機械試験所から産総研でのガスタービン研究

筒井康賢（産総研）

The Researches on Gas Turbine at GML, MEL and AIST

Yasukata Tsutsui (AIST)

ABSTRACT

The researches on gas turbine at Government Mechanical Laboratory (GML), Mechanical Engineering Laboratory (MEL) and National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST) are reviewed. The continuity of gas turbine technology at the institutes is discussed.

Key words: Gas Turbine, Technology, History, Continuity

1．機械試験所の設立

明治以降，国立の電気の研究所である電気試験所，化学の研究所である東京工業試験所などは設立されたが，機械に関する国の研究所はなく，大正時代からその設立が望まれていた．「機械試験所25年史」[1]によれば，「わが国の機械工業に関する試験，分析，鑑定および伝習を掌ることを目的として昭和12年8月13日，勅令第428号をもって機械試験所に関する官制が交付され，設置をみるに至った」とある．

当時は日中戦争から太平洋戦争に向かい軍需産業育成としての統制経済がひかれており機械工業関連では工作機械，精密測定器，軸受など部品工業の育成に力を入れていた時代であり，機械試験所もそれに協力する体制がとられていた[2]．

昭和18年には，愛知県が設立した工業試験所が国に移管され，機械部門が機械試験所名古屋支所となり，航空発動機用専用工作機械や航空機用軸受の研究を行い，とくに中島飛行機の発動機「誉」用の専用工作機の設計，試作に人員を集中し，1号機が完成し公開運転後に中島飛行機に持ち込んで調整中に終戦を迎えている[3]．

2．戦後の研究とガスタービン研究

戦後は唐箕などの農業機械や風車の研究から炭坑機械の研究に取り組んでいたが，昭和２６年からガスタービンの研究に取り組み，４段軸流圧縮機（図１），単段タービン（図２）の空力試験（図３），自動計測，翼および翼列（図４），熱（図５）および燃焼（図６）の研究を始めている．さらにRolls RoyceのDerwent Mk8（図７）を購入し，エンジン試験（図８，９）を始めている．これらの研究の成果は機械試験所報告第26(図10)[4]にまとめられている．そこにも収録されているが，塩入淳平先生のガスタービン翼の振動の研究[5)-9)]，とくに英文の報告[10]は海外の研究からも多く引用されている．

ガスタービンの研究に少し遅れて始められた航空機の研究は，住友金属の可変圧風洞を借りて設置した尼崎分室で始められ，後退翼の研究（図11）やYS11の風洞試験（図12）や新幹線用のパンタグラフの試験（図13）が行われている．この風洞は住友金属が太平洋戦争の終戦まで製作していたプロペラの開発に用いられたものである．

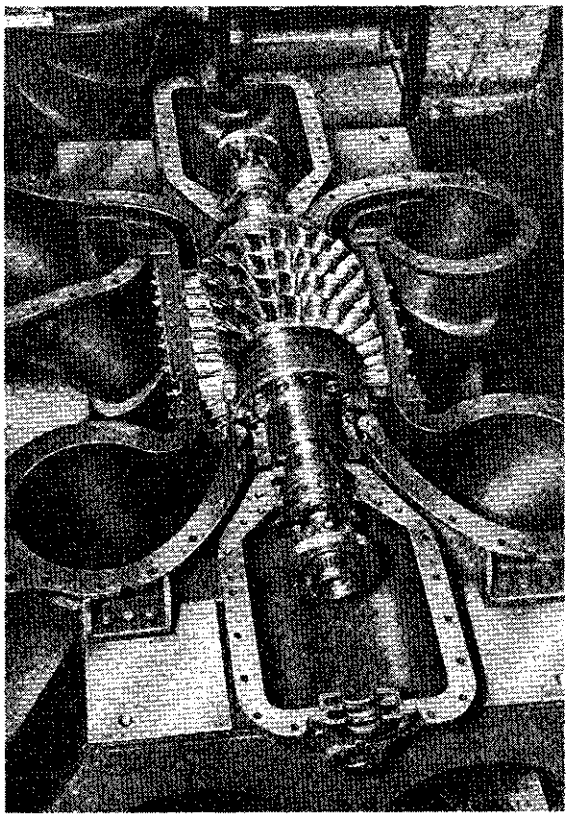


Fig.1　Four Stage Axial Compressor

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

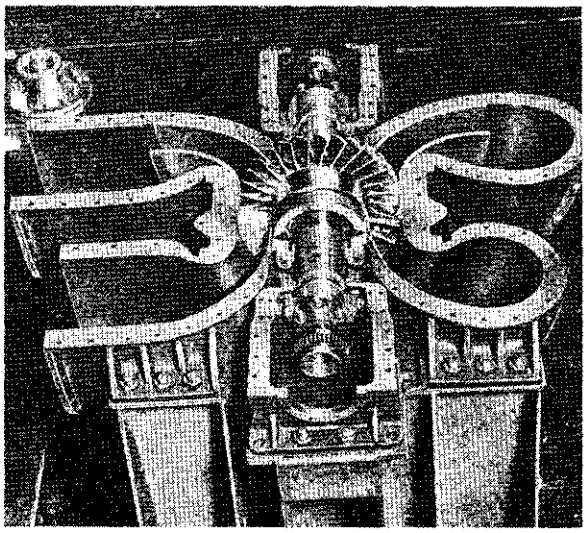


Fig.2　Single Stage Axial Turbine

昭和２７年のサンフランシスコ講和条約でそれまで禁じられていた航空関連の研究が解禁され，当時の通産省と運輸省が航空研究所の設立を競い，昭和３０年，結果的にはできたばかりの総理府に航空技術研究所，後の航空宇宙技術研究所が設立され，機械試験所のガスタービンの研究者と航空機関連の研究者の主要なメンバーは航空技術研究所に移り，機械試験所のガスタービンの研究は中止された．航空機の研究を行っていた尼崎分室は航空技術研究所の風洞設備などの完成にともない昭和３７年には閉鎖され，機械試験所に残った空気力学関連の研究者は当時話題になっていた流体論理素子 Fluidics の研究を始め，フルイディックス課が設置されている．

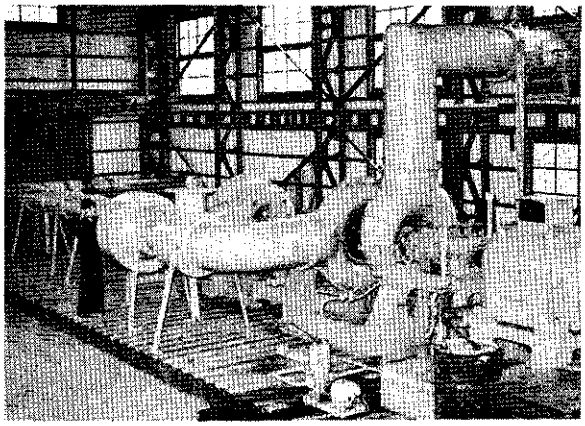


Fig.3　Aerodynamic Test Rig

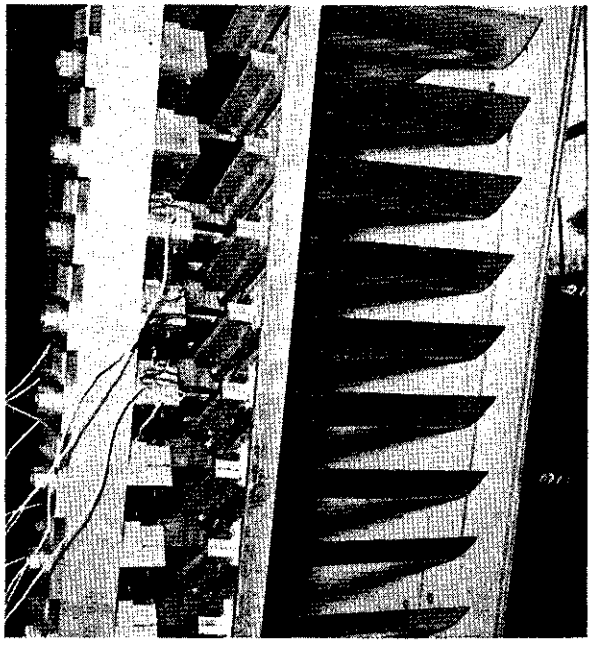


Fig.4　Cascade for Flutter Analysis

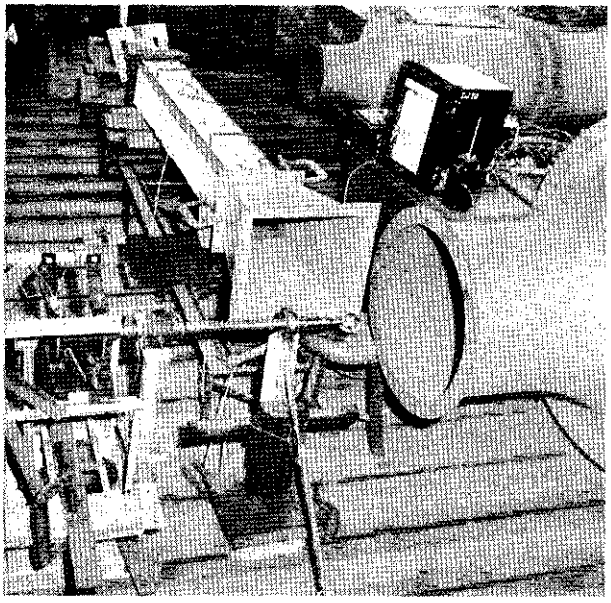


Fig.5　Test Rig for Heat Transfer

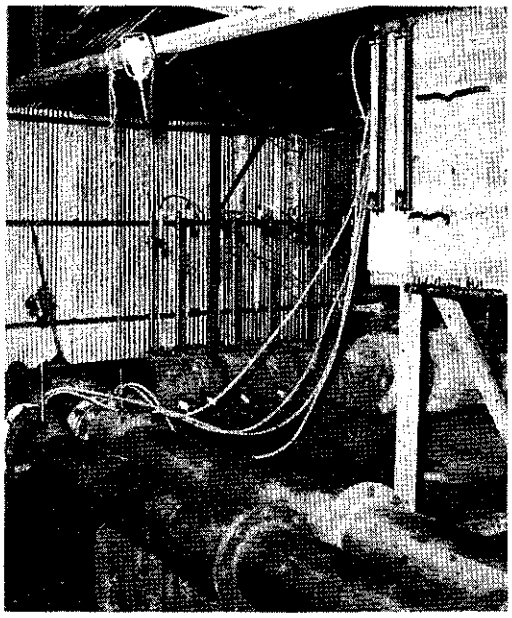


Fig.6　Test Rig for Combustor

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

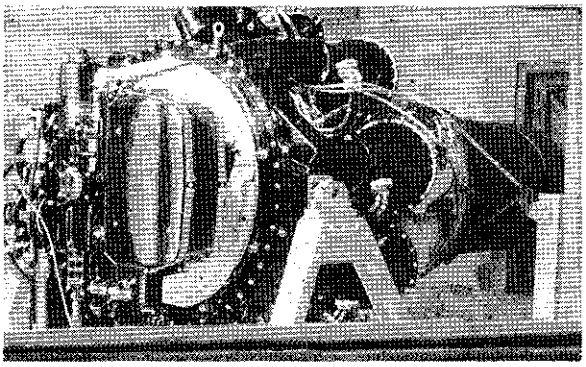


Fig.7 Derwent Mk8

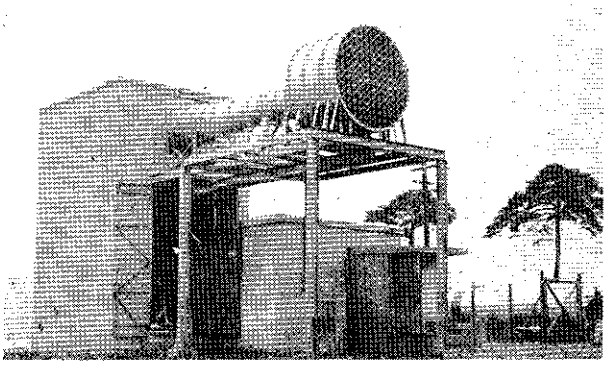


Fig.8 Test Station for Jet Engine

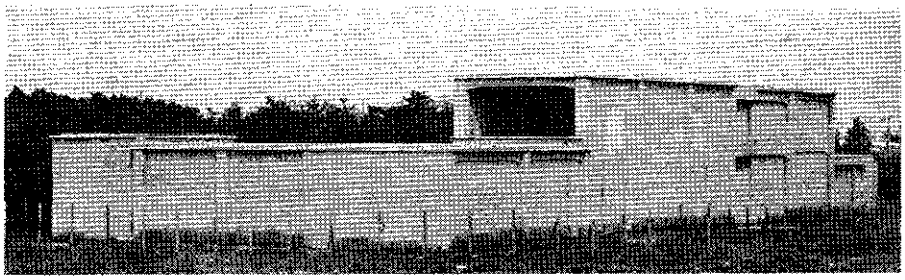


Fig.9 Building for Jet Engine Test

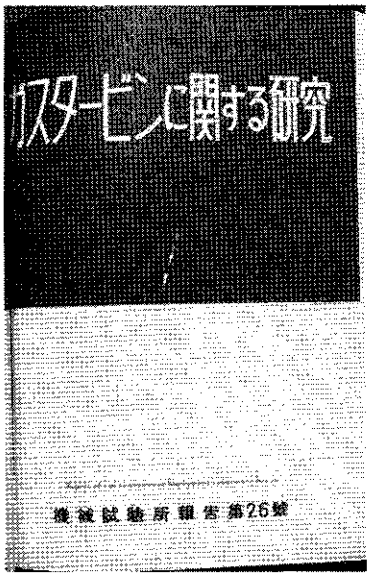


Fig.10 The Report of Gas Turbine Research at GML

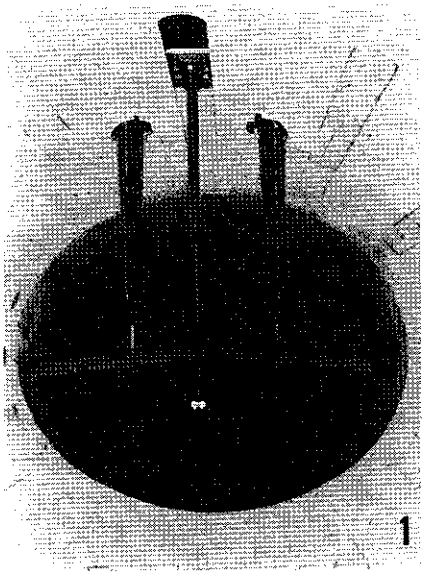


Fig.11 Wind Tunnel Test of Swept Wing

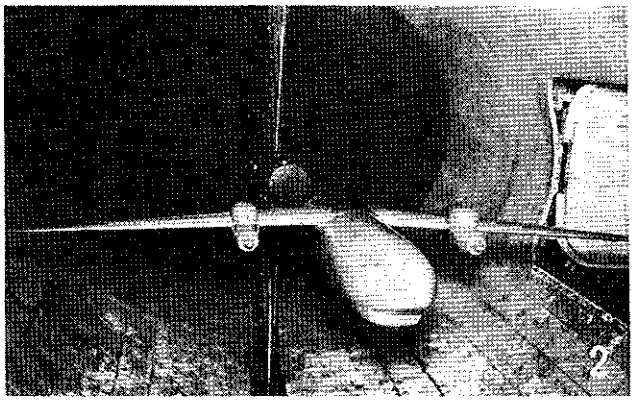


Fig.12 Wind Tunnel Test for YS11

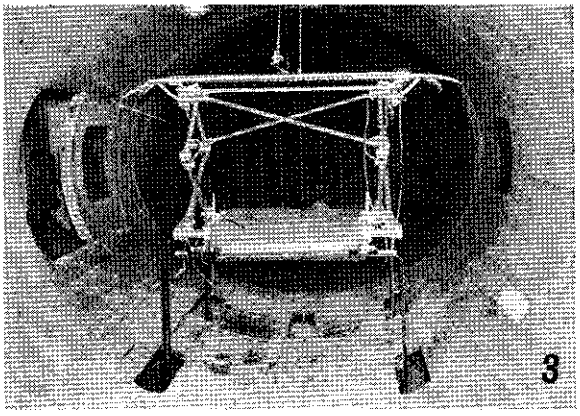


Fig.13 Pantograph for Shinkansen

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

３．ガスタービン研究の復活

航空宇宙技術研究所から機械技術研究所に昭和５２年に転じられた鈴木邦男氏がムーンライト計画の高効率ガスタービンの研究開発の中で高圧燃焼試験（図 14）を始められ，細々であったが２０数年ぶりにガスタービンの研究が復活した．ほぼ同時に風車の研究も３０年近くを経て復活し低速風洞の整備などが始まっている．

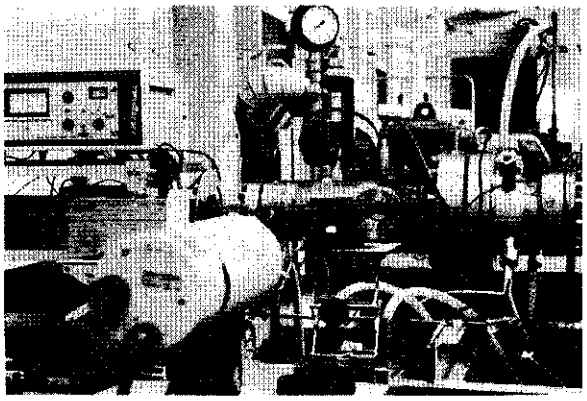


Fig.14 Test Rig for High Pressure Combustion

本格的にガスタービンの研究が復活したのは昭和６３年に始まった３００ｋＷ級産業用セラミックガスタービンの研究開発からで，同時期には，サンシャイン計画の水素エネルギー技術開発で不活性ガス循環型水素－酸素燃焼ガスタービンの研究開発も行われた．

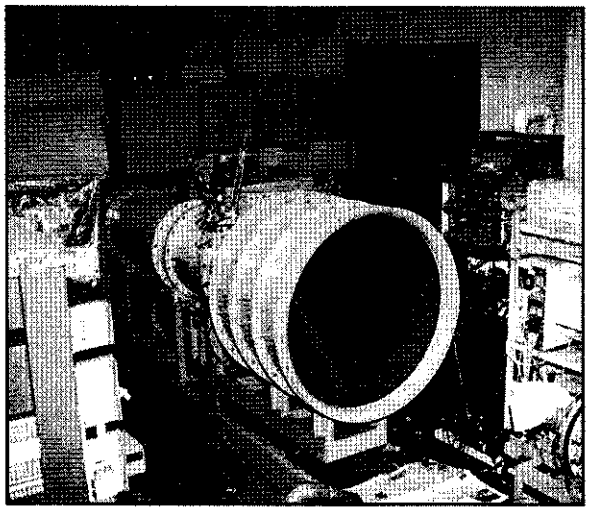


Fig.15 Test Rig for Turbine at Low Reynolds Number

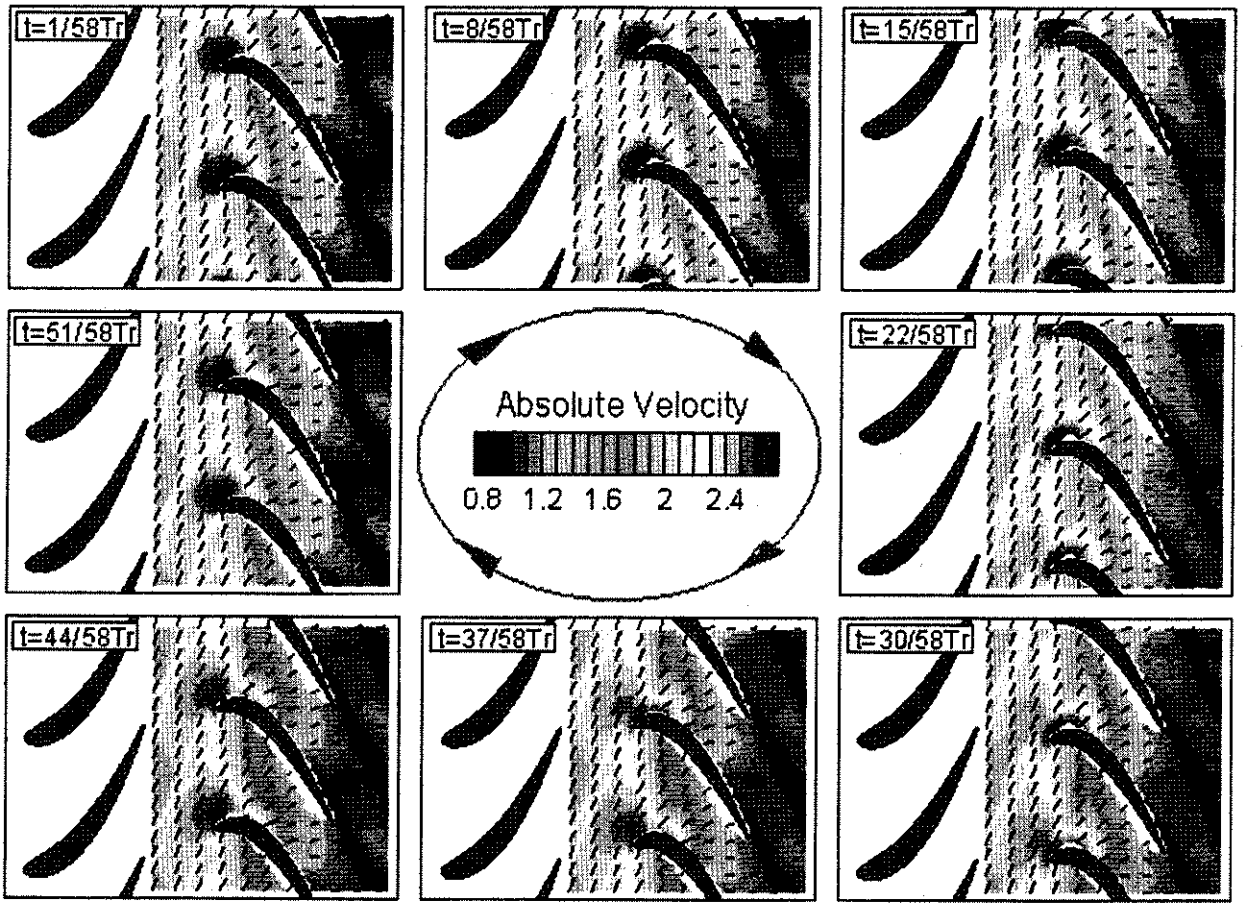


Fig. 16 LDV Measurements of Unsteady Midspan Flow in a Turbine Rotor at Low Reynolds Number

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

セラミックガスタービンの研究では，低レイノルズ数域におけるタービン翼列の空力特性，機能性多層膜コーティング技術，異物衝撃(FOD)試験行い，そこで始められた低レイノルズ数域での環状技術，燃焼器の研究，再生器の研究などの研究をそれらの成果は報告[11,12]にまとめられている．タービン翼列のレーザ流速計による計測（図15,16）は現在も続けられている[13]．

水素エネルギー技術開発の研究においては，川崎重工のS5Aをベースに，まず水素燃焼用に改造し（図17），さらに燃焼状態を観察できるように改造した後に，不活性ガス循環型水素－酸素燃焼ガスタービン（図18, 19）を完成している[14]．水素燃焼タービンシステムにおける基盤研究において，従来の燃料—空気燃焼系ベースの燃焼工学の体系に水素—酸素—水蒸気等の量論燃焼の基盤データの蓄積や圧力依存性の燃焼速度に関する新たな知見からガスタービン学会賞を受賞している[15]．水素燃焼タービン，CO2 回収対応タービン等の大型発電システムで培われた排ガス中の潜熱利用を活用してガスタービンの効率向上を目指し，小型リヒートガスタービンを考案するとともに，小型ガスタービンに関わる燃焼，水蒸気関連の要素技術の研究開発を進めている．

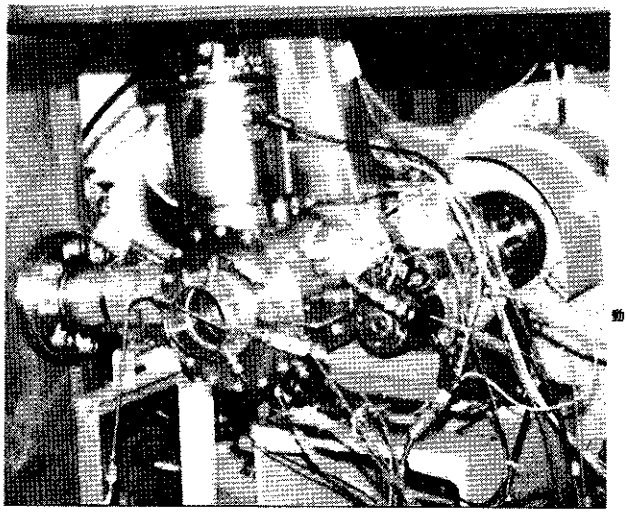


Fig. 17 Remodeled Gas Turbine for H2 Fuel

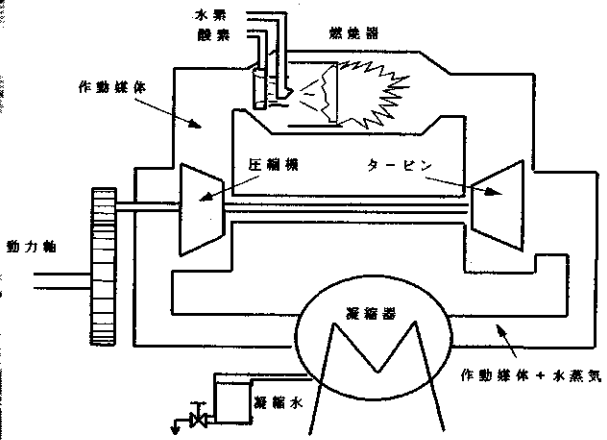


Fig.18 Outline of H2-O2 Gas Turbine with Inert Gas Circulation

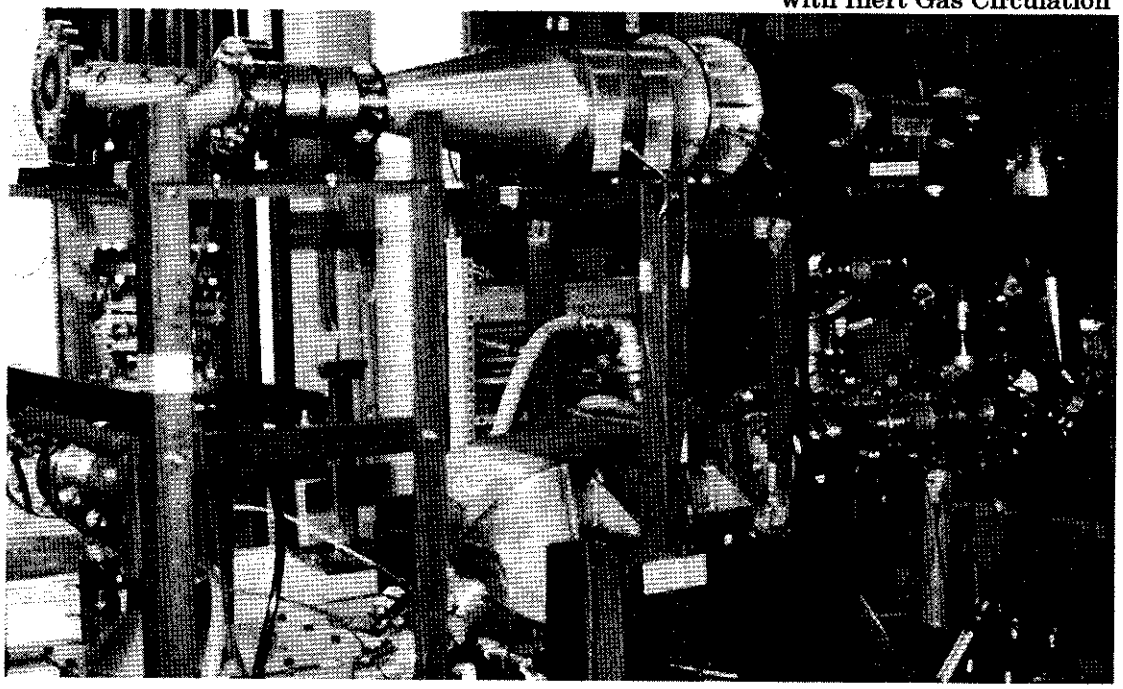


Fig.18 Outline of H2-O2 Gas Turbine with Inert Gas Circulation

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

4．まとめ

機械試験所から産総研へのガスタービン研究において技術の伝承がなされたかと問われれば，「否」と答えるしかない．

航空技術研究所の発足ともに中断された機械試験所でのガスタービンの研究が，昭和５０年代に機械技術研究所で細々と再開されるまでには２０年以上の空白があり，倉庫にホコリを被ったまま保管されていた図５に写っている小型吹き出し風洞以外にはまともに使える装置は全く残っていなかった．また，航空技術研究所に移籍・出向しなかった職員も異なった研究を行っており，ガスタービンの研究に復帰したものは皆無であった．ただ，書籍類は研究者とともに航空技術研究所に移管できなかったせいか，Princeton University Press の"High Speed Aerodynamics And Jet Propulsion"シリーズなど，昭和２０年代から３０年代にかけてのガスタービンや航空関連の著名な書籍が研究所の図書室に驚くほど多数残っていた．

この他に思い出すのは，わたしが，風車の実験を始めた頃に，かつて尼崎分室で風洞実験に従事していた先輩が箱に入れて大事にしまってあった何本かのピトー管を出してきてくれたことである．

また，Rolls Royce の Derwent Mk8 は昭和 54 年から 55 年にかけて行われた研究所の筑波移転前には東村山分室の倉庫に残っていたが，まだガスタービンの研究が再開されておらず筑波移転の対象にはなっていなかった．当時のわたしの上司は，廃棄処分するのでなく，なんとか航空博物館などへの移管ができないかと努力をしていた．ガスタービン研究の再開後であったならば間違いなく筑波まで持って行って今も残っていたかと思うと残念である．

本稿をまとめるにあたり，産総研エネルギー技術研究部門の濱純副部門長，松沼孝幸研究員に多大な協力をいただいたことにお礼を申し上げる．

参考文献

1）機械試験所２５年史，p.1，工業技術院機械試験所(1963)

2）同上，p.51

3）同上，p.62，p.281

4）松木正勝ほか：ガスタービンに関する研究，機械試験所報告第２６号(1961)

5）塩入淳平，柴田周治：ガスタービン翼の振動の研究（第１報）翼の固有振動の測定，機械試験所所，Vol.7 No.1 (1953)

6）塩入淳平，柴田周治：ガスタービン翼の振動の研究（第２報）翼材料の高温における振動的性質について，機械試験所所報，Vol.7 No.1 (1953)

7）塩入淳平：ガスタービン翼の振動の研究（第３報）軸流機翼列翼のフラッタの一般理論，機械試験所所報，Vol.9 No.6（1955）

8）塩入淳平，柴田周治：ガスタービン翼の振動の研究（第４報）増速翼列における純曲げフラッタの風胴実験，機械試験所所報，Vol.9 No.6(1955) 234

9）塩入淳平：ガスタービン翼の振動の研究（第５報）一般理論に対する補遺，機械試験所所報， Vol.10 No.1 (1956)

10) Shioiri, J: Flutter in Cascade Blades Ⅰ. General Theory and Stability of Pure Bending Flutter, BULLETIN of Mechanical Engineering Laboratory, No.3 (1954)

11) 筒井康賢ほか：セラミックガスタービンの要素技術に関する基礎的研究，機械技術研究所報告第１７３号(1997)

12) 筒井康賢ほか： セラミックガスタービンの要素技術に関する基礎的研究（終了報告）機械技術研究所報告第１８７号（2000）

13) Matsunuma, T., Tsutsui, Y.: LDV Measurements of Unsteady Midspan Flow in a Turbine Rotor at Low Reynolds Number, ASME-GT2003-38468 (2003)

14) Hama, J: Functional Tests of H2-O2 Combustion Gas Turbine with Inert-Gas Recirculation, JSME-ASME Int. Conf. on Power Engineering-93 (ICOPE-93) vol.2, pp.475－480 (1993.9)

15)壹岐典彦ほか：水素－酸素－水蒸気量論混合気の燃焼速度，日本ガスタービン学会誌、Vol.25, No.97, pp.85－92(1997)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

OS 2

ＩＨＩにおける航空エンジンの技術開発について

渡辺　康之（石川島播磨重工）

Aero-engine Technology Development in IHI

Yasuyuki Watanabe(IHI)

ABSTRACT

This paper presents aero-engine technology development and transfer to the next generation. First, a brief description is provided on aero-engine development histories. Secondly, the trend of customer needs and requirements for aero-engines are presented such as efficiency, reliability, and environmental compatibility. Technology improvements make it possible to design and develop new expected engines. Thirdly, technology transfer process is presented. Aero-engines consist of many components with individual technologies. Then specialists are required for each technology area to improve and maintain higher technology level. Design engineers integrate component technologies. Engineering transfer could be achieved through actual engine development experiences. Transfer process is supported by, knowledge databases such as design practices, lessons learned and so on. Design review boards by senior engineers are also effective to hand down individual engineering experiences to the next generation.

Key words: 航空エンジン、技術開発、技術伝承、aero-engine, technology development, technology transfer

１．はじめに

戦後日本の航空エンジン産業が再開して５０年になる。防衛分野でのライセンス生産および独自開発をベースにして、民間分野でも、我国が初めて参画した国際共同開発プログラムであるＶ２５００エンジンの出荷台数が２０００台を超えて整備事業も拡大している。その後のＢ７７７用の大型エンジンＧＥ９０や１００席機以下の機体用エンジンＣＦ３４プログラムも量産化とともに派生型の開発が進み、今日、国際共同開発が民間航空エンジン事業の中核となってきている。このような製品開発とともに、先行して技術開発も進めてきた。ここでは、製品開発や技術開発を通してどのような技術が取得され、それらの技術や経験がどのように伝承されているかについて紹介する。

２．航空エンジン開発の歴史

我国初のジェットエンジンであるネ２０は、第二次大戦中の昭和１９年末から設計が開始され、特別戦闘攻撃機「橘花」に搭載され初飛行に成功したが、終戦とともに開発は中断された。戦後の空白期の後、昭和３０年に防衛庁のＴ－１ジェット中間練習機のエンジンとしてＪ３の国内開発が着手され、昭和３５年に初飛行に成功した。その後、昭和５０年にＸＦ３－１の試作が開始され、昭和５５年に中等練習機用エンジンＸＦ３－３０として開発が本格化し、昭和５７年に採用が決定した。ＭＩＬ規格に既定される各種試験を経て、昭和６１年に開発から量産に移行した。要素開発を含めると１８年に及ぶ開発活動である。

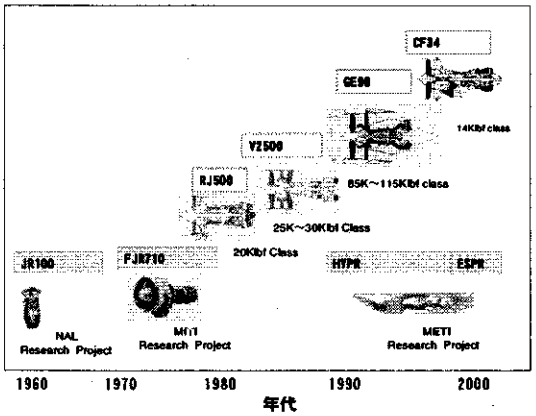


図.１　民間エンジン開発の歴史

民間分野での開発の歴史を図.１に示す。昭和３６年からVTOL機用の超軽量エンジンＸＪ１１の開発を開始した。その翌年からNAL（現JAXA）のVTOL機開発が始まり、リフトエンジンＪＲ１００が試作され、昭和４５年にフリーフライト試験に成功

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

した。また、昭和４６年には通産省の大型プロジェクト制度によるＦＪＲ７１０エンジンの研究開発がスタートした。昭和５７年までの１２年間にわたり、産学官の協力の下に研究が進められ、次の国際共同開発エンジンにつながる多くの成果を上げた。

昭和５２年に英国の国立ガスタービン研究所で行われたＦＪＲ７１０の高空性能試験の成果に注目した英国・ＲＲ社は、日本に１３０席用エンジンの共同開発を申し入れた。これを受けて昭和５５年にＲＪ５００エンジンの開発がスタートし、日本側は主として低圧系を担当した。その後、昭和５８年にＲＪ５００は１５０席用の五ヶ国共同開発エンジンＶ２５００へと発展し、日本は主としてファンおよび低圧圧縮機部と担当することになった。昭和６３年にエンジン型式承認を取得することができた。共同開発を通して、世界レベルのエンジン開発ならびに運用後のアフターマーケット活動について経験できたことは意義深い。

その後のエンジンの開発では、ＲＳＰ（Risk & Revenue Share Partner）方式が主流となり、ＧＥ社のＧＥ９０開発に参画して低圧タービンロータを担当し、平成７年に型式承認を取得した。Ｖ２５００で得たエンジン開発の経験を活かしつつ、設計的には新たな分野への挑戦であった。さらに、ＧＥ社とのＲＳＰにてＣＦ３４の開発にも参画し、主として低圧タービンモジュールと圧縮機の一部を担当して平成１１年に型式承認を取得した。

３．技術開発の歴史

3.1　要求の高度化

航空エンジンの製品開発に先行して、市場ニーズを先取りした目標を設定して、要素技術の開発が行われる。航空エンジンに対しては、基本的な要求である安全性・信頼性に加えて、低燃費・低コストといった経済性、さらに近年では特に低騒音、低排出物といった環境適合性が求められている。低燃費の実現には、燃料消費率の向上と軽量化が必要である。エンジンの燃料消費率の推移を図.2 に示す[1]。ターボファンエンジンの高バイパス比化、圧縮機の高圧力比化、タービン入口温度の高温化ならびに各要素効率の向上によって、燃料消費率は低減している。

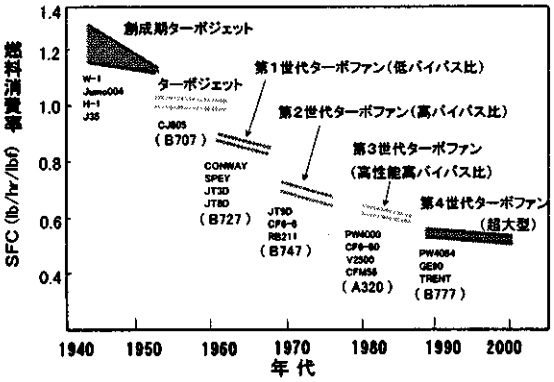


図.2　　燃料消費率の推移

騒音レベルの推移を図.3 に示す。高バイパス比化はジェット騒音低減にも効果を発揮している。さらに、空港周辺での騒音規制は強化される方向にあるので、将来の規制値を満足できるような、騒音の発生ならびに伝播を防止する技術が必要になる。

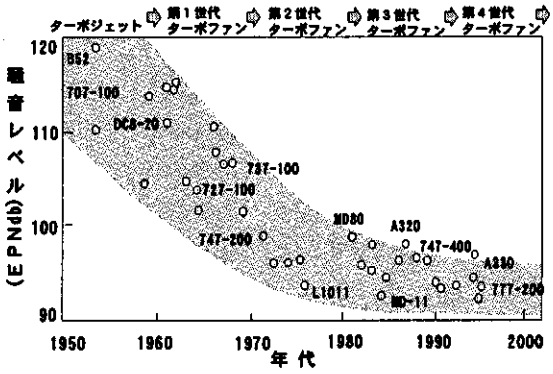


図.3　　騒音レベルの推移

航空エンジンの信頼性指標のひとつである飛行中エンジン停止率の推移を図.4 に示す[1]。双発機の洋上飛行制限に関する要求を満足するため、特に 1990 年代以降のエンジンでは、運用開始当初から高い信頼性を実現できるようになってきた。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

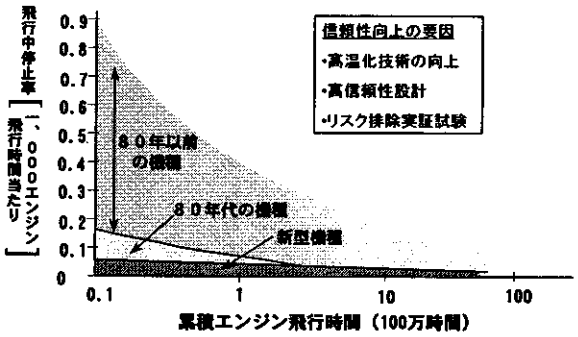


図.4　飛行中エンジン停止率の推移

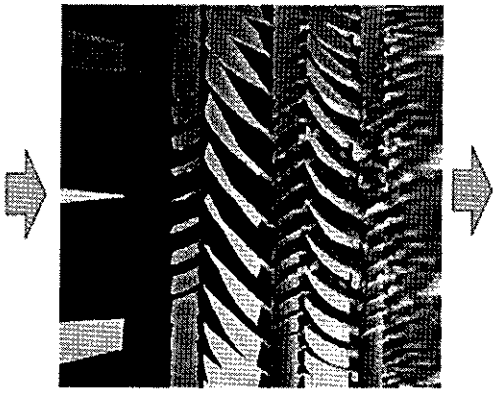


図.6 CFDによる多段解析例

3.2 技術の向上

低燃費を実現するためには、少ない段数で高圧力比を実現する高負荷で高効率の圧縮機が必要となる。翼端の壁面近傍での剥離を伴う流れを改善するため、従来の二次元翼から、翼形状が半径方向に大きく変化する三次元翼が有効である。この三次元翼設計には、流れの状態を精度良く予測するＣＦＤ技術の向上が欠かせない。三次元翼の例とＣＦＤ技術の発展状況を図.5 に示す。計算機能力の向上により、最近では多段の非定常粘性流体解析も可能になってきた。多段解析の例として、図.6 に圧縮機 2.5 段解析結果（エントロピ分布）を示す。前方ウェークが翼列と干渉しながら後流に流されている様子がわかる。

設計プロセス自体も、従来のように空力要素試験を重ねたデータベースをもとに設計する方法から、試験によって検証された数値予測技術を用いて設計し、確認のために試験を行うように変化している。

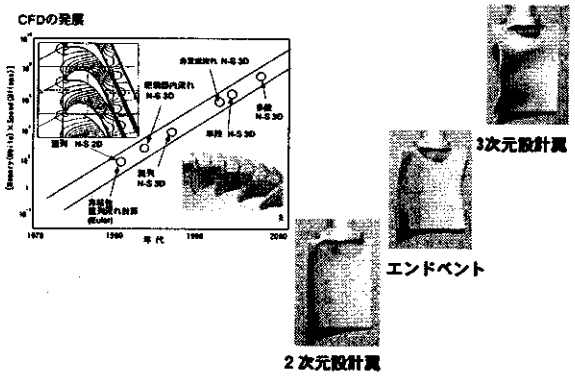


図.5　空力設計技術の向上

低燃費化には、タービン入口温度の高温化も求められる。現在タービン入口温度は、1600℃を超えるレベルにあるが、タービン翼材料の耐用温度は 1100℃レベルである。この差を、圧縮機の空気を用いた冷却ならびに耐熱コーティングによって補っている。冷却空気量を削減することは、燃料消費率の向上につながる。タービン翼の冷却技術と冷却効率の向上について図.7 に示す。冷却設計においても数値シミュレーションを活用した技術開発が行われている。

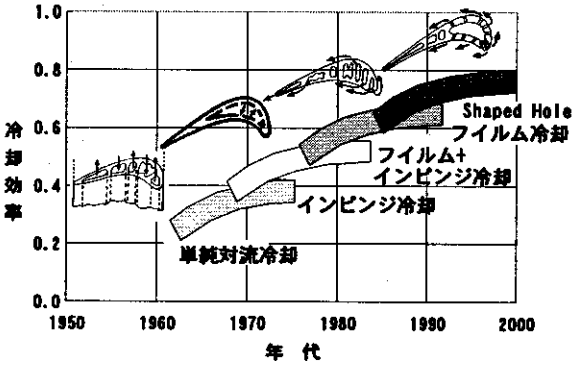


図.7　冷却技術の向上

タービン入口温度の高温化のために、耐用温度を向上させる材料の開発がなされている。動翼では高温環境で長時間遠心力が作用するため、クリープ強度の向上が求められる。一方向凝固合金や単結晶合金によるクリープ強度の向上を図.8 に示す。さらに耐用温度の一層の向上を目指して、ＣＭＣ(Ceramics Matrix Composites)材料等の開発も行なわれている。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

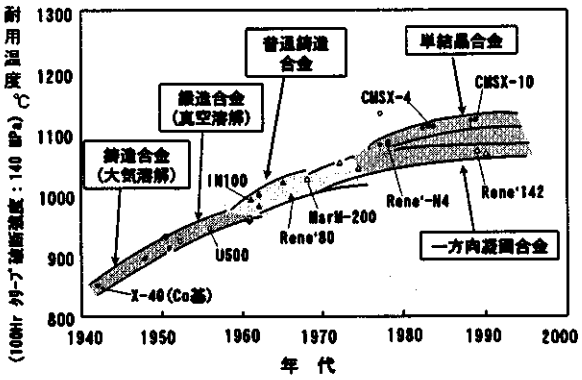


図.8　　耐熱材料技術の向上

環境適合性のひとつに低ＮＯｘ化の要求がある。燃焼温度が高いとＮＯｘ発生量が増加するため、図.9 に示すように、液体燃料を均一に微粒化しつつ希薄急速混合を促進するとともに、燃焼器入口の高温高圧化の条件下で逆火・自着火等の基本特性も満足するような燃焼器の開発が進められている。化学反応を伴う燃焼現象は、実験によるデータベースに基づき試作試験を重ねてきたが、内部流れや燃料濃度分布の予測に数値シミュレーションが適用されるようになってきた。

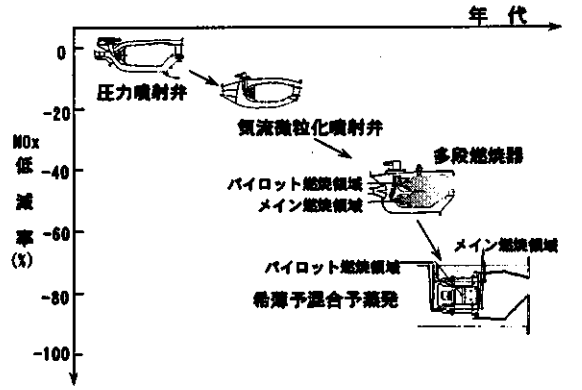


図.9　　低 NOｘ燃焼技術の向上

3.3 技術開発プロジェクト

要素技術を先行開発することは、エンジン製品開発を計画通りに進める上で重要であり、米国では、ＮＡＳＡが中心となり、産学官が一体となって技術開発プログラムを推進している。我が国でも、超音速機用エンジンの国際共同開発に備え、日本独自技術を開発するためにＨＹＰＲプロジェクトが平成元年から開始された。要素技術や可変サイクルを含めてエンジン形態での技術実証まで行われた。さらに、環境適合技術を取得するＥＳＰＲプログラムが平成１１年～１５年に実施された。これらのプログラムには、国内だけでなく、海外のエンジンメーカーも参加し、技術開発の場でも国際レベルでの開発が行われた。技術的成果に加えて、技術交流の面での意義も大きい。

４．技術の伝承

技術の伝承は、基本的には技術者を媒体として行われる。技術者から技術者への伝承は、ラインでの業務を介したＯＪＴが中心となるが、さらに効率的に技術を修得できるように技術者教育が行われる。また、開発された技術が、次世代の技術者に有効活用されるように、情報として残すことも必要である。さらに、技術の高度化に伴い組織的に伝承するしくみも必要となる。

4.1　技術の高度化に対応するしくみ

グローバルな競争の中で、技術の高度化に対応するために、ＩＨＩでは図.10 に示すようにエンジン製品開発と技術開発の役割を分担するマトリクス組織としている。エンジン製品開発を取り纏めるプロマネ、技術面での総括責任者であるチーフエンジニア、エンジン設計責任者であるチーフデザイナーは製品事業部に所属する。一方、空力技術、材料技術といった専門技術分野ごとのスペシャリストは、技術開発センターに所属する。ファン、タービンなどのエンジン要素を取り纏める技術者は、エキスパートと称し、プロジェクトに応じて、センターもしくは製品事業部に所属する。

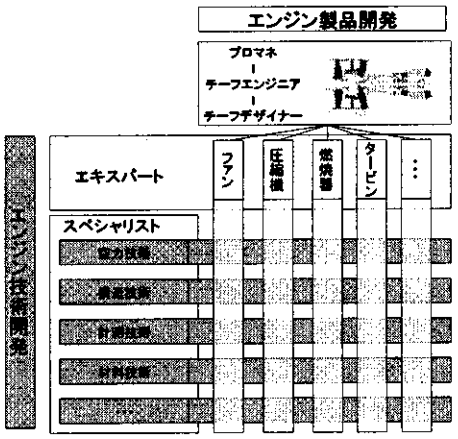


図.10　　技術の高度化への組織的対応

このようなマトリクス組織にすることによって、

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

図.11 に示すように、スペシャリストは担当分野での技術開発を通して自らの専門性を深める。一方、エキスパートは、ローテーションによって空力、構造などの異なる技術分野を経験するとともに、異なる部品・モジュールや異なるプロジェクトを担当することによって、広範な設計経験を重ねるキャリアパスが想定されている。

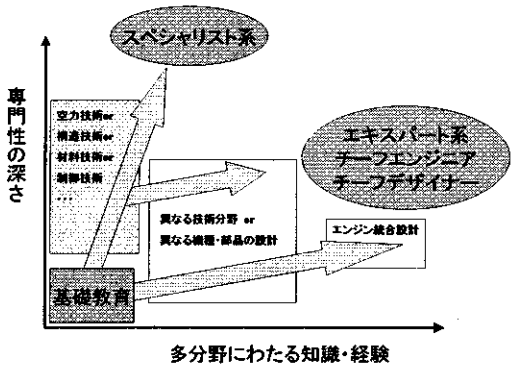


図.11　技術者のキャリアパス

4.2 技術者教育

スペシャリストならびにエキスパートとして、しかるべき能力を発揮し、知識経験を有すると認められた技術者はキーパーソンとして認定される。キーパーソンに至るまでの育成の過程を図.12 に示す。

高温、高圧、流体、回転機械である航空エンジンを扱う技術者には、４大力学（材料力学、流体力学、機械力学、熱力学）に加えて、制御工学などの基礎学力が求められる。主として新入社員などの若手や異動者を対象として、基礎的な技術者教育が行われる。技術者教育には、技術者倫理、過去の失敗事例の解説なども含まれる。

新入社員には指導員が定められ、入社３年頃までは、指導員の下でＯＪＴが行われるが、３年頃からは、製品・技術開発プロジェクトにて独力で業務を遂行する割合が増していく。

また、個人別のキャリアパスを考えた中長期的な育成計画を立案するとともに、業務内容に合わせて作成する単年度教育計画に基づいて育成する。教育計画には集合教育による座学や自己啓発も含まれるが、主体はラインによるＯＪＴである。技術者の力量レベルが定められた段階に達すると、１～２年の教育期間を経てサブキーパーソンとして認定される。サブキーパーソンとしてさらに実務経験を積み、教育ならびに評価を受けることでキーパーソンとして認定される。サブキーパーソンならびにキーパーソン候補者の教育は、現在のキーパーソンが自らの後継者育成として行うもので、人から人への固有技術の伝承を確実に行うためのしくみとなっている。

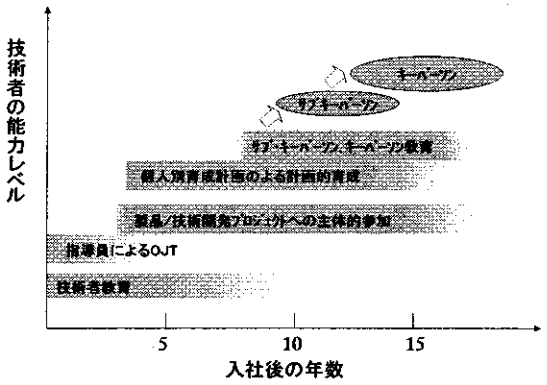


図.12　技術者教育

4.3 プロジェクトを通した育成

エンジン開発の開始から完了までには概念設計、基本設計、詳細設計、開発試験評価とステップがある。Ｖ２５００では型式承認取得まで４年以上かかっており、最近のＣＦ３４－８Ｃでも約３年かかっている。仕様設定段階や運用段階まで含めると、１０年以上かかわらないとエンジン開発を一通り経験することはできない。また、エンジンの開発はいくつもの技術分野の統合されたものであり、全体最適な判断をするためには、幅広い知見が必要である。複数のエンジン開発プロジェクトで多様な設計フェーズを経験することは、特にエンジン設計を取り纏めるエキスパートとしての技術者育成に欠かせない。

4.4 形式知化による伝承

技術開発プロジェクトの成果として検証された設計技術は、図.13 に示されるように設計規準、設計ツール等によって製品開発プロジェクトに伝えられる。また、技術開発ならびに製品開発中に発生した様々な問題は、設計教訓集として集約され、次のエンジン開発に反映される。

設計規準は、設計経験に基づいて、一連の設計プロセス、設計手法を示したものである。規準どおりに設計することに問題があることが判明した場合は、しかるべき審査を経て改訂される。設計教訓集は、開発過程で生じた問題の原因分析、対

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

策ならびに効果に関するデータベースであり、設計者は設計の際に、関連する設計教訓集を参照することが義務付けられている。設計規準、設計教訓集以外にも、規格、ビジネスルール等が形式知化された情報に該当する。

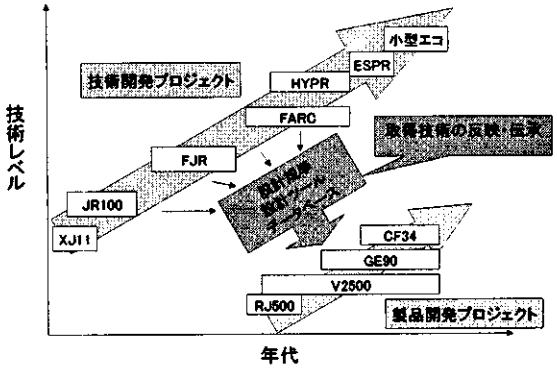


図.13　　形式知による技術伝承

4.5　デザインレビューによる伝承

ＯＪＴに基づく技術伝承は、基本的には設計ラインによる局所的なものである。内容は濃いが、上司や先輩の経験の範囲に依存しているため、偏りがあることは否めない。重要なＤＲＢには、他部門の設計経験者や、組織の認める有識者が参加するので、日頃得ることができない設計情報、設計の考え方、設計判断時のバランス感覚などを直接知ることができる。形式知化が困難な暗黙知を伝える貴重な場でもある。

4.6　匠道場による伝承

ＩＨＩの田無工場では、「匠道場」と呼ばれるスペースが設けられ、旋盤などの工作機械を使って、技能職ばかりでなく工程設計を担当する生産技術者に対しても、図.14に示すように先輩から若手に熟練の技を伝承する形で行っている。初級（入社3年目まで）、中級（４年目から）、上級（７年目から）の３コースに分かれており、一定時間は実務を離れ、座学と実技により、生産技術と技能を伝えている。

図.14　　匠道場での技能伝承

5．おわりに

弊社の航空機エンジンの技術開発と技術伝承について述べた。これまでの国際共同開発では、担当部位に関して欧米の先進メーカーにキャッチアップして、競争できるレベルに到達することが目標であった。これら製品開発や先行する技術開発プロジェクトを通して、着実に技術力の向上を図り、上述のしくみによる技術の伝承、積上げを行うことにより、グローバルレベルの技術を保有することができた。

一方、これからの国際共同開発プログラムへの有利な条件での参入あるいは我国主体のエンジン開発のためには、差別化できる技術を持つことが重要である。そのためには、既存技術を着実に伝承してスパイラルアップをはかるばかりでなく、独創的な技術開発を推進する風土への変革が必要と考える。今までとは異なる独自の課題設定、異分野技術も積極的に取り込んだ課題解決が実現できる技術者の育成が必要である。そのためには、社内での技術開発と伝承だけでなく、大学等社外の研究機関とも積極的に交流を図り、得意分野を活かした連携によって技術開発を推進することの重要性が増している。ＦＪＲから国際共同開発に発展させたように、製品開発プロジェクトに先行して、産学官が連携した技術開発プログラムを継続的に立ち上げることは、航空エンジン事業に必要な技術ならびに技術の担い手である技術者を継続的に育てる場としても重要である。

参 考 文 献

1) 玉木貞一：ジェットエンジン開発の１０年と将来への展望　創立３０周年記念ガスタービン講演会講演論文集、(2002) pp.1-6

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－1

多段化による筒状火炎希薄予混合燃焼器の超低 NOx 作動範囲の拡大

＊高木　秀幸（法大院），山田　秀志，林　茂（JAXA），川上　忠重（法大）

Extended operating range of low-NOx emissions by staged lean premixed tubular flame combustion

Hideyuki TAKAGI(Hosei Univ.), Hideshi YAMADA, Shigeru HAYASHI(JAXA)
and Tadashige KAWAKAMI(Hosei Univ.)

ABSTRACT

All gas turbines operate at overall fuel lean conditions. Thus, lean premixed combustion is the most promising approach for ultra-low NOx emissions from gas turbines. Flame stability is worse and combustion is incomplete to produce high CO and HC emissions at very lean conditions where ultra-low NOx is achieved. Various concepts have been proposed to extend the limit of complete combustion to a leaner side.

To overcome the problem we have proposed a new ultra-low NOx combustion concept, lean-lean multi-stage combustion, where lean to ultra-lean mixtures are injected into the hot product from the primary and secondary stage.

In the present study, emissions and flame stability were investigated for two-stage and three-stage tubular flame combustor. Secondary mixture of various fuel concentrations was injected into the primary product and tertiary mixture into the secondary product through the tangential slots on a cylindrical combustor wall. The effects of air and fuel splits between stages on the emissions and combustion characteristics were investigate.

Key words: Lean-lean multi-stage combustion, Tubular flame

1. まえがき

NOx は、酸性雨や光化学スモッグを引き起こす原因となっており、高空での航空機からの NOx 排出はオゾン層破壊の原因となっている。ガスタービンは、熱効率向上のため高温高圧下での燃焼が必要であり、必然的に NOx 生成が促進される。

ガスタービンから排出される NOx を抑制するには、混合気の希薄化、均質化によって燃焼ガス温度を平均的に低くできる希薄予混合燃焼が有効である。しかし、希薄予混合燃焼は当量比が低いと火炎が不安定となり未燃焼成分を排出して燃焼効率の低下を招く。また、当量比が高いと燃焼ガス温度が高くなり、NOx 排出が急激に増加する。このように希薄予混合燃焼では、低 NOx、高い燃焼効率の両立ができる範囲が狭い範囲に限られてしまう。通常のガスタービンの場合、定格負荷での当量比はアイドリング時の２倍～3 倍である。そのため、希薄予混合燃焼を用いた実機で負荷の変化に対応するためには何らかの工夫が必要となる。

低 NOx 排出の下で作動範囲を拡大するため、高温の既燃ガス中に予混合気を噴射する２段希薄予混合燃焼法が研究されている[1]。超希薄な混合気でもその温度が十分に高ければ反応して熱を発生する。したがって、高温の既燃ガス中に予混合気を噴射し混合することにより、通常では燃焼できないような希薄な状態でも反応させることができる。混合がうまく行えれば、予混合気濃度が極め

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

て小さいときでも完全燃焼が可能であり、予混合気が希薄であれば当然 NOx の生成も小さいはずである。

2 段希薄予混合燃焼は 1 段目の既燃ガス中に予混合気を噴射するため、1 段目の保炎が重要となる。予混合気をスリットから接線方向に噴射すると、円筒の形状をもった筒状火炎が形成される[2)]。この筒状火炎は、中心部に存在する温度の高い既燃ガスと混合気が大きな面積で接触し、火炎面に垂直な混合気の速度が極めて小さいために、静止混合気の場合の可燃限界に近い当量比まで保炎ができる可能性がある。旋回流れ場の内側に密度の小さい既燃ガスが存在し、その外側に密度の大きな混合気が存在するこの火炎の構造は、極めて安定している。

前報[3)]では、この筒状火炎を用いた 2 段希薄予混合燃焼を用いることによって、低 NOx 排出の下で作動範囲を拡大できることが示された。本実験では、より作動範囲を拡大するため、予混合気をさらに多段化した筒状火炎希薄予混合燃焼器の排出特性を調べた。

【記号】

ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3：1 次、2 次、3 次当量比

ϕt：全体当量比

Wa_1, Wa_2, Wa_3：1 次、2 次、3 次空気流量 [g/s]

Wat：全体空気流量 [g/s]

Wf_1, Wf_2, Wf_3：1 次、2 次、3 次燃料流量 [g/s]

Wft：全体燃料流量 [g/s]

U_1, U_2, U_3：1 次、2 次、3 次側出口断面平均流速 [m/s]

Tin：燃焼器入口での予混合気温度 [℃]

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

本実験で使用した燃焼器の概略図を図 1 に、燃焼器の写真を図 2 に示す。燃焼器の内管には、円周上から接線方向に 4 箇所に等配に長方形のスリット（図 3）が取り付けられている。燃焼器のスリットからは、予混合気が接線方向に噴射され、筒状火炎が形成される。1 次側のスリットの大きさは軸方向 25mm、高さ 3mm、2 次側のスリットは軸方向 50mm、高さ 6mm、3 次側のスリットは軸方向 25mm、高さ 6mm である。燃焼器の 1 次側の出口は直径 40mm、2 次側の出口は直径 56.6mm、3 次側の出口は直径 80mm となっていて、面積比にすると 1:2:4 となっていて、$Wa_1:Wa_2:Wa_3=1:1:2$ の時に各断面の平均流速が一定となる。燃焼筒の直径は 100mm となっていて、出口においてプローブのサイズに合わせて内径が 80mm に絞られている。燃焼筒の外周部は熱損失を防ぐため断熱材で被ってある。燃焼器の 1,2,3 段目はフランジで留められており、それぞれ独立して使用することもでき、燃焼器内のスリット付き内管も取り替えられるようになっている。

燃焼用の空気はコンプレッサーより供給され、マスフローメーターで流量制御され、電気ヒーターによって加熱された後、スタティックミキサへ入る。本実験では、燃料はメタンを使用した。燃料はマスフローコントローラーで流量制御され、スタティックミキサへ入り加熱された空気と均一に混合する。

燃焼器入口での予混合気温度は K 熱電対により測定する。各断面の断面平均流速 U_1、U_2、U_3 は空気流量と各断面積から計算した。なお、U_2 は Wa_1 と Wa_2 の合計、U_3 は Wat より算出した。ϕ_1、ϕ_2、ϕ_3 は空気流量と燃料流量から計算した値である。各計測器から出力された空気流量、燃料流量、温度の電気信号はデータロガーに集められる。コンピュータのディスプレイには空気流量、燃料流量、流速、当量比、温度などが常に表示される。

2.2 ガス分析

ガス分析は、ステンレス製温水冷却式十字プローブ（12 孔の集合プローブ）で燃焼器出口から 15mm 上流の位置において燃焼ガスを採取して行った。採取されたガスは加熱チューブを通りプローブから連続ガス分析装置まで送られ、NO、NOx($NO+NO_2$)、THC（全炭化水素）、CO、CO_2、O_2 の各成分濃度が決定される。各成分の測定は、

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

それぞれ CO、CO_2 は非分散型赤外線吸収法（NDIR 法）、NO,NO_2 はケミルミネッセンス法（化学発光法）、THC は水素炎イオン化検出法（FID 法）、O_2 は磁気圧法によって行った。連続ガス分析装置で NOx、NO、THC、CO、CO_2、O_2 の各成分の濃度を測定した。分析ガスの組成から NOx 排出（15%O_2 換算濃度）、燃焼効率、全体当量比 ϕt を算出した。

3. 実験結果および考察

3.1 1段燃焼と2段燃焼の比較

図4は Tin=200℃の条件で、Wa_1 に対して、Wa_2 を1～2倍変化させたときの1段燃焼と2段燃焼の NOx 排出、燃焼効率および全体当量比 ϕt から計算した出口ガス温度を比較したものである。なお、この試験の際には、燃焼器の3段目が火炎にさらされてしまうので、図1に示した燃焼器の3段目を取り外して試験を行った。

●は1段燃焼のみの結果で、○は2段燃焼の結果である。まず、1段燃焼の排出特性について見てみる。1段燃焼については、保炎限界付近の当量比から NOx 排出がピークを迎え、減少する当量比までの排出特性を調べた。1段燃焼の場合、当量比が増加するにしたがって、急激に NOx 排出は増加していった。また、NOx 排出のピークは理論燃空比に近い値でピークを示し、それよりも ϕ_1 が過濃側になると NOx 排出は減少していった。これは予混合燃焼の特性をよく表している。また、1段目と2段目の空気比を変化させた場合の排出特性を見てみると、NOx 排出は Wa_2 が増加するにしたがって ϕt が小さくなる側に移行していて、ピークの高さは Wa_2 が多いほど低くなっている。これは Wa_2 が多いほどクエンチング効果が大きく、さらに燃焼器内の燃焼ガスの滞留時間が短くなったためと考えられる。燃焼効率については、Wa_2 が多くなるほど希薄側での燃焼効率の低下が見られる。これは Wa_2 が多くなると、流入する空気には旋回がかかっているので、2次の空気が1次の燃焼領

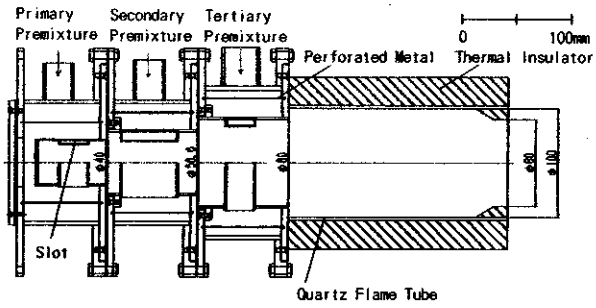


Fig.1 Schematic of three-stage combustor

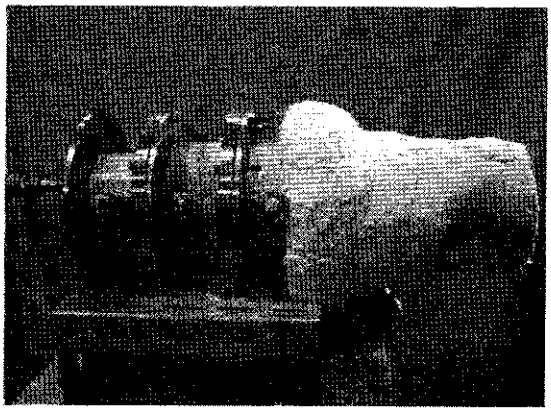


Fig.2 Photograph of three-stage combustor

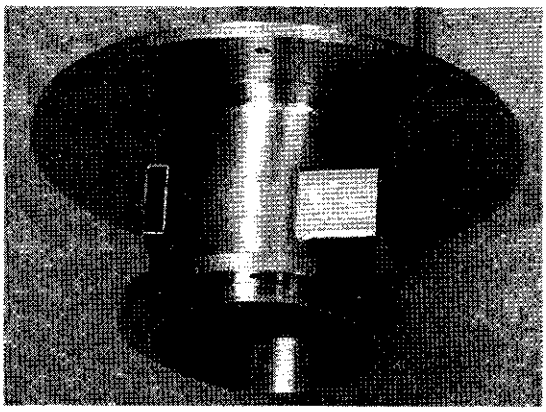


Fig.3 Photograph of swirl generator

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

域に逆流し、1 次の燃焼領域の温度が低下したためと考えられる。

次に 2 段燃焼の排出特性について見てみる。2 段燃焼は、1 次側の燃焼ガスが完全燃焼する当量比に達した後に、2 次の燃料を供給し、排出特性を調べた。なお、Wa_1: Wa_2=1:2 の場合には、ϕ_1=0.7 では 1 次側の燃焼が不完全燃焼になってしまったため、ϕ_1=0.75 で 1 次側を燃焼させた。グラフ中の ϕ_1 の下には 1 次側の既燃ガスと 2 次側の空気が均一に混合したと仮定した場合の断熱火炎温度を示した。NOx 排出について見てみると、1 段燃焼の場合と大きく異なり、ϕ_2 を増加させていっても NOx 排出は横ばいの値を示していて、ϕt=0.6 付近(1800K)から増加していった。2 次予混合気を噴射して燃焼ガス温度が上昇しているにも関わらず、NOx 排出量が減少しているのは 2 次側の燃焼の NOx 生成割合が小さいためと考えられる。燃焼効率について見てみると、Wa_1: Wa_2=1:1 の条件では ϕ_2 が常温では反応できない極めて希薄な条件でもほぼ 100%となった。Wa_1: Wa_2=1:1.5 および Wa_1: Wa_2=1:2 の場合には燃焼効率の大きな低下を招くが徐々に回復して 100%に達する。これは、図 4 に示した ϕt に対する断熱火炎温度からわかるように、1 次側の既燃ガスの温度が低くなったために 2 次側の燃料が反応しにくくなったためと考えられる。2 次側の燃料が増すにつれて火炎温度が上昇し Wa_2=15g/s では 1550K、Wa_2=20g/s では 1690K で完全燃焼した。

図 5 に ϕt に対する CO と THC の排出特性の比較を示す。1 段燃焼の場合は、当量比を上げるほど CO、THC ともに排出量が減少していった。2 段燃焼の場合は、Wa_1: Wa_2=1:1 の条件では CO、THC ともに全当量比範囲で低い排出レベルとなったが、Wa_1: Wa_2=1:1.5 および Wa_1: Wa_2=1:2 の場合には 2 次の燃料を噴射すると CO、THC の排出量が増加した。これは、2 次の燃料が反応できずに、そのまま排出されてしまった結果と考えられる。図 4 に示した Wa_1: Wa_2=1:1.5 および Wa_1: Wa_2=1:2 の条件における燃焼効率の低下の原因はこれであると考えられる。

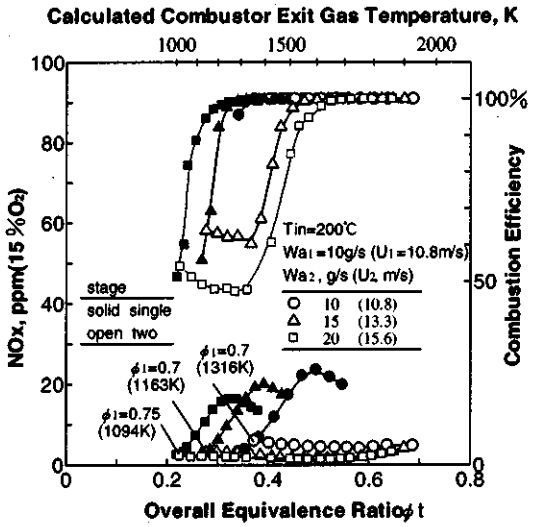


Fig.4 Effects of secondary airflow rate on NOx emissions and combustion efficiency in single- and two-stage combustion in three-stage combustor with third stage dismounted.

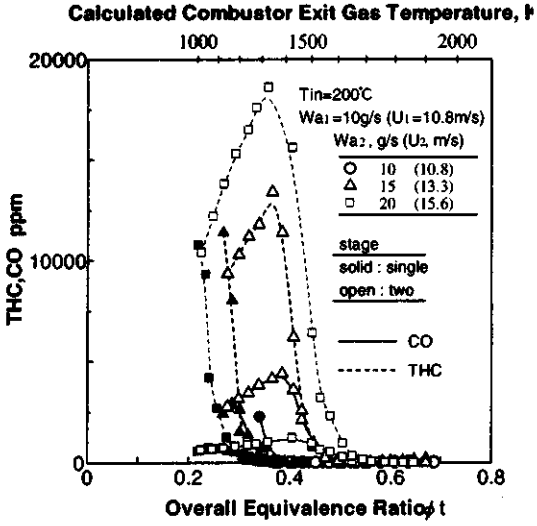


Fig.5 CO and THC emissions vs. overall equivalence ratio, for ϕt for single-stage and two-stage combustions.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3.2　3段燃焼の排出特性

3.1に示したように、2段燃焼においてWa_1に対してWa_2が大きくなると、2次燃料が噴射された直後から完全燃焼する当量比までは、未燃焼成分が排出され燃焼効率が低下してしまう問題がある。これは、Wa_1:Wa_2=1:2というように1次の空気量に対して、大きな2次の空気量を供給すると、上流からの既燃ガスと下流の空気が混合したときの温度が低下してしまい、2次の燃料が反応しにくくなってしまい、燃焼効率が低下してしまうからである。したがって、これを回避する方法として、Wa_1: Wa_2=1:2というように空気を供給するのではなく、Wa_1:Wa_2:Wa_3=1:1:1というように、さらに多段階に分けて供給すれば燃焼効率の低下を防げる可能性がある。

図6はTin=200℃、Wa_1:Wa_2:Wa_3=10:10:10(g/s)の条件での排出特性を示したものである。1次側のみから燃料を噴射し、単独で燃焼させた場合には、ϕ_1=0.75では燃焼が不安定となったため、多段燃焼させる時には、ϕ_1=0.85で燃焼させておき、2次および3次の燃料を供給して、排出特性を調べた。

1段燃焼については図4と同様に、急激にNOx排出が増大し、ピークをもって減少した。図4のWa_1:Wa_2=10:20(g/s)の場合と比べてピークの値が大きいのは、1次側の既燃ガスと2次側の空気が混合したときの温度が高いためと考えられる。

次に、3段燃焼について見てみる。まず、ϕ_1=0.85で1次側を燃焼させておき、その燃焼ガス中に2次の燃料を供給した。そして、ϕ_2=0.55に固定しておき、3次の燃料を供給した。NOx排出は2段燃焼の時と同様に、2次および3次燃料を増加させていっても横ばいの値を示した。さらに、ϕ_1=0.85、ϕ_2=0.55の状態からϕ_1=0.75、ϕ_2=0.65に変化させ排出特性を調べた。NOx排出は前者よりも後者の方が低いレベルとなった。これはϕ_1が0.85から0.75になったことで、局所的な高温領域がなくなり、NOxの生成が抑制されたためと考えられる。このことから、多段燃焼においては1段目からのNOx排出が支配的であるといえる。したがって1次の当量比はNOx排出量が少なく、かつ2次、3次の予混合気が完全燃焼できる可能な限り希薄な状態が望ましい。

燃焼効率については大きな改善が見られた。図7はϕtに対するCOとTHCの排出特性の比較である。3段燃焼の排出特性を見てみると、2次および

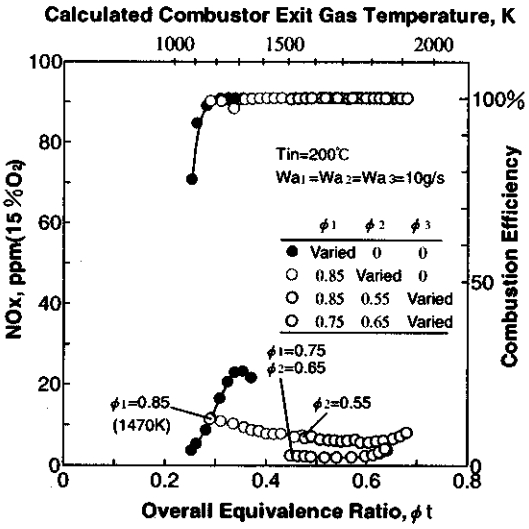


Fig.6 Effects of fuel splits among three stages on NOx emissions and combustion efficiency.

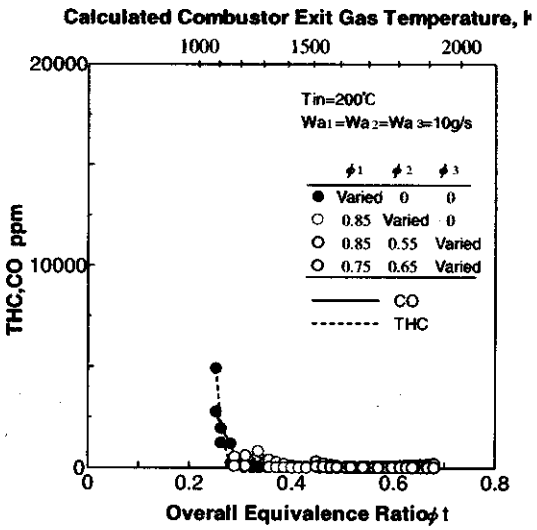


Fig.7 Effects of fuel splits among three stages on CO and THC emissions.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3 次燃料の噴射された直後にはわずかに THC が排出されたが、それ以外の全当量比範囲で CO、THC ともにほとんど排出されていない。Wa_1:Wa_2=10:20(g/s)の場合には図 4 に示したように、2 次の燃料が噴射されると大きく燃焼効率が低下してしまったが、Wa_1:Wa_2:Wa_3=10:10:10(g/s)の場合には、ϕt=0.3～0.7 のほぼ全範囲で完全燃焼が達成できた。このことから、空気の多段化によって上流からの既燃ガスと下流の空気が混合したときの温度の低下を防止できたといえる。

4. 結論

この研究の主な結果は次の通りである。

(1) 筒状火炎を用いた 2 段希薄予混合燃焼を用いることによって、従来の希薄予混合燃焼に比べて、広い当量比の範囲(ϕt=0.37～0.69)にわたって高い燃焼効率と低 NOx 排出が可能である。

(2) 空気を多段化して供給することにより、上流からの既燃ガスと下流の空気が混合したときの温度の低下を防止でき、多段燃焼させたときの全当量比範囲(ϕt=0.29～0.69)にわたって完全燃焼と低 NOx 排出が可能である。

参考文献

1) Hayashi.S, Yamada.H : NOx Emissions in Combustion of Lean Premixed Mixtures Injected into Hot Burned gas, Proc. Combustion Institute,vol.28.Part Ⅱ.2000,pp.2443-2449(2000)

2) Ishizuka S.: An Experimental Study on Extinction and Stability of Tubular Flames, *Combustion and Flame*, 75: 367-379 (1989).

3) 高木、會田、山田、林、川上：筒状火炎を用いた 2 段希薄予混合燃焼、第 31 回ガスタービン定期講演会　講演論文集：pp87-92(2003)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－2

“LL2 燃焼”による液体燃料焚き燃焼器の超低 NOx 作動範囲拡大の実現

*山田　秀志，林　茂，牧田　光正（宇宙航空研究開発機構）

Demonstration of Extended Operating Range of Ultra-Low NOx Emissions of a Liquid-Fueled Gas Turbine Combustor by “LL2” Combustion Concept

*Hideshi YAMADA, Shigeru HAYASHI and Mitsumasa MAKIDA(JAXA)

ABSTRACT

The lean-lean two-stage (LL2) combustion concept using the reactions of lean to ultra-lean premixed mixtures injected into the hot burned gas produced in the lean-burn primary stage has the potential to extend the ultra-low NOx operating range of gas turbines. A tubular model combustor for a simple cycle 200 kW gas turbine was designed based on this concept. Two secondary mixture injection tubes with a flow deflector at the exit, extending into the primary combustion zone, were used to inject lean premixed prevaporized kerosene-air mixtures of various fuel concentrations into a mass of hot burned gas produced by the lean burn primary burners. The emissions and combustion characteristics were evaluated at the full power conditions of the gas turbine, at 600 K inlet air temperature and 0.8 MPa pressure, for two sizes of mixture injection tubes.

Key words: Gas turbine combustor, Ultra-low NOx, Lean-lean two-stage combustion, premixed and prevaporized combustion

1．はじめに

航空機および産業用のガスタービンエンジンにおいては、燃焼室に繋がる通路を流れる空気流に燃料を供給し、空気と燃料の混合気を予め形成させ燃焼する予混合燃焼と、特に噴射される燃料が液体の場合には予蒸発予混合燃焼などが採用されている。燃料と混合される空気の量が完全燃焼させるのに必要な量よりもかなり多い場合には、希薄予混合燃焼と呼ばれている。

混合気を希薄にするほどNOxの発生を抑制できるが、燃焼温度が抑制されるので一酸化炭素等の未燃焼成分の排出量も増加しやすくなる。そのため、完全燃焼と低NOx排出とを両立するためには、NOx の生成を支配する燃焼温度に関係する燃料と空気の混合比の最適値を含む狭い範囲に維持する必要がある。一方でガスタービンの出力の制御は燃料流量に依存しているので、燃焼に必要な空気流量を燃料流量に対応して制御する必要があり、そのためには空気通路に流量調節機構を採用することが不可欠であった[1]。また、複数のバーナを用いて出力に応じて作動するバーナの本数を順次変化させる方法もある[2]。

著者らはガスタービン燃焼器において点火すら困難な希薄な混合気であっても高温の既燃ガスを利用して希薄混合気の燃焼反応（Lean-lean two-stage combustion、LL2 と呼んでいる）を起こさせる[3]ことにより燃焼用空気流量を調整する可変機構やマルチバーナ方式での燃料ステージングを用いることなく、超低 NOx 排出を実現する液体燃料焚きガスタービン燃焼器の開発を進めてきた。また、広い作動範囲にわたって高い燃焼効率が実現し、実用化の見通しが得られたので紹介する。

2．低 NOx 化コンセプト

予蒸発予混合燃焼はガスタービン燃焼器の低 NOx 化に最も有望な手法で有るが、同時にＣＯ、ＨＣの排出も低くするには、負荷に応じて燃料/空気比を制御しなければならない。燃焼領域の当量比の制御方法は大きく二つに分類され、先に述べたように燃焼負荷に応じて空気流量の配分を可変する機構を用いる方法と、分割された燃料が多数のバーナに供給され、それらの個数を制御する方法がある。しかし、可変機構は構造的な複雑さが有り、マルチバーナは隣接したバーナがいつも最適な状態で作動しているとは限らず、空気のみあるいは希薄な状態の場合には、消炎したり火炎が伝搬しなかったりという問題がある。

LL2 燃焼法は、連続的な燃焼反応を利用する方式で、パイロット領域で完全燃焼させた高温の燃焼ガス中に、メインの希薄な予混合気を供給して反応を進めるため、メインの炎による安定化を図る必要がない。従ってパイロットとメインの燃料

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

流量の配分制御だけでガスタービンの負荷の変化に対応できる。

3．燃焼器模型

当機構で所有する単純サイクルで回転数一定の200kW ガスタービンに搭載可能な燃焼器を設計した。定格条件は圧力比８、燃焼器入口空気温度 600K、吸気空気流量 2kg/s、当量比範囲 0.12～0.24 である。

燃焼器の概略を図 1 に写真を図２に示す。逆流型の燃焼器ライナーで燃焼領域は直径 150mm で長さが 175mm、希釈領域は直径 125mm で長さが 150mm である。灯油と空気を予混合燃焼させる２つのパイロットバーナと、この高温燃焼ガス中に予蒸発予混合気を供給するメインの予混合気供給管を２本備えている。

パイロットバーナは燃焼器の中心軸から 40mm 離れた位置に長さ 80mm の混合部を配置し、メインの予混合気供給管は 58mm 離れた位置に長さ 150mm で燃焼器のライナードームを貫通して燃焼室内に 70mm 伸びている。

燃料ノズルは圧力スワール式（噴霧角 60 度、5GPH-100psi）で各々の混合部と予混合気供給管の入口に取り付けられている。燃料ノズル周りには２重のスワーラがあり、旋回はお互いに逆方向で中心付近にできる逆流領域の発生を押さえ、逆火や自発点火を防止している。

燃焼室内に伸びたメインの予混合気供給管出口部は、予蒸発予混合気がパイロットバーナからの既燃ガスに向かって噴射するように中心に向けた偏流板と側方に分割するためのＶ溝が設けられている（図２）。内部の直径は標準型(standard)で 30mm、大きなサイズ(Large)で 36mm の２種類である。このときの燃焼器の有効開口面積の比較を表１に示す。ライナーの冷却空気は希釈空気と合算している。

標準型の予混合気供給管の直径は、シンプルサイクルガスタービンの負荷範囲１：２をカバーできるように開口面積の配分を行った。600K の入口空気温度でパイロットバーナの局所当量比 ϕp を 0.6 で燃焼させ、この既燃ガスとメイン予混合供給管からの空気が混ざったときに、二段目の燃焼反応が開始できる温度になるように決定した。

4．燃料制御および試験方法

パイロットバーナとメインの予混合気供給管への燃料は、個々に制御バルブを介して供給ができる。４つの燃料供給ラインは、１台の燃料供給ポン

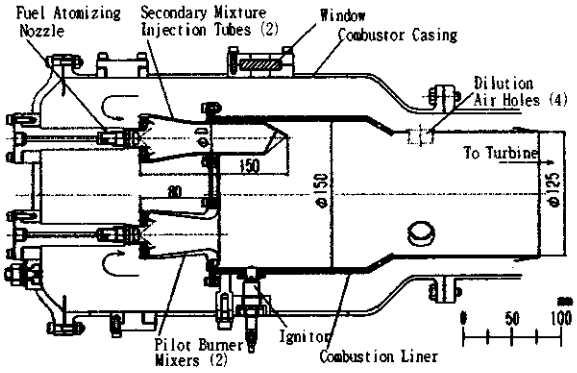


Fig. 1. A schematic drawing of model combustor for a 200 kW simple-cycle gas turbine of a pressure ratio of eight: two burners as primary stage and two secondary mixture injection tubes (standard size) symmetrically arranged around combustor liner axis.

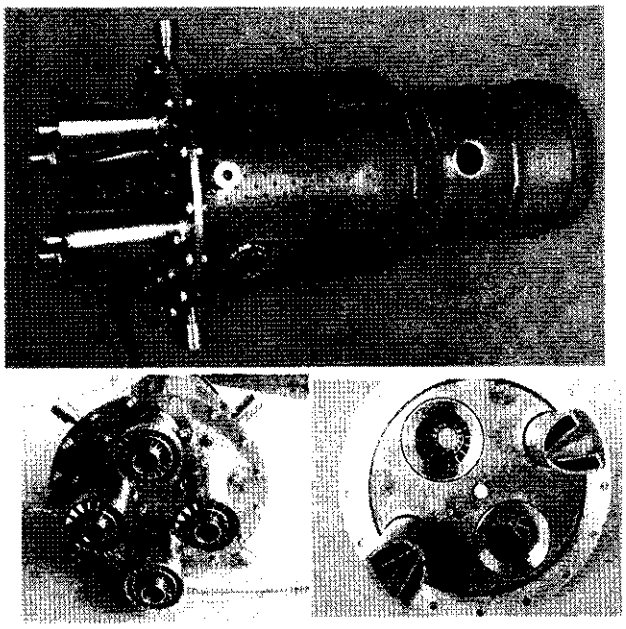
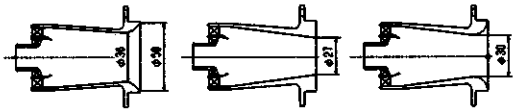


Fig.2. Photos of model combustor: side view (top), burners and mixture injection tubes (bottom left), combustion liner dome (bottom right).



(a) (b) (c)

Fig.3. Schematic drawings of pilot burner configurations.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 1. Air split ratios among main and pilot combustion zones and dilution/liner cooling for standard and large sizes of mixture injection tubes.

Injection Tubes	Main		Pilot		Dilution/ Cooling		Total	
	mm^2	%	mm^2	%	mm^2	%	mm^2	%
Standard	1208	27.9	1054.1	24.3	2074	47.8	4336.1	100
Large	2074	39.9	1054.1	20.3	2074	39.9	5202.1	100

プに接続されインバータ制御により供給圧力を変えることができる。燃焼器の入口条件（空気圧力、温度、流速）を設定した後、パイロットバーナだけに燃料を供給して点火プラグで着火した。

最初はパイロットバーナだけによる一段燃焼で着火性能、安定燃焼範囲を探り、良好なケースに対して排気特性を調べ、メインの燃料を供給するポイントを探った。

パイロットバーナによってエンジンのアイドル条件を満たし、徐々にメイン燃料を増加させることによって定格条件を含む条件まで試験を行った。

二段燃焼は、パイロットバーナにあらかじめ決められた燃料が一定流量となるように制御してメインの燃料を供給する場合と、燃料供給ポンプの吐出圧力を一定に保ちながらパイロットの燃料制御弁を固定し、メインの燃料を増加させる場合の２通りの方法で行った。後者の場合にはパイロットの燃料流量が最初の設定値よりも減少したが不安定燃焼の基にはならなかった。この実験では、燃料を分割供給する場合の最適な点を見つけるのも目的のひとつである。

５．試験結果

試験は定格条件（圧力比８、燃焼器入口空気温度 600K、吸気空気流量 2kg/s、当量比範囲 0.12～0.24）の負荷範囲を含む当量比で、パイロットバーナ単独燃焼とメイン燃料を加えた二段燃焼を行い燃焼性能や排気特性を調べた。結果の整理にはガス分析から計算した当量比を用いた。

５.１ パイロットバーナの燃焼特性

パイロットバーナの混合部出口スロートの形状と大きさによっては逆火を起こしたり、負荷を上げたときに振動燃焼が発生した。初期の形状から対策を施した最終モデルまでを図３に示す。スワーラの有効開口面積とスロート部出口部面積比の違いで（ａ）は逆火が起きやすく、（ｂ）は振動燃焼発生しやすかった。（ｃ）は最終モデルで図１の概

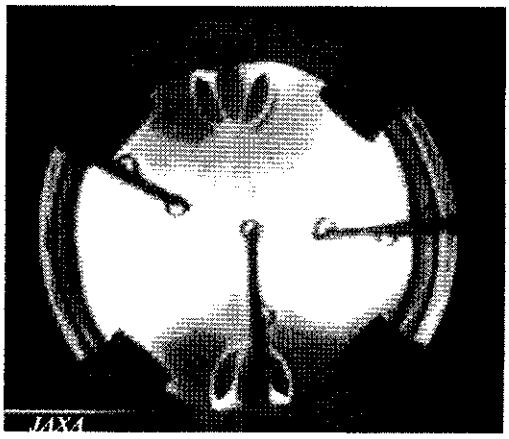


Fig.4. Photo of flames of primary mixtures and secondary mixture jets.

要図にも示しているが、燃焼安定範囲が広く二段燃焼時のメインの燃焼からの干渉を受けにくかった。

ガスタービンに搭載するためには、起動時の圧力や空気温度が低い条件でも着火する必要がある。最終モデル（ｃ）のパイロットバーナは、研究用ガスタービンの起動スケジュールによる着火条件（0.4MPa, 400K, 0.9kg/s）での作動は良好で再現性もあった。

５.２ ＬＬ２燃焼の排出特性

最終モデル（ｃ）のパイロットバーナと２種類のメイン予混合気供給管の組み合わせで試験を行った。

燃焼器下流側から撮影した二段燃焼時の写真を図４に示す。左右に輝いているのがパイロットバーナによる燃焼で、上下のＶ溝の開口部からメインの混合気が既燃ガスに向かって勢いよく噴出しているのが分かる。メインの混合気濃度が薄いときは炎が見えず、濃度が濃くなってくると出口から離れたところに炎が現われ、パイロットバーナを消すとメインの炎も瞬時に吹き消える。このことから、メインの予混合気供給管内での自発点火や逆火現象が起きていないことがわかる。また、今回の実験の範囲内では自発点火や逆火は起きなかった。

５.２.１ NOx 排出特性と燃焼効率

○Standard Size

図５は、当量比 ϕ に対する NOx（15%O_2換算）の排出と燃焼効率を示している。図中の添字の数字はパイロットの燃料流量 Wfp(g/s)を表している。

パイロット単独燃焼では ϕ＝0.15 を超えると燃焼効率が改善され NOx も数 ppm から 20 数 ppm まで急激に増加し、予混合燃焼の特徴を現わしている。NOx 排出値が 10ppm 以下のケースでも燃焼効率は 100%に達している。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

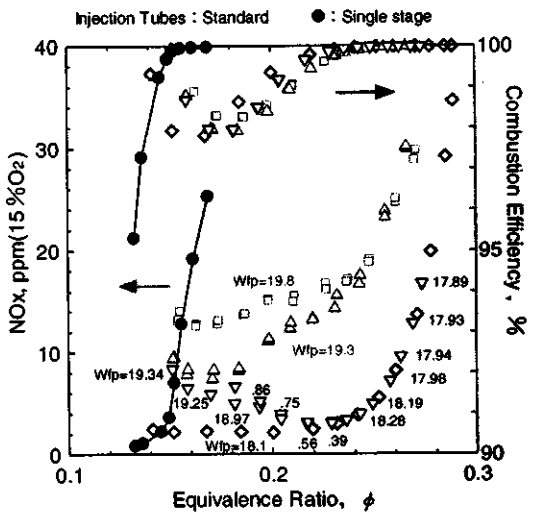


Fig.5. NOx emissions and combustion efficiency as a function of overall equivalence ratio, ϕ, for standard size of mixture injection tubes.

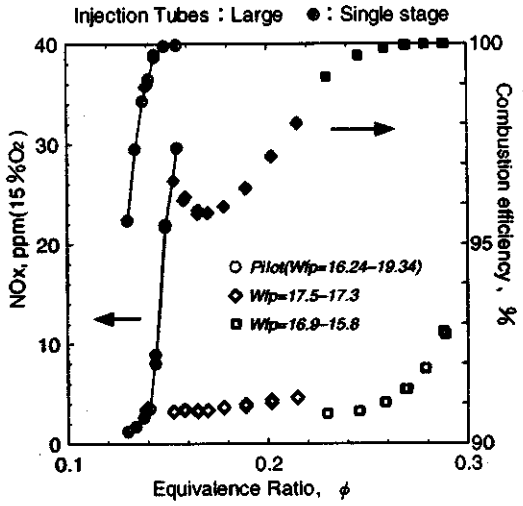


Fig.6. NOx emissions and combustion efficiency as a function of overall equivalence ratio, ϕ ,for large size of mixture injection tubes.

パイロットバーナは高効率かつ低 NOx の範囲が非常に狭いが、二段燃焼に必要な高温ガスを供給する重要な役割を果たすため、Wfp を変えて二段燃焼時の NOx 排出と燃焼効率におよぼす影響を調べた。

パイロットバーナが十分燃焼している当量比 ϕ =0.15 からメインの燃料を加えた。パイロットの燃料流量 Wfp を 18.1(g/s)一定とした場合、NOx はパイロットの初期の値 2.5ppm を ϕ=0.24 付近まで保ち、それより大きくなると一段燃焼と同じような傾向で急激に増加している。しかし、Wfp＝19.3、19.8(g/s)一定の場合は、初期の NOx レベルよりメインの燃料を加えた直後は減少し、徐々に増加して Wfp＝18.1 のときと同じように ϕ=0.24 を越えるあたりから急激に上昇し一本のラインに漸近している。

また、▽で示すように Wfp＝19.34 でパイロットの燃料制御弁を固定し、メインの燃料を増やすと Wfp は減少していき、NOx は 8 ppm から減り続け 3 ppm まで減少する。さらにメインの燃料を加えると Wfp は減少するが、NOx の排出は Wfp=18.1 一定としたラインと同じように上昇している。

このことから NOx の排出は、二段燃焼を開始する希薄側ではパイロットの当量比で決まるが、メインの燃料を増やすことによって、全体当量比が ϕ＝0.24 以上ではパイロットの当量比に関係なく二段燃焼領域の当量比が支配的となって NOx が増大すると推定できる。

燃焼効率は、メインの燃料を供給した直後から下がりはじめ Wfp が小さいほど落ち込みが大きくなっている。これは Wfp が少ないほどパイロット領域の当量比が小さいため二段燃焼に必要とするガス温度が低く、メインの混合気が超希薄なために燃えにくく燃焼効率が低くなる。逆に、Wfp が多い場合にはパイロット領域の当量比が若干高く燃焼温度も高いため、メインの混合気が超希薄でも効率の落ち込みは少ない。また、燃焼効率が改善する側では Wfp が小さいほど立ち上がりが早くなっている。同一当量比で比較した場合、パイロットの当量比が小さい分メインの当量比が濃くなっているため反応が敏感になっていると考えられる。

○Large Size

燃焼器の作動範囲をさらに広げるには ϕ＝0.24 より過濃側領域では NOx が急増するため利用し難い。従って希薄側へ範囲拡大するしかない。そのためパイロットバーナ部に入る空気流量を少なくした。この実験ではメインの予混合気供給管の直径を 30mm から 36mm に太くし、出口部の開口面積を 1208 mm^2 から 2074 mm^2 に拡大した。この結果、表 1 のようにパイロットバーナ部の開口面積割合が 24.3%から 20.3%に減少した。NOx の排出は、図 6 に示されるように単独燃焼時の当量比で希薄側へ移行し、勾配は標準型よりもきつくなった。

二段燃焼に必要な高温ガスの容量が少なくなったため、二段燃焼開始時の温度も下がり燃焼効率の低下が著しく、また、回復する当量比の値も大きくなっている。NOx の排出は ϕ＝0.22 付近まで 6ppm 以下であったが、さらに当量比を大きくする

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

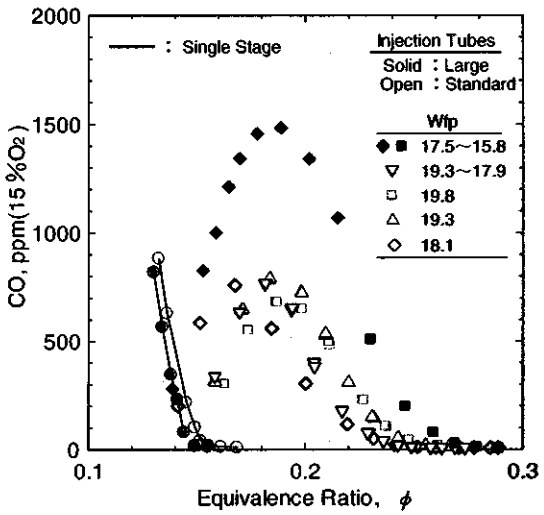


Fig.7. Carbon monoxide emissions as a function of overall equivalence ratio, ϕ.

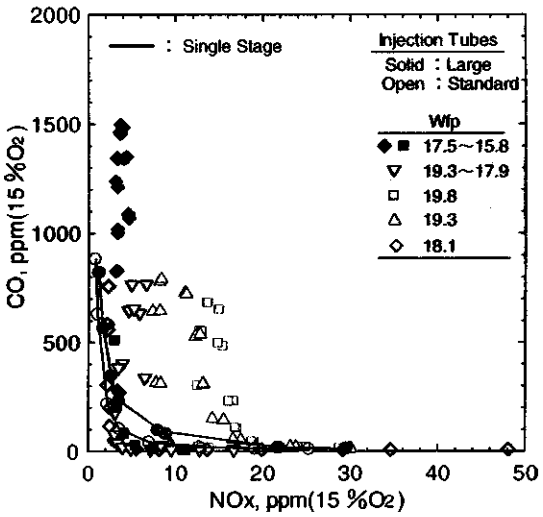


Fig. 9. Correlation between NOx and CO emissions for standard and large mixture injection tubes

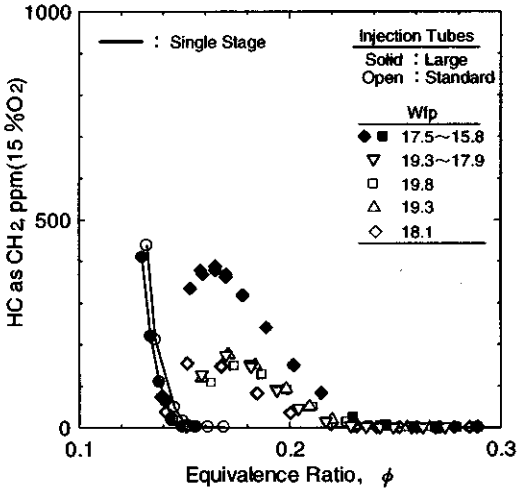


Fig.8. Hydrocarbons emissions as a function of overall equivalence ratio, ϕ.

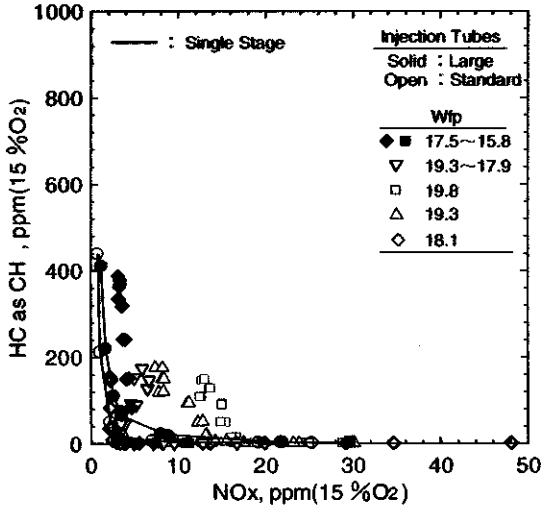


Fig.10. Correlation between NOx and HC emissions for standard and large mixture injection tubes.

と燃焼振動が発生したためパイロットの燃料流量を下げ燃焼振動を押さえた。Wfp を下げたことによって、NOx 排出レベルは下がり ϕ =0. 29 付近まで作動範囲が広がった。

実際のエンジン作動を考慮すればパイロットバーナの当量比を一定に保つ必要性はなく、低負荷時はパイロット領域のガス温度が高くなるように設定し、高負荷になるに従いメインの領域に燃料配分を多くすることによって、初期の燃焼効率の低下や高負荷時の NOx 排出を低く抑えることができる。また、産業用ガスタービンの場合には低負荷での連続運転は極めて少なく、1/2 負荷以上で運転する場合が多いため、標準型の設計で燃料の配分スケジュールを調整すれば、十分に高い燃焼効率で低 NOx を維持した広い作動範囲が確保できる。

5.2.2 CO と HC の排出特性

図 7、8 に当量比に対する CO と HC の排出を示す。両者共に当量比に対して同じような傾向を示し、パイロットバーナ単独燃焼時は CO、HC の排出は単調に減少している。二段燃焼を始めると CO、HC の排出は増加しピークをもち、さらにメインの燃料を増やすと 0 に近づく。

ピークの左側では二段目の混合気濃度が薄いために反応が進まず未燃焼成分が増加し、ピークの右側では燃焼領域のガス温度の上昇に伴い反応が進み急激に減少している。予混合気供給管の大き

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

なサイズの未燃焼成分が標準型に比べ高くなっているのは、メイン混合気の流量割合の増加とパイロット領域の高温ガスの減少に起因している。

5.2.3 NOx－CO と NOx－HC 排出の相関

CO と NOx 排出の相関を図 9 に示す。予混合気供給管の大きさに関係なく NOx の排出が少なくなるにしたがって CO の排出は増加している。図 10 に示す HC と NOx 排出の様子も CO の場合と良く似ている。これらの図の中でパイロットバーナ単独燃焼の場合には標準の予混合気供給管の方が大きい管より良い結果となっている。

二段燃焼時には図 5、6 からも分かるようにメイン燃料の供給し始めには燃焼効率が下がるため、未燃焼成分が排出しやすく、NOx 排出が少ない場合に顕著に表われている。また、大きい予混合気供給管の場合には当初の設計点より二段目に入る空気流量を増やしたために、二段燃焼に必要な高温ガスの容量が少なく、メイン領域の温度が下がり、燃焼効率の低下が標準型より著しく、未燃焼成分のレベルが高くなっている。

6. まとめ

パイロットバーナからの高温ガス中にメインの希薄予混合気を供給し燃焼させる（LL2）二段燃焼試験を行い、以下のような結果が得られた。

（1）低 NOx を維持しながら作動範囲の拡大を図るには二段燃焼が有効であった。

（2）メインの予混合管出口の偏流板と側方に分割するＶ溝は、パイロットの既燃ガスと二次混合気の混合促進を図るのに有効であった。

（3）二段燃焼を効率よく開始するには、二次混合気が混ざりあった領域の温度がキーポイントとなる。

（4）200kW クラスのガスタービン燃焼器の作動範囲で NOx 排出値を一桁に抑え、高い燃焼効率を維持できた。

参考文献

1) 山田秀志, 林茂, 牧田光正：液体燃料焚き小型ガスタービン用低 NOx 燃焼器の開発, 第 30 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2002) pp.41-46.

2) 木村武清, 木下康裕：産業用ガスタービン燃焼器の低 NOx 燃焼技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32 No.1(2004.1) pp.27-33.

3) Hayashi, S., Yamada, H.: NOx Emissions in Combustion of Lean Premixed Mixtures Injected into Gas Burned, Proceedings of The Combustion Institute, Vol.28,part II (2000) pp.2443-2449.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－3

高温水・重油混合燃料の燃焼特性

*林　明典（日立），石橋　洋二（弓削高専），稲毛　真一，西田　浩二，
穂刈　信幸，横田　修，山岸　雅彦，高橋　宏和（日立）

Combustion Characteristics of High Temperature Water and Heavy Oil Mixture Fuel

*Akinori HAYASHI(Hitachi), Yoji ISIBASHI(Yuge College.), Shinichi INAGE, Koji NISHIDA, Nobuyuki HOKARI, Osami YOKOTA, Masahiko YAMAGISHI, Hirokazu TAKAHASHI(Hitachi)

ABSTRACT

Combustion characteristics were examined using fuel oil, which contain the steam. To decrease NOx emissions, the optimizing structural of combustor was executed using of Taguchi method. The combustor was adopted two-step combustion that was respectively supplied the fuel from inner and outer circumference of the fuel injector. In estimating parameter, fuel hole diameter, fuel injection angle and fuel hole position of inner and outer circumference were selected. As a result, fuel injection angle and fuel hole position have a more remarkable effect on CO emissions. Best structure of the fuel injector to reduce NOx and CO emissions was obtained by using of Taguchi method

Key words: Combustion, Oil, water, NOx emission, CO emission

1．緒言

重油は安価な燃料として、ボイラー、ディーゼルエンジンを中心に利用されているが、近年環境規制の強化から、その需要が減少しつつある。重油は灰分、残留炭素を多く含むとともに、粘性が高いことから燃焼場での噴霧粒径が大きくなり、煤塵量の増加をもたらす。また燃料中に硫黄分、窒素分を含むため、SOx、NOxの排出が問題となっている。

油に水を混合することで、粘性を低下させるだけでなく、燃焼場での火炎温度を低下させてNOxを低減する技術がある[1)2)]。油に水を混合する方法は、機械式と添加剤等を使用する化学式があり、両者とも油水を攪拌混合しエマルジョン燃料として燃焼器に供給される。

油と水を加熱し,各々蒸気にすることで、均一混合が可能であり、水蒸気により油のコーキングが防止できる。更にガス燃料で燃焼器に供給できるため、液体燃料に比べ燃料ノズル構造が簡素化できる。本研究では燃料ノズル構造として二段燃料供給方式を採用し、油蒸気と水蒸気を混合させた燃料について大気圧燃焼試験を実施した。燃焼性能の評価方法としてタグチメソッドを用い、NOx、及び CO 排出特性について、最適な燃料ノズル構造を検討した。

2．試験装置、及び試験方法

2.1　燃焼試験装置

本試験で使用した燃焼器の構成、試験装置の系統、及び計測システムの概略を図1に示す[3)]。燃料成分となる油、及び水は、ヒータにて各々350度、及び450℃に加熱して蒸気とした後、混合し、再びヒ

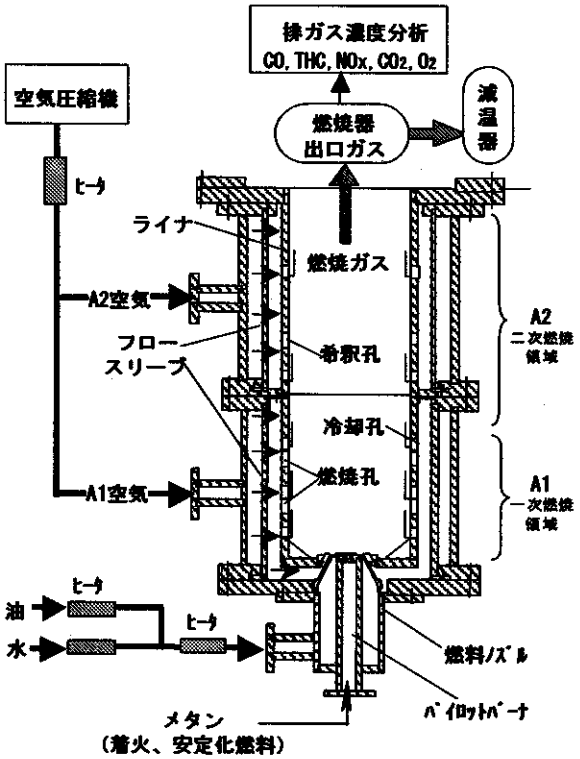


図1　試験装置

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ータにより400℃に予熱させて、燃料ノズルに供給する。また、燃料ノズル中心部にパイロットバーナを設置し、メタン燃料により着火から試験条件確立まで油蒸気+水蒸気燃料を助燃する。

燃焼用の空気は、配管途中の加熱用ヒータにより、最大350℃まで昇温され、燃料ノズル、及び各燃焼領域（A1，A2）に分配される。空気供給系から燃焼器に供給されたA1及びA2の空気は、フロースリーブを通過しライナをインピンジメント冷却した後、各燃焼用空気孔、及びフィルム冷却孔から燃焼室に流入する。燃焼器出口では、固定位置において常時CO、THC、NOx、CO_2、及びO_2の排ガス濃度を分析する。

2.2 燃焼器構造

二段燃焼方式は、空気比1程度の一次燃焼領域と、この後流で新たに燃料を供給し、燃料過濃条件($\lambda \fallingdotseq 0.7$)となる二次燃焼領域を形成させてNOxを還元する。本研究ではこの二段燃焼方式として図2に示した燃料供給方法を採用し、燃料ノズル構造、燃焼空気孔を構成した。図のノズル内周より噴出する旋回空気と燃料により一次燃焼領域を形成させ、外周燃料噴孔からの燃料は、一次燃焼領域との混合を極力避けて、二次燃焼域に供給される空気と混合するように噴出させている。この場合、内外周の燃料流量配分を最適化することによって、Fuel-NOxとThermal NOxの低減が可能となる。

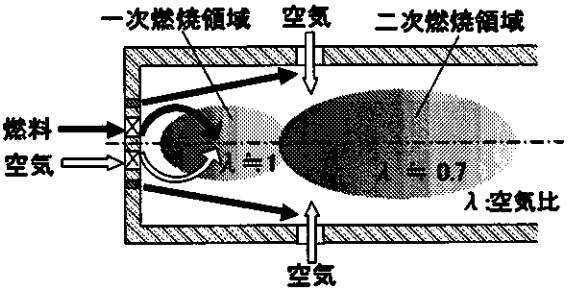


図2 燃焼方法の概念

本研究で用いた燃料ノズルの先端構造を図3に示す。燃料ノズルは同一平面上の内周・外周に各々8個の燃料噴孔から燃料を供給する構造としている。内周燃料噴射孔は、8個の旋回空気噴孔と交互に空気噴孔と同じ旋回角30度で配置されている。外周燃料噴孔は、二次燃焼領域に燃料を供給するため、ある外向角をもって配置されている。この場合外周の燃料噴出条件が二次燃焼領域の形成に大きく影響すると考えられるので、本研究では、特に外周燃料噴孔仕様を中心にパラメータとして

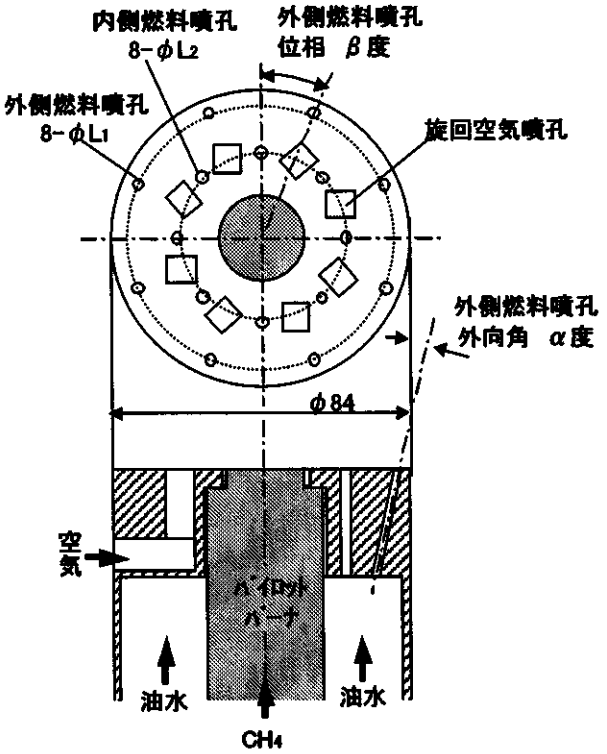


図3 燃料ノズル構造

変化させ、低NOx化の観点から最適化を図った。

表1に3種類の燃焼ノズル構造パラメータ（制御因子）とその変化値（水準）を示す。構造aの外周燃料噴孔径はφ2.4とφ3.0の2種類について試験を実施し、内外周の燃料配分による燃焼特性の比較をする。尚、同一燃料流量では、外周燃料噴孔径の変化に伴い燃料噴出速度が変化するため、燃料噴孔の総開口面積が同一となるように内周燃料噴孔径も変化させた。構造bの燃料噴射角度は、燃焼器軸に平行に燃料を噴射する場合の0度と、燃焼器外周側に12度傾けて噴射する場合を検討する。構造cの外周燃料噴孔位相は、内周燃料噴孔と燃料ノズル中心を結ぶ線に外周燃料噴孔が配置される場合の0度と22.5度をパラメータとした。これら三制御因子と二水準の全組み合わせで試験を行うには、本来8ケース必要であるが、試験回数の低減を図るためにタグチメソッドを用いた[4]。三制御因子・二水準の場合、L4直行表への割付が可能であり、燃料ノズル構造は表2に示したA～Dの4ケースとなる。

表1 制御因子

構造	制御（構造）因子	単位	水準
a	外周燃料噴孔直径	mm	φ2.4，φ3.0
	内周燃料噴孔直径	mm	φ3.0，φ2.4
b	外周燃料噴孔角度	度	0，12
c	外周燃料噴孔位相	度	0.0，22.5

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

表 2　L4 直行表

外周燃料噴孔パラメータ	単位	燃料ノズル Type			
		A	B	C	D
外周燃料噴孔直径	mm	3.0	3.0	2.4	2.4
外周燃料噴孔角度	度	12	0	12	0
外周燃料噴孔位相	度	0.0	22.5	22.5	0.0

2.3　試験方法

試験条件（空気条件、燃料性状等）を表 3 に示す。本燃焼試験は大気圧条件下で実施した。水蒸気と油蒸気の質量流量比率は 1.0 とし、混合燃料の単位質量あたりの発熱量を油の半分とした。また、燃料ノズルに供給される燃料は、油のコーキングを防止するとともに、全ての油が蒸発可能な温度 400℃に設定した。尚、空気流量、空気温度は一定とし、燃焼温度に対する排ガス特性を評価した。

表3　試験条件

項目		単位	条件
圧力		-	大気圧
空気	流量	Kg/s	0.11
	温度	℃	300
燃料	水/油蒸気比率	kg/kg	1.0
	発熱量LHV	MJ/kg	22.7
	燃料温度	℃	400℃
排ガス平均温度		℃	500～1200

3．試験結果および結果の検討

各燃料ノズルタイプにおいて、水蒸気+油蒸気混合燃料で燃焼させた場合の燃焼ガス温度と NOx 及び CO の発生量の関係を図 4、5 に示す。同一燃焼条件でも、各燃料ノズルのタイプにより、NOx、CO 排出特性が変化することがわかる。特にタイプ B では NOx、CO 濃度が高い傾向にある。

燃焼温度をノイズとして、タグチメソッドに基づき NOx 及び CO 濃度に関する SN 比を算出した。図で 700℃、900℃及び 1100℃条件をノイズとし、NOx 値及び CO 値に対し、各ケース、各ノイズにおけるデータを Yij とする。ここに、i：ケース番号(1～4)、j：各ノイズの番号(1～3)である。各ケースの SN 比 η i は以下の式により評価した [4]。

$$S_{T_i} = \sum_{j=1}^{9} Y_{ij}^{2} \quad \cdots\cdots 1)$$

$$S_{m_i} = \frac{1}{n}\left(\sum_{j=1}^{9} Y_{ij}\right)^{2} \quad \cdots\cdots 2)$$

$$S_{e_i} = S_{T_i} - S_{m_i} \quad \cdots\cdots 3)$$

$$\eta = 10\log\left(\frac{1/n\left(S_{m_i} - S_{e_i}\right)}{S_{e_i}}\right) \quad \cdots\cdots 4)$$

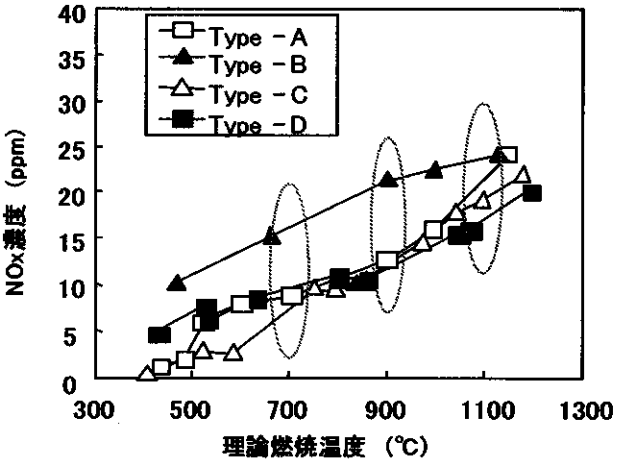


図 4　NOx 排出特性の比較

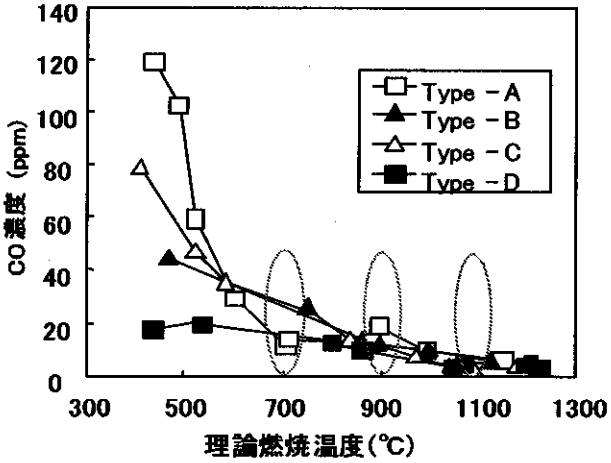


図 5　CO 排出特性の比較

式によると SN 比 η i (db) は、データの平均値、及び分散（ばらつき）が小さいほど大きな値を示す。

NOx、CO 濃度に対する各タイプの平均値及び SN 比の評価結果をそれぞれ表 4，5 に示す。表 4 からも、NOx に関する SN 比はタイプ B が最も小さく、NOx 発生量が高いことがわかる。

表 4　NOx 濃度に対する平均値と SN 比

Type	NOx 平均値 (ppm)	SN 比　(db)
A	13.4	-2.293
B	20.6	-2.644
C	12.9	-2.276
D	13.7	-2.300

表 5　CO 濃度に対する平均値と SN 比

Type	CO 平均値 (ppm)	SN 比　(db)
A	10.5	-2.065
B	24.1	-2.969
C	14.4	-2.509
D	11.9	-2.301

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

各タイプのSN比から、NOx及びCO濃度に対して、各制御因子、水準ごとに平均値及びSN比を評価した結果を図6、7に示す。本研究では、望小特性を用いたので、平均値とSN比の傾向は全て逆となり、SN比が高ければ、燃焼温度に対するNOx、CO濃度の平均値とばらつきが小さいことを意味する。

図6より、NOx濃度に対しては顕著な影響を示す制御因子は見当たらないが、CO濃度では外周燃料噴孔位相が燃料噴孔径に比して倍以上の感度でSN比に影響している。NOx濃度とCO濃度に関するSN比の高い制御因子の水準は両者とも一致している。そのため、組み合わせとして(噴孔径、噴射角度、位相)=(φ2.4、12度、0度)の場合が、NOx、CO濃度を最も低減できると予測できる。NOx濃度に関しては、試験をしたタイプA～Dの組み合わせにおいて、タイプCが最も低い。それに対し、タグチメソッドで最適化した組み合わせは外周燃料噴孔位相（制御因子c）の水準のみが異なる。図6より、外周燃料噴孔位相の水準を0度→22.5度に変えると、NOx濃度は平均値で3.2ppm低減できることがわかる。これより、最適組み合わせを用いた場合の平均NOx濃度は9.6ppmと予測される。

CO濃度に関しては、組み合わせ中でタイプAが最も低い。それに対し、タグチメソッドで最適化した組み合わせは外周燃料噴孔径の水準のみが異なる。図7より、制御因子Aの水準をφ3.0→φ2.4に変えると、CO濃度は平均値で4.2ppm低減できる。これより、最適組み合わせを用いた場合のCO濃度の平均値は6.3ppmと予測される。

今後、Fuel NOxの生成に起因する燃料中のN分量と外周燃料噴孔仕様の関係を評価する。また実際に最適組み合わせの燃料ノズルを製作し、確認試験を実施する。

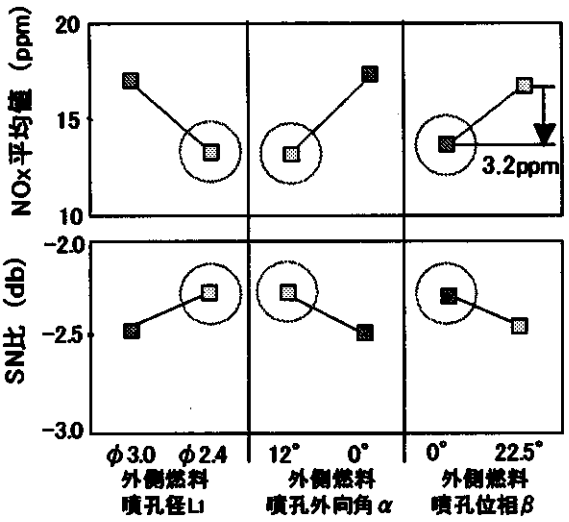


図6　NOx濃度の要因効果

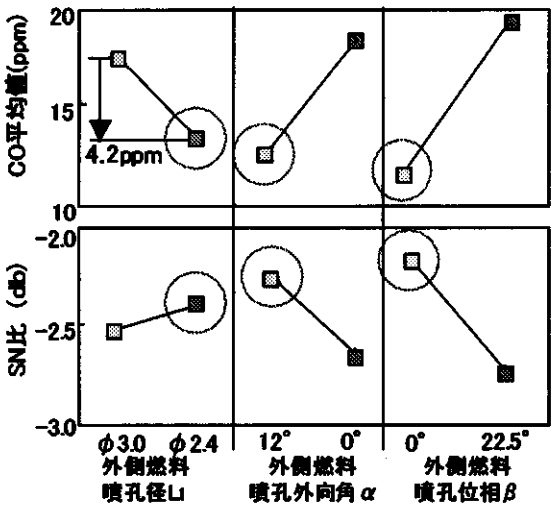


図7　CO濃度の要因効果

4．結言

二段燃焼方式を用いた燃料ノズルに対し、水蒸気と油蒸気混合燃料の燃焼試験を実施した。またタグチメソッドを用いてNOx、CO濃度が低減可能な構造を検討した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) NOx排出特性には、燃料ノズル外周燃料噴孔の直径、外向角度、及び位相の変化が、ほぼ同等影響を示す。

(2) CO排出特性には、外周燃料噴孔位相、外向角が顕著に影響する。

(3) 三種類の制御因子においてNOx、CO濃度を低減するための最適な組み合わせは、(噴孔径、噴孔角度、内周噴孔との位相)=(φ2.4、12度、22.5度)である。

参考文献

1) Mikami, M., Yagi, T. and Kojima, N.,: Occurrence Probability of Micro explosion in Droplet Combustion of Miscible Binary Fuels, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 27(1998)pp. 1933-1941

2) 吉本康文，小野寺正幸，玉木恕乎：バイオディーゼル油を燃料とする機関の性能（水乳化の効果），日本機械学会論文集（B編），67巻，653号（2001）pp.264-271

3) 林ほか：石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の燃焼特性,GT 秋季講演会講演論文集，(1998)，pp.125-130

4) 田口 玄一：開発設計段階の品質工学，日本規格協会，(1994)，第12刷

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－4

デュアル燃料焚き低 NOx 燃焼バーナに関する研究

*平田　義隆，吉田　正平，小林　成嘉，井上　洋（日立）

Study on Low NOx Burner for Gas/Oil Dual Fuel Firing

*Yoshitaka HIRATA, Shouhei YOSHIDA , Nariyoshi KOBAYASHI and Hiroshi INOUE(HITACHI)

ABSTRACT

Model burners were designed for the combustion tests using robust design method to study on low NOx combustor for dual fuel firing. The objective of the tests was optimization of the structural parameters of the model burner for minimizing NOx emission and combustion dynamic. As a result, the angle of the burner cone was confirmed to be most influential parameter on NOx emission. The optimized model burner was tested for confirmation and showed the satisfactory performances of low NOx and low combustion dynamic both for gas-firing and oil-firing.

1．緒言

近年，電力自由化による分散電源の普及に伴い，多種燃料に対応可能な中小容量の発電装置の需要が高まりつつある。このような発電装置においても，地球環境保全の観点から厳しい環境規制が課せられており，排出ガス中の窒素酸化物(以下，NOxと記載する)の低減が重要である。

油焚き燃焼器の NOx 低減は，油を燃料ノズルから微小な液滴に噴霧し，高温の燃焼空気によって蒸発させ，空気と混合させる予蒸発予混合燃焼方式が有効であるが，燃料ノズルや混合室などに発生する未燃炭化物の付着や自発着火の防止など，ガス焚き燃焼器には見られない課題がある。

そこで，本研究では，ガス，油の何れの燃料も低 NOx で燃焼することが可能なデュアル燃料焚き低 NOx 燃焼バーナ構造を最適化するため，ロバストデザイン手法[1]を適用し，パラメータ実験を実施した。ここでは，はじめに，油焚きに関するバーナ構造の最適化検討を行い，抽出された最適構造ではガス焚きの性能についても検討した。本報ではこれらの検討結果について報告する。

2．研究方法

2.1　バーナ構造

本バーナは，予混合距離を大幅に短縮できる多孔同軸噴流バーナ[2] の混合メカニズムを応用したもので，ガス焚き時には，燃料と空気の急速混合によって低 NOx 化を図り，油焚きにおいては，燃焼用空気の運動エネルギーを油の微粒化と攪拌に効率良く利用して燃料を混合室内部で蒸発，混合させて低 NOx 化を図るものである。

図１に本研究に用いた燃焼バーナの断面構造を示す。バーナの内部は，中空円錐形状に形成され，その壁面には，バーナ内部に空気を導入するための空気孔を周方向に偏向して形成し，混合室内を流れる空気全体を旋回流となるようにしてある。バーナの外周には，ガス燃料を供給するためのガスノズルを配置し，空気孔から流入する空気流と同軸に燃料を噴射する。

バーナ上流の軸中心位置には，油の燃料ノズルとして，渦巻噴射式ノズルを配置した。渦巻噴射式ノズルは，燃料に旋回を与え，燃料の噴射圧力を高くして微粒化を促進するノズルである。

ノズルの先端は，噴霧した燃料が噴霧孔周辺へ固着する未燃炭化物の抑制と，最上流側（１列目）の空気流のせん断力で微粒化を促進することを目的に，混合室内部へ突出す構造となっている。

このように構成することにより，ノズルの先端は１列目の空気孔まで突き出て配置されるため，噴霧した燃料は１列目の空気孔から流入する空気

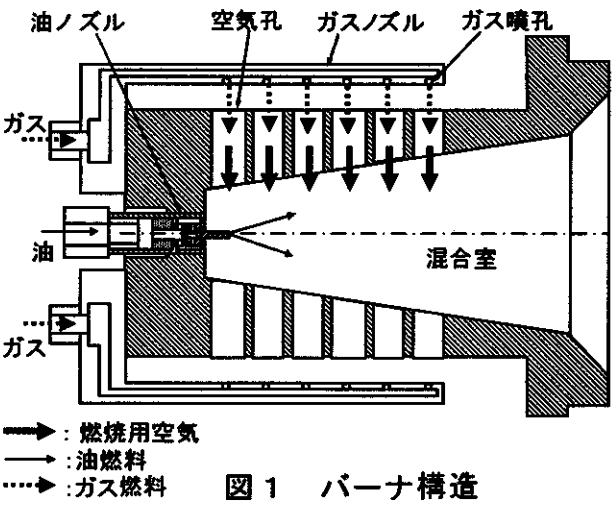


図１　バーナ構造

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

のせん断力によってさらに微粒化され，後段の空気孔から流入する空気流によって燃料液滴と空気が混合，蒸発し，予混合燃焼を行う。

また，ガス焚きでは，燃料と空気が空気孔内部で１次混合，空気孔から混合室に噴出する際に発生する剥離渦によって２次混合，混合室に流入した混合気の衝突よって３次混合が行われ，燃料と空気の混合促進による，低 NOx 燃焼を目的としている。

2.2 パラメータの選定

バーナの燃焼性能評価には様々な評価項目が挙げられるが，本研究では，特に，油焚き時の NOx 排出濃度と燃焼振動振幅値の低減構造について検討を行った。構造最適化の検討に用いたロバストデザイン[1]の特徴は，複数のパラメータを組み合わせて評価する際，直交表を用いることで実験回数を大幅に低減でき，また，ノイズ因子による SN 比評価法を用いることで，各パラメータが評価項目に及ぼす影響を定量的に評価できる手法である。

本研究では，油の燃焼性能に影響を及ぼすパラメータとして，図２に示す４種類の構造パラメータについて検討した。また，表１には各パラメータに対する水準の一覧を，表２には各パラメータの水準を直交表に割り付けたものを示す。以下に，パラメータの選定理由を述べる。

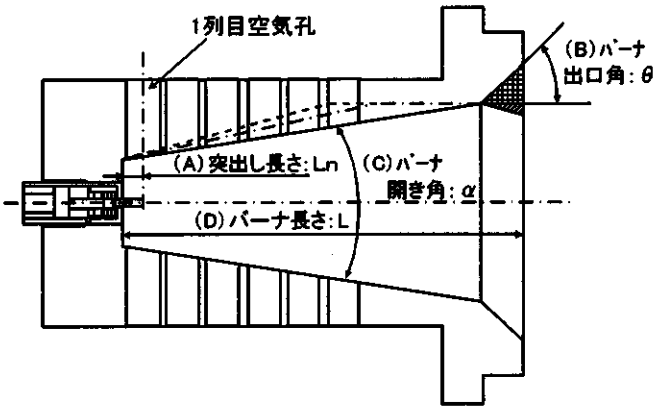


図2 実験パラメータの概要

（A）ノズル突出し長さ：Ｌｎ（2，5，8mm）

本ノズルでは１列目の空気孔から流入する空気流を微粒化及び混合促進に寄与させるため，ノズル先端を突出す構造としている。ノズルの突き出し長さを変更することは，燃料の噴霧と空気流の位置関係が変化するため，微粒化及び混合に及ぼす影響があると考える。

表1 パラメータと水準

パラメータ		水準		
	名称	1	2	3
A	ノズル突出し長さ：Ｌｎ	2mm	5mm	8mm
B	バーナ出口角：θ	45deg	0deg	-15deg
C	バーナ開角：α	18deg	24deg	30deg
D	バーナ長さ：Ｌ	100mm	110mm	120mm

表２ Ｌ９直交表

CASE	ノズル長さ Ｌｎ	出口角 θ	開角 α	バーナ長さ Ｌ
1	2mm	45deg	30deg	100mm
2	2mm	0deg	24deg	110mm
3	2mm	-15deg	18deg	120mm
4	5mm	45deg	24deg	120mm
5	5mm	0deg	18deg	100mm
6	5mm	-15deg	30deg	110mm
7	8mm	45deg	18deg	110mm
8	8mm	0deg	30deg	120mm
9	8mm	-15deg	24deg	100mm

（B）バーナ出口角：θ（45，0，-15deg）

バーナ出口の開き角を変えることで，バーナ出口部の断面積が変化し，これに伴いバーナ出口の流速や流れのパターンが変化するため，火炎パターンや火炎を保持する位置に影響すると考える。

（C）バーナ開き角：α（18，24，30deg）

バーナの開き角はバーナの出口径を固定して３種類変化させた。開き角 18deg（実線）は，バーナ出口まで円錐状に広がる構造，24deg（1 点鎖線），30deg（破線）については，バーナ出口に直径一定の円筒部（直線部）を有する構造となっている。本バーナは，空気に旋回を与え，バーナ出口近傍に形成される循環流によって火炎を保持するバーナであり，バーナの開き角が変化すると混合室の流速分布や循環流の形成領域が変化することが考えられ，燃料と空気の混合，火炎パターン，火炎を保持する位置に影響すると考える。

（D）バーナ長さ：Ｌ（100，110，120mm）

バーナ内部で噴霧した燃料は，高温の空気と混合し，蒸発の過程を経てバーナ下流で燃焼する。バーナ長さを変えることにより，燃料の滞留時間を変化させることができ，その影響を評価する。

以上の４種類３水準のパラメータで，最適構造を検討した。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2.3 実験装置

本研究では，軽油を燃料とした油焚き時の燃焼特性について検討を行っているが，選定した最適構造の性能確認試験では，油焚きの他にガス焚きについても検討を加えた。

図３に本研究で使用した実験装置の概略を，表３には実験条件を示す。燃焼空気は圧縮機から吐出された圧縮空気を設定温度まで加熱した後，流量測定オリフィス，流量調整弁を介して燃焼スタンドへ供給する。

油燃料は，タンクに貯蔵している灯油を油ポンプで所定の圧力に加圧し，質量流量計，流量調整弁，燃料遮断弁を介して燃料ノズルへ供給する。

ガス燃料には液化天然ガス(以下，LNG と記載する)を使用し，気化した後，流量調整弁，オリフィスによって流量測定を行い，燃料ノズルに供給される。

燃料と空気は燃焼バーナ内部で混合した後，燃焼室で燃焼し，燃焼によって発生した燃焼ガスは減温器に導かれ水噴霧によって冷却された後，排気ダクトから大気中に放出される。

入口空気温度，燃焼ガス温度は熱電対で測定し，燃焼ガスの組成は減温器下流に設けたサンプリング管を用いて抽気し，堀場製の排ガス分析計 NOx (CLA-510SS)，O_2 (MPA-510)，THC (FIA-510)，CO，CO_2 (VIA-510) で各濃度を計測した。燃焼室内の火炎状況は燃焼器側面の観察窓 から CCD カメラを用いモニタテレビで観察した。

燃焼振動は，燃焼室内部に挿入した φ6 のステンレスパイプの一端を分岐し，一方に圧力変換器を，他方にダンピングチューブを設置し，測定配管内部での反射波の発生を防止して測定した。

実験は，表３に示す実験条件で行い，空気流量一定で空気流量に対する燃料の質量流量比である燃空比を変化させて，排気ガス特性や燃焼振動特性を検討した。

3．実験結果及び結果の検討

3.1 油焚き時の NOx 排出特性及び燃焼振動特性

Ｌ９直交表で割り付けたパラメータに基づき，実施した油焚きの燃焼実験結果について説明する。燃焼振動の振幅値についてはバーナ単体のモデル実験であり，バーナを適用する燃焼器の燃焼振動に関する共鳴系が異なるため，各バーナで発生する振幅値を相対的に比較することとした。

図４は燃空比に対する NOx 排出濃度を示す。各ケースとも燃空比の増加に伴い， NOx 排出濃度は増加する傾向を示す。最も NOx 排出濃度が低くなる組合せは CASE3 (□) で，ノズル突出し長さ：Ln=2mm，バーナ出口角： θ =-15deg，バーナ開き角：α =18deg，バーナ長さ：L=120mm である。

一方，NOx 排出濃度の最も高いのは CASE8 (◆) で，燃空比 0.036 で比較すると NOx 排出濃度は 8～90ppm まで分布しており，パラメータの組合せの違いによって，NOx 排出濃度に大きな差がでていることがわかる。

また，NOx 排出濃度は，比較的低い CASE3, 5, 7，高い CASE1, 6, 8，その中間となる CASE2, 4, 9 の３グループに分類でき，それぞれ CASE3, 5, 7 はバーナ開き角 α=18deg, CASE2, 4, 9 は α=24deg, CASE1, 6, 8 は α=30deg を含むことから NOx 排出濃度にはバーナの開き角が強く影響していることがわかる。

表3 実験条件

空気流量	0.4kg/s
空気温度	387℃
燃焼器圧力	0.63MPa
燃空比	~0.04
燃料	LNG/軽油

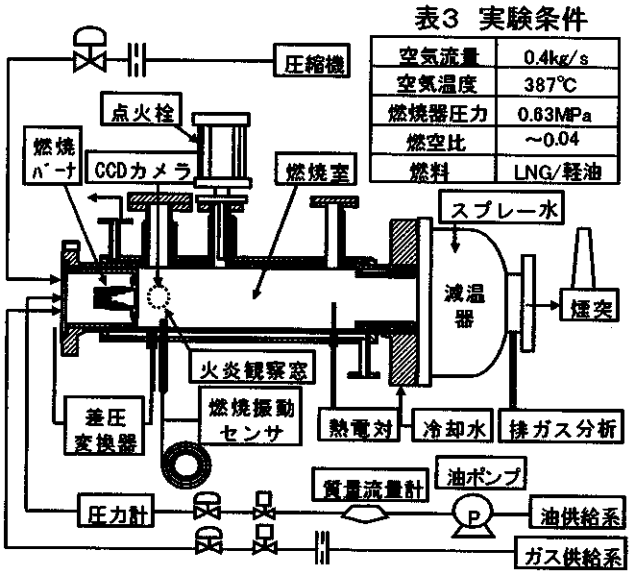


図3 実験装置

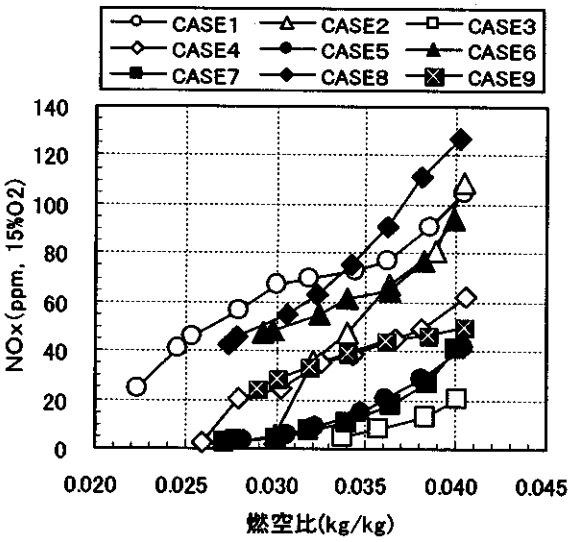
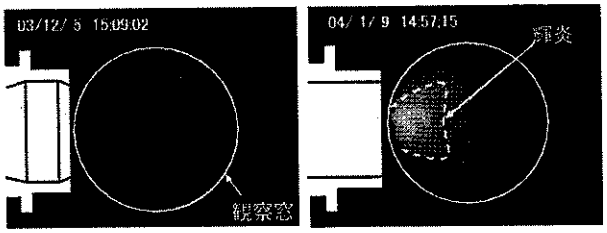


図4 油焚き時のNOx排出特性

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

図５に，燃焼スタンド側面の観察窓から観察した火炎の状況を NOx の最も低い CASE3 と最も高い CASE８を比較して示す。CASE3 は青炎の予混合火炎が保持されているのに対し，CASE8 の火炎はバーナ近傍の中心部に輝炎が形成されている。これは，噴霧した液滴が混合室内で十分に蒸発，混合されないため，予混合燃焼が行われず，NOx 排出濃度が増加したものと考える。



(a) CASE3
Ln=2mm，θ=−15deg
α=18deg，L=120mm

(b) CASE8
Ln=8mm，θ=0deg
α=30deg，L=120mm

図5　火炎観察状況
(Pin=0.63MPa，Tin=387℃，燃空比=0.036)

次に，燃焼振動の特性について説明する。図６に，燃空比に対する燃焼振動特性を示す。燃空比に対する燃焼振動特性はケースによって様々で，低燃空比側で増加するケース（CASE2,3,4,7），高燃空比側で増加するケース（CASE1,6），全燃空比帯で高いケース（CASE3,5）等がある。ここで，NOx の最も低かったケース３（□）に注目すると，燃空比の低下とともに振幅が大きくなる傾向を示し，９ケースの中で最も振幅値が大きい。この要因として，図５の CASE3 の火炎状況に注目すると，CASE3 の火炎はバーナより離れた下流位置で保持されているため，火炎の安定性が悪く燃焼振動が大きくなっていることが考えられる。また，このケースでは，燃空比 0.034 以下では火炎を保持することができず，安定に燃焼できる範囲が非常に狭いという問題もあることがわかる。

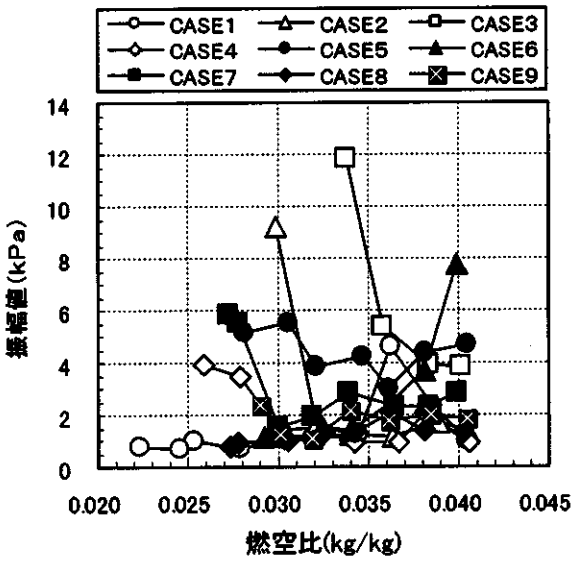


図6　油焚き時の燃焼振動特性

3.2　SN 比による最適構造の検討

図４，図６の結果において，バーナの構造を変化させることで，NOx 及び燃焼振動の特性が大きくに異なることわかった。そこで，NOx 及び燃焼振動の低減に影響を及ぼすパラメータについてロバストデザインの分析法である SN 比評価法を用いて検討を行った。ここで，評価に使用するＳＮ比：η は以下の式で表される。

$$\eta = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{S^2}\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

$$S^2 = \frac{1}{n}\left(y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \cdots\cdots + y_n^2\right) \quad \cdots (2)$$

ここで，n：誤差因子の数
y：実験データ

本研究では，NOx 及び燃焼振動の低減を目的とするため，望小特性による評価となり，各パラメータの SN 比が大きいほど特性の低減に寄与することを意味し，また，各パラメータにおける水準間のＳＮ比の変化が大きいほど，その特性に及ぼす影響が大きくなることを意味している。

また，SN 比を算出する誤差因子には燃空比 0.034，0.036，0.038 の３条件を与え，各燃空比条件における実験結果から検討をした。

図７に，各パラメータの各水準ごとのＳＮ比の特性をグラフ化したものを示す。上図は NOx 排出濃度に対するＳＮ比の特性，下図は燃焼振動振幅値に対するＳＮ比の特性である。ここで，NOx 排出特

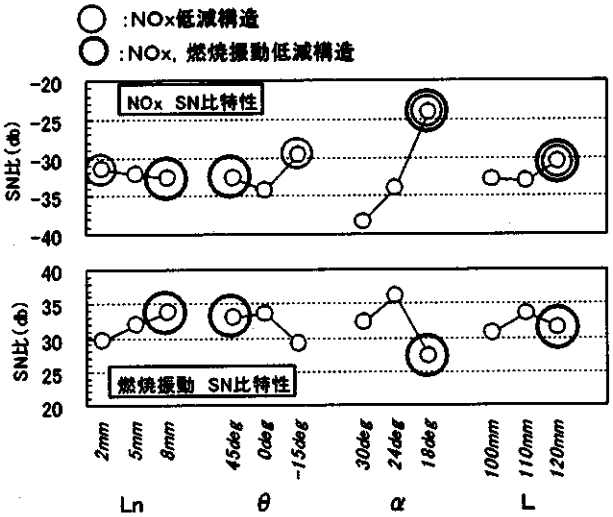


図7　NOx及び燃焼振動のSN比特性

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

性に注目し，各構造が及ぼす影響について検討を加える。

（1） 燃料ノズルの突出し長さ

突出し長さは 2mm が NOx 排出濃度の低減に有効となっている。ノズルの突出し長さは 5mm で 1 列目の空気孔の軸中心位置，2mm でバーナの流れ方向に対し上流位置， 8mm 下流位置から燃料を噴霧することになる。通常，空気孔から噴出する空気流速は空気孔の中心で最大となる。突出し長さ 2mm の場合，空気孔の上流側で燃料を噴霧することができるため，空気流が直接噴霧に衝突し，空気の運動エネルギーが最も効率良く混合，微粒化に寄与し，NOx が低減したものと考える。

（2） バーナ出口角

バーナ出口角は-15deg が NOx 排出濃度の低減に有効となっている。バーナ出口角を変えると，バーナ末端の開口面積が変化する。-15deg の場合，出口開口面積が小さくなり，バーナ出口の軸流平均流速は出口角 0deg のバーナに対して，約 20%増加する。したがって，図５(a)に示したように火炎の形成位置が下流側へシフトするため，蒸発，混合距離が長くなり，NOx が低減したものと考える。

（3） バーナ開き角

バーナの開き角は，４パラメータのうち最も NOx 排出特性に敏感で，18deg が NOx 排出濃度の低減に有効となっている。バーナ開き角が 18deg の場合，混合室内部の流速が速くなるため，空気流の運動エネルギーが大きくなり，微粒化及び混合が促進し，NOx が低減したものと考える。

また，18deg のバーナはバーナ出口まで円錐状に広がる構造となっているのに対し，24deg，30deg のバーナは，バーナ出口に断面積一定の円筒部を有する構造となっており，この円筒部に循環流が形成され，バーナ出口近傍に火炎が保持されると考えられる。このため，蒸発，混合距離が短縮され，NOx 増加に影響したものと考える。

（4） バーナ長さ

バーナの長さは 120mm が NOx 排出濃度の低減に有効となっている。バーナの長さを長くすることは，混合室の距離を長くできることになるため，燃料の滞留時間を多く確保でき，蒸発，混合が促進することで，NOx が低減したものと考える。

次に，NOx のＳＮ比特性に着目し，NOx 低減の最適構造について検討を行った。NOx 低減に最も有効なパラメータの組合せは，ノズル突出し長さ：Ln=2mm，バーナ出口角：θ=-15deg，バーナ開き角：α=18deg，バーナ長さ：L=120mm となり，この構造はケース３と一致する。ただし，このケース３の構造は前述したように，燃焼振動が大きくなり，また，燃焼範囲が狭いという問題を抱えている。

そこで，NOx 排出濃度と燃焼振動振幅値の低減を両立できる構造について検討した。ノズルの突出し長さ：Ln は，NOx には比較的影響が小さく，燃焼振動低減には効果が大きいことから，燃焼振動低減に最も有効な 8mm とした。バーナ出口角：θ は，-15deg が NOx 低減に有効である反面，燃焼振動は増大させる傾向があることから，燃焼振動低減に有効な 45deg，0deg のうち NOx 低減効果の大きい 45deg を採用した。バーナの開き角：α は，18deg が NOx 低減に非常に大きく影響を及ぼすことから 18deg を選定した。バーナ長さ:L については，NOx，燃焼振動ともに影響度が小さいことから，NOx 低減に有効な 120mm を選定した。以上の組み合わせを NOx，燃焼振動低減の最適構造とし，燃焼性能の確認実験をした。

3.3 最適構造の油焚き性能確認

前節で抽出した油焚きにおける NOx 排出濃度と燃焼振動振幅値の低減を両立できる最適構造で，性能確認実験を実施した。図８に，最適構造における NOx 排出濃度と燃焼振動振幅値の燃空比に対する特性を示す。ここで，本結果との比較のため，NOx が最も低減する CASE3 の結果を合わせて示す。

NOx の排出特性は，燃空比 0.036 で NOx 低減構造が 9ppm であるのに対し，最適構造では 13ppm となり，若干増加するものの，目標値に対しては十分な性能が得られていることがわかる。また，燃焼振動の振幅値については，NOx 低減構造 CASE3 では最大で 12kPa となっているのに対し，最適構造では 7kPa となり，大きな低減効果が得られ，ロバストデザインの有効性を確認することができた。

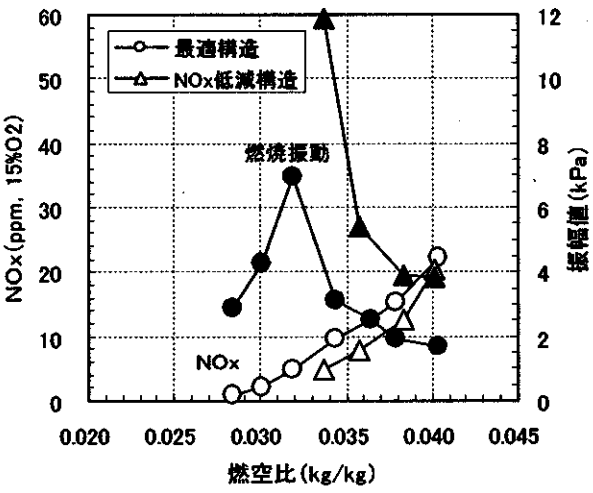


図8 油焚きにおける最適構造の燃焼性能

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

さらに，燃焼範囲についても，NOx 低減構造では燃空比 0.034 の条件で火炎を保持できなくなっているのに対し，最適構造では 0.028 の条件まで火炎を保持することができ，燃焼安定性の向上も図ることができた。

3.4 最適構造のガス焚き性能確認

これまで，油焚きの燃焼性能について検討を行ってきたが，本バーナの基本コンセプトは，油，ガス何れの燃料も低 NOx で燃焼することが可能となることである。そこで，油焚きについて抽出した最適構造において，ガス焚きの燃焼性能について確認実験をした。図９に，ガス焚き時の NOx 排出濃度と燃焼振動振幅値の燃空比に対する特性を示す。

ガス焚きの NOx 排出濃度は燃空比 0.036 の条件で 8ppm となり，油焚きよりもさらに NOx が低減していることがわかる。また，燃焼振動の振幅値についても，最大で 5kPa と油焚きに比べ小さく，油焚きの最適構造は，ガス焚きにおいても低 NOx 化と燃焼振動の低減が両立できることを確認できた。

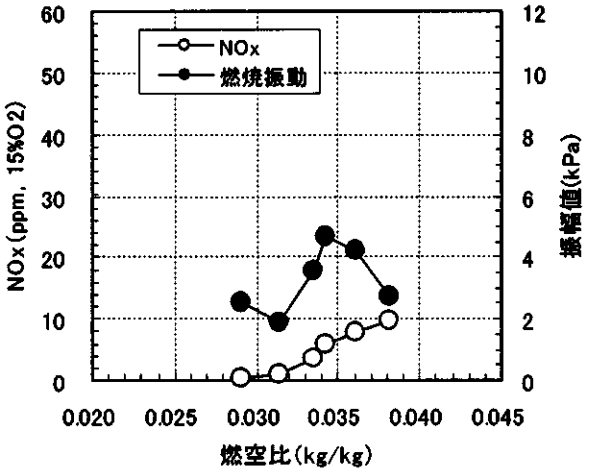


図9 ガス焚き時の燃焼性能

4．結言

デュアル燃料焚き低 NOx 燃焼器を対象に，バーナを試作しロバストデザイン手法を用いて，油焚き時の NOx 及び燃焼振動低減構造の最適化に検討を行った結果，以下の結論を得た。

(1) NOx 排出濃度には，バーナの開き角が最も影響することを確認した。

(2) NOx，燃焼振動低減の最適構造は，ノズル突出し長さ 8mm，バーナ出口角 45deg，バーナ開き角 18deg，バーナ長さ 120mm の組み合わせで，燃空比 0.036 の条件で NOx 排出濃度は 13ppm，燃焼振動振幅値は最大で 7kPa となり，NOx，燃焼振動とも低減効果を確認することができた。

(3) 油焚きの最適構造でガス焚きの性能を確認した結果，燃空比 0.036 の条件で NOx 排出濃度は 8ppm，燃焼振動振幅値は最大で 5kPa となり，ガス焚きにおいても十分な性能が得られることを確認した。

5．参考文献

(1) 田口　玄一：品質設計のための実験計画法：日本規格協会，1997

(2) 小泉ほか３名：DME 用ガスタービン燃焼器の開発：第 30 回ガスタービン定期講演会論文集，P91-96, 2002

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－5

強旋回気流を用いた拡散燃焼器の燃焼特性

*鈴木 真弘，矢嶋 準(慶大院)，川口 修(慶大理工)，廣光 永兆，細井 潤，藤 秀実(石川島播磨)

Characteristics of Diffusion Combustor with Strong Swirl Flow

*Masahiro SUZUKI, Jun YAJIMA, Osamu KAWAGUCHI(KEIO Univ.),
Nagayoshi HIROMITSU, Jun HOSOI, Hidemi TOH(IHI)

ABSTRACT

Although the lean premixed combustion technology is the most effective means to reduce NOx emission from gas turbine combustors, consideration to prevent the mixture from flash-back, self-ignition or oscillatory combustion is necessary in designing a premixed type combustor. Then, the authors have devised a newly designed combustor where fuel and air supplied to the combustor mixes with each other rapidly by a highly turbulent shear flow generated by a strong swirl flow. To examine the availability of the rapid mixing diffusion combustor fundamental experiments have been conducted using a simplified can-type model combustor. Flame stability and NOx emission characteristics are remarkably influenced by fuel supply method. When the fuel is injected at an outer radial position, NOx emission decreases, increasing lower flame stability limit. However, the emissions of unburned ingredients are insensitive to fuel supply method and fuel injection radial position.

Key words: Gas Turbine, Combustor, Diffusion combustion, Swirl flow

1. 緒言

ガスタービン燃焼器の低 NOx 化技術として希薄予混合燃焼が有効であるが，火炎安定性や逆火，自己着火，振動燃焼などクリアすべき課題が多い．そこで強旋回気流を用いた円筒型拡散燃焼器を作成し，種々の作動条件に対して希薄側火炎安定限界，排気特性を求め，それらと燃料供給方式や燃料噴射位置等の関係について考察した結果を報告する．

2. 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

実験に用いたモデル燃焼器を図 1 に示す．燃焼器は円筒型であり，空気は燃焼器上流端に近い壁面に設けた 6×16.5mm の矩形断面を持つ空気供給口から燃焼筒接線方向に供給される．燃焼筒は断熱材を巻いたステンレス製で，内径 90mm，長さ 300mm である．燃焼器出口には断熱セメントからなる円錐型ブロックを設け，排気の一様化および大気の流入防止を狙った．

燃料はメタン(純度 99.5%)とし，燃料供給方式を実験パラメータとして変化させた．燃料供給方式の概要を図 2 に示す．(a)の接線方向噴射においては，下流端を塞ぎ，側面に燃料噴射口を設けた外径 2.6mm の燃料噴射管を燃焼筒上流端より挿入し，燃焼筒壁面の接線方向に燃料を噴射する．燃料噴射口の燃焼筒軸方向位置は空気供給口ポートの中央となる点に固定した．(b)の軸方向噴射においては，燃焼器上流側端面に設けた円孔より燃焼筒軸方向に燃料を噴射する．(c)の予混合燃焼は十分上流で作成した燃料・空気の予混合気を空気供給口より供給する．

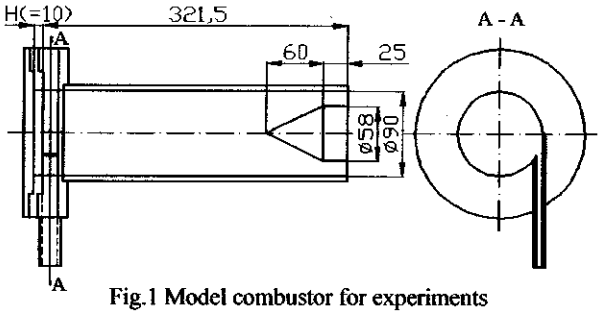
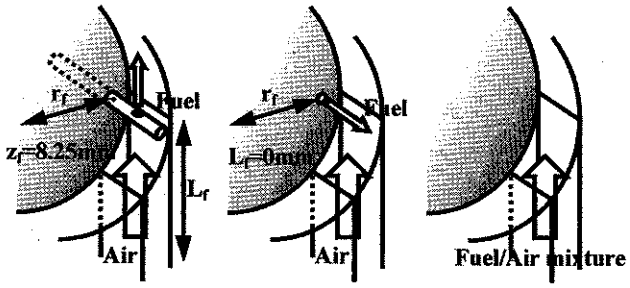


Fig.1 Model combustor for experiments



(a) Tangential Injection (b) Axial Injection (c) Premixed Combustion

Fig.2 Schematic of Fuel Supply Method

2.2 実験方法

実験パラメータとして2.1で述べた燃料供給方式の他，空気流量 M[g/s]，入口空気温度 T[K]，総括当量比 φ，燃料噴射半径方向位置 r_f/R(R:燃焼筒半径=45mm)，助走距離 L_f[mm]，リセス高さ H[mm]を設定した．燃料噴射位置については，接線方向噴射で r_f/R=0.90，0.93，0.97 とした．これは空気供給ポートに対して燃料噴射管が内接する点およびポート中央となる位置に相当する．軸方向噴射では r_f/R=0.93，0.98 を設定したが同様に，空気供給ポート

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

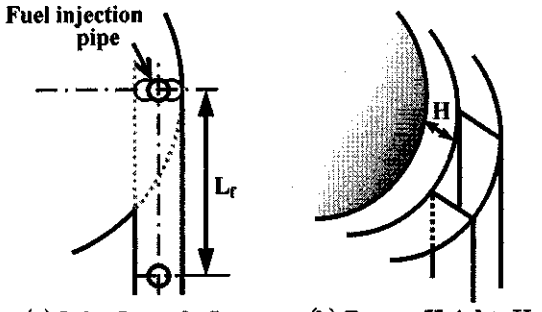
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の中央，および燃料噴射口が内接する位置に相当する．図3に助走距離 L_f とリセス高さ H の概要を示す．接線方向噴射において助走距離 L_f を変化させ，軸方向噴射では L_f=0mm で固定した．スペーサを空気供給口よりも燃焼器上流側に挿入することでリセス部を設け，その高さをリセス高さとして設定した．燃焼器出口は大気開放とした．燃料噴射口直径はいずれにおいても 2mm とした．

設定した各作動条件において，火炎安定限界，燃焼ガス組成の測定を行った．火炎安定限界測定においては消炎ないし不安定となる火炎の挙動を燃焼筒下流側より目視で確認した．燃焼ガス組成分析においては燃焼筒環状出口断面を半径方向に面積二等分する r=37.9mm, 軸方向には出口より 15mm の点において水冷プローブによりガスを採取した．採取ガスは前処理器に通し連続ガス分析装置により NOx，UHC，CO，CO_2，O_2 の各成分濃度を求めた．NOx は常圧式化学発光法，CO，CO_2 は非分散形赤外線吸収法，UHC は水素炎イオン化検出法，O_2 は磁気風法により測定を行った．

Table1 Experimental parameters

Fuel Supply Method	Tangential Injection, Axial Injection, Premixed Combustion
Air Flow Rate, M g/s	3.9 ~ 8.7
Inlet Air Temperature, T K	300, 500, 700
Overall Equivalence Ratio, φ	0.3 ～ 0.8
Fuel Injection Position, r_f/R	0.90, 0.93, 0.97, 0.98
Inlet Length, L_f mm	0, 45, 90
Recess Height, H mm	0, 10



(a) Inlet Length, L_f (b) Recess Height, H

Fig.3 Schematic of Inlet Length(L_f) and Recess Height(H)

3. 実験結果および考察

3.1 火炎性状および火炎安定限界

図4に火炎性状として直接写真を示す．接線方向噴射は空気流に沿った螺旋状の青炎が形成されるのに対し，軸方向噴射は周方向に一様な火炎が形成されることが分かった．いずれの燃料噴射条件でも r_f/R が最大の位置では輝度の弱い火炎が形成され，軸方向噴射の r_f/R=0.93 では特に上流側で著しく輝度の強い火炎が形成される．また接線方向噴射では助走距離を与えると周方向に一様な火炎が形成されるようになる．しかし L_f=45mm と L_f=90mm では大きな違いは見られず，予混合燃焼と同様の性状には至らないことが分かった．またリセス高さに依らず同様の火炎が形成され，接線方向噴射ではリセスは火炎性状に大きな影響を与えないことが分かった．

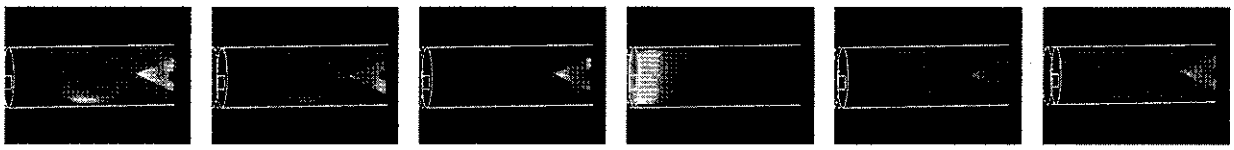
図5に燃料供給方式および燃料噴射位置を変化させた場合の希薄側の火炎安定限界を示す．T=300K で接線方向噴射は限界総括当量比が 0.5 程度であるの対し，軸方向噴射では 0.3 程度と希薄側の安定性が高いことが分かる．接線方向噴射は予混合燃焼と同等の値を取っており，火炎安定性がかなり低い．また燃料噴射位置変化での比較では，接線方向噴射では r_f/R を大きくする，即ち燃料噴射位置を外側に移す程安定が悪くなるのに対し，軸方向噴射では r_f/R が大きいほうが希薄側安定性は優れる．このように燃料供給方式によって大きく安定限界が異なるのには，火炎性状にも見られるように燃料と空気の混合のメカニズムが大きく異なっていることが考えられる．M=5.8g/s，T=300K，φ=0.6 の条件で空気供給口における平均空気流速が 51m/s であるのに対し，燃料噴射口における燃料平均流速は 100m/s に達する．そのため空気流と同方向に燃料を噴射する接線方向噴射では燃料の拡散が進まず，空気流に沿った火炎が形成されたと考えられる．軸方向噴射の r_f/R=0.93 では空気流の運動量流束の大きい領域に燃料噴流を衝突させることで，燃料と空気の混合が促進され，上流側で反応が強く起きたと考えられる．そして接線方向・軸方向噴射いずれの条件でも燃料噴射位置が最外周側である条件では，大きな速度勾配起因の強い剪断により火炎が引き伸ばされ，火炎からの熱伝達促進や部分消炎により安定限界が低下したと考えられる．

また入口空気温度変化に対しては，接線方向噴射が著しく安定性が向上するのに対し，軸方向噴射ではその向上は小さい．軸方向噴射では T=300K でも燃料と空気の混合が十分速いため，入口空気温度上昇の影響が小さいと考えられる．

図6は接線方向噴射において助走距離を変化させた場合の火炎安定限界である．助走距離をとるほどわずかながらではあるが希薄側火炎安定限界が上昇し，予混合燃焼の値に近づく．しかし同等の火炎安定限界であっても接線方向噴射では拡散による十分な混合気形成がなされず消炎に至るのに対し，予混合燃焼は乱れによる部分消炎などにより火炎の温度上昇が妨げられた結果消炎してしまうといった消炎機構の相違が考えられる．

図7はリセス高さを変化させた場合の火炎安定限界である．リセスを設けると希薄側安定限界がわずかながら上昇する．リセスを設けることによって再循環領域形成などにより流れ場が変化し，乱れが増加したことが考えられる．しかしながら接線方向噴射においてリセスの与える影響は小さいと言える．

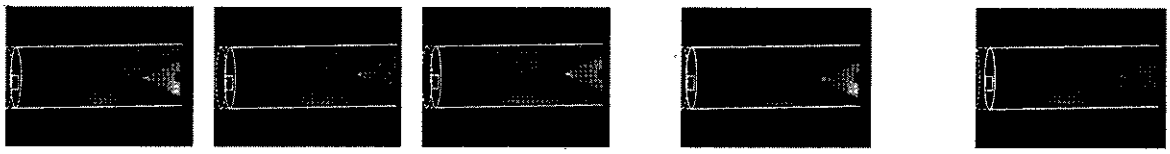
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



(a) Tangential Inj. $r_f/R=0.90$ (b) Tangential Inj. $r_f/R=0.93$ (c) Tangential Inj. $r_f/R=0.97$ (d) Axial Inj. $r_f/R=0.93$ (e) Axial Inj. $r_f/R=0.98$ (f) Premixed Comb.

M=5.8g/s, T=300K, φ=0.6, (L_f=0mm), H=0mm

(a) For various Fuel Supply Method and Fuel Injection Position



(a) L_f=0mm (b) L_f=45mm (c) L_f=90mm (a) H=0mm (b) H=10mm

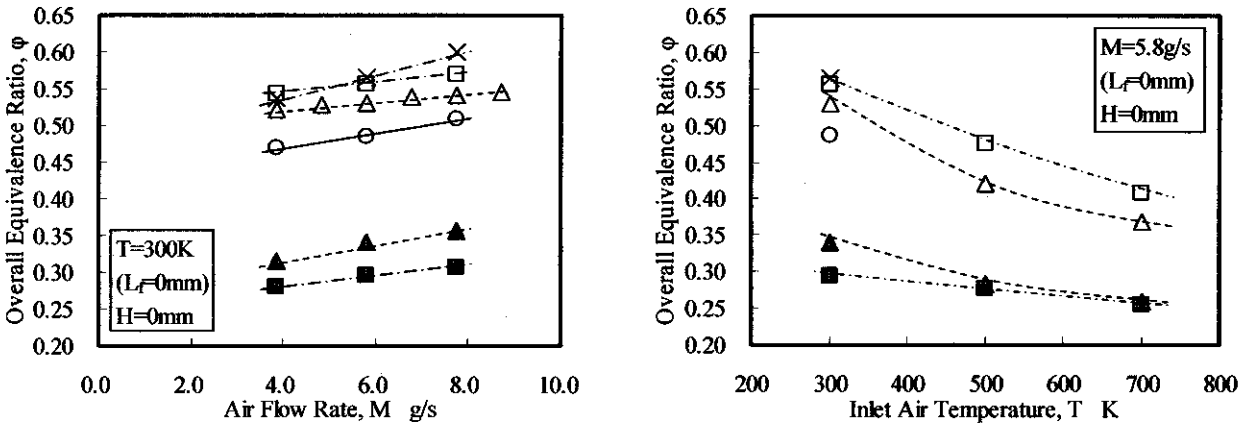
Tangential Inj., M=5.8g/s, T=300K, φ=0.6, $r_f/R=0.93$, H=0mm

(b) For various Inlet Length

Tangential Inj., M=5.8g/s, T=300K, φ=0.6, $r_f/R=0.93$, L_f=0mm

(c) For various Recess Height

Fig.4 Flame appearances



(a) As the function of Air Flow Rate (b) As the function of Inlet Air Temperature

○ Tangential Inj., rf/R=0.90 △ Tangential Inj., rf/R=0.93 □ Tangential Inj., rf/R=0.97
▲ Axial Inj., rf/R=0.93 ■ Axial Inj., rf/R=0.98 × Premixed Combustion

Fig.5 Flame stability limit for various Fuel Supply Method and Fuel Injection Position

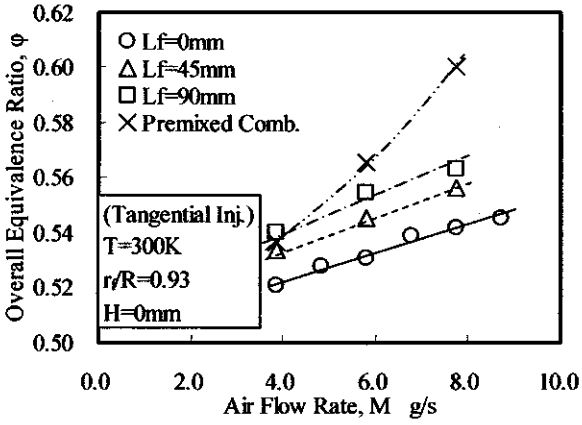


Fig.6 Flame stability limit for various Inlet Length

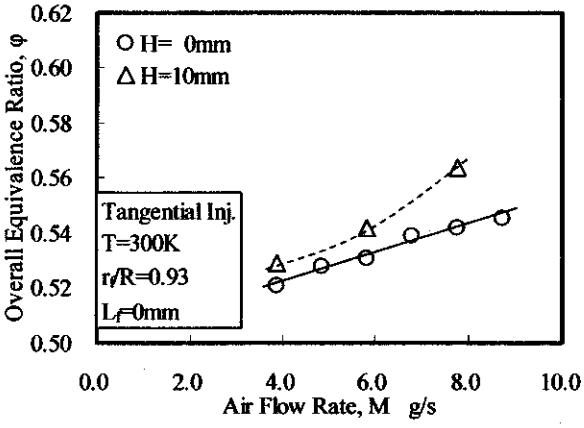


Fig.7 Flame stability limit for various Recess Height at Tangential Injection

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3.2 排気特性

種々の燃料供給方式及び燃料噴射位置に対する排気特性を入口空気温度毎に図 8 に示す．NOx 排出濃度は 16%O_2 換算を行った．η_b は燃焼効率であり，$1-\eta_b$ を燃焼未達成率とし，その値が小さいほど未燃分の排出が低いことを意味する．

接線方向噴射においては入口空気温度に依らず総括当量比上昇に伴い NOx 排出濃度が急激に増加する．これは T=300K でしか確認できないが予混合燃焼と同様の傾向である．それに対して軸方向噴射は総括当量比が低い条件でも NOx 排出濃度が比較的高く，そして総括当量比に対する強い依存は見られず，$r_f/R=0.93$ の低総括当量比条件を除いて総括当量比上昇に対する増加は比較的緩やかである．

接線方向噴射では総括当量比，入口空気温度上昇に伴う燃焼ガス温度，火炎温度の上昇に伴い，Zeldovich 機構に基づく温度依存性が非常に強い Thermal NOx の生成が促進されたことが要因として考えられる．

軸方向噴射では図 4 に見られるように特に $r_f/R=0.93$ の条件において上流側で著しく輝度の強い火炎が形成されており，上流側での強い反応が予想される．上流側で混合が急速になされるものの局所的に当量比の高い状態で燃焼反応が進行することで火炎温度が高くなり，かつ上流側で反応がなされることで高温の燃焼ガスが燃焼器出口に至るまでの時間が長くなり，低総括当量比条件においても火炎帯下流で緩やかに生成するとされる Thermal NOx の生成量が多くなったと考えられる．あるいは生成速度の温度依存性が Thermal NOx と比較して非常に弱い Prompt NOx の生成も可能性として考えられる．

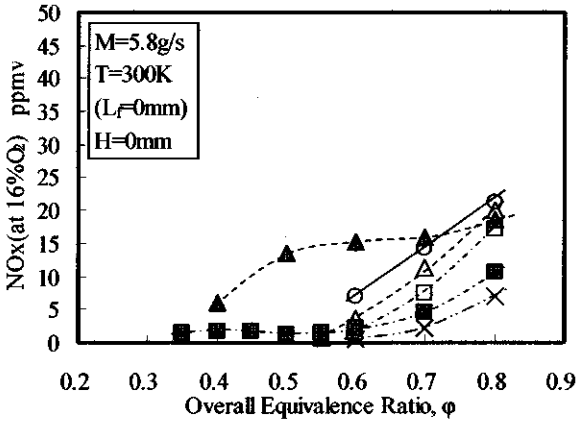
また注目すべきは軸方向噴射，接線方向噴射に関わらず r_f/R を大きくするだけで NOx 排出が抑えられるようになった点である．これは速度勾配起因の火炎伸長により火炎からの熱伝達促進や燃焼ガスの急速拡散による冷却が起こったためと考えられる．軸方向噴射において $r_f/R=0.98$ の T=300, 500K という入口空気温度の低い条件では，NOx 排出は $r_f/R=0.93$ よりも抑えられているのも同じ要因が考えられる．しかし入口空気温度が高くなり T=700K になると火炎温度上昇による化学反応速度上昇が，火炎伸長による冷却効果を上回り，$r_f/R=0.93$ の NOx 排出濃度に近づいたと考えられる．

このように大きく異なる NOx 排出傾向に対して，燃焼未達成率 $1-\eta_b$ は燃料供給方式，燃料噴射位置に依らずほぼ同様の傾向となり，総括当量比が低い条件では未燃分が多く排出され $1-\eta_b$ は大きいが，総括当量比の増加とともに減少し，ある総括当量比で $1-\eta_b$ は極小となり再び増加に転ずる．これは総括当量比が低い条件では，火炎伸長による部分消炎や燃焼ガスの急速拡散による冷却などで反応が凍結し未燃分が排出され，逆に総括当量比が高い条件では，燃料流量が増加することで反応が完結しないまま未燃分が排出されたためと考えられる．

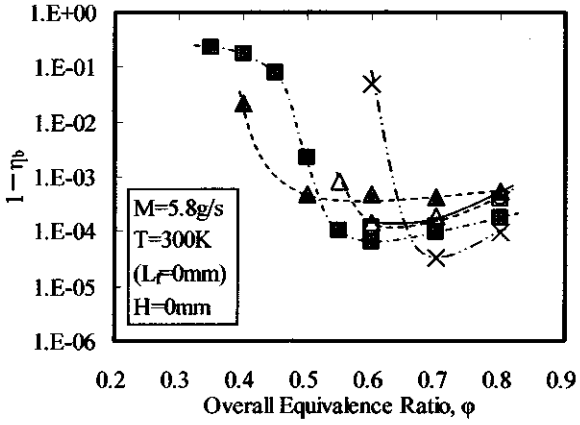
助走距離変化による排気特性を図 9 に示す．助走距離を与えることで NOx 排出濃度は小さくなることが分かった．しかし L_f=45mm と 90mm では値がほぼ等しく，また予混合燃焼と比較すると NOx 排出濃度は高く，燃料および空気が燃焼器に供給され燃焼反応が開始する前段階での予混合化は十分になされていないと言える．そして燃焼効率についても接線方向噴射では助走距離に依らず同様の値となる．従って助走距離が 90mm 程度まででは完全な予混合化はなされず，助走距離の長さによる大きな差は生じないと考えられる．また燃焼効率について予混合燃焼は $\varphi=0.6$ で接線方向噴射より低いものの，φ が 0.7 よりも大きくなると接線方向噴射の $1-\eta_b$ を下回るが，これは当量比増加に伴う化学反応速度上昇が要因として考えられる．

接線方向噴射におけるリセス高さ変化による排気特性を図 10 に示す．リセスを設けるとわずかながら NOx 排出濃度は大きくなり，$1-\eta_b$ は減少する．流速の小さい滞留領域が形成されたことによる火炎温度上昇，化学反応速度上昇が要因としては考えられる．しかしながらリセスの有無によって生じる NOx，$1-\eta_b$ の差は非常に小さく，火炎性状や火炎安定限界と同様に，接線方向噴射においてリセス高さは排気特性に対しても大きな影響を及ぼさないと言える．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

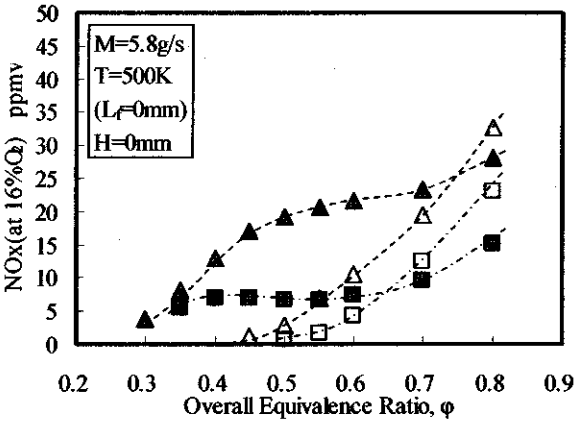


(a) NOx(at 16% O_2)

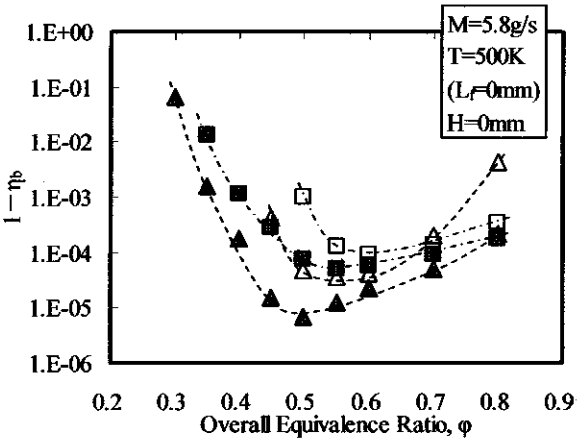


(b) Combustion inefficiency

(1) T=300K

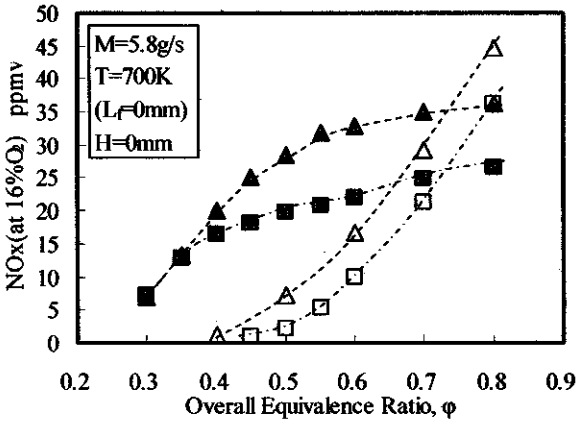


(a) NOx(at 16% O_2)

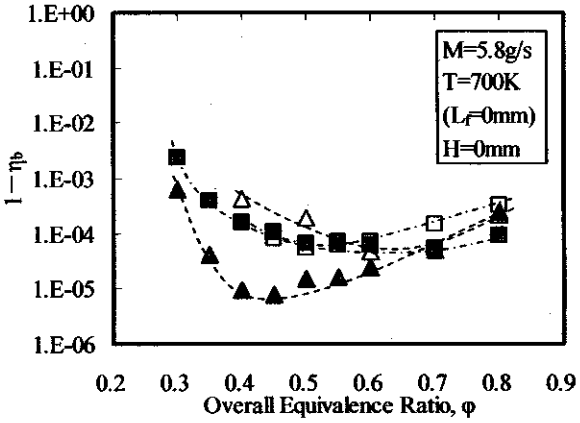


(b) Combustion inefficiency

(2) T=500K



(a) NOx(at 16% O_2)



(b) Combustion inefficiency

(3) T=700K

○ Tangential Inj., rf/R=0.90	△ Tangential Inj., rf/R=0.93	□ Tangential Inj., rf/R=0.97
▲ Axial Inj., rf/R=0.93	■ Axial Inj., rf/R=0.98	× Premixed Combustion

Fig.8 Emission characteristics for various Fuel Supply Method and Fuel Injection Position

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

4. 結言

強旋回気流を用いた拡散燃焼器において，種々の作動条件に対して火炎性状，希薄側火炎安定限界，排気特性を求め，以下の知見を得た．

(1) 同じ拡散燃焼であっても燃料供給方式により，火炎性状，希薄側火炎安定限界，NOx 排出特性が大きく異なる．しかし未燃分の排出傾向については同様となる．

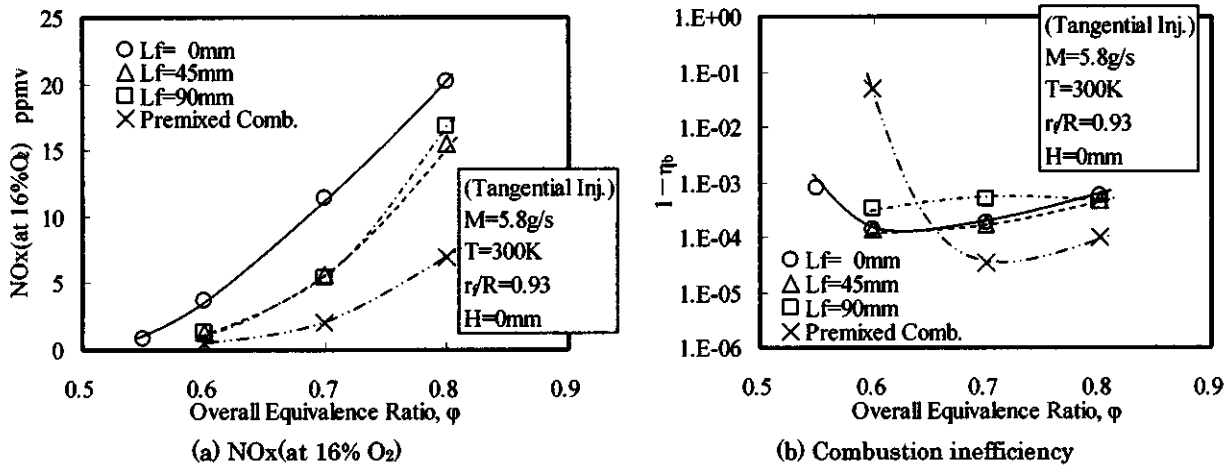
(2) 燃料供給方式に依らず，燃料噴射位置を速度勾配の大きい燃焼器外周側に移すことで，希薄側火炎安定限界は上昇するが，火炎伸長や急速拡散による冷却により NOx 排出濃度を低減させることができ，且つ未燃分排出については空気供給ポート延長上の範囲内で燃料噴射位置に依らない．

(3) 助走距離を与えることで，燃焼器に燃料と空気が供給される前段階での予混合化は完全になされず，90mm 程度の助走距離では予混合化に対し不十分である．

(4) 接線方向噴射においてリセス高さが火炎安定性や燃焼効率，NOx 排出特性に及ぼす影響は小さい．

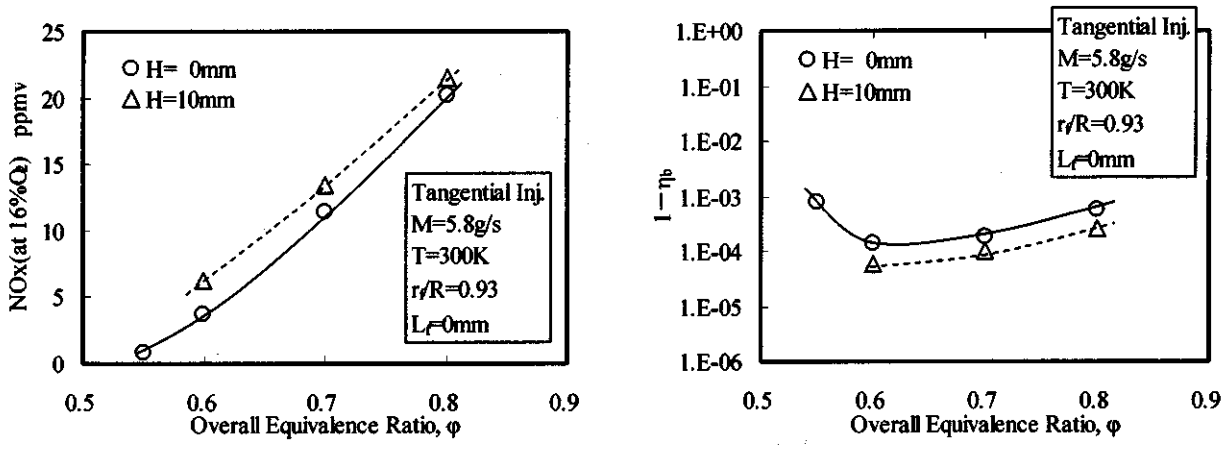
参考文献

1) J. Yajima., et al., Proceedings of IGTC'03 Tokyo (2003), TS-136, CD-ROM.
2) 矢嶋準ほか， 第 40 回燃焼シンポジウム講演論文集 (2002), pp.443-444.
3) H. C. Gabler., et al, AIAA Paper, 98-3530, (1998), pp.1-11.
4) 棚沢泰ほか，機論，36-281(1970)，pp.74-85.
5) 小沼義昭ほか，機論，66-642(2000)，pp.265-270.



(a) NOx(at 16% O_2)　　(b) Combustion inefficiency

Fig.9 Emission characteristics for various Inlet Length



(a) NOx(at 16% O_2)　　(b) Combustion inefficiency

Fig.10 Emission characteristics for various Recess Height

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－6

ESPRプロジェクトにおける超低NOx燃焼器用プレミキサーの開発

＊林　茂、山田秀志、下平一雄（JAXA）、
小田剛生、二宮弘行（川崎重工）、吉田征二（JAXA）

Development of Premixers for Ultra-Low NOx Emissions Combustor in ESPR Project

S. Hayashi, H. Yamada, K. Shimodaira, S.Yoshida
Institute of Aeronautics, JAXA
H. Ninomiya, T. Oda
Kawasaki Heavy Industries Ltd.

Abstract

This paper describes the development of LPP premixers for the main combustion zone of the ESPR stepped dome dual annular combustor. Single sector combustor tests showed that one of the premixers, which was provided with counter-rotational swirl vanes at the inlet, was capable of achieving the targeted NOx emissions less than 5 EI at simulated cruise conditions of the target engine. It was confirmed that the premixer was free from flashback and auto-ignition at inlet air temperatures and pressures higher than those at simulated cruise conditions. PIV measurements of isothermal flow fields in the downstream of the premixer exit revealed that no recirculation zones were formed even in the region along the centerline of the premixer while maintaining swirl in the peripheral zone.

Keywords; Low-NOx emissions, LPP, Premixer, Auto-ignition, PIV measirements

1．まえがき

我国では1999年4月から2004年6月にかけ、次世代超音速輸送機（SST）の実現に必須な環境適応技術の研究開発を目的としたESPRプロジェクトが推進された[1]。このプロジェクトでは、巡航時のNOx排出が燃料1kgあたり5ｇ以下、離着陸時のNOx、CO、HCの排出がICAO CAEP2基準に適合することが燃焼技術開発の目標として掲げられた。SSTは下部成層圏を飛行するために成層圏を飛行する亜音速機と異なり、排出されたNOｘは成層圏オゾン層の破壊を引き起こすと考えられている。地球大気化学者は、シミュレーションにより影響は、総排出量はもちろん、飛行高度、言い換えれば巡航マッハ数に強く依存することを示している。プロジェクト開始時点の最新の予測によれば、飛行マッハ数2．2、300人乗りのSSTが500機運行されるというシナリオに対して、燃料1kgあたりのNOx排出グラム数が5～15g/kgであれば影響は無視できるとされた。

ESPRプロジェクトにおいても、NASAでの類似のSST推進技術開発プログラムと同じように排出指数5g/kgが巡航時NOx排出の目標に掲げられた。このNOxの排出低減目標は、最新の実用低ＮＯｘ燃焼技術をESPR想定エンジンに適用した場合に予測される値の10～20％という低い値で、このレベルは、いわゆるUltra-Low NOxの範疇に入る。表1は目標エンジンの主要作動条件における燃焼器作動温度・圧力である。

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table.1. Combustor operating conditions at major engine thrust settings.

Operating conditions	Idle	Approach	Climb	Take-off	Cruise
Air temperature, K	466	618	737	790	915
Pressure, MPa	0.38	1.02	1.27	1.88	1.13
Air-fuel ratio	96.8	55.9	35.5	33.3	31.0
Exit temperature, K	865	1253	1664	1760	1924

高出力時のNOx排出低減はもちろん低出力時のCO,HCの排出低減、更には確実な高空再着火など航空エンジン固有の要求をすべて満たす必要があることから、図1に示す希薄予混予蒸発（LPP）燃焼のメイン燃焼領域を外周部に、部分予混合燃焼のパイロット燃焼領域を内周部に配置したデュアルアニュラー形態が選定され、さらに所要推力に応じてメインバーナ間でも燃料ステージングを行なうことになった。この報告では、LPPメインバーナプレミキサーの開発について述べる。

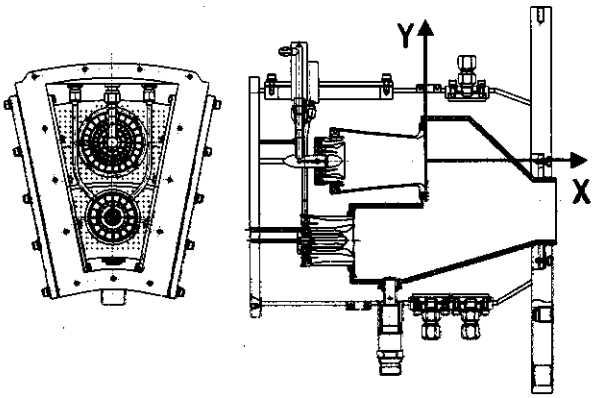


Fig.1. Schematic drawing of single sector combustor with a main burner in outer dome and a pilot burner in inner dome.

2．LPPプレミキサー

燃焼器入り口空気温度は、巡航時や離陸時にはジェット燃料の自発点火温度よりも十分高いのでプレミキサーダクト内の滞留時間が長ければダクト内で自発点火が起きる可能性がある。そのため、急速に均質な混合気を形成することが超低NOxの実現には不可欠であり、そのためには燃料の微粒化、分散、混合の促進が重要である。またダクト内への逆火が起こらないような流れ場設計も必須である。

燃料が空気流中に噴射されてから自発点火に至るまでの遅れは、温度、圧力によって一義的に決まるという単純なものではない。蒸発に関係する燃料の微粒化、燃料流束、分散なども自発点火遅れに影響を与える。蒸発が進むことが自発点火には必須であるが、一方それによって混合気の温度は降下し、自発点火がおきにくくなるというように、単純ではない。結局のところ、実物で試験をする以外に方法はない。

予混合噴霧流れ場を用いた著者らの自発点火遅れ時間の測定の結果[2]などを参考に、逆流部分を排除し、予混合管内の平均滞留時間を1msとすれば、巡航、離陸の燃焼器入り口空気の温度・圧力においてもプレミキサーダクト内での自発点火は余裕ももって回避できると予想されたので、予混合管の微粒化開始位置から出口端までの長さは100mmとした。燃料の微粒化には、円筒状のプレフィルマー内周面上に燃料液膜を形成し、旋回気流によりその液膜を分裂させる液膜気流微粒化方式を採用した。燃料インジェクターは、熱遮蔽がやりよいようにコンパクトな構造とし、装着がやりようにプレミキサーの予混合管から分離できる形態とした。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2．1　センターボデー付きプレミキサー

最初に JAXA が単独で試作したプレミキサーは図２に示す形態で、中心軸上に円錐状のセンターボデーが配置されている。この報告では、この形態のものをセンターボデー付きプレミキサーと呼ぶ。試作時にはバーナの総本数が決定されていなかったので、とりあえず 24 本としてプレミキサー及びシングルセクター燃焼器ライナが設計された。プレミキサーダクトは先細で、センターボデーはダクト入り口部の 2 重スワーラにより保持されている。燃料インジェクター(図では省略)は中空環体で、その外周壁に配設した噴射孔から 2 重スワーラの仕切りから伸びる環状のプレフィルマーに向けて燃料が噴射される。その一部は、条件によっては、プレフィルマー壁面に到達しないで内側スワーラからの旋回空気流によって微粒化されるが、大部分はプレフィルマーに衝突し旋回気流によって液膜に引き延ばされて微粒化されることを期待した。

このセンターボデー付きプレミキサーは、24 分の１シングルセクター燃焼器での排出評価試験の途中、センターボデーが脱落し、燃焼器ライナ出口のすぐ下流に設けた櫛型ガスサンプリングプローブに引っ掛かた状態で焼損し、同時に燃焼器ライナも出口に近い部分も溶融してしまった。そのため、巡航条件でのＮＯｘ排出レベルの評価ができないままになった。原因は、内側スワーラハブとセンターボデーとの溶接部の強度不足であった。

この頃になって、先細のプレミキサーダクト、センターボデー及び逆旋回スワーラで構成されるプレミキサーがすでに特許されていることが判明したこと、バーナの本数が 16 本に決まり、燃焼器開発を川崎重工業、ＲＲ社と共同で進めることになったことから、この形態の開発を止め、次に述べる別の形態のプレミキサーの開発に移った。

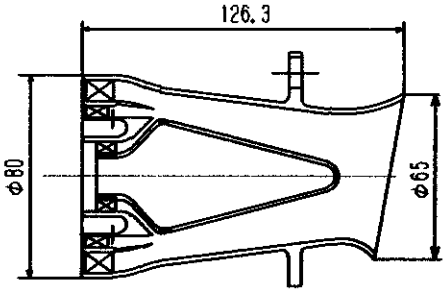


Fig.2. Cross sectional drawing of premixer with a conical center body for 1/24 sector combustor.

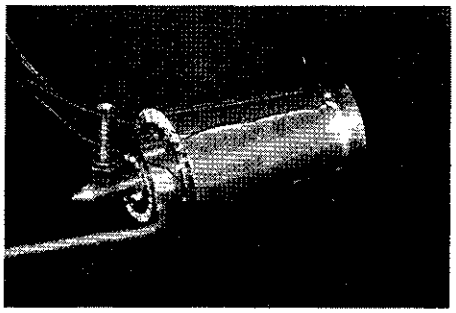


Fig.3. Photo of simple tube premixer for 1/16 sector combustor.

2．2　プレーンチューブプレミキサー

このプレミキサーの外観写真を図３に示す。その断面は、燃焼器ライナに装着した状態を示す図１にみられる。このプレミキサーの設計においても、プレミキサーダクトは燃焼器ライナのメータパネルに保持させ、燃料インジェクターとは分離できるという基本方針は堅持した。燃料インジェクターをできる限りコンパクトにするため最外周のスワーラはプレミキサーダクト入り口に固定し、燃料インジェクター側には液膜形成リングとその内周部に３個のスワーラを設け、液膜形成リングの外周には薄肉円筒を配置し、その間に環状空気通路を形成した。この薄肉円筒は、液膜形成リングの先端を分離や組立て時に保護するためのものである。液膜形成リングの内側の３個のスワーラは、隣接するもの同士で互いに旋回方向が逆になるようにしてある。このような中央部における逆旋回のスワーラの組み合わせは、後に述べるように同方向旋回と異なり中心軸近傍に形成される逆流や

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

低軸方向速度の領域が形成されるのを抑制するのに効果があり、逆火や自発点火を避けるのに有効と考えられる。

当初の設計では、中心軸上の円筒状燃料溜から燃料を放射状に噴射し、外周の円筒プレフィルマーに衝突させる気流微粒化方式の燃料噴射も行えるようにしていたが、この燃料ノズルに燃料を配分するとNOx排出が減らないか、条件によっては増大する傾向が見られたので、それ以降はこの燃料ノズルからの燃料噴射はやめた。

3．NOx排出と燃焼効率

プレーンチューブプレミキサーでは、主要作動条件での試験を燃焼振動などの問題もなくすべて行なうことができた。図4および図5は、それぞれ巡航時および離陸時の燃焼器作動条件におけるNOx排出と燃焼効率を空燃比の関数として示している。パイロットバーナは、部分予混合の外側環状通路を流れる空気に燃料を噴射する外側噴射（Pilot out）と内側環状通路に流れる空気に燃料を噴射する内側噴射（Pilot in）が可能である。巡航、離陸のいずれの条件においても、Pilot in はNOx排出を増大させる方向に作用しており、意図した通り燃料が他の部分よりも濃くなっていることを示唆している。巡航時の設計空燃比31でNOx排出は3.8EINOxが記録されたことから、環状燃焼器試験においてNOx低減目標を達成できる見込みが初めて得られた。燃焼効率は、巡航条件では空気温度が高いこともあってほぼ全域にわたり100％であるが、離陸条件では設計空燃比では100％であるが、空燃比35まで希薄にすると燃焼不完全率は2％くらいになる。離陸時のNOx排出指数はPilot inに燃料を供給しない時は1以下である。いずれにしてもLPP燃焼の超低NOx性が発揮されていることが確認された。

4．自発点火・逆火のマージン

試作プレミキサーは、ESPR目標エンジンの離陸、巡航時の燃焼器作動条件においても、また、それらの温度・圧力において修正空気流量を意図的に70%程度にまで減らした場合でもプレミキサー内に火炎が形成されることはなかった。しかし自発点火あるいは逆火に対するマージンを確認しておくことは実用に際し必須であることから、より高温・高圧、さらには混合気速度を設計値よりも落とした条件でプレミキサーダクト内に火炎が形成されるかを調べた。その際、排気組成分析も行ったが、その結果については別の機会に発表する。

JAXAの現有設備で模擬できる入り口空気温度

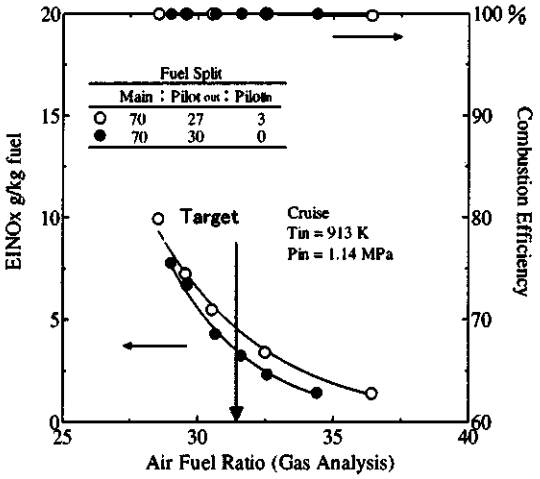


Fig.4. NOx emissions and combustion efficiency at simulated cruise conditions

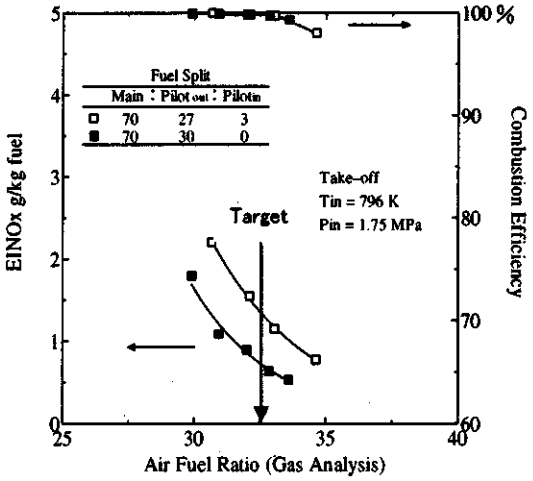


Fig.5. NOx emissions and combustion efficiency at simulated take-off conditions

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

および圧力の最大値は、それぞれ 1000K、5 MPa であるが、空気加熱器の容量の制約のために温度 1000K の場合には空気流量は約 1.3kg/s が上限となり、圧力を上げるためには流速を落とさざるを得ない。試験した範囲は、空気温度 915K～990K、圧力 1.13～2.07MPa、燃焼器圧力損失率 5%（設計点）～1.9%、空燃比 38～28 である。結局、この範囲でもプレミキサー内に火炎が出現することはなかった。なお、最も厳しいと考えられる条件は、空気温度 990K、圧力 1.5MPa、燃焼器圧力損失 2.6%、空燃比 31 である。

圧力を横座標、温度を縦軸とする平面上に圧力損失 2.6%、空燃比 31 での試験点をプロットしたのが図 6 で、目標エンジンの主要作動点の温度・圧力を結ぶ線が比較のために描いてある。これらの実験点は装置の空気加熱器の能力一杯の条件で試験できた限界に過ぎず、前述のように、どの点でもプレミキサー内に火炎が出現していないことに注意すべきである。

5．プレミキサー出口下流の流れ模様

なぜこのプレミキサーは逆火あるいは自発点火が起きないのか。この点を明らかにするには燃焼状態でプレミキサーダクト内部の流れを測定することが理想的である。しかしそれは簡単でないことや時間がかかることから次善の策として大気圧、非燃焼状態でプレミキサー出口近傍および下流の領域における流れ模様を PIV により測定し、流れの特徴を把握することにした。

この測定は、環状燃焼器用に製作されたメインノズルを図 7 に示すようにシングルセクター燃焼器のメイン燃焼領域に相当する空間を模擬した燃焼器のドームに取り付けて行なった。この燃焼器の側面および上面には透明石英ガラスを使用した。プレミキサーの中心軸に垂直な断面における速度場は、中心軸を含む鉛直面とそれに平行ないくつかの面における測定結果を合成して得た。

代表的な結果を図 8（a）は中心軸を含む鉛直面における局所の気流速度をベクトルで、また軸方向速度の大きさをカラーバーで表示している。また、図 8（b）は、前記の方法で合成して得た、プレミキサーダクト出口端から 18mm 下流の軸に垂直な断面における鉛直方向の速度成分と軸方向速度の大きさの等高線を表示している。気流条件は空気温度 400K、大気圧で、プレミキサーダクト出口平均流速は、装置の供給空気量の制約のために設計点での流速の約半分の 40m/s である。

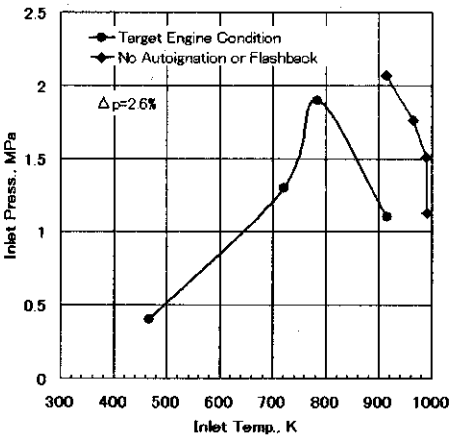


Fig.6. Verification of margin for auto ignition or flashback. (Air-fuel ratio: down to 31)

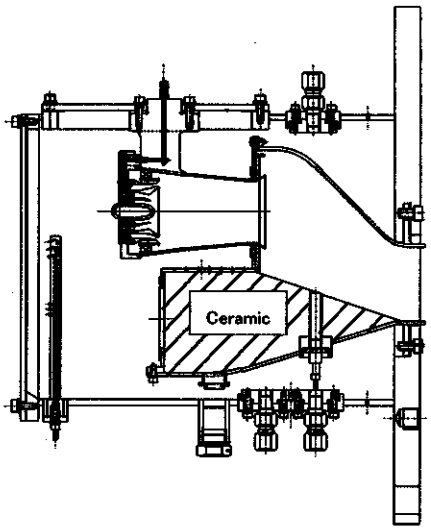


Fig.7. Combustor configuration for PIV measurements

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

これらの結果から、プレミキサー出口下流において中心軸の周囲で軸方向流速は最も遅いが、出口平均流速が 40m/s に対して 30m/s 近くになっていることが分かる。従って、設計の流速では最も速度の小さい中心軸上における混合気速度は、燃焼室からの火炎の遡りを防止するに十分な大きさになっているはずといえる。また、周方向速度は中心部分では小さいが、プレミキサーの外周部においては強い旋回流れが存在していることが認められる。以上の結果から、中心部分では旋回方向の異なるスワーラからの流れが相互に旋回を弱めあって、逆流領域や周囲と比較して流速の遅い領域が形成されるのを抑制していると判断される。

今後、他の組み合わせ形態での流れ模様の計測を行うとともに、CFD による予測を行い、検証により CFD 予測の信頼性を確保し、設計技術として確立したいと考えている。

6．まとめ

1）開発したプレミキサーをデュアルアニュラー燃焼器のメイン燃焼領域に装着したシングルセクター形態での燃焼・排出性能試験により、ESPR 目標エンジンの巡航時の燃焼器作動条件において 3.8EINOx という低い値を確認した。

2）このプレミキサーは、ESPR の離陸、巡航を含む試験を実施した全主要作動条件だけでなく、JAXA の高温高圧燃焼試験設備で試験した空気温度 990K、P<1. 5MPa および 915K、P<2.6MPa の範囲においても、逆火あるいは自発点火による火炎の出現は認められなかった。

3）このプレミキサーの優れた耐逆火性がプレミキサー入り口部の中心部分に旋回方向が逆のスワーラを隣接して配設し、それらの旋回の干渉により旋回を弱めたことに起因することを PIV 測定により明らかにした。大気圧、非燃焼状態ではあるが、プレミキサー出口に続く下流領域の流れ模様の PIV による測定から、中心部においては逆流が打ち消されており、外周部には最外周部のスワーラによる旋回成分が残っていることが明らかになった。

7. 参考文献

(1) ESPR(環境適合型次世代超音速推進システム)、http://www.espr.jp/f1.html

(2) 林、山田、下平、斉藤、堀内：高圧下における灯油噴霧-空気混合気流の自発点火、日本機械学会論文集(B 編)54 巻 501 号(1988)

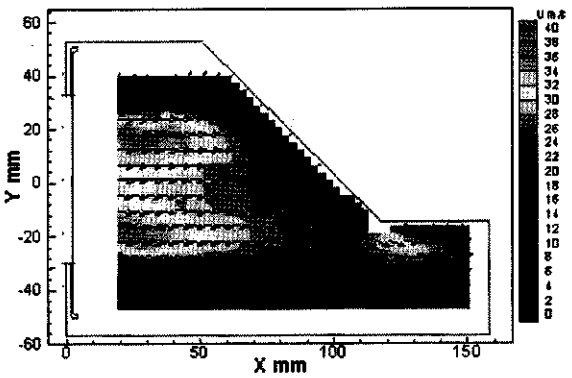


Fig.8 (a). Axial velocity contour and velocity vector field in z = 0 plane measured by PIV.

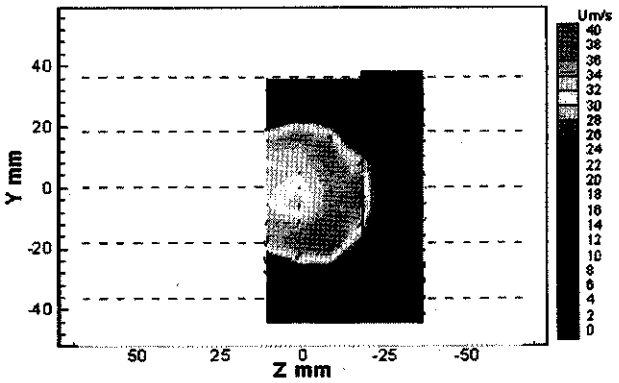


Fig.8 (b). Axial velocity contour and v-component of velocity at x = 18 mm measure by PIV.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－7

熱音響的能動制御による燃焼騒音及び振動燃焼の抑制

井亀　優、*岸　武行、春海一佳、平岡克英、岡　秀行（海上技術安全研究所）

Suppression of Combustion Noise and Combustion Oscillation by Thermo-acoustic Active Control Using Secondary Flame

Masaru IKAME, *Takeyuki KISHI, Kazuyoshi HARUMI, Katsuhide HIRAOKA and Hideyuki OKA

(National Maritime Research Institute)

ABSTRACT

In order to suppress combustion noise in an experimental lean premixed dump combustor, a feed-back combustion control system was constructed based on the active noise control (ANC) principle. Secondary diffusion flames were used as a secondary sound source. The controller consists of a time-delay circuit, an amplifier and a band-pass filter, so that the control parameters are delay time, a gain and cut-off frequencies. The fuel flow rate for the secondary flames was modulated by the piezo-valves.

The influence of the control parameters on suppression of combustion noise was investigated. Through clear periodicity of suppression effect on delay time, experimental results confirm that the suppression is due to the acoustic interaction between the main flame and the secondary flames.

Key words: Combustion Control, Combustion Oscillation, Combustion Noise, Secondary Flame, Heat Release Oscillation, Piezo-valve

1．はじめに

近年、地球環境保護を目的としてNOx等の大気汚染物質の削減、あるいは二酸化炭素に代表される温室効果ガスの削減が広く求められている。ガスタービンについても例外ではなく、さらなる低NOx化と高効率化を目的とした高温化が求められている。高温化にともなうNOx排出を最小限に抑えるための低環境負荷燃焼技術として希薄予混合燃焼があげられる。しかし、希薄予混合燃焼は逆火、吹き消え、燃焼騒音・振動燃焼といった不安定現象を生じやすく、運転範囲が限られてしまう。本研究では、これらの不安定現象のうち、機器の損傷にまで至る可能性がある燃焼騒音・振動燃焼を制御により抑制することを目的とする。

近年、能動制御により燃焼騒音・振動燃焼を抑制することを目的として、様々な制御手法を用いた複数の試みがなされている[1-7]。本研究で、我々は音を音で打ち消す能動騒音制御(Active Noise Control: ANC)の手法に注目した。同手法では、騒音発生源からの圧力変動は、騒音発生源とは別に設けた二次音源（スピーカー）からの圧力変動との音響的な干渉により低減される。この方法を応用するため、本研究では燃焼騒音・振動燃焼抑制のための二次音源として、発熱変動すなわち圧力変動を発生する二次火炎（拡散火炎）を利用することを考えた。さらに、本格的な制御システム構築のためには制御則（アルゴリズム）が不可欠だが、ANCで利用されている制御則の適用を容易にするためには、二次火炎の存在が燃焼器内の流れ場を変化させたりしないシステムが望ましい。すなわち、二次火炎を含む系が線形モデルとして記述でき、制御則が容易に構築できることが望ましい。そのため、十分に小さい微小拡散火炎又は火炎群を二次音源として用いることとした。また、このような微小火炎は、燃料流量の変動に対し高速な応答性を持つことが期待される。さらに、微小火炎を用いることで、拡散燃焼に伴うNOx増大が抑制される効果も期待した。我々はすでに、二次音源として微小拡散火炎を想定し、開放大気中において高速比例応答の燃料流量制御弁（以下ピエゾバルブ）を用いて燃料流量を変動させ、微小拡散火炎からの燃焼音の周波数応答特性についての基礎的知見を得ている[8]。

本研究では、当所にある実験用希薄予混合燃焼装置に二次火炎用燃料ノズル、ピエゾバルブ及びフィードバック要素（遅延回路、バンドパスフィルタ、アンプ）を組

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

み込み、制御実験を行った。制御方法は、燃焼室に導圧管を介して取り付けたマイクロフォンで燃焼音を検知し、その音圧信号を遅延、濾波、増幅してピエゾバルブの制御信号とし、二次火炎の発熱変動により音を発生する。そして、その音響的な干渉効果により共鳴音を低減する。本研究では遅延時間やフィルタの通過周波数帯域等の制御パラメータが、燃焼騒音へどのように影響するかを調べた。実験の結果、二次火炎の燃料流量変動の制御パラメータを適切に設定することにより、燃焼器内の共鳴音を背景音レベルにまで低減できたのでその結果を報告する。

2．実験及び計測

2．1　実験装置及び実験方法

＜実験装置＞　図1に制御装置を組み込んだ実験用急拡大型希薄予混合燃焼装置の概要を示す。予混合気は、マルチベンチュリー型混合器（7ベンチュリー、燃料ノズル：孔径 0.75mm×計 56 孔）で形成され、266mm の混合管を経て、燃焼管に流入する。

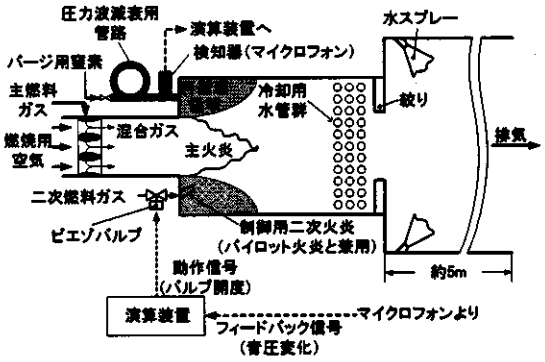


図1　実験用急拡大型希薄予混合燃焼装置の概要

火炎は燃焼管（石英ガラス製、内径 100mm、長さ 300mm）の急拡大部再循環領域の高温ガスにより保持される。燃焼ガスは、水管群からなるガス冷却器、径 60mm の絞りを経て、更に水スプレーで冷却され、長さ約 5m の排気管を通って排出される。

二次火炎用の燃料は、燃焼室上流壁面上に設けたノズル（孔径 1mm×4孔）から再循環領域内で中心方向に向かって噴射される。ノズル毎に二次燃料配管に取付けられたピエゾバルブ（MaxTec、MV-112）により燃料流量を変動させ、その変動によって生じる火炎の熱発生速度変動の熱音響効果によって音波を発生する。この制御された音波を人工的な減衰成分として燃焼装置の共鳴音に干渉させてそれを低減する。制御量としての燃焼騒音を検出するため、マイクロフォン（Bruel & Kjaer, Series 4138）を、導圧管（内径 4mm、長さ 126mm）を介して燃焼室につないだ。導圧管には反射波の影響を低減するため減衰管路（テフロン管、内径 4mm、長さ 20m）を取付けた。導圧管及び減衰管路の音圧計測値に及ぼす影響は、実験範囲（＜500Ｈｚ）で二乗平均誤差 3ｄＢ以下であることを事前に確認した。なお、減衰管路を通じ約 0.1NLM の窒素を供給し、マイクロフォン及び導圧管を連続的にパージし、燃焼器からの水蒸気の拡散・凝縮を防止した。

次に図2に制御装置の概要を示す。マイクロフォンで燃焼騒音を検出して電気信号に変換し、これを遅延回路により遅延させ、バンドパスフィルタ（NF 回路ブロック、P-86(LP)および P-87(HP)）により濾波し、更に増幅器（NF 回路ブロック、P-61）、バイポーラ電源（NF 回路ブロック、HSA 4011）で増幅して制御信号とし、ピエゾバルブを駆動した。本実験で使用したフィルタでは、通過周波数帯域を［共鳴周波数×（1／2），共鳴周波数×2］のように設定したとき、フィルタによるこの共鳴周波数成分の位相変化は無視できる。基本的には流量振幅が平均流量に等しくなるようバイアス流量を設定するが、音圧信号の振幅が大きく変動すること、本実験で使用したピエゾバルブが、入力電圧に対し、20V 以上でその流量が電圧にほぼ比例する特性を持つこと[8]から、制御信号（流量変動相当分）を常に 35V オフセットしてピエゾバルブに印加し、マイクロフォンからの信号が負の場合でも流量－電圧特性がおおよそ線形性を保つようにした。入力電圧が 35V での二次燃料流量は、水素で約 7NLM、メタンで約 2.7NLM で、熱発生率基準で主火炎のおよそ 5%である。

＜実験方法＞　実験は大気圧下で行い、 空気、主燃料、

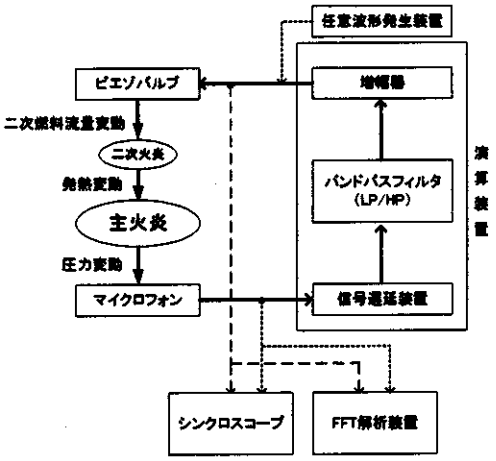


図2　制御装置の概要

二次燃料とも室温（約 25℃）で供給した。主火炎用の空気流量を 1500NLM 一定とし、主燃料には水素を用い、流量１５８NLM で行った（当量比：0.25、熱発生率：約２８ｋW）。主燃料に水素を用いることは、二次火炎（メタン）の自発光のみを抽出できる利点がある。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

前述の実験条件の下では排気管長さを 3/4 波長とする共鳴モード（約 64Hz）が卓越するので、この共鳴モードについて制御実験を行った。本燃焼装置では、排気管長さ約 5m、排気ガス温度約 160℃で、排気管内の音速はおよそ 400m/s である。これらの数値から、排気管を片方開口端の音響管として共鳴周波数を概算すると、低い方から約 20、60、100Hz・・・となる。

二次燃料にはメタンと水素を用い、燃焼特性の差が制御パラメータに及ぼす影響を検討した。図３に二次火炎の写真（燃料はメタン）を示す。

フィードバック制御実験で制御の効果を調べた。制御パラメータは信号遅延時間、ゲイン、バンドパスフィルタの通過周波数帯域である。実験では、非制御時（バイアス電圧を印加）と制御時（バイアス電圧＋制御信号を印加）の共鳴音圧レベル、燃焼音のスペクトルの差を調べた。

一方、オープンループ実験では、任意波形発生装置（NF 回路ブロック、WF 1945）でパルス状の電圧を発生し、増幅した後、ピエゾバルブに入力し、それに対する二次火炎の燃焼音及び非燃焼時の噴射音の応答特性を調べた。

図３　二次火炎の写真

２．２　計測方法

実験では、燃焼室音圧変化を、FFT 解析装置（アドバンテスト、R9211B）により周波数領域で分析し、シンクロスコープ（Tektronix, TDS3032B）により時間領域で分析した。共鳴音は時間的に脈動するため、燃焼騒音の周波数スペクトルは２０回加算平均したもので比較した。二次火炎の燃焼音及び燃料噴射音（非燃焼）の時間領域での分析にあたっては、背景にある流動音、乱流燃焼音の影響を除くため、ピエゾバルブの入力信号をトリガ信号として音圧変化を 256 回加算平均することにより、二次火炎の応答音を抽出した。マイクロフォンの感度は、音圧 1 kPa 当たり出力電圧 1V になるよう調整した。

すでに開放大気中で二次火炎からの燃焼音の周波数応答特性について調べたが[8]、燃焼器内における応答特性を把握するため、ICCD カメラ（Andor, iStar）を用い、燃料がメタンの場合の、二次火炎の輝度の変化を測定した。火炎の撮影に際して、撮影レンズ前に２枚のガラスフィルタ（SCHOTT, BG39 及び KV418）を取り付け、撮影波長範囲がおおよそ［420nm～600nm］となるように設定し、メタンの燃焼反応時に発生する活性種のＣＨとC_2の自発光を撮影した。

３．実験結果及び考察

３．１　フィードバック制御実験

図４に、フィードバック回路を用いず、メタンを一定流量（入力電圧：35V）で二次火炎に供給した場合の、燃焼騒音の音圧スペクトルの変化を示す。燃料流量が一定の二次火炎を点火しただけで 64Hz の共鳴音に約 10dB 程度の騒音低減効果が認められた。これは、二次火炎がパイロット火炎の役目をはたし主火炎を安定化したためと考えられる。

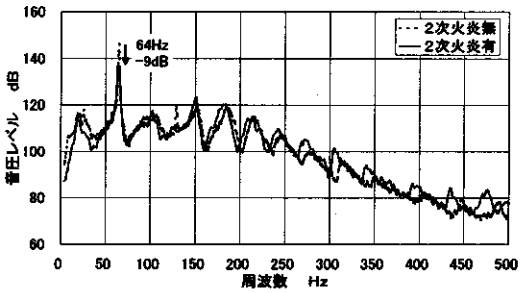


図４　音圧スペクトル（一定流量の場合）

図５にメタンを二次火炎の燃料に用い、正帰還でゲインは 50 倍、遅延時間 2ms、バンドパスフィルタの通過周波数帯域を［15Hz, 240Hz］にした場合の音圧スペクトルの変化を示す。今回の実験では制御対象の共鳴モードに対してフィルタの位相差が０度になるよう設定した。64Hz のスペクトルは減少しているが、187Hz のスペクトルが逆に増大しているのがわかる。これは、64Hz の共鳴音成分に対しては、遅延時間が 2ms のとき二次火炎からの制御音が共鳴音を打ち消すような位相関係になっているが、187Hz の成分に対しては、遅延時間とフィルタによる位相変化を合算した効果によ

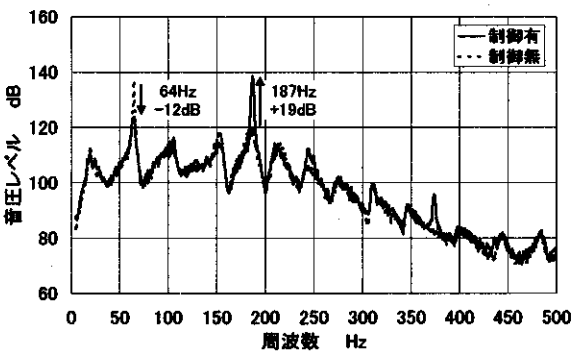


図５　音圧スペクトル（通過周波数帯域の設定が広い場合）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

り、逆に増幅する位相関係になっていると考えられる。このことから、遅延時間による制御方法では、バンドパスフィルタの通過周波数帯域を狭くして、低減を狙うスペクトル以外の成分をフィードバックさせないようにする必要があると考えられる。

図６に二次火炎の燃料は同じくメタンで、正帰還、遅延時間 2ms でゲインは 100 倍に設定し、バンドパスフィルタの通過周波数帯域の設定を［30Hz, 120Hz］に狭くした場合の音圧スペクトルを示す。図５と異なり、187Hz のスペクトルは増加することなく、狙った 64Hz のスペクトルだけがほぼ背景音レベルにまで低減していることがわかる。このパラメータ設定のまま、主燃料を増して卓越モードが３／４波長から５／４波長へ移行が始まる当量比０．３７まで上げたが、３／４波長のモードは 10dB 以上の低減効果が見られ、制御効果は維持された。

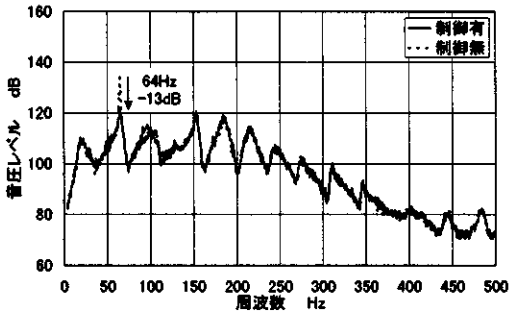


図６　音圧スペクトル（通過周波数帯域の設定が狭い場合）

図７に負帰還でゲインは 100 倍、遅延時間 10ms、バンドパスフィルタの通過周波数帯域を［30Hz, 120Hz］にした場合の燃焼騒音と、ピエゾバルブに送られる制御用信号の波形を示す。制御装置がＯＮになるとすぐに燃焼騒音が低減しているのがわかる。

図８に、二次火炎の燃料をメタンとし、ゲインは 50 倍、バンドパスフィルタの通過周波数帯域を［30Hz, 120Hz］に設定した場合の、64Hz の音圧スペクトルの低減効果と、設定した遅延時間との関係を示す。遅延時間に対する共鳴音の低減効果には 16ms の周期性が認

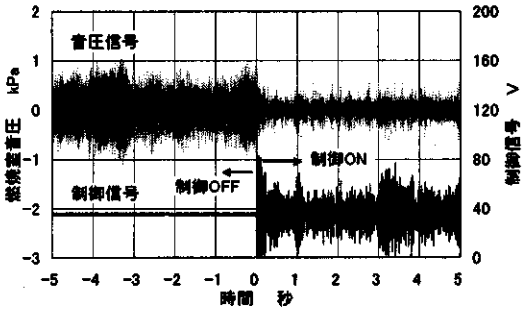


図７　音圧信号と制御信号の波形

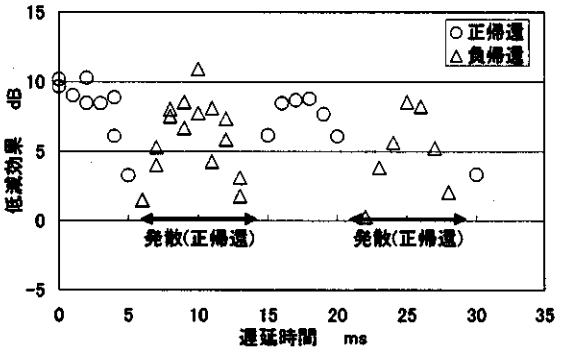


図８　燃焼騒音の低減効果と遅延時間との関係(メタン)

められる。これは、64Hz は約 16ms の周期であることを考慮すると、共鳴音の低減が、二次火炎から発生する制御音による音響的干渉によるものであることを示唆すると考えられる。また、正帰還において発散する遅延時間において、負帰還にして位相を反転すると、低減効果が現れる。これも燃焼騒音の低減が、制御音との音響的干渉によるものであることを裏付けるものと考えられる。

図９に、水素およびメタンを二次火炎の燃料とし、正帰還でゲインは 50 倍、通過周波数帯域を［30Hz, 120Hz］に設定した場合の、64Hz における音圧スペクトルの低減効果の遅延時間に対する関係の、燃料による違いを示す。同じタイミングで圧力変化を発生させる場合、水素の方が燃焼遅れが少ない分、遅延時間を長くする（3ms）必要があるためと考えられる。

図１０にバンドパスフィルタの通過周波数帯域を［30Hz, 120Hz］に設定した場合における、ゲインと 64Hz の音圧スペクトルの低減効果との関係を示す。本研究においてはゲインは最大 100 倍まで行った。この範囲内では、ゲインを上げると燃焼騒音の低減効果は、ほぼ比例的に増大することがわかる。

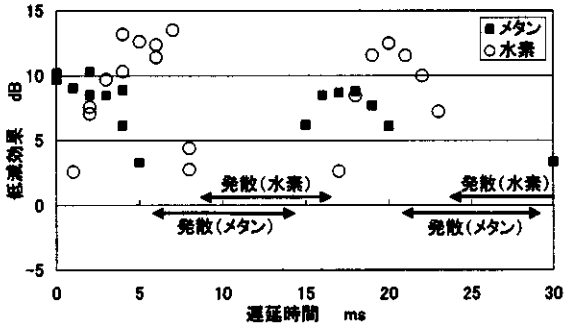


図９　燃焼騒音の低減効果と遅延時間との関係（メタンと水素の違い）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

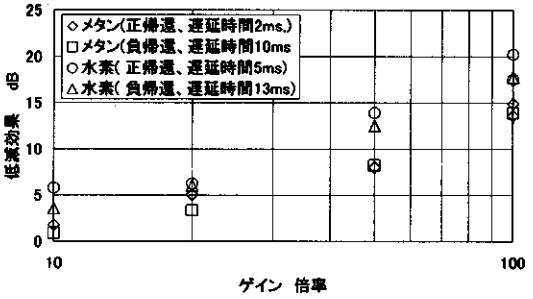


図１０　ゲインと燃焼騒音の低減効果との関係

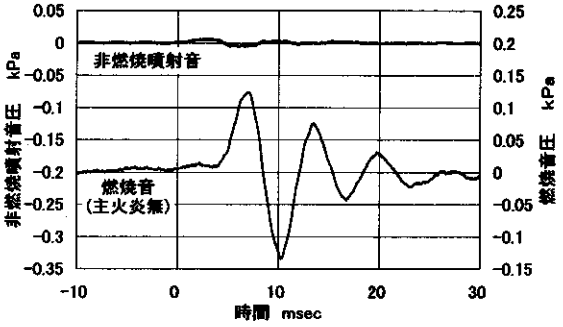


図１１　非燃焼の噴射音と燃焼音との関係

３．２　二次火炎の応答特性

二次火炎の応答特性を調べるため、矩形パルス信号をピエゾバルブに印加して音圧波形と火炎の自発光(二次燃料はメタン）を計測した。ここで圧力波形は、背景にある燃焼騒音から二次火炎の音を抽出するため、パルス信号をトリガ信号として　256 回加算平均した波形で、126mm の導圧管による伝播遅れを補正している。また、二次火炎画像は、パルス信号に同期させて１５回積算したものである。

図１１に、パルス幅 3.3ms、振幅 35V の矩形パルス信号（バイアス電圧：35V）でピエゾバルブを駆動した場合の音圧波形を示す。燃料を点火せずに流した場合（非燃焼の噴射音）と、点火して流した場合（燃焼音）の音圧の波形の違いを示す。燃料はメタンで、この実験においては燃焼器に空気のみ流し、主火炎は無い。二次火炎の音圧変化は、燃焼による膨張効果のため、点火しないで燃料流量を変動させた場合の音圧変化の１０倍以上となる。ただ、点火した場合、圧力がピークとなる時間が非燃焼の場合と比べ遅れている。これはメタンの燃焼遅れによるものと考えられる。

図１２に、主火炎がある状態で、同じくパルス幅 3.3ms、振幅 35V の矩形パルス信号（バイアス電圧：35V）でピエゾバルブを駆動した場合の、入力電圧の立

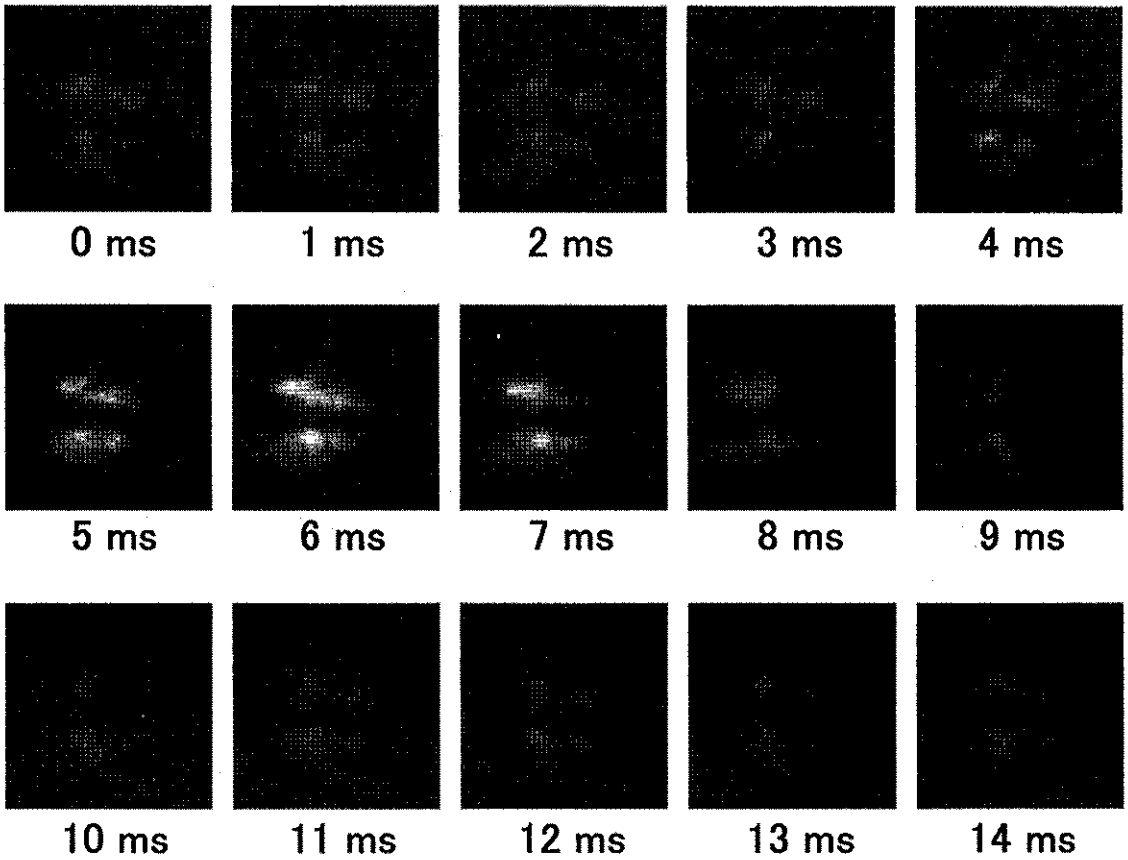


図１２　二次火炎の画像（数値はパルス入力信号（立ち上がり）後の経過時間）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ち上がりからの経過時間と、二次火炎の画像（個々の画像は輝度の１５回積算）を示す。図１３に、入力電圧の立ち上がりからの経過時間と、音圧波形、図１２の二次火炎の画像のピクセルの輝度値を積算した値を示す。輝度の強さは熱発生率におおよそ比例するものとされ[9]、熱発生率の変動により音圧が発生するとすれば、図１３に示した変化はこの関係をおおよそ表している。またこの図からメタンを燃料とした場合の応答遅れは約 6ms で、同様に水素を燃料とした実験では約 3ms の応答遅れが得られた。

以上の結果と図９の結果から、低減効果が最初に最大となる遅延時間（メタンの場合約 2ms、水素の場合約 5ms）と二次火炎の応答遅れ（メタンの場合約 6ms、水素の場合約 3ms）の合計はいずれも約 8ms になり、64Hz の１／２周期に等しくなっている。このため二次火炎の音と共鳴音の位相差が 180 度となり低減効果が得られたものと考えられる。また図８における 16ms の周期性、正帰還、負帰還による効果もこの結果から説明できる。なお 64Hz の成分に対するフィルタによる位相変化は前述したように無視できる。

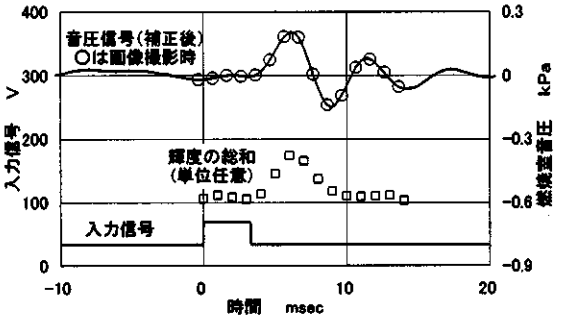


図１３　圧力波形と火炎輝度との関係

４．まとめ

実験用希薄予混合燃焼装置を用い、大気圧下で二次火炎の熱音響効果を利用して燃焼騒音・振動燃焼の低減を試みた。そして、燃焼器に取り付けたマイクからの音圧信号を、遅延、濾波、増幅して高速比例応答の燃料流量制御弁に入力し、遅延時間や通過周波数帯域等の制御パラメータの燃焼騒音への影響を調べた。さらに、二次火炎の応答特性を調べるため、矩形パルス信号をピエゾバルブに印加して音圧波形と火炎の自発光を計測し、以下の知見を得た。

１．遅延時間やバンドパスフィルタの通過周波数帯域等の制御パラメータを適切に設定することにより、燃焼器内の共鳴音は背景音レベルにまで低減される。
２．燃焼騒音の低減効果は、遅延時間に対して周期性を示した。
３．燃焼音が発散する遅延時間領域において、正帰還／負帰還を切り替えることで低減効果が現れる。
４．二次火炎の自発光輝度変化と圧力変動の位相関係を明らかにし、二次火炎の応答遅れと低減効果が最初に最大となる遅延時間の和が、メタン、水素供、共鳴モードの約１／２周期となることが確認された。
５．上の結果から、二次火炎を使った燃焼騒音・振動燃焼の低減は単純な音響的干渉によって説明できることが確認された。

なお、本研究は文部科学省開放的融合研究「乱流制御による新機能熱流体システムの創出」に基づき、知的乱流制御研究センターの研究活動の一環として行われました。ここに謝意を表します。

参考文献

1)Hong, B-S., Yang, V., and Ray, A., Combustion and Flame, Vol.120(2000), pp.91-106
2)Zinn, B. T. and Neumeier, Y., AIAA Paper 97-0461, 1997
3)Berenbrink, P. and Hoffmann, S., ASME Paper 2000-GT-79
4)Lee, J. G., Kim, K. and Santavicca, D. A., Proceedings of Combustion Institute, Vol.28(2000), 739-746
5)Mawid, M. A., Park, T. W. and Sekar, B., ASME Paper 2000-GT-107
6)吉田正平、平田義隆、大塚雅哉、小林成嘉、第１５回ガスタービン秋季講演会講演論文集、pp.47-52(2000)
7)山中矢、前田福夫、土屋利明、清水雅典、第１５回ガスタービン秋季講演会講演論文集、pp.53-58(2000)
8)春海一佳、平岡克英、井亀優、岸武行、岡秀行、日本ガスタービン学会誌（技術論文）、Vol.31 No.4(2003), pp.258-263
9)平野敏右、燃焼学－燃焼現象とその制御－、海文堂、１９８６

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－8

燃焼振動の低減法に関する研究
—高圧下での共鳴器による燃焼振動低減—

＊ 山中　矢（東芝），前田　福夫（元東芝），土屋　利明（東京電力）

Control of Combustion Oscillations in Premixed Combustor
—Application of the Resonator for Reducing Oscillations under High Pressure Condition—

*Susumu YAMANAKA(Toshiba), Fukuo MAEDA(retired Toshiba) and Toshiaki TSUCHIYA(TEPCO)

ABSTRACT

Recent regulation on NOx emission is promoting the use of lean premix combustion for the high temperature gas turbines. But, premix operational experience has been accompanied by combustion oscillation. We already applied the Helmholtz resonator for reducing the combustion oscillation in the combustion chamber at the atmospheric pressure. Then, we showed that resonator could reduce amplitudes of the combustion oscillations by optimizing the resonator size. From these results, the controlling system, which automatically controls the resonator volume to minimize the oscillations amplitude based on the dynamic pressure signals in the combustion chamber, was applied to the combustor. The controlling system could achieve large reduction of the combustion oscillation in wide range of operating conditions.

To apply the resonator to the gas turbine combustor, we evaluated the effects of the operating pressures for the resonator method. We found that the resonator could reduce the combustion oscillations under high pressures.

Key words: Combustion oscillation, Combustor, Resonator, Control, Premixed combustion, High-Pressure

1．はじめに

燃焼振動はガスタービン燃焼器やその他の燃焼を伴う種々の機器で経験され、燃焼機器の信頼性を損なう一つの大きな要因となっている。特に、最近のガスタービン燃焼器では低 NOx 化を図った予混合燃焼方式の採用が燃焼振動を発生し易くしている(1)。既に、燃焼振動の低減については多くの燃焼機器で試みられているが、ガスタービン燃焼器では構造が複雑になってきていることもあり、その特性予測が充分でなく、設計段階や運転時において現状適切な対応ができていない状況にあると考えられる。

燃焼振動特性を理解・予測し、その低減法を確立する研究は、ガスタービンの運転信頼性向上や部品の長寿命化、コストダウン等に大きな意義を有することもあり、燃焼振動に関連した発表が近年急増している(2)、(3)、(4)。

これまで燃焼振動の低減については、燃料の変調付加ノズル(5)，スワーラを含めたノズル部の改造(6)等種々検討されてきている。著者らは現象の複雑化を避けるためシングルバーナ（又はシングル火炎）を用いて共鳴器による燃焼振動低減の基礎試験を大気圧条件下で行い、共鳴器手法が燃焼振動低減に有効であることを確認するとともに、ガスタービン燃焼器への共鳴器適用への有用な共鳴器設計データを収集した(7)(8)。また、共鳴器とフィードバック制御を組込んだ制御試験を行い、運転条件等の変化に自動追従して常時燃焼振動レベルを最小に維持できることを確認した(9)。さらに、最近の低 NOx 燃焼器では複数のバーナを設けたものも多く、火炎の相互干渉により共鳴器による燃焼振動低減特性が異なることから、共鳴器手法へのバーナ個数影響の有無について評価した (9)。さらに、高効率化に伴う燃焼器入口空気の高温化に対応した共鳴器手法への入口空気温度の影響の有無についても評価を行い、共鳴器手法の有効性を確認した (9)。

これまで共鳴器手法による燃焼振動低減評価は全て大気圧下において行ってきたが、最近の発電用大型ガスタービンの実機運転圧は 1.5Mpa 程度に達している。そこで、共鳴器手法の発電用大型実機への適用を図るため、本研究では加圧条件下で共鳴器による燃焼振動低減の評価を行い、大気圧下と同様に高圧下でも共鳴器手法の有効性を確認することができた。

2．試験装置および試験方法

大気圧燃焼試験 (7)～(9) では、発電用大型燃焼器でよく観察される 70Hz～300Hz の燃焼振動数（軸方向振動）に注目し、これらの振動数を発生せるためライナ長さは実機とほぼ同一とした。結果として、実燃焼器とほぼ同一の燃焼振動の評価

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

が可能であった。

高圧燃焼試験は、共鳴器による燃焼振動低減特性に対する圧力の影響を評価することが主目的である。この場合、燃焼器設計において二とおりの考え方の選択ができる。

第一は、全て相似形状（長さ、径）で縮尺する方法である。この場合、燃焼振動数は燃焼器長さと逆関係にあることから振動数が高くなり、半径方向等の高い振動数成分と干渉し複雑なスペクトル分布になる可能性が高く、実機との対比が困難になる可能性がある。小型ガスタービン用燃焼器を目標とすれば、本手法は直接の評価となる。

第二は、相似形状（径）とするが、長さは主要な周波数成分にできるだけ類似させ、半径方向の高周波と離れた周波数とし、干渉や複雑なスペクトル分布化を避ける。即ち、大気圧試験結果との対比がより容易で、圧力の影響が評価し易い。

以上より、ここでは圧力の影響が評価し易い、第二の考え方を燃焼器設計に採用した。

2.1 燃焼器

燃焼器概略を Fig. 1 に示す。発電用缶型燃焼器を想定し、空気流れは大気圧装置の直流型に対し、高圧試験装置は逆流型とした。また、ライナ冷却も大気圧装置の水冷式に対し、逆流する燃焼用空気による冷却方式とした。

2.1.1 ライナ

同一燃焼条件で装置の境界条件が同じであれば、大気圧試験で発生した同程度の燃焼振動数を得るにはライナ長さは同程度にすればよい。ここではできるだけ大気圧装置のライナ長さに近づけるがライナ冷却性も考慮し、ライナ長さは 1200mm とした(トランジションピース長さ 280mm を含む)。この場合、周波数は大気圧装置に比較し約 25%高くなる。ライナ内径は既設高圧試験装置のトランジションピースとの取合いから 139.2mm とした。ライナの材質は耐熱性の高いインコネルとした。

ライナ冷却法は、これまでフィルム冷却方式がよく用いられているが、ライナに凹凸或いは冷却孔があるとこれが燃焼振動に影響を及ぼす可能性がある[10]。本試験では燃焼振動が発生しやすい環境をつくるため、ライナ内面が均一なインピンジメント冷却＋対流冷却方式とした。さらに冷却面に乱れを発生し冷却促進を図るため、ライナ外表面にリブフィンを設けた。リブの高さ及びピッチはそれぞれ 1mm、15mm とした。

ライナヘッドは火炎近傍にあるため冷却を強化する必要がある。また、燃焼振動評価には簡単な構造が望まれることから、ここでは二重構造とし、内面を外面に設けたインピンジ孔から空気を吹付けるインピンジ冷却方式を採用した。なお、メタル温度冷却設計では、メタル温度は 800℃以下とした。

2.1.2 共鳴器

音響振動とヘルムホルツ振動に対応できるよう 2 種の共鳴器を製作した。共鳴器の共鳴周波数 f は式(1)で表され[11]、共鳴周波数と燃焼振動周波数が一致するように共鳴気容積を調整すれば燃焼振動の低減が得られることを大気圧試験で確認した[8]。

$$f = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{s}{(L_s + 0.65D)V}} \qquad (1)$$

ここで、c はスロート内の音速、s はスロート断面積（$D^2\pi/4$）、L_sはスロート長さ、D はスロート径、V は共鳴器容積。

(1) 音響振動用

大気圧試験[8]で用いた共鳴器と同様、ピストン操作により共鳴器容積を自由に調整できるようにした。高圧試験で卓越する振動周波数が不明であることから、広い燃焼振動周波数に制度よく対応できるように、共鳴器径 105mm、42mm の 2 個を事前に準備した。スロート長さは大気圧試験結果[8]を反映し 81mm とし、スロート径はスロート径の影響を調べるため 25mm、23mm、20mm、16mm、12mm、10mm および 8mm を準備した。

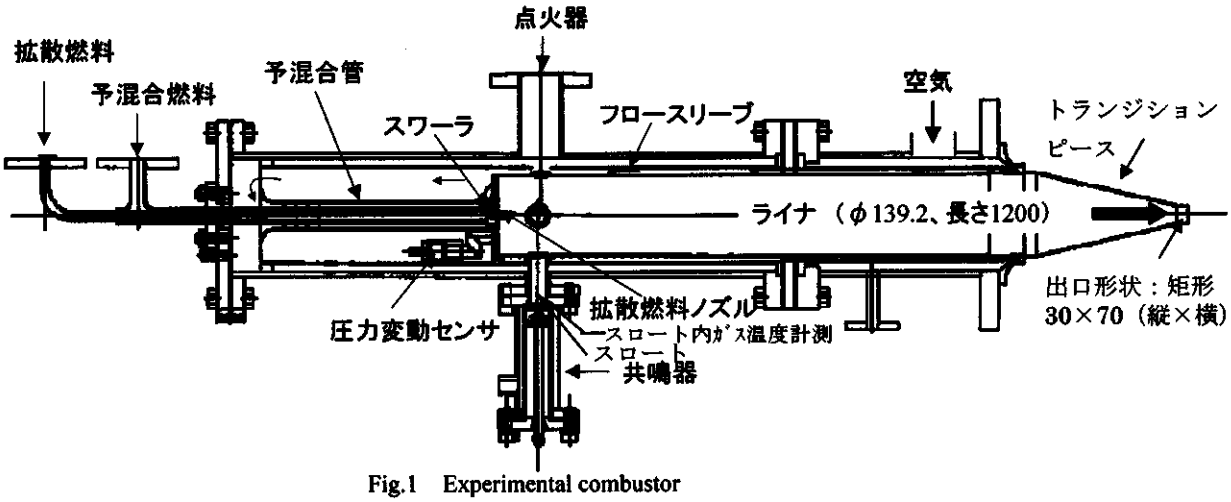


Fig.1 Experimental combustor

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

(2) ヘルムホルツ振動用

大気圧試験結果[8]より、共鳴器容積を増加するに伴いヘルムホルツ型燃焼振動低減がみられる。しかし、ヘルムホルツ振動数に対応する固有振動数を有する共鳴器容積以上に容積を増大しても振動低減効果には大差が見られなかった。したがって、大きめの容積の共鳴器を準備すればよいと判断した。高圧装置でのヘルムホルツタイプの周波数は不明であるが、大気圧試験相当（70Hz 帯域）として共鳴器を設計した。燃焼用入り口空気温度を 350℃とし、スロート（径 27mm、長さ 211mm）は燃焼用空気に晒されていることからスロート内のガス温度を 350℃として 70Hz の共鳴周波数に必要な共鳴器容積を(1)式から求めると 0.0029m³ となる。予め大きい容積を用いることから、ここでは容積 0.0053m³ とした。ON/OFF 弁をスロートに取付けて、共鳴器操作時は弁を開とする。

共鳴器の設置箇所は大気圧試験結果[8]より、圧力の腹にて効果が有ることが分かっている。そこで、共鳴器（ヘルムホルツ振動用、音響振動用）は、後述する音響モード試験から圧力の腹近傍と確認された点火器設置面（ライナ入り口下流 80mm）に設置した。

2.1.3 燃料ノズル

(1) 拡散燃料ノズル

大気圧での燃料噴出し孔のパラメータ試験（ノズル孔径孔数 6）において、孔面積を 4 倍にしても燃焼性に差異がみられなかったこと、および大気圧装置と高圧装置のライナ断面縮小率が 1/4 以下であることを考慮し、拡散燃料ノズルは大気圧装置と同様φ1.2 ｷﾘｰ6 とした。

(2) 予混合燃料ノズル

大気圧試験装置[7]と同様に拡散ノズル周囲のアニュラー形状流路を予混合管とし、予混合管上部から燃料を供給し、流路に設けた翼で燃料と空気の混合を促進する構造とした。予混合ガスは予混合流路出口に配置したスワーラを介して燃焼器内へ供給される。アニュラーサイズは大気圧装置と高圧装置のライナ断面積縮小率相当とし、内側の径は 27.2mm、外側の径は 43mm とした。

2.1.4 スワーラ

旋回羽根角度 45 度、22 度および 17 度を製作した。但し、予備試験において、旋回羽根角度が 45 度、22 度では、試験条件によっては火炎が壁近傍までおよびライナ温度が高温となり、広い運転範囲での試験が困難なことを経験したので、ここでは旋回羽根角度 17 度のスワーラを用いた。

2.1.5 点火器

点火器はスパーク式（16J）を用いた。点火器の位置は着火に重要であり、これまでの実績からライナ上流端から下流約 80mm のライナ中心部にスパークするようにした。

2.2 計測

2.2.1 メタル温度の計測

ライナメタル温度監視として、予混合管外壁 *2* 点、ライナヘッド 2 点およびライナ側面 *7*点を常時計測した。計測は K タイプのシース熱電対（φ 1 mm シース）を用いた。

2.2.2 音響モードの計測

ライナの音響モードを燃焼試験前に計測し、共鳴器設置箇所が圧力の腹近傍であることの確認および燃焼時に発生した周波数のモードが特定できるようにした。スワーラが設置されているライナヘッド部の音響場は閉状態と予想され、スピーカをライナヘッドに設置した。ライナ出口（トランジションピース出口）については閉止板により音響場が開､閉の 2 通りの状態を形成して計測した。計測系概略を Fig. 2 に示す。周波数発生器（ﾋｭｰﾚｯﾄﾊﾟｯｶｰﾄﾞ HP33120A）により燃焼振動発生源に相当するといわれているホワイトノイズを発生させた。ノイズ信号はアンプで増幅され、スピーカ（FOSTEX 製　スピーカ径 92　周波数特性 80Hz～22kHz）で音を発生させた。ライナ軸方向にマイクロホン（Bruel & Kjaer 社 Probe Microphone　Type4182）をトラバースさせ、燃焼管軸方向の音圧レベルを周波数解析装置（FFT）で解析し、得られたライナ内の音圧レベルのパターンからモードを求めた。

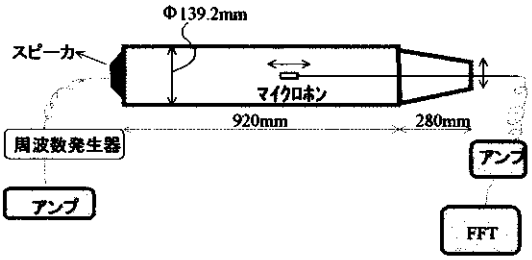


Fig.2 Schematic instrumentation of acoustic test

2.2.3 燃焼振動計測

圧力変動センサには Vibro-Meter 社の CP-103（高温型）を用いた。設置箇所は大気圧試験結果[7]をもとに、振動レベルがライナ内で相対的に常に大きい値を示すライナヘッドとした。センサからの信号はアンプを介して信号記録装置に記録するとともに、周波数解析装置（FFT）で常時燃焼振動の周波数およびレベルを把握した。

2.3 試験条件

試験条件は Table 1 のとおり。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 1　Test conditions

圧力(Mpa)	0.1～0.8
燃焼温度(℃)	～1500
予混合燃料比率(%)	0～100
空気流量(Nm3/h)	～1200

これらの試験条件を目安として、圧力、燃焼温度、予混合燃料比率および流速をパラメータとして燃焼振動レベルの大きい条件を選び、共鳴器による燃焼振動低減試験を実施した。

3．試験結果

3.1　音響モード

(1)一端閉他端開のモード（非燃焼時）

Fig. 3に、音響試験のライナ内周波数解析結果を示す（30.8℃）。73Hz、245Hz、363Hz、523Hz、678Hz、823Hzおよび955Hzにピークがみられる。一端閉他端開の固有振動数 f は式(2)で表される。

$$f = \frac{(2n-1)c}{4L_c} \qquad (2)$$

ここで、nは次数、cは音速、Lcはライナ長さ。例えば、30.8℃の1次モードは Fig. 4の曲線になる。Fig. 4に73Hzの音圧試験データを記載するとほぼ一致することから、73Hzは1次モードであることが分かる。ここで、各データは最も大きい計測データに対する比で無次元化した。同様に245Hz～955Hz は2次～7次モードに相当する。この中でも3次モードが最も卓越している。

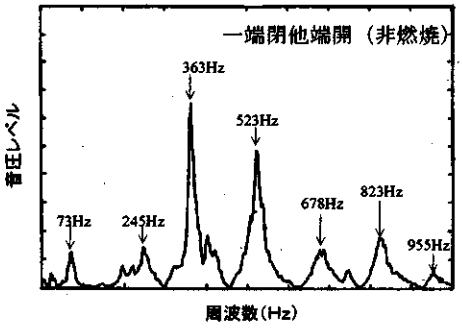


Fig.3　FFT signal in combustor(tube closed at one end)

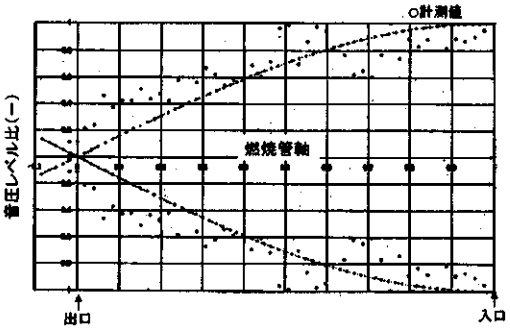


Fig.4　Sound intensity at various lengths
(tube closed at one end, foundamental mode)

(2)両端閉のモード（非燃焼時）

Fig. 5に、音響試験のライナ内周波数解析結果を示す（30.8℃）。63Hz、215Hz、355Hz、505Hz、658Hz、788Hzおよび928Hzにピークが見られる。両端閉の固有振動数 f は式(3)で表される。

$$f = \frac{nc}{2L_c} \qquad (3)$$

ここで、記号は式（2）と同じである。63Hz について燃焼器軸上の音圧データは Fig. 6に示すように両端閉のモードがみられず、かつレベルも小さいことから63Hzはノイズと思われる。215Hzについては Fig. 7に示すように式(3)から得られる1次モードの曲線上に音圧データが分布していることから、1次モードであることが分かる。

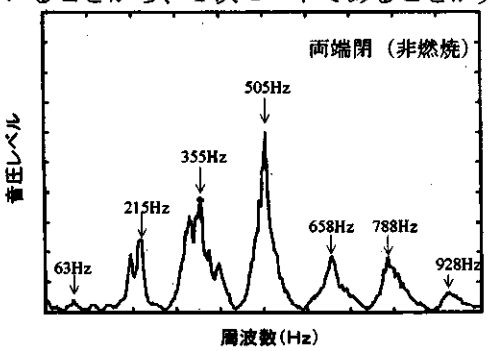


Fig.5　FFT signal in combustor(tube closed at both ends)

以下同様に、355Hz～928Hz はそれぞれ2次～6次モードに対応している。これらの結果から一端閉他端開の場合と同様、3次モードが卓越していることが分かる。

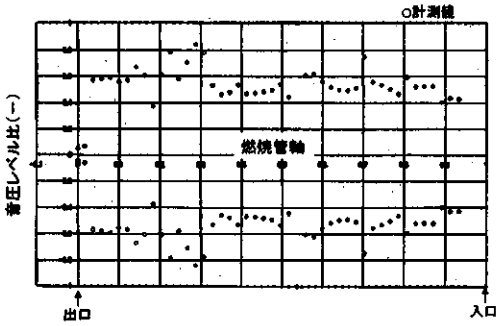


Fig.6　Sound intensity at various lengths
(tube closed at both ends, noise)

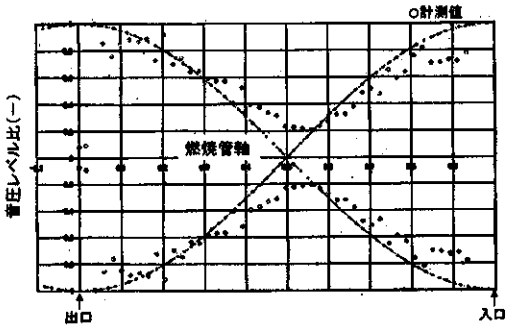


Fig.7　Sound intensity at various lengths
(tube closed at both ends, foundamental mode)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

(3) ライナを試験装置に組込んだ場合のモード（非燃焼時）

ライナヘッドにスピーカを取付けた状態で試験装置に組込み、ホワイトノイズを発生させてプローブマイクロホンにより点火器挿入孔断面中心部で計測した音圧データ（26℃）を Fig. 8 に示す。この計測位置は後述するように、どのモードでも大きい値を示すとみなすことができる。55Hz、218Hz、350Hz および 513Hz にピークが見られる。

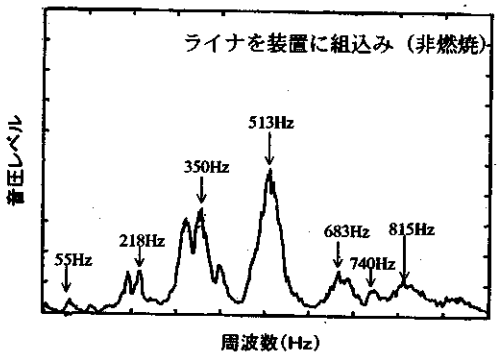


Fig.8　FFT signal in combustor(settling)

(4) 燃焼時の振動モード

燃焼時の燃焼振動周波数の 1 例を Fig. 9 示す（圧力 0. 7Mpa 燃焼温度 1300℃、予混合燃料比率 50%、流量 1200Nm3/h）。410Hz、740Hz および 1170Hz にピークがみられ、大気圧試験結果 (7) ~ (9) と比較すると高次モードの周波数が卓越しているのが本試験の特徴である。高次モードの周波数が卓越しているのは音響試験結果とも対応している。

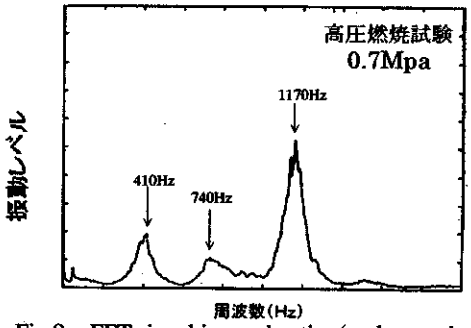


Fig.9　FFT signal in combustion(under combustion)

(5) 燃焼モードの比較検討

大気圧（非燃焼時）の音響試験で計測した卓越周波数から燃焼温度(0.7Mpa)1300℃の音速で推算した周波数、および式(2)、式(3)より求めた一端閉多端開または両端閉の各次数における周波数を Table 2 に示す。大気圧下の音響試験で得た周波数から推定した燃焼時の周波数は実燃焼時の周波数帯域とよく対応し、かつ燃焼振動レベルも音響振動と同様 1170Hz 帯域が最も卓越している。1300℃の高圧燃焼時に発生した振動周波数（Fig.9 の 410Hz、740Hz および 1170Hz）は Table 2 を参照すると、一端閉他端開の 1,300℃相当に対応していることから、410Hz は 2 次モード、740Hz は 3 次モード、1170Hz は 4 次モードと考えられる。これより、高圧燃焼試験においてヘルムホルツ振動は観察されなかったので、ヘルムホルツ振動用共鳴器の操作は行わないことにした。また、高圧装置の圧力変動計測点は圧力腹近傍の妥当な位置（Fig.4,Fig.7 で横軸約 0.07）であることが確認できた。

Table 2　Frequencies for various modes(calculated)

実測値		大気圧データから換算		一端閉他端開(解析)			両端閉(解析)		
大気圧	0.7Mpa	0.7Mpa		0.7Mpa	0.7Mpa	0.7Mpa	0.7Mpa	0.7Mpa	0.7Mpa
非燃焼	燃焼	燃焼		燃焼	燃焼	燃焼	燃焼	燃焼	燃焼
26℃	1300℃	1300℃		1100℃	1300℃	1500℃	1100℃	1300℃	1500℃
音速 347m/s	—	音速 766m/s	次数	音速 716m/s	音速 766m/s	音速 813m/s	音速 716m/s	音速 766m/s	音速 813m/s
55	410 740 1170	121	1	148	159	175	298	318	337
193		426	2	445	477	525	596	636	674
350		773	3	742	795	875	893	954	1011
513		1132	4	1034	1113	1225	1191	1272	1349

単位　Hz

3. 2　燃焼振動低減試験

3. 2. 1　共鳴器径の選定

高圧燃焼試験では 4 次モードの 1170Hz が最も卓越しているため、今回試作した共鳴器径 105mm と 42mm の操作性について評価した。Fig.10 に式(1)より求めた各共鳴周波数を得るのに必要な共鳴器長さを示す。ここで、スロート内ガス温度は 350℃前後であったことから 350℃として音速を算出した。Fig.10 より共鳴器径 105mm は 1000Hz ではわずかの共鳴器長さの変化で周波数が急変することから操作が難しいことがわかる。したがって、径 42mm の共鳴器を用いることにした。

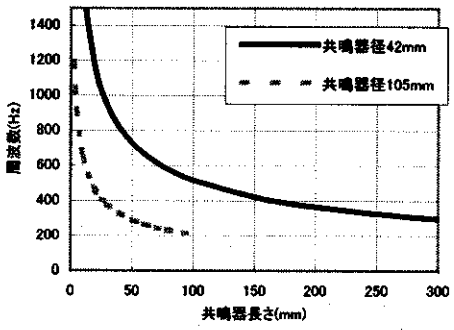


Fig.10　Relations between Helmholtz resonator volumes and resonance frequencies

3. 2. 2　共鳴器スロート径の選定

Fig.11 に燃焼振動低減におよぼすスロート径の影響（スロート径 12mm、20mm、27mm）を示す。ここで、縦軸は共鳴器操作前燃焼振動レベルとの比で無次元化している。スロート径 20mm 程度以上で共鳴器による振動低減効果を高圧下で確認でき、大気圧試験結果 (8) と対応している。Fig.11 からスロート径は 27mm を用いることにした。

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

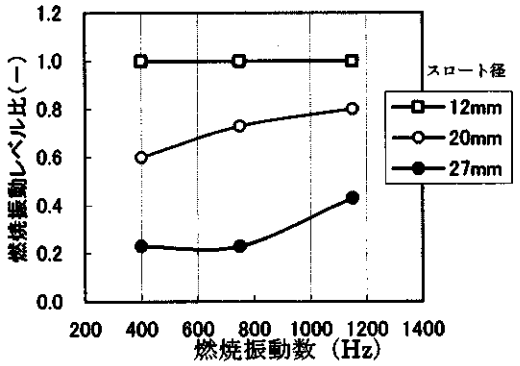


Fig.11　Throat diameter effect of resonator

3.2.3　燃焼振動低減

Fig.12～Fig.14 に燃焼温度 1250℃、予混合燃料比率 50%、空気流量 1200Nm3/h、圧力 0.7Mpa の燃焼条件において、共鳴器長さを０から徐々に長くした場合の振動レベル変化を各振動周波数について示す。縦軸は Fig. 11 と同様、無次元化振動レベルを表す。

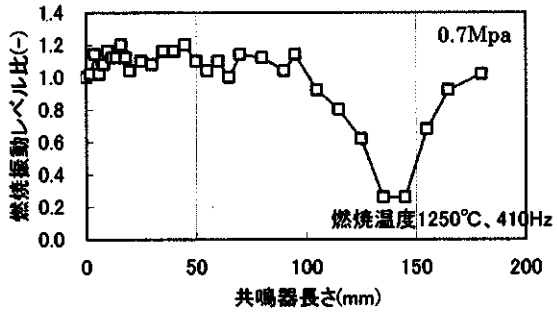


Fig.12　Effect of resonator to combustion oscillations(410Hz)

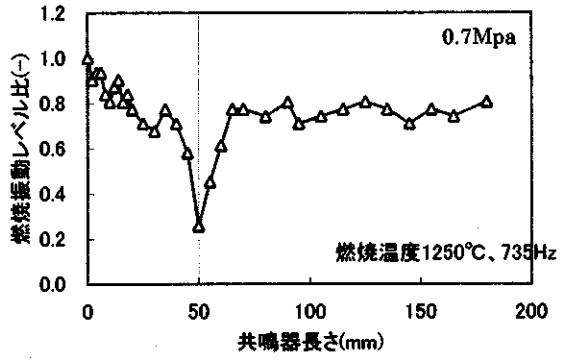


Fig.13　Effect of resonator to combustion oscillations(735Hz)

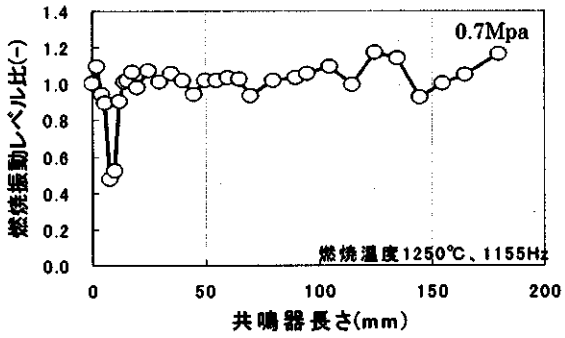


Fig.14　Effect of resonator to combustion oscillations(1155Hz)

各周波数における振動レベルを最小にする共鳴器長さは Fig.10 の計算値とほぼ対応している。410Hz（２次）、735Hz（３次）の振動は約 80%の振動低減が確認できる。1155Hz（４次）は約 50%の振動低減となったが、今回用いた共鳴器でも Fig. 10 からわかるように微細な共鳴器容積調整が難しかったためと考えられる。高周波数に対応した共鳴器を用いれば更なる振動低減が期待できる。

共鳴器サイズを最適化することにより加圧下でも大気圧下と同様燃焼振動レベルを大幅に低減できることを確認した。また、本試験の目的である、共鳴器手法への圧力の影響は、非常に小さいことがわかった。

４．まとめ

大気圧下での共鳴器による燃焼振動低減の良好な結果を受け、今回ガスタービン燃焼器をモデル化した試験装置を用いて加圧条件下で共鳴器手法の評価を行った。その結果、加圧下においても共鳴器サイズの最適化により大幅な振動低減が可能であることを確認することができ、共鳴器手法への圧力の影響はみられなかった。これにより、共鳴器手法による燃焼振動低減の有効性が実証され、実機適用に大きく近づくことができた。

参 考 文 献

1)Keller.J.J.,etal.,AIAAJournalVol.33,No.12,December pp.2280,1995

2)～4)例えば
Straub,D.L.,et al., ASME paper01-GT-38,(2001)
Cannon,S.M.,et al., ASME paper01-GT-375,(2001)
Johnson,C.E., et al., ASME paper01-GT-519,(2001)

5)Jeffrey.M.C.,et al.,ASME paper00-GT-83,(2000)

6)Arana.C.A.,et al.,ASME paper00-GT-91,(2000)

7)山中、前田、塩田、岩淵、土屋、岡本：燃焼振動の低減法に関する研究(運転条件と燃焼振動の実験的研究)、ガスタービン学会誌、Vol. 32, No. 3 (2004) pp. 57-64.

8)山中、前田、塩田、岩淵、土屋、岡本：燃焼振動の低減法に関する研究（共鳴器による燃焼振動低減特性)、ガスタービン学会誌、Vol. 32, No. 3 (2004) pp. 65-72.

9) 山中、前田、塩田、岩淵、土屋、岡本：燃焼振動の低減法に関する研究（第四報)、第 30 回ガスタービン定期講演会（2002)、pp. 133-138.

10) Keller.J.J.,et al.,AIAA Journal Vol.33,No.12,December pp.2280,1995

11）時田ら、音の環境と制御技術―基礎技術―、(2000) pp. 347、ﾌｼﾞ・ﾃｸﾉｼｽﾃﾑ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－9

ガス燃料の自動分配機構を備えた産業用ドライ低 NOx ガスタービン燃焼器の改良

*若林 努，守家 浩二，古賀 祥之助（大阪ガス㈱），下平 一雄，黒澤 要治，鈴木 和雄（JAXA），
岡崎 泰英，津村 淳一（日立造船㈱），川口 修（慶応大）

Improvement of a Dry Low NOx Gas Turbine Combustor with an Innovative Fuel Supply Concept

*Tsutomu Wakabayashi, Koji Moriya, Shonosuke Koga (Osaka Gas),
Kazuo Shimodaira, Yoji Kurosawa, Kazuo Suzuki (JAXA),
Yasuhide Okazaki, Junichi Tsumura (Hitachi Zosen)
and Osamu Kawaguchi (Keio Univ.)

ABSTRACT

This paper describes the combustion performance of a dry low-NOx gas turbine combustor designed with an innovative fuel supply concept using gaseous fuel. This concept uses spontaneous fuel distribution achieved by an interaction between the gaseous fuel jet and the airflow. Previously, we proved that fuel distribution based on the innovative fuel supply concept actually occurred according to the load by means of pressurized combustion tests using a prototype combustor. However, combustion efficiency was not high at medium and low loads. Further, the pressure loss of the combustor was high. Therefore, the prototype combustor was improved from the viewpoint of combustion efficiency and combustor pressure loss. This paper describes the detailed structure of the improved combustors and the results of the pressurized combustion experiments.

Key words: Gas turbine combustor, Lean premixed combustion, NOx, Combustion efficiency.

1. はじめに

産業用ガスタービンからの NOx 排出の低減は，NOx 規制への対応さらに環境保全の面から重要な課題である。現在は拡散火炎への水・蒸気噴射法や選択還元触媒による後処理法にて NOx 低減を行っているものが多いが，これらの方法では，設備コストやランニングコストがかかり，またそれらの設備導入スペースも必要となる。

一方，希薄予混合燃焼は低 NOx 化に有効な方法の一つであり，ドライ方式での低 NOx ガスタービン燃焼器開発がガスタービンメーカー等で行われてきている [1]。しかしながら，この燃焼方法を単純に利用しただけは，安定して燃焼できる負荷範囲が狭くなるという問題があり，この問題を解決するために，燃料ステージング方式 [2), 3), 4), 5), 6), 7)] や空気量調整方式 [8), 9), 10)] 等の数多くの技術が開発されてきた。しかしながら，前者では燃料系統を複数独立に持たなければならないことや，後者では燃焼器等の構造が複雑になり可動部分の耐久性が問題となる。

そこで，これらの問題を解決するために，著者らは新しい燃料供給方式 [11)] を考案してきた。この燃料供給方式では，噴出ガス燃料と燃焼用空気の相互作用を利用して燃料の自動分配を行うものである。燃料供給方式の概念図を図 1 に示す。燃料分配混合部は，外側が低 NOx 化のための希薄予混合燃焼を行うメイン領域であり，内側は燃焼安定化のためのパイロット領域である。燃料系統は1本である。燃料噴出管（図 1 の a）の外周部に燃料導入管（図 1 中の b）を配置し，両者の間にパイロット用の燃焼空気の一部が流れる隙間

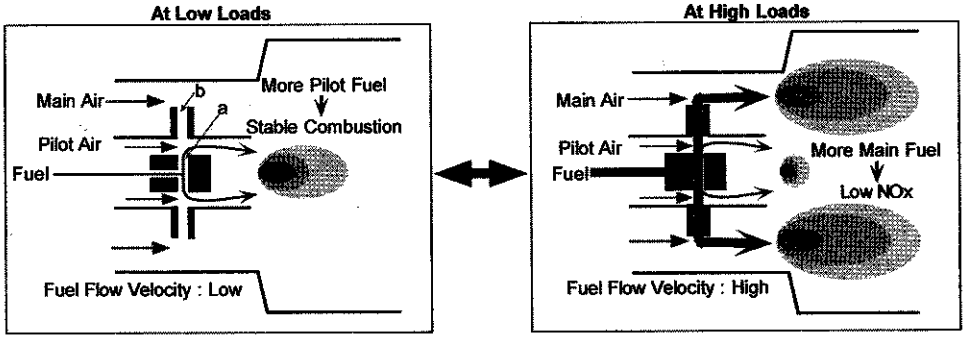


Fig. 1 Diagram of the innovative fuel supply concept

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

を設け，噴出燃料とパイロット用燃焼空気とを意図的に衝突させるような構造となっている。この部分を「燃料分配モジュール」と呼ぶことにする。

低負荷時は噴出ガス燃料の流速が遅くその運動エネルギーが小さいため，パイロット用燃焼空気の影響を大きく受け，噴出ガス燃料はパイロット流路に供給され，パイロット流路で安定して燃焼する。逆に，高負荷時は噴出ガス燃料の流速が早くその運動エネルギーが大きいため，パイロット用燃焼空気の影響をほとんど受けずに，噴出ガス燃料の大部分がメイン流路に供給され，メイン流路で希薄予混合燃焼し，低 NOx 化が実現する。

これまで，この新しい燃料供給方式の試作燃焼器の加圧燃焼試験等により，所定の燃料分配が実際に発生することを確認し，この新しいコンセプトの実現可能性を示してきた[11]。しかしながら，この試作燃焼器には，燃焼性能の面からいくつかの課題があった。すなわち，高負荷の NOx はそれほど低くなく，また燃焼器の圧力損失率が高く，中負荷以下の燃焼効率も高くなったため，燃焼器の改良を進めてきた。

その結果，高負荷時の NOx 低減に関しては，メイン領域の周方向の当量比分布を改善することにより低 NOx 化が可能になることがわかった[12]。

本報では，燃焼器圧力損失の低減および中負荷以下における燃焼効率の改善のための燃焼器構造の改良効果および加圧燃焼性能等について実験の結果を述べる。

2. 燃焼器構造

表 1 に想定しているガスタービンの運転条件を示す。この燃焼器は 6 カンニュラ型燃焼器(3,240 kW)のうちの1つ分を使用したものであり，定格の全当量比は約 0.33 である。

図 2 に使用したリグとともに試作燃焼器の構造を示す。上流側から，燃料分配混合部，ライナ部(内径約 140 mm)，尾筒部で構成されている。ライナ外周部には，外周空気流路側にリング上の突起を配置し，斜孔を分布させ，冷却効果を高めた冷却構造を採用した。またライナの遮熱性を向上させるために，ライナ内側にはヒートシールドを取り付けた。

図 3 に，燃料分配混合部(改良後)の詳細を示す。外側がメイン領域であり，内側がパイロット領域である。燃料分配モジュールが周方向に 8 個配置されており，燃料供給は 1 系統である。

Table 1 Operating conditions of the assumed gas turbine at rated power

Pressure ratio	-	10
Compressor discgarged temperature	K	611
Air flow velocity at the liner	m/s	25
Combustor eixt temperature	K	1330
Overall equivalence ratio excluding turbine cooling air	-	0.33
Load of each combutor	kW	540

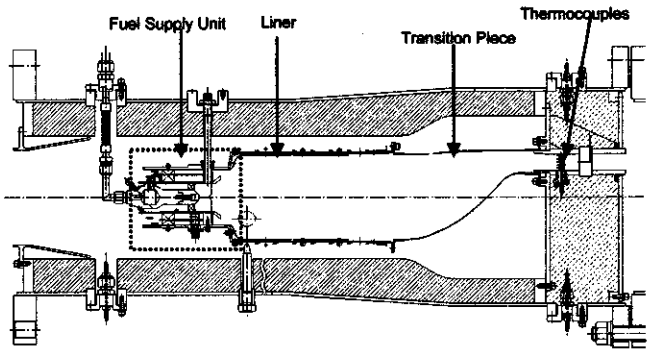


Fig. 2 Cross-sectional view of the combustor and the pressurized combustion test rig

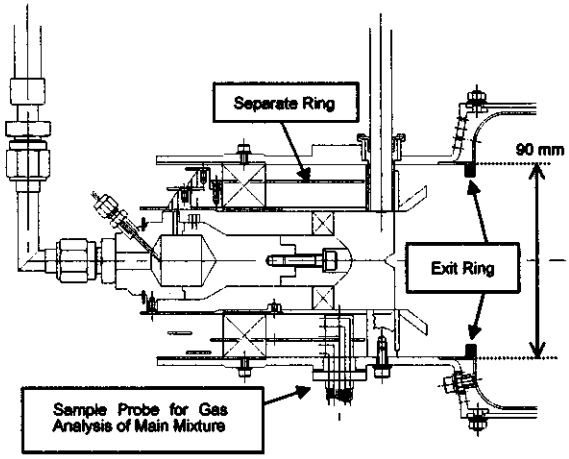


Fig. 3 Structure of the modified fuel supply unit

2.1 燃焼器低圧損化

燃焼器圧損低減のために，燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させた。表 2 に，改良前と改良後の燃料分配混合部の直径と，尾筒部も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の合計開口面積を示す。改良後は，改良前の約 1.45 倍の開口面積がある。

Table 2 Specifications of the opening area of the combustors

Combustor Type	Inner Diameter of Fuel Supply Unit	Cross Section of Dilution and Liner Cooling Air (including transition piece)
	mm	mm2
Original	74	1660
Modified	90	2390

2.2 高燃焼効率化

中負荷の燃焼効率の改善のために，以下の 2 つの改良を実施した。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

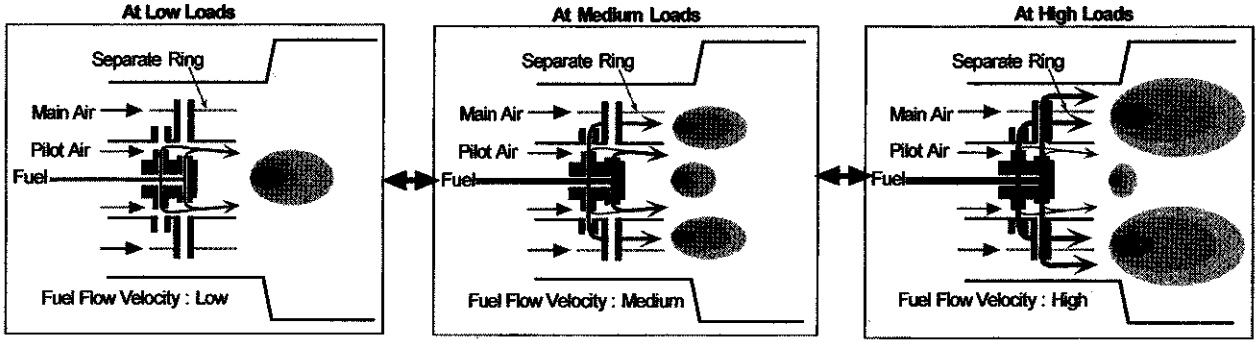


Fig. 4　Diagram of the first modification (the division of the main region and the different fuel distribution)

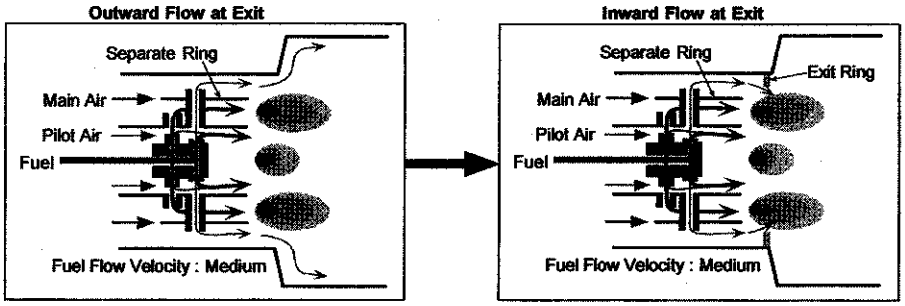


Fig. 5　Diagram of the second modification (the inward flow at the exit of the fuel supply unit)

第1の改良は，「セパレートリング」と呼ばれる円筒形状のリングによりメイン領域を半径方向に2分割し，さらに異なった燃料分配特性を持つ燃料分配モジュールによりそれぞれのメイン領域へ燃料が出始める全当量比を変化させたものである。この第1の改良における負荷毎の燃料分配状態のイメージを図4に示す。燃料噴出孔は上流側と下流側に配置しており，上流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は，メイン領域の内側領域に供給され，下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は，メイン領域の外側領域に供給されるような構造となっている。ただし，上流側と下流側との燃料分配特性の干渉をなくすために，上流側および下流側の燃料噴出孔は軸方向に対して千鳥配置としており，それに合わせて燃料導入管も千鳥配置としている。さらに，燃料分配モジュールの下流側の隙間を上流側の隙間より大きくしており，下流側の燃料噴出孔からの燃料がメイン領域に出始める全当量比ϕsは，上流側の燃料のϕsに比べて高負荷側になる。低負荷時は，改良前と同じように，上流側および下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は，すべてパイロット領域に供給され，安定に燃焼する。中負荷時は，上流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は，パイロット領域だけでなくメインの内側領域に供給されるが，下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は，隙間寸法を大きく設定しているため，すべてパイロット領域に供給される。このような燃料分配の状態になることによって，メイン領域に燃料が出始めた後のメイン混合気が極端に薄くなる状態を抑制することが可能になり，中負荷での燃焼効率の改善に繋がると考えられる。高負荷時は，下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料も，メイン領域の外側領域にも供給され，またパイロット側の燃料分配率は低下するため，燃料分配混合部全体で希薄予混合燃焼し，低NOxとなると考えられる。

第2の改良は，燃料分配混合部の出口部の流れ状態の改良である。改良前の燃料分配混合部の出口部の流れ状態のイメージを図5の左図に，改良後を図5の右図に示す。メインの外側(もしくは内側)領域に燃料が出始めた直後は，メイン外側の当量比は比較的低く，まだその領域の出口部では燃焼は発生しない。さらに，改良前の燃料分配混合部の出口部メイン側の流れは，外向きになっていると考えられる。その結果，改良前の構造では，メイン外側(もしくは内側)領域に燃料が出始めた直後のメイン外側の当量比が薄い混合気は，そのまま燃料分配混合部出口部からライナ外側に向かって流れ，燃焼せずに排出されてしまう可能性が考えられる。そこで，燃料分配混合部出口部に流れを内向きに変える「出口リング」と呼ぶオリフィス形状のリングを取り付けた。この改良によって，メイン外側(もしくは内側)領域に燃料が出始めた直後のメイン外側の当量比が薄い混合気は，燃焼が発生している内側の領域に供給されやすくなるため，燃焼効率の改善に繋がると考えられる。

図3に前述の2つの改良を加えた燃料分配混合部の断面を示す。上流側および下流側のそれぞれ1セットずつの燃料噴出孔と燃料導入管を備えた燃料分配モジュールが周状に8個配置されている。セパレートリングにより2分割されているメインの内側および外側の流路面積はほぼ同じになっている。

表3に，評価した燃焼器の仕様を示す。

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 3 Specifications of the combustor types

Combustor Type	First Modification	Second Modification
	Separate Ring	Exit Ring
A	none	none
B	attached	none
C	attached	attached

3. 実験装置および実験条件

加圧燃焼試験装置の系統を図 6 に，使用したリグを図 2 に示す。空気は圧縮機にて供給し，電気ヒータにより昇温し，燃焼器を収めているリグに供給した。燃料はカードルより供給される「13A」(メタン 88%，エタン 6%，プタン 4%，プタン 2%)を使用した。

燃焼排ガス分析は，高さ方向に 7 点の ϕ1.0mm の採取口から等量を採取して混合する構造の水冷式のガスサンプリングプローブを，燃焼器尾筒出口部から下流側約1 m の位置に取り付け，加熱導管にてガス分析計に導き，NOx・O2・CO・CO2・THC の 5 成分を分析した。燃焼効率および全当量比は実測された燃焼排ガス組成から計算した。

図 4 に示す燃焼効率改善のための第 1 の改良による燃料分配が実際に起こっているかどうかを評価するために，メイン領域内に図 3 に示すガスサンプリングプローブを取り付け，燃焼前のメイン混合気のガス分析を実施した。1つのガスサンプリングプローブには半径方向に 5 点の ϕ1.0mm の採取口があり，それぞれの採取口から独立して採取できる。半径方向の内側の 3 穴はメイン内側の流路にあり，外側の 2 穴はメイン外側の流路にある。180° 対象位置にガスサンプリングプローブを 2 つ取り付けており，同半径位置の局所当量比は，この 2 つのガスサンプリングプローブの計測値の平均値を用いた。

燃焼器出口部の平均温度は，図 2 に示す燃焼器出口部に取り付けた 50 点の直径 1.6 mm のインコネルシースの R 熱電対(半径方向に 5 点，周方向に 10 点)により計測し，その平均温度を使用した。

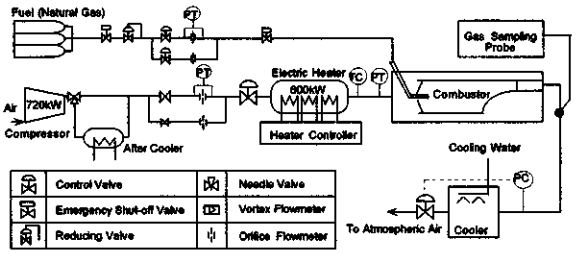


Fig.6 Pressurized test facility

表 1 に示す運転条件を考慮し，空気温度 CDT は約 610 K に，希釈および燃焼器壁面冷却空気を含む空気体積を燃焼器ライナ断面積で割った断面流速 U は約 25 m/s に，燃焼器入口全圧 CDP は 0.2～0.8 MPa(A：絶対圧)に設定した。

4. 実験結果と考察

4.1 燃焼器低圧損化

図 7 に燃焼器圧力損失率を示す。どのタイプでも燃焼器圧力損失率はほとんど同じであり(約4%)，燃焼器構造変更による差異はほとんどなかった。改良前の燃焼器圧力損失率(10～11%)と比べると，大幅な改善となっており，実用上問題ない性能と考えられる。

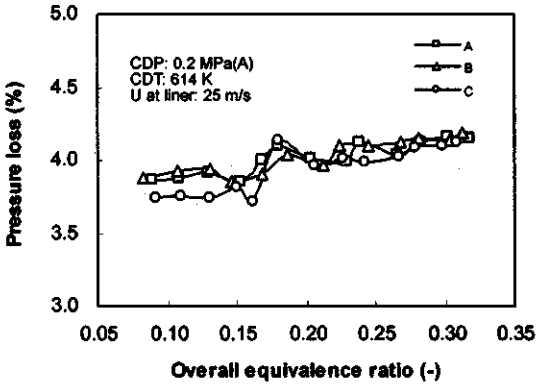


Fig.7 Pressure loss of the combustors of types A, B and C

4.2 高燃焼効率化

まず燃焼効率向上に関する第 1 の改良の結果を述べる。

図 8 に，第 1 および第 2 の改良をしていないタイプ A のメイン混合気採取部のメイン半径方向の局所当量比を示す。横軸の 0%はメイン領域の内側に相当し，100%はメイン領域の外側に相当する。どの全当量比でもメイン領域の当量比分布はほぼフラットであり，全当量比 0.17 の時では，ϕ0.2 程度の非常に薄い混合気がメイン領域の外側まで存在しており，燃焼効率低下の原因になっていると考えられる。

図 9 に，第1の改良を行ったタイプ B のメイン混合気採取部のメイン半径方向の局所当量比を示す。セパレートリングは，メイン領域の約 60%の位置に取り付けてある。全当量比 0.17 の時，セパレートリングがないタイプ A では燃焼効率低下の原因となりうる ϕ0.2 程度の非常に薄い混合気がメイン領域の外側まで存在していたが，セパレートリングがあるタイプ B では，メイン内側領域の当量比は 0.2 以上であるの対して，メイン外側領域の当量比はほとんどゼロとなっている。これ以上に全当量比が増加していくと，メイン外側の当量比が増加していく。この現象は燃焼効率向上の第 1 の改良案として考えたコンセプトを実証していると考えられる。ただし，高負荷で，メイン外側に局所当量比が高い領域が存在するため，このガスサンプリングプローブより下流側で，メイン外側での半径方向における混合が不十分であれば，NOx が増加する可能性はある。

図 10 に，燃焼効率改善に関する第 1(および第 2)の改良の NOx と燃焼効率への影響を示す。NOx に関してはタイプ A とタイプ B の顕著な差異は見られないが，燃焼効率に関しては全当量比 0.13 から 0.26 と広範囲に渡ってタイプ B の方

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

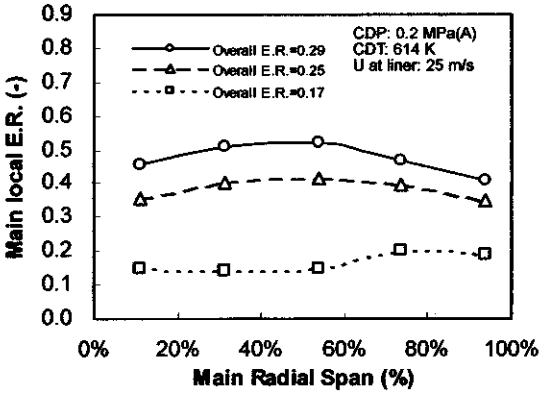


Fig.8　Main local equivalence ratio of type A

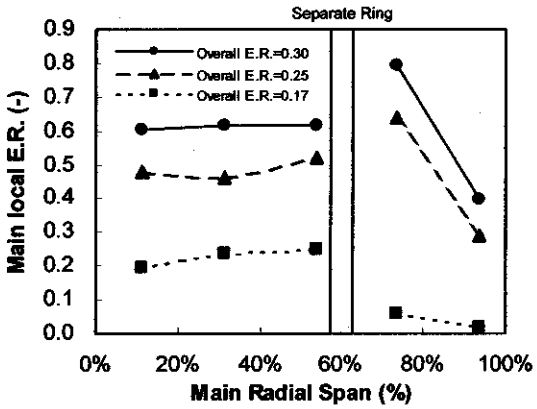


Fig. 9　Main local equivalence ratio of type B

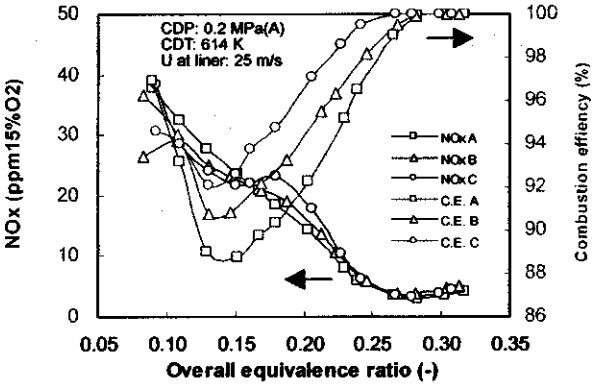


Fig.10　NOx and combustion efficiency of types A, B and C

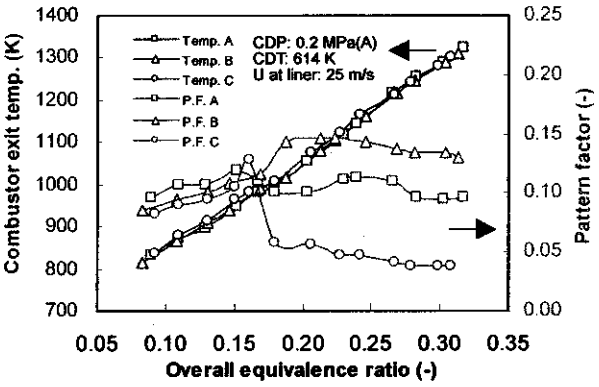


Fig.11　Combustor exit temperature and pattern factor of types A, B and C

が高くなっている。全当量比 0.27 以上では差異は見られない。メイン領域の当量比分布計測から，メイン内側に燃料が出始める全当量比 $\phi s1$ は約 0.13 となっていた。前述したメイン領域の局所当量比の比較から考えられるように，第 1 の改良であるセパレートリングにより，メイン領域に燃料が出始めてからのメイン領域の外側での極めて低い当量比となる混合気の存在を抑制したため，全当量比 $\phi s1$（約 0.13）以上で燃焼効率の改善ができていると考えられる。ただし，この効果は全当量比 0.27 以上では，メイン領域の局所当量比が高く，その効果は見られない。

次に，燃焼効率向上に関する第 2 の改良の結果を述べる。図 10 に，燃焼効率改善に関する第 2（および第 1）の改良の NOx と燃焼効率への影響を示す。NOx に関しては中負荷でやや差異が大きいものの，高負荷での差異は見られない。一方，燃焼効率に関しては，第 1 の改良と同様に，全当量比 0.13 からタイプ C の方が高くなっているが，この第 2 の改良では，第 1 の改良では効果のなかった全当量比 0.30 あたりまで見られる。燃料分配混合部の出口部の流れ状態を内向きにしてメイン混合気を燃焼が発生している内側の領域に供給することによる燃焼効率の改善効果は，メイン混合気が薄い時だけでなく，メイン混合気がある程度濃くなった時にもあることがわかった。

図 11 に，燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響を示す。燃焼器出口平均温度に関しては顕著な差異は見られない。パターンファクターに関しては中負荷以上でタイプ C が一番低くなっている。タイプ A とタイプ B の燃焼器出口温度プロファイルを見ると，高負荷時にヒートスポットが一部存在していたが，タイプ C ではそのヒートスポットがなくなっていた。ただし，構造変更との因果関係は，まだわかっていない。

以上より，燃焼効率向上に関して評価した第 1 および第 2 の改良には，燃焼器圧力損失率，NOx，燃焼器出口平均温度，パターンファクター等のガスタービン燃焼器の重要な特性に悪影響を及ぼすことなく，燃焼効率の向上効果があることがわかった。

4.3 燃焼器入口全圧の燃焼性能への影響

燃焼器タイプ C は，NOx，燃焼効率，燃焼器圧力損失率等の燃焼性能が最も良かったもので，この仕様にて，燃焼器入口全圧を変えた燃焼試験を行い，燃焼器入口全圧の燃焼特性に及ぼす影響を評価した。

燃焼器入口全圧は 0.2MPa(A)，0.4MPa(A)，0.8MPa(A) と変化させた。どの圧力においても，逆火は発生せず，また問題となる燃焼振動は発生しなかった。

燃焼器入口圧力が燃焼器圧力損失率に及ぼす影響はほとんどなく，0.8MPa(A) の全体当量比 0.32 において約 4.1%

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

となっており，実用上問題ない性能と考えられる。

図 12 に燃焼器入口全圧の NOx と燃焼効率への影響を示す。全当量比が 0.24 以下の場合は，燃焼器入口圧力の増加とともに，NOx は顕著に増加しているが，0.25 以上になると，その影響が小さくなる。燃焼器入口全圧が 0.8MPa(A)で全当量比 0.32 の条件で，NOx は 8ppm(15%O2)以下であった。全当量比が低い場合は，パイロット領域の当量比が比較的濃いが，全当量比が高い場合はパイロット領域の当量比が低くなり，さらに，定格全当量比において，燃料分配混合部出口の当量比が，均一でかつ適切な状態になっていたためだと考えられる。一方燃焼効率に関しては，負荷が変わると燃焼器入口全圧は異なった影響を及ぼしていた。低負荷では燃焼器入口全圧の増加とともに燃焼効率は増加していた。しかし全当量比約 0.19 から約 0.25 の中負荷の範囲では，逆に燃焼効率がわずかに低下した。燃焼器入口全圧が燃料分配特性やメイン領域の当量比分布等に何かしらの影響を及ぼしている可能性が考えられるが，今のところ，はっきりした原因はまだわかっていない。

図 13 に燃焼器入口全圧の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響示す。燃焼器入口全圧が 0.8MPa(A)の高負荷時のパターンファクターがやや高くなっているが，燃焼器入口圧力が燃焼器出口平均温度やパターンファクターに及ぼす影響は大きくなく，0.8MPa(A)の全体当量比 0.32 において燃焼器出口平均温度は約 1340 K であり，パターンファクターは 0.07 と比較的均一な燃焼器出口温度分布であった。

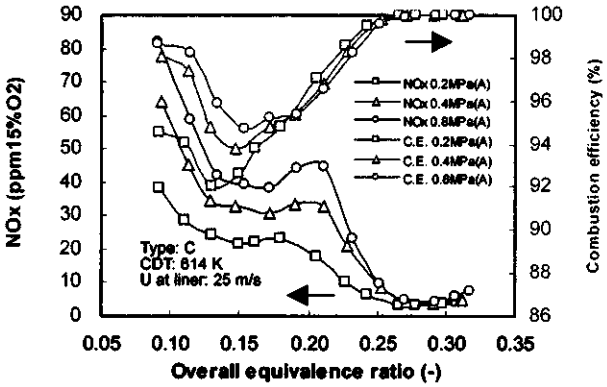


Fig.12 Effect of CDP on NOx and combustion efficiency (type C)

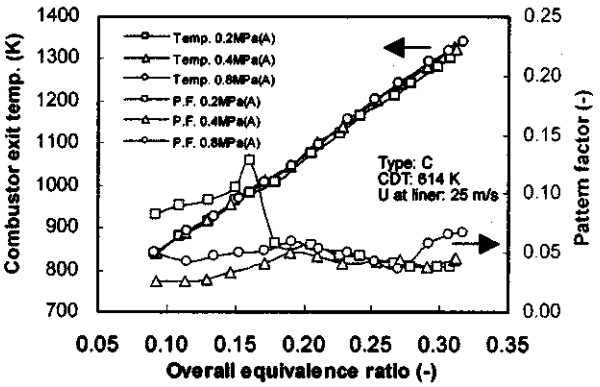


Fig.13 Effect of CDP on combustor exit temperature and pattern factor (type C)

5. まとめ

ガス燃料の自動分配機構を備えたドライ低 NOx ガスタービン燃焼器の初期試作品の問題点を改良するため，燃焼器の改良を実施した。以下に実験の結果をまとめる。

(1) 焼器開口面積を増加させることにより，実用レベルにまで燃焼器圧力損失率を大幅に低減できた。

(2) 燃焼効率の改善として実施した第 1(メイン流路の 2 分割化)および第 2(燃料分配混合部出口の流れの内向き化)の改良により，燃焼器圧力損失率，高負荷時の NOx，燃焼器出口平均温度，パターンファクター等のガスタービン燃焼器の重要な特性に悪影響を及ぼすことなく，中負荷の燃焼効率を大幅に改善することが可能になった。

(3) 燃焼器入口全圧の増加により，低負荷および中負荷の NOx は増加するが，高負荷の NOx への影響は小さかった。また，低負荷の燃焼効率は増加するが，中負荷では逆にわずかに低下した。燃焼器出口平均温度やパターンファクターには顕著な影響はなかった。

参考文献

1) Solt, J. C., and Tuzson, J., ASME paper No. 93-GT-270, (1993).
2) Aigner, M., and Muller, G., ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.115, p.533-536, (1993).
3) Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T, Okuto, A., Kajita, S., Ohga, S., and Ogata, M., ASME paper No. 95-GT-255, (1995).
4) 石井潤治，ガスタービン学会誌，Vol.27, No.3 (1999-5) p.161-165.
5) 秋田栄司，西田美紀，ガスタービン学会誌，Vol.27, No.3 (1999-5) p.138-145.
6) 山矢太，ガスタービン学会誌，Vol.29, No.1 (2001-1) p.22-26.
7) Sato, H., Amano, T., Iiyama, Y., Mori, M., and Nakamura, T., ASME paper No. 99-GT-236, (1999).
8) Smith, K. O., ASME paper No. 92-GT-116, (1992).
9) Etherdge, C. J., ASME 94-GT-255, (1994).
10) Smith, K. O., Holsapple, A. C., Mak, H. K., and Watkins, L., ASME paper No. 91-GT-303, (1991).
11) Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Simodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.124, p.771-775, (2001).
12) Wakabayashi, T., Moriya, K., Ito, S., Koga, S., Simodaira, K., Kurosawa, Y., Suzuki, K., and Kawaguchi, O., IGTC paper 03-TS-149, (2003).

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－10

低カロリーガス焚き Dual-Fuel 型燃焼器の開発

*小山　正道，藤原　弘（新潟原動機株式会社）

THE DEVELOPMENT OF A GAS TURBINE COMBUSTOR FOR DUAL-FUEL OF LIQUID AND LOW-CALORIFIC GAS

*Masamichi KOYAMA, Hiroshi FUJIWARA (Niigata Power Systems Co., Ltd)

ABSTRACT

A dual-fuel single can combustor for the Niigata Gas Turbine (NGT2BC) developed as a continuous-duty gas turbine has been developed to apply to burn both digester gas and kerosene. The NGT2BC output is 920kW for continuous use with digester gas and 1375kW for emergency use with liquid fuel. Digester gas, obtained from sludge processing in sewage treatment plants, is known as a biomass energy resource that helps reduce CO_2 and save otherwise wasted energy. Design features for good combustion with digester gas included the good matching of gas injection and swirl air, and decreasing reference velocity. Niigata found out the good matching by CFD analysis and atmospheric rig testing.

Key words: Dual-Fuel, Digester gas, Combustor, Gas Turbine (Niigata Gas Turbine NGT2BC)

1．はじめに

下水汚泥の嫌気性消化工程で得られる消化ガスに代表される低カロリーガスは，CO_2 削減や余剰エネルギを有効利用できるバイオマスとして利用されてきている。全国では，下水処理場は 1000 箇所強あるが，この発電によりエネルギ回収を行っている個所は大都市の大規模処理場で約 20 箇所あり，そのほとんどが数百 kW クラスの発電量である[1]。しかし，その発電機関としては，ガスエンジンが一般的であり，国内では 1000kW 級のガスタービンによる消化ガス発電は無い[2]。下水処理場の消費電量は国内総電力使用量の約 0.6%あり，汚泥消化ガス発電によりエネルギ自給率を高めることが期待されている[1]。

本稿では，低位発熱量 21MJ/Nm³ 以下の低カロリーガスおよび灯油の両方の燃料を良好な燃焼効率で燃焼できる 1000kW 級ガスタービン燃焼器の開発について述べる。

2．ガスタービン機関

ガスタービン機関は 1500kW 級常用ガスタービンとして実績のある NGT2BC（Niigata Gas Turbine 2BC）のディレート仕様（消化ガス燃料による 920kWe 常用運転および灯油燃料による 1375kWe 非常用運転）である。また，NGT2BC は都市ガスと灯油の両方の燃焼に対応できる。ガスタービン機関断面図を図 1 に，燃焼器構造を図 2 に示す。

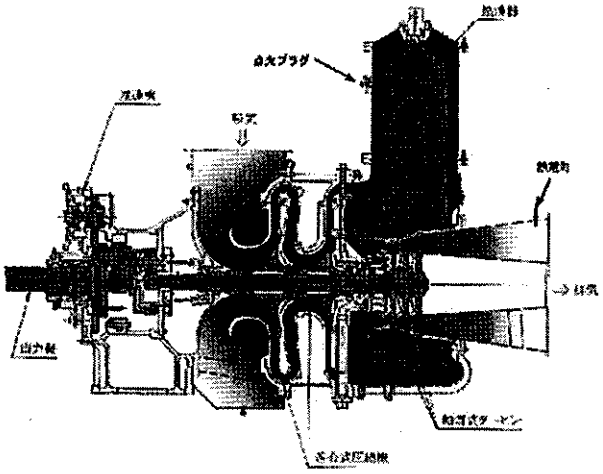


図 1　NGT2BC 機関断面

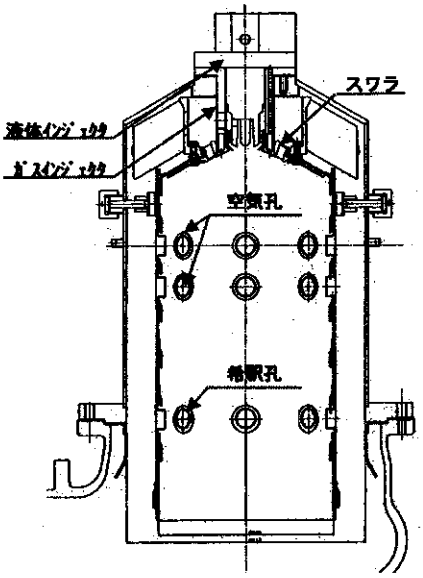


図 2　燃焼器構造

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3．汚泥消化ガスの性質

汚泥消化ガスは，燃焼に悪影響を及ぼす次の四つの特徴を持つ。第一に，発熱量が都市ガスの約半分である。ガス燃料増加によりガス燃料供給装置の大幅な変更が必要になる。第二に，比重が約 1.0 と重い。ガス運動量の上昇によりガス噴出方法の変更が必要である。第三に，燃焼速度が都市ガスの約半分であることから，保炎性の悪化が予想される。最後に，多量に含まれる CO_2 などの不活性ガスは，燃焼領域の火炎温度を低下させる。化学反応解析による灯油と消化ガスの燃焼領域の平衡断熱火炎温度を図 3 に示す。燃焼領域の当量比において，灯油に比べ約 200℃の断熱火炎温度の低下が予想された。従って，消化ガス燃焼の場合には，燃焼領域に流入する空気を少なくして，燃焼領域の当量比を上げる必要がある。

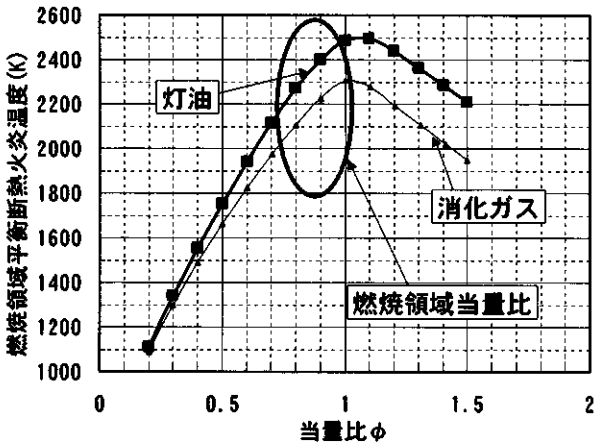


図 3　平衡断熱火炎温度計算結果

4．開発概要

開発は CFD による事前検討，大気圧燃焼試験および実機搭載試験によって行われた。消化ガスは，都市ガス 13A と CO_2 を混合して模擬し，低位発熱量 18MJ/Nm² 程度とした。開発における重要なポイントは下記二点である。

4.1 燃料ガス噴出方法と空気スワラのマッチング

CFD(Computational Fluid Dynamics)解析により燃料と空気の混合がより促進される適切なガス噴出方法を検討した。燃焼試験によりそのガス噴出方法と空気スワラのマッチングを変更し，高燃焼効率および高い保炎性となるマッチングを見出した。

4.2 燃焼器代表流速増大

消化ガスの燃焼速度は低いため，燃焼器直径を増加することにより，燃焼器内の滞留時間を従来よりも長くした。

5．大気圧燃焼試験装置

燃焼試験装置系統図を図 4 に示す。電動ブロアから吐出された空気は予熱用およびテストセクション用に分けられる。燃焼用空気は熱交換器により予熱され，テストセクションに導入される。燃焼ガスは，冷却塔にて水冷却され大気に放出される。テストセクション出口に設置されたサンプリングプローブより NOx，CO，CO2，O2，THC の排ガス成分を計測した。

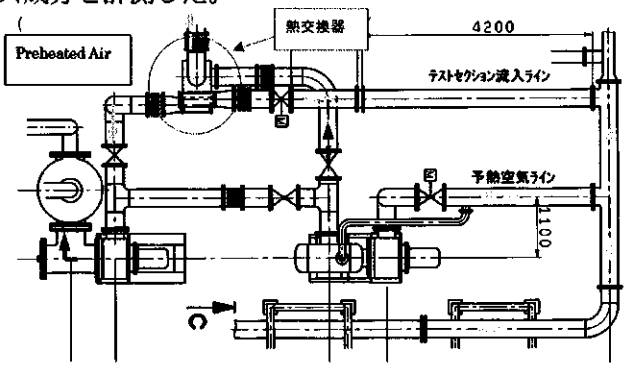


図 4　燃焼試験装置系統図

6．検討・試験結果

6.1 ガス噴出方法

三種類のガス噴出方向を供試した。一つは旋回成分を持たないもの（直進方向），そして空気スワラ旋回方向に対して順方向および逆方向の旋回を与えた場合である。形状を図 5 に示す。三種類のガス噴出方向における燃料ガス濃度の CFD 結果および燃焼試験時の火炎の様子を図 6 に示す。

直進の場合の CFD 結果によると，ライナ中心部に非常に燃料の濃い領域が存在している。また，燃焼試験時の火炎も暗く不安定なものとなった。順旋回の場合は，ライナ外側に燃料が偏っており，火炎もまた外側で明るくなった。一方逆旋回の場合は，ライナ全体に均一に燃料が広がっており，火炎も明るく安定したものとなった。以上のことから，逆旋回のガス噴出方法は燃料と空気の混合を促進させる事が分かる。

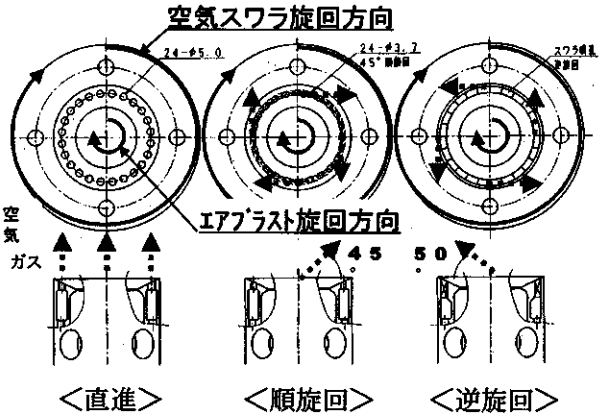
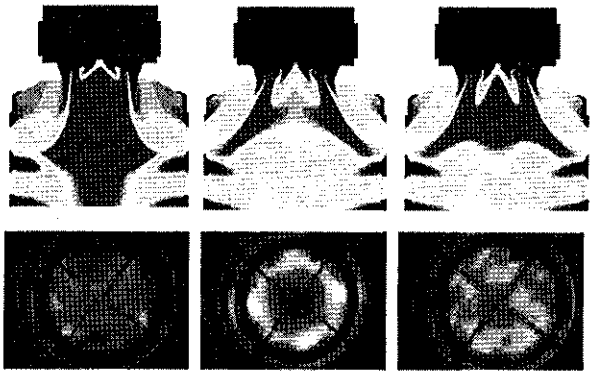


図 5　供試ガス噴出方法

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



〈直進φ0.16〉〈順旋回φ0.15〉〈逆旋回φ0.15〉
図 6　燃料濃度分布 CFD 結果および火炎写真

燃焼試験における消化ガス燃焼時の燃焼効率を図 7 に示す。三種類のガス噴出方法における燃焼効率は，明らかなの違いを示した。直進の場合，低負荷域での保炎性が悪く，全体当量比φ＝0.17付近から急激に燃焼効率の低下が見られた。順旋回と逆旋回を比較すると，低負荷域では逆旋回の方が効率も高く，吹消え限界も低負荷側へ移動している。以上のことから，直進のガス噴出方法は消化ガスには適さないと判断し，以降の試験では順旋回と逆旋回のガス噴出方法を採用した。

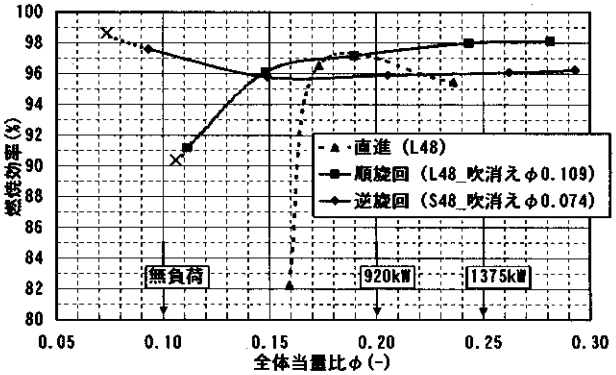


図 7　消化ガス燃焼時の燃焼効率

ここで，当量比と燃焼効率の計算式を①～⑥式に示す。

$$\lambda = \frac{(100-O_2-CO_2)\times(0.21/0.79)}{(100-O_2-CO_2)\times(0.21/0.79)-O_2+0.5\times(CO/10000)} \quad -①$$

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad -②$$

$$NOx_EI = NOx \times \frac{M_{NO_2}}{M_{air}} \times \frac{21}{21-O_2} \times (A/F)_{st} \times 10^{-3} \quad -③$$

$$CO_EI = CO \times \frac{M_{CO}}{M_{air}} \times \frac{21}{21-O_2} \times (A/F)_{st} \times 10^{-3} \quad -④$$

$$THC_EI = THC \times \frac{M_{CH_4}}{M_{air}} \times \frac{21}{21-O_2} \times (A/F)_{st} \times 10^{-3} \quad -⑤$$

$$\eta = \left\{1-\left(\frac{LHV_{CH_4}}{LHV_FO} \times THC_EI + \frac{LHV_{CO}}{LHV_FO} \times CO_EI\right) \times 10^{-3}\right\} \times 100 \quad -⑥$$

3), 4), 5)

～　計測項目　～

・NOx－NOx(ppm(vol))　　・CO－CO(ppm(vol))
・CO_2－CO2(%(vol))　　・O_2－O_2(%(vol))
・THC－THC(ppm(vol))

～　定数　～

M_{air}－空気の分子量 29(g/mol)
M_{CH4}－メタンの分子量 16(g/mol)
M_{co}－CO の分子量 28(g/mol)
M_{NO2}－NO の分子量 46(g/mol)
LHV_{CH4}－メタンの低位発熱量 50.28(MJ/kg)
LHV_{co}－CO の低位発熱量 10.104(MJ/kg)
$(A/F)_{st}$－燃料の理論空燃比(kg/kg)
LHV_FO－燃料の低位発熱量(MJ/kg)

～　計算値　～

NOx_EI －NOx の EI(g/kg)
CO_EI－CO の EI(g/kg)
THC_EI－THC の EI(g/kg)
λ－空気過剰率(－)
φ－当量比(－)
η－燃焼効率(%)
EI：エミッションインデックス

6.2 ガス噴出方法とスワラのマッチング

前章にて，消化ガス噴出方法は順旋回および逆旋回のように旋回成分を持たせて噴出することは，消化ガスの安定燃焼に有利であった。

ここでは，それらの噴出方法の場合に，より高い燃焼効率を得るスワラの組合せを燃焼試験にて確認した。

スロート面積とスワール数の違う数種類のスワラを供試した。スロート面積とスワール数の関係を図 8 に示す。スワラの S，L，LL はスロート面積の大きさを示し，st は軸方向にストレート，数字は旋回角度を示す。st の付いていないものは 20° 内向している。試験はスワール数を固定してスロート面積を変化させた場合①およびスロート面積を固定してスワール数を変化させた場合②について実施した。

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

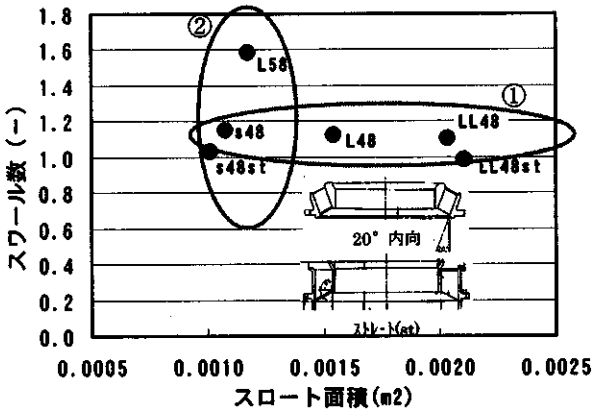


図 8　供試スワラ

スワール数を固定してスロート面積を変更した結果を図 9 に，スロート面積を固定してスワール数を変更した結果を図 10 に示す。

図 9 によると順旋回，逆旋回ともにスロート面積の大きいほど燃焼効率は高くなっている。ただし，逆旋回のスロート大の場合は希薄側で急激に効率が低下した。

図 10 では，順旋回の場合にはスワール数の大きい方が高効率であり，逆旋回ではスワール数の小さい方が高効率となった。逆旋回の場合の吹消え（×印）が順旋回より低当量比側にあることから，逆旋回の場合の保炎性は希薄側で良好であることを示した。

以上のように，ガス噴出方法と空気スワラには，効率を高め，また吹消え特性を良くする組合せがあることが分かった。順旋回の場合は，スロート面積大，スワール数大，そして逆旋回の場合にはスロート面積大，スワール数小を組合せることで，より高い燃焼効率および低負荷での保炎性が得られた。

次の実機試験では，順旋回の場合はスワラ L58，逆旋回の場合はスワラ S48 を組合せた。

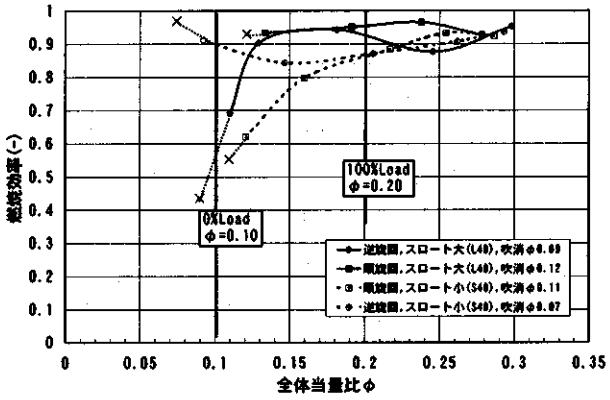


図 9　スロート面積の影響

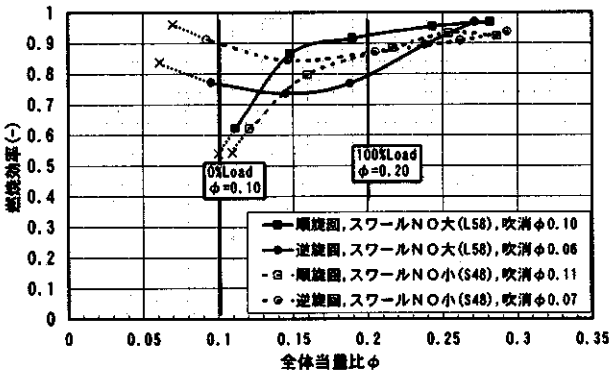


図 10　スワール数の影響

6.3 初回実機試験

初回実機試験結果を図 11 に示す。太線が実機試験結果でそれぞれに対応する燃焼試験結果は細線で示す。両者とも非常に似た傾向を示している。また，高圧状態下で燃焼反応が要素試験時より促進された為，実機の方が全体的に高い燃焼効率となった。実機試験において，順旋回と逆旋回の両方とも中負荷以上で燃焼効率は高い値を示しているが，無負荷では 98%程度まで落ち込んでいる。この燃焼効率の低下を改善するため，ライナ径増大して滞留時間を長くとることを考えた。

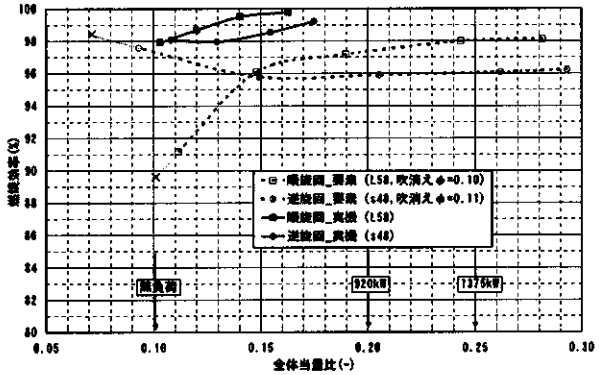


図 11　初回実機試験結果

6.4 燃焼器代表流速増大

代表流速を下げたことによる燃焼器性能への影響を CFD 解析により検討した。解析結果として，軸方向速度分布および燃料濃度分布を図 12，13 に示す。燃料噴出方法は，低負荷側での保炎性の良い逆旋回とした。

軸方向速度分布によると，逆流を示す色の濃い領域はライナ径を増大した場合（太胴径）に広がっており，太胴径燃焼器は標準径よりも長い時間かけて燃焼することができることが考えられる。空気孔より下流の速度も全体的に減少していることもまた，消化ガス燃焼にとって有利である。

太胴径の場合の燃料濃度分布は，大きくなった空

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

間に均一に広がっている。

従って，太胴径ライナは，標準径ライナに比べて，均一な火炎で，ゆっくり燃焼することが可能となったと考えられる。

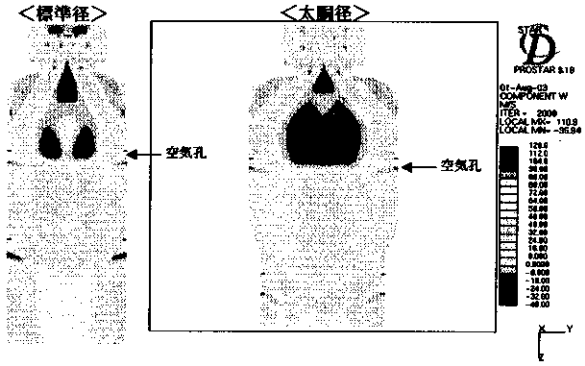


図 12　軸方向速度分布

図 13　燃料濃度分布

ライナ内径の増大に伴う燃焼器性能への影響を燃焼試験にて確認した結果を図 14 に示す。燃焼領域空気配分を一定としてライナ径増大だけで，燃焼効率はおよそ 3%上昇した。

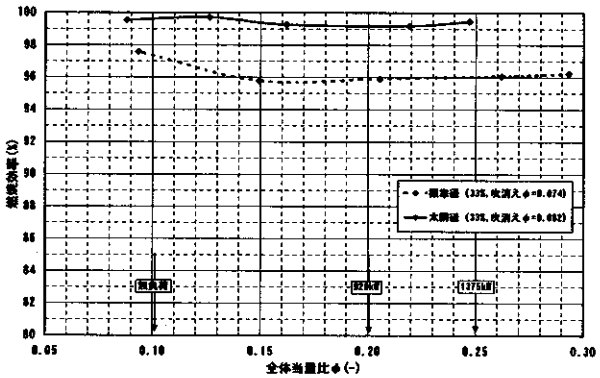


図 14　ライナ径の影響

6.5 太胴径ライナ実機試験

試験結果を図 15 に示す。燃焼試験の結果も点線にて併記した。初回実機試験結果と同様に実機試験の燃焼効率は燃焼試験よりも高くなった。また，太胴径燃焼器については，全範囲の負荷において99.8%以上の高い燃焼効率を得た。

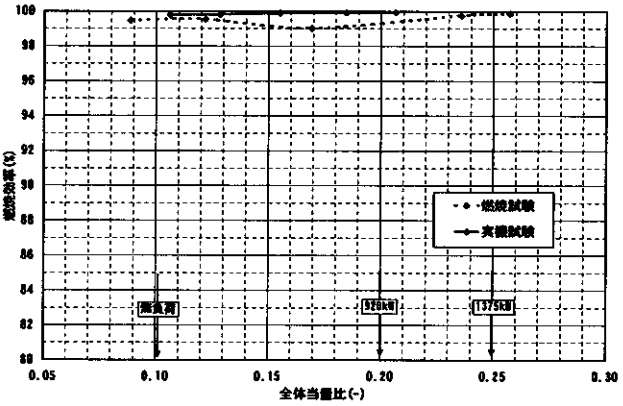


図 15　太胴径ライナ実機試験結果

6.6 デュアルフューエル仕様の検討

前項までにおいて，消化ガスの良好な燃焼が実現出来た。しかしこの燃焼器で灯油運転した時，スモーク排出量が過大となった。これは，消化ガスを良好に燃焼するため，燃焼領域の当量比を上げたことによるものである。スモーク排出を抑えるため，消化ガス燃焼性能の極端な悪化の無い範囲で，スワラの微調整により燃焼領域の空気配分を調整した結果を図 16 に示す。逆旋回ガス噴出で最も燃焼効率の良かったスワラ S48 の場合，灯油運転時のスモーク排出量は非常に多かった。スモーク低減の為にスワラのスロート面積を LL48 まで大きくすると，スモーク排出量は目標レベル以下となった。一方消化ガス燃焼効率は低負荷側でも約 98%以上の高い値を維持した。

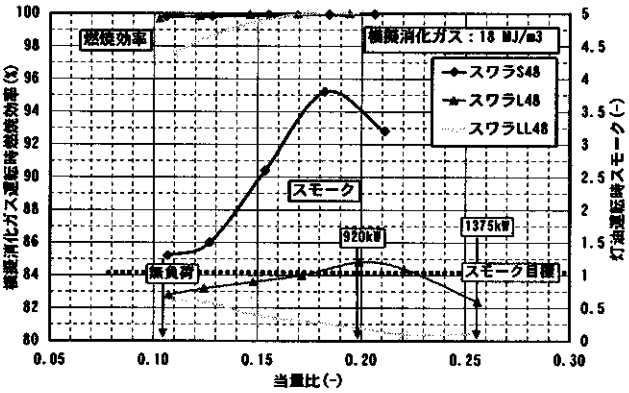


図 16　太胴径ライナ実機試験結果

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

7．下水処理場での実用化

今回開発した燃焼器を搭載した非発兼用常用ガスタービン発電装置は既に東京都の下水処理場に納入され，そこで発生する汚泥消化ガスを燃料とする常用運転および灯油での非常用運転時において良好な運転性能を達成した。現地で計測した燃焼効率，灯油運転時のスモークおよびNOx性能を図17，18に示す。

消化ガスの場合の燃焼効率は98%以上となった。また，灯油運転は全運転範囲において高燃焼効率および可視出来る範囲以下のスモーク排出を達成した。NOx性能については，東京都基準の35ppm@16%O_2以下を満足した。また，水噴射による更なる低NOx化も実現できた。

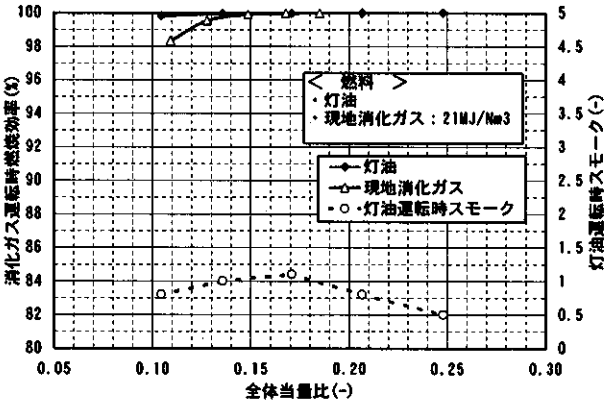


図17　燃焼効率，スモーク（実用運転）

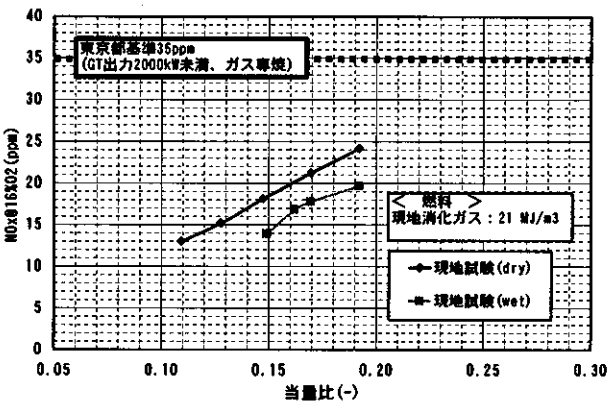


図18　NOx性能（実用運転）

8．まとめ

本稿では，燃焼特性の大きく異なる低カロリーガスと灯油の両方を良好に燃焼できるガスタービン燃焼器の開発した。開発におけるポイントは，下記の二点であった。

① 燃料ガスに空気スワラの旋回方向と逆向き方向の旋回を与えることにより燃料と空気の混合を促進した。
② 燃焼器径を増大することにより，燃焼器内の滞留時間を従来よりも長くした。大気圧燃焼試験によると，3%程度の燃焼効率の上昇が確認された。

従来の燃焼器は，灯油や天然ガスなどの標準的なガスタービン燃料を対象にした要素研究や設計法により検討されたものである。一方，低カロリーガスの場合，火炎の安定性が標準燃料と異なる為，従来の燃焼方法をそのまま適用することはできなかった。今回の開発により得られた低カロリーガス燃焼に対する知見を他のバイオマス燃焼にも生かして行きたいと考える。

謝辞

本開発を進めるにあたり，貴重なご助言を頂いた石川島播磨重工業株式会社 技術開発本部 基盤技術研究所 様に厚く御礼申し上げます。

参考文献

1) 小林 英夫：低NOx燃焼技術を用いたバイオガス燃焼について，ガスタービン学会誌，Vol.29，No.6 (2001) pp.453-458.
2) 宇美 史郎：汚泥消化ガスを利用したエネルギシステムの開発と市場展望，汚泥消化ガスを利用したエネルギシステムの開発事例講習会テキスト，（株）技術情報センター，pp.1-8
3) 吉田 邦夫：油燃焼の理論と実際，(財)省エネルギセンター，pp.75.
4) 佐々木 正史：排気規制の動向 付録 規制値単位換算法，GTSJ，23-89 (1995) pp.28-29.
5) A.H.Lefebvre：ガスタービンの燃焼工学，日刊工業新聞社，pp.569.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－11

筒状火炎の既燃ガス中に予混合気を噴射するMGT用2段燃焼器の試作

*岩本　厚，金子　智彦（東大院），山田　秀志，林　茂（JAXA），金子　成彦（東大院）

Development of a Two-stage Combustor for MGT with Premixed Gas Injected into the Burned Gas from a Tubular Flame

*Atsushi IWAMOTO, Tomohiko KANEKO(Univ. of Tokyo), Hideshi YAMADA, Shigeru HAYASHI(JAXA) and Shigehiko KANEKO(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

This paper describes the result concerning the design method and the actual performance of a combustor for the micro gas turbine investigated as a part of the biomass resources utilization project. To obtain stable flame of biomass gases, we adopted lean-lean, two-stage premix combustion in which injecting premixed gas into the burned gas of tubular flame. The injection worked well at 0.4 secondary equivalence ratio and the first model successfully achieved 99% combustion efficiency and 17.6ppm NOx emissions (at 15% O_2). However, we found that the tubular flame can be easily blown off by the injection because the injection disturbs the recirculation zone of the burned gas of the tubular flame. To broaden the range with high efficiency and low NOx emissions, the injection flow should be optimized so that the tubular flame may be held in leaner side, and so that the mixing of the injected premix gas with the burned gas of the tubular flame may be more effective.

Key words: Combustor, Micro Gas Turbine, Two-stage combustion, Biomass gas, Premix, Injection, Tubular flame

1．はじめに

近年，エネルギー資源の有効利用の観点から，マイクロガスタービン(MGT)を用いたコージェネレーションシステムによる小型分散発電が注目を集めている．MGTの燃料として天然ガスやLPガスが使用されているが，エネルギーの安定供給や環境問題等から，燃料多様化対応技術の開発が求められている．このような要求に応えるべく，東京大学金子研究室では，今までは低カロリーで利用価値が低いという理由から利用されずに捨てられていた未利用エネルギー(特にバイオマスガス)に焦点を当て，その有効利用によりエネルギー問題の解決に寄与するためにバイオマスガス対応発電システムの構築を目指している．

本報では，バイオマスガス対応発電システムに搭載するために試作した燃焼器に関する報告を行う．この燃焼器は保炎性に優れている筒状火炎の既燃ガス中に予混合気を噴射する方式を用いることにより，低カロリーガスの安定燃焼を狙った2段燃焼器である．最終的には低カロリーガス対応の低NOx･高燃焼効率な燃焼器を開発することを目的とし，その第1段階として，燃料にメタンを使用し，大気圧燃焼試験を行った結果について述べる．

2. 燃焼器概要

2.1 バイオマスガス対応発電システム

目下，構築を目指しているバイオマスガス対応発電システムを図1に示す．MGTは2軸式で，発電出力は10kWである．熱効率改善のために再生器を使用し，排熱により圧縮機からの空気を予熱する．燃料は実際のバイオマスガスを使用する前段階として，成分を模擬した模擬バイオマスガスを使用する．ボンベから各成分ガスを適量ずつミキシングチャンバーに供給することによって，所要の成分比の模擬バイオマスガスを製造し，燃焼器に供給する．本研究では，この発電システムに搭載するための燃焼器を試作した．

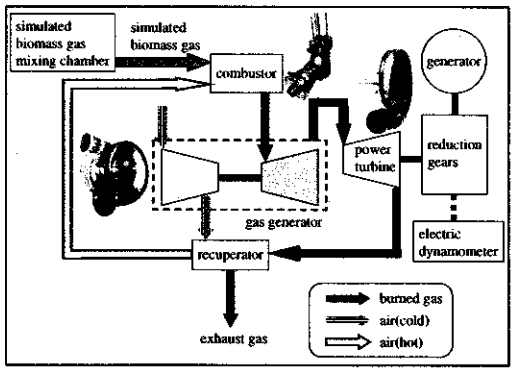


Fig.1 Power generation system fueled by biomass gases

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2.2 作動条件

表 1 に示す燃焼器作動条件を想定し，燃焼器の設計を行った．これらの値は，研究室で動作中の都市ガス仕様の MGT[1]を参考にした．

Table 1　Rating condition

Inlet air pressure	270kPa(engine) 101kPa(atmospheric test)
Inlet air temperature	723K
Inlet air flow rate	194g/s(engine) 72g/s(atmospheric test)
Outlet gas temperature	1123K

2.3 燃焼器仕様

試作した燃焼器の概略図を図 2 に，写真を図 3，図 4 に示す．燃焼器ライナ形状は筒型で，内径は 80mm，出口径は 56mm である．燃焼室を 1 段目燃焼領域，2 段目燃焼領域，希釈領域の 3 つに分け，1 段目には高い燃焼安定性が期待される筒状火炎を，2 段目には負荷制御のための軸流火炎を有する希薄予混合 2 段燃焼方式を適用した．

この方式を採用することにより，1 段目の筒状火炎の既燃ガス中に 2 段目の予混合気を噴射し，既燃ガスから予混合気へ熱や活性基を供給することで，通常では反応しにくい希薄な予混合気や低カロリーガスの反応を促進させることが期待できる．

1 段目予混合気は，3 箇所設けた長方形スリット(軸方向 45mm，高さ 6mm)より接線方向に噴射され，2 段目予混合気は，燃焼器断面中心部分のスワーラ付きノズル(ノズル出口内径 25mm)より噴射される．そして燃焼ガスは，6 箇所の希釈空気孔からの空気により希釈され，燃焼器出口より排出される．なお燃焼器性能を改善するために，希釈空気孔内径を変更可能な構造とした．

燃料ガスの噴射は，1 段目はスリット入口において，2 段目はスワーラ通過後の位置において行い，空気と予混合させた．

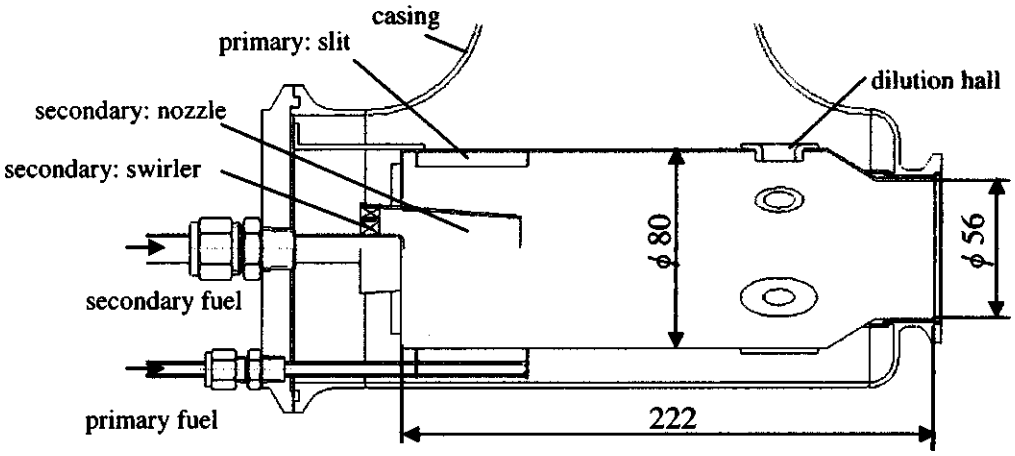


Fig.2　Schematic view of combustor

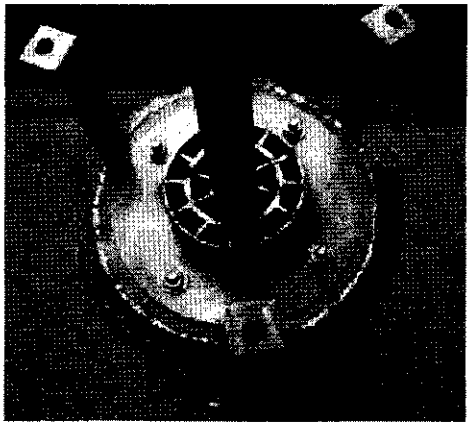


Fig.3　Top view of combustor

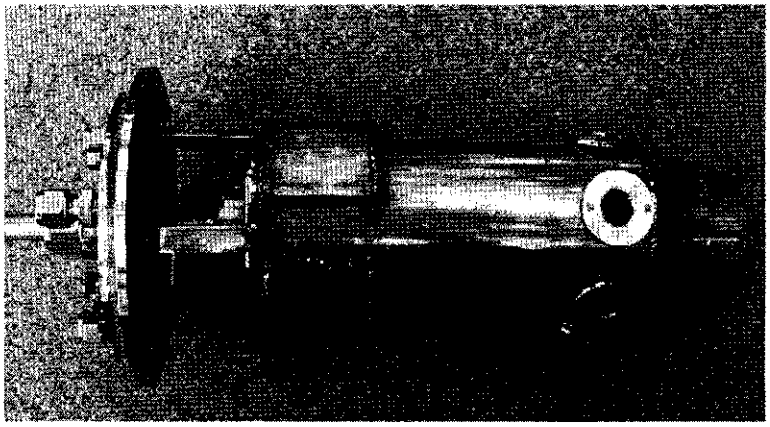


Fig.4　Side appearance of combustor

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3. 試験装置および方法

3.1 試験装置

図 5 に試験装置の系統図を示す．空気はブロワーから供給し，バルブ・圧電素子式デルタ形流量計により流入空気流量を，電気ヒーターにより温度を調節する．燃料はメタンボンベより供給され，マスフローコントローラーにより流量を調整する．燃焼器入口において K 熱電対により流入空気温度 T_a を，静電容量式圧力計により燃焼器ケーシング内圧力 P を計測する．流量，圧力，温度の各計測信号は，データロガーに集められ，コンピュータのディスプレイ上に表示される．また，燃焼器出口において水冷式サンプリングプローブにより燃焼ガスを採取し，連続ガス分析器により NOx, NO, O_2, CO, CO_2, THC の各成分濃度を測定する．

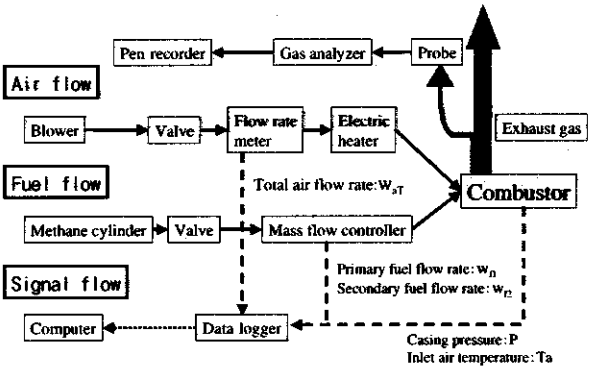


Fig.5 Schematic diagram of experimental apparatus

3.2 試験方法

燃焼器性能を評価するために以下の試験を行った．

3.2.1 空気流量配分測定試験

スリット，スワーラ，希釈空気孔から流入する空気流量配分を推定するために，それら 3 種類の開口のうち，1 種類の開口のみから空気が流入するように，他の開口を塞いだ時の流入空気流量とケーシング内圧力の関係を測定した．これらの関係より推定された空気流量配分を用いて，燃料流量との関係から各開口での当量比を，また，開口断面積で除することにより，各開口出口断面平均流速を得た．

3.2.2 保炎限界試験

燃焼器の保炎性能を評価するために，空気流量に対する保炎限界当量比を測定した．火炎の存在を目視により確認しながら，燃料流量を減らしていき，火炎が存在しなくなった時の当量比を保炎限界当量比とした．

3.2.3 排ガス特性試験

燃焼器出口において，直径 1mm の孔を 8 個配置した I 形水冷式集合ガスサンプリングプローブにより燃焼ガスを採取し，排ガス成分濃度(NOx, NO, O_2, CO, CO_2, THC)を分析した．また，それらの値より NOx 排出値(15%O_2換算濃度)，燃焼効率を算出した．

3.3 燃焼器分類

燃焼試験の過程で燃焼性能改善のために，スワーラや希釈空気孔径の変更を行った．表 2 にこれらの分類を示す．

Table 2 Properties of swirlers and dilution halls

model	primary slit	secondary swirler		dilution hall
A	3−45×6	flow direction relations of swirler and tubular flame	counter	6−φ13
B	3−45×6		same	6−φ13
C	3−45×6		same	3−φ13, 3−φ20
D	3−45×6		same	6−φ20

4. 実験結果および考察

4.1 空気流量配分測定試験

結果の 1 例として，表 2 の燃焼器モデル A における燃焼器ライナ内外での差圧と空気流量の関係を図 6 に示す．

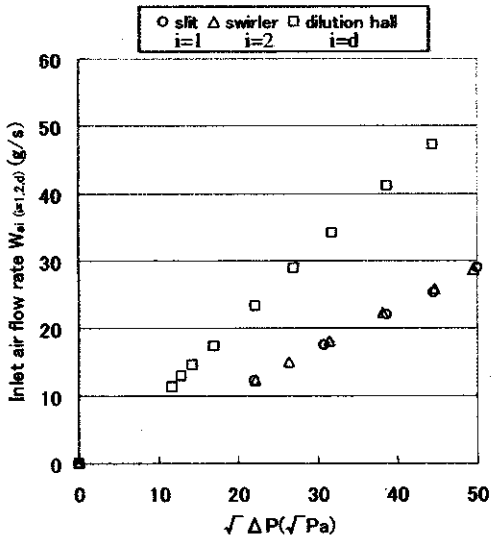


Fig.6 Correlation of air flow rate with square root of air pressure

縦軸は 1 種類の開口のみから空気が入るようにした時の流入空気流量 W_{ai}(i=1,2,d)，横軸はライナ差圧ΔP の平方根である．いずれの開口においても，差圧の平方根と流入空気流量は，ほぼ直線関係にあることが分かる．各開口についてこれらのデータを元に 1 次近似式を求め，傾きの比をとることにより，表 3 のように各開口からの流入空気流量配分を推定した．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 3　Calculation of air distribution

	approximation	inlet air flow ratio (compared with slit)	inlet air flow distribution(%)
primary:slit	$W_{a1}=0.569\sqrt{\Delta P}$	1.00	26.0
secondary:swirler	$W_{a2}=0.574\sqrt{\Delta P}$	1.01	26.3
dilution hall	$W_{ad}=1.04\sqrt{\Delta P}$	1.83	47.7

表 2 の燃焼器モデル B～D についても同様に，ケーシング内圧力と流入空気流量の関係を求め，流入空気流量配分を推定した．

4.2 保炎限界試験(2 段目燃料流量 W_{f2}=0)

4.2.1　流入空気温度の影響

図 7 に流入空気温度を変化させた時の，スリット出口断面平均流速 U_1 に対する 1 段目筒状火炎の保炎限界当量比 ϕ_{1b} の関係を示す．

いずれの流入空気温度においても流速が大きくなるにつれて，保炎限界当量比は大きくなっていることが分かる．これは流速の増加により，筒状火炎の旋回流によって生じる燃焼器断面中心部分の再循環流領域から未燃ガスへ熱や活性基を受け渡すための時間が少なくなるためである．

ϕ_{1b} に対応する断熱平衡火炎温度を縦軸にした図 8 を見ると，一般に Thermal NOx の発生が問題になると言われている 1800K を超える範囲に多くの保炎限界当量比があることが分かる．低 NOx 化を図るためには，1 段目保炎性能を改善し，流速が増加しても低い火炎温度で保炎できるようにすることや設計時に断面平均流速を低く設定することが必要である．

4.2.2　2 段目予混合気の噴射法による影響

1 段目保炎性能低下の原因として，燃焼器断面中心からの 2 段目予混合気の噴射による影響が考えられる．その影響について調べるために，2 段目空気が燃焼器内部に流入しないよう，通常のスワーラ付きノズルの代わりに，図 9 左側に示す平面形状の遮断フタ I をつけた場合と図 9 右側に示すようなノズル形状を持った遮断フタ II をつけた場合について同様に試験を行った．その結果をプロットしたものが図 10 である．なお，この場合は同じ U_1 でも 2 段目空気の有無で全体空気流量は異なる．

まず，通常のノズルと遮断フタ II を比較すると，両者の結果の違いは，2 段目空気の有無による影響が主たる要因だと考えられる．U_1 が 10m/s 付近を境に高流速側では，ノズルは遮断フタ II に比べ ϕ_{1b} が高くなっているが，これは 2 段目空気のジェットにより再循環流が吹き飛ばされ，再循環流領域を形成するのが困難になるためだと思われる．

また，遮断フタ I と遮断フタ II では，ノズルの

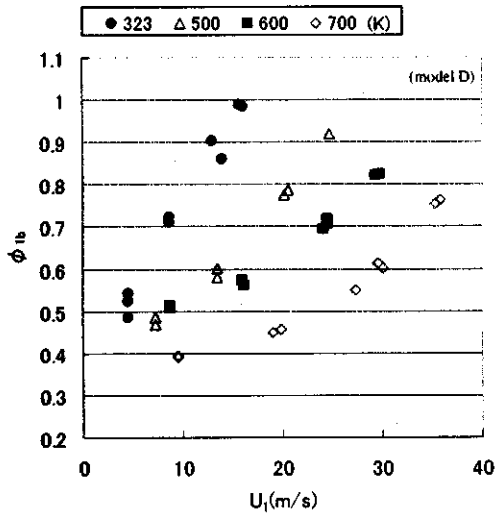


Fig.7　blow-off limits

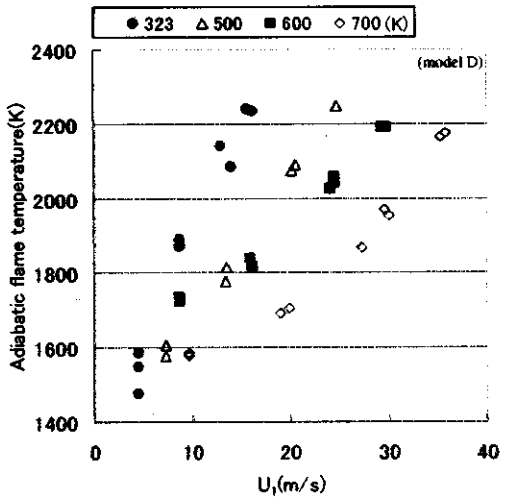


Fig.8　Adiabatic flame temperature at blow-off limits

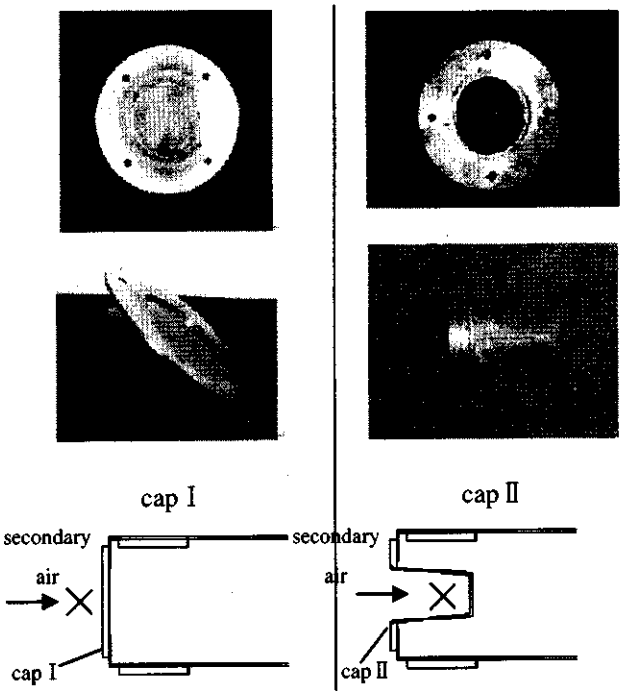


Fig.9　Interception cap of secondary air

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

存在の有無により1段目領域の流況が変化する．それが両者の結果の違いに影響を及ぼすと考えられる．低流速側では両者の ϕ_{1b} の差は大きいが，流速が増加するにつれてその差は小さくなり，20m/s ではほとんどその差はなくなる．これは低流速側ではノズルの存在により再循環流の形成が困難だが，流速の増加により燃焼器断面中心部分の負圧が大きくなり，再循環流が形成可能になるためだと考えられる．

1段目保炎性能の低下は，2段目予混合気のジェットやノズルの存在により，再循環流による保炎機構が機能しなくなることが大きな原因であると考えられ，再循環流形成に影響しないような2段目予混合気の噴射法が必要である．

4.3 排ガス特性試験

4.3.1 流入空気温度の影響

図11に1段目当量比 ϕ_1 を固定し(ϕ_1=0.9)，2段目当量比 ϕ_2 を変化させた時の，流入空気温度に対する燃焼効率と NOx 排出値を示す．

流入空気温度の上昇によって，ϕ_2 が小さい範囲での燃焼効率の低下が小さくなる反面，NOx 排出が多くなっていることが分かる．実機での定格時の流入空気温度を 723K と想定したが，その値に近い 700K 時の値を見ると，ϕ_2=0.4 において燃焼効率=99%，NOx=17.6ppm を達成している．しかしこの時の燃焼器出口温度は設計値よりも高く，今回の MGT の作動点からははずれている．そのため最も効率の良い点で運転するために空気流量配分の見直しが必要である．他の流入空気温度においても同様に，ϕ_2=0.4 付近の範囲で低 NOx・高燃焼効率を達成しているが，その範囲は狭く，この範囲を外れると燃焼効率の低下や NOx の増大が生じている．

実際の MGT での利用を考えると，各流入空気温度に対して，ある当量比 ϕ_2 で運転をするので，その当量比の値が適切な当量比範囲から外れていると，非効率な運転をすることになってしまう．よって低 NOx・高燃焼効率達成範囲を拡大する必要がある．

4.3.2 1段目当量比 ϕ_1 の影響

1段目当量比 ϕ_1 を 0.6～0.9 に固定し，2段目当量比 ϕ_2 を変化させた時の，燃焼効率と NOx 排出値を図12に示す．横軸 ϕ_T は全体空気流量と全体燃料流量から算出した全体当量比である．

燃焼効率は，ϕ_1 が小さいほど ϕ_T が小さな領域での低下が大きく，その後ピークに達したあとの落ち込みも大きくなっている．一方NOxを見ると，ϕ_1 が小さいほど全体の NOx 排出レベルを低く抑

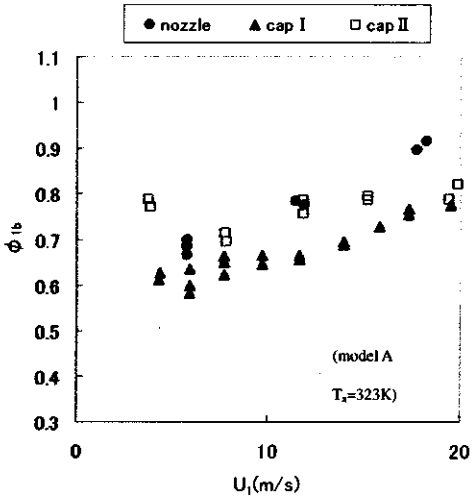


Fig.10 Influence of secondary gas injection on the blow-off limits of tubular flame

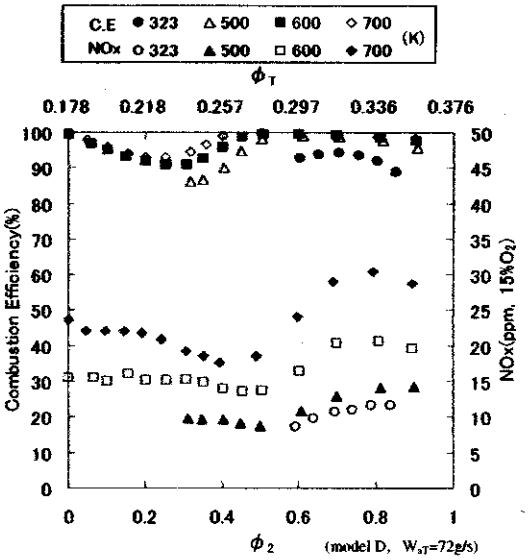


Fig.11 Combustion efficiency and NOx emissions variation depending on air inlet temperature

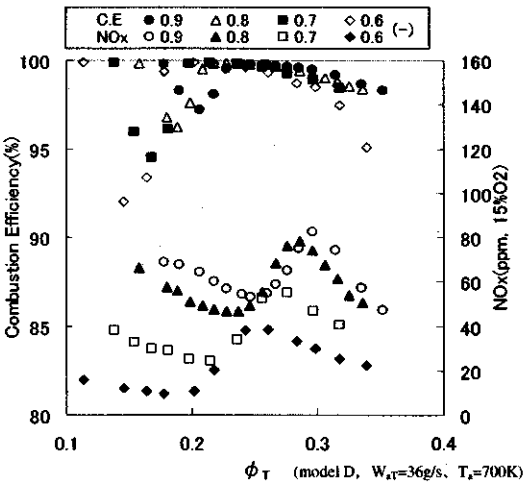


Fig.12 Combustion efficiency and NOx emissions variation depending on primary equivalence ratio

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

えることができることが分かる．よって，低NOx化のためにはϕ_1をなるべく低い値に設定した方が有利となる．しかしそれではϕ_Tが小さい時の燃焼効率の低下が問題となる．そこで低NOx・高燃焼効率達成範囲を拡大するためには，1段目既燃ガスと2段目予混合気の混合を促進し2段目予混合気の反応を促すか，あるいは同じϕ_Tでも，ϕ_1とϕ_2を適切な値に調節しながら運転することが必要である．

4.3.3 全体流入空気流量の影響

全体流入空気流量が72g/s，36g/s，18g/sの値において，ϕ_1=0.9に保ち，ϕ_2を変化させた時の燃焼効率とNOx排出値を図13に示す．

まず，流入空気量が少ないほど，燃焼効率の低下が小さいことが分かる．一方NOxは，72g/sと36g/sでは，流入空気量の少ない36g/sの方が，NOx排出レベルは高くなっている．これは流入空気流量が少なくなることにより流速が減少し，燃焼器内での滞留時間が長くなることによる影響だと思われる．しかし18g/sを見ると，ϕ_2が0～0.4の際のNOx排出レベルは36g/sの時より小さくなっている．これは，高温での滞留時間が増えNOxの生成が多くなる一方で，生成したNOxを還元するための時間も長く取れ，NOxの還元が生じたためだと考えられる．

実際のガスタービン運転時は，負荷とともに流入空気流量は変化していく．よって，空気流量が少ない低負荷時は，2段目予混合気の噴射による燃焼効率の低下は小さくなり，空気流量が多くなる定格付近ではNOxの排出レベルは小さくなると考えられる．

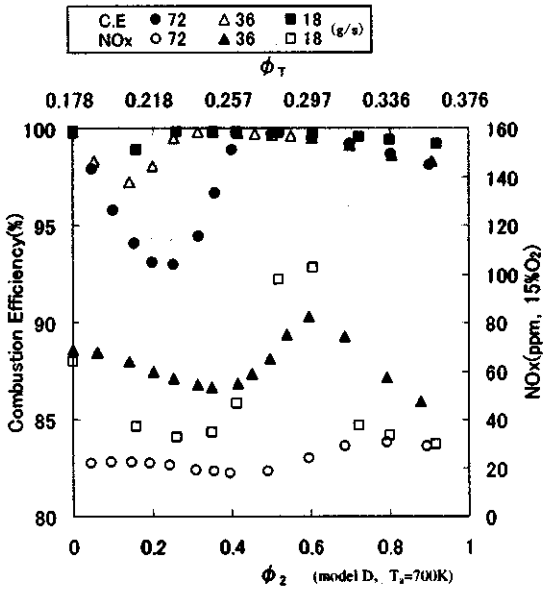


Fig.13 Combustion efficiency and NOx emissions variation depending on air flow rate

5. まとめ

筒状火炎の既燃ガス中に予混合気を噴射するMGT用2段燃焼器を試作し，大気圧燃焼試験を行った．その結果，以下の知見が得られた．

(1)燃焼器断面中心部分からの2段目予混合気の噴射方式は，1段目の筒状火炎の保炎性能に悪影響を及ぼす．その原因は筒状火炎の旋回流による再循環流領域の形成が困難となるためである．

(2)筒状火炎の既燃ガス中に予混合気を噴射する燃焼方式を用いることにより，低NOx・高燃焼効率を達成することが可能である．

(3)さらなる低NOx・高燃焼効率作動範囲拡大のためには，2段目予混合気の噴射方法を見直すことで1段目筒状火炎の保炎性能を向上させるとともに，筒状火炎の既燃ガスと2段目予混合気の混合を促進する必要がある．

参考文献

1) 徐朝全，金子成彦，渡辺辰郎：都市ガスを燃料としたマイクロガスタービン監視制御システムの開発，ガスタービン学会誌，Vol.32，No.4 (2004) pp.322-327

謝辞

本研究は，文部科学省リーディングプロジェクト「一般・産業廃棄物・バイオマスの複合処理・再資源化プロジェクト」の一環として行われたものである．研究に協力して頂いた，㈱ソフィアプレシジョン　保谷博氏，東大産学連携研究員　渡辺辰郎氏に謝意を表する．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

モデル消化ガスを燃料とするガスタービン燃焼器の燃焼安定性

*杉山　涼太（慶大院），桐山　泰拓（慶大），川口　修（慶大）

Combustion characteristics of a gas turbine combustor fueled by biomass fuel

*Ryota SUGIYAMA (KEIO Univ.), Yasuhiro KIRIYAMA (KEIO Univ.),
Osamu KAWAGUCHI (KEIO Univ.)

ABSTRACT

In recent years, studies concerning with alternative fuels are developed, for depletion of petroleum has been a serious problem. Amongst all of the possible alternatives, biomass is regarded as highly expectable. Biomass has several strong points; it is easy to handle, and highly accessible for human. Besides, biomass is significantly easy on the environment, since biomass has a considerable effect (estimated 21 times as large as carbon dioxide does) on the greenhouse effect. However, it is still hard to make use it as fuel for gas turbine, mainly because biomass contains considerable amount of inert gas, which tends to lower the combustion stability. This study has been conducted to clarify the relation between the vitiation ratio of the fuel contents and the stability limits and also to examine the factor controlling the stabilization mechanism.

Key words: Combustion stability, Biomass, Gas Turbine

1．緒言

現在，一次エネルギーとして最も多く消費されている石油の枯渇という問題に対して，その代替燃料として，製鉄所で発生する高炉ガスや転炉ガス，下水の汚泥などから得られる消化ガス，生ごみ，野菜くずや動物の糞尿から得られるバイオガスといった希薄可燃ガスが注目されている．これらの中に含まれる燃料分であるメタン（CH_4）は，化石燃料の燃焼によって発生し地球温暖化ガスとして問題となっている二酸化炭素（CO_2）よりも，およそ21倍の温暖化効果があるとされており，その大気中への放出も問題となっている．そのため，これらの希薄可燃ガスの有効利用を考える必要がある．ただし，これらのガスは発熱量が天然ガスなどのそれに比べて低いことから，総称して「低カロリーガス」と呼ばれ，燃焼安定性が悪いなどの難点がある．図1に種々の低カロリーガスに含まれる成分について示す．

低カロリーガスについての研究はいくつか行われているが，いずれも実機における研究であり，基礎研究に特化したものはあまり行われていない．そこで，本研究では，低カロリーガスの中でも，下水処理場などにおける未利用エネルギーの有効利用の観点から注目されている消化ガスを想定している．消化ガスの主な成分としては，メタン(CH_4)，二酸化炭素(CO_2)であり，その発生方法や発生原料の種類によって，燃料の発熱量が変化する．したがって，本研究では，燃料であるCH_4と希釈剤との混合比率を変えることで，燃料発熱量を変化させ，その火炎安定性，燃焼排気への影響を調べた．

すなわち，発熱量を変化させたモデル消化ガスを，ガスタービン燃焼器の上流部を模擬した実験装置の燃料として使用し，モデル消化ガスの火炎安定限界の測定を中心に，種々の測定をすることで，ガスタービン燃焼器における消化ガスの燃焼安定性のメカニズムを解明していくことを本研究の目的としている．

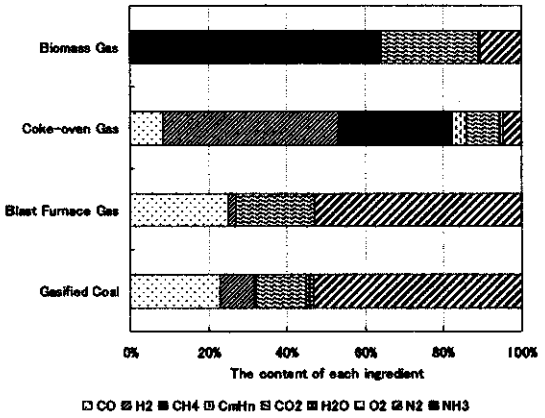


Fig 1　Ingredient of low calorie gas

2．消化ガスの概要

2.1　消化ガスの特性

消化ガスとは，図2に示したような下水汚泥や家畜汚泥等の「消化」における嫌気性処理で得られる可燃性気体の総称である．水処理の工程から発生した汚泥は，まず，「濃縮」される．「濃縮」された汚泥は「消

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

化」され，「脱水」「乾燥」「焼却」「溶融」などを経た後，固体燃料としての利用が可能になる．各プロセスの中でも最も肝要な「消化」は，汚泥中の有機物を嫌気性微生物により分解し、汚泥の減容化と安定化を図る工程である．汚泥の消化は中温消化の場合，約37℃程度の嫌気性環境下で，20～30日かけて行われ，この「消化」の過程において発生するガスを消化ガスと呼び，その主成分はメタン（CH_4）及び二酸化炭素（CO_2）で，それぞれ6割，4割程度を占め，その他には微量の硫化水素（H_2S）なども含まれていることが多い．

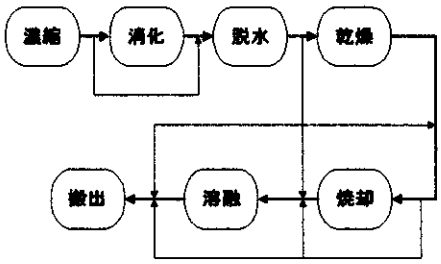


Fig 2　The isolation process of the biomass fuel

2.2　不活性ガスが燃焼安定性に及ぼす影響

燃料としてのCH_4と希釈剤としてのCO_2の濃度を等しく保ったまま，すなわち燃料発熱量を一定のもとで，希釈ガスによる熱損失量を比較したものである．火炎温度と消炎限界は密接な関係を持っている．そして火炎温度は，その反応の平衡状態によって決定されるため，解離熱や熱容量といった値によって決まってくる．図3から，希釈ガスが変化すると消炎限界もそれに伴って影響を受けることがわかる．特に希釈剤としてCO_2を用いた場合には，その熱容量の影響に加えてCO_2の吸熱解離反応によってさらに火炎温度が低下し，ひいては消炎限界の悪化をもたらすことが知られている．なお図3のデータは対向流拡散火炎を用いて得られたデータである．

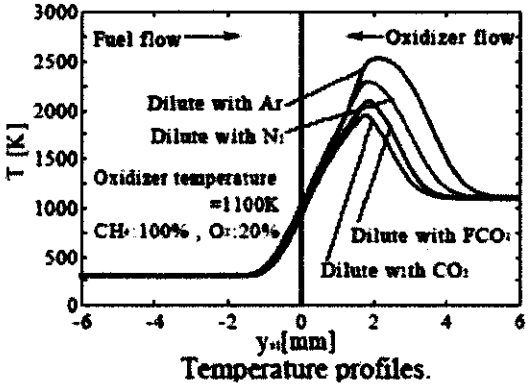


Fig 3　Comparison of the flame temperature

(出典：http://www.thp.mech.shibaura-it.ac.jp/text/doc/tukube/43.pdf より)

2.3　消化ガス中の不活性ガスについて

表1に，消化ガス中に含まれる不活性ガスの中で，主なものであるCO_2と希釈剤としての性質の比較として用いるN_2について，それぞれの物性値の違いを示す．

図4は，実験に使用する希釈剤（N_2，CO_2）の定圧比熱（熱容量）の比較である．それぞれの希釈剤を同じ混合比率で混入した際に，物性値としての違いが燃焼の安定性に大きくかかわってくると考えられる．熱容量が大きくなれば，それだけ火炎の温度は上がりにくくなると考えられるので，単純に熱容量だけに注目するとCO_2を使用したときのほうが，安定性は悪くなると考えられる．

Table 1　The difference of a physical properties

	N_2	CO_2
密度 ρ [kg/m^3]	1.1233	1.773
比エンタルピ h [kJ/kg]	311.2	809.9
比エントロピ s [kJ/(kg・K)]	6.8457	4.86
定圧比熱Cp [kJ/(kg・K)]	1.041	0.8518
比熱比 κ	1.402	1.293
粘性係数 η [μPa・s]	17.87	14.91
熱伝導率 λ [mW/(m・K)]	25.98	16.55

温度：300[K]
圧力：0.1[MPa]

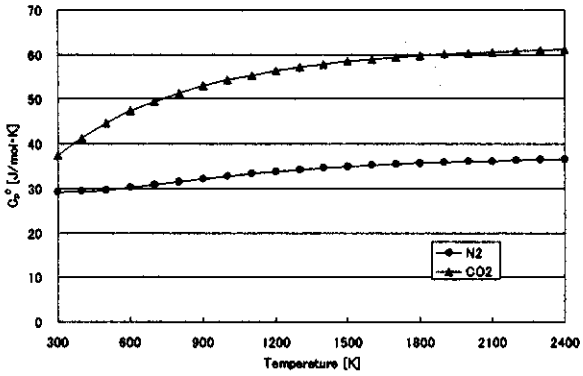


Fig 4　Comparison of specific value at constant pressure

3．実験装置

本研究に使用するモデル燃焼器は，図5に示す．燃料は燃料噴射弁から噴射し，燃焼用空気は旋回をかけて供給される拡散燃焼方式を採用している．

燃焼空気は外径64mm，内径42mmの環状口より流入し，燃料は中央部から噴射口より供給される．

燃焼用空気は，保炎を目的として，0°～75°に旋回角を設定可能な可変旋回羽根を通過することで，旋回をかけられて，燃焼筒へと供給される．

純メタン(CH_4)にCO_2もしくはN_2を，燃料供給管の手前で混合させて，モデル消化ガスとし，燃料噴射弁(Φ2×24)から噴射角90°で噴射される．希釈剤とCH_4の混合燃料は，それらの混合比を変えることで種々の発熱量の消化ガスを想定することができる．

次に，実験に使用する燃焼筒について述べる．火炎性状の観察，火炎写真の撮影，安定限界の測定，ラジカル自発光強度の測定をする際には，燃焼筒として内

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

直径φ100，燃焼筒長さL＝210の石英ガラス管を使用している．また，安定機構解明に必要と考えられる測定として行う火炎温度の測定の際にも，石英ガラス管を使用して，実験を行った．

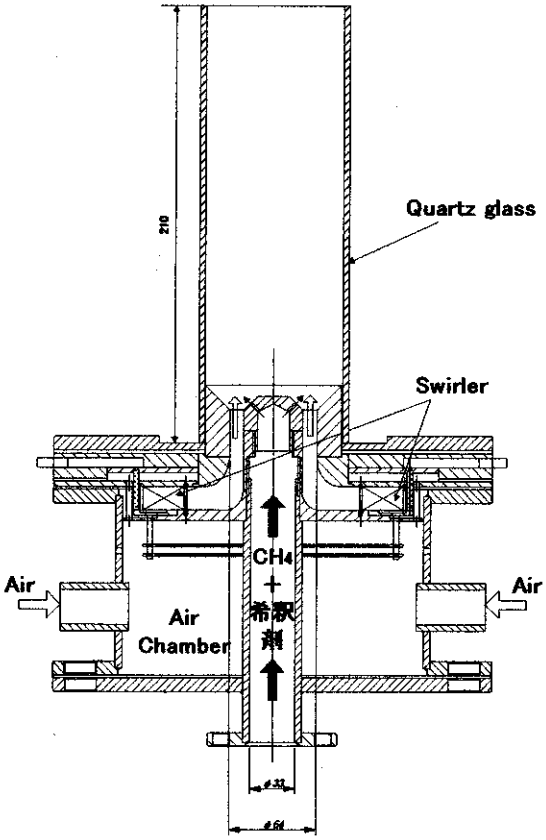


Fig 5　Experimental apparatus

4．実験方法

4.1　実験条件

本研究における実験条件を表２に示す．

平均空気流速は，供給空気流量を燃焼筒断面積で割った値をとった．総括当量比は，供給空気流量とモデル消化ガス中のCH_4の供給流量によって算出した．希釈剤としては，消化ガスに含有される不活性成分としてCO_2, N_2を用いた．旋回角度は，45°にしており，その際に求められるスワール数は表２の中にある値となっている．

Table 2　Experimental condition

Average Airflow Velocity V_a [m/s]	3.0 , 4.0 , 5.0
Overall equivalence Ratio ϕ [-]	0.16～0.50 (0.02 units)
Kind of diluents	CO_2 , N_2
Swirl angle (Swirl number Sn)	45° (Sn=1.35)

4.2　火炎性状観察

燃焼安定性のメカニズムを知るための一環として，火炎性状の観察を行った．

本研究では種々の条件下で形成される火炎を目視によって観察しつつ，直接火炎の写真をデジタルカメラ(コニカミノルタ社製 Dimage Xt)により撮影した．

4.3　火炎安定限界測定

実験パラメータである平均空気流速と総括当量比を固定させた上で，希釈剤の流量を増やしていくと，ある希釈剤流量において，火炎が吹き消えにいたる．このときの希釈剤流量を測定することで，希釈による火炎安定限界への影響を調べた．測定の精度を上げるために，測定は同じ測定条件で3～5回にわたって行った．

吹き消えた時点での，CH_4と希釈剤の流量から産出される希釈剤混合比を吹き消え限界混合比率としてモデル消化ガスの安定限界を評価する際の基準とした．

4.4　ラジカル自発光強度測定

火炎からの発光にUVレンズ(Nikon社製 UV Nikkor 105 mf/4.5s)の前に設けた干渉フィルター（日本真空光学製）によって，測定するラジカルの自発光に合致する特定の波長のみ透過する．その微弱な光強度を高速ゲートイメージインテンシファイア（浜松ホトニクス社製　C4273）で増幅した後，CCDカメラ（nac社製 MEMRECAM C^2S V-141）によって撮影した．CCDカメラに取り込んだ画像は，カメラコントローラー（nac社製 Digital Recording Processor）を経て８mm ビデオ(SONY社製 Handycam CCD-TRV91)に録画し，さらにその録画した映像をＰＣに取り込み，画像に変換した後，MATLABとTransformを使用して，各座標における輝度分布に変換した．

4.5　火炎温度測定

火炎が消炎にいたる原因として，火炎温度の低下が考えられる．そこで，消化ガスの燃焼安定機構の解明を目的とする本研究では，火炎温度の測定が必要と考えられる．

火炎温度の測定では，その測定温度範囲から，R型熱電対を用いることとした．熱電対で測定された値は，温度指示器(OMRON社製　５ＥＣＮ)によって温度表示され，時間変化する値を一定時間中の最大値２つと最小値２つの値を読み取り平均化した．また，測定ポイントとしては，燃料噴射弁の中心を（ｘ，ｚ）＝(0, 0) として，ｘ方向に５ｍｍごと，ｚ方向に１０ｍｍごと，測定を行った．

5．実験結果と考察

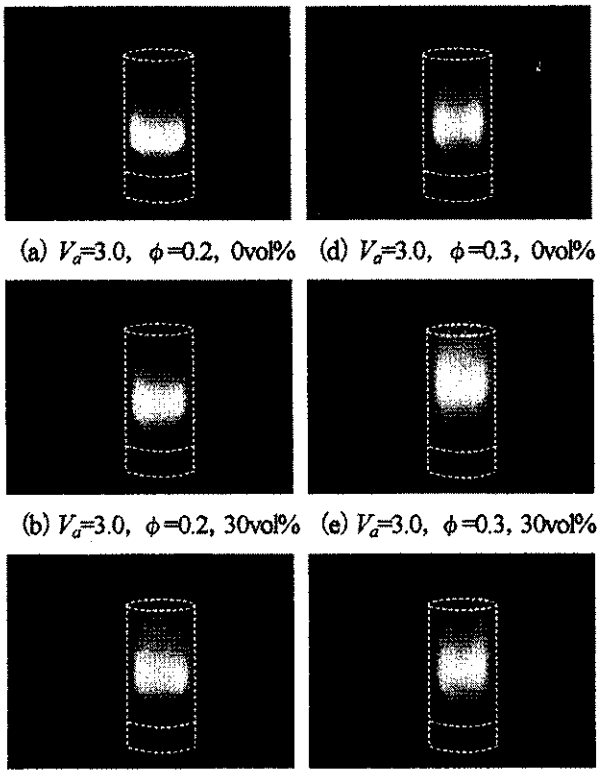
5.1　希釈剤が燃料中に存在することの影響

図６に，火炎の直接写真を示す．希釈剤には，N_2を使用した．図６は，それぞれの平均空気流速(V_a＝3.0)，総括当量比(φ＝0.2，0.3)の条件において，希釈剤の混合比率を0，30，55vol%と変化させていった際の火炎の直接写真を縦に並べたものである．

この写真より，希釈剤の流量を増やしていくことで，火炎自体はすべての条件において下流方向に伸びていることがわかった．また，この火炎写真から，希釈剤

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の流量を増やしていく中で，混合比率が30vol%付近において，若干火炎が噴射弁から離れていった後，55vol%の写真を見てもわかるように，また噴射弁に少し近づき，吹き消えになる直前に急激に噴射弁から火炎は離れて，消炎にいたることが観察された．



(a) V_a=3.0, ϕ=0.2, 0vol%　(d) V_a=3.0, ϕ=0.3, 0vol%

(b) V_a=3.0, ϕ=0.2, 30vol%　(e) V_a=3.0, ϕ=0.3, 30vol%

(c) V_a=3.0, ϕ=0.2, 55vol%　(f) V_a=3.0, ϕ=0.3, 55vol%

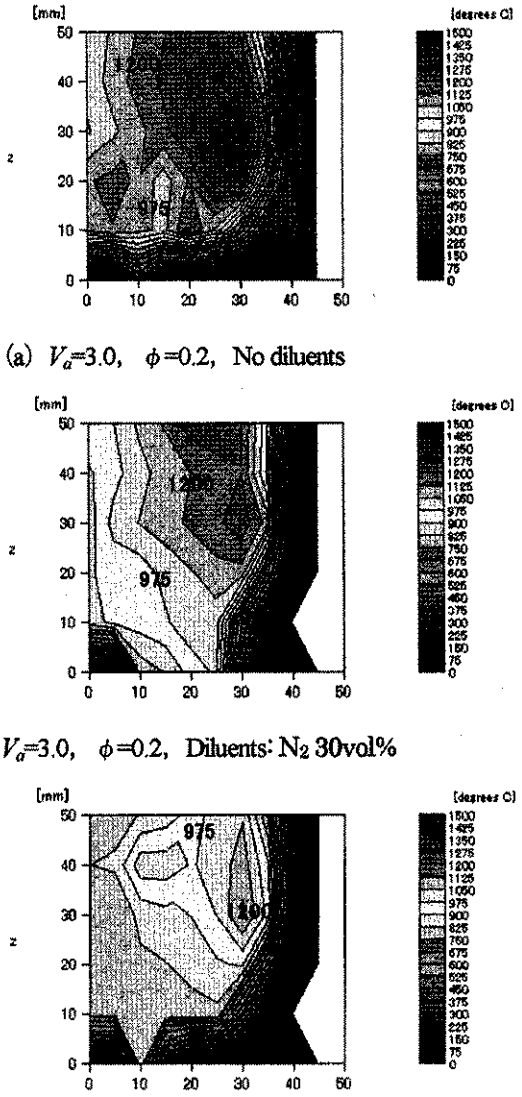
Fig 6　Flame appearances (Diluents : N_2)

図７に，火炎温度分布を示す．この図より，火炎温度は希釈剤を加えることで，燃焼場において全体的な低下傾向が見られた．このことは，希釈剤によって，燃焼場の温度が低下し，結果的には，ある量以上の希釈剤が加わった際には，火炎を維持するための温度を下回って，消炎にいたってしまうと考えられる．

図８には，OHラジカル自発光強度の測定結果を示す．OHラジカルは，炭化水素の燃焼反応の中間生成物として，燃焼の反応帯を知ることができるとされており，このOHラジカルに注目して測定を行った．このOHラジカルの自発光が強い部分で，反応が活発になっていると考えることができる．

図８より，希釈剤の量が増えていくにしたがって，活性なOHラジカルの生成量を示す色の濃さが薄くなっており，OHラジカルの発生量が少なくなっていることがわかる．OHラジカルの発生量が少なくなっているということは，活性な中間生成物の発生が少なくなっていると考えられ，結果的には燃焼反応が活発ではなくなっているということがわかった．

また，希釈剤を加えることで，反応帯は若干ではあるが，30vol%のときに下流側へと移動し，55vol%になると噴射弁の近くへと移動していた．このことは，図７の火炎温度分布からもその傾向が見られた．

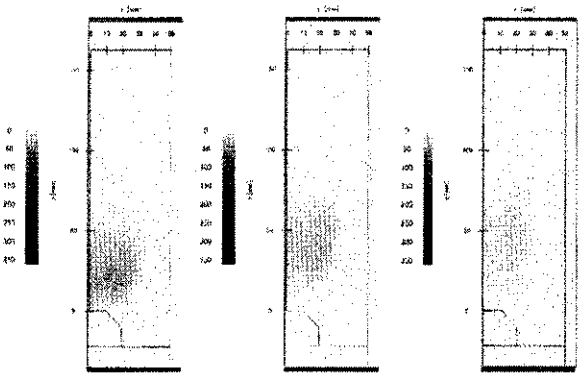


(a) V_a=3.0, ϕ=0.2, No diluents

(b) V_a=3.0, ϕ=0.2, Diluents: N_2 30vol%

(c) V_a=3.0, ϕ=0.2, Diluents : N_2 55vol%

Fig 7　Distribution of flame temperature



(a) No diluents　(b) 30vol%　(c) 55vol%

Fig 8　Intensity distribution of OH radical self-emission (Va=3.0 m/s, ϕ=0.2, Diluents : N_2)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

5.2 安定限界について

実験方法の 4.4 で述べた方法により火炎安定限界における希釈剤（N_2）の流量から，縦軸には可燃成分であるCH_4との混合比率を体積分率で表し，横軸には総括当量比を取って，グラフにしたものを図９に示す．

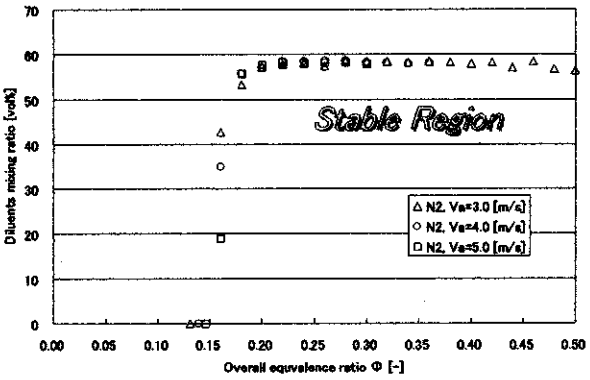


Fig 9　Limits of combustion stability

図９から各希釈剤について，総括当量比にϕ=0.2 以上の場合は，平均空気流速，総括当量比によらず一定の希釈剤混合比率で吹き消えに至った．総括当量比が増えることで，可燃成分であるCH_4が増える反面，希釈剤の量も相対的に増えていることになるために，希釈剤混合比率がほぼ一定の値で吹き消えに至ったと考えられる．ただし，総括当量比を増やしていくと，希釈剤を含んだ燃料分の噴射運動量は増えていくはずである．燃料の噴射運動量は旋回羽根(半径流スワラー)によって形成されている循環流への貫通度に影響していると考えられ，循環流によって保炎を行っている本実験装置では，その影響についても今後の検討していく必要があると考えられる．

5.3 希釈剤の違いについて

図 10 に，平均空気流速V_a=3.0 m/s のときの安定限界の図を示す．希釈剤をCO_2からN_2にすることで，安定限界について，希釈剤混合比率が，数 vol%程度低下した．

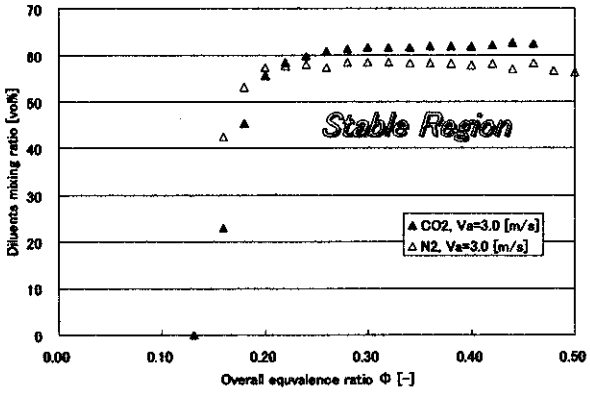
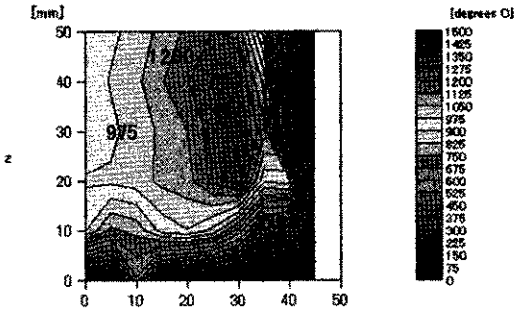
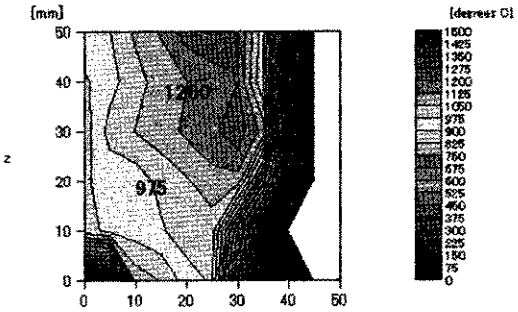


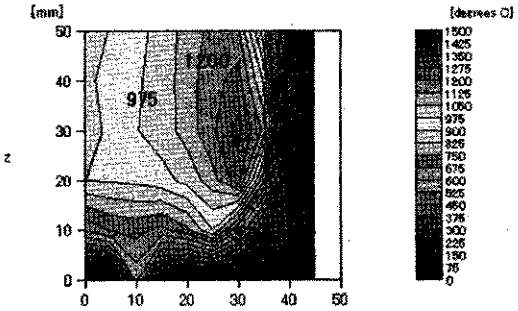
Fig 10　Limits of combustion stability (V_a=3.0)



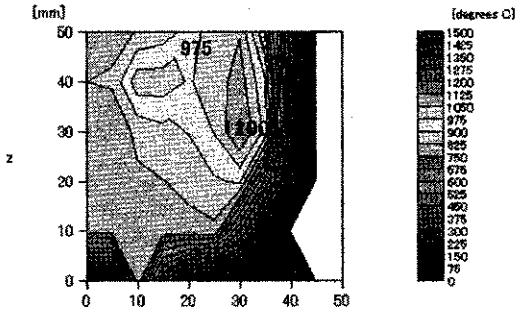
(a) V_a=3.0,　ϕ=0.2,　Diluents: CO_2 30vol%



(b) V_a=3.0,　ϕ=0.2,　Diluents: N_2 30vol%



(c) V_a=3.0,　ϕ=0.2,　Diluents: CO_2 55vol%



(d) V_a=3.0,　ϕ=0.2,　Diluents: N_2 55vol%

Fig 11　Distribution of flame temperature

この理由としては，希釈剤の物性値の違いによるものが考えられる．希釈剤に使用している，CO_2とN_2とでは，熱容量に違いがある．本論文の 2.3 でも述べているとおり，CO_2の方が火炎温度の低下をきたしやすいと考えられる．ところが，図１１の実際に測定した結果を見てみると，逆の傾向が見られている．本論文の 2.3 にで述べていることは，あくまで希釈剤そのものの

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

熱容量に注目したものであり，火炎温度低下の原因が希釈剤の物性値の中の熱容量だけによって決まってくるものではないことがわかった．希釈剤が変わることによって，同じ燃料であるCH_4に対して混合比率が一緒であっても，噴射運動量が変化し，燃焼場における燃料の拡散状態も変化したと考えられ，この影響を受けていることが考えられる．これについては，現在のところ，きちんと解明できてはいないので，検討の段階である．

また，安定限界については，N_2の方の安定性が悪くなる傾向が見られている．このことは，実際に測定した燃焼場の火炎温度がCO_2よりも低下していることが影響していると考えられる．

6．結言

ガスタービン燃焼器に使用する消化ガスの燃焼安定性の解明を目的として，安定限界，火炎温度，ラジカル自発光強度の種々の測定結果から，以下のような結果が得られた．

- 安定限界において，可燃性燃料(CH_4)に対する希釈ガスの混合比率は，平均空気流速と総括当量比が変化しても，ほぼ一定の値をとった．
- 安定限界の測定結果から，希釈剤をCO_2からN_2に変えることで，希釈剤混合比率にして，数Vol%程度低下した．
- 熱容量だけに注目した際，火炎温度低下をきたしやすいはずのCO_2の方が火炎温度は高い傾向を示し，燃焼安定性もN_2に比べ，良いことがわかった．

参考文献

1) 江波戸智 他，「ガスタービン用低カロリーガス燃焼器の研究（第1報，大気圧燃焼試験における燃焼性状，および火炎吹き飛び限界について）」，機構論，No.790-16，(1979-10)，P.80-82
2) 江波戸智 他，「ガスタービン用低カロリーガス燃焼器の開発（第2報，低カロリーガス発熱量の影響について）」，第9回ガスタービン定期公演会講演論文集，(1981-6)，P.81-86
3) 城戸裕之他，日本機械学会論文集(B 編)，65-640，P.4138-4143，1999
4) 水谷幸夫，燃焼工学(第3版)，森北出版，2002

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－13

ガスタービン燃焼器小型化の燃焼特性への影響

*中村　健二（慶大院），高松　正周（慶大院），川口　修（慶大）

The influences of down-sizing of gas turbine combustor on the combustion performance

*Kenji NAKAMURA, Masanori TAKAMATSU, Osamu KAWAGUCHI(Keio Univ.)

ABSTRACT

Gas turbines have recently been downsized to be used for decentralized power generation, and therefore combustors used in gas turbines have also been downsized. In order to know and to make quantitative analysis on factors that affect combustion characteristics with down-sizing of combustors, numerical simulation as well as experimental investigations using a annular swirl flow-type combustor model were conducted for various combustion load, chamber length, heat loss and non-premixed combustion. Obtained remarks are as follows.

The increase in relative heat loss lowers combustion efficiency. Incase of non-premixed combustion, difference in equivalence ratio does not affect the rate of reduction in combustion efficiency with increase in relative heat loss. However, the rate of reduction in combustion efficiency is larger compared to premixed combustion. Reduction of residence time due to increase of combustion load lowers combustion efficiency. The more heat loss increase, the more decreasing rate of combustion efficiency increases.

Key words: Combustor, down-sizing , heat loss , residence time

1．緒言

近年，携帯用電子機器や超小型無人偵察機などへの利用を想定した超小型ガスタービン（UMGT）の研究が行われている．しかし，UMGT は各要素の小型化に伴う技術的問題を克服できておらず実用化に至っていない．UMGT の研究報告では，燃焼器についても安定に燃焼する作動条件の範囲が狭いことが報告されているが，小型化が燃焼器としての特性（火炎安定性，排気特性など）へ与える影響について定量的な検証はされていない．

燃焼器の小型化に伴い想定される燃焼特性への影響としては主に①発熱量に対する壁面からの熱損失割合（熱損失率）の増加，②高負荷燃焼を要求されることによる反応時間に対する滞留時間の減少，③消炎領域の燃焼器容積に対する相対的増加，④流れの層流化が挙げられる．これらはいずれも燃焼反応を燃焼器内で完了させるのに障害となる要因である．したがって、小型化に伴う影響要因を定量的に評価し、小型燃焼器が高効率で安定に作動する範囲を広げることが必要であろうと思われる。

そこで，本研究では特に①熱損失率の増加と②滞留時間の減少に着目し，燃焼器の小型化に伴って生じると考えられるその性能を阻害する要因について把握し，それらが実際に燃焼安定性，排気特性などの燃焼特性に与える影響を定量評価することを目的としている．既報[4),5)]においては予混合燃焼方式を用いた実験結果について報告した。本報では拡散燃焼方式を用いた実験結果及び数値解析結果を報告する。

2．実験装置および実験方法

2.1　実験装置

実験に用いた燃焼器モデルを図１に示す。このモデルは環状旋回流式燃焼器で、空気が燃焼器壁面に設けられた噴射口から接線方向へ供給される構造である。燃焼室内径は 50mm であり、燃焼器中央にはコンプレッサーとタービンを結ぶ軸が存在することを想定した円柱（径 25mm）が設けられている。燃焼器下流出口にはエンドプレートが設けられ、中心の円柱の長さを変えることで燃焼室の容積を変えることが出来る。また本モデルの特

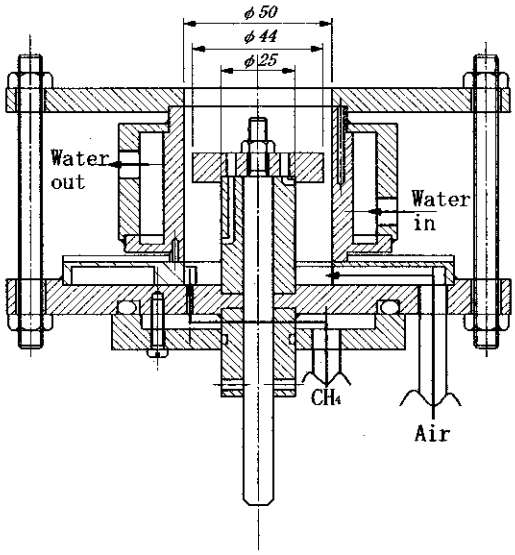


Fig.1　Model combustor(water cooled wall)

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 2.1　Experimental condition

空気流量m_a[g/s]	0.6～4.0
当量比φ	0.3～0.7
燃焼筒長さL[mm]	15, 35
ライナー材質	断熱セメント, 水冷真鍮

徴として、予混合燃焼と拡散燃焼の両方式への対応が可能であり、燃焼筒を交換し、断熱壁もしくは水冷壁とすることで壁面からの熱損失量を変化させることができる。拡散燃焼時は、気体燃料は燃焼器底面に設けられた直径2mmの噴射孔より供給される。

2.2　実験方法

実験パラメータとしては空気流量m_a[g/s]，当量比φ，燃焼室長さL[mm]，熱損失量，排気口位置，燃焼方式を設定した．拡散燃焼においては通常当量比の概念を使用しないが，燃焼室上流部における燃料と空気の急速混合を狙った本モデルでは予混合燃焼に近い燃焼が行われているものと考え，総括的な意味で拡散燃焼時にも当量比を用いている．実験パラメータを表2.1に示す．

空気流量範囲は十数kW程度のガスタービン用燃焼器を想定し，希薄条件で燃焼負荷率 3000MW/(m^3・MPa)程度になる流量を目安に設定した．m_a=4.0g/s，φ=0.6，L=15mm時の燃焼負荷率が約3000MW/(m^3・MPa)である．実験対象とした当量比範囲は，実験結果の章で述べる安定限界測定の結果をもとに，0.3から0.7までとした．燃焼器容積の変化（負荷率の変化）による特性への影響を調べるために，燃焼室長さは15mmおよび35mmとした．

燃焼筒としては，火炎性状を外部から観察するための石英ガラス燃焼筒，および熱損失そのものが燃焼特性に与える影響を調べるため，熱損失を抑えるための断熱セメント製燃焼筒，熱損失量を変化させるための水冷ジャケット付真鍮製燃焼筒を使用した．水冷ジャケット付燃焼筒ではジャケット内に流れる水流量を変化させ，熱損失量を変化させた．高負荷燃焼をさせる小型の燃焼器では，燃料と空気の拡散に要する時間が相対的に大きくなり，その影響がより顕著に燃焼効率に現れることが考えられる．その点では予混合燃焼を用いることが望ましいと考えられるが，構造の単純さ・安定性などの拡散燃焼の利点も小型化には有利である．そこで燃料と空気の拡散過程が燃焼特性に与える影響を調べるため，拡散燃焼方式を採用した．燃料としてメタン(99.5%)を用い，供給空気温度は実際の小型ガスタービン用燃焼器を想定し473K，燃焼器下流を大気開放状態とした．

設定された各作動条件において燃焼安定性，排気特性などの燃焼特性を調べた．測定内容は火炎写真撮影による火炎性状観察，火炎安定限界測定，燃焼ガス温度測定，および燃焼ガスのガス組成測定である．温度とガスについては，燃焼室出口および燃焼室内部における測定を行った．燃焼室出口および内部の燃焼ガス温度測定にはR型熱電対を用いた．素線径100μm，ビード径約130μmのものを使用した．燃焼筒出口における温度，ガス組成の半径方向分布を調べたところ，両者共にかなりの分布があることが確認された．このため排気ガス温度，ガス組成の測定には排気口の幅と同径の石英ガラス製の吸引プローブを用い，半径方向全域のガスを吸い込み混合させた後に測定した．プローブの周方向位置は燃焼器底面の4つの燃料噴射口のうち1つの直上である．燃焼筒出口および内部の燃焼ガス組成の測定に使用した測定装置はガスクロマトグラフ（島津製作所製 GC8A），CH_4測定器（島津製作所製 HCM-1B，水素炎イオン化法）およびCO，CO_2測定器（島津製作所製 CGT-10-1A，非分散型赤外線吸収方式）を使用した．

2.3　熱損失の算出方法

本研究では熱損失を評価する指数として熱損失率を定義した．本研究で定義する熱損失率とは，燃焼室内に投入され，反応した燃料の発熱量のうち，どの程度が燃焼室壁面より失われたかを示す指標である．未燃分の持つ発熱量を分離し，純粋に壁面からの損失量を評価するため，燃焼効率を分母に乗じている．以下に計算式を示す．

$$\eta_h = 1 - \frac{g_w \cdot c_{pm} \cdot (T_b - T_0)}{H_l \cdot \eta_b}$$

H_l：メタンの低発熱量[kJ/kg]
g_w：湿り燃焼ガス質量[kg/kg-fuel]
c_{pm}：完全燃焼ガス成分の T_0～T_b 間の平均定圧比熱[kJ/(kg・K)]
T_b：排気温度の測定値[K]
T_0：入口空気温度[K]

3．実験結果

3.1　基本特性

3.1.1　火炎性状、火炎安定限界

図3.1に火炎性状（火炎写真）を示す．写真はすべて燃焼室高さL=35mm時，ライナーには石英ガラスを用いたものである．なお，この火炎写真撮影および後述する　安定限界測定に限り入口空気温度は常温（約293K）である．

基本的に火炎は燃焼室外壁面近傍に沿うように形成される．これは予混合燃焼時と同様の傾向である．φ=0.7，m_a=0.6g/sを基準とすると，そこからの流量の増加あるいは当量比の減少に伴い火炎は燃焼室外壁面から離れ，内側に移動する．一方基準条件からの流量の増加によっては火炎がより燃焼筒下流まで広がるようになるが，当量比減少に伴っては火炎の軸方向長さが徐々に短くなっ

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

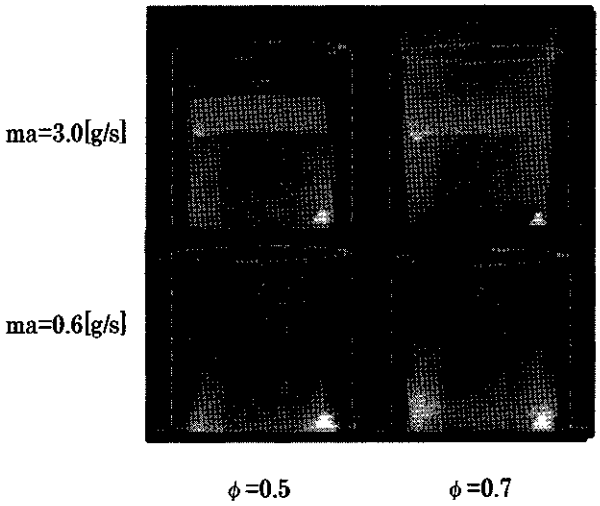


Fig3.1 Flame appearances

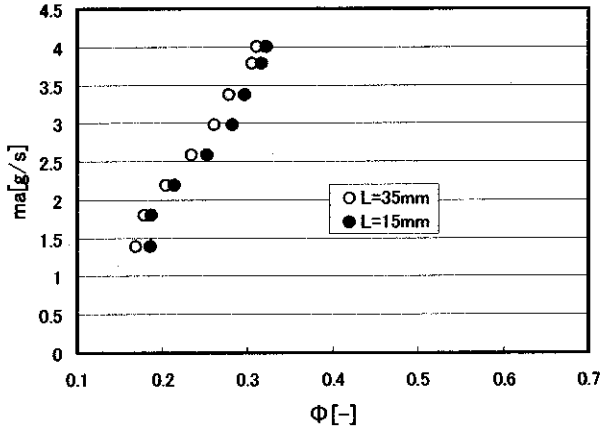


Fig 3.2 flame stability limit

ていることが分かる．この傾向はすべての流量に対して同様に見られる．予混合燃焼に比較して大幅に低い当量比でも燃焼が可能であり，ϕ=0.3 においても火炎は安定に形成された．安定限界近傍条件ではエンドプレートとほぼ同径の，筒状の輝度の弱い火炎が燃焼室内に形成される．

図 3.2 に火炎安定限界測定結果を示す．安定限界の傾向は予混合燃焼時と同じく，流量の増加に伴って安定限界当量比は直線的に増加していくが，安定限界当量比そのものは予混合燃焼より相当低い．また L の相違に対しては，L=15mm の方が全流量において L=35mm よりも高い．しかしその差は 0.01～0.02 程度であるため，拡散燃焼時の火炎安定限界は基本的に空気流量，すなわち絶対流速によって決まるものと考えられる．

3.1.2 排気特性

図 3.3，3.4 に，各実験条件における当量比と燃焼効率の関係を示す．パラメータとして空気流量 m_a および燃焼室長さ L をとった．断熱セメントライナー，水冷ジャケットライナー（Qw=2.0l/min.）を使用した際の結果である．

図 3.3 では当量比の増加に対して，L=35mm では単調増加の傾向を見せるが，L=15mm では ϕ=0.3 から ϕ=0.4 あるいは 0.5 まで減少した後に増加に転じている．空気流量の変化に対しての変化は予混合燃焼時と同様で，燃焼室長さの変化に対しても，ϕ=0.5 以上では，同流量では L=35mm の方が，同負荷率では L=15mm の方が燃焼効率が高くなっている．また図 3.4 においては，当量比の増加に対して ϕ=0.5 以上でも L=35mm，m_a=4.0g/s，L=15mm，m_a=2.0g/s のような負荷率の高い条件では燃焼効率の増加は見られないか，もしくは低下している．また燃焼室長さの変化に対して，同負荷率においても L=35mm の方が効率が高くなる．したがって拡散燃焼時には，負荷率の高い方が，また同じ負荷率であれば燃焼室長さの短い方が熱損失増加の影響を強く受けることが考えられる．また予混合燃焼と比較すると当量比の減少に対する燃焼効率の低下は穏やかであるが，流量増加に対する効率の低下は拡散燃焼の方が大きい．

3.1.3 燃焼器内部特性

図 3.5，3.6，3.7，3.8，に各条件における燃焼器内部温度、CH_4 濃度分布を示す．ほぼ同じ燃焼負荷率におい

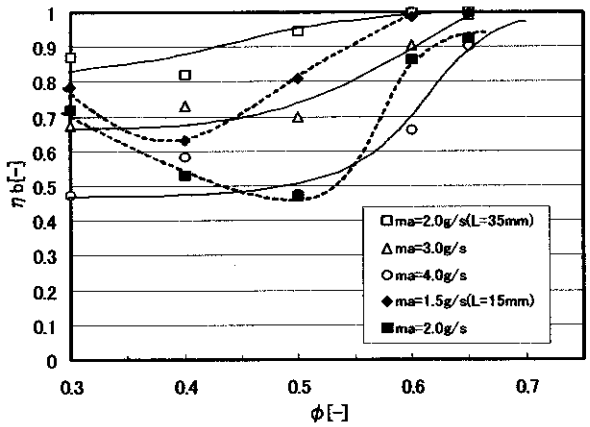


Fig 3.3 Relation of equivalence ratio and combustion efficiency(adiabatic wall)

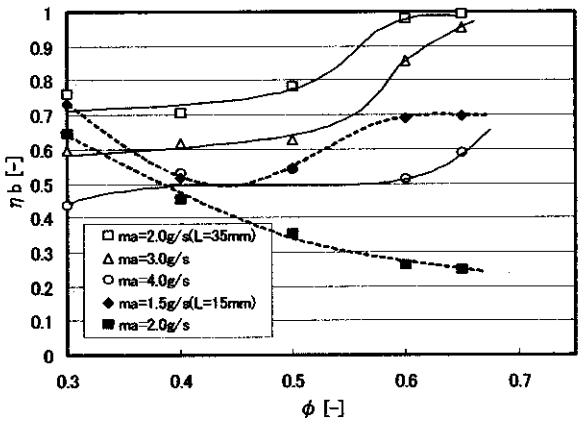


Fig 3.4 Relation of equivalence ratio and combustion efficiency(water cooled-wall)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

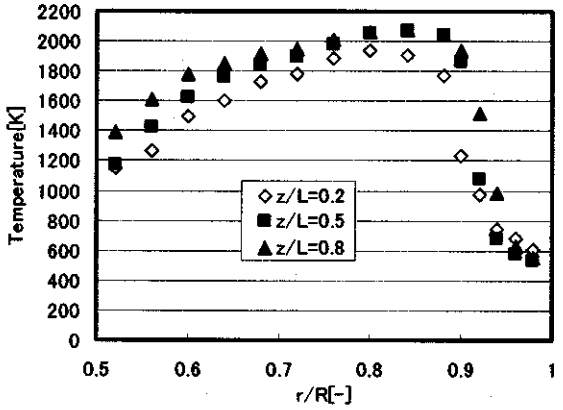


Fig 3.5 Temperature distribution in the combustor (L=35mm,m_a=3.0g/s, φ=0.6 ,water-cooled wall)

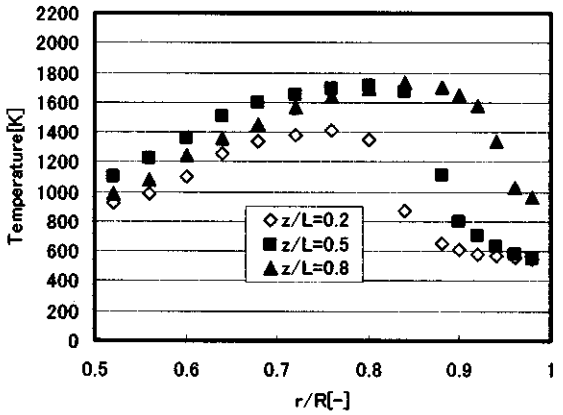


Fig 3.6 Temperature distribution in the combustor (L=15mm,m_a=1.5g/s,φ=0.6,water-cooled Wall)

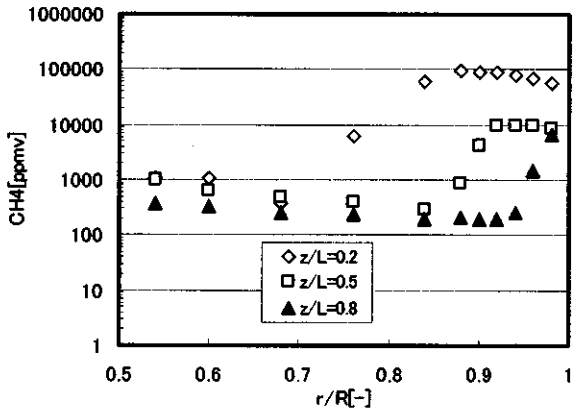


Fig 3.7 UHC concentration in the combustor (L=35mm,m_a=3.0g/s,φ=0.6,water-cooled wall)

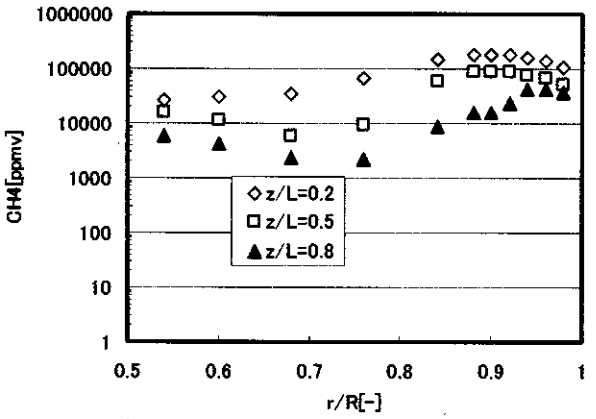


Fig 3.8 UHC concentration in the combustor (L=15mm,m_a=1.5g/s, ,φ=0.6,water-cooled wall)

ての比較となっている．燃焼器内部温度の全体的な傾向としては軸近傍から徐々に上昇し、壁面近傍で極大値をとっている．反応が進行している下流側では温度が高くなる．燃焼室長さの違いを比較すると，L=35mm の方が全体的に温度は高く、壁面近傍においても安定的に燃焼が行われているのがわかる．L=15mm では測定高さによる顕著な違いが見られ特に上流部においては広い範囲で温度が低い．CH_4濃度分布は燃焼室長さによって若干異なるもののその傾向は温度分布に対応し、温度が極大をとる領域で、CH_4濃度は極小となる．また L=15mm のほうが全体的な濃度が高くなっている．

4．数値解析結果

4.1 数値解析の目的及び計算条件

燃焼室長さを変化させると燃焼器内部の流れ場が変化し，燃焼特性に大きな影響を与えると考えられる．よって燃焼器内部の速度分布を測定する必要があるが，小型の燃焼器内部の測定を行うことは困難である．本研究では汎用数値解析ソフト Fluent6 を用い代表的なパラメータにおいての燃焼器内速度分布を計算し，各パラメータが燃焼特性に与える影響を定性的に評価する際の一助とする．

計算には乱流場のモデルとしてレイノルズ応力モデル，燃焼場のモデルとして混合分率モデルを用いた．壁面状態としては断熱，すべりなしとしている．設定化学種は CH_4,CO,CO_2,O,O_2,OH,H,H_2,H_2O,N_2 とした．計算パラメータを表 4.1 に示す．数値解析は実験結果の考察を目的としているので，どの条件においても比較的安定に燃焼が行われている同燃焼負荷率条件の流量，当量比を設定した．計算結果は燃焼器中心と空気噴射口の出口を結んだ軸方向の断面で代表させたものを示す．

4.2 数値解析結果

図 4.2 の周方向速度分布は半径方向外側に向かうにつれて増加し，壁面近傍において極大値をとる．図 4.1 の絶対流速分布と比べてもわかるように燃焼器内の流れ場は周方向成分がその大部分を占めている．図 4.3 の軸方向速度分布は軸近傍において極小値をとり，周方向速度と同じく壁面近傍で極大値をとる．軸近傍では速度が負の値をとっており，中心部に循環流が生じていると考えられる．どの速度分布も燃焼室高さによってその傾向に大きな変化は見られない．予混合燃焼と比較すると，燃料噴射口の影響を受ける上流部を除いて，速度分布に大きな変化はなかった．

Table 4.1 computational fluid dynamics condition

空気流量[g/s]	3.0(L=35mm),1.5(L=15mm)
当量比 φ[-]	0.6
燃焼室高さ L[mm]	35,15
入口空気温度[K]	473

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

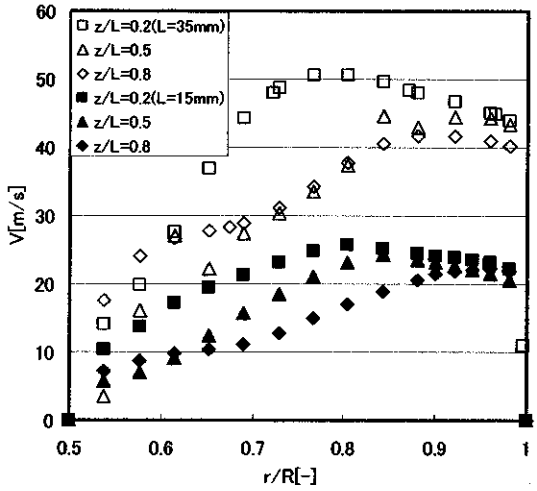


Fig 4.1 absolute velocity

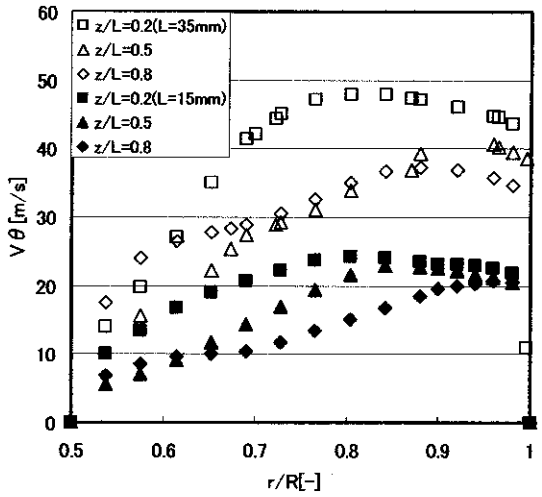


Fig 4.2 tangental velocity

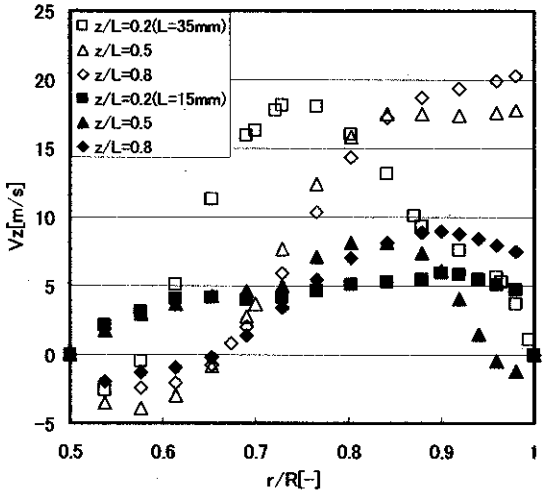


Fig 4.3 axial velocity

5．考察

5.1 基本特性に関する考察

本モデルでは予混合的な燃焼を狙い燃料と空気を急速混合させることを目的とした構造としたものの，多分に拡散燃焼の特徴が見られる結果となっている．流速分布においては，燃料を底面より噴射しているためか予混合と比べて速度分布がやや複雑になっているが，周方向速度が主であり，壁面近傍の軸方向速度は下流に行くにつれ増加している．また中心付近に循環流が生じており，予混合燃焼と基本的に流れのパターンは変わらない．予混合燃焼と比較して安定限界当量比は非常に低いことから，火炎基部において燃料と空気は完全混合されておらず，総括当量比よりも高い当量比で燃焼していることが考えられる．図 3.5，3.6 における最高温度が総括当量比のものより高い（断熱燃焼温度としては ϕ=0.75 のもの）こともこれを示唆している．ただし火炎性状において，当量比の減少に伴い火炎長が短くなっているが，当量比 0.5 以下の燃焼効率はそれほど高くないため，これは燃焼反応が完了したからではなく，途中で吹き消えているためであると考えられる．また当量比の減少により燃焼がより上流から開始するのは，燃料流量（燃料噴射流速）の減少により，より上流で反応が進行したためと思われる．

燃焼効率と当量比の比較において，基本的に流量の増加による燃焼効率の低下が大きく、当量比の低下による燃焼効率の低下が緩やかである．これは流量増加によって燃焼反応のための滞留時間が減少するだけでなく，負荷率の増加により燃料と空気を混合させるため必要な時間が増加するためと考えられる．一方当量比が減少しても実質的に燃焼している当量比がそれほど減少しないため，当量比の変化に対する効率低下が予混合燃焼よりも穏やかであると思われる．

拡散燃焼時にもうひとつ特徴的な点として，燃焼筒長さの短い方が熱損失増加の影響を受けている点である．図 3.7，3.8 の比較においても，明らかに L=35mm の方がより壁面近傍までよく燃焼しており，その結果として L=35mm の方が燃焼効率が高くなっている．

5.2 熱損失率に関する考察

図 5.1 においては，基本的に流量が大きい方が熱損失率増加の影響を強く受ける一方，熱損失率増加が燃焼効

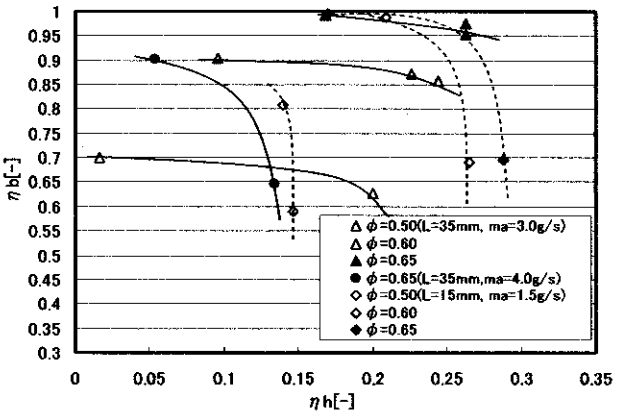


Fig5.1 relation of heat loss ratio and combustion efficiency

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

率に与える影響に当量比の大小はあまり関係がない．例えばL=35mm，ϕ=0.65 において m_a=3.0g/s，m_a=4.0g/s を比較すると，m_a=3.0g/s では 10%程度の熱損失率増加に対して 5%程度燃焼効率が低下するのに対して，m_a=4.0g/s では９%程度の熱損失率増加に対して 25%程度燃焼効率が低下する．一方，当量比を変化させた場合，L=35mm では ϕ=0.50 では 18%程度の熱損失率増加に対して 12%程度の燃焼効率の低下，ϕ=0.60，0.65 ではそれぞれ 15%程度の熱損失率増加に対して 10%程度の燃焼効率の低下，10%程度の熱損失率増加に対して 8%程度の燃焼効率の低下と，熱損失率増加に対する燃焼効率の低下率はどの当量比においてもほぼ同じである．これは当量比が減少しても，実際には総括当量比以上の当量比で燃焼し当量比減少の影響を受けにくく，燃焼安定性に大きな変化が生じないためではないかと思われる．このため予混合燃焼との同条件での比較では，当量比の高い条件では拡散燃焼の方が熱損失率増加に対する燃焼効率の低下率が大きく，当量比の減少とともに予混合燃焼の低下率が大きくなる．

燃焼室長さLの変化に対しては，予混合燃焼と異なり，燃焼負荷率を一定に保っても，L=15mm の方が熱損失増加に対する影響を大きく受けることが分かる．これは滞留時間が両者でほぼ等しくても，空気噴射流速が小さいことにより空気と燃料を混合させるための時間が大きいため，反応開始が下流にずれ，全体として反応時間に対する滞留時間の余裕が L=35mm に比較して少ないためであると思われる．

6．結言

燃焼器の小型化に伴って生じると考えられるその性能を阻害する要因を把握し，それらが実際に燃焼安定性，排気特性などの燃焼特性に与える影響を評価することを目的として，環状旋回流式燃焼器モデルを用いて空気流量，当量比，燃焼室長さ，熱損失量，排気口位置，燃焼方式を変化させた実験，および数値解析ソフトによる数値解析を行い，以下の結論を得た．

(A) 燃焼効率は当量比の増加とともに増大する．滞留時間は燃焼負荷率に依存するため，流量の増加，燃焼室長さの減少は定性的に燃焼効率に対し同様の影響を及ぼし，同じ燃焼効率を達成するために必要な限界当量比が増加する．

(B)拡散燃焼の燃焼効率は，予混合燃焼と比較すると当量比減少による燃焼効率の低下が小さいが，流量増加，燃焼室長さの減少に対しては滞留時間に占める空気と燃料の混合過程に要する時間が大きくなるため，高負荷燃焼時においては予混合燃焼と比較して低下が大きい．

(C)拡散燃焼においては，条件によっては燃焼室長さの増加に伴い熱損失率が減少するが，これは滞留時間の影響よりも壁面面積/容積比の影響が強く現れたためと考えられる．

(D)拡散燃焼においては，総括当量比以上の当量比で燃焼しているため，当量比の相違は熱損失率増加による燃焼効率の低下率にあまり影響しない．ただ燃料と空気の混合過程を含むため滞留時間のうち反応に使用できる時間の割合が小さく，そのため予混合燃焼に比べ熱損失率増加による燃焼効率の低下率が大きい．

(E) 負荷率の増大による滞留時間の減少は燃焼効率の低下をもたらす．また負荷率が大きいほど熱損失率増加による燃焼効率の低下が大きいため，その低下率は熱損失率が大きくなるほど大きい．

参考文献

1) Waitz.I.A, et al,"Combustions for Micro-Gas Turbine Engines," Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, 120,110-117,1998
2) 湯浅三郎他，「超小型燃焼器の開発」，日本ガスタービン学会誌, Vol.30, No.4, 19-24，2002
3) Spadaccini,C. M., et al., "High Power Density Silicon Combustion Systems for Micro Gas Turbine Engines" , Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002,GT-2002-30082, 2002
4) 高松正周他，「ガスタービン燃焼器の小型化における問題点の把握」，第 31 回ガスタービン定期公演会講演論文集，111-116, 2003
5) 高松正周他，「燃焼器の小型化による燃焼特性への影響」，第 41 燃焼シンポジウム講演論文集，211-212, 2003

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－14

超小型希薄予混合プロパン燃焼器の排気特性

*粟野　領介（都科技大院），上原　麻美子（都立科技大院），湯浅　三郎（都科技大）

Exhaust Emission Characteristics of Lean Premixed Propane Micro Combustor

*Ryosuke AWANO, Mamiko UEHARA and Saburo YUASA (TMIT)

ABSTRACT

For the purpose to develop a propane-fueled micro combustor for an 180W output micro gas turbine with high combustion efficiency and low NOx emission, a lean premixed swirl combustor of 20mm diameter was build. A partially premixed pilot flame was set up on the center axis to stabilize a lean premixed flame. Flame stability limits, temperature distributions and exhaust emissions were measured by varying the following parameters; overall equivalence ratio and mean injection velocity of pilot premixture. The flame stability in the combustor was enough wide to satisfy the design operative region of the equivalence ratio at the air flow rate. Although a large recirculation zone was formed in the combustor, the unreacted premixture passed through outside of the zone. Combustion efficiency achieved up to 95% at the equivalence rations of 0.3~0.5.

Key words: Micro Combustor, Lean Premixed Combustion, Propane Fuel, partially premixed pilot flame Exhaust Emission

1. はじめに

著者らは，出力 3kW 級超小型ガスタービンを用いた家庭分散型発電の早期実現を目標に，燃料にプロパンを用いたキャン型およびアニュラー型高負荷燃焼器の開発研究を行っている．

これまでの研究で，旋回空気流中に燃料インジェクタより燃料を噴射する拡散燃焼方式の旋回型燃焼器をいくつか製作し[1),2),3)]，流入空気の流速や旋回強度，燃料インジェクタの形状が火炎安定性に与える影響について調べた．それらの結果から，流入空気に強い旋回を与え，燃料インジェクタ先端面の燃料噴射孔総断面積を小さくし，燃料噴射孔間隔を広げることで，広い当量比範囲で火炎を安定に形成できることを確認した[1),2)]．

近年，当研究室で研究を行っている出力 16W 級ウルトラマイクロガスタービンと出力 3kW 級超小型ガスタービンの中間の出力を有す，出力 100～200W 級超小型ガスタービンも注目されており，そのためさらなる小型を目指した，プロパンを燃料とする高負荷，高効率，低 NOx な燃焼器の研究を開始した．燃焼方式にこれまでと同様に高負荷拡散燃焼方式を用いた場合，高い NOx 排出濃度や高負荷燃焼に伴う燃焼効率の低下が予測されたため[3)]，これを改善するための有効な手段であるとされている希薄予混合燃焼方式の燃焼器を開発することにした．ただし，予混合火炎は拡散火炎に比べ，火炎安定性が悪い．そこでパイロット火炎による火炎安定化を試みたが，予備実験より拡散パイロット火炎では輝炎と共に強い未燃臭が発生することがわかり，燃焼器として不適切であると判断した．拡散パイロット火炎に代って，部分予混合パイロット火炎を用いた場合，この点は改善された．そこで部分予混合パイロット火炎によって火炎を安定化させることにした．

本研究は部分予混合パイロット火炎を用いた超小型希薄予混合プロパン燃焼器開発の第一段階として，燃焼器全体当量比および，パイロット予混合気の流速を変化させ，これらが火炎安定性，排出ガス濃度に及ぼす影響について調べた．また，代表的な条件について，燃焼器温度分布を調べ，燃焼場と排気特性との関係について考察した．

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図 1 に実験に使用した試験燃焼器の概略図を示す．試験燃焼器は燃焼筒直径 20mm，燃焼室容積 $19\times10^3\,mm^3$ の缶型燃焼器で，本研究室で試作・研究を行った出力 3kW 級パームトップガスタービン[4)]用プロパン燃焼器（燃焼負荷率 180 MW/(m^3・MPa)）よりもコンパクト性を追求するため，目標とする燃焼負荷率を 500MW/(m^3・MPa)と定め，容積を前者の 1/30 程度とした．また，目標燃焼負荷率を希薄条件(φ_t =0.3～0.5)で達成するための設計空気流量は，0.75g/s となった．

試験燃焼器は入口にパイロットインジェクタ，入口ノズルおよび半径流型スワラーを有す．この

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

燃焼器構造により燃焼器内に再循環領域を形成させ，パイロットインジェクタに火炎を付着させることで火炎の短縮と安定化を図っている．主たる希薄予混合気（以後，これをメイン予混合気と呼ぶ）は半径流型スワラー（形状スワール数 Sg=4.0）によって旋回を与えられた後，スロート径 10mm の入口ノズルを通過し燃焼器内に流入する．パイロット予混合気は，スワラーと入口ノズルの中心軸上に取り付けられた直径 4mm（内径 3mm，噴射孔径 1mm）のパイロットインジェクタから噴出される．パイロットインジェクタ先端面（パイロット予混合気噴出面）高さは，入口空気ノズル出口面高さと一致するように設置した．

従来著者らは，燃焼器の研究において耐熱性に優れ，熱伝導率が小さく，火炎観察が容易であるという理由から，燃焼筒に石英ガラスを用いてきた．しかし，燃焼器が小型化する程，また燃焼負荷率が小さくなる程，相対的に熱損失の割合が大きくなる．熱損失が大きく燃焼場の温度が低下すると，燃焼生成物の生成特性が正しく把握できない恐れがある．そこで本研究では，燃焼ガス濃度測定および燃焼筒内温度分布の測定には，石英ガラス（800℃における熱伝導率 2.5W/(m･K)）よりも断熱性の高いアルミナ繊維（800℃における熱伝導率 0.18W/(m･K)）の燃焼筒を用いた．火炎形状観察および火炎安定限界の測定には従来通り内部が目視できる石英ガラス燃焼筒を用いた．

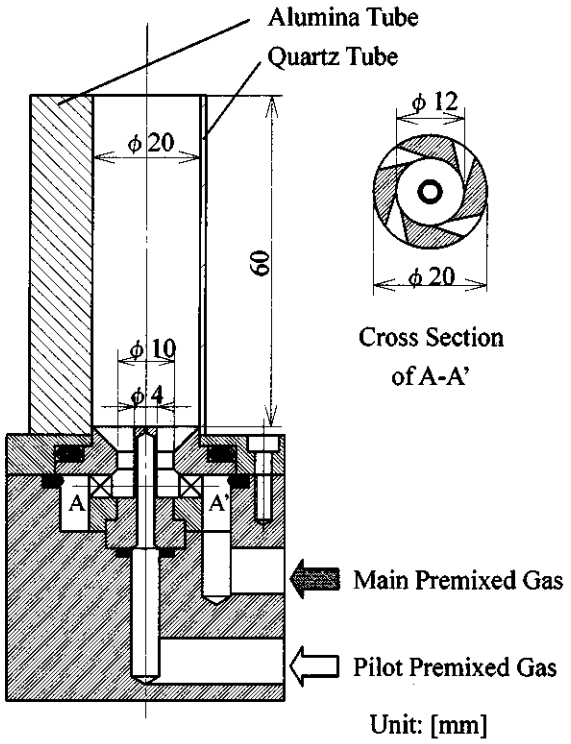


Fig.1 A schematic of the test combustor

2.2 実験方法

温度計測には，二酸化珪素で表面被覆した素線径 0.05mm の R 熱電対（ディグジット外径 0.9mm）を用いた．燃焼ガス濃度は，微細オリフィスを有する石英ガラスプローブを用いて燃焼筒出口面における燃焼ガスを採取し，水分を除去した後，CO, CO_2, O_2 は定電位電解法によって，NOx は化学発光法によってそれぞれ測定した．

実験はメイン予混合気中の空気の質量流量 $\dot{m}_{am}$ =0.75g/s とパイロット予混合気中の燃料の質量流量 $\dot{m}_{fp}$ =0.048g/s（燃焼器全体当量比 φ_t =0.1 に相当する燃料流量）を一定に保ち，燃焼器全体当量比とパイロット予混合気噴出速度（パイロット当量比）を変化させて行った．パイロット予混合気噴出速度を変化させることで燃焼器全体空気流量は多少変化する．今回の実験条件における燃焼器全体空気流量の流量範囲は 0.76g/s～0.83g/s である．

燃焼器に流入する予混合気の温度は常温であり，実験は全て大気圧下で行った．

3. 実験結果と考察

3.1 火炎安定限界

図 2 に試験燃焼器の火炎安定限界を示す．以後，パイロット予混合気噴出速度を U_p，パイロット火炎の当量比を φ_p，メイン予混合気流入速度を U_m，パイロット燃料とメイン予混合気とで定義される燃焼器全体当量比を φ_t と呼ぶ．

いずれの φ_t においても，パイロットインジェクタから燃料のみを噴出し，その周囲に希薄予混合化炎を形成させた場合，火炎基部に輝炎が確認された．この状態からパイロット燃料に徐々に空気を混合していくと，ほぼ一定の U_p (U_p=15m/s, φ_p =9.8) で輝炎は消え，青炎のみの火炎となった．さらに U_p を大きくしていくと，火炎基部が浮き上がり吹き飛びに至った．

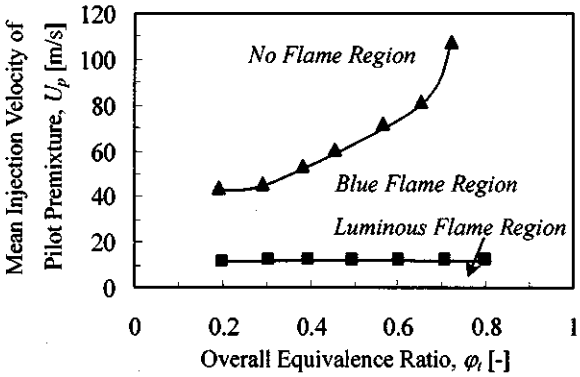


Fig.2 Flame stability limits of the test combustor ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

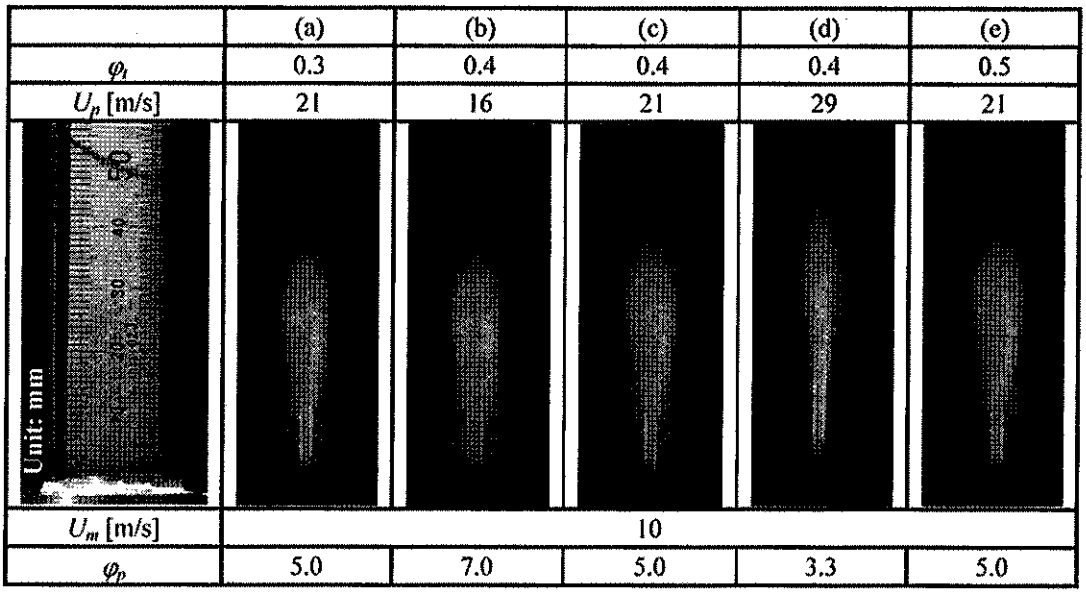


Fig.3 Propane flame configurations formed in the test combustor ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s)

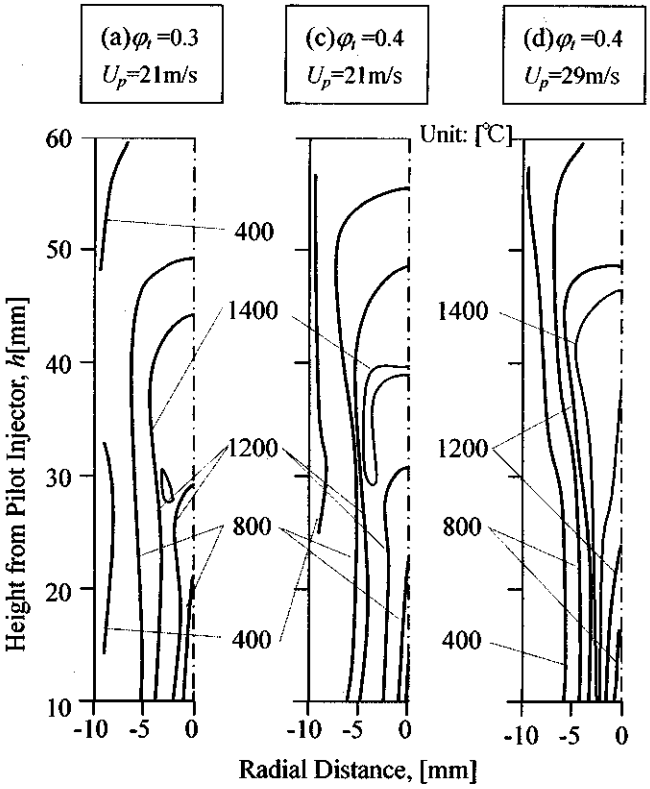


Fig.4 Temperature distributions of the test combustor in a horizontal plane($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s)

3. 2 火炎形状および温度分布

燃焼筒内の燃焼場と排気特性との関係を明らかにする目的で，各φ_t, U_p条件で火炎の直接写真を撮影して火炎形状の様子を観察するとともに，代表的な条件について燃焼筒内の温度分布を測定した．

図 3 に火炎形状の代表的な例を示す．図中の(a), (c), (e)は U_pが同じでφ_tが異なる場合を，(b), (c), (d)は U_pが同じでφ_tが異なる場合をそれぞれ比較している．（以後，各条件での火炎を単に(a), (b), (c), (d), (e)と呼ぶ．）図 4 にはインジェクタ面からの高さh=10mmより下流における，(a), (c), (d)の火炎に対応する燃焼筒内温度分布を示した．本熱電対ではパイロット火炎の正確な温度計測ができないため，h=10mmより上流側の温度分布は記載していない．測定温度は全て実測値であり，熱伝導やふく射による熱損失の補正は行っていない．図 5 は Na の炎色反応により確認した，図 3(c)の条件での再循環領域の境界であり，h=40mmよりも上流では800℃の温度帯に沿っている．これは NaCl の沸点が 800℃で，800℃以上の温度場でなければ炎色反応が起こらないためであり，従って実際の再循環領域の境界はこれよりも外側に位置すると考えられる．

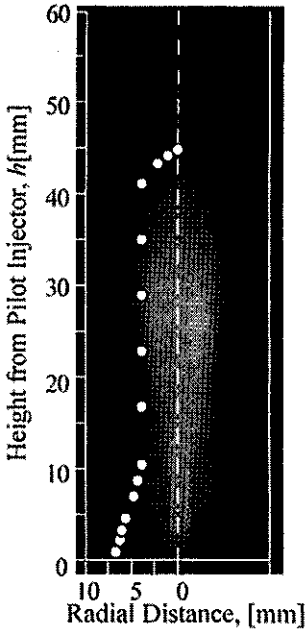


Fig.5 Recirculation zone boundary in the test combustor ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s, φ_t =0.4, U_p=21m/s)

火炎基部に形成される発光が明瞭な棒状火炎は，高流速なパイロット噴流による中心軸付近の順流領域と，その順流領域を取り囲む環状の燃焼ガス

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の高温逆流領域の境界にある低流速の場に形成される，パイロット予混合気による噴流火炎であると考えられる．また，棒状火炎を取り囲む火炎は，明確な火炎帯を持たないことから，パイロット噴流と逆流するメイン予混合気による希薄燃焼領域であると推測される．燃焼筒壁面付近には火炎が形成されていない．これはメイン予混合気がプロパン／空気の可燃下限界以下の希薄な予混合気であるため，火炎伝播が起こらないからだと考えられる．

3.3 NOx 排出濃度

図 6 に燃焼器全体当量比をφ_t =0.4 に固定し，U_p を変化させたときの燃焼器出口面における NOx 濃度の半径方向分布を示す．燃焼筒出口面で旋回による逆流が起こっていないことは，図 5 より確認されている．ガスタービンにおいては排出 NOx 濃度を燃焼ガス中の残存O_2濃度を用いて 16%O_2換算するのが一般的であるが，本報では各条件における NOx 濃度の比較が目的であるため，実測値を用いた．

NOx 濃度は中心から 4mm 付近の位置で最大値を示し，半径方向に低くなる分布をしており，U_p が大きくなるのに伴いその値は増加している．

図 7 にφ_t，U_pをそれぞれ変えた場合の NOx 濃度の変化を示す．この図に示した NOx 濃度には，燃焼筒出口面における実測値の最大値を用いた．（本来であれば燃焼筒出口面における流速分布と温度分布から求めた総 NOx 排出量で比較すべきであるが，本燃焼器の場合，燃焼筒内が強い旋回流れ場になっており，燃焼筒出口面における流速測定が困難なため，実測値の最大値で比較することにした．）φ_tの増加に伴い NOx 濃度は高くなった．また，φ_t によって変化の傾向が異なるものの，U_p の増加に伴い NOx 濃度は高くなった．これはφ_tおよび U_pの増加に伴い，燃焼筒内の高温領域が大きくなり，thermal NOx が増加するためと考えられる．

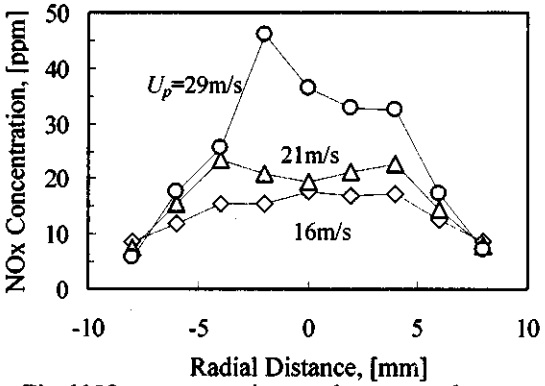


Fig.6 NOx concentrations at the test combustor exit ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s, φ_t =0.4)

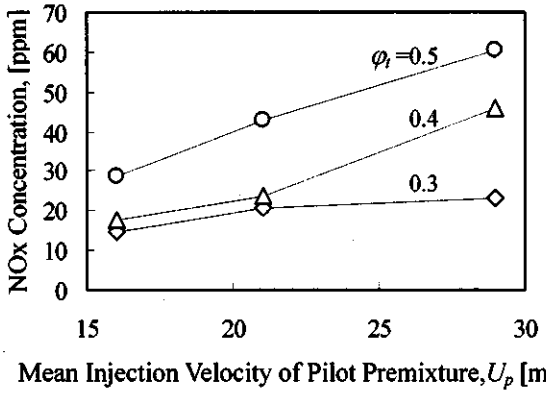


Fig.7 NOx concentrations versus U_p ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s)

3.4 CO／CO_2／O_2 排出濃度

図 8 に燃焼器出口面における CO／CO_2／O_2 濃度の半径方向分布を示す．いずれの条件においても，中心軸付近における CO_2／O_2 濃度は，完全燃焼した場合の平衡濃度 （φ_t =0.3：CO_2 濃度=3.7%, O_2 濃度=14.3%／φ_t =0.4：CO_2 濃度=4.9%, O_2 濃度=12.2%／φ_t =0.5：CO_2 濃度=6.0%, O_2 濃度=10.0%）とほぼ等しくなっている．しかし，中心から 4mm の位置よりも半径方向外側では，CO_2 濃度は減少，O_2 濃度は増加している．特に壁面付近では，φ_t および U_p 条件によらず，CO_2 濃度は 2%程度，O_2 濃度は 18%程度となっており，そこで燃焼反応が十分には進行していないことが示されている．このことは，壁面付近での温度の低さからも推測される．すなわち，壁面付近の可燃下限界外の予混合気は，ほとんど燃焼反応に寄与することなく燃焼筒外に流出していることが示唆される．従って本燃焼器ではいずれの条件においても CO 濃度が 2000～5000ppm と総じて高く，CO 濃度の最高値から概算される燃焼効率は 95～96%程度と低いレベルである．

しかし当量比が高くなれば，壁面付近の領域でも火炎伝播が可能となり，燃焼反応が進行すると考えられる．事実，図 8 に示すようにφ_t =0.5 での CO 濃度分布はφ_t =0.4 のときよりも全体として低くなっている．このことから本燃焼器の場合，中心軸上のパイロット火炎を分割して，壁面付近に新たなパイロット火炎を設けることで，壁面付近での燃焼反応を促進させ，燃焼効率等を向上させることが可能であると考えられる．

4. まとめ

部分予混合パイロット火炎を用いた超小型希薄プロパン燃焼器開発の第一段階として，燃焼器全体当量比および，パイロット予混合気の流速を変

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

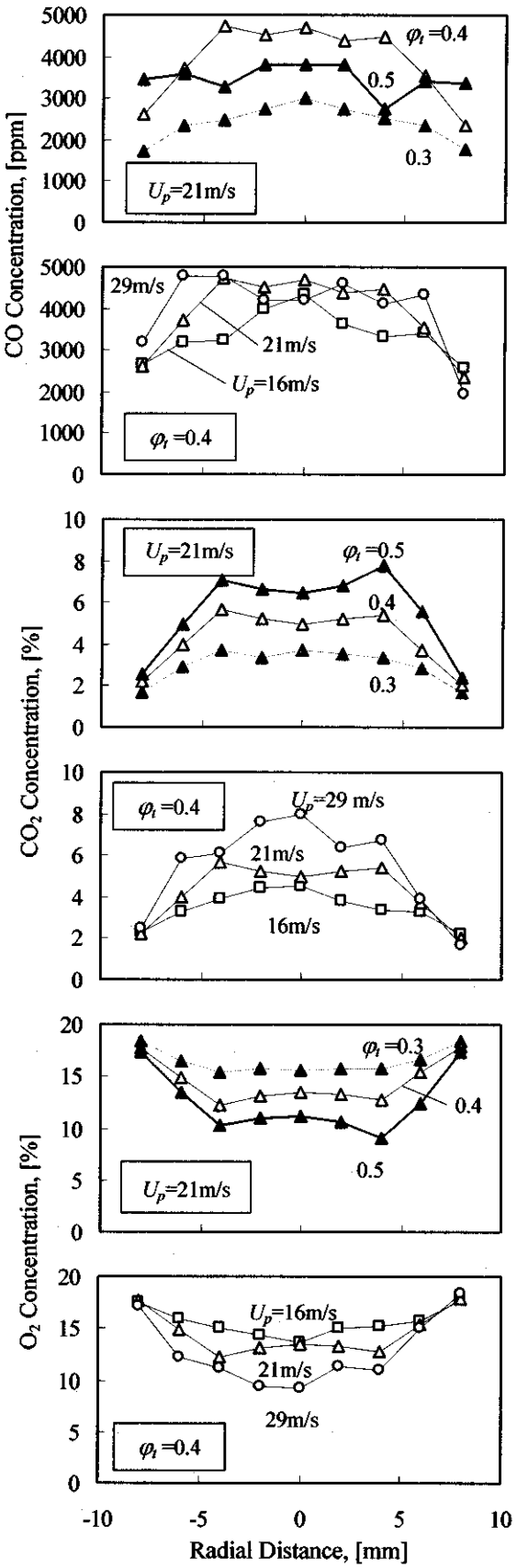


Fig.8 CO, CO_2 and O_2 concentrations at the test combustor exit ($\dot{m}_{am}$ =0.75g/s)

化させ，これらが火炎安定性，排出ガス濃度に及ぼす影響について調べた結果，次の結論を得た．

- 中心軸上に部分予混合パイロット火炎を設けることで，火炎を安定化でき，広い当量比範囲で燃焼させることができた．
- 中心軸付近の再循環領域内側では燃焼反応が進行しているが，壁面付近の希薄予混合気は可燃下限界外で中央部から火炎が伝播しないため，未燃領域となっていた．
- 全体当量比φ_t=0.3～0.5 の条件で，燃焼効率 95%～96%を達成した．

今後は燃焼効率を高めるため，パイロット予混合気の燃料流量および噴出位置を変化させ，燃焼特性を調べて，最適な燃料流量および噴出位置の選択を行う予定である．

参 考 文 献

1) 上原麻美子，湯浅三郎，第 31 回ガスタービン定期講演会講演論文集，2003，pp.117-122.
2) 上原麻美子，湯浅三郎，他 3 名，日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集(VI)，2003，pp.319-320.
3) 粟野領介，上原麻美子，湯浅三郎，第 9 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 2004, pp.1-4.
4) 松尾栄人，他 3 名，日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集(VI)，2003，pp.311-312.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－15

超小型ガスタービン用強旋回環状燃焼器の燃焼特性

*室田　慎介（慶大院），小林　裕（慶大），川口　修（慶大）

Combustion Characteristics of High Swirl Annular Combustor for Ultra Micro Gas Turbine

*Shinsuke MUROTA (Keio Univ.), Yutaka KOBAYASHI (Keio Univ.), Osamu KAWAGUCHI (Keio Univ.)

ABSTRACT

The latest mobile electric devices and self-running robots continue to develop. The new small and light-weight power sources are required in order to improve the energy accessibility, since the batteries used for those power sources at the present have small energy density. Therefore, The Ultra Micro Gas Turbine (UMGT) is noticed as the new small power sources. The combustor size for the gas turbine is 20mm in outer diameter and 10mm in inner diameter and the thickness is 1 to 3mm. The fuel is hydrogen because of its high reaction rate necessary for the short residence time and is premixed before supply to the combustor.

Key words: Combustor, Micro Gas Turbine, Hydrogen, MEMS

1．緒言

電子機器の小型，軽量化や，自立型ロボットの開発が進む中，それらの電源として小型，軽量かつ高エネルギー密度の動力源の必要性が高まっている．従来，小型の電源としては主に電池が用いられてきたが，エネルギー密度が低いため，電子機器や自立型ロボットの性能が制限される．そこで，それに替わる高エネルギー密度の電源として，１円玉サイズの超小型ガスタービンが注目されている．

超小型ガスタービンは，将来 MEMS によって製作されることが考えられる．その場合，ガスタービンは厚さ数ミリの２次元的な円盤状になるため，微小な空間で安定した燃焼ができる燃焼器が必要である．しかし，小型化による種々の影響が定量化されていないため，超小型ガスタービン用燃焼器の設計の指針は定まっていない．

本研究では超小型ガスタービン用燃焼器として，強旋回環状燃焼器を提案し，その燃焼特性について明らかにする．昨年度著者ら[1)]は燃焼器入口温度 300K，大気開放条件において拡散燃焼で実験を行った．しかし，拡散燃焼の燃焼器では希薄側の限界当量比が高く，UMGT 用燃焼器としては適さないと判断し，今年度は予混合燃焼により実験を行った．

2．実験装置

Fig. 1 に本研究で用いた実験装置を，Fig. 2 に予混合気の流入部を示す．本研究で用いた燃焼器においては，Fig. 2 に示すように予混合気を環状燃焼器の接線方向のみに大きな運動量を持たせて噴射することで，燃焼室内に強旋回流を形成させる．

超小型ガスタービンでは，圧縮機とタービンに挟まれた空間が燃焼器となる．燃焼室は直径 20mm，厚さを 1，2，3mm に変化させることができる円盤状で，中心に圧縮機とタービンをつなぐ回転軸を想定した 10mm の同心円柱があり，燃

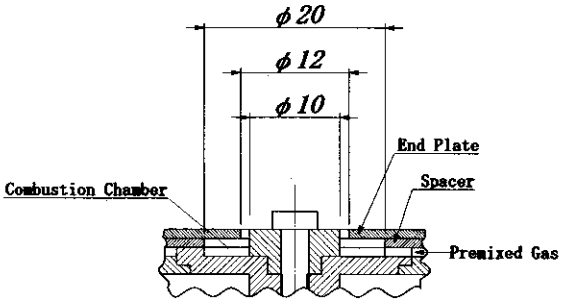


Fig.1 Test Combustor

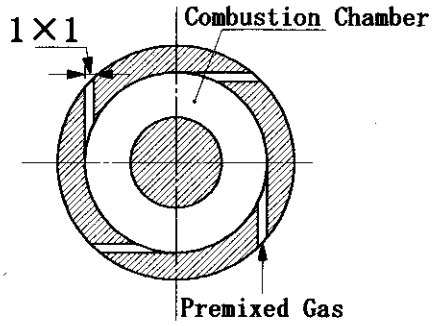


Fig.2 Premixed Gas Injection Part

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

焼室の下流側はエンドプレートによって蓋をされており，燃焼器の出口は幅 1mm の環状になっている．また，燃焼室は軸方向厚さ L を 1mm から 3mm まで変えることができる．燃焼室へ混合気を供給する噴射口は４個あり，1mm×1mm の正方形断面である．なお，燃焼器は混合気の流入部が真鍮製，エンドプレートと燃焼室の厚さを変えるためのスペーサーがステンレス製である．

また，滞留時間が 0.4ms～1.5ms 程度と非常に短いので，燃料は反応速度の速い水素を用いた．

３．実験方法

燃焼安定限界は，空気流量を一定として徐々に燃料流量を少なくすることで求めた．本研究では下流にエンドプレートがあるため，火炎を目視して安定限界を確認することができない．そのため，燃焼器出口に R 型熱電対を設置し，その出力変化を見ることによって消炎限界を判断した．

燃焼器出口温度は，燃焼器出口に素線径 50μm，ビード径約 100μm の R 型熱電対により測定した．測定点は，予備実験より周方向の温度分布は一様とし，燃焼器の半径方向に微動装置により熱電対を動かし，0.1mm 間隔で７点の温度を測定し，その最高温度を燃焼器出口温度とした．また，燃焼器出口では水素濃度は低く，熱電対表面での触媒反応はほとんど無視できると考え，熱電対にシリカコーティングは施していない．

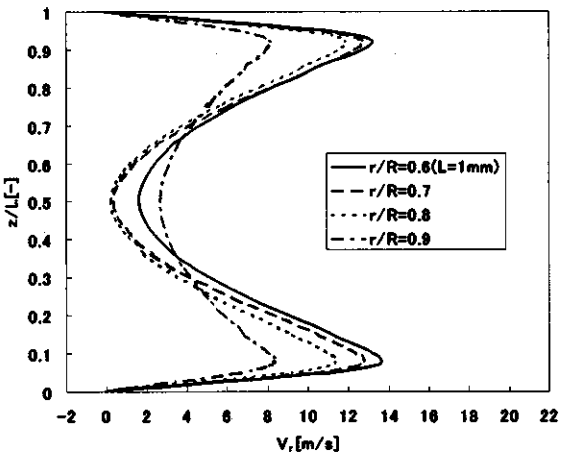
圧力損失の測定では，実験装置の構造上，燃焼器入口に圧力検出孔を設置することが不可能なため，燃焼器上流の混合室において圧力を測定した．

Table.1 Experimental Parameter

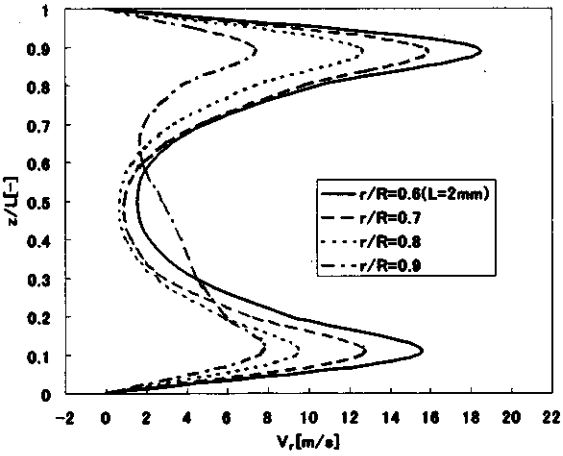
燃焼室厚さL[mm]	1,2,3
燃焼器入口空気温度[K]	300,500
空気流量[kg/s]	0.051～0.194
当量比[-]	0.4,0.6, 安定限界近傍

Tabel.2 Specification of UMGT by MIT[2)]

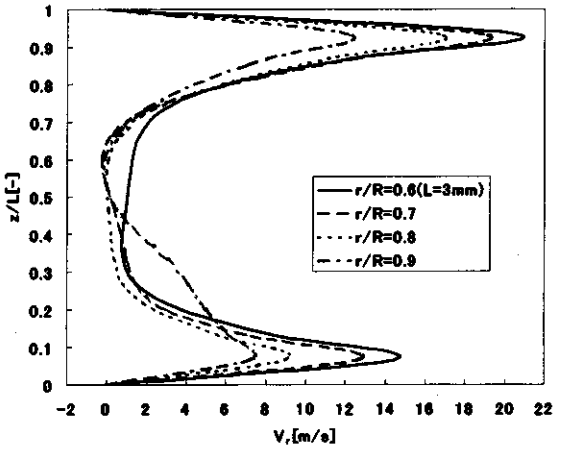
圧力比[-]	4
空気流量[g/s]	0.15
タービン入口温度[K]	1600
回転数[rpm]	2.4×10^6
出力[W]	16
燃焼負荷率[MW/(m^3·MPa)]	3000
燃料消費量[g/hr]	7



(a)L=1mm



(b)L=2mm



(c)L=3mm

Fig.3 Distribution of Radial Velocity

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

4．実験条件

Table.1 に実験条件を示す．また，Table.2 にマサチューセッツ工科大学(MIT)のグループが発表した UMGT の設計値[2]を示す．

本研究では実験条件を定めるにあたり，実験データの比較のため MIT の UMGT の設計値を参考にした．実験の空気流量は，本研究の燃焼室厚さが L=3mm で m_a=0.153g/s，ϕ＝0.4 の時に燃焼負荷率が 3000MW/(m^3・MPa)となる．燃焼室厚さ 1 mm，2mm，3 mmについて実験を行った．また，燃焼器上流に圧縮比 4，圧縮機効率 0.7 の圧縮機が使われると仮定した時，燃焼器の入口空気温度は 500K になるので，本研究では T_{in}=500K とした．また安定限界の測定では，比較のため T_{in}=300K でも実験を行った．

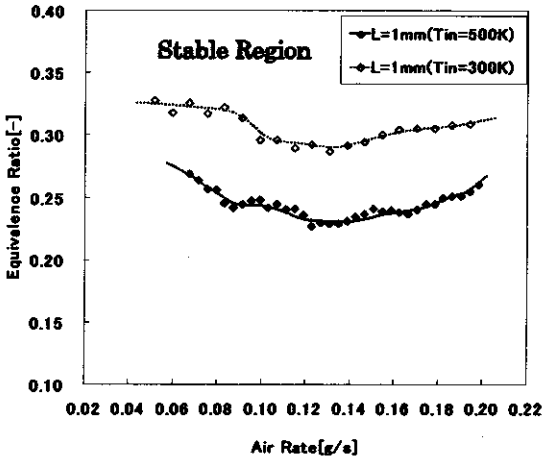
燃料として水素を用い，下流側を大気開放の条件で実験を行った．

5．数値解析

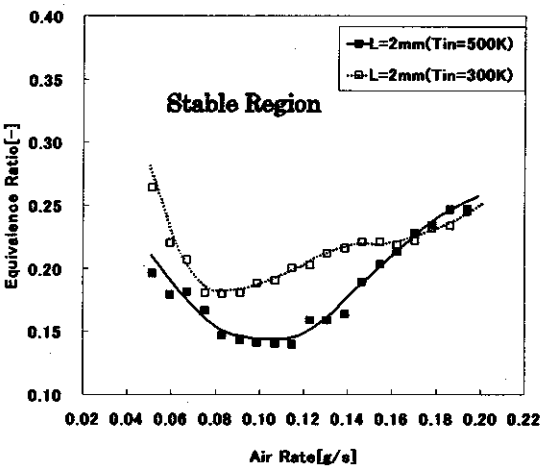
燃焼器が非常に小型で，燃焼器内部の状態を実験することが困難である．そこで，汎用数値計算ソフトウエアによる数値解析により燃焼器内部の流れの解析を行った．乱流モデルとして k－ε モデルを用い，燃焼モデルとして混合分率モデルを用い，断熱条件で計算を行った．また，入口条件として 0.1MPa, 500K とし，流量は m_a=0.153g/s，当量比は ϕ＝0.4 とした．

本研究の燃焼器では，予混合気が燃焼室の外側から噴射され，燃焼室内側の環状の出口に向かって流れていく．そのため，燃焼室内の火炎は燃焼速度と燃焼室内部の半径方向流速とが釣り合った位置に形成されると考えられる．そこで，Fig.3 に半径方向流速の軸方向分布を示す．Fig.3 において，横軸は半径方向内側へ向かう流速を正にとり，縦軸は軸方向位置 z を燃焼室厚さ L で無次元化した値をとり，z/L=0 が燃焼室底面，z/L=1 がエンドプレートとなる．また，r/R=0.5 が回転軸を想定した円柱壁，r/R=1.0 が燃焼器壁となる．

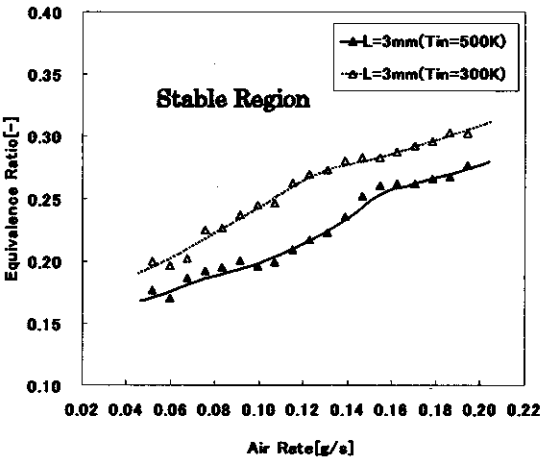
どの燃焼室厚さにおいても，z/L=0.1，0.9 付近において流速は極大値をとり，0<x/L<0.2，0.8<z/L<1.0 では速度勾配が激しく，燃焼場の場合火炎が吹き消えしやすくなると予測される．また，L=1mm では全域にわたり速度勾配が激しく，燃焼器厚さが厚くなるほど速度勾配は緩やかになり，L=3 mm では 0.2<z/L<0.8 において速度勾配はほとんどなく，流速も 2m/s 以下である．これより，L=2mm，3 mm では L=1mm に比べて火炎が保持され易いと考えられる．



(a)L=1mm



(b)L=2mm



(c)L=3mm

Fig.4 Lean Stability Limit

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

6. 実験結果，及び考察

6.1.火炎安定限界

6.1.1.流量と安定限界の関係

Fig.4 に各燃焼室厚さにおける火炎安定限界を示す．同一の燃焼室厚さにおける入口空気温度の影響についてみると，T_{in}=500K では T_{in}=300K に比べて反応速度が速くなるために，どの空気流量においても L=1mm では当量比で 0.1, L=2, 3mm では，0.05 程度火炎の安定性が良くなる．また，L=1mm においては，入口空気温度に関わらず空気流量が少なくなるに従い徐々に安定性が良くなる．しかし，m_a=0.12g/s 付近を境にそれよりも空気流量が少なくなると，希薄側の限界当量比が上がる．L=2mm では，入口空気温度に関わらず空気流量が少なくなるに従い徐々に安定性が良くなるが，T_{in}=300K では m_a=0.07g/s，T_{in}=500K では m_a=0.10g/s を境に，それより流量が少なくなると急激に限界当量比が上がる．L=3mm においては，入口空気温度に関わらず，空気流量が少なくなるに従い，限界当量比は下がっていく．

本研究の燃焼器では，火炎は燃焼速度と燃焼室内部の半径方向流速とが釣り合った位置に形成されると考えられる．また，燃焼室厚さが短いほど，燃焼室底面とエンドプレート への熱損失により，燃焼場において局所的に反応速度が遅くなる領域の割合が増加し，火炎が吹き消えしやすくなる．そして，その影響は単位体積当たりの発熱量が小さい流量の少ない条件で顕著になると考えられる．L=1mm の場合，空気流量を少なくしていき半径方向流速が遅くなると，火炎はより当量比が低い条件でも安定して火炎が維持される．しかし，m_a=0.12g/s 付近を境に，熱損失により反応速度が遅くなることの影響が大きくなり，火炎が吹き消え易くなり，限界当量比は上がると考えられる．L=2mm でも空気流量を少なくしていき半径方向流速が遅くなるに従い，火炎はより当量比が低くても安定して火炎が維持されるが，T_{in}=300K では m_a=0.07g/s，T_{in}=500K では m_a=0.10g/s を境に熱損失の影響が大きくなり，反応速度が遅くなることにより限界当量比は上がる．L=3mm では L=1mm，2mm に比べて熱損失により局所的に反応速度が遅くなる領域の割合は小さいので，空気流量を少なくして半径方向流速が遅くなるに従い，限界当量比は下がっていくと考えられる．

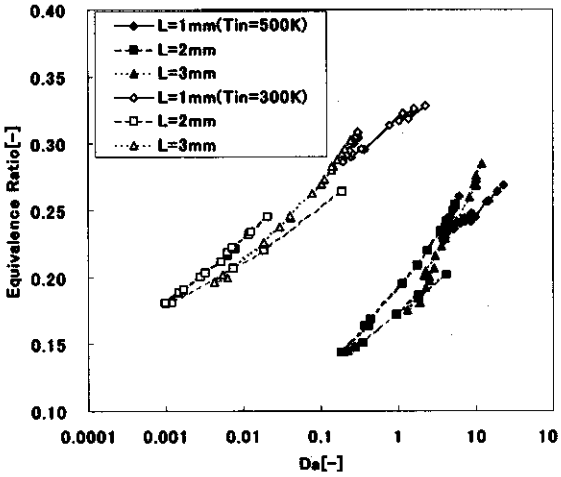


Fig.5 Relation of Damkohler Number and Equivalence Ratio

6.1.2.ダムケラー数と安定限界の関係

UMGT 用燃焼器では滞留時間が非常に短くなり，燃焼室内で反応に十分な時間が得られず，それによって火炎の安定性が大きな影響を受けることが考えられる．そこで，Fig.5 に安定限界でのダムケラー数と当量比の関係を示す．ここで，τ_f を滞留時間とし，τ_c を反応時間として，それらの比としてダムケラー数を式(1)のように定義した．

$$Da=\frac{\tau_f}{\tau_c}=\frac{V/Q}{[H_2]\Big/\left(1.8\times10^{13}\exp\left(-\frac{17614}{T}\right)[H_2]^{1.0}[O_2]^{0.5}\right)} \quad \cdots(1)$$

ここで，T：(断熱火炎温度＋燃焼器入口温度)/2[K]，V：燃焼室体積[m^3]，Q：T[K]での体積流量[m^3/s]とする．また，反応速度として N.M.Marinov[3]らの総括反応速度式を用いた．

Fig.5 より，どの燃焼器厚さにおいても T_{in}=300K では 0.001<Da<1，T_{in}=500K では 0.1<Da<10 となり，燃焼室内で十分な反応時間が得られないことが消炎の大きな原因であることがわかった．よって，反応速度が火炎の安定性に大きな影響を与えることがわかる．本研究の様な小型の燃焼器では，燃焼室壁面への熱損失が大きくなるため，燃焼場の温度が低下し，反応速度が遅くなってしまう．そのため，燃焼室の断熱性を向上させ，燃焼場の温度を高く保つことが重要である．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

6.2.燃焼器出口温度

Fig.6 に燃焼器出口温度と流量の関係を示す．燃焼器出口温度は T_{in}=500K の時のみ測定をした．また，燃焼器出口における最高温度を燃焼器出口温度とした．

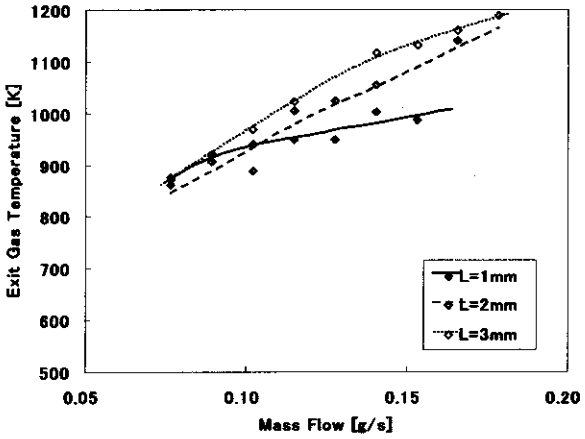
Fig.6 において，当量比 ϕ=0.6 の時，L=2mm，3mmでは流量が多いほど温度が高くなり，L=2mm,3mm ともに m_a=0.077g/s では 850K 程度だが，m_a=0.179g/s では 1200K 程度となった．L=1mm では流量が 2 倍程度増えても，燃焼器出口温度は 100K しか変化しない．流量が多い時は燃焼負荷率が高いので，単位体積当たりの発熱量が大きくなるが，燃焼器内の流速が速くなるために燃焼器壁への熱伝達率は大きくなる．また，燃焼器が小さくなると，燃焼器容積に対する燃焼器壁面積の割合が増加し，燃焼器壁からの相対的な熱損失量は増加する．よって，L=1mm では L=2mm,3mm のときに比べて燃焼負荷率は高いが，熱損失の影響が大きくなるため，出口温度の上昇が少ないと考えられる．

ϕ＝0.4 の時は，燃焼室厚さの違いによる燃焼器出口温度の差はほとんど見られなかった．燃焼室厚さが短いほど，同一流量における単位体積当たりの発熱量は大きくなるが，熱損失量も大きくなる．また，燃焼器出口での熱量は燃焼室内の発生熱量と燃焼室壁面への熱損失量の差である．よって，燃焼室厚さが変わることで同一流量における単位体積当たりの発熱量と熱損失量は変化するが，それらの差はほぼ等しくなるため，燃焼器出口温度の差がほとんど見られないと考えられる．

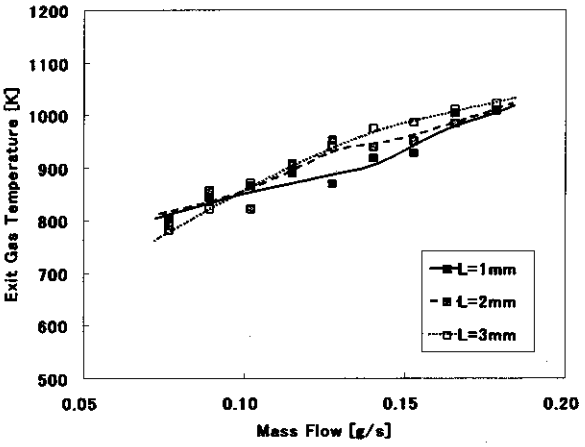
ϕ＝0.6 では断熱燃焼温度は 1990K，ϕ＝0.4 では 1580K で 400K の差があるが，燃焼器出口温度の当量比による差は最大で 200K 程度である．ϕ＝0.6 の方が燃焼速度が速いため，火炎の位置が ϕ＝0.4 に比べて半径方向外側の，燃焼室入口に近い位置に形成されると考えられる．そのため，ϕ＝0.6 では燃焼ガスが燃焼器壁面と接する面積が広くなるために，ϕ＝0.4 に比べて熱損失量が多くなり，当量比が上がったことによる出口温度上昇が少ないと考えられる．

6.3.圧力損失

Fig.7 に全圧損失率と流量の関係を示す．圧力損失は燃焼室厚さが厚くなると摩擦面が増えるため増加する．しかし，最も圧力損失が大きくなった L=3mm，m_a=0.153g/s でも圧力損失率は 0.027 であった．通常のガスタービンの圧力損失の許容値が 0.050 程度ということを考えると，本研究の燃焼器の圧力損失は十分に許容範囲であ



(a) ϕ=0.6



(b) ϕ=0.4

Fig.6 Gas Temperature at Combustor Exit

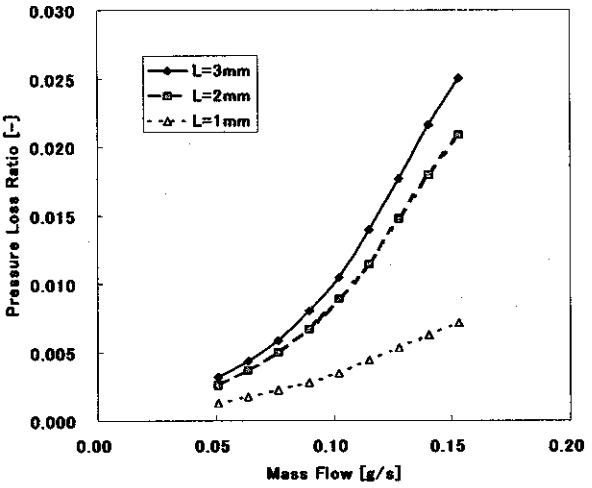


Fig.7 Pressure Loss Ratio

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ると考えられる.

7. 結言

本研究の燃焼器の燃焼特性として以下の知見を得た.

- 燃焼安定限界は T_{in}=500K のとき全ての燃焼室厚さにおいて希薄側限界当量比が ϕ =0.3 よりも低く，安定した燃焼が行われた.
- 燃焼安定限界は T_{in}=500K では T_{in}=300K のときに比べて，希薄側限界当量比が 0.05 程度下がった.
- 燃焼器出口温度は L=3mm で m_a=0.153g/s, ϕ =0.4 の時に 990K となり，燃焼室からの熱損失が極めて大きいことが明らかになった.
- 全圧損失率は最大で 0.027 であり，十分に許容範囲であることが確認された.

これより，本研究の燃焼器では燃焼器出口温度が低いことが問題であることがわかった．よって，今後は実験により燃焼器壁への熱損失について実験，及び熱損失を考慮した数値解析を行い，燃焼特性への影響を検証する.

参考文献

1) 室田慎介，渡邊亮太，川口修，超小型ガスタービンに用いる強旋回環状燃焼器の燃焼特性，第41 回燃焼シンポジウム講演論文集，211-212, 2003
2) C.M.Spadaccini, et. al, High Power Density Silicon Combustion Systems for Micro Gas Turbine Eengines, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30082
3) N.M.Morinov, et al., Detailed and Global Chemical Kinetics Model for Hydrogen, Transport Phenomena in Combustion, vol.1, Taylor and Francis, 1996

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

MGC部材適用燃焼器パネルの研究開発（1）

高温雰囲気中におけるパネル表面温度計測結果

*松本 匡史、葉狩 智子、西浦 建夫、木下 康裕（川崎重工業）

Research and Development on Gas Turbine Combustor Panel Utilizing Melt-Growth Composite Material (1)

The Measurement Result of Temperature Profiles for MGC Panel in High Temperature

*Kiyoshi Matsumoto, Tomoko Hagari, Tateo Nishiura, Yasuhiro Kinoshita(KHI)

ABSTRACT

It is known that MGC（Melt-Growth Composite） material maintains its mechanical strength at room temperature up to about 2000 K, which is ideal for the high temperature gas turbine. The purpose of the present study is to develop the innovative cooling structure of the gas turbine combustor liner with MGC material. The measurement system of temperature profile for MGC panel was manufactured and an intermediate evaluation test was conducted to obtain fundamental characteristics of MGC material. As the result, MGC panel was healthy and its surface temperature profile was obtained at the condition of 1770 K for flame temperature and no cooling air.

Key words:MGC, Gas Turbine, Combustor, High Temperature

1．はじめに

近年開発されたMGC（Melt-Growth Composite）材料[1]は、融点直下である1700℃の高温条件下においても、室温と同様の機械的強度を維持できる共晶複合材料であり、超高温耐熱材料として、その実用化が待ち望まれている。当該新材料を工業炉やガスタービン等の高温機器に適用し、更なる運転温度の上昇をはかることで、エネルギー効率に飛躍的な向上をもたらし、その需給構造の高度化に資するとともに、CO_2排出量の劇的な削減も可能となり、地球環境の保全にも資することができる。

しかしながら、MGCは耐熱性に優れる反面、脆性材料であり、さらに構造設計を実施する際に必要な高温雰囲気中における材料データが不十分である。このため、MGCを燃焼器・タービン翼などのガスタービン機器に適用するためには、信頼性の確保が重要な課題となる。また、信頼性を向上させるためには、MGC材料の開発だけでなく、MGCに適した構造設計技術の開発が重要であると考え、ガスタービン燃焼器を対象にMGCを適用するための技術開発を実施する必要がある。

そこで、本研究では、融点直下である1700℃までの実環境評価試験を通じて部材レベルでの超高温耐熱性を評価することにより、MGC創製・加工技術の確立をはかることを目的として、実環境評価試験を実施する。その第一報として、ガスタービン燃焼器にMGCパネルを適用することを想定した、高温雰囲気中におけるMGCパネル部材データを取得できる伝熱試験装置を設計・製作した。その試験装置を用いて、燃焼ガス温度を一定に保持した条件での静的燃焼試験を実施し、MGCパネル支持構造を評価する。さらに、上記試験にて取得したパネル表面温度分布データを用いて、MGC部材に発生する熱応力を数値的に解析し、部材強度を定量的に評価する。

2．試験装置

伝熱試験装置外観図を図1、MGCパネル取付部を図2に示す。燃焼ガス、冷却空気の温度や流量をパラメトリックに変化させるため、燃焼ガス、冷却空気の温度や流量を独立して調整できるようにしている。燃料はメタンを使用し、燃焼ガス（以下T2）

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

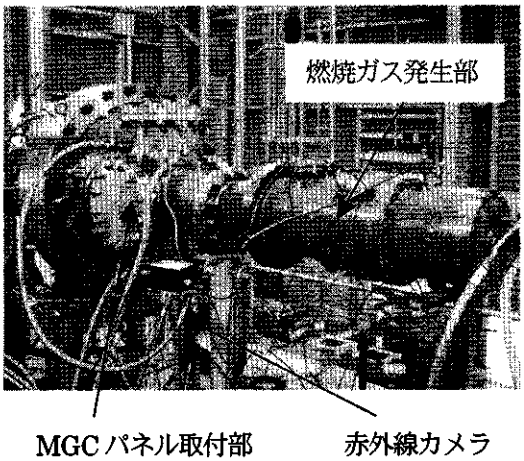


図1　伝熱試験装置外観図

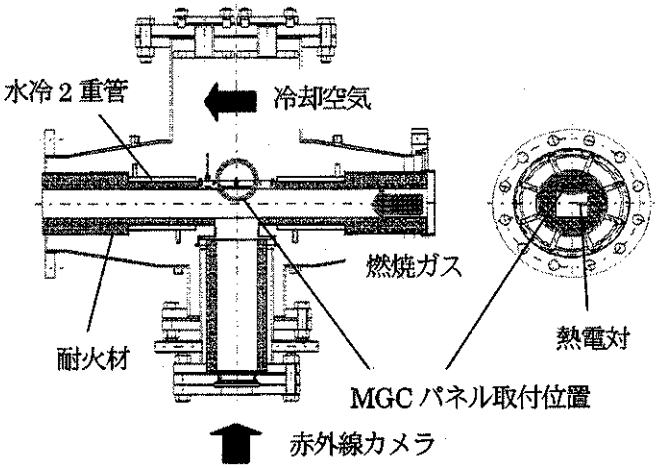


図2　MGCパネル取付部

は燃焼ガス発生部により最大 1700℃まで調整することが可能である。MGC パネル部材周辺は非常に高温の燃焼ガスにさらされるため、耐火材、水冷 2 重管構造とすることで十分な耐熱性をもたせた。MGC パネル部材は 75 mm×75 mm 矩形流路上部に取付けられている。燃焼ガス温度は MGC パネル部材と同一周上の流路中央に設置された R 型シース熱電対（φ1.0）により計測される。MGC パネル部材の対面側には観察窓を設け、赤外線カメラを用いて、MGC パネル部材の表面温度を計測した。

3．支持構造

セラミック系材料を使用する場合、熱応力などによる応力集中を増やさないためには支持部を増やさないことを原則と考える。そこで本研究では、図 3 に示すような最も単純な支持構造である中央一点支持構造を採用することとした。MGC パネルはスタッドでメタル母材に取り付けられており、スタッドはバネ等を用いて固定される。スタッド上部の割ピンを取り付ける際にバネは約 7Nの力で圧縮され、MGC パネル部材が冷却空気から受ける空気力（約 0.15～0.73N）に耐えられるような構造とした。MGC パネル部材とメタル母材との隙間は 2mm とした。

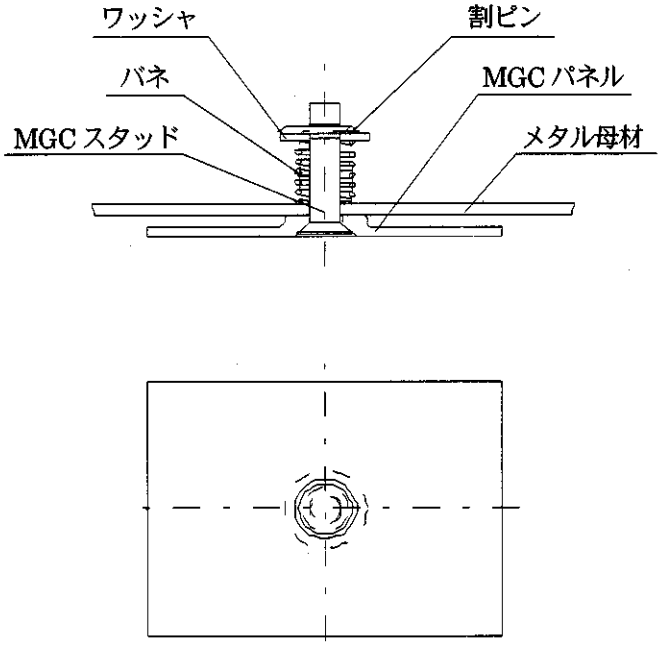


図3　支持構造（TYPE1）

表1　MGCパネル仕様

TYPE	MGCパネルとボスとの構造	形状	性状	引張応力 (MPa)	融点 (℃)	熱伝導率 (W/m·K)
1	一体	幅:46mm 長さ:60mm 厚さ:2mm	Al_2O_3/YAG	253 (1600℃)	1830	6.5 (700℃)
2	分割		Al_2O_3/GAP	400 (1500℃)	1760	7 (700℃)

使用したパネルの主な仕様を表 1 に示す。形状は単純な平板であり、寸法は幅 46 mm×長さ 60 mm ×厚さ 2 mm、組成は Al_2O_3／YAG、または Al_2O_3 ／GAP とした。

4．試験結果

4.1 MGC パネルとボス一体構造

図 3 に示す支持構造、および表 1 に示す仕様を有する TYPE1 を用いて MGC パネル機能確認試験を実施した。試験中は MGC パネルに急激な熱負荷を与えないため、図 4 に示すように燃焼ガス温度を T2=1500℃まで段階的に上昇させることとした。また、T2=1500℃から消火時までも段階的に温度低下させることとした。なお、図中の横軸は暖気開始を t=0 とした時系列、縦軸は T1：冷却空気温度、M1：MGC パネル裏側雰囲気温度、M2：メタル母材温度、Wa：冷却空気流量を示す。T2=1500℃におけ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

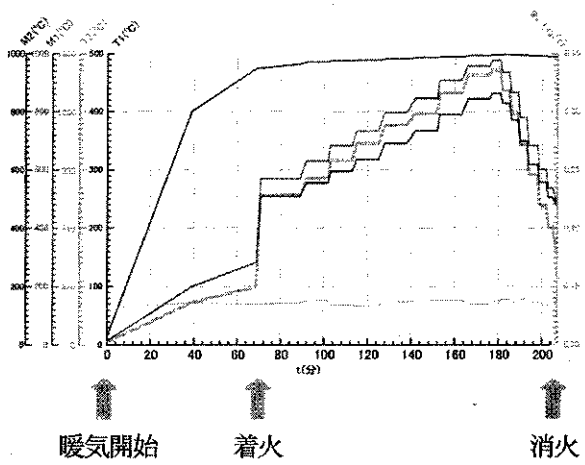


図4　時系列変化（TYPE1）

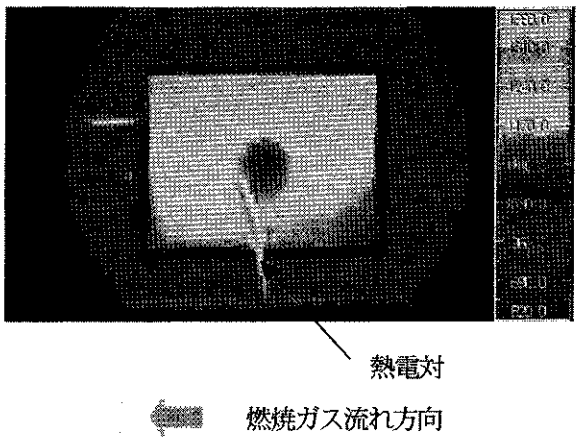
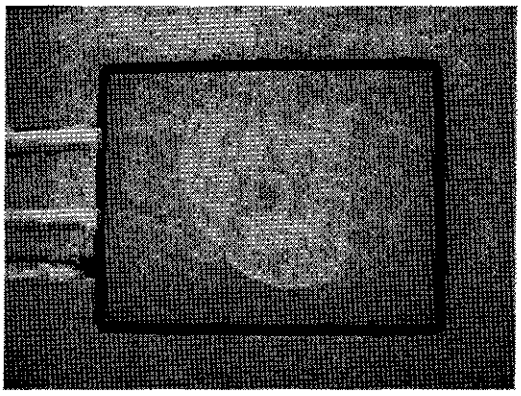
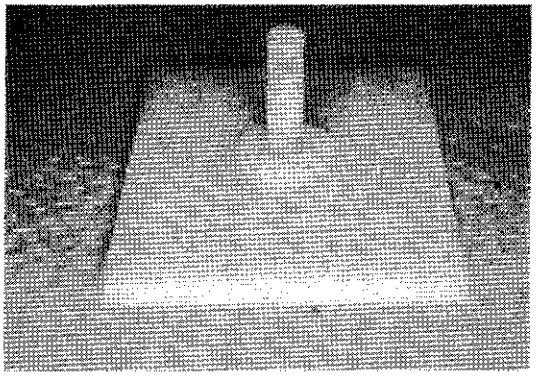


図5　パネル温度分布（TYPE1）



(a)



(b)

図6　MGCパネル（TYPE1、試験後）

るMGCパネル表面温度分布を図5に示す。この図より、スタッド先端温度が周辺のMGCパネル部分より約150℃低いことがわかる。試験後のMGCパネルを図6に示す。この図より、MGCボス部から切り込みが入るように割れ、さらにコーナ部から放射状に割れが進展していることがわかる。これらより、MGCパネル部材内部またはスタッド挿入部周辺に大きな熱応力が発生し、MGCパネル部材に割れが発生したと推測される。そこで、割れ発生の原因が熱応力とする仮説を検証するためＦＥＭ応力解析を実施した。

MGCパネル部材ボス部周辺における応力分布図を図7に示す。この図より、ボスコーナ部では半径方向応力が支配的で、発生応力は412MPaとなる。割れの方向と対応していないが、局部的に限界強度を超えるため、温度条件次第ではボスコーナ部が割れの起点である可能性がある。一方、ボス内面で周方向応力235MPaが発生している。これより、発生応力はパネルの引張強度（253MPa）とほぼ同程度であることから、温度条件次第では割れが発生した可能性も考えられる。したがって、割れ発生の主要因はボスコーナ部の温度勾配による熱応力と、ボス内面周方向の熱応力が割れの起点となった可能性として考えられる。

4.2　MGCパネルとボス分割構造

4.1より、ボスコーナ部には温度勾配による非常に大きな熱応力が発生していることが確認できたことから、それを回避するためにMGCパネルとボス部を分割した構造について検討することとした。また、スタッドは冷却空気の対流冷却による熱伝導によって温度低下し、スタッド先端と周囲のMGCパネル部とに温度差が生じていると考えられる。そこで、冷却空気に曝されているスタッド部を断熱材で覆うこととした。さらに、表1に示すようにAl_2O_3/GAPはAl_2O_3/YAGよりも引張応力が良好であることから、Al_2O_3/GAPを適用することとした。以上の対策を施した支持構造を有するTYPE2（図8参照）を用いて、MGCパネル機能確認試験を実施した。4.1と同様に、試験中はMGCパネルに急激な熱負荷を与えないため、図9に示すような燃焼ガス温度をT2=1500℃まで段階的に上昇させるこ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

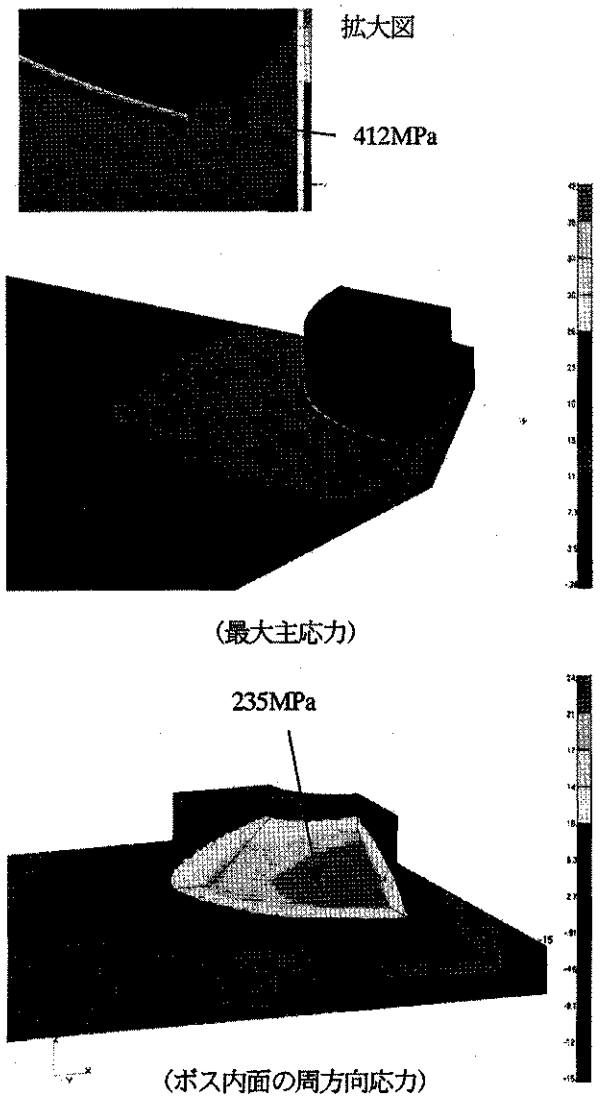


図7　応力分布図

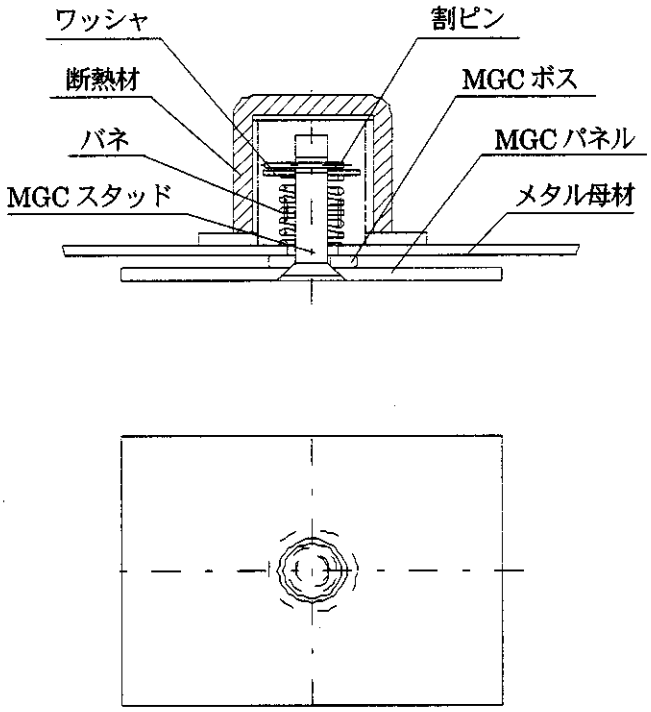


図8　支持構造（TYPE2）

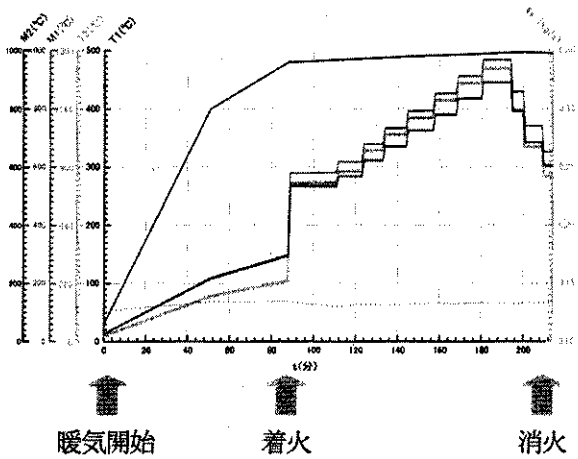


図9　時系列変化（TYPE2）

ととした。また、T2=1500℃から消火時までも段階的に温度低下させることとした。なお、図中における記号は 4.1 と同様とする。T2=1500℃における MGC パネル表面温度分布を図 10 に示す。この図より、TYPE1 と比較して、スタッド先端温度と周辺の MGC パネル部分との温度差が小さくなり、さらにパネル表面温度分布は平滑化していることがわかる。試験後の MGC パネルを図 11 に示す。T2=1500℃においてパネルに割れは確認されないことがわかる。

5．まとめ

融点直下である 1700℃までの実環境評価試験を通じて部材レベルでの超高温耐熱性を評価することにより、MGC 創製・加工技術の確立をはかることを目的として、実環境評価試験を実施したところ以下のことがわかった。

(1) TYPE2 の支持構造を有する MGC パネル部材であれば、T2=1500℃においても健全な状態を保持することが可能である。

謝辞

本研究開発は、経済産業省のエネルギー使用合理化技術開発補助事業による「超高温耐熱材料 MGC の創製・加工技術研究開発」について、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)との共同研究により実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいた NEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します

参考文献

1) Y. Waku et al., Nature, 389(1997)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

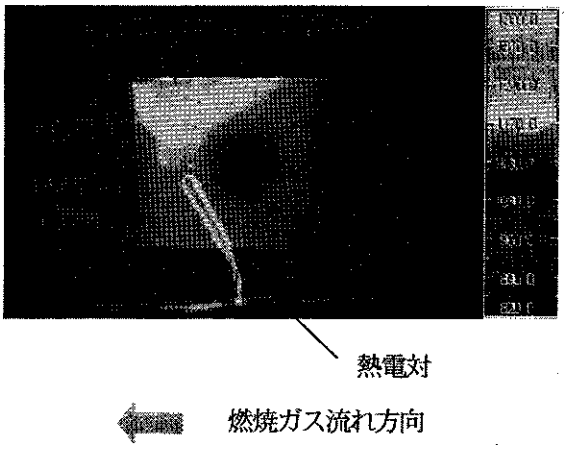


図 10　パネル温度分布（TYPE2）

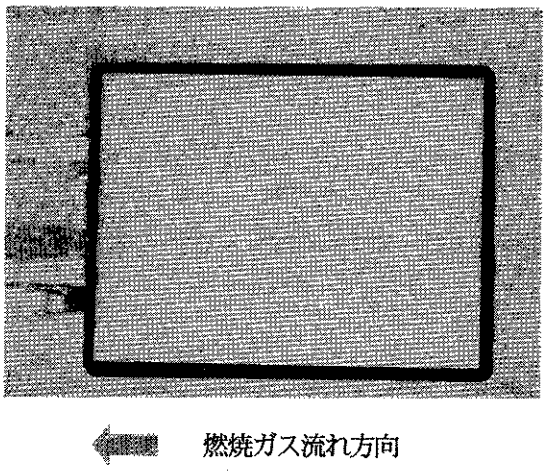


図 11　MGC パネル（TYPE2、試験後）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－17

小型発電機用ガスタービンに用いる環状燃焼器の燃焼特性

*荒木　進（慶大院），尾崎　隼平，川口　修（慶大理工）

Development of combustor of an ultra-micro gas turbine for a small conveyable generator

*Susumu ARAKI (Keio Univ.), Junpei OZAKI(Keio Univ.) and Osamu KAWAGUCHI(Keio Univ.)

ABSTRACT

A gas turbine operated to generate few 3kW electric power output is now developed under the fund of NEDO. The combustor for the gas turbine is very small compared to the conventional gas turbines for industrial or aero-engine use and various problems are coming out. One of the problems is lack of residence time to complete the chemical reaction and the other one si the increasing heat loss from the liner. An annular type combustor fueled by propane with 90 mm of outer diameter and 40 mm of inner diameter is now developed. The main fuel is premixed with air and supplied through narrow slits generating swirling flow. The premixed flame is stabilized by a lot of diffusion flame held at the inner side wall. At present the combustion stability is measured for various conditions, and the exhaust emission is also measure to evaluate the completeness of chemical reaction at the exit. For the convenience of the authors, an example of the manuscript for the Gas Turbine Conference of the Gas Turbine Society of Japan is shown.

Key words: Combustor, Turbine, Combustion, Stability

1．緒言

現在，我が国において生活の質の高度化に伴う民生用エネルギー消費の増大，特に家庭における電力消費が増加しつづけ国全体のエネルギー消費を押し上げている．そこで，新たな発電技術や発電システムの開発による総合的なエネルギー効率の向上が一つの大きな課題となっている．又，近年の地球環境の悪化により，NOxやSOxといった大気汚染物質やCO2の増加，省エネルギーへの意識が高まり，風力，太陽光，バイオマスなどの自然エネルギーや燃料電池，マイクロガスタービンによる分散型発電システムが注目を集めている．

こうした背景から，現在の大型火力プラントによる電力供給システムと比較して送電ロスがゼロでありさらにそこから得られる排熱を回収し有効利用することで約80%という高い総合熱利用効率を得ることができる分散型発電システムが期待されている．それに伴い，家電品のように誰にでも手軽に運転でき，どこにでも置けるマイクロガスタービン発電機が開発され始めた．このマイクロガスタービン発電機については，すぐれた環境性や小型で高出力を得られるという特徴から分散型電源としてだけでなく超小型軽量の移動用電源としても期待されており，更には熱交換器などの排熱回収機器を内蔵することによる暖房や温水器を兼ねた総合熱効率の高いコージェネレーションシステムとしての利用が注目されている．

そこで，将来的な超小型分散型発電システムやコージェネレーションシステム，超小型軽量の移動用電源への発展を見据え，本研究では，一般家庭の電力消費量とされる出力 3kW の小型発電システムへの搭載を想定した環状燃焼器の設計・製作を行った．燃料としては，液化が容易で可搬性に優れているプロパンを用いる．

まず，燃焼実験により得られる火炎性状や火炎安定限界・温度分布・排気組成などのデータからこの燃焼器における燃焼特性を把握する。そして火炎の安定性や燃焼効率、NOx排出量等に着目し総合的にこのシステムに最適な作動条件・範囲，燃焼方式，及び保炎バーナーが安定性にもたらす有効性について定量的に評価することを目的としている．

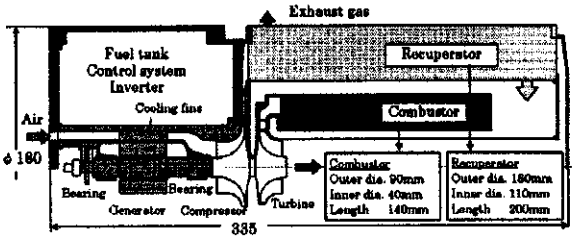
本報では，火炎長を短くできる予混合燃焼方式に加え安定性の確保のため保炎バーナーを用いた部分予混合燃焼方式において火炎安定限界，火炎性状及び排気組成を調べた実験結果の一部を報告する．

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2．実験装置及び実験方法

2.1　実験装置



Regenerative Gas Turbine

Turbine Inlet Temperature	1223K	Output Power	3kW
Compressor Pressure Ratio	2.5	Dry Weight	15kg
Rotational Speed	235000rpm		

Fig.1 system specification and outline

Fig.1 は本研究のベースとなる 3kW 級小型発電システムの全体概略図とその基本仕様である．

本研究では，この小型発電システムを想定した燃焼器の設計を行い，この仕様・条件に基づいて実験条件を決定し燃焼実験を行う．

Fig.2 に設計・製作を行った燃焼器モデル断面図を示す．このシステムにおいて燃焼器の中央部は排気が通る仕組みとなっており燃焼器の形状は環状であるため，本研究では火炎安定性の確保，さらに圧力損失の低減をねらい軸流スワーラーを用いることとした．空気は燃焼器底面中央部から供給され，燃料は燃焼器底面に設けた直径 4mm の 8 箇所の供給口より導かれる．さらに，燃料供給口については燃焼器内予混合チャンバー直前へ導かれるものと，軸流スワーラー上部に設けた保炎バーナー部へ導かれるものとに分かれておりおのおの 4 箇所ずつある．これらは任意にその供給流量を変更できる仕組みとなっている．

又，保炎バーナー部については保炎効果を調べるために燃料噴射角度を 0°，30°，45° にそれぞれ変えることができるようになっており径 φ1.5 の噴射口が 8 箇所ずつ設けられている．さらに，保炎バーナー上部の幅を大きくとり安定した循環流領域の生成により高負荷燃焼においても安定した火炎が形成できるよう工夫した．

燃焼器外筒はステンレス管，石英ガラス管へと実験の目的に応じて変更ができる．

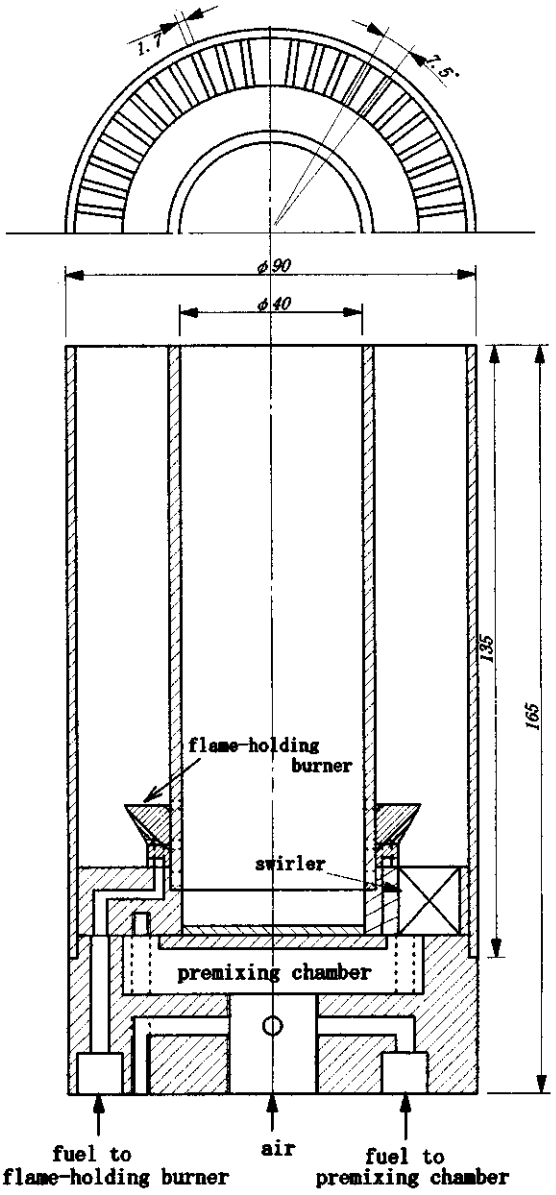


Fig.2　Combustor model

2.2　実験方法

Table1 に世帯あたりの用途別仕事量を示す．これを基にこの発電システムが一般家庭等で用いられることを想定し部分負荷 1.5kW から全負荷 3kW の出力範囲を実験条件とした．これよりシステム全体のサイクル計算から空気流量を 12.67～26.14 [g/s] (=640～1320[l/min]) に設定した．

ここで，本実験においては空気を予混合側から供給し燃料は保炎バーナー側からのみ供給したいわゆる拡散燃焼状態から，空気および燃料を予混合気として予混合側から供給し保炎バーナー側からの燃料供給は無いいわゆる予混合燃焼状態を両極端として，保炎バーナー側および予混合側の両方から燃料を供給する部分予混合燃焼を対象としている．

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table1 amount of electric load classified by home use (2000 年)

[2000]	MJ/year/household	kW/household
air conditioning, heating	14022	0.445
(Air conditioning)	1043	0.033
hot-water supply, cooking room	13276	0.421
(cooking room)	3144	0.099
lighting, power, others	16546	0.525
total	48031	1.523

当量比については予備実験の火炎安定限界測定結果より，拡散燃焼及び予混合燃焼それぞれの安定限界当量比の収束値である 0.1～1.0 を今回の実験における当量比範囲とした．燃焼筒は火炎性状の撮影時のみ観察の容易性を考え石英ガラス管を用いた．それ以外の場合は，外壁面からの冷却を抑制する目的で断熱材を巻いたステンレス管を用いた．燃料噴射角度は今回 30° としている．又，実験は常温・常圧にて行った．

火炎安定限界測定については，予混合側の当量比を一定とした時の空気流量及び予混合側燃料流量に設定し，バーナー側の燃料流量を下げていき火炎が吹き消えた点を安定限界当量比とした．さらに，予混合側の当量比を変化させ、拡散燃焼から予混合燃焼に至る間におけるさまざまな燃焼形態での火炎安定限界の変化及び排気組成を調べた．

排気組成測定については，各条件において NOx，UHC，CO，CO2，O2，の測定を行った．測定機器はそれぞれ NOx 分析計（島津製作所製 NOA-305A），炭化水素計（島津製作所製 HCM-1B），CO・CO2 計（島津製作所製 CGT-10-1A），O2 計（島津製作所製 POT-101）を用いた．炭化水素計についてはその特性上全ての未燃炭化水素を CH4 換算として表されるが，この値を UHC として用いた．

今後，他の噴射角度 45° 90° 及び入口空気温度を上げた条件においても同様に実験を行う予定である．

3．実験結果及び考察

3.1 火炎安定限界

この燃焼器における燃焼特性及び保炎バーナーの有効性を把握するために火炎安定限界測定を行った．Fig.3 に横軸を予混合側当量比，縦軸を保炎バーナー側燃料流量，パラメーターを空気流量とした火炎安定限界を示す．又，パラメーターとしては予混合側の当量比としており．つまり 0 が拡散燃焼でありこの値が増加するに従い予混合燃焼へと近づいていく．

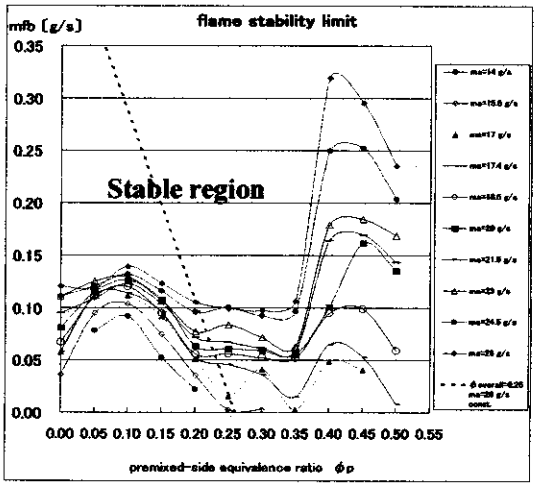


Fig.3 flame stability limit

システム全体で想定する総括当量比が 0.26 であるのでその近辺である φp=0.2 付近までの結果について考察する．

このグラフから，まず空気流量が増加するに伴い安定限界を示す保炎バーナー側燃料流量がどの φp においても一様に高流量側に移行する．これは空気流量が増加するに伴い予混合火炎の吹消えが起こり易くなり火炎の保持にあたり保炎バーナーからのより多くの燃料供給が必要となったためだと考えられる．又，予混合側当量比の増加に伴いどの空気流量においてもある一定の傾向が読み取れる．φp=0.05～0.1 付近にピークを持ち φp=0.2～0.35 辺りに収束域が見られる．φp=0.05～0.1 付近のピークについては後述する火炎写真からも読み取ることができ，保炎バーナー上以外の火炎は吹消えており安定した火炎の生成には保炎バーナーからより多くの燃料供給が必要であることが分かる．この理由としては，予混合側当量比 φp=0.05～0.1 付近では予混合気が希薄であるためにうまく火炎が伝播できないためであり，総括当量比を一定とした場合相対的に保炎バーナー側の燃料流量が減少したためだと考えられる．φp=0.05～0.1 付近のピーク及び収束域における詳細な考察については今後の測定結果により考察していく．

3.2 火炎性状

この燃焼器における燃焼特性の一つとして各条件における火炎の変化を調べるために火炎性状の直接写真撮影を行った．Fig.4，Fig.5 にそれぞれ総括当量比を 0.2，0.25 で一定とした時の代表的な火炎写真を示す．保炎バーナーの狙いどおりバーナー上部において明らかな循環流領域の生成が見られた。

これらの図から，まず空気流量が増加するに伴

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

いスワーラー直後に保持されていた火炎が保炎バーナー上部に保持されるようになった．これは空気流量の増加に伴い保炎バーナー上部に安定した循環流領域が生成されることで，これが点火源となりスワーラー直後にあった火炎が吹き消えても全体として安定した火炎が保持できたのだと考えられる．又，保炎バーナー上部の輝炎は青炎に変化している．これは空気と燃料の混合がスワールにより促進されたためだと考えられる．さらに，予混合側の当量比を拡散燃焼の状態から増加させていくにつれバーナー上部の輝炎が青炎へと変化している．これは予混合側当量比の増加に伴う予混合気の相対的増加により徐々に予混合火炎へと近づいたためだと考えられる．

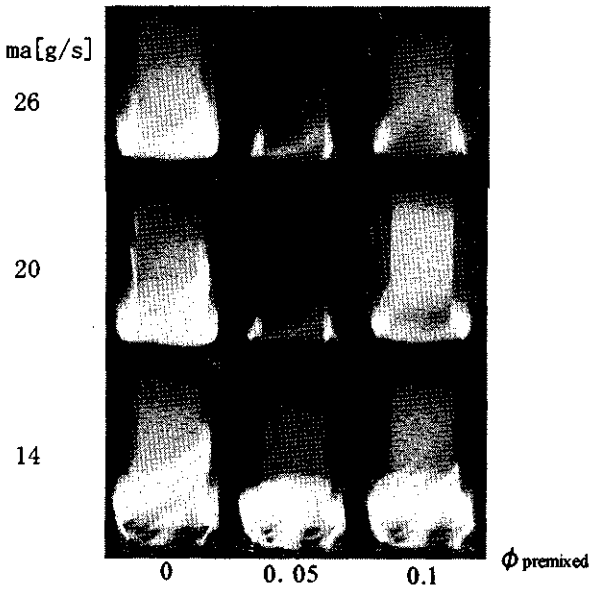


Fig.4 flame appearances（φ＝0.2 const.）

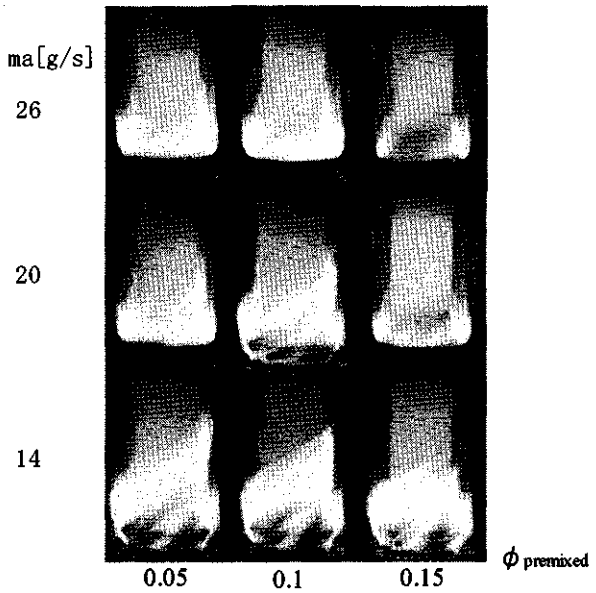


Fig.5 flame appearances（φ＝0.25 const.）

3.3 排気組成

この燃焼器における燃焼特性の一つとして各条件における排気組成の測定を行った．以下に総括当量比φoverall=0.25 における各条件における UHC 及び CO の排気特性を示す．Fig.6，Fig.8 は空気流量 ma=26g/s 一定であり，Fig.7，Fig.9 は予混合側当量比φp=0.1 一定である． 又，横軸を代表長さＲで割った測定位置，縦軸を排出濃度 ppm，パラメーターを予混合側当量比φp 及び空気流量としている．

Fig.6，Fig.8 より，空気流量の増加に伴い UHC，CO 共に増加の傾向を示す．これは，空気流量の増加に伴う滞留時間の減少や火炎写真からも見られる通り火炎の部分的な吹消えにより未燃炭化水素ＵＨＣや反応中間生成物の CO がそのまま排気として出てきたためだと考えられる．又、Fig.7，Fig.9 より部分予混合燃焼において予混合側当量比φp の増加に伴い UHC も増加し CO を除き増加する．これは，総括当量比が一定の場合φp の増加に伴い相対的に保炎バーナー側燃料流量が減少し予混合火炎へと近づくことで火炎の吹消えが起きやすくなったためだと考えられる．φp=0.15 については CO は 700ppm でほぼ一定の値となっている．これは，CO が燃焼反応によって生じる中間生成物であり，この条件では火炎がほぼ存在しないためにどの位置においても微量しか排出されなかったためだと考えられる．

測定位置に着目すると，空気流量一定条件においてもφp 一定条件においても UHC，CO 共に中間位置である r/R=0.77 において一番小さく次に燃焼筒内壁側である r/R=0.66，そして燃焼筒外壁側である r/R=0.88 の順に大きくなっている．これは，中間位置では火炎が存在している位置であり UHC 及び CO は燃焼に使われほぼ存在せず，燃焼筒内壁側では UHC 及び CO は循環流領域の未燃炭化水素及び中間生成物として存在し，燃焼筒外壁側では火炎の吹消えにより未燃炭化水素 UHC や反応中間生成物の CO がそのまま排気として多量に出てきているためだと考えられる

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

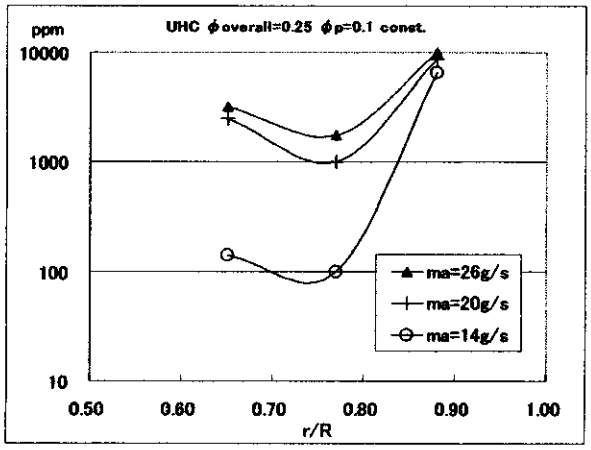


Fig.6 UHC emission characteristics

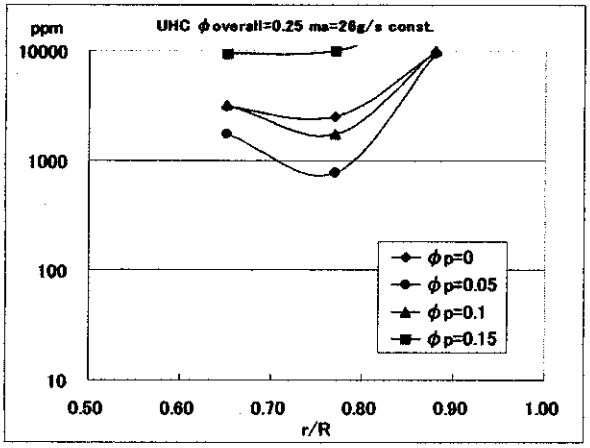


Fig.7 UHC emission characteristics

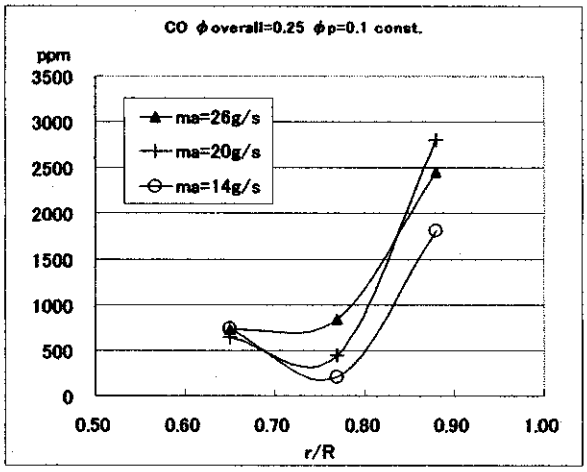


Fig.8 CO emission characteristics

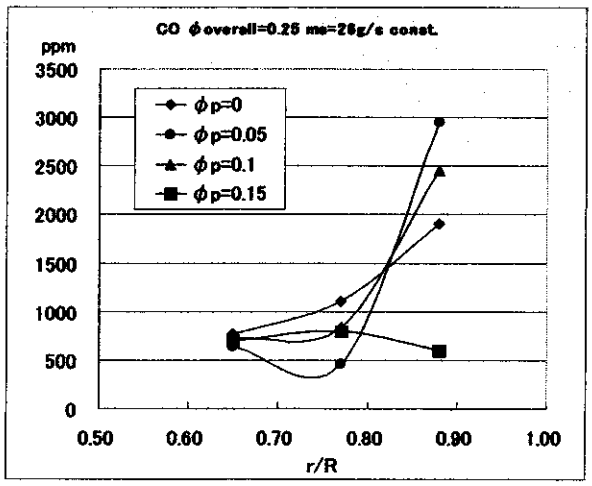


Fig.9 CO emission characteristics

4. 結言

小型携帯用発電システムを想定した旋回流環状燃焼器を用いた燃焼実験による火炎安定限界・火炎性状・排気組成の測定により現在までに以下の結果が得られた.

1) 空気流量が増加するに伴い安定限界を示す保炎バーナー側燃料流量がどのφpにおいても一様に高流量側に移行する.
2) どの空気流量においても予混合側当量比の増加に伴いφp=0.05～0.1付近にピークを持ちφp=0.2～0.35付近に収束域が見られる.
3) 空気流量が増加するに伴いスワーラー上部に保持されていた火炎が保炎バーナー上部に保持されるようになり,保炎バーナー上部の輝炎は青炎に変化する.
4) 予混合側当量比を増加させていくにつれ保炎バーナー上部の輝炎が青炎へと変化する.
5) 空気流量の増加に伴いUHC, CO共に増加の傾向を示す.
6) 部分予混合燃焼において予混合側当量比φpの増加に伴いUHCも増加しCOを除き増加する. φp=0.15についてはCOは700ppmでほぼ一定の値となっている.
7) 排出濃度は,空気流量一定条件でにおいてもφp一定条件においてもUHC, CO共に中間位置であるr/R=0.77において一番小さく次に燃焼筒内壁側であるr/R=0.66, そして燃焼筒外壁側であるr/R=0.88の順に大きくなっている.

今後, 内部温度分布・内部排気組成の測定及び保炎バーナー部燃料噴射角度・入口空気温度を変化させた場合において同様の測定を行っていく.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

又，ここまでの排気測定結果より外壁面近傍における UHC の排出を防ぎ保炎バーナー上での燃焼を促進する目的として下流域でのプレートの設置を検討中である.

参 考 文 献

1) 日本機械学会〔No. 02-7〕第8回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集〔'02. 6. 18, 19, 東京〕
2) 日本ガスタービン学会誌 Vol. 30 No. 4 2002. 7
3) Honda R&D Technical Review Vol. 15 No. 2 (October 2003)
4) 住環境計画研究所：家庭用エネルギーハンドブック：省エネルギーセンター：1999 第1版
5) http://www-atm.jst.go.jp:8080/pict/01/01020310/05.gif
6) 水谷幸夫 燃焼工学 森北出版 1977

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－18

小型ジェットエンジン用圧力噴射弁による液体燃料の微粒化状態

*清水　大輔（工学院大院），壹岐　典彦，江原　拓未（産総研）

The atomization of the liquid fuel by the pressure injector for small jet engines

*Daisuke SHIMIZU (Graduate School, Kogakuin University), Norihiko IKI, Takumi EBARA (AIST)

ABSTRACT

The atomization phenomena of liquid fuel with the pressure injector for a small jet engine were investigated. The spray similar to hollow cone spray is observed on the condition that injection pressure Pi is 0.20MPa, and the spray similar to solid cone spray is observed on the condition that Pi is below 0.15MPa. Spray angle is about 35-50 degrees. Sauter mean diameter SMD is about 30-70μm on the condition that Pi is over 0.10MPa, and SMD is about 150μm on the condition that Pi is 0.05MPa. On the condition that Pi is over 0.10MPa, velocity of the spray decreases with the increase of distance from nozzle exit Lx. On the condition that Pi is 0.05MPa, velocity of the spray increases slightly with the increase of Lx. SMD of the spray is estimated to be over 150μm in the case that a small jet engine starts up.

Key words: Small jet engine, Pressure injector, Laser measurement, PIV, Liquid atomization

1．緒論

自動車用過給機の回転部分であるラジアルタービンと遠心圧縮機の間に燃焼器を取り付けた簡単な構造をもつ小型のジェットエンジンが開発され，模型飛行機用の推進機関として使用されている[1]．それに伴い，大学で機械工学実験の教材としてこのエンジンが取り入れられ[2]，運転上の安全と近隣住民への騒音と排気ガスによる影響について調べた結果が報告されている[3]．また，このような小型のジェットエンジンの推力増加を目的とした研究も行われ報告されている[4]．独立行政法人産業技術総合研究所においても，ソフィアプレシジョン製J-850 を用いてマイクロセラミックガスタービンの研究が進められ，今後もこのような小型のジェットエンジンを用いた教育・研究が増えるものと考える．しかし，このような現状にありながら小型ジェットエンジン用燃料噴射弁の微粒化状態を把握している教育・研究機関が少ないのが現実である．燃料噴射弁の微粒化状態を把握することは燃焼状態，強いてはジェットエンジン全体の性能を把握することに役立つ．

このような観点から，本研究では，その手始めとして小型ジェットエンジン用圧力噴射弁の微粒化状態を調べたので報告する．

2．主な記号

Lx：噴孔出口からの距離　mm

Pi：噴射圧力　MPa

SMD：ザウタ平均粒径　μm

Dn：噴孔径　mm

3．実験装置

供試噴射弁には，ソフィアプレシジョン製J-850に装着されている燃料噴射弁を使用した．図 1 に噴射弁の外観と噴孔拡大写真を示す．この噴射弁はジェットエンジンのベアリングハウジング周上に内径 ***Dn*** が約 0.2mm の噴孔が 10 個設けてある構造になっている．内部の構造を図 2 に示す．燃料ポンプから圧送された液体燃料がスパイラル溝で旋回力が付与されて外側リングの噴霧孔で圧縮され半球面状凹部で急激に拡散される際に，微粒化されてソリッドコーン状に噴射される仕組みになっている．

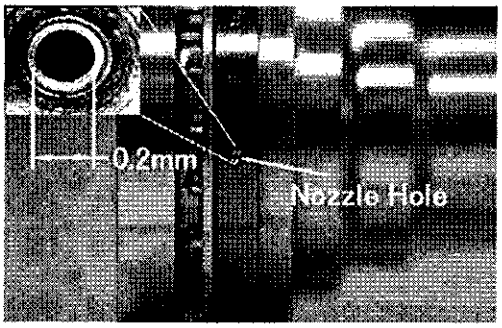


Fig 1　Appearance of injector

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

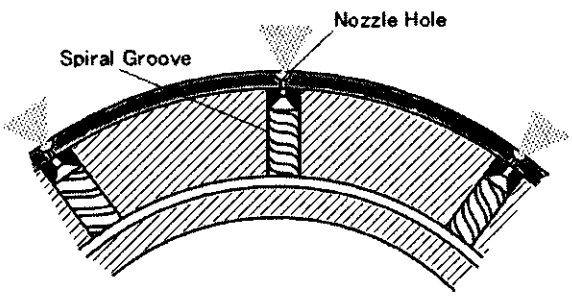


Fig 2　Internal structure of injector

我々は個々の噴孔の微粒化状態を調べるために図 3 に示すようなアルミニウム製のノズルカバーを製作し，ゴム板を間に挟んで噴射弁全体を覆い，単孔から噴射される噴霧の微粒化状態を観察できるようにした．

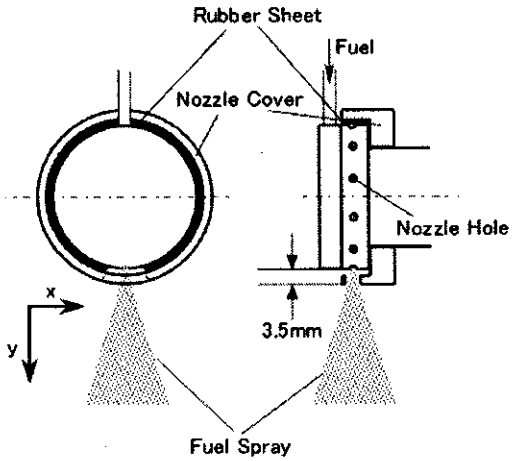


Fig 3　Setting of injector

実験は，灯油とホワイトガソリンが 7:3 の体積割合で混合された燃料（Sophia Turbo Jet Fuel）を使用し，噴射圧力 ***Pi*** は 0.05MPa から J-850 のフルスロットル時の噴射圧力に相当する 0.20MPa とし，鉛直下方向に噴射した．雰囲気圧力は大気圧とした．燃料密度は，測定した結果 746.2kg/m^3(室温)であった．燃料流量は，体積法により測定した．また測定結果より流量係数を算出した．流量係数算出時の噴孔径は顕微鏡(KEYENCE VH-501)を用いて測定を行った結果，0.20mm とした．微粒化状態は周方向右側方より YAG レーザ(ニューウェーブ Solo120)の厚さ 2.5mm，波長 532nm のシート光を照射し，デジタルカメラ（Nikon D1x，3008×1960 ピクセル）にてシート光断面写真法により撮影した．

噴霧液滴径はレーザ粒度分布測定装置(東日コンピューターアプリケーションズ LDSA1500A)を用いて，レーザ回折法により測定を行い，ヒストグラム・モードを用いてザウタ平均粒径 ***SMD*** 求めた．噴孔からの距離 ***Lx*** は 10mm~80mm で測定を行った．

噴霧の移動速度は，ビデオカメラ(フォトロン FASTCAM-X1280PCI，1280×1024 ピクセル，8bit モノクロ)と YAG レーザによる側方照明で PIV により測定した．発光タイミングはパルスディレイジェネレーター(BNC Model555-8c)を用いて調整し，フレームストラドル法で撮影した．PIV 処理には TSI 社製 Insight3 を用いた．

4．実験結果と考察

燃料流量の測定結果と流量係数の算出結果を図 4 に示す．燃料流量は ***Pi*** が低くなるにつれて小さくなっている．J-850 の仕様上では最大燃料消費量が 270cc/分とされているので，これを 1 個の噴孔からの質量流量に換算すると 0.34g/s になり，実験結果と比較すると ***Pi***=0.20MPa の条件とほぼ同程度となった．流量係数は逆に ***Pi*** が低くなるにつれて大きくなっているのがわかる．これは，***Pi*** が低いとノズル出口付近で噴流があまり縮流せずに噴射されているからだと推察できる．

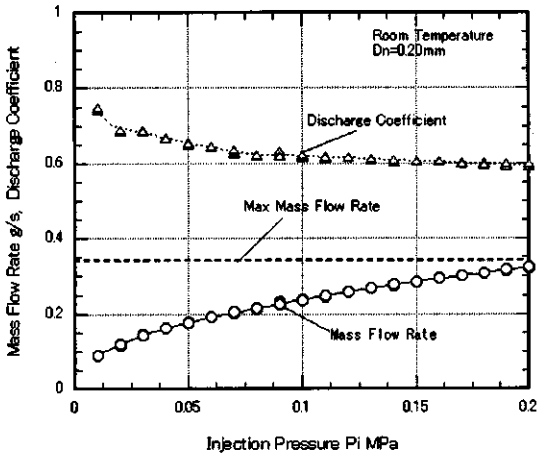


Fig 4　Mass flow rate and discharge coefficient

図 5 に微粒化状態を示す．***Pi*** が高くなるにつれて噴霧が密になっているのがわかる．また，***Pi***=0.05MPa で ***Lx***=5mm 付近で液柱から液滴に微粒化している他はノズルカバー内すなわち ***Lx***=3.5mm 以下で微粒化が始まっていると推察できる．

写真撮影結果から噴霧角を求めた．噴霧角はノズル出口から下流まで一様でなく，位置によって異なるので，本研究では ***Lx***=18mm を噴霧角測定位置とした．***Lx***=18mm というのは，この噴射弁をエンジンに取り付けたときに噴射された燃料が燃焼器外筒壁に衝突する位置である．噴霧角の測定結果を図 6 に示す．***Pi*** が高くなるにつれて噴霧角が広くなっているのがわかる．これは，***Pi*** が高くなると噴射弁内部のスパイラル溝を燃料が通過する際に速度が増大し，接線方向の速度成分が増大す

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

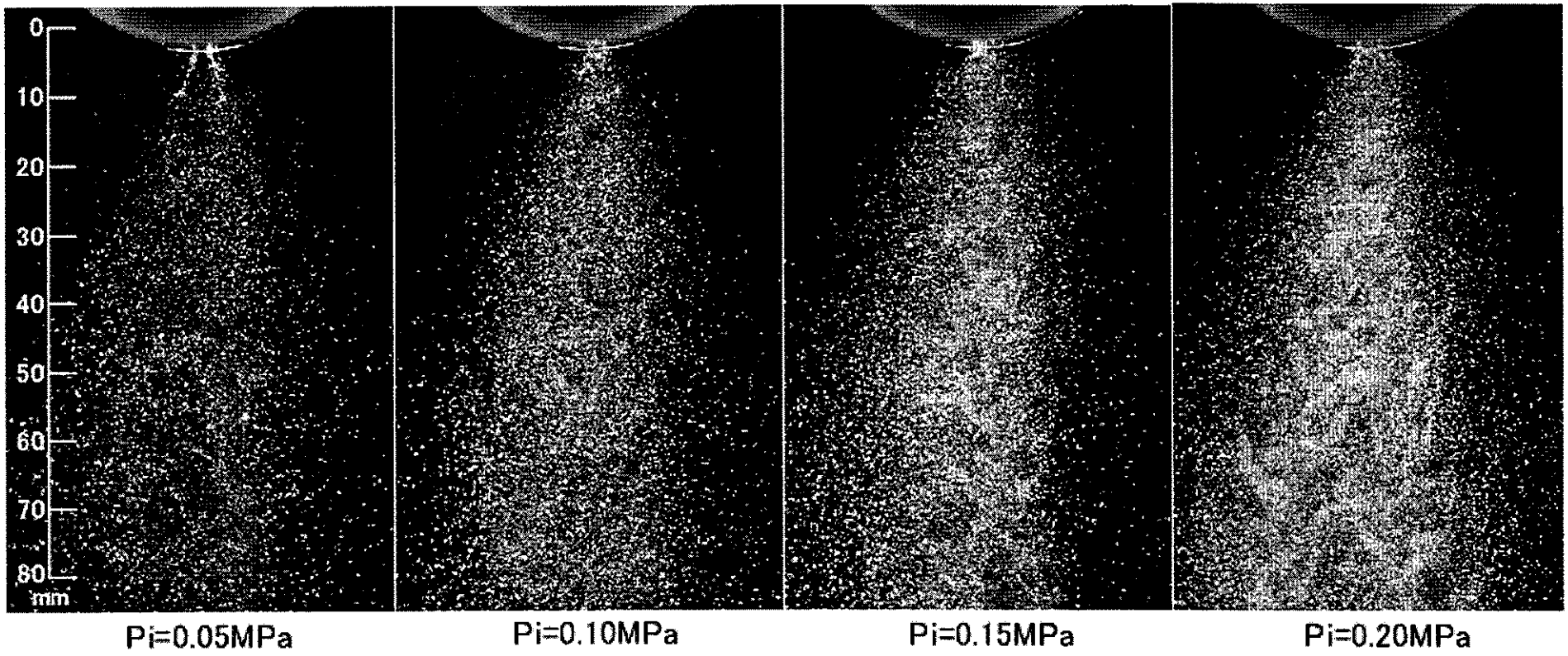


Fig 5 State of atomization

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

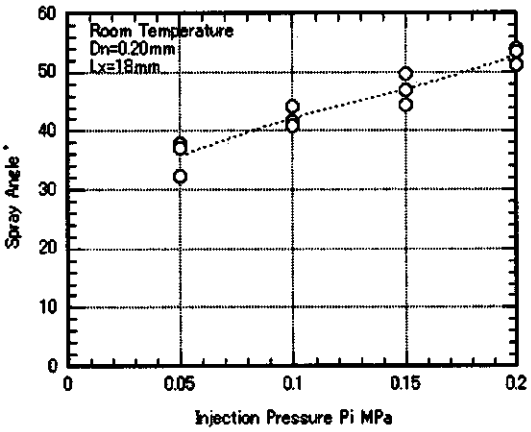


Fig 6　Splay angle

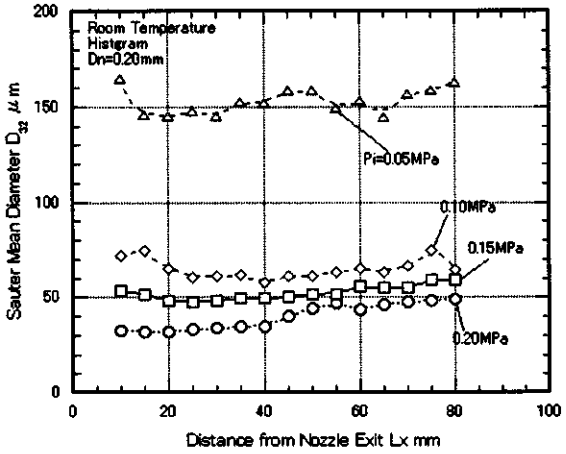
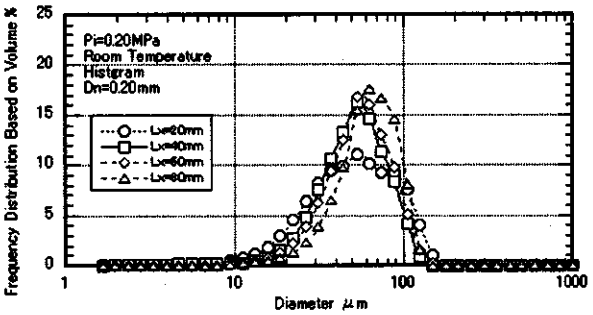


Fig 7　*Pi* vs Sauter mean diameter

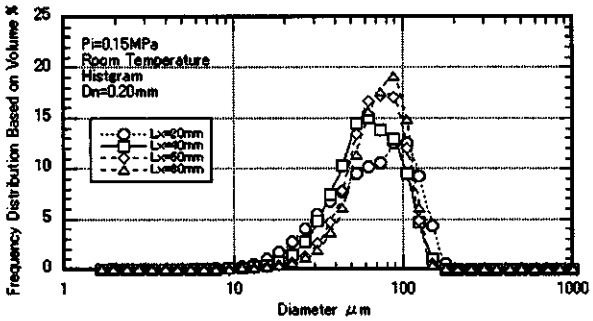
るためであると推察できる．

噴霧液滴径の計測結果を図 7 に示す．***Pi*** が高くなるにつれて，***SMD*** が減少している．***Pi***=0.05MPa の低い条件では***SMD*** が他の条件と比べて大きくなっている．これは，燃料が噴射弁内部のスパイラル溝を通過する際に ***Pi*** が高い条件では強い旋回力が付与されるが，***Pi*** が低くなると旋回力が弱まり微粒化が完全ではないため噴霧が不安定になるのだと推察できる．***Pi*** が低くなるにつれて，***Lx*** の変化に対して***SMD*** にばらつきがみられるのもこのためであると推察した．

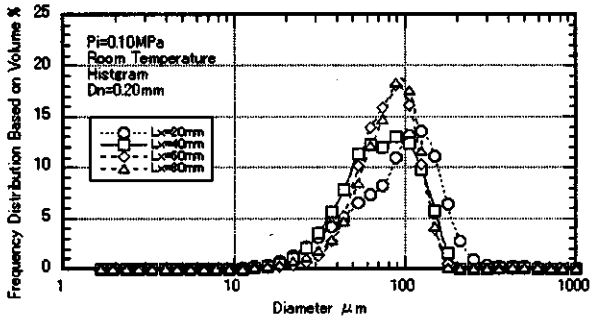
この結果を詳しく考察するために噴霧全体の粒度分布を図 8 に示す．***Pi*** が高い条件では，***SMD*** が小さい側に粒度分布が広がり，***SMD*** が大きな側の粒度分布が少なくなっているのがわかる．また，***Lx*** が小さいほど粒度分布の広がりが大きい．逆に ***Pi*** の低い条件では ***SMD*** が大きく，噴霧全体にわたって粒度分布に大きな変化がないのがわかる．これは，燃料が噴射弁内部のスパイラル溝を通過する際に ***Pi*** が低い条件では，通過速度が遅くなり旋回力が弱く液膜が薄くならずに燃料の微粒化が促進できないまま噴孔から噴射されるためだと推察



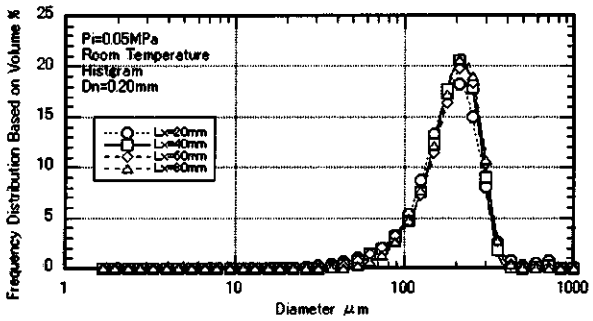
(a)　***Pi***=0.20MPa



(b)　***Pi***=0.15MPa



(c)　***Pi***=0.10MPa



(d)　***Pi***=0.05MPa

Fig 8　Particle size distribution

した．図 5 で ***Pi***=0.05MPa の条件だけが噴孔から噴射された後に液柱から微粒化されており，このことを顕著に表している．また，***Pi*** が高い条件では，スパイラル溝が微粒化の促進に役立っているが，十分薄い液膜となるには旋回力が弱く，大きな液滴が残ってしまうためにこのような粒度分布になるものと推察できる．

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

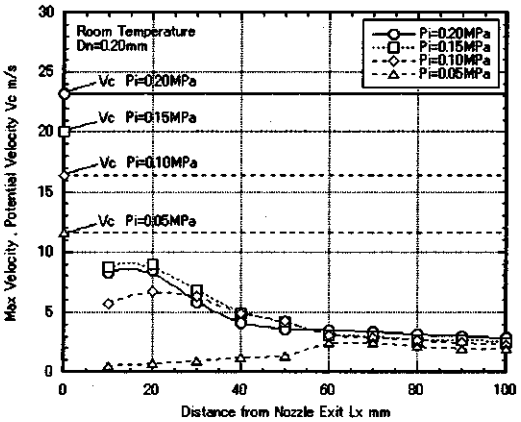


Fig 9　Maximum volume of mean velocity

噴霧の移動速度を PIV により測定した結果を図 9 に示す．移動速度は 512 組分の画像を処理して得られた速度分布について平均値をとった結果，各噴霧位置で噴霧の移動速度にばらつきがみられ考察することが困難であったため，この図では各噴霧位置での平均移動速度の最大値を示した．ここでの各噴霧位置というのは，噴孔出口から ***Lx*** mm での噴孔中心軸に垂直な断面の位置であり，噴射弁中心から半径距離の位置ではないものとした．また，噴孔面積と流量係数，体積流量から計算した噴孔出口断面でのポテンシャル速度 **Vc** を図中に併記した．**Vc** と ***Lx***=10mm の実験結果を比較すると ***Pi*** の高い条件ほど移動速度の減少が大きい．***Pi*** が高い条件では ***Lx*** が増大するにつれて移動速度が減少しているのに対し，***Pi***=0.05MPa の低い条件では ***Lx*** が増大するにつれて移動速度がやや増大している．これは，***Pi*** が高い条件では噴孔から噴射された噴霧が周囲空気との衝突により，***Lx*** の増大と共に移動速度が減少しているのだと推察でき，***Pi*** が低い条件では噴孔から噴射される速度が小さく，噴霧液滴径計測の実験結果でこの条件だけが大きな液滴が形成されていることより，液滴が自由落下に近い状態になり移動速度が増大するためであると推察した．

詳細な移動速度分布を調べるために移動速度の合成成分を噴孔出口から ***Lx*** mm の位置での噴射弁中心軸に垂直な方向 **x** の移動速度成分と噴孔中心軸方向 **y** の移動速度成分に分けて調べた．**x** 方向の半径方向移動速度分布を図 10 に，**y** 方向の半径方向移動速度分布を図 11 に示す．

両図より ***Pi*** の高い条件で **x** 方向の移動速度の絶対値は ***Lx*** が小さいほど大きく，**y** 方向の移動速度は噴孔中心軸付近で最大値を示しており，***Lx*** の増大に伴って噴孔中心軸付近での移動速度が減少し，噴孔中心軸から離れた位置での移動速度が増大している．これは，噴孔から噴射された噴霧が噴孔出口付近では **x**，**y** 両方向とも大きな移動速度を持っているが，***Lx*** の増大に伴って周囲空気との衝突により **x** 方向の移動速度が徐々に減少し，スパイラル溝で付与された旋回力による噴霧の広がりによって噴孔中心軸から離れた位置で **y** 方向の移動速度が増大するためだと推察した．***Pi*** の低い条件では **x** 方向で，一様な分布が形成されており，**y** 方向では ***Lx*** の増大と共に移動速度が増大している．これは ***Pi*** の低い条件では噴射弁内部のスパイラル溝を燃料が通過する速度が小さく，燃料に付与される旋回力が弱くなり，噴孔出口付近で **x**，**y** 両方向の移動速度が小さく，***Lx*** の増大と共に噴霧が自由落下に近い状態となるために **y** 方向の移動速度が増大しているのだと推察した．また，***Pi***=0.20MPa の条件で **y** 方向の移動速度分布が ***Lx***=20mm 付近で噴孔中心軸を中心に両側で大きくなっているのがわかる．これは，噴射弁内部のスパイラル溝で燃料に付与される旋回力が強く，噴孔から噴射された噴霧がソリッドコーン状の噴霧からホローコーン状の噴霧への移り変わりを表していると推察した．

両図を全体的に観察すると ***Pi*** が高い条件で移動速度分布が噴孔中心軸より左側に大きく出ている．これは噴射弁周囲に空気の乱れが生じているためなのか，周方向の噴霧の偏りなのか，この噴射弁の特性なのか，本研究では明確にすることはできなかった．このことについては今後検討が必要である．

以上の実験結果よりこの燃料噴射弁をジェットエンジンに装着すると燃料流量が小さい条件，つまりエンジン始動時に相当する燃料流量では微粒化が不完全で ***SMD*** が大きくなるため燃焼には不向きであると推察でき，今後改善が必要であることがわかった．

5．結論

ソフィアプレシジョン製 J-850 の燃料噴射弁について微粒化状態を調べ，以下のことがわかった．

- Pi=0.20Mpa の条件ではホローコーンに近い噴霧が形成され，Pi=0.15MPa 以下の条件ではソリッドコーン状の噴霧が形成される．
- 流量係数は，***Pi*** が高い条件では約 0.6 となり ***Pi*** が低くなると共に増大する．
- ***Pi*** が高い条件では ***SMD*** が 30~70μm と比較的小さく，***Lx*** が小さいと粒度分布に広がりがみられる．***Pi*** が低い条件では粒度分布は安定しているが，***SMD*** が約 150μm と大きくなる．
- 噴霧の移動速度は ***Pi*** が高い条件では ***Lx*** の増大

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

により速度が減少するのに対し，*Pi* の低い条件では *Lx* の増大により速度がやや増大する．

・ エンジン始動時に相当する燃料流量条件では微粒化が不完全であり，今後改善が必要である．

謝辞

本研究を進めるにあたり貴重な資料を頂いた千葉大学工学部 古山幹雄先生，株式会社ソフィアプレシジョン代表取締役 保谷博様に深く感謝の意を表します．

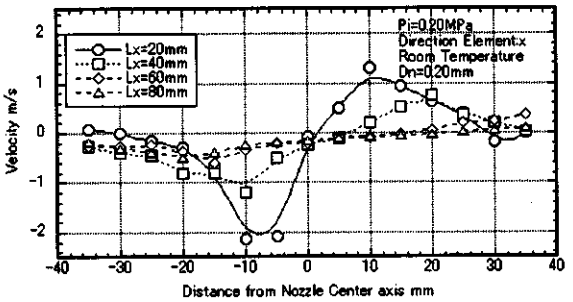
参 考 文 献

1) 野田廣太郎：模型飛行機用小型ジェットエンジン，ガスタービン学会誌，Vol.26，No.103（1998）pp.3-10.

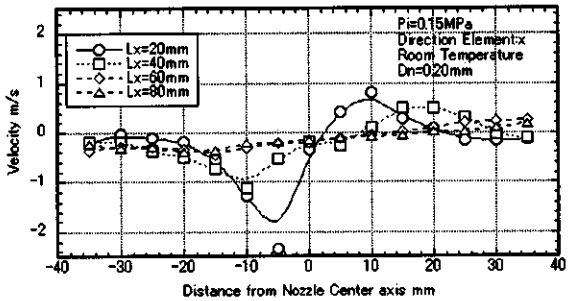
2) 柏原康成：大学におけるミニターボジェットエンジンを用いたガスタービン教育，ガスタービン学会誌，Vol.28，No.6（2000）pp.22-27.

3) 渡辺高幸：機械工学実験のためのミニターボジェットエンジン実機試験装置の製作，第 30 回ガスタービン定期講演会論文集（2002）pp.163-168.

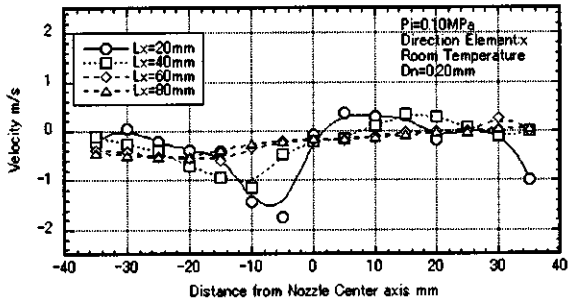
4) 石橋明史：水噴霧冷却を利用した超小型ターボジェットエンジンの推力増加の研究，千葉大学大学院自然科学研究科修士論文（2000）.



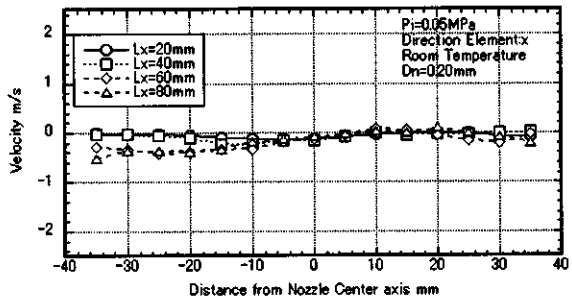
(a) *Pi*=0.20MPa



(b) *Pi*=0.15MPa

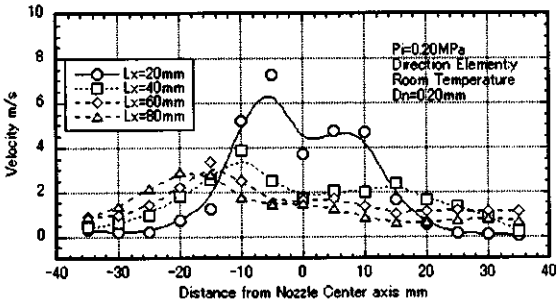


(c) *Pi*=0.10MPa

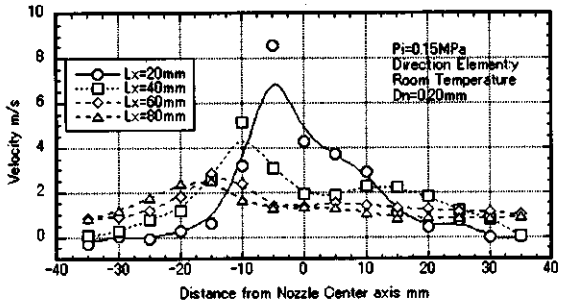


(d) *Pi*=0.05MPa

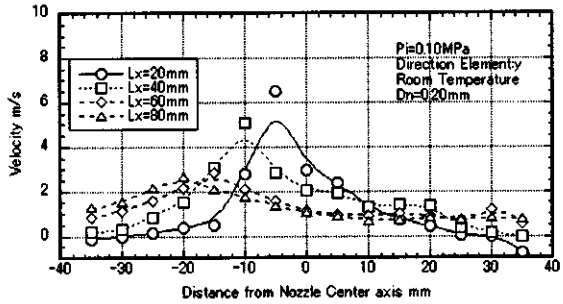
Fig 10 The direction velocity distribution of x



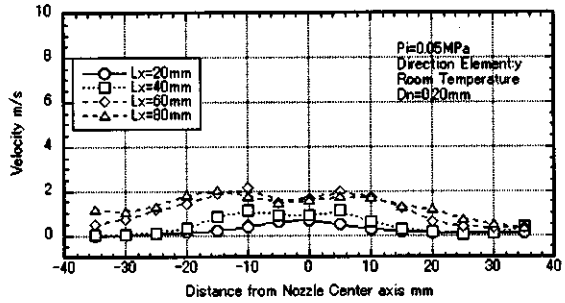
(a) *Pi*=0.20MPa



(b) *Pi*=0.15MPa



(c) *Pi*=0.10MPa



(d) *Pi*=0.05MPa

Fig 11 The direction velocity distribution of y

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

マイクロガスタービンによるＤＭＥ燃料の適用可能性評価研究

*土屋　利明（東京電力），岡本正範（東京電力）

A Feasibility Study and Demonstration of DME as an Alternative Fuel for Micro Gas Turbines.

*Toshiaki Tsuchiya(Tokyo Electric Power Co.), Masanori Okamoto(Tokyo Electric Power Co.)

ABSTRACT

Performance tests have been carried out successfully for DME fueled micro gas turbines (MGT's). Test results show that operational stabilities and other key operating parameters, including base load and partial load performances, start-up characteristics, and emission characteristics, for DME fired MGT are comparable to those of LPG The feasibility of MGT as an alternative fuel for power generating gas turbines has been assessed and demonstrated positively. LPG/DME interchangeability makes it possible that conventional gas turbine systems can likely use DME as a fuel with small system modifications. It may be necessary to take effective countermeasures such as trace heater for fuel supply lines and purge of gaseous DME from fuel supply system when MGT is stopped. Material compatibility issues with DME need to be examined for seals, gaskets, pressure regulator, etc for the reliable operation and durability.

Key words: Micro gas turbine, DME(Dimethyl Ether), Alternative fuel, Power generation

１．はじめに

ジメチルエーテル（DME）は天然ガスや石炭、バイオマスなどから製造され、特に、現在は採算性の面から利用されていない中小のガス田からの生産が経済的に可能と考えられているなど、エネルギーの安定供給、環境への配慮という点から、これからの新しい世代を担うエネルギーと考えられている。また燃焼によってすすや SOx 等を排出することがなく、加圧あるいは低温にすることによって容易に液化することができ、20℃, 2 気圧で液化し、常温加圧容器輸送が可能であり、貯蔵・取扱いは LPG の技術が応用できるなど、クリーンで取扱いの便利な燃料として着目されている。

DME は、環境特性およびエネルギーセキュリティーの観点から、将来有望なクリーンエネルギーとして注目され、実用化に向けて技術開発が推進されている。民生用、輸送用、発電用の幅広い消費分野における利用が期待されている。ガスタービン発電用燃料として、DME の適用可能性は報告されているが、実機での運転実績はいまだ報告されていない。本報では、DME のガスタービン発電用燃料としての可能性の検証を目的とした、DME 燃料による実機マイクロガスタービン（Capstone 30kW）の特性評価試験結果について報告する。

２．ＤＭＥとは

DME は、化学式が CH_3OCH_3（分子量 46.07）で示されるもっとも簡単なエーテルである。現在では大部分がメタノールの脱水反応により製造され、生産量は国内で１万トン／年、世界でも１５万トン／年程度である。用途としては、一部溶剤、冷媒にも使用されているが、大部分がフロンに変わるスプレー用噴射剤として、化粧品、塗料、農薬用に利用されている。

2.1　ＤＭＥの物性

DME と関連する各種燃料の物性及び燃焼特性を表１に示す。DME は、沸点-25.1℃で、常温では無色の気体である。25℃における飽和蒸気圧が 0.6MPa と低く、圧力をかけると容易に液化する。その性質が LPG の主成分のプロパン、ブタンに類似しているので、貯蔵、ハンドリングは LPG の技術が応用できる。臭いはほとんどないが、やや甘味臭がある。DME は金属を腐食することはないが、ゴム類には膨潤するものがあるので、シール材やバルブの弁座の材料

Table 1 Comparison of Fuel Properties

FUEL PROPERTIES	unit	natural gas	propane	DME
LHV	kcal/kg(liquid)	13,916	11,040	6,880
	kcal/L(liquid)	5,918	5,450	4,600
	kcal/Nm3(gaseous)	9,940	21,800	14,200
	kJ/Nm3(gaseous)	41,617	91,272	59,453
specific gravity(water=1.0)	kg/L	0.425	0.49	0.668
(air=1.0)		0.65	1.52	1.59
cetane value		–	5	>55
the boiling ponit	℃	−162	−42	−25
the ignition point	℃	537	504	350
theoretical air/fuel ratio	kg/kg	16	15.6	9
	Nm3/Nm3	11	23.8	14.3
Max. combution speed	cm/sec	38	41	49
explosion mixture limits	VOL%	5～15	2.1～9.4	3.4～18

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

選択には注意する必要がある。

2.2 DMEの安全性・環境特性・生体への影響

フロンに代わる噴射剤としての使用に先だって、各種毒性の調査が行われており、メタノールよりも毒性が低く、LPG並みの極めて低毒性であることが確認されている。DMEは弱い麻酔性をもつが、数分間の吸引で麻酔状態になる濃度は、プロパン、ブタン5～10%に対し、DMEは8～12%とやや高めの値であり、より安全である。

吸引した場合、生体内の濃度は大気中濃度の60分の1程度になるが、生体内で代謝されず、数時間で未変化のまま排出される。突然変異誘発性、催奇形性、胎児毒性、発ガン性は無い。

大気中での分解時間は、3から30時間程度であり、空気中に放出されてもすぐ分解されるので、温室効果やオゾン層破壊の懸念はないとされている。

2.3 燃料としてのDME

DMEの重量あたりの発熱量（低位）は、6,880kcal/kgとプロパン、メタンより低い。気体としては、14,200kcal/Nm3とメタンより高いがプロパンより低い発熱量（低位）を持っている。蒸発潜熱は、メタノールの半分以下である。安全管理上最も重要な特性である爆発限界の下限は、プロパン、ブタンの約2倍であり、遺漏に対しより安全であり、LPGと同様に民生用、輸送用、発電用と幅広い利用が可能である。

DMEの火炎は、天然ガスのように可視青炎であり、ウォッベ指数（ガス燃料の発熱量と流通抵抗の比）がメタンとほぼ等しいので、天然ガス用のコンロがそのまま利用できる。熱効率、排気ガス特性も同程度である。すでに、中国で一部、肥料用アンモニア合成の副産物メタノールから製造したDMEがLPG代替燃料として流通している。

DMEはセタン価が55～60と高いことから、ディーゼル燃料としての利用が可能であり、軽油に比べ排気ガスが格段にクリーンになるとの報告がなされている。

DMEは、メタノールと同様に容易に水蒸気改質されることと、毒性が無いことから、将来的には燃料電池自動車の燃料としても期待されている。

発電用のガスタービン燃料としての利用も検討されており、天然ガス並の熱効率、低NOx燃焼が可能であることが確認されている[1]。インドでは中東で天然ガスから製造したDMEを発電用に導入するFSが行われている[2]。

3．試験装置と試験方法

3.1 評価方法

MGT用燃料としてのDMEの適用性を評価するに当たって、まず、DMEがLPGと類似の性質を持ち、LPGと同等の貯蔵、取り扱い等が可能であることに着目した。基準燃料をLPGとし、プロパンを標準燃料として使用することが出来るマイクロガスタービンとしてCapstone C30（30kW）を選定した。また、いまだ実績の無いDME用ガスコンに起因するトラブルを避ける為、ガスコンを必要としないHigh Pressure Typeを用いることとした。

DMEのマイクロガスタービン燃料としての適用可能性の評価は、以下の5つのステップで行われた。

（1） 使用するマイクロガスタービンの選択、設置

（2） 燃料供給システムの設計、製作

（3） 標準燃料（LPG）での運転試験（基準性能）

（4） DME燃料での運転試験（DME燃料での性能）

（5） DME燃料での性能・特性と基準燃料（LPG）での性能・特性との比較検討。

3.2 試験装置及び計測項目

図1に試験装置及び燃料供給システムを示す。試験装置は、燃料供給システムとマイクロガスタービン発電装置から構成されている。

燃料供給システムは、燃料タンクと電熱式の温風発生装置から構成されている。燃料供給システムは、プロパンとDMEのどちらも使用出来る様になっている。

燃料タンクは、LPガス用500kg容器を1基使用した。内容積は、1,175LでDME燃料の場合は700kg入れることが出来る。燃料供給能力は15kg/hrでタンク1基により約48時間の連続運転が可能である。

燃料（プロパンあるいはDME）は、加圧され液体として燃料タンクに収められている。燃料タンク内の液体燃料の気化を促進する為、温風発生装置（電熱式）により約70℃の温風を燃料タンクの底より放風する様になっている。燃料タンクは放熱防止用カバーにより保護され、燃料の気化が効率的に行われる様な構造になっている。気化した燃料ガスは、圧

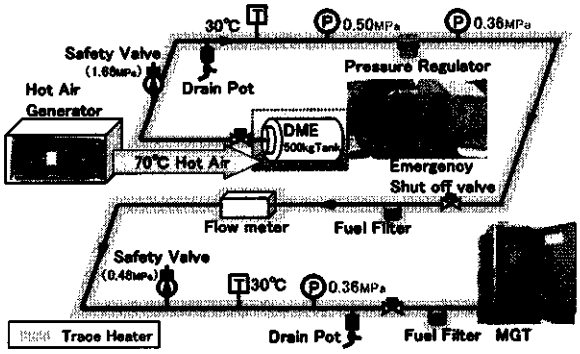


Figure 1 Test Facilities for DME fueled MGT - DME Fuel Supply System -

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

力調整器により所定の圧力に減圧し，マイクロガスタービンに供給される。

この際、気化した燃料ガスの再液化を防止するため、配管はトレースヒータで30℃に加熱すると共に、その周囲を断熱材による保温が施されている。燃料供給システムの安全装置としては、燃料タンク周辺温度や燃料タンク出口での燃料ガス温度・圧力の異常高を検出して、アラームを発生させると共に、燃料の気化を防ぐために温風発生装置を停止させるようにしてある。燃料タンク周辺温度と燃料タンク出口部での燃料ガス温度を常時監視しており、温度異常発生時にはアラームが発報する様になっている。

燃料容器周辺の温度は、通常、起動時70℃程度で、安定時には40℃程度になるように設計されており、高温になりすぎると燃料ガス温度を所定の値に制御することが難しくなるため、75℃で温風発生装置のヒータ及びファンの動作を停止する様になっている。タンク出口の燃料ガス温度は、通常30℃程度になる様制御しているが、何らかの原因で高温になった場合には、40℃を超えないように温風発生装置のヒータとファンの動作を停止する様にした。燃料タンク出口での燃料ガス圧力を常時モニターし、1.4MPaで異常高のアラームを発生すると共に温風発生装置のヒーターとファンが停止する様になっている。

さらに、燃料供給システムの高圧側（減圧器上流側）と低圧側（減圧器下流側）に各々安全弁が設置されており、何らかの原因で圧力が異常に上昇した場合には、安全弁が作動する様にした。燃料ガスの供給圧は、マイクロガスタービン仕様より0.36MPaとし、安全弁の設定圧は、高圧側1.68MPa、低圧側0.48MPaとした。

又、燃料供給配管には、緊急遮断弁が設けられており、緊急事態発生時には、いつでも燃料を遮断できる様にしてある。

燃料供給圧が0.36MPaの場合、LPG（プロパン）では、再液化がDMEより起こりにくい為、比較的粗い制御でも特に問題なく運転可能である。一方、DMEの場合は、再液化を余裕を持って防ぐ観点から燃料ガス温度を30℃に安定させる様にした。その為に必要な条件にタンク周辺温度や温風発生装置出口空気温度を制御する為に、温度指示調節計の運転はPID制御により行われた。

主要な計測項目としては、マイクロガスタービン吸込空気温度、燃料温度・圧力、燃料流量、回転数、タービン出口温度、排気ガス温度・圧力、排気ガス組成、マイクロガスタービン出力（kW）、電圧（V）、電流（A）、電力量（kWh）等である。

燃料流量は、オーバル製熱式質量流量計（F-333S-A-15-11N）を用いて計測した。燃料流量計は、使用前に実ガス（DME及びプロパン）により校正を行い、定数を決定してから試験に供した。

排ガス組成の分析は、堀場製排ガス分析計（MEXA-7100A）により行われた。測定対象ガスは、CO, CO2, THC, NOx, O_2の5成分とした。

3.3 試験期間及び運転時間

DME燃料適応性評価試験の実施期間、運転時間を表2に示す。

試験は2001年2月より2003年3月までの26ヶ月間に渡り、東京電力（株）技術開発センター（横浜市鶴見区）の屋外試験場にて実施された。

この間、2台のマイクロガスタービン（Capstone 30kW機）により、2種類の燃料（DME及びLPG）を使用して、合計で運転時間4467時間、起動回数403回、発電電力量118,253kWhの運転が実施された。このうち、DME燃料では、1号機（D1）により806時間、53回、22,169kWh、2号機（D2）により、1043時間、190回、26,625kWh、合計で、運転時間1894時間、起動回数243回、発電電力量48,794kWhの運転実績であった。

この間に、種々の試験を実施し、DMEのマイクロガスタービン用燃料としての適用可能性の評価を行った。

Table 2 DME Evaluation Test -Operation Status-

	D1		D2	
TYPE	Capstone30kW		Capstone30kW	
	SN : 1186		SN : 1186+	
	GRID CONNECT		GRID CONNECT	
FUEL	LPG	DME	LPG	DME
TEST	2001/2/22 - 2001/4/5 2001/6/25 - 2001/7/11	2001/4/6 - 2001/6/24	2001/7/23 - 2002/1/25	2002/1/26 - 2003/3/12
HOURS	807	806	1811	1043
kWh	22404	22169	47055	26625
START TIMES	48	53	112	190

4．試験結果

試験結果は、以下の5項目について順に報告する。

- 運転安定性
- 起動特性
- 定格負荷特性
- 部分負荷特性
- 排ガス特性

4.1 運転安定性

運転安定性は、以下の4つの運転モードにより評価した。

（1） 負荷急減時の運転安定性

定格負荷（30kW）で運転している時、負荷を

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2/4（15kW）、1/4（7.5kW）、1/8（3.75kW）へ急減させた時の運転安定性を評価

（2） 負荷遮断時の運転安定性

1/4 負荷（7.5kW）、2/4 負荷（15kW）、3/4 負荷（22.5kW）、定格負荷（30kW）での運転から、負荷遮断した時の運転安定性を評価

（3） 低負荷運転時の運転安定性

No Load あるいは非常に低負荷（0～5kW）での運転安定性の評価

（4） 負荷急増時の運転安定性

No Load あるいは非常に低負荷（0～7kW）運転から、定格負荷（30kW）まで負荷を急増させたときの運転安定性の評価

運転安定性評価試験の結果を表 3 に示す。

気体としての DME の発熱量は、14,200kcal/Nm3 で、プロパンの発熱量 21,800 kcal/Nm^3 の約 65%である。したがって、プロパンを標準燃料とするシステムで単に燃料を DME に置き換えて運転しようとする場合、燃料ノズルは約 1.54 倍の燃料を噴射することになり、最適状態で運転しているわけではない。このことを考慮に入れると、評価した 4 つの運転モードでは、いずれの場合も、標準燃料の LPG の場合に較べて、DME 燃料を使用した場合でも遜色ない安定した運転が可能である事が分かった。なお、表 3 の天然ガスの結果は、ガスコン内蔵の別のエンジン（Low Pressure Type）による結果であり、参考として記しただけである。

Table 3 Operational Stability Test Results

		NATURAL GAS	LPG	DME
LOAD DOWN TEST	FULL LOAD (30kW)→2/4 (15kW)	◎	◎	◎
	FULL LOAD (30kW)→1/4 (7.5kW)	◎	△	◎
	FULL LOAD (30kW)→1/8 (3.75kW)	◎	○	◎
LOAD REJECTION TEST	FULL LOAD (30kW)→NO LOAD (0kW)	◎	○	△
	1/4 (7.5kW)→NO LOAD (0kW)	◎	○	△
	2/4 (15kW)→NO LOAD (0kW)	◎	△	△
	3/4 (22.5kW)→NO LOAD (0kW)	◎	△	△
	FULL LOAD (30kW)→NO LOAD (0kW)	◎	○	△
LOW LOAD TEST	0kW	◎	◎	○
	2kW	◎	◎	◎
	3kW	◎	◎	◎
	4kW	◎	◎	◎
	5kW	◎	◎	◎
LOAD UP TEST	0 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	3 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	3.5 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	4 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	5 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	6 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎
	7 kW→FULL LOAD (30kW)	◎	◎	◎

◎ very stable, ○ stable, △ operable

4.2 起動特性

DME 燃料による起動特性（コールド起動）を図 2 に示す。

起動特性を表わすパラメータとして、出力、タービン出口ガス温度及び回転数が、起動開始と共にどの様に変化するのかが示されている。コールド起動の場合、着火後 45000rpm で約 50 秒間ホールドし、回転翼とケーシングとの接触を回避するためにケーシングを充分加熱した後に、回転数を定格の 96,000rpm まで上昇させる。この時タービン出口温度の最高値は加速時 630~650℃で、定格負荷時は 593℃になる様に制御されている。起動から定格負荷までの起動時間は 140 秒である。

ホット起動の場合は、ケーシングは十分加熱されているので、45000rpm での 50 秒間の保持を行わずに定格 96,000rpm までいっきに上昇するので、起動から定格までの起動時間は、90 秒である。

燃料が DME の場合と、プロパンの場合の起動特性（コールド起動）の比較が図 3 に示されている。この図から、DME 燃料による起動特性は標準燃料（プロパン）による起動特性と同じであることが分かる。

ホット起動の場合も同様であることが確認されている。

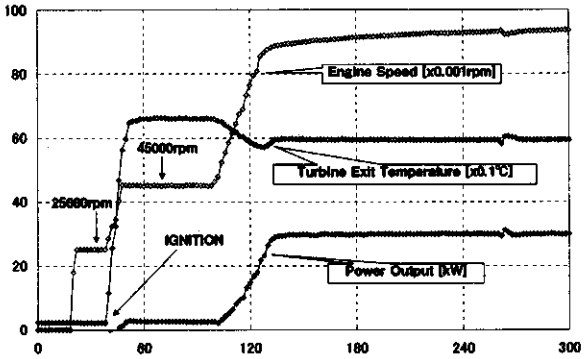


Figure 2 Start Up Characteristics (Cold Startup)
(Capstone High Pressure Model With DME Operation)

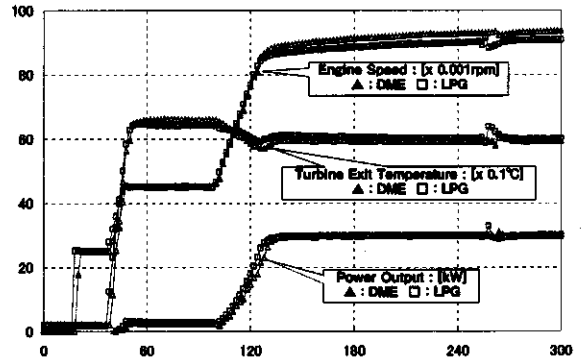


Figure 3 Comparison of Startup Characteristics (Cold Startup)
(Capstone High Pressure Model with DME & LPG Operation)

4.3 定格負荷特性

定格負荷特性としては、発電出力及び発電効率が２種類の燃料（DME 及びプロパン）に対してどの様に影響を受けるかが検討された。

図 4 は、定格出力と吸込空気温度の関係を DME 燃料と LPG（プロパン）燃料に対して示したものである。この図より、DME 燃料による出力の定格負荷得性は、標準燃料の LPG（プロパン）と全く同じ特性を示していることが分かる。

図 5 は、定格運転状態での発電効率と吸込空気温度の関係を、同様に、DME 燃料と LPG（プロパン）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

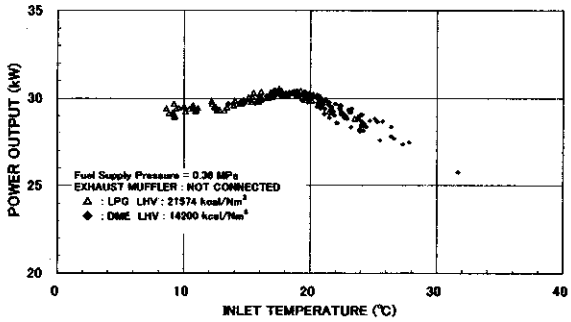


Figure 4 Effect of Fuel on Base Load Power Output
(Capstone 30kW High Pressure Model)

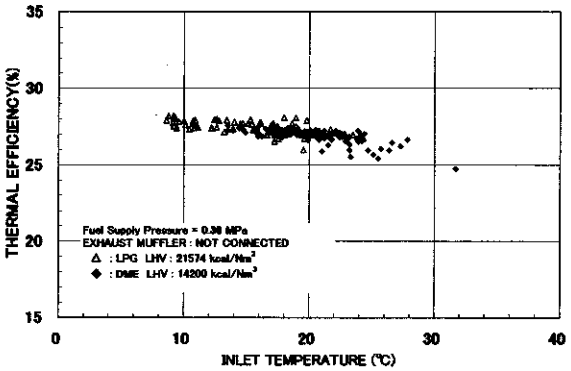


Figure 5 Effect of Fuel on Base Load Thermal Efficiency
(Capstone 30kW High Pressure Model)

燃料に対して比較したものである。図に示される様に、DME 燃料での定格運転時の発電効率特性は、標準燃料 LPG（プロパン）と全く同じ特性を示していることが分かる。

4.4 部分負荷特性

部分負荷特性として、発電効率、回転数、タービン出口ガス温度、排気ガス温度が２種類の燃料（DME 及びプロパン）に対して、各々図 6, 7, 8, 9 に示されている。これらの図より、DME 燃料による部分負荷特性は、No Load 条件から Full Load 条件までの広い範囲における部分負荷状態において、標準燃料（プロパン）による特性と同じ特性を示していることが確認された。特性が少しずれているのは、試験時期の違いにより、吸込空気温度が若干異なる為である。

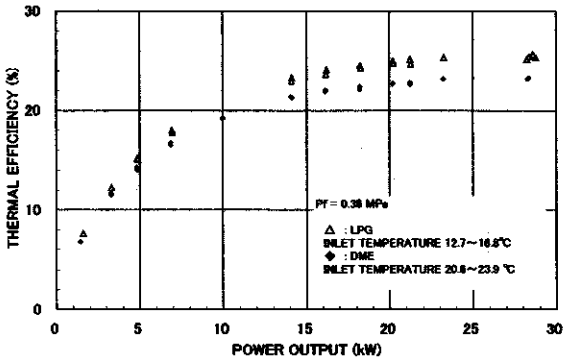


Figure 6 Effect of Fuel on Base Load Characteristics : Thermal Efficiency η
(Capstone 30kW High Pressure Model)

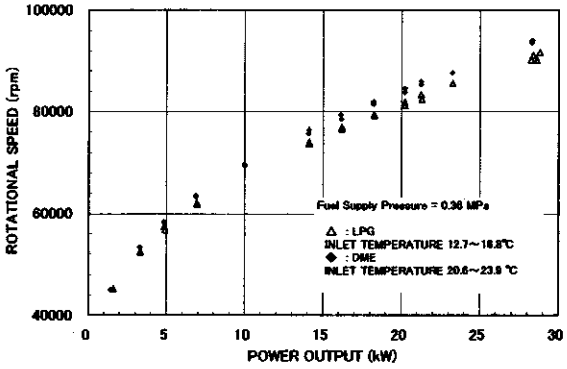


Figure 7 Effect of Fuel on Rotational Speed
(Capstone 30kW High Pressure Model)

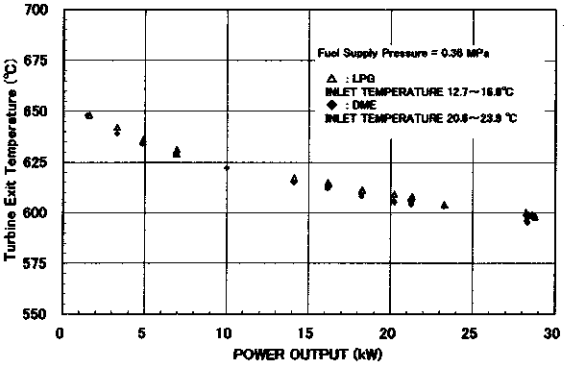


Figure 8 Effect of Turbine Exit Temperature
(Capstone 30kW High Pressure Model)

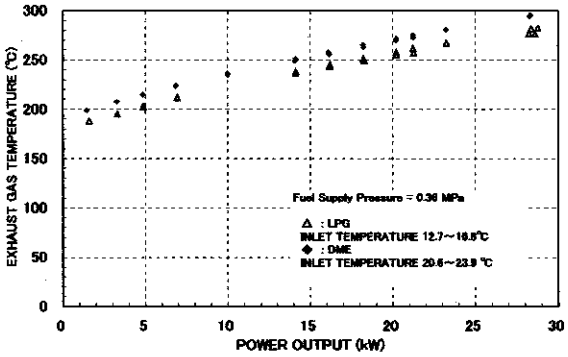


Figure 9 Effect of Exhaust Gas Temperature
(Capstone 30kW High Pressure Model)

4.5 排ガス特性

DME 燃料を使用して運転したときの排ガス特性が、以下の３ケースについて標準燃料（プロパン）使用時と比較して示されている。

- 定格負荷運転時の排ガス特性（表 4）
- 部分負荷運転時の排ガス特性（図 10, 11）
- 起動時の排ガス特性（図 12）

これらの表及び図に示されるように、DME 燃料使用時の排ガス特性は、標準燃料（プロパン）使用時の特性に比べて遜色なく、マイクロガスタービン用燃料として十分な適用性を有しているものと判断できる値を示している。特に NOx 発生量に関しては、むしろ定格、部分負荷、起動時のすべての場合で標準燃料（プロパン）使用時より低い値となっている。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 4 Emission Characteristics at Base Load

	DME	LPG
NOx	1.5 ppm	2.9 ppm
NOx(16%O2)	3.2 ppm	5.1 ppm
CO	1.7 ppm	1.6 ppm
THC	1.7 ppm	2.1 ppm
Test Date	3/4/2002	1/10/2002
Ambient Temp.	13.6℃	13.5℃

5．問題点と対策

26ヶ月に渡るDME燃料によるマイクロガスタービンの運転試験は最終的には成功裏に終了したが、運転開始初期にはいくつかの問題点が発生した。特に問題点として記述する必要のある事象としては、DMEの再液化に起因する問題が上げられる。

今回の評価試験では、液体のDMEを一端気化して、気体燃料としてマイクロガスタービンに供給し、燃焼させる方法をとった。この方法で、運転中は特に問題は発生しなかったが、一端停止して、ある時間経過後に再び起動する際に、起動失敗を経験した。特に日中のみ運転するDSS運用で夜間停止している間に、気体のDMEが燃料供給配管内で再液化し、翌朝起動する際に、燃料バルブが動作しない（開かない）為に、燃料が噴射されず起動出来なくなるという問題が発生した。

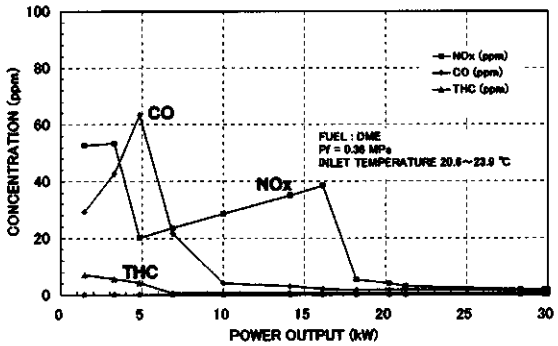


Figure 10 Emission Characteristics of DME fueled MGT Partial Load Conditions (Capstone 30kW High Pressure Model)

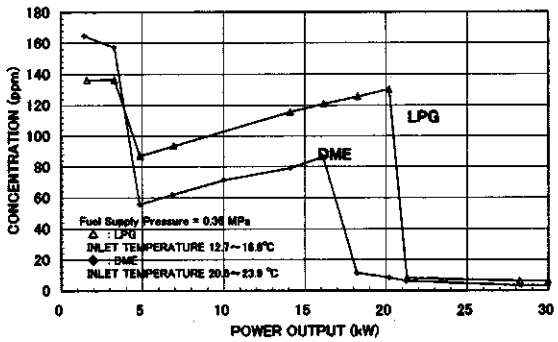


Figure 11 Effect of Fuel on NOx(16%O_2) Characteristics (Capstone 30kW High Pressure Model)

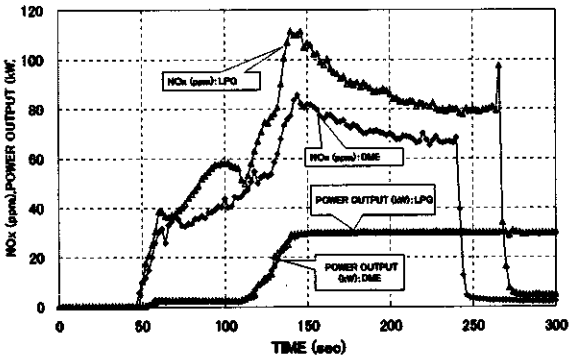


Figure 12 Comparison of Emission Characteristics (DME & LPG) <Cold Startup>

これに対する対策として、停止させた場合には配管内の燃料ガスを必ずパージして燃料配管内に残さない様にすると共に、燃料供給ラインにトレースヒータを施工し、常時加熱してDMEが液化する温度以下に下がらない様にする対策を施した。その後はDSS運用でも問題無く運転することが出来る様になった。

6．結言

- DMEのガスタービン発電用燃料としての可能性の検証を目的とした、DME燃料による実機マイクロガスタービン（Capstone 30kW）の特性評価試験を実施した。
- 東京電力（株）技術開発センターにおける26ヶ月に渡る試験において、2台のMGTと2種類の燃料（DME、LPG）を使用して、合計運転時間約4500時間、起動回数400回、発電電力量118,253kWhの運転試験が実施された。このうち、DME燃料による運転は、1894時間、243回、48,794kWhである。
- 運転安定性、起動特性、定格負荷特性、部分負荷特性、排ガス特性が、標準燃料LPG（プロパン）とDME燃料に対して比較検討され、DMEがマイクロガスタービン用燃料として十分な適用性を有することが実証された。

参考文献

1)「燃料グレードDME（ジメチルエーテル）高効率・低NOx燃焼技術の実証」（株）日立製作所
（独）石油天然ガス・金属鉱物資源機構
平成15年度提案公募事業
「DME燃料利用技術の研究開発」成果報告会資料
平成16年7月2日　　発明会館

2) "DME as a Power Generation Fuel: Performance in Gas Turbines"
Presented at the PETROTECH-2001 Conference, New Delhi, India, January 2001, by Arun Basu, John M. Wainwright(GE Power System)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－20

再生サイクルMGT用液体燃料焚きDLE燃焼器の開発

*藤原　弘，小山　正道（新潟原動機株式会社）

Development of a Dry Low Emissions Combustor for Niigata 300kW Class Recuperated Cycle Gas Turbine Engine

*Hiroshi FUJIWARA, Masamichi KOYAMA(Niigata Power Systems Co., Ltd.)

ABSTRACT

The authors have been developing a low emission, single can combustor for Niigata's 300kW class industrial radial gas turbine engine, RGT3R, to satisfy environmental requirements for the distributed power generation system.

A lean premixed, pre-vaporized combustion system is used to minimize emissions level to meet the environmental requirements. This combustion system is consists of two pilot burners and two main burners. Each burner has double concentric axial swirlers to prevent flash back into premixing tubes and combustion driven pressure oscillations. Main burners are axial-staged from stable pilot burners flame.

The emissions goal is less than 20 ppm nitrogen oxides (NOx), 50 ppm carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (UHC's) at dry 16% O2 correction, while operating over 50% load conditions.

This paper describes CFD analysis, component and combustion rig testing results.

Key words: DLE, Combustor, CFD, low emission

1．はじめに

近年電気エネルギーの安定供給及びエネルギー資源の有効利用の観点から，需要地に近接して設置される小型分散電源が注目されている。1990年代後半から話題になったマイクロガスタービン（以下 MGT）は海外メーカー主導で開発が進み，多くのサイトでフィールドテストが実施されてきた。

国内メーカーでも数社から製品リリースのアナウンスがされてきた。また日本国内では300kW未満のMGTにおいてボイラー・タービン技術者不選任などの規制緩和により，今後このクラスの需要が増加すると期待されていた。

しかし，当初想定されていた目標コスト（6～10万円/kW）のハードルが高く，爆発的な普及には至っていないのが現状である。また，これまでのMGTは海外主導であったためガス燃料仕様が主であった。このため日本の低圧ガス供給ラインでは，ガスコンプレッサが必要になり，コスト高の一つの要因となっている。

このクラスのガスタービン需要に関する我々のスタディー結果では，200～300kW の出力，電気需要主体（高効率）のモノジェネ，液体燃料仕様であれば，ディーゼルエンジンやガスエンジンに対抗してある程度の需要が見込まれると予測できた。

このような状況のもとで新潟原動機株式会社は，非常用として開発された 300kW クラスの小型ラジアルガスタービン RGT3 をベースに高効率再生サイクルガスタービン RGT3R を開発した。このエンジンは比較的小型のコジェネレーションシステム用として，高効率（発電端熱効率目標値 32.5%）の常用（年間運転時間 8000 時間）用途を目標として開発された。

このような小型分散電源が導入される都市部では，例えば東京，横浜，千葉，埼玉，大阪のように，排気エミッション（NOx）の規制が非常に厳しい。このように環境面に関しては，都市部に導入されることを想定し，コスト競争力のある液焚き（灯油）の低 NOx（20ppm 以下，ドライ，16% O2 換算）を達成する低エミッション燃焼器（以下 DLE）を搭載しており，既に NOx20ppm 以下，CO 及び THC50ppm 以下を達成できる DLE 燃焼器を搭載している。（JAXA 殿との共同開発）[1) 2)]

またここでは更にコスト低減，耐久性向上及び揮発性有機化合物（VOC）の処理[3)]を狙った DLE 燃焼器（VOC 対応型 DLE）の開発について述べる。

2．ガスタービン機関

2.1　仕様

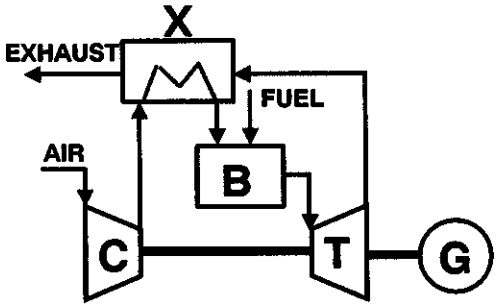
高効率を達成するため，本エンジンでは再生サイクルを採用した。再生サイクルガスタービン RGT3R のサイクル構成図及び仕様を図1及び表1に示す。再生サイクルは圧縮機（C），バーナー（B），タービン（T）及び熱交換器（X）の要素で構成される。それぞれのコンポーネントとして 1 段遠心圧縮機，逆流単筒カン型燃焼器，1 段ラジアルタービン及びプレートフィン型再生器を採用している。

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

再生サイクルでの熱効率が最高になるよう低圧力比 4.01 で設計され，ガスタービン本体は実績のある既存コンポーネントを，CFD や FEM などの CAE ソフトを活用して性能改善し，適用した。

本発電システムでは，75kW 以下の MGT に通常採用されているガスタービンの回転軸に直結された高速発電機は使わず，従来型の発電機が減速機を介してガスタービンで駆動される方式を採用した。



C:圧縮機　B:燃焼器　T:タービン
X:再生器　G:発電機

図 1　再生サイクルガスタービンの構成

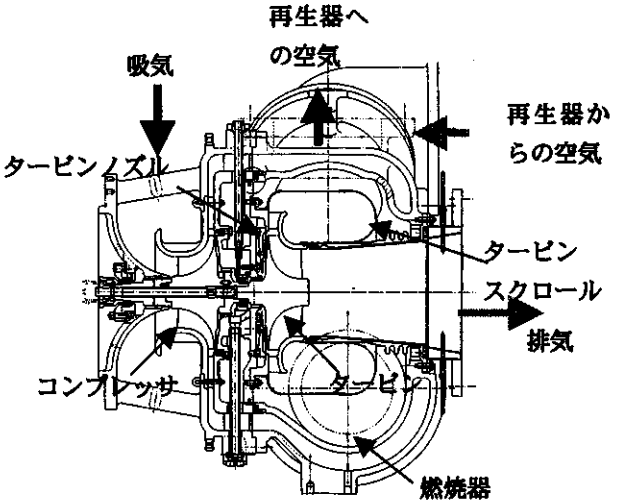


図 2　RGT3R ガスタービンの断面

表 1　ガスタービンの仕様

300kW 級再生サイクルガスタービン	
圧縮機	遠心式 1 段
燃焼器	単筒カン型
タービン	ラジアル 1 段
回転数	37000 min-1
圧力比	4.01
定格出力	290kW
熱効率.	32.5%(目標値)
空気流量	2.5kg/s

2.2　DLE コンセプト

DLE 燃焼器のコンセプトを図 3 に示す。この燃焼器はパイロット予混合管 2 本とメイン予混合管 2 本を備えている。パイロットバーナは既燃ガスを発生し，メインバーナーはパイロットバーナーに対し軸方向に 50mm ステージングしている。メイン予混合気噴流は燃焼器の入口部ではパイロットバーナーの火炎に干渉しないように配置し，パイロットの燃焼が完結する下流でパイロットの燃焼ガスと混合されるように予混合管の配置及びスワラーの組合わせで出口の混合気の旋回を調整している。液体燃料は圧力式燃料噴射弁のパイロット及びエアブラスト式のメインで微粒化され，パイロット及びメイン予混合管を流れる空気流中に噴射される。

始動時及び極低負荷時はパイロットのみで燃料が供給され，低 NOx モードになるとメインからも燃料が供給され，パイロット（2 個）とメイン片方から燃料を供給する。更に負荷が上昇するとメイン両方から燃料が供給される。このように燃料ステージングは 2 回で，燃料供給系統及び制御が非常にシンプルに構成できる利点を持っている。

Wa＝Wa1+Wa2+Wac+Wad：空気量 g/s
Wa1　：パイロット空気量 g/s
Wa2　：メイン空気量 g/s
Wac　：冷却空気量 g/s
Wad　：希釈空気量 g/s
Wf=Wf1+Wf2：燃料流量 g/s
Wf1　：パイロット燃料流量 g/s
Wf2　：メイン燃料流量 g/s
Φo＝Wf／Wa×14.8：オーバーオール当量比
Φ1＝Wf1／Wa1×14.8：パイロット当量比
Φ2＝Wf2／Wa2×14.8：メイン当量比
Φp＝Φ1　　：パイロット領域当量比
Φm＝（Wf1+Wf2）/（Wa1+Wa2）×14.8：メイン領域当量比
Ta　：燃焼器入口温度℃
Tp　：Φp に対するパイロット領域火炎温度 K
Tm　：Φm に対するメイン領域火炎温度 K
To　：燃焼器出口温度 K

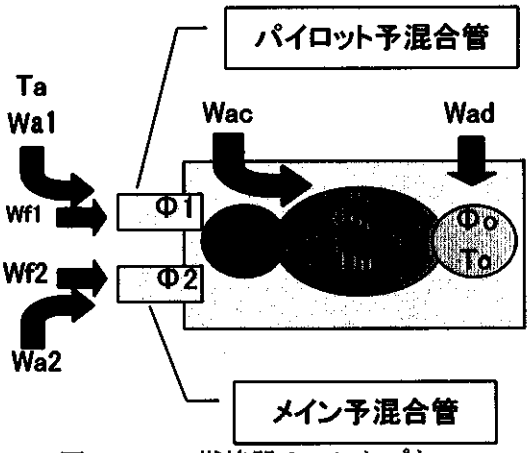


図 3　DLE 燃焼器のコンセプト

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2.3 DLE 燃焼器の開発目標

DLE 燃焼器の開発目標を表 2 に示す。日本国内の都市部における厳しい NOx 規制に適応できる 20ppm@16%O_2 を達成することを目標にした。

また未燃成分については現在日本国内では規制値はないが，海外や将来の動向を踏まえ，目標値として CO 及び UHC は 50ppm 以下とした。合せて燃焼効率も 99.5%以上とした。

壁面温度はハステロイ X の燃焼器の実績から 800℃以下とした。燃焼器の圧力損失はエンジン性能からの要求により 5%以下とした。

表 2　DLE 燃焼器の開発目標

NOx	20 ppm*以下
CO	50 ppm*以下
THC	50 ppm*以下
燃焼効率	99.5%*以上
燃焼器圧損	5%以下
ライナ壁温	800℃以下

* ドライ残存 $O_2$16%濃度への換算値，負荷率 50%以上

2.3 DLE 燃焼器の作動条件

再生サイクルにおける燃焼システムの運転条件の特徴は燃焼器入口温度 T3 及び全体空燃比 AFRo が大きく変化する点である。図 4 に燃焼システムの負荷に対する T3 及び AFRo の変化を示す。エンジン始動時は再生器が暖機されていないため，シンプルサイクルと同様に作動する。このため始動直後の無負荷時 T3 は最低の約 200℃，燃料流量が最大になるため AFRo は最小の約 80 である。再生器の暖機と共に T3 及び AFRo が変化し，無負荷時の再生サイクル条件へと大きく変わっていく。このとき T3 は約 300℃，燃料流量は最少になり AFRo は約 200 と最大になる。その後は負荷の上昇と共に T3 は徐々に上昇し，定格負荷で約 600℃になり，AFRo は徐々に減少し，約 110 になる。

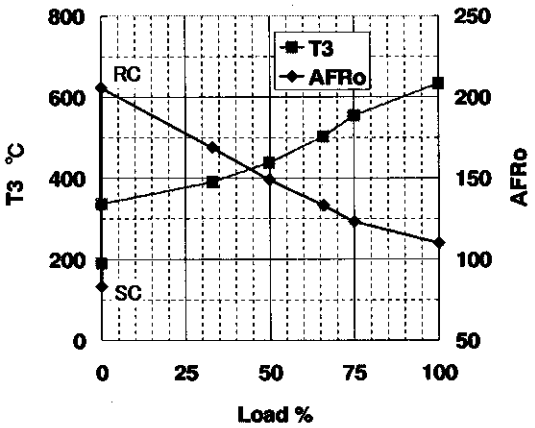


図 4　作動条件

3．CFD による検討

3.1 予混合管の CFD

予蒸発・予混合希薄燃焼において，逆火を防ぎ十分な保炎領域を保つためには，予混合管内に逆流領域が発生せず，燃焼器内で逆流領域ができるのが望ましい。本開発においては，燃焼器設計に先行して予混合管の流れ解析を実施し，形状を適正化した。予混合管形状を決定するために汎用 CFD ソフト（FLUENT，STAR-CD）を適用し，予混合管形状，スワラ翼角度を決定した。

予混合管形状はストレート，先絞り及び先拡がりの 3 種類，予混合管長さは 70mm，140mm，スワラは 1 個及び 2 個（内，外）とし，2 個の場合同方向旋回と逆方向旋回，スワラ翼角度 25，35，45，50，60°について解析を実施した。

3.2 CFD 結果

前記条件で CFD を実施した結果以下のことがわかった。

(1)スワラが 1 個の場合 3 種類の形状及び長さを変えても予混合管内に逆流領域が発生した

(2)スワラ 2 個の場合も旋回が同方向では，逆流領域が発生した

(3)予混合管形状が先絞りで，スワラ 2 個で逆旋回の場合，スワラ翼角度を適正に選ぶことで予混合管内の逆流領域が発生せず，燃焼器内に保炎のために逆流領域ができる

(4)予混合管がストレートの場合，スワラ 2 個で逆旋回としても予混合管内に逆流領域ができる

CFD 結果の一例として，予混合管長さ 70mm，先絞り形状においてスワラ 1 個（翼角 35°），スワラ 2 個（外側 35°，内側 25°，同方向旋回）及びスワラ 2 個（外側 35°，内側 25°，逆方向旋回）の結果を図 5-1 から図 5-4 に示す。この結果から先絞りの形状で逆方向旋回のスワラを 2 個設置し，翼角を適正に組合せることで予混合管内に逆流が発生せず，燃焼器内に十分な逆流領域が形成されることがわかる。

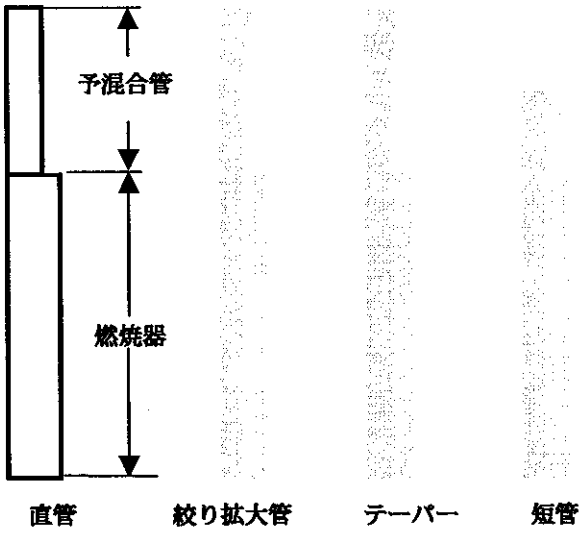


図 5-1 予混合管形状

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

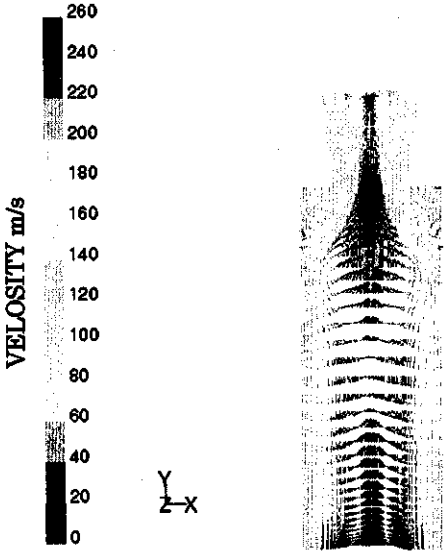


図 5-2 予混合管 CFD(シングルスワラ 35°)

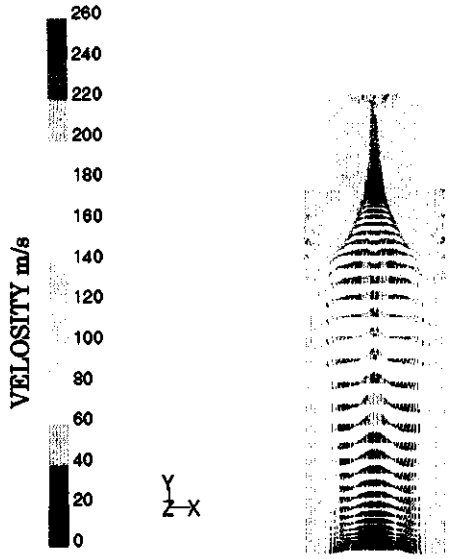


図 5-3 予混合管 CFD(ダブルスワラ，同方向旋回)

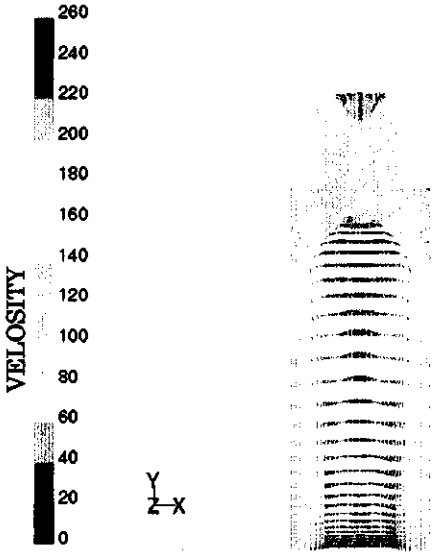


図 5-4 予混合管 CFD(ダブルスワラ，逆方向旋回)

3.3 燃焼器全体の CFD

実機を想定した場合，パイロット 2 個及びメイン 2 個の予混合管 4 個を同一軸方向面に配置したモデルについて CFD 解析を実施し，隣接する予混合管の流れの干渉を確認した。

図 6.1 に示すとおりベース機関 RGT3 と同一の燃焼器内径Φ203，予混合管の位置が燃焼器中心より 55mm オフセットした配置の形状では，隣接する予混合管の旋回方向が同一又は逆方向に関わらず，予混合管相互に流れの干渉ができることがわかる。この結果から予混合管を同一軸方向面に配置した場合，燃焼器内径を増大するか軸方向のステージングをしなければパイロットとメインの干渉を避けることができないことがわかる。

以上から本 DLE 燃焼器では燃焼器内径を増大し(図 6-2)，メインを軸方向に 50mm ステージングする方法を採用している。

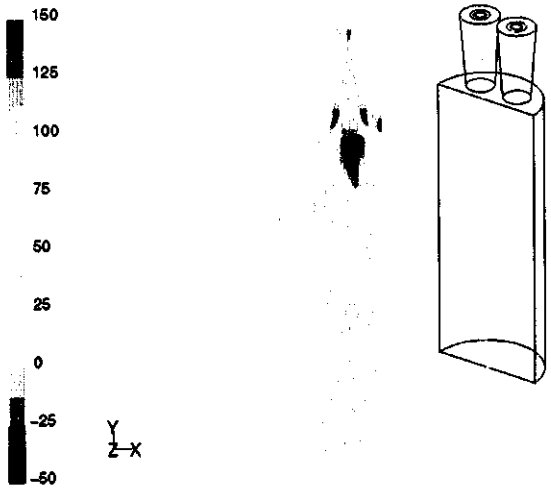


図 6-1 燃焼器全体 CFD 結果（予混合管 4 本）
ライナ径 203mm，中心距離 55mm

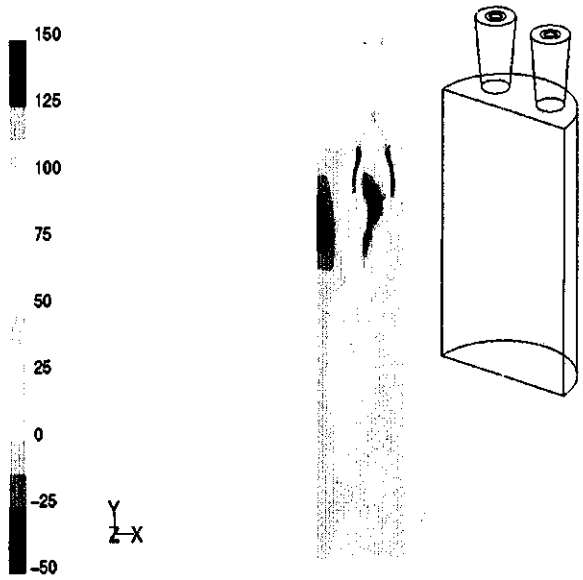


図 6-2 燃焼器全体 CFD 結果（予混合管 4 本）
ライナ径 260mm，中心距離 83.5mm

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3.4 メインステージングの CFD（燃焼器全体）

実機搭載用 DLE としてライナ径 UP 及び軸方向にステージングした燃焼器の CFD を実施し，パイロットとメインの干渉が少ないことを確認した。図 7 に CFD の結果を示す。

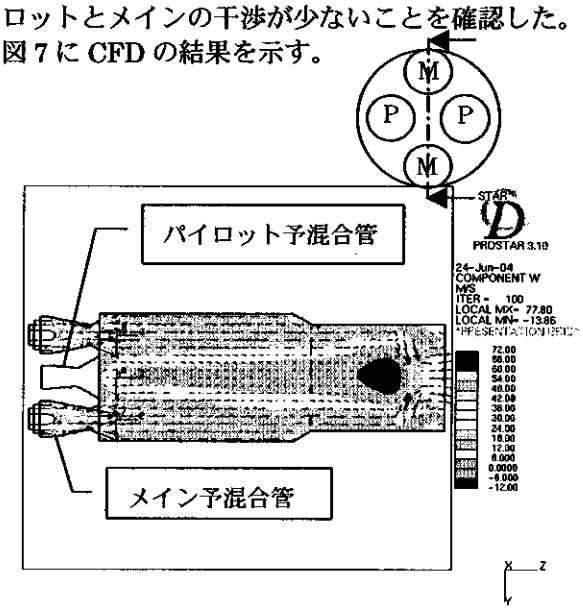


図 7　実機搭載用 DLE の CFD 結果

4．リアクターネットワークによる検討

本燃焼システムでは希薄予混合燃焼を適用しているため DLE 燃焼器のパイロット領域，メイン領域及び希釈領域を完全攪拌燃焼器(PSR)と仮定して，化学反応解析ソフト CHEMKIN の AURORA を 3 つ連結してリアクタネットワークとして使い，各燃焼領域の火炎温度及び出口エミッションを推定した。

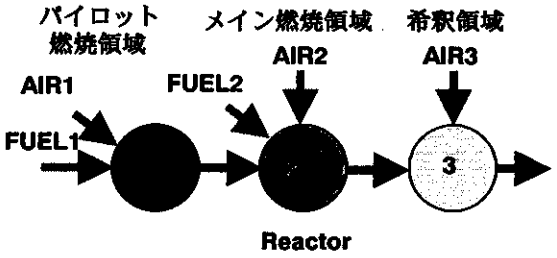
図 8 にリアクタネットワークの概要を示す。リアクタ 1 はパイロット領域を想定し，パイロット空気とパイロット燃料の予混合気が供給される。リアクタ 2 にはパイロットの燃焼ガス及びメイン空気とメイン燃料の予混合気が供給される。リアクタ 3 にはメインの燃焼ガス及び希釈空気（冷却空気は全て希釈空気に含めると仮定した）が供給される。下流のリアクタから上流のリアクタへのバックフローは考慮していない。

燃料は C7H16（ n-Heptane）と仮定し，素反応データは EXGAS の DATA を使った。

パイロット，メインの空気流量及び燃料流量をパラメータとして入力したデータを表 3 に示す。

リアクタの温度及びリアクタ 3 の出口 NO モル分率の計算結果(MOD3 を基準として％で表示)を図 9 と図 10 に示す。

MOD3 及び MOD4 においては，リアクタ 2 の温度が 2000K を超えており，このため NO の濃度も高いことがわかる。燃焼器空気配分変更条件 MOD3 から MOD6 の結果から，パイロット：メイン空気流量＝300：600 のときパイロット火炎温度が約 1900K，メイン火炎温度が 1800K となり低 NOx 化が可能であると推定した。



リアクタ 1　:パイロット火炎領域
リアクタ 2　:メイン火炎領域
リアクタ 3　:希釈領域
空気 1　　:パイロット空気 g/s
燃料 1　　:パイロット燃料 g/s
空気 2　　:メイン空気 g/s
燃料 2　　:メイン g/s
空気 3　　:希釈空気 g/s

図 8　DLE 燃焼器のリアクターネットワーク

表 3　リアクターネットワークの入力データ

		MOD3	MOD4	MOD5	MOD6	MOD7
Air1	g/s	200	255	400	300	360
Air2	g/s	330	380	350	600	690
Fuel1	g/s	8.0	8.0	10.0	8.0	9.0
Fuel2	g/s	18.0	18.0	16.0	18.0	17.0

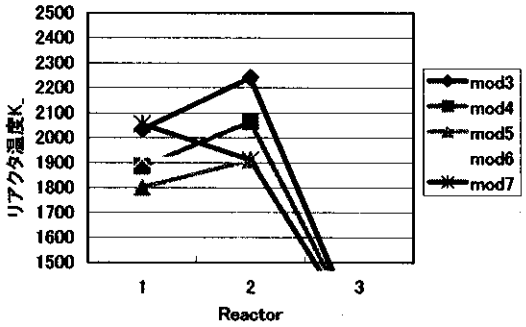


図 9　リアクタ温度

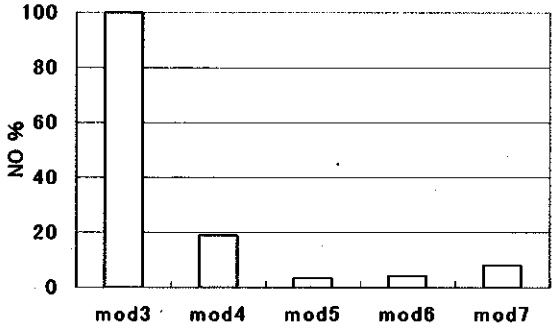


図 10　リアクタ出口 NO モル分率

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

5．単体燃焼試験（大気圧）

リアクタネットワークのMOD7と同等の条件でVOC対応型DLE（MOD16）の大気圧燃焼試験を実施し，低NOxを達成できる当量比範囲を確認した。試験装置の外観を図11に，試験結果の一部を図12に示す。この結果，MOD16は既に実機に搭載され低エミッションの実績のあるDLE（MOD15）と同等の性能を示した。このことから実機の運転範囲においても20ppm以下のNOx (dry16%O_2)を達成する見込みを得た。今後実機搭載試験により確認する予定である。

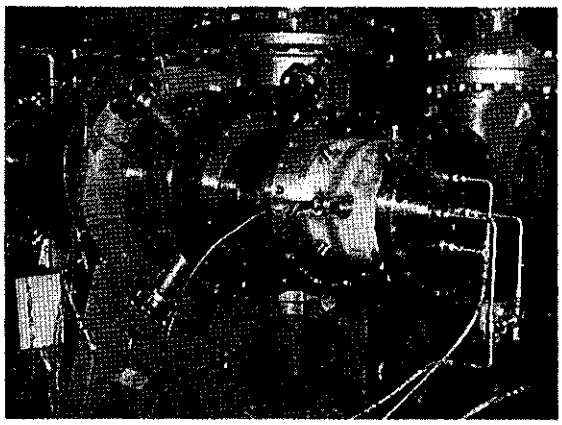


図11　燃焼試験装置の外観

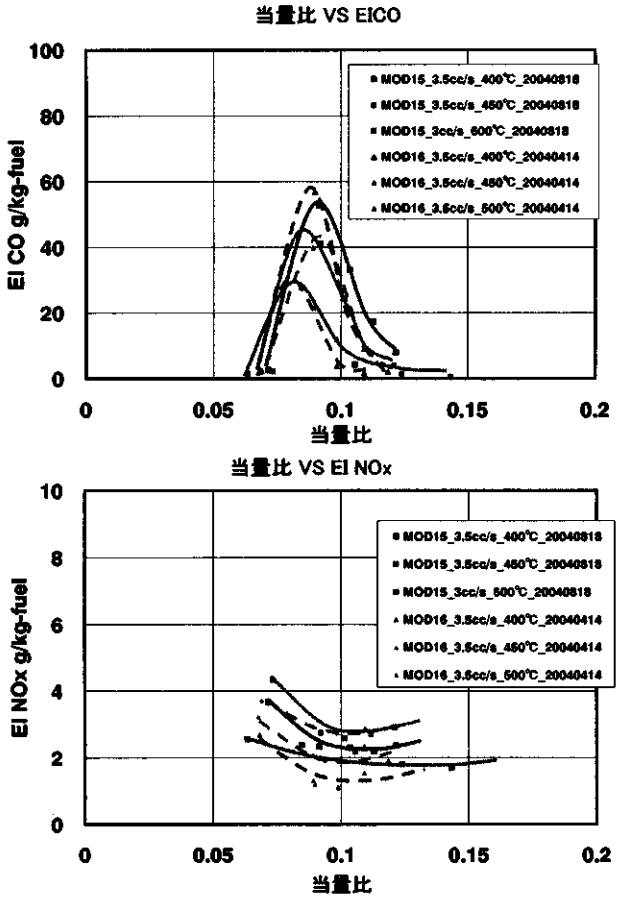


図12　燃焼器燃焼試験結果

6.まとめ

(1)CFD解析により予混合管の形状を先絞りにし，旋回方向の異なるスワラーを配置し，翼角を適正化することで，予混合管内に逆流領域が発生しないことがわかった。この形状の予混合管を供試し要素試験で逆火は発生せず，良好な保炎性を得ることができた。

(2)CFDの結果から同一面上に4個の予混合管を配置した場合，パイロットとメインの流れに干渉が起こる。このことから干渉を避けるため，ライナ径UPとメイン予混合気を軸方向にステージングした形状を採用した。

(3)MOD7と同等の空気配分で単体燃焼試験を実施し，実機運転条件でも低NOxを達成できる見込みを得た。

(4)CHEMKINによるリアクターネットワークで排気エミッションの推定をし，実機用燃焼器の空気配分設計に有効な情報を得ることができた。今後プレリミナリーな設計検討に活用できると考える。

(5)今後実機搭載試験及びフィールドテストで性能及び耐久性を確認する予定である。

謝辞

DLE燃焼器の開発おいて助言頂きましたJAXA航空環境技術開発センターの林センター長，山田主任研究員に申し上げます。

また，DLE燃焼器の開発にご協力頂きました方々にも感謝申し上げます。

CDAJ殿からリアクターネットワーク解析に関する助言を頂いたことに感謝申し上げます。

参考文献

1) Niigata advances combustion technology, Diesel & Gas Turbine Worldwide(June 2004), pp38-40
2) Sibata, R et al: The Development of 300kW Class High Efficiency, Ultra Low Emission Micro Gas Turbine "RGT3R", CIMAC Congress 2004(2004), Paper NO.52
3) 柴田良輔他: 超低公害型再生サイクルマイクロガスタービンRGT3Rの開発，石川島播磨技報，第43巻第6号(2003年11月)，pp206-210
4) Maughan, J.R, Lusts, A. and Bautista, P.J: A Dry Low NOx Combustor for the MS3002 Regenerative Gas Turbine, ASME Paper(1994), 94-GT-252
5) Richard, P. North and Roger, E. Dawson: The Design and Initial Development of a Combustion System for The WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine, ASME Paper(1995), 95-GT-361
6) Ogata, M., Kajita, S., Kimura, T., Okuto, A., Douura, Y., Hishinuma, M., Fukutani, N., and Asano, Y.: Development of a Dry Low-NOx Combustor for a 650kW-Class Gas Turbine, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 1999 Kobe(1999), pp.767-773.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－21

高熱応力印加ＣＭＳＸ－２単結晶材の組織変化

*松下 政裕，福山 佳孝，藤沢 良昭，陳 錦祥（宇宙航空研究開発機構），
日野 武久，吉岡 洋明（(株) 東芝）

Structure Changes of Single Crystal Superalloy, CMSX-2, by High Thermal Stress

*Masahiro MATSUSHITA, Yoshitaka FUKUYAMA, Yoshiaki FUJISAWA, Jinxiang CHEN (JAXA),
Takehisa HINO and Yomei YOSHIOKA (Toshiba)

ABSTRACT

Experimental equipment had been built to evaluate for high heat-resistant materials under the condition of turbine blade. As this equipment, the outer surface was heated by three burners with propane and oxygen gas as fuel, while the inner surface was cooled by forced convection of water or air. The experimental condition was considered by preparatory tests and by analytical methods of heat transfer analysis and structure analysis. By this equipment, a circular straight pipe of single crystal superalloy, CMSX-2, was tested by only thermal stress at about 1000 degree of maximum material temperature for 80 hours. The results show that raft structure occurred by only thermal stress in micro-structural observation.

Key words: Single Crystal, Superalloy, Thermal Stress, Turbine blade

1. はじめに

近年、高効率化のため、ガスタービンの燃焼ガス温度は著しく上昇しているが、これは、冷却技術の進歩と、材料の耐熱温度の向上に支えられている。材料の耐熱温度向上は、等軸晶から一方向凝固、単結晶材料と変遷してきており、特に、単結晶材料では、強化析出相であるγ’相の体積率をあげることによって、耐熱温度の向上を図っている。この単結晶合金では、応力を付加した場合に、立方体形状のγ’相が成長し、筏状に連なるラフト組織を形成することが報告されている[1]。この現象について、詳細に調べることは重要であると考えられるが、現在、ガスタービンの実熱流束を再現できるような試験装置はほとんどない。

また、高温で用いられる機器は、耐久性、信頼性を確保するため、使用状況を認識することが必要であるが、実機では、回転場、冷却など複雑な流れの影響を受けており、使用条件の計測が困難となっている。そのような状況で、近年、単結晶材が高温タービン翼に使用されており、そのラフト化の現象は、航空用ガスタービン[2]、発電用ガスタービン[3]のどちらでも確認されている。そこで、この組織変化を利用し、実機に使用された単結晶材の翼を調べることにより、基材温度の推定を行うことが考えられている。そのためには、温度、応力と組織変化の関係を明らかにしておくことが重要であり、基礎データの蓄積が必要である。しかしながら、現在、単結晶材料のラフト化に関する基礎データは少なく、特に、温度勾配による熱応力のみが働いた場合に起こる組織変化についての報告はほとんどない。

以上のことから、まず、単結晶材料の組織変化を調べるために、高熱流束の材料評価試験が行える試験装置の構築を行った。次に、構築した試験装置を使用し、単結晶材料の熱応力のみの影響による組織変化について調べるため、80 時間加熱実験を行った。本報告では、構築した試験装置の特性についての報告と、熱応力による単結晶材料の組織変化試験結果の報告を行う。

2. 高熱流束バーナーリグ試験置

2.1 試験装置

構築した試験装置は、引張強度試験機（島津オートグラフ AG-100KND-E 形）、酸素プロパンバーナー（日本酸素）による加熱装置、冷却水および空気配管系、計測系からなっている。本装置は、円筒試験体に対し、外側をバーナーにより加熱し、内側を水、空気により冷却し、試験体の厚さ方向に温度落差をつくり、冷却タービンの温度境界条件を模擬する実験装置となっている。Fig.1 に試験装置概略図を示す。なお、引張強度試験機は、将来的に、試験体軸方向に引張加重を加えることにより、回転場で発生する遠心力を模擬し、動翼に相当する条件の実験を行うために準備しているが、

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

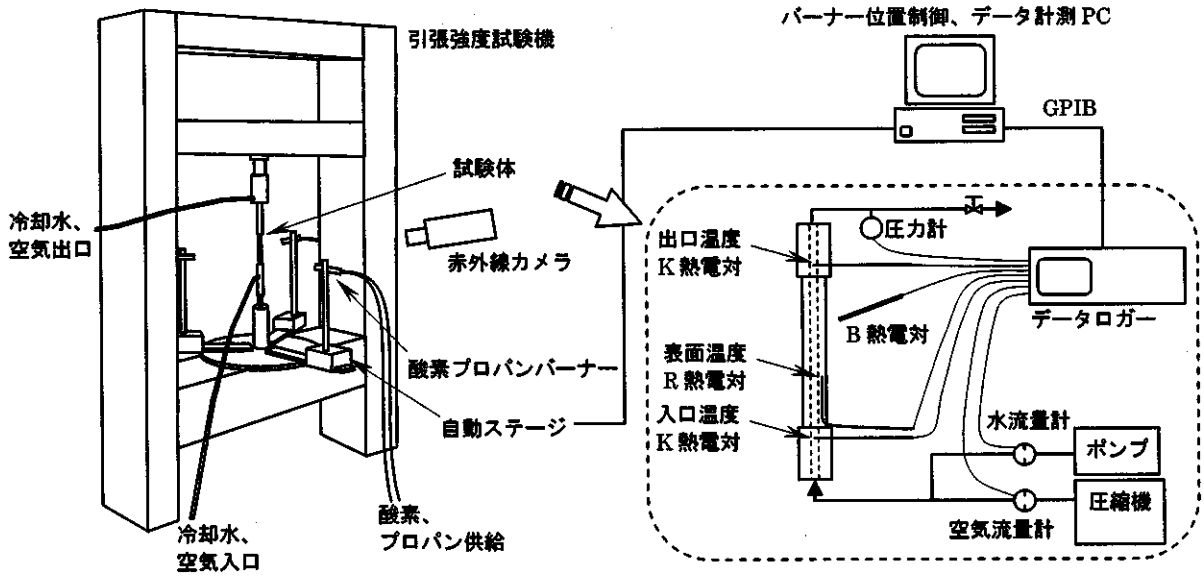


Fig.1　バーナーリグ試験装置概略図

今回は使用していない。

加熱は3本の酸素プロパンバーナーによって行い、加熱条件の調整は、リニアパルスモータにより試験体とバーナーの距離を調整することにより行った。火炎の調整は各バーナーの燃料供給（酸素、プロパン）に対し流量計（コフロック 3850DS）を設置し、手動で行っている。今回の実験では全て、安定したバーナー火炎が得られた状態（酸素 4.8 SLM、プロパン 1.2 SLM）に固定した。Fig.2 に加熱試験を行っている様子を示す。

冷却は、水、空気を切り替えて使用できるようにし、どちらも出口弁により流量の調整を行った。

また、赤外線カメラ（Inframetrics 760）による表面温度分布の監視も行っており、Fig.3 に赤外線カメラによる温度分布の監視例を示す。

計測およびバーナーの移動制御は 1 台の PC（PC-9821Xa20）によって行っており、計測はデータロガー（ADVANTEST R7430）によって一括して行い、計測データは GPIB 通信により PC に保存される。

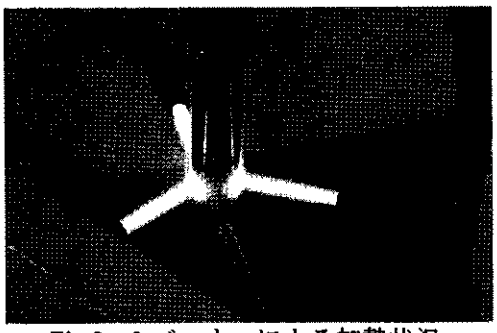


Fig.2　3 バーナーによる加熱状況

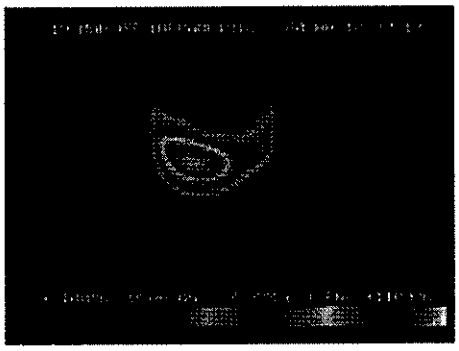


Fig.3　加熱時試験体表面温度分布（赤外線カメラ）

2.2　装置特性

まず、装置特性を調べるため、ステンレス鋼による試験体を製作し、予備実験を行った。ステンレス鋼試験体は外径 30mm、内径 6mm、長さ 150mm であり、周方向等間隔に 6 箇所溝加工し、R 熱電対を Ni ロウによって埋め込み、バーナーの位置、試験体の位置を変化させ、表面の温度計測を行った。

Fig.4 は予備実験におけるバーナー位置に対する火炎温度、表面金属温度の関係を示したものである。冷却は水冷却、空気冷却の両方の実験を行

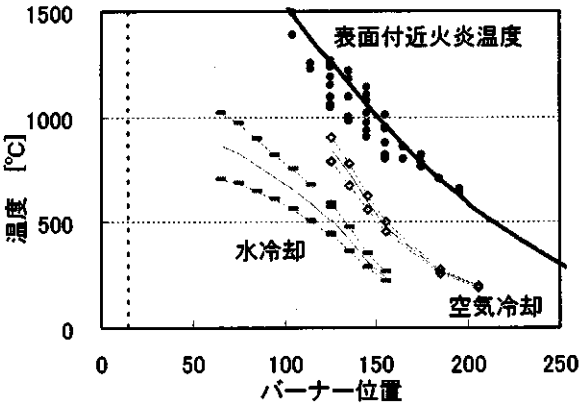


Fig.4　バーナー位置に対する温度
（ステンレス鋼試験体、φ30）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

っており、その冷却条件を Table 1 に示す。

Table 1　予備実験の冷却条件

	水冷却	空気冷却
流量	0.074kg/s	470 NLM
入口温度	15.0 ℃	13.5 ℃

この予備実験の結果から、バーナーの位置をさらに近づけることにより 2000℃強の加熱温度で、熱伝達率は最高 1000W/m^{2}K 以上の加熱が可能であり、内部冷却は水で 15000W/m^{2}K 程度、空気で 900W/m^{2}K 程度の特性を持つと判断した。

3. 単結晶材（CMSX-2）熱応力実験

3.1 実験条件、試験体

上記試験装置を用い Ni 基単結晶合金 CMSX-2 の熱応力のみの影響による組織変化実験を行った。試験に用いた単結晶合金 CMSX-2 の組成を Table 2 に示す。

Table 2　CMSX-2 の合金組成

	Ni	Cr	Co	Mo	W	Al	Ti	Ta	Re
CMSX-2	Bal.	8	5	0.6	8	6	1	6	—

ここで、単結晶合金に組織変化が生じる条件として、少なくとも金属温度 800℃以上、応力 200MPa 以上で、長時間の加熱が必要とされており、予備実験を元に、試験体の寸法、実験条件を決定した。Fig.5 に試験体の概観、寸法を示す。また、実験条件を Table 3 に示す。

Table 3　実験条件

加熱時間	80 時間	
バーナー位置	表面から	32.5 mm
冷却	水	0.07 kg/s

試験体は、外径 15mm、内径 5mm、長さ 100mm の円筒形状であり、熱応力のみの影響を調べるため、下方支持は固定せず円筒と軸によりスライドできる構造とした。また、今回は 80 時間の連続加熱試験は燃料供給の制限から出来なかったため、6～7 時間の加熱試験を繰り返し行い、総加熱時間を 80 時間とした。加熱条件であるバーナー位置は事前に同形状の熱電対を埋め込んだ試験体によって温度計測を行い決定した。Fig.6 に事前実験として行った熱電対埋め込み試験体のバーナー位置に対する表面温度の関係を示す。

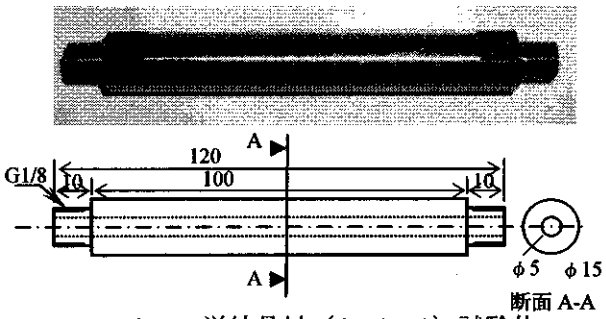


Fig.5　単結晶材（CMSX-2）試験体

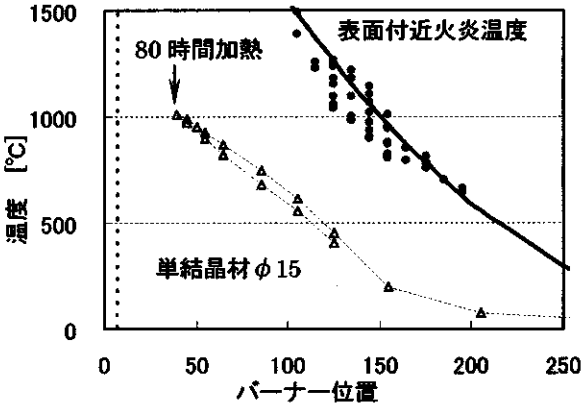


Fig.6　バーナー位置に対する温度
（単結晶 CMSX-2、φ15）

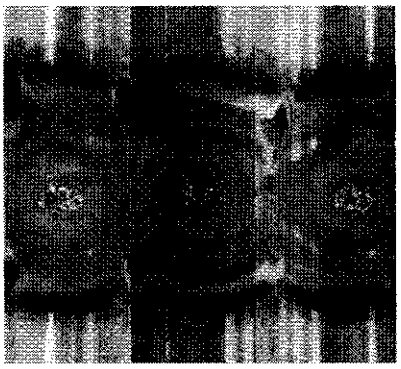


Fig.7　80 時間試験後の試験体表面

3.2 温度、応力分布

試験体の温度分布、応力分布は、事前に熱電対を埋め込んだ試験体によって計測した表面温度と解析によって算出した。

試験体表面の温度分布は、熱電対埋め込みモデルによる計測値を補間して算出した。その際、試験後の表面の模様を参考にし、補間を行った。Fig.7 に試験後の表面の様子、Fig.8(a)に補間して求めた表面温度分布を示す。ここで、熱電対埋め込みによる深さ方向の温度差は約 7 ℃であると計算されたが、補正せずに温度分布計算に使用した。

表面温度分布、冷却水入口温度、出口温度、流量をもとに、三次元熱伝導解析を行い、試験体の温度分布の算出を行った。Fig.8(b),(c)に試験体の温度分布解析結果を示す。(b),(c)はそれぞれ(a)の中に示した断面での分布を示している。ここで、試験体

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

内部表面温度は160℃強と高温になっており、このような部分では核沸騰が起こっていると考えられる。この部分では、熱流束計算から、核沸騰の発生を判断し、近似式による熱流束計算を行った。

熱伝導解析によって求めた試験体外表面、内表面の温度分布を境界条件として、構造解析を行い、応力、ひずみを算出した。解析コードはNastran for Windows Visual 2003を使用し、弾性係数については異方性も考慮した解析を行っている。Fig.9に解析結果として、加熱表面軸方向の応力とひずみ分布を示す。図は、後述の組織観察に関連づけるため、Fig.8(a)に示した火炎中央上下方向の断面部分（断面b）での分布を示しており、下のグラフは加熱側表面における値を抽出したものである。これによると、加熱表面の火炎中心付近で、400MPa強の軸方向と周方向の圧縮応力が作用し、各方向1％以上のひずみが生じている。また、前述のように、境界条件として使用した温度分布には、熱電対の埋め込みなどにより温度計測値の誤差が含まれている。そのため、温度誤差による応力への影響も考慮して解析を行ったところ、50℃の温度誤差に対し、応力で約40MPa、ひずみで0.1%の違いが生じ、どちらも1割ほどの誤差に相当する。そのため、今回の計測では、応力、ひずみとも数%の誤差が含まれると考えられる。

3.3 組織変化

80時間加熱試験を行った試験体に対し断面組織観察を行った。断面観察試験片は、樹脂に埋め込んだ後、鏡面まで研磨を行い、王水にてエッチングを行った。Fig.10に組織観察結果を示す。図はバーナー火炎が当たった箇所を中心とした上下方向断面を示しており、(2)が火炎中心付近で、(1)が上側約3.3mm、(3)が下側約2.6mmとなっている。右上に示したものは、加熱前の組織であり、γ’相は立方体形状になっており、その寸法は0.4μm程度である。まず、加熱表面に長さ約7mm、最大深さ150μmのγ’相が消失したデプレデッドゾーンが観察された。また、デプレデットゾーンの直下にはγ’相が連結、粗大化したラフト組織の形成が認められ、最大約1mmの深さまでラフト化が生じていた。ラフト組織についてさらに詳細に見ると、デプレデットゾーン直下（10μm程度）では、ラフト組織が崩れた状態になっており、さらに深い部分では軸方向に対し平行なラフト組織となっている。ラフト組織の大きさは、加熱表面に近いほど縞の間隔が広く、深くなるほど縞の間隔が狭くなる。それぞれの拡大図に表面からの深さ、縞の間隔、前述の解析から導き出した温度、軸方向応力を示す。

ここで、Ni基超合金のラフト時のγ’相の連結方向は、γ相と析出相であるγ’相の格子定数差（格子定数ミスフィット）と印加応力に依存すると考えられている[4]。今回の実験条件では、格子定数ミスフィットは負であり、圧縮応力に対しては平行に、引張応力に対しては垂直にラフト組織が形成される。前述の構造解析結果から、表面付近では半径方向の応力はほとんどなく、この断面では、軸方向の圧縮応力が大きく作用している。この場合、圧縮応力に対し平行なラフト組織が形成されることとなり、組織観察結果と一致する。

Fig.11は組織観察から得られたラフト組織の縞の間隔と応力、温度の関係を示したもので、温度が高く、軸方向の圧縮応力が大きい場合に、ラフト組織が大きくなることが示されている。

また、試験体の方位を変えた構造解析を行ったところ、周方向の圧縮応力が最大1000MPa、軸方向の圧縮応力が最大700MPaとなり、結晶方位が、熱応力に大きく影響を及ぼす結果が出た。そのため、現在、試験体方位の検査、および、試験体方位に対するラフト化の影響について検討を進めている。

4. まとめ

本報告では、高熱流束の材料評価試験が可能な試験装置の構築を行った。また、その試験装置を使い、単結晶材CMSX-2の熱応力のみの影響による組織変化について調べた。得られた結果をまとめると、

(1) 酸素プロパンバーナー三本で試験体を直接過熱する高熱流束材料評価試験装置の構築を行った。その性能は、2000℃強の加熱温度で、熱伝達率は最高1000W/m^{2}K以上の加熱が可能であり、内部冷却は水で15000W/m^{2}K程度、空気で900W/m^{2}K程度の冷却が可能な装置である。

(2) 単結晶材CMSX-2に対し、部材温度1000℃、熱応力400MPaのみの条件下で、γ’相が消失したデプレデッドゾーンと、γ’相が連結・粗大化したラフト組織の形成を確認した。

参考文献

1) Tien JK and Gamble RP, Metal. Trans., 3 1972.
2) H. Biermann, B. Grossmann, T. Schneider, H. Feng and G. Mughrabi, Superalloys 1996, 1996.
3) 吉岡洋明、他、「実機運転に供した単結晶動翼CMSX-2の組織解析」、第30回ガスタービン定期講演会講演論文集、10月, 2002.
4) Muriei Veron, Proc. of 8th international symposium on Superalloys, 1996.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

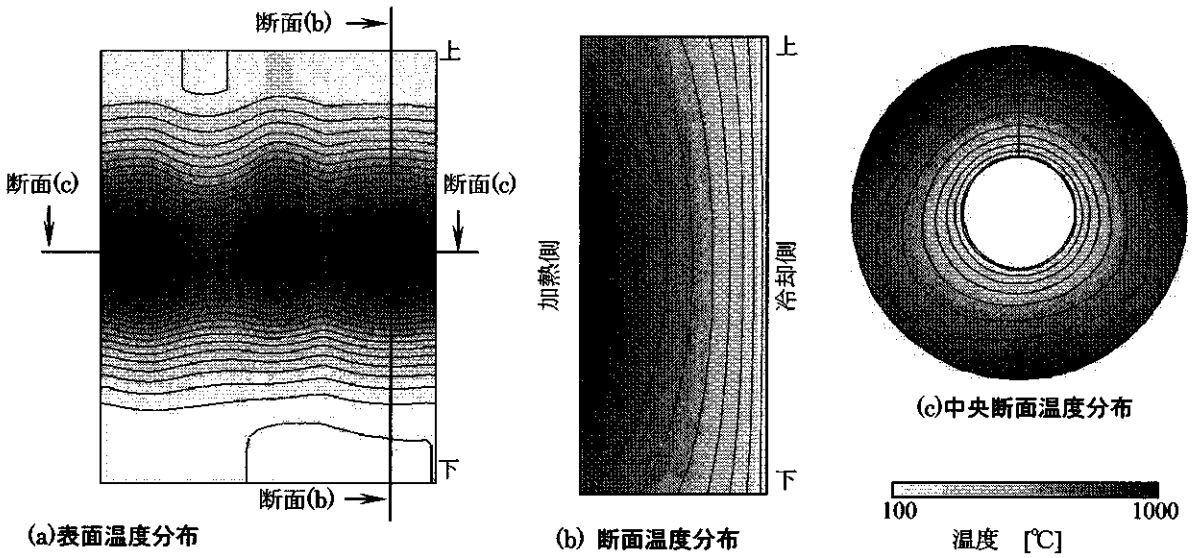


Fig.8 熱伝導解析による温度分布

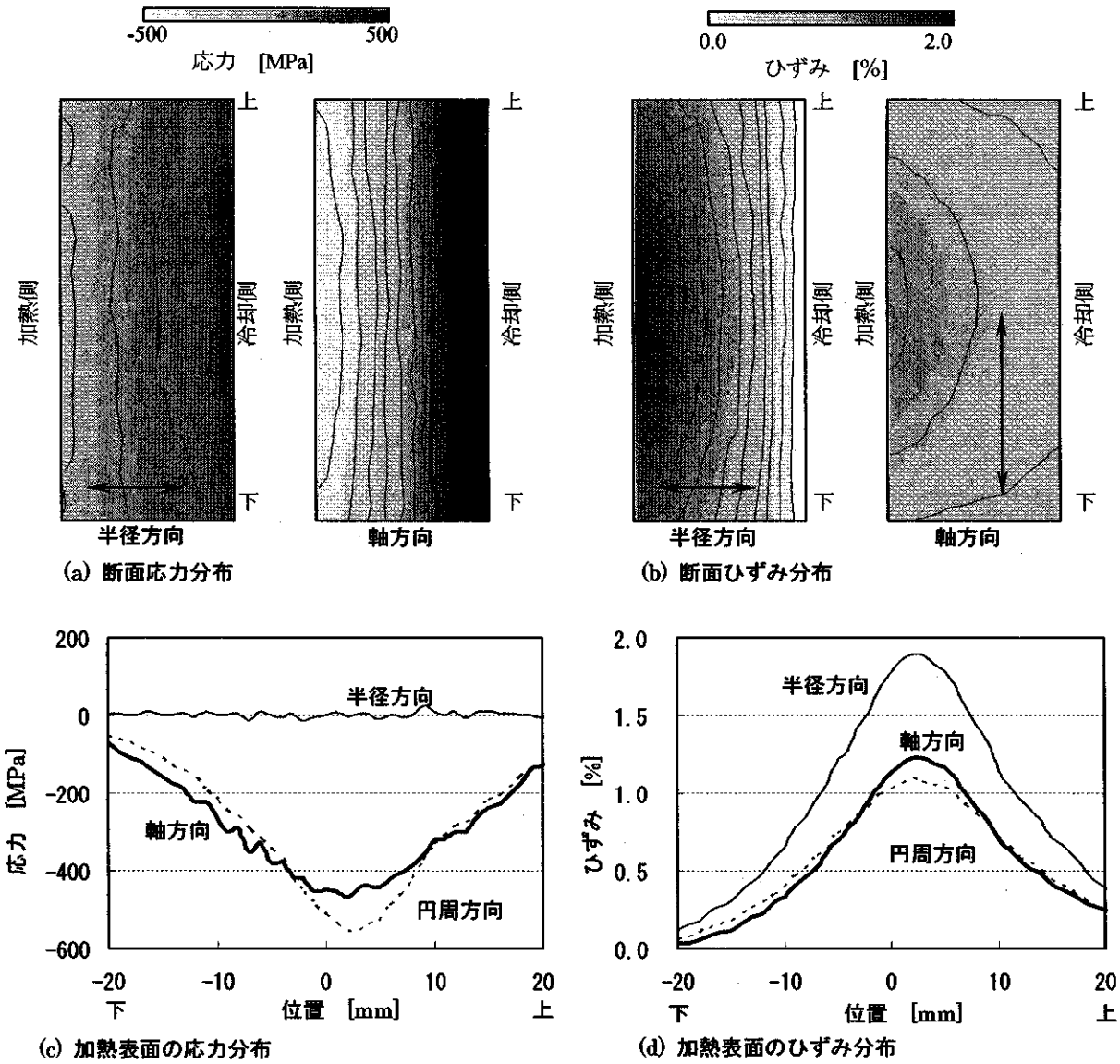


Fig.9 構造解析結果

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

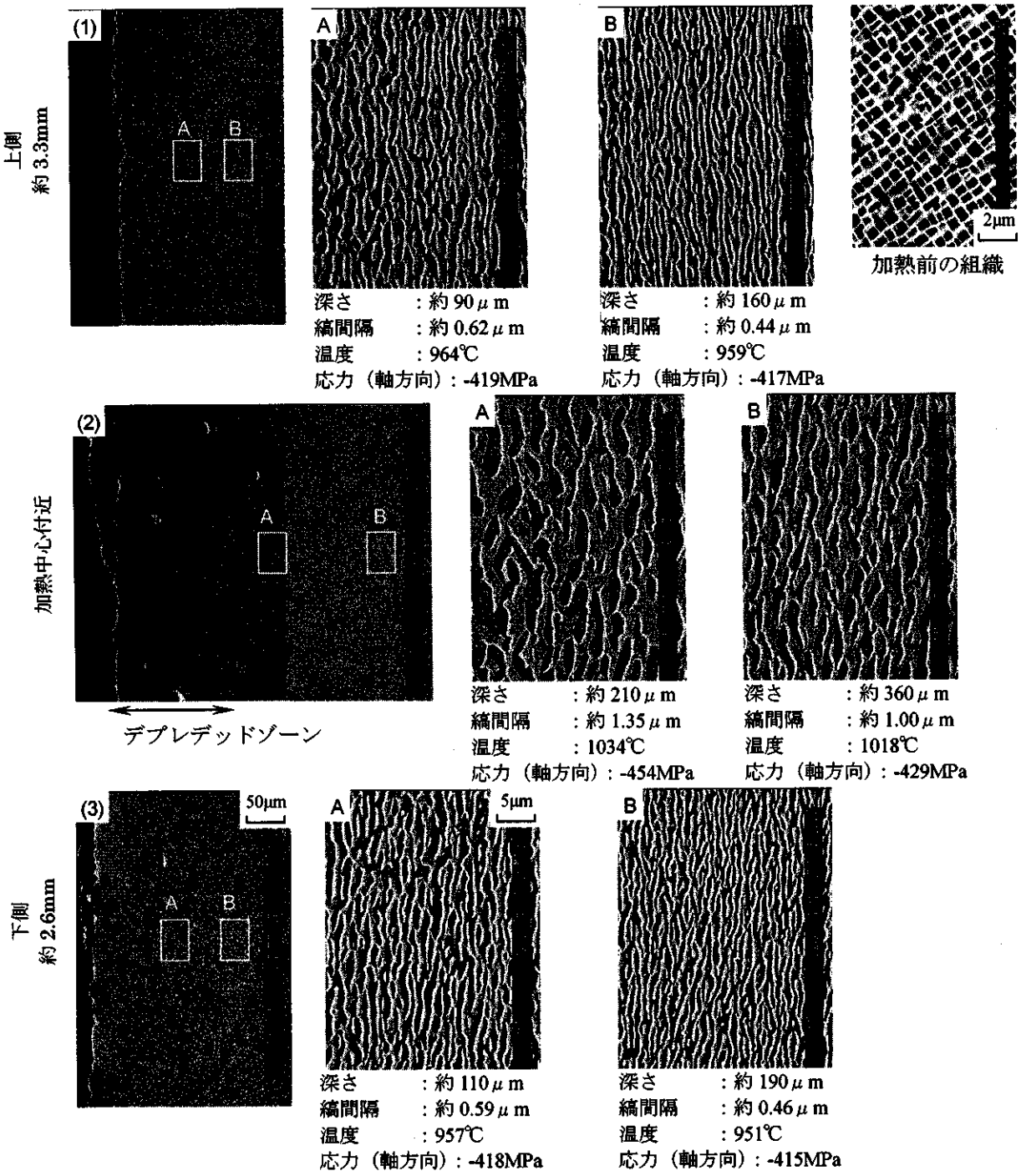
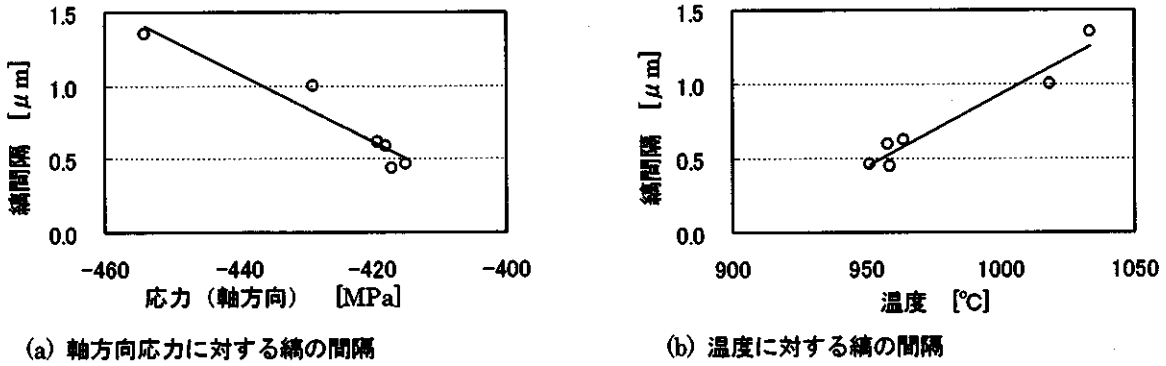


Fig.10　組織観察結果



(a) 軸方向応力に対する縞の間隔　　(b) 温度に対する縞の間隔

Fig.11　ラフト組織の大きさと応力、温度の関係

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－22

1100℃級ガスタービン初段動翼コーティング材の劣化・損傷解析

*吉岡洋明，斎藤大蔵，岡本浩明，石橋和利，和泉敦彦（(株)東芝）

Degradation and Cracking Behaviors of Stage 1 Bucket Coating in 1100°C-class Gas Turbine

*Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Hiroaki Okamoto, Kazutoshi Ishibashi, Atsuhiko Izumi (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

According to increasing the inlet temperature of gas turbine, the role of coating is getting more important not only coating life but also bucket life itself. The resistance to the cracking become one of the most important factors and it is generally reported to have relationship with coating ductility. Four kinds of different coatings, such as Pt-Al diffusion coating and CoCrAlY, aluminized CoCrAlY and CoNiCrAlY overlay coatings, in the 1,100°C-class gas turbines stage 1 buckets serviced for around 10^4 hours were investigated with 3-point bend tests at elevated temperatures. There was found to be very profound relationship between the serviced bucket coating cracking behaviors and coating ductility of the ductile-to-brittle transition temperatures and the strain-to-cracking.

Key words: Turbine, Coating, Maintenance, Strain-to-cracking

1．はじめに

ガスタービンの燃焼ガス温度の上昇に伴い、タービン動翼の基材の高温酸化・腐食を防ぐコーティングの重要度は高くなっている。このコーティング技術は、発電用ガスタービンとしては1970年代に1100℃級ガスタービンに初めて導入された。当初は、プラチナ・アルミナイド（Pt-Al）コーティングに代表される拡散コーティングであったが、その後、燃焼ガス温度の上昇および燃料の変化に伴い、このコーティング方法は変化しており、真空プラズマ溶射法あるいは電子ビーム物理蒸着法に代表されるオーバーレイコーティング、オーバーレイコーティングの上から拡散コーティングを施すデュアルコーティング、近年では遮熱性の機能を持たすため、セラミックスをメタルコーティングの上から行うサーマルバリアコーティングと、コーティング方法およびコーティングに求められる機能は大きく変化を遂げてきている。

この動翼の環境およびコーティングの変化は、翼の損傷モードの変化も来たしてきている。Pt-Alコーティングは、耐高温腐食・酸化性に優れるが熱疲労によるコーティングのき裂の問題が1980年代末に天然ガス燃焼の1100℃級ガスタービンで起きた。この問題は、次に登場したより延性に優れたCoCrAlYのオーバーレイコーティングで解決したかに見えたが、耐高温腐食性を目的に開発された材料であったこともあり、高温酸化の問題が生じた。耐酸化性を付与する必要がでたことから、このコーティングの上からアルミナイズするオーバーアルミナイドCoCrAlYコーティングが開発されたが再びき裂の問題が出てきた。その後アルミナイド処理を施すことなく同等の耐酸化性を有する材料として、CoNiCrAlY材が開発され、このクラスのガスタービンにおけるき裂の問題は一段落した[1]。

ここでは、これら4種類のコーティングを被覆し1100℃級ガスタービンの約10^4時間実機運転に供した初段動翼コーティング層の劣化・損傷調査を行い、これらのコーティング間の損傷形態の違いを明らかにするとともに、各々のコーティングを施した新翼から試験片を切り出し、組織、硬さ、および3点曲げ試験によるき裂感受性の比較調査を行い、実機においてこれらのコーティング間で異なる劣化・損傷挙動を示した理由解明への基礎的検討を行ったので報告する。

2．試験方法

2.1 実機運転翼コーティング層の損傷解析

1100℃級ガスタービンの初段動翼には、これまで4種類のコーティングが用いられてきた。Table 1に供試翼の材料構成を、コーティングの処理方法とともに示す。Pt-Al拡散コーティング、CoCrAlYおよびCoNiCrAlYのオーバーレイタイプのコーティング、CoCrAlYコーティングの上からアルミナイズ処理を施したオーバーアルミナイドCoCrAlYコーティング（CoCrAlY+Al）の4種類の翼を施し、約10000時間実機運転に供した動翼を、新翼とともに破壊調査に供した。調査部位は、翼有効部のプラットフォームから翼長方向にその長さの10%と50%のスパンの翼半径方向に垂

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

直な断面である。

Table 1　Type of coatings studied [2]

Bucket	Coating	Substrate	Coating Process
A	Pt-Al	*IN738LC*	Electroplating a thin layer of platinum, followed by a pack diffusion process to deposit aluminum
B	CoCrAlY	*IN738LC*	Vacuum plasma spray process
C	CoCrAlY+Al	*IN738LC*	Vacuum plasma spray process, followed by a pack difussion process to deposit aluminum
D	CoNiCrAlY	*GTD111*	Vacuum plasma spray process

2.2　硬さおよび3点曲げ試験

コーティングのサンプルは、4種類のコーティングを施した新翼 A～D から採取した。硬さ試験は、室温、100°C、200°C、300°C、400°C、500°C、600°C、700°C 、800°C の 9 温度で行った。試験片サイズを以下に記す。

硬さ試験片　　：ℓ 5mm×W10mm×D5mm
3点曲げ試験片：ℓ 5mm×W40mm×D1mm

3点曲げ試験は、コーティング表面にひずみゲージを貼り、コーティングと反対側の面を、クロスヘッド速度 0.5mm/min で押し、曲げ試験を行った。室温は、汎用箔ひずみゲージをコーティング表面に貼り、2%ひずみまで計測した。また、高温ではカプセル型ひずみゲージを用いた。なお、2%ひずみまでの試験でき裂発生の徴候が認められない場合、変位量が 3mm になるまで試験を継続して行った。

3．試験結果および考察

3.1　新翼コーティング層の組織

Pt-Al コーティングは、2層組織を呈しており、白灰色の表層部は Pt の固溶した層あるいは $PtAl_2$ の層であり、その下の暗灰色の層はβ-NiAl 相である。

CoCrAlY コーティングは、29%の Cr と 6%の Al を含有しており、灰色の Co マトリックス中に暗灰色のβ-CoAl が析出した組織を呈している。

CoCrAlY+Al コーティングは、暗灰色の最外層が CoCrAlY コーティングの Al 富化層とその下に CoCrAlY 層を有する2層組織を呈していた。

CoNiCrAlY コーティングは、CoCrAlY と同様の組織を呈しており、Co-Ni マトリックス中にβ-Co(Ni)Al 相が析出した組織を呈していた。

3.2　実機運転翼コーティング層の組織

天然ガス燃焼の 1100℃級ガスタービンで約 10^4 時間実機運転に供した Pt-Al、CoCrAlY、CoCrAlY+Al および CoNiCrAlY コーティングの非破壊検査を、破壊調査を行う前に行った。CoCrAlY コーティング翼では、激しい酸化と減肉が 50%スパンの前縁部で認められたが、他のコーティング翼では減肉は認められなかった。しかし、蛍光探傷浸透試験において、PtAl コーティング翼は多くの軸方向のき裂がプラットフォームから約 30%スパンの腹側中央の領域で認めらており、CoCrAlY+Al 翼では PtAl 翼よりは少なく、CoCrAlY あるいは CoNiCrAlY 翼ではほとんど認められなかった。

コーティング層の劣化に関する組織観察は、Fig.3～5 に示すように、約 50%スパンの高さの断面の翼前縁部および約 10%スパン高さの断面の腹側中央部で行った。まず、劣化の程度であるが、いずれのコーティングを施した翼も同一運転モードにて用いられているのにもかかわらず、翼によってかなり大きな違いが認められた。CoCrAlY コーティングは、局部的にかなり激しい酸化減肉が認められ、TiN 相の板状析出も認められた。しかし、他のコーティングにはこのような劣化・損傷はなく優れた耐酸化性を示しており、CoCrAlY+Al および CoNiCrAlY コーティングにおいてミクロ組織に若干の変化が認められた程度であった。

図 4 にこの実機運転翼の翼有効部 10%スパンの腹側中央の組織観察結果を示す。翼有効部 50%スパン部の組織と異なり、Fig.1、2 で示した新翼のミクロ組織と類似した組織が認められた。Fig.5 には本部位に入ったき裂の写真を示す。き裂の程度は、Pt-Al, CoCrAlY+Al, CoCrAlY, CoNiCrAlY の順であり、Pt-Al コーティングでは、基材への進展も認められたが、他のコーティングのき裂はコーティング層内に留まっており、また、CoNiCrAlY コーティングではほとんどき裂は認められなかった。 Viswanathan 等は Co 中の Al 含有量が多くなるに従い、コーティングの延性・脆性遷移温度（DBTT）は高くなり、コーティングの延性も低くなると報告している [3]。また、β-CoAl 相の延性はβ-NiAl 相の延性よりも低いと報告しているが、本結果はそれを裏付ける結果となっていた。

3.3　新翼コーティング層の硬さと 3 点曲評価

4種類のコーティング材の室温から 800℃まで

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の硬さの温度依存性について求めた結果を Fig.6 に示す。 いずれの温度においても Pt-Al コーティングは他のコーティングより硬さは硬く、その硬さの順位は、Pt-Al、CoCrAlY+Al、CoCrAlY、CoNiCrAlY の順であった。

室温および 400°C、600°C、800°で行った３点曲げ試験の結果を Fig. 7、8、9 に示す。各コーティング材の荷重-ひずみ曲線上に、コーティング表面にき裂が発生した折のひずみ量を示したが、これは、荷重-ひずみ曲線が途中不連続になった点を持ってき裂が発生したとみなし表示した。この結果、室温ではこのき裂発生限界ひずみ量に有意差は認められなかったが、高温になるに従い Pt-Al 以外のコーティングは延性が増しており、その差は顕著となっていた。なお、本結果から求めた各々のコーティングのき裂感受性は、Pt-Al が最も高く,次いで CoCrAlY+Al, CoCrAlY, CoNiCrAlY の順であった。

Fig.10 に 800℃で３点曲げ試験を行った試験片の断面組織観察結果を示す。写真中に示したひずみ量は試験を終えた時点でのひずみ量を示しており、き裂発生時のひずみを必ずしも表していないが、本結果で見る限り本計測によるき裂発生ひずみ量の定義は妥当であったと考えられる。

Fig.11 に各コーティングの試験温度と限界き裂発生ひずみ量の関係を示す。この結果、ある温度における Pt-Al のき裂発生ひずみ量は最も低く、CoCrAlY+Al, CoCrAlY,CoNiCrAlY の順に大きくなった

これらの検討結果から、３点曲げの結果は、実機における損傷度合いとよい一致が得られていた。これよりコーティングのき裂の初生は実機運転条件とこれに対するコーティングの延性の相対的な関係の影響を強く受けているといえる。このことは、逆にき裂の発生の有無およびその程度から、メタル温度は基材の組織変化あるいはコーティング層界面の組織変化から求めることにより[(3),(4),(5)]、実機表面のひずみレベルを逆解析することも可能となると考えられる。

4. まとめ

約 10000 時間実機運転に供した４種類のコーティング材の材料劣化・損傷解析を行った。その結果、酸化による損傷は CoCrAlY コーティングが最も厳しかったが、他のコーティングは 50%スパンの翼有効部でも顕著な劣化は認められなかった。

コーティングのき裂発生の調査は、10%スパンの翼有効部で行ったが、Pt-Al コーティングが最も激しく、基材への進展も認められたが、次いで CoCrAlY+Al、CoCrAlY の順で軽微となり、CoNiCrAlY コーティングではほとんどき裂は認められなかった。

コーティング層の硬さは、試験温度依存性が有り、Pt-Al コーティングが室温から 800℃までの全ての温度においてもっとも硬く、次いで CoCrAlY+Al、CoCrAlY、CoNiCrAlY の順に硬さは低下した。

コーティングの３点曲げ試験によるき裂発生限界ひずみ量は、室温ではいずれのコーティング材においてもそのひずみ量は小さく、材料間に有意差は認められなかったが、高温になるほど違いが顕著となった。このき裂発生感受性は、Pt-Al が最も高く、次いで CoCrAlY+Al、CoCrAlY、CoNiCrAlY の順にき裂は発生しにくくなった。この順位は、実機翼のコーティングにおけるき裂の発生状況と良い一致が認められた。

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

参 考 文 献

1) 吉岡洋明, : 発電用ガスタービンの高温化に伴う損傷形態および補修技術の変遷, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.3(2004), pp.178-182.

2) Schilke P. W., "Advanced Gas-Turbine Materials and Coatings," GE Reference Library GER-3569F, 1996, pp.1-23.

3) Viswanathan R. and Allen J. M., "Coating for Advanced Large Frame Combustion Turbine For Power Generation" Proceeding for ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea, and Air, 2003.

4) 岡村隆成, 古閑昭紀, 油谷好浩, 吉岡洋明, 藤山和成, 岡部永年：時効による組織変化を利用したタービン動翼の翼面熱伝達率の解析, 日本機械学会論文集 B, vol.583 (1995) pp.1085-1092.

5) Yoshioka Y., Okabe N., Okamura T., Saito D., Fujiyama K., "Service Temperature Estimation For Heavy Duty Gas Turbine Buckets Based on Microstructure Change", Superalloys 1996, ed. Kissinger R.D., et. al., TMS, 1996, pp.173-179

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

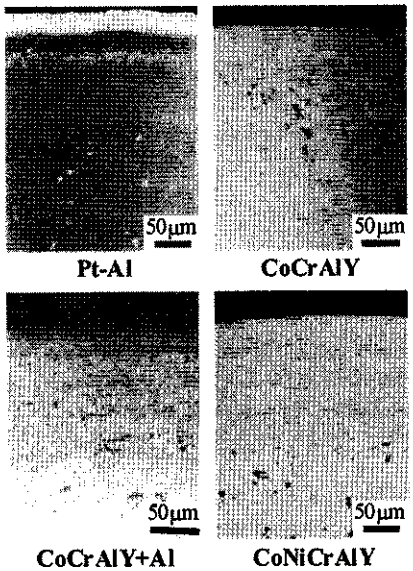


Figure 1 New coating microstructure of the leading edge portion in the 50 % span cross section of the 1,100°C-class gas turbine stage 1 buckets airfoils with Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating.

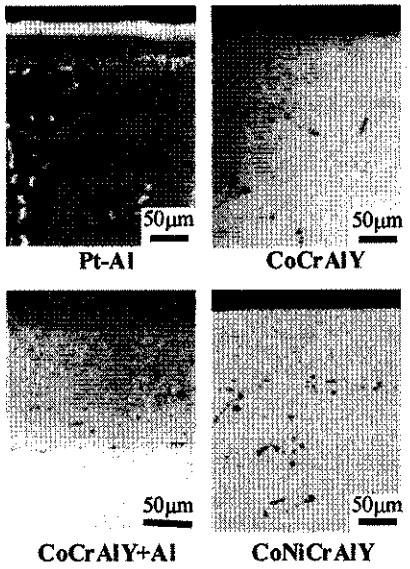


Figure 2 New coating microstructures of the pressure-side midway portion in the the 10% span cross section of 1,100°C-class gas turbine stage 1 buckets airfoil with Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating.

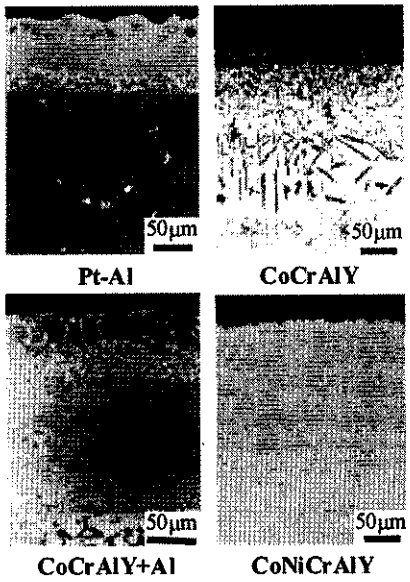


Figure 3 Degraded coating microstructures of the leading edge portion in the 50% span cross section of the 1,100°C-class gas turbine stage 1 buckets airfoils with Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coatings after around 104 hours operation.

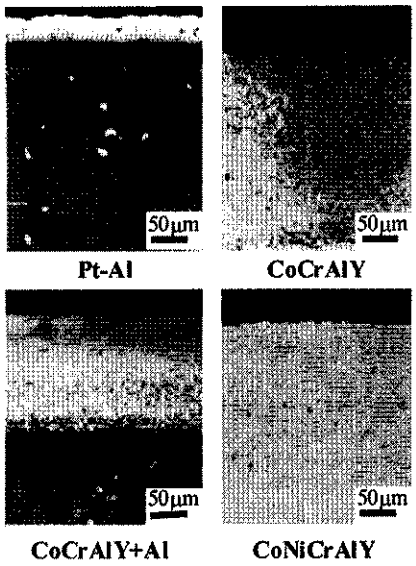


Figure 4 Degraded coating microstructures of the pressure-side midway portion in the 10% span cross section of the 1,100°C-class gas turbine stage 1 buckets airfoils with Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coatings after around 10^4 hours operation.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

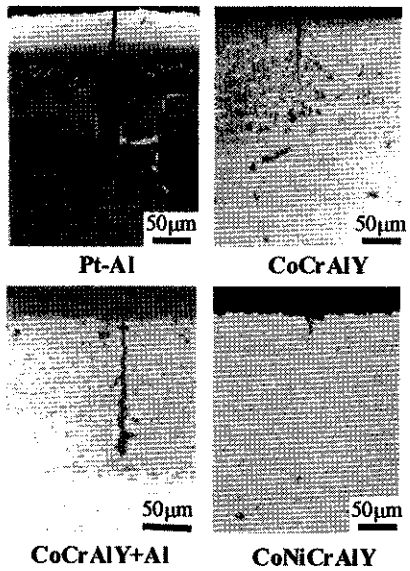


Figure 5 Coating cracking of the pressure-side midway portion in the 10% span cross section of the 1,100°C-class gas turbine stage 1 buckets airfoils with Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coatings after around 10^4 hours operation.

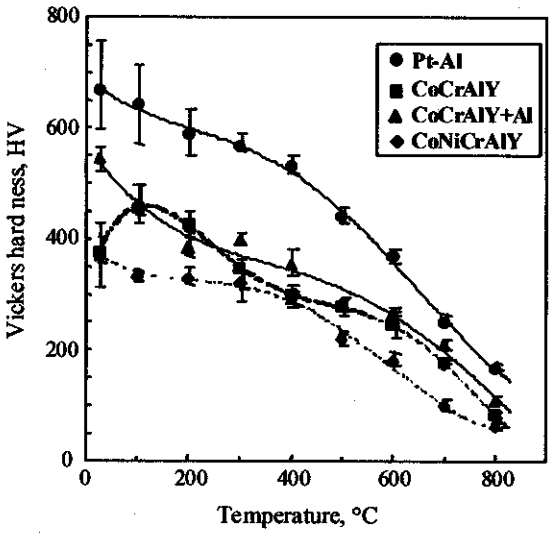


Figure 6 Vickers hardness test results of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating at room temperature and elevated temperatures up to 800°C.

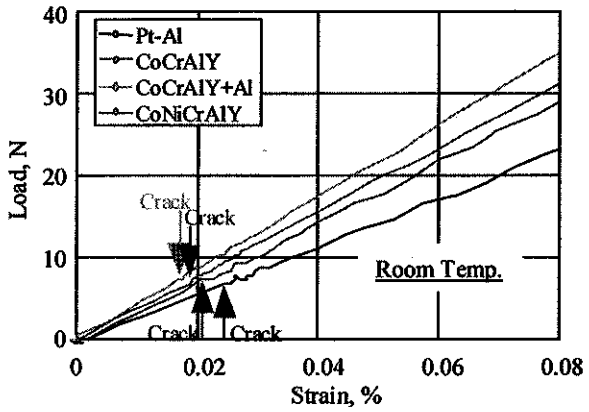


Figure 7 3-points bend test results of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating at room temperature.

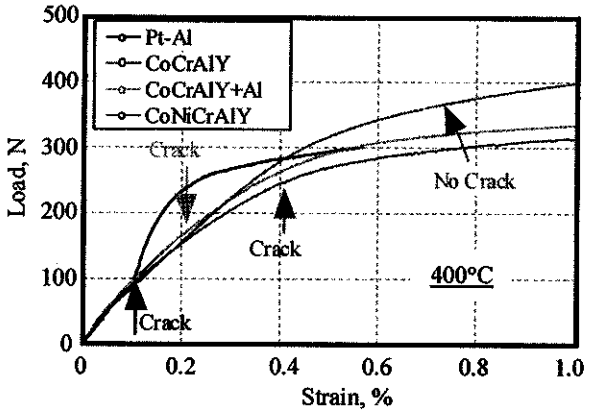


Figure 8 3-points bend test results of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating at 400°C.

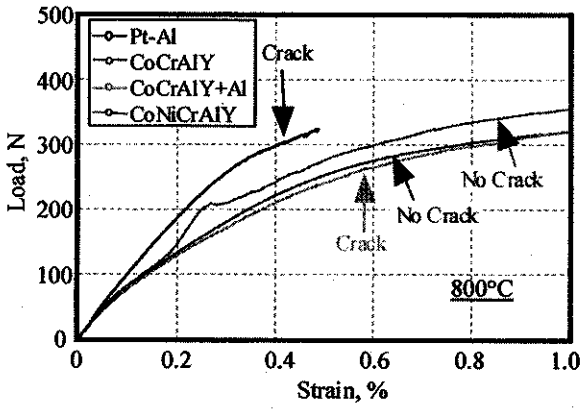


Figure 9 3-points bend test results of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating at 800°C.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

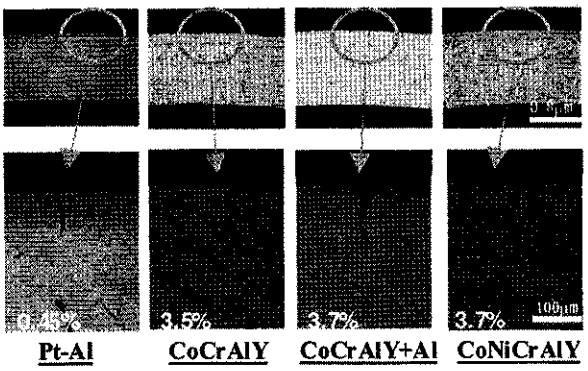


Figure 10 Crack observation results of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating after 3-points bend tests at 800°C.

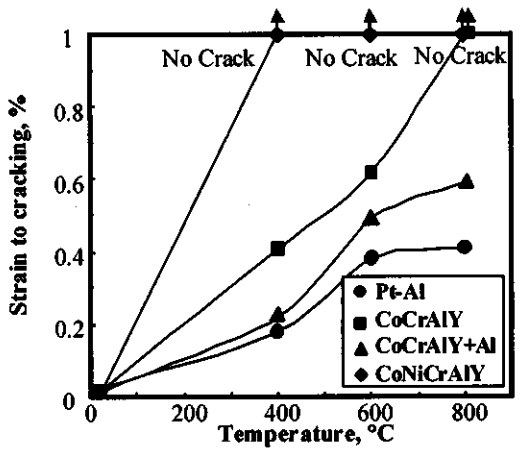


Figure 11 Test temperature versus strain to cracking curve of Pt-Al, CoCrAlY, CoCrAlY+Al, and CoNiCrAlY coating by the 3-points bend tests.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

舶用過給機の性能計測試験と「計測の不確かさ(ISOによる)」

*小池　利康（石川島汎用機械），岩城　史典，平田　豊，円山　豪人（石川島播磨重工業），
小口　幸成（神奈川工大）

Performance Measurement Tests of a Marine Turbocharger And "The Measurement Uncertainty (Based on ISO)"

*Toshiyasu KOIKE(IHK), Fuminori IWAKI, Yutaka HIRATA, Taketo MARUYAMA(IHI)
and Kosei OGUCHI(Kanagawa Instit. Tech.)

ABSTRACT

In recent years, followed by the enhancing powers and low specific fuel consumptions of marine diesel engines, turbochargers are also required to provide higher efficiencies and higher pressure ratios. Therefore, the performance measurement test of marine turbochargers is one of the most important processes for the improvement of the present model and for the new model development.

For the performance measurement tests of a marine turbocharger, the quantity such as efficiency which can't be measured directly should be calculated by measuring the quantity of states such as pressure, temperature, mass flow rates and others. The true values won't be obtained when the values of atmospheric pressure, temperature, humidity and others have dispersion. Therefore, it is necessary to consider these influences on the analyses of the measured data.

In this paper, to clarify the uncertainties of the performance measurement for a marine turbocharger, performance values were calculated from quantities of state parameters of some turbochargers, and then the calculated results were critically compared with uncertainty effects.

Key words: Uncertainty, Measurement, Turbocharger, Performance

1．はじめに

近年，舶用ディーゼルエンジンの高出力化・低燃費化に伴い，過給機に対しても従来以上の高効率化，高圧力比化が求められるようになった。新機種の開発ならびに従来機種の改良および品質保証において，この熱力学的性能計測は最も重要な工程のひとつである。

過給機の熱力学的性能計測試験は，圧力・温度・流量等の状態量を計測し，効率などの直接計測できない量を算出する。大気圧力・温度・湿度などが変動すると，その影響も考慮しなければ真の値を導くことはできない。

実測値に基づいた計算結果には，必ず誤差が含まれている。真の値が分からなければ誤差は導けないが，誤差の内容を検討し，不確かさ解析を行うことによって真の値を推測し，また，誤差の要因を特定することも可能である。[(1)(2)(3)]

本報では，舶用過給機の性能計測における不確かさを明らかにするために，いくつかの過給機を用いて測定した状態量データから性能計算を行い，その結果と不確かさについて検討する。

2．性能計測試験装置

2.1　計測・制御機器および配管系統

図1に過給機性能計測試験装置の系統図を示す。

装置起動用空気源①で発生された圧縮空気は，排気ガスの代用として燃焼器②で燃焼され，膨張による動力をタービン軸に伝えた後，大気に放出される。装置起動用空気源とタービンの間には，流量計測のためのオリフィス③が設けられている。

一方，供試過給機のコンプレッサは，タービン軸から伝えられた回転エネルギによって，大気から空気を吸い込み圧縮空気として吐出する。コンプレッサと排気塔の間には，流量計測のためのオリフィス④が設けられている。[(4)]

起動時の過給機回転速度の制御は，おもに減圧調整バルブ PCV-1 および PCV-0 を操作する。タービン入口温度の制御は，燃料減圧調整バルブ PCV-4 を操作し，燃料流量を調整することにより行う。また，コンプレッサ吐出圧力の制御は，バルブ PCV-2 を操作する。ただし，これらの制御対象の間には，相互干渉が生じるため，一つの制御量だけを変更する場合も複数の操作を同時に行う。

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

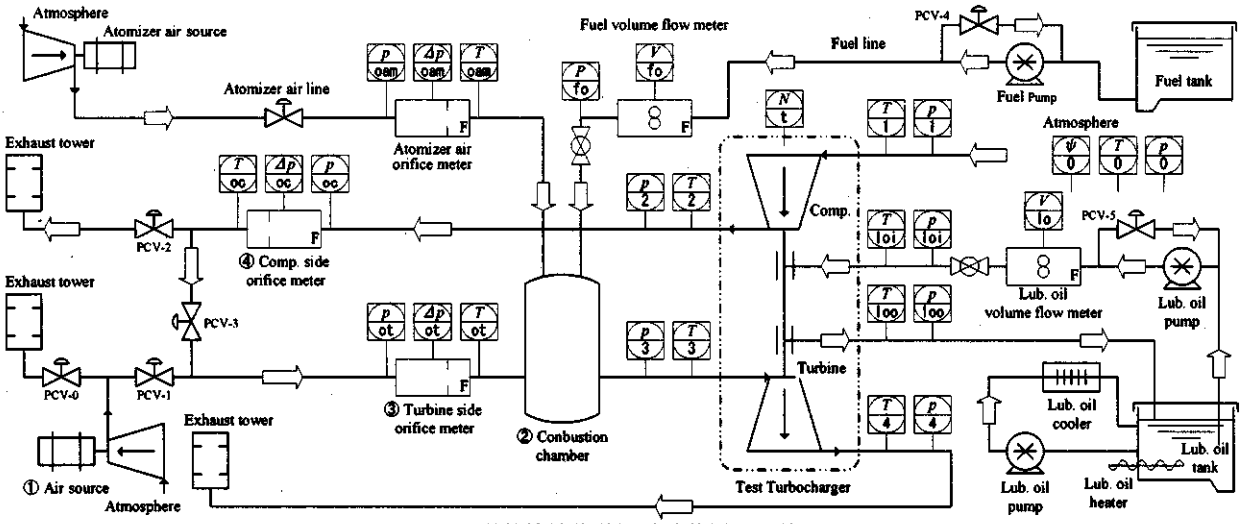


図 1 過給機性能計測試験装置の系統図

過給機回転速度が上昇し，所定のコンプレッサ吐出圧力が得られると，バイパスバルブ PCV-3 を調整して，コンプレッサから吐出された圧縮空気をタービンに供給し，装置起動用空気源からの圧縮空気を PCV-1 によって遮断することができる。また，PCV-2 を全閉にすれば，コンプレッサ吐出空気の全流量がタービンに供給され，コンプレッサ吐出圧力は，PCV-3 によって制御される。

供試過給機のコンプレッサ・タービン・潤滑油のそれぞれの入口および出口には，圧力・温度の計測センサが設けられている。また，コンプレッサ入口近傍には，大気絶対圧力センサおよび大気温湿度センサが設けられている。

燃焼器に供給される燃料およびアトマイザエアの各流量は，それぞれ容積式およびオリフィス流量計によって計測される。同様に，過給機に供給される潤滑油も容積式流量計により計測される。

試験装置は，その大きさによって，制御・計測範囲が決まるため，供試過給機の大きさに合わせて選択する。これにより制御性および計測の不確かさを許容範囲内におさめることが可能となる。

2.2 計測項目・記号・数および単位

過給機回転速度	N_t	1	[s^{-1}]
大気圧力	p_0	1	[Pa]
大気温度	T_0	1	[K]
大気相対湿度	ϕ_0	1	[-]
コンプレッサ入口全圧	p_{1t}	4	[Pa]
コンプレッサ入口全温度	T_{1t}	6	[K]
コンプレッサ出口静圧	p_{2s}	4	[Pa]
コンプレッサ出口全温度	T_{2t}	4	[K]
コンプレッサオリフィス差圧	Δp_{oc}	2	[Pa]
コンプレッサオリフィス前静圧	p_{oc}	2	[Pa]
コンプレッサオリフィス全温度	T_{oc}	2	[K]
タービン入口静圧力	p_{3s}	4	[Pa]
タービン入口全温度	T_{3t}	6	[K]
タービン出口静圧力	p_{4s}	6	[Pa]
タービン出口全温度	T_{4t}	4	[K]
タービンオリフィス差圧	Δp_{ot}	1	[Pa]
タービンオリフィス前静圧	p_{ot}	1	[Pa]
タービンオリフィス全温度	T_{ot}	1	[K]
アトマイズオリフィス差圧	Δp_{oam}	1	[Pa]
アトマイズエア静圧	p_{oam}	1	[Pa]
アトマイズオリフィス全温度	T_{oam}	1	[K]
燃料流量	V_{fo}	1	[L/min]
燃料入口圧力	p_{fo}	1	[Pa]
潤滑油流量	V_{lo}	1	[L/min]
潤滑油入口圧力	p_{loi}	2	[Pa]
潤滑油出口圧力	p_{loo}	2	[Pa]
潤滑油入口温度	T_{loi}	2	[K]
潤滑油出口温度	T_{loo}	2	[K]

2.3 性能計測・制御システム

図 2 に性能計測・制御システムの構成図を示す。

現場に設置された各計測センサからの信号は，センサラック盤内シーケンサのプロセス計測ユニットに計測データとして収集される。センサラック盤内のシーケンサは，計器室の計測制御盤内シーケンサのメインユニットと数ミリ秒間隔でリンクし，計測制御盤内性能計測制御用 PC は，メインユニットから，1 秒間隔でデータを採取する。

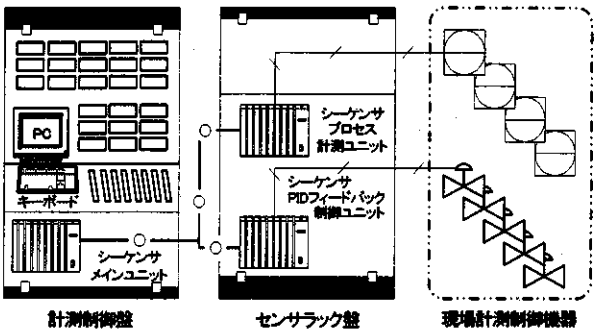


図 2 性能計測・制御システム構成

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

計測制御盤内の性能計測制御用 PC および各操作機器から入出力する制御情報は，計測制御盤内シーケンサのメインユニットから，センサラック盤内シーケンサの PID フィードバック制御ユニット等を介し，現場の各操作機器に出力される。

2.4 性能計測・制御 PC ソフト

図 3 に性能計測・制御 PC ソフトの構成を示す。

PC ソフトは，

a) 仕様登録プログラム

b) 性能計測プログラム

c) 性能計算結果記録プログラム

の 3 種類から構成される。

a) 仕様登録プログラムは，計測制御にあらかじめ必要な情報を数値処理し，b) 性能計測プログラムが利用できるデータとして保存するためのものである。計測制御にあらかじめ必要な情報とは，試験装置の仕様，または，供試過給機の形式・仕様により異なる固有の情報で，性能計算に必要な幾何形状の値・計画コンプレッサ性能曲線・計測のバラツキの許容限界値・PID 制御に必要な各係数・安全上必要な各制御量の許容限界値などである。したがって，仕様の数だけファイルが存在する。なお，a) 仕様登録プログラムは，市販の表計算ソフトをベースに作成され，付属のマクロ言語により機能を追加している。

b) 性能計測プログラムは，試験直前に，a) 仕様登録プログラムに保存された数値データを読み込み，制御に必要なデータを計測制御盤内シーケンサのメインユニットに受け渡す。また，計測試験中は，メインユニットの計測データをリアルタイムで採取表示する。採取と同時に各種性能計算し，その結果もデジタル表示およびグラフィック表示する。

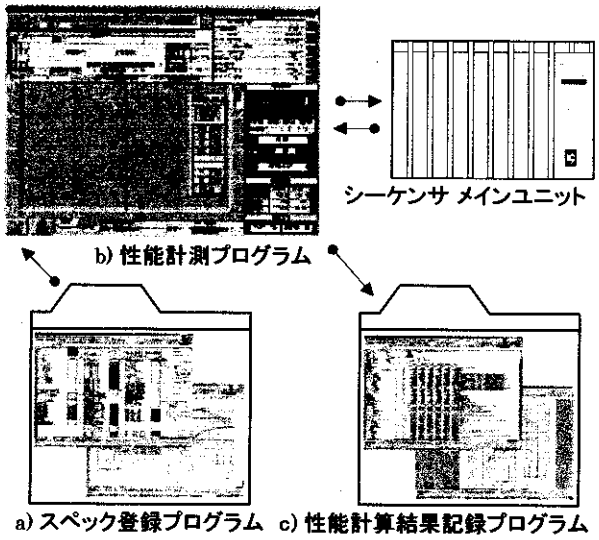


図 3 性能計測，制御 PC ソフト構成図

また，計測データのバラツキが，許容限界値を超えている場合や，試験装置が定常状態であるか否かのメッセージも表示する。さらに，計測値のトレンド記録に加え，任意の計測点で，c) 性能計算結果記録プログラムに計測値を受け渡すこともできる。なお，b) 性能計測プログラムは，市販のプログラム言語により作成されている。

c) 性能計算結果記録プログラムは，b) 性能計測プログラムの計測データを受け取り，その結果をデジタルおよびグラフィック表示・出力することができるファイルである。性能計算式は，b) 性能計測プログラムと同一である。計測データのバラツキが，許容限界値を超えている場合や，試験装置が定常状態であるか否かのメッセージも表示する。なお，c) 性能計算結果記録プログラムは，市販の表計算ソフトをベースに作成され，付属のマクロ言語により機能を追加している。

性能計算式は，ISO および JIS に準じており，[5][6] オリフィスおよびコンプレッサ側の作動流体は湿り空気，タービン側の作動流体は空気過剰率 $\lambda=4$ の燃焼ガスと湿り空気の混合ガスとして，比熱，ガス定数などを計算している。[7]

3．不確かさの検証

3.1 繰り返し計測から求める標準不確かさ

繰り返し計測から求める「Type-A」の標準不確かさ[8][9]は，全計測項目について，それぞれの計測センサ数 M=1～8 個のデータを 1 秒間隔で N=700 回採取し評価した。

この計測では，通常の性能計測試験と同様に，過給機を起動させ試験装置の系を定常状態として 1 時間以上保持した後，必要なデータを採取した。

図 4 に，コンプレッサ出口圧力 p_{2s} の M=4 個の度数分布図を一例として示す。

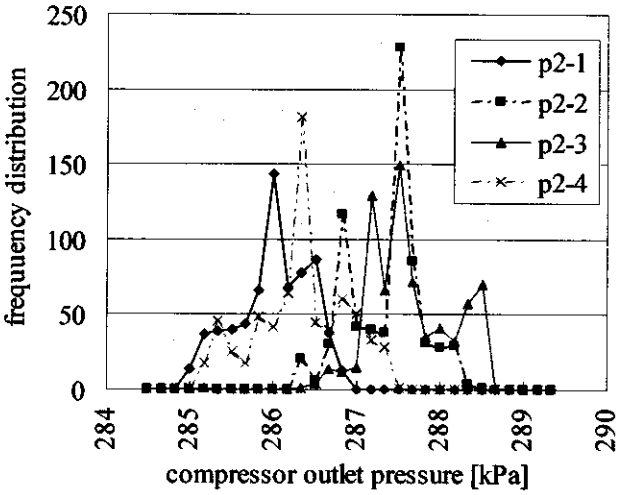


図 4 度数分布図の一例

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

収集したデータは，計測項目ごとに，式(1)によって「Type-A」の不確かさを求めた。

$$S=\left[\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(X_i-\overline{X}\right)^2}{N-1}\right]^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

M個の計測センサによって，同一計測項目として空間的な平均化を行っている測定点は，式(2)により，その効果と空間による非一様性を評価した。

$$S\overline{\overline{x}}=\left[\frac{\sum_{i=1}^{M}S_i^2}{M\cdot\sum_{i=1}^{M}N_i^2}\right]^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

3.2 繰り返し計測以外の方法で評価される標準不確かさ

繰り返し計測以外の方法で評価される「Type-B」の標準不確かさ[8][9]は，計測機器の校正によっても排除しきれない不確かさや，データ処理の過程で付加される不確かさとして評価した。計測システムは，現場のセンサから計器室の計測 PC までを系全体として校正し，信号処理経路の影響はまとめて評価した。なお，系を分割して校正した場合や複数の不確かさがある場合は，式(3)によって二乗和の平方根として合成した。

$$B_2=\left[\sum_{i=1}^{L}\left(B_i\right)^2\right]^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

性能計算式の中に使用されている空気・水・燃焼ガス等の状態式およびオリフィス絞り機構による流量測定の不確かさも，「Type-B」の不確かさとしてそれぞれ適切な値を入力した。

表 1 合成不確かさの算出結果

計測項目	単位	記号	計測値	絶対精密度 Type-A	絶対正確度 Type-B	95% 不確かさ
過給機回転速度	s-1	N_t	285.60	0.248	0.100	± 0.506
大気圧力	kPa	p_0	92.25	0.051	0.072	± 0.125
大気温度	℃	t_0	18.50	0.273	0.224	± 0.590
大気相対湿度	-	ϕ_0	0.21	0.003	0.003	± 0.006
コンプレッサ入口全温度	℃	t_1t	18.86	0.010	1.202	± 1.202
コンプレッサ出口静圧	kPa	p_2s	302.60	0.010	1.251	± 1.252
コンプレッサ出口全温度	℃	t_2t	216.00	0.015	1.563	± 1.563
コンプレッサオリフィス差圧	kPa	Δp_oc	14.96	0.034	0.053	± 0.086
コンプレッサオリフィス前静圧	kPa	p_oc	295.66	0.635	1.601	± 2.043
コンプレッサオリフィス全温度	℃	t_oc	218.19	0.806	0.943	± 1.867
タービン入口静圧力	kPa	p_3s	262.54	0.011	1.253	± 1.253
タービン入口全温度	℃	t_3t	507.06	0.031	1.813	± 1.814
タービン出口静圧力	kPa	p_4s	4.92	0.001	0.027	± 0.027
タービン出口全温度	℃	t_4t	313.81	0.021	1.559	± 1.560
アトマイズオリフィス差圧	kPa	Δp_oam	6.91	0.104	0.042	± 0.213
アトマイズエア静圧	kPa	p_oam	352.82	1.278	1.601	± 3.016
アトマイズオリフィス全温度	℃	t_oam	20.45	0.506	1.118	± 1.508
燃料流量	L/min	V_fo	14.80	0.310	0.461	± 0.772
コンプレッサ側空気質量流量	kg/s	G_c	26.11	0.04	0.09	± 0.12
コンプレッサ入口絶対全温度	K	T_1t	292.01	0.01	1.20	± 1.20
コンプレッサ平均湿り空気定圧比熱	J/kg·K	Cp_mc	1015	0.07	1.02	± 1.03
コンプレッサ平均比熱比	-	κ_mc	1.395	0.0000	0.0006	± 0.0006
コンプレッサ圧力比	-	π_c	4.426	0.002	0.015	± 0.016
コンプレッサ流量	m3/s	V_c	24.22	0.04	0.11	± 0.136
タービン側燃焼ガス質量流量	kg/s	G_t	26.37	0.04	0.09	± 0.125
タービン入口絶対全温度	K	T_3t	780.2	0.03	1.81	± 1.81
タービン平均湿り空気定圧比熱	J/kg·K	Cp_mt	1086	0.253	0.908	± 1.040
タービン平均比熱比	-	κ_mt	1.360	0.0001	0.0004	± 0.0005
タービン膨張比	-	π_t	3.77	0.002	0.014	± 0.015
過給機総合効率	-	η_T/C	0.613	0.0002	0.0037	± 0.0037
コンプレッサ断熱効率	-	η_c	0.776	0.0003	0.0103	± 0.0103
タービン断熱効率	-	η_t	0.836	0.0003	0.0092	± 0.0092

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

表 2 不確かさの解析結果

合成不確かさに対する, Type_Aの不確かさの影響	単位	記号	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
過給機回転速度	s-1	N_t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
大気圧力	Pa	p_0	1.0 %	11.6 %	5.2 %	1.0 %	-8.7 %	1.3 %	2.8 %	2.1 %
大気温度	℃	t_0	0.2 %	0.0 %	0.2 %	0.2 %	0.0 %	0.1 %	0.2 %	0.1 %
大気相対湿度	-	ϕ_0	0.2 %	0.0 %	0.1 %	0.2 %	0.0 %	0.1 %	0.2 %	0.1 %
コンプレッサ入口全温度	℃	t_1t	0.0 %	0.0 %	0.2 %	0.0 %	0.0 %	0.4 %	0.7 %	0.0 %
コンプレッサ出口静圧	Pa	p_2s	0.0 %	0.6 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.2 %	0.2 %	0.0 %
コンプレッサ出口全温度	℃	t_2t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.6 %	0.0 %
コンプレッサオリフィス差圧	Pa	Δp_oc	[illegible]	1.9 %	[illegible]	[illegible]	1.5 %	0.3 %	0.5 %	0.5 %
コンプレッサオリフィス前静圧	Pa	p_ocs	[illegible]	1.5 %	[illegible]	[illegible]	1.2 %	0.3 %	0.4 %	0.4 %
コンプレッサオリフィス全温度	℃	t_oct	[illegible]	1.4 %	[illegible]	[illegible]	1.1 %	0.3 %	0.3 %	0.3 %
タービン入口静圧力	Pa	p_3s	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.6 %	0.2 %	0.0 %	0.2 %
タービン入口全温度	℃	t_3t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.5 %	0.0 %	1.1 %
タービン出口静圧力	Pa	p_4s	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.3 %	0.1 %	0.0 %	0.1 %
タービン出口全温度	℃	t_4t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.9 %
アトマイズオリフィス差圧	Pa	Δp_oam	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.3 %	0.0 %	0.2 %	0.0 %	0.0 %
アトマイズエア静圧	Pa	p_oam	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
アトマイズオリフィス全温度	℃	t_oam	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
燃料流量	L/min	V_fo	0.0 %	0.0 %	0.0 %	2.3 %	0.2 %	2.3 %	0.0 %	1.6 %

合成不確かさに対する, Type_Bの不確かさの影響	単位	記号	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
過給機回転速度	s-1	N_t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
大気圧力	Pa	p_0	0.7 %	[illegible]	3.7 %	0.7 %	6.1 %	0.9 %	1.9 %	1.5 %
大気温度	℃	t_0	0.1 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %
大気相対湿度	-	ϕ_0	0.1 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %
コンプレッサ入口全温度	℃	t_1t	0.0 %	0.5 %	[illegible]	0.0 %	0.0 %	[illegible]	[illegible]	0.0 %
コンプレッサ出口静圧	Pa	p_2s	0.0 %	[illegible]	0.0 %	0.0 %	0.0 %	[illegible]	[illegible]	0.0 %
コンプレッサ出口全温度	℃	t_2t	0.0 %	1.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.3 %	[illegible]	0.0 %
コンプレッサオリフィス差圧	Pa	Δp_oc	[illegible]	1.5 %	[illegible]	[illegible]	1.2 %	0.3 %	0.4 %	0.4 %
コンプレッサオリフィス前静圧	Pa	p_ocs	[illegible]	1.9 %	[illegible]	[illegible]	1.5 %	0.3 %	0.4 %	0.4 %
コンプレッサオリフィス全温度	℃	t_oct	7.3 %	0.8 %	5.1 %	6.9 %	0.7 %	0.2 %	0.2 %	0.2 %
タービン入口静圧力	Pa	p_3s	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	[illegible]	[illegible]	0.0 %	[illegible]
タービン入口全温度	℃	t_3t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.8 %	[illegible]	0.0 %	[illegible]
タービン出口静圧力	Pa	p_4s	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	3.1 %	1.0 %	0.0 %	0.8 %
タービン出口全温度	℃	t_4t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.2 %	0.0 %	[illegible]
アトマイズオリフィス差圧	Pa	Δp_oam	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
燃料流量	L/min	V_fo	0.0 %	0.0 %	0.0 %	1.7 %	0.2 %	1.7 %	0.0 %	1.2 %
Cオリフィス上流管加工内径	m	D_opc	0.8 %	0.1 %	0.6 %	0.7 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
Cオリフィスプレート絞り孔径	m	d_oc	2.9 %	0.3 %	2.0 %	2.7 %	0.3 %	0.1 %	0.1 %	0.1 %
燃料密度	kg/L	ρ_fo	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.0 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %
Cオリフィス膨張補正係数	-	ε_oc	[illegible]	1.8 %	[illegible]	[illegible]	1.4 %	0.3 %	0.4 %	0.4 %
Cオリフィス粘性係数	Pa·s	μ_oc	0.1 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
Amオリフィス膨張補正係数	-	ε_oam	0.0 %	0.0 %	0.0 %	1.4 %	0.1 %	1.1 %	0.0 %	0.0 %
コンプレッサ入口絶対静温度	K	T_1s	0.0 %	0.0 %	0.8 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
コンプレッサ入口絶対全圧力	Pa	p_1t	0.0 %	0.0 %	5.2 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
コンプレッサ出口絶対静温度	K	T_2s	0.0 %	0.3 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.1 %	0.1 %	0.0 %
コンプレッサ出口絶対全圧力	Pa	p_2t	0.0 %	[illegible]	0.0 %	0.0 %	0.0 %	4.8 %	3.2 %	0.0 %
コンプレッサ平均乾き空気定圧比熱	J/kg·K	C_pamc	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	1.3 %	4.7 %	0.0 %
コンプレッサ平均水蒸気定圧比熱	J/kg·K	C_pwmc	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
コンプレッサ全圧力比（生）	-	π_c	0.0 %	[illegible]	0.0 %	0.0 %	0.0 %	4.8 %	3.2 %	0.0 %
コンプレッサ流量	m3/s	V_c	0.0 %	0.0 %	5.2 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %
タービン入口絶対静温度	K	T_3s	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.4 %	0.1 %	0.0 %	0.1 %
タービン入口絶対全圧力	Pa	p_3t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	11.1 %	3.6 %	0.0 %	2.8 %
タービン出口絶対全圧力	Pa	p_4t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	11.1 %	3.6 %	0.0 %	2.8 %
タービン平均乾き燃焼ガス定圧比熱（λ2or4=4）	J/kg·K	$C_pgmt\lambda4$	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.4 %	0.0 %	1.7 %
タービン平均乾き空気定圧比熱	J/kg·K	C_pamt	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.5 %	0.0 %	2.0 %
タービン膨張比	-	π_t	0.0 %	0.0 %	0.0 %	0.0 %	11.1 %	3.6 %	0.0 %	2.8 %

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

繰り返し計測で明らかになった同一計測個所の空間的な非一様性も，「Type-B」の標準不確かさとして次式で評価した。

$$B = tS\bar{x} = \frac{tS}{\sqrt{M}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

3.3 合成不確かさの算出結果

表 1 に合成不確かさの算出結果を示す。

表 1 の上段は，直接サンプリングされたデータから，式(1), (2)および(3)によって求めた値を示し，下段は，式(5)および(6)から導いた「Type-A」および「Type-B」の不確かさである。

$$S_r = \left[\sum_{i=1}^{j}\left(\theta_i S_{\bar{P}i}\right)^2\right]^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(5)$$

$$B_r = \left[\sum_{i=1}^{j}\left(\theta_i B_{\bar{P}i}\right)^2\right]^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6)$$

S_{Pi}およびB_{Pi}は，測定パラメータP_iの平均値の「Type-A」および「Type-B」の不確かさである。

θ_iは式(7)で与えられる絶対感度指数である。

$$\theta_i = \frac{\partial r}{\partial P_i} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(7)$$

4．結果の考察

図 5 として性能計測試験結果に不確かさの幅を付加した点をプロットして示す。横軸はコンプレッサ体積流量 V_c で，縦軸は圧力比 π_c およびコンプレッサ効率 η_c である。図中の曲線は，計画曲線である。満足できる不確かさであることがわかる。

表 2 に，表 1 の結果をさらに不確かさの要素因子ごとに分け，合成不確かさに対する影響を解析し示した。影響度 [%]は，式(8)または(9)により算出した。

$$D_i = \frac{t \cdot \theta_i S_{\bar{P}i}}{B_r + t \cdot S_r} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8)$$

$$D_i = \frac{\theta_i B_{\bar{P}i}}{B_r + t \cdot S_r} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(9)$$

表 2 の上段は，「Type-A」，下段は「Type-B」の不確かさを示す。表 2 より，大気圧力計測およびコンプレッサ側オリフィス計測の「Type-A」の不確かさに改善の余地があることが分かる。タービン側のオリフィスとコンプレッサ側オリフィスはそれぞれ独立したものとして，性能計算に使用しているが，2.1 に記したように試験装置の系統を閉ループとし，タービン側，コンプレッサ側双方の

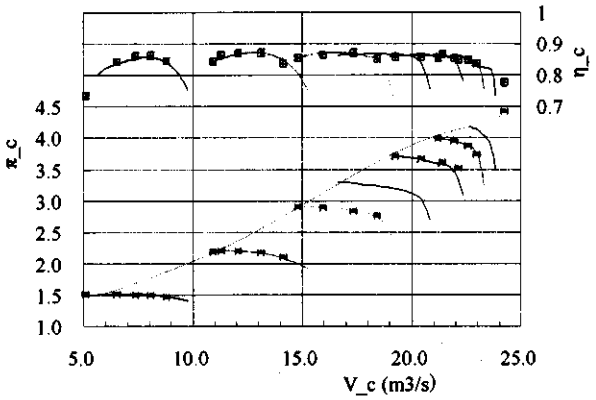


図 5 性能試験結果と不確かさの例

計測結果を平均化すれば，流量計測の不確かさを向上させることができると考える。

現状の大気圧計測およびオリフィス計測は，「Type-A」だけでなく，「Type-B」の不確かさとしても影響が大きい。

大気湿度計・アトマイザエア流量計および燃料流量計は，表 1 に示す不確かさで十分である。

不確かさ解析は，計算結果とともにリアルタイムにグラフィック表示することにより，計測精度の向上だけでなく，試験時間の短縮にも貢献できると考える。

5．まとめ

舶用過給機の性能計測試験と計測の不確かさを明らかにし，さらに各計測因子の不確かさと性能計測結果の不確かさの因果関係も明らかにした。

参 考 文 献

1) ANSI ,ASME PTC 19.1, Measurement Uncertainty (1985)
2) Cox, M. G. and Harris, P. M., GUM Supplements, NPL ホームページ http://www.npl.co.uk/
3) Phillips, S. D., Estler, W. T., Levenson, M. S. and Eberhardt, K. R., Calculation of Measurement Uncertainty, J. Res. Natl. Inst. Stand. Technol. (1998)
4) 小池利康,岩城史典,平田豊,村野隆磨,小口幸成，日マリ学講, 71 回論集, (2004-5), pp.21-22.
5) ISO5167, Measurement of flow by means of orifice plates, nozzles and venture tubes inserted in circular cross-section conduits running full (1980)
6) 日本規格協会 JIS B 8340, ターボ形ブロワ・圧縮機の試験方法および検査方法, (2000)
7) 谷下市松,工業熱力学 基礎編,(1970), pp.245-246, 東京裳華房.
8) 日本規格協会 ISO 国際文書 計測における不確かさの表現ガイド, (1996)
9) 日本規格協会 JIS ハンドブック「機械計測」,"計測における不確かさの表現のガイド"について,(1996)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

A－24

非接触回転動翼先端変位計測の実用化研究

－ねじれ変形量の計測及び計測デバイスの実用化設計－

*松田幸雄、小河昭紀、橋本良作（宇宙航空研究開発機構）

Research of Non-Contact Rotating Blade Tip Displacement Measurement

- Measurement of Torsion Displacements and Practical Design of Measurement devices -

Yukio MATSUDA, Akinori OGAWA, Ryousaku HASHIMOTO

ABSTRACT

JAXA – ISTA are developing a technology which measures the rotating blades tip displacement by the optical fiber sensor and the high-speed data processing equipment. On the application to behavior-measurement of fan / compressor blades of gas turbine, many results have been obtained. In the base of these results, a different measurement and practical design of the measurement devices are being put in practical use.

This report describes the measurement method of torsion deformation on composite material blades measurement and the design method of the optical fiber sensor, data processing equipment and measurement software for practical application.

Key words: Displacement Measurement, Optical Fiber, Blade Tip Vibration, Torsion

1．まえがき

宇宙航空研究開発機構・航空宇宙技術研究センターでは、エンジン内部で回転する動翼先端の変位を、光ファイバセンサと高速データ処理装置により、非接触に計測する技術を独自に開発して、ファンや圧縮機動翼の振動計測に適用し多くの成果を得ている[1) 2) 3)]。この成果を発展させ、本計測技術を実用化するという観点から、従来と異なった計測対象への適用と、計測作業の一般化に必要な計測デバイスの実用化を行っている[4) 5)]。

本報告では今まで計測例がない本計測法の適用例として、ねじれ変形量の計測を複合材ブレードについて実施した結果と、実用化を意識した光ファイバセンサ、データ処理装置及び計測ソフトウエアの設計及び試作について述べる。

2．非接触回転動翼先端変位計測の概略

2．1　計測法の原理

図１に本計測法の原理を示す。図１で光ファイバセンサは、光源光を導き動翼先端に放射する。いま動翼先端が、光ファイバセンサの前面を通過するとこの放射光を反射し、これを同じセンサがとらえて光検出器に導く。光検出器の出力は、図１下の左端に示したような電圧波形となるが、これを適当な閾値でパルス波形に整形する。以上より動翼の通過に伴うパルス列が形成され、これを

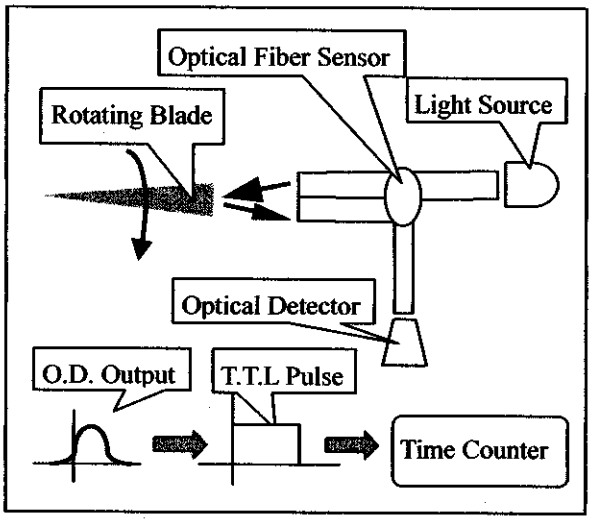


図１．本計測法の原理

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

タイムカウンタで測定することにより動翼の通過時間を得る。いま回転速度が低い場合などで、動翼先端の変位が小さい場合、この通過時間は一定の間隔で測定される。次に回転速度の上昇により動翼先端に変位が生じると、この通過時間はわずかに変動する。この変動分を測定することにより動翼先端の変位が求まる。

以上のように、本計測法は動翼など測定対象自体に何ら加工を必要としない非接触計測であり、また全動翼について同時に計測が可能であると共に以下に示すような特長を有している。

①時間計測＝ディジタル計測である

②光応用センサにより電磁ノイズの影響がない

③比較計測であるため系統誤差が除かれる

図１で光ファイバセンサは測定対象のケーシングに装着するが、図２に示すように周方向に複数のセンサを配置すると、動翼先端変位の時間的変動から動翼先端の振動が計測できる。また図３に示すようにセンサを軸方向に配置すると、動翼先端変位の位置的な時間変動から、動翼先端のねじれ角度が計測できる。ここで動翼先端変位の測定分解能δ(mm) は、回転速度を N(rpm)、動翼先端のピッチ円直径を D(mm)、タイムカウンタのクロック周波数を fc(Hz)とすれば次式で表せる。

$$\delta = \pi D \cdot N/60 \ / \ fc \quad \text{----------(1)}$$

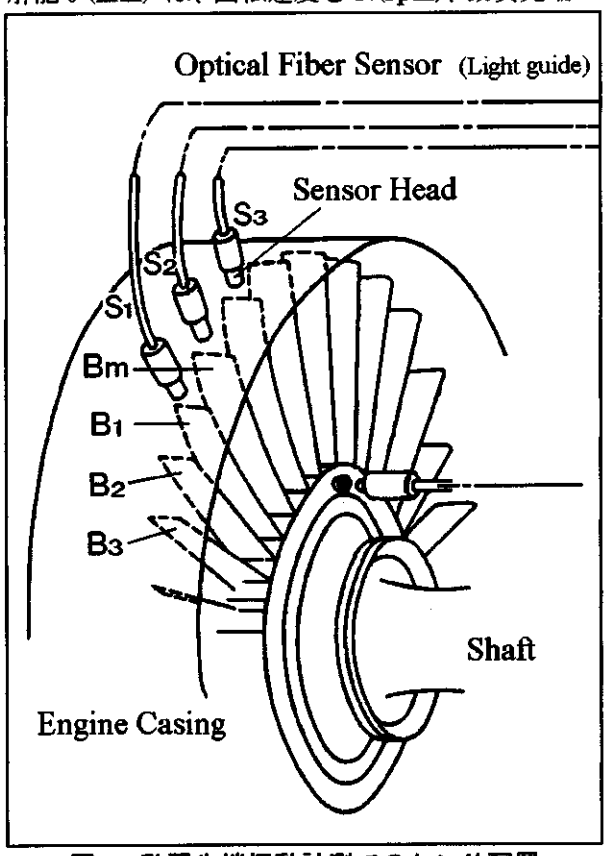


図２．動翼先端振動計測でのセンサ配置

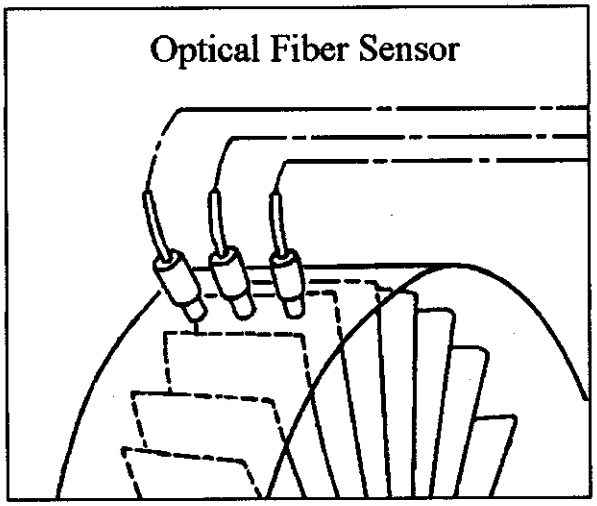


図３．動翼先端ねじれ計測でのセンサ配置

３．スマートブレードのねじれ角度計測

本計測法の適用範囲を広げる目的で、今まで計測例がない複合材動翼のねじれ変形量の計測を行った。測定対象であるスマートブレードは、回転速度の上昇により増加する遠心力を利用して、動翼ねじり角度を意図的に変化させることにより、空力的な効率の改善を期待する技術である[6)]。

３．１　スマートブレード試験片

今回測定を行ったスマートブレード試験片を図４に示す。ここで試験片の材質、製作法及び構造的な解析結果等については省略する[6)]。図４の試験片は黒色なため、光反射率を上げるために翼端に白色の塗装を施した。この試験片を図５に示すようにスピンテスタの回転軸に２枚装着した。

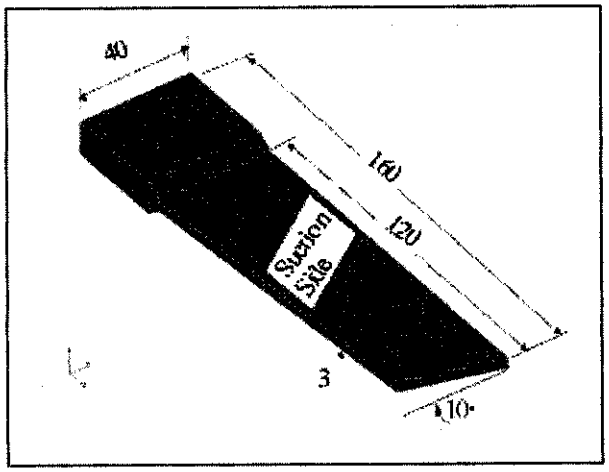


図４．スマートブレード試験片

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3.2　光ファイバセンサアレイ

ねじれ計測では、図3に示すように軸方向に光ファイバセンサを並べる。今回の計測では、試験片の翼弦長 40mm に対し 16 チャンネルの光ファイバセンサをピッチ 2.5mm で並べた光ファイバセンサ・アレイを製作した。各チャンネルの光ファイバセンサは、光学ガラスのファイバ素線を直径2φに束ねたもので、全長は約 4m である。光源には外径 6.2φ×17.5mm（6V、0.23A）の超小型レンズランプを用いた。以上の構成で、光源光出力から動翼先端の反射を経て、最終的に光出力として得られるまでの出力変化を図6に示す。図で縦軸は光出力を対数目盛で表しており、ランプの光出力は最終的に 0.17%まで大きく減衰する。なお本センサは装着するスピンテスタ内部が排気減圧(150Pa 以下)された状態になるため、装置の蓋に設けられたフランジで気密を維持するような構造及び加工を施した。図7にスピンテスタ内に装着した光ファイバセンサ・アレイを示す。

3.3　測定データとねじり角度の計算

いま光ファイバセンサ・アレイにより測定された時間データを Tij（i=1,2,…16、j=1,2,…n*k）とする。ここに i はセンサのチャンネル No.、n は動翼枚数及び k は計測した回転回数である。Tij は任意の計測開始時点からの時間で、クロックで刻まれた値として得られる。本データ処理装置のクロックは 50MHz（0.02μsec）である。一方回転速度を同じクロックで計測した時間データを Pi とすれば、これにより Tij を規準化した時間データ Sij を次のように得る。

$$Sij = Tij - Pi/(Pi+1 - Pi) \quad \cdots\cdots (2)$$

ここで動翼枚数が2（図5参照）であることより、同一動翼のデータを抽出して各動翼についての時間データを作成する。

次に動翼先端のねじれを模式的に描いたものを図8に示す。図で2つの実線は翼弦を直線で表したもので、右（S1a, S1b）は回転速度が低くねじれが生じていないと思われる状態を、左（S2a, S2b）はある回転速度でねじれが生じている状態を示している。また左の点線は右の斜線（ねじれがない状態）と同じ傾きの直線を示している。

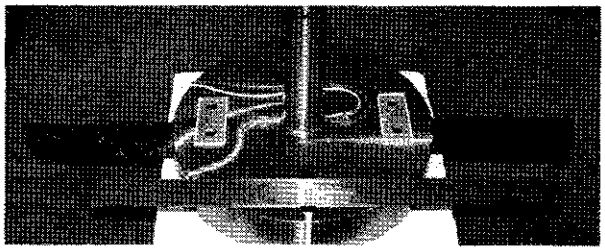


図5．スピンテスタ回転軸に装着した状態

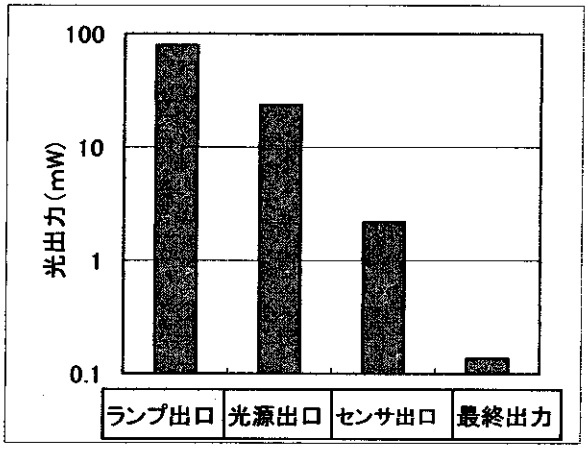


図6．光ファイバセンサの光出力変化

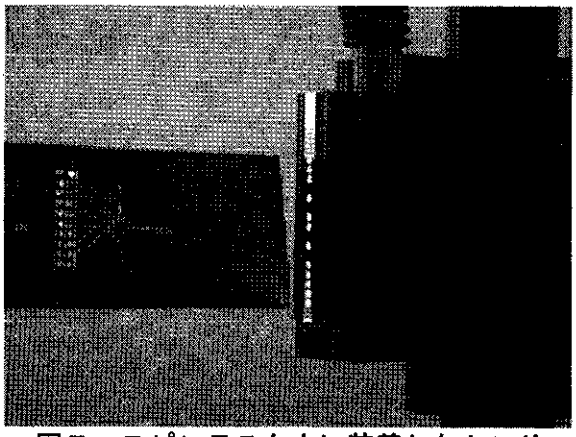


図7．スピンテスタ内に装着したセンサ

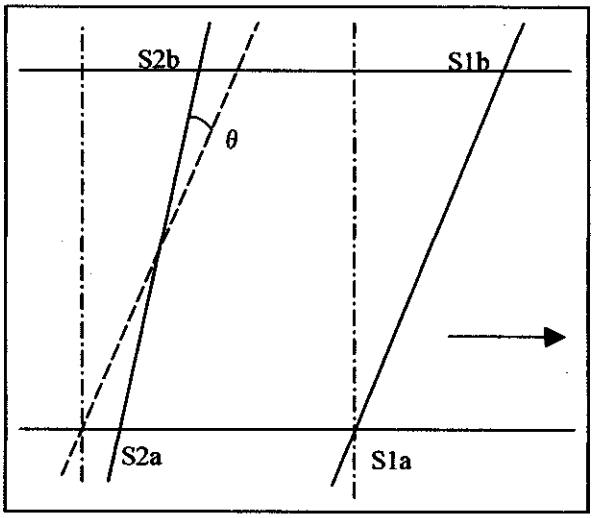


図8．動翼先端ねじれの模式的表示

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ここで動翼の移動を左から右方向としてS1a、S2aを動翼先端の下端における規準化された時間データ、S1b、S2bを同様に上端の時間データとすれば、直線S1aとS1bが軸方向（図で１点差線）に対して成す角度θ1は以下のように求められる。

$$\theta 1 = \mathrm{Arcsine}((S1b - S1a) \cdot \pi D/L) \quad \cdots\cdots (3)$$

同様にS2aとS2bについてのθ2は、

$$\theta 2 = \mathrm{Arcsine}((S2b - S2a) \cdot \pi D/L) \quad \cdots\cdots (4)$$

以上より計測を目的とするねじれ角θは、

$$\theta = \theta 1 - \theta 2 \quad \cdots\cdots (5)$$

ここにLはセンサアレイの全長、37.5mmである。

３．４　測定結果

以上より測定対象として、ねじれ変形量が異なるように製作した２種類の試験片の回転時におけるねじれ角を測定した。測定はスピンテスタの作動が安定する 2,000rpm 付近を下限として、10,000rpm まで実施した。測定結果の一例を図９に示す。これは1,874rpmでの値を基準として、各測定回転数におけるねじれ角度を示したものである。図９で実線は、この試験片の材質や設計法から計算した値、○□等は測定値である。この結果を見ると、回転速度の増加と共に両者の差は拡大し、最大で測定値は計算値に対し±0.2°（約５％）の誤差範囲内で一致しており、本計測法によりねじれ角度が精度良く計測できることが分かった。

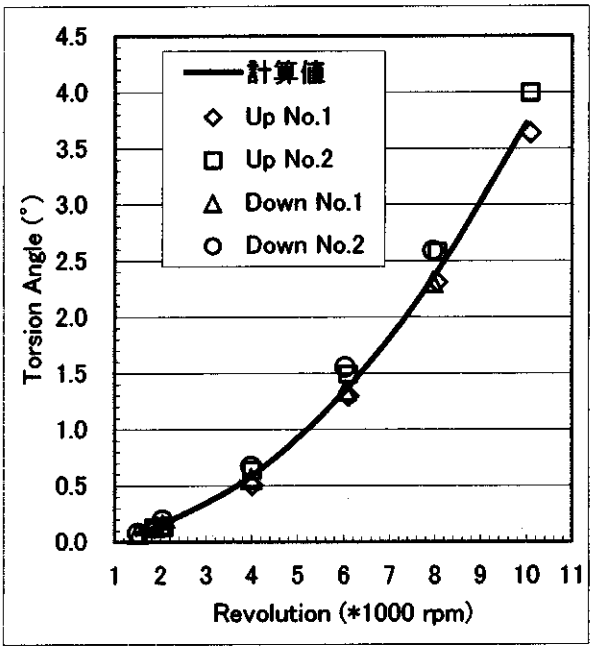


図９．測定結果例

４．計測デバイスの実用化設計と試作

本計測法に必要な計測デバイスは、光ファイバセンサと光源及び光検出素子、カウンタ／メモリ回路からなるデータ処理装置、この装置を制御しデータ解析を行うホストコンピュータの計測ソフトウエアである。本計測法による今までの動翼振動計測では、計測対象に合わせてこれ等の計測デバイスを新規に製作するか、あるいは修正を行って実施してきたが、本計測法を広く一般化するためには、それぞれの計測デバイスの実用化を図ることが必要である。

４．１　光ファイバセンサの実用化設計

動翼振動計測に用いる光ファイバセンサは、図２に示すようにケーシングの周方向に装着する。ここで１本の光ファイバセンサは、図１に示したように光放射／集光側のセンサ先端から、測定装置側と光源側の２つに分離している。光ファイバセンサの全長は、センサ装着位置からデータ処理装置までであり、少なくとも 5m から場合によって 10m 以上になる場合もある。従って測定対象にセンサを装着する作業では、その取り回しが常に問題となり、また光ファイバ自身が折れやすいことから誤ってセンサを破損する恐れも少なくない。

次にこの光ファイバセンサのセンサ先端は、測定対象に装着する工作が必要なためその都度新規に製作するが、それ以外の光源側及びデータ処理装置側は共通であることから標準化が可能である。以上のことを考慮して設計・試作した光ファイバセンサの１例を図 10 に示す。図 10 ではセンサ先端とそれ以外を分離し光コネクタで結合する構成になっており、センサの取り回しは一般的な温度センサ等と同様な感覚で扱うことができる。

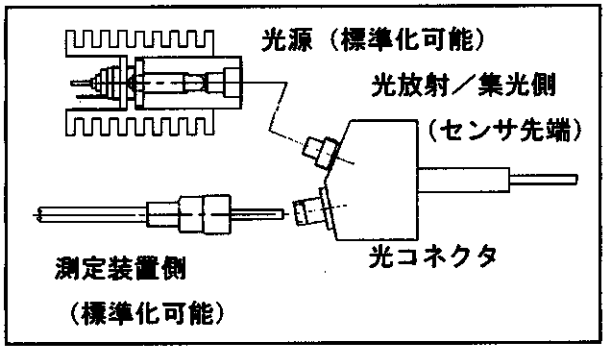


図１０．試作した光ファイバセンサの１例

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

一方ここで用いている光ファイバセンサは、直径数百μm の光ファイバを多数束ねて１～２φのバンドルファイバにしたもので、これを図１０のように光コネクタで接続する場合、その端面における光量の減衰量は35～40%と非常に大きい。そこで光源光量の減衰をなるべく少なくするために、光コネクタの部分に光源として用いる超小型レンズランプまたは小型ハロゲンランプを直接装着する構造にした。この場合光源が非常に小さいため、センサの光放射／集光側と一体化してもセンサの取り回しには影響せず、またランプ自体が発熱体でありまた頑丈なため、測定対象の近傍にあっても影響を受けない。なおランプへの配線は直流電圧を供給するリード線だけであるため、センサの取り回しは非常に簡単になる。

４．２　耐高温光ファイバセンサ

本計測法の測定対象としてはガスタービンの圧縮機動翼などが多いが、一般的な光ファイバの耐熱温度(90℃以下)では、しばしば使用が不可能になり耐熱性が求められる。光ファイバセンサに耐熱性を持たせるには、センサ周囲を空気や水で冷却する構造が考えられるが、センサの形状が大きくなりまた冷却の用意が必要であるため、センサ自体に耐熱性を持たせる方向が望ましいと思われる。そこで耐熱性に関係する光ファイバ素線と、これをバンドルして固形する接着剤及び製造法を選択して、目標耐熱温度が 300℃及び 400℃の２種類の耐高温センサを試作した。前者は光ファイバ素線に一般的な多成分ガラスを、後者は耐熱性に優れる石英を用い、接着剤には両者ともエポキシ系及びセラミック系の耐熱特性が良好なものを採用した。

図 11 に試作した耐高温センサの耐熱試験の様子を示す。図で供試センサは、光の模擬反射体としての金属ブロックに対向して配置し、これによるセンサ出力（光量）変化を測定することで、センサの劣化を判断した。試作センサの光ファイバ先端には、熱電対を挿入して光ファイバ素線と共に接着剤で固定してあり、この熱電対で測定する温度をセンサ先端温度とした。センサの加熱は、センサ先端の側面を電気ヒータによる高温空気の吹き付けで行った。

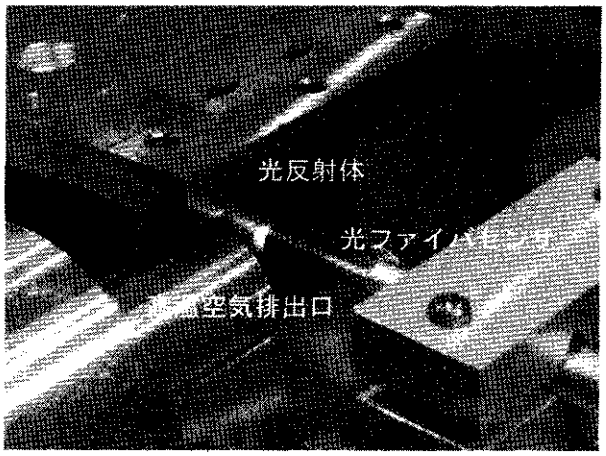


図１１．耐高温センサの耐熱試験

まず当初の目的である目標耐熱温度にセンサ先端の温度が達した後、一定時間これを保ってセンサ出力の変化を測定した。これによれば両センサとも出力の変化はほとんど見られず、劣化が起こらないことが確認できた。次に耐熱基準を超える目標耐熱温度の 125%に達するまで加熱した。この場合はセンサ出力が急激に減少しセンサの劣化が生じることが観測された。また耐熱試験後にセンサ出力を再計測し、試験前と比較した。その結果では、多成分光学ガラスによる耐温度 300℃のセンサでは 34%の出力減衰が認められたが、石英による耐温度 400℃のセンサでは 8.5%にとどまった。以上の結果より、300℃～400℃の耐熱性を有する実用的な耐高温センサが製作可能であること、また石英素線によるセンサが良い耐熱性を有することが分かった。

４．３　データ処理装置

データ処理装置は光ファイバセンサの光出力を受け、これを TTL のパルス列に変換する回路と、カウンタ、クロック及びカウント値をストアするメモリから構成される。ここで光を電気信号に変換する回路は、パッケージ化された市販品があり、またカウンタやメモリは汎用品として準標準的な基板が比較的容易に利用できる。これらを採用してデータ処理装置を試作した。これを図 12 に示す。試作したデータ処理装置の設計にあたっては、特に机上に置いて使用できるような小型化及び軽量化を目指し、ほぼその目標を達成した。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

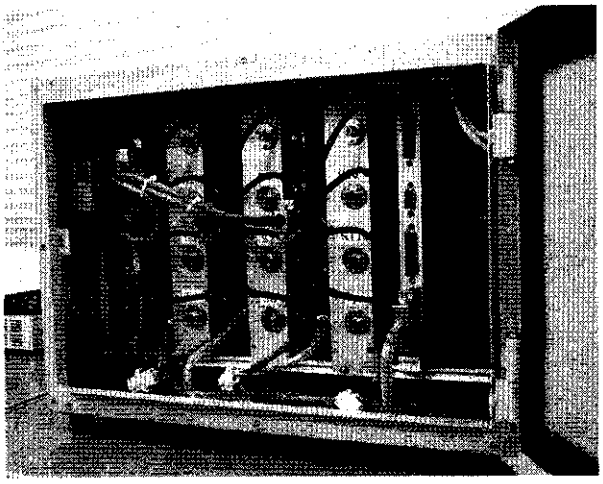


図１２．データ処理装置

４．４　計測ソフトウエア

本計測法の実用化にあたって特に大きな問題となるのが、データ処理装置を作動させて計測データを収集し、動翼先端変位の計算を行う計測ソフトウエアである。この計測ソフトウエアの制作は基本的にユーザーが行うが、その負担は極力小さく、また容易に制作できることが必要である。この計測ソフトウエアは、図 13 に示すようにいくつかの処理ルーチンに分かれている。ここで二重線で囲んだ処理ルーチンは、データ処理装置への制御ルーチン、計測終了後のデータ転送及び同一動翼の時間データ作成などで共通化が可能である。そこでこのようなルーチンについては、ユーザーが簡単に扱えるようにDLL(Dynamic Link Library)にモジュール化した。DLL は一般的なサブルーチンと同様に、指定したフォームで書かれた引数でデータを交換するもので、この DLL の記述により数行のステートメントで基本的な計測のプログラムが制作可能となる。また一般的な動翼振動値やねじれ変形量の計算ルーチンをサンプルとして用意した。なお開発言語は Microsoft Visual Basic Ver.6 である。

５．まとめ

光ファイバセンサと高速データ処理装置により、非接触に動翼先端変位を測定する計測法をより一般化するために、今まで計測例がない本計測法の適用例として、ねじれ変形量の計測を複合材ブレードについて実施、ねじれ角度が精度良く計測可能であることを確かめた。また本計測法を広く一般化するために必要な各計測デバイスの実用化設計を行い、光ファイバセンサについては標準化及び耐高温センサの試作と耐熱試験を実施して、実用化センサとしての特性を確認した。データ処理装置については小型化及び軽量化を目指した設計・試作を行い、また計測ソフトウエアについては本計測装置を扱う一般ユーザーを意識して、モジュール化を中心としたプログラム制作を行い、ほぼ当初の実用化の目標を達成した。

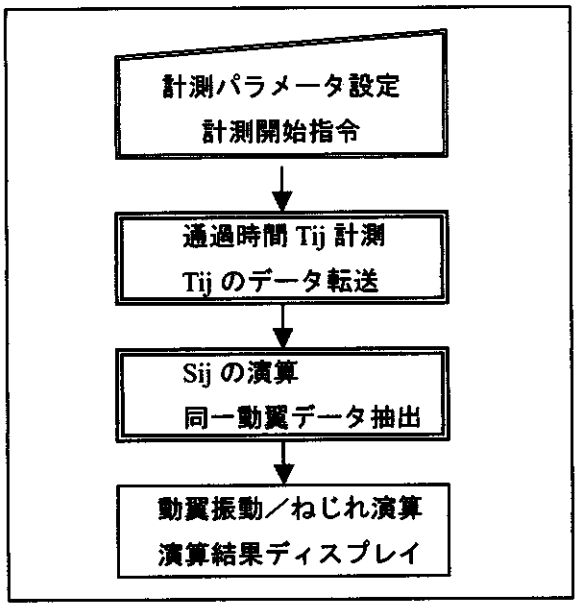


図１３．計測プログラムフローチャート

参考文献

１）遠藤ほか、特許登録「回転動翼振動計測装置」No.1584986、1990 年 10 月 31 日

２）松田ほか、特許登録「回転動翼振動計測装置」No.3038382、2000 年 3 月 3 日

３）遠藤、松田、松木、「動翼振動の非接触計測法」、GTSJ 技論、1994 年 9 月

４）松田、光武、大橋、「遠心圧縮機インペラの非接触振動計測」、GTSJ 第 15 回秋季講演会前刷、2000 年 11 月

５）唄野、松田、河岸、「高速回転ファンの非接触動翼振動計測」、GTSJ 第 16 回秋季講演会前刷、2001 年 10 月

６）Ogawa、Hashimoto、Matsuda、Sofue、Hojo、「Rotational Behavior Tests of Smart Blades」、Asian Joint Conference on Propulsion and Power、Mar. 4-6、2004、Seoul

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

浮動ブッシュ軸受を適用した過給機の軸受周辺部温度と軸振動の関係

*岩城　史典，三堀　健（石川島播磨重工業），小池　利康，酒井　勉（石川島汎用機械），
小幡　正一（金沢工業大学）

Relation between Peripheral Temperature of Bearings and Rotor Vibration of a Turbocharger with Floating Bush Bearings

* Fuminori IWAKI, Ken MITSUBORI(IHI), Toshiyasu KOIKE, Tsutomu SAKAI(IHK)
and Masakazu OBATA(KIT)

ABSTRACT

In response to the requirement for higher output of diesel engines in recent years, IHI has recognized that a turbocharger with higher pressure-ratio and volume-flow rate will be required, and has commenced the development of such a turbocharger. One of the important technologies to develop the turbocharger with floating bush bearings is the evaluation of design parameters such as bearing peripheral temperatures and rotational speed of floating bush bearings.

The present paper describes some measurements in a small size marine turbocharger to evaluate the bearing peripheral temperatures, rotor vibration and rotational speed of floating bush bearings by using a slip ring system. Then for the rotational speed of floating bush bearings we compare the prediction by a infinite length theory with measurements. The acquired results will be applied for designing of floating bush bearings.

Key words: Bearing, Compressor, Turbine, Turbocharger

1．はじめに

近年，舶用過給機はディーゼルエンジンの高出力化，地球温暖化・大気汚染の防止などの課題に対処していくための重要な技術となっている。また，過給機ユーザからの性能および信頼性向上への要求は年々厳しさを増しており，メーカではこれに対処するために現状機種の改良および新機種の開発を鋭意進めている。エンジンの高出力化にともない，過給機は高速回転化することにより圧力比と空気量を増大させて対応してきたが，これによりジャーナル軸受にかかる力は増大し，強度的にますます厳しくなる傾向がある。ジャーナル軸受は，このような過酷な作動条件の中で，ロータ軸のアンバランス量の増大，潤滑油中への異物の混入等，いくつかの悪条件が重なると損傷する可能性がある。

一方，高速回転機械である過給機に対しては，ジャーナル軸受として機械損失が小さく，一般的に振動安定性に優れた浮動ブッシュ形滑り軸受（以下，ブッシュという）を採用する場合が多い。ブッシュの負荷容量等の性能は，その内外周油膜温度，ロータ軸およびブッシュの相対回転数・半径隙間，ブッシュの長さ等のパラメータに大きく影響される。そのため，これらのパラメータを考慮して軸受を設計することが技術的に重要になっている。

本報では，小型舶用過給機を試験機として用い，スリップリングを用いて回転中のブッシュ内外周油膜温度の計測を行った。また，軸振動およびブッシュ回転数計測を行い，無限長幅理論に潤滑油の温度の影響を踏まえたブッシュ回転数の理論と実験値の比較およびブッシュの回転と軸振動について検討することとした。

2．供試過給機

2.1　過給機の構造

Fig. 1は試験に用いた小型過給機の断面を示したものである。回転部は，タービンとコンプレッサから成り，軸方向荷重はスラストベアリングによって支えられ，径方向荷重は 2 個の浮動ブッシュ形滑り軸受によって支えられている。静止部は，タービンケーシング，ベアリングケーシングおよびコンプレッサケーシングから構成されている。軸受間距離は約 70mm で軸長さは約 300mm である。タービン入口外径およびコンプレッサ入口外径は，ともに約 ϕ100mm である。ブッシュの形状は，その内周を 3 円弧形状に加工しており真円形状と比べて振動的に安定する特徴をもっている。

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

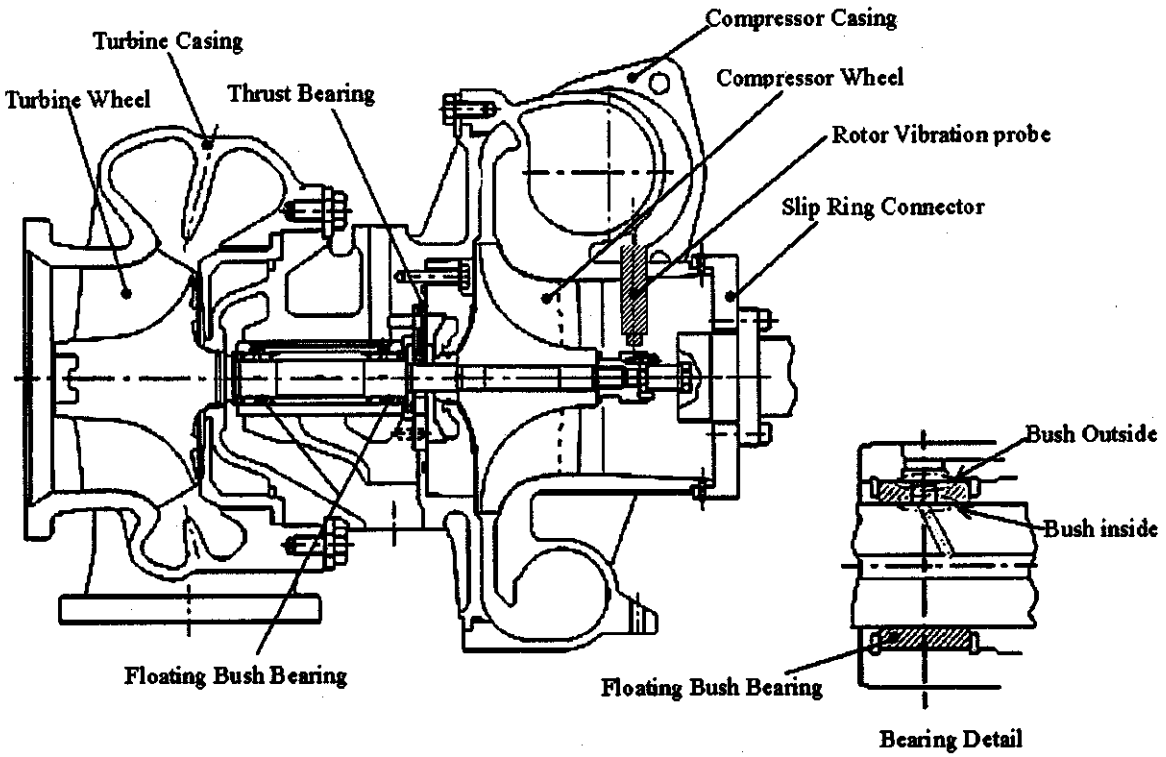


Fig. 1 Floating Bush Bearings Test Machine

2.2 浮動ブッシュ形滑り軸受の形状

Fig. 2 は浮動ブッシュ形滑り軸受の形状とすきまの関係を示している。図中，r は 3 円弧の半径，R_1はロータ軸半径，R_2はブッシュ内周の平均半径，R_3はブッシュ外周半径，R_4は軸受箱半径，δはオフセット長さ，C_b はブッシュ内周の組立半径すきまである。なお，R_2は 3 円弧で囲まれたブッシュ内周部の面積と同じ面積を持つ円の半径として求め，ブッシュ内周の平均半径を表している。

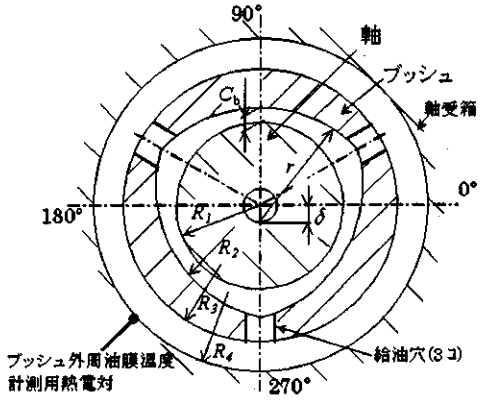


Fig. 2 Geometry and Clearance of Bearing

C_pはブッシュ内周の加工半径すきまであり，m_pはブッシュ内周の予圧係数を示し，次の式で表す。

$$C_p = r - R_1 \quad (1)$$

$$C_b = C_p - \delta \quad (2)$$

$$m_p = 1 - \frac{C_b}{C_p} \quad (3)$$

3．試験条件

3.1 供試体のパラメータ

Table 1 に本試験で使用したブッシュのパラメータについて示す。表中，$L/D_{(内周)}$・$L/D_{(外周)}$はブッシュ内周の軸方向長さとブッシュ内周側直径との比およびブッシュ外周の軸方向長さとブッシュ外周側直径との比をそれぞれ示している。

試験では，タービン入口温度(*TIT*)，過給機回転数(*Nt*)，潤滑油入口温度，潤滑油入口圧力をパラメータとして，ブッシュ回転数，軸振動，ブッシュ内外周油膜温度等の変化を調べた。

3.2 試験装置

Fig. 1 の右図に示すように，ロータ軸には回転中のブッシュ内周油膜温度を計測するために，ロータ軸中心に約 ϕ 4 の軸方向穴を加工し，この軸方向穴からブッシュの軸方向長さが半分となる位置のブッシュ内周油膜を狙って約 ϕ 1.5 の径方向斜め穴を加工した。

Table 1 Parameter of Bearings

パラメータ	タービン側	コンプレッサ側
C_p	0.165mm	0.165mm
C_b	0.0123mm	0.012mm
m_p	0.925	0.927
$L/D_{(内周)}$	0.673	0.673
$L/D_{(外周)}$	0.501	0.501
R_4-R_3	0.0343mm	0.0345mm

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

内周油膜温度の計測はこの径方向斜め穴から軸方向穴に熱電対を通し，コンプレッサ側軸端に取付けたスリップリングに接続することで，回転側の信号を静止側に伝えて行った。また，ブッシュ外周油膜温度の計測はFig. 2に示すように，コンプレッサ側から見て，軸受箱の円周方向約225°の位置に加工した約φ1.5の熱電対用の穴から行った。なお，ブッシュ内周油膜温度も外周油膜温度も潤滑油の温度をできる限り正確に計測するために熱電対の周りに断熱材を巻付けた。

ブッシュの回転数計測は，センサ部直径φ2の渦電流式変位計を使用し，ブッシュの円周方向に等ピッチに加工した3つの潤滑油給油穴を出力信号として数えることでブッシュ回転数を計測した。このブッシュ回転数計測は，タービン側とコンプレッサ側の両方で行ったが，タービン側に装着したセンサについては燃焼ガス運転を行った場合に燃焼ガスから流入する熱流束によって，センサの耐熱温度を超えると考えられたため，空気で強制冷却を行いながら計測した。

軸振動計測は，ロータ軸のコンプレッサ側軸端に取付けた軸端ナットの外周を軸振動が計測できるように研磨し，センサ部直径φ6の渦電流式変位計を使用して行った。

3.3 試験方法

3.3.1 ブッシュの回転開始確認試験

潤滑油入口温度を60℃，潤滑油入口圧力を400kPaとし，タービン側作動流体としては空気を使用し，ロータ軸回転数を2000rpmから50000rpmまで2000rpmずつ上昇させ，その時のブッシュが回りはじめるロータ軸回転数，軸振動，ブッシュ内外周油膜温度等の計測を行った。

3.3.2 ブッシュ回転数確認試験

パラメータとして，潤滑油入口温度を45℃から60℃，潤滑油入口圧力を300 kPaから400kPaの範囲にとり，ロータ軸回転数が50000rpmまでの適当なロータ軸回転数でブッシュ回転数，ブッシュ内外周油膜温度等の計測を行った。また，この場合の計測方法としては，最初にロータ軸回転数をブッシュが回りはじめる回転数まで上昇させる。ここで，ブッシュは一度，回りだすとロータ軸が完全に停止するまで回り続けるという特性を利用して，ブッシュが通常，回りはじめる時のロータ軸回転数より低いロータ軸回転数でブッシュの回転数計測を行った。なお，タービン側作動流体としては空気を使用した。

3.3.3 静定試験

パラメータとして，潤滑油入口温度を45℃から80℃，潤滑油入口圧力を300kPaから400kPa，*TIT*を450℃から550℃に設定し，ロータ軸回転数を約50000rpm一定の条件で，ブッシュ回転数，ブッシュ内外周油膜温度等の計測を行った。

4. 試験結果

4.1 ブッシュの回転開始確認試験

Fig. 3にブッシュの回転開始確認試験時の軸受部周辺温度，ロータ軸回転数，ブッシュ回転数のトレンドを示す。ここで，*Nt*はロータ軸回転数，*NFB*はブッシュの回転数，TFB_{in}はブッシュ内周油膜温度，TFB_{out}はブッシュ外周油膜温度，*TLO*は潤滑油供給温度，*PLO*は潤滑油供給圧力である。記号のあとに付けた*(C)*および*(T)*はそれぞれ，コンプレッサ側ブッシュおよびタービン側ブッシュを示す。図中において，横軸が約26分のとき，*Nt*は18000rpmとなり，$TFB_{in}(C)$は約13℃も温度が下がっている。この現象はコンプレッサ側ブッシュが回りはじめるのが約30分の時であるから，温度急降下の原因はブッシュが完全に回りだした影響によるものではなく，ブッシュがある角度だけ回って停止したために起こったと考えられる。その理由としては，ブッシュ回転計測用センサを軸受箱の円周方向約340°に装着しており，円周上3コある給油穴がこの位置に来る時，熱電対装着位置にも給油穴がほぼ来ていることを示し，その時ブッシュ回転計測用センサ出力は大きくなる。今回の計測結果では，約26分の時にセンサ出力が大きくなったため，熱電対装着位置にブッシュ給油穴が近づき，これによりブッシュ内周からブッシュ外周に流れ出す潤滑油が直接に熱電対にふれるようになったため温度が急降下したと考えられる。

コンプレッサ側ブッシュは*Nt*を20000から22000rpmに上げようとした時に回りはじめた。同時に，コンプレッサ側ブッシュの内周側・外周側潤滑油温度もごく僅かに温度を下げている。

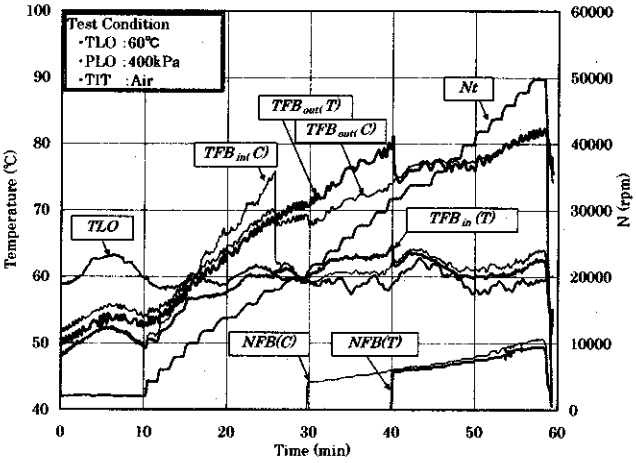


Fig. 3 Trend Data at Nt=2000 to 50000rpm

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

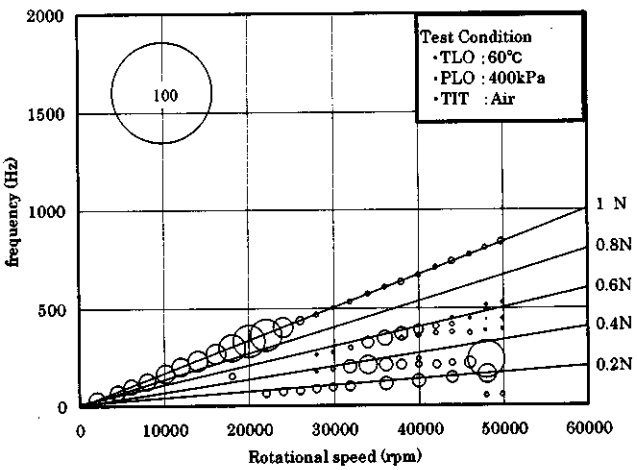


Fig. 4　Cambell Diagram of the Rotor Vibration

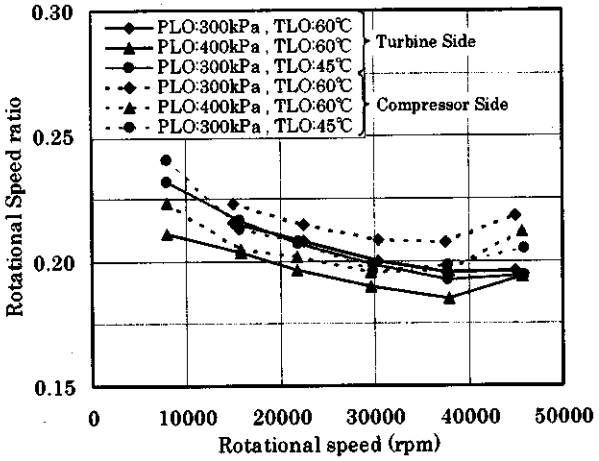


Fig. 5　Bush Rotational Speed Measurement

一方，タービン側ブッシュは *Nt* が 32000rpm になると回転をはじめた。同時にタービン側ブッシュの内周側・外周側潤滑油温度はそれぞれ約 7℃および約 3℃温度を下げている。このことからタービン側ブッシュについてはブッシュの回転による摩擦発熱低減効果が顕著に現れたともいえる。

つぎに，軸振動計測結果をキャンベル線図上にプロットして Fig. 4 に示す。横軸は *Nt*，縦軸は振動周波数である。図中において，0.2N から 1N までの記号は *Nt* を 1 とした時の次数を示している。コンプレッサ側ブッシュが回りはじめる *Nt* (20000 から 22000rpm)から，0.2N の軸振動成分が現れている。また，この時，1N の成分は大きくなっているのでコンプレッサ側ブッシュについては *Nt* が 20000rpm 程度に達すると，ブッシュ内周トルクがブッシュ外周トルクと同等程度まで増加し，この状態で軸振動による刺激を受けるためブッシュは回りだすものと考えられる。

タービン側ブッシュが回りはじめる *Nt* (32000rpm)では，本キャンベル線図上では特に著しい振動の変化は現れていない。そのためコンプレッサ側ブッシュとは異なり，タービン側ブッシュが回りはじめる時には，ブッシュ内周トルクがブッシュ外周トルクに勝る回転数になるとブッシュは回りだすと考えられる。

4.2　ブッシュ回転数確認試験

Fig. 5 にタービン側・コンプレッサ側ブッシュについての回転数確認試験結果を示す。図中の記号は Fig. 3 で示したものと同じである。横軸は *Nt*，縦軸は *NFB* と *Nt* との比を示す。また，実線はタービン側ブッシュを示し，破線がコンプレッサ側ブッシュを示す。全体的な傾向としては，軸受荷重が小さいコンプレッサ側ブッシュの方が，同じ計測条件で比較すると回転数が高い。

また，給油圧力が高いほど *NFB* は低くなり，給油温度が高いほど *NFB* は高くなる傾向がみられる。

4.3　静定試験

Fig. 6 に静定試験時の軸受部周辺温度，*Nt*, *NFB*, *TIT*, *PLO* のトレンドを示す。前節までの試験に使用したタービン側作動流体は，空気源で発生させた空気を使用したが，この場合の試験は燃焼ガス運転を行った。ここで，軸受部周辺温度に最も影響を与えるパラメータに注目する。まず，*TIT* については図中③・④から *TIT* が 50℃上昇しても軸受部周辺温度には殆ど影響を与えていない。

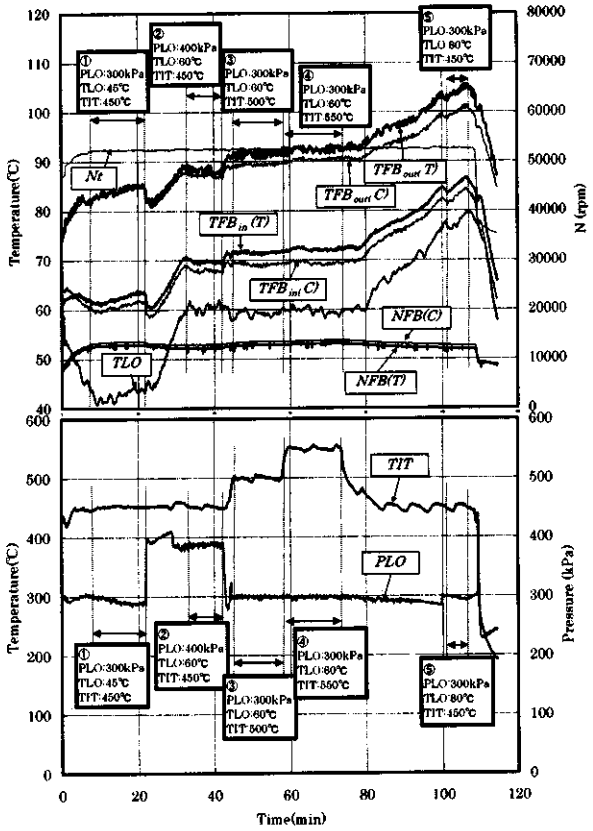


Fig. 6　Trend Data at Nt≒50000rpm

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

*PLO*については②・③から*PLO*が100kPa上昇すると約2～3℃軸受部周辺温度は低下するので僅かながら影響があると考えられる。これは，ロータ軸とブッシュの回転によって発生するロータ軸とブッシュ間およびブッシュと軸受箱間の摩擦発熱を*PLO*の上昇によって増加した潤滑油が冷却したためと考えられる。*TLO*については①・⑤から*TLO*が上昇した分，軸受部周辺温度も上昇しているので軸受部周辺温度に与える影響としては，*TLO*が最も大きいことが分かった。

5．ブッシュ回転数の計算

本試験では，3円弧軸受についてロータ軸回転数，ブッシュ回転数，軸受周辺部温度を計測したので，ブッシュの回転数について潤滑油粘度を考慮した理論式を求め[1),2)]，実験値との比較を行った。

5.1 ブッシュ回転数についての理論式

軸受レイノルズ方程式に対して無限長幅近似を行うと，負荷容量は以下の式で表すことができる。

$$\left.\begin{aligned} P_{in} &= 6\eta_{in}(U_1+U_2)\left(\frac{R_1}{c_{in}}\right)^2 \frac{\chi_1\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}}{(2+\chi_1^2)(1-\chi_1^2)} \\ P_{out} &= 6\eta_{out}U_3\left(\frac{R_3}{c_{out}}\right)^2 \frac{\chi_2\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}}{(2+\chi_2^2)(1-\chi_2^2)} \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

式(4)において，Pは軸受単位幅あたりの負荷容量，ηは潤滑油粘度，cは半径方向すきまを示し，添字の*in*と*out*はそれぞれブッシュ内周側および外周側を示す。U_iは半径R_i ($i=1$ to 3)における速度を示し，χ_1・χ_2はそれぞれロータ軸およびブッシュの偏心率を示す。

つぎに，軸受平均面圧と回転数は以下の式で表すことができる。

$$\left.\begin{aligned} p_{m.in} &= \frac{P_{in}}{2R_1} \\ p_{m.out} &= \frac{P_{out}}{2R_3} \\ N_i &= \frac{U_i}{2\pi R_i} \qquad (i=1 to 3) \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

式(5)において，p_mは軸受平均面圧を示し，N_iは半径R_iでの1秒間における回転数を示す。

式(5)を式(4)に代入すると以下の式が得られる。

$$\left.\begin{aligned} S_{in} &= \left(\frac{R_1}{c_{in}}\right)^2 \frac{\eta_{in}(N_1+N_2)}{p_{m.in}} = \frac{(2+\chi_1^2)(1-\chi_1^2)}{6\pi\chi_1\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}} \\ S_{out} &= \left(\frac{R_3}{c_{out}}\right)^2 \frac{\eta_{in}N_3}{p_{m.out}} = \frac{(2+\chi_2^2)(1-\chi_2^2)}{6\pi\chi_2\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}} \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

式(6)において，Sは軸受性能を示す無次元量であるゾンマーフェルト数を示す。

つぎに，ブッシュにかかる剪断力からブッシュ内周側摩擦トルクT_{in}と外周側の摩擦トルクT_{out}を求めると、以下の式で表すことができる。

$$\left.\begin{aligned} T_{in} &= \frac{\pi\eta_{in}U_1R_2^2}{c_1}\frac{4-\chi_1^2}{\sqrt{1-\chi_1^2}(2+\chi_1^2)} - \frac{\pi\eta_{in}U_2R_2^2}{c_1}\frac{5\chi_1^2+4}{\sqrt{1-\chi_1^2}(2+\chi_1^2)} \\ T_{out} &= \frac{\pi\eta_{out}U_3R_3^2}{c_2}\frac{5\chi_2^2+4}{\sqrt{1-\chi_2^2}(2+\chi_2^2)} \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

式(4)と式(7)において，ブッシュ内周側と外周側では，それぞれ負荷容量および摩擦トルクは釣り合っているので以下の関係が成り立つ。

$$\left.\begin{aligned} P_{in} &= P_{out} \\ T_{in} &= T_{out} \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

式(8)に，式(9)に示したロータ軸角速度Ωおよびブッシュ角速度ωと速度U_iの関係式を代入すると，

$$\left.\begin{aligned} U_1 &= R_1\Omega \\ U_2 &= R_2\omega \\ U_3 &= R_3\omega \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

ω/Ωについて以下の2つの式を導くことができる。

$$\left.\begin{aligned} \frac{\omega}{\Omega} &= \frac{\eta_{in}\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)^2\frac{\chi_1\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}}{(2+\chi_1^2)(1-\chi_1^2)}}{\eta_{out}\frac{\chi_2\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}}{(2+\chi_2^2)(1-\chi_2^2)} - \eta_{in}\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)^2\frac{\chi_1\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}}{(2+\chi_1^2)(1-\chi_1^2)}} \\ \frac{\omega}{\Omega} &= \frac{\eta_{in}\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)^2\frac{4-\chi_1^2}{\sqrt{1-\chi_1^2}(2+\chi_1^2)}}{\eta_{out}\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)\frac{5\chi_2^2+4}{\sqrt{1-\chi_2^2}(2+\chi_2^2)} - \eta_{in}\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)^2\frac{5\chi_1^2+4}{\sqrt{1-\chi_1^2}(2+\chi_1^2)}} \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

これらの2つのω/Ωが等しいとすると以下の釣り合い方程式が導ける。

$$\left.\begin{aligned} &\eta_{in}^2\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)^2\frac{4}{\sqrt{1-\chi_1^2}} + \eta_{in}\eta_{out}\left(\frac{c_{out}}{c_{in}}\right)\frac{5\chi_2^2+4}{\sqrt{1-\chi_2^2}(2+\chi_2^2)} \\ &- \eta_{in}\eta_{out}\frac{\sqrt{1-\chi_1^2}(4-\chi_1^2)\chi_2\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}}{\chi_1(2+\chi_2^2)(1-\chi_2^2)\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}} = 0 \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

ロータ軸に対するブッシュの回転数比ω/Ωを求めるためには，はじめに式(6)の上式に，R_1，c_{in}，η_{in}，N_1，N_2，$p_{m,in}$の値を入力しχ_1を求める。これら入力する値は実測値を使う。これにより式(11)にはχ_2以外の全ての値が入力できるので，χ_2を求めることができる。つぎに，χ_1・χ_2，その他実測値を式(10)に代入することによって，ω/Ωの理論値は求められる。

5.2 ブッシュ回転数の理論と実測の比較

Fig. 7およびFig. 8にタービン側およびコンプレッサ側におけるブッシュ回転数の理論と実測の比較を示す。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

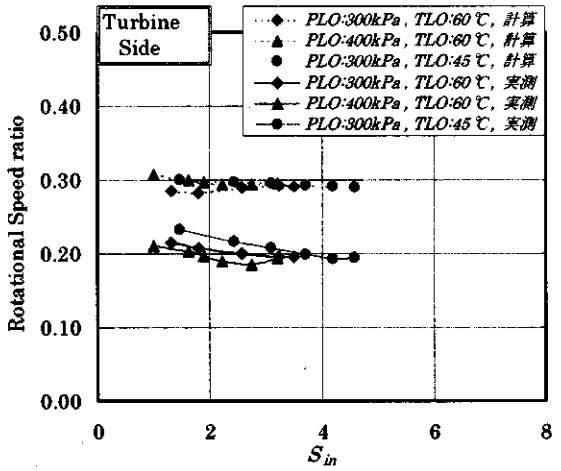


Fig. 7 Calculation and Measurement of Turbine Side Bush Rotational speed

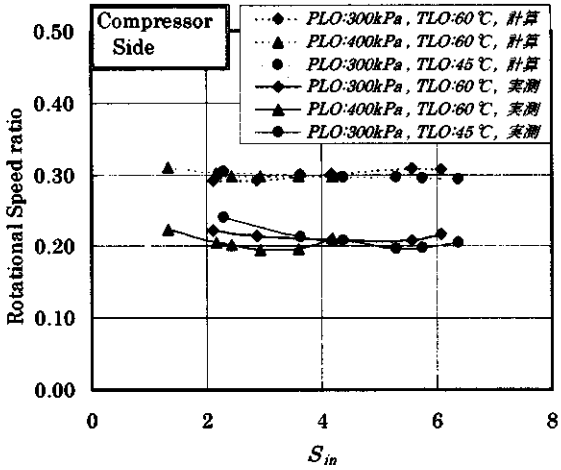


Fig. 8 Calculation and Measurement of Compressor Side Bush Rotational speed

これらの図の横軸は式(6)で示したゾンマーフェルト数，縦軸はω/Ωを示す。ここで使用した実測値は，4.2節で述べた値を使用した。実線は実測値を示し，破線は計算値を示す。全体的な傾向としては，計算に比べて実測の方が 30%程度低い値となった。この原因としては，理論式に無限長幅近似をしていること等も考えられるが，軸受内周部の温度計測をブッシュの給油穴の位置で行ったために，ロータ軸とブッシュ間に発生する摩擦発熱によって温度上昇した潤滑油温度を計測しているのではなく，供給されてきた潤滑油温度を計測している可能性があり，そのため，計算に使用した潤滑油粘度は実際よりも低い値を使っているためと考えられる[3]。

6. まとめ

ブッシュ内周形状が 3 円弧である浮動ブッシュ形滑り軸受を適用した小型舶用過給機にスリップリングを使い，回転中のブッシュ内周温度計測を行うとともに，ブッシュの回転数を計測し，軸受部周辺温度，軸振動およびブッシュの回転数についての関係を調べた。以下に，本報のまとめを記す。

(1) 潤滑油入口温度 60℃，潤滑油入口圧力 400kPa の条件でロータ軸回転数を上昇させ，コンプレッサ側およびタービン側ブッシュが回りはじめるロータ軸回転数を確認し，ブッシュの回転による摩擦発熱低減効果を確認した。また，ブッシュの回転により，約 0.2 次の軸振動成分が発生することが確認できた。なお，コンプレッサ側ブッシュが回りはじめるロータ軸回転数は 20000～22000rpm で，タービン側は 32000rpm であった。

(2) 燃焼ガス運転時に軸受部周辺温度に最も影響を与えるパラメータについて調べた。その結果，タービン入口温度は殆ど影響がなく，潤滑油入口圧力は僅かに変化が認められた。結局，潤滑油入口温度が最も軸受部周辺温度に影響を与えることが分かった。

(3) ブッシュの回転数について潤滑油粘度を考慮した理論式を求め，実験値との比較を行った。その結果，計算に比べて実測の方が 30%程度低い値となったが，十分，3 円弧軸受に対しても無限長幅近似の理論が適用できることが分かった。

参考文献

1) 田中正人：浮動ブッシュ軸受のブッシュの回転について，機構論(中国四国支部第 7 期総会)，(1969) pp. 25-28.

2) 吉岡周明：浮動ブッシュ軸受のブッシュ回転率に関する一考察，潤滑，Vol. 37, No. 3 (1974) pp. 217-221.

3) 田口英俊，他 2 名：舶用小型過給機の軸受部周辺温度に及ぼす作動条件の影響，日本マリンエンジニアリング学会誌，Vol. 37, No. 6 (2002) pp. 59～65.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－1

亜音速圧縮機動翼列流れの安定化に及ぼす前方スイープの効果

＊杉浦　秀幸，今枝　元広（早大院），
加藤　大，今成　邦之（IHI），大田　英輔（早大・理工）

Forward Sweep of Rotor Blade to Expand Throttle Margin of a Subsonic Single-stage Axial Flow Compressor

*Hideyuki SUGIURA, Motohiro IMAEDA (Waseda Univ.),
Dai KATOU, Kuniyuki IMANARI (IHI) and Eisuke OUTA (Waseda Univ.)

ABSTRACT

Compressor rotor flow modified by a forward sweep blade design is investigated at a blade Mach number of 0.35 through a rig experiment and an N-S analysis. The base radial blade is formed by a radial stacking of DCA profiles, and the stacking is shifted forward to form the swept blade with a 30 deg sweep angle at the tip. The throttle margin of 50% of the radial blade is increased to 65% by the sweep formation at a tip clearance of 0.5% of the blade chord. By increasing the clearance to 1%, the margin decreases by 7%. The numerical analysis reveals that an adverse pressure gradient caused by the sweep profile in the rear tip region of the suction surface interrupts radial surface flow to ascent toward the tip. Then, the main flow in the tip region is attached on the blade, and a stable flow is maintained even at the flow rate of radial blade stall. However, the interrupted surface flow forces to separate the main flow in the mid span range, so that the static pressure-rise decreases toward the stall onset.

Key words : Axial compressor, Throttle margine, Forward sweep, Rig experiment, Numerical analysis

1. はじめに

ファン動翼や圧縮機前段の遷音速動翼への前方スイープによる性能改善りについてかなり把握が進み，翼列高負荷化設計のトレンドとなりつつある．しかし，亜音速動翼の性能や失速特性に対する効果は十分には明らかにされてはいず，翼設計によっても異なるようである[2]．

翼端間隙が相対的に大きい圧縮機後段の亜音速翼列では，漏れ流れによる損失が大きく，失速特性も劣化する．この損失を2次元的な翼型改良によって低減することは難しいが，前方スイープにより低減することが期待される．

試作した高負荷のDCA翼と30度前方スイープDCA翼について亜音速回転リグ試験と3次元数値解析を実施している[3]．本報では，翼端間隙0.5%および1%翼弦長の場合に，失速マージンの拡大効果，設計点から低流量運転にいたる流量特性と速度分布特性等を詳細に比較して述べる．流れ構造について，翼面流れの剥離に焦点を絞り，安定運転域の範囲で数値解析によって説明する．翼端漏れ流れの作用を把握するには至っていないが，スイープによる負圧面圧力分布に由る付加的損失の発生を指摘する．翼端間隙を拡大した結果については，講演時に予定する．

2. 供試翼列と圧縮機実験

Fig. 1に前方スイープDCA動翼（スイープ翼）と非スイープのDCA動翼（ラディアル翼）を示し，Table 1に翼先端における翼列形状を示す．各スパンでの翼プロファイルは同一であり，アス

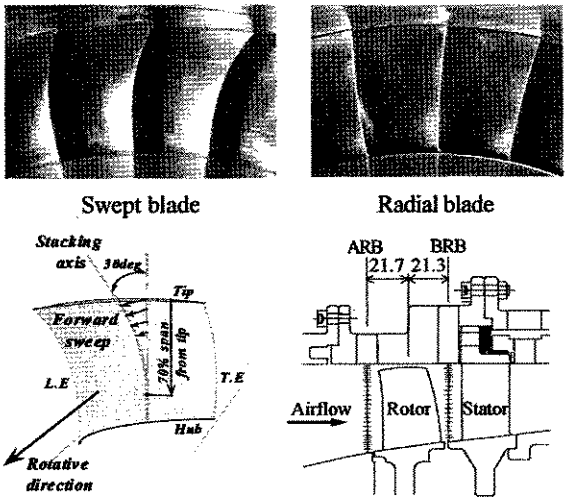


Fig. 1 Test blades and compressor stage arrangement.

Table 1 Specifications of cascades geometry (at tip).

	Rotor		Stator
	Swept	Radial	
Sweep angle deg	30	0	—
Profile	DCA		NACA65
Number of blades	33		56
Chord length mm	50.18		25.47
Solidity	1.47		1.26
Stagger angle deg	60.4		11.1
Inlet angle deg	67.9		39.0
Exit angle deg	52.9		-16.7
Camber angle deg	15.0		55.7
Aspect ratio	0.930		1.588
Tip clearance mm	0.25, 0.5		—

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ペクト比は0.930でやや長大翼弦で，反り角が高くやや高負荷動翼となっている．

翼スイープの設計はFig. 1に示すとおり翼端スイープ角が30degになるように積重線を70%半径位置から前縁方向に2次式で滑らかにスイープさせた．また，翼端漏れ流れがスイープの効果を減少させることがあるので，この実験では翼端間隙を翼弦長に対しε =0.5%(翼端間隙0.25mm)からε=2%(翼端間隙1mm)の範囲で動翼部ケーシングを研削することで翼端間隙を設定する．

動翼回転数は5000rpm～6000rpmであり，翼端周速マッハ数は0.3～0.35程度とやや圧縮性の影響が表れる状態となっている．動翼性能計測には，Fig. 1に示すように動翼前方(ARB)，後方(BRB)にて3孔ヨーメータを半径方向にトラバースさせ，全圧・静圧・2次元流速を測定した．その校正には2次元熱薄膜プローブとともに検定用風洞を用いた．なお，ヨーメータによる流速分布は熱薄膜プローブによる非定常流速の時間平均値とよく一致した．

3. 数値解析と乱流モデル

翼面境界層剥離や翼端隙間の流れなどの内部流れ構造に対して前方スイープによる差異を具体的に表現するために，3次元非定常乱流数値解析を行う．N-S方程式の差分化について，時間積分には3次精度3段階Runge-Kutta法とJamesonのImplicit Residual smoothingを適用した．対流項差分にはChakravathy-Osherの3次精度TVDスキーム，粘性項には2次精度中心差分により離散化を行った．流れが後方の流量調節弁を模した絞り抵抗によって決定することを考慮して，境界条件をFig. 2のように設定した．入口，出口境界では，半径位置毎に1次元無反射条件を適用する．入口には全温，全圧及び壁面近傍の速度分布形状を与えた．この形状には，圧縮機入口からケーシングとハブ面に沿って発達する平板上の乱流境界層を仮定して，1/5乗則で近似した．出口では絞り抵抗による圧力降下を経て大気圧に達するように断面均一に静圧を与えた．壁面においては滑り無し条件，断熱条件を適用した．

解析格子は翼周りにO型格子，翼間通路及び翼端隙間にはH型格子を用いた．それぞれ格子点数はFig. 2に示すとおりである．

乱流モデルにはSpalart-Allmarassの1方程式モデル[4]を用いた．渦粘性係数ν_tの計算には乱流遷移項を含むので，ハブ面，ケーシング面，翼面について，それぞれ単純な流れモデルによる境界層遷移データから遷移点を定めた．参考までに，この乱流モデルを用いて得た渦粘性係数ν_tの動翼後方における半径方向分布をFig. 3に示しておく．ν_tの無次元表示には翼列軸方向長さL_x，通路断面平均軸流速W_xを用いてある．このレベルはGallimore-Cumpstyが計測した混合レベル[5]にほぼ一致している．また，2次元熱薄膜プローブを用いて動翼後方で得た渦粘性を示しておく．この値はかなりの誤差を含むが，1翼通過の軸流速度，周方向流速とその変動成分から求めた歪み速度とレイノルズ応力の相関から便宜的に求めた値である．以上の比較からこの乱流解析はほぼ適切になされているものと見なす．

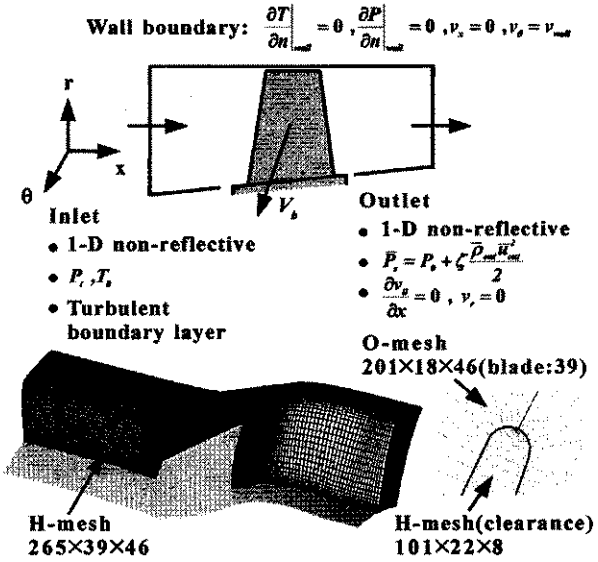


Fig. 2 Boundary conditions and computational grid system.

4. ヨーメータ計測による圧縮機動翼性能

翼端間隙ε=0.5%の場合の動翼列における全圧上昇$\psi_{T\text{-}T}$，静圧上昇$\psi_{s\text{-}s}$の流量特性をFig. 4に示す．流量ϕ_B, ϕ_Cでの数値解析結果はラディアル翼，

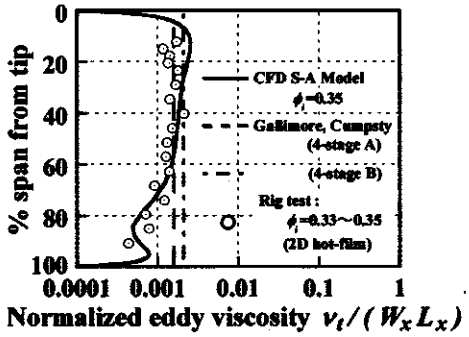


Fig. 3 Span-wise distribution of eddy viscosity averaged over blade spacing behind rotor blade.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

スイープ翼共に実験性能によく一致している．動翼単独の流れ場を対象とする数値解析に合わせて，静翼列を取り去った構成で実験を行ったが，差は認められなかった．しかし流れが不安定になり易く，実験は動・静翼列系で実施した．

安定作動域における両翼列の全圧上昇 $\psi_{T\text{-}T}$ には差は認められない．ラディアル翼では ϕ_i=0.30 で失速し，スイープ翼では ϕ_i=0.25 まで安定で，安定域は20%程度拡大する．静圧上昇 $\psi_{s\text{-}s}$ については，ラディアル翼の性能が若干低く，スイープ翼では ϕ_i=0.38 での最大値から失速点 ϕ_E まで減少する特異な性能を示す．これは負圧面ミッドスパン域での剥離によることを後に述べる．

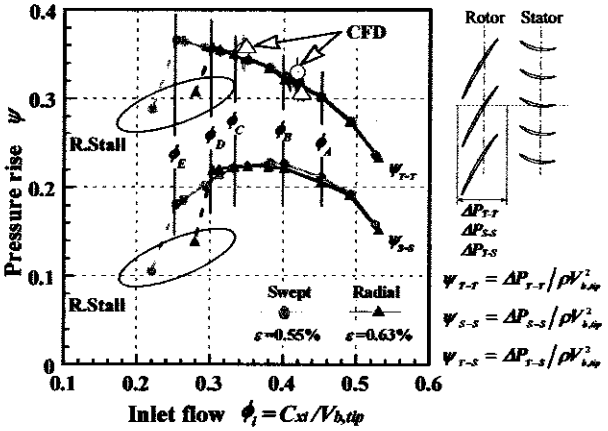
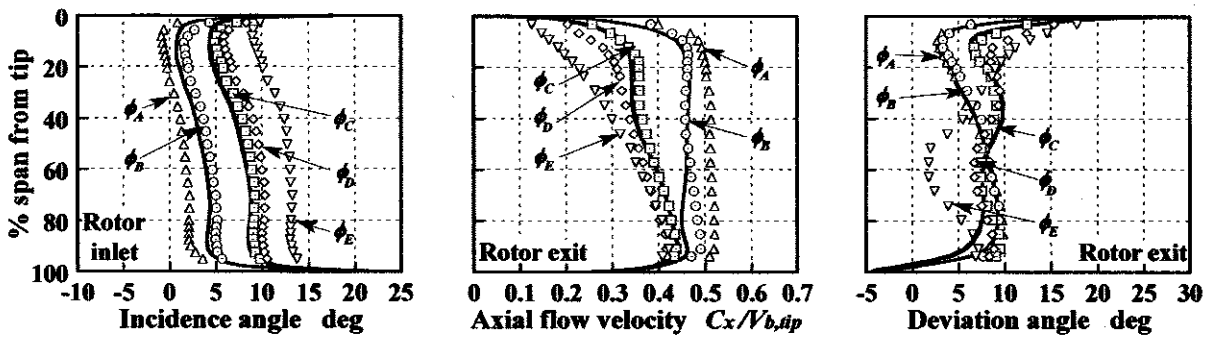


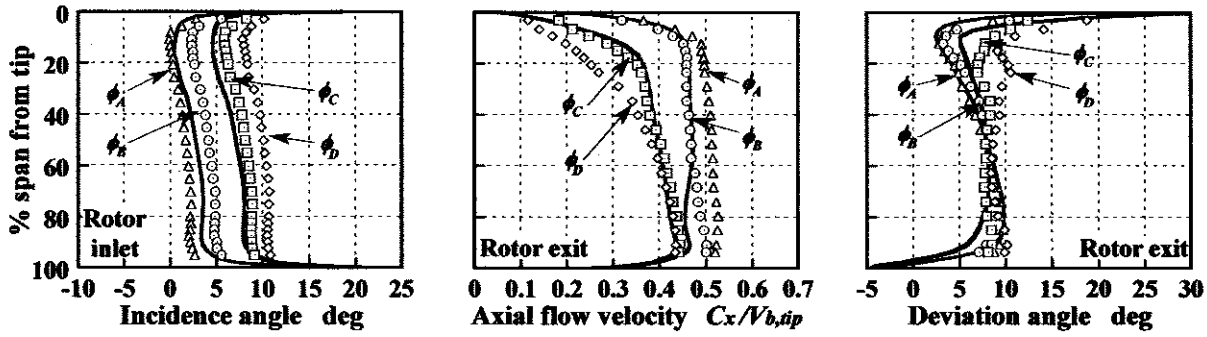
Fig. 4 Pressure-rize performances of swept and radial blades rotors compared with CFD results.

動翼列前後での流れの半径方向分布を Fig. 5 に示す．流量点 ϕ_B と ϕ_C についての数値解析結果(実線)は，スイープ翼，ラディアル翼共に，実験結果によく一致している．スイープ翼の流量 ϕ_C では，翼端側 40 ～ 20% 域で軸流速がほぼ一定値を取っている．これは半径方向の主流域軸流速の減少とスイープ翼特有のウェーク幅減少が相殺する結果によるものであることが数値解析よりわかる．ϕ_C より低流量では，ブロッケージにより動翼出口の軸流速は減少し，特にラディアル翼のチップ部での減少幅は大きい．

ラディアル翼のデヴィエーションはほとんどの流量域でハブ側から翼端 40% 位置まで 10deg 程度の値を維持し，10% 位置から急激に増加する素直な特性を示す．これに対して，スイープ翼では，ミッドスパン付近のデヴィエーションが，流量点 ϕ_C でやや減少し，流量低下によりさらに減少して失速流量の ϕ_E ではほぼ翼面流出に近い値をとる．ミッドスパン付近で顕著な負圧面剥離が誘起され，動翼後方では低速のウェークがかなりの領域を占めていることを表している．このことは熱薄膜プローブによる軸流速波形からも確認できる．しかし，この ϕ_E でも翼端デヴィエーションはラディアル翼の失速時の値と同程度に止まり，圧力上昇は低下しながらも，この流量まで安定に運転されることを示している．



(a) Spanwise flow velocity distribution across swept blade rotor



(b) Spanwise flow velocity distribution across radial blade rotor

$\phi_A : \phi_i$ =0.45，$\phi_B : \phi_i$ =0.40，$\phi_C : \phi_i$ =0.33
$\phi_D : \phi_i$ =0.30，$\phi_E : \phi_i$ =0.25

Fig. 5 Comparison of flow velocity distribution attained by swept and radial balde rotors. CFD data are seen agree well with the measured data.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

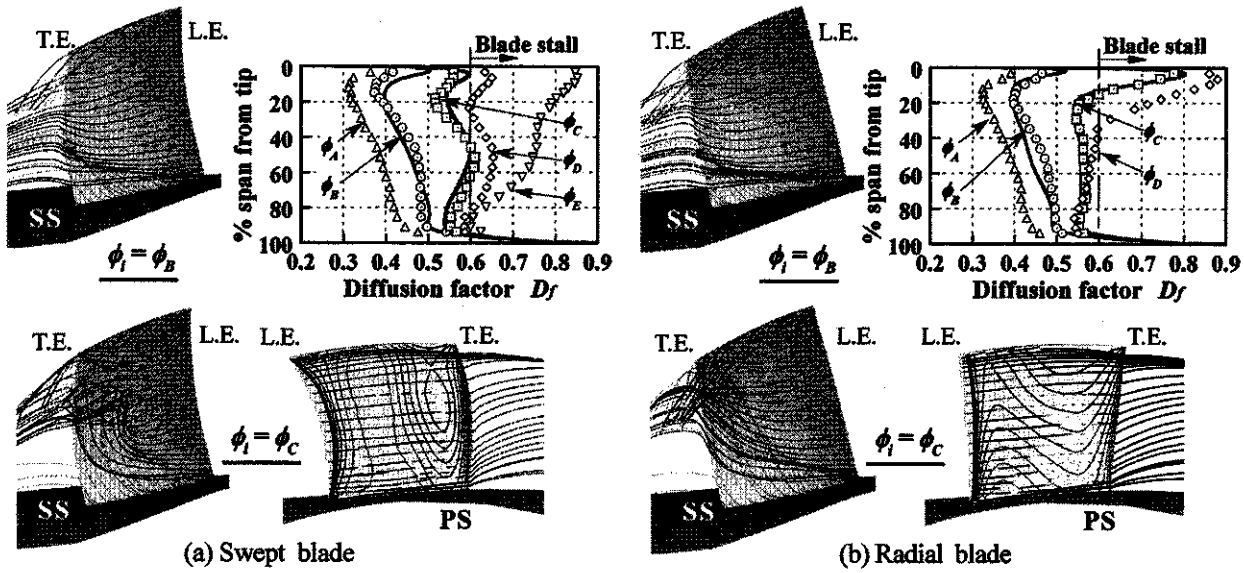


Fig. 6 Computed surface streamlines on suction surface SS and pressure surface PS respectively of swept and radial blades at high flow of ϕ_B and low flow of ϕ_C. Pressure contour is shown on PS.

5. 翼面近傍流れの劣化過程における前方スイープの影響

スイープ翼とラディアル翼まわりの流れ構造について数値解析の結果を比較する．Fig. 6 にディフューージョン係数 D_f の分布を示す．ここで，

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta W_\theta}{2\sigma W_1} \qquad (1)$$

ただし，W: 相対流速，ΔW_θ: 相対流速の周方向成分差，σ: 翼列ソリディティ，添字 1，2: 動翼前方と後方．

高流量の ϕ_B では両翼共に，ハブ側の高い値から翼端側まで単調に減少し，ハブ側の高い D_f は限界流線が示す剥離によるものである．低流量 ϕ_C でも実験結果と一致し，負圧面の剥離領域が増大して D_f は全体的に高くなる．ラディアル翼では D_f はスパンの大部分でほぼ一定で 20% 位置から急激に増加し翼端失速の傾向が強くなる．スイープ翼ではミッドスパン付近で負荷限界 D_f =0.6 を超えて[6] 失速し，翼端側では回復している．負圧面限界流線はミッドスパンでの剥離が翼端付近で強制的に付着させられることを示している．なお，スイープ翼正圧面での圧力は，半

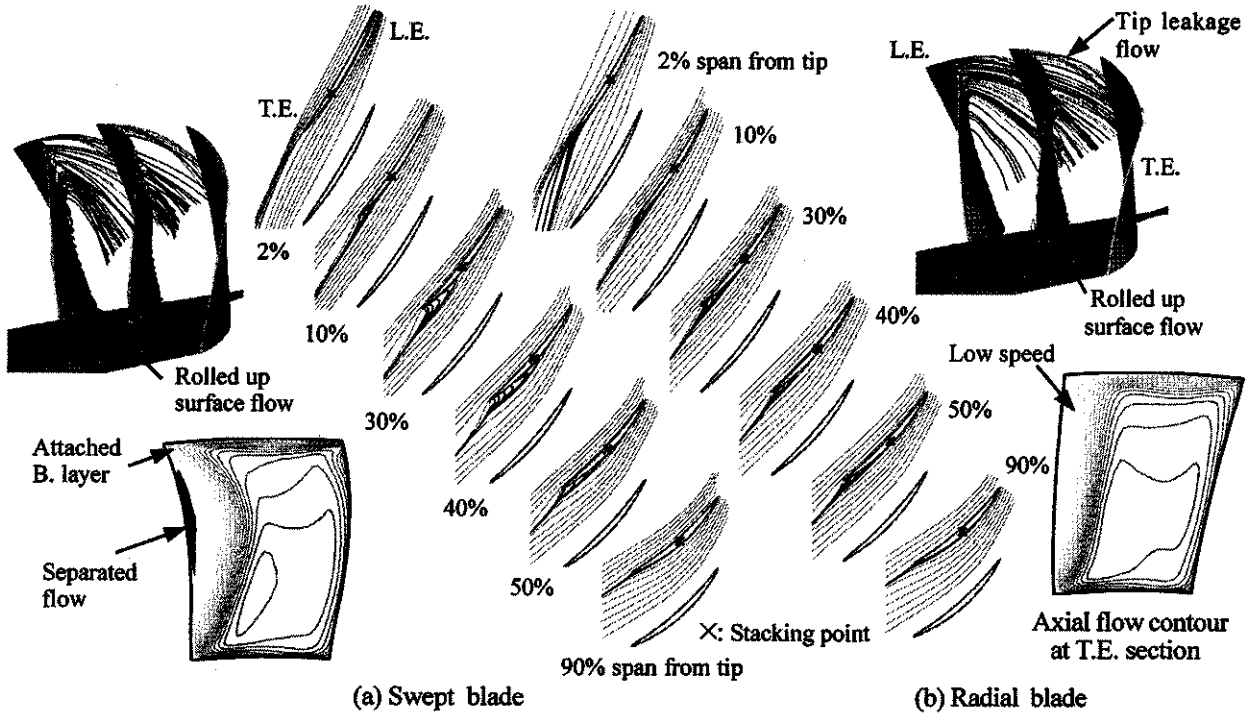


Fig. 7 Computed streamlines showing blade surface separation and axial flow contours at blade exit section at flow rate of ϕ_C.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

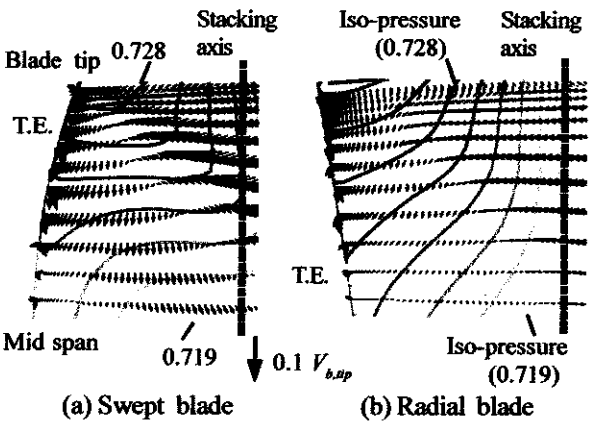


Fig. 8 Surface pressure contour and spanwise accumulation of flow rate by radial surface flow towards the tip in rear upper part of suction surface at $\phi_i = \phi_C$.

径方向にほぼ一様な値をとって変化している．

Fig. 7 に翼端漏れ流れと翼面巻き上がり流れを示すが，スイープ翼では翼面流れが翼端から強制的に中央部へ押し戻されて，顕著な翼面剥離を誘導する．翼列出口での軸流速分布は，ミッドスパンでの厚い減速域がケーシングでは薄くなり，減速域が単調に発達するラディアル翼とは異なるパターンを示す．これは，翼間平均軸流速がスパン方向に一定の分布を示した Fig. 5 における特徴に対応している．ケーシング近傍の減速域はラディアル翼では厚く，スイープ翼では薄く翼端漏れ流れの影響が比較的に小さい．

Fig. 8 に後縁側での圧力分布と翼面上昇流が局所的に蓄積される流量分布を示しておく．矢印は上昇する壁面流流速の上下計算格子位置での差を表している．スイープ翼では，翼端後縁での最大圧力は壁面に沿って上昇する半径方向流に対して強い逆圧勾配を作る．これにより壁面上昇流は滞留し，翼面主流の剥離を誘導する．この図は，滞留量がスイープ翼ミッドスパン付近で最大で翼面剥離が最も顕著になり，ラディアル翼では翼端後縁で最大となり翼列失速が早いことを示している．

6. 翼端間隙の影響と失速マージンに及ぼすスイープの効果

翼端間隙の差による圧力上昇性能の変化を Fig. 9 に示す．その 0.5% 程度の増大により，全圧上昇 $\psi_{T\text{-}T}$，静圧上昇 $\psi_{T\text{-}S}$ は低流量域で 2% 程度低下し，安定作動域は 5% 程度減少している．圧縮機後段側での実用上の翼端間隙はさらに大きく，現在，それに対応する準備を行っている．

Fig. 10 に，ϕ_i=0.33，ラディアル翼失速直前 ϕ_{SR}，及びスイープ翼失速直前 ϕ_{SS} の 3 流量点について，動翼出口での相対流れ分布へ与える翼端間隙の影響を示す．この極く狭い間隙では，翼端側 5% ～ 30% の部分で違いが現れるだけで，流れ構造を支配する主流部にまでは影響していない．また，スイープ翼とラディアル翼に与える影響にも大きな差異は認められない．

スイープ翼について，流量 ϕ_{SS} では，ミッドスパン付近で流出角が翼出口角に近くなっているが，これはスイープ化により促進された負圧面剥離によりウエーク領域が増大したことによる (Fig. 5，デヴィエーション参照)．またこの負圧面剥離はミッドスパン域での損失係数 ω の増加をきたし，スイープ翼では翼列失速に至るまで静圧上昇 $\psi_{T\text{-}S}$ が低下する原因となるようである．

失速性能の指標に以下に定義するスロットルマージン (*TM*)[2] を選ぶ．

$$TM = \left(\frac{k_{DP}}{k_{SP}} - 1\right) \times 100 \tag{2}$$

$$k = \frac{\phi}{\sqrt{\psi'}} \tag{3}$$

$$\psi' = \frac{c_p T_{IN}}{1/2\, V_{b,tip}^2} \left\{ \left(\frac{\Delta P_{S\text{-}S}}{P_{IN}} + 1 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \tag{4}$$

ただし，k：スロットル係数，ϕ：流量係数，ψ'：圧縮機圧力係数，C_p：定圧比熱，T_{in}：圧縮機入口温度，$V_{b,tip}$：動翼先端周速度，P_{in}：圧縮機入口圧力，添字 *DP*，*SP* は設計点及び失速点である．

Fig. 11 に示すように，スイープ翼では，ラディ

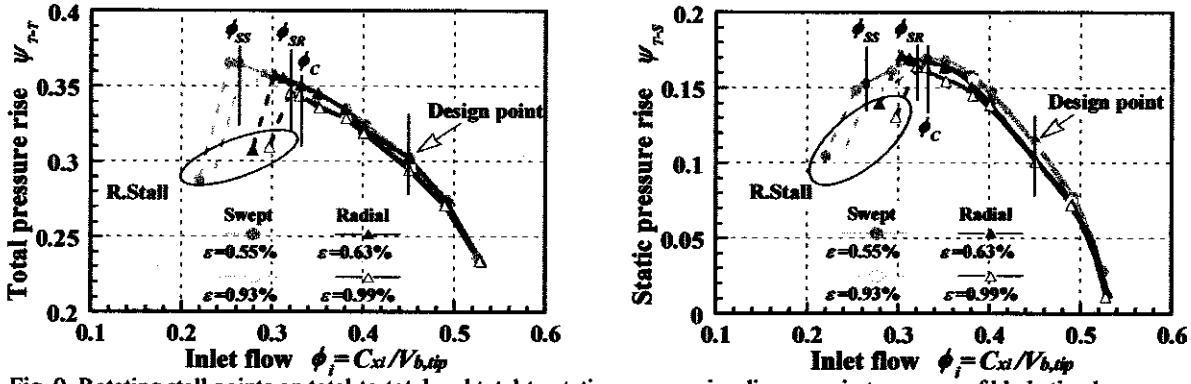


Fig. 9 Rotating stall points on total-to-total and total-to-static pressure-rise diagrams in two cases of blade tip clearance.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

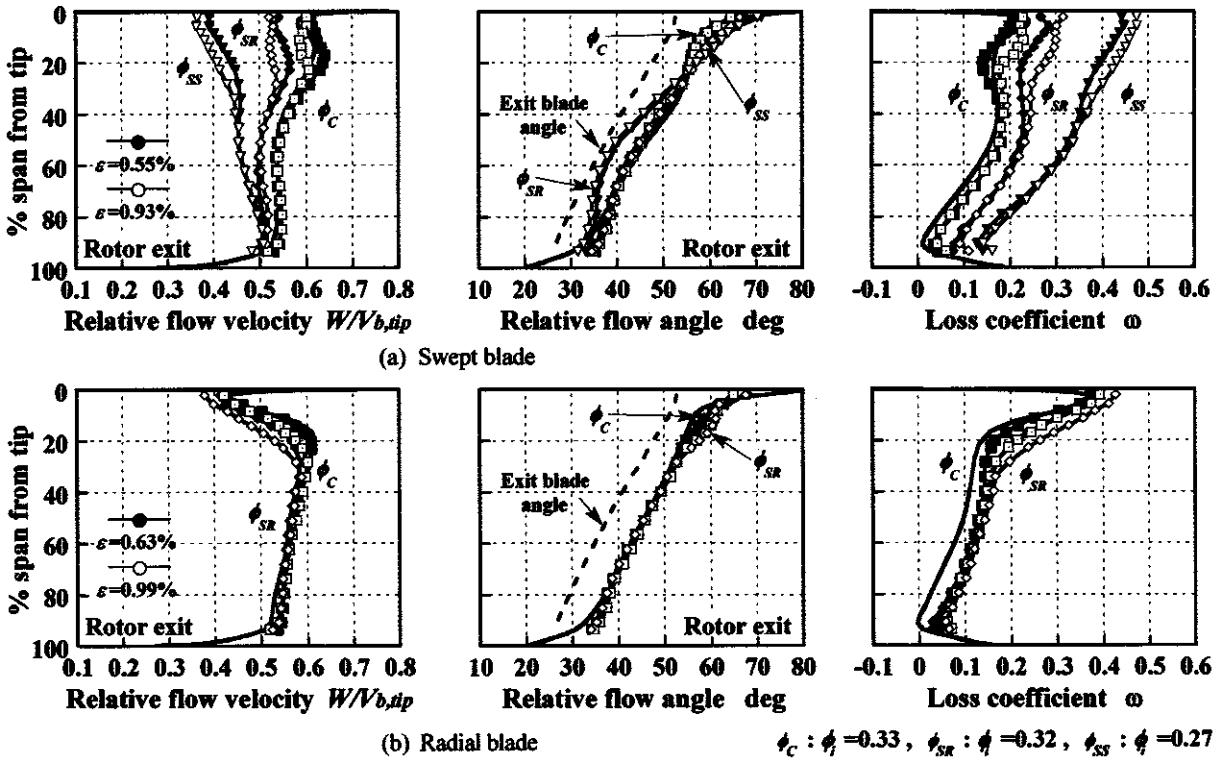


Fig. 10 Change of relative flow behind rotor and loss coefficient toward rotating stall with influence of tip clearance.

アル翼より15%程度高い*TM*の値を示し，失速性能はかなり優れている．対翼端間隙の感度には大きな差は認められなかった．図には，GE社による研究結果[2]を示しておく．スイープ翼の失速マージンは翼列形状が近いGE動翼-1(Table 2)のほぼ延長線上にあるが，ラディアル翼ではかなり異なる．本実験では翼端間隙が極端に狭く，スイープ翼，ラディアル翼に生じる対間隙感度の違いが表れ難いものとも思われる．

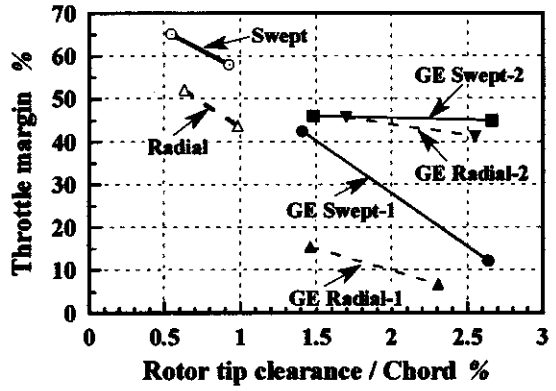


Fig. 11 Effect of forward sweep on measured throttle margin depending on tip clearance.

Table 2 Comparison of cascade geometry with GE-rotors

	Present Swept / Radial	GE Rotor 1 Swept / Radial	GE Rotor 2 Swept / Radial
Solidity	1.47	1.35	1.22
Stagger angle deg	60.4	54.4 / 60.6	49.7 / 52.4
Diffusion factor	0.58	0.47	0.41
Aspect ratio	0.93	0.99	1.04
Hub-Tip ratio	0.74	0.85	0.85

7. あとがき

翼端周速マッハ数0.35程度の実験と数値解析により，亜音速圧縮機翼列の安定作動域とその翼端間隙に対する感度について，前方スイープの効果を検討した．スイープ翼のスロットルマージンはラディアル翼に比べ15%程度増加する．数値解析により，内部流れに現れる差異をある程度明らかにした．現在，2%程度の翼端間隙での実験および失速に至る低流量域での数値解析を準備している．また，スイープ翼では低流量の正勾配静圧上昇域で安定運転が維持されるが，そのメカニズムも明らかにしたい．

参考文献

1) C.Hah: "Turbomachinery Blade Design Systems" (1999).
2) G.Scott.McNulty, John.J.Decker, et al.: "The Impact of Forward Swept Rotor on Tip-Limited Low-Speed Axial Compressor", ASME paper, GT2003-38837 (2003).
3) 坂本大智，永田篤志，加藤大，大田英輔：第32回ガスタービン定期講演会論文集 B-8 pp. 221-226.
4) P.R.Spalart, S.R.Allmaras: "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamics Flow", AIAA paper, 92-0439 (1992).
5) S.J.Gallimore, N.A.Cumpsty: "Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part1-Experimental Investigation", ASME J. of Turbomachinery, Vol.108 (1986) pp. 2-9.
6) N.A.Cumpsty: "Compressor aerodynamics", Longman Scientific & Technical (1989) pp. 152-153.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－2

遠心圧縮機のサージ限界流量低減法に関する研究

内田　博（豊田中研），＊岩切　雄二（豊田中研），柏本　昭信（豊田中研）

A Research on the Improvement of Surge Limits on a Centrifugal Compressor

Hiroshi Uchida(TCRDL), *Yuji Iwakiri(TCRDL) and Akinobu Kashimoto(TCRDL)

ABSTRACT

An experimental and numerical study on the surge limits of a turbocharger compressor was done. Firstly, we developed an effective casing treatment which has curved wall cavity. Secondly, we tried to use variable inlet guide vane together with the casing treatment. They made synergistic effect on reducing the surge flow rate compared with using them separately. The surge flow rate was 40% less than that of the casing treatment at pressure ratio of 2.5, which was 55% less than that of conventional compressor (without casing treatment) under the condition of VIGV setting angle 80deg. CFD analysis showed that the reversed flow through the tip clearance at surge flow rate was prevented by using of the casing treatment and the variable inlet guide vane.

Key words: Centrifugal Compressor, Surge, Casing Treatment, Variable Inlet Guide Vane, CFD,

1．はじめに

近年，欧州を中心に CO2 対策として，高圧ターボ過給によるエンジンの小型高出力化および低燃費化技術開発が精力的に進められている。乗用車用エンジンの場合，低速トルクおよびレスポンスの向上が直接商品力向上につながることから，ターボチャージャに対しても低速からの高圧過給，レスポンス向上および高圧力比域の効率向上が求められている。エンジン低速域の高圧過給を実現するためには圧縮機のサージ限界流量の低減が必須であり、様々な研究がなされている。[1),2),3),4)]

本研究では、ケーシングトリートメントおよび可変入口案内翼(VIGV)が遠心圧縮機のサージ限界流量に及ぼす影響を実験と３次元数値解析で検討した。その結果、ケーシングトリートメントと VIGV を組合わせることによる相乗効果が顕著で、それぞれ単独の場合よりも大幅なサージ改善効果が得られた。また、CFD 解析により両者を組合せた場合にケーシングトリートメント単独では抑制しきれないインペラ入口近傍の逆流が抑制されることが分かった。

2．記号

G：空気流量	(添字)
N：回転数	ref：基準値
P：全圧	1：圧縮機入口（大気）
T：全温	2：圧縮機出口

3．供試圧縮機

Fig.1 に供試圧縮機の構造を示す。圧縮機の空気流量は可変入口案内翼（VIGV）の上流側に設置されたベルマウス流量計によって計測している。また、サージ限界点は特異なサージ音および圧力変動により検出しており、その再現性を確認している。ケーシングトリートメントはターボチャージャに一般的に用いられる循環流型であるが、吸込みスリットから流入する旋回流の運動エネルギを効率良く圧力変換させるため Fig.2 に示すように７個のキャビティの壁面形状をインペラの回転

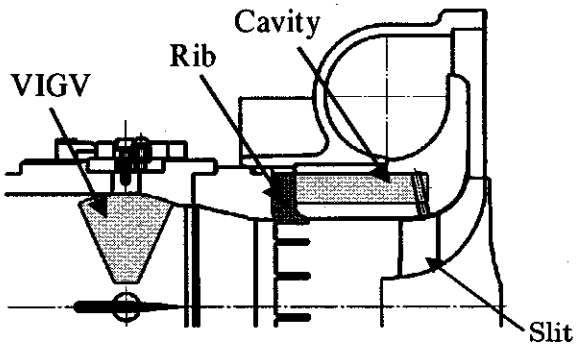


Fig.1 Cross section of tested compressor

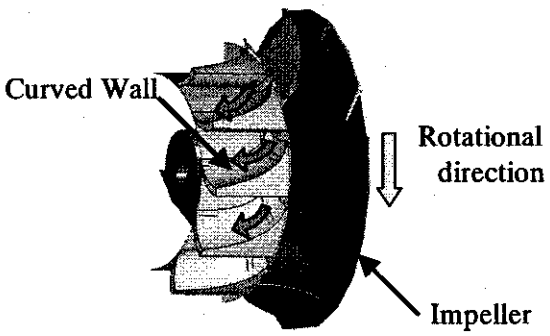


Fig.2 Configuration of cavity

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

方向に湾曲させた事を特徴としている。また、循環流が噴出口で旋回成分を持たないよう放射状のリブを設けている。組合わされる VIGV は軸流式で7枚の翼を有する。VIGV 角度は Fig.1 の位置を 0deg とし、インペラ回転方向に予旋回を与える側に最大 80deg まで回転させる事ができる。

実験に用いたケーシングトリートメントは①ベース形状(CT1)、②吸込スリット幅を 20%拡大(CT2)、③吸込スリット幅拡大+噴出口リブ位相をキャビティ壁と一致(CT2R)させた3種で、いずれもキャビティ形状は同一である。VIGV との組合せ(VCT)はスリット幅を拡大した CT2 でのみ実施した。これらに加え、比較のためケーシングトリートメント無し(WOCT)の計5種類で比較を行った。なお、いずれの場合も同一のインペラで計測を行っている。

4. CFD モデルと計算条件

圧縮機内の流れ場を把握するため粘性、圧縮性および乱流(k-ε モデル)を考慮した3次元定常 CFD 解析を行った。Fig.3 に計算に使用した格子を示す。解析領域にスクロールは含まないが、全周モデルを使用しており、インペラチップクリアランスも考慮している。マルチフレーム陰解法を使用しているため、静止部と回転部との接続面での境界値等の入力はしておらず、流入空気流量と回転数のみを与えて計算している。要素数は VIGV とケーシングトリートメントとの組合せの場合で約 102 万である。計算条件は回転数=0.88N_{ref} で流量は主に各圧縮機のサージ近傍の少流量域とした。

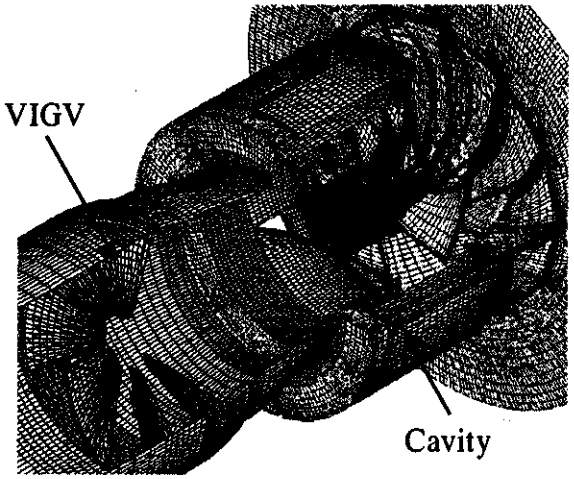


Fig.3 Computing grid

5. 結果

5.1 ケーシングトリートメントの効果

Fig.4 に圧縮機特性を示す。ケーシングトリートメント付き2種は何れも無しの場合と比較して全ての圧力比でサージ流量が減少している。ベース形状の CT1 では圧力比 2.5 以上で吸込スリット幅を拡大した CT2 と比較してサージ流量が増加して

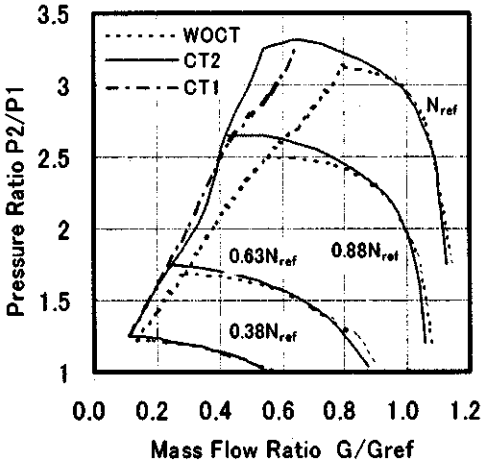


Fig.4 Improvement of surge limit by casing treatment

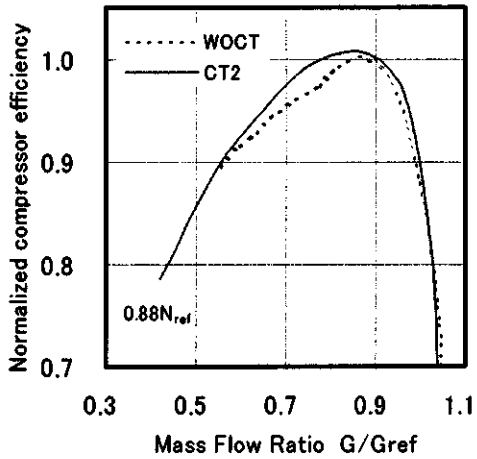


Fig.5 Effect of casing treatment on the efficiency

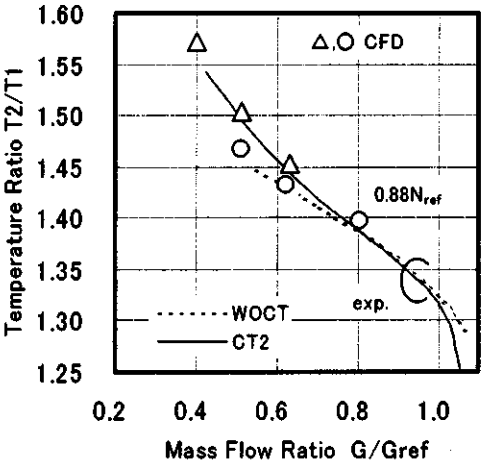


Fig.6 Comparison of calculation and experiment

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

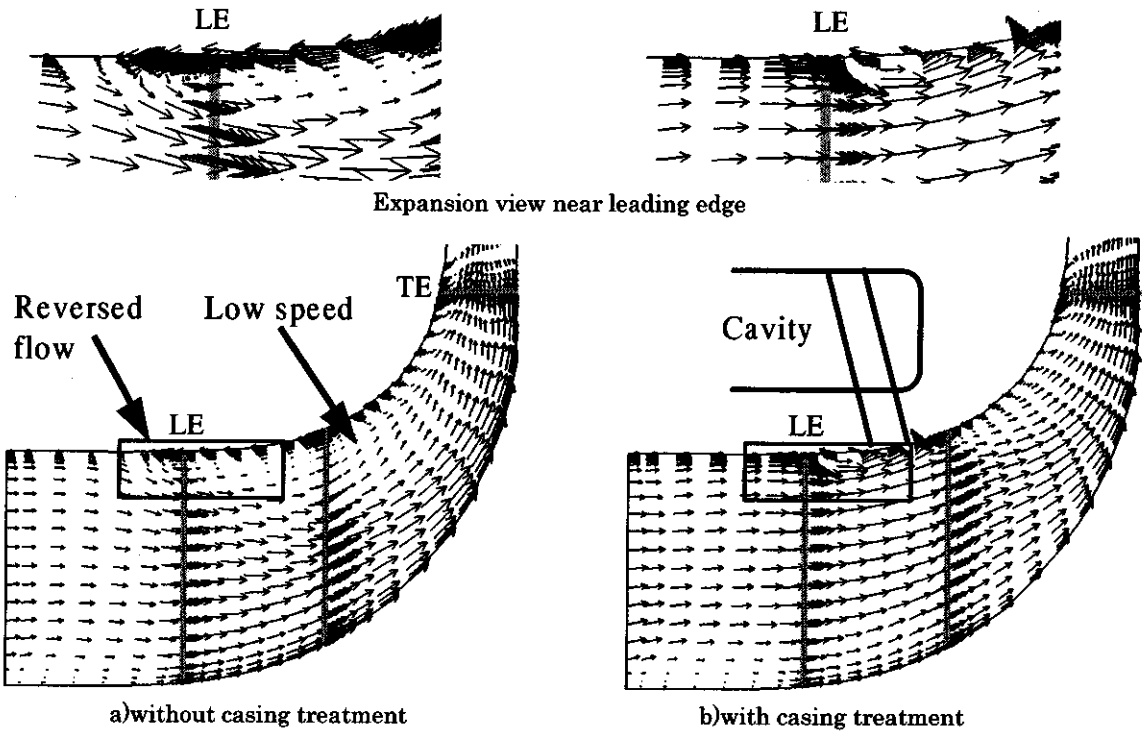


Fig.7 Meridional velocity distributions with and without casing treatment (0.51Gref,0.88Nref)

いる。ケーシングトリートメントによるサージ流量の低減率は圧力比3において約34%である。

Fig.5 に回転数 $N=0.88N_{ref}$ 一定条件での圧縮機効率を示す。縦軸はケーシングトリートメント無しの場合の最高効率で無次元化している。ケーシングトリートメント無しではピーク効率より少流量側で効率が低下しているのに対しケーシングトリートメント付きでは少流量域を中心に効率が向上している。通常、ケーシングトリートメントを付けることで循環に伴う損失により効率が低下する傾向にあるが、本ケーシングトリートメントは逆に効率が向上している。これは少流量域におけるインペラ内流れの改善による効率向上が循環に伴う損失を上回っているためで、湾曲キャビティにより損失が低く抑えられていることが効率向上の原因と考えられる。

Fig.6 に回転数 $N=0.88N_{ref}$ 一定における圧縮機出口と入口の温度比を実験と計算とで比較して示す。ケーシングトリートメント付きの方が無しと比較して少流量域の温度比が高い。これはケーシングトリートメントの循環流によるインペラ入口温度の上昇およびインペラ内流れの改善による出口ブロッケージの増加が起因していると考えられる。インペラ出口ブロッケージが増加すると空気に付与される角運動量が増加し、圧力比も上昇することになる。また、実験と計算との差は全ての計算

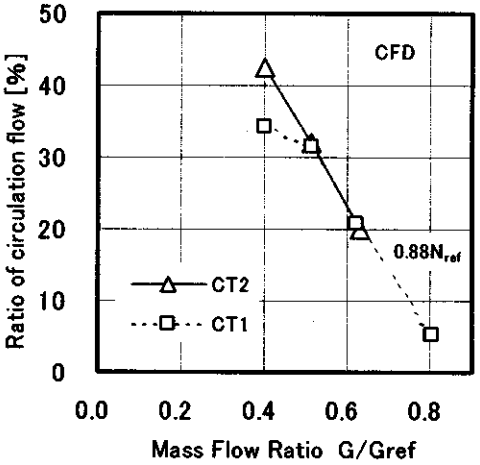
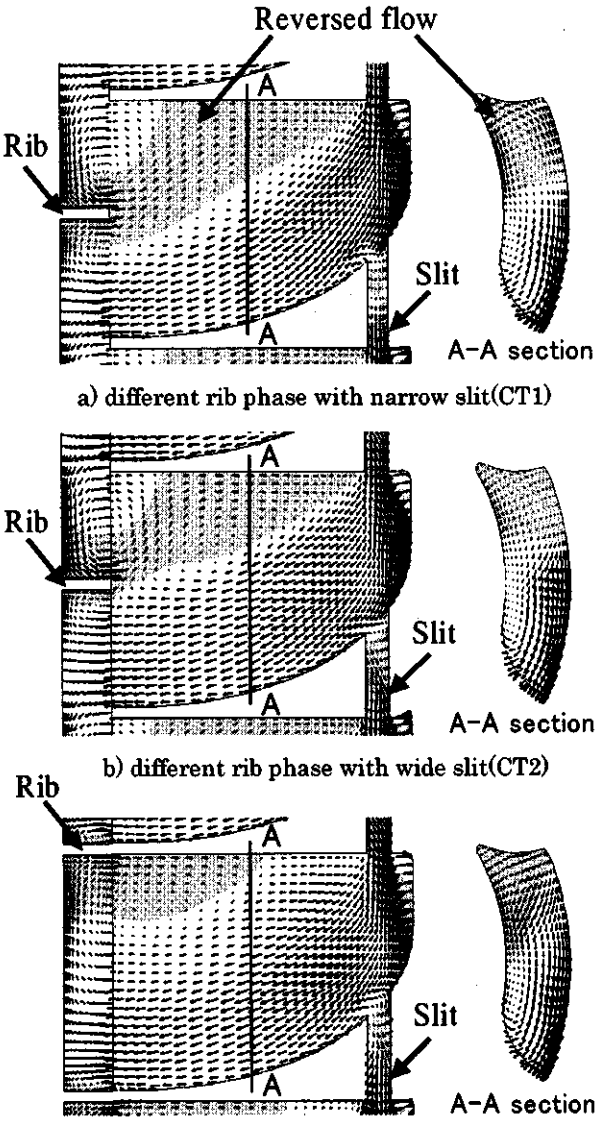


Fig.8 Circulating flow rate through the cavity

点で1%以下であり、本 CFD が循環流の影響も含めて全体の流れを精度良く計算できていると言える。

Fig.7 に空気流量=$0.51G_{ref}$ におけるインペラ内相対速度ベクトルを示す。検査面はインペラ全翼負圧面と半翼圧力面との中央である。ケーシングトリートメント無しでは半翼入口前後のシュラウド側に低速域があり、クリアランス部の逆流が全翼前縁の上流まで達している。ケーシングトリートメント付き(CT2)ではクリアランス部を逆流する空気がスリットから吸込まれることで全翼前縁で

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



a) different rib phase with narrow slit(CT1)

b) different rib phase with wide slit(CT2)

c) same rib phase with wide slit(CT2R)

Fig.9 Velocity distributions in cavity($0.4G_{ref}$,$0.88N_{ref}$)

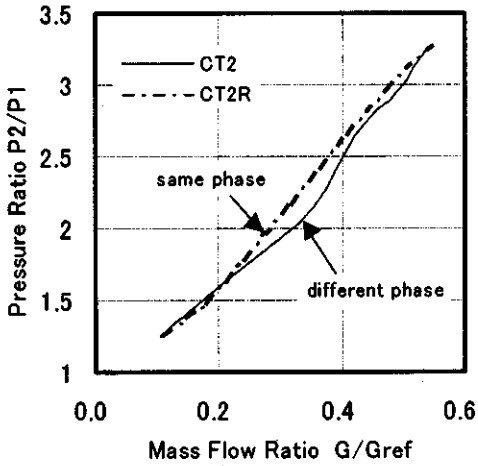


Fig.10 Improvement of surge limit by adjusting rib phase ($0.88N_{ref}$)

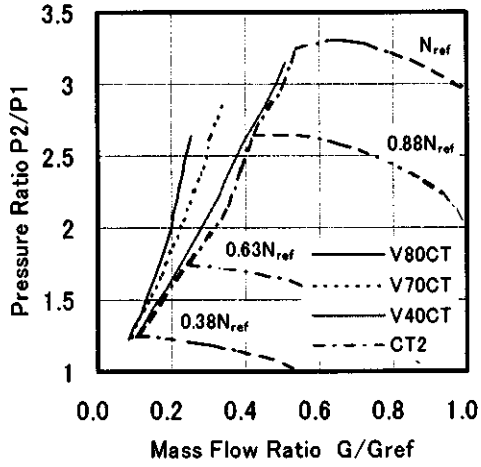


Fig.11 Improvement of surge limit by using VIGV with casing treatment

の逆流が抑制されている。吸込スリットから上流では循環流により通過する流量が増加するため流れが改善されている様子が明確であるが、その結果下流の流れも改善されることで圧力比が上昇していると考えられる。

Fig.8 に CFD で計算した空気流量とケーシングトリートメントによる循環流量の関係を示す。縦軸は循環流量を空気流量で無次元化している。グラフの傾向から大流量域では循環流はほとんど発生しておらず、空気流量の減少に伴い循環空気の割合が増加していることが分かる。実験において圧力比 2.5 以上でサージ特性が悪化している CT1 では空気流量=$0.4G_{ref}$において吸込スリット幅を 20% 拡大した CT2 と比較して循環流量が少ない。このことから循環流量の増加がサージ流量の低減に効果があることが予測される。

Fig.9 に空気流量=$0.4G_{ref}$ におけるキャビティ内速度ベクトルを示す。検査面はキャビティ最外径近傍の円筒断面である。吸込スリットから流入した空気は湾曲したキャビティ壁に沿って噴出口側へ流れている一方、湾曲していない側の壁近く(影部)では逆流が発生している。CT1 に対し吸込スリット幅を 20% 拡大した CT2 はキャビティ内の逆流領域が小さいことが分かる。また、噴出口で循環流の旋回成分を抑制する目的でリブを配置しているが、キャビティ壁面とリブの位相が一致していないために隣接するキャビティからの流入があり、逆流を助長していると考えられる。

循環流量の増加を見込んでキャビティ壁面とリブの位相を一致させた場合の計算結果が Fig.9 c)である。逆流領域が小さくなり、圧縮機空気流量に

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

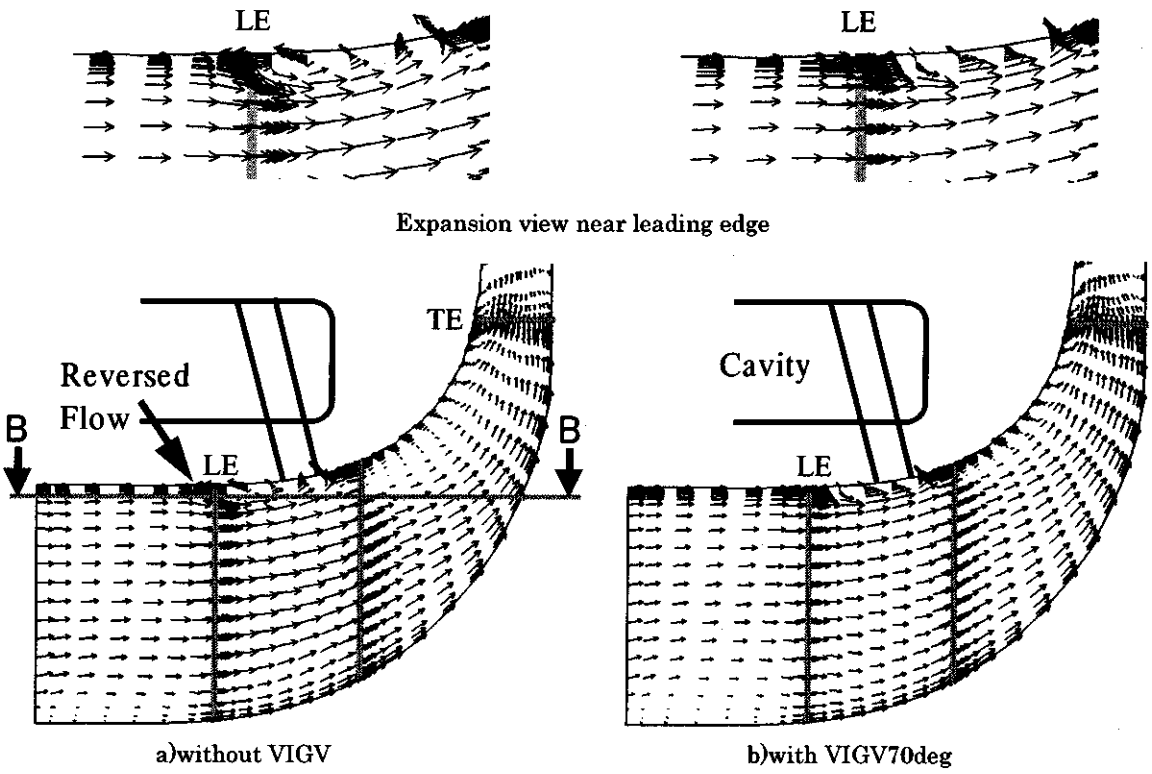


Fig.12 Meridional velocity distributions with and without VIGV ($0.4G_{ref}$,$0.88N_{ref}$)

対する循環流量は約 48%まで増加している。

Fig.10 はキャビティ壁面とリブの位相を変化させた場合のサージ限界を実験で比較したものである。僅かではあるが、CFD で循環流量が増加するという結果を得たリブ位相を一致させた場合の方がサージ特性に改善がみられる。

5.2 VIGV との組合せの影響

Fig.11 にケーシングトリートメント (CT2) に VIGV を組合せた場合の圧縮機サージ特性の実験結果を示す。図中の V40CT, V70CT, V80CT はそれぞれ VIGV 角度 40, 70, 80deg との組合せを示す。VIGV 角度 40deg ではサージ特性に大きな改善は見られないが、角度の増加に伴いサージ流量が減少している。VIGV 角度 80deg ではケーシングトリートメント単独の場合と比較して圧力比 2.5 においてサージ流量が約 40%低減した。これはケーシングトリートメント無しのサージ流量と比べて 55%の低減になる。VIGV との併用によるサージ流量低減効果は比較的低い圧力比においても有効で、圧力比 1.5 においても 41.5%低減している。

Fig.12 に空気流量=$0.4G_{ref}$ におけるインペラ内相対速度ベクトルの計算結果を示す。この条件はケーシングトリートメント (CT2) 単独の場合のサージ発生流量に相当するが、CT2 ではクリアランス部の逆流空気を完全には抑制できず一部がインペラ前縁の上流まで達している。一方 VIGV70deg と組合せた (V70CT) 場合、吸込スリットより上流側では逆流が存在しない。また、スリットより下流においてもシュラウド側の低速域が減少しシュラウドーハブ間の流れが比較的均等化されている。

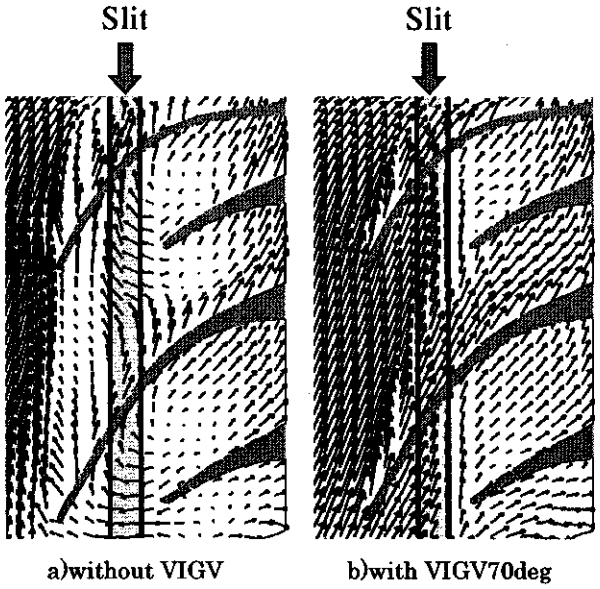


Fig.13 Velocity distributions between blade to blade with and without VIGV($0.4G_{ref}$,$0.88N_{ref}$)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Fig.13 はインペラ入口シュラウド近傍の円筒断面(Fig.12 B-B 断面)における速度ベクトルを示している。ケーシングトリートメント単独の場合、インペラ全翼前縁付近において翼間のほぼ全域で逆流が存在するのに対し、VIGV と組合せた場合では全域で逆流は存在しない。

これらの結果からケーシングトリートメントに VIGV を組合せることでシュラウド近傍の逆流を抑制でき、サージ特性が改善されたと考えられる。

6．まとめ

ケーシングトリートメントに可変入口案内翼(VIGV)を組合せた遠心圧縮機の性能試験および CFD 解析を行い以下の結果を得た。

(1)VIGV との組合せは全圧力比でサージ流量低減に効果がある。
圧力比 2.5 におけるサージ流量がケーシングトリートメント単独と比較して 40%、ケーシングトリートメント無しと比較して 55%低減した。

(2)ケーシングトリートメントによる循環流量が増加するとサージ流量が低下する傾向があることが分かった。また、吸込スリット幅の拡大およびキャビティと噴出口リブの位相を一致させることで循環流量が増加し、サージ流量を低減することができた。

(3)VIGV とケーシングトリートメントを組合せることでケーシングトリートメント単独では抑制しきれない逆流が抑制でき、その結果サージ特性が改善されることが分かった。

参 考 文 献

1) Robert J. McKee, Danny M. Deffenbaugh：Factors That Affect Surge Precursors in Centrifugal Compressors , GMRC Gas Machinery Conference – October 6-8, 2003 – Salt Lake City, Utah

2)S Yamaguti,et al.,：The Development of Casing Treatment for Turbocharger compressor IMechE C602/016/2002,2002.

3)Tange, H., Ikeya, N., Takanashi, M.: Variable Geometry of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles, SAE paper No.2003-01-005, 2003.

4)A.Whitfield, A.H Abdullah：The Performance of a Centrifugal Compressor with High Inlet Prewhirl, ASME Paper 97-GT-182

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－3

超高負荷タービン翼列内の流れの数値解析

*松岡 圭二，石原 幸治（法大院），辻田 星歩，水木 新平（法政大），山本 孝正（JAXA）

Numerical Analysis of Flow within Ultra-Highly Loaded Turbine Cascades

*Keiji MATSUOKA, Kouji ISHIHARA(Hosei Univ.),
Hoshio TSUJITA, Shimpei MIZUKI(Hosei Univ.),Atsumasa YAMAMOTO(JAXA)

ABSTRACT

The increase of blade loading of turbine cascade makes it possible to reduce the number of blades and the stages. As a result, the reduction of the weight of a gas turbine can be accomplished. However, strong secondary flows appear in such highly loaded turbine cascades due to the high turning angles, and reduce the turbine efficiency. In the present study, the flows within a stationary linear ultra-highly loaded turbine cascade (UHLTC) were analyzed numerically in detail. The two kinds of computational grids were used in the computations. The first one had the periodic grid arrangement at the periodic boundary. In the second one, the grids were arranged unperiodically at the periodic boundary in order to increase the orthogonality of the overall grid arrangement. The secondary flows within the UHLTC were revealed clearly by the present computed results. Moreover, the comparisons between the results by the two kinds of grids were performed.

Key words: Turbine, Secondary flow, Numerical analysis, Grid arrangement

1．緒言

近年ガスタービンの性能向上を目的にタービン翼の高負荷化に関する研究[1)~3)]が行われている。タービン翼の高負荷化は，翼枚数および段数の削減を可能にし，その結果，重量の軽減，製作コストの低減，メンテナンスの簡素化を実現させる[4)]。しかし，転向角の増大を伴うタービン翼の高負荷化は，非常に強い二次流れ[5)]を誘起し，タービン効率を著しく低下させる可能性が高い[6)]。本研究では，転向角 160°を有する超高負荷タービン直線翼列内の流れの数値解析を行い，損失生成機構の解明を行った。また，解析精度を左右する要因の一つに計算格子が挙げられるが，本研究では周期境界上において周期的に格子を配置した場合[7)]と，全体の格子の直交性を向上させるために非周期的に配置した二種類の計算格子[8)9)]を用いて解析を行い，解析結果の格子依存性についても考察した。

2．超高負荷タービン翼

解析対象となる供試翼の翼列形状を図 1 に，主な仕様を表 1 に示す。設計転向角は 160° であり，スパン方向に同形状の直線翼列である。また，翼列出口に向かって流速が上昇する反動翼列形状となっている。

3．解析方法

3.1 数値解析法

本数値解析法は，物理成分テンソル形で表した三次元定常非圧縮性乱流場の基礎方程式を用いており，乱流モデルには高 Reynolds 数型 k-ε モデルを採用している。計算アルゴリズムは SIMPLE 法である。基礎方程式は有限体積法により離散化し，計算精度に影響を与える対流項の評価には，三次精度の風上差分法を用いた。壁面境界条件には壁法則を用いた。

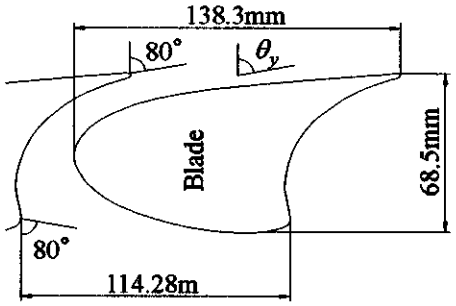


Fig.1 Profile of Ultra-Highly Loaded Turbine Cascade

Table1 Specification of cascade

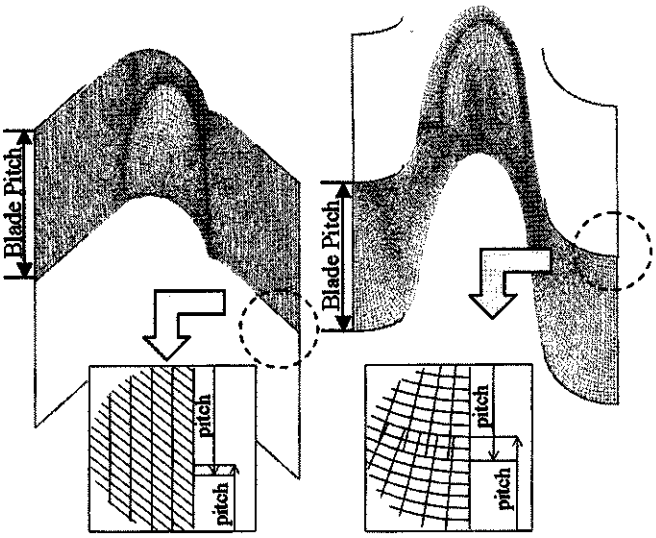
Axial Chord : C_{ax} (mm)	68.5
Blade Pitch (mm)	114.28
Blade Span (mm)	100.0
Inlet design flow Angle (deg.)	80.0
Turning Angle (deg.)	160.0

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

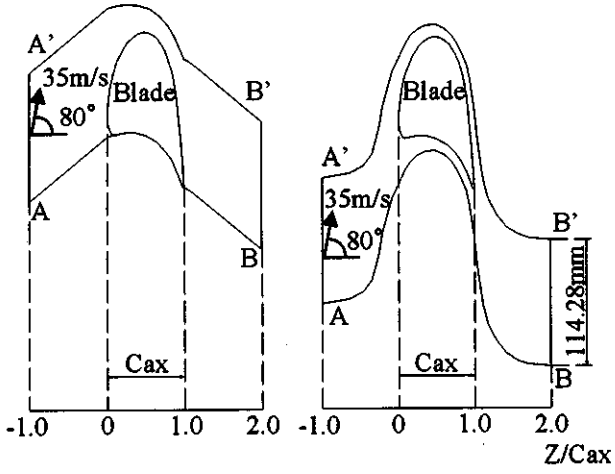
3.2 計算格子

本研究で用いた2種類の計算格子を図2に示す。計算格子を1ピッチ分生成し，周期境界条件を適用することにより解析を行った。拡大図に示すように，全体の格子の直交性は劣化するが周期境界上においてピッチ方向格子が一致する格子を周期格子，全体の格子の直交性は向上するがピッチ方向格子に不一致を生じる格子を非周期格子と名づける。周期格子における計算格子数は，軸，ピッチおよびスパン方向にそれぞれ，33×85×25=282,625 点，非周期格子においては，296×42×25=310,800 点である。周期格子は楕円方程式を用いてオリジナルに開発した格子生成ソフトを，非周期格子は汎用の格子生成ソフトを用いて生成した。



(a)Periodic Grid (b)Unperiodic Grid

Fig2. Comparison of periodic and unperiodic grids



(a)Periodic Grid (b)Unperiodic Grid

Fig.3 Boundary conditions

3.3 境界条件

図3に周期格子および非周期格子における境界条件を示す。図中の Z は翼前縁からの軸方向距離を表す。両格子において，流入境界(A-A')を Z/C_{ax}=-1.0 に設定し，入口平均流速 U_{in}=35m/s を設計流入角 80° で与えた。また，流出境界(B-B')は Z/C_{ax}=2.0 に設定した。境界 A-B，A'-B'は周期境界条件が適用される周期境界であり，周期格子では圧力面近傍，非周期格子では翼間流路中央に設定した。さらにスパン方向では，ミッドスパン(MS)において対称境界条件を課すことにより，解析領域を MS からエンドウォール(EW)までとした。

4．解析結果

4.1 解析方法

計算結果の解析に使用した静圧係数 C_{ps}，全圧損失係数 C_{pt}，任意の物理量ϕの断面質量平均値 $\bar{\bar{\phi}}$，およびϕのピッチ方向質量平均値 $\bar{\phi}$は以下の式により算出した。

$$C_{ps} = \frac{p - p_{ref}}{\rho U_{in}^{2}/2}$$

$$C_{pt} = \frac{P_{T.ref} - P_{T}}{\rho U_{in}^{2}/2}$$

$$\bar{\bar{\phi}} = \frac{\sum_j \sum_k (A\rho U\phi)_{ijk}}{\sum_j \sum_k (A\rho U)_{ijk}}$$

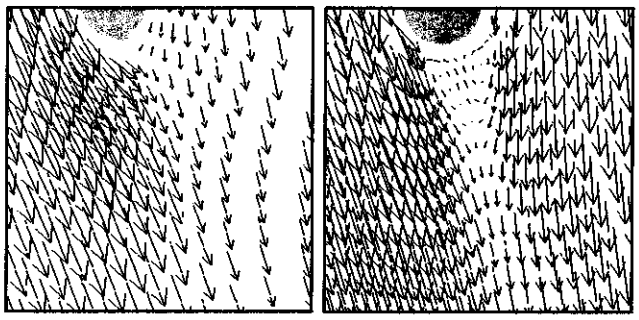
$$\bar{\phi} = \frac{\sum_j (A\rho U\phi)_{ijk}}{\sum_j (A\rho U)_{ijk}}$$

ここで，p_{ref}は入口平均静圧，$P_{T.ref}$は入口平均全圧，i，j，k はそれぞれ軸，ピッチおよびスパン方向の格子の指標，A は j-k 断面における格子点周りの微小面積，ρは密度，U は軸方向速度成分である。

4.2 翼列後縁付近の流れの比較

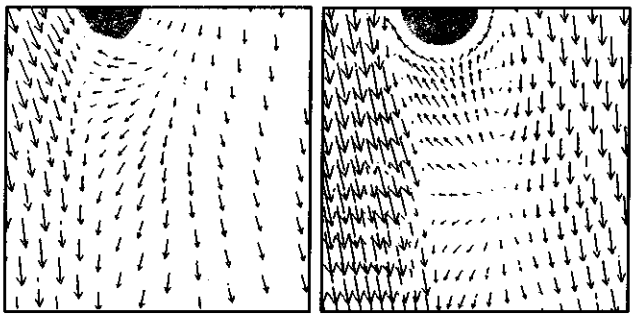
図4に MS 位置および EW 付近における翼後縁付近の速度ベクトルを示す。非周期格子においては翼後縁付近に一対の渦が確認できる。この一対の渦は MS から EW までの全てのスパン位置で確認できた。この理由は，非周期格子の方が有限の曲率を有する翼後縁の形状を正確に表現し，さらに格子の直交性を高めたためであり，周期格子に比べてより正確に後縁付近の流れを捕えていると考えられる。この一対の渦は，翼面上の境界層流

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



Periodic Grid　　Unperiodic Grid

(a)Midspan



Periodic Grid　　Unperiodic Grid

(b)Endwall

Fig.4 Velocity vector near trailing edge

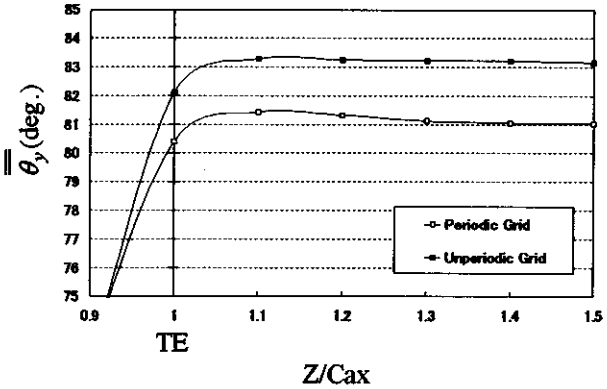


Fig.5 Streamwise distribution of flow angle

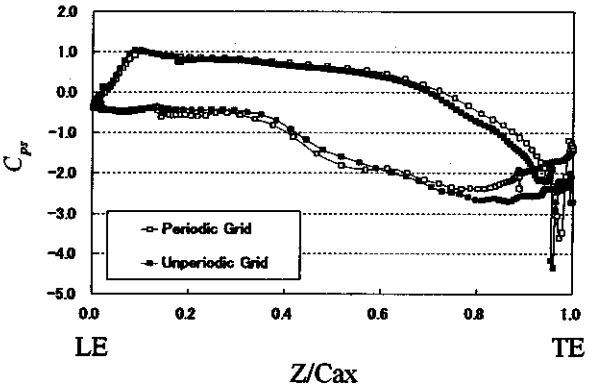


Fig.6 Static pressure distribution on blade surface at Midspan

体が後縁付近に発生した局所的な圧力低下に伴う逆圧力勾配域を通過する際に翼面からはく離し，また，このはく離により両翼面からの合流が後縁面から離れた位置で起こるため，この後縁面と合流位置間に両翼面上の境界層流体が流れ込むために形成される。また，EW 付近におけては，翼面上の境界層だけでなく，EW 上の境界層の影響も受けるためはく離も大きく，MS 位置に比べ低エネルギー領域が広いことが確認できる。

4.3　流出角および翼面静圧分布の比較

図 5 に断面質量平均流出角 $\overline{\overline{\theta_y}}$ 分布を示す。θ_y の定義は図 1 に示す。また，図中の TE は翼後縁を示す。翼後縁付近から下流域において，非周期格子の方の流出角の値が周期格子よりも高いことが分かる。この差は，格子の直交性の違いに起因し，直交性に優れる非周期格子の方がより正確に予測していると推測される。また，この流出角の増大により後縁付近においては，非周期格子の方の流速が周期格子よりも高くなった。

図 6 に MS における翼面静圧 C_{ps} 分布を示す。図中の LE は翼前縁を示す。格子の違いによる影響は，前縁から Z/C_{ax}=0.6 付近まではほとんど見られないが，後縁に近づくにつれて顕著である。これは先に述べたように非周期格子の方が翼間内の下流側で流速が高いため，動圧が高くなり，その結果，静圧の低下が周期格子に比べて大きくなるためである。

4.4　断面二次流れの挙動

図 7 に計算結果を表示する断面の位置を示す。また，図 8 には，非周期格子を用いた場合の各断面の二次流れ速度ベクトルおよび全圧損失係数 C_{pt} 分布を，図 9 にはピッチ方向質量平均全圧損失係数 $\overline{C_{pt}}$ 分布を示す。図 8 の SS は負圧面，図 9 の Y は EW からのスパン方向距離であり，H は翼高さである。図 8 において翼間内の断面(PLANE1～5)における二次流れについては，周期格子を用いた場合も非周期格子と定性的にほぼ同様の挙動を示した。翼間入口付近の PLANE1 においては，圧力面(図中 PS)付近で圧力面側の馬蹄形渦(図中 HP)により EW 付近の境界層による低エネルギー領域がわずかに巻き上げられており，図 9 において Y/H=0.9 付近に高損失領域が存在していることと対応している。次に，翼間内の PLANE2～5 において，翼間流路内 EW 付近に発生した流路渦は翼後縁に向けて徐々に拡大し，MS 方向へ移動する様子が確認できる。また，図 9 より，流路渦により巻き上げられた低エネルギー領域が，次第に MS 方向に移動していく様子も確認できる。翼列出口付近

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の PLANE6 では，翼間流路内から流出した流路渦が隣接する翼間流路から流出した流路渦と干渉を起こし，後縁ウェーク内の EW 付近に後縁渦(図中 TV)が形成されている。また，全圧損失分布においては流路渦により高損失領域が MS 付近まで巻き上げられ，また，EW 付近においては後縁渦の巻上げにより後縁付近の壁面境界層がわずかに厚くなっている。これは，非周期格子を用いた場合に明確に現れた。

PLANE	Z/C_{ax}
PLANE 1	0.1
PLANE 2	0.35
PLANE 3	0.55
PLANE 4	0.65
PLANE 5	0.85
PLANE 6	1.06
PLANE 7	1.25

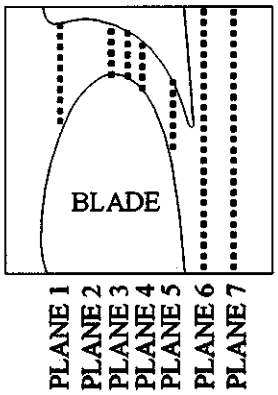


Fig.7 Location of cross sections

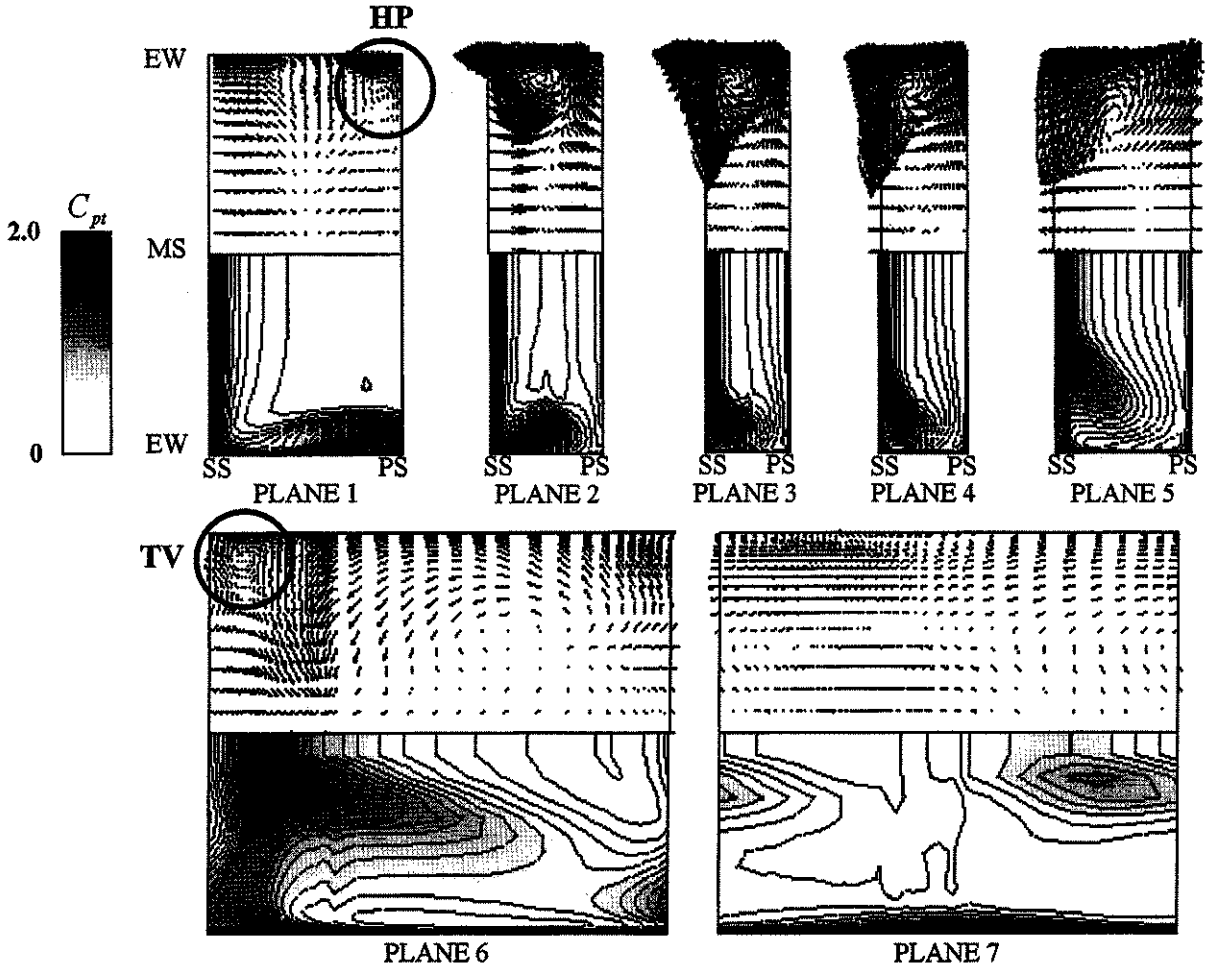
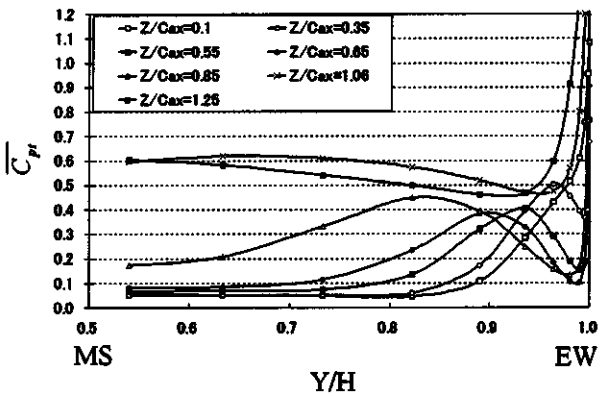
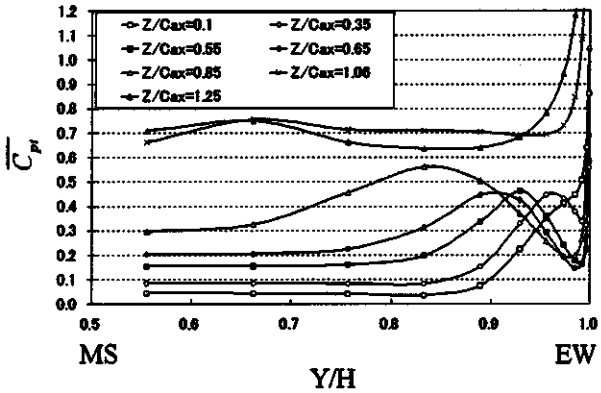


Fig.8 Secondary flow velocity vector and total pressure loss distribution in cross section



(a)Periodic Grid



(b)Unperiodic Grid

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Fig.9 Spanwise distribution of total pressure loss

次に，翼列下流の PLANE7 においては，流路渦と後縁渦が共に崩壊し始めている。また，EW 上においては再び境界層が発達し始めているのが PLANE6 との比較から確認できる。

4.5 損失係数の比較

図 10 に断面質量平均全圧損失係数 $\overline{\overline{C_{pt}}}$ および二次流れ損失係数 $\overline{\overline{C_{pts}}}$ 分布を示す。翼列流路内においては，翼面境界層の発達および二次流れの影響により両格子ともに損失が増加している。全圧損失に占める二次流れ損失の割合が小さいことから，翼間内の損失生成においては翼面境界層の発達に起因する形状損失の影響が大きいと考えられる。また，二次流れ損失についてはその分布から，流路渦の生成過程である翼間内前半部より，流路渦の崩壊が始まる後半部の，とくに，後縁付近で増加の割合が大きくなることが分かる。図 10 の全圧損失係数分布および図 9 より，計算格子の違いによる差は翼間内後半部から現れ，翼列後縁から下流において最大となっている。これは，非周期格子においては後縁の一対の渦を捉えたことにより，後縁ウェークをより正確に把握できたためと考えられる。

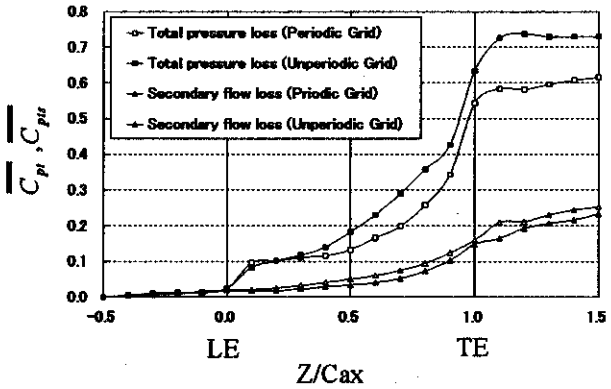


Fig.10 Streamwise distribution of losses

5．結論

超高負荷タービン翼列内の流れを周期格子および非周期格子を用いて解析を行い，以下の結論を得た。

(1) 本数値解析結果から超高負荷タービン翼列内の二次流れの挙動および損失生成機構が明らかになった。

(2) 翼間内での損失生成においては二次流れ損失より形状損失の割合が大きい。

(3) 格子の直交性の優れた非周期格子を用いることにより，ウェークなどの損失生成に影響を与える物理現象の解析精度が向上した。

参考文献

1) Yamamoto, A., Usui, H., Mizuki, S., Tsujita, H., and Outa, E.: Research of Ultra-Highly Loaded Turbines, Proc. the first international symposium of environmentally compatible propulsion transport(2002).

2) 柏健司，大根田直樹，辻田星歩，水木新平，山本孝正，超高負荷タービン翼列性能に及ぼす先端隙間の影響に関する研究，第 50 回ターボ機会協会総会講演集, pp73-78(2003).

3) Tsujita, H., Mizuki, S., Yamamoto, A.: Numerical Investigation of Blade Profile Effects on Aerodynamic Performance of Ultra-Highly Loaded Turbine Cascades, ASME GT2004-53429(2004).

4) 山本孝正，タービンの最近の技術進歩について，日本ガスタービン学会誌 Vol.21, No.84, pp.40-46(1994).

5) B.H.Lakshmana Gowda and Mizuki, S.; On secondary flows, ターボ機械, Vol3, No6, pp.321-329(2002).

6) 山本孝正，タービン翼列の二次流れと損失の発生メカニズム，ターボ機械, Vol.14, No.4, pp.234-241(1986).

7) 松田巌樹，超高負荷タービン翼列内の流れの数値解析－流入角による影響－，法政大学修士論文,(2002).

8) 矢敷達郎，岩野龍一郎，梅垣菊雄，ターボ機械用3次元翼間格子生成手法の開発，日本機械学会論文集(B 編). Vol.65, No.638, pp.3393-3398(1999)

9) 松野謙一，楕円形格子形成法における格子制御，日本機械学会論文集(B 編), Vol.67, No.653, pp.17-22(2001).

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－4

ねじり振動する翼まわり流れの動的剥離特性について
―渦法による数値シミュレーション例―

＊ 大塚　啓明（拓大院），平野　孝典（拓大），藤本一郎（拓大）
石井　進（日大）田中英穂（東大名誉教授）、

Characteristics of Unsteady Separation of Flow around an Oscillating Airfoil in Pitching Motion
―An Example of Numerical Simulation by a Vortex Method―

*Hiroaki OTSUKA (Takushoku Univ.), Takanori HIRANO (Takushoku Univ.)
Ichiro FUJIMOTO (Takushoku Univ.), Susumu ISHII (Nihon Univ.)
and Hideo TANAKA (Emeritus professor of Tokyo Univ.)

ABSTRACT

When an airfoil oscillates in pitching motion in the uniform flow near the stall angle of attack, the flow state around the airfoil is classified into four kinds of flow states according to a mean angle of attack and a vibration frequency.

This research is aiming at the phenomenon that the separated flow around an oscillating airfoil changes abruptly to the attacked flow state when the vibration frequency increases. In order to clarify the relation between the airfoil vibration frequency and the behavior of separated shear layer, a numerical simulation of a flow around an oscillating airfoil near stall angle of attack was carried out by a vortex method for some angles of attack and vibration frequencies. This paper shows some examples of calculated results.

Key words: Unsteady aerodynamics, Flow separation, Unsteady flow, Oscillating airfoil, Reattachment, CFD, Vortex method

1．はじめに

高負荷時や始動時の流体機械では、翼の迎角が比較的大きくなり失速迎角付近で作動する場合がある。このような迎角領域では、非失速状態と失速状態の流れ場の両特性が相互に絡み合った複雑な流れ場となり、振動翼の非定常空力特性の解析が困難となっている。

ねじり振動する翼では、翼まわりの流れ状態は４つに分類される。Fig.1 において①は付着領域、②は剥離領域、③は双安定領域、④はダイナミックストール領域である。③の双安定領域は付着または剥離のどちらかで安定であり、その境界では翼振動数増加時に付着から剥離へ、また翼振動数減少時に剥離から付着へ翼まわりの流れが突発的に移行する動的剥離現象を呈する。前縁剥離状態で翼振動数を上げたとき、翼まわりの流れが③(剥離)から①(付着)へ突発的に移行する現象について、石井ら[1]は流れの移行現象は剥離剪断層の翼振動位相に対する位相遅れが原因であると報告しているが、明確にされているとは言えない。実験による再付着現象の一例を Fig.2 に示す。

一方、コンピュータの性能の急速な向上に伴い、CFD が流体解析の手法として定着した観がある。本研究では、CFD の一つである渦法(Vortex Method)を用いた市販ソフト(College Master Hands社製 Virtual Fluid System / Virtual Oscillation 2D)を使用し、ねじり振動する翼まわりの流れについて、迎角と翼振動数をパラメータとした解析を行った。

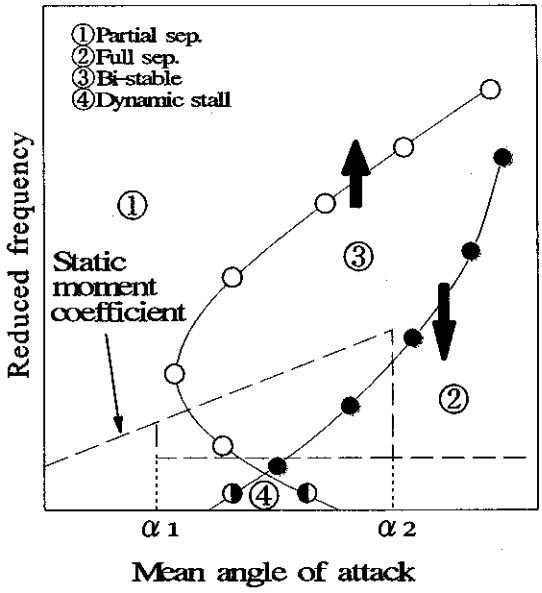


Fig.1 Dynamic hysteresis

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

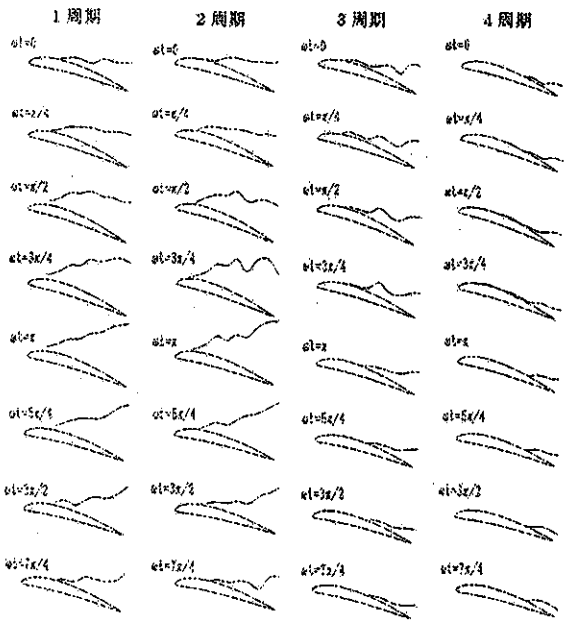


Fig.2 Behavior of shear layer near the boundary of bi-stable region ③ in Fig.1

2．計算手法

本研究の解析で用いた渦法について簡単に概説する。渦法は直接シミュレーション手法であり、物体表面から放出された渦が相互に誘起する速度ベクトルを、それぞれの渦点において積分し、微小時間後の渦の新たな位置を決定するラグランジュ的手法である(Fig.3 参照)。そのため流れ場に計算格子を必要としないので、格子生成のためのプリプロセスを必要としないというメリットがあり、複雑境界、柔物体及び柔境界まわりの流れの計算に適している。また、大規模な剥離流れの計算に適しているのみならず、最近では粘性効果の強い低 Re 数流れへの適用もなされてきている。

渦法は、非定常のナヴィエ・ストークス方程式の回転をとることで渦度輸送方程式に変換して直接解くため、乱流を表現するための乱流モデルを必要としない。また、流れ場中の圧力は圧力ポワソン方程式を解いて求めることができる[2]。

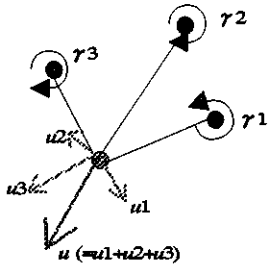


Fig.3 Superposition of vortex

計算では、物体表面から放出された渦は、Vortex blob, Vortex sheet として扱われ、流れ場中に放出される。渦度の拡散は Core-Spreading 法により行われ、特異点が除去される[3]。

3．計算条件

本研究では、汎用コードである College Master Hands 社製 Virtual Fluid System / Virtual Oscillation 2D を使用し、平均迎角 α_0 および翼振動数 f をパラメータとして計算を行った。計算に用いる供試翼を Fig.4 に示す。供試翼は急激失速形態を呈する Goe801 型翼で、翼弦長 c=0.1m の 2 次元翼を用いた。

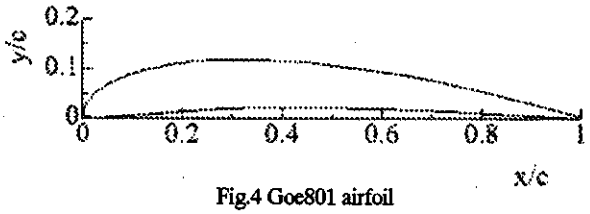


Fig.4 Goe801 airfoil

計算方法としては、迎角 $\alpha=\alpha_0+\alpha_1\sin\omega t$ で翼弦中心まわりにねじり振動する翼まわりの流れを、静的失速迎角付近の平均迎角 α_0 と翼振動数 f をパラメータとして計算を行い、翼背面側の剥離剪断層の位置を求めた。

計算条件は、主流速度 U=15m/s、レイノルズ数 Re=1.0×10^5、平均迎角 α_0=15°、角振幅 α_1= 3 °及び翼振動数 f=5Hz、10Hz、25Hz（無次元振動数 k=0.209、0.419、1.047、ここで、$k=2\pi fc/U$）である。

4．計算結果及び考察

まず α_0=15°の静止状態の流れ場の様子を確認するために、Fig.5 に時間平均速度場および翼まわりの速度分布を示す。ただし、Fig.5 右側の速度分布は速度の絶対値を表している。この図から、α_0=15°の場合、静止状態では翼まわりの流れは前縁剥離状態を呈していることが確認できる。

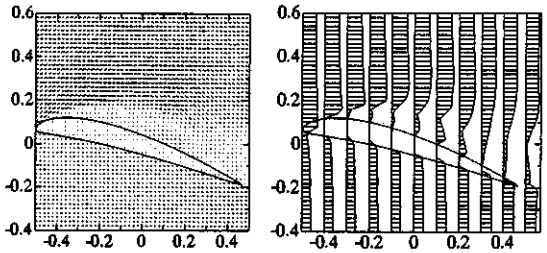


Fig.5 Time averaged velocity field and magnitude of velocity at α_0=15° (Static state)

本報では、一例として α_0=15°、f=5Hz、10Hz、25Hz（k=0.209、0.418、1.047）について示す。

4．1 瞬時の流れ特性

Fig.6～8 に f=5Hz、10Hz、25Hz における瞬時の速度ベクトル（左）、速度分布（中）及びフローパターン(右)を ωt=0、π/2、π および 3π/2 について示す。

まず、フローパターンを見ると、Fig.6 の f=5Hz においては翼背面に大きな渦塊が形成されており、流れは完全に剥離しているが、Fig.7 の f=10Hz と Fig.8 の f=25Hz では流れが付着している。ただし、f=10Hz では、流れはほぼ付着しているものの、部分的に剥離しているようである。このことから、剥離流れから付着流れへの移行は f=10Hz 付近にあると考えられ、Fig.2 における 3 周期目に似た流れ状態になっているものと推測される

速度ベクトルと速度分布を見ると、f=5Hz では前縁

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

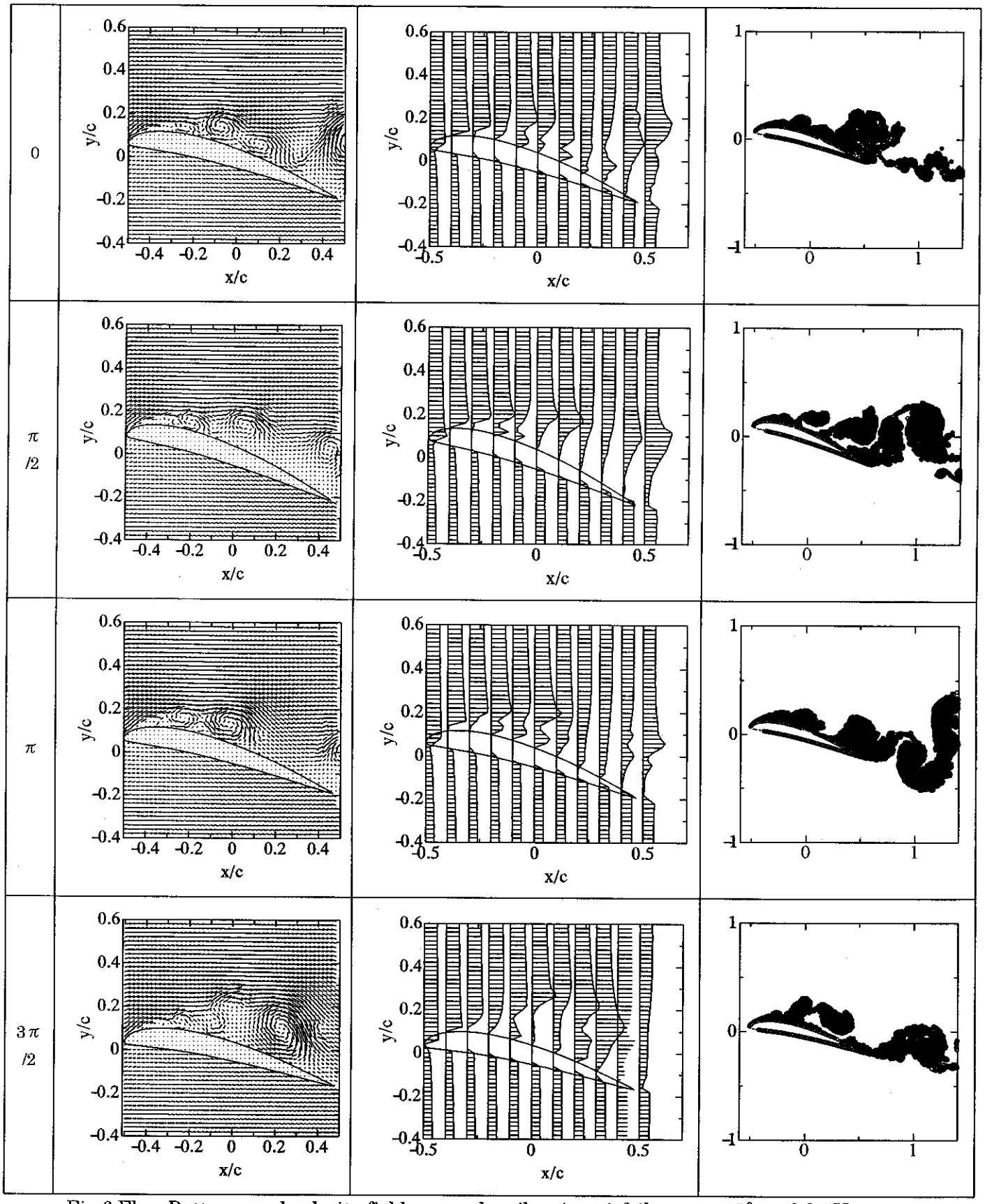


Fig.6 Flow Patterns and velocity fields around a vibrating airfoil at α_0=15° and f=5Hz

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

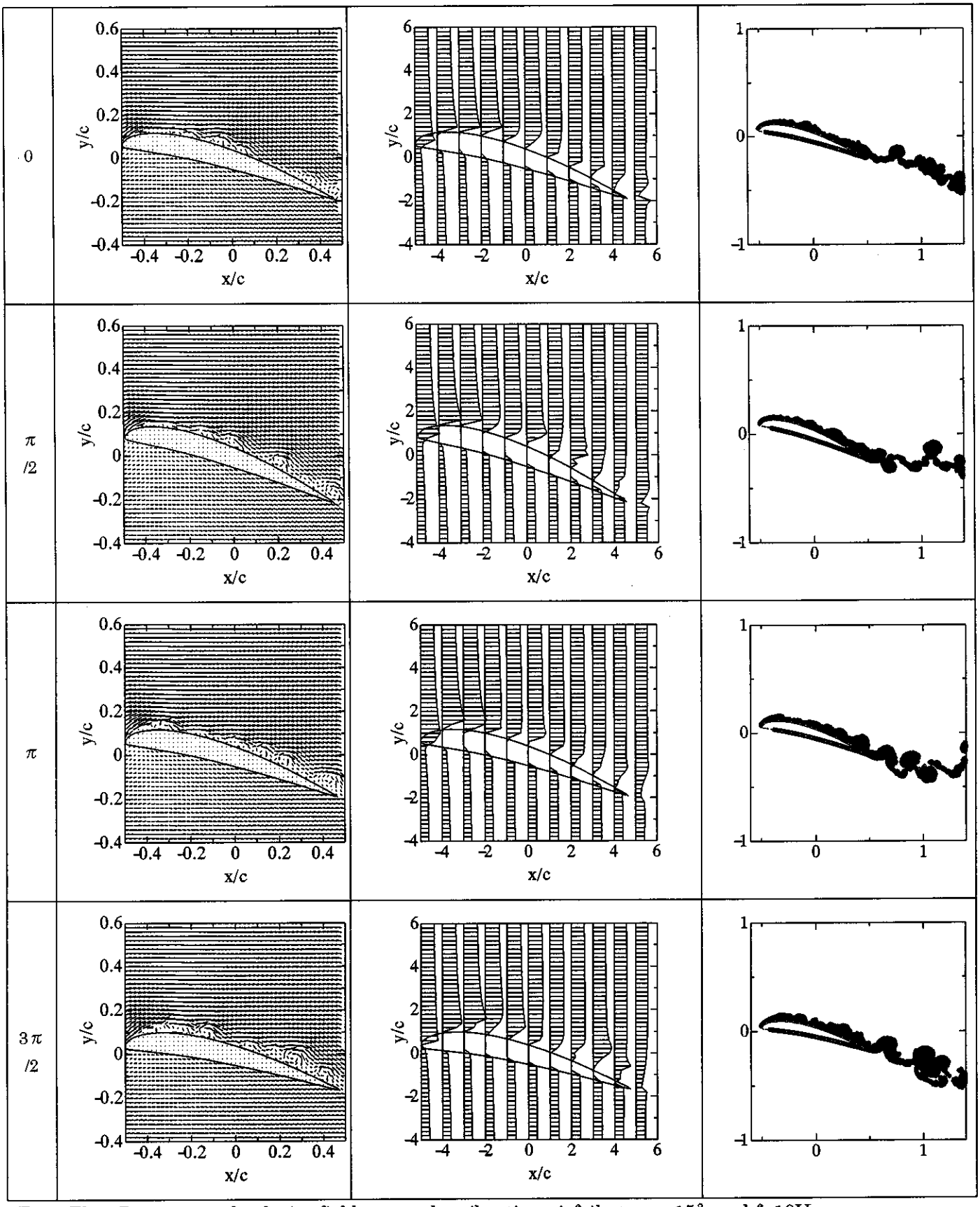


Fig.7 Flow Patterns and velocity fields,around a vibrating airfoil at α_0=15° and f=10Hz

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

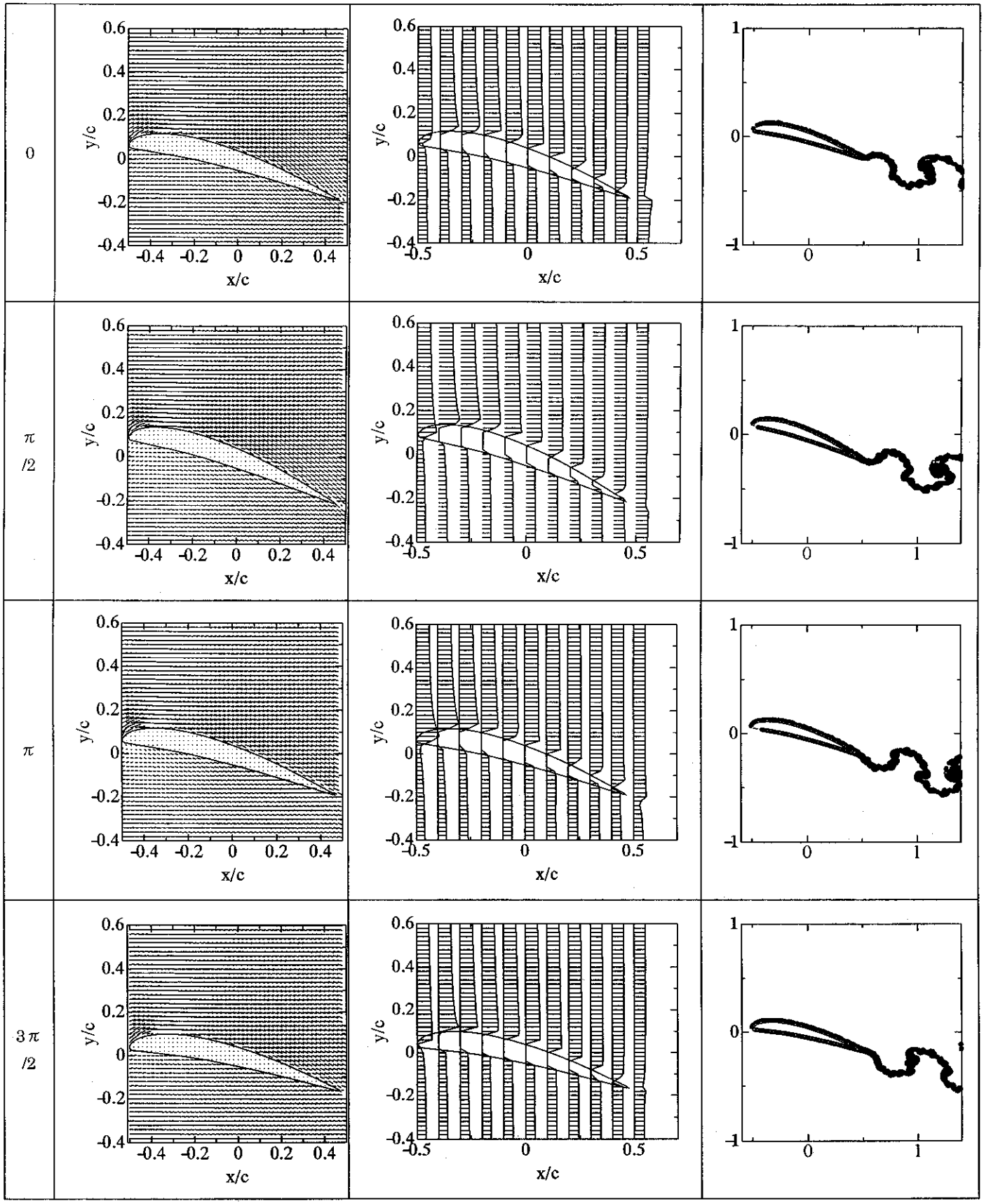


Fig.8 Flow Patterns and velocity fields around a vibrating airfoil at α_0=15° and f=25Hz

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

剥離状態、f=10Hz では頭上げ過程で前縁付近で流れがほぼ付着していることが見て取れる。また、f=25Hz では、前述したように翼まわりの流れは完全に付着している。

4．2 時間平均特性について

Fig.9 に翼振動 1 周期分を平均した速度ベクトル(左)と速度分布（右）を示す。図の上から f=5Hz、10Hz、25Hz である。f=5Hz では前縁剥離となっており、f=10Hz では、翼背面付近に僅かな剥離領域が見られるがほぼ付着に近く、剥離剪断層は翼面に非常に近くなっている f=25Hz では、ほぼ翼面全体にわたり剥離は見られず、流れは翼背面に沿っていることがわかる。この結果からも f=10Hz 付近で剥離から付着への移行が生じているものと考えられる。

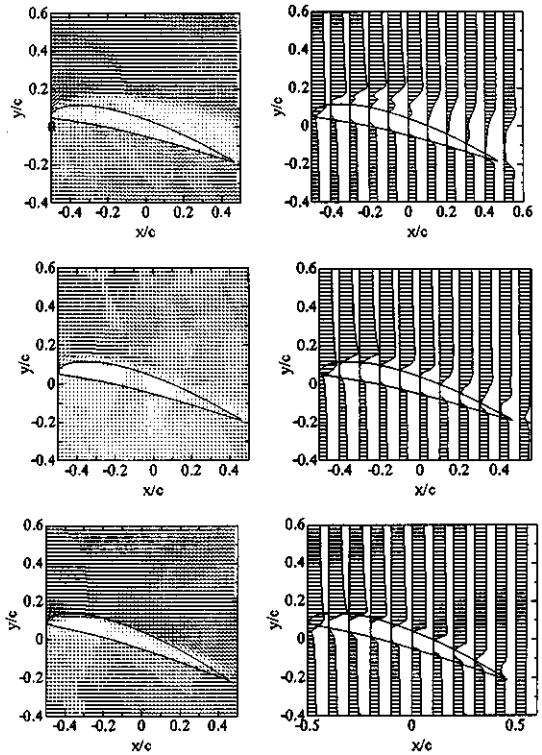


Fig.9 Time averaged and velocity field, α 0=15
(Top: f=5Hz Mid: f=10Hz Low: f=25Hz
Left: vector Right: velocity field)

4．3 流体力

Fig.10 に、迎角及び揚力 Cl、抗力 Cd の時間履歴を示す。図の上から f=5Hz、10Hz、25Hz である。

流れの付着している f=25Hz では Cl、Cd 共にある位相差で翼振動に同期したほぼ正弦波的な変化を示す。前縁剥離状態の f=5Hz では、翼面からの渦の放出に対応した細かい変動を示している。ほぼ付着に近い f=10Hz では、3 周期目以降で Cl、Cd の正弦波的変化が崩れているが、ほぼ f=5Hz と f=25Hz との中間的な変化となっている。

5．まとめ

渦法を用いて失速迎角付近でねじり振動する翼まわりの流れのシミュレーションを行った。その結果、α_0=15°の場合、f=10Hz(k=0.4)で剥離剪断層がよく面に非常に近くなっており、特に前縁付近で付着となっていて剥離から付着へと移行することがわかった。実験では、α_0=15°の場合、k=0.6 付近で前縁から剥離から付着への移行が生じており、本計算結果は定性的に妥当な結果が得られていると考えられる。

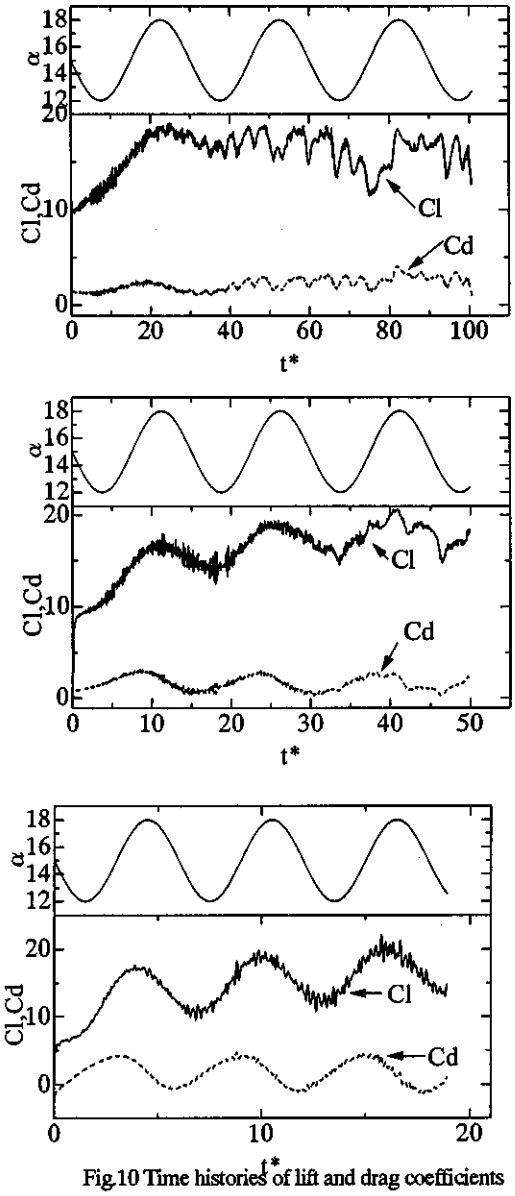


Fig.10 Time histories of lift and drag coefficients
(Top: f=5Hz Mid: f=10Hz Low: f=25Hz)

参 考 文 献

1) 石井進, 田中英穂,藤本一郎: ねじり振動する急激失速迎え角付近における非定常空力特性(第 1 報、動的はく離特性とはく離形態に対応する領域について),機論(B 編), 51 巻 465 号, pp.1400-1408, 1985
2) R. I. Lewis: Vortex Element Methods, the Most Natural Approach to Flow Simulation A Review of Methodology with Applications, VORTEX METHODS, World Scientific, pp.1-15, 1999
3) 横浜国立大学渦法セミナー資料, 2004

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－5

ジェット VTOL 輸送機用リフトファンの動翼先端マッハ数の低減検討

白鳥　敏正（都立科技大），*中嶋　正浩（都立科技大院），齊藤　喜夫（JAXA）

A Reduction of Tip Mach number in Lift Fan Rotor for Jet VTOL Aircraft

*Toshimasa SHIRAOTRI (TMIT), Masahiro NAKAJIMA (TMIT) and Yoshio SAITO (JAXA)

ABSTRACT

The very small bellmouse shaped Lift Fan Engines of JAXA's conceptual Jet VTOL aircraft increases relative tip Mach number and causes supersonic regions on the rotor blades. The last report has studied rotor work input patterns to lower the tip Mach number. Although the tip Mach number has been lowered from 0.98 to 0.93, there are still some supersonic regions on the rotor blades. To lower the tip Mach number to around 0.80, this paper performs a numerical analysis of the throughflow on a lift fan as a two-dimensional axisymmetrical flow. Based on the last report focusing on the work input pattern tests, three life fan designs are tested: normal fan (radius 1.20m, revolution 2000rpm), low speed fan (1.20m, 1600rpm), and low speed large-scale fan (1.30m, 1600rpm). The low speed large-scale fan lowers the tip Mach number to 0.82 and shows no supersonic regions on the rotor.

Key words: VTOL, Lift fan, Tip Mach Number, Throughflow Analysis

1. はじめに

近い将来の地域分散型社会を想定した国内航空交通システムの新しい形として航空宇宙技術研究所（現宇宙航空研究開発機構、JAXA）においてジェット VTOL 輸送機構想[1]が提案された（図１）。この機はコア分離型ターボファンエンジンシステムとして、離着陸時や低速飛行時に主翼付根内に埋め込まれたリフトファン（図２）により垂直推力を生み出し、これを揚力として利用するものである。

リフトファンの軽量化、低騒音化を目指して、動翼 Hub 側 100 枚、Casing 側 200 枚の Narrow Chord 多翼構成、中間シュラウド付きのファンが想定されている。既にリフトファンエンジンの製作可能性に関する検討は行われており、必要推力 10ton はファン空気流量 740kg/s、ファン圧力比 1.12 により達成できる事、ファンに関しては、動翼先端周速 250m/s でも空力的に、高効率が期待できる範囲にあるとの結論が得られている[2]。この検討においては、通常のターボファンエンジン等と同様の空力予備設計が行われた。リフトファンは通常のターボファンと異なり、主翼付根に組み込まれ、十分な大きさの空気取り入れ口を配置できないため、ファン流入空気速度がファンにとって理想的な状態とならないことが予想され、前回の予備検討により確認されている。この特徴的な空気取り入れ口により翼先端の相対流入マッハ数が高くなり、動翼面上に超音速領域が形成されることが確認されており、低騒音化の観点からは好ましくないと考えられる。

そこで、前回[3][4]の予備検討では、動翼の負荷分

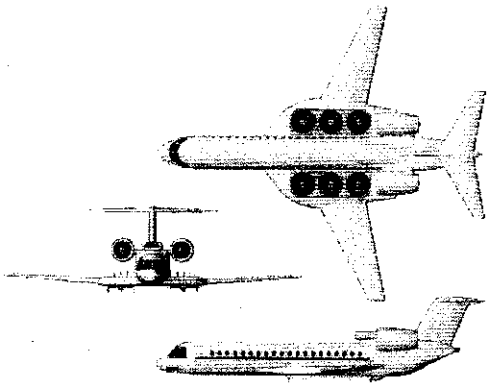


図１　構想ジェット VTOL 輸送機

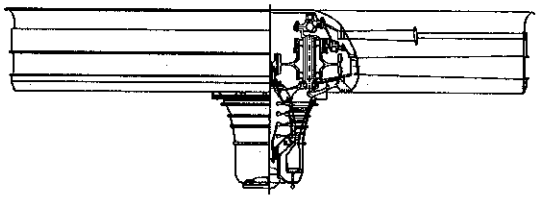


図２　リフトファンエンジン

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

布において、Hub 側および Casing 側の負荷を抑えることで、転向角・拡散係数を許容値以内に保ち、翼先端マッハ数を 0.93 程度と抑えたが、なお動翼翼面上に衝撃波の発生が見られた。

そこで、本研究では、既に行われた予備検討の数値解析手法を踏襲し、リフトファン半径、回転数などの基本空力設計を見直し、翼先端マッハ数を 0.80 程度まで低減する検討を行った。

2. 計算

2.1 子午面流れ解析 前回検討時と同様に、ここではリフトファンの出口静圧を大気圧（地上静止）として与え、空気取り入れ口流入状態を求める方法を用いる。すなわち、子午面流れ解析において、軸対称流れの仮定の下に、空気取り入れ口、動翼、静翼、そして短い出口ダクトを含む環状流路内流れを流体数値解析により求める。流れは非粘性とし、翼列損失、環状流路壁損失ともに 0 とし、計算には一般座標系表示の軸対称二次元保存型オイラー方程式を用いる。

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial E}{\partial \xi}+\frac{\partial F}{\partial \eta}+H=F_b \tag{1}$$

$$Q=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u_x\\ \rho u_r\\ e\end{bmatrix},E=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho U\\ \rho u_x U+\xi_x p\\ \rho u_r U+\xi_r p\\ (e+p)U\end{bmatrix},$$
$$F=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho V\\ \rho u_x V+\eta_x p\\ \rho u_r V+\eta_r p\\ (e+p)V\end{bmatrix},E=\begin{bmatrix}\rho u_r\\ \rho u_x u_r\\ \rho u_r^2\\ (e+p)u_r\end{bmatrix},F_b=\begin{bmatrix}0\\ F_{bx}\\ F_{br}\\ W\end{bmatrix} \tag{2}$$

$$U=\xi_x u_x+\xi_r u_r,\quad V=\eta_x u_x+\eta_r u_r \tag{3}$$

動翼、静翼領域には、式の右辺に翼力 F_b を導入している。想定されているリフトファンの設計諸元を表１、ファン計算条件を表２に示す。

表1 リフトファン設計諸元

設計点	地上静止
ファン空気流量	740 kg/s
ファン圧力比	1.12
ファン推力	9864 kgf (96.7kN)
ファン出口速度	130 m/s
ファン回転数	2000 rpm
ブレード直径	2.4 m
段数	単段

表2 ファン計算条件

ファン推力	96.7 kN
流入淀み点状態	101.3 kPa, 288.2 K
Casing半径	1.2 m
Hub半径	0.4 m
入口での周方向流速	0 m/s
出口での周方向流速	0 m/s
出口静圧	101.3kPa (大気圧)

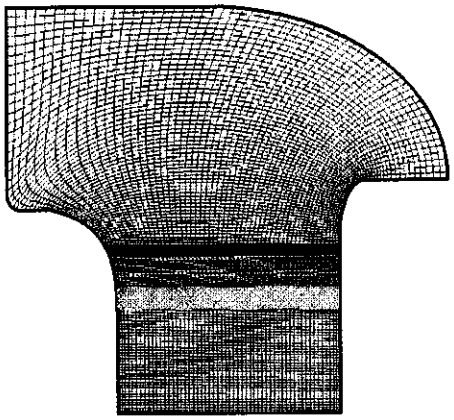
2.2 リフトファン形状 前回と同様に翼の一部で構成される短くかつ小さい空気取入れ口（以下、小ベルマウスと呼ぶ）が動翼前方に設けられ、リフトファンのノーズカウルが Casing 側の入口部より後退した位置となる形状について検討を行う。この形状に対する計算格子を図３に示す。今回の検討では、基本設計である半径 1.20m のファン（以下、基本ファンと呼ぶ）に加え、1.30m と大型化したファンについて検討を行う。格子数はいずれも等しく 141×61 である。

2.3 動翼回転数 翼先端マッハ数 0.80 を達成するリフトファン回転数について予備検討を行う。今、平均動翼流入速度 C_a とリフトファン平均出口速度 V_{out} が線形の関係にあると考え、リフトファン回転数を N、動翼先端の周速度を U_{tip}、翼先端マッハ数を M_{tip} とすると、以下の３式が成り立つ。

$$\text{Thrust}=\rho A V_{out}^2\approx\rho A C_a^2 \tag{1}$$

$$M_{tip}=\sqrt{Ca^2+U_{tip}^2}\Big/a \tag{2}$$

$$U_{tip}=r\omega=r\cdot 2\pi\frac{N}{60} \tag{3}$$



Hub　　Casing

図３ 小ベルマウス型計算格子

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

既に、動翼回転数 2000rpm の基本ファンについては、平均出口速度は 140m/s、翼先端マッハ数は 0.93 であることが計算されている。ファン半径を変更した場合、上述の(1)式より、動翼流入速度 Ca を推定することができる。さらに、(2)式および(3)式より、翼先端マッハ数 0.80 を満たす動翼回転数が計算でき、半径 1.30m の大型ファンの場合、値は 1555rpm となる。これより、今回は、基本ファンの動翼回転数を 1600rpm に低速化した低速ファン、さらに低速ファンの半径を 1.30m と大型化した、低速大型ファンについても検討を行う。

2.3 動翼渦形式 一般的なフローパターン設計に習い、フリーボルテックス形式（以下、Type A と呼ぶ）とコントロールボルテックス形式（以下、Type C と呼ぶ）について検討を行う。負荷分布が半径方向に一定である Type A は、製作可能性検討時に用いられたのと同じ渦形式である。前回検討時では、基本ファンの場合、全温度上昇量 ΔT_{0S}=9.209K であった。一方、Type C については前回検討時を参考に、Hub 側の翼負荷を全温度上昇量において Type A の 0.5 倍、Casing 側の全温度上昇量を Type A の 1.0 倍に抑え、Mid Span で最大となるような分布を新たに定めた。今回、Mid Span（x=0.5）で極大となるような式(4)の関数と、式(5)の Type C の全温度上昇量分布を用いた。

$$f(x) = x^4 - 2x^3 + x^2, \quad x = r/r_{casing} \tag{4}$$

$$\Delta T_{0S} = \begin{cases} \alpha(f(x)+0.5)\cdot\Delta T_{TypeA} & (x \le 0.5) \\ \beta(f(x)+1.0)\cdot\Delta T_{TypeA} & (0.5 < x) \end{cases} \tag{5}$$

但し、$\beta = \alpha - 8.0$

各渦形式の断全温度上昇量分布の一例を図４に示す。例は、ΔT_{TypeA}=9.209K、α =96.91/ΔT_{TypeA} の基本ファンの場合である。

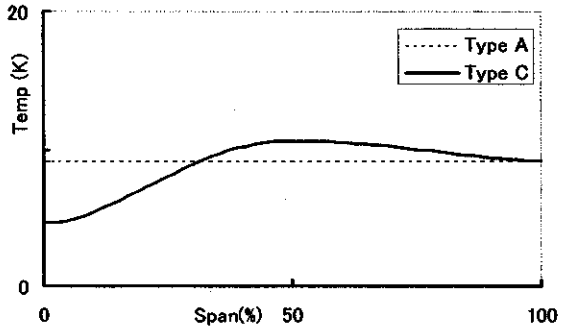


図４ 基本ファンの段全温度上昇量分布

前回同様に、計算では流入速度は既知の値ではなく計算結果として得られる値であるため、事前に与えることは出来ない。しかし、リフトファンの要求推力 96.7kN を得るには、ファン半径や回転数、動翼渦形式によらず、リフトファン全域における動翼負荷としての全温上昇量 ΔT_{0S} とファン面積の積分値を式(6)のように一定に保てば良い。

$$\int_{hub}^{casing} \Delta T_{0S}(x)dA = const \tag{6}$$

そこで、前回検討時の基本ファンのデータを元に、今回検討する低速ファンおよび低速大型ファンについて、各渦形式における必要な全温度上昇量を推定した。但し、実際の値は、計算条件により多少前後するため、必要な値は、複数回の予備計算を通じて確定した。

2.4 翼列形状と翼列流れの計算 子午面流れ解析の結果に基づき、動静翼の翼列形状配置における翼列周り流れをポテンシャル流れ計算により検討する。翼列は NACA65 系統とし、入射角については無衝突条件による計算式、偏差角については Carter の式を用いて推定した。

3. 計算結果と考察

まず初めに、基本空力設計の変化による影響を Type A により確認し、次に翼先端マッハ数の低減評価、検討を Type C により行う。

3.1 子午面流れとマッハ数 基本空力設計の回転数、ファン直径変更による変化を子午面流れとマッハ数の値について確認する。図５に Type A に関する結果を示す。左側には、静圧の分布を示す。また右側には動翼絶対および相対流入マッハ数、ファンダクト出口絶対流出マッハ数の半径方向分布を示した。表３には、計算により得られたファン全体の諸量を示す。

基本ファンは、前回計算と同様に、小ベルマウス入口湾曲部により、Casing 側に低圧部分の発生が確認できる。マッハ数の分布は、入口湾曲部の低圧部の影響により、Casing 側の値が大きく、翼先端では、絶対流入マッハ数は 0.54、相対マッハ数は 0.93 となっている。出口流速は、139.6m/s で設計諸元の 130m/s より大きい。

低速ファンの静圧分布および流線には、基本ファンとの差異は見られない。絶対マッハ数の分布は基本ファンと変わらず、翼先端の絶対流入マッハ数は 0.54 である。相対マッハ数は、動翼回転数

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

の低下による影響が大きく見られ、値は0.81となっている。出口流速は139.6m/sで、ファン面積の等しい基本ファンと同等の値を示している。

低速大型ファンは、ファンの大型化により、動翼における平均全温度上昇量が低くなり、Casing側の低圧部分が緩和され、環状流路壁の損失等の面で有利であることがわかる。低圧部の緩和により、流れの加速が小さく、翼先端の流入絶対マッハ数は0.49である。しかし、相対マッハ数では、半径の拡大による動翼周速度の増分が大きく、翼先端相対マッハ数は、低速ファンと同等の0.82となっている。一方、出口流速は、流路面積の拡大により空気質量流量が増加した結果、127.5m/sと小さな値を示した。

なお、子午面流れとマッハ数は、Type Cについても同様の結果が得られたが、紙面の都合上、省略する。

3.2 転向角と拡散係数 動翼負荷を転向角と拡散係数より検討する。図6(a)には、Type Aの場合、図6(b)にはType Cについての結果を示した。

Type Aの基本ファンの場合を見ると、前回の計算と同様に、Hub側において動翼転向角が40度、拡散係数が0.5を超えている。低速ファンの場合では、動翼周速度が低く、より大きな転向角が必要となるため、転向角、拡散係数ともにさらに大きな値を示している。従って、基本ファンおよび低速ファンは、低Hub/Casing比のファンには適さないことが確認できる。一方、低速大型ファンの場合では、動翼周速度は低いものの、大型化により平均全温度上昇量が抑えられ、基本ファンと低速ファンの中間的な値を示している。

図6(b)のType Cでは、Hub側の動翼負荷を抑えているため、基本ファンの場合、前回の計算と同様、転向角は40度以下、拡散係数は0.5以下と低い値を示している。しかし、低速ファンの場合では、転向角の増大から、Mid Span付近の動翼、Hub側の静翼において拡散係数が制限値の0.5を僅かに上回っている。低速大型ファンは、基本ファンよりも拡散係数が増大しているものの、制限値以内に収まっているといえよう。

3.3 翼列形状と翼列流れ 二次元ポテンシャル流れ計算により求めたCasing近傍、Span 99.7%における動翼まわりの流れを確認する。基本ファンについてはType A、Type Cにおける動翼周りのマッハ数の分布について、結果を図7の(a),(b)に、低速および低速大型ファンについてはType Cにおける結果を図7の(c),(d)に示す。また流れの各諸量を表4に示す。

基本ファンでは転向角は、Type Aで0.33度と小さく、動翼上面のみならず下面においても超音速領域を生じており、その最大マッハ数は1.22である。一方、Type Cでは、転向角は0.25度とさらに小さく、超音速領域は動翼の両面により分散して発生し、最大マッハ数は1.14と低下している。

一方、低速ファンおよび低速大型ファンには、流入マッハ数が小さいことから、超音速領域は見られない。転向角が3.50度となる低速ファンでは、最大マッハ数が0.95となっているが、転向角が1.46と小さい大型低速ファンにおいては、動翼による流れの加速が小さく、最大マッハ数は0.91と低い値を示している。

4. まとめと今後の展望

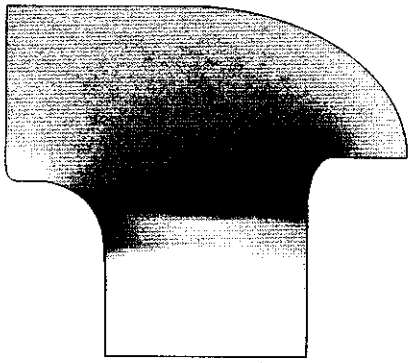
子午面流れ解析を用いて、構想ジェットVTOL輸送機用リフトファンについて、ファンの低速化、ファンの大型化により、翼先端の相対マッハ数を0.80程度まで低減する検討を行った。前回提案したMid Span部の翼負荷を最大とする渦形式を利用し、動翼回転数を2000rpmから1600rpmと落とし、ファン半径を1.20mから1.30mへと拡大することで、動静翼の拡散係数を0.5未満に保ち、Tip側動翼の相対マッハ数を0.93から0.82へ低減することができた。また、ファンの大型化により、ファンの出口排気速度も抑えることができた。

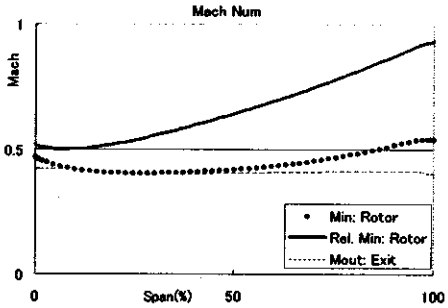
なお、動翼の基本設計は、中間シュラウドを設け、Hub側100枚、Casing側200枚の多翼構成としているが、今回、翼負荷の分布をMid Span最大としたため、効率の面において注意を要する。今後、全圧損失の面から、翼負荷分布とシュラウド位置の相互関係の検討などが必要であろう。

参考文献

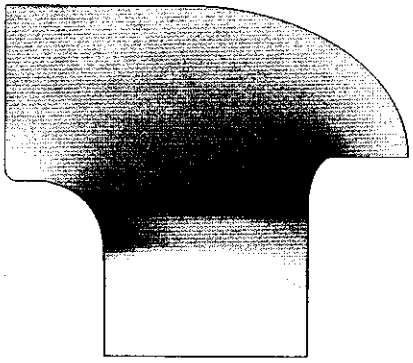
1) 齋藤　他：航空宇宙技術研究所報、TR-1289(1996), TR-1290(1996), TR-1292(1996).
2) NAL, IHI：リフトファンエンジンの製作可能性等検討報告書（未公開資料）、平成２年
3) 白鳥　他：2C1 第41回飛行機シンポジウム、2003年
4) 白鳥、中嶋　他：AJCPP2004, p83, 2004

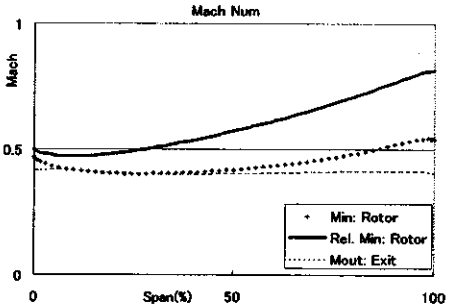
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



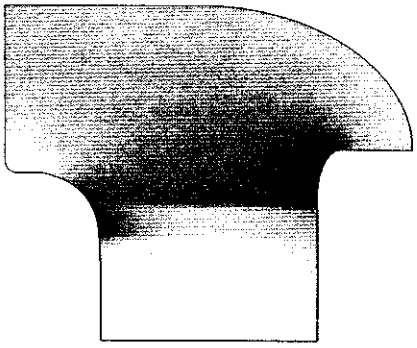


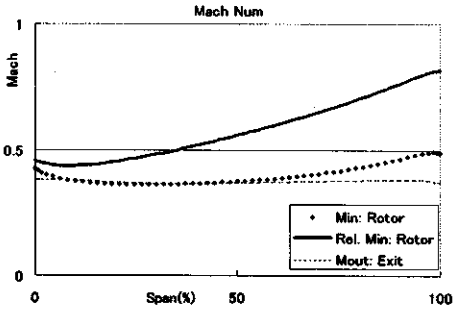
(a)　基本ファン（Type A 1.20m 2000rpm）





(b)　低速ファン（Type A　1.20m 1600rpm）





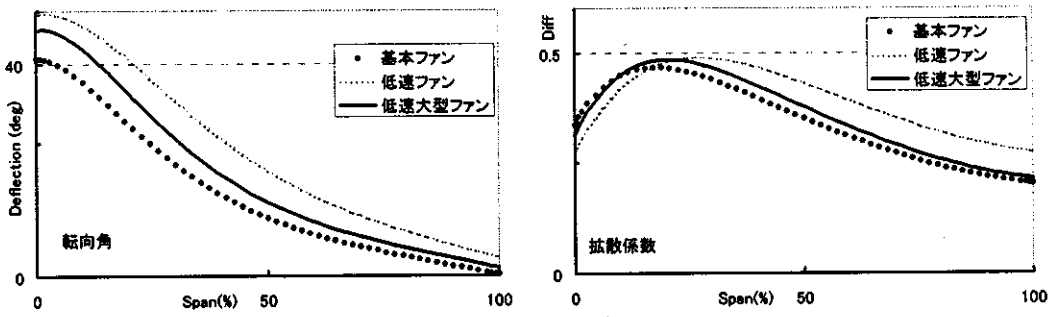
(c)　低速大型ファン（Type A 1.30m 1600rpm）

図５　静圧の分布（左）　マッハ数の分布（右）

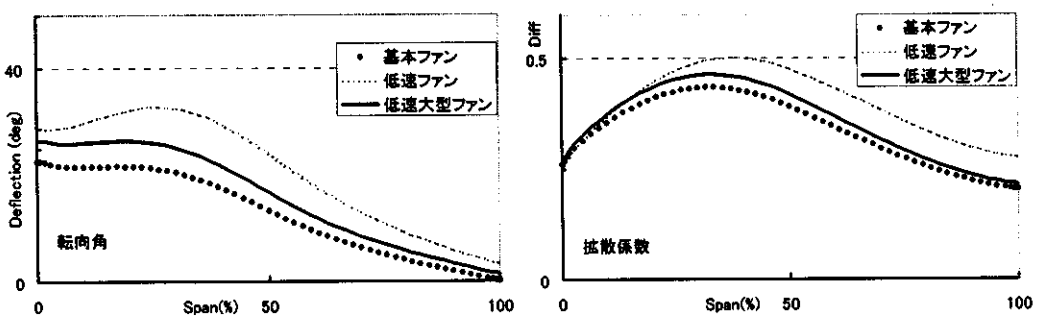
表3　リフトファン諸量

			基本設計	低速	低速大型
条件	半径	m	1.20	1.20	1.30
	回転数	rpm	2000	1600	1600
	ファン推力	kN	96.6	96.7	96.5
	平均全温度上昇量	K	9.209	9.394	7.786
計算結果	空気質量流量	kg/s	689.7	690.2	754.7
	平均圧力比		1.123	1.123	1.102
	平均出口流速	m/s	139.6	139.6	127.5
	翼先端マッハ数	絶対	0.54	0.54	0.49
	翼先端マッハ数	相対	0.93	0.82	0.82

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

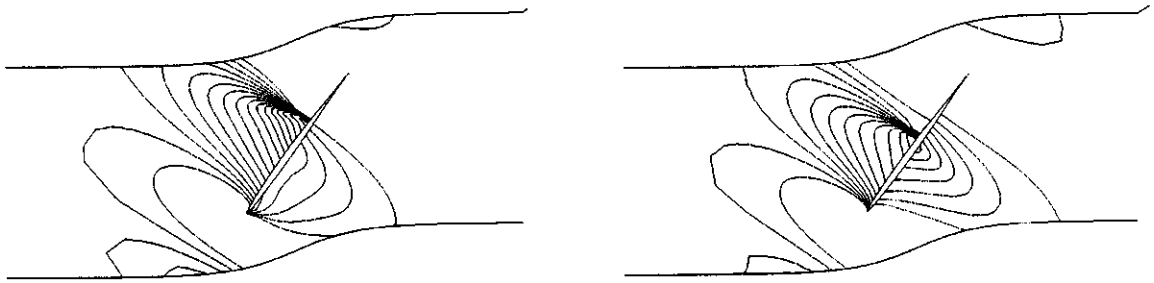


(a) Type A

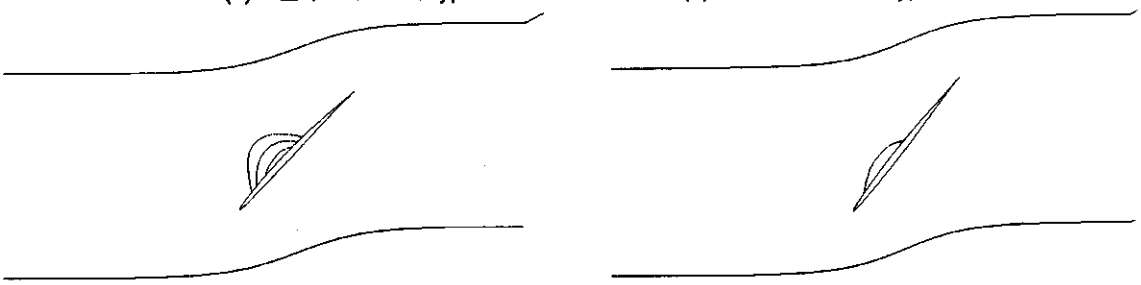


(b) Type C

図６　転向角と拡散係数の分布



(a) 基本ファン（Type A）　(b) 基本ファン（Type C）



(c) 低速ファン（Type C）　(d) 低速大型ファン（Type C）

図７　Tip 側（Span 99.7%）における動翼周りのマッハ数分布

表4　Tip側(Span 99.7%)における動翼周りの流れ

	基本ファン		低速ファン	低速大型
	Type A	Type C	Type C	Type C
流入角 (deg)	54.7	54.7	48.4	53.4
流出角 (deg)	54.3	54.5	44.9	51.9
転向角 (deg)	0.33	0.25	3.50	1.46
流入マッハ数	0.93	0.93	0.81	0.82
最大マッハ数	1.22	1.14	0.95	0.91

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－6

失速域近傍における圧縮機翼列の非定常空力特性に関する数値解析

*渡辺 紀徳（東京大学），中西 啓太朗（本田技研），
姫野 武洋（東京大学），鵜沢 聖治（東京大学）

Numerical Analysis on Unsteady Aerodynamic Characteristics of a Compressor Cascade at Near-Stall Conditions

*Toshinori WATANABE (Univ. of Tokyo), Keitaro NAKANISHI (HONDA)
Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo) and Seiji UZAWA (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Unsteady aerodynamic characteristics of an oscillating cascade composed of DCA blades were numerically studied in high subsonic flow conditions. The focus was placed on the role of separated region on the blade surface for unsteady aerodynamic moment on the blade in pitching oscillation. Two-dimensional Navier-Stokes code with k-ε turbulence model was developed for the present study. In the numerical results for the case without blade oscillation, a separation bubble on the suction surface was properly detected, and the vortex shedding from the blade suction surface was captured in the stall condition. The separation bubble strongly influenced the local unsteady moment of the oscillating blade, though the oscillation instability was not much changed affected. The governing factor of the instability was found to be the unsteady moment induced on the blade pressure surface.

Key words: Compressor, Unsteady Aerodynamics, Aeroelasticity, Cascade Flutter, Stall, Flow Separation

1．はじめに

圧縮機翼列の失速フラッターは，翼の振動破壊を引き起こす重大な問題として古くから解明が望まれ，多くの研究がなされて来た問題である[1]。しかし，翼の失速が複雑な粘性流れ現象であることから，多くの実験および理論研究がなされているにも関わらず，未だ失速フラッターの発生要因や機構が十分解明されているとは言い難い状況にある。このような粘性流れが支配する現象の解明には，流体数値解析が有効な手段と考えられ，この方面でも多くの研究がなされているが，数値解析も剥離，失速といった現象を的確に評価できる段階にまで達していない[2]。

本研究では流体数値解析による失速フラッター現象解明に向けて，まず失速点近傍で翼面に剥離域を伴いつつ振動する翼列の非定常空力特性を明らかにすべく，数値解析手法を構築して来ている。ここではこれまでに開発した数値解析手法により，高亜音速流れ中で振動する二重円弧翼列の特性を検討した結果を示し，問題点を考察する。

2．翼列モデルと数値解析法

2.1 対象翼列

本研究で対象とした翼列は，過去に振動翼列実験に供された翼列[3]をモデル化したものである。そこでこの実験から得られた基本的な空力特性をまず紹介する。

実験は二次元直線振動翼列風洞で行った。図１に翼列配置を示す。７枚の二重円弧翼を並べた圧縮機翼列で，入射角を-5°から+15°まで変化させることができる。中央の翼１枚を加振することができ，翼弦中央を中心とする片振幅0.5°のねじり振動を与えた。振動数は55Hzである。図のように，この振動翼を０番翼とし，これを中心として背面側の翼番号を+1, +2, +3, 腹側を-1, -2, -3とつけた。計測した項目は，翼面上および側壁面上の定常圧力，ホットフィルムによる翼面近傍の変動速度，油膜法による翼面の流跡，振動翼列における翼に働く非定常空気力である。翼に働く非定常空気力は，翼支持部に貼付した歪ゲージの信号をもとにトルクとして計測した。計測は一翼振動法により，中央の０番翼のみを振動

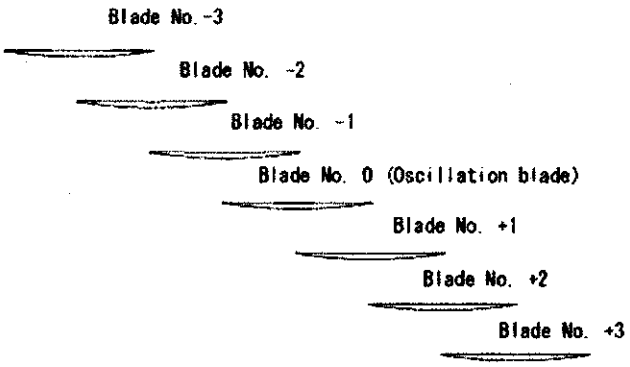


Fig.1 Cascade Geometry

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 1　Cascade Property

Airfoil	DCA
Camber angle [deg]	10
Chord length [mm]	45.15
Pitch [mm]	27.09
Stagger [deg]	55

Table 2　Flow Condition

Inlet Total Pressure [Pa]	1.27×10^5 Pa
Inlet Mach Number	0.74
Incidence Angle [deg]	0 - 5
Reduced Frequency	0.062
Reynolds Number	7.6×10^5

させ，この翼と背側，腹側の２枚の隣接翼で空気力を計測した。これらのデータから各翼の影響係数を求め，これを線形的に重ね合わせて，全翼が任意の翼間位相差で振動するときの非定常空気力を求めた。実験では流入マッハ数を 0.74 に固定し，入射角を変えながら計測を行った。翼振動数 55Hz に対応する無次元振動数は 0.062 である。翼列の要目と流れの条件を表１および表２に示す。

図２に翼表面圧力のコード方向分布を示す。圧力は入口全圧で無次元化してある。腹面(P.S.)の圧力分布は入射角によらずほぼ平坦な分布となっている。一方，背面(S.S.)の圧力は，入射角の増大により翼前縁付近で低下し，それより下流部分で大きくなる。

油膜法により可視化した翼面上の流跡から，この翼では小さな正の入射角でも前縁で流れが剥離し，背面で再付着して剥離泡を形成することがわかった。可視化写真から求めた再付着位置を 5° までの入射角に対してプロットしたのが図３である。この入射角の範囲では剥離泡は入射角の増加に対してほぼ直線的に成長し，5° の入射角では約 10%コードの位置で再付着する。

図４は計測した各翼における非定常空力モーメントの入射角による変化を示したものである。モーメントの位相は翼の振動変位を基準にとっている。モーメントの振幅を見ると，振動翼である 0 番翼では入射角により大きく変化し，入射角の増加につれて大幅に減少することがわかる。背側隣接翼である+1 番翼でも 0 番翼ほど急激ではないが，やはり入射角の増加にしたがってモーメント振幅が減少している。腹側隣接翼である-1 番翼では，翼振動で誘起されるモーメントが極めて小さいので，この翼にかかるモーメントは翼列全体の非定常モーメントを論じる際に，ほとんど結果に影響を及ぼさない。一方，モーメントの位相の結果を見ると，入射角が小さいとき，0 番翼の位相は翼変位と同位相であり，+1 番翼は逆位相となっている。入射角が増加すると，2° を境に 0 番翼の位相は次第に増加して行くが，+1 番翼の位相は一定のままである。

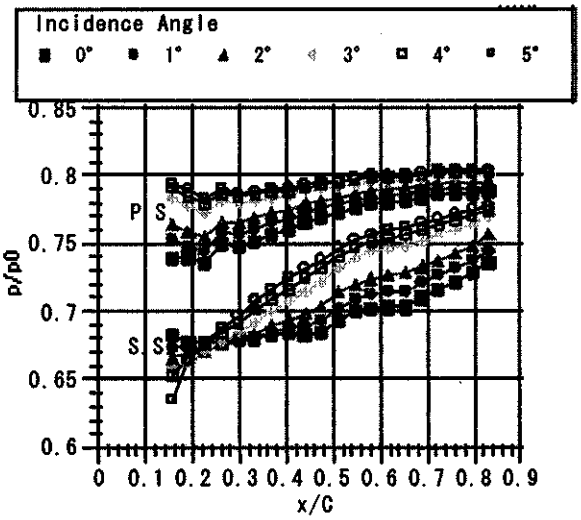


Fig.2　Surface Pressure Distribution

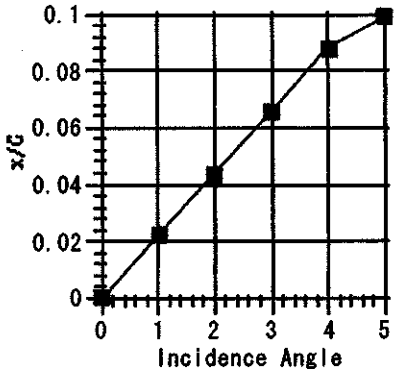


Fig.3　Location of Reattachment Point

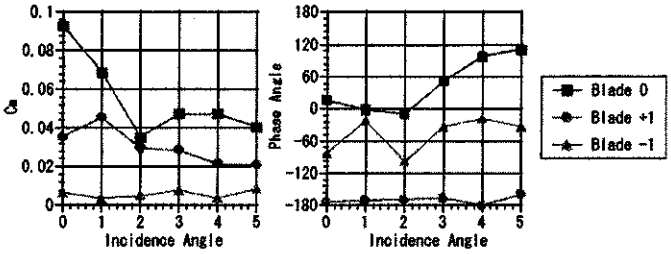


Fig.4　Unsteady Aerodynamic Moment

これらの結果を一翼振動法により合成し，すべての翼が振動している場合に翼に流入する励振エネルギーを算出した結果を図５に示す。各入射角における結果を隣接翼間位相差に対して示してある。励振エネルギーE が正のとき翼振動は不安定である。結果を見ると，入射角が 2° より小さいときは，正の翼間位相差で振動が不安定となり，負の翼間位相差では安定となっている。3° 以上の入射角では，励振エネルギー曲線の形状は小さな入射角のときと類似しているが，翼間位相差の全領域で不安定となっていることがわかる。なお，入射角 0° の結

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

果が大入射角の場合の結果に近くなっているが，この理由ははっきりわかっていない。ただ，可視化の結果などから，この入射角では翼の腹面側で小さな剥離域が生じていると思われ，その影響で振動が入射角 1°，2° の場合より不安定となっている可能性がある。

2.2 数値解析法

支配方程式に二次元 Navier-Stokes 方程式を用いた。対流項の離散化には Harten-Yee の風上型 TVD 法を用い，拡散項は中心差分で離散化した。乱流粘性の計算には低レイノルズ数 k-ε二方程式乱流モデルを用い，時間進行

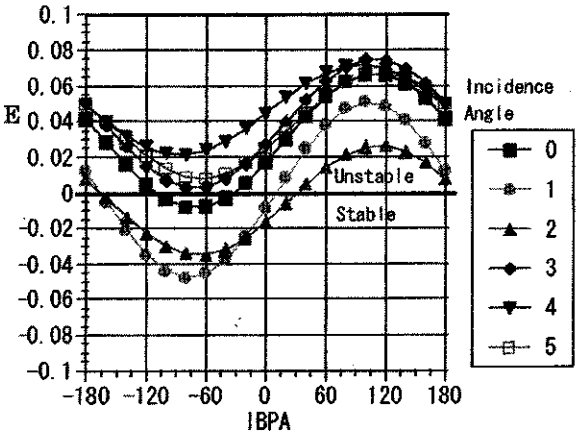


Fig.5 Exciting Energy Input

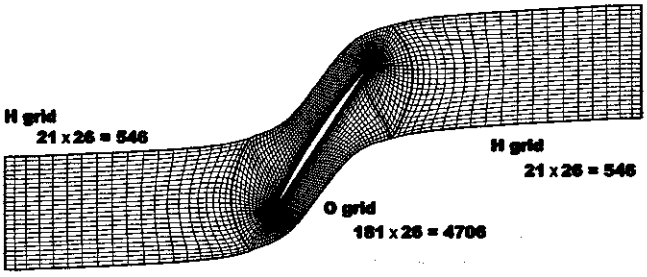


Fig.6 Computational Grid

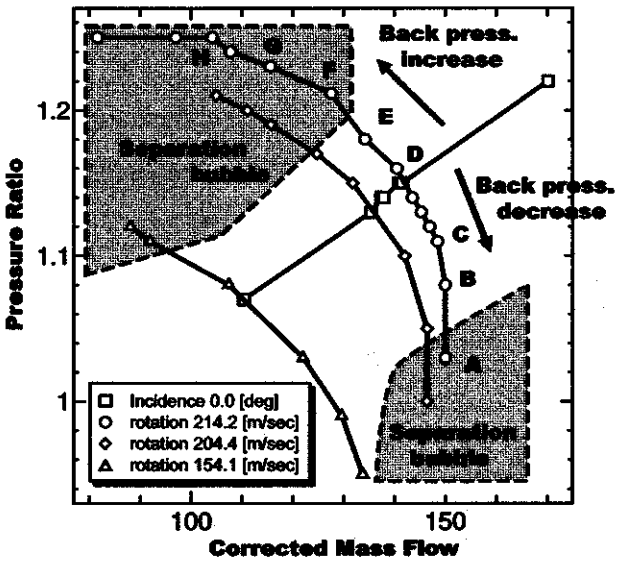


Fig.7 Cascade Characteristics

を LU-SGS 法で行った。

図 6 に計算格子を示す。翼面近傍での直交性を確保し，同時に流入・流出境界を翼から遠方に置けるよう，翼周りに O 型格子，流入部と流出部に H 型格子を作成して結合させる HOH 型格子を用いている。この 1 ピッチ分の格子を翼列方向に重ね合わせることにより，複数流路の計算領域を形成する。流路数は後で述べるように，計算条件によって異なる。なお，H 型と O 型の格子接続部およびピッチ間の接続部では格子を重ね合わせている。

振動翼列の解析を行う際には，翼がねじり中心周りに正弦的な剛体角振動を行うので，O 型格子全体の格子点にも翼と同期した正弦振動を行わせている。翼面の格子点は翼面と同じ変位をし，O 型格子の外周部で変位しないように固定して，翼面から各格子点までの距離に応じて線形的に変位が減少するよう格子点ごとに変位を与えた。簡易な方法であるが，翼振動の振幅が本研究のように小さい場合には，十分な精度で数値解析を行えることが経験的に示されている[2)]。

境界条件は，流入境界でリーマン不変量を外挿し，全圧および全温を固定した。また，流入角または周方向速度を与えた。流出境界では静圧を固定し，他の保存量を外挿した。翼列方向の外側境界では周期境界条件を課した。ただし前述のように，計算領域のピッチ数は場合によって異なる。翼面は粘性壁として扱い，速度には翼の各時刻での移動速度を与え，密度と圧力を外挿した。

3．解析結果および考察

3.1 翼が振動しない場合の失速域近傍の流れ

まず翼振動がない場合の基本的な流れ場をさまざまな条件でシミュレートし，特に翼面上に剥離域が形成され，更に前縁剥離が発生するような高負荷の条件における流れ場を中心に解析を行った。

最初に流入境界で流入角 0° の方向に流れ方向を固定し，流出境界の静圧（背圧）を様々に変化させて一連の計算を行った。続いて流入境界での周方向速度を固定し，やはり背圧を様々に変化させた計算を，3 種類の周方向速度に対して実施した。

図 7 は計算結果から得られた圧縮機翼列特性曲線図である。□のシンボルで示されているのが流入境界での流入角を 0° に固定した結果で，右上の圧力比が約 1.22 の点では背圧 9.0×10^4Pa，流入マッハ数 0.93，周方向速度 262.3m/s となっており，左下の圧力比約 1.07 の点では背圧 1.1×10^5Pa，流入マッハ数 0.56，周方向速度 165.1m/s となっている。一方○で示されているのは入口境界の周方向速度を 214.2m/s に固定した結果，◇は 204.4m/s，△は 154.1m/s にそれぞれ固定した結果となっている。ここでは周方向速度をもっとも速く固定した一連の結果に着目し，解析を行う。このときの各流れ場

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 3　Computational Conditions

	背圧 [Pa]	流入 Mach 数 [-]	インシデンス [deg]	入口修正流量 [kg/m²/sec]	全圧比 [-]	ID
周方向速度固定 (214.2 [m/s])	90000	0.75	-1.7	149.98	1.03	A
	95000	0.75	-1.7	149.96	1.08	B
	98000	0.75	-1.4	148.42	1.11	C
	99000	0.75	-1.1	146.87	1.12	-
	100000	0.74	-0.8	145.23	1.13	-
	101000	0.74	-0.4	143.48	1.14	-
	102500	0.74	0.2	140.41	1.16	D
	105000	0.73	1.5	134.16	1.18	E
	107500	0.72	2.8	127.55	1.21	F
	110000	0.70	5.3	115.60	1.23	G
	111000	0.69	6.9	107.78	1.24	-
	112000	0.69	7.6	104.21	1.25	H
	113000	0.68	9.1	97.04	1.25	-
	114000	0.66	12.4	81.57	1.25	-

の諸量を表3に示す。図中のA～Hは参照のためにつけた記号である。背圧を下げていくと流速は増すが，A点付近で流れはチョーク領域に達し，流量は変化しなくなる。一方背圧を上げていくと，E点とF点の間で翼背面上に剥離泡が発生し，更に背圧を上げると剥離泡が成長し，やがて不安定な流れ場に達する。

剥離泡が発生し始めるF点における流れ場の計算結果を図8に示す。図8(a)にはマッハ数分布と翼面近傍の流線が，(b)には圧力分布が示されている。表3より入射角は 2.8° となっており，前縁近傍の負圧面で強い加速域がマッハ数分布にも圧力分布にも見られる。この付近のマッハ数分布を拡大表示したのが図9である。負圧面の前縁に剥離泡が明瞭に捉えられている。これより背圧を上げていくと，剥離泡が次第に成長し，1.12×10^5 Pa 付近にまで増加するとついに流れが翼面上に再付着しなくなり，前縁剥離状態に陥る。

更に背圧を上げてH点に達すると，流れは非定常になり，剥離渦が翼面から繰り返し放出される状態になる。図 10 はこのときの渦度分布と剥離流線を時系列で示したものである。剥離流線は大きく振動し，大規模な渦が放出されて下流に流されていく様子がわかる。ただし，この計算では1流路の領域で周期境界条件を課しており，現実にはこのような条件では各ピッチでの周期性が崩れている可能性もある。

この状態から背圧を下げていくと，渦放出の生起する点から更に 3.4×10^3Pa 程度下げないと渦放出が止まらず，ヒステリシスが見られた。

3.2　振動翼列に関する数値解析

失速域近傍の流れ条件において，翼が振動する場合について数値解析を行った。本研究では流れが剥離しない場合から，前縁で剥離した流れが翼面に再付着し，剥離泡を形成する場合までを対象に解析を行った。上で

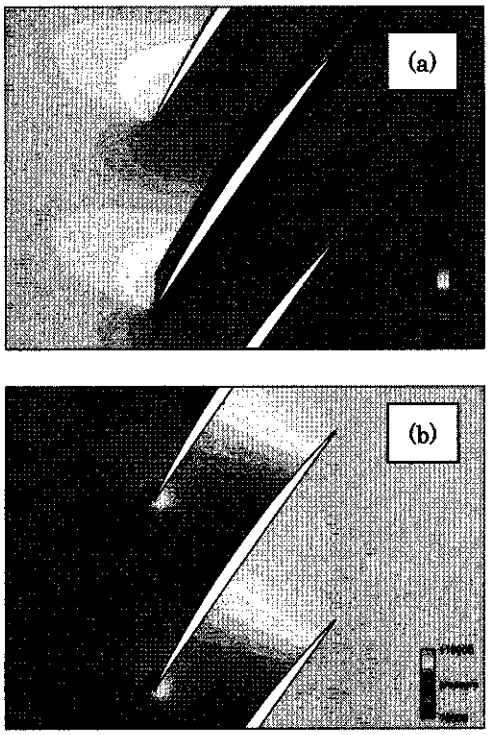


Fig.8　Computed Flow Field for Condition F

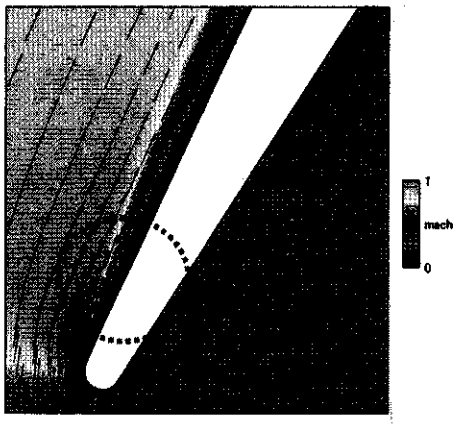


Fig.9　Flow Field around Leading Edge

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

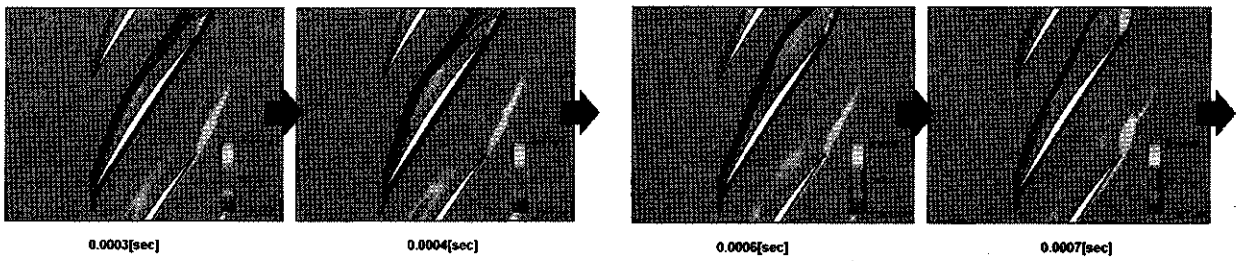


Fig.10 Time History of Flow Field with Vortex Shedding (vorticity distribution and separated stream line)

述べたような大規模な剥離を伴う流れ場における振動翼列の特性も重要な課題であるが，このような問題を扱うには数値解析法を更に発展させる必要があり，将来的な課題である。

図 11 に振動翼列のモデルを示す。翼間位相差ϕをもって各翼が振動するので，n 番翼には振幅を$\tilde{\alpha}$として，$\tilde{\alpha}\sin(\omega t + n\phi)$という振動が与えられる。計算領域の翼列ピッチ方向の外側境界には周期境界条件を課すので，翼間位相差ϕと計算領域の流路数は関連することになる。ここでは代表的な翼間位相差として，0°，±90°，±120°，180°をとった。これらの翼間位相差を模擬するために用いる計算領域は，それぞれ 1 流路，4 流路，3 流路，2 流路となる。

計算は図 8 および表 3 に示した点 D，E，F の三つの流れ条件で行った。翼振動の角振幅は 0.1° で，振動数は 100Hz および 500Hz とした。半弦長を基準とする無次元振動数はそれぞれ約 0.1 および 0.5 となる。

図 12 は計算した翼への非定常空力仕事で，実験結果の図 6 で示した励振エネルギーに対応する。図には背圧が 1.025×10^5Pa の場合（D 点）と 1.05×10^5Pa の場合（E 点）について，振動数 100Hz および 500Hz の結果が示されている。振動数 100Hz の結果を見ると，実験結果と同様に，正の翼間位相差で振動が不安定になる結果が得られており，数値解析結果が実験事実をよく捉えていると言える。背圧の違いは安定限界にはほとんど影響を与えていない。振動数の高い 500Hz の結果では，振動が安定化されているのがわかるが，これは従来の研究による知見と一致する傾向である。翼間位相差による非定常空力仕事の変化の仕方については，振動数が増加しても類似の結果となっている。更に背圧の高い F 点についても解析を行っているが，この非定常空力仕事の結果については，以上の結果と顕著な差が見られなかった。したがって剥離法の存在が空力仕事に及ぼす影響については，更に広範囲の流れ条件で検討を行う必要がある。

そこで，剥離泡が非定常空気力に及ぼす影響をより細かく検討するため，翼背面に剥離泡が存在する条件で，前縁近傍の局所モーメントを調べてみた。図 13，図 14

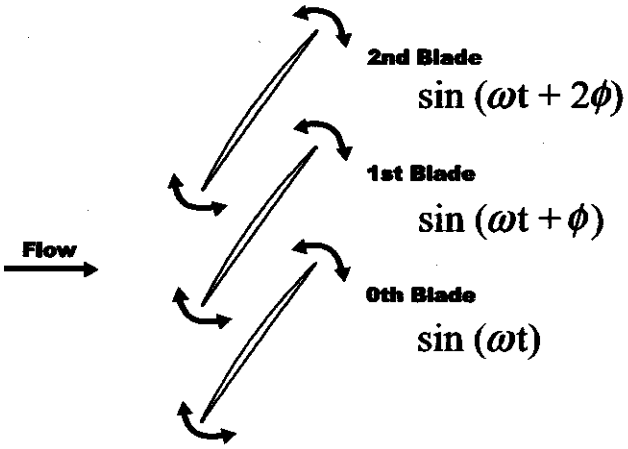


Fig.11 Model of Oscillating Blades

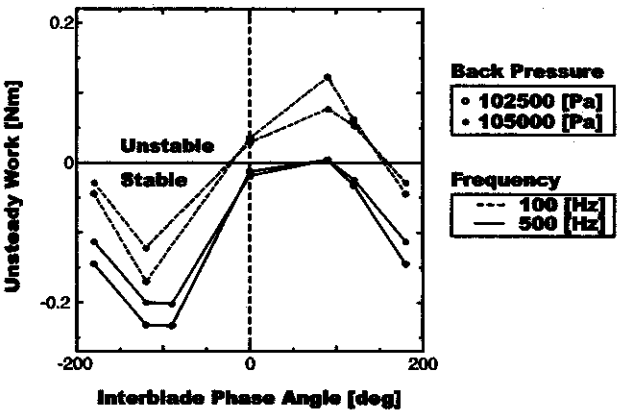
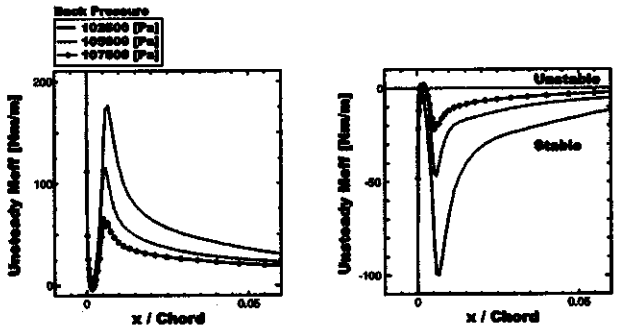


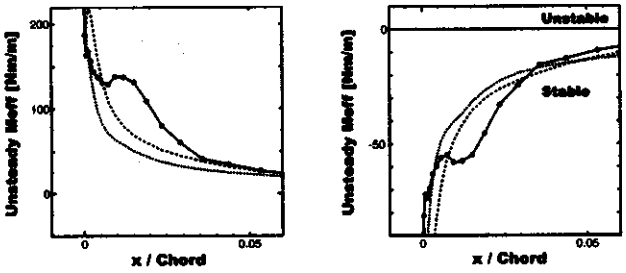
Fig.12 Unsteady Aerodynamic Work

は D 点，E 点，F 点の流れ条件において，振動数 100Hz で振動する翼の各翼弦位置に作用する非定常モーメントを前縁付近について示している。振動が安定な翼間位相差 180° の結果を図 13 に，不安定な 90° の結果を図 14 に載せた。非定常モーメントは実数部と虚数部で表示しており，虚数部が正のとき，励振モーメントとなる。横軸はコード方向位置で，前縁から 5%コードの範囲の結果をプロットしている。図 13(a)は剥離泡の存在する翼背面の結果であるが，背圧 1.075×10^5Pa の F 点では，

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

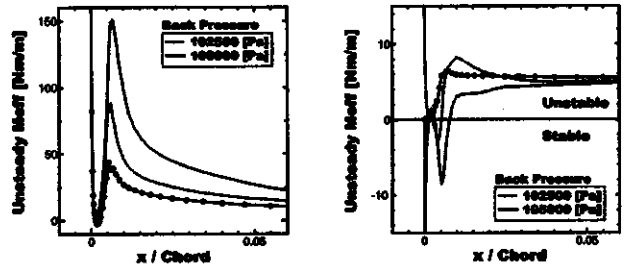


(b) P.S. (left : real part, right : imaginary part)

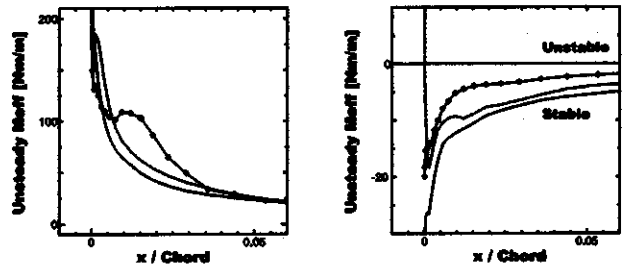


(a) S.S. (left : real part, right : imaginary part)

Fig.13 Local Unsteady Moment (IBPA=180°)



(b) P.S. (left : real part, right : imaginary part)



(a) S.S. (left : real part, right : imaginary part)

Fig.14 Local Unsteady Moment (IBPA=+90°)

モーメント分布曲線に剥離泡に起因すると思われる大きなピークが見られ，剥離泡によって非定常空力モーメント分布が顕著に変化することがわかる。このとき虚数部を見ると，背面のモーメントは常に安定側にある。図14(b)で腹面の結果を見ると，背圧の増加に伴い，モーメントのピークが急激に低くなっている。虚数部の分布を見ると，わずかに不安定なモーメントが現れるが，翼全体の振動を不安定にするほどではなく，また，背圧が変化しても，この位置のモーメントはほとんど変化しない。続いて図14(a)で翼間位相差90° における背面のモーメント分布を見てみると，実数部には先ほどと同様の剥離泡によるピークが存在している。しかし虚数部にはピークが存在せず，背圧が上昇すると全体的にモーメントが不安定側に変化することがわかる。ただ常に背面側のモーメントは翼振動について安定側である。一方，図14(b)で腹面のモーメントを見てみると，虚数部がすべての場合に不安定側であることがわかる。したがってこの翼列の振動不安定性は，翼腹面に起因すると考えられ，背圧によってその分布曲線は変化するものの，安定性が大きく変わるような性質は持っていない。腹面の非定常モーメントが振動安定性に支配的な影響を持つことから，今回対象とした翼列では，背面上の剥離泡は安定性に大きな影響を及ぼしていないものと思われる。

4. まとめ

高亜音速の失速点近傍で，剥離域を伴ってねじり振動する二重円弧翼列を対象に，流れの剥離が振動翼列の非定常空力特性に及ぼす影響を明らかにするための数値解析を行った。未だ振動特性の解明には至っていないが，このような非定常流れを解析し得る数値計算手法を開発し，いくつかの検討を行った。これまでに得られた知見は以下のようにまとめられる。

(1)翼を振動させない場合の非定常流れの解析結果から，翼負荷を増加させるにつれて，背面に剥離泡が形成され，それが成長していく様子が捉えられた。更に負荷を上げると，ある点で流れが非定常となり，翼背面から渦が繰り返し放出される状況に変化した。

(2)この渦放出現象にはヒステリシスが見られた。

(3)振動翼列を対象とする解析結果から，翼間位相差に対する振動不安定性について，実験と定性的に一致する結果が得られた。

(4)剥離泡の影響により，翼面の局所空力モーメントが大きく変化することがわかった。

(5)対象とした翼列では，翼腹面に働く非定常空力モーメントが振動の安定性を支配していることが明らかになった。このため，翼背面に発生する剥離泡は，振動不安定にはあまり影響を与えていなかった。

今後は流れの剥離が振動翼列の非定常空力特性に及ぼす影響を解明するため，広範囲の条件について解析を進めていく計画である。

参考文献

1) 田中英穂：失速フラッタ，ガスタービン学会誌，Vol.19, No.76 (1992) pp.14-18.

2) 渡辺紀徳：ガスタービンの空力弾性問題におけるCFD解析，ガスタービン学会誌，Vol.32, No.4 (2004) pp.278-284.

3) 青塚瑞穂，渡辺紀徳，町田保男：高亜音速流中における剥離を伴う二重円弧翼列の非定常空力特性，第29回ガスタービン定期講演会講演論文集(2001) pp.23-28.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－7

舶用ガスタービン(SMGT)用遠心圧縮機の研究開発

*室田光春、浜地康之、西原昭義(ヤンマー)

The Development of Centrifugal Compressor for Marine Application
—(Super Marine Gas Turbine)—

*Mitsuharu MUROTA, Yasuyuki HAMACHI, Akiyoshi NISHIHARA(YANMAR)

ABSTRACT

This is the outline of design phase and rig test of the centrifugal compressor which is applied to the marine gas turbine (Super Marine Gas Turbine). Several characteristics for marine applications and design consideration of centrifugal compressor to be combined with axial compressor are presented. The design target is achieved (pressure ratio & efficiency) and performance envelope of design phase is confirmed on the compressor test rig. The marine gas turbine which is applied to this c.f. compressor is now under test at test cell for sea trial. After this test, this marine gas turbine will go forward to sea as a challenger of new era.

Key words: Compressor, marine gas turbine

1．はじめに

平成5年12月の「運輸技術審議会」の答申を受け、環境にやさしく、効率のよい舶用ガスタービンを開発すべく、平成9年4月に国内ガスタービンメーカー5社によるスーパーマリンガスタービン技術研究組合が設立された。平成9年より6ヵ年の計画で2500kW級の舶用ガスタービンの開発が進められ、平成15年3月に目標を達成して開発を終了した。引き続き実船に搭載するための耐久試験等が平成14年度から3年間の計画で続行されている。

このエンジンはスーパーマリンガスタービン(以下「SMGT」と言う。)と呼ばれ、高速ディーゼルエンジン並みの熱効率を実現させるため再生サイクルを採用。2500kW級の出力では世界的にも例のない38～40%と高い熱効率が設計目標として掲げられた。

ブレイトンサイクルでは、所定のタービン入口温度に対して熱効率を最大ならしめる圧力比が存在する。SMGTでもサイクル計算から求められた圧力比を採用しているが、エンジンのサイクルを先導する圧縮機性能の向上がガスタービン開発の成否を握る鍵の一つであり、燃費改善の方策の一つとして高効率圧縮機の開発が取り上げられた。2500kW級のガスタービンでは、一般に遠心圧縮機を採用する場合が多いが、ガスタービン用圧縮機として採用されている種々の形態、即ち、軸流段形式、遠心段形式、およびこれらを組み合わせた形式が検討された結果、軸流段単独では後段になるほど羽根の高さが低くなるため目標とする効率の達成は難しく、また、遠心段の単独形式では軸流形式ほどの効率は望めないことから、軸流と遠心の組み合わせによる複合圧縮機が採用された。この組み合わせでは軸流段と遠心段それぞれの圧力比を適切に設定すれば、より高い効率を達成出来る利点を持っている。

SMGTの要素構成を図1に示す。ここでは、軸流段と遠心段を組み合わせた複合圧縮機に纏わる課題を克服して開発した、高性能遠心圧縮機の設計と要素試験について報告する。

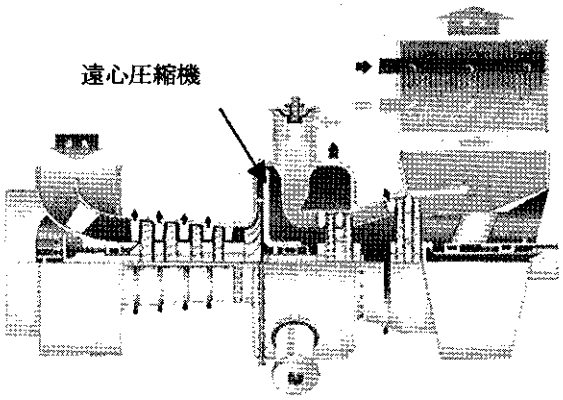


図1スーパーマリンガスタービンの要素構成

2．遠心圧縮機の設計

軸流段と遠心段を組み合わせ形式の複合圧縮機では、大気流入式の遠心圧縮機と異なる次の二つの観点から遠心圧縮機について検討する必要がある。一つは軸振動を含む構造的な面、二つ目は空力性能的な面である。本圧縮機の場合、構造上、空力性能上の留意点は、軸流段と遠心段との接続部につきるが、これらについては明確に分離して議論が出来ない。接続部について考えると、軸振

第32回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

動については軸流段と遠心段との間に段差がなく接続される方が問題の発生は少ないが、遠心段にとっては入口ハブ径を小さくし、シュラウド径を最適化してボス比を小さく抑えることにより、入口シュラウド部の相対マッハ数を抑制出来る。これにより衝撃損失等の低減を行い空力性能の向上を図れるが、そうでない場合にはボス比の増大につながり、低比速度のために空力性能の向上は困難になる。航空用の小型エンジンで採用されているように遠心圧縮機入口部を最適化する場合には、軸流段出口と遠心段入口部の間の通路はGooseneck ダクト(S字ダクト)になり(図 2)[1]、ダクト内での面積配分を適切に抑えなければ減速流となって境界層の発達を助長することになる。S字ダクトが付くことにより圧縮機部の軸方向長さも長くなるので、この部位についての流れや軸振動の検討が必要になる。

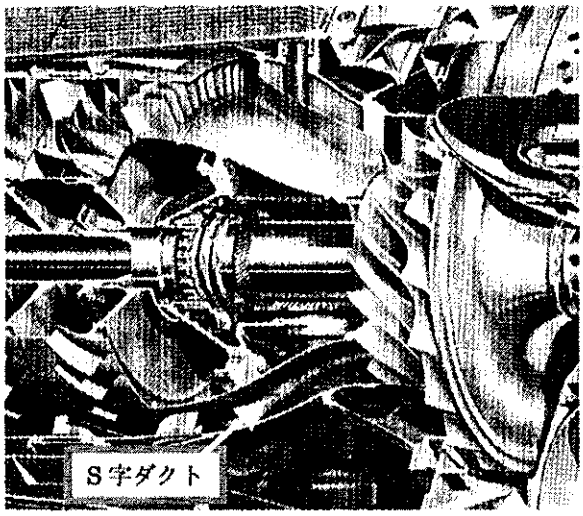


図 2 軸流段と遠心段の接続例[1]

回転速度の設定は軸流初段動翼入口先端の相対マッハ数に影響する。本圧縮機の場合には21,000rpm に設定されているが、下流に配置される遠心段の効率は低比速度と、入口寸法が最適化されていないことにより、最適化された場合に比べ数ポイントの低下が予想される(図 3)[2]。組み合わせ圧縮機に遠心段が採用される場合には、遠心段に固有の上述の課題が存在するが、スーパーマリンガスタービン技術研究組合が中心になり、開発の初期の段階で検討した結果、限られた開発期間・費用を有効に利用するため、本遠心圧縮機の入口部は軸流段とほぼ同一寸法とすることになった。したがって、開発目標の達成は、インペラーとディフューサーの形状設計に強く依存することになる。これらの課題をもつ本遠心圧縮機の概略の開発目標と仕様を表 1 に示す。

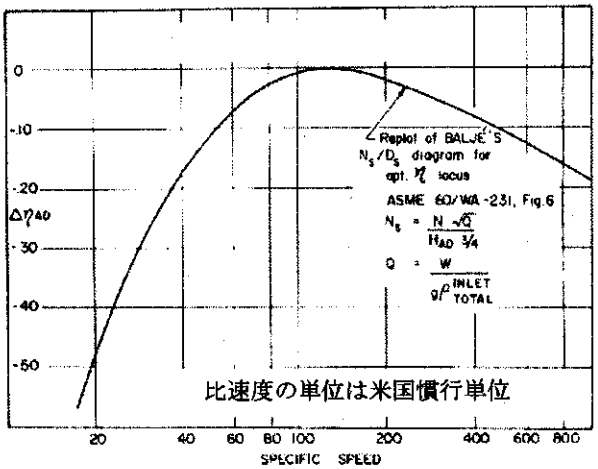


図 3 比速度による効率低下予測[2]

表.1 遠心圧縮機設計仕様と目標値

回転速度		min^{-1}	21,000
入口全温度/一口全圧		K/kPa	399/283.5
流　量		Kg/s	9.452
無次元比速度		—	0.597(77*)
目標	断熱効率(静圧)	%	83.5 以上
	圧力比(静圧)	—	2.857

* 米国慣行単位系

2.1 インペラー設計

インペラーは予備設計の段階で、遠心圧縮機の目標圧力比と断熱効率を達成するため、羽根枚数やバックワード角等の空力性能に影響するパラメーターと、羽根出口の Rake angle や羽根厚さ等の強度に関係するパラメーターを探りながら羽根車外径を求めた。これに準三次元流れ解析を適用して、今までの経験から妥当と考えられる相対速度分布が求まるまで羽根形状創成を繰り返し、さらに英国 Cambridge 大学の Dawes 教授により開発された三次元粘性流れ解析で実績のある“Dawes コード”を併用して羽根形状の評価を行った。特に遠心段に要求されている効率(静圧効率)の高さから、本圧縮機ではあまり前例のない大きなバックワード角(−55°)を採用し、効率と広い作動範囲の両方に対応する設計を行った。バックワード角度が大きいことから遠心圧縮機全体の外径は大きくなるが、舶用に使われることを考えると、寸法や重量の制限は航空用ほど厳しくなく、許容出来る範囲内と考えた。

また、軸流圧縮機との組み合わせ上、インペラー入口の“ハブ／シュラウド径”の比は大きいが、遠心圧縮機インペラーとしては回転速度が低いた

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

めに、インペラー入口シュラウド部の相対マッハ数は亜音速で、衝撃波による損失はそれほど大きくない。しかし、比速度が低いため、羽根の濡れ面が長くなり摩擦に起因する損失が大きくなる。そのため、入口からインデューサー終端部までの間で流れを周方向から軸方向に早急に転向させ、インデューサー部での減速度を大きくすると同時に、その下流にても翼負荷を出来るだけ高め、インペラーの軸方向長さの短縮を図った。また、翼負荷をあるレベル内に抑制すべく短翼を採用している。相対マッハ数のレベルは高比速度インペラーほど問題にならないが、滑らかな分布になるように子午面形状と羽根角度分布を調節した。Dawes コードによる三次元流れ解析結果の一例を図４に示す。

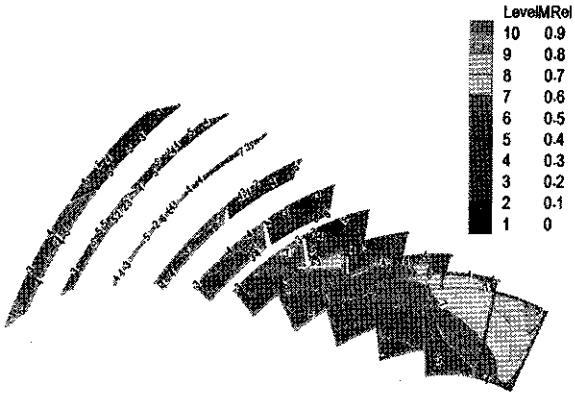


図.4 三次元流れ解析(相対マッハ数)
Dawes コードによる解析

本圧縮機は舶用特有の海水雰囲気中で使用され、同時に実機作動時の空気の温度は 300℃近くなるため比強度が高くて海水による腐食に強いチタン合金(Ti－6Al－4V)を適用し、鍛造素材から５軸 NC 加工機を使って削り加工した。圧縮機設計とは別に、チタン合金に海水を噴霧した腐食試験をも実施しているが、何ら問題は発生していない。遠心段の設計圧力比(静圧力比)は 2.857 とそれほど高くはないが、バックワード角度が大きいためにインペラー出口面近傍の負圧面根元に高い応力の発生が予測される。そのため、ディスクを含めた種々の検討を行いインペラー出口近辺に空力上の不具合が発生しない範囲で Rake Angle を付けてインペラー出口部の応力の低減を図った。また、羽根断面上に過大な曲げ応力が発生しないよう、羽根角度分布を調整して羽根形状を創成した。強度解析結果の一例を図５に示す

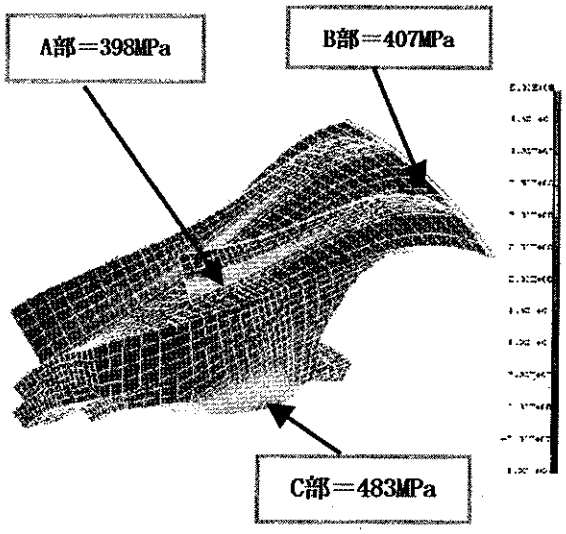


図.5 強度解析

2.2 ディフューザーと旋回除去羽根の設計

この圧縮機では構造・加工ともに簡単な Vane Island 型の羽根付きディフューザーを採用している。大きなバックワード角度を採用したため、インペラー出口の絶対マッハ数を十分に小さく抑えることが出来た。そのため、インペラーからの Wake を受けたディフューザー羽根が機械的な損傷を受けない範囲で、ディフューザー前縁を出来る限りインペラー出口外径に近づけ、ベーンレスディフューザ部での摩擦損失を抑えるようにした。

また、喉部マッハ数が低いこともあり、喉部において、壁面の影響が主流深くまで及ばないよう喉部 Aspect Ratio が１に近くなるように羽根枚数と、ディフューザー羽根高さを調節した。その結果、喉部での羽根高さはインペラー出口の羽根高さより低く、即ち、Pinch Diffuser の形態をなしている。 舶用ガスタービンでは寸法上の制約をそれほど受けないので、ディフューサー通路部については境界層が大きく発達しない範囲で大きな圧力回復が得られるように、出来る限り長く設定した。そのため、通路部の長さを L、喉部の幅を W とする L/W は通常の圧縮機より長くなっている。図６は Dawes コードによる解析結果である。流れ方向に圧力が順調に回復している状態が観察される。

ディフューザー出口には旋回除去羽根(Axial Straighter)を配し、旋回による摩擦損失の低減と、熱交換器入口ダクトへ空気がムーズに軸方向に流出するようにしている。この旋回除去羽根には軸流圧縮機の設計に使われている理論を適用し、流路内での Diffusion Ratio(DR)をある範囲内に抑えるようにした[3]。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

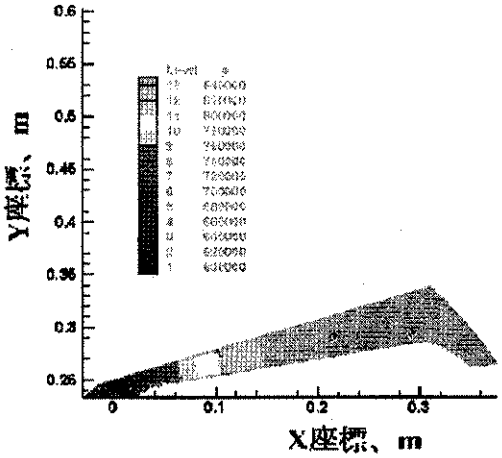


図６ ディフューザー平均流れ面上の静圧分布
(Dawes コードによる解析)

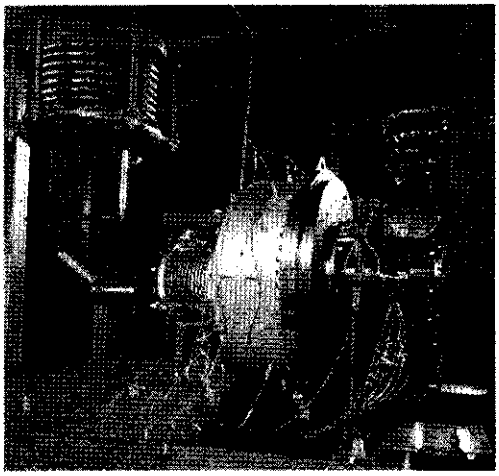


図８ 要素試験装置

３．遠心圧縮機の性能試験結果

大気流入式の単体要素試験装置に、別途製作した予旋回羽根を組み込み軸流圧縮機からの流れを模擬させて試験を行った。試験はスーパマリンガスタービン技術研究組合参加グループの新潟鉄工(株)ガスタービン工場(平成 11 年当時)の設備を借りて実施した。図７、８に供試インペラーと試験装置を、図９、10 に性能試験結果を示す。なお、性能の評価については、SMGT 参加各社共通の認識の下に、文献(４)に記述されている方法により空気の特性データ求めて効率を評価した。

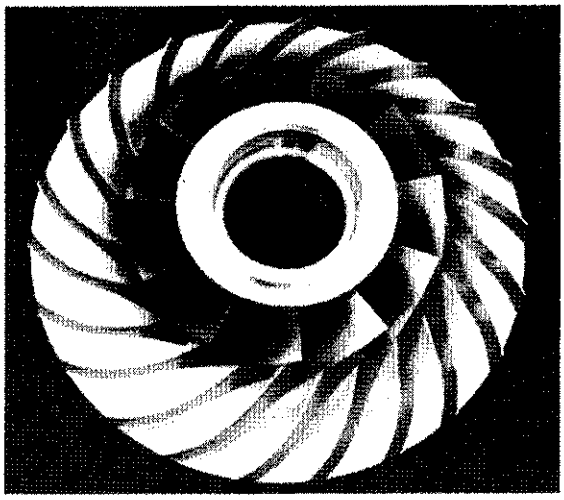


図７ 供試インペラー

図９及び 10 は、設計原案のインペラーとディフューザーの組み合わせによる試験結果である。設計回転数の設計流量点において圧力比、静圧効率ともに目標値を達成した。また、設計回転数において NASA の定義に基づくサージマージン[5]も 7.7 %確保出来ている。これらの試験結果を基にインペラー効率の評価を行った。インペラー効率もほぼ設計値を満足している。その結果を図 11 に示す。

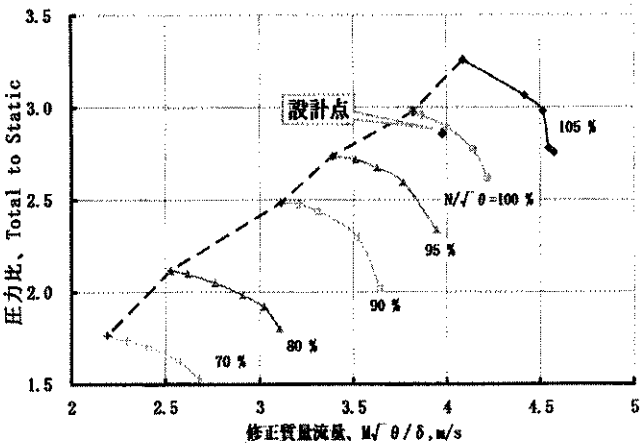


図９ 性能試験結果(圧力～流量)

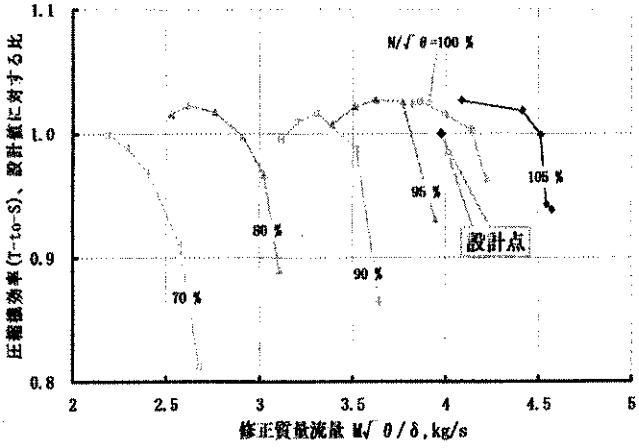


図 10 性能試験結果(効率～流量)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

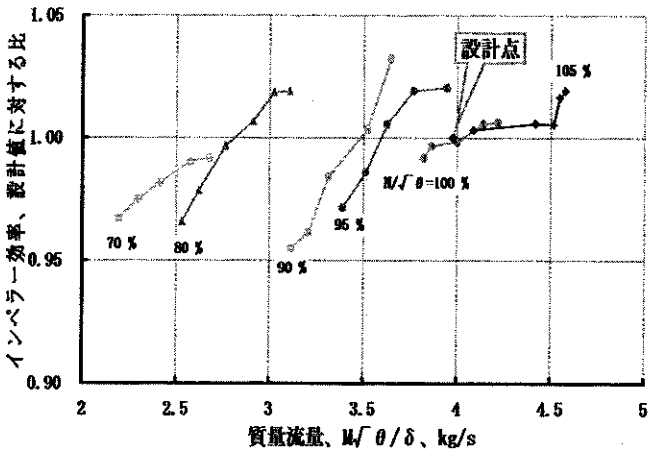


図 11　インペラー効率

今までに公表されている効率データ[6]と比較しても、遜色のない性能が確保出来た(図 12)。実機ではエンジンの構造上、ディフューザーの下流に配置される予定の旋回除去羽根は、リターンチャンネルに改装されているが、要素試験結果と同じく良好な性能を発揮している。

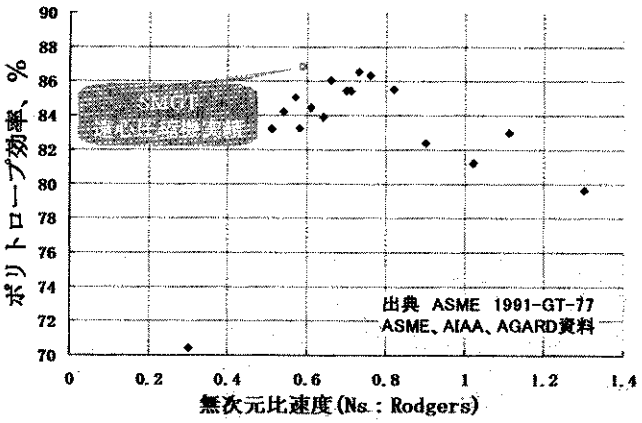


図 12 遠心圧縮機の性能比較(定格点)

3．結び

舶用ガスタービンに組み込まれている、遠心圧縮機の設計段階から要素試験完了までの結果について報告した。本遠心圧縮機は比速度が 0.597(Rodgers)(米国慣行単位系で 77)と低いにも関わらず、設計回転速度において圧力比 2.857、断熱効率(静圧)83.5%と言う高い目標値をクリアーすることが出来た。この結果は SMGT 陸上試験機に組み込まれて設計通りの性能を発揮している。現在、実船試験に向けて耐久試験等が実施されているが、スーパーマリンガスタービン技術研究組合、プロジェクト参加各社及び要素試験設備をお貸し頂いた新潟原動機(株)ガスタービン工場(当時の新潟鉄工(株)ガスタービン工場)の各位に謝意を表します。

また、設計および試験データのリダクションに関して多大なアドバイスを頂いた米国 ConceptsNREC 社の吉中氏並びに Nicholas D'orsi 氏にこの紙面を借り謝意を表します。開発の詳しい経緯については、ガスタービン学会誌等、末尾の文献[7~11]上にて詳しく記述されているので参照されたい。本研究はスーパーマリンガスタービンの研究開発の一環として国土交通省、鉄道建設・運輸施設整備支援機構、日本財団のご指導・ご支援を得て実施しております。ここに記して謝意を表します。

参考文献

(1) Garrett 社カタログよりの抜粋.

(2) R.C.Dea : Advanced Centrifugal Compressors, ASME Turbomachinery Committee (1971), p.123

(3) Johnsen I A. & Bullock R.O. : Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors, NASA SP－36, (1965), p.71

(4) N.Nagashima et al. : Critical Assessment of Thermophysical Properties Data of Combustion Gases for Calculating the Performance of Gas Turbine. 83－TOKYO－IGTC－41, (1983)

(5) J.Skoch.et al. : Performance of Two 10 lb/sec Centrifugal Compressor with Different Blade and Shroud Thickness Operating over a Range of Reynolds Numbers. NASA TM 10015, (1987),

(6) C.Rodgers. : The Efficiencies of Single-Stage Centrifugal Compressors for Aircraft Applications.ASME Paper, 91-GT-77, (1991)

(7) T.Sugimoto.et al. : R & D Plan for the Next-Generation Marine Gas Turbine (Super Marine Gas Turbine),IGTC '99 Kobe OS-201, (1999.11),p.93－98

(8) M.Arai.et al. : "Research and Development of Gas Turbine for Next Generation Marine Propulsion System (Super Marine Gas Turbine)". IGTC 2003 Tokyo OS-202, (2003.11)

(9) 田中道雄、杉本隆雄：「次世代形舶用ガスタービン(スーパーマリンガスタービン)の研究開発計画」,日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.2, (1999.3), p.82－86

(10) 杉本隆雄、他；「スーパーマリンガスタービンの要素研究について」、日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.2, (2001.3), p.76－81

(11) 植木昭彦： 次世代舶用ガスタービンの研究開発、日本ガスタービン学会, Vo.31,No.3, (2003.5) , p.81－84

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

高負荷ディフューザパッセージ圧縮機の技術検討

*室岡　武、今成　邦之、加藤　大、後藤　信也、
児玉　秀和（石川島播磨重工業株式会社）

Investigation on a Highly Loaded Diffuser Passage Compressor

*Takeshi Murooka, Kuniyuki Imanari, Dai Kato,
Shinya Goto, Hidekazu Kodama (IHI)

ABSTRACT

For small aircraft engines, adverse effects of tip leakage flow on axial flow compressors' performance must be minimized in order to achieve high efficiency, high loading and wide operating range in compressors because compressor's blade height in rear stages is quite low and tip leakage flow is relatively large. In order to reduce tip leakage flow, new concept compressor rotor blades are proposed. The new concept compressor rotor blades produce pressure rise by reducing axial velocity with divergent passage at blade rows, whereas conventional compressor rotor blades produce pressure rise by turning the flow. CFD analyses and cascade tests are conducted and it is shown that the new concept compressor rotor blades are capable of reducing adverse effects of tip leakage flow.

Key words: Compressor, Tip Leakage Flow

1．はじめに

軸流圧縮機では前段側から後段側へ空気密度が高くなるが、軸流速度を前段側から後段側までほぼ一定に保つため、後段側ほど空気通路高さ、つまり翼高さは小さくなる。一方、製造公差やエンジンスロットリング時の過渡特性等のため、動翼の翼端隙間を小さくするのに限界があり、翼高さが小さい圧縮機後段側の動翼では相対的に翼端隙間が大きくなり、翼端漏れ流れが圧縮機性能に及ぼす影響が大きくなる。このことは小型航空機用エンジンの軸流圧縮機において特に問題となり、高負荷、高効率を達成するためには、翼高さが非常に小さくなる圧縮機後段側の翼端漏れ流れの影響を最小限に抑える必要がある。

翼端漏れ流れは、基本的には翼の正圧面、負圧面で発生する圧力差、つまり翼負荷の大きさに支配されることがStorer,Cumpsty[1]らにより確認されている。翼端漏れ流れはケーシング近傍に大きなエンドウォールブロッケージを発生させ、また翼に対する入射角を変化させるため、圧縮機の不安定作動の大きな要因となる。翼端漏れ流れ低減、圧縮機安定作動範囲の拡大を目的とし、ケーシングトリートメント[2]やアクティブコントロール[3]に関する研究が多数実施されているが、どちらも圧縮機構造の複雑化、高コスト化を伴うという短所がある。

そこで、本研究では翼端漏れ流れの発生要因である翼の正圧面、負圧面の圧力差を小さくすることにより翼端漏れ流れを低減する手法を検討した。従来の圧縮機動翼は流れの転向により圧力上昇を得るが、流れを転向せず、翼部での通路拡大による軸速低下により圧力上昇を得る新しい概念の圧縮機動翼を用いることで翼端漏れ流れの影響を従来よりも抑えることが可能なことを数値解析と翼列試験により確認した。

2．高負荷ディフューザパッセージ圧縮機の概念

従来の圧縮機動翼は流れの転向により圧力上昇を得るが、流れを転向せず、翼部での通路拡大による軸速低下により圧力上昇を得る新しい概念の圧縮機動翼を検討した。以降、この動翼をディフューザパッセージ動翼と呼び、ディフューザパッセージ動翼を組み込んだ圧縮機をディフューザパッセージ圧縮機と呼ぶ。従来動翼とディフューザパッセージ動翼の速度三角形をFig.1に示す。従来動翼では動翼入口出口で軸速はほぼ一定にし、流れを曲げることで動翼前後での周方向速度を変化させるが、ディフューザパッセージ動翼では軸速を低下させることで動翼前後での周方向速度を変化させており、結果的に得られる仕事を同等にすることができる。

このようなディフューザパッセージ動翼は従来翼に対して

(1) 流れの転向による局所的な翼の正圧面、負圧面の圧力差を小さくできる。翼面静圧分布の従来翼とディフューザパッセージ動翼の違いを

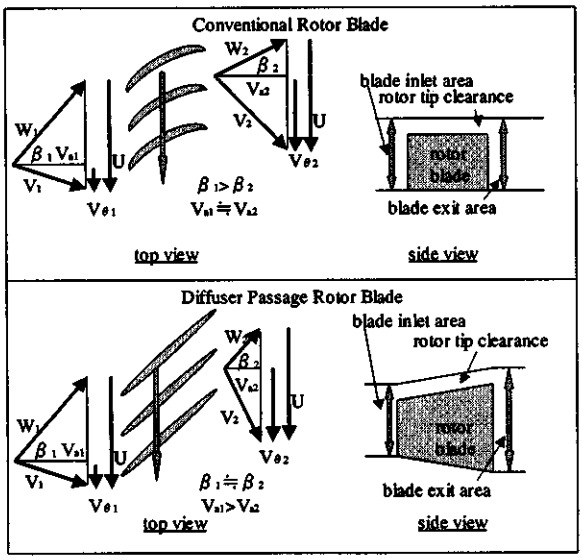
第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Fig.2 に示すが、同じ圧力比でも前縁から 0.2 コード付近の局所的な翼面静圧差を低減できたことが確認できる。

(2) 翼部での通路拡大による軸速の減少により、正圧面、負圧面の速度差も減少するため、翼面静圧差を小さくできる。

という特徴があり、これにより翼端漏れ流れの影響を最小限に抑えることができると考えられる。



U : rotor tangential velocity
V : absolute velocity
W : relative velocity
β : relative flow angle
Subscripts
a : axial direction
θ : circumferential direction
1 : rotor inlet
2 : rotor exit

Fig.1 従来動翼とディフューザパッセージ動翼の速度三角形

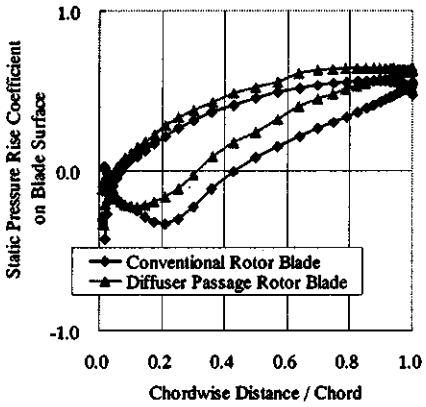


Fig.2 従来動翼とディフューザパッセージ動翼の翼面静圧上昇係数

3．ディフューザパッセージ圧縮機動翼設計検討

3.1 設計対象

2項で述べたコンセプトの動翼を、実際の圧縮機後段側に適用し、設計検討を実施した。従来の圧縮機段およびディフューザパッセージ圧縮機段のパッセージ子午面形状を Fig.3 に示す。ディフューザパッセージ段に着目すると、動翼入口より出口にかけて通路を拡大し、その後、静翼で通路を縮小する形状となっている。今回の設計検討では図中に示す動翼に着目し、3次元定常粘性 CFD 解析を行った。なお、本解析コードの検証は 4 項に述べる。

Fig.4 に従来動翼、ディフューザパッセージ動翼のハブから 20%、80%スパンにおける翼形状および3次元形状を示す。ディフューザパッセージ動翼は従来動翼に対して 1.2 倍程度の全温上昇を伴う高負荷設計とし、コード長は従来翼の約2倍でソリディティは約 1.8 倍となっている。転向角は従来翼に比べて半分程度となっている。

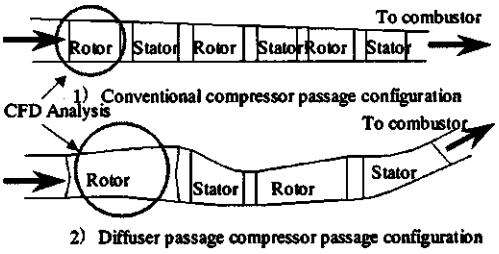


Fig.3 設計対象の圧縮機通路形状

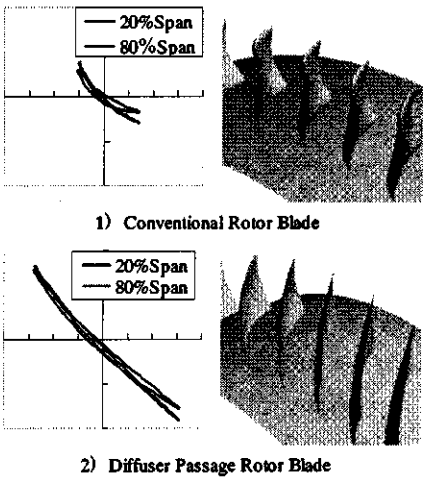


Fig.4 翼形状

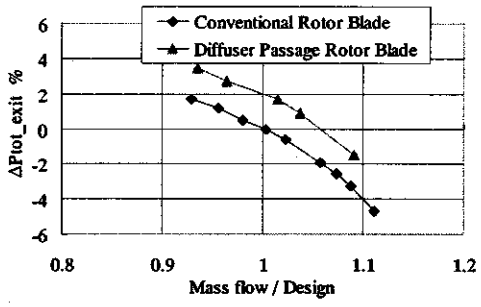
3.2 設計結果

Fig.5 に従来動翼、ディフューザパッセージ動翼の圧力比／流量性能線図、効率／流量性能線図を示す。左図の縦軸は従来翼の設計流量における出口全圧に対する変化率△Ptot_exit[%]を、右図の縦

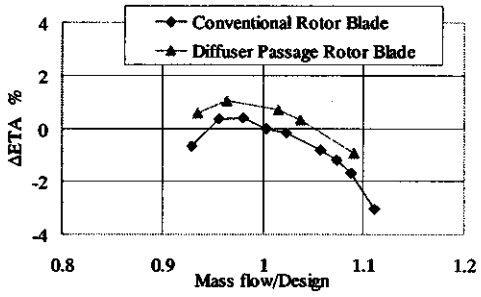
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

軸は従来動翼の設計流量における効率に対する変化率△ETA[%]を示している。両図とも横軸は流量を設計流量で無次元化したものである。ディフューザパッセージ動翼は従来動翼に比べて 2%程度高い圧力比を達成していることが分かり、チョーク余裕、サージ余裕においても従来動翼に対して悪化していない。効率に関しては従来動翼に対して 1 pts 程度改善している。

Fig.6 に各翼出口における全圧損失係数分布を示す。チップ側での全圧損失係数を比較すると、ディフューザパッセージ動翼は従来動翼に対して低く抑えられていることが確認できる。チップ近傍での全圧損失の上昇は翼端隙間に起因するものが主であることから、ディフューザパッセージ形状により翼端漏れ流れが低減されていると考えられる。ミッドスパン近傍ではディフューザパッセージ動翼の方が若干大きな全圧損失係数を示しているが、これはソリディティ増加に起因するものと考えられる。全体に流量平均するとディフューザパッセージ動翼の方が従来動翼より全圧損失係数は小さくなり、高い効率を示す。



1) Total Pressure Ratio vs. Mass Flow Characteristic

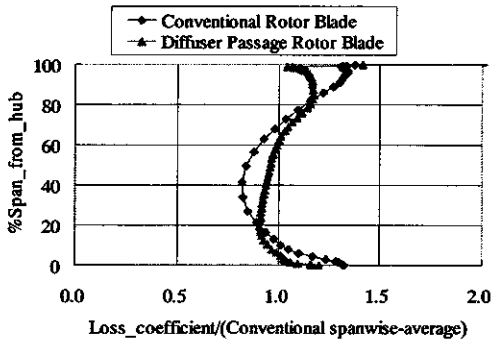


2) Adiabatic Efficiency vs. Mass Flow Characteristic

Fig.5 従来動翼とディフューザパッセージ動翼の性能比較

1) Conventional Rotor Blade

2) Diffuser Passage Rotor Blade



3) Loss coefficient distribution

Fig.6 従来動翼とディフューザパッセージ動翼の出口全圧損失係数分布比較

4．ディフューザパッセージ動翼性能の翼列試験による確認

4.1　試験目的

ディフューザパッセージ動翼は従来動翼と形状および圧力上昇メカニズムが大きく異なるため、静圧上昇係数、全圧損失係数、翼のインシデンス特性が従来動翼と違う可能性がある。そこで動翼列内パッセージを模擬した静止供試体を設計、製作しディフューザパッセージ翼列試験を実施し、その空力設計基礎データを取得することを本試験の目的とする。

4.2　試験方法及び評価方法

ディフューザパッセージ動翼では通路がディフューザとなっているため、軸長の長短、入口出口面積比がディフューザの負荷を表すと考えられるが、これらをあわせたディフューザ等価開き角 2φを定義し、3 項で設計検討したディフューザパッセージ動翼よりもディフューザ等価開き角の大きい場合と小さい場合の 2 ケースについて静止供試体を設計、製作し、翼列試験を実施した。ディフューザ等価開き角の定義を以下に示す。

$$2\phi = 2\tan^{-1}\left(\frac{A_2/A_1 - 1}{2L/d_1}\right)$$

ただし

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2ϕ：ディフューザ等価開き角
A_1：流れに垂直な入口面積
A_2：流れに垂直な出口面積
L：ディフューザ部の軸長
d_1：ディフューザ入口の翼高さ

試験装置の構成を Fig.7 に、全体の写真を Fig.8 に示すが、設備既設のブロワを空気源とし、上流ダクトで目的のインシデンスに流れの向きを整え、ディフューザ部に空気を流し、ディフューザ壁面、翼面の静圧とディフューザ出口面での全圧を計測した。ディフューザ部は3翼列間の通路を模擬し、真中の通路を計測セクションとした。ディフューザ部が長く、ディフューザ等価開き角の小さいものをディフューザ A、ディフューザ部が短くディフューザ等価開き角の大きいものをディフューザ B と呼ぶ。2種類の供試体の仕様を Table1 に、写真を Fig.9 に示す。

また、これらのディフューザパッセージ翼列についても3項で用いた3次元定常粘性 CFD 解析により流れを予測した。

試験結果、CFD 結果を評価する際に用いた静圧上昇係数、ディフューザ効率の定義を以下に示す。

$$C_p = \frac{P_{s_exit} - P_{s_inlet}}{P_{t_inlet} - P_{s_inlet}}$$

$$\eta = \frac{C_P}{C_{P_theoretical}}$$

ただし
C_p：静圧上昇係数
P_{s_exit}：出口静圧
P_{s_inlet}：入口静圧
P_{t_inlet}：入口全圧面積平均値
η：ディフューザ効率
$C_{p_theoretical}$：全圧損失が全くない場合の静圧上昇係数理論値

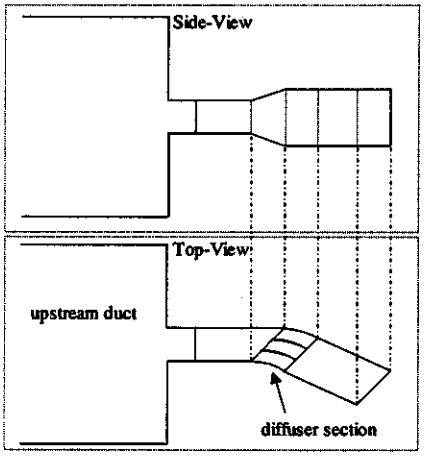


Fig.7 試験装置

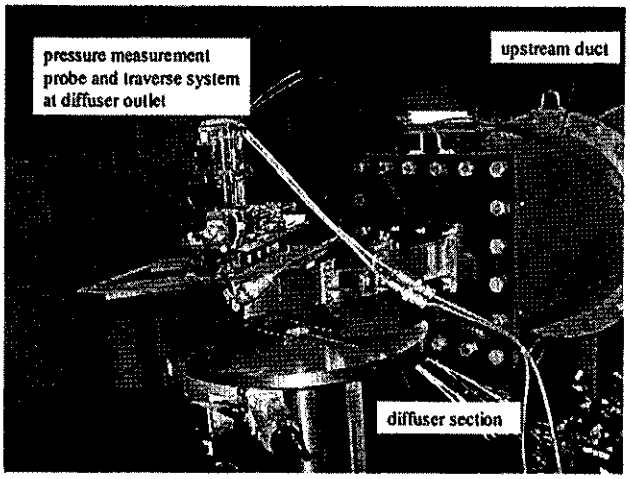


Fig.8 試験装置写真

Table 1 ディフューザの仕様

	diffuserA	diffuserB
inlet mach number	0.75	0.75
inlet flow angle (deg)	55	55
exit flow angle (deg)	43	43
solidity	3.4	2.4
diffuser equivalent slope angle:2ϕ	13.8	19.1
axial length nomalized by inlet blade hight:L/d_1	2.6	1.9
area ratio:A_2/A_1	1.63	1.63

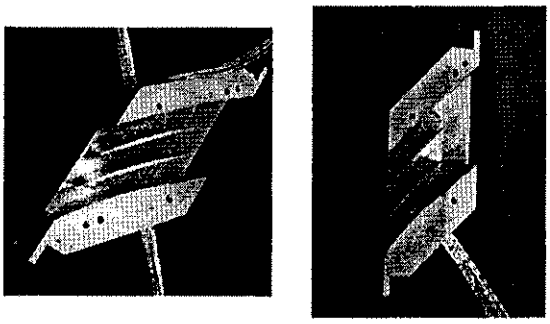


Fig.9 ディフューザ部写真
左：ディフューザ A（長い）
右：ディフューザ B（短い）

4.3 試験結果

ディフューザの静圧上昇について、ディフューザ等価開き角に対するディフューザ効率を試験結果、CFD 解析結果と合わせて Fig.10 に示す。また 3 項で設計したディフューザパッセージ動翼のディフューザ等価広がり角をあわせて示す。試験では、ディフューザ等価広がり角が大きくなり、ディフューザとしてきつくなっても、ディフューザ効率の低下は見られない。このことから、この試験の範囲内のディフューザ等価広がり角であれば、急激なディフューザ性能の変化はなく、ロバストな設計ができると考えられる。一方、CFD 解析の方が試験よりも等価広がり角の増加に対して早めにディフューザ効率に低下が現れており、CFD によ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

り安全側に設計ができることがわかる。

各ディフューザのインシデンスによる静圧上昇係数変化を Fig.11 に示す。試験でのインシデンス変化幅 6deg は、想定する圧縮機後段動翼での設計点からサージ点までのインシデンス変化に相当する。どちらのディフューザもインシデンスを増した場合、静圧上昇係数は健全に増加し、ディフューザとして破綻しなかった。これにより 3 項で設計したディフューザパッセージ動翼も、サージ余裕的に問題がないことが確認できた。またインシデンスを増した場合の静圧上昇係数の増分は軸長の短いディフューザ B の方が少なくなっているが、この傾向は CFD 解析で捉えることができた。

インシデンス 3° のディフューザ A 出口全圧分布を試験と CFD で比較し Fig.12 に示す。翼端漏れ流れの全圧損失、負圧面ハブ側のコーナーで比較的大きな 2 次流れ全圧損失、翼のウェークを試験でうまく計測できたことがわかる。翼端漏れ流れ、2 次流れ、翼のウェークによる全圧損失の大きさに若干の違いはあるものの、定性的には試験の出口全圧分布を CFD でほぼ再現できている。

以上みてきたように、試験における定性的な流れ場の傾向を CFD で再現できたことから、違う形態間における静圧上昇係数の比較や全圧損失係数の比較など、相対的な評価には本 CFD を用いて問題ないと考えられる。また、今回の試験では 2 次元翼を用いたが、実際の圧縮機設計で 3 次元翼を用いれば、負圧面ハブ側のコーナーの 2 次流れ全圧損失などは低減できると考えられる。

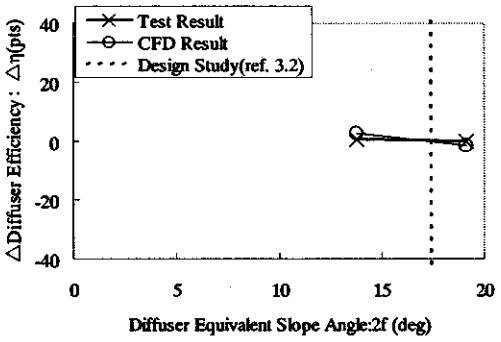


Fig.10 ディフューザ等価開き角に対するディフューザ効率

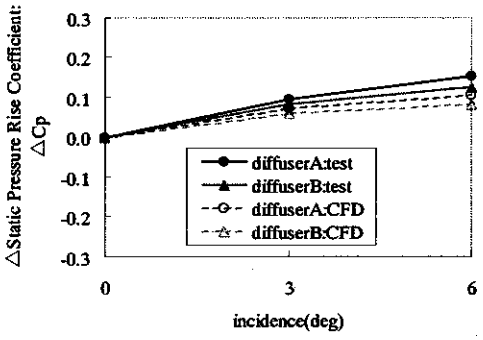


Fig.11 静圧上昇のインシデンス特性

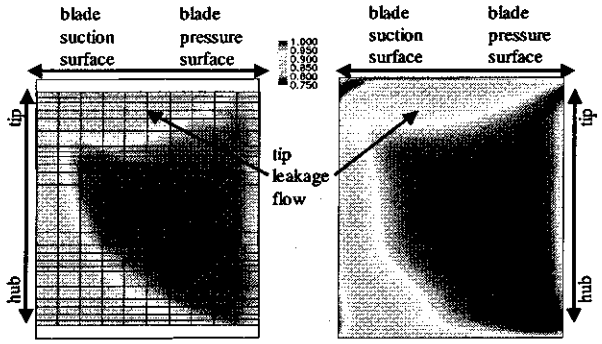


Fig.12 試験と CFD のディフューザ A 出口全圧分布（インシデンス 3°）左：試験、右：CFD

5．結論

高負荷ディフューザパッセージ圧縮機について CFD 解析並びに基礎試験を実施し、以下の結論を得た。

(1)ディフューザパッセージ動翼の CFD 解析の結果、ディフューザパッセージ動翼は従来動翼に比べて翼端漏れ流れにともなう全圧損失が小さいことを確認できた。

(2)ＣＦＤの解析結果の妥当性を検証するために、動翼列内パッセージを模擬した供試体（2 種類）を設計、製作し、ディフューザパッセージ翼列試験を実施した。その結果、定性的なトレンドはＣＦＤと試験で良い一致を示すことが分かった。ＣＦＤと試験の間で静圧上昇係数などの性能パラメーターで一定の差はあるが、この差をシフトすれば、両者は定量的にも良い一致を示しており、ＣＦＤ解析予測の結果は妥当であり、ＣＦＤ解析で得られた知見は正しいと評価できる。

一方、今回の試験では、段としての性能評価は出来ていない。よって、今後の課題として、段形態での回転リグ試験を実施し、本概念の実用性を検討・評価する。また、翼端隙間を広げた場合の性

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

能悪化の感度も従来翼と比較する。

6．謝辞

本研究は、経済産業省の民間航空機基盤技術プログラムによる「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)から委託を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいたNEDOおよび多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

1) J.A.Storer,N.A.Cumpsty "Tip Leakage Flow in Axial Compressors",ASME paper No.90-GT-127
2) D.C.Rabe,C.Hah "Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor",ASME paper No.GT-2002-30641
3) J.Bae,K.Breuer,C.S.Tan "Active Control of Tip Clearance Flow in Axial Flow Compressors",ASME paper No.GT2003-38661

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－9

単動翼列多段チップタービン駆動ファン（第二報）

*岩瀬　識 (JAXA)　　齊藤　喜夫 (JAXA)　　松田幸雄 (JAXA)

The Fan Driven by the Single Rotor Blade Row with Multistage Tip Turbine (2nd Report)

*Shiki IWASE (JAXA), Yoshio SAITO (JAXA) and Yukio MATSUDA (JAXA)

ABSTRACT

Numerical simulation of the single rotor blade row with multistage tip turbine by using the CFD code "UPACS" is conducted to investigate unsteady flow inside the tip turbine. From detailed analyses of the result of the numerical simulation, an efficiency of the turbine rotor blades is dropped at boarders where the turbine rotor blade proceeds into from low-pressure to high-pressure stage. At the borders of the stages, inverse pressure gradient between suction surface and pressure surface of the rotor blade is observed. Large amount of mass flow leaks from a blade row to the following blade row through a tip clearance at the boarder, since the inverse pressure gradient and static pressure rise at the exit of the rotor blade accelerate the flow. The leakage of mass flow causes secondary flow and drastically lower an adiabatic efficiency of the turbine blade.

Key wards : Tip Turbine, Cluster Fan, Separated Core Turbofan Engine, CFD, UPACS

1. 緒　論

宇宙航空研究開発機構（旧航空宇宙技術研究所）では，小型機用の高バイパス・ターボファン・エンジンであるクラスターファン・エンジンの研究を進めてきた[1-3]．クラスターファン・エンジンは，コア・エンジンと大部分の推力を生み出すファン部を分離した，コア分離型ターボファン・エンジン[4-7]の一つの派生型であり，小型・安価・堅牢で大量生産に適したエンジンである．クラスターファン・エンジンは複数のファンを束ねることで必要な推力を得るシステムとして，軽飛行機や小型ビジネス機，そして小型 VTOL 機への搭載を想定している．

クラスターファン・エンジンは，コア・エンジンから抽気した高圧空気を利用して，ファンを空気タービンで駆動する．ファンは構造を単純化するため，単動翼列多段チップタービンと呼ぶ，従来のタービンとは全く概念の異なるタービン方式を採用している[1-3]．図１に単動翼列多段チップタービンの概念図を示す．コア・エンジンから抽気された高圧空気は，ファン周囲二個所に設けられたダクトから一段目タービン前方に導かれる．各々の一段目で膨張した気体の流れは二つに分断され，それぞれ一段目出口と二段目入口を結ぶ流路を通り，二段目静翼へ導かれる．気体は二回目の膨張の後，二段目と三段目を結ぶ流路を通り三段目へ導かれる．最終的に三段目で膨張した空気は，ノズルから排気される．ここで，図１中の矢印はタービン内の流れの様子を表している．このタービンは，単翼列でありながら軸流三段として機能するチップタービンであり，ファン構造の簡略化，軽量化に大きく寄与している．前報では，このタービンを駆動方式に採用したファンを設計・試作し，この駆動方式が有効に作動することを確認した[3]．また，同時に，一段目に対して動翼回転方向に位置する二段目タービン（fwd タービン）と一段目に対して動翼の回転とは反対に位置する二段目タービン（rev タービン）の効率に大きな差が生じていることを明らかにした．この両者の，効率の差が生じる原因を明らかにするためには，タービン内部の流れの様子を詳細に検討する必要があるが，単

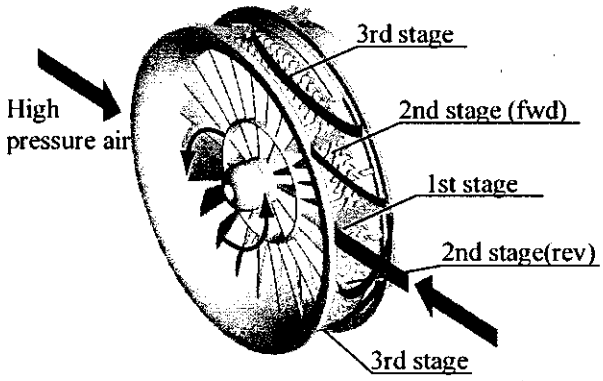


Fig.1　Schematic view of the tip turbine

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

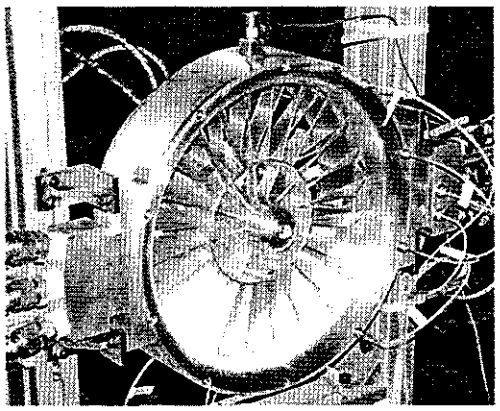


Fig.2 The improved fan driven by the tip turbine.

動翼列多段チップタービンの翼高は5mm前後と小さく，流れの様子を正確に計測することが難しい．そこで，タービン内部の流れの様子を明らかにするために，現在試験を進めている改良型単動翼列多段チップタービンの，非定常段解析を実施した．本報告では，改良を加えた単動翼列多段チップタービン駆動ファンの実験経過と，改良型ファンのタービンについて数値計算を実施した結果について述べる．

2. 改良型単動翼列多段チップタービン駆動ファン

図2に改良型の単動翼列多段チップタービン駆動ファンを示す．改良型ファンでは，改良前と比較して以下の点が変更されている．

(1) タービンブレードの形状
(2) 二段目タービン断面積
(3) ファン外径，隔壁厚さ

(1)(2)は，タービンの高効率化，(3)は重量の低減を図ったものである．特に(3)を変更した結果，改良型ファンの外径は約18mm縮小され，重量は約1.8kg減の約3.2kgとなった．表1に改良型チップタービン駆動ファンのタービン部の設計仕様を示す．改良前と比較して翼枚数が増加しており，これは段境界での漏れを少なくする狙いがある．この改良型ファンを，前報と同様の実験設備[3]を用いて駆動試験を実施した．

図3は，実験の結果得られた，改良型ファンのタービン断熱効率と，改良前のタービン効率との比較を示している．ここで，図中の中実のシンボルが，改良型のタービンの結果を示しており，1st.が一段目，fwd が二段目 fwd タービン，rev が二段目 rev タービンを表す．改良型ファンは，現段階の設備では回転数12,000rpmまで到達しているが，改良前のファンとほぼ同等の試験条件で試験した結果は，8000rpmまでである．以前のタービンの断熱効率と比較すると，一段目で約13%，効率が向上していることがわかる．現段階の設備では設計値までファンを駆動することができないため，詳細については触れないが，二段目 fwd タービンと rev タービンの効率の差は依然として大きいことがわかる．

Table 1 Specification of the tip turbine.

回転速度(R.P.M.)		16800
流量		0.3kg/s
圧力比		6.2
入口全圧		729.4kPa
入口全温		587.9K
ハブ直径		271mm
静翼	翼弦長	21mm
	翼高	5.0mm
	翼枚数	90 枚
動翼	翼弦長	15mm
	平均翼高	5.6mm
	翼枚数	90 枚

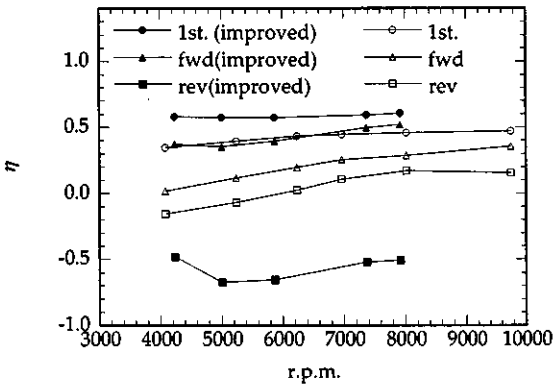


Fig.3 The relationship between revolution speed and an efficiency.

3. 単動翼列多段チップタービンの数値計算

チップタービンの数値計算を実施するにあたり，計算に用いた数値計算コードは，宇宙航空研究開発機構で開発を進めている“UPACS[8]”を一部改変したものである．UPACS は有限体積法を用いたコードであり，基礎方程式はレイノルズ平均された圧縮性Navier-Stokes方程式，運動量保存式，及びエネルギー保存式である．単動翼列多段チップタービンは，戻り流路を有しており，この流路内では流れの剥離が生じることが予想される．そのため，乱流モデルには境界層の剥離を比較的良く予測可能な Spallart-Allmaras の1方程式モデル[9]を用いている．時間積分には二次精度 Euler 陰解法を用い，各ステップにおいて Newton 法を用いて時間精度の向上を図った．

図4に単翼列多段チップタービン計算のために生成したマルチブロック構造格子を示す．視認性を考慮して，翼列と戻り流路部をそれぞれ別個に図示している．全計算領域は244ブロックから構成されている．ただし，動翼前後のラビリンス部からの，漏れ空気については考慮していない．翼列部の格子点数については，静翼には流れ方向，ピッチ方向及びスパン方向に 67×35×31，動翼には 77×37×31 とした．静翼と動翼の接続，及び動翼

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

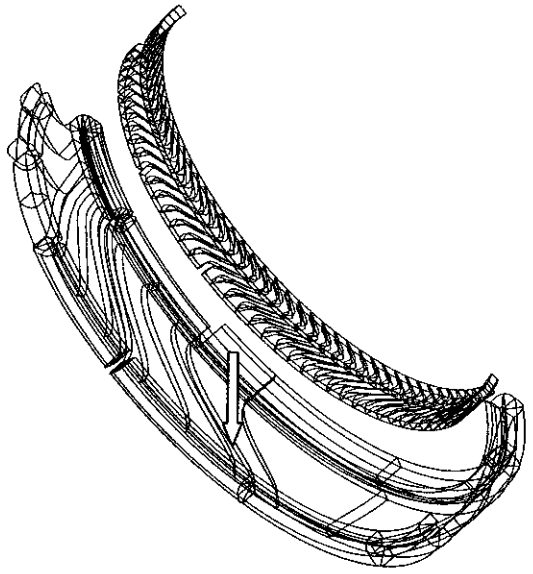


Fig.4 Multi block grids for the tip turbine.

と出口の接続は，スパン方向の格子間隔を一致させることにより，周方向だけの補間として精度の向上，及び計算時間の短縮を図っている．また，チップクリアランスが効率に与える影響についても考慮するため，チップクリアランスにも 47×19×19 の格子点を配置した．クリアランスはレセス型であり，間隔は動翼スパンの約 6%である．動翼・静翼の計算格子はいずれも H 型格子により構成されており，壁面と壁面に最も近い格子点との間隔は，壁面摩擦速度と動粘性係数で無次元化された長さ ($y+$) において，1 以下に配置されている．戻り流路部を含めた総格子点数は約 1900 万点である．流入境界は一様な流れが流入するものと仮定して，よどみ点温度を与え，流出境界における静圧は大気圧(101.3kPa)に設定した．

4．解析結果及び考察

始めに計算結果と実験結果との比較を行うため，ある時刻における各段の流量，及び流量平均を施した全温と全圧を算出した（表 2）．流量は一段目入口流入流量に対する比として示しており，符号は翼列に流入する場合を正，流出する場合を負としている．表の値から，一段目タービン出口における流量は，約 0.74 となっており，一段目静翼を通過した流量の約 26%が動翼通過後，段と段の境界を介して一段目の出口以外へ流出していることがわかる．二段目 fwd タービンについては，反対に静翼へ流入する流量よりも，二段目出口の流量の方が大きい．後述するが，一段目静翼から流出した気体の一部が，fwd タービンの動翼に流入しており，このことも一つの段で流入・流出の流量が一致しない原因である．表 2 には，各段の入口・出口の全温・全圧の流量平均値から算出した"見かけ上の"断熱効率(η^*)も示した．流量変化を考慮しないで算出した断熱効率は，1 段目で約 62.9%，2 段目 fwd タービンで 87.6%，2 段目 rev タービンで約 24.4%となった．実験結果と同様に，数値計算結果からも rev タービンの見かけ上の断熱効率は，低く算出されることがわかる．一方，流量が一致する，一段目入口と三段目出口の全温・全圧から算出される全段の断熱効率は，61.1%となった．

Table 2 Total temperature, total pressure and mass flow of each stages.

	T_t (K)	P_t (kPa)	流量比	η^*
流入	587.9	729.4	1.00	0.629
1 段目出口	526.1	375.7	-0.74	
2 段目 FWD 入口	516.0	340.7	0.36	0.876
2 段目 FWD 出口	465.1	220.9	-0.52	
2 段目 REV 入口	539.7	328.9	0.38	0.244
2 段目 REV 出口	525.1	214.1	-0.33	
3 段目入口	493.0	179.1	0.85	0.845
3 段目出口	443.8	113.5	-1.00	

戻り流路部の全圧損失については，表 2 から，一段目の出口から二段目 fwd タービン入口へ到達するまでに，約 35kPa，より流路長が長くなる rev タービンでは約 46.8kPa であることがわかる．また，二段目出口の全圧を流量平均して算出した全圧と，三段目出口との全圧差は，約 39kPa であった．本タービンでは，戻り流路部になんらガイドベーン等を設置しておらず，流れの剥離のために比較的大きな全圧損失が生じたと考えられる．

図 5 は単動翼列多段チップタービンの，ミッドスパン位置における全圧分布を示している．静翼・動翼を通して，背後の戻り流路内の物理量分布も可視化されていることに注意されたい．また，これ以降，可視化結果において，明るい領域ほど，より大きな物理量を示している．上述のとおり，図中実線で囲った領域において，一段目静翼から流出した空気の一部が，fwd タービンに流入していることがわかる．全圧は流れが下段に向かうに従い減少しており，各段での全圧降下の様子が明確にわかる．

図 6 は，タービン内のミッドスパン位置における，瞬時の全温分布を示している．全温は全圧と比較して，特徴的な分布を示している．特に，一段目と rev タービンの境界(領域 A)の動翼出口において，全温が比較的高い値を示している．図 5 の全圧分布を考慮すると，この領域で動翼の効率は大きく低下していることがわかる．さらに，領域 A では，動翼から流出した流体の一部が，二段目の出口へ流出している様子が観察される．これらのことと同様の現象は，rev タービンと三段目タービンの境界 C でも観察されている．一方，一段目と fwd タービンの境界（領域 B），及び fwd タービンと三段目タービンの境界（領域 D）では，動翼下流において A, C 領域程の高い温度領域の形成は見られない．図示していないが，rev 側タービンを通過した空気は，三段目出口において高いエンタルピーを保ったままであり，損失となっている．従って，単動翼列多段チップタービンでは，戻り流

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

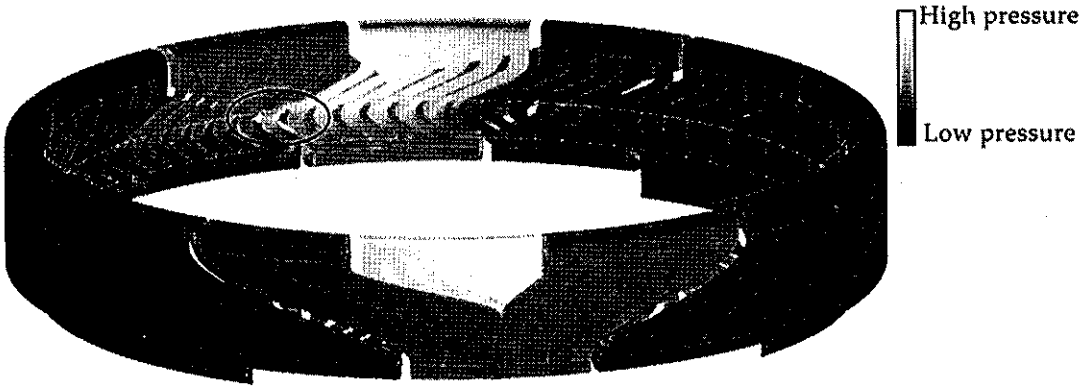


Fig.5 Distribution of total pressure.

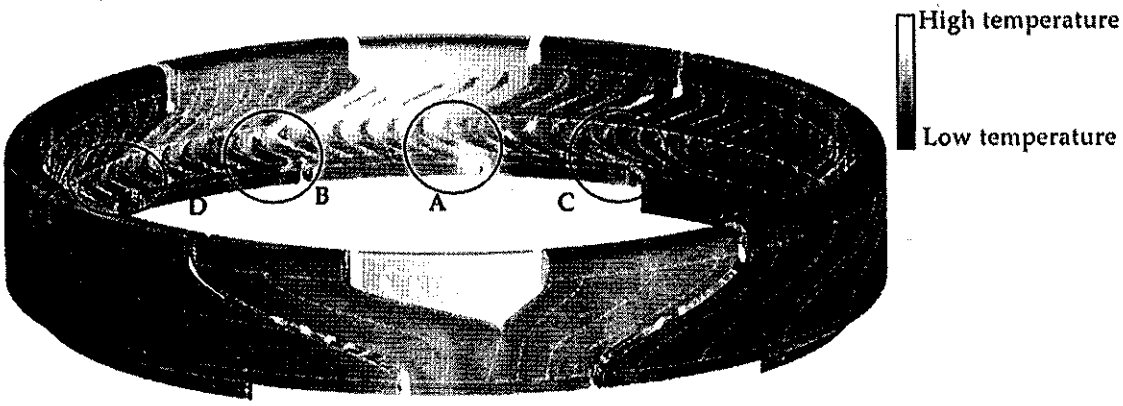


Fig.6 Distribution of total temperature.

路の全圧損失を除けば，低圧段から高圧段への境界を動翼が通過する際の損失，及び漏れを，いかに抑えるかが効率改善の鍵となる．

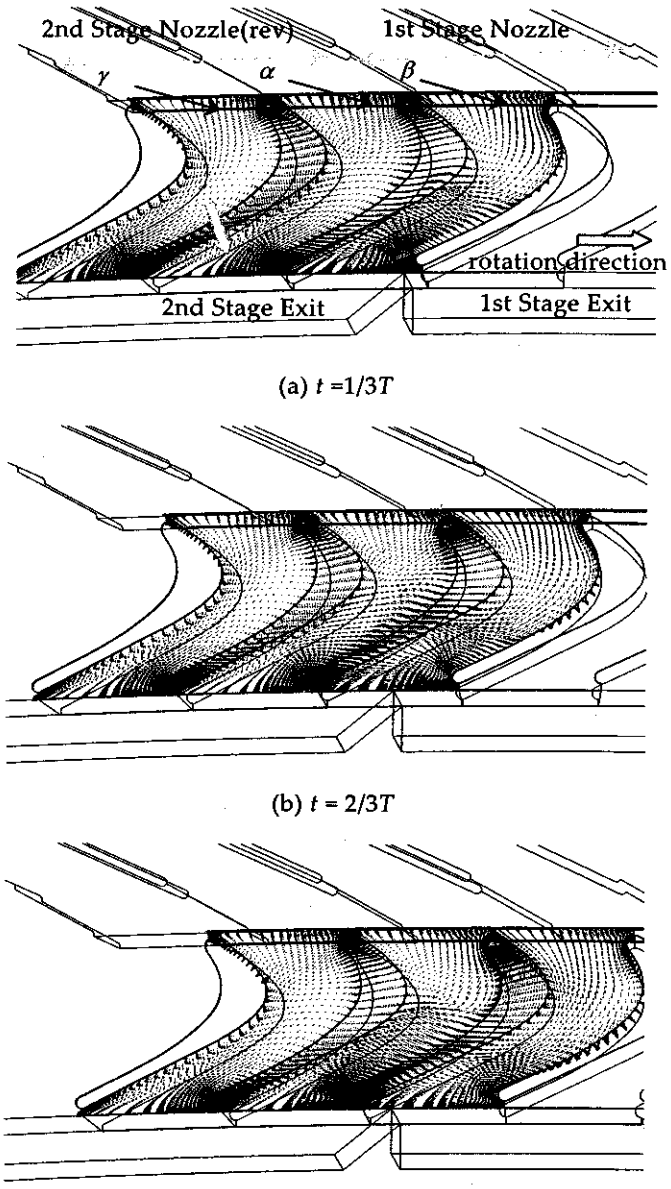
本研究で対象としている翼列は，翼弦長が 15mm 程度で，アスペクト比も小さく，クリアランスが流路内に占める割合が相対的に大きい．そのため，クリアランスによる損失と二次流れによる損失が翼の効率に多大な影響を与えることが予想される．そこで，動翼へのクリアランス，及び二次流れの影響を明らかにするために，領域 A の動翼列の，クリアランス内の気体の流れを検討した．

図 7 は，クリアランス間隔のミッドスパン位置における相対速度ベクトルの時間変化を示している．ここで，T は動翼が 1 ピッチ移動するのに要する時間を表している．図中の翼間αに着目すると，一段目に進入する直前の t =1/3 T では，チップクリアランス内に，図中灰色の矢印で示した，一般的に観察される翼の圧力面側から負圧面側（$\gamma \rightarrow \alpha$）へ向かう流れが存在する．時間と共に，クリアランスを通過して翼間β からαへ向かう流れが生じ始め，時刻 t = 2/3T では，翼間β からα へ進入する明確な速度ベクトルを観察できる．そして，翼間αの入口が一段目にほぼ進入する時刻 3/3T では，クリアランス下流の大部分は翼間γからα へ進入する流れで占められることがわかる．

これら翼間αへ，βとγから流入出する流量(G_{clr})の時間変化を示した結果が図8である．流量は翼間α の出口直後の流量(G_{exit})で無次元化されており，符号は翼間へ流入する場合を正としている．翼間αに流入する流量は，時刻 t = 0.667T 付近で極大となり，その流量は出口流量の約 27%に達している．さらに動翼の回転が進むと，t = 1.3T 付近から，今度は翼間αからγ及びβへ，クリアランスを通して気体が流出する．流出する気体のピーク値は約 38%である．流出する気体のピーク値が，流入する気体のピーク値よりも過大なのは，流出が始まる時刻には，一段目からの比較的高圧で，高密度な流体が翼間に流入しており，これらがクリアランスを通して流出するためと考えられる．図 8 から，クリアランスを通して流入出する気体の流量が，最終的に動翼出口流量に対して 10%以下になるのに要する時間は，動翼が一段目に進入してから 3T 程度である．このような，負圧面側から圧力面側へ向けた大きな流量の移動は，動翼α, β内の流れに大きな影響を与えている．

図 9 は，動翼前縁からの軸方向距離の 82%位置における，動翼内の流れ方向渦度の時間変化を示している．ここで，図中，反時計回りの回転が正の渦度に対応している．時刻 t =1/3T における翼間αでは，翼背面のクリアランス付近の二次流れが支配的である（領域 E）．翼間β は，

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



(a) t =1/3T

(b) t = 2/3T

(c) t = 3/3T

Fig.7 Time change of relative velocity inside the clearance at the area A.

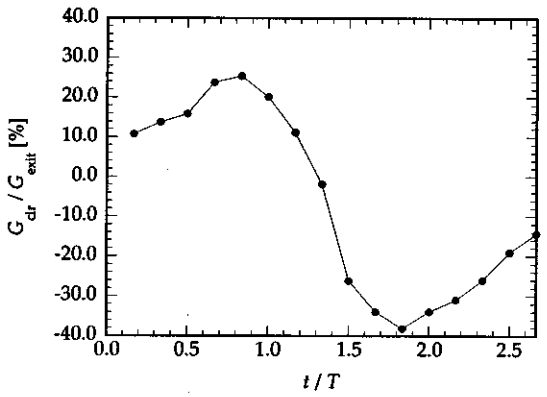
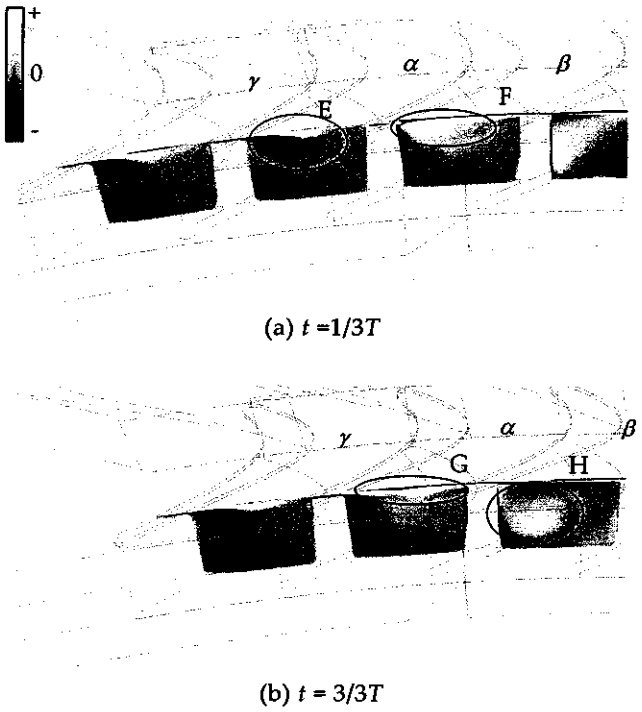


Fig.8 Time change of mass flow flowing in/out the blade row "α" through the clearances.



(a) t =1/3T

(b) t = 3/3T

Fig.9 Distributions of streamwise vorticity.

先行する翼からクリアランスを通して気体の流入を受けており，翼背面上に強い正の渦度領域が形成されている（領域 F）．t = 3/3T になると，翼間α には，翼間βからクリアランスを通して多量の気体が流入するために，翼腹側のチップ付近に，高い渦度の領域 G が形成される．図 7(c) に示したように，クリアランス内下流が，高速の流体で満たされていくと共に，この高渦度領域も翼背面に移動し，図 9(a)における翼間β の渦度分布を形成することとなる．翼間β内では，正の渦度領域が渦度の大きさを弱めながら，翼間ほぼ中央にまで達し，翼内に二次流れを形成していることがわかる（領域 H）．

これらのことから，rev タービンと一段目タービンの境界付近での動翼の効率低下は，(1)一段目に先行して進入した動翼から，次の動翼へ，クリアランスを通した多量の流量の流出．(2)流出の結果生じる，翼間内全体に広がる二次流れの形成，が原因であると言える．出口流量に対して 40%近くもの流量がクリアランスを介して流出する原因は，一段目に進入したため動翼内の静圧が上昇し，次の動翼とのクリアランス内に，通常とは反対の，翼の背側から腹側への圧力勾配が生じるためである．加えて，一段目に進入した動翼は，出口の背圧も上昇するため，さらにクリアランス部へ流れが集中する．従って，図 6 における B 領域の，一段目と fwd タービンの境界では，時刻と共に動翼が二段目へ進入することにより，出口の背圧は減少し，またクリアランス間の逆圧力勾配も発生しないため，多量の流量の移動は生じないものと考えられる．

図 10 は，図 6 の B 領域における，動翼のミッドスパ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

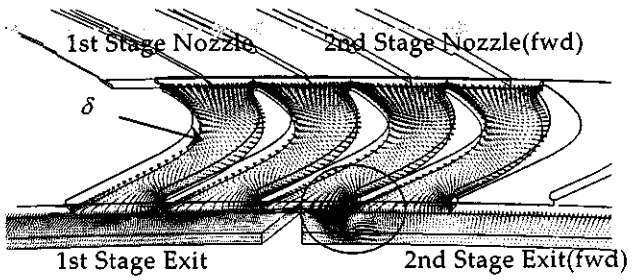


Fig.10 Distribution of absolute velocity inside the rotor blade rows at the area B (t = 1/3T).

ン位置の絶対速度ベクトルを示している．図に示すように，段境界に差しかかかった動翼の出口において流体が高速に流出していることがわかる．図示していないが，クリアランス内の相対速度も，図7の様に極度に加速されている様子は観察されておらず，翼内の気体は背圧が低下した動翼出口から流出していることがわかる．

図11は，図10中の翼間δについて，図8と同様の図を示している．段の境界を通過する際，翼間δへの空気の流入出は，出口流量に対して最大でも約6%程度であることがわかる．クリアランスを通過する流量のピーク値は，図8のrevタービンの場合に比べると1/4以下であり，fwdタービンと一段目の境界を通過する動翼の効率は，revタービンほど大きく低下しないものと考えられる．

4．結論

宇宙航空研究開発機構において研究を進めているチップタービン駆動ファンの，単動翼列多段チップタービン全段を対象とした数値計算を実施し，その結果を解析した結果，次のような結論を得た．

単動翼列多段チップタービンでは，低圧段から高圧段への境界を動翼が通過する際，効率が大きく低下する．これは，動翼の回転とともに，高圧段に進入した動翼からクリアランスを通じて次の動翼に多量の気体が移動するとともに，流出した動翼内に二次流れが形成されるためである．流出が生じる動翼内の流量は，revタービンと一段目の境界の場合，少なくとも動翼が3ピッチ分移動するまで完全には回復しない．この流量の移動は，先行して高圧段に進入した動翼と，次の動翼とのクリアランス内に，通常とは反対の，翼の背側から腹側への圧力勾配が生じること，及び，高圧段に進入した動翼では，出口の背圧も上昇するため，クリアランス部に流れが集中するためである．従って，回転とともに高圧段から低圧段への境界を通過する動翼では，段の境界において，大きな流量の移動は生じない．

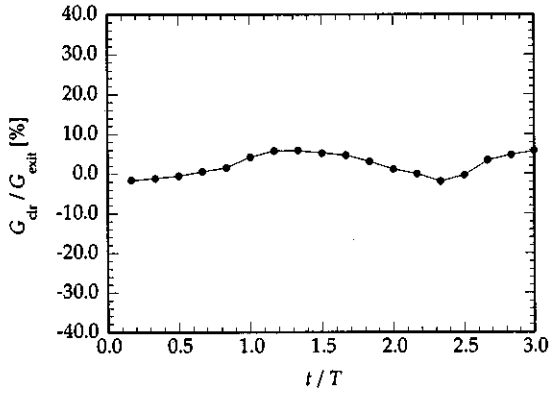


Fig.11 Time change of mass flow flowing in/out the blade row "δ" through the clearances.

参考文献

(1) 齊藤喜夫，松田幸雄，遠藤征紀，クラスターファン・エンジン，第43回航空原動機宇宙推進講演会，2B-11, (2003).

(2) 岩瀬識，齊藤喜夫，松田幸雄，高圧チップタービン駆動ファンの試作試験，第43回航空原動機宇宙推進講演会，2B-12, (2003).

(3) 岩瀬識，齊藤喜夫，松田幸雄，単動翼列多段チップタービン駆動ファン，第31回ガスタービン定期講演会，B-3, (2003).

(4) Y.Saito, N.Sugiyama, M.Endoh and Y.Matsuda, Conceptual Study of Separated Core Ultrahigh Bypass Engine, *J. Propulsion and Power.*, Vol.9, No.6, (1993), pp.867-873.

(5) Y.Matsuda, N.Sugiyama, Y.Saito and M.Endoh. Design and Off-Design Point Characteristics of Separated Core Ultra High Bypass Engine, AIAA 92-3776, (1992)

(6) 齊藤喜夫，遠藤征紀，松田幸雄，杉山七契，菅原昇，山本一臣，コア分離型ターボファン・エンジン，航空宇宙技術研究所報告 TR-1289,(1996).

(7) 齊藤喜夫，遠藤征紀，松田幸雄，杉山七契，渡辺実，菅原昇，山本一臣，高速VTOL機の概念検討，航空宇宙技術研究所報告 TR-1290, (1996).

(8) 山本一臣，榎本俊治，高木亮治，山根敬他，並列計算CFDプラットフォームUPACSについて，航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム'99講演集，航空宇宙技術研究所特別資料 SP-44, (1999), pp.351-356.

(9) P. R. Spalart and S. R. Allmaras, A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamics Flows, AIAA 92-0439, (1992).

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

遺伝的アルゴリズムによる蒸気注入用スワーラーの最適設計

＊船崎　健一（岩手大工），山田　和豊（岩手大工）
Carlos Felipe, F., Favaretto（東芝），田沼唯士（東芝）

Optimization of Steam-Injection Swirler Design Process using Genetic Algorithm

*FUNAZAKI Ken-ichi (Iwate Univ.), YAMADA Kazutoyo (Iwate Univ.), Carlos Felipe, F. Favaretto, (Toshiba) and TANUMA Tadashi (Toshiba)

ABSTRACT

This study deals with the optimization of a swirler that will be attached to the flow injecting slot of the casing of a turbine stage. The purpose of the swirler is to make the exit flow from the slot being oriented towards a certain direction which is considered to create a beneficial flow situation to the turbine nozzle aerodynamic performance. Multi-Objective Genetic Algorithm(MOGA) is developed and applied to the swirler design. Three-dimensional flow analyses and flow visualization have demonstrated the validity of the optimization process of this study.

Key words: Turbine Stage, Steam Injection, Swirler, MOGA Optimization

1．緒言

ガスタービン及び蒸気タービンをコア技術とするコンバインドサイクル発電プラントは，送電端効率が50%を超えるまでになっているが，今後のエネルギー情勢や環境問題へ対応するため，更なる効率向上が必要である．

著者らは，排ガス等の熱的エネルギーの有効活用の一環として，蒸気タービン部中圧段または低圧段へ蒸気注入に関する技術開発を実験的研究及び CFD 解析の両面から進めている[1)2)3)]．これらの研究の過程で，タービン段上流ケーシング部に設けたスロットからの蒸気（実際の計算では空気を使用）の周方向噴出角度を変えることでノズルでの空力特性が変化することを CFD 解析によって明らかにした．しかし，後述するように，実際にスロット全周から一様に同一の噴出角度を得ることは容易ではなく，実機への適用性という点で問題があった．

本研究では，均一な流出角を得るために，スロット内に小型の案内羽根を周方向に適切に配置したスワーラーの設計を試みた．スワーラーには，所定の流出角からの偏差の最小化と圧力損失の最小化という二つの設計上のターゲットが存在する．そこで，本研究では著者ら[2)4)]が開発した多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）を導入し，蒸気注入用スワーラーの最適設計を実施した．

2　最適化手法

2.1　遺伝的アルゴリズム

遺伝的アルゴリズム(GA)は，生物の進化の過程を模擬した進化的計算手法の一つである．「進化」の基本的枠組みを次のように捉えることが可能である．即ち，「与えられた環境に適した性質を獲得した個体群が，結果として生存する確率が最も高くなり，それらが有する生存に有利な遺伝子を主に生殖という方法で次世代に伝達し，世代を重ねることにより，環境に対して最も適した性質を獲得する過程」．これを本研究での最適化手法として読み替えると，所与の条件（目的関数を最大化すること）に適した冷却構造についてのパラメータの組を，他のパラメータの組よりも有利な形でパラメータを次世代に伝達していくことにより，最適なパラメータの組を探索していくことになる．

2.2　多目的遺伝的アルゴリズム(MOGA)

図１に多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）による最適化の流れを示す．なお，SOGA[5)]及び MOGA[6)]の詳述は既報に譲り，以下では本研究で使用した MOGA の特徴について簡単に述べる．なお，MOGA の骨格部分は Goldberg の手法[7)]に準拠している．また，図１で破線で囲まれた部分は MOGA での根幹的な作業項目であり，それに関する説明は若干詳しいものとなっている．

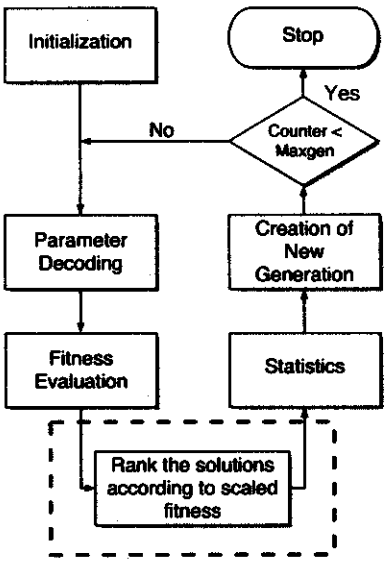


Fig. 1　Flowchart of Optimization using MOGA

染色体（chromosome）　最適化にあたり，まず形状などに関するパラメータを遺伝情報として n ビットのバイナリにコード化し，染色体（chromosome）内にはめ込む．染色体（実際は宿主そのもの．以下個体と称す）の数が多いほど多様な探索が可能となり、また、各パラメ

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ータに割り当てられるビット数が多いほどパラメータ空間の解像度は向上する．例えば，探索範囲の上限値，下限値をそれぞれx_1，x_2とすると，探索の解像度は

$$(x_1 - x_2)/(2^n - 1) \qquad (1)$$

となる．しかし，個体数や個体内の情報量の増加は計算時間の指数関数的増大を意味し，特に流れ解析を行う場合には，1回の計算に要する時間が日数や週数のオーダーに及ぶため，適切なビット数の選択が重要となる．

初期化(Initialization)　計算開始時に第一世代の個体が有する遺伝情報を，擬似乱数を発生させることにより決定する．

適合度(Fitness)　各世代における個体の遺伝情報が，所与の目標にどの程度適しているかを示す指標が適合度である．本研究の場合には，所定の二次空気周方向噴出角からの偏差（deviation angle）及び全圧損失係数の二つの目的関数の値を適合度として用いている．これらの適合度の計算には，後述するCFX5.5.1（ANSYS：非構造格子を用いた汎用流体解析コード）を用いる．

Pareto最適（Pareto Optimum）　目的関数が複数存在する場合，それぞれの目的関数間でのトレードオフの結果として解を決定することが一般的である（例えば，性能とコストの関係を思い浮かべるとよい）．このように他の目的関数への影響なしにある目的関数の最大化もしくは最小化ができない最適状態をPareto最適と呼ぶ．図1には，Pareto-Optimum Frontと呼ばれる，Pareto最適となった解集合が形成する包絡線の例を示す（この図では，目的関数F_1を最大化，目的関数F_2を最小化する問題を示している）．

順位（Rank）　遺伝的アルゴリズムでは，次世代の個体を再生するために現世代での個体の優劣を判定する作業が必要となるが，多目的を有する最適化問題では一意に優劣を決めるための基準がない．もっとも単純な方法は二種類以上の適合度の重み付き平均であるが，重みの付け方が問題となる．本研究では順位（rank）という概念を導入する．順位は，各適合度が判定された個体に対する上位者（dominant）の数で評価される．図1の例では，目的関数空間上の右下に存在する個体が全体としては上位者であるが，個体A，B及びCに関しては上下関係を判定できないので，これを順位1とする．個体D,E間にも上下関係はないが，順位1に属する3つの個体に対しては下位に属する．そこで，これを順位4（4=1+3）とする．一般には，各個体が属する順位の値r_i（$i=1,\ldots,N$）は次式で与えられる．

$$r_i = 1 + n_d = 1 + (\text{number of dominants}) \qquad (2)$$

ここで，n_dは上位者の総数である．このように定めた順位及び同一順位内の個体数$\mu(r_i)$に応じて，新たに適合度（rank-based fitness）F_iを各個体について算出する．

$$F_i = N - \sum_{k=1}^{r_i - 1} \mu(k) - \sigma_{share}\left(\mu(r_i) - 1\right) \qquad (3)$$

ここで，σ_{share}は共有パラメータ（sharing parameter）と呼ばれ，同一順位内の個体間での適合度の分配の効果を持つ．

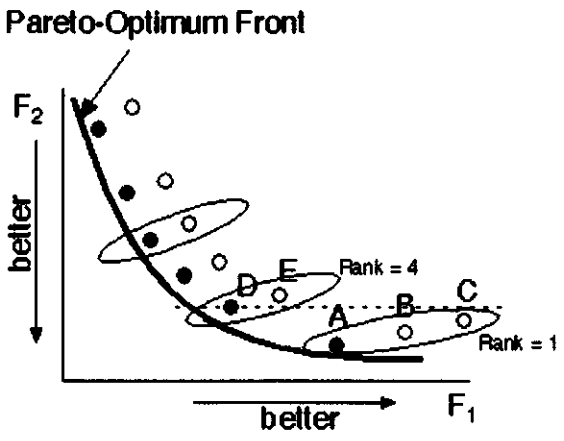


Fig. 2　Pareto-Optimum Front and Rank

個体の生態的地位（niche）　多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化においては，目的関数空間に広がるPareto最適解を得ることが重要であり，解の多様性（diversity）の保持が必要である．本研究では，目的関数空間で各個体が有する独自の生態的地位（niche）を同定し，その生態的地位に応じた適合度（shared fitness）の評価を行う．これは，集団を形成しながら生態的地位を有する個体には，その集団の個体数等に応じて適合度を共有させ，個々の適合度は低く抑え，一方で孤立して存在する個体には，それ自身の適合度を保持させるものである．

ある順位に属する個体（i）の生態的地位の評価にあたり，次式で定義される目的関数空間での個体間距離を導入する．

$$d_{ij} = \sqrt{\sum_{k=1}^{M}\left(\frac{f_k^{(i)} - f_k^{(j)}}{f_{k,\max} - f_{k,\min}}\right)^2} \qquad (4)$$

ここで，Mは目的関数の数（本研究では$M=2$）であり，$f_{k,\max}$・$f_{k,\min}$は対象とする世代での目的関数の最大値及び最小値，$f_k^{(i)}$，$f_k^{(j)}$は同一順内での各個体の関数値である．この距離を用いて，次の指標（niche count）を算出する．

$$nc_i = \sum_{j=1}^{\mu(r_i)} sh\left(d_{ij}\right) \qquad (5)$$

ここで，総和は，個体（i）が属する順位の全個体についてとる．共有関数（sharing function）shは次のように定義する．

$$sh(d) = \begin{cases} 1 - \left(d/\sigma_{share}\right)^{\alpha}, & \text{if } d \le \sigma_{share} \quad \alpha = 1 \\ 0 & \text{, otherwise} \end{cases} \qquad (6)$$

式(5)のように各個体の生態的地位を評価した後，式(3)で得た適合度（shared fitness）を再評価する．

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

$$F_i' = F_i / nc_i \qquad (7)$$

最後に，式(7)で得た適合度の平均が式(3)の適合度の平均値と等しくなるようにスケーリングを施す．即ち，

$$F_i'' = F_i' \cdot f_{scale}^{(i)} \qquad (8)$$

$$f_{scale}^{(i)} = \sum_{k=1}^{\mu(\eta)} F_k \Big/ \sum_{k=1}^{\mu(\eta)} F_k' \qquad (9)$$

なお，式(9)での総和は，個体（i）が属する順位の全個体についてとる．

再生（regeneration）　ある世代における個体の適合度（scaled fitness）が上記の様に評価された後，その結果に基づいて次世代の個体を再生する．ここでは，適合度の高い遺伝情報を有する擬似的な「雄雌」が有利な形で遺伝情報を交換できる仕組みを導入している．具体的な再生の過程は以下の通りである．

1）**淘汰(selection)**　すべての染色体からその半分の個体を，適合度に応じて選ぶ．本研究ではトーナメント方式による選択法を採用する．この方法は，無作為に二つの個体を選び，両者の適合度を比較し，適合度の高い方（勝者）のみが交配可能なグループに組み入れられる，というものである．

2）**交叉(crossover)**　淘汰の過程で生き残った個体群から親を二つ選び，両者の遺伝情報の交換を行うことで，次世代の個体（子）２つを作り出す．遺伝情報の交換には，１点交叉法を用いる．これは，遺伝情報を交換するビットを無作為に選び，そのビットを含む下位ビットを入れ替えるものである．この時，遺伝情報交換の確率を 0.6[7] として，親の遺伝情報がそのまま次世代に伝わる可能性も残しておく．

3）**エリート主義(elitism)**　適合度の最も高い個体をそのまま次世代に残す方法である．実際には，「淘汰」の段階で個体総数を半分にした後，そこから適合度の最も高いものを選び，クローンを２体作り，残りの $N/2-1$ 個の個体から $N-2$ の個体を作ることで，合計 N 体の次世代の個体を得る．

4）**突然変異(mutation)**　偏った最適解探索を避けるために，突然変異を導入する．これは，任意に選んだ個体内の遺伝情報の１ビットまたは複数ビットをある確率（Goldberg[7] が提案した値 0.0333 を用いる）で０または１に変更するものである．

2.2　流れ解析手法

本研究では，適合度の評価に際して，汎用解析コードCFX5.5.1（ANSYS）を用いた．乱流モデルには，SST（shear-stress transport）[8]を適用した．解析精度の検証には十分留意しているが[4]，その一例として，Gregory-Smith ら[9]が行った翼列試験との比較を示す（図３）．この図から，翼列下流における全圧損失分布が定量的に予測できていることが確認された．

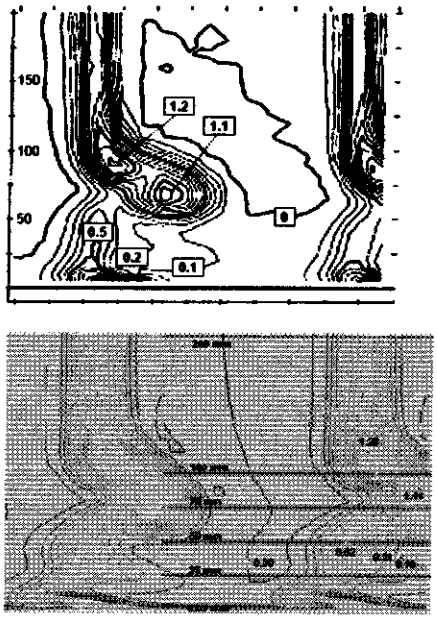


Fig. 3　Comparison of total pressure loss distribution; the experiment by Gregory-Smith et al.(upper) and the numerical result (lower)

３．問題の設定

3.1　スワーラーなしでの流れ場

3.1.1　試験装置　図４に今回対象としているスワーラーを装着する試験装置（単段タービン回転試験機）を示す．試験装置の詳細は既報に譲り，今回スワーラーの設計が必要となっている状況について説明する．

図５に示すように，このタービン試験装置には，二本の蒸気（本研究では空気）注入ポートが，回転軸を含む水平面に対し対称な位置関係で，回転試験機ケーシングまわりのスクロールに取り付けられている．図４には，注入ポートを含むスクロール部内部流れ解析用の計算モデルのアウトラインを示す（スペースの関係で上半分のみを示す）．この図で薄くハッチングが施された断面が，注入スロット（Injection Slot）を含むスクロール部断面及び主流部断面である．これらの詳細を図５に示す．注入スロットの幅は，スクロール部に幅の異なるリングを装着することで変更可能である．

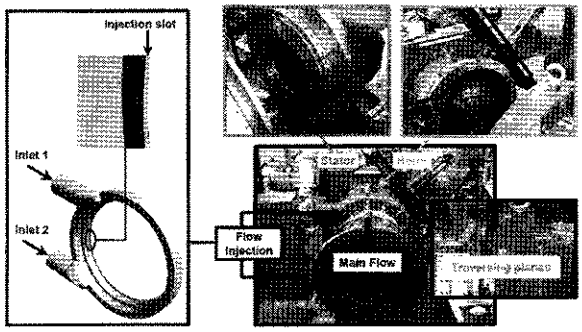


Fig. 3　Single Stage Turbine Test Rig

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

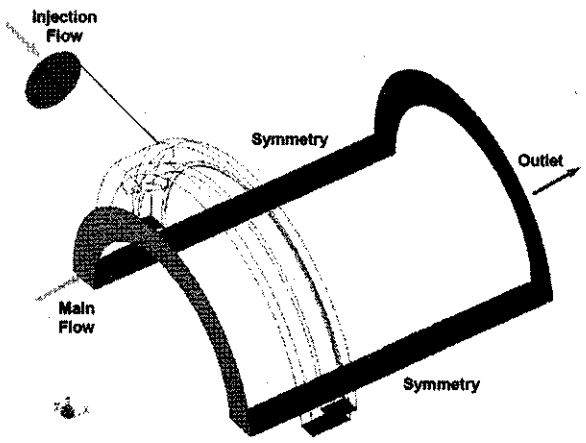


Fig. 4　Numerical Model for Scroll Analysis

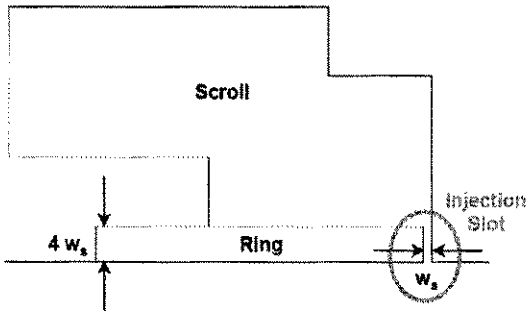


Fig. 5　Detail of Scroll and Injection Slot

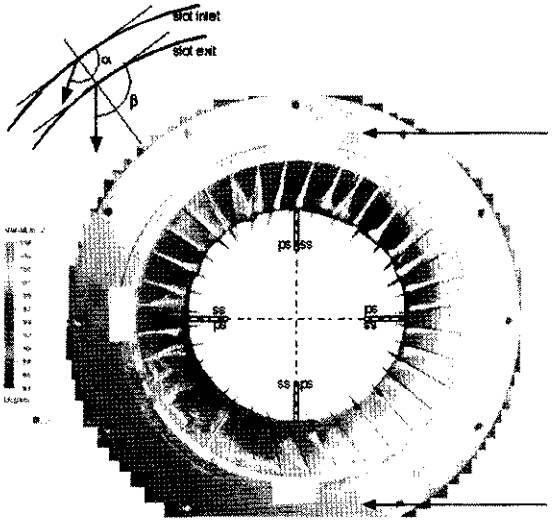


Fig. 6　Detail of Scroll and Injection Slot

3.1.2　流れの可視化と CFD　図6には，注入スロット出口部にタフトを取り付け，送風機からの空気をスクロール部に送ることで，スロットからの流出状況を可視化した写真を示す．この写真には，CFD 解析による流出方向が同時に示されている．なお，ここでのスロット幅は本研究で使用したスロットでの最小幅（w_s）である．タフトの長さが比較的長いこともあり，流入ポートと反対側に位置し重力の影響を受けやすい6時から9時の方向のタフトが大きく揺らいでいるが，数値シミュレーションは全体としてスロットからの流れを再現している．

この図から，例えば12時の位置にあるノズル翼に対しては，スロットからの流れは背面側（ss）に向かい（流出角 $\beta > 90°$），6時の位置にあるノズル翼に対しては，スロットからの流れは腹側（ps）に向かう流れになっており，6時の位置のノズル翼はその反対の状況にある．

3.2　スワーラー

3.2.1　スワーラー導入の背景　Funazaki ら[3]によれば，スロットからの流れがノズル翼背面側に向かう状態の時，ノズル翼での空力損失が減少することが示されている．すべてのノズル翼に対して注入する流れが翼背面側に向かうように制御するため，スロット内部に案内羽根を装着したスワーラーを導入する．

3.2.2　最適設計　スワーラー設計要件は，所定の流出角を低空力損失で実現することである．言い換えると，所定の流出角からの偏差と空力損失を最小化するスワーラーの最適設計が必要となる．この目的達成のため，上で述べた GA を用いる．

3.2.3　設計仕様　構造上，製作上の条件等を考慮したスワーラー設計仕様を表1に示す．案内羽根枚数については，それ自体を最適化変数とすることも検討したが，基本的変数であり，計算負荷が極めて高くなることが想定されたため，スロートが確保できる枚数として 100 枚という数字を選定した．

Table 1　Specification for a swirler design

exit flow angle	135°
slot width	2.5 w_s
injection flow rate	10% of main flow rate
number of guide vanes	100 (maximum)

3.2.4　設計手順　スワーラー設計手順を以下に示す．

① 案内羽根がない場合のスクロール部全体の流れ場を計算し，スロット入口での流入角 α を算出する．

② スロット部を n 個の領域に分割し，それぞれの領域での平均流入角，平均流量を算出する．

③ 一般的な(genetic)案内羽根断面形状をベジエ曲線等を用いて定義する（図7参照）．

④ 案内羽根が装着される領域の平均直径からピッチを算出し，各領域での平均流入角，平均流量を入口境界条件とした二次元流を想定して（図8参照），MOGA による案内羽根断面形状の最適化を各領域に対して行う．

⑤ ④で得た各領域毎の案内羽根（翼スパン長 2.5 w_s）をスロット周上に適宜配置してスワーラーを形成し（部分的に案内羽根の配置しない場合もある），そこでの流れ場の三次元解析を行う．

⑥ 流れの可視化等で所定の流出角が得られているかを確認し，得られていない場合には，案内羽根の配置を変更し，再度流れ場の三次元解析を行う．

3.3　案内羽根

3.3.1　ベジエ曲線等による断面形状表現　本研究では，簡単のため及び計算負荷軽減のため，断面の前縁及び後縁を半円で与え，その間を二本の5次ベジエ曲線[10]での表現する．図7にその一般的表現を示す．また，表2には固定された条件，表3には最適化変数と可変範囲やビット数の割り当て等を示す．前縁，後縁の半円は，その弦が入口流れ及び出口流れと直交するように設置す

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

る．5次ベジエ曲線の場合には，制御点は6点になるが，この内2点は曲線の端点と一致する．残り3点の内2点は，予備的計算を行うことで，前縁及び後縁での半円部とベジエ曲線とがなめらかに接続するような位置算出のルールを準備しておく．結果として，残り1点の制御点（の座標値）が最適化時の制御変数となる（図7では翼腹面側での例を示しており，点$b_{p,2}$の座標値が制御変数）．

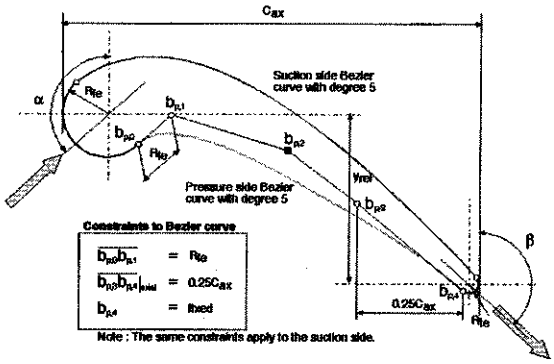


Fig. 7　Blade profile description

Table 2　Fixed values

chord (C_{ax})	$8w_s$
Inlet flow angle (α)	-
trailing edge radius (R_{te})	0.5 mm
blade count (NOB)	100

Table 3　Optimization variables

Variable	Range	bit
leading edge radius(R_{le})	2.5~5.0 mm	4
leading edge arc center(y_{ref})	0.0~20 mm	4
deviation of exit flow angle($\Delta\beta$)	-20°　~20°	5
control point x for suction (x_{cs})	0.0~1.0	4
control point y for suction (y_{cs})	0.0~1.0	4
control point x for pressure (x_{cp})	0.0~1.0	4
control point y for pressure (y_{cp})	0.0~1.0	4

4　最適化と検証

4.1　最適化

図8にスロット上半部流入角分布（翼平均高さ位置）の計算値を示す．上半部に対しては，周方向を4カ所に分割し，それぞれでの平均流入角$\alpha_{average}$及び平均流速を算出し，それらの値を入口境界条件とした最適翼断面形状を MOGA を用いて探索した．ただし，流入流れが所定の流出方向（135°）とほぼ一致する領域（region3）では，案内羽根設置を見送った．なお，今回採用した最適化変数のみでは加工性などの面からの評価が出来ないため，最終断面形状としては，Pareto 最適解と判断される解集合の中から加工性に優れた断面形状を選定した．図9には得られた3種類の翼断面形状を示す（C1N13：流入角 110°用，E1N206：流入角 135°用，G1N26：流入角 70°用）．図9を見ると，通常の翼設計では現れることのない断面形状となったり翼背面での凹部なども発生するなど，最適化における拘束条件のあり方については改良の余地は多く残されているが，スワーラーとしての昨日に対しては大きな問題とはならないと考えられる．下半部に関しても同様の作業を行うことになるが，流れの上下対称性から，結果としては図9で示す3種類の案内羽根で全周に対応できることがわかった．図10には，最終断面形状とそれを含む Pareto 最適解集合である翼断面形状を示す（図中○の箇所）．今回選定した形状以外にも候補が存在しており（例えば，図中□の箇所），加工法の見直し等で更なる改良も可能であることがわかる．

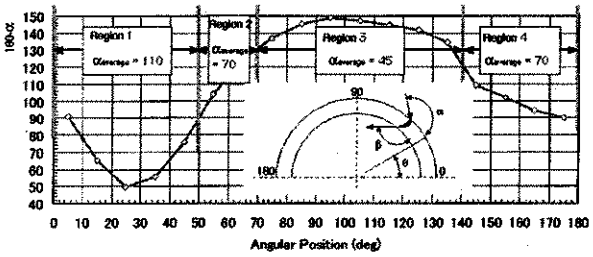


Fig. 8　Inlet flow angle distribution

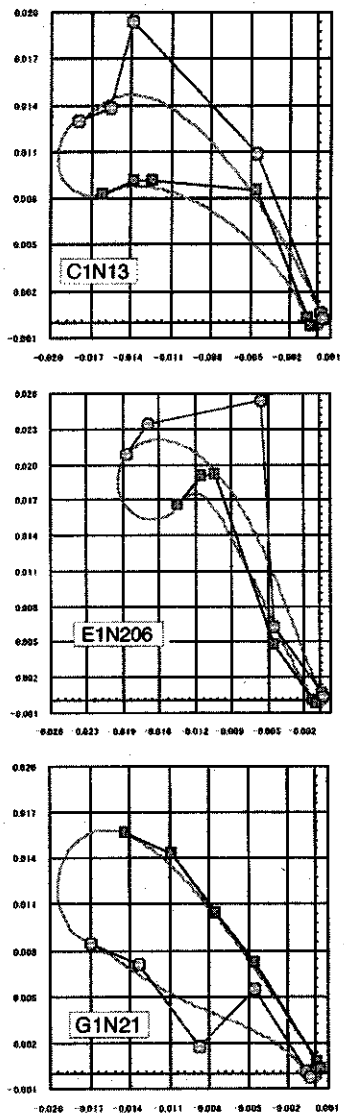


Fig. 9　Three types of guide vanes obtained by use of MOGA

4.2　三次元解析

図 11 に三次元解析のための計算モデル及び計算格子

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

（非構造格子）を示す．計算に使用したノード数は約 95 万点である．なお，翼面まわりにはO型構造格子を配置する．このモデルで計算されたスワーラー出口における流出角分布（平均羽根高さ位置）とスワーラーなしでの流出角分布との比較を図 12 に示す．案内羽根を装着しない領域（θ =60－130°）や転向角の大きな領域（θ=200－290）でのずれが顕著になっているが，全体として目標である流出角 135° がほぼ得られている．

4.3 流れの可視化

以上の計算の結果を受け，案内羽根を装着しなかった領域の大半にも羽根を追加した後，タフト法で流れの状況を可視化した．その結果を図 13 に示す．また，図 13 にはワイヤーカットで製作した案内羽根の写真とタービン回転試験機に装着した状況の写真を示す．この図からも，スロット出口での流れが所定の方向に転向されている状況が確認される．

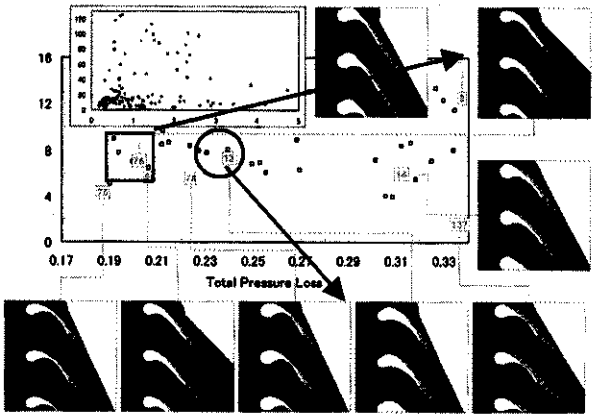


Fig. 10 Pareto-front solutions

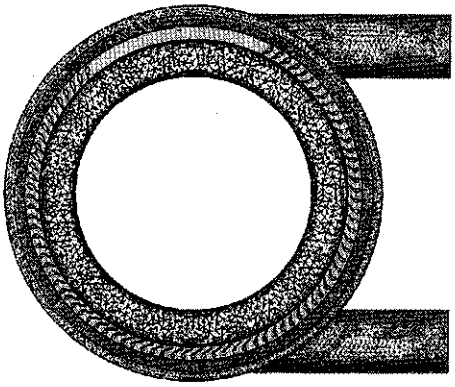


Fig. 11 Numerical model for 3D calculation

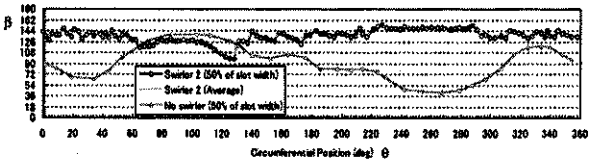


Fig. 12 Exit flow angle distributions with and without swirler

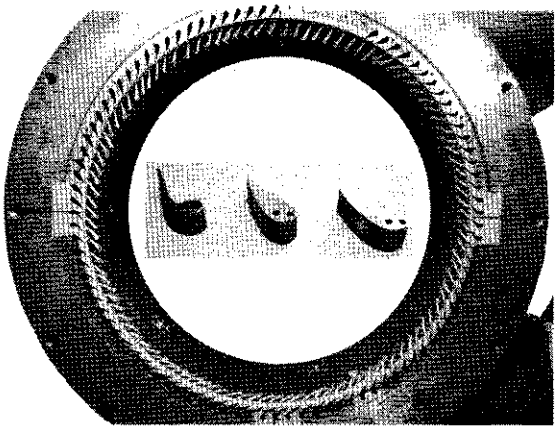


Fig. 13 Exit flow with the swirler visualized using tufts, with a picture of manufactured guide vanes

5 結論

本研究では，ケーシングからタービン段上流部へ流れを注入する際に，周方向へ均一な流出角を得るためのスワーラーを，多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）を用いて設計した．案内羽根の最適断面形状を得る過程にはまだ改良の余地はあるが，製作可能でかつ当初の目的を達することが可能な断面形状を探索することができた．また，スワーラーを実際に製作し，タービン回転試験機に装着して，ほぼ所定の性能を得ることを確認した．

今後，スワーラー導入によるタービン段の性能向上の定量的検証を，タービン回転試験機を用いて行う計画である．

参考文献

1) Funazaki, K. ,Favaretto,C. F. F.,Kamata, M. , Tanuma, JSME International,Series B., Vol. 46, No. 1, pp.173-183, 2003

2) Favaretto,C. F. F. ,Funazaki, K. , Tanuma, T., , IGTC2003Tokyo TS-036 , 2003.

3) Funazaki, K. , , Favaretto,C. F. F., , Yamada, K., Tanuma, Proceedings of the Fifth JSME-KSME Fluids Engineering Conference, Nagoya, 2002

4) Favaretto, C. F. F., Doctoral Dissertation, Iwate University, 2004

5) Favaretto, C. F. F., 船崎，日本ガスタービン学会（掲載決定）

6) Favaretto, C. F. F., 船崎，第 31 回ガスタービン定期講演会講演論文集（北見），pp. 149-154, 2003

7) Goldberg, D.E., Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addison-Wesley, 1989

8) Vieser, W., Esch, T., Menter, F., CFX Technical Memorandum (CFX-VAL10/0602)., 2002

9) Gregory-Smith, D.G., Graves, C.P., Walsh, J.A., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 1-8, 1988

10) Farin, G.E., Curves and Surfaces for Computer Aided Geometric Design: A Practical Guide, 4th ed., Academic Press, 1996

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

マイクロタービン用発電機の開発

*佐々木 学，木村 守，小村 昭義，松信 隆，井出 一正，井上 知昭，坪内邦良（日立製作所）

Development of Micro Turbine Generator

*Manabu SASAKI, Mamoru KIMURA, Akiyoshi KOMURA, Kazumasa IDE, Tomoaki INOUE, Kuniyoshi TUBOUCHI (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

According to an electricity deregulation, distributed power generations such as microturbines are being considered as playing an important role. We are now developing a prototype 167kW, 51000min^{-1} generator for a microturbine system. Performance and experimental results of the generator are described in the paper. One feature of the generator is our new stator coil end, which is compacted by adopting special winding structure. As a result of an experimental test, in which the generator is connected to power conversion system, electrical efficiency is 93.5%(including mechanical loss).

Key words: Generator, Stator coil end, Electrical efficiency

1．はじめに

規制緩和や電力自由化に伴い、小型分散電源の１つであるマイクロタービン発電設備が注目されている。筆者らは、150kW のマイクロタービン発電システムを開発しており [1),2)]、このマイクロタービンに接続する発電機として永久磁石式高速発電機(167(kW), 51,000(min^{-1}))を開発している。今回、プロトタイプの発電機において、マイクロタービンシステムを模擬した回生制御付きインバータモータ駆動による発電試験を実施した。その試験において、定格出力 167kW を達成したので、その結果を報告する。

2．発電機の概要

2.1 ステータ及びロータの構成

表１に発電機の基本設計諸元を、図１に発電機の概念図（軸方向断面）を、図２に発電機の概念図（径方向断面）を、図３に発電機ステータの外観を、図４に発電機ロータの外観を示す。ステータコアの外径側には水冷ジャケットと呼ぶ銅製の配管が巻かれており、そこに水を流すことによりステータから発生する熱を吸収している。

ステータの巻線には極細の撚り線を採用し、表皮効果による交流抵抗の増加や漏れ磁束によるコイル導体の渦電流損失の増加を抑えている。またステータのコイルエンドを特殊巻構造にし、高熱伝導のモールド樹脂で固めることにより、コイルエンドをコンパクトに収めている。ステータコアには薄厚の電磁鋼板を採用し、鉄損の低減を図っている。

発電機のロータには、永久磁石を界磁に利用する永久磁石式ロータを採用している。発電機ロータは、51000min^{-1}で高速に回転するため、高速での回転遠心力に耐える構造が必要である。永久磁石をロータに配置する際、エアコンや冷蔵庫の圧縮機用モータで使われるような磁石をロータ鉄心内に埋め込む方式は、ロータ周速が 200(m/s)を超える高速回転時に電磁鋼板の強度面から成立が難しい。このため、軽量かつ高強度の炭素強化繊維プラスチック（ＣＦＲＰ）や高強度金属材の保持環による永久磁石保持方式が考えられる [3)]。本ロータにおいては、ロータ温度の低減を考慮して保持環にＣＦＲＰを採用した。ＣＦＲＰ及び永久磁石とロータシャフトは、締め代を与えることにより一体化している。

表１　発電機の基本設計諸元

項目	設計値
発電機出力(kW)	167
回転数(min^{-1})	51000

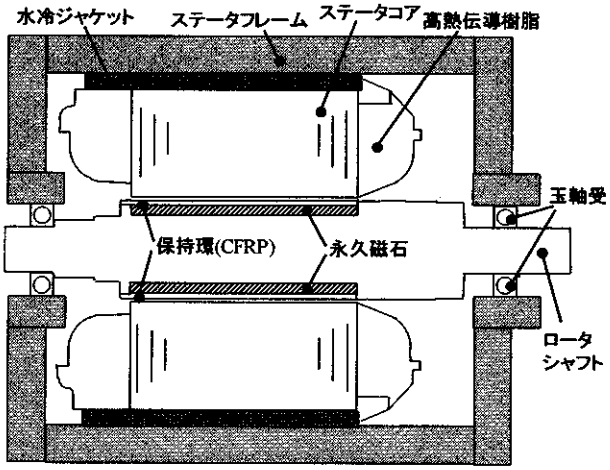


図１　発電機の概念図（軸方向断面）

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

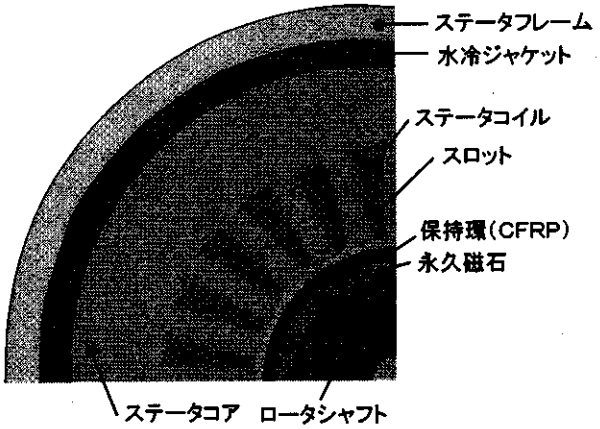


図２　発電機の概念図（径方向１／４断面）

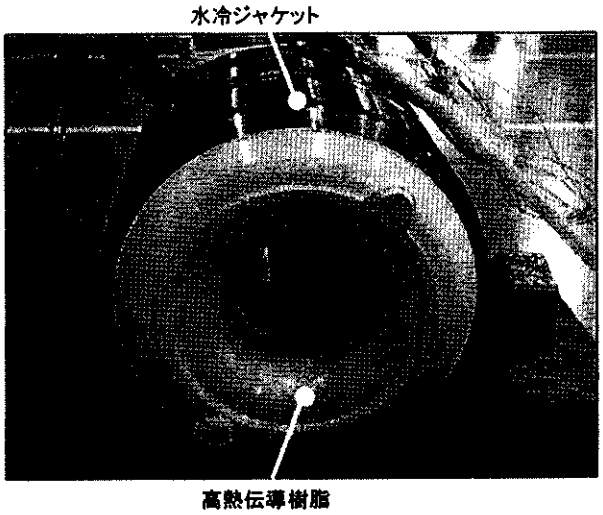


図３　発電機ステータの外観

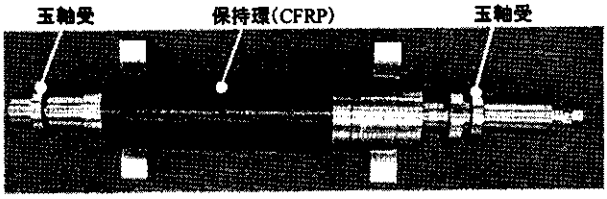


図４　発電機ロータの外観

2.2 発電機の冷却構造

発電機の冷却構造としては、水冷ジャケット，ステータ，ロータ間のギャップに流すエア冷却，及び玉軸受部を冷却するオイルエア冷却を採用している。

水冷ジャケットは、銅製の配管でステータコアの外径側に巻かれており、そこに水を流すことによりステータから発生する熱を吸収している。

また、発電機両側のエンドブラケットには、それぞれ周方向に穴を設け、冷却路を形成する構造としている。

オイルエア冷却は、コンプレッサにより連続的にエアをオイルエア装置に送り、油を含んだエアで玉軸受を冷却するものである。オイルエアは玉軸受の玉に向けて噴射され、玉軸受を冷却している。

３．発電機の発電試験結果

3.1 試験装置の構成

図５に発電機の試験装置の全体構成を、図６に試験装置の外観を示す。試験装置において、発電機，トルク検出器，増速ギア，誘導機が１軸で接続されている。発電機には駆動・回生インバータが、誘導機には駆動インバータが接続されている。発電機端で発電した電力は、駆動インバータへ送れるようになっており、誘導機駆動時に不足した電力は、系統側コンバータにより補充される。発電機端がインバータに接続されていることにより、マイクロタービンシステムでの電力変換器を模擬することができる。すなわち、インバータにより発生する高調波電流を含んだ試験を実施することができる。高調波電流は、ロータ内の導電性の部位（本ロータにおいては、永久磁石及びシャフト）に渦電流を発生させる。この渦電流は、発電機効率の低下及びロータの温度上昇をもたらすため注意が必要である。

駆動インバータで誘導機を駆動させた場合、発電機の軸回転数は、増速ギアを介して回転数を約２０倍に増速され、定格回転数の 51000min^{-1} まで回転させる。発電試験時には、発電機を駆動・回生インバータでモータ駆動し、定格回転数の 51000min^{-1} まで昇速する。その後、駆動インバータにより誘導機の位相を早め、発電機がモータリングから発電運転に移り、定格 167kW が出力されるようにトルクを調整する。トルク検出器では軸トルク及び回転数を測定し、発電機の入力電力を測定している。発電機端にはパワーメータが接続されており、発電機の電圧，電流，電力を測定している。

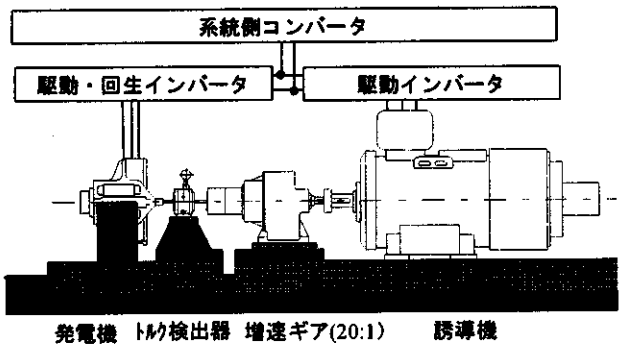


図５　試験装置の全体構成

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

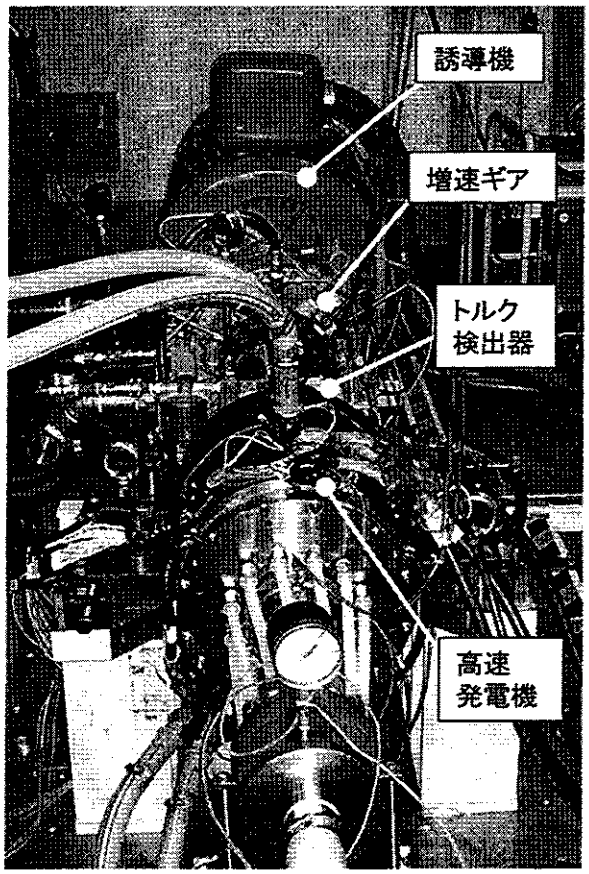


図６　試験装置の外観

3.2 発電試験結果

図７に発電機の効率特性を示す。発電機効率は、以下の式により算出している。

$$P_{in} = 2\pi \bullet \frac{N}{60} \bullet T \ (\mathrm{W}) \qquad (1)$$

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \bullet 100 \ (\%) \qquad (2)$$

ここに、

P_{in} ：発電機入力(W)，N ：回転数(min^{-1})，T ：トルク(N-m)，η ：発電機効率(%)，P_{out} ：発電機出力(W)。

トルクはトルク検出器より測定した値であり、発電機出力は、発電機端で測定した値である。

図に示す通り定格出力を達成し、そのとき発電機効率は93.5%（機械損を含む）であった。

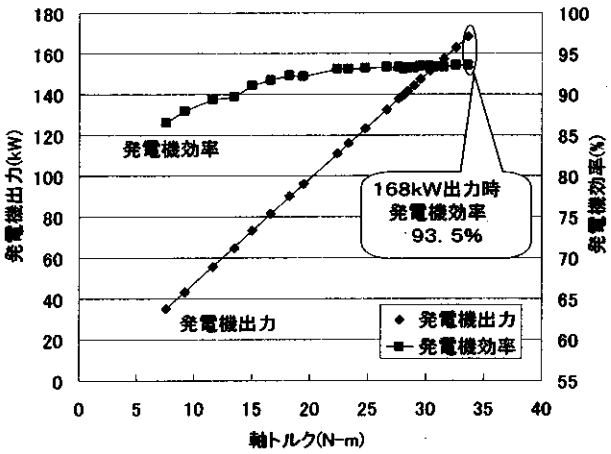


図７　発電機効率特性

４．まとめ

定格出力 167(kW), 51,000(min^{-1})のマイクロタービン用発電機を開発し、マイクロタービンシステムを模擬したインバータ制御による発電試験を実施した。その結果、定格出力を達成し、発電機効率は 93.5%（機械損を含む）であった。今後、更なる発電機効率の向上を図る。

参 考 文 献

1) S. Nakano, S. Dodo, M. Yagi, K. Tsubouchi, Y. Hayasaka, M. Watanabe, T. Inoue, M. Takagi, M. Ichinose, and M. Takahashi: Development of a 150kW microturbine system, International Conference on Power Engineering (2003), vol.2, pp.19-24, Kobe, Japan.

2) S. Dodo, S. Nakano, T. Inoue , M. Ichinose, M. Takagi , K. Tsubouchi, K. Yamaguchi, Y. Hayasaka: Development of an advanced microturbine system using humid air turbine cycle:ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea and Air (2004) Vienna, Austria.

3)高橋則雄，橋場豊，霜村英二，橋立良夫，新政憲：小型ガスタービン直結用発電電動機，第３１回ガスタービン定期講演会講演論文集 pp.31-34.(2003)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

超小型ガスタービン用発電機の開発

＊内田　竜朗，長尾　進一郎，岡田　恭一，伊東　哲也（(株) 東芝）
石濱　正男（神奈川工科大）

Development of Micro Motor-Generators for a Ultra Micro Gas Turbine

*Tatsuro Uchida, Shinichiro Nagao, Kyoichi Okada, Tetsuya Ito(Toshiba)
Masao Ishihama (Kanagawa Institute of Technology)

ABSTRACT

Both electrostatic micro motor-generator and two types of electromagnetic micro motor-generators for a ultra micro gas turbine were studied experimentally. For the electrostatic micro motor-generator, the prototype of micro air turbines was designed and fabricated based on MEMS technology. This device ran stably up to 6000rev/min. At higher rotational speed, severe interaction between rotor and stator caused the test to be stopped. The mechanical loss by viscous drag in the rotor-stator gap was estimated analytically by examining realization of the electrostatic micro motor-generator. For the electromagnetic micro motor-generators, two different coil prototypes of Φ8.8x18.5mm size were designed and made based on conventional technique. The electrical loss caused by iron-loss of the generators were estimated. The electric output of 2.0W and 2.5W were obtained for a motor-generators operation at 50000rev/min.

Key words: Ultra Micro Gas Turbine, Power MEMS, Motor-Generator

1．はじめに

近年，携帯情報機器の高性能化や，二足歩行ロボットの実用化に伴って高パワー密度(W/kg)でかつ高エネルギ密度(Wh/kg)を有する高性能バッテリの必要性が急速に高まっている．表１に現在製品化済みまたは製品化に向け開発が進められ，仕様が明らかな可搬電源の性能比較を示す．

リチウムイオン電池に代表される二次電池はパワー密度が大きいもののエネルギ密度が小さいため，携帯性に向くが長時間駆動できない難点がある．一方，DMFC(Direct Methanol Fuel Cells)やPEFC(Polymer Electrolyte Fuel Cells)に代表される携帯用燃料電池は，二次電池とは逆にエネルギ密度は大きいもののパワー密度が小さいため，二次電池と比較して長時間駆動できるが携帯性に向かないという特性を持つ．また，熱電変換，圧電素子，AGS(Automatic Generator System)などの発電原理を応用した携帯電源も一部の製品へ適用されているが，二次電池と同様の特性であるため，高性能バッテリが要求されるアプリケーションに適用できるとは言えない状況にある．

これに対し，高パワー密度，高エネルギ密度を両立するバッテリとして超小型化した内燃原動機が有望視されている．ロータリーエンジン [1]やスターリングエンジン [2]の研究もあるが，構造が単純で部品点数が少ない超小型ガスタービンが最も盛んに研究されている [3,4,5]．もし文献６に報告されているような指先にタービンロータを載せる事が可能な程小さなガスタービン（フィンガートップガスタービン，外径：36mm，長さ：67mm，乾燥重量：100g，出力：数十W級）を実現できれば，リチウムイオン電池やＤＭＦＣの難点を克服した，真の高性能バッテリが誕生することになる．

Table 1　可搬電源性能比較

	パワー密度 (W/kg)	エネルギ密度 (kwh/kg)
リチウムイオン電池	350	0.093
ＰＣ用ＤＭＦＣ	14	52
携帯用 GT 発電機	388	140

本報告ではフィンガートップガスタービン [6]に搭載可能な超小型発電機の実現を目指して，シリコン加工法による電界式発電機ならびに従来加工法による磁界式発電機の検討を行ったので報告する．

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10.（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2．超小型発電機

一般に発電機は電界式と磁界式に分類される．電界式の発電機は現在までのところ実用例が殆んど無い．これは，大気中においてmmオーダの電極隙間で得られる電界の最大エネルギ密度が40J/m^{3}程度であるのに対して，磁界の最大エネルギ密度が9×10^5J/m^{3}であるため，この寸法では電界式発電機に比べ磁界式発電機の方が出力的に有利だからである．しかし，電界式発電機は寸法の２乗に比例して働く電極間の静電力をエネルギ変換利用するので，この寸法を超えて小型化を図る場合には，寸法の３乗に比例する電磁力を利用して発電する原理の磁界式に比べ，逆に出力的に有利になるとされている[6]．そこで，図１に示すフィンガートップガスタービンに搭載予定の発電機サイズではどちらの方式が有効であるかを検討した．

図１に最終開発目標の70ccクラスのフィンガートップガスタービン計画図を示す[7]．外径Φ36，軸長67mmのガスタービンで，発電機に対する目標仕様は，サイズ：Φ8.8×6.4mm，回転数：50万rpm，出力：数十W以上である．

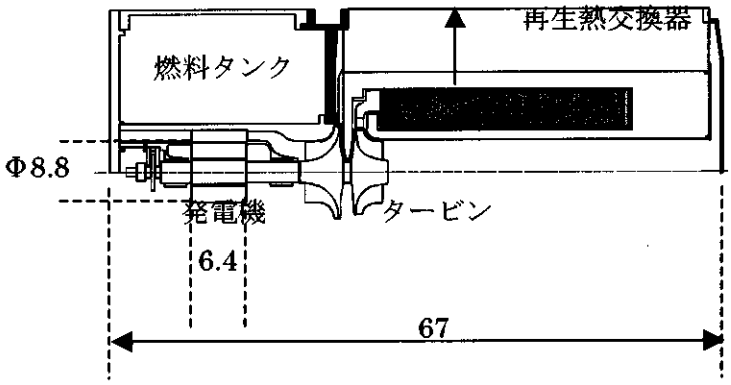


Fig.1　フィンガートップガスタービン計画図

発電機の方式の違いによって予め予想される技術課題や難易度も異なる事から以下のように加工方法と目的を設定した．

電界式：

実用例も少なく，寸法効果を期待できる電極サイズに微細加工する必要性から，シリコン加工法を選択する．また電界式発電機から数十Wの出力を取り出すためには100万rpmで高回転化させる必要がある[8,9]との報告もあるため，第一ステップとして回転体としての成立性評価を目的に，軸受とタービンから構成するエアータービン（以下μＡＴ）の試作と回転試験を行う．

磁界式：

加工方法は確立された従来方法を選択する．仕様回転数での実用例は無いため，高速回転軸受の開発が必要であるが，出力評価を目的として，既存の軸受を利用する．但し，目標サイズに小型化し，小型化した場合の損失評価と巻線仕様を変えた場合の出力評価を行う．

3．シリコン加工法による静電式発電機の検討

回転体としての成立性評価を目的に，直径４mm，翼高さ２００μmのロータ(図2)を静圧空気軸受によって保持する，外形16mm□のμＡＴをシリコン加工によって試作した(図3)．

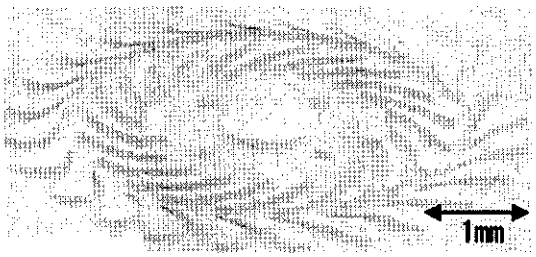


Fig.2　ロータ直径4mmの試作タービン

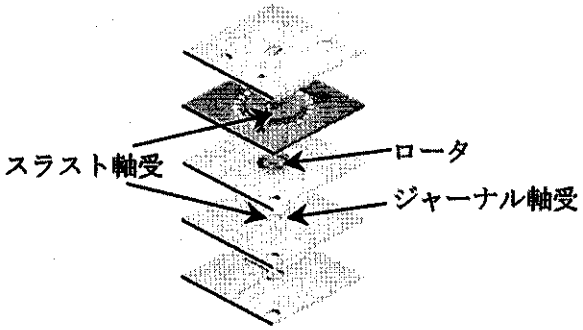


Fig.3　マイクロエアータービン

試作プロセスは，以下の通りである．先ず，５層表裏のシリコンウエハに熱酸化膜を形成し，レジストのパターニングを施した後，ボッシュ法に基づくDRIE(Deep Reactive Ion Etching)を必要回数繰り返して直接接合する．次に，ダイシングによってチップに分離する．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3．1回転試験

試作したμATチップを図4に示す装置へ据付け，スラスト軸受，ジャーナル軸受およびタービンへ圧縮窒素(結露防止のため)を供給して回転試験を行った．

回転試験では供給窒素の温度，圧力，およびロータ回転数を計測した．

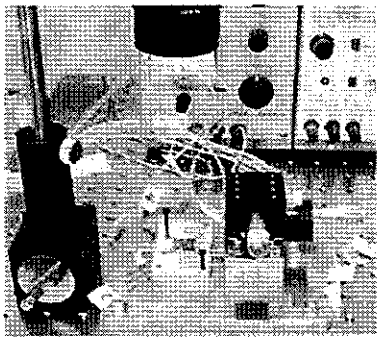


Fig.4　μAT回転試験装置

供給流量 3.8 リットル毎分の条件の試験結果を図5に示す．

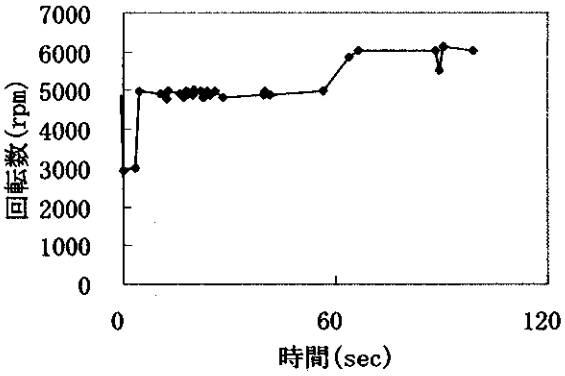


Fig.5　回転試験結果

今回の試験では 6000rpm まで安定に回転することが確認できた．しかし，回転数を上昇させた場合，ロータとステータが接触して停止してしまうことが高速度カメラや試験後の分解観察から分かった．安定な高速回転ができなかった原因として，以下の3点が推測される．第一には，回転数に対する静圧空気軸受への供給流量が不適切であり，軸受負荷容量が十分でなかったことが考えられる．第二には5層のシリコンウエハ接合部が局所的に剥離し，隙間から供給窒素がリークした可能性がある．また，第三にはロータとステータの間に生ずる粘性抵抗による，粘性損失が過大なため高速回転に至らなかった可能性である．

第一の可能性については第二の可能性の供給窒素リークに起因して軸受への供給流量が十分にならなかった可能性がある．これらを解決するためにはμATチップ試作精度の向上と再試作および評価が必要である．

予測した第三の可能性については，以下，回転円板流れとしてモデル化して粘性損失を評価する．

3．2粘性損失評価

図 6,7 に示すようにシリコン加工による静電モータを回転円板隙間流れのクエット流に簡略化して粘性抵抗の見積りを行った．

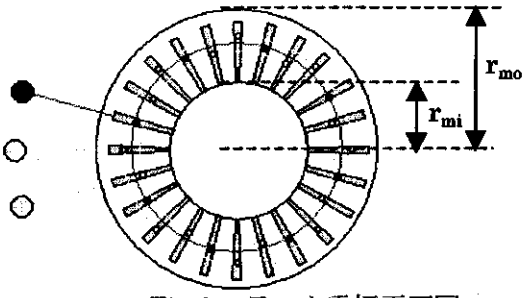


Fig.6 ステータ電極平面図

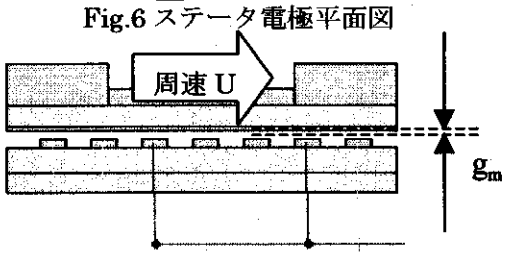


Fig.7 モータ断面図

剪断応力，トルク，粘性仕事は下式で表される．

$$\tau_\theta = \mu\frac{\partial V_\theta}{\partial Z} = \mu\frac{\Delta V_\theta}{\Delta Z} = \mu\frac{\Omega r}{g_m}$$

$$T = \int_{rmi}^{rmo}\tau_\theta 2\pi r^2 dr = \mu\frac{\pi\Omega}{2g_m}(r_{mo}^4 - r_{mi}^4)$$

$$W_{visc} = T\Omega = \mu\frac{\pi\Omega^2}{2g_m}(r_{mo}^4 - r_{mi}^4)$$

ただし，　τ_θ: 剪断応力(Pa)
　　μ : 粘性係数($Pa\cdot s$)
　　Ω : 回転数(rpm)
　　g_m: モータギャップ(m)
　　r_{mo}: 電極外半径(m)
　　r_{mi}: 電極内半径(m)

電極内外半径をそれぞれ，1mm，2mm とし，粘性係数(室温 27℃)を 2.2×10^{-5}(Pa sec)として粘性仕事を求めた．図8に回転数をパラメータにし

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

た粘性仕事とモータギャップの関係を示す．

図 8 より，例えばモータギャップ=3μm，回転数=1 万 rpm の条件では 0.02W の粘性仕事が発生することが分かる．尚，回転数の上昇あるいはモータギャップの減少に伴って粘性仕事はさらに増大し，数十Wの出力取出しが可能とされる回転数=100 万 rpm オーダーでは，モータギャップ=3μm とした場合に粘性仕事が約 170W にも達する事が分かる．

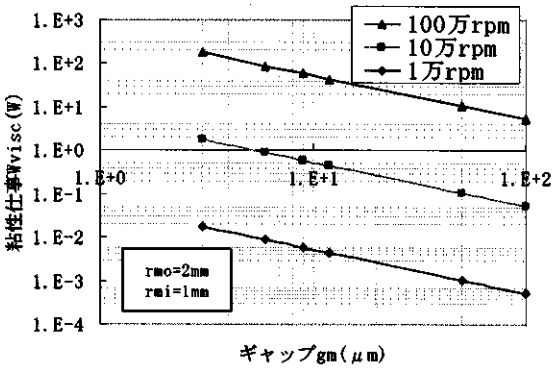


Fig.8　回転円板の粘性抵抗

以上に述べたように，シリコン加工による電界式超小型発電機を実現するためには加工のさらなる高精度化や超高速で安定に回転が可能な軸受の開発が必要であり，さらに大幅に粘性抵抗を軽減する必要があることが明らかとなった．但し，この方式による発電機は実現した場合，小型軽量化，大量生産性，コストなどへのインパクトが極めて高いため，今後，これらの課題の克服を目指して研究を進めて行く必要がある．

4．従来加工による磁界式発電機の試作検討

ここでは，近い将来に実現できる可能性が高い従来加工方法による磁界式超小型発電機について検討した．試作した磁界式発電機の仕様を表 2 に示す．2 つの異なる巻線仕様の磁界式発電機を評価し，それぞれの特性把握と出力向上に係わる課題抽出を行った．また，ヨーク材質の違いによる高周波鉄損評価を行った．

尚，試作した発電機は図 9,10 に示すように高周波鉄損を低減するため，コイルの中にステータコアの無いコアレスタイプにて構成した．

Table.2　試作発電機主要緒元

項目	仕様 A	仕様 B
サイズ(mm)	外径：Φ8　軸長：18.5	
発電機方式	コアレス，3 相交流発電機	
界磁方式	永久磁石(NdFeB)，2 極着磁	
巻線方式	3 相スター結線	
軸受方式	ボールベアリング	
巻線仕様	Φ 0.07 × 180 ターン×3 コイル	Φ 0.1 × 95 ターン×3 コイル
逆起電力定数 mV-sec／rad	3.75	1.98

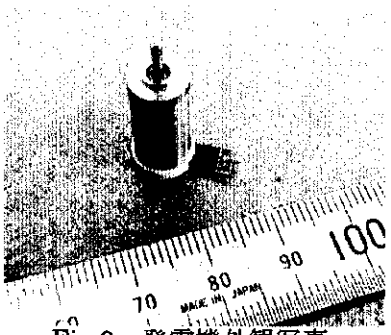


Fig.9　発電機外観写真

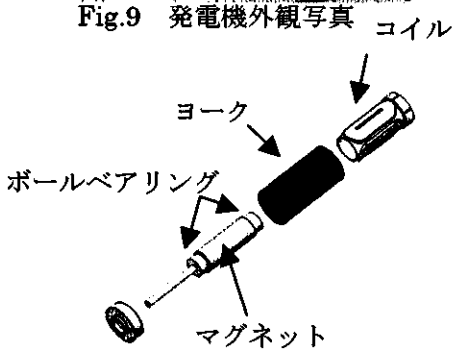


Fig.10　分解斜視図

4．1 発電試験

試作した発電機を図 11 に示すように研削加工機用エアタービン(最高回転数 14 万 rpm，最大出力 14W) にカップリングして回転試験を実施した．

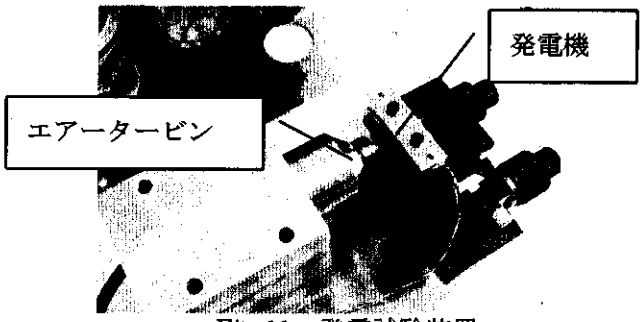


Fig.11　発電試験装置

巻線仕様 A の試験結果を図 12,13 に，巻線仕様 B の試験結果を図 14,15 に示す．

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

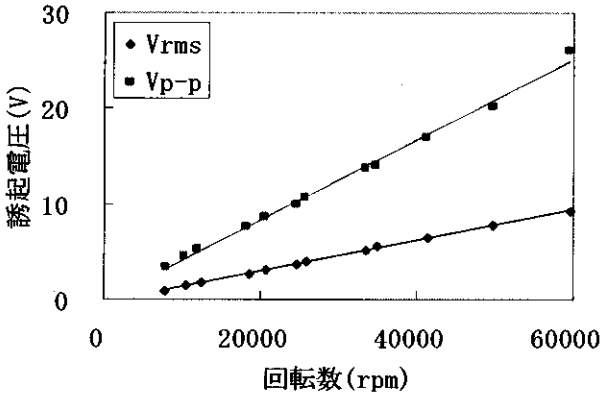


Fig.12　仕様A　無負荷発電特性

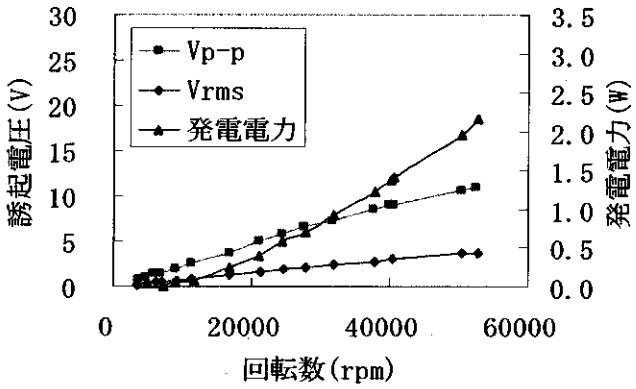


Fig.13　仕様A　20Ω負荷発電特性

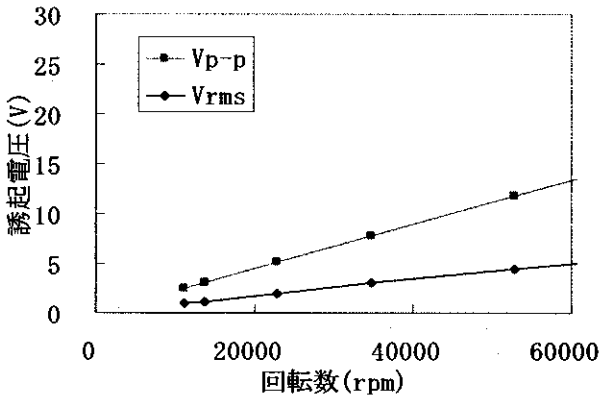


Fig.14　仕様B　無負荷発電特性

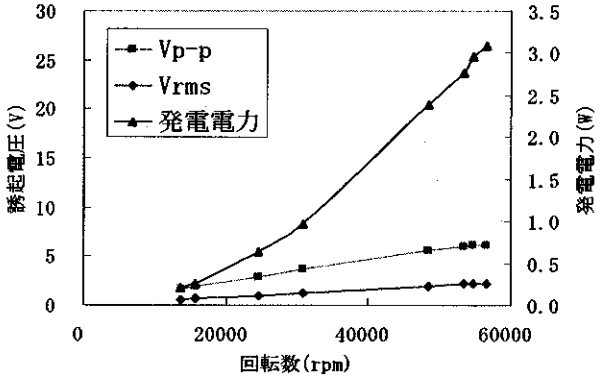


Fig.15　仕様B　4.9Ω負荷発電特性

図12,14は無負荷時の3相巻線中U相に発生する誘起電圧を，図13,15は1相の巻線抵抗と等しい抵抗を3本スター結線した負荷を接続し，発電電力を負荷全体（抵抗3本）で消費される電力として求めた．

回転数50000rpmの条件下，仕様Aで約2W，仕様Bで約2.5Wの発電機出力が得られることを確認した．

4．2損失評価（ヨーク鉄損）

磁界式発電機の場合，電界式発電機で問題となる粘性損失に加えて電機的に発生する損失が問題となる．尚，磁界式発電機では，電界式ほどモータギャップを狭くする必要がないため，粘性損失による機械的損失は小さい．一方，高速回転した場合にヨークに高い周波数の磁束が通ることによって発生する電気的損失は損失の支配因子になる可能性が高い．一般にヨーク中で発生する電気的損失の内の鉄損は，ヒステリシス損と渦電流損からなり，単位重量当たりの鉄損：Pcは下式で表されることが知られている[10]．

$$Pc = Ph + Pe = \sigma h f Bm^{1.6\sim2} + \sigma e t^2 f^2 Bm^2$$

Pc：鉄損[W/kg]　　Ph：ヒステリシス損[W/kg]

Pe：渦電流損[W/kg]　σh：定数

f：周波数[hz]　　Bm：磁束密度[Wb/m²]

σe：定数　　t：ヨーク厚[mm]

渦電流損は周波数の2乗に比例するため，高速回転時に鉄損の値が大きくなる．一方，材料によって磁束密度が異なるため，その選定によって損失の大きさを小さくすることも可能である．このため図16に示すようにマグネットをモータで回転させ，ヨーク中にマグネットを入れた場合と入

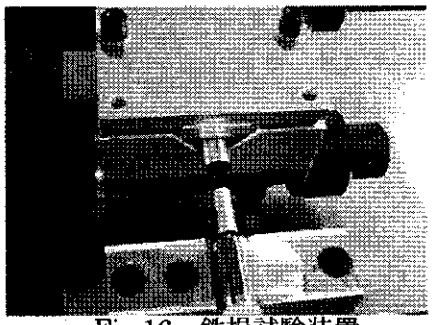


Fig.16　鉄損試験装置

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

れない場合のモータ負荷（電流値より換算）の変化からヨークでの鉄損を求めた．

ヨーク材料を SUS304 または 3%珪素鉄とした場合の試験結果を図 17 に示す．

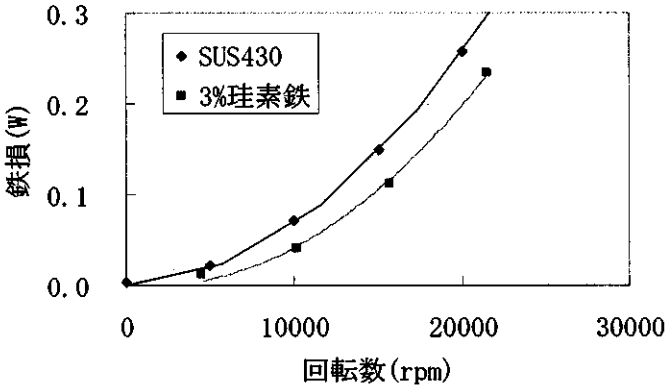


Fig.17　鉄損試験結果

材料を 3%珪素鉄とした場合の鉄損は，回転数によらず SUS430 の値よりも低くなることがわかる．

以上，材料の最適選定や発電機構造の変更によって損失低減が可能であることを明らかにした．

5．まとめ

フィンガートップガスタービンに搭載可能な超小型発電機器の実現を目指して，電界式発電機および磁界式発電機の検討を行った．

電界式発電機に関しては，まず回転体としての成立性評価を目的にシリコン加工法によってエアータービンを試作して回転試験を行い，6000rpm まで安定回転できる事を確認した．フィンガートップガスタービン実現のためには更なる高回転化が必要になるが，それには加工精度のよりいっそうの向上と粘性損失の大幅低減が課題であることを明らかにした．

磁界式発電機については出力評価を目的に，従来加工法によって外形Φ8×L18.5mm の発電機を試作して回転試験を行った．巻線仕様をΦ0.1×95 ターン×3 コイルとした発電機を 50000rpm で回転した時に，2.5W の発電出力を得た．また，ヨーク材料として 3%珪素鉄を選定することで鉄損を低減できる事を示した．これらの試験結果を用いて仕様回転数 50 万 rpm での発電出力を見積もると，41W の出力が得られる可能性があることから高回転・高出力仕様のフィンガートップガスタービン用超小型発電機器の実現可能性を見出した．

謝辞

本研究を進めるにあたり東京大学吉識名誉教授，東京大学長島教授に種々のご助言を頂いた．また，エアータービン試作に関し，研究開発センタ関村主任研究員から有益な助言を頂いた．ここに記して深謝する．

本研究は一部を平成１５年度ＮＥＤＯ国際共同研究提案公募事業（発電技術）『超小型ガスタービン実用化先導研究』の一環として東京大学からの請負いで行った．

参考文献

1）Fernandez-Pello, et al., "MEMS Rotary Engine Power System," Proc. Int. Workshop on Power MEMS 2002

2）Fukui, T., et al., "Study on High Specific Power Micro-Stirling Engine," JSME Int. J., Ser. B., 42, (1999)

3）A.H.Epstein, et al., "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines", AIAA 97-1773

4）Eito Matsuo, Haruo Yoshiki, Toshio Nagashima, and Chisachi Kato, "Development of Ultra Micro Gas Turbines" Power MEMS 2002

5）Kousuke Isomura, et al, "Component Development of Micromachined Gas Turbine Generators," Proc. Int. Workshop on Power MEMS 2002

6）静電気学会，"静電気ハンドブック",1989

7）東京大学，"超小型ガスタービン実用化先導研究成果報告書", 新エネルギー・産業技術総合開発機構, (2003)

8) Fréchette, L.G., "Development of a Microfabricated Silicon Motor-Driven Compression System.", Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, August 2000.

9）源田敬史，田中秀治，江刺正喜，"エレクトレットを用いた高出力静電モータ・発電機の設計",IEEJ Trans.aSM,vol.123,No.9,2003

10）電気学会，"電気工学ハンドブック",1987

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

コジェネレーションシステムとしての小型リヒートガスタービンの改良

*壹岐　典彦（産総研），高橋　三餘（産総研），古谷　博秀（産総研）

Improvement of a Small Reheat Gas Turbine as a Cogeneration System

*Norihiko IKI(AIST), Sanyo TAKAHASHI(AIST) and Hirohide FURUTANI(AIST)

ABSTRACT

We proposed the concept of a small reheat gas turbine system. This reheat gas turbine consists positive-pressure part (Brayton cycle), negative-pressure part (inverted Brayton cycle) and heat exchangers. The system components are interchangeable with the micro gas turbine. This system can supply hot water and steam. The efficiency of electric power output is over 32% and the efficiency of heat output is only 15-20%. Overall efficiency is 51% and PURPA efficiency is 41% at the maximum. Therefore, we improved the heat recovery system of a small reheat gas turbine system. As a result, the electric power output is lower than that of the original cycle. The overall efficiency becomes over 60%, PURPA efficiency is over 49% and consumption of cooling water reduces extremely.

Key words: Inverted Brayton cycle, Reheat gas turbine, Micro gas turbine, Cogeneration, Recuperation

1．はじめに

地球環境の観点から二酸化炭素の排出抑制が求められており，内燃機関における対策としては，燃料の変換もしくは熱効率の向上が挙げられる．ガスタービンの効率は，基本的には圧力比の増大により高めることができる．ただし，実際には，圧縮機，タービンには損失があり，燃焼器にも圧力損失があるため，高圧力比になるほど損失が増大することになるので，効率が最大となる圧力比が存在する．小型のガスタービンでは圧縮機，タービンの効率が低いため，圧力比を増大できず，高温の排熱が発生することになり，熱回収が重要になる．

熱回収においては，熱交換器が一般的であるが，逆ブレイトンサイクルを用いることで，排熱をそのまま熱源とした熱機関が可能となる．逆ブレイトンサイクルは，いろいろな熱源（例えば大気圧の排気ガスの熱）を使うことができる．例えば，辻川ら[1)-4)]は，逆ブレイトンサイクルとブレイトンサイクルを組合せたミラーガスタービンの概念を提案している．Vermes ら[5)]も APGC（Ambient Pressure Diffusion Flame Fired Gas Turbine Cycle）を提案している．逆ブレイトンサイクルは，普通のガスタービンとは逆の順番に動く．作動媒体は最初にタービンで膨張し，次に，熱交換器で冷却された後に，圧縮機で圧縮されて，排気ガスを放出する．

我々は，逆ブレイトンサイクルと熱交換器を用いて小型リヒートガスタービン[6)7)]を提案した．

このリヒートガスタービンは，まず正圧部分（ブレイトンサイクル），負圧部分（逆ブレイトンサイク），熱交換器，燃焼器などから構成される．システムの各構成要素は，マイクロガスタービンと同等の性能のものを想定している．

リヒートガスタービンの軸出力の熱効率は，マイクロガスタービンの軸出力の熱効率よりも大きくなる．このリヒートガスタービンの計算上の熱効率は，マイクロガスタービンよりも約7%高くできることが分かった．更にこのシステムは，温水と水蒸気を供給することが可能であり，メリットと考えられるが，コジェネレーションシステムとしてみた場合の総合効率は，熱回収が不十分であったため，高いものとは言えなかった．

そこで，コジェネレーションシステムとして見地から，熱回収を積極的に行い，小型リヒートガスタービンの性能を改善したので，報告する．

記号

TIT：タービン入口温度
PR：タービンの圧力比
LHV：低位発熱量
T: 温度
P: 圧力
η：熱交換器の温度効率，
$\eta_1=(Ti_1-To_1)/(Ti_1-Ti_2)$,
$\eta_2=(To_2-Ti_2)/(Ti_1-Ti_2)$

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

η=max(η_1, η_2)
または要素の効率

Q: 熱出力

EFF: 熱効率

添え字

HPT: 小型リヒートガスタービンの正圧タービン
またはマイクロガスタービンのタービン

VT: 小型リヒートガスタービンの負圧タービン

EP: 電力出力

Q: 熱出力

HW: 温水

HW1: 温水 1

HW2: 温水 2

0: 標準状態，T_0=288K，P_0=1atm

i1（***i2***）: 熱交換器の入口の作動媒体 1 または 2

o1（***o2***）: 熱交換器の出口の作動媒体 1 または 2

mech: 機械効率のための添え字

gen: 発電機効率のための添え字

inv: インバーター効率のための添え字

2．提案サイクルと解析方法

図 1 に最初に提案した小型リヒートガスタービンを示す．小型リヒートガスタービンにおいて排気ガスの熱回収は，空気の予熱の熱再生だけでは不十分である．小型圧縮機の吐出空気は低い効率のために，温度が高く，再生器によって圧縮機吐出空気を加熱することで，タービン排出ガスの熱を十分に回収することは難しい．したがって，我々は作動媒体に水蒸気を加えることで熱再生の改善を試みた．当初提案サイクルは，いくつかの熱回収技術（例えば熱交換器や水噴射と水蒸気噴射と効果）を使用している．中間冷却は，軸出力の熱効率を改善するために効果的であるが，小型リヒートガスタービンと他のガスタービンシステムの比較を単純化するために排気圧縮機の中間冷却を行っていない．

更に，当初提案サイクルは軸出力の高効率化に着目し，熱出力を増大する工夫をしていない．そこで，熱回収を積極的に行うことで，コジェネレーションシステム用に小型リヒートガスタービンサ

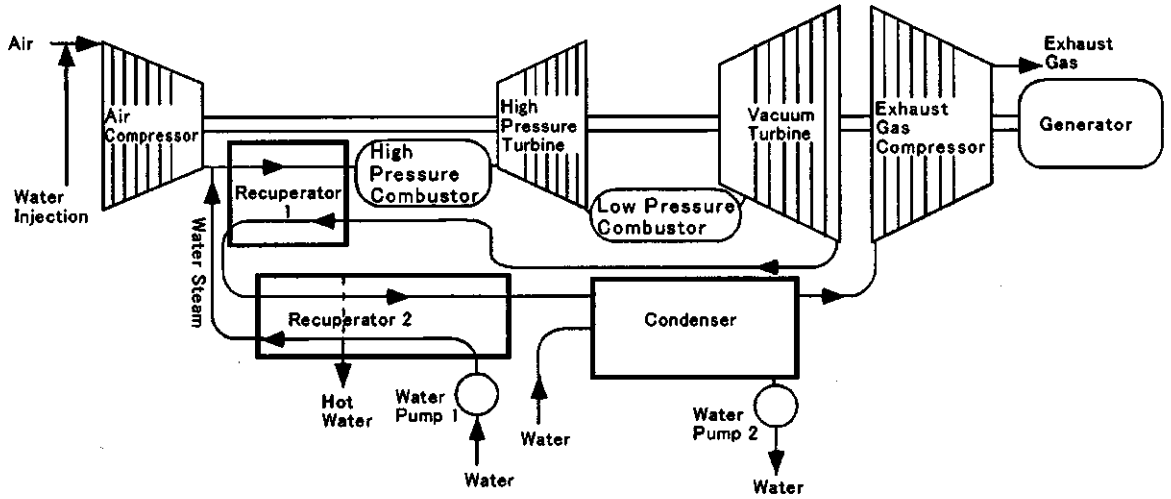


Fig.1 Original Small Reheat Gas Turbine

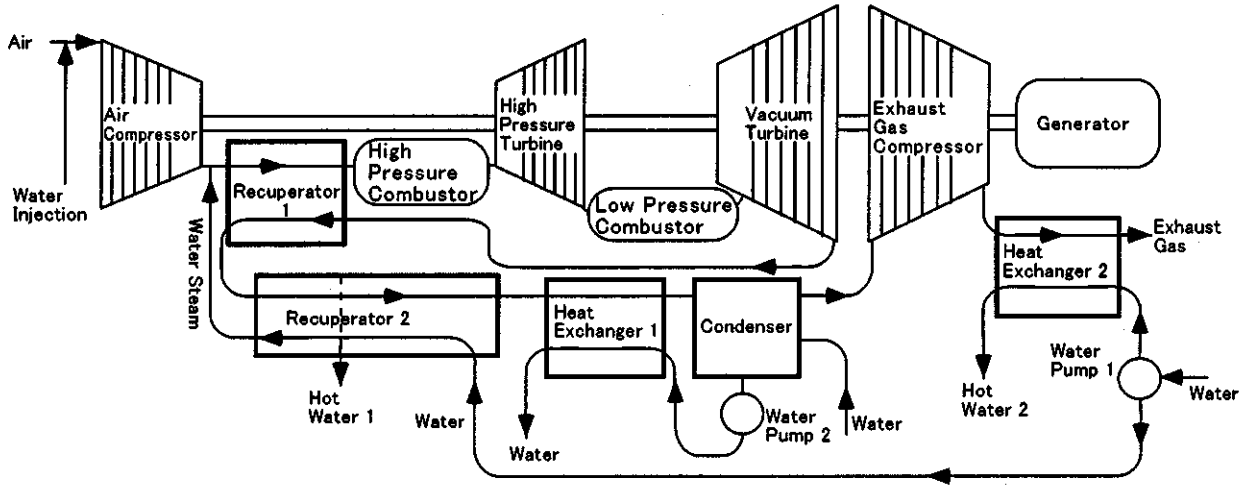


Fig.2 Improved Small Reheat Gas Turbine

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

イクルを図2のように改良した．当初提案サイクルでは排気ガス圧縮機からの排気ガスの熱を回収しなかったので，熱交換器2を加えた．その結果，熱交換器 2 の圧力損失をカバーするため，排気ガス圧縮機の出口圧力を十分高める必要がある．更に熱交換器 2 が水を必要とするので，凝縮器と熱交換器に供給する水の量が多くなりすぎる可能性がある．そこで供給水の増加なしで高い熱効率を成し遂げるために，熱交換器 1 を凝縮器の上流に加え，熱交換器1の冷却水は，凝縮器の排水から得るようにした．熱交換器の圧力損失は排気ガス圧縮機の負荷を増大するが，負荷増大により増加した排熱は熱交換器 2 で部分的に回収され，温水2の熱出力の増大となる．熱交換器 2 の冷却水は水ポンプ 1 で供給される．また熱交換器の冷却水の圧力条件は再生器 2 の冷却水と同じとした．以上のようにコジェネレーション用サイクルでは熱出力が増大するものの，圧力損失が増大するため，軸出力は減少することになる．

これらのガスタービンシステムのパフォーマンスを分析するために，我々はプロセス・シミュレーター・ソフトウェア・パッケージ HYSYS [8]を使って，Peng-Robinson 方法により熱物性値を計算した．

表1に基準のシステム作動条件を示す．本解析では，燃料をメタンとした．小型リヒートガスタービンの出力は，100kW 未満を想定した．小型リヒートガスタービンは，マイクロガスタービンと交換可能な要素から構成されると仮定した．特に，正圧側のシステム構成要素は，30kW 級のマイクロガスタービンと同じものであると仮定して，基準の計算条件を設定した．その結果，空気圧縮機の空気流量を 0.33kg/s とした．さらに，システムの負圧側の圧縮機とタービンは正圧側よりも大きいので，正圧側よりも大出力のマイクロガスタービンと互換性を持つシステム構成要素を仮定することになるが，要素効率は正圧側と同じ値とした．なお，再生器は，システム固有の大きさがあるため，設計し直す必要がある．

当初提案サイクルは凝縮器の冷却水の流量を 2.5kg/s としており，その結果，機械効率 η_{mech} が 95%のとき，小型リヒートガスタービンの軸出力は 83.3kW となり，その効率は 35.0%となった．同一条件で，マイクロガスタービンの軸出力は 36.0kW で，その熱効率は 28.8%となる．発電機効率 η_{gen} とインバーター効率 η_{Inv} は，前報 [7]では議論しなかったが，コジェネレーションシステムの総合効率を考える上では，軸出力よりも発電出力を取り扱う方が適切である．そこで，η_{gen} を 95%，η_{Inv} を 95%と仮定して計算した．したがって，このサイクルの発電効率および総合効率の最大値は，85.7%（すなわち，$\eta_{mech}\times\eta_{gen}\times\eta_{Inv}$= 95%×95%×95%）以下になる．温水の熱出力 ***QHW*** は，周囲温度で大気圧の水と得られた温水との熱エネルギー差により計算した．PURPA 効率 [9]は，$EFF_{EP}+EFF_{QHW}/2$ によって定義される．コジェネレーション用サイクルの場合は，温水1と温水2の熱出力があるので，PURPA 効率は，$EFF_{EP}+(EFF_{QHW1}+EFF_{QHW2})/2$ によって定義される．

Table 1. Standard operating conditions

Fuel	Methane
Background temperature	288K
Background pressure	0.1013MPa
Background humidity	60%
Adiabatic turbine efficiency	82%
Adiabatic compressor efficiency	75%
Combustor pressure loss	3%
Heat exchanger pressure loss	3%
Temperature effectiveness of a heat exchanger	85%
Turbine inlet temperature	1173K
Mechanical efficiency	95%
Efficiency of generator	95%
Efficiency of inverter	95%
Air compressor outlet pressure	0.35MPa
Turbine outlet pressure	0.106MPa
Outlet pressure of the water pump 1	0.4MPa
Mass flow rate of air at an air compressor inlet	0.33kg/s
Mass flow rate of water supplied to a condenser	2.5kg/s
Mass flew rate of water injection	0.0kg/s
Hot water pressure	0.388MPa

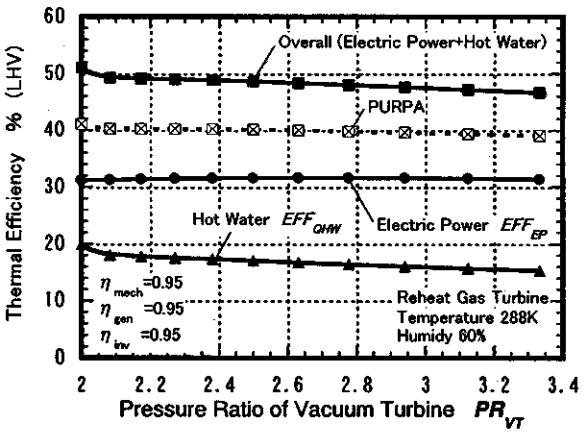


Fig.3 Influence of Pressure Ratio of Vacuum Turbine

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3．計算結果

3．1　当初提案サイクル

図3は，負圧タービンの圧力比 PR_{VT} に対する熱効率を示す．発電効率 EFF_{EP} は，PR_{VT} に対してほとんど変化しない．EFF_{EP} は PR_{VT}= 2.6 で 31.6%の最大値に達し，それは 0.038MPa の負圧タービン出口圧力に相当する．この圧力を基準条件の圧力として定義した．

温水の熱出力の効率 EFF_{QHW} は，PR_{VT} の増加に対して減少し，EFF_{QHW} は，本計算範囲では 15-20%しかない．PR_{VT} <2 の場合，負圧タービンがあまり動力を発生せずに排気温度が高まるため，EFF_{QHW} は PR_{VT} の減少で増加する．負圧タービンの出力が少ない場合，負圧側は排熱回収ボイラー[9]と類似した働きを持つことになるが，その場合には，その単純さのため，排熱回収ボイラーの方が魅力的である．このように，電気出力と温水の総合効率は，2 から 3.3 まで PR_{VT} の増加でおよそ 51%から 47%まで減少する．PURPA 効率については，変化が小さく，41%から 39%まで減少する．

図4に再生器の温度効率の影響を示す．発電効率および EFF_{QHW} は，温度効率とともに増大する．ただし，小型リヒートガスタービンとマイクロガスタービンの発電効率の差は温度効率の増大で減少する．このことは，小型リヒートガスタービンの熱再生がマイクロガスタービンよりうまく機能していることを示している．電力と QHW の総合効率は再生器の温度効率とともに増大する．温度効率が 90%であるとき，総合効率はおよそ 50%に達すし，PURPA 効率も 41%を超える．

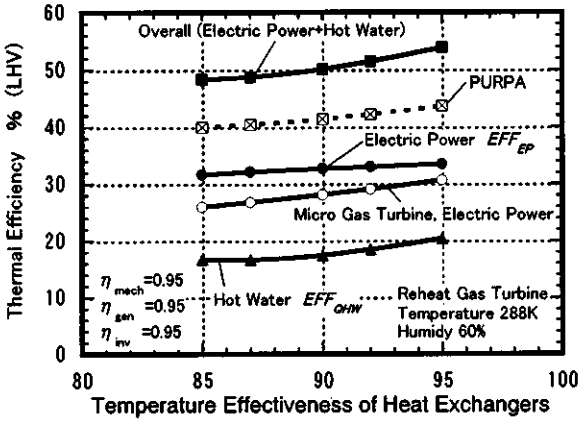


Fig.4　Influence of Temperature Effectiveness of Heat Exchangers

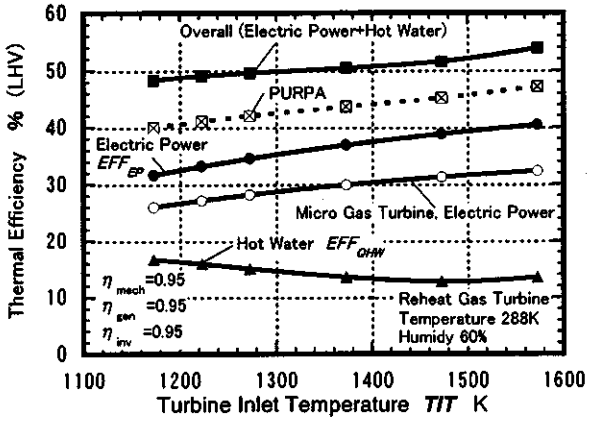


Fig.5　Influence of Turbine Inlet Temperature

図5は，タービン入口温度 TIT の影響を示す．本解析において，高圧タービンと負圧タービンは，同じ TIT で動作すると仮定した．EFF_{EP} は TIT 上昇とともに増大する．しかし，小型タービンのインペラーの冷却は難しいので，小型ガスタービンの TIT は約 1200K であり，EFF_{EP} は 32%程度である．しかし，セラミックインペラーとセラミック要素の採用により，将来は小型タービンでも TIT を約 1600K に上昇できる．TIT が 1573K 以上のとき，EFF_{EP} は 40%以上となる．EFF_{QHW} は，TIT 上昇により減少する．総合効率は，TIT 上昇とともに増大して，TIT=1300K でおよそ 50%に達し，PURPA 効率は 47%を超える．しかし，たとえ TIT が 1573K に達しても，総合効率は 60%以下である．この結果は，当初提案サイクルがコジェネレーションシステムとして十分な性能を示していないことを意味する．

3．2　コジェネレーション用サイクル

図 6 は改良型小型リヒートガスタービンの性能を示す．負圧タービンの圧力比 PR_{VT} に対して，発電効率 EFF_{EP}，温水の熱出力の効率 EFF_{QHW1}，EFF_{QHW2}，総合効率，PURPA 効率は，凝縮器の冷却水の流量が基準条件の 2.5kg/s のときも，1/100 の 0.025kg/s のときも類似の変化を示す．(a)のように EFF_{EP} は PR_{VT} =2.5 付近でピークを持ち，PR_{VT} が更に上昇すると，EFF_{EP} は徐々に低下する．冷却水の流量が多いほど EFF_{EP} は高くなるが，基準条件の場合でも 30%を超える程度となり，当初提案サイクルに比べて低くなる．EFF_{QHW1} は冷却水の流量には影響されず，(b)のように PR_{VT} の上昇で単調に低下する．EFF_{QHW2} は(c)のように PR_{VT} とともに単調に上昇する．温水 2 の熱出力は，温水 1 より大きく，PR_{VT} に対する変化も大きい．このため，全熱出力は(d)のように PR_{VT} とともに単調に上昇する．熱出力の効率の PR_{VT} に対する変化は発電効率の変化より大きいため，総合効率は(e)のように PR_{VT} とともに単調に上昇する．一方，PURPA 効率では，熱出力が電力の半分に評価されるため，PR_{VT} =4 付近でピークを持つようになり，凝縮器の冷却水流量が 2.5kg/s, 0.5kg/s のときには 49%に近づき，冷却水流量が 0.025kg/s でも 48%を超える．したが

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

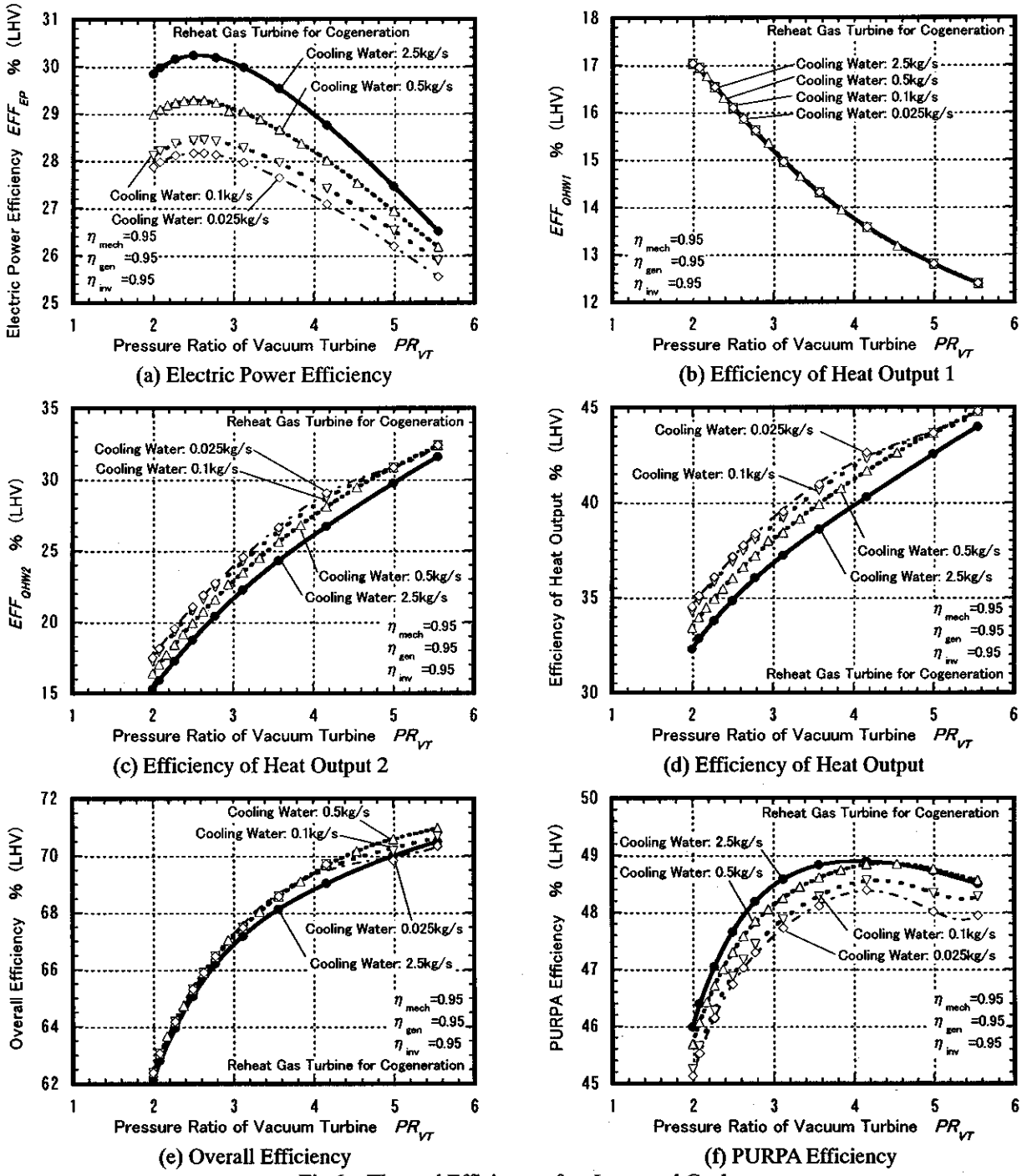


Fig.6 Thermal Efficiency of an Improved Cycle

って，コジェネレーション用サイクルにおいては，熱の価値をどのように評価するかによって，最適な PR_{VT} が異なってくる．発電効率を重視すれば，PR_{VT}=2.5 程度，PURPA 効率を重視すれば，PR_{VT} =4 程度，総合効率を重視するなら，PR_{VT} は 5.5 以上の本計算範囲外に最適値がある．

図 7 は *TIT* の影響を示す．EFF_{EP} は，*TIT* とともに上昇する．しかし，圧力損失の増加のため，EFF_{EP} は当初提案サイクルの EFF_{EP} より小さく，凝縮器の冷却水の流量が 0.5kg/s の場合には，たとえ *TIT*=1573K でも，EFF_{EP} は 40%に達しない．一方，総合効率は 60%以上であるが，しかし，温水 1 と温水 2 の熱出力は *TIT* 上昇に対して，低下するため，総合効率は *TIT* の上昇により低下する．他方，PURPA 効率は，*TIT* とともに上昇する．*TIT*=1573K で，PURPA 効率は 50%以上となる．

4．まとめ

小型リヒートガスタービンについて当初提案サイクルとコジェネレーション用サイクルの性能をサイクル計算により調べた．その結果，以下のことがわかった．

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

当初提案サイクルの発電効率は 32%以上であるが，本計算範囲で熱出力の効率は 15-20%で，総合効率は 51%，PURPA 効率は 41%が最大である．

セラミックタービン化によりタービン入口温度を 1573K に上昇できても，熱出力の効率は逆に低下し，総合効率は 60%に達しない．

小型リヒートガスタービンのコジェネレーション用サイクルにおいて，発電効率は低下するものの，総合効率は 60%超え，PURPA 効率も 49%に達する．そして，凝縮器の冷却水を大幅に削減できる．

最適な PR_{VT} は熱出力の評価により異なり，発電効率を重視した場合 2.5 程度，PURPA 効率を重視した場合 4 程度となる．

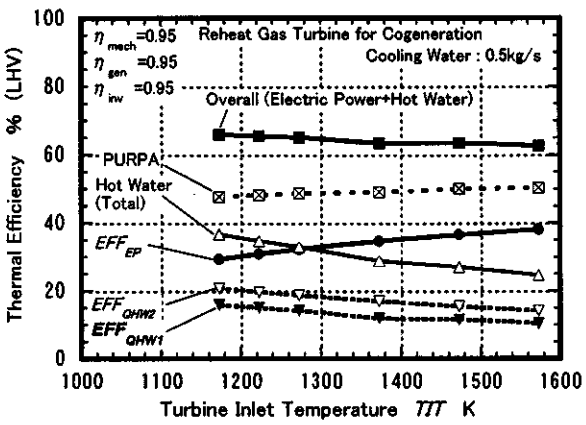


Fig.7 Influence of Turbine Inlet Temperature of an Improved Cycle

参 考 文 献

1) Tujikawa, Y., Otani, K., Kaneko, K. Watanabe, T. and Fujii, S.: Conceptual Study on MGT (Mirror Gas Turbine) Cycle, Proceedings of International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, (1999) pp. 405-410.
2) Tujikawa, Y., Otani, K., Kaneko, K. Watanabe, T. and Fujii, S.: Conceptual Recovery of Exhaust Heat from a Conventional Gas Turbine by an Inter-Cooled Inverted Brayton Cycle, ASME Paper 99-GT-378, (1999)
3) Tsujikawa, Y., Kaneko, K. and Fujii, S.: Utilization of Cryogenic Exergy of LNG by MGT (Mirror Gas Turbine), ASME Paper 2000-GT-0317, (2000)
4) Fujii, S., Kaneko, K., Otani, K. and Tsujikawa, Y.: Mirror Gas Turbines: A Newly Proposed Method of Exhaust Heat Recovery, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.123, (2001) pp. 481-486
5) Vermes, G., Barta, L.E. and Beer, J.M., 2003, "Low NOx Emission from an Ambient Pressure Diffusion Flame Fired Gas Turbine Cycle (APGC)", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125, pp. 46-50
6) Iki, N., Furutani, H. and Takahashi, S.: Conceptual Investigation of a Small Reheat Gas Turbine System, ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38473, (2003) pp.1-6
7) 壹岐典彦，古谷博秀，高橋三餘：小型リヒートガスタービンについての検討，第 31 回ガスタービン定期講演会講演論文集，(2003) pp. 25-30.
8) http://www.hyprotech.com/hysys/
9) 例えば For example, Boyce, M. P.: Handbook for cogeneration and combined cycle power plants, ASME Press., (2002)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－14

メンテナンス費用を考慮した マイクロガスタービンの経済性評価

土屋　利明（東京電力），外内裕子（東京電力），*岡本正範（東京電力）

Evaluations on the Economic Competitiveness of Micro Gas Turbine Cogeneration Systems based on Efficiency and Maintenance Cost

Toshiaki Tsuchiya(TEPCO), Hiroko Sotouchi(TEPCO), *Masanori Okamoto(TEPCO)

ABSTRACT

Industrial interest in distributed generation technologies such as micro gas turbines and reciprocating engines is rising because these systems offer a possibility to cut power cost and boost reliability while lowering overall emissions. Micro gas turbines offer a number of potential advantages compared to other technologies for small scale power generation; for example, a small number of moving parts, compact size and light weight, multi-fuel capabilities, and opportunities for greater energy efficiency, lower emissions, and lower electricity costs. The market potential for existing micro gas turbine products is significant and the potential market could increase substantially if the efficiencies and maintenance costs of the existing designs are improved. Numerical calculations have been carried out on micro gas turbine cogeneration systems installed in a hotel and a supermarket based on the actual demand patterns for electricity and heat requirements. The results are compared with those of reciprocating engine cogeneration systems by utilizing maintenance cost as a parameter. The calculation results show the importance of lower maintenance cost on the economic competitiveness of micro gas turbine cogeneration systems.

Key words: Micro gas turbine, Heat recovery, Cogeneration system, Maintenance cost, Running cost

1.　はじめに

分散電源の導入においては経済性が重要な検討項目となっており、現在業務用設備には、高効率ガスエンジン（GE）や低価格のA重油を燃料としたディーゼルエンジン（DE）が多数導入されている。マイクロガスタービン（MGT）は、着実に普及が進んでいるものの、経済性が期待されたほど発揮できず、当初の予想よりはかなり緩やかなものになっている。マイクロガスタービンのメンテ費用が少なければ、発電効率がGEやDEに比べて低くても経済性（ランニングコスト）で優位性を生じる可能性がある。また、ガスタービンのメンテ費用は一般にDE、GEに比べ低価格と言われているが、MGTについては報告例が少ない。MGTコージェネシステムの経済性については、いくつか報告されている[1][2]が、メンテ費の影響については報告がなされてない。本報ではホテルやスーパーの設備にMGT、DE、GEを導入した場合の経済性について実際の電力需要データや熱需要データに基づき、メーカメンテナンススケジュールから求めたMGTのメンテ費用を用いて試算を行った結果について報告する。

表1　メンテナンススケジュールの例（30kW級MGT）

項目	内容	ｲﾝﾀｰﾊﾞﾙ
①MGT本体		
・空気フィルター（エンジン用）	取替	8,000　hr
・空気フィルター（ｴﾚｸﾄﾛﾆｸｽ用）	清掃	8,000　hr
・燃料フィルター（内部他）	検査	8,000　hr
・燃料フィルター（外部他）	取替	8,000　hr
・タービン排気熱電対	取替	16,000　hr
・点火プラグ	取替	16,000　hr
・燃料インジェクター	取替	16,000　hr
②補機		
・ガスコンプレッサー	点検or取替	2000～8000 hr
・燃料ポンプ	点検or取替	適宜

2.　マイクロガスタービンのメンテ費について

2.1　メーカ推奨メンテナンススケジュール

30kW級マイクロガスタービンのメーカ推奨メンテナンススケジュールの1例を表1に示す。寿命としては4万hr、10年を想定し、この間の8000hrまではメンテフリーで8000hr経過時点でエンジン用空気フィルター、エレクトロニクス冷却用フィルター、燃料フィルター等の検査、清掃、取替が予定されている。次に16000hrでタービン出口温度計測用熱電対、点火プラグおよび燃料ノズルの取替が予定されている。さらに低圧ガス燃料使用機には、ガスコンプレッサーの点検・取替が使用温度により2000～8000hrで発生する。液体燃料使用機には、燃料ポンプのメンテナンスが数千時間毎（特に指定はない）に発生する。これらのメンテスケジュール及び交換部品の価格は予め定められており、マニュアルの中に記されている。この価格表によれば、ガスコンプレッサー（低圧ガス燃料用）と燃料ポンプ（液体燃料用）が高価であり、これらの部品の寿命がメンテ費に大きく影響を与えることが予想される。

2.2　補機寿命とメンテ費について

表1のスケジュールに準じてメンテナンスを実行した場合のメンテンス費を計算してみた。補機（ガスコンプレッサー、燃料ポンプ）の寿命をパラメータとして、予想されるメンテ費（部品代のみ考慮した場合）を計算した結果を図1に示す。この図より以下のことが分かる。

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，（高知）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

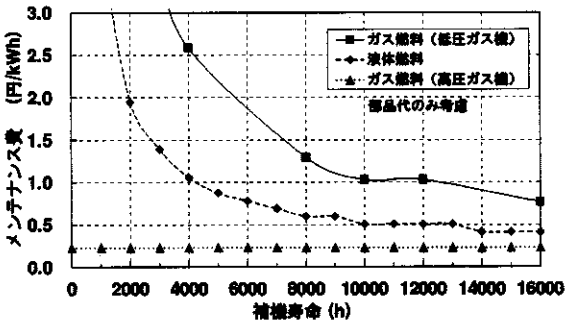


図1　MGTメンテナンス費と補機寿命の関係（30kW級）

・メーカーマニュアルの点検基準通りに実施した場合のメンテ費は補機寿命によって異なる。
・液体燃料用MGTでは燃料ポンプ寿命が5000hrの時、メンテ費は0.95円／kWhとなり、1円／kWhを下回ってくる。
・低圧ガス燃料の場合はガスコンプレッサーの寿命が10,000hrを越えてくるとメンテ費が1円／kWhを下回ってくる。
・メンテ費のうち、補機（ガスコンプレッサー、又は燃料ポンプ）が全体の70～80%を占めており、補機不要の高圧ガス燃料の場合、メンテ費は0.25円／kWhである。

30kW級MGTのメンテ費としては補機（ガスコンプレッサー、燃料ポンプ）の寿命が十分に確保されたと仮定すると部品代だけを考慮すると、

高圧ガス燃料の場合　0.25円／kWh程度
液体燃料の場合　0.5円／kWh程度
低圧ガス燃料の場合　1.0円／kWh程度

と推定される。

実際にはこれらの部品代の他に点検や部品交換に要する人件費、出張費、技術料、通信費等が入り、全体のメンテ費は部品代のみから推定した値の約2倍程度になると思われる。

2.3　出力サイズとメンテ費について

現在、実用化されているMGTは30～100kWで、その発電効率は25～30%程度に留まっており、経済性を高める為に効率向上が望まれている。現在考えられる効率向上の方法としては以下の2つの方法がある。

・　タービン入口温度を上昇させる。
・　出力サイズを数十kW級から1オーダー上げ、数百kW級とする。

金属製の無冷却ラジアルタービン翼を使う限りは現在のタービン入口温度（850～930℃程度）はすでに限界であり、寿命や信頼性を損なわずに、これ以上の高温化は難しいと思われる。セラミックスや複合材をタービン翼に適用し、高温化をねらう試みは米国で積極的に進められているが、実用化の目途は立っていない。ここ数年以内に発電効率33～35%を達成する為には上述の第2の方法すなわち出力サイズの大きい領域をねらうことの方が現実的と思われる。

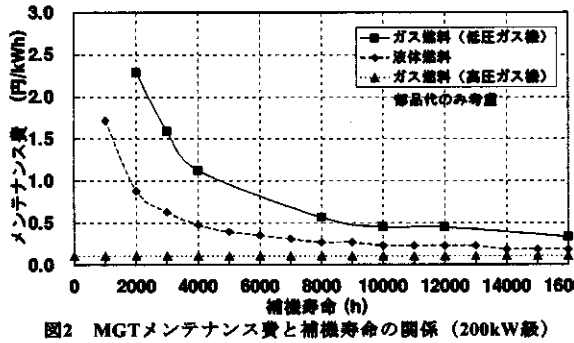


図2　MGTメンテナンス費と補機寿命の関係（200kW級）

筆者達は別途検討を行い、現状技術の延長でブレークスルーが無くても大型化によるMGT構成要素の性能改善により、200kW規模であれば、発電効率33～35%程度は達成可能との知見を得た。従って、今回の検討では対象とするMGTの規模として200kWを選定した。

出力30kW機のメンテ費を基に、出力200kWでのメンテ費の推定を実施した。出力サイズの効果は一般的に使用されている0.6乗則を用いて換算した。30kW機の部品代を$(200kW/30kW)^{0.6}$=3.12倍して、200kW機の部品代として推定したメンテ費を図2に示す。この図より補機（ガスコンプレッサーや燃料ポンプ）の寿命が十分確保された場合の200kW級MGTのメンテ費（部品代のみの場合）は以下の様に予想される。

高圧ガス燃料の場合　0.13円／kWh程度
液体燃料の場合　0.25円／kWh程度
低圧ガス燃料の場合　0.50円／kWh程度

これに人件費、出張費、技術費、通信費等が加算されたとしても最終的なメンテ費は30kW機に比べて大幅に低くなる可能性がある。部品の寿命が十分確保され、機器全体の信頼性が保たれれば、200kW級ではメンテ費1円／kWhはそんなに高いハードルではないと思われる。

2.4　レシプロエンジン(DE、GE)との比較

ディーゼルエンジン（DE）、ガスエンジン（GE）及びガスタービン（GT）を用いたコージェネシステムのメンテ費の目安として、日本コージェネレーションセンターのホームページより抜粋した値を表2に示す。この表より、以下の3点を読み取ることが出来る。

・　ディーゼルエンジン（DE）とガスエンジン（GE）のメンテ費はそんなに差は無くほぼ同等
・　ガスタービン（GT）のメンテ費はDEやGEと比べて約5～7割程度
・　メンテ費は、出力サイズにより変わり、小型機ほど割高である

ここ数年、メンテ費のコストダウンの傾向が続いており、200kW級ディーゼルエンジンのメンテ費は実勢では2円／kWh程度と言われている（実際にはこれ以下という説もあ

表2　GE，DE，GTのメンテナンス費

1MW級	GE	2．5～2．7円／kWh（平均2．6円/kWh）
	DE	2～3円／kWh（平均2．5円／kWh）
	GT	1．8円／kWh
500kW級	GE	3．0～3．2円／kWh（平均3．1円／kWh）
	DE	2．8～3．4円／kWh（平均3．1円／kWh）
	GT	1．9円／kWh
200kW級	GE	3．8～4．2円／kWh（平均4円／kWh）
	DE	4～4．5円／kWh（平均4．2円／kWh）
	GT	2円／kWh

（日本コージェネレーションセンターHPより抜粋）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

る)。今回の経済性の検討では、レシプロエンジン(DE、GE)のメンテ費は、2円／kWhと固定し、マイクロガスタービンのメンテ費を1.0円／kWh、1.5円／kWh、2.0円／kWhの3ケースに変化させて計算することとした。

3. 発電装置としてのMGT(モノジェネ)の経済性検討

3.1 条件設定

DEのメンテ費を2円／kWh、MGTのメンテ費を1.0, 1.5, 2円／kWhとし、DEの発電効率を38%、出力については共に200kW、燃料はA重油とした時にMGT効率がどの程度であればDEよりもランニングコストにおいて採算性が採れるかを検討した。GEについても同様に実施した。

(DEとの比較条件)

出　　力：200kW

燃　　料：A重油

燃料単価（A重油）：26円／L

メンテ費：DE　2円／kWh

MGT　1円，1.5円，2円／kWh

DEの発電効率：38%（LHVベース）

(GEとの比較条件)

出　　力：200kW

燃　　料：都市ガス（13A）

燃料単価（都市ガス（13A））：50円／Nm^3

メンテ費：DE　2円／kWh

MGT　1円，1.5円，2円／kWh

GEの発電効率：38%（LHVベース）

3.2 MGTとDEとの比較(燃料:A重油)

モノジェネとしてのMGTとDEのランニング費の比較が図3及び図4に示されている。DEの効率38%、メンテ費2円／kWh、燃料は共にA重油（26円／L）と固定して、MGTの効率とメンテ費を変化させて、燃料代とメンテ費の差を計算したものである。図3より、MGTメンテ費が1円／kWhの場合は、MGTが有利性を発揮するにはMGT効率が33%以上必要であることが分かる。MGTメンテ費が1.5円／kWh、2.0円／kWhに悪化した場合は、図4に示されるように、MGT有利の効率は各々35%、38%へと上昇する。

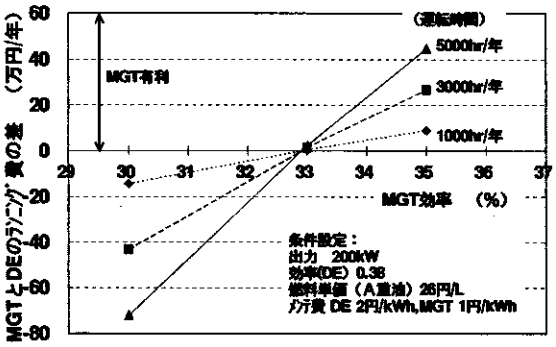


図3 MGTとDEのランニング費の比較

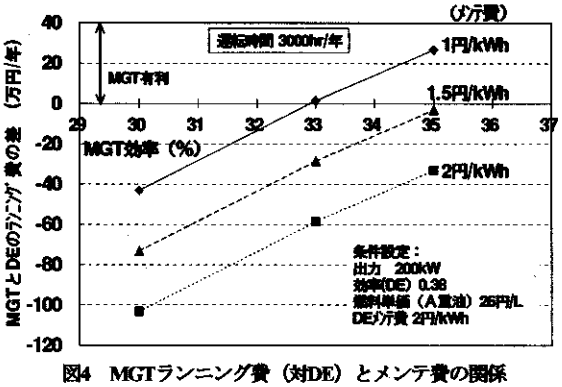


図4 MGTランニング費（対DE）とメンテ費の関係

3.3 MGTとGEとの比較(燃料:都市ガス)

モノジェネとしてのMGTとGEのランニング費の比較が図5及び図6に示されている。GEの熱効率38%、メンテ費2円／kWh、燃料は共に都市ガス（50円／Nm^3）と固定して、MGTの効率とメンテ費を変化させて、燃料費とメンテ費の差を計算したものである。図5より、MGTメンテ費が1円／kWhの場合は、MGT有利となる効率は35%である。MGTのメンテ費が、1.5円／kWh、2円／kWhと悪化すると、図6に示されるように、MGTが有利となる効率は、各々36.3%、38%と上昇する。

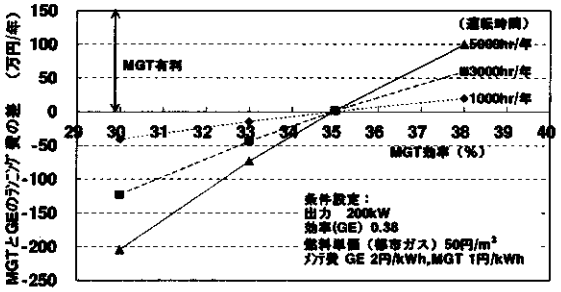


図5 MGTとGEのランニング費の比較

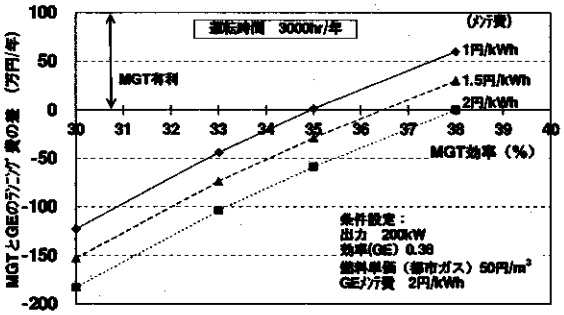


図6 MGTランニング費（対GE）とメンテ費の関係

4. コージェネシステムの経済性

MGTコージェネシステムの経済性を検討するためには、コージェネシステムが導入される事務所、ホテル、病院、店舗などの実際の電力需要と熱需要に基づいて導入前と導入後の経済性計算を行う必要がある。ここでは、次の2つのケースについて検討を行った。

- 熱需要が大きいケース：ホテル
- 熱需要が小さいケース：スーパー

このサイトに、分散電源によるコージェネシステムを導入し、導入前後の経済性をMGT、DE、GEについて計算し、どの様な条件の場合にMGTが有利になるかを明らかにした。

燃料はDE（A重油）、GE（都市ガス）、MGT（A重油ある

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

いは都市ガス）とし、A重油の単価は２６円／Lとした。電気及びガスの料金計算に当たっては、東京電力と東京ガスの最新の料金体系に基づき、可能な料金体系すべてについて計算を行い、もっとも経済的な料金体系の値を採用した。レシプロエンジン（DE、GE）のメンテ費は2円／kWhと固定し、MGTのメンテ費はパラメータとして、1円／kWh、1.5円／kWh、2円／kWhの3ケースを試算した。

4.1　ホテルへのコージェネ導入（熱需要　大）

需要家がホテルの場合は、電力需要と共に熱需要も大きいのが特徴である。対象施設として、店舗面積20,000m²のビジネスホテルを選定した。1日の電力需要データと熱需要データの各月毎の代表パターンを図7及び図8に示す。また、各月毎の電力需要データと熱需要データを表3及び図9に示す。コージェネ導入前は、電力は全量買電、給湯はガス炊き給湯機（効率90% LHVベース）である。このサイトに分散電源によるコージェネシステムを導入し、導入前後の経済性を検討した。導入する分散電源の出力電力は200kWとした。試算に用いた機器の効率は表4の通りとした。

表4　試算に用いた機器効率

	発電効率	排熱回収効率	総合効率
マイクロガスタービン（MGT）	パラメータ 28～38%	32～42%	70%
ガスエンジン（GE）	38%	32%	70%
ディーゼルエンジン（DE）	38%	28%	66%

コージェネシステムの運転時間は8-22時DSS運転（毎日）とし、給湯不足分のバックアップは、導入した発電設備と同じ燃料を用いた給湯ボイラーとした。熱利用設備の熱交換ロスは98%、蓄熱ロスは0、発生熱をすべて貯蔵できる貯湯槽があるものと仮定した。コージェネシステム導入前後の電力及びガスの契約形態は以下の通りである。

（1）　電力契約形態

導入前　業務用電力季節時間帯別

契約電力566kW（買電最大電力の1.2倍）

導入後　同上

（2）　ガス契約形態

導入前　産業用時間帯別

契約基本料金の契約値：使用量ベース

導入後　コジェネレーションパッケージC

契約基本料金の契約値：使用量ベース

コージェネシステム導入前後の、電気料金、燃料料金に基づ

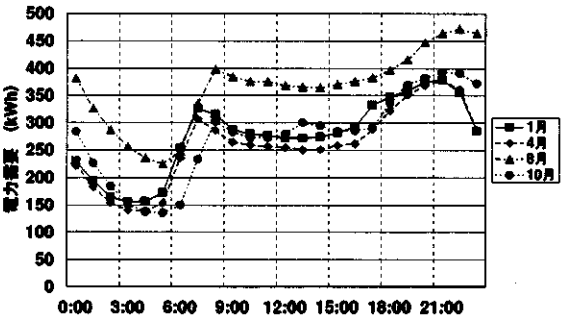


図7　ホテル需要データ（電力）

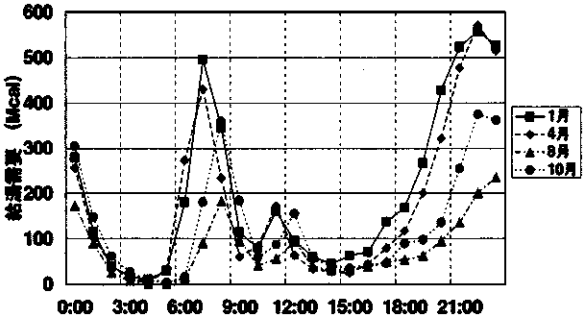


図8　ホテル需要データ（給湯）

表3　ホテル需要データ（月別）

面積	20000 m2	
	電力[kWh]	給湯[Mcal]
1月	205,746	149,274
2月	187,410	149,498
3月	203,160	148,286
4月	187,030	125,470
5月	206,986	96,918
6月	231,000	74,236
7月	255,246	67,406
8月	270,152	67,220
9月	233,028	60,380
10月	204,976	97,114
11月	193,062	119,712
12月	206,984	140,504
合計	2,587,790	1,286,018

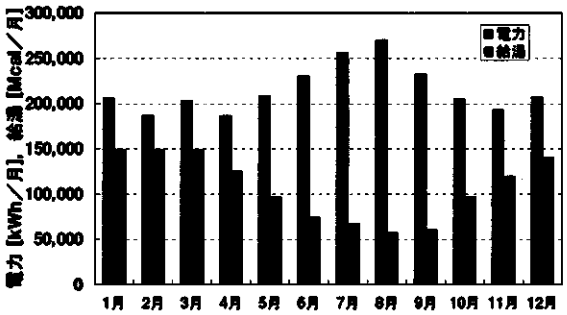


図9　ホテル需要データ（月別）

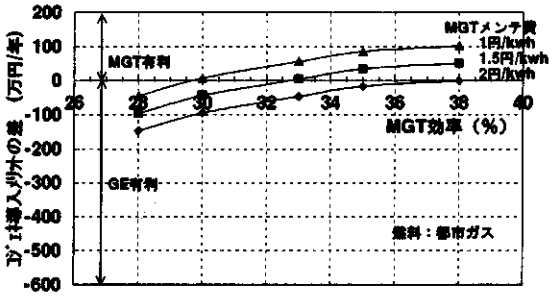


図10　ホテル試算事例（MGTとGEのｺｼﾞｪﾈ導入ﾒﾘｯﾄの差）

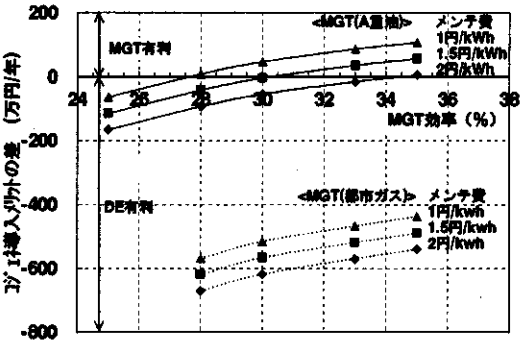


図11　ホテル試算事例（MGTとDEのｺｼﾞｪﾈ導入ﾒﾘｯﾄの差）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

く光熱費とメンテ費より、導入の経済的メリットが計算された。ホテルへのMGTコージェネシステム導入の経済的メリットをGEコージェネシステムの場合と比較した結果が図10に示されている。MGTメンテ費が1円／kWhの場合には、MGT効率が30%以上でMGT有利となる。一方、MGTメンテ費が2円／kWhの場合には、MGT効率が38%を越えないとMGT有利とならないことが分かる。ホテルへのMGTコージェネシステム導入の経済的メリットを、DEコージェネシステムの場合と比較した結果が図11に示されている。MGTに都市ガスを使用した場合には、いかにメンテ費を下げてもMGT有利にはならないことが分かる。MGTにA重油を用いる場合、MGTメンテ費1円／kWhなら、MGT効率28%以上でMGT有利となる。MGTメンテ費が2円／kWhの場合は、MGT有利のためには、MGT効率35%以上必要となる。

4.2 スーパーへのコージェネ導入(熱需要 小)

同様の計算をスーパーの場合について実施した。需要家がスーパーの場合は、ホテルの場合と異なり、熱需要が小さいのが特徴である。対象施設として、店舗面積1449.6m^{2}平屋建ての都市某所にあるスーパーを選定した。営業時間は10～20時、365日である。1日の電力需要データと熱需要データの各月毎の代表パターンを図12及び図13に示す。また、各月毎の電力需要データと熱需要データを表5及び図14に示す。コージェネ導入前は、電気による冷暖房と5号給湯機5台による給湯で、電力は全量買電、給湯はガス炊き給湯機である。このサイトにコージェネシステムを導入し、コージェネ運転時間は8-20時DSS運転（毎日）とした。コージェネシステム導入前後の電力及びガスの契約形態は以下の通りである。

（1） 電力契約形態

導入前 業務用電力 契約電力277kW

導入後 業務用電力季節時間帯別

契約電力：買電最大電力（161kW）

（2） ガス契約形態

導入前 一般ガス料金

導入後 コージェネレーションシステム専用契約

導入する分散電源の出力電力は、180kW とした。MGT、GE、DEの効率は、前述のホテルの場合と同じとした。以上の条件の下に、コージェネシステム導入前後の電気料金、ガス料金に基づく光熱費とメンテ費より、導入の経済的メリットが計算された。この場合はコージェネシステム導入後は、

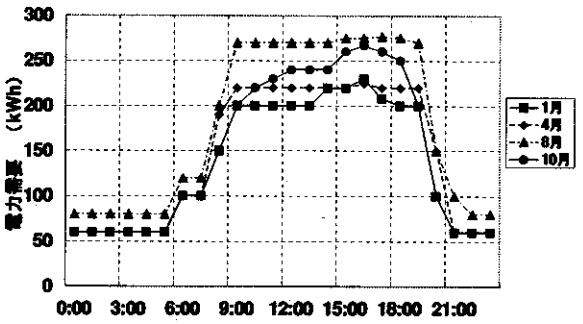


図12 スーパー需要データ（電力）

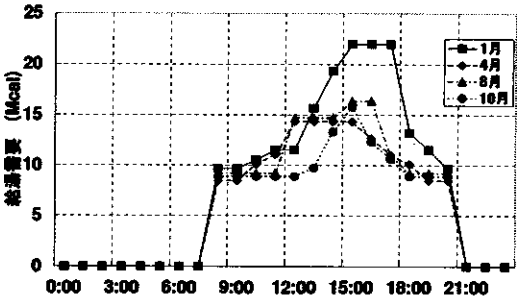


図13 スーパー需要データ（給湯）

表5 スーパーの需要データ（月別）

面積	1500 m2	
	電力[kWh]	給湯[Mcal]
1月	103,788	5,837
2月	104,552	5,169
3月	95,635	5,234
4月	105,150	4,389
5月	105,803	4,481
6月	113,160	4,586
7月	119,164	4,173
8月	133,982	4,721
9月	125,250	3,831
10月	111,507	4,122
11月	106,950	4,296
12月	102,114	4,780
合計	1,327,055	56,608

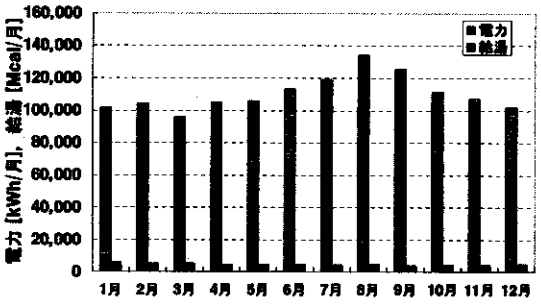


図14 スーパー需要データ（月別）

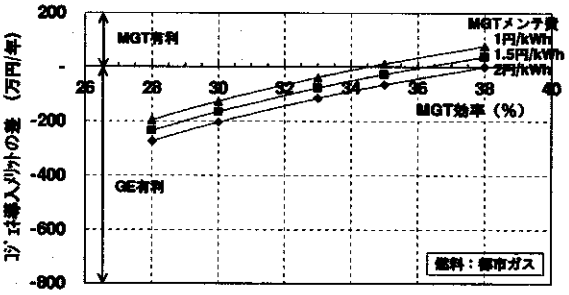


図15 スーパー試算事例（MGTとGEのコジェネ導入メリットの差）

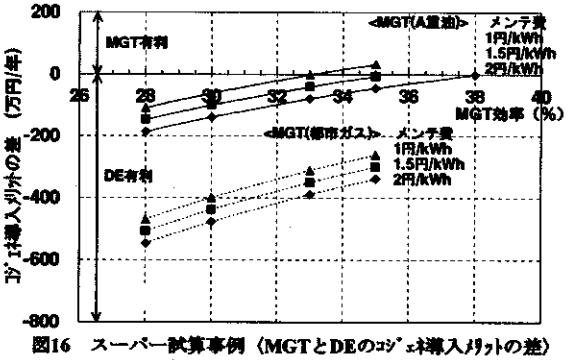


図16 スーパー試算事例（MGTとDEのコジェネ導入メリットの差）

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

給湯はすべてコージェネからの熱でまかなわれている。スーパーへのMGTコージェネシステム導入の経済的メリットを、GEコージェネシステムの場合と比較した結果が図15に示されている。MGTメンテ費が1円／kWhの場合には、MGT効率が34.6%以上でMGT有利となる。MGTメンテ費が2円／kWhの場合には、MGT効率が38%を超えないとMGT有利とならない。スーパーへのMGTコージェネシステム導入の経済的メリットをDEコージェネシステムの場合と比較した結果が図16に示されている。MGTに都市ガスを使用した場合には、いかにメンテ費を下げてもMGT有利にはならないことが分かる。MGTにA重油を用いる場合には、MGTメンテ費1円／kWhならMGT効率33%以上でMGT有利となる。MGTメンテ費が2円／kWhの場合は、MGT有利のためには、MGT効率は38%以上必要となる。

5. MGTコージェネシステムの経済性とメンテ費について

図10、11及び図15、16より、MGTコージェネシステム導入の経済的メリットがGEやDE導入による経済的メリットを上回る時のMGT効率すなわちMGT有利となる最小効率を求めることが出来る。図17は、MGT有利となる最小効率とメンテ費の関係を対ガスエンジン（燃料：都市ガス）として表わしたものである。同様に、図18は、MGT有利となる最小効率とメンテ費の関係を対ディーゼルエンジン（燃料：A重油）として表わしたものである。

これらの図より、MGTメンテ費が下がるほどMGTの経済性が有利となるMGT効率は、低くてよいことが分かる。但し、MGT効率が30%以下では、メンテ費をいくら下げてもDEやGEに比べてMGTが有利となるのは一部を除いて難しいことが分かる。信頼性を高めて、メンテ費を下げること、

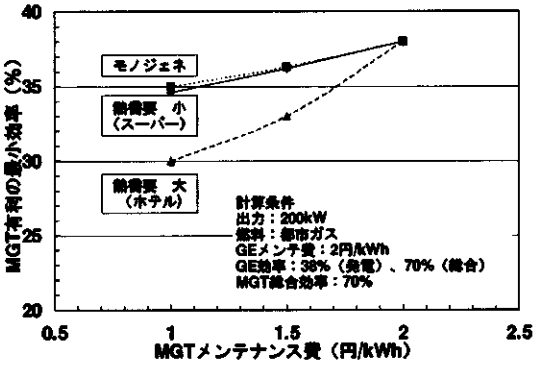


図17 MGT有利の最小効率とメンテ費の関係（対GE）

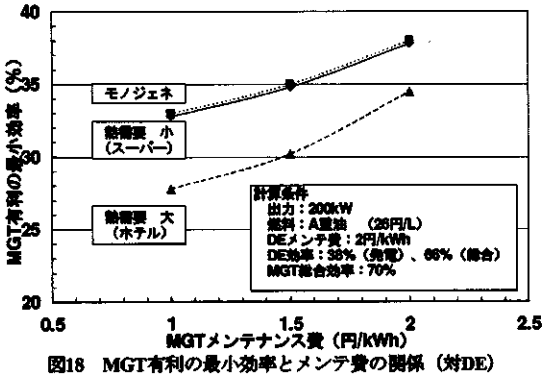


図18 MGT有利の最小効率とメンテ費の関係（対DE）

及び、効率を改善することが重要であることが分かる。発電効率30%未満、メンテ費2円／kWh超という現状の、100kW以下のMGTでは、経済性の有利性を確保するのが苦しい状況であることがこれらの図より推測できる。

Capstone社は、200kW機を開発中で、現在、米国カリフォルニア大アーバイン校でフィールド試験を実施中である。既に運転時間は1000hrを超え、発電効率は目標値33%を上回る34%を達成したと報告されている。メンテ費も、30kW機の現状値を基に、サイズ効果を考慮して推測すると、200kWでは1円／kWh程度になってくると思われるので、このクラスでは、MGTの経済性はDEやGEと比べても遜色無いものになる可能性は十分にあると考えられる。また、現在米国DOEが勧めている高効率MGT開発プロジェクトでは、発電効率40%超を目指しているので、将来的にはこれが達成されると、更に経済性が向上し、普及の可能性は広がっていくことが考えられる。なお、今回の料金試算は、電気、ガスともに平成16年8月現在（燃料費調整は含まず）のものであるが、今秋にも電気、ガス共に値下げが予想されており、更なる機器単体の効率向上が望まれる。又、今回はMGT用液体燃料としてDEと同じA重油で検討を行ったが、灯油を用いても、燃料単価はさほど変わらないので、同様の結果が得られるものと思われる。

6. 結言

- ホテルやスーパーに発電出力200kW級のMGT、DE、GEを導入した場合の、コージェネシステムの経済性について、実際の電力需要データと熱需要データに基づき検討を行った。
- MGTの経済性を確保するためには、メンテ費をいかに下げられるかが重要な要因である。すなわち、MGTのメンテ費が低い程、MGT有利となる効率は低くなる。又、熱需要が大きいサイトほど、MGT有利となる効率は低くなる。
- 現在開発が進められている200kW級MGTの信頼性が十分確保され、発電効率33~35%、メンテ費1円／kWhが達成されれば、MGTの経済性は、DEやGEと比べても遜色無いものになる可能性は十分にあると推測される。

参考文献

1) 奥田、君島他「マイクロガスタービンの性能試験に基づくコージェネレーションシステムの導入評価」
日本機械学会[No. 02-7] 第8回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集(2002) pp.43-48

2) 今村栄一「MGT発電システムの経済性分析」
第30回GTSJガスタービンセミナー資料集,
日本ガスタービン学会(2002) pp.63-73

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

蒸気噴射によるマイクロガスタービンの性能改善効果に関する研究

－第１報：蒸気噴射による性能改善効果と安定運転性の実証－

*土屋　利明（東京電力），外内裕子（東京電力），久保田　孝（タクマ），望月健一郎（タクマ）

Improvement of Micro Gas Turbine Performance by Steam Injection

-Verification of the Effect and Demonstration of Stable Operation-

*Toshiaki Tsuchiya(TEPCO), Hiroko Sotouchi(TEPCO), Takashi Kubota(TAKUMA), Kenichirou Mochizuki(TAKUMA)

ABSTRACT

The rapidly changing marketplace for utility energy services is opening new opportunities for the nation's heat and power users to reduce energy costs, increase power quality and reliability and reduce environmental emissions. Because of their compact size, modularity, and potential for relatively low cost, efficient, and clean operations, micro gas turbines are emerging as a leading candidate for meeting these needs for electricity and thermal energy. Industrial interest in distributed generation technologies such as micro gas turbines and reciprocating engines is rising because these systems can cut power cost and boost reliability while lowering overall emissions. Micro gas turbines offer a number of potential advantages compared to other technologies for small scale power generation; for example, a small number of moving parts, compact size and light weight, multi-fuel capabilities, and opportunities for greater energy efficiency, lower emissions, and lower electricity costs. The market potential for existing micro gas turbine products is significant and the potential market could increase substantially if the efficiencies of the existing designs are improved. One of measures to improve thermal efficiency of micro gas turbine is the steam injection system with heat recovery steam generator. Performance tests have been carried out successfully for the steam injection into a micro gas turbine (Capstone C60). Test results show that key performance parameters such as output power, thermal efficiency, and emissions are improved substantially by the steam injection. The stable operation of micro gas turbine has been confirmed under various operations with steam injection.

Key words: Micro gas turbine, Heat recovery, Steam injection, Performance improvement

１．はじめに

マイクロガスタービン（MGT）は、優れた起動特性、負荷変動応答性、燃料多様化対応性、低環境負荷特性等を有し、現在 30-300kW の出力範囲の機種が開発され、市場投入されつつある。しかし、現在実用化されている MGT の発電効率は、25-30%程度に留まっており、効率向上が望まれている。MGT の効率改善の一方法として、MGT の排ガスが保有する熱を有効利用して蒸気を発生させ、この蒸気を MGT 本体へ戻すシステムが考えられる。本報では、実機 MGT（Capstone 60kW）を用いて実際に蒸気噴射を行い、性能改善効果を実証した成果について報告する。

２．マイクロガスタービン技術の特徴と普及状況

2.1　ＭＧＴの技術的特徴

発電容量 300kW 以下の小容量域では、従来、ガスタービンは、競合する他機関（ディーゼルエンジンやガスエンジン）に比べて、環境性能に優れ、小型で設置スペースが小さくてすむなどの利点を有する一方で、効率面とコスト面で不利とされていた。マイクロガスタービンは、これらのエンジンと競合できるまでの高効率化と低コスト化を目指しているのが特徴である。マイクロガスタービンは一般的には圧縮機とタービンによる一軸構成で、さらに永久磁石ローターを同軸とした単純な高速回転体（65,000～100,000rpm）で構成されている。マイクロガスタービン発電装置の基本コンセプトは「再生サイクル、減速機を不要にする高速発電機の採用およびインバーター連系装置の標準化」である。車両用ターボチャージャーの低コスト製造技術の活用により量産可能とし低コスト化を目指している。性能面では、サイクル効率を再生化により大幅に改善しているのが大きな特徴となっている。更に永久磁石式発電機か

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

らの1,000Hzを越える高周波出力を変換制御しながら電圧・周波数等の変動に対する保護機能を併せ持つインバーター装置との組み合わせによって、小型発電設備を形成している。Capstone社は、空気軸受けを採用しており、潤滑油およびその冷却機構・潤滑油ポンプ・潤滑油タンク等を不要にしている。設置・保守の容易さに加えて、環境性能（特にNOx排出特性）が優れているのがマイクロガスタービンの大きな特徴となっている。

2.2 ＭＧＴの普及状況と動向

2003年度末現在、MGTの国内導入実績としては、累計約600台、35,000kW程度と推定され、当初の予想よりは緩やかではあるが、着実に普及が拡大している。米国では既に、高効率、大型化を目指した次世代MGTの開発がエネルギー省（DOE）主導で進められている。我国では、電力自由化・電気料金値下げの動きの中で、MGTの普及が進展するかどうかは、今後の熱効率の向上と経済性のある排熱回収技術の開発がカギとなってくる。

３．排熱回収蒸気噴射システムと期待される効果

従来型ガスタービン（数千kW級）での蒸気注入による熱電可変型ガスタービンに関しては、すでに報告されている[(1)-(3)]が、最近話題のマイクロガスタービンへの蒸気噴射についてはいまだ報告されていない。マイクロガスタービン排熱回収蒸気噴射システムの概念図を図1に示す。マイクロガスタービンからの排気ガスが保有する熱を有効利用して蒸気を発生させ、この蒸気をMGT本体へ噴射することにより発電出力と熱効率を高めることを目的とするシステムである。大気中から吸収した空気は、圧縮機で昇圧された後、再生熱交換器内でタービン排ガスと熱交換して昇温された後に燃焼器内で燃料を燃焼させて高温の燃料ガスを発生させる。この高温高圧の燃焼ガスは、タービン内で膨張することによりタービン仕事を生み出す。タービンは圧縮機を駆動すると共に発電機を駆動し、発電を行う。タービンを出た排気ガスは、再生熱交換器内で圧縮機吐出空気と熱交換した後に、蒸気発生器（排熱回収ボイラ）で蒸気を発生させた後、大気中に放出される。

発生させた蒸気をマイクロガスタービン本体のどこに戻すかについては、予備検討を行い、蒸気噴射の効果がもっとも期待できると予想される位置、すなわち圧縮機出口と再生器入口の中間とした。蒸気発生器（排熱回収ボイラ）で発生した蒸気をMGT本体へ噴射するシステムで期待される効果は、発電出力と熱効率の向上である。より具体的には、以下のものが考えられる。

- 熱電可変による年間平均効率の向上
- 夏季出力の増大
- 経時出力低下の復旧
- 窒素酸化物発生量の低減

一方、マイクロガスタービンへの蒸気噴射が、運転特性に影響を及ぼす可能性があるものとして以下の項目が考えられ、実際の運転により運転安定性を検証する必要がある。

- 安定運転範囲
- 蒸気噴射率と効果（出力、熱効率の上昇）の上限
- 燃焼振動の発生の有無
- 失火対策
- システム信頼性（特に再生器寿命）の検証

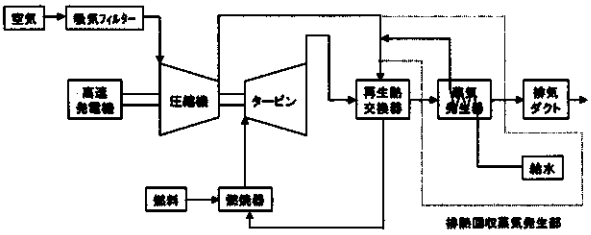


Figure 1 MGT Steam Injection System with Heat Recovery Steam Generator

４．試験設備

4.1 全体構成

タービン排ガスの持つ熱を利用して蒸気を発生させる、蒸気発生器（排熱回収ボイラ）の開発にとりかかる前に、本研究では、まずマイクロガスタービンへの蒸気噴射システムの妥当性・有効性を検証することとした。すなわち、本試験では、別置きのボイラで蒸気を作り、この蒸気をマイクロガスタービンに噴射することにより、発電出力や発電効率及び運転特性が蒸気噴射によりどの様に影響を受けるのかを検証した。したがって、試験装置は、大きく分けると、蒸気ボイラ及びその付帯設備（軟化器、薬液タンク、ブロータンク、給水タンク等）とマイクロガスタービン発電設備である。

4.2 ボイラ及び付帯設備

蒸気を発生させるために使用したボイラは、市販の簡易貫流ボイラである。使用したボイラ（タクマ製：タクマックスTWGN-200型）の仕様を表1に示す。使用した燃料は都市ガス13Aで、蒸気発生量は200kg/h、最高使用圧力は0.98MPaである。使用した水は通常の水道水（上水）であるが、カルシウム、マグネシウム、シリカに起因するスケールによる熱伝導率の低下を防ぐため、軟化器を用意した。又、軟化器を使用しても完全に除去できない微量の硬度成分や軟化器で除去できないシリカをスケール化し

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

にくい状態に保つため、清缶剤（水酸化カリウム10%濃度）を注入した。さらに、腐食を防ぐためにボイラ水はpH=11.0～11.8のアルカリ性に保つ様にした。

Table 1 Specification of Boiler

ボイラ仕様

形 式 ： 貫流ボイラ(簡易)
型 式 ： タクマックスTWGN－200型
蒸気量 ： 200kg／h(相当)
燃 料 ： 13A
最高使用圧力 ： 0.98Mpa

4.3 マイクロガスタービンの選定と改造

試験は、東京電力（株）技術開発センター（横浜市鶴見区）のガスタービン要素実験室内のマイクロガスタービン（Capstone C60　発電出力 60kW）を用いて実施された。使用したマイクロガスタービンの主要仕様を表2に示す。蒸気噴射する方法については、種々検討を行ったが、マイクロガスタービン本体の改造を最小限に抑えるため、トリップ時の過速度防止用に設置してあるブリードバルブ配管を改造することとした。トリップ時にブリードバルブを開放して、圧縮機吐出空気を放風することにより過速度を回避する構造になっており、その配管を利用して、圧縮機吐出空気に蒸気を注入する様にした。この位置は、マイクロガスタービンの圧縮機吐出と再生器入口の中間に当たり、前述のごとく、予備検討で蒸気噴射の効果がもっとも期待できる位置である。

Table 2 Specifications of Capstone C60

Output Power	60kW
Efficiency(LHV)	28%
Emissions(NOx)	Below 9ppm (15%O2)
Dimensions	0.7W x 1.9L x 2.1H (m)
Weight	758kg
Noise Level	70dB (10m)
Rotational Speed	96000rpm
Exhaust Gas Temp.	305℃
(at Full Load, ISO Conditions)	

4.4 計測項目

主要な計測項目としては、マイクロガスタービンの吸込空気温度、燃料温度・圧力、燃料流量、回転数、タービン出口温度、排気ガス温度・圧力、排気ガス組成、マイクロガスタービン出力（kW）、電圧（V）、電流（A）、電力量（kWh）等である。

排ガス組成の分析は、堀場製排ガス分析計（MEXA-7100A）により行われた。測定対象ガスは、CO、CO_2、THC、NOx、O_2の5成分とした。蒸気関係の計測項目は、蒸気流量、蒸気圧力及び蒸気温度である。蒸気流量は渦流量計（Rosemount Model 8800A）を用いて計測した。

5．試験方法及び試験条件

5.1 蒸気噴射量

蒸気噴射量の検討は、マイクロガスタービンの吸入空気量（吸気量）を基に算出した。結果を表3に示す。C30（30kW級）、C60（60kW級）MGTの定格運転時の吸気量は、C30で約1,000kg/h、C60で約1,500kg/hである。吸込空気量の10%までの蒸気の注入を想定すると、蒸気噴射量は、C30で100kg/h、C60で150kg/hと推定される。

Table 3 Estimated Amount of Steam Injection

(steam/Air：吸気量に対する蒸気比率%)

Steam/Air (%)	1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
30kW	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
60kW	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150

(蒸気噴射量：kg/h)

5.2 蒸気条件

噴霧蒸気条件は、マイクロガスタービンのコンプレッサ出口空気圧力が約0.35～0.40MPaのため、158℃、0.50MPa（飽和蒸気）とした。

5.3 蒸気噴射方法

蒸気噴射なしでマイクロガスタービンが安定して発電している状態から、蒸気噴射を開始し、徐々に噴射量を増加させた。蒸気噴射量は、蒸気注入部入口のニードル弁にて調整し、所定の量に設定した。

6．試験結果

6.1 基本性能と蒸気噴射効果

（1）発電出力について

Capstone C60（60kW出力）の発電出力特性を図2に示す。吸込空気温度が20℃以下では、発電端出力は60kWであるが、吸込空気温度が20℃を越えると、発電出力は徐々に低下する。吸込空気温度が22℃と32℃の2ケースでの蒸気噴射の効果が図中に示されている。発電出力は、60kW設定で運転しているので、これ以下しか発電出力が出ていない場合には、蒸気噴射量を増加するにつれて発電出力は上昇する。発電出力が設定出力（60kW）に達した後は、蒸気噴射量を増やしても、それ以上発電出力は増加せず、設定値をキープして運転を続ける。この図より、夏季出力低下対策として、蒸気噴射が有効なことが分かる。たとえば、吸込空気温度32℃の場合、定格出力は50.8kWと15%も低下してしまうが、吸込空気流量の4%程度の蒸気を噴射することにより発電出力を60kWに回復させることが出来る。

発電出力に及ぼす蒸気噴射率（吸込空気流量に対

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

する蒸気流量の割合）の影響が図3に示されている。

吸込空気温度22℃の場合、発電出力が60kWより若干低いだけのため 1%以下のごく少量の蒸気噴射率で、60kW 出力となり、その後は、蒸気噴射率を増加させても発電出力は上昇しない。

吸込空気温度が20℃以下では、蒸気噴射しても発電出力は全く増加しない。これは、発電出力が設定値60kWを越えないように、自動的に回転数を下げるように制御される為である。この様子が図4に示されている。マイクロガスタービンの場合は、減速機無しで直結の高速発電機を使用しており、1000Hzを超える高周波出力をインバータ制御して通常の商用周波数 50Hz に変換している。周波数一定で制御される従来の小型ガスタービン発電とは全く異なる制御方法を採用している。

（2） 発電効率について

発電効率特性（発電効率と吸込空気温度の関係）を図5に示す。発電効率は、吸込空気温度の上昇にほぼ比例して、低下する傾向を示している。吸込空気温度が22℃と32℃の2ケースでの蒸気噴射による発電効率改善効果がこの図に記されている。ある条件でリミットがかかる発電出力の場合と異なり、試験した蒸気噴射量の範囲内では、蒸気噴射量の増加と共に、発電効率は上昇を続けることを確認した。

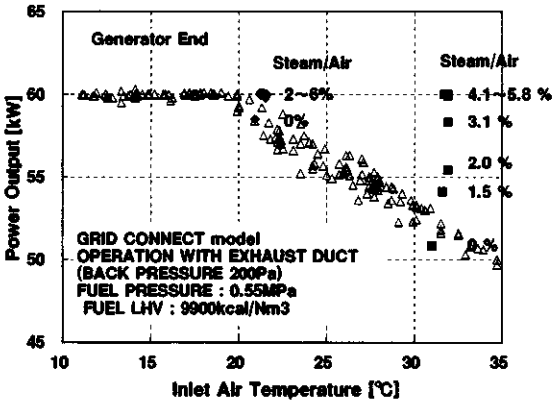


Figure 2 Effect of Steam Injection on Power Output

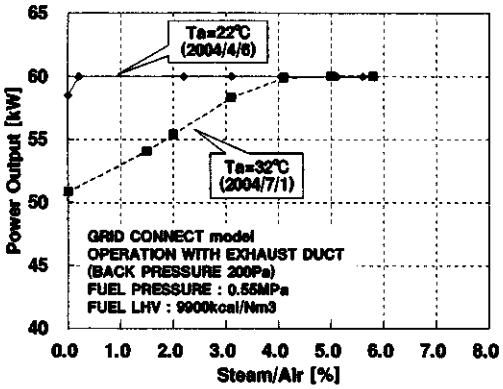


Figure 3 Effect of Steam Injection on Power Output

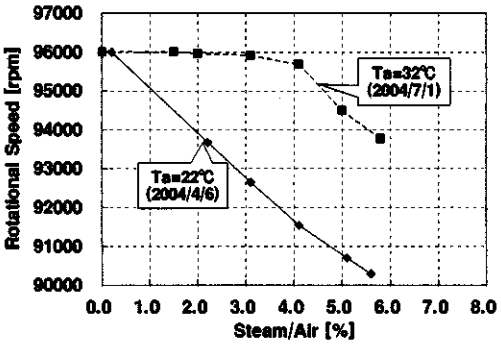


Figure 4 Effect of Steam Injection on Rotational Speed

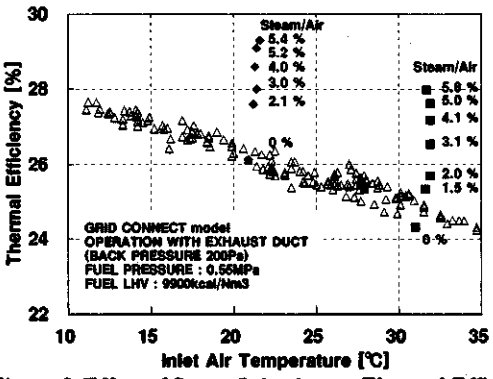


Figure 5 Effect of Steam Injection on Thermal Efficiency

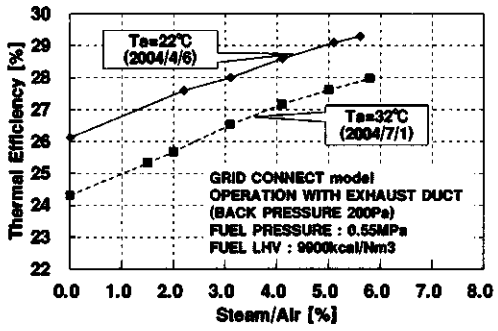


Figure 6 Effect of Steam Injection on Thermal Efficiency

発電効率に及ぼす、蒸気噴射率の影響が図6に示されている。吸込空気温度22℃、32℃の両ケース共に、蒸気噴射率の増加とほぼ比例して発電効率は上昇を続けている。

6.2 蒸気噴射率と発電効率上昇量の関係

発電効率上昇量と蒸気噴射率（吸込空気流量に対する蒸気流量の割合）の関係が、吸込空気温度22℃と32℃の2ケースについて、図7に示されている。この図からわかる様に、発電効率上昇量は、蒸気噴射率に対してほぼ比例して増加している。また、吸込空気温度が高い方が、発電効率の改善量が若干大きい傾向を示している。蒸気噴射による発電効率改善分としては、蒸気噴射率6%（吸込空気流量の6%の蒸気を噴射する）場合、発電効率は、3～4%ポイントの改善効果が期待できることが分かる。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

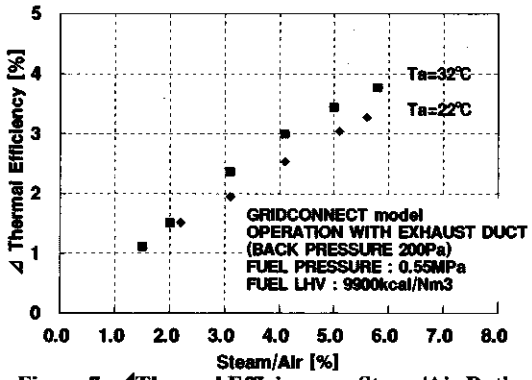


Figure 7 ⊿Thermal Efficiency vs Steam/Air Ratio

6.3 蒸気噴射率と空気流量、燃料流量、排気ガス流量、回転数の関係

吸入空気温度が32℃の場合の蒸気噴射率と回転数の関係を図8に示す。蒸気噴射率3%までは、回転数は一定であるが、蒸気噴射率が3%を越えると、次第に回転数が低下してくる。これは、前述した如く蒸気噴射による出力増加を所定の設定値に保つ様な制御が働く為である。この時の、蒸気噴射率と排気ガス流量、空気流量、燃料流量、蒸気流量の関係が図9に示されている。この図に示される様に、蒸気噴射率3%までは、回転数が一定で空気流量も一定であるが、排ガス流量、燃料流量、蒸気流量は蒸気噴射率の上昇にほぼ比例して増加している。そして、蒸気噴射率が3%を越えて、回転数が低下するにつれて、空気流量、排ガス流量、燃料流量も低下する。

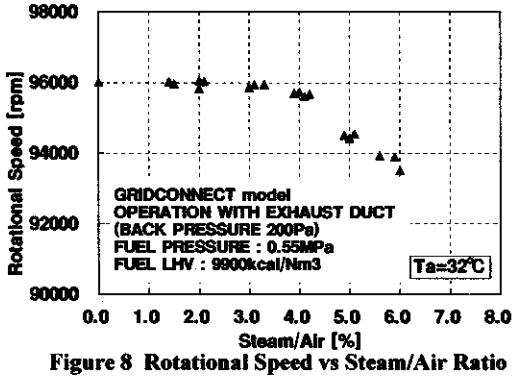


Figure 8 Rotational Speed vs Steam/Air Ratio

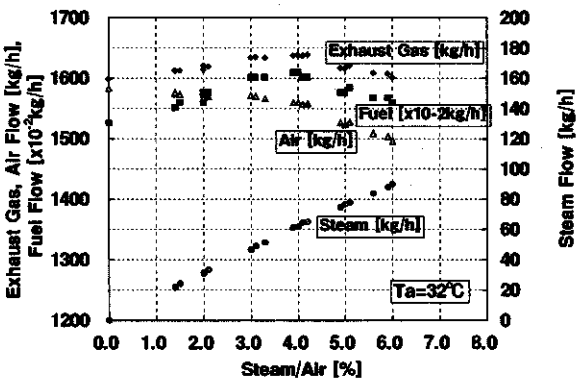


Figure 9 Gas Flow vs Steam/Air Ratio

6.4 蒸気噴射率と排気ガス温度、タービン出口温度の関係

蒸気噴射率と排気ガス温度及びタービン出口温度の関係が図10に示されている。

蒸気噴射率が0%から6%まで増加すると、排気ガス温度は、340℃より330℃へ約10℃低下するが、タービン出口温度は635℃一定である。マイクロガスタービン（C60）は、タービン出口温度が一定になるように制御されており、蒸気噴射運転中も、この制御が有効に作動していることが確認された。排気ガス温度の低下は、再生熱交換器内で、より効率的に排気ガスの保有する熱が空気に伝えられたことによるものと考えられる。

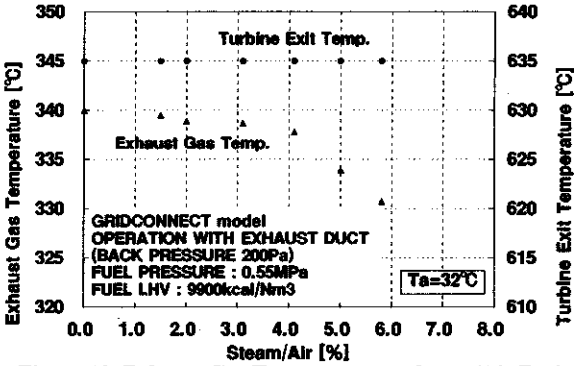


Figure 10 Exhaust Gas Temperature vs Steam/Air Ratio

6.5 蒸気噴射率と排ガス成分の関係

蒸気噴射率と排ガス組成の分析結果を図11に示す。蒸気噴射率が0%から6%へ上昇すると、NOxは4.6ppmから約1/3の1.5ppmに低減し、蒸気噴射による窒素酸化物発生量の削減効果が実証された。この際の未燃分についても非常に低い値になっていることが確認された。THCはもともと1ppm程度と低い値であり、蒸気噴射率が6%まで上昇してもほぼ一定であった。COは、蒸気噴射率の増加につれて若干上昇する傾向を示したが、排出量は数

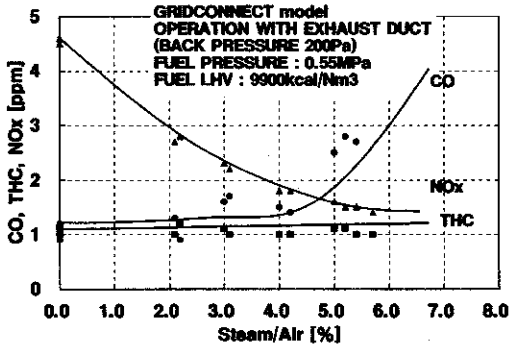


Figure 11 CO, THC, NOx vs Steam/Air Ratio

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ppm（4ppm 以下）で全く問題ないレベルに収まっている。元々マイクロガスタービンの排ガス特性はタービン入口温度が低いこともあり、非常に優れているが、蒸気噴射により、この特性を更に良好なものにする可能性があることが実証された。

7．排熱回収による発生蒸気量の推定

マイクロガスタービンの排ガスの保有する熱を回収して蒸気を発生させる排熱回収システムの概念図を図 12 に示す。蒸気発生量の推定を行う際の試算条件は、以下の通りである。

排熱回収ボイラ出口ガス温度	150℃
エコノマイザ出口温度	50℃
排熱回収ボイラ効率	90%

発生させる蒸気は、0.7MPa の飽和蒸気とした。マイクロガスタービン（Capstone 30kW 機、60kW 機）の排気ガス温度は、280℃（30kW 機）～300℃（60kW 機）である。その他の試算条件を表 4 に、そして試算結果を表 5 に示す。MGT 排気ガス、ボイラ排気ガス及び発生した蒸気のエンタルピーのバランスより、マイクロガスタービンからの排ガスの保有する熱を回収して蒸気を発生させた場合、その発生量は 53.7kg/h（30kW 機）及び 89.1kg/h（60kW 機）で、吸込空気量に対する割合では、5.4～5.9%程度と予想される。

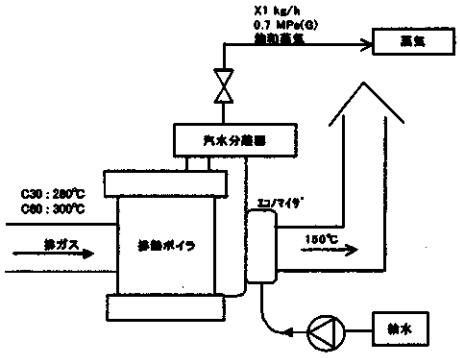


Figure 12 Heat Recovery Steam Generator System

Table 4 Conditions for Steam Generation Calculation

	排ガス量 (Nm3/h)	排ガス温度 (℃)	排ガスのエンタルピ (kcal/m3)	ボイラ出口ガスのエンタルピ	飽和蒸気のエンタルピ (kcal/kg)
C30(30kW級)	890	280	89.38	48.4	661.2
C60(60kW)	1280	300	95.69		

Table 5 Estimated Amount of Steam Generated by Exhaust Heat Recovery

	蒸気発生量(kg/h)	吸気量 (kg/h)	蒸気比率 (%)
C30 (30kw級)	53.7	1000	5.4
C60(60kW)	89.1	1500	5.9

8．結言

・ 蒸気噴射によるマイクロガスタービンの性能改善効果が、実機マイクロガスタービン（Capstone C60、出力 60kW）を用いた運転試験により実証された。蒸気噴射率（吸入空気量に対する蒸気流量の割合）が 0～6%の蒸気噴射試験を実施し、発電出力と発電効率が蒸気噴射により改善されることを確認した。

・ 蒸気噴射による発電出力の改善効果は、吸込空気温度により 2 つのケースに分かれる。

今回試験に使用した Capstone C60（60kW 機）では、吸込空気温度が 20℃以下では、発電端出力は定格 60kW をこえない様に自動的に制御されるので、蒸気噴射による出力増加の効果は生じない。

吸入空気温度が 20℃以上の場合は、蒸気噴射すると、蒸気噴射率に比例して出力も上昇するが、出力が定格 60kW に達すると、これ以上は出力が出ない様に回転数を下げる様な制御が働く為、それ以上蒸気噴射量を増やしても出力は増加しない。

・ 一方、発電効率はいかなる吸込空気温度についても蒸気噴射量にほぼ比例して増加する。蒸気噴射率 6%の場合は、発電効率は 3~4%ポイントの改善が期待できる。

・ 蒸気噴射による窒素酸化物発生量の削減効果が実証された。定格運転時、蒸気噴射を 0%から 6%へ上昇すると NOx は、4.6ppm から 1.5ppm に低減し、超低 NOx 性が実証された。その際の未燃分については、THC はほぼ一定（1ppm）のままであるが、CO は、蒸気噴射率の増加につれて若干増加する傾向を示したが、排出量は数 ppm（4ppm 程度）で全く問題のないレベルであった。

参考文献

1) 新保武「蒸気注入による熱電可変型ガスタービン」省エネルギー Vol. 56 No.4 2004 （臨時増刊） page 58-61.

2) 山下、田中他「コージェネシステムにおける蒸気噴射型ガスタービンシステムとコンバインドシステムの比較」日本機械学会 [No. 02-7] 第 8 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2002) pp. 57-58

3)「熱電比可変型ガスタービンコージェネ設備」川崎重工技報 148 号 (2001) pp. 54-55

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

マイクロガスタービンによる消化ガスコージェネレーション

*浜野信彦、大橋洋一、児玉直樹（荏原製作所）

Co-generation of digestion gas by micro gas turbine

*Nobuhiko HAMANO, Yoichi OHASHI, Naoki KODAMA
EBARA Corporation

ABSTRACT

Digestion gas derived from drainage is renewable in nature and thereby does not contribute to the net atmospheric concentration of the green house gas carbon dioxide. Digestion gas composition is 60% methane, 40% carbon dioxide, a small amount of siloxane, hydrogen sulfide in general. Especially, siloxane is harmful compound that is volatile organic silicone compounds derived from shampoo, hair rinse, etc. The conversion of organic silicone components to the abrasive inorganic solid in SiO_2 in combustion would cause damage on liner, turbine impeller, etc. MGT co-generation unit with de-siloxane unit was running under continuous maximum power up to 80 kW. Operation pattern was DSS (Daily Start and Stop), or continuous running. Periodic inspections at each 500hrs by approx.3000hr were conducted. No affect by siloxane were observed at each inspection.

Key words: Micro gas turbine, Digestion gas, Siloxane, Co-generation

1．はじめに

地球温暖化防止などを背景に、化石燃料の消費削減が叫ばれている。新エネルギーの導入は近年加速しており、下水汚泥消化ガスについてもカーボンニュートラルであるバイオマス資源としてその活用が大きな期待を集めている。

（株）荏原製作所では、下水処理場の嫌気性消化プロセスにより得られる下水汚泥消化ガス（以下消化ガス）を燃料とするマイクロガスタービンコージェネレーションシステムを提案し、未利用エネルギーの有効利用により地球温暖化防止及びエネルギーコスト低減に貢献できるシステムの構築をめざしている。

消化ガスは都市ガスに比べ発熱量が約１／２と低く、また有害物質として硫化水素、シロキサンが含まれている。その影響及び問題点を明らかにする目的で、２００３年９月より北海道某下水処理場に定格出力８０ｋＷのマイクロガスタービン（以下ＭＧＴ）を設置し、実証試験を行っている。本稿では消化ガスの利用状況、下水処理場における実証試験の内容を紹介する。

2．国内の消化ガス利用状況

現在、国内の既設下水処理場数は約 1650 ヶ所、消化槽を併設する処理場は約 320 ヶ所で全国に散在している。

消化槽を併設する処理場から発生する消化ガスは、消化槽の加温用熱源、焼却炉燃料および発電等に約 60%程度が使用されている。残りの約 40%は未利用のまま余剰ガスとして燃焼放出されている。その量は年間約 9,600 万 m^3 に及んでおり、処理場によっては発生量の 70～80%程度を燃焼放出しているケースも存在する。

消化ガス発電の状況については、その多くが大規模な処理場に限られている。これは中小規模の処理場の発生消化ガス量に対して小型の消化ガス発電設備が存在しなかったことが理由として上げられる。[1)]

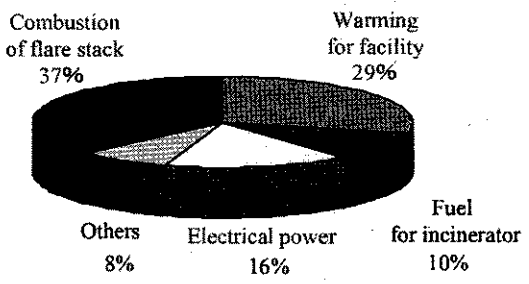


Fig.1 State of use of digestion gas in Japan

3．消化ガス発電へのマイクロガスタービン導入

マイクロガスタービンによる消化ガス発電システムの一例を Fig.2 に示す。

MGT 排ガスを熱回収して製造される温水の利用用途として①消化槽の加温②事務棟の暖房③温水焚冷温水機へ投入し冷温水の製造（事務所棟の冷暖房）、などがある。

Fig.2 は消化プロセスに MGT 温水を利用して消

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

化槽を加温する熱交換器（間接加温）を設置したフローである。

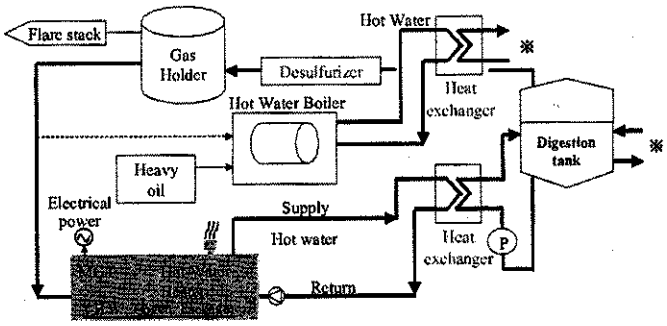


Fig.2 Sample flow sheet of digestion gas power generation

消化槽の攪拌方式、加温方式の技術変遷は、①ガス攪拌・直接加温（蒸気）②機械攪拌・直接加温（蒸気）③機械攪拌・間接加温（温水）の順であり、高効率消化方式として機械攪拌・間接加温（温水）方式が10年程前から採用されている。

MGTコージェネレーションパッケージは熱出力として温水が基本なので機械攪拌・間接加温方式に組み込むのが最適である。また、直接加温方式との組み合わせも十分可能である。

消化温度の種別として、高温消化（消化槽温度55℃前後）、中温消化（消化槽温度35℃前後）がある。各消化温度に対するMGT温水供給温度は高温消化で70～80℃程度、中温消化で50～60℃程度となる。

尚、温水ヒータを介さず排熱を有効利用する方法もある。一例としてFig.3に温水ヒータを介さずMGT排ガスを直接、排ガス直接投入形冷温水機に投入し冷温水の製造を行うフローを示す。この方式では処理場や地域に冷暖房熱源の供給が可能である。

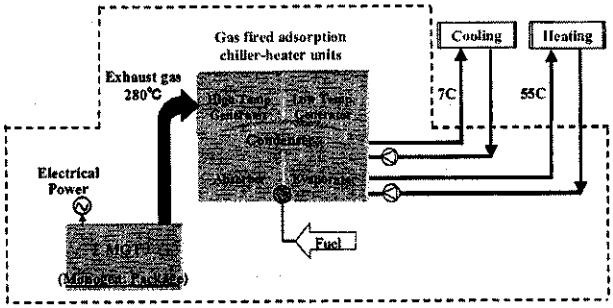


Fig.3 Sample flow sheet of MGT with gas fired adsorption chiller-heater units

4．消化ガス発電試験

4.1 消化ガス試験フロー

Fig.4に北海道某下水処理場における消化ガス発電試験フローを示す。

ガスホルダより供給される消化ガスの一般的成分として、メタン60%、炭酸ガス40%の他、微量の水分、微量の有害ガス成分（硫化水素、シロキサン）が含まれている。

シロキサンはシャンプーやリンス等に含まれる珪素化合物であり、燃焼により白いパウダー状の二酸化ケイ素（SiO_2）を生成する。二酸化ケイ素は燃焼器ライナー内面に付着して燃焼効率を低下させたり、タービン羽根のエロージョンや温水ヒータの効率低下の原因となる。

硫化水素は温水ヒータ部の低温腐食や水分結合により硫酸となり機器の腐食を引き起こす。また水分は圧縮機の作動不良を引き起こす原因となる。

そこで本試験では処理場設備の水取器にてガス中の水分と固形物を荒取りした後、脱硫塔にて硫化水素、シロキサン除去装置にてシロキサンを除

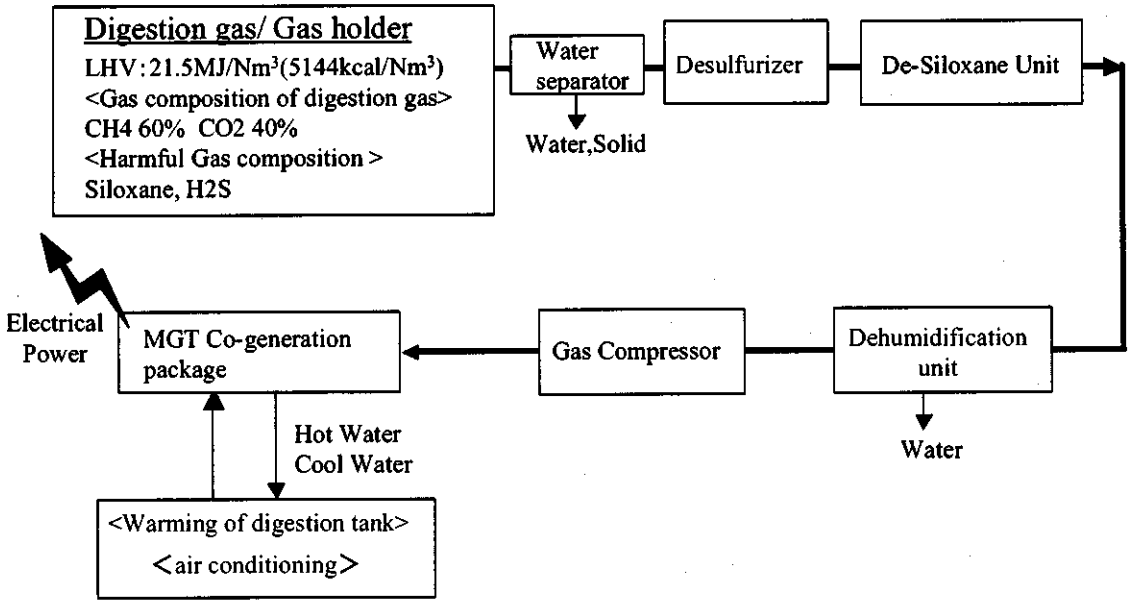


Fig.4 Test flow of digestion gas co-generation

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

らに除湿機にて水分を除去、ガス圧縮機にて約0.6MPaに昇圧された後、MGTに供給される。MGTは消化ガスを燃焼してタービン、発電機にて動力回収し発電する。

MGT排ガス出口温度は約280℃程度とまだ高いため、排ガスエネルギーをパッケージ内の温水ヒータにて温水としてエネルギー回収を行う。発電と排熱利用により高い総合効率を得ることが出来る。

4.2 消化ガス成分分析

前処理装置（脱硫塔、シロキサン除去装置、除湿機）の効果を確認するため、消化ガスホルダ（生ガス）と除湿機下流（処理後ガス）にてガス成分分析を行った。Table. 1に消化ガス成分分析結果を示す。処理後のガスは、有害ガス成分である硫化水素、シロキサン濃度は著しく減少しており、前処理装置の有効性が確認された。

Table.1 Componential analysis of digestion gas

			Raw gas	Treatment gas
Main component	CH_4	Vol%	59.4	60.6
	CO_2	Vol%	38.5	37.7
	CO	Vol%	<0.5	<0.5
	O_2	Vol%	<0.5	<0.5
	N_2	Vol%	0.8	1.1
	H_2O	Vol%	0.8	0.3
Harmful component	H_2S	ppm	149	<0.1
	NH_3	ppm	0.14	<0.05
	SiO_2	μg/m3	<20	<20
	Siloxane	ppm	2.8	<0.01

4.3 排ガス性能

Fig.5に排ガス性能グラフを示す。80kW定格においてNOx濃度（酸素濃度16%換算）25ppm未満、SOx濃度(酸素濃度16%換算)1ppm未満であった。

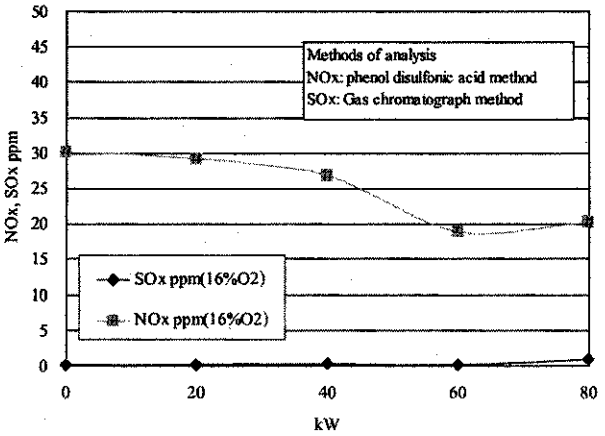


Fig.5 Performance of emissions

4.4 運転試験

運転は負荷抵抗器により定格出力80kWでの連続運転とし、積算運転時間500時間ごとにエンジンの高温部を分解・点検し、消化ガス燃焼による影響を調査した。また、MGTパッケージ内臓の温水ヒータで排熱を温水として回収、熱消費試験装置にてコージェネレーション性能を確認した。Photo.1に試験状況写真を示す。

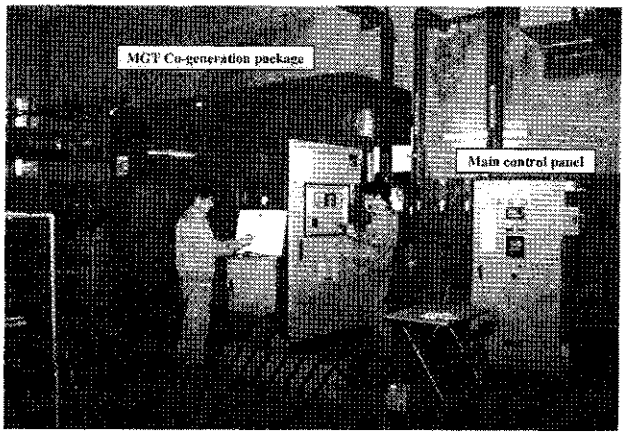


Photo.1 State of digestion gas test at water treatment plant

（1）運転履歴

Fig.7に04年1月から7月までの運転時間、起動回数、発電量の履歴をしめす。4月末まで外気温度が低く消化槽からの消化ガスの発生が少なかった。このため、DSS（Daily Start Stop）の運用が主であったが、5月以降は外気温度が上昇して消化ガス発生量が上昇、24時間運転が可能となったので運転時間、発電量とも増加している。

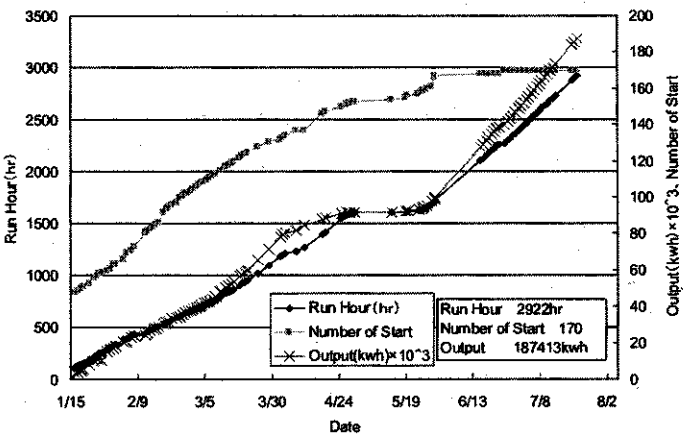


Fig.7 Operational history

（2）連続運転試験結果

消化ガスの起動および80kW定格出力での運転を実施した。消化ガス可燃成分であるメタン濃度の長期変動はVol.55～60%の範囲であった。このガ

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ス成分変動に対して MGT の制御に影響は無く安定的に運転された。

Fig.6 は定格 80kw における吸気温度と発電効率、総合効率の関係を示すグラフである。発電効率約 25%、総合効率 70%程度を達成、長期期間の運転においても効率はほぼ一定しており、性能劣化は見られていない。

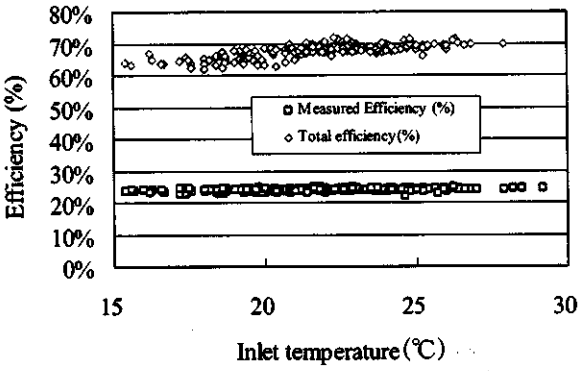


Fig.6 Inlet temperature vs. Efficiency

（3）エンジン分解検査

2004 年 7 月末現在、シロキサン除去装置なしで約 1200hr、シロキサン除去装置ありで約 1800hr、合計約 3000hr の累積運転を行い、これまで 500hr 毎に合計 6 回のエンジン分解点検を実施した。燃焼器、タービン、再生器にシロキサン等よる問題は発見されず、エンジンが良好な状態であることが確認された。

5．消化ガスコージェネレーションパッケージの環境性メリット

消化ガスコージェネレーションパッケージの対環境性メリットを示す。

前提条件は、下水処理場は年間連続稼動、MGT は定期点検などで 1 年に約 1 週間の停止で年間 8600hr 運転、発電効率 25%、総合効率 72%と仮定した。

算出 CO_2 削減量は、買電削減による CO_2 削減量約 340ton/year、燃料削減による CO_2 削減量約 360ton/year、合計で約 700ton/year の CO_2 削減となる。参考までに算出に用いた CO_2 排出係数を下記に示す。

買電 CO_2 排出係数 0.602kg-CO_2/kwh

燃料 CO_2 排出係数 2.51kg-CO_2/L

6．まとめ

これまでの現地試験により、適切な前処理を行うことで消化ガスによる MGT コージェネレーションシステムの長期運転が可能であることが実証された。さらに継続して長期運転を行い、耐用性を確認する予定である。

下水汚泥消化ガスのみならず生ごみバイオガス、ビール工場処理水発酵ガスもガス成分、有害ガス成分の種類は、下水消化ガスと比較的似ているため同じシステムが使用できる。

今後さらに製品の完成度を高め、環境貢献度の優れた製品として普及を図って行く所存である。

参考文献

1）平成 13 年度版下水道統計、（社）日本下水道協会

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

1700℃級仮想タービンの構築

佐伯 祐志（(株) 東芝），*松下 政裕，福山 佳孝（宇宙航空研究開発機構），
吉田 豊明（東京農工大学），横川 忠晴，原田 広史（物質・材料研究機構）

Development of a Virtual Gas Turbine System for a 1700 Degree Class GT

Hiroshi SAEKI (Toshiba), *Masahiro MATSUSHITA, Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA),
Toyoaki YOSHIDA (TUAT), Tadaharu YOKOKAWA and Hiroshi HARADA (NIMS)

ABSTRACT

The virtual gas turbine system (VT) in the High Temperature Materials 21 project (HTM21) is a simplified simulation for the comparison of current materials with new materials under its practical use condition. It is very helpful for a materials developer to know about the effectiveness of new materials quantitatively. We had built the first virtual gas turbine system (VT-M10, 1400 degree class GT), and then we extended the work to the future gas turbine condition (1700 degree class GT). This paper introduces development of the VT for a 1700 degree class gas turbine. In this VT, we need a detailed database especially in a high pressure turbine section. The database is built by three groups such as computational fluid dynamics (CFD), heat transfer analysis and structure analysis.

Key words: CFD, Gas Turbine, Heat Transfer Analysis, New Materials, Structure Analysis

1. はじめに

1.1 新世紀耐熱材料プロジェクト

21世紀の経済社会発展の基盤となる各種発電プラントや輸送関連機器の出力、性能の大幅向上と安全性確保には、新耐熱材料の開発が不可欠である。さらに、地球温暖化防止のためにCO2排出削減が必要であり、エネルギー関連機器を高効率化に導く新耐熱材料への期待が高まっている。このような背景の中、1999年度より、物質・材料研究機構（旧金属材料技術研究所）を中心とする「新世紀耐熱材料プロジェクト」が開始された。

本プロジェクトでは、ガスタービンへの適用を目指して、実用耐熱材料（Ni基超合金）の現行耐用温度を飛躍的に向上させる画期的な新材料を開発することを目標としている。そのため、「仮想タービン」を構築して開発材料のコンピュータ中での検証、タービン諸性能の評価を行うこととしている。

1.2 仮想タービン開発 [1)]

本プロジェクトで構築する仮想タービンは、ガスタービンシステムの設計をプログラムパッケージ化したものであり、特に高圧タービン静翼、動翼の適用材料を選定すると、設計作動条件における出力、熱効率、クリープ寿命、CO2低減量などが評価される総合プログラムである。この仮想タービンプログラムは、(株) 東芝、宇宙航空研究開発機構、物質・材料研究機構が協力して構築を行っている。特に、新規開発材料を適用する高温タービン部に関しては、空力性能、冷却性能、構造強度について、三次元的に詳細な評価を行うための技術を開発し、高度な性能評価が出来るようにすることを目的としている。Fig.1に仮想タービンと解析データベース構築の概要を示す。

これまでに、1400℃級の仮想タービンの構築を完了した[2)]が、さらに1700℃級の仮想タービン構築のため、冷却構造の見直しを行った。本報告では、1700℃級の仮想タービン構築のための、高温タービン部における空力性能、冷却性能、構造強度のデータベース構築について説明を行い、1700℃級仮想タービンの改良、解析結果例について報告を行う。

2. 1700℃級の高温タービン冷却構造

1700℃級仮想タービンの高温タービン冷却構造はWE-NET/CO2回収型高性能ガスタービンシステム[3)]の一段静翼、動翼を基にしている。Fig.2にタービン翼の冷却構造を示す。この1700℃級ガスタービンはメタン・酸素燃焼、水蒸気冷却で設計されたものであるが、仮想タービンは一般発電用ガスタービン向けであるので、空力性能、冷却性能、構造強度のデータベース構築においては、メタン・空気燃焼、空気冷却の条件下で解析を行っている。

3. データベース構築

3.1 空力性能評価 [4)]

空力性能評価では、静動翼一体解析を含む大規模CFDを実施し、翼外面圧力分布、速度分布、主流気体温度分布などを算出した。ここでは、無冷却タービン翼、フィ

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

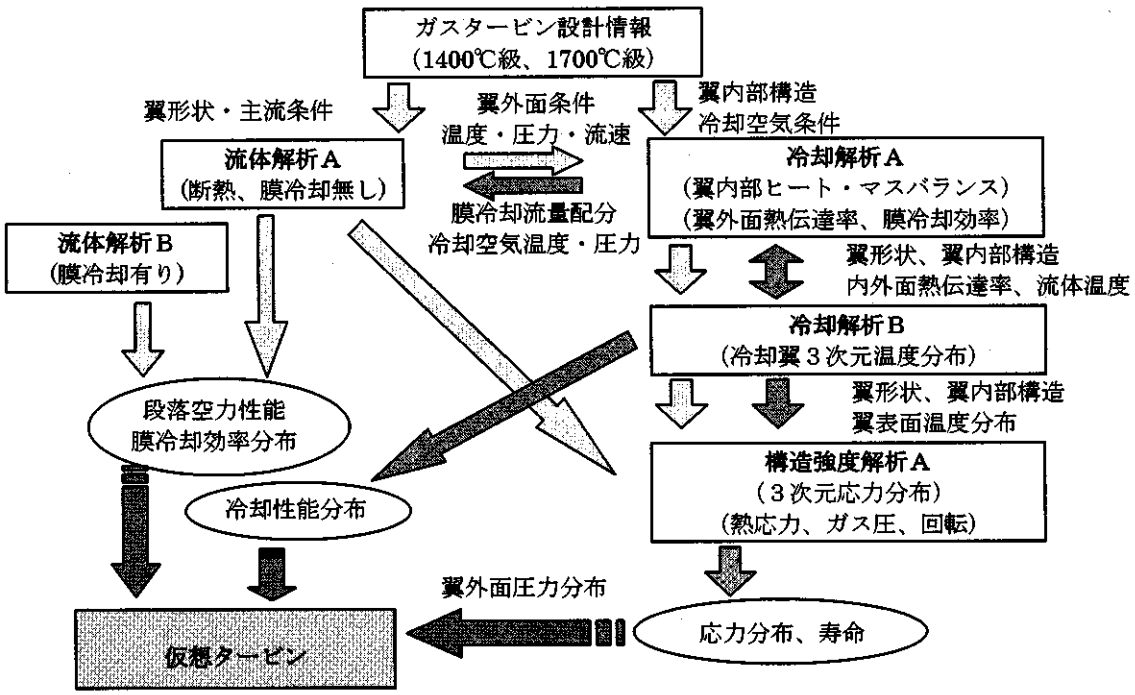


Fig.1　仮想タービンと解析データベース構築概要

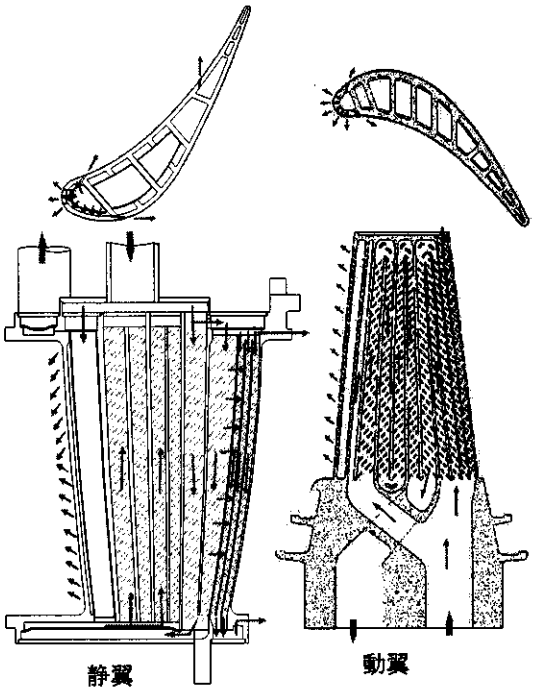


Fig.2　1700℃仮想タービン冷却翼

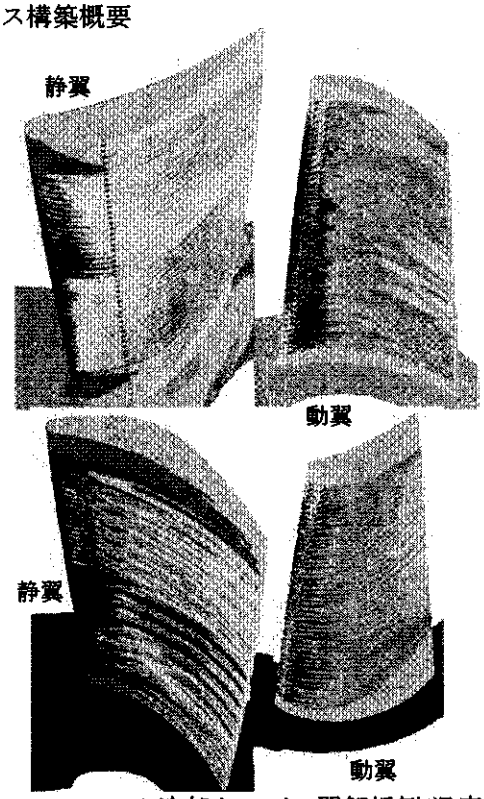


Fig.3　フィルム冷却タービン翼解析例(温度分布)

ルム冷却タービン翼の両方の三次元数値解析を行った。

Fig.3 はフィルム冷却タービン翼の解析結果の一例であり、翼表面の気体温度分布を示している。図では、主流と噴出し流れの相互干渉を含めたフィルム冷却の様子が明確に現れていることがわかる。しかし、CFD の精度検証は困難であり、今回は、このフィルム冷却を含めた結果を仮想タービンのデータベースには反映させていない。フィルム冷却の CFD 精度検証なども含め、今後の仮想タービンへ反映させるための研究を現在行っている。

Fig.4 に段落（静翼、動翼）の断熱効率と冷却空気流量比の関係を示す。計算では、冷却空気混合による温度低下は翼列入口にて考慮し、動翼では相対系において効率を評価した。効率は通路部全体の平均値であり、静圧を面積平均し、その他の輸送量は流量平均処理により求めた値を使用した。結果は、1400℃級と 1700℃級で異なる性質を示しているが、これは、空力設計（翼形状や反動度設計）とレイノルズ数（粘性損失効果）の相違によるものと考えられる。従来の仮想タービンでは、冷却空気吹き出しによる空力性能に対する効果は、主流減温効果

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

のみ評価していたが、1700℃級仮想タービンでは、この関係を組み込み、空力性能評価を行っている。

また、無冷却タービン翼の結果は、後述の冷却性能、構造強度評価において境界条件の計算にも使用されている。

3.2 冷却性能評価

冷却性能評価では、境界条件を準備し、翼有効部の3次元熱伝導解析(有限体積法)によって、温度分布の算出を行った。

翼外面の境界条件に関しては、熱伝達率、ガス温度およびフィルム冷却効率を CFD の結果と実験整理式により予測し、翼内面の境界条件に関しても冷却空気流量配分と熱通過による温度上昇を考慮して、実験整理式により、熱伝達率と冷却空気温度を予測した。Fig.5 に解析に使用した境界条件の例を示す。境界条件における各種冷却手法の取り扱いは 1400℃級のデータベース構築の取り扱いと同じである[5]。

Fig.6 に設計点における温度分布解析結果を示す。このタービン翼は TBC 表面温度 1200℃で設計された翼であるが、設計点における解析結果ではこの制限を満たしていることが表されている。

冷却空気流量、TBC の有無、材料物性値などを変化させ、温度分布解析を行い、それぞれの解析結果を基に、仮想タービン用の冷却性能データベースを冷却効率の形で用意した。Fig.7 に冷却空気流量に対する平均、最小冷却効率の変化を示す。この関係が 1700℃級の仮想タービ

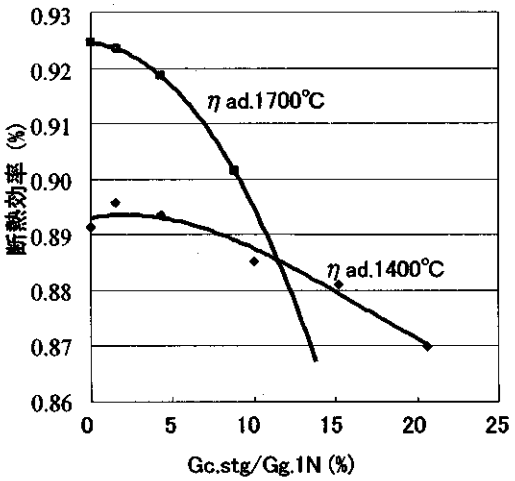
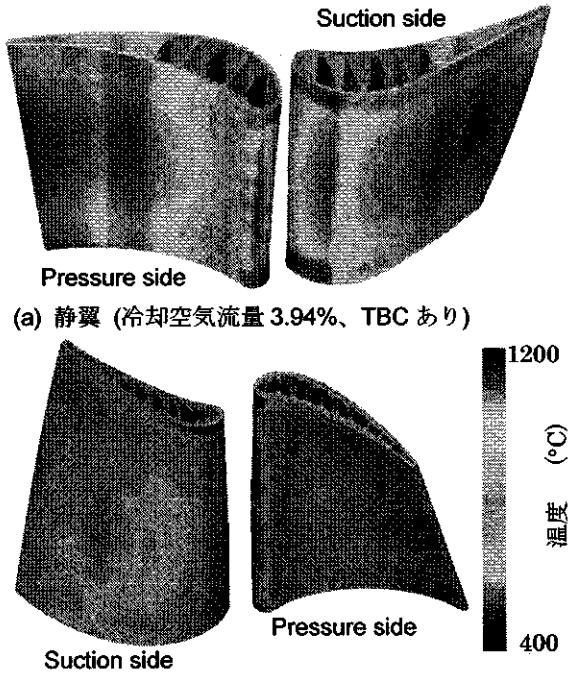


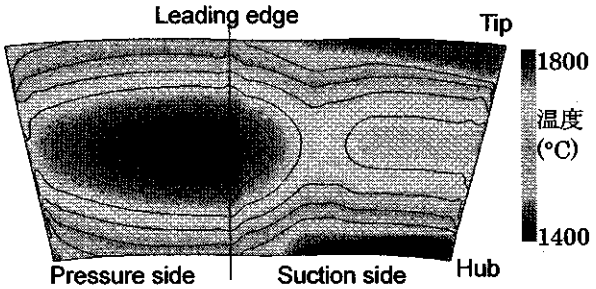
Fig.4 冷却空気流量比に対する段落断熱効率



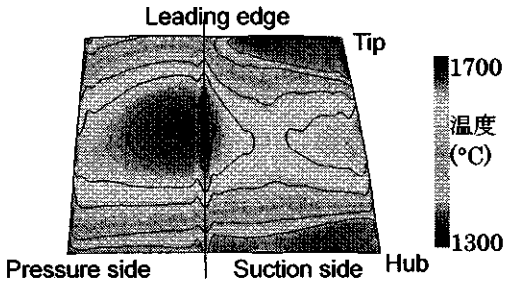
(a) 静翼 (冷却空気流量 3.94%、TBC あり)

(b) 動翼 (冷却空気流量 4.31%、TBC あり)

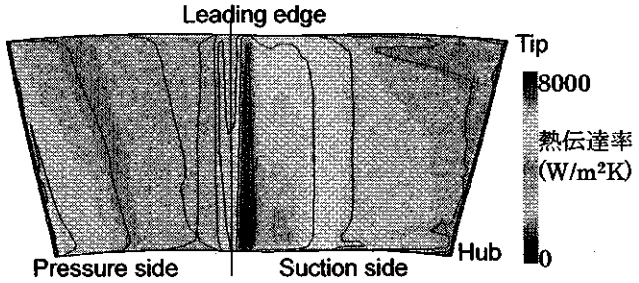
Fig.6 1700℃級冷却翼温度分布 (設計点)



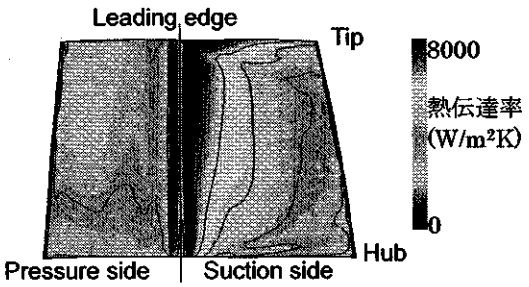
(a) 静翼表面気体温度分布



(b) 動翼表面気体温度分布



(c) 静翼熱伝達率分布



(d) 動翼熱伝達率分布

Fig.5 冷却性能解析における境界条件 (設計点)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

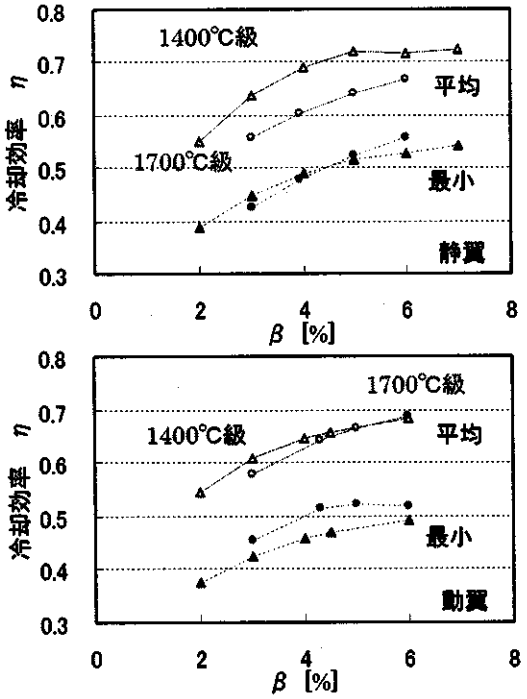


Fig.7　冷却空気流量比に対する冷却効率

ンでは冷却効率の計算に使用されている。

また、この温度分布の結果は、後述の構造強度評価において境界条件に使用されている。

3.3 構造強度評価 [6]

構造強度評価では、1700℃級動静翼の三次元モデルの格子生成を行い、応力解析と寿命評価を実施した。静翼では熱応力と静翼周囲のガス圧力により発生するガス曲げ応力、動翼ではこれらに加えて回転により発生する遠心力を付加した解析を実施した。

Fig.8 に 1700℃級動翼の応力解析結果の一例を示す。左図は翼表面の応力分布を右図は翼高さ方向各断面内の応力分布を示す。応力は von Mises の応力で表示した。1700℃級動静翼は試験用設計翼であり、必ずしも、応力や寿命の観点から最適化された翼構造でなく、図に示されるように動翼根部に高応力領域が発生している。また、本構造では翼内部の仕切リブにも高応力の発生が見られた。

冷却空気量を変化させた場合の温度分布を基に３次元応力分布の解析を実施し、翼高さ方向各段面に発生する平均応力とその断面での最大発生応力に関してデータ抽出を行った。Fig.9 に冷却空気流量比に対する平均応力の変化を示す。これらの値をデータベースとして 1700℃級仮想タービンに適用している。

4.　1700℃級仮想タービン解析例

1700℃級仮想タービンでは、タービン冷却翼と無冷却条件に対応する改良を実施した。Fig.10 に仮想タービンシステムが対象とする発電システムを示す。本システム

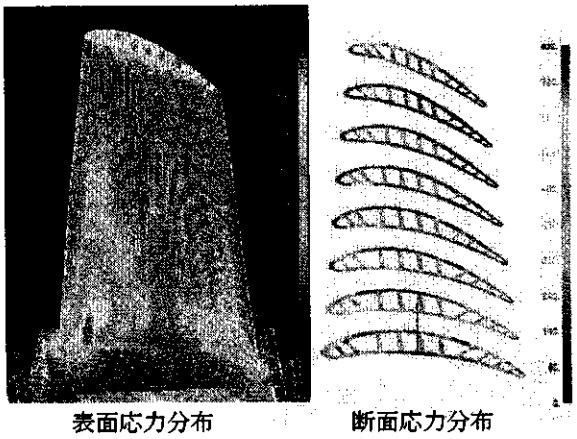


Fig.8　1700℃級動翼応力分布

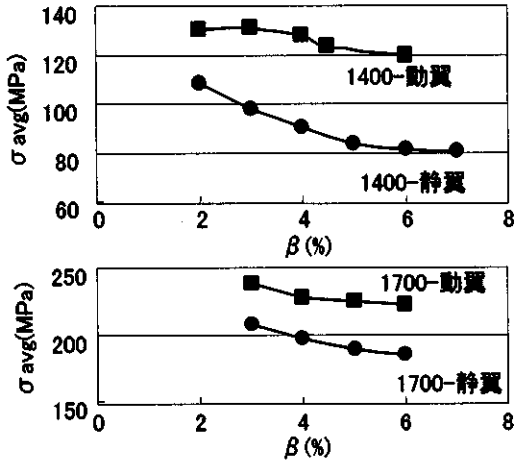


Fig.9　冷却空気流量比に対する全体平均応力

では、ガスタービン 1, 2 段動静翼に、WE-NET/CO2 回収型高性能ガスタービンシステム 3)で採用したハイブリッド冷却構造（フィルム空気冷却と回収蒸気冷却の併用構造）を採用し、それに冷却蒸気を供給するための HRSG（排熱回収熱交換器）からの抽気機構、および、回収冷却蒸気から動力を取り出すための蒸気タービンが設けられている。1, 2 段翼の回収冷却蒸気流量比（主流に対する）と蒸気温度は固定とし、それで下げきれなかった分を空気フィルム冷却で下げるものとした。3 段以降の翼は、1400℃級ガスタービンと同様に、空気フィルム冷却のみとした。冷却蒸気流量比および温度の値は、前述の WE-NET/CO2 回収型高性能ガスタービンシステム [3]開発研究での成果から設定した。

前述のように 1700℃級ガスタービンに対して設計された初段動静翼に関して、最新の大規模 3 次元流体解析（ＣＦＤ）、3 次元有限体積法熱伝導解析（ＦＤＭ）、3 次元有限要素法応力解析（ＦＥＭ）を実施して、解析データベースを仮想タービンシステムに搭載した。

・段落空力性能（冷却空気流量比の影響）

・冷却性能（冷却空気流量比の影響、平均冷却効率と最小冷却効率分布）

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

・構造強度（冷却空気流量比の影響、ガス温度の影響、平均応力と最大応力布）

Fig.11 に仮想タービンシステムの全体構造を示す。今回の 1700℃級仮想タービンでは、ガスタービン設計データベース（GT Design Databases）とガスタービン設計プログラム（GT Design Program）部分が改訂されている。

試計算は、３種類の条件で行った。計算条件および結果を Table 1 に示す。条件 1 は実機との比較計算のための条件である。1700℃級ガスタービンプラントの実機はまだ存在しないので、本仮想タービンプラントと似た構造を有する GE 社の MS7001H[7),8)]ガスタービンプラントとの比較を行ったものが、条件 1 である。比較のために MS7001H プラントの値を併記してある。タービン翼材料に TMS-82+[9)]を使用し、1,2 段動静翼がハイブリッド冷却構造である等、MS7001H プラントと異なった点があるため結果が完全に一致することは無いが、両者のプラント熱効率がほぼ一致しており、本仮想タービンプログラムでほぼ妥当な計算が成されていることが分かる。次に、条件 1 とガスタービンの大きさ（吸い込み流量）がほぼ同じで、翼材料を新世代の Ni 基耐熱合金である TMS-138++[10)]に変更してタービン入口温度を 1700℃に上昇させ、それに伴って圧力比も上昇させた場合の計算結果を条件 2 と 3 の項に示す。条件 2 は、空気フィルム冷却のみとした場合で、条件 3 は、1,2 段動静翼に回収蒸気冷却を併用したハイブリッド構造とした場合である。条件 2 では、タービン入口温度／圧力比上昇の効果によってプラント熱効率が多少向上するが、フィルム空気量が比較的多く、その損失によって上昇分の効果が十分に得られていないことが分かる。それと比較して条件 3 の場合は、条件 1 と比較してその熱効率が 2%程度も向上する等、タービン入口温度／圧力比上昇の効果あるいは新世代耐熱合金使用の効果が十分に現れていることが分かる。

5. まとめ

本報告では、1700℃級の仮想タービン構築のため、冷却構造の見直しを行い、それに伴う、高温タービン部における空力性能、冷却性能、構造強度のデータベース構築について説明を行った。さらに、1700℃級仮想タービンの改良、解析結果について紹介を行った。以下に、内容をまとめる。

(1) 冷却空気噴出しによる空力性能に対する効果を CFD の解析結果を基に、段落空力性能として、仮想タービンに新たに組み込んだ。

(2) 冷却空気流量に対する冷却性能、構造強度のデータベースを 1700℃級の冷却構造に合わせ再構築を行った。

(3) 構築した 1700℃級の仮想タービンに対し、ガスタービンプラント（GE 社の MS7001H）と比較計算を行い、その妥当性を示した。

(4) 1700℃級の仮想タービンによって、新世代耐熱合金の使用により得られる効果を明確に算出できることを示した。

現在、新世紀耐熱材料プロジェクトは 2 年延長され、

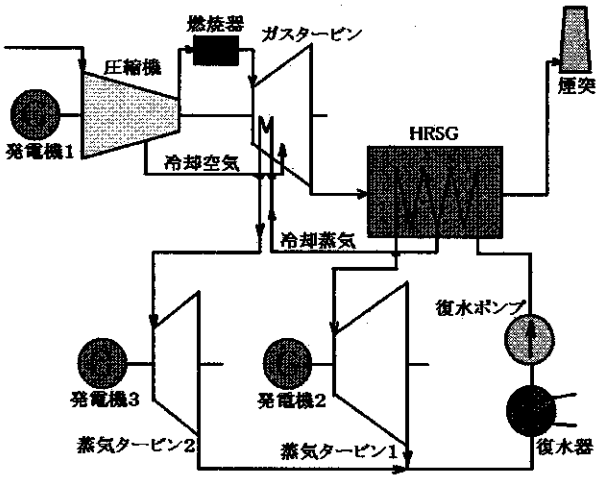


Fig.10　仮想タービン発電システム

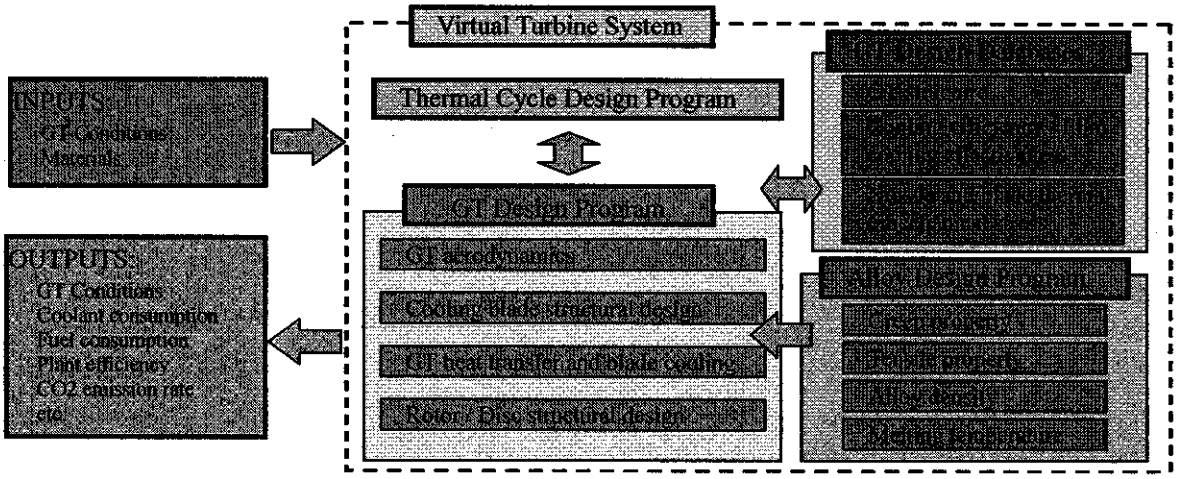


Fig.11　発電ガスタービン仮想タービンシステムの構造

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

仮想タービンは、高バイパス比ファンエンジンに適用する予定になっている。航空エンジン用仮想タービンの高精度化を目指して、FJR710/600S に対応したデータベース構築を行っている。

参 考 文 献

1) Yoshida, T., et al, : "Virtual Turbine: Its State of the Art and Advanced Works in the Project", *第2回高温材料国際シンポジウム "High Temperature Materials 2001"*, June, 2001.
2) Saeki, H., et al, : "Development of a Gas Turbine Design Program Coupled with an Alloy Design Program – A Virtual Turbine", *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, November, 2003.
3) Ito, S., et al, "Conceptual Design and Cooling Blade Development of 1700℃-Class High-Temperature Gas Turbine", Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, June, 2003.
4) Nishizawa, T., et al, : "A Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation of a Film-Cooled Turbine Stage.", *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, November, 2003.
5) Matsushita, M., et al, : "Construction of Cooling Effectiveness Database Applied to the Virtual Gas Turbine in HTM21 Project.", *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, November, 2003.
6) Chen, J., et al, : "Interface Construction for Thermal Stress Analysis in Virtual Turbine and Its Application.", *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, November, 2003.
7) "GE Announces Development of G and H Gas Turbines", *Turbomachinery International*, 1995, pp. 16-18.
8) 飯田義亮、他、"1,500℃級コンバインドサイクルシステム"、東芝レビュー、Vol. 56、No. 6、2001.
9) Hino, T., et al, : "Development of a New Single Crystal Superalloy for Industrial Gas Turbines", *Proc. of the 9th International Symposium on Superalloys 2000*, September, 2000.
10) Koizumi, Y., et al, : "Development of Next-Generation Ni-Base Single Crystal Superalloys", *Proc. of the 10th International Symposium on Superalloys 2004*, September, 2004.

Table 1　1700℃級仮想タービン解析例

			計算条件 1	計算条件 2	計算条件 3	参考:GE MS7001H
計算条件	ガスタービン出力(級)		197 MW	230 MW	230 MW	—
	タービン入口温度		1500 ℃	1700 ℃	1700 ℃	1500 ℃級
	タービン段数		4段	4段	4段	4段
	圧力比		23.2	37.5	37.5	23.2
	燃料		LNG	LNG	LNG	LNG
	タービン翼材料	1段静翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	単結晶合金
		1段動翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	単結晶合金
		2段静翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
		2段動翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
		3段静翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
		3段動翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
		4段静翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
		4段動翼	TMS-82+	TMS-138++	TMS-138++	一方向凝固合金
	TBC		全翼施工	全翼施工	全翼施工	全翼施工
結果	ガスタービン吸込流量		558.4 kg/s	555.4 kg/s	555.4 kg/s	558 kg/s
	ガスタービン排気温度		609.1 ℃	570.7 ℃	603.6 ℃	不明
	ガスタービン出力		274.5 MW	285.6 MW	320.1 MW	不明
	ガスタービン熱効率(LHV 基準)		41.45%	44.90%	45.50%	不明
	プラント出力		412.1 MW	399.1 MW	452.6 MW	394 MW
	プラント熱効率(LHV 基準)		60.97%	61.49%	63.04%	60%
	プラント熱効率(HHV 基準)		54.95%	55.41%	56.81%	53%
	CO2 排出量比		134.87 (kg/s)/kW	124.42 (kg/s)/kW	122.77 (kg/s)/kW	不明
	フィルム冷却空気量	合計	7.04%	27.90%	14.87%	不明
		1段静翼	4.41% (蒸気 1.89%)	9.03%	6.47% (蒸気 1.89%)	蒸気冷却
		1段動翼	0.03% (蒸気 1.30%)	4.93%	1.50% (蒸気 1.30%)	蒸気冷却
	(冷却空気/主流ガス)	2段静翼	0.93% (蒸気 1.89%)	6.85%	4.00% (蒸気 1.89%)	蒸気冷却
		2段動翼	0.00% (蒸気 1.30%)	4.89%	0.00% (蒸気 1.30%)	蒸気冷却
		3段静翼	1.36%	1.92%	2.25%	空気フィルム冷却
		3段動翼	0.31%	0.27%	0.60%	空気フィルム冷却
		4段静翼	0.00%	0.00%	0.04%	—
		4段動翼	0.00%	0.00%	0.00%	—

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

コンバインドサイクル発電プラントの制御設計支援シミュレーション・ツールの開発

*白川　昌和，中井　昭祐，保坂　俊二（東芝）

Development of a New Dynamic Simulation Tool for Thermal Power Plants

*Masakazu SHIRAKAWA, Akimasa NAKAI and Shunji HOSAKA (TOSHIBA)

ABSTRACT

This paper presents a new dynamic simulation tool, which can support the plant and control system designs of thermal power plants. For flexibility in building plant and control systems, object-oriented modeling techniques are used for representing plant component, and each these component object models is based on the verified first-principles model. Further, simulation models can be easily built by connecting component object models similar to an actual plant in a user-friendly graphical-user-interface (GUI). This tool aids the design engineer in building a simulation model, to execute the simulation in the design process, and to test an actual control system.

Key words: Power Plant, Combined Cycle, Dynamic Simulation, Modeling, Object Oriented, Control Design

1．はじめに

従来から，火力発電プラントの運転特性を評価するために，プラントシミュレーションが用いられている[1)]。今日では，実機運転データなどを利用して，シミュレーションモデルの検証と改良を長年にわたり繰り返し行ってきた結果，大方の動的現象を定量的に模擬できるシミュレーション技術が確立している[2), 3)]。

シミュレーションの使われ方は，設計仕様への適合検証と設計課題の現象究明に大別できる。製品設計のスピードアップと品質向上の観点から，前者は製品の設計技術者が取り込み，後者は解析技術者が主に行うことが効果的と考えられる。しかし，現象究明されたシミュレーションを設計業務プロセスへ組み込むためには，設計技術者が利用し易いツールが必要になる。

これまでに，火力発電プラントのモデリングやシミュレーション・ツールに関する多数の報告がある[4)－8)]。しかし，何れも解析の専門家ではない設計技術者が通常使用するには，習得すべき専門知識が多すぎる。また，多くがモジュール化プログラミングに基づいており，火力発電プラントのような大規模システムを模擬するには，多くの独自規律が必要となり，汎用性，機能拡張性や保守性に問題がある。一方，Lu, S.らは，オブジェクト指向に基づく火力発電プラントモデルを提案している[9), 10)]。この方法は，実機プラントの機械的情報に適合した自然な形でのモデル化が可能であるので，設計技術者が利用し易く，汎用性，機能拡張性や保守性に優れた設計ツールを提供できると考えられる。そこで，著者らは Lu, S.らの方法を発展させ，詳細化と機能拡張などを行い，プラントメーカの設計業務プロセスへ組み込めるシミュレーション・ツールを開発することにした。

本論文では，設計技術者が容易に操作できる，オブジェクト指向[11)]に基づいた火力発電プラントシミュレーション・ツール（TOSHIBA Standard Dynamic Simulation Tool for Thermal Power Plants）を開発したので，その開発環境，モデリング手法，ツール利用上の特徴と適用事例について述べる。

2．開発環境

シミュレーション・ツールは，設計技術者が利用し易いようにPC（パソコン）上で動作し，市販パッケージソフトである MATLAB™/Simulink™[12)] を利用して開発した。

著者らが，MATLAB™/Simulink™ を利用した理由は以下である。

1. プログラム言語とは異なり，GUI（Graphical User Interface）を用いたモデリングとシミュレーション環境が提供されているので，設計技術者が利用し易いツールを開発できる。
2. プラントシミュレーションに必要な制御モデルを容易に作成できる。実機制御装置と等価なブロック線図モデルが開発できるため，解析精度と模擬能力を高めることができる。
3. 豊富な数学関数ライブラリ，数値解析，グラフィック機能などが提供されているので，モデリング以外の開発負荷を低減できる。
4. 階層化機能など，視覚的に見やすく，作業性がよいので，発電プラントのような大規模システ

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ムのモデリングに適している。

5. 実機制御装置との接続性がよいので，プラントシステム設計，制御システム設計，実機制御装置の試験などを一貫したシミュレーション環境下で行うことができる。

一方，MATLAB™/Simulink™は，Java™に代表されるオブジェクト指向言語とは異なるので，本論文ではプログラミングにおけるオブジェクト指向には言及していない。

3．モデリング手法

開発したシミュレーション・ツールは，コンベンショナル火力発電システムとコンバインドサイクル発電システムの模擬が可能である。プラントモデルは，既に検証済みの物理モデル（質量，エネルギ，運動量保存式）[2), 3)]を適用しており，従来のプログラム言語によるシミュレーションモデル[2), 3)]と同等の解析精度と模擬能力を有する。

以下に，モデリング手法の特徴を述べる。

3.1 オブジェクト指向モデル

自由なプラント構成への対応を容易にするため，オブジェクト指向に基づいてモデル化する。すなわち，プラントの各構成機器（ガスタービン，蒸気タービン，各熱交換器，制御弁，ポンプなど）を独立のオブジェクトとし，オブジェクトの組み合わせにより全体プラントモデルを構成する。各オブジェクトは，自身の振舞いを表す物理モデル（支配方程式）と，関連するデータ（寸法，重量などの機器データと，圧力，温度，流量などの状態量）の結合として定義する。

各オブジェクトは，ある時刻の出入口状態量を与えると，オブジェクト内の支配方程式を時間積分して，次の時刻の内部状態量を求めるプロシージャ（オブジェクト指向ではメソッドという）を持っている。そして，出口状態量（＝内部状態量）をパラメータとした情報を順次下流側のオブジェクトに引き渡し，下流側のオブジェクトが持っているメソッドの実行を依頼する（オブジェクト指向ではメッセージという）。以上の操作を逐次的に実行することで，全体プラントモデルの時間応答を計算できる。オブジェクト指向モデルは，それぞれの機器モデルが自己充足的に形成されているので，自由なプラント構成への対応が可能である。また，他のものから独立して機器モデルの変更・追加が行えるので，汎用性，機能拡張性や保守性にも優れている。

以下に，一例として熱交換器（過熱器）オブジェクトの支配方程式（並流形対流伝熱の場合）と，関連するデータを示す。

- 管外（ガス－伝熱管）の熱伝達式：

$$Q_{g,i} = G_g C_g \left(T_{g,i} - T_{g,i+1}\right) \cong \alpha_{g,i} G_g{}^x \theta_{g,i} \quad \cdots\cdots(1)$$

- ガス側の対数平均温度差：

$$\theta_{g,i} = \frac{\left(T_{g,i} - T_{m,i}\right) - \left(T_{g,i+1} - T_{m,i}\right)}{\ln\left\{\left(T_{g,i} - T_{m,i}\right)/\left(T_{g,i+1} - T_{m,i}\right)\right\}} \quad \cdots\cdots(2)$$

- 管内（伝熱管－蒸気）の熱伝達式：

$$Q_{s,i} = G_s C_s \left(T_{s,i+1} - T_{s,i}\right) \cong \alpha_{s,i} G_s{}^y \theta_{s,i} \quad \cdots\cdots(3)$$

- 蒸気側の対数平均温度差：

$$\theta_{s,i} = \frac{\left(T_{m,i} - T_{s,i}\right) - \left(T_{m,i} - T_{s,i+1}\right)}{\ln\left\{\left(T_{m,i} - T_{s,i}\right)/\left(T_{m,i} - T_{s,i+1}\right)\right\}} \quad \cdots\cdots(4)$$

- 伝熱管のエネルギ保存式：

$$\frac{d}{dt} T_{m,i} = \frac{Q_{g,i} - Q_{s,i}}{C_m M_{m,i}} \quad \cdots\cdots(5)$$

- 蒸気の流量計算式：

$$G_s = \kappa \sqrt{\left(P_{s,in} - P_{s,out}\right)/v_{s,in}} \quad \cdots\cdots(6)$$

ここで，C：比熱，G：質量流量，h：比エンタルピ，M：質量，P：圧力，Q：熱量，T：温度，v：比体積である。x と y は，実験経験値である（例えば，$x = 0.69$，$y = 0.8$）。添字は，g：ガス（管外流体），m：伝熱管メタル，s：蒸気（管内流体），i：伝熱面の分割番号，in：入口側，out：出口側である。このモデルは，M_m：伝熱管質量，α：伝熱係数，κ：流量係数の機器データが必要である。また，(5)式に対する状態量の初期値（伝熱管の初期温度分布）が必要である。そして，入口ガス温度，入口蒸気温度と出入口蒸気圧力を与えると，(1)～(6)式から出口ガス温度，出口蒸気温度と蒸気流量が求まる。

3.2 パラメータ自動設定

発電プラントのような大規模システムのシミュレーションでは，プラント毎に異なる多くの機器データと，状態量の初期値を設定する必要がある。これらのパラメータの中には，伝熱係数，流量係数，容器内の蒸気質量など，直接的に得られないものが多い。また，モデルに合わせたフォーマットが要求される。したがって，従来はモデルを熟知した解析技術者がシミュレーション用のパラメータを別途計算し，手作業で設定する必要があった。このことは，作業効率が悪く，設計技術者への展開を阻害する要因でもあった。

プラントシミュレーションは，ヒートバランス

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

計算結果に代表される静特性と合致することを前提に，時間微分を含む質量，エネルギ，運動量保存式から動特性を計算している。機器データには，時間応答に依存する動的データ（重量や容積など）と，プラントの定常特性に依存する静的データ（伝熱係数，流量係数など）の2種類ある。動的データは，設計開始時は過去のプラント実績からの推定値を入力し，設計進捗に合わせて正確なデータに入れ替えていく。一方，静的データは，ヒートバランス計算結果（圧力，温度，流量など）から逆計算できる。

本ツールは，各オブジェクトのメソッドとして，パラメータ自動設定（機器データと，状態量の初期値）機能を持っている。これらのメソッドは，シミュレーションの開始時に実行される。したがって，各オブジェクトに対応するヒートバランス計算結果（圧力，温度，流量など）を入力すれば，各オブジェクトは自身の関連するデータを算出し，3.1 節と同様の手順で自動的に全体プラントモデルのデータを設定できる。したがって，労力の要するデータ設定作業を大幅に低減できるため，設計技術者への展開が容易になる。

図1に，一例として熱交換器（過熱器）オブジェクトの概念図を示す。このオブジェクトは，内部状態量計算（3.1 節），機器データ設定，状態量の初期値設定を行う3つのメソッドが，関連するデータとパッケージ化されている（オブジェクト指向ではカプセル化という）。各メソッドは，必要な出入口状態量を，他のオブジェクトからメッセージとして受け取る。そして，機器データ設定メソッドは，ヒートバランス計算結果からの入力値（出口ガス温度，出口蒸気温度，蒸気流量）を用いて，機器データ（管外伝熱係数，管内伝熱係数，流量係数）を算出する。状態量の初期値設定メソッドは，同様に伝熱管の初期温度分布を算出する。内部状態量計算メソッドは，設定された機器データと，状態量の初期値を用いて，3.1 節に示した支配方程式から内部状態量を求める。

3.3 モデルライブラリ

同じ機能の機器・制御モデルや，他のプラントのシミュレーションモデルを効率よく作成するために，共通の支配方程式とデータ変数を持つテンプレートを定義する（オブジェクト指向ではクラスという）。そして，具体的な機器・制御モデルは，共通の支配方程式に固有のデータ値を入力したオブジェクトになる（オブジェクト指向ではインスタンスという）。また，発電プラントは，多数の部品オブジェクトから成る複合オブジェクトである。

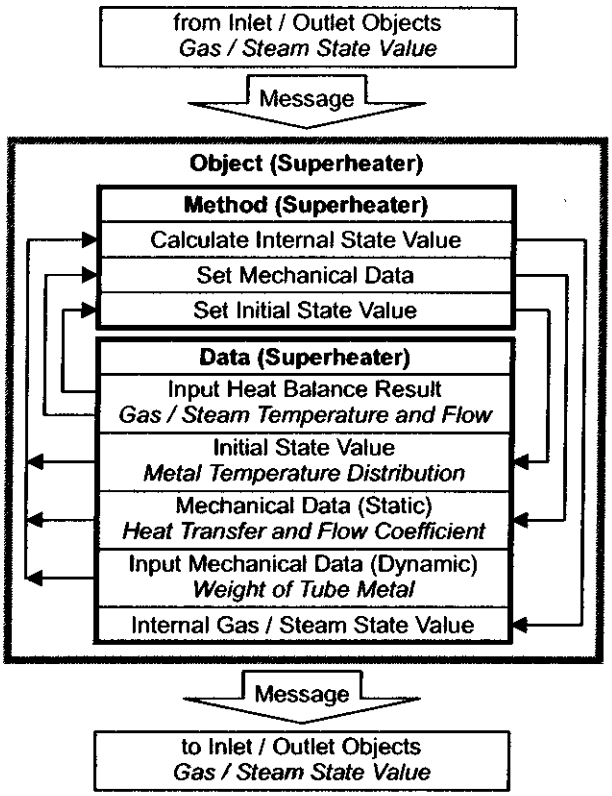


Fig.1 Concept of a Superheater Object

すなわち，一つ一つの部品オブジェクトを作成し，それらを組み合わせて階層化表現することで，より大きな機器モデルを構築できる。このように，オブジェクト指向では，情報を我々が普通に考えているように表現できる。そして，その内部構造の複雑さを意識することなく利用できる。

クラスである各モデルは，モデルライブラリとして登録し，一元管理・再利用できるようにする。開発したモデルは，機器モデル（ガスタービン，蒸気タービン，過熱器，蒸発器，節炭器，ドラム，空気予熱器，タンク，制御弁，配管，ポンプ，ファン，ミル，センサなど）65 種類，制御モデル（PID 制御器，設定値切替器など）20 種類，蒸気表とガス表の各関数 45 種類ある。これらのモデルは，複雑な計算部は C++言語でプログラミングして，MATLAB™/Simulink™ の組み込み関数（S-Function）として取り込み，Simulink™ に標準装備の数学モデル（数学関数，積分器，制限器，上下限器など）と組み合わせて作成してある。図2に，開発したモデルライブラリの一部を示す。各モデルは，視認性を高めるユニークなアイコンと，データ設定画面（各アイコンをマウスでダブルクリックすると表示される）を持っている。

オブジェクト指向では，クラスの一般化（抽象化）により上位レベルのスーパークラス，特別化

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

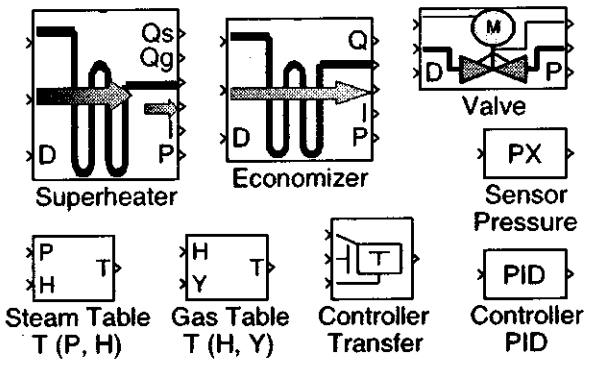


Fig.2 Example of Model Library

により下位レベルのサブクラスをもつ木構造のクラス階層（例えば，熱交換器は過熱器，蒸発器，節炭器のスーパークラス，対流伝熱過熱器，放射伝熱過熱器は過熱器のサブクラス）を構築し，上位レベルの特性を継承していく。しかし，本論文では，クラス階層の探索により，計算速度が低下するため採用していない。

3.4 フローベクトル

各オブジェクトは，フローベクトルという方法を用いて接続する。フローベクトルは，作動流体の状態量を流れ方向に束ねたものである。水・蒸気系統は，圧力，比エンタルピ，流量を束ねたフローベクトルで接続する。そして，オブジェクト内の計算で温度，比体積，比エントロピなどが必要な場合は，圧力，比エンタルピから蒸気表を用いて算出する。同様に，空気・ガス系統は，圧力，比エンタルピ，流量，ガス組成を束ねたフローベクトルで接続する。そして，オブジェクト内の計算で温度などが必要な場合は，比エンタルピとガス組成からガス表を用いて算出する。

フローベクトルは，実機プラントのプロセスフローと同様に各オブジェクトを接続できる。図3に，一例として熱交換器（過熱器）の出口側に制御弁をフローベクトルで接続したモデルを示す。なお，Simulink™はデータを双方向に受け渡せないので，下流側の状態量が必要な場合は，Goto, From タグで受け渡している（図中の SH_O_P, CV_F, CV_O_P)。図4に，上記モデルを階層化表現したモデルを示す。このように，フローベクトルを用いることで，視認性に優れクリアなプラントモデルを構築できる（もしフローベクトルを用いないと，各変数を多数の矢印線で接続する必要があり，乱雑なモデルになる)。

4．ツール利用上の特徴

本ツール利用上の代表的な特徴として，GUI

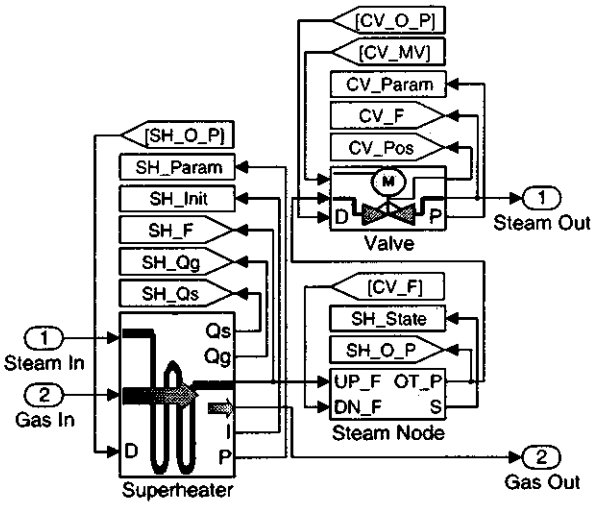


Fig.3 Flow Vector Linking of Objects (Lower Level)

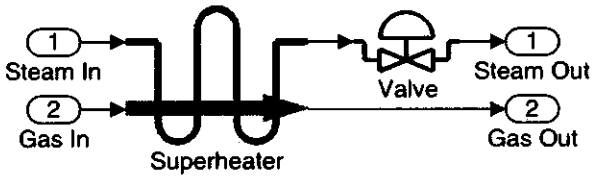


Fig.4 Flow Vector Linking of Objects (Higher Level)

（Graphical User Interface）と，リアルタイム計算機能について述べる。

4.1 GUI（Graphical User Interface）

本ツールは，MATLAB™/Simulink™上の GUI を通じて，シミュレーションモデル作成，実行，結果表示・出力などが行える。

オブジェクト指向モデル（3.1節）は，各機器モデルが自身の振舞いとデータを保持しているため，単に機器モデルの接続関係を変更するだけで，自由なプラント構成のプラントモデルを構築できる。その作業は，CAD ツールを操作するのと同様の感覚である。実機プラントの系統図に合わせて，PC 画面上にマウス操作で，モデルライブラリ（3.3節）から必要な機器モデルを貼りつけ，接続していく。各機器モデルの接続は，フローベクトル（3.4 節）により実機プラントのプロセスフローと同様に接続できる。このように，効率よく容易に全体プラントモデルを構築できる。

全体プラントモデルが完成したら，ヒートバランス計算結果を各機器モデルのデータ設定画面に入力する。そして，シミュレーション実行すると，パラメータ自動設定（3.2節）により，自動的に機器データと，状態量の初期値が設定される。設計点以外からのシミュレーション実行は，機器データは不変なので保持し，状態量の初期値のみ再設定すればよい。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

シミュレーション実行中でも，オンラインでの結果表示・出力やパラメータ変更ができる。また，計算の中断・一時停止・再開ができる。したがって，制御パラメータ調整や機器サイジングなどの作業を効率よく進められる。

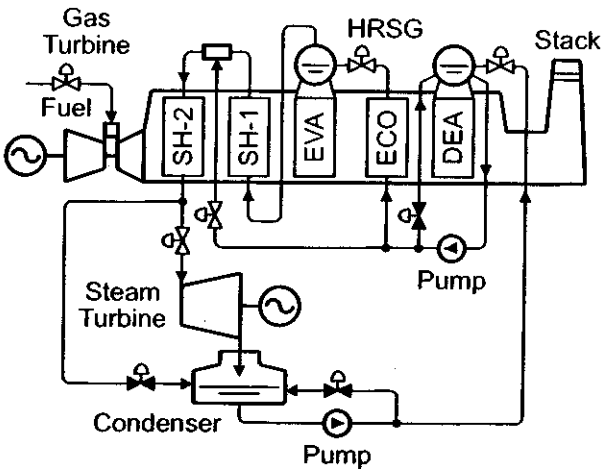
4.2 リアルタイム計算機能

本ツールの計算速度は，プラントの規模と，PCの性能に依存するが，事業用の火力発電プラントでも，実時間よりもはるかに高速で計算できる（CPU：1 GHzのノートPCを利用して，4～10倍速程度）。したがって，設計段階では，高速計算により効率よく設計検討を進められる。また，本ツールは，GUIを用いて簡単にリアルタイムシミュレータへ切り替えられる。設計検討用のシミュレーションで利用した精度のよいプラントモデルを，そのまま実機制御装置と組合せたリアルタイムシミュレータとして利用できる。プラントシステム設計，制御システム設計から実機制御装置の納入前試験（工場試験），試運転調整までシミュレーション・ツールの一元化が可能になった。

5．適用事例

本ツールの適用事例として，全出力265MWのコンバインドサイクル発電システムの場合について述べる。図5に，プラント系統図を示す。本ツールを用いて，全体プラントモデルと制御装置モデルを作成した。

図6に，全体プラントモデルを示す。ここで，アイコン表示されたオブジェクトモデルは，主要な構成機器である。矢印線で示されたフローベクトルは，水・蒸気配管とガスダクトの作動流体である。このように，本ツールを用いると，プラント系統図に合致した，分かり易いシミュレーションモデルが構築できる。また，プラント構成が変わった際は，関連するオブジェクトモデルの接続関係とデータのみを再設定すればよい。



HRSG : Heat Recovery Steam Generator
SH : Superheater,　EVA : Evaporator
ECO : Economizer,　DEA : Deaerator

Fig.5　Schematic Diagram of a Combined Cycle Plant

制御装置モデルは，実機の制御ロジック図を忠実に模擬している。図6の各オブジェクトモデルは，該当するセンサを含んで階層化表現してある。全体プラントモデルと制御装置モデル間で，センサ値と弁開度指令値などの信号を取り合うことで，各種の運転状態を模擬できる。図7に，一例として負荷変化（100%⇔60%）のシミュレーション結果（出力応答）を示す。ガスタービンが先行し，蒸気サイクル系の遅れをカバーする，基本的な運転・制御特性が分かる。

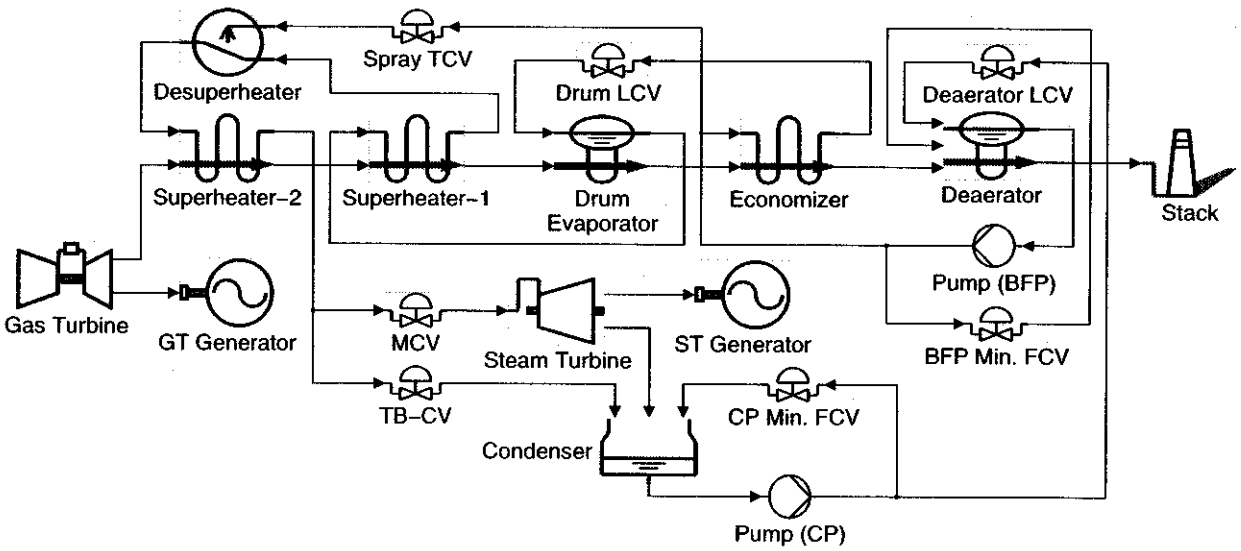


Fig.6　Simulation Model of a Combined Cycle Plant

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

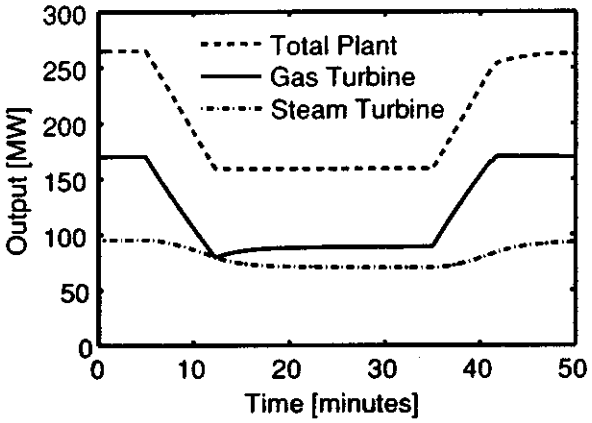


Fig.7 Example of Simulation Results

6．まとめ

火力発電プラントの設計支援ツールとして，設計技術者が利用し易い，シミュレーション・ツールを開発した。各構成機器をオブジェクト指向に基づいてモデル化することで，自由なプラント構成への対応を可能にした。プラント系統図を作成するように，GUI を用いて各機器モデルを接続することで，容易にシミュレーションモデルを構築できる。また，各モデルは独立して変更・追加が可能であり，モデルライブラリによる一元管理・再利用も可能であるなど，汎用性，機能拡張性や保守性にも優れている。

以下に，設計技術者から見た特徴をまとめる。

1. 既に検証済みの高精度な物理モデルを適用しており，安心して設計検討に利用できる。
2. GUI を用いて，シミュレーションモデル作成，実行，結果表示・出力が容易に行える（プログラミングの知識を必要としない）。
3. 自由なプラント構成，伝熱面配置，制御ロジックに対応したモデルを容易に作成できる。
4. 機器データや，状態量の初期値などの各種パラメータを容易に設定・変更できる。
5. PC を用いて，誰でも，何処でも，解析技術者と同等の解析結果を得ることができる。効率よくプラントの運転・制御特性を評価できる。
6. 設計検討から，実機制御装置の試験，試運転調整まで，ツールを一元化できる。効率よく設計・エンジニアリングを進められる。

当社では，本ツールを運転・制御設計の標準評価ツールとして利用しており，製品設計の期間短縮や高品質設計などに貢献している。今後とも，解析精度と模擬能力の向上に努めると共に，より使い易く，フレキシブルなシミュレーション・ツールへ発展させていく所存である。

商標について

- MATLAB と Simulink は，米国 MathWorks, Inc.の登録商標です。
- Java 及びその他の Java を含む商標は，米国 Sun Microsystems, Inc.の米国及びその他の国における登録商標または商標です。

参考文献

1) Maffezzoni, C. : Issues in Modelling and Simulation of Power Plants, Control of Power Plants and Power Systems. Selected Papers from the IFAC Symposium, (1992), pp.15-23., Pergamon.
2) Funatsu, T., Hosaka, S., Morikawa, A., Akimaru, S. and Kaimuma, M. : An Evaluation of Dynamic Simulation via 1300℃ Class Combined Cycle Plant, Proceedings of 1999 International Joint Power Generation Conference (IJPGC-99), ASME PWR-Vol. 34, San Francisco, U.S.A., (1999), Vol.2, pp.735-740.
3) Shirakawa, M., Nakamoto, M. and Hosaka, S. : Dynamic Simulation and Optimization of Start-up Processes in Combined Cycle Power Plants, Proceedings of the International Conference on Power Engineering-03 (ICOPE-03), JSME-ASME-CSPE, Kobe, Japan, (2003), Vol.3, pp.411-416.
4) EPRI : Modular Modeling System (MMS) Volumes 1-5, EPRI Report CS/NP-3016, (1987).
5) Hashemi, A., Lin, C.S., Munis, A. and Lee, S. : Dynamic Simulation and Performance Evaluation of Fossil Power Plants, EPRI Report CS-6047, (1988).
6) 大島拓，吉廻秀久，芝田健二，下平克己：火力プラントシミュレーションシステム，火力原子力発電，Vol.44, No.8, August (1993), pp.61-68.
7) Bartolini, A., Leva, A. and Maffezzoni, C. : Power Plant Simulator Embedded in a Visual Programming Environment, Control of Power Plants and Power Systems (SIPOWER'95). A Proceedings Volume from the IFAC Symposium, (1996), pp.153-158., Pergamon.
8) Faille, D., Hiret, A. and Davelaar, F. : Integrated Interface for Power Plant Modelling, Pre-prints of the IFAC International Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2003, Seoul, Korea, (2003), Vol.2, pp.946-951.
9) Lu, S., Swidenbank, E. and Hogg, B.W. : An Object-Oriented Power Plant Adaptive Control System Design Tool, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol.10, No.3, September (1995), pp.600-605.
10) Lu, S. and Hogg, B.W. : "Power Plant Analyser" - A Computer Code for Power Plant Operation Studies, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol.11, No.4, December (1996), pp.742-747.
11) 例えば，David A. Taylor（著），増永良文（監訳），寺島哲史（訳）：オブジェクト指向アプローチ　ーその全貌ー，(1993)，発行・アジソン・ウェスレイ.
12) http://www.mathworks.com
http://www.cybernet.co.jp/MATLAB/

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

排熱を利用したデシカント空調システムの検討

*粟津　尚登，頭島　康博，杉浦　匠，高橋　稔（日立プラント建設（株））

Performance of Desiccant Air Conditioning system using waste heat

*Naoto AWADU, Yasuhiro KASHIRAJIMA ,Takumi SUGIURA and Minoru TAKAHASHI
(Hitachi Plant Engineering & Construction Co. Ltd)

ABSTRACT

In order to utilize a low level heat effectively, we examined the basic performance of desiccant air conditioning system and studied the energy saving control system. Additionally, we proposed the energy saving desiccant air conditioning system using Micro gas turbine waste heat and studied on the procedure of using exhaust heat and estimated the effect of energy saving. As a result, we found that the regeneration energy of desiccant air conditioning system can be reduced by optimizing the regeneration air-flow rate in proportion to the treatment air condition. And co-generation desiccant air conditioning system can save primary energy more than 50% compare with the ordinary system.

Key words: Desiccant, Co-generation, Energy saving, Waste heat

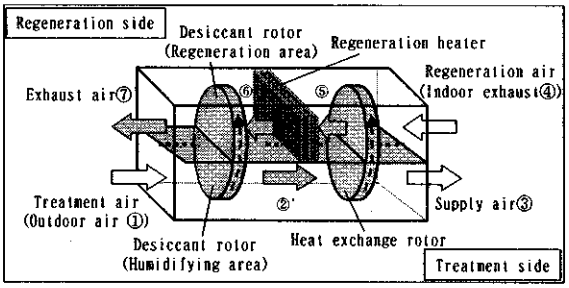
1．はじめに

近年，エネルギー供給形態は，規制緩和などの社会情勢の変化を受け，熱と電気を有効に利用する分散熱電供給方式が普及しはじめており，小型のガスタービンであるマイクロガスタービン（以下MGT）を用いたコージェネレーションシステムが注目を浴びている。このシステムでは，発電と同時に発生する熱エネルギーを有効利用することで熱利用効率が高められるが，低レベルの熱エネルギーをいかに利用するかが重要な課題である。

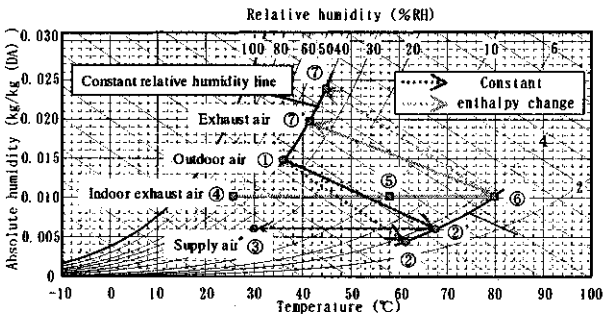
一方，空調設備も尚一層の省エネルギー対応技術が求められており，低レベルの熱を有効利用できる空調システムとしてデシカント空調システム[1) 2)]が注目を集めている。そこで本研究では，デシカント空調システムの基礎特性と，省エネルギー運転方法について検討した。さらに，MGTとデシカント空調システムを組み合わせたコージェネレーションシステムの排熱利用方法について検討し，省エネルギー効果を試算した。

2．デシカント空調システムの概要

Fig. 1 にデシカント空調システムの概要を示す。デシカント空調システムは，潜熱を除去する除湿ロータと顕熱交換器および再生空気を加熱する再生ヒータから構成される。処理側には外気が導入され，除湿ロータで減湿されると同時に吸着熱により温度が上昇する。この空気は，顕熱交換器で昇温前の再生空気と顕熱交換することで温度が下がり，室内に供給される。一方，再生側には室内排気もしくは外気が導入され，処理空気と顕熱交換して温度が上昇したのち再生ヒータで除湿ロータの再生に必要な温度までさらに加温される。この昇温された再生空気は吸湿した吸着剤から水分を脱着して，再生空気自身は加湿冷却され系外に排出される。



(a)　Equipment outline



(b)　Changes of air state on the psychrometric diagram

Fig. 1　Desiccant air conditioning system

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3．実験装置および方法

Fig. 2 に実験設備の概要を示す。本実験設備は，温湿度を調整した空気を製造する空調機 2 台と，除湿ロータと顕熱交換器から構成されるデシカント空調システム，風量調整用の変風量ユニット，および MGT から構成されている。デシカント空調システムの定格処理風量は 2, 300m³/h，除湿ロータ径はφ965 mm で，吸着剤はシリカゲルである。また，空調機の定格送風量はそれぞれ 4, 600m³/h，2, 300m³/h である。一方，MGT (Capstone 社製) は燃料が LPG で発電出力 30 kW，発電効率 26％である。タービン軸受けには空気軸受け方式が採用されており，定常運転での回転数は 96000rpm である。また，本実験設備では再生熱源として電気ヒータと MGT 排熱とが切替え可能となっている。

基礎特性および省エネルギー運転方法の検討では，再生に電気ヒータを用い，空調機で温湿度を，変風量ユニットで風量を調整してデシカント空調システムを運転し，その性能を実測した。また，排熱利用の検討では，MGT 排ガスを直接および間接的に，再生熱源として利用した際の，排ガスのリーク量を実測した。

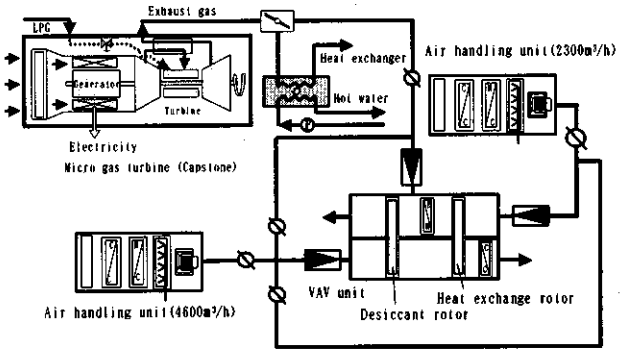


Fig. 2 Experimental setup

4．基礎特性

4.1 再生空気の状態

Fig. 3 に電気ヒータの再生空気温度を変化させたときの除湿量を示す。再生温度は上昇するに従い除湿能力は上昇している。除湿能力は再生空気の相対湿度に依存し，相対湿度が低くなるほど除湿能力が増加することから，再生温度上昇により再生空気相対湿度が低下して，除湿量が増加すると考えられる。

また，再生温度 140℃のときの除湿量に比べ，再生温度 80℃程度でも除湿能力は 80％程度発揮されており，低温の熱によっても駆動が可能であることが分かった。

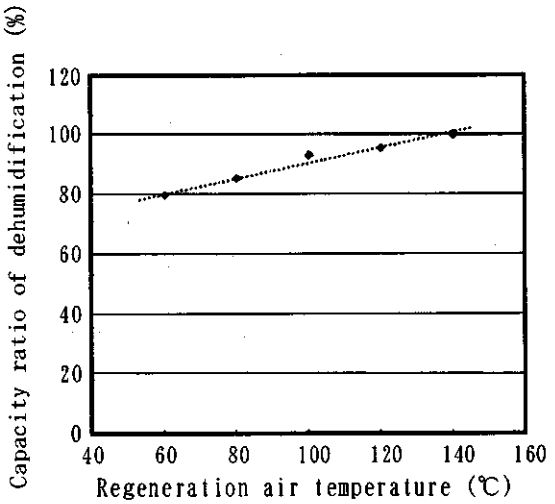


Fig. 3 Effect of regeneration air temperature

4.2 再生風量の効果

次に，再生風量を変化させた場合の除湿性能について実測した。Fig. 4 に処理及び再生入口空気条件を同一とし，処理風量を一定として再生風量を変化させたときの処理空気出口の温度と相対湿度の一例を示す。再生風量がある値以下になると，除湿ロータの再生が不十分になるため処理空気出口の相対湿度は上昇し，除湿性能は急激に低下した。一方，再生風量が過大でも処理空気出口の相対湿度はほとんど変化せず，顕熱移行量が大きくなるため処理空気出口の温度は少しずつ上昇する傾向を示した。このことから再生風量を最適にすることで，除湿性能を維持したまま電気ヒータの消費エネルギーを抑制した運転ができる見通しを得た。

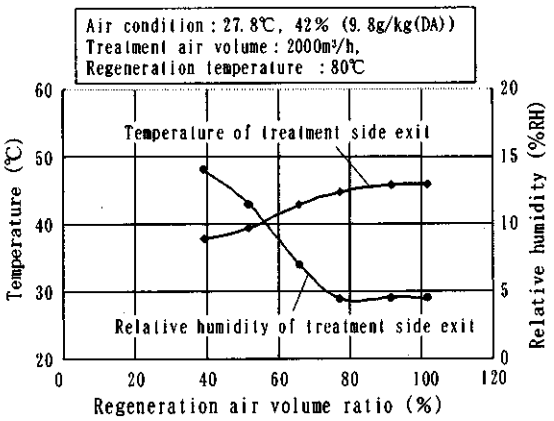


Fig. 4 Regeneration air volume ratio vs air state of treatment exit side

5．省エネルギー制御方式

5.1 再生変風量制御システム

前述の結果から，処理空気条件に応じ最適な再生風量が存在することを確認し，最適な再生風量

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

を送風することで，除湿性能を維持したまま再生エネルギーを削減できると考えられる。そこで処理空気条件に応じ再生風量を最適化する再生変風量制御方式を構築し，その有効性を検証した。Fig. 5 に再生変風量制御システムの概要を示す。処理側風量は一定とし，再生側風量は，除湿機の処理側および再生側入口の温湿度測定値を基に処理側と再生側の湿分バランスから算定した値になるよう，変風量ユニットで制御した。

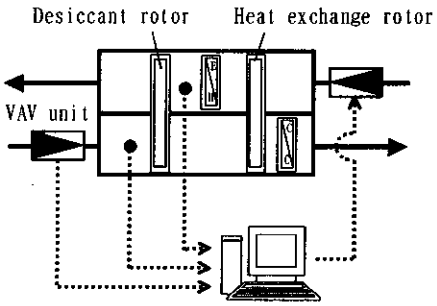


Fig. 5　variable air volume control system

5.2　運転実証

Fig. 6 に処理入口温湿度が急に下がる場合の制御実証結果を示す。処理空気条件が急に変化した場合でも，再生風量は処理入口温湿度の変化に追従しており，除湿性能も十分に発揮された最適な状態に制御されることを確認した。

これらの結果から，本制御方式で除湿性能を維持したまま再生風量を削減する省エネルギー運転が可能な見通しを得た。

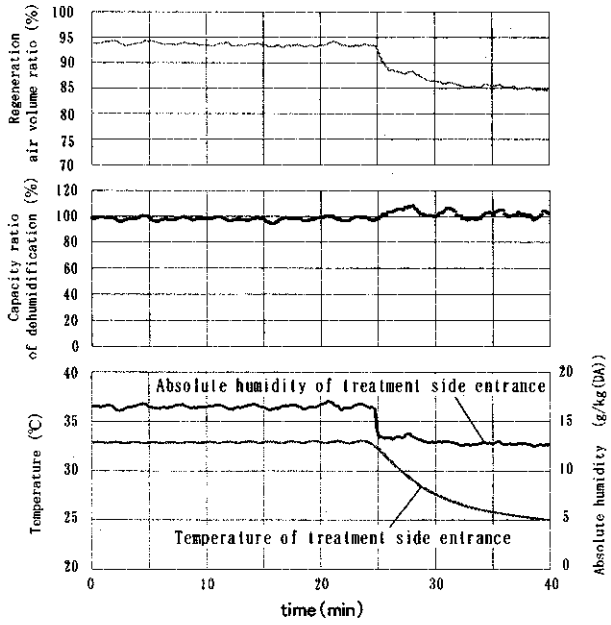
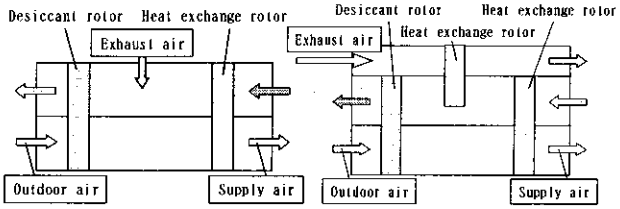


Fig. 6　Demonstration of variable air volume control system

6．MGT 排熱利用システム

排ガス利用方法としては再生側に排ガスを直接投入する方法と顕熱交換器を用い間接的に排ガスの熱を利用する方法の２種類が考えられる。Fig.7 に概要を示す。ここで排ガスを利用する際の排ガス成分の給気側への移行率や，熱利用方法の違いによる性能の変化などは明らかになっていない。また，排熱利用時に再生温度による性能がどのように変化するかも不明である。そこで両方式に関して排ガス成分の移行および再生温度変化時の性能について検討した。



(a)Direct system　　(b)Indirect system

Fig. 7　variable air volume control system

6.1　排ガス成分移行

Table.1 に排ガス成分が再生側から処理側へどの程度移行するかを実証設備にて実測した結果を示す。除湿ロータと顕熱交換器それぞれについて実測した結果，除湿ロータでは 0.9%，顕熱交換器では 3.0%となった。この結果より直接および間接の両方式とも，給気中の NOx 濃度は MGT が定常状態で運転されていればほとんど増加しないことがわかり，空気質は維持できることを確認した。

Table.1　Leak ratio of exhaust gas ingredients

	Leak ratio（%）
Heat exchange rotor	3.0
Desiccant rotor	0.9

6.2　排熱利用時の再生温度と除湿性能

デシカント空調システムの基礎特性をもとに，再生温度設定を変えた場合の直接利用方式と間接利用方式の性能を試算した。ここで，両方式において得られる排ガス量は同一であるとし，再生温度は排ガスと外気を混ぜる割合を変化させ設定することとした。また，利用する排ガスの温度は 270℃とし，利用する除湿ロータは 1：1 分割型とした。

Fig. 8 に再生温度と単位風量当たりの除湿能力を示す。両方式で単位処理風量当たりの除湿能力にはあまり差がみられなかった。直接利用方式で

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

は，燃焼により湿分の増加した排ガスを直接再生側に導入するため再生空気の相対湿度が上がり，除湿能力は低くなることが考えられたが，空気と混合することで相対湿度が下がり，除湿性能は間接利用方式と同等となったと考えられる。

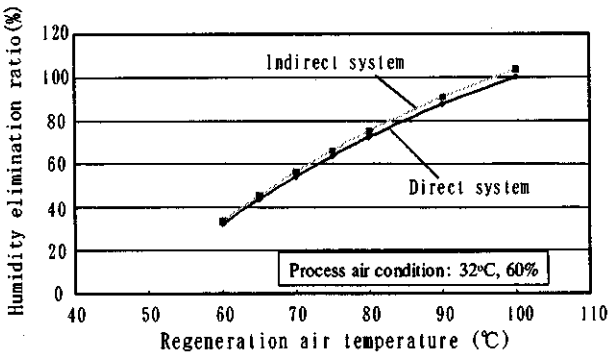


Fig. 8　Absolute humidity elimination ratio

Fig. 9 に再生温度とデシカント空調システムでの処理熱量の関係を試算した結果を示す。この試算は，MGT 排熱を全量デシカント空調に利用した場合の最大処理熱量を求めたものである。再生温度が高い場合は，除湿能力は高いが，処理風量が低下するため全体の処理熱量が最大になるのは70℃程度となる。また，間接利用方式では顕熱交換によって熱ロスが発生するため，直接利用方式に比べ処理熱量は低下する。以上から本方式では70℃再生の直接利用方式が最も有効である見通しを得た。

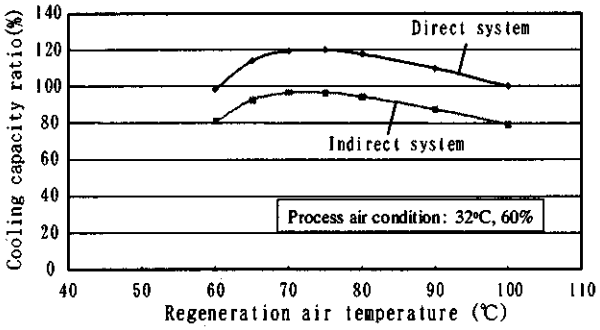


Fig. 9　Cooling capacity

7．省エネルギー効果試算

従来方式として MGT と電気ヒータ再生のデシカント空調システムを組み合わせた場合を考え，そのシステムに再生変風量制御を適用した場合，また，再生に MGT 排熱を直接利用した場合の計 3 ケースを想定し，それぞれの消費エネルギー量（一次エネルギー換算値）を試算した。試算期間は，除湿が必要な 6 月から 9 月の 4 ヶ月間とした。Fig. 10 に従来方式の一次エネルギー使用量を100％としたときの各方式での一次エネルギー使用量を示す。一次エネルギー使用量は，再生変風量制御を適用した場合では従来方式に比べ 7％，再生に MGT 排熱を直接利用した場合では 50％以上削減できる結果となった。これは再生変風量制御では再生風量を削減することにより再生エネルギーが削減でき，MGT 排熱の直接利用では電気ヒータでの加熱を必要としないため，さらに消費エネルギーを削減できるためである。

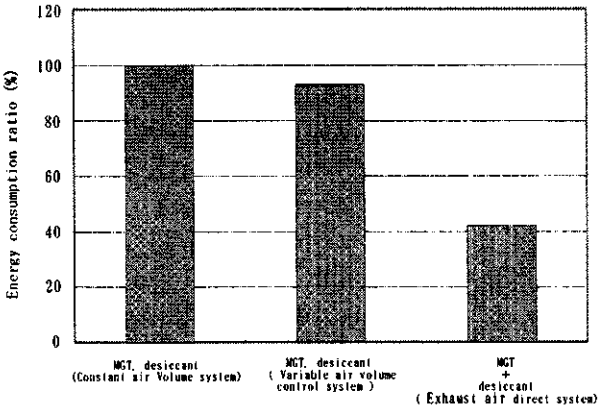


Fig. 10　Energy consumption ratio

8．まとめ

デシカント空調システムの基礎特性を把握するとともに，省エネルギー運転方法について検討し，さらなる省エネルギー化を目的に，MGT との組み合わせについて検討した結果，以下の知見を得た。

（1）再生風量を変化させて除湿性能を測定した結果，処理空気条件に応じ最適な再生風量が存在し，再生風量を最適にすることで，除湿性能を維持したまま電気ヒータの消費エネルギーを抑制した運転ができる見通しを得た。

（2）排ガス利用時の処理熱量を試算した結果，再生温度 70℃程度の排ガス直接利用方式が最も能力が高くなることが分かった。

（3）MGT 排ガスをデシカント空調システムの再生に直接利用することで，従来方式に比べ消費エネルギーを 50％以上削減できる見通しを得た。

参 考 文 献

1) 岡野ほか 2 名：マイクロガスタービン排熱利用に最適なデシカント空調システムの検討：第 35 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集，pp97-100 (2001)

2) 頭島ほか 3 名：デシカント空調システムの特性に関する検討　その 1　制御方式の検討：空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 445-448 (2002)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

B－20

酸素燃焼セミクローズドガスタービンサイクル－ＭＣＦＣハイブリッド発電システム

*幸田　栄一（電中研）、　高橋　徹（電中研）

Hybrid System of Oxygen Burnt Semi-closed Gas Turbine and MCFC

*Eiichi Koda (CRIEPI),　Toru Takahashi (CRIEPI)

ABSTRACT

In the national project called "R&D project on the Advanced Carbon Dioxide Recovery System of Closed-Cycle Gas Turbine (ACLO-GT) Aiming at 2000K", we proposed the epoch-making system that can not only achieve the 60% thermal efficiency, but also recover the whole CO_2. On the other hand, some reports pointed out hybrid fuel cell / gas turbine system can achieve the very high efficiency. Then, we studied how high the efficiency is possible when fuel cell is combined with the above-mentioned highly efficient gas turbine system. The result of heat and mass balance calculation shows that the sending-end efficiency of this system can reach the 66% based on HHV.

Key words: fuel cell, gas turbine, hybrid system, thermal efficiency, carbon dioxide

1．はじめに

平成 11～13 年度に NEDO 委託業務として実施した「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術－第Ｉ期研究開発－」[1]では、天然ガスを燃料とする発電システムについて、二酸化炭素全量を容易に回収可能であるとともに発電端効率 60%(本文中の熱効率の値は全て高位発熱量基準)を達成することのできる発電システムの実現を目指したシステムの最適化検討を進め、最終的に Fig.1 に示す構成・条件のシステムで目標効率が達成することができた。このシステムでは、天然ガスを酸素燃焼する 1700℃級ハイブリッド冷却ガスタービンの採用と、セミクローズドブレイトンサイクルとランキンサイクルを高度に統合したシステム構成の採用により、60.1%という画期的な高効率の達成が可能となった。

また、空気の加湿を利用した高効率発電サイクルが各種提案されており [2]、これらはガスタービンの排熱を蒸気の発生ではなく空気の再正と水の加温に用いることによって、排熱回収系のエクセルギーロス低減をシンプルな構成で可能としている。

さらに、近年、燃料電池とガスタービンを組み合わせることによって、より一層の高効率を達成可能なシステムが各方面で提案されており、中には低位発熱量基準で 75%を超える計算結果も報告されている。

そこで、筆者らは将来、発電システムの熱効率をどこまで向上させることが可能であるかを探るため、これら高効率ガスタービンシステムに燃料電池（MCFC）を組み合わせたシステムについて検討を進め、送電端効率 70%(HHV)以上が期待できるシステムを考案した。本稿では、本システムの概要と熱効率試算結果を紹介する。

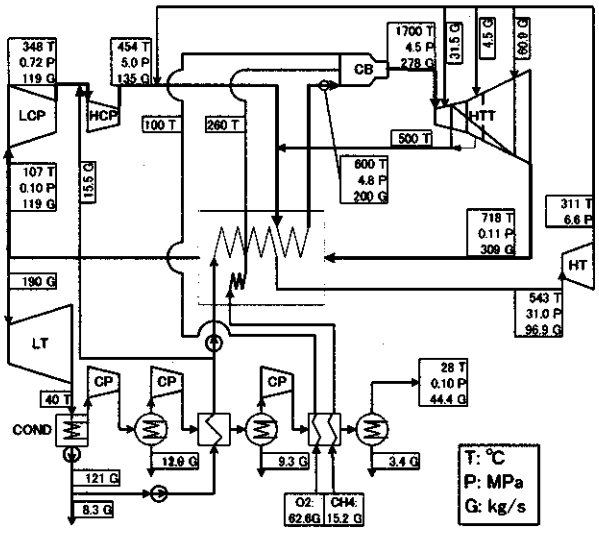


Fig.1 Advanced Carbon Dioxide Recovery System of Closed-Cycle Gas Turbine (ACLO-GT2000)

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

2．システム概要と熱効率解析条件

2.1　システム全体構成

Fig.2 に基本システム構成を示す。Fig.1 に示すシステムでは燃焼器入口ガス温度条件等が MCFC の作動温度と最もよく適合することや、作動媒体の大部分が CO_2 と H_2O の混合ガスでありシステム内で高濃度の CO_2 が容易に得られることなどを考慮して、燃料電池として MCFC を用いることとした。さらに、燃料電池冷却負荷の低減を図るため内部改質方式の MCFC を用いることとした。なお、MCFC 入口における急激な温度低下を避けるとともにタービン排ガスの顕熱の有効利用を図るため、GT 排ガスの顕熱を熱源とする前置改質器を設置するものとした。

MCFC 出口ガスは燃焼器で未燃分を完全燃焼してタービンを駆動し、タービン排ガスの熱は、MCFC へ供給するガスの予熱、改質器の熱源、および改質用蒸気の熱源などとして用いた後、最終的にドレン分離冷却器で冷却し、凝縮水と非凝縮ガスに分離される。これらのうち、電池反応および燃焼で生じた水と CO_2 は系外に排出し、残りの水は燃料改質として、CO2 は MCFC カソードガス用として循環使用する。

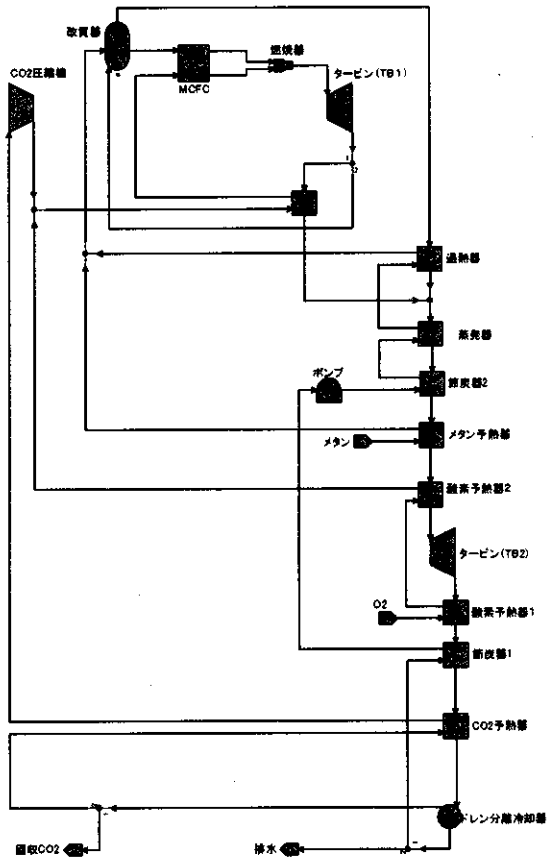


Fig.2 Basic system configuration of semi-closed GT / MCFC hybrid power generation system

2.2　MCFC 性能計算モデル

MCFC の性能計算には森田らの開発した以下の式[3]を用いた。

$$V = E - \eta_{ne} - \eta_{ir} - \eta_a - \eta_c \cong E - \eta_{ne} - (R_{ir} + R_a + R_c) \times J \tag{1}$$

$$E = E^0 + \frac{RT}{2F}\ln\left(\frac{P_{H_2}}{P_{H_2O}P_{CO_2}}\right) + \frac{RT}{2F}\ln\left(P_{O_2}^{0.5}P_{CO_2}\right) \tag{2}$$

$$R_{ir} = A_{ir}\exp\left(\frac{\Delta H_{ir}}{RT}\right) \tag{3}$$

$$R_a = A_a \exp\left(\frac{\Delta H_a}{RT}\right)P_{H_2}^{-0.5} \tag{4}$$

$$R_c = A_{c_1}\exp\left(\frac{\Delta H_{C_1}}{RT}\right)P_{O_2}^{-0.75}P_{CO_2}^{0.5} + \frac{A_{c_2}\exp\left(\frac{\Delta H_{C_2}}{RT}\right)}{A_{C_3}M_{H_2O} + M_{CO_2}} \tag{5}$$

ここで、

V：単セル電圧(V)
E：開路電圧(V)
E^0：標準電極電位(V)
η_{ne}：ネルンストロス(V)
η_{ir}：内部抵抗による過電圧(V)
η_a：アノード過電圧(V)
η_c：カソード過電圧(V)
R_{ir}：内部抵抗(Ω)
R_a：アノード反応抵抗(Ω)
R_c：カソード反応抵抗(Ω)
J：電流密度(A/ cm^2)
Pi：成分 i の分圧(atm)
Mi：成分 i のモル分率(−)
R：ガス定数(J/mol K)
T：温度(K)
A_x：頻度因子
　$A_{ir} = 1.40\times10^{-2}$　(Ω/ cm^2)
　$A_a = 2.04\times10^{-3}$　(Ω/ cm^2 atm$^{0.5}$)
　$A_{c1} = 3.28\times10^{-9}$　(Ω/ cm^2 atm$^{0.25}$)
　$A_{c2} = 3.39\times10^{-6}$　(Ω/ cm^2)
　$A_{c3} = 2.00\times10^{-1}$　(−)
ΔH_X：活性化エネルギー
　$\Delta H_{ir} = 23$　(J/mol)
　$\Delta H_a = 23.7$　(J/mol)
　$\Delta H_{c1} = 132$　(J/mol)
　$\Delta H_{c2} = 67.1$　(J/mol)

頻度因子や活性化エネルギーは文献[3]に記載されている Li/Na セルの値を用いた。内部抵抗の頻度因子 A_{ir} については、大型のスタックを用いる必要があることから、文献に記載されている値(1.12×10^{-2})よりも大きな値を用いた。

また、式中で用いられている温度や分圧、モル分率は電池内で分布があるため、これらは次のようにして算出した。

・　温度には、アノード側とカソード側の温度が出

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

入口とも等しいと仮定して出入口温度の算術平均を用いる

- 標準電極電位 E^0 は上記温度におけるギブス自由エネルギー変化から算出する
- 各成分のモル分率および分圧については、アノード側、カソード側それぞれにおける出入口の算術平均値を用いる

なお、アノード出口におけるメタンの平衡濃度は非常に低くなる(~0.0003mol%)ので、計算を簡単にするため、MCFC アノードにおけるメタンの改質率を 100%とした。

MCFC の運転条件としては、供給ガス温度を 600℃以上、出口ガス温度を 700℃以下とし、電流密度は 200mA/cm^2 以上とした。

2.3 ガスタービン計算条件

今回の検討は粗検討の段階であるため、ガスタービンの冷却については計算に組み込まず、ISO 定義の入口温度（全ての冷却空気などがガスタービン入口で主流と合流した場合の入口温度)として約 1350℃以下とし、そこから断熱効率 92%で膨張するものとした。今後、冷却媒体を確保するためのシステム構成の詳細検討が必要ではあるが、今回は先ず本システムのポテンシャルを確認することを主目的にしたので、単純なモデルを用いた計算を行なうこととした。

2.4 その他の設定条件

計算条件の一覧を Table 1 に示す。燃料には純メタン、酸化剤には純酸素を用いることとした。また、水・蒸気系の圧力損失はシステム全体の熱効率に与える影響が非常に小さいので、全て 0 とする一方、ガスの圧力損失については改質器 5%、MCFC2%とし、その他の熱交換器は 1%とした。また、燃焼器では燃料と酸素が完全燃焼するものとした。また、インバータ効率、機械効率、発電機効率に関しては、現状考えられる最も高い値を用いることとした。

所内動力については、循環 CO_2 圧縮機の動力はタービンと同軸に繋がれて駆動されるものとして発電端に含め、ポンプ動力は所内動力として送電端に含めることとした。また、酸素製造動力は LNG 冷熱を用いることを考え、文献 [4] を参考に、0.42kWh/Nm^3 とした。さらに、その他動力として発電端出力の 1%を消費するものとした。

なお、今回の検討ではプラントの規模を特に考慮していないが、計算結果の確認を容易にするため、供給するメタンの流量を 500mol/s、酸素の流量を 1000mol/s、カソード入口における CO_2 流量を 2000mol/s とした。

Table 1 Calculation conditions

MCFC	
入口ガス温度	600℃以上
出口温度	700℃以下
燃料利用率	80%以下
電流密度	200mA/cm^2 以上
圧力損失	入口圧力の 2%
放熱損失	入口ガス顕熱の 1%
インバータ効率	98%
タービン(TB1)	
入口温度(ISO 定義)	1350℃以下
出口温度	900℃以下
断熱効率	92%
燃焼器	
圧力損失	5%
燃焼効率	100%
CO2 圧縮機	
断熱効率	87%
熱交換器	
最小温度差	5℃以上
圧力損失(水・蒸気)	0%
圧力損失(ガス)	1%
ドレン分離冷却器	
(ドレン及び CO_2)出口温度	30.0℃
圧力	0.1013 MPa
ポンプ	
断熱効率	75%
改質器	
圧力損失	5%
S/C	3.0 (2.0)
酸素、メタン	
純度	100%
供給温度	15℃
機械効率	99.5%
発電機効率	99.2%
所内動力	
酸素製造動力	0.42 kWh/Nm^3
その他所内動力	発電端出力の 1%

3. 熱効率解析結果

3.1 基本ケース（S/C=3.0）

改質器の平衡温度、MCFC の燃料利用率と電流密度をパラメータとして、Table 1 に示す条件を満たした上で、発電端効率が最も高くなる条件を探した。この結果、Table 2 に示す条件下で発電端効率 73.9%、送電端効率 65.7%という値が得られた。

Table 3 にシステム全体性能を、Table 4 に MCFC 性能計算結果概要を、Fig.3 および Table 5 にこのときの各部状態量の詳細を示す。

本システムではシステムに必要最低限の燃料と酸素しか供給していないため、系外へ排出する水と CO_2 が持ち出す熱量が 4MW と、非常に小さいばかりでなく、タービン排熱のうち特に低温側の熱を燃料加湿用の水の加熱源として有効に利用し

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ているため、ドレン分離冷却器入口までに、排ガス中の水の潜熱の約1割が凝縮し、ドレン分離冷却器における冷却熱量は 107MW しかない。これらの理由から、このような非常に高い熱効率の達成が可能になったと考えられる。

さらに、本システムでは、MCFC カソードガスの組成がほぼ理想的なものとなっていることや、運転圧力の高さから、電流密度を 300mA/cm² と高めに設定したにもかかわらず、Table 4 に示すように単セル電圧は 900mV を超え、出力密度は約 2.7kW/m² と非常に高い値となった。したがって、有効電極面積 1m² のセルを 250 枚積層したスタック 166 基で 241MW の直流発電出力を得ることが可能である。このことは、将来の低コスト化を考える上で非常に有利と考えられる。

Talbe 2 Calculation condition for base case (S/C=3.0)

項目	設定値
MCFC 燃料利用率	68.4%
MCFC 電流密度	300mA/cm²
MCFC 入口ガス温度	600℃
改質器平衡温度	470℃

Table 3 Calculation Result Summary

熱落差	タービン TB1	114.20 MW
	タービン TB2	8.35 MW
	CO_2 圧縮機	-28.66 MW
	ポンプ	-0.07 MW
軸出力	タービン TB1	113.63 MW
	タービン TB2	8.30 MW
	CO_2 圧縮機	-28.80 MW
	合計	93.13 MW
機械損失		0.76 MW
発電機損失		0.75 MW
発電機出力		92.38 MW
MCFC	DC 出力	241.37 MW
	AC 出力	236.54 MW
インバータ損失		4.83 MW
発電端出力		328.93 MW
燃料入熱	HHV	445.11 MW
	LHV	401.13 MW
発電端効率	HHV	73.90%
	LHV	82.00%
所内動力	ポンプ動力	-0.07 MW
	酸素製造	-33.87 MW
	その他	-3.29 MW
	合計	-36.41 MW
送電端出力		292.51 MW
送電端効率	HHV	65.72%
	LHV	72.92%

Table 4 MCFC calculation results

項目	計算結果	単位
開路電圧	1119.72	mV
ﾈﾙﾝｽﾄﾛｽ	63.49	mV
内部抵抗ﾛｽ	88.23	mV
ｶｿｰﾄﾞ過電圧	45.60	mV
ｱﾉｰﾄﾞ過電圧	8.07	mV
単セル電圧	914.33	mV
出力密度	2.74	kW/m²
電極面積	87994.6	m²

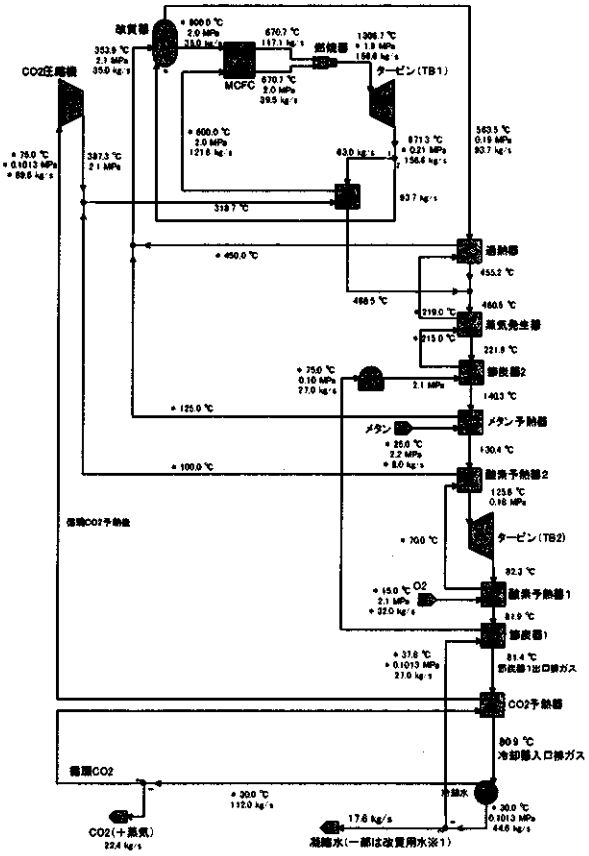


Fig.3 Flow diagram (base case)
(数字の左に「＊」が付いた値は入力値)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 5　Thermodynamic parameters (S/C=3.0)

位置	アノード入口	アノード出口	カソード入口	カソード出口	燃焼器出口	TB1出口	再生器入口排ガス	再生器出口排ガス	改質熱源	改質器出口排ガス
温度[℃]	600.00	670.72	600.00	670.72	1306.70	871.32	871.32	468.46	871.32	563.45
圧力[MPa]	2.0408	2.0000	2.0408	2.0000	1.9000	0.2100	0.2100	0.2058	0.2100	0.1900
質量流量[kg/s]	35.04	117.14	121.59	39.50	156.64	156.64	62.97	62.97	93.67	93.67
モル流量[mol/s]	2234.87	4368.00	3087.51	1035.51	5087.51	5087.51	2045.23	2045.23	3042.28	3042.28
組成(mol%)										
O2	0.00	0.00	32.39	30.52	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2	20.72	9.82	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CO2	4.96	38.12	64.78	61.03	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14
CO	0.30	4.64	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2O	56.91	47.41	2.83	8.45	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86
CH4	17.12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
蒸気の乾き度	-	-	-	-	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

位置	SH出口排ガス	蒸発器入口排ガス	蒸発器出口排ガス	節炭器出口ガス	メタン予熱器出口排ガス	TB2入口	TB2出口	酸素予熱器出口排ガス	節炭器1出口排ガス	冷却器入口排ガス
温度[℃]	455.18	460.52	221.88	140.34	130.45	125.78	82.30	81.87	81.26	80.81
圧力[MPa]	0.1881	0.1881	0.1862	0.1844	0.1825	0.1807	0.1023	0.1013	0.1013	0.1013
質量流量[kg/s]	93.67	156.64	156.64	156.64	156.64	156.64	156.64	156.64	156.64	156.64
モル流量[mol/s]	3042.28	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51	5087.51
組成(mol%)										
O2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CO2	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14	49.14
CO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2O	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86	50.86
CH4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
蒸気の乾き度	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.98	0.94	0.90

位置	非凝縮ガス	回収CO2	循環CO2	循環CO2予熱後	CO2圧縮機出口	供給酸素	酸素予熱器1出口	予熱後酸素	カソードガス再生器入口	供給メタン
温度[℃]	30.00	30.00	30.00	75.00	387.31	15.00	70.00	100.00	318.74	25.00
圧力[MPa]	0.1013	0.1013	0.1013	0.1013	2.0614	2.1033	2.0823	2.0614	2.0614	2.1692
質量流量[kg/s]	111.99	22.40	89.60	89.60	89.60	32.00	32.00	32.00	121.59	8.02
モル流量[mol/s]	2609.39	521.88	2087.51	2087.51	2087.51	1000.00	1000.00	1000.00	3087.51	500.00
組成(mol%)										
O2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	100.00	100.00	100.00	32.39	0.00
H2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CO2	95.81	95.81	95.81	95.81	95.81	0.00	0.00	0.00	64.78	0.00
CO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2O	4.19	4.19	4.19	4.19	4.19	0.00	0.00	0.00	2.83	0.00
CH4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	100.00
蒸気の乾き度	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

位置	メタン(予熱後)	改質器入口	ドレン	排水	改質用水節炭器1入口	改質用水節炭器1出口	改質用水節炭器2入口	改質用水蒸発器入口	改質用水過熱器入口	改質用蒸気(過熱後)
温度[℃]	125.00	353.90	30.00	30.00	30.00	75.00	75.26	215.00	219.00	450.00
圧力[MPa]	2.1259	2.1259	0.1013	0.1013	0.1013	0.1013	2.1259	2.1259	2.1259	2.1259
質量流量[kg/s]	8.02	35.04	44.64	17.62	27.02	27.02	27.02	27.02	27.02	27.02
モル流量[mol/s]	500.00	2000.00	2478.12	978.12	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00
組成(mol%)										
O2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CO2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
H2O	0.00	75.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
CH4	100.00	25.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
蒸気の乾き度	-	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00

3.2　S/C を低めたケース(S/C=2.0)

本システムから系外へ排出する熱の大部分はドレン分離冷却器における冷却熱であり、この大部分が排ガス中水分の潜熱である。そこで、循環させる水の量を減らすことができればより一層の高効率化も可能と考え、燃料ガスの S/C を 2.0 とした場合の検討を行なった。3.1 節と同様に最適化計算を行なった結果、Table 6 に示す条件のもとで Table 7 に示す結果が得られた。

発電端効率 77.8%、送電端効率 69.6%と、S/C=2.0 のケースと較べ 3.9%効率を向上させることができたが、一方、燃料利用率が増加し、電流密度が下がるため、必要な MCFC 電極面積は 35%増加することが分かった。

一方、タービン入口温度は約 100℃低下し、タービン周りの設計条件は多少緩和されることが分かった。

Talbe 6 Calculation condition for base case (S/C=2.0)

項目	設定値
MCFC 燃料利用率	77.0%
MCFC 電流密度	250mA/cm^2
MCFC 入口ガス温度	600℃
改質器平衡温度	470℃

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 7 Calculation results summary (case 2)

熱落差	TB1	96.29 MW
	TB2	7.92 MW
	CP	-28.66 MW
	Pump	-0.05 MW
発電機出力		74.29 MW
MCFC	DC 出力	277.46 MW
	AC 出力	271.91 MW
発電端出力		346.20 MW
燃料入熱	HHV	445.11 MW
	LHV	401.13 MW
発電端効率	HHV	77.78%
	LHV	86.31%
所内動力	ポンプ動力	-0.05 MW
	酸素製造	-33.87 MW
	その他	-3.46 MW
	合計	-36.52 MW
送電端出力		309.69 MW
送電端効率	HHV	69.58%
	LHV	77.20%

4. 考察

4.1 発電システムの高効率化方策

以上の検討の結果、発電システムの高効率化方策として、以下が有効であることが分かった。

- 燃料と酸素の当量比燃焼を用いたセミクローズドの構成とすることで排ガス損失を低減
- 燃料電池に供給するガス中の反応成分の濃度をできる限り高め、単セル電圧を向上させる
- 燃料電池をガスタービンのトッピングとして用いることで、ガスタービン入口温度を抑えるための希釈ガスを不要に

さらに、増湿塔を用いて燃料を加湿する構成としてTB1で大気圧まで膨張させTB2を無くしても同等の熱効率を達成可能であることを確認しており、さらに熱効率を向上させるための方策として、今後、以下の検討を実施していきたいと考えている。

- TB2の出口圧を真空にした場合の検討
- 増湿塔と蒸気発生器を併用した場合の検討
- アノードリサイクルにより改質に必要な蒸気を供給する場合の検討

4.2 本システム実現に向けた課題

以上述べたように、計算結果からは本システムが非常に高い熱効率を達成可能であることが確認できた。しかし実際に本システムを開発していくためにはハードウェアの成立性の検討も含め、多くの課題が残されている。以下に、主な開発課題を列挙する。

- タービンの冷却なども考慮したシステムの詳細検討
- 起動停止、負荷変化などを含めたシステムの運転制御方法
- タービン出口温度の向上
- MCFCの高圧運転(～2MPa)
- 高 CO_2 分圧下における MCFC の寿命
- カソードガス予熱のための高温熱交換器
- 排ガス中の CO_2 分圧が高く、且つ水分が凝縮する条件における排熱回収熱交換器
- 経済性の検討
- 熱効率を下げずに熱交換器におけるピンチ温度差を拡大するための検討(増湿塔を用いた燃料の加湿など)

5. まとめ

天然ガス(メタン)を酸素で当量比燃焼するセミクローズドガスタービンサイクルにMCFCを組み合わせたシステムの熱効率を試算した結果、高位発熱量基準の送電端効率は S/C=3.0 のケースで 65.7%、S/C=2.0 のケースでは 69.6%、低位発熱量基準では、それぞれ 72.3%、77.2%と非常に高い効率を達成可能であることが分かった。さらに、本システムは CO_2 全量を容易に回収可能である、MCFC の出力密度を非常に高くすることができるなど様々な長所があるので、今後、より詳細な検討を行なっていきたい。

参考文献

1) Advanced Carbon Dioxide Recovery System of Closed Cycle Gas Turbine Aiming at 2000 K (ACRO-GT2000), 2001 Annual Summary Report on Results, NEDO-CO-01
2) Takahashi, T., Koda, E., and Mimaki, T., : A Systematic Analysis of the Effect of Air Humidification to Gas Turbine Systems, Proc. Of ICOPE2001 vol.1, pp.161-168
3) Morita, H., et. al.,: Performance analysis of molten carbonate fuel cell using Li/Na electrolyte, J. of Power Sources 112 (2002), pp.509-518,

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

複合型インピンジメント冷却構造に関する研究
（流れ場の計測と数値シミュレーション）

船崎健一、山田和豊（岩手大工），*ハミドン　ビン　サーレー（岩手大院）

Studies on Compound Impingement-Cooling Structures of the Turbine Blades for
(flow field measurement and numerical simulation)

FUNAZAKI Kenichi, YAMADA Kazutoyo, *Hamidon bin Salleh(Iwate Univ.)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical investigations on the flow field inside compound impingement-cooling structure of turbine blade. The proposed cooling system is a combination of impingement cooling with pin-fin cooling which can enlarge the effective heat transfer area as well as can enhance the internal heat transfer. The purpose of the present study is to clarify detailed flow structure inside the cooling system and to find out any relationship between the flow field and heat transfer. Hot wire anemometer (HWA) is used to measure velocity and turbulence intensity in the large scale model of the cooling system. We also make a comparison between numerical simulation and experimental results.

Key words: Transpiration Cooling System, target plate, CFD, HWA(Hot wire anemometer)

1．緒言

インピンジメント冷却は、噴流が衝突する面で大きい熱伝達率が得られることから、航空エンジンの高温部だけでなく、コンピュータのCPUの冷却などにも適用されている．超音速輸送機推進システムの実用化に向けてタービン入り口温度(TIT)のさらなる高温化が求められている．その目的達成のためにはタービン翼の高性能な冷却構造の開発が不可欠である．その手法の一つとして，インピンジメント冷却とピンフィン冷却を組み合わせた冷却構造が提案されている．その構造は複合型インピンジメント冷却と呼ばれる．

著者らは複合型インピンジメント冷却に関する研究を行ってきた．例えば、その冷却構造のピン長さや配置などが、冷却性能に及ぼす効果が八屋ら(1)により明らかにしている．またハミドンら(2)は、レイノルズ数の効果を実験で把握し、数値計算で得られた結果との比較も行った．しかし高性能な複合型インピンジメント冷却構造を開発するために、伝熱的な特性だけの研究は不十分である．従来までの研究ではこの冷却構造の伝熱特性のデータが実験と数値解析により多く得られているが、残念ながら冷却構造内の流れの様子はまだ解明されていない．

単独衝突噴流の乱流構造の研究により、衝突する面の熱伝達分布はインピンジジェットの流れの特性に大きく影響されることが知られている(3)．理由はジェット自由せん断層領域では速度の不連続面がケルビン－ヘルムホツ不安定（K-H　instability）により渦が形成され、成長して、そして流れが発達するとともに、渦構造の変形の過程が起こるからであると指摘された．しかし複数の噴流衝突の乱流構造に関する研究は極めて少ない．熱戦風速計を用いたElbanna&Sabbagh(4)の２衝突噴流群の実験的研究や、Saad et al.(5)による３衝突噴流群の流動場計測などしかない．Elbanna&Sabbaghらは衝突噴流群が自由噴流や単独衝突噴流より速度の減衰が速く，噴流速度の差がある場合は速度の遅い噴流速度の減衰が，速度の速い噴流よりも速やかに生じることを示している．

本研究に用いられた冷却構造内の流れ場は複数の噴流とピンが存在することによって、流れが複雑であると考えられる．冷却構造内の流れの様子を明確にすることにより、衝突するインピンジジェットの構造の理解を高め、最適な新冷却構造を実現することがこの研究の目的である．冷却構造内の流れ場を調査するために、スモークワイヤ法による可視化、CFDによる可視化、そして定温型流速計による流れ場計測を行った．

2．計測方法

2.1　スモークワイヤ法による可視化

ターゲット面の中心にあるジェットがダクト側板の影響を受けていないと考えられるため、インピンジ孔の中心線にニクロム線を張って、ジェットの流れを直接的に観察するためにスモークワイヤ法を適用した．煙の動きを撮影するためにディ

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ジタルCCDビデオカメラを用いた．レイノルズ数が5000以上になると流れが速くなって、撮影が出来なくなるため、今回レイノルズ数を3000に設定した.ピン高さは40mm、80mmと160mmである．

2.2 CTAによる流れ場計測

Fig.1に実験装置の概略図を示す．実験装置は主に、送風機、ヒーター、オリフィス管、バルブ、ダクトと供試体から構成される．送風機で吸い込まれた主流はヒーターにより加熱され、風洞部へと流れ，その後オリフィス管を通り、供試部に流入する．ヒーターは伝熱実験を行うために設置された装置であり、流れ場計測を行う時にオフの状態に設定する．

Fig.2には複合型インピンジメント冷却構造を示す．Fig.2(a)にはターゲット面、インピンジメント面、ピンとインピンジメントとフィルム孔の位置関係を示す．供試体の外形は600mm×600mmの正方形で，二枚の板厚は15mmである．ターゲット板には，直径40mmの孔が10個，インピンジメント板には15個あけられている．二枚の板の孔位置はオフセットされている．材質は全てアクリルである．Fig.2(b)は複合型インピンジメント冷却構造のモデルを示す．

流れの速度と変動速度を簡易的に計測するためにDANTEC社のI型定温型熱線流速計（55P11）を利用した．サンプリング周波数は10kHzで、サンプルデータの数は30000点である．計測領域はFig.3に示すように、インピンジメント面の中心にあるインピンジメント孔（Jet2）の周りと隣のインピンジメント孔（Jet1）の間に注目した．熱線プローブを移動させるためにダクトの側面に設置された3次元トラバース装置を用いた.実験はピン高さ40mmと80mmの場合を行った．レイノルズ数は両方とも10000である．

2.3 CFDによる数値解析

解析には汎用数値流体解析ツールであるCFX5.6を使用した．乱流モデルはSSTである．Fig.4に解析メッシュを示す．計算時間を短縮し、そして格子の作成を簡単にするために、Fig.2(b)に示した通り本冷却構造は対称境界を利用することによって、解析領域をFig.4に示した範囲に限定することが可能である．しかしL.Thielen,H.J.J.Jonker,K.Hanjalicら[6]は複数インピンジジェットから構成された幾何学的配置に対する数値解析を行った結果、配置と境界条件的に対称であっても、流れ場が非対称の結果を示すことを報告した．本研究では複数のインピンジジェットを用いたているため、対称性を仮定せず供試体の全領域の解析も行った．数値計算を用いて、ターゲット面上の熱伝達予測にあたり、格子の依存性を調査するため、Fig.4に示すような解析領域モデルを用いて、格子点数を10万点から30万点まで、5万ずつ増加して、ターゲット面とピン表面の熱伝達の変化も調査を行った．

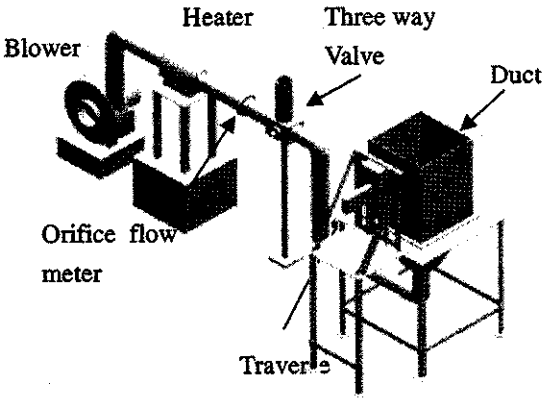
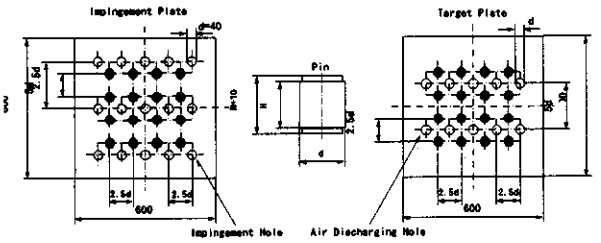
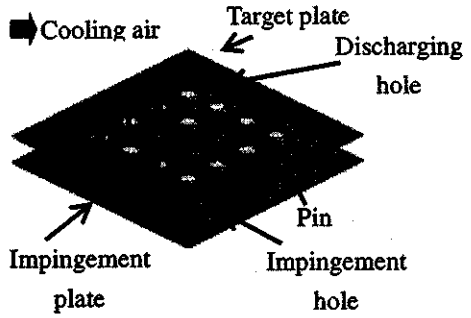


Fig.1 Experimental apparatus.



(a) Details of the test section



(b) 3-D transpiration cooling configuration.

Fig.2 Test section

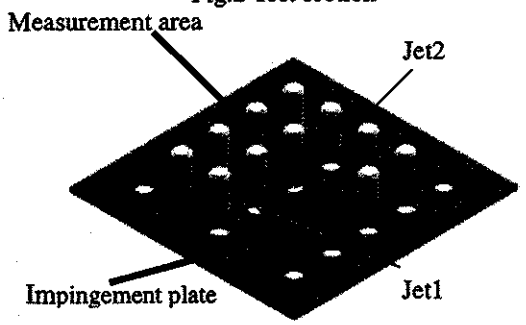


Fig.3 Measurement area.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table 1　Simulation condition

An item	Physical properties			
General condition	Steady state Non commpressible Non bouyancy Non radiation			
Turbulence model	SST Turbulence Model			
Boundary condition	Inlet	Temperature	K	323
		Mass flow rate	kg/s	0.001533
	Outlet	Mass flow rate	kg/s	0.001533
	Wall	Temperature	K	303

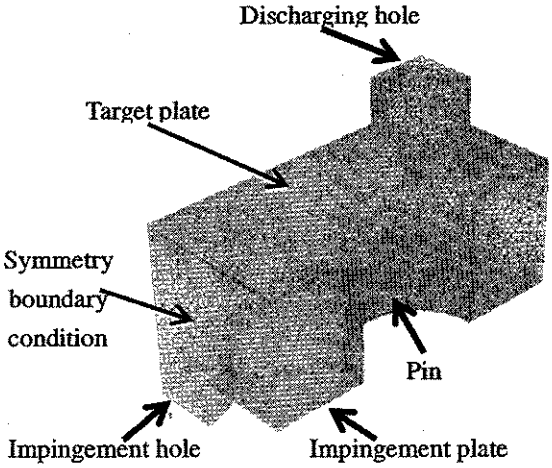


Fig.4　Mesh for numerical analysis.

Fig.5 Flow field visualization with smoke wire for pin height 80mm.

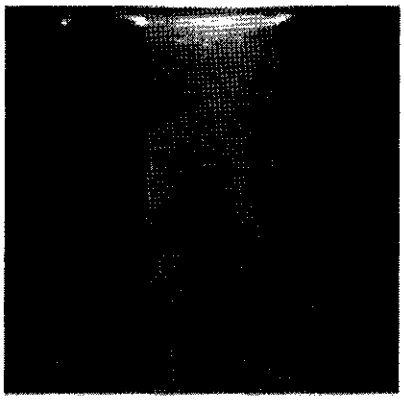


Fig.6 flow field visualization with smoke wire for pin height 160mm.

3．結果

3.1.　スモックワイヤ法による可視化

ピン高さ 40mm、80mm、160mm を行う予定だが、40mm の場合に、ジェットがインピンジ孔から噴出してからすぐにターゲット板と衝突するため、流れがすぐ乱れてしまって、撮影が失敗した．Fig.5 にはピン高さ 80mm、Re3000 の結果を示す．ジェット内の速度とジェットの外側の速度の不連続によりジェットの周辺に渦が形成されたことを確認できた．形成された渦はジェットの下流側につれて大きくなる様子がはっきり見える．最後に渦がジェット面と衝突して形が崩れた．Fig.5 にはレイノルズ数が同じくピン高さ 160mm の結果を示す．この場合にもインピンジ孔から噴出されたジェットの周りに巻き渦が形成されたことが確認できた．ピン高さ 80mm の場合とピン高さ 160mm の場合の違いは、ピン高さ 160mm の場合にはジェットがターゲット面と衝突する前に不安定によって渦構造が崩壊したことである．

3.2　I 型定温熱線流速計による流れ場計測

Fig. 7 と Fig.8 はそれぞれピン高さ 80mm、Re＝10000 の速度分布と変動速度を示す．Fig. 7 に示すようにインピンジジェットのポテンシャルコアの部分がはっきり見える．インピンジ領域では，衝突壁面に近づくにつれて噴流速度は減少する．Fig.11 に示すように、ポテンシャルコアの長さはピン高さ 2/3 まで維持されて、その後ジェットの速度が減少する．この結果は Gutmark et al.ら[7]は報告したように，平面衝突噴流の中心軸上の乱流諸量を計測した結果，噴流が衝突壁面の影響を受け始めるのは壁面より 0.25H(H:衝突距離)離れたところであると報告しているが、それとほぼ一致した．衝突壁面上での静圧勾配がなくなったところでジェットの加速が終了し壁面ジェット領域となる．この壁面ジェット領域では壁面に沿った流れと同様に境界層ができる．そしてジェットがターゲット面と衝突する位置と壁面ジェット同士が衝突する位置には速度の淀み点も確認できる．壁面ジェット同士の衝突によりノズル方向への巻き上げ(ファウンテイン)が発生することも確認された．このファウンテインは噴流のエントレインメント効果によりノズルから噴出する流れに流入し，噴流速度が減衰してしまうために熱伝達抑制を引き起こす場合もある．速度分布から見ると、本研究に用いたインピンジ孔の配置に対してはファウンテインがノズルから噴出する流れに流入することが確認されていないが、Fig.11 と Fig.12 に示した、Jet1 と Jet 2 の中心線の速度から見ると、ファウンテインの影響があるように見える．

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

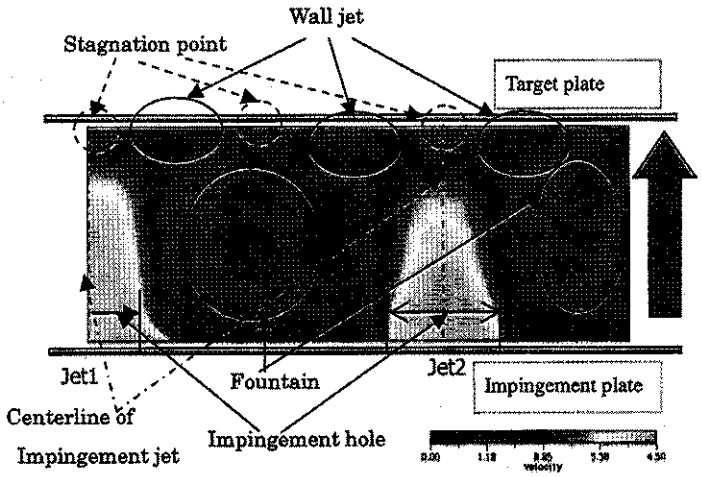


Fig.7 Velocity distribution for pin height 80mm Re=10000.

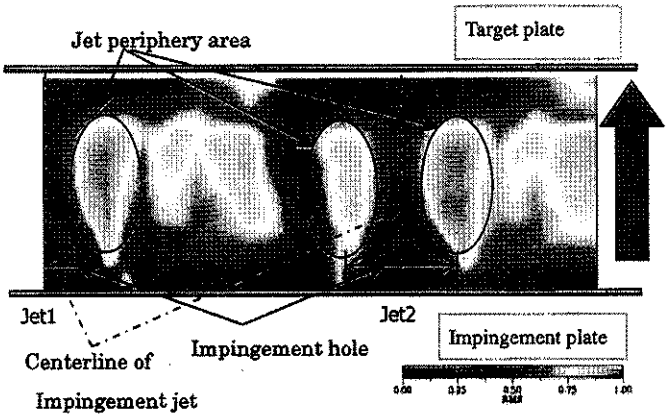


Fig.8 RMS distribution for pin height 80mm Re=10000.

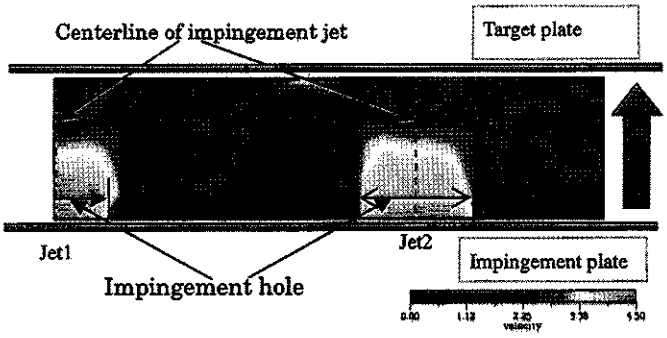


Fig.9 Velocity distribution for pin height 40mm,Re=10000.

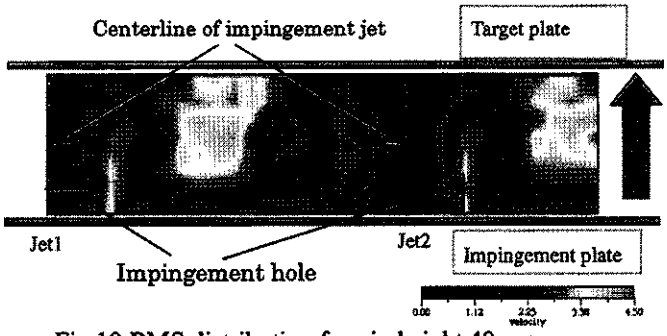


Fig.10 RMS distribution for pin height 40mm, Re=10000.

ピン高さ 80mm の場合にファウンテインの形を見ると Jet 2 の方向に傾いていることが分かる．そのため、Fig.11 から見ると Jet 2 の速度がピン高さの 3/8 から Jet 1 よりも低くなり始める．Fig.7 を見ると、Jet2 の速度が Jet1 より低くなり始める位置とほぼ同じ高さからからファウンテイン領域が現れることが分かる．ピン高さ 40mm の場合に 80mm の場合と逆な傾向を示す．ファウンテイン領域が Jet 1 に傾いているから、ピン高さの 1/2 の位置から Jet 1 が Jet 2 よりも速度が低くなり始める．ファウンテイン領域の傾きについては、どうして傾くのが、現在その理由がまだ分からない．空気が不均一に Jet1 と Jet 2 の孔に流入する可能性も否定できないが、最初の計測点みると Jet 1 と Jet2 の速度は両方の場合でも同じく計測された．

Fig.9、10 はそれぞれピン高 40mm、Re10000 の速度分布と変動速度（RMS）を示す．ピン高さ 40mm の場合にポテンシャルコアがターゲット面によって抑えられることがわかる．ジェット中心線の速度は Fig.12 に示す．ポテンシャルコアの長さはピン高さの 3/8 程度しかない．ピン高さ 80mm と 40mm のポテンシャルコアの形の違いにより、伝熱実験から得られた結果、ターゲット面の熱伝達分布に関係があることが分かった．Fig.8 と 10 を見ると、ピン高さ 40mm の場合とピン高さ 80mm 場合での大きな違いがあることが分かる．80mm の場合にジェット周りが高く変動しているが、40mm の場合に同じ領域には大きな変動が確認されていない．この場合に壁面ジェット同士が衝突する位置の下だけが高く変動した．

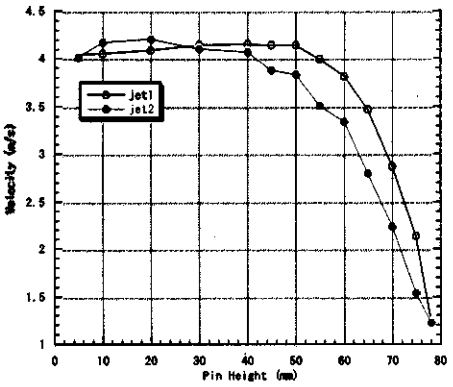


Fig.11 Velocity along centerline of Jet1 and Jet2 for pin height 80mm.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

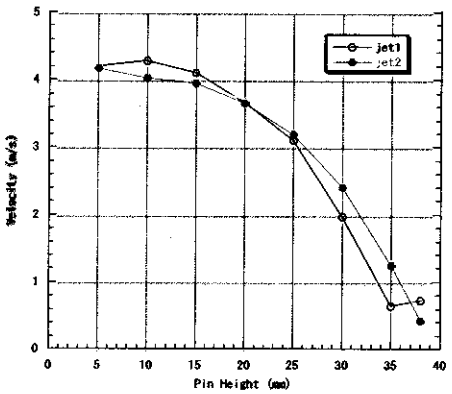


Fig.12 Velocity along centerline of Jet1 and Jet2 for pin height 40mm.

3.3 CFD解析結果

Fig.13 には格子点数と予測されたターゲット面とピン表面の平均熱伝達率のグラフを示す．ピン表面は格子に依存依しないと言える．ターゲット面の場合は10万点以上にほぼ一定である．Fig.14 と 15 は計算解析によって得られた速度分布を示す．示した領域は計算から得られた結果を反転させて、領域を拡大した．Fig.14 はピン高さ 80mm と Fig.15 は 40mm の場合になる．この計算を行う時に壁面ジェット同士が衝突する領域に対称の壁境界条件を与えたため、実験で得られた流れ場の様子と異なった．しかし 40mm の場合に、ポテンシャルコアの消失がターゲット面によって抑えられる様子は実験と同じ傾向を示す．

対称境界条件を与えずに、実験に用いたモデルと同じ大きさで数値解析を行った結果は Fig.17 と 18 に示す．全体的な速度分布の傾向は実験で得られた結果に似ている．供試体内の流れ場は複雑であって、特にジェットとジェットの間で巻き渦が存在するため、対称条件を与えると流れ場の予測には適切ではないと思われる．

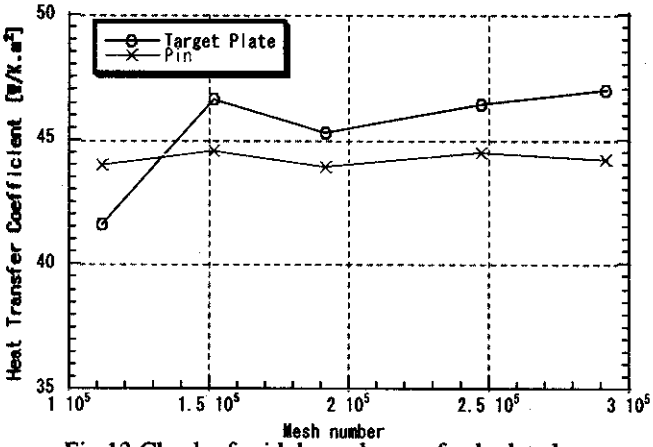


Fig.13 Check of grid dependency of calculated heat transfer.

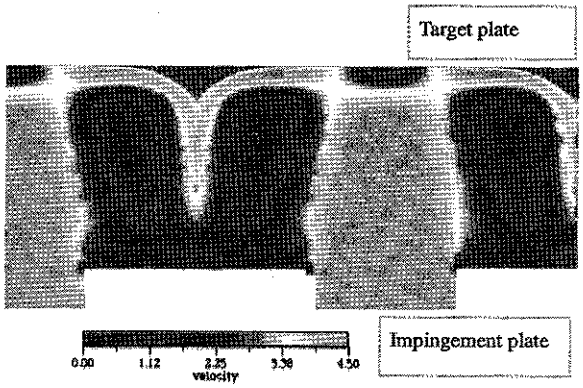


Fig.14 Velocity distribution for pin height 80mm from CFD result, using symmetry assumption.

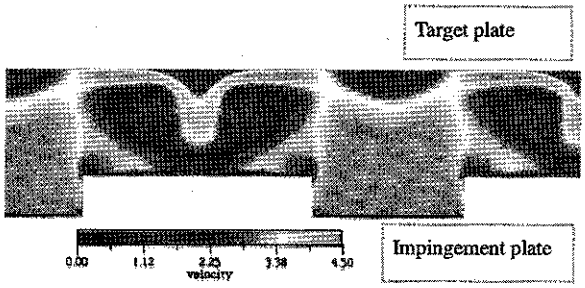


Fig.15 Velocity distribution for pin height 40mm from CFD result, using symmetry assumption.

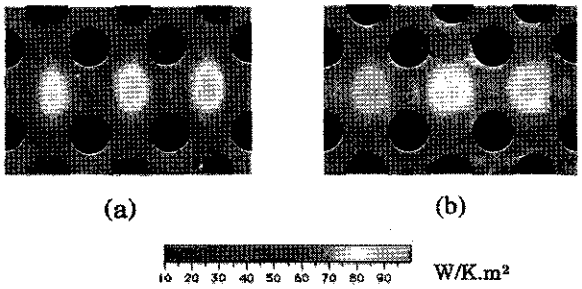


Fig.16 Experimental heat transfer coefficient distribution of target plate for pin height (a)80mm, (b)40mm.

4．流れ場の構造と熱伝達の関係

Fig.16にはピン高さ80mmと40mmのターゲット面上での熱伝達率分布図の例を示す.ノズルとターゲット面の距離が変わると、衝突する領域と壁面ジェット同士が衝突する領域の熱伝達分布が変わることが分かった.衝突した流体はよどみ点から左右に流下していく．淀み点近傍では通常の管内流れなどで成立する運動量と熱輸送に関するレイノルズの相似則は成り立たず，非相似的領域で高い熱伝達が得られるという衝突噴流(再付着噴流なども)の大きな特徴となっている．壁面近傍で流れの方向は壁面と垂直な方向から水平方向へ急激に変化するため，よどみ域は非回転な変形速度場で，

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

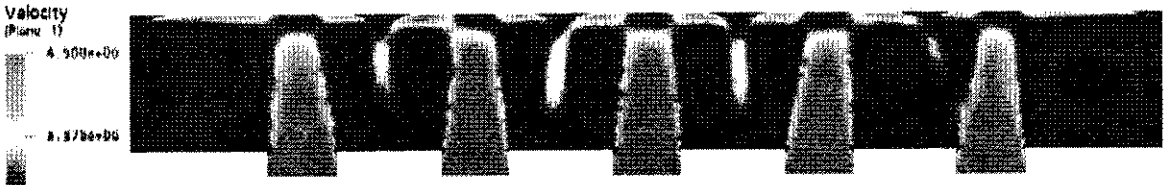


Fig.17 Calculated Velocity distribution for pin height 80mm case with no symmetry assumption.

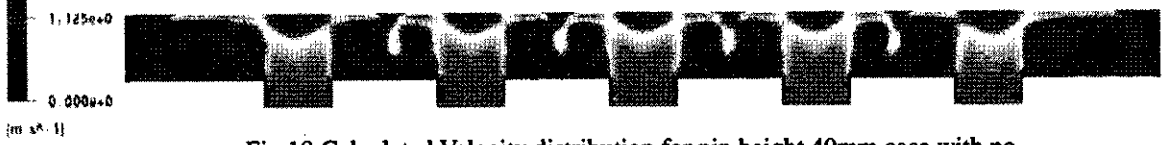


Fig.18 Calculated Velocity distribution for pin height 40mm case with no symmetry assumption.

乱れの非等方性も著しく強くなる．インピンジジェットの熱伝達に深く関係するのはこの衝突噴流領域と次の壁面ジェット領域であるが，それらの領域の乱流構造は上流の自由噴流領域の乱流構造に大きく影響を受けると考えられる．ピン高さ40mm の場合に熱伝達のピーク領域はリングの形にしている．CFD や熱線プローブによる計測結果と傾向的に一致している．ジェットのポテンシャルコアが二つの極大点を存在している．この領域では乱れが高くなって、熱伝達を高めるのに貢献している．

5．結言

この研究では現在、本研究に用いた複合型インピンジ冷却モデル内の流れ場を大まかに解明された．スモークワイヤ法による可視化を行うことによって、ジェット周辺に渦輪の存在を直接確認することが出来た．しかし残念ながら供試体の制約によって、壁面ジェット同士が衝突する領域とファウンテイン領域の可視化ができなかった．

I 型熱線流速計による流れ場計測や CFD による数値解析から、ターゲット面上の熱伝達分布が流れ場の状態に深く関係することが分かった．今回の実験結果と CFD 解析から、ノズルと衝突面（インピンジメント面）の距離だけを変える事によって、ジェットのポテンシャルコアや流れの乱れが変わって、熱伝達分布のパータンも変ってしまう．現在、ジェットのポテンシャルコア、淀み点領域、ファウンテイン領域などの速度分布と変動速度分布の様子が分かったが、壁面近傍の乱流構造と熱伝達の関連性がまだ細かく解明されていない．そして流れ場に影響を強く与える他のパラメータ（例えばレイノルズ数やインピンジメント孔の幾何学的形状など）の流れ場計測もまだ実行されていない．そのため、工業的な応用を意識しながら、乱流構造と熱伝達の関連性を解析するような研究が重要である．

5. 参考文献

1) Funazaki, K. and Hachiya, K.,2003,"Systematic Numerical Studies on Heat Transfer and Aerodynamic Characteristics of Impingement cooling Devices Combined with Pins,"ASME Paper GT-2003-38256.
2) Funazaki, K., Hamidon B.S.,2003,"Studies on compounded Impingement-cooling Structures of the Turbine Blades for Supersonic Transporting Engines", Graduation Thesis, Iwate University.
3) S.D.Hwang ,H.H.Cho "Effect of acoustic excitation positions on heat transfer and flow in axismmetric impinging jet: main jet exitation and shear layer exicitation、" International Journal of Heat and Fluid Flow 24(2003)199-209.
4) Elbanna, H.&Sabbagh, J.A., Flow Visualization and Measurements in a Two-Dimensional Two-Impinging-Jet Flow, AIAA J., 27-4 (1989), 420.
5) Saad, N.R., Polat, S.&Douglas, W.J.M., Confined multiple impimging slot jets without crossflow effects, Int. J. Heat & Fluid Flow, 13-1 (1992), 2.
6) L.Thielen,H.J.J.Jonker,K.Hanjalic "Symmetry breaking of flow and heat transfer in multiple impinging jets" International Journal of Heat and Fluid Flow 24(2003)444-453.
7) Gutmark, E., Wolfstein, M.&Wygnanski, I., The plane turbulent impinging jet, J. Fluid Mech., 88-4 (1978), 737.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

複合型インピンジメント冷却構造体の開発

＊ 福山　佳孝，山根　敬，松下　政裕，三村　富嗣雄（ＪＡＸＡ）
仲俣　千由紀，大北　洋治（ＩＨＩ），吉田　豊明（東京農工大）

Development of an Integrated Impingement and Pin-Fin Cooling Structure

*Yoshitaka FUKUYAMA, Takashi YAMANE, Masahiro MATSUSHITA, Fujio MIMURA(JAXA), Chiyuki NAKAMATA, Youji OOKITA(IHI) and Toyoaki YOSHIDA(TUAT)

ABSTRACT

Experimental and numerical studies were conducted for the development of the integrated impingement and pin-fin cooling structure. In the development, the spatial arrangements of impingement hole, pin-fin and film cooling (discharge) hole were the main concern of designers. The temperature measurements were performed for different test pieces with various spatial arrangements to clarify the cooling effectiveness variation with the spatial arrangements and other cooling parameters. Moreover, conjugate numerical simulation was executed to investigate the cooling effectiveness and was evaluated by the experimental measurements.

Key words: Turbine, Impingement, Pin-fin, Film cooling, Coolant reduction, Conjugate simulation

１．はじめに

環境負荷と運用コスト低減の観点から航空エンジンや発電用ガスタービンの熱効率向上が求められている。熱効率向上は、要素機器性能向上、エンジン圧力比増大、タービン入口温度上昇等により実現できる。

典型的な高温部品である高圧タービン翼は材料の融点に達する高温・高速ガス流中で使用されるため冷却が欠かせない。しかし、冷却空気使用量の増加はコアエンジン熱効率低下に直結するため、材料・製造・冷却のバランスが取れた高温構造体の開発が必要である。つまり、より強い材料の使用、効果的な遮熱コーティングの適用と共に高性能冷却構造とその製造技術の開発が不可欠である。

環境適合型次世代超音速推進(ESPR)システムのコアエンジンはタービン入口温度 1650℃の高温エンジンであるが、超音速輸送機用推進(HYPR)システム比 50%の冷却空気削減を目標とし、これを含めて、CO_2発生量25%低減に相当する燃料消費率改善を目指している。

本研究では、上記目標を達成し得る冷却構造として、トランスピレーション冷却構造に近い複合型インピンジメント冷却構造を選定し、ピンや孔配置を工夫して高い冷却性能を持つ構造体の開発を進めてきた。本報は、複合型インピンジメント冷却構造体の冷却性能試験の研究、流体と固体内部熱伝導の連成数値解析による冷却性能評価研究の結果に関して報告する。

２．複合型インピンジメント冷却構造体

古くから多孔質体の表面から冷却空気を微量滲み出して冷却するいわゆる”トランスピレーション冷却”が高い冷却性能を持つことが予測されているが、製造方法や構造強度等の問題が有り実現されていない。

複合型インピンジメント冷却構造とは、Fig.1 の模式図に示すようにインピンジメント孔を有するインピンジメントプレートと主流ガス側の翼壁に相当し、膜冷却孔を有するターゲットプレートの間を伝熱面拡大効果をもたらすピンフィンで結合した冷却構造で、トランスピレーション冷却に近い冷却構造の構造強度を維持ながら実現したものである。

精密鋳造により製造を予定する本冷却構造は、鋳造一体成型のため、インピンジ孔とプレートサポート構造、インピンジ孔と膜冷却孔等の想定外の位置ずれや冷却性能変化が生じないと言う特徴を有している。

複合型インピンジメント冷却構造におけるピンの伝熱面積増加効果の有効性は船崎[1]に、冷却性能や製造性は山脇[2]、[3]、仲俣[4]、[5]等に検討され、より高い冷却性能を目指した構造の試験検討と実機寸法鋳造体の疲労強度評価は仲俣[6]に報告されている。

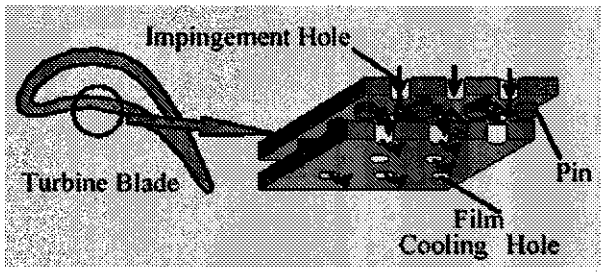


Fig.1 Concept of integrated cooling structure

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3．冷却性能試験

3.1　試験装置

冷却性能試験は（独）宇宙航空研究開発機構の高温風洞設備を使用して実施した。Fig.2に概要図を示す。

本風洞の空気源は最大圧力0.7MPa、最大流量8.0kg/sで、主流と冷却空気に分流し、それぞれ温度・流量を調整する。主流側は2段に燃焼器を設置し、試験部で最高約1700℃が実現できる。主流温度は試験部入口2ヶ所で計測（B型熱電対）、高温ガスは試験部後方の水冷オリフィス、排気冷却器で減温した上でサイレンサを通過後大気に放出される。

冷却空気系は電気加熱により最高約650℃まで昇温でき、実機の主流/冷却空気温度比を模擬する。冷却空気温度は試験体入口2ヶ所で計測（K型熱電対）した。

3.2　試験計測部

Fig.3に試験計測部構造図を示す。

図中左方から高温燃焼ガスが流入し、中央下方に図示する試験体を上方から加熱する。高温ガス流路は耐火材（外筒：ｱﾙﾐｷｬｽﾀﾌﾞﾙ、内筒：ﾁﾀﾝ酸ｱﾙﾐ）で製作した。冷却空気は図中下方から流入し、複合構造で内部を冷却した後試験体表面を膜冷却する。後述する試験体表面に正対する位置、図中上方に赤外線透過窓（ZnSe、φ100）を斜めに設置し、外部から赤外線（IR）カメラ（日本電気三栄TH7102）により表面温度とその分布を計測した。

3.3　複合型インピンジメント供試体

Table.1に今回試験に供した試験体をまとめる。H14年度までの研究に基づき冷却性能は良いが製造の困難なFine試験体（ピンフィン径が小さく本数が多い）は今年度の試験を実施せず、複合型冷却構造の冷却性能を構成する各熱抵抗因子（外面熱伝達、膜冷却効率）や冷却性能に関連するパラメータ（孔配置、クロスフロー強度）の影響を明確化する構造を選定し、試験に供した。

供試体製造方法は2種類あり、実機適用に近い構造体はCMSX-4相当の合金組成で鋳造、その他の基本的形状に関してはSUS304製とし、機械加工により製造した。

Fig.4,5にこれら供試体の内、基本形<BAS>と高性能型<STG>の構造図と孔・ピン配置等を示す。

供試体のインピンジメント板とターゲット板の肉厚はそれぞれ4mmと3mm、これらの間隔は6mmであり、供試体の表裏に溝加工して熱電対3本（表面側2本、裏面側1本、K型、φ1.6）を埋め込み温度を計測した。供試体表面には黒体塗料（放射率0.94）を塗布した。

インピンジメント及びフィルム冷却孔は共にφ4で、供試体は実機冷却構造の約10倍の拡大モデルである。

上記埋込み熱電対は供試体表面温度を計測できないことから、次節に示す様な予備試験を実施し、IRカメラで計測する表面温度を検定し、これを冷却性能試験データとして使用した。

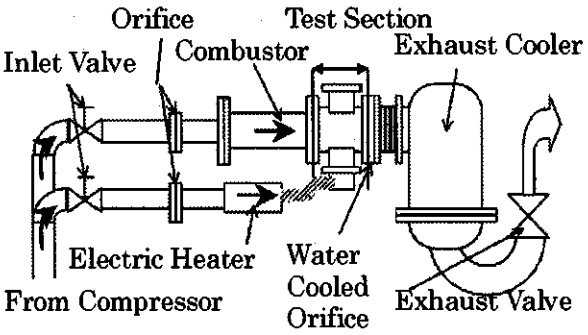


Fig.2 Schematics of high temperature test facility

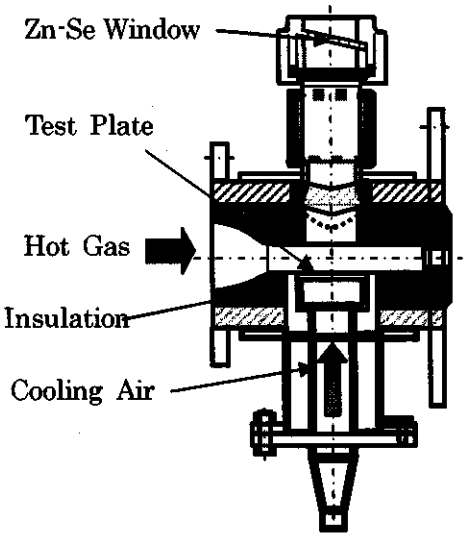


Fig.3 Detail of test section assembly

3.4　予備試験と結果

IRカメラによる計測温度を試験データとして使用するため、カメラの放射率補正値と計測温度の誤差評価試験を実施した。

放射率補正予備試験は、黒体炉（ｴﾚｸﾄﾛｵﾌﾟﾃｨｶﾙ社、CS1050-100）を用い、IR透過ガラスとIRカメラを試験計測と同じ距離に設置し、放射率補正量を求めるもので、本計測系の放射率は全体として0.84と決定した。

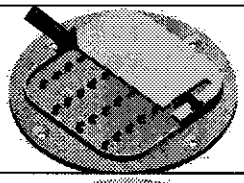
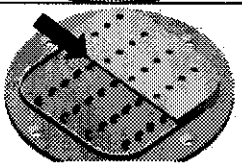
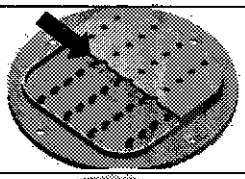
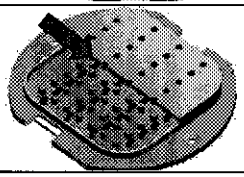
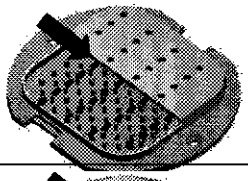
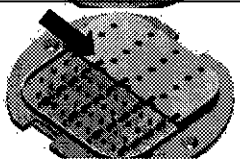
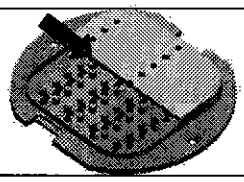
次に、テストセクションに供試体を設置し、主流ガスを流さない条件で冷却空気だけを流して供試体全体を加熱し、熱電対計測温度とIRカメラの計測温度を比較した。本試験条件では、供試体内熱電対（3本）の温度はほぼ一定値を示し、IRカメラの温度計測誤差は計測レンジを変更しても2%以下であることが分かった。また、冷却空気、主流温度の計測誤差を含めた冷却効率の計算精度は±8.5～16.3%（小冷却空気流量試験）である。

3.5　冷却性能試験と結果

本報のデータ処理方法等は既報[4]と同様である。なお、以下でβはインピンジメント上流で定義した質量速度比（ρU）c/（ρU）gで、添字cが冷却側、gが主流ガス側を示す。試験範囲は、供試体長さで取ったレイノルズ数で15000～50000の範囲である。

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Table.1 Summary of integrated cooling-structure test pieces

Name of T.P.	Purpose of T.P. and Test	Structural Information
Reference (REF) Machined	To get the data for the estimation of main flow side heat transfer coefficient.	Pin-Fins: none Impingement:4-Rows Film Cooling: none (with ejection slot) 
Conventional (CONV) Machined	To get the data for the estimation of film cooling effectiveness.	Pin-Fins: none Impinement:4-Rows Film Cooling:4-Rows (staggered arrangement) 
Conventional2 (CONV2) Machined	To evaluate the influence of impingement and film cooling hole arrangements.	Pin-Fins: none Impingement:4-Rows Film Cooling:4-Rows (inline arrangement) 
Basic (BAS) Cast	Basic type of integrated impingement and pin-fin cooling structure.	Pin-Fins:7-Rows Impingement:4-Rows Film Cooling:4-Rows (inline arrangement) 
Staggered (STG) Cast	A proposed high-performance type of integrated impingement and pin-fin cooling structure.	Pin-Fins:12-Rows (between Film-holes) Impingement:4-Rows Film Cooling:4-Rows (staggered arrangement) 
Staggered2 (STG2) Cast	To get the data for the influence of pin-fin location relative to impingement and film cooling holes.	Pin-Fins:12-Rows (between Impinge-holes) Impingement:4-Rows Film Cooling:4-Rows (staggered arrangement) 
Modified (MOD) Cast	To get the data for the influence of cross-flow on the pin-fin heat transfer and reduction of film cooling ejection.	Pin-Fins:7-Rows Impingement:4=rows Film Cooling:2-Rows (inline arrangement) 

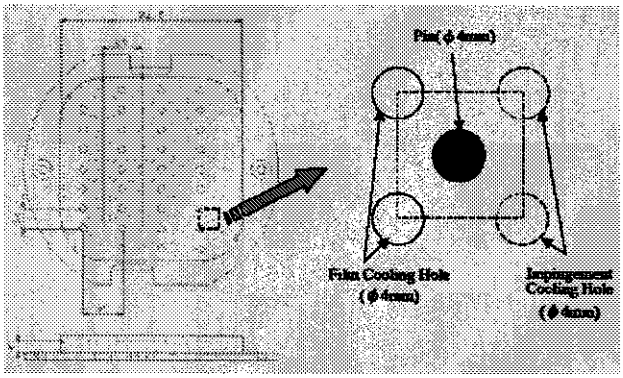


Fig.4 BAS test piece, location of pin and holes

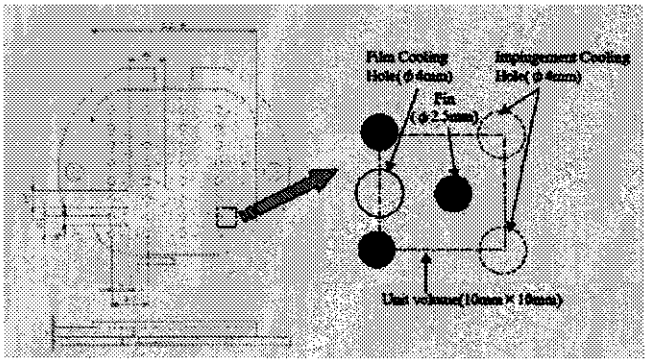


Fig.5 STG test piece, location of pin and holes

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

Fig.6～8 に IR カメラによる表面温度計測結果を、REF、MOD、STG の各供試体に対して示す。これらは、別々の試験条件で撮影された画像で、温度自体の比較に意味はない。図(a)～(c)は冷却空気流量比(β)の異なる条件、4, 7, 10%に対応し、同じ試験条件で連続して取得されたデータであるから相互比較が意味を持つ。

図の右側が主流ガスの上流方向で、膜冷却孔列、インピンジメント列は図の右側を先頭にした数値を振る。

Fig.6 からインピンジメント冷却効果（本冷却構造では衝突距離/孔直径=1.5 の壁面噴流）はターゲット面上に拡がり（①～④）を持ち、冷却空気流量の増加に伴い冷却性能が直線的に増加する様に観察される。冷却性能は３列目が最も高いが、２列目との差は小さい。

インピンジメント列の上流側に同数の膜冷却列を配置した STG 型、Fig.8 では、表面温度パタンが膜冷却の影響を強く受ける。冷却効率は膜冷却３列目以降で高く、スパン方向の均一性も良好である。

インピンジメント１列目の上流と２－３列間に膜冷却噴出しを配置した MOD 型、Fig.7 では、同じ冷却空気流量比では、膜冷却噴出しの質量速度比は STG 型の倍となるためか全ての条件で吹き抜け現象が見られる。そのため、膜冷却列間の冷却効率が大きく低下しているが、膜冷却孔を取り巻く領域（X）に、裏面のピンフィン効果に基づく高冷却効率領域が明確に観察される。

このように、本冷却構造ではインピンジメント、ピンフィンに加え膜冷却効果が複合して高冷却性能を得ている。よって、膜冷却を効果的に利用するためには、膜噴出し孔径を含めた最適化の必要性を示唆している。

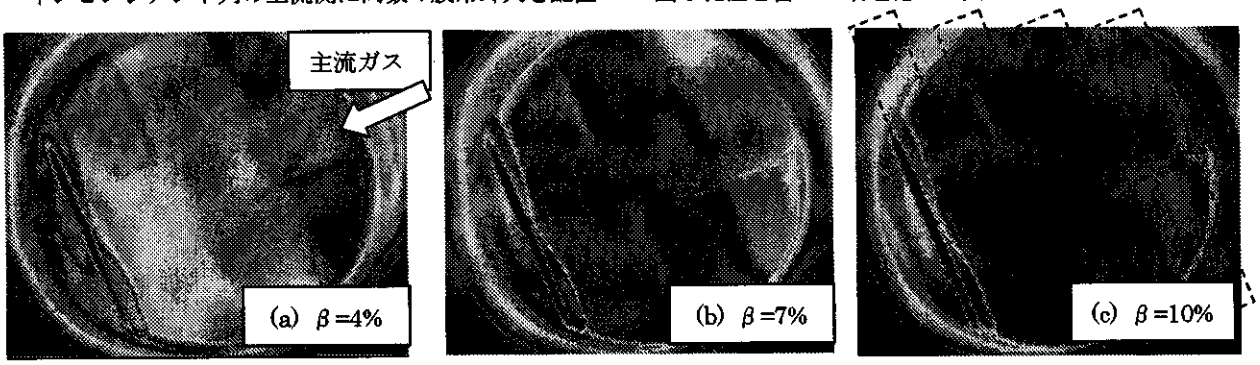


Fig.6 Infrared record for REF, with the change of coolant flow rate ratio (β)

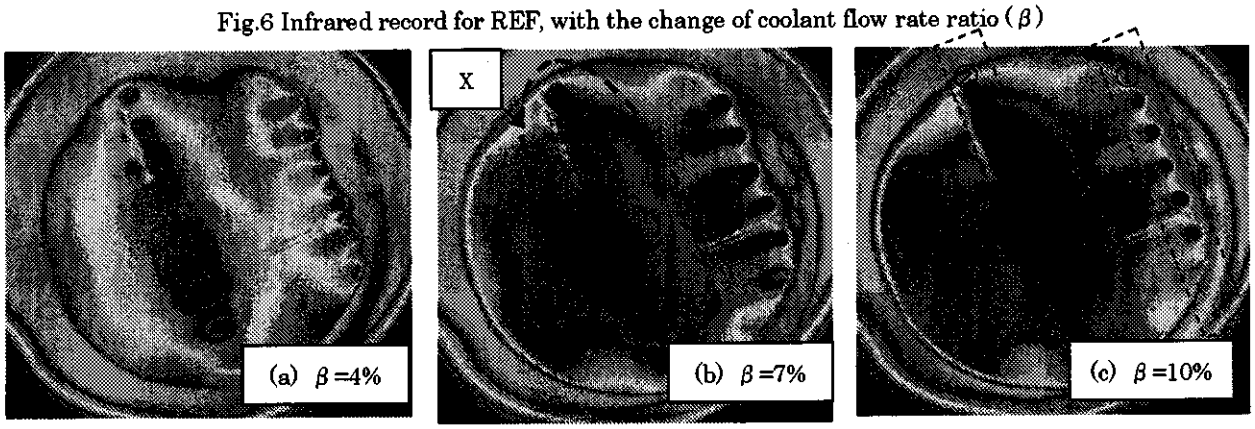


Fig.7 Infrared record for MOD, with the change of coolant flow rate ratio

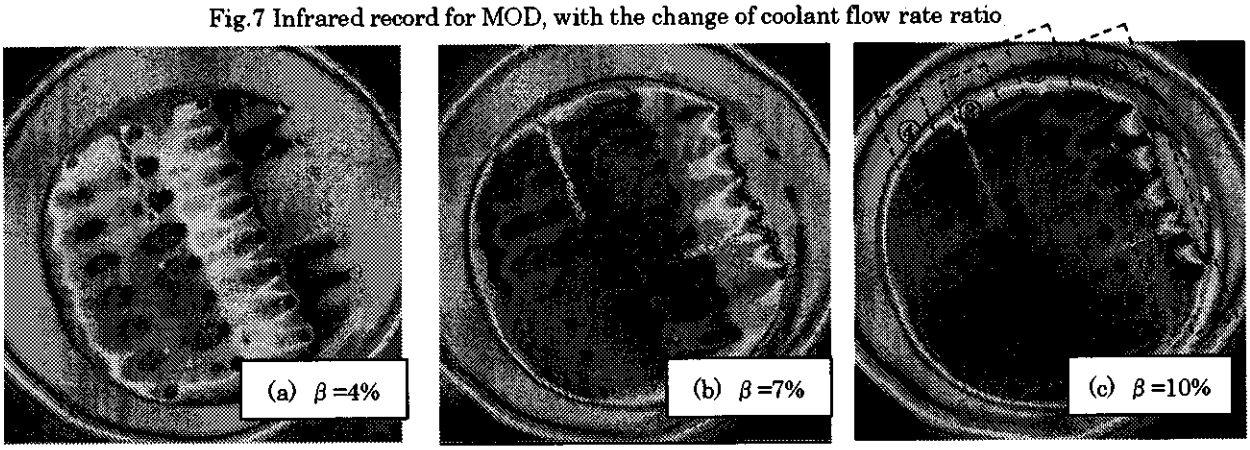


Fig. 8 Infrared record for STG, with the change of coolant flow rate ratio (β)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

4．冷却性能解析

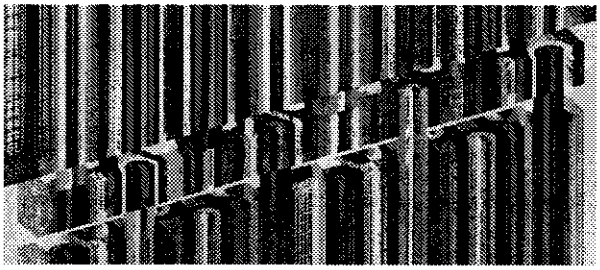
4.1　解析方法

解析は旧航空宇宙技術研究所で開発した共通基盤 CFD コード UPACS (Unified Platform for Aerospace Computational Simulation) に流体と固体熱伝導の同時解析と境界条件処理機能を追加して実施した(山根[7])。乱流モデルにはSpalart-Allmarasモデルを使用した。

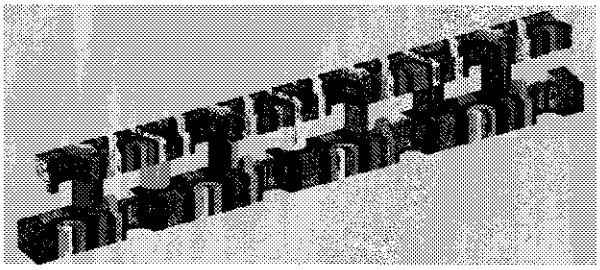
4.2　解析モデル

解析モデルの一例をFig.9に示す。解析領域は、供試体から流れ方向に切り出した立方体形状の一部で、供試体の幅方向は鏡面境界となる。UPACS の機能として最大1000 ブロックの構造格子系ブロック分けとこれらブロック毎の並列計算が可能である。図中、色でブロック分割を示す。

解析を行った供試体の計算ブロック数および格子点数をTable.2に示す。



(a)　Fluid (flow calculation) blocks



(b)　Solid (conduction calculation) blocks

Fig.9 Numerical grid example for BAS test piece

Table 2 Numerical grid information

T.P.	CONV2	BAS	MOD
Number of Fluid Blocks	274	310	304
Number of Solid Blocks	128	207	213
Total Grid Points	1.93 million	2.99 million	2.99 million

4.3　試験と解析の比較と評価

主流ガスRe=35000、ガス温度400℃、冷却空気温度30℃の条件で冷却空気流量比を変化させた解析を行い、上流から２番目と３番目の膜冷却孔間のガス側表面温度の平均値から求めた冷却効率を冷却空気流量比に対してプロットし、実験と比較したものをFig.10に示す。

Fig.10に示すように今回の解析では、全般的に冷却性能を低く予測する事が分かった。CONV2 では、実験では冷却空気流量比の高い条件で冷却効率の大幅な劣化が計測されたが、解析結果からはこの傾向は認められない。さらに、膜冷却列が半分と少ないMOD型は、実験では冷却性能が他の供試体に比較して低いが、解析ではこの性能劣化が予測されていない。いずれも噴出し比 (M=(ρU)f/(ρU)g=β×AR、AR～8 for BAS, CONV2、AR～16 for MOD) の増加により膜冷却噴流が主流中に吹き抜け、膜冷却性能が劣化する現象に起因する変化と思われ、解析ではこの現象が定量的には予測されていないことを示唆している。一方、CONV2 にピンフィンを追加した BAS が CONV2 よりも高い冷却性能となる対流伝熱促進効果は実験と同様に得られている。

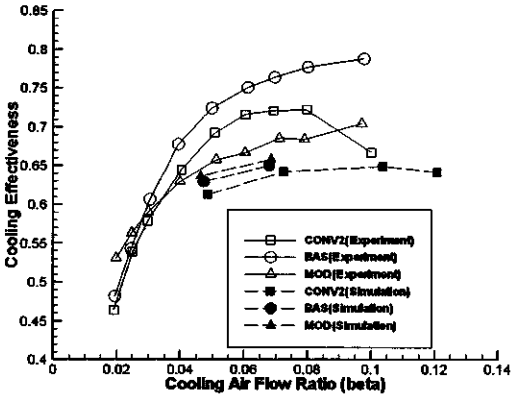


Fig.10　Comparison between experiment and simulation by cooling effectiveness versus cooling air flow ratio

MOD 供試体に関しFig.7の温度分布を冷却効率分布に変換し、βが約7%(Fig.A)と4～5%(Fig.B)の２条件で連成解析結果と比較したものをFig.11に示す。

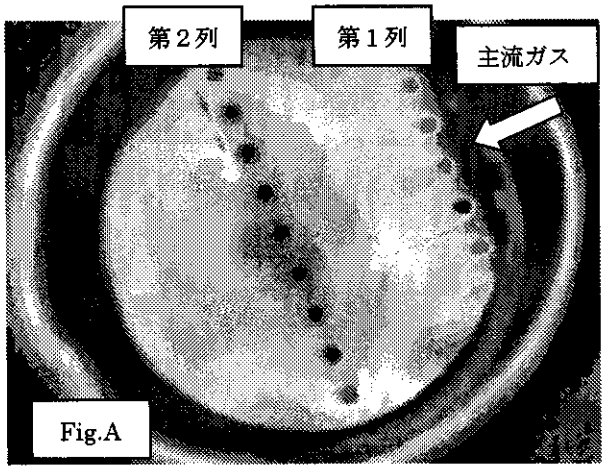
解析と試験双方で、第２膜冷却列の上流部分の高冷却性能領域の存在、膜冷却列から孔径の４～５倍下流の冷却性能向上領域の存在が認められている。これらは、裏面のピンフィンによる対流促進効果に対応し、解析もその効果を模擬できていることを示す。

試験によれば、Fig.B (M～0.64) では膜冷却列下流に噴出し効果が認められるが、Fig.A(M～1.12)の第２膜冷却列下流では認められない。これは、上記した膜冷却噴流の吹き抜けに起因する冷却性能変化と考えられる。

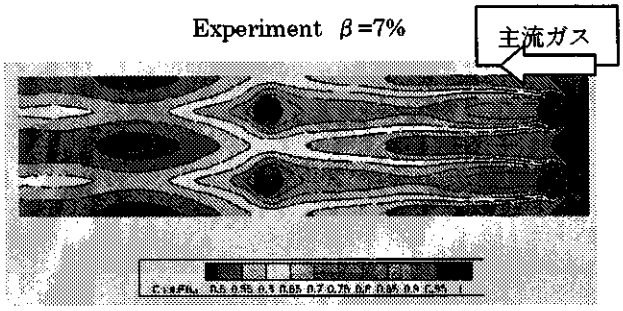
解析では、第１膜冷却列下流の膜冷却効果には明白な変化が見られるが、第２膜冷却列下流の変化は僅かであった。これらの点からM比の高い条件では本解析手法による膜冷却性能予測精度が十分でない事がわかる。

膜冷却の流れ場は複雑乱流場であるため、先ず、乱流モデルの適用性が疑われるが、今後の検討課題とする。

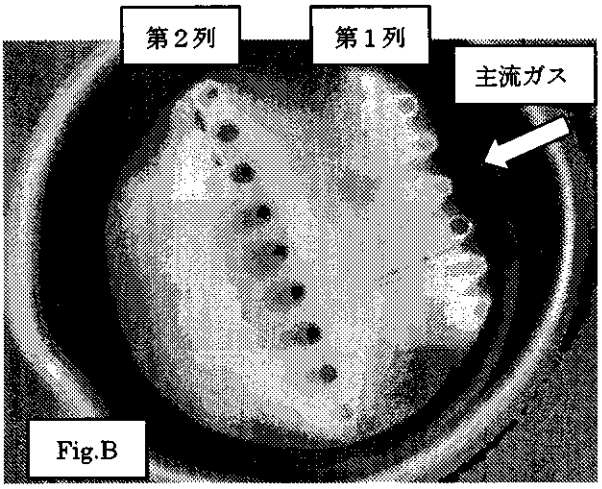
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.



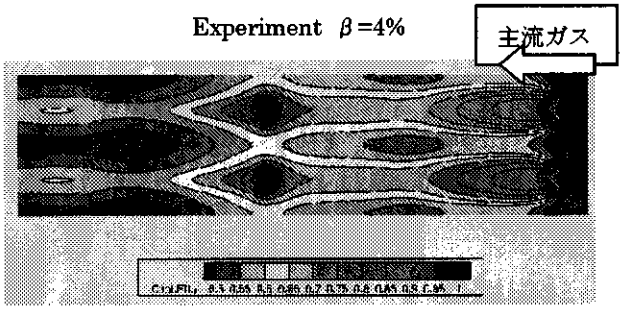
Experiment β=7%



Simulation β=6.8%



Experiment β=4%



Simulation β=4.6%

Fig.11 Comparison between experiment and simulation by surface cooling effectiveness distribution

5．おわりに

複合型インピンジメント冷却構造の風洞伝熱試験を実施し、インピンジメント、ピンフィン、膜冷却の各要素の効果が複合して高冷却性能につながっていることを明らかにした。インピンジメントとピンフィンの裏面側冷却効果は固体内熱伝導の影響により表面上ではある程度の拡がりを持つ。膜冷却は、直接、表面温度を低減する効果を有するため、表面被覆効果が高い条件で活用すると全体として高冷却性能が発揮され、冷却空気流量の低減につながる。連成数値解析は、固体温度分布を直接得られることから設計解析に威力を発揮するが、解析精度の検証と高精度計算技術の開発が必要である。

謝辞

本研究は、経済産業省・産業技術環境局・研究開発課の新規産業創出型産業化学技術研究開発精度による”環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発”の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構からの委託で実施した。本研究の実施にあたり、御指導、御協力をいただいた多数の関係者各位にここに謝意を表する。

参 考 文 献

1) Funazaki,K., Tarukawa,Y., Kudo,T., Matsuno,S. and Yamawaki,S.: Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades: Experimental and Numerical Investigations, ASME Paper 2001-GT-148 (2001)
2) 山脇栄道, 今井良二, 筑後一義, 吉田豊明, 三村富嗣雄, 山根敬:Research of Transpiration Cooling for Application to Turbine Blade and Vane, 第１回環境適合型次世代超音速推進ｼｽﾃﾑｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ(2002), C-11
3) Yamawaki,S., Nakamata,C., Imai,R., Matsuno,S., Yoshida,T., Mimura,F. and Kumada,M.: Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration, ASME Paper GT2003-38215 (2003)
4) 仲俣千由紀, 山脇栄道, 吉田豊明, 三村富嗣雄, 松野伸介, 今井良二:複合型インピンジ冷却構造の研究, 第 31 回ガスタービン定期講演会論文集, A-27 (2003), pp. 155-160.
5) 仲俣千由紀, 山脇栄道, 今井良二, 松野伸介, 筑後一義, 三村富嗣雄, 松下政裕, 山根敬, 福山佳孝, 吉田豊明:Research of Turbine Transpiration Cooling, 第 2 回環境適合型次世代超音速推進ｼｽﾃﾑｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ (2004), D-3
6) 仲俣千由紀, 大北洋治, 筑後一義, 三村富嗣雄, 松下政裕, 福山佳孝, 吉田豊明:複合型インピンジ冷却構造の研究, 日本機械学会 2004 年度年次総会講演論文集(2004), pp. 372-373
7) Yamane,T., Yoshida,T., Enomoto,S., Takaki,R. and Yamamoto,K.: Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction with a New Method for Faster Calculation, ASME Paper GT2004-53680(2004)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

GT動翼前縁冷却流路を模擬したリブ付き三角流路における熱流動特性の実験的検討

*渡辺　和徳，高橋　俊彦，大貝　宣雄（電中研）

Measurement of flow and heat transfer in the triangular channel with ribs simulated a cooling pass for leading edge of rotor blade

*Kazunori WATANABE, Toshihiko TAKAHASHI and Norio OHGAI (CRIEPI)

ABSTRACT

The characteristics of flow and heat transfer in the triangular channel with ribs which is simulated inside cooling structure for leading edge of 1300℃ class GT first stage rotor blade were examined. Three dimensional flow patterns were clarified by a measurement with hot film velocity anemometer using two kinds of X-probe and split film probe. In addition, temperature distribution of the heat transfer surface which imposed uniform heat flux condition was measured by thermocouples, and heat transfer characteristics were clarified.

Key words: Rotor Blade, Cooling, Triangle Channel with Rib, Heat Transfer, Measurement

1．はじめに

液化天然ガス(LNG)を燃料とするガスタービン(以下 GT)を用いた複合発電設備は、起動・停止が容易で負荷変動にも柔軟に対応が可能であると同時に、高効率かつクリーンであるため、火力発電における主要な電源設備として普及している。しかしながら、高温･高圧･高速の燃焼ガス流に直接曝される、燃焼器や動静翼等の GT 高温部品は、過酷な使用環境のため損傷劣化が激しく、修理や取替えを頻繁に余儀なくされることから、効率向上分が補修コストに相殺されかねない、大きな問題となっている。補修や取替えに関する基準の根拠は公表されないため、保守コストを削減したい GT ユーザとしては、合理的で適切な保守の確立が強く望まれており、正確な寿命評価手法の早期確立が期待されている。

寿命評価を行うためには、部品の温度を精度良く把握する必要がある。高橋ら[1]は、1100℃級 GT 初段動翼を対象に、CFD(Computational Fluid Dynamics)による翼周りの熱流動解析と翼の熱伝導解析を連成させ、3 次元翼温度分布を明らかにした。それらのデータを基に酒井ら[2]、緒方ら[3]は応力解析を実施し、実機翼損傷状況と材料試験結果を考慮することで、1100℃級初段動翼の解析的なき裂発生寿命評価を可能にしている。さらに高橋ら[4]は、国内 LNG 複合発電設備の約 7 割を占める 1300℃級 GT の初段動翼に対しても 3 次元翼温度解析を行い、翼温度分布を示した。1300℃級初段動翼には、少ない冷却空気流量で効率良く冷却するため、リブ付き冷却流路が採用されており、冷却性能の予測精度が翼全体の解析精度を左右する。筆者ら[5]は、直交リブ付き矩形流路を対象に、実機 GT 動翼の内部冷却流路で想定される 10^5 のレイノルズ数場における実験および LES による数値解析を実施し、LES 適用の有効性を示した。それを受け Takahashi ら[6]は、1300℃級 GT 初段動翼の内部冷却構造を模擬した、向かい合う面に互いに逆方向に 60°傾斜する角度で設置されたリブ(以下クロスリブ)を持つ矩形流路を対象に、LES による数値解析を行い、熱流動場を明らかにするとともに、高速かつ高精度な翼温度解析の実現に資するため、冷却流路壁面における熱伝達および流動抵抗の関係式を導出した。しかしながら、前縁部の冷却流路は、リブが 2 辺に取り付けられた三角形に近い形状の流路となっており、これまで検討してきたクロスリブ流路とは熱流動特性が異なると考えられる。Metzger ら[7] は翼前縁部の冷却流路を想定した傾斜リブ付三角流路に対する検討を行っているが、その他に公表例はほとんどなく、その熱流動特性は明らかにされていない。本報告は、翼の中で最も熱的に厳しくなる部位のひとつである前縁の温度を予測する上で重要となる、前縁部の冷却構造を模擬したリブ付き三角流路の熱流動特性について、実験的に検討したものである。

2．主な記号

D　：流路の水力等価直径(m)＝4S/L

e　：リブ高さ（m）

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

e^+	：粗さ Reynolds 数$=(e/D)\,Re\,(fr/2)^{0.5}$
f	：摩擦係数 $=(\Delta P/D)/(0.5\rho Ub^2)$
G	：熱伝達に関する粗さ関数
H, W	：流路幅(m)、高さ(m)
L, S	：流路断面周長(m)，流路断面積(m²)
Nu	：Nusselt 数 $=\alpha D/\lambda$
$P, \Delta P$	：時間平均静圧，圧力損失（Pa）
p	：リブピッチ（m）
Pr	：Prandtl 数
R	：運動量輸送に関する粗さ関数
Re	：Reynolds 数 $=U_b D/\nu$
St	：Stanton 数
T	：温度（K）
U_b	：バルク速度（m/s）
u, v, w	：速度の各 x，y，z 方向成分（m/s）
x, y, z	：デカルト座標（m）
α	：時間平均熱伝達率（W/m²K）
λ, ρ	：熱伝導率（W/m K），密度（kg/m³）
ν	：動粘性係数(m²/s)
添え字	
r	：リブ面
o	：平滑円管

3．実験方法

3.1 実験装置の概略

Fig.1 に実験装置の概略図を示す。作動流体は常温常圧の空気であり、ブロアにより吸引されて装置に導かれる。吸気口には整流格子として 20 メッシュの金網 2 枚を設置した。流入した空気は、縮流部で流路断面積が 1/8 に絞られて加速され、さらに 500mm の助走区間で流路断面形状を三角形に変換し、試験部に至る。試験部の詳細ならびに座標系を Fig.2 に示す。流路は底辺 141.4mm×高さ 70.7mm の直角二等辺三角形断面であり、下壁に 50mm 間隔で高さ 4mm、幅 10mm のリブを主流流れに直交して 9 個設置した。ただし、頂角は直角とせず、半径 10mm の円弧とした。伝熱面となる下壁は厚さ 20mm のベークライト製、下壁以外は厚さ 10mm の透明なアクリル製とした。

3.2 流れ場の計測手法

流れ場、温度場とも、十分流れが発達した、上流から 6 番目と 7 番目のリブの間を計測位置とした。流れ場の測定は、はく離/再付着を伴う壁面近傍での非定常性の強い流れの計測に適し、LDV や PIV に比較して安価で手軽な計測装置である熱線流速計(日本カノマックス(株)製熱線流速計システム IHW-100 および SYSTEM7000)を用いて行った。プローブは、長時間にわたる計測性能の安定性を考慮してホットフィルムプローブとし、主流方向成分と主流に垂直な成分を同時に計測可能な上流計測用 X プローブ(TSI 社製 Model1249A)と、逆流の計測が可能であるスプリットフィルムプローブ(TSI 社製 Model1288、Split Film Probe；以下 SFP)を用いた。計測位置は、y=0,20,40,60 のそれぞれについて、x 方向に 2.5mm 間隔、z 方向は壁近傍で 1~2.5mm 間隔、主流部で 5~10mm 間隔とした。

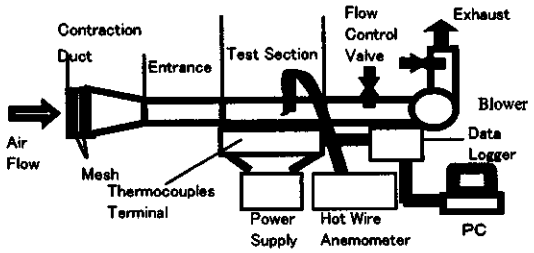


Fig.1 実験装置概要

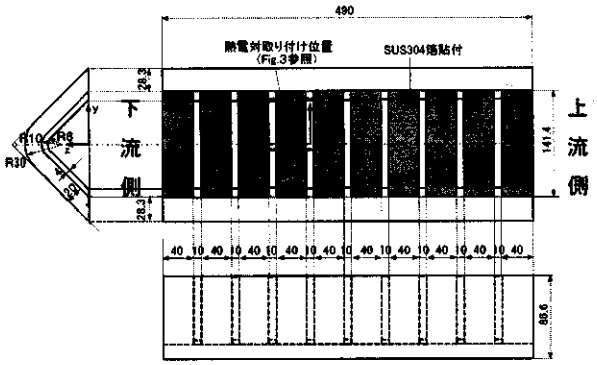


Fig.2 試験部詳細

3.3 温度場の計測手法

リブを除く下壁の流路表面全面に厚さ 0.05mm の SUS304 製箔を貼付し、直接通電加熱した。伝熱面温度は、箔裏面に接着した φ0.2mm の素線 K 型熱電対 50 本により計測した。主流の温度は、助走区間の出口部に設けた挿入孔より φ0.2mm の素線 K 型熱電対を流路内に挿入し、計測した。温度場の計測位置を Fig.3 に●で示す。流路中心から端部に向かい、A 列、B 列、・・・、F 列と称する。

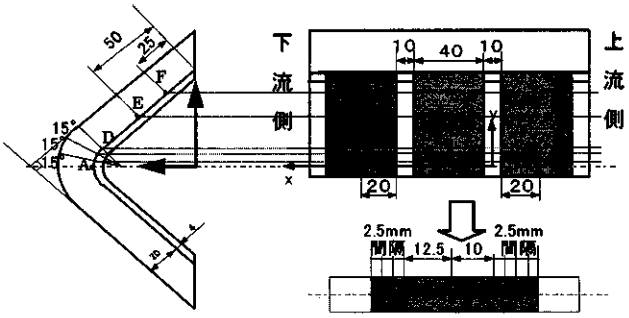


Fig.3 熱電対設置位置

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

3.4 実験条件

空気の流速は、ブロアの出入り口に取り付けたダンパの開度調整により決定し、バルク速度基準で Re 数 2.8×10^4、5.8×10^4、9.2×10^4、1.2×10^5 の 4 条件とした。試験部に流入する流速分布は、コーナー部および壁面近傍を除きほぼ一様であることを、ピトー管を用いた測定により確認している。伝熱面の加熱条件は、熱電対と箔との接着剤の耐用温度を考慮し、熱電対指示の最高温度が70℃以下に抑えられるよう調整した直流電源装置の出力とした。熱流束値に算出にあたっては、下壁裏面の温度を熱電対により測定することにより裏面からの熱ロス分を補正した。

4．結果と考察

4.1 流れ場の計測結果

Fig.4 に、Re=1.2×10^5におけるリブ 1 ピッチ分の平均摩擦係数を平滑円管における摩擦係数 f_0 で除した値を、リブなしの三角流路、ならびに Takahashi らの矩形流路におけるクロスリブ設置の場合の LES による解析結果[6]と比較して示す。横軸には、流路断面周長に占めるリブ設置長さをとった。リブの設置により摩擦係数は増大し、また、クロスリブ設置の場合に比べても、摩擦係数は大きくなっている。これは、クロスリブの場合は向かい合う面のリブが平行に取り付かないため、2 辺に直交リブが取り付けられた三角流路の方が、リブ設置によるブロッケージ効果が現れているためと考えられる。

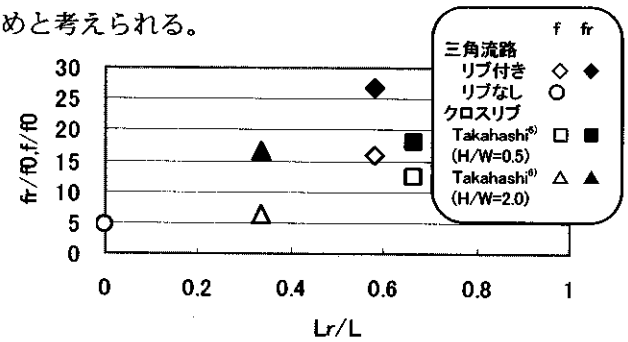


Fig.4 平均場の摩擦係数

Fig.5 に、X プローブで計測した xz 断面における x 方向速度成分のコンター図を y=0,20,40,60 の場合について示す。リブ近傍では等速度線が近接し速度勾配が大きいが、主流部ではほぼ一様の速度分布となっている。一方、リブ高さより壁に近い位置の流速は、上流計測プローブの形状に起因して計測できない、または逆流が生じ計測値に信頼がおけない点が含まれるため、SFP により壁際の詳細計測を行った。Fig.6 に SFP で計測した壁面近傍の x 方向速度分布を各断面について示す。

これより、(a)y=0 断面ではリブ直後に、点線で示す広範にわたる明確な逆流領域が生じている。また、yが大きくなるほど、逆流領域は小さくなっている。一方、狭隘部となる(d)y=60 では、他よりも壁近傍の流速が速いことが示されている。

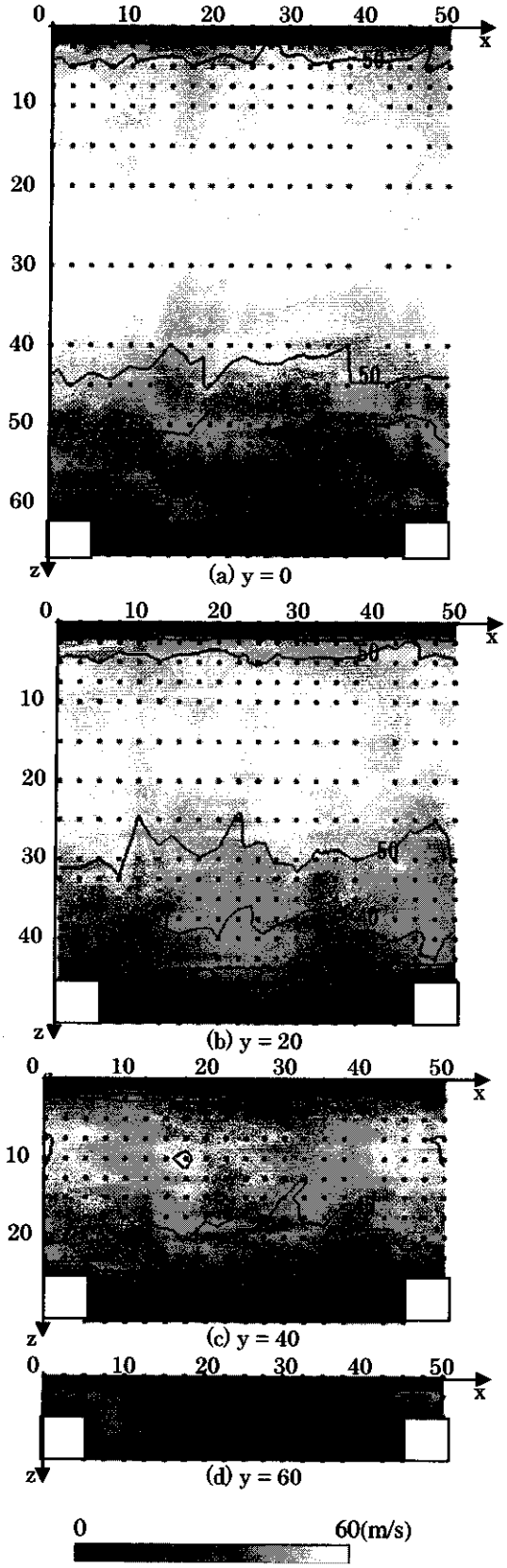


Fig.5 xz断面における u分布

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

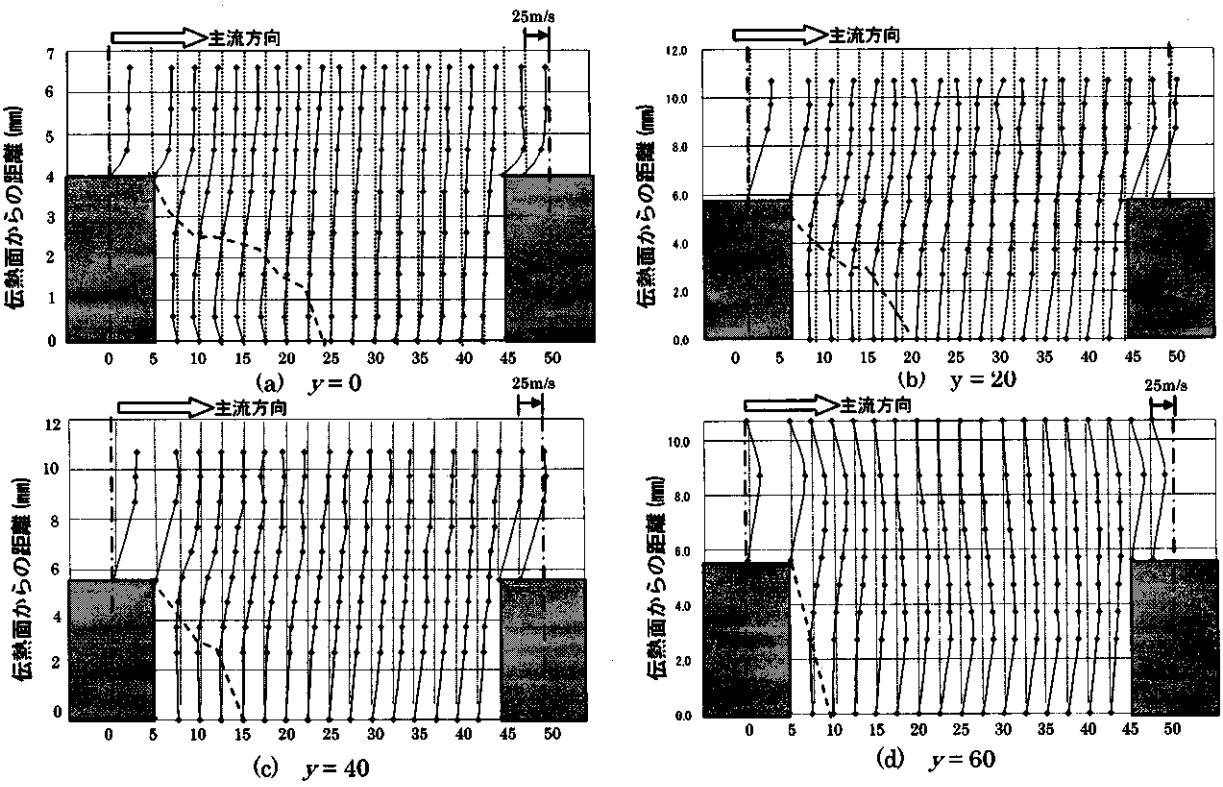


Fig.6 SFPによる壁近傍 u 計測値

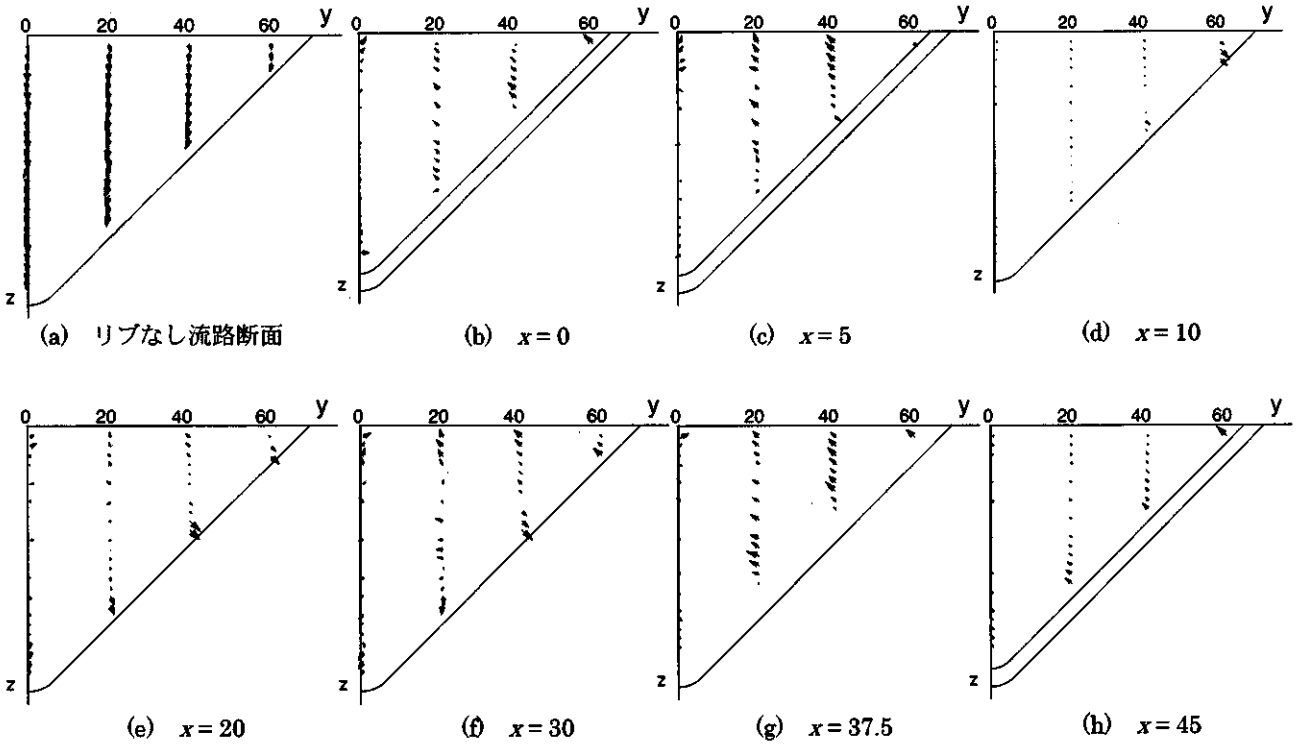


Fig.7 Xプローブによる yz 断面速度成分計測値

Fig.7 に、Xプローブで計測した xy 断面における速度ベクトル図を x=0,5,10,20,30,37.5,45 の場合について、リブなし三角流路の場合と比較して示す。(a)リブなし流路の場合、全体的に下壁に向いた流れ場となっており、壁面近傍では y=0 に向かう流れができている様子が示されている。一方、リブ付きの場合、リブ上に相当する(b)x=0 においてリブを超えたことによる w>0 の流れができてい

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

る。これがリブ後縁に相当する(c)x=5 になると、y=40 と 60 において壁面に向かう方向の流れに変わる。さらに(d)x=10 では、y=60 における壁面に向かう流れ成分が大きくなっている。(e)x=20 になると、壁面に向かう流れは y=20 にも及ぶが、(f)x=30 では、逆に y=60 の位置では壁面から離れる方向の流れに変わってしまっている。さらに、(g)x=37.5 では、y=20 でも壁面から離れる方向の流れが生じ、リブ前縁に当たる(h)x=45 では縮流による増速により主流部では v 成分 w 成分ともほぼ 0 となる一方、壁近傍ではリブを越えるため壁面から離れる方向の流れが生じている。

4.2 温度場の計測結果

Fig.8 に、Re=1.2×10^5 におけるリブ 1 ピッチ分の伝熱面平均 St 数を平滑円管における St 数 St_0 で除した値を、リブなしの三角流路、ならびに Takahashi らの矩形流路におけるクロスリブ設置の場合の LES による解析結果[6]と比較して示す。クロスリブ流路の場合と比較し、熱伝達促進効果は小さいことが示されている。ただし、本結果にはリブ面の効果が含まれておらず、リブ面の熱伝達を考慮すれば、伝熱面全面の熱伝達率はもっと大きいものと考えられる。

Fig.9 に流れ方向の Nu 分布をリブなし流路の場合と比較して示す。リブなしの場合、流路中央の円弧部の熱伝達が良い。Fig.7(a)に示した流れ場の様相と比較すると、流れが流路中央の円弧部に集まる傾向にあり、その効果が出ているものと考えられる。一方、リブ付き流路の場合、リブ通過後は Fig.7 に示したとおり逆流領域が存在するため、熱伝達促進効果は抑えられ、y=0 では再付着位置に相当する流れ方向リブ間中央付近でピークとなる熱伝達率分布を持つ様子がわかる。また、流路中央(y=0)よりも端部(y=40,60)の熱伝達率が高いことが示されている。これは、Fig.6 ならびに Fig.7 で示したとおり、端部ほど壁面近傍の流速が速いことに加え、壁面に向かう成分と離れる成分のいずれも他部より大きいことから、熱伝達の促進が図られているものと考えられる。

4.3 摩擦と熱伝達の関係式の導出

リブ付き三角流路の熱流動特性を 1300℃級動翼温度解析における冷却条件に反映させるため、リブ付き三角流路のリブ設置面の流動抵抗と熱伝達の関係式を導出する。数式化には、webb ら[8]による検討結果を応用した。すなわち、リブ付流路の冷却特性(摩擦損失および Stanton 数)を、Nikradse による粗面管の流動摩擦則に基づき、運動量輸送と熱輸送のアナロジーからの導出を試み

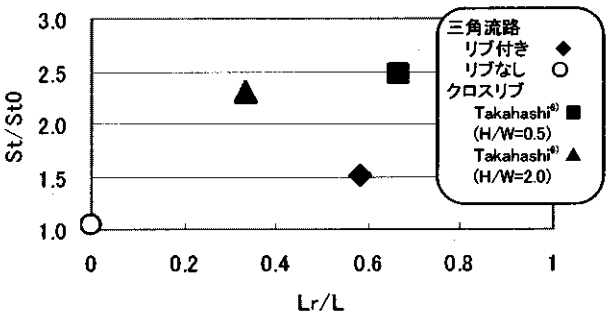


Fig.8 平均場の熱伝達率

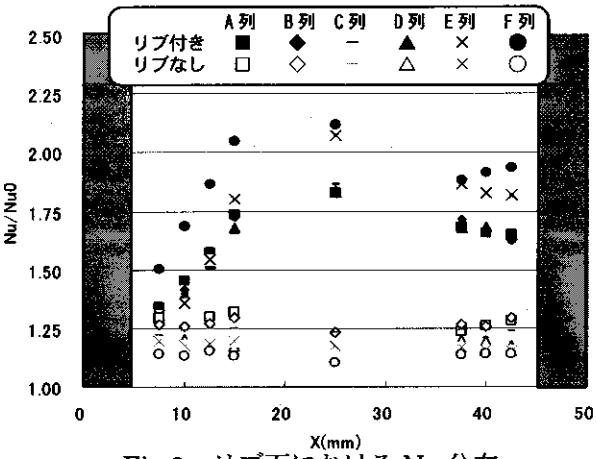


Fig.9 リブ面における Nu 分布

る。全面にリブが設置された流路内における、加熱面から垂直方向の無次元速度 u^+分布および温度 T^+分布を、壁法則および運動量輸送、熱伝達に関する粗さ関数 $R(e^+)$, $G(e^+)$をそれぞれ考慮することにより、

$$u^+ = 2.5\,ln\frac{y}{e} + R(e^+) \tag{1}$$

$$T^+ = 2.5\,ln\frac{y}{e} + G(e^+) \tag{2}$$

とする。ここで e^+は粗さ Reynolds 数である。

$$e^+ = (e/D)Re_D\,(f_r/2)^{\frac{1}{2}}$$

それぞれ式(1), 式(2)を流路断面について積分することにより、粗さ関数は次のようになる。

$$R(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f_r}} + 2.5\,ln\frac{e}{l} + 2.5 \tag{3}$$

$$G(e^+) = R(e^+) + \frac{f_r/2St_r - 1}{\sqrt{f_r/2}} \tag{4}$$

ここで、式(3)の l はリブ面から流路中心までの距離である。本研究対象のリブ付き矩形流路ついては、直角二等辺三角形の直角をはさむ 2 面にのみにリブが設置されている。流路中心を流路断面三角形の重心とすると、リブ面から流路中心までの距離は、

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

$$l = \frac{100}{2} \times \frac{2}{3} = 33.3(\mathrm{mm})$$

であるから、式(3)の粗さ関数は、流路のリブ面に関する粗さ関数として、

$$R(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f_r}} + 2.5\,ln\frac{4}{33.3} + 2.5 = \sqrt{\frac{2}{f_r}} - 2.80 \quad (5)$$

とすることができる。

式(3) 式(4)より、本研究対象のリブ付き流路リブ面の冷却性能(f_rおよびSt_r)を表す特性式は、

$$f_r = \frac{2}{\left[R(e^+) + 2.80\right]^2} \quad (6)$$

$$St_r = \frac{f_r/2}{1 + \sqrt{f_r/2}\left[G(e^+) - R(e^+)\right]} \quad (7)$$

となる。これより、$R(e+)$と$G(e+)$が特定できれば、摩擦係数および熱伝達率を特定できることになる。

Fig.10 と Fig.11 に、式(6) 式(7)よりより求めたRと$e+$の関係、Gと$e+$の関係を、Takahashi らの矩形流路におけるクロスリブ設置の場合の LES による解析結果[6] と比較し、それぞれ示す。Rは$e+$の依存性が小さく、クロスリブの結果および Han ら[9]が示した傾向と同様にほぼ一定の値をとるが、その値はクロスリブの場合よりも小さい。これは、Fig.4 に示したとおりリブ設置面の摩擦係数がクロスリブの場合よりも大きいためと考えられるが、形状の違いから、値の比較は一概にはできないと考える。一方、Rの値が減少するのに伴いGの値は大きくなるが、クロスリブの場合と同様に、Gは$e+$のべき乗の関係で整理できることが示された。

5．あとがき

GT 動翼前縁部の内部冷却構造を模擬したリブ付き三角流路を対象に、実験的に熱流動現象を検討し、以下の知見を得た。

1) 今回検討したリブ付き三角流路の場合、筆者らがこれまで検討してきたクロスリブ流路に比較して、流路平均での壁面摩擦係数は大きく、また熱伝達率は低かった。
2) 流路中心ほど広範囲に逆流領域が生じた。また狭隘部となる端部は、他部に比較し壁面近傍での流速が速く、熱伝達率も高い傾向にあった。

今後は、LES 解析により流れと熱伝達のメカニズムの検討、ならびに摩擦と熱伝達の関係式の高精度化を図り、1300℃級 GT 初段動翼温度解析に反映させる予定である。

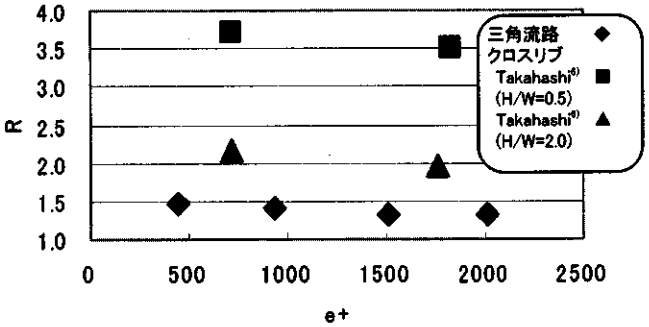


Fig.10　$e+$とRの関係

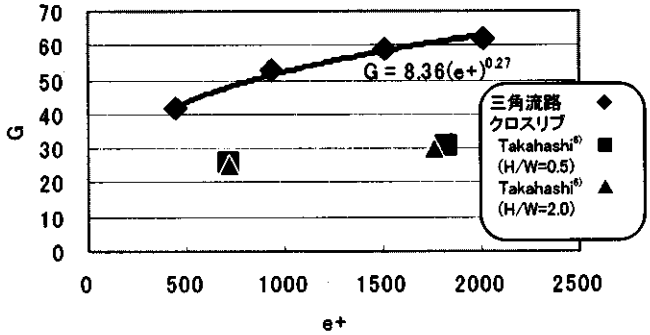


Fig.11　$e+$とGの関係

参考文献

1) 高橋俊彦・渡辺和徳・高橋毅、ガスタービン初段動翼温度の連成解析、機論、66 – 647、B(2000)、1772-1779
2) 酒井高行・緒方隆志・野本明義・渡辺和徳、発電用ガスタービン定格運転時における初段動翼の熱・応力／クリープ解析、電力中央研究所報告、T98075、(1999)
3) 緒方隆志・屋口正次・山本真人、ガスタービン動翼材 Inconel738LC の高温強度評価法の開発-第 5 報-、電力中央研究所報告、T99052、(2000)
4) 高橋俊彦・渡辺和徳・酒井高行・高橋毅、ガスタービン高温部品を対象とした伝熱流動数値解析-第 5 報-、電力中央研究所報告、W03011、(2004)
5) 渡辺和徳・高橋俊彦、直交リブ付き矩形直管流路における熱流動現象の計測と LES 解析、機論、68- 672、B(2002)、2408-2413
6) Takahashi T., Watanabe K., "Large Eddy Simulation of Flow and Heat Transfer in a Rectangular Channel with Crossed Angled Ribs", ASME-Paper GT-2004-53673, (2004)
7) Metzger D.E. and Vedula R.P., Heat Transfer in Triangular channels with angled roughness ribs on two walls, Experimental Heat Transfer, vol.1,pp31-44,(1987)
8) Webb R.L., Eckert E.R.G. and Goldstein, R.L., Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, Int. J. Heat transfer, 14, (1971), 601-617
9) Han, J. C., Zhang, L. and Lee, C.P., Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-Shaped Angles Ribs, Trans. ASME, *J. Heat Transfer*, 113(1991), pp.590 – 596.

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

ＬＥＳを用いた乱流促進リブ付き矩形流路における伝熱促進現象の解明

*堀内　康広、木塚　宣明、圓島　信也（日立）

Investigation of Heat Transfer Enhancement in Square Ducts with Turbulence Promoter Ribs Using LES

*Yasuhiro HORIUCHI, Nobuaki KIZUKA, Shinya MARUSHIMA (HITACHI)

ABSTRACT

Large Eddy Simulations (LES) were performed in transverse and angled ribbed square ducts with rib pitch-to-height ratio of P/e = 10 and a rib height to hydraulic diameter ratio of e/D = 0.07. The Reynolds number based on bulk velocity was approximately 10,000 - 36,000 for transverse ribbed duct and 11,000 - 32,000 for angled ribbed duct. The results showed that angled ribs strengthen flows toward ribbed walls and enhance heat transfer. In addition, the relation between the time-averaged Nusselt number and the Reynolds number showed satisfactory agreement with the experimental data.

Key words: Heat Transfer, Turbulence Promoter Ribs, LES

１．緒言

省エネルギー・高経済性の観点から発電プラントの高効率化が要求されており、ガスタービン開発においても高温・高圧力比化を追及した研究が推進されている。また、最近では特に地球環境保全の観点からCO_2排出量の削減が要求されており、これまで以上に熱効率の向上が重要となってきている。このような状況に際し、ガスタービンの高温化によるサイクル上のメリットを損なわないよう、冷却空気消費量の少ないガスタービン冷却翼の開発が重要技術の一つとなる。

高温化に対応する技術として、タービン冷却翼においては内部流路内に乱流促進リブを配置したリターンフロー型の冷却構造について、長年に渡り実験的手法によって数多くの研究がなされている[1) 2)]。また、近年においては数値解析技術を用いて、流路内部の現象を把握する研究も行われている[3)-8)]。数値解析の手法としては、主にレイノルズ平均モデル(RANS) による定常解析[3) 4)] が行われてきたが、計算環境の向上に伴い、乱れの時間変動を直接解くことでモデル化の少ない、ラージ・エディ・シミュレーション(LES)を用いた非定常解析例が報告されている[5)-8)]。

本研究においては、ダイナミック・モデルを適用した LES[9)] を用いて、直交リブおよび傾斜リブ付き矩形流路における数値解析を行い、リブ形状の違いによって生じる伝熱促進現象を解明した。また、安斉ら[2)] の実験結果と比較し、LES による解析の妥当性についても評価した。

２．解析手法

2.1　解析領域

図 1 にガスタービン冷却翼内部の冷却流路を模擬した解析領域の形状を示す。本解析においては、流路形状およびリブ形状のスケール比を安斉ら[2)] の実験条件に合わせ、解析結果を実験値と比較ができるようにした。冷却流路の断面形状は一辺の長さ D の正方形であり、乱流促進リブの断面形状

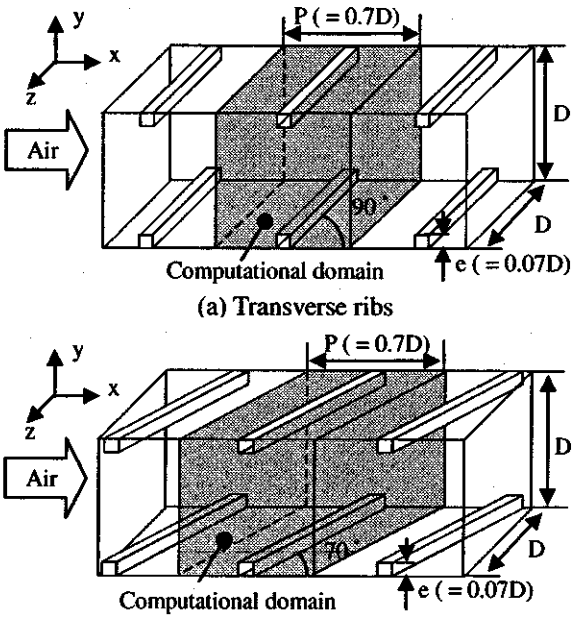


Fig.1　Schematic of rib-roughened ducts and computational domains

第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

は一辺の長さ e の正方形である。冷却流路高さに対するリブ高さの比(e/D) は 0.07、リブ高さに対するリブ間ピッチの比(P/e)は 10 とし、リブは対向する 2 面に平行に取り付けた。図 1(a)は直交リブを配置した流路であり、リブは流れ方向に対して 90 ° の角を成す。以降、リブを配置した壁面を伝熱壁、配置していない面を側壁と呼ぶこととする。一方、図 1(b)は傾斜リブを配置した流路であり、リブは流れ方向に対して 70 ° の角を成す。解析領域は、直交リブ・傾斜リブともに流れ方向長さをリブ 1 ピッチ分とし、領域中央にリブを配置した。

2.2 解析手法

速度境界条件は、入口と出口は周期境界条件とし、伝熱壁および側壁については滑り無し条件とした。熱境界条件は、伝熱壁において法線方向の熱流束を一定とし、側壁は断熱とした。また、流れを維持するために解析領域全体には流れ方向に一定の加速度 g を与えており、g を変えることにより平均流速 u_{bulk} を変化させて、直交リブを配置した流路と傾斜リブを配置した流路でそれぞれ 3 ケースずつ計 6 ケースの解析を行った。平均流速 u_{bulk}、流路高さ D および動粘性係数 ν より求まるレイノルズ数 Re は、直交リブで Case(1) 10,785、Case(2) 19,809、Case(3) 36,525、傾斜リブで Case(4) 11,079、Case(5) 17,046、Case(6) 32,253 である。

数値解法について以下に述べる。空間の離散化には非構造格子による有限体積法を用いた。運動量の空間方向と時間方向の離散化には、移流項に 4 次中心差分法と 4 次精度 4 段 Runge-Kutta 法、拡散項に 2 次中心差分法と 2 次精度 Crank-Nicolson 法を用いた。また、温度の空間方向と時間方向の離散化には、移流項に 2 次中心差分法、拡散項に 2 次中心差分法とオイラー陽解法を用いた。SGS モデルには渦粘性モデルに局所スケール間平衡仮定より導出されたダイナミック・プロシージャーを適用したモデル[9]を用いている。

解析格子は、壁面およびリブ面における第一格子高さの y^+を 1 以内、また y^+=5 内に 2 要素以上の空間解像とし、粘性低層内の流れを十分に捉えられる細かい格子とした。ここで y^+は、壁からの距離 y、動粘性係数 ν、壁面摩擦速度 u_τ より求まる壁座標を表す。格子点数は Case(1)～(3)で約 720,000、Case(4)～(6)で約 960,000 である。Δt は 2.5×10^{-8} s とし、乱流場として十分に発達した解を得るために約 80,000 ステップの解析を行った。なお解析は HITACHI SR8000(8CPU 要素間並列)にて行った。

3．解析結果

3.1 直交リブ

図 2 に直交リブの解析領域における指定断面(A)～(D)の位置を示す。また、図 3 に Case(1) (直交リブ、Re = 10,785)での、断面(A)におけるリブ周りの時間平均速度ベクトル(u, v)、図 4 に断面(B)と断面(C)内の時間平均速度ベクトル(v, w)、図 5 に伝熱壁付近の断面(D)における時間平均速度ベクトル(u, w)を示す。ここで、u, v, w は x, y, z 方向の流速をそれぞれ u_{bulk} で無次元化したものである。図 3 より、リブ上面で流れが剥離し、リブ後方に剥離循環領域が形成され、リブ間中央付近で剥離した流れが再付着していることが分かる。また、図 4 および図 5 からも、同様の流れが確認できる。

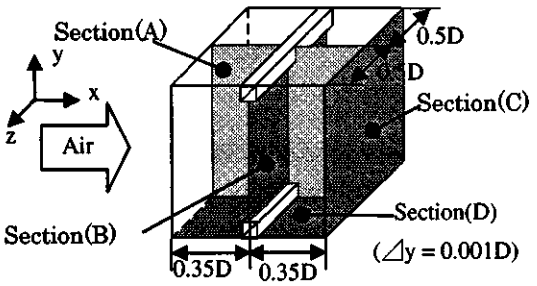


Fig.2 Location of specified sections for transverse ribs

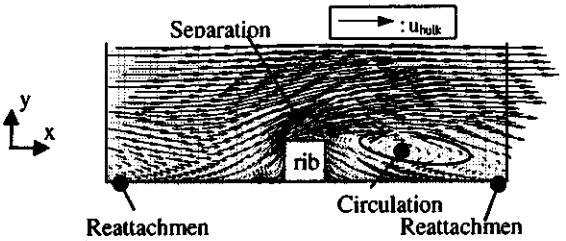
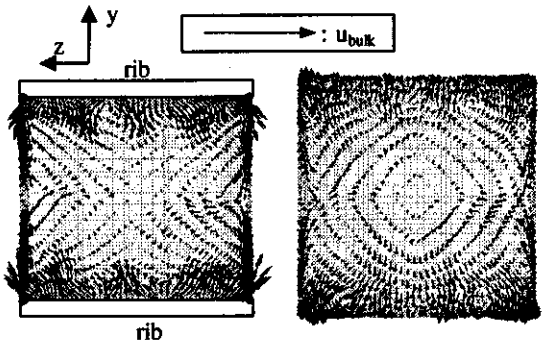


Fig.3 Time-averaged velocity vectors (u,v) near the rib on Section(A) for Case(1)



(a) Section(B) (b) Section(C)

Fig.4 Time-averaged velocity vectors (v,w) viewed from downstream for Case(1)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

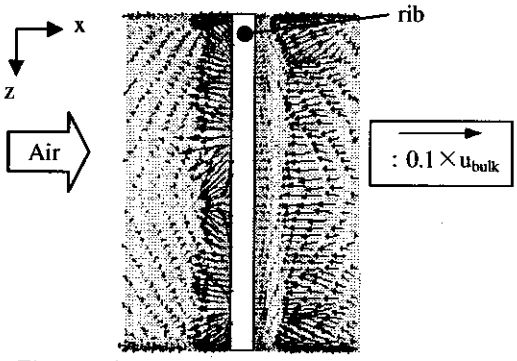


Fig.5 Time-averaged velocity vectors (u,w) at Section(D) (near ribbed wall, ⊿y = 0.001D) for Case(1)

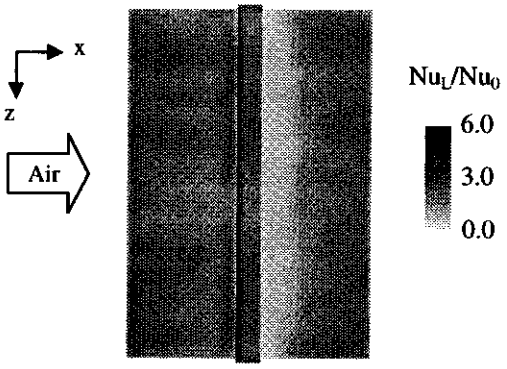


Fig.6 Time-averaged Nusselt number on ribbed wall for Case(1)

図 6 に Case(1)における伝熱壁における時間平均した Nu 数熱伝達率分布を示す。ここで、Nu_L は局所 Nu 数、Nu_0 は Dittus-Boelter の式

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

より求まる平滑面の Nu 数であり、Nu_L/Nu_0 は平滑面に対する伝熱促進効果を表す。まず、リブのすぐ後方では Nu 数が低くなっている。これは、図 5 から分かるように、リブのすぐ後方では壁面付近の流れが相対的に弱く、伝熱壁と流体間の熱交換量が小さいためと考えられる。一方で、流れが再付着する領域、リブ直前、およびリブ面ではやや高い Nu 数を示している。これらの領域は伝熱壁に流体が衝突することにより熱交換量が大きく、伝熱促進効果を得ていると考えられる。

3.2 傾斜リブ

図 7 に傾斜リブの解析領域における指定断面 (E)～(G)の位置を示す。図 8 に Case(4) (傾斜リブ付き流路、Re = 11,079)における断面(E)と断面(F)の時間平均した速度ベクトル(v,w)、図 7 に Case(4)での伝熱壁付近の断面(G)における時間平均した速度ベクトル(u,w)を示す。

図 8 から傾斜リブ付き流路においては、図 4 の直交リブ付き流路に対して流れが複雑になっており、大きな特徴として、断面内に 2 つ大きな二次流れが形成されている。これは図 9 から分かるように、伝熱壁付近でリブの傾きに沿った流れができることによって、流路断面内に反対の回転方向を持った 2 つの大きな渦が形成されるためである。

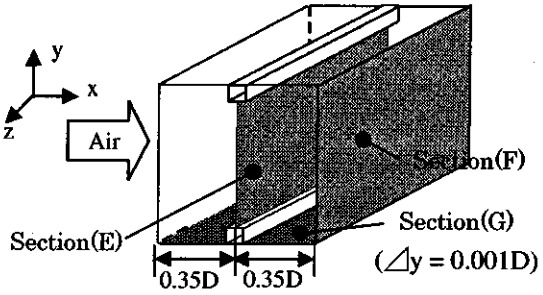
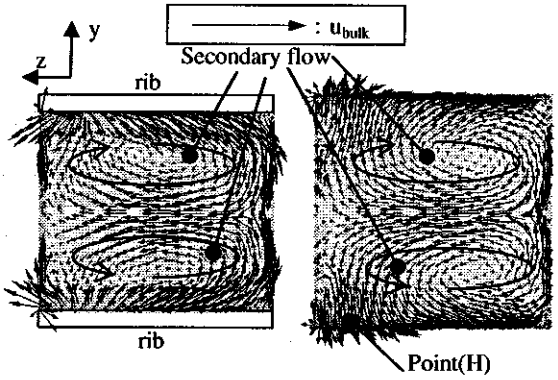


Fig.7 Location of specified sections for angled ribs



(a) Section(E) (b) Section(F)

Fig.8 Time-averaged velocity vectors (v,w) viewed from downstream for Case(4)

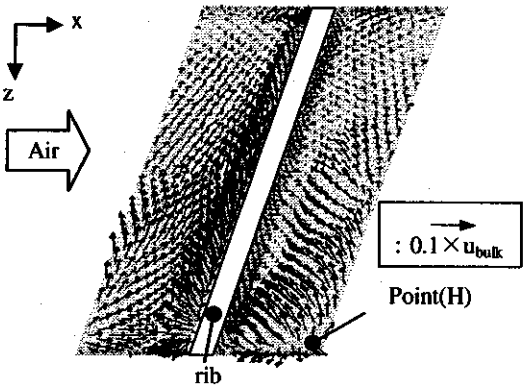


Fig.9 Time-averaged velocity vectors (u,w) at Section(G) (near ribbed wall, ⊿y=0.001D) for Case(4)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

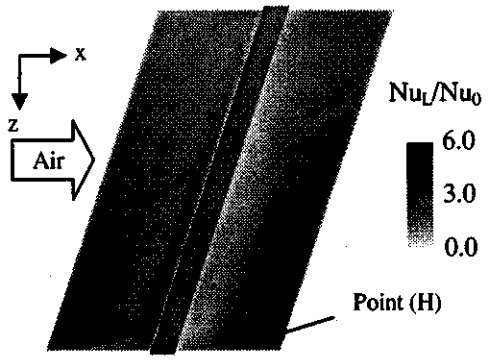


Fig.10 Time-averaged Nusselt number on ribbed wall for Case(4)

また図 8(b)から、図中 Point(H)にむかって再付着する流れがあり、図 4(b)の直交リブと比べて強い流れであることが分かる。図 9 からも図中 Point(H)から速度ベクトルが放射線状に伸びていることが分かる。これはリブ上面で剥離した流れが伝熱面に再付着する流れと、流路断面内の二次流れが合成することによって、Point(H)において流れが強く伝熱面に衝突しているものと考えられる。

図 10 に Case(4)における伝熱壁の時間平均 Nu 数分布を示す。まず、リブ後方において図 4 の直交リブと同様に Nu 数が低くなっている。これは、図 9 からも分かるように、傾斜リブにおいてもリブ後方は流れが弱い領域であり、熱交換量が小さいことを示している。しかし、その他の伝熱壁においては直交リブに比べ全体的に高い Nu 数を示しており、特に Point(H)を中心として Nu 数が高い。このことから、二次流れによって流路中心の低温流体が伝熱壁へと運ばれ、さらに剥離再付着流れと二次流れが合成することにより流体が強く伝熱壁に衝突し、壁面と流体間の熱交換が促進されて伝熱特性が向上していることが分かる。

3.3 実験値との比較

表 1 に本解析による直交リブおよび傾斜リブを配置した矩形流路における平均 Nu 数について纏める。また図 11 に、リブの無い平滑流路の解析結果も含めた、伝熱壁全体で面積平均および時間平均した Nu 数について、安斉ら[2)]による実験値との比較を示す。解析値は実験値に対して全体的に低い値を示すが、直交リブ・傾斜リブともに、Re 数に対する Nu 数上昇の傾向は実験結果と合致している。また、直交リブに対して傾斜リブの示す Nu 数上昇の傾向も捉えられることから、LES によって流れと伝熱特性の相関を捉えられると考える。

なお、本報には示していないが、平滑流路における解析での圧力損失係数は、Blasius の式 ($f_0 = 0.0791Re^{-0.25}$) より求まる圧力損失係数にほぼ一致した。

Table.1 Time- and spatial-averaged Nusselt number

Case	Rib Shape	Re	Nu / Nu_0
1	Transverse ribs	10,785	2.07
2		19,809	2.08
3		36,525	2.01
4	Angled ribs	11,079	2.80
5		17,046	2.83
6		32,253	2.63

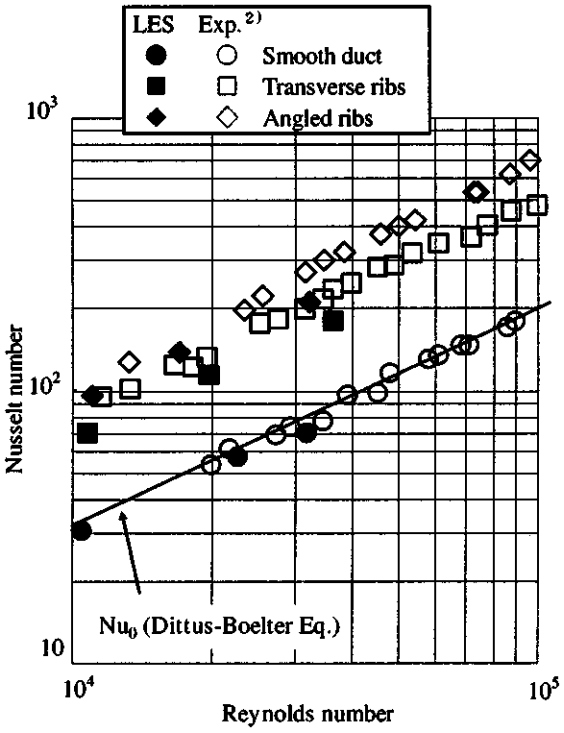


Fig.11 Time- and spatial-averaged Nusselt number comparison of results of LES with experimental data.

4. 結論

LES を用い、直交リブおよび傾斜リブを配置した矩形流路における数値解析を行い、以下の結論を得た。

・流路断面内のベクトル分布および局所熱伝達率の分布から、乱流促進リブが傾きを有することによって流路内に二次流れが発生し、再付着領域における壁面方向への流速が高められることによって伝熱特性が向上することが分かった。

・流路の Nu 数について解析値と安斉らによる実験

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

値を比較すると、実験値に対して解析値は全体的に低い値となるが、Re 数に対する Nu 数上昇の傾向は実験結果と合致しており、LES によって流路内の流れと伝熱特性の相関を捉えていると考えられる。

参 考 文 献

1) Han, J. C.: Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, 1984, Vol.107, pp.774-781
2) Anzai, S., et al.,: Effect of turbulence promoter rib shape on heat transfer and pressure loss characteristics, Journal of the Gas Turbine Society of Japan, 1991, Vol.20, No.75, pp.65-73 (in Japanese).
3) Bonhoff, B., et al..: Heat transfer predictions for rotating U-shaped coolant channels with skewed ribs and with smooth walls, Transactions of the ASME Paper, 97-GT-162
4) Rigby, D. L., et al..: Numerical prediction of heat transfer in a channel with ribs and bleed, Transactions of the ASME Paper, 97-GT-431
5) Murata, A. and Mochizuki, S.: Large eddy simulation with a dynamic subgrid-scale mode of turbulent heat transfer in an orthogonally rotating rectangular duct with transverse rib turbulators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, Vol.43, pp.1243-1259.
6) Watanabe, K. and Takahashi, T.: LES simulation and experimental measurement of fully developed ribbed channel flow and heat transfer, Proc. of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30203.
7) Tafti, D. K.: Large-eddy simulations of heat transfer in a ribbed channel for internal cooling of turbine blades, Proc. of ASME TURBO EXPO 2003, GT-2003-38122.
8) Saha, A. K. and Acharya, S.: Flow and heat transfer in an internally ribbed duct with rotation:an assessment of LES and URANS, Proc. of ASME TURBO EXPO 2003, GT-2003-38619.
9) Murota, T.: A dynamic subgrid scale model of eddy viscosity type deduced from a local inter-scale equilibrium assumption of energy transfer, 3rd International Symposium on Turbulent Shear Flow Phenomena (TSFP3) ,(2003), pp.425-430

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

TBC 表面粗さが熱伝達率に及ぼす影響の実験的検討

B－25

*久芳　俊一，恒吉　雄三（日立エンジニアリング），児島　慶享（日立製作所）

Experimental Investigation into Influence of TBC Surface Roughness on Heat Transfer Coefficient

*Shunichi KUBA, Yuzo TSUNEYOSHI(Hitachi Engineering) and Yoshitaka KOJIMA(Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

Thermal barrier coating (TBC) surface roughness of gas turbine hot parts changes with increasing operation hours. This change in roughness will exert influence on heat transfer coefficient. The influence of surface roughness change on heat transfer coefficient was experimentally determined using TBCs with four kinds of surface roughness. It depends on Reynold's number (Re). There was clear influence at the test condition, Re=1.68 x 10^5. The specimen with the roughest surface has biggest heat transfer coefficient. On the other hand, there is no big difference at the condition, Re=8.8 x 10^4.

Key words: Gas Turbine, TBC, Heat Transfer Coefficient, Surface Roughness.

1．緒言

ガスタービンの高温・高効率化を進める上で、遮熱コーティング（ＴＢＣ）が注目を集めている。長期実運用に供された場合、TBC の表面に付着物が着くなどの事象により、TBC 表面粗さに変化が生じることが予想される。TBC の開発・実用化を計っていくには、運用に伴う表面粗さが TBC の遮熱性能に与える影響を評価する必要がある。本報では、表面粗さを変化させた TBC を用いて風洞実験を行い、熱伝達率に及ぼす表面粗さの影響について検討した。

2．供試材及び実験方法

2.1　供試材及び試験片形状

長さ 160mm のステンレス鋼管（SUS304TP-25A）の外周に、結合層として NiCoCrAlY を大気溶射した後、セラミック層として ZrO_2-8%Y_2O_3 を大気溶射して試験片とした（図１）。粗さの影響を調べる為、As spray 1, 2 及び Polished 1,2 の４種類の粗さを持つ TBC 試験片を作製した。ここに、As spray は溶射したままの試験片を意味し、Polished は研磨仕上げを施した試験片を意味する。１つの試験片に

Table 1 TBC surface roughness

		Average roughness, Ra (μm)			Location
		Type-1	Type-2	Type-3	
As spray	1 (Standard)	8.7	8.3	8.0	A
	2	11.2	-	-	B
Polished	1	-	4.0	-	
	2	-	-	2.9	

A,B 2 種類の粗さの TBC を組み合わせ、表１に示す Type1～3 の試験片を準備した。比較の為、A には必ず基準とする As spray 1 を用いた。溶射材の表面粗さを制御するため、As spray 1 は粒径 45～75 μ の原料を、As spray 2 は 45～125 μm の原料を用いた。又、As spray 2 においては As spray 1 との熱伝導率の違いを小さくするため、粒径 45～75 μm の原料をベースにし、表面層のみ 45～127 μm の原料を用いた。

2.2　実験装置及び実験方法

実験装置の概要を図２に示す。内部を空気で冷

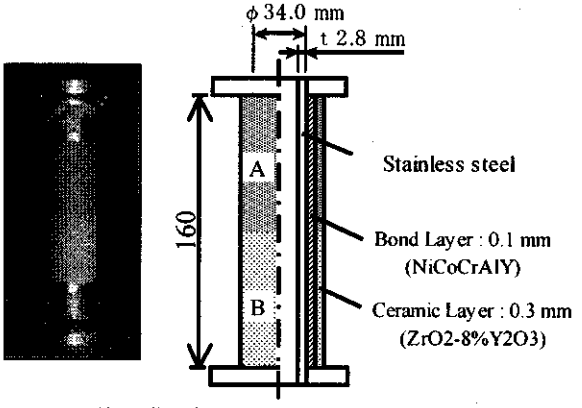


Fig.1 Specimen

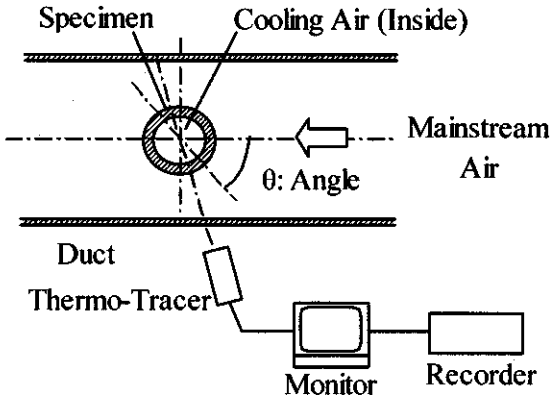


Fig.2　Experimental setup

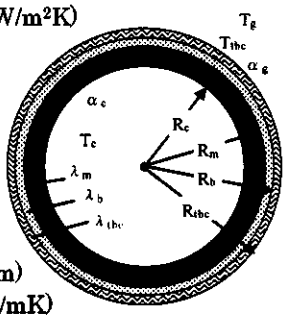
第３２回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2004.10，(高知)

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

却した試験片を、風洞試験装置中で 85~95℃の主流空気にさらし、表面温度をサーモトレーサ(NEC三栄製, 分解能:0.1℃)で計測することにより TBC の表面熱伝達率を下式にて算出した。

$$\alpha_g = \frac{T_{tbc} - T_c}{R_{tbc}(T_g - T_{tbc})} \cdot \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_c \cdot R_c} + \dfrac{\ln(R_m/R_c)}{\lambda_m} + \dfrac{\ln(R_b/R_m)}{\lambda_b} + \dfrac{\ln(R_{tbc}/R_b)}{\lambda_{tbc}}}$$

α_g : 主流ガス熱伝達率(W/m²K)
α_c : 冷却側ガス熱伝達率(W/m²K)
T_{tbc} : セラミック表面温度
T_c : 冷却空気温度(℃)
T_g : 主流ガス温度(℃)
R_{tbc} : TBC 面半径(m)
R_c : メタル内半径(m)
R_m : メタル外半径(m)
R_b : ボンド層外半径(m)
Rtbc セラミック層外半径(m)
λ_m : メタル面熱伝導率(W/mK)
λ_b : ボンド層熱伝導率(W/mK)
λ_{tbc} : TBC 層熱伝導率(W/mK)



試験片は表面を黒体化処理し、計測時には対向面の壁に埋め込まれた熱電対によりサーモトレーサの温度を校正した(計測誤差 0.5℃以内)。

試験条件を表2に示す。Type1~3 の試験片全てに対し、レイノルズ数を変えて Case 1 (Re=1.68 x 10⁵) 及び Case 2 (Re=8.8 x 10⁴) の条件下で試験を行った。

Table 2 Test conditions

			Case 1	Case 2
Mainstream Air	Temperature	℃	88.3~94.9	85.4~88.8
	Velocity	m/s	100	54
	Total Pressure	kPa (abs)	113.8	104.9
	Reynold's Number	-	$1.67 \sim 1.69 \times 10^5$	$8.60 \sim 8.95 \times 10^4$
Cooling Air	Temperature	℃	12.4~13.5	12.9~13.5
	Velocity	m/s	62	62
	Static Pressure	kPa (abs)	103.0	103.0

3. 実験結果

図3は、表面粗さ As spray 1 TBC 全ての実験結果を、表面熱伝達率と円筒試験片前部の主流との角度 θ (以後頂角と略す) で整理したものである。図より、試験片 Type の違い、即ち表面粗さの組み合わせの違いに係わらずデータのバラツキが少ないこと、即ち実験の再現性が高く、データの信頼性が高いことが判る。頂角 10~80 度の範囲において Case 1 (Re=1.68 x 10⁵) では熱伝達率が 420~320 (W/m²K) の範囲で変化すること、Case 2 においては 300~180 (W/m²K) の範囲で変化することが判る。

図4に実験条件 Case 1 (Re=1.68 x 10⁵) における、粗さが異なる TBC (Type 1~3 試験片) の表面熱伝達率を示す。尚、図には Schmidt の実験式[1]

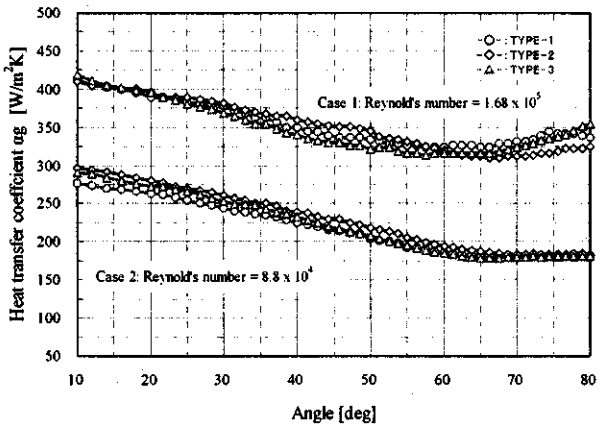


Fig.3 TBC (As spray 1) Heat Transfer Coefficient

も記載した。図より、TBC 表面粗さが最も大きな As spray 2 は全角度域において基準とした As spray 1 より 10~40%大きいことが判る。一方、研磨した Polished 1 及び 2 は低角度域(10~40 度)においてはほとんど基準の As spray1 と同レベルであるが、40~50 度より徐々に熱伝達率は低下し、最も小さいところでは、As spray1 に対し 38%程

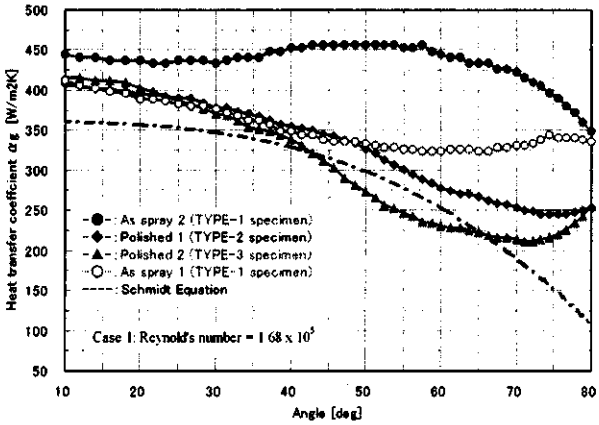


Fig.4 Heat Transfer Coefficient (Re=1.68×10⁵)

度低下した。研磨した試験片は Schmidt の実験式と角度依存性が類似している。基準とした As spray 1 は 45 度付近まで Schmidt の式と類似の傾向を示すが、それ以降において熱伝達率は低下せず、45 度付近において、乱流への遷移が始まっているものと考える。研磨した試験片 (Polished1, 2) においては 65 度付近まで層流が継続する。最も粗い As spray2 においては、10 度付近から乱流遷移が始まっていると考える。粗さの増加とともに乱流遷移が早くなり、結果として熱伝達率が高くなる。頂角 10~80 度で平均すると、As spray 2 の熱伝達率は基準の As spray 1 に比べ約 24%大きく、研磨した Polished 1,2 はそれぞれ 12%、15%少ない。

図5は Case 2 (Re=8.8x10⁴) における粗さと表

Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.

面熱伝達率の関係を示したものである。図4 Case 1 と比較して判るように、レイノルズ数が低い Case 2 においては粗さによる熱伝達率の差は小さくほぼ同様の傾向を示す。Case 1 において低角度域から大きな熱伝達率を持つ最も粗い As spray2 も他の試験片とほぼ同等のレベルにある。熱伝達率の角度依存性は Schmidt の式に良く一致し、高角度（50～70 度）まで層流が継続することを示している。

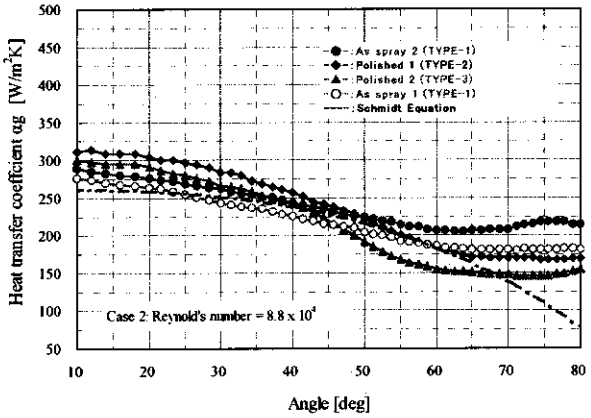


Fig. 5　Heat Transfer Coefficient ($Re=8.8\times10^4$)

4．考察

一様流中におかれた円柱では、レイノルズ数が 3×10^5 程度まで円柱前面の 0～80 度の領域に層流境界層が形成されることが知られている[2]が、本試験では、Case 1($Re=1.68\times10^5$) において As spray1,2 でより上流側から乱流遷移が始まっていることがわかる。これは、レイノルズ数が高くなるほど、また、表面粗さが大きくなるほど乱流遷移が早くなることを示し、翼面の粗さが熱伝達率に及ぼす影響を調べた Bunker ら[3]の結果とも一致する。すなわち、レイノルズ数にもよるが経年劣化により TBC の表面粗さが大きくなれば、乱流遷移を促進し、熱伝達率を上昇させることが考えられる。

5．結言

4 種類の表面粗さ（As spray 1: Ra=8.0～8.7, As spray 2:Ra=11.2 及び Polished 1:Ra=4.0, Polished 2: Ra=2.9）を有する円筒状 TBC に対し、レイノルズ数の異なる２条件下(CASE 1:Re= 1.68×10^5, CASE 2: Re= 8.8×10^4)で風洞実験を行い、TBC 表面熱伝達率に及ぼす表面粗さの影響について検討した。

得られた結果を以下に示す。

1) TBC 熱伝達率のレイノルズ数及び頂角依存性が定量的に明確となった。As spray 1 TBC は、CASE 1,2 においてそれぞれ、420～320、300～175（W/m^2K）の表面熱伝達率を有する。

2) 熱伝達率は表面粗さにより影響を受けるが、その影響の度合いはレイノルズ数によって異なる。Case 1($Re=1.68\times10^5$)においては粗さの増加とともに熱伝達率は増加したが、Case 2($Re=8.8\times10^4$)においては粗さの影響は顕著ではなかった。

3) 特に、熱伝達率を増加させる乱流遷移はレイノルズ数と表面粗さに依存することが分かった。レイノルズ数が高くなるほど、また、表面粗さが大きくなるほど乱流遷移は早くなる。

参考文献

1) Schmidt,E. and Wenner, K., Forsh. Geb. Ingenierwes, 12, (1941), 65.
2) 伝熱工学資料：日本機会学会
3) N. Abuaf, R. S. Bunker and C. P. Lee, 1997, "Effect of Surface Roughness on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Airfoils," ASME paper 97-GT-10.

Download service for the GTSJ　via 3.145.36.157, 2025/05/01.

編集・発行　©　(社)日本ガスタービン学会 160　2004.10
Download service for the GTSJ via 3.145.36.157, 2025/05/01.