90 立方体における asbuilt 材の0°面における IPF マップを示す.67/67 立 方体では積層方向に沿う粗大な柱状晶粒が観察さ れた.90/90 立方体では幅が5μmほどの伸長した柱 状晶粒と30μmほどの粗大粒が観察され,両者とも に微細な結晶粒も見られた.レーザービームによ る繰り返しの入熱,冷却によってエピタキシャル 成長が促進され柱状晶粒が形成されたことが考え られる.特に90/90 立方体ではハッチ間隔の影響で, レーザービームによる入熱と冷却が集中的に行わ れる部分が伸長した柱状晶粒になったと考えられ る.Fig.2は67/67 立方体の as-built 材における TEM 像である.微細な Nb 化合物であるδ相が碁盤の目 状に析出し,転位が絡まっている様子が観察され た.

3.2 引張試験

室温において,STA材,DA材いずれの試料に おいても0°材および90°材の間で強度特性の顕著 な異方性は見られなかった.しかし,67/67立方 体と90/90立方体の共通傾向として,延性は0°材 が,強度は90°材がわずかに高い値を示した. STA材及びDA材の強度および延性は,IN718溶 解鍛造(C&W)材の規格値を上回ることが明らかと なった.しかしFig.3に示すように,650°Cでは 0.2%耐力及び引張強度は溶解鍛造材よりも高くな っていたが,延性は低い結果になった.特に90° 材での延性低下が顕著に見られ,延性の異方性が 見られた.一方向凝固Ni基超合金は,高温にお いて凝固方向に垂直な粒界に沿う破壊により,延 性が低下することが知られている⁽⁶⁾.積層造形材 はFig.1からわかるように柱状晶



(b)View on 0 ° plane of 90/90 block

Fig. 1 IPF maps of as-built 0 ° planes cut from (a)67/67 block and (b)90/90 block.



Fig. 2 TEM image of as-built sample (67/67 block).

粒の集合体とみなすことができ,90°材は応力方 向に垂直な粗大結晶粒界にそった破壊,特にデン ドライト界面にそった破壊が観察されたことか ら,粒界熱間割れ(intergranular hot cracks)^{(6),(7)}が関 与していると考えられる.



Fig.3 Tensile properties at 650°C ((a)67/67block and (b)90/90 block)

3.3 クリープ試験

Fig. 4 は 67/67 立方体の 650 °C, 550MPa ク リープ試験結果である.なお、いずれの材料 も0°材を使用している.熱処理の有無にか かわらず積層造形材のクリープ延性及び破断 寿命は溶解鍛造材よりも著しく低いことが分 かった. 溶体化処理と時効処理を施した STA 材は as-built 材よりも破断寿命が短くなって いたが、溶体化処理をせず直接時効処理を施 した DA 材は as-built 材よりもクリープ延性 及び破断寿命が大きいことが分かった. 同様 に 90/90 立方体から切り出し、熱処理を行っ たクリープ試験結果でも,積層材は溶解鍛造 材よりクリープ寿命及び延性は劣っていた. このことから,積層造形材に対して,従来の 熱処理が必ずしも最適でないことが明らかに なった.

67/67 立方体の DA0 °材の破面側面を SEM で観察したところ,ビード界面に沿ってき裂 が進展している様子が見られた.また,破面 上面(Fig. 5)を見ると,デンドライト界面での



Fig.4 Creep rupture curves (650°C, 550MPa) of additive- manufactured vertical specimens cut from 67/67 block.



Fig.5. Fracture surface images of DA vertical specimen after creep rupture test.

き裂が多く観察された.高温引張同様,クリ ープ延性低下の要因の一つとして,粒界,特 にデンドライト界面でのき裂(intergranular hot cracks)^{(6),(7)}が関係していることが考えられ る.

4. 結言

積層造形した IN718 に対して,熱処理を施

- し、組織観察および強度試験として引張試
- 験, クリープ試験を行った.
- レーザー走査の回転角を90°にすると、 67°とした場合に比べてより伸長な柱状 晶粒が形成された.
- 引張試験において、STA 材及び DA 材の 強度は溶解鍛造材の規格値を上回った.
 650 ℃ では、90°材の延性が低く、高温 での破壊は柱状結晶の粒界による破壊が 支配的と考えられる.
- 650°C, 550MPaのクリープ試験では、 積層造形材のクリープ延性及び破断寿

命は,熱処理の有無にかかわらず,溶解鍛造材 よりも著しく低かった.クリープ延性の低下は, デンドライト界面のき裂発生・進展によるもの と考えられる.

参考文献

- D.F.Paulonis and j.j.Schirra:Superalloys 718, 625, 710 and various Derivatives (2001), pp.13-37.
- (2) 経済産業省、"3Dプリンタにできること"、 METI journal, August/September 2013, pp.1-24.
- (3) Fencheng Liu at el, Microstructure and residual stress of laser rapid formed Inconel 718 nickelbased superalloy (2011), pp.208-213.
- (4) EOS GmbH-Electro Optical Systems, "Material data sheet EOS Nickel Alooy IN 718", pp.3.
- (5) D.C.Pradha, K.K.Sharma and S.N.Tewari, Mechanical property anisotropy in super alloy EI-929 directionally solidified by an exothermic technique (1986), p.2871-2875.
- R. G. Thompson, B. Radhakrishnan, and D. E.
 Mayo, Superalloy 718-Metallurgy and Applications, ed. by E.A. Loria TMS (1989), pp.437-445.
- (7) X. Zhao, X. Lin, J. Chen, L. Xue, W. Huang, Materials Science and Engineering: A, vol. 504, 25(2009), pp.129–134.

【研究報告】

単結晶 Ni 基超合金のクリープ挙動に及ぼす Re の影響

*大橋健史,野村直樹,筧幸次(首都大学東京)

Effect of Re on creep behavior of single crystal Ni base superalloy Takeshi OHASHI, Naoki NOMURA, Koji KAKEHI (TMU)

ABSTRACT

Due to its good creep and TMF properties, the single crystal (SC) superalloy is the primary material to manufacture the blades of the gas turbine and the aero-engine. The third or further generation Ni based SC superalloys have been successively developed by adding more and more Re as strengthening elements. But applying massive Re into SC alloys significantly causes many deleterious problems, such as i) the increase of the density of alloys as higher than 9, reducing the engine efficiency, ii) the excessively high cost of alloys and iii) the resource strategy. Thus the new alloying design for reducing Re is urgently desired. The effect of Re on creep behavior of single-crystal superalloys at 750°C/750MPa was investigated to consider alternative elements. **Key words**: Single Crystal, Superalloy, Creep, Rhenium

1. 緒言

単結晶合金は米国 P&W(プラットアンドホイッ トニー)社が最初に開発した PWA1480 から始まり, Re 添加により飛躍的に向上することが見出され, その後 Re を 2-3mass%添加した第 2 世代単結晶合 金, Re を 4-6 mass%添加した第 3 世代単結晶合金 が開発され,耐用温度が年々上昇してきた.単結 晶 Ni 基超合金の高温強度特性の向上の要因の一つ は,マトリックスを固溶強化する Re の添加による ものである.しかし Re はレアメタルであるため有 事の際入手が困難になるリスクがあり,また合金 中での拡散速度が遅い重元素であるため,Step Solution と呼ばれる高温で狭い温度範囲の長時間 にわたる熱処理ステップが要求され,コスト上昇 の一因となっている¹⁾.

Reは850℃以上の温度域での高温特性への効果 が顕著であるため、主として高温域において Re 添 加合金の研究が行われてきた.タービン翼は、冷 却空気により冷却され、冷却された内部のリブ部 は、低温、高応力に曝される²⁾.こうした条件下で は、大きな1次クリープひずみを生じさせる {111}<112>すべりが生じ、特に、Re を多く含む合 金ほどこのすべり系が活動しやすい³⁾.また, {111}<112>すべりは,TMF 試験において圧縮ひず み保持中の応力緩和を増大させ,TMF 強度を低下 させる⁴⁾.

本研究では Re 添加量の低減を目途として開発さ れた LSC(Low-cost Single Crystal)合金と比較材とし て第 1, 第 2 世代超合金を用いて, {111}<112>すべ りが明確になる 750℃における, Re の影響を明ら かにすることを目的とした.

2. 実験方法

供試材として新規開発合金である省 Re 合金 LSC-15, LSC-11m, 既存合金には第1, 第2世代合 金 PWA1480, CMSX-4を用いた(Table 1). 溶体化さ れた鋳造丸棒は, γ'析出物形態による強度への影響 を排除するために, 同等の γ'サイズになるように 時効処理を施した.本研究で用いた単結晶超合金 の化学組成と熱処理条件をそれぞれ Table 1 と Table 2 に示す.クリープ試験に用いた試験片は単 結晶丸棒からワイヤーカット放電加工機によって, 引張方位の方位差が[001]方位から2°以内となるよ うに, 平行部寸法 2.8×2.8×19.6 mm のクリープ試験

| | | | | - | | | - | | | |
|---------|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| Alloy | Со | Cr | Mo | W | Al | Ti | Та | Re | Hf | Ni |
| LSC-15 | 6 | 7 | 1.5 | 10 | 6 | - | 5.5 | - | 0.1 | bal. |
| LSC-11m | 8 | 7 | 1.8 | 8.2 | 5.4 | 1.2 | 6.2 | 0.8 | 0.1 | bal. |
| PWA1480 | 5 | 10 | - | 4 | 5 | 1.5 | 12 | - | - | bal. |
| CMSX-4 | 9 | 6.5 | 0.6 | 6 | 5.6 | 1 | 6.5 | 3 | 0.1 | bal. |

Table 1. Chemical composition of alloys (mass %).

Table 2. Heat treatment schedule of alloys.

| Alloy | Solution heat treatment ^a | Aging treatment |
|---------|---|--------------------------------------|
| LSC-15 | | 1100 °C/4 h/GFC+ |
| LSC-11m | Full solution treatment | 870 °C/20 h/GFC |
| PWA1480 | 1282°C/1 h + 1287°C/2 h + 1294°C/1 h/GFC | 1080°C/4 h/AC+ 870°C/32 h/AC |
| CMSX-4 | 1277 °C/2 h + 1288 °C/2 h + 1296 °C/3 h + 1304 °C/3 hr+ 1313 °C/2 h + 1316 °C/2 h + 1318 °C/2 h +1321 °C/2 h /GFC | 1140 °C/4 h/GFC + 870 °C/20 h/GFC |

片を切り出した.クリープ試験は{111}<112>すべ りが最も顕著となる 750 ℃/750 MPa で行った.ク リープ中における微視組織変化を観察するために, クリープの初期段階で中断し, TEM (Transmission Electron Microscopy)試験片を作製した. TEM 試料 は{001}面, {111}面に沿って切り出した.

3. 実験結果

3.1. クリープ試験および TEM 組織観察

熱処理後の TEM 組織を Fig.1 に示す. いずれの 合金でも立方体形状の y'が整合析出しており、粒 子径にも大きな差はない. クリープ試験結果を Fig.2 に示す. LSC 合金は既存合金である PWA1480, CMSX-4 より長いクリープ寿命を示した. また, CMSX-4 が他の合金に比べて大きな1次クリープ を示した. Fig.3 に示すひずみ-クリープ速度線図 より, CMSX-4 ではクリープの初期段階でひずみ速 度が増加するひずみ軟化現象を生じていた.低 温·高応力条件下において、このようなひずみ軟 化現象が生じる 5. これは,転位反応によって生じ た a<112>転位リボンによる γ/γ'組織の大規模なせ ん断が原因であるの. そこで、1次クリープひずみ が生じる直前,1次クリープの初期,中期の特徴的 な3段階において, TEM により組織観察を行った. 1次クリープひずみが生じる直前, すなわち, クリ ープ負荷後 2h 経過後観察した TEM 組織を Fig.3 に す. LSC-15, LSC-11m, PWA1480 では高密度な界 面転位網が観察されたが、それに対して CMSX-4 では界面転位網の発達は抑制され、<112>すべりの 起点となる積層欠陥が観察された.1次クリープの 初期段階での転位組織を Fig.4 に示す. CMSX4 で は y'中に連続する積層欠陥が観察された(Fig.4(c)). LSC-15 でも γ'相中に積層欠陥が観察された. これ はa<112>転位リボンのにより y/y'組織がせん断され た結果であり、これによって1次クリープひずみ が生じたと考えられる.一方, LSC-11m では y' 相

中だけではなく、 γ マトリックスチャネル中に個別 に存在する積層欠陥が観察された(Fig.4(b)). Fig.5(a)はPWA1480の試験片を1次クリープ後期段 階,ひずみ 0.8%で中断し,(111)面にて観察した TEM 組織写真である.このTEM 写真より、 γ '相内 に積層欠陥は観察されず、 γ 相内に転位が集中して いることが確認された.この転位は a/2<110>転位 であると同定された.Fig.5(b)は CMSX-4の試験片 をひずみ 1.4%で中断した時の(111)面における TEM 組織写真である.CMSX-4 では、 γ '相をせん 断する a/3<112>転位リボンが観察された.

3.2. EDS 元素分析

各合金の熱処理後の元素分布を分析するために, TEM による EDS(Energy Dispersive x-ray Spectroscopy)元素分析を行った.試験片は時効熱処 理試料から切り出して作製した.測定はγマトリッ クスとγ'相でそれぞれ3回ずつ行い,平均値を算 出した.γマトリックスとγ'相の元素濃度分布を調 べるために,次式より分配係数*Ki*を算出した.

$$K_i = \frac{c_i^{\gamma\prime}}{c_i^{\gamma}} \tag{1}$$

ここで、 $C_i^{\gamma'}$ は合金元素 i の γ' 相中の濃度、 C_i^{γ} は

合金元素iの γ マトリックス中の濃度を示している. (1)式より算出した各合金内の各元素における分布 係数 *Ki* を対数で表したものを Fig.6 に示す.ただ し, PWA1480 の元素分析結果は文献値[¬]より引用 した. Fig.6 より, Al, Ti, Ta が γ [']相, Cr, Co, Mo, W, Re が γ 相へ比較的多く分配されることが 分かった. LSC11m は Re を含有しているが, Re は γ 相へ強く分配され, γ [']相中において検出されな かったため, 分配係数は求めることはできなかっ た.



Fig. 1 TEM microstructures of (a) LSC-15, (b) LSC-11m, (c) PWA1480 and (d) CMSX4 after heat treatment.



Fig. 2 (a) creep curves and (b) relationship creep strain and creep rate.



Fig. 3 TEM micrographs of the [001] samples interrupted at 2 h creep at 750 °C and 750 MPa: (a) LSC-15 (ϵ =0.15%); (b) LSC-11m (ϵ =0.15%); (c) PWA1480 (ϵ =0.35%); (d) CMSX-4 (ϵ =0.45%). The foil normal was cut along the (001) plane to observe the interfacial dislocations.



Fig.4 TEM image of (a)LSC-15 (ε=0.3%), (b)LSC-11m (ε=0.3%), (c)CMSX-4 (ε=0.8%) at 750°C/750MPa



Fig. 5 TEM micrograph of the [001] samples deformed to the start of secondary creep at 750 °C and 750 MPa: (a) PWA1480 (ϵ =0.8%); (b) CMSX4 (ϵ =1.4%). The specimens were sectioned on the (111) plane.



Fig. 6 Partitioning coefficients of the alloying elements in the standard heat treated condition.

3.3. γ/γ'格子ミスフィット

格子ミスフィットが負側に大きい合金は、転位の上昇運動を抑止する界面転位⁸⁾や、ラフト化⁹⁾を生成しやすい. 各合金の γ/γ'格子ミスフィットを以下の式を用いて見積もった (Table 3).

$$\delta = 2 \times \left[\frac{\alpha_{\gamma \prime} - \alpha_{\gamma}}{\alpha_{\gamma \prime} + \alpha_{\gamma}} \right] \tag{2}$$

ここで、 α_{γ} は γ 相の格子定数、 $\alpha_{\gamma \prime}$ は γ '相の格子定数である.それぞれの格子定数は簡易的に以下の式を使って計算した¹⁰.

$$\alpha_{\gamma} = 3.524 + 0.110 x^{\gamma} c_r +$$

 $\begin{array}{l} 0.478x^{\gamma}{}_{Mo} + 0.444x^{\gamma}{}_{W} + \\ 0.441x^{\gamma}{}_{Re} + 0.179x^{\gamma}{}_{Al} + \\ 0.442x^{\gamma}{}_{Ti} + \\ 0.700x^{\gamma}{}_{Ta} \end{array}$

(3)

 $\begin{aligned} \alpha_{\gamma'} &= 3.570 + \\ 0.004 x^{\gamma'}{}_{Cr} + \\ 0.208 x^{\gamma'}{}_{Mo} + 0.194 x^{\gamma'}{}_{W} + \\ 0.262 x^{\gamma'}{}_{Re} + 0.258 x^{\gamma'}{}_{Ti} + \\ 0.500 x^{\gamma'}{}_{Ta} \end{aligned}$

(4)

ここで $x^{\gamma}_{i}, x^{\gamma'}_{i}$ はそれぞれ γ, γ 中の元素 iのモル

濃度である. Table 3 より, PWA1480 が他合金に比 べて格子ミスフィットの絶対値が小さい. Fig.7 に γ 相中の Re, Mo, W 量を示す. 原子半径が大きい Re, Mo, W を γ 相に多く含む合金 LSC-15, LSC-11m, CMSX-4 は比較的大きなミスフィットを持つと考 えられる. また, PWA1480 は γ '相に強く分布する Ta を他合金より多く含有しているため格子ミスフ ィットの絶対値が他合金より小さくなったと考え られる.

4. 考察

4.1. 界面転位網の影響

Fig.3 に示すように, CMSX-4 ではクリープの初 期段階でひずみ速度が増加するひずみ軟化現象⁵⁾ により大きな1次クリープが生じた. CMSX-4 で

| Table 3. The γ/γ ' lattice mist | it calculated by equations | s of (3), (4) and (5) |
|---|----------------------------|-----------------------|
|---|----------------------------|-----------------------|

| | PWA1480 | CMSX-4 | LSC-15 | LSC-11m |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|
| α_{γ} | 6.805 | 6.206 | 6.123 | 6.443 |
| $\alpha_{\gamma'}$ | 5.984 | 5.011 | 4.718 | 5.068 |
| δ | -0.1283 | -0.2131 | -0.2592 | -0.2389 |

は y'相をせん断する a/3<112>転位が観察されたこ とから(Fig.5(b)), このひずみ軟化現象は a<112>転 位リボンによる y/y'組織の大規模なせん断による ものである. Link and Feller-Kniepmeier¹¹⁾は, {111}<112>すべりには γ-γ'整合界面 が必要である ことを示した. その理由として, (i)整合格子ひずみ は a/6<112>部分転位の分解をエネルギー的に促進 し、(ii)転位網は、部分転位が γ'相に進入するのを 妨げることを挙げた. さらに, これまでの研究に おいて、マトリックス中に微細分散する 2 次析出 粒子は、マトリックス中の転位の運動を抑止する ことにより界面転位網の形成を妨げ{111}<112>す べりを促進すること ¹²⁾が明らかになっている.マ トリックスに配分される固溶強化元素である W, Mo, Re のマトリックス中の濃度を Fig.7 に示す. CMSX-4 は, LSC-15 および LSC11m と比較して固 溶強化元素の合計量が低いにもかかわらず、最も 効果的に転位の運動が妨げられている. これは, CMSX-4 に多く添加されている Re の影響が W, Moに比して大きいためと考えられる. Re は Fig.6 に示すように強くマトリックスに配分され,γ'界面 近傍に堆積する13).この堆積はγ、が成長する際にγ、 に固溶されない Re が押し出されたことによるもの である. Re 添加量が界面転位網の形成に影響を及 ぼしたことから (Fig.3), 2次析出粒子¹²⁾と同様, Re はマトリックスチャネル中で強力な固溶強化元 素として働き、マトリックスチャネル中の転位の 運動を抑止し、界面転位網の形成を妨げ {111}<112>すべりを促進したと考えられる. また, Re は合金元素の中でも特に拡散速度の遅い元素で あり、Ni 中の相互拡散係数は同じ高融点元素であ る W の約 1/5 である^{14,15)}. Re の拡散速度が低い とこにより界面近傍での Re 偏析は維持され, γ'中 の転位運動を効率的に抑制したと考えられる.一 方でLSC-15, LSC-11m, PWA1480 では, 2 hとい うわずかな時間で高密度な界面転位網を形成した ため, a<112>転位の形成・伝播が抑制され, 大き な1次クリープを生じなかった. すなわち, CMSX-4 における大きな1次クリープとひずみ軟化は, Re の固溶強化の影響により転位の活動が妨げられた 結果,界面転位網が形成されずに a<112>転位リボ ンの形成・伝播に適した組織となったことにより 生じた現象であると考えられる.

4.2. マトリックスチャネル中での転位の拡張

LSC-11mではマトリックス中に積層欠陥が形成していた(Fig.4(b)). こうしたマトリックスチャネル中の積層欠陥は,Ru添加合金に特有の組織であるが

¹⁶, Ru が添加されていないのにもかかわらず, LSC-11m で積層欠陥が観察された.この要因につ いて考察する.マトリックス中の転位が完全に拡

張するために必要な[001]方位の応力**σ**_{min}^[001]は 以下の式で与えられる¹⁷⁾.

$$\sigma_{min}^{[001]} = \frac{6\sqrt{6}}{b}\chi + \sigma_d \quad (5)$$

ここで b はバーガースベクトル, χ は積層欠陥エネ ルギーである. のは格子ミスフィット応力であり, 負の格子ミスフィットであれば負の値である.従 って、低い積層欠陥エネルギー(SFE)と負の大きな 格子ミスフィットはマトリックス中の積層欠陥の 形成を促す¹⁰.まず,積層欠陥エネルギーの影響 が挙げられるが, hcp 構造である Re および Co の 影響は積層欠陥を下げると考えられている 18,19,20). Fig.8に示すように、LSC-11mのRe+Co量(mol%) は CMSX-4 に次いで大きい. また, ミスフィット の値は LSC-11m が LSC-15 に次いで最も大きな負 のミスフィット値を示した(Table 3). 積層欠陥エネ ルギーと負の格子ミスフィットの兼ね合いで, LSC-11mにおいては(5)式の値が小さくなり、マト リックスチャネル中で転位が拡張したと推察され るが、実際の積層欠陥エネルギーを厳密に計測ま たは見積ることは現時点では困難で、更なる検討 が必要である.

転位がマトリックスで拡張すると、<112>転位リ ボンを形成するために拡張転位は界面で一旦収縮 する必要がある^{16,17)}. LSC-11mでは、マトリック スで転位が拡張したために、<112>すべりが抑制さ れ Fig.2 に示すように最もクリープ強度が高まった²⁰⁾と考えられる.



Fig.7 The refractory alloy elements in the matrix at the standard heat treated condition.



Fig.8 The amount of Re and Co in the matrix at the standard heat treated condition.

4.3. γ'相の強度

PWA1480 は他の合金に比べ,おおよそ 2 倍の Ta を含有する. Ta は, Ni₃Al において,1 mol% Ta を 1mol% Al に置換することで,逆位相界面エネルギ ーが 180 mJm⁻² から 240mJm⁻²に変化させ^{7,21)},逆 位相界面エネルギーを増大させる²²⁾. さらに,Ta は格子定数を増大させ^{22,23)},また,超格子積層欠 陥(SSF: superlattice stacking fault)に偏析して転位の 運動を妨げる鈴木効果¹⁹によって,γ'相の強度を大 幅に高める.即ち,PWA1480 は他の合金に比べ, マトリックス中の固溶強化元素の量が少なく (Fig.7),上記の因子に起因してγ'相の強度が高いた めに,<112>すべりによるγ'相のせん断が困難にな り,界面転位が発達した(Fig.3(c))と考えられる.

5. 結言

4 種類の合金を用いて, 750℃/750MPa クリープ において以下の知見を得た.

- (1) Re はマトリックスへの分配が, Mo および W に比べ圧倒的に高く, マトリックスの固溶強化 能が高い.
- (2) Re 添加量が低くマトリックスチャネル中の転 位運動が容易である合金では,界面転位形成が 促進され,a<112>転位リボンの伝播,すなわち 1次クリープおよびひずみ軟化が抑制された,
- (3) CMSX4 では, Re が界面転位網生成を抑制し, a<112>リボンの形成・伝播を促したことにより, 大きな1次クリープが生じた.
- (4) LSC-11m では低いマトリックス中の積層欠陥 エネルギーと大きな負のミスフィットの影響 により、マトリックスチャネル中に積層欠陥を 形成し、a<112>転位リボン形成を抑制した.
- (5) Ta による y'相の強化は、<112>すべりを抑制

参考文献

1) 服部博,本田弘,航空エンジン材料の熱処理技術,熱処理,2004,141-149.

 Madeleine Durand-Charre, The Microstructure of Superalloys, Gordon and Breach Science Publishers, 1998

3) Z. Zhua, H. Basoaltob, N. Warnkena, R.C. Reed, Acta Mater. 60 (2012) 4888-4900.

4) 筧幸次,単結晶 Ni 基超合金の結晶塑性異方性と 機械的特性,金属, Vol.75 No.7, pp.21-28, (2005). 5) 寛幸次,高橋智,日本金属学会誌, Vol.62, No.8, pp.611-614, (2004),

6) C.M.F. Rae, N. Matan, R.C. Reed, Materials Science and Engineering A300 (2001) 125–134

7) D.Blavette, P.Caron, T.Khan, Superalloys

1988:proceedings of the Sixth International Symposium on Superalloys, 1988, (1988) 305-314.

8) F.Diologent, P.Caron, Materials Science and

Engineering A385, 2004, 245-257

9) A.Royer, P.Bastie, M.Veron, Acta Materialia, 46, 1998, 5357-5368

10) R. C. Reed, The SUPERALLOYS Fundamentals and Applications (2006)

11) T. Link and M. Feller-Kniepmeier: Metall. Trans. A., 1992, vol. 23A, pp. 99-105.

12) K. Kakehi, Metall. and Mater. Trans. A, 30A, pp.1249-1259 (1999)

13) P.J. Warren, A. Cerezo, G.D.W. Smith, Materials Science and Engineering, A250(1998), 88-92.

14) M. Hattori, N. Goto, Y. Murata1, T. Koyama and M.

Morinaga, Materials Transactions, 46(2005), 163-166 15) M. S. A. Karunaratne, P. Carter and R. C. Reed:

Mater. Sci. Eng. A281 (2000) 229–233.

16) N. Tsuno, K. Kakehi, C.M.F. Rae and R. Hashizume, Metallurgical and Materials Transactions, 40A (2009), pp. 269-272

17) R.A. Hobbs, G.J. Brewster, C.M.F. Rae and S. Tin, Superalloys2008, 171-180

18) S. Ma, L. Carroll, T.M. Pollock, Acta Materialia, 55(2007), 5802-5812.

19) C.M. Rae, K. Kakehi, R.C. Reed, Proc. 7th Liege Conference on Materials for Advanced Power

Engineering 2002, (2002), pp.207-216.

20) H. Murakami, T. Yamagata, H. Harada, M. Yamazaki, Mater. Sci. Eng. A 223 (1997) 54-58.

21) P. Veyssi'ere, G. Saada, Dislocations in Solids, F.

Nabarro, M. Duesbery, eds., Vol. 10, Elsevier Sciences, 1996, 314-317.

22) Y. Mishima, S. Ochiai and T. Suzuki, Acta

Metallurgica, 33(1985), 1161-1169.

23) B.H. Kear and D.P. Pope, Superalloys,

Supercomposites and Superceramics, J.K. Tien, ed., (San Diego, Academic Press), 1989, 545.

【技術紹介】

B-18

Ni 基単結晶超合金タービン翼材料の 直接完全リサイクル法の研究状況

*宇多田 悟志(早大院), 鈴木 進補(早大), 原田 広史, 大澤 真人, 川岸 京子, 小林 敏治, 横川 忠晴(物材機構)

Present Research Status of the Direct and Complete Recycling Method for Ni-base Single Crystal Superalloy Turbine Airfoils

*Satoshi UTADA, Shinsuke SUZUKI (Waseda Univ.), Hiroshi HARADA, Makoto OSAWA, Kyoko KAWAGISHI, Toshiharu KOBAYASHI and Tadaharu YOKOKAWA (NIMS)

ABSTRACT

In collaborative work of Waseda University and National Institute for Materials Science (NIMS), we proposed direct and complete recycle method that enables drastic cost reduction and stable supply of Ni-base single crystal superalloy turbine components. The method includes collecting the turbine components, remelting and refining in the CaO crucible, adjusting composition using the "Counter Alloying Method", and recasting into single crystals. Recycled material showed high-temperature properties equal to or better than genuine ingot material. The project is scheduled to scale up to commercial ingot size for practical use. This paper introduces research results and status of our recycling method.

Key words: Ni-base single crystal superalloys, Recycle, Creep, Cyclic oxidation, Turbine airfoil

1. はじめに

ガスタービン機関のエネルギー効率向上の要求 を満たすため耐熱性に優れた各種 Ni 基超合金がタ ービン部材として使用されている¹⁾。中でも Ni 基 単結晶超合金はその優れた高温特性(クリープ強度, 耐蝕性, 耐酸化性)から,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おり,さらに近 年では発電用ガスタービンでも採用され,今後も その割合は増加し続けると考えられる。物質・材 料研究機構(NIMS)で開発された高性能 Ni 基単結晶 超合金は Trent1000 のタービン翼材として採用され, 現在はより高い 1150℃ 以上で使用できる合金の開 発が継続して進められている²⁾。しかしながらこれ ら高性能合金は W, Ta, Re, Ru などの高価なレア メタルを多量に含み材料コストが上昇しているこ ともあって,使用範囲は限定的である。

早稲田大学と NIMS の共同研究グループでは, 第 4~6 世代高性能 Ni 基単結晶超合金 ^{3~5)}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 (2013-19 年度)」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。

本稿ではこれまでに行われてきた Ni 基超合金の リサイクルに関する研究状況を概説するとともに, 本研究グループで行われている直接完全リサイク ル法の研究状況を紹介する。

2. 従来の Ni 基超合金のリサイクル

超合金のスクラップは主にインゴットメーカー によってリサイクルされており、価格競争の観点 から、あまり多くの情報が公開されていないとい うのが現状である。公開されている限られた事例 について紹介する。

2.1 インゴットメーカーによるリサイクル

廃棄された超合金製品のリサイクル状況につい ては 1980 年台に Curwick ら⁶, deBarbadillo⁷, Papp⁸) が調査結果を報告している。Papp によると, 1986 年の時点では 5500 万ポンドの廃棄超合金の内, 70%が超合金として再利用, 20%がステンレス鋼な どへのダウングレード,残りは製錬メーカーへと 売却されていた⁸⁾。

リサイクルに関する研究例は少ないながらも存 在する。Woulds⁹は廃棄された超合金のエンジン部 材を用いて生産規模でのリサイクルを行い,アー ク溶解と酸素吹付け精錬によって不純物を一部除 去し,二次真空溶解時に 50%の割合で原材料を投 入し成分を調整することで,組成・品位共に規格 の範囲に収まるリサイクル材を作製した。他には Lamberigts ら¹⁰, Rupp ら¹¹, Prasad ら¹², Song ら¹³, Innola ら¹⁴も Ni 基超合金のリサイクルと不 純物の影響・除去について研究を行っている。

これらの研究例では、部品の製造工程で廃棄され る鋳造時の湯道や切削加工時の切粉など、不純物 の混入が少なく比較的品位の高いリバート材を扱 うに留まっている。これらに含まれる不純物は製 造時の切削油などに由来するもので、洗浄などに よってその大部分を除去可能である。さらに、リ バート材使用比率を抑えて、通常のインゴット製 造工程で行われる溶解時の精錬を行うことでリサ イクル前とほぼ同等の特性を得ている。

2.2 湿式製錬による元素抽出

限られたレアメタルを有効活用するために、廃 棄された金属部材からレアメタルを個別に再抽出 する研究も行われている。たとえば、Srivastava ら は湿式精錬により Re を抽出する方法について研究 を行っている¹⁵⁾。また、化学的手法で再利用する ことが可能であることは Stoller ら¹⁶⁾も実証してい る。これら湿式製錬は清浄度の高いレアメタルを 再抽出する手法として有効で原材料の供給に寄与 しているが、複雑な工程を要することから価格低 減を達成しているとは言い難い。

2.3 その他の研究事例

八木ら¹⁷はレアメタル抽出の低コスト化を目指 した手法として,溶融金属を抽出剤として廃棄タ ービン翼から Ni と Re を分離し,なおかつ廃液を 排出しない環境調和型の高温乾式リサイクルプロ セスの開発を行っている。

Luら¹⁸の研究ではNi基超合金やCo基超合金の 廃棄部品に含まれる各元素を分離できるか熱力学 的な解析を行うことで検討している。多くの元素 を取り出すことができると示しているが,一部元 素については分離が困難であるとも述べている。

以上のように従来のリサイクル技術は,リバー ト材が主であり,実際にガスタービン機関で使用 された廃棄部品については高コストな化学的抽出 法が用いられるのみで,より再利用率が高く安価 な手法が求められている。



Fig. 1 Schematic diagram of conventional material flow and "direct and complete recycling method of turbine airfoils".

3. 直接完全リサイクル法^{19,20)}

3.1 コンセプト

小林らは、廃棄タービン翼を直接再溶解して作 製した Ni 基単結晶超合金 PWA1484 を用いてクリ ープ試験を行ったところ,耐熱材料として実用的 な特性を示すことを明らかにした²¹⁾。しかし,未 使用材程の特性は得られておらず、これはガスタ ービン機関の使用環境下で混入した不純物元素と, 耐熱コーティング層混入による主要元素の合金組 成変化が原因と考えられる。筆者らの研究グルー プでは特に硫黄が高温特性低下の主要因であると 考え,単結晶材である TMS-1700(MGA1700)と PWA1484 に意図的に硫黄を添加した際のクリープ 試験,繰返し酸化試験を行ったところ,数 10ppm 程度の硫黄混入でクリープ強度と耐酸化性が低下 することが明らかとなった 22~24)。このような背景 から、直接完全リサイクル法を以下の工程で構成 した。

- (1) 廃棄タービン翼の回収, 再溶解
- (2) 溶解時精錬による不純物除去
- (3) 合金元素添加による成分調整 (カウンターア ロイング)
- (4) インゴットまたは部品の鋳造

溶解時の製錬では鉄鋼材料製錬で実績のある固体 CaO を用いた²⁵⁾。意図的に硫黄を100ppm 添加した Ni 基単結晶超合金の溶解に CaO ルツボを用いたところ,8ppm 程度まで硫黄含有量が低下することが実証できた²⁴⁾ため、リサイクルでも CaO ルツボを採用することとした。

廃棄タービン翼の金属ボンドコーティング層は, 使用中に母材と相互拡散するため,完全に除去す ることはできない。これによる合金組成の変化を 相殺するための成分調整元素添加(カウンターアロ イング)を溶解中に行う。

3.2 実験方法

本研究では第2世代 Ni 基単結晶超合金 PWA1484²⁶⁾の商用純正インゴットと,航空機エン ジンで使用された後に廃棄された PWA1484 の高圧 タービン翼を用いて,供試材を作製した。廃棄タ ービン翼から酸化物が介在物として混入するのを 防ぐために,廃棄タービン翼のセラミックコーテ ィング層はあらかじめサンドブラストで除去した。 溶解は一方向凝固炉にて行い,ロストワックス法 で作製したセレクター付き鋳型を使って単結晶試 験片を鋳造した。作製した供試材は以下の通りで ある。

 純正材 (Genuine):純正商用インゴットのみを Al₂O₃ルツボで溶解して単結晶鋳造したもの。

- (2) 単純リサイクル材 (Simple recycle): 廃棄タービン翼を Al₂O₃ ルツボで溶解して単結晶鋳造したもの。
- (3) CA 材: 廃棄タービン翼を Al₂O₃ルツボで溶解し, 成分調整元素を添加して, 単結晶鋳造したもの。
- (4) CA+CaO 材: 廃棄タービン翼を CaO ルツボで溶 解し,成分調整元素を添加して,単結晶鋳造し たもの。

成分調整元素は,商用規模では炉前分析(溶解中 金属の一部を取出し,組成を蛍光 X 線分析で取得 する等)の結果で決定されるが,本研究の環境では 不可能であるため,予め取得していた廃棄タービ ン翼の金属ボンドコーティング層の厚さと組成分 析結果から組成変動量を予測して決定した。

CA+CaO 材の成分調整元素については、CA 材の組 成分析結果を元に微調整を行った。単結晶鋳造後 の試料には PWA1484 のスペックで規定された熱処 理(溶体化処理 1315°C 4h → 一段時効 1080°C 4h → 二段時効 704°C 24h)²⁶⁾を行った。リサイクル材 を評価するために、作製した試料全てで主要元素 と不純物元素の組成分析、1100°C /137MPa でのク リープ試験、1100°C 1h を 1 サイクルとした繰返し 酸化試験を行った。

3.3 結果および考察

Figure 2²⁰は本研究で作製した純正材とリサイク ル材に含まれている主な不純物量の分析結果であ る。Al₂O₃ルツボで溶解した他の2種類のリサイク ル材では無視できない量の不純物混入量が確認さ れたが、CaO ルツボで溶解した CA+CaO に含まれ る硫黄、酸素、窒素量は、固体 CaO の精錬効果に よってそれぞれ純正材と同等まで低下していた。



Fig. 2 Content of major impurities such as sulfur, oxygen, and nitrogen for each material. Standard deviations of each impurity content are shown as error bars.²⁰⁾

熱処理後のミクロ組織を比較したところ,リサ イクル材では最終凝固部付近に炭化物の析出が確 認できた。これはタービン翼の空冷孔内残留物が 由来であると考えられる。炭素を意図的に加える Ni 基単結晶超合金もあり,炭化物が析出している ことは問題にはならないと判断した。また,炭化 物以外の酸化物等介在物は確認できなかった。

クリープ試験の結果を Fig.3¹⁹に示す。CA+CaO 材料は純正材と同程度のクリープ強度を有してい ることから、本手法が有効であることを示してい る。試験後のミクロ組織には強度低下の影響と成 り得る TCP 相の析出が確認された。いずれの材料 でもデンドライト中心部で多く析出していたが、 CA+CaO 材では特にそのような傾向はなく最も析 出量が少なかった。また、合金組成の影響を評価 するために、組成分析の結果を NIMS-ADP (Alloy Designing Program、合金設計プログラム)²⁷に入力 し、各組成における予測クリープ寿命を算出して Fig.4 のように比較した。予測寿命と実測寿命は比 例関係にあることから、合金組成がクリープ強度 を決定する最も大きな要因であり、リサイクル時 の成分調整が重要であることがわかった。

繰返し酸化試験の結果を Fig.5²⁰に示す。いずれの リサイクル材も重量変化が少ないことから,純正 材よりも優れた耐酸化性(皮膜密着性)を有してい ることが明らかとなった。リサイクル材には内部 空孔の残留物から Zr や Si,金属ボンドコーティン グ層に含まれる Y が混入する。これらは Ni 基単結 晶超合金の耐酸化性を向上させるという研究事例 があることから耐酸化性の向上が説明できる。ま た,CA+CaO においては耐酸化性低下を引き起こ す硫黄が取り除かれていることから最も良好な特 性を示したと考えられる。

3.4 まとめ

固体 CaO ルツボを用いた精錬と原材料添加によ る成分調整によって作製した Ni 基単結晶超合金の リサイクル材について行った高温特性試験の結果 を以下にまとめる。

- (1) 廃棄タービン翼の再溶解時に成分調整元素を 添加することで、合金組成を純正材に近づける ことができた。商用スケールでは、インゴット の生産現場で採用されている炉内分析を用いる ことで、純正材と同様の組成に調整することが 可能である。
- (2) リサイクル材の溶解原料を CaO ルツボ内で溶 解することで,廃棄タービン翼に含まれる不純 物(硫黄,窒素,酸素)を純正材と同レベルまで 低下させることができた。



Fig. 3 The results of creep test at 1100 $^{\circ}C$ / 137 MPa.¹⁹⁾



Fig.4 The results of creep test at 1100 $^{\circ}$ C / 137 MPa and the relationship between predicted and actual creep rupture time are shown. ²⁰⁾



Fig. 5 Results of cyclic oxidation test up to 50 cycles at 1100°C are shown as weight changes of specimens.²⁰⁾

- (3) 本手法を用いて作製したリサイクル材は純正 材と同等のクリープ強度を有していた。
- (4) リサイクル材は繰返し酸化試験において純正 材よりも質量変化が少なく、良好な皮膜密着性 を有していた。

4. おわりに

本稿ではNi 基超合金の直接完全リサイクル法の 状況について紹介した。実験室規模のリサイクル 材作製と,高温特性試験により,リサイクル材は 実用可能な特性を有していることが証明された。 今後はインゴットメーカーと共同でスケールアッ プを図り,生産規模の溶解,インゴット製造を行 って実用化に結びつける計画である。本技術が実 用化されれば,資源の限られる日本におけるエネ ルギー問題を解決する一助になると期待している。

謝 辞

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 いた。また,NIMSの湯山道也博士にはクリープ試 験を行っていただいた。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 (2013-19 年度)」プロジェクトの一環として行わ れた。記して謝意を表す。

参考文献

- 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:高温タービン用耐熱材料と実 機適用:使われる材料の開発を目指して,日本ガス タービン学会誌, vol. 43, No. 5 (2015), pp. 349-356.
- Yokokawa, T., Harada, H., Mori, Y., Kawagishi, K., Koizumi, Y., and Kobayashi, T.: Design of Next Generation Ni-base Single Crystal Superalloys Containing Ir: Towards 1150°C Temperature Capability, Proceedings of Superalloy 2016, (2016), to be published.
- 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, Proceedings of 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, Proceedings of Superalloys 2008, (2008), pp. 131–138.
- Kawagishi, K., Yeh, A., Yokokawa, T., Kobayashi, T., Koizumi, Y., and Harada, H.: Development of an Oxidation-resistant High-Strength Sixth-Generation Single-Crystal Superalloy TMS-238, Proceedings of Superalloys 2012, (2012), pp. 9–13.

- Curwick, L. R., Petersen, W. A., and DeBarbadillo, J. J.: Superalloy Scrap-Generation and Recycling, Proceedings of Superalloys 1980, (1980), pp. 21–30.
- deBarbadillo, J. J.: Nickel-Base Superalloys; Physical Metallurgy of Recycling, Metallurgical Transactions A, Physical Metallurgy and Materials Science, Vol. 14 A, No. 3 (1983). pp. 329–341.
- Papp, J. F.: Superalloy Recycling 1976-1986, Proceedings of Superalloys 1988, (1988), pp. 367–376.
- Woulds, M. J.: Recycling of Engine Serviced Superalloys, Proceedings of Superalloys 1980, (1980), pp. 31–41.
- Lamberigts, M., Lecomte-Beckers, J., and Drapier, J.-M.: Reverting foundry nickel-base superalloys, Proceedings of International Conference on High Temperature Alloys for Gas Turbine and Other Applications, (1986), pp. 777–786.
- 11) Rupp, S., Bienvenu, Y., Massol, J., Ablitzer, D., Gardaix, E., Mancha, H., Allibert, M., and Martin-Garin, R.: Laboratory Study on the Recycling of Nickel Base Superalloy Foundry Scrap, Proceedings of International Conference on High Temperature Alloys for Gas Turbine and Other Applications, (1986), pp. 787–797.
- Prasad, V. V. S., Rao, A. S., Prakash, U., Rao, V. R., Rao, P. K., and Gupt, K. M.: Recycling of superalloy scrap through electro slag remelting, ISIJ International, Vol. 36, No. 12 (1996), pp. 1459–1464.
- Song, J., Xiao, Q., Zang, C., Xiao, C., Li, S., and Han, Y.: Microstructure and Mechanical Properties of Recycled Ni3Al Base Alloy IC6, Chinese Journal of Aeronautics, Vol. 15, No. 1 (2002), pp. 55–60.
- 14) Innola, M., Victor, S., and Heorhiy, M.: Refining and recycling of the Nickel based heat-resistant alloys used in Aviation, Proceedings of 3rd International Conference on Life Cycle Management, 2007.
- 15) Srivastava, R. R., Kim, M., Lee, J., Jha, M. K., and Kim, B.-S.: Resource recycling of superalloys and hydrometallurgical challenges, Journal of Material Science, Vol. 49, No. 14 (2014), pp. 4671–4686.
- 16) Stoller, V., Olbrich, A., Meese-Marktscheffel, J., Mathy, W., Erb, M., Nietfeld, G., and Gille, G.: Process for electrochemical decomposition of superalloys, Patent, US20080110767 A1, 15-May-2008.
- 17) 八木良平,岡部徹: ニッケル基超合金スクラップからレニウムをリサイクルする新技術の開発,資源・ 素材講演集, Vol. 2, No. 2 (2015).
- 18) Lu, X., Matsubae, K., Nakajima, K., Nakamura, S., and Nagasaka, T.: Thermodynamic Considerations of Contamination by Alloying Elements of Remelted End-of-Life Nickel- and Cobalt-Based Superalloys, Metallurgical and Materials Transactions B, Vol. 47, No. 3 (2016), pp. 1785–1795.
- 19) 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.
- 20) Utada, S., Joh, Y., Osawa, M., Yokokawa, T., Kobayashi,

T., Kawagishi, K., Suzuki, S., and Harada, H.: High Temperature Properties of a Single Crystal Superalloy PWA1484 Directly Recycled after Turbine Blade Use, Proceedings of Superalloys 2016, (2016), to be published.

- 21) 小林敏治,横川忠晴,原田広史,小泉裕,坂本正雄, 大澤真人: Ni 基単結晶超合金部品のリサイクル法の開発,第40回日本ガスタービン学会定期講演会 (釧路)講演論文集,(2012),pp.181-184.
- 22) Joh, Y., Kobayashi, T., Yokokawa, T., Kawagishi, K., Osawa, M., Suzuki, S., and Harada, H.: Effects of Sulphur on High Temperature Properties of a Ni-base Single Crystal Superalloy, TMS-1700, Proceedings of 10th Liège Conference on Materials for Advanced Power Engineering, (2014), pp. 538–544.
- 23) 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.
- 24) 宇多田悟志,大澤真人,横川忠晴,城裕一朗,小林 敏治,川岸京子,鈴木進補:第2世代 Ni 基単結晶 超合金 PWA1484 の高温特性への硫黄の影響と CaO ルツボ脱硫による特性回復,日本金属学会春期講演 大会概要集, (2015), p. 71.
- 25) 出川通, 音谷登平: カルシアるつぼ中溶鉄の Al 及び Al 合金添加による脱硫挙動, 日本鉄鋼協会会誌 鉄と鋼, Vol. 14, (1987), pp. 1684-1960.
- 26) Cetel, A. D. and Duhl, D. N.: Second-Generation Nickel-Base Single Crystal Superalloy, Proceedings of Superalloys 1988, (1988), pp. 235-244.
- 27) Harada, H., Ohno, K., Yamagata, T., Yokokawa, T., and Yamazaki, M.: Phase Calculation and its Use in Alloy Design Program for Nickel-Base Superalloys, Proceedings of Superalloys 1988, (1988), pp. 733–742.

【研究報告】

B-19

Ni 基単結晶超合金 TMS-238 中の Ru を Ir にて置換した合金の ミクロ組織とクリープ強度

*森 雄飛(早大院),横川 忠晴,原田 広史,小林 敏治, 湯山 道也,川岸 京子(物材機構),鈴木 進補(早大)

Creep Strength and Microstructure of Ni-Base Single Crystal Superalloys Containing Ir Substituting for Ru in TMS-238

*Yuhi MORI (Waseda Univ.), Tadaharu YOKOKAWA, Hiroshi HARADA, Toshiharu KOBAYASHI, Michinari YUYAMA, Kyoko KAWAGISHI (NIMS) and Shinsuke SUZUKI (Waseda Univ.)

ABSTRACT

We investigated reasons why Ir substitution for Ru in Ni-base single crystal superalloys improves their creep strength under 900°C-392MPa. Investigated alloys are TMS-238 and its derivative alloys by substituting Ir for Ru. The SEM observation revealed that the reason of the creep strength improvement is not only decrease in a topologically close packed precipitates content but also γ' precipitates keeping their own cuboidal shape. The cuboidal shape-keeping results from much lower γ/γ' lattice misfit analyzed by X-ray diffraction at 900°C, due to Ir substitution for Ru.

Key words: Ni-base single crystal superalloys, TMS-238, Creep strength, Microstructure, Iridium

1. 緒言

ガスタービン機関の更なる熱効率向上のため,タ ービン翼材として幅広く用いられている Ni 基単結 晶超合金のクリープ強度向上が求められている.

タービン翼用 Ni 基単結晶超合金は、γ相中に立方 体状のγ'相が整合析出した 2 相組織を有している. 高温で引張応力を加えると、γ'相が引張方向に対し 垂直に優先的に粗大化(ラフト化)し、サンドイ ッチ状の組織(ラフト組織)を形成する.このラ フト化促進を意図し、γ/γ'格子定数ミスフィットを 負に大きくすることで、高温-低応力 (1100°C-137MP など)のクリープ強度がより高い Ni 基単結晶超合金が開発されてきた¹⁴⁾.

また、クリープ強度を低下させる Topologically close packed (TCP) 相の析出を抑制するため、Ru 添加が行われてきた⁵⁾. さらに、Takebe ら⁶および Mori ら⁷は、Ni 基単結晶超合金中の Ru を Ir にて 置換した方が、TCP 相の析出をより効果的に抑制 できることを明らかにした.

また, Kobayashi ら⁸⁾は, Ir 置換によりラフト化が 抑制された合金の方が, 中温-中応力 (900°C-392MPa)のクリープ強度が高いことを報告し,γ/γ'格子定数ミスフィットとの関係を示唆している.

本研究は、第6世代 Ni 基超合金 TMS-238⁴におい て、Ir 置換によるラフト化抑制効果の有無、および それに伴う中温-中応力のクリープ強度向上の有無 を検証するとともに、それらとγ/γ'格子定数ミスフ ィットとの関係を明らかにすることを目的とした.

2. 実験方法

2.1 試料作製

Ni 基単結晶超合金 TMS-238⁴⁾中の Ru を Ir にて 50%および 100%置換することで,試料合金を設計 した. 試料合金の公称組成を Table 1 に示す. Table 1 をもとに各元素の原材料を秤量し,一方向凝固炉 を用いて真空中にて加熱・溶解した.約 1600°C に保持した溶湯を,約 1500°C に加熱した酸化物製鋳型に注湯した.このとき,スタータとセレクタを 有するロストワックス鋳型を使用した.その後, 鋳型を引抜速度 200mm/h で引抜き,円柱状の単結 晶試料(直径 10mm,長さ 130mm)を得た.

| | Со | Cr | Мо | W | Al | Ta | Hf | Re | Ru | Ir |
|-----------------------|------|------|------|------|-------|------|------|------|------|------|
| TMS-238 (Ru addition) | 6.99 | 5.60 | 0.73 | 1.38 | 13.85 | 2.66 | 0.04 | 2.18 | 3.13 | - |
| Ir50% substitution | 6.99 | 5.60 | 0.73 | 1.38 | 13.85 | 2.66 | 0.04 | 2.18 | 1.56 | 1.57 |
| Ir100% substitution | 6.99 | 5.60 | 0.73 | 1.38 | 13.85 | 2.66 | 0.04 | 2.18 | - | 3.13 |

 Table 1
 Nominal compositions of the investigated Ni-base single crystal superalloys (at.%, Ni bal.)

円柱試料は次の条件で熱処理を施した.

溶体化処理:1345℃-20h+冷却

→1 段目時効:1150°C-2h+冷却

→2 段目時効: 870°C-20h+冷却

熱処理後,背面ラウエ法により円柱試料の結晶方 位を調べた.TMS-238, Ir50%置換合金および100% 置換合金試料の結晶方位は, <001>方向からそれぞ れ 3.5°, 9°および3°傾いていた.

2.2 クリープ破断試験とマクロ組織観察

方位を特定した円柱試料から標点間距離 22mm, 直径 4mm のクリープ試験片を機械加工により作製 した.この試験片を用い,雰囲気温度 900°C-引張 応力 392MPa の条件でクリープ試験を行った.クリ ープ破断後,試験片の長手方向に対し平行な断面 を SEM (JEOL JSM-6060) により観察し,TCP 相 の析出およびラフト化の有無を調べた.

2.3 X 線回折

ワイヤ放電加工により、TMS-238 と Ir100%置換 合金の熱処理済円柱試料から厚さ約 1.2mm の円盤 状の試料を、円盤底面が(001)面になるように切り 出した. 次に、片面を機械研磨し、試料厚さを約 0.7mm にした. この試料を真空中で 900°C に保持 した後、高温 X 線回折^{9,10}により各合金の(002)面の X 線回折パターンを測定した.

実験結果と考察

3.1 クリープ強度とミクロ組織

900°C-392MPaでのクリープ試験結果をFig.1に示 す.Fig.1より,TMS-238中のRuをIrにて置換す るほど,クリープ破断寿命が長くなることが分か る.このIr置換による900°C-392MPaのクリープ強 度向上は、本研究と異なる種類のNi基単結晶超合 金を用いた従来研究結果^{6,8)}と一致する.

クリープ破断試験片の断面観察結果を Fig.2 に示 す. TMS-238 では, γ'相がラフト化しているととも に, TCP 相も析出している.一方, Ir50%置換合金 では, ラフト組織を有する点は TMS-238 と同様で あるが, TCP 相は観察されない. Ir100%置換合金 では, TCP 相が観察されないだけでなく, γ'相がラ フト化しておらず立方体形状をほぼ維持している. 以上の結果より, TMS-238 においても, Ir 置換に より TCP 相の析出抑制効果が向上するとともに,γ' 相がラフト化しにくく立方体形状を維持しやすく なることが分かった.また,中温-中応力 (900°C-392MPa)のクリープ強度が向上すること が分かった.

3.2 Ir 置換合金中のγ²相が立方体を維持する理由

900°C における TMS-238 と Ir100%置換合金の高 温 X 線回折パターンを Fig.3 に示す. TMS-238 の回 折パターン(黒色)には、 γ 相(Ni 固溶体, fcc) および γ '相(Ni₃Alを基本とした規則相, L1₂)に起 因する 2 つのピークが観察される. これは、 γ 相と γ ' 相の格子定数差が比較的大きいことを意味してい る. 一方、Ir100%置換合金の回折パターン(灰色) では、1 つのピークしか観察されない. これは、 γ 相のピークと γ '相のピークが重なっていることを 示しており、 γ 相と γ '相の格子定数差が非常に小さ いことを意味する.

したがって、Ni 基単結晶超合金中の Ru を Ir にて 置換することにより γ/γ'格子定数ミスフィトの絶対 値が非常に小さくなったため、γ'相がラフト化しに くく立方体形状を維持しやすくなったと考えられ る.



Fig.1 Creep curves of TMS-238 and its derivative alloys by substituting Ir for Ru under 900°C-392MPa



Fig.2 Back-scattered electron images showing creep ruptured specimens of TMS-238 and its derivative alloys by substituting Ir for Ru under 900°C-392MPa



Fig.3 (002) reflections of TMS-238 and its derivative alloy by substituting Ir for Ru at 900°C by X-ray diffraction

4. 結言

第6世代 Ni 基超合金 TMS-238 中の Ru を Ir にて 置換した合金の 900°C-392MPa におけるクリープ 強度,ミクロ組織および γ/γ '格子定数ミスフィット を調べることで,下記の知見を得た.

- TMS-238 中の Ru のうち 50%を Ir にて置換する と,900℃-392MPa のクリープ強度が向上する. この理由は、有害相である TCP 相の析出が抑 制されるためである.
- (2) Ir50%置換合金中の Ru をさらに Ir 置換した Ir100%置換合金は、900°C-392MPa のクリープ 強度がより高い.この理由は、γ'相がラフト化 せずに立方体形状をほぼ維持することが影響 していると考えられる.
- (3) Ir100%置換合金においてγ'相がラフト化しに くく立方体形状を維持しやすい主な理由は, γ/γ'格子定数ミスフィットがTMS-238に比べ極 めて小さいためであると考えられる.

謝 辞

著者の一人である森雄飛は、日本学術振興会特別研究 員として本研究を遂行した.本研究は、特別研究員奨励 費(15J01523)による支援により行われた.本実験は物 材機構にて行われた.本実験遂行にあたり、ご助言をい ただいた大澤真人博士(物材機構)に深く感謝致します.

参 考 文 献

- J.X. Zhang, T. Murakumo, Y. Koizumi, T. Kobayashi, H. Harada, S. Masaki: Interfacial Dislocation Networks Strengthening a Fourth-Generation Single-Crystal TMS-138 Superalloy, Metall. Mater. Trans. A, Vol.33A (2002) pp.3741-3746.
- J.X. Zhang, Y. Koizumi, T. Kobayashi, T. Murakumo, H. Harada: Strengthening by γ/γ' Interfacial Dislocation Networks in TMS-162 toward a Fifth-Generation Single-Crystal Superalloy, Metall. Mater. Trans. A, Vol.33A (2004) pp. 1911-1914.
- A. Sato, H. Harada, A. C. Yeh, K. Kawagishi, T. Kobayashi, Y. Koizumi, T. Yokokawa, J.X. Zhang: A 5th Generation SC Superalloy with Balanced High Temperature Properties and Processability, Superalloys 2008 (2008) pp.131–138.
- K. Kawagishi, A. C. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi, H. Harada: Development of an Oxidation-resistant High-strength Sixth-generation Single-crystal Superalloy TMS-238, Superalloys 2012 (2012) pp.189-195.
- K. S. O'hara, W.S. Walston, E. W. Ross, R. Darolia: Nickel base superalloy and article, US 5482789 A (1996)
- 6) Y. Takebe, T. Yokokawa, T. Kobayashi, K. Kawagishi, H. Harada, C. Masuda: Effect of Ir on the Microstructural Stability of the 6th Generation Ni-Base Single Crystal Superalloy TMS-238, J. Japan Inst. Metals, Vol.79, No.4 (2015) pp.227-231.
- Y. Mori, T. Yokokawa, T. Kobayashi, H. Harada, S. Suzuki: Phase Stability of Ni-Base Single Crystal Superalloys Containing Iridium Substituting for Ruthenium, Mater. Trans., Vol.57, No.10 (2016) in published.
- T. Kobayashi, H. Harada, M. Osawa, A. Sato: Creep Strengths of Ir-Containing 5th Generation SC Superalloys, J. Japan Inst. Metals, Vol.69, No.12 (2005) pp.1099-1103.
- T. Yokokawa, K. Ohno, H. Murakami, T. Kobayashi, T. Yamagata, H. Harada: Accurate measurement of lattice misfit between γ and γ' in nickel-base superalloys at high temperature, Adv. X-ray Anal., Vol.39 (1997) pp.449-456.
- 10) T. Yokokawa, M. Osawa, H. Murakami, T. Kobayashi, Y. Koizumi, T. Yamagata, H. Harada: High Temperature measurements of γ/γ' lattice misfits in third generation Ni-base superalloy, Mater. Adv. Power Eng. 1998: Proc. 6th Liège Conf. (1998) pp.1121-1128.

【研究報告】

Additive Manufacturing による Ni 基単結晶超合金の製造

*石川 毅 (住友重機械ハイマテックス), 越智 大介 (住友重機械工業) 原田 広史, 小林 敏治, 横川 忠晴, 湯山 道也, 川岸 京子 (物質・材料研究機構)

Production of the Ni-base Single Crystal Superalloy by Additive Manufacturing

*Takeshi Ishikawa(Sumitomo heavy Industries HIMATEX), Daisuke Ochi(Sumitomo Heavy Industries), Hiroshi Harada, Toshiharu Kobayashi, Tadaharu Yokokawa, Michinari Yuyama, Kyoko Kawagishi(NIMS)

ABSTRACT

It is common that the turbine blade of the Ni-base single crystal superalloy used under severe high temperature is made by vacuum precision casting method. But the productivity is not high because its manufacturing process is complicated and difficult.

Laser metal deposition may be applied to the repairing wear resistive portion. But laser metal deposition cannot produce the things of the size such as the whole blade. Furthermore laser metal deposition cannot realize the complicated shape such as a cooling air passage to be durable to the higher combustion gas temperature.

Therefore we paid attention to Additive Manufacturing as means to realize the complicated shape at the same time to raise productivity of the Ni-base single crystal superalloy. And we performed an experiment to produce Ni-base single crystal superalloy by the powder bed fusing, that is a kind of Additive Manufacturing.

Key words: Blade, Superalloy, Single crystal, Additive Manufacturing, powder bed fusing

1. はじめに

過酷な高温環境下で使用される Ni 基単結晶超合金 によるタービン翼は真空精密鋳造で製造されるが¹⁾⁻²⁾、 その製造工程は複雑で生産性は必ずしも高くない。

粉体レーザー溶接は、タービン翼の欠損部の補修に も適用されるが³⁾⁻⁴⁾、ブレード全体のような大きなも のは製造できない。また、内部に冷却空気流路を設け るような複雑形状を実現することは難しい。

そこで筆者らは、Ni 基単結晶超合金の生産性を高め ると同時に、複雑形状も実現する手段として Additive Manufacturing に注目して、パウダーベッド方式による 積層造形で試験片サイズの Ni 基単結晶超合金を製造 する実験を行った。そして、製造した合金のミクロ組 織,硬度及び結晶方位について試験したので報告する。

2. 造形装置及び材料

2.1 造形装置

実験に用いた三次元積層造形装置はパウダーベッド 方式で、造形時は真空チャンバー内の昇降ステージの 上にベースプレートを置く。粉末はレーキが敷き均し、 その位置において造形したい断面形状に電子ビームを 照射する。そして、ステージを 70µm ずつ下降させて 粉末の敷き均し及び電子ビームの照射を繰り返して立 体形状に造形する。図1にその模式図を示す。



図1 造形装置(模式図)

2.2 単結晶基材

今回は、単結晶の基材をベースプレートに埋め込み、 その基材の上に電子ビームを照射して造形を行った。 基材の材質は第1世代単結晶超合金のPWA-1480で直 径12mm×長さ7mmに加工したものを用いた。その合 金組成を表1に、ベースプレートへの埋め込み方法を 図2に示す。

| 表1 | 単結晶基材の合金組成 | (wt%. | bal Ni) |
|------|---------------------|--------|----------|
| 11 1 | 千小11122/11 リノロ 亚小山ル | (WU/0, | Ual. INI |

| Alloy | Со | Cr | W | Al | Ti | Та |
|---------|----|----|---|----|-----|----|
| PWA1480 | 5 | 10 | 4 | 5 | 1.5 | 12 |



図2 単結晶基材の埋め込み方法

2.3 金属粉末

使用する金属粉末の製造方法は真空溶解ガスアトマ イズとし、粒径は-105/+44µmとした。粉末の化学成分 を表2に示す。

表2 供試粉末の化学成分(wt%, bal. Ni)

| Alloy | Со | Cr | W | Al | Ti | Та |
|---------|------|------|------|------|------|-------|
| PWA1480 | 5.06 | 9.99 | 3.84 | 5.07 | 1.51 | 11.95 |

3. 造形実験と結果

3.1 造形寸法

今回は、Additive Manufacturing により製造した単結 晶超合金の性能を評価するために、直径 12mmの単結 晶基材上に直径 10mmの円柱試験片を造形した。

3.2 予備実験

実際の材料で造形する前に、基材をベースプレート に埋め込んで、その上に造形する方法が適当であるこ とを確認するために予備実験を行った。

金属粉末は造形条件が確立している材料を用いて、 円柱試験片を造形できることを確認した。図3にその 断面を示す。



図3 予備実験による造形試験片の断面 3.3 造形実験及び造形結果

(1) まず、造形条件を設定するために、表3に示すよ

うに何通りかの焼結電流値で 2mm 高さの造形実験を 行った。焼結電流が 5.0mA 以上になると溶着が良好で あることが確認できた。そのときの基材と造形物の境 界部の断面を図4に示す。

さらに、焼結電流 6.0mA で高さ 25mm の円柱試験片 を造形したが、造形高さが大きくなるにつれ造形中に 頻繁にスモークが発生した。また、図5に示すように スパッタも発生して、安定した造形を継続することは できなかった。

表3 造形条件設定テスト結果

| 焼結電流値 (mA) | 2.0 | 4.0 | 6.0 | 3.0 | 4.0 | 5.0 | 6.0 |
|---------------|-----|------|------|------|------|-----|-----|
| 走査速度 (mm/min) | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| 造形高さ (mm) | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| ベースプレート予熱 (℃) | 730 | 730 | 730 | 800 | 800 | 800 | 800 |
| 溶着状況 | × | ポーラス | ポーラス | ポーラス | ポーラス | 良好 | 良好 |



(焼結電流 6.0mA,造形高さ 2mm) 図4 基材と造形物境界部の断面



(焼結電流 6.0mA, 造形高さ 25mm)図 5 造形物の表面

(2) つぎに、内部がポーラスにならない入熱量である 焼結電流 5mA, 走査速度 100mm/min 中心に、より安 定して造形を継続できる条件を探る目的で、表4に示

| 表4 造形安定性改善テスト | 結果 |
|---------------|----|
|---------------|----|

| 焼結電流値 (mA) | 1.0 | 2.0 | 3.0 | 4.0 | 5.0 |
|---------------|----------|-------------|-------------|------|----------|
| 走査速度 (mm/min) | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| 入熱比 | 1.0 | 2.0 | 3.0 | 4.0 | 5.0 |
| 造形安定性 | 0 | \triangle | \triangle | × | × |
| 走査速度 (mm/min) | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 |
| 入熱比 | 0.5 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.5 |
| 造形安定性 | \times | × | \times | × | \times |
| 走査速度 (mm/min) | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 |
| 入熱比 | 0.33 | 0.67 | 1.0 | 1.33 | 1.67 |
| 造形安定性 | × | × | × | × | × |
| 走査速度 (mm/min) | 400 | 400 | 400 | 400 | 400 |
| 入熱比 | 0.25 | 0.5 | 0.75 | 1.0 | 1.25 |
| 造形安定性 | \times | × | \times | × | \times |
| 走査速度 (mm/min) | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| 入熱比 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 1.0 |
| 造形安定性 | × | × | × | × | × |

ベースプレートの予熱温度は800℃とし、造形高さは1mmとした。

すように焼結電流と走査速度の組合せを変えて実験を 行った。

その結果、焼結電流 1.0mA, 走査速度 100mm/min のときに最も安定して造形することができたので、そ の条件で造形高さ 30mmの試験片を造形したが、図 6 に示すように密度の低いポーラスな状態であった。



(焼結電流 1.0mA, 走査速度 100mm/min) 図6 造形物の外観

3.4 熱処理

造形実験の結果、図5に示した焼結電流6.0mA,走 査速度500mA で造形したものが、最も内部が緻密に できたので、その試験片に熱処理を実施して評価試験 を実施することとした。熱処理条件は、溶体化温度を 1288℃とし、1080℃及び870℃で時効処理を行った。

4. 造形物の試験結果

4.1 ミクロ組織

試験片の断面を図7に示す。周縁部の造形は不安定 であるが、中心部のγ/γ'相は基材と同一方向に整列



図7 断面の SEM 像

し大きな結晶粒界はないことから、単結晶基材を初期 の種結晶として、エピタキシャルな方向性凝固が各層 ごとに繰返し行われ、単結晶化した可能性が示唆され る。

4.2 硬度分布

図8に硬度分布を示す。造形物の硬度は基材と同等 で境界部でも連続性があることが確認できる。



4.3 結晶方位

EBSD により、熱処理前及び熱処理後の造形中心部 断面における結晶方位の分布状況を観察した。その観 察結果を図 10 (a)及び図 10 (b)に示す。

まず、熱処理前の造形初期の区間(I-A)では、造 形物の結晶方位は単結晶基材と同一であることが確認 された。造形物と基材との結晶方位の方位差は2°以下 であった。

つぎの区間(I-B)では、造形距離が大きくなるに つれて積層方向に伸びた伸長粒が観察されるようにな るが、粒間の方位差は小さく、全体的に造形物の結晶 方位は単結晶基材と同一である。単結晶基材を初期の 種結晶として、エピタキシャルな方向性凝固が各層ご とに繰返し行われ、単結晶化した可能性が高いと考え られる。

さらに先の区間(II)では、積層方向に伸びた伸長 粒のほかにランダム方位の結晶粒も観察され、基材の 結晶方位との角度差は 15°を超えるようになった。こ のように造形高さが 4mm を超えた地点から結晶方位 マップの様相が大きく異なる。

この造形高さが 4mm の地点というのは、スモーク やスパッタの発生が多くなったため造形パラメータを 一部変更した地点と一致する。造形安定性を改善でき ればより長い区間、単結晶基材からのエピタキシャル な方向性凝固を継続できると考えられる。

そして最後の区間(Ⅲ-A, Ⅲ-B)では、等軸粒が観 察されるようになり、結晶方位もランダムとなった。

熱処理後の観察結果も熱処理前と同様の傾向である が、熱処理前よりも早く造形高さが約2.1mmの地点か ら伸長粒が多く観察されるようになった。熱処理の前 後でこのような違いが生じる理由については今後の調 査が必要である。



図 10 (a) EBSD による結晶方位確認(熱処理前)



図10(b) EBSDによる結晶方位確認(熱処理後)

5. まとめ

(1) パウダーベッド方式による積層造形により、単結 晶基材を初期の種結晶として、エピタキシャルな方向 性凝固を繰返し、Ni 基単結晶超合金を製造できる可能 性があることを確認した。

(2) 造形を安定して継続できるように、造形装置や粉 末性状を改良し、造形パラメータを最適化すれば、さ らに大きなサイズの Ni 基単結晶超合金を製造するこ とができると期待される。

参考文献

- 1) 田村至、小林敏治:金属, 82 (2012), 290
- 2) 原田広史ほか:日本ガスタービン学会誌, 43 (2015), 349
- 藤田善宏、才田一幸、西本和俊、布施俊明:溶接 学会論文集,26(2008),80
- 4) 特開 2012-192423
B-22

Ti-6Al-4V 積層造形材のクリープ特性と微視組織

*櫻井 勇也(首都大院), 筧 幸次(首都大院)

Creep Properties and Microstructure of Ti-6Al-4V parts build by Additive Manufacturing

*Yuya Sakurai(Tokyo Metropolitan Univ.), Koji KAKEHI(Tokyo Metropolitan Univ.)

ABSTRACT

To investigate possibility of application for aircraft parts, Ti-6Al-4V specimens were build by two types of additive manufacturing technic and compared with convetional mill-annealed materials. The electron backscatter diffraction (EBSD) analysis revealed SLM and EBM specimens were found to consist of acicular α grain transformed from α ' martensite and very fine β distributed in α/α grain boundary. Prior β boundaries were also observed. $\alpha+\beta$ equiaxed grains were observed in the conventional mill-annealed material. Results of tensile test performed at room temperature and 450 °C revealed the anisotropy of ductility in SLM and EBM specimens was pronounced at high temperature. SLM and EBM specimens showed superior creep properties than the mill-annealed specimens at 450 °C/400 MPa.

Key words: Ti-6Al-4V, selective laser melting, electron beam melting, microstructure, creep properties

1. はじめに

Ti 合金は,高い比強度と優れた耐熱性・耐食性を 有するため,航空機用エンジンや産業用ガスター ビンにおいて広く採用され¹⁾,特に,熱的条件の緩 いファンディスクや低圧側コンプレッサーディス クに主に用いられている.また,Boeing 社の最新旅 客機 B-787 の機体では Ti 使用率が約 15 %に達し ²⁾,航空機産業における重要な地位を占めている.

一方,近年急速に発展を遂げた積層造形法は多品 種少量生産に最適な製造法であり,航空機部品な ど高付加価値製品への適用が期待されている.本 研究では積層造形法で作製されたTi-6Al-4V合金の 航空機部品等への適用可能性を検討するため,高 温における強度特性を調べ,微視組織との関連を 考察した.

2. 実験方法

金属を材料とする積層造形法には、レーザーを 熱源とするものと電子ビームを熱源とするものと 2 種類が実用化されており、それぞれ SLM(selective laser melting), EBM(electron beam melting)と呼ぶ.

EOS 社製の SLM 積層造形機 EOSINT M280 と EOS Titanium Ti64 粉末を用いて,一辺が 35 mm の 立方体形状を持つ SLM 試料を作製した.残留応力 を除くため,AMS 4911 で推奨されている 650 ℃/3 h(空冷)の焼鈍熱処理を SLM 試料の積層直後に施し た. これを SLM 積層まま材とする. Arcam 社製の EBM 積層造形機 Arcam A2X と Arcam Titanium Ti6Al4V 粉末を用いて,一片が 45 mm の立方体形 状を持つ EBM 試料を同様に作製した. 試料を厚さ 3.1 mm の板材にスライスした後,ダンベル型試験 片(平行部寸法:2.8×3.0×19.6 mm)をワイヤー放電加 工機によって切り出し,強度試験に供した. 積層造 形に伴う異方性を考慮し,積層方向と長手方向が 平行である時を 0°,垂直である時を 90°として区別 した. 同様にワイヤー放電加工機で切り出した組 織観察用試料についても,積層方向に垂直な面を 観察する上面観察(top view)と,平行な面を観察す る側面観察(side view)とを区別した.

従来の熱処理を適用した時の影響を調査するため,石英管中に真空封入した試料に対して 954 °C/2 h(水冷)+538 °C/4 h(空冷)の溶体化時効(STA)熱処 理を施した.熱処理前の試料を as-built 材,熱処理 後の試料を STA 材として区別した.また比較材 (RM)として 3.17 mm の板厚を持つ圧延焼鈍材を用 意し,試験に供した.エミリー紙による研磨が施さ れたダンベル型試験片を用いて,室温および 450 °C の引張試験と 450 °C/400 MPa のクリープ試験を行 った.微視組織観察は,電子線後方散乱回折(EBSD) 装置を備えた走査型電子顕微鏡(SEM)を用いて行 った.



Fig.1 IPF maps of SLM as-built specimen from (a) top view, (b) side view.



Fig.2 Lower magnification observation of Fig. 1 from (a) top view, (b) side view. White lines indicate prior β grain boundary.

3. 実験結果

3.1 微視組織観察

Figs. 1, 2 に SLM 試料の IPF(逆極点図)マップを それぞれ示す. ここで α 相と α'相は EBSD 解析に よっては識別されない. SLM 試料では針状 α 相と α/α 粒界に存在する極微細なβ相から成る組織が観 察され、これは冷却中に生成した非平衡相であるα' マルテンサイト相が 650 ℃ の焼鈍処理中に分解し て形成されたものである. Fig. 1 の高倍率観察では, 上面と側面との間で観察結果に大きな差異は見ら れないが,同じ試料を低倍率観察した Fig.2 では旧 β 粒の形状に違いが見られた. 上面観察した Fig. 2(a)では、旧β粒は準等軸的混粒組織であるのに対 して,側面観察した Fig. 2(b)では,旧β粒は長手方 向がある程度積層方向に沿っている長大な柱状粒 を形成していた. すなわち, SLM プロセス中, レ ーザーの照射により加熱・溶融され βtransus(995 °C ³⁾)以上になった領域で存在した旧 β 粒が、積層方向ヘエピタキシャル成長していた.

Fig. 3 に EBM の IPF マップを示す. EBM 試料で は、旧 β 粒界に核生成し、冷却とともに $\{110\}_{\beta}$ に沿 って $(110)_{\beta} \parallel (0001)_{\alpha} \geq [1\overline{1}1]_{\beta} \parallel [11\overline{2}0]_{\alpha}$ の Burgers の結晶方位関係を保ちながら成長した α -Widmanstätten 構造⁴⁾ が確認された.また、旧 β 粒 界で生成した粒界 α 相が著しく発達している点で



Fig.3 Wide area observation of as-built EBM specimen from (a) top View and (b) side View. The black lines indicate prior β grain boundary and the arrows indicate α -Widmanstätten developed across prior β .



Fig.4 (a) IPF map (b) phase map of as-received RM. The equiaxial α grains are observed in gray and the grain boundary β phase in white in Fig. 4(b).

SLM との差異が見られた. 旧 β 粒は, SLM 試料同 様に積層方向と長手方向がある程度一致する柱状 粒形状だった. その幅は必ずしも一定ではなく,隣 接する旧 β 粒と影響を及ぼし合いながら,積層高 さが変化するに連れて増減する. Fig. 4 に示す RM の IPF マップでは,組織は等軸 α 粒と粒界 β 相か ら構成されている. EBSD 解析により計算された β 相体積率は 7.4%で,一方,積層造形材の場合には いずれも 1.0%以下であった.

| | specimens at room temperature. | | | | | | | |
|-------|--------------------------------|---------|----------|-------|--|--|--|--|
| | | YS(MPa) | UTS(MPa) | EL(%) | | | | |
| SIM | 0° | 1090 | 1150 | 8.8 | | | | |
| SLIM | 90° | 1020 | 1160 | 8.5 | | | | |
| SLM | 0° | 1150 | 1270 | 2.4 | | | | |
| STA | 90° | 1120 | 1280 | 2.6 | | | | |
| EDM | 0° | 930 | 1000 | 8.3 | | | | |
| EDIVI | 90° | 930 | 1000 | 8.8 | | | | |
| RM | | 930 | 1010 | 16.3 | | | | |
| RM ST | Ϋ́A | 1160 | 1230 | 6.1 | | | | |

Table 1Tensile properties of SLM, EBM and RM

Table 2 Tensile properties of SLM and EBM

| specimens at 450°C. | | | | | | | |
|---------------------|-----|---------|----------|-------|--|--|--|
| | | YS(MPa) | UTS(MPa) | EL(%) | | | |
| SIM | 0° | 830 | 970 | 11.5 | | | |
| SLIVI | 90° | 850 | 950 | 8.7 | | | |
| EDM | 0° | 510 | 610 | 13.0 | | | |
| EDIVI | 90° | 560 | 670 | 8.8 | | | |

3.2 強度試験

3.2.1 室温引張特性

Table 1 に室温における SLM, EBM, RM の引張 試験結果を示す. 熱処理前の引張特性の比較をす ると, RM の破断伸び(EL)が 16.3%であるのに対し て SLM が平均 8.7%, EBM が平均 8.6%と, 2 種類 の積層材はいずれも半分程度の値を示した. 一方, 強度について, EBM は RM とほぼ同等の値を示し たが, SLM の引張強さ(UTS)と 0.2%耐力(YS)は 10%以上高い値を示した. 積層材において, 引張方 向による機械的特性の違いの傾向は見られなかっ た.

3.2.2 450°Cにおける引張特性

Table 2 に 450 °C における SLM, EBM の引張試 験結果を示す. 室温にとは異なり, 異方性が観察さ れ, SLM の場合には約 1.3 倍, EBM の場合には約 1.5 倍, 0°材の破断伸びが 90°材より大きかった. ま た室温では SLM は EBM に比べて約 10 %大きな強 度を持っていたが, 450 °C では両者の強度の差が さらに広がった. 引張強度と 0.2 %耐力のどちらに ついても, SLM は EBM に比べて約 1.5 倍の値を示 した.

3.2.2 450°C /400MPa クリープ試験

Fig. 5 に SLM, EBM, RM に対して行った 450 ℃ /400 MPa クリープ試験の結果を示す. クリープ寿 命は,積層材のいずれにおいても, RM と RM STA のどちらよりも大きな値を示した一方,破断伸び



Fig.5 (a) Creep strain-time curves and (b) strain rate-Creep strain curves at 450°C/400 MPa.

は RM の約 20 %の半分程度となる 10 %前後だった. SLM は EBM と比べ, クリープ寿命・破断伸び の両方でより大きな値を示したが, 同じ温度で実施した 450 ℃ 引張試験で見られたような顕著な強度の差は見られなかった. Fig. 5(b)のひずみ—クリープ速度グラフからは, 積層材がいずれも同程度の最小クリープ速度を持っていることと, RM とは異なり SLM では熱処理による最小クリープ速度の低下はほとんど起きなかったことが確認できる.

4. 考察

4.1 機械的特性の異方性

Table 1,2 から,室温においては見られなかった積 層材の異方性が高温(450 °C)では確認された. 同様 の結果が IN718 積層材についても知られており, これは, IN718 ではデンドライトが積層方向に平行 に成長して柱状晶組織を形成し,高温においてデ ンドライト間領域や柱状晶粒界に沿って破壊が生 じるためである⁵⁾. 一方, Ti-6Al-4V の積層材微視 組織は針状 α 粒から構成され,その形態に異方性 は見られない. チタン合金には 6 つのマルテンサ イトバリアントが存在し,それらの結晶方位を持 つ α' 粒がランダムかつ均一に形成されたため,積 層材の針状 α 粒は全体として等方的になったと考 えられる. 一方,旧 β 粒は IN718 におけるデンド ライトと同様に,積層方向に長手方向を持つ柱状 粒である.以上のことから,室温においては針状 α 粒が変形の主体だった一方で、高温においては旧β 粒形態がミクロ変形に大きな影響を及ぼしたと考 えられる.

4.2 SLM と EBM の比較

3.1 で述べた様に, SLM と EBM との間に以下の ような組織の相違がみられた. 1. EBM における α-Widmanstätten 構造の形成 2. EBM 試料中の旧 β 粒界に沿った粒界 α 相の形成 3. SLM に比べ てより長大で連続的な EBM 旧β粒の柱状粒組織で ある. SLM と EBM との間で生じた微視組織形態 の差異は、積層プロセス中の冷却速度の違いが原 因であると考えられる. すなわち, 電磁気的に電子 ビームを制御する EBM ではビームの高速偏移が可 能であるため,粉末床全体を 0.5~0.8 Tm まで加熱 する予備加熱を施している.これによって粉末は 仮焼結され、チャージアップ(負電荷の蓄積)を防止 することができるが ⁷, 副次的な効果として, 溶融 域周辺の温度勾配緩和による熱応力の低減を積層 試料にもたらす. さらに, SLM の積層雰囲気が Ar であるのに対して EBM では真空で積層するため, さらに冷却速度を抑えられる. さらに, 電子ビーム の溶けこみ深さがレーザーより大きく、深い領域 まで加熱される. EBM は SLM に比べてより緩や かな温度勾配と冷却速度,深い溶け込み深さを持 つため、微視組織に大きな差異が生じたと考えら れる.

5. 結言

1. Ti-6Al-4V 金属積層造形材の微視組織観察の 結果, SLM 試料では,積層プロセス後の急冷で生 じた α'マルテンサイト相が分解されて生成した針 状 α 相と α/α 粒界に極微細に存在する β 相から成 る組織が見られた.

2. EBM 材では α-Widmanstätten 組織が観察された. SLM と EBM の間の微視組織の差異は, 雰囲気の違いと予備加熱工程の有無による冷却速度の大小, 溶けこみ深さに要因であると考えられる.

3. 450 ℃ において,室温の場合に比べて延性に おける顕著な異方性が SLM 試料 EBM 試料ともに 確認された.また SLM 試料の高温強度は EBM 試 料の約 1.5 倍と高かった.

4. 450 °C /400 MPa クリープ試験において, EBM 試料は, SLM 試料に比べて短いクリープ破断 寿命とクリープ延性を示した.

参考文献

1) (公財) 航空機国際共同開発促進基金 技術資料: 旅

客機用エンジンの技術革新~経済性・環境適合性・ 安全性の向上への取り組み~,(2015)

- 長田卓,大山英人,村上昌吾:航空機向けチタン合金の鍛造工程設計技術,神戸製鋼技報,Vol.64, No.2 (2014) pp.28-32.
- G. Lütjering, J. C. Williams: *Titanium*, second Edition, (Springer, Berlin Heidelberg, 2007) pp. 34
- R. Pederson: Licentiate Thesis, Luleå University of Technology (2002)
- 5) K.Kakehi: Mechanical Engineering, Nikkan Kogyo Shimbun, Vol.64 (2016) pp.76-82
- 6) 金 熙榮: まてりあ, Vol.53, No.1 (2014) pp.11-17
- 7) 千葉 晶彦:スマートプロセス学会誌, Vol.3, No.3 (2014) pp.152-157

B-23

次世代 Ir 添加 Ni 基単結晶超合金の開発 —耐用温度 1150℃を目指して—

*横川 忠晴,原田 広史,川岸 京子,小林 敏治,湯山 道也(物材機構)

Development of Next Generation Ni-base Single Crystal Superalloy Containing Ir —Towards 1150°C Temperature Capability—

ABSTRACT

Ni-base single crystal (SC) superalloys with superior mechanical properties are being developed to improve thermal efficiency of jet engines and land-based gas turbines. The benefit of Ir addition to Ni-base SC superalloys and possibilities to design next generation Ni-base SC superalloys containing Ir were investigated in this study. The developed next-generation SC superalloys containing Ir shows excellent creep rupture life as long as 4000h at 1100°C and 137MPa condition. The improvement in temperature capability is about 20 °C over the sixth-generation Ni-base SC superalloy TMS-238.

Key words: Ni-base superalloy, Single crystal, Iridium, Alloy design

1. はじめに

ジェットエンジンや発電用ガスタービンの熱効率 向上を目指して高性能な Ni 基単結晶超合金(以後、 SC 超合金と略)の開発が行われている。最近では Reを5~6 mass%添加した第3世代と呼ばれる SC 超合金が開発され、実用化されている¹⁻³⁾。第3世 代SC 超合金は、高温クリープ強度および耐腐食性 に優れている。しかし、Reの Ni 基超合金中の固溶 限が小さいことや拡散が遅いことにより、機械的 特性に有害な Topologically Close-Packed (TCP)相が 使用中に生成し、γ母相と γ '整合析出相(以後、 γ 相、 γ '相と略)との2相組織安定性に問題がある。 そこで組織安定化のために高融点の白金族元素

(以後、PGM 元素と略)であるルテニウム(Ru) やイリジウム(Ir)などを添加する試みが行われて おり、また、Ruや Ir 以外の PGM 元素でも TCP 相 の析出抑制効果があることが報告^{4,5)}されている。 さらに、組織安定性のみでなく、飛躍的に高温ク リープ強度を改善した第4、5世代 Ru 添加 Ni 基 超合金⁶⁾が開発され注目されている。

一方、我々は、負に大きな格子定数ミスフィット (δ=aγ>aγ'、ミスフィットと略)が γ/γ' 相のラフト組 織化を促進すること、また、両相間に形成される 界面転位網が緻密であるほどクリープ変形転位の 移動が妨げられ、高温一低応力におけるクリープ 強度が向上することを報告^ηしている。また、Mo、 W、Re、Ta などによる固溶強化とともにミスフィ ットを増大し、かつ Ru による組織安定化を併用す ることにより、1120℃級の耐用温度(応力 137MPa、 1000h クリープ破断)をもつ第6世代の TMS-238 合 金⁸⁾を開発した。Ir 添加に関して、TMS-238 への Ir 添加で中低温域のクリープ強度が向上するとの報 告^{9,10)}もある。

本報告では、TMS-238 合金を基に耐用温度 1150℃ を目指した Ir 添加の次世代 SC 超合金の開発につい て述べる。



Fig.1 Relationship between lattice misfit and creep rupture life. The target of this study is also shown in this figure.

Table 1. Chemical compositions, lattice misfits. creep rupture lives and densities of TMS-238 and TMS-238MoIr.

| Allow | Composition (wt. %, balance is Ni) Misfit | | | | | | | Misfit (%) | Creep rupture life (h) | Density | | | |
|-------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------------|------------------------|---------|------------|--------------------|------------|
| Alloy | Со | Cr | Mo | W | Al | Та | Hf | Re | Ir | Ru | at 1100 °C | at 1100 °C-137 MPa | (g/cm^3) |
| TMS-238 | 6.5 | 4.6 | 1.1 | 4.0 | 5.9 | 7.6 | 0.1 | 6.4 | - | 5.0 | -0.34 | 1442 | 8.99 |
| TMS-238MoIr | 6.2 | 4.4 | 3.1 | 3.8 | 5.3 | 7.2 | 0.1 | 6.1 | 5.8 | 4.7 | -0.55 | 10692 | 9.36 |

2. 実験と考察

Fig.1 に第1~6世代 SC 超合金のミスフィットと 1100℃-137MPa におけるクリープ破断寿命の関 係を示す。○印は物材機構の開発合金、△印は多 く実用されている他機関開発の合金である。ミス フィットが負に大きくなるほどクリープ破断寿命 が向上しているのが分かる。ここで、本報告の開 発目標を図中の☆印で示した。目標合金は TMS-238 よりミスフィットをさらに負に大きくす るとともに Ni と同じ FCC 構造をもつ Ir 添加によ って組織安定化を向上させるという設計方針で開 発を進めた。

Table 1 に TMS-238 と開発合金の合金組成を示す。 表中のミスフィット、クリープ破断寿命、比重は、 物材機構の合金設計プログラム^{11,12)}を用いた予測 値である。なお、開発合金は TMS-238 に 2wt% Mo および 5.8wt% Ir を添加したもので以後、 TMS-238MoIr と呼称する。

供試材の作製方法を述べる。まず、一方向凝固炉 を用いて直径 10mm、長さ 130mm の SC 丸棒を鋳 造し、1345℃-20h の溶体化熱処理、1150℃-4h + 870℃-20h の 2 段時効熱処理を施した。ついで、X 線背面ラウエ法で丸棒の結晶成長方向が<100>か ら 5°以内のものを選んだ。その後、Fig.2 に示す 直径 4mm、ゲージ長 22mm のクリープ試験片に加 工した。

クリープ試験は、1100 \mathbb{C} -137MPa 条件で実施した。 Fig.3 にクリープ試験前の組織を示す。いずれの 合金も γ/γ' 整合組織を保っている。

Fig.4 に TMS-238、TMS-238MoIr および市販合金 CMSX-4 の 1100°C-137MPa におけるクリープ曲線 を示す。TMS-238 および TMS-238MoIr は、クリー プ初期ののびが 0.5%程度で、以後の定常クリープ 域が非常に長く、1%程度までで安定していた。ま た、TMS-238MoIr の方が若干、定常クリープ域に 到達する時間が短かかった。クリープ破断時間は CMSX-4が 121h であるのに対し、TMS-238 は 1,925h、 TMS-238MoIr は 4、044h となり、それぞれ CMSX-4 の約 16 倍、33 倍となった。



Fig,2 Configuration of creep test specimen.



Fig.3 Microstructures of TMS-238 and TMS-238MoIr before the creep test.



Fig.4 Creep curves of TMS-238, TMS-238MoIr and CMSX4 at 1100°C-137MPa.



Fig.5 Microstructures of TMS-238 and TMS-238MoIr after the creep test at 1100°C-137MPa.



Fig.6 The historical improvement in creep rupture temperature capability with developed alloy, TMS-238MoIr.

Fig.5 に TMS-238 と TMS-238MoIr のクリープ破 断後試料の組織を示す。両合金ともに応力軸と垂 直方向に連続したラフト組織が形成されているが、 TMS-238MoIr の方が若干、γ相とγ'相の間隔が密で あった。また、両合金ともに TCP 相の析出は認め られなかった。

ここで、TMS-238MoIr と TMS-238 の 1100℃ におけるミスフィットを高温 X 線回折装置で実測 したところ、TMS-238MoIr が-0.6%、TMS-238 が -0.4%とほぼ設計通りの値となっていることを確 認した。ミスフィットが大きければγ/h/ 相界面の 整合歪が増し、γ/h/ 相のラフト化を促進する。し たがって、TMS-238MoIr の方が TMS-238 より早 期にラフトが完成する。また、γ/h/ 相界面により 微細な転位網を形成するため、クリープ変形抵抗 が増し、TMS-238MoIr のクリープ破断寿命がのび たと考えられる。なお、TMS-238MoIr のクリープ 破断時間が予測値より短かったが、これは Ir 添加 合金が数例しかないので Ir 添加合金の予測精度が 不十分であったためと考えられる。今後、実施例 を増やし、予測精度の向上を図りたい。

Fig. 6 に耐用温度(応力 137MPa、1000h クリープ

破断)で整理した Ni 基超合金の耐用温度向上の歴 史を示す。TMS-238Molr の耐用温度は 1136℃で、 現在、世界最高の TMS-238 よりも 19℃高く、また、 最も多く実用されている CMSX4 より 96℃、初期 の SC 超合金 PWA1480 と比べると 126℃と大幅に 向上している。耐用温度の観点から TMS-238Molr は次世代 SC 超合金といえる。

3. 結論

1120℃級の耐用温度(応力 137MPa、1000h クリー プ破断)をもつ第6世代 SC 超合金 TMS-238 を基に Mo 添加によってミスフィットを負に大きくする とともに Ni と同じ FCC 構造をもつ Ir 添加によっ て組織安定化を向上させることにより、耐用温度 1136℃をもつ次世代 SC 超合金 TMS-238MoIr の開 発に成功した。また、本研究は、Ni 基 SC 超合金 の耐用温度向上手法の一例を示した。

TMS-238MoIr は、比重が9.37 g/cm³と比較的大き いため用途として、静翼などの固定部材に適して いると考える。また、高価な Ir を添加しているの で合金コストが上がるが、筆者らが提唱する直接 完全リサイクル技術¹³⁾を適用することによって合 金部材のランニングコストを大幅に低減可能であ り、初期コスト上昇は大きな障害にはならない。

謝辞

本研究は、JST/ALCA プロジェクト「超合金ター ビン翼の直接完全リサイクル法の開発」において 行われました。ここに、関係各位に深謝いたしま す。

参考文献

- C. M. Austin, et al.,: Nickel-Based Single Crystal Superalloy and Method of making – Alloy 5A, U. S. Patent 5,151,249, (1992)
- G. L. Erickson: The Development and Application of CMSX®-10, Superalloys1996, (1996), 35-44.
- W. S. Walston, et al.,: A New Type of Microstructural Instability in Superalloys -SRZ, Superalloys1996, (1996), 27-34.
- Y. Koizumi, et al.,: Ni-base Single Crystal Superalloy (TMS-138)", Patent Pending for Japan H13-161919, (2001).
- T. Yokokawa et al.,: Partitioning Behavior of Platinum Group Metals on the γ and γ' Phases of Ni-Base Superalloys at High Temperatures, Scripta Materialia, 49, (2003), 1041-.1046.
- Y. Koizumi, et. al.,: Development of a next-generation Ni-base superalloy, Superalloys 2004", (2004), 35-42.
- J. X. Zhang, et al.,: Interfacial dislocation Networks Strengthening a Fourth-Generation Single-Crystal TMS-138 Superalloy Metall. Mater., 33A,(2002), .3741-3746.
- K. Kawagishi et al.,: Development of Oxidation-Resistant High-Strength Superalloy; Towards 6th Generation Single Crystal Superalloys TMS-238, Superalloys 2012, 189-197.
- Y. Takebe et al.,: Effect of Ir on the Microstructural Stability of the 6th Generation Ni-Base Single Crystal Superalloy, TMS-238, J. Jap. Inst. Met. Mater., 79, (2015), 227-231.
- 10) Y. Mori, et al.,: Microstructure and Creep Strength of the Ni-Base Single Crystal Superalloys Containing Ir Substituting for Ru, 9th Pacific Rim Int'l Conf, on Adv. Mat. Proc.(PRICM9), (2016) ,CD-1.
- H.Harada et al.,: Alloy Design for Nickel-Base Superalloys, High Temp. Alloys for Gas Turbines 1982, 721-735.
- 12) T. Yokokawa et al.,: Design of Next Generation Ni-base Single Crystal Superalloys Containing Ir: Towards 1150 °

C Temperature Capability, Superalloys2016, to be published.

13) S. Utada et al., "High Temperature Properties of Single Crystal Superalloy PWA1484 Directly Recycled After Turbine Blade Use", Superalloys 2016, to be published.

C-1

高温・高圧におけるガスタービン燃焼器内の 火炎発熱変動計測

*福場 信一,木村 勇一郎,田中 優佑, 齋藤 敏彦,瀧口 智志,斉藤 圭司郎(三菱重工業)

Measurement of Heat Release Fluctuation in Gas Turbine Combustor at High Temperature and Pressure

*Shinichi FUKBA, Yuichiro KIMURA, Yusuke TANAKA, Toshihiko SAITOH, Satoshi TAKIGUCHI, Keijiro SAITOH (MHI)

ABSTRACT

Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd. (MHPS) has been developing highly-efficient gas turbine combined cycle (GTCC) power generation with the Research & Innovation Center of Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI). M501J type, the world's first 1600°C-class gas turbine was developed by utilizing the technology acquired in the national project "The technology development of high efficiency gas turbine" which started from fiscal 2004. For the next generation GTCC, it is essential to understand the details of unsteady phenomena of the combustion process, which is the key to enhance the capability of low emissions and reliability under the condition of high combustion temperature.

This paper presents the evaluation of combustion characteristics of a full-scale gas turbine combustor under a fully reproduced condition of an actual engine, by means of both the experiment and numerical simulation. The flame chemiluminescence data from high pressure combustion test are analyzed to understand the flame structure. In addition, Large Eddy Simulation (LES) are conducted and simulation results are validated with experimental results.

Key words: Combustor, Flame Chemiluminescence, LES

1.はじめに

当社では, 高効率なガスタービン複合発電 (GTCC)の継続的な開発を進めている。2004 年 度から国家プロジェクト"高効率ガスタービン技術 実証事業"に参画し,開発した要素技術を活用して 世界初のタービン入口温度 1600℃の高効率機 M501J 形ガスタービンを実用化した¹⁾。現在は次 世代 GTCC として,タービン入口温度をさらに 100℃上昇させた 1700℃級ガスタービンの技術開 発を進めている²⁾。

ガスタービン燃焼器の高温化を進める上で問題 となるのが、NOx 排出量の増加である。NOx の生 成量は燃焼温度の上昇に伴い指数関数的に増加す るため、NOx 排出量を抑えるためには、より均一 な希薄予混合気を形成し、燃焼温度を低く保つ必 要がある。一方で希薄予混合燃焼は火炎が安定し にくく、燃焼振動が発生しやすいという欠点があ る。燃焼振動は、燃焼内部で発生する圧力変動と 燃焼場における発熱変動の相互作用によって生じ る自励振動であり,燃焼器の性能や耐久性の低下, さらには装置の損傷を引き起こす恐れがある。そ のため,燃焼器開発においては,希薄予混合燃焼 下でも安定した燃焼を維持できるようにしなけれ ばならない。

低NOxかつ安定燃焼が可能な燃焼器を開発する ためには、燃焼器内部の非定常な発熱現象を把握 可能な計測・評価技術が求められる。そこで本研 究では、実機スケールの燃焼器を用いた高圧燃焼 試験に自発光プローブ計測を適用し、高温・高圧 場での燃焼器内部の発熱分布および発熱変動の計 測を試みた。また、計測結果を大規模燃焼LES 解析と比較し、燃焼モデルの妥当性を検証した。 さらに、同時計測した燃焼器内圧変動の結果を用 いて、レイリーインデックスによる燃焼安定性の 評価を行った。

2.計測

2.1 発熱計測手法

火炎帯での発熱率分布を取得する場合,非接触で 計測可能な光学計測が有効である。代表的な光学 計測手法を Table 1 に示す。光学計測は,火炎から の発光やレーザで励起した特定の化学種の蛍光を カメラで撮影する面計測と,火炎からの発光をプ ローブで一点に集光する点計測とに分類すること ができる。

面計測は,発熱の空間分布から火炎の構造を捉え ることができるため,基礎・応用の両面から多く の研究が行われている。しかしながら,面計測を 高温・高圧の燃焼器試験に適用する場合,光学系 に耐熱・耐圧性を持たせるために計測装置が大型 化し,計測対象への影響を無視できなくなる。一 方,点計測で用いる自発光プローブは,外径が 10mm以下と非常に小型であるため,計測対象への 影響を小さくすることができる。また,複数点の 同時計測とすることで,離散的な発熱の分布を取 得可能となる。加えて,時間分解能が非常に高く, 燃焼器内部で起こる高周波の非定常現象を計測可 能であるというメリットがある。以上より,本試 験では高温・高圧場での火炎発熱計測手法として, 自発光プローブ計測を適用した。



Table 1 主な光学計測手法

2.2 燃焼試験装置および試験供試体

試験装置の概略を Fig.1, 外観を Fig.2 に示す。本 試験では,現在 1700℃級ガスタービン向けに開発 中の実機スケール予混合燃焼器を供試体として用 いた。供試体燃焼器の概略を Fig.3 に示す。燃焼器 は,保炎用のパイロットノズルを中心軸上に,メ イン予混合ノズル 8 本をその外周に配した構造と なっている。燃料である天然ガスはメインノズル とパイロットノズルの2系統から供給される。燃 焼器には、図に示すように上流から下流にかけて7 か所(図中①~⑦)に自発光プローブが取り付けられ ており、軸方向に配置された各計測点で得た自発 光の強度から離散的な発熱率分布を取得可能とな っている。また、Fig.3中の圧力計測位置に音圧セ ンサを取り付けており、圧力の変動をアンプ、5kHz ローパスフィルターを通してデータ収録装置で計 測している。

供試体燃焼器は, Fig.1 に示すように GT 燃焼器 の車室形状を模擬したセクタの内部に配置されて いる。セクタが設置されている燃焼試験シェルの 最大使用圧力は 31ata,最大使用温度は 550°C であ る。

本試験では, セクタ内圧力, 入口空気温度を実機 同等の高温・高圧条件とし, 発熱率変動および内 圧変動の計測を行った。



Figure.1 試験装置概略



Figure.2 試験装置外観



Figure.3 供試体燃焼器概略

2.3 計測装置

自発光計測装置の主要な構成機器を Table 2 に、 概略を Fig.4 に示す。自発光プローブおよび光ファ イバは、燃焼試験シェル内部の高温・高圧環境か ら隔絶するために水冷式のプローブ保護管内に格 納されている。火炎からの発光は、燃焼筒壁面に 取り付けた自発光プローブに集光される。プロー ブは集光レンズを内蔵しており、**Φ7mm**の集光範 囲内に位置する火炎からの発光のみを燃焼器半径 方向に光路積分する構造となっている。集光され た光は光ファイバで検出器に伝送され、ダイクロ イックミラーと光学フィルタにより 300-340nm の 光のみが抽出される。本波長域は、大気圧条件に おける OH*の発光波長(307nm)を含んでおり, 雰囲 気圧力に寄らず発熱との相関が確認されている³⁾。 検出した光の強度は増幅器で電圧信号に変換・増 幅され、サンプリングレート 50kHz でデータロガ ーに記録される。



光ファイバ



Figure.4 自発光計測装置概略

Table 2 主要機器一覧

| 機器 | 名称 | | |
|---|-------|-------------------------|--|
| | メーカー | 西華産業 | |
| プローブ | 耐熱温度 | 450℃ | |
| | 透過率 | 92~98% | |
| | メーカー | Fiberguide Industries | |
| ファイバ | 耐熱温度 | 200℃ | |
| | 適合波長域 | NUV-VIS | |
| | メーカー | 西華産業 | |
| 検出機器 | 検出器 | 浜松ホトニクス製光 電子増倍管#6357 | |
| | 検出波長 | 300-340nm | |
| 低恒智 | メーカー | 西華産業 | |
| 「「」」「「」」「」」「」」「」」」「」」」」」」」」」」」」」」」」」」」」 | 方式 | I-Vアンプ | |

3.結果

3.1 発熱率分布

Fig.5 に火炎の軸方向無次元発熱率分布を示す。 発熱率は計測時間中(20sec)の信号強度の平均値と し、これを軸方向に並べることで発熱率分布とし た。縦軸は発熱率の最大値で正規化している。ま た、図には計測と同条件において実施した大規模 燃焼 LES 解析の結果を示している。解析には、汎 用熱流体解析コード FLUENT ver15.0 を使用した。 LES の SGS モデルには Smagorinsky Lilly モデルを 使用し、反応モデルには FGM (Flamelet Generated Manifold)モデルを用いた。

まず計測結果に着目すると,発熱率はプローブ③ ~④にかけて急激に上昇した後,プローブ④~⑤で 急激に低下していることが分かる。これは,プロ ーブ④付近で局所的に強い発熱が生じていること を示している。一般的に NOx は高温領域で多量の 生成されるため,プローブ④付近に NOx の生成領 域があると考えられる。

次に解析結果に着目すると、計測と同様にプロー ブ④付近で発熱のピークをとっており、計測と解 析で発熱分布が概ね一致していることが分かる。 本検証により、FGM モデルを用いることで、火炎 の位置を精度良く予測可能であることが確認でき た。





3.2 レイリーインデックス

本燃焼器における燃焼振動の駆動源について検 討するため,安定燃焼条件と燃焼振動条件の2条 件にて計測を行った。

燃焼安定性の評価には、局所レイリーインデッ クスを用いた。レイリーインデックスは式(1)によ り算出した。

$R = \int_{T} p'(t) \cdot q'(t) dt \tag{1}$

ここで q'は自発光計測で得られた各プローブの信 号強度変動 (発熱率変動を代表), p' は圧力変動で ある。レイリーインデックスは正が燃焼不安定, 負が燃焼安定を示しており,圧力変動と発熱変動 の位相が 90°以内になった場合に正の値をとる。 得られたレイリーインデックスを軸方向にマッピ ングすることで,計測領域の中から燃焼振動を駆 動している部分を抽出することができる。

Fig.6 に a) 無次元発熱率分布, b)燃焼振動発生周波 数の無次元発熱率変動分布, c)無次元レイリーイン デックス, d)圧力変動と発熱変動の位相差, e)無次 元圧力変動レベルと無次元断面レイリーインデッ クスの比較, を示す。発熱率, 発熱率変動, レイ リーインデックスおよび圧力変動レベルの縦軸は それぞれの最大値で正規化している。

まず, a)発熱率分布に着目すると, 安定燃焼条件

と燃焼振動発生条件の分布に違いは認められず, 平均の発熱率と燃焼振動の発生には相関がないこ とが分かる。これに対し b)発熱率変動は、燃焼器 全域において燃焼振動発生条件の方が大きい。こ のため c)局所レイリーインデックスについても, 全域で燃焼振動発生条件の方が大きくなる。ここ で、レイリーインデックスによる燃焼安定性評価 の妥当性について確認するため、燃焼器の断面レ イリーインデックスと燃焼振動の大きさを比較す る。断面レイリーインデックスは、局所レイリー インデックスの値を燃焼器軸方向に積分すること で求めた。Fig.6-e)に示すように断面レイリーイン デックスは, 燃焼振動の大きさを示す圧力変動レ ベルと概ね比例関係にあることから、レイリーイ ンデックスの絶対値で燃焼振動の発生を評価でき ると考えられる。従って、本燃焼器の燃焼振動の 駆動源は、局所レイリーインデックスが最大とな るプローブ③付近にあると考えられる。

3.3 発熱変動と圧力変動の位相関係

Fig.6-b) 発熱率変動と c) レイリーインデックス の分布を比較すると、それぞれの分布形状および 最大位置に相違が認められる。これはプローブ③ におけるレイリーインデックスの増大には発熱変 動よりも位相の寄与が大きいことを示している。 そこで、Fig.6-d)に示す発熱変動と圧力変動の位相 差について検討する。

安定燃焼条件における位相差は、上流側のプロ ーブ①~④でほぼ一定に推移し、その後プローブ④ ~⑦にかけて線型に変化していく。これに対し燃焼 振動条件の位相差は、プローブ②、③で45degまで 近づいた後、プローブ④で90degまで離れ、その後、 安定燃焼時と同様に線型に変化していく。従って、 プローブ②、③における位相関係の変化が燃焼振 動の起点となっている可能性が考えられる。

なお,プローブ④以降における位相の線型な変 化は,発熱率変動の遅れがメイン予混合ガスの火 炎面までの移流時間に影響受けたと仮定すると説 明可能である。発熱率変動の遅れが燃料穴から火 炎面までの予混合ガスの流速にのみ影響を受けた 場合の位相差は式(2)のように表せられ⁴,これを Fig.6-d)中に示す。

$$\theta = -2\pi f \tau = -2\pi f \frac{(x+L)}{v_{\text{ave}}}$$
(2)

f:周波数, τ:時間遅れ, x:燃焼器入口からの 軸方向距離, L:メインノズルの燃料穴から燃焼 器入口までの距離, v_{ave}:x=0における軸方向平均 流速 プローブ④以降の位相の傾きは,計測と式(2)で概 ね一致しており,下流側の位相差にはメイン予混 合ガスの流速が支配的であることが確認できる。 一方で燃焼器上流のプローブ①~④で発生した特 異な位相の分布は,メイン予混合ガスの移流時間 だけでは説明できず,局所的に発生した逆流やパ イロット燃料の移流時間⁵などが影響していると 考えられる。



Figure. 6 a)無次元発熱率分布,b)無次元発熱率変動分 布(燃焼振動発生周波数成分),c)無次元局所レイリーイン デックス,d)発熱変動と圧力変動の位相差,e)無次元圧 力変動レベル vs.無次元断面レイリーインデックス

4.結言

本研究では、燃焼器内部の非定常現象の把握を 目的に、実機相当の高温・高圧条件において自発 光プローブによる燃焼器内部発熱率分布の計測を 行った。また、計測と大規模燃焼 LES 解析を比較 し、燃焼モデルの妥当性について確認した。さら に、レイリーインデックスによる燃焼安定性の評 価を行った。結果、以下の成果を得た。

- 自発光プローブを複数点設置することにより
 実機相当の高温・高圧条件においても燃焼器の内部発熱分布を計測可能となった。
- 燃焼解析では、FGMモデルを用いることで火炎位置を精度良く予測可能であることが分かった。
- レイリーインデックスを評価することにより、
 燃焼器内部で燃焼振動を駆動していると考えられる不安定領域を特定できた。

今後は本研究で得られた知見を用いて,1700℃ 級ガスタービン燃焼器の開発を推進していく。

謝 辞

本研究は経済産業省による「高効率ガスタービン技術実証事業(1700°C ガスタービン)」の補助により行われたものである。

参考文献

- 羽田哲,高田和正ほか:発電用高効率ガスタービン とその運転実績,三菱重工技報, Vol.52, No.2 (2015) pp.2-9.
- 伊藤栄作,塚越敬三ほか: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) pp.15-22.
- F.Güthe, D.Guyot, et al.: Chemiluminescence as diagnostic tool in the development of gas turbines, Applied Physics B, Vol.107, Issue.3 (2012) pp.619-636.
- 4) 磯野充典,木村勇一郎ほか: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講演論文集,(2015) pp.106-107.
- A.Innocenti, A.Andreini, et al.: Numerical analysis of the dynamic flame response and thermo-acoustic stability of a full-annular lean partially-premixed combustor, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57182.

C-2

バイオジェット燃料による RQL 燃焼器排出 PM の大幅低減効果について

*藤原仁志,牧田光正,下平一雄,山田秀志,岡井敬一,水野拓哉(宇宙航空研究開発機構) 中村将治(三菱重工業)

Reduction of PM emission from an RQL combustor with aviation bio fuel

*Hitoshi FUJIWARA, Mitsumasa MAKIDA, Kazuo SHIMODAIRA, Hideshi YAMADA,

Keiichi OKAI, Takuya MIZUNO (Japan Aerospace Exploration Agency),

and

Masaharu NAKAMURA(Mitsubishi Heavy Industries)

ABSTRACT

The combustion rig test of an RQL gas turbine combustor was performed with petroleum kerosene, 100% hydro-treated ester and fatty acid (HEFA) alternative jet fuel and their blends. The results show the clear tendency of suppression of non-volatile PM (nvPM) emission with the increased blending ratio of HEFA. Chemical analysis of both of the fuels shows the difference in aromatic content, where aromatics content of the kerosene reaches up to around 20% while aromatics are not contained in HEFA, which is considered to cause the difference in nvPM emission.

Key words: Hydro-treated ester and fatty acid (HEFA), non-volatile PM, aromatic content

1. はじめに

バイオジェット燃料は、航空分野からの排出 CO₂ 削減において重要な役割を果たすと考えられてい る. バイオジェット燃料の規格は ASTM D7566 で 規定されており、燃料の性状だけでなく、その製 法も規定されている¹.本研究では、Honeywell UOP/Nikki Universal 社で牛脂より精製された Hydro-treated Ester and Fatty Acid (HEFA) 燃料を上記規格を満たすバイオジェット燃料とし て使用した.

2. 燃料の分析

本研究では、Kerosene(灯油)と上記 HEFA 燃料を 用いたが、燃焼試験に先立って燃料の分析を行っ た.その結果を Table 1 に示す.表より、HEFA 燃 料は Kerosene より密度が低く、単位質量あたりの 発熱量が若干大きいことが分かる.最も大きな差 異は、芳香族成分で、Kerosene では芳香族が約 2 割含まれているが、HEFA 燃料ではほとんど芳香族 が含まれていない.

| kerosene HEFA 試験方法 1. 析出点,℃ -54.5 -58.5 JIS K 2276 2. 動粘度,mm²/s 3.855(-20℃) 1.963(15℃) JIS K 2283 3. 表面蛋力,mN/m - 22.5 JIS K 2241 4. 密度@15℃,g/cm³ 0.7985 0.7554 JIS K 2249-1 5. 真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 5. 真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 6. 蒸留性状 - - - 初留点,℃ 163.0 146.5 - 10%留出温度,℃ 198.5 208.0 - 90%留出温度,℃ 251.5 269.0 - 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 - 9. 水素,質量% 13.9 15.2 - 10. 硫貴分, 質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - - 14.1 親成分析 - - - 12. 芳香族分,容量% 18.4 0.7 -< | | | | |
|--|-----------------------------|--------------|---------------------|-------------|
| 1. 析出点、℃ -54.5 -58.5 JIS K 2276 2. 動粘度,mm²/s 3.855(-20℃) 1.963(15℃) JIS K 2283 3. 表面張力,mN/m - 22.5 JIS K 2241 4. 密度@15℃,g/cm³ 0.7985 0.7554 JIS K 2249-1 5. 真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 5. 真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 6. 蒸留性状 - - - 初留点、℃ 163.0 146.5 - 10%留出温度、℃ 198.5 208.0 - 90%留出温度、℃ 229.0 253.5 - 終点、℃ 251.5 269.0 - 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 - 9. 水素,質量% 13.9 15.2 - 10 硫黄分, 質量% 0.0006 0.0001未満 - 約和分,容量% 80.3 98.4 - オレフィン分,容量% 18.4 0.7 - 12. 芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 </td <td></td> <td>kerosene</td> <td>HEFA</td> <td>試験方法</td> | | kerosene | HEFA | 試験方法 |
| 2.動粘度,mm²/s 3.855(-20°C) 1.963(15°C) JIS K 2283 3.表面張力,mN/m - 22.5 JIS K 2241 4.密度@15°C,g/cm³ 0.7985 0.7554 JIS K 2249-1 5.真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 5.真発熱量,J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 6.蒸留性状 - - - 初留点,°C 163.0 146.5 - 10%留出温度,°C 198.5 208.0 - 90%留出温度,°C 229.0 253.5 - 終点,°C 251.5 269.0 - 7.潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8.炭素,質量% 86.3 84.7 - 9.水素,質量% 13.9 15.2 - 10.硫黄分,育量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - - 12.芳香族分,容量% 1.3 0.9 - 芳香族分,容量% 18.4 0.7 - 12.芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 | 1. 析出点,℃ | -54.5 | -58.5 | ЛS K 2276 |
| 3. 表面張力, mN/m - 22.5 JIS K 2241 4. 密度@15℃, g/cm³ 0.7985 0.7554 JIS K 2249-1 5. 真発熱量, J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 5. 真発熱量, J/g 43,280 44,140 JIS K 2249-1 6. 蒸留性状 - - - 初留点, ℃ 163.0 146.5 - 10%留出温度, ℃ 177.5 165.0 - 90%留出温度, ℃ 229.0 253.5 - 終点, ℃ 229.0 253.5 - 8(炭素, 質量% 86.3 84.7 - 9. 水素, 質量% 13.9 15.2 - 10. 磁黄分, 質量% 0.0006 0.0001未満 - - 10. 磁黄分, 質量% 0.3 98.4 - - 11. 組成分析 - - - - - 12. 芳香族分, 容量% 18.4 0.7 - - - 12. 芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - - 15.5 - - - | 2. 動粘度,mm ² /s | 3.855(−20°C) | 1.963(15° ℃) | ЛS K 2283 |
| 4. 密度@15℃, g/cm³ 0.7985 0.7554 JIS K 2249-1 5. 真発熱量, J/g 43,280 44,140 JIS K 2279 6. 蒸留性状 - - - 初留点, ℃ 163.0 146.5 - 10%留出温度, ℃ 198.5 208.0 - 90%留出温度, ℃ 229.0 253.5 - 終点, ℃ 251.5 269.0 - 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素, 質量% 86.3 84.7 - 9. 水素, 質量% 13.9 15.2 - 10. 硫黄分, 質量% 0.0006 0.0001未満 - 節和分, 容量% 80.3 98.4 - オレフィン分, 容量% 1.3 0.9 - 芳香族分 18.4 0.7 - 12. 芳香族分, 容量% 19.9 0.1未満 - 1環芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - 2環芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - 12. 芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - | 3. 表面張力, mN/m | | 22.5 | ЛS K 2241 |
| 5. 真発熱量, J/g 43,280 44,140 JIS K 2279 6. 蒸留性状 - - - 初留点, ℃ 163.0 146.5 - 10%留出温度, ℃ 177.5 165.0 - 90%留出温度, ℃ 198.5 208.0 - 90%留出温度, ℃ 229.0 253.5 - 終点, ℃ 251.5 269.0 - 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素, 質量% 86.3 84.7 - 9. 水素, 質量% 13.9 15.2 - 10.硫黄分, 質量% 0.0006 0.0001未満 - 酸和分, 容量% 80.3 98.4 - オレフィン分, 容量% 18.4 0.7 - 12. 芳香族分 - - - 質量% 22.0 0.1未満 - 2環芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - 2環芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - 全異芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 - 全景香族分, 容量% <td< td=""><td>4. 密度@15℃,g/cm³</td><td>0.7985</td><td>0.7554</td><td>ЛS K 2249-1</td></td<> | 4. 密度@15℃,g/cm ³ | 0.7985 | 0.7554 | ЛS K 2249-1 |
| 6. 蒸留性状 163.0 146.5 初留点、℃ 163.0 146.5 10%留出温度、℃ 177.5 165.0 90%留出温度、℃ 198.5 208.0 90%留出温度、℃ 229.0 253.5 終点、℃ 251.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素、質量% 86.3 84.7 9. 水素、質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10.硫黄分、質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 1000 約面分、容量% 80.3 98.4 オレフィン分、容量% 1.3 0.9 芳香族分、容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 12. 芳香族分、容量% 19.9 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分、容量% 22.0 0.1未満 全芳香族分、容量% 20.1 0.1未満 重量% 22.2 0.1 | 5. 真発熱量, J/g | 43,280 | 44,140 | ЛS K 2279 |
| 初留点,℃ 163.0 146.5 10%留出温度,℃ 177.5 165.0 50%留出温度,℃ 198.5 208.0 90%留出温度,℃ 229.0 253.5 終点,℃ 221.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 | 6. 蒸留性状 | | | |
| 10%留出温度,℃ 177.5 165.0 50%留出温度,℃ 198.5 208.0 90%留出温度,℃ 229.0 253.5 終点,℃ 251.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 | 初留点,℃ | 163.0 | 146.5 | |
| 50%留出温度,℃ 198.5 208.0 90%留出温度,℃ 229.0 253.5 終点,℃ 251.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 JPI-5S-65 9. 水素,質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10. 硫黄分,質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - 1 飽和分,容量% 80.3 98.4 ASTM D1319 才レフィン分,容量% 1.3 0.9 5 芳香族分,容量% 18.4 0.7 1 12. 芳香族分 - - 1 質量% 22.0 0.1未満 ASTM D6379 質量% 0.2 0.1未満 4 全芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 0.1 0.1未満 | 10%留出温度,℃ | 177.5 | 165.0 | TC V 2264 |
| 90%留出温度,℃ 229.0 253.5 終点,℃ 251.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 JPI-5S-65 9. 水素,質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10. 硫黄分,質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - 4 約和分,容量% 80.3 98.4 ASTM D1319 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 5 芳香族分,容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 19.9 0.1未満 2環芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 ASTM D6379 4 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 4 全景香族分,容量% 0.2 0.1未満 4 全景香族分,容量% 0.2 0.1未満 4 | 50%留出温度,℃ | 198.5 | 208.0 | JI5 K 2234 |
| 終点,℃ 251.5 269.0 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 JPI-5S-65 9. 水素,質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10. 硫黄分,質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - 4 節和分,容量% 80.3 98.4 ASTM D1319 才しフィン分,容量% 1.3 0.9 5 芳香族分,容量% 18.4 0.7 4 12. 芳香族分 - - - 1環芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 - 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 - 全景香族分,容量% 0.2 0.1未満 - 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 - | 90%留出温度,℃ | 229.0 | 253.5 | |
| 7. 潤滑性(BOCLE),mm - 1.04 ASTM D5001 8. 炭素,質量% 86.3 84.7 JPI-5S-65 9. 水素,質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10. 硫黄分,質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 - - - 飽和分,容量% 80.3 98.4 ASTM D1319 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 - 芳香族分,容量% 18.4 0.7 - 12. 芳香族分 19.9 0.1未満 - 質量% 22.0 0.1未満 - 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 - 全景香族分,容量% 0.2 0.1未満 - 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 - | 終点,℃ | 251.5 | 269.0 | |
| 8. 炭素, 質量% 86.3 84.7 JPI-5S-65 9. 水素, 質量% 13.9 15.2 JPI-5S-65 10. 硫黄分, 質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 飽和分, 容量% 80.3 98.4 オレフィン分, 容量% 1.3 0.9 芳香族分, 容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分, 容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分, 容量% 20.1 0.1未満 | 7. 潤滑性(BOCLE),mm | | 1.04 | ASTM D5001 |
| 9. 水素,質量% 13.9 15.2 JF153-03 10. 硫黄分,質量% 0.0006 0.0001未満 JIS K 2541-6 11. 組成分析 飽和分,容量% 80.3 98.4 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 芳香族分,容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 | 8. 炭素, 質量% | 86.3 | 84.7 | |
| 10.硫黄分,質量% 0.0006 0.001未満 JIS K 2541-6 11.組成分析 飽和分,容量% 80.3 98.4 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 芳香族分,容量% 18.4 0.7 12.芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 | 9. 水素, 質量% | 13.9 | 15.2 | JF1-53-05 |
| 11. 組成分析 飽和分,容量% 80.3 98.4 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 芳香族分,容量% 1.3 0.9 芳香族分,容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 18.4 0.7 12. 芳香族分、容量% 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 筆量% 22.2 0.1 | 10. 硫黄分, 質量% | 0.0006 | 0.0001未満 | ЛS K 2541-6 |
| 飽和分,容量% 80.3 98.4 ASTM D1319 オレフィン分,容量% 1.3 0.9 ASTM D1319 芳香族分,容量% 18.4 0.7 Image: Constant of the system of the sy | 11. 組成分析 | | | |
| オレフィン分、容量% 1.3 0.9 芳香族分、容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 18.4 0.7 1環芳香族分、容量% 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分、容量% 0.2 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分、容量% 20.1 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 | 飽和分,容量% | 80.3 | 98.4 | ACTM D1210 |
| 芳香族分,容量% 18.4 0.7 12. 芳香族分 | オレフィン分,容量% | 1.3 | 0.9 | ASTM DISI9 |
| 12. 芳香族分 19.9 0.1未満 1環芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 芳香族分, 容量% | 18.4 | 0.7 | |
| 1環芳香族分,容量% 19.9 0.1未満 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 12. 芳香族分 | | | |
| 質量% 22.0 0.1未満 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 1環芳香族分, 容量% | 19.9 | 0.1未満 | |
| 2環芳香族分,容量% 0.2 0.1未満 ASTM D6379 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 質量% | 22.0 | 0.1未満 | |
| 質量% 0.2 0.1未満 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 2環芳香族分,容量% | 0.2 | 0.1未満 | ASTM D6379 |
| 全芳香族分,容量% 20.1 0.1未満 質量% 22.2 0.1 | 質量% | 0.2 | 0.1未満 | |
| 質量% 22.2 0.1 | 全芳香族分, 容量% | 20.1 | 0.1未満 | |
| <u>,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,</u> | 質量% | 22.2 | 0.1 | |

Table.1 chemical and physical analyses of fuels

3. 燃焼試験

上記 2 種類の燃料を用いたシングルバーナ燃焼 試験を JAXA AP7 で行った(Fig 1). 用いた燃焼器 ライナ(Fig 2)と燃料ノズル(Fig 3)については文献 ²に示す通り RQL(Rich burn Quick quench Lean burn)燃焼器で空気流量のうち約1割が燃料ノズル より流入し,残りの約9割は燃焼器ライナに開け られた希釈空気孔と冷却空気孔から流入する. 排 気ガスの計測については,Fig1に示す通り,不揮 発性 PM(nvPM)については,排気を9倍に希釈し た上で PASS(Photo Acoustic Soot Sensor:光音響 法センサ)を用いた AVL Micro Soot Sensor を用い, その他, NOx, CO, CO₂,O₂, THC は, Horiba 製 MEXA7000 を用いて計測した.入口空気条件は 500K, 500kPa(絶対圧),燃焼器圧損4%とした.



Fig.1 Combustion rig test overview



Fig.2 Combustor liner



Fuel injection circuit-

Fig.3 Parker-Hannifin type air blast fuel nozzle

4. 試験結果

Kerosene 燃料 100%と HEFA 燃料 100%での PM, NOx, CO, THC の emission index を Fig. 4 に示す. 横軸 は燃焼器の全体空燃比である. Fig. 4 より, NOx, CO, THC にほとんど差が無いことから, 燃え方はほぼ同 じで, 出口温度分布もほとんど同じになると推測 されるが, 唯一, PM だけは, HEFA 燃料ではほとん ど排出しなくなった.



Fig.4 Combustion test results (kerosene and HEFA)

次に、空燃比を65に固定して、keroseneとHEFA の燃料を混合させた燃焼試験を行った。HEFA の混 合比率を0%から100%まで10%刻みに変化させて、 PM, NOx, CO, THC の変化を測定した結果を Fig.5 に示す.図より、NOx, CO, THC にはほとんど変化 が無いが、PM に関しては、HEFA 燃料の混合比率が 上昇するにつれてほぼ線形に単調減少することが 分かった。



Fig.5 Combustion test results (AFR=65, blend fuel)

Fig.6には,空燃比 65 における HEFA100%の時と Kerosene100%の時の火炎の可視化写真を示す.可 視化写真よりも,HEFA100%の方が火炎の輝度が低 く,PMの発生が抑制されていることが分かる.



Fig.6. Comparison of the flame visualization (AFR=65)

5. まとめ

通常の石油由来のケロシンと、牛脂より合成したHEFAバイオジェット燃料を用いた燃焼試験を行った結果,NOx,CO,THCにはほとんど差が無いが、 PMに関してはHEFAバイオジェット燃料を用いると ほとんど排出しなくなることが分かった.また、 空燃比を固定して両者のブレンド燃料の燃焼試験 も行った所、HEFA 燃料の混合比率が上昇するにつ れて単調に PM の排出が減少することが分かった. このことには、HEFA 燃料には、ほとんど芳香族が 含まれていないことが関係している可能性が高い と考えられる.

参 考 文 献

- SAE International, "Standard Specification for Aviation Turbine Fuels", D7566-08a,
- Makida, M., Yamada, H. and Shimodaira, K., "Detailed Research on Rich-Lean Type Single Sector and full annular combustor for small aircraft engine," ICAS2014-0628, 2014.

2MW 級ガスタービンにおける ドライ低 NOx 水素専焼燃焼器の開発

*岡田邦夫, 堀川敦史, 古賀和樹, 餝 雅英 (川崎重工)

Developments of Hydrogen Dry Low Emission Combustor for 2MW Gas Turbine

* Kunio OKADA, Atsushi HORIKAWA, Kazuki KOGA, Masahide KAZARI,(KHI),

ABSTRACT

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

This paper is structured as follows; first chapter introduces the overview of hydrogen gas turbine development program in KHI, second chapter describes the low pressure test results of DLE hydrogen combustor for 2MW class industrial gas turbine, third chapter shows cooling design improvement of burner module. Key words: Hydrogen energy society, Hydrogen gas turbine, Hydrogen combustion

1. はじめに

当社は、将来の低炭素・水素社会を睨み、水素の製造、液化、輸送・貯蔵、利用を一体とした「CO₂フリー水素チェーン(図1)」を提唱している。資源国の未利用資源や余剰・安価な再生可能エネルギーから低コストに水素ガスを製造、資源国の港湾にて水素ガスを 液化、液体水素運搬船にて海上輸送し、利用国にて二 次エネルギーとして利用するコンセプトである。現在、 製造から輸送、利用に至る各要素技術の開発および製 品化に取り組んでいる。本報では、水素ガスタービン 発電のうち、最も重要な開発課題であるドライ低 NOx (窒素酸化物)水素専焼燃焼器の開発状況について紹 介する。

C-3



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

2. 川崎重工業における水素ガスタービンの開発

ガスタービンは、燃料多様性に優れることから水素 を燃料ガスとすることは十分可能である。しかしなが ら、水素に特有の燃焼特性に適合する燃焼技術が必要 であり、水素の安定燃焼と低NOx(窒素酸化物)性を 兼ね備えた燃焼器の開発が鍵となる。水素は、燃焼速 度が速いことから、希薄予混合燃焼では逆火が生じる。 このため、水素の低NOx燃焼の研究・開発では、多点 噴射方式により小さな水素火炎を用いる手法¹⁻⁸⁾と急 速混合および吹き上がり火炎を用いる手法⁹⁻¹²⁾がある。

当社では、二種類のドライ水素低 NOx 燃焼技術の開 発に取り組んでいる。一つは、現行の天然ガス焚き DLE 燃焼器の追焚きバーナから水素を投入し、天然ガスと 水素を混焼させる方式である¹³⁾。図2に当社ガスター ビンの DLE 燃焼器構造を示す。拡散燃焼方式のパイロ ットバーナ、予混合燃焼方式のメインバーナおよび追 焚きバーナの三つのバーナで構成する。エンジン起動 時には安定性に優れるパイロットバーナ、高負荷時に はメインバーナおよび追焚きバーナにて低 NOx 運転 を行う。



Fig. 2 DLE combustor geometry of Kawasaki gas turbine

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

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

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

次章では、micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術と micro-mix バーナを適用した燃焼器の設計および低圧 燃焼試験結果について紹介する。

3. ドライ低 NOx 水素専焼燃焼器の開発

3.1 micro-mix 低 NOx 水素燃焼技術

micro-mix 水素低 NOx 燃焼技術は、AcUAS にて 1980 年代から今日にかけ研究されている燃焼技術であり、 小型バーナを用いた水素の燃焼特性の取得や APU (航 空機用補助動力装置)の水素による運転試験が行われ ている。図3に micro-mix バーナの拡大図を示す。微 小な水素噴射孔(直径0.3mm 程度)から水素を噴射し、 直行する空気噴流と急速混合し、水素火炎を形成する。 微小な水素火炎を形成することで、局所的な高温域の 発生を無くし、反応時間を短くして NOx の発生を抑制 する。

Air Path Hydrogen Injection Hole (<u>\$\phi0.3\$</u>)

Fig. 3 micro-mix burner geometry

3.2 ドライ低 NOx 水素専焼燃焼器の設計

図4に2MW 級ガスタービンM1A-17Dの断面図を示 す。本ガスタービンエンジンは同クラスでは世界最高 レベルの発電効率を誇り、都市ガス焚きではNOx 排出 量 35ppm(O2=0%)を達成している。今回設計したドラ イ低NOx 水素専焼燃焼器はM1A-17の仕様と合致する ように設計を行った。



Fig. 4 Schematic view of Kawasaki M1A-17 gas turbine

図5にドライ低 NOx 水素専焼燃焼器の形状を示す。 圧縮空気は、圧力ケーシングと燃焼器ライナの間を通 り、燃焼器ライナ保持管の空気孔により折り返す。整 流板により流れを均一かつ一様流にし、micro-mix バー ナモジュールに供給する。水素が各リングに供給され、 微小な水素火炎を micro-mix バーナモジュール下流に 形成する。

水素噴射孔径については、試験用小型バーナにて噴 射孔 1mm でも低 NOx 燃焼が保たれることが確認され た¹⁴ことから、噴射孔 1mm での設計とした。



Fig. 5 Schematic view of final conceptual design

図 6 に micro-mix バーナモジュールと形成される火 炎を示す。水素供給部は、リング形状としており、水 素の焚き量(運転負荷)に応じて使用するリング数を 変更する。これにより、エンジン起動時から低負荷時 における高い燃焼効率と高負荷時の低 NOx 燃焼の両 立が可能となる。



micro-mix burner module and flame

本燃焼器では、燃料を段階的に水素供給リングから 供給する、燃料ステージング方式を採用している。図 7 に負荷に応じた水素の噴射状態を表す。着火からア イドル条件までは、外側の水素供給リングのみ水素を 噴射し、点火栓から発生する火花が可燃混合気に届き やすい設計としている。アイドルから40%負荷相当条 件(低負荷条件)までは、内側2つの水素供給リング、 40%負荷相当条件から定格負荷相当条件(高負荷条件) まではすべての水素供給リングから水素を供給する方 式とした。



a) Ignition condition





c) High load condition

Fig.7 Schematic view of Fuel staging

以上の設計理念に基づき、燃焼器の設計を行った。 図8に燃焼器設計に活用したCFD数値解析の結果例を 示す。圧力損失が設計点付近となること、反応時間が 小さくなることを確認した。



Fig. 8 CFD results of micro-mix combustor

3.3 ドライ低 NOx 水素専焼燃焼器低圧燃焼試験結果

本設計に基づき、燃焼器の試作を行った。試作バー ナモジュールおよび試作燃焼器を図9に示す。バーナ モジュールは水素火炎からの高温ガスに晒されるため、 セラミックコーティングを施した。



Fig. 9 Micro-mix burner module and combustor

本試作燃焼器にて、水素燃焼特性および低 NOx 性能 を確認するための燃焼試験を実施した。本試験では、 高圧試験の前段階の試験として、低圧試験条件 (0.2MPa)にて行った。試験条件を表1に示す。

| Table | 1 | Test | condition |
|-------|---|------|-----------|
|-------|---|------|-----------|

| 項目 | 単位 | 値 |
|--------|-----|-----|
| 入口空気温度 | К | 620 |
| 入口空気圧力 | MPa | 0.2 |
| 全圧損失率 | % | 2.5 |

全圧損失率 =
$$\frac{\Delta P}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{in}} \times 100$$
 (1)

図10に天然ガスを用いた着火から,水素へ切り替え が完了するまでの燃焼器内の様子を示す.着火には安 全のために天然ガスを用いることとし,火炎が安定し た後に水素への切り替えを実施する運用とした.



hition b) Intermediate c) After switching condition to Hydrogen Fig. 10 Combustion image after ignition

本低圧試験結果での NOx 排出特性(NOx 値:残存 酸素 15%換算値)を図 11 に示す。横軸は熱量割合を 示し、100%負荷が定格負荷(設計点)条件、0%負荷 がアイドル条件をそれぞれ示す。2 気圧条件下の試験 では、すべての負荷条件において NOx 排出が 25ppm 以下となることを確認した。



Fig.11 NOx emission results and combustion image

本試験において、バーナモジュールの一部に赤熱が 生じた。図 12 にバーナモジュールのサーモペイント試 験結果を示す。サーモペイントには紙面左上に KN3(Thermal Paint Services, Inc. 製)、右下に KN8(Thermal Paint Services, Inc 製)を使用した。その結 果、水素供給リング、Air Guiding Panel(空気流路の開 口面積を決定する環状部品)、Center Cone(燃焼器中央 部の整流部品)の高温化が確認された。本部品の冷却効 率の向上について、次節にて改良を行った。



Fig. 12 Thermal Paint results

3.4 バーナモジュール冷却性能の改良

低圧試験により、高温化が確認された水素供給リン グ、Center Cone、Air Guiding Panelの冷却性能の改良を 図った。インピンジメント冷却構造を施したバーナモ ジュールの内部構造を図 13 に示す。水素供給リングの 冷却性能向上のため、水素供給リング内部での水素噴 流により燃焼面側の壁面をインピンジメント冷却する 構造とした。



Fig. 13 Micro-mix burner module improved cooling design

本バーナ構造による伝熱性能の評価を CHT 解析に より行った。CHT 解析結果を図 14 に示す。水素供給 リング中心部の温度が低減できることを確認できた。





初期形状の Center cone は内部から空気の噴流を壁面 に衝突させるインピンジメント冷却構造を採用してい た。今回の高温化を受けて、Center cone にエフュージ ョン冷却構造を併用し、冷却効率の向上を図った。図 15 に初期構造の Center cone、エフュージョン冷却を併 用した Center cone におけるそれぞれの CHT 解析結果 を示す。設計変更により、Center cone の温度を低減で きることが確認された。



Fig. 15 CHT results of Center cone

Air Guiding Panel について、図 16 に示す寸法変更を 施した。Air Guiding Panel の中央部に流れがよどむ領域 が広いことから、図 16 に示す Air Guiding Panel の幅を 縮小し、高さを拡大した。これにより、Air Guiding Panel 上での流れがよどむ領域を狭め、Air Guiding Panel への 入熱の低減を図った。

Width : Shorten

Height : Enlarge



Fig.16 Modification of Air Guiding Panel

以上、水素供給リング、Center cone、Air Guiding Panel の形状変更を施した燃焼器における低圧試験結果での NOx 排出特性(NOx 値:残存酸素 15%換算値)を図 17 に示す。横軸は熱量割合を示し、100%負荷が定格 負荷(設計点)条件、0%負荷がアイドル条件をそれぞ れ示す。水素供給リング、Center cone、Air Guiding Panel の形状変更を施しても NOx 排出量は概ね変化なく、 25ppm 以下となることを確認した。



Fig.17 NOx emission results of improved cooling designed burner module and combustion image at full load

図 18 にバーナモジュールのサーモペイント試験結 果を示す。水素供給リング、Center Cone、Air Guiding Panel の温度が低減できており、冷却効率の向上が確認 された。



Fig. 18 Thermal Paint results of improved cooling designed burner module

3.5 ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器負荷遮断試験結果

負荷遮断を想定した、燃料遮断試験結果を図 19 に示 す。負荷遮断は最も外側の水素供給リングの燃料供給 を遮断することを想定し、実施した。この結果、最も 外側の水素供給リングの燃料を遮断しても、未燃水素 の排出や失火することなく、燃焼安定性を確保できる ことを確認した。



4. おわりに

当社で実施しているドライ低 NOx 水素専焼燃焼器 における低圧燃焼試験結果から以下の成果を得た。

・0%負荷から 100%負荷に相当する条件において、
 NOx25ppm 以下の低 NOx 特性を確認した。

・バーナモジュールの冷却改良により、水素火炎に よる部品の高温化を抑制した。

・ガスタービン運転中の負荷遮断を想定した燃料遮
 断試験で、失火および未燃水素を発生させることなく、安定した保炎性を確認した。

次の段階として、ガスタービンの実運転圧力条件に 相当する高圧燃焼試験を実施し、NOx 排出特性やバー ナモジュールの冷却特性などの評価を引き続き行う。

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

5. 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)「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。関係各位に深く謝意を表します。

参考文献

- Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Kroniger, D., Kitajima, J., Kazari, M., Horikawa, A.: Numerical and Experimental Characterization of Low NOx Micromix Principle for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69421.
- 2) Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Haj Ayed, A., Tekin, N., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K.: Experimental and Numerical Characterization of the Dry Low NOx Micromix Hydrogen Combustion Principle at Increased Energy Density for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013*, San Antonio, Texas, GT2013-94771.
- 3) Haj Ayed, A., Kusterer, K., Funke, H., Keinz, J., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K., Bohn, D.: Numerical Study on Increased Energy Density for the DLN Micromix Hydrogen Combustion Principle, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf,

Germany, GT2014-25848.

- T. Weiland, N., G. Sidwell, T., A. Strakey, P.: Testing of a Hydrogen Dilute Diffusion Array Injector at Gas Turbine Conditions, *Proceedings of ASME Turbo Expo* 2011, British Columbia, Canada, GT2011-46596.
- 5) Marek, C. J., D. Smith, T., Kundu, K.,: Low Emission Hydrogen Combustion for Gas Turbines Using Lean Direct Injection, *41s AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Tucson, Arizona, AIAA-2005-3776.
- 6) Hollon, B., Steinthorsson, E., Mansour, A., McDonell, V., Lee, H., 2011,: Ultra-Low Hydrogen/Syngas Combustion with 1.3MW Injector using a Micro-Mixing Lean-Premix System, *Proceedings of* ASME Turbo Expo 2011, British Columbia, Canada, GT2011-45929.
- D. York, W. Yilmaz, E.: Development and Testing of a Low NOx Hydrogen Combustion System for Heavy Duty Gas Turbine, *Proceedings of ASME Turbo Expo* 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012-69913.
- Cerutti, M., Cocchi, S., Modi, R., Sigali, S., Bruti, G.: Hydrogen Fueled Dry Low NOx Gas Turbine Combustor Conceptual Design, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-26136.
- 9) Beerer, D., McDonell, V., Therkelsen, P., K. Cheng, R.: Flashback, Blow out, Emissions, and Turbulent Displacement Flame Speed Measurements in Hydrogen and Methane Fired Low-Swirl Injector at Elevated Pressures and Temperatures, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen Denmark, GT2012-68216.
- 10) Asai, T., Dodo, S., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Effects of Multiple-Injection-Burner Configurations on Combustion Characteristics for Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45295.
- 11)Dodo, S., Asai, T., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Combustion Characteristics of Multiple-Injection Combustor for Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels under Medium Pressure, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45459.
- 12)Asai, T., Dodo, S., Karishuku, M., Yagi, N., Akiyama, Y., Hayashi, A.: Performance of Multiple-Injection Dry Low-NOx Combustor on Hydrogen-Rich Fuel in an IGCC Pilot Plant, *Proceedings of ASME Turbo Expo* 2014, Dusseldorf, Germany, GT2014-25298.
- 13)小田 剛生, 櫻澤 俊明, 木下 康裕:水素混焼技術の開発, 第42回日本ガスタービン学会定期講演会 (熊本)講演論文集(2014), pp.11-14
- 14) 堀川 敦史, 餝 雅英, 岡田 邦夫, Harald H.-W. FunkeJan Keinz, Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed:ドライ水素低 NOx 燃焼技術の開発, 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)

C-5

NSP マイクロジェットエンジン用アニュラ型燃焼器の数値解析

*鈴木 寛人(新潟大学院),松原 幸治,松平 雄策(新潟大学) 小式澤 広之,阿部 和幸(YSEC),岩田 拡也(産業技術総合研究所)

Numerical Analysis of Annular Combustor for NSP Micro Jet Engine

*Hiroto SUZUKI (Niigata Univ.), Koji MATSUBARA and Yusaku MATSUDAIRA(Niigata Univ.) Hiroyuki KOSHIKIZAWA and Kazuyuki ABE(YSEC), Kakuya IWATA (AIST)

ABSTRACT

NSP (Niigata Sky Project) has been developing less than one hundred horsepower micro jet engine, which had never been commercialized. This micro jet engine needs to improve fuel evaporation tubes, adopt fuel injectors and change figures of combustor in order to achieve high efficiency combustion. Therefore, I have been forwarding this research by numerical analysis. This paper reports numerical analysis model of annular combustor, adequacies of numerical analysis results and examples of numerical analysis for improving fuel evaporation tubes. Besides, this report also considers fuel evaporating phenomenon and combustion phenomenon of evaporating fuel, which are difficult to observe in the experiment. After this, we are planning to apply this analysis to the study of new combustor, which vibratory and incomplete combustion are less likely to occur.

Key words: Micro Jet Engine, Combustor, Numerical Analysis, Annular, Fuel Evaporation Tube

1. はじめに

現在,出力 100PS 以下のターボジェットエンジ ンあるいはターボプロップエンジンは商用化され ていない. NIIGATA SKY PROJECT では,2011 年 より,新潟県の金属加工技術を応用して,このク ラスの超小型ターボジェットエンジンの開発を進 めてきた⁽¹⁾.2015 年には、第43 回ガスタービン学 会定期講演会で,NSP マイクロジェットエンジン の性能測定例を紹介した.今回は,NSP マイクロ ジェットエンジン用のアニュラ型燃焼器の数値解 析を行い,内部の熱流動現象を検討する.それに よって,燃焼器およびその中に据え付けられた蒸 発管の性能改善のための知見を集積することを目 的とする.

2. 計算手法

2.1 基礎方程式とモデル

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.16.0 を使用し た.本研究では、エネルギー式と化学種輸送方程 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 のマッピングを行なった.基礎方程式として,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る.乱流の影響は,Realizable k- ε モデルによって考慮する.この乱流モデルは,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.今回は、液滴の分裂は考慮しなかった. 2.2 解析モデルと格子

今回の解析対象は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.燃焼器形状は周 期的であることから,解析モデルはFig.1に示すよ うな,1/6モデルの燃焼器とする.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.



Fig.1 1/6 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から 10mm の点から 一直線に燃料が噴射される.



Fig.3 Close-Up of Fuel Evaporation Tube (➡ : Fuel Flow, O : Nozzle Exit)

ただし,解析に不必要な突起,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 は燃焼器全体の格子であり, Fig.5 は蒸発管 内部の格子である. 全体の解析格子数は約 408 万, 内径 8.4mm の蒸発管断面には, 131 個の格子が生 成されている.



Fig.4 Computational Grid



Fig.5 Computational Grid in Fuel Evaporation Tube

格子形状はすべて6面体である.Fig.4 について は、境界条件の影響が燃焼室内に及ぼさないよう にするのと、解の安定性を狙って、吸気側、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.解析結果とその考 察」では、これらの延長分を除いて表記した.

2.3 解析条件

前述の「2.1 基礎方程式とモデル」で,解析手 法や基礎方程式に触れてきたように,解析条件に おいても,それらや実際のジェットエンジンの仕 様に基づいて,解析条件を以下のように定めた. また,[※]を付した値はフルモデル(1/1 モデル) に関するもので,今回の1/6 モデルの解析ではその 1/6 の値を使用する.

・使用燃料:灯油 (C10H22), 320 [K]

- ・燃料流量:※6[g/s]
- ·噴射粒径:10[µm]
- ・噴射速度:18[m/s]
- ・空 気:窒素 79 [%],酸素 21 [%], 300 [K]
- ・空気流量:※480 [g/s]
- ・空燃比:80
- 出口圧力:大気圧
- ·壁面伝熱:断熱壁
- ・確率密度関数(PDF)の設定

使用燃料は灯油であるが, デカン C₁₀H₂₂ で近似 した.燃料はジェットエンジン内部で予熱されて いることからその温度を 320 [K](約 47 [℃])とした. 燃料流量は, NSP ジェットエンジンのアイドリン グ回転数である 4 万 [rpm]を想定して設定した.流 入空気の初期温度は, 300 [K](27 [℃])とした.壁 面は断熱壁とした.スカラー量と混合分率の関係 は予めマップを作っておいて、計算時にそれを参 照して使用する.Fig.6 には,平均温度と混合分率 の関係を示す.



Fig.6 Mean Temperature against Mixture Fraction

3. 解析結果とその考察

本章では, 燃焼器の二つの断面に関して結果を 表示する. Fig.7 (A)では, 蒸発管の根元部と中心軸 を通る断面を黒色面(以下, (a))で, 蒸発管の根元 部と曲がり部を通る断面を灰色面(以下, (b))とし て図示したものである. Fig.7(B)は, (A)に関連して, より蒸発管に関してわかりやすくするために, 断 面図を用いて各断面を図示している.

3.1 空気流れ

Fig.8 には二つの断面での速度分布を表す.これ らの断面において燃焼室内の上流では速度は比較 的遅くなっているが,燃焼室出口では加速してお り,温度上昇による気体の膨張によると考えられ





Fig.7 Cross-Sections for Visualization



Fig.8 Velocity Contour

る.蒸発管内部でも、最初の曲がり部から後端に かけて、流速が速くなっている領域が確認できる. したがって、蒸発管内部でも燃焼が起こっている と考えられる.今回計算対象とした蒸発管の曲が り部は角張っており、その角部で流れが淀んでい るため,蒸発管流路の形状は改善の余地があると 考えられる.

Fig.9 は蒸発管を通る断面における速度ベクトル である. 燃焼室上流では先に述べたようなよどみ がこの図から確認できる. さらに,蒸発管内部に 関しても,燃料の相変化と燃焼による温度上昇に 対応して,次第と速度が上がっている. 解析領域 全体での最高速度は,556 [m/s]であった.



Fig. 9 Velocity Vectors on cross-section (b)

3.2 燃料の拡散

Fig.10 と Fig.11 は、二つの断面での燃料と酸素 の質量分率をそれぞれ示す.これらの図から、蒸 発管の最初の角部で燃料濃度が高くなっているが、 角部を過ぎると低下すること、酸素濃度は蒸発管 内で最初は高いが、最初の角部を過ぎると急速に 減じていることが示される.したがって、蒸発管 の最初の角部で燃料が蒸発し、酸素と混合して燃 焼していると考えられる.

3.3 温度

Fig.12には温度分布を示す. 蒸発管内の最初の角 部以降と,蒸発管の周辺で温度が高くなっている が,燃焼器の出口では温度が少し低下している. このことからも,蒸発管の内部で燃焼が始まって いることが示されている.最高温度は蒸発管の下 流で起こっており,蒸発管から出てからも燃焼が 継続していることが伺える.燃焼筒からの空気の 流入部では温度が低く,その周囲で温度が高い. したがって,燃焼筒から入る空気の大半は,反応 に関与していない.このことは,空気過剰率が 80 であることによる.なお,この領域内の最高温度 は 2491 [K]であった.

このように燃焼室内全体では、上流部で高温領 域が生成され、下流部では低温領域が生成されて いる.このことはジェットエンジン燃焼器の保炎 に効果的であり、燃焼筒の穴パターンによって燃 焼筒への空気の流入が適切に調節されていると考 えられる.一方で、温度分布を細かく見ると、燃 焼筒の中間部でも壁面付近で高温になっていると ころがあり,壁面が不必要な高温に晒されるため, 温度分布を改善する余地がある.このため、現在 の燃焼筒の穴パターンは適切ではあるが,改善の 余地もあると考えられる.











Fig.12 Temperature contour

さらに、温度に関しては、数値解析の妥当性を 評価するために最高温度と燃焼器出口温度(以下、 出口温度)を Table 1 のようにまとめ、理論断熱燃焼 温度と比較した.理論値の計算は参考文献⁽²⁾に従い、 最高温度は理論混合比、出口温度は空燃比 80 とし て算出した.数値解析によって得られた出口温度 は、出口断面での平均温度として算出している.

Table 1 Comparison of Simulated Temperatures

| | | with Theory (K) |
|---------|---------|-----------------|
| | Present | Theory |
| Maximum | 2491.8 | 2464.0 |
| Exit | 809.8 | 801.8 |

Table 1 より,最高温度の差は 27.8[K]であり,出口 温度の差は 8[K]である.これらの差は十分小さく、 数値解析による温度の妥当性が確認できる.

4. まとめ

今回の燃焼解析では、燃焼器が「アニュラ型」 であることと「蒸発管」を使用しているという特 殊性に着目し、結果の検討を行なった.実験で可 視化することが困難な蒸発管内部を含む流れと温 度等の分布について検討した.それによる知見を 次にまとめる.

- (1) 実際のアニュラ型燃焼器の1/6モデルの数 値解析ソフトウェアを構築し、液体燃料の 蒸発と燃焼を伴う熱流動場の解析を可能 とした。
- (2) 速度場,燃料濃度および酸素濃度の可視化によって,蒸発管の最初の角部で燃料が蒸発し,それ以降の蒸発管内部と蒸発管の外部でも燃焼している.
- (3) 燃焼器の前半の特に蒸発管周辺で温度が 高く、後半では温度が低くなっており、保 炎に効果的な温度場が形成されている.た だし、燃焼筒の中間部でも壁面近傍で温度 が高くなっており、燃焼筒の穴パターンは 改善の余地がある.

5. 謝 辞

本項の作成にあたり、NIIGATA SKY PROJECT 関係者の方々におかれましては、これまでの御支援 と御協力に心より感謝致します。

参考文献

 岩田拡也,松本治,新潟スカイプロジェクト,第 50回飛行機シンポジウム,2A11,(2012)

- 日本機械学会,JSMEテキストシリーズ熱力学,pp. 124, (2002)
- 田中俊祐 ら、マイクロジェットエンジンの測定と 熱力学解析、第43回日本ガスタービン学会定期講 演会講演論文集、C-3、(2015)



水素浮き上がり火炎の形成条件および燃焼特性

*野崎光一(首都大院), 湯浅三郎(首都大), 櫻井毅司(首都大) Stability and Combustion Characteristics of Hydrogen Lifted Flames

*NOZAKI Koichi, YUASA Saburo and SAKURAI Takashi (Tokyo Metropolitan University)

ABSTRACT

An experimental study was conducted to realize the lean-premixed combustion by using the lifted flame for hydrogen-fueled gas turbine combustor. To obtain the combustor design parameters, the effects of hydrogen injector diameter and swirl strength of the air stream on the stability of lifted hydrogen flames were investigated. The lifted flames were the most stable when using the hydrogen injector diameter of 0.8 mm and the swirl strength of 0.255. By applying swirl to the co-axial air, the lifted flame region against the hydrogen injection velocity and the air stream velocity became wider. However, it was found that there was an optimum swirl strength for the formation of lifted flames because the development of recirculation region around the injector rim due to the strong swilling air flow increased the rim-stability of the jet diffusion flames. When the lifted flame formed, the NOx concentration became around 1 ppm, which was about one digit smaller value than that of jet diffusion flames.

Key words: Lifted flame, Hydrogen gas turbine combustor, Lean-premixed combustion, Hydrogen

1. はじめに

大気汚染やエネルギー供給問題の解決手段とし て、従来使用されてきた化石燃料に代わるクリー ンなエネルギー源が必要とされている.そこで、代 替エネルギーとして水素を用いたエネルギー供給 が注目されている.水素は、炭素を含まないために 二酸化炭素を発生せず、原料が水(海水)という形で 地球上に大量に存在し枯渇の心配がないという点 から、化石燃料に比べ優れた特徴を持っている.

また,水素からエネルギーを取り出す手段とし て,ガスタービンエンジンが挙げられる.ガスター ビンは,広く普及している二次電池や燃料電池と 比べ,高い出力密度とエネルギー密度の両立を達 成しやすく,始動時間が短いなどの利点から発電 に適している.そのため,水素とガスタービンのこ れらの特徴を生かしたガスタービン用燃焼器を開 発することで,大気汚染やエネルギー供給問題を 解決できると考えられる.

水素を燃料に用いたガスタービン燃焼器の研究 として, Funke らによる Micro-mix 燃焼器の研究^{1,2)} がある. Micro-mix 燃焼器では,空気の流れに対し て水素を直角に供給することで急速な空気と水素 の混合を行い,微小な水素火炎を形成する. 燃焼ガ スの高温域が局所的になり滞在時間が短縮するた め NOx 生成が抑制されるとしている. しかし,高 負荷に向けて当量比が高くなると高温領域が拡大 して滞在時間が長くなり, NOx 増加につながる懸 念がある³⁾. この他にも,筆者らの研究や様々な水 素燃焼方式の研究事例が湯浅によってレビューさ れている⁴⁾.

本研究では、水素の速い燃焼速度に由来する逆 火の防止と排気ガス中の NOx 濃度低減を図るため に、原理上逆火が起こらず、燃料インジェクタの下 流の空間で十分な燃料と空気の混合が図れる浮き 上がり火炎を利用する.この際,燃料と空気を希薄 当量比範囲で供給することで,火炎温度の低下に よる NOx 濃度の低下を意図した。

本研究では、水素燃料ガスタービンの実用化に向 けた水素浮き上がり火炎による低 NOx 高負荷燃焼 器の設計知見を取得するために、水素および空気 の供給流速や、空気旋回の強さ、水素噴出孔径など をパラメータとして浮き上がり火炎の形成条件と 燃焼状況を調査した.

2. 実験装置および実験方法

Fig.1 に燃焼器の概略図と外観を示す.水素は燃 焼器中心軸上に設けた燃料インジェクタより燃焼 室内へ軸方向に噴射される. 空気は半径流型ベー ンスワラーによって旋回を与えられた後、燃焼室 内に流入する. 燃焼室は火炎の可視化のため石英 筒を用い, 寸法は軸方向 100mm, 半径方向 40mm とした. Fig.2 に燃料インジェクタの概略図と外観 を示す.インジェクタ孔の出口直径 d は,過去の研 究 5,6から 0.4mm とした. また、燃料インジェクタ 径の及ぼす影響を調査するために, 孔径 0.4mmの 他に 0.6 と 0.8mm の合計 3 種類のインジェクタを 製作した.空気流の旋回には、浮き上がり火炎基部 の安定性向上を意図し. 旋回の強さの影響は形状 スワール数 Sg=0,0.225,0.649 の3種類とした.こ れらの値は過去の研究 5に基づき, 旋回が強すぎる と、インジェクタ付近に再循環領域が形成され、イ ンジェクタ孔付近に付着する火炎の安定性が向上 し、火炎が浮き上がりづらくなる点を踏まえた.本 燃焼器における意図した燃焼状況の模式図を Fig.3 に示す.





Fig.1 燃焼器の概略図と外観



Fig.2 燃料インジェクタの概略図と外観

実験では空気と水素の流速を変化させることで 浮き上がり火炎の安定限界を測定した.加えて,形 状スワール数やインジェクタ孔径を変更し,これ らの火炎への影響も調査した.

水素噴出流速は、インジェクタ出口で水素流が チョークしている場合としていない場合で評価式 を変更して算出した.水素流がチョークしている かの判定は、インジェクタ上流淀み領域と出口の 圧力比 p_b/p_0 を臨界圧力比 p_{cr}/p_0 と比較することで 行った.臨界圧力は式(1)を用いて算出した.式(1) の背圧 p_b はインジェクタ出口で 101 kPa、γは水素 の比熱比で 1.4 とした.



Fig.3 浮き上がり火炎模式図

$$\frac{p_b}{p_{cr}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\
p_{cr} = \frac{p_b}{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$
(1)

インジェクタ上流の圧力 p_0 が臨界圧力 p_{cr} より小 さい場合($p_0 < p_{cr}$),水素流はインジェクタ出口で チョークしておらず亜音速噴流として噴出する. この時の水素の噴出流速 u_{inj} は式(2)で表される.式 (2)の ρ_0 はインジェクタ上流の水素の密度を表す.

$$u_{inj} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{p_b}{p_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right\}$$
(2)

インジェクタ上流の圧力 p_0 が臨界圧力 p_{cr} より大 きい場合($p_0 > p_{cr}$),水素流はインジェクタ出口で チョークしその点における水素の音速と等しくな る.噴出流速 u_{inj} は式(3)で表される.式(3)の a_0 はイ ンジェクタ上流における水素の音速, R_{H_2} は水素の 気体定数, T_0 はインジェクタ上流の温度を表す ⁷.

$$u_{inj} = a_0 \sqrt{\frac{2}{\gamma + 1}}$$

$$= \sqrt{\frac{2\gamma R_{H_2} T_0}{\gamma + 1}}$$
(3)

実験結果および考察

本研究では、燃焼器内の流れを変化させるため に燃料インジェクタ孔径と形状スワール数をそれ ぞれ変化させ、その条件での燃料と空気の流速に 関する安定限界を取得し、その結果から浮き上が り火炎の形成に適した条件の把握を行う.



Fig.4 火炎写真(dinj=0.8[mm], Sg=0.255)

Fig.4 に本研究で得られた代表的な火炎の様子を 示す. これらの画像は Fig.1 に示す入口ノズルから 燃焼室の下流端までの範囲を撮影したものであり, 水素のインジェクタ孔や噴流拡散火炎の火炎基部 は画像の下方になる.本研究では観察された火炎 を噴流拡散火炎と浮き上がり火炎の2つに大別て 呼称することとする. 噴流拡散火炎は, インジェク タ出口付近に火炎基部がある火炎である.この火 炎は、よく知られている水素噴流と周囲空気流の 境界面にできる拡散火炎であり、この状態から水 素流速を増加させると層流火炎から乱流火炎へ遷 移し,ある値からは図中右側に示した浮き上がり 火炎に遷移する.なお,条件によっては水素流速を 増加させると噴流拡散火炎の状態から吹き飛びに 至るものも観察された. 浮き上がり火炎の形状や 火炎基部の高さは燃焼条件によって変化した.図 中の浮き上がり火炎はインジェクタ出口から約 40mm 付近に浮き上がっている.

3.1 水素浮き上がり火炎の形成条件

燃料インジェクタ出口径および形状スワール数 を変化させた場合の浮き上がり火炎の形成領域を Fig.5~7 に示す.これらの図は噴流拡散火炎の状態 から水素流速を増加させて,浮き上がり火炎が形 成されたときの境界を示している.図横軸の空気 流速は入口ノズルにおける断面平均軸方向流速で ある.図中の上向き矢印は,水素流速を増加させた ことを表している.また,本実験では全条件におい て一度浮き上がった火炎に対し,さらに水素流速 を音速まで増加させても吹き飛ぶことはなかった. また,いずれの条件においても空気流速が約 1m/s 未満の場合には,水素流速を増加させても浮き上 がり火炎は形成せず噴流拡散火炎のままであった. 一方,空気流速が速い領域において,Sg=0,0.255 の 条件では噴流拡散火炎から水素流速を増加させて



Fig.7 安定限界(Sg=0.649)

も浮き上がることなく火炎の吹き消えが起こり, 形状スワール数が 0.649 の条件では水素流速を増 加させても噴流拡散火炎のままであった. どの形 状スワール数の条件に関してもインジェクタ孔径 を大きくすることで,浮き上がり火炎を形成する 空気流速の領域が拡大することがわかる.

Fig.5 より, インジェクタ孔径 dinj=0.6,0.8mm で は空気流速がおよそ 3m/s より速くなると浮き上が り火炎となる水素流速が低下している. Sg=0.255 の結果をまとめた Fig.6 において, dinj=0.4,0.6mm では Sg=0 に対して浮き上がり火炎となる水素流速 が低下している. dinj=0.8mm では浮き上がり火炎 の形成領域がより速い空気流速まで拡大した. 形状スワール数が最も大きい Fig.7 では, インジェ クタ孔径が大きいほど浮き上がり易くなる傾向は Sg=0 と 0.255 と変わらない. しかし, 浮き上がり 火炎を形成する水素流速は大きいことがわかる.

| | Air Flow | Hydrogen | Equivalence | Oxygen | NOx Concentration | NOx Concentration |
|---------------------|----------------|----------------|-------------|---------------------|------------------------|--------------------------|
| | Velocity | Flow Velocity | Ratio | Concentration | | (16%0 ₂) |
| | $u_{Air}[m/s]$ | $u_{H_2}[m/s]$ | φ[-] | C ₀₂ [%] | C _{NOx} [ppm] | $C_{NO_x}(16\%O_2)[ppm]$ |
| Jet Diffusion Flame | 7.96 | 409 | 0.127 | 18.0 | 7.5 | 12.5 |
| Jet Diffusion Flame | 7.96 | 571 | 0.190 | 17.0 | 11.0 | 13.8 |
| Lifted Flame | 7.96 | 859 | 0.317 | 13.8 | 1.3 | 0.91 |



Fig.9 安定限界(Sg=0.255)

Air Stream Velocity,uAir[m/s]

6

8

10

4

Jet Diffusion Flame

2

0.2

0.0

0

また,空気流速の増加に対する浮き上がりの傾向 も異なり,空気流速が増加するほど浮き上がり火 炎となる水素流速も増加する.これらの結果は空 気の旋回流が形成する再循環領域がインジェクタ 孔付近まで影響し噴流拡散火炎の安定性を強化し ているものと考えられる.

Fig.8 は形状スワール数の影響を見るために Fig.5 ~7 の結果を dinj=0.8mm に対してまとめたものである. Sg=0.255 の条件で浮き上がり火炎を形成する水素流速は低い値を示し,空気流速の範囲も広くなっている.

Fig.9 は Sg = 0.255 における浮き上がり火炎形成 時の当量比を示す.最も浮き上がり火炎の形成領 域が広い dinj = 0.8mm では空気流速 2m/s 以上の領 域で当量比は 1 を下回り,希薄予混合状態を得ら れる可能性が高い.同じ空気流速ではインジェク タ孔径が大きいほど,浮き上がり火炎を形成する ときの当量比が高くなっている.また,浮き上がり 火炎を形成する最大の空気流速は当量比がおよそ 0.2 付近である.この値は大気圧,20℃における水 素の可燃下限界(0.1)よりも高い値であることか ら,本燃焼器で浮き上がり火炎が伝播性を保つた めには当量比 0.2 以上の水素と空気の供給量であ ることが必要なものと考えられる.

3.2 燃焼ガス濃度

Table1にdinj = 0.8mm,Sg = 0.255の条件で, 燃焼 器出口で得られた噴流拡散火炎と浮き上がり火炎 に対する燃焼ガスの濃度を示す. 噴流拡散火炎で は当量比の増加に伴い NOx 濃度が増加し, その値 は16%換算値で12~14ppmである. これは当量比 が増加することで火炎が長くなり高温領域が増加 したためである.一方, 浮き上がり火炎になると, 当量比は増加しているにもかかわらず NOx 濃度は 1ppm 程度まで一桁小さくなった. このことから既 往の研究 のでも示したように浮き上がり火炎によ って火炎温度の低い希薄予混合燃焼状態が得られ ているものと考えられる.

4. まとめ

水素浮き上がり火炎による低 NOx 燃焼を目的に, 浮き上がり火炎の形成に及ぼすインジェクタ孔径 や形状スワール数の影響を調べた.また,燃焼ガス 中の NOx 濃度を取得した.本実験条件の範囲では, 浮き上がり火炎は dinj = 0.8mm, Sg= 0.255 のとき に最も広範囲の水素流速と空気流速に対して形成 された. Sg=0 よりも 0.255 のほうが浮き上がり火 炎の形成領域は広くなるが, 0.649 では旋回による 再循環流れの影響により形成領域が狭くなる.浮 き上がり火炎時の NOx 濃度は 1ppm 程度であり, 希薄予混合燃焼に近い状態が得られた.

参考文献

- H. H.-W. Funke, J. Keinz, K. Kusterer, A. Haj Ayed, Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A. and Okada. K: Experimental and numerical study on optimizing the DLN Micromix hydrogen combustion principle for industrial gas turbine applications, ASME Turbo Expo 2015, GT2015-42043, Montreal, Canada, June 2015.
- A. Haj Ayed, K. Kusterer, H. H.-W. Funke, J. Keinz, C. Striegan, D. Bohn: Improvement study for the dry- low-NOx hydrogen micromix combustion technology, Propulsion and Power Research, Volume 4, Issue 3(2015) pp 132–140.
- Atsushi Horikawa, Kunio Okada, Masahide Kazari, Harald H.-W. Funke, Jan Keinz, Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed: Application of Low NOx Micro-Mix Hydrogen Combustion to Industrial Gas Turbine Combustor and Conceptual Design, Proceedings of IGTC 2015, Tokyo, Japan, November 2015, pp141-146.
- 4) 湯浅三郎:水素ガスタービンの燃焼方式に関する総括,第42回日本ガスタービン学会定期公演会講演
 論文集(2014),A-2
- S. Yuasa, "Effects of Swirl on the Stability of Jet 0Diffusion Flames", Combustion and Flame 66, pp.181-192, 1986

- 6) 服部淳一,桜井毅司,湯浅三郎:200 W 級超小型水 素ガスタービン用燃焼器への浮き上がり火炎の適用 について,第 53 回航空原動機・宇宙推進講演会 (2012), JSASS-2013-0042
- 7) 松尾一泰: 圧縮性流体力学 内部流れの理論と解析, 1994,理工学社, pp.75-77.

C-7

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

*中須 崇文,齋藤 拓海 (法政大・院), 山田 秀志 (JAXA), 林 茂 (法政大)

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

*Takafumi NAKASU, Takumi SAITO (Hosei Univ.) Hideshi YAMADA (JAXA), Shigeru HAYASHI (Hosei Univ.)

ABSTRACT

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

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

1. はじめに

ガスタービンから排出される NOx を低減させ るための燃焼方式として最も理想的な希薄予混合 燃焼が用いられてきた.しかし,この燃焼方式は 超低 NOx と完全燃焼の両立させる当量比の範囲 が狭いという問題がある.これを回避するために 1 段目で希薄な予混合気を燃焼させ、その高温既 燃ガスを利用し、2 段目で超希薄から希薄な予混 合気を反応させる二段燃焼(lean-lean two stage combustion, LL2) に関する研究が行われてきた. 林らは、気体燃料を用いて予混合気を1段目で多 孔板によって保炎させ、2 段目で多数のチューブ から噴射させる方式 1)や液体燃料を用いて予蒸発 予混合させ1段目でスワーラによって保炎させ,2 段目で独特な形状のインジェクターから噴射させ る方式を提案してきた 2). 実際にこの燃焼方式を 利用した出力 300 kW 級のガスタービンにおいて, 液体燃料で 50%出力から定格までの作動範囲で高 い燃焼効率と 10 ppm 以下(15%O2 換算値)の NOx

排出レベルが達成されている³⁾.

これらの研究から,2 段目の予混合気を完全燃 焼させるために重要なことは2 段目の燃焼ガス温 度と滞留時間であることが示された.1 段目の当 量比を希薄にすることで Thermal NOの生成を抑 制し,燃焼器全体の NOx 排出を低減することが可 能である. 超低 NOx の達成には1 段目の当量比 を可燃限界近くまで希薄にすることが不可欠であ る.

そこで我々は、予混合気をドーム壁面に向けて 噴射させることにより再循環領域を形成し保炎さ せる噴流保炎方式をLL2の1段目に採用した.野 崎らは、この燃焼方式の燃焼器を用い、均質な予 混合気によって希薄側においても安定した燃焼を 実現した⁴⁾.この方式はスワーラや多孔板による 保炎に比べ、ロバストで希薄側の安定性が優れて おり、さらなる NOx 排出の削減が期待できる.

Roberts らは超音速機用のガスタービンにおいて、予蒸発させた灯油と空気の予混合気を壁面に

向けて噴射することによる燃焼方法で,新しい低 NOx 燃焼方法を提唱した⁵⁾.また,この燃焼方式 を用いた比較的最近の研究結果として Zinn らは 噴射ノズル先端からドーム壁面までの距離が長い 300 mm の燃焼器を用い,天然ガスと空気を非予 混合燃焼させた場合,予混合燃焼させた場合と比 べて NOx 濃度が近いレベルであることが示され た⁶⁾.

我々は均質な予混合気を用い,出口ガス温度が 1500 K以上の範囲で完全燃焼と10 ppm以下の低 NOx 燃焼を達成した⁷⁾.本論では予混合気温度が 高い条件や1段目の当量比がより希薄な条件も含 めて,排気性能や火炎構造に及ぼす予混合気温度, 1段目,2段目の当量比および噴射位置とガス採取 位置との距離の影響について報告する.

2. 試験装置

2.1 燃焼室および予混合気形成

燃焼器の概略図を図1に示す.燃焼室側面は内 径80mm,長さ300mm,厚さ2mmの石英管で形 成され,底面は厚さ50mmの耐熱材の円板で形成 されている.ガス分析の際には,放射による熱損 失を抑制するため,石英管に断熱材でできた円筒 をかぶせている.火炎撮影の際には,円筒を取り 外し,より透明性の高い石英管(長さ250mm)に 取り換えた.

表1,2に1段目および2段目のインジェクター の寸法を示す.1段目のインジェクターの基部は, 二重管構造になっており,予混合気は二重管内を 通り,二重管先端部の半径方向に伸びている4本 のL字管(内径10mm,厚さ1mm)出口から底面 に向けて噴射される.2段目のインジェクターは 1段目のインジェクターの内管内に挿入されてい る.2段目の予混合気は軸方向に10mm間隔で4 列に配置された噴出孔から半径方向に噴出され, 噴出孔は1列につき周方向に等間隔で4個配置さ れている.1列目と2列目,3列目と4列目の周 方向位置はそれぞれ同一であり,それらは周方向 に45度ずらして配置されている.1段目と2段目 のインジェクターの噴出孔の総面積は,ほぼ同一 である.

1 段目と 2 段目のインジェクター位置は軸方向 独立にそれぞれ変えられるようになっており,以 後の説明において,燃焼室底面から 1 段目の噴出 孔の端面までの位置を Z_{in1}, 2 段目の最も上流側の 噴出孔の中心までの位置を Z_{in2} と表す.

先行研究において,2段目の予混合気噴射位置を 1段目の予混合気噴射位置に近づけることで燃焼 効率の向上が確認された⁷⁾.そのため,1段目のイ ンジェクターの上端部に周方向4か所の切欠きを 作成し,1段目の噴射孔端面と2段目の最も上流 側の噴出孔の中心位置を5 mm まで近づけられる ようにした.2段目のインジェクターの噴出孔の 直径は上流ほど大きくなっている.これは2段目 の予混合気をより多く,1段目の燃焼領域に供給 させるねらいがある.

燃料にはメタンを使用し、ヒーターで予熱した 空気をスタティックミキサーで混合させ、均質な 予混合気を形成し、1段目と2段目のインジェク ターに供給した.1段目の空気流量を m_{a1} 、2段目 の空気流量を m_{a2} と表し、それぞれ 5.4 g/s に固定 した.



Fig.1 Photographs and drawings of injectors used.

Table 1 Dimensions of primary injector.

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

*1Inner diameter, *2Outer diameter

Table 2 Dimensions of secondary injector.

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

*310mm interval

3. 排ガス測定および火炎撮影

排ガス採取には水冷式の十字プローブを用い、 測定には HORIBA 製 MEXA-9110H を使用した. ガス採取位置は変えられるようになっており、以 後の説明において、燃焼室底面からガス採取まで の位置を Z_pと表す.排ガス分析の際には、定常な 状態を示すことが確認されてからデータを取得し ている.排ガス測定を予め定めた当量比で行うた め、分析計の酸素濃度の表示を見ながら燃料流量 を調節した.

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

4. 試験結果および考察

4.1 1段目および2段目予混合気噴射位置の影響

1段目と2段目予混合気噴射位置がNOxと燃焼効 率に及ぼす影響について調査した.予混合気温度 は*T*_i=373 K,1段目当量比はφ₁=0.7とし,2段目当量 比はφ₂=0~0.7まで変化させた.

(1) 1段目予混合気噴射位置の影響

2段目予混合気噴射位置はZin2=55 mmに固定し, 1段目噴射予混合気位置はZin1=10 mm, 30 mm, 50 mmとし、火炎写真を図2に、ガス採取位置Zp=300 mmにおけるNOxと燃焼効率のグラフを図3に示 す.1段目のインジェクターの位置が燃焼室の底部 から離れるほど輝度が高くなった. Zinl=10 mmに おける1段目の予混合気は、燃焼室底部に衝突し燃 焼室出口方向に戻っていくことによって2段目の 最も上流側の噴射孔付近にまで反応が伸びている ことが示唆される. Zin1=30 mm, 50 mmにおいては1 段目の噴射孔の下に再循環領域が形成された.2 段目に燃料を供給すると,燃焼効率は落ち込み, その後増加する. φ2=0.3において青みがかった火 炎が明確に見えるようになり、このときの燃焼効 率は99.9%よりも高くなっていることが分かった. φ2をさらに増加させると、火炎温度が上昇し、熱 放射が大きくなり, φ2=0.7では約1900 Kであった. 燃焼効率が99.9%以上で最も低い火炎温度は Zin1=10 mm, 50 mmのときそれぞれ1420 K, 1460 K と推定される. 燃焼効率の落ち込みはZinlが高いほ ど大きいことが確認された.

NOx濃度はZ_{inl}に大きく依存していることが確認された.Z_{inl}=10 mmのNOx濃度はZ_{inl}=50 mmに比べて半分になった.この傾向は、1段目でのNO生成機構における滞留時間の影響であることが推測される.1段目の予混合気噴射位置を低くすることによって滞留時間が短くなり、NOxの生成を抑制し、1段目で生成されたOH等のラジカルを多く含

む燃焼ガスが2次領域に供給されることによって 反応が促進された結果,燃焼効率の落ち込みを抑 制できることが示唆された.



Fig.2 Photographs of flames showing effects of primary mixture injection position, Z_{in1} , on flame structure for $Z_{in2}=55$ mm and $\varphi_1 = 0.7$.



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

(2) 2 段目予混合気噴射位置の影響

1段目予混合気噴射位置は $Z_{in1}=10 \text{ mm}$ に固定し, 2段目予混合気噴射位置は $Z_{in2}=15 \text{ mm}$, 35 mm, 55 mm とした. (1)の結果より $Z_{in1}=10 \text{ mm}$ の場合, $Z_{in1}=30 \text{ mm}$, 50 mmと比較して最もNOx 濃度が低 く燃焼効率の落ち込みが小さかったことからこの 位置での影響を調査した.

火炎写真を図4に、 Z_p =300 mm における NOx と 燃焼効率のグラフを図5(a)に、また2段目の予混 合気噴射位置からガス採取位置までの距離、すな わち2段目予混合気の滞留時間を等しくするため に、245 mm で一定にしたグラフを図5(b)に示す.

2 段目の燃料を増加させると, φ2=0.3 において 青みがかった火炎が明確に見え, 2 段目の燃焼領 域に占める割合が大きくなり,石英管に沿って噴 出孔の周方向位置に対応して筋状に伸びているこ とが確認された. φ2をさらに増加させると火炎が 短くなり,より強く発光するようになった.燃焼 効率は φ2を増加させると減少し始め最小になり, その後 100%近くに達する. 2 段目の噴射位置が 低いほど燃焼効率の落ち込みが小さくなることが 確認された.

2 段目予混合気の滞留時間を等しくした場合に おいても、2 段目の予混合気噴射位置を1 段目の 予混合気噴射位置に近づけるほど燃焼効率の落ち 込みは小さくなった.燃焼効率の低下の原因は、2 段目予混合気噴射位置がガス採取位置に近づき滞 留時間が短くなったことによる影響と、2 段目予 混合気噴射位置が1 段目噴射予混合気位置から離 れたことによる影響の二つが考えられる.2 段目 予混合気の滞留時間を等しくしても燃焼効率の落 ち込みに差があることから、1 段目で生成された OH 等のラジカル濃度がより高い領域で2 段目予 混合気を噴出させることで反応が促進されること が明確になった.

NOx 濃度は全体当量比 $\varphi_t < 0.6$ では 10 ppm 以下 という超低 NOx 燃焼を達成した.1 段燃焼時と比 較して $\varphi_t < 0.6$ まで NOx 濃度が減少していることか ら,2 段目に希薄な予混合気を供給すると1 段目 で生成された NOx の一部がシアンなどに還元さ れることが考えられる. Miller らは Reburning によ って NOx が還元されていることを示唆している⁸⁾.





U = 0.1 = 0.3 = 0.5 = 0 $Z_{in2}=35 \text{ mm}$



Fig.4 Photographs of flames showing effects of secondary mixture injection position, Z_{in2} , on flame structure for $Z_{in1}=10$ mm and $\varphi_1 = 0.7$.


(b) $Z_{p}-Z_{in2}=245 \text{ mm}$

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

4.2 予混合気温度および1段目当量比の影響

実機のガスタービンを想定し、予混合気温度の 影響を調べるために前節の $T_i=373$ K に加えて $T_i=573$ K とし、 $\varphi_1=0.5$ 、0.6 として1段目の当量比 が NOx と燃焼効率に及ぼす影響について調査し た. なお、1 段目および 2 段目予混合気噴射位置 はそれぞれ $Z_{in1}=10$ mm, $Z_{in2}=15$ mm とし、ガス採取 位置を $Z_0=300$ mm とした.

2段目当量比を $\varphi_2=0\sim0.7$ と変化させたときの火 炎写真を図 6 に, NOx と燃焼効率について表した グラフを図 7 に, NOx (15%O₂換算値)を図 8 に, CO と HC の濃度を図 9 に示す.1 段燃焼時 ($\varphi_2=0$) には, $\varphi_1 = 0.5$ で青みを帯びた火炎が形成され, $\varphi_1=0.6$ に増加させると,輝度が高くなった.2 段目 に燃料を供給し始めると, $\varphi_2=0.3$ では青みがかっ た火炎が明確に見え,石英管内壁を沿うように細 長い火炎が形成された.さらに2 段目に燃料を増 やすと火炎はインジェクター周辺部まで短くなった.

NOx 濃度は1段目の当量比に大きく依存し, φ_1 = 0.5 において断熱火炎温度の全範囲で 5 ppm 以下 (15%O2 換算値)を達成し, φ_1 =0.6 において 10 ppm 前後となった. φ_1 =0.5 では, 4.1,4.2 の実験結果と 比較して NOx 濃度が低いことから同じ断熱火炎 温度であれば予混合気温度を上げ,1 段目の当量 比を下げた方が有利であることが示された.

CO と HC の濃度は φ_1 =0.5 において推定される 火炎温度約 1300 K で最大になり約 1400 K で 0 と なる.一方, φ_1 =0.6 では断熱火炎温度の全範囲で ほとんど排出されないことが確認された.完全燃 焼と超低 NOx 燃焼を両立できるように $\varphi_1 \ge \varphi_2 を$ 変化させることで,より広い作動範囲で NOx 濃 度を 5 ppm 以下に抑制することが可能である.







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



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



Fig.9 CO and HC emissions and combustion efficiency vs. overall equivalence ratio, ϕ_t , for primary equivalence ratios, ϕ_1 , of 0.5 and 0.6.

4.3. 燃焼の進捗とNOxの生成

ガス採取位置 $Z_p を変化させ、2 段目予混合気の$ 反応や NOx の生成について調査した.また、参考までに NO と NO₂の軸方向変化の内訳についても調査した.1 段目および 2 段目予混合気噴射位置 $は、それぞれ <math>Z_{in1}$ =10 mm, Z_{in2} =15 mm で、予混合気 温度は T_i =573 K とし、1 段目当量比は φ 1=0.5、 0.6 とした.

完全燃焼が達成されるために必要な断熱火炎温度は Z_p =100 mm で 1600 K, Z_p =300 mm で 1400 K である.

1 段燃焼 (φ₂=0) において, φ₁=0.6 では φ₁=0.5 の場合と比較して,NO濃度が増加しており1段 目の火炎温度が高くなったことによって生成され た Thermal NO であると考察される.2 段目に燃料 を供給すると、1 段目で生成された NO が NO2に 変換され, Z_p=100 mm においては全て NO₂に変換 されることが確認された.これは、2段目の燃料 が供給されることによって未燃の HC が NO から NO2 への変換に影響していることが示唆される. このことは、Hori らの実験によって明らかにされ ている ⁹. 2 段目の燃料をさらに増加させると, Z_p=100 mm において 2 段目の当量比 φ₂>0.4 の範囲 で,NO 濃度が増加することが確認された.これ も同様に Thermal NO が生成されたと考察される. φ2=0.1~0.4 の範囲において NOx の内訳が全て NO2 であり、ガス採取位置 Zpが大きいほど NO が増加 していることから, 1段目で生成された NO2の一 部が再び NO に変換されたことが示唆される.



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

5. 結論

(1) LL2 燃焼器の1 段目に噴流保炎方式を用いるこ とでより希薄側での安定した保炎が可能となり, 断熱火炎温度が1400 Kから1900 Kまでの広い作動 範囲で完全燃焼と5 ppm以下 (15%O2換算)の超低 NOx 排出を達成した.

(2)1段目噴射位置を底面に近づけることでNOxを 抑制し,1段目で生成されたラジカル濃度が高い燃 焼ガスが2次領域に供給されることで反応が促進 され,高い燃焼効率を達成できる.

(3) 予混合気温度を上げることで燃焼器出口において高い燃焼効率を達成できた.また,1段目の当量比をより希薄にすることが可能となり,火炎温度が等しい場合においてもNOxを低減できる.

(4)1段目の燃焼ガス中に2段目で未燃のHCを含む希薄な予混合気を噴出することでNOxが還元されることがある.

(5) 1 段目で生成された NO のほとんどは 2 段目の 燃料が噴出されるとすぐに NO₂ に変換され, NO₂ の一部は NO に再び変換される場合がある.

参考文献

- S. Hayashi, and H. Yamada, 2000, "NOx emissions in combustion of lean premixed mixtures injected into hot burned gas," Proceedings of the Combustion Institute, 28:2443–2449.
- 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, 30:2903-2911.
- H. Fujiwara, M. Koyama, S Hayashi, and H. Yamada, 2005, "Development of a liquid-fueled dry low emissions combustor for 300kW class recuperated cycle gas turbine engines," GT2005-68645 Proceedings of GT2005 ASME Turbo Exposition, Nevada, USA.
- 4) 野崎浩太,廣井巧,中村聡志,山田秀志,林茂,2014, 淀み点逆流燃焼における排気性能に及ぼす噴射形態 の影響,第42回日本ガスタービン学会定期講演会講 演論文集,pp.249-254
- 5) P. B. Robarts, J. R. Shekleton, D. J. White, and H. F. Butze, 1976, "Advanced low NOx combustors for

supersonic high-altitude aircraft gas turbines," ASME paper NO. 76-GT-12.

- M. K. Bobba, P. Gopalakrishnan, J. M. Seitzman, B. T. Zinn, 2006, "Characteristics of Combustion Processes in a Stagnation Point Reverse Flow Combustor," GT2006-91217, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Barcelona, Spain.
- 7) 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.
- Miller. J. A, Klippenstein. J, and Glarbog. P, 2003, "A Kinetic Issue in Reburning: The Fate of HCNO." Combustion and Flame 135: 357-62.
- Hori. M, Matsunaga. N, Malte. P. C, and Marinov. N. M, 1992, "The Effect of Low-Concentration Fuels on the Conversion of Nitric Oxide to Nitrogen Dioxide." Proceedings of the combustion Institute 24:909-16.

【研究報告】

C-8

多孔質体を用いた灯油燃料超小型燃焼器の排ガス特性

*大和田 悠介(首都大院)、原田 亮(首都大院)、櫻井 毅司(首都大)

Emission Characteristics of the Combustion using a Porous Media for a Kerosene-fueled Micro Gas turbine

*Yusuke OWADA, Ryo HARADA, Takashi SAKURAI (Tokyo Metropolitan University)

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. The flame stability limit and emission characteristics were evaluated for various orifice plates. The combustor with the orifice contraction ratio of 0.8 showed wider flame stability than that with the orifice contraction ratio of 0.5. The orifice downstream flame formed in the combustor. It was found that the recirculation region behind the orifice had large effect on the flame stability and the blow-off limit was evaluated. For the orifice contraction ratio of 0.8, the combustion efficiencies were more than 99.5% and NOx concentrations were less than 20 ppm under the constant equivalence ratio of 0.8 and varying air flow velocity.

Key words: Micro Combustor, Kerosene Fuel, Porous Media, Emission Characteristics

1. はじめに

近年、携帯型の発電機や災害用の小型ロボット などの研究・開発が盛んに行われている。そのた め、それらに搭載される電源もまた、小型で軽量 でありながら長時間高い出力を維持できるものが 求められている^[1,2]。ガスタービンは高出力密度、 高エネルギー密度といった特徴を備えており、以 上のような小型電源に必要な要求を満たすことが 可能である。そこで本研究室では様々な超小型ガ スタービンの研究を進めている。これまで、本研 究室ではプロパンを燃料に用いた燃焼器の研究が 進められていた^[3,4]。プロパンよりも体積あたりの エネルギー密度が多く、ガスタービンの小型化に 適していることから本研究では灯油を用いること とした。

通常のガスタービンで灯油系の燃料を用いる場 合は、圧力噴霧や気流微粒化などの方式を用いて、 燃料を液滴にして表面積を増大させ蒸発を促すの が一般的である。しかし、超小型ガスタービンで は、燃焼室が小さいため、燃料が十分蒸発する前 に燃焼室壁面に衝突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^[5]。 このように灯油を用いた超小型燃焼器においては 従来と異なる液体燃料の蒸発機構が必要であると 考え、筆者らは多孔質体を用いた気化蒸発式の燃 焼方式を提案している^[6]。 多孔質体を用いた燃焼の研究には、燃料の分散 性を良好なものにするために多孔質体に灯油を噴 霧するもの¹¹や、燃料中に微細空気泡を生成する ために多孔質体を用いるもの¹⁸などがある。しか し、超小型燃焼器に関するものはほとんど行われ ていない。

本研究が目標とする多孔質体を用いた燃焼方式 のモデルを Fig.1 に示す。定常燃焼時に多孔質体 近傍に生成される火炎からの熱を用いて、多孔質 体内部の液体燃料を予蒸発させる。多孔質体には 液体燃料と同時に空気も供給することにより予蒸 発した燃料と空気を混合させ、予混合火炎を形成 することを意図している。

後述するように、本燃焼器における灯油の設計 流量は 19ml/min である。これを大気圧、293Kの 条件から蒸発させるには、灯油の潜熱は 251kJ/kg、 沸点は 443K、比熱は 1670kJ/kg・K なので必要 な熱量は約 128W と見積もられる。一方、灯油の 燃焼によって発生する熱量は灯油の発熱量 46MJ/kgより約 10kW であり、灯油を気化するの に必要な熱量と比較して十分に大きい。

過去に本研究室では燃料インジェクターの先端 に多孔質体を嵌め合わせた型の試験燃焼器で実験 を行った¹⁶。しかし形成された火炎は輝炎の領域 が多く、灯油の蒸発や空気との十分な混合が行わ れていないものと推測された。そのため、多孔質 体を円筒型のものに改良した¹⁹。火炎観察の結果、



Fig.1 多孔質体を用いた予蒸発予混合方式 流速の低い部分では輝炎の領域が見られたが旋回 流速が増加すると青炎が見られるようになった。 また、円筒型多孔質体を用いる場合には絞り比が 燃焼状態に影響することも明らかとなった。この 燃焼器で CO 濃度を測定したところ、絞り板の内 径が小さなものの方が CO 濃度が低く、また空気 流量が多くなるほど CO 濃度が増加する傾向を得 た。しかし、これまでの実験では排気ガスの測定 は CO のみであり、NOx や未燃炭化水素(THC) など詳細な燃焼組成のデータは測定できていなか った。そのため、本研究ではこの多孔質体を用い た燃焼器の詳細な排ガス特性を調べた。

2. 実験装置及び実験方法

想定する超小型ガスタービン燃焼器の仕様は空 気流量 12g/s、圧力比 3、全体当量比 0.32、燃料流 量 0.254g/min、燃焼負荷率 400MW/(MPa·m³)であ る。燃焼器の形状はアニュラー型を採用した。燃 焼方式は低 NOx 燃焼に有利な希薄予混合燃焼を 目標とする。本実験での設計点は当量比 0.6、空気 流 量 161L/min (旋回空気流速 8.2m/s, 101.3kPa, 473K)とした。

実験で用いた燃焼器の概略図を Fig.2 に示す。 灯油は円筒型多孔質体を用いて火炎から受ける熱 により Fig.1 のような仕組みで蒸発させ、予混合 気を形成し予混合燃焼することを意図した。燃焼 器は燃焼室直径 54.5mm、高さ 50mm であり、予 混合室の底面から絞り板までの高さは 19mm、中 心軸の直径は20mm である。予混合室には接線方 向から旋回空気を供給する。旋回空気は、旋回流 の乱れによる混合の促進と中心軸に沿って生じる 再循環領域を形成し火炎を安定化させる。旋回空 気孔は幅 3mm、高さ 5mm の矩形状であり、接線 方向4箇所に設置した。灯油燃料は2本の燃料イ ンジェクターを通り多孔質体に浸透させて予混合 室に供給する。多孔質体内部で燃料と混合させる ための多孔質空気を供給し、その値は標準大気状 態(101kPa, 293K)で 10L/min とした。燃料イン ジェクターは直径 3mm、多孔質体は内径 54.5mm、 厚さ 3.75mm の円筒形状である。多孔質体の材質 はアルミナ(Al₂O₃)であり、平均気孔径は 230µm、 気孔率は 45~50%である。燃焼器と絞り板の材質 は真鍮であり、燃焼器内部の燃焼状態の観察がで きるよう、燃焼器外壁には石英ガラス筒を用いた。 過去の実験において、絞り板を設置することによ って燃料と空気の混合の促進および絞り板後流で



の再循環領域発生に伴う安定な火炎の形成が確認 された^[3]。絞り板の大きさを定義する値として絞 り比=1-(絞り部断面積/燃焼器上流部断面積)と した。

実験は大気圧下で行い、多孔質体の温度は灯油 の沸点である443Kを超えるまで予め予熱した。 着火には水素パイロット火炎を用いる。火炎安定 限界の測定では空気流量を一定とし、高当量比側 から燃料を絞っていき、火炎の遷移や吹き消え時 の燃料流量を記録した。旋回空気の流速は Fig.2 に示す予混合室内の断面Xにおける円周方向の流 速であり、軸方向空気流速は絞り部下流の燃焼室 断面で評価した。燃焼器や多孔質体の温度および 予混合気の温度はK熱電対を用いて測定を行った。

3. 実験結果および考察

3.1 多孔質体の温度変化による火炎形状の変化

Fig.3 に燃焼時間に対する燃焼室と多孔質体の 温度変化を示す。絞り比は 0.8、空気流量は 40L/min(101.3kPa, 293K)、当量比は 0.8 である。 温度変化によって見られた特徴的な火炎の様子を Fig.4 に示す。温度計測の前に燃焼を行ったため、 多孔質体と燃焼器壁温は 70℃ほどまで温度上昇 した状態である。多孔質体温度 70℃付近では Fig.4①のように火炎中に浮遊する灯油液滴が輝 く様子が見られた。これは多孔質体の温度が低い ため灯油の蒸発が十分に行われず、火炎中に灯油 の液滴が噴出されたものと考えられる。多孔質体 温度 90℃付近では Fig.4②のように火炎に灯油液 滴の浮遊は見られなくなったが、火炎全体が輝炎 となった。これは灯油と空気の混合が不十分なた めと考えられる。多孔質体温度 110℃付近になる と輝炎は見られなくなった(Fig.4③)。この状態 では多孔質体は灯油の蒸発温度である170℃に達



Table 1 代表的な火炎形状 絞り部上流火炎 絞り部下流火炎 正面 「「「」」」」 斜め 「「」」」」 斜め 「「」」」」 絞り比 0.7 0.7 旋回空気 1.6 2.5 当量比 0.8

Fig.4 形成された火炎形状

してはいないものの、予混合室で灯油がほぼ蒸発 し、また空気とも混合していると考えられる。こ のように燃焼開始から多孔質体の温度が上昇し灯 油が予蒸発するようになるまでの時間は、室温か らではないものの、およそ4分ほどである。この 燃焼器は実験用で熱容量が大きいため、多孔質体 への速やかな熱移動を加味した設計が実用化に向 けての課題である。

3.2 火炎形状

Table 1 に本燃焼器で観察された代表的な火炎 形状を示す。これらの火炎は多孔質体の温度が 443K 以上にある状態で取得した写真である。主 燃焼領域が絞り板上流の予混合室にあるものを絞 り部上流火炎、絞り板後流にあるものを絞り部下 流火炎とした。絞り部下流火炎の安定性は絞り板 交流に形成される再循環領域が支配的であると考 えられる。絞り部上流火炎では輝炎やすじ状の火 炎の領域が多く見られた。一方、絞り部下流火炎 は全体が青炎であり、空気との混合が十分に行わ れていると考えられる。絞り部上流火炎の場合に は多孔質体は予混合室にある火炎から熱を受ける が、絞り部下流火炎の場合には予混合室には火炎 は存在せず多孔質体は燃焼器壁内の伝熱によって 熱を受けていることが分かった。

3.3 火炎安定限界

Fig.5 に絞り比 0.5 と 0.8 の火炎安定限界を示す。 横軸は旋回空気流速と軸方向空気流速を示し、縦 軸は燃焼器内の当量比を示している。絞り比 0.5



Fig.5 火炎安定限界

と 0.8 のどちらの場合においても空気流速が増加 するにつれて、吹き消え時の当量比は増加する傾 向にあった。絞り比 0.5 よりも 0.8 の方が火炎の 安定領域が広いが、一方で絞り部上流火炎の領域 は絞り比 0.5 の方が若干広かった。絞り比 0.5 で は設計点は吹き消え領域に位置する。絞り比 0.8 では設計点は火炎の不安定領域に位置するため、 いずれの絞り比においても設計点を満たすために は保炎を強化する必要がある。

火炎安定性の強化に向けて火炎吹き消え時の条 件を熱量と流速の観点から考察した。

(i)多孔質体における灯油予蒸発に必要な熱量と 燃焼による供給熱量の関係

本燃焼器では多孔質体で灯油を予蒸発し、さら に空気と予混合させ、希薄予混合燃焼を行うこと を意図している。このためには火炎吹き消えに相 当する燃焼条件においても灯油の予蒸発に必要な 熱量が火炎から供給させる必要がある。以上の観 点から、多孔質体における灯油と空気の予蒸発に 必要な熱量と燃焼で生じる熱量を比較した。Fig.6 に旋回空気流速に対する当量比ごとの燃焼器の発 生熱量を示す。Fig.7 は以下の式より計算した灯油 の蒸発と灯油・空気の温度上昇に必要な熱量を示 す。

灯油と空気は多孔質体通過時に標準大気条件 (101.3kPa, 298K)から灯油の蒸発温度443Kまで 温度上昇するものとし、それぞれの定圧比熱は 1.670kJ/kg・Kと1.010kJ/kg・K、また灯油の潜 熱Lfは251kJ/kgである。燃焼器の発生熱量と蒸 発に必要な熱量を比較すると、いずれの当量比の 場合も蒸発に必要な熱量は燃焼器発生熱量の1割 程度である。多孔質体への流入熱量は未評価であ るが、熱量的な側面からは灯油の蒸発は希薄当量 比でも維持できるものと推測される。

(ii)吹き消え流速の評価

火炎吹き消え時の条件について、式(2)で表さ れる Kovasznay 数 Γ をもとに導出された乱流中 に保炎器を設置した際の吹き消えに関する式(3) ^{10]}を用いて考察を試みる。

$$\Gamma = {\tau_c / \tau_t} > 1 \qquad \cdots (2)$$

$$U_b \propto p \cdot \sqrt{CR} \cdot S_L^2 \cdot T_u^{-1.9} \qquad \cdots (3)$$

ここで、 τ_t は混合特性時間, τ_c は反応特性時間で あり,式(2)の場合に吹き消えが生じる.式(3) における Ub は吹き消え限界流速であり、圧力 p は 101.3kPa、予混合気温度 Tu は実験時の予混合 気温度として 503K を用いた。また、CR は絞り比 であり、SL は層流燃焼速度である。SL は当量比と 予混合気温度より Fig.8 に示す近似式から算出し た^[11]。式(3) は燃焼室を軸方向に流れる予混合気 が絞り部後流のせん断層を通過して再循環領域に 流入する時間を混合特性時間 τ_t とし,これに対し て反応特性時間 τ_c が長い場合に吹き消えが生じ ると考える。

Fig.9に絞り比0.5と0.8の安定限界と吹き消え 限界流速を比較したグラフを示す。式(3)の限界 流速は傾向を示すために実験点に近くなるよう適 当な定数値を掛けて示しており、その値は意味を 持たない。グラフ中に示すように空気流速が 0.93m/s 未満はRe数が低く流れは層流と考えられ 式(3)の限界流速の傾向から外れるようになる。 これらの実験点を除外すると、いずれの絞り比に おいても実験結果は吹き消え限界流速と傾向が一 致し、絞り部下流火炎の安定性には絞り板後流の 再循環領域が支配的であることが分かる。式(3) にあるように吹き消え流速は絞り比が大きいほど 高い流速まで火炎が安定となり、実験結果も一致 している。本燃焼器では絞り比を変えた際、絞り 板の大きさの平方根と吹き消え流速は比例関係に あると言える。



Fig.8 当量比に対する層流燃焼速度



Fig.9 安定限界と吹き消え限界流速の比較 3.4 排気ガス特性

Fig.10 に燃焼ガス成分計測で得た CO 排出濃度、 Fig.11 に未燃炭化水素(THC)濃度、Fig.12 に燃焼 効率を示す。実験は当量比 0.8 で行った。CO 濃度、 THC 濃度ともに絞り比 0.5 では高い値を示した。 これは絞り比 0.5 での測定時、火炎がノズルを超 え、ガス採取プローブまで達してしまったため、 燃焼の途中で反応が止まってしまったことが原因 と考えられる。絞り比 0.8 では火炎が燃焼器内に 収まっており、また Table 1 で示したような青炎 のため、絞り比 0.5 と比較すると蒸発も混合もと もに向上したものと考えられる。また、旋回空気 流速が上がるにつれて CO 濃度と THC 濃度は単 調増加しており、反応時間に対して燃焼ガスの滞 在時間が低下する影響が大きいものと推測される。 燃焼効率はこれらの濃度に対応して空気流速に対 して減少傾向を示している。本燃焼器が目安とす る燃焼効率は 99.5%であり、絞り比 0.8 の場合に は実験の範囲内でこの値を達成している。

Fig.13 に酸素濃度 16%で換算した NOx の濃度 を示す。全体的に絞り比 0.5 の方が絞り比 0.8 よ りも高い値となっている。絞り比 0.5 では燃料・ 空気の予混合が不十分であり、局所的に火炎の温 度が高くなったことが原因と考えられる。旋回空 気流速が増加するほど NOx 濃度は低下する傾向 が見られる。これは CO 濃度や THC 濃度と同様



に高温領域での滞在時間が短くなったことが理由 として考えられる。絞り比 0.8 では目標である 20ppm 以下を満たした。



4. まとめ

本研究で得られた知見は以下のとおりである。

- 絞り比 0.8 の条件は絞り比 0.5 の条件より も広い範囲で安定した絞り部下流火炎を形 成した。ただし、設計点は不安定領域にあ り、火炎安定性の強化が必要である。
- 絞り部下流火炎の保炎には絞り板後流に形成される再循環領域の影響が大きい。絞り比が大きくなるほど再循環領域への予混合気の滞在時間が増大し、吹き消え限界流速が高くなる。
- CO、THC、NOx 濃度のいずれの値も絞り 比 0.8 の方が絞り比 0.5 よりも良好な値を 得た。
- 旋回空気流速に対して CO 濃度と THC 濃度は単調増加傾向を示し、NOx 濃度は単調減少傾向を示したことから、燃焼ガスの滞在時間がこれらの濃度に大きく影響している。

参考文献

1) 磯村浩介:パワーMEMS の現状,ターボ機 械,Vol.32,No.2(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) 櫻井毅司,芳賀誠,湯浅三郎,村山元英:出力数百 W 級超小型ガスタービン用アニュラー型プロパン燃焼器の燃焼特性,日本ガスタービン学会誌 38(6)(2010) pp.443-450

4)安倍裕志,櫻井毅司,湯浅三郎:出力 500W 級プロ パン燃料超小型ガスタービン用燃焼器における振 動燃焼の抑制と排ガス特性,ガスタービン定期講演 会講演論文集(40)(2012)pp.141-145

5)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

6)原田亮,櫻井毅司,湯浅三郎:超小型ガスタービン 用灯油燃料燃焼器への多孔質体を用いた予蒸発燃 焼の検討,第42回ガスタービン学会定期講演会(熊本)講演論文集(2014) pp.243-248

7)北野三千雄,柴田潤:空気泡の吹込みによる液体 燃料の予混合燃焼,日本機械学会論文集(B 編)60 巻 578 号(1994)pp.322-328

8)高田勝,渡辺乃介,藤田修,山根清隆,伊藤献一,安澤 典男:灯油気泡分散燃焼バーナーにおける火炎安定 性の検討,日本機械学会北海道支部第41回講演会概 要集(2001)pp.146-147

9) Harada Ryo,Kobori Yuho,Sakurai Takashi : Development of a Prevaporized Combustor using a Porous Media for a Kerosene-fueled Micro Gas turbine Proc.International Gas Turbine Congress 2015(2015)

10)水谷幸夫:燃焼工学 第 2 版,森北出版 (1989)pp.99-100

11) Xin Huia,Kamal Kumar,Chih-Jen Sung,Tim Edwards,Dylan Gardner : Experimental studies on the combustion characteristics of alternative

【研究報告】



旋回空気付与による圧力スワールノズルの 超低噴射圧時の微粒化性能改善 - 液膜形状遷移とヒステリシス -

 中川
 雄斗
 大畑
 洋朗
 *松岡
 銀司
 藤原
 仁志
 林
 茂

 (法政大学)
 (法政大学)
 (法政大学大学院)
 (宇宙航空研究開発機構)
 (法政大学)

Improvement of Atomization of a Pressure Swirl Nozzle by Imposing Swirling Airflow at Super-Low Injection Pressures -Transition of Liquid Film Shapes and Its Hysteresis -

| Yuto NAKAGAWA | Hiroaki OHATA | Ginji MATSUOKA | Hitoshi FUJIWARA | Shigeru HAYASHI |
|---------------|---------------|----------------|------------------|-----------------|
| (Hosei Univ.) | (Hosei Univ.) | (Hosei Univ.) | (JAXA) | (Hosei Univ.) |

ABSTRACT

A conical liquid film is formed at the exit of the orifice of a pressure swirl atomizer at normal injection pressures. The shape of the liquid film changes into a tulip and then into an onion with decreasing injection pressure. This change results in poor atomization. Addition of swirling air was found to be effective in enforcing a transition from the onion to cone or tulip stages. The cone stage, once established, continued down to a very low air pressure when decreasing air pressure, showing the transition was of a hysteresis. The critical pressures of air required for the transitions of liquid film from the onion to tulip stages or cone stages by increasing air pressure and visa verse were determined for kerosene and water for injection pressures less or equal to 100 kPa. The transition from onion to cone stages occurred at an air pressure much lower than the critical air pressure when external stimulus such as air jet injected radially inwards toward the onion bubble. Drop size distributions of sprays after the transition were measured at different pressures for air swirl. A significant improvement of atomization in the SMD was achieved by the onion-tulip and onion-cone stage transition.

Keywords: Pressure swirl nozzle, Liquid film, Onion stage, Tulip stage, Swirling air flows, External stimulus

1. はじめに

航空エンジンから排出される NOx については, 現在では地球大気の保全の観点から削減が求めら れる段階にあり, ICAO による基準の強化が続いて いる. CO₂ 排出削減に直結するエンジンの高圧力 比化,高温化を着実に進めるためには,より NOx 削減効果が大きい低 NOx 燃焼器技術の開発が必 要になっている.

希薄予混合燃焼は、ガスタービンの特性を考え た場合,最も理想的なアプローチと考えられ、これ まで多くの研究が行われてきた.特に、上記の規制 強化に対応し、米国、EUを中心にファンジェット エンジン用希薄燃焼器技術開発プログラムが継続 して実施されてきている¹⁾.それらの成果により最 近、図1のようなメインバーナに希薄予混合燃焼 を採用した高圧力比大型航空エンジンが実用にな っている²⁾. NOx生成の抑制には最高火炎温度の 抑制が最も効果的であること,燃焼器出口ガス温 度がタービンの材料特性により制約されているこ と,今後,粒子状物質の排出削減の圧力が強まると 予想されることなどから,この動向は大型高圧力 比エンジンでは確実に広がると考えられるが、 長期的には中型にも広がる可能性がある.

希薄予混合燃焼をメインバーナに採用する場合, 航空エンジン燃焼器に対する様々な要求を満足さ せるためには,作動条件に応じたパイロットバー ナとメインバーナ間の適切な燃料ステージングが 不可欠である.このパイロットバーナの燃料イン ジェクタとしては,航空エンジンの初期から使用 されて実績がある圧力スワールノズルが適してい ると考えられる.実際,上記の大型エンジンにはデ ュプレックス形式の圧力スワールノズルが採用さ れている. 一方, 中小型のエンジンでは, 燃料系統 は現状の RBQ 燃焼器と同じ 2 系統, したがってパ イロットは 1 系統にすべきであるという考えは強 い.

圧力スワールノズルの噴霧は、噴射圧が十分高 い場合には、液体は噴射孔から設計通りの拡がり 角の円錐状液膜となって流出し、その液膜は噴射 孔に近い位置で分裂し、良好な微粒化が行われる. 噴射圧を下げていくと噴射孔直下の液膜の拡がり 角が減り始め、分裂位置もより下流に移り、やがて 噴射孔出口では円錐状であった液膜その拡がりを 減らして円筒状になる、すなわち"Tulip"形状に なり、その縁で分裂が起き、微粒化が進む.さらに 噴射圧を下げると下端部で液膜が重なり、閉じた

"Onion Bubble" と呼ばれる形状となって, 微粒化 が極端に悪くなる.

希薄予混合燃焼のメインバーナと組み合わせ られるパイロットバーナの燃料インジェクタに要 求される最大燃料流量は従来から航空エンジン燃 焼器に用いられてきているデュプレックスノズル のプライマリーノズルに求められる値よりはるか に大きい.燃料ポンプの吐出圧を上げられないと いう条件のもとで,最大燃料流量を大きくするに はフローナンバーの大きな,言い換えれば噴射孔 の大きなノズルを用いるしかない.その場合,噴射 圧は流量の2乗に比例するので,低流量時におい て燃料噴射圧は著しく低くなり,液膜が "onion" ステージに入ってしまうという問題があることが 予想される.

この問題を解決するために,著者らは液膜に対 して旋回気流を与えることにより超低噴射圧時に おいても"onion"化を回避できないか,水と灯油 を用いて実験を行った.その結果,旋回気流を強く していくとある圧損で"onion"ステージが解消さ れること,"onion"ステージと"tulip or cone"ス テージ間の遷移にはヒステリシスが存在すること が明らかになった.本報告は,"onion"化を回避 できる空気圧損を液噴射圧の領域,解消前後の噴 霧粒径の違い,外部刺激("onion bubble"に向け て径方向内向きに噴射された空気噴流)による "onion"ステージ解消促進等について記述してい る.



Fig. 1 Example illustration of an air-blast lean premixed fuel injector with dual orifice pressure swirl atomizer for pilot fuel injection (General Electric, 2014)

2. 試作圧力スワールノズル

本研究で使用した圧力スワールノズルの外観写 真と渦室・噴射孔近傍の断面図,およびインサート の投影図を図2に示す.このインサートは円錐面 に6本の溝が切られ,それらの溝とノズル円錐壁 面とで形成されるポートを通って液体が渦室に流 入して中空の旋回流れを形成し,先端の円形開口 (φ0.59)から円錐状の液膜として流出する.このノ ズルは,噴射圧 6.5 MPaにおいて 9.5 g/sの灯油を 噴霧角 70°で噴射できるように設計されている. 図3は,このノズルの比較的低噴射圧時の流量特 性で,100 kPaの時,灯油質量流量は約1.2 g/s であ る.



Fig. 2 Photo of pressure swirl atomizer developed (top), drawings of cross section of nozzle tip and insert with 6 tangential ports (bottom)



Fig. 3 Flow characteristics of the pressure swirl atomizer for fuel

圧力スワールノズルは良好な噴霧を得るために 通常,300から400kPaの噴射圧で使用される.噴 射圧がこれらの値より高い時の試作ノズルの灯油 噴霧の写真を図4に示すが、"cone"形状の液膜が噴 射孔のすぐ直下で分裂し、中空の円錐形状の噴霧 となり、良好な微粒化ができている.しかし、噴射 圧が下がると前述のように cone 形状の液膜が tulip さらには onion 形状へと遷移し、それに伴い微粒化 が劣化し、噴霧の軸対称性も著しく崩れる.図5に 噴射圧が100kPa以下の時の水と灯油噴霧の写真 を比較して示す.灯油の場合には40kPaにおいて tulip から onion への遷移が起きているが,水の場 合,すでに 160 kPa で起きている.形状と大きさ に関し灯油と水の液膜を比較すると,灯油の40 kPa での液膜は水の 80 kPa のものに最も似ている.こ の噴射圧の違いは,灯油の方が水より表面張力が 小さいことによると考えられる.



 $\ensuremath{ \varDelta P_{\rm L} }$ 400 kPa 1000 kPa Fig. 4 Photos of hollow cone fuel sprays from the simplex pressure swirl atomizer developed for pilot fuel injection



 ΔP_L 40 kPa 60 kPa 80 kPa 100 kPa

Fig. 5 Comparison of water (top) and kerosene (bottom) sprays in the onion stage, showing effects of injection pressure ΔP_L on the shape and breakup of onion bubble

3. 実験装置

ノズル先端部の液膜の周囲に旋回を付与した空 気を流すことにより超低噴射圧時に生じる液膜の onion 形状を解消できるかどうかを調査するため に、図6に示す空気旋回器 Type-0 および Type-30 を試作した. Type-0 では空気は、ノズル軸に対し て垂直な壁面に切削により形成された3本の溝を 通って直径7.1mmの渦室に流入する.渦室内での 気流の旋回方向は液体のそれと逆方向である. Type-30 はノズル軸に垂直な面に対して30°傾斜 した円錐面に削られた6本の溝を通って渦室(φ7. 1)に流入する. 旋回方向は液体のそれと同方向である.

上記の空気旋回器に空気を供給するための空気 室を製作し、Type-30の場合の例を示す図7のよう に旋回気流発生器およびノズルと組み付け、ノズ ル先端の周囲に旋回気流が発生するようにした.

図8は,空気および液体の供給系統である.液体 および空気の流量は質量流量計で測定し,噴射圧 はノズル入り口に,旋回気流差圧(空気室入口の全 圧と大気圧との差)は空気室内に連通する管端に 取り付けた歪ゲージ式ゲージ圧センサーで計測し た.

液体には水および灯油を使用し,噴射圧は 100 kPa以下,旋回空気差圧は大気圧の10%までの範囲 で液膜の観察および微粒化性能の評価を行った.



Fig. 6 Two slotted disks for generating swirling air flow



Fig. 7 Illustration of assembling Type-30 swirler, swiler cover, fuel nozzle and air chamber



Fig. 8 System for liquid sheet observation and droplet size measurement

4. 結果

4.1 旋回気流付与による "onion" ステージ解消 (a) 解消時の噴射圧と空気差圧の関係

空気旋回器 Type-30 を装着し,空気を流さないで 水を 80 kPa で噴射した時の噴霧の様子を図 9 左に 示す.また,噴射圧をその値に保ち,空気を流し始 め,その差圧を増大させていくと $\Delta P/P = 0.7\%$ で最 初に onion 形状が解消され, cone 形状へ遷移した. その時の液膜および微粒化の様子を図 9 右の写真 に示す.この時,噴霧の形状は空気差圧の増大に対 して徐々に変化するのではなく, $\Delta P/P = 0.7\%$ に達 した瞬間に開いた.



Fig. 9 Shadow photos of atomization of onion bubbles without airflow (left) and of conical liquid sheet in air swirl after transition from onion to cone stages

上述のように、噴射圧を一定に保った状態で空 気差圧を増大させていくと、ある値で液膜の onion 状態が解消され cone 形状に遷移する.2 種類の旋 回器を用いて、噴射圧が 30 kPa から 100 kPa まで の範囲において,差圧10%までの範囲で旋回空気を 付与したとき,液膜が onion 状態から cone 状態に 遷移したかどうかを目視で確認し、その時の空気 室内の空気差圧 △P/P および,噴射圧 △PL を図 10 に示す.このグラフの実線は,噴射圧を固定し,空 気差圧をあげていき、噴霧が図9右のように cone 形状に遷移したときの空気差圧である. 点線は, そ れとは反対に,空気差圧を固定し,噴射圧をあげて いき、同じく噴霧が cone 形状に遷移した時の噴射 圧である. Type-0 は Type-30 と比べ低い $\Delta P/P$ で onion 化が解消されることがわかった. また Type-0に関しては,噴射圧を一定に保った状態で空気差 圧を上げていった場合と,逆に空気差圧を一定に 保って噴射圧を上げていった場合の onion 形状解 消条件の違いは Type-0 に比べほとんどなかったと いえる.

2015 年度の試験では,容積 1.5 L のペットボト ルを液体タンク(図8参照)として使用し,コンプ レッサーからの空気で液体をノズルに圧送した. 容積が小さいことに起因すると考えられるが,噴 射圧の定常性が十分でなかったとの実験担当者の コメントを受け,今年度はステンレス製の耐圧タ ンクに置き換え,別の者が一部の試験内容の確認 のため追試を行った.追試では,噴射圧を固定し onion 化が解消される空気差圧を特定することと した.各噴射圧において,空気差圧を徐々に上げて いき噴霧が図 9 左のように開いた時の空気差圧を 記録する.その後,空気差圧を0にしてから,同じ 操作を繰り返し行い,合計で5 個の空気差圧の値 を得た.これらの値をグラフ上にプロットし(図 10),各噴射圧に対する最も高い空気圧損を示す点 を線で結び,昨年度の結果と比較した.図から分か るように,噴射圧50 kPaの時には差異が著しいが, 他の噴射圧では2015年度と同じと考えてよい. 今年度の実験での経験から,噴射圧で噴霧が開く





空気差圧にばらつきが生じる原因は,遷移現象が 外部からの擾乱に敏感であることによると考えて いる.試験を行っているときの周囲の空気や噴霧 の吸引のための空気の流れも,擾乱になっている と考えている.

各噴射圧で Type-30 を用いて空気差圧を上げて いった場合,液膜の onion 形状から円錐形状への遷 移は 80 kPa 以下では瞬間的に起こるのに対し,90, 100 kPa では,噴霧角が漸次的に増加した.噴射圧 50 kPa の時に液膜の onion 形状が解消される空気 差圧が 40 kPa での最大値よりもはるかに大きいが, その原因は不明である.

(b) 遷移現象のヒステリシス

旋回器 Type-30 に限り,噴射圧を固定し空気差 圧を徐々に上げた時,一旦ある空気差圧で,液膜の onion 形状が解消されると,徐々に空気差圧を下げ て行っても図 9 右のような噴霧が開いた状態が, ある空気差圧まで維持されることが見出された. すなわち,"onion"ステージと"cone"ステージ間 の遷移には,ヒステリシスが存在するということ である.図11の点線に旋回器 Type-30 で水を用い た時の,その下限の空気差圧を示し,それをヒステ リシス限界と呼ぶことにする.全ての噴射圧条件 を考慮して,空気差圧を上げていき,一旦液膜の onion形状が解消されれば,その後液膜を再び onion 形状へ遷移させないために必要な空気差圧の値は

最も大きくて 0.63%であった. Type-0 については ヒステリシス現象の有無が不明瞭であった.



Fig. 11 Threshold $\Delta P/P$ for transition from onion to cone stages and from cone to onion stages for fuel and photos of sprays at conditions shown by arrows where onion-cone transition has occurred



Fig. 12 Threshold $\Delta P/P$ for transition from onion to cone stages for kerosene, being compared with those for Water

(c)外部刺激による "onion" ステージ解消促進 旋回空気を流してもなお液膜が onion 形状の時 に,棒を液膜に接触させるなどの外部からの物理 的刺激を加えると,液膜の onion 状態が解消され, 円錐状に開く事を見つけた.そしてそれは,同様に ヒステリシス現象が見られる.また棒の代わりに 単一のパイプから空気のジェットを onion 液膜に ぶつけても同現象が見られた.そのことから図 13 に示すような,外部の刺激として旋回気流から分 岐した空気ジェットを噴射することで onion 形状 解消の促進をさせる機構を製作した.空気ジェッ トは等間隔に空けられた4 個の空気噴出孔 (φ1.0) から噴射される.

図 14 に、噴射圧を固定し水を用いて、空気旋回器 Type-30 を組み込んだ場合の旋回気流と空気の ジェットの空気差圧を上げていき、液膜の onion 形



Fig. 13 Assembly of air chambers for swirling air and air jets for external stimulus and air swirler

状が解消された時の空気差圧および、ヒステリシ ス限界を,空気ジェットがない場合と比較して示 す. 旋回気流と空気ジェットを流せば, onion 状態 の解消が最も困難な噴射圧 20 kPa でも最大 3.35% の空気差圧で噴霧を cone 状態にさせることが出来, 60 kPa 以下では、空気ジェットを利用しないで Type-0 のみの場合よりも低い空気差圧で onion 状 態を解消することが出来た.一方 60 kPa 以上では onion 形状を解消するのに必要な空気差圧が同じ く空気ジェットを利用しない場合の Type-0 のそれ より大きくなった.これは等間隔に空けられた4方 向の空気噴出孔から噴出する空気ジェットが液膜 を閉じる働きをしたためだと考えられる. 図14中 の点線同士, ヒステリシス限界についても, 同様な 理由で, 旋回気流のみを流した場合の方が, より低 い空気差圧まで,液膜の onion 形状への遷移を妨げ ることが出来た.



Fig. 14 Comparison of threshold $\Delta P/P$ for transitions from onion to cone and from cone to onion with and without external stimulus by air jets for water

4.2 粒径計測の結果

微粒化性能の評価には LDSA 粒度分布測定装置を用いた.この装置は噴霧粒子群にレーザービームを照射し,その際に発せられる回折,散乱光の強度分布を検出し解析することで粒子径分布を求めることができる.測定した位置はノズル先端か

ら 30 mm の位置において粒径分布を 0.5 ms 毎に 3 回計測した. それらから体表面積比代表粒径 SMD (= $\Sigma d_{i3} \Delta n_i / \Sigma d_{i2} \Delta n_i$) を求め, 微粒化性能の評価は SMD に基づいて行った.

図 15 および図 16 に,水を使用し旋回器 Type-0,-30 を用いて,液膜の cone 状態が確認されている状 況で,空気差圧を 0,2,3,4%と変化させた時の各噴 射圧での SMD を示す.図 15 および 16 中での SMD の値は 3 回の測定値の平均である.旋回空気を流 していない場合には、ばらつきが大きかったので 3 回の測定値を表示している.Type-0 および Type-30 どちらの場合でも,旋回気流を液膜に作用させる ことで "onion" ステージを解消すると,微粒化性 能が大幅に改善した.Type-0 および Type-30 と組 み合わせて "onion" ステージが解消した状態での 噴霧の SMD と空気差圧との関係を図 17 に示す. 全体の傾向を見れば,SMD は空気差圧に対して減 少する傾向がみられ,気流そのものによる微粒化 促進効果もあるといえる.







Fig. 16 Comparison of SMD of sprays in the onion stage (without swirling air) and after transition from onion to cone stages by imposing swirling air of different pressure drops. (Type-30, Water)



Fig. 17 Comparison of SMD of sprays in the onion stage (without swirling air) and after transition from onion to cone stages by imposing swirling air of different air pressure losses (Type-0 and Type-30, Water)

5. 結論

- (1) onion 形状の液膜に旋回をかけた空気を付与す ると, onion が解消され, 液膜が円錐形に広が り微粒化性能も向上する.
- (2) 噴射圧が低くなればonion形状の解消に必要な 空気差圧は高くなる.
- (3) 旋回器 Type-30 を用いた場合, onion 形状の液 膜に旋回をかけた空気を付与し cone 形状に遷 移させ,その直後,空気差圧を下げたとしても, cone 形状がある限界まで維持されるヒステリ シス現象を確認できる.
- (4) 旋回器 Type-30 を用いて, 旋回空気を流しても なお液膜が onion 形状の時に, 空気ジェットを 液膜に噴射させると, させない場合に比べて大 幅に低い空気差圧で, onion 形状を解消させる ことが出来る.

参考文献

- Madden, P., CAEP Combustion Technology Review Process and CAEP NO_x Goal, CAEP Publication July 2014
- Barrett, J., TAPS II Technology Final Report Technology Assessment Open Report, June, 2013, Paper No. DTFAWA-10-C-00046
- 3) 大畑洋朗,中川雄斗,圧カスワールノズルにおける旋回空気流付与による低噴射圧時の微粒 化性能の向上に関する研究,434,法政大学機 械工学科平成28年度卒業論文

謝辞

本研究を進めていく上で学部4年花島舜君に は同じチームとして実験や議論等に積極的に協 力していただきましたことを心より感謝いたし ます. 【技術紹介】

C-10

250kW 級 SOFC-MGT ハイブリッドシステム向け マイクロガスタービンの開発

*河野 雅人,新井 啓介,安井 芳則(トヨタタービンアンドシステム)

Development of the Micro Gas Turbine for 250kW class SOFC-MGT hybrid systems

*Masato Kawano, Keisuke Arai and Yoshinori Yasui (Toyota Turbine and Systems Inc.)

ABSTRACT

This report describes development and a proof evaluation of the micro gas turbine to use for the hybrid system which coupled micro gas turbine with SOFC(Solid Oxide Fuel Cells). Gas turbine supplies compressed air to SOFC. Gas turbine generates electricity with the fuel which finished a reaction in SOFC and with the air which finished a reaction in SOFC. We remodeled the main body of gas turbine to fit SOFC system, and developed the combustor which could burn with low-calorie fuel from SOFC. We developed the control to link SOFC, and to control the gas turbine for SOFC.

Key words: Micro Gas Turbine, Solid Oxide Fuel Cells (SOFCs), Hybrid System, Compressor, Combustor, Control,

1 はじめに

株式会社トヨタタービンアンドシステムは主に コージョネレーション用 50 k W 級マイクロガスタ ービン(以下 MGT)と300 k W 級 MGT を製造、販売 してきた。ガスタービンの用途利用開発として50 k W 級の MGT をベースとして2002 年より MCFC(溶 融炭酸塩型燃料電池)-MGT ハイブリッドシステム の開発に参画し、5000 時間以上の運転実績を積ん だ。

その後、以前より SOFC (固体酸化物型燃料電池) ガスタービン複合発電システムに取り組んでいた 三菱重工業株式会社 (現三菱日立パワーシステム ズ株式会社) とトヨタ自動車株式会社において SOFC と MGT ハイブリッドシステムの開発を 2008 年 より開始した。トヨタ自動車株式会社(トヨタタ ービンアンドシステム) は MGT 本体およびその制 御、三菱重工業株式会社において SOFC および補機 ユニット (BOP) と全体制御を担当している。2009 年より三菱重工業の長崎造船所においてシステム 試験を開始、2012 年より東京ガス株式会社千住テ クノステーションにおいて連続運転試験を実施し 4100 時間以上のシステム運転時間を達成した。さ らに 2015 年より国立大学法人九州大学において、 より高出力密度の新型セルスタック(15 式セルス タック)を利用した実証試験機の運転を開始し、 現在運転を継続中である。

本報告では SOFC-MGT ハイブリッドシステムに使 用するガスタービンの開発内容と評価状況につい て報告する。

2 SOFC-MGT ハイブリッドシステムフロー

SOFC とガスタービンを組合せたシステムを SOFC とガスタービンという異なるエネルギー変換プロ セスを組合せたことからハイブリッドシステムと 呼んでいる。ハイブリッドシステムのシステムフ ローを Fig. 1 に示す。

SOFC はセル内で酸化剤(空気)と還元剤(燃料) を反応されることにより電力を取り出しており、 酸化剤および還元剤を連続的に供給する必要があ る。燃料電池への運転圧力を高めることにより、 燃料電池の出力を向上させることができる。ガス タービンの圧縮機を用いて SOFC に高圧の空気を供 給するブロア(カソードブロア)の役割を果たし ている。また SOFC において反応を終えた空気を排 空気と呼んでいるが排空気は高い圧力と温度を維 持しておりこの排空気を MGT のタービンに供給す ることで電力に変換でき、システム効率の向上に 貢献できる。本システムでは MGT のタービン出口 に再生熱交換器を設置して、MGT 排気を利用して SOFC への圧縮空気の加熱をおこない、SOFC への空 気を加熱するエネルギーの低減を図っている。

本システムでは燃料極内の高温環境下で蒸気と 燃料を供給することにより内部改質を実現してい る。燃料及び蒸気は燃料極側に供給され循環する が、SOFCの燃料極で反応を終えた可燃成分を含む 一部がガスタービンに供給される。SOFC反応後の MGTに供給される燃料を排燃料と呼び、ガスタービ ンの燃料として再利用される。

システムの定格運転中は SOFC とのシステムバラ ンスを考慮して MGT は部分負荷 (MGT 発電出力 20 ~30 k W) で運転される。

システム運用において、起動時のSOFC昇圧とSOFC の昇温について MGT を高負荷で運転し、起動時間 の短縮に貢献している。また停止時についても MGT を低負荷運転することによりシステム全体の冷却 をおこなっている。本システムの MGT は SOFC バイ パス回路を使用することにより単独運転が可能で ある。



Fig.1 Flow diagram of SOFC-MGT hybrid system.

3 SOFC (固体酸化物型燃料電池)

燃料電池は燃料の持つ化学エネルギーを直接電 カに変換することができるが、使用する電解質に より方式が分類される。SOFC は電解質としてセラ ミックスで構成され、高い動作温度で作動する燃 料電池である。高い運転温度が必要だが、発電効 率 50%以上の非常に高い効率を得ることができる。 三菱日立パワーシステムズにおいて開発を進めて いる SOFC は、円筒形セルスタックを組合せカート リッジを構成し、複数カートリッジを組合せてモ ジュール化、モジュールを圧力容器に収めた構成 となっている (Fig. 2)。高い空気圧力において運 転が可能であり、モジュールの組合せにより出力 を変更でき、ガスタービンの空気量に合わせた出 力構成が可能である。

4 50kW 級 MGT

50 k W 級 MGT (TG051R)は 2001 年よりコージェネ レーションシステム用として販売を開始、150台以 上の販売と累計300万時間以上の運転実績がある。 エンジン仕様を Table1 に示す。エンジン構成と して遠心圧縮機1段とラジアルタービン1段で構 成されており、軸受の潤滑はオイル潤滑をおこな っている。都市ガスやLPG、灯油に対応した各燃焼 器を準備しており、都市ガスは予混合方式、LPG、 灯油仕様は拡散燃焼方式を採用している。またプ レートフィン式の再生熱交換器を使用することに よりガスタービンの排熱から燃焼用圧縮空気を加 熱することで熱効率を高めている。ガスタービン において発生した動力は減速機を介さず、エンジ ン同軸上に配置された高速発電機を用いてエンジ ン回転数から直接電力変換を行い、インバータを 利用して系統に接続している。

50kW級ガスタービンはコージェネレーション



Fig. 2 Configuration of SOFC-MGT hybrid system using segmented-in-series tubular type cell-stack. (It was provided by MHPS)

システムとしてパッケージ化されておりガスター ビン本体、再生熱交換器、制御盤、連系インバー タ、燃料ガス圧縮機、さらに簡易温水ボイラを内 蔵したオールインワンパッケージとなっている (Fig. 3)。今回 250 k W 級 SOFC-MGT ハイブリッドシ ステム向けのガスタービンのベースとして TG051R を使用している。

| Tabl | e 1 | Specifi | cations of Micro | Gas Tu | bine |
|------|-----|---------|------------------|--------|------|
| | エンジ | ジン型式 | TG051R | | |
| | | | | | |

| 形式 | 再生開放サイクル 1軸式 | | |
|--------|--------------|--|--|
| 定格軸出力 | 57kW (15°C) | | |
| 定格回転速度 | 80000 min-1 | | |
| 圧力比 | 3.6 | | |
| 空気流量 | 0.493kg/s | | |
| 圧縮機 | 遠心式1段 | | |
| タービン | ラジアル式1段 | | |
| 燃焼方式 | 希薄予混合燃焼 | | |
| 排気温度 | 650°C | | |
| 潤滑油 | 合成油 | | |
| 起動方式 | 電気式 | | |
| 発雷機 | インバータ式高速発電機 | | |



Fig.3 50kW Class Micro Gas Turbine.

5 システム適応のための MGT 変更点

5-1 ガスタービン本体

SOFC-MGT ハイブリッドシステム向けの MGT の断 面図を Fig.4、SOFC から供給される排空気および 排燃料の条件を table2 に示す。

MGT は SOFC から排空気と排燃料が供給されるこ とになるが、SOFC の排燃料の熱量は都市ガスの 1/18 と非常に低く、流量は MGT の定格空気流量に 対して 8.5%と非常に多い。SOFC の排燃料を供給 した場合、タービン側の空気流量が増加し、さら に SOFC の圧損も加わるため、圧縮機の圧力が上昇 し圧縮機のサージに近づくことになる。MGT 作動域 におけるサージを防止する為、圧縮機側の形状を 変更し小容量化することで対応した。コジェネ向 けの TG051R と比較して 8%の空気流量低減を図っ ている。空気流量低下に伴い、通常の MGT 性能と しては最大出力が 10%程度低下する(Fig. 5)。

SOFC へ圧縮空気を供給する為、再生熱交換器の 構造を変更し圧縮空気を外部に取り出せるように 形状の見直しをはかった。あわせて SOFC からの排 空気を MGT に供給できるようにエンジンハウジン グの変更をおこなっている。



Fig.4 Micro Gas Turbine cross section view. Table 2 Gas condition from SOFC.

| | 状態 | | 条件 |
|-----|----|--------------------|-------|
| 排空気 | 温度 | °C | 564 |
| | 流量 | Nm ³ /h | 1270 |
| 排燃料 | 温度 | °C | 300 |
| | 流量 | Nm ³ /h | 115.7 |
| | 熱量 | MJ/Nm ³ | 2.2 |





5-2 低カロリー燃焼器

SOFCから供給されるガスの条件をtable2に示す。 燃料として使用する排燃料中の可燃成分は水素、 C0などにより構成されているが、SOFCにおいて反 応が終了したガスであり、可燃成分が減少し、水 分が多いためボリュームが大きくかつ熱量が非常 に低くなっている。そのため通常の都市ガス燃焼

器では燃焼が困難であった。さらにシステム効率 を高めるため MGT の燃焼器内の火炎を維持するた めのメイン燃料(パイロット燃料)を最少にする 必要があった。SOFC の排空気は SOFC において酸素 が消費されるため酸素濃度が 15%VOL 程度まで減 少しており、このため低酸素化下において低カロ リー燃料を安定的に燃焼するために専用燃焼器を 開発した。燃焼器の構造を Fig.6 に示す。燃焼器 は都市ガスを供給し、火炎を維持するパイロット 噴孔と、低カロリーな排燃料を供給する排燃料噴 孔を個別に配置しており噴孔形状、配置、スワー ル等パラメータについては解析および実験により 形状を決定した。また低カロリー燃料の燃焼時間 を確保するために燃焼室容積をコジェネ用と比較 して約 2.5 倍に大型化している。SOFC との連係運 転中は部分負荷運転が想定されており、部分負荷 時燃焼室内の温度を確保する為、都市ガス仕様の 予混合燃焼器で実績のある無冷却ライナーを採用 している。燃焼器については社内に設置した SOFC 模擬試験ベンチにおいて模擬排燃料の条件下によ る試験を実施し、SOFC 連係条件下における適合を 図った(Fig.7)。



Fig.6 Combustor cross section view



5-3 制御

SOFC との連係運転をおこなうため、専用の制御 を開発した。本制御ではMGTのメイン燃料(13A) 制御で MGT の負荷を制御する通常運転モードと SOFC との連係運転をおこなう CC (コンバインドサ イクル)運転モードを切り替えて運転をおこなう。 CC 運転モードでは MGT の燃料制御と MGT の発電出 力制御を併用した運転制御となっており SOFC から の排燃料熱量の変動にも追従できる制御となって いる。Fig8にCC運転モードの切替前後の運転チャ ートを示す。切り換え前は燃料制御においてエン ジン回転数を維持する制御がされているが、切替 後は発電出力を操作し、回転数を維持するように 制御している様子が確認できる。CC 運転モードに おいては MGT のメイン燃料を絞り燃料調量弁の最 小開度で運転することにより、SOFC システムとし ての高効率運転が可能となる。



6 実証評価

2009 年より三菱重工業株式会社の長崎工場内に 設置された、SOFC 評価設備においてシステム構成 確認試験と制御開発を行った。2012 年以降、各フ ィールドにおいて実証評価を開始した。

6-1 10 式実証試験

2012 年より東京ガス株式会社千住テクノステー ション内に設置された 10 式実証評価機(Fig.9)に おいて運転評価を開始、4100 時間の連続運転、発 電効率 50.2%を達成した(Fig.10)。その間、SOFC 側、MGT 側に異常発生することなく運転することが できた。連続運転試験終了後に MGT の燃焼確認試 験を実施し、メイン燃料低減状態においても火炎 が維持できることを確認した(Fig.11)。



Fig.9 Appearance of model 10 SOFC-MGT Installed at the Tokyo Gas Co.,Ltd'.s Senju Techno Station (It was provided by MHPS)



Fig.10 Long term behavior of model 10 SOFC-MGT hybrid system installed at Tokyo Gas Co.,Ltd'.s Senju Techno Station (It was provided by MHPS)



Fig.11 Experiment to reduce main it

6-2 15 式実証試験

2015 年より国立大学法人九州大学伊都キャンパ ス内 NEXT-FC 内に 15 式実証評価機を設置し評価を 開始した(Fig. 12)。15 式実証評価機は細径、長尺 化した 15 式セルスタックを採用し、密充填するこ とにより SOFC 圧力容器の小型化をはかると共に、 補機ユニットのコンパクト化をはかったシステム である。10 式システムまでは MGT パッケージ全体 を SOFC の補機ユニット内に設置していたが、15 式 においては MGT のパッケージを廃止し、MGT エンジ ンユニット単体のみを SOFC の補機ユニット内に設 置するように変更した(Fig. 13)。MGT 制御盤につい ては SOFC の盤内に MGT 用の連系インバータととも に納められている。

2015 年 5 月より運転を開始し、瞬低、周辺設備 トラブル、熊本地震等によるシステムトリップに 見舞われたが、システムは安全に停止し、ただち に再起動をおこない運転を継続している。現在 9000 時間以上の運転時間と発電効率 54%(吸気温 度 15℃換算 LHV 基準)を達成している。



Fig.12 Appearance of model 15 SOFC-MGT hybrid system installed at the Next-Generation Fuel Cell Research Center(NEXT-FC) in Kyushu University (It was provided by MHPS)



Fig.13 MGT installed in SOFC.BOP.

7 今後の展開

2016 年より実証評価としてさらに複数台のシス テム評価をする予定となっており、各サイトにお いて運転評価を実施していく計画である。各実証 評価機においてシステムの信頼性、機能の向上を 図ると共に、実機運転による機器の耐久性の確認 を実施していく。これらの実証評価からのフィー ドバックを活かし商品性を向上させ、2017 年度よ り本システムの市場投入を目指している。

7-1 燃料多様化

ガスタービンは燃料多様性が高い熱機関といわ れており、コジェネ用 MGT においても様々な燃料 に対応してきた。SOFC は内部改質において燃料の 改質をおこない、さらに水素だけでなく CO も発電 に利用できることからバイオガスや水素、LPG など の燃料多様化に対応し易いシステムとなっている。 これらのことからハイブリッドシステムにおいて も燃料多様化に優れたシステムの構築が可能と考 えられる。ただし燃料種別により排燃料組成の変 化や、SOFC システムバランスによる排空気側条件 の変化が推測されるため、今後燃焼確認試験およ び適合開発を進めていく計画である。

7-2 1000k₩級システム

これまでの開発は50kW級MGTとSOFCの組合せ であったが、300kW級MGTとSOFCの組合せにより 1000kW級(メガワット級)のSOFC-MGTハイブリ ッドシステムとなる。今後メガワット級開発を国 立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発 機構(NEDO)からの受託開発として実施する予定 である。2017年にかけてメガワット級SOFC専用の MGTの試作をおこない、組合せ評価を実施する計画 である。

8 おわりに

これまで250 k W 級 SOFC-MGT ハイブリッドシステ ム向けにガスタービンの開発をおこない実証評価 を実施してきた。SOFC システムに MGT を適応する 為、ガスタービンの改造および専用燃焼器、専用 制御の開発を実施した。実際の SOFC との組み合わ せ実証試験において所定の性能を発揮するととも に、安定した運転を実現し、9000 時間以上の運転 を継続している。今後、SOFC-MGT ハイブリッドシ ステムの市場普及を通じて高効率な発電システム による CO2 の削減、水素社会実現に貢献していき たいと考えている。

9 謝辞

本報告は国立研究開発法人新エネルギー・産業技 術総合開発機構(NEDO)の共同研究等の成果を含 んでおり、関係各位のご指導とご協力に感謝を申 し上げます。

また SOFC に関する技術情報のご教授および開発 機会を与えて下さいました三菱日立パワーシステ ムズ株式会社、プロジェクトのご支援いただいた トヨタ自動車株式会社、評価にご協力いただきま した東京ガス株式会社、国立大学法人九州大学、 その他部品メーカ等関係会社、すべての関係各位 にこの場を借りて深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 冨田和男,北川雄一郎 "MHPS における SOFC-マイク ロガスタービンハイブリッドシステムの開発状況" ガスタービン学会誌 Vol. 44 No. 4 2016.7 pp247-252
- 2) 安藤喜昌,大澤弘行,水原昌弘、入江弘毅,浦下靖崇, 池上卓夫 "SOFC-マイクロガスタービン (MGT) ハ イブリッドシステム 九州大学向け実証機の運転状 況 三菱重工技報 Vol. 52 No. 4 2015
- 3) 君島真仁,加幡達夫 "マイクロガスタービン-SOFC ハイブリッドサイクル"ガスタービン学会誌 Vol. 37 No. 3 2009.5 pp. 155-161
- 4) 樋口新一郎,杉山末吉,中野吉信,大久保陽一郎
 "50kW級 TG051 ガスタービンの開発"ガスタービン学会誌 Vol. 29 No. 3 2001. pp. 146-151
- 5) 塩田哲男 "マイクロガスタービンにおける軸受・ 潤滑システムについて"ガスタービン学会誌 Vol.43 No.4 2015.7 pp.256-261

【研究報告】

C-11

アンモニア併産/CO2回収型高効率 IGCC 発電 ーアンモニア利用の現状とガスタービン開発の課題—

*長谷川 武治 (電中研)

Highly-Efficient IGCC Power Plants with Ammonia Co-production and CO₂ Capture — Current Status of Ammonia Use and Development Issues of Ammonia Fired Gas Turbine — *Takeharu HASEGAWA(CRIEPI)

ABSTRACT

In Europe and America where electricity liberalization precedes, thermal power generation is forced to suspend operations by introduction of the renewable energy generation. Improvement of an operating ratio and electric-load leveling are keys to reduce the load on investment of thermal power plant and fixed cost. The highly-efficient IGCC power plants with ammonia co-production and CO2 capture is expected as a back-up power supply combined with renewable energy of ammonia. Especially ammonia attracts attention as one of the hydrogen carriers which promotes efficient practical use of a fossil fuel and renewable energy in future hydrogen economy. In this paper, while investigating the utilization situation of ammonia, the emission characteristics of ammonia-fired gas turbines were clarified through numerical analysis based on reaction kinetics.

Key words: CCS-oxyfuel IGCC, Ammonia co-production, Ammonia-fired gas turbine, Combustion characteristics

1. はじめに

電力自由化が先行する欧州では、再生可能エネル ギーの導入に伴い火力発電の待機電源化が求めら れている。将来の水素利用社会を念頭に、電力中 央研究所で検討を進める CO₂ 回収型高効率 IGCC 発電 (CCS-oxyfuel IGCC)¹⁾²⁾において水素(H₂) またはアンモニア(NH₃)製造・利用を可能とし、 再生可能エネルギーと IGCC 発電を結びつけたエ ネルギー体系が確立されれば、設備稼働率向上に よる固定費回収と負荷平準化を実現するバックア ップ電源を構成でき、今後の火力設備形成のイン センティブになる。本研究では、H₂の貯蔵・輸送 媒体の一つとして注目される NH₃の製造システム を統合した NH₃併産/CO₂回収型高効率 IGCC を想 定し、CO₂フリーな NH₃燃焼ガスタービンの特徴 と課題を明らかにする。

2. 将来の H₂利用社会と発電事業での NH₃の利用 2.1 アンモニア (NH₃)の利用技術

Table 1 に NH₃利用熱機関の開発例を示す。NH₃ は、19 世紀に無火機関車の作動媒体として利用さ れた。その後、ニューオリンズにおいて、煤煙を 発生しない NH₃を路面電車のエンジン用燃料とし て利用する試みがなされた。20 世紀に入り、NH₃ は車両用レシプロエンジン、舶用および航空機エ ンジン、または灌漑エンジン等の燃料として様々 な検討が実施された。

Table 2 に NH₃の輸送、貯蔵インフラ技術の例を 示す。米国では、ルイジアナからミネソタまで 11 州にわたり全長 5090km (2011 年現在)の NH₃パイ プラインが敷設され、数千の供給ステーションが 設置されており、綿花栽培や穀倉地帯を対象に肥 料として供給されている。

Table 1 Developments of various NH₃ fueled-engines

| 用途 | 機関(開発年) | 従来の燃料 |
|-------|--------------------------------|---------------|
| 自動車用 | ディーゼル機関(1933 年) | 石油系燃料 |
| 舶用 | ディーゼル機関 | 石油系 |
| 航空用 | ガスタービン機関、 ロケット機関(1960 年代) | 灯油 |
| 路面電車用 | 蒸気機関車 | 石炭、他 |
| 産業用 | ガスタービン機関 | 石油、天然 ガス、他 |
| 農業用 | ディーゼル機関 灌漑ポンプ(2008 年) | 石油系燃料 |
| 発電用 | ガスタービン機関(2014年 ³⁾) | 石油、天然 ガス、他 |

Table 2 NH₃ storage and transportation infrastructure

| インフラ | 内容 |
|---------------------|--------------------------|
| 輸送技術·方法 | |
| パイプライン | 米国で全長 5090km の実績 |
| 船舶 | タンカー、輸送船 |
| 鉄道輸送 | 鉄道タンク車 |
| 自動車輸送 | タンクローリー車 |
| 農業肥料用 | NH3噴霧用タンク |
| 貯蔵技術・方法 | |
| 貯槽 | 容量 3 万トン(-33℃、1 気圧)の貯槽が |
| | 実用されている。その他、プロパン用 |
| | のインフラ技術の多くを活用できる。 |
| NH ₃ 充填所 | NH ₃ 噴霧用タンクなど |

2.2 NH₃の特徴と利用上の注意

(1) ハンドリング

NH₃は刺激臭があり、常温常圧で無色透明の気体 で、空気より軽い(比重は 0.597)。日本の「毒物 及び劇物取締法」では劇物に指定され、許容濃度 (TWA))は25ppm以下で、生体への影響が懸念 される。一方で、5ppm以上で臭気を感じるために

無色無臭のLNGやLPGの様に付臭剤の添加が必要 無く、また、ガソリンの様な発がん性は無いと言 われている。また、取扱については豊富な知見を 有することから、総合的にみて、危険度は他の燃 料と同等と評価されている⁴⁾。

蒸気圧は常温(21℃)で0.888MPaで、加圧する と容易に液化され、その物性はプロパンに類似し ており、Table 2 で言及した様に、LPG のインフラ を活用できる⁵⁾。ただし、銅、アルミニウム、亜鉛 およびそれらの合金を浸食し、鋼については種類 により応力腐食割れを生じるとの報告もあり、LPG インフラの活用の際には注意を要する。また、酸、 酸化剤、ハロゲンと反応し、その他、水によく溶 け、水溶液は塩基性を示すなどの特徴がある。

Fig.1 は各種燃料の体積エネルギー密度(低位発 熱量基準)について、炭素または水素成分の割合



を示している。燃料は、ハンドリングを考慮して 常温(25℃)で液体状態を基準とし、CH₄、NH₃は 沸点、水素については-253℃で液体となる条件と している。

炭化水素燃料の水素成分がエネルギー密度に占 める量はほぼ同等で、炭素数が上昇するほど炭素 成分のエネルギー密度が上昇し、燃料全体のエネ ルギー密度を上昇させる。その結果、ディーゼル 油のエネルギー密度は 34MJ/L となり、液体 NH₃ (12MJ/L)の3倍の値を示す。NH₃を自動車用代 替燃料として用いる場合、ディーゼル油の場合の3 倍の容量の燃料タンクを積載することになる。

一方で、液体 NH₃のエネルギー密度は液体水素 の場合の1.4 倍と、炭素を含まない燃料として水素 より高い値を示す。また、液体 NH₃ は水素含有率 17.65wt%、水素の体積密度は 105kg-H₂/m³と液体水 素よりも 45%ほど高く⁵⁾、液体燃料では最も高い H₂貯蔵能力を有している。

(2) 燃焼性

NH₃を空気または酸素にて燃焼させた場合、燃焼 生成物は主にH₂O、N₂および微量のNOxからなり、 温室効果ガス(CO₂)を排出しない。

Table 3 に、NH₃の燃焼特性について、炭化水素 燃料および H₂燃料の場合と比較して示す。NH₃の 燃料発熱量は 22.5MJ/kg (HHV)、プロパン、ガソ リンおよびディーゼル油の約半分の値を示す。可 燃範囲は15~28% (当量比で 0.69~1.28) で、CH₄ の可燃範囲 (当量比 0.53~4.1) やプロパン (当量 比 0.52~2.4) と比較して狭い。最低自発火温度は CH₄とほぼ同程度であり、水素やプロパン、ガソリ ン燃料に比較して高い値を示す。燃焼速度は CH₄ の場合の 1/20 以下と遅く、点火エネルギーは 8mJ と CH₄の場合の 40 倍と高い。NH₃をガスタービン 燃料として用いる場合、燃焼性や保炎性に留意し た燃焼技術が必要になることが予想される。

2.2 H₂利用社会での NH₃併産/CO₂回収型高効率 IGCC の位置付け

Fig.2 は、火力発電、再生可能エネルギー発電、 および H₂、NH₃生産とその用途の関係を示す。

欧米では再生可能エネルギー発電の大量導入に より火力発電プラントの DSS 運用や待機電源化が 求められており、稼働率が低下している。日本に おいても原子力発電プラントが運転再開され、さ らに再生可能エネルギー発電が大量に導入された 際には電力・エネルギー貯蔵が重要となる。その 貯蔵形態の一つとして、将来、H2または NH3によ

| 燃料種特性項目 | $ m NH_3$ | CH_4 | C_3H_8 | C ₈ H ₁₈ (Gasoline) | n-C ₁₆ H ₃₄ (Diesel) | H_2 |
|---------------------------------|-----------|----------------|---|--|---|---------------|
| 可燃範囲(vol%) 空気 | 15-28 | $5.3 \cdot 15$ | 2.2-9.5 | 1.0-6.0 | 0.43-*1 | 4-75 |
| 最低自発火温度 (℃) | 651 | 632 | 504 | 447 | 205 | 571 |
| 最大燃焼速度 (cm/s), (当量比) | 1.5 | 37(1.06) | 43(1.14) | 38(1.17) | — | 291(1.70) |
| 点火エネルギー[φ=1.0] (mJ) 最小値 (mJ) | - 8.0 | 0.33 0.20 | 0.30 | 0.29 | | 0.02 0.018 |
| 理論断熱火炎温度[φ=1.0](℃) | 1799 | 1951 | 1992 | 2000 | 2004 | 2108 |
| 消炎距離 [φ=1.0] (cm) [最小値] (cm) | _ | $0.25 \\ 0.20$ | $\begin{array}{c} 0.18\\ 0.17\end{array}$ | 0.20 | _ | 0.06 0.06 |
| 高位発熱量 HHV (MJ/kg) | 22.5 | 55.5 | 50.4 | 48.3 | 47.6 | 141.9 |
| (INIS/mol) | 0.383 | 0.891 | 2.22 | 0.01 | 10.78 | 0.286 |

Table 3 各種燃料の物性と空気混合気の燃焼特性(大気圧、室温)

*1 過濃可燃限界濃度は不明



Fig.2 再生可能エネルギー発電の NH₃併産型 IGCC によるバックアップと H₂利用社会での NH₃の利用

る利用が予想され、その用途は民生用、工業用、 農業用または輸送機関用燃料として期待される。 H₂または NH₃を中心としたエネルギー社会が構築 された場合、H₂または NH₃を併産する CO₂回収型 IGCC は再生可能エネルギーによる発電と燃料製 造を両面からバックアップ可能なシステムの一つ として、火力発電における設備形成のインセンテ ィブになると期待される。

2.3 NH₃併産/CO₂回収型高効率IGCC発電システム

Fig.3 に、本研究で対象とする NH₃併産/CO₂回 収型高効率 IGCC 発電システムの構成の一例を示 す。当研究所で開発中の CO₂回収型高効率 IGCC 発電システムをベースとし、NH₃製造プロセスを付 加したシステム、および NH₃燃焼ガスタービン発 電システムで構成される。本システムでは、負荷 平準化を目的に、再生可能エネルギー発電を含めた需給調整により火力発電の電力需要が減少する時間帯に、ガス化ガス中のH₂と酸素製造設備で副生されるN₂を利用してHaber-Bosch合成法等によりNH₃を生産し、電力需要の高まる昼間等にNH₃燃焼ガスタービンにNH₃を供給し、発電する。

Table 4 に、NH₃ または LNG の主成分 CH₄を空気 により専焼するオープンサイクルガスタービンの 解析条件(定格)を示す。燃焼排気ガスは主に H₂O、 N₂ および残留する空気からなり、オープンサイク ルガスタービンを採用した場合でも CO₂ 排出量を ゼロとする発電が実現できる。この場合、多くの 既存技術が活用できるため、プラントの開発コス トや初期コストを抑え、開発期間を短くすること ができる。ただし、NH₃ 燃料に起因するフュエル NOx の発生が懸念される。



Fig.3 NH3 併産/CO2 回収型 IGCC および NH3 燃焼ガスタービン発電の概要

| 燃料 | NH ₃ =100 % | CH ₄ =100 % | |
|-------------------------|------------------------|------------------------|--|
| HHV, MJ/Nm ³ | 17.1 39.7 | | |
| 当量比 | 0.43 0.31 | | |
| 燃料温度,℃ | 25 | | |
| 空気温度,℃ | 400 | | |
| 燃焼器内圧力 | 2MPa | | |
| 燃焼ガス温度 | 1300℃(燃焼器出口) | | |

| Table 4 ガスタービン燃焼器の解析条件(定 |
|--------------------------|
|--------------------------|

3. アンモニア燃焼ガスタービンの燃焼排気特性 と課題

3.1 NH₃ 専焼オープンサイクルガスタービンの排 気特性

Fig.4 は、NH₃燃料または LNG の主成分である CH₄燃料を空気により燃焼させた場合の各化学種 の時間変化について、反応モデルを用いた反応動 力学解析により調べた結果を示す。解析条件は Table 4 に示す定格条件に設定している。

NH₃の分解に伴いH₂、NOおよびOH等が生成し、 同時に燃焼生成物である H₂O と N₂が生成する (Fig.4 (a))。反応時間 0.01 秒(10 ミリ秒)以上で 燃焼反応が顕著になり、約 0.05 秒(50 ミリ秒)で

ほぼ平衡組成に達することがわかる。すなわち、 従来のLNG 焚きガスタービンでは、燃焼器出口(反 応時間は10~30 ミリ秒)においてほぼ平衡組成に 達するのに比較して((Fig.4 (b))、NH₃の空気によ る燃焼反応は緩慢となっている。これは、NH₃の酸 化分解反応が空気中のN₂成分により抑制されるた めであり、ガスタービン燃焼器出口においてNH₃ はほぼ分解するものの、保炎機構や火炎の吹き飛 び等に注意を要する。

Fig.5 は、NH₃燃料の空気燃焼時のガスタービン 排気特性について、CH₄燃料およびガス化燃料の場 合と比較して示す。いずれの燃料の場合も燃焼効 率はほぼ 100%と十分に高い値を示している。



(b) LNG の主成分である CH₄ の空気燃焼時の場合 Fig.4 主な化学種の経時変化(1300℃, 2MPa)



※ 完全攪拌型反応器を仮定しており、CH4 およびガス化燃 料燃焼時に生成するサーマル NOx は 1ppm 以下と試算。

一方で、NH₃燃焼時の NOx 排出濃度(O₂16%濃度 換算値)は約 1800ppm と高い値を示している。NOx 排出濃度を 10ppm 以下に低減するには 99%以上の 脱硝率を必要とすることから、NH₃を発電用燃料と して利用する場合、燃焼または排煙脱硝設備につ いて低 NOx 化技術が重要になる。

3.2 NH₃専焼ガスタービンの課題

Table 5 に NH₃燃料の特徴とガスタービンの課題 を整理して示す。NH₃は従来の炭化水素系燃料に比 較して同等のハンドリング性を有する二次燃料で ある。一方で、燃焼性が低下し、NOx 排出濃度が

Table 5 NH₃燃料の特徴とガスタービンの課題

| 項目 | 概要 |
|---------|---------------------------------|
| ハンドリング性 | ・既存インフラ技術が適用できる。な |
| | お、大規模発電設備では脱硝設備 |
| | を設置し、脱硝剤として NH3を利用し |
| | ていることから取扱が比較的容易。 |
| | •CO2フリー燃料(H2燃料と同様)で、 |
| | 煤煙も発生しない。 |
| 燃焼性 | |
| 燃料発熱量 | 燃料発熱量は天然ガスの 1/3 程度で |
| | あり、燃料ボリュームが相対的に大きく |
| | なる。 |
| 火炎温度 | 火炎温度は天然ガス、CO または H ₂ |
| | に比較して低い。 |
| 保炎性 | 燃焼速度は天然ガス、CO の 1/20~ |
| | 1/30と小さい(H ₂ の1/200) |
| 着火性 | 点火エネルギーは天然ガスの 40 倍と |
| | 大きい(H ₂ の 400 倍) |
| 発電での利用 | NH3は燃焼速度が低いなど、従来燃 |
| | 料に比較して燃焼性が低下する。ま |
| | た、NOx 排出量が増加するとともに、 |
| | 大規模発電での燃料として使用実績 |
| | は無く、実証および新規設備開発が |
| | 必要となる。 |

増大するなど、保炎性を確保し、環境保全性を考 慮した高効率利用が望まれる。

4. おわりに

将来の H_2 利用社会での NH_3 キャリアの広域利用 を念頭に、再生可能エネルギー発電のバックアン プの役割を担う NH_3 併産/ CO_2 回収型高効率 IGCC 発電を想定し、 NH_3 専焼ガスタービンの燃焼排気特 性と課題について検討し、以下を明らかにした。

- •NH₃は日本では劇物に指定されるものの、発癌性 は認められず、危険性はガソリンと同程度と欧米 では判断されている。特に、プロパンのインフラ 設備を活用でき、米国では農業用途を中心に穀倉 地帯での広域利用が進んでいる。
- ・NH₃燃料は、従来の炭化水素燃料と比較して、燃 焼速度は遅く、最低自発火温度および点火エネル ギーが高い。NH₃をガスタービン燃料として用い る場合、燃焼性や保炎性に留意した燃焼技術が必 要になる。
- ・NH₃は燃焼により高い NOx 排出濃度を示すこと から、燃焼または排煙脱硝設備について低 NOx 化技術が重要になる。

謝 辞

本研究の一部は、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)「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。

参考文献

- 白井裕三, ほか9名: CO₂回収型高効率石炭ガス化複 合発電システムの提案とその課題,電中研報告書 M07003 (2007).
- Hasegawa,T., "Combustion Performance in a Semiclosed Cycle Gas Turbine for IGCC Fired with CO-Rich Syngas and Oxy-Recirculated Exhaust Streams," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, pp.091401-1~10 (2012).
- ガスタービンでアンモニアを燃焼させる発電技術 (2014年9月18日), http://www.aist.go.jp/aist_j/press_ release/pr2014/pr20140918/pr20140918.html.
- Nijs J. Duijm, et al.,: Safety assessment of Ammonia as a transport fuel, Risø National Laboratory, Roskilde Denmark, Risø-R-1504(EN), (February 2005).
- 5) Thomas,G and Parks,G,: "Potential Roles of Ammonia in a Hydrogen Economy, A Study of Issues Related to the Use Ammonia for On-Board Vehicular Hydrogen Storage," U.S. Department of Energy(2006), accessed November 20, 2012, http://www.hydrogen.energy.gov/ pdfs/nh3_paper.pdf
- Thomas,G.: presentation at Basic Energy Sciences Workshop on Hydrogen Production, Storage, and Use, (May 13, 2003).

Fig.5 燃焼器出口での燃焼排気特性に及ぼす燃料 種の影響

【技術紹介】

C-12

ガスタービンにおけるアンモニア燃焼利用

*壹岐 典彦(産総研), 倉田 修(産総研), 松沼 孝幸(産総研), 井上 貴博(産総研), 辻村 拓(産総研), 古谷 博秀(産総研), 小林 秀昭(東北大), 早川 晃弘(東北大)

Ammonia utilization for gas turbine

*Norihiko IKI(AIST), Osamu KURATA(AIST), Takayuki MATSUNUMA(AIST), Takahiro INOUE(AIST), Taku TSUJIMURA(AIST), Hirohide FURUTANI(AIST), Hideaki KOBAYASHI(Tohoku Univ.) and Akihiro HAYAKAWA(Tohoku Univ.)

ABSTRACT

Ammonia is one of the candidates of hydrogen carrier. AIST carried out demonstration tests with the aim to show the potential of ammonia-fired power plant. 50kW class turbine system firing kerosene is selected as a base model. A standard combustor is replaced by a prototype combustor which enables a bi fuel supply of kerosene and fuel gas. The gas turbine started firing kerosene and increased its electric power output. After achievement of stable power output, ammonia gas was started to be supplied and its flow rate increased gradually. Over 40kW power output was achieved by firing ammonia gas only and over 40kW power output was also achieved by co-firing methane and ammonia. Ammonia gas supply increases NOx in the exhaust gas dramatically. However NOx removal equipment via Selective Catalytic Reduction can reduce NOx successfully. **Key words**: Micro gas turbine, Ammonia, Combustion, Hydrogen carrier, Methane

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。

アンモニアの物性値や特徴は表1の通りであり, 液化しやすく,LPGと同様の取り扱いができるが, 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。

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。さらにアンモニアを水素に転換して 水素として利用する以外に、アンモニアをカーボ ンフリーの燃料として直接利用できるのは、他の 水素キャリアにはない特長である。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 ビンの実証試験を行っており⁶⁾⁻¹⁰⁾、本稿ではそ の概要を報告する。

Table 1 Properties and combustion characteristics of ammonia $\frac{1}{-5}$

| * - ******* | |
|-------------|------------------------------|
| 沸点 | −33.4°C |
| 蒸気圧 | 1.177MPa (30°C) |
| 液化圧力 | 0.85MPa (20°C) |
| 蒸気密度 | 0.76 g/l (ガス, 0℃, 0.1013MPa) |
| 比重(相対密度) | 0.59(空気=1;25℃) |
| 引火性 | 空気中での引火性は知られて |
| | いない。 |
| 発火点 | 651℃ |
| 分解温度 | 840℃~930℃で分解開始 |
| 爆発限界 | 15~28% |
| 低位発熱量 | 18.6MJ/kg |
| 層流燃焼速度 | 空気との混合気で最大 7cm/s |
| | メタン-空気混合気の 1/5 |
| 燃焼排出ガス | 窒素酸化物濃度が高い。 |
| 火炎ふく射 | 炭化水素燃料に比べて少ない |
| | |

2. アンモニア直接燃焼ガスタービン

アンモニアを直接燃料とするガスタービンの実 証試験を行うにあたり,アンモニアの供給設備の 設置場所から検討を行った。アンモニアには様々 な法規制が適用されており,屋内に設置するより も屋外に設置したほうが良いと判断した。2014年 開所を予定していた産業技術総合研究所の福島再 生可能エネルギー研究所 (FREA)の実証フィール ドに設置することになった。

| Table 2 | ベースと | したガスター | ビンの仕様 |
|---------|------|--------|-------|
|---------|------|--------|-------|

| 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 |



| 1 | | reducing valve | Bypass | | | | |
|---|---|----------------|----------|------------|---------------------------|---|-----------------------------|
| | 50kg cylinder (liquefied ammonia) | \$_ <u>_</u> | Fuel gas | * | 50kW class gas turbine | ┝ | NOx removal equipment |
| | Heating by water | gas <0.2MPa | | Ga <0.5 | as MPa | 1 | |

Fig.1 Temporary test facility of a micro gas firing ammonia gas with kerosene $^{6)}$



Fig.2 Test facility of a micro gas turbine firing⁷ ammonia gas

表 2 に示すガスタービンをベースエンジンとして アンモニア直接燃焼ガスタービンに改造した。常 設のアンモニア供給設備は基礎工事から取りかか る必要があったため,まず図1に示す仮設のアン モニア供給設備を用意し,灯油とアンモニアの混 焼による発電試験を行い,改造したガスタービン の機能確認を行った。次に図2に示す常設アンモ ニア供給設備の完成を待って,アンモニア専焼や









Fig.4 Replacement of a gas turbine combustor⁶⁾

メタンーアンモニア混焼による発電試験を行った。 ガスタービンは試作燃焼器と燃料供給システム, 燃料制御プログラムを改造して,灯油とガス燃料 のバイフューエル化を実現した。図3に示すよう に試作燃焼器は灯油噴射弁を残したまま,その周 囲にガス燃料噴射弁を配置しており,アンモニア を拡散燃焼させることで,灯油をパイロット燃料 としてガスタービンを起動しながら,アンモニア をメイン燃料とした運転に移行できるようになっ ている。アンモニアは層流燃焼速度が遅いため, 燃焼器ライナーに燃焼用空気孔の追加を行うこと により燃焼器上流側の流速を低下するとともに, 燃焼領域の温度を高めやすくした。

3. 試験結果

まず灯油用の標準の燃焼器を用いてガスタービンの試験運転を行い,運転性能に問題が無いこと を確認した後で,図4に示すように試作燃焼器に 交換した。図5は出荷試験の様子で燃焼器を交換 しても燃料ガス噴射弁より窒素ガスを流しても失 火しないことを確認した。

アンモニア供給設備ではアンモニアの蒸発熱を 賄うことが困難であることからアンモニア供給流 量に制限があるため、灯油を主としてガスタービ ン発電を行い、燃料の一部を徐々にアンモニアに 置き換えることで、灯油-アンモニア混焼による ガスタービン発電を目指した。図 6(a)のように燃 料ガスの供給系は問題なく窒素ガスからアンモニ アに切り替えることができ、灯油の一部をアンモ ニアに置き換えても失火しないことが確認できた。 また、発電出力を 21kW にした場合、30%まで灯油 を減らしてアンモニアに置き換えても発電できる ことを示した。アンモニアの供給割合を増やして いくと図 6(b)のように排気ガス中の Nox 濃度が高 くなっていき,約 30%置き換えたところで約 600ppm



Fig.5 Power output and fuel consumption with nitrogen supply

となった。15%02換算で1700ppmを超えた⁸⁾。

選択触媒還元法 (SCR: Selective Catalytic Reduction) により、NOx をアンモニアと反応させ 無害化する。排気ガスへのアンモニア添加と SCR による脱硝装置を用いて排出 NOx の処理を行った ところ,図6(c)のように10ppm以下にNOx を低減 できることを示した。本マイクロガスタービンは 小型であるため,排出ガス規制の対象外であるが, より大型のガスタービンの排出ガス規制に対応で きることがわかった。

次のフェーズとして、常設のアンモニア供給設 備とメタンガス供給設備を用意することで、アン



Fig.6 21kW power generation operation co-firing kerosene and ammonia at 75,000rpm of rotating speed⁶⁾

モニア専焼試験とメタン-アンモニア混焼試験に 取り組んだ。アンモニア専焼は、将来、水素キャ リアとしてのアンモニアの大量供給が確立した際 のアンモニア直接燃焼ガスタービンをイメージし たものであり、メタン-アンモニア混焼はそこに 至る道筋においては、天然ガス焚きガスタービン を改造して、燃料の一部をアンモニアに置き換え ることで、アンモニアの普及を図っていくことを 想定したものである。ただし本試験では灯油を用 いたガスタービン起動となっており、必ずしもイ メージ通りではない。

図7にアンモニア専焼試験の様子を示す。起動 して回転数75,000rpmに達した後、発電出力を29kW に増大させた。発電出力一定のままアンモニアの 供給を開始し、アンモニア供給を徐々に増加して、 灯油の供給を停止してアンモニア専焼を達成した。 アンモニアの発電出力を増大して39kWになったと ころで、回転数を80,000rpmに上げて発電出力 41.8kWを達成した。また8,000rpmで44.3kWの発 電も達成した⁹⁾。

図 8 にメタン-アンモニア混焼試験の様子を示 す。灯油で起動し、回転数 75,000rpm に達した後、 発電出力を 26kW に増大させた。発電出力一定の



Fig.7 41.8kW power generation operation firing ammonia at 80,000rpm of rotating speed⁸⁾

ままメタンの供給を開始し、メタン供給を徐々に 増加して、灯油の供給を停止してメタン専焼に切 り換えた。その後アンモニアの供給を開始し、メ タンーアンモニア混焼を行い、アンモニア供給を メタンの 2.5 倍の体積流量まで増加して低位発熱 量 LHV 比で1:1の混焼を実現した。アンモニア の発電出力を増大して 34kW になったところで、 回転数を 80,000rpm に上げて発電出力 41.8kW を 達成した。

メタン-アンモニア混焼(LHVで1:1)の場 合、図9のように、排気ガス中のNOxは600ppm を超え、アンモニア専焼よりも高くなる。ただし、 アンモニア添加により、脱硝装置通過後の排気ガ ス中のNOx10ppm以下にできる。燃料中のN分 が最も多いアンモニア専焼の場合の方が、メタン -アンモニア混焼のよりも排気ガス中のNOx濃度 が低くなる場合があることから、燃料中のN分の NOxへの転換率は燃焼の工夫により低くでき、排 気ガス中のNOx濃度を低くできる可能性がある。

低 NOx 燃焼に向けた燃焼器改良のため,まず現 状の燃焼状態の観察を試みた。石英ガラス窓のつ いた観察用治具を試作し,図 10 のように治具を介 して燃焼器を取り付け,燃焼器の中心軸近辺を燃





焼器出口側より燃焼状態を観察した。

4. まとめ

常用の1トンボンベアンモニア供給設備、メタン供給設備を整備し、アンモニア専焼の発電試験 を行った。

- 80,000rpm で 41.8kW、78,000rpm で 44.3kW の発電が行えた。
- (2) 80,000rpm、41.8kW 発電時では排気ガス中の NOx は 600ppm 程度となった。
- メタンーアンモニア混焼の発電試験を行った。
- (3) 80,000rpm で 41.8kW の発電が行えた。
- (4) メタン-アンモニア混焼 (LHV で 1:1)の場合、
 80,000rpm、41.8kW 発電時に排気ガス中の
 NOx は 600ppm を超え、アンモニア専焼より
 も高くなる。
- (5)燃焼の工夫により、NO x 濃度を低くできる可能 性は高い。

今後の展開として、燃焼器状態の観察を進める とともに、燃焼器テストリグを用いて燃焼器改良 (燃焼強化、低 NOx 燃焼)を進めていく予定であ る。







(a) Prototype combustor and gas turbine



(b) Setup for flame observation



Fig.10 Flame observation (39.1kW power generation, 75,000rpm of rotating speed)

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、生田目紀子氏、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。

参考文献

- 高千穂化学工業株式会社、化学物質等安全データシート、http://www.takachiho.biz/pdf/NH3.pdf
- 宇部興産株式会社、化学物質等安全データシート、 http://www.ube-ind.co.jp/japanese/eco/sds/sds7664-41-7 _20160608.pdf
- 3) 小林秀昭, 早川晃弘:カーボンフリーアンモニア燃焼, 日本燃焼学会誌, Vol.58, No.183 (2016) pp.41-48.
- Hayakawa, A., Goto, T., Mimoto, R., Kudo, T., Kobayashi, H.: Fuel, 159 (2015) pp.98-106
- 5) 小林秀昭, 早川晃弘:カーボンフリーアンモニア燃焼, 日本燃焼学会誌, Vol.58, No.183 (2016) pp.41-48.
- Iki, N., et al, "Micro Gas Turbine Operation with Kerosene and Ammonia", 11th annual NH3 Fuel Conference (2014)
- Iki, N., et al, "Micro Gas Turbine Firing Ammonia", 12th annual NH3 Fuel Conference (2015)
- Iki, N., et al, "Micro Gas Turbine Firing Kerosene and Ammonia", ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43689, (2015) pp.1-5
- Kurata, O. et al.," Power generation by a micro gas turbine firing kerosene and ammonia", icope 2015, ICOPE-15-1139 (2015) pp.1-7
- Iki, N., et al, "Micro Gas Turbine Firing Ammonia", ASME Turbo Expo 2015, GT2016-56954 (2016) pp.1-6

【技術紹介】

新仙台火力3号系列における熱効率向上への取組みについて

*高野 哲史(東北電力株式会社)

Technologies to enhance the efficiency for Shin-Sendai Thermal Power Station Unit No.3 series

*Satoshi TAKANO (Tohoku Electric Power Co., Inc.)

ABSTRACT

Tohoku Electric Power Co., Inc. is working diligently to improve Gas Turbine Combined Cycle (GTCC) efficiency in order to meet society's requirement reducing environmental impact and supplying inexpensive stably electric power, since installed Japan's first GTCC in Higashi-Nigata Thermal Power Station. Moreover, when decide to install its gas turbine, the company provides the manufacture with feedback about knowledge that based on deep understanding of the operation and maintenance technologies, to improve design and reliability of new frame and technology.

Shin-Sendai Thermal Power Station unit No.3 is first installed the M701F5 gas turbine which based on its predecessor the M701F4 structurally and which incorporates advanced component technologies applied to other gas turbine model. This unit are planned to achieve the highest level of efficiency in the world (more than 60%LHV), which are adopted the latest gas turbine firing 1500°C class turbine inlet temperature. In addition, reflecting the knowledge in the design stage make it possible to enhance the efficiency still more, which contribute to economy and which reduce environmental impact.

This paper introduces Shin-Sendai Power Station unit No.3 which achieve higher efficiency and higher operability.

Key words: Gas Turbine, Combined Cycle, High Efficiency, Turbine Inlet Temperature, Electric Power, M701F5, Shin-Sendai Thermal Power Station

1. はじめに

東北電力株式会社(以下,東北電力)は,1970 年代の2度にわたる石油危機を背景に,脱石油・ 省エネルギーが国家課題となるなか,国内初とな る大容量ガスタービンコンバインドサイクル発電 設備(以下,GTCC)を東新潟火力3号系列(出力 1090MW)に導入し,1984年に営業運転を開始し た。3号系列は、タービン入口ガス温度(以下,TIT) 1100℃級ガスタービン(M701D形)を採用,当時 としては画期的な熱効率48%(低位発熱量基準, 以下,LHV)を達成するとともに、GTCCの運転 特性および環境特性が優れていることを実証する ことができた。

その後,3 号系列の運用実績をもとに,ガスター ビンの更なる高効率化および大容量化を図るため, 国内重電会社と共同研究「高効率ガスタービンの 開発研究」を1989年から6年間実施した。この研 究成果である M701G 形ガスタービン(TIT1450℃ 級)を,東新潟火力4-1号系列(出力805MW)に 導入,当時世界最高水準熱効率55%(LHV)を達 成,1999年に営業運転を開始した。



Fig.1 Historical trend of thermal efficiency

また,二酸化炭素排出量の抑制および発電コスト 低減による競争力強化を目的として,1959 年以来 40年以上運転した仙台火力1~3 号機をリプレース, 新たに GTCC として 4 号機(出力 446MW)の営 業運転を 2010 年 7 月に開始した。4 号機では開発 初号機となる燃焼器空気冷却式での TIT 1440℃級 ガスタービンを導入しており,東新潟火力 4 号系 列に比べ TIT は低いものの熱効率 58%を達成,更 なる高効率化が実現できた⁽¹⁾。

前述したとおり, 東北電力は, 化石燃料消費量お よび二酸化炭素排出量の低減による社会貢献のた め、熱効率向上への取組みを継続的に行っている。 また、新設 GTCC の建設時には、更なる設備信頼 性および熱効率向上を目的に、これまで GTCC 運 用等で培った知見を重電会社へフィードバックし ている。2016年7月に全量営業運転を開始した新 仙台火力 3 号系列(出力 490MW×2 軸)において も,開発初号機となる M701F5 形ガスタービンを導 入した GTCC を、より信頼性の高い設備として運 転開始するために検討体制を構築し, MHPS の協 力を得ながら設計断面から最終試運転まで技術検 証を行ってきた。本紙では、世界最高水準熱効率 60.9% (LHV) を達成した新仙台火力3号系列にお ける熱効率向上への取組みについて紹介する (Fig. 1)

2. 新仙台火力発電所第3号系列について

2.1 新仙台火力発電所第3号系列の特徴

新仙台火力 3 号系列は, 電力の安定供給と二酸化 炭素の排出抑制を目的に, 経年化が進んだ新仙台 火力 1, 2 号機を廃止し, 新たに GTCC として平成 24 年 1 月よりリプレース工事を開始, 平成 27 年 12 月に半量となる 3-1 号を運転開始した。また, 平成 28 年 7 月には 3-2 号を含めた全量を運転開始 した (Table 1) (Fig. 2)。

| T. | New | Unit | Original Unit | | |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|--------------------------------|--|
| Item | No.3-1 | No.3-2 | No.1 | No.2 | |
| Type of Generation | Combine (Gas and Turb | ed-Cycle I Steam ine) | Conventional (Steam Turbine) | | |
| Output | 490MW | 490MW | 350MW | 600MW | |
| Fuel | LNG | | Heavy Oil | Heavy Oil Natural Gas | |
| Commercial Operation | DEC,2015 | JUL,2016 | JAN,1971 | JUN,1973 | |

Table 1 Comparison of Shin-Sendai units

新仙台火力3号系列では、自然災害に対して燃料 供給源の分散により安定した燃料供給を目的に、 東北電力初となるLNG燃料設備(160,000kl×2基) を構内に建設するとともに、東日本大震災で太平 洋側の発電所を中心に大きな被害を受けたことを 教訓に、災害に強い発電所を目指して地震・津波



Fig.2 Aerial view of No.3 Shin-Sendai power station などへの各種対策工事を行った。地震対策として, 耐震性の強い機器の採用などにより耐震性を高め る対策を講じた。また,津波対策として,発電所 の海沿いに高さ 5m の盛土と防潮堤を設置すると ともに,電気設備などの重要機器については津波 の影響が及ばない2階以上に配置している。

2.2 最新鋭 M701F5 形ガスタービンの導入

新仙台火力3号系列では、当初、仙台火力4号 機導入のF4形ガスタービンでの建設を計画してい たが、三菱日立パワーシステムズ株式会社(以下、 MHPS)が最新鋭のTIT 1500℃級F5形ガスタービ ンを開発したことを受け、更なる化石燃料消費量 および二酸化炭素排出量の削減を目的に、F5形ガ スタービンの開発初号機を導入することとした。 また、F5形ガスタービンの導入は、低炭素社会へ の貢献のみならず、新仙台火力が世界最高レベル の熱効率を誇るプラントとして生まれ変わり、先 の東日本大震災で甚大な被害を受けた東北地方の 『復興』と『未来』をつなぐ架け橋となるプラン トとして、大きく貢献することを期待したもので もある。

2.3 M701F5 形ガスタービンの特徴

東北電力の使命である電気の安定供給を担うガ スタービンにとって、信頼性および運用性の確保 は、熱効率向上に加えて重要な要素のひとつであ る。そのため、新仙台火力3号系列で導入したF5 形ガスタービンは、先行機である仙台火力4号機 導入のF4形をベースに、他のガスタービン機種で



Fig. 3 Relationship among frames



Fig. 4 Features of M701F5 gas turbine

実証された先進要素技術を取入れることにより, 信頼性確保を前提に,高効率・高運用性を図るこ とを基本コンセプトとしている⁽²⁾ (Fig. 3, 4)。

2.3.1 空気圧縮機

F5 形の空気圧縮機の F4 形からの変更点として, 従来 NACA 翼を採用していた中後方段動静翼の翼 形を,高効率化を目的に, CDA 翼としている。CDA 翼は,翼面速度分布を最適化することで圧力損失 の低減を図っており,F 形での採用は初となるが, F 形以降の開発機種である,G,HおよびJ形への 採用実績がある(Fig. 5)。



Fig. 5 Comparison between NACA and CDA

2.3.2 燃焼器

燃焼器は,運用性に優れ,実績のある空気冷却 方式の1500℃級 GAC 形(G Air Cooled の略。なお, 東新潟火力4号系列採用のG1 形燃焼器は蒸気冷却 方式)を採用している。燃焼性に大きく影響を与 えるノズル,スワラについては,GAC 形で実証, その後1600℃級J形でも実績を有する低 NOx 燃焼 技術を反映している(Fig. 6)。また,尾筒の構造簡 素化による信頼性および運用性向上のため,燃料 バイパス弁を廃止している。



Fig. 6 Combustor parts among GAC, J and F5 2.3.3 タービン

高温,高圧の条件下にあるタービン翼は,設計 寿命を確保するため,空気圧縮機から冷却空気を 供給してタービン翼メタル温度を制限値以内とす る必要がある。一方,この冷却空気は,効率低下 の要因となるため,制限値超過のない範囲での冷 却空気量低減が性能向上への課題となる。

タービン翼の冷却技術は, TIT の上昇とともに進 歩してきており (Fig. 7), F5 形ガスタービン前方 段には TIT 1600℃級 J 形翼の技術を適用した。加え て,タービン翼面の冷却には,平成 19 年から 9 年 間実施した, MHPS と共同研究「次世代高効率ガ スタービンの開発に関する研究」の成果で得られ た,従来フィルム冷却に比べより効率的に翼を冷 却することが可能な高性能フィルム冷却 (Fig. 8) を適用している。



Fig. 8 Film cooling effectiveness

また、F5形は全4段のタービン翼を有しており、 冷却空気量削減を目的に、前方 3 段動静翼には社 熱コーティング(以下, TBC: <u>Thermal Barrier</u> <u>Coating</u>)の施工をしている。TBC は、前述の共同 研究成果で得られた、従来以上の遮熱性および耐 久性を有した先進 TBC を適用している。なお、先 進 TBC については、レーザー熱サイクル試験(Fig. 9)から耐久性を確認している。

Video Camera



Fig. 9 Laser thermal cycle test of advanced TBC
前述のとおり F5 形ガスタービンは、MHPS が持 つ技術に加え、東北電力と MHPS との共同研究成 果を反映し、信頼性の確保を前提に、効率および 運用性の向上を図り開発された。

2.4 更なる熱効率向上への取組み

東北電力は,開発初号機となる M701F5 形ガスタ ービンを導入した新仙台火力 3 号系列を,より信 頼性の高い設備として運転開始するため,検討体 制を構築し,MHPS の協力を得ながら設計断面か ら各種試験に参画,これまでのプラント保守・運 用知見を活用しながら技術検証を行ってきた。

その取組みにおいて,実機運転条件を模擬した 燃焼器試験の結果,TIT を当初計画より 30℃上昇 可能な見込みを得た。そのため,東北電力は,更 なる熱効率向上の有力施策として,TIT 高温化適用 に向けた技術検討に着手した。

前述のとおり F5 形ガスタービンは,タービン部 に 1600℃級 J 形技術を採用しており, TIT 高温化に 対するポテンシャルは有していると考えられた。

一方, TIT を当初設計温度以上とすることは,ボト ミング設備(排熱回収ボイラおよび蒸気タービン) を含むプラント全般に影響を及ぼす変更となるこ とも考えられた。従って,東北電力は,各設備に おける高温化適用技術について課題抽出とその対 策について検討を行った。

検討の結果, ガスタービン設備では, TIT 高温化 において以下の技術課題(①, ②)が抽出された (Fig. 10)。

- ① 燃焼器の NOx および燃焼振動の上昇
- ② 翼メタル温度上昇に伴う高温酸化,低サイク ル疲労(LCF)およびクリープ寿命の低下

ただし、F5 形の高温部品は、1600℃級J形技術 を採用しており、J形運転実績も勘案し、TIT 高温 化に対する信頼性について裕度範囲内にて対処で きることを確認した。具体的には、F5 形燃焼器試 験結果から、燃焼器の NOx、燃焼振動が十分管理 値以下であること、タービン翼に対する冷却調整 および再熱処理補修を行うことで、翼メタル温度 上昇に十分対策可能であると判断した。

また、ボトミング設備では、TIT 高温化において 以下の技術課題(③,④)が抽出され、いずれも 高大気温度域での設備仕様超過が認められたこと から、当該温度域では当初計画の TIT から上昇量 を調整する運用で対策を図ることとした(Fig. 10)。

③ ガスタービン排気ダクト部の排ガス温度上昇
 ④ ボイラ給水循環ポンプの吐出容量超過

以上,設計・補修・運転全般にわたる TIT 高温

化適用技術により,当初計画より熱効率が向上し, 燃料消費量および二酸化炭素排出量の更なる削減 が可能となる。なお,TIT 高温化適用においては, 設計断面の評価のみならず,実機試運転での特殊 計測を行い,適用技術の信頼性評価を実施した。





東北電力は、これまでも開発初号機を導入した際 は、新技術の性能および信頼性の検証を行った上 で設計、製作を進め、最終試運転での特殊計測結 果の確認まで新技術の一つ一つを検証してきた経 緯にある。

新仙台火力 3-1 号機の試運転検証においては,吸 気流量,燃焼振動,タービンメタル温度,冷却空 気量,チップクリアランス等,1500 点程度の特殊 計測装置を敷設して性能および信頼性の確認を実 施した(Fig.11)。



Fig. 11 Temporary measurements 2.5.1 空気圧縮機

各 IGV 開度にて吸気流量の計測を行い,流量調 整幅を確認した。この結果は,計画値に対して, 非常に良く一致していることを確認した(Fig. 12)。

また、旋回失速による圧力変動については、圧 縮機翼および軸の振動リスク増加の観点より管理 が必要な項目であるが、1 段動翼チップ部で計測し た圧力変動は、管理値に対して十分な余裕を確認 した(Fig. 13)。



2.5.2 燃焼器

前述のとおり F5 形燃焼器は,空気冷却方式を採用しており,重要な技術課題のひとつであったが, GAC および J 形で実績のあるノズルおよびスワラ を採用することでリスク低減を図っている。

燃焼器の生産開始前には, MHPS の協力を得て実施した実機運転条件を模擬した燃焼器試験で, 燃焼振動, メタル温度, 振動応力, NOx 等が, 管理値内であることを確認している。また, 実機での健全性確認のため, 試運転時においても燃焼器試験同様の計測装置を敷設し, 各計測項目の管理値に対する十分な余裕を確認した (Fig. 14, 15 and 16)。



Fig. 14 Combustor pressure dynamics result



Fig. 15 Combustor metal temperature result



2.5.3 タービン

空気冷却式のタービン翼は、1600℃級J形ガスタ ービン技術を反映しており、1500℃級F5形ガスタ ービンへ効率的に対応させるため、空気冷却孔の 最適化を実施している。



Fig. 17 Turbine row 1 vane metal temperature

試運転における特殊計測では、メタル温度、ガ ス温度、圧力分布および冷却空気量の計測を実施 し、管理値に対して十分な余裕を確認した。例と して、タービン1段静翼は許容値に対して 50℃以 上低く、信頼性に問題がない事を確認した(Fig. 17)。

2.5.4 ロータおよび排気ディフューザ

前述のとおり F5 形ガスタービンは,長期の運転 実績を有する信頼性の高い F4 形の基本構造踏襲し ている。特に軸受間距離は,F4 形と同一であり, 軸振動特性も,F4 形と概ね相似していることを確 認した(Fig. 18)。

一方, 排気ディフューザについては, 効率向上 を目的に行った第4段静翼の長翼化に伴い, F4形 に対して形状が変更となったが, 振動応力は管理





Fig. 19 Vibratory stress at turbine exhaust 2.5.5 高温部品の点検結果

100%負荷での運転後にガスタービン高温部品 について詳細点検を実施した結果,クラックや TBC の剥離等は認められず,全ての部品について 健全性を確認した(Fig. 20)。

GT load(%)

Confluence Rev 1 Hung, Stegger Bound Concillan Rev 1 Hung, Stegger Confluence Rev 1 Hung, Stegger Bound Concillan Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 1 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger Row 1 Hung, No rack Rev 4 Hung, Stegger

Fig. 20 Inspection result after 100% load operation

2.6 新仙台火力3号系列の熱効率

前述のとおり東北電力は、新仙台火力 3 号系列 建設にあたり、化石燃料消費量および二酸化炭素 排出量の低減による社会貢献のため、積極的に熱 効率の向上を追求した。ただし、電力の安定供給 という使命を果たすため、開発初号機である F5 形 ガスタービンの性能および信頼性の検証を行った 上で設計、製作を進め、最終試運転での特殊計測 まで1つ1つ確実に技術検証を行った。

上述の取組み成果は,新仙台火力 3 号系列のプ ラント熱効率に現れ,目標値を大きく上回る世界 最高水準熱効率 60.9% (LHV)を達成した。本熱 効率は,現時点で国内最高熱効率であり,従来型 のガス火力と比較して年間の燃料消費量および二 酸化炭素排出量は,ともに約 3 割程度削減が可能 となる。

3. おわりに

東北電力は、今後も化石燃料消費量および二酸 化炭素排出量の低減による社会貢献のため、熱効 率向上の取組みを推進していくとともに、価格競 争力を確保しながらこれまでどおり電力安定供給 の使命を果たしていく。

参考文献

- コンバインドサイクル発電(平成22年度改定版),社団法人 火力原子力発電協会
- 2) 安威俊重,正田淳一郎,伊藤栄作,J形ガスタービン技術 を適用した高効率/高運用性ガスタービン M701F5 形の開 発,三菱重工業技報,Vol.51 No.1 (2014), p2-10

【研究報告】



航空エンジン性能劣化の推定に関する基礎的検討 —ニューラルネットワークによる劣化診断—

*山根 秀公, 高村 倫太郎 (防衛装備庁)

A Basic Study on Estimation of Aircraft Engine Performance Deterioration —Neural Network Approach towards Deterioration Diagnosis— *Hideaki YAMANE and Rintaro TAKAMURA (ATLA)

ABSTRACT

Feedforward-type artificial neural networks are constructed to investigate their capability of estimating engine performance deterioration. Components of engine core section, compressor and high-pressure turbine are selected to define performance deterioration characteristics. According to the definition the engine simulation model with various variations for component performance generates gas-path measurement parameter and teaching data for training. After the training the characteristics of the networks' diagnostic performance are shown using simulation data and engine test data.

Key words: Jet Engine, Performance Deterioration, Diagnosis

1. はじめに

航空エンジンは運用時間の経過とともに性能が 徐々に低下してくることが避けられない¹⁾。エンジ ンのコンディション・モニタリングでは,運用中 の各種パラメータのトレンドを監視しており,排 気ガス温度の上昇などによりエンジン性能劣化の 徴候を知ることはできるが,要素毎にどの程度の 劣化が生じているのかといったレベルで推定する ことは難しい。

エンジンのガスパス計測値の解析に基づくエン ジン状態や性能の診断によって、性能劣化の度合 いや要素性能の変化が明らかになれば、運用での 適切な対応が可能となり、ライフサイクルコスト 低減に資するため、カルマンフィルターを用いた モデルベースの故障検知やニューラルネットワー クによる診断などの手法が提案されている^{2)~4)}。

ニューラルネットワークを用いる手法では、ター ボファンエンジンの可変機構を意図的にオフノミ ナルスケジュールで作動させたエンジン試験デー タを模擬故障の教師データとして学習したネット ワークにおいて、故障データを再入力した時の故 障分類について報告された⁴⁾。単一故障について、 モデルベース手法とニューラルネットワーク手法 の比較も行われている⁵⁰。性能劣化の観点からの研 究では、エンジンシミュレータにおいて単独ある いは2要素の性能劣化状態を模擬した教師データ で学習したネットワークによる要素性能劣化の同 定に関する研究⁶⁾や,経験的な劣化モデルとニュー ラルネットワークを組合せた実機の劣化レベル推 定の研究⁷⁾がある。一方,エンジン要素内部の物理 モデルから性能劣化にアプローチする研究⁸⁰もあ る。

本稿では,エンジン性能劣化の推定に関する基礎的検討として,ニューラルネットワーク手法を エンジン要素の劣化診断に適用する。診断対象と するエンジン要素における正常/劣化の定義,シ ミュレーションモデルを用いた学習についてネッ トワーク構成パラメータと診断結果の関係を検討 した後,実エンジンデータに対して診断を行った 結果について報告する。

ニューラルネットワークによる劣化診断 3.1 対象エンジン

劣化の推定を行うエンジン性能について検討す る。エンジン性能には、独立変数である各構成要 素(ファン(FAN)、(高圧)圧縮機(HPC)、燃焼 器(Combustor),高圧タービン(HPT),低圧タ ービン(LPT)等)の性能と、これらを総合した 従属変数である推力,燃費がある。このうち推力 と燃費は、エンジンの要素性能全てが関わってく るため,関連するパラメータ数が非常に多い。そ こで,検討を単純化するために,各要素性能の中 で,推力,燃費に大きく影響するコア部(圧縮機, 燃焼器,高圧タービン)の,推力・燃費に与える 影響が特に大きく,回転部であるため経年使用で ラビング(回転部と静止部の擦動)による劣化を 受ける圧縮機と,ラビングと高温で劣化を受ける 高圧タービンの要素性能に着目した。圧縮機及び 高圧タービンの要素性能には,圧力比(圧縮機), 膨張比(高圧タービン),各効率及び流量があるが, このうち効率と流量に着目して(残る圧力比と膨 張比は,回転数と効率により決まる),効率及び流 量に関連する劣化の有無について診断を行うこと とした。

対象エンジンのシミュレーションパラメータを Table 1に、シミュレーション構成をFig.1に示す。 エンジンは実在する2軸高バイパス比ターボファ ンで、エンジンモデルは要素特性マップを基にエ ンジンの定常及び過渡性能のガスパスパラメータ を計算する。制御モデルは、入口温度で修正した 低圧系回転数 NFC2 の指令値を入力として受け、 エンジンモデル出力の NFC2 が指令値に追従する よう燃料流量を制御する。なお、性能劣化を圧縮 機と高圧タービンの効率・流量の変化(性能パラ メータ)で模擬するため、パラメータのノミナル 値(モデルの基準値)からの変化分Δをモデルに 入力可能とした。Table 1 の変数はエンジン制御装 置(FADEC)の計測信号となっている。

| No. | | 変数 |
|-----|-----|------------|
| 1 | NF | 低圧系回転数 |
| 2 | NG | 高圧系回転数 |
| 3 | CDP | 圧縮機出口静圧 |
| 4 | T25 | 圧縮機入口温度 |
| 5 | T45 | 高圧タービン出口温度 |
| 6 | WF | 燃料流量 |

Table 1 Simulation Variables





2.2 性能劣化の定義

HPCの劣化として、ノミナル性能に対し、流量 が-1%以上かつ効率が-1%以上(ノミナル性 能を含む)のとき正常、流量が-1%未満または 効率が-1%未満のとき劣化と定義し、**HPC**状態 として正常を0、劣化を1とする。

HPT でも同様に、ノミナル性能に対し、流量が +1%以下かつ効率が-1%以上(ノミナル性能 を含む)のとき正常、流量が+1%より大きいま たは効率が-1%未満のとき劣化と定義し、HPT 状態として正常を0、劣化を1とする。

2.3 診断アルゴリズム

エンジンの計測信号を入力することにより劣化 を診断するニューラルネットワークを構築する。 ネットワークの構成は、入力層、1層の中間層及 び出力層という3層のフィードフォワード型とし、 入力はTable1の6変数、中間層は素子数を可変と し、それぞれ0~1の値をとるようスケーリング した2変数を出力として設定した。中間層及び出 力層の活性化関数はタンジェントシグモイド関数 である。中間層の素子数は、5,10,15個のうちから、 診断精度を比較して選定する。

ここで,上記出力層の変数は連続値であるが, 正常/劣化のいずれかを診断するため,診断閾値 αによって,

出力信号< α → 要素状態=0(正常) 出力信号≧ α → 要素状態=1(劣化) と分類することによって,要素状態の正常/劣化

を診断することとした。

2.4 教師データの生成と学習

Fig. 1 のシミュレーションモデルにより, MCT (最大連続定格) 近辺の NFC2 (ノミナル作動点) とその上下±1%のエンジンレーティング3点で 1000 個のデータ生成することとし,その際の性能 パラメータとして,次の範囲内でのランダム値を 設定した。

ΔHPC 効率:対ノミナル性能-2~0%
 ΔHPC 流量:対ノミナル性能-2~0%
 ΔHPT 効率:対ノミナル性能-2~0%
 ΔHPT 流量:対ノミナル性能0~+2%

HPC 及び HPT の性能パラメータの学習領域, 正常/劣化の領域区分及び各作動点(ドット)を Fig.2(a), (b)に示す。



(b)HPT

Fig.2 Component performance parameter

生成した 1000 個のデータのうち,700 個を教師 データとし,ニューラルネットワーク出力誤差(要 素状態を表す0または1の教師出力とネットワー ク出力の差分)の二乗平均(MSE)を評価関数と して Levenberg-Marquadt 法により学習を行う。 残り 300 個の生成データは、検証データとして用 い、学習終了条件は、MSE=0、学習回数 500 回 または MSE の勾配ベクトルノルム 10⁻¹⁰以下とした。

2.5 学習結果

中間素子数 5, 10, 15 個の3種類のそれぞれに ついて,教師データと検証用データの分割につい て 10 通りとする計 30 ケースの学習を行った。診 断閾値 (2.3 項) を α =0.5 に設定したときの検証用 データでの正答率 (正常/劣化を正しく診断した 割合)を Fig.3 に,教師データ,検証データを合わ せた全データでの正答率と MSE をそれぞれ Fig.4(a),(b)に示す。



Fig.3 Percentage of correct diagnosis for verification data



(a) Percentage of both HPC and HPT correct diagnosis





Fig.3, Fig.4 において,ケース 1~10,11~20, 21~30 がそれぞれ中間素子数 5,10,15 の場合に相 当する。Fig.3 より,中間素子数 10 の場合に各正 答率が 60~70%程度で両方同時の正答率が 40 数% のケースがある一方,両方同時正答率 90 数%を示 すケースがいずれの素子数でも複数存在する。こ の傾向は Fig.4(a)でも同様であり, Fig.4(b)で MSE が 0.05 未満となったケース数は,3種類の 素子数それぞれで,3個,2個,6個と,中間素子 数 15 の場合が最も多く,安定して正答率が高い。 なお,MSE が大きいいくつかのケース (No.18 な ど)では,学習計算の比較的初期段階で MSE の勾 配ベクトルノルムの条件のため学習が終了した。

診断閾値 α の影響については,中間素子数 15 で 実施した 10 通りの学習後出力に対して,αを 0.1 刻みで 0 から 1 まで変化させた両方同時正答率を Fig.5 に示す。



Fig.5 Relationship between diagnostic threshold and percentage of both HPC and HPT correct diagnosis

αが 0.1 から 0.9 までの範囲で,正答率は概ねフ ラットな値(6 番目のケースでは 97%)をとり, αによる差はあまりなかった。これは、0または 1 の要素状態を教師データとすることで、ネットワ ーク出力がどちらかの値に分布していることに対 応すると考えられる。よって、以降α=0.5 とする。 また、α=0の場合は全データについて要素状態 1 (劣化)と判定するが、その時の正答率は、ラン ダムな 1000 データのうち HPC, HPT 共に劣化領 域にあるデータ割合 0.75²(56%)とほぼ一致した。 2.6 診断に使用する入力パラメータ追加の影響

診断に使用するニューラルネットワーク入力パ ラメータとして、Table 1 の 6 入力に加え、エンジ ンの重要なガスパスパラメータである圧縮機入口 圧力 P25、圧縮機出口温度 T3 を利用可能とするこ とで、これらの追加パラメータの正答率に対する 影響を調べた。その他の学習条件は6入力の場合 と同様である。全データの両方同時の正答率につ いて,センサ追加なし(6入力のみ)及びセンサ 追加の各パターン(P25のみ,T3のみ,P25,T3 追加)を比較した結果について,中間素子数毎に 学習10ケースの正答率のうちの最大値と分布の中 央値を Fig.6(a)~(c)に示す。





センサ追加なしに対して、センサを追加した場 合は、T3のみ追加の中央値(正答率が低い数ケー スのために分布が下側に拡大)を除き正答率の向 上が見られた。最大値では、中間素子数 10,15 の 場合に、正答率 99%以上をT3のみ追加と P25,T3 追加パターンで達成し、素子数 15の正答率 99.4% は 10の場合を若干上回った。以降では、中間素子 数 15, P25,T3 を追加した 8 入力のネットワークを 用いることとする。

3. 実エンジンデータへの性能劣化診断の適用

3.1 実エンジンデータ

ニューラルネットワークに対して Fig.1 のモデル 化の対象としたターボファンのエンジン運転試験 結果を適用する。

種々のエンジン運転試験データのうち,オフラ インエンジン性能解析により当該エンジンの HPC, HPT 要素性能が取得されているデータを抽出した。 その要素性能値と Fig.1のシミュレーションモデル のノミナル要素性能を相対比較し,実エンジン要 素性能に関する ΔHPC 効率,ΔHPC 流量,ΔHPT 効 率,ΔHPT 流量を定めることとした。エンジンデー タは,複数エンジンの試験結果より構成され,エ ンジン個体差や形態差等の影響を含む。またエン ジンレーティング範囲に関しても,2.4 項の学習範 囲(ノミナル NFC2±1%)よりも広い範囲に分布し ていたことから,劣化診断を適用すると定めた TO (離陸定格)レーティングでの抽出データの作動 範囲を含むよう学習範囲を拡大した。

その結果,要素性能に関する学習範囲は,

ΔHPC 効率:対ノミナル性能-3~+1%
 ΔHPC 流量:対ノミナル性能-2~+8%
 ΔHPT 効率:対ノミナル性能-4~0%
 ΔHPT 流量:対ノミナル性能0~+3%

と定め,正常,劣化の領域についても拡大した。 これらの拡大した学習範囲において,1000 個のシ ミュレーションデータを生成,教師データ,検証 用データの分割を変更した10ケースについて学 習結果を取得した。全データでの正答率を Fig.7 に 示す。



Fig.7 Percentage of correct diagnosis after learning area extension (Training and verification data)

最も高い正答率を示したケース2のネットワー クに対して,実エンジンデータを適用することと した。

3.2 実エンジンデータでの劣化診断

3.1項で定めたニューラルネットワークに対して, 8ケースのエンジン試験データを適用した。その 結果をエンジン号機,形態と合わせて Table 2 に示 す。

| 試験ケーフ | エンジン号機 | 圧縮機形態 | 劣化診断の正/誤※ | | |
|--------|--------|-------|-----------|-----|----|
| 武震ノーへ | | | HPC | HPT | 両方 |
| Case 1 | Х | А | 誤 | 正 | 誤 |
| Case 2 | Х | А | 誤 | 正 | 誤 |
| Case 3 | Y | А | ؾ | Έ | 影 |
| Case 4 | Y | А | 影 | Ш | 影 |
| Case 5 | Y | В | 正 | 正 | 正 |
| Case 6 | Y | В | 正 | 正 | 正 |
| Case 7 | Y | В | 正 | 正 | 正 |
| Case 8 | Y | В | 正 | 正 | 正 |

※: 正(「劣化なし」を「劣化なし」と推定または「劣化あり」を「劣化あり」と推定) 誤(「劣化なし」を「劣化あり」と推定または「劣化あり」を「劣化なし」と推定)

Table 2 Diagnostic characteristics of actual engine test data

HPT については 8 ケース全てに正答することが できたが, HPC については半数の 4 ケースが正答, 残り 4 ケースについて誤答となった。

次にエンジン試験での HPC, HPT の要素性能の 分布をシミュレーションモデルのノミナル性能を 基準として Fig.8 に示す。





(b) HPT Fig.8 Component performance parameter of engine test

Fig.8(a)より, HPC で誤答となった4つのケースは, 圧縮機性能としては右上(正常)の領域にあり正常と診断すべきであった。他方 Fig.8(b)に示す HPT については, いずれのケースも劣化の領域であり, これらは正しく診断された。

なお Table 2 に示すように, HPC の正答/誤答 のケースで圧縮機形態が異なる。その他, エンジ ンデータの取得タイミングによって各種形態, 運 転作動条件等が同一でないことも考えられる。従 って, ネットワークの汎化能力, ネットワーク構 成, 学習データの生成といった様々な角度からの 検討が必要である。

なお,学習データ生成に用いたエンジンモデルは, B 形態の圧縮機対応であるため,圧縮機性能の若 干の差異が誤答の要因となった可能性も考えられ る。

4. まとめ

エンジン性能の劣化推定に関する基礎的検討を 行い、ターボファンエンジンのコア部要素である 圧縮機・タービンの効率と流量について、性能劣 化の有無を診断するニューラルネットワークを構 築した。ネットワークは、エンジンの計測パラメ ータを入力し、正常または劣化の判定結果を出力 する。性能変動域を2%に設定し、シミュレーシ ョンモデルによる学習を行った結果、診断の正答 率は、6入力の場合で97%、8入力の場合で99% であった。

実機エンジン試験データに対して診断を行うた め、実機データに関する性能及びレーティングの 変動域を含むよう学習範囲を拡大して、実機計測 パラメータでの診断を行った。その結果,正答は 全ケースの半数であった。

種々の実機条件に対応するためには,研究の一層 の発展が望まれる。

参考文献

- Lakshminarasimha, A. N., Boyce, M. P. and Meher-Homji, C. B.: Modeling and Analysis of Gas Turbine Performance Deterioration, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116 (1994) pp. 46-52.
- Jaw, L. C.: Recent Advancement in Aircraft Engine Health Management (EHM) Technologies and Recommendations for the Next Step, ASME GT2005-68625.
- Li, Y. G.: Performance-Analysis-Based Gas Turbine Diagnostics: A Review, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 216 Part A (2002) pp. 363-377.
- Eustace, R.: Neural Network Fault Diagnosis of a Turbofan Engine, ISABE 93-7091.
- Volponi, A. J. et al.: The Use of Kalman Filter and Neural Network Methodologies in Gas Turbine Performance Diagnostics: A Comparative Study, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125 (1999) pp. 917-924.
- 6) Joly, R. B. et al.: Gas-Turbine Diagnostics Using Artificial Neural-Networks for a High Bypass Ratio Military Turbofan Engine, Applied Energy, Vol. 78 (2004) pp. 397-418.
- Qiu, H., et al.: Estimating Deterioration Level of Aircraft Engines, ISABE 93-7091.
- Zaita, A. V., Buley, G. and Karlsons, G.: Performance Deterioration Modeling in Aircraft Gas Turbine Engines, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120 (1998) pp. 344-349.

【技術紹介】

C-18

JAXAの航空エンジン基盤技術 一航空エンジン開発を支える解析・計測・試験技術—

*二村 尚夫,山本 武 (宇宙航空研究開発機構)

Fundamental research and technology development of JAXA Aeroengines —Analysis, instrumentation, and testing technologies for jet engine R&D— *Hisao FUTAMURA, Takeshi YAMAMOTO (JAXA)

ABSTRACT

JAXA Propulsion research unit holds various test facilities relating aircraft propulsion systems, those are kept good condition for our own research use and for others' demands. In order to lead developing engine technologies up to date, we have to introduce advanced technologies for analysis, instrumentation, and testing to support precise and accurate data production. The current fundamental research activities and facilities innovation are presented in this paper with research projects and background information.

Key words: Engine testing, Exhaust emission, Engine noise, Numerical analysis, Thermodynamics

1. はじめに

21世紀に入って15年が過ぎ,世界の情勢も日本 の社会も確実に変化している.航空機の誕生と発 達が国際的対立を背景にしていたことは確かであ るが,旅客,物流の高速化に対する要請は航空輸 送業の発達を促し,ますます高度化,国際化が進 んでいる.1980年前後に始まった日本の民間エン ジンビジネスも堅調ではあるが,技術革新のため にも新技術の研究開発と実用化が必要である.

2. JAXA 航空技術部門

2.1 航空技術部門の目指すところ

日本は戦後,工業立国として合成繊維,造船, 家電製品,自動車などの分野で先進国に追いつく 努力を重ねてきた.国民の生活水準も豊かになっ たが,その急成長の弊害もあり,少子高齢化,人 口減少といった社会構造の変化に十分対応できて いないと考えられる.経済産業は,人,物,情報 の行き来により活性化されるが,サプライチェー ンのグローバル化が進行し,例えば,先日の九州 での地震による半導体工場の被災が,世界中の自 動車工場の生産停止につながったことなどは我々 の知らないところで緊密な世界的ネットワークが すでに形成されていることを意味している.経済 活動の活性化による持続的成長を実現するため, 人,物の高速流通は不可欠であり,世界の航空輸 送は,ほぼ予想通り年率5%で輸送量の拡大が続い ている.

JAXA 航空技術部門では、「科学技術イノベーショ ン総合戦略 2014」(2014 年 6 月内閣府)¹⁾、「戦略的 次世代航空機研究開発ビジョン」(平成 26 年 8 月文 部科学省)²⁾に基づき、政府、産業界と連携して航空 科学技術の県杞憂開発を推し進めている.その実 施に当たっては、航空科学技術の研究開発活動を 通じて、安心で豊かな社会の実現に貢献すること を理念として、・日本の航空産業の国際競争力強 化、・世界の発展に貢献する航空輸送システムの技 術革新、・航空輸送システムのリスク低減、・航空 機利用拡大による安心できる社会の実現を目指し て、「環境」「安全」「新分野創造」における研究開 発プログラムと基礎的・基盤的技術の研究に取り 組んでいる(図 1)³⁾.また、平成 27 年 4 月より国立 研究開発法人に移行したことを受けて実行体制・



図1 JAXA 航空技術部門の取り組み

組織が強化されている.

2.2 航空エンジン技術の課題とその取組み

図1に示す,環境,安全,先進性という3つの カテゴリーにおける研究を推進するための方策と して,特にエンジン関連としては,「aFJR プロジ ェクト」「グリーンエンジン技術開発」が重点的に 実施されている. aFJR プロジェクト(2014-2017) は,日本が得意とする低圧系要素技術の実証を目 的としており,低燃費で高効率な超高バイパス比 ターボファン(20000 ポンド推力クラス)に適用可 能な複合材を中心とした軽量で高効率なファン, 軽量ファンケース吸音ライナー,軽量複合材低圧 タービンの技術をメーカーと共同で実用化に向け 促進するものである(図 2).



図2 aFJR プロジェクトのイメージ

一方,グリーンエンジン技術は日本がこれから 注力すべきコアエンジン技術とエンジン騒音低減 にチャレンジするものである.技術的な問題とし て高バイパス比化に伴うコアエンジンの圧力比増 加と燃焼温度の上昇に加えて,小型エンジンにな るほど圧縮機後段の翼高さは小さく,軸流形式の 設計が困難となるため,遠心式,斜流式で設計す る必要が生じ,軸流部分との統合など不確定な部 分が多くなっている(図 3).



図3 グリーンエンジン研究のイメージ

特筆すべき点として、今年2月の国際民間航空 機関(ICAO)の航空環境保全会議(CAEP/10)に おいて、航空機の燃料消費効率向上を促す初の CO2 排出基準案が合意された. 基準は 2020 年に 新型航空機に、2023年には現行型機の新規建造分 に適用され、2028年には適合しない航空機の運用 終了を予定している.これまで、エンジン排気の 規制は空港周辺の環境保全を目指して、窒素酸化 物(NOx)の規制が定められ、大型エンジンに有利な 内容になっていた.しかしながら地球環境の保全 に踏み込んだ今回の規制内容は CO2 排出に適用さ れる基準は航空機の重量に応じて異なり,国際航空運航 による CO2 排出量の 90%以上を占める 60 トン超の大型 機には特に厳しくなっている.このことから機体総重量 抑制の圧力は強くなり、必然的にエンジンの軽量化が求 められることになる.現行の小型ターボファンエンジン はターボプロップのコアエンジンを利用したものも多い が、2 つの規制を満足するためには新規エンジン開発が 必要になると考えられる.

航空安全については、航空機の発達と共に、機体・エンジンの信頼性は向上し、事故の発生率は低下している.しかしながら輸送量の増加は両者の掛け算となっており、事故発生数はほぼ一定で推移している(図 4).事故発生の引き金にとして異常気象への対応が重要視されており、乱気流、着 氷など気象技術を開発するためWeatherEye コン ソーシアムが結成され、地上システムとの連携を 官民挙げて進める体制が構築されている.



2.3 航空エンジン技術基盤

前述の技術を実用化に繋げるためには,技術の 熟成度(TRL: Technology Readiness Level)を高め る必要がある.ジェットエンジンの特徴としては ファン,圧縮機,燃焼器,タービン等からなるパ ワープラントであり,レシプロエンジンと異なり, 各要素レベルでの研究から,実環境模擬,コアエ ンジン,フルエンジンと実証のレベルを向上させ ていく営みが重要である.JAXA 航空技術部門では 前身の科学技術庁航空宇宙技術研究所の時代から, 時節に応じた技術開発と試験設備整備を継続して いる(表 1).

| 設備名 | 用途 | 主な仕様 | 設置・改修 |
|-------|-------|--------------------|---------|
| 回転要 | ファン・ | 8MW/20kg/s | 昭和 37 年 |
| 素 試 験 | 圧縮機の | 2.2MW/ 40 kg/s | 平成 19 年 |
| 設備 | 空力試験 | | |
| 高温高 | 単筒燃焼 | 5MPa/1000K/ | 昭和 57 年 |
| 圧 燃 焼 | 器, セク | 4.0kg/s | 平成 16 年 |
| 試 験 設 | タ燃焼器 | | |
| 備 | | | |
| 環 状 燃 | 環状燃焼 | 2MPa/753K/ | 昭和 50 年 |
| 焼 器 試 | 器 | 20.5kg/s | 平成 17 年 |
| 験設備 | | | |
| 実 環 境 | 材料強 | 1500℃ガスバ | 平成 20 年 |
| 材料評 | 度, 耐熱 | ーナー, | |
| 価 試 験 | コーティ | 2.5kg/s | |
| 設備 | ング | | |
| 騒 音 試 | ジェット | 500 mm \square | 昭和 49 年 |
| 験設備 | 騒音,小 | /100m/s | 平成 11 年 |
| | 型エンジ | コアジェット | |
| | ン騒音 | Mach~1.1 | |
| 地上工 | エンジン | 推力 100kN | 昭和 50 年 |
| ンジン | 地上運 | Jet-A1 燃料 | 平成 18 年 |
| 運転試 | 転, | | |
| 験設備 | | | |
| 高 空 性 | エンジン | 15km 高度 | 平成 13 年 |
| 能 試 験 | 高 空 性 | Mach~2.0 | |
| 設備 | 能,低温 | 推力 15kN | |
| | 着火,着 | | |
| | 氷模擬 | | |
| 汎用空 | | 0.7MPa/4.0kg/ | 平成5年 |
| 気源設 | | S | |
| 備 | | 0.7MPa/8.0kg/ | |
| | | S 1 OMDa/9 751- | |
| | | 1.0101F a/2.70K | |
| | | 5/3 | |

表1 JAXAの代表的なエンジン試験設備

これらの中には,設置から相当年数を経ている設備も多いが,必要に応じて維持増強が図られている.

2.4 航空エンジン技術の現況

航空輸送にとって,航空機が消費する燃料のコ ストは30-50%にもおよび,経営を左右しかねない 重要案件となっている.ジェット燃料の価格も 2015年からバレルあたり1.5\$と10年前の水準に 戻っている(図5).最近のIEAの報告においても 2015年の世界のエネルギー投資は1.8兆ドルであ り,2014年に比べて8%減少している.この原因 としては中国経済の減退が背景にあり,石油およ びガスへの投資の手控えであり,米国のシェール ガスへの投資は落ち込みの結果,中国が1位に返 り咲いている.経済とエネルギーの関連について は,欧州,日本,米国といった成熟した経済圏で はエネルギー需要とGDPの関連は薄らいでいる と言われている⁵.



3. 実環境の推定と再現

航空機が毎日,世界中の至る所で使われている ことを考えると,エンジンの運転状態は実に様々 である.ジェットエンジンの性能は教科書の上で は一定温度分布の静止乾燥空気を仮定した標準大 気に対する機関設計法と次元解析に基づく性能推 定法が述べられているものが多い.この取り扱い はエンジンの優劣を比較するためには有効である が,実際の運用状態とは異なる条件での作動推定 をなすものであり,長期間にわたるエンジンの運 用を考慮すると,気象等の外部環境およびエンジ ン内部の状態をなるべく忠実に再現するシミュレ ーション技術が必要である.

3.1. エンジン内部状態の推定と検証

ジェットエンジンは高速回転する翼列,金属融 点を超える燃焼温度といった物理的制約から,内 部の状態を直接測定することには困難を伴う.古 典的計測法(回転数計,熱電対温度計,圧力センサ ー)では,熱サイクルプロセス前後での圧力,温度 の空間的および時間的平均量を求めるのが精一杯 であり,このため,電子計算機の登場した1970年 代から数値解析技術(CFD)により内部の流動を計 算により推定するシミュレーション技術が徐々に 発達してきた.当初,2次元非圧縮性の翼列流れか ら,3次元,粘性,圧縮性,非定常性まで加味し, 解析コードの高精度化,高速化,計算格子生成の 合理化,移動格子法,大規模渦計算法(LES)など, 様々な手法が適用されている. JAXA 航空技術部門 ではジェットエンジンの流動解析に構造格子を主 体にした UPACS コードを開発し,更なるコード 開発と適用部位の拡充を図っている. 圧縮機,タ ービン翼列の流動,翼間,翼端隙間流れ,超音速 空気取り入れ口の衝撃波,排気ノズルの膨張波と 衝撃波の干渉など,多くの流れの解析により,流 動に関する知見が広がっている.

解析の対象も同様に次々に増えている.例として, 図 6 は高圧タービンの前縁部の温度分布を示した ものであるが,高温の燃焼ガスからタービン翼を 守るため,圧縮機出口の空気を抽気してタービン 翼内部の冷却と細孔から流出するフィルム状空気 の層により翼表面の保護を行っている様子を定量 的に示している.



図6 タービン前縁冷却の流動-伝熱連成解析

図7は燃焼器の燃料ノズルに組み込まれているスワラー からの流れを計算したものであるが、噴霧・火炎の下流 での拡がり、火炎の貫通の程度を知ることが可能になり、 燃焼器の焼損、滞留部における NOx の増大などの診断 に有効である. 今後は燃料液滴の分散,蒸発,燃焼反応 のモデルを組み込んで燃焼現象を十分に再現できるツー ルとしたいものである.



図7 燃焼器燃料ノズル及び燃焼器内流れ

図8は安全研究に関連するシミュレーションの一例であ る.低温多湿の条件ではファン入口部では相対温度に半 径方向の分布が生じ,表面温度の低い内径部前縁で着氷 を生じ,これが時間的に成長し,氷塊としてエンジンに 吸い込まれることがある.この解析では,実験的に求め られた着氷の成長速度に合わせて,ファン前縁部の形状



図8 ファン前縁着氷の解析

を時間的に変化させて流れ場を逐次計算していくもので ある.着氷と同様に、タービン翼のエロージョン、圧縮 機、タービン動翼のフラッター等の解析も、時間的な翼 形状の変形を計算格子の変化に置き換えることで計算を 実行する.フラッターなどの振動問題では、ブレードの 曲げ、捩じりの剛性と周期的な上流からの後流擾乱を入 力として、構造解析と流体解析を解いていくことになる.

流体現象を実験的に理解する古典的手法はプローブ (索子)を流れに挿入して物理量を計測し,全体像を推測 するものである.この方法では,センサーの応答周波数 の限界とトラバースシステム(半径方向,周方向)の走査 速度により,断面全体の情報を得るのに時間を要し,経 済性はよろしくない.また,プローブとその支持柱が流 れを乱すため何かしらのエラーを伴うことになる.この 欠点を解決する実験手法が光学的計測法であり,光源の



図9 燃焼領域の光学的計測

特性,特にレーザーの周波数,パルス間隔の制御,光学 系の設計に依存するスキャンの間隔,速度,精度,光の 物理特性である散乱,干渉,これらが測定対象により, 異なるため,様々な計測法が開発されている. 図9は燃焼器内の燃料噴霧と火炎の形成を光学的に計測 したもので二次元の供試体にはレーザー照射用および可 視化用の光学ガラスの取り付けが必要であり,高温,高 圧下での実験には多くの工夫が凝らされている.

3.2. エンジン性能推定法

熱機関の性能推定はジェットエンジンに限らず 作動流体の熱力学計算によるものであり、航空機 が登場した 20 世紀初頭には,統計力学,量子力学 理論に深化しており、工学的にも、空気、水蒸気 等の熱量測定、さらに化学的、物理的に分離され た単体分子の熱量測定と分光分析により、熱力学 表は徐々に充実していった.1920年代には,窒素, 酸素,水蒸気,二酸化炭素の気体特性が知られ, 実験的にもピストンの行程とシリンダー内圧力の 関係を p-v で示すインジケータ線図の取得が可能 となり,異常燃焼であるガソリンエンジンのノッ キング,ディーゼルエンジンのデトネーションが 実験値と熱力学の知識を合わせて、CO2 と CO の 化学平衡を取り入れて研究されている。).当時,日 本ではドイツの Coch の蒸気表が使われていたが, 戦後のジェットエンジンの性能計算には, NTSB の Rossini が実験した測定データに基づいた, Keenan と Kaye の水蒸気表 ⁷⁾,および燃焼ガス表 8が広く米国を中心として用いられた.この表は Amolosi によりグラフと線表にまとめられ,長く計 算尺での利用に活用された. NACA, NTSB で作 成された標準大気の計算もこれに基づいている. 米国では 1950 年代から固体ロケット推進の研究 を進めるため, JANAF により多くの物質の化学熱 力学表が整備された.現在,NIST-JANAFの監修 による第4版が入手可能である9.ジェットエンジ ンはモジュール構造をしているため、その設計に は, 圧縮機, タービン, バーナー等の要素設計法 から個別に発達した設計法が適用されている.熱 力学計算の分野では、NASA の S.Gordon 等が複 雑な化学平衡を計算するプログラム、米国サンデ ィア国立研究所が化学動力学計算プログラム CHEMKIN を開発しNIMSのPROCOM も利用可 能である.エンジンサイクルは理想気体として取 り扱う限り、計算は容易であり、 NASA の GENENG, DYNGEN, 米海軍の NEPCOMP, 市販 の GASTURB などが開発されている. 最近の熱力

り、プログラムから呼び出して利用できる.

著者は 1980-90 年代の極超音速飛行に関する研 究で高温燃焼に伴う炭化水素燃料の化学反応平衡 を考慮したエンジンサイクル計算を実行してきた が¹⁰⁾,その後の航空エンジンに対する要求として, 高バイパス比化に伴う全体圧力と燃焼温度の上昇, 燃焼器,タービンの冷却の困難化,燃料多様化を 勘案し,熱力学量を精確に推定するため,作動気 体の非理想性を考慮したプログラムの開発を行っ ている¹¹⁾¹²⁾.



図 10 大気・排気成分の飽和圧力

ジェットエンジンサイクルの作動流体の主要成 分の臨界点と飽和蒸気線を図 10 に示す. 各成分の 飽和蒸気線のうち,地上大気の等エントロピー線 と交差する、すなわち凝縮の可能性があり2相領 域になり得るのは水だけと考えてよい. CO2.アン モニアなども場合によっては3重点-臨界点間の 温度を取りうるが, 圧力範囲からは昇華の範囲と なる.ジェット燃料は、炭化水素の混合物に微量 成分である硫黄, 添加剤, 水分, ガム等から構成 されるが、サイクル計算用には NASA の指針に基 づいて C12H23 を化学式とする炭化水素として扱 う(標準生成エンタルピー △hf_Tr= 303.403kJ/mol)¹³⁾.炭化水素-空気の燃焼ガスは ~3000K, ~10MPa をカバーする気体物性値を必 要とする. この目的のため, ドイツの Ruhr 大学の Wagner, NIST の Lemmon らが開発した GERG2004¹⁴⁾(改訂版 GERG2008¹⁵⁾) ヘルムホル ツ自由エネルギー型状態方程式を用いている. こ の形式の状態方程式は基本方程式のひとつである 無次元ヘルムホルツ自由エネルギーを理想気体分, 剰余分、混合分の和の形で表し、それぞれを換算 密度 δ と換算逆温度 τ の関数として表すことで、 積分を必要とせずに様々な熱力学関数を算出する ことができる点で非常に優れている. 剰余熱力学 量である分子間力を考慮することは、ボイル温度 以上の温度では Z>1 となり, 圧縮プロセスでは理

学計算に関する部分計算はモジュール化されてお

想気体の圧縮仕事に加えて剰余エンタルピーを必 要とする一方,タービンではこれが解放されるた め,正味エンジン推力,燃費等の計算に及ぼす影 響は大きくない.空気中および排気中の水分が凝 結する降雨時の性能変化,飛行機雲の生成などで 一貫した取り扱いができることを期待している.

4. まとめ

JAXA 航空技術部門では,航空技術を将来産業の 柱ととらえ、産学官挙げての技術開発の取り組み を始めている.技術はその時代を反映して進展い くものであり、ジェットエンジンもその仕組み自 身は50年の間変わるところはないが、ここに述べ たように 20 世紀を代表する計算機技術/光技術の 発展に裏付けられたお陰で、研究面での工学的知 見の深まりとより信頼性の高い製品の開発が進め られている. これから 21 世紀前半の社会的課題と して,世界的な気候・環境問題の解決、安全性の 向上は日本列島が体験したことのない要因を多く 含んでおり、航空輸送のあるべき姿を研究者自身 が理解し、異分野の人々と協力していかなければ 解決は覚束ないものとなろう.推進技術の研究基 盤は、さらに飛行状態での課題解決に役立つよう に進化していくことが求められている.

参考文献

- 1)科学技術イノベーション総合戦略 2014,内閣府, 2014 6月
- 2) 文部科学省次世代航空科学技術タスクフォース:戦略的次世代航空機研究開発ビジョン,2014 8月
- JAXA におけるグリーンエンジン技術の研究開発と 展望,第44回ガスタービンセミナー,2014 1月
- U.S. Gulf Coast Kerosene-Type Jet Fuel Spot Price FOB, US\$ per gallon, US Energy Information Administration
- 5) World energy investment 2016, OECD/IEA, 2016
- 6) 6.二サイクル機関に関する研究,東京帝国大学学術 大観,工学部及び航空研究所,1944年2月 Pp.482
- GAS TABLES, J. H. Keenan, J. Kaye, John Wiley & sons, 1945
- GAS TABLES international version, J. Keenan, J. Chao, J. Kaye, John wiley & sons, 1983
- NIST-JANAF Thermochemical Tables 4th Edition, M. Chase, JPCRD monograph No.9, NIST, 1998
- Conceptual design analysis on the Porpulsion system for High-speed transport aircrafts, 2005/9/10, ISABE 2005-1294, H. Futamura, R. Yanagi
- 11) ジェットエンジンサイクル検討における熱力学物 性値について、2011/2/28, 宇宙航空研究開発機構研 究開発資料, 宇宙航空研究開発機構, JAXA-RM-10-016, 二村尚夫
- 12) ジェットエンジンサイクル検討における熱力学物

性値について(その2), 2014/3/1, 宇宙航空研究開発機 構研究開発資料, 宇宙航空研究開発機構, JAXA-RM-13-019, 二村尚夫

- 13) NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species, B. McBride, M. Zehe, S. Gordon, NASA/TP-2002-211556, Sept. 2002
- 14) The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures, O. Kunz, R. Klimeck, W. Wagner, M. Jaeschke, GERG TM15, 2007
- 15) The GERG-2008 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures: An Expasion of GERG-2004, O. Kunz, W. Wagner, J. Chemical & engineering data 2012, vol. 57, pp.3032-3091

【研究報告】

C-19

高亜音速・高バイパス比エンジンの概念検討

*根本 勇

Conceptual Analysis on High-Bypass Ratio Turbofan For High-Subsonic Cruise

*Isamu Nemoto

ABSTRACT

Technology innovation has been continued to improve bypass ratio for further reduction of specific fuel consumption for the turbofan engine equipped on passenger aircrafts. On the other hand, when diameter of the fan is increased to improve the bypass ratio, flight mach number must be decreased. This study reviews the variable cycle engine which improves high-speed performance by making variable the area of core nozzle of high-bypass turbofan. By cycle calculation, this engine can increase rotations of the compressor without being bound by the fan operation when throat area of variable inlet guide vane is expanded at the same time as narrowing down the core nozzle. Therefore, it was found that bypass ratio decreases and then cruising thrust increases without worsening specific fuel consumption.

Keyword: High-Bypass Ratio Turbofan, Variable Cycle Engine, Variable area core nozzle, VIGV.

1. はじめに

昨年、米子で開催された第43回日本ガスタービン 学会定期講演会で、可変形状機構を付け加えないで、 飛行速度によりバイパス比を変化させる可変サイクル エンジンを提案した。しかしその提案はサイクル計算 の閉じ方に誤りがあり、提案は成立しないことが分か った。この報告は計算をやり直し、改めて高バイパス 比ターボファンエンジンの可変サイクルについて概念 検討を行ったものである。

可変サイクルエンジン(VCE: Variable Cycle Engine)は、何処に可変部位を置くかによって、その 効果が異なるので、高バイパス比ターボファンにとっ ても、どの機構を可変にするかの選択は重要である。

先ず低圧タービン(LPT: Low Pressure Turbine) 入口静翼を可変にして高圧タービン(HPT: High Pressure Turbine)と LPT の仕事の配分を変える方 法がある。しかし航空用ガスタービンであるターボフ ァンは、陸用ガスタービンや、舶用ガスタービンと違 って LPT 下流にコアノズルがあるため、LPT 出口修 正流量の変化に合わせてコアノズル面積を変化させね ばならず、二種類の可変機構を採用しなければならな くなる。構造の複雑さや重量増加を避けるためには、 可変機構は一つであるべきである。

次にファンノズルを可変にする方法を挙げること ができる。この方法は既に北川らの研究¹⁾が本学会定 期講演会で発表されておりベルリン工科大学でも研究 が行われているようである。また Pratt & Whitney や ボーイング社でも開発が行われているとのことである。

そこで本研究では、ファンノズルより面積の小さい コアノズルを可変機構にした高バイパス比エンジンの VCE 化について検討した。コアノズル面積 A7 を可変 形状にした場合、巡航時にこれを開いて低圧軸の回転 数を上げバイパス比 (BPR: Bypass Pressure Ratio) を高める方法と、逆に A7 を絞って高圧軸の回転数を 高め BPR を下げる方法が考えられる。しかし前者は ファン回転数が過大になるので論外であり、ここでは 後者について検討する。

先ず高バイパス比エンジン VCE 化のコンセプトと 最適巡航速度を定性的に吟味し、高バイパス比エンジ ンが目指すべき方向を探った。次に巡航時における設 計点外性能計算を行った。上空においてコアノズルの 面積 A7 を絞ると、3章で詳述するがファン回転数を 高めずに圧縮機回転数を高めることができる。よって 巡航時にファンを過回転にすることなく推力を増すこ とができることが分かった。

以上のように本報は巡航時に高バイパス比エンジンの推力を高め高速化する可変サイクルの可能性について報告する。

2. 高バイパス比可変サイクルエンジンの概念検討

2軸直列フリータービン形式のガスタービンは、高 圧軸回転数を高めると低圧軸回転数も上昇し、高圧軸 回転数を下げると低圧軸回転数も低下する。そして高 圧軸と低圧軸の回転数の変化は、低圧軸回転数の方が 大きいという特性がある。サイクルを可変にする意味 は、この二つの軸の間の拘束を解くことである。

本研究は、図1に示すように圧縮機(HPC: High Pressure Compressor)の入口に可変入口案内翼

(VIGV: Variable Inlet Guide Vane)を設け、コア ノズルを可変形状とした VCE を研究対象とする。



Fig.1 高バイパス比可変サイクルエンジンの概念図

2.1 高バイパス比 VCE のコンセプト

VCE は元来、超音速機を対象としたエンジンであり、 亜音速域ではターボファン、超音速域ではターボジェ ットとして飛行速度に応じてエンジンの形態を変える ことで超音速飛行を可能とし、また燃料消費率 (SFC: Specific Fuel Consumption)や騒音の大幅な 低減を図るものである。

この機速と BPR の関係は亜音速機でも有効である。 亜音速機用エンジンは上空で機速を高めると BPR が 上昇するが、飛行マッハ数に応じて BPR を変化させ る亜音速機用 VCE は、コアノズル面積 A7 を絞ること によって BPR の上昇を抑えることができる。

上に述べたことから、高バイパス比エンジンのコア ノズルを可変形状とする VCE のコンセプトは、次の ように記述することができる。

可変サイクルにとって最も重要なコンセプトは、必要に応じてタービン入口温度(TIT:Turbine Inlet Temperature)を高めたとき、ファンの作動に拘束されることなく圧縮機の回転数を高めることができることである。より端的に言えば、低圧軸回転数を高めずに高圧軸回転数を高めることができることである。

2.2 高バイパス比エンジンが目指すべき二つの方向

高バイパス比エンジンの予想される技術的進化の 二つの方向を図2に示す。

第一は高バイパス比エンジンの超高バイパス比化 であり、超高バイパス比エンジンは対環境性の向上と 燃料消費率改善を実現するための主要な技術トレンド である。ギアードターボファンは MRJ (Mitsubishi Regional Jet) に搭載され、また先進ターボプロップ やオープンロータは欧米の航空エンジンメーカーによ って鋭意研究されている。但し、ファン径の増加によ る回転数の低下は、巡航速度の低下をもたらす。

第二の方向は高速化である。高バイパス比エンジン を VCE 化することにより、旅客機の経済性と速さを 兼ね合わせた最適巡航速度を高めることを目的とする。 従って SFC を上昇させずに推力を高めるサイクルの 実現を目指す方向である。



Fig. 2 高バイパス比エンジンの進化の方向

3. サイクル計算

計算は、海面上静止状態(SLS: Sea Level Static) を設計点とする。エンジン・パラメータの設定は前回 同様、サイクル最高温度=タービン入口温度:177 3K、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、ファン圧力比(FPR: Fan Pressure Ratio): 1.5、全圧力比(OPR: Overall Pressure Ratio): 40、BPR: 10とし、計算結果から SLS でエンジン要素の幾何形状を固定した。

3.1 固定サイクル

巡航時の設計点外性能計算では、高度:10km、 飛行マッハ数:0.85とした。固定サイクルの計算 手順は、講演論文に記載すべきものではないが、前回 間違いを犯しているので確認のため簡単に記述する。

インテークにおける圧力回復係数は1とした。ファ ン、低圧圧縮機 (LPC: Low Pressure Compressor)、 HPC の断熱効率は η ad=0.85 一定とし、タービン断 熱効率は速度比 (N/ $\sqrt{\theta}$ i)/($\sqrt{1-\text{Te}/\text{Ti}}$)の関数²) として計算した。ここで添字 i は入口、e は出口であ る。上空では飛行によるラム圧力回復分だけファンノ ズルの膨張比が上昇し、バイパス流量が増加する。従 って前述のように機速が増すと BPR が高くなる。

圧縮機とタービンの流量、パワー、回転数のマッチ ングを図るのはSLS での計算と同じである。各要素の 幾何形状は設計点で固定されており、空力的に繋がっ ている。そのため燃焼器出口修正流量 $m_4\sqrt{\theta_4}/\delta_4$ と式 (1)で表される HPT 入口修正流量を、TIT をいろ いろ変えて一致させなければならない。

$$\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i} = \left(\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i}\right)_{choke}$$
$$\times \sqrt{1 - \left\{\frac{P_i}{P_e} - \left(\frac{P_i}{P_e}\right)_{choke}\right\}^2 / \left\{\left(\frac{P_i}{P_e}\right)_{choke} - 1\right\}^2}$$

•••••(1) $^{2)}$

また、HPT 出口修正流量m₅ $\sqrt{\theta_5}/\delta_5$ と式(1) で 与えられる LPT 入口修正流量を、圧縮機圧力比をい ろいろ変えて一致させる(この計算の流れは圧縮機圧 力比に応じて TIT を変化させるループを含む)。但し、 固定サイクルは上空で高低両圧タービンともチョーク するのでmi $\sqrt{\theta_i}/\delta_i$ =(mi $\sqrt{\theta_i}/\delta_i$) des である。

最後に式(2)で得られるコアノズル面積 A7と設 計点で固定したコアノズル面積(A7) des は容易には 一致しないので、その情報をファン入口にフィードバ ックし、ファン作動点を変えて両者が一致するまで計 算を繰り返す。尚、上記の計算条件では固定サイクル のコアノズルはチョークしない。

$$A_{7} = \frac{m_{6}\sqrt{T_{6}}}{P_{6}} / \sqrt{\frac{2}{R}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{0}}{P_{6}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{0}}{P_{6}}\right)^{\frac{(\kappa - 1)}{\kappa}} \right]$$

前回の報告ではこの計算の閉じ方に不備があった。 このような計算は、市販のソフトを使えば容易に得ら れるものであろう。しかし自作の計算プログラムで試 行錯誤法により二つのコアノズル面積を一致させるの は非常に面倒な作業で容易でなく、計算精度は決して 高くない。ただ自前の計算は各要素の挙動をその都度 確認しやすいという長所がある。

どのように圧縮機作動線の移動を試みても、上流側 から下流に向かって順次計算して得られるコアノズル 面積 A7 と、設計点で定めたコアノズル面積(A7)des を一致させようとすると、作動点は必ず元の圧縮機定 常運転線上の一点に戻ってしまう。従ってコアノズル を固定したまま可変サイクルとすることは不可能であ る。

3.2 可変サイクル

次に高空においてコアノズル面積 A7 を絞った場合の設計点外性能計算について説明する。

低圧軸回転数を高めずに高圧軸回転数を高めるに は、ファン(相対)修正回転数が約1を越えないこと を条件とする。そのため固定サイクルのFPR:1.4 6を基準にコアノズル面積を変化させた場合の計算を 行う。先ず図3にファンマップを示す。グレーが固定 サイクルの作動線、黒が可変サイクルの作動線である が、作動線の移動が小さく見え難いので図4にファン マップの拡大図を示す。図5はLPC、図6はHPCの マップであり、それぞれのマップに固定サイクルの作 動線と可変サイクルの作動線を示す。また図7に上空 における固定サイクルと可変サイクルのTITの変化 の違いを示す。



図3~7に基づいて、前述のコンセプトを実現する ための各要素の作動について説明する。

1) コアノズルを絞る

上空でコアノズルを絞るとLPTの仕事が減るため、 ファン圧力比 FPR が低下する。ファンノズル面積は 一定なのでノズル膨張比が低下しバイパス流量が減る ため、ファン回転数が変わらなければコア流量が増す ことになる(Fig.5 LPC 作動マップ参照)。

2) VIGV のスロート面積を広げる

コアノズル面積を絞る操作と連動してVIGVの軸方 向角度を狭めスロート面積を広げると、ファンは僅か ではあるが出口側の面積が広がり、背圧が低下する。 よって作動点は定常運転線上を降下するのではなく、 回転数一定の特性曲線上を僅かに降下するので、図4 に示す如く FPR が低下する。FPR1.46の場合1) と2)の操作により FPR は1.455に落ちる。

3) TIT を上昇させ HPC 回転数を高める

コアノズルを絞ると HPC は出口側面積を絞られた ことになり、作動点が小流量側に移動するはずだが、 図5からコア流量が増すためチョーク側には寄らない。 そこで図7に示す如く TIT を高めると図6に示すよ うに HPC 回転数を上昇させることができる。

参考文献3)によれば、エンジンサイクルを選定す る際に設定される主要パラメータとして TIT と圧縮 機出口温度(CDT)がある。HYPRのCDTは、最高 920Kとあるのに対し、図3~7における可変サイ クルの最高CDTは852Kであり、TITは1683 Kである。

4. 結果と考察

4.1 計算結果

図8~11にファン修正回転数 N1 に対する圧縮機 修正回転数 N2、BPR、推力、SFC それぞれの変化を 示す。図8はファン回転数 N1 と圧縮機回転数 N2 の 関係であり、図9は N1 と BPR の関係、図10は N1 と推力の関係、図11は N1 と SFC の関係である。



コアノズルを絞ると(Nozzle Close)、図8に示すよ うに N1 に対する N2 が大きくなり HPC 回転数が大 きく上昇することが分かる。すると図9から分かるよ うに可変サイクル(Nozzle Close)は BPR が低下し 設計点での BPR に近くなる。直上の説明から、コア ノズルを絞ることによって N1 を上昇させずに TIT を 高めることができ、TIT を高めることによって圧縮機

圧力比 HPR を高めることができるので図10に示す ように N1 を増さずに推力を高めることが可能となる。 推力の増加にともない SFC は低減されるが、図11 から低下する値は0.01ポイント程度で、計算誤差 の範囲である。

4.2 考察

このサイクルの特性をより詳しく調べるため、高低 両圧タービン及びコアノズルの特性曲線を以下に示す。 図12に高低両圧タービンの流量特性、図13に低 圧タービンとコアノズルの流量特性、図14に膨張側 のT-s線図を示す。また表1にタービンとコアノズ ルの温度変化を示す。何れの図も上空での固定サイク ルのFPR:1.46を基準にFPR:1.455の可 変サイクルと比較して示している。



Table 1 タービンとコアノズルの熱落差

| | 固定サイクル | 可変サイクル |
|------|--------|-------------|
| ⊿T45 | 378.81 | 408.86 |
| ⊿T56 | 427.25 | 399.15 |
| ⊿T60 | 78.686 | ⊿T67=119.80 |

図12の固定サイクルは高低両圧タービンともチョ ークしている (Nozzle Open)。一方可変サイクルはチ ョークしていない (Nozzle Close)。これらの図と表か ら注目すべき点を二つ挙げることができる。

- 可変サイクルの HPT 修正流量及び膨張比は、固 定サイクルより僅かに小さい(図12)、しかし熱 落差∠IT45は固定サイクル大きい(図14、及び表 1)。
- 2) 可変サイクルの高圧タービン入口修正流量、及び 膨張比は固定サイクルより小さいのに、圧縮機の仕 事は固定サイクルより可変サイクルの方が大きく、 回転数も高い。

HPT における温度降下は

$$T_4 - T_5 = T_4 \left\{ 1 - \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right\}$$
 . . . (4)

圧縮機とタービンのパワーの釣り合いは

$$m_C Cpc(T_3 - T_2) = \eta_m m_C (1 + f) Cpt(T_4 - T_5)$$

• • • (5)

式(4)の左辺が大きくなれば式(5)の左辺も大 きくなり、圧縮機の仕事が増す。

また図13からコアノズルを絞るとノズル膨張比が 増し低圧タービン膨張比が減少する。これは図12で 高圧タービン入口修正流量が減少することと符合する。

このサイクルの特性には、二つのポイントがある。 第一のポイントは、コアノズルと VIGV の連動により ファン回転数一定で FPR を下げることであり、その ことによってコア流量を増し、サージマージンを維持 できることである。

第二のポイントは、上のことから N1 を高めずに N2 を上昇させることができるので、N1 を高めずに TIT と HPR を高めて推力を増加できることである。この HPR の大きな増加によって、HPT 及び LPT がチョー クしないサイクルが実現される。

5. まとめ

高バイパス比ターボファンのコアノズルを可変形状 とした可変サイクルエンジンを対象に、そのサイクル 特性を明らかにするため概念検討を行った。検討結果 は次のようにまとめられる。

- TIT を高めると HPT 出力が増加し、HPC 回転数 N2 が上昇する。固定サイクルでは LPT 出力も増加 する。
- 2) 可変サイクルでは、コアノズル絞るとノズル膨張 比が増加し、同時に LPT 出力が減少、ファン回転 数 N1 の上昇を阻むことができる。
- 3) VIGV のスロート面積を広げると;

- コア流量が微増し HPC のサージマージンを確 保できる。
- ② ファン出口側面積が広がり、背圧が低下するので ファン回転数一定で FPR を下げることができる。
- 4) 以上から N1 を高めず N2 を高めることができる。
- 5)よって巡航時の推力を高め、高速化することがで きる。

旅客機の経済性と速さを兼ね合わせた最適巡航速度 を高めることができる本高亜音速・高バイパス比エン ジンは、離陸時の BPR が等しい従来機に比べ、SFC がほぼ同値で目的地への所要時間を短縮できる。

民間航空機用エンジン開発において、推力増強とは 最大離陸推力を意味していた。本報では推力増強を巡 航時の推力におき、最適巡航速度の向上を目的とした。 このコンセプトの転換により単位燃料当たりの飛行距 離が大きくなる。

参考文献

- 北川和也、秋山直輝、福山佳孝:可変面積ノズル付き高バイパス比ターボファンエンジンの性能評価、 第41回日本ガスタービン学会定期講演会(那覇) 講演論文集
- 2) 森田光男、関根静雄:多軸ターボファンエンジンの 設計点外性能、航空宇宙技術研究所報告 347 号
- 3) 竹生健二: コンバインドサイクルエンジンの研究開 発の現状、日本ガスタービン学会誌、Vol.20,No.77 (1992) pp.41
- 4)藤原仁志訳:ガスタービンの基礎と応用(発電用からジェットエンジンまで)、東海大学出版会

【研究報告】

C-20

小型ターボジェットエンジンを用いたシェブロンノズルの評価

*玉田 岳洋, 土屋 利明(金沢工大)

Research on the chevron nozzles using a small turbojet engine *Gakuyo TAMADA and Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

This paper describes a research on a jet noise reduction device, a chevron nozzle. Although chevron nozzles reduce the jet noise by an effect of promoting the mixing of high velocity jet and external flow, they tend to provide a thrust loss at the same time. In this research, experiments have been conducted using a small turbo-jet engine to evaluate the effect of chevron nozzles on the engine performance from both aspects of noise reduction and thrust loss. In addition, this research has conducted CFD analysis by Large-Eddy Simulation (LES) in order to investigate effect of the mixing of the jet shear layer by Chevron at the nozzle exit. Based on the results of CFD analysis, it has been found that the chevron nozzle with straight section leads to a decrease in the magnitude of vorticity.

Key words: Chevron nozzle, Jet engine, Jet noise, Thrust, Noise reduction device

1. 緒言

ジェット騒音の低減に効果があり、実用化されている デバイスがシェブロンノズルである.シェブロンノズル はジェット噴流と大気の混合を促進させる効果がある. その結果として騒音を低下させるが、同時に推力損失を もたらすという問題を抱えている.先行研究 ¹⁾ではノズ ルのコンバージェント部にシェブロンを切った場合、ジ ェットエンジンの作動線はサージから遠ざかるようにシ フトするということを実験的アプローチから明らかにし た.この作動線がシフトするという現象はノズル出口の 開口面積が増える現象に相当し²⁾、シェブロンはノズル 出口の開口面積を増やしていることがわかった.

本報では、ノズル出口の開口面積が増えないようにノ ズル出口にストレート部を付けたシェブロンノズルを用 いて実験を行い、ノズルのコンバージェント部にシェブ ロンを切った場合と比較した結果と、CFD 解析を行い、 シェブロンによる外部大気とジェット噴流の混合の仕方 を調査した結果を報告する.

2. 試験装置

2.1 供試エンジン

試験装置は、模型飛行機用の小型ターボジェットエン ジン(Sophia Precision 社製 J850 ターボジェットエンジ ン:以下供試エンジン)、テストスタンド、計測機器、 エンジン始動用のエアータンク、筐体(テストセル)から 成る. エンジンの後方には高温のジェット噴流を排気す るためのダクトを設け、さらに排気を促すための送風機 を設置している. 試験装置を図1に,供試エンジンの仕様を表1に示す. エンジンの運転はエンジン回転数とタ ービン出口温度センサを常にモニタリングする ECU によって行われ,目標回転数となるように燃料ポンプの制御が行われる. 図2にエンジンの制御システムを示す.







2.2 供試ノズル

製作したシェブロンノズルは、ノズルのコンバージェ ント部にシェブロンを切った I 型ノズル(Nozzle I)と、ノ ズル出口にストレート部を付けてシェブロンを切った II 型ノズル(Nozzle II)である.シェブロンノズルはノズル出 口面積の増加に相当する現象を起こし、それによってエ ンジン性能が変化していることが実験的に明らかになっ た¹⁾.そこでノズル出口の開口面積が変化しないように したノズルを用意した. I 型は実機に採用されている形 状を模したノズルになっているが、II 型はノズル出口の 開口面積が変化しないようにストレート部を付けたノズ ルになっている.図3に供試ノズルの基本寸法を示す. また図4および図5にシェブロン形状の定義、表2にシ ェブロン形状の詳細、図6にノズル外観とグループ分け を示す.



Fig. 5 Chevron penetration

Table 2 Geometric details of the chevron nozzles

| Nozzle ID | | Chevron count | Chevron angle θ [deg] | Chevron length [mm] | Exit diameter [mm] | Chevron penetration [mm] |
|-----------|-------|------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| | TYPE1 | 0 | 0 | 0 | 35 | - |
| | TYPE2 | 5 | 60 | 6.71 | 35 | 0.52 |
| Norria I | TYPE3 | 5 | 45 | 11.62 | 35 | 0.91 |
| NOZZIE I | TYPE4 | 5 | 30 | 20.12 | 35 | 1.57 |
| | TYPE5 | 10 | 45 | 5.81 | 35 | 0.45 |
| | TYPE6 | 20 | 45 | 2.91 | 35 | 0.23 |
| | TYPE1 | 0 | 0 | 0 | 35 | - |
| | TYPE2 | 5 | 60 | 6.71 | 35 | 0 |
| Nozzle II | TYPE3 | 5 | 45 | 11.62 | 35 | 0 |
| | TYPE4 | 5 | 30 | 20.12 | 35 | 0 |
| | TYPE5 | 10 | 45 | 5.81 | 35 | 0 |
| | TYPE6 | 20 | 45 | 2.91 | 35 | 0 |
| | | | | | | |



Fig. 6 Photographs of the five chevron (plus one baseline) nozzles used in the experiment

3. 試験方法

シェブロンノズルのような騒音低減デバイスは騒音 を下げると共に,騒音を高周波側にシフトさせることに よって,騒音を減衰させる効果があるとされている.ま たジェット騒音は高周波数から低周波数まで広い周波数 成分を持つ音(ブロードバンドノイズ)となる.そのため, 単純に騒音値を測定するだけではなく,騒音を周波数分 析して評価する必要がある.

試験は供試エンジンを 90,000~120,000[rpm]まで運転 させ, 10,000[rpm]ごとに測定を行い, 各回転数に達した 時点で性能計測と 10 秒間の騒音計測を実施した. 図 7 に騒音計配置図を示す.



騒音計測には RION 社製 NL-22 普通騒音計を用いた.
 計5カ所で測定を行い,測定位置①で騒音のピークを計測し,測定位置②から⑤で騒音の距離減衰や高周波シフトを計測した.また各騒音計測点において,騒音の周波数分析を行い,シェブロンノズルによるジェット騒音の周波数特性の変化を観察した.また供試エンジンの運転は通常,テストセルの扉を閉めて行うが,騒音計測を行う際に音がテストセル内部で反響し,正確な実験データを得られなくなるため,本試験はテストセルの扉を開けて実施した.また騒音計測時には,エンジン騒音のみを計測するため,送風機は停止させた.

4. 実験結果

4.1 ジェット騒音

図 8 にシェブロン形状ごとの等価騒音値(Overall sound pressure level: OASPL)の比較を示す.また最もノズル出 口近傍の測定箇所①を Near-Field,最もノズル出口から 遠方の測定箇所⑤を Far-Field とし,この2箇所での 120,000[rpm]時の周波数分析結果を比較した.図9に測 定箇所①および⑤における,エンジン回転数 120,000[rpm]での周波数分析の結果を示す.



I型ノズルはシェブロンによって騒音 2.0~2.5[dB]低 下し、Ⅱ型ノズルは騒音がほとんど変化しない結果とな った. Ⅰ型ノズルの騒音の変化を見ると、A グループは シェブロン角が小さくなるほど、つまりシェブロン深さ が深くなるほど騒音は低下していることがわかる.また B グループは、TYPE3 の騒音が変化し、TYPE5,6 はほと んど変化していないことがわかる.このことから、シェ ブロン数よりもシェブロン角(シェブロン深さ)のほうが 騒音低下に寄与していると考えられる.

周波数特性図の横軸には、周波数を表す無次元数であるストローハル数 St を用いている.ノズル出口流速uout は実測していないため、実験から得たエンジン静止推力、 圧縮機入口流速および空気流量から求めた.

I型ノズルはシェブロンによって騒音のピーク(St=0.2 付近)が低下し、Ⅱ型ノズルは騒音がほとんど変化しない 結果となった.またI型ノズルでは騒音のピークが低下 していると共に、高周波側(St=1.2 以上)の騒音が上昇し ていることから、シェブロンによる騒音の高周波シフト が発生していることがわかる.これはノズル近傍で発生 する渦を細かくさせることによって高周波数の圧力変動 を生じさせているため、高周波騒音を発生させているた めである.さらに、すべての周波数分析結果において、 低周波側の騒音値よりも高周波側の騒音値ほうが低下し ており、距離減衰が発生していることが確認できる.



(120,000[rpm])

4.2 エンジン性能

図 10 に供試ノズルごとの比推力の比較を示す.縦軸 には修正比推力F_{s,c}をとっている. I型ノズルはシェブロ ンによって比推力が低下し, II型ノズルはほとんど変化 しない結果となった.また騒音と同様,シェブロン数よ りもシェブロン深さのほうが推力低下に影響しているこ とがわかる.

ここで図 11 に示す作動線について考察する. 前述した とおり、シェブロンノズルはノズル出口の開口面積を増 加させるが、ノズル出口の開口面積は作動線を決めるう えで重要なパラメータとなっているため、これが変化す ると作動線も変化し、エンジン性能に大きく影響してく る.したがって、シェブロンによってノズル出口の開口 面積が変化するⅠ型ノズルと、ノズル出口の開口面積が 変化しないⅡ型ノズルを比較する.

図 11(a),(b)の左図より, I型ノズルの作動線はサージ 側から遠ざかるように変化していることがわかる. これ はノズル出口の開口面積が増加する現象に相当し, I型 ノズルはシェブロンを切った際にノズル出口の開口面積 が増加していると言える. したがって圧縮機の圧力比が 低下し,空気流量が増えることによって,比推力が低下 している.

また作動線がサージ側から遠ざかるようにシフトし ているということは、燃料流量が減り、タービン入口温 度が下がっていることが理論的に言え、そのことからも 推力は低下していると考えられ、結果的に比推力も低下 している.

Ⅱ型ノズルはノズル出口の開口面積が変化しないよう にしたノズルであるため,図 11(a),(b)の右図の作動線は ほとんど変化していないことがわかる.したがってⅡ型 ノズルの比推力も変化していない.

ここで図8を見ると、I型ノズルはシェブロンによっ て騒音が低下し、II型ノズルは騒音がほとんど変化して いないことが分かる.したがってシェブロンノズルによ る騒音の低下は推力低下によって得られ、推力低下が発 生しなければ騒音は低下しないという結果が得られた.

4.3 有効出口面積とシェブロンペネトレーション

I型ノズルのように、ノズルのコンバージェント部に シェブロンを切ると、作動線がサージから遠ざかるよう にシフトするということから、シェブロンはノズル出口 の開口面積を増加させていることが示唆された.よって シェブロンによるノズル出口の開口面積の変化は騒音お よび推力に大きな影響を及ぼしていると考えられる.そ こで実験より得られた計測データから有効ノズル出口面 積を計算し、騒音値の変化量および推力の変化率との比 較を行った.

騒音変化量 ΔL_A および推力変化率 F_{rc} は TYPE1 の騒音値 および修正エンジン静止推力を基準とする.

図 12(a),(b)にそれぞれ有効出口面積比と騒音変化量の 関係,有効出口面積比と推力変化率の関係を示す.有効 出口面積比は次式で定義する.

Effective outlet area ratio =
$$\frac{A_e}{A_{e,ref}}$$

ここで、*A_{e,ref}*は TYPE1 の有効出口面積である. 図 12 より、シェブロンによって有効出口面積が変化していることがわかる.またシェブロン深さが深いほど有効出口面積が増加する傾向を示しており、有効出口面積の











増加にしたがって騒音および推力は低下するという結果 となった.これは先述したノズル出口の開口面積が増加 することによって作動線がシフトし,性能が変化すると いう知見を裏付けている. 図 13(a),(b)にそれぞれペネトレーション率(Chevron penetration rate)と騒音変化量の関係, ペネトレーション 率と推力変化率の関係を示す. ペネトレーション率は, シェブロンペネトレーション($r_b - r_t$)を, ノズル出口直径 d_{out} を用いて無次元化した値である.

Chevron penetration rate = $\frac{r_b - r_t}{d_{out}}$

図13より,ペネトレーション率が大きいほど騒音およ び推力は低下しており、シェブロンペネトレーションは シェブロン形状を決めるパラメータの中でも特に重要な 要素であると言える.また有効出口面積変化と同様の傾 向が見られるため、有効出口面積と何らかの相関がある と考えられる.そこで図14にペネトレーション率と有効 出口面積比の関係を示す.



Fig.14 Chevron penetration rate vs. Effective outlet area ratio

シェブロンペネトレーションが増加すると有効出口面 積も増加するという正の相関が認められる.よってシェ ブロンペネトレーションによって有効出口面積が変化し, 有効出口面積の変化がエンジン性能に影響を与え,エン ジン性能の変化に伴って騒音が変化していると考えられ る.

5. CFD 解析

5.1 数値解析の目的

実験結果からⅡ型ノズルは、推力および騒音は変化せず、シェブロンの効果はほとんど表れないという結果となった.これはⅡ型ノズルのシェブロンペネトレーションが0であることが原因であると考えられる.しかしこれでは、シェブロンを切らずとも、単純にノズル出口面積を増やせばシェブロンを切ったときと同様の効果が得られるということになる.ところがシェブロンノズルは実用化されている技術であり、シェブロンは外部大気とジェット噴流の混合に大きな影響を与えているという研究結果が数多く出されている.そのためⅡ型ノズルも噴流の混合に何らかの影響を与えていると考えられる.そこでⅡ型ノズルのジェット噴流のLES解析を行い、噴流混合の仕方の違いを調査した.

5.2 解析条件

数値解析には Software Cradle 社の SCRYU/Tetra V11 を 用い, SGS モデル(Subgrid Scale model)には DSM(Dynamic Smagorinsky Model)を用いた.また渦度および渦構造の比 較による考察を行うため、出力変数に渦度ベクトル、速 度勾配テンソルの第 2 不変量(Q 値)を追加した.計算領 域を図 15 に示す.



(b) X=0 (Nozzle exit) Fig.15 The cut section view of the mesh

ノズル入口(Nozzle inlet)の境界条件には、ノズル出口 流速が実験値と同じになるような流速を予備解析により 求め、その値を用いた.ノズル周辺の計算領域入口(Inlet) は、ジェット噴流による外部大気の巻き込みを想定し、 全圧(標準大気圧)で規定した.計算領域出口(Outlet)には、 ノズル出口から十分遠方であり、出口を横切る方向、つ まり流れ方向の圧力・流速の変化はないとする境界条件 を設定した.ノズル表面(Nozzle)には、壁面抵抗を考慮し た壁条件を与えた.また計算領域の入口と出口以外の円 筒部分(Side)には、ノズルから十分遠方であるとして、壁 面抵抗を考慮しない壁条件を与えた.

可視化の際, 渦度に関してはジェット軸に平行な断面 で比較すると共に,ジェット軸に垂直な断面でも比較し, さらに詳細にシェブロンによるジェット噴流の違いを確 認した.図16にII型ノズルのジェット軸に垂直な断面の 分割パターンを示す.



Fig.16 Cut pattern along jet axis

5.3 解析結果

Ⅱ型ノズルの LES 解析結果を図 17(渦度の大きさ),図 18(渦構造)および図 19(ジェット軸に垂直な断面)に示す.



Fig.17 Contours of the average magnitude of vorticity (Left:TYPE1 Right:TYPE4)



Fig.18 Iso-surfaces of Q parameter colored by the magnitude of vorticity (Left:TYPE1 Right:TYPE4)



Fig.19 Magnitude of vorticity contours of the jet shear layer at X/D_{out}=0.0~5.0

図 17,19 より, TYPE4 は TYPE1 と比べて渦度の大き さが減少していることがわかる.また図 18 より,ジェッ ト噴流の混合が早まっていることがわかる. これらがシ ェブロンによる影響であると考えられる. しかし, その 変化は小さいため, 視覚的に差異を比較することは難し い. そこで,時間平均した渦度の大きさの変化を数値で 捉え, グラフ化して比較を行った. 図 20 に渦度の大きさ の変化を示す. 図 20 より、Ⅱ型ノズルはX/Dout=0.0~5.0 の範囲で TYPE1 よりも TYPE4 の方が渦度の大きさが小さくなっ ている. 渦度が小さくなっているということは、ジェッ ト噴流と外部大気との速度差が小さくなり、混合が促進 されていることを示していると考えられる.したがって、 外部大気と噴流の混合が促進され、等価騒音値が低下、 あるいはジェット騒音の高周波シフトが発生していると 考えられる.



Fig.20 Magnitude of vorticity (With and without chevrons)

6. 結論

シェブロンノズルがジェットエンジン性能とジェット 噴流混合に与える影響を評価するため、小型ターボジェ ットエンジンを用いて実験を行い、さらにジェット噴流 の CFD 解析を行った.エンジン性能と騒音を作動線の変 化と等価騒音値および周波数分析結果から、ジェット噴 流混合を渦度の変化から評価することにより、以下の結 論を得た.

- シェブロン数(Chevron count)よりもシェブロン深 さ(Chevron length)のほうが,騒音および推力の低 下に寄与している.
- (2) シェブロンノズルによって、騒音の低周波成分が減少し、高周波成分が増加する高周波シフトが観察され、騒音が低下することが確認できた。
- (3) シェブロンによってノズル出口の開口面積が変化することで作動線が変化し、燃料流量、タービン入口 温度が変化することで、推力が変化する.
- (4) シェブロンペネトレーションが増加すると有効出口 面積も増加し,騒音および推力に大きく影響する.
- (5) CFD 解析より、Ⅱ型ノズルのジェット噴流と外部大気の混合促進効果が確認でき、シェブロンによる等価騒音値が低下、あるいはジェット騒音の高周波シフトが発生している可能性が示された。

参考文献

- 玉田岳洋 土屋利明:ジェットエンジンのシェブロンノズルに関する研究,日本機械学会熱工学コンファレンス講演論文集 No.15-48, (2015)
- 2) 丹波谷篤史 土屋利明:ターボジェットエンの推進 ノズル出口面積変化が性能に及ぼす影響,日本機 械学会北陸信越支部 第 53 期総会・講演会 講演論 文集 No.167-1,(2016)

【研究報告】

C-21

ガスタービン環境下の一様流中における水滴の蒸発挙動

*上田 翔太, 土屋 利明 (金沢工大)

Evaporation behavior of water droplets in a uniform duct flow under gas turbine environments *Shota UEDA and Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

A model has been developed to investigate the evaporation behavior of water droplets in a uniform duct flow under gas turbine environments. It is assumed that the change of water droplet temperature is caused by convective heat transfer through droplet surface. The temperature of a water droplet has been calculated by treating the droplet as a lumped mass with a representative temperature uniformly distributed in the droplet. The proposed model consists of two steps. The 1st step is the heat transfer calculation between a water droplet and surrounding air flow and the 2nd step is the calculation to take the latent heat of vaporization into consideration. The evaporation rate is calculated based upon mass transfer between water droplet and surrounding air flow.

Key words: Evaporation behavior, Water droplets, Uniform duct flow

1. 緒言

東日本大震災以降、原子力発電の稼働率は大幅 に低下し、電力不足を解消するため火力発電へと 移行している。火力発電に用いられるガスタービ ンは、気温が上昇する夏場に出力が低下する。そ こで、水噴霧により吸気温度を下げる事でガスタ ービンの出力回復を図ることを研究目的とした。

圧縮機に水噴霧を行うと吸気冷却により、吸気 部の温度が低下する。さらに、圧縮機内部での水 滴蒸発による冷却で、圧縮機出口温度が低下する。 この2つの冷却効果により圧縮機仕事は低下する。 ガスタービンの出力はタービン仕事から圧縮機仕 事を引いた値である。つまり、水噴霧を行うと圧 縮機仕事が低下し、タービン仕事が増加するため、 ガスタービン出力が増加する。本研究では、圧縮 機内部での水滴蒸発による冷却を研究対象とした。 ガスタービンに水噴霧を実施する前段階として、 熱風発生器を用いて、一様流中で水滴の蒸発挙動 を確認した。実験を行う前に、水滴が蒸発するこ とで、熱風発生器と接続した管内の空気温度がど の程度低下するか、予め解析モデルを作成し理論 計算を行った。

本稿では各条件における解析結果の比較、およ び解析結果と実験結果の比較、ビオ数による蒸発 モデルの妥当性を報告する。

2. 解析の概要

2.1 解析モデルおよび蒸発モデル

解析モデルを図 1 に示す。解析は各領域を区切 り、圧力および水滴個数を一定とした。分割数は 1000、噴霧角は 60°である。



Fig.1 Analytical model

水滴の蒸発モデルを図2に示す。水滴の蒸発に よる伝熱は、空気から水滴に伝わる熱伝達と、水 滴へ空気より供給される蒸発潜熱の2パターンあ る。蒸発は、周辺空気中の蒸気密度と、水滴近傍 に生成される飽和蒸気との密度差による蒸気の拡 散で発生すると考えモデル化した。



| T. | | Water dronlet temperature [K] | m. | Mass of water droplet [kg] |
|----------------|---|--------------------------------------|----------|--|
| * d | | water dropper temperature [rej | | . muss of mater dropher [hg] |
| d | : | Water droplet diameter [m] | Cd | : Specific heat of water droplet [J/(kg·K)] |
| P_{ν} | : | Vapor pressure in air flow [Pa] | h | : Convective heat transfer coefficient [W/(m ² ·K)] |
| $\rho_{\rm v}$ | : | Density of vapor in air flow [kg/m3] | h_{fg} | : Latent heat [J/kg] |
| Ta | : | Air temperature [K] | | |
| P_{vs} | : | Saturated vapor pressure [Pa] | | |
| ρ_{vs} | : | Density of saturated vapor [kg/m3] | | |

水滴温度変化と蒸発潜熱を熱伝達と関係付ける 式を式(1)に示す。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg} \qquad (1)$$

式(1)の液滴の熱物質輸送方程式は厳密解を得る ことができないため、商用の CFD ソルバー (ANSYS-CFX13.0)を用いて数値解を求めているこ とが報告されている⁽¹⁾。

本稿では式(1)を2ステップに分けて解くことに した。すなわち、第1ステップでは式(1)から蒸発 潜熱を省いた関係式より水滴温度を決定した。蒸 発潜熱を省いた関係式を式(2)に示す。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) \qquad (2)$$

式(2)より水滴温度を厳密解として求めることが できる。しかし、式(2)は空気と水滴の熱伝達のみ を表した関係式であるので、第2ステップで蒸発 潜熱を、空気温度の低下分で足し合わせる形とし て考慮した。解析では気流中の液滴分裂および液 滴同士の合体については考慮していない。

2.2 噴霧された水粒子の挙動解析

噴霧装置から噴霧された水滴が、どのような挙 動を描いて流れていくか解析を実施した。図3に 水粒子に作用する力(重力、浮力、空気抵抗)を 示す。



Fig.3 Force acting on water particle

用いた運動方程式および解析条件を以下に示す。 粒子が運動する際に受ける空気の抵抗力F_Dを、式 (3)に示す。

$$F_D = \frac{1}{2} C_D A \rho_a v_r^2 \qquad (3)$$

 C_D は抵抗係数、 $A[m^2]$ は水滴の投影面積、 $\rho_a[kg/m^3]$ は空気密度、 $v_r[m/s]$ は相対速度である。 空気抵抗 F_D およびレイノルズ数の算出には、相対 速度vrを用いた。

 $V_r = v - v_a \qquad (4)$

v[m/s]は粒子速度、 $v_a[m/s]$ は主流速度である。

球形粒子の場合、抵抗係数 C_D はレイノルズ数 Re_d により異なる。レイノルズ数により異なる抵抗係数を式(5)、(6)、(7)に示す。

$$Re_{d} < 1.2^{\frac{10}{3}} \qquad C_{D} = \frac{24}{Re_{d}} \qquad (5)$$

$$Re_{d} < 1.2^{\frac{10}{3}} < 32 \qquad C_{D} = \frac{20}{Re_{d}^{0.7}} \qquad (6)$$

$$32 < Re_{d} < 500 \qquad C_{D} = \frac{10}{\sqrt{Re_{d}}} \qquad (7)$$

式(5)はストークスの式、式(7)はアレンの実験式、 式(6)は式(5)、(7)の間の遷移領域を、近似すること により作成した⁽²⁾。

図3に示すように、x方向、y方向についての運動方程式を以下のように表した。

$$\frac{1}{6}\pi\rho_d \frac{d(d^3 v_x)}{dt} = -F_{Dx} \qquad (8)$$

$$\frac{1}{6}\pi\rho_d \frac{d(d^3v_y)}{dt} = \frac{1}{6}\pi d^3(\rho_d - \rho_a)g - F_{Dy}$$
(9)

 $\rho_d[kg/m^3]$ は水滴の密度、d[m]は粒子径、 $v_{x,y}[m/s]$ は各方向成分の速度、 $F_{Dx,Dy}[N]$ は各方向成分の空気抵抗、 $g[m/s^2]$ は重力加速度である。

解析条件は主流空気温度 50[℃]、主流流速 5.4[m/s]、粒子初速度 25[m/s]、噴霧粒径 25[µm]、噴 霧角 30、-30[°]である。また、蒸発は考慮せず初期 噴霧粒径で管内を流れるとした。解析結果を図 4 に示す。図 4 より後述する試験条件では、噴霧さ れた水粒子がほとんど壁面に衝突していることが 確認できる。



Fig.4 Behavior analysis of water droplet

3. 理論計算

粒径と空気温度、流速、噴霧量、相対湿度、水 滴温度を予め選定し、各領域内で水滴の蒸発によ り低下した空気温度を算出する方法を以下に示す。 まず、水滴質量を式(10)に示す。

$$m_d = \frac{1}{6} \pi \rho_d d^3 \qquad (10)$$

空気の熱伝導率 $k_a[W/(m \cdot K)]$ ($-20 C < T_a < 100 C$) と空気の粘性係数 $\mu_a[P_a \cdot s](0 C < T_a < 100 C)$ を式(11)、(12)に示す。熱伝導率と粘性係数は共に標準気圧の値である。

$$k_a = (46.766 + 0.7143T_a) \times 10^{-4}$$
 (11)

 $\mu_a = (0.004823T_a + 0.3976) \times 10^{-5}$ (12)

水滴のレイノルズ数 Re_a とプラントル数 P_r を式 (13)、(14)に示す。

$$R_{ed} = \frac{\rho_a V_s d}{u_a} \qquad (13)$$
$$P_r = \frac{\mu_a C_{pa}}{k_a} \qquad (14)$$

 $C_{pa}[J/(kg \cdot K)]$ は空気の定圧比熱、 $\rho_{a}[kg/m^{3}]$ は管内の空気密度である。 $V_{s}[m/s]$ はスリップ速度で、液滴速度と主流流速の速度差である。粒径が $10[\mu m]$ 以上の時、スリップ速度を主流流速の10[%]と仮定した⁽³⁾。

ヌセルト数*N_u*と熱伝達率*h*[W/(m²·K)]を式(15)、 (16)に示す。球形が一様な流れの中で流れていると 仮定しているので、ヌセルト数はランツ・マーシ ャルの式を用いた。

$$N_u = 2 + 0.6 R_{ed}^{0.5} P_r^{0.33}$$
(15)
$$h = \frac{N_u k_a}{d}$$
(16)

熱伝達と水滴温度の変化を関係づける式は式(2) であり、式(2)を積分して水滴温度 T_d [K]を導いた式 を式(17)に示す。

$$\frac{T_a - T_d}{T_a - T_{d0}} = exp(\frac{\pi d^2 h}{m_d C_d} t) \qquad (17)$$

T_{d0}[K]噴射時水滴温度、t[s]は滞留時間である。

ティーテンスの式より導いた飽和水蒸気圧 $P_{vs}[P_a]$ を式(18)に、質量拡散係数 $D_a[m^2/s]$ (0 $\mathbb{C} < T_a < 100 \mathbb{C}$)を式(19)に示す。

$$P_{vs} = 610.78 \times 10^{\frac{7.5T_d}{T_d + 237.3}}$$
(18)
$$D_a = 2.26 \times 10^{-5} \left(\frac{101.325 \times 10^3}{Pa}\right) \left(\frac{T_a}{273.15}\right)$$
(19)

 $Pa[P_a]$ は管内の空気流の圧力、 $T_a[K]$ は管内の空気流の温度である。

水滴表面からの蒸発量W_A[kg/(m²·s)]を導いた 式を式(20)に示す。蒸発量は水滴の周りの飽和水蒸 気と、周辺空気中の水蒸気との密度差に比例する ものと考える。

$$W_A = h_D(\rho_{vs} - \rho_v) \qquad (20)$$

 $h_D[m/s]$ は物質伝達率である。

水蒸気を理想気体と仮定し、状態方程式を用い

て式(20)を書き換えた式を式(21)に示す。

$$W_A = \frac{Sh \times D_a}{d} \left(\frac{P_{vs}}{T_d} - \frac{P_v}{T_a}\right) \frac{1}{R_v}$$
(21)

周辺空気中の蒸気圧 $P_{\nu}[P_{a}]$ は相対湿度から算出 した。Shはシャーウッド数、 $R_{\nu}[J/(kg \cdot K)]$ は水蒸 気の気体定数である。シャーウッド数は流体の流 れに伴う伝熱現象と物質移動のアナロジーにより 求めた。シャーウッド数Shとシュミット数Scを式 (22)、(23)に示す。

Sh =
$$\left(2.0 + 0.6R_{ed}^{\frac{1}{2}}S_c^{\frac{1}{3}}\right)$$
 (22)
 $S_c = \frac{\mu_a}{\rho_a D_a}$ (23)

噴霧量m_w[kg/s]と水滴の個数N[個/s]を式(24)、 (25)に示す。

$$m_w = m_a \times \beta$$
 (24)
 $N = \frac{m_w}{m_d}$ (25)

 $m_a[kg/s]$ は空気質量流量、 β は噴射率である。

水滴の個数を掛けた蒸発量 W_{AN} [kg/s]と蒸発潜 熱による空気温度の変化量 ΔT_{a1} [k]を式(26)、(27)に 示す。

$$W_{AN} = W_A \times N \qquad (26)$$

$$\Delta T_{a1} = \frac{h_{fg} \times \Delta W_{AN}}{m_a \times C_{pa}} \qquad (27)$$

蒸発潜熱 $h_{fg}[J/kg]$ は空気温度と対応させ導出した。 熱伝達による空気温度の変化量 $\Delta T_{a2}[k]$ を式(28) に示す。

$$\Delta T_{a2} = \frac{h(T_a - T_d) \times S \times t \times N}{m_a \times C_{pa}}$$
(28)

S[m²]は水滴の表面積である。

蒸発潜熱と熱伝達の影響を考慮した空気温度 T_a[K]を式(29)に示す。

$$T_a' = T_a - \Delta T_{a1} - \Delta T_{a2} \qquad (29)$$

4. 各項目の影響

初期条件を変えることで、各項目の傾向を解析 により検証した。初期条件の一覧を表1に示す。

Table.1 Initial conditions

| Injection ratio | β | % | 0, 0.5, 1, 2 |
|---------------------------|----------------|-----|-----------------|
| Water droplet diameter | d | μm | 10, 20, 50, 100 |
| Relative humidity | RH | % | 0、20、50 |
| Water droplet temperature | T _d | °C | 10 |
| Air flow velocity | Va | m/s | 5、10、15、30 |
| Air temperature | Ta | °C | 20, 50, 80 |

4.1 噴射率の影響

図5に噴射率の影響を比較した結果を示す。グ ラフより噴射率を1[%]以上に増加させても、それ 以上空気温度に影響を与えないことがわかる。



4.2 粒径の影響

図 6 に粒径の影響を比較した結果を示す。初期 粒径を小さくして噴霧することで、より効果的に 空気温度を低下させることができると考えられる。





4.3 初期相対湿度の影響

図 7 に初期相対湿度の影響を比較した結果を示 す。初期相対湿度の影響は大きく、相対湿度 50[%] および 0[%]を比較すると空気温度に 20℃の差が確 認できる。



4.4 流速の影響

図8に流速の影響を比較した結果を示す。流速 が増加するに従い空気温度が低下しにくくなる傾 向がわかる。これは、流速を増加させると熱伝達 率が高くなり、伝熱量が増加する一方で、液滴の 滞留時間の減少により、蒸発量が減少してしまう ためと考えられる。熱伝達の増加より滞留時間の 減少がより支配的になると言える。



4.5 空気温度の影響

図9に空気温度の影響を比較した結果を示す。 グラフの縦軸は初期空気温度から低下した空気温 度を引いた値である。初期温度が高いほど空気温 度の変化量が大きいことがわかる。



5. 実験

5.1 実験装置

解析モデル通り実験を行うためには、管内の空 気温度や流速を変化させる必要があるので、熱風 発生器を用いて実験を実施した。計測項目は温度、 流速、湿度である。管の内径は155[mm]、管の長 さは2[m]である。噴霧装置の噴霧量は、3段階変化 させることができる。噴霧量の範囲は 0~5.0[g/s] であり、粒子径の範囲は 15~30[µm]である。解析 では平均径 23[µm]を用いた。CAD で大まかな実験 装置を製図した後、モデル通り組み立てた。実験 装置を図 10 に示し、計測部を図 11 に示す。

Water injection device



Fig.10 Experimental device



Fig.11 Locations of temperature measuring

5.2 予備実験

流れがある管内の温度分布を確認するため、温 度計を用いて予備実験を実施した。管内の温度分 布に偏りがないことと、管内の中心で測定して良 いか否かを確認することを目的とした。4箇所で計 測を行い、測定個所の表記方法は X/D(管の流れ 方向の距離/管径)を用いた。図12に円管断面の 温度分布図を示す。



Fig.12 Temperature distribution in pipe

管内の流れ方向及び、同一断面内での温度分布 は、各計測箇所で同様な傾向になっていることが 確認できた。温度分布に偏りがないため、本実験 では管の中心で空気温度を計測することとした。

次に流れがある管内の速度分布を確認するため、 熱線風速計を用いて予備実験を実施した。5箇所で 計測を行い、測定個所の表記方法は X/D を用いた。 図 13 に円管断面の速度分布図を示す。





管内の速度分布は、各計測箇所で同様な傾向で あることが確認できた。温風が流入する入口部 (X/D) 2.58 は、やや均一性が崩れているが、他の計 測点では均一性が保たれているため、管内は均一 な流れであることが確認された。速度分布に偏り がないため、管内の中心速度を代表速度とした。

5.3 本実験

実験は温度、流速、噴霧量を変化させ実施した。 実験条件は、初期空気温度 50[℃]、初期相対湿度 11[%]、流速5.4[m/s]、噴射率2.77[%]、噴霧時水 滴温度 7[℃]である。図 14 に粒径と蒸発量の解析 値、図 15 に相対湿度と絶対湿度の解析値、図 16 に空気温度と水滴温度の解析値を示す。









Fig.16 Air temperature and water droplet temperature

図 14、15 より、相対湿度が 100%に到達すると、 水蒸気量および粒径は変化していないことがわか る。図 16 より、空気は蒸発潜熱と熱伝達により熱 を供給して空気温度を低下させていて、水滴は周 辺空気中との熱伝達により水滴温度を上昇させて いることがわかる。

空気温度の解析値と実験値の比較を図17に示す。 また、噴射率を変化させて解析値を実験値と合わ せた結果を同図に示す。



Fig.17 Comparison of analytical and experimental air temperatures based on injection ratio



Fig.18 Comparison of relative humidity

図17の空気温度に関しては、解析値と実験値に 約6[℃]の温度差が見られる。原因は図4に示した、 液滴の挙動が関係していて、噴霧された液滴が壁 面に付着して、理想的な蒸発が成されていないと 考えられる。そこで、噴射率を故意に変更するこ とで、実験値に合わせる形とした。まず、噴射率 を 2.77[%]から 1.1[%]に低下させたが、蒸発後の空 気温度に変化が確認できなかった。図 18 に相対湿 度の変化を示す。図 18 より噴射率 1.1[%]で相対湿 度が 100[%]に達しているため、この条件下では噴 射率1[%]以上噴霧させても管内の空気温度に影響 を与えないと考えられる。噴射率を 0.84[%]に変更 すると、実験値と合致した。つまり、噴霧された 液滴が全て蒸発に寄与すると考えると、壁面に液 滴が付着し約8割しか蒸発に寄与していないこと が明らかとなった。

本研究で定義した蒸発モデルは、水滴内の温度 分布は考慮せず、水滴内は瞬時に熱が伝わると仮 定した。そこで、定義した蒸発モデルの妥当性を ビオ数により検証した。ビオ数の定義を式(30)に示 す。

$$Bi = \frac{h \times d}{k_d}$$
(30)

 $k_d[W/(m \cdot K)]$ は水滴の熱伝導率である。





図 19より、ガスタービンへの水噴霧に用いられ る数十µmの粒径の場合、ビオ数が十分に1より小 さい値であることがわかる。液滴の熱伝導率が空 気から伝わる熱伝達率より高いので、液内の温度 分布を考慮しないモデルにより現象を捉えること ができると判断できる。以上より、解析モデルお よび蒸発モデルは傾向を捉えていると考えられる。

6. 結言

本稿では、圧縮機内部での水滴蒸発挙動を対象 とし、一様流中の流れの中で、解析および実験を 実施した。本研究により、以下の知見を得た。

- (1) 水噴霧の効果に影響が大きいパラメータは、 噴射率、粒径、流速、初期空気温度、初期相 対湿度である。
- (2) 噴射率の上昇による空気温度の低下には上限 が存在する。相対湿度が100%の条件では噴射 率を上昇させても蒸発による効果は得られな い。
- (3) 提案した蒸発モデルで、水滴の蒸発挙動の傾向を捉えることができ、解析モデルの妥当性が検証された。

今後は、壁面衝突モデルを作成し、液滴の分裂 および液滴同士の合体で液滴径が変化する現象を 考慮することにより、解析手法の精度を向上させ ていく予定である。

参考文献

- 川村康太他:吸気噴霧冷却を適用したガスタービン 圧縮機の液滴蒸発流れ解析,日本ガスタービン学会 誌, Vol.41, No.2(2013) pp.26-31
- 2) 安井、山中、相良、甲谷、桃井: 空気中に噴霧され た水粒子の挙動解析に関する基礎的研究, 空気調 和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2011.3 pp.173-176
- Jobaidur R Khan and Ting Wang: Overspray Fog Cooling in Compressor using Stage Stacking Scheme with Non Equilibrium Heat Transfer Model for Droplet Evaporation, Proceeding of GT2009 ASME Turbo Expo 2009, June 8-12 2009

【研究報告】

C-22

マイクロガスタービンに噴射された水滴の蒸発挙動に関する研究 —インペラー部とディフューザー部での蒸発挙動の違い—

*半田 開千 (金沢工大), 土屋 利明 (金沢工大)

The evaporation behavior of water droplets in a micro gas turbine —Difference of evaporation behavior in impeller and diffuser — * Kaichi HANDA and Toshiaki TSUCHIYA(Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

It is well known that the wet compression technique is effective to improve the performance of gas turbines. A thorough understanding of the droplet behavior within compressor is important to achieve full potentials of the wet compression. In this study, the difference of droplet evaporation behaviors in impeller and diffuser has been investigated. Although small droplets(less than $4\mu m$) can evaporate completely in impellers, lager droplets cannot evaporate in impeller and the droplets flow into diffuser. A drop in air temperature includes the effect of evaporation (latent heat) and heat transfer between water droplets and surrounding air. The initial relative humidity and the initial droplet temperature have been assumed as 60% and 10 degrees Celsius. It has been assumed that the droplet can evaporate until relative humidity becomes 100% and the droplet can not evaporate under the condition of 100% relative humidity.

Key words: Micro gas turbine, Compressor, Impeller, Diffuser, Evaporation of water droplet

1. 緒言

ガスタービンに水噴射をすると吸気温度の低下 や物性値の変化等により出力が増加することが知 られている。過去に筆者らは、Capstone C30 マイ クロガスタービンを用いて、圧縮機の速度三角形 を求め、インペラー部での水滴の蒸発挙動を報告 した⁽¹⁾。

本稿では、マイクロガスタービンに噴射された 水滴が、圧縮機内のインペラー部とディフューザ ー部でどのような蒸発挙動を及ぼすか理論計算を 実施した結果を報告する。

2. 水滴の蒸発モデル

2.1 水滴の蒸発式⁽¹⁾⁽²⁾

圧縮機に噴霧された水滴の温度変化と蒸発潜熱 のエネルギーを熱伝達の式と関係づけて式(1)に示 す。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg}$$
(1)

ここで、水滴温度 T_d ,空気温度 T_a ,水滴質量 m_d ,水滴の比熱 C_d ,水滴直径 d,熱伝達係数 h,時間 t, 蒸発 潜熱 h_{fa} である。

本稿では圧縮機のインペラー部とディフューザ 一部を分割してそれぞれ領域を作成し、水滴の温 度変化と蒸発潜熱のエネルギーを分けて考え、先 に水滴の温度変化を解きその後で蒸発潜熱の解を 足し合わせることにする。この様にすることによ り、水滴温度を厳密解として求めることが可能で ある。よって式(1)は以下のようになる。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) \tag{2}$$

これを積分して整理すると

$$\frac{T_a - T_d}{T_a - T_{d0}} = exp\left(-\frac{\pi d^2 h}{m_d c_d}t\right) \tag{3}$$

ここで、噴霧時水滴温度 T_{d0}である。 熱伝達係数は、

$$h = \frac{N_u k_a}{d} \tag{4}$$

ここで、ヌセルト数 N_u ,空気の熱伝導率 k_a である。 ヌセルト数は、 $N_u = 2 + 0.6R_{ed}^{0.5}P_r^{0.33}$ であり、

水滴のレイノルズ数 R_{ed} , プラントル数 P_r はそれ

ぞれ
$$R_{ed} = \frac{\rho_a v_s a}{\mu_a}, P_r = \frac{\mu_a c_{Pa}}{k_a}$$
である。ここで、空気密

度 ρ_a ,スリップ速度 V_s ,水滴直径 d,空気の粘性 μ_a , 空気の定圧比熱 C_{Pa} である。空気の熱伝導率 k_a は

$$k_a = (46.766 + 0.7143T_a) \times 10^{-4} \tag{5}$$

質量拡散速度は、水滴の周りの飽和水蒸気と空気 中の水蒸気の密度差より次式により求められる。

$$\omega = h_D(\rho_{vs} - \rho_v) = \frac{h_D}{R_v} \left(\frac{P_{vs}}{T_d} - \frac{P_v}{T_a} \right) \tag{6}$$

ここで、質量拡散速度 $\omega[\frac{kg}{sm^2}]$,物質拡散率 $h_D[\frac{m}{s}]$, 飽和水蒸気の密度 ρ_{vs},空気中の水蒸気の密度 ρ_v, 飽和水蒸気圧 Pvs, 空気中の水蒸気分圧 Pv,蒸気の ガス定数 R_{ν} ,水滴温度 T_d ,空気温度 T_a である。 このとき、物質拡散率 h_Dをシャーウッド数 Shで表 すと、 $h_D = \operatorname{Sh} \frac{D_a}{d}$ ここで、物質拡散率 $h_D[\frac{m}{s}]$,シャ ーウッド数Sh,質量拡散係数 $D_a[\frac{m^2}{s}]$,水滴直径 dで ある。またシャーウッド数 Shは、

Sh = 2.0 + 0.6
$$R_{ed}^{0.5}S_{c}^{0.33}$$
 (7)
ここで、シュッミット数: S_{c} である。シュッミット
数 S_{c} は、 $S_{c} = \frac{\mu_{a}}{\rho_{a} D_{a}}$ である。ここで、空気密度 ρ_{a}

スリップ速度 V_s,水滴直径 d,空気の粘性 µa, 質量 拡散係数 D_aである。スリップ速度は、相対速度の 10%⁽³⁾⁽⁴⁾とする。また質量拡散係数と空気の粘性の 式を(8)と(9)に示す。

$$D_a = 2.26 \times 10^{-5} \left(\frac{101.325 \times 10^3}{P_a}\right) \left(\frac{T_a}{273.15}\right) \quad (8)$$

 $\mu_a = (0.004823T_a + 0.3976) \times 10^{-5}$ (9) よって質量拡散速度は

$$\omega = \frac{D_a}{R_v d} \left(2.0 + R_e^{0.5} S_C^{0.33} \right) \left(\frac{P_{vs}}{T_d} - \frac{P_v}{T_a} \right)$$
(10)

水滴の周りの飽和水蒸気圧は Tetens の式より求め られる。

$$P_{\nu s} = 610.78 \times 10^{7.5t/t + 237.3}$$
(11)

ここで、水滴温度 t[℃]である。空気中の飽和蒸気 圧も式(11)より求める。

2.2 気化熱による空気温度の低下

気化熱による空気温度降下 ΔT_aは、水滴温度の 上昇を考慮して次式のエネルギーバランスより求 められる。

$$(C_d \times \Delta T_d \times m_d \times N \times t) + (h_{fg} \times \Delta m_d \times N \times t)$$
$$= m_a \times C_{pa} \times \Delta T_a \times t$$

よって次式が得られる。

$$\Delta T_a = \frac{(C_d \times \Delta T_d \times m_d \times N \times t) + (h_{fg} \times \Delta m_d \times N \times t)}{m_a \times C_{pa} \times t}$$
(12)

ここで、水滴の比熱 C_d,水滴の温度上昇 ΔT_d,水 滴質量 m_d,1 秒当たりの水滴の個数 N,水滴の滞 留時間 t,蒸発潜熱 h_{fg}, 水滴 1 粒あたりの蒸発量 Δm_d , 空気質量流量 m_a ,空気の定圧比熱 C_{pa} であ る。

3.1 E縮機の速度三角形

速度三角形は、遠心式圧縮機の場合、羽根車入 ロと出口における絶対速度 V,相対速度 W,周速度 U, 子午面速度Vmで表した三角形である。この三角形 から気体は羽根車により角運動量の変化よりトル クを与えられ、インペラー部で絶対速度が加速さ れ、相対速度が減速されることにより静圧と動圧 が上昇する。またインペラーの後方に設置された ディフューザーでは、絶対速度が減速されること により動圧が静圧に変換され圧力が増加する。本 稿では、インペラー部とディフューザー部での水 滴の蒸発挙動に着目して検討を行うものとする。 また今回作成した速度三角形は、計測データより 予旋回なしで C30 マイクロガスタービンの回転数 96,000rpm 時で圧力比 3.2 になるよう作成した。ま たすべり係数は、Wiesnerの式⁽⁵⁾より求めた。

$$k = \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \tag{13}$$

ここで、出口羽根角度 β₂,羽根枚数 Zである。式 (13)よりすべり係数はk = 0.11である。作成した速 度三角形を表1と表2に示す。

| Table1 Inlet velocity | | |
|---|-------|--------|
| Atmospheric pressure[hPa] | P0 | 1028 |
| Inlet temperature [°C] | T01 | 29.1 |
| Inlet pressure[kPa] | P01 | 102.82 |
| Inlet meridian velocity[m/s] | Vm1 | 143.65 |
| Inlet absolute velocity[m/s] | V1 | 143.65 |
| Inlet relative velocity[m/s] | W1 | 263.72 |
| Inlet peripheral velocity[m/s] | U1 | 221.17 |
| Peripheral vel. of inlet absolute vel.[m/s] | Vu1 | 0 |
| (Absolute velocity)Mach number | M1 | 0.48 |
| (Relative velocity)Mach number | Mref1 | 0.805 |

Outlet temperature [°C] T02 177.23 P02 360.04 Outlet pressure[kPa] Outlet meridian velocity[m/s] Vm² 88.482 V´2 Outlet absolute velocit[m/s] 327.261 Outlet relative velocity[m/s] W´2 205.501 Outlet peripheral velocity[m/s] U2 472.496 Peripheral vel. of Outlet absolute vel.[m/s] Vu´2 315.073 0.11 Slip factor k (Absolute velocity)Mach number M2 0.819 (Relative velocity)Mach number Mref2 0.514

Table2 Outlet velocity triangle

3.2 圧縮機内での温度と圧力と速度の変化

インペラーでは全温と全圧は上昇し、相対速度 は減少し絶対速度は上昇していく。ディフューザ ーでは、全温上昇はなく、絶対速度は減少してい く。インペラーの入口から出口までの流路の長さ の平均値は、0.04658m である。ディフューザーの 入口から出口までの流路の長さの平均値は、 0.072m である。これらをそれぞれ微小領域に分割 して圧縮機内での水滴温度や蒸発量等を考察する ものとする。またインペラーを流れる空気の全温 と全圧は入口から出口へ向けて流路長さに比例し て上昇して、相対速度は比例して減少していき、 ディフューザーでは温度(全温)は一定であり、絶 対速度は流路長さに比例して減少していくと仮定 する。また噴射された水滴の圧縮機内での滞留時 間は、概ね6×10⁻⁴[s]程度である。



Figure1 The conditions in compressor

4. 水噴射された水滴の圧縮機(インペラー部とデ

- ィフューザー部) での挙動
- 4.1 計算条件
- ② 圧縮機に導入された水滴の個数は変化しない。
- ③ 圧縮機インペラーの各領域の全温,全圧,相対 速度は、流路長さに比例して上昇・減少してい くものとする。
- ④ 圧縮機ディフューザーの各領域の温度(全温) は一定であるが、全圧損失を考慮し、絶対速度 は流路長さに比例して減少していくものとす る。
- ⑤ 水滴直径の初期値は、2,4,6,8,10μmの5ケースを考える。また主流と水滴の速度差(スリップ速度)を主流の10%⁽³⁾⁽⁴⁾とする。
- ⑥ 噴射された水滴は全てインペラー内に流入す るものとする。
- ⑦ 初期水滴温度は10℃とする。
- ⑧ 水の噴射量は定格点における空気質量流量に 対して 2%噴射するものとする。(β = 0.02)
- ⑨ 入口の初期相対湿度は60%とする。
- 100%になるまで水滴は蒸発するが、
 100%に達したらそれ以上蒸発しないものとする。
- 11 流れ方向の分割数は、予備計算の結果より適切 な分割数を検討し、インペラー部とディフュー ザー部を各々50分割とした。

以上の仮定で理論計算を行った。そして以下に水

滴直径、水滴温度、水滴の飽和圧力、水滴の蒸発 量、圧縮機での空気温度の低下、インペラー部の 空気温度の低下、ディフューザー部の空気温度の 低下、蒸発潜熱による空気温度の低下分、熱伝達 による空気温度の低下分、空気温度の変化、水蒸 気の分圧、空気中の飽和蒸気圧、相対湿度の変化 を示す。この時グラフ横軸の圧縮機領域 0~50 ま でがインペラー部であり、圧縮機領域 51~100 ま でがディフューザー部である。

4.2 圧縮機内での水滴直径変化

圧縮機内での水滴直径変化を図 2 に示す。図よ り水滴直径 2~6μm までは圧縮機内で全て蒸発して いるが、水滴直径 8μm と 10μm では圧縮機内で全て 蒸発していないことが分かる。



4.3 圧縮機内での水滴温度変化

圧縮機内での水滴温度変化を図3に示す。図より圧縮機の領域を進むごとに水滴温度が上昇していることが分かる。水滴直径2µmでは、約120℃まで上昇する。水滴直径4µmと6µmでは、圧縮機の領域を進むごとに水滴温度が上昇するが、ディフューザー部の途中で水滴温度が低下していることが分かる。また今回の理論計算では、水滴温度が沸点に達することがないことが分かる。



4.4 水滴近傍の飽和蒸気圧の変化

水滴近傍の飽和蒸気圧の変化を図4に示す。図より圧縮機の領域を進むごとに水滴近傍の飽和蒸気圧は上昇していることが分かる。水滴直径2µmでは水滴近傍の飽和蒸気圧は、約200kPaまで上昇する。水滴直径4µmと6µmでは、圧縮機の領域を

進むごとに上昇するが、ディフューザー部の途中 で水滴近傍の飽和蒸気圧は低下している。また図4 より今回の理論計算では、水滴近傍の飽和蒸気圧 が空気圧力より高くなることはないことが分かる。



4.5 圧縮機内での水滴の蒸発量の積算値

圧縮機内での水滴の蒸発量の積算値を図 5 に示 す。図より水滴蒸発量は圧縮機の領域を進むごと に増加していることが分かる。水滴直径 2µm~6µm では蒸発量増加が認められるが、水滴直径 8µm 以 上ではほとんど蒸発しないことが分かる。



4.6 圧縮機内での空気温度の低下量

圧縮機内での水噴射による空気温度の低下量の 変化を図 6 に示す。図より空気温度の低下は、圧 縮機の領域を進むごとに増加していることが分か る。水滴直径 2µm では約 45℃低下している。水滴 直径 10µm では約 20℃低下している。また水滴直径 4µm では約 60℃低下していて、一見すると空気温 度を下げるのに一番効果が出ていると思われるが、 ほとんどがディフューザー部での低下によるもの である。以下に圧縮機内での空気温度の低下を、 インペラー部とディフューザー部に注目しそれぞ れ結果を考察していく。



4.7 インペラー部の空気温度の低下

インペラー部の空気温度の低下の変化を図 7 に 示す。図より水滴直径 2µm は、インペラー部で約 45℃温度が低下していることが分かる。水滴直径 10µm では、インペラー部ではほとんど温度が低下 しないことが分かる。



4.8 ディフューザー部の空気温度の低下

ディフューザー部の空気温度の低下の変化を図 8 に示す。図より水滴直径 2µm は、インペラー部で 全て蒸発しているのでディフューザー部では、温 度は低下しないことが分かる。またインペラー部 で蒸発しきれない水滴は、ディフューザー部で最 大約 40℃空気温度を低下させていることが分かる。



4.9 蒸発潜熱による空気温度の低下分

蒸発潜熱による空気温度の低下分を図9に示す。 図より蒸発潜熱による空気温度の低下分は、圧縮 機の領域を進むごとに増加していることが分かる。 水滴直径 2µm では約40℃低下している。水滴直径 10µm では約20℃低下している。


図より熱伝達による空気温度の低下分は、圧縮機 の領域を進むごとに増加していることが分かる。 水滴直径 2µm では約 6℃低下しており、水滴直径 10µm では約 8℃低下している。



4.11 圧縮機内での空気温度の変化

圧縮機内での空気温度の変化を図 11 に示す。図 より水滴直径 2µm では、インペラー部で全て蒸発 するので、空気温度はインペラー部でのみ低下し ていることが分かる。水滴直径 4µm ではインペラ ー部で蒸発しきれず、ディフューザー部に流入す る。そして、ディフューザー部で全て蒸発するの で、空気温度はディフューザー部でも低下してい ることが分かる。水滴直径 10µm では、インペラー 部で蒸発しきれず、ディフューザー部に流入する がディフューザー部でも全て蒸発しないので、空 気温度はほとんど低下しないことが分かる。



4.12 圧縮機内での水蒸気の分圧変化

圧縮機内での水蒸気の分圧を図 12 に示す。水滴 直径 2µm では、最大約 120kPa まで増加することが 分かる。水滴直径 10µm では約 40kPa まで増加する ことが分かる。



4.13 圧縮機内での空気中の飽和蒸気圧変化

圧縮機内での空気中の飽和蒸気圧変化を図 13 に 示す。図より空気中の飽和蒸気圧は、ある領域で ピーク値を示し、そこから減少していることが分 かる。特に水滴直径 4µm 以上では、ディフューザ 一部で蒸発するのでそれに伴い、空気温度が低下 して、空気中の飽和蒸気圧も低下している。



4.14 圧縮機内での相対湿度の変化

圧縮機内での相対湿度の変化を図14に示す。図 より相対湿度は、圧縮機入口領域では減少するが 水滴の蒸発量が増加していくに伴い、相対湿度も 増加していく事が分かる。水滴が圧縮機内で全て 蒸発した場合、それより後流では、水蒸気量が増 加しないので相対湿度は一定になる。また今回の 計算条件では、相対湿度が 100%になることはない のでさらに噴射率を増加させると、空気温度をさ らに低下させる効果があると思われる。



5. 考察

本稿では Capstone C30 マイクロガスタービン をモデルに定格負荷運転(96,000rpm)時に水噴射 をした場合、噴射された水滴がインペラー部とデ ィフューザー部でそれぞれどのような蒸発挙動を 示すのかを検討した。

(1)図2より Capstone C30 マイクロガスタービン に水滴直径 4µm 以下で噴射すると圧縮機内で全て 蒸発することが分かる。しかし、6µm 以上で噴射 するとインペラー内ではほとんど蒸発せず、ディ フューザー内で全て蒸発することが分かる。また 水滴直径 8µm 以上で噴射すると、圧縮機内で蒸発 しきれないことが分かる。 (2)図3より水滴直径2µmは、約120℃まで上昇す る。水滴直径4µmと6µmは、圧縮機の領域を進む ごとに水滴温度が上昇するが、ディフューザー部 の途中で水滴温度が低下していることが分かる。 これは空気温度が水滴温度を下回ったことにより、 空気から水滴に熱が伝わっていたのが逆転したた めであると思われる。

(3)図4より水滴直径2µmの水滴近傍の飽和蒸気圧 は、約200kPaまで上昇する。水滴直径4µmと6µm は、圧縮機の領域を進むごとに上昇するが、図3 よりディフューザー部の途中で水滴温度が低下し ているので、それに伴い水滴近傍の飽和蒸気圧も 低下している。

(4)図7より水滴直径が2µmで噴射すると、圧縮機 インペラー内の空気温度は約45℃低下する。しか し、水滴直径10µmでは圧縮機インペラー内の空気 温度は約3度しか低下しない。このことから、水 滴の粒径が小さいほど水滴が蒸発するので、その 気化熱により空気温度が低下することが分かる。

よって水噴射するときには、水滴の粒径が小さい ほど空気温度を下げるのに効果があることが分か る。

(5) 圧縮機内の空気温度が低下するのは、水滴が蒸発する際の気化熱による空気温度低下と、空気から水滴への熱伝達による空気温度低下の両方の効果による。図9より水滴直径 2µm で噴射すると、約40℃低下しており、水滴直径 10µm では約20℃

低下している。また図 10 より水滴直径 2µm で噴射 すると、約 6℃低下しており、水滴直径 10µm では 約 8℃低下している。このことから、今回の理論計 算では蒸発潜熱による温度低下の方が、熱伝達に よる温度低下よりも影響が大きいということが分 かる。

(6)水滴からの蒸発量は図5より水滴直径 6µm が最 も多いことが分かる。水滴直径 6µm はインペラー 内で全て蒸発することはできず、水滴はディフュ ーザー内に流入する。そしてディフューザー内で も蒸発し続けるので、蒸発量が多いことが分かる。 水滴直径 10µm では、ほとんど水滴が蒸発しない。 また水滴の蒸発量が増加すると、図12より水蒸気 の分圧も増加していく事が分かる。特に水滴直径 2µm ではインペラー内で全て蒸発するので、水蒸気 分圧は約120kPa まで増加する。

(7)図 13 より空気中の飽和蒸気圧は、インペラー 内では増加しているが、ディフューザー内では減 少していることが分かる。これはインペラー内で は、空気温度(全温)が流路長さに比例して上昇す ると仮定しているので、空気中の飽和蒸気圧も増 加する一方で、ディフューザー内では空気温度(全 温)は上昇しないので、水滴が蒸発する場合には、 空気温度が低下しそれに伴い空気中の飽和蒸気圧 も低下する為である。水滴直径 2µm~6µm は、圧縮 機内の途中で全て蒸発するので、水蒸気分圧と空 気中の飽和蒸気圧は一定値になる。それらによっ て、図 14 より相対湿度も同じような結果になるこ とが分かる。

6. 結言

本稿では、Capstone C30 マイクロガスタービン の定格運転時に噴射率 2%で、水噴射を実施した場 合、圧縮機のインペラー部とディフューザー部で の水滴の蒸発挙動を解析し、以下の知見を得た。

水滴直径 2µm 以下で噴射すると、圧縮機インペ ラー内で全て蒸発する。

水滴直径 4µm と 6µm で噴射すると、圧縮機イン ペラー内では、ほとんど蒸発しないが、ディフュ ーザー内で全て蒸発する。

水滴直径 8µm 以上で噴射すると、圧縮機内で全 て蒸発することはできない。

水滴直径 2µm で噴射すると約 45℃圧縮機インペ ラー出口の空気温度が低下する。

水滴直径 10µm 以上で噴射すると圧縮機インペラ 一出口の空気温度はほとんど低下しない。

参考文献

- 半田開千,マイクロガスタービンに噴射された水滴の蒸発挙動に及ぼす粒径の影響,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,2015.9
- 2) 半田開千,マイクロガスタービンに噴射された水滴の圧縮機内における蒸発挙動について、日本機械学会[No. 167-1] 北陸信越支部 第 53 期総会・講演会論文集,2016.3
- 3) Jobaidur R Khan and Ting Wang, Overspray Fog Cooling in Compressor using Stage Stacking Scheme with Non Equilibrium Heat Transfer Model for Droplet Evaporation, Proceeding of GT2009 ASME Turbo Expo 2009, June 8-12 2009
- Jobaidur R Khan and Ting Wang, Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in Single Stage Compressor, Proceeding of GT2008 ASME Turbo Expo 2008, June 9-13 2008
- Wiesner, F. J., A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Trans. ASEM, J. of Engng. for Power, 1967-10, 558-572

【研究報告】

C-23

150kW 級高湿分空気利用マイクロタービンの動作解析

*鈴木 晃純(東北大院),中野 晋(東北大),関 慧一(東北大院),竹田 陽一(東北大), 岸部 忠晴(MHPS)

A dynamic simulation of a 150 kW class advanced microturbine system using humid air turbine cycle

*Kojun SUZUKI, Susumu NAKANO, Keiichi SEKI, Yoichi TAKEDA (Tohoku Univ.), Tadaharu KISHIBE (MHPS)

ABSTRACT

Both WAC and HAT are methods to improve gas turbine's efficiency using water evaporation. These methods are relatively easy to install into existing turbines, and they are effective ways to increase output power for microturbines. Quick response for output power is also expected to apply to load following that will be needed in power grids due to increase of renewable energy. Therefore, it is important to obtain dynamic characteristic of power systems that are installed WAC or HAT. In this study, dynamic simulations of a microturbine installed WAC and HAT are conducted. Effects of calculation models including WAC and HAT models are examined to compare with experimental data of the 150kW class microturbine prototype which was the first application of HAT to a microturbine. Simulation results show nearly agreements with main system output data of pressure, temperature and power.

Key words: Dynamic simulation, Microturbine, WAC, HAT, Regenerative Brayton cycle, Radial inflow turbine

1. 緒言

熱電併給型の分散電源として 1990 年台後半から市場 投入されているマイクロタービンは、低環境負荷や設置 の容易さによって近年再び見直されている.特に複合発 電システム,例えば固体酸化物形燃料電池(SOFC)とのハ イブリッドシステム(1)では、従来の火力発電を上回る高 効率発電が期待されている.しかし、マイクロタービン 単体としては、容量が小さいことによる効率低下と、ガ スタービン自体の持つ外気温上昇に対する出力低下等の 短所を有するため、電力のみの需要に対しては、他の発 電方法に比べて不利になる.この点を改善するため、大 型ガスタービンで用いられる吸気噴霧冷却(WAC: Water Atomizing inlet air Cooling)や高湿分空気利用タービン (HAT: Humid Air Turbine)が試みられている. マイクロタ ービンへの HAT の有用性は初期には Parenta ら⁽²⁾によっ て解析的に示され, Williamson & Luker⁽³⁾は商用機のマイ クロタービンに蒸発冷却器を適用した吸気冷却によって WAC の有用性を, また, Nakano ら⁽⁴⁾は WAC 及び HAT を適用した150kW級プロト機によって、出力増加の他、 出力応答性等, WAC 及び HAT の有効性を示した.また, Zhang & Xiao⁽⁵⁾や Nikpey ら⁽⁶⁾は, 増湿塔による HAT の解 析的な検討を, Paepe ら⁽⁷⁾は商用機への増湿塔の適用実験 を実施し、部分負荷運転を含む広範囲の運転領域でその 有効性を示した.

ところで、再生可能エネルギーの導入増加に伴い、火 力発電システムには系統安定のための負荷追随性が要求 される.マイクロタービンを適用した複合発電システム は、高効率性の他、WAC及びHATを適用することで負 荷追随に対する応答性も改善できるシステムになるもの と期待される.しかし、これまでマイクロタービンを対 象とした解析では、性能解析^{(2),(5),(6),(7)}が主体で、システ ム動作を対象としたものは少ない⁽⁸⁾.

本研究では SOFC ハイブリッドシステムのダイナミッ クシミュレータを開発することを最終目的として、その 前段階である高湿分空気利用マイクロタービンのダイナ ミックシミュレータを開発する.150kW 級プロト機によ る実験結果⁽⁴⁾との比較を行い、プログラムの有効性を検 証し、併せて WAC 及び HAT 実施時のシステム動作の分 析を行う.

2. 記号の説明

A:流路断面積 $[m^2]$ $C: 対流熱伝達 <math>[W/m^2]$ $C_p: 定圧比熱 <math>[J/(kg K)]$ D: 直径 <math>[m] $f_{loss}, f_p, f_w, f_v, f_w:$ 指数関数または多項式形の関数

```
G:流量 [kg/s]
h: エンタルピー [J/kg]
h_g: 燃料 1kg に対する燃焼ガスエンタルピー [J/kg]
H<sub>u</sub>:燃料の低発熱量 [J/kg]
I:慣性モーメント [kgm<sup>2</sup>]
L: 水滴の蒸発潜熱 [J/kg]
L<sub>e</sub>:オイラーの比仕事 式(8) [J/kg]
m:水滴1滴の質量,1滴を囲む湿り空気の質量 [kg]
Nd: 噴霧水滴数
P: 圧力 [Pa]
Q: 水滴蒸発に伴う熱移動 [W]
R:輻射熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]
S:表面積 [m<sup>2</sup>]
T:温度 [K]
t:時間 [s]
u: 周速 [m/s]
V: 圧縮機入口または出口の絶対流速[m/s]
W:動力または出力 [W]
Wloss: 風損, 軸受損失 [W]
x:湿り空気の湿り度 [-]
△Q: 圧縮機での熱の授受量 [W/kg]
α: 圧縮機流入角[rad]
β: 圧縮機流入速度係数(流入絶対速度と入口平均径に
   おける周速との比) [-]
η: 効率 [-]
\eta_B: 燃焼効率 [-]
η<sub>max</sub>: 半径流タービンの圧力比による最大効率 [-]
η<sub>raito</sub>: 半径流タービン周速による効率補正値 [-]
η<sub>rec</sub>:再生熱交換器の温度効率 [-]
ξ.: 摩擦係数 [-]
ρ:密度 [kg/m<sup>3</sup>]
ω:角速度 [rad/s]
θ:燃焼効率の熱負荷パラメータ 式(12)[-]
添え字
a: 乾き空気
atm: 大気
ax: 軸方向
C: 圧縮機
cmb: 燃焼器
cir: 周方向
cr: 修正
csng: ケーシング
d: 水滴
dsgn: 設計計画值
ev: 蒸発
f. 燃料
in: 入口
jb: ジャーナル軸受
```

G:発電機 *liner*: 燃焼器ライナ *mean*: 平均径 *out*: 出口 *r*: ロータ *rec*: 再生熱交換器 *ref*: 基準状態 *rs*: 定格回転数 *T*: タービン *tb*: スラスト軸受 *wa*: 湿り空気 *0*: 全 *1*: 燃焼ガスからライナへ *2*: ライナから冷却空気へ *3*: 冷却空気からケーシングへ

3. 高湿分空気利用マイクロタービンシステムの概要

今回解析対象としたマイクロタービンの概略構成を図 1 に示す.大気を遠心圧縮機で昇圧して再生熱交換器に 送る.昇圧した空気は、ガスタービンの排気ガスと熱交 換して昇温し、二重構造のタービンケーシングの外側流 路を通り燃焼器に送られる.燃焼ガスは半径流タービン を駆動して再生熱交換器を通り大気に排出される.図の 矢印はこの空気の流れを示したものである.圧縮機とタ ービン翼車は永久磁石式発電機ロータと一体化され水潤 滑軸受⁽⁹⁾によって支持されている.

WAC は圧縮機吸気部ケーシング内で,また,HAT は 圧縮機と再生熱交換器の接続配管の直管部に設置された 噴霧ノズルによって行われる.本マイクロタービンの設 計仕様は表1に示す通りである.



Fig.1 Arrangement of main components of the microturbine⁽⁴⁾

Table 1 Design specifications of the microturbine⁽⁴⁾

| Items | | Unit | Design |
|-----------------------------------|---------------------|------|--------|
| Rated output | without WAC and HAT | kW | 129 |
| | with WAC and HAT | kW | 150 |
| Efficiency (LHV) | without WAC and HAT | % | 32.5 |
| | with WAC and HAT | % | 35 |
| Rated rotational speed | | rpm | 51,000 |
| Pressure ratio of compressor | | - | 4 |
| Turbine inlet temperature | | °C | 960 |
| Thermal efficiency of recuperator | | - | 92 |
| Bearing lubricant | | - | Water |

4. 計算モデル

4.1 **ロータの運動方程式**

タービンロータの運動は角運動量の保存式から,角速 度 ωの2 乗の時間変化がロータに働く仕事の和として式 (1)のように表される.

$$\frac{d\omega^2}{dt} = \frac{2}{I} (W_T - W_C - W_{loss} - W_G) \tag{1}$$

上式で Wloss はロータに生じる損失で、本解析では、翼 車とロータの風損と、軸受損失を考慮した.

4.2 遠心圧縮機の計算モデル

4.2.1 空気流量

圧縮機に流入する空気流量 G_{wa}は浜島⁽¹⁰⁾の提唱する周 速度に比例する経験式を用いて式(2)で表される.

$$G_{wa} = A_{C,in} \rho_{wa,C,in} \frac{\beta_{in}}{\sin \alpha_{in}} \frac{D_{C,mean}}{2} \omega$$
⁽²⁾

ここで α_{in} , β_{in} の値は圧縮機の運転状態によって変わる 値であるが、本解析では α_{in} は 60°に固定し、 β_{in} を調 整して対象の圧縮機運転状態に合わせ込むようにした. 具体的には定格回転数域到達までは β_{in} を回転数の指数 関数式として与え、定格回転数域到達後は、タービン負 荷、ここでは発電機出力の2次式で与えた.

$$\beta_{in} = f_{\omega}(\omega), \quad \beta_{in,\omega=\omega_{rs}} = f_{W}(W_{G})$$
(3)

図2は、式(4)に示す修正流量、修正回転数によるプロ ト機圧縮機の圧力比を表す性能曲線⁽⁴⁾である.回転数ω_n が一定の状態で、圧縮機流量が式(2)で決まれば、図2の 性能曲線の多項式近似式(5)から圧力比が算出できる.本 計算モデルでは、f_nを修正流量の3次式で近似した.

$$G_{cr} = G \frac{p_{ref}}{p} \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}}, \quad \omega_{cr} = \omega \sqrt{\frac{T_{ref}}{T}}$$
(4)

$$\left(\frac{p}{p_a}\right)_{\omega_n} = f_n \left(G_{cr,\omega_n}\right) \tag{5}$$





図2において、実線で示された回転数以外の任意の回 転数 ω においては、式(6)に示すように、その回転数を挟 む二本の曲線(f_{n+1} , f_n)の回転数に関する内分点として算 出する.図2の二点鎖線で示す曲線は式(6)によって算出 した 47,500rpm での圧力比を表す曲線である.同様な手 法を圧縮機の効率に関しても適用している.

$$\left(\frac{p}{p_{aim}}\right)_{\omega} = \frac{1}{\omega_{n+1} - \omega_n} \left[(\omega - \omega_n) f_{n+1} (G_{cr,\omega}) + (\omega_{n+1} - \omega) f_n (G_{cr,\omega}) \right]$$
(6)

4.2.2 遠心圧縮機動力

遠心圧縮機動力 W_cは式(7)で算出する.圧縮機翼車の 摩擦損失 ξ_cは回転円板の摩擦係数⁽¹¹⁾を用いた.

$$W_{C} = \frac{1}{\eta_{C}} (1+x) G_{a} \left(L_{e} + \xi_{C} \frac{u_{C,out}}{2} + \Delta Q \right)$$
(7)

$$L_e = V_{out,cir} u_{out} - V_{in,cir} u_{in,mean}$$
(8)

熱の授受量 4Qは、隔壁を挟んで背面を合わせるタービン側の燃焼ガスからの熱移動と、WAC 実施時に圧縮機内 を通過する噴霧水滴の蒸発によって作動流体から奪う蒸 発潜熱を考慮する.

4.3 燃焼器の計算モデル

燃焼器の計算モデルは既報⁽⁸⁾と同じものを用いた.つ まり,単位燃料流量に対する燃焼器出口の燃焼ガスエン タルピーh_{gcmb,out},単位空気流量に対する燃焼器出口冷却 空気エンタルピーh_{wa.cmb,out},それらの合流である単位燃 料流量当たりのタービンに流入する燃焼ガスのエンタル ピーh_gはそれぞれ式(9),(10),(11)に示す通りである.

$$h_{g,cmb,out} = h_{wa,C,out} \frac{A_{liner}}{A_{cmb}} G_{wa} + h_f G_f + \eta_B H_u G_f - \frac{(R_1 + C_1)S_{liner}}{G_f}$$

$$h_{wa,cmb,out} = h_{wa,C,out} + \frac{C_2 S_{liner} - C_3 S_{csng}}{\frac{A_{cmb} - A_{liner}}{A_{cmb}}} G_{wa}$$
(10)

$$h_g = \frac{h_{g,cmb,out}G_f + h_{wa,cmb,out} \frac{A_{cmb} - A_{liner}}{A_{cmb}}G_{wa}}{G_f}$$
(11)

ここで、今回の解析では、式(9)の燃焼効率 η_B は Lefebvre によって示された既存燃焼器の燃焼効率データを纏めた 線図⁽¹²⁾を参照した.燃焼効率は式(12)に示す熱負荷パラ メータ θ を用いて整理でき、本解析では図3に示す燃焼 効率曲線を、 θ に関する6次の多項式($f_n(\theta)$)で近似した. ここで、図3に示した燃焼効率は、原図⁽¹²⁾が液体燃料に 対して纏めた図あることと、本プロト機ではガス燃料を 用いることを考慮して、原図の曲線を、高熱負荷領域で 燃焼効率が1に漸近するよう原曲線の座標を移動してい る.なお、プロト機試験では燃焼効率の計測も実施して いるため、実測値を用いた場合の結果との比較も行う.

$$\theta = \frac{P_{cmb,in}^{1.75} A_{cmb,in} D_{cmb,in}^{0.75} \exp(T_{cmb,in}/300)}{G_a}$$
(12)

$$\eta_B = f_n(\theta) \tag{13}$$





4.4 半径流タービンの計算モデル

タービンの計算モデルも既報⁽⁸⁾と同様なモデルを用いた. 半径流タービン出力 W_T はタービン出入口のエンタルピーを用いて式(14)で表される.

$$W_{T} = \eta_{T} G_{f} \left(h_{0 T in} - h_{0 T out} \right)$$
(14)

半径流タービンの効率 η_T は式(15)に示すように,圧力比 から決まる最大効率 $\eta_{max}^{(8)}$ に,周速と理論速度との比に よる効率補正係数 $\eta_{ratio}^{(8)}$ を掛けて表す.

$$\eta_T = \eta_{\max} \eta_{raito} \tag{15}$$

4.5 再生熱交換器の計算モデル

燃焼器入口の空気温度は再生熱交換器によってタービ ンを通過した排気ガスと熱交換して昇温される.再生熱 交換器の温度効率 η_{rec}を用いて式(16)のように表される. また,温度効率は,熱交換器の構造,並びに通過する流 体の温度及び流量の影響を受けると考えられるため,そ れらの関数として表すことが望ましい.しかし,ここで は,通過流体の温度及び流量の設計条件が,定格回転数 に到達することで整うと仮定した単純なモデルを用いた. つまり,式(17)に示すように設計温度効率を回転数と定 格回転数の比で表す簡易な計算モデルとした.温度効率 に関しては,燃焼効率と同様に,プロト機運転試験で実 測が行われているため,実測の温度効率を別いた場合の 計算結果と簡易モデルによる計算結果との比較も行う.

$$T_{cmb,in} = T_{rec,in} + \eta_{rec} \left(T_{T,out} - T_{rec,in} \right) \tag{16}$$

$$\eta_{rec} = \frac{T_{cmb,in} - T_{rec,in}}{T_{T,out} - T_{rec,in}} = \eta_{rec,d\,\text{sgn}} \frac{\omega}{\omega_{rs}}$$
(17)

4.6 風損及び軸受損失の計算モデル

ロータ損失 W_{loss}は, 翼車の風損と軸受損失の和として 以下の式(18)で表される.

$$W_{loss} = W_{loss,c} + W_{loss,T} + W_{loss,r} + W_{loss,jb} + W_{loss,tb}$$
(18)

翼車の風損は、摩擦円板の風損⁽¹¹⁾で近似した.軸受損失 はプロト機軸受用に解析した結果⁽⁹⁾を適用した.つまり、 ジャーナル軸受損失に関してはロータの回転数の4次式 で近似した.

$$W_{loss\ ib} = f_{loss}(\omega) \tag{19}$$

一方,スラスト軸受損失はスラストに依存するため,本来は回転数のみの関数では表せない.プロト機試験の 実測では、定格回転数で発電機出力が100kW以上の出力 状態で300~400Nのスラストが作用している⁽⁹⁾.400Nの スラストが作用する時のスラスト軸受損失はジャーナル 軸受損失の約1.25倍になっている⁽⁹⁾.本計算プログラム ではスラストの計算は行っていないため、スラスト軸受 損失の予測は困難であるが、参考文献(9)の軸受損失の検 討結果を参考に、スラスト軸受損失もジャーナル軸受損 失と同様に回転数依存と仮定し式(19)で示されるジャー ナル軸受損失の1.3倍に設定した.この仮定は大変に粗 い設定であるが、タービン出力、圧縮機動力、及び翼車 風損に比べると軸受損失自体は一桁小さい値になるため、 動作結果に大きな影響は与えないと判断した.

4. 7 WAC 及び HAT の計算モデル

WAC 及び HAT での噴霧液滴の蒸発計算は従来から多 くの研究者で用いられている蒸発計算モデル⁽¹³⁾と同等 のものを適用した.ここではその詳細の記述は省略する が,液滴の温度変化と気体の温度変化は式(20),(21)で表 される.

$$\frac{DT_d}{Dt} = \frac{Q - m_{d,ev}L}{m_d C_{p,d}}$$

$$DT_a - Q$$
(20)

$$\frac{\partial r_a}{Dt} = \frac{\mathcal{L}}{m_{wa}C_{p,wa}}$$
(21)

WAC の場合は圧縮機入口領域と、入口領域で蒸発しき れない液滴は圧縮機翼車内においても蒸発計算を実施す る.一方、HAT に関しては、圧縮機吐出側と再生熱交換 器間に設置される直管部において蒸発計算を実施する. 水滴噴霧によって空気温度の低下と水蒸気量の増加が生 じるが、噴霧後のエンタルピーの計算で、低下した空気 温度を用いる場合は、水滴の蒸発に要された蒸発潜熱を 加える必要がある.水滴噴霧後の再生熱交換器入口のエ ンタルピーは式(22)のようになる.

$$H_{rec,in} = G_a h_a + G_a (x + x_{ev,hat}) h_{wa} + N_d [(m_d - m_{d,ev}) h_d + m_{d,ev} L]$$
(22)

5. 実測値及び実測値からの諸量算出方法

プロト機運転試験では、各所の温度計測、圧縮機及び タービン出入口の圧力計測を行っている. 圧縮機空気流 量は、図1に示したタービン本体の圧縮機上流に設置し た吸気ダクト(図示せず)内のフィルタ差圧から換算し た.また、燃料流量、噴霧水流量はそれぞれガス流量計(東 京計装TF-2441)、水流量計(キーエンスFD-M)によって計 測した.発電機出力は発電機端出力のパワーメータ(横河 WT1600)による計測値を発電機効率で除した値とした. 発電機効率は発電機出力と発電機ステータの冷却水温度 上昇から算出した発電機損失とから算出した⁽¹⁴⁾.

圧縮機動力は,圧縮機出入口の全温度から式(23)によって算出した.タービン出力も同様にタービン出入口の 全温度の計測値から算出した.タービン通過流量は,圧 縮機空気流量に燃料流量と加湿噴霧水流量を加えた流量 である.

$$W_{C} = G_{wa,c} \left(C_{p,c,out} T_{0,c,out} - C_{p,c,in} T_{0,c,in} \right)$$
(23)

$$W_{T} = G_{g,T} \Big(C_{p,T,in} T_{0,T,in} - C_{p,T,out} T_{0,T,out} \Big)$$
(24)

6. 計算条件

計算に必要な入力データは、翼車、燃焼器等の機器の 代表寸法とロータの慣性モーメント等の構造データと, ロータ回転数,燃料流量,噴霧水流量等の運転制御デー タが必要になる.図4にロータ回転数と燃料流量の入力 データを、図5に噴霧水の供給データを示す.燃料供給 は回転数 40,000rpm まではパイロットノズルへの燃料供 給のみで無負荷に近い運転で昇速していく. 40,000rpm で主燃料ノズルにも燃料を供給して、回転数を増加する とともに発電出力の増加を行う. 今回, 計算結果の検証 に用いたプロト機試験は、マイクロタービンで HAT を実 施する初めての試験であったため、加湿による急激な出 力増加等の急激な変化が生じた場合でもシステムを安全 に制御できるようにするため、運転最高回転数を設計定 格回転数よりやや下げた 50,490rpm に抑えた. 実際には, WAC 及び HAT 実施の直前, 3,200 秒経過後に回転数を更 に 500rpm 下げて 49,990rpm にした.

噴霧水の供給は、初めに WAC の試噴霧を単発的に 2 回実施して、その後 WAC の連続噴霧に移り、WAC 連続 実施中に、HAT の試噴霧を単発的に 3 回実施し、その後 HAT の連続噴霧を行った.

プロト機の着火回転数は5,000rpmであるが、この回転 数では圧縮機の吐出圧が低く、圧縮機性能曲線上での予 測精度が十分でないため、計算の回転数初期値を 10,000rpm とした.入力として 10,000rpm の回転数と共に 燃料流量を与え,タービンシステムの動作計算を実施す る.その後,時間の経過と共に回転数と燃料流量に,図 4 に示す計算条件を与え計算を継続する.さらに図 5 に 示すタイミングで噴霧水を供給する.最大供給量は定格 空気流量の 2%程度である.なお計算に用いた大気条件 は,気温 30℃,相対湿度 70%,気圧 100kPa である.







Fig.5 Calculation conditions of WAC and HAT

7. 計算結果

7.1 **圧縮機起動曲線の比較**

図6に修正流量と圧力比で表される圧縮機性能マップ 上にプロットした起動曲線の比較を示す.実線が計算結 果で,丸印が実験結果である.式(3)に示したように,定 格回転数領域までは,圧力比は回転数のみに依存すると 仮定して実験値に合わせ込んだため,概ね良好な一致を 示す.今回の計算では、49,990rpmと50,490rpmの回転数 を β_{in} のタービン負荷依存領域として式(3)をモデル化し た.しかし,実験では、回転数49,990~50,490rpmで修正 流量が1.06~1.20kg/sまで変化するのに対して、計算結 果の流量領域は狭い. β_{in} のタービン負荷依存性のモデ ル化が十分でないことも原因であるが、本計算モデルの 場合、後の図9に示すように発電機出力が定格回転数領 域到達後に,実験値に比べて大幅な変化を示さないこと も要因として挙げられる.定格回転数領域の圧縮機作動 点は,発電機出力に直接影響を及ぼす他計算モデルの影 響を受けることが分かる.

7.2 圧力及び温度の比較

図7に圧縮機吐出圧の計算結果と実験結果の比較を示 す.全体的に計算結果は実験結果に近い傾向を示してお り、本計算で用いた圧縮機計算モデルは妥当と言える. 一方,約1000~3200秒で計算結果が実験結果よりも高い 圧力を示している.本計算モデルでは、この領域で発電 機出力が実験値に比べて大きいため、β_{in}が発電機出力 の増加に伴い小さくなり圧力比が増加するためである.

3200 秒時点で回転数を下げ,約 3400 秒以降に単発的 に WAC の試噴霧を行っているが,その噴霧のタイミン グで圧力上昇が発生しており,圧力上昇幅と共に計算結 果は実験値と良好に一致している.WAC 実施による修正 回転数の増加で作動点が高圧側に移動することが計算で も捕らえられていることを示すものである.

図8に燃焼器入口およびタービン入口のガス温度の計 算結果と実験結果の比較を示す.1000秒以降3000秒程 度までの試験運転データの挙動と計算結果の挙動が一致 しないが,これは図6及び図7の結果でも考察したよう に,この領域の燃焼効率と再生熱交換器の温度効率の計 算モデルの影響によるもので,この点に関しては7.4で 議論する.図8には再生熱交換器入口での空気温度の計 算結果も示したが,HATの実施により空気温度の明確な 低下が確認できる.

7.3 圧縮機動力、タービン出力及び発電機出力の比較

図9にタービン出力, 圧縮機動力及び発電機出力の計 算結果と実験結果の比較を示す. これまでの結果と同様 に,タービン出力と発電機出力では,実験結果に見られ る約 1000~3000 秒までの緩やかな変化が計算結果では 現れていない.しかし, WAC 及び HAT 実施時に表れる 発電機出力の急激な増加が計算結果においても捕えられ ていることが分かる.

7.4 温度効率と燃焼効率の計算モデルの影響

図10に再生熱交換器の温度効率として図12に示す実 験値を近似した場合の計算結果を実線で示す.破線は図 9の計算結果と同じ値である.図12に示すように温度効 率の計算モデルは、定格回転数に到達する約1300秒で設 計温度効率に到達するが、実験値では設計値に到達する のは3600秒以降と遅い領域である.温度効率に実験値を 用いることで、定格回転数到達直後からのタービン出力 と発電機出力の増加は抑えられている.しかし、その変 化の傾向は実験値と一致していない.出力変化の傾向は 燃焼効率の影響を強く受けている.









Fig.8 Temperature histories



Fig.9 Power histories

図 11 に実測の燃焼効率を与えた場合の計算結果を実 線で示す.再生熱交換器の温度効率を回転数比例で与え る計算モデルを用いても,燃焼効率に実験値を用いるこ とで,タービン出力も発電機出力も実験値に近づく.特 に約 1000~3000 秒までの徐々に出力増加していく状態 が捕えられていることが分かる.なお,温度効率も燃焼 効率も圧縮機吐出後に関連する物理量のため,図 10 及び 図 11 において,これらの計算モデルは,圧縮機動力の結 果にはほとんど影響を及ぼしていない.

7.5 圧縮機への入熱の影響

4.4.2 で述べたように本計算ではタービン側から圧縮 機側への熱移動を考慮している.熱移動量の算出は,こ の部分の構造が複雑なため簡易的な伝熱モデルを作成す ることが困難なため,ここではタービン入口ガスと圧縮 機出口空気の温度差に比例した量の温度上昇が起こると 仮定した単純な熱移動モデルを用いた.図9~11に示し た計算結果では,その比例量を0.04として計算した結果 である.図13に上記の熱移動を零とした結果を破線で示 す.図13の実線は図11に示した実線と同じ計算結果で ある.定格回転数到達直後から,圧縮機動力に大きな差 異が生じる.その差は発電機出力の増加に伴い更に広が る.定格回転数到達直後においても入熱の有無で発電機 出力に約30kWの影響が表れる.マイクロタービンのよ うな小型タービンでは圧縮機への熱移動はタービンシス テムの性能に大きな影響を及ぼすことが分かる.

7.6 WAC 及び HAT が出力に及ぼす影響

図14の実線は、図13に示した圧縮機への入熱を考慮 した場合と同じ計算結果である.図14の破線は噴霧水量 を零とした場合の計算結果である. WAC 実施時の圧縮機 流入空気温度の低下量は計算では約4℃と実測値の約 3℃と同等であった. WAC による圧縮機作動点の高圧側 への移動によりタービン出力が増加する.また、僅かで あるが圧縮機動力が減少する. 圧縮機通過中の水滴蒸発 計算による圧縮機動力の低減量は約3.4kWであり、この 効果が表れているものと考えられる.発電機出力の WAC 前後の変化から WAC の効果として約 6.5kW の出力増加 が確認できる.また,HAT 実施でもタービン出力の増加 と圧縮機動力の低減が見られる. 圧縮動力の低減は燃焼 温度の低下による入熱量低減の影響が考えられる. HAT により発電機出力が約9kW 増加し, WAC 開始直前から 比較してHAT実施後において約15kWの出力増加を示す. これらの出力増加量はプロト機実測値⁽⁴⁾の WAC による 出力増加約 6kW, HAT による出力増加 11kW, WAC 開 始直前からの増加量17kWとほぼ同等の値を示している.

WAC 及び HAT の実施で圧縮機動力約 5kW の減少と, タービン出力約 9.5kW の増加が見られ,発電機出力は約 14kWの増加を示している. WAC及びHATによる発電



Fig.10 Effect of calculation model of thermal ratio



Fig.11 Effect of calculation model of combustion efficiency



Fig.12 Combustion efficiency and thermal ratio histories



Fig.13 Effect of heat penetration into compressor



Fig.14 Effects of WAC and HAT

電機出力増加の約 1/3 が圧縮機動力の減少から,また 2/3 がタービン出力の増加によってもたらされている.なお, 本計算において WAC 及び HAT とも供給した噴霧水の全 量蒸発は見られなかったが,プロト機試験では WAC 及 び HAT ともドレンは回収されなかった⁽⁴⁾ので,本計算で は,噴霧水の残量は,それぞれ圧縮機吐出側流路と再生 熱交換器で蒸発すると仮定して,空気の湿り度に加えた.

8. 結言

WAC 及び HAT を適用した高湿分空気利用マイクロタ ービンを対象としたダイナミックシミュレータを開発し, 高湿分空気利用マイクロタービンの試験運転での実験結 果と比較して以下の結論を得た.

- (1) 圧縮機流入速度係数β_{in}を回転数及び発電機出力の 関数として起動曲線に合わせ込む圧縮機計算モデ ルにより,起動時及び定格回転数領域におけるター ビンシステムの動作を捕えることができた.
- (2) 再生サイクルタービンシステムでは、燃焼効率及び 再生熱交換器の温度効率の計算モデルはシステム 動作に影響を及ぼし、特に起動時の動作には燃焼効 率の与え方が大きく影響を及ぼす。
- (3) 圧縮機へのタービン側からの熱移動を考慮することで圧縮機動力の計算結果は実験値と良好な一致を示し、マイクロタービンにおける圧縮機への熱移動の発電機出力に及ぼす影響が示唆された.
- (4) 水滴蒸発の簡易計算モデルを導入することで、WAC 及びHATの効果を再現でき、実験値と同等の発電機 出力の増加を得た.高湿分空気利用タービンの動作 解析における本計算プログラムの妥当性が示せた.

謝辞

本研究の計算プログラム作成は,東北電力株式会社と 東北大の共同研究部門である電力エネルギー未来技術共 同研究部門で実施されたもので,東北電力株式会社から は研究遂行に対して多くの支援を頂きました.ご支援に 対し深く感謝の意を示します.

参考文献

- 小林由則,加播達雄,安藤喜昌,西浦雅則,SOFC と GT のハイブリッド及びトリプルコンバインドシ ステムについて,日本ガスタービン学会誌, 40-3(2012), pp.89-93.
- (2) Parente J., Traverso A., Massardo A. F., Micro humid air cycle, Part A: Thermodynamic and technical aspect, ASME paper GT-2003-38326,2003.
- (3) Williamson T., Luker M., Hack R. L., Microturbine performance improvement through the implementation of inlet air cooling, ASME paper GT2005-68377,2005.
- (4) Nakano S., Kishibe T., Araki H., Yagi M., Tsubouchi K., Ichinose M., Hayasaka Y., Sasaki M., Inoue T., Yamaguchi K., Shiraiwa H., Development of a 150 kW microturbine system which applies the humid air turbine cycle, ASME paper GT2007-28192, 2007.
- (5) Zhang S., Xiao Y., Steady-state off-design thermodynamic performance analysis of a humid air turbine based on a micro turbine, ASME paper GT2006-90335,2006.
- (6) Nikpy H., Majoumerd M. M., Assadi M., Breuhaus P., Thermodynamic analysis of innovative micro gas turbine cycle, ASME paper GT2014-26917,2014.
- (7) Paepe W. D., Carrero M. M., Bram S., Contino F., T100 micro gas turbine converted to full humid air operation – A thermodynamic performance analysis, ASME paper GT2015-43267,2015.
- (8) 関慧一,中野晋,竹田陽一,マイクロガスタービン の動作解析,日本ガスタービン学会誌 Vol.43 No.3 2015, pp68-74.
- (9) Nakano S., Kishibe T., Inoue T., Shiraiwa H., An advanced microturbine system with water-lubricated bearing, Int. J. Rotating Machinery, 2009, p.718107.
- (10) 濱島操: ガスタービン設計, 近代工業出版, (1965).
- (11) 妹尾泰利: 内部流れ学と流体機械, 養賢堂, (1982).
- (12) Lefebvre A. H., Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983).
- (13) 明連千尋,高橋康雄,森崎哲郎,川村康太,柴田貴 範,岸部忠晴,高湿分空気利用ガスタービンシステ ム総合試験設備を用いた吸気噴霧冷却時の軸流圧 縮機性能検討,日本ガスタービン学会誌,43-1(2015), pp.64-65.
- (14) 佐々木学,早坂靖,一瀬雅哉,百々聡,中野晋,八 木学,岸部忠晴,坪内邦良,山口和幸,井上知昭, 福島敏彦,マイクロタービン発電機の特性評価,ガ スタービン定期講演会講演,33 (2005), pp143-146.