A－17　「風車用切欠き翼の空力特性に関する研究」

正　誤　表

ページ	行	誤	正
107	左 14	ジャイロミル形風車の起動風速を下げ、	ジャイロミル形風車の起動風速を下げることと、
107	右 9	回転支持軸	回転軸
109	左 1 7	$C_L = \int C_P \cdot d(\frac{x}{c})/c$	$C_L = \oint C_P \cdot d(\frac{x}{c})$
109	左 18	$C_D = \int C_P \cdot d(\frac{x}{c})/c$	$C_D = \oint C_P \cdot d(\frac{y}{c})$
110	左 3	$\alpha = 180°$	$\theta = 180°$
110	左 9	$(20° < \theta < 150°$ 及び $210° < \theta < 330°)$	$(30° < \theta < 150°$ 及び $210° < \theta < 340°)$
110	左 12	θ の範囲が $-30° \sim 10°$ 付近では	θ の範囲が $-6° \leq \theta \leq 30°$ 付近では
110	左 14	$10° \leq \theta \leq 20°$ 及び	$-20° \leq \theta \leq -6°$ 及び
110	右 2	ここでは回転力に	ここでは起動時における回転力に
110	右 7	1 枚の翼のみが 1 周回転したときに	1 枚の翼のみが準定常的に 1 周回転したときに
110	右 11	$C_W = \int C_T \cdot d\theta$	$C_W = \oint C_T d\theta$

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

オートバイとガスタービンの開発物語

*大槻　幸雄（川崎重工）

A Development Story of Kawasaki Motorcycles and Gas Turbines

ABSTRACT

The task and duty of the development engineers is explained based on the severe development experience of the Kawasaki motorcycles and gas turbines.

Key words : Products Development

1.　はじめに

オートバイとガスタービンの開発については、何ら関係がないと考える人が多いと思う。川重のガスタービンの開発に際して、オートバイの開発の経験がなければ成功しなかったと思う。

オートバイ事業開始時のオートバイ開発の苦労および純国産ガスタービン開発において、技術的トラブル頻発などを含む苦労をもとに、開発技術者として心得ねばならないことについて述べる。

2.　オートバイの開発

川崎航空機神戸製作所（川航）では、昭和30年に極東空軍のジェットエンジンのオーバーホール事業を開始したが、航空機事業のみでは将来の事業の発展は望めなく、民需製品による事業の発展を図っていたが、ホンダが50CCのスーパーカブの成功により、事業を急拡大しているのに目をつけ、昭和35年に、明石工場の精鋭を結集し、オートバイ事業に参入した。

しかし、今日のような事業となるには3回程撤退を真剣に議論する厳しい事態を招いた。

2.1　50CCモペットの失敗

オートバイ事業を開始した当時、ホンダは50CCスーパーカブを月産5万台のハイペースで生産しており、川航は月産1万台の生産ラインを設置して、まさしく乾坤一擲の勝負を賭けた。

しかし、高々50CCのオートバイであり、しかも設計責任者は第2次世界大戦中の東大航空卒の優れた技術者であったが、開発は難航し、量産に漕ぎ着けるまでに随分故障を起した。

約2年後、漸く量産に踏み切ったが、市場で故障が頻発し、このまま事業を継続するかどうかと、早くも大問題となった。

50cc Moped

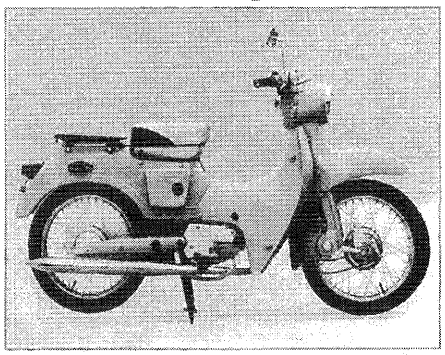


図1　50CC　Moped

2.2　500CC3気筒“MachIII”の開発

国内でオートバイ事業撤退かどうか議論している時、極めて有能な営業マンを中心に若手の営業マンがアメリカ進出を勇敢に図っていたが、彼等から、高性能で1,000ドル以下の低価格（当時アメリカのサラリーマンの平均月給）のオートバイを

第33回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

開発してくれとの要求に応じて開発したのがこの機種である。

当時、3 気筒のオートバイが無かったので、特長を出すために、中央のシリンダーが上手く冷えるか不安があったが、思い切って3気筒ピストンバルブ方式を採用した。失敗して販売時期を失しては事業運営に混乱を起すので責任が大きく、2 気筒ロータリーバルブ方式も同時に試作した。3 気筒で設計目標の目処が付いた時点で、2 気筒は運転もせず廃却した。

0～200m 発進加速は量産車で世界最速であり、また、無接点点火方式（Capacitor Discharge Ignition）を量産車に採用したのは世界最初であった。

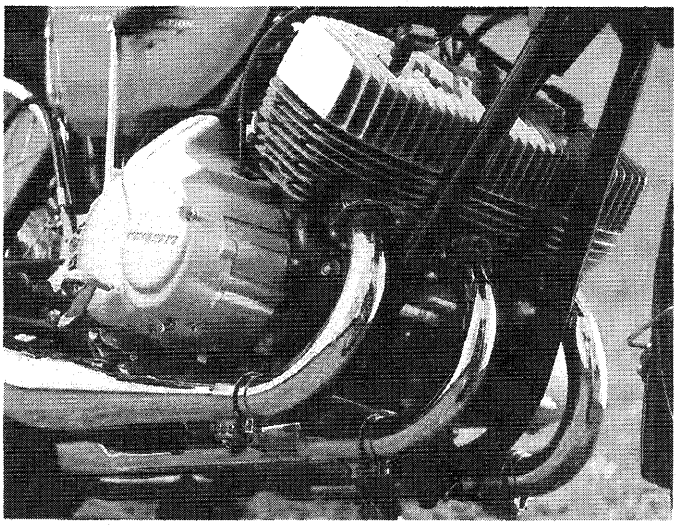


図2　500CC 3 気筒 MachIII

昭和 43 年 9 月より生産を開始したが、馬力があることで、“気狂いオートバイ”とも言われ、アメリカのみならず日本でも好評を博し、これによりオートバイ事業の撤退を免れた。

2.2　900CC 4 気筒 DOHC（Double Over Head Cam）“Z-1”の開発

Mach III の成功で勢いづき、“打倒ホンダ、Copy of Honda を排せ”のスローガンのもと、アメリカとの協同で作成した製品企画によりこの機種を開発した。

高出力(100 馬力/立)の 4 サイクルエンジンの設計経験が全く無いのに、量産車として 4 気筒を世界で最初に販売しようと、いきなり 4 気筒のエンジンを開発した。

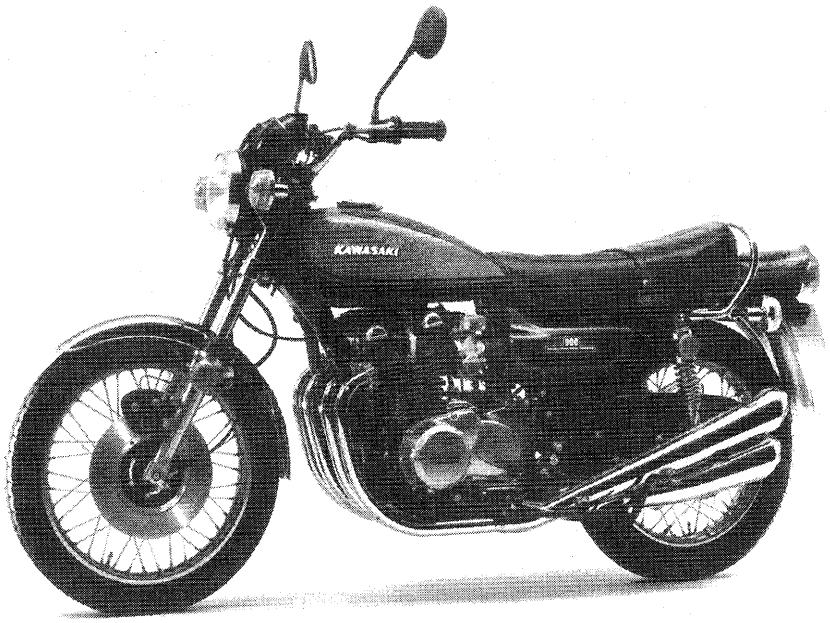


図3　900CC　4 気筒　Z-1

最初は 750CC で開発したが、試作エンジンは幸いに初期の性能を発揮し、一同欣喜雀躍した。ところが、その年のモーターショーにホンダが 4 気筒 750CC を出品発表し、先を越されたと愕然とした。そこで、ホンダの後塵を拝してはならぬと急遽アメリカの営業マンの決断により 900CC に変更した。

4 気筒 DOHC の量産車は世界最初であり、0～400m 発進加速、最高速ともに世界最速であった。昭和 47 年 8 月にアメリカで販売を開始し、全世界の代理店からの注文に応じきれず、最高月産 6,500 台を記録した。ベストセラーとして一世を風靡し、“馬力のカワサキ”のブランドを築き、カワサキオートバ

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

イの地位を決定付けた。これにより川重の単車事業は冠たるものとなった。

2.3　1,300CC 水冷 6 気筒 DOHC シャフトドライブ“KZ-1,300”の開発

カワサキオートバイの旗艦として、世界で最も豪華な仕様にすべく、意欲的に開発したものである。

3.　ガスタービンの開発

ガスタービンの陸・舶用への商品化の歴史を振り返ってみると、大局的に見ると 3 度の失敗があったように思う。そして、長期間にわたって、細々と事業を行っていた大形の電力事業用ガスタービンを除いて、商品化に至らなかったが、昭和 50 年頃になって漸く、その特長が生かされて、非常用発電設備、コンバインドサイクル発電、コージェネレーション、ポンプ・ブロワー駆動用および艦艇用の主機・発電機駆動用として脚光を浴びるようになった。

3.1　商品化に至るまでのガスタービンの研究

1）イギリスのホイットル卿によるターボジェットの特許

1,930（昭和 5）年に特許が出され、以来 10 余年の研究を経て、1948（昭和 23）年に軍用のジェット機が成功。この際、航空用のみならず、陸上用、海上用にも進展し、商業的にも価値ありと予見された。

2）1950（昭和 25）年頃の舶用ガスタービンの開発研究

航空用の華やかな成功に刺激されて、商品化の可能性も考えず、運輸技術研究所、三菱重工、石川島芝浦タービン、川崎重工などが 500 馬力級の舶用ガスタービンの研究開発を鋭意行ったが、失敗（第 1 回目の失敗）

2）自動車用および建機用ガスタービンの開発研究

1965(昭和 40)年頃、ガスタービンが優れた低公害性の故に、アメリカの環境庁（EPA）の強い支援もあり、アメリカの自動車会社のみならず、全世界の自動車会社および建設機械会社が、こぞってガスタービンの研究開発を積極的に行った。しかし、ガスタービンの特性は自動車には向かず、未だにガスタービン自動車が商品化される兆しは見られない。(第 2 回目の失敗)

3）川崎重工などにおけるライセンス・ガスタービンによる応用開発研究

華やかな自動車用ガスタービンの研究開発に刺激されて、川重重工では、ヘリコプター用の Avco－Lycoming 製 T－53 ターボシャフトエンジンなどを用いて、1967（昭和 42）年より 1973(昭和 48)年に掛けて、以下のように種々の一見華々しい応用研究を行った。

a.　防衛庁第 4 研究所の委託による戦車用熱交換器付きガスタービンの研究
b.　国鉄との協同によるガスタービン列車の研究
c.　道路公団との協同による鳴門海峡での掘削作業用電源としてのガスタービン発電設備の研究
d.　いすず自動車との協同によるトラック用ガスタービンの研究

などがあったが、何れも商品化へ至っていない。(第 3 回目の失敗)

3.2　純国産ガスタービンの開発

上述のこれらの応用研究を通じて、ガスタービンをして真に脚光を浴びさせるには、ガスタービンは、ある意味では“極めて馬鹿なエンジン”であるという特性を良く弁え、あせらず地味な研究を行うことが肝要であり、そのために、まず、小形の純国産ガスタービンを開発し、出来るだけ多くの技術を蓄積して、商品化、大形化への基礎を作るべきとの判断に達した。

1）　試作ガスタービン　KG72（1972 年に開発したことによる）の開発

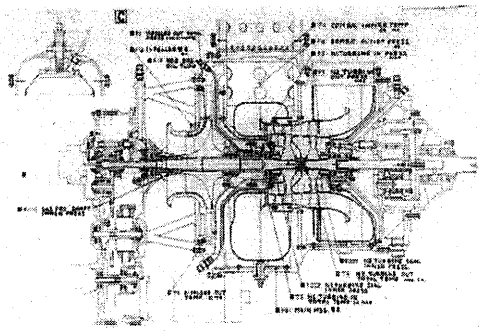
アメリカでマーケットリサーチを行った後、1971 年暮から、レジャーボート用を目的とした純国産ガスタービンの開発を始めた。ガスタービンの設計開発は初めてであり、次の如き方針とした。

a.　コストをディーゼルエンジン並みにする－過給機のセンス
b.　性能はともかく、所期の回転数で故障することなく回転するよう頑丈にする。
c.　構造は出来るだけシンプルなものとする。

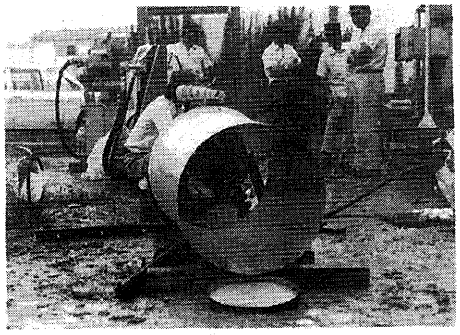
また、設計に当たっては、圧縮機、タービ、燃焼器など各要素の性能を予めテストで把握してから行うのが一般的であるが、圧縮機とタービンのマッチング部品を始めとして、研究部品を系統的に十分用

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

意して、早期に製品化を図るため、いきなりガスタービンエンジンの設計を行った。



ＫＧ72ガスタービン断面図



ＫＧ72用燃焼器の実験

図４　初期の燃焼実験およびKG72

自力運転に入るまで、少々時間がかかり苦労したが、運転開始後約１年（昭和48年１月）で目標性能の300馬力を上回ることが出来た。開発の主力の技術者は入社後1～2年の全くの素人であった。

2）　非常用ガスタービン発電設備の開発

大阪千日前デパート、熊本大洋デパートのような多くの人命をなくした火災事例に鑑み、1974（昭和49）年に消防法が一部改正され、これを契機に、非常用発電設備用のガスタービンの開発に踏みきった。最初に開発したガスタービンは300馬力のS1Aで、世界最高の性能を狙った。その後、矢継ぎ早に逐次出力の大きい中・小形ガスタービンを開発し、18種類の製品系列を整備した。昭和52年に販売を開始して以来、約60%のマーケットシェアーを確保し続け、非常用ガスタービン発電設備の新市場を開拓することが出来た。

3）　コージェネレーションおよびコンバインドサイクル発電用ガスタービンの開発

a.　1,500 kW ガスタービンの開発（MiA-13）

1986（（昭和61）年より既存機種の耐久性向上および熱効率を約5%向上した1,500kWのコージェネ用ガスタービンの開発を開始した。この基本機種は非常用のM1A-01 ガスタービンであり、これを護衛艦に搭載したが、故障が頻発し、輸入エンジンに切り替えざるを得ないところまでになり、防衛庁に大変ご迷惑を掛けた。約2年間、昼夜兼行、休日返上で対策改修し、最終的には国産のよさが認められた。これが常用としての技術向上に大いに役立った。防衛庁の方々の暖かいご支援があったお陰である。

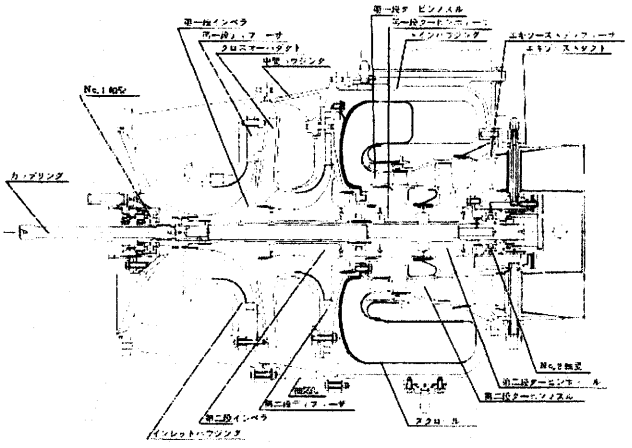


図５　S1A ガスタービン断面図

b.　6,000 kW 級ガスタービンの開発（M7A）

電力の自由化と立地・建設の容易さ、環境クリーン化などにより、地域分散型発電が普及する傾向にあり、更に、大形化の需要動向をにらみ、事業の拡大のために、軸流圧縮機を構成要素とした本格的なガスタービンの開発を決意。

軸流圧縮機設計の経験が無いため、開発に先行して、実物大の軸流圧縮機単体試験を実施した。熱効率30%以上の世界トップクラスを目指して、1988年に開発を開始。1994年4月に初号機を納入した。

b.　20,000 kW 級ガスタービンの開発（L20A）

6,000kW級ガスタービンの開発成功により、1998(平成10)年4月に更に大形のガスタービンの開発に着手。僅か2年半で試作完了し、所期の目標性能をおおよそ達成した。1年後、明石工場内に立派な発電所を建設し、工場内に電気および蒸気を供給し、経費節減、環境問題の改善に資するのみならず、顧客

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

へ見学にも供することにより、ガスタービン事業の更なる発展を期している。

軸流圧縮機の11段、圧力比18は世界最高の段当たり圧力上昇である。熱効率世界トップクラス。

c. 全量蒸気噴射の熱・電比可変ガスタービンの開発（チェンサイクル）

1985年開発着手し1年で完了。大幅な出力、熱効率の向上が達せられた。

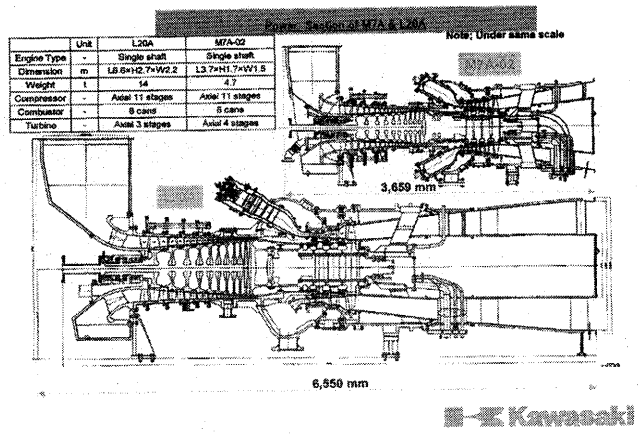


図6　M7A、L20Aガスタービン断面図

3.3 国家プロジェクトの研究

1） セラミックガスタービンの研究（1988～1999）

タービン入口温度 1,395℃にて熱効率42%達成。商品化は未だだが、世界に冠たる実績である。

2） ACT90 (Advance Cogeneration Technology) (1987～1992)

3） 環境低負荷型船用推進プラントの試験研究－SMGT (Super Marine Gas Turbine)(1997～2003)

高速ディーゼル並みの熱効率38～40 %, 1/10のNOx排出値1g/kwhを狙った船舶用熱交換器付フリータービン式ガスタービンの研究。目標性能達成。

4. 新製品の開発と商品

4.1 開発すべき製品

将来、進展の期待できない製品の開発は“徒労”である。

4.2 開発された製品は商品とならなければならない

商品化を考えない製品の研究開発は“遊び”である。

4.3 製品価値と商品価値

製品価値とは、販売には無関係に技術的に設計仕様に対して、どれほどの完成度にあるかを示すものであり、一方、商品価値とは技術的完成度とは異なり、顧客をどの程度魅了し、売れ行きがどうであるかと言った感覚的な尺度を示すものである。

開発期間を長くかければかけるほど製品価値は上がるが、商機を逸し商品としての魅力がなく売れないことがある。商品価値が低いと言うことである。

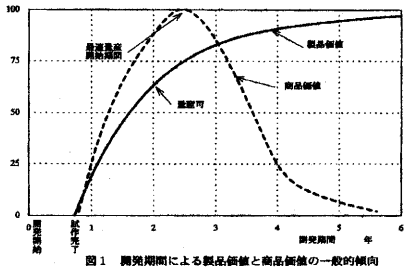


図1　開発期間による製品価値と商品価値の一般的傾向

図7　製品価値と商品価値

4.4 製品企画

製品の最終仕様は技術の最高責任者が、毅然と責任を持って決定すべきである。

4.5 小形製品から段階的に着実に大形製品を開発

小形製品開発の経験もなく、いきなり世界市場で競合できる大形製品を開発することは、一般的には“Adventure”である。　小形製品では開発費は少なく、失敗を恐れず積極的に難しい技術に挑戦することが出来、徹底的な実験研究を行うことにより、大形製品開発のための貴重な技術を把握することが出来る。小形製品を着実に商品化して、逐次大形製品を開発して行くことが、最も確実な、しかも結果的には早い方法である。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

5. 製品開発で留意すべきこと

5.1 技術的優位性・斬新性

1） 開発目標を明確に高く掲げ“Risk を冒す”－“Adventure”をやってはならぬ。

開発の目標が高く難しいと言って、性能、コストなど商品価値の劣る製品を開発しても売れない。各企業の保有する技術者の経験・能力および人数、研究設備などの総合的な技術力には無関係に、開発製品の目標を高く掲げなければならない。当然ながら“Risk を冒す”必要が主ずる。しかし、“Risk を冒す”と言うことは“Adventure をする”とは本質的に異なる。前者は、技術的なそれ相当な裏付けによる可能性があり、これに向かって挑戦することであり、後者は、好奇心が主になるもので、技術的な裏付けによる可能性を検討することもなく、盲目的に挑戦することであり、誠に無責任である。

2） 的を絞る

最も強調するセールスポイントを定め、それに全勢力を傾けて開発すること。

3） 新機構の採用

4） 研究部品の計画的準備と短期間の精力的実験－新製品の開発では必ずトラブルが起こる。

5） 慣れ・経験が必要－技術は失敗の蓄積である。

6） 開発期間は最大３年

開発製品の“生まれの良否”は運転を開始してから２～３ヶ月でおおよそ判断が付く。精力的に改良実験を行っても、なかなか所期の目標を達成できず、焦れば焦るほど悪い結果に陥ることがある。このような“泥沼に入ったような状況”になった場合には、設計方針が誤っていると直ちに見限って、大きく発想の転換を行い、設計方針から見直す勇気が必要である。

5.2 信頼性

1） 自社の設計資料を忠実に守ること(企業独自の標準設計法)

2） 無次元化した主要諸元の活用

3） 相似設計法の活用

4） 競合製品の徹底的研究

5） 流体力学的考え方

6） 耐久性確認のためのテストの充実

7） 設計変更を容易にしてはならぬ

6. 開発技術者に要求される資質

開発責任者は、先ず、現場(市場、工場、研究所など)を頻繁に訪れ、良く知り、また、自らが手を染め確認することが肝要であり、次のような資質

責任感、謙虚、卓越した洞察力、鋭い直観力、情熱・執念・根性、多くの失敗の経験を持つ、明朗闊達・円満な人格などが重要である。

製品開発は技術的資料に裏付けされた論理的手法によるものと思われがちであるが、むしろ、開発責任技術者の学識と経験に基づく判断力などを総合した人間性によるところ大である。“製品の出来栄えは開発責任者の全人格を表す”と言っても過言ではなかろう。設計図を見ると設計者の教養や人格が彷彿としてくる。

7. おわりに

製品開発に携わる技術者は、戦前の技術者が、汗と血の出る努力で築いた日本人の優秀性に誇りを持ち、彼等が残した不撓不屈の“開発魂”を鑑として、世界市場で誇るに足る、優れた製品をどしどし開発し、国家の繁栄に貢献する心構えを忘れてはならない。

自分で考えて設計開発し、汗を流し、体を動かし、泥まみれになって、自分で確かめ実証することによってのみ得られる、自主技術の重要さを痛感する。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

「ガスタービン技術の歴史とその継承」

—産業用ガスタービンの開発の歴史に見る技術の伝承—

*杉村章二郎（(有)杉村プラニング 回転機械研究所（元三井造船））

Technology Succession through the Development of Industrial Gas Turbine

*Shojiro SUGIMURA

ABSTRACT

An example of the Industrial gas turbine development is introduced for the case of Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd. Mitsui took an important role in the gas turbine development in Japan for the middle size gas turbine in the industrial fields early in 1950's. The ideas for training and education of the gas turbine engineer are also introduced reflecting on the current requirements for the Continuous Professional Development (CPD) of gas turbine technology.

Key word: Gas turbine development, Technology succession, CPD,

1. まえがき

1940年代の航空用ガスタービンの進歩で，その軽量性から舶用機関としての利用が議論され始め，日本におけるガスタービン開発が本格的に始められた。舶用機関としては経済性が従来の機関に劣り進展しなかったが，陸上産業用機関ではサイクル熱効率が大きい面からコージェネレーション分野やコンバインドサイクルの発電分野での利用が進んだ。耐熱材料の進歩，高温部品の冷却技術の進展によりガスタービン入口温度を上げる事で効率向上をはかり利用分野を広げて来ている。最新の技術を反映し新しい機関が次々と生み出され、最先端技術を求めるが故の失敗の繰り返しの上に涙ぐましい開発の成果が積み重ねられてきている。

以下に三井造船での舶用機関としての開発の始まりから陸用機関として完成して来た開発の歴史を紹介し，開発で学んだ事，問題点を踏まえて，ガスタービン技術の伝承と後継エンジニアの育成の問題を考えてみたい。ガスタービン開発に携わるエンジニアの方々の参考になれば幸いである。

2 三井造船に於けるガスタービンの開発の歴史

2.1 開発の概要

三井造船のガスタービンの歴史は 1949 年から始まったガスタービン基礎技術習得のためのオープンサイクル１号ガスタービンの開発，と 10,000hp の舶用主機としての技術提携によるクローズドサイクルガスタービン実用機の開発から始まった。これらの経験知識を元に本格的な商用機である三井独自の SB シリーズ機（シンプルサイクル・ベースロード機）の開発が次々とすすめられた。（図１）

2.1.1 基礎技術開発時代 1950～1960 年代 オープンサイクル１号ガスタービン[1][2][3](1953 年)はガスタービン各要素の設計上の知見と製作上のノウハウ修得を目的として全くの手探りで開発が進められ，ガスタービンメーカとしての第１歩が踏み出された。

また舶用クローズドサイクルガスタービン[4][5](1961 年)はサイクル媒体が漏れないので舶用機関として最適であり，将来の原子力船をも考えたもので，スイスチューリッヒ工科大学でアカレット教授，ケラー博士が考案したもので，日本の各社が競ってスイス国エッシャウイス社と技術提携をし，製作を開始した（富士電機，三菱造船，三井造船）。本機は，熱効率は計画を下回ったが，防衛庁の 1,350 トンの警備艦に２基搭載された。

1962 年に三井造船の玉野研究所が設立され，ガスタービン開発体制が出来た。1962 年から産業用ガスタービンの原型となる SB15 型(1,500kW)ガスタービンが開発され，東京大学宇宙航空研究所の所内発電設備として納入された。SB15 から SB90 へは相似設計技術を駆使し，8,000kW２台が 1968 年にパキスタン国肥料公社の発電設備として輸出され，本格的商用機が市場に送り出された[6]。（図１）

2.1.2 商用機開発時代 1970 年代～1980 年代 その後商用機としての成長を続けるためタービン入口温度の上昇を計り，従来機技術の延長線上で 800℃から 927℃へ性能向上を図ったのが SB30 (5,000kW) (1976 年)であった。この高温化は SB90 (1984 年) へも拡大された。1980 年代に入ると省エネ・高効率化が叫ばれ，SB30 をより高温化すべく 1,000℃機の開発を進めた。SB15 が開発された。この技術は中型機の分野で２軸の機械駆動用を視野に入れた SB60CM 機 (1985 年) の開発へ

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

とつながり，SB60のスケールアップ機として23MWのSB120（1986年）も開発された。

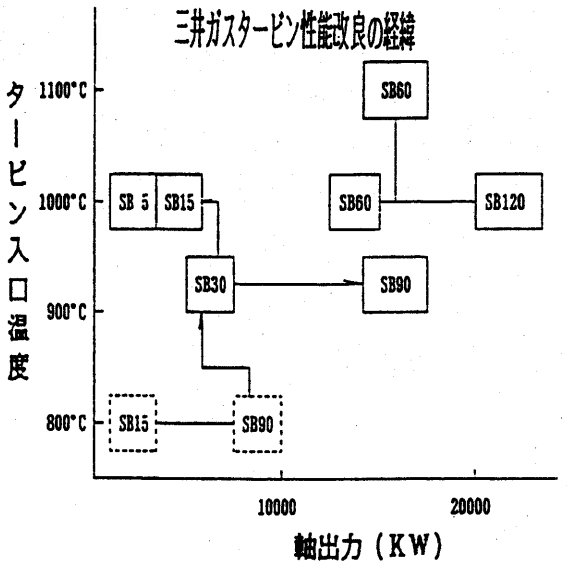


図1　三井ガスタービン開発経緯

小出力分野ではSB5（1988年）の開発へとつながった。更にSB60を1軸発電用にし，高効率化を計るべく入口温度1,100℃のSB60Dが開発された（1988年）。その後SB30を更に高温化したガスタービン入口温度1,250℃が開発されて納入された(1992年)。

2.2　開発からの知見・経験・学ぶこと

2.2.1　1号ガスタービン[7]　舶用機関としてディーゼルエンジンの製作経験しかなく，高速回転機の経験の全くない時に回転機械技術の集大成とも言うべきガスタービンの開発を開始し，ガスタービン事業に大きな1歩を踏み出したのであった。ガスタービンを知る目的から最も複雑な再熱再生サイクルを取り上げ，サイクル毎に単一機器を配置し理論に忠実にサイクルを実現していった（図2）。耐熱材料が本格的に開発されていない，また加工技術が伴っていない時代に物つくり中心に開発が行われ，いくつかの特徴を持っていた。

1）理論に忠実　それぞれのサイクル構成機器を具現化する事に忠実であった。

2）もの作りに徹したアプローチ　システムを具現化した構成機器をどうやって作るかからスタートしなければならなかった。翼も手持ちの工作機械で加工するしかなく，加工上の制限から翼はねじりの無いストレート翼を採用せざるを得ないと言う設計上の大きな妥協を強いられた。加工技術がまだ追いついていなかった時代の妥協であった。

3）検査技術　もの作りだけではなく検査技術にしても，当時入手可能なものでせざるを得ず，翼面検査にはダイヤルゲージとブロックゲージが用いられた。また加工限度規準が分からず，加工出来る最大限度をねらわざるを得なかった。

4）ミスマッチング　圧縮機とタービン性能のミスマッチングがあり，特に中間冷却器を持っているため高圧入口管の設計が悪く高圧圧縮機の性能に悪影響を及ぼしており，そのため低圧圧縮機に負担が掛かり常にサージング近傍で運転され，ついには低圧圧縮機の全翼が破壊されるという事態が起こった。

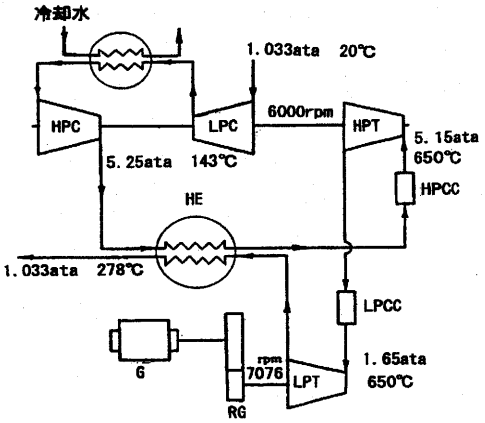


図2　1号ガスタービンサイクル図

5）成果の反映からstepを持った開発期間　ガス発生器の開発成果を見て出力タービンを開発するステップを取った。出力タービンは舶用主機として推進プロペラ駆動用で計画されていたが，当時のディーゼルエンジンの過給技術が進歩し，性能的に拮抗する事は無いとの判断から目標を変更し陸上発電プラントとして完成させることとなった。本機は初めてのガスタービン開発であり性能的な成果は充分には出なかったが，三井造船における回転機械の研究，設計，製造全般に渡る出発点になった。回転機械に関する人材育成に大きな成果があったことは非常に意味が大きい。

2.2.2　SB15からの商用機　SB15以降の商用機開発の時期に入ると，開発から商用機引き渡しまでの期間がきわめて短く，ほとんどのケースが開発機一即一商用機となるものが多かった。通常のガスタービンの開発は最先端の技術を駆使して作られる関係から多少の技術的なリスクを想定してTrial and Errorで試行しながら完成して行く場合が多い。充分な解析が行われるが，何よりも実機で一つ一つ性能，機能を確認して作り上げて行くので，解析だけで作り上げるのとは違い，実機で実証されるので最先端の，限界設計にも挑戦できる強みを持っている。時には実証結果が思わしくなく，解析に戻って変更を加える必要が出ることがある。開

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

発機－即－商用機の場合はこの変更過程がとれない場合が多い。三井造船の場合は変更の可能性をリスクとして想定し，出来るだけ実証技術の延長線上を狙いながら短い期間で苦しい開発を次々とこなして行った。

これらの中でも SB60 は本格的な高効率産業用ガスタービンとして機械駆動用にも適用可能な２軸機として開発された(図３)。長期ベースロード運転を目的として，13MW クラスで発電端効率 30%を狙い，高温部構造改良と圧縮機段数の増加が計られた。タービン１段動静翼には空冷翼が採用された。燃焼器は単缶式を採用し燃料の多様化にも対応できるものとし，水平分割２重ケーシングを採用し長期間ベースロードとして安心して運転でき，かつ保守の利便性が考慮された。

２２３　小型機 SB5　SB15 で開発された 1,000℃の技術を利用し，一方で高速小型パッケージ空気圧縮機の技術を応用して他の中型の SB 機とは違ったコンセプトで高速小型の高効率機 SB5 が開発された（図４）。

このタービンは周方向の熱変形を最小化する意味でバレル型（垂直分割型）のケーシングが採用された。回転部分のロータの構成は Disc と Disc を直接センターボルトで繋ぐ Stacked Rotor（組立ロータ）が採用された。圧縮機は遠心式２段でタービンは軸流式４段で構成された。圧縮機は中間冷却器を持っている。コージェネレーション用なので中間冷却器での冷却水はボイラ給水を使用し熱回収をしている。タービン本体は約１トンと非常に小型軽量で，減速機（遊星歯車方式）の本体に取り付けられた。減速機の太陽歯車は軸継手を用いずにタービン軸にスプライン構造で取り付けられている。太陽歯車は遊星歯車とタービン軸に支持されており軸受を持っていない。従って太陽歯車の単独でのバランシングが出来ないためタービン軸と太陽歯車は一対に組み立てられた状態で同時に実回転速度でのバランスが取られた。パケージを小型にするために燃料ガス圧縮機は発電機の軸にとりつけられる方式も試みられた。圧縮機は中間冷却器をもっているので，湿った大気を吸い込んで圧縮冷却すると相対湿度が１００%を越えて凝縮水が発生する。発生した凝縮水は大気中の亜硫酸ガスなどの腐食成分により圧縮機，冷却器内面に酸化腐食を起こし酸性凝縮水にとけ込んだ鉄分，銅分などが後流で昇温すると固形分が内壁に付着堆積して圧縮機の性能劣化を起こす。毎年梅雨期になると圧縮空気の凝縮が始まり性能劣化を起こし，その都度内部分解清掃し，性能回復して使用すると言うことが繰り返された。開発当初この性能劣化に悩まされた。夏期温度が高いときに圧縮機で冷却すると出力を１次的にも増やすことが出来るので，どうしても過冷却しがちで，種々試行の上最終的に自動温度制御により圧縮空気を凝縮温度域まで冷却しない方法を採用してこの問題は解決した。

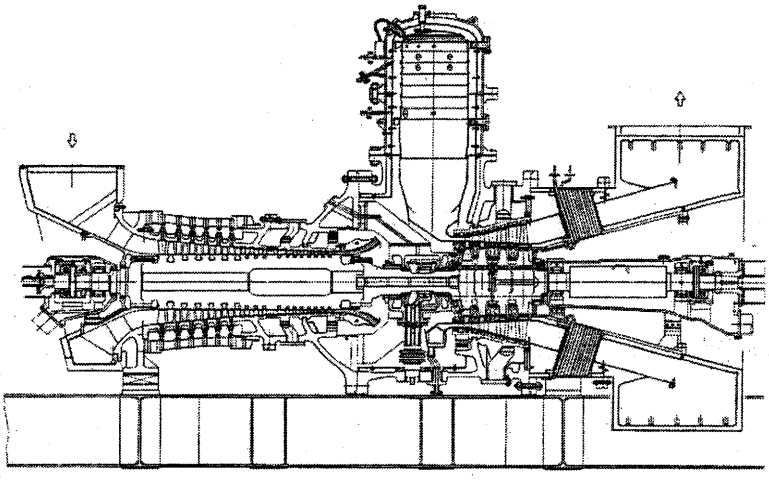


図３　ＳＢ６０ＣＭ　断面図

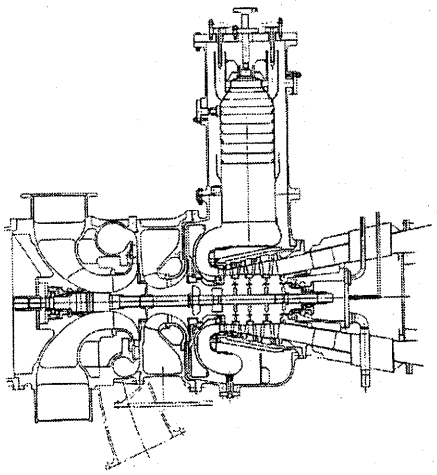


図４　ＳＢ５断面図

次に圧縮機とタービンのマッチングはこれまで多く経験していることと遠心圧縮機の多くの設計の経験から風量で±５%，ヘッドで±２．５%は性能が狂うものとの前提から性能バックアップとして圧縮機羽根車は約１０%外径の大きい羽根車を同時に製作して性能のミスマッチに備えた。

その他起動時の抽気量不足によるサージング問題のための抽気弁口径変更，起動モータ容量変更，タービン先端の接触焼き付き防止のための種々な材料の組み合わせ試験，燃焼器の温度分布むらから冷却構造の改善，燃焼器バーナ焼損等々多くの問題を解決しながら開発を進めていった。

一方小型量産機であることから専用量産工場の建

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

設から量産機のメンテナンス保守体制まで数々解決すべき問題が山積みしていた。これら開発機は30台程度製作して初めて製品として完成すると言うことが分かったことも非常に貴重な経験であった。勿論本機は開発機一即一商用機と言うステップを取らざるを得ないスピード開発が要求された。開発コンセプト作りから商用運転開始まで3年間で行われた。

以上の各機種の開発は，最短の時間と費用で達成されたものでありガスタービンの開発としては驚異的とも言えるものである。しかしその開発はリスクを最小限にすべくスケールアップと段階的な高温化を繰り返しながら徐々に高性能化し発展していったものである。核となる技術を次々に発展させてそれを伝承していって始めて可能になったものである。開発機は全て商用機として納入されており，いずれの機も現在も順調に稼働している。

3. 開発の問題点

ガスタービンの開発は効率・出力・価格と競争要因が多くガスタービン市場に踏み込んでいった時から激しい競争に曝されることになった。そして1号機の開発でのステップを追った開発が許された時代から，直ちに開発即商用機の時代に入ってしまい，SB機では工期的に開発の失敗後戻りは許されない状況であった。開発にはいくつかの問題が考えられる。

3.1 開発期間

商品を受注して納入するまでの期間に開発を終わる必要があるため，多くて2年，最大3年くらいしか開発期間はとれない。この期間に性能を満足するものを開発し商品化しなければならない。そのためには出来るだけ既成の技術を使用すること，言うまでもないが新技術を使わざるを得ない場合は後述するようにリスクのバックアップを取ることが重要である。飽くまでも商用機を意識した開発であったことが，Trial and Errorへの逸脱を押さえていたと言うのが現実であった。

3.2 開発費用

基本的には受注金額以内に納めることである。しかし開発にはリスクが付き物であり，開発に失敗すればたちまち費用はオーバしてしまう。その時に開発担当者とマネージメントとの認識のギャップが問題となる。勿論マネージメントに理解がありextra費用の捻出が可能な場合はhappyであるが，そうでない場合は開発者の責に帰されてしまう場合が多い。開発は注文を取りたい，良いものを開発したい，技術者として自分の考えを具現化したいと言うぎりぎりの条件でスタートせざるを得ず，この時に開発担当者とマネージメントが同一の認識をもって目標の設定，不測の費用への対処方法を決めておくべきである。さもなければガスタービン開発技術者は非常に苦しい立場に立たされる。不測の事態が発生した場合もそうなった状況は十分理解できる事ばかりであるが，開発技術者の立場は弁護されるものではない。

3.3 リスク予測とバックアップ

リスクを予測して事前に手を打つことはextra費用を発生するが，これは視野に入った費用である。開発に失敗した場合の費用に比較すればはるかに少ない出費ですむ。この段階のリスク予測を充分に行い備えるべきである。この点が開発担当者の能力が最も問われる点であり，この部分で見通しが暗いと開発は成功しない。充分なリスクの見通しをもって，かつ充分にマネージメントへの説得が必要である。リスク回避の方法として必ず次のように何らかのバックアップを取ることが重要となってくる。

1）何らかの方法で実績が確認されていること
2）試験品を作りテストすること
3）出来るだけ高精度の解析シミュレーションすること等いずれかの方法で技術の確認が必要である。

「何とかなるであろう」と言う安易な考え方は開発においては決して取るべきではない。

3.4 人材，開発担当と生産担当

開発担当者はただ手順通りにものを作るだけではなく，前項に述べた開発のリスクの見通しを持たねばならない。決められた手順に従い決められた工期内で物を作る生産担当者とは当然違わなければならない。

場合によっては無の所から何かを作り上げなければならない未知の世界でもあり，そこに開発担当者の物作り（アイデアを具現化するプロセス）のセンスが問われる。多分これは誰でも持っていると言うものではなく，人材を選ぶ必要が出てくる最も重要な部分ではないだろうか。問題が発生した場合どこかに助けを求めるのではなく自分の持っている駒を最大限に活用して，次々と問題を解決して行かねばならない。時には外部の助けを請う判断も必要であるが，自分の持っている駒で解決できることが多いに越したことはない。

4. 開発の技術伝承

これまでの開発はリスク最小にするために既存の技術を利用する方法が最大限採られてきた。

すなわちスケールアップと部分改良である。同一設計思想で寸法的に比例して大小の縮尺でものを作るものである。多くの流体機械は周速が固定要素になる場合が多いので必ずしも相似則は成り立たない。各要素について充分な検証が必要である。また改良する場合も改良部分が最小限にすることは当然である。

開発と言う条件を限定して技術の伝承を考えれば

1）既存技術の最大限の利用による伝承

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2) 既存技術の改良発展による発展的伝承

3) 全くの新技術の採用に依る技術の伝承

3)は伝承と言うよりも技術の創生と言うべきものであり，1号ガスタービン開発がこれに当たる。SB機の開発は1)，2) が主なものであったと考えられる。

三井造船においては圧縮機やタービンを含めて回転機械は同一設計部に属しており，比較的各機械間の見通しが良いので機種を越えた技術の伝承も非常に有効であった。軸受，シール，振動，などの共通技術は機種を越えて共通に相互に利用出来るものである。何よりもガスタービンの場合は軸流式，遠心式圧縮機の技術が非常に重要であり，三井造船の場合は幸いなことに，これらの技術が全く自由に使えたことは開発期間の短縮には非常に有効であった。

また技術の伝承には有形の技術と無形の技術が有るであろう。有形の技術の伝承は開発Dataの蓄積であり，無形の技術の伝承は人材の育成である。

5. 開発DATAの蓄積

次期開発機を視野に入れている場合は勿論であるが，開発のAs-builtのDataを完備することは非常に重要である。しかし有効にDataが保管整理されて蓄積され難いのが現実である。いくつかのポイントがあるように思われる。以下に列挙してみる。

5.1 設計書の完備保管

開発設計書，計算書の関係は大小区別無く同じ File system に保管組み入れることを初めから徹底しておく。これは簡単に守れる。開発段階で変更は忘れずに更新することが重要である。

5.2 マニュアル完備

機械の運転操作マニュアルが商用機であれば客先提出用として完備される。機械仕様書，関係補機含めた完成図，運転操作手順，保守点検要領，予備品など公式なDataは全て完備される。商用機でないものではこれらは必ずしも完備されない。特別に注意して編集に努める注意が必要である。

5.3 設計基準化

開発されたノウハウで共通事項は設計基準として登録し，共通化しておく事によって他の機種，後続開発機に有効に適用される。開発段階でここまで手を伸ばすことは開発担当者には時間的に出来ないのが普通であろう。設計標準化グループが別にあり，簡単な口頭説明から基準化してもらえる場合は間違いがない。しかしこの場合も公式に基準とするにはかなり公平な検証が必要であり，時間が掛かってしまう。この場合には検証度は下がるものの一時的にグループだけの仮基準にしておきグループリーダの承認だけで基準化できて，グループ内回覧，File と言う手順だけでかなり確実に後続機には適用され得るものである。

5.4 設計変更承認制

伝承されたノウハウ・技術が改悪されてしまうことがある。改善改良者はたまたま過去の改良改善の歴史を知らないために良かれと思ってやることであるが，上記 3.3 項で述べたリスクのバックアップに照らして考えて間違いないことを確認してから採用すべきである。その意味で組織を通して，技術の改良の採否を承認するシステムを構築しておく必要がある。その一つとして設計変更承認制がある。これは設計変更内容とバックアップ内容と後続機の何番機から適用するか，既設機に遡って適用する場合は，運転を止めてでも即実施するか，次期停止の機会を逃さず適用するか，次期予備品注文があったときに製作納入しておくのか，等の適用方法にも遡って承認決済をするシステムである。ガスタービンの場合は何か変更あるいは新しい技術を採用したところに不具合が発生する率は非常に高いものである。従ってこの点で伝承された技術とその変更改善には細心の注意が必要である。

6. ガスタービンエンジニアの教育

ガスタービン開発者も世代と共に変わってゆくものである。その時に如何に若い技術者に技術を伝承して行くかは大きな問題である。いくつかの項目が考えられるが，適用できるものを組み合わせて最大効果をねらって行くしかないであろう。

6.1 開発従事者の個人的能力アップ

個人の技術者としての一般的な能力アップが必要なことは言うまでもないが，開発された技術，蓄積された技術を出来るだけ共有して，ＯＪＴで先輩から後輩に伝えて行くことと，先発開発機の開発資料に目を通すこと等は必須であろう。

6.2 人材交流と開発非従事者への技術伝承

開発に直接携わっていない技術者には，実質的には技術の伝承は難しい。5. 項で述べた設計書や基準など書物にして残すのが一番確実であろう。また当然であるが教育の意味で人材交流も有効である。しかし一般に同じ回転機械でガスタービンは他の機種との横の連携が比較的取りにくい。ガスタービンは通常は寿命を考慮しての限界設計を採用し実機での実証主義をとっている。原則は量産機である。しかし他の産業用回転機械（蒸気タービン，圧縮機等）は基本的には１品生産であり，その都度設計され，実証はスピンテスト（過速度試験）くらいで，行われないのが普通である。そこに機械としての信頼度に差があり，それが横の連携をとりにくい一つの要因ではないだろうか。実証を行わなくても余裕があって信頼できる機械と実証しないと信頼できないほど限界設計に進んでいる機械の違い

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

の差が設計思想に出てくるためではないだろうか。これが実際にはガスタービン以外の機種への技術の伝承あるいはその逆が難しい理由ではないだろうか。

6.3 基礎技術の教育

基礎的な技術あるいは共通技術については社内の研究会，勉強会を有効に利用する方法がある。例えば，振動勉強会，軸受講習会などである。これらは経験のある技術者が行っても，あるいはグループ外の研究所等から講師を招いても良い。直ぐには効果は出にくいが参加希望者は予想以上に多いものである。出来るだけ頻繁に開催し共通技術の知識を少しずつではあるが入力しておく必要がある。

6.4 社外制度利用

基礎技術の教育では目的にかなって即役に立つものとして社内で行うものが多いが，エンジニアとしての基礎的な技術の向上を図るものとして外部の制度を利用するのも有効な手段である。

1) PE試験制度[8]　若年技術者の教育に関するものとしてPE試験制度（Professional Engineer認定試験制度，米国制度）がある。大学，大学院卒業程度の若年技術者から入社 10 年程度経った中堅技術者が受験するには最適な試験であり，合否は別としても準備段階で大学４年間に学ぶ機械工学全教科が含まれており，全教科を学習する意味であるいは見直すためには非常に役に立つものである。米国の制度なので数値で答えを出すことを主としており，技術的事象の定量的な把握の訓練に役立つ様である。特に内容は実際に即したものが多く，日頃行っている業務内容がそのまま含まれている。例えばガスタービンコンバインドサイクルのシステム効率を求めさせる問題などである。勿論合格すればPEの資格を持って米国でも海外でも仕事が出来る。

2) 技術士試験制度[9] 日本国内では技術士制度がある。技術士法に基づいて行われる国家試験である。技術実績が評価され，経験を積んだ中堅以上の技術者でないと受かりにくい難しい試験である。この試験は自分の専門以外の分野で起こっている最新技術と問題点など日頃注意しておく必要がある課題が含まれる。例えばガスタービン技術者であってもポンプ業界で問題となっている技術などにも気を配っておく必要がある。

3) 生涯継続教育　また最近各技術分野で技術者の生涯継続教育が取り上げられており，継続教育を目的として講習会等も開催されているので利用することができる。日本ガスタービン学会でも生涯継続教育用の教科書の編纂が行われている。

6.5 教育上の問題点

ガスタービンの研究，開発，設計，製作，運転，等あらゆる現場で自分でものを考え，興味を持って，新たな課題に挑戦し，目を輝かせて，仕事に取り組んで行けるエンジニアを育てることが教育だとすれば，現代は課題も大きく，問題が多い。

- まず仕事の環境として効率化を要求される経営のもとで，狭い範囲の仕事をルーティンとし，失敗が許されないエンジニアが要求され，
- 結果的に「問うことを知らない」，「疑問を持たない（その余裕がない）」エンジニア育ててしまい，
- エンジニア自身も生き甲斐と誇りを忘れ，ついには技術離れ，もの作り離れが叫ばれ，技術の社会的評価の低さをもたらしてしまう悪循環

等々。

しかし，何よりも教育を考える上でガスタービンビジネスが収益性の高い、夢のあるものでなければならない。企業でも研究機関でも現代の教育は費用と時間が尺度になり，教育は精神論では出来ない。企業、研究機関の努力も必要である。

技術の教育・習得には失敗が効果的であるとよく言われ、事実その通りである。そして、さらに重要なことは失敗をチャンスと捕らえて有効に生かすことではないだろうか。失敗を克服したときの達成感・充実感は何ものにも替えがたいものであり、技術上の知識が一段と飛躍して、エンジニアは成長し、企業は信用を新たにし、次の受注につながるものである。

いずれにして人材教育に王道はない。チャンスを捉えて職制もエンジニア個人も地道な努力をしなければならないことであろう。

参考文献

1)小泉磐夫，廣瀬可康：試作ガスタービン第１番機，三井造船技報，第３号，(1953) pp. 33-38.

2)小泉磐夫，阪田正信：ガスタービンの研究-試作１番機の陸上運転について-，三井造船技報，第５号，(1953) pp. 2-6.

3) 小泉磐夫，青木守寿，田中昭生：試作 1500kW ガスタービンプラントと出力タービン，三井造船技報，第 10 号，(1955) pp. 2-6

4)中島隆秀：クローズドサイクルガスタービン機関装備の警備艦について，三井造船技報，第 21 号,(1958) pp. 2-8.

5)入江正彦：三井エッシャウイス型クローズドサイクル舶用ガスタービンの制御装置，三井造船技報,第 21 号，(1958) pp. 9-15.

6)渡辺哲郎，真鍋善暢，白戸健，他：パッケージ形発電用ガスタービン，三井造船技報，第56号，(1966) pp. 36-45

7)渡邉哲郎，三井造船１号ガスタービン，日本ガスタービン学会誌 Vol. 25, No. 99, (1997)

8)NPO 法人日本プロフェッショナル・エンジニア協会：PE 試験受験 TIPS，2003 年３月発行

9)社団法人日本技術士会，http://www.engineer.or.jp

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－1

燃料自動分配機構を備えた低 NOx ガスタービン燃焼器における燃料分配特性による燃焼特性への影響

＊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），川口　修（慶應大）

Influence of Fuel Distribution on Combustion Performance of an Industrial Dry Low NOx Gas Turbine Combustor with an Automatic Gaseous Fuel-Distributing Mechanism

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

ABSTRACT

The automatic gaseous fuel distributing mechanism reported in this paper realizes spontaneous fuel distribution achieved by an interaction between the gaseous fuel jet and the airflow. Previously, we proved that fuel distribution based on the automatic fuel supply concept actually occurred according to the load by means of pressurized combustion tests using a prototype combustor. Furthermore, the prototype combustor was improved from the viewpoint of NOx reduction at high load condition, of combustion efficiency maintenance at medium load condition, and also of low combustor pressure loss.

This paper describes the influence of fuel distribution on the combustion performance of an industrial dry low NOx gas turbine combustor with an automatic gaseous fuel distributing mechanism.

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排出量のさらなる低減は，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。現在は拡散燃焼場への水・蒸気噴射法や選択還元触媒による後処理法によって排出 NOx の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，希薄予混合燃焼法は低 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技術としてガスタービンメーカー等で開発が行われてきている[1]。しかしながら，この燃焼方法を単純に利用した場合には，安定燃焼可能な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。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，信頼性が問題となる。

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，実用可能性を検討している。この燃料供給方式では，ガス燃料噴流と燃焼用空気流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。その概念図を図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領域（メイン領域）であり，内側は燃焼安定化のための領域（パイロット領域）である。燃料系統は1系統のみである。燃料噴出管（図1中の 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を設け，燃料噴流とパイロット用燃焼空気流とを意図的に衝突させるような構造となっ

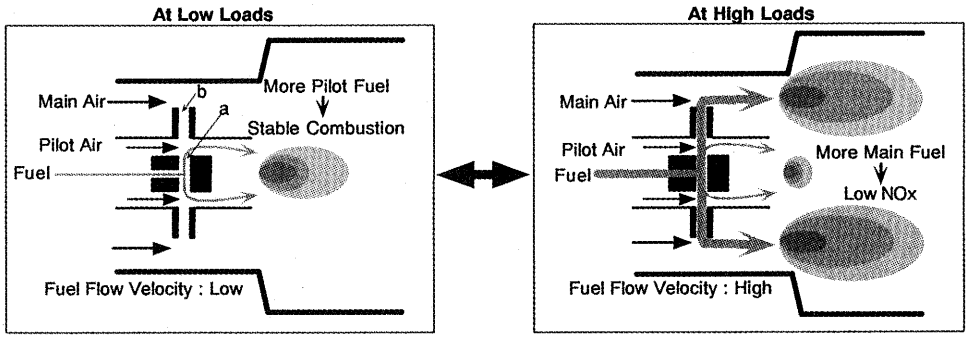


Fig. 1　Diagram of the innovative fuel supply concept

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

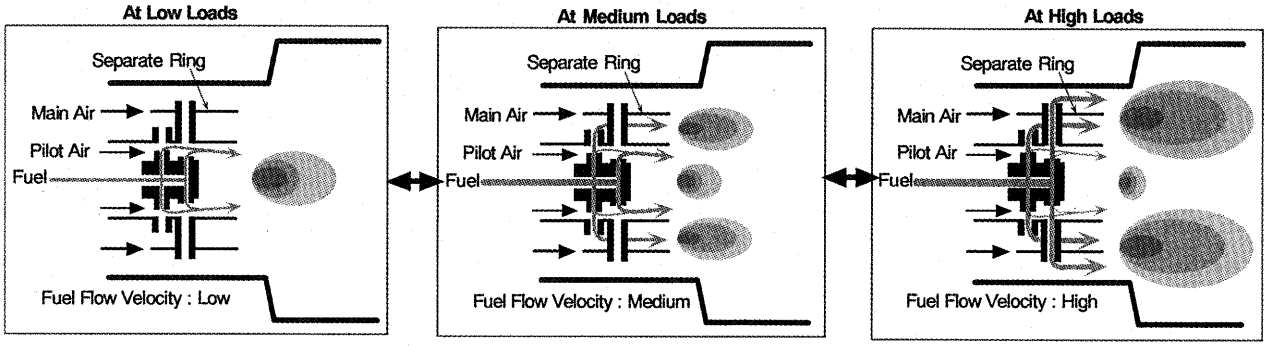


Fig. 2 Diagram of the fuel staging (division of the main region and change of fuel distribution)

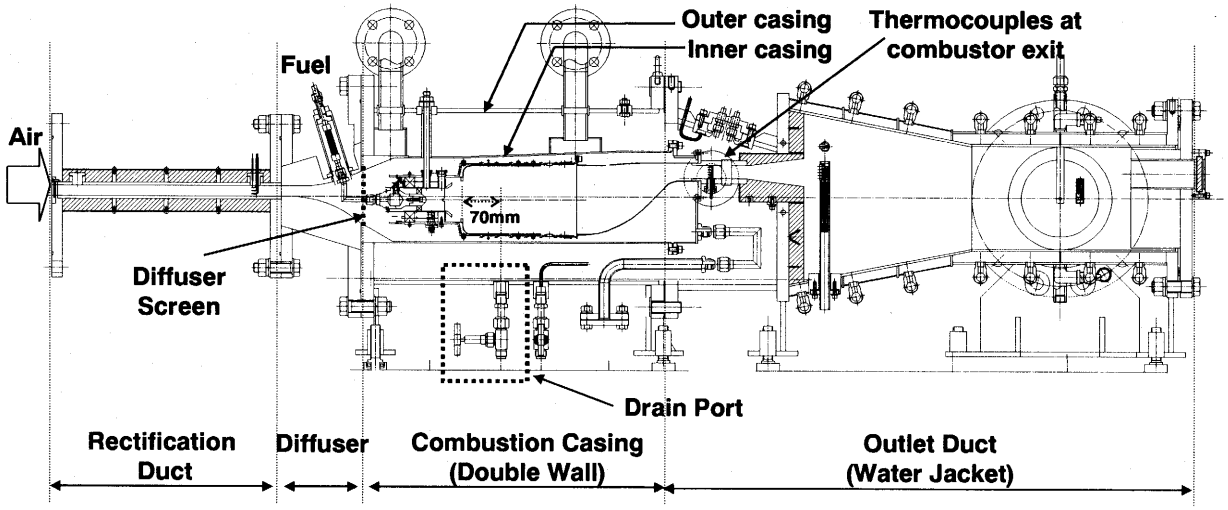


Fig. 3 Cross-sectional view of the combustor and the pressurized combustion test rig

ている。この部分を「燃料分配モジュール」と呼ぶ。

低負荷時はガス燃料噴流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流の影響を大きく受け，ガス燃料の多くはパイロット流路に供給され，燃焼器上流の中心で安定して燃焼する。逆に，高負荷時にはガス燃料噴流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流の影響をほとんど受けずに，ガス燃料の大部分が燃料導入管(図 1 の b)を通ってメイン流路に供給され，メイン空気と混合して燃焼器へと導かれて希薄予混合燃焼が行なわれ，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実現できることを確認し，この新しいコンセプトの実現可能性を示した[11]。さらに実用レベルの性能を目指し，メイン領域の周方向の当量比分布の改善による高負荷時の NOx 低減[12),13)]，燃焼器開口面積の増加による燃焼器圧損の低減，図 2 に示す 3 段の燃料ステージング等による中負荷における燃焼効率の改善等[14),15)]を行い，燃焼器の改良を実施してきた。

本報では，メインおよびパイロット領域への燃料分配特性が NOx 排出濃度，燃焼効率，燃焼振動等の燃焼特性に及ぼす影響を評価するために加圧燃焼試験を実施し，さらに負荷遮断を模擬した加圧燃焼試験の結果について述べる。

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

2. 燃焼器およびリグの構造

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 ϕt は約 0.33 である。

図 3 に使用したリグと試作燃焼器の概略構造を示す。燃焼器は上流側から，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てある。

図 4 に燃料分配混合部を示す。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。

燃焼器は，燃料分配モジュールの隙間寸法および希釈・燃焼器冷却空気孔面積を変えた 2 仕様(タイプ A および B)を用いた。それぞれの概略仕様を表 2 に示す。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

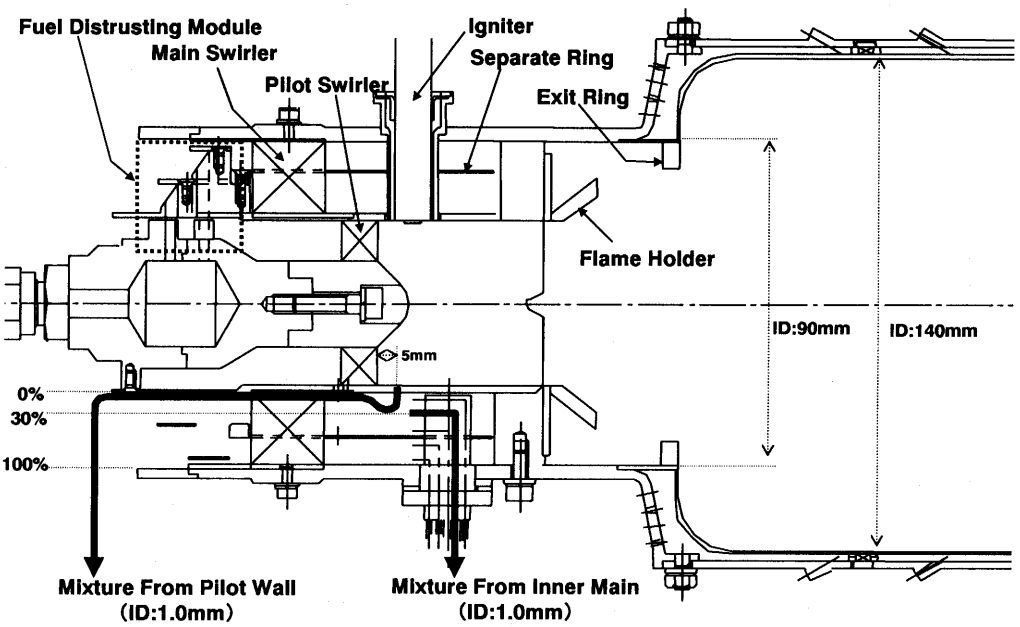


Fig. 4　Structure of the fuel supply unit

Table 2　Combustor type for testing

Combustor Type	Fuel Distributing Module		Cross Section of Dilution and Liner Cooling Air
	Gap Size for Inner Main Region	Gap Size for Outer Main Region	
A	100%	100%	100%
B	100%	105%	90%

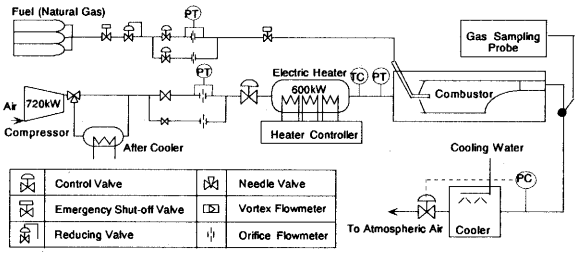


Fig.5　Pressurized test facility

リグは上流側から，整流部，ディフューザ部，燃焼器ケーシング部，排気ダクトで構成されている。整流部の断面形状はマルチキャン型実機ガスタービンの圧縮機出口形状を模擬したものとなっており[16]，燃焼器ケーシング入口部にディフューザを設けている。燃焼器ケーシングは，圧力を保持する円筒形状の外側ケーシングと，実機の流れを模擬する扇型形状の内側ケーシングの 2 重構造となっている。また，ディフューザにおいて空気流速分布の均一性を改善させるために，ディフューザ出口部に「ディフューザスクリーン」と呼ぶパンチングプレート[16]（穴径3.0mm，穴ピッチ4.0mm，開口面積比 51%）を設置している。

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 5 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%，プロパン 4%，ブタン 2%）を使用した。

燃焼器出口部には円筒形状のダクトが水平に接続されており，燃焼器出口部から下流側約 1 m の位置のダクト（内径約 ϕ200 mm）内に，高さ方向に均等配置した 5 点の ϕ2.0 mm 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取り付け，加熱導管にてガス分析計に導き，NOx・O_2・CO・CO_2・THC の 5 成分を分析した。燃焼効率および全当量比 ϕt は実測された燃焼排ガス組成から計算した。

燃焼振動の状態を定量的に把握するため，図 3 に示すドレインポートの位置（燃料分配混合部出口から約 70mm）に燃焼振動計測ラインを設けた。燃焼振動計測ラインを図 6 に示す。内側ケーシングの内壁からステンレスチューブ（内径約 4mm）を取り出し，そのステンレスチューブの内面に圧力センサー（Kulite XTE-190-100A）が取り付けてあり，計測ラインの下流には 10m 程度のキャビティを設けている。センサーの信号はアンプ（TEAC SA-57）で増幅し，オシロスコープにてサンプリングを行った（0.4msec×2000samples）。

燃料分配特性を評価するため，メイン混合気濃度とパイロット混合気濃度を計測した。図 4 に示すように，メイン側はセパレートリングで分割されているメイン内側領域のほぼ中心位置（メイン内壁から外側に向かって約 30%の位置）に内径 1.0mm の採取孔を，パイロット側はパイロットとメイン領域を分割する壁面部のパイロットスワーラ出口 5mm の位置に内径 1.0 mm の採取孔を設け，それぞれ燃焼前の混合ガスの THC および O_2 濃度を計測し，局所当量比を算出した。過去

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

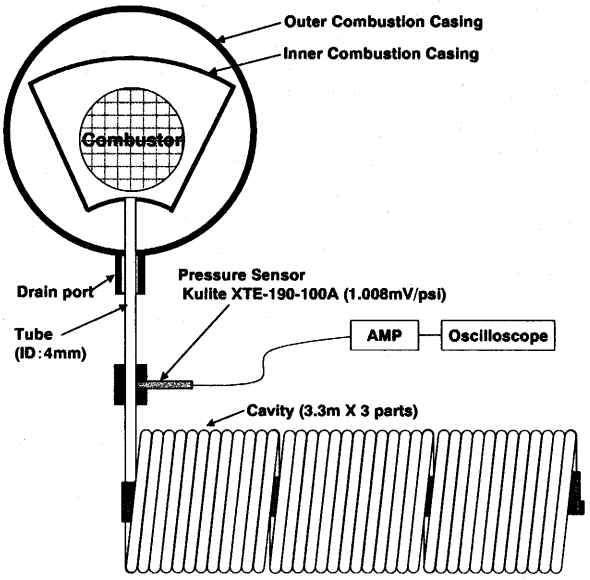


Fig.6 Measurement of combustion oscillation

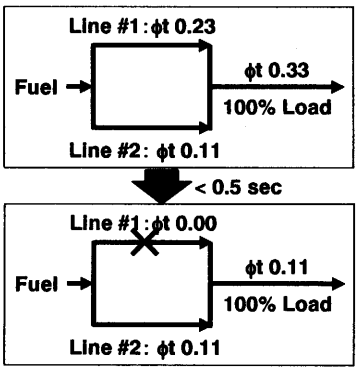


Fig.7 Load interception test

の CFD による当量比計算より，パイロット部は壁面部ほど当量比が高い分布となっている可能性が高く，このパイロット側で計測した局所当量比はパイロット部の平均当量比より高いと考えられる。

表 1 の運転条件を考慮し，空気温度 CDT を約 610 K に，希釈および燃焼器壁面冷却空気量を含む空気体積流量を燃焼器ライナ断面積で割った断面流速 U を約 25 m/s に，燃焼器入口全圧 CDP を 0.7 MPa に設定し，加圧燃焼評価を実施した。

また，負荷遮断時の失火発生の有無を評価するために，図 7 に示す 2 系統の燃料供給ラインを使用し，0.5sec 未満で 1 つの系統からの燃料供給を遮断し，その特性を評価した。

4. 実験結果と考察

4.1 燃料分配特性

メイン内側領域の局所当量比とパイロット壁面部の局所当量比の全当量比 ϕt に対する変化を図 8 に示す。タイプ A およびタイプ B とも，メイン内側に燃料が供給され始める全当量比 $\phi s1$ は約 0.13，メイン外側に燃料が供給され始める全当量比 $\phi s2$ は約 0.21 となっている。以下，燃料がメイン内側およびメイン外側の両領域に燃料が供給されていると考えられる全当量比 ϕt=0.21 以上の場合の燃料分配特性を検討する(表 3 参照)。

タイプ B は尾筒も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の断面積をより減少させており，タイプ A に比べて燃焼器全圧損失率は 7%程度高くなっていた(A:5.5%, B:5.9%)。燃料分配混合部の抵抗にはほとんど差異はないため，タイプ B の方が燃焼空気量は多くなる。よってタイプ B の方がパイロット燃焼空気量も多くなりその運動エネルギーが大きくなるため，メイン内側領域に供給される燃料流量は少なくなる。さらにメイン燃焼空気量も多くなるため，メイン内側当量比はタイプ B の方が低くなる。またタイプ B ではメイン外側領域の燃料分配に対応する下流部の燃料分配モジュールの隙間寸法を大きく設定しているため，メイン外側当量比もタイプ B の方が低くなる。一方パイロット当量比に関しては仕様からだけでは推定できない。タイプ B のパイロット空気量は多いが，パイロット側へ供給される燃料流量も多くなり，その程度によってパイロット当量比の差異が決まる。図 8 から判断すると，タイプ B の方がパイロット当量比は高くなっていたと考えられる。

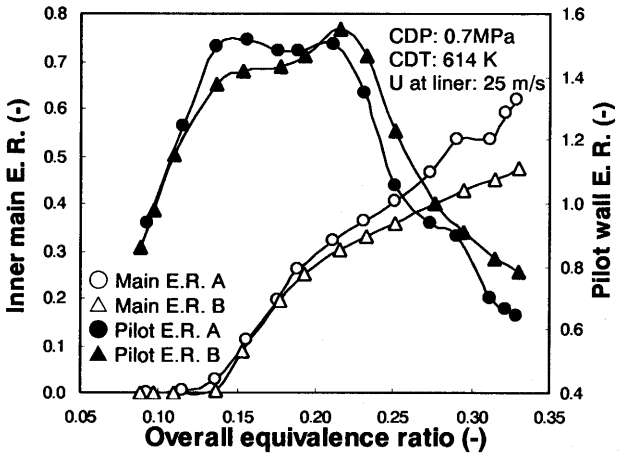


Fig.8 Local equivalence ratio

Table 3 Combustion conditions of types A and B over ϕt of 0.21

Combustor Type	A	B
Combustion Air	Less	More
・Pilot	Less	More
・Inner Main	Less	More
・Outer Main	Less	More
Total Fuel Rate	Same	Same
・Pilot	Less	More
・Inner Main	More	Less
・Outer Main	More	Less
Total Equivalence Ratio	Same	Same
・Pilot	Low	High
・Inner Main	High	Low
・Outer Main	High	Low

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4.2 燃焼特性

NOx 排出濃度および燃焼効率を図 9 に，燃焼振動を示す指標となる計測圧力の RMS 値を図 10 に示す。燃料分配特性と同じく，メイン内側およびメイン外側の両領域に燃料が供給されていると考えられる全当量比 ϕt=0.21 以上の場合の特性を検討することにする。

NOxは全体的にタイプAの方が低くなっており，定格負荷である全当量比 ϕt=0.33 で，タイプ A は 10ppm(O_2=15%)，タイプ B は 14ppm(O_2=15%)である。図 8 より全当量比 ϕt=0.33 において，タイプAの方がメイン内側領域の当量比は高く，パイロット領域の当量比は低い条件で，NOx が低くなっていることから，高負荷での NOx は主にパイロット側の当量比との相関が高いと考えられる。また，タイプ A では全当量比 ϕt=0.29 前後で NOx が増減し，各領域の局所当量比も特異的な変化を示す。図10に示すように，全当量比 ϕt が 0.29 以上で計測圧力の RMS 値が急激に増加しており，この現象は燃焼振動との相関が考えられる。全当量比 ϕt が 0.29 より増加すると一旦 RMS 値が減少するものの，定格負荷である全当量比 ϕt が0.33あたりでは再度増加する。計測圧力値をフーリエ変換し，その最大振幅となっていた周波数を図10に示している。全当量比 ϕt が 0.29 の時の振動周波数と，定格に近いときの振動周波数は 100Hz 以上異なっている。全当量比 ϕt=0.29 前後では，図 8 に示すようにタイプ A の方がパイロット側への燃料分配が少ない設定となっていたため，同じ全当量比ではパイロット部の当量比は低くなり，さらにパイロット燃料流量自体も少ないのでパイロット領域での発熱量も少なくなっており，パイロット火炎がメイン火炎を保炎する能力が低下してきていると考えられる。メイン混合気の当量比が低い場合は，メイン混合気の発熱が減少し単に燃焼効率が低下するだけであろうが，タイプ A のようにメイン混合気の当量比がある程度高くなっていると，発熱変動を生じやすくなり，燃焼振動が発生するのではないかと推定している。この時パイロットおよびメイン火炎は，保炎器で生じる循環流により保炎していると考えている。また振動発生時には燃焼領域の抵抗が増加することで燃焼空気量が低下し，燃焼領域の当量比が増加する特異的な変化をしたと考えられる。定格に近い全当量比では，メイン混合気の当量比はより高くなり，パイロット火炎による保炎も行われながら，メイン火炎は燃料分配混合部出口のバックステップ部で形成されていると考えている。タイプ A では，パイロット火炎によるメイン火炎の保炎能力がさらに低下していくため，メイン混合気の発熱変動が生じやすくなり，さらにメイン混合気自体の当量比も高くその発熱量も大きいため，燃焼振動が発生するのではないかと推定している。

一方，タイプ B の NOx はタイプ A より全体的にやや高いが，タイプ A のような特異的な当量比の変化は示さず，計測圧力の RMS 値も大きく変化することなく，燃焼振動は発生していなかった。この差異は，図8に示す燃料分配特性にあると考えられる。タイプ A と比べてタイプ B のパイロットの当量比は高負荷でもやや高くパイロット燃料流量も多くパイロット領域での発熱量も多くなる。またメイン側の当量比も 0.5 程度までとなっている。NOx がやや多い原因はパイロット当量比が高かったためだと考えられる。ただし，その反面，顕著な振動が発生するレベルまでパイロット火炎の保炎能力が低下することなく，またメイン混合気の局所当量比も振動が増加するレベルまで高くなることがなかったため，燃焼振動が発生しなかったものと考えられる。

燃焼効率はタイプ A の方がやや低くなっている。この負荷範囲での燃焼効率は，パイロットやメイン混合気自体の燃焼性やパイロット火炎によるメイン火炎の保炎能力と相関があると考えられる。一例として，パイロット混合気自体の燃焼性との相関を考える。例えば，メイン外側領域への燃料供給が開始されている全当量比 ϕt=0.24 ではパイロット壁面当量比はタイプ A で約 1.2，タイプ B で約 1.3 となっている。低負荷時でパイロット壁面当量比がこのような状態となる全当量比 ϕt は，タイプ A で約 0.11，タイプ B で約 0.13 であり，この全当量比 ϕt における燃焼効率はタイプ A の方が低くなっており，タイプ A の燃焼効率が低い原因の 1 つと考えられる。

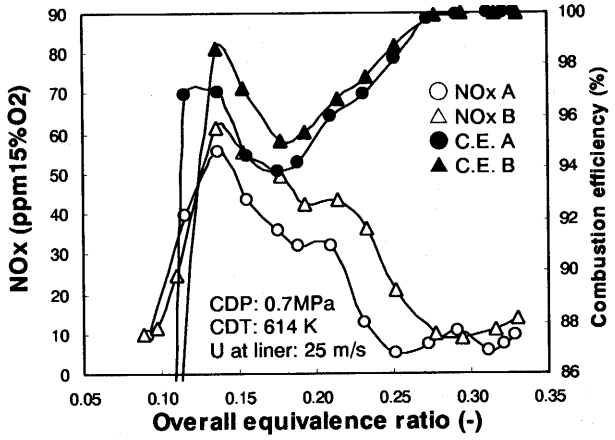


Fig.9 NOx and combustion efficiency

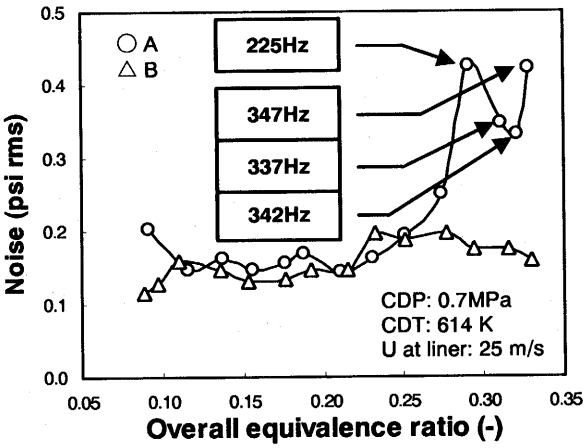


Fig.10 Combustion oscillation

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

これらの加圧燃焼試験結果より，以下のことが言える。

- 高負荷時の NOx はパイロット混合気の当量比との相関があり，高負荷時での NOx を低減するにはパイロット当量比を低くすることが有効である。
- パイロット当量比を低くした場合，高負荷で燃焼振動が発生する。これはパイロット火炎によるメイン火炎の保炎能力の低下に加えて，メイン混合気の当量比が高くなることに起因すると推定される。
- パイロット当量比を低くした場合，中負荷で燃焼振動の発生，燃焼効率の低下が起こる。これはパイロット混合気自体の燃焼効率の低下やメイン火炎の保炎能力の低下に起因すると推定される。

4.3 負荷遮断特性

図7で示した燃料供給ラインを用いて，負荷遮断を模擬した加圧燃焼試験を実施した。燃焼器入口全圧 CDP は 0.7MPa で実施した。まず両者のラインを用いて定格全当量比 ϕt=0.33 で燃焼させておく。その後 0.5 秒以下で一気に1つの燃料ラインの燃料流量を絞り，無負荷相当まで全当量比 ϕt を低下させ，失火するかどうかを評価した。燃料器タイプ B を使用した場合のみ実施したが，失火は起こらず燃焼は継続していた。低負荷時に自動的にパイロット側へ燃料が供給される燃料自動分配方式では，特別な制御を追加しなくても負荷遮断に対応できる可能性が高いと考えられる。

5. まとめ

メインおよびパイロット領域への燃料分配特性が NOx，燃焼効率，燃焼振動等の燃焼特性に及ぼす影響等を評価するために加圧燃焼試験を実施した。以下に実験の結果と考察をまとめる。

(1) メイン混合気やパイロット混合気の当量比は，NOx・燃焼効率等の排ガス特性だけでなく，燃焼振動にも影響を及ぼす。燃料分配特性を変えることで，NOx はやや増加するが，燃焼効率を向上でき，さらに燃焼振動を回避できる。NOx 低減にはパイロット混合気の当量比を低減することが有効であるため，パイロット混合気の当量比を低くした状態で，パイロット火炎によるメイン火炎の保炎能力等を向上させることが重要だと考えられる。

(2) 燃料自動分配方式では低負荷時にパイロット側へ自動的に燃料が供給されるために，特別な制御を追加しなくても負荷遮断に対応できる可能性が高いと考えられる。

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., Shimodaira, 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., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Suzuki, K., and Kawaguchi, O., IGTC paper 03-TS-149, (2003).
13) 若林努，守家浩二，古賀祥之助，下平一雄，黒澤要治，鈴木和雄，川口修，ガスタービン学会誌，Vol.33, No.4 (2005-7) p.370-378.
14) Wakabayashi, T., Moriya, Koga, S., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Yoshida, S., Suzuki, K., Okazaki, Y., Osone, M., and Kawaguchi, O., ASME paper GT2004 -53338, (2004-6).
15) 若林努，守家浩二，古賀祥之助，下平一雄，黒澤要治，鈴木和雄，岡崎泰英，津村淳一，川口修，ガスタービン学会誌，Vol.33, No.3 (2005-5) p.214-220.
16) Razdan, K., M., Bach, S., C., and Bautista, J., P., Preprints of the ASME ASIA '97 Congress & Exhibition, (1997), 97-AA-13.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－2

燃焼振動の低減法に関する研究
—高圧下での燃焼振動特性—

＊ 山中　矢（東芝），土屋　利明、岡本　正範（東京電力）、前田　福夫

Control of Combustion Oscillations in Premixed Combustor
—Characteristics of the Combustion Oscillation under High Pressure Condition—

*Susumu YAMANAKA(Toshiba), Toshiaki TSUCHIYA,Masanori OKAMOTO(TEPCO)
Fukuo MAEDA

ABSTRACT

Recent regulation on NOx emission is promoting the use of lean premix combustion for the gas turbines. But, the premix combustion has occasionally produced the combustion oscillation. We already applied the resonator for reducing the combustion oscillation 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 at the atmospheric pressure. 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、燃焼振動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、部品の長寿命化及び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]。

著者らは本研究を取り組むにあたり、現象の複雑化を避けるためシングルバーナ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した[5]、[6]。また、燃焼振動レベルが最小になるように、共鳴器の容積を振動レベル信号より最適になるようにした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[7]。さらに、最近の低 NOｘ燃焼器ではマルチバーナ形式が多いことから、共鳴器手法のマルチバーナへの適用性及び実機条件に近づけた燃焼器入口空気温度の影響についての評価を大気圧条件下で行い、有効性を確認した[7]。

これまでの大気圧下での共鳴器手法の評価に加え、ガスタービンの実機運転圧は 1.5MPa 程度に達していることから、加圧条件下で共鳴器による燃焼振動低減の評価を行った[8]。しかし、燃焼振動レベルが小さく、振動波形も山がブロードであったことから、圧力の影響を十分に評価するまでには至らなかった。そこで、今回卓越周波数が顕著に現われ、運転条件も幅広く操作できるようにした燃焼器を再度設計・製作し、共鳴器による燃焼振動低減の圧力特性をしらべたので報告する。

2．試験装置および試験方法

2.1 燃焼器ライナ

燃焼器ライナの概略を Fig.１に示す。缶型燃焼器で、空気流れは逆流型とした。

前報[8]の高圧燃焼器では、燃焼振動周波数を大気圧レベル（70Hz、270Hz）に一致させるように設計した。しかし、ライナ径に対しライナが長かっ

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

たこともあり、ライナメタル温度の冷却が厳しく、燃焼振動が高いと予想される高温下での燃焼試験が不十分であった。今回は、より広い試験条件での試験を可能にするため、燃焼器ライナ長さの短縮とその冷却強化、及び燃料の予混合促進を図った燃焼器を設計・

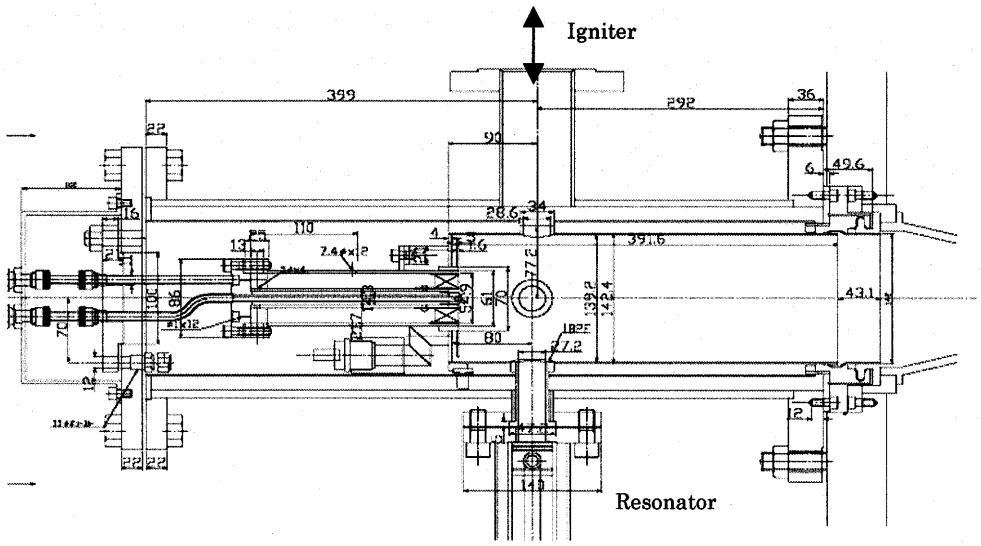


Fig.1 Configuration of experimental combustor

製作した。その結果、ライナ長さは 720mm（尾筒 280mm 含む）、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、材質は耐熱性の高いインコネルとした。

ライナ形状は、発生する燃焼振動モードを出来るだけ単純化するため、単純な円筒形状で、燃焼空気の大部分はスワーラで旋回流入する方式を採用した。スワーラはライナヘッド中央部に設けた予混合ダクト内に収められ、スワーラ中心部から拡散のパイロット燃料が、旋回羽根をとおして予混合気が燃焼器内に供給される。このスワーラはスワーラの軸方向位置調整が可能であり、保炎特性を調整できる構造とした。スワーラは、保炎性を弱めて燃焼振動を発生し易くするために、右旋回で旋回羽根角度 17 度とした。また、尾筒と燃焼器ライナの取り合い部は、メタル冷却のための燃焼器圧力損失確保及び予混合燃空比の設計値を確保するため、尾筒とライナは熱伸びを吸収できるベローで溶接し、尾筒とライナ接続部からのリーク空気を無くする構造とした。メタル壁面冷却はフィルム冷却無しのインピンジメント冷却及び強制対流冷却構造を採用した。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。一方、燃焼振動評価には簡単な構造の燃焼器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。

2.2 共鳴器

共鳴器はピストンにより容積を任意に調整できる構造とした。共鳴器の共鳴周波数 f は式(1)で求めることができる。

$$f = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{s}{(L_{th} + 0.65D_{th})V}} \qquad (1)$$

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

式(1)より、共鳴周波数は共鳴器容積の 0.5 乗に反比例する。したがって、高周波数では共鳴器容積は小さくなり、共鳴器径が大きいとわずかのピストンの移動でもって共鳴周波数が急変することから操作性が良くない。そこで、ここでは前報[8]の結果より、1.5kHz の周波数まで対応できる共鳴器径とする。また、共鳴器ケーシングとピストン間における燃焼ガスのリークを最小限にするため、コンプレッサのピストンを代用することにし、ケーシング内側の面精度を仕上げる。以上より、共鳴器径は式(1)とコンプレッサピストンの標準品の関係から 42mm とした。

スロートサイズは共鳴器径と同時検討で進めるが、スロート長さ・径をパラメータとした評価試験を行うため Table 1 のスロートを製作した。

Table 1 Throat size of resonator

径(mm)	12, 17, 22, 27
長さ(mm)	87, 170, 237, 437

共鳴器の設置箇所は大気圧試験結果[6]より、圧力の腹で効果があることが分かっている。そこで、スピーカとマイクロホンによる音響試験から圧力の腹近傍と確認されたライナ入り口下流 80mm に

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

共鳴器を設置した。

2.3 燃料ノズル

予混合管の中心部にパイロットノズルが配置され、燃料噴射孔はϕ1.2 キリ−6 とした。予混合燃料はアニュラー形状の予混合管上部から供給し、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。予混合気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。

2.4 点火器

点火器はスパーク式（放電エネルギ 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ヘッド下流約 80mm のライナ中心部にスパークするようにした。

2.5 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。

2.6 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 [5] 及び前報 [8] の結果もとに、振動レベルが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）で燃焼振動の周波数およびレベルを計測した。

2.7 試験条件

試験条件は Table 2 のとおり。

Table 2 Test conditions

圧力(MPa)	0.1～0.7
燃焼温度(℃)	～1425
予混合燃料比率(vol%)	0～95
空気流量(Nm3/h)	～1200

Table2 の試験条件を目安に、圧力、燃焼温度、予混合燃料比率及び空気流量（流速）をパラメータとした燃焼試験により燃焼振動レベルの大きい条件を選び、燃焼振動と運転条件の関係（燃焼振動特性）及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

燃焼試験による燃焼振動の周波数特性例を Fig.2 に示す。Table2 の運転条件で燃焼振動発生時には 125Hz 帯域の振動が卓越することが確認された。また、ライナメタル温度は広い試験条件で 750℃以下であることを確認した。スワーラの位置（下流端）は吹き消えの関係より、ライナヘッド上流 22mm とした。

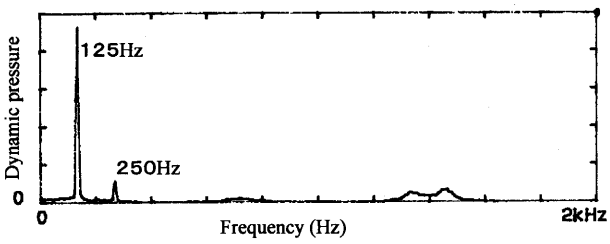


Fig.2 Frequency spectrum when the dynamic pressures are large

3.1 燃焼振動特性

燃焼振動特性評価の試験条件は、予備試験により空気流量 1100m³N/h、燃焼温度（計算値）1300℃、予混合燃料比率 90%、試験圧力 0.7MPa を基準とした。

3.1.1 予混合燃料比率の影響

結果を Fig.3 に示す。オーバオール値（O.A.）、125Hz 及び 250Hz の燃焼振動を示す。ここで、各燃焼振動レベルは予混合燃料比率 95%における O.A.（ポイント A）で無次元化した。各運転条件の O.A.の約 90%は 125Hz の振動である。燃料を予混合して燃焼すれば燃焼振動が発生し易い傾向にあり、しかも、予混合燃料比率が高いほど振動の絶対値も高くなることが分かる。

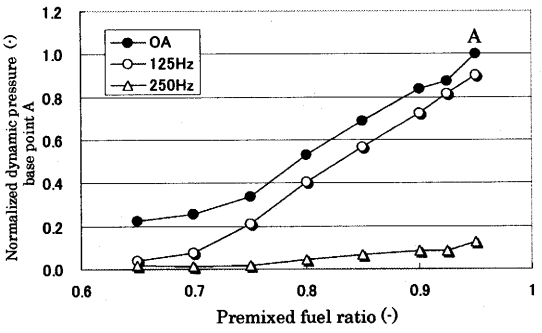


Fig.3 Dependence to premix fuel ratio in combustion oscillations

3.1.2 燃焼温度の影響

結果を Fig.4 に示す。ここで、各燃焼振動は燃焼温度 1425℃における O.A.（ポイント B）で無次元化した。高温化に伴い燃焼振動は大きくなること

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

が分かる。Fig.4 では、燃焼温度が 1200℃以上で燃焼振動が急増する傾向が見られる。

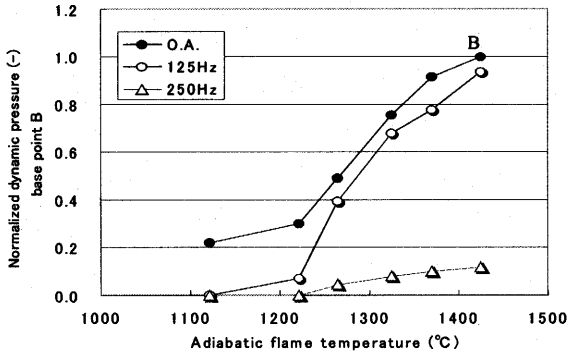


Fig.4 Dependence to flame temperature in combustion oscillations

3.1.3 流速の影響

結果を Fig.5 に示す。ここで、各燃焼振動は空気流量 1200m³N/h における O.A.（ポイント C）で無次元化した。燃焼振動はある流速から流速とともに大きくなる傾向が見られ、本試験条件では、空気流量が約 1000m³N/h から燃焼振動が急増する。

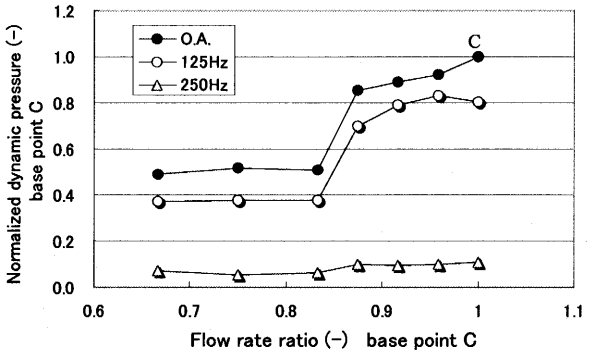


Fig.5 Dependence to flow velocity in combustion oscillations

3.1.4 圧力の影響

結果を Fig.6 に示す。ここで、各燃焼振動は 0.7MPa における O.A.（ポイント D）で無次元化した。燃焼振動は圧力とともに増大し、本条件内では、燃焼器内圧力とほぼ一次の関係で燃焼振動レベルが増大する。

圧力が高いほど圧力変動の絶対値が大きくなるため、Fig. 7 には Fig.6 を各運転圧力で無次元化した燃焼振動を 0.7MPa における振動レベル（ポイント E）を基準にした結果を示す。運転圧力に対する圧力変動で整理すると、燃焼振動の圧力の影響は小さくなる。

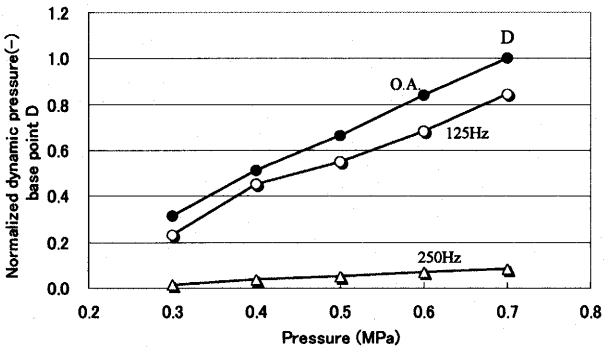


Fig.6 Dependence to operating pressure in combustion oscillations

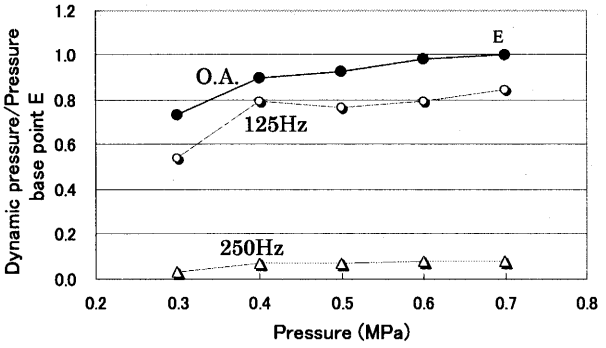


Fig.7 Dependence to operating pressure in combustion oscillations (normalized with operating pressures)

3.2 共鳴器による燃焼振動低減

3.2.1 スロートサイズの評価

試験条件は燃焼振動特性評価試験と同様、空気流量（流速）1100m³N/h、燃焼温度（計算値）1300℃、予混合燃料比率 90%、試験圧力 0.7MPa とした。

① スロート径の影響

スロート長さ 237mm、437mm において、スロート径をパラメータとした燃焼振動低減（共鳴器操作前の燃焼振動レベルとの比）結果を Fig.8, Fig.9 に示す。燃焼振動レベルが最小となる共鳴器長さは、共鳴周波数の式(1)から予想されるようにスロート径が小さいほど短くなる（共鳴器容積が小さくなる）。しかも、最適の共鳴器長さは式(1)から求められる値とほぼ対応している。また、スロート径が小さいと燃焼振動低減は小さくなる傾向にあり、大気圧条件下での結果 [6] と対応している。これについては、共鳴器による燃焼振動の制振は高温ガスがスロート内を通過する際の流路摩擦抵抗によるとしたモデルの数値解析結果と対応している [9]。スロート径が小さくスロート内の摩

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

擦抵抗が大きくなる場合は、燃焼器と共鳴器の間で共鳴振動が発生しにくくなり、振動に対する振動抑制効果が小さくなる。例えば、スロート径が非常に小さな場合は、共鳴器の制振効果が無効となる。逆に、スロート径が大きくなると流路摩擦抵抗が小さくなることから、最適のスロート径があることが予想される。

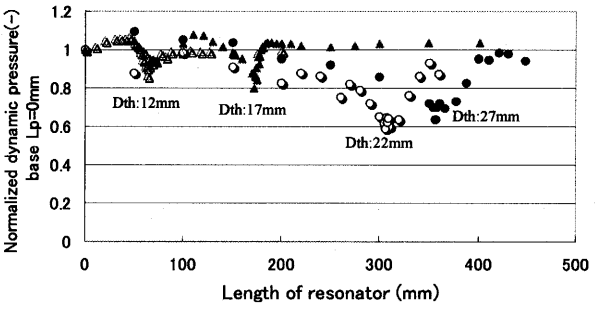


Fig.8 Dependence to throat diameter
Throat length 237mm

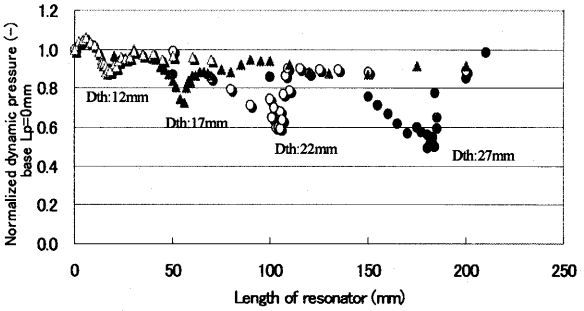


Fig.9 Dependence to throat diameter
Throat length 437mm

② スロート長さの影響

スロート径が 17mm、22mm におけるスロート長さの違いによる振動低減を Fig.10, Fig11 に示す。最適な共鳴器長さはスロート長さが長いと短くなり、共鳴器の共鳴周波数の関係式(1)と対応している。振動低減へのスロート長さの顕著な影響は本試験条件内では見られない。

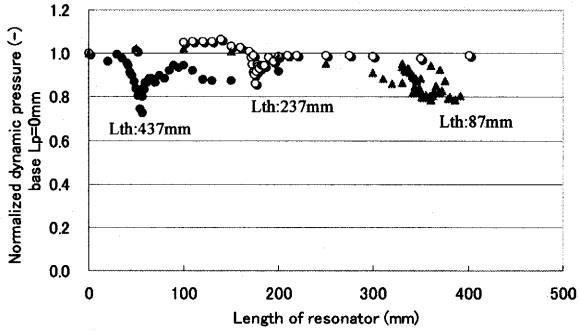


Fig.10 Dependence to throat length
Throat diameter 17mm

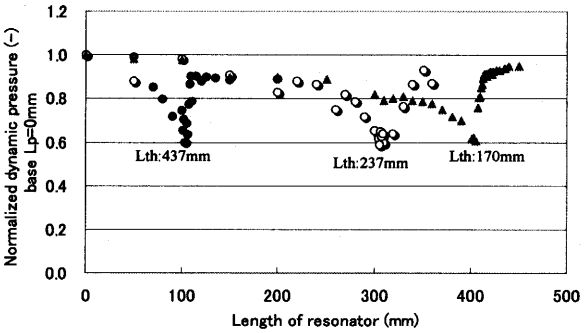


Fig.11 Dependence to throat length
Throat diameter 22mm

3.2.2 圧力の影響

試験条件はこれまでの結果と同様、燃焼温度は 1300℃、予混合燃料比率は 90%とした。試験圧力は 0.3、0.5、0.7MPa とし、空気流量は 0.7MPa における 1100m3N/h を基準に、他の試験圧における空気流量は燃焼器内流速が一定の条件になるよう試験圧力比で求めた。また、燃焼振動低減試験で用いた共鳴器のスロートサイズは、上述のスロートサイズ評価試験結果をもとに、径 27mm、長さ 237mm とした。

各試験圧力における共鳴器による卓越周波数 125Hz の燃焼振動レベル低減結果を Fig.12 に示す。ここで、縦軸は 0.7MPa での共鳴器操作前の 125Hz の燃焼振動レベル（ポイント F）で無次元化した。また、各試験圧における燃焼振動レベルをそれぞれの共鳴器操作前燃焼振動レベル（共鳴器長さ 0mm）で無次元化した結果を Fig.13 に示す。燃焼振動周波数が同じであれば、燃焼振動レベルが最小になる共鳴器長さは式(1)によれば運転圧力に関係なく同じになるが、最適な共鳴器長さの試験結果は圧力の増加とともに、長くなる傾向が見られる（共鳴器容積が大きくなる）。これはスロート内外の熱伝達に基づくと考えられる。圧力が高いと燃焼器と共鳴器管のスロート内を流れる高温ガスのエネルギ密度が高いが、スロート外の冷却能力はほぼ一定である（スロートは水冷）。したがって、同一燃焼温度であればスロート内ガスの温度は圧力が高いほうが高くなる。ガスの温度が高くなると音速も早くなるため、共鳴器の共鳴周波数の関係式(1)より最適な共鳴器長さは圧力が高くなると長くなることが予測される。また、各運転圧力で無次元化した燃焼振動低減（Fig.13）は運転圧力が低いほど大きな燃焼振

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

動低減が得られる傾向が見られる。これは圧力増加に伴い共鳴器で制振するためのエネルギが増大することに関連していると推定される。燃焼振動レベルの大きさ、あるいは振動レベルの低減目標によっては、複数の共鳴器が必要となることも考えられる。

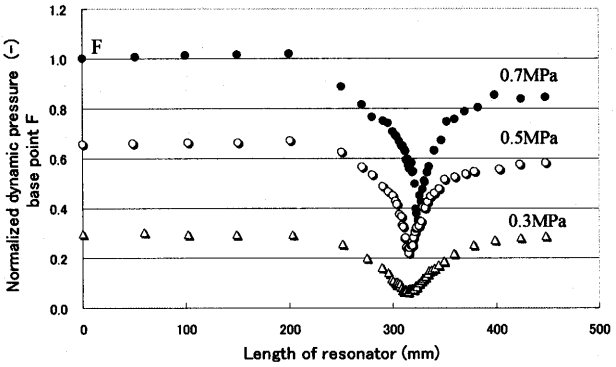


Fig.12 Dependence to operating pressure

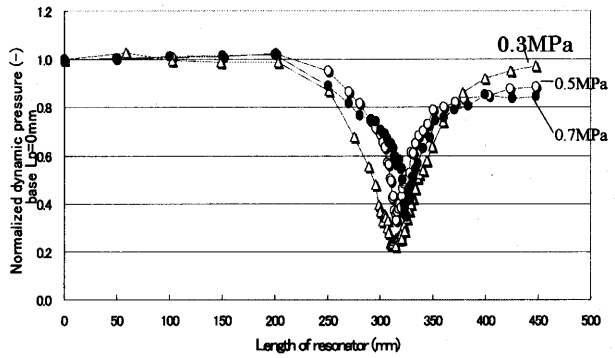


Fig.13 Dependence to operating pressure
(Normalized with each operating pressure)

4．まとめ

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、加圧下での運転条件と燃焼振動の関係に関する有用な知見を得ることができた。また、共鳴器サイズの最適化により加圧下でも燃焼振動レベルの低減が可能であることを確認することができた。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)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.

6)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.

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（第四報)、第30回ガスタービン定期講演会（2002)、pp.133-138.

8) 山中、前田、土屋：燃焼振動の低減法に関する研究（高圧下における燃焼振動低減評価)、第32回ガスタービン定期講演会（2004)、pp.133-138.

9) 塩田、前田、山中、岩淵、土屋、岡本：共鳴器による燃焼振動の低減法に関する研究（第２報：音響振動抑制の数値解析）機論へ投稿中

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－3

ジメチルエーテル(DME)焚きガスタービン燃焼器の開発

*斉藤　武雄、三浦　圭祐、井上　洋、小林　成嘉（日立）

Development of Gas Turbine Combustor for Dimethyl-Ether

*Takeo Saitou, Keisuke Miura, Hiroshi Inoue, Nariyoshi Kobayashi (HITACHI)

ABSTRACT

In this research, the demonstration tests of the developed full size combustor called multi-cluster combustor composed of cluster nozzle burners were carried out for evaluation of emission characteristics, combustion efficiency and combustion stability under practical gas turbine operating condition from start up to base load using full pressure combustion test rig. And furthermore, ignition and flame propagation characteristics between two combustors were confirmed. As a result, the basis of low NOx combustion technology for DME fueled gas turbine was established. NOx emission level is under 20ppmv (16%O_2) and combustion efficiency is over 99.9% at base load condition. Ignition/flame propagation characteristics of the multi-cluster combustor are equivalent to conventional combustors.

Key words: Gas turbine, Low NOx Combustor, Dimethyl-Ether(DME)

1．緒言

ガス燃料液化技術(GTL: Gas To Liquids)により合成されるジメチルエーテル(以下DMEと表記)は、化学式がCH_3OCH_3で表される最も炭素数の少ないエーテル化合物であり、燃焼時に硫黄酸化物や煤の発生が少ないクリーンな次世代燃料として注目されている[(1)(2)]。またDMEの性質はLPガスに似ていることからLPガス代替燃料、或いは可搬性が優れていることから軽油代替燃料、またはガスタービン用燃料等の幅広い用途に使用することが考えられ、多くの研究が進められている[(3)(4)]。

しかし従来の予混合低NOxガスタービン燃焼器にDME燃料を使用すると、DMEの自己発火温度(350℃)は燃焼器入口空気温度より低いため、予混合器内部で自己発火の可能性があり、燃焼器を焼損する恐れがある。

この課題を解決するためには、燃料と空気の急速混合により、予混合距離の短縮が可能であり燃料自発火ポテンシャルの低い、多孔同軸噴流バーナ(以下クラスタバーナと表記)が有効であり、これまで多くの燃焼特性が評価されている[(5)～(7)]。

本報では、クラスタバーナをマルチ状に配置したマルチクラスタ燃焼器に関して、実負荷試験設備を用いて実施した0%負荷から定格負荷までの実機条件に於ける燃焼特性評価試験結果と、燃焼器を２缶使用した火炎伝播試験結果について報告する。尚、これらの燃焼試験は純DME燃料だけではなく、不純物としてメタノール10wt%を含む燃料グレードDME模擬燃料(以下、燃料グレードDMEと表記)やLNG燃料についても特性を評価した。

2．開発目標

表１に本研究の開発目標を示す。定格燃焼条件において NOx 排出量は 20ppm(16%O_2)以下、燃焼効率は 99.9%以上、燃焼振動振幅値は全運転範囲で3.5kPa以下とした。また火炎伝播特性に関しては、着火時の燃焼器出口平均ガス温度を 1000℃以下とした。

表１　開発目標

試験条件	開発目標
燃焼特性評価試験	・NOx排出量＜20ppm(16%O_2){@定格条件} ・燃焼効率＞99.9%{@定格条件} ・燃焼振動振幅値＜3.5kPa{@全運転条件}
火炎伝播評価試験	・着火時の燃焼器出口平均ガス温度 ＜1000℃

3．研究方法

3.1　マルチクラスタ燃焼器構造

本報で検証するマルチクラスタ燃焼器の断面図を図１に示す。クラスタバーナの基本コンセプトは、短い予混合距離で混合促進を図るという点にある。これは燃料ノズルと空気孔を同軸に配置し、中央の燃料ノズルから噴射される燃料と、その周囲から導入される燃焼空気が、空気孔を通過した後に急拡大されることで急速混合し、予混合燃焼と同様な低 NOx 燃焼を行なうものである。このク

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，(伊勢)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ラスタバーナでは、予混合距離を従来の低 NOx バーナより短縮することが可能であるため、自己発火温度が燃焼空気温度よりも低い DME などの燃料を対象とした低NOx燃焼に適している。

マルチクラスタ燃焼器の正面写真を図2に示す。本研究で検討した燃焼器の基本構造は、クラスタバーナを燃焼器の中央部に1個、その周囲に 6 個配置したマルチクラスタバーナ構造としており、燃料ノズルの総本数は216本、空気孔の内径はϕ8である。また火炎安定性の向上を図るために中央バーナの全空気孔と外側バーナ内周側2列の18個の空気孔には15°の旋回角を与えている。

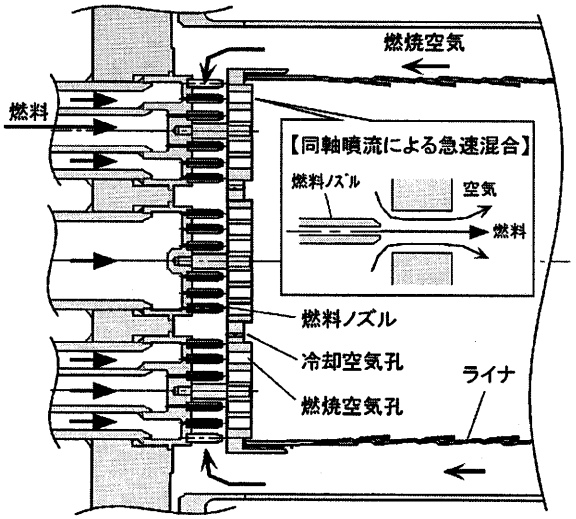


図1　マルチクラスタ燃焼器断面

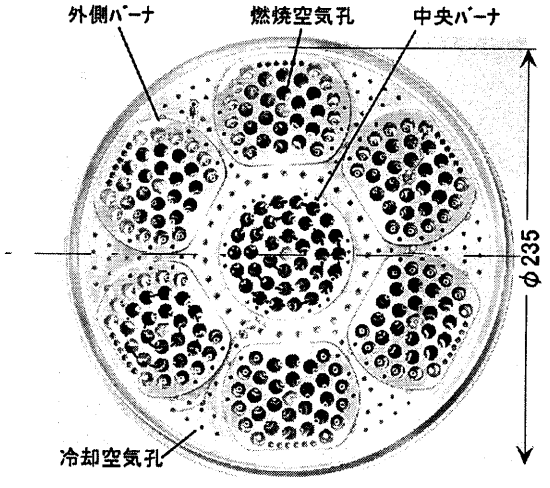


図2　マルチクラスタ燃焼器

3.2　燃焼試験装置および試験条件

図 3 に本研究で使用した試験装置の系統概略を示す。燃焼空気は圧縮機から供給され、圧力調整弁により圧力を設定した後に流量測定オリフィス、流量調整弁を介してスタンドへ供給される。燃焼空気の圧力／温度はスタンド入口部に於いて1.2MPa、385℃まで上げることが可能であるが、着火試験などの設定空気温度が低い条件では、熱交換器により約 20℃まで冷却してからスタンドへ供給される。一方、DME は DME 貯蔵タンクから加圧ポンプで昇圧された後に蒸発器で気化し、スーパーヒータで過熱される。その後、圧力調整弁により減圧された DME ガスは再液化防止のために蒸気トレースされた配管を経て各系統に分岐し、流量制御されて燃焼スタンドに導入される。また燃料グレード DME の供給方法は、DME に 10wt%のメタノールを含む燃料グレード DME タンク内に、窒素カードルから供給される窒素ガスで圧力をかけ、その圧力により燃料グレード DME 液を蒸発器に供給して気化している。この蒸発器は純 DME でも使用されるものであり、以下純 DME と同ラインを経て燃焼スタンドに導入される。

0%負荷から定格負荷までの燃焼特性評価試験では主に排出ガス組成、燃焼振動、及びライナ壁面温度を計測した。排出ガス組成のサンプリングは、計測ダクト部の多点ガスサンプリングプローブにより燃焼ガスの一部を抽気し、分析計で NOx 、THC、CO、CO_2、O_2 の各濃度を計測した。燃焼振動はライナ上流部の壁面に圧力導管を設置し、導管に圧力センサを取り付け測定した。

火炎伝播試験では、2缶の燃焼器を火炎伝播管で連通し、両燃焼器に燃料を供給すると同時に、片側の燃焼器だけに設置した点火栓をスパークさせ、熱電対で計測される 2 缶のライナ内の燃焼ガス温度上昇により着火／火炎伝播を判定した。尚、火炎伝播試験では、燃焼器への供給空気流量の裕度を評価するため、着火時の空気流量を変化させた条件で伝播特性を検証した。図 4 に火炎伝播試験時のスタンド写真、表2に試験条件を示す。

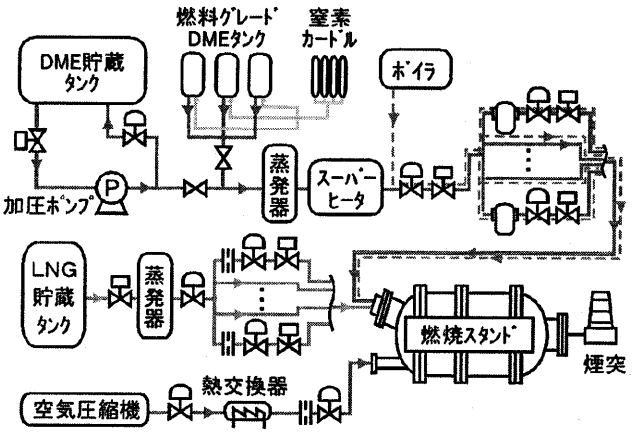


図3　試験装置系統

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

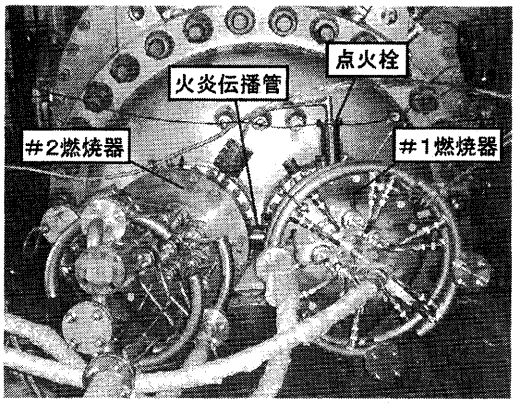


図4　燃焼試験装置(@火炎伝播試験時)

表2　試験条件

	項目	数値
燃焼特性評価	燃焼ガス温度	～1260℃
	燃焼器入口空気圧力	～1.2 MPa
	燃焼器入口空気温度	～385℃
	空気流量	～6kg/s
火炎伝播試験	空気圧力	～0.15 MPa
	空気温度	約20℃
	空気流量	・Base流量 ・Base流量の20%増 ・Base流量の10%減

3.3　部分負荷時の燃焼パターン

ガスタービン燃焼器では、如何にして少ない燃料系統数で、燃料流量が大きく変化する起動から定格負荷まで安定に燃焼を継続し、且つ NOx／CO／THC の排出量を低く抑えるかが開発課題の1つとなっている。本研究では 7 バーナ構造のマルチクラスタ燃焼器の切り替え方法について、燃料系統数やバーナの安定燃焼範囲を考慮して検討した。以下に検討経緯の概略について説明する。

燃料系統の選定に際しては、まず中央の1バーナを 1 つの独立した系統に選定した。これは着火から低負荷条件までの燃料流量の少ない範囲をカバーすると同時に、負荷上昇時に外側バーナに対して熱を供給することが位置的に適していると考えられるためである。

外側バーナに関しては、外側バーナの内外周部を別系統にして、外側バーナ内周部(外側バーナ内周側の 6 ノズル分×6 バーナ)を 1 つの独立した系統に選定した。これは中負荷時で外側バーナの燃空比が低い条件に於いて、外側バーナ内周部の局所燃空比を外側バーナ外周側より若干高めて内周部に安定な火種火炎を形成することで、外側バーナ全体の安定性向上を狙っている。

次に外側バーナ外周部については、燃料系統数の低減を考慮し、6 つの外側バーナ外周部を 1 つの系統にする案が優れていると当初考えた。その時の切り替えパターンを図 5 に示す。しかし燃焼試験結果より、中央バーナから外側バーナ内周部への火移り性能が悪く、燃焼モード(1)から燃焼モード(2)に繋げるためにはモード(1)で約 40%負荷まで引っ張る必要があるが、その時に中央バーナの火炎が伸長して燃焼状態が不安定になり、燃焼振動が増加する傾向になることが明らかになった。このため、図 5 の燃焼モード(1)から燃焼モード(2)に進む過程の途中に、もう 1 ステップの段階を踏むことが必要となった。以上を踏まえて検討した結果、外側バーナ外周を 2 本－4 本と分割する構成を採用した。これは図 5 の燃焼モード(1)から燃焼モード(2)に至る過程では燃焼負荷が低いため、バーナ本数が少なく少量の燃料でも安定に燃焼できる系統が必要となるためであり、モード(1)からモード(2)の間に、中央バーナと 2 本の外側バーナ外周に燃料を供給するステップを入れることで、この負荷範囲を繋げる事が可能になった。

以上の検討により選定したマルチクラスタ燃焼器の負荷切り替えモードと相対燃料流量および燃焼時の火炎画像を図 6 に示す。

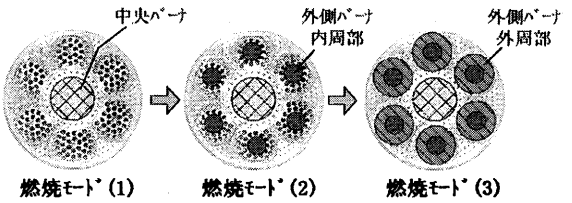


図5　負荷切り替え案(当初案)

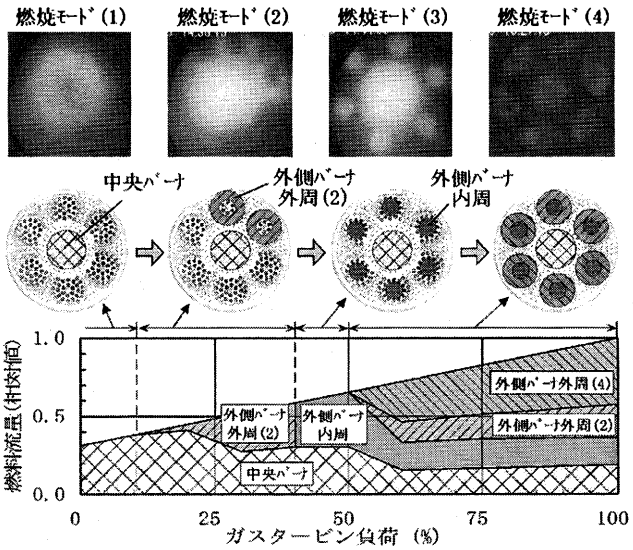


図6　負荷切り替えパターン(最終案)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4．試験結果

4.1　部分負荷／定格負荷試験結果

4.1.1　NOx 排出特性

図 7 に NOx 排出特性を示す。グラフの横軸は GT 負荷を示している。3 種類の燃料の全体的な傾向として、燃焼モード(1)から燃焼モード(3)までの条件では NOx 排出量が高く、40%～50%負荷条件では最大で 140ppm と高い値を示す。このように低負荷時に NOx 排出量が高くなる原因は、中央バーナや外周バーナ内周部の局所燃空比が高く、局所燃焼ガス温度が上昇するためである。

一方、全バーナに火炎が形成される燃焼モード(4)の 60%負荷以上になると、バーナの局所燃空比が低下するため、全ての燃料で NOx 排出量は急減し、20ppm 前後のレベルまで下がる。そして定格負荷条件では 3 種の全燃料が 20ppm の開発目標値を満足し、純 DME 焚きでは 16ppm まで低減する。

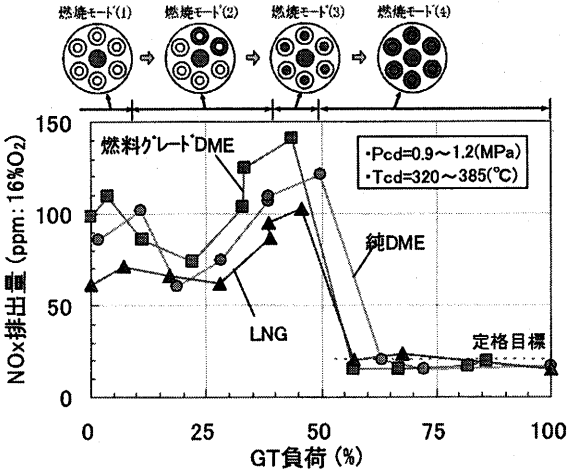


図 7　NOx 排出特性

4.1.2　CO/THC 排出特性

図 8 に各負荷時における CO/THC 排出特性を示す。傾向として CO 排出量は負荷条件で大きく増減しており、特に 20%負荷と 60%負荷条件付近では他の条件より高い値を示している。またこの時の燃焼効率も図 9 に示すように急減している。これらは燃焼モード(2)と燃焼モード(4)の外側バーナ外周部への燃料供給を開始する条件であり、外側バーナ外周に供給される燃料流量が低く火炎温度の低い部分が生じて反応速度が低下するために、燃焼反応の中間生成物質である CO の排出量が増加すると考える。しかし 70%負荷では、外側バーナに供給される燃料流量の増加により火炎温度が上昇し、CO 排出量は 100ppm 以下まで下がり、燃焼効率も 99.9%まで上昇する。また定格条件における CO 排出量は低く、燃焼効率は開発目標値の 99.9%を上回る高い値を示している。

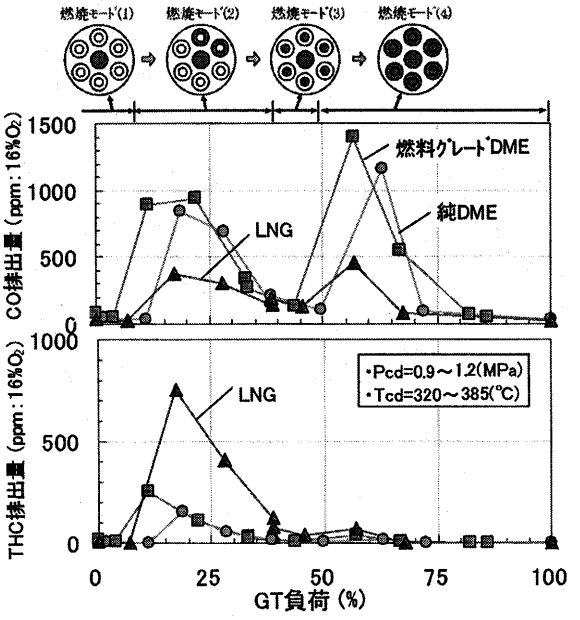


図 8　CO/THC 排出特性

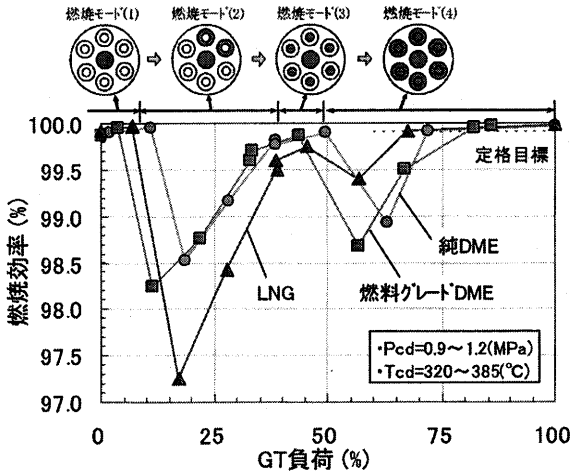


図 9　燃焼効率特性

一方、THC 排出量に関しては、LNG 焚きの 20%～30%負荷条件に於けるデータが非常に高い値を示している。この負荷条件では外側バーナ外周部に供給される燃料流量が低く、外側バーナ外周部の局所火炎温度が低いことは DME 焚きも LNG 焚きも同様である。しかし LNG 焚きの THC 排出量が DME 焚きよりも増加する理由としては、DME の自己着火温度(350℃)が LNG の自己着火温度(632℃：@メタン)よりも低いという DME 燃料の燃えやすさに起因すると考えられる。つまり DME 焚き時に燃焼器上流部で燃焼反応(酸化反応)されなかった燃料は、ライナやトランジションピースを通過する間に周りの高温燃焼ガスの熱で酸化されるため、THC 排出

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

量は低減して逆に中間生成物質であるCO排出量が増加する。しかしLNGはDMEより燃えにくいため、ライナやトランジションピースを通過する間に酸化反応が進まず、未反応のLNGがそのまま排出されてしまいTHC排出量が増加すると考える。

4.1.3 燃焼振動特性

燃焼振動特性を図10に示す。純DME焚きと燃料グレードDME焚きでは全運転範囲で0.7kPa以下と低く、3.5kPaの許容値に対し十分の余裕を有している。しかしLNG焚きでは全バーナに火炎が形成される燃焼モード(4)になると燃焼振動増加し、70%負荷条件では許容値近くまで増加する。また定格条件では1.6kPaまで低減するが、それでもDME焚きと比較すると高い。このように燃焼振動が高くなる原因はまだ特定できていないが、LNGはDMEより燃焼速度が遅いため、LNG焚きの火炎はDME焚きの火炎より流れの下流に形成され、火炎が浮き上がる形態となり不安定化することに起因すると考える。またLNG焚きの50%負荷以上の振動周波数(545Hz)は、同条件下のDME焚きの周波数(100～150Hz)とは異なることからも、DME焚きとは異なった燃焼パターンになっていると推定される。

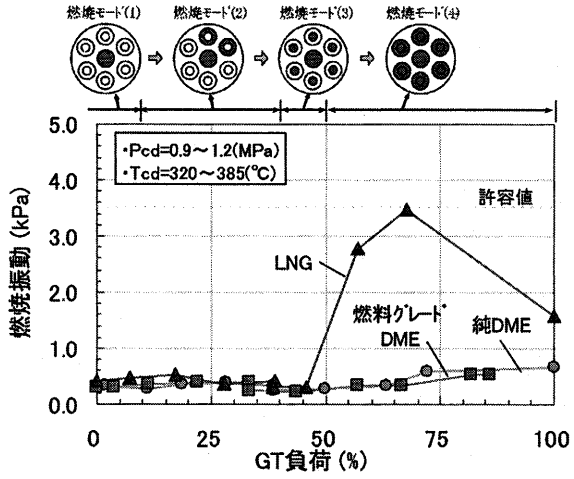


図10 燃焼振動特性

4.2 火炎伝播試験結果

火炎伝播試験は火炎伝播管で連通された2缶の燃焼器で実施し、片側の燃焼器に設置した点火栓をスパークさせると同時に、図11に示す中央バーナと4本の外側バーナ外周部に燃料を供給した。試験パラメータは中央バーナと外側バーナ外周部に供給する燃料流量をとり、点火栓設置缶から隣接缶への火移りはライナ内の燃焼ガス温度上昇により判定した。更に、燃焼器への供給空気流量の裕度を評価するため、着火時の空気流量を変化させて、その影響を検証した。

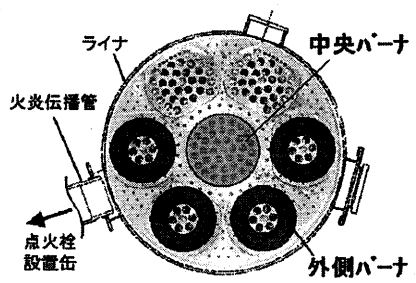


図11 着火/火炎伝播時の燃焼パターン

純DME焚きの火炎伝播特性を図12～図14に示す。図12は計画空気流量条件、図13は計画空気流量の20%増、図14は計画空気流量の10%減における試験結果である。各グラフ横軸は中央バーナの局所燃空比、縦軸は外側バーナ外周部の局所燃空比をとり、○の記号は点火栓設置缶から隣接缶へ火炎が伝播する条件、×は火炎伝播しない条件を示している。また図中には燃焼器出口平均ガス温度(実線)と、火炎伝播限界線(破線)を表記している。

まず図12より計画空気流量条件の着火／火炎伝播特性は良好であり、燃焼器出口平均ガス温度1000℃以内で着火／火炎伝播するという目標値を満足している。特に中央バーナ局所燃空比0.015、外側バーナ局所燃空比0.010の条件では、燃焼器出口平均ガス温度が600℃の条件でも着火／火炎伝播が成功している。尚、火炎伝播が成功した全ての条件において、点火栓を投入してから点火栓缶に着火するまでの着火遅れ時間は1～2秒であり、隣接缶への伝播遅れ時間は、ほぼ0秒であった。

また中央バーナに燃料を供給せず外側バーナのみで火炎伝播を試みると、外側バーナ局所燃空比を0.040まで高めて燃焼器出口平均ガス温度を1000℃近くまで上げなければ火炎伝播しない。また逆に外側バーナに燃料を供給せず中央バーナのみで試験すると、中央バーナ局所燃空比を0.045まで上げても火炎伝播しない。前者の理由は、外側バーナは中央バーナから熱／活性基を受けて保炎しているので、外側バーナ単体では保炎性能が低下するためであり、後者の理由としては、中央バーナの火炎は外側バーナ部から噴出される空気に囲まれているため、火炎伝播管部に高温燃焼ガスが届かないことから火炎伝播できないと考える。

空気流量を計画値より20%増加させた図13に示す結果についても着火／火炎伝播特性は良好であり、計画空気流量時より燃焼ガス温度が低い条件でも火炎伝播が成功している。また同様に空気流量を計画値より10%低減させた図14に示す結果も、計画空気流量時の火炎伝播性能と同等である。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

次に計画空気流量時に於ける燃料グレード DME 焚きの火炎伝播特性を図 15 に示す。全体的な傾向として着火／火炎伝播特性は良好であり、燃焼器出口平均ガス温度 1000℃以下で着火／火炎伝播するという目標を満足している。これは空気流量を変えても同様の傾向であった。また純ＤＭＥの結果と比較しても同等の性能であることから、不純物が火炎伝播性能に与える影響は小さいといえる。

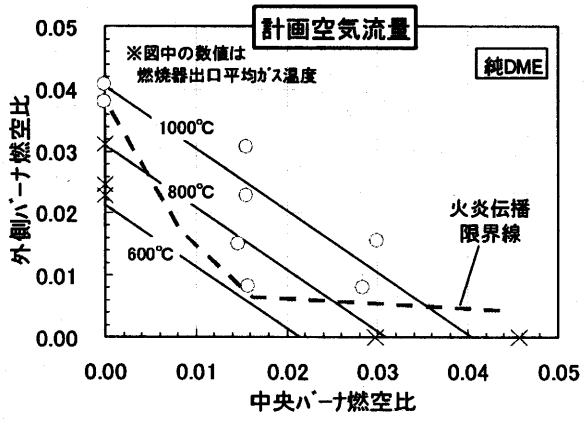


図 12　火炎伝播特性(純 DME、@計画空気流量)

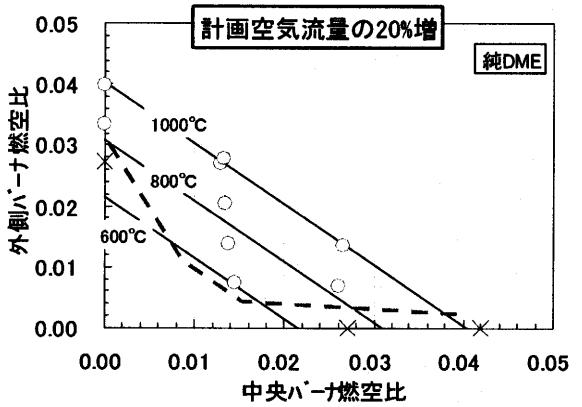


図 13　火炎伝播特性(純 DME、@空気流量 20%増加)

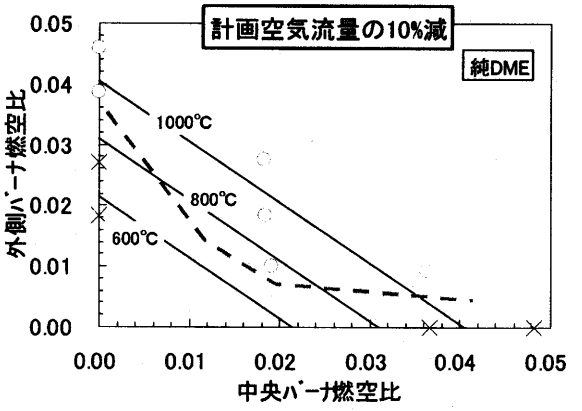


図 14　火炎伝播特性(純 DME、@空気流量 10%減少)

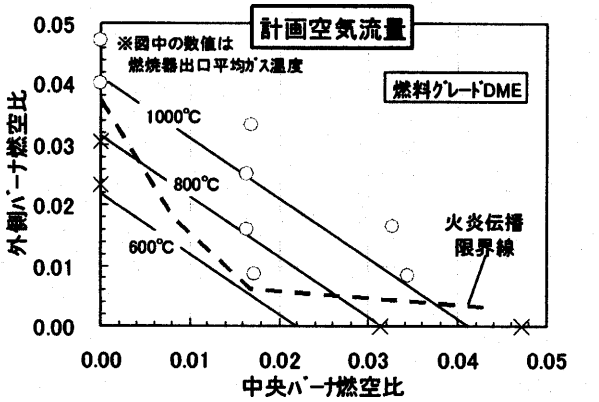


図 15　火炎伝播特性(燃料ｸﾞﾚｰﾄﾞ DME、@計画空気流量)

5．結言

DME 焚き低 NOx ガスタービン燃焼器開発を目的として、実機条件での燃焼特性評価試験および火炎伝播試験を実施した。得られた結論は以下の通り。

(1) 全燃料の定格燃焼条件において、NOx 排出量の目標(20ppm 以下)、燃焼効率の目標(99.9%以上)、燃焼振動の目標(3.5kPa 以下)を全て満足する。

(2) 燃焼振動は、純ＤＭＥ、燃料グレード純ＤＭＥでは全運転範囲で目標値の 3.5kPa 以下であり十分の余裕を有している。また LNG では 60%負荷以上でやや増加するが目標値以下である。

(3) 純ＤＭＥと燃料グレードＤＭＥの火炎伝播性能に差は無く、両者とも開発目標の燃焼器出口平均ガス温度 1000℃以下で良好に火炎伝播する。

謝辞

本研究は(独)石油天然ガス・金属鉱物資源機構[JOGMEC]の提案公募事業により実施したものである。ここに JOGMEC の鈴木信市氏に謝意を表します。

参考文献

1) 中村　新、佐藤　幹基、“ｶﾞｽ田開発を促進するｵﾌﾟｼｮﾝとなりうるか　－GTL 燃料の市場性と課題－”石油／天然ｶﾞｽﾚﾋﾞｭｰ、P24-37、2002/3
2) 鈴木　信市、“新ｴﾈﾙｷﾞｰ；DME(ｼﾞﾒﾁﾙｴｰﾃﾙ)はどこまで有望なのか?”石油／天然ｶﾞｽﾚﾋﾞｭｰ、P1-27、2003/9
3) Arun Basu, et al. USE OF DME AS A GAS TURBINE FUEL” ASME2001-GT-0003
4) 陳　之行、他２名、“DME を燃料とした圧縮点火機関の性能と排気特性”日本機械学会論文集、No. 97-1524
5) 小泉　浩美、他３名、“DME 用ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ燃焼器の開発”第 30 回ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ定期公演会論文集、P91-96、2002/10
6) 小林　成嘉、他４名、“DME の低 NOx 燃焼技術”日本ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ学会誌、P393-398、Vol. 31、No. 6、2003/11
7) Saitou, T., et al. “Development of Multi Cluster Burner for Fuel Grade DME”, ASME GT2004-53689

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－4

UMGT 用 Flat-Flame 型超小型燃焼器の熱損失に与える燃焼負荷率の影響

*下鳥　翔子（首都大院），湯浅　三郎（首都大，都立科技大），押味　加奈（都科技大院）

Effect of Space Heating Rate on Heat Loss of Flat-Flame Ultra-Micro Combustor of UMGT

*Shoko SHIMOTORI(TMU), Saburo YUASA (TMU,TMIT) and Kana OSHIMI(TMIT)

ABSTRACT

The heat loss ratio (*HLR*) from a combustor increases with the decreasing size of the combustor, and it is proposed that *HLR* is reduced by increasing the space heating rate (*SHR*). Using a flat-flame ultra-micro combustor, the temperature distributions in the combustor was measured and *HLR* was evaluated from the combustor exit temperature. These results the relation confirmed between *HLR* and *SHR*.

Key words: UMGT, Ultra-Micro Combustor, Flat-Flame, Heat Loss Ratio, Space Heating Rate

1．はじめに

UMGT は MIT より提案された，一円玉大の超小型ガスタービンである[1]。エネルギー密度が高いことや，重量あたりの出力が大きいこと，また MEMS で製造することで低コスト化がはかれるなどの利点から，携帯機器用の超小型発電機としての応用が期待されている。

しかし，ガスタービンの主要要素の一つである燃焼器は，小型化するのに伴い，熱損失の相対的増加，消炎距離の相対的増加，拡散特性時間の短縮，流れの層流化などの諸問題が生じる。これらの問題を考慮した上で，著者らは Flat-Flame 燃焼方式を提案し，これまでに試作・実験を行い，本燃焼器が超小型燃焼方式に適しているという結果を得た[2, 3, 4]。

しかしながら，燃焼器の小型化には避けられない熱損失についての最適な評価及び低減方法はまだ見つかっていない。そのために著者らは，燃焼負荷率の観点から燃焼器の小型化に伴う燃焼と熱の問題を明らかにすることが不可欠であると考えた。そこで本研究では，燃焼負荷率を変化させた時の Flat-Flame 型超小型燃焼器内外の温度分布を実験的に求め，燃焼負荷率と熱損失との関係を調べた。

2．燃焼負荷率と熱損失割合との関係

燃焼器内の発熱速度に対する燃焼外への熱損失速度の割合[熱損失速度／発熱速度]で熱損失割合 *HLR*（Heat Loss Ratio）が定義される[5]。完全燃焼が行われていると仮定すると，燃焼器の総発熱量に対する熱損失割合 *HLR* は，$(h \cdot \Delta T)/(SHR \cdot \ell \cdot P_c)$に比例することになる[6]。ここで，$h$: 燃焼器外壁面での熱伝達率, ΔT: 燃焼器外壁と周囲との温度差，ℓ:燃焼器代表寸法，P_c: 燃焼器内圧力。*SHR* (Space Heating Rate)は燃焼負荷率で，一般に $SHR \equiv \dot{m}_f \cdot \Delta h/(Vol \cdot P_c)$で定義される。ここで，$\dot{m}_f$: 燃料流量, Δh: 燃料の発熱量, *Vol*: 燃焼器容積。したがって熱損失の程度は，h, ΔT, P_c が一定とすれば，$SHR \cdot \ell$ に逆比例することになる。それゆえに，完全燃焼が起こっているならば、同一燃焼器（すなわちℓが一定）に対して，燃焼負荷率 *SHR* を増やすことは，燃焼器からの熱損失割合 *HLR* を軽減する有効な方法であると考えれられる。具体的には，当量比φを一定にして空気流量 $\dot{m}_a$ (及び燃料流量 $\dot{m}_f$)を増すと，燃焼負荷率も増すことになるので，熱損失割合の軽減が期待できる。

3．実験装置および実験方法

3.1 実験装置

実験装置及び実験方法は従来の超小型燃焼器で用いていたものとほぼ同じであるので，ここでは概略だけ述べる。これらの詳細については，文献[7]を参照していただきたい。

Fig.1 に本実験で用いた超小型燃焼器の概略図を示す。これまでの研究で，ノズルに熱伝導率の小さい断熱材料を用いることで熱損失を大幅に軽減できることがわかっている[7]。そこで本実験では，比較的熱伝導率の小さく成形が容易なアルミナ繊維断熱材製（λ=0.33 W/(m・K) (at 600 K)）を用いた。また多孔質板には，厚さ t=1.0mm のアルミナ多孔質セラミック板 FA60（平均粒径:260 μ m、多孔率:29%、圧損:0.11%[8]）を用いた。

本実験では，燃料として水素を用いた。本燃焼器の設計稼動条件は，大気圧条件下で空気流量 $\dot{m}_a$=0.037 g/s,

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

当量比φ=0.4（水素/空気）であり，本実験では当量比φ=0.4（一定）とし，空気流量を設計稼動条件の 1/4，1/2，1，1.5，2 倍となるように，$\dot{m}_a$=0.0093，0.019，0.037，0.056，0.074g/s で変化させ，圧力・温度はそれぞれ大気圧・室温の下で実験を行った。なお，この実験条件における安定限界及び燃焼効率は，これまでに行った他のノズル及びインジェクターを用いた実験結果[5, 7]とほぼ一致する。

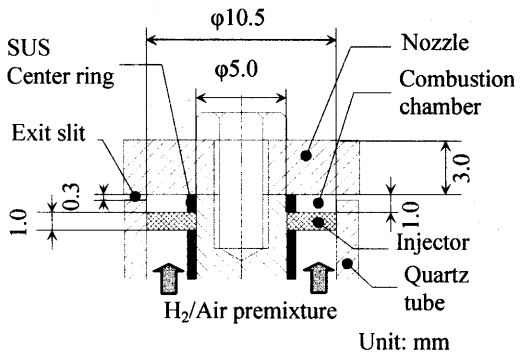


Fig.1 Schematic of flat-flame ultra-micro combustor

3.2 実験方法

Fig.3 に燃焼室内温度分布測定に使用した極細 K 熱電対（素線径 0.05 mm）の設置状況を示す。燃焼室高さ方向の温度分布測定では，熱電対を石英管に縦に開けた 2 つの縦溝（幅 1 mm，深さ 0.7 mm）から燃焼室内に水平に挿入した。半径方向の測定では，石英管に縦溝は開けていない。

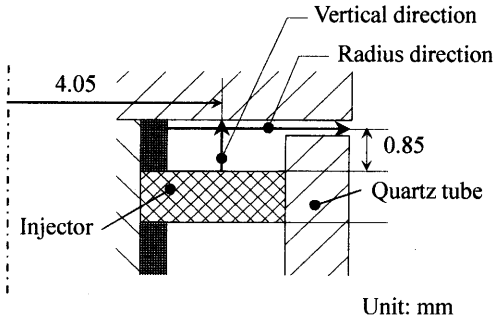


Fig.2 Schematic of temperature measuring points

4．実験結果および考察

4.1 燃焼室内高さ方向および半径方向温度分布

Fig.2 に，同一当量比条件下で空気流量と燃料流量，すなわち燃焼負荷率を変化させた場合の燃焼室内の(a)高さ方向温度分布および(b)半径方向温度分布の測定結果を示す。

高さ方向の温度分布では，いずれの流量でも温度はインジェクタ上表面から徐々に上昇し，最高温度に達した後，ノズル下表面に向かって低下するような山型の分布を示した。また，空気流量の増加に伴って以下のようなことが言える。温度は全体的に高温になっている。また，最高温度の位置はインジェクタ側に移動しており，反応が早期に終了することを示している。さらにインジェクタ付近の温度も高くなっており，ノズルからの熱輻射によるインジェクタの加熱が大きいことを示している。微小空間内で燃焼を完了させるには，インジェクタの加熱即ち予混合気の予熱は効果的である[7]ため，流量が多いほどより効率良く熱の再循環が起こっていると考えられる。これらの結果は，流量が多い，すなわち燃焼負荷率が大きいほど，熱損失が小さいことを示唆している。

半径方向温では，インジェクタ上表面からの高さ h=0.85 mm の位置で温度を測定しているため，高さ方向の温度分布と比較するとわかるように，最高温度に達した後ノズルへの熱輸送のため温度低下し始めた排気ガスの温度を測定していることになる。半径方向温度分布では，いずれの流量においても中心軸から排気スリットに向かうにつれて温度が増加していくが，ある点で最高温度になり，そこを過ぎると排気スリットでのノズル及び石英管への熱損失のために温度が低下していく。このことは，燃焼室内では中心軸方向に向かって熱輸送が生じている事を示唆すると共に，高さ方向の最高温度位置が半径方向外側に向かってノズル面に近づいていることも示唆している。また，流量の増加に伴い，高さ方向温度分布と同様に温度分布は全体的に高温となっている。さらに，最高温度の位置は排気スリット側に移動している。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

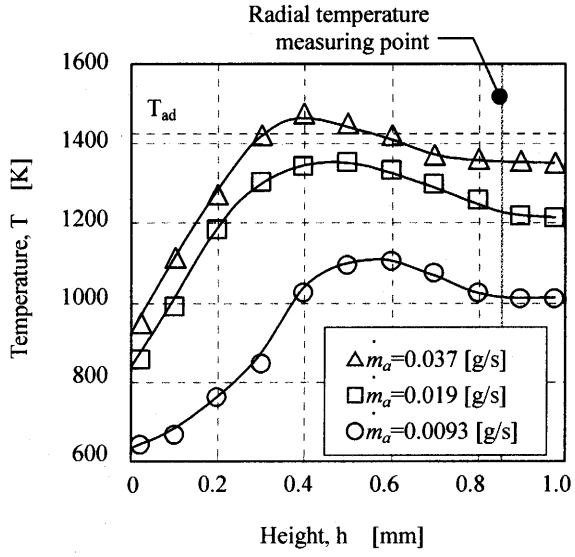


Fig.3(a) Vertical temperature distribution in the combustor at φ=0.4

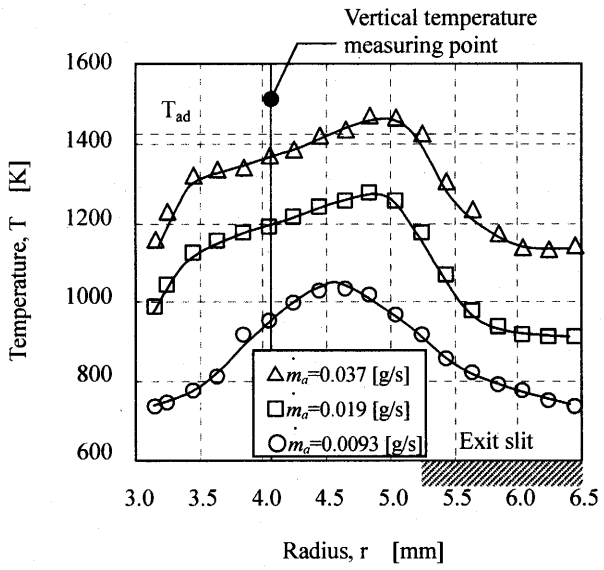


Fig.3(b) Radial temperature distribution in the combustor at φ=0.4

4.2 熱損失割合の評価

Fig.4 に *SHR* に対する燃焼器外部へ流出する *HLR* の値を概算した結果を示す.

HLR は，排気スリット出口の高さ方向の中央(r=6.45mm，h =0.85mm)での排気ガス温度 T_{ex} から，以下の式を用いて概算した.

熱損失割合＝1－ $\{(\dot{m}_a+\dot{m}_f)\cdot C_p\cdot(T_{ex}-T_{in})/Q_{total}\}$

ここで，$\dot{m}_f$: 燃料流量，C_p: 燃焼ガスの平均定圧比熱，T_{in}:初期温度（ここでは300 K としている），Q_{total}: 完全燃焼が起こっている時の当量比φ(=0.4)における流入する予混合気の総発熱量。本実験では排気スリットの高さ方向中央の温度を排気ガス温度として測定しているのが，排気スリットではノズルと石英への熱損失があるため，排気スリット出口温度の最高温度に近い値で熱損失を評価していることになる。したがって，実際の熱損失割合は、実験結果よりも高い値となる可能性がある。

Fig.3 より熱損失割合 *HLR* は燃焼負荷率 *SHR* にほぼ逆比例しており，*SHR* が増すと *HLR* は大幅に減少している。このことから，流量を増加させて燃焼負荷率を上げることで熱損失割合を低減出来ることがわかった。

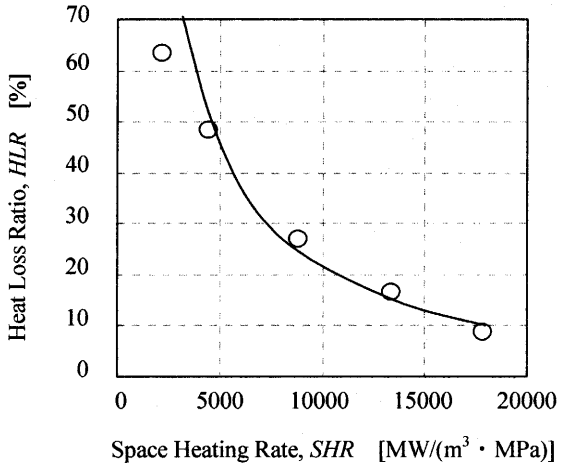


Fig4 The relation between *HLR* and *SHR*

5. 結論

- 当量比一定のもとで空気流量及び燃料流量を変化させて燃焼負荷率を変化させた場合，熱損失割合を変えることが可能である。
- 同一燃焼器では，燃焼負荷率が高いほど，熱損失割合は低くなった。
- 燃焼負荷率が高い場合に，Flat-flame 燃焼器内に形成される火炎は，熱損失割合が低く抑えられ，効率よい熱の循環を実現できた。

謝辞

なお，本研究は一部「2004 年度東京都立の大学における傾斜的配分研究費」の補助を受けて行った。ここに記して謝意を表す。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

参 考 文 献

1) A.H.Epstein et. al., "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines— The MIT Microengines Project—," 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference, AIAA 97-1773 (1997).

2) YUASA S. and OSHIMI K., "Concept and Experiment of a Flat-Flame Micro-combustor for Ultra Micro Gas Turbine," 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2002-3771 (2002).

3) OSHIMI K. and YUASA S., "Combustion Characteristics of a Flat-Flame Micro-combustor for Ultra Micro Gas Turbine," 17th International Symposium on Airbreathing Engines, ISABE 2003-1220 (2003).

4) YUASA S. et. al., "Concept and Combustion Characteristics of Ultra-micro Combustors with Premixed Flame," Proceedings of the Combustion Institute, Vol.30, No.2 (2004), pp.2455-2462.

5) 湯浅三郎, 押味加奈, 「超小型燃焼器の課題と開発」,日本エネルギー学会誌, Vol. 84, No.3 (2005), pp. 340-345.

6) YUASA S., OSHIMI K., WONG Soon Fong, "Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor," 17th International Symposium on Airbreathing Engines, ISABE 2005-1272 (2005).

7) 押味加奈, 湯浅三郎, 「超小型燃焼器の熱輸送評価」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No.3 (2005) pp. 221-229.

8) 押味加奈, 湯浅三郎, 「Ultra Micro Gas Turbine 要素間の熱移動がガスタービン性能に及ぼす影響」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.5 (2003) pp. 340-345.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−5

UMGT 用予混合火炎旋回型燃焼器の熱・燃焼特性評価

*WONG SOON FONG（都科技大院），湯浅　三郎（都科技大）

Evaluation of Thermal and Combustion Characteristics of Swirling Premixed-flame Ultra-micro Combustor

* WONG Soon Fong, YUASA Saburo (TMIT)

ABSTRACT

For the purpose to evaluate thermal and combustion characteristics of swirling premixed-flame ultra-micro combustor for 50 W output UMGT, a swirling premixed-flame ultra-micro combustor of hydrogen/air with variable height (h=1, 2, 4 mm) was fabricated and tested. For h=2 and 4 mm, their excellent combustion performance was confirmed. For h=1 mm, although a swirling premixed-flame can formed in the combustion chamber, the flame stability was not enough wide to satisfy the design operative region. The combustion efficiencies of the swirling premixed-flame ultra-micro combustor achieved were more than 99.95% at the equivalence ratios of over 0.39. Heat loss ratios evaluated from the maximum temperatures at the exhaust slit were about 16% for h=1 mm and 31% for h=2 mm at the design point.

Key words: UMGT, Ultra-micro Combustor, Swirling Premixed-flame, Flat-flame, Heat Loss Ratio, SHR, Flame Appearance, Flame Stability Mechanism

1. はじめに

高エネルギー密度を持つ電源装置として、1997年にMITにより一円玉大のUMGT(Ultra Micro Gas Turbine)が提案された[1]。UMGT用超小型燃焼器に対して幾つかの燃焼方式が提案されている。その一つに予混合火炎を用いた旋回型燃焼器がある。

これまでの研究によって、予混合火炎旋回型燃焼器の火炎安定性は優れている[2]ことが分かっているが、火炎安定メカニズムについては、未だ明確にされていない。また熱損失特性も不明である。

一方、著者らはこれまで出力16 W及び50 Wクラスの UMGT用 Flat-flame 型燃焼器の研究を行ってき、Flat-flame 型燃焼器は燃焼器として優れた燃焼特性を持ち、UMGT に適していることを実証した[3]-[4]。

そこで本論文では、水素/空気の予混合旋回火炎を用いた燃焼器高さ可変の旋回型燃焼器を試作し、火炎形状と火炎安定性との関係や燃焼器の熱損失割合を調べ、Flat-flame 型燃焼器と比較することによって、旋回型燃焼器の燃焼特性を評価した。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

Fig.1 に、本実験に使用した試作燃焼器の概略図を示す。燃焼室は内径 8 mm、外径 20 mm の環状空間である。燃焼室の下面と中心軸は熱損失を少なくするために、ステンレスを用いた。上面は燃

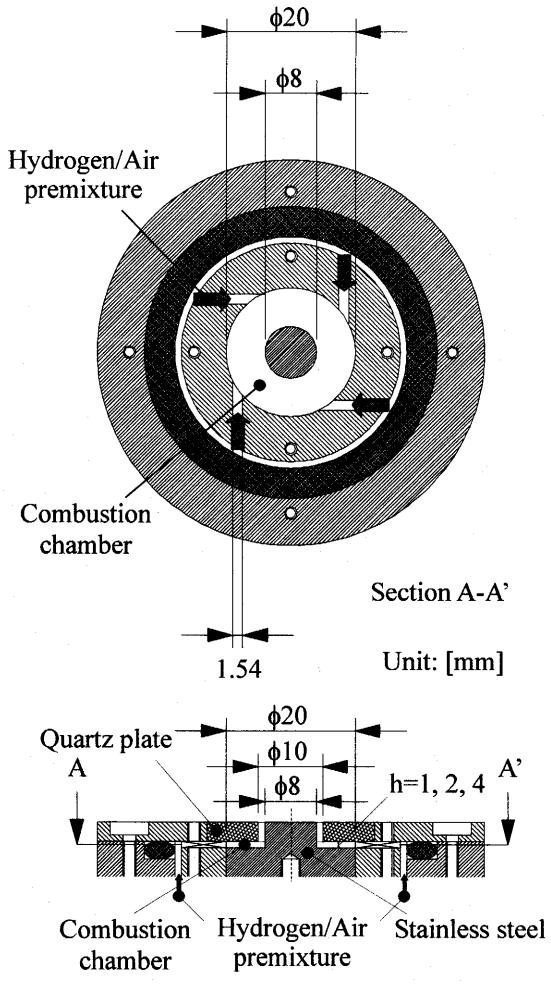


Fig.1 Schematic of ultra-micro combustor without swirling flames.

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

焼室内の様子が見えるように、石英ガラスを用いた。ほかの部分はすべて真鍮製である。燃焼室高さは 1, 2, 4 mm に調節でき、燃焼室体積はそれぞれ 0.264, 0.528, 1.056 cm^3 となる。水素/空気の予混合気は燃焼室の接線方向から流入し、燃焼室内に旋回流を形成する。予混合気を噴出するためのインジェクターは 4 個あり、1.54×1 mm^2 の矩形断面である。燃焼ガスは、中心軸と石英の燃焼室上壁との隙間（幅 1 mm）から燃焼室の軸方向に排出される。

2.2 実験方法

本実験は、常温・常圧下で行い、50 W クラスの UMGT 用燃焼器[5]を参考にして、設計空気流量及び当量比をそれぞれ $\dot{m}_a$=0.15 g/s, φ=0.4 にした。この時の予混合気の噴出速度は常温・常圧下で、約 20.0 m/s になる。

本研究では火炎形状を観察し、火炎安定限界、燃焼効率、出口における燃焼ガス温度分布を測定した。火炎の燃焼状態を知るために、イメージインテンシファイアを用いて火炎映像を CCD カメラで映って観察した。排気ガス中の未燃水素濃度は、内径 0.2 mm の石英プローブを用いて燃焼室出口における排気ガスを採集し、水分を除去した後、簡易水素計（熱線半導体方式/接触燃焼方式）によって計測した。但し、除去した水分の補正は行っていないため、計測した水素濃度は排気口における排気ガス中の水素濃度より高くなっている。排気口における燃焼ガスの温度分布は極細 K 熱電対（素線径 0.05 mm）を用いて測定した。Fig. 2 にその設置状況を示す。また熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行っていない。

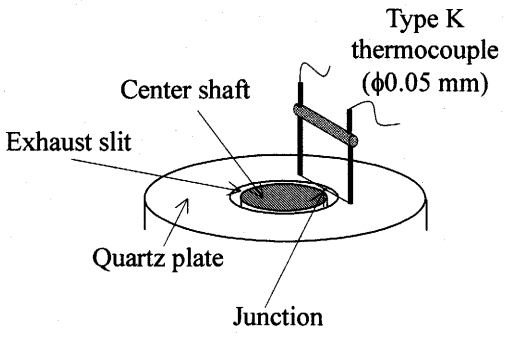


Fig.2 Setting of the type K thermocouple

3. 実験結果と考察

3.1 火炎形状

Fig. 3 に、燃焼室高さ 1 mm の予混合火炎旋回型燃焼器内に形成された代表的な火炎の直接写真（露光時間：180 s）を示す。すべての写真は燃焼器の上方から撮ったものであり、Fig.3 (a)は、設計点（$\dot{m}_a$=0.151 g/s, φ=0.4）における、燃焼室内に形成された火炎の写真である。

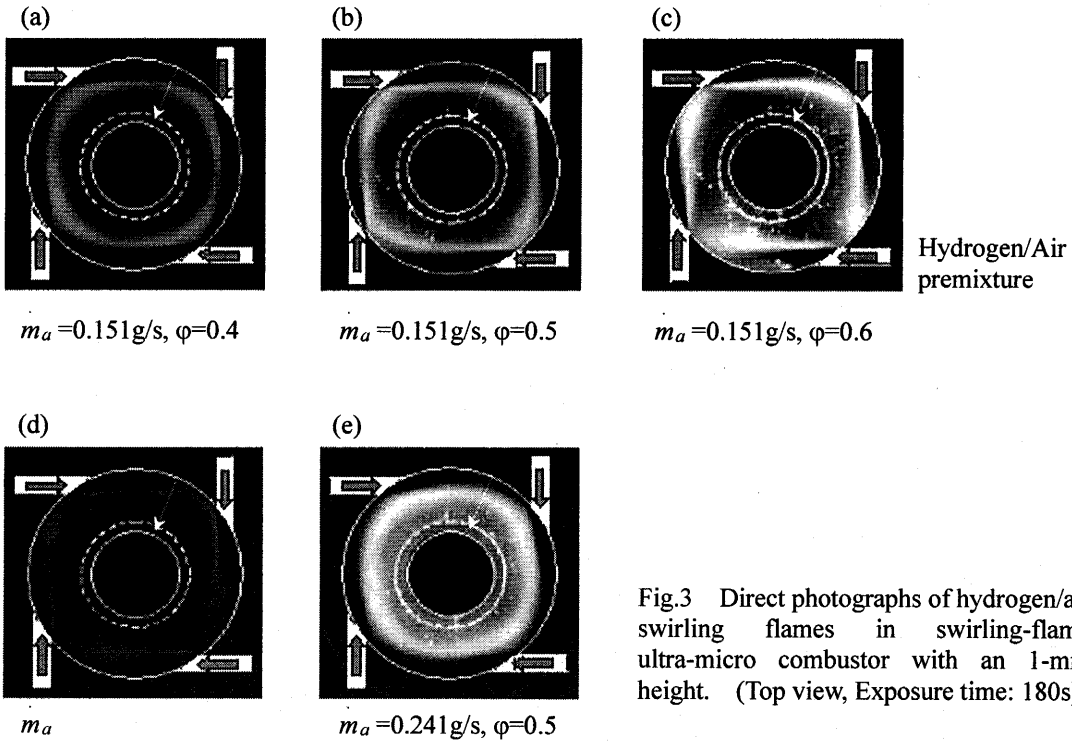


Fig.3 Direct photographs of hydrogen/air swirling flames in swirling-flame ultra-micro combustor with an 1-mm height. (Top view, Exposure time: 180s)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

Fig.3 (c)に、$\dot{m}_a$=0.151 g/s, φ=0.6 の時の火炎写真を示す。当量比φが高い時、燃焼室内に 4 本のブンセン火炎が形成され、それらの基部はインジェクターの出口に付着して非常に安定していることが分かった。$\dot{m}_a$=0.151 g/s で一定にしてφを下げていくと、外側の燃焼室壁に近い火炎が消炎し、4 本の火炎が繋がり一つの環状火炎になった（Fig.3 (b)）。これらの現象はある範囲内の空気流量においても同じような傾向が見られた（Fig.5 参照）。さらに当量比を下げていくと、火炎の基部はインジェクター出口から離れ（Fig.3 (a)）、最終的に燃焼室内の火炎は吹き飛んだ。しかし、この火炎は出口スリット上に保炎されていることが分かったため、この場合は吹き飛びによる消炎と定義した。

Fig.3 (d)に、空気流量が少ない時の火炎写真を示す（$\dot{m}_a$=0.060 g/s, φ=0.4）。Fig.3 (a)と比べ、空気流量を下げた場合、火炎の輝度が暗くなることが分かった。この時、$\dot{m}_a$ を一定にしてφを下げていくと、火炎はさらに暗くなり、最終的に燃焼室内で消炎した。

Fig.3 (e)に、空気流量が大きく、且つ当量比も設計点より高い時の火炎写真を示す（$\dot{m}_a$=0.241 g/s, φ=0.5）。この時は全体的な火炎の輝度が高くなることが分かった。この状態で $\dot{m}_a$ を増やしていくと、上述したような吹き飛びが起こった。

燃焼室高さが 2 mm と 4 mm の場合でも上述と同じような傾向が見られた。

3.2 火炎安定限界

Fig.5 に、予混合火炎旋回型燃焼器とそれに同程度の燃焼室容積を持った Flat-flame 型燃焼器[5]の火炎安定限界を示す。

すべての燃焼器は、設計空流流量及び設計当量比において燃焼室内で火炎を形成させることができた。燃焼室高さ 1 mm の予混合旋回型燃焼器を除いて、どちらの燃焼器も $\dot{m}_a$=0.02～0.05 g/s 付近で火炎安定限界は最も低い値を示し、$\dot{m}_a$ の減少に伴い急激に上昇し、逆に $\dot{m}_a$ の増加に伴い緩やかに上昇した。どちらの燃焼器でも燃焼室高さを低くすると、火炎安定限界が悪くなることが分かった。特に予混合火炎旋回型燃焼器の場合、h=2 mm よりさらに燃焼室高さを低くすると、火炎安定限界が急に悪くなることが分かった。

燃焼室高さ h=1 mm では、予混合火炎旋回型燃焼器より Flat-flame 型燃焼器の方が全般的に安定

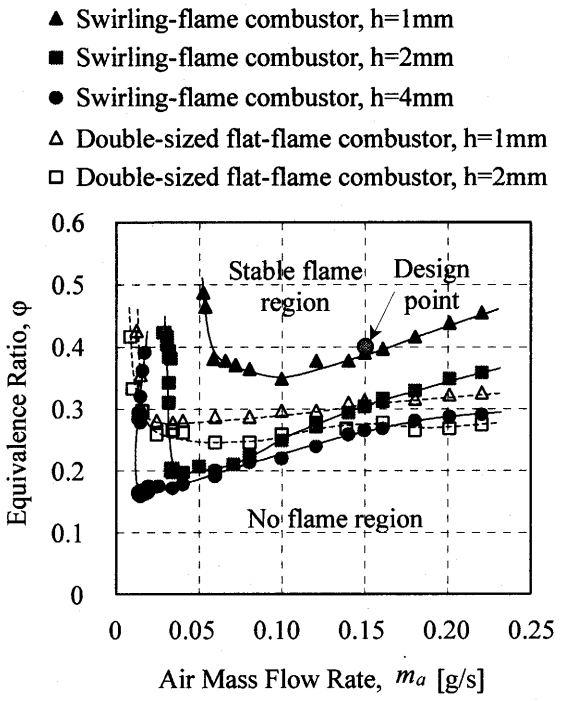


Fig. 4 Flame stability limits of swirling-flame ultra-micro combustors and flat-flame ultra-micro combustors.

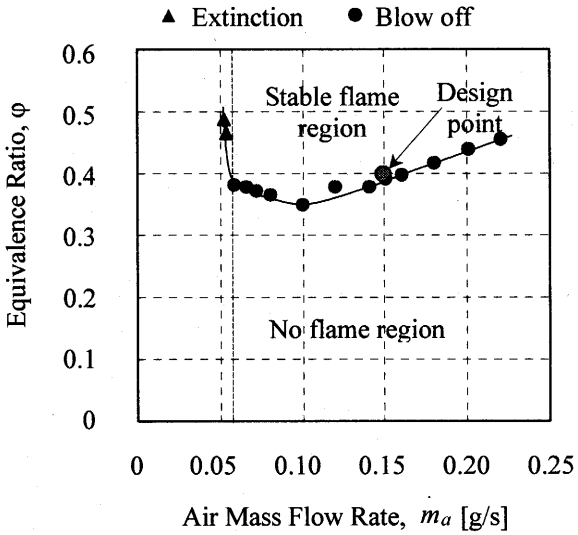


Fig.5 Flame stability behavior of a swirling-flame ultra-micro combustor with an 1-mm height.

限界が広い。しかし、h=2 mm 以上では、$\dot{m}_a$ が少ない場合には、予混合火炎旋回型燃焼器のほうが低いφで火炎が安定できる。しかし、空気流量が設計点より大きい及び非常に空気流量が少ないところでは、Flat-flame 型燃焼器の方が若干広い安定限界を示すことが分かった。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

予混合火炎旋回型の場合、3.1 で述べたように、火炎の消炎には 2 つの機構があることが分かったが、Fig. 5 に h=1 mm の場合の消炎機構が変遷する境界（$\dot{m}_a$=0.06 g/s）を示す。境界より空気流量の大きいところでは、火炎は吹き飛びによって消炎するため、中心へ向かう半径方向の予混合気流速成分が火炎安定を支配すると考えられる。一方、境界より空気流量の少ないところでは、熱損失割合が非常に大きくなるため[3]、熱損失の影響が支配的であると考えられる。従って、高い当量比領域でないと消炎してしまう。また、h=2, 4 mm の場合の変遷境界はそれぞれ $\dot{m}_a$=0.04、0.02 g/s であり、高さの増加に伴い少なくなる傾向が見られた。

3. 3 燃焼効率

Fig.6 に、予混合火炎旋回型燃焼器及び Flat-flame 型燃焼器の、設計空気流量 $\dot{m}_a$ =0.151 g/s における燃焼効率η_bを示す。どちらの燃焼器でも設計当量比φ=0. 4 における燃焼効率は 99.4%以上であり、燃焼室内で燃焼反応が終えていることが考えられる。また、このグラフから分かるように、予混合火炎旋回型燃焼器の 1mm と 2mm において燃焼室内に火炎が安定して燃焼することさえできれば、燃焼効率は当量比によらず、ほぼ 100%に達成することが分かった。

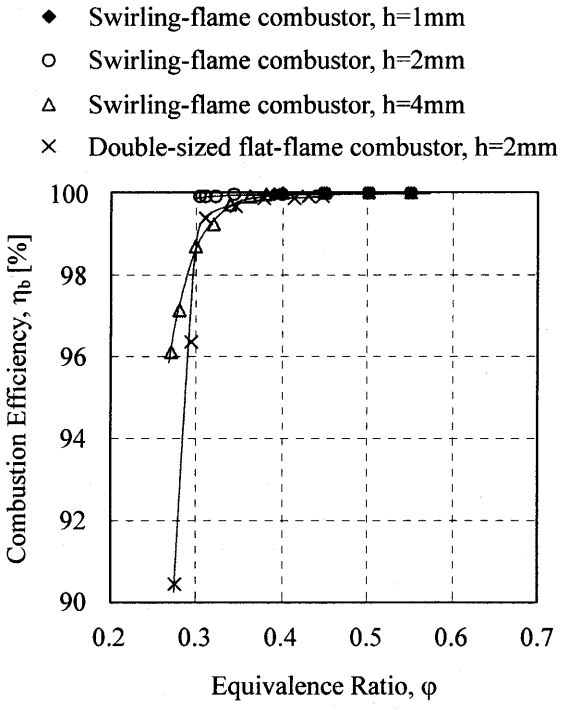


Fig. 6 Combustor efficiencies of swirling-flame ultra-micro combustors and flat-flame ultra-micro combustor at m_a=0.151 g/s.

3. 4 出口温度分布

Fig.7 (a)に、出口温度の測定位置を示す。Fig.7 (b)に、燃焼室高さ 1 mm の時の予混合火炎旋回型燃焼器の出口における半径方向の温度分布（$\dot{m}_a$=0.151g/s, φ=0.4)を示す。ここで、位置番号及び半径 r は Fig.7 (a)に対応している。半径方向の温度は、中心軸の壁面(r=0.0 mm)と石英ガラスの壁面(r=1.0 mm)付近で低く r=0.6 mm 付近で最高温度を示すような山型分布になっている。このことは、中心軸と石英窓への熱損失が著しいことを示している。

Fig.7 (c)に、出口における温度が最も高い付近

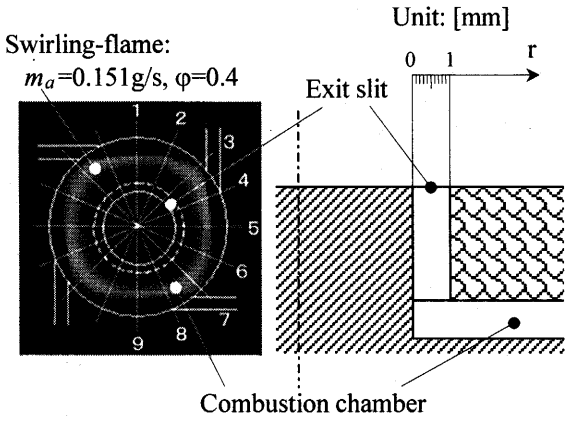


Fig.7 (a) Temperature measurement position

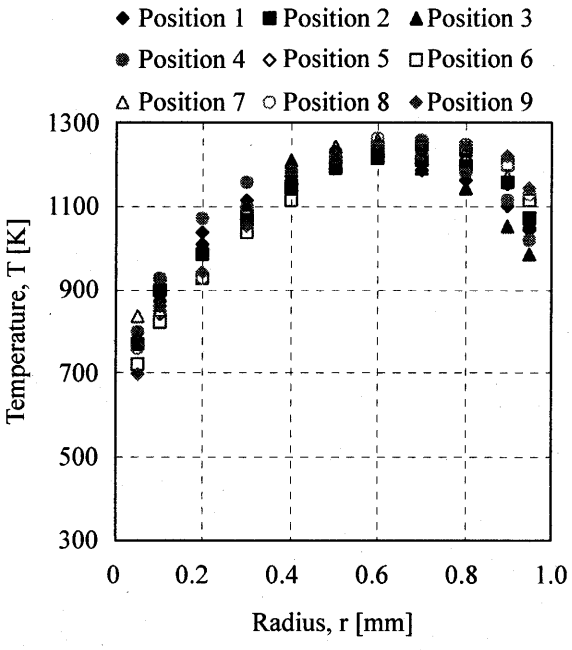


Fig.7 (b) Radial temperature distributions at exhaust slit of swirling-flame ultra-micro combustor (h=1 mm) at m_a=0.151 g/s, φ=0.4

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

(r=0.5, 0.6, 0.7 mm)の温度を周方向に沿って（位置(1)～(9)の順番で）並べた結果を示す。周方向の温度分布は一様でないことが分かった。最も温度の高い領域(r=0.5, 0.6, 0.7 mm)において温度分布の差は他の領域より小さく、50 K 程度であることが分かった。火炎形状との比較により、予混合旋回火炎は見た目にはほぼ一様に見えるが、4 つのインジェクターからの噴出量に違いがある可能性があることを示唆している。

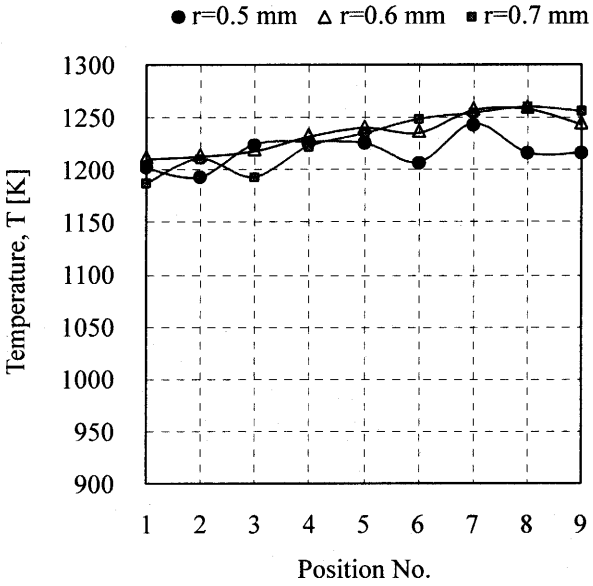


Fig. 7 (c) Circumference temperature distributions at exhaust slit of swirling-flame ultra-micro combustor (h=1 mm) at m_a=0.151 g/s, φ=0.4

3.5 熱損失評価

熱損失の評価は、排気ガスが持っているエンタルピーから見積もることにした。しかし、Fig.7 (b)と(c)から分かるように、燃焼器の出口における半径方向の温度分布及び周方向の温度分布は一様でない。本来、排気ガスの持つ全エンタルピーを厳密に計算するには、出口における排気ガスの温度分布に対応した流速分布も必要である。しかし、排気ガス流速分布の測定ができていないため、一つの目安として排気ガスの持つ全エンタルピーを最高温度から算出して熱損失の評価を試みた。

Table 1 に、予混合火炎旋回型燃焼器及び Flat-flame 型燃焼器の、出口最高温度から算出した全体の熱損失割合を示す。ただし、ここの熱損失割合は上述のように最高温度を用いているため、実際より低い値を示していると考えられる。予混合火炎旋回型燃焼器では、燃焼室高さ h=1 mm の時の排気ガス温度が燃焼室高さ h=2 mm の時よりも高く、h=1 mm の時の熱損失割合は約 h=2 mm の時の半分になった。また、Flat-flame 型燃焼器の場合も同じ結果が得られた。燃焼室高さを高くした方が火炎は安定しやすいが、高負荷燃焼とはならないため、熱損失率の増大を招いた[6] と考えられる。

予混合火炎旋回型燃焼器と Flat-flame 型燃焼器の熱損失割合を比較してみると、同条件で予混合火炎旋回型燃焼器のほうが若干低い熱損失割合を示すことが分かった。Flat-flame 型燃焼器内に形成された火炎は平らな火炎面で燃焼室全体を覆っているのに対して、予混合火炎旋回型燃焼器内に形成された火炎は環状となり、火炎は外側燃焼室壁から離れており、高温領域と燃焼室壁との接触面積が相対的に小さい。このため、熱損失は予混合火炎旋回型燃焼器の方が若干少なくなっていると考えられる。しかし、熱損失は燃焼器の断熱状況及び構造に強く依存し、これらが異なる燃焼器に対して熱損失評価するのに、出口一点の温度から求めた熱損失割合だけでは不十分であり、燃焼室内の壁面への熱伝達状況も調べなければならない。そのために、今後、燃焼室内の温度分布及び燃焼室壁の温度を測定する予定である。

Combustor type	h, [mm]	T_{max}, [K]	H.L.R, [%]
Swirling-flame	1	1260	16
	2	1099	31
Double-sized flat-flame	1	1218	20
	2	1007	40

Table 1 Maximum exhaust exit temperature and heat loss ratio of swirling-flame ultra-micro combustors and double-sized flat-flame ultra-micro combustors at m_a =0.151 g/s, φ=0.4

4. まとめ

水素/空気の予混合旋回火炎を用いた燃焼器高さ可変の旋回型燃焼器を試作し、火炎形状と火炎安定性との関係や燃焼器の熱損失割合を調べ、Flat-flame 型燃焼器と比較することによって、旋回型燃焼器の熱・燃焼特性を評価した。以下に、その結果を示す。

- 空気流量 0.15 g/s、当量比 0.4 の設計条件下において、燃焼室高さ 1 mm の予混合火炎旋回型燃焼器でも燃焼室内に環状火炎を形成さ

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

せることができた

- 燃焼室高さ 2 mm 以上の時、火炎安定限界は低空気流量において若干 Flat-flame 型燃焼器より広かった。しかし、燃焼室高さを 1 mm まで低くすると、火炎安定限界は急に狭くなった
- 燃焼室内に安定な火炎が形成されれば、燃焼効率はほぼ 100%に達成する
- 空気流量 0.15 g/s、当量比 0.4 において、出口最高温度から概算した燃焼器の熱損失率は、h=1mm と 2mm の時、それぞれ 16%と 31%であり、燃焼負荷率が低い方が損失は大きかった

謝辞

なお、本研究は一部「2004 年度東京都立の大学における傾斜的配分研究費」の補助を受けて行った。ここに記して謝意を表す。

参考文献

[1] Epstein, A.H., et al., "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines---The MIT Microengine Project---," 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference, AIAA 97-1733(1997).

[2]室田慎介, 小林 裕, 川口 修,「超小型ガスタービン用強旋回環状燃焼器の燃焼特性」, 第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集(2004), pp.95-100.

[3] YUASA, S. and OSHIMI, K., "Concept and Experiment of a Flat-Flame Micro-combustor for Ultra Micro Gas Turbine," AIAA 2002-3771(2002).

[4] YUASA, S. and OSHIMI, K., "Combustion Characteristics of a Flat-flame Micro-combustor for Ultra Micro Gas Turbine," ISABE 2003-1220(2003).

[5] WONG Soon Fong, 押味 加奈, 湯浅 三郎,「UMGT 用指先サイズ燃焼器の燃焼特性」, 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.25-28.

[6] YUASA, S. and OSHIMI, K., "Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor," ISABE 2005-1272(2005).

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−6

超小型水素ガスタービン用二段燃焼方式マルチインジェクタ試験燃焼器の試作

*皆川　和大（首都大），湯浅　三郎（首都大・都科技大）

Basic Characteristics of a Multi-Injector Test Combustor with a Rich-Lean Two-Staged Combustion Method for a Hydrogen-Fueled Micro Gas Turbine

*Katsuhiro MINAKAWA(TMU) and Saburo YUASA(TMU, TMIT)

ABSTRACT

To realize hydrogen-fueled micro gas turbines with high efficiency and low NOx emission for distributed electrical power generators, we have proposed a rich-lean hydrogen-combustor with a clustered coaxial injector. A test combustor with three coaxial injectors arranged in a straight line was built to examine the effects of interferences between two jet flames or a jet flame and a combustor side-wall. An appropriate distance between the injectors was effective to shorten the flame length and to prevent the flame reattaching to the side-wall. Clustering the coaxial jet flames seldom affected the emission characteristics. High combustion efficiency almost 100[%] and low NOx emission below 3[ppm16%O_2] were attained in the test combustor at total equivalence ratio condition of 0.5.

Key words: Premixed Combustor, Rich-Lean Two-Staged Combustion, Hydrogen, Multi-Injector, Micro Gas Turbine

1．はじめに

将来の水素化社会において，家庭分散型発電システムとして用いる超小型水素ガスタービンでは，高熱効率かつ低エミッションであることが求められる．この要求に対しては，高い当量比条件においても，安定作動と超低 NOx 排出とが可能な水素燃焼器の実現が不可欠である．しかし，著者らが過去に研究を行った，拡散火炎型燃焼器[(1)]および希薄予混合型燃焼器[(2)]の場合には，それぞれ NOx 濃度が高い，高周波振動燃焼が生じやすいといった特徴があるため，高当量比条件で作動させる上では問題を有していた．

これらの問題を解決して上述の目的に適う水素燃焼器を開発するために，火炎安定性の高い過濃予混合火炎を用いた Rich-Lean 二段燃焼方式に着目し，これを超小型水素燃焼器へ適用するための研究[(3),(4)]を行ってきた．その結果，リム厚を有する円管に燃料過濃な噴流予混合火炎（当量比 2 の一次燃焼）を形成させ，その周囲の環状孔から二次空気を高速で噴出する同軸型インジェクタを用いることで，高当量比条件まで火炎安定性は高く，二段燃焼の低 NOx 効果も十分に引き出せることが，単一インジェクタによる実験で明らかになった[(4)]．

次の段階として，実機用燃焼器に本インジェクタを組み込むことを考えると，ガスタービンの作動空気流量を確保するために，複数個をクラスタ化する必要がある．これに伴い，隣接する火炎同士あるいは壁との干渉によって，燃焼特性が影響を受ける可能性が考えられる．

そこで本研究では，まず実機用燃焼器（缶型）の概略設計を行って，必要となる同軸型インジェクタの個数とその噴出孔寸法とを決めた．その結果に基づいて，同軸型インジェクタ 3 個を直列に配置したマルチインジェクタ試験燃焼器を試作し，インジェクタの間隔の違いが，火炎形状や燃焼効率・NOx 排出濃度に及ぼす影響について調べたので報告する．

2．実機用燃焼器の概略設計

実機燃焼器の概略設計にあたっては，各条件を次のように定めた．

＜超小型水素ガスタービン＞

・ガスタービン出力：3[kW]
・圧力比：3
・タービン入口温度：1350[℃]
　（全体当量比で約 0.5 に相当）
・形式：単純サイクル

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

＜燃焼器＞

・予混合気当量比（一次当量比）：2.0

・予混合気噴出孔直径：4[mm]

ガスタービンの仕様および各要素の効率（圧縮機断熱効率：0.65，燃焼器全圧損失率：0.05，タービン断熱効率：0.75，発電機効率：0.95）から，サイクル計算によって必要作動空気流量を求めると，17[g/s]となった．

Figure 1 に，文献[4]の同軸型単一インジェクタ試験燃焼器（インジェクタの中央予混合気噴出管内径：4[mm]・リム厚：0.9[mm]，燃焼筒内径：30[mm]・高さ：83[mm]）の出口における排ガス分析より求めた，燃焼効率および NOx 排出濃度（実測値と全体当量比 0.5 の条件で 16%O_2 換算したもの）の結果を示す．横軸は，インジェクタ出口における未燃条件で定義した，予混合気噴流運動量（M_j）に対する二次空気噴流運動量（M_a）の比であり，この実験では，二次空気孔の面積および予混合気・二次空気の流量配分によって変化させている．

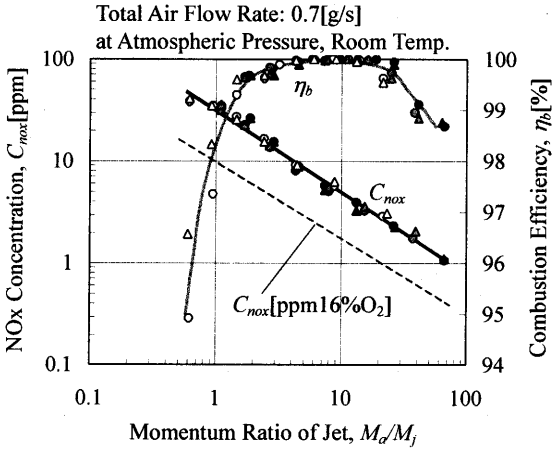


Fig.1 Combustion efficiency and NOx concentration versus momentum ratio in the single coaxial injector at the first-stage equivalence ratio of 2.0[4]

この結果を参考にして，燃焼効率が十分に高く，NOx 排出濃度 3[ppm16%O_2]以下の達成を目標として，実機燃焼器用の同軸型インジェクタにおける運動量比を，約 6 に設定した．（運動量比を大きく取ることは，二次空気流速の増加を意味し，全圧損失的の観点からは，なるべく小さいほうが望ましい．）

インジェクタの数は，インジェクタあたりの通過空気流量に依存する全圧損失率や缶型燃焼器への配置，製作コストの点から個数があまり多くならないことなどを考慮して，7 個とした．したがって，インジェクタあたりの総空気流量は約 2.4[g/s]（大気圧条件では約 0.8[g/s]）となる．

以上の条件をもとに設計したインジェクタ噴出孔の詳細と実機燃焼器内でのインジェクタの配置イメージとを Fig. 2 に示す．最狭流路となる二次空気孔の幅を少しでも広く確保するように，リム厚は従来よりもやや薄く 0.8[mm]とした．このインジェクタ寸法・流量における実圧条件での燃焼器全圧損失率を見積ると約 5[%]となり，妥当な設計値であると考えられる．

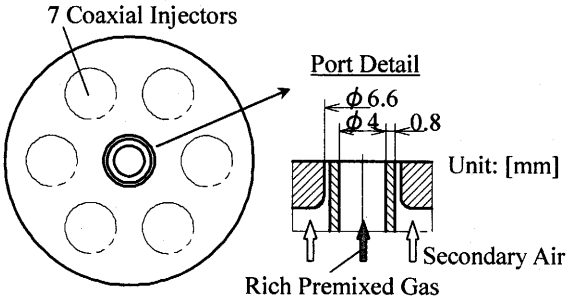


Fig.2 Arrangement of the coaxial injectors in a can-type combustor and the detail of the injection port

3．実験装置および実験方法

より詳細な実機燃焼器の設計には，適切なインジェクタの間隔，壁との距離，反応に要する燃焼室の容積などを把握する必要がある．そこで，同軸型インジェクタをクラスタ化した場合の影響を調べるために，3 個の同軸型インジェクタから構成されるマルチインジェクタ試験燃焼器（以後，単に試験燃焼器と呼ぶ．）を試作した．その断面図を Fig.3 に示す．

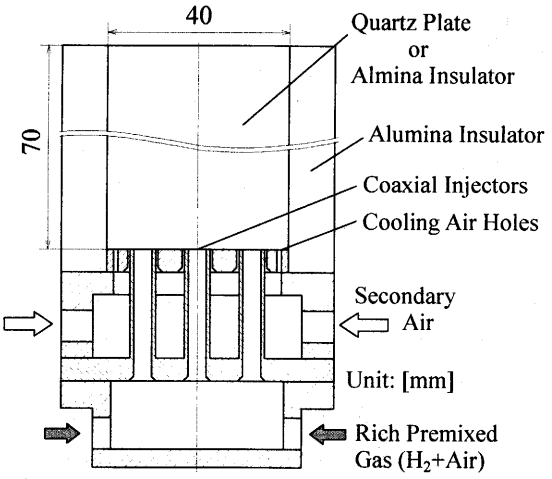


Fig.3 Test combustor with a multi-injector

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

各インジェクタは，隣接する火炎同士の影響を観察しやすいように直線状に配置した．個々のインジェクタの予混合気孔／二次空気孔の寸法は，Fig.2 に示したものと同じである．また，燃焼室の寸法は，幅 40[mm]×奥行き 20[mm]×高さ 70[mm]であり，基本的な壁材には断熱性の高いアルミナファイバ板（熱伝導率：0.1[W/(m· K)]，@600[℃]）を用いたが，火炎形状観察時には前面を石英ガラス板（1.5[W/(m· K)]，@100[℃]）にした．

本研究では，Fig.4 に示すように，インジェクタ中心軸の間隔が狭い 8[mm]の場合と間隔を広げた 12[mm]の場合，および比較のために同軸型インジェクタが一つの場合の 3 条件について，それぞれ実験を行った．また，マルチインジェクタには，燃焼器壁の冷却のため，壁から 2[mm]の位置にφ1[mm]の空気孔を設けた．冷却空気は，二次空気流量の一部を配分するため（二次空気流量全体に占める割合で約 5[%]），全体当量比には影響を及ぼさない．

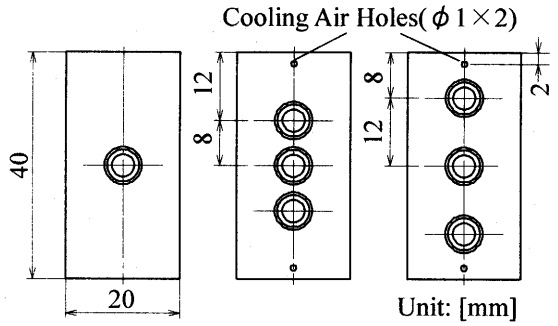


Fig. 4 Detail of the multi-injectors

燃焼条件は，総空気流量：2.4[g/s]（単一インジェクタの場合は 0.8[g/s]），予混合気当量比：2.0，全体当量比：0.5 で一定とした．燃焼ガスの採取には，外径 3[mm]・ガス採取管内径 0.7[mm]の水冷プローブを用い，水分を除去した後，NOx は化学発光方式の NOx 自動計測器（ヤナコ，ECL-77A 型），水素は接触燃焼方式の水素濃度計（理研計器，SP-237H 型）によってそれぞれ濃度を計測した．

実験は大気圧下にて行い，試験燃焼器に流入する水素および空気の温度は約 30[℃]の常温である．

また，燃焼室内の座標は，インジェクタ出口面中心を原点とし，長手方向を x（±20[mm]），これに直行方向を y（±10[mm]），高さ方向を z（+70[mm]）と定義した．

4．実験結果および考察

4.1 火炎形状

①冷却空気孔の有無

Figure 5 に，設定の燃焼条件下で，試験燃焼器内に形成される過濃予混合噴流火炎の直接写真を示す．予備実験的に，壁面近傍に空気孔を設けずに火炎を形成させたところ，図中(a)に示したように，インジェクタ間隔：8[mm]の場合には，燃焼器壁表面の一部に著しい発光が認められた．これは，外側の噴流火炎が，コアンダ効果によって壁への付着噴流[5]となり，その軌道が曲げられる結果，火炎帯の一部が燃焼器壁に衝突し，壁温度が非常に高温になったこと，壁材質がアルミナを含むなどの条件が重なって，燃焼器壁面上で表面反応を起こしたものと考えられる．

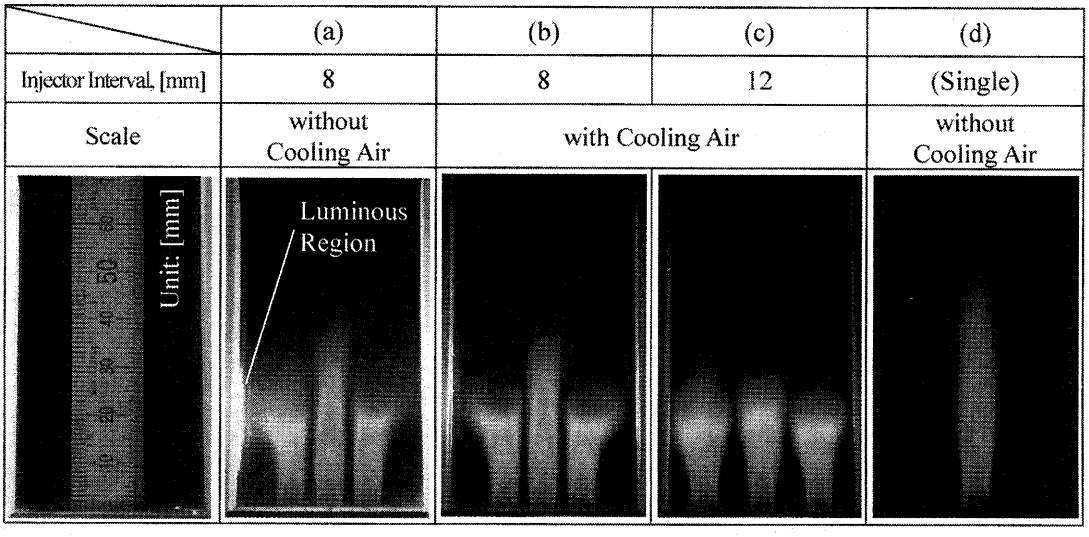


Fig.5 Typical flame configurations in the test combustor
(Premixed gas injection velocity: u_j = 25[m/s], Secondary air injection velocity: u_a = 52-55[m/s])

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ここでは図示していないが，冷却空気孔のないインジェクタ間隔：12[mm]の場合には，顕著な発光は観察されないものの，二次燃焼火炎が膨らみを持っており，これが触れる壁には強い赤熱が認められた．

燃焼器壁の冷却と壁近傍に存在していると考えられる負圧領域内圧力の上昇とをねらって，φ1[mm]の冷却空気孔を設けた．Figure 5-(b)に示したインジェクタ間隔 8[mm]の場合では，著しい発光はなくなって，壁が若干赤熱するのみになった．(c)のインジェクタ間隔 12[mm]の場合では，壁の赤熱はほとんど認められなくなった．

したがって，隣接する壁の影響を受けて，噴流火炎が燃焼器内壁に付着する特徴はあるものの，少量の空気を壁付近に導入するのみで，燃焼器壁の過熱を基本的には解決できることがわかった．

②インジェクタ間隔による違い

まず，いずれのインジェクタ間隔においても，単一の火炎に比べては，火炎の長さが大幅に短くなっていることがわかる．また，燃焼室壁を取り去った状態で 3 つの噴流火炎を形成させた場合には，いずれの火炎も，単一の火炎と同様の形状を示した．噴流火炎の大きさに対して相対的に狭い燃焼室内で噴流火炎を形成する場合には，静止大気中に噴射する場合と異なり，隣接する壁の存在によって渦が形成され[6]，非常に乱れた流れ場になっていると考えられる．このことで，大幅な火炎の短縮効果があることがわかった．

インジェクタ間隔：8[mm]の場合は，3 つある火炎のうち，外側の火炎は壁に向かって曲がるようにして広がり，そこでの火炎発光が強くなっているが，中央の火炎はほぼ一定幅のままであり，外側の火炎に比べて火炎の長さが長くなっている．一方，インジェクタ間隔：12[mm]の場合は，3 つの火炎とも，形状・長さがほぼ同じであり，噴射面からの高さ z =20[mm]付近において，二次燃焼火炎が大きく膨らみ，火炎の発光も強くなっている．この部分では，活発な燃焼反応が進行している様子が伺える．

インジェクタ間隔：12[mm]の場合には，噴流間の空間が，あたかも主流中に置かれた Bluff Body のように作用し，後流が形成されて強い乱れが生じている可能性がある．この影響を受けて，急速な混合燃焼が行われていると推測されるが，この領域の流れ場の詳細は，今後の課題である．

また，インジェクタ間隔：8[mm]に比べては，外側の火炎の壁への偏向が小さいことから，十分な大きさの後流が形成されるような適度なインジェクタ間隔を取った方が，壁への付着火炎を形成させない上で，極めて有効であると考えられる．

これらの火炎は，燃焼室長さに対しては，上流側に火炎帯が集中しているにもかかわらず，設定した燃焼条件において振動燃焼への遷移は観察されなかった．このことは，同軸型インジェクタをクラスタ化しても，形成された過濃予混合火炎はいずれも極めて安定であることを示している．

4.2 燃焼ガス特性

①NOx 排出濃度

Figure 6 に，燃焼器出口における x 軸上の NOx 濃度（実測値）の分布を示す．単一インジェクタの場合は，燃焼室内への大気の吸い込みを防止するノズルを設置したため，計測範囲が±10[mm]になっている．

いずれの条件でも，燃焼器出口における NOx 濃度はほぼ一様な分布であり，インジェクタ間隔の違いによって火炎形状が変わっても，NOx の生成にはほとんど影響がないことがわかった．実測の濃度値は約 6[ppm]であるが，これを 16%O_2 換算すると 3[ppm]未満の超低濃度であり，当初の見積りの通り，目標値を満足できることがわかった．

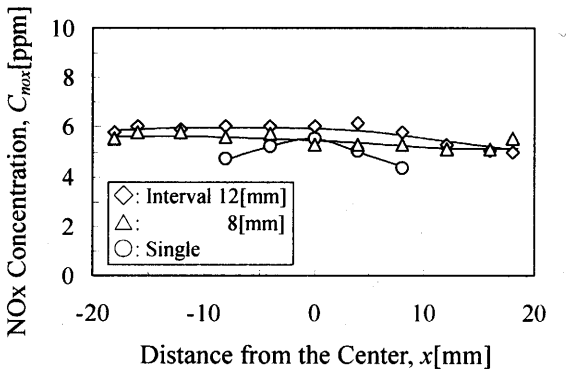


Fig. 6 NOx concentration distribution at the test combustor exit (y = 0[mm])

②未燃水素濃度

燃焼器出口において，未燃水素濃度の測定を行ったところ，いずれのインジェクタ条件においても，水素は検出されなかった．火炎発光の強い領域が，燃焼器の半ばまでであることから考えれば，本燃焼器の長さは十分すぎる可能性がある．そこで，燃焼器の中心軸上について，水素濃度の高さ方向の分布を調べた．結果を Fig. 7 に示す．

インジェクタ間隔：12[mm]の場合が，最も急速に反応を完結していることがわかる．z = 50[mm]

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

以上では水素は検出されなかった．z = 40[mm]においては約 40[ppm]であった．この水素濃度から燃焼効率を概算すると約 99.98[%]であり，燃焼器半ば付近までで，ほぼ完全に燃焼していることがわかる．インジェクタ間隔：8[mm]の場合には，中央の火炎における二次燃焼の進行が遅いために，同等の燃焼効率を得るためには，さらに 20[mm]程度長い燃焼器が必要になることがわかる．

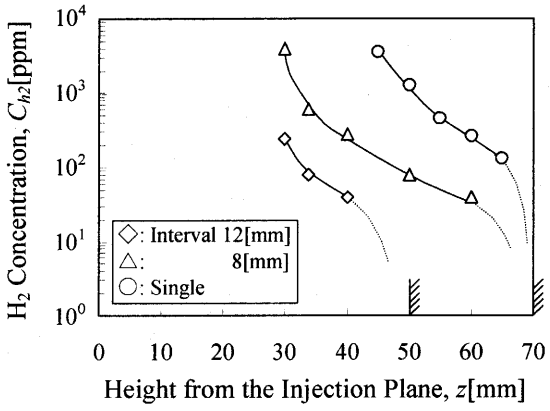


Fig. 7 H_2 concentration distribution on the center axis in the test combustor

4.3 燃焼器内温度分布

本実験範囲内において，最も急速燃焼が達成できる，インジェクタ間隔：12[mm]の条件について，z =30[mm]より下流の燃焼器内温度分布を調べた．結果を，Fig. 8 に示す．図示した温度は，先端を二酸化珪素で被覆した素線径 ϕ 0.05[mm]の R 熱電対にて測定した実測値で，測定時の熱損失の補正はしていない．

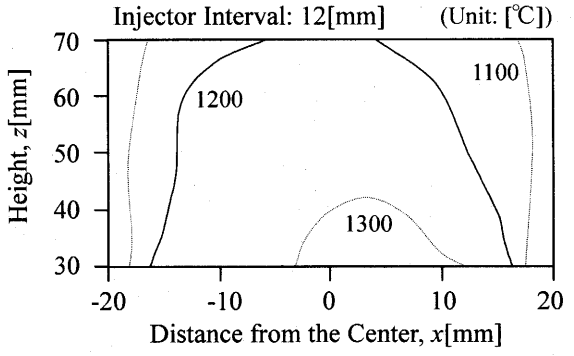


Fig. 8 Temperature distribution in the test combustor in the center vertical plane (y = 0[mm])

この図より，z = 40[mm]より下流側では，1200～1300[℃]のほぼ均一な温度場が形成されていることがわかる．主たる燃焼は，z = 30[mm]より上流の短い間に急速になされ，その後速やかに，温度の均一化が進行しているものと推測される．

インジェクタ間隔：12[mm]の条件では，燃焼効率・温度分布の観点から，燃焼室長さは 40[mm]程度で十分であると考えられる．燃焼筒の内径を本試験燃焼器の寸法をそのまま適用して ϕ 40[mm]と仮定し，この条件で，出力 3[kW]の超小型水素ガスタービン用実機燃焼器の燃焼室容積および燃焼負荷率を見積れば，それぞれ約 50[cm^3]，1.8×10^3[MW/(m^3· MPa)]となり，超小型で高負荷な実機燃焼器の実現が期待できる．

5．まとめ

本研究では，これまでに明らかになっている単一の同軸型インジェクタの燃焼性能に基づいて，実機で用いる Rich-Lean 二段燃焼器の概略設計を行うとともに，3 つのインジェクタを有する試験燃焼器を用いて，同軸型インジェクタをクラスタ化した際の影響について調べた．得られた知見は，以下の通りである．

＊直径が約 5[mm]の同軸噴流予混合火炎を，燃焼器壁で囲まれた幅 40[mm]の間に 3 つ直線状に集合して形成させた場合，二次燃焼反応の進行が急速になり，短炎化が図れる．
＊本実験で用いたマルチインジェクタの場合，インジェクタ間隔が広い 12[mm]の方が，火炎短縮の効果と，壁へ噴流火炎が付着するのを抑制する効果とが大きい．
＊本実験範囲では，同軸型インジェクタをクラスタ化した場合でも，火炎は十分に安定であり，排ガス性能への影響はみられず，燃焼効率はほぼ 100[%]，NOx 排出濃度 3[ppm16%O_2]未満が達成された．

本研究は，2004 年度東京都立の大学における傾斜的配分研究費の補助を一部受けた．ここに記して，謝意を表します．

参 考 文 献

(1) 湯浅三郎, 後藤登, 「超小型水素ガスタービン用燃焼器の燃焼特性」, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.58, No.551 (1992), pp.248-255.
(2) MINAKAWA, K., et al., "Development of a Lean Premixed-Type Combustor with a Divergent Flameholder for a Hydrogen-Fueled Micro Gas Turbine," 14th ISABE Paper, SL-099/JAP-05 (1999).
(3) 皆川和大, 湯浅三郎, 「過濃予混合火炎を用いた超小型水素ガスタービン用燃焼器に関する研究(最

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

適燃焼条件と試験燃焼器の燃焼特性)」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.4 (2003), pp.264-271.
(4) 皆川和大, 湯浅三郎, 「マイクロガスタービン用二段燃焼方式水素燃焼器に関する研究(同軸型インジェクタの燃焼特性)」, 日本機械学会誌(B 編), Vol.71, No.704 (2005), pp.193-200.
(5) 社河内敏彦, 「噴流工学」, 森北出版(2004), p.56.
(6) N. ラジャラトナム著, 野村安正訳, 「噴流」, 森北出版(1981).

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－7

既燃ガス中に予混合気を噴射するMGT用燃焼器の開発

*足立　貞雅，岩本　厚，山崎　由大（東大院），
山田　秀志，林　茂（JAXA），金子　成彦（東大院）

Development of a MGT Combustor with Mixture Injected into Burned Gas from a Tubular Flame

*Sadamasa ADACHI, Atsushi IWAMOTO, Yudai YAMASAKI (Univ. of Tokyo),
Hideshi YAMADA, Shigeru HAYASHI (JAXA) and Shigehiko KANEKO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

This paper describes the design and actual emissions performance of a combustor for a micro gas turbine (10kW) being developed in a biomass resources utilization project. To obtain stable combustion of biomass gas, we are turning our attention to *Flameless Combustion*, which can expand the lean flammability limit by auto-ignition of premixed gases. Multi-stage combustion is chosen, in which premix gas is injected into the burned gas generated in the tubular-flame first-stage combustion. On second stage combustion, the combustor didn't have good performance, but it achieved 99% combustion efficiency and 10ppm (at 15% O2) NOx emissions over a wide range of equivalence ratios on third stage combustion. Increase in the number of stages on flameless combustions can expand well-worked range of equivalence ratios. Hence, *Flameless Combustion* has been successfully applied to the combustor for the micro gas turbine.

Key words: Flameless combustion, Micro gas turbine, Multi-stage combustor, Biomass gas, Tubular flame

1. はじめに

近年，エネルギー資源の有効利用や地球温暖化防止の観点から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による小型分散発電が注目を集めている．

MGTは他の内燃機関に比べ燃料の多様性や排ガスがクリーンであるという利点を持っている．

しかし未利用エネルギーであるバイオマスガス等の使用を考えると，組成変動や低発熱量のため安定した運転は難しく，また環境汚染に対する厳しい規制から窒素酸化物(NOx)に関しては今後更なる低減が求められると予想される．

低NOx化を図る手段として，希薄予混合燃焼を用いた燃焼器が研究，開発されている．しかし通常の火炎伝播による予混合燃焼は低NOx，高燃焼効率を両立できる当量比範囲が狭いという問題がある．この当量比範囲からMGTの運転範囲が外れていると，希薄側では燃焼効率の低下，過濃側ではNOxの増大が生じる．この問題を解決し，最適当量比範囲の拡大ができれば，アイドリングから定格運転までの広い運転範囲において低NOx，高燃焼効率を両立した運転を行うことが可能となる．

そこで本研究では，低カロリーガスの安定した燃焼と低 NOx，高燃焼効率作動範囲の拡大を目指し，既燃ガス中に超希薄予混合気を噴射し反応させる「Flameless combustion」[1]に着目した．Flameless combustionを実現するために，複数段の予混合気噴射を行うステージングを適用した燃焼器の開発を行った．本報では低カロリーガスの前段階として燃料にメタンを用い，大気圧下試験を行った結果を示す．

2. 燃焼器概要

2.1 燃焼器設計条件

現在東京大学金子研究室ではバイオマスガス対応MGT の構築・研究[2]を行っている．本研究の燃焼器はこのシステムに導入することを念頭に設計されており，MGT と燃焼器の定格時の設計条件を表1に示す．また排ガス目標として低NOx は10ppm (15% O_2換算)，高燃焼効率は99%以上を目指した．

Table 1 Rated condition

	Engine	Combustor
Air flow rate (g/s)	194	72
Inlet air pressure (kPa)	270	101
Inlet air temperature (K)	723	
Outlet gas temperature (K)	1123	

2.2 試作燃焼器概要

燃焼器の概略を図1に示す．燃焼領域を3つに分け，1 段目には燃焼安定性が期待される筒状火炎を形成

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

させ，2，3 段目は主流に対して垂直方向から予混合気を噴射し，前段からの既燃ガスと混合させる．

予混合気噴射ノズルはそれぞれの段で，2 つずつ対向させて配置した．空気流量配分は，1 段目：2 段目：3 段目：希釈=1：1：1：3 となるように各開口の面積を設計した．

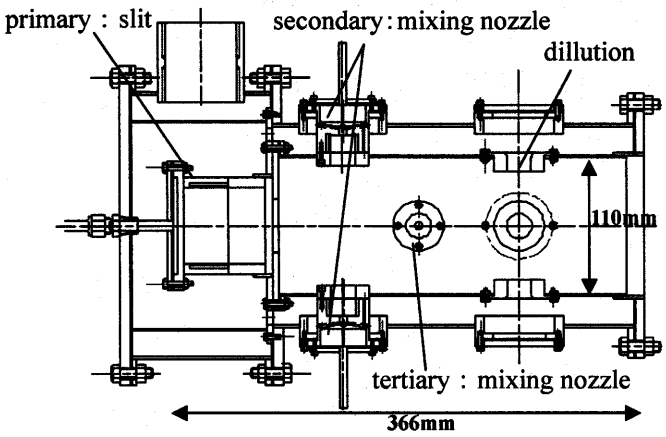


Fig.1 Schematic drawing of combustor

燃焼器ライナ直径は 110 mm で，燃焼器ライナ長さは 366 mm である． 2，3 段目の予混合気形成には，円筒に 8 つの曲がりスリットを加工した予混合気噴射ノズルを提案し，採用している．予混合気噴射ノズルの写真を図 2 に，各部の概略を図 3 に示す．ノズルの大きさは外径 40 mm，軸方向の長さが燃焼器への取付け部を含め 55 mm，スリット部は幅が 2.3 mm，高さ 15 mm である．スリットの入口付近において，燃料を噴射し空気と予混合させている．スリット出口は円形断面に対して接線方向を向いているため，予混合気は強い旋回流となってノズル出口から噴射される．予混合気に旋回を加えることにより，既燃ガスとの混合促進が期待される．また，スリットの他に，円筒の周囲に ϕ2.3 の 8 つの空気流入孔を設け，孔入口付近において燃料を噴射し予混合気を形成させた．その予混合気はノズル中心にある ϕ6.5 の孔から噴射される．中心部分から予混合気を噴射することにより，スリットからの旋回流による逆流領域の形成を防ぎ，逆火を防止する狙いがある．

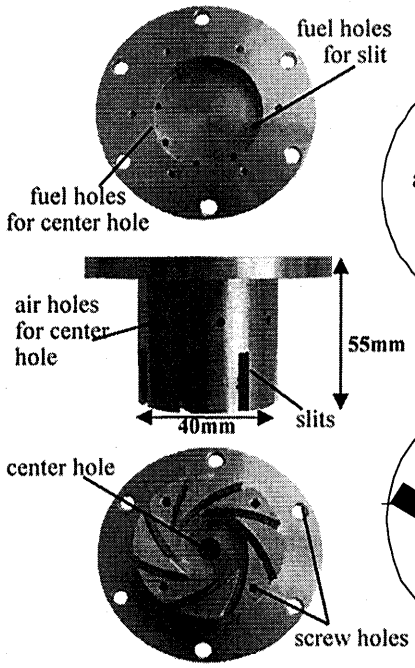


Fig.2 Photo of mixing nozzle

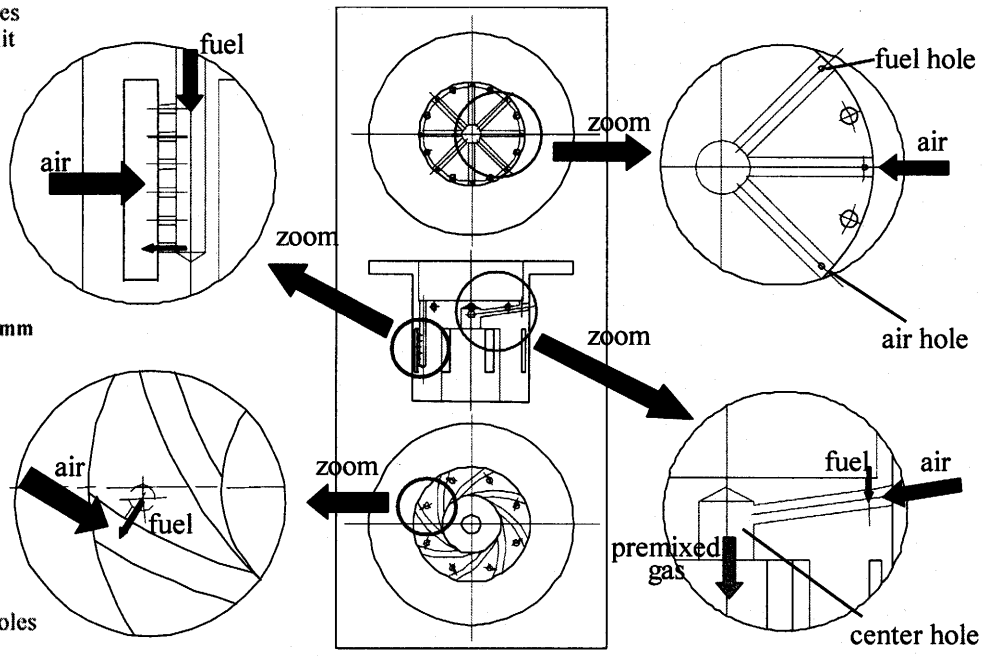


Fig.3 Schematic of mixing nozzle

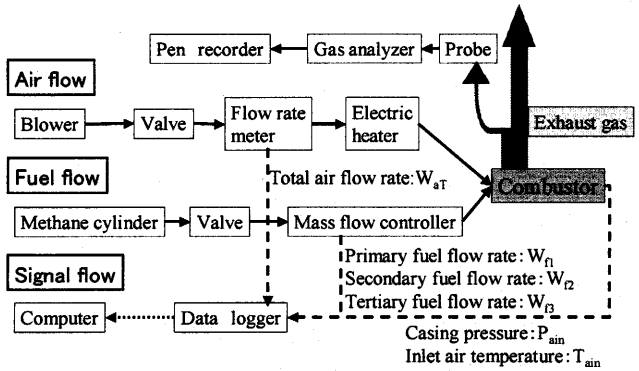


Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

3. 試験方法

3.1 試験装置

試験装置の系統図を図 4 に示す．空気はブロワーによって定格運転に必要な量を供給される．

流量はバルブの開閉によって制御可能で，流入空気量の計測は圧電素子式渦式流量計で行っている．ブロワーによって供給される空気は小型および大型の予熱用電気ヒータによって所定の温度

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

まで加熱可能となっている．メタンはボンベから調圧弁により圧力を調整され，マスフローコントローラによって流量を制御され燃焼器に供給される．燃料流量は各段独立に制御できるようそれぞれにマスフローコントローラを用いた．

燃焼器入口においてK型熱電対により流入空気温度 T_{ain} を，静電容量式圧力計により燃焼器ケーシング内圧力と大気圧との差圧 P_{ain} を計測する．排ガス特性試験時は，燃焼器からの燃焼ガスの一部を水冷式サンプリングプローブにより採取し，ガス分析計によって各成分ガス濃度を測定し，ペンレコーダによって記録する．

3.2 試験の流れ

試験は以下のような流れで行った．

(a)予混合気噴射ノズル単体試験

提案した予混合気噴射ノズルの混合性能を評価するために，燃料濃度分布を測定する試験を行った(図5)．ノズル出口から1 mm下流の断面において，単孔プローブにより予混合気を採取し，炭化水素濃度分析計によりTHC濃度を計測した．その結果を基に燃料孔数の変更を行い．混合性能を改善した．

(b)1段目性能試験

次に燃焼器の1段目部分のみで燃焼試験を行った(図6)．保炎性能の評価を行った結果，保炎性能の改善が必要であったため，スリット出口における燃料濃度分布を改善し，保炎性能を向上した．

(c)燃焼器性能試験

1段目，旋回ノズルを組み合わせ，燃焼器としての性能評価を行った．

3.3 試験内容

行った試験内容は，以下の通りである．

(a)燃料濃度分布測定試験

予混合気噴射ノズル単体試験と1段目性能試験時に，予混合気中の燃料の混合度を評価するため，サンプリングプローブにより予混合気を採取し，炭化水素濃度分析計を用いてTHC濃度を測定した．測定はプローブをX－Y stageにより測定点移動させて行った．

(b)圧力－空気流量特性測定試験

圧力損失を評価するために，ケーシング内圧力と大気圧との差圧と流入空気流量の関係を測定した．また燃焼器試験時は，1，2，3段目，希釈空気孔に流入する空気流量配分を推定するために，これら4つの開口のうち，1つ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

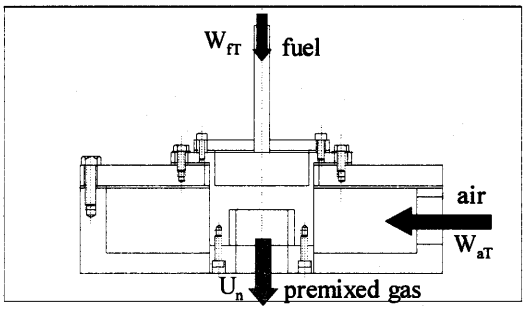


Fig.5 Shematic of mixing nozzle test model

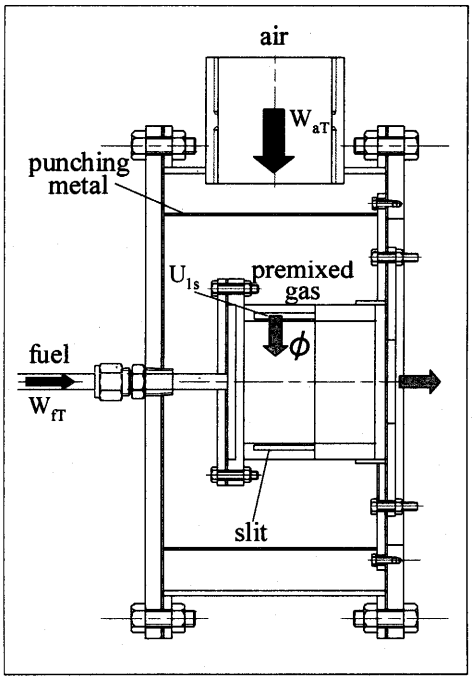


Fig.6 Schematic of single-stage combustor model

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．

(c)保炎限界試験

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 ϕ_{bl} とした．

(d) 排ガス特性試験

燃焼器出口において，孔数32の温水冷却式十字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．

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4. 試験結果

4.1 予混合気噴射ノズル単体試験

提案したノズルの形状, 燃料孔数を変化させた時のノズル出口における燃料の混合性能を評価した。試験時の空気流量は 6g/s, 当量比は 0.3 である. ノズル出口から下流 1mm の断面において 1mm ピッチで 317 点の THC 濃度分布を測定し、混合性能を評価した。表 2 は各条件の THC 濃度を平均値で正規化した時のの標準偏差と上限下限の範囲であり、比較のために空気の代わりにあらかじめケーシング外で作成した予混合気を導入したもの(*premixed)もあわせて示している。これより、中心ジェット用の燃料孔は当初の 8 つから 4 つのものを採用した。

4.2 1 段目性能試験

図 7 の C−C 断面図に示す十字印の位置において, 軸方向(Z 方向)にプローブをスライドさせて燃料濃度分布測定を行った. 結果を図 8 に示す. 空気流量は 12g/s, 当量比は 0.3 である. 横軸がスリット上流端を原点とした軸方向位置 Z(スリット長さ 30 mm), 縦軸が 8 つのスリットの平均値で正規化した THC 濃度である. base が燃料孔追加前の, modify が保炎性能改善のために行った燃料孔追加後の燃料濃度分布である. 燃料孔は図 9 に示すスリット根元部分に追加した. また, スタティックミキサによりケーシングの外で予混合気形成を行った後に, ケーシング内へ導いた結果(premixed)もあわせて示す.

まず base と premixed を比較すると, base はスリット上流位置で燃料濃度が薄く, 下流部分で濃くなっていることが分かる. 上流部分で安定した火炎を形成できず, 下流部分で着火しても燃焼器出口に近く周囲の空気と混合し温度が低下してしまうため, 保炎性能が低下すると考えられる.

次に base と modify を比べると, 燃流孔を追加したことにより, THC 濃度は上流部分で増加, 下流部分で減少し, 平滑化されたことが分かる. これは premixed の分布に近づいており, 燃料濃度分布は改善された.

保炎限界試験の結果は図 10 のようになった. 燃料孔を追加したことにより, 保炎性能が改善され premixed の値に近づいていることが分かる. Z 方向の燃料濃度分布を平滑化することや, 各スリット間での燃料濃度の差をなくすことでさらに保炎性能は改善されると思われる. 図 10 中の点線は一般的に thermalNOx が生成される平衡断熱火炎温度が 1800K に対応した保炎限界当量比を示しており, 定格時 12g/s での modify の火炎温度は 1800K 以下である.

Table 2 Statistics value

Number of fuel hall	Standard deviation	Range
4	0.112	0.508
8	0.142	0.478
*premixed	0.024	0.142

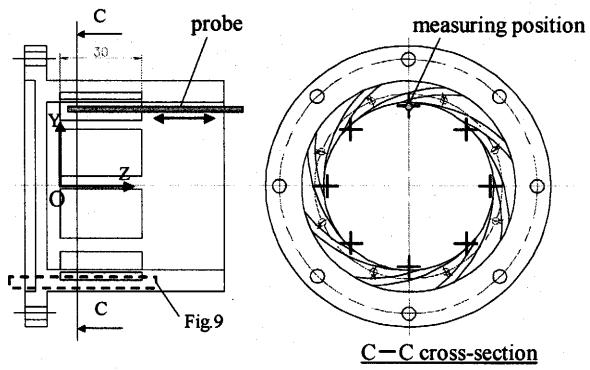


Fig.7 Measuring position

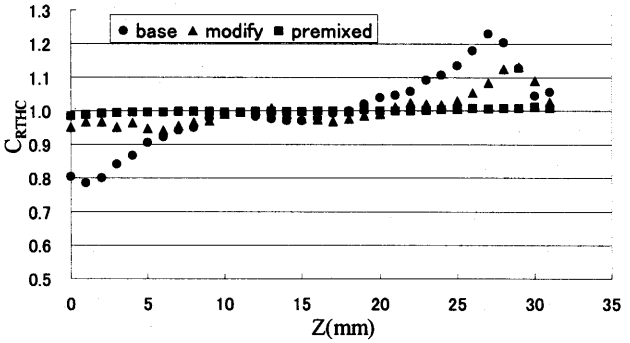


Fig.8 Profile of normalized THC concentation

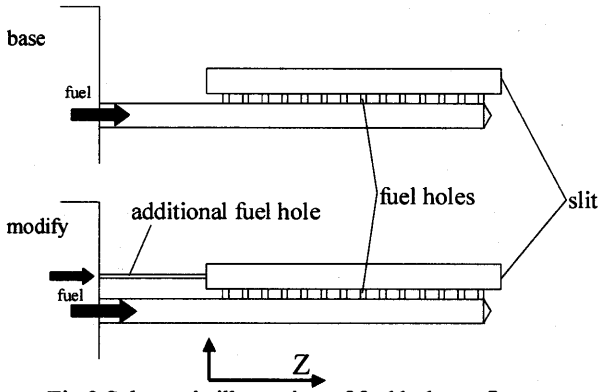


Fig.9 Schematic illustration of fuel holes at first combustion

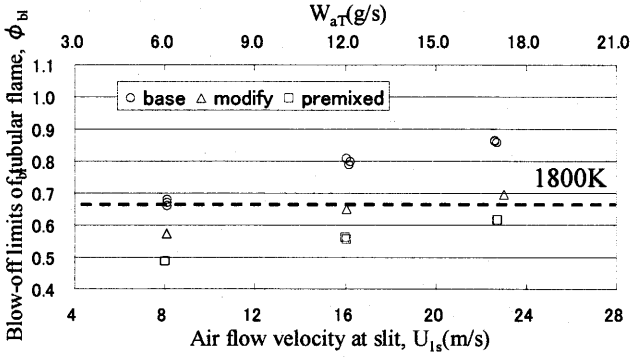


Fig.10 Blow-off limits

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4.3 燃焼器性能試験

4.3.1 排ガス特性

定格時相当の条件(W_{aT}=72 g/s, T_{ain}=700K)を基準とし，表3に示す条件で排ガス計測を行った．測定位置は燃焼器出口であり，その際，サンプリングプローブの大きさに合わせるために，燃焼器出口を断熱材及び板で直径を110mmから80 mmに絞って測定を行った．

図11に定格時相当条件での結果を示す．横軸がガス分析によって算出した燃焼器出口における全体当量比，縦軸が燃焼効率とNOx(15%O_2換算値)である．

●は1段目のみに燃料を供給した1段燃焼，▲は1段目をϕ_1=0.46で固定し，2段目当量比を0から増加させた2段燃焼，■は1，2段目当量比を固定し(ϕ_1=0.46，ϕ_2=0.43)，3段目当量比を増加させた3段燃焼の結果であり，塗りつぶしは燃焼効率，白抜きはNOx濃度を表している．

まず1段燃焼の結果をみると，当量比の増加とともにNOxが急激に増加するといった予混合燃焼の特徴を示していることが分かる．低NOx(10ppm以下)，高燃焼効率(99%以上)を達成できたのは，ϕ_{Tg}=0.07付近の非常に狭い範囲である．

次に2段燃焼の結果をみると，2段目予混合気噴射開始時に燃焼効率には低下が見られるが，その後はほぼ100%に達し，低NOx，高燃焼効率が達成できたことが分かる．しかし，2段目当量比が0.5を超える辺りからNOxの急激な増加が生じてしまった．2段燃焼時の低NOx，高燃焼効率を両立している当量比は，出口当量比ϕ_{Tg}で約0.11～0.15となっていた．

3段燃焼を用いることにより，さらに低NOx，高燃焼効率を両立している範囲はϕ_{Tg}で約0.11～0.23であった．3段燃焼時は，3段目予混合気噴射時の燃焼効率の低下が小さく，3段目予混合気噴射全範囲において燃焼効率99%以上を達成しており，3段予混合気噴射開始時の燃焼効率の低下を除くと，99.9%以上を達成していた．

3段目予混合気噴射時は，2段目予混合気噴射時に比べ燃焼効率の低下が小さくなった．その理由としては，予混合気の量に対する既燃ガスの量が3段目噴射時は2段目噴射時の約2倍になっていることが挙げられる．そのため2段目噴射時に比べ，既燃ガスの温度低下が小さく，既燃ガスから予混合気への熱や活性基の供給が多くなることが関係していると思われる．一方NOxは，2段燃焼時と3段燃焼時はほぼ同じ傾向を示している．よって段数を4，5段と増やしていくことにより，さらに低NOx，高燃焼効率達成範囲を拡大できる可能性を持っている．

また，1段燃焼では1段目当量比の増加により，燃焼振動が発生したが，多段燃焼時には振動燃焼は確認されなかった．ステージングによる燃焼方式は振動燃焼の抑制に有効であるといえる．

Table 3 Operating condition

W_{aT}(g/s)	T_{ain}(K)
72	323
72	500
72	600
72	700
36	700
90	700

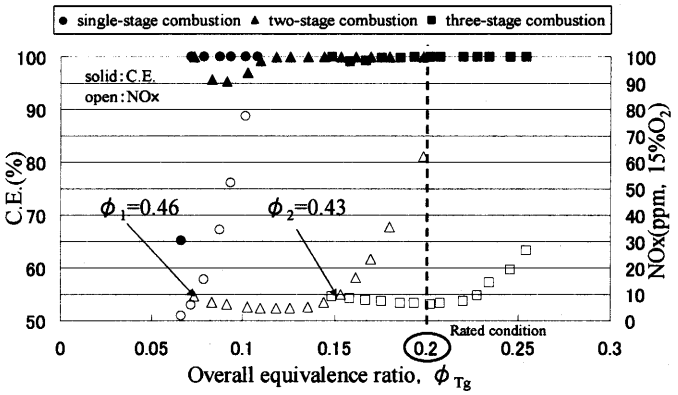


Fig.11 Combustion efficiency and NOx emissions at rated conditions

Table 4 Emissions characteristics at rated condition

	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_{Tg}	C.E(%)	NOx (ppm, 15%O_2)
two-stage combustion	0.46	0.71	0.00	0.20	99.9↑	62.4
three-stage combustion	0.46	0.43	0.30	0.20	99.9↑	6.4

Table 5 Emissions characteristics

W_{aT}(g/s)	T_{ain}(K)	two-stage combustion	three- stage combustion
72	323	0.15～0.20	0.15～0.29
72	500	0.14～0.17	0.14～0.26
72	600	0.13～0.16	0.13～0.25
72	700	0.11～0.15	0.11～0.23
36	700	0.10～0.14	0.10～0.22
90	700	0.11～0.15	0.11～0.23

ϕ_{Tg}=0.20が定格点であり，定格点における燃焼効率とNOx排出は表4のようになった．

2段，3段燃焼のどちらも燃焼効率は99.9%以上に達しているが，NOx排出値を見ると，2段燃焼時は最適な当量比範囲からはずれているため，値が大きくなっている．一方3段燃焼を用いることにより，定格点において低NOx，高燃焼効率な燃焼を実現できることが分かる．

表5は空気温度，空気流量を変化させた際の2段燃焼，3段燃焼時の低NOx，高燃焼効率を達成した出口当量比範囲を示す．全ての条件で燃焼効率，NOxの増減の傾向は同様であったが，空気温度323，500 K時は3段目予混合気噴射開始時に燃焼効率が98～99%に低下してしまった．いずれの条件においても，3段燃焼を用いることにより，広い当量比範囲で低NOx，高燃焼効率を達成可能であることが分かる．目標達成出口当量比範囲の下限と上限の比が約1：2であり，本燃焼器はMGTの広い運転範囲に対応可能であると思われる．

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4.3.2 混合ガスの温度と排ガス特性

既燃ガス中に予混合気を噴射した時の燃焼効率，NOx 排出値を決める重要な因子として，既燃ガスと予混合気の混合ガスの温度が挙げられる．そこで，流入空気温度を変化させた時の 2，3 段燃焼における結果について，混合ガス温度と排ガス特性の関係を見た．

横軸に既燃ガスと予混合気が瞬時に混合，反応したと仮定した時の混合ガスの温度を取り，縦軸に燃焼効率を取ったものが図 12，NOx 排出値を取ったものが図 13 である．

図 12 より 2 段目と 3 段目の予混合気噴射開始の混合ガス温度が異なり，3 段目の方が高いため燃焼効率の低下が小さいことが分かる．燃焼効率が 100%に近づいていく傾向は，2，3 段目，空気温度によらず同じであり，いずれの条件においても，1500 K 付近で 99%に達し，1600 K 以上であれば 99.9%以上となる．

一方 NOx を縦軸に取った図 13 を見ると，2 段目と 3 段目では，3 段目の方が高温での滞留時間が長くなるため，NOx 排出が大きくなっている．いずれの空気温度においても，1700 K 付近で 10 ppm を越え，その後増加していく傾向にあることが分かる．

以上をまとめると，燃焼効率は既燃ガスと予混合気の混合後の火炎温度によって決まるといえる．火炎温度 1500 K 付近で 99%となり，1600 K 以上であればほぼ 100%に達する．一方 NOx は，1700 K 付近で 10 ppm に達する．ただしこの火炎温度は滞留時間の影響を受け変化する．

以上より予混合気噴射型多段燃焼器の設計指針は次のように考えられる．まず，各燃焼領域において，予混合気噴射開始時の既燃ガスと予混合気の混合ガスの温度が 1500 K になるよう，既燃ガスと予混合気の比を設定する．そして，予混合気の当量比の増加により混合ガスの温度が 1700 K に達したら，その段での燃料流量の増加を止め，次の段に移行できるように，MGT の定格時の出口当量比から最適な段数を決める．

5. 結論

高温既燃ガス中に希薄な予混合気を噴射し燃焼させる Flameless combustion 方式を適用した低 NOx，高燃焼効率な MGT 用燃焼器の開発を行った．メタンを燃料にして大気圧下の試験によって得られた成果を以下にまとめる．

(1)試作した燃焼器において 3 段燃焼を用いることにより，広い当量比範囲において低 NOx，高燃焼効率を実現した(例:W_{aT}=72 g/s，T_{ain}=700 K 時に $0.11<\phi_{Tg}<0.23$ で燃焼効率 99%以上，NOx10ppm 以下)．

(2)Flameless combustion は MGT 用燃焼器で広い

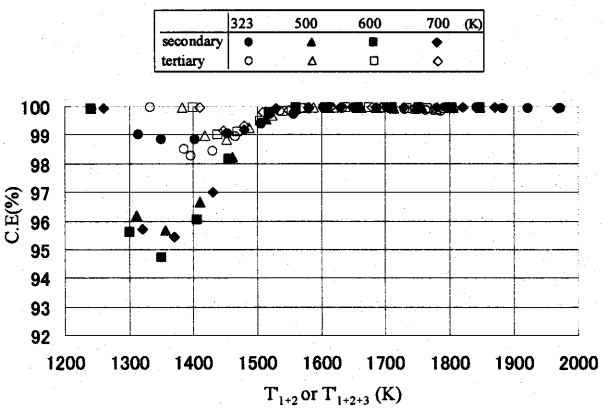


Fig.12 Combustion efficiency vs. flame temperature

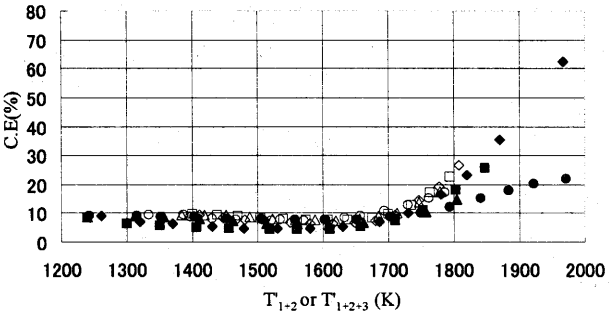


Fig.13 NOx emissions vs. flame temperature

作動範囲において低 NOx，高燃焼効率を実現できる燃焼方式であるといえる．

(3)予混合気噴射段数の増加により，さらに低 NOx，高燃焼効率範囲を拡大できる可能性を持っている．

(4)ステージングを適用した Flameless combustion は燃焼振動を抑えることに有効である．

次に本研究の成果に基づいた，予混合気を噴射する多段燃焼器の設計指針を提案する．

(5)全運転範囲において低 NOx を実現するには 1 段目の火炎温度を 1800 K 以下に保つ．

(6)各燃焼領域において高い燃焼効率を確保するために，予混合気噴射開始時の既燃ガスと予混合気の混合ガスの温度が 1500 K 以上になるように，既燃ガスと予混合気の比を設定する．

(7)低 NOx，高燃焼効率を同時に実現するためには，予混合気の当量比の増加により混合ガスの温度が 1700 K に達したら，その段での当量比の増加を止め次の段に移行できるように，MGT の出口当量比範囲から最適な段数を決める．

参考文献

1) 林茂：Flameless 燃焼によるガスタービン燃焼器の超低 NOx 作動範囲の拡大，第 30 回ガスタービン定期講演会講演論文集，2002.10，(富山)

2) 徐朝全，金子成彦，渡辺辰郎，ガスタービン学会誌，Vol. 32，No. 4 (2004) pp. 322-327

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－8

ガスタービン燃焼器によるVOC処理・脱臭の試み

*藤原　弘，小山　正道（新潟原動機）

Gas Turbine Combustor for VOC Removal and Deodorization

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

ABSTRACT

Revised Air Pollution Control Law to reduce Volatile Organic Compounds (VOC) Emissions will enforce in April 2006. They suspect VOC's to be SPM (Suspended Particulate Matters) and Photochemical Oxidant. Some VOC's are also substantial of offensive odor. The Offensive Odor Control Law was revised in 1995 and Odor Index Regulations is newly introduced to improve offensive odor complains. The authors tried to remove VOC and deodorize by Gas Turbine Combustor to minimize running cost and for high removal rate. Toluene is injected into combustion air for VOC combustion rig test and engine testing. Mixtures of trimethylamine, acetaldehyde, propionic Acid and water are also injected for deodorization test. The combustion test results demonstrate sufficient removal rate for VOC removal and deodorization.

Key words: VOC removal, Deodorization, Gas turbine combustor

1．はじめに

改正大気汚染防止法により大気中に放出されるVOC（Volatile Organic Compounds；揮発性有機化合物）の規制が2006年に施行される。VOCはSPM（Suspended Particulate Matters; 浮遊粒子状物質）や光化学オキシダントの原因物質の一つと考えられ，近年これらに係る環境基準の達成率は低い状況である。VOCの大気への排出は年間185万トン（2000年度）にも上り[1]，SPMや光化学オキシダントに係る大気環境汚染の改善のためにはVOCの大気への排出を削減することが急務である。またVOCにはいくつかの臭気成分も含んでおり，脱臭の観点からも処理が必要であると考えられ，悪臭防止法による臭気規制も実施されている。

VOCの処理方法としては，VOC分解装置（燃焼処理法）とVOC回収装置（吸着，吸収処理法）に大別され，適用される処理方法は排風量や排中のVOC濃度などによって決定される。燃焼処理方法には，直接燃焼法，触媒燃焼法及び蓄熱燃焼法があるが，設備コスト，ランニングコスト及びCO_2発生の観点から，これらの燃焼処理方法は十分な検討が必要である。これらのデメリットを相殺する方法の一つとして，ガスタービンを使ったVOC処理装置が考えられており,現状の商品としてはNorth American Energy SystemsのGTO（Gas Turbine Oxidizer）がある[2]。図1にこのGTO（http://turbosolve.com/voc.htmlから抜粋）の外観を示す。　　このシステムはシンプルサイクル

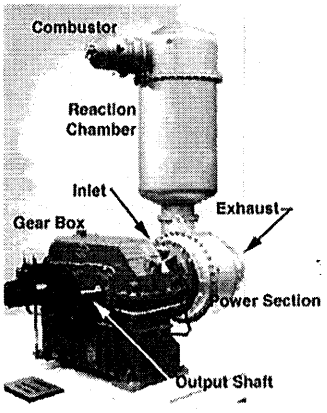


図1　North American Energy Systemsの GTO
(http://turbosolve.com/voc.htmlから抜粋)

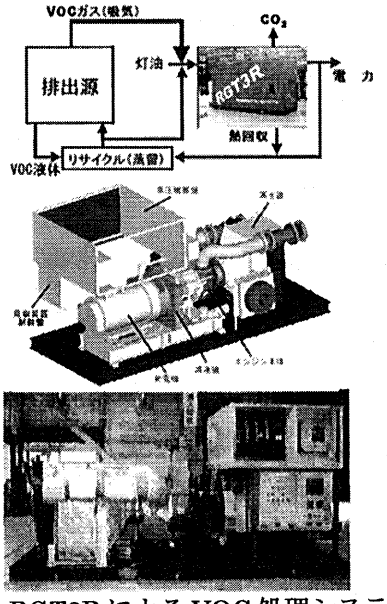


図2　RGT3RによるVOC処理システム[3]

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，(伊勢)

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ガスタービンの燃焼器に VOC を完全に処理するためのリアクターを取付けたものである。一般的に VOC 処理は 3T（Temperature，Time，Turbulence）が重要であると考えられており，この GTO でも高温での滞留時間を確保するため巨大なリアクターが必要となっている。一方国内においては，新潟原動機（NPS）の 300kW クラス再生サイクルマイクロガスタービン RGT3R を使った VOC 処理システムが商品化されつつある [3) 4)]。このシステムの概要を図 2 に示す。このシステムは VOC のガスと液体の同時燃焼が可能で，環境対策が図れ，熱と汎用性の高い電気が回収される。他の発電設備による発電相当量の電力が削減され，CO_2 発生のデメリットが相殺される方式であり，今後の普及が期待されている。また他の原動機（ディーゼルエンジン）を使って鶏ふんの脱臭を試みた例も見られる [6)]。

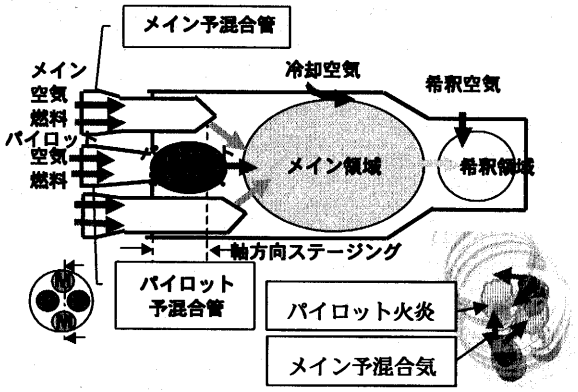
このような背景のもと，リアクターなどの設備が不要で，標準的なガスタービン燃焼器において VOC・臭気成分をどの程度酸化処理することができるかを試した。供試した燃焼器は宇宙航空研究開発機構（JAXA）殿と NPS が共同で開発した液体燃料焚き DLE 燃焼器で 24ppm@15%O_2 以下の NOx を達成している超低公害型燃焼器である [5)]。図 3 にその概略図を示す。

VOC・臭気成分の代表としてトルエンを噴射して燃焼試験を実施し，燃焼器での除去率を試験した。この結果燃焼器での除去率は 99%以上であり，VOC 処理・脱臭に十分な効果があることを確認した。また実機での脱臭試験において，臭気成分としてトリメチルアミン，アセトアルデヒド，プロピオン酸を混合した水溶液を燃焼空気中に噴射して，脱臭効率を試験した。本報ではこれらの結果について報告する。

2．VOC 燃焼試験装置の概要

燃焼試験装置の概要と VOC の供給方法を図 4 に示す。電動ブロアから供給された空気はプレヒータセクションとテストセクション（燃焼用空気）の 2 つの系統に分けて供給される。燃焼空気はプレヒータの燃焼ガスを使って熱交換器で加熱され，所定の温度でテストセクションに供給される。テストセクションの下流には排ガスサンプリングプローブと観察窓が設置されており，排ガス分析（NOx，CO，CO_2，O_2，THC）及び燃焼状態観察（ビデオ）を実施する。

吸入する VOC として，ここではトルエンをテストセクションの上流から燃焼空気に噴射した。



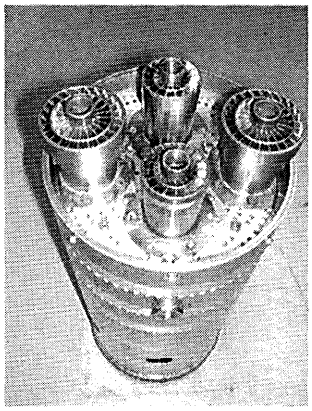
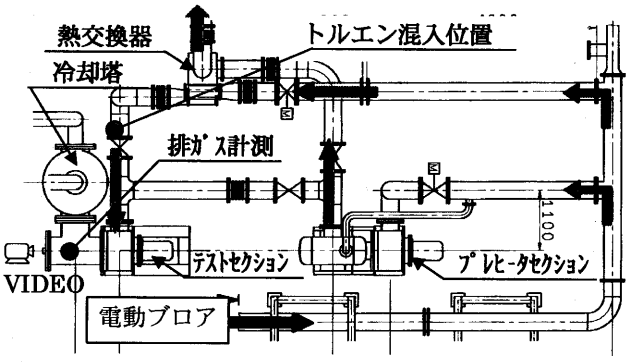


図 3　供試 DLE 燃焼器の概略図（コンセプト）と外観



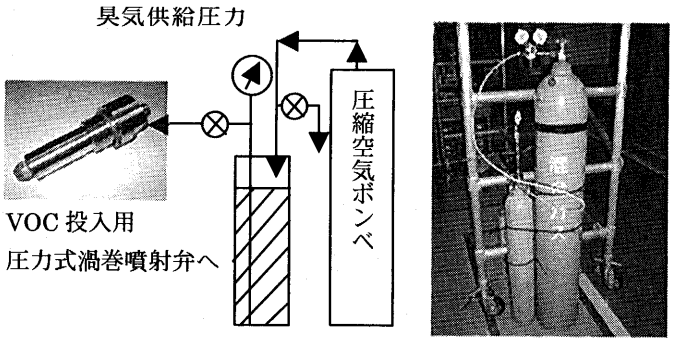


図 4　燃焼試験装置の概要と VOC 供給方法

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

トルエンの濃度はテストセクション入口で CH4 換算として THC で計測した。トルエンの噴射には市販の圧力式渦巻噴射弁（2.5GPH）を用い，事前に流量特性を計測し用いた。トルエンは内容量 10 ﾘｯﾄﾙの圧力容器に入れ，必要量を圧縮空気で圧送した。入口 VOC 濃度は約 7000 及び 10500ppm（CH4 換算 THC 濃度）とした。

2.2 供試燃焼器

VOC 燃焼試験に供試した燃焼器は 300kW クラス再生サイクルガスタービン RGT3R 用として開発した液体燃料焚き DLE 燃焼器を用いた。この燃焼器は 2 本のパイロット予混合管と 2 本のメイン予混合管を持ち，メイン予混合管は低エミッションを達成するために燃焼器内に突き出した形状の Short と Long の噴射管により軸方向のステージングをしている。この燃焼器のコンセプトは，パイロットで安定した火炎を保持し，パイロットの高温の既燃ガス中に超希薄なメイン予混合気を吹きつけることで低エミッションを達成するものである。この DLE 燃焼器を搭載したテスト機は現在フィールドテスト中で，排ガスエミッションは灯油燃料焚きで出力 230~240kW において NOx，CO 共に 13~16ppm@15%O_2 を達成している。 この燃焼器の実機試験における排ガスエミッションを図 5 に示す。この DLE 燃焼器は負荷率 50%まではパイロット 2 本（P）のみで運転され，50%以上の負荷率で低エミッションモード運転される。負荷がおよそ 70%までは 2 本のパイロットと 1 本のメイン（Short）で運転され，それ以上の負荷では 2 本のパイロットと 2 本のメインバーナ（Short+Long）により運転される。

2.3 試験条件

供試した燃焼器は再生サイクルガスタービン用であるため，燃焼器入口温度は負荷の上昇と共に上昇する。負荷と燃焼器入口温度の関係を図 6 に示す。燃焼器入口温度は無負荷では約 200℃で，全負荷では約 600℃である。このことから燃焼試験の条件は再生サイクルの運転条件を考慮して決めた。先に示したとおり，VOC 処理の 3T を考えると低負荷では燃焼温度が低いため VOC 処理効率の低下が考えられること，また低エミッションモードの運転は，負荷率 50%以上であることから燃焼試験条件は燃焼器入口温度 T3 が比較的高い 500, 550 及び 600℃とした。これらの温度はそれぞれ負荷率がおよそ 65，75 及び 100%に相当する。また燃料は灯油で，パイロットとメインの燃料流量は実機

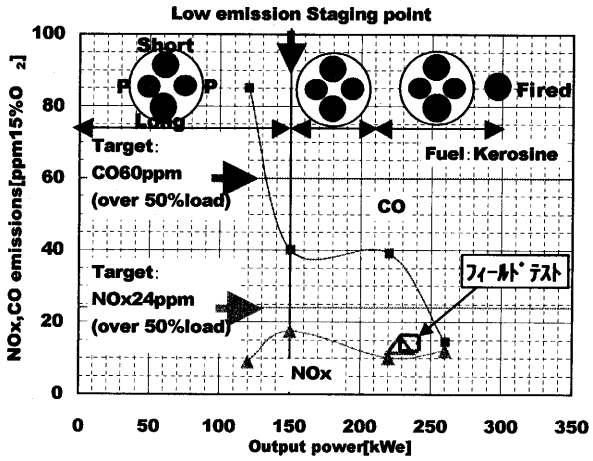


図 5　供試 DLE 燃焼器の排ガスエミッション性能

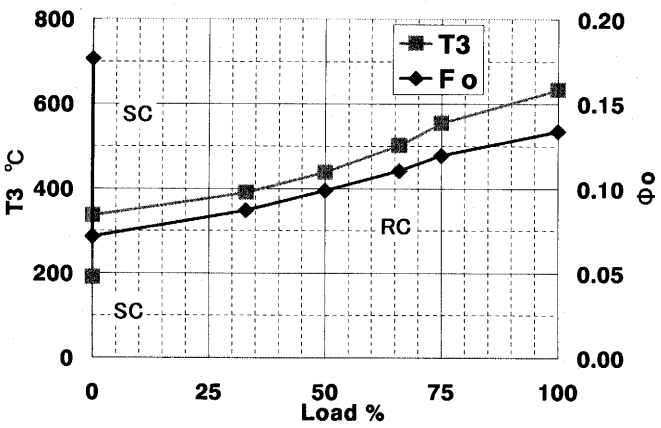


図 6　負荷と燃焼器入口温度（再生サイクル）

表 1　試験条件一覧表

負荷率 (相当)%	入口温度 ℃	燃料（灯油）流量 cc/s	
		パイロット	メイン
65	500	4.0	S 3.0
75	550	4.0	S+L 3.5
100	600	3.5	S+L 4.5

メイン噴射管 S: Short　S+L: Short +Long

入口 VOC 濃度 ppm	
THC CH4 換算濃度	トルエン相当濃度
7000	1000
10500	1500
空気流量	0.62kg/s
空気圧力	101.3kPa

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

試験結果をもとに決めた。試験条件一覧を表１に示す。表中のSはShortバーナ，S+LはShortとLongのバーナに燃料を供給することを示している。

2.4　燃焼試験結果

VOC 燃焼試験結果を図７に示す。図７-(a)は燃焼器入口温度を500，550及び600℃に変えたときのトルエン（THC）除去率とCO排出濃度ppmを示す。トルエン除去率は（入口 THC 濃度－出口 THC 濃度）／入口 THC 濃度×100%とした。入口空気温度が500，550及び600℃のいずれの温度においてもほぼ100%であった。一方COの出口濃度は入口空気温度が500℃のとき200～750ppmと高い値であった。

今回の試験ではパイロット及びメインの燃料流量を固定してVOCを噴射したことによりVOCの保有する熱量分の燃焼器出口温度が上昇した。図７-(b)にVOCを噴射したときの全体当量比と燃焼器出口温度の関係を示す。全体当量比は燃焼器出口の排気エミッションの計測結果から計算した。入口空気温度が 500℃のときは当量比の増加に対する燃焼器出口温度の上昇が緩やかであることがわかる。これは CO の排出濃度が高いことにも関連しており，投入したVOCの熱量が完全に燃焼器内での温度上昇に使われていないことを意味していると考えられる。

一方，VOC 処理の実機試験結果の一例を図８に示す[4]。燃焼試験と同様にVOCとしてはトルエンを用いて，性能計測用の吸気ノズルからトルエン噴霧を吸入させた結果を示している。トルエン濃度の計測には，高速ガスクロマトグラフを用いて，空気入口，空気出口，排気入口及び排気出口で計測した。入口空気に対するトルエン濃度を約500，1000及び1500ppmに変えた試験結果は，どの濃度においても燃焼器入口空気温度が 550℃以上ではトルエン除去率は 97%以上になっており，燃焼試験結果より1~3%低い除去率であったが，ほぼ整合性のある結果であると考えられる。

しかし，実機では燃焼器入口温度が500℃以下では 90%程度まで低下している。これは燃焼試験においては，灯油燃料を一定にしてVOCを投入したため図７-(b)に示すとおり燃焼器出口温度が上昇したため，高い除去率となったと考えられる。

３．実機による脱臭試験

前述のとおりトルエンで高い VOC 除去率が確認できたので，次に実機による脱臭試験を実施した。臭気成分としては，水と混合して供給できる

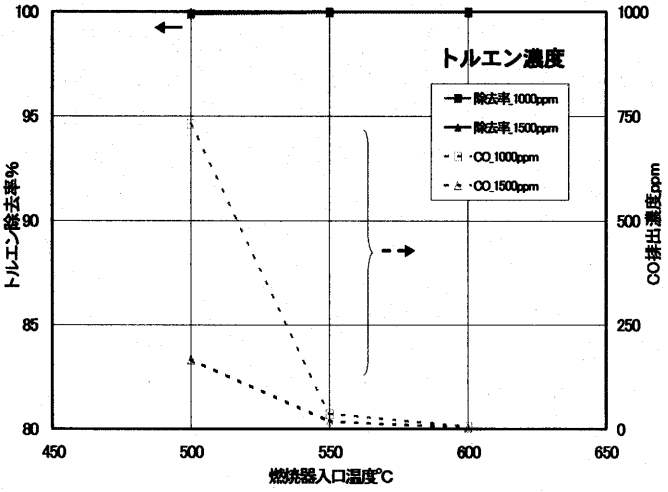


図７-(a)トルエン除去率とCO排出濃度

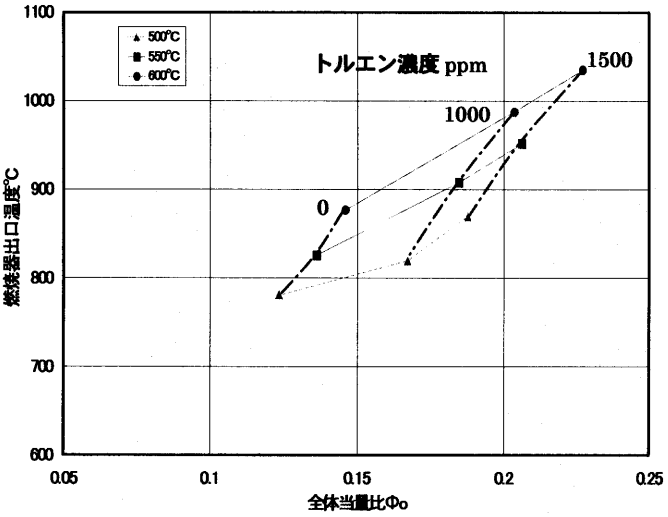


図７-(b)トルエン濃度と燃焼器出口温度

図７　VOC 燃焼試験結果

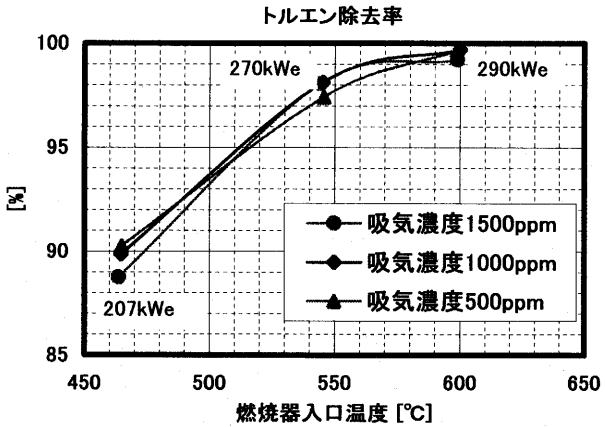


図８　VOC 実機試験結果[4]

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

水溶性の臭気成分トリメチルアミン，アセトアルデヒド及びプロピオン酸を選定した。　これらの臭気成分の発火点と引火点をトルエンと比較して表3に示す。トルエンに比べいずれも発火点が低い。それぞれの物質の臭気濃度は，トリメチルアミン 1ppm で 3500，アセトアルデヒド 5ppm で 3500，プロピオン酸 2ppm で 2000 である。臭気濃度は，嗅覚測定法による臭気の数量化方法の一つで，その臭気を無臭の清浄な空気で希釈していき，臭わなくなったときの希釈倍数をいう[7]。例えば臭気濃度 1000 とは，1000 倍に希釈したら，ほとんどの人が臭わなくなるような臭気である。

脱臭試験の運転条件は全負荷相当の燃焼器入口温度約 600℃（出力約 220kW）として，臭気成分の水溶液を投入した。表4に供試ガスタービンの仕様を示す。臭気成分の投入には前述の装置を使って，必要な量を圧縮空気で圧送して同様に臭気成分を混合した水溶液を燃焼空気中に噴射した。

表3　臭気成分の混合割合と物性値

混合物質名	水溶液密度(純液)(g/ml)	純液の沸点	混合量(ml)	
			一回目	二回目
30%ﾄﾘﾒﾁﾙｱﾐﾝ	0.898 (0.66)	3.5℃ (755mmHg)	62	438
90%ｱｾﾄｱﾙﾃﾞﾋﾄﾞ	0.802 (0.78)	20.4℃ (760mmHg)	79	421
ﾌﾟﾛﾋﾟｵﾝ酸	(0.996)	140.8℃ (760mmHg)	79	421
純水	(1)	100℃ (760mmHg)	10,000	8,000

物質名	発火点℃	引火点℃	沸点℃
ﾄﾘﾒﾁﾙｱﾐﾝ	190	>0	3.5
ｱｾﾄｱﾙﾃﾞﾋﾄﾞ	175	−37.8	20.4
ﾌﾟﾛﾋﾟｵﾝ酸	465	52.2	140.8
トルエン	552	4.2	110.6

表5　ガスタービンによる脱臭実験結果

実験No		ｺﾝﾌﾟﾚｯｻ入口（推定）臭気濃度	ｺﾝﾌﾟﾚｯｻ出口臭気濃度	排ガス臭気濃度
一回目	1	5500	1300	230
	2	7500	1300	170
	3	9200	2300	230
二回目	4	79900	2300	410
	5	109800	3100	550
	6	134200	4100	730
	Blc		130	410

図9に脱臭実機試験概要を示す。臭気成分の噴射位置はガスタービンの吸気プレナムの座を用いた。またコンプレッサ出口及びエンジン出口でエミッション計測と臭気試験（嗅覚測定法）のためテドラバッグでサンプリングした。

実機脱臭試験結果を表5に示す。投入した臭気成分の量から推定したコンプレッサ入口での臭気濃度と，コンプレッサ出口及びガスタービン出口の臭気濃度を示している。なお臭気成分を投入しない場合の灯油燃焼排ガス臭気濃度も合わせて計測した。Blc は臭気成分を投入しない場合を示しており，臭気濃度は 410 であった。

臭気成分を投入したときのガスタービン出口の臭気濃度は 170～730 とほぼ Blc と同等になっており，ガスタービン燃焼器で十分脱臭が可能であることを示している。特に今回試験した臭気成分は発火点が比較的低いため，コンプレッサ内の温度上昇でも酸化分解されていることがわかる。

表4　供試 300kW 級再生ｻｲｸﾙｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ仕様

圧縮機	遠心1段
燃焼器	単筒カン型
タービン	ラジアル1段
定格出力	290 kW
空気流量	2.5 kg/s

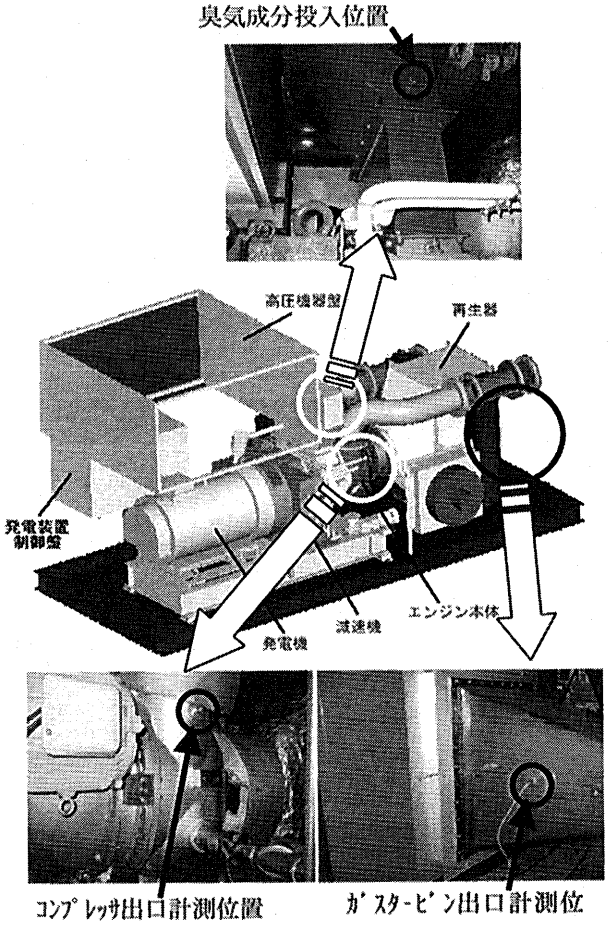


図9　脱臭実機試験概要

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4．検討

化学反応解析ソフト CHEMKIN のプラグフローモデルで，トルエンを 0.000884（mole fraction）含んだ空気の反応に関して，　表6に示す条件で入口温度の影響について計算した結果を図１０に示す。トルエンの反応メカニズムは参照8）を用いた。この結果 973K ではトルエンが 0.2 秒までゆっくりと減少し，CO は 0.8 秒を過ぎてもまだ増加している。一方，入口温度を 1073K，1173K に上げるとトルエンは 0.03 秒程度で減少し，CO も約 0.0028（mole fraction）をピークに減少する。特に 1173K では CO はほぼ 0.1 秒で減少することがわかる。この結果と燃焼試験結果から，トルエン VOC の酸化分解には 1173K（900℃）程度まで温度を上げることで CO の発生を抑えて処理できるものと考える。

5．今後の課題

今回の VOC 燃焼試験では，VOC 成分としてトルエンを試験したが，より広範な VOC に対応するため他の様々な代表的な VOC 成分，例えば酢酸エチル，MEK，IPA などについて同様にデータを収集する予定である。表７にトルエンと比較して燃焼に関係するデータを示す。いずれもトルエンに比べ発火点が低いので，トルエンより比較的燃焼し易いものと考えられる。

また今回の試験では，　灯油燃料を一定にして VOC を投入して燃焼試験を実施したため，燃焼器出口温度が上昇した。実機では出力一定で運転されることを考えると，燃焼器出口温度は VOC を投入した場合も一定として燃焼試験を実施して評価する必要があると考える。

6．　まとめ

(1) VOC の代表としてトルエンを燃焼空気に噴射して燃焼試験を実施した結果，燃焼器入口温度が 500℃程度でもトルエンは除去できるが，CO の排出濃度が高くなった。

(2) 燃焼器出口温度が約 900℃以上になると，CO の排出濃度は問題ないレベルに低下する。

(3) 比較的発火点の低い，低濃度の臭気成分もガスタービン燃焼器で脱臭可能である。

表６　CHEMKIN による計算条件

リアクタモデル	Plug flow reactor
反応メカニズム	chem.inp_c7h8[8)]
入口温度　K	973,1073,1173
入口トルエン濃度	0.000884（mole fraction）

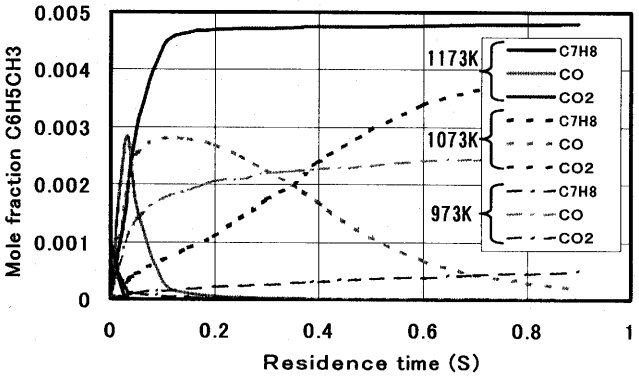


図１０　トルエンの反応と CO の発生

表７　代表的な VOC の物性値

物質名	発火点℃	沸点℃	燃焼熱 kJ/mol
トルエン	552	110.6	3910
酢酸エチル	427	77.1	2239
MEK	516	79.6	2446
IPA	399	82.3	2006

参 考 文 献

1) 新しい VOC（揮発性有機化合物）排出抑制普及推進セミナーテキスト，（社）全国環境保全推進連合会 (2005.3)
2) GTO(http://turbosolve.com/voc.html)
3) 伊藤紀雄：VOC 排出削減技術の現状と展望，産業と環境，34 巻 6 号 (2005.6) pp.67-70.
4) 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，石川島播磨技法，Vol.43, No.6 (2003-11) pp.206-210.
5) Fujiwara, H. et al: Development of A liquid-fueled Dry Low Emissions Combustor for 300kW Class Recuperated Cycle Gas Turbine Engines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, GT 2005- 68645.
6) 高原康光，西川治光他：ディーゼルエンジンコージェネレーションシステムを利用した鶏ふん発酵臭気の脱臭，におい・かおり環境学会誌，35 巻 1 号 (2004) pp.8-15.
7) 石黒辰吉監修：普及版防脱臭技術集成，NTS(2002.12)
8) http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH/chem.inp_c7h8

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A－9

VOC処理用高温壁DLE燃焼器の開発

*小山　正道，藤原　弘（新潟原動機株式会社）

Development of Hot-wall Combustor for VOC Removal

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

ABSTRACT

This paper describes the development of DLE (Dry Low Emission) combustors for VOC (Volatile Organic Compounds) removal. VOC contained in the inlet air are oxidized in the DLE combustors. For conventional gas turbine combustors, the most of inlet air goes into the combustor from dilution and cooling holes. Using these combustors to remove VOC, a part of VOC will discharge without oxidization. The authors designed a hot-wall combustor for VOC removal in this study. And high removal efficiency was confirmed by combustion tests. But high CO emission was also exhausted. Some problems of the tested VOC removal combustor and the modifications are also described.

Key words: VOC removal, DLE Combustor, Hot-wall Combustor

1．はじめに

VOC (Volatile Organic Compounds) は，揮発性を有し，大気中で気体状となる有機化合物の総称であり，発ガン性が指摘される浮遊粒子状物質(SPM) や光化学オキシダントの原因物質として知られている。SPMや光化学オキシダントに係る大気汚染の状況は未だ深刻である。現在でもSPMによる人の呼吸器への悪影響が懸念され，光化学オキシダントによる目や喉への刺激や呼吸器への悪影響に係る健康被害が数多く届出されており，緊急に対処することが必要となってきている[1)]。

こうした背景により，工場等からのVOCの排出を包括的に抑制していくことを目的とした大気汚染防止法の一部を改正する法律（改正法）が平成１８年４月より施行される[1)]。

大都市圏のSPM環境基準の達成率は，図１に示すように50%程度に留まっている。また，図２に示すようにVOC排出量の約70%は溶剤によるものである。溶剤には主にトルエン，キシレン，ベンゼン，酢酸エチルなどが含まれる。現在の主なVOC処理方法は，燃焼分解によるもので，VOC処理効率は95%程度である。これには直接燃焼方式，触媒燃焼方式および蓄熱燃焼方式が挙げられる。また，熱エネルギーの利用は焼却や廃熱回収に留まっており，燃料多様化の観点からVOCの有効利用技術の開発が求められている。

本稿では，弊社の小型常用ガスタービンRGT3Rに搭載されるDLE（Dry Low Emission）燃焼器をベースにして，燃焼空気に混入させたVOCを高い効率で酸化処理するDLE燃焼器を開発した。RGT3Rは，小型のコジェネレーションシステム用として開発された300kWクラス再生サイクルガスタービンで，液焚き（灯油）の低NOx（24ppm

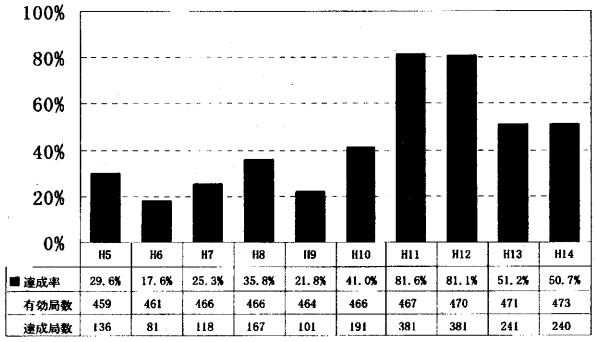


図１　都市部におけるSPM環境基準達成率[2)]

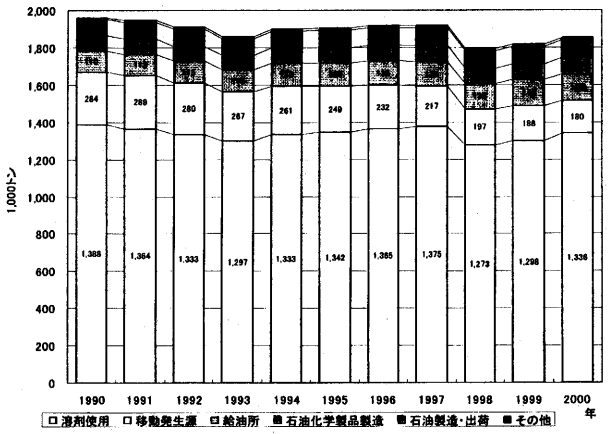


図２　VOC排出源の内訳[2)]

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

以下，ドライ 15%O_2換算）を達成する DLE 燃焼器を搭載しており，既にフィールドテストでは NOx，CO 共に 13~16ppm を達成している[3)4)5)]。

この DLE 燃焼器は燃焼に寄与する空気配分が少なく，大部分の空気は燃焼に直接的に関与せずに燃焼器壁面の冷却や希釈空気として流入する。このため，冷却や希釈空気中に含まれる VOC の一部は完全に酸化反応しないで大気に放出される。

ここで検討した VOC 処理用燃焼器は，冷却・希釈空気をライナ壁面で昇温させることで酸化反応を促進させた後，燃焼器に流入させる構造の高温壁燃焼器である。大気圧燃焼試験において燃焼器入口に VOC（トルエン）を混入し，燃焼器入口および出口の排ガス分析により VOC 除去率を確認した。また，現状の問題点・改善方法などについても，燃焼試験結果と合わせて報告する。

2．概要

次に示す２つの DLE 燃焼器および１つの VOC 処理用 DLE 燃焼器による VOC 処理を検討した。

2.1 DLE 燃焼器（Type1）

現在 RGT3R に搭載される DLE 燃焼器（Type1）の断面図を図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。希薄予混合予蒸発方式のパイロットバーナは安定した既燃ガスを発生し，メインバーナは燃焼器内に突出した独特な形状をしたメイン予混合気の噴射管により，パイロットの既燃ガスに向けて，希薄予混合気を噴射する。メイン予混合管は Short 形状と Long 形状の２つの構造を持つ。従って，この燃焼器はパイロット，メイン Short およびメイン Long の３段階の軸方向ステージング燃焼方式となっている。これにより燃焼器内部の流れの混合が促進され，低エミッションを達成している。液体燃料はパイロットの圧力式燃料噴射弁およびメインのエアブラスト式燃料噴射弁で微粒化され，予混合管を流れる空気中に噴射される。

2.2 DLE 燃焼器（Type2）

DLE 燃焼器（Type2）の断面図を図４に示す。Type1 はメイン予混合気の噴射管が燃焼器内部に突出た形状であるのに対して，Type2 はメイン予混合管出口が燃焼器上面に開口している。この構造により，Type1 と比較して，比較的滞留時間が長くなると考えられる。滞留時間の増加は，VOC の燃焼反応を促進させる。

パイロット火炎は，予混合管と一体化されたフレームホルダにより安定に保炎される。また，フレームホルダによりパイロットとメインの軸方向

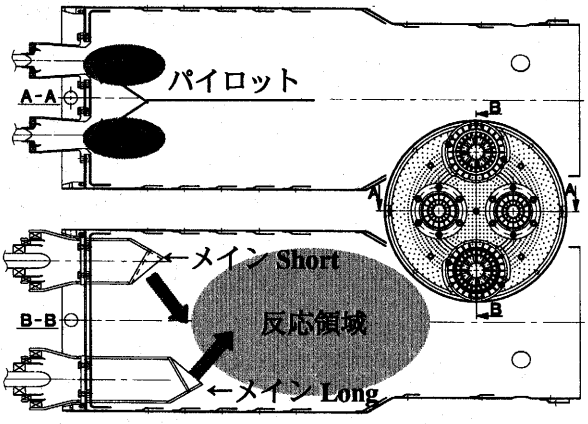


図３ DLE 燃焼器（Type1）

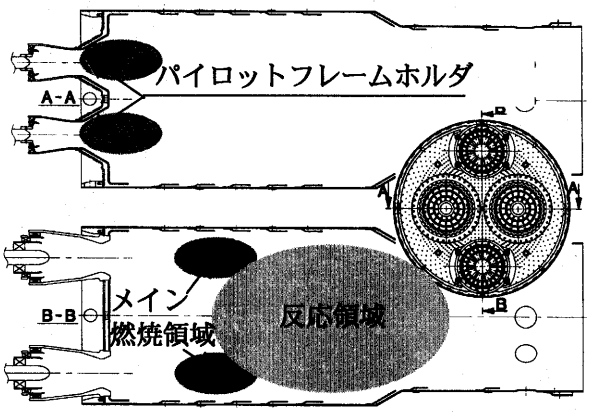


図４ DLE 燃焼器（Type2）

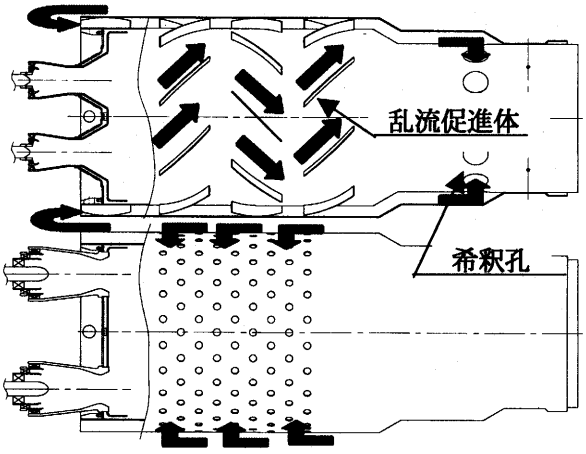


図５ VOC 処理用燃焼器（Type3）

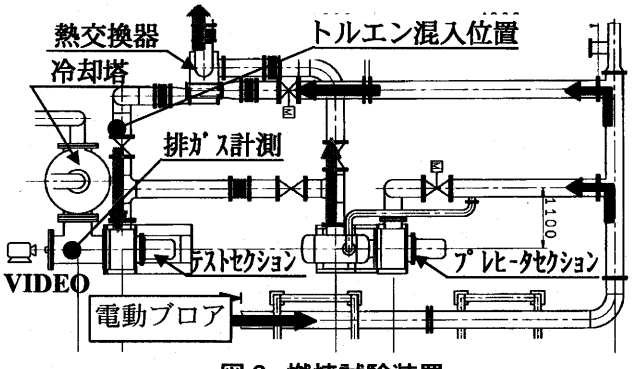


図６ 燃焼試験装置

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ステージングも実現している。希薄予混合気がパイロットバーナの火炎に干渉せず，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メイン予混合管を配置することで，Type1 と同等の低エミッション性能を達成している[3]。燃料噴射弁は Type1 と同じ構造を採用している。

2.3 VOC 処理用 DLE 燃焼器（Type3）

Type1,2 の燃焼器で VOC を処理する場合，VOC 成分を含む燃焼器入口空気は，冷却用および希釈用空気として，直接燃焼に寄与せずに燃焼器から排出される。これに対して，この VOC 処理用 DLE 燃焼器（Type3）は Type2 の燃焼器壁面を２重化した構造である。断面図を図５に示す。この燃焼器において，希釈孔から流入する空気は２重壁の隙間を通過する。２重壁の内側は高温となっており，２重壁間を通過する空気はその高温壁により酸化反応を促進された後，希釈孔より燃焼器内部に流入する。高温壁面には２重壁間の滞留時間を稼ぐために乱流促進体が備えられている。また，２重壁外側には高温壁に空気を吹付けるための穴が空いており燃焼器壁面冷却および VOC の反応促進が期待される。

3．大気圧燃焼試験装置

燃焼試験装置の概略図を図６に示す。電動ブロアから供給された空気はプレヒータセクション用とテストセクション用に分かれる。テストセクションに向かう燃焼用空気は熱交換器により所定の温度に加熱される。燃焼ガスは冷却塔にて水冷された後，大気に放出される。

試験では所定の空気流量，燃焼器入口温度およびトルエン濃度に保持して，燃焼器入口と出口における温度計測および排ガスエミッション計測を行った。排ガス計測については，NOx，CO，CO_2，O_2，THC の５成分を燃焼器入口と出口で同時に計測した。THC 濃度はメタン換算値とした。また燃焼器下流側からビデオ火炎観察を行った。試験条件を表１に示す。

VOC としてトルエンを図６のトルエン混入位置にて噴射した。トルエン噴射装置概観を図７に示す。このユニットは，圧縮空気をトルエン容器の中に導くことによりトルエンを圧送するものである。トルエンは最終的に圧力噴射ノズルによりダクト内へ噴霧される。トルエン噴霧量が燃焼器入口の THC 濃度が表１に示す値となるように圧縮空気の圧力を調節した。

表１　燃焼試験条件

空気流量	kg/s	0.62
空気圧力	kPa	101.3
燃焼器入口温度	℃	500，550，600
燃料流量	cc/s	P4.0,M3.0@500℃ P4.0,M3.5@550℃ P3.5,M4.5@600℃ P:パイロット M:メイン
燃焼器入口 VOC メタン換算濃度	ppmc	7,000 10,000
使用燃料	−	灯油

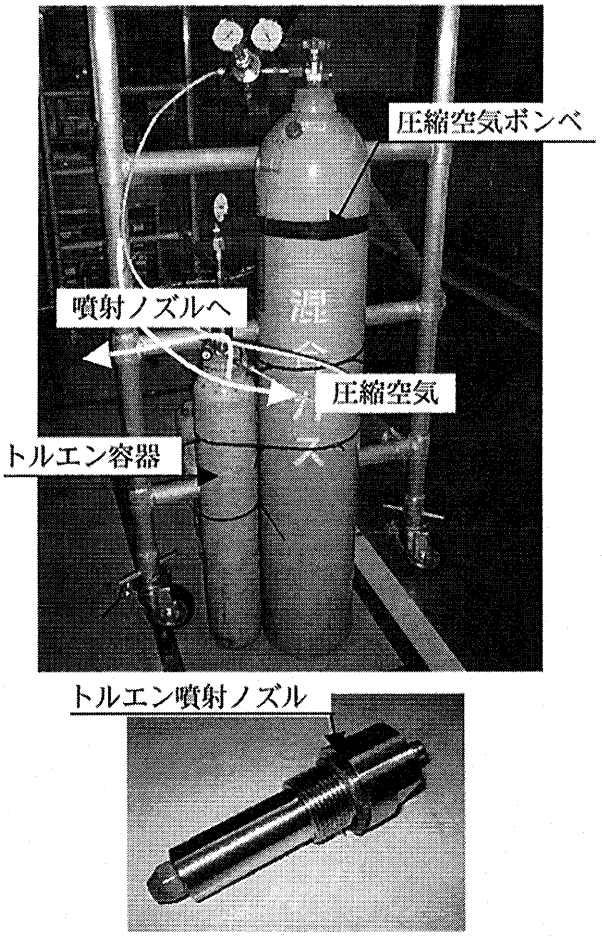


図７　トルエン噴射装置概観

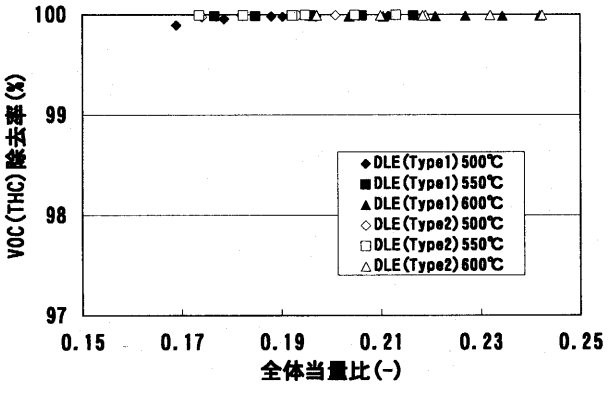


図８　VOC 除去率（Type1，2）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4．検討・試験結果

4.1 DLE 燃焼器（Type1, 2）

Type1 と Type2 について燃焼器入口に VOC としてトルエンを混入した場合の VOC 除去率および排気エミッションの変化について述べる。

Type1 および Type2 で行った全ての計測データの VOC 除去率を図 8 に示す。横軸は全体当量比で示す。Type1，2 ともに 100%に近い除去率を示しており，入口空気に混入させた VOC をほぼ全て除去できる。また，Type1 と Type2 の DLE 燃焼方式の違いによる VOC 除去率の明確な違いは確認できなかった。

VOC 混入前，VOC 濃度 7000ppm および 10000ppm における NOx および CO の排出特性を図 9 に示す。横軸は燃焼器入口温度である。ここでは NOx，CO 値をエミッションインデックス EI（g/kg_fuel）で表わしている。Type1 と Type2 の NOx，CO 値には，VOC 濃度に関係なく大きな差は見られなかった。入口温度が上昇した場合においても，NOx 値は低いレベルを維持している。また，10000ppm においても，低 NOx を維持していることから，VOC 濃度の NOx 値への影響は少ないと考えられる。しかし入口温度 500℃で VOC を混入した場合，CO 値は混入前より上昇した。

以上より，Type1 および Type2 の燃焼器については，燃焼器入口に混入した VOC を高い効率で除去できるが，燃焼器入口温度 500℃では CO の排出が高くなることが分かった。NOx 値は，VOC 混入前後で大きな変化は見られなかった。

4.2 VOC 処理用燃焼器（Type3）

次に Type2 の燃焼器を 2 重壁にした Type3 により，VOC を含む希釈空気を高温壁面で酸化反応を促進させることで CO 排出の低減を試みた。高い温度条件は一般的に VOC の処理にとって重要であると考えられている。今回検討した DLE 燃焼器 Type2 を 2 重壁構造にした Type3 の Type2 に対する温度上昇の効果を確認した。Type2 および Type3 における，VOC を混入していない状態の燃焼器出口平均温度を図 10 に示す。横軸は全体当量比を示す。2 重壁タイプの Type3 の出口温度は 1 重壁の Type2 より当量比 0.14 付近で約 15℃上昇した。VOC 除去率を図 11 に示す。DLE 燃焼器 Type3 においても 99%以上の高い除去率を示したが，Type2 に比べてやや除去率が低下した。CO 値の比較結果を図 12 に示す。VOC 混入前の CO 値は同等であるのに対して，VOC を混入した場合は Type2 より上昇した。この要因を以下の様に考察し，今後改良する予定である。

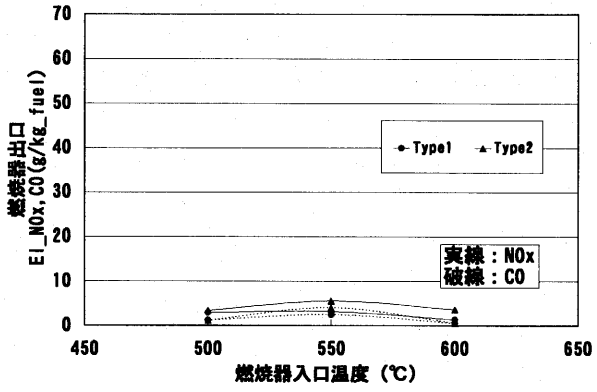


図 9-1 VOC 混入前

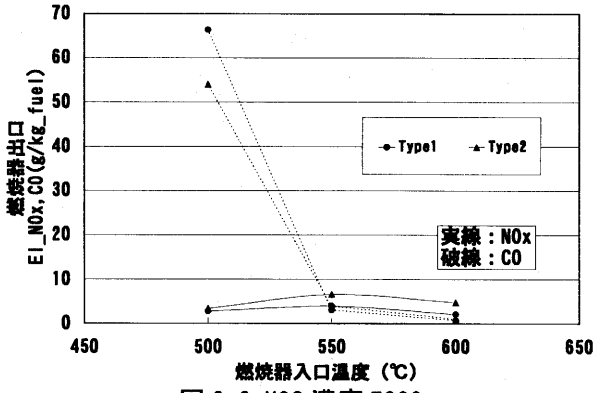


図 9-2 VOC 濃度 7000ppm

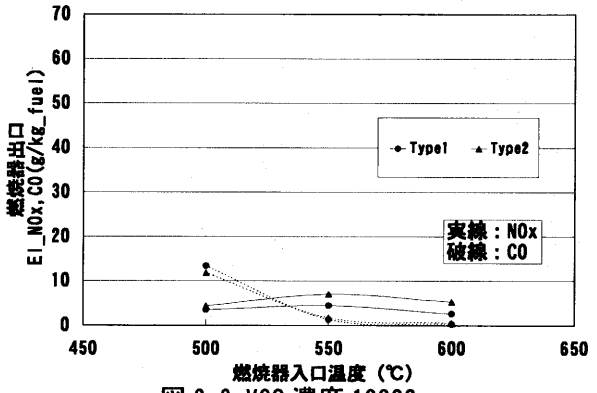


図 9-3 VOC 濃度 10000ppm

図 9　燃焼器出口 NOx, CO（Type1, 2）

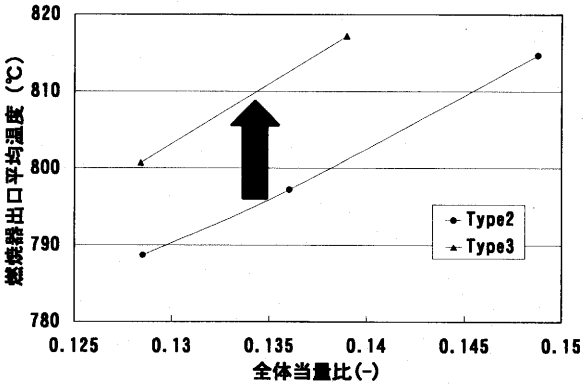


図 10　燃焼器出口温度

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

Type2 では燃焼器ライナの冷却空気が冷却後，燃焼器内部の高温領域に投入させているためVOC をある程度，燃焼反応させることができる。一方，Type3 は，燃焼器胴体の冷却が無いことから，ライナ冷却空気分も燃焼器下流の希釈孔から全て燃焼器内部に流入する。高温燃焼壁面による温度上昇はあるが，VOC は燃焼器内ほど酸化反応しない。従って，VOC 成分の未燃成分として CO が発生した。また，２重壁外側に設けた小穴が比較的下流の位置まで配置されていることから，２重壁間の滞留時間が十分でない可能性もある。

以上のように Type3 の２重壁燃焼器は，温度上昇は期待できるが， VOC 処理時の CO 排出を低減するための形状変更が必要であると考える。

５．今後の課題

前述のとおり，Type3 の燃焼器は VOC 処理時の CO 排出の低減が必要である。今後，以下の形状変更を検討する予定である。計画図を図 13 に示す。

①２重壁内側の高温壁面に小穴を設け，２重壁間を流れる空気の一部を高温の燃焼器内に流入させる。穴位置は燃焼器上流側として，燃焼器内でなるべく滞留時間を長く取れるように配慮する。流入する空気は，燃焼器内部の壁を延長することで，燃焼に影響を及ぼさないような内壁に沿う流れとする。

②燃焼器頭部の高温部で冷却空気量を増加し，VOC の反応を促進させる。

③２重壁外側の小穴の位置を燃焼器上流側に配置し，２重壁間の滞留時間を増加する。

また，実機での VOC 処理を考えると，燃焼試験方法の見直しが必要である。今回 VOC を混入する前と後で灯油燃料流量を一定にしている為，燃焼器出口温度は VOC 混入前より上昇した。実機を想定した場合，燃焼器出口温度が混入前の温度と等しくなるように，灯油燃料流量を調整する必要ある。今回の試験では，Type1，2，3 の試験条件は合わせて，Type1～3 の相対比較を行った。

６．まとめ

DLE 燃焼器による燃焼試験で，燃焼器入口に混入させた VOC を高い除去率で処理できることを確認した。また，VOC 処理用として２重壁の DLE 燃焼器を検討し，VOC 処理にとって重要な温度上昇を確認した。しかし，VOC 処理時の CO 排出が高い結果となり，今回の検討を基に CO 排出の低減を図る。

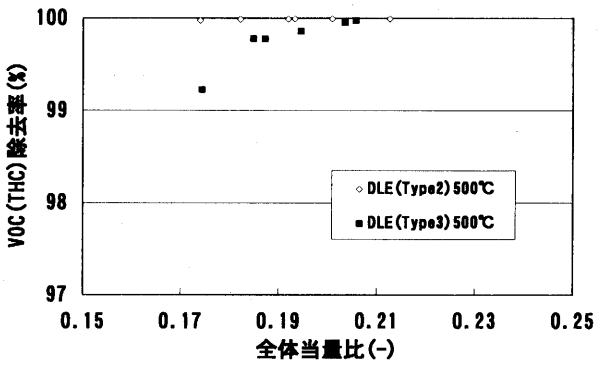


図 11　VOC 除去率（Type3）

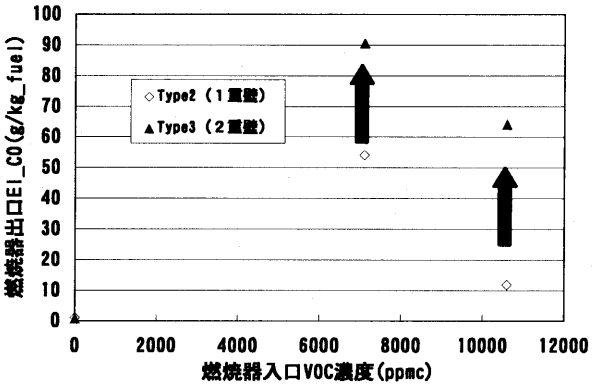


図 12　燃焼器出口温度

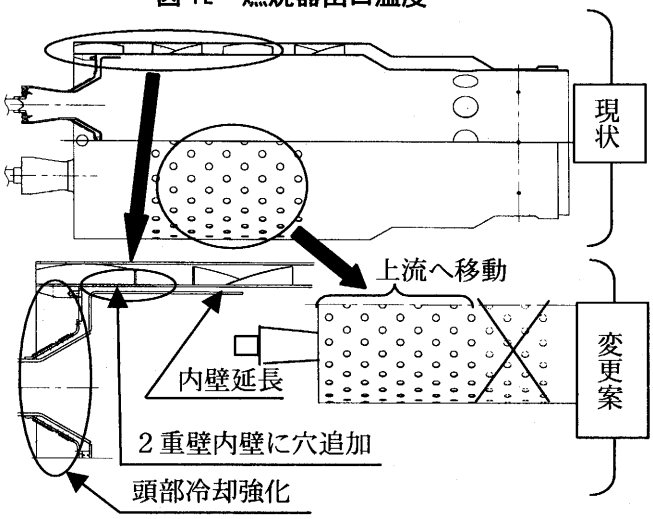


図 13 今後の検討形状

参 考 文 献

1) 平成 17 年度第１回臭気対策セミナー公演資料集，におい・かおり環境協会（2005）

2) VOC の排出抑制第５回検討会資料集，（社）環境科学情報センター（2003）

3) 藤原弘他：再生サイクルＭＧＴ用液体燃料焚きＤＬＥ燃焼器の開発，第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集，日本ガスタービン学会（2004）

4) 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，石川島播磨技法，Vol.43, No.6 (2003-11) pp.206-210.

5) Fujiwara, H. et al: Development of A liquid-fueled Dry Low Emissions Combustor for 300kW Class Recuperated Cycle Gas Turbine Engines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, GT 2005- 68645.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−10

クラスターファン騒音低減の実験的研究

*松田幸雄、岩瀬　識、齊藤喜夫、生沼秀司（宇宙航空研究開発機構）

Experimental Study of Cluster Fan Noise Suppression

Yukio MATSUDA, Shiki IWASE, Yoshio SAITOU, Hideshi OINUMA

ABSTRACT

JAXA – ISTA are developing a new turbofan engine system which we called "Cluster Fan Engine" for small light aircraft and VTOL airplane. The Cluster Fan Engine comprises two subunit, cluster fans and core engines for driving the cluster fans. The cluster fan employs conceptually quit new tip turbines as driving mechanism to reduce weight and cost (P.A.T.).

In the case of the cluster fan use for VTOL aircraft, it is very necessary to reduce fan noise in vertical take off and landing. This report describes a cluster fan noise measurement and noise reduction effects of noise suppression duct which is developed by the sound insulation materials and optimized for cluster fan noise characteristics.

Key words:　VTOL, Fan Noise, Noise Suppression

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、クラスターファンによるVTOL機用エンジンの研究を行っている。クラスターファンとは、図１に示すように超小型のファンと、これを駆動するコアエンジンを多数配置して（クラスター化)、全体として必要な推力を得ようとするもので、筆者らはこのエンジン・システムをクラスターファン・エンジンと呼称している[1)]。図２に、このクラスターファン・エンジンを搭載する小型VTOL機の概念図を示す[2)]。このVTOL機の運用においてその騒音状況を検討すると、垂直離着陸時に下方へ伝播するファン騒音の低減が、特に重要であると考えられる。

一般にパッシブなデバイスによるファン騒音の低減には、吸音材を用いた消音ダクトの採用が考えられるが、VTOL機エンジンとしては、特に軽量でかつ低減効果が大きい消音ダクトが必要である。本報告は、このような消音ダクトの開発を目的として、クラスターファン・エンジンの特性に適合させた消音パネルの試作を行い、その騒音低減効果を実験により求めた結果について述べる。

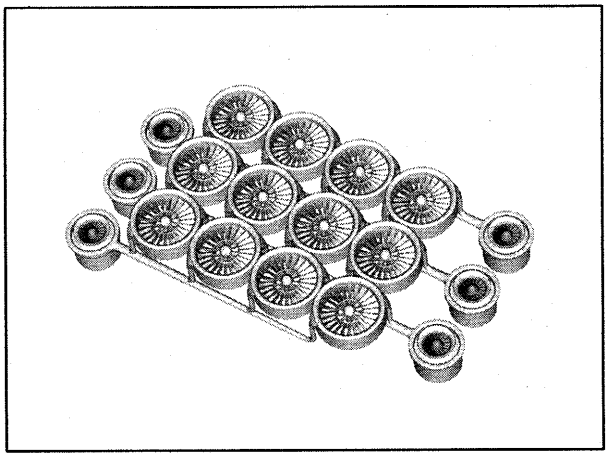


Fig.1 Cluster Fan Engine System

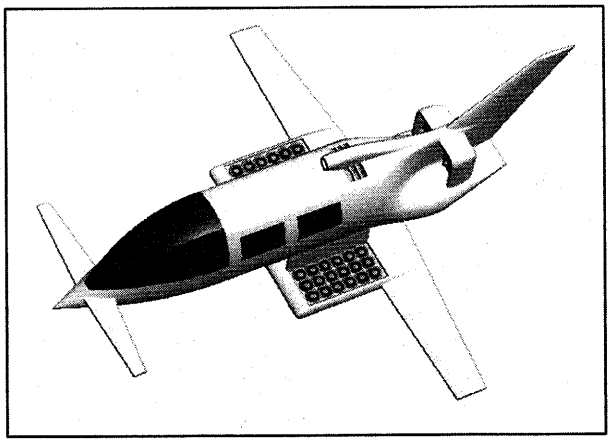


Fig.2 Principal of Small VTOL Aircraft

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，(伊勢)

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2．クラスターファン・エンジン

クラスターファン・エンジンは、筆者らが考案した「コア分離型ターボファンエンジン[3) 4)]」の概念をもとにして、その主要構成要素であるファンに、チップタービン式のファンを採用したものである。図３に性能試験運転中のクラスターファンを示す。

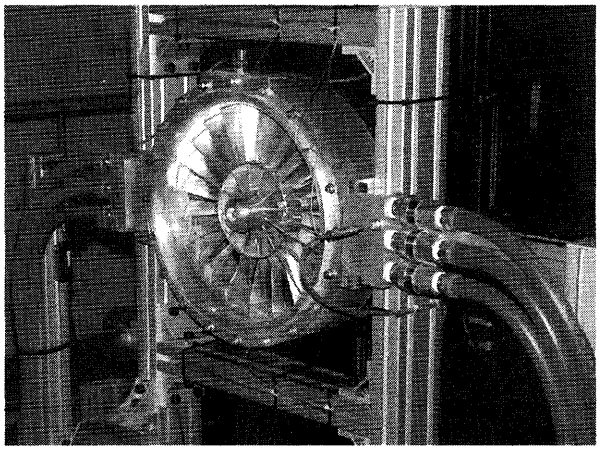


Fig. 3 Cluster Fan in Test Stand

2.1　クラスターファン

クラスターファンは、コアエンジンから供給される高圧空気により駆動されるが、その圧力に対してタービン効率を改善するために、内部流路が図４に示すように工夫されており、これにより単翼列でありながら軸流三段としてチップタービンが機能する[5) 6) 7)]。この工夫により、ファン構造の簡略化と軽量化が達成され、今までにない小型・軽量かつ堅牢で、また構成部品が少ないなど多くの特長を有するファンが実現できた[8)]。

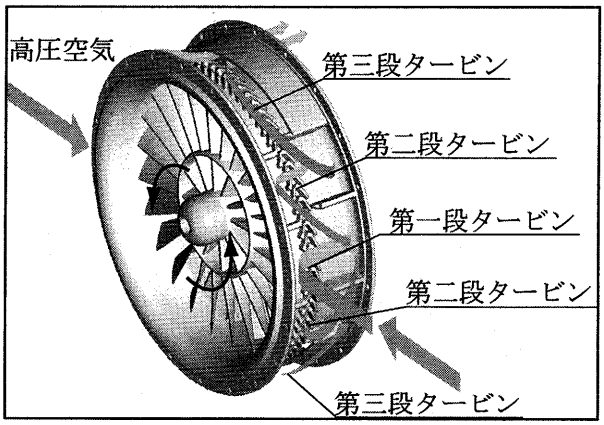


Fig. 4　Schematics of Cluster Fan Inner Flow

表１に、このファンを小型 VTOL 機のリフトファンとして設計した場合の仕様と性能を示す。

Table 1.　Design Specifications of Lift Fan

Diameter×Height		307 mm×105 mm
Weight		3.2 kg
Thrust		804 N
Revolution		16,800 rpm
Tip Turbine	Air Flow Rate	0.3 kg/s
	Inlet Total Pressure	729.5 kPa
	Inlet Total Temperature	587.9 K
	No. of Blade	90
Fan	Pressure Ratio	1.07
	Diameter	260 mm
	No. of Blade	24

2.2　クラスターファンの騒音

クラスターファン・エンジンを、民間用 VTOL 機のエンジンとして用いるため、特に離着陸時におけるリフトファンの低騒音化を目的として、次のような観点よりクラスターファンを設計した。

一般にファン排気流による騒音は、推力を一定とした場合排気速度の６乗に比例するとされている。クラスターファンでは、ファン圧力比を 1.07 とすることで、排気速度を 100 m/sec と非常に低くして、排気流による騒音の低減を図っている。従ってこのファンの主な騒音源は、回転動翼の翼通過周波数（Blade Passing Frequency、ここでは以下 BPF とする）に起因する卓越音となる。今この基本周波数を BPF_0 とすると以下のように表せる。

$$BPF_0 = Ns \times N \ (Hz) \quad \cdots\cdots\cdots (1)$$

ここに Ns は翼枚数、N は回転速度（rps)である。一般にファンの推力制御は、ファンの回転数制御により行われるので、BPF_0 は回転速度によって変わる。従って一般的な吸音材によりファン騒音の低減を図ろうとすれば、ファンの回転速度制御範囲に対応する、ある程度広い吸音周波数帯域が必要になる。一方ファンの推力制御を他のデバイスにより行い、ファンを常に設計回転速度で運転すれば、BPF 音は変化せず、騒音低減の手法が簡略化できる。クラスターファンにおけるこの発生音は、ファン及びチップタービンによるものが考えられるが、設計回転速度による両者の一次 BPF は（１）式よりそれぞれ 6,720Hz 及び 25,200Hz にな

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

り、タービンに起因するBPF音は可聴域を超える。またファンは翼枚数を多くしてBPFの周波数を高くしており、これにより吸音デバイスの小型化、距離減衰の増加（過剰減衰効果）が期待できる。

以上より、クラスターファンの騒音低減では、ファンの一次BPF音にのみ着目して、その低減を図ることを目的とした。なおファンの推力制御は、図５に示すようにファン後流にルーバーをおいて、このルーバー角度を可変することにより行うことを想定している[9)]。

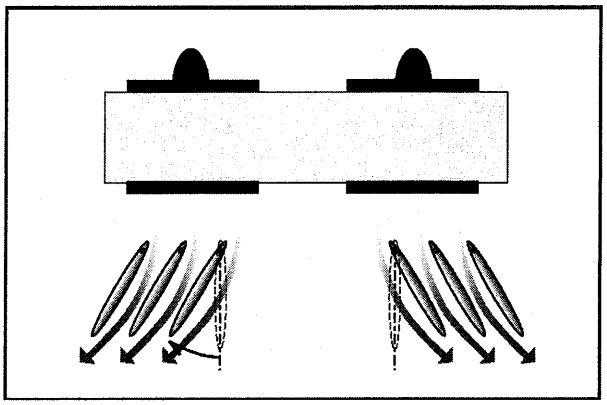


Fig.5　Thrust Control Schematic of Louver

３．騒音計測設備とファン騒音の基本特性

3.1　騒音計測設備

クラスターファン騒音測定試験は、当センターの無響風洞測定室を使用した。無響室内の測定場は長さ10m×幅6mである。音圧測定はエレクトレット・コンデンサ・マイクロホンをファンの周方向に10点、後方に４点配置して行った。クラスターファンの駆動には、同建屋に設置している300kW圧縮機を用いたが、クラスターファンを設計回転速度まで駆動するに十分な空気流量が得られないので、測定は設計点の約50%（9,000rpm）までの回転速度範囲内で実施した。

3.2　ファン騒音のスペクトラム

クラスターファン発生音の一例として、図６に9,000rpmでの騒音スペクトラムを示す。ここで3,800Hz付近のピークはファンの一次BPF、7,200Hzはその二次高調波である。また12,000Hz付近のピークはタービンの一次BPFである。
図を見ると分かるように、クラスターファンの発生音はファンとタービンの卓越音成分が支配的で

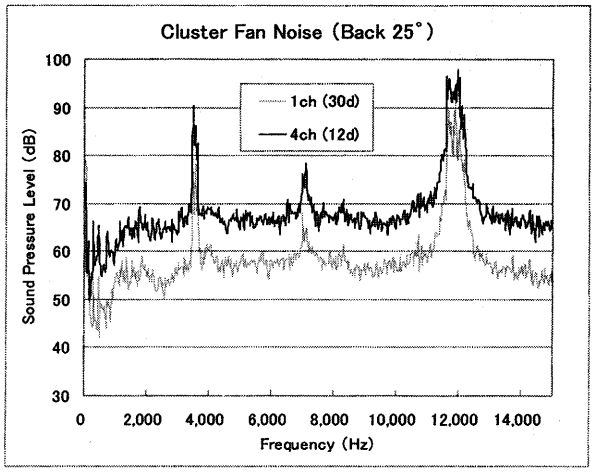


Fig.6　Fan Noise Spectrum

あり、そのピーク音圧とノイズレベルとは約20dBの差がある。従ってクラスターファンを設計回転速度で運転し、その回転速度におけるファンの一次BPF音だけを抑制すれば、大きな騒音低減効果が得られると考えられる。

3.3　ファン騒音の放射分布特性

図７にファン回転速度が9,600rpmにおけるファン騒音の放射分布特性を示す。これはファンの周囲に配置した測定点（距離はファン直径の８倍）において、ファン、タービンの各一次BPF周波数とオーバーオールの音圧を測定したものである。

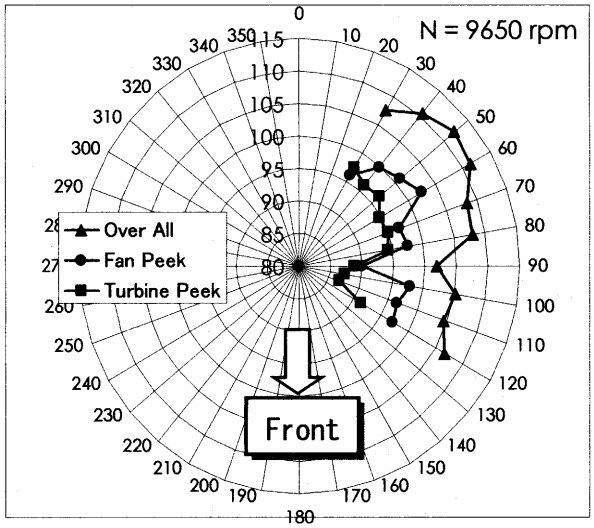


Fig.7　Fan Noise Radiation Pattern

ここでは、ファンの排気側の中心を０°と定義している。図７より90°付近では7～10dB程度低くなり、側方への騒音の影響はかなり少ないと思われる。また後方50～60°方向に、高い放射特性を持っていることを確認した。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4．吸音ダクトの試作

4.1　吸音パネル

ここで試作した吸音ダクトには、以下に示す軽量の工業用吸音パネルを用いている。この吸音パネルは、吸音面と背面のアルミ反射板との間に、硬気質連続気泡フェノールフォーム（密度 23kg／m^3）を充填したペーパーハニカム構造を備えたものである。吸音面は、アルミ多孔質吸音板（ポアル）と呼ばれるもので、薄く軽量であり、また単位面積あたりの吸音孔数が多い、高音域まで吸音効果が高い、などの特徴がある[10]。この吸音パネルの一般的な用途は、数 kHz 以下の周波数帯域を対象にしているため、ここで求める高い周波数での吸音効率を調べるために、吸音パネルの構成要素を変えてその吸音率を測定した。その結果ほぼ満足する特性を得た例を図８に示す。

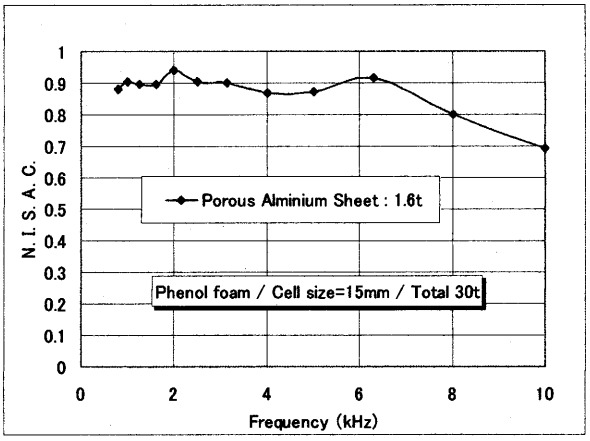


Fig.8 Characteristics of Absorbing Panel (Type A)

図８で横軸は周波数、縦軸は垂直入射吸音率（N.I.S.A.C.）である。このようにファン一次 BPF の周波数帯域まで吸音率が良好である。

4.2　狭帯域吸音パネルの試作

4.1 の吸音パネルにおいて、ハニカム材への充填材を用いない構造のパネルは、ハニカム構造のセルの大きさとその厚さで決まる、狭い帯域の吸音特性を示すと考えられる。ここで目的としている吸音パネルの周波数特性は、ファン一次 BPF 音域で大きな吸音率が得られれば良い。従って充填材を用いないパネルは、全体を薄くでき軽量化が図れる。以上より、今回目的とする 4kHz 付近の吸音特性を有する吸音パネルを、その構成要素を変えて試作した。このパネルの特性を図９に示す。

このように吸音率が最大になる周波数と帯域は、ハニカムのセルの大きさとその厚さで変わるため、目的とする周波数で設計が可能である。

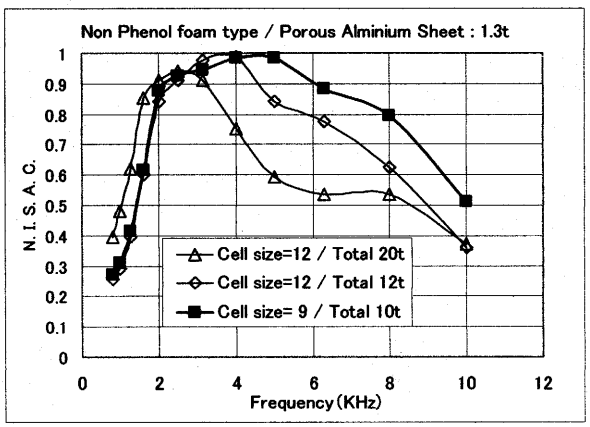


Fig.9 Characteristics of Absorbing Panel (Type B)

以上より図８で示した特性の吸音パネルをＡ型（広帯域減衰型）、図９で■で示した特性の吸音パネルをＢ型（狭帯域減衰型）として、両者のパネルによる吸音ダクトを試作した。ダクトの入口角寸法は□390mm、ダクト長は 160mm、重量／厚さはそれぞれＡ：2.45kg／30mm 及びＢ：1.69kg／10mm である。また両者とも２ユニット製作した。図 10 に、Ａ型の吸音ダクト１ユニットをクラスターファンの排気側に装着した様子を示す。

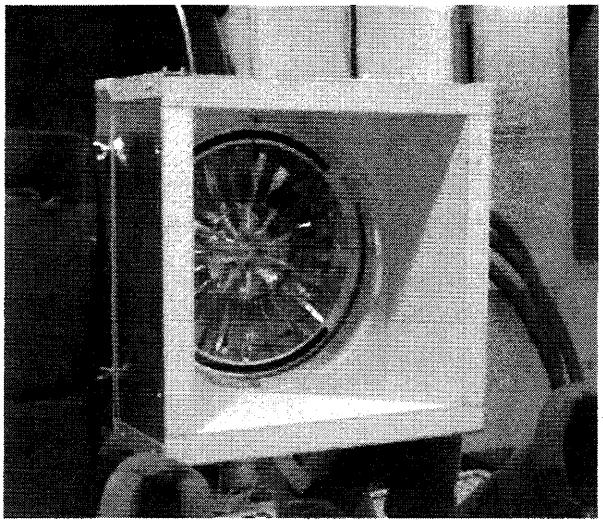


Fig.10　Absorbing Dust Mounted on Fan Exhaust

5．吸音ダクトの騒音低減効果計測

5.1　騒音測定要領

試作した吸音ダクトの騒音低減効果の測定は、ファン回転速度が 2,000rpm～9,000rpm の範囲で、

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

3.1 で述べた設備で実施した。測定を行った各ケースの内容を表２に、マイクロホンの測定点位置を表３に示した。

Table 2 Measurement Case

Measurement Case	Mark
None Absorbing Duct	D 0 ●
Absorbing Duct A / 1 unit	A 1 △
Absorbing Duct A / 2 unit	A 2 □
Absorbing Duct B / 1 unit	B 1 ▲
Absorbing Duct B / 2 unit	B 2 ■

Table 3　Measurement Microphone Position

Position	Angle(deg)	Distance
1, 2, 3, 4	25	30d, 24d, 18d, 12d
5, 6, 7	30, 60, 90,	8d
8	120	8d

表３で配置距離とは、ファンの軸中心からの距離をファン直径ｄ（260mm）の倍数で示した値である。また角度は図７で示したように定義している。測定データは FFT 解析後、1/1 オクターブ分析及びピーク値検出を行った。

5.2　オクターブ分析結果

表３で示す測定点の内、120° の測定結果は、ファン排気側に装着した吸音ダクトの影響を受けないと想定できる。これよりこの測定点の結果は、表２に示す各測定ケース間の測定誤差範囲を表すと考えられる。図 11 はこの測定点において、回転速度に対するオクターブ範囲内の平均音圧を、表２の各測定ケースについて示したものである。

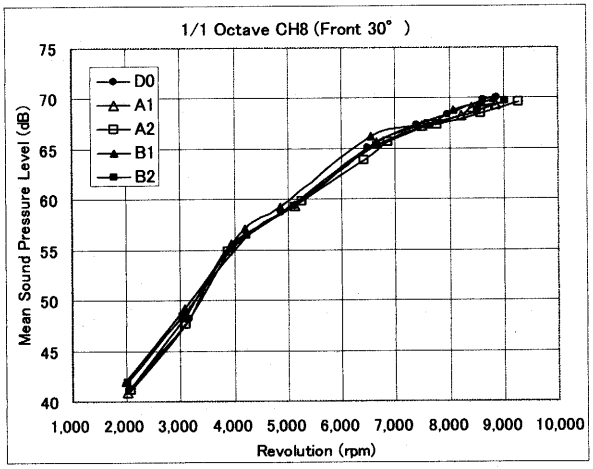


Fig.11　Octave Analysis Results（120deg）

この測定結果より、各測定ケース間の測定誤差範囲は、± 1 dB 程度であると思われる。次に各測定ケースの結果による、騒音低減効果を比較した例を図 12 に示す。これは表３において、測定点４（角度 25° 、距離 12d）における測定結果で、この位置は測定点とファンの中心を結ぶ線上に、吸音ダクトがかからない角度である。

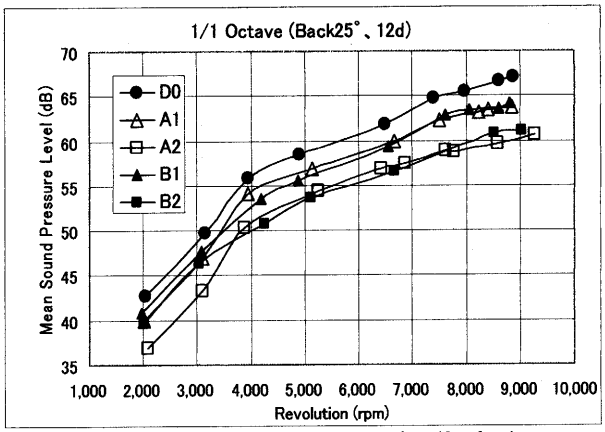


Fig. 12　Octave Analysis Results (25deg)

この結果より以下に示す様な点が明らかになった。

① 吸音ダクトＡとＢの減衰量はほぼ同じである

② Ｂでは 4,000rpm 以下で減衰量が低下する

③ 減衰量は約 3～4dB／１ユニットである

図８及び図９の吸音パネル特性を見ると、2kHz 以上（回転速度で 5,000rpm 相当）では両者の吸音率が同程度であるが、これより低い周波数域では、吸音ダクトＢの吸音率が減少している。これより①及び②は予想された結果である。また図 13 は、図７において音圧が最大になる方位（60° ）での測定結果で、この位置は図 12 の場合と異なり、測定点は吸音ダクトがかかる角度である。

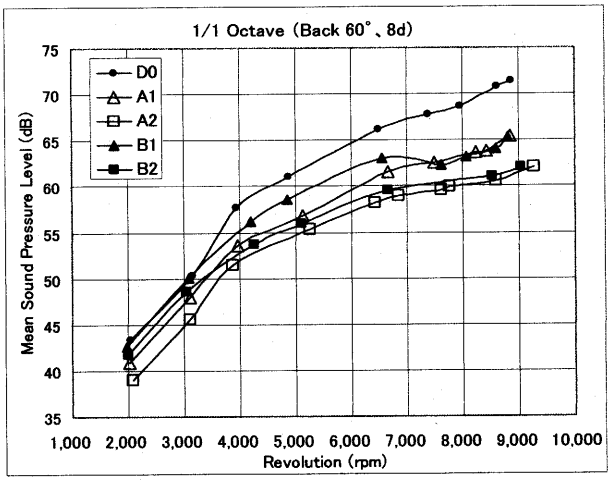


Fig. 13　Octave Analysis Results (60deg)

この測定結果を見ると、図 11 の場合より減衰量が大きく、１ユニットで約 6dB、２ユニットで約 9dB である。また図９の吸音ダクトＢの周波数特性に

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

よる、低い周波数域（2.8kHz 以下）での減衰量の低下も顕著である。その理由は、この測定点の角度が、吸音ダクトによってファン騒音を直接遮蔽する位置関係にあることによると思われる。

5.3 ピーク値測定結果

図６に示すようなスペクトルにおいて、最大値を示す音圧を検出して各測定ケースにおける騒音低減効果を比較した。ただしクラスターファンを駆動する圧縮機設備の関係で、測定時の回転速度の変動が非常に大きく、明確なピーク値の検出が難しいケースがあり、測定誤差はかなり大きい。図 14 及び図 15 は、それぞれ図 12、図 13 と同じ測定点の計測結果より、各測定ケース間の測定値を比較したものである。なお回転速度が低い領域においては、明確なピークが認められなかったので、解析範囲を 6,000rpm 以上とした。

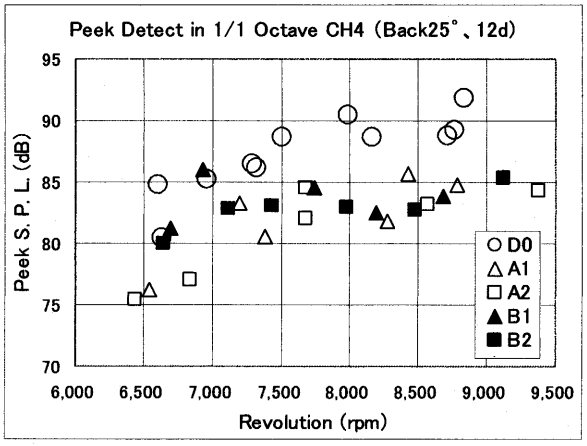


Fig. 14　Peek Detection Results(back 25deg)

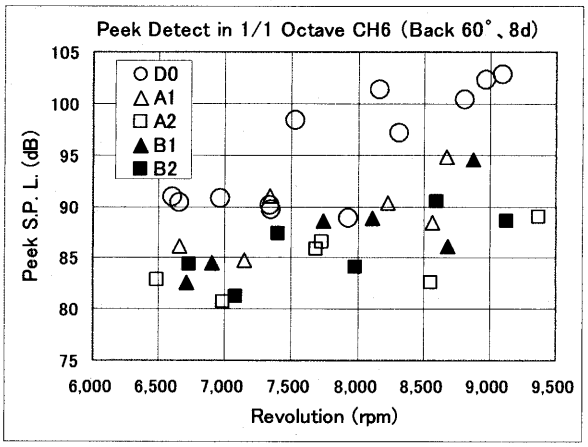


Fig. 15　Peek Detection Results(back 60deg)

以上の比較結果では、バラツキが大きく減衰量を定量的に示すことは難しいが、全体の傾向としてはオクターブ分析の結果と同様である。

６．まとめ

低騒音化設計によるクラスターファンの発生音を計測し、これよりファン発生音の一次 BPF に対応した、２種類の吸音ダクトを一般工業用の吸音パネルにより試作して、クラスターファン運転による騒音低減効果を測定した。その結果、両者とも約 3～6dB／１ユニットの騒音低減効果が認められた。ここで試作したハニカム構造に充填材を用いない狭帯域特性の吸音パネルは、目的とする周波数帯域において、ハニカムに充填材があるものと同程度の騒音低減効果があり、かつ軽量・薄型にできることが分かった。一般に工業用吸音パネルは、耐高温性などの面からエンジンの吸音ライナとしては採用されないが、クラスターファンなどのファン排気側では、十分使用が可能である。

参考文献

1）齊藤ほか、「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

2）松田ほか、「クラスターファンによる小型 VTOL 機エンジン・システム」、第 31 回定期講演会講演論文集、2003.6

3）齊藤ほか、「コア分離型ターボファンエンジン」、特許　第 1861368（1994.8.8）

4）Saitou et al.「Separated Core Engine Type Turbofan Engine」、US 6,792,746 B2、2004.9.24

5）岩瀬ほか、「単動翼列多段ﾁｯﾌﾟﾀｰﾋﾞﾝ駆動ファン」、GTSJ 第 31 回定期講演会講演論文集、2003-6

6）岩瀬ほか、「単動翼列多段チップタービン駆動ファン（第二報）」、GTSJ 第 32 回定期講演会講演論文集、2004.10

7）岩瀬ほか、「高圧チップタービン駆動ファン」、GTSJ 技術論文、Vol.33 No.1 2005.1

8）Saitou、「単段列多段タービン」、US 6,884,021 B2、（2005.4.26）及び GB2388408、（2004.6.9）

9）松田ほか、「ダクテッドファン動力模型による推力制御実験（第１報）」、航空宇宙学会、第 40 回飛行機シンポジウム前刷、2002.10

10）武ほか、「複合構造による軽量遮音材料の開発」、47th FRP CON-EX 2002 講演会要旨集、2002.9

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−11

URANS を用いたファン動静翼干渉による騒音の発生・伝播の数値解析

*山本　一臣（JAXA），堀口　泰生（JAST），榎本　俊治（JAXA），
野崎　理（JAXA），大石　勉（IHI）

Computation of Noise Generation and Propagation by Fan Rotor-Stator Interaction using URANS

*Kazuomi YAMAMOTO(JAXA), Yasuo HORIGUCHI(JAST), Shunji ENOMOTO(JAXA),
Osamu NOZAKI(JAXA), and Tsutomu OISHI(IHI)

ABSTRACT

Noise generation caused by a three-dimensional fan rotor-stator interaction is calculated to investigate the capability of current unsteady Navier-Stokes codes to predict complex noise generation and propagation in a real fan rotor and stator. Issues and special cares for the calculation of acoustic wave propagation in the fan are described. Still effort for accurate prediction is necessary, but encouraging results showing generation of acoustic waves at the stator vanes and detail of reflection and transmission through the rotor blades are obtained.

Key words: Fan, Aeroacoustics, CFD, URANS

1．はじめに

ファンの動静翼干渉による騒音の予測には従来用いられてきた線形理論に基づく方法から，最近の計算機装置の高速化とともに計算流体力学（CFD），計算空力騒音（CAA）に基づく方法が導入され始めている[1]．ダクト音響解析およびエンジンナセルからの音の放射に関しては線形化波動方程式などによる数値解析法により，実際の複雑な形状にも対応できる方法が実用化されてきている．騒音源となるファン周囲の非定常流を非定常 Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程式（URANS）によって計算する方法に関しては，先駆的な試みとして Rumsey ら[2]や Biedron ら[3]の研究があるが，その精度や信頼性に関してはまだ研究段階にある．

本研究では，現状の２次精度風上スキームを用いた３次元 URANS によるファン動静翼干渉計算により，音の発生，伝播，動翼による音の反射などを計算し，その可能性と今後の課題について調べた結果について報告する．

2．計算方法

2.1　CFD ソルバー

CFD ソルバーには宇宙航空研究開発機構総合技術研究本部の CFD 共通基盤コード UPACS[4] v1.5 の動静翼干渉解析用ソルバー，upacsTurbo を用いた．空間離散化は，対流項に Roe の Flux Difference Splitting を用いた２次精度風上スキーム，粘性項に２次精度中心差分的な方法を用いる，従来の RANS の計算方法による．また，時間積分には，保存性に優れることから，Newton 反復を用いた Crank-Nicholson 法による時間２次精度の離散化を用いた．乱流モデルには Spalart-Allmaras 1 方程式モデルを用いている．

2.2 移動格子接続法

動翼を含む上流側の格子（動翼格子）は動翼とともに回転し，静翼を含む下流側の格子（静翼格子）との間に移動接続境界条件が必要となる．Rumsey[5]は周方向に解像すべき波長と一時間ステップあたりの格子移動量との関係を示しているが，著者らの事前検討では最小格子幅による CFL 条件の制約の方で格子移動量は抑えられている．接続法に関しては，保存則を完全に満たす接続方法を用いたが，線形波動に関してだけ言えば接続方法の違いによる影響は小さい．

2.3 計算格子

後流の計算のために動翼格子では周方向に格子を集めることが多いが，静翼格子では後流が移動していくために一様に細かい格子点分布が必要になる．移動格子接続境界では周方向に格子幅の大きい側で計算精度が決まってしまうため，動翼格子で後流に格子を集中させても，接続境界での格子点分布の不連続により急激に拡散を起こしてしまう．また，音波の伝播の計算の都合を考えると，動翼格子でも静翼同様に一様に細かい格子点分布をしているほうが計算精度の面で都合が良い．そこで，今回利用した翼周囲の計算格子(Fig.1)では，空間２次精度の計算の場合に一波長あたり 20 から

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

30 点程度の格子点数が必要になることを考慮し，動翼通過周波数（BPF; Blade Passing Frequency）の数倍程度まで十分解像できる一様な格子密度のマルチブロック格子にした．さらに，上下流方向にはFig.2のように計算領域を大きく延長して格子幅を広げることで，数値拡散により音波を吸収するバッファ領域を設けた．計算量を減らすため，ハブ面とケーシング面はすべり壁として扱い，半径方向格子点分布はほぼ等間隔に 38 点とした．格子点数は全体で約 1080 万点となっている．

2.4 計算対象，計算条件

計算対象にしたファンには，土屋ら[6]の baseline 形状を用いている．Fig.3 のように，動翼は 18 枚，静翼は 45 枚で，周期境界条件を用いてその 1/9 セクター，すなわち動翼 2 枚，静翼 5 枚の 40 度分を計算領域とした．このファンの場合，土屋ら[6]に示されるように，2 BPF および 3 BPF のダクト伝播モードが静翼で発生する．

計算条件は，設計回転数の 100%，80%，70%に対して実施した．100%では動翼の全スパンにわたって衝撃波が発生し，ほぼチョークした条件となっており，音波は動翼上流には伝播しない．80%回転数は着陸条件であるが，30%スパンよりチップ側に局所的な超音速領域が存在している．70%になるとほぼ全スパンで超音速領域が消える．以下では，主に 80%回転数に対する結果について述べ，動翼での音波の反射の違いを比較するために最後に 70%，100%回転数の結果を示す．

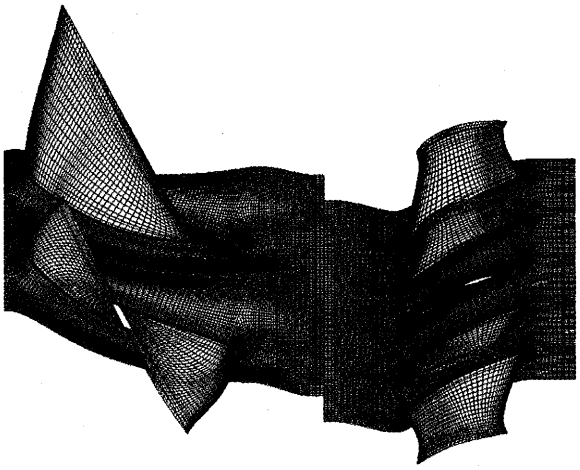
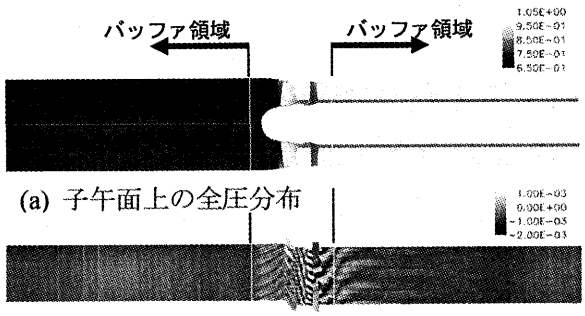


Fig.1 ファンの表面格子（一点おきに表示）



(a) 子午面上の全圧分布

(b) ミッドスパン面上の瞬時変動圧分布

Fig.2 全体の計算領域子午面内の全圧分布

3．計算結果と考察

3.1 瞬時の変動圧力分布

Fig.3 のミッドスパン位置での瞬時全圧分布に示すように，動翼後流は静翼と干渉することにより静翼周囲で圧力変動を生む．また，動翼下流の旋回流により，動翼後流は半径方向に大きな周方向位相差を持ち，Fig.4 の下流から見たエントロピの分布のように，動翼 1 枚の後流が静翼 5 枚と干渉する様になる．干渉により発生した 80%回転数の瞬時の圧力変動成分を Fig.5,6 に示す．圧力変動成分は，動翼格子，静翼格子それぞれにおいて静圧分布の時間平均値を求め，瞬時の静圧分布から引いたものである．それぞれの座標系に固定された変動成分が現れないために，移動接続境界では若干の不連続が見えている．

Fig.5 は(a)ケーシング面，(b)ミッドスパン，(c)ハブ面それぞれの圧力変動成分を示すが，静翼で発生した圧力変動が上下流へ向かって音波となっ

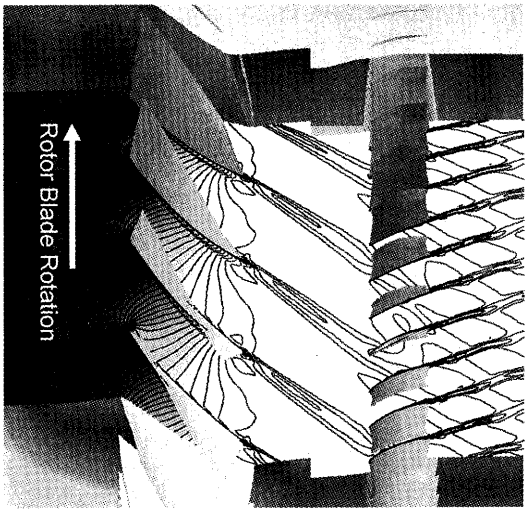


Fig.3 ミッドスパン面上の瞬時全圧分布

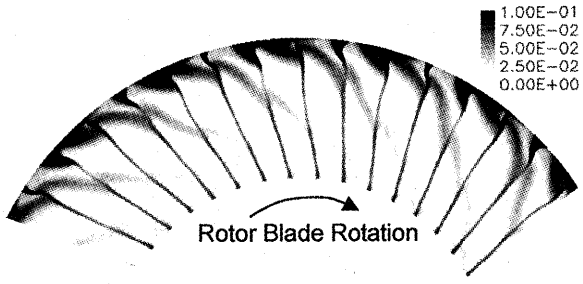


Fig.4 静翼下流から見たエントロピ分布

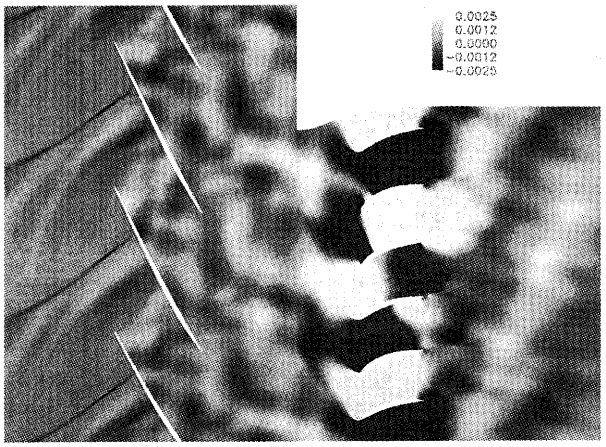
Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

て伝播している様子が明瞭に現れている．動静翼干渉によって発生する周方向の音響モードは，

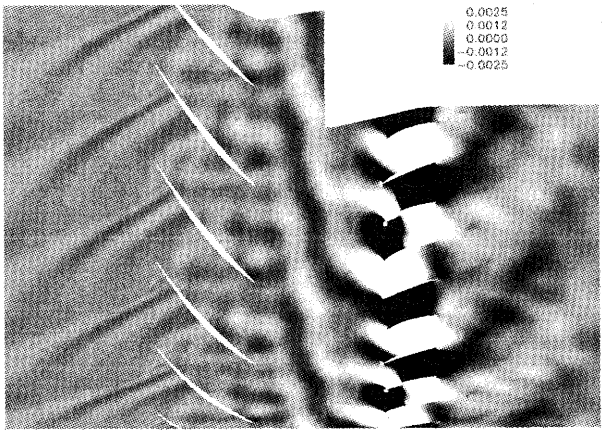
$$m=hB-kV \qquad (1)$$

で表される[7]．ここで B は動翼枚数，V は静翼枚数，h は BPF の高調波を，k は任意の整数である．またモードの周方向回転数は動翼回転数を Ω としたとき，$\Omega_m = hB\Omega/m$ となる．

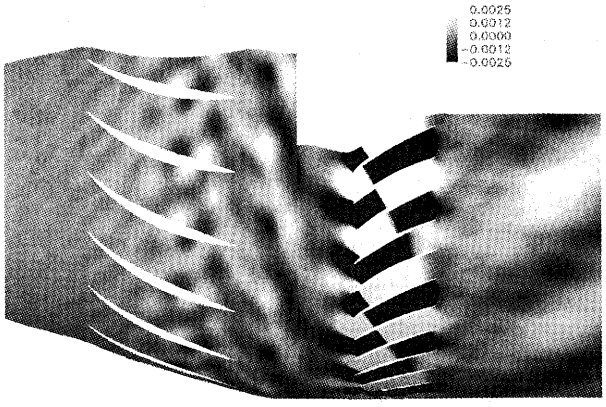
Fig.5 のミッドスパンおよびハブ面において特に目立って現れている伝播モードは 2BPF で k=1 の $m=-9, \Omega_m=-4\Omega$ の周方向モードである．すなわち周方向に 40 度の波長を持ち，上下流に伝播しながら動翼とは反対方向に 4 倍の回転数で旋回している．動翼面上では下流から入射してきた音波が動翼翼間で複雑に反射し，局所マッハ数の影響も受けて減衰した後に動翼前縁から放射されている様子が示されている．一方，ケーシング面上で上流へ向かう音波はより複雑な分布となっており，単純な波面を見ることができない．



(a) ケーシング面

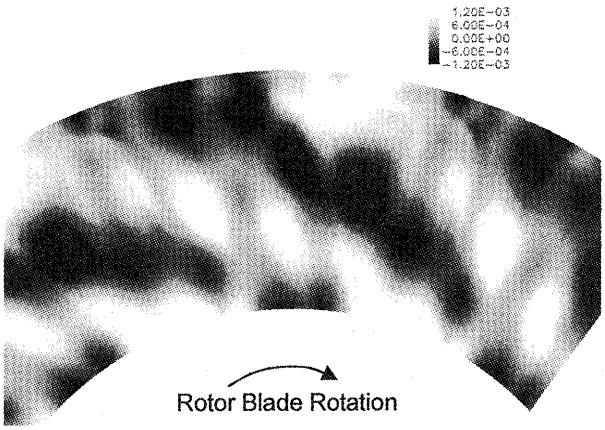


(b) ミッドスパン面

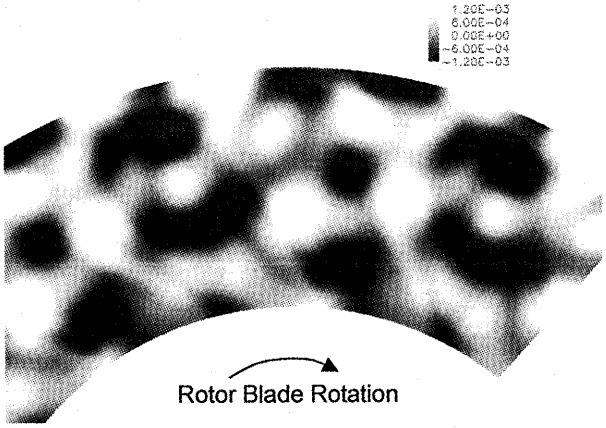


(c) ハブ面

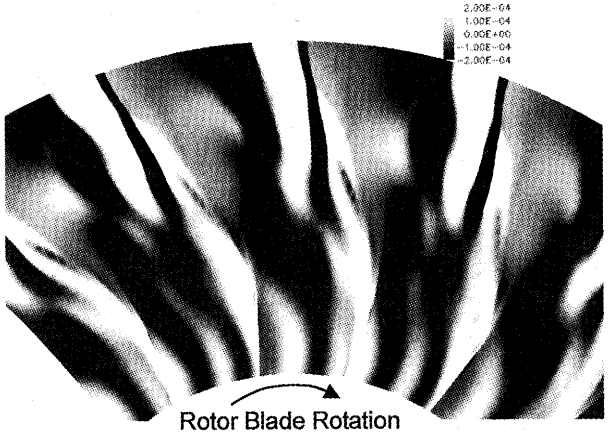
Fig.5 一定スパン面上の瞬時圧力変動成分



(a) 静翼後縁から 1 翼弦長下流位置の断面



(b) 静翼前縁から 1 翼弦長上流位置の断面



(c) 動翼前縁位置の断面

Fig.6 回転軸に垂直な断面上の瞬時圧力変動

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

次に半径方向の変化を見るために，静翼の一翼弦長下流，一翼弦長上流，および動翼前縁における回転軸に垂直な断面の圧力変動成分を Fig.6 に示す．静翼下流の圧力変動は比較的単純で，Fig.4 の後流分布と類似の分布が上記の−4Ω で旋回する，2BPF 成分が支配的になっている．それに，半径方向には変化の小さい，より高次の周方向モードが重なっている．これに対して，静翼の上流側はより複雑な半径方向モードをもっていることがわかる．さらに動翼前縁位置では，半径方向の変化が単純になり，周方向に高次のモードが現れている．これは音波が動翼を通過する際の動翼面上での反射によるものであり，次の節では特にこの点に着目して考察する．なお，動翼前縁では変動振幅が小さくなるので Fig.6(c) の明るさの幅は Fig.6(a),(b)の 6 倍に拡大している．

3.2 2BPF 成分および 1VPF 成分の伝播と反射

実際に静翼上流側断面(Fig.6(b))の変動をモード分析すると，動静翼干渉で発生するモードがいくつか現れ，その重ねあわせとして理解することができる．Fig.7 は Fig.6(b)の分布から時間方向および周方向にフーリエ変換を行って得た，１～３ BPF の変動の大きなモードを示す．このうちダクト内で伝播するモードは 2BPF の m=−9 と 3BPF の m=+9 のみであるため，以下ではこの 2BPF 成分に注目して伝播の様子を調べる．

各格子点において高速フーリエ変換を行い周波

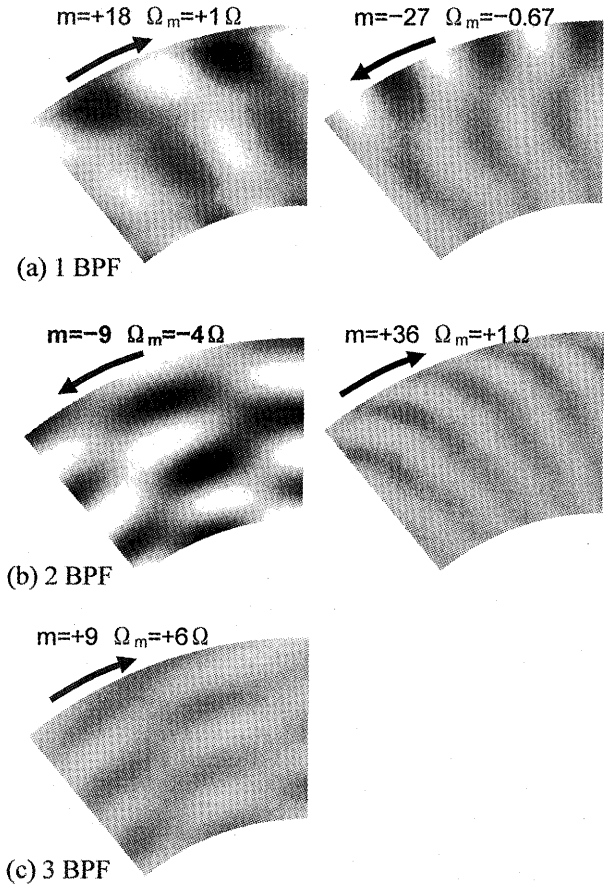


Fig.7 静翼前縁より一翼弦長上流の断面における 1 BPF～3BPF のモード

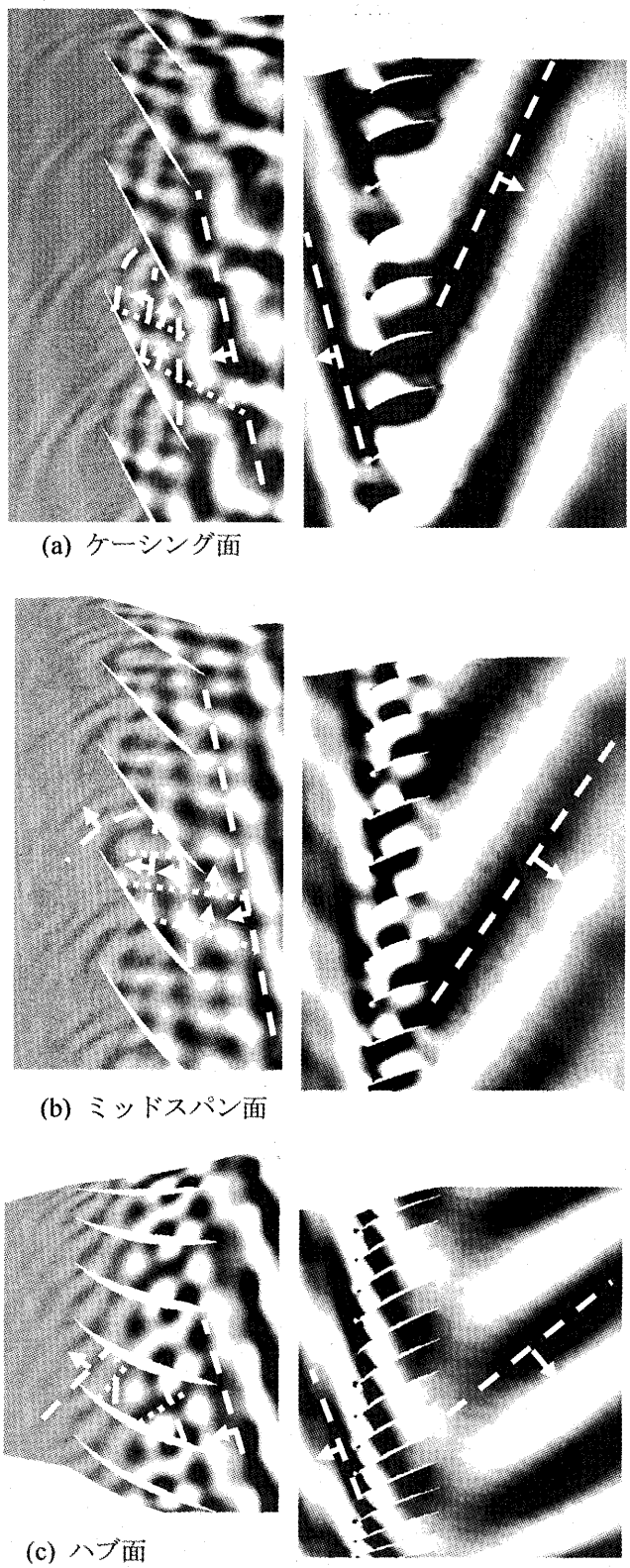
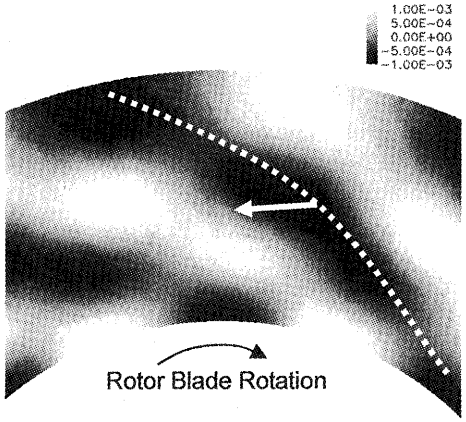


Fig.8 一定スパン面上の 2BPF(静翼)および 1VPF* (動翼)成分

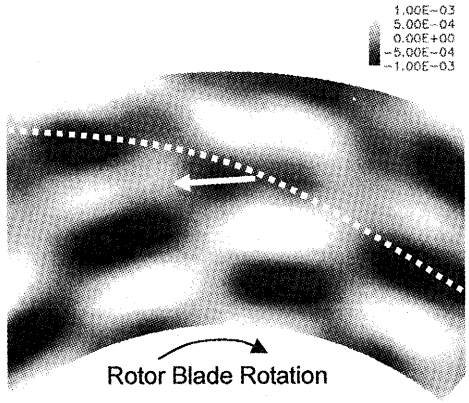
* Vane Passing Frequency. 動翼座標からみた静翼通過周波数

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

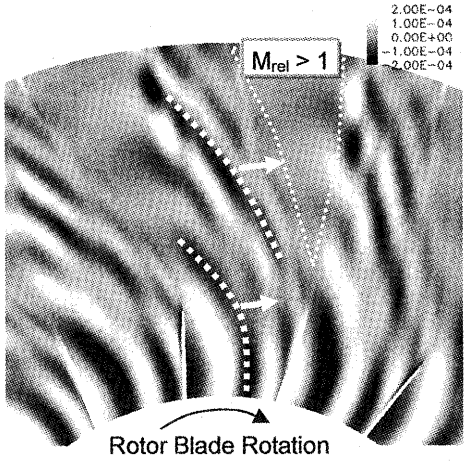
数空間に変換したデータから，特定の周波数成分だけを抽出して逆変換を行うことで，特定の周波数の瞬時の圧力変動分布を得ることができる．静翼格子に関しては単純に特定の BPF 成分 hBΩ を抽出することができるが，動翼格子では格子がΩで回転しているために圧力変動は動翼側から見た静翼の通過周波数 VΩ の高調波成分としてしか取り出すことができない．そこで 2BPF の m=−9 を含む k=1 の成分（以下 1VPF）を取り出すことにした．Fig.8,9 は 2BPF と 1VPF の瞬時の変動を Fig.5,6 と同様に表示したものである．Fig.8 の図中の破線と矢印は波面と伝播方向を示している．長い破線が静翼から発生した波であり，短い破線は動翼面上で反射した波を示している．Fig.9 の破線と矢印も同様に，波面とその回転方向を示している．



(a) 静翼後縁から 1 翼弦長下流位置の断面



(b) 静翼前縁から 1 翼弦長上流位置の断面



(c) 動翼前縁位置の断面

Fig.9 回転軸に垂直な断面上の 2BPF(静翼)および 1VPF(動翼)成分

Fig.5,6 に比べ，いずれの面上でも，より鮮明に発生している音波の伝播を見ることができる．例えば Fig.5(a)のケーシング面での圧力変動成分は，動翼面での反射波が下流に向かっていることにより，複雑な分布になったことが理解できる．梶と岡崎[8]の理論解析にも示されているように，波面の角度と動翼食違い角との関係により，Fig.8 のように動翼と反対方向に旋回する 2BPF の音波は反射されやすく，動翼列を通過しにくい状態になっている．それでも，比較的食違い角の小さなハブ面では，動翼腹面での反射波が上流に向かうようになり動翼翼間を通過していることが Fig.8(c)から分かる．

また，これらの図から，動翼を通過する間に Fig.9(c)のように高次モードが発生し，その結果，動翼列が 2BPF の音波を高次の高調波に散乱させていることを理解することができる．Fig.8 では，どの面においても動翼間を通過する際の反射と前縁からの放射によって，入射波より波長の短い音波が放出されている．その結果，動翼下流では周方向に m=−9 のモードが顕著であったが，動翼上流では，Fig.9(c)のように周方向に m=+27 以上で，動翼と同じ方向に回転するモードが顕著になっている．回転している動翼格子上では同じ 1VPF の周波数の音波であるが，これを静翼格子（静止座標系）側で見れば m=+27 のモードは 4BPF に相当することになり，2 BPF の音波がより高い高調波成分にシフトしている．

なお，動翼翼間を通過する際に波がかなり減衰して前縁から放射されているが，翼間における反射と局所的なマッハ数の増加により，波長が短くなったことにより，動翼翼間で格子点数が不足しやすい．その結果，数値粘性により音波が減衰してしまっている可能性が高い．

3.3 100%および 70%回転数における変動圧力分布

これまでの 80%回転数の変動圧力分布に対して，100%回転数で流れがチョークしているケースを Fig.10 に示す．この場合，顕著に現れる波動は 80%の場合と異なり，1BPF の m=−27 のモードである．旋回速度は Ω_m=−0.67Ω のため，ミッドスパンでは動翼の翼弦線にほぼ平行な波面となり，動翼面上

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

で反射した波が衝撃波へ向かって進んで減衰する様子がわかる．一方，70%回転数の Fig.11 のミッドスパンの圧力変動成分(Fig.11(a))では，動翼格子において高次の周方向モードが重なっており，80%や 100%回転数ほど容易に伝播を理解することができない．しかし，動翼翼間では翼弦線に垂直な方向に波面がそろい，80%回転数同様に，前縁からは高次モードとなって放射されている．Fig.11(b)の動翼前縁付近の分布では，Fig.9(c)と同様に，ハブ面の付近では m=+27 程度，ケーシングに近づくにつれ，より高次の周方向モードが顕著になっていることがわかる．

4．結言

時間，空間 2 次精度の非定常 RANS を用いて，ファンの動静翼干渉による騒音の発生と伝播の解析を試みた．定性的な議論のレベルではあるが，静翼列での音の発生ばかりでなく，動翼列における複雑な音波の伝播，反射，放射，散乱の詳細を予想以上に計算できていることがわかった．

今後，ファン騒音予測に向けて定量性を議論できるようにするためには，

- 理論解析等との比較による精度検証
- 動翼翼間における高い格子密度
- 後流の計算精度を維持する方法の検討
- 計算の効率化のための高精度スキームの導入
- 動翼での音波の通過を評価するために，動翼上流側に移動格子接続の設置

のような点が課題となる．

参 考 文 献

1) Envia, E., Wilson, A. G., Huff, D. L.: Fan Noise : A Challenge to CAA, Int. J. Comp. Fluid Dynamics, Vol.18, No.6 (2004) pp.471-480.
2) Rumsey, C. L., et al.: Ducted-Fan Engine Acoustic Predictions Using a Navier-Stokes Code, J. Sound and Vibration, Vol.213, No.4 (1998) pp.643-664.
3) Biedron, R. T., et al.: Predicting the Rotor-Stator Interaction Acoustics of a Ducted Fan Engine, AIAA Paper 2001-0664 (2001).
4) http://www.ista.jaxa.jp/res/c02/upacs/index.html
5) Rumsey, C. L.: Computation of Acoustic Waves through Sliding-Zone Interface, AIAA J. Vol.35, No.2 (1997) pp.263-268.
6) Tsuchiya, N., et al.: Low Noise FEGV Designed by Numerical Method Based on CFD, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53239 (2004).
7) Groeneweg, J. F., et al.: Turbomachinery Noise, Aeroacoustics of Flight Vehicles – Theory and Practice -. Vol.1 Ed. Hubbard, H. H., Acoustical Society of America (1995) pp.151-209
8) Kaji, S., Okazaki, T.: Propagation of Sound Waves through a Blade Row I & II, J. Sound and Vibration, Vol.11, No.3 (1970) pp.339-375.

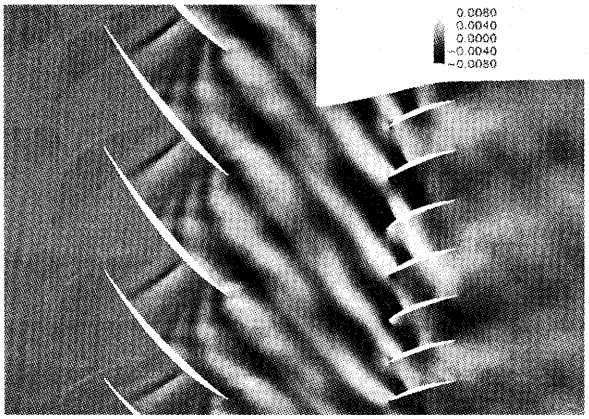
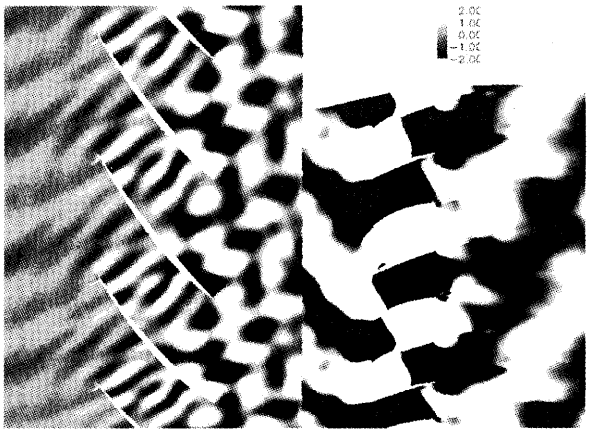
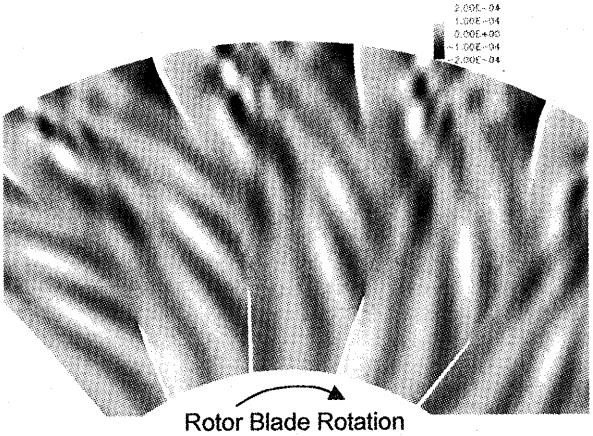


Fig.10 ミッドスパン面上の瞬時圧力変動成分 (100%回転数)



(a) ミッドスパン面



(b) 動翼前縁位置の断面

Fig.11 瞬時圧力変動成分(70%回転数)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−12

前方スイープ圧縮機動翼の亜音速失速に対する翼端隙間の影響

* 今枝　元広，名取　拓実（早大院），
加藤　大，今成　邦之（IHI），大田　英輔（早大・理工）

Tip Clearance Effects on Loss Generation and Stall Inception of Forward-Swept and Radial Blade Flows in Subsonic Compressor Rotor

*Motohiro IMAEDA, Takumi NATORI (Waseda Univ.),
Dai KATO, Kuniyuki IMANARI (IHI) and Eisuke OUTA (Waseda Univ.)

ABSTRACT

Low subsonic flow driven by a forward-swept blade rotor has been investigated in compared with a radial blade rotor of flow by setting the blade tip clearance in four cases between 0.25 mm (0.5% blade chord) and 1.1 mm (2.2% blade chord). The blade tip Mach number is 0.35. In the rig test, the throttle margin of the swept blade rotor is between 65% and 40% in this range of the clearance, with a considerable gain from that of the radial blade rotor ranging between 52% and 27%. This gain results from a particular feature of a span-wise loss distribution in the swept blade flow, indicating that the total pressure loss is rather low in the tip region and rather high in the mid span region. In the radial blade, the most of the loss is caused by the tip leakage flow, which increases remarkably as the flow rate decreases. Then, a rotating stall takes place in a flow range while the static pressure rise is still increasing, probably triggered by a short-length scale disturbance. However in the swept blade flow, the tip leakage vortex is swept back interacting weakly with the follower blade, and the mid span loss increases gradually as the flow rate decreases. The rotating stall takes place in the flow range where static pressure rise is decreasing, probably caused by a modal wave. In case of the wide tip clearance of 1.1 mm, the tip leakage flow loss of the swept blade flow much increases, and the rotating stall takes place in the flow range of increasing static pressure rise. It is shown by a precise Navier-Stokes analysis that the low energy hub flow streaming upward along the suction surface of the swept blade does not mixed with the tip leakage flow interrupted with an adverse pressure gradient as a particular feature in the rear tip region. This is one of the reasons of the low loss in tip region and of high total pressure rise in the flow range around the design point. The interrupted low energy flow grows up as the flow rate decreases to form a secondary span-wise vortex, which causes the high loss in the mid span region.

Key words : Axial compressor, Throttle margine, Forward sweep, Rig experiment, Numerical analysis, Loss distribution, Secondary vortex

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[1,2]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，圧縮機後段に想定される亜音速動翼に適用した場合の性能やフローパターン、さらに失速特性に対する効果や付随する問題点など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[3]．

通常の亜音速翼列では，翼端間隙の漏れ流れによる損失が集中的に大きく，運転流量の低下に対してこれが急増し，失速の要因となる．高負荷を目指す2次元的な翼型改良を行っても，漏れ流れ損失を低減することは難しい．むしろ損失をミッドスパンで分担し，漏れ流れ損失が軽減するような流れ構造が実現すれば，失速余裕が拡大すると考えられる．そのような翼型の一つに前方スイープ翼の適用が期待される．

前報[4]では，やや高負荷となるように試作したラディアル翼および同一断面形状の30度前方スイープ翼について，翼端間隙を極端に狭くして[0.25mm (0.5%弦長), 0.5mm (1%弦長)]，亜音速回転リグ試験と3次元数値解析の結果を述べた．スイープ翼では，翼端漏れ流れ損失が非常に小さくなって，失速余裕がラディアル翼に比して15%程度拡大すること，負圧面に沿って上昇するハブ側低エネルギー流体が翼端にまで到達せず，翼端漏れ流れとの混合がない代わりに，負圧面後縁付近で2次的渦を形成し，負圧面での損失が発生することなどを示した．

本報では，翼端間隙を1.1mm(2.2%弦長)まで拡大し，以下の点について述べる．（1）スイープ化による失速余裕の拡張効果がどの程度確保されるか，（2）翼端損失とミッドスパン損失の分配と翼列失速に至る経過，（3）それらの圧力損失に関与する2次流れの構造と経過，ほか．

第33回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2. 供試翼列と圧縮機実験

前方スイープ動翼(スイープ翼)と非スイープ動翼(ラディアル翼)の先端翼列形状をTable 1に示す．各スパンでの翼断面形状は同一で，実用機に使用された基準翼をやや高負荷に修正し，アスペクト比を0.93とやや長翼弦とし，反り角を10deg.程度大きくした．Fig. 1に翼スイープの形状と動翼/静翼配置および流れ計測位置（ARB: 動翼前方，BRB: 動静翼間）を示す．前方へのスイープは翼端で30degになるように積重線をキャンバー接方向に滑らかに移動させて行った．翼端間隙を翼弦長に対しε=0.5% (0.25mm)からε=2.2% (1.1mm)の範囲で設定した．

動翼回転数は5000rpm～6000rpmで，翼端周速マッハ数はM_{btip}=0.3～0.35とやや圧縮性の影響が表れる程度である．流速測定には3孔ヨーメータと2次元熱薄膜プローブ（DANTEC-55R57）を用い，差圧発信器の精度は0.5%F.S.である．

Fig. 2に全圧上昇特性を示す．基準翼では段全圧上昇を示し，ラディアルとスイープ翼では，動翼前後でスパン方向にヨーメーターを移動させて得た全圧分布の積分平均値である．基準翼の翼端間隙は0.7mm程度，失速点は約ϕ_i= 0.30である．より高負荷のラディアル翼では，ε=2.2% (1.1mm)の場合（写真参照），翼端間隙はやや広いことから，ϕ_i= 0.36で失速し，失速余裕は狭くなっている．しかし，スイープ化により失速点はϕ_i= 0.33と低下し，高負荷化に対する失速余裕拡張の効果が認められる．狭い間隙ε=0.5% (0.25mm)では，ϕ_i = 0.25まで運転範囲は拡がり，基準翼に比して相当に失速余裕は拡張されている．

航空エンジン圧縮機の後段では翼端間隙は相当大きく，この程度の失速余裕拡張では未だ不十分と言えるが，翼型設計を吟味することで，利用が期待される．

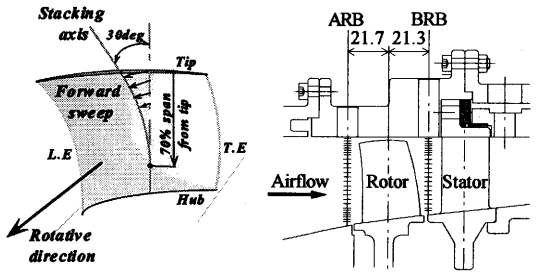


Fig. 1 Sweep design and stage arrangement.

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, 0.8, 1.1		-

3. 数値解析と乱流モデル

圧縮流N-S方程式に基づき，3次元非定常乱流解析を行う．3次精度3段階Runge-Kutta法とJamesonのImplicit Residual smoothingを適用し，Chakravathy-Osherの3次精度TVDスキーム，2次精度粘性項中心差分により離散化を行った．流れが下流での調節弁を模した絞り抵抗によって決定するように出口境圧力$\bar{P}_s$を設定した．

$$P_s = P_a + \zeta \bar{\rho}_{out} \bar{u}_{out}^2 / 2 \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

ここで，P_aは大気圧，ζは抵抗係数，$\bar{\rho}_{out}$, $\bar{u}_{out}$は出口断面平均の密度と軸流速である．入口，出口境界では，半径毎に1次元無反射条件を適用する．入口には全温，全圧および境界層速度分布を与えた．詳細は前報[4]を参照されたい．

乱流モデルにはSpalart-Allmarassの1方程式モデル[5]を用いた．渦粘性係数ν_tの計算に際し，ハブ，ケーシング，翼面について，単純な流れの境界層データから遷移点を定めた．計算域入口壁面での初期条件には1/5乗則乱流速度分布とPrandtl-

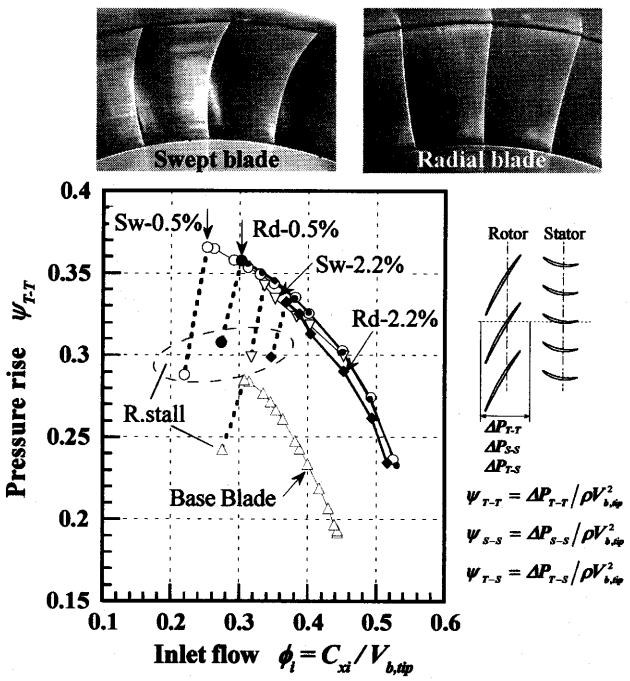


Fig. 2 Total pressure-rize performance of base, swept and radial blade rotors.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

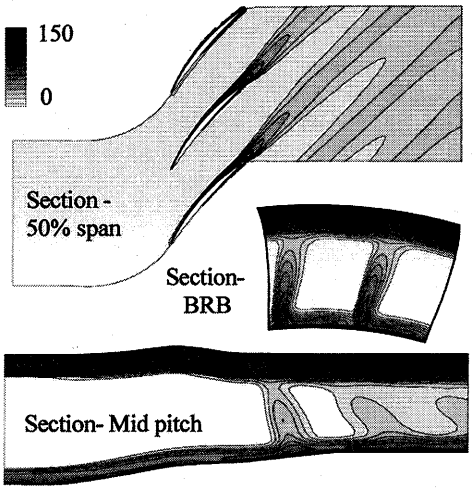


Fig. 3 Level of eddy viscosity ν_t ; Swept blade, $\varepsilon = 0.7\%$

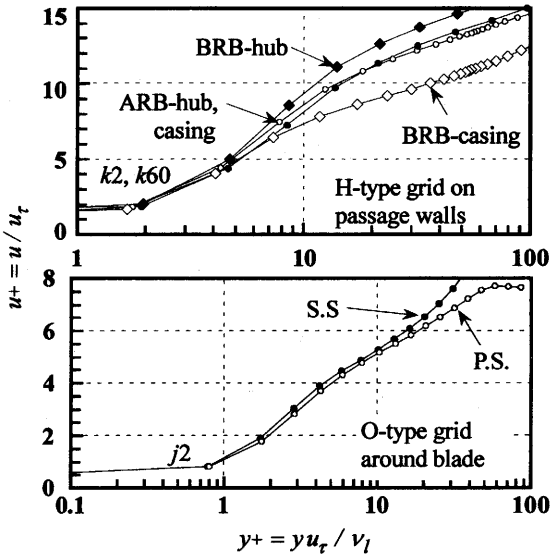


Fig. 4 Least grid size normal to wall

Nikuradse の混合長式[6]を適用した．

渦粘性 ν_t の分布を Fig.3 に示す．ケーシング境界層がやや厚くなっており，翼端流れとの過剰な干渉が懸念される．入口境界層厚さの設定を調節する必要がある．また，本解析では，乱流粘性が初期状態から出発する流れに合わせて下流方向に発達することになり，初期に層流場で発生した翼面剥離泡や二次的渦の非定常性が影響し，乱流場形成に長時間を要している．

壁面近傍の計算格子長さ分布を Fig.4 に示しておく．ここで，u, y, u_τ, ν_l はそれぞれ壁面接線方向流速，壁面法線方向距離，摩擦速度および層流動粘度を表す．翼正圧面 P.S. と負圧面 S.S. の隣接点 ($j2$)，およびハブ面とケーシング面の隣接点 ($k2$, $k60$) における y^+ は十分に小さい．

4. 失速余裕と動翼性能および全圧損失分布

失速性能の指標にスロットルマージン (TM)[3] を選び，実験で得た値を Fig.5 に示す．ここで，

$$TM = \left(\frac{k_{DP}}{k_{SP}} - 1\right) \times 100, \qquad k = \frac{\phi}{\sqrt{\psi'}}$$

$$\psi' = \frac{c_p T_{IN}}{1/2\, V_{b,tip}^2} \left\{ \left(\frac{\Delta P_{S\text{-}S}}{P_{IN}} + 1 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

ただし，ϕ: 流量係数，ψ': 圧力係数，C_p : 定圧比熱，T_{in} : 入口温度，$V_{b,tip}$: 動翼周速，P_{in} : 入口圧力，添字 DP, SP は設計点及び失速点を示す．

スイープ翼では TM 値がラディアル翼に比して 15% 程度高く，その作動範囲はかなり拡張されている．対翼端間隙感度は ε=1.5% 付近で小さくなり，スイープ効果が期待されたが，ε=2.2% では TM 値は低下し，ラディアル翼の性能に近づく結果となった．なお，破線は失速回復段階の運転点に対応し，スイープ翼では失速の非可逆性がより広い翼端間隙まで存続する．

GE 社での結果[3]を示しておく．GE 動翼-1 では，形状が本研究の動翼に類似し，スイープ翼の失速性能はほぼ同じ結果となる．GE 動翼 -2 では，ラ

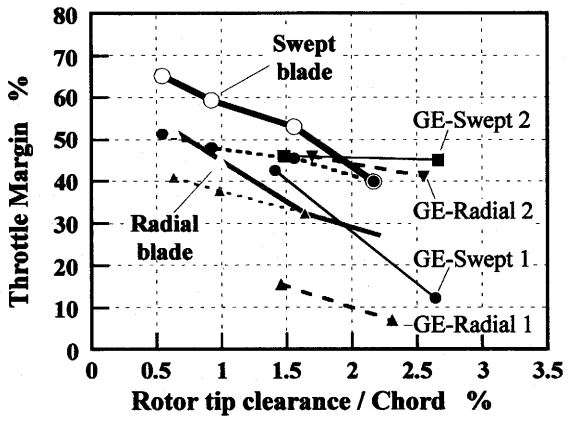


Fig. 5 Measure throttle margin depending on tip clearance compared with GE data

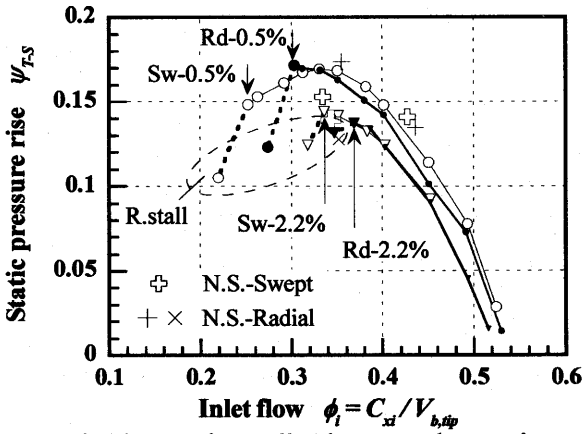


Fig. 6 Rotating stall point on total-to-static pressure-rise diagram

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

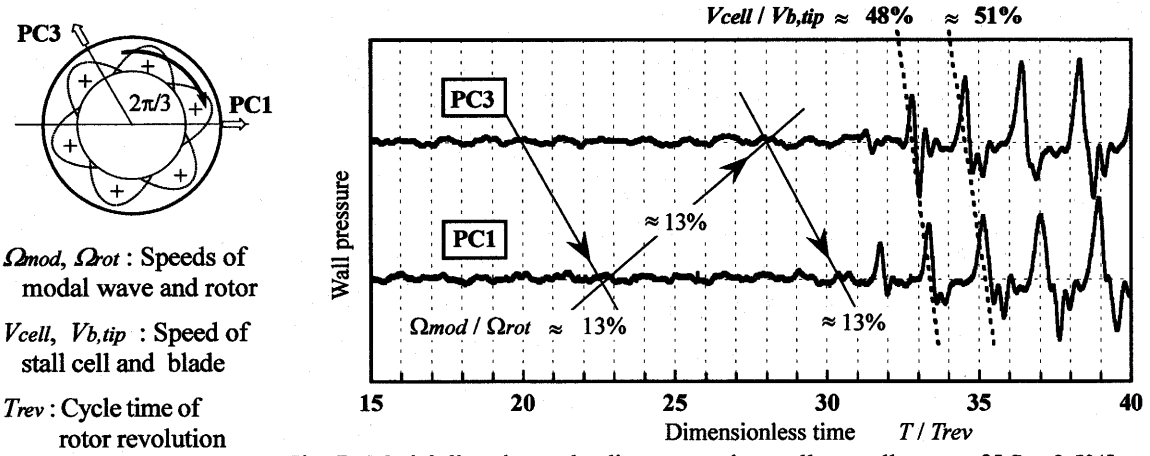


Fig. 7 Modal disturbance leading to rotating stall at stall onset of [Sw-0.5%] in case of swept blade rotor. One cell stall is shifting to two cell stall.

ディアル翼も優れた性能を示し，翼設計によってはスイープ化が優位とも言えなくなる．ところで，失速余裕に現れた差異は擾乱源の差異に拠ると思われる．静圧上昇 $\psi_{T\text{-}S}$ の流量特性を Fig. 6 に示す．間隙 ε =0.5% の場合に顕在するが，ラディアル翼失速点 Rd-0.5% では流量低下に対し静圧は上昇し，スイープ翼失速点 Sw-0.5% は低下する領域にある．Camp-Day [7] によれば，Rd-0.5% は短尺度擾乱による失速，Sw-0.5% はモーダル波による失速となる．ε=2.2%ではSw-2.2%とRd-2.2%における静圧上昇の傾向に顕著な差異が認められなくなるが，擾乱源が検知し易いモーダル波になることはスイープ化の一つの優位点である．因みに，スイープ翼失速点 Sw-0.5% について動翼前方静圧を記録すると [Fig. 7]，高次のモーダル的な擾乱から旋回失速が誘起されている．

失速擾乱源が異なることは，翼列内損失発生の構造が異なると言える．全流量範囲での全圧損失分布の変化を Fig. 8 に示す．損失係数 ω は，

$$\omega \equiv \frac{\overline{P}_{Ti,rel}\Big]_{ri}^{ri+5\%\text{flow}} - \overline{P}_{Tbr,rel}\Big]_{rbr}^{rbr+5\%\text{flow}}}{\overline{P}_{Ti,rel}\Big]_{ri}^{ri+5\%\text{flow}} - \overline{P}_{Si}\Big]_{ri}^{ri+5\%\text{flow}}} \quad \cdots (3)$$

ただし，通路高さを 5% 流量間隔で分割し，動翼前後における相対全圧 $P_{T,rel}$ の平均値の差によって係数を近似した．実線で示す数値解析結果は，3 章に述べた理由もあり，また通路間変動も影響して，低流量では十分には比較し得ない．

ラディアル翼（図 a）では，ε=0.5% の場合でも翼端漏れ流れによる損失が顕著に大きく，失速付近では， Hoying ら [8] が述べる翼端漏れ流れ渦による失速誘起の様相が伺える．スイープ翼（図 b）では翼端損失が低く，ミッドスパンの損失が

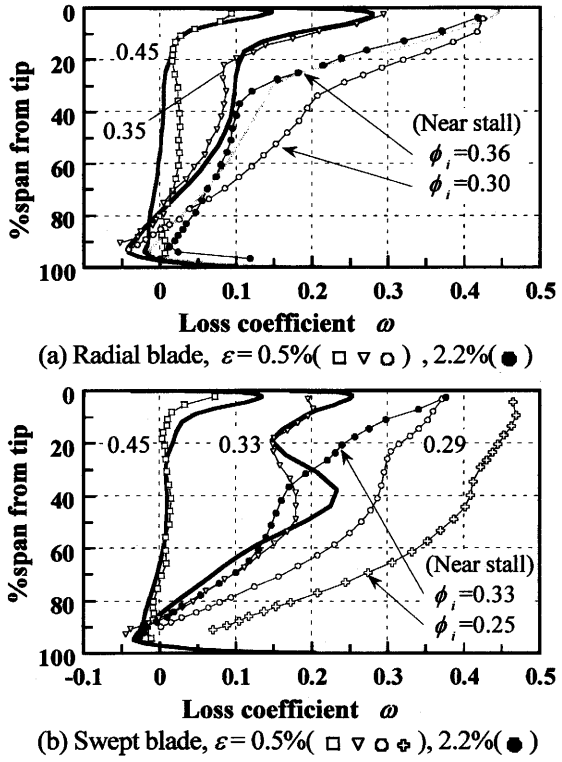


Fig.8 Span-wise distribution of loss coefficient in flow range between design and near stall points.

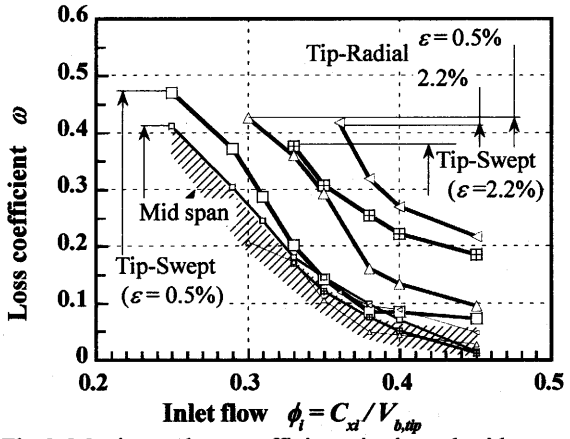
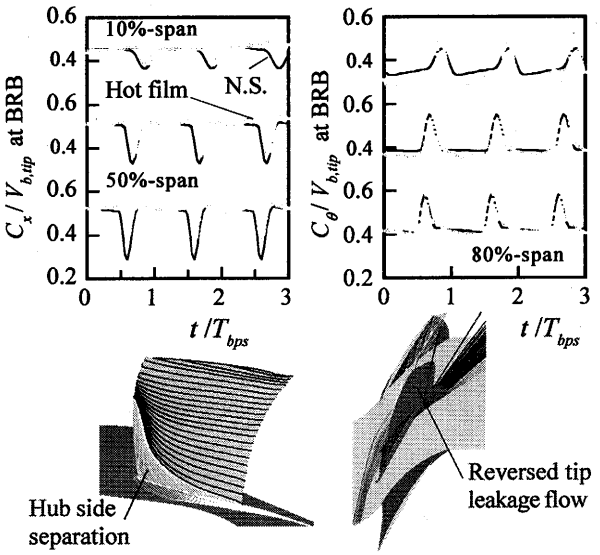
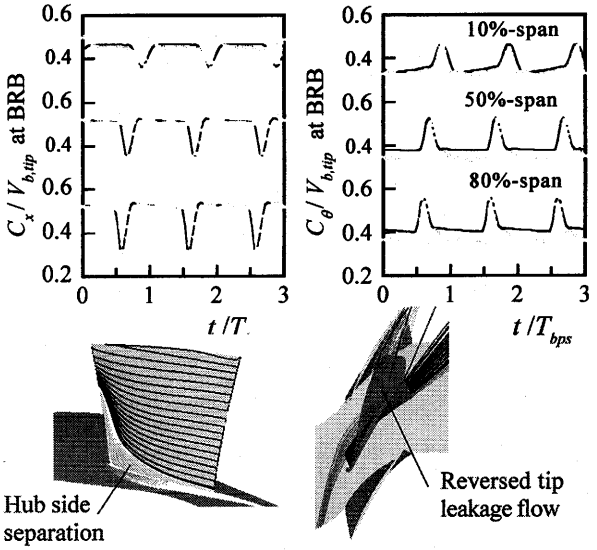


Fig.9 Maximum loss coefficients in tip and mid span regions. Remarkable increase of tip loss by ε= 2.2

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.



(a) Swept blade: $\phi_i = 0.43$, $\varepsilon = 0.5$(rig) / 0.7(CFD) %



(a) Radial blade: $\phi_i = 0.43$, $\varepsilon = 0.5$(rig) / 0.7(CFD) %

Fig.10 Computed flow velocity compared with averaged velocity at high flow condition of ζ=1.

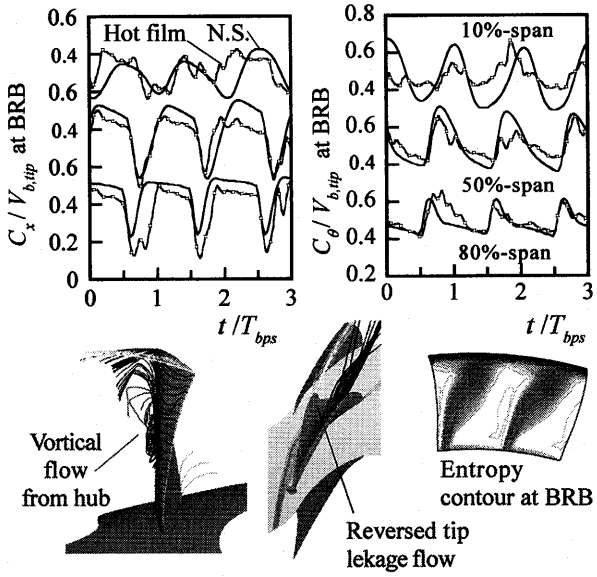
大きい．失速点付近では，スパン上半分で損失が一様に大きく，外部擾乱に対して不安定のようである．しかし，ε=2.2% では，ラディアル翼に類似して，翼端損失が顕著に増大している．

Fig. 9 には，ミッドスパンでの最大損失は条件に拘わらずほぼ同レベルにある事，翼端間隙が狭いスイープ翼に限り最大損失はこのレベルに留まる事，間隙が大きい場合やラディアル翼では翼端損失が極大化する事などが示されている．

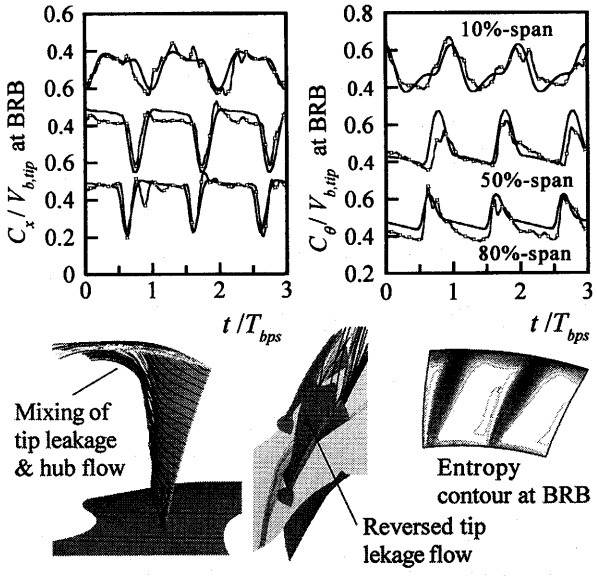
5. 流れ構造および翼端漏れ流渦と２次的渦

設計流量付近で狭い翼端間隙では(Fig. 10)，解析による流速の軸流成分 C_x と接線成分 C_θ は計測値（32 回平均）にほぼ一致する．翼端漏れ流れに現れる軸方向逆流域や負圧面剥離については両翼の間に顕著な差異は認められない．

しかし，低流量では (Fig. 11)，スイープ翼の流れに翼通路間変動が現れる．計測値は 1 回の流速波形を示すが，10%, 50%-span で変動が著しい．1 翼間の解析では時間経過の変動となり，計測値からの乖離が顕著になる．この変動はハブ面の流体が翼端に到達する前に負圧面から剥離して渦状の２次流れとなり，これが振動することによる．エントロピー分布が示すように大きな損失を来たしている．ラディアル翼ではこの２次流れは現れず，解析と計測による翼間流速もよく一致している．しかし，翼端漏れ流れの逆流域は後続翼に連接するまで拡大している．



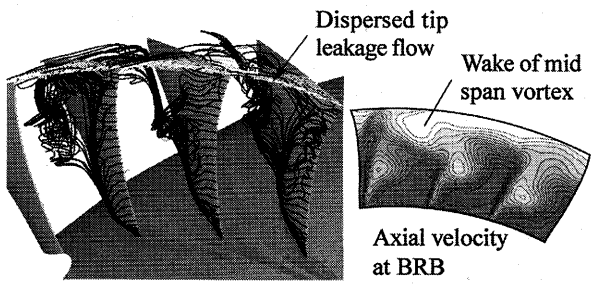
(a) Swept blade: $\phi_i = 0.33$, $\varepsilon = 0.5$(rig) / 0.7(CFD) %



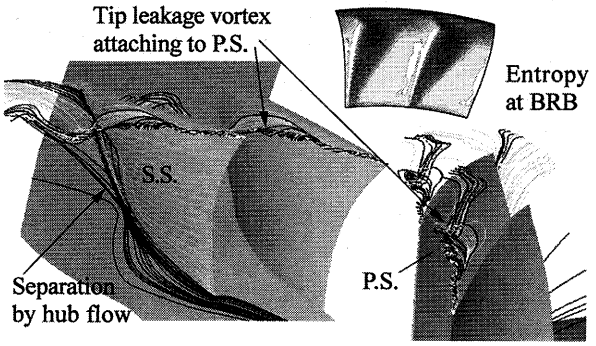
(b) Radial blade: $\phi_i = 0.35$, $\varepsilon = 0.5$(rig) / 0.7(CFD) %

Fig.11 Computed flow velocity compared with single trace of measured velocity at low flow condition of ζ=2.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.



(a) Thin tip clearance, ε=0.7%, ϕ_i=0.26 (ϕ_{stl}=0.25)



(b) Thick tip clearance, ε=2.2%, ϕ_i=0.34 (ϕ_{stl}=0.33)

Fig.12 Near stalll flow in swept blade flow

スイープ翼の失速点に近い流れ場をFig.12 に示す．狭い翼端間隙 (a) では，ミッドスパンでの2次渦が強く発達し，翼間流れの全圧損失を支配している．翼端漏れ流れ流れは後続翼全縁にまで達しているが，薄く広がった形態で失速を励起する程には強いものではないように見える．翼端間隙が広くなると (b)，高流量のためにミッドスパン２次渦は弱くなり，狭い場合に比して流れ場はかなり単純になる．翼端漏れ流れ渦は顕著になるが，後続翼の正圧面 P.S. に一度付着して下流へ流れ，そのミッドコード付近で負圧面側に侵入する．この漏れ流れ渦が後続翼前縁に到達して失速に到るように推定されるが，その経過に対する解析は現在進行中である．

翼端間隙が広い場合のラディアル翼における失速中の流れ場をFig.13 に示しておく．翼端漏れ渦は後続翼前縁に達しており，更に翼端ミッドコード付近に端を発する通路渦と干渉して，顕著な半径方向失速セル渦が翼前方に形成されている．この渦には，先行翼の失速セルの後流も干渉している．この流れでは3翼間通路を解析しているが，高い流量での弱い失速でもあって，この図の段階では未だ通路間の違いは現れていない．講演時にその結果を報告する．

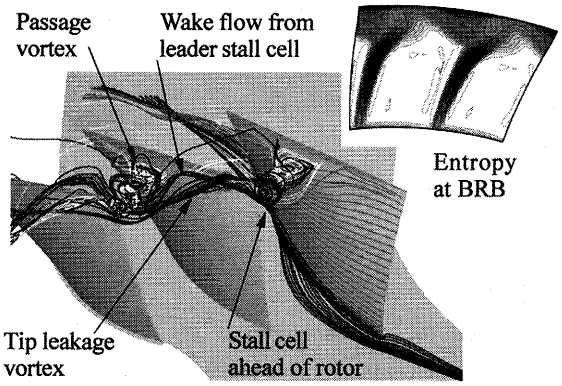


Fig.13 Stall onset in radial 3-blades passage flow, ε=2.2%, ϕ_i = 0.35 (ϕ_{stl}=0.36), ζ=1.8,

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の影響について，前方スイープの効果を検討した．スイープ翼の失速余裕はラディアル翼に比べ15%程度増加する．設計点性能を含めて，スイープ翼の全圧上昇性能はラディアル翼の性能を僅かに上回る．翼間流れの損失構造には顕著な差異があり，翼端に損失が集中するラディアル翼に対して，狭い翼端間隙のスイープ翼ではミッドスパン上半部に強い損失域が広がる．この事から，前者では翼端渦によって失速が誘起され，後者では静圧正勾配域でモーダル擾乱によって失速に到る．この点は失速制御に有利ではあるが，翼端間隙が広くなると，損失分布はラディアル翼の性格に近づく．これらを考慮して翼形状の更なる検討が望まれる．

参考文献

1) C.Hah: “Turbomachinery Blade Design Systems” (1999).
2) C.Hah, A.J. Wennerstrom, “Three-Dimensional Flowfields Inside a Transonic Compressor With Swept Blades”, J. of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol.113 (1991), pp.241-251.
3) G.S.McNulty, J., J.Decker, B.F. Beacher and S.A. Khalidet: “The Impact of Forward Swept Rotors on Tip-Clearance Flows in Subsonic Axial Compressors”, J. of Turbomachinery, Trans.ASME, Vol. 126 (2004), pp. 445-454.
4) 杉浦秀幸, 今枝元広, 加藤大, 今成邦之, 大田英輔: 第32回ガスタービン定期講演会論文集 B-1, pp. 161-166.
5) P.R.Spalart, S.R.Allmaras: “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamics Flow”, AIAA paper, 92-0439 (1992).
6) H. Schlichting, “Boundary Layer Theory-7th Ed.”, McGraw-Hill (1979), p. 605.
7) T.R. Camp and I.J. Day, “A study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor”, J, of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol. 120 (1998), pp.393-401.
8) D.A. Hoying, C.S. Tan, H.D. Vo and E.M. Greitzer, “Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception”, J. of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol. 121 (1999), pp. 735-1999.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−13

翼列性能に及ぼすレイノルズ数の影響
- 広範な作動条件に対応する数値流体解析法の開発 -

*児玉 大樹（東大院），渡辺 紀徳（東京大学）
姫野 武洋（東京大学），鵜沢 聖治（東京大学）

Reynolds Number Effect on Cascade Characteristics
-Development of CFD Method for Widely Ranged Operating Conditions-

*Taiki KODAMA (Univ. of Tokyo), Toshinori WATANABE(Univ. of Tokyo),
Takehiro HIMENO(Univ. of Tokyo) and Seiji UZAWA(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Toward highly accurate flow analysis for study of Reynolds number effect on cascade characteristics, a numerical method was developed, which method was capable of flow simulation for widely ranged operating conditions. The developed code utilized the CCUP method in which both incompressible and compressible flows could be simulated in a same way with high-order accuracy. Baldwin-Lomax turbulence model was incorporated so far, and turbulence transition point was determined based on the suggestion by Baldwin and Lomax. Flow simulations were performed on single blade configuration as well as a compressor cascade composed of C4 blades. It was verified that the developed method had capability for wide ranges of Mach number and Reynolds number, though further progress should be done for more accurate simulation for the cases with shock wave and boundary layer separation.

Key words: Aerodynamics, Cascade Flow, Reynolds Number, CFD, CCUP Method

1．はじめに

流れのレイノルズ数が減少すると，一般に境界層の剥離や二次流れの増大によって，ターボ機械の効率が急激に減少することが知られている。ガスタービン内の流れ特性は，近似的にレイノルズ数の影響を受けないとされて来たが，実際には低いレイノルズ数で作動する状況がしばしば見られ，また，その様な状況が増加しつつある。例えば航空機の高高度飛行では，密度の減少によりジェットエンジン内流れのレイノルズ数は低下する。一方近年注目されている小型分散発電システムに対応して，マイクロガスタービンの研究が盛んに行われているが，機械の小型化によってもレイノルズ数が低下する。

このような状況から，低レイノルズ数域で作動する翼列の特性を解明するための研究が種々行われている[1]が，乱流遷移や層流剥離といった複雑な流体現象が重要な要因であることから，未だ明らかでない事象が多く存在する。

本研究では圧縮機翼列の低レイノルズ数領域における特性を解明することを最終的な目的とし，広範囲の作動条件における翼列非定常流れを統一的に解析できる数値的手法を開発している。ここでは開発した計算手法とこれまでの検証・解析の結果について報告する。

2．数値解析法

本研究では，翼列性能に及ぼすレイノルズ数の効果を詳細に調べることを目指し，低亜音速から遷音速域までの広範な作動条件について，翼列内部の流れ場を数値的に模擬できる手法を構築している。具体的には，部分段階的解法でありながら，圧縮性を考慮できるCCUP法[2]を一般曲線座標系で記述し，物体適合格子を用いてNACA4412単独翼およびC4翼列周りの流れ場の模擬を試み，それぞれ対応する実験データとの比較を行なった。翼列性能の評価に影響する乱流モデルとしては，Baldwin-Lomax型モデルを近似的な遷移判定と共に用いた。本報では，マッハ数とレイノルズ数という無次元数が広範に変化する場合について，同一の計算コードで解析できる可能性に主眼を置く。

2.1 CCUP法

CCUP法は，Yabe(1991)らによって提案された解法であり，MAC法のような部分段階的解法の一種と見なせるが，流体の圧縮性を考慮できるのが特徴である。Fig.1に示すように流れ場の変化を特性速度毎に移流，拡散および音響の段階(フェイズ)に分割する見方に立ち，各段階に対応する変化をそれぞれCIP法，中心差分陽解法および圧力ベース反復法により数値的に解く。

従来のCCUP法では，独立変数の組を$\vec{Q} = (\rho, p, \vec{u})^T$と選ぶことが多いが，本研究では非圧縮性流体の伝熱解

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

析を視野に入れ，$\vec{Q}=(T,p,\vec{u})^T$と変更して再構築されたアルゴリズム（Temperature-based CCUP 法：TCUP 法）[3)4)]を採用している。

以降，Fig.2 に示すように，計算の第 n 時間刻みにおける基本変数の組$\vec{Q}^n$の変化について，移流と拡散および音響の各フェイズを経た後の値を，$\vec{Q}^*$，$\vec{Q}^{**}$および$\vec{Q}^{n+1}$とそれぞれ表記する。

本手法では，支配方程式を一般曲線座標系(ξ,η,ζ)で記述し，Fig.2 に示すような，計算空間で体積が 1 の検査領域Ωに関して，セル中心法に基づく離散化を施す．状態量$\vec{Q}$はΩの重心位置の格子点に配置され，また，移流フェイズの計算で必要となる状態量の空間勾配値$\vec{Q}_\xi,\vec{Q}_\eta,\vec{Q}_\zeta$も格子点に定義する．

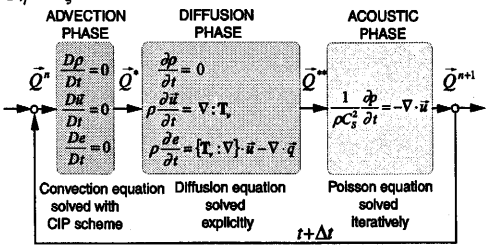


Fig.1 Algorithm of CCUP

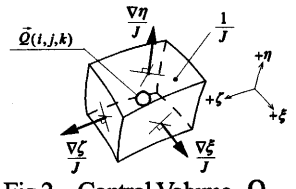


Fig.2 Control Volume Ω

(1)移流フェイズの解法

流体粒子の並進的な移動に伴う流れ場の変化は，$\vec{Q}$の移流方程式

$$\frac{\partial\vec{Q}}{\partial t}+(\vec{u}\cdot\nabla)\vec{Q}=\vec{0} \tag{2.1}$$

で表現される。移流フェイズでは，この式を

$$\frac{\partial\vec{Q}}{\partial t}+U_c\frac{\partial\vec{Q}}{\partial\xi}+V_c\frac{\partial\vec{Q}}{\partial\eta}+W_c\frac{\partial\vec{Q}}{\partial\zeta}=\vec{0} \tag{2.2}$$

のように，一般座標系で記述し，各項の係数を凍結したうえで CIP 法を適用する。具体的には，注目する格子点と風上側隣接 7 点の情報を使い，3 次多項式で内挿補間された各物理量の空間分布を，

$$\vec{Q}^*(\xi_0,\eta_0,\zeta_0)=\vec{Q}^n(\xi_0-U_c\Delta t,\eta_0-V_c\Delta t,\zeta_0-W_c\Delta t) \tag{2.3}$$

にしたがって平行移動し，各状態量の値を更新する。また，補間関数の一次導関数を利用して，$\vec{Q}_\xi,\vec{Q}_\eta,\vec{Q}_\zeta$の値も更新される。CIP 法は，各状態量の空間勾配値も記憶する必要があるものの，高次精度風上スキームながら，ある格子点の値を計算するのに隣接点の情報しか必要としない 2 点スキームの長所を併せ持っており，境界条件の設定と変更が容易である。

(2)拡散フェイズの解法

続く非移流フェイズでは，流体粒子どうしの力学的および熱的な相互作用に伴う変化を計算する。非移流フェイズを通じた状態量変化は，局所熱平衡を仮定すれば，

$$\vec{Q}^{n+1}-\vec{Q}^*=(\frac{\partial\vec{Q}}{\partial S})_\rho\Delta S+(\frac{\partial\vec{Q}}{\partial\rho})_S\Delta\rho \tag{2.4}$$

のように，流体粒子表面を通じた運動量と熱の交換に伴う拡散フェイズと，流体粒子の断熱的な圧縮膨張に伴う音響フェイズの変化に分けられる。

拡散フェイズには，支配方程式右辺の粘性項と伝熱項が関係し，その変化は，

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}=0 \tag{2.5}$$

$$\rho\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}=\nabla:T_v \tag{2.6}$$

$$\rho\frac{\partial e}{\partial t}=(T_v:\nabla)\cdot\vec{u}-\nabla\cdot\vec{q} \tag{2.7}$$

で表される等容変化($\rho^{**}-\rho^*=0$)となる。まず，式(2.6)を検査領域について空間積分し，Gauss の発散定理を用いると，

$$\int_\Omega\rho\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}dV=\int_{\partial\Omega}T_v:d\vec{S} \tag{2.8}$$

を得る。T_vを$\vec{Q}^*$により陽的に評価して，これを，

$$\begin{aligned}&\frac{\rho^*(\vec{u}^{**}-\vec{u}^*)}{J\Delta t}\\&=[T_v^*:\frac{\nabla\xi}{J}]_{i-1/2}^{i+1/2}+[T_v^*:\frac{\nabla\eta}{J}]_{j-1/2}^{j+1/2}+[T_v^*:\frac{\nabla\zeta}{J}]_{j-1/2}^{j+1/2}\\&=\sum_{\hat{\xi}=\xi,\eta,\zeta}[T_v^*:\frac{\nabla\hat{\xi}}{J}]_{-1/2}^{+1/2}\end{aligned} \tag{2.9}$$

と離散化すると，直ちに速度変化を計算できる。

次に，式(2.6)に$\vec{u}$を乗じて式(2.7)に辺々加え，等容変化の条件(2.5)を用いて整理すると，

$$\rho C_v\frac{\partial T}{\partial t}=\nabla\cdot(T_v:\vec{u})-\nabla\cdot\vec{q}-\frac{\rho}{2}\frac{\partial\vec{u}^2}{\partial t} \tag{2.10}$$

のように，散逸関数の項を積分形で表現できる。右辺第一項及び第二項は，粘性散逸と熱伝導に伴う熱入力の時間あたり量を表す。$\vec{q}$をT_vと同様に，検査領域の各表面で定義すれば，右辺をΩについて空間積分した値は，

$$\sum_{\hat{\xi}=\xi,\eta}[(T_v:\vec{u}_m^*-\vec{q}^*)\cdot\frac{\nabla\hat{\xi}}{J}]_{-1/2}^{1/2}-\frac{\rho^*(\vec{u}^{**2}-\vec{u}^{*2})}{2J\Delta t}\equiv\frac{\dot{\theta}}{J} \tag{2.11}$$

と計算され，これを単位体積あたり$\dot{\theta}$と表せば，

$$\frac{(\rho C_p)^*(T^{**}-T^*)}{\gamma^*\Delta t}=\dot{\theta} \tag{2.12}$$

により，熱入力に伴う温度変化を求められる。

最後に，拡散フェイズにおける圧力の変化を求める。一般に，eおよびhの変化は，

$$\Delta e=T\Delta S+\frac{p}{\rho^2}\Delta\rho=C_v\Delta T+(\frac{\partial e}{\partial\rho})_T\Delta\rho \tag{2.13}$$

$$\Delta h=T\Delta S+\frac{\Delta p}{\rho}=C_p\Delta T-C_p\mu_J\Delta p \tag{2.14}$$

と記述できる。両式における第 2 表現は熱力学第 1 法則

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

と第2法則に対応し，第3表現は熱力学の相律に対応している。ここで，式(2.13)と(2.14)の辺々を引き，等容変化の条件を用いて整理すれば，

$$(\frac{\partial p}{\partial T})_\rho = \frac{\gamma-1}{\gamma}\cdot\frac{\rho C_p}{(\rho C_p \mu_J + 1)} \tag{2.15}$$

の関係を導くことができる。従って，圧力変化は，

$$p^{**} - p^* = \frac{\gamma^*-1}{\gamma^*}\cdot\frac{(\rho C_p)^*}{(\rho C_p \mu_J + 1)^*}\cdot(T^{**} - T^*) \tag{2.16}$$

と定まり，式(2.9)および(2.12)と併せて，拡散フェイズを経た後の状態量$\tilde{Q}^{**}$を算出することができる。

(3)音響フェイズの解法

音響フェイズには，支配方程式右辺の圧力項が関係し，その変化は，

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho\nabla\cdot\vec{u} \tag{2.17}$$

$$\rho\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -\nabla p \tag{2.18}$$

$$\rho\frac{\partial e}{\partial t} = -p\nabla\cdot\vec{u} \tag{2.19}$$

によって記述される。この過程は等エントロピ変化であるから，式(2.17)と(2.19)は音速を用いて，ともに，

$$\frac{1}{\rho C_s^2}\frac{\partial p}{\partial t} = -\nabla\cdot\vec{u} \tag{2.20}$$

と変形される。この式の右辺を陰的に評価して CFL 条件を緩和し，両辺をΩについて空間積分するとともに，式(2.18)の関係を用いれば，次式，

$$\frac{p^{n+1}-p^{**}}{J(\rho C_s^2)^{**}\Delta t} = -\sum_{\xi=\hat{\xi},\eta,\zeta}[(\vec{u}_m^{**} - \frac{\nabla p^{n+1}}{\rho_m^{**}}\Delta t)\cdot\frac{\nabla\hat{\xi}}{J}]_{-1/2}^{+1/2} \tag{2.21}$$

のように，次の時刻(n+1時刻)の圧力に関する連立一次方程式が得られる。今回は，不完全LU分解の前処理を伴うBiCG-STAB法を用いて，この方程式を反復的に解き，圧力変化を算出している。

次に，式(2.21)との一貫性を保つべく，Ωの各表面における加速を考え，例えばξ方向について，

$$\frac{\Delta U_c}{J} = (\vec{u}_m^{n+1} - \vec{u}_m^{**})\cdot\frac{\nabla\xi}{J} = -\frac{\nabla p^{n+1}}{\rho_m^{**}}\cdot\frac{\nabla\xi}{J}\Delta t \tag{2.22}$$

のように，各面を通過する体積流量の増減を計算する。そのうえで，線形補間を用いて格子点における反変速度の変化を算出し，計算空間から物理空間への座標変換を行えば，対応する速度変化が求まる。

最後に，式(2.14)に等エントロピ変化の条件を課し，

$$(\frac{\partial p}{\partial T})_s = \frac{\rho C_p}{(\rho C_p \mu_J + 1)} \tag{2.23}$$

の関係を導けば，既に求めた圧力変化を用いて，

$$T^{n+1} - T^{**} = \frac{(\rho C_p \mu_J + 1)^{**}}{(\rho C_p)^{**}}\cdot(p^{n+1} - p^{**}) \tag{2.24}$$

のように，温度変化を算出できる。こうして，式(2.21)および(2.22)と併せ，音響フェイズを経た後の状態量$\tilde{Q}^{n+1}$を算出することができる。

なお，非移流フェイズにおける$\tilde{Q}_\xi, \tilde{Q}_\eta$の変化は，例えば$\xi$方向について，

$$(\tilde{Q}_\xi^{n+1} - \tilde{Q}_\xi^*)_{\xi=i} = \frac{(\tilde{Q}^{n+1} - \tilde{Q}^*)_{\xi=i+1} - (\tilde{Q}^{n+1} - \tilde{Q}^*)_{\xi=i-1}}{2} \tag{2.25}$$

のように，対応する状態量変化の中心差分により計算され，移流フェイズの計算に渡される。

2.2 乱流および遷移モデル

(1)Baldwin-Lomax モデル

乱流モデルの選定とチューニングは，翼列性能の評価に大きな影響を与えるが，本報では翼面に付着した乱流境界層の存在を仮定して，Baldwin-Lomax モデルを用いた。また，最も簡単な遷移モデルとして Baldwin-Lomax が提案した近似的な遷移判定を導入した。具体的には渦粘性係数を計算し，層流粘性係数の 14 倍になったところを乱流遷移点とする方法である。

(2)距離関数の導入

Baldwin-Lomax モデルに限らず，乱流モデルを数値解析に導入する際には，各格子点における固体壁面からの距離を獲得することが必要になるが，壁面近傍における計算格子の直交性が悪い場合や，複数の固体壁に囲まれる内部流を解析する場合，その獲得は容易でない。

この問題に関し，本研究では，計算の前処理として，Fig.3 に示すように翼面からの距離関数ϕ [m]を生成して用いた。具体的には，自由表面流の液面追跡手法として使われる Level Set 法のアルゴリズムを援用し，次の Hamilton-Jacobi 型方程式

$$\frac{\partial\phi}{\partial\tilde{t}} = S_{LSM}(1 - |\nabla\phi|) \tag{2.26}$$

$$S_{LSM} = sign(\phi) \tag{2.27}$$

を解くことで，任意形状物体からの垂直方向距離を値に持つ距離関数ϕ [m]，すなわち，

$$|\nabla\phi| = 1 \tag{2.28}$$

の性質を持つ関数を生成できる。本研究では式(2.26)を，

$$\frac{\partial\phi}{\partial\tilde{t}} + \vec{w}_{LSM}\cdot\nabla\phi = S_{LSM} \tag{2.29}$$

$$\vec{w}_{LSM} = S_{LSM}\frac{\nabla\phi}{|\nabla\phi|} \tag{2.30}$$

のように移流方程式の形に書き直し，式(2.29)の左辺に CIP 法を適用することで距離関数を効率的に生成することを提案している[5),6)]。

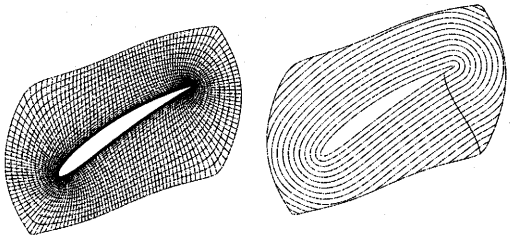


Fig.3 Distance Function around a Blade

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

3．数値解析手法の検証

単独翼を用いた実験結果により，数値解析手法の検証を行った。計算格子と，格子の翼近傍の拡大図を Fig.4 に示す。検証は，レイノルズ数を広範に変化させた場合とマッハ数を広範に変化させた場合について行った。翼型は NACA4412 であり，翼弦長は 127[mm]である。計算は全域乱流とした場合と乱流遷移を考慮した場合の２種類を行い，結果を実験と比較した。

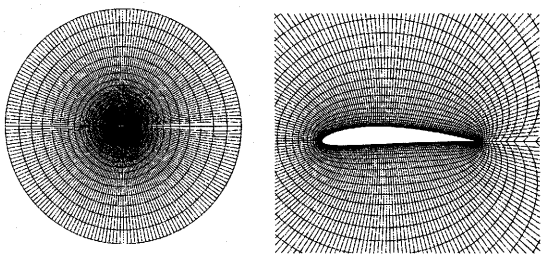


Fig.4　Computational Grid

3.1　種々のマッハ数における単独翼周りの流れ解析

マッハ数を広範に変化させた場合について，参考文献7)の実験結果を用いた検証を行った。計算条件を Table1 に示す。マッハ数を低亜音速の 0.141 から高亜音速の 0.717 まで変化させた。迎角は 0.25[deg]で一定ある。Fig.5 に翼面上圧力分布の計算結果を実験結果とともに示す。Fig.5(a)および(b)の低マッハ数の場合は，遷移を考慮しない場合も考慮した場合も，計算結果は実験結果とほぼ一致しており，開発した手法が良好な精度で翼周りの流れを再現し得ることがわかる。Fig.5(c)のマッハ数 0.517 の場合は，翼背面の圧力分布の計算結果が実験値と少し異なり，圧力絶対値を小さ目に評価している。また，遷移を考慮した場合の方が，全面乱流を仮定したものよりやや実験結果に近い結果を与えている。マッハ数を更に増加させた Fig.5(d)では，翼前縁腹側の加速が急激になり，背面には衝撃波の発生に伴う急峻な圧力変化が見られる。数値解はいずれの箇所でも急激な圧力変化を再現できていない。この不一致には計算格子の空間解像度の不足や，乱流モデルの不適切さ，遷移モデルの不完全さなどの要因が考えられ，今後の改良が必要である。

Table1 Flow Conditions for Study of Mach Number Effect

Mach number	Velocity [m/s]
0.141	48.39
0.299	102.61
0.517	177.42
0.717	246.06

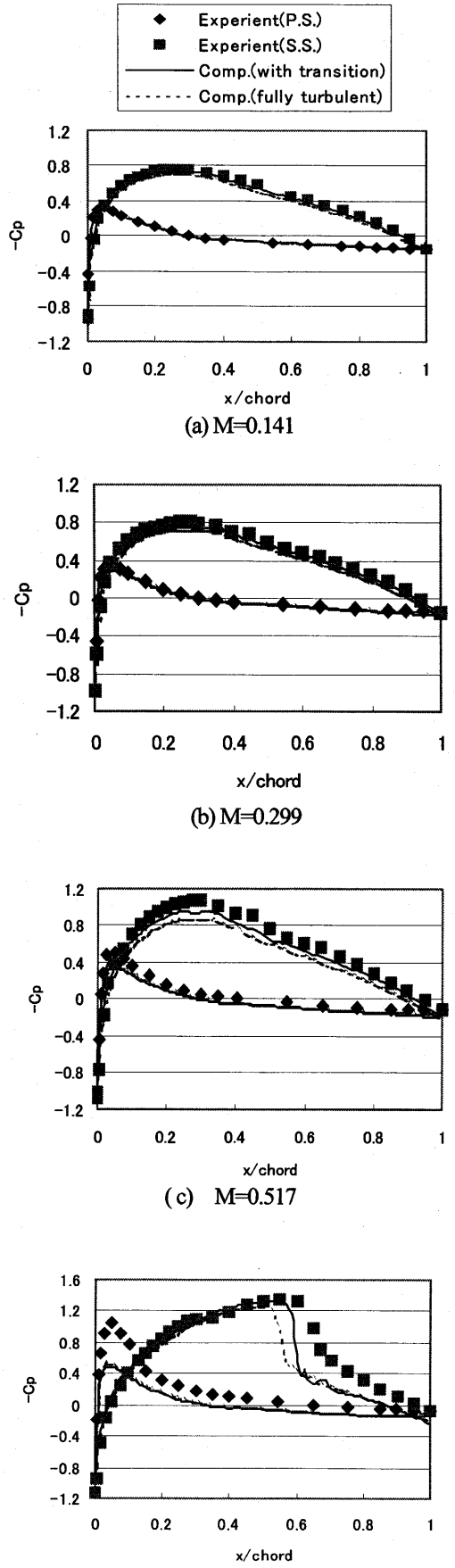


Fig.5 Surface Pressure distribution

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

3.2 レイノルズ数を変化させた解析

参考文献8)の実験結果に基づいて，レイノルズ数を広範に変化させた解析を行った。実験では変圧風洞を用いて空気の密度を Table2 に示す範囲で変えることにより，レイノルズ数を変化させている。計算でも実験と同様の状況を模擬した。主流流速は 21.03[m/s]一定で，迎角は 0.8[deg]と 5.5[deg]の２種類について計算を行った。各レイノルズ数における揚力係数の全域乱流を仮定した計算結果を実験結果と共に Fig.6 に示す。数値解析の結果は実験結果とほぼ一致する揚力係数を示している。一方，レイノルズ数の影響は，この条件ではあまり揚力係数に顕著に現れない。今後，失速域近傍にまで迎角の範囲を広げて解析を行う必要がある。

Table2 Flow Conditions for Study of Reynolds Number Effect

Re	Density[kg/m^3]
4.21×10^4	0.287
8.30×10^4	0.567
3.31×10^5	2.26
3.00×10^6	20.5

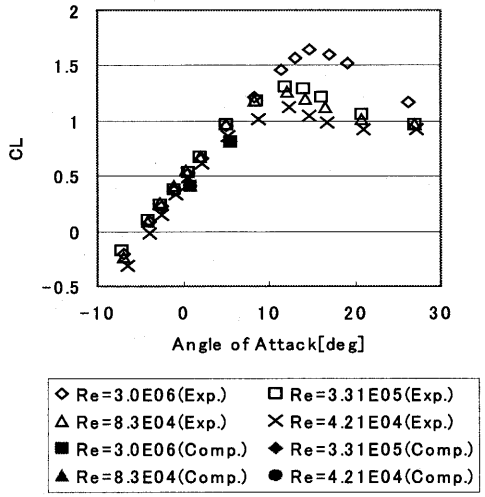


Fig.6 Lift Coefficient

4．翼列流れに及ぼすレイノルズ数の影響

4.1 対象翼列と計算方法

開発した計算手法を用いて，種々のレイノルズ数における翼列流れの数値解析を試みた。解析対象として，参考文献 9)に詳細な実験結果が報告されている，C4 翼型の翼列を採用した。諸元を Table 3 に，流入流れの条件を Table 4 に，それぞれ示す。計算格子は 1 ピッチの流路に対し，Fig.7 に示す HOH 型格子を採用した。

境界条件は，流入境界でリーマン不変量を外挿し，全圧，全温および流入角を実験条件に合うように固定した。流出境界では静圧を固定し，他の物理量を外挿した。翼列方向の外側境界では周期境界条件を課した。翼面は粘性壁として扱い，温度と圧力を外挿した。

Table3 Cascade Property

Profile	C4
Chord length	152.4[mm]
Camber angle	20[deg]
solidity	1.0
Stagger angle	34[deg]

Table4 Flow Conditions for Cascade Flow Simulation

Re	Inlet Velocity	Inlet Total Pressure
4.70×10^5	46[m/s]	1.02000×10^5[Pa]
1.36×10^5	13.3[m/s]	1.01378×10^5 [Pa]
8.19×10^4	8.0[m/s]	1.01329×10^5 [Pa]
5.86×10^4	5.7[m/s]	1.01315×10^5 [Pa]
3.18×10^4	3.1[m/s]	1.01304×10^5 [Pa]

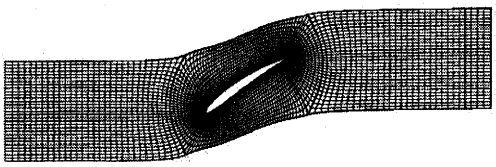
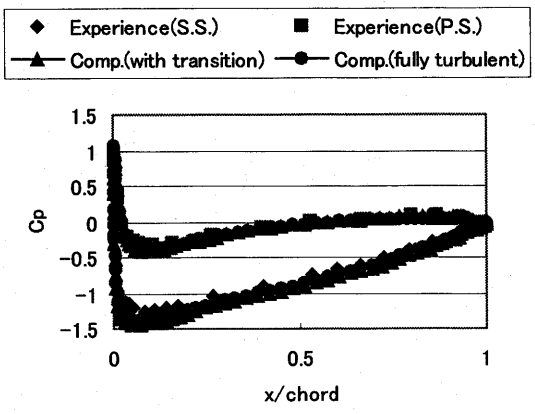


Fig.7 Computational Grid

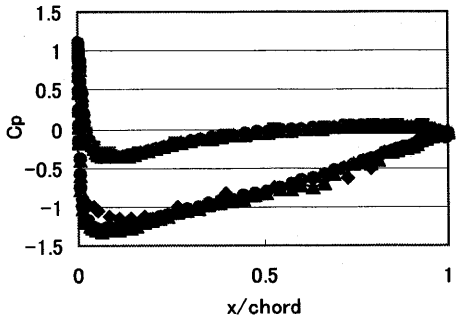
4.2 結果および考察

入射角を 1[deg]に固定し，全域層流，全域乱流，乱流遷移が生じる場合の３種類の計算を行った。Fig.8 に計算した翼面上圧力分布を全域乱流と遷移を考慮した場合について実験結果と比較して示す。レイノルズ数が最も高い Fig.8(a)では両解析結果とも実験結果と良好な一致を示している。レイノルズ数が 10^4 オーダーに下がると，Fig.8(b)および(c)に見られるように，実験結果では背側の中央翼弦より下流に境界層剥離に起因する圧力一定の領域が現れるが，数値解析結果ではその部分で剥離の影響を完全に捉えてはいない。ただ，遷移を考慮した場合の方が，全域乱流の場合よりもやや実験値に近い結果を与える。このような境界層挙動の影響をより的確に模擬するためには，乱流モデルと遷移モデルを改善する必要がある。Fig.9 はレイノルズ数が最も小さい 3.18×10^4 の場合について，翼周りの全圧損失係数分布と剥離流線を示したものである。レイノルズ数が低下すると，翼後縁付近から境界層の剥離が生じ始め，更にレイノルズ数が低い Fig.9 の状況においては，剥離渦が翼面から繰り返し放出される状態となった。Fig.9 は非定常流れの一時点の結果を示している。

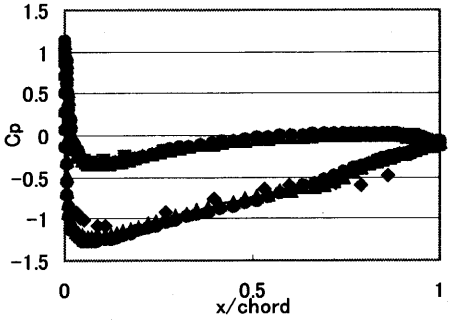
Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.



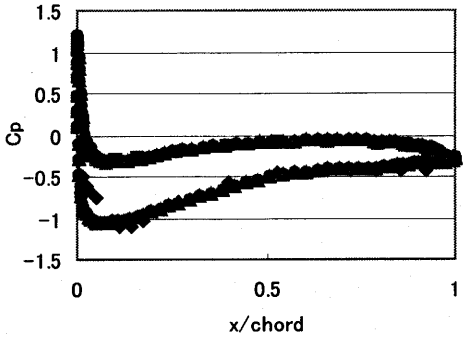
(a) Re=4.7×10⁵



(b) Re=8.19×10⁴



(c) Re=5.86×10⁴



(d) Re=3.18×10⁴

Fig.8 Pressure Distribution along Blade Chord

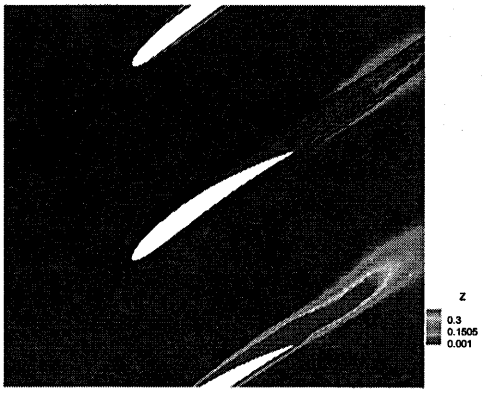


Fig.9 Snapshot of Total Pressure Loss and Stream Line

5．まとめ

広範な条件で流れ場の統一的な解析を行える数値解析手法の構築を目指し，CCUP 法を用いた翼列流れの解析法を開発した。単独翼と翼列の流れを対象に検証計算を行い，広いマッハ数とレイノルズ数の範囲で数値解析が可能であることを確認した。低レイノルズ数領域における境界層挙動の影響や，高マッハ数領域における衝撃波の影響を定量的に評価するためには，乱流と遷移のモデル化を更に検討する必要がある。

参 考 文 献

1) 例えば Matsunuma, T., "Effect of Reynolds Number and Free-Stream Turbulence on Turbine Tip Clearance Flow", ASME GT2005-68009, (2005).
2) Yabe, T. and Wang, P. Y., J. Phys. Soc. Japan, vol.60(1991), pp.2105-2108.
3) 姫野武洋, 渡辺紀徳,「低重力環境における熱流体管理に関する研究 (第1報: 熱流動解析に適した CCUP 法-TCUP 法-の提案)」, 日本機械学会論文集, 69-678, B (2003), pp.266-273.
4) Himeno, T., Watanabe, T., and Konno, A., "Numerical Analysis for Propellant Management in Rocket Tanks", Journal of Propulsion and Power, AIAA, Vol.21, No.1(2005), pp.76-86.
5) Sussman,M., Smereka, P., Osher, S., "A level Set Approach for Computing Solutions to Incompressible Two-Phase Flow", Journal of Computational Physics, vol.114(1994), pp.146
6) 姫野武洋, 渡辺紀徳,「CIP-LSM による三次元自由表面流解析」, 第 15 回数値流体力学シンポジウム講演論文集, (2001), p.180.
7) Stack, J., Lindsey, W. F., and Littell, R. E., "The Compressibility Burble and the Effect of Compressibility on Pressures and Forces acting on an Airfoil", NACA Report No.646, (1938).
8) Jacobs, E. N. and Sherman, A., "Airfoil Section Characteristics as Affected by Variations of the Reynolds Number", NACA Report No.586, (1937).
9) Rhoden, H. G, "Effects of Reynolds Number on the Flow of Air through a Cascade of Compressor Blades", ARC R&M, No.2919, (1952).

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A—14

スラスト空気軸受の数値流れ解析

*石野　実（豊田中央研究所），内田　博（豊田中央研究所）

Numerical Flow Analysis of Thrust Air Bearing

*Minoru ISHINO(TCRDL) and Hiroshi UCHIDA(TCRDL)

ABSTRACT

The air bearing technology is important to improve the emission and oil consumption of the turbocharged engine. The compliant foil thrust air bearing having the damper with the original shape has been studied for the oil free turbocharger. The effects of the clearance distribution between the bearing surface and the runner surface of the thrust air bearing on the generated pressure distribution and the load capacities of the bearing have been analyzed by use of 3D-CFD. The thrust air bearing with the foil carved a shallow squared groove at the leading edge of each load surface was designed from the relationship between the clearance distribution and the load capacity. The numerical results estimated the load capacity about the foil bearing with the groove indicated 2.5 times as large as the standard one without groove.

Key words: Air Bearing, Compliant foil bearing, Thrust bearing, CFD, Turbocharger

1．はじめに

オイルを使用しない動圧空気軸受は、クリーンで軸受損失の小さいことが特徴で、環境やエネルギー問題の解決手段の一つとして空気軸受の利用は有効である。ターボ機械において空気軸受の実用化が最も進んでいるのは、航空機内の温度を調整するACMs(Air Cycle Machines)の軸受であり、民間や軍用の多く航空機で実績がある[1]。またCapstone社のMGT(Micro Gas Turbine)ではメインテナンスフリーの軸受として使用された。採用されている動圧空気軸受の型式はいずれも、耐振動性が良く負荷能力が高いフォイル式動圧軸受[2][3][4]である。さらに試作モデルであるが、Mohawk社はフォイル式空気軸受を用いたターボチャージャをNASAと共同で開発し公表している。ターボチャージャの空気軸受の適用は、軸受損失を低減し、過給エンジンの過渡応答性が向上する。さらにオイル漏れなどに起因するエミッション改善にも有効である。今回自動車用ターボチャージャのスラスト動圧空気軸受の負荷能力向上を目的として、スラスト軸受の流れの数値解析を実施した。軸受負荷面の隙間分布がスラスト軸受の圧力分布ならびに負荷性能に及ぼす影響を解析し、軸受負荷面に所定の溝を設けることで高い軸受負荷能力が得られることを明らかにした。

2．フォイル式動圧空気軸受

動圧空気軸受は、回転で巻き込んだ空気を圧縮して軸受の負荷を支える軸受で、負荷能力が高く、耐振動性も高いフォイル式軸受を採用した。一般的なフォイル式軸受の構造をFig.1に示す。軸またはスラストランナーの荷重を受ける軸受面が、薄い板(Top Foil)で形成され、背後を波型形状のフォイル（Bump Foil）で支える構造となっている。

Bump FoilはTop Foilを可撓的に支えている。そのため隙間分布が負荷に応じて変化し、この隙間分布が最適化されたとき軸受面が固定式の軸受より高い負荷能力を発生する。

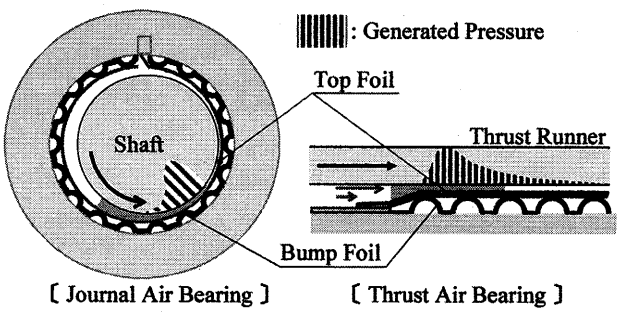


Fig.1 Compliant foil bearings

フォイル式動圧空気軸受を適用したターボチャージャの軸受構成をFig.2に示す。タービン側の熱を避けるためスラスト軸受はコンプレッサ側に配置した。Top Foilを支えるダンパ形状はFig.1の波型のBump Foilではなく Fig.3に示すような、薄板に支柱を交互に配置したオリジナル形状とした。このダンパは、支柱の間隔Iと長さLあるいは板厚

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

T を部分的に変えることで、Top Foil を支える場所の剛性分布を変化させる事ができ、設計自由度が高い。軸受隙間の管理が容易で、設計自由度も高いことから本ダンパ形状を用いた。

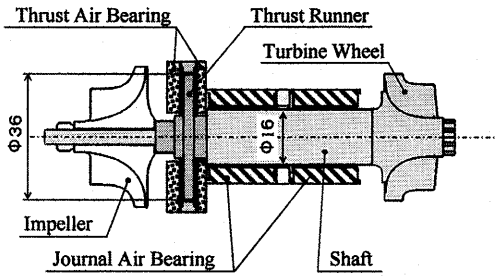


Fig.2 Construction of air bearings for turbocharger

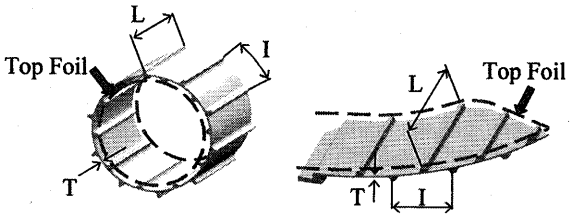


Fig.3 Shapes of air bearing dampers

3．流れの数値解析

ターボチャージャは、タービンとコンプレッサそれぞれに働く軸力が運転条件で大きく変化し、スラスト軸受の負担が大きい。そこで高い負荷能力を有するスラスト軸受形状を探索するため、スラスト軸受部内部の流れを数値計算で解析した。

3.1 計算方法

数値解析には、流れ解析用アプリケーションの STAR-CD を用いた。空気軸受の場合、圧力が発生する空気層は非常に薄く、汎用のグリッドジェネレータを用いた場合、空気層の寸法を基準とするため計算格子数が多くなりすぎる。また軸受の各寸法、形状をパラメータとして容易に変更できることを目的として、スラスト軸受専用の計算格子作成プログラムを作成した。本プログラムで作成したスラスト軸受の CFD 解析モデルを Fig.4 に示す。計算モデルは周期境界を用いるため、軸受負荷面の位置で分割した実機の１／４形状となっている。軸受とランナーの最小隙間は 10μm で、これを 5 分割して計算格子を作成、隙間方向の最小格子長さは 2μm である。一方軸受負荷面の半径方向および周方向の格子長さは数百μm であるため、軸受隙間の計算格子は隙間方向が非常に薄い形状となっている。空気の粘性はサザーランドの式を適用し、層流として静圧分布を計算した。

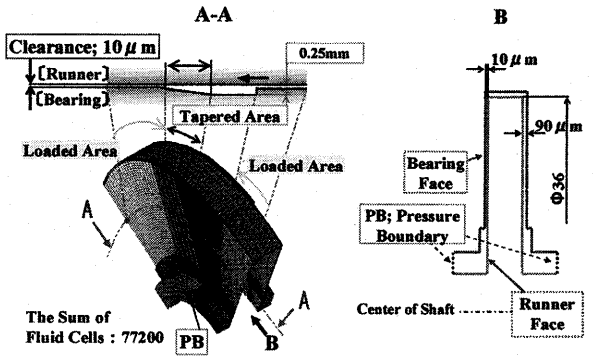


Fig.4 Computational grids for 1/4 sections of thrust air bearing

3.2 軸受負荷能力増大の要因解析

動圧空気軸受の動作原理から考えて、以下の 3 点に着目した。

1） 軸受負荷面に導入される空気量
2）最高圧力ポイントの負荷面上の位置
3）負荷面に導入された空気量の漏れ

以下では、上記要因に影響大である軸受とランナーの隙間について解析した結果を示す。Fig.5 は検討した軸受隙間位置を示す。Fig.5 に示す軸受負荷面 4 隅(点 A～D)のうち 1 箇所だけランナーとの隙間を 30μm とし、残り 3 箇所を 10μm の隙間とする 4 モデル（Table 1）について計算を実施し、4 隅すべて 10μm のベースモデルと比較した。

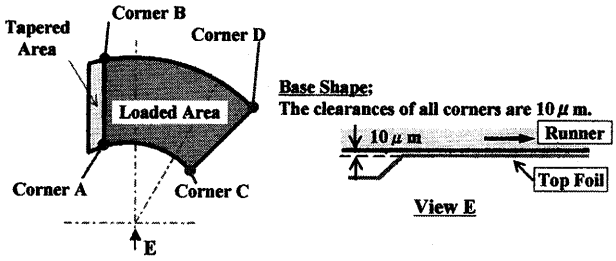


Fig.5 Locations where the effects of clearances are estimated

Table 1 Setting values for the clearances of corner (μm)

Corner	A	B	C	D
Base Model	10	10	10	10
Model A	30	10	10	10
Model B	10	30	10	10
Model C	10	10	30	10
Model D	10	10	10	30

Fig.6 はベースモデルの静圧分布を示し、Fig.7 はモデル A～D の静圧分布を示す。各モデルの静圧分布並びに負荷能力の計算結果を以下にまとめる。

前縁部内径側の隙間が拡大した場合は、負荷能力を低下させる要因にはならず逆に負荷能力を向

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

上させる効果が見られる。しかし後縁部の隙間拡大は負荷能力を著しく低下させる事が判った。

【前縁内径部を拡大：モデル A】；最大圧力は234kPa でベースとほぼ同じであるが、高い圧力範囲が負荷面の前縁から後縁部までの広く分布し、負荷能力はベースよりも 20%向上する。

【前縁外径部を拡大：モデル B】；最大圧力位置がベースとは逆に後縁部に移動し、最大圧力値は 3%低下する。負荷能力はベースよりも 4%低下する。

【後縁内径部を拡大：モデル C】；最大圧力の低下はベースの 3%程度である。しかし高い圧力範囲がベースに比べて縮小し、さらに周囲圧力（165kPa）よりも最大 20kPa 低下する負圧領域も発生するため、負荷能力はベースに対して 93%減少し、ほとんど負荷能力がない状態となる。

【後縁外径部を拡大：モデル D】；モデル C よりさらに静圧分布は悪化し、最大圧力はベースより 7%低下し、最小圧力もモデル C よりもさらに 5kPa 低下する。その結果負荷能力は－0.2N で逆にランナーを引き寄せる作用をし、軸受として機能しない。

隙間分布の検討結果から Top Foil の前縁部を拡大すると負荷能力が向上することが判った。前縁部の拡大により取り込む空気量が増加した結果と推察される。また前縁部を拡大すると最小隙間部が後縁に移動し最高圧力点もこれに従って後縁部で現れる。最高圧力点は軸受負荷面の中央にある方が負荷面全体の圧力が上がり、負荷能力としては高くなると推定される。

最高圧力位置の影響を確認するため、隙間の拡大部分を軸受負荷面の前縁部から中央部までに限定した 2 種類のスラスト軸受形状について流れ解析を実施した。Fig.8 に検討モデルを示す。モデル E は前縁の隙間は一様に 30μm で、中央部に向かってテーパ形状にし、中央から後縁までの隙間は 10μm 一定となっている。モデル F は中央から後縁までの隙間分布はモデル E と同じであるが、前縁部の隙間が中央半径位置で 30μm、内径と外径の位置で 10μm となっている点がモデル E と異なる。

静圧分布の計算結果を Fig.9 に示す。モデル E、F 共に負荷面中央部で最高圧力となり負荷能力もベースに比べて 2 倍近くになっている。モデル F の圧力と負荷能力がモデル E に比べて高くなった原因は、モデル F は E に比べて内径と外径の隙間が小さく、取り込んだ空気が径方向に逃げにくい構造になっているため考えられる。以上の解析結果から負荷能力を向上させる対策として次の 3 つが考えられる。

1）負荷面への導入空気量を増やす。

2）最高圧力値を軸受負荷面の中央に持ってくる。

3）取り込んだ空気を径方向に漏れない様にする。

この 3 つの対策を実現するスラスト軸受形状として、Fig.10 に示す溝付フォイルの軸受を考案した。

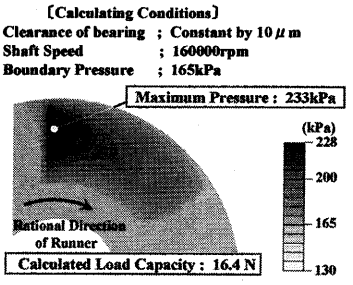


Fig.6 Calculated pressure distribution for Base Model

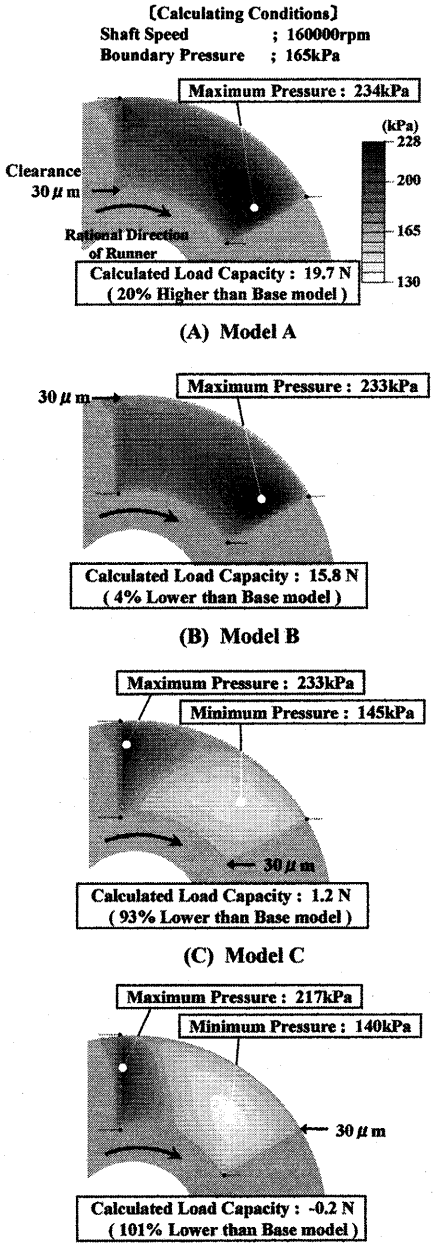


Fig.7 Calculated pressure distributions of each Model

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

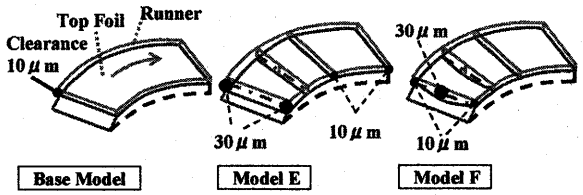


Fig.8 Clearance distributions for analysis

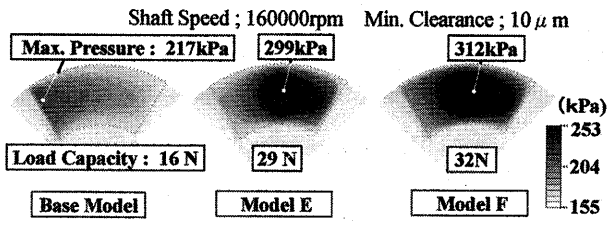


Fig.9 Calculated pressure distributions

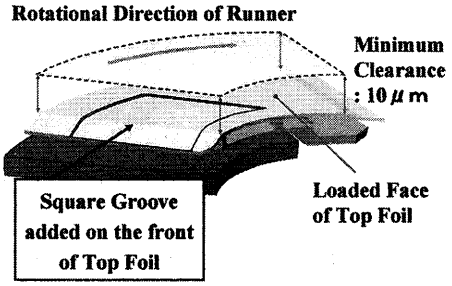


Fig.10 Constructions of compliant foil bearing with groove

3.3 溝付フォイル軸受の検討

負荷能力が高い溝形状を設計するため、Fig.11 に示す計算格子を用いて、溝長さ、溝深さ並びに溝形状の 3 項目について最適形状を検討した。計算条件は 22 万 rpm、最小隙間 10μm で、本条件で溝がないスラスト軸受の負荷能力は 18N である。

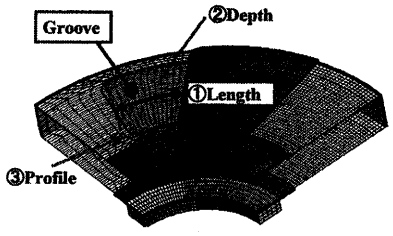


Fig.11 Computational grids for geometrical analysis of the groove on top foil

①溝長さの検討： 溝長さの検討結果を Fig.12 に示す。横軸は、平均半径位置における負荷面の長さθL に対する溝長さθmz の割合；θL／ θmz で、縦軸は、溝なしの負荷能力を基準とした負荷能力比を示す。溝長さ割合θL／ θmz が 30～60%の範囲で負荷能力がもっとも高くなり、溝なしの 2.5 倍 (45N)の負荷能力となる。溝長さの設計値θL／ θmz は 46%とした。

②溝深さの検討： 溝深さと負荷能力の関係を Fig.13 に示す。隙間 20μm までは負荷能力は隙間の拡大により上昇する。しかしそれよも大きい隙間になると溝底で逆流が生じ負荷能力は逆に下降し始める。 溝深さは 20μm とした。

③溝形状の検討： 溝の形の違いによる圧力分布の変化ならびに負荷能力の違いを検討するため、Fig.14 に示す 3 種類の溝形状について CFD 解析を実施し、圧力分布と負荷能力を検討した。

扇型は溝の前端直線部と後端直線部が回転中心を基点として扇になった形状で、最大圧力値は 393kPa で平均径より外側に発生する。

矩形型は溝の後端直線部が前端直線部と平行になった形状で、最大圧力値は 360kPa で扇型の 8%小さく、また発生位置は平均半径位置で発生する。最大圧力が小さいにもかかわらず負荷能力は矩形型が扇型とほぼ同じである理由は、矩形型の方が扇型より圧力分布が均一化されているからである。

湾曲型は溝の後端部が曲線になった形状で、最大圧力は矩形型より 6%高い 382kPa であるが負荷能力はほぼ同じであり、湾曲型より矩形型の方が圧力分布は均一化されている。薄板のトップフォイルを軸受面とするフォイル式動圧軸受において、圧力分布の差はフォイルに局所的なたわみ変形を生じさせ負荷能力の低下につながる。そのため、圧力分布は均一化されている方が良い。その点から、最大圧力が最も小さい矩形型を改良案の溝形状として採用した。

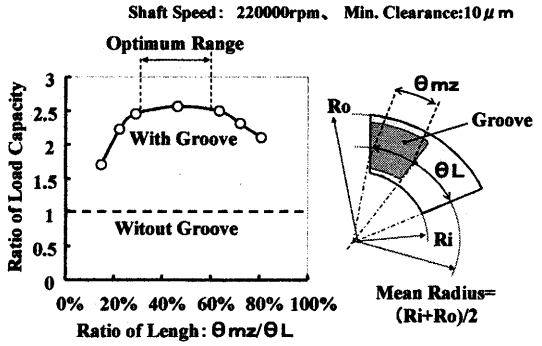


Fig.12 The effect of the groove length on the load capacity

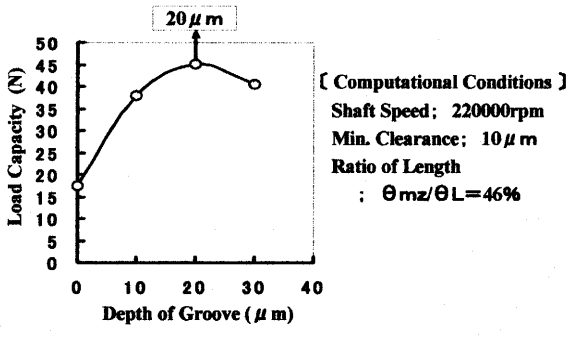


Fig.13 The effect of the groove depth on the load capacity

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

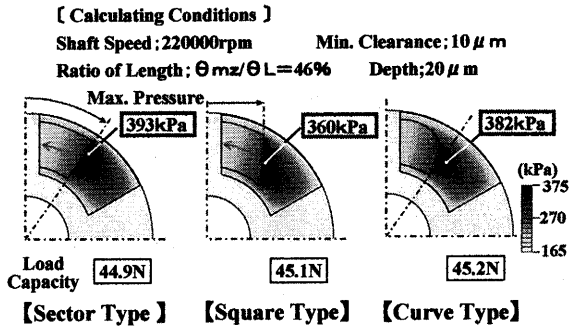


Fig.14 The effect of the groove shape on the load capacity

4．溝付フォイル軸受の評価

溝なしのスラスト軸受と改良案の溝付スラスト軸受の圧力分布(CFD 結果)を Fig.15 にまとめる。

溝なしの場合、負荷最大圧力は 236kPa で前縁直後に発生し、負荷能力は 18N である。これに対して Fig.15 に示した溝形状を追加した改良案は、軸受負荷面に取り込む空気量が 1.7 倍に増加し、最大圧力は 1.52 倍の 360kPa、負荷能力は 2.5 倍の 45N の発生が予測された。

解析結果より得られた溝付フォイル式スラスト軸受は、ターボチャージャの改良軸受として試作し(Fig.16)、実験でその改善効果を評価した。

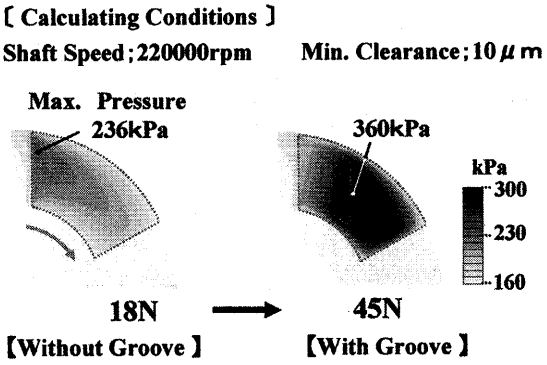


Fig.15 Comparison of load capacity (calculated)

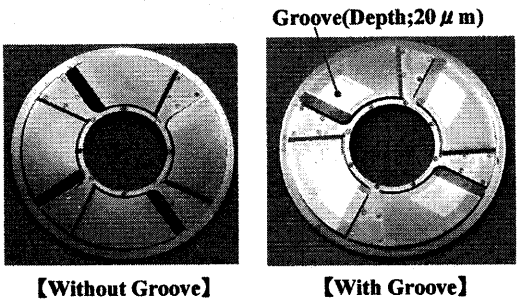


Fig.16 Test peaces of Compliant foil thrust bearing

5．まとめ

高い負荷能力のスラスト軸受を探索するため、軸受内部の流れ数値解析を実施した。静圧分布ならびに負荷能力と軸受隙間の関係を解析し、以下の結果を得た。

1）負荷能力向上策として次の 3 つを得た。

・負荷面への導入空気量を増やす。

・最高圧力値を軸受負荷面の中央に持ってくる。

・取り込んだ空気を径方向に漏れない様にする。

2）フォイル前縁中央部に矩形の溝を追加した形状を考案した。溝形状を数値解析により最適化した結果、溝なしに比べ 2.5 倍の負荷能力向上が予測された。

参 考 文 献

1) Giri L.A.: Foil Air/Gas Bearing Technology-~AnOvervie, ASME Paper No. 97-GT-347 (1997)

2) Ku C.P.R.,Heshmat H.:Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis-Part I Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Fol Geometry, Trans. ASME J. of Trib., Vol 114-2(1992) , pp.394-400.

3) Ku C.P.R.,Heshmat H.:Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis-Part II Experimenal Investigation, Trans. ASME J. of Trib., Vol 364, No.115-3 (1993) , pp.364-369.

4) Peng J. P., Carpino M.: Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings, Trans. ASME J. of Trib., Vol 115-1(1993), pp.20-27.

5) 十合晋一:気体軸受，共立出版

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−15

高圧-低圧タービン間の流動現象に関する数値的研究

*浜辺 正昭，山脇 るり子，濱崎 浩志，谷光 玄行（石川島播磨重工）

Numerical Investigation of Flow Phenomena between a HP and a LP Turbine

*Masaaki HAMABE, Ruriko YAMAWAKI , Hiroshi HAMAZAKI and Haruyuki TANIMITSU(IHI)

ABSTRACT

With the high loading of a HP (High Pressure) turbine, it is increasingly necessary to take account of the interaction of the HP turbine and a LP turbine located downstream in a design of these turbines. In this study, complex flow phenomena between the transonic HP turbine and the LP turbine are investigated using three-dimensional unsteady (time accurate) RANS （Reynolds-Averaged Navier-Stokes） simulation. Analysis of the unsteady flow field resulting from the simulation shows that blade trailing edge shock waves interact unsteadily with the LP turbine first vanes. And the analysis shows that a main factor of loss generations within a transition duct is not the shock interactions but a mixing of vortices from HP blades such as wakes, passage vortices and tip-clearance vortices. Meanwhile, within LP turbine first vanes, the analysis shows that a steady effect arising from the upstream HP vanes wakes and an unsteady effect of the HP blades wakes, vortices and the shock waves vary inflow conditions and strengthen secondary flows and result in a loss increase.

Key words: HP turbine, LP turbine, transition duct, interaction, unsteady RANS, shock wave, vortices, mixing

1．はじめに

近年の高圧タービンでは、高負荷化により流れが遷音速となっている。遷音速タービンでは、通常の動静翼間干渉に加え、衝撃波と翼面境界層や渦あるいはポテンシャル場との干渉などが新たに加わり、非定常かつ複雑な流れ場となってくる。

一方、近年の数値解析（CFD）技術の発展及びコンピュータの飛躍的な高速化に伴い、従来の単翼列解析あるいは定常多段（多翼列）解析に加えて、より実現象に近い形で流れ場を再現できる（3 次元）非定常多段解析を用いた研究も多く見られるようになってきた。上述の遷音速タービン翼列流れに関しても、従来の衝撃波/翼面境界層干渉[1),2),3)]といった単翼列解析ベースでの研究に加えて、最近では非定常段解析を用いて翼列間干渉を考慮した研究も行われている。

Marconcini[4)]らは、1.5 段遷音速タービンを対象に準 3 次元非定常段解析を実施し、動翼後縁からの衝撃波が上流静翼後流と干渉することで弱まることが分かった。さらに、段効率を最大化する下流静翼との軸間ギャップ及びクロッキング位置などについてもいくつかの知見を得ている。また、Miller[5),6)]らは、1.5 段遷音速タービンを対象に 3 次元非定常段解析を実施し、上流静翼と動翼あるいは動翼と下流静翼との干渉について、ポテンシャル場が衝撃波の挙動に影響することが分かった。

一方、ターボファンエンジンなど高圧タービンの下流に低圧タービン（あるいは中圧タービン）が存在する場合には、これらとの干渉も重要になってくる。Clark[7)]らと Davis[8)]らは、遷音速タービンとその下流に位置するトランジションダクト及び低圧タービン初段静翼を対象に 3 次元非定常 1.5 段解析を実施し、動翼後縁からの衝撃波が低圧タービン初段静翼の前縁で反射し、上流に伝播していることが分かった。しかしながら、トランジションダクト内での衝撃波と渦や後流との干渉や下流静翼との干渉など、未だ解明されていない部分が多い。

本研究では、遷音速高圧単段タービンと低圧タービン初段静翼及びその間をつなぐダクトを対象に、3 次元非定常 1.5 段 RANS（Reynolds-Averaged Navier-Stokes）解析を行い、内部の複雑な非定常流動現象について詳細に調査した。ここでは、主に高圧タービン動静翼からの衝撃波を含む流れが、トランジションダクト及び低圧タービン初段静翼列内の流れ場に及ぼす影響について述べる。

2．解析方法

2.1 解析モデル

本研究で用いた解析モデルを図 1 に示す。高負荷の遷音速タービン（静翼出口マッハ数 1.1 レベル、出口相対マッハ数 1.2 レベル）と低圧タービンの初段静翼からなる 1.5 段を解析対象としている。流れは遷音速タービン静翼列・動翼列を通過後、トラ

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ンジションダクトによって十分減速し、低圧タービン初段静翼に流入する。各翼列の翼枚数比は9：17：21となっており、流れ場の周方向の周期性を仮定できる。ここでは、この周期モデルを用いることで合計の解析翼間数が47からなる領域について解析を行った。なお、今回は主流の干渉流れを対象としており、動翼のチップクリアランスは考慮しているが、高圧タービンの冷却空気やディスクキャビティ（2次空気の噴出し・主流の巻き込み）は考慮していない。

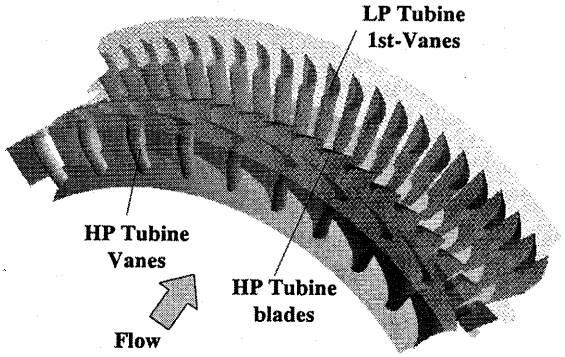


Fig.1　解析モデル

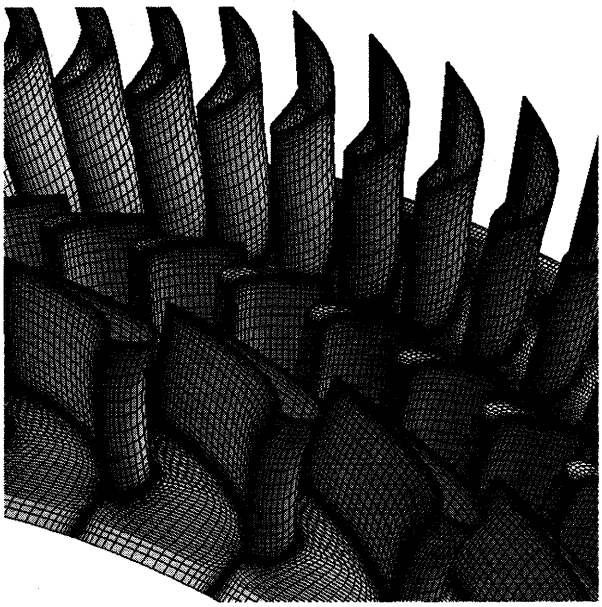


Fig.2　解析格子

図2に今回用いた解析格子を示す。1翼間流路に単一のH型構造格子を生成し、また、動翼の翼端漏れ流れを精度良く捉えるために、チップクリアランス内にもH型の構造格子を配置している。複雑で非定常的な流れを解像するため、1翼間の格子点数は150万点程度とした。したがって、解析領域全体では64ブロック（チップクリアランス部の17ブロックを含む）となり、格子点数としては7,000万点レベルの計算規模となる。

2.2　数値計算手法

解析には有限差分法ベースの非定常RANSコードを用いた。空間差分については、対流項はChakravarthy-OsherのTVDスキームを用い、粘性項は中心差分を用いている。時間積分に関しては、1次精度Euler陰解法を用いた。なお、Newton反復法によって時間1次精度を保っている。乱流粘性については、Spalart-Allmarasの1方程式モデルによって評価した。

境界条件は、それぞれ流線解析から求めた全圧、全温及び流れ角分布を入口で、静圧分布を出口で与えている。翼面及びエンドウォールは断熱で滑りなしとした。また、周方向の境界面では周期境界条件を用いた。各翼列ブロック間の接合面に関しては、回転軸方向に1格子点オーバーラップさせ空間2次精度を保っている。また、接合面にて接しているブロックどうしは、半径方向格子分布が一致するように格子生成しており、同一半径格子線上での線形補間によって境界（接合）面の値を決めている。

本解析では、上述のように計算規模が大きいため、MPI（Message Passing Interface）を用いたマルチブロック並列計算によって高速化を図っている。今回は、静翼列については1CPUに1翼間(ブロック)、動翼列についてはチップクリアランス部も含めた2ブロックを割り当て、合計47CPUを用いた並列計算を行った。なお、計算にはJAXAの数値シミュレータ（NSIII）を用い、解析時間は1週間程度であった。

3．解析結果及び考察

3.1　衝撃波干渉の様子

本研究の解析対象である遷音速タービンは静翼・動翼ともに出口マッハ数（動翼では相対マッハ数）が超音速となっており、衝撃波干渉の影響が大きくなる。そこで、非定常的な衝撃波干渉の様子を時系列で示したものをFig.3に示す。Fig.3は15%スパン断面（最も強い衝撃波発生位置）における密度勾配コンターを示しており、衝撃波や後流といった密度変化の大きい領域が黒く表されている。また、この図では動翼が上流静翼の1/10ピッチ移動するごとの流れ場を時系列的に表している。したがって、時刻t=T01の流れ場に対して、動翼が上流静翼半ピッチ（5/10ピッチ）分移動後にはt= T06の流れ場となる。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

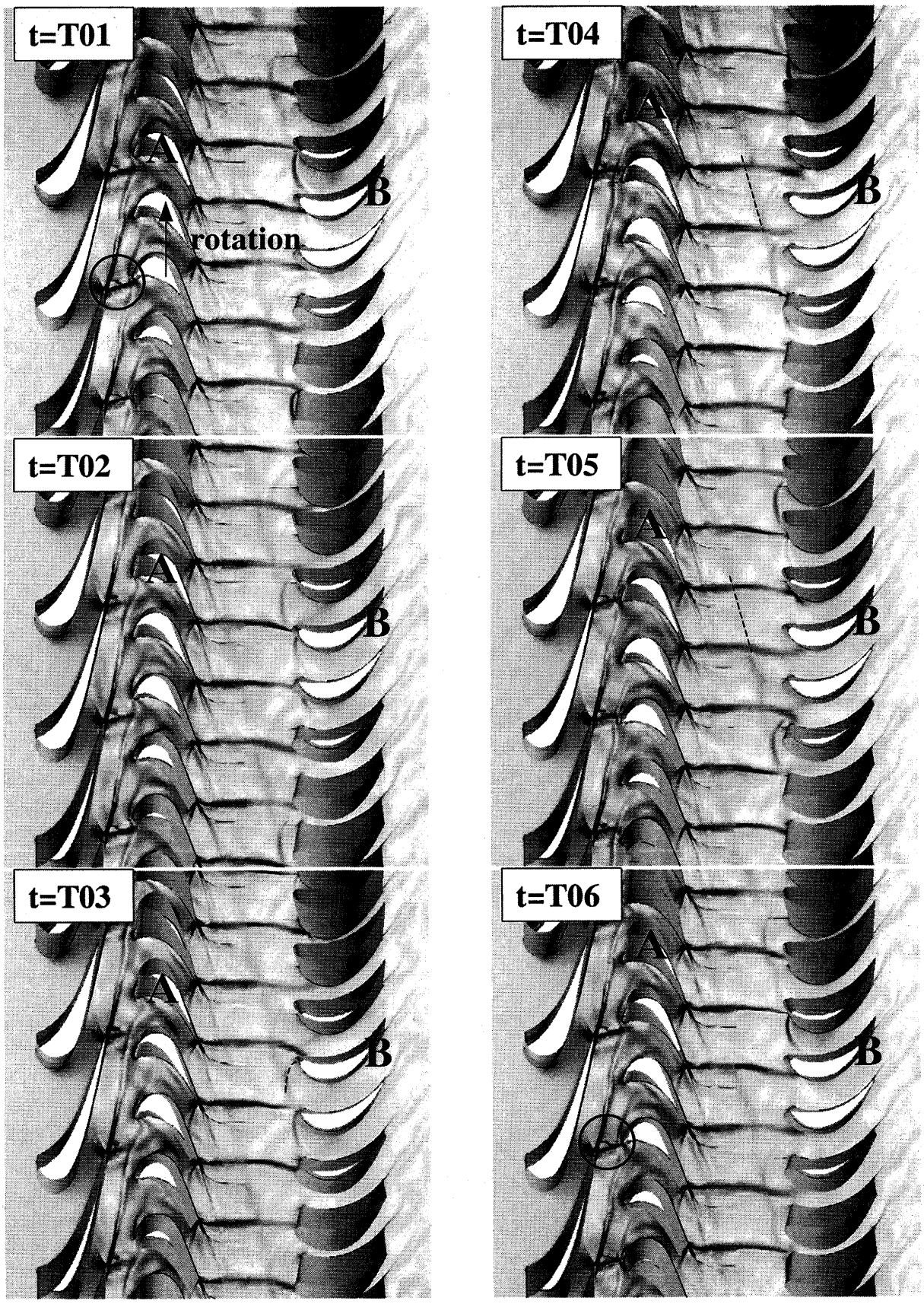


Fig.3　密度勾配コンター（15％スパン）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

まず、高圧タービン静翼に注目すると、後縁から2本の衝撃波（fishtail shock）が生じている。圧力面側の衝撃波は隣接静翼の負圧面側境界層と干渉しており、負圧面側の衝撃波は隣接静翼後流及び下流動翼の翼面境界層やポテンシャル場と干渉している様子が捉えられている。時系列図を見ると、この負圧面側の衝撃波は、下流動翼とそれに伴うポテンシャル場の移動の影響を受け変動している様子が分かる。特に、t=T01 や t=T06 の丸で囲んだ領域では、静翼後縁と動翼前縁の距離が小さくなり、衝撃波が強くなることが確認できる。

一方、動翼後縁からの衝撃波についても、静翼と同様に 2 本の衝撃波が生じている。圧力面側の衝撃波は隣接動翼の負圧面側境界層と干渉するとともに、動翼前縁によって分断され流路を流されてきた静翼後流とも干渉する。一方の負圧面側の衝撃波は、隣接動翼後流及びダクトを跨いで下流に位置する低圧タービン初段静翼の翼面境界層やポテンシャル場と干渉している。この負圧面側の衝撃波についても、動翼とともに動く回転系から見ると、下流静翼及びそのポテンシャル場の相対的な移動による影響を受け、時間的に変動する。ここで、図中の動翼 A の後縁から放射される衝撃波に注目する。t=T01 で下流静翼 B の負圧面と干渉している衝撃波は、動翼の移動とともに強さを増しながら前縁側に移動し、t=T02 では前縁付近において反射している。さらに動翼が移動すると、今度は干渉点が圧力面側に移動し、やがて t=T04 では衝撃波は翼面から離れて弱まり、t=T05,T06 では今度は隣の静翼の負圧面と干渉しながら再び強さを増していく。一方、t=T02 で発生した反射波は、図中の破線で示すように上流側に伝播している。

Table 1　回転軸方向評価位置

Plane No.	*Position*
P01	HP Tubine Blade 110%Cx
P04	Middle Transition Duct
P07	LP Tubine 1st-Vane -10%Cx
P10	LP Tubine 1st-Vane 50%Cx
P13	LP Tubine 1st-Vane 110%Cx

3.2　ダクト内の流れ

ダクト内では、動翼からの後流、流路渦、翼端漏れ渦を伴った複雑な流れ場となっていると考えられ、さらに、上流静翼後流あるいは 3.1 で述べた動翼後縁からの衝撃波との干渉も考えられる。そこで、動翼とともに動く回転系からみた全圧である相対全圧を見ることで、このダクト内の流れ場を調べてみた。まず、Table 1 に示す回転軸方向の評価断面を定義し、上述のダクト内での流れの様子を P01、P04 及び P07 の各断面における瞬時の相対全圧コンターで示したものが Fig.4 である。ここで、Table 1 における Cx はそれぞれの翼の軸コード長を意味している。Fig.4 において、図中の色の明暗は相対全圧の高低に対応しており、相対全圧が高いところが白く、低い部分すなわち損失が発生している部分が黒く表されている。まず、Fig.4 上図に示す P01 すなわち動翼出口における流れ場を見ると、動翼後流、ハブ側・チップ側それぞれの流路渦及び翼端漏れ渦が大きな損失領域となっていることが分かる。P04 のダクト中央位置及び P07 の静翼入口位置での流れ場から分かるように、これらの渦は下流に流れる間にミキシングされている。また、ハブ側の流路渦はミッドスパン付近まで巻き上がっており、さらに上流静翼後流との干渉によって、大きさや形も変化している。

一方、上述したようにハブ付近では衝撃波が発生しており、これとの干渉も考えられる。そこで、ダクト内の流れを 15%スパン断面における瞬時の相対全圧コンターで示したものが Fig.5 である。回転系で見ているため、上・下流の静翼列が下方向に移動している。また、図中の色の明暗は Fig.4 と同様に相対全圧の高低に対応している。Fig.4 の上図を見ると、この 15％スパン位置では動翼からの後流が明確に現れており、また、3.1 で述べたように、このスパン位置では動翼後縁からの衝撃波が下流方向に発生していることから、後流と衝撃波の干渉が考えられる。しかしながら、Fig.5 では動翼後流からの衝撃波の位置が明確に現れていないことから、後流が衝撃波と干渉することによる損失は比較的小さいと言える。

次に、Fig.4 の各断面における相対全圧分布を周方向に流量平均して、スパン方向分布として表したものを Fig.6 に示す。ここで、値はある基準値に対する変化分として無次元化している。Fig.6 からも、Fig.4 で見られるようなミッドスパンからチップにかけてのチップ側流路渦及び翼端漏れ渦が下流に行くに従いミキシングされている様子や、30％スパン付近のハブ側流路渦がミッドスパン側に移流していく様子が確認できる。また、この図から、ダクトにおける損失はダクトの中央付近までの間で急増しており、この部分でミキシングが加速されていることが分かる。なお、ハブ付近の損失については、上述のように衝撃波との干渉による影響は少ないと考えられることから、主に後流のミキシングによるものと考えられる。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

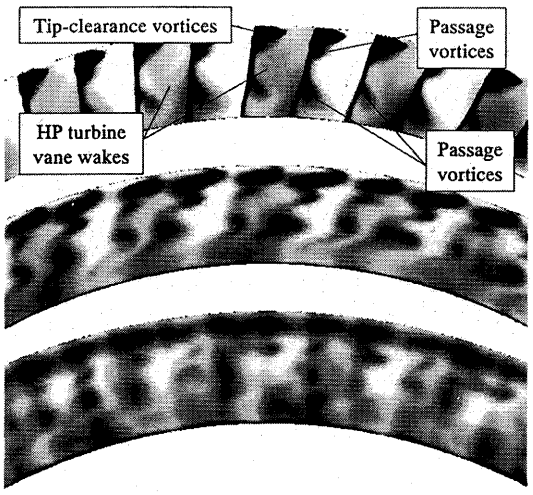


Fig.4　ダクト内の各軸方向位置における瞬時相対全圧コンター
（上：P01，中：P04，下：P07）

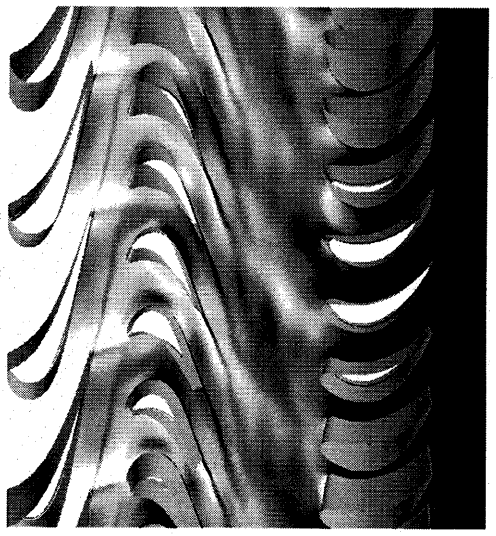


Fig.5　15％スパン位置における瞬時相対全圧コンター

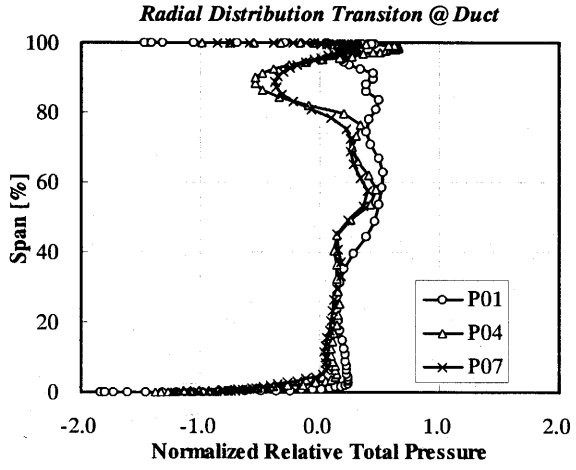


Fig.6　ダクト内の各軸方向位置における
スパン方向相対全圧分布

3.3　低圧タービン翼列内の流れ

3.2 で述べたように、動翼からの渦や衝撃波を伴った流れはダクト内で複雑に干渉し、大きな分布を持って非定常的に低圧タービン初段静翼列に流入する。一方、上流静翼後流に起因する流れは定常的に下流静翼に流入する。そこで、この定常的な流れを明らかにするために、静翼列内の流れ場を時間平均して調べた。Fig.7 は Table 1 に示す P07、P10 及び P13 の各断面における時間平均した全圧コンターであり、この全圧分布を周方向に流量平均して、スパン方向分布として表したものが Fig.8 である。Fig.7 において、図中の色の明暗は全圧の高低に対応しており、また、Fig.8 の値はある基準値に対する変化分として無次元化している。Fig.7 上図の P07 すなわち静翼入口では、上流静翼後流に起因する周方向に周期的な分布が現れており、下流静翼にとってはこのように周方向に分布を持った流れが定常的に流入することになる。これは、流入角や流入マッハ数といった流入条件が翼毎に変化することを意味しており、Fig.7 の P10 及び P13 の流れ場に見られるように、翼間毎に 2 次流れが異なっている原因であると考えられる。

次に、Fig.8 のスパン方向全圧分布の軸方向変化を見ると、P07～P10 にかけての翼の前半部と P10～P13 にかけての後半部において、ともに全圧の低下が見られ、分布も大きく変化していることが分かる。このうち、ミッドスパンからチップにかけの領域では、Fig.4 の下図すなわち静翼入口に見られるような周方向に分布を持った流れが非定常的に流入することによって、流入条件が時間的に変化し、上述の定常的な効果と合わせて翼前半部での損失増を生み出していると考えられる。また、翼後半部においても、この定常的な効果と非定常的な効果によって静翼列内の 2 次流れが強められ、損失増につながっていると考えられる。一方、ハブ付近の領域では、Fig.4 の下図から分かるように、周方向の分布はそれほど大きくはない。しかしながら、3.1 で述べたように、ハブ付近では上流動翼後縁からの衝撃波が周期的に静翼前縁付近と干渉する。静翼列にとっては、この部分で流入条件が不連続的に変化することになり、定常的な効果とともに翼前半部での大きな損失要因になると考えられる。また、翼後半部では、ミッドスパンからチップにかけての領域と同様、定常的な効果と非定常的な効果によって 2 次流れが強められ、損失につながっていると考えられる。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

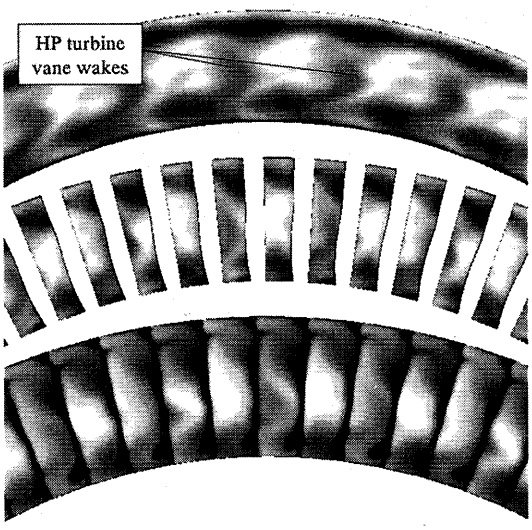


Fig.7　低圧タービン初段静翼列内の
各軸方向位置における時間平均全圧コンター
（上：P07，中：P10，下：P13）

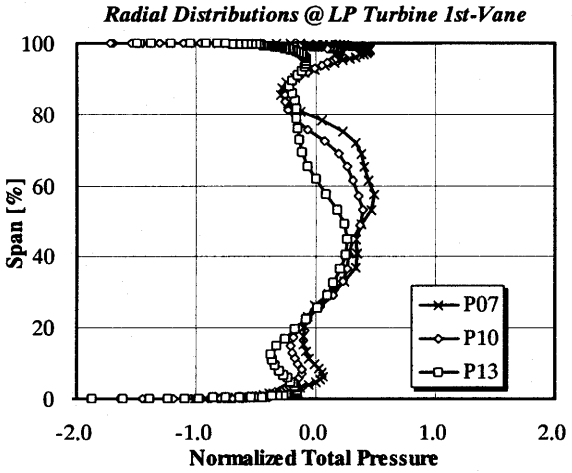


Fig.8　低圧タービン初段静翼列内の
各軸方向位置におけるスパン方向全圧分布

4．まとめ

本研究では、遷音速高圧単段タービンと低圧タービン初段静翼について 3 次元非定常 1.5 段 RANS 解析を行い、内部の複雑な流動現象について詳細に調査した。はじめに、ハブ側では動翼後縁から下流側に伸びる強い衝撃波が、低圧タービン初段静翼と非定常的に干渉するようすを示した。次に、トランジションダクト内部では、動翼からの後流、流路渦、翼端漏れ渦がダクト部での主な損失源となっており、衝撃波との干渉による損失は小さいことが分かった。一方、低圧タービン初段静翼列内については、上流静翼列後流に起因する定常的に分布を持った流入や、動翼からの後流や渦、動翼後縁からの衝撃波といった非定常的な流入が翼に対する流入条件を変化させ、さらに翼列内での 2 次流れも強めることから、損失増につながっていると考えられる。

5．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）から助成を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、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。

また、本研究における非定常 RANS 解析は、宇宙航空研究開発機構（JAXA）の NS システム設備貸付及び特別利用制度によって実施したものです。ご支援いただいた JAXA 総合技術研究本部エンジン試験技術開発センター並びに情報技術開発共同センターに、深く感謝の意を表します。

参考文献

1) Tanuma, T., Shibukawa and N., Yamamoto, S., "Navier-Stokes Analysis of Unsteady Transonic Flows through Gas Turbine Cascades with and without Coolant Ejection", ASME Paper 97-GT-479, 1997
2) Liu, Y., "Simulations of Shock/Boundary-Layer Interactions over Highly Loaded Turbine Blades", ASME GT2003-38723, 2003
3) Sonoda, T., Arima, T., Olhofer, M., Sendhoff, B., Kost, F. and Giess, P. A., "A Study of Advaned High Loaded Transonic Turbine Airfoils", ASME GT2004-53773, 2004
4) Marconcini, M., Pacciani, R., "Numerical Investigation of wake-Shock Interactions and Clocking in a Transonic HP Turbine", ASME GT2003-38401, 2003
5) Miller, R. J., Moss, R. W., Ainsworth, R. W., Harvey, N.W., "Wake, Shock and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine; Part I: Vane-Rotor and Rotor-Vane Interaction", ASME GT2002-30435, 2002
6) Miller, R. J., Moss, R. W., Ainsworth, R. W., Harvey, N.W., "Wake, Shock and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine; Part I: Vane-Vane Interaction and Discussion of Results", ASME GT2002-30436, 2002
7) Clark, J. P., Stetson, G. M., Magge, S. S., Ni, R. H., Haldeman, C. W., Dunn, M. G., "The Effect of Airfoil Scaling on the Predicted Unsteady Loading on the Blade of a 1 and 1/2 Stage Transonic Turbine and a Comparison with Experimental Results", ASME 2002-GT-0446, 2000
8) Davis, R. L., Yao, J., Clark, J. P., Stetson, G., Alonso, J. J., Jameson, A., Haldeman, C. W. and Dunn, M. G., "Unsteady Interaction between a Transonic Turbine Stage and Downstream Components", ASME GT2002-30364, 2002

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A−16

単動翼列多段チップタービン駆動ファン（第三報）

*岩瀬　識（JAXA）、齊藤　喜夫（JAXA）

Single Rotor Blade Row with Multi Stage Tip Turbine (3rd. Report)

*Shiki IWASE(JAXA), Yoshio SAITO (JAXA)

ABSTRACT

Numerical simulations of the single rotor blade row with multi stage tip turbine were conducted to investigate a dependency of enthalpy drop on a bulkhead positioning of the tip turbine. When leading edge of a rotor blade comes close to a stator blade which separates inlets of high pressure turbine(HPT) and low pressure turbine(LPT), a bulkhead which separate outlets of HPT and LPT should be placed with distance 2*L* toward the rotation direction of the rotor from the trailing edge of that rotor blade, where multiplication of a rotor speed *U* and mean blade passing time *T* of fluid led from HPT stator makes *L*. If the bulkhead is placed appropriately as mentioned above, the enthalpy drop of the tip turbine increases at a border where the turbine rotor blades proceed from LPT to HPT with time. While at a border where the turbine rotor blades proceed from HPT to LPT with time, the displacement of bulkhead should be zero instead of the 2*L*.

Key words: Tip turbine, Cluster Fan Engine, Computational Fluid Dynamics, UPACS

1. はじめに

近年、米国では NASA 主導の下、Small Aircraft Transportation System(SATS)の研究が実施され、米国にすでに存在する多数のローカル空港を利用して、個人用小型航空機による新しい交通システム構築の可能性を検討している。SATS と平行して、SATS が想定している個人用の小型航空機についても研究が進められており、多数の概念が提案されている。そのほとんどはレシプロ機となっているが、これは、レシプロ・エンジンがコストや安全性、整備性において、一般的にターボファン・エンジンよりも、個人用航空機の用途に適しているためと考えられる。

宇宙航空研究開発機構では、小型航空機用のクラスターファン・エンジンの研究を進めている[1]。クラスターファン・エンジンはレシプロエンジン並みの安全性・整備性と、低コストを目標とした、コア分離型ターボファン・エンジン[2][3][4]であり、ファン部には単翼列でありながら複数段として機能する、独自の単動翼列多段チップタービン駆動方式を採用している[1]。これまで、単動翼列多段チップタービン駆動ファンの試作試験を実施し、本チップタービン駆動方式の有効性を明らかにしてきたが、周方向に複数の段を配置する構造から、段と段の境界においてタービンの性能が低下することが明らかとなった[5]。効率低下は段と段の境界における、非常に大きな圧力勾配が原因であるが、具体的な損失の改善手法は確立していない。そこで、本研究では、段と段の境界におけるタービンの効率を改善し、単翼列多段チップタービンの性能を向上させることを目的としている。

2. 単動翼列多段チップタービン

2.1 単動翼列多段チップタービンの構成

Fig. 1 に単動翼列多段チップタービン駆動ファンのタービンの概略図を、fig. 2 に試作したファンを示す。ファンは、コア・エンジンから抽気された高圧空気を利用して駆動されるが、抽気された駆動用の高圧空気は、ケーシングに設けられた二箇所の空気導入孔から流入し、一段目タービンで膨張した後、流れは二つに分けられ、動翼列と隔壁で隔てられた戻り流路を経て二段目タービンへ導かれる。二段目において空気は再び膨張し、さらにもう一度戻り流路を経て三段目へ流入した後、ノズルから排気される。従って単動翼列多段タービンにおいて動翼列は各段に関して共通となり、段と段の間に本タービン特有の戻り流路が存在する。二段目が複数存在するため、これ以降説明のために、一段目のタービンに対して動翼回転方向に位置する二段目のタービンを fwd ター

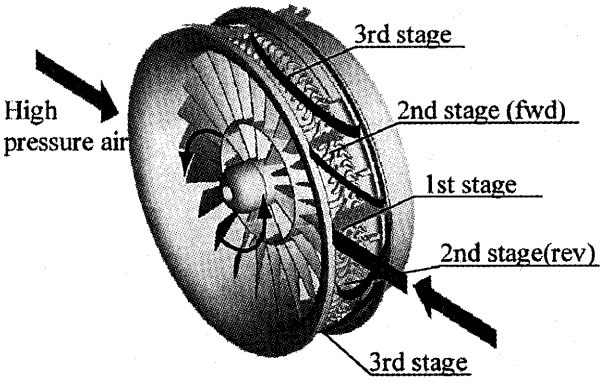


Fig.1　Schematic view of the tip turbine

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ビン、その反対方向に位置する二段目タービンを rev タービンとする(fig. 1 参照)。Table 1 に本チップタービン駆動ファンの主要設計仕様を示す。ファン直径は 260mm であり、設計回転数において排気速度約 100m/s、推力は約 770N である。材質は中心軸、軸受け及びボルト類を除き総アルミ合金製であり、総重量は約 3.2kg、コア・エンジンを含まないファンのみの推力重量比は約 25 となる。

2.2 単動翼列多段チップタービンの損失

これまでのチップタービンの計測から、二段目 rev タービンでの効率が fwd タービンと比較して低下することが明らかになっている[1][5]。しかし、試作した単動翼列多段チップタービン駆動ファンのチップタービン翼高さは、5mm 程度と小型なことから、効率低下の原因を実験的に、詳細に明らかにすることは困難である。そのため筆者らは、タービン内部の流れの様子を詳細に把握するために、単動翼列多段チップタービンの全段数値解析を実施し、タービン内部の流れの様子のシミュレートを行ってきた[5]。Fig. 3 は計算の結果得られたタービン内部の全温度分布を示している。図中丸で示した領域 A と C では、流体のタービン出口での全温度が入口での全温度と比較して、ほとんど低下していないことがわかる。このことは、該当領域で翼の効率が低下していることを示しており、さらに詳細な数値計算結果の解析から、次に示すような機構により翼の性能が低下することが明らかになった。

Fig. 4 は該当個所での損失が発生する機構を模式的に説明した図である。タービン動翼が、低圧の二段目(rev)から、より入口圧が高圧の一段目へ進入する段の境界(これ以降、低圧段→高圧段の境界と表記) 付近を示している。ここで、図中 H の記号は、高圧の流体を、L の記号は低圧の流体を表し、M はそれらの中間の圧力の流体の存在を表している。また、S は一段目と二段目の入口流路を隔てる静翼、或いは壁を、W はそれぞれの段の出口を隔てる壁、或いは静翼である。図中、一段目の入口は最も圧力が高く、一段目出口と二段目入口の全圧はほぼ等しい。そして、二段目出口の全圧が最も低く、一段目入口圧力と比較すると、全圧比で 0.25 程度となる。段の境界にさしかかった動翼 R では、背側 II に二段目の高圧空気の流入が始まり、腹側 I には既に二段目の中圧の空気の流入を受けている。翼が形成する流路に従って、定まった流量の流体が流れることで、タービンは設計上の性能を得ることができるが、動翼 R の腹側出口の圧力と背側入口の圧力が大幅に異なるために、動翼 R のチップ・クリアランスには図中のグレーの矢印に示すような H→L に向かう大きな圧力勾配が生じる。その結果、動翼 R の背側の流路に流入する流体流量の 40%近くが、動翼 R

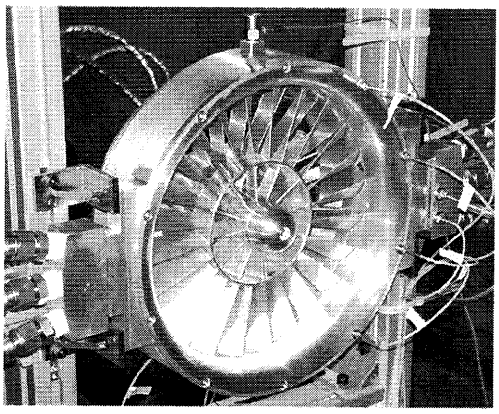


Fig.2 The fan driven by the tip turbine.

Table 1 Specification of the tip turbine.

回転速度(R.P.M.)		16800
流量		0.3kg/s
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

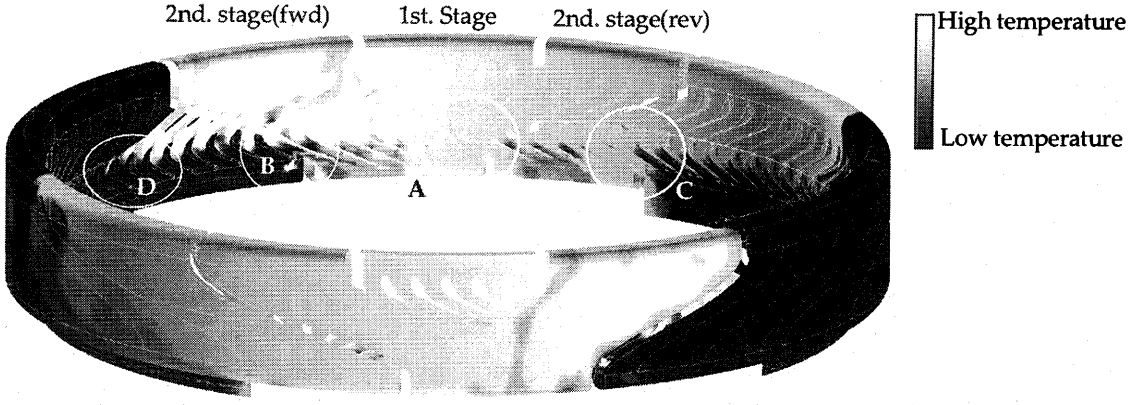


Fig. 3 Distribution of total temperature.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

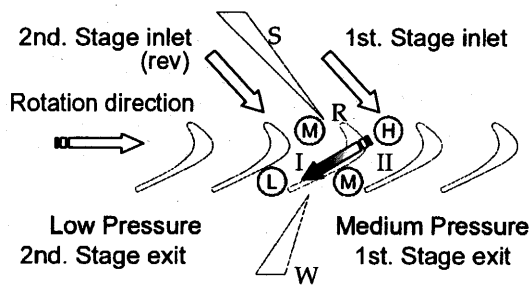


Fig. 4 Schematic view of pressure distributions at the border between 2nd. stage(rev) and 1st. stage.

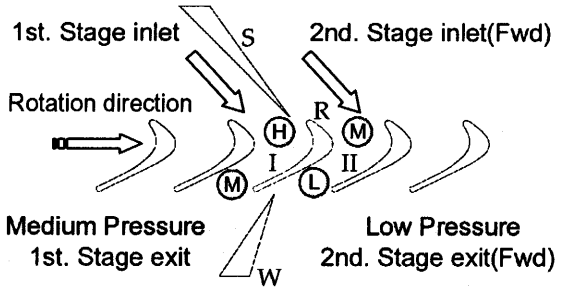


Fig. 5 Schematic view of pressure distributions at the border between 1st. stage and 2nd. stage(fwd).

のクリアランスを介して動翼背側IIから腹側Iへ流れ去ることになる[5]。このため、fig. 4の境界付近の動翼は、所定の速度三角形を形成できずに、大幅に性能が低下することとなる。

一方、fig. 5は動翼が高圧の段から低圧の段へ進入する境界（これ以降、高圧段→低圧段の境界、と表記）での様子を模式的に示している。段境界にさしかかった動翼Rの背側IIは、徐々に二段目からの中圧の流体の流入を受ける。従って、時刻の進行と共に動翼の背側IIと腹側Iには、先のfig. 4の段境界に匹敵するH→Lの向きの圧力勾配が形成され得るが、先のfig. 4の低圧段→高圧段の段境界と大きく異なるのは、腹側Iの出口が時刻と共により圧力の低い、二段目の出口に面することである。このため、腹側I内の高圧な流体は、流路の狭いチップ・クリアランスよりも、静圧が低下した動翼出口に向かって選択的に流れることとなり、先の段境界ほどの流量の移動は生じない[5]。

2.3 性能改善手法

上述のように損失は、段の境界に進入した動翼の背側と腹側にむかう、非常に大きな圧力勾配が生じることが原因である。単動翼列多段チップタービンのメカニズム上、この段境界での圧力差を単一段タービンでの動翼のそれと同程度にまで抑えることはほぼ不可能だが、現在の設計よりも圧力勾配を減少させることができれば、流体のチップ・クリアランスを介した移動を抑制でき、併せて性能低下を抑えることができる。

これまでの単動翼列多段チップタービンの設計では、

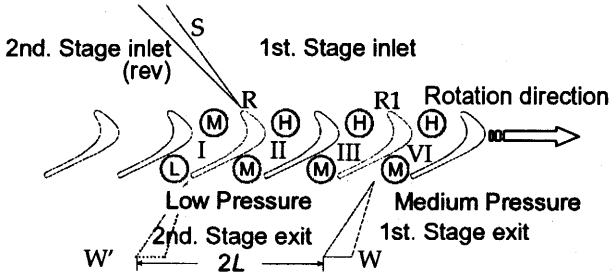


Fig. 6 Schematic view of pressure distributions at the border between 2nd. stage(rev) and 1st. stage with new arrangement of the wall "W".

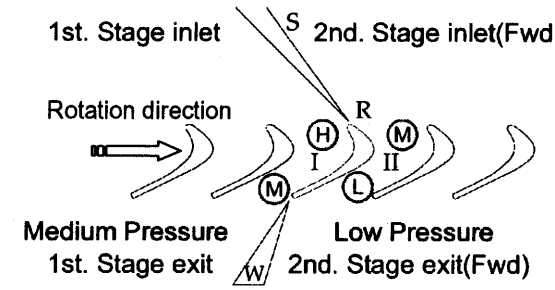


Fig. 7 Schematic view of pressure distributions at the border between 1st. stage and 2nd. stage(fwd) with new arrangement of the wall "W".

各段の出口の配置を、各段に流入する流体を可能な限り受け止めるように設計を実施してきた。すなわち、各段のノズルから流出した流体が動翼に入り、そして流出するまでの動翼の移動時間を鑑み、各段の出口の配置が決定されてきた。しかし、このような設計では、fig. 4に示すような圧力勾配を生じさせ、チップ・クリアランスを介した大量の流体の移動を招いてしまう。そこで、出口の配置を流量に基づくのではなく、段境界での圧力差を減じることを優先とした配置を考案した。

Fig. 6は動翼が低圧段→高圧段に進む段境界での圧力差を減じることを目的として配置された、段出口の境界位置を示している。出口の壁Wは、動翼Rの前縁が、Sに最も接近した位置を基準として、WがRの後端に最近接して配置された場合の位置W'から、$2\times L$だけ動翼回転方向に移動している。ここで、Lは一段目の高圧空気が動翼を通過するのに要する平均的な時間Tと、動翼の平均移動速度Uを乗じて算出した距離である。

Fig. 6の配置にした場合、動翼Rの腹側I・背側IIにはこれまでと同様、二段目の中圧・一段目の高圧空気がそれぞれ流れ込み、チップ・クリアランスにはやはり大きな圧力勾配が生じるはずである。しかしながら、従来の配置fig. 4と大きく異なる点は、動翼Rの背側II出口が二段目出口の静圧の低い領域に面していることである。このため、動翼背側IIの流体は、流路の面積の狭いチップ・クリアランスよりも、より流路面積が広い動翼出口に向かって流れることとなり、動翼に沿った流体の流れ

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

が実現されるはずである。次に、出口の境界壁 W 付近の動翼 R1 に注目すると、既に W に近づいた動翼の腹側・背側は同じ一段目からの流体により満たされている。従って、従来の fig. 4 のチップ・クリアランスに形成されるような大きな圧力勾配は生じないと予想され、この段階で動翼 R1 の背側 VI の出口が、中圧の一段目出口に面しても、クリアランスを介した大きな流量移動は生じないものと考えられる。

他方、動翼が高圧段→低圧段に進入していく段境界では、既述の通り時刻と共に動翼出口の静圧が下がっていくため、低圧段→高圧段の境界程にチップ・クリアランスに流れは集中することは無い。しかしながら、境界付近の動翼背側が中圧の空気の流入を受け始めても、なお翼内にこれまでの高圧段からの高圧な空気を留めておくと、チップ・クリアランスに大きな圧力勾配を生じさせる原因となる。そのため、fig. 7 のように、動翼 R の前縁が静翼或いは壁 S に最近接した位置を基準として、W の先端を動翼 R に最近接するように設置し、動翼 R が二段目へ進入すると同時に腹側 I 内の流体を、直ちに低圧の二段目の出口に向かって追い出した方が性能向上が見込まれると考えられる。

以上の改善案の有効性を確かめるために、特に段境界での損失に注視してタービンの数値計算を行った。

3. チップタービンの数値計算

計算に用いた数値計算コードは、宇宙航空研究開発機構において開発を進めている“UPACS”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。乱流モデルには Spallart-Allmaras の 1 方程式モデルを用いている。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。また、計算には JAXA の中央 NS システム(CeNSS)を利用した。

Fig. 1 の単動翼列多段チップタービンは三段構成となっているが、本研究の対象は段と段の境界のみであり、全段をシミュレートする必要はない。そこで、チップタービンの段境界を高圧段(HPT)と低圧段(LPT)を隣り合わせに配置することでモデル化し、壁 S と W の相対位置が異なる 3 ケースを対象に計算を実施した。ハブ径、チップ径、動翼及び静翼形状等の幾何形状は実機と同等であり、回転速度についても同様である。周方向は周期境界条件として、低圧段→高圧段、高圧段→低圧段の境界を同時に模擬できるようにしている。静翼枚数は、低圧段→高圧段と高圧段→低圧段の境界での現象が互いに干渉しないように、高圧段、低圧段にそれぞれ実機よりも多い 10 枚を配置し、動翼は 20 枚分を模擬した。格子

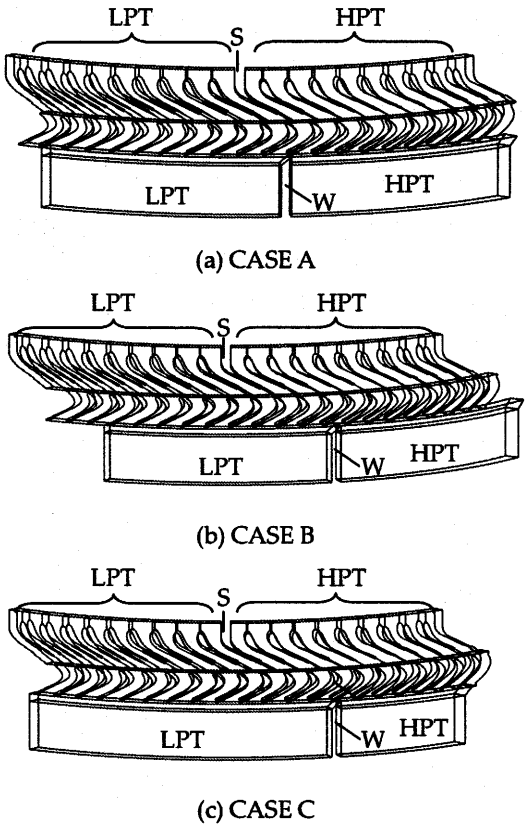


Fig. 8 Computational grids for the tipturbine.

点数に関しては、静翼には流れ方向、ピッチ方向及びスパン方向に 67×35×31、動翼は 77×37×31 とした。また、動翼のチップクリアランスには、47×19×19 の格子を配置した。各段の入り口条件はこれまでの全段数値計算結果に基づいて、高圧段の入口全温・全圧はそれぞれ 578.9K、729.4kPa、低圧段の入口全温・全圧については 517.4K、340.7kPa とした。

CASE A の計算格子を fig. 8(a) に示す。CASE A は従来の設計概念に基づいて各段の流入空気を、それぞれの出口が受け止めるように設計されており、高圧段と低圧段の流出口流路面積は等しい。これまでの単動翼列多段チップタービンに、最も近い形状となる。

CASE B (Fig. 8(b)) は流出口流路面積は HPT,LPT と共に CASE A と同等ながらも、低圧段→高圧段の境界における動翼の性能を向上させるために、先に述べた基準位置から、距離 $2\times L$ だけ隔壁 W を動翼進行方向に移動させた場合である。ここで L は、事前に単翼タービンの予備数値計算（定常段解析）から算出した。

CASE C (Fig. 8(c)) は、低圧段→高圧段の境界における S と W の配置は CASE B と同様 fig. 6 に従い、高圧段→低圧段における壁を fig. 7 の概念に従って配置した場合である。Fig. 6 及び 7 にしたがって設計した結果、高圧段出口面積は低圧段出口面積よりも小さくなり、高圧段から流入する流体の一部は低圧段出口に流れ込むこととなる。したがって、fig. 6 及び 7 の概念に基づく W の配

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

置方法では、HPTの入口から流入した空気の一部は、動翼を通過後 LPT の出口へ排気され損失となる可能性があるが、単動翼列多段チップタービンの場合、LPTの下流（隣）にさらに段を設置することで熱落差を吸収させることができるため、大きな問題とはならない。

4. 計算結果及び考察

Table 2 は計算の結果得られた各ケースの流量平均された全温・全圧を示している。表中、T_{tout}は全温を、P_{tout}は全圧を、G_{in}は流入流量、そしてG_{out}は流出流量を表している。各物理量は動翼が1ピッチ移動する時間を5分割し、各々の時刻において得られた値を平均した値である。また流量は、CASE A の低圧段入口流量で正規化した値で示している。全温降下から、CASE A は、HPT の熱落差が3ケースの中で最も小さく、LPT の熱落差が最も大きいことがわかる。CASE B は CASE A の反対に HPT の熱落差が大きく、LPT は小さい。CASE C は HPT, LPT の熱落差共に A と B の中位に位置する。流入、あるいは流出流量の合計は CASE A と C は殆ど等しく、B が少ないが、これは後述するように壁 W の配置によっては、CASE B の LPT 流路がブロッケージされる場合があるためである。

Fig. 9 及び10は、CASE A と CASE C の低圧段→高圧段境界付近におけるチップ・クリアランス内の、相対速度ベクトルを示している。ここで図示したベクトルは、視認性の向上を優先して、すべての格子点上にベクトルを配置した場合と比較して表示数を 1/4 に抑えており、ベクトルの色は、黒から白へと変化するにつれて大きな速度を表している。Fig. 9 の CASE A では、これまでの全段数値計算結果の場合と同様に、図中丸で囲った領域で、動翼背側から腹側に向けた流体の移動が生じていることがわかる[5]。一方、fig. 10 の CASE C では、チップ・クリアランス内の相対速度ベクトルは、動翼出口の圧力が低いため一部加速されているものの、fig. 9 に見られたような、背側から腹側への流体の移動は抑制され、新しい概念に基づく設計法により、背側から腹側に向けたチップ・クリアランス内の圧力勾配が解消されていることがわかる。

Fig. 11 は計算の結果から得られた、瞬時の全温分布を示している。CASE A では、低圧段→高圧段の境界（領域 E）で、動翼出口の流体の全温度は比較的高いままである。CASE A の E 領域と、CAE C の H 領域を比較すると、領域 H では明確に翼の効率が改善されており、新しい概念に基づく壁 W の配置が有効であることがわかる。一方、高圧段→低圧段の境界では、CASE B の領域 G で、大きな損失が生じていることがわかる。動翼内で全温度が上昇しており、殆どタービンとして機能していない。このことは、該当領域で動翼の出口圧力が入口圧力と比較して高いためであり、加えて、動翼の出口がブロッケージされた状態となるため、CASE B での流量が減じることとなった。また、W の配置は、静翼の上流にも影響を与えており、CASE B の静翼内の全温分布は、他の2ケースと比較して大きくブロッケージの影響を受けていることがわかる。

これら壁配置が異なる3ケースの性能を比較するために、各ケースについて入口に対する出口の、流体の熱落差降下を算出した。Fig. 12 は、それぞれのケースについて、エンタルピー降下を算出した結果を示している。CASE A と CASE B を比較すると、約 3.1kJ/kg 熱落差が上昇しており、CASE B は CASE A に対して fig. 11(b)の領域 G で損失が増大しているにも関わらず、それを補ってもなお、領域 F での熱落差の向上の度合いの方が大きいことを示している。最終的に、CASE A と CASE C では 6.5kJ/kg 熱落差が向上しており、段境界の壁 W をチップ・クリアランス内の圧力勾配を減じるように配置す

Table 2 Total temperature, pressure and mass flow of tip turbine.

		T_{tout}	P_{tout}	G_{in}	G_{out}
CASE A	HPT	518.2	374.0	2.73	1.40
	LPT	467.0	224.9	1.00	1.32
CASE B	HPT	513.6	373.2	2.75	1.64
	LPT	485.7	253.9	0.763	1.86
CASE C	HPT	515.3	377.5	2.75	1.56
	LPT	477.4	241.3	1.03	2.21

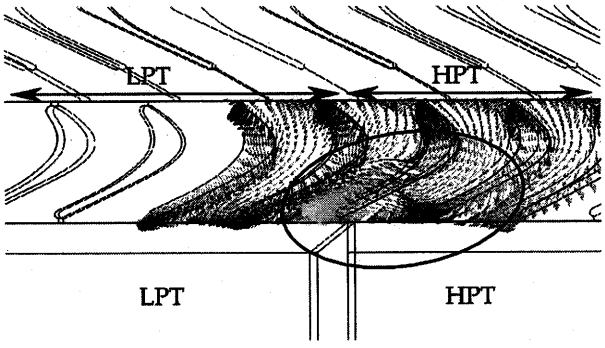


Fig. 9 Distributions of relative velocity vectors inside tip clearances (CASE A).

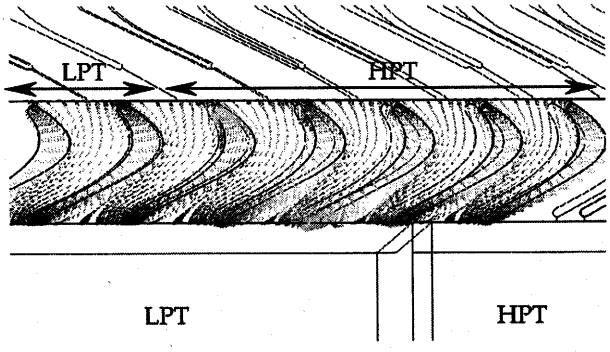


Fig. 10 Distributions of relative velocity vectors inside tip clearances (CASE C).

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

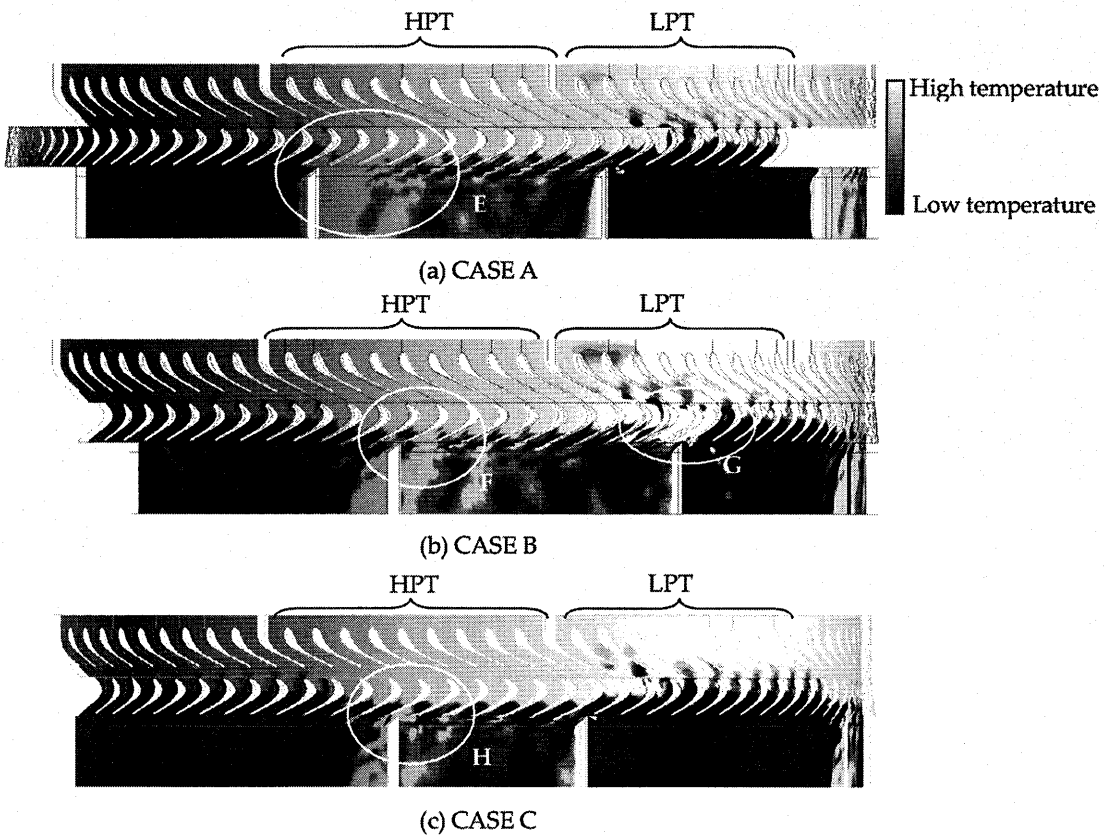


Fig. 11 Distributions of a total temperature.

ることで、翼の形状等を変更することなくして、チップタービンの性能を改善可能なことがわかる。

5. 結論

単動翼列多段チップタービンの性能向上を図るため、タービン段配置の異なる3ケースの数値計算を実施し、その解析から次のような結論を得た。

動翼が低圧段から高圧段へ進入する境界では、高圧段と低圧段を隔てる静翼、或いは隔壁に、ある動翼の前縁が最近接した状態を基準位置として、高圧段と低圧段の出口を隔てる壁、或いは静翼は、動翼後端から動翼移動方向に $2\times L$ だけの距離を持って配置することにより、チップ・クリアランスを介した流体の移動が抑制され、タービンの取得エンタルピーは増大する。ここで、L は動翼の平均移動速度 U と、高圧段からの流入流体が動翼を通過するのに要する平均時間 T を乗じて求めた距離である。

また、動翼が高圧段から低圧段へ進入する境界では、上記と同様の位置を基準として、高圧段と低圧段の出口を隔てる壁、或いは静翼は、動翼後端に近接するように設置することでタービンの取得エンタルピーは増大する。

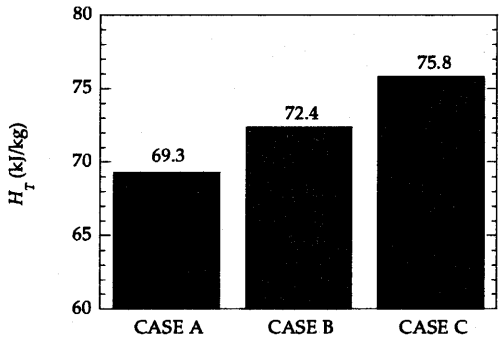


Fig. 12 Enthalpy drops of the tip turbine.

参考文献

(1) 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、日本ガスタービン学会誌、vol.33, No.1 (2005), pp.45-51.

(2) Y.Matsuda, N.Sugiyama, Y.Saito, M.Endoh. Design and Off-Design Point Characteristics of Separatetd Core Ultra High Bypass Engine, AIAA 92-3776 (1992).

(3) Y.Saito, N.Sugiyama, M.Endoh Y.Matsuda, Conceptual Study of Separated Core Ultrahigh Bypass Engine, *J. Propulsion and Power.*, Vol.9, No.6 (1993), pp.867-873.

(4) 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).

(5) 岩瀬識、齊藤喜夫、単動翼列多段チップタービン内の非定常流れ、日本ガスタービン学会誌、vol.33, No.2, (2005), pp.124-130.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

A—17

風車用切欠き翼の空力特性に関する研究

*江口　正一（日大院）,石井　進（日大），平本　政明（日大非常勤講師）
野口　常夫（(株）シグナスミル），平野　孝典（拓大），田中　英穂（東大名誉教授）
藤本　一郎（拓大）

Study on Aerodynamic Characteristics of Notched Wing for Windmill

Masakazu EGUCHI, Susumu ISHII, Masaaki HIRAMOTO(Nihon Univ.),
Tsuneo NOGUCHI(CYGNUS MILL Co.), Takanori HIRANO(Takushoku Univ.),
Hideo TANAKA(Emeritus professor of Univ. of Tokyo) and Ichiro FUJIMOTO(Takushoku Univ.)

ABSTRACT

In order to improve the starting characteristics of the vertical-axis wind turbine, a new shape of wing (notched wing) was examined. This wing is shaped so that rear part of the pressure surface is notched. The wind tunnel test was performed for two types of test wings. One is the Gö801 type wing and another is the Gö801 type notched wing. Rotational energy was calculated in quasi-steady state with the measured surface pressure. It is confirmed that the notched wing is useful to improve the starting characteristics.

Key words : Wind turbine, Notched wing, Aero dynamic characteristics

1. 序論

京都議定書が発効され、世界的規模で CO_2 等を削減しようという動きが高まっている。日本としても 2012 年までに CO_2 排出量を 90 年度比で 6% 削減する必要がある。風力発電は自然エネルギーを利用した CO_2 を排出せず環境にやさしい発電方法なので、近年注目を集めている。

低出力ではあるが小型で設置が容易なジャイロミル形（垂直軸形）風車は、最近ビルに設置されるなど、空間を有効活用できる小型発電用風車として用いられ始めてきている。しかし、周速比が低く、効率的にはプロペラ形(水平軸形)風車に劣っている。そこで、ジャイロミル形風車の起動風速を下げ、効率を上げることを目的として、翼型の一部に切欠きを施した翼を用いることにした。これにより、揚力形風車としての特性に加えて、回転位置によっては抗力を利用可能となることが期待できる。

本報では、風車用の翼型として用いられてはいないが、過去の研究で空力特性が分かっている Gö801 型翼を用い、切欠きのない通常翼と切欠き翼との翼面圧力計測結果から、切欠きの効果について実験的に調べた結果の一例を報告する。

2. 実験装置及び方法

2.1　実験装置

実験装置の概観を Fig.1 に示す。本装置は回流式低速風洞の吹出し口に設置されている。吹出し口寸法は幅 300 ㎜×高さ 500 ㎜である。吹出し口に 140 ㎜の間隔で取り付けられた 2 枚の平行な供試翼固定壁の間に供試翼を設置した。供試翼は吹出し口中心から 250 ㎜下流の位置に、翼弦中心を回転軸として設置してある。予備実験で供試翼固定壁の境界層を測定し、翼周り流れの 2 次元性を確認した。

供試翼の迎角は、回転支持軸に取り付けたステッピングモータにより変化させる。ステッピングモータはオリエンタルモーター株式会社のギヤードモーターを使用した。供試翼の表面に圧力孔が

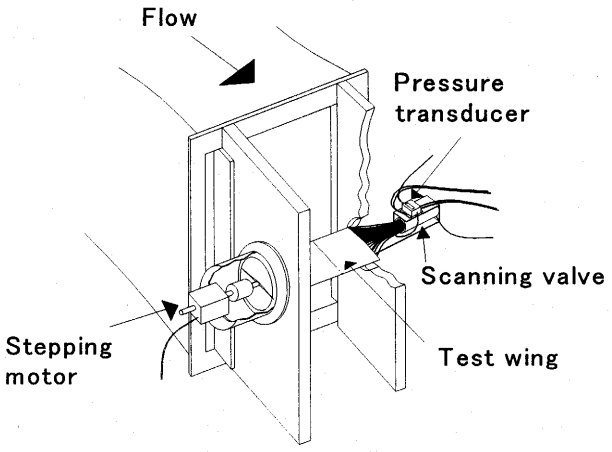


Fig.1　Test Section

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

設けてあり、各圧力孔は圧力導管、シリコンゴムチューブを介してスキャニングバルブに接続されている。また、翼面圧力はデジタル微差圧計（長野計器(株)製、GC62、圧力レンジ±500Pa）で測定し、AD ボードを介してパソコンに取り込まれる。

2.2 供試翼

供試翼は Gö801 型翼と Gö801 型切欠き翼の 2 種類を用いた。Fig.2 に供試翼を、また Fig.3 に翼断面を示す。翼は真鍮製で、翼弦長 100 ㎜、翼幅 150 ㎜（両端に 5 ㎜づつの取り付け幅を含む）で、Fig.2 のように一列にφ0.6 ㎜の圧力孔が設けてある。圧力孔は、Gö801 型翼では背面 30 個、腹面 13 個の計 43 個、Gö801 型切欠き翼では背面 30 個、腹面 14 個の計 44 個とした。供試翼内部にφ1.2 ㎜の圧力導管（洋銀パイプ）が埋め込まれており、各圧力孔ごとに圧力導管を介して翼端までつながっている。圧力孔の一部で翼背面と腹面に圧力導管が重なる箇所があり、そこは他端で圧力導管を U ターンさせてある。

次に Gö801 型切欠き翼について説明する。この翼型は垂直軸形の風力発電用風車での起動特性を改善するために、翼の腹面側後縁部分を切り取った形状をしている。本研究では Fig.3 に示すように腹面側の翼弦長 40%以降を切り取った形状とした。これは前縁方向からの流れに対しては切欠きの影響が小さく、後縁方向からの流れに対しては切欠きによる抗力の増大が期待できると推測されるからである。

2.3 計測システム

Fig.4 に計測のフローチャートを示す。VisualBasic で作成した自動計測プログラムにより、任意の迎角について翼面圧力計測及び計測データの保存を全自動で行えるようにした。迎角変更時は 5 秒間、スキャニングバルブ切替え時は 2 秒間の待ち時間を設定してあり、翼面圧力が十分落ち着いた後に圧力計測を行うことが出来るようにしてある。

プログラム起動時に必要な初期データを入力し、計測すべき迎角データはファイルから読み込む。ステッピングモータで翼を回転させて、指定された迎角に設定する。翼面圧力はスキャニングバルブを切替え、微差圧計で測定するが、各圧力孔ごとにサンプリング時間間隔 0.01 秒で 200 個のデータサンプリングを行い、平均処理を施した後パソコンに保存される。任意の迎角で翼面圧力計測が終了すると、次の設定迎角までステッピングモータで翼を回転させ、翼面圧力計測及びデータ保存を繰り返す。必要な迎角における計測が終了するとプログラムは終了する。

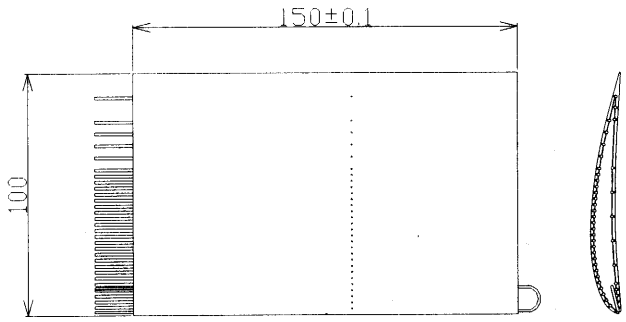


Fig.2 Test Wing

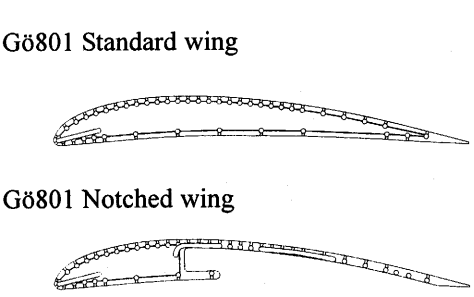


Fig.3 Wing Section

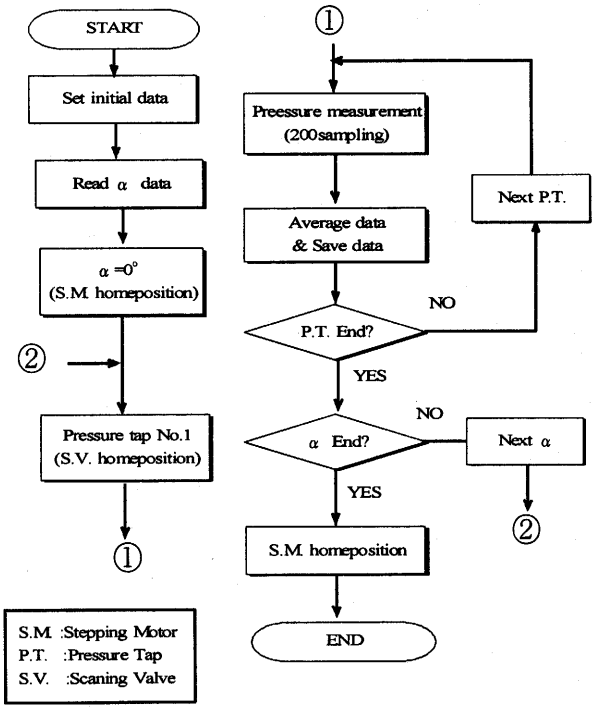


Fig. 4 Flowchart of Measurement System

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2.4 実験条件

今回はGö801型翼とGö801型切欠き翼の２種類の翼面圧力計測を行った。実験条件を下記に記す。なお、主流速度は風洞吹出し口（上面から50 mmの位置）に設置したピトー管を用いて測定した。実験条件は下記の通りである。

レイノルズ数：$Re=1.0\times10^5$ （ここで $Re=U\cdot c/\nu$, c:翼弦長, U:主流速度）
サンプリング数：200
サンプリング時間間隔：0.01s
迎角範囲：$\alpha=-30^\circ$ ～$+30^\circ$ （1° 刻み）
$\alpha=150^\circ$ ～210° （1° 刻み）
$\alpha=30^\circ$ ～150° , 210° ～330° （5° 刻み）

3. 実験結果及び考察

計測した翼面圧力から、単位翼幅あたりの揚力係数 C_L と抗力係数 C_D を求めた。

$$C_P=\frac{P-P_\infty}{\frac{1}{2}\rho U^2}$$

$$C_L=\int C_P\cdot d(\frac{x}{c})/c$$

$$C_D=\int C_P\cdot d(\frac{x}{c})/c$$

ここで、P:翼面圧力、P_∞:主流静圧である。
迎角 0° ～360° に対する C_L, C_D の変化を Riegels の実験結果[1] と比較検討したところ、翼まわりの流れが剥離している迎角範囲では、本実験結果に大きな違いが見られた。この原因を調べたところ剥離を生じる迎角範囲では、供試翼の風洞出口面積に対する投影面積比が大きくなり、その閉塞効果により風洞出口の流速と流れ方向が変化していることが分かった。そこで、翼まわりの流れが剥離する迎角範囲の C_L と C_D の値は、Riegels の NACA0012 型翼の実験データ[1]を用いることとした。つまり、本報では $\alpha=-30^\circ$ ～20° 及び $\alpha=150^\circ$ ～210° の範囲は本実験結果を、それ以外の迎角範囲は Riegels の実験結果[1]を用いて解析を行った。

3.1 圧力係数の比較

Fig.5 に迎角 180° 付近における翼腹面の圧力分布を、Gö801 型翼と Gö801 型切欠き翼について示す。横軸は無次元翼弦位置 x/c、縦軸は圧力係数 C_p である。この迎角範囲では、流れは翼後縁方向から前縁方向となっている。図を見ると、Gö801 型翼（standard）では、翼弦方向に滑らかな圧力分布となっているが、Gö801 型切欠き翼では、x/c=0.4 で翼前縁側と後縁側とで不連続な分布となっており、切欠きのない場合に比べて大きな違いが見られる。これは、x/c=0.4 から後縁側が切欠きとなっているためで、切欠きの影響は翼腹面圧力分布に大きく表われていることがわかる。詳細に見ると、x/c≤0.1 の範囲では、切欠きの影響はほとんど見られない。0.1<x/c<0.4 の範囲では、切欠きのない場合に比べて、切欠きのある場合の方が圧力は低くなる傾向を示している。逆に x/c≥0.4 の範囲では、切欠きの影響により、圧力は切欠きなしの場合よりも高くなる傾向を示している。

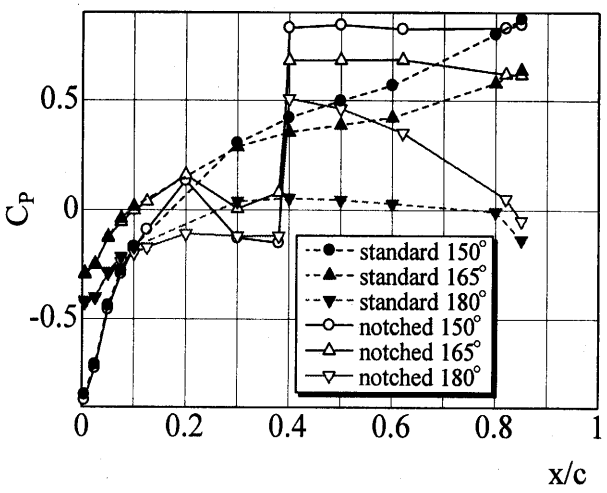


Fig.5 Pressure Distribution of Lower Surface

3.2 接線方向力

Fig.6 に翼を風車に取り付けた場合の記号の説明を示す。翼の翼弦中心と風車の回転軸とが支持棒で連結されている。回転面の接線方向と翼弦方向とのなす角を取付角 β、接線方向の力を C_T、ま

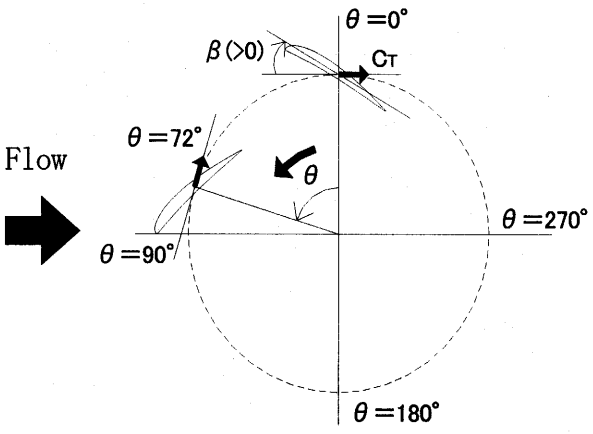


Fig.6 The Model of Wind Turbine with One Wing

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

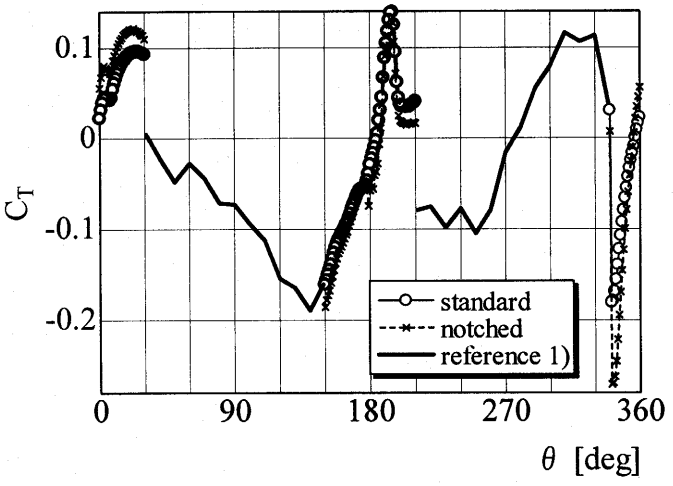


Fig.7 Variation of Tangential Force

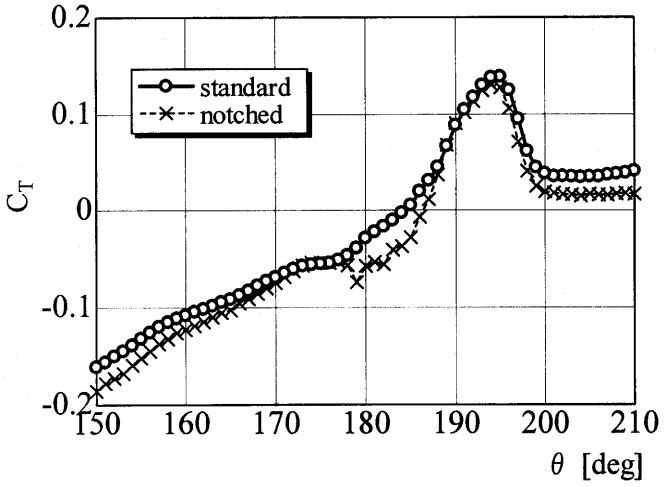


Fig.8 Variation of Tangential Force around α=180°

た回転角をθとし、図中θ=0°の位置を基準位置とした。Fig.7に、取付角β=0°の場合のθ=0°～360°におけるC_T分布を示す。図中の実線(○印)はGö801型翼、破線(×印)はGö801型切欠き翼を示す。また、前述したように、剥離流れとなる範囲(20°＜θ＜150°及び210°＜θ＜330°)はRiegelsの実験結果[1]を用いている。C_Tは後縁方向を正に取っているので、C_Tが負になると回転に寄与することになる。Fig.7を見ると、θの範囲が－30°～10°付近では切欠き翼の方が若干C_Tが大きい値となっているが、10°≤θ≤20°及び150°≤θ≤210°の範囲で切欠き翼の方が低い値を示していることがわかる。θ＝180°近辺を拡大してみるとFig.8のようになっており、この角度範囲では切欠き部による抗力増大の効果が大きく表われていることが確認できた。

3.3 回転力

ここでは回転力に及ぼす取付角の影響について検討する。ただし風車は普通、数枚の翼を取り付けてあるが、ここでは1枚の翼のみについて考える。そのため、実際の風車では上流側に位置する翼の後流の影響や周速等を考慮する必要があるが、ここでは無視している。つまり、1枚の翼のみが1周回転したときに接線力がなす仕事について考えることとする。ここではC_Tを周積分した値C_Wの正負について調べてみた。ここで

$$C_W = \int C_T \cdot d\theta$$

C_W<0であれば、接線力C_Tは翼の回転に寄与することになる。結果をFig.9に示す。図を見ると、β＝－73°のときにC_Wの負値は最大となっており、この取付角のときに最大の寄与が望めることが分かる。この角度は、風車が回転し始める起動時に適当な値であると思われる。また、標準型より切欠き型の方が低い値を示しており、切欠きの効果により起動風速を下げることが可能であることが確認できた。

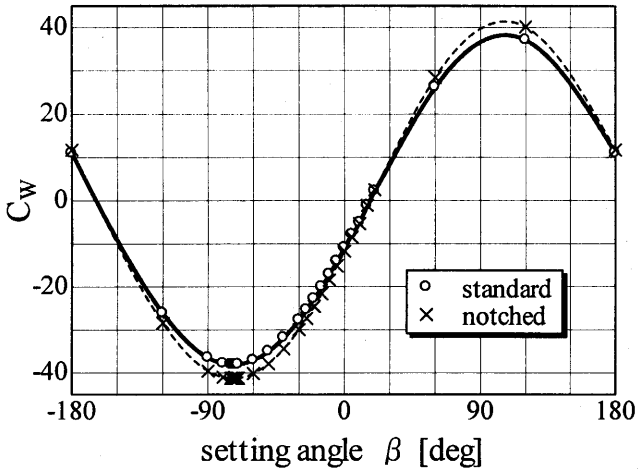


Fig.9 Variation of Rotational Energy against the Setting Angle

4. 結論

本研究では、風車用の翼の一部を切り取った切欠き翼の空力特性を実験的に調べ、切欠きの効果について検討した。その結果、切欠きの影響は、特に後縁側からの流れを受ける迎角範囲において抗力を増加させるように作用し、これにより、回転力の増加に寄与することが明らかになった。また、1枚の翼が回転する時の接線力のなす仕事相当量を計算し、起動時では取付角－73°が最適で

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

あることが分かった。

5. 今後の予定

実験の精度を高めるためには以下のことが必要である。今回の実験では迎角 20°～150° 及び 210°～330° の範囲では翼の閉塞効果により風洞出口風速が変化するため今後この点を改良して、すべての迎角範囲で正確な圧力データの取得が可能となるようにする予定である。

今回は切欠きの効果を調べるために、1 枚の翼が準定常的に回転した場合について考察を行ったが、今後風速が大きくなった場合について、1 枚の翼だけでなく、数枚の翼を取り付けた場合について回転力（回転仕事）を求め、風車としての性能について調べる予定である。さらに、実際の風車に使われる NACA2415 型の切欠き翼についても同様に実験を行い、その結果を実際の風車の性能向上に役立てていくことを予定している。

参考文献

1) F. W. Riegels: Aerofoil Sections, Butterworths, London, (1961)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－1

低カロリーガス燃料対応マイクロガスタービン発電システムの構築

*中島　良文（東大院），森　祐司（IHI），金子　成彦（東大院），
渡邊　辰郎（東大院），山崎　由大（東大院）

Development of a micro gas turbine system for low-calorific value gas fuel

*Yoshifumi Nakashima (Tokyo Univ.), Yuji Mori (IHI), Shigehiko Kaneko (Tokyo Univ.),
Tatsuo Watanabe (Tokyo Univ.), Yudai Yamasaki (Tokyo Univ.)

ABSTRACT

In this study, we have geared toward constructing a micro gas turbine generation system that uses low-calorific value gas obtained from biomass as fuel. As the composition of the gas obtained from biomass is dependent on the kind of resources and conversion methods, gas turbines should be able to operate with various kinds of fuel. The objective of this study is to construct an experiment installation for investigating the fuel composition influences to gas turbine performance and operation. The installation is composed of a micro gas turbine, a fuel supply system to generate low-calorific value gas with various compositions and a measurement control system. As a result of this study, it turns out that in only limited operating condition, the secondary fuel can be used due to a mismatch between the combustor design condition and actual operating condition.

Key words: Micro gas turbine, Low-calorific value gas fuel, Construction of system

1．序論

環境問題及びエネルギーセキュリティの観点から，化石燃料中心のエネルギーシステムに頼らない新たなエネルギーシステムが求められている。太陽光，風力，バイオマスなどの再生可能なエネルギーが注目を集めており，これらのエネルギーを有効利用する技術の構築が早急に求められている。地球上に豊富に存在し，ガス燃料化や液体燃料化が可能であり，ガスエンジンやガスタービンなど既存の内燃機関が利用できる点で，バイオマスエネルギーは，短期的に最も期待されている。

本研究は，マイクロガスタービン（以下ＭＧＴ）を用いて，バイオマスから得られる低カロリーガス燃料の利用技術構築を最終的な目標とする。Fig.1 にＭＧＴ発電システム構築までの流れを示す。その第一段階として低カロリーガス燃料対応ＭＧＴ発電システムの構築を行い，ＭＧＴの動作検証を目的として運転試験を行った。運転試験においては，様々な問題点が明らかになり，それらを一つずつ解決した。本稿では，燃焼器のＭＧＴシステムへの適用過程および適用後に判明した問題を中心に報告する。

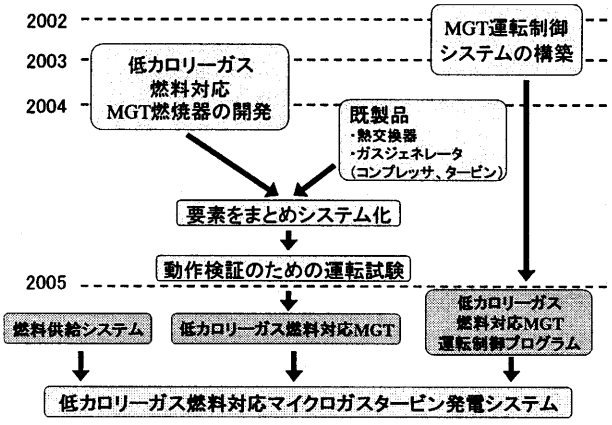


Fig.1 Flow of developing MGT system for low-calorific value gas fuel

2．低カロリーガス燃料対応ＭＧＴ発電システム

2.1　システムの概要

低カロリーガス燃料対応ＭＧＴ発電システムの概略図を Fig.2 に示す。ＭＧＴ，燃料供給システム，運転制御システムから構成されている。

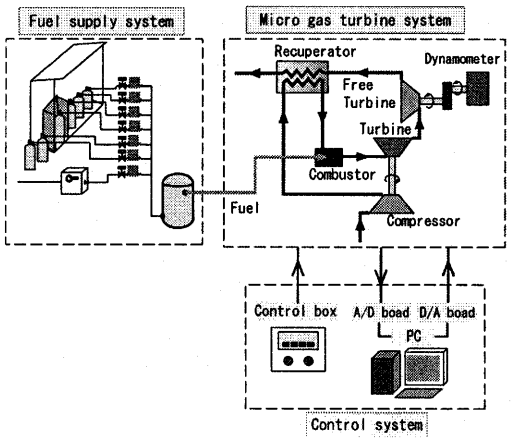


Fig.2 MGT system for low-calorific value gas fuel

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2.2　マイクロガスタービン

ＭＧＴの外観を Fig.3 に示す。ガスタービンの形式は，2 軸式再生サイクルであり,コンプレッサ及びタービンからなるガスジェネレータ，熱交換器，燃焼器，フリータービン，渦電流式動力計，及び発電機から構成されている。基本仕様としては，ガスジェネレータ最高回転数 13,700rpm，圧力比 2.7，タービン入口温度 850℃，出力 7.5kW である。燃焼器には，低カロリーガス対応 2 段予混合燃焼器を用いている。予混合方式を採用しており，燃焼領域を 2 段に分けた 2 段燃焼器である。なお，燃焼器以外のガスジェネレータ，熱交換器，フリータービンなどの要素は，既製品を用いている。

2.3　燃料供給システム

燃料供給システムの構成を Fig.4 に示す。本システムは，1 段目燃料である都市ガスおよびメタンガス系統と 2 段目燃料として用いる低カロリーガス系統に分けられる。1 段目燃料に関しては，都市ガスは都市ガスラインからコンプレッサを用いて昇圧して供給する。メタンガスは，ガスボンベより供給する。2 段目燃料としては，様々な種類のガスを混合して低カロリーガス燃料を生成し供給する。低カロリーガス燃料の成分ガスの種類は，メタン(CH_4)，エチレン(C_2H_4)，一酸化炭素(CO)，水素(H_2)，窒素(N_2)，二酸化炭素(CO_2)であり，ボンベ保管庫に置かれたガスボンベより供給する。生成する低カロリーガスの成分を任意に調整するため，供給流量をマスフローコントローラによって制御する。ガス警報装置を設置しており，可燃性ガスの漏れを検知した場合には，すべてのバルブを閉じて燃料供給を遮断する。

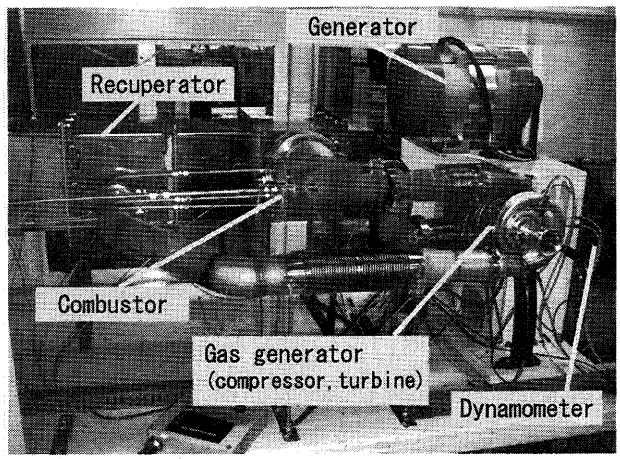


Fig.3 Micro gas turbine

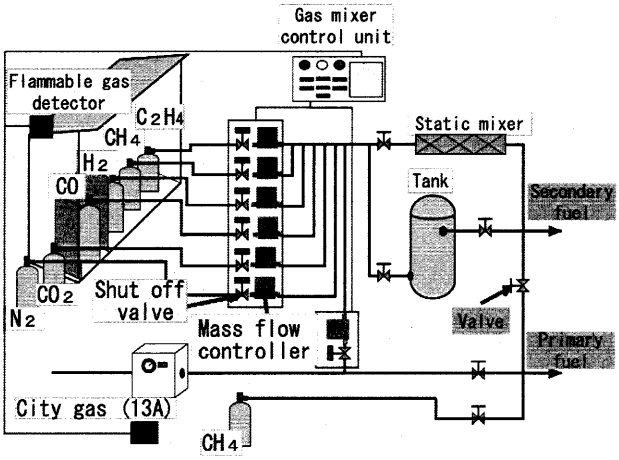


Fig.4 Schematic view of the fuel supply system

2.4　運転制御システム

過去に構築した都市ガスを燃料とした単純サイクルＭＧＴ用の運転制御システム [1]をベースに，低カロリーガス燃料対応の再生サイクルＭＧＴ用の運転制御プログラムを作成し，ＰＣによる運転監視制御が可能となっている。ＭＧＴの運転は，ＭＧＴ各部に設置されたセンサ類から電圧信号をＰＣへ取り込み，データ処理後，マスフローコントローラや点火プラグなどのＭＧＴを操作するための機器へ制御信号を出力することで行う。制御プログラムの主な機能は，起動制御，出力軸回転数制御，負荷制御，監視保護機能である。

再生サイクルへの適用にあたって，起動制御の修正を行った。再生サイクルでは，熱交換器が冷えているか温まっているかで，起動における燃料供給量は大きく異なる。単純サイクル用に作成された制御プログラムにおける起動制御方法は，燃料を決められたスケジュールに沿って供給するものであったが，再生サイクルに適用するために，Fig.5 に示すように，ガスジェネレータ回転数をパラメータとして当量比を制御することで，起動条件の変動に対応できるようにした。また，ＭＧＴ起動時の燃焼器の特性として，燃焼器入口温度が室温程度では，燃焼効率が悪い事が判明したため，コールドスタートでは暖機運転を行うこととした。

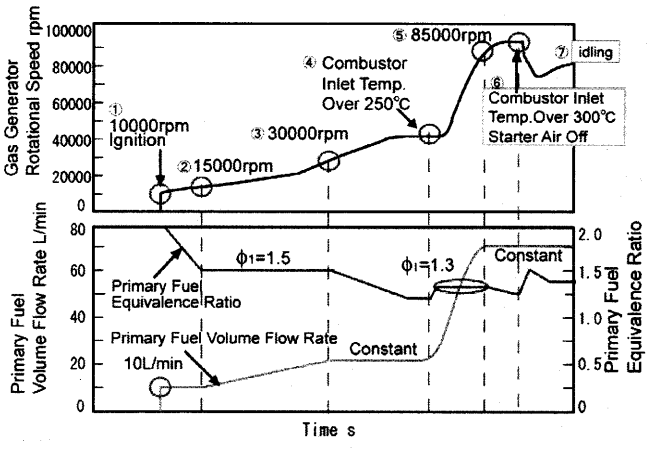


Fig.5 Control of equivalence ratio at start up

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

3．マイクロガスタービン運転試験

ＭＧＴが起動から停止まで問題なく動作するかを検証するために運転試験を行った。運転試験では，起動における燃料制御方法や自立運転へ移行することができないなどの様々な問題に遭遇し，それらを一つずつ解決した。本稿では，ＭＧＴ運転試験において，最も重要な課題であった燃焼器のＭＧＴシステムへの導入について述べる。

3.1　2段予混合燃焼器の仕様

本研究に先立って，2003年度より低カロリーガス燃料対応 MGT 燃焼器の開発を行っている[2)]。本節では，開発した燃焼器について構造，設計条件，燃焼器単体試験結果を示し，ＭＧＴシステムへ適用する際に問題となる事柄を明確にする。燃焼器の構造を Fig.5 に，燃焼器内の空気，燃料，予混合気，燃焼ガスの流れを Fig.6 に示す。燃焼器ライナ形状は筒型で，全長 220mm，内径は 80mm，出口径は 56mm である。燃焼室は 1 段目燃焼領域，2 段目燃焼領域，希釈領域の 3 つに分けられる。1 段目燃焼領域においては，燃焼器ライナに設けたスリットから燃料と空気を予混合気として燃焼器内に噴射し，燃焼器内壁に沿って筒状の旋回流火炎を形成する。一方，2 段目燃焼領域においては，燃焼器中央にノズルを設け，軸方向に予混合気を噴射して軸流火炎を形成する。燃料として，1 段目に都市ガスやメタンを用い，2 段目に低カロリーガスを用いることを考えている。

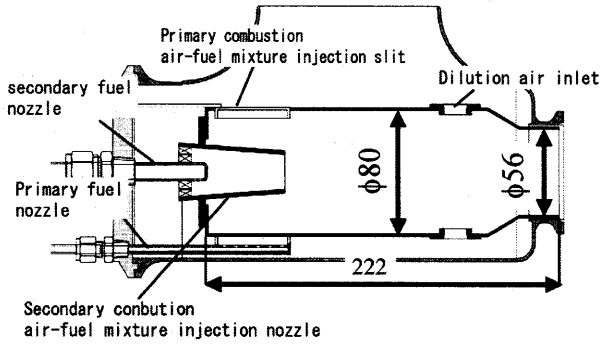


Fig.5 Schematic view of combustor structure

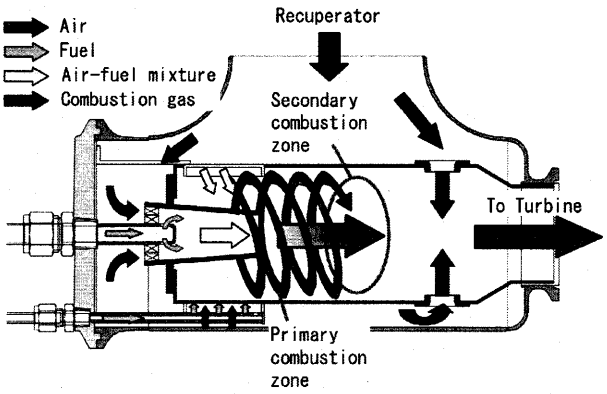


Fig.6 Schematic view of flow in combustor

次に，燃焼器の設計条件を Table1 に示す。この条件において，1 段目，2 段目に同量の燃料を供給した際に，各燃焼領域における当量比が 0.65 となるように構造を決定している。燃焼器設計時には，単純ガスタービンサイクルへの導入を前提としていたため，燃焼器入口温度は 388K となっている。再生サイクルＭＧＴにおいては，燃焼器入口温度は高温となり，必要となる燃料は減少し，燃焼領域における当量比は低下する。低当量比では保炎できないため，燃焼領域に流入する空気流量を減らし，希釈空気孔から流入する空気流量を増やす必要がある。なお，開発した燃焼器における空気流量配分は，1 段目燃焼：2 段目燃焼：希釈空気孔＝1：1：2 である。

Table1 Rating condition of combustor

Combustor inlet pressure	270kPa (MGT)
	101kPa (atmospheric test)
Air mass flow rate	194 g/s (MGT)
	72 g/s (atmospheric test)
Combustor inlet air temp.	388 K
Combustor outlet gas temp.	1123 K
Equivalence ratio	0.325

3.2　燃焼器単体試験

単体試験では，保炎限界試験，排ガス特性試験を行っている。Fig.7 に流入空気温度を変化させた際の，空気質量流量 Wa に対する 1 段目燃焼の保炎限界当量比 ϕ_1 の関係を示す。流量が大きくなるにつれて，保炎限界当量比は大きくなり，流入空気温度が高くなるにしたがって，保炎限界当量比は小さくなる。72g/s(設計点)において，保炎限界当量比は 0.8 以上となっており，保炎性能が良くない。続いて，排ガス特性試験より得られた燃焼効率と NOx 排出濃度について述べる。Fig.8 に 1 段目燃焼領域における当量比に対する燃焼効率と NOx 濃度を示す。当量比が 0.8 以上の領域では，燃焼効率 99%以上を達成できている。しかし，当量比が 0.8 より小さい場合には若干効率が下がっている。

次に，1 段目燃焼当量比 ϕ_1 を 0.85 に固定した際の 2 段目燃焼当量比 ϕ_2 に対する燃焼効率，NOx 濃度を Fig.9 に示す。2 段目当量比が 0.4 以下の領域では，燃焼効率が下がっている。1 段目燃焼は当量比 0.8 以上であり，ほぼ完全燃焼していると考えられ，燃焼効率の低下は 2 段目燃焼によるものである。1 段目既燃ガスと 2 段目混合気のミキシングが良くないことが原因であり，燃焼器構造が 1 段目既燃ガスと 2 段目混合気の混合を実現できる形状となっていないことが問題である。開発燃焼器の問題点として以下の三点が挙げられる。

① 単純サイクルを前提に設計されている。
② 1 段目保炎性能が悪い。
③ 1 段目既燃ガスと 2 段目混合気を効率よくミキシング出来ていない。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

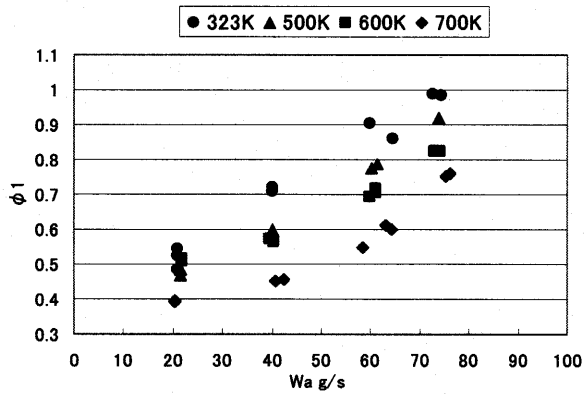


Fig.7 Blow-off limit (primary combustion)

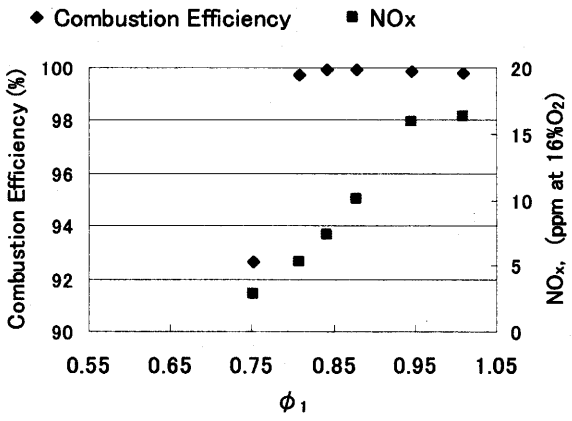


Fig.8 Combustion efficiency and NOx emission for primary equivalence ratio

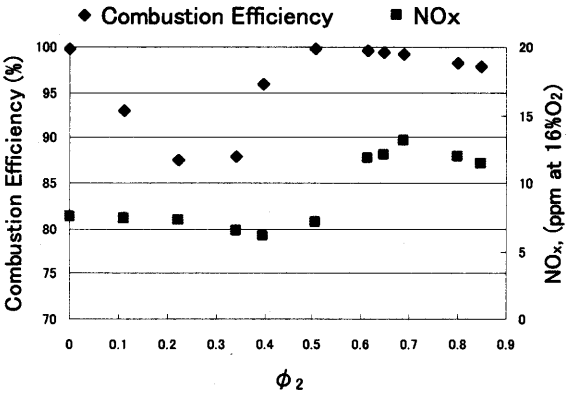


Fig.9 Combustion efficiency and NOx emission for secondary equivalence ratio

3.3 MGT システムの運転試験

製作した燃焼器をＭＧＴシステムに組み込み，運転試験を行った。運転試験では，１段目，２段目燃料に都市ガス（１３A）を用いた。1段目燃料のみで起動した後，アイドリング状態において，1段目燃料を減少させながら

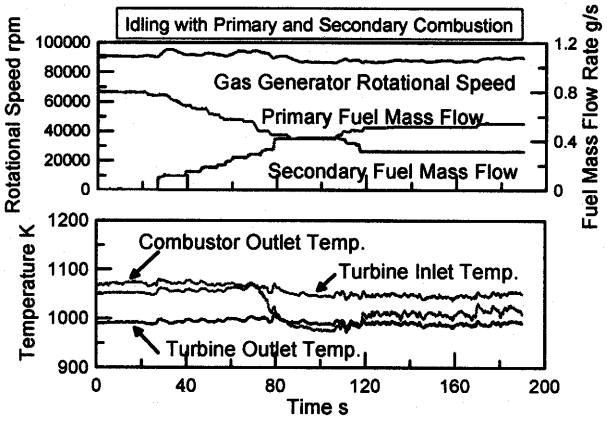


Fig.10 Result of running test

ら２段目燃料を増加させた際の，１段目および２段目燃焼の当量比，燃焼器出口，タービン入口，タービン出口の温度の時間履歴を Fig.10 に示す。２段目の燃料を増加させ，１段目の燃料を減少させていく過程で，燃焼器出口とタービン入口における計測温度が逆転する現象が起きている（70s 付近）ことが分かる。燃焼器において燃え残った未燃燃料がタービンにおいて燃焼していることが考えられる。燃焼がタービンケーシングまで及んでしまうと，耐熱温度 900℃であるタービンケーシングおよびタービンブレードの損傷を招きかねない。前節において述べた燃焼器の問題点を踏まえると，未燃燃料発生の原因として以下の二点が考えられる。第一に，１段目燃焼当量比が低いため，１段目において燃焼ガスが安定的に得られていない。第二に，１段目既燃ガスと２段目予混合気のミキシング不足である。

3.4 燃焼器構造の変更

先に挙げた問題を解決するために，燃焼器構造の変更を行った。変更にあたって，設計条件における燃焼器入口温度を 700K とした。変更後の燃焼器を Fig.11 に示す。単純サイクル用燃焼器を，再生サイクルに導入するためには，燃焼領域に流入する空気流量を減らし，希釈領域に流入する空気流量を増やす必要があった。そこで，1段目混合気噴射スリットの長さを半分にし，希釈空気孔の数を増やすことで，空気流量配分を 1 段目燃焼：2 段目燃焼：希釈空気孔＝1：1：6.2 とした。また，1段目既燃ガスと 2 段目予混合気のミキシング不足改善のため，2段目ノズルについて，予混合気を半径方向に噴射する形状に変更した。燃焼器変更後に行った運転試験の結果を Fig.12 に示す。修正後の運転試験では,燃焼器出口温度とタービン入口温度の逆転は見られなかった。1 段目燃焼の当量比は，変更前 0.5 から変更後は 0.6 となった。1 段目燃焼の安定化と 1 段目と 2 段目のミキシングの改善によって，未燃ガスの発生が抑えられたと考えられる。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

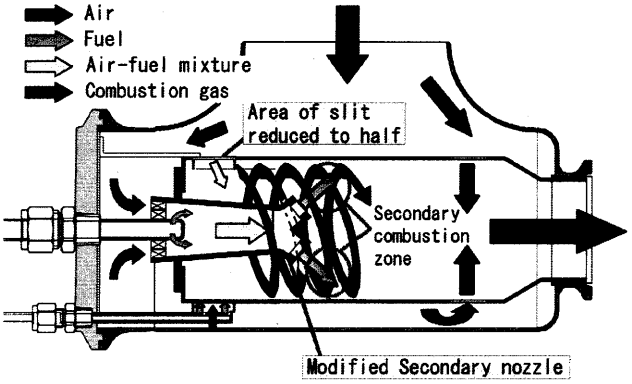


Fig.11 Modification of the combustor

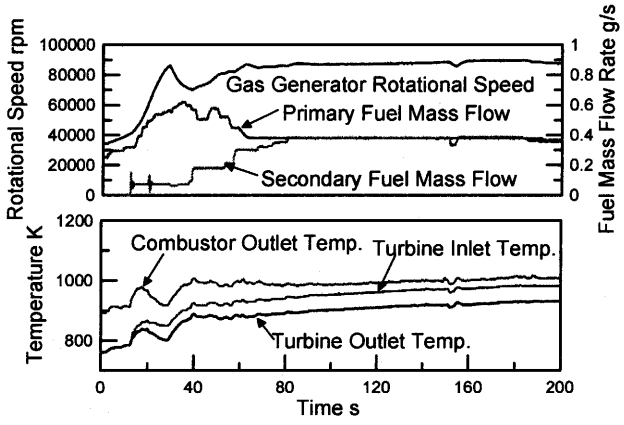


Fig.12 Result of running test after modification of combustor

3.5　1段目に対する2段目燃料供給割合に関する検討

前述の運転試験において，燃焼器入口温度が設計条件である700Kより，80～100K高く，燃料流量および全体当量比は当初の予測よりも小さいことが判明した。1段目燃料を減少させて，2段目燃料を増加させると、1段目燃焼の当量比が保炎限界当量比以下になり消炎し，MGTが停止するという問題が生じた。そこで，消炎を起こさずに運転するために，1段目と2段目の燃料供給割合について検討した。

始めに，1段目燃料のみを用いて運転試験を行い，MGTの定常特性を調査した。1kWから7kWまで1kW毎に運転試験を行った際の，定常状態における燃焼器入口および出口温度をFig.13に，全体当量比および1段目燃焼の当量比をFig.14に示す。燃焼器入口温度は780～800Kであり，燃焼器出口温度は負荷と共に大きくなり，1000～1100Kの範囲である。当量比は，2kWにおいて最小であり，負荷と共に大きくなる。全体当量比は2kWにおいて約0.09であり，7kWにおいて約0.13である。1段目燃焼の当量比は，2kWにおいて約0.71であり，7kWにおいて約1.04である。

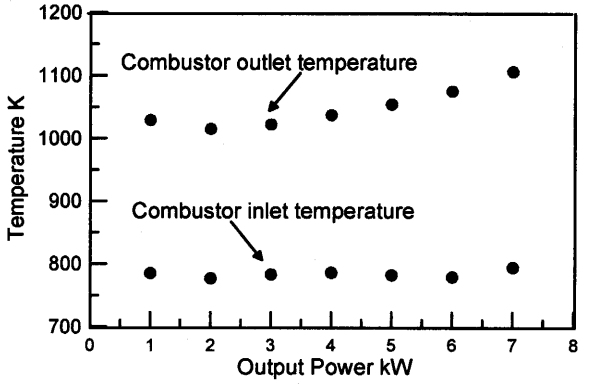


Fig.13 Steady state characteristics of MGT (Combustor inlet and outlet temperature)

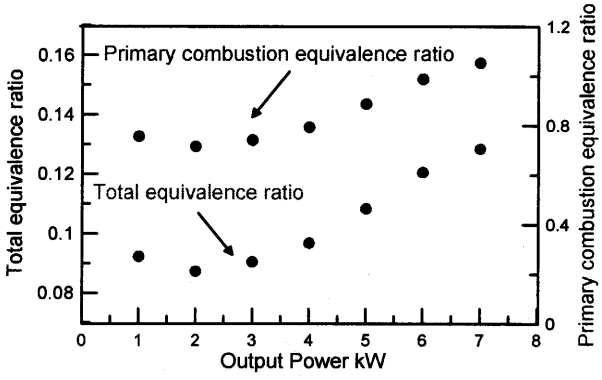


Fig.14 Steady state characteristics of MGT (Equivalence ratio and primary combustion equivalence ratio)

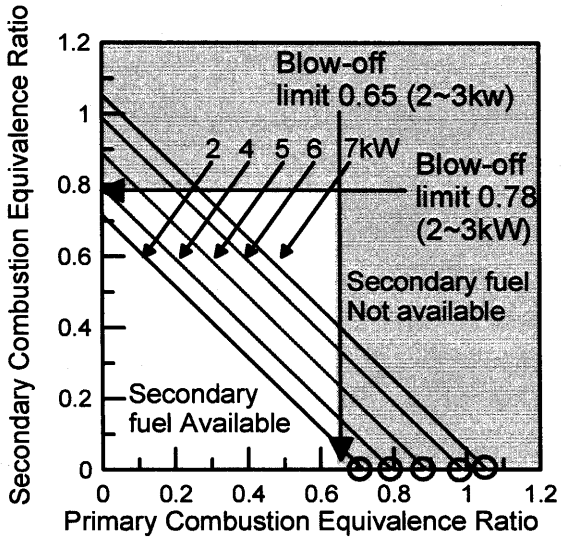


Fig.15 MGT operation map for equivalence ratio

次に，燃焼器をMGTに設置した状態において，保炎限界当量比の調査を行った。燃料流量を一定に保持し，MGTに与える負荷を徐々に増加させた際に，消炎が起こり，MGTが停止した時点での当量比を保炎限界当量比とした。保炎限界当量比は，1段目燃焼では，空気流量130g/s（3kW相当）において0.65，2段目燃焼では，120g/s（2kW相当）において0.78であった。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

運転試験より得た定常状態における1段目燃焼の当量比と保炎限界試験の結果より，1段目および2段目燃料の供給割合を変えた際の，各燃焼領域における当量比の推移を出力ごとにFig.15に示す。1段目および2段目燃焼の保炎限界当量比を境として，運転可能な領域と不可能な領域に分けられる。図に示した保炎限界当量比は2～3kWにおける値であり，対応する2kWにおける当量比の推移と比較すると，運転可能な範囲は1段目燃焼の当量比が0.7～0.65，2段目燃焼の当量比が0～0.05までの狭い範囲である。よって，1段目と2段目の燃料供給割合は最大でも1段目：2段目＝13：1であり，2段目燃料供給量は1段目燃料に対して，わずかな量である。

また，保炎限界当量比は，負荷が大きくなり空気流量が増加すると,より高当量比側に移行すると考えられる。したがって，負荷の大きい場合においても，2段目燃料を1段目燃料と併用できる範囲が狭いことが予想される。

1段目燃料として都市ガスやメタンガス,2段目燃料として低カロリーガス燃料の使用を考えているため，2段目燃料の使用可能範囲が狭いことは，低カロリーガス燃料を有効に利用できないことを意味している。

2段目燃料使用可能な範囲を拡大する方法として，定常運転における当量比を増加させることが考えられる。しかし，当量比増加は，NOx排出量増加が予想される。

4．結言

本研究では,低カロリーガス燃料対応ＭＧＴ発電システムの構築を行った。先行して開発した燃焼器の問題点を踏まえて，燃焼器構造変更を行いＭＧＴシステムへ導入した。定常状態における1段目燃焼の当量比および保炎限界当量比より，2段目燃料を利用できる範囲が狭いことが判明した。当研究室では，燃焼器開発を継続して行っており[3)]，二段目予混合気投入法を一段目既燃ガスに対し軸方向から垂直方向へ変化させ，更にジェットに旋回成分を加えた予混合気噴射ノズルを新たに提案し，試作したモデル燃焼器において燃焼効率，保炎性能の改善が確認された。1段目と2段目燃料を併用して運転可能な範囲を広げるために，新たに作成した燃焼器をＭＧＴに適用することを予定している。燃焼器導入後には，様々な低カロリーガス燃料を用いて運転試験を行い，燃料の熱量及び組成がＭＧＴに与える影響を検討する計画である。

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，航空宇宙技術研究所　林茂氏に謝意を表する。

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
2) 岩本厚，金子智彦，山田秀志，林茂，金子成彦，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，第32回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2004, pp.71-76.
3) 足立貞雅，岩本厚，山田秀志，林茂，金子成彦，山崎由大，筒状火炎の既燃ガス中に予混合気を噴射するＭＧＴ用燃焼器の開発，第33回ガスタービン定期講演会　発表予定, 2005

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－2

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２報：蒸気噴射による性能改善効果と安定運転限界－

*土屋　利明（東京電力），岡本正範（東京電力），井上梅夫（タクマ），望月健一郎（タクマ）

Improvement of Micro Gas Turbine Performance by Steam Injection

*Toshiaki Tsuchiya(TEPCO),Masanori Okamoto(TEPCO), Umeo Inoue(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 power output, thermal efficiency, and emissions are improved substantially by the steam injection. The stable operation of micro gas turbine has been confirmed under various operational conditions 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。著者らは、第１報 [1] で、実機 MGT(Capstone 60kW 機)を用いて実際に吸気空気流量の６%までの蒸気噴射を行い、蒸気噴射による性能改善効果と安定運転性を実証した成果について報告した。そして、この結果を踏まえて、熱電可変型マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの提案 [2] を行った。本報では、より広範囲のデータに基づき、蒸気噴射による性能改善効果を報告し、蒸気噴射量の限界と安定運転性や排ガス特性について報告する。

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

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

併せ持つインバータ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

2004 年度末現在、MGT の国内導入実績としては、累計約 680 台、40,000kW 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[3)-5)]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焼ガスを発生させる。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

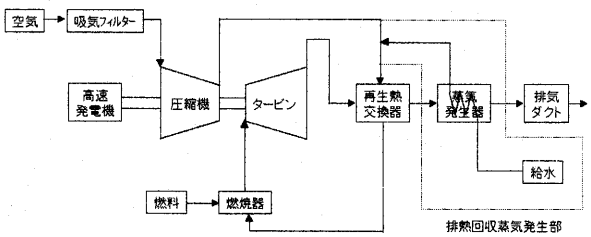


Figure 1 MGT Steam Injection System with Heat Recovery Steam Generator

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。

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

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

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

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。

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　定格出力 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。使用した燃料は都市ガス 13A 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、タービン出口ガス温度、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）を基に行った。本試験で使用したCapstone C60（定格出力 60kW）の定格運転時の吸気量は、約 1,500kg/h である。使用したボイラーの仕様(Table 1) より、定格運転条件では、吸込空気流量の 13%程度までの蒸気噴射試験が可能である。

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 0.40MPa 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 7℃、16℃、25℃、32℃の4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。例えば、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。吸込空気温度が 20℃以上（25℃及び 32℃）の場合、発電出力が定格 60kW より低いため、数%の少量の蒸気噴射率で、定格 60kW まで上昇し、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（7℃及び 16℃）では、元々定格出力 60kW が出ている為、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では、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。したがって、蒸気噴射を行う場合にも、全く異なる制御となる。蒸気噴射を行う場合、従来の小型ガスタービンでは、回転数一定で運転している為、タービンノズルを可変構造にするか或は、圧縮機吐出空気をブリードする必要がある。一方、マイクロガスタービンでは、蒸気噴射量に応じて、回転数を下げることにより、空気

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

流量を減少させる様な制御が自動的に行われるため、特別な対策を講じることなく蒸気噴射が可能となる。

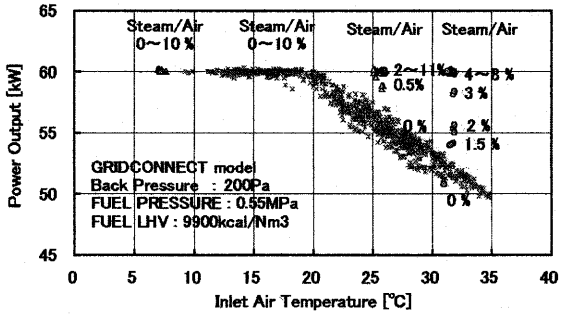


Fig.2 Effect of Steam Injection on Power Output

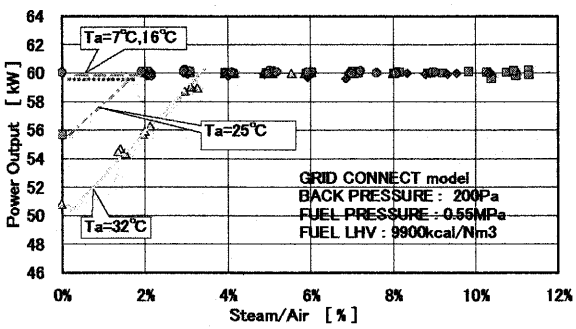


Fig. 3 Effect of Steam Injection on Power Output

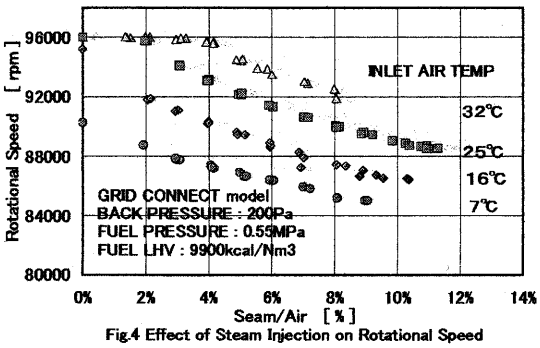


Fig.4 Effect of Steam Injection on Rotational Speed

（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7℃、16℃、25℃、32℃の4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示されている。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。

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7℃、16℃、25℃、32℃の4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示されている。蒸気噴射率の増加と共に発電効率は上昇を続けるが、効率上昇の割合は、蒸気噴射量が増加するに従い小さくなっていく傾向にあることが分かる。

6.2 蒸気噴射量と性能改善効果の関係

（1）蒸気噴射率と発電出力上昇量の関係

発電出力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7℃、

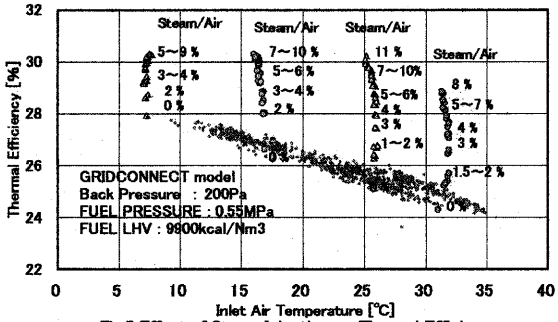


Fig.5 Effect of Steam Injection on Thermal Efficiency

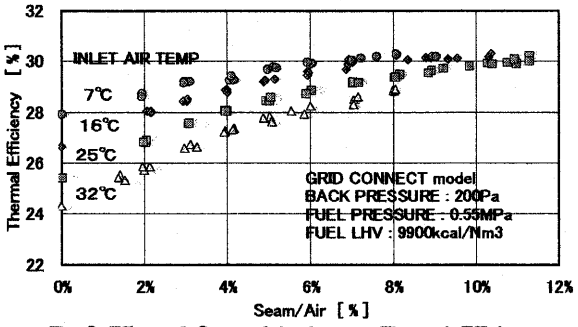


Fig. 6 Effect of Steam Injection on Thermal Efficiency

16℃、25℃、32℃の4ケースについて図7に示されている。吸込空気温度が20℃以下（7℃、および16℃）では、定格出力60kWが出ている為、蒸気噴射しても出力は全く上昇しない。一方、吸込空気温度が20℃以上（25℃及び32℃）では、定格出力60kWより低い出力しか出ていない為、数%の蒸気噴射により出力が定格60kWまで上昇する。例えば、吸気温度25℃の場合は、定格より約5kW（8%）出力低下して運転しているが、吸込空気流量の約2%の蒸気を噴射することにより、定格出力（60kW）まで改善させる事が可能になる。吸込空気温度32℃の場合は、定格より約10kW（17%）も出力低下してしまうが、吸込空気流量の4%程の蒸気を噴射する事により、定格出力まで改善させる事が出来る。

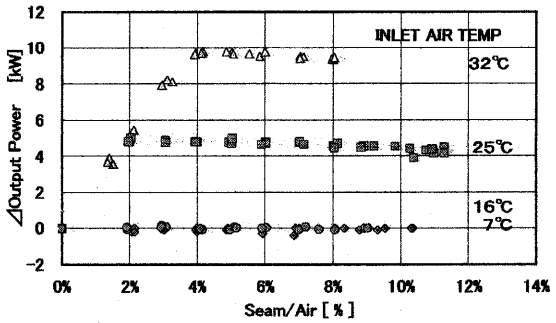


Fig. 7 Effect of Steam Injection on Output Power Increase

（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の関係が、吸込空気温度7℃、16℃、25℃、32℃の4ケースについて、図8に示されている。この図から分かる様に、蒸気噴射率が6%程度までは、発電効率上昇量は、蒸気噴射率に

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

対して、ほぼ比例して増加するが、蒸気噴射量がこれ以上増加すると、徐々に効率上昇量が小さくなっていく傾向にある。また、吸込空気温度が高いほど、蒸気噴射による発電効率上昇量は大きくなる傾向にあることがわかる。つまり、年間を通じてどの季節でも、蒸気噴射により発電効率は上昇するが、冬季より夏季の方が、より大きな効率改善効果が得られることになる。具体的には、蒸気噴射率 6%（吸込空気流量の 6%の蒸気を噴射）の場合、冬季（吸込空気温度 7℃）では 2%ポイント、夏季（吸込空気温度 32℃）では 4%ポイント、蒸気噴射により発電効率を上昇させることが出来る。噴射する蒸気量をさらに増加させると、発電効率はさらに上昇を続けるが、上昇量は、徐々に鈍化してくる傾向にある。例えば、蒸気噴射率を 10%まで増やした場合では、発電効率上昇量は、冬季（吸込空気温度 7℃）で 2.5%ポイント程度、夏季（吸込空気温度 32℃）で 5%ポイント程度である。

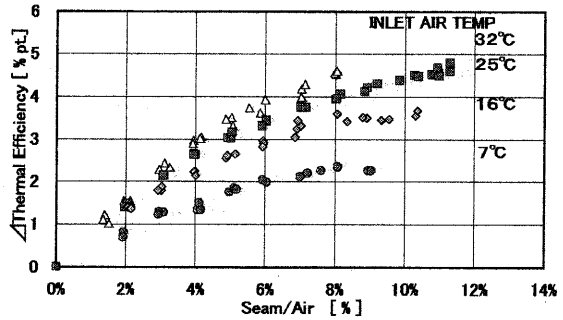


Fig. 8 Effect of Steam Injection on Efficiency Increase

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 25℃の場合の蒸気噴射率と回転数の関係を図 9 に示す。蒸気噴射率 2%までは、回転数は一定であるが、蒸気噴射率が 2%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 10 に示されている。この図に示される様に、蒸気噴射率 2%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 2%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。

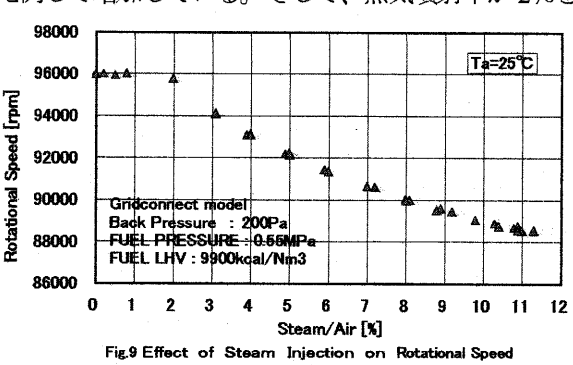


Fig.9 Effect of Steam Injection on Rotational Speed

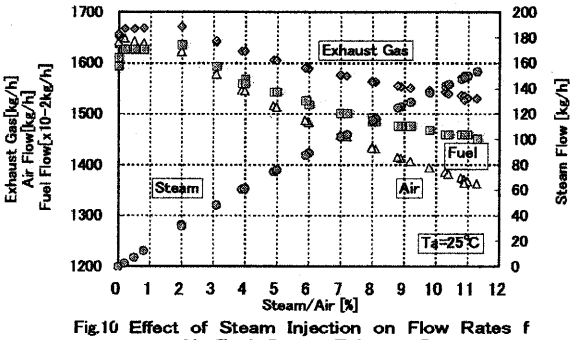


Fig.10 Effect of Steam Injection on Flow Rates for Air, Fuel, Steam, Exhaust Gas

6.4 蒸気噴射率と排気ガス温度、タービン出口ガス温度の関係

蒸気噴射率と排気ガス温度（再生器出口ガス温度）及びタービン出口ガス温度の関係が図 11 に示されている。排気ガス温度（再生器出口ガス温度）は、吸込空気温度と蒸気噴射量によって異なる挙動をとり、回転数とほぼ同じ傾向を示していることがわかる。蒸気を噴射しても回転数一定で運転を続ける条件（吸込空気温度 32℃で蒸気噴射率 0-4%の場合及び吸込空気温度 25℃で蒸気噴射率 0-2%の場合）では、排気ガス温度（再生器出口ガス温度）も一定のままである。これに対して、蒸気を噴射すると回転数を下げて運転を続ける様に制御が働く条件では、蒸気噴射量の増加と共に、排気ガス温度（再生器出口ガス温度）も下がっていく傾向を示している。一方、タービン出口ガス温度（再生器入口ガス温度）については、図１１に対応するすべての運転条件で一定（635℃）であった。吸込空気温度 32℃の場合、　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、回転数が低下したこと及び再生器内で、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。

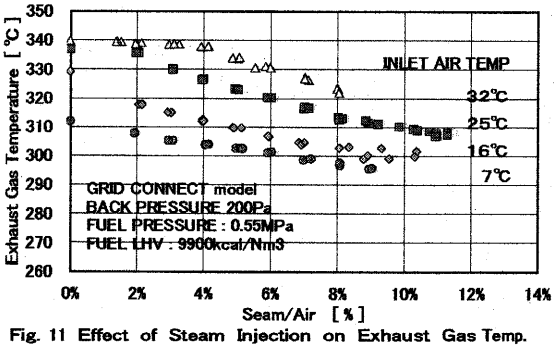


Fig. 11 Effect of Steam Injection on Exhaust Gas Temp.

6.5 蒸気噴射率と排ガス成分、安定運転限界の関係

吸込空気温度 25℃で定格運転中の、蒸気噴射率と排ガス組成の分析結果を図 12 に示す。蒸気噴射率が 0%

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

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、蒸気噴射率6%程度までは、排出量は数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。ただし、蒸気噴射率が6%を越えると、未燃ガス成分（特にCO発生量）の増加が顕著になってくる。例えば、図12に示した吸込空気温度25℃の場合は、蒸気噴射率8%の時、CO発生量は10-20ppmに、そして、蒸気噴射率10%では、CO発生量は40ppm程度と増加していく。そして、蒸気噴射率が10%を超えると、CO発生量は急増し、蒸気噴射率11%では100ppmを超えるCO発生量が計測されている。さらに、これと同時に、発電出力や排気ガス成分分析値が変動する等の不安定な運転挙動を示し始める。吸気温度が異なる他の運転条件の場合も、概ね同様の挙動を示し、さらに蒸気噴射率を増加させると、時には、失火しトリップする場合も発生した。したがって、安定運転性確保における蒸気噴射率の限界を見極める上で、排ガス組成中の未燃ガス成分（特にCO発生量）の急増する条件が、どこまで蒸気を噴射することが出来るかの目安になるものと考えられる。

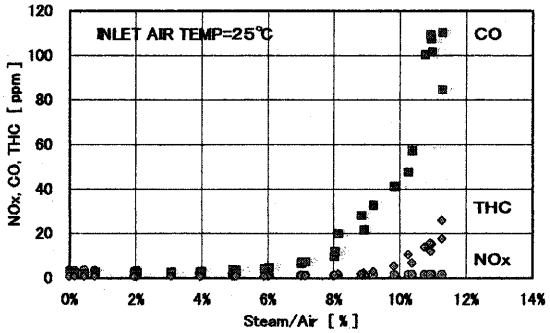


Fig. 12 Effect of Steam Injection on Emissions

7．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、定格 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0～12%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実証した。
- 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を越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の増加と共に増加する。ただし、蒸気噴射による発電効率改善効果は、吸込空気温度や噴射する蒸気の量により異なる値を示す。蒸気噴射率6%程度までは、発電効率は蒸気噴射率にほぼ比例して増加するが、蒸気噴射率がこれ以上増加すると、徐々に効率上昇量が小さくなっていく傾向にある。また、吸込空気温度が高いほど、蒸気噴射による発電効率上昇量は大きい傾向にある。例えば、蒸気噴射率6%の条件では、吸込空気温度7℃、16℃、25℃、32℃の各々の運転条件における蒸気噴射による発電効率上昇量は、各々、2%ポイント、3%ポイント、3.5%ポイント、4%ポイント程度である。
- 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。ただし、蒸気噴射率が6%を越えると、未燃ガス成分（特にCO発生量）の増加が顕著になってくる。蒸気噴射率11%では、100ppmを越えるCOが発生し、同時に、発電出力や排ガス分析値が変動する等の不安定な運転を示し始める。安定運転における、蒸気噴射率の限界を見極める上で、排ガス組成中の未燃ガス成分（特にCO発生量）の急増する条件が、どこまで蒸気噴射することが出来るのかの目安になるものと考えられる。

参考文献

1)土屋他「蒸気噴射によるマイクロガスタービンの性能改善果に関する研究」第３２回ガスタービン定期講演会講演論文集、日本ガスタービン学会(2004年10月)

2)「New Concept of a Micro Gas Turbine based Co-Generation Package for Performance Improvement in Practical Use」Proceedings of the International Conference on Power Engineering 2005 (ICOPE2005), April5-7,2005,Chicago,USA.

3) 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.

4) 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

5)「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 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−3

マイクロセラミックガスタービンの試験運転

壹岐　典彦（産総研），*李　允煥（産総研），吉田　博夫（産総研），袖岡　賢（産総研），
井上　貴博（産総研），松沼　孝幸（産総研），鈴木　雅人（産総研），江原　拓未（元産総研）

Test Operation of Micro Ceramic Gas Turbine

Norihiko IKI(AIST), *Yoonhwan Lee(AIST), Hiro Yoshida(AIST), Satoshi Sodeoka(AIST),
Takahiro Inoue(AIST), Takayuki Matsunuma(AIST), Masato Suzuki(AIST), Takumi Ebara(AIST)

ABSTRACT

A series of operation tests of a micro ceramic gas turbine has been successfully carried out. The baseline machine is a small turbojet engine (J-850, Sophia Precision, Co., Ltd.) with a centrifugal compressor and a radial turbine. Inconel 713C alloy turbine rotor was replaced into a ceramic rotor (SN-235, Kyocera Corporation). The Inconel turbine nozzle and casing were replaced into the ceramic parts (SN-01, Otsuka Ceramics Co., Ltd.). The ceramic nozzle and case is supported by metal parts.

Through the tests with ceramic nozzle, it transpired that one of the key technologies to develop ceramic gas turbines is the design of the interface between the ceramic components and the metallic components, because the difference between the coefficient of linear thermal expansion of ceramic and metal produces large thermal stress at their interface at the high temperature condition. A metal ring spring was inserted at the interface between ceramic and metal. This engine operated for 65minitues at the condition that the turbine inlet temperature was over 1000℃.

Key words: Micro Gas Turbine, Jet Engine, Ceramic Component, Test Operation

1．はじめに

マイクロガスタービンはコージェネレーションシステムなどに用いられており，分散型エネルギーシステムを構築する上では，重要な構成要素といえよう。しかし，排気ガスがクリーンである点，多種燃料への対応が可能な点，高温の排気ガスが得られる点などのすぐれた特徴があるにもかかわらず，ディーゼルエンジンなどに比べて発電効率が低く，その普及のペースは当初期待されたよりも遅い。しかし土屋ら[1]の検討結果より，マイクロガスタービンは発電効率が 35%を超えると，その経済性がディーゼルエンジンなどと遜色ないレベルまで改善されるものと期待される。

一方，ニューサンシャイン計画では，100kW 級，300kW 級のセラミックガスタービンを開発し，マイクロガスタービン相当の小型ガスタービンでもセラミック化することで，発電効率 40%を超えることを実証した。しかし，セラミック化したガスタービンは量産化しない限り，コストが高く，逆に市場での信頼を得なければ量産できず，その普及は難しい。さてセラミック材料は体積が小さくなればなるほど欠陥が含まれる確率が低くなり，その分だけ信頼性が向上する。そこで，目標の発電効率を 35%とすることで，セラミック部品の使用を最小限にとどめ，信頼性を実証して，セラミックガスタービンの普及への道筋をつけることができないかと考え，マイクロセラミックガスタービンを試作・運転に取り組んでいる[2)~4)]。本報では，マイクロセラミックガスタービンの概要および試験運転の様子を報告する。

2．実験装置および方法

2.1　ベースエンジン

マイクロセラミックガスタービンの試作に当たり，ソフィアプレシジョン製 J-850 ジェットエンジンをベースエンジンとした。このような小型ジェットエンジンはもともと模型飛行機用のターボジ

Table 1　Specifications of baseline J-850 engine

Compressor	Single centrifugal
Turbine	Single radial
Combustion chamber	Annular
Maximum thrust	8.0 kgf (17.6 lbs)
Maximum rotor speed	130,000 rpm
Maximum airflow	0.15 kg/sec
Pressure ratio	2.70
Maximum exhaust gas temperature	800 °C (1,472 °F)
Full Throttle Exhaust Gas Temperature	750 °C (1,382 °F)
Law Throttle Exhaust Gas Temperature	450 °C (842 °F)
Maximum Fuel Consumption	270 cc/min
Ignition	Glow ignition

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

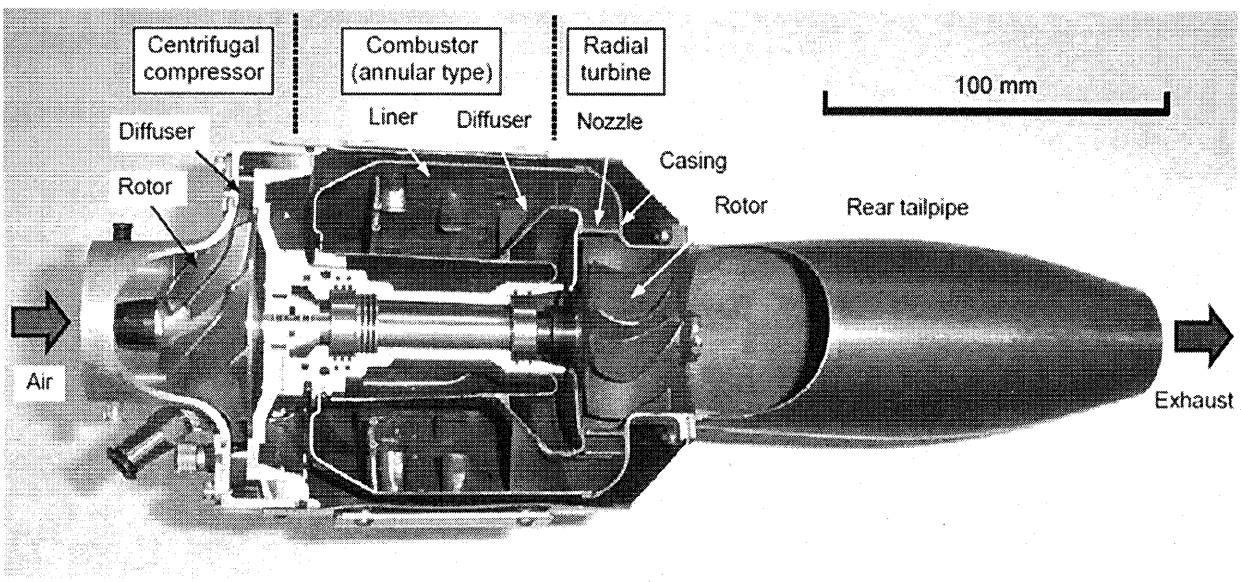
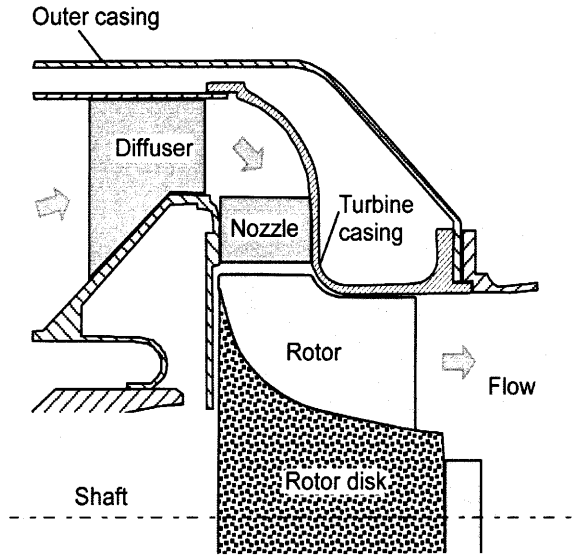
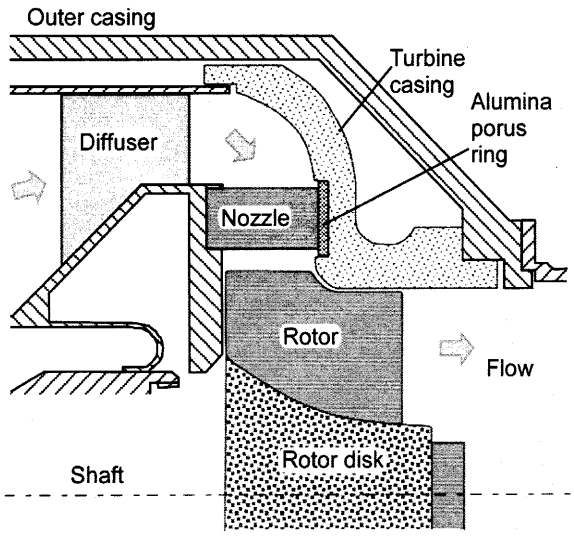


Fig. 1 Baseline Engine J-850



(a) Original



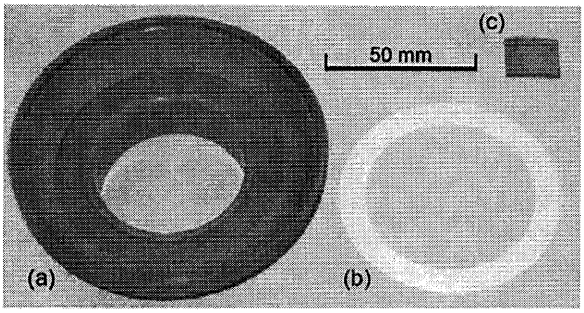
(b) Ceramic Rotor and Ceramic Nozzle

Fig.2 Structure of Radial turbine

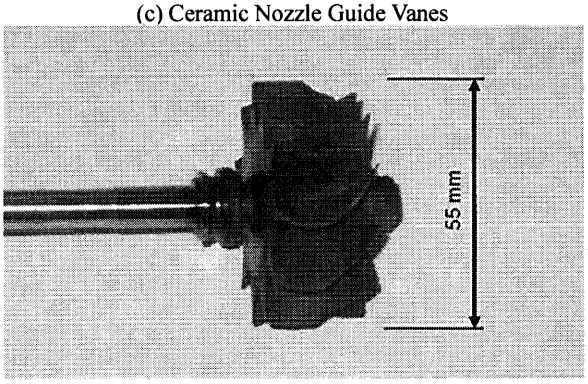
Table 2 Mechanical properties of ceramics (Room temperature)

	SN-235	SN-01
Density	3.25 g cm^{-3}	3.20 g cm^{-3}
Vickers hardness (at 9.807 N)	14.5 GPa	---
Strength (4-point bending test)	921 MPa	---
Young's modulus	304 GPa	294 GPa
Poisson's ratio	0.28	0.28
Fracture toughness (SEPB)*	6.4 MPa $m^{0.5}$	---

* Single-Edge Precracked Beam method



(a) Nozzle Casing (b) Alumina Porous Plate
(c) Ceramic Nozzle Guide Vanes



(d) Turbine Rotor

Fig.3 Ceramic Components

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ェットエンジンとして開発されたものであるが，教育や研究目的でも使用されている[5~8]。Fig.1 に本エンジンのカットモデルの写真を，Table 1 にその仕様を示す。本エンジンは遠心圧縮機，アニュラ燃焼器，ラジアルタービンから構成される。発電モーターはなく，圧縮空気を遠心圧縮機インペラに当ててタービン軸を回転させて起動する。ラジアルタービン部分のケーシング，ローター，ノズルはインコネル 713 合金で，融点は 1260℃である。タービン軸の 2 個のセラミックボールベアリングで支えられており，潤滑油で強制潤滑されている。燃料はジェットエンジンのベアリングハウジング周上に設けられた内径約 0.2mm の噴孔 10 個から燃焼室内に供給され，グロープラグにより点火される。

2.2 試作マイクロセラミックガスタービン

ラジアルタービンのローターに京セラ製窒化珪素 SN-235 を採用し，ノズル，ケーシングに大塚セラミック製窒化珪素 SN-01 を採用した。その機械特性は Table 2 に示した。セラミックと金属では線膨張係数が大きく異なり，組み合わせ方によっては大きな熱応力が発生する。またセラミック部品は圧縮には強いが，引っ張りや曲げには必ずしも強くないため，設計に工夫が必要である。Fig.2 にエンジンのノズル部分の構造を示し，Fig.3 に使用したセラミック部品を示す。ベースエンジンでは Fig.2(a)のようにケーシングとノズルガイドベーンが一体となっているが，一体型でセラミック部品を製造することは試作が困難であり，コストが高くなるため，Fig.2(b)，Fig.3 に示すように試作エンジンではベーンとケーシングを分離した。ディフューザーの出口側に後部に溝を掘ってベーンの片側をはめ込み，他方をケーシングで押さえつけて固定した[9]。ベーンとケーシングの間に多孔質のアルミナリングを挿んだ。この構造が熱応力に対して十分な設計かどうか，試運転で確認できる。ベーンをはめ込み型としてケーシングと分離したことにより，試作段階ではベーンの交換や取り付け角度の変更が自由に行え，開発コストを抑えることができる。またベースエンジンに比べて試作エンジンでは外側の金属ケースが厚肉になっている。

2.3 試験運転方法

燃料にはソフィアジェット燃料（灯油 70%，ガソリン 30%，密度 0.773g/cm^3，低位発熱量 46.6MJ/kg）を用いた。ただし，本エンジンの燃料噴射弁は起動時に相当する燃料流量では微粒化が不完全で噴霧粒子径が大きくなるため[10]，点火時には燃焼器内で燃焼が完了せず，火炎がテールパイプより観察される。その後 90,000rpm 程度まで回転数をあげてエンジンを安定させてから，試験条件にエンジンを合わせていく。

セラミックローターをベースエンジンに取り付けた試験，セラミックローターとセラミックタービンノズルを採用した試験，改良したセラミックタービンノズルを採用した試験を行った。

3．試験運転結果

3.1 セラミックローターのみ採用の場合

最初にローターのみセラミックにした運転を行った結果[3]，回転数を 110,000 から 140,000rpm まで上昇させることにより圧縮機の圧力比を 2.1 から 3.1 まで上昇できることが示された。このときタービン出口温度は 615 から 950℃となり，燃焼ガスがポリトロープ指数 1.3 で膨張したと仮定してタービン入口温度は約 770 から 1280℃に上昇するものと推測された。この条件でインコネルのタービンノズルガイドベーンの一部が溶融した。

3.2 セラミックローター，セラミックノズル採用の場合

耐熱性の向上ため，インコネル製のタービンノズルを Fig.2，Fig.3 のようなセラミック製としたことで，高温運転が可能になると期待された。一方，ノズルガイドベーンをはめ込み型にしたことで，この構造が試験運転に耐えられるかどうかが，課題であった。しかし，最初の始動において別の箇所にトラブルが発生した。Fig.4 のようにセラミックタービンノズルが 4 箇所破損しており，これはディフューザーの周方向の間隔にほぼ対応している。このことから，破損過程が推察された。まず，エンジン始動時の点火により急激に燃焼室内の温度が上昇し，ディフューザーの熱膨張により燃焼室内壁面に半径方向の外向きの力が加わる。一方，セラミックケーシングはさほど熱膨張しない。こ

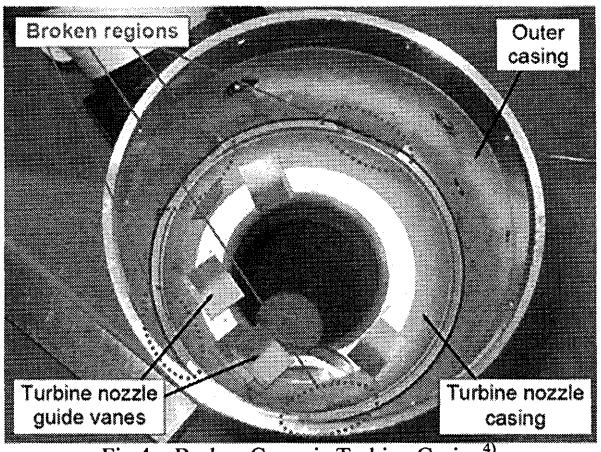


Fig.4 Broken Ceramic Turbine Casing[4]

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

のため，セラミックケーシングと燃焼器のはめ合い部分に大きな応力が加わり，破損したものと考えられる。セラミック部品と金属部品が接する部分での熱膨張の差をどのように取り扱うかが重要な課題であることが再確認された。

3.3 改良型セラミックノズル

上記の点から Fig.5 のように燃焼器壁が外側に，セラミックノズルが内側になってはめ合わせるように改良を行った [11]。この構造では温度上昇とともにはめ合わせ部分の隙間が大きくなる方向で熱膨張が起こるため，燃焼ガスがこの隙間から漏れ出す可能性がある。そこで，アルミナファイバーを緩衝剤として挿入することにした。ただし，アルミナファイバーは一度高温にするとバインダーが燃えて柔軟性が無くなるため，繰り返しの使用には耐えない。

この改良を施したエンジンで再度試験を行った。始動に問題はなく，回転数を上げていくことができたが，点火後 12 分 50 秒ほど経過したところで，異音があり排気とともに白いものが噴出するのが一瞬観察された。その後は異常なく，26 分後に停止させた。セラミックローターセラミックノズルに損傷はなく，アルミナファイバーのみ無くなっていた。アルミナファイバーの耐久性は当初想定していたより低いことがわかった。

このことから，始動・運転・停止を繰り返すためには，アルミナファイバー以外の緩衝剤が必要であり，そこで C 型断面を持つリング型の金属スプリングを用いることにした。

金属スプリングを組み込んで Fig.6 のように回転数 120,000rpm 前後に保持して試験運転を行った。その結果，無冷却で，タービン入口温度 1000℃以上（推定値）で 65 分間運転することができた。タ

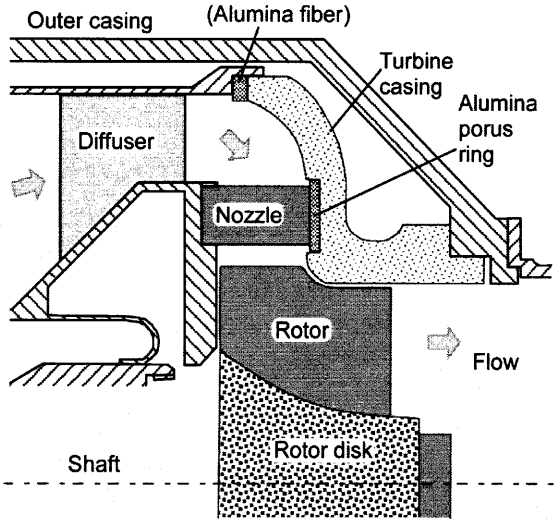


Fig.5 Improved Design of Turbine Casing

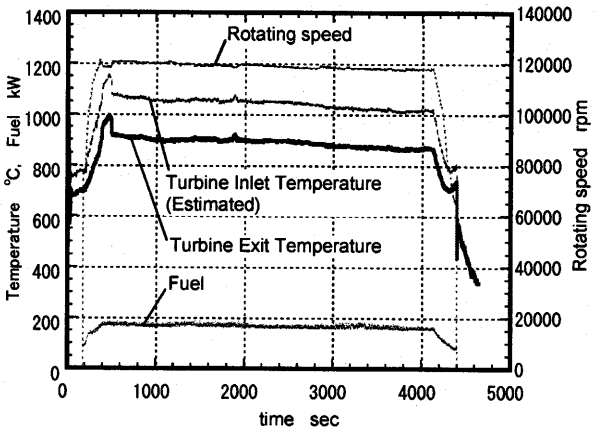


Fig.6 One Hour Operation

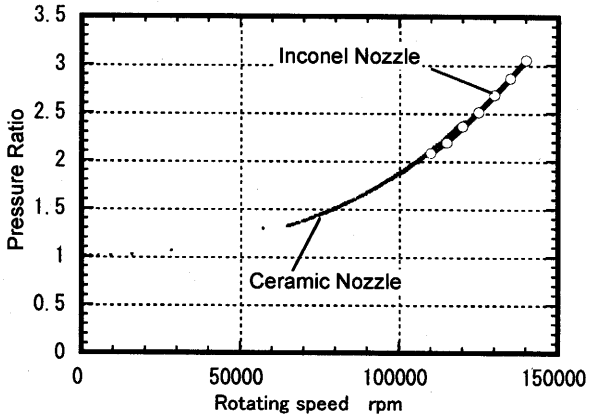


Fig.7 Pressure Ratio of Compressor

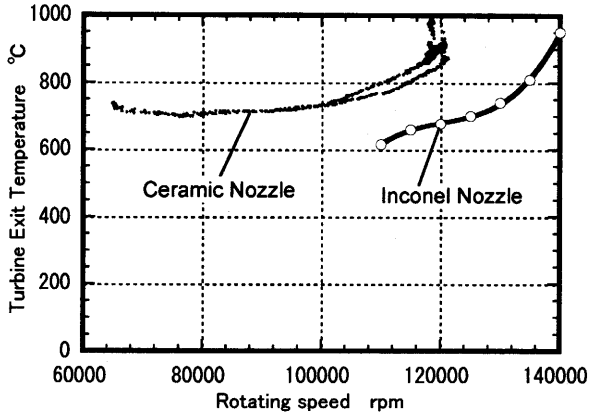


Fig.8 Turbine Exit Temperature

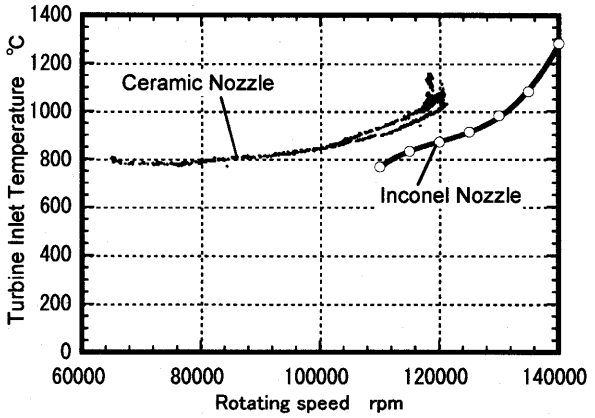


Fig.9 Turbine Inlet Temperature

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

ービン出口温度は熱電対 2 本で測定した値の平均で示した。ただし，熱電対の温度差が 70～80℃生じており，燃焼ガス温度に大きなムラがあることがわかった。タービン入口温度を R 型熱電対 2 本で計測したが，温度差が 200℃に達する場合もあり，測定位置では燃焼が完了していないことも想定されたため，タービン入口温度としてはポリトロープ指数を 1.3 としてタービン出口温度から推定した値を用いることにした。燃料による供給エネルギーの変化に対して，回転数や特にタービン出口温度は過渡的な変動が大きい。

セラミックタービンノズルの場合とセラミックローターでインコネルのタービンノズルの場合を比較した。圧縮機の圧力比は Fig.7 のようにセラミックノズルとインコネルノズルで差は見られない。これに対してタービン出口温度タービン入口温度は Fig.8，Fig.9 のようにセラミックノズルの方が 100℃以上高い。

推力は回転数に対して Fig.10 のようにセラミックノズルの方がわずかに高めであるが，差はわずかで有意な差とは言い難い。供給燃料のエネルギーは Fig.11 のように明らかにセラミックノズルの場合が多くなっている。供給燃料のエネルギーに対して発生した推力は Fig.12 のようにインコネルノズルの方が大きく，セラミックノズルの方が小さくなっている。また Fig.13 のようにセラミックノズルを採用したエンジンではリアテールパイプだけでなく，タービンノズルの外側のケーシングも赤熱しており，タービンノズル部分の放熱が少ないとは考えにくい。従ってタービン出口温度が高い主因はセラミックノズルの方が周囲への放熱が少なく熱損失が少ないことではなく，ラジアルタービンの効率が低いことだと考えられる。

試験終了後のエンジンを分解してみると，Fig.14 に示すようにセラミックノズルベーンを受けるアルミナ多孔質体のリングが割れたもののそれ以外の部分に損傷はなく，改良型セラミックノズルの構造でエンジン始動に問題がないことがわかった。

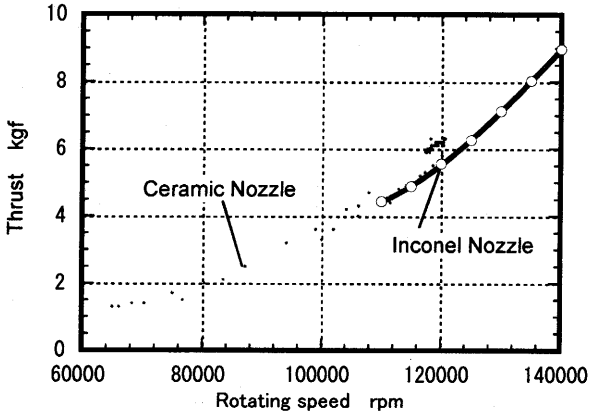


Fig.10 Thrust

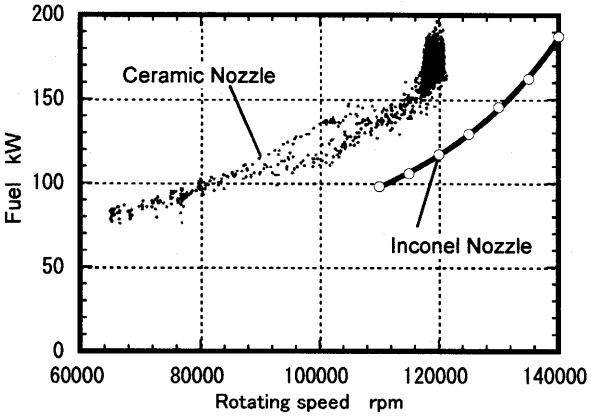


Fig.11 Fuel

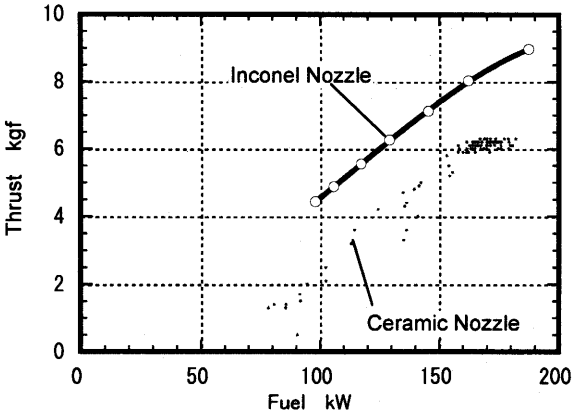
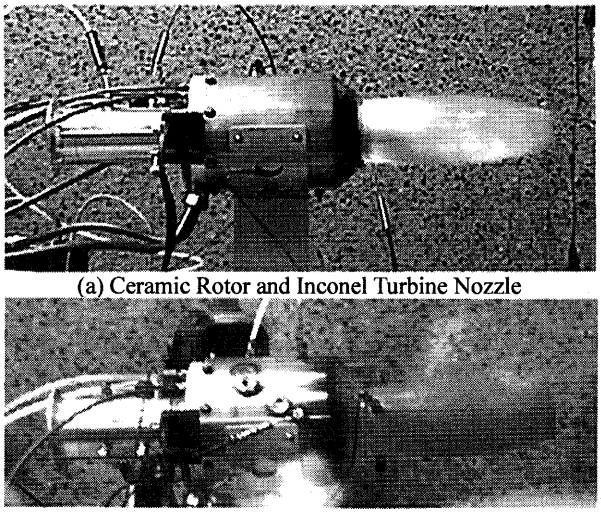


Fig.12 Fuel vs. Thrust

3.4 今後の課題

ラジアルタービン部分の効率改善も重要であるが，まず数時間以上の長時間運転試験を通して耐久性・信頼性を評価し，さらに問題点を抽出していく。特により高温での運転を行うため，タービンノズル部分の遮熱工夫をすると共に，その直前のディフューザー部分についても遮熱を行う。さ


(a) Ceramic Rotor and Inconel Turbine Nozzle

(b) Ceramic Rotor and Ceramic Turbine Nozzle

Fig.13 Glowing Rear Tail Pipe

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

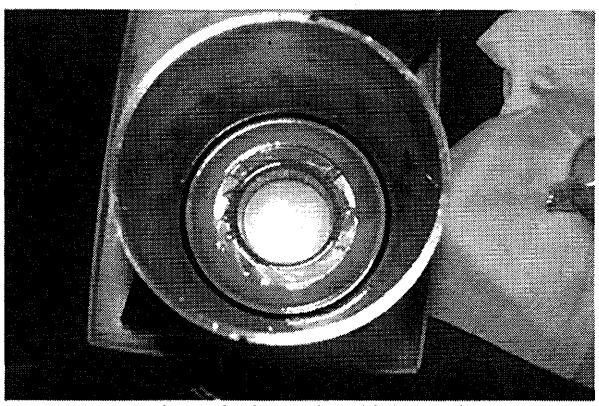
らに，圧縮機，燃焼器，タービン，セラミック材料といった各要素の性能改善の研究も同時に実施していく予定である。

4．まとめ

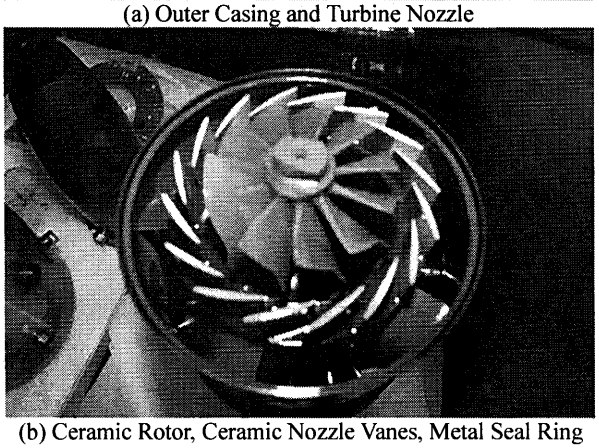
小型ジェットエンジンをベースとしてセラミックローターを組み込んだガスタービンを試作した。タービンノズルとガイドベーンを分離し，ベーンをはめ込み型とした構造を提案し，本構造のエンジンで，1000℃以上で 1 時間以上の運転が可能であることを示した。

参考文献

1) 土屋利明，外内裕子，岡本正範：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，第32 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2004) pp.237-242
2) 吉田博夫，松沼孝幸，壹岐典彦，秋宗淑雄：マイクロセラミックガスタービン，日本機械学会東北支部第 39 期秋季講演会,(2003)
3) Yoshida, H., Matsunuma, T., Iki, N., Akimune, Y., Hoya, H.: Micro Gas Turbine with Ceramic Rotor, ASME Paper GT-2004-53493 (2004)
4) Matsunuma, T., Yoshida, H., Iki, N., Ebara, T., Sodeoka, S., Inoue, T., Suzuki, M.: Micro Gas Turbine with Ceramic Nozzle and Rotor, ASME Paper GT-2005-68711 (2005)
5) 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.
6) 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.
7) 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).
8) 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.
9) 特願 2004-174972、ガスタービンのノズルベーン装置
10) 清水大輔，壹岐 典彦，江原拓未：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，第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2004) pp.113-118.
11) 特願 2004-247105、小形ジェットエンジンの燃焼筒とノズルケースとの連結構造



(a) Outer Casing and Turbine Nozzle



(b) Ceramic Rotor, Ceramic Nozzle Vanes, Metal Seal Ring and Diffuser

Fig.14 Inside of Ceramic Turbine Nozzle after the One-hour Test Operation

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－4

バーチャルジェットエンジンの開発

＊ 福山　佳孝，松下　政裕（宇宙航空研究開発機構）
横川　忠晴，原田　広史（物質・材料研究機構）

Development of a Virtual Jet Engine

*Yoshitaka FUKUYAMA, Masahiro MATSUSHITA(Japan Aerospace Exploration Agency),
Tadahiro YOKOKAWA, Hiroshi HARADA (National Institute for Materials Science)

ABSTRACT

Development of a Virtual Jet Engine (VJE) has been kicked off as one of the research activities of the "Clean Engine Project" of JAXA with strong corroborations to the "High Temperature Material 21 (HTM21) Project" of NIMS. The VJE is succeeding the basic idea of Virtual Turbine (VT) which has been developed in the HTM21 project to realize an automatic gas turbine design system for non-expert researchers and engineers and to evaluate the impact of new material and new cooling technology introduction to high-temperature gas turbine. However, the VJE is different from VT on the following points. 1) Target system is Aero-Engines (turbofan engine), 2) Requirement of performance analysis representing the "Flight". The overall VJE development work and the results of accuracy evaluation by using the test cell and real-flight records are reported here below.

Key words: Aero-engine, Design, Performance analysis, Software system, Benchmarking, New materials

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。

典型的な高温部品である高圧タービン翼は材料の融点を越える高温で高速の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、効果的な遮熱コーティングの適用と共に高性能な冷却構造と製造技術の開発が不可欠である。研究機関で実施されている要素技術開発でも実際のガスタービンにどの様に成果が反映され、全体システムとして効果が出るのかを把握した研究推進が求められる。

(独)物質・材料研究機構（NIMS）で1999年度から実施されてきた"新世紀耐熱材料プロジェクト（HTM21）"の中で著者らは(株)東芝、東京農工大学と協力して「仮想タービン」の開発を実施してきた[1],[2]。これは、発電用ガスタービン設計をMicrosoft Excel®にプログラムしたもので、高温ガスタービンに新材料を適用する効果（CO_2削減量）等を自動的に計算するシステムである[3]。ここには、1400℃級[4]、1700℃級[5]発電用ガスタービンの設計情報に基づき、高度数値解析により構築した空力[6]、冷却[7]、構造強度[8]等のデータベースを搭載し、実現可能なガスタービン構造決定と設計条件の性能評価を可能とした。

さて、2003年度に経済産業省の後援により、「環境適応型小型航空機」、「環境適応型小型エンジン」の２つの航空プロジェクトが始まった。これに対してJAXAは、今必要な技術を企業と共同研究開発する事、少し将来の環境性向上要素技術を先行開発する事を主目的として2004年度に"クリーンエンジンプロジェクト（CE）"をキックオフした。

航空機エンジンの直接的な環境規制対象はNO_xと騒音であるが、CO_2発生につながる燃料消費率は直接運航コストの主要要素であり、その削減はエンジンの価値を決めるとも言える重要点である。そこで、エンジンシステムをテーマとするCEプロジェクトは先進材料をテーマとするHTM21プロジェクトと協力して、エンジンコンセプトや材料を含む新しい技術開発のCO_2削減に対するインパクト評価を行えるツール、「バーチャルジェットエンジン」の開発に着手し、精度評価を実施したので以下報告する。

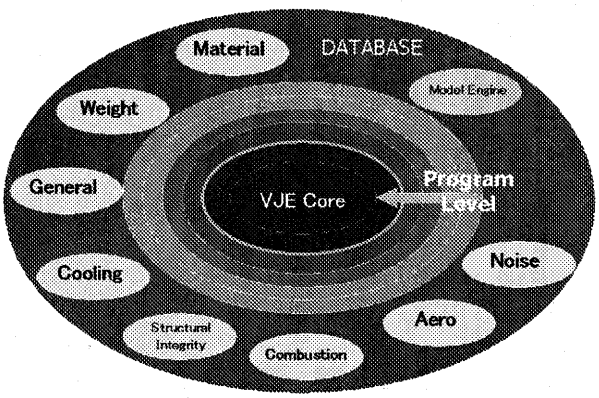


Fig.1 Virtual Jet Engine Concepts

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2．バーチャルジェットエンジンの概要

「バーチャルジェットエンジン（VJE)」は「仮想タービン」の考え方を航空機エンジンに適用し、専門家で無くともエンジンの簡易設計とフライト（運航）を模擬した性能評価が、必要な精度で簡便に実施できるシステムツールを目指している。さらに、このツールがエンジン高温部品周りの温度・圧力等の使用環境評価能力を持てば、エアライン等のユーザーや研究所が部品の損傷やトラブル時の解析評価能力を持つのに貢献できる。

図1にVJEの概念を示す。エンジンシステムの質量・エネルギ、一部のモジュールで運動量バランスを取る計算を実行するコア（VJE Core）部分に加えて、モデルエンジン、空力、冷却、構造強度、材料、燃焼、騒音等の外部データベースを持たせ、前記した環境因子の予測評価を可能とし、将来の拡張性を確保する。

「仮想タービン」との相違点は、解析対象が2軸以上のターボファンエンジンであり、設計点性能だけでなく、フライトに伴う性能変化をシミュレートできること。高速化のためコア部分をコンパイル言語化(Fortran90等)し、利用の利便性のためプログラムとデータランチャーにExcelを使用していることである。

3．バーチャルジェットエンジンの構成

3.1　ガスチャートと物性値

エンジン内状態量の計算にガスチャートを必要とする。VJEでは、Protheroが JANAF 表[9]から定めた比熱の4次多項式[10]に基づき、燃焼ガスを構成する5成分（N_2, O_2, Ar, H_2O, CO_2）を含む114種の単成分気体を取り扱えるものとした。気体の状態方程式ではRedlich-Kwongの2定数方程式も準備したが、ガスタービンでは1定数状態方程式で充分な精度である。

単成分気体の粘性係数と熱伝導率はLennard-Jonesポテンシャルの衝突直径と衝突積分に基づく理論解[10],[11]に基づいて計算し、混合気体の粘性係数には使いやすいWilkeの式[12]、熱伝導率にはLindsay- Bromleyの式[13]を採用した。

以上の計算値とNASAのデータ[14]を図2に比較する。計算条件はJet A1燃料、3ata、燃空比0.06で、実線がガスチャート、○がNASAデータで±5%の誤差範囲と共に示す。粘性係数、熱伝導率は2200Kまでで±5%以下、定圧比熱は2000K以下では±5%以下の誤差に入る。

3.2　国際標準大気

運航を模擬するため、高度による大気条件変化を必要とする。VJEでは乾燥状態に対してISA(International Standard Atmosphere)、MIL STD 210A[15]の定義を使用し、必要に応じ相対湿度を考慮した。

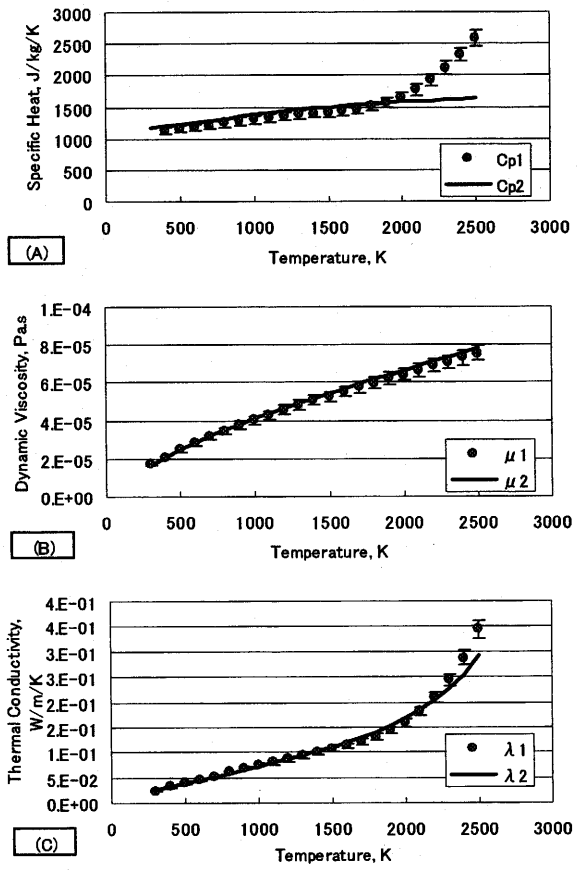


Fig.2 Comparison of Thermal Properties

3.3　システムツールの全体構成

図3にVJEの全体構成を示す。Level-1はユーザーが直接タッチする部分でここは解析結果の後処理の利便性からExcelを使用した。Level-2はコンパイル言語の解析処理制御部分でC++又はVisual Fortranで作成する予定である。VJEのコアはエンジンやガスタービンプラント構成に対応した質量・エネルギバランスと、現バージョンでは、タービン部分の平均径速度三角形計算を実行する部分で、前記ガスチャート等と共にFortran90によりモジュール構成に構築した。これらに付属するのが空力、冷却・シール、材料、モデルエンジン等のデータベースである。プログラムのモジュール化と外部データベースにより汎用性と拡張性を確保する考えである。

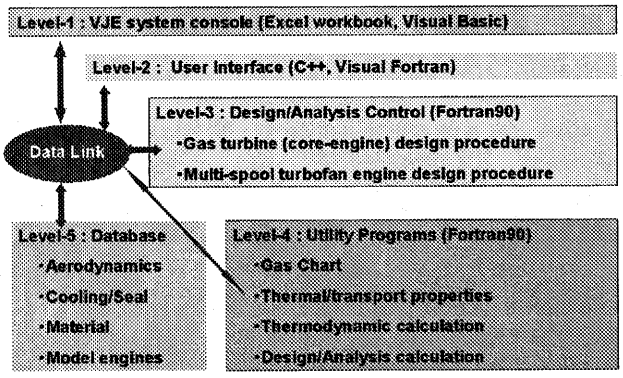


Fig.3 Virtual Jet Engine Structure

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

3.4　モデルエンジンの考え方

現 VJE は２軸型ターボファンエンジン（図４参照）を対象に構築した。バーチャルであっても評価精度はリアルな値が要求されるため、モデルエンジンと呼ぶ実機相当のエンジン設計パラメータデータベースを構築し搭載することとした。

国産民間航空機用エンジンは存在せず、設計を担当したメーカー以外がエンジン設計の詳細を知ることは無い。

VJE 精度に拘わるこの高いハードルは、今回、全日本空輸(株)（ANA）殿より地上試験運転及び運航データの提供を受けたことにより一部クリアでき、現在までに、CF6-93"相当(B747-400 用)と PW4000-112"相当(B777用)の２種のモデルエンジンを用意した。

3.5 モデルエンジンの設定

テストセルデータはエンジンが運用可能か否かを判断する物で、ある程度の温度・圧力計測量が揃っている。セル補正量として、PW4000 では、軸回転数 (N1, N2)、燃料流量(WF)、低圧圧縮機出口(PT25, TT25)、燃焼器入口(PT3)、低圧タービン出口(PT49, TT49)、スラスト(T)が、CF6 では、軸回転数（N1, N2)、燃料流量(WF)、低圧タービン入口(PT45)、低圧タービン温度(TT46)、スラスト(T)が報告されている。

これらの値と公表情報[16]等を使用して、エンジン定格運転条件を模擬したファン・各圧縮機圧力比と空力性能、燃焼器出口温度、タービン各段落の空力性能、負荷分担、反動度と冷却空気・シール量等を設定する。このエンジンをセル条件で運転した場合の性能を解析し、計測データと比較する。このプロセスを繰返して設計パラメータを決定し、空力性能や冷却空気量は固定値とした。

図５に CF6 エンジン（２台）のエンジンスラスト比（運転点/B6 定格点）に対する解析と計測値の比又は差で示す。本データ範囲は定格の 80～100%と若干狭いが、N1、N2 と WF の標準偏差は 1.5%以下、EGT は 5K 以下である。CF6 では圧縮機中間等の計測量が無く、エンジン毎の相違（ばらつき）もあるため、この段階では、これ以上の一致を目指しても無意味である。

さらに、現実のエンジン設計パラメータとここで予測された数値が完全に一致することは無いし、VJE の第１目的である要素技術の影響評価やコンセプト検討では絶対値よりも、相対的変化が必要な精度で予測できれば良い。重要評価関数は、CO_2削減技術では燃料消費率であろうし、部品環境では温度・応力であろうから、使用目的により必要とされる評価精度も異なるので、今後も、種々の条件で精度評価を継続する。

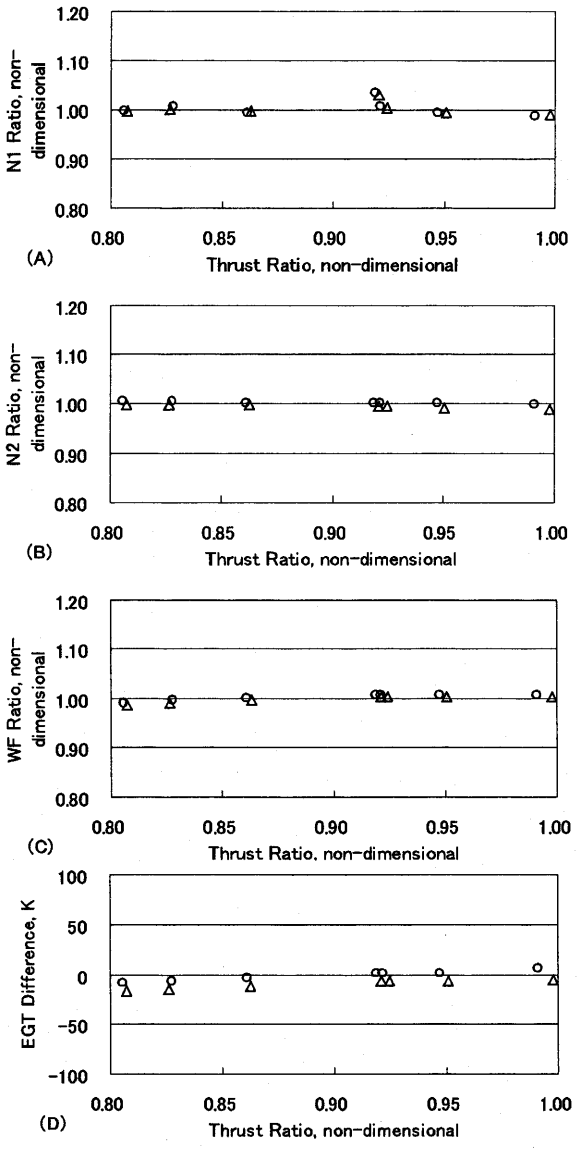


Fig.5 Comparison of VJE and Cell Measurements

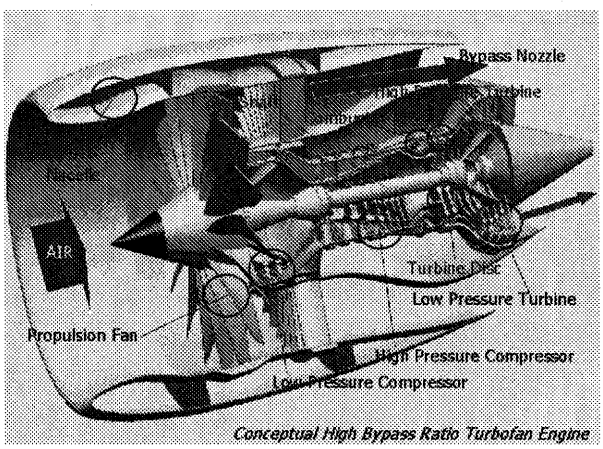


Fig.4 Structure of 2-Spool Turbofan Engine

CASE	Airport(from)	Airport(to)	Airframe	Engine	Distance km	Flight Time
GD1	FUKUOKA	HANEDA	B747-400D	CF6-80C2B1F	906	1h 21m
GI1	NARITA	PARIS	B747-400	CF6-80C2B1F	9930	12h 25m
PD1	HANEDA	ITAMI	B777-200	PW4074	445	1h 10m
PI1	NARITA	SHANGHI	B777-200	PW4077	1797	2h 41m

(Note) Flight time means the time with all the engines in operation.

Table.1 Flight Examples

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

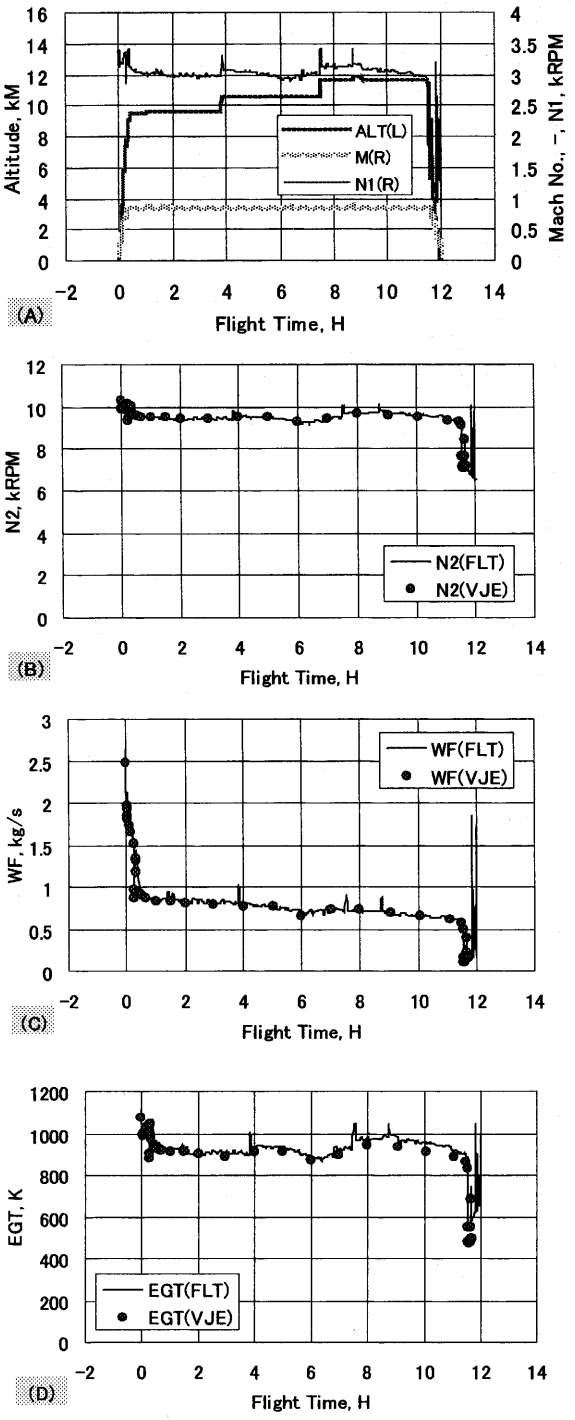


Fig.6 Comparison of VJE and Flight Records GI1

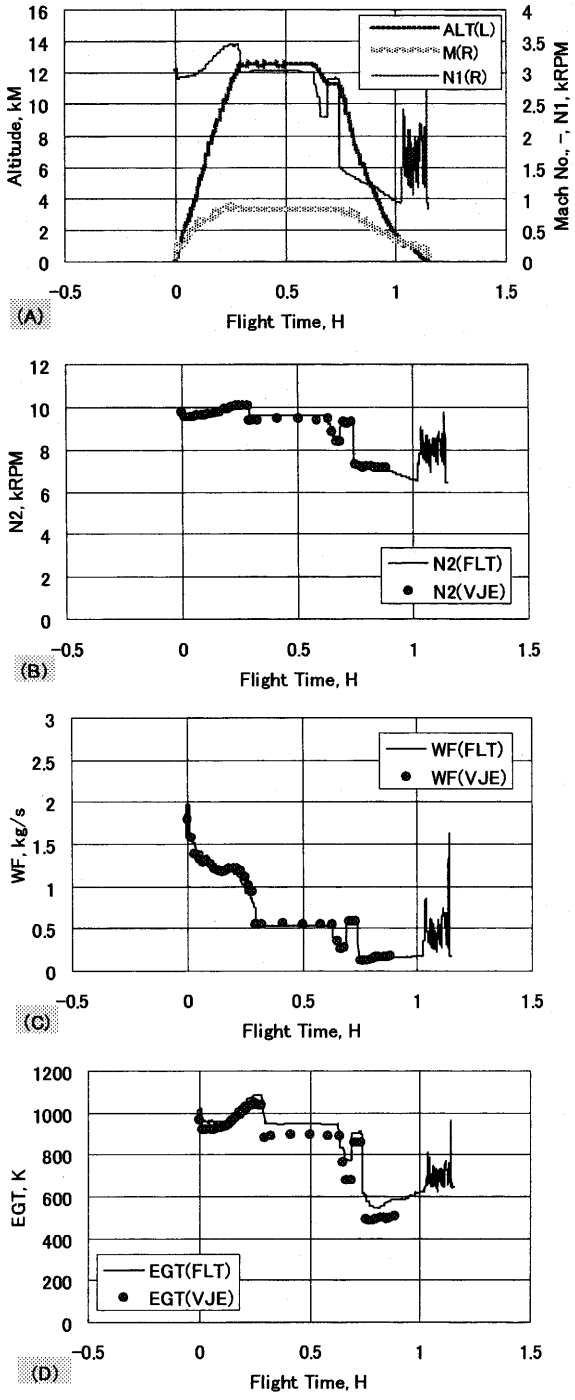


Fig.7 Comparison of VJE and Flight Records GD1

4．フライトシミュレーション

4.1　解析方法と解析対象

全日本空輸㈱から提供を受けたフライトデータを表１にまとめる。General Electric 社と Pratt & Whitney 社製エンジンの国内線と国際線の例である。フライトデータから気圧高度(ALT)、補正対気速度(CAS)、回転数(N1, N2)、エンジン出口温度(EGT)、燃料流量(WF)が得られるので、N1、ALT と ALT と CAS から計算したマッハ数(M)に基づき、エンジン運転状態を予測した。

4.2　フライト全体の評価

図６は CASE GI1（CF6 の国際線 B747-400）、図７は CASE GD1(CF6 の国内線 B747-400D)の予測結果を示す。PW4000 の解析結果の一部は既報[17]した。

図中(A)が運航状況変化（VJE 入力値）、(B)が高圧軸回転数 N2、(C)が燃料消費量 WF、(D)がエンジン出口温度 EGT の比較を示し、(B)～(D)では実線がフライトレコード（4 基のエンジンの平均値）、○が VJE の予測値（ISA 条件、実気温は考慮しない）である。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

離陸時(T/O)から巡航高度に到達するまでの上昇過程(Climb)でエンジン負荷が高く、その中でも、国際線では離陸時（多量の燃料を搭載するため離陸重量が重い）、国内線では（離陸重量が軽い）巡航高度到達時にエンジン負荷が高い事が分かる。

逆に降下過程(Descent)のエンジンは超低負荷運転を続けるが、着陸前の10-20分間はスラストを加える操縦が行われエンジン運転状態の変動が大きく、接地直後のエンジンリバースの負荷も高い。

図に示すように VJE の評価結果は、フライト全体として N2、WF の変化を良好に模擬している。高負荷条件では EGT も良く一致するが、低負荷条件では VJE が大幅に低い温度を予測した。同様の傾向は PW4000 モデルの場合にも観察された。低負荷時の精度低下は VJE が高負荷モデルを使用している為と思われる。FW が一致しているのは、複雑な全体系の効果が相まって“たまたま”一致したに過ぎないとも考えられ、今後、検討が必要である。

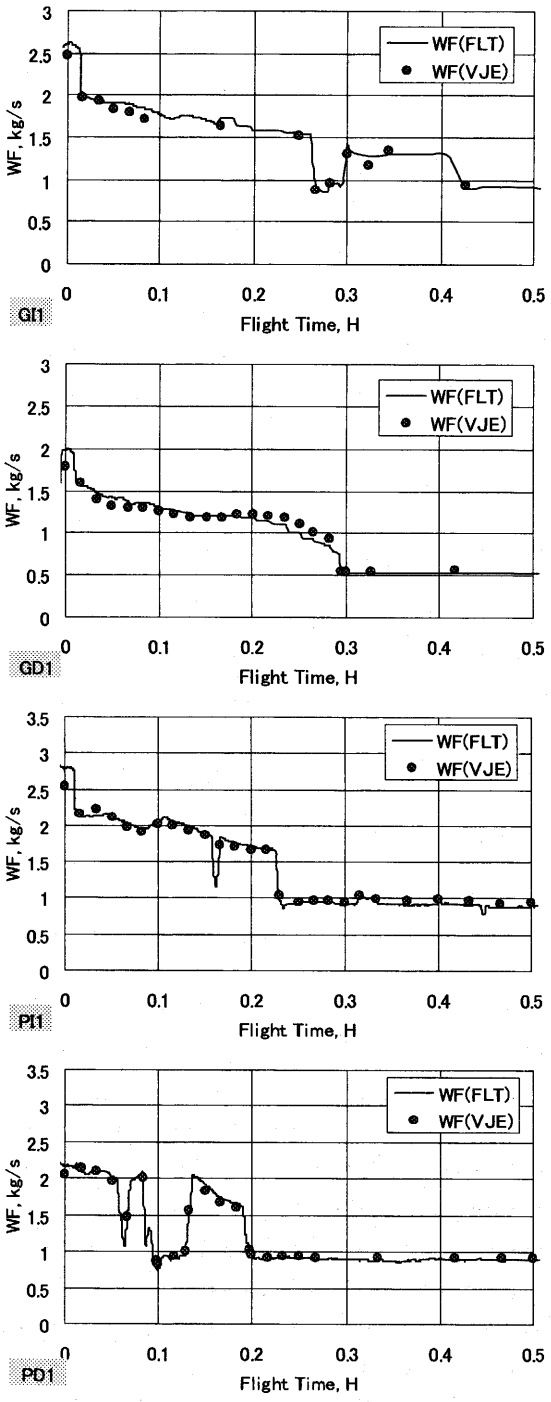


Fig.8 Comparison of VJE and Flight Records

図８に表１の４ケースのフライトの T/O から 30 分間の燃料消費量変化を比較する。この様に高負荷状態が評価できることだけでも、新技術の適用効果や高温部品環境の評価に大きく貢献できる可能性を示しているものと考える。

4.3　ＴＥＴ評価の試み

エンジンでは高温となるタービン入口温度（TET）は計測できず、制御では、EGT 等から予測している。

VJE ではエンジン各部の状態量が予測されているから、これら非計測量の変化も知ることが出来る。図９に表１の４フライトの TET 変化を予測した結果を示す。いずれの場合も海面上（Sea Level）標準乾燥状態（Standard Dry）条件で VJE により計算された、CF6 は B6、PW は 4090 定格スラストの TET を基準とした温度変化で示す。

CF6 モデルの国際線（GI1）では T/O 時に－50K、上昇時で－100K、巡航で－300K 程度のエンジン運転、国内線（GD1）も上昇時に－150K、巡航は－300K 程度のエンジン運転と推定される。

PW4000 モデルの２フライトは PI1 は PW4077、PD1 は PW4074 エンジンとされている。図では PW4090 定格に比較して示しているため、PI1 の離陸から上昇時は－200～－150K、PD1 では－280～－200K 程度、巡航時は、PI1 で－300K、PD1 で－400K 程度の条件で運用されているものと推定される。

VJE では、もちろん、温度と同時に圧力やエンジン流量変化量も予測できる。よって、高温部品の使用環境や冷却性能変化も予測できる。これらに関しては、別途報告する予定である。

5．おわりに

簡易的に使用できるジェットエンジン設計・性能評価システを目指して「バーチャルジェットエンジン」開発に着手した。高負荷エンジンモデルを使用する現バージョンでもテストセル条件でモデルエンジンを設定する事で、運航に伴う幅広い条件の燃料消費量、軸回転数変化等を良好に再現できることを示した。今後、翼列損失や冷却、構造強度モデルを構築すると共に NIMS と協力し、材料プログラムとの融合を図る予定である。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

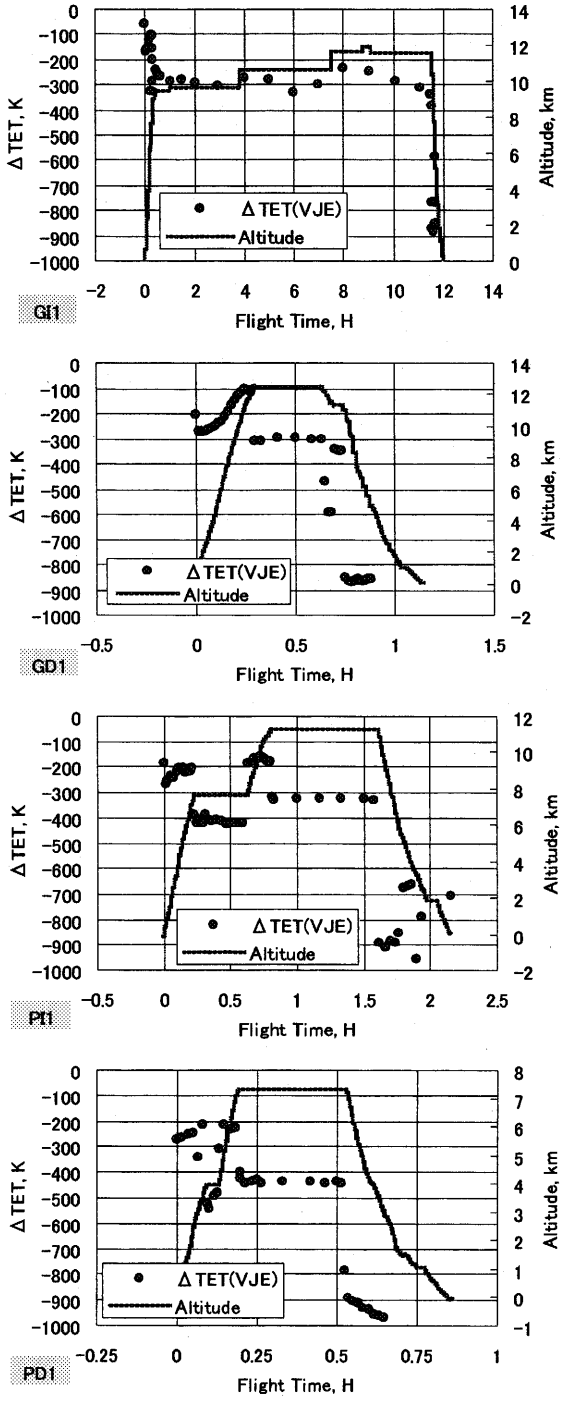


Fig.9 Simulation of TET variation with VJE

謝辞

本研究の一部は、新エネルギー・産業技術総合開発機構からのH16 年度調査委託研究で実施したものでありその支援に謝意を表す。本研究の実施にあたり、実機エンジン情報、運転データ、運航データを全日本空輸㈱に提供いただいた。これらの実機情報はVJE システム開発に多大な貢献を果たすものであり、杉浦殿始め関係者御一同に深謝する次第である。

参考文献

1) Yoshida,T., et.al, :"Virtual Turbine: Its State of the Art and Advanced Work in the Project", 第2回高温材料国際ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ "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", *Proc. of the Int. Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, Niv., 2003.

3) Yokokawa,T., et.al, :"Development of a Virtual Gas Turbine System for New Alloy Design", *Proc. of the 10th Int. Symp. on Superalloys* 2004, Sept., 2004.

4) Ishii,J., et.al, : "Development and Testing of 15MW Class Heavy Duty Gas turbine," *Proc. CIMAC Congress*, pp.479- 1998.

5) Ito,S., et.al, : "Conceptual Design and Cooling Blade Development of 1700℃-Class High-Temperature Gas Turbine", *ASME Journal of Engineering. For Gas Turbine and Power*, Vol.127, No.2, pp.358-368, 2005.

6) Nishizawa, T., et al, : "A Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation of a Film-Cooled Turbine Stage.", *Journal of the Gas Turbine Society of Japan*, Vol.33, No.4, pp.360-369, 2005.

7) Matsushita, M., et al, : "Construction of Cooling Effectiveness Database Applied to the Virtual Gas Turbine in HTM21 Project.", *Proc. of the Int. Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, Nov., 2003.

8) Chen, J., et al, : "Interface Construction for Thermal Stress Analysis in Virtual Turbine and Its Application.", *Proc. of the Int. Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, Nov., 2003.

9) JANAF Thermo-chemical Tables, Third Edition, 1985.

10) JSME Combustion Handbook, 日本機械学会, 丸善, 1995

11) Hirschfleder,J.O. et.al,: "Molcular Theory of Gases and Liquids", 1964, John Wiley & Sons.

12) Wilke,C.R., *Journal. of Chem. Phys.*, Vol.18, pp.517-, 1950.

13) Lindsey,A.L. and Bromley,L.A., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.42, pp.1508-, 1950.

14) NASA, TN D-5452, "Thermodynamic and Transport Properties of Air and the Combustion Products of Natural Gas and of ASTM-A-1 Fuel with Air, AT 3 and 10 Atmospheres," 1969.

15) Walsh,P.P. and Fletcher,P., Gas Turbine Performance, Second Edition, Blackwell Publishing, 1998.

16) Jane's Aero-Engines Issue Seventeen, Jane's Information Group Ltd., UK, 2005

17) 福山佳孝他, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No.3 pp.184-190, 2005.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－5

家庭用コージェネレーションシステムに関する一考察

＊ 岡本　整、森本　泰弘（東海大院）、伊藤　高根（東海大）

A Consideration on Cogeneration Systems for Residential Use

＊Sei Okamoto,Yasuhiro Morimoto(Graduate School of Tokai Univ.),Takane Itoh(Tokai Univ.)

ABSTRACT

This paper describes analytical results of micro cogeneration system for residential use, from two points of views. The first point is what differences of electric and heat demand exist in measured data and usually used standard pattern. The second point is what influence of these differences affects on the performance of a cogeneration system. Analytical results show as following: (1)Load demand with 1-hour interval differs fur from the actually measured demands. (2)Primary energy reduction rate obtained by introduction of a cogeneration system is not much affected by these differences of load pattern. (3)If we use the load pattern with 1-hour interval, the capacity of hot water boiler and hot water storage tank will be under estimated.

Key words: Home cogeneration system, Hot water tank, Mictoturbine, E electric demand , Heat demand

1. まえがき

地球温暖化防止に関連し、京都議定書が批准されCO_2削減目標の達成が本格的に義務付けられることとなった。目標達成にはあらゆる部門において少エネルギー化を目指したエネルギーシステムの見直しが必要であり、特にエネルギー消費量が増大の一途を辿っている民生部門の少エネルギー化は重要である。中でも家庭部門においては電力需要の増大が著しく、また全エネルギー消費に対する熱需要の割合も大きい。そこで、電気も熱も有効に利用できるコージェネレーションシステム（CGS）の導入が期待されているが，CGS を家庭用に導入するうえで重要なことは、導入する個々の家庭にとって経済的な効果があることはもちろん、国全体としてもて導入によるCO_2削減効果が顕著に現れる程度に大規模に導入される必要がある。そのためには特定の地域や、特定の家庭においてのみ効果があるというものではなく多くの家庭で効果があり，全国的に導入される必要がある。ＣＧＳ導入により一次エネルギーの削減効果がどの程度得られるかに関しては、今までも数多くの家庭用ＣＧＳシステムが提案され多くの研究者により検討されて来ているが、これらの多くは利用できる実測データが極めて少ないこともあり、適当に仮定された電気・熱需要特性（負荷特性）に対して試算を行い、その結果が一般的な家庭用ＣＧＳにも適用できるかのような扱いがされている場合が多い。しかしながら、家庭用負荷は設置地域、家族構成、住宅構造、住宅規模により、また同じ家庭でも日によってその負荷特性は大幅に異なる可能性があり，当然負荷特性はＣＧＳ導入効果に大きく影響を及ぼすものと思われる。特に、従来の検討では、電気および熱負荷を比較的大きな建物と同様に１時間ごとの平均需要量として表したものを用いている例がほとんどであるが、家庭用負荷の時間変動は激しく、特に熱需要変化の実態はまったくこのような扱いでは再現できない[(1)]。

そこで、まず家庭の電力及び熱の需要量を実測把握し、家庭用の電気および熱負荷特性を明らかにする必要がある。鈴置らは３世帯を対象に、温水需要データの実測を行っており、これらのデータを下にＣＧＳに関する種々の有益な検討を行っているが、電力負荷の実測は行っていない。そこで本研究では、前田らが茅ヶ崎において実測したデータをもとに、先ず家庭用の電気および熱負荷特性を明らかにするとともに、これらの負荷特性がマイクロガスタービンを用いた CGS 導入効果にどのような形で影響を及ぼすかを検討した。

2．電気および熱需要の特徴

今回の検討で用いる負荷実測データは神奈川県茅ヶ崎市にある戸建住宅２戸（A 宅、B 宅）と集合住宅２棟（C 棟、D 棟）に対して 2001 年に実測されたものから，２月、４月、７月、９月、12 月の各月２週間分のデータである．また、1 年を冬期、中間期、夏期と分類し、各季節の代表月を冬期は 12 月、中間期は４月、夏期は９月とした．また、参考として従来ＣＧＳ導入効果が大きいとされる病院の負荷データ、ならびに住宅用負荷データとして、空気調和・衛生工学会発行の書籍[(2)]に示されている標準負荷パターンを用いた（以下これら

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9,（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

は標準住宅パターンと呼ぶ)。

2.1 戸建住宅と集合住宅の負荷特性

戸建住宅と集合住宅における時刻別パターン(1分間隔のデータとして表示)の違いについて、Fig.1 と Fig.2 にA宅およびC棟の中間期代表日の例を示す。参考のため住宅の標準パターンも示した．なお，C棟における需要量は、総需要量を2001 年 4 月 18 日現在入居していた家庭の世帯数の値で割り、1戸あたりの需要量として平均化したものであり，またいずれのパターンも1日の総需要量は同じ値になるように調整している．電力及び熱ともに、今回計測したどの家庭においても、使用量と使用時間はかなり違うものの、概ね図に表された使用パターンが代表的なものである。主な傾向として、電力及び熱需要は、朝 6 時から 9 時までと、18 時から 22 時までの 1 日 2 回の大きなピークがある。特に、20 時から 22 時までの時間帯において各家庭ともに、1 日の熱使用量のピークを迎える。この時間帯は風呂への給湯に大部分が割かれていると思われる。集合住宅の場合では、個々の家庭の使用量と使用時間は様々であるが平均化されているため、戸建住宅と違い1日を通して突出した使用量も無く、平坦な使用となっている．

以上より，戸建住宅と集合住宅とでは，負荷の時間変動は大幅に異なることが判る．また，参考に載せた標準住宅パターンは1時間間隔のものであるが，実際の戸建住宅の1分間隔のパターンとはかなり異なっており，平均化された集合住宅のパターンとも異なることが判る．

2.2 計測時間間隔による負荷パターンの違い

従来の検討においては，ほとんどの場合1時間間隔の負荷パターンを元に解析が行われてきているが，Fig.1，Fig.2 で見たとおり，実際の負荷変動はかなり激しく、特に戸建住宅の熱負荷の変動は到底1時間間隔のデータではその特徴を再現できない．そこであらためて計測時間間隔の違いによる負荷パターンの違いを調べた．先ず，集合住宅の場合についてC棟の 2001 年 4 月 18 日における1分間隔の負荷データをもとに，一時間間隔に平均化したものを合わせてFig.3とFig.4に示す。Fig.3 の電力使用量は 1 分間隔と 1 時間間隔の違いは顕著ではないが，Fig.4 に示される熱使用量では 18 時前後の 15 分間に集中して使用されて1日のピーク値は、1時間平均に換算してしまうと、完全に無視されることになる．

次に,戸建住宅の場合をFig.5とFig.6に示す。

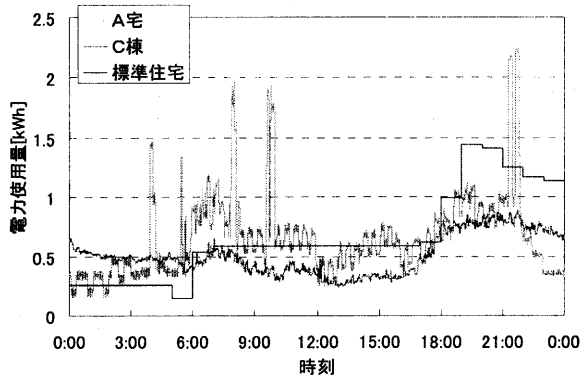


Fig.1 戸建住宅と集合住宅の電力使用量

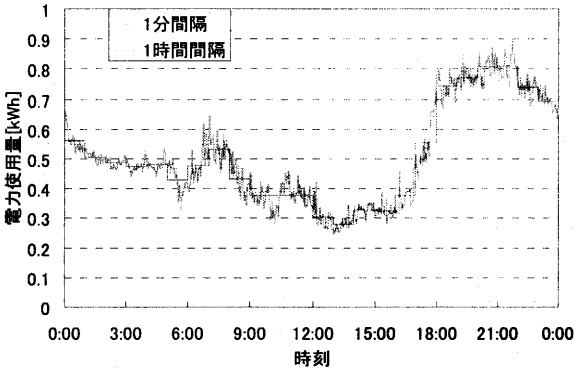


Fig.3 集合住宅の時間間隔別電力使用量

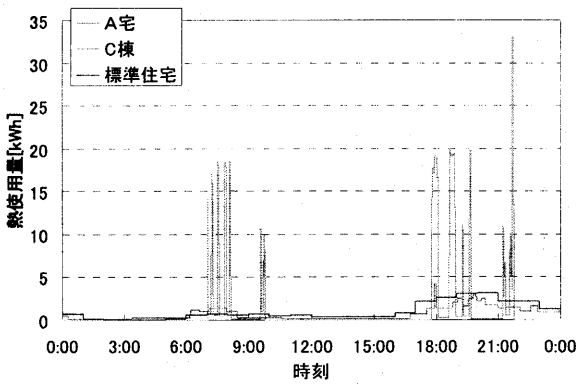


Fig.2 戸建住宅と集合住宅の熱使用量

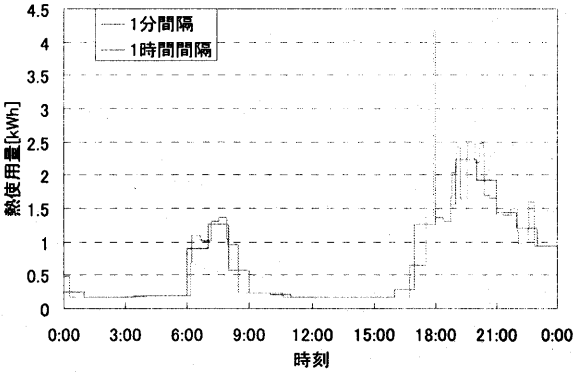


Fig.4 集合住宅の時間間隔別熱使用量

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

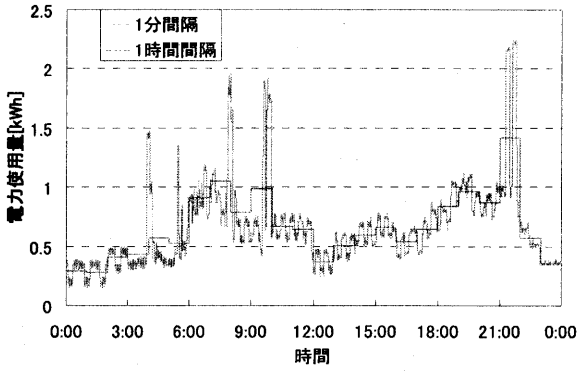


Fig.5　戸建住宅の時間間隔別電力使用量

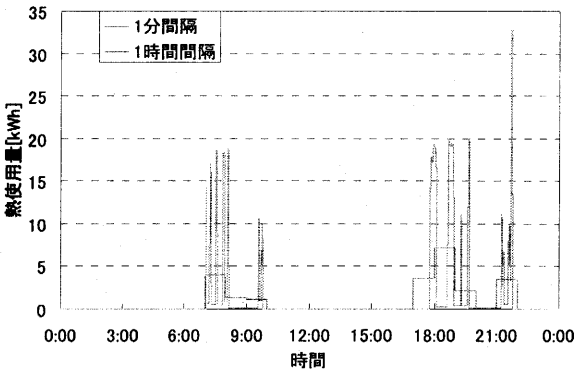


Fig.6　戸建住宅の時間間隔別熱使用量

電力、熱使用量ともに１分間隔と１時間間隔とを比べるときわめて大きな差異が生じており，特に熱需要は，使用する時間帯のみに大きな需要がパルス状に発生するが，１時間間隔の負荷パターンではまったくこの状況は表現できていない事は明らかである．

2.3　熱電比の特徴

次に、熱電比について検討する．熱電比は電力と熱を同時に利用するCGSにおいては重要な特性であり，本来は使用する原動機の熱電比特性と合っていることが望まれ，どのような原動機が適しているかの導入効果検討の指標ともなる。Fig.7(a)～(c)にそれぞれ冬期、中間期，夏期の代表月，代表日１日の１時間ごとの負荷を元に，横軸に相対電力使用量，縦軸に相対熱使用量をプロトした．ここに分母のＥｍ，Ｑｍはそれぞれ電気および熱量の年間平均使用量を表す．それぞれのグラフには，Ａ宅、Ｃ棟および住宅用標準パターンにおける値がプロットされており、さらにＣＧＴ導入効果が高いといわれている病院の例も比較のために載せてある．また，各点と原点を結ぶ直線の傾きがいわゆる熱電比を表す事になる。

まず、病院の標準負荷パターンを見ると，どの季節においてもほぼ、熱需要と電力需要は比例し

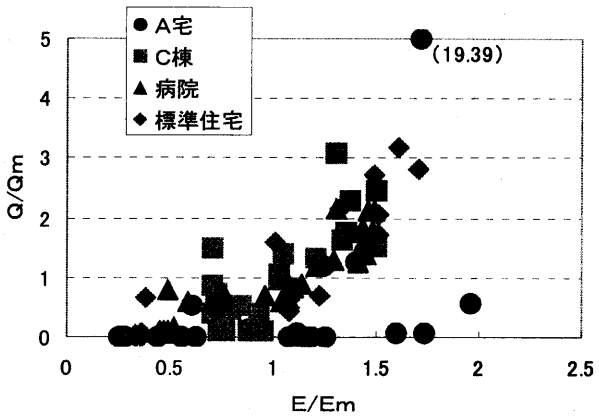


Fig.7(a)　建物別熱電比比較（冬期）

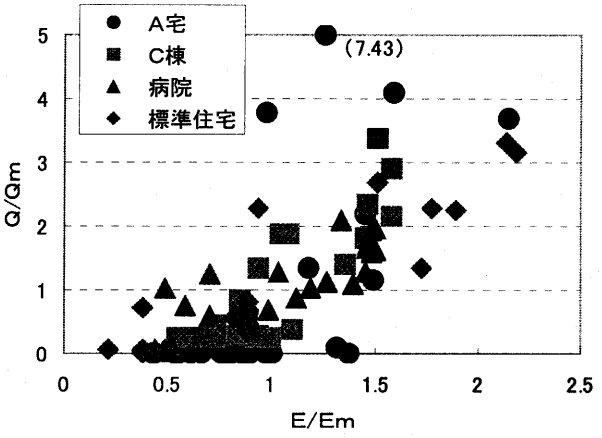


Fig.7(b)　建物別熱電比比較（中間期）

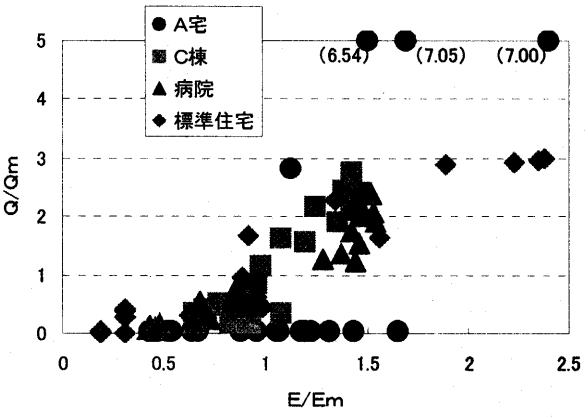


Fig.7(c)　建物別熱電比比較（夏期）

ており，熱電比が一定に近い状態で利用されていることがわかる．また平均値に対して２倍以上使用している時間帯は殆ど無く、１日を通して安定した需要があることを示している．このことが病院に対するＣＧＳの導入が効果的となる要因の一

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

つと思われる．住宅用標準パターンについても殆ど熱電比一定に近い状態の特性となっている事がわかる．

次に、集合住宅のＣ棟については、電気はそれほど使わないにもかかわらず熱需要が平均の３倍以上使用される時間もあり，点のばらつきはより大きくなっているが、概ねある範囲には収まる傾向にある．これに対して，戸建住宅の Ａ宅の場合には，どの季節においても、点のばらつきがきわめて大きく，電気は使うが熱を殆ど使わない時間帯や熱だけ突出して多く使用する時間帯があるなど，熱電比と言う観点から見ても極めて大きな熱電比の範囲で使用されていることがわかる．特に冬期においては、Fig.7（ａ）から平均値と比べ20倍に近い熱が必要となる時間帯がある。

このように，戸建住宅は負荷変動の激しさ、熱電比の変動範囲の大きさなどは，一時間毎のデータで見ても予想以上に大きく，実際の使用状況により近い１分間隔のデータで見る場合には，さらにこの傾向は大きくなる事は明らかである．したがって、従来用いられてきた１時間間隔のパターンや、標準パターンとして用意されているデータをもとにＣＧＳの導入効果の検討をし，判断することは果たして妥当であるか大いに疑問が残る．一次エネルギー削減効果のように年間の積分値で評価する指標にはそれほど大きな影響は出ないかもしれないが，瞬間の需要を満足させるための設備容量には何らかの影響があるものと思われる．

３．負荷パターンの CGS 導入効果への影響

以上により，実際の家庭用負荷特性は従来から使われてきた１時間間隔の負荷パターンや標準パターンでは正しく表現できていないことがわかったが，それではこれらの負荷特性の違いがＣＧＳ導入の効果にどの程度影響するのかについて確認しておく必要がある．そこで，マイクロガスタービンを用いたＣＧＳを導入する場合を例として，導入効果の試算を行った．検討は空気調和・衛生工学会が作成した「CASCADEⅢ」[3] をベースに必要な機能を追加して改良したシミュレーションプログラムを用いた．

3.1　検討対象ＣＧＳシステム

原動機はマイクロガスタービンとし，発電効率24%、排熱は熱交換器で温湯として回収し排熱回収効率 48%、貯湯槽の貯湯効率 85%とした。電気および熱需要に対して供給が不足する場合は買電およびガス給湯器で補うものとし，また逆潮流は考えないこととする．運転方法については，家庭用の電力および熱負荷の実データから判断すれば，従来の検討でよく利用されている電力負荷追従や熱負荷追従運転はむしろ現実的ではないと判断し定格負荷運転を仮定した．また．運転時間については，7 時から 23 時までのデイリースタート・デイリーストップ運転（DSS 運転）とした。なお，比較のための従来システムは，電力は買電，熱負荷はガス給湯器で賄うというもっとも単純なシステムであり，発電効率は３８%，給湯器の効率は８５%と仮定した．

3.2　負荷の特性

一般に家庭用の負荷は，電気，冷房，暖房，給湯，厨房と分類するのが通例であるが，この試算の目的は，負荷パターンが種々の導入効果にどのように影響するかを知るためであるから，冷暖房負荷は電気負荷に含め，厨房負荷は無視し，電気負荷と給湯負荷のみと仮定した．また，建物の種類によって負荷パターン，電気，ガスの使用量も変わるが，それぞれの代表日一日の使用量は検討したすべての建物で同じ値となるように調整して，負荷パターンの影響のみを考慮するようにした．

3.3　計算結果および考察

3.3.1　一次エネルギー削減率への影響

（ａ）戸建住宅と集合住宅の負荷パターンの影響

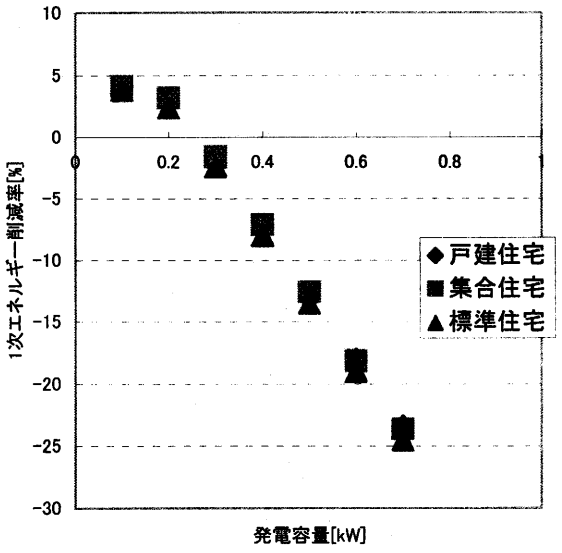


Fig.8　戸建住宅と集合住宅の省エネルギー性

戸建住宅1戸と集合住宅1戸分のそれぞれの１時間間隔の負荷パターンを用いて一次エネルギー削減率の試算を行った．結果を Fig.8 に示す。一次エネルギー削減率については、負荷パターンの影響はそれほど顕著ではない結果となった．これは，負荷パターンが変わっても結局平均すれば買電量、追い炊き量は変わらず，買電の時刻と追い炊きの

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

時刻が違うのみであり，今回の計算に用いたプログラムでは，貯湯槽への貯湯の計算モデルが１日の給湯負荷と排熱回収熱量の差を先ず貯湯槽へためておき，足りない場合は追い炊きすると言う仮定で計算されているため，追い炊きの時刻の違いが全体の追い炊き量には影響しないことによると思われる．より正確に検討するためにはここの部分の計算方法を改善する必要がある．なお，発電容量が０．３ｋＷ以上では省エネ性が得られない結果となっているが、これは対象に選んだ家庭の全体負荷が小さいためである．

（ｂ）１分間隔と１時間間隔パターンの影響

既に述べたように，戸建住宅の実際の負荷変動は予想以上に激しく，特に熱需要に関しては，パルス状の大きな需要量が存在する。そこで，１分間隔の負荷パターンをもとに，平均化して１時間間隔の負荷パターンを作成し，この両者を用いて計算を行った．その結果をFig.９に示す．年間トータルとしての省エネルギー性（1 次エネルギー削減率）及び、環境性（CO_2排出量）は（ａ）の場合と同様に殆ど違いは見られなかったが，各時刻毎に調べてみると，大きな熱需要が発生する時間帯に貯湯槽に蓄えられた温水ではその需要を賄うことができぬ場合があり，その時はガス給湯器による追い焚きが必要となってくる。1 時間間隔の熱負荷パターンでは、平均的な需要が連続して発生しているとしているので、その時刻の追い炊き量は少ないものと判断することとなり，実際の熱需要変化が正確に反映されていないことが分かる。そこで，次に追い炊き量に関しての検討を行った．

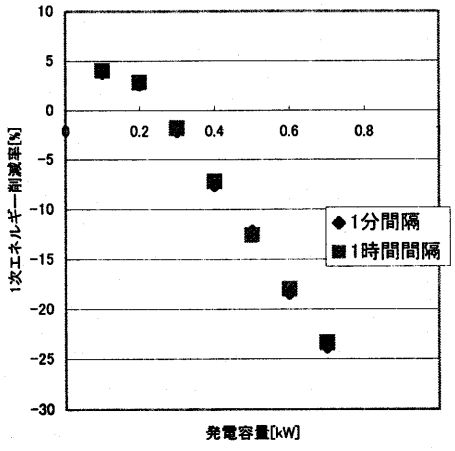
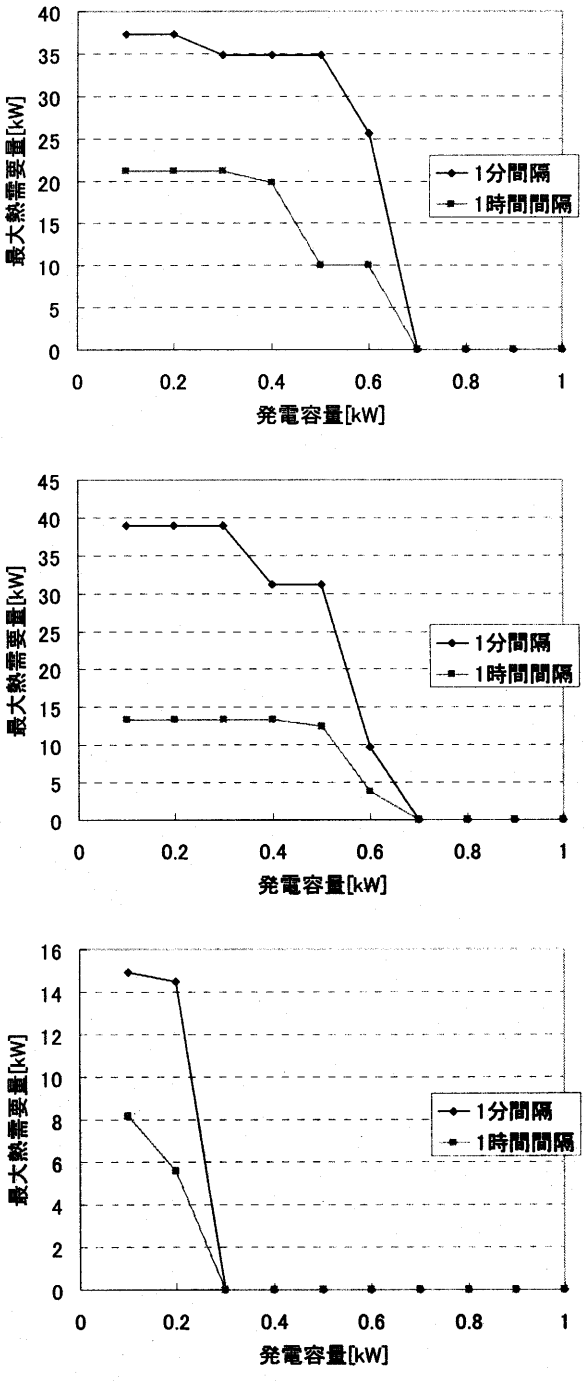


Fig.９　時間間隔と省エネルギー性

3.3.2　追い炊き量等への影響

貯湯槽の容量を０．１，０.２，０.３㎥，発電容量を０.１から１.０ｋＷまで変化させ，戸建住宅の１分間隔およびＩ時間間隔の負荷パターンを対象に追い炊き熱量に及ぼす影響を調べた．Fig.９に貯湯槽の容量を０．２㎥とした場合における節ごとの追い焚き熱量の最大値を示す。上から冬期、中間期、夏期を示すが，冬期および中間期においては，0.7kW 以上の発電容量では、貯湯槽からの温水で給湯負荷を賄うことができ、ガス給湯器を必要としないことが分かる。夏期においては，熱需要が全体的に少ないため，0.３ｋＷ以上では追

Fig.10　季節別、容量別最大熱需要量



Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

い炊きは必要無くなっている．しかしながらいずれの場合も，追い炊きが必要なケースでは，どの発電容量においても１分間隔負荷データの場合は１時間間隔負荷データの時と比べ，２倍から３倍もの追い炊き量が必要であることがわかる。したがって，従来のCGS評価において一般的に用いられている１時間間隔の負荷データを用いた場合には、追い炊き熱量の最大値をかなり小さく見積もることになり，追い炊き用熱機器の容量選定をかなり誤ることになる．

以上のように、１分間隔と１時間間隔では追い焚きで必要となる最大量が大きく違っており，その違いは季節によっても異なるが，追い炊き設備容量を選定する場合には，年間を通じて最大の追い炊き量に対応できることが必要と考えられる．そこで，０．２m^3の場合を例に，発電容量ごとに年間最大追い炊き量を整理しなおして Fig．１０に示す．いずれの発電容量の場合でもおよそ２倍の開きとなることが判る．これをガス給湯器の定価と容量との関係をもとに算定した一例[5]を参考にガス給湯器の単価を 4000[円/kW]とするならば，およそ８万円のコスト差となり、初期投資回収年数にも大きく影響する．また，従来通りの１時間間隔の負荷データでCGS評価を行った場合、ガス給湯器の容量は 20kW 程度の熱負荷を賄えればよい結論となるが，これでは実際の負荷に対して満足の行く給湯はできないことは明らかである．

４．まとめ

一般にCGS導入評価の検討に対して，省エネルギー性や初期投資回収年月等は、１時間間隔の負荷データを用いて行われてきた．参考に今回の検討でも使用した病院や，集合住宅においては、負荷変動はそれほど大きくなく、また熱電比もある程度狭い範囲で収まるので現状の１時間間隔負荷パターンを用いた検討でもある程度の結果が得られると思われる．しかしながら、戸建住宅においては、負荷変動が激しく，特に夕方から夜半にかけての熱需要がパルス状であるため、１分間隔と１時間間隔の負荷データでは大幅に異なり，必要な貯湯槽の容量やガス給湯器容量に大きな違いが生じる．１時間間隔の負荷パターンでは電力需要量の多い時間帯に熱負荷も大きく，熱電比が比較的安定しているように見えるが，１分間隔で見ると、熱電比は大幅に変動している．また、従来のCGS導入検討の中には，１時間間隔の負荷データをもとにCGSの運転方法として熱負荷追従方式が良いと結論付けている場合も見うけられるが，現実に実測された熱負荷変動を考慮すれば，このような運転方法は到底実現できないことが推測できる．

以上の検討を踏まえ，家庭用コージェネレーションシステム導入評価において以下の事が重要と考えられる。

（１）戸建住宅では，電気および熱の需要量が時々刻々大きく変化し，また，家庭ごとにその変動は異なる．従来使用されている１時間間隔の負荷パターンでは，その実態は表現できない．従来のように１時間間隔で平準化された負荷データを用いると、貯湯槽の容量や湯沸かし器の容量をかなり小さく見積もることになり，省エネルギー性や経済性等を過大評価してしまう可能性がある。

（２）実際の電力需要量と熱需要量の時間変化がそれほど激しくなく，熱電比の幅が比較的狭い場合には、従来の１時間間隔の負荷パターンをベースに評価，検討することは可能と思われる．

（３）夏期は、冬期や中間期と比較して熱需要量が大幅に少なくなるため、排熱を貯湯槽に温水として蓄えたとしても，温水を廃棄することが多く、１年間を通して同じ運転方法では全体の省エネルギー性が低下してしまう。夏期の工夫が重要となる．

今回は，茅ヶ崎における実測データをもとに検討を行ったが，入手可能な実測データは現状ではきわめて限られている．今後CGS導入を正しく評価していくためには，広い地域でのより多くの家庭における少なくとも１分間隔程度の実測データを収集、分析する必要がある．

参考文献

(1) 加藤丈佳他３名、温水需要の実測に基づく住宅用コージェネレーションシステムの経済性評価、電気学会論文誌 B、Vol.123、No.12、Page1513-1521 (2003.12)

(2) 石福昭ほか11名、コージェネレーションシステム計画・設計と評価、空気調和・衛生工学会、Page136-143 (1994.6)

(3) コージェネレーション評価プログラム、空気調和・衛生工学会

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−6

マイクロタービン発電機の特性評価

＊ 佐々木 学，早坂 靖，一瀬 雅哉，百々 聡，中野 晋，八木 学，岸部忠晴，
坪内 邦良，山口 和幸，井上 知昭，福島 敏彦（日立製作所）

Performance and Experimental Tests of Microturbine Generator

*Manabu SASAKI, Yasushi HAYASAKA, Masaya ICHINOSE, Satoshi Dodo, Susumu NAKANO,
Manabu YAGI, Tadaharu KISHIBE, Kuniyoshi TSUBOUCHI, Kazuyuki YAMAGUCHI,
Tomoaki INOUE, Toshihiko FUKUSHIMA(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 150kW microturbine system. The electrical generator applied in the microturbine system has a single shaft connecting a permanent magnet rotor, a centrifugal compressor and a radial turbine. The rotor is supported by two water lubricated bearings at each end of the permanent magnet rotor. In this paper, the results of electrical and thermal characteristics of the generator in a microturbine system are described. As a result of about 90% load heat run test, electrical efficiencies of the generator, which are calculated by calorimetric test, are 93.8% (including mechanical loss) and 96.9% (excluding mechanical loss).

Key words: Microturbine system, Generator, Permanent magnet rotor, Electrical efficiency, Calorimetric test.

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。マイクロタービンの冷熱利用技術や高効率化により，今後，電力比率が高く冷熱を使用している市場、例えば業務用ビル，スーパーなどへ普及が期待される。

筆者らは、発電効率の向上とシステムの信頼性向上を目的として、150kW マイクロタービン発電システムの開発を行っている。

マイクロタービン用発電機については様々な報告がなされているが[1),2),3)]、発電機単体の要素試験による評価である。マイクロタービンシステムにおける発電機特性は、発電機単体の要素試験と比べて、タービンからロータへの入熱や、ロータにかかるスラスト力によるスラスト軸受の発熱等の影響が加わる。これまで発電機システムとして、発電機の特性評価を直接取り上げた報告例はない。

今回、開発しているプロトタイプの永久磁石式高速発電機(167kW, 51,000min^{-1})において、マイクロタービンシステムに組み込んだヒートラン発電試験を実施した。試験の目的としては、①発電機冷却系の評価（冷却が成立するか)、②発電機内温度の評価(制限値以内であるか)、③発電機効率の算定である。マイクロタービンシステムにおける発電機効率の算定は、カロリーメータ法により行う。その理由は、発電機ロータにトルク検出器を直結することができないため、発電機入力を精度よく算出するのが困難なためである。また、発電機の要素試験設備により無着磁ロータの回転試験を実施して発電機ロータの機械損を測定し、機械損を含まない発電機効率についても算出する。

2．マイクロタービンシステムの概要

図１に再生ブレイトンサイクルを、図２にマイクロタービンシステムの主要構成機器の配置を示す。マイクロタービンシステムには再生ブレイトンサイクルを適用しており、タービン，圧縮機，発電機，電力変換器，再生熱交換器で構成される。外気は圧縮機入口より取り込まれて圧縮機で圧縮され、再生熱交換器に送られる。再生熱交換器では、圧縮された空気がタービンからの排ガスにより熱交換され、空気の温度が上昇する。この空気が燃焼器に送られて、燃料ガスと混合されて燃焼し、その

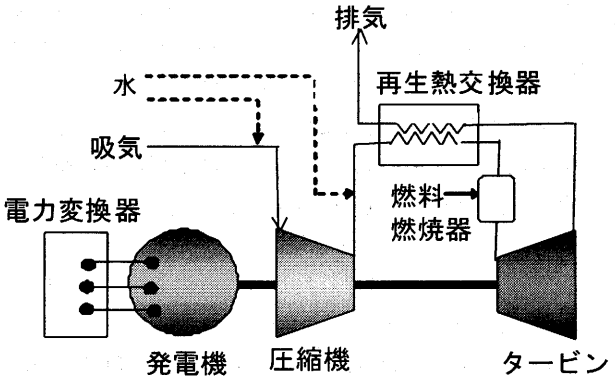


図１　再生ブレイトンサイクル

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，(伊勢)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

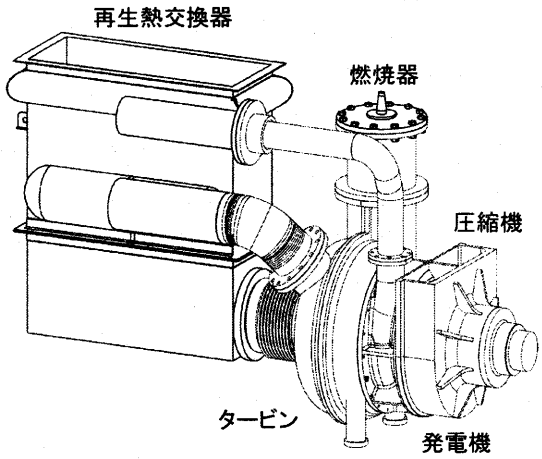


図２　主要構成機器の配置

燃焼ガスはタービンに送られて膨張し、タービンが回転する。タービンは圧縮機，発電機と１軸で構成されており、発電機端には電力変換器が接続されて、発電された高い周波数の交流電力を商用周波数の交流電力に変換して、系統に供給される。本システムにおいては、圧縮機の入口，出口の空気に水を噴霧して加湿する高湿分空気利用サイクル技術を適用している[4),5)]。

３．発電機の概要

3.1 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示す。150kW のマイクロタービン発電システムに適用する発電機として、電力変換器の効率を考慮し、発電機の定格出力を 167kW で設計している。

図３に発電機の概念図（軸方向断面）を示す。ステータ，ロータ，ステータフレーム，水軸受で構成されている。

図４に発電機ステータの外観を示す。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、高熱伝導の樹脂でモールドすることにより、コイルエンド寸法をコンパクト化している。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。

図５に発電機ロータの外観を示す。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磁石保持構造が必要である。本ロータでは、磁石の保持環に軽量かつ高強度の炭素強化繊維プラスチック（ＣＦＲＰ）を採用している。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

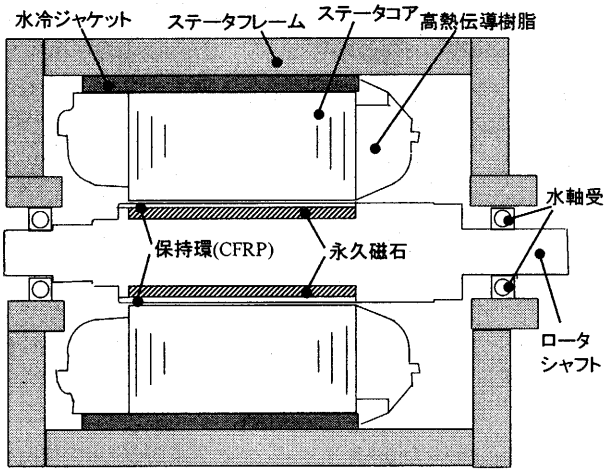


図３　発電機の概念図（軸方向断面）

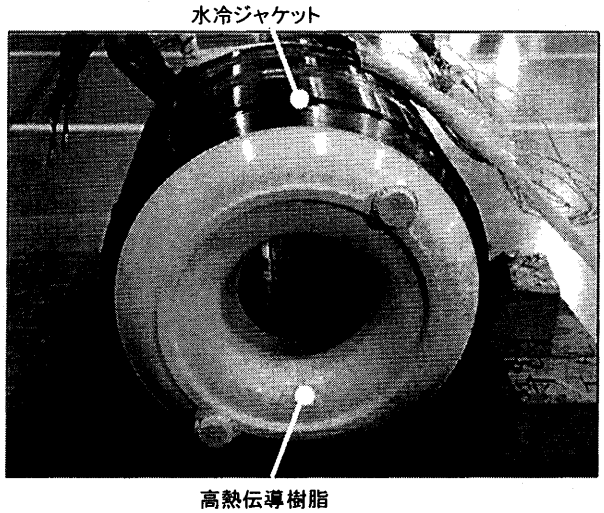


図４　発電機ステータの外観

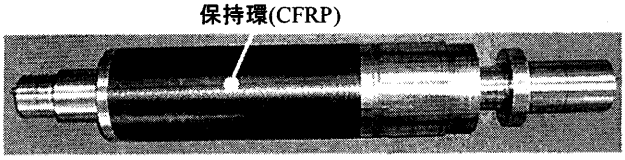


図５　発電機ロータの外観

3.2 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で構成され、水軸受の潤滑に水を採用している。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

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。

水軸受はロータの両端に位置し、潤滑水により水軸受を潤滑している。水軸受の潤滑水は、ロータが回転することによって発生する摩擦損による発熱だけではなく、ロータにかかるスラスト力によるスラスト軸受の摩擦損、タービンからロータへの入熱、ロータで発生した電気損による発熱の一部等も吸収している。

4．発電機試験装置と発電機効率の算定

4.1 マイクロタービンシステムの構成

図6にマイクロタービンシステムの構成を示す。発電機の起動時においては、系統からの交流電力を電力変換器によって、発電機を駆動する周波数の交流電圧に変換して発電機のモータリングを行う。燃焼器に着火されてタービンが出力を発生してからは、タービンで発生した出力が1軸に接続された発電機から定格時 850Hz の交流電力に変換され、850Hz の交流は、交直変換器（コンバータ）で直流に変換された後、PWM変換器（インバータ）で交流(50 or 60Hz)に変換され、系統に供給される。

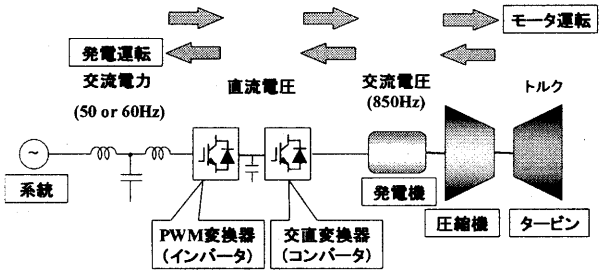


図6　マイクロタービンシステムの構成

4.2 発電機単体試験装置の構成

マイクロタービンシステムにおける発電機の特性として、機械損を含まない発電機効率を算出するため、図7に示す発電機単体試験装置で発電機ロータの機械損を測定する。図7の試験装置において、発電機，トルク検出器，増速ギア，誘導機が1軸で接続されており、発電機ロータは着磁されていない。誘導機には駆動インバータが接続されている。誘導機で発生したトルクは、増速ギアを介して 51000min^{-1} で発電機を回転させる。ロータ回転時におけるトルク検出器の出力とロータの回転数により、機械損は以下の式で算出している。

$$W_m = 2\pi \bullet \frac{N}{60} \bullet T \quad (\mathrm{W}) \tag{1}$$

ここに、

W_m：機械損(W)，N：回転数(min^{-1})，T：トルク(N-m)

4.3 発電機効率の算定

発電機効率は以下の式で算出している。

(a) 機械損を含む発電機効率

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{out} + W_{all}} \bullet 100 \quad (\%) \tag{2}$$

(b) 機械損を含まない発電機効率

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{out} + W_{all} - W_m} \bullet 100 \quad (\%) \tag{3}$$

ここに、

η：発電機効率(%)，P_{out}：発電機出力(W)，W_{all}：カロリーメータ法により算出される全損失。

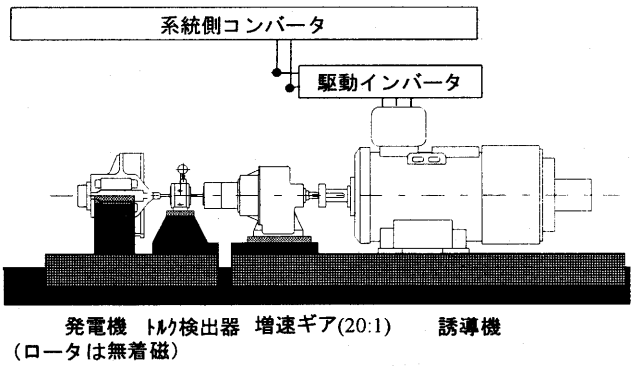


図7　発電機単体試験装置

5．試験結果

発電機端が 145kW（定格の約9割）の発電機試験を実施した。この出力は、圧縮機の入口、出口の空気への加湿を行わない時の部分負荷値である。図8に発電機冷却温度の特性を示す。潤滑水タービン側出口温度の方が潤滑水軸端側出口温度よりも高いのは、以下の理由と考える。①タービン側の方が軸受荷重が大、②タービンからロータへの入熱、③ロータへのスラスト力によるスラスト軸受の摩擦損による発熱、④ロータ冷却空気で運ばれる電気損による発熱の一部を入熱。各冷媒の温度は約30分で飽和し、発電機の冷却が成立していることを確認した。また、ティース温度やコイル温度は制限値以内に収まっていることを確認した。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

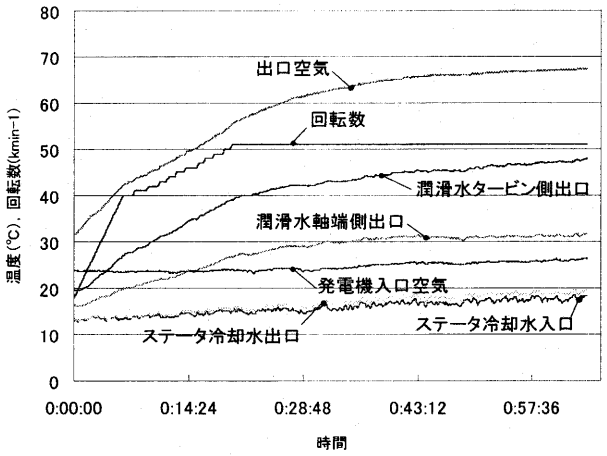


図８　発電機冷却温度特性

表２にカロリーメータ法による各冷媒による吸収熱量と発電機効率を示す。表２より、タービン側水軸受潤滑水で吸収される熱量の割合が大きいことがわかる。その理由は、前述した４つの理由によるものと考える。

また、カロリーメータ法によりプロトタイプ発電機における損失の吸収冷媒構成を明らかにし、発電機高効率化への設計指針、最適冷媒流量の設計指針及び冷却用補機動力の選定指針を得ることができた。

また、カロリーメータ法により算出した発電機効率は93.8%（機械損を含む），96.9%（機械損を含まず）であった。

表２　吸収熱量と発電機効率

発電機出力(kW)	145
タービン側水軸受潤滑水吸熱量(kW)	4
軸端側水軸受潤滑水吸熱量(kW)	2
ステータ冷却水吸熱量(kW)	2
冷却空気吸熱量(kW)	2
全吸熱量(kW)	10
機械損(kW)	5
発電機効率（機械損含む)(%)	93.8
発電機効率（機械損含まず)(%)	96.9

６．まとめ

定格出力 167kW, 51,000min^{-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に組み合わせた発電試験を実施した。その結果、

(1) 発電機端 145kW 出力時において、発電機の冷却が成立していることを確認した。

(2) 発電機端 145kW 出力時において、ティース温度やコイル温度は制限値以内に収まっていることを確認した。

(3) カロリーメータ法により、プロトタイプ発電機における損失の吸収冷媒構成を明らかにし、発電機高効率化への設計指針、最適冷媒流量の設計指針及び冷却用補機動力の選定指針を得ることができた。

(4) カロリーメータ法により算出した発電機効率は93.8%（機械損を含む），96.9%（機械損を含まず）であった。

７．謝辞

本研究は、平成１６年度NEDOエネルギ使用合理化技術戦略的開発事業の支援に基づいて実施したものであり、御支援に感謝する。

参考文献

1)O.Aglen: Back-to-back tests of a high-speed generator, IEMDC'03(2003), pp1084-1090, Madison, Wisconsin, USA.

2)高橋則雄，橋場豊，霜村英二，橘立良夫，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)

3)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，第３２回ガスタービン定期講演会講演論文集 pp.221-223.(2004)

4) 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.

5) S. Dodo, S. Nakano, T. Inoue , M. Ichinose, M. Yagi , 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), GT-2004-54337, Vienna, Austria.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－7

超臨界二酸化炭素を作動媒体とする ソーラーガスタービンサイクル

＊ 宇多村　元昭（東工大）、玉浦　裕（東工大）

Solar gas turbine cycle with super-critical carbon dioxide as a working fluid

*Motoaki Utamura (Tokyo Tech) and Yutaka Tamaura (Tokyo Tech)

ABSTRACT

Solar thermal power generation system equipped with molten salt thermal storage is capable of operating continuously at a rated power being independent of the variation of solar irradiation in a day. A gas turbine cycle for solar applications is studied with working fluid in a medium temperature range (600~850K) where molten salt exists stably as a liquid phase. It is found that a closed cycle with carbon dioxide as a working fluid may be a promising candidate for solar application. The cycle featured in smaller compressor work shows high cycle efficiency if system pressure and temperature are chosen properly. The temperature efficiency of a recuperator is shown to govern the efficiency. Under the condition of 98% temperature efficiency, the regenerative cycle with inter-cooling gives cycle efficiency of as much as 45% at a turbine inlet temperature of 800K.

Key words: super critical carbon dioxide, gas turbine cycle, solar thermal energy, molten salt, regenerative cycle, closed cycle

１．はじめに

集光型太陽熱発電は、太陽熱エネルギーを溶融塩に蓄えることにより出力を平準化できるので近年諸外国では注目されている。実績ある溶融塩の最高使用温度は８５０K程度であるので、これまでの発電方式の主流はランキンサイクルであった（蒸気タービン効率３９%)。他方、加圧空気を蓄熱せずに直接、集光外熱方式で加熱する、開放型ブレイトンサイクルも検討されているが、熱交換器の製作が難しくタービン入り口温度、圧力の実績値は、１３００K、１MＰａ程度に留まっており、現段階でのサイクル熱効率は前記ランキンサイクルの値を下回っている。本報では、溶融塩による蓄熱を前提にして、作動媒体が中温度（６００～８５０K）で動作し、ランキンサイクルの熱効率を上回るガスタービンサイクルを検討する。

２.二酸化炭素の圧縮特性

ガスタービンの圧縮機での仕事は、タービン仕事の一部で賄われる。したがって発電出力Qは、タービンでの膨張仕事W_Tから圧縮機の仕事W_Cを差し引いたもの、すなわち次式で与えられる。

$$Q = W_T - W_C \qquad (1)$$

作動媒体が理想気体の場合、W_CはW_Tの3/5にもなる。したがって、W_Cを小さくできれば、Q大かつ熱効率を大幅に向上できる。その可能性を炭酸ガスの臨界状態近傍の物性値の振る舞いから推定する。図１は二酸化炭素の圧縮率係数ｚの温度圧力依存性を示す。二酸化炭素には、常温付近にある臨界点（３０４K，７．３８MＰａ）からや

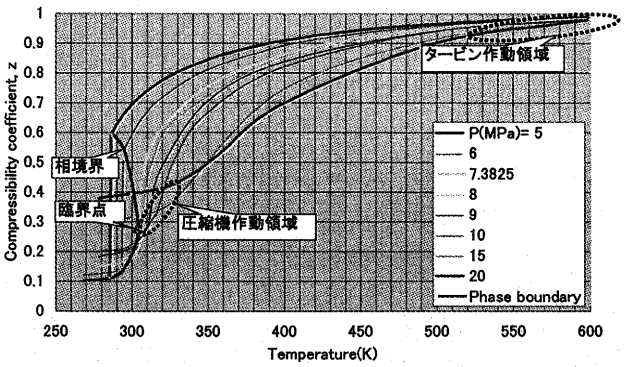


図1 二酸化炭素の圧縮率係数の圧力･温度依存性

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

や高温・高圧側の超臨界領域で圧縮係数ｚが急減する特性がある。最小値は０．２で理想気体（ｚ＝１）の 1/5 である。気体の圧縮/膨張仕事Wは次式で表される。

$$W = \int Vdp = \int zRTdp / p \qquad (2)$$

ここで、V:比体積、p:圧力、R:気体定数、T:温度である。一方、５００Ｋ以上では、圧力に依存せず理想気体に近い振る舞いをするので、圧縮機を臨界点に近い超臨界領域で動作させ、タービンを理想気体の領域で動作させれば、ガスタービンの出力と効率が向上すると考えられる。

３.サイクル検討

超臨界二酸化炭素の圧力は７ＭＰａ以上であるから、ガスタービンの耐圧設計の容易性を考えれば、圧力比が小さい領域で、高いサイクル熱効率が得られる再生サイクルを組み込む必要がある。さらに、２章で述べた圧縮動力を低減するには、圧縮機入り口温度を常温近傍まで低下させることが効果的と考えられる。

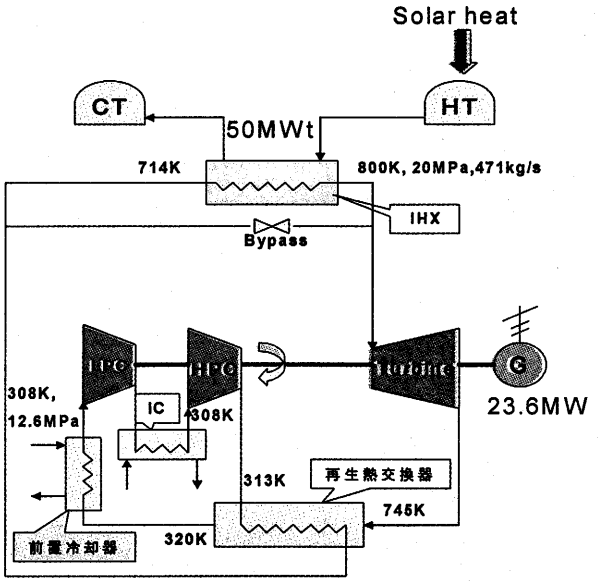


図２　RC+ICサイクル

したがい、圧縮機を低圧、高圧の二段とし、それぞれに前置冷却器とインタークーラーを組み込んだサイクルを検討した。表１に計算条件を示す。

表１計算条件

項目	単位	値
太陽入熱量	ＭＷ	50
ＬＰＣ，ＨＰＣ入口温度	Ｋ	308
タービン入口圧力	ＭＰａ	20
タービン入口温度	Ｋ	800
機器圧力損失係数		
中間熱交換器（ＩＨＸ）	%	1.2
再生熱交ＲＨＸ（Ｈ）	%	0.4
再生熱交ＲＨＸ（Ｌ）	%	1.2
前置冷却器	%	1
インタークーラー（ＩＣ）	%	0.8
圧縮器断熱効率		
低圧ＬＰＣ		0.9
高圧ＨＰＣ		0.9
タービン断熱効率		0.93
ＲＨＸ温度効率（Ｈ）		0.98

タービンでの膨張比を計算パラメータにして計算した。効率が最大になる膨張比は１．５５であった。この場合の熱効率は４７．２%である。図２は、この場合の各部の諸量を示す。タービン出力に対する圧縮機（ＬＰＣ＋ＨＰＣ）の動力との比αはこの場合で

α＝５．０８/２８．６９＝０．１７７

である。圧縮機が理想気体で動作する場合、αは略０．６であるから、圧縮機の所要仕事が１/３以下に減少していることがわかる。

図３は比出力とサイクル熱効率の各種サイクル間での比較を示す。

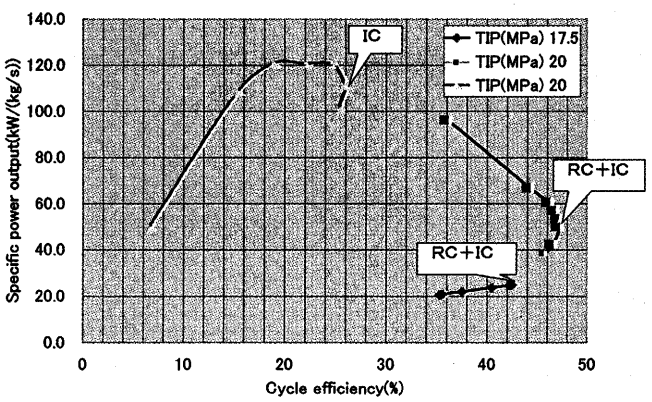


図3　サイクルの比出力と熱効率

インタークーリングサイクル（ＩＣ）の最大効率が２６%（膨張比＝２０）であるのに対し、再生サイクルを付加したサイクル（ＩＣ＋ＲＣ）の効率改善は顕著である。ただし、このサイクルでは比出力が小さいので、小型出力のシステムに向いている。ソーラーガスタービンの容量は１～２０

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

MWｅであるから、このサイクルが好適と言える。タービン入り口圧力が１７．５ＭＰａに下がると、比出力、効率ともに低下する。次に、サイクル構成機器の特性が熱効率に及ぼす影響を見て、製作上のクリティカル機器とその対策を検討する。

４．機器の影響

４．１再生熱交換器

図４は熱効率の再生熱交換器（ＲＨＸ）の温度効率依存性を示す。

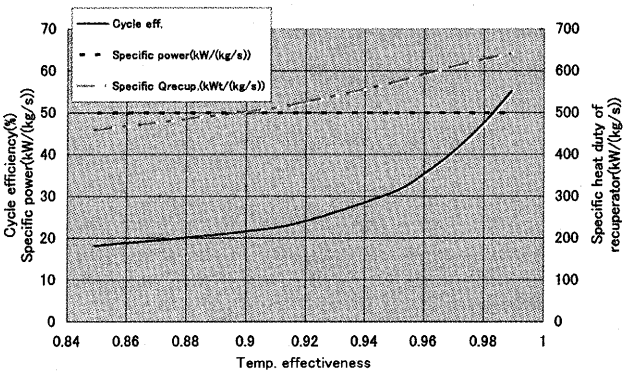


図4再生熱交換器の温度効率と諸量との関係

温度効率がサイクル熱効率に及ぼす影響は、大きく、特に０．９５以上で顕著である。この理由は、例えば温度効率が０．９９近傍では、比出力と単位体積当りの交換熱量との比が 1/10 まで減少するので、回収熱量が熱効率に及ぼす感度が高くなることによる。温度効率を高くすると、熱交換器が大型になり、製造コストがかさむので、普通の熱交換器では０．９８を実現することは困難である。そこで、耐圧、耐熱性に優れたＰＣＨＥ（Printed Circuit Heat Exchanger）の適用可能性を検討する。文献２）によれば、ＰＣＨＥの交換熱量は、３０MW/m^{3}程度であり、シェルアンドチューブ型熱交換器の１０倍以上である。図２に示したケースでＲＨＸ用のＰＣＨＥの容積を評価すると、図４、図２を参照して、４７０＊４７１/１０００/３０＝７．４m^3 となり、製作可能である。ＰＣＨＥは、圧力損失が小さいという特徴もある。

４．２圧縮機の型式選択

ソーラー応用など小容量向けでは遠心圧縮機が一般的である。特に、本再生サイクルでは相対的に作動媒体の循環流量が大きいので、遠心圧縮機は物造りの点からも好適な機種と言えるが、断熱効率は軸流に比べて低い。そこで、圧縮機の断熱効率がサイクル熱効率に及ぼす影響を評価した。参照ケースは軸流圧縮機を想定して０．９としたが、０．８５の場合熱効率は、４６．６％であり、相対値で－１．１％にすぎない。これは、圧縮率係数が小さいことと圧力比が小さいことにより、３章で示したように圧縮機の仕事の割合が小さくなり、サイクル熱効率に対する断熱効率の感度が低いことによると解釈される。この結果より、遠心圧縮機と軸流タービンの組み合わせで製品を製作するのが望ましい。

５．結論

超臨界二酸化炭素を作動媒体とする、２０MWｅ級の太陽熱発電用のガスタービンサイクルを検討し以下の結果を得た。

（１）　インタークーリングと再生サイクルを組み合わせたクローズドサイクルを最適化すると、ＴＩＴ８００Ｋでサイクル熱効率が４７％になる。

（２）　熱効率に対する感度がもっとも大きい機器は再生熱交換器であり交換熱量も大きいがＰＣＨＥの採用で容積を抑制可能。

（３）　本サイクルでは、遠心圧縮機（断熱効率０．９）と軸流圧縮機（０．８５）の熱効率に及ぼす影響は相対で１％程度であり、圧縮機の型による差異が小さい。

参考文献

1）　Kato,Y., Nitawaki,T. and Muto, Y.:Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactors, ICONE11-36562, April 2003

2）　Tsuzuki,N., Kato,Y. and Ishiduka, T.:High performance printed circuit heat exchanger, Heat SET 2005, April 2005

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B－8

常圧タービン（APT）の提案 :その１
― 有効性の検討および基本動作について ―

原田英一、北嶋潤一、＊井上健司、田中一雄、足利　貢、佐々江啓介（川崎重工業）、
辻川吉春、金子憲一（大阪府立大）

A Proposal on an APT(Atomospheric Pressure Turbine) :1st Report
― Effectiveness and Basic Operations ―

Eiichi HARADA(KHI), Junichi KITAJIMA(KHI), *Kenji INOUE(KHI), Kazuo TANAKA(KHI), Mitsugu ASHIKAGA(KHI), Keisuke SASAE(KHI),Yoshiharu TSUJIKAWA(Osaka Prefecture University), and Kenichi KANEKO(Osaka Prefecture University)

ABSTRACT

Gases at normal pressure and high temperature almost unused exist widely in every field now. But,the technology that can produce power (electric power) directly from such gases at a low price has not been put to practical use yet. Therefore, APT (Atmospheric Pressure Turbine) based on the "Inverted Brayton Cycle" principle is proposed, and the effectiveness of the new, distributed power generation technology ,using various normal pressure and high temperature gases is described.

Key words: Turbine,Atmospheric Pressure Turbine,Waste heat,Inverted Brayton Cycle,Distributed power generation

１．はじめに

中・小型の工業炉の排ガスや廃棄物ガス化ガス等のような、常圧・高温のガスから動力（電力）を回収する技術として、現在、ボイラ・スチームタービンやスターリングエンジン等がある。前者は一般的に設備が大掛かりになる上、中・小型においては効率が低く、後者は材料等の問題で高効率が達成できないなど開発段階にあり、常圧・高温のガスから効率的且つ安価に動力回収し得る技術が未だ実用化されていない。

そこで、本研究は「反転ブレイトンサイクル（Inverted Brayton Cycle）」原理に基づく常圧タービン（APT :Atmo-spheric Pressure Turbine）を提案し、各種の常圧・高温ガス／排熱源を利用した新規分散型発電技術の実用化を行い、画期的な省エネルギー化と大幅なCO_2削減を図ろうとするものである。

本技術については、Inverted Brayton Cycleの命名者であるWilson[1]らにより机上検討による研究がなされた後、大阪府立大学の藤井、辻川、金子らのグループによって、排熱回収における有効性や高効率システム等についての研究[2]~[3]が継続して実施されてきた経緯があるが、実機の出力運転については筆者の知る限り世界的にも報告例がない。

本報では、まず常圧タービン（APT）の有効性についてのシミュレーション検討結果について述べ、さらにAPT試作機の製作・試運転を行った結果について概要を紹介するものである。

２．常圧タービン（APT）について

反転ブレイトンサイクルは図１に示すように、通常のブレイトンサイクルが大気―高圧間で動作するのに対し、反転ブレイトンサイクルは大気―負圧間で動作するため、常圧・高温ガスを負圧側に膨張させてこのとき仕事を取り出すもので、それゆえ常圧・高温ガスから直接動力を取り出せる特徴がある。

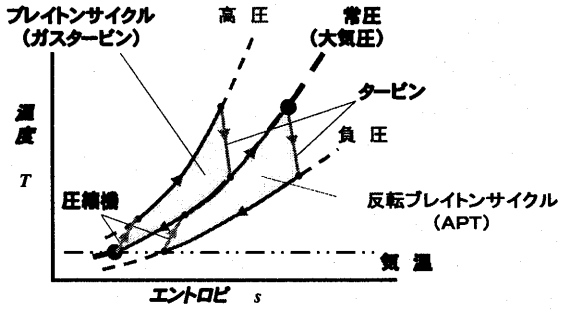


図１　反転ブレイトンサイクル

2.1　基本構成と特徴

図２に反転ブレイトンサイクル原理に基づく APT の基本構成を示す。本システムは効率向上のために再生型とし、吸気とタービン排気ガスとの間で熱交換を行う再生器と圧縮機効率の向上を狙った水冷却器を備える。

また本システムは試作機用として考案されたものを示しており、燃焼器を備え燃料としてガス燃料や液体燃料を使用するが、既に存在する常圧・高温のガスを利用す

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

る場合、両者は不要である。

まず、吸気は再生器で熱交換され 500℃程度に温度上昇した後、燃料を投入して燃焼させ、900℃程度に温度上昇させてタービンへと導びかれる。燃焼ガスはタービンで負圧側に膨張し、このとき仕事を取り出す。タービンを出た燃焼ガスは再生器で 150℃程度に冷却された後、さらに水冷却器で 15℃の常温程度まで冷却され、タービンと連動した圧縮機で圧力回復されて大気に放出される。圧縮機の圧縮中のガスを取り出し、さらに冷却する中間冷却を行うとシステム全体の効率が上がることが藤井ら[2]の研究により報告されているので本システムにも採用している。

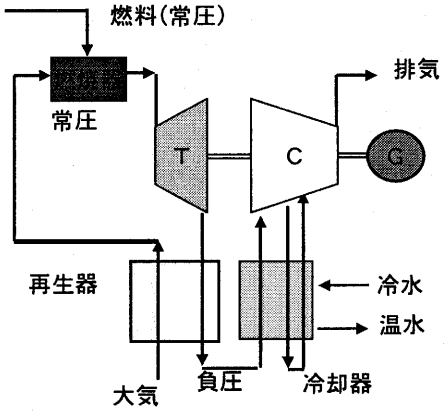


図2　常圧タービン（APT）の概念図

以上に述べた原理、動作から APT には次のような特徴がある。

・常圧廃熱を利用して簡便に動力を得ることができる
・常圧燃焼が可能である
・常圧－負圧間で動作するためエンジンの比出力が下がる

2.2　単体性能予測

図3に出力 30kW、軸端に減速機を介さない高速発電機を設けた APT における性能シミュレーションの1例を示す。本 APT は膨張比 3.8、圧縮機要素効率 78%、タービン要素効率 85%とし、タービン入口ガス温度を 900℃として、圧縮行程で中間冷却を行った場合であり、プロセスシミュレータ HYSYS を使って算出した。

本システムでは発電端効率（LHV）で 32%程度となり、同規模のマイクロガスタービン等と比較して遜色ない性能であることが示されている。

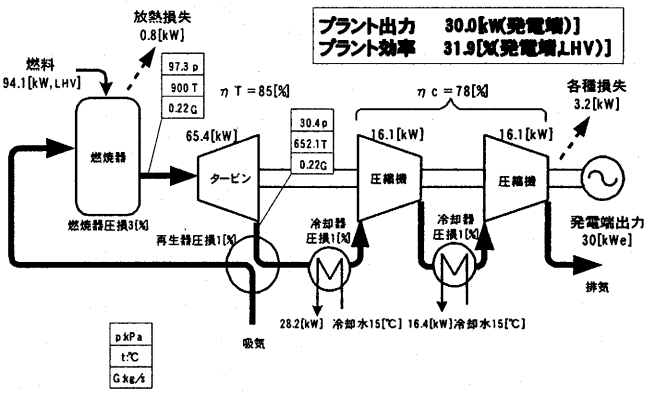


図3　APT の性能シミュレーション結果

3．システム性能予測

APT は以上に述べた特徴および予測される性能から、特に以下に述べる対象への適用性に優れていると考えられる。

○分散型バイオマス/廃棄物ガス化発電
○高温型燃料電池とのハイブリッド発電
○小規模高温加熱炉等廃熱回収発電　等

以上の適用先のうち、以下に代表的に分散型バイオマス/廃棄物ガス化発電への適用例を示してその有効性について述べる。

3.1　分散型バイオマス/廃棄物ガス化発電システムへの適用

分散型のバイオマスガス化発電や廃棄物ガス化発電システムにおいては、ガス化炉において燃料を部分燃焼させ高温燃料ガスを生成するため、これらを熱エネルギーも含めて有効に利用することが本発電システムの効率を高めるポイントとなる。

図4に示すように、常圧のガス化炉と現存する原動機との組み合わせを比較した場合、ガスエンジンを利用する場合は、高温ガスは圧縮できないため高温燃料ガスを冷却して燃料成分のみを利用することになる。このとき熱エネルギーを失うと同時にガス中の燃料成分の一部がタールとして析出・除去されるため、ガスエンジン単体の効率は高いものの、システムとしての発電効率は低下する。また、ガスタービンを利用する場合は高温燃料ガスを利用できるが、ガス化炉も含めシステム全体を加圧系にする必要があり、システムが複雑になる。

これらに対し、APT を利用したシステムでは常圧の高温燃料ガスをそのまま利用することができるため、高効率で簡便かつ高信頼のシステムを構成することが可能である。

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

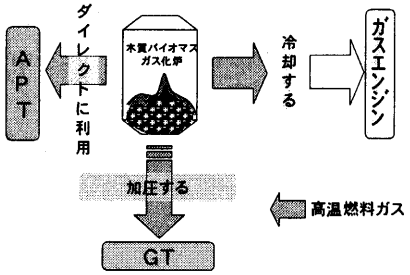


図4　バイオマスガス化炉と各原動機の組合せ

以上の各システムの適用性についての大まかな評価を表1に示す。大型ではボイラ・スチームタービンを用いたシステムが実用化されているが、小型分散型においては効率が低くコスト面からも成立が難しい。また、現存する原動機を用いる場合には常圧ガス化炉—ガスエンジンや加圧ガス化炉—ガスタービンの適用性が比較的良いことが分かる。さらに、APTが開発されると効率や経済性の面でさらに適用性の高いシステムが実現できることが示されている。

表1　バイオマスガス化発電システムへの適用性

	ボイラ タービン	ガス エンジン	ガスタービン		APT
炉圧力	常圧	常圧	常圧	加圧	常圧
ガス温度	−	低温	低温	高温	高温
問題点 (30kw クラス)	コスト 効率	タール 対策	同左	固体 ハンドリング コスト	
効率 (30kw クラス)	10%	15〜20%	10〜15%	20〜25%	20〜25%
経済性 (30kw クラス)	×	○	△	○	◎
適用性	△	○	△	○	◎

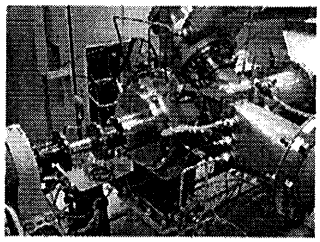
4．小型APTの試作とその運転結果について

以上に述べたシミュレーション検討結果から、APTが常圧・高温ガスから直接動力を取り出せる新しい原動機として、とりわけ中・小型の分散型電源に有効であることを示した。

このことをうけて、APTを開発する前段階として、まず反転ブレイトンサイクルで動作する小型APTの試作機を製作・運転し、世界的に運転例がほとんどないと思われる反転ブレイトンサイクルの作動を確認すると共に、その基本的な特性や性能等について知見を得たのでそれらについて報告する。

4.1　試作APTの概要

図5にAPT試作機本体の概要を示す。出力は3〜5kW程度を狙ったものであり、膨張比は再生型とすることから3.3とした。圧縮機、タービンはそれぞれ1段遠心式、1段輻流式とし、圧縮行程における中間冷却は行わなかった。また燃料にはLPGを用いた。



出　力	3〜5kW
膨張比	3.3
圧縮機	1段遠心式
タービン	1段輻流式
回転数	96,000 rpm
中間冷却	なし
燃　料	LPG

図5　APT本体

図6に試験装置の概要を示す。①より流入した吸気は②の再生器により常温から約500℃程度まで加熱され、③の燃焼器に入る。燃焼器頂部に設けられたノズルから燃料のLPGを噴射・燃焼させて、約900℃の燃焼ガスをタービンへと導く。タービンを出たガス④は再生器②で冷却された後、水冷却器でさらに常温まで冷却された後、⑥の圧縮機に入り、圧力回復された後⑦から⑧を経て排気される。

APT本体の出力軸には渦電流式の動力計が接続されており、エンジン性能を計測出来るようになっている。また動力計の軸端には電磁クラッチを介して始動用モータが接続されており、始動時にはクラッチを接続してモータを起動させ、所定の回転数で燃料を投入・着火燃焼させ、燃料のみで制御出来る回転数までモータで回転を上昇させてクラッチを切断し、後は燃料制御で定格回転数まで上昇させる。

吸気管には渦流量計が、LPGの供給ラインにはマスフローメータが設置されてそれぞれの流量を計測する。排気管には排ガス分析計が設置され、CO、O_2、NOxを計測し、燃焼状態と漏れ込み空気量を監視した。装置各部には温度計測用の熱電対、圧力計測用の静圧孔および圧力変換器を備え、運転状態の監視と性能データ計測に用いた。

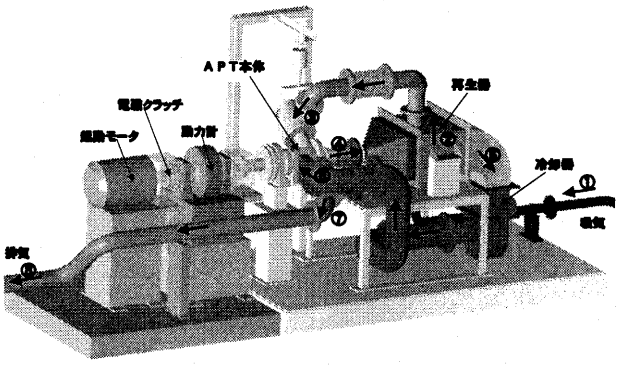


図6　試験装置概要

4.2　APTの試運転と基本特性

APT試作機を試運転し、出力と機械仕事がバランスする自立運転、仕事を取り出す出力運転を達成したのでその概要について以下に述べる。

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4.2.1 起動および自立運転の達成

図7に起動してからの経過時間を横軸とした主軸回転率等の各値を示す。起動後、起動用モータが主軸を回転させ始めて回転率 7%で燃料投入・着火し、その後、モータと燃料投入量の増加によって回転率 60%まで上昇させる。ここで電磁クラッチでモータを切断し、燃料量を制御することによって回転率 100%まで上昇させ、その後も回転率 100%を安定して維持できているいることが分かる。吸気流量はエンジン回転の上昇と共にやや遅れて増大し、定格回転数に達すると設計流量の 167Nm³/h に達しており、また負圧が最大となる圧縮機入口部の圧力はエンジン回転の上昇と共に低下し、定格回転数に達すると設計圧付近の-70kPa に達している。

このことから、反転ブレイトンサイクルで動作する本APT 試作機が自立運転できていることが確認された。また、図中に軸振動を示しているが、起動途中回転率 50%付近にある危険回転数をうまく通過させて起動出来ており、自立運転時の振動も 14G 付近であり低振動で安定して回転していることが分かる。

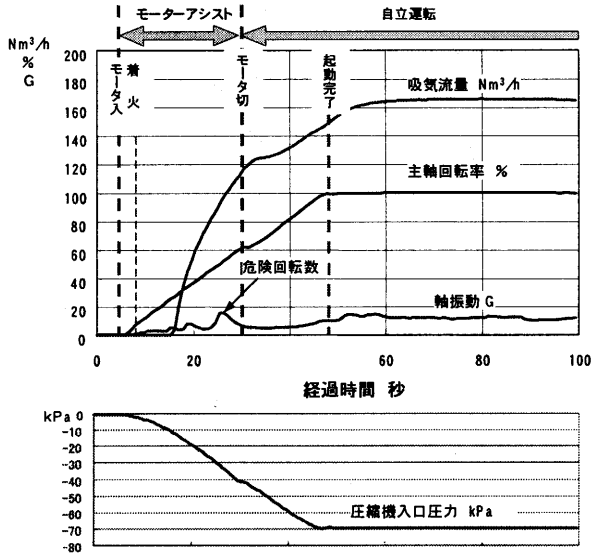


図7 起動および自立運転結果

4.2.2 出力運転・制御の達成

図8に起動してからの経過時間を横軸とした出力等の各値を示す。前項でのべた手順で APT 試作機を起動し、自立運転の後、動力計に徐々に負荷投入して約 3.2kW の出力運転が達成できた。

図中には回転数、出力共に安定して運転できていることが示されており、約 100 秒後に 3.0kW の負荷投入、約 1800 秒後に負荷を 3.0kW から 3.2kW へと変更しているが、回転数にほとんど変化はなく負荷変動に対する回転数制御が良好に機能していることが示されている。

さらに燃料流量の変化を間接的に示す燃料バルブ開度を示しているが、起動時は大きく変化しているものの、出力運転時は次第に開度が小さく、すなわち燃料流量が少なくなっており、熱容量の大きい再生器が温度上昇するのに伴って吸気温度が上昇し、時間の経過と共に再生の効果で効率が上がっていく様子がうかがえる。なお、本試作機の定常に達するまでに時間は、グラフから 40 分程度であることが分かる。また定格回転数 96000rpm と高速回転する軸受けの潤滑系に関しても、潤滑油温度が最大 80℃程度に保たれ健全性が確保されていることが分かる。

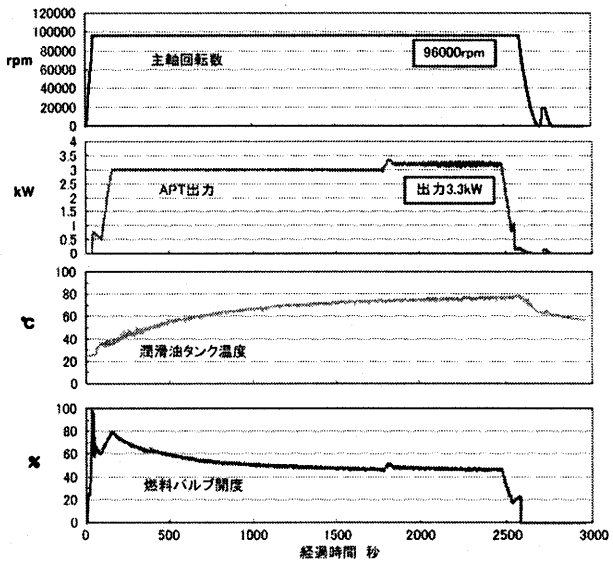


図8 出力運転結果

5. まとめ

本報では、まず常圧タービン（APT）のシミュレーション検討結果等によりその有効性について述べた。さらに、世界的にも報告例がないAPT試作機の製作・試運転を行った結果について述べ、APTが新規の分散型電源用原動機として可能性があることを示唆した。

今後は、システム化も含めて実用化に向け開発を推進していく予定である。

参 考 文 献

1) Wilson,D.G.,1985,The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Tuerbine M.I.T.Press, Cambridge,MA.
2) S.Fujii,K.Kaneko,K.Otani,Y.Tsujikawa,"Mirror Gas Turbines; A newly Proposed Method of Exhaust Heat Recovery," ASME Journal of Eng.for Gas Turbines and Power,Vol.123, 481-486(2001)
3) 大谷浄、金子憲一、赤岸桂樹、山本清大、藤井昭一、「逆ブレイトンサイクルによる排熱回収」、ガスタービン学会誌、Vol.27,No.5、pp.73-80（1999）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−9

常圧タービン（APT）の提案：その２
― シミュレーションモデルと制御方法について ―

足利　貢，*佐々江　啓介，井上　健司，田中　一雄（川崎重工業）

A Proposal on an APT(Atmospheric Pressure Turbine):2nd Report
― A Simulation Model and a Control Method for an APT ―

Mitsugu ASHIKAGA , *Keisuke SASAE, Kenji INOUE and Kazuo TANAKA (KHI)

ABSTRACT

As mentioned in the 1st report, applying an APT (Atmospheric Pressure Turbine) based on the "Inverted Brayton Cycle" principle is one of effective solution to use normal pressure and high temperature gases. For practical use, it is necessary to develop a control system for an APT, therefore we studied such a control system. We considered whether it is possible or not to apply a control method for a normal gas turbine (based on Brayton Cycle) to an APT. Then we have developed dynamic simulation model of an APT to evaluate that and designed control diagram for an APT through simulation study. In this report, we explain simulation model and control diagram of an APT, and we report the evaluation test result with that control system applied to a prototype APT.

Key words: Atmospheric Pressure Turbine, Control, Simulation

１．はじめに

近年、資源の枯渇問題や地球環境問題の観点から副生可燃ガス（高炉ガス、石油精製ガス）やガス化ガス（石炭、廃棄物、バイオマス）などの新エネルギの積極活用が強く求められている。しかし、これら可燃性ガスは、生成時に常圧高温である場合が多く、常圧で高温の可燃性ガスから安価で効率良くエネルギを回収するのが難しく、その実現が望まれている。

当社では、多様な燃料に対応できるというガスタービンの利点を生かし、これら新エネルギに対応できるガスタービンの開発を進めている。　その一つとして、現在、「反転ブレイトンサイクル」を作動原理とする常圧タービン（APT: Atmospheric Pressure Turbine）の開発を行っている[1)]。APTは燃料を常圧で燃焼させることができるため、燃料を加圧する必要が無く、バイオマスガスや炭鉱ガス、SOFC（固体酸化物燃料電池）、高温加熱炉などの常圧高温可燃性ガスからのエネルギ回収に有効な技術となる。

本報では、APT 向けに開発したシミュレーションモデル、および制御ロジックについて述べるとともに、その制御機能を試作機により実証した結果について報告する。

２．制御対象

2.1　APT について

APT は通常のガスタービンの動作原理であるブレイトンサイクルとは異なり、図１に示すように常圧で燃焼させたガスをタービンで負圧側に膨張させ、ガスを冷却した後に大気圧まで圧縮機で圧縮するという「反転ブレイトンサイクル」（図２参照）によって動作している。この時、タービン－圧縮機間の圧力は負圧となり、タービンが常圧・高温のガスを吸引した後、負圧側にガスを膨張させることにより軸出力を得ている。

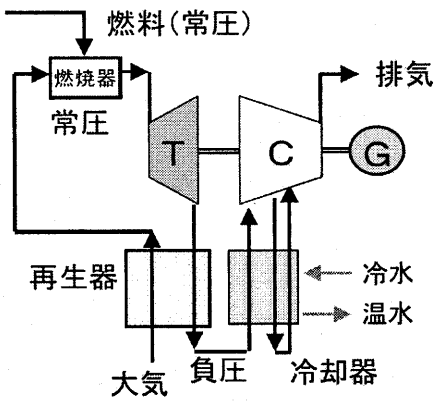


図１　APT の概念図

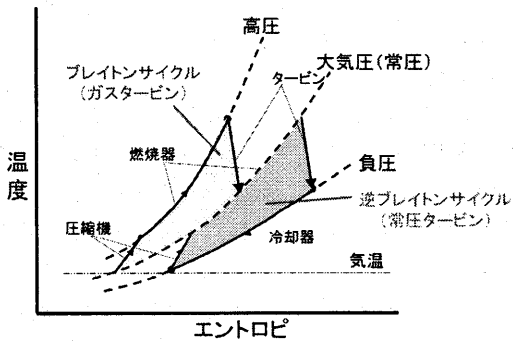


図２　反転ブレイトンサイクル

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，(伊勢)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2.2 試作したAPT

今回試作したAPTの概観を図3に、緒元を表1に示す。試作APTは、熱交換器を付加し再生サイクルとすることで、高効率化を図っている。なお、今回試作したAPTは出力性能確認用であることから、燃料はLPガスを用い、出力端には発電機の代わりに動力計を接続している。

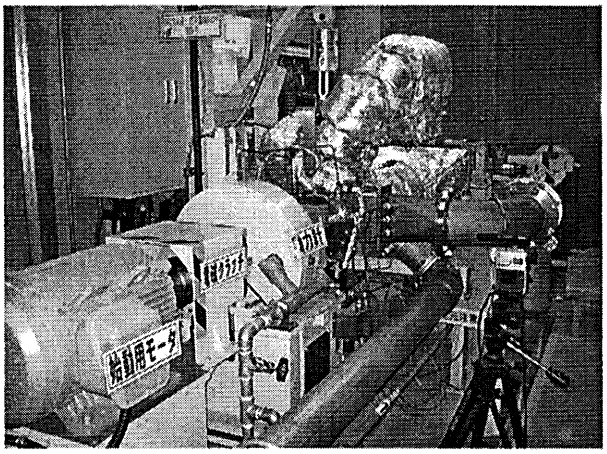


図3　試作したAPTの概観

表1　試作したAPTの緒元

主要緒元	
設計出力	3～5kW
膨張比	3.3
再生器	プレートフィン型
タービン	1段輻流式
冷却器	水冷式
圧縮機	1段遠心式
主軸回転数	96000rpm
燃料	LPガス

3．APTの制御方法

3.1 APTの制御系の全体構成

APTの制御においても主要な制御となるのは、通常のガスタービンの制御[2]と同様に、所定の回転数において所定の出力が得られるように燃料を制御することである。発電機用ガスタービンの場合、発電負荷の増減によらず回転数を一定に制御することにより所要の出力が得られるので、一定の回転数を維持するように燃料を制御することが主目的となる。また、APTにおいてもタービン出口温度(TET:Turbine Exit Temperature)が所定の温度を超えないように制御する必要がある。したがって、APTの制御には通常のガスタービンの制御と同様の考え方が適用できると考えた。

なお、ガスタービンの制御では、その機能上の位置付けから起動制御と通常運用時の制御に分けられることが多い。APTの制御系においても基本的にはこのような枠組みになるものと考えられることから、図4に示すような制御系を構成した。

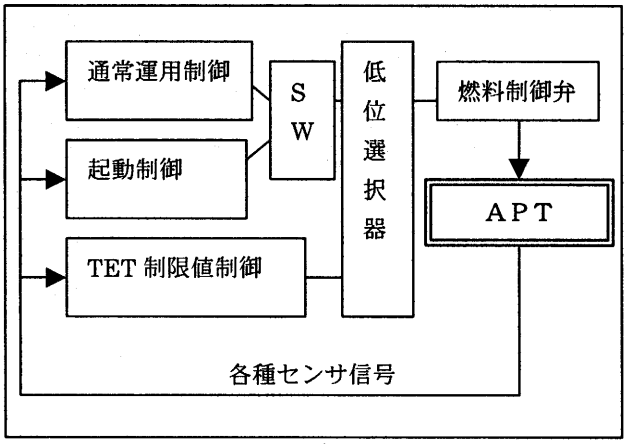


図4　APTの制御系の全体構成

3.2 通常運用制御

前述したように通常運用時の燃料制御は、一定の回転数を維持するように燃料を制御することであり、回転数のフィードバック制御が基本となる。

本APTの制御では、外乱応答に対する制御性を考慮し、I-P制御によって回転数を制御している。

3.3 起動制御

ガスタービンの起動制御の多くは、実験や経験から得られたデータを基に回転数の関数で表された燃料スケジュールにより制御が行われている。しかし、燃料スケジュール制御だけでは大気条件やガスタービンの冷態・温態など起動時の状態変化に十分に対応できないため昇速レートがまちまちになり、冷態時に起動渋滞を起こしたり、温態での起動ではTETの過度な上昇を招く恐れがある。

このような課題に対応するため、本起動制御では、燃料スケジュール制御、起動加速制御、TET制限値制御を組み合わせた制御系とした。起動制御に対する考え方を図5で示し、以下に説明する[3]。

・起動開始直後：確実な着火を行い、安定燃焼を維持するため、あらかじめ定められた燃料が投入されるよう燃料スケジュールにて制御する（燃料スケジュール制御）

・自立までの昇速：起動中の昇速レートは、環境条件（周囲温度、大気圧力）、エンジンの状態（冷態起動か温態起動か）などにより影響を受けるので、一定のレートで昇速させるために加速度を制御する（加速制御）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

・TET 上昇時：TET が過度に上昇した場合には、制限値を超えないようにするため TET を優先的に制御する（TET 制御）

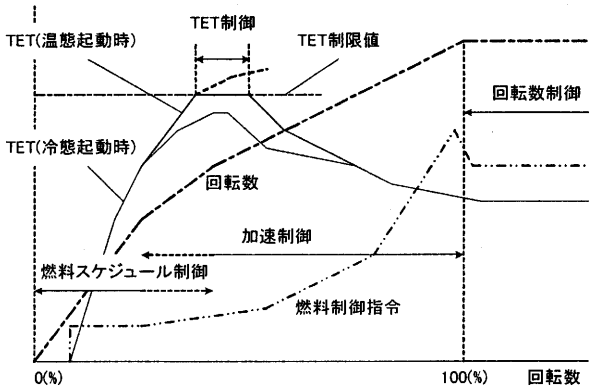


図５　起動制御の考え方

以上による起動制御ロジックを図６に示す。

なお、燃料スケジュール制御と加速制御は、切換え時に燃料制御指令値が不連続とならないように滑らかに切換わるようにしている。また、TET 制御は、上記の制御出力との低位選択により切換える。

４．APT のシミュレーションモデル

以上の制御系の APT への適用可能性や APT の特性を予め把握するために、APT のシミュレーションモデルを作成し、シミュレーション検討を実施した。図７に本シミュレーションで用いた APT のモデルを示す。このモデルでは起動時などの動

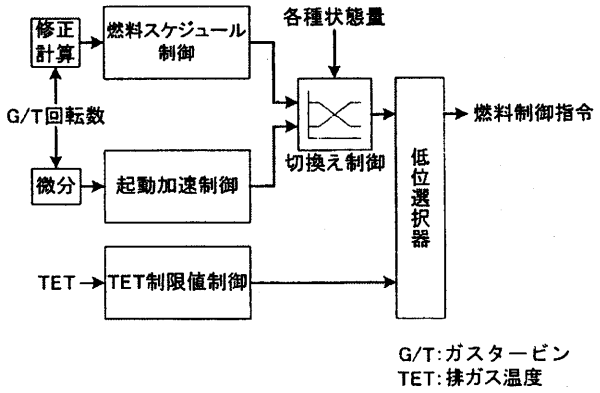


図６　起動制御ロジック図

特性をある程度正確に表現するために、APT の構成要素を物理式に基づいた非線形モデルで記述し、それらを組み合わせることで APT の全体モデルを形成している。

このモデルを用いたシミュレーション検討により、上記の制御系が APT に適用できる見通しを得ることができた。

５．試作機による制御系の実証

図８に無負荷定格回転までの起動試験結果を示す。試験の結果、起動中のガスタービン特性（回転数、TET の応答特性）は基本的には従来のガスタービンと同様な特性を示しており、本起動制御方式により無負荷定格回転まで起動させることに成功した。

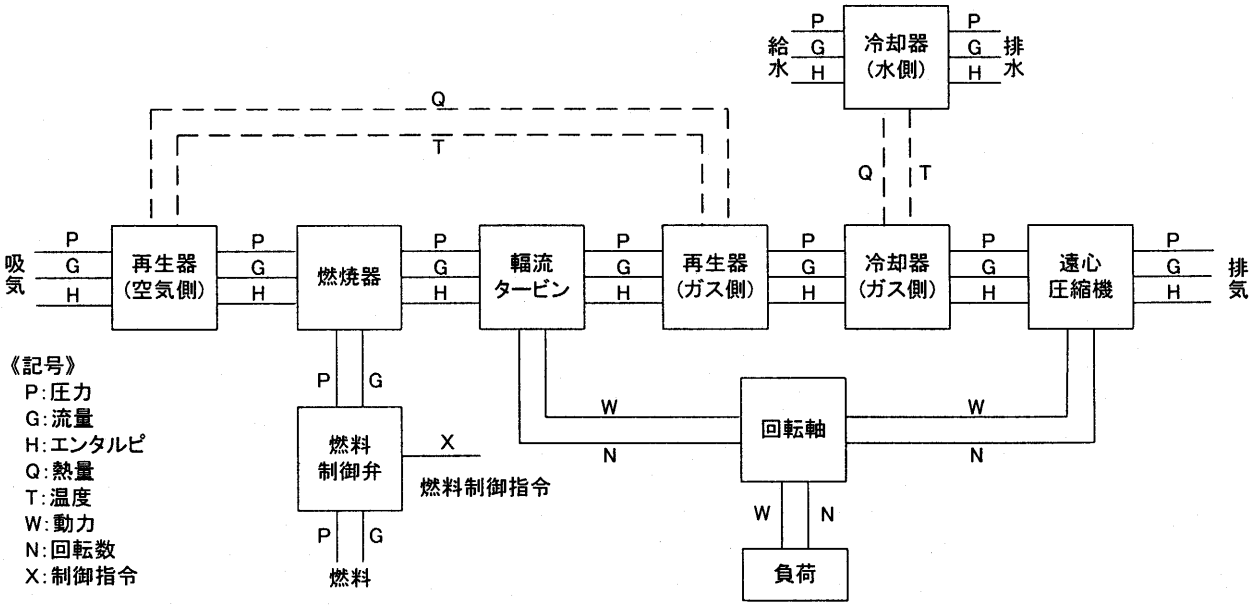


図７　シミュレーションモデルのブロック図

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

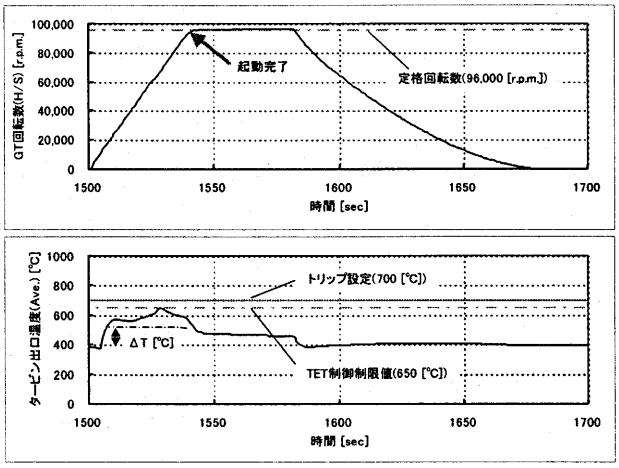


図８　試作 APT の起動試験結果

６．試験結果とシミュレーション結果との比較

先のシミュレーション検討で用いた APT モデルは、熱ロスや各部の圧力損失などを考慮しない理想的な状態でモデル化した。しかし、実際の試験装置では、熱ロスや各部の圧力損失が大きく、試験当初は試験結果とシミュレーション結果に差違が生じていた。

そこで、モデル精度の向上を図るため、試験結果を元にシミュレーションモデルのブラシュアップを行うことにした。まず、熱ロスと各部の圧損を試験データから求め、これらをモデルの中に反映した。次に、各構成要素毎に動的な特性が試験結果と一致するように微調整した後、これらを組み合わせて、モデル全体の特性を確認した。

これにより、図９に示すように、起動時の過渡特性、および定格回転に整定した後の定常状態をシミュレーションで精度よく再現できるようになった。

７．おわりに

今回の試験の結果、以下に示す成果が得られた。

(1) APT の制御手法を確立し、自立・出力運転を達成した。

(2) APT のシミュレーションモデルを構築し、実機試験と比較して精度を向上させた。

今後は、今回作成したシミュレーションモデルを用い負荷特性などの出力性能や効率に関する検討を行い、APT の実用化に向けた開発を行っていく予定である。

参 考 文 献

1) 井上健司, 原田英一, 北嶋潤一, 田中一雄, 足利貢, 佐々江啓介, 辻川吉春, 金子憲一: 常圧タービン(APT)の提案：その１, 第 33 回ガスタービン定期講演会講演論文集（本論文の前）.

2) 足利貢: スーパーマリンガスタービンにおける制御方式の検討, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.2 (2004) pp.9-14.

3) 田中泰太郎, 鳥居英明, 小川靖弘, 足利貢, 衣斐正弘, 永田康史: ファジィ制御を応用したガスタービン起動制御, 第 34 回自動制御連合講演会, pp.13-14.

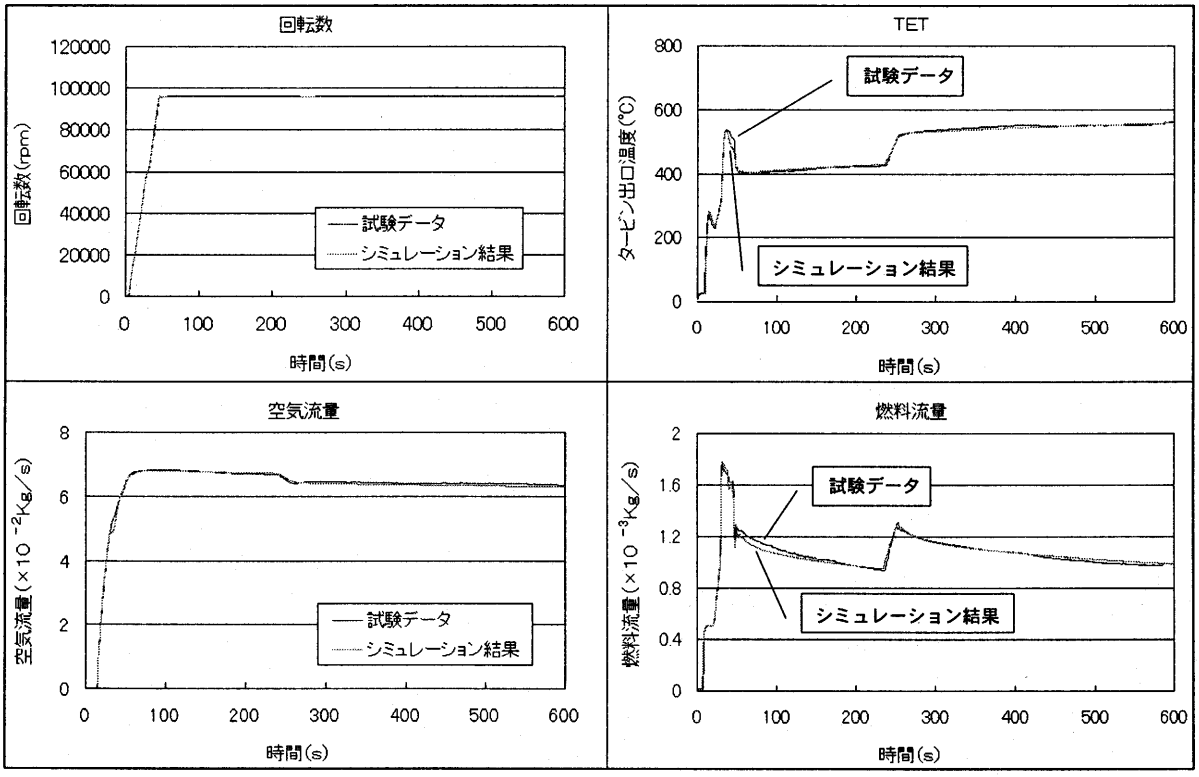


図９　シミュレーション結果と試験結果の比較

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−10

単結晶材料の高熱流束バーナーリグ評価試験

*松下　政裕，福山　佳孝，藤沢　良昭（宇宙航空研究開発機構）
青木　祥宏（石川島播磨重工業）

Evaluation Test of Single Crystal Superalloy by High Heat Flux Burner Rig Test Equipment.

*Masahiro MATSUSHITA, Yoshitaka FUKUYAMA, Yoshiaki FUJISAWA(JAXA)
and Yasuhiro AOKI(IHI)

ABSTRACT

Experimental equipment had been built to evaluation for high heat-resistant materials under the condition of turbine blade. As this equipment, a circular straight pipe was rounded on the central axis for uniform circumferential heating, and the position control of burners was programmable for the cyclic heating test which simulated the engine condition. By this equipment, two single crystal superalloys, CMSX-2 and TMS138, were tested by only thermal stress at about 1000 degree of maximum material temperature for 100 cycles (3 minutes heating and 3 second cooling).

Key words: Single Crystal, Supperalloy, Thermal Stress, Turbine blade

1．はじめに

近年、ガスタービンの高効率化のため、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。なかでも先進耐熱材料の開発は、NIMS などによってなされているが、その実用化のためには、エンジン試験に先立つ、実機に近い条件での材料評価が必要である。

特に Ni 基単結晶合金は、強化析出相であるγ'相の体積率を上げることによって、耐熱温度の向上を図っているが、高温で、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]。このラフト化現象は、強度に影響すると考えられるので、詳細に調べることが重要である。また、タービン入口温度の上昇に伴い、熱応力に注目する試験が必要となってきている。そこで、これまで、これらの観点に基づく材料評価試験装置の構築を行い、Ni 基単結晶合金の組織変化試験を実施している。

昨年度、高熱流束バーナーリグ試験装置についてその特性と単結晶材の高熱応力印加試験の結果について報告を行った[2]。本報告は、前報の続きとして、まず、高熱流束バーナーリグ試験装置の改善（①回転駆動装置導入、②サイクリック試験への対応、③冷却の改善）を行ったのでその内容について報告を行う。次に、Ni 基単結晶合金として、第１世代の CMSX-2 と、先進材料である第４世代の TMS138 の２種類の試験体に対して、熱応力に着目した組織変化試験を実施したので、その結果について報告を行う。

2．試験装置、方法、条件

2.1　高熱流速バーナーリグ試験装置

本試験装置は、酸素プロパンバーナー（日本酸素）による加熱装置、バーナー移動装置、冷却水および冷却空気配管系、計測系、回転駆動装置、引張強度試験機（島津オートグラフ）により構成されている。試験体は、円筒形状の試験体を使用し、外側をバーナーによる加熱、内側を水、空気による冷却を行い、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装置である。Fig.1 に試験装置概略図、Fig.2 に回転駆動装置外観を示す。

ここで、回転駆動装置とは、円筒試験体を軸中心に周方向に回転させる装置であり、バーナー加熱による周方向の温度場を均一化するために考案、製作した装置である。これまで、3 本のバーナーで加熱するため複雑な温度場となり、温度場、応力場と試験体の組織変化との関係を結びつけるのが困難であった。そこで、試験体を回転することにより周方向の温度を均一化し温度場の推定を容易にしている。

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試験を行うために準備しているが、現在は使用しておらず、回転駆動装置との同時使用も現状では出来ない。

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を使用したバーナー移動装置により、試験体とバーナ

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

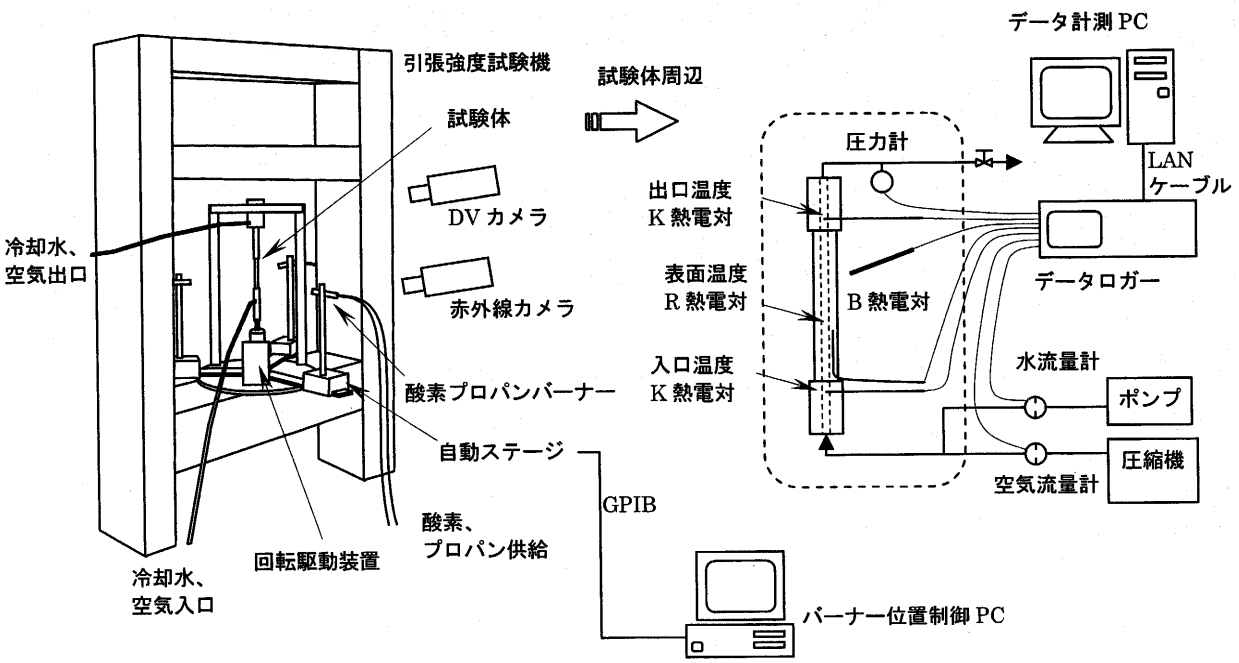


Fig.1　高熱流束バーナーリグ試験装置概略図

ーの距離を調整することにより行っている。バーナー移動制御は、専用 PC（PC-9821Xa20）によって行っており、加熱冷却を繰り返すサイクリック試験を行うため自動制御が行えるようになっている。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、手動で行っており、流量データは、デジタルデータとして後述の計測系ですべて記録している。Fig.3 に加熱試験を行っている様子を示す。

本試験装置では、冷却に水、空気を切り替えて使用できるようになっており、どちらも出口弁により手動で流量の調整を行っている。圧力、流量はデジタルデータとして後述の計測系ですべて記録している。水冷却の際、以前は、井戸水を使用していたため、試験体内部にスケールが着くことが確認されている。そのため、今回循環式の冷却水に変更し、一定温度（20℃）による冷却が行えるように改善を行った。本報告での冷却は、大きな熱応力を得るため、すべての試験で水による冷却を使用している。

計測系は、データロガー（YOKOGAWA DATA ACQUISITION UNIT MX100）、制御記録 PC によって構成されている。加熱用バーナーのプロパン流量、酸素流量、冷却水および空気の圧力、流量、出口温度（K 熱電対）、入口温度（K 熱電対）、装置周辺の温度（3 点、K 熱電対）、バーナー火炎近傍温度（2 点、B 熱電対）、試験体温度（埋め込み熱電対、R 熱電対）等を一括して計測している。

また、赤外線カメラ（Inframetrics 760）による表

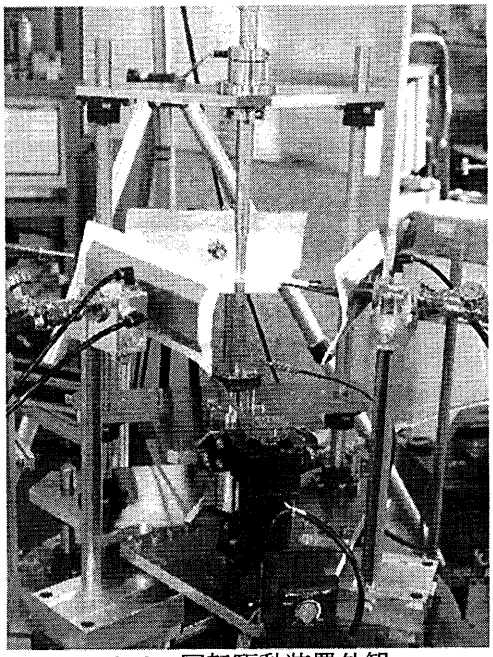


Fig.2　回転駆動装置外観

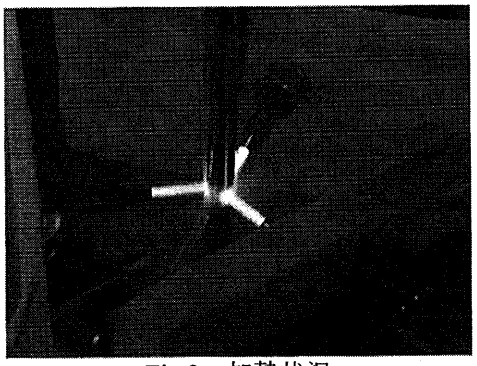


Fig.3　加熱状況

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

面温度分布の計測、DV カメラ（Sony DCR-TRV900）による外観の監視、デジタルカメラによる撮影も行っている。

装置改善点

昨年度の報告を行った装置 [2]からの改善点をまとめると、以下のようになる。

①回転駆動装置の導入：円筒試験体を軸中心に周方向に回転させる装置を導入し、バーナー加熱による周方向の温度場の均一化を行った。

②サイクリック加熱冷却試験への対応：エンジン内では、加熱と冷却が繰り替えされる環境に材料は適用される。そのような環境を模擬するサイクリック試験が行えるように、バーナー移動をプログラム化した。

③冷却の改善：冷却水を循環式に変更し、一定温度（20℃）による冷却が行えるようにした。

2.2 単結晶試験体

試験体は、外形 12mm、内径 4mm、長さ 80mm の円筒形状である。試験体の寸法を Fig.4 に示す。試験体の取り付けは、熱応力のみの影響を調べる試験を行うため、上下方向は固定せず（O リングにより冷却水の漏れを防止している）、1mm 程度の伸びは許容でき、伸びに伴う応力がかからないようにしている。

Ni 基単結晶合金として、すでに航空機エンジン材料に使用されている第 1 世代の CMSX-2 と、先進材料である第 4 世代の TMS138 の 2 種類の試験体について加熱冷却試験を実施した。Table 1 にそれぞれの単結晶合金の組成を示す。

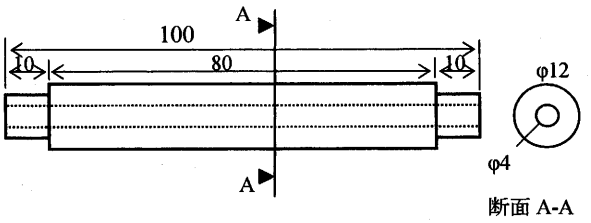


Fig.4 試験体寸法

Table 1 合金組成

	Ni	Cr	Co	Mo	W	Al	Ti	Ta	Re	Hf	Ru
CMSX-2	Bal.	8	5	0.6	8	6	1	6	—	—	—
TMS138	Bal.	3.2	5.8	2.8	5.9	5.9	—	6	5.0	0.1	2.0

2.3 試験条件

加熱バーナー、冷却水の設定値を Table 2 に示す。加熱バーナーの酸素流量、プロパン流量は、安定したバーナー火炎が得られた状態に固定し、バーナーの位置を変えることによってのみ、加熱条件を変えている。また、冷却水の流量、温度、圧力も固定している。

Table 2 加熱バーナーおよび冷却水の設定値

加熱		冷却水	
プロパン流量	1.2 SLM	流量	0.07 kg/s
プロパン圧力	0.5 kgf/cm^2	温度	20 ℃
酸素流量	4.8 SLM	全圧	0.3 MPa
酸素圧力	3.5 kgf/cm^2		

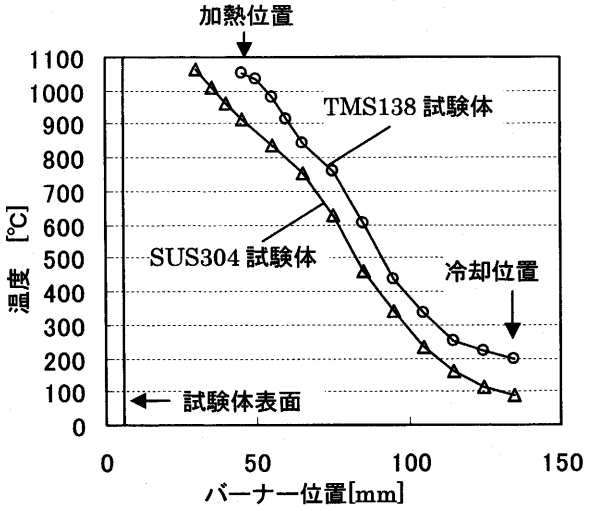


Fig.5 バーナー位置に対する表面最高温度

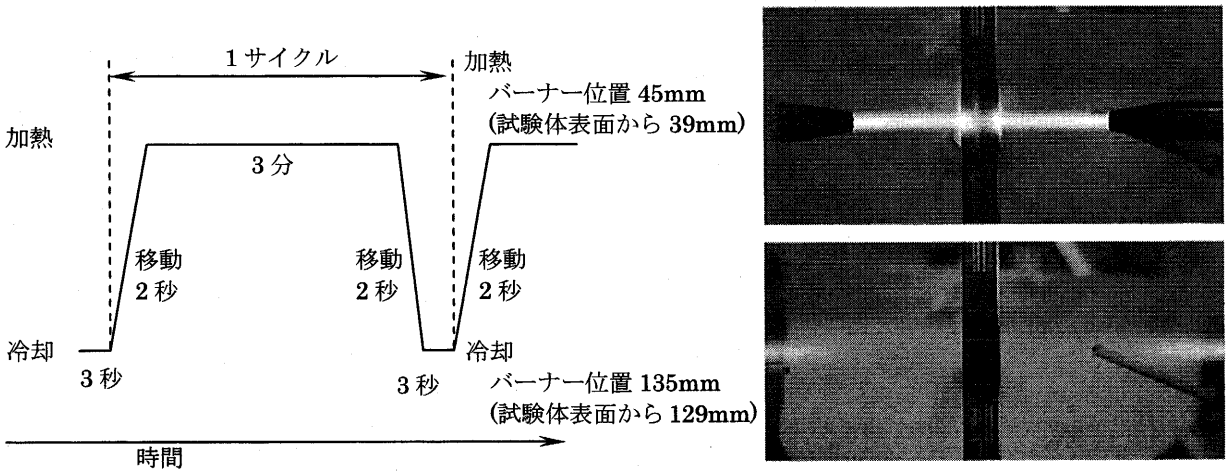


Fig.6 サイクリック試験におけるバーナー位置移動

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

まず、単結晶材 TMS138 の試験体（黒体塗料を塗った）によって、サイクリック試験を行う条件（バーナーの加熱位置、冷却位置）を決めるための評価試験を行った。Fig.5 に回転時（回転速度 1.87 秒/周）の表面最高温度とバーナー位置の関係を示す。図には参考として、SUS304 試験体によって行った同一の試験条件の結果も示してある。温度計測値は黒体塗料（放射率 0.94）を塗った試験体に対する赤外線カメラによる温度計測値を示している。高温では、黒体塗料の放射率が変化したため、放射率の変化も考慮した計測を行った。その際、TMS138 では、放射率 0.80、SUS304 では放射率 0.73 としている。

ここで、バーナー位置が同じ場合でも TMS138 と SUS304 の表面最高温度が異なっているが、これは、熱伝導率の違いによるものである。詳細は後述の温度分布において示す。

この結果をもとに、TMS138 において、加熱時に表面の温度が 1000℃を超え、冷却時に試験体全体が少なくとも 400℃以下になるサイクリック試験の条件を決定した。Fig.6 に加熱冷却のバーナー位置移動について示す。今回の試験では、加熱時間、冷却時間は試行的な設定値になっているが、将来的には、エンジン使用に対応した温度変化を模擬するようなバーナー移動をプログラム化することを考えている。

2.4 温度分布

サイクリック試験の加熱状態（バーナー位置 45mm）における、試験体全体での温度分布は、赤外線カメラによる計測値と解析を組み合わせて算出した。

Fig.7 は加熱状態における CMSX-2、TMS138 のそれぞれの試験体温度分布解析結果を示しており、赤外線カメラによる温度計測、内面の水冷却条件、加熱試験後の表面の模様を組み合わせて、三次元熱伝導解析を行って算出している

ここで、TMS138、SUS304 の表面温度分布は黒体塗料を塗った試験体の赤外線カメラによる計測値から算出しており、その表面温度を境界条件として、三次元熱伝導解析を行い、その結果を試験体の温度分布としている。また、CMSX-2 については、TMS138 と SUS304 の両方の表面温度分布を満たす加熱条件（ガス温度分布、熱伝達率）を算出し、境界条件に使用して、三次元熱伝導解析を行い、その結果を試験体全体の温度分布としている。

また、Fig.8 に解析結果から抽出した内外表面の上下方向温度分布、加熱中心の深さ方向温度分布を示す。ここで、試験体内部表面温度は 170℃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。また、それぞれの試験体

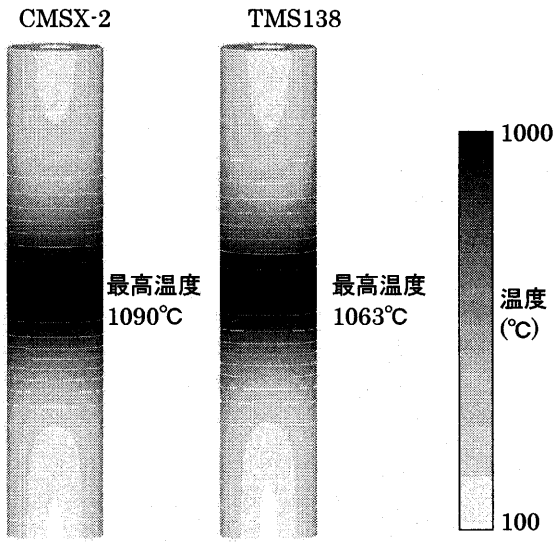
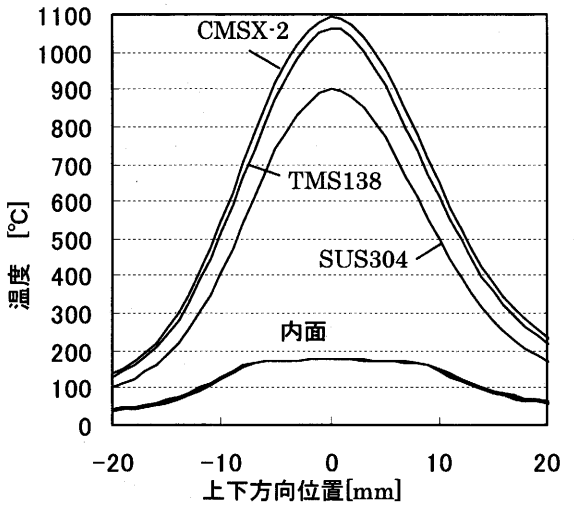
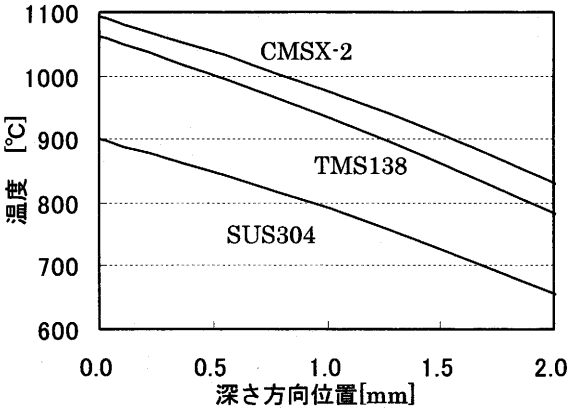


Fig.7　熱伝導解析による温度分布



(a)試験体表面上下方向温度分布



(b)加熱中心深さ方向温度分布

Fig.8　バーナー位置に対する表面最高温度

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

の熱伝導率は温度依存性を考慮した近似式で算出している。

先に述べたように、同一の加熱条件（バーナー位置）、冷却条件で、表面温度分布が異なっている。これは、試験体の熱伝導率の違いによるものであり、熱伝導率の高い SUS304 では、内外の温度差が小さくなり、表面温度が低く、熱伝導率の低い CMSX-2 では、表面温度が高くなる。従って、組織観察の際には、この温度場の違いも考慮して取り扱っている。

3．熱応力印加試験結果

3.1　100 サイクル試験

以上のような試験装置、試験体、試験条件において、まず、装置の評価、組織変化の傾向をとらえるため、比較的短時間の 100 サイクル（約 5 時間）加熱冷却サイクリック試験を実施した。Fig.9 は 100 サイクルの試験終了後のそれぞれの試験体の表面の様子を示している。また、右に示したのは昨年度報告した単結晶材（CMSX-2）の 80 時間連続加熱試験後の表面の様子であり、試験体が回転していないため複雑な 3 次元的な温度分布、加熱条件になっていたことがわかる。今回の試験後の表面の様子は、どちらの試験体においても周方向に均一な加熱が行えており、回転駆動装置による改善が行えている。

また、試験前と試験後の単結晶材の重量測定を行ったが、今回の 100 サイクル試験では、重量変化はほとんどみられていない。Table 3 に重量変化を示す。

Table 3　重量変化

	試験前	試験後	変化量
CMSX-2	80.4985g	80.4986g	0.0001g
TMS138	83.9601g	83.9608g	0.0007g

3.2　組織観察結果

100 サイクル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。図は上下方向断面を示しており、火炎中心付近での観察結果である。それぞれ右上に示したものは、加熱前の組織であり、γ'相は立方体形状で、その寸法は 0.4μm 程度である。

まず、加熱表面付近についてみてみると、CMSX-2 では 2μm、TMS138 では 18μm の完全に立方体形状組織が消失した部分が見られる。この

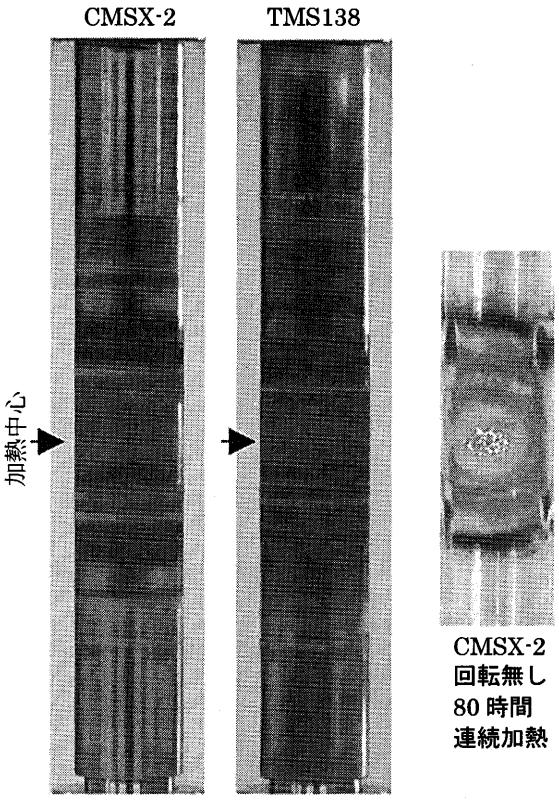


Fig.9　100 サイクル試験後の表面

ことから、CMSX-2 が酸化に強い材料であり、第 4 世代の TMS138 はそれほど酸化に強くないという性質が確認できる。

また、ラフト化の傾向についてみてみると、CMSX-2 では、100 サイクル（約 5 時間）という短時間の加熱にもかかわらず、すでに 400μm 程度の深さまで、立方体形状組織が破壊され始めている。一方、TMS138 では、完全に組織が消失したところ以外（深さ 18μm）は、立方体形状組織がまだ維持されている。ここで、温度場の違いを考慮しても、CMSX-2 は 1052℃に相当する部分でラフト化が見られるのに対し、TMS138 は 1060℃に相当する部分でもほとんどラフト化しておらず、TMS138 がラフト化されにくいという性質が現れている。

ここで、昨年度報告を行った CMSX-2 の 80 時間連続加熱試験結果では、1030℃以上になっていた 150μm の深さまでγ'相が完全に消失していた。そのため、さらに、長時間の加熱試験を行った場合、CMSX-2 はラフト化が進み、大幅にγ'相の完全消失部分が広がることが考えられる。従って、長時間の加熱試験を実施することで、この二つの単結晶材の組織変化の違いについて、さらに、明確にできると考えている。そこで、現在、1000 サイクル（約 50 時間）の試験を実施している。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

4．まとめ

本報告では、高熱流束バーナーリグ材料評価試験装置の改善と、2種類の単結晶材試験体（CMSX-2、TNS138）に対する100サイクルの加熱冷却試験結果の報告を行った。結果、本試験装置によるサイクリック試験の有効性の検証を行うことが出来た。得られた結果をまとめると、

（1）回転駆動装置の設計、構築により、周方向に均一な加熱試験が行える装置とすることが出来た。

（2）加熱冷却サイクリック試験をプログラム化できる装置とし、実機を模擬する材料試験への対応を行った。

（3）100サイクル（約5時間）という短時間の試験で、すでにCMSX-2、TMS138の組織変化に違いが現れ、CMSX-2では、ラフト化現象が起きていることを確認した。

今後、さらに長時間のサイクリック試験、エンジン使用状況を模擬するサイクリック試験、他のNi基単結晶合金での組織変化試験、引張強度試験機の活用など行っていく予定である。

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)から助成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。また、本研究を進めるにあたり協力、助言を頂きました（株）東芝 電力・社会システム社の吉岡洋明様、日野武久様に謝意を表します。

参考文献

1) Tien JK and Gamble RP, Metal. Trans., 3 1972.
2) 松下政裕,福山佳孝,藤沢良昭,陳錦祥,日野武久,吉岡洋明,「高熱応力印加CMSX-2単結晶材の組織変化」,第32回ガスタービン定期講演会講演論文集，10月,2004.

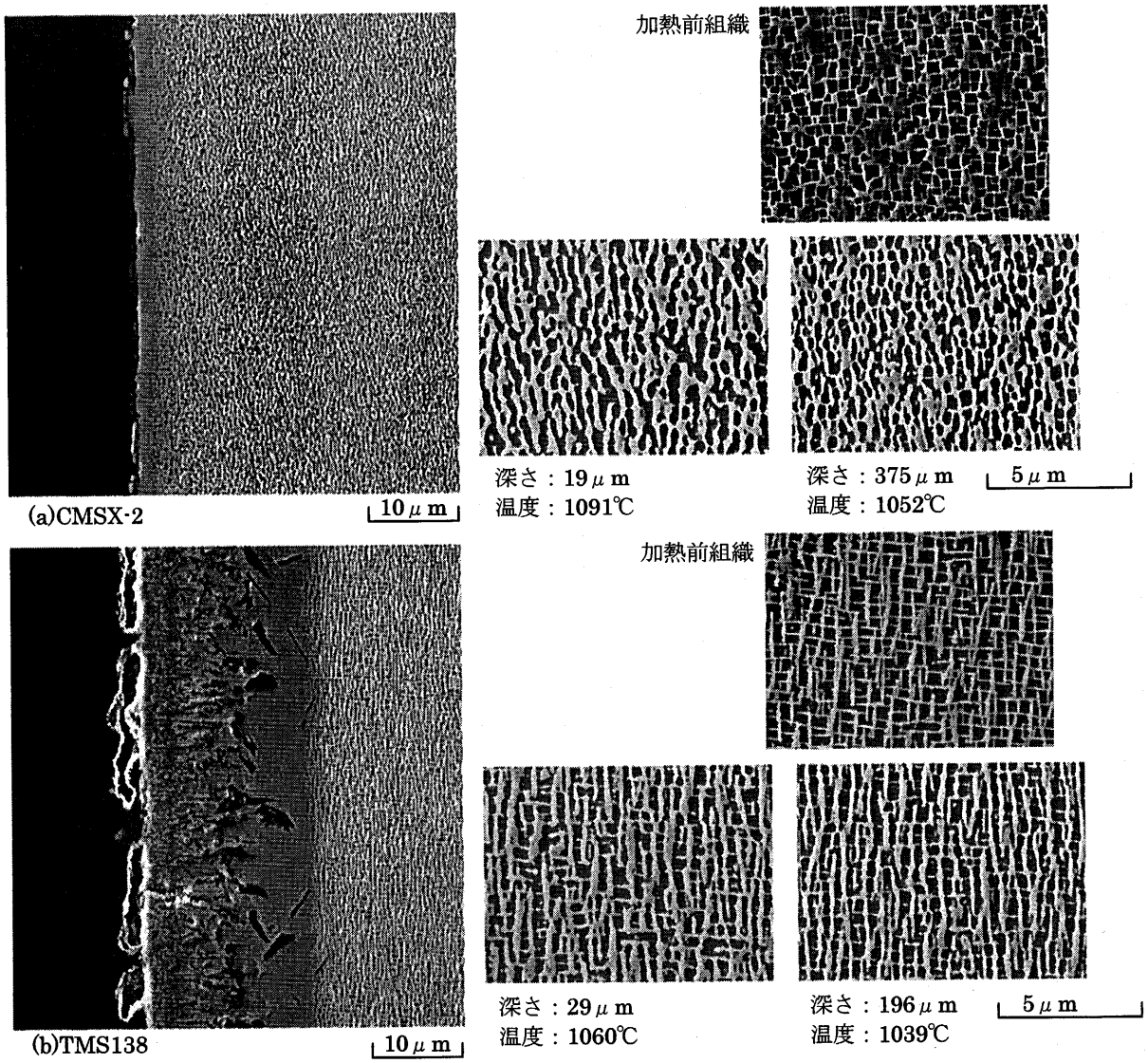


Fig.10　組織観察結果

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B—11

インピンジ冷却の流体・熱伝導連成解析における乱流モデルの影響

*馬場　隆弘，今村　太郎，山根　敬，福山　佳孝（JAXA）

Influences of Turbulence Models on Impingement Cooling Using the Conjugate Simulation of Flow and Heat Transfer

*Takahiro BAMBA, Taro IMAMURA, Takashi YAMANE and Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA)

ABSTRACT

A series of numerical simulations of single impingement cooling jet were conducted on UPACS, a common CFD platform developed in JAXA, with three different RANS turbulence models (Spalart-Allmaras, k-ω, and SST models). It is known that the heat transfer at the stagnation region of an impinging jet in flow only simulation largely depends upon the selection of turbulence model. The aim of this paper is to clarify the influences of the turbulence model selection on the directly simulated temperature distribution on the target surface and other related aspects using the conjugate simulation of flow and heat conduction implemented in UPACS.

Key words: Conjugate simulation, Impingement cooling, Turbulence models, Heat transfer

1．はじめに

環境負荷と運用コスト低減の観点から航空用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、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することができる。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環境下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の熱効率低下に直結してしまう。過剰冷却の回避や高性能冷却構造体の開発などには、精度の高い冷却予測技術の確立が必要であり、中でもCFD技術の応用が期待されている。

CFDの伝熱・冷却問題への適用は近年積極的に行われている。JAXAで開発しているCFD共通基盤コードUPACSには流体・熱伝導連成解析が組み込まれており、複合冷却構造体における連成問題を扱った研究が報告されている[1)]。流体・熱伝導連成解析は、流体に接する固体壁面の条件を境界条件として陽に与える必要がないため、タービン翼など伝熱面の条件をあらかじめ推測することが難しい複雑な冷却構造体の精査な解析が可能になると考えられる。

本研究ではUPACSに新しく二種の2方程式乱流モデルを導入してインピンジ冷却流の流体・熱伝導連成解析を行っている。インピンジ冷却は基本的な冷却方法の一つであり、そのCFD解析に使用する乱流モデルによって澱み点付近における熱伝達率予測に違いがあることが知られている。本報では、Spalart-Allmaras (S-A)[2)]、k-ω[3)]、SST[4)]の各乱流モデルが直接シミュレーションされたインピンジ冷却のターゲットプレート部の温度分布などに与える影響について報告する。

2．流体解析における乱流モデルの影響

2.1　解析対象

解析はBaughnらの実験[5)]を模擬して行った。Fig.1に解析対象の略図を示す。導入管の直径dは25mm、管長は72dであり、十分に発達した管内乱流がジェットとして噴出される。ジェットの全温・全圧はそれぞれ273.15K、1気圧、管径dを基準長としたレイノルズ数は23300である。ターゲットプレート面では熱流束を2000W/m^{2}に固定し、ジェットとターゲットプレート間の距離zを二通り（2dと6d）に変化させた。導入した乱流モデルの検証のために、まず流体だけの解析を行った。計算負荷軽減のために、軸対象の流れ場を仮定した。

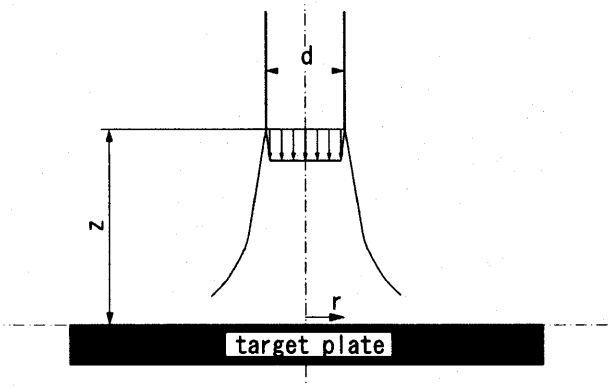


Fig.1　Diagram of impinging jet

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005. 9，（伊勢）

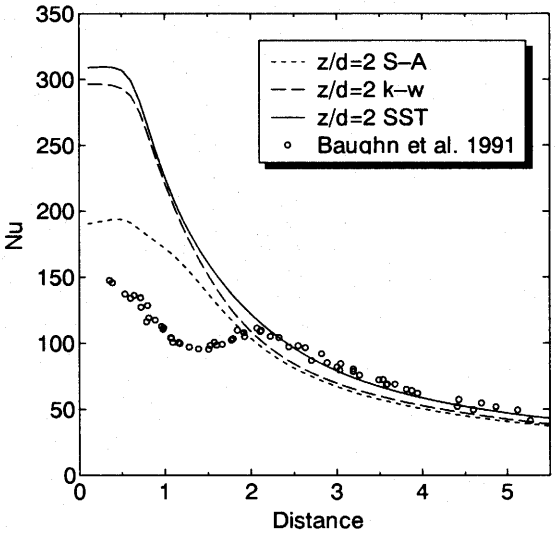
Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2.2 解析結果

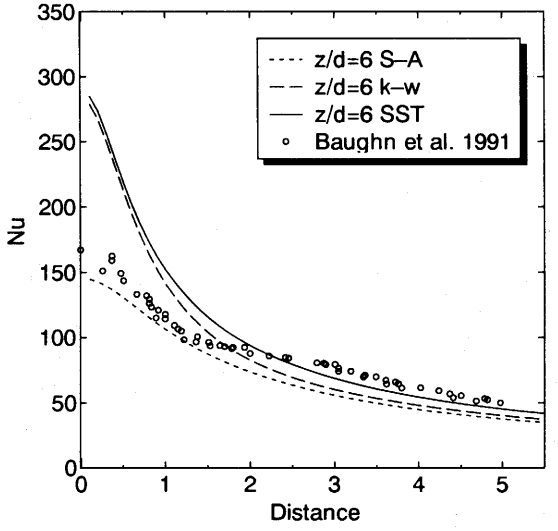
Fig.2 にターゲットプレート面上のヌッセルト数分布を形状ごとに示す。使用する乱流モデルに拘らず澱み点付近での挙動は実験結果を再現できていない。z/d=2 での澱み近くの Nu 値のなだらかな増加傾向は捉えられずフラットになってしまい、その値も過大評価されている。z/d=6 での澱み近傍での Nu 値の鋭い立ち上がりは捉えられているが、絶対値はやはり過大評価されている。剪断層の発達による熱伝達の局所的な Nu 値の低下や遷移挙動も捉えられていない。遷移後の熱伝達はどのモデルも比較的良く再現できているが、中でも SST モデルが最も良く表している。

ジェットーターゲットプレート間の距離に拘らず、2 方程式モデルを用いると澱み点付近における熱伝達は過大評価されていることがわかる。一方 S-A モデルは、ジェットがターゲットプレートに近い場合には同様に熱伝達を過大評価するが 2 方程式モデルと比較してその程度は小さくなっており、ある程度離れると実験値に近い結果が得られている。

澱み点付近での 2 方程式モデルによる熱伝達の過大評価は、モデル固有の anomaly（異常性）として知られている。澱み点など速度場のひずみが大きいところで乱流エネルギーの輸送方程式中の生成項が過大評価され、結果として乱流エネルギーk、そして渦粘性係数μ_tが過大評価されることに起因する。Fig.3 に z/d=2 の場合の断面渦粘性分布を示す。2 方程式モデルは澱み点近傍に渦粘性が極大になる部分が確かに生じている。1 方程式モデルはそのような挙動は示していない。2 方程式モデルの anomaly を低減する手法はいくつか提案されている[6]ので、その適用も含めて引き続き検討する余地がある。

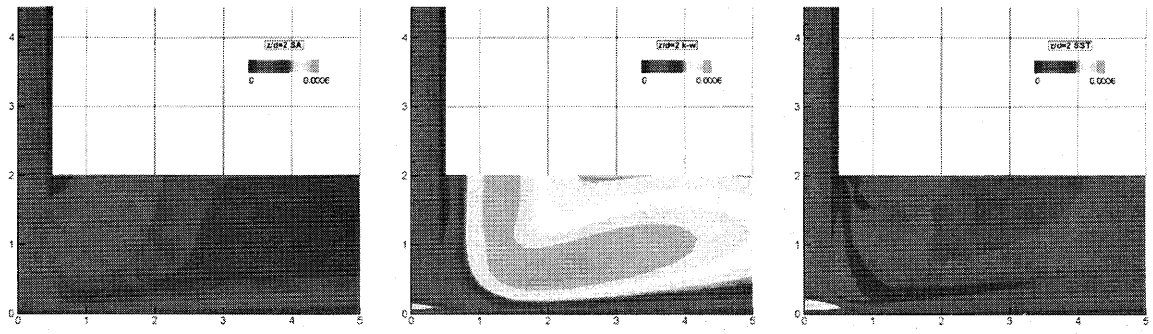


(a) z/d=2



(b) z/d=6

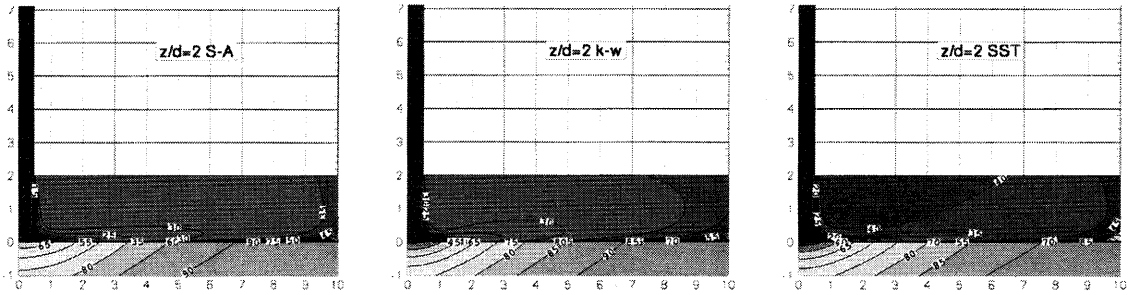
Fig.2 ヌッセルト数分布



(a) S-A　　(b) k-ω　　(c) SST

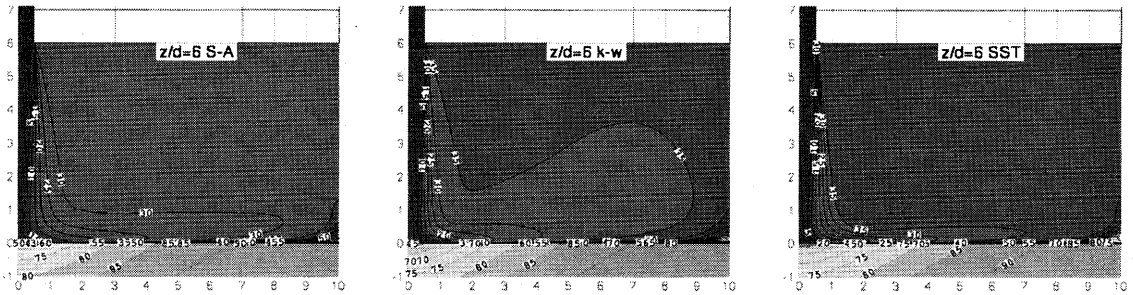
Fig.3 渦粘性係数の比較　(z/d=2)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.



Spalart-Allmaras Model　　k- ωModel　　SST Model

(a) z/d = 2



Spalart-Allmaras Model　　k- ωModel　　SST Model

(b) z/d = 6

Fig.4 三種類の乱流モデルによる連成解析結果（温度分布: ℃）

3．連成解析における乱流モデルの影響

3.1 解析モデル

現実のインピンジ冷却においては、ターゲット面と冷却空気との間の熱の収支によって表面温度が決定される。そこで UPACS をベースに開発した解析プログラム[7]を使用して厚さがあるターゲットプレートを想定した連成解析（Conjugate Simulation）を行った。解析モデルの流体部分は前述と同じ格子と計算条件を適用し、ターゲットプレートとして厚さ 10mm の SUS304 製の平板を想定した熱伝導解析と連成させた。平板裏面の境界条件は、遠方場の温度 100℃、熱伝達率 200 W/m^{2}K を与えることで加熱状態を模擬した。従ってプレート内部の温度場は流体との熱収支によって決まる。なお解析時間短縮のために、流体部分においても通常の流体計算ステップの間に熱伝導項のみの計算を挿入する熱伝導サブステップ手法[1]を使用したが、この手法による解への悪影響は確認されていない。

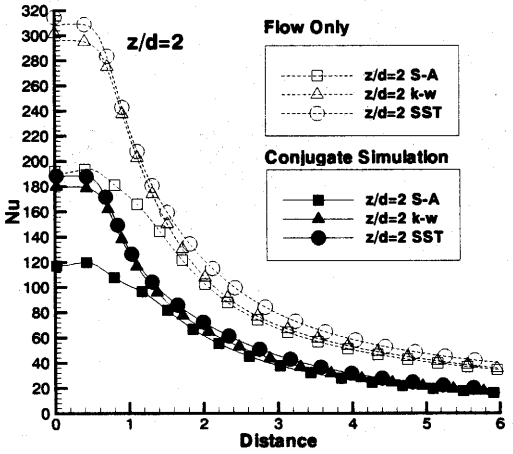
3.2 解析結果

Fig.4 に三種類の乱流モデルで z/d=2 および 6 の二種類の形状で連成解析を行って得られた流体部分とプレート部分の断面温度分布を示す。いずれの形状でも、インピンジジェットの澱み点付近の冷却効果が、S-A モデルと k-ω モデルならびに SST モデルとの間で大きく異なっており、前者の冷却効果は他の二つのモデルと比べて悪い結果となった。k-ω モデルと SST モデルを比較すると、プレート内部の温度分布の違いは小さいが、インピンジジェットの拡散に違いが見られ流体部分の温度分布が異なっている。

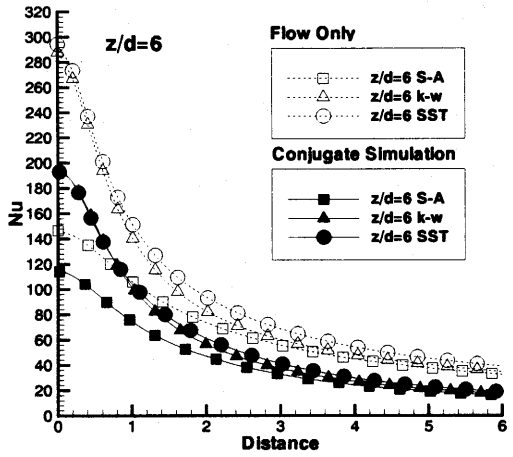
ターゲット面上のヌッセルト数分布を、流体のみの解析結果と連成解析結果で比較したのが Fig.5 である。z/d=2 の場合、澱み点付近で分布がフラットに近くなる一方、z/d=6 では Nu 値が鋭く立ち上がる傾向や、乱流モデルによる差は、流体のみの解析結果と同様に見られるが、連成解析ではいずれの乱流モデルを使用しても全領域で Nu 値は小さくなった。このような結果から、流体解析のみから得られる熱伝達率に基づいて固体の熱解析を行えば、実際の熱収支に基づく温度解析とは異なる結果となることが予想できる。

乱流モデルの違いによる温度場への影響の一例としてこの解析で一定の熱伝達率を仮定したターゲットプレートの裏側での温度分布を Fig.6 で比較する。乱流モデルの違いによる差は温度分布においても z/d の違いによる差と同程度に顕著に表れており、引き続き検証を進める必要がある。

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.



(a) z/d=2



(b) z/d=6

Fig.5 ヌッセルト数分布

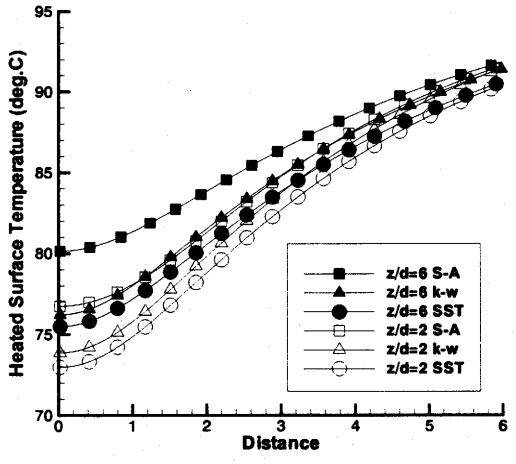


Fig.6 ターゲットプレート加熱面温度分布

4．結　言

- 流体のみの解析より、導入した乱流モデルは澱み点近傍での複雑な流れ場に起因する熱伝達を過大評価してしまうが、遷移後の挙動は比較的よく捉えることができる。
- 連成解析によって得られる Nu 分布は、流体解析のみの場合と比較して全領域で小さい値となった。一方、z/d の違いによる定性的変化は同様であった。
- 乱流モデルの違いによる固体の温度分布への影響が連成解析により直接的に求められ、選択するモデルによる解への影響の大きさが明らかになった。

参 考 文 献

1) 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", *Proc. of ASME Turbo Expo 2004*, GT2004-53680, 2004.
2) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., "A One-Equation Turbulence Model for aerodynamic Flows", AIAA-Paper 92-0439, 1992.
3) Wilcox, D. C., "Turbulence Modeling for CFD", DCW Industries, La Canada, Calif., USA, 1993.
4) Menter, F. R., "Two-Equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA J.*, Vol. 32, pp. 1299-1310, 1994.
5) Baughn, J. W., Hechanova, A. E., Yan, X., "An Experimental Study of Entrainment Effects on the Heat Transfer from a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet", J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 1023-1025, 1991.
6) Medic, G. and Durbin, P. A., "Toward Improved Prediction of Heat Transfer on Turbine Blades", *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 124, pp. 187-192, 2002.
7) 山根　敬、山本一臣、三村富嗣雄、吉田豊明: タービン翼周り流れと翼部材熱伝導の連成数値解析について, 第 30 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp. 277-280, 2002.

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−12

遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造の最適化（目的関数の効果）

GA-Based Optimization of an Integrated Impingement Cooling System (Effects of Objective Functions)

船崎健一（岩手大学工学部）　山田和豊（岩手大学工学部）　佐藤浩平（岩手大学大学院）

FUNAZAKI Ken-ichi, YAMADA Kazutoyo and SATO Kouhei (Iwate University)

This paper deals with numerical optimization of impingement cooling structure equipped with a pin-fin cooling device. The optimization method is developed based on Multi-Objective Genetic Algorithm(MOGA). The entire process of the optimization, which contains CFD analysis using CFX-5 (ANSYS) and grid generation, is fully automated taking advantage of UNIX shellscript. In this study, particularly, three types of objective function combinations are used in order to elucidate whether any meaningful difference in the configuration of the cooling system can appear through using the different combination of the two objective functions.

1　緒言

比出力や熱効率の向上を求めて，ガスタービンの TIT (Turbine Inlet Temperature) は 1700℃級を目指しての研究開発が盛んに行われている．その過程で，より少ない冷却空気量で効果的に冷却を行うため，トランスピレーション(Transpiration)冷却法が再脚光を浴びている．トランスピレーション冷却翼が今日まで実現しなかった理由としては，内部冷却構造を有する翼を多孔質材料で成型するための技術，高温環境下での酸化や圧縮機からの空気に含まれる塵埃による目詰まりの問題など，多くの技術的課題が克服しきれていないことが挙げられる．加えて，フィルム冷却技術や TBC 技術の進歩により，トランスピレーション冷却の必要性が薄らいでいたことも理由として考えられる．しかし，TIT1700℃級のガスタービン実現には，1500℃級 TIT を実現した上記の冷却技術の改良程度では対応は困難であり，トランピレーション冷却またはそれに近い形態の革新的高効率冷却技術の開発が強く求められている．

著者らや Nakamata らは，トランスピレーションに近い形態の冷却構造として，インピンジメント冷却にピンフィン冷却を組み合わせた複合型インピンジメント冷却構造を提案し，冷却構造内部の詳細な伝熱特性の計測[1]や数値実験[2]，また，ピン配置や孔配置を適宜変化させた冷却構造モデルの高温風洞試験[3][4]を行っている．しかし，従来のように冷却構造を経験や直観に基づき変更しその性能を実験や CFD で評価する手法では，高効率な冷却構造を得ることは困難であり，いわゆる最適化手法の導入が，設計手法としての導入は現時点では容易ではないが，将来的に最も有効な方策であると考えられる．

最適化手法に関しては現在までに様々な手法が提案されているが[5]，著者らは進化的探索法の一つである遺伝的アルゴリズム (GA) に着目し，単一目的 GA (SOGA) による複合型インピンジメント冷却構造の最適化を試みた[6]．そこで導入された目的関数は，平均熱伝達率と伝熱面積の積を圧力損失で除すことで定義したものである．この場合の最適化の結果，ピン高さが探索範囲上限近傍，ピン直径が探索範囲下限近傍という構造が最適と判定された．この構造ではターゲット面が最大化されることから，用いた SOGA はインピンジメント冷却の効果を最大化し，かつ圧力損失を最小化する構造を探索したことを示している[4]．しかし，この研究では探索範囲や用いた関数の適正さの検討が課題とされており，加えて，最適化をより多角的に行うためにも，多目的遺伝的アルゴリズム(MOGA)導入の必要性も示された．実際，船崎ら[7]は MOGA への拡張を試みているが，手法としての完成度が低く，得られた最適解も整合性のあるものではなかった．

以上より，本研究では，著者らが開発した MOGA による最適化手法[8]を元に，複合型インピンジメント冷却構造の最適化を試みた．今回の報告では特に最適化に用いた二つの目的関数の組み合わせが「最適解」にどのように影響するかを調査した．

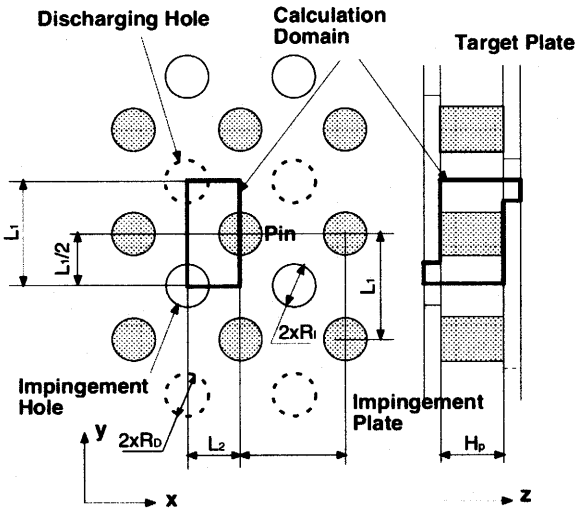


Fig. 1 Schematic of an integrated impingement cooling system

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，(伊勢)

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

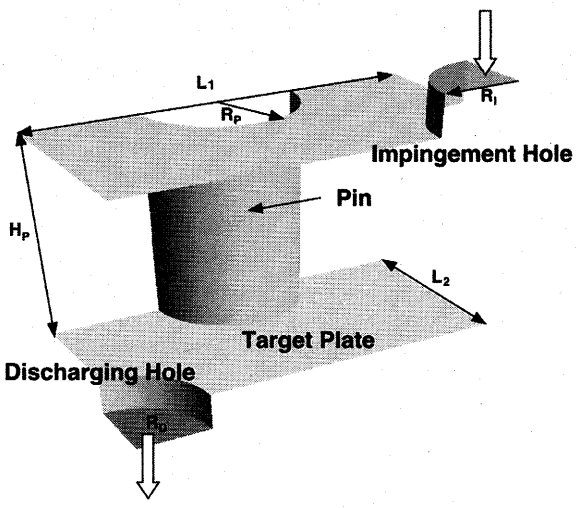


Fig. 2 Minimum unit of the cooling system to be optimized

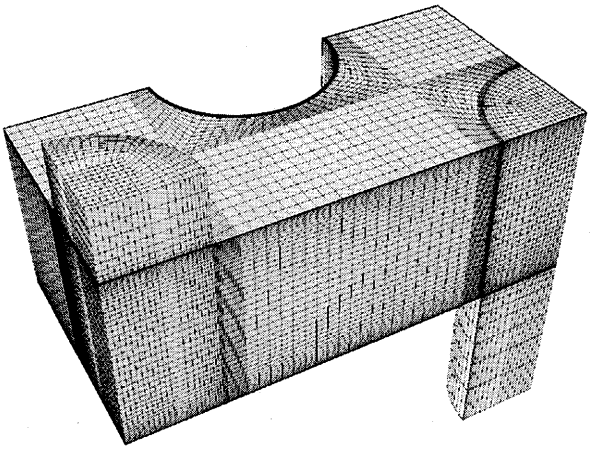


Fig. 3 Grid system for CFD inside the cooling system

2 最適化

2．1 問題の設定

図１に本研究で扱う複合型インピンジメント冷却構造を，図２には流れ場の対称性を仮定して得た冷却構造の最小単位を示す．図２に示す構造を今回の最適化の対象とする．最適化の際の形状パラメータは，アスペクト比AR（$=L_1/L_2$，ただし$L_1L_2=5\times10^{-3}$），インピンジメント孔，流出孔及びピンの半径R_I，R_D，R_p，ピン高さH_pである．流れに関するパラメータは冷却空気量Qである．

形状パラメータの内各半径R_I，R_D，R_pは完全には独立ではなく，アスペクト比の大きさや計算格子の作成方法により取り得る上限が変化する．対象となる冷却構造内の流れ場解析には，図３に示すようにマルチブロック化された計算格子を用いるが，このとき，インピンジメント孔及び流出孔を含むブロック断面形状をR_I+3 [mm]，R_D+3 [mm]を一辺とする正方形に，ピンを含むブロックの長方形断面に関しては，縦，横の一辺の長さの下限をR_p+3 [mm]，$2(R_p+6)$ [mm]とすることにより，それぞれの半径の最大値が次のように計算されることになる．

$$R_{\max}=(L_2-6)/2 \quad \text{for } AR\geq 2$$
$$R_{\max}=(L_1/2-6)/2 \quad \text{for } AR<2 \qquad (1)$$

2．2 最適化手法

2．2．1 染色体（Chromosome）

染色体には様々な機能を有する遺伝情報（遺伝子）が配列しており，生物のいわば「設計図」となっている．GAによる最適化では，各種パラメータの値を遺伝子として染色体（chromosome）内にはめ込む．一般には，パラメータの探索範囲を予め設定しその範囲の値をバイナリとしてはめ込む方式と，範囲を特定しない方式（実数型）とがあるが，本研究では前者のバイナリ方式を採用する．あるパラメータx_iの探索範囲の上限値，下限値をそれぞれ$x_{i,\max}$，$x_{i,\min}$とし，当該パラメータに割り振るビットサイズをnとすると，探索の解像度Δx_iは$(x_{i,\max}-x_{i,\min})/(2^n-1)$となる．これを用いて，最適解探索時のパラメータ$\tilde{x}_i$は，次式で与えられる．

$$\tilde{x}_i=x_{i,\min}+\Delta x_i\sum_{k=1}^{n}a_{ik}\cdot 2^{k-1} \qquad (2)$$

となる．ここで，a_{ik}はパラメータx_iに関するバイナリのkビット目の数字である．

2．2．2 MOGAによる最適化

遺伝情報としての冷却構造パラメータを含む染色体（またはそれを有する個体）を元に，進化的手法であるMOGAを用いて，二つの目的関数に対する最適化の流れを図４に示す．詳しくは前報[7]を参照のこと．

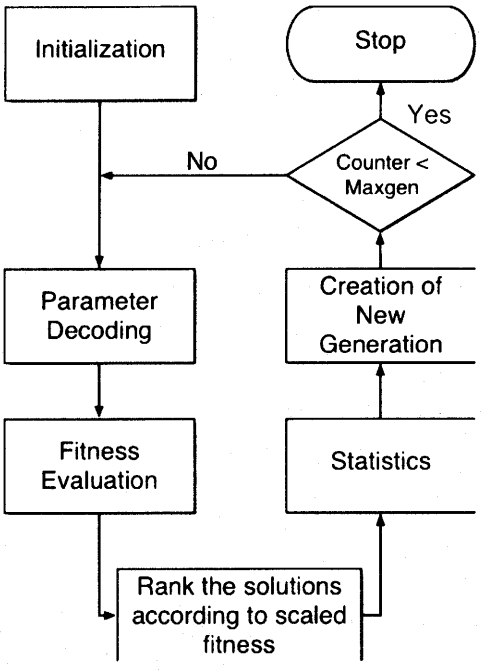


Fig. 4 Flowchart for MOGA-based optimization

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2．3　目的関数

本研究では，二つの目的関数を設定して，これらの最小化問題として最適な冷却構造の探索を行った．目的関数として用いたものは次の４種類である．

伝熱特性関数　：$F_1 = 1/(h_{ave}A)$ [K/W]

圧力損失　　：$F_2 = \Delta P = (p_{in} - p_d) + \rho U_{in}^2/2$ [Pa]

冷却空気流量　：$F_3 = \dot{m}$ [kg/s]

熱伝達の均一性：$F_4 = \psi = \frac{1}{A_t}\sum_i^N (h_{t,i} - h_{t,ave})^2$

ここで，h_{ave}：平均熱伝達率[W/m²K]，A：全伝熱面積[m²]，p_{in}：インピンジメント孔入口での静圧[Pa]，p_d：流出孔出口での静圧[Pa]，U_{in}：インピンジメント孔入口での平均流速[m/s]，$h_{t,i}$：ターゲット板上の各計算要素上での平均熱伝達率[W/m²K]，$h_{t,ave}$：ターゲット板上での平均熱伝達率[W/m²K]，A_t：ターゲット板上の伝熱面積．以上の４つの目的関数の中で，伝熱特性関数F_1は最も重要な関数であり，これと残りの３種類から１つの関数を選ぶことで，合計３種類の目的関数の組を得た．

2．4　熱流体解析

４種類の目的関数値（即ち適合度）は，汎用コードCFX4.4（ANSYS）によって算出された．使用した乱流モデルはSST(Shear-Stress Transport)モデルである．熱伝達率hの算出には，次式を用いた．

$$h = -\left(\lambda_{air} + \frac{c_{air}\rho_{air}\nu_t}{Pr_t}\right)\frac{dT}{dn}\Big/(T_m - T_w) \qquad (3)$$

ここで，λ_{air}，c_{air}，ρ_{air}，ν_t，Pr_tはそれぞれ，空気の熱伝導率，比熱，密度，渦粘性，乱流プラントル数，dT/dnは壁面での温度勾配，T_{in}，T_wはインピンジメント孔入口温度及び壁表面温度である．

Table 1 Test configuration and condition for determination of appropriate grid point number

AR	R_t [mm]	R_D [mm]	R_P [mm]	H_p [mm]	$\dot{m}$ [kg/s]
2.0	20	20	20	40	0.0015

格子点数の選定　CFDを用いた熱流体解析を伴う最適化問題において，最も留意すべき事項は，熱流体解析に要する計算時間の短縮と解析の精度である．これらは解析に用いる格子点数にかなり依存し，互いに相反する傾向にある．従って，冷却構造の最適化を行う前に，計算格子の「最適化」を実施する必要がある．本研究では，図３に示す格子系での格子点数を変化させながら，熱伝達率の分布及び平均値に関して実験との比較を行い，コストパフォーマンスの高い格子点数を選定した．ここでの計算条件は，表１に示す通りである．これらの数字は先に行った研究[9]での基本的な形状データ及び流動条件での値に相当する（この場合のインピンジメント孔直径R_tに基づくレイノルズ数は10000である）．また，インピンジメント孔入口温度T_{in}は323[K]とし，壁表面温度T_wは303[K]とした．計算格子点はおよそ10万点である．

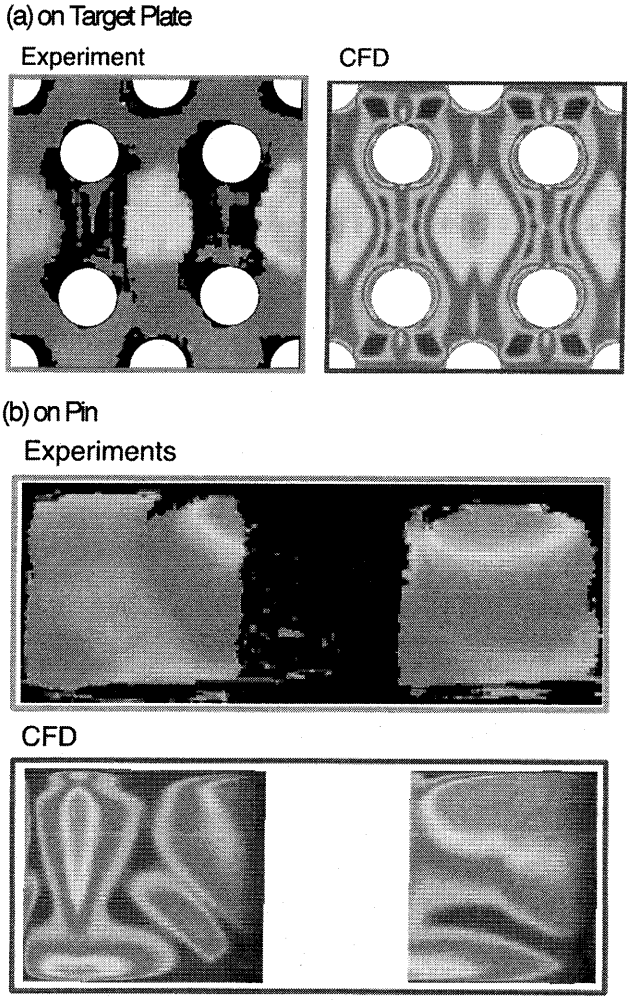


Fig.4 Local heat transfer coefficients on the surfaces of target plate (a) and pins (b)

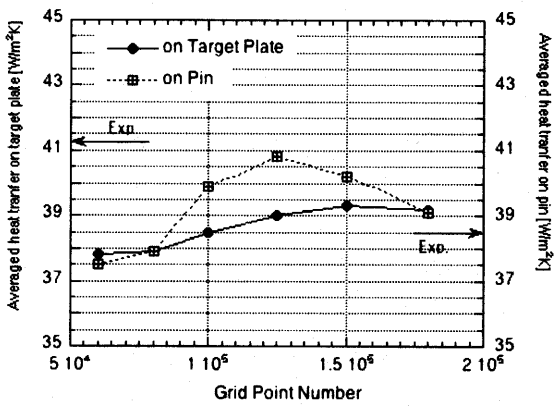


Fig.5 Variations of averaged heat transfer coefficients with grid point number

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

Table 2 Range of parameters and bit number

Ofs	AR [−]	H_p [mm]	R_I [mm]	R_D [mm]	R_P [mm]	$\dot{m}$ [kg/s]
F_1, F_2	1.5~3.5	40~80	10~22	10~22	10~22	0.00155
	4bit	4bit	2bit	2bit	2bit	
F_1, F_3	1.5~2.5	20~70	10~22	10~22	10~22	0.00115~0.00155
	2bit	3bit	2bit	2bit	2bit	2
F_1, F_4	2.0~3.0	20~50	10~22	10~22	10~22	0.00155
	4bit	4bit	2bit	2bit	2bit	

図４では，ターゲット板及びピン表面での熱伝達率分布に関して，CFD による計算結果と対応する実験結果[10]との比較を行っている．また，図５には格子点数を変化させたときのターゲット板及びピン表面の平均熱伝達率の予測値の変化を示す．熱伝達率分布に関しては，計算では固体壁表面上におけるはく離線上での熱伝達率の値が実験と比較して低くなる傾向が確認できる．この現象は以前の研究[9]でも明らかになっているが，実際の現象が非定常的あること，対称性を仮定した最小冷却構造ユニットでの計算の結果であること，などが原因であると考えている．その点の違いを除けば，熱伝達率分布の全般的な傾向は捉えている．平均熱伝達率に関しては，格子点数が多いほど実験との一致が良い，との傾向は必ずしも得られていないが，実験値との差異は調べた格子点数の範囲で最大でも 8% 程度に留まっている．計算負荷及びここで確認した計算精度を総合的に判断して，格子点数を８万点とした．

３　最適化

３．１　染色体構造の決定

表２に，３種類の目的関数の組（Ofs）に対する最適化に用いたパラメータの探索範囲とエンコード時のビットサイズを示す．この表において，各パラメータの下の数字は，Ofs 毎の探索範囲とビットサイズを表す．なお，Ofs によってアスペクト数やピン高さについては，問題の特性や先行する探索例を参考に，探索範囲やビットサイズを変更している．

以下，簡単のため，（F_1，F_2），（F_1，F_3）及び（F_1，F_4）の組での探索を，それぞれ case 1，case 2 及び case 3 と呼ぶ．

３．２　最適解

３．２．１　Case 1

図６には，伝熱特性関数と圧力損失の最小化を目標として探索された全ての染色体（個体）を示す．また，図６からパレート最適解を抜き出したものを図７に示す．このパレート解の集団から，最上位にランクされる３個体をそれぞれ B1，B2 及び B3 と名付け，図７中で明記する．また，同じ冷却流量で行われた実験データも併記する（Ex と表す）．なお，実験での冷却構造のパラメータは表１に示す通りである．表３には，B1, B2, B3 及び Ex のパラメータの比較を示す．

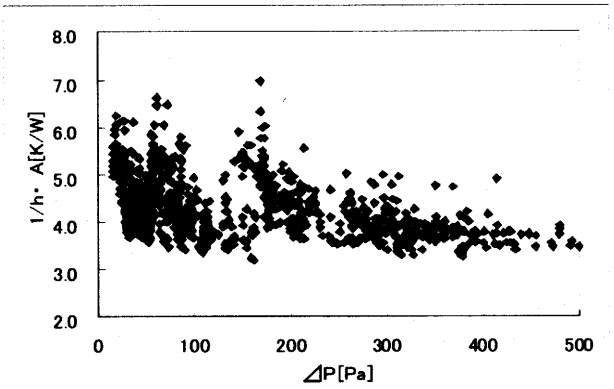


Fig. 6 All population sought out using F1 and F2 (case 1)

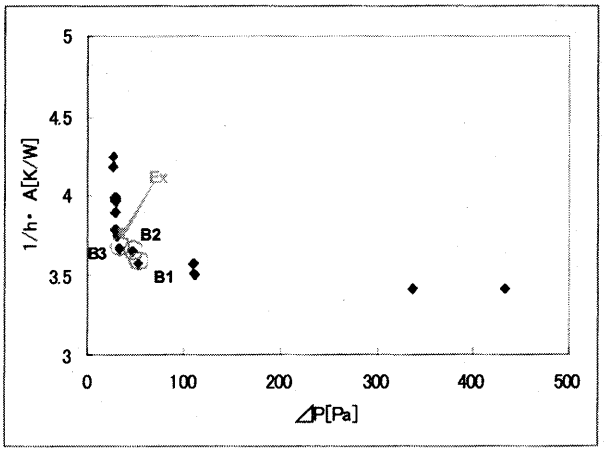


Fig. 7 Pareto optimum solutions for case 1

Table 3 Parameters for Pareto optimums (case 2)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1	F_2
B1	2.17	21.0	17.3	21.0	48.0	3.58	52.4
B2	2.17	17.3	17.3	21.0	48.0	3.66	45.7
B3	2.17	21.0	21.0	21.0	48.0	3.67	32.6
Ex	2.00	20.0	20.0	20.0	40.0	3.77	36.0

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

図７及び表３から，探索された最適解は，ほぼ同様の冷却構造を有しており，かつ，実験に用いた基本構造とも比較的近い構造となっていることが分かる．

３．２．２ Case 2

図８に，伝熱特性関数と冷却空気流量の最小化を目的として探索された全ての個体を示す．ここで，case 1 や case 3 と異なり，case 2 では目的関数は結果ではなく条件となっている点に注意が必要である（厳密に取り扱うためには，入口及び出口境界での圧力を指定し，冷却空気流量を算出するべきであろう）．冷却空気流量に割り振ったビットサイズが２であったため，パレート最適解がはっきりとは現れないが，最も少ない冷却空気流量に対して伝熱特性関数を最小化する３個体をそれぞれ B1, B2 及び B3 とした．それらの冷却構造パラメータを表４に示す．冷却空気流量の減少とともに伝熱特性関数は劣化する傾向にあるが，冷却空気流量が25%削減された場合（$\dot{m}$ =0.00115[kg/s]）でも，削減前に近い伝熱特性値が得られることがわかる．

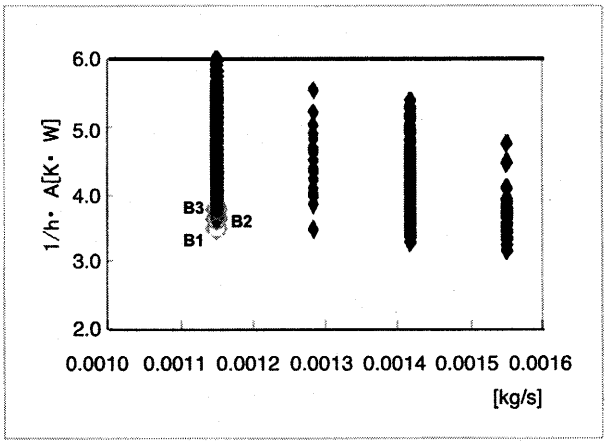


Fig. 8 All population sought out using F1 and F3 (case 2)

Table 4 Parameters for Pareto optimums (case 2)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1	F_3
B1	2.5	13.1	10.0	19.4	34.3	3.63	0.0115
B2	2.5	13.1	10.0	19.4	41.4	3.64	0.0115
B3	2.5	13.1	13.1	19.4	34.3	3.66	0.0115

３．２．３ Case 3

図９には，伝熱特性関数と熱伝達率の不均一性（分散）の最小化を目標として探索された全ての個体を示す．また，図９からパレート最適解の一部を抜き出したものを図１０に示す．図１０の中から両目的関数が最小値に近くなっている３個体を選び，B1, B2 及び B3 とした（表５）．図９から明確なパレート最適の解集合が得られていることが確認できる．このことは，むらのない熱伝達率分布と平均熱伝達率の向上とは相反する傾向にあることを意味している．表５を見ると，アスペクト比とインピンジメント孔半径を除き，パラメータがそれぞれ異なっており，パラメータ空間上の広範囲に，この場合の最適解が存在することを示唆している．

表６に，case 1 ー case 3 までのそれぞれの B1 を集め比較している．

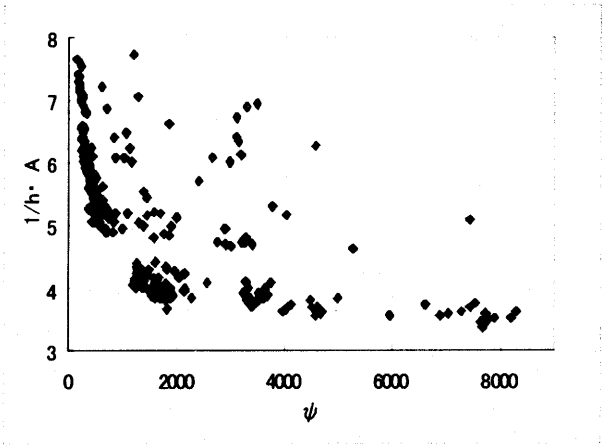


Fig. 9 All population sought out using F1 and F4 (case 3)

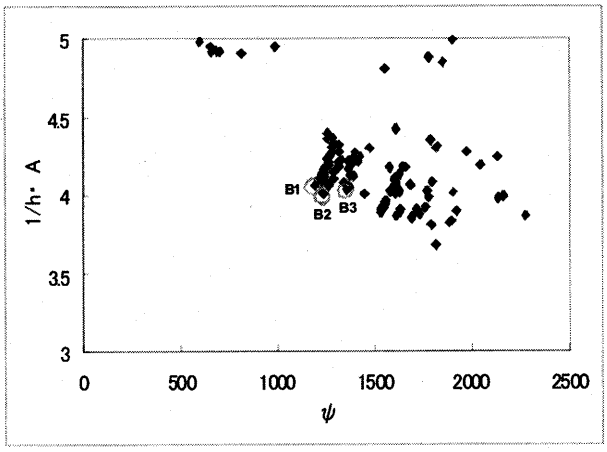


Fig. 10 Pareto optimum solutions for case 3

Table 5 Parameters for Pareto optimums (F1-F4)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1	F_3
B1	2.0	10.0	14.0	14.0	28.0	4.09	1210
B2	2.0	10.0	18.0	10.0	30.0	4.02	1230
B3	2.0	10.0	10.0	10.0	20.0	4.04	1350
Ex	2.0	20.0	20.0	20.0	40.0	3.77	-

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

Table 6 Parameters for Pareto optimums (all cases)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1
Case 1	2.17	21.0	17.3	21.0	48.0	3.58
Case 2	2.5	13.1	10.0	19.4	34.3	3.63
Case 3	2.0	10.0	14.0	14.0	28.0	4.09
Ex	2.0	20.0	20.0	20.0	40.0	3.77

4 結論

多目的遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造に関する最適化を行った．目的関数として３種類の目的関数の組を用いて，目的関数の違いによる最適冷却構造の違いを調べた．探索範囲が異なるなど，３条件で得られた解の直接的な比較には注意を要するが，ここでの比較の結果，以下の様な知見を得た．

（1）圧力損失を目的関数とする case 1 では伝熱面積の拡大と流体抵抗低減の達成するためピン高さが大きくなっている．

（2）冷却空気流量を最小化する case 2 では，冷却空気流量の減少を補うため，インピンジメント孔半径を小さくし，噴出速度を確保し，かつ，流出孔半径を最小化することで，インピンジメント冷却の効果を最大化するような構造が得られている．

（3）熱伝達率の不均一性を最小化する case 3 では，アスペクト比及びインピンジメント孔半径が最小となり，ピン半径も小さくなる方向で解が探索されている．

参考文献

(1) Funazaki, K., Tarukawa, Y.,Kudo, T. , Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades : Experimental and Numerical Investigations, 2001, ASME Paper 2001-GT-148

(2) 船崎健一，工藤俊光，八屋和規，高温タービン用複合型インピンジ冷却構造の伝熱特性に関する数値シミュレーション（計算手法の実験的検証），日本ガスタービン学会誌，Vol. 31，pp. 108-115，2003

(3) Yamawaki, S., Nakamata, C., Imai, R., Matsuno, S.,Yoshida, T., Mimura, F., Kumada, M., 2003, "Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration" , ASME Paper GT2003-38215

(4) Chiyuki Nakamata, Yoji Okita, Shinsuke Matsuno, Fujio Mimura, Masahiro Matsushita, Takashi Yamane,Yoshitaka Fukuyama, Toyoaki Yoshida, Spatial Arrangement Dependance Of Cooling Performance Of An Integrated Impingement And Pin Fin Cooling Configuration, ASME Paper GT2005-68348

(5) 吉田紀彦，やわらかい情報処理―生物に学ぶ最適化手法―，サイエンス社，2003

(6) カルロスフェリーペ，フェレイラ，ファヴァレット，船崎健一，遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造最適化の試み，日本ガスタービン学会誌，Vol. 32，No. 5，pp. 351-356，2004

(7) 船崎健一，カルロスフェリーペ・フェレイラ・ファヴァレット，ハミドン・ビンサーレ，複合型インピンジ冷却システムの多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化，第３１回ガスタービン定期講演会（北見）講演論文集，pp. 149-154，2003

(8) 船崎健一，山田和豊，カルロスフェリーペ，フェレイラ，ファヴァレット，田沼唯士，多目的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，日本ガスタービン学会誌，Vol. 33，No. 4，pp. 343-351，2005

(9) 船崎健一，工藤俊光，八屋和規，高温タービン用複合型インピンジ冷却構造の伝熱特性に関する数値シミュレーション（計算手法の実験的検証），日本ガスタービン学会誌，Vol. 31，pp. 108-115，2003

(10) Funazaki, K., Tarukawa, Y.,Kudo, T. , Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades : Experimental and Numerical Investigations, 2001, ASME Paper 2001-GT-148

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−13

レーザ散乱を利用したCT噴霧パターン計測装置の開発

*林　茂（JAXA），高橋　位（東日コンピュータアプリケーションズ）

Development of a Laser-Scattering-Based CT Spray Pattern Analyzer

HAYASHI Shigeru (JAXA), TAKAHASHI Tadashi (Tohnichi Computer Applications, Inc.)

ABSTRACT

Computer tomographic (CT) analysis of the scattering data obtained by laser diffraction particle sizing instrument was conducted to determine the local liquid-phase concentration and local droplet size distribution in sprays. Computer-controlled optical l stages were developed for scanning the transmitted laser beam across the spray in translational and rotational modes. CT images of concentration and SMD in a steady spray from a pressure swirl atomizer and a transient spray from a fuel injector for direct fuel injection gasoline engines. Three-dimensional images of the transient spray clearly revealed the development of spray with time.

Key Words: Laser scattering, Computer tomography, Spray pattern,

1．はじめに

レーザ回折（・散乱）粒子径分布計測法は、噴霧の粒径分布の測定に広く使用されているが、その測定原理に起因してビーム方向には本質的には分解能を持たないという特徴がある。そのため、ほとんどの場合、局所的な噴霧特性ではなく噴霧の全体としての粒径分布の評価に使用されてきた。

コンピュータトモグラフィー（ＣＴ）の手法を適用すれば、噴霧内の局所的な粒径分布と濃度の情報が得られるであろうことは予想されてはいた。しかし、これまでは、噴霧の軸対象性を仮定した測定に留まっていた[1,2]。ホローコーン噴霧の構造を軸対象性の仮定の下に“Onion Peering”の手法で決定した林の報告[2]はその一例である。

CT 測定のための照射ビームの高速走査方法として、林は回転ミラーと大口径のｆθレンズを用いた光学系を提案し、試作機により噴霧構造の CT 測定を試みている[3]。この光学系が噴霧の CT 測定の照射ビーム走査手段として使用できることが示され、同時に、CT 解析ソフトの第一版が完成した[4]。

著者らはこれらの研究成果をもとに、JAXA の研究成果活用促進制度による支援を受け、商品化をめざして試作機の開発を行なった。照射ビームの走査手段には、より確実なボールねじ駆動方式を採用した。まず、回転盤上に並進走査盤を取り付け、その上に半導体レーザ光源と多重環状光電変換素子と集光レンズからなる受光部とを搭載したコンパクトな装置（Prototype）を、開放状態での噴霧の測定用に試作した。この装置を用いた測定試験により CT 解析ソフトの検証や走査機構の正常な作動を確認した後、高圧容器内の噴霧の測定にも適用できるように、回転と並進を分離し、並進走査盤の上方で燃料ノズルを回転させる方式の装置（LDCT-2000A）を試作した。なお、後者の装置のレーザ光源（HE-NE レーザ）と受光部は、噴霧粒径分布測定装置 LDSA-1500A に採用されているのと同じものである。

この報告では、上記の装置を用いて行なった定常噴霧の濃度とザウター平均粒径 SMD や 50%粒径 D_{50} 等の粒径分布パラメータの CT 画像、非定常噴霧の時系列 CT 画像および３次元時系列測定の結果を紹介する。

2．レーザ回折・散乱噴霧構造解析装置の概要

2.1 光学系の仕様

粒径測定方式　：レーザ光回折・散乱方式
レーザ光源　　：波長 633nm
　　出力 2mW
　　ビーム径 2.4mm
使用レンズ　　：f=150mm または　f=300mm
光電返還素子　：38 素子
粒径測定範囲　：0.7～500μm　(f=150　mmの場合)

2.2 散乱光データサンプリング方法

連続噴霧：トラバース自動測定
　　(0.2ms 間隔 100 回積算)
間欠噴霧：外部トリガ連続積算（遅延）
　　最高 0.2ms 間隔で最大 100 回測定、従って 0.2ms 間隔での時系列ＣＴ測定が可能

2.3 トラバース機構

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

基本的な仕様は下記の通りである。

X方向：移動距離　最大150mm、最小設定単位　0.1mm

θ方向：回転角　　180°、最小設定単位　0.1°

Z方向：移動距離　150mm、最小設定単位　1mm

測定に際しては、X方向には間隔を1～2mm程度とし、測定断面における噴霧の広がり幅よりも少し広くし、回転については2～6°程度の間隔で測定するのが所用時間と分解能の点から推奨できる。

2.4　装置の写真

LDCT-2000Aの外観写真を図1に示す。これは開放場での噴霧測定のもので、密閉容器内の噴霧測定においては回転機構は容器の上部に取り付けられる。

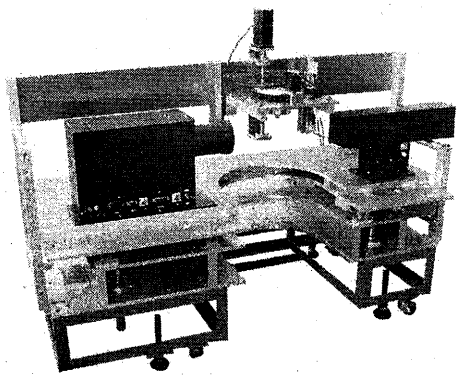


Fig.1　Photos of LDCT-2000A.

3．濃度に関するCT画像の算出方法

3.1.　濃度に関するCT画像の算出方法

噴霧に対してレーザビームを並走査して1つの断面を測定する。次に、レーザビームまたは噴霧を一定角度回転した後レーザビームを平行移動して断面を測定する。この操作を180°まで行い、噴霧の全方向からの測定をおこなう。

濃度に関するCT画像を算出するためにはレーザビーム中の濃度の積算値が必要である。全方向からの濃度の積算値を積み上げることにより噴霧内の濃度の濃淡を出す。LDSA-1500Aは、粒子によるレーザ散乱光強度を測定することにより、レーザビーム中にある粒子の総体積に比例した値を算出するようになっている。この値を使用してCTデータ処理を行うことにより、濃度に関するCT画像が作成できる。

レーザの透過率（または減衰率）は噴霧の存在しない状態で最中心光電変換素子に入射するレーザ光強度と噴霧が存在する時の強度との比から求められる。透過率の対数は、粒子によるレーザ光の吸収の積分値であることから透過率のCT画像も同じように作成できる。

3.2.　SMDと濃度との関係

SMDなどの粒径分布のパラメータはレーザビーム中の積分値としての値ではないため濃度のようにCT画像を作成することはできない。このため濃度のCT画像と透過率のCT画像から(1)式を用いてSMDの2次元図が作成できる。

$$SMD=k(CNC/LN(TRM)) \quad \cdots\cdots (1)$$

CNC　単位空間あたりの粒子の総体積

TRM　透過率

LN　自然対数

この場合、係数kの値を求めることが難しく、その結果SMDの絶対値を求めることが困難である。

3.3　濃度および粒径パラメータの算出方法

(1) 粒度区分ごとの濃度のCT画像の作成

LDSA-1500Aは、粒子によるレーザ散乱光強度を測定することにより38区分の粒径分布を算出する。この区分はf＝300mmのレンズで測定した場合、1.4μm～1000μmの間を指数関数的に38区分している。この各区分の頻度%に濃度（CNC）を乗ずることにより各区分でのレーザ光中の積分値が求められる。たとえば測定値の44μm～53μmの頻度%にCNCの値を乗じることにより、この区分の粒子の濃度の積分値が求められる。これらの値からこの区分のCT画像を算出する。この処理を全部の区分に関して行い38区分の濃度に関するCT画像を求める。

(2) 同一座標での区分濃度の合成による全座標における粒径分布の算出

これらのCT画像を重ねることにより噴霧の局所における粒径分布が2次元的に求められる。

(3) 粒径分布のパラメータ（SMD、D10,D50,D90）の2次元図の作成

38区分のCT画像から全ての座標の粒径分布を求め、またSMD、D10,D50,D90などの粒径分布のパラメータを求める。このようにして求められたSMD、D10,D50,D90などの粒径パラメータを2次元図にする。こ

4．定常噴霧の測定例

定常噴霧の測定例としてDELAVAN社製圧力スワールノズル3.0　GPH、45°Aを用い、0.7MPaの噴霧差圧における噴霧を測定した。測定面はノズル噴口からの距離L=15mm～40mmのノズル中心軸に垂直な断面である。並進走査の幅は、噴霧の広がりを考慮して、L=15，20mmにおいては中心軸の前後15mm、L=30，40mmにおいては同20mmとした。間隔はいずれの断面においても、並進については0.5mmとし、回転については4°とした。

4.1　測定結果

(1)　濃度のCT画像およびSMDの2次元図

ディスプレー上に表示された濃度のCT画像の例を図4に示す。濃度はカラースケールで表示され、その上限と下限は任意に設定できる。

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

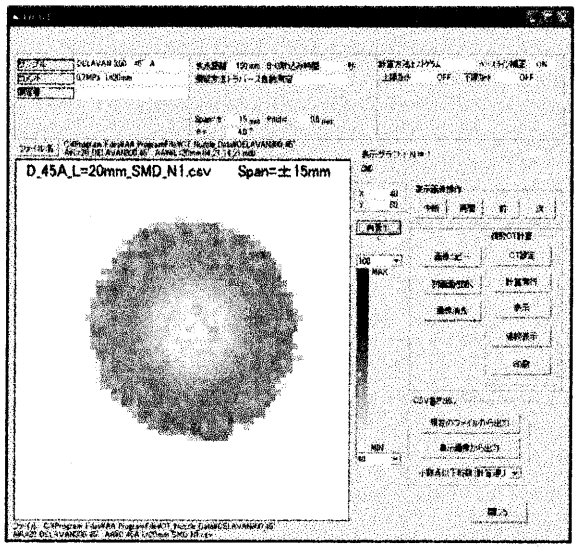


Fig.3 Examples of CT images on display

(2) CT画像と粒径分布ウィンド

ディスプレー上に表示されたCT画像の任意のポイントにカーソルを合わせてクリックすると、右上にその場所の局所の粒径分布と粒径分布パラメータのウィンドが開く。

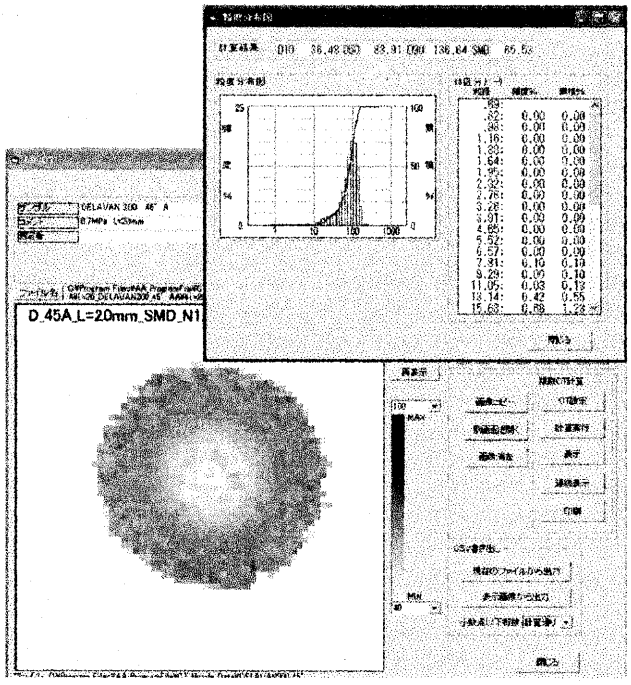


Fig. 4 Examples of presentation of results on display

(3) 噴霧のCT画像

図5は、前記の4断面における噴霧の濃度とSMDのCT画像である。この噴霧ノズルの特徴である、中心軸上近傍では噴霧濃度が低く、代表粒径SMDも小さいという、中空噴霧の特徴がよく捉えられている。距離ともに噴霧の拡散が進み、L=40mm くらいの下流では濃度に関しては中空形状が薄められるが、SMDについては半径方向に代表粒径が変化する傾向は保持されている。

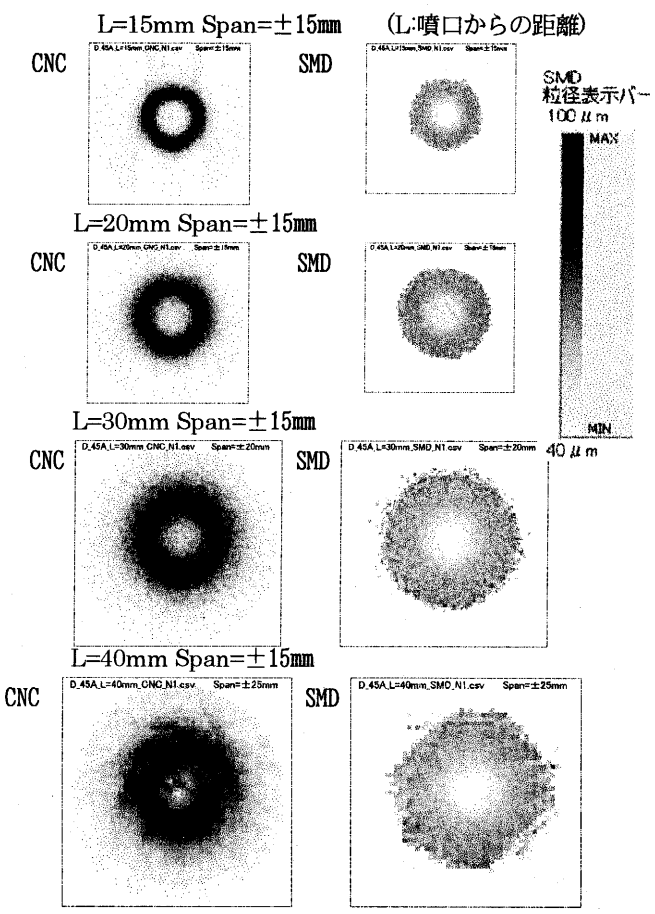


Fig.5 CT images of SMD and concentration in a continuous hollow cone spray, DELAVAN 3.00 45°A

5. 筒内噴射燃料インジェクタ噴霧の時系列測定

5.1 測定条件

供試ノズルとして直接燃料噴射ガソリンエンジン用の燃料インジェクタを使用し、噴射圧は 6MPa とした。雰囲気は大気で、燃料は引火等による火災を避けるために軽油を使用した。

CT 測定用トラバース制御装置によって LDSA-1500A が測定位置に移動後、インジェクタ駆動部に駆動信号を送ると同時に測定部は連続サンプリングを行う。測定後、データ処理を行ってトラバースを駆動する。この繰り返しにより測定、データ処理がすべて自動で行われる。このインジェクタの噴霧時間は2ｍｓである。

測定面は、ノズル噴射口から 30mm で、並進は 1.0mm 間隔で走査距離はノズルの中心軸の前後 30mm である。回転は 4.5° 間隔で 180° の範囲である。したがって一断

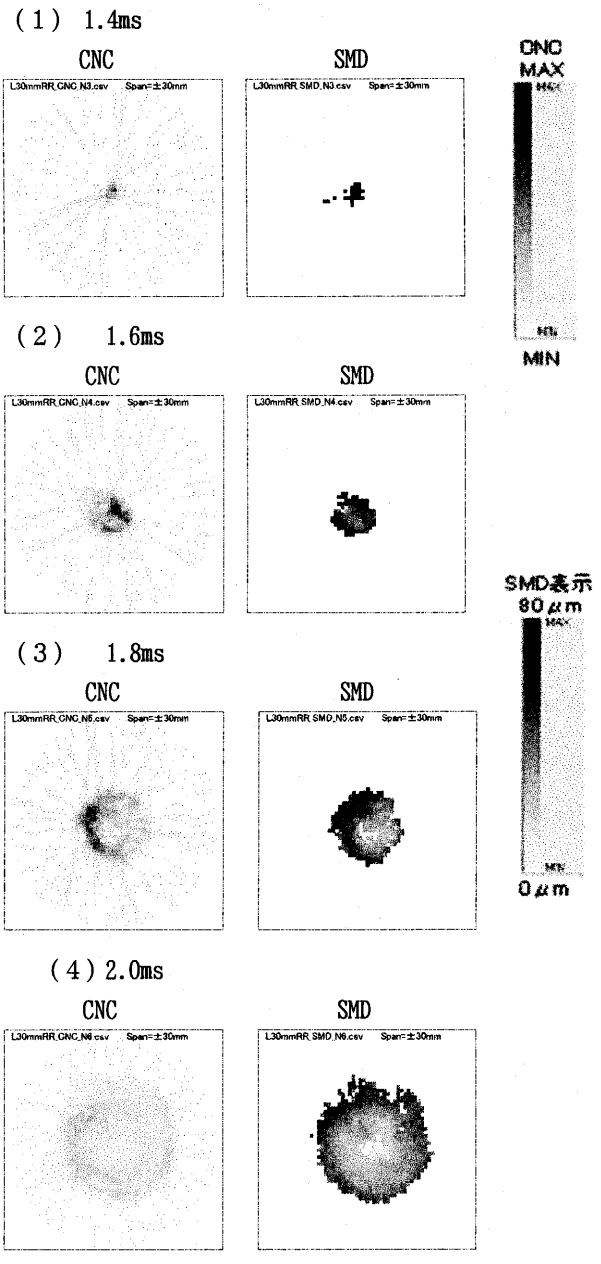
Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

面で61x40組の散乱データが取得された。

データのサンプリング方法は、LDSA-1500A の外部トリガ連続積算（遅延）により0．2msで25回の繰り返しによった。したがって、データの総数は 61 x 40 x 25=61,000となる。噴射回数は2,440である。測定時間は約30分であった。

5.2 筒内噴射燃料インジェクタ噴霧の時系列CT画像

測定時刻における濃度CNCとSMDのCT画像をFig.6に表示する。Fig.6からインジェクタ噴霧の立ち上がりから終了までの時間変化を捉えている。また粒径の変化、濃度と粒径の関係など噴霧の内部構造とその変化が測定されている。



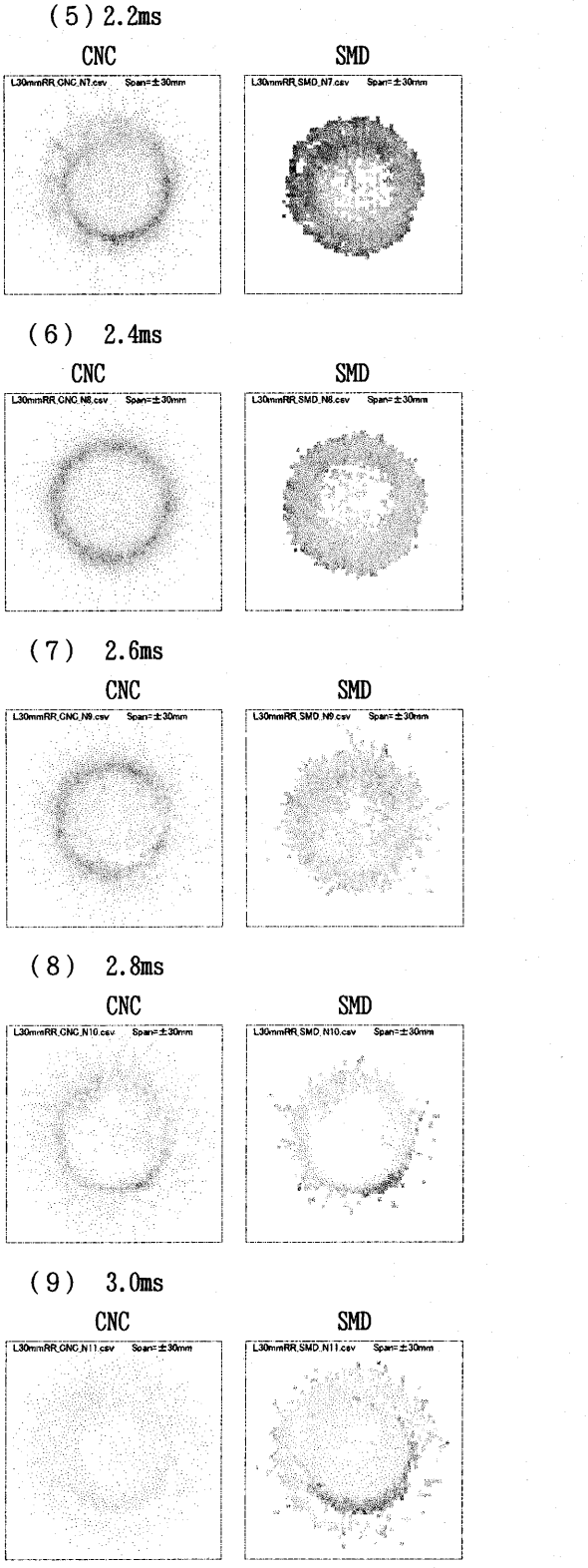


Fig.6 CT images of concentration and SMD in a transient spray from an fuel injector for DI gasoline engines

6．筒内噴射燃料インジェクタ噴霧の時系列3次元測定

ノズル噴口からの距離を変えて5節に記載したのと同様な測定を行うことにより、インジェクタ噴霧の時系列3

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

次元構造が捉えられる。その例を以下に紹介する。

6.1. 測定条件

インジェクタの作動条件や噴射液は既述の試験と同じである。測定断面や並進・回転走査の範囲と間隔、データサンプリング方法は、以下のとおりである。

(1) 測定面 L=10mm、15mm、20mm、25mm、30mm、35mm、40mm、45mm、50mm

(2) X 方向：スパン±15mm～±40mm　間隔 1.0mm

θ軸：移動間隔 4.5°　移動回数 40 回

(3) サンプリング方法

外部トリガ連続積算（遅延）

測定回数　25 回

測定間隔　0.2ms

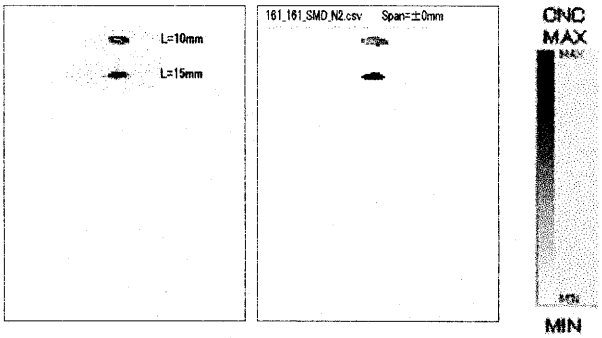
噴射条件は前項と同じ

6.2. 測定結果

筒内噴射燃料インジェクタ噴霧を、噴口からの距離 L=10mm から 50mm まで 5mm 間隔で時系列測定し、そのCT画像を斜め上方から見た図にして表示したのが図7である。CNC と SMD の空間的時間的変化の様子から噴霧の発達の様子が捉えられている。

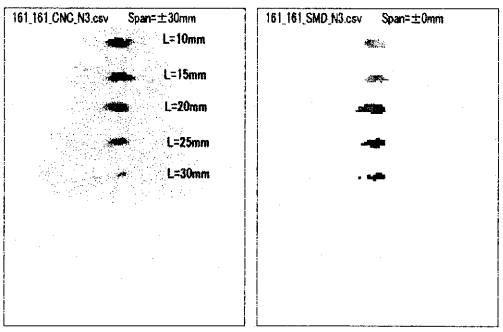
(1) 1.2ms

CNC　SMD



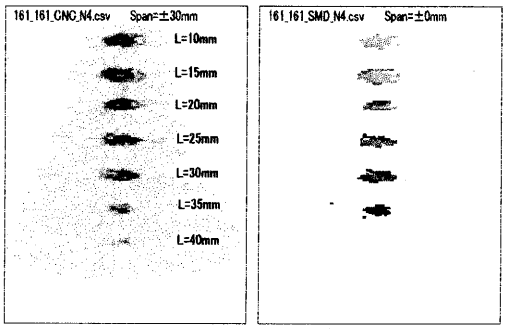
(2) 1.4ms

CNC　SMD



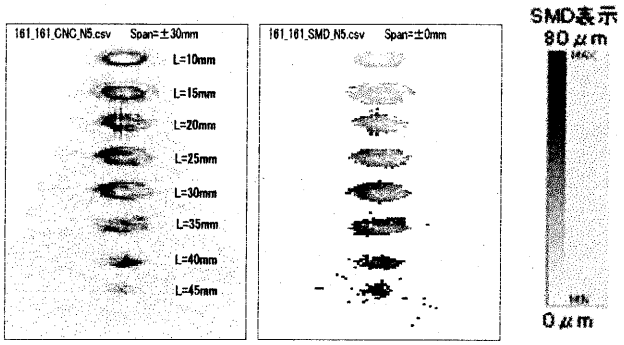
(3) 1.6ms

CNC　SMD



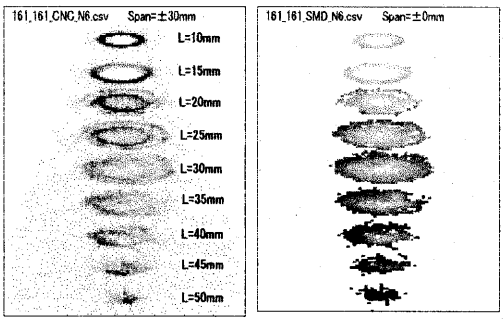
(4) 1.8ms

CNC　SMD



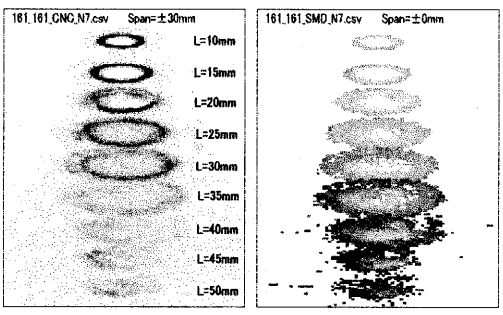
(5) 2.0ms

CNC　SMD



(6) 2.2ms

CNC　SMD



Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

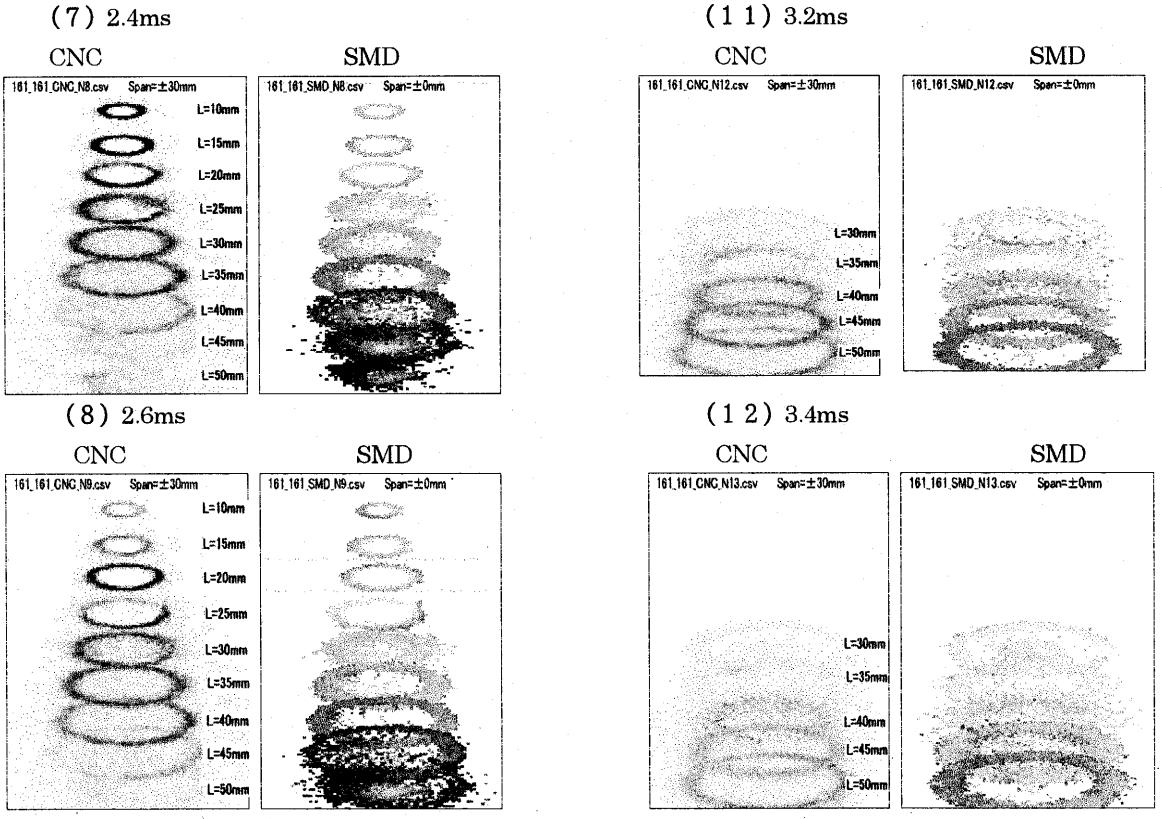


Fig.7. 3-D CT images of concentration and SMD in a transient spray from a DI Engine injector

7. まとめ

レーザ回折粒径計測装置を噴霧に対してレーザビームを自動で回転・並進照射することによりCT用データを取得することにより噴霧断面のCT画像を作成できた。

インジェクタ噴霧の測定では、測定断面の濃度のCT画像の時系列変化とともに、SMDの2次元図を作成できた。

連続噴霧の測定では、噴霧濃度の偏りとSMDの値の変化が測定できた。インジェクタ噴霧の測定では、時系列変化が測定できた。さらに断面を多層にわたって行うことにより3次元時系列測定が可能となった。

謝　辞

筒内噴射燃料インジェクタからの噴霧の計測に関し、群馬大学　志賀聖一助教授および同研究室諸兄にご協力いただいたことを記し、ここに謝意を表する。

参考文献

(1) Yule, A. J., et. al., Proc. Combst. Institute, 1981, pp. 1501-1510.

(2) Hayashi, S. Fluid Control and measurement, M. Harada, Ed., Pergamon Press, 1985, pp. 825-830.

(3) 高橋、林、清水、第12回微粒化シンポジウム講演論文集,(2003), pp. 341-345, 第13回微粒化シンポジウム講演論文集,(2004), pp. 137-1312.

(4) 林、日本機械学会　RC114研究成果報告書（最終）(1994), pp.291-299.

(4) 高橋、林、自動車技術会、No. 20-05, 20055066 (2005).

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

B−14

高温蒸気タービンシステムへのガスタービン技術の応用
−７００℃級再熱タービンシステムについて−

*福田　雅文（東芝），山下　勝也，津田　陽一

A Design Concept for Advanced Steam Turbine Systems
— 700℃ Reheat Turbine —

*Masafumi Fukuda(Toshiba), Yoichi Tsuda, Katsuya Yamashita

ABSTRACT

High efficiency pulverized coal power plant technology, especially materials and the design for high temperature turbine systems, is discussed. The development of materials has contributed to the high efficiency plant development, so far. The development of 12% Cr steel was a key in building the state-of-the-art 600-deg C class steam turbine system. It is believed that a 700-deg C class steam turbine system will be realized with Ni-based super alloys and austenitic steels. In the near future, the system with a 700-deg C reheat temperature and 630-deg C main steam temperature is promising for the pulverized coal power plant because of the need for only moderate development work, low capital expenditure, and its high efficiency.

Key words: Steam Turbine, Ultra Super Critical Steam Condition, Turbine, 12Cr, Super Alloy

1. はじめに

近年、中国やアジア各国などの経済発展によりエネルギー需要が高まり、原油や天然ガス等の化石燃料の価格が上昇している。最近の極端な動きは短期的なものとしても、大きな動きとして将来の化石燃料の価格上昇は必然的な様相を呈している。一方、電力自由化の流れの中で、競争に打ち勝つための安価な電力が求められている。このような状況下では豊富な埋蔵量で安定的に供給が可能な石炭が従来以上に重要な役割を演じると考えられる。

しかしながら、石炭を使うには燃焼ガス中のCO2やSOxを減らすために、高効率でクリーンな発電技術がたいへん重要である。ガスタービンをコアとした石炭ガス化複合発電は石炭を使う上で最も洗練された方法の一つであり、現在日本でも国家プロジェクトとして開発が進められている。また、超臨界圧蒸気条件の微粉炭焚き汽力発電システム（USC、Ultra Super Critical Steam Condition）はさらなる高効率化を目指しており、近未来において最も確実な技術と考えられる。

本稿ではUSCに関し、従来よりも大幅な高温を可能とするタービンシステムについて述べる。

2. 汽力発電システム

Fig.1 に汽力発電システムの蒸気条件変遷の様子を示す。

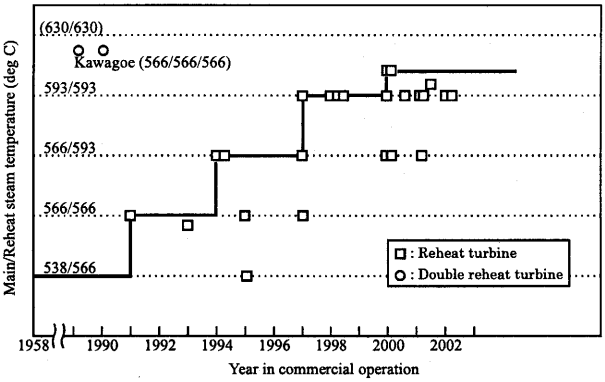


Fig.1 Steam Temperature in Large Units

長い間主蒸気温度５３８℃、再熱蒸気温度５６６℃が標準的であったが、１９９０年代から徐々に温度が上昇し、最近では電源開発橘湾等で主蒸気６００℃／再熱蒸気６１０℃が実現している。

このような温度上昇には高温材料の開発の成果が寄与している。その中でも、９～１２Cr系フェライト材の改良は特筆に価する。Fig.2には東芝で開発されたロータ用１２Cr材のクリープラプチャ強度を示す[1]。TOS１０１はガスタービン材料であるH４６をベースとして開発され、主として蒸気温度５６６℃級で使用されている。TOS１０７はTOS１０１にタングステンを加えさらに高温化したもので、５９３℃級向けである。TOS１１０はコバルトやボロンの添加により６００℃級での使用を可能としている。１９８１年から２０００年にかけて実施されたさまざまな開発プロジェクトにより、９～１２Cr系フェライト鋼での主蒸気

第３３回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

温度６３０℃、再熱蒸気温度６３０℃の達成可能性が示唆された。その結果実際のプラントで前述のような蒸気温度の向上がなされ、近い将来には６３０℃級のプラントが実現すると推測される。

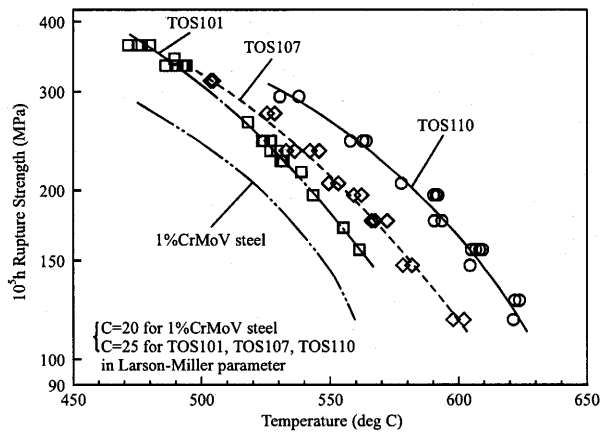


Fig.2 Creep Rupture Strength of Rotor Steels

本稿ではこのような６３０℃の技術をベースとし、さらに高い７００℃級を狙うコンセプトについて検討する。

3. 高温蒸気タービンシステム

７００℃級への高温化により Fig.3 のような熱効率の向上が図れる。

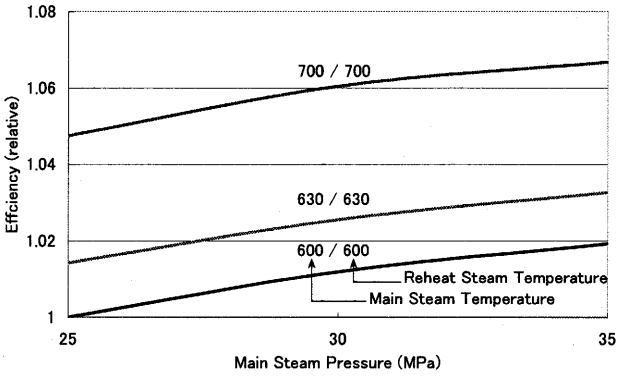


Fig.3 Thermal Efficiency of High Temperature Steam turbine

これを実現するために従来のフェライト鋼の改良に加え、オーステナイト鋼や Ni 系の超合金の採用が検討されている。特に、主蒸気７００℃の条件を達成するには高圧タービン、高圧蒸気弁に Ni 系の超合金の採用が不可欠である。しかしながら、Ni 系の超合金にとってはケーシング、ロータ等の大型部品は従来の実績をはるかに上回るサイズとなり、製造技術開発が必要で、信頼性の検証には時間と費用がかかる。また、ボイラ、配管についても同様なことが言える。一方、再熱蒸気温度７００℃のタービンについて考えてみると、圧力条件は最新の高温ガスタービンと同レベルで、タービン入口温度はガスタービンよりもかなり低い。故に、ガスタービンの設計思想を一部に取り入れることにより、７００℃級の再熱タービンの設計が容易になることが想像され、主蒸気７００℃にくらべ遥かに少ない開発、検証で実現が可能であると予測された。そこで再熱蒸気７００℃に着目し、現状達成可能な６３０℃の技術との組み合わせを比較した（Fig.4）。

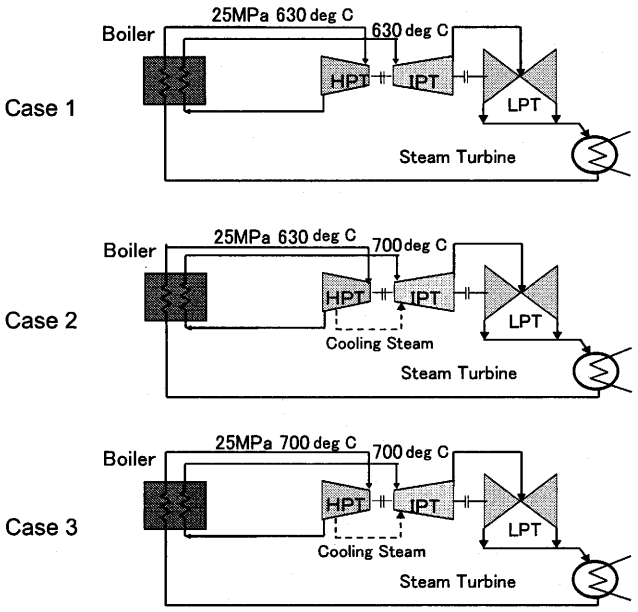


Fig.4 Flow Diagrams

ベースとしてケース１主蒸気６３０℃／再熱蒸気６３０℃をとり、それに対し蒸気条件を向上したケース２として主蒸気６３０℃／再熱蒸気７００℃、さらに向上したケース３として主蒸気７００℃／再熱蒸気７００℃をとった。
それらを比較すると Table 1 のようになる。

Table 1 Turbine Systems

			Case 1	Case 2	Case 3
Steam Temperature					
	Main	deg C	600	630	700
	Reheat	deg C	600	700	700
Steam Pressure					
	Main	MPa	25	25	25
	Reheat	MPa	5	5.5	5.5
Thermal Efficiency		---	Base	1.03	1.047
Material (Typical)					
	HPT	---	12Cr	12Cr	Ni base
	IPT	---	12Cr	12Cr, 25Cr	12Cr, 25Cr
	Valve	---	12Cr	12Cr, Ni base	Ni base
Development Priod		---	Done	Short	Long
Development Cost		---	Base	Low	High
Operability		---	Base	Same	Low

ケース３は主蒸気温度、再熱蒸気温度ともに７００℃なので、熱効率は最高になる。しかし、７０

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

０℃の主蒸気温度を達成するために、ボイラ過熱器、主蒸気配管、主蒸気弁、高圧タービン等の大型部品に Ni 系の超合金が必要になる。Ni 系の超合金による大型部品は前述のように開発期間、開発コストがかかる。また、Ni 系の超合金は従来の１２Cr 鋼にくらべ線膨張係数が大きく熱伝導率が低いため,、起動、停止時に熱応力が発生し易く、これを制限するために運用面での配慮が必要になると考えられる。プラント全体の建設コストはケース１に対して増えると予想される。ケース２の熱効率はケース１とケース２のほぼ中間である。主蒸気温度が６３０℃なのでボイラ過熱器、主蒸気配管、主蒸気弁、高圧タービンには従来の１２Cr 等のフェライト鋼が適用できる。一方再熱器、再熱蒸気管、再熱蒸気弁、再熱タービンは７００℃の条件を達成するために一部にNi系の超合金を採用する必要がある。しかしながら、ガスタービンで実績のある冷却技術を一部に適用することにより、Ni 系の超合金適用部品は制限できる。その内容は次章で説明するが、結果的に、運用性はケース１と同程度、開発期間は短く、開発コストも低い。プラント全体の建設コストはケース１とほぼ同程度と考えられ、ケース２のコストパフォーマンスは高い。

将来的には熱効率が高く、CO2 排出量も少ない主蒸気７００℃が実現すると考えられるが、商用化までにはまだ幾ばくかの時間がかかると推測される。そこで、熱効率は若干劣るが、至近年の可能性を追及することを目的としてケース２（６３０℃／７００℃）の設計的な検討を行った。また、将来の主蒸気７００℃に対しても再熱部分は今回の検討結果をそのまま流用できると考えた。

４．再熱７００℃の概念設計

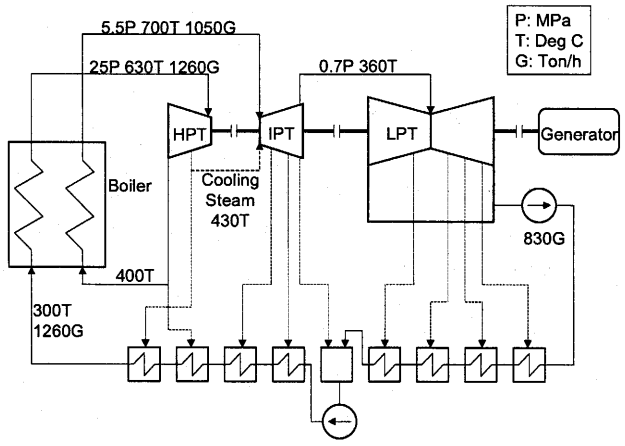


Fig.5 Mass and Heat Balance of Case 2

Fig.5 にマス・ヒートバランスを示す。出力５００MW とし、主蒸気６３０℃、２５MPa、再熱蒸気７００℃、５０atg とした。給水温度は極力上げた。最終段湿り度をキープするためと低圧タービン入口温度を低めにするために再熱蒸気圧力は若干上げてある。中圧タービンはロータ冷却が必要であり、冷却蒸気は高圧タービン抽気を使った。極端な温度変化を嫌いコールドリヒートからの蒸気は採用しなかった。

再熱タービンの設計にはガスタービンの考え方をいくつか導入した。７００℃の再熱タービンとガスタービンの比較を Table2 に示す。圧力レベルはほぼ同じだが温度はガスタービンの方が高い。構造的には、ガスタービンは一種の内燃機関でありタービンには燃焼器から直接高温ガスが供給される。それに対して、汽力システムは外燃機関であり、再熱タービンの作動蒸気は外部のボイラから配管を介して供給される。基本的な両者の違いは作動媒体が燃焼ガスか蒸気かということ以外には上述のように温度と作動流体の供給方法しかない。故に、ガスタービンの設計思想を従来の蒸気タービン構造に取り入れることは可能である考えた。具体的には、翼プラットホームの下部にシャンクを配置して蒸気通路とロータを熱的に隔離することと、ケーシング側の冷却である。一方、蒸気導入部はガスタービンにないので、７００℃の蒸気を保持するための二重構造を採用した。

Table 2 Gas Turbine and IPT

		Gas Turbine	IPT
Turbine Inlet Temperature	deg C	1000-1300	700
Turbine Inlet Pressure	Mpa	1.5-3.5	5
Rotor Temperature	deg C	400-500	400-600
Casing Temperature	deg C	200-400	400-600
Blade Material Temperature	deg C	600-900	650
Nozzle Material Tempreture	deg C	600-900	700

Fig.6 に再熱タービンの構造を示す。７００℃の再熱蒸気はタービン上部から流入する。蒸気入口部分は２重構造となっており、オーステナイト系耐熱鋼またはNi系超合金製の内管により７００℃の蒸気を隔離している。内管はやはりオーステナイト系耐熱鋼またはNi系超合金製の第１段ノズルケーシングに接続しており、７００℃の再熱蒸気はこの中をとおりタービン通路部に導かれる。１～３段の動翼は従来よりも高温であり Ni 系超合金が適用される。また、ロータの１～３段には冷却蒸気を通し、蒸気通路部とは翼シャンク等により隔離、冷却する。これによりロータ材には Ni 系の

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

超合金は必要とせず、従来の１２Cr 鋼を用いることができた。内部ケーシングは高温蒸気通路部側を冷却されたカバープレートで覆い、高温蒸気通路部とは隔離した。その材質も１２Cr 鋼とした。この結果、７００℃の蒸気は全て高温部材で隔離されるので、外部ケーシングは従来の低合金鋼で対応可能となった。

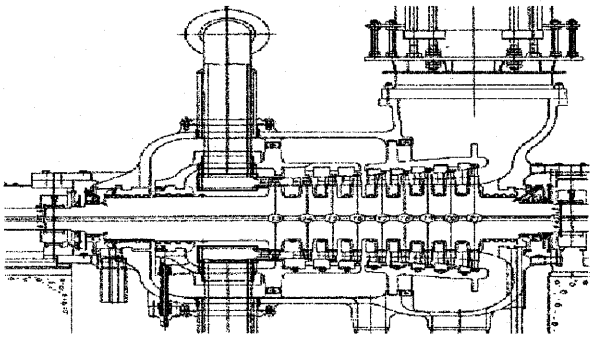


Fig.6 IPT Cross Section

再熱蒸気弁は冷却が困難で設計的な工夫がしにくい部品である。今回の検討では従来構造を踏襲し、ケーシングに Ni 系超合金を適用することとした。その結果、Fig.7 のような形状となり、起動停止にともなう熱応力も適正なレベルに抑えることができた。

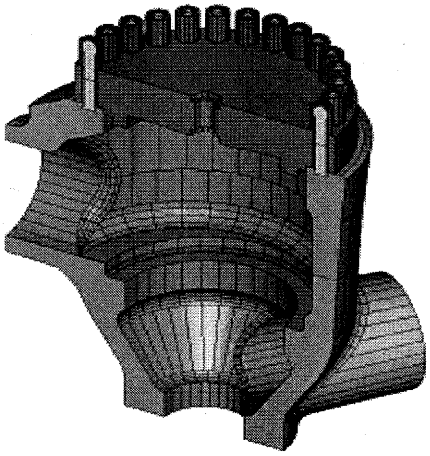


Fig.7 Analysis Model of Reheat Valve

このようにガスタービンの設計思想を取り入れることにより、再熱タービンについては７００℃の蒸気導入部、翼の一部と再熱蒸気弁について Ni 系の超合金を使うが、大型のロータ、ケーシングについては従来材料で対応が可能であることがわかった。

また、再熱７００℃のコンセプトは既存プラントのリパワリングにも適用可能である。

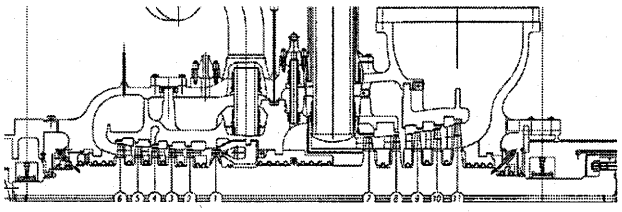


Fig.8 Single Casing Type HPT and IPT

当社が納めたプラントは高中圧一体型が多く、再熱タービンを高温化する上でスペース的な制約がある。そこで、５３８℃／５６６℃の超臨界圧プラントを例に取り、タービン７００℃への改造の検討を行った(Fig.8)。既存の基礎をそのまま使い６３０℃高圧タービンと７００℃中圧タービンを設置できる。ボイラ側も改造が必要であるが、限られた範囲に留まり、タービン、ボイラ共に最小限の改修で高温化が可能であることがわかった[2]。

５．結論

従来蒸気タービンは９～１２Cr フェライト鋼により６３０℃級までの高温が可能とされてきた。そして、さらに高温の７００℃級を目指すには大型の Ni 系超合金が必要で材料開発、コスト等問題があると言われてきた。しかしながら、本稿ではガスタービンの設計思想を取り込んだ再熱蒸気タービンのコンセプトを提案し、７００℃級でも Ni 系超合金の使用個所を大幅に絞り込むことができることを示した。その結果、経済性の高い７００℃級システム実現の早期化が可能となり、ひいては CO2 排出削減等の環境対策の一助となることを期待するものである。

参 考 文 献

1) Fukuda, M., Tsuda, Yoichi, et al.: Materials and Design for Advanced High Temperature Steam Turbines, 4th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants, Oct. 2004

2) Iwasaki T, Construction Planning of 600/620-deg C USC Boiler in Japan, 4th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants, Oct. 2004

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

小型貫流ボイラ発電システムのシステム解析

*古谷　博秀（産総研），満田　正彦（神戸製鋼）

System analysis of Power Generation system with Small Flowing-through Boiler

*Hirohide FURUTANI(AIST), Masahiko MITSUDA(Kobe Steel Ltd.)

ABSTRACT

The development of the 100kW radial steam turbine power generation system with the small flowing-through boiler was introduced. The 250,000 units of the small flowing-through boilers of which heat transfer area is less than 10 m^2 are distributed in Japan. Now, these boilers are used just as heat source. By adding a steam turbine to these boilers, the system is used not only as heat source but also as power supply. The radial turbine which is preferable compared with an axial turbine under the small pressure ratio condition is selected, because the pressure of these boilers is limited below 1MPa by Japanese laws. In this paper, for discussion the potential of this system, the simple system analysis has been carried out under the ideal condition. The results show that the re-powering efficiency is quite good and the system have a good potential of energy conservation.

Key words: Power Generation, Boiler, Steam Turbine, Re-powering

1．はじめに

現在、規制および省エネルギー性の面から新設されているボイラの台数で95%、容量でも80%以上が小型貫流式ボイラであり、その数は国内で数万のオーダーである。このボイラで生成される蒸気は、法令上1MPa以下で発生されるが、プロセスにおいては0.5MPa以下の比較的低い蒸気圧の用途に用いられることも多く、この圧力差を小型のラジアル蒸気タービンで上手く利用することによって、高いリパワリング効率での動力発生が可能となり、現状の利用と比較して省エネルギー性の高いシステムを構築できる可能性がある。本報告では、より単純なシステム構成を用いてこれを解析することによってそのポテンシャルと特性を把握することを目的とする。

2．解析条件と解析結果

2.1　小型貫流ボイラ発電システムの応用例

図1に単純なボイラ（上段：Case1)、および、ボイラ出口で過熱蒸気として配管での蒸気のロスを防いだケース（中段：Case2)、最も簡単な蒸気タービンを用いたサイクル（スチーム再生サイクル）*2として水素ー酸素燃焼を利用して蒸気を加熱し、小型蒸気タービンによって動力を回収するケース（下段：Case3）での蒸気の利用条件と、そのエネルギー入出力量の例を示す。

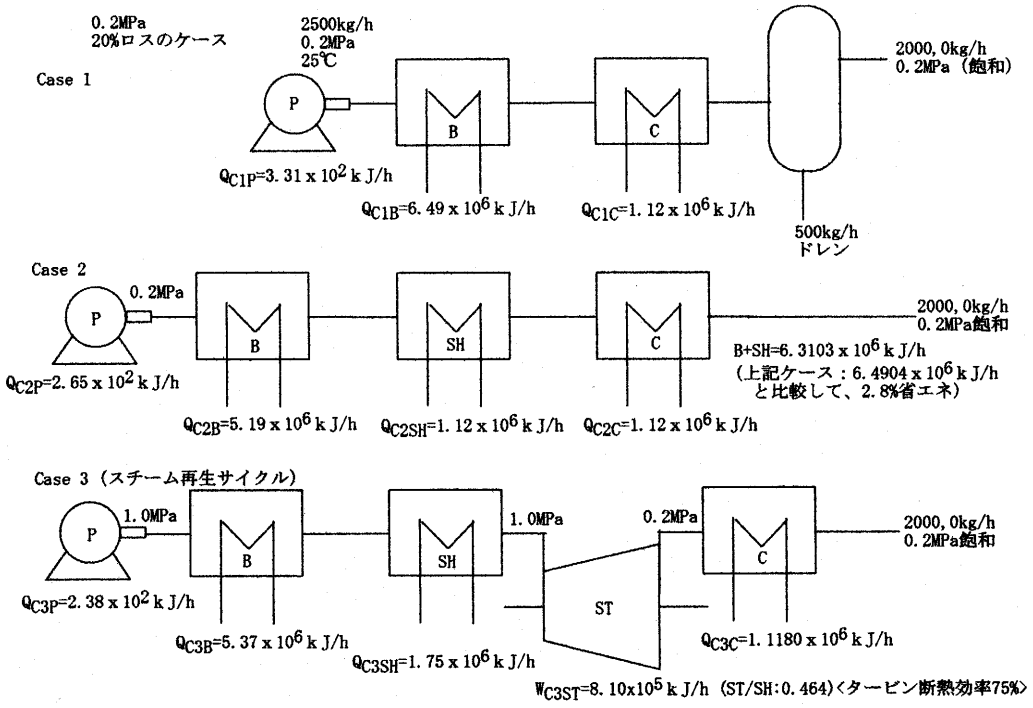


Fig.1　Application Example of Power generation system with Small Flowing-through Boiler

図1中で、Pはポンプ、Bはボイラ、SHはスーパーヒータ、

第33回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2005.9，（伊勢）

Download service for the GTSJ　via 3.16.56.30, 2025/05/01.

Cは配管での熱ロス、ＳＴはスチームタービンを表し、それぞれのエネルギーのやり取り Q とスチームタービンの出力 W が示されている。Case3 では、ボイラの出口圧力を 1.0MPa、これ以外のケースでは、プロセスでの使用蒸気圧力と同じ 0.2MPa とした。蒸気の流量は 2ton/h 一定とした。ここでは議論を簡単にするために圧力損失の影響は小さいとして無視している。仮定として、直接ボイラを使用する Case1 では、20%の蒸気が配管でドレンになるとし、この分の熱損失を 3 つの条件で一致させた。Case2 のスーパーヒータを用いるケースでは、この熱損失に相当する熱をスーパーヒータであらかじめ蒸気に供給し、ドレンの発生を防いでいる。この場合、プロセスに供給される飽和蒸気量は同じで、供給するエネルギー量は 2.8%減少し、省エネルギー効果がある。さらに、Case3 のスチーム再生サイクルにおいては、ボイラで 1.0MPa の蒸気を発生し、スーパーヒータで過熱した後、小型スチームタービンで回収し、この出口を中段でのボイラ出口条件にそろえることによって、スチームタービン以後の条件をそろえている。

この Case 2 と Case3 のスチーム再生サイクルを比較した場合、ボイラとスーパーヒータに投入したエネルギーの合計は、

Case 2 では、$Q_{C2P} + Q_{C2B} + Q_{C2SH} = 6.31 \times 10^6$
Case 3 では、$Q_{C3P} + Q_{C3B} + Q_{C3SH} = 7.12 \times 10^6$
となる。

これらの差は、8.10×10^5 となり、スチームタービンの出力に一致する。これは、Case2 に対して、Case3 で、ボイラとスーパーヒータに過剰に投入したエネルギーの全てを小型スチームタービンで回収することが出来ることを示している。Case 2 と同等のケースはすでに多くの現場にあり、これらをスチーム再生サイクルの Case 3 のように変更することによって、スーパーヒータの効率に近い高い効率のエネルギー変換と同等の意義があることとなる。

2.2 システム性能解析

スチーム再生サイクル Case3 と Case 2 の比較において、Case3 のスチームタービン以後と、Case2 のスーパーヒータ以後の条件は一致するため、理論的に投入エネルギーの差は全てスチームタービンの出力として取り出すことが出来る。つまり、$W_{C3ST} = Q_{C3P} + Q_{C3B} + Q_{C3SH} -$ $(Q_{C2P} + Q_{C2B} + Q_{C2SH})$ が成立し、各損失を考慮しない計算においては、新たに投入した熱量に対する増加出力の割合を表すリパワリング効率は画期的な数値となる。

2.2.1 タービン断熱効率の影響

タービンの断熱効率を変化させた場合のスチームタービンの出力を図 2 に示す。蒸気流量は図 1 と同じく 2ton/h、ボイラ出口圧力は 1MPa(飽和)、プロセス入口圧力は 0.2MPa として、計算を行った。スチームタービンの出力はタービンの断熱効率に対して単調に増加し、2ton/h での蒸気量に対して、これまでの調査結果で比較的実現可能と考えられる、タービンの断熱効率 70%程度で、200kW 程度の動力を発生しうることがわかった。また、この場合のタービン入口温度（スーパーヒータ出口温度）は、図 3 のようになり、タービンの断熱効率 70%程度で 580℃程度であり、1MPa で比較的圧力が低い条件であることを考えると、実現可能な範囲であると考えられる。

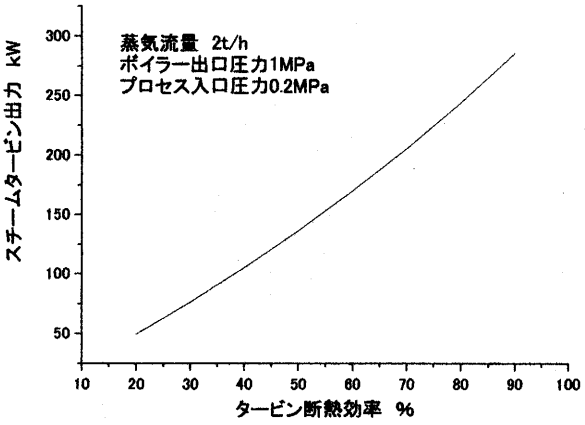


Fig.2 Effect of Turbine Adiabatic Efficiency

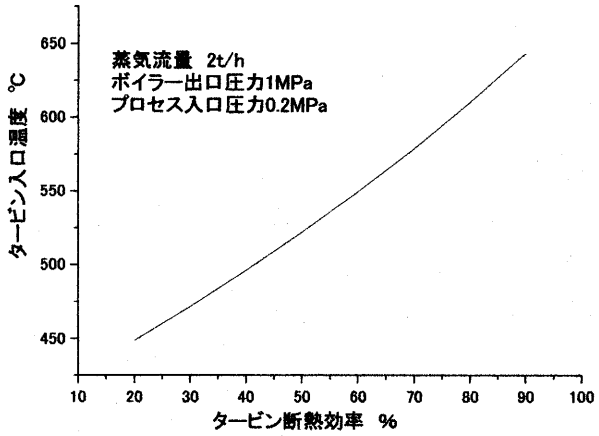


Fig.3 Needed Turbine Inlet Temperature

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

2.2.2 膨張比の影響

小型貫流ボイラとして認定されるボイラ出口圧力は 1MPa 以下であり、プロセスの使用蒸気圧力条件が変化した場合、システムの性能に大きな影響を及ぼすと考えられる。そこで、ボイラ出口圧力を 1MPa、プロセスでの使用蒸気圧力を 0.2、0.3、0.5 の 3 段階に変化させて、スチームタービンにおける膨張比を変化させシステムの解析を行い、その特性を調べた。蒸気流量は 2.0ton/h とした。スチームタービン出力への影響について図 4 に示す。プロセス入口圧力が増加するにつれて急激にスチームタービン出力が減少することがわかる。これは、膨張比が小さくなるためスーパーヒータで過剰に投入できるエネルギーが小さくなったためで、これに伴い、タービン入口温度も同様に減少している。この結果より、本システムはプロセス圧力が低い場合に有効な手法であると考えられる。

一方、規制の問題はあるが、技術的にはボイラ出口圧力を増加させることが可能であることから、ボイラ出口圧力の影響について解析を行った。プロセス入口圧力 0.5MPa、蒸気流量 2ton/h タービン断熱効率 70%における解析結果を図 5 に示す。図よりボイラ出口圧力はスチームタービン出力に非常に大きく影響し、ボイラ出口圧力が 2.5MPa でプロセス入口圧力が 0.5 の時には、プロセス圧力が低いケースで同じく膨張比が 5 の時と同様の出力が得られることがわかる。

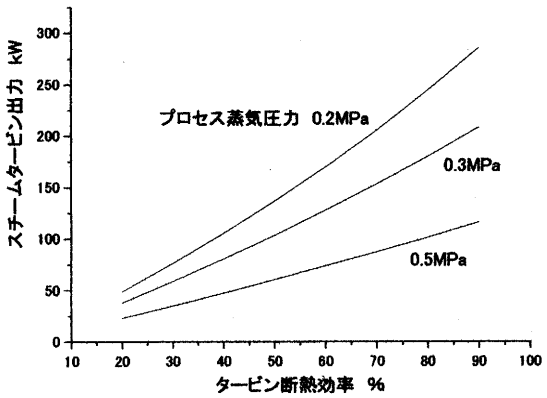


Fig.4 Effect of Turbine Outlet Pressure

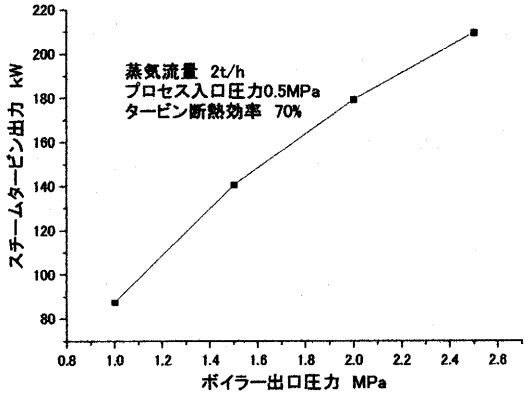


Fig.5 Effect of Turbine Inlet Pressure

3．まとめ

小型ボイラに小型蒸気タービンを適用した場合、各機器のさまざまなロスを考慮しない理想的な条件下においては、リパワリング効率がスーパーヒータの効率に匹敵する画期的な省エネルギーシステムの実現の可能性があることがわかった。但し、スチームタービンでの出力は、ボイラおよびスーパーヒータに投入した熱量に対しては小さな値となる（数%から十数%程度）ことから、応用先としては、すでに小型貫流ボイラが副数台設置され、蒸気を多く利用する場合に最も適していると考えられるが、本システムを付加した場合のボイラ自身やスーパーヒータへの影響については注意深く評価する必要がある。現在、小型蒸気タービンの試作および試験により単体の性能評価を行うとともにと共に、システム全体においてもより詳細なシステム解析によりその評価を進めている。

謝辞

本小型貫流ボイラ発電システムの研究開発は、経済産業省からの交付金を原資とし「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして実施する NEDO 技術開発機構との(実用化開発フェーズ)共同研究である。

参考文献

1) エネルギー有効利用基盤技術先導研究開発「多様なニーズに対応するフレキシブルタービンシステムの研究開発」平成 13 年度、平成 14 年度報告書

2) Hirohide, F., Nikolaj, U., Medium-Pressure Hydrogen-Oxygen Combustion Turbeine System for Utilization of Industrial Waste Heat, JSME International Journal, Series B, Vol.47, No.2, 2004

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.

編集・発行　©　(社) 日本ガスタービン学会　150　2005 . 9

Download service for the GTSJ via 3.16.56.30, 2025/05/01.